



초대형 풍력발전기 설계를 위한 블레이드 초기 구조 설계 방법에 관한 연구

이상래^{1)*} · 신상준²⁾

Study on Initial Structure Design Method for Large-scale Wind Turbine Blade

Sang-Lae Lee^{1)*} · SangJoon Shin²⁾

Received 23 July 2025 Revised 28 August 2025 Accepted 14 September 2025 Published online 16 December 2025

ABSTRACT The structural design of large-scale wind turbine blades is inherently complex due to their composite material configuration and geometric scale. Conventional finite-element (FE) methods have been widely adopted for blade modeling and analysis; however, such approaches demand considerable computational resources and extended processing time. Furthermore, the multitude of design parameters involved often impedes systematic parametric investigations, thereby limiting efficiency in the early design stages. This study proposes a preliminary analytical framework for the initial structural design of laminated composite wind turbine blades, formulated on the basis of classical lamination theory (CLT). The constitutive relations of composite laminates are employed to derive an analytical design methodology, which is subsequently benchmarked against a three-dimensional FE blade model. Comparative results demonstrate strong correlation between the analytical predictions and FE simulations, validating the effectiveness of the proposed approach. The presented design scheme provides a rigorous yet computationally efficient foundation for early-stage blade development. It enables simplified modeling, facilitates flexible design modifications across diverse case studies, and significantly reduces computational effort relative to conventional FE-based methods. Consequently, the proposed methodology offers a practical tool for accelerating the preliminary design process of large composite wind turbine blades while maintaining structural reliability.

Key words Wind Turbine Blade(풍력발전용 블레이드), Structural Design(구조 설계), Classical Lamination Theory(고전 적층판 이론), Analytical Approach(분석적 접근), FEA(유한요소 해석), Preliminary Design(초기 설계)

1. 서론

풍력터빈 블레이드의 설계는 공력 설계, 구조 설계, 하중 해석 및 구조 건전성 평가 절차를 통해 수행되며, 최종 공력 및 구조 성능이 설계 시점에 설정된 목표 규격을 만족할

때 설계가 완료된다.^[1~4] 특히 구조 설계는 상대적으로 오랜 기간이 소요되므로, 초기 설계가 타당해야 한다. 이러한 이유로, 블레이드 개발 과정에서 초기 구조 설계에는 국제전기기술위원회 IEC(International Electrotechnical Commission) 풍력 등급 하에서 유사한 용량, 길이, 중량을 가진 기존 블레이드의 복합재 구조와 특정 설계 값이 활용되어 왔다.^[5,6]

한편, 블레이드의 구조 설계와 관련하여, 헬리콥터^[7] 및 항공공학 분야^[8]에서는 이미 구조 최적화를 위한 많은 연구가 수행되어 왔다. Lim *et al.*^[9]은 다단계 최적화 기법을 이용하여 리프트 오프셋을 갖는 복합 회전익기의 로터 최적

1) General Manager, Wind Energy Business Team, Korean Register of Shipping

2) Professor, Department of Aerospace Engineering, Seoul National University

*Corresponding author: sllee@krs.co.kr

Tel: +82-70-8799-8769

화 프레임워크를 개발하였다. 이 연구에서는 일차원 보 해석을 통해 고속 전진 비행 성능과 로터의 경량화가 연구되었다. Friedmann *et al.*^[10]은 변분 점근법에 기반한 복합재 보 단면 해석과, 종합적 회전익 해석의 일환으로 헬리콥터 로터 블레이드 간의 적합성을 검토하였다. Kovalovs *et al.*^[11]은 실험계획법과 반응표면 기법을 기반으로 능동 비틀림 제어를 위한 헬리콥터 로터 블레이드 설계의 수치 최적화를 수행하였다.

이러한 맥락에서, 블레이드 구조는 풍력터빈 블레이드의 강성에 결정적인 영향을 미치며, 따라서 풍력터빈 연구에서 가장 중요한 분야 중 하나이다. Balokas와 Theotokoglou^[12]는 준정적 유한요소해석(FEA)과 후처리 기법을 활용하여 GFRP(Glass Fiber Reinforced Plastic) 및 CFRP(Carbon Fiber Reinforced Plastic) 재료로 제작된 블레이드 박스 거더의 플랩 방향 하중 거동을 연구하였다. 2차원(2D) 및 3차원(3D) 유한요소 모델을 통해 응력 분포와 처짐 수준이 도출되었다. Hayat과 Ha^[13]는 대형 블레이드의 기존 복합재 적층 설계를 개선하기 위해 전형적인 블레이드 스킨 적층판에 대한 매개변수 연구를 수행하였다. 또한, 다목적 최적화를 통해 모든 설계 요건을 동시에 평가하고 모든 설계 하중 조건을 고려하여 블레이드 복합재 적층의 최적 설계를 도출하였다. Perry *et al.*^[14]은 100 m 이중날개 풍력터빈 블레이드의 보 구조 설계를 제시하였다. 그들은 100 m 이중날개 블레이드를 위한 내부 “이중날개 보(biplane spar)” 구조 설계에 초점을 맞추었다. 여러 보 구조가 설계되어 Sandia SNL100-00 블레이드(“단일날개 보(monoplane spar)”) 및 이중날개 블레이드(“이중날개 보(biplane spar)”)를 근사하였다. Jang과 Ahn^[15]은 초기 비틀림이 있는 복합재 슬렌더 링 구조에 대해 VABS를 이용한 2차원 선형 단면 해석, 복원 관계, 그리고 1차원 비선형 보 해석 이론을 제시하였다. Choi *et al.*^[16]은 천으로 덮인 풍력터빈 블레이드의 구조 설계를 연구하였다. VABS를 통해 계산된 블레이드 단면의 구조적 특성은 기준 모델인 NREL-5 MW 풍력터빈 블레이드와 비교되었다. Barr와 Jaworski^[17]는 가변 각도 스프레드 토우(Spread Tow) 복합재료를 사용하여 공기역학적 하중 하에서 굽힘-비틀림 연성 변형을 구현할 수 있도록 정적 공탄성 성능을 최적화하였다. 또한 Liao *et al.*^[18]은 풍력터빈 블레이드의 보 캡 최적화를 검토하였다.

보의 두께와 위치가 설계 변수로 선택되었고, 비정상 블레이드 요소 운동량(BEM) 기반의 공탄성 시뮬레이터가 사용되었다. 선행 문헌들을 통해, 블레이드 구조 설계에서는 보 캡의 최적 설계와 수많은 반복적인 설계 변경이 필요함이 밝혀졌다.

기존 연구들이 보여주듯, 블레이드 구조 설계와 관련 내용이 가장 집중된 분야였다. 또한 풍력터빈 블레이드 구조 설계의 경우 대부분 유한요소해석(FEA)이 적용되어 왔다. FEA는 복잡한 구조 특성상 다양한 해석 및 계산에 필수적이나, 재료, 형상, 하중 조건 등 다수의 설계 변경을 능동적으로 처리하기에는 불편하다. 대형 복합재 블레이드의 모델링과 평가에는 막대한 계산 자원과 시간이 요구된다. 따라서 블레이드 초기 구조 설계 단계에서 FEA의 사용 횟수를 줄일 수 있다면 블레이드를 보다 쉽고 빠르게 설계할 수 있을 것이다. 이러한 과도한 설계 부담을 동반하는 FEA의 대안으로, 접근이 용이한 새로운 설계 방법 제안이 필요하다.

본 논문은 검증된 구조와 공력 특성을 가진 기존 블레이드의 구조 특정 결과를 활용하여, 고전 적층 이론(CLT)과 1차원 보 공식에 기반한 대형 풍력터빈 블레이드의 예비 구조 설계 방법론을 제시한다. 기존 대형 블레이드의 결과를 기존 블레이드의 구조 규격으로 활용하며, 구조 설계는 보 캡에만 집중한다.^[18] 대부분의 계산은 1차원 보 공식을 기반으로 처리된다. 제안된 설계 절차 검증을 위해 상용 소프트웨어 결과와 블레이드 처짐을 비교한다. 본 설계 기법을 활용하면, 상대적으로 적은 컴퓨터 자원과 노력으로 짧은 기간 내 다양한 설계 사례 연구를 위한 단순 설계 접근과 유연한 설계 변경이 가능하다.

2. 제안된 설계 절차

풍력터빈 블레이드 설계를 위해서는 재료 물성, 형상, 설계 하중 등 다양한 정보와 관련 지식 및 경험이 요구된다. 따라서 내부 정보가 충분하지 않거나 경험이 부족한 경우에는 어려운 공학적 과제가 된다. 이러한 상황에서 기존 블레이드로부터 강성, 중량, 두께와 같은 특성을 비교·획득하는 방법은 유용하다. 실제로 여러 블레이드 설계 기관에서는 블레이드 설계 및 평가 단계의 타당성 검증을 위해 이

러한 접근을 채택해 왔다. 이는 자체 설계 결과가 충분히 축적되지 않은 경우 설계를 검증하는 효율적인 방법이 될 수 있다.^[5,6]

로터 블레이드 설계 과정의 순서도는 Fig. 1과 같다. 구조 설계에서는 표준화된 스팬 캡 두께 분포의 추세선 예측, 보 캡의 축방향 및 비틀림 연성 강성 계수, 블레이드의 1차 원 보 공식을 통한 처짐 해석 등 다양한 설계 접근이 제안되었다. 먼저 기존 블레이드를 참조하여 보 캡 두께를 블레이드 길이에 대해 무차원화한다.

그 후 이 정보를 바탕으로 기존 블레이드의 보 캡 두께를 추정할 수 있도록 공식화한다. 이 추세선 공식을 통해 보 캡 두께에 따른 적층 수가 결정된다. 다음으로, 보 캡 섬유의 최적 배향각을 결정하기 위해 CLT에 기반하여 여러 재료와 각도를 적용한 사례 연구를 수행하여 최적 조합을 도출한다. 초기 구조 설계에서는 탄소섬유강화플라스틱(CFRP) 및 유리섬유강화플라스틱(GFRP)을 대상으로, 다양한 섬유 배향각에 따른 각 블레이드 단면의 축방향 강성과 연성 계수를 추정한다. 또한 블레이드를 1차원 보로 치환하고 길이 방향으로 여러 구간으로 나누어 각 단면의 선단 처짐을 예측한다. 이 과정을 다른 요소에도 반복 적용하여 최종적으로 전체 블레이드의 선단 처짐을 구간별 결과의 누적값으로 산출한다.

예측된 선단 처짐 결과는 타워 간극과 비교하여 안전 여

유를 검토한다. 블레이드 초기 설계에서 최대 변위값이 타워 간극 허용 범위 내에 있으면 추가 설계 변경 없이 상세 설계 단계로 진행한다. 반대로 최대 변위가 허용 범위를 초과하면, 설계 조건에 따라 재료, 섬유 배향각, 보 캡 두께, 형상 등 적절한 수정이 필요하다. 이러한 반복 설계가 완료된 후, 초기 구조 설계 결과를 기반으로 FEA, CFD 등을 활용한 상세 설계 단계로 이어진다.

2.1 스팬 캡 두께 추정

본 논문에서는 스팬 캡에 사용되는 적층 수를 설계 변수 중 하나로 선정하였다. 이를 위해 다수의 기존 풍력터빈 블레이드^[19~24]를 조사하여 스팬 캡 두께 특성을 확인하고, 이를 정규화된 스팬 캡 두께 분포와 비교하였다. IEC 풍력 등급에 해당하는 동일한 하중 조건에서 해석을 수행하였다. 또한 블레이드 크기가 커질수록 두께가 선형적으로 증가한다고 가정하였다. 따라서 블레이드 길이에 대해 특정 단면의 두께를 정규화하면 다양한 블레이드 간 비교가 가능하다. 유사한 설계 조건과 용량을 가진 기존 블레이드의 보 캡 두께 비율을 비교함으로써 일정한 경향을 파악할 수 있다. 이는 초기 적층 설계에서 반복 계산 횟수를 줄이고 최적 설계 개발 기간을 단축할 수 있다. 지금까지는 명확한 설계 철학 없이 근사값으로 초기 스팬 캡 두께를 적용하고, 그로 인해 여러 차례 수정이 이루어졌다. 그러나 기존 블레이드의 유사성이나 경향을 활용하면 보 캡 두께에 대한 추세선을 예측하고, 고차 다항식 곡선 근사 함수를 얻을 수 있다. 이를 통해 스팬 캡 두께 비율을 추정하고, 최종적으로 단방향 적층의 단위 두께로 나누어 필요한 적층 수를 산출할 수 있다.

2.2 스팬 캡 강성 추정

보 캡에 적용되는 재료와 적층 각도는 블레이드 구조 설계에서 가장 중요한 설계 변수 중 하나이다. 따라서 재료와 적층 각도에 대한 보 캡 매개변수 연구가 필요하다. 계산은 보 캡에 적용된 적층 수, 각도, 섬유의 재료 특성(단방향 혹은 다축)을 활용하여 수행된다. 또한 각 블레이드 단면에 대한 축방향 및 비틀림 연성 강성 계수 결과는 블레이드 설계 정보로 사용된다.

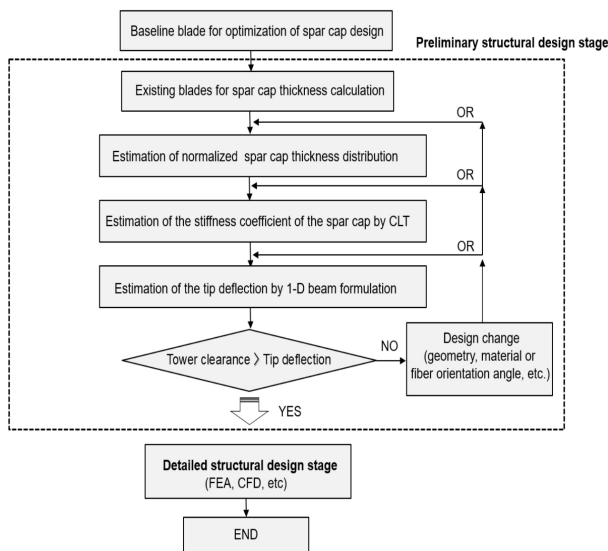


Fig. 1. Schematic diagram of the present preliminary structural design procedure

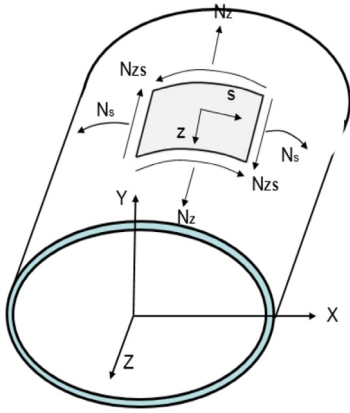


Fig. 2. Coordinate system and stress in a composite beam

복합재 보의 강성 계수 예측은 얇은 보에 대한 전통적 가정을 적용하여 고전 적층 이론(CL T)에 기반해 여러 연구자들에 의해 제안되어 왔다.^[25,26] 서로 다른 재료와 적층 방향을 갖는 다수의 적층으로 구성된 복합재 보의 응력 예측은 적층판 수준에서 수행된다. 좌표계와 응력 분포는 Fig. 2에 나타내었다. CL T에 따르면, 행렬 A는 다음과 같이 표현될 수 있다:

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n [\bar{Q}_{ij}]_k \quad (i, j = 1, 2, 6) \quad (1)$$

식 (1)에서 n 은 스타 캡의 적층 수를 나타낸다. 또한, 얇은 복합재 구조의 경우 N_s 값은 상대적으로 작으므로 0으로 가정할 수 있으며, 따라서 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} N_z \\ N_{zs} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} - \frac{(A_{12})^2}{A_{22}} & A_{16} - \frac{A_{12}A_{26}}{A_{22}} \\ A_{16} - \frac{A_{12}A_{26}}{A_{22}} & A_{66} - \frac{(A_{26})^2}{A_{22}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_z \\ \gamma_{zs} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서 N_z 복합 적층판 응력의 합과 두께 방향으로 적층판의 응력을 적분한 값이다. 식 (2)를 다음과 같이 나타내면, 행렬의 각 요소는 이에 따라 결정된다.

$$\begin{Bmatrix} N_z \\ \gamma_{zs} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{21} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_z \\ N_{zs} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

여기서,

$$H_{11} = \left(A_{11} - \frac{A_{12}^2}{A_{22}} - \frac{H_{21}^2}{H_{22}} \right) \quad (4)$$

$$H_{21} = \left(A_{16} - \frac{A_{12}A_{26}}{A_{22}} \right) H_{22} \quad (5)$$

$$H_{22} = \left(A_{66} - \frac{A_{26}^2}{A_{22}} \right)^{-1} \quad (6)$$

H_{11} 은 (4)~(6)에서 축 강성 계수로, 굽힘 강성에 비례하는 값이다. H_{21} 은 비틀림 처짐을 유발하는 정도를 나타내는 비틀림 결합 강성 계수이고, H_{22} 는 전단 강성 계수이다. 본 논문에서는 하중에 의한 블레이드 처짐에 비례하는 양인 축 강성 계수를 사용하여 블레이드의 초기 구조 설계를 수행하였으며, 이 결과는 적층 재료와 각도의 변화에 따른 축 강성 계수와 비틀림 결합 강성 계수 간의 상관관계를 규명하는 데 활용되었다.

2.3 블레이드 끝단 처짐 예측

극한 하중 조건에서 블레이드 끝단 처짐을 평가하는 것은 구조적 건전성을 평가하는 데 필수적인 항목이다. 이는 설계 검증 및 평가 단계에서 엄격히 수행되어야 한다. 특히, 풍력 터빈 형식 인증 과정에서는 끝단 처짐 결과와 유한요소해석(FEA) 및 실물 크기 블레이드 시험 간의 비교가 블레이드 구조적 건전성을 검증하는 가장 중요한 절차이다. 또한 실제 운전 중에는 낙뢰, 접합부 손상, 제조 결함(기포 및 이물질의 침투, 불량 금속화 수치 등)으로 인한 손상과 더불어 블레이드가 타워에 충돌하여 발생하는 손상이 블레이드의 주요 손상 요인 중 하나이다.

유한요소해석(FEA)을 통해 각 구조 설계 단계에서 끝단 처짐을 평가하는 것은 간단하지 않다. 이는 블레이드의 경량화와 구조적 건전성을 동시에 충족하기 위해 “구조 설계 - 하중 해석 - 설계 평가” 과정이 반복되기 때문이다. 따라서 예비 설계 단계에서는 다수의 설계안을 빠르게 최종 설계안으로 도출하기 위해, 1차원 보(beam) 이론을 기반으로 한 끝단 처짐 평가에 집중할 필요가 있다. 경험적으로, 블레이드 끝단 처짐에서 충분한 안전 여유를 확보하지 못할

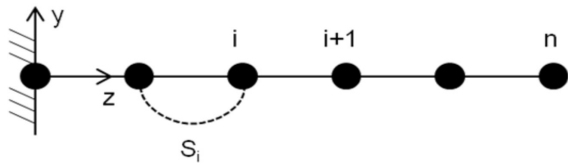


Fig. 3. Beam model of the blade for the deflection estimation

경우 좌굴, 섬유 파손, 접착 불량 등 구조적 건전성의 다른 항목들을 충족시키기 어렵다는 것이 확인되었다.

블레이드는 Fig. 3과 같이 1차원 보 모델로 대체되며, 끝단 처짐 예측이 수행된다.

먼저 블레이드를 길이 방향으로 여러 구간으로 나누고, 각 구간의 강성, 외부 하중, 구간 길이 등의 단면 특성을 사전에 계산한다. 이후 이러한 정보를 바탕으로 식 (7)과 (8)을 이용하여 각 블레이드 구간에 대한 끝단 처짐을 계산한다. 이 과정은 다른 요소들에 대해서도 반복되어 최종 예측이 완성된다.

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \frac{S_i}{2} \times \left(\left(\frac{M}{EI} \right)_{i-1} + \left(\frac{M}{EI} \right)_i \right) \quad (7)$$

$$\delta_i = \delta_{i-1} + \sin\theta_{i-1} \times \cos\theta_{i-1} \times \left(\left(\frac{M}{EI} \right)_i \times \frac{S_i^2}{2} + S_i^3 \times \left(\left(\frac{M}{EI} \right)_{i-1} - \left(\frac{M}{EI} \right)_i \right) / 3 \right) \quad (8)$$

θ_i 는 식 (7)~(8)에서 회전각으로, 외부 하중(M)과 강성(EI)에 비례하는 값이다. l_i 는 블레이드를 여러 구간으로 나눈 단면 길이이며, δ_i 는 예측된 처짐 값이다.

3. 수치 설계 적용

제2장에서 소개한 CLT 기반의 예비 구조 설계 절차에는 정상화된 스파 캡 두께 분포의 추세선 예측, 스파 캡의 축 및 비틀림 결합 강성 계수, 그리고 끝단 처짐 예측을 위한 블레이드의 1차원 보 정식이 포함되어 있다. 본 장에서는 이러한 절차를 적용하여 예비 구조 설계를 시도하되, 스파 캡에 중점을 두고 진행한다.^[18] 스파 캡은 바람에 의해 블레이드에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트를 견디는 주요 구조물로, 그 치수는 블레이드의 질량과 강성에 큰 영향을 미친다. 또한 모수적(parametric) 연구를 수행하고, 본 연구

에서 제시한 설계 절차를 검증하기 위해 블레이드 끝단 처짐 결과를 본 연구와 유한요소해석(FEA) 결과 간에 비교할 것이다.

3.1 기준 블레이드 형상

블레이드의 초기 구조 설계를 위해, 공기역학적 및 구조적 성능이 검증된 기준 블레이드 형상(KR40.1b, Table 1)을 기준 블레이드로 선정하였다. Table 1은 기준 블레이드 설계에 사용된 터빈 시스템의 사양을 요약한 것이다. 본 풍력 터빈은 정격 풍속 조건에서 17.47 RPM으로 회전하며, 정격 출력 2 MW로 설계되었다. 또한 IEC 풍력 등급 IIA에 따라 설계되었으며, 길이 40.1 m, 무게 7,838 kg, 최대 시위(chord) 3.2 m의 사양을 가진다.

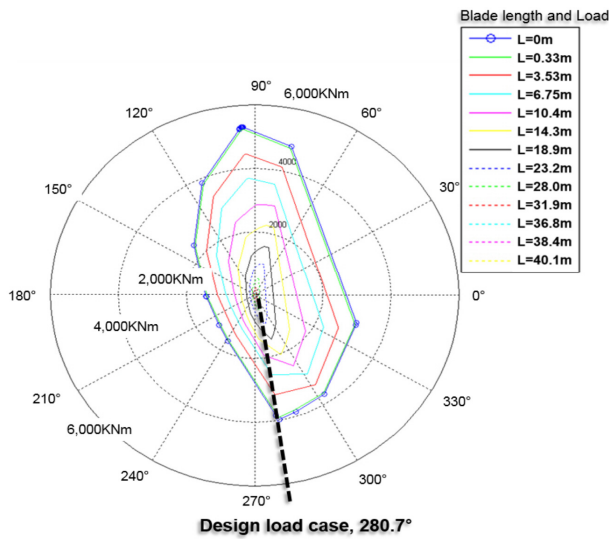
극한 하중은 Fig. 4와 같이 시스템 하중 해석을 통해 도출되며, 끝단 처짐 예측을 위한 극한 하중 조건으로는 블레이드 루트(root) 영역에서 끝단까지를 바라보았을 때, 블레이드 길이를 따라 발생하는 합성 모멘트의 360도 분포를 나타내는 극좌표 하중 외피(PLE, Polar Load Envelope)가 채택된다. 이 경우, 가장 큰 대표 하중이 발생하는 280.7°

Table 1. Specification for 2 MW reference turbine and KR40.1b blade

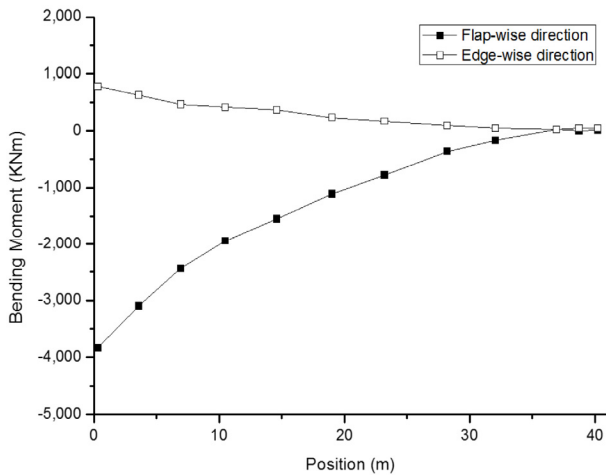
Item	Description
Type	3 bladed upwind
Rotor diameter	82.0 m
Rotor swept area	5281 m ²
Hub height	78.0 m
Power regulation	Variable speed, pitch regulated
Rotor speed	17.47 RPM (rated)
Rated power	2,000 KW (2 MW)
Cut-in wind speed	4 m/s
Cut-out wind speed	25 m/s
Rated wind speed	11.5 m/s
Design wind class	IIA (Vref=42.5 m/s, Iref=0.16)
Annual mean wind speed at hub height	8.5 m/s
Required turbine lifetime	20 years
Blade mass	7,838 kg
Blade length	40.1 m
Tower clearance	5.85 m
Max chord	3.2 m

를 설계 하중 사례로 선정하였다. 비록 설계 하중 사례 93.1°에서 더 큰 하중 값이 나타나지만, 이 경우 블레이드의 최대 변위는 타워 방향이 아닌 반대 방향으로 발생하여 타워와 멀어지므로, 타워 간섭 여부를 확인하는 것은 의미가 없으며 계산에서 제외된다. 따라서 설계 하중 사례 280.7°를 기준으로 블레이드의 예비 구조 설계가 수행된다.

블레이드(KR40.1b)는 역설계 방법론을 통해 설계되었다. E-glass-epoxy 기준 블레이드는 NREL 5 MW 터빈 블레이드의 단면 질량 및 강성 특성과 최대한 유사하도록 3차원 블레이드의 단면 특성을 생성하여 설계되었다.^[27] 블



(a) Polar load envelope with the resultant moment along the blade length



(b) Accumulated moment distribution, 280.7°

Fig. 4. Polar load envelope and design loads case

레이드의 전연(leading edge)과 후연(trailing edge) 구간 의 외피(skin)는 블레이드 축을 기준으로 $\pm 45^\circ$ 방향의 이 방향(biaxial) 재료로 구성되며, 주 스파 캡(main spar cap)에는 일방향(unidirectional) 재료가 사용된다. 스파 캡의 예비 설계를 따른 후, 기존 블레이드의 단면 특성과 최대한 일치하도록 블레이드 각 구간에 배치되는 복합재의 수를 반복적으로 조정한다.

3.2 스파 캡 두께 추정

여러 기존 터빈 블레이드에서의 정규화된 스파 캡 두께 분포와 그 추세선은 Fig. 5에 제시되어 있다. Fig. 5에서 확인된 바와 같이, 스파 캡 두께 비율은 구간 Station 20에서 100까지 4종의 기존 블레이드에서 유사한 경향을 보인다. 그림에서 기존 블레이드의 정규화된 스파 캡 두께가 유사하다는 것은 스파 캡의 정규화된 강성도 유사함을 의미한다. 이는 모든 블레이드의 스파 캡 재료와 적층 각도가 0° 방향 일방향 섬유를 가진 GFRP로 동일하고, 정규화된 스파 캡 두께가 유사하기 때문에 정규화된 강성 또한 유사해지기 때문이다. 다만 블레이드 루트(root) 위치에서는 두께 비율의 차이가 나타나는데, 이는 주로 블레이드 설계자와 제조사에 따라 사용되는 T-볼트, 스톨드 볼트 등 다양한 볼트 형태의 차이에서 기인한다.

본 논문에서는 기존 블레이드의 정규화된 스파 캡 두께 분포를 조사하여 초기 적층 설계를 위한 추세선을 예측하

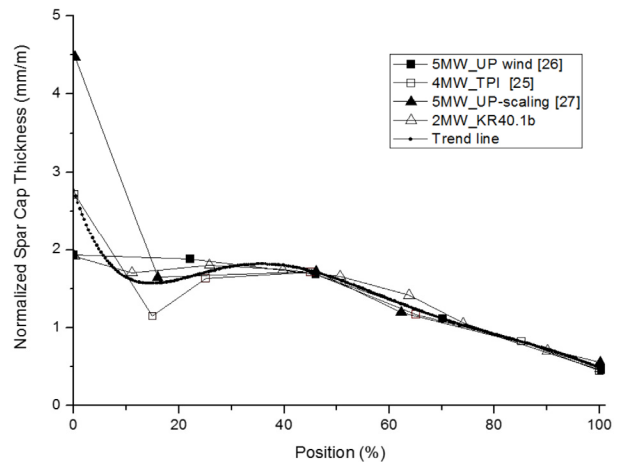


Fig. 5. Comparison of the spar cap thickness in the existing turbine blades

였으며(Fig. 5), 이를 통해 식 (9)와 같이 6차 곡선 근사 함수를 도출하였다. 이를 이용해 블레이드의 스파 캡 두께 비율을 재계산하고, 최종적으로 일방향 섬유유 단위 두께로 나누어 필요한 층수를 산출하였다.

$$y = 8.22 \times 10^{-11} x^6 - 3.27 \times 10^{-8} x^5 + 5.07 \times 10^{-6} x^4 - 3.81 \times 10^{-4} x^3 + 1.38 \times 10^{-3} x^2 - 0.21x + 2.77 \quad (9)$$

식 (9)에서 y 는 스파 캡의 정규화된 두께를 나타내고, x 는 블레이드 길이를 따라 정규화된 블레이드 위치를 나타낸다. 이 공식은 블레이드 길이 방향에 따른 스파 캡 두께를 결정하는 수치적 표현일 뿐, 보편적인 공식은 아니다. 또한 블레이드 설계는 풍력 등급과 정격 출력의 변화에 따라 달라지므로, 위의 식 역시 기존 블레이드를 참조하여 변형될 수 있다. 블레이드 구조 설계에서 스파 캡 두께는 블레이드의 강성을 결정하기 때문에 가장 중요한 설계 변수 중 하나이다.^[18] 이러한 추세를 이용하면 블레이드 설계에 대한 지식과 경험이 부족하더라도 초기 단계에서 스파 캡 두께를 결정할 수 있다.

3.3 스파 캡의 강성 계수

기존 블레이드를 기반으로, 스파 캡에 대해 재료(GFRP, CFRP)와 적층 각도(0°, 5°, 10°, 15°, 20°)에 따른 모수적(parametric) 연구를 수행하였다. 강성(EI)을 결정하는 주요 인자 중 본 절에서는 영률(Young's modulus, E)만을 고려하였다. 단면 2차 모멘트(I) 값, 즉 스파 캡 두께는 앞선 식 (9)에서 이미 반영되었기 때문이다. 따라서 본 설계 최적화는 영률(E) 값을 극대화하는 데 초점을 두었다.

블레이드 강성 계수의 계산 위치는 Fig. 6에 나타내었다. 계산은 스파 캡에 적층된 적층 수, 각도, 섬유 재료 특

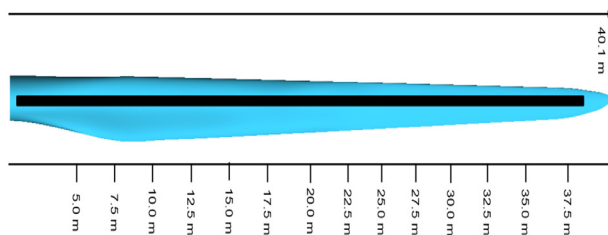


Fig. 6. Stiffness computation locations of the spar cap

성(일방향 혹은 다방향)을 포함한 정보를 바탕으로 식 (4)와 (5)를 이용하여 수행하였다. 또한, 각 블레이드 구간에서 도출된 축 강성 계수와 비틀림 결합 강성 계수 결과는 블레이드 재설계 과정에 활용된다.

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 GFRP와 CFRP 스파 캡의 계산 위치별 축 강성 계수를 보여준다. 두 경우 모두, 일방향 섬유유 적층 각도가 증가할수록 축 강성 계수가 감소하는 것으로 나타났다. 이는 복합재 섬유유 적층 각도가 블레이드의 주 축 방향(0°)과 달라질수록 주 축 방향의 강성이 비례적으로 감소하기 때문이다. 따라서 블레이드의 주요 하중 방향인 굽힘 하중(M_y)에 대응하기 위해 스파 캡에 0° 재료를 집중 배치하는 것이 필요하다고 판단된다. 각도가 0°에서 20°로 증가함에 따라 섬유유가 하중에 저항하는 능력이 약화되고, 이에 따라 축 강성 계수 또한 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 8에서 볼 수 있듯이, CFRP의 축 강성 계수는 Table 2에서 GFRP보다 두 배 이상 높은 영률(E)을 가지므로, Fig. 7의 GFRP보다 약 두 배 높게 나타난다.

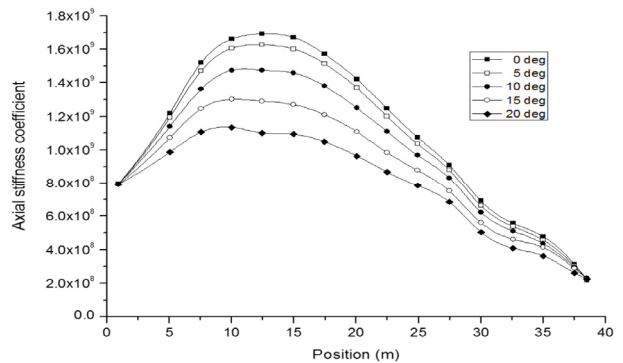


Fig. 7. Axial stiffness coefficient of the spar cap made of GFRP

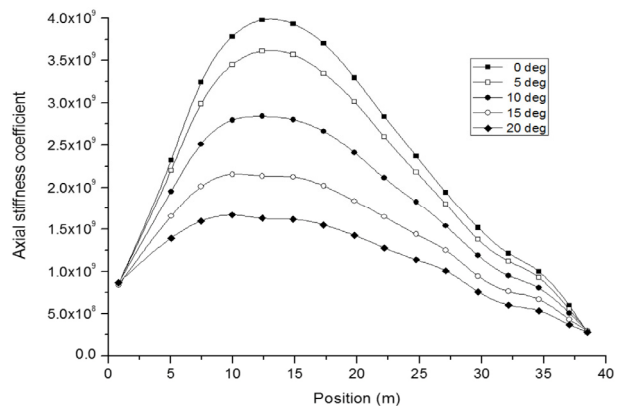


Fig. 8. Axial stiffness coefficient of the spar cap made of CFRP

Table 2. Material properties for GFRP and CFRP

	Ply Thickness [mm]	E_x [MPa]	E_y [MPa]	G_{xy} [MPa]	ν_{xy} [-]	ρ_{xy} kg/m^3
UD (Glass)	0.47	41,800	14,000	2,630	0.28	1,920
Tri-axial	0.94	27,700	13,650	7,200	0.39	1,850
Bia-axial	1	13,600	13,300	11,800	0.49	1,780
Foam	1	256	256	22	0.3	200
UD (Carbon)	0.47	114,500	8,390	5,990	0.27	1,220

앞서 언급한 바와 같이, 블레이드의 스파 캡을 설계할 때에는 블레이드에 작용하는 하중의 방향과 크기를 고려하여 적층 각도와 사용할 재료를 선정할 필요가 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 각각 블레이드의 GFRP와 CFRP 비틀림 결합 강성 계수를 나타낸 것이다. 도표에서 확인할 수

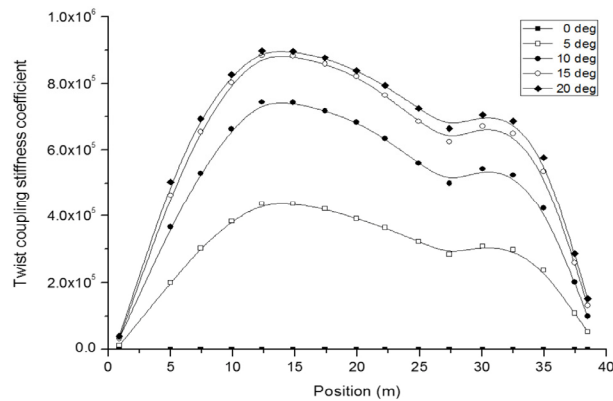


Fig. 9. Twist coupling stiffness coefficient of the spar cap made of GFRP

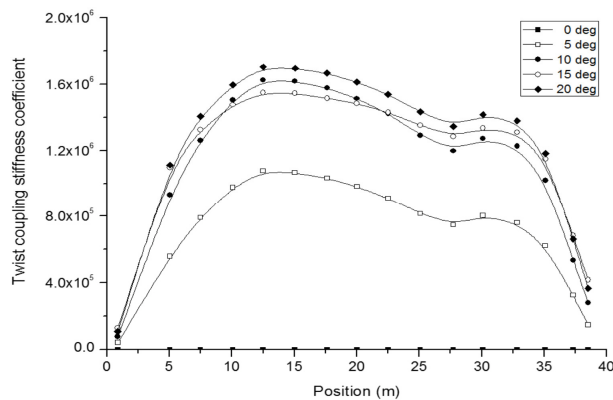


Fig. 10. Twist coupling stiffness coefficient of the spar cap made of CFRP

있듯이, 일방향 섬유 각도가 증가할수록 비틀림 결합 강성 계수는 점차 증가하며, 특정 각도에 도달하면 수렴하여 일정한 값을 유지하는 경향을 보인다.

마찬가지로, 섬유 각도를 무한정 증가시키기보다는 굽힘-비틀림 효과를 고려하여 특정 각도로 설정하는 것이 바람직하다. 또한, Fig. 7과 8에서와 같이 CFRP의 비틀림 결합 강성 계수는 GFRP보다 더 큰 값을 나타낸다. 결론적으로, 일방향 섬유의 적층 각도가 주 축 방향에서 벗어나 증가할수록 축 강성은 감소하지만, 비틀림 결합 계수는 약 10°~15° 부근에서 특정 값으로 수렴하는 경향을 보이며, 이러한 특성은 재료에 따라 달라진다. 블레이드의 일부 구조 설계에서는 이러한 특성을 활용하여 하중에 의해 발생하는 굽힘 처짐과 비틀림 처짐을 동시에 유도함으로써 출력 향상과 피로 하중 저감을 달성하는 연구가 진행되고 있다.^[28] 본 논문에서는 블레이드에 작용하는 주요 하중인 굽힘 모멘트(M_y)에 대응하기 위해 일방향 재료를 사용하였다. 그러나 굽힘-비틀림 결합(TBC) 블레이드 설계를 위해서는,^[29] 본 논문의 결과(Fig. 9와 Fig. 10)가 기초 자료로 활용될 수 있을 것이다.

3.4 끝단 처짐 예측

Fig. 3과 같이 블레이드를 12개 구간으로 분할하고, 각 블레이드 구간에 대해 식 (7)과 (8)을 이용하여 끝단 처짐을 예측하였다. Table 3에는 설계 하중 사례 280.7°($M_{y,min}$)에 대한 끝단 처짐 예측 결과가 4.1m로 제시되어 있다. Table 1에서 보이는 바와 같이 허용 가능한 타워 이격 거리는

Table 3. Tip deflection results by 1-D beam formulation for design load case, 280.7° ($M_{y,min}$)

Length [m]	Flap-wise load [KNm]	Ely [Nm^2]	Flap-load/Ely [rad/m]	Section Length [m]	Rotational angle [rad]	Deflection [m]
0.33	3,550	7.03×10^8	0.0005	0.33	0.00324	0.00
3.54	2,880	1.90×10^8	0.0015	3.21	0.00917	0.00
6.75	2,260	1.04×10^8	0.0022	3.21	0.01820	0.01
10.47	1,760	6.54×10^7	0.0027	3.72	0.03220	0.05
14.33	1,340	2.95×10^7	0.0045	3.86	0.06000	0.12
18.91	950	1.25×10^7	0.0076	4.58	0.10400	0.25
23.23	626	4.86×10^6	0.0129	4.33	0.17200	0.49
28.10	305	2.04×10^6	0.0150	4.86	0.22000	1.09
31.90	136	1.37×10^6	0.0100	3.81	0.25400	1.91
36.82	16	3.99×10^5	0.0039	4.92	0.25800	3.26
38.46	2.6	1.49×10^5	0.0017	1.64	0.26000	3.68
40.10	-	-	-	1.64	0.00324	4.10

5.85 m이다. 이는 블레이드가 처짐 시에도 타워로부터 최소 5.85 m 이상의 간격을 유지해야 함을 의미하며, 본 연구에서 얻은 결과는 이러한 기준을 충족함을 보여준다.

이와 같은 단순한 정식을 활용하면 블레이드의 최대 변위를 간단히 계산할 수 있다. 일반적인 블레이드 설계 절차는 이 단계까지 도달하는 데 12개월 이상이 소요되지만, 본 설계 절차는 단 2개월만 필요하다. 제시된 방법은 간단하고 직관적이어서 상대적으로 적은 시간과 노력이 든다. 그러나 본 설계 접근법을 검증하기 위해 끝단 처짐 결과를 유한요소해석(FEA) 결과와 비교할 것이다.

4. 설계 절차의 검증

블레이드의 3차원 유한요소 모델은 ANSYS를 이용하여 “Shell 181” 요소로 생성하였다. 이 요소는 복합재 셸이나 샌드위치 구조를 모델링하는 데 사용될 수 있으며, 각 절점(node)마다 6자유도를 가진 4절점 요소이다. 복합재 셸 모델링의 정확도는 1차 전단 변형 이론(first-order shear deformation theory)에 의해 결정된다. 블레이드는 루트(root)는 고정되고 끝단(tip)은 자유로운 조건으로 모델링되었다. Fig. 11은 블레이드의 유한요소 모델과 절점 및 요소 수 등 세부 정보를 보여준다.

설계 하중 사례 280.7°에서 유한요소해석(FEA)을 통한 끝단 처짐 예측 결과는 3.74 m로 계산되었다. 본 해석과 FEA 결과 간의 차이는 8.78%에 불과하며(Table 4), 이는 높은 일치율을 보여준다. 1차원 보(beam) 정식을 이용한 결과는 FEA보다 다소 큰 값으로 계산되었으며, 이는 보수적

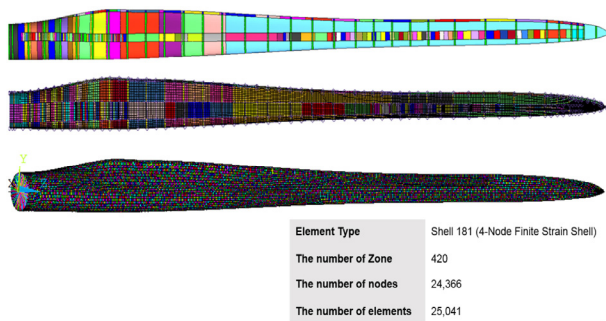


Fig. 11. Twist coupling stiffness coefficient of the spar cap made of CFRP

Table 4. Tip deflection results comparison between 1-D beam formulation and FEA

Load Case	Present [m]	FEA [m]	Discrepancy [%]
Design load case, 280.7° ($M_{y, min}$)	4.1	3.74	8.78

인 특성을 나타낸다.

따라서 초기 반복 설계 과정에서 보(beam) 이론을 적용하는 방법은 예비 설계 평가 단계에서 비교적 신뢰할 수 있는 끝단 처짐을 추정하는 방법으로 활용될 수 있다. 또한, 1차원 보 정식의 경우 단 12개의 보 요소만을 사용하지만, FEA에서는 24,366개 이상의 절점과 25,041개의 요소가 사용되어 훨씬 더 많은 계산 시간과 자원이 필요하다. 그러나 본 논문에서 제안한 설계 방법은 이러한 복잡하고 시간 소모적인 절차가 필요하지 않으면서도 높은 정확도를 가진다.

5. 결과 논의

본 연구에서는 CLT에 기반하여 대형 풍력터빈 블레이드를 1차원 보 해석을 통해 단순한 방법으로 설계하였다. 블레이드의 구조 해석에는 고급 보 모델링 기법이 사용되었으며, 이는 적은 계산량으로도 기하학적 정확성을 만족시킨다. 1차원 보 해석은 3차원 유한요소해석(FEA)과 일관성을 유지하면서도 기하학적으로 정확하다. 또한 본 절차는 간결하여 복잡한 방정식이나 불일치 문제를 피할 수 있다.

본 논문에서 제시한 설계 절차는 FEA와 비교했을 때 다음과 같은 여러 가지 장점을 가진다:

- ✓ 공학적 작업량 감소: 본 해석에서는 단 12개의 보 요소만을 사용한 반면, ANSYS 유한요소 모델에서는 24,366개 이상의 절점과 25,041개의 요소가 포함된다. 유한요소해석(FE analysis)을 위해서는 CAD 프로그램을 이용하여 블레이드를 Fig. 11과 같이 설계한 뒤, 다시 메쉬 작업을 수행하고 FE 모델링을 진행해야 한다. 이 과정에는 막대한 계산 자원과 시간이 소요된다. 그러나 본 논문에서 제안한 설계 방법은 이러한 복잡하고 시간 소모적인 절차가 필요하지 않다.

- ✓ 설계 기간 단축: 본 설계 절차는 단 2개월만 소요되며, 일반적으로 12개월 이상이 걸리는 것과 대조된다. 제안된 설계 절차는 단순하고 직관적이어서 상대적으로 적은 시간과 노력만 필요하다. 즉, 전체 기간의 약 16%만 소요되므로 설계 기간을 크게 단축할 수 있다.
- ✓ 경험 및 정보 요구도 감소: 풍력 블레이드를 설계하기 위해서는 다양한 정보와 관련 지식, 경험이 요구되며, 이러한 경험이 부족할 경우 매우 어려운 공학적 과제가 된다. 그러나 본 논문에서 제시한 설계 절차를 따르면 블레이드 설계에 익숙하지 않더라도 예비 구조 설계를 수행할 수 있다.
- ✓ 높은 정확성: 끝단 처짐 예측 결과, 1차원 보 정식과 유한요소해석(FEA) 결과는 각각 4.1 m와 3.74 m로 도출되었다. 블레이드 운전 시 가장 지배적인 하중은 블레이드 길이 방향(span-wise direction) 성분이며, 본 하중 조건을 바탕으로 끝단 처짐 예측을 수행하였다. 본 해석과 유한요소해석 결과 간의 차이는 단지 8.8%에 불과하며, 매우 높은 일치율을 보인다.

또한 예비 설계 단계에서는 블레이드의 재료와 형상이 여러 차례 변경될 수밖에 없는데, 본 방법은 이러한 변화에 능동적으로 대응할 수 있다는 장점이 있다. 끝단 처짐 결과에 소폭의 차이가 있더라도, 본 논문에서 제시한 방법은 예비 설계 평가 단계에서 효과적인 해결책이 될 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 수 MW급 풍력터빈 블레이드의 초기 구조 설계를 위해 고전 적층 이론(CLT)에 기반한 예비 구조 설계 기법을 제안하였다. 예비 구조 설계를 위해 정규화된 스파 캡 두께 분포의 추세선 예측, 스파 캡의 축방향 및 비틀림 연성 강성 계수, 그리고 블레이드의 선단 처짐 예측을 위한 1차원 보 해석 등 다양한 설계 접근법을 제시하였다. 기존 블레이드의 정규화된 스파 캡 두께 분포를 도출하고, 이를 기반으로 추세선을 적용하여 초기 스파 캡 적층 수를 산출하였다. 이어 본 해석을 바탕으로, 다양한 적층 각도를 가진 탄소섬유강화플라스틱(CFRP)과 유리섬유강화플라스틱(GFRP)

을 적용하여 초기 구조 설계를 위한 각 블레이드 단면의 축방향 강성 계수와 연성 계수를 예측하였다. 마지막으로, 제안된 설계 기법을 검증하기 위해 블레이드의 선단 처짐 예측 결과를 3차원 유한요소해석(FEA) 결과와 비교하였다.

비록 복합재 구조의 설계와 계산에는 유한요소해석 소프트웨어가 널리 활용되고 있으나, 막대한 계산 자원과 시간이 요구되며, 유연한 매개변수 연구에는 적합하지 않다. 본 논문에서는 구성 방정식을 기반으로 직관적이고 효율적인 복합재 블레이드 예비 설계 방법을 개발하였으며, 이를 검증하기 위해 3차원 ANSYS 결과와 비교하였다. 두 결과는 잘 일치하였으며, 제안된 기법은 짧은 기간 내 다양한 설계 사례 연구를 위한 복합재 풍력 블레이드의 예비 설계에서 높은 공학적 가치를 가진다. 향후에는 세장 구조의 원래 비선형 3차원 해석을 2차원 단면 해석으로 단순화하는 상용 프로그램 VABS와의 비교 연구 및 최적화가 추가적으로 필요할 것이다.

References

- [1] Kim, B.S., Kim, W.J., Lee, S.L., Bae, S.Y., and Lee, Y.H., 2013, "Development and Verification of a Performance Based Optimal Design Software for Wind Turbine Blades", *Renew. Energy*, **54**, 166-172.
- [2] Kong, C.D., Kim, M.W., and Park, G.S., 2015, "A study on aerodynamic and structural design of high efficiency composite blade of 1MW class HAWTS considering fatigue life", *Adv. Compos. Mater.*, **24**(1), 67-83.
- [3] Park, H.B., 2016, "A study on structural design and analysis of small wind turbine blade with natural fibre (flax) composite", *Adv. Compos. Mater.*, **25**(2), 125-142.
- [4] Mohamed, M., and Wetzel, K., 2006, "3D Woven Carbon/Glass Hybrid Spar Cap for Wind Turbine Rotor Blade", *J. Sol. Energy Eng.*, **128**(4), 562-573.
- [5] Cox, K., and Echtermeyer, A., 2012, "Structural Design and Analysis of a 10MW Wind Turbine Blade", *Energy Procedia*, **24**, 194-201.
- [6] Song, F., Ni, Y., and Tan, Z., 2011, "Optimization Design, Modeling and Dynamic Analysis for Composite Wind Turbine Blade", *Procedia Eng.*, **16**, 369-375.

- [7] Chattopadhyay, A., and Walsh, J.L., 1990, "Application of optimization methods to helicopter rotor blade design", *Structural Optimization*, **2**, 11-22.
- [8] Eun, W.J., Sim, J.S., Lee, S.W., and Shin, S.J., 2018, "Further Improvements in the SNUF Blade Design by Numerical Design Optimization Framework", *J. Aerosp. Eng.*, **31**(1), 1-15, 04017081.
- [9] Lim, J.H., Shin, S.J., and Kee, Y.J., 2016, "Optimization of Rotor Structural Design in Compound Rotorcraft with Lift Offset", *J. Am. Helicopter Soc.*, **61**(1), 1-14.
- [10] Friedmann, P.P., Glaz, B., and Palacios, R., 2009, "A moderate deflection composite helicopter rotor blade model with an improved cross-sectional analysis", *Int. J. Solids Struct.*, **46**(10), 2186-2200.
- [11] Kovalovs, A., Barkanov, E., and Gluhihs, S., 2007, "Numerical optimization of helicopter rotor blade design for active twist control", *Aviation*, **11**(3), 3-9.
- [12] Balokas, G., and Theotokoglou, E.E., 2018, "Cross-section analysis of wind turbine blades: comparison of failure between glass and carbon fiber", *Adv. Compos. Mater.*, **27**(6), 561-574.
- [13] Hayat, K., and Ha, S.K., 2018, "A parametric study of skin laminates used in the composite layup of large-scale wind turbine blades", *Adv. Compos. Mater.*, **27**(2), 195-208.
- [14] Perry, R.J., Wirz, R.E., and Lin, E., 2014, "Structural design of spars for 100-m biplane wind turbine blades", *Renew. Energy*, **71**, 133-155.
- [15] Jang, J.H., and Ahn S.H., 2017, "Strain recovery analysis and stiffness verification of non-uniform composite beam with arbitrary cross section and material distribution using VABS", *Adv. Compos. Mater.*, **26**(5), 427-449.
- [16] Choi, D.-G., Kwak, C.-H., Lee, S.-Y., and Bae, J.-S., 2019, "Structural design and analyses of a fabric-covered wind turbine blade", *Adv. Compos. Mater.*, **28**(6), 607-623.
- [17] Barr, S.M., and Jaworski, J.W., 2019, "Optimization of tow-steered composite wind turbine blades for static aeroelastic performance", *Renew. Energy*, **139**, 859-872.
- [18] Liao, C.C., Zhao, X.L., and Xu, J.Z., 2012, "Blade layers optimization of wind turbines using FAST and improved PSO algorithm", *Renew. Energy*, **42**, 227-233.
- [19] Pirrera, A., Capuzzi, M., Buckney, N., and Weaver, P.M., 2012, "Optimization of Wind Turbine Blade Spars", *Proc. 53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, AIAA 2012-1500*.
- [20] Zhu, J., Cai, X., Pan, P., and Gu, R., 2012, "Optimization design of spar cap layup for wind turbine blade", *Front. Struct. Civ. Eng.*, **6**(1), 53-56.
- [21] Griffin, D.A., and Ashwill, T.D., 2003, "Alternative Composite Materials for Megawatt-Scale Wind Turbine Blades: Design Considerations and Recommended Testing", *J. Sol. Energy Eng.*, **125**(4), 515-521.
- [22] Anonamous, 2003, "Cost Study for Large Wind Turbine Blades: WindPACT Blade System Design Studies", SAND Report, SAND2003-1428, TPI Composites Inc., https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc739601/m2/1/high_res_d/811158.pdf.
- [23] Lekou, D. J., 2010, "Scaling limits & costs regarding WT blades", UpWind Report, <https://upwind.eu/images/d3-4-3%20cost%20model%20blade.pdf>.
- [24] Chaviaropoulos, P.K., Langen, P.J., and Jamieson, P., 2007, "Similarity rules for W/T up-scaling", UpWind Report, <https://www.scribd.com/document/735448748/Similarity-rules-for-WT-upscaling-2007>.
- [25] Armanios, E.A., and Badir, A.M., 1995, "Free Vibration Analysis of Anisotropic Thin-Walled Closed-Section Beams", *AIAA Journal*, **33**(10), 1905-1910.
- [26] Libove, C., 1988, "Stress and Rate of Twist in Single-Cell Thin Walled Beams with Anisotropic Walls", *AIAA Journal*, **26**(9), 1107-1118.
- [27] Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W., and Scott, G., 2009, "Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development", National Renewable Energy Laboratory, Technical Report, NREL/TP-500-3806, <https://docs.nrel.gov/docs/fy09osti/38060.pdf>.
- [28] Goeij, W., Tooren, M., and Beukers, A., 1999, "Implementation of Bending-Torsion Coupling in the Design of a Wind-Turbine Rotor-Blade", *Appl. Energy*, **63**(3), 191-207.
- [29] Sener, O., Farsadi, T., Gozc, M.O., and Kayran, A., 2018, "Evaluation of the Effect of Spar Cap Fiber Angle of Bending-Torsion Coupled Blades on the Aero-Structural Performance of Wind Turbines", *J. Sol. Energy Eng.*, **140**(4), 041004.