



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

석사학위논문

저 풍속지역에서의 AEP 향상을
고려한 3MW급 풍력터빈 블레이드
공력 최적설계 및 성능해석

제주대학교 대학원

풍력공학부 풍력기계시스템 전공

이진석

2016年 8月

목 차

List of Figures	iii
List of Tables	v
Abstract	1
I. 서 론	2
1. 연구배경	2
2. 연구목적	3
II. 수평축 풍력터빈의 공기역학	5
1. 운동량 이론	5
2. 로터이론	8
3. 날개요소 운동량 이론	11
4. 팁 손실계수 적용	14
III. 저 풍속 지역에 최적화된 블레이드 설계	15
1. 사전설계준비	15
1.1 로터직경 및 팁 속도 선정	15
1.2 에어포일 배치 및 선정	17
1.3 공력성능데이터 확보	19
2. Baseline blade 설계	20
2.1 블레이드 설계 과정 정립	20
2.2 형상설계 및 성능해석	21
2.3 피치 및 토크 제어 적용	25
2.4 In-house code 신뢰성 검토	27
2.5 연간에너지발전량 검토	28
3. 저 풍속용 블레이드 설계	29
3.1 최적 설계변수 선정	29

3.2	형상 설계 및 성능해석	30
3.3	피치 및 토크 제어 적용	31
3.4	연간에너지발전량 검토	33
4.	형상 최적화	34
5.	Baseline과 저 풍속용 블레이드 성능해석 결과 비교	36
5.1	출력 & 추력 & 출력계수	36
5.2	연간에너지발전량 비교	36
IV.	CFD를 이용한 수평축 로터 블레이드 성능평가	39
1.	BEM 기법의 한계	39
2.	3D 모델링 및 수치해석 조건	39
3.	격자의존성 검토	42
4.	해석결과 및 고찰	45
4.1	블레이드 압력분포도 및 표면유선	45
4.2	블레이드 국부단면 흐름특성	48
4.3	출력 및 연간에너지발전량 비교	49
V.	결론	51
	참고문헌	52

LIST OF FIGURES

- Fig 1-1 Installation rate variation according to wind turbines class (2000~2014)
- Fig 1-2 IEC classes in TPAs disclosed in 2014
- Fig 2-1 Streamlines past the rotor and the axial velocity and pressure up and downstream of the rotor
- Fig 2-2 The velocity triangle for a section of the rotor
- Fig 2-3 Velocity triangle showing the induced velocities for a section of the blade
- Fig 2-4 Velocity at the rotor plane(left), the local loads on a blade(right)
- Fig 3-1 Correlation of rotor diameter and power per unit area of 3MW wind turbines
- Fig 3-2 Correlation of rated wind speed and tip speed of 3MW wind turbines
- Fig 3-3 Thickness distribution as a variation of blade radius
- Fig 3-4 Comparison of lift to drag ratio about NACA 6-digit airfoil series
- Fig 3-5 Variables for rotation effect
- Fig 3-6 Aerodynamic design process of wind turbine blade
- Fig 3-7 Baseline blade geometry
- Fig 3-8 Glauert empirical formula(left), wake in wind turbine(right)
- Fig 3-9 Performance curves based on baseline blade (uncontrolled)
- Fig 3-10 Application of control algorithms (Baseline blade)
- Fig 3-11 Performance curves in baseline blade(controlled)
- Fig 3-12 Validation review of In-house code
- Fig 3-13 AEP calculation results as a variation of average wind speed(baseline blade)
- Fig 3-14 Aerodynamic design and thrust analysis results based on a variation of blade length and wind speed in limited TSR region
- Fig 3-15 Geometry of blade for low wind speed
- Fig 3-16 Performance curves based on blade for low wind speed(uncontrolled)
- Fig 3-17 Application of control algorithms (blade for low wind speed)
- Fig 3-18 Performance curves based on blade for low wind speed(controlled)
- Fig 3-19 AEP calculation results as a variation of average wind speed(blade for low wind speed)
- Fig 3-20 Optimized chord length for AEP as a variation of blade radius

Fig 3-21 Optimized twist angle for AEP as a variation of blade radius

Fig 3-22 Performance results as a variation of wind speed(power and thrust)

Fig 3-23 Performance results as a variation of wind speed(power coefficient)

Fig 3-24 Comparison of AEP as a variation of average wind speed

Fig 3-25 Comparison of AEP about designed blades

Fig 4-1 Drawing of baseline blade

Fig 4-2 Drawing of blade for low wind speed

Fig 4-3 Boundary condition specification

Fig 4-4 Computational mesh of blade local section

Fig 4-5 Comparison with pressure distribution at inflow speed 9m/s about baseline and low wind speed blade

Fig 4-6 Comparison with pressure coefficient at non-dimensional radius of 0.9 about baseline and low wind speed blade

Fig 4-7 Surface streamlines of suction side as a variation of wind inflow speed (blade for low wind speed)

Fig 4-8 Velocity contour of blade local section(blade for low wind speed)

Fig 4-9 Blade performance analysis comparison result

Fig 4-10 AEP and thrust calculation results based on CFD analysis results

LIST OF TABLES

Table 3-1 Design specification of baseline blade

Table 3-2 Performance analysis result based on rotor diameter and TSR

Table 3-3 Blade design specification of low wind speed

Table 4-1 Comparison of mesh dependency test results

Table 4-2 Comparison of performance results about steady and unsteady state

Table 4-3 Calculation condition

Abstract

The annual average wind speed in more than 80% of the global area that can potentially be employed for onshore wind farm development is lower than 7 m/s. Onshore wind farm development has been accomplished in most regions with excellent wind resource. Based on the increasing need for onshore wind farm development in low-wind-speed sites owing to the effect of environmental factors, commercial demand of IEC-Class III wind turbine has significantly increased among the world's leading developers and wind turbine manufacturers of the wind power industry. Thus, aerodynamic design of a 3MW wind turbine blade for low-wind-speed sites was performed in this study. The geometry was optimized to improve AEP (Annual Energy Production) and minimize the increasing rate of thrust. The performance analysis result by BEM(Blade Element Momentum) method showed that the increase of thrust was limited to less than 5% and AEP was greatly enhanced by 1.89GWh at annual average wind speed of 7 m/s compared to the reference blade. All analysis results was calculated by using BEM theory. It has as disadvantage as the prediction accuracy can greatly vary depending on external input data reliability. also the effect of a complicated 3D flow occurring at the blade suction side can't be considered in the power and load analysis process as it is very simple. Thus, the final performance of the blade designed by BEM theory must be verified using CFD technique, which can clearly simulate physical phenomena. Therefore, CFD simulation was performed. It was confirmed that AEP was increased by 1.36GWh in condition of average wind speed of 7m./s and the increasing rate of thrust was found to be 5.1% at the rated wind speed.

I. 서 론

1. 연구배경

지난 2005년, Crisina등⁽¹⁾은 NCDC(National Climatic Data Center)와 FSL(Forecast Systems Laboratory)에 의해 10m 높이에서 측정된 풍황자원 데이터(1998~2002)를 이용하여 80m 높이에서의 세계 풍황자원 예측에 관한 연구를 수행하였으며, 그 결과 상대적으로 낮은 평균풍속(7m/s 이하)에 해당하는 지역이 전체의 약 80%를 차지한다고 보고하였다.

세계 각국의 친환경 에너지 정책 및 보조금 제도에 힘입어 유럽, 미주, 아시아(중국, 인도)를 중심으로 육상풍력단지개발이 가속화되었고, 풍황자원이 우수한 지역의 개발이 대부분 완료됨에 따라⁽²⁾ 저 풍속 지역(Class III)에 적합한 풍력터빈의 수요가 크게 증가하고 있다.

Fig1-1은 2000~2014년까지 미국 풍력시장에 설치된 풍력터빈의 등급 별 설치비율을 나타낸다⁽³⁾. 2001년까지는 Class I 풍력터빈의 설치비율이 약 80%를 차지하였다. 이후 2011년까지 Class II등급의 풍력터빈 설치비율이 증가하는 추세를 나타내었으며, 2012년부터 Class III 풍력터빈의 설치비율이 약 70%에 도달함에 따라, 저 풍속 지역에 대한 풍력단지개발이 크게 확대되고 있다.

JRC wind status report⁽⁴⁾에 따르면 2014년 체결된 TPAs(Turbine Purchase Agreements) 분석 결과, Class III 풍력터빈의 설치용량 증가추세는 아시아 풍력시장에서도 뚜렷이 나타나고 있으며, Fig 1-2와 같이 2014년에 설치된 전 세계 풍력터빈의 약 70%가 Class II, III인 것으로 나타났다. 따라서 세계시장을 선도하고 있는 풍력터빈제조사들은 저 풍속 지역에 적합한 Class III 풍력터빈 상용화를 위한 투자를 확대하고 있으며, 기존의 Class I 또는 II 풍력터빈의 블레이드 길이를 증가시켜 저 풍속 지역에서의 출력성능을 향상시키기 위한 연구를 수행하고 있다⁽⁵⁾. 그러나 단순히 블레이드 길이를 확장 할 경우, 추력 또한 증가하기 때문에 동력 구동계 및 타워에 부가적 하중이 가해지므로, 풍력터빈의 형식 변경을 위한 블레이드 공력최적설계는 추력의 증가를 최소화하면서 출력 및 AEP(Annual Energy Production)를 극대화 하는 방향으로 수행되어야 한다⁽⁶⁾.

Nordex는 자사의 기존모델에 비해 full-load hours가 17~20%까지 개선된 2.4 MW 용량의 N117-2.4MW(Class III)를 개발하였다⁽⁷⁾. Vestas는 로터직경을 증가시켜 자사의 V112-3.0MW 모델 대비 AEP가 19.5% 향상된 V126-3.3MW(Class III)를 개발하였고, Acciona는 저 풍속 지역에 적합한 AW125-3.0MW 풍력터빈을 개발하였다. 국내의 경우 2015년에 Unison이 기존 풍력터빈 대비 발전효율이 30%이상 향상된 U113-2.3MW (Class III) 모델을 개발하여 국내의 저 풍속 지역 풍력단지개발 및 시장 확대에 기여할 수 있을 것으로 기대하고 있다. 또한 Fuglsang⁽⁸⁾은 1.5MW급 풍력터빈의 블레이드 현의길이와 비틀림각을 최적화하여 C OE(Cost Of Energy)를 3.5% 감소시킬 수 있음을 보였으며, Ramirez⁽⁹⁾는 공력최적 설계를 통해 Ming Yang의 2MW급 저 풍속 블레이드의 AEP를 기존 대비 1% 향상시키는 결과를 얻었다.

2. 연구목적

전 세계적으로 육상풍력단지개발이 가능한 80% 이상 지역에서의 연평균 풍속은 7m/s이하이며, 바람자원이 우수한 대부분 지역에 대한 풍력단지 개발이 완료되었다. 이러한 외부 환경적 요소의 영향으로 저 풍속 지역에서 풍력단지 개발을 위한 수요가 증대되고 있다. 하지만 기존 Class I, II 등급의 풍력터빈은 저 풍속 지역에 적합하도록 설계된 것이 아니기 때문에 터빈으로 인한 바람에너지의 이용률이 낮을 우려가 있다. 이로 인해 설치비용 대비 이윤창출이 감소하게 되며, 초기 투자된 비용을 회수하는 기간이 길어질 수 있다. 따라서 풍력산업을 선도하는 개발자 및 터빈 제조사들은 저 풍속 지역에 적합한 블레이드를 개발하기 시작했다. 풍력터빈은 바람으로 인해 블레이드에서 발생하는 하중이 나셀과 타워로 전달됨에 따라, 블레이드를 새로 설계했을 때 기존 블레이드보다 상대적으로 더 큰 하중이 발생되면 풍력터빈의 여러 구성품들(나셀, 타워)이 재설계되어야 한다. 따라서 개발비용을 낮추기 위해 기존 블레이드에서 발생하는 하중의 증가폭을 최소한으로 유지하여, 블레이드를 교체하는 것만으로 형식변경이 가능할 수 있도록 개발이 이루어지고 있다. 따라서 본 논문에서는 저 풍속용 터빈에 필요성이 증대됨에 따라, 저 풍속 지역에 적합한 블레이드를 설계하였다. 우선 블레이드 설계를 위해 BEM 기법이 적용된 In-house code를 개발하여, 상용 코드와의

비교를 통해 신뢰성을 검토하였다. 이를 기반으로 다수의 반복설계 과정을 통해 저 풍속용 블레이드 설계를 위한 방법을 검토하였으며, 공력하중 증가율은 최소한으로 유지하며 AEP 향상율을 극대화 시킬 수 있는 저 풍속용 블레이드를 설계하였다. 또한 BEM 해석 기법의 한계를 보완하고자 CFD 해석을 통한 AEP 변화 및 하중 변화율을 제시하여 저 풍속 용 블레이드 설계를 완료하였다.

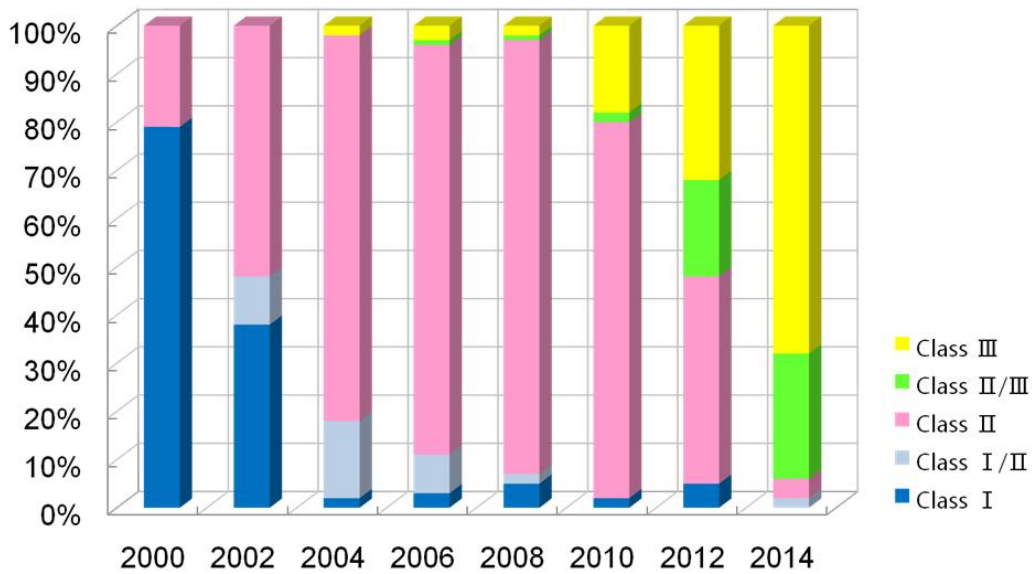


Fig 1-1 Installation rate variation according to wind turbines class (2000~2014)

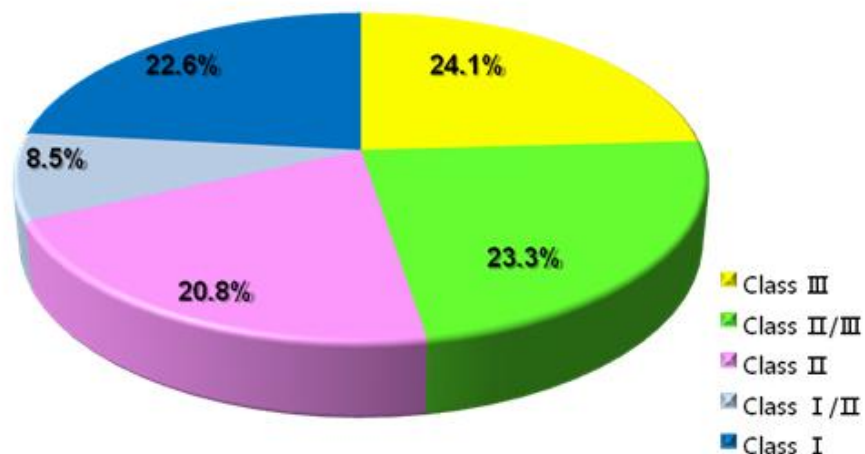


Fig 1-2 IEC classes in TPAs disclosed in 2014

II. 수평축 풍력터빈의 공기역학

1. 운동량 이론(momentum theory)

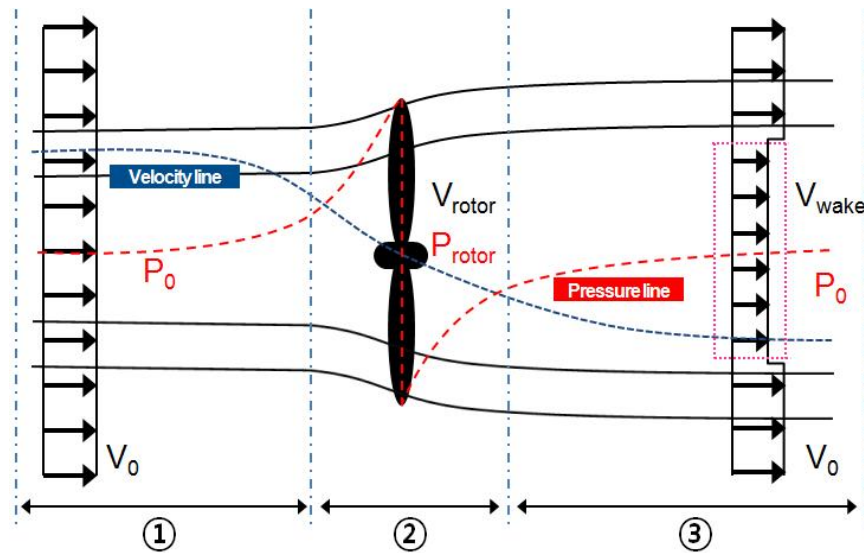


Fig 2-1 Streamlines past the rotor and the axial velocity and pressure up and downstream of the rotor

운동량이론은 질량보존의 법칙, 운동량 보존의 법칙, 베르누이 방정식이 적용되며, 다음의 가정을 전제로 한다.

- (1) 날개의 회전운동을 고려하지 않음(1차원 운동효과만 고려)
- (2) 압력이 변해도 밀도는 일정(비압축성)
- (3) 시간변화에 따른 흐름 변화가 존재하지 않음(정상상태 흐름)
- (4) 점성효과를 고려하지 않음(비점성)

Fig 2-1은 로터 회전면을 통과하는 유선의 흐름을 나타내는 것으로 단면 ①에서의 풍속은 단면 ②로 접근함에 따라 로터디스크의 저항으로 속도가 감소하며, 압력은 반대로 증가하게 된다. 단면 ②는 바람에너지가 로터디스크에서 발생하는 출력으로 변환되면서 압력이 급격히 감소하며, 단면③에서는 기존 단면 ①에서의 압력을 회복하게 된다. 압력이 회복되는 과정에서 바람에너지가 사용되기 때문에 풍속은 지속적으로 감소하게 되며, 압력회복이 완료되는 시점에서 풍속은

일정하게 된다.

단면 ①~③ 구간별로 베르누이 방정식을 적용하여 정리하면 식 2-1, 2-2와 같이 표현된다.

$$P_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 = P_{rotor}^+ + \frac{1}{2}\rho V_{rotor}^2 \quad (2-1)$$

$$P_{rotor}^- + \frac{1}{2}\rho V_{rotor}^2 = P_0 + \frac{1}{2}\rho V_{wake}^2 \quad (2-2)$$

식 2-1과 2-2를 정리하면 식 2-3으로 정리할 수 있다.

$$P_{rotor}^+ - P_{rotor}^- = \frac{1}{2}\rho(V_0^2 - V_{wake}^2) \quad (2-3)$$

압력과 면적의 곱은 추력을 의미하므로 식 2-3은 추력을 나타내는 식 2-4로 정리할 수 있다.

$$T_{rotor} = (P_{rotor}^+ - P_{rotor}^-)A_{rotor} = \frac{1}{2}\rho A_{rotor}(V_0^2 - V_{wake}^2) \quad (2-4)$$

운동량변화를 적용하여 계산된 식 2-5와 식 2-4를 같다고 두고 V_{rotor} 로 정리하면 식 2-6이 된다.

$$T_{rotor} = \rho A_{rotor} V_{rotor} (V_0 - V_{wake}) \quad (2-5)$$

$$V_{rotor} = \frac{1}{2}(V_0 + V_{wake}) \quad (2-6)$$

식 2-6은 로터디스크에서의 유속은 유입속도와 후류속도의 평균을 의미한다. 로터디스크의 유속변화는 축흐름유도계수(axial flow induction factor, a)를 나타

내는 식 2-7을 V_{rotor} 에 향으로 정리하면 식 2-8로 나타낼 수 있다.

$$a = \frac{V_0 - V_{rotor}}{V_0} \quad (2-7)$$

$$V_{rotor} = (1-a)V_0 \quad (2-8)$$

식 2-6과 2-8을 같게 두고 V_{wake} 에 대해 정리하면 식 2-9로 나타낼 수 있다.

$$V_{wake} = (1-2a)V_0 \quad (2-9)$$

$P_{rotor} = T_{rotor} V_{rotor}$ 이므로 식 2-4를 대입하면 2-10으로 나타낼 수 있다. 또한 식 2-8과 2-9를 식 2-10에 대입하여 정리하면 식 2-10으로 나타낼 수 있으며, 동일한 방법으로 식 2-4를 식 2-12로 정리할 수 있다.

$$P_{rotor} = \frac{1}{2} \rho A_{rotor} (V_0^2 - V_{wake}^2) V_{rotor} \quad (2-10)$$

$$P_{rotor} = 2\rho V_0^3 a(1-a)^2 A_{rotor} \quad (2-11)$$

$$T_{rotor} = 2\rho V_0^2 a(1-a) A_{rotor} \quad (2-12)$$

출력 및 추력을 바람으로부터 얻을 수 있는 에너지의 총량으로 나누면, 식 2-13과 2-14와 같이 축흐름유도계수의 향으로 표현할 수 있다.

$$C_P = \frac{P_{rotor}}{\frac{1}{2} \rho A_{rotor} V_0^3} = 4a(1-a)^3 \quad (2-13)$$

$$C_T = \frac{T_{rotor}}{\frac{1}{2} \rho A_{rotor} V_0^2} = 4a(1-a) \quad (2-14)$$

식 2-13을 미분하면 $a=1, \frac{1}{3}$ 이 되며, $a=1$ 이 될 경우 식 2-8을 통해 로터디스크에서의 속도는 0 임에 따라, 물리적으로 의미가 없게 된다. 따라서 $a=\frac{1}{3}$ 일 때, 최대효율은 59.3%가 되며, 이때 효율을 Betz limit라 한다.

$$C_{P \max} = \frac{16}{27} = 0.593 = 59.3\% \quad (2-15)$$

C_T 의 경우, $a=0.5$ 이상에서 식 2-9를 통해 후류에서의 속도는 음의 값을 갖게 되므로, 운동량이론의 붕괴(momentum theory breakdown)를 발생시키게 된다. 따라서 $a \geq 0.5$ 구간에서는 실험을 통한 보정식이 적용될 필요가 있다.

2. 로터이론

운동량이론에서는 유입되는 바람이 로터디스크를 통과할 경우 축 방향에서 변화되는 속도와 압력만을 고려하였다. 따라서 로터이론에서는 회전에 의한 성분을 고려한다. Fig 2-2와 같이 풍력터빈 로터 블레이드의 중심으로부터 거리 r 만큼

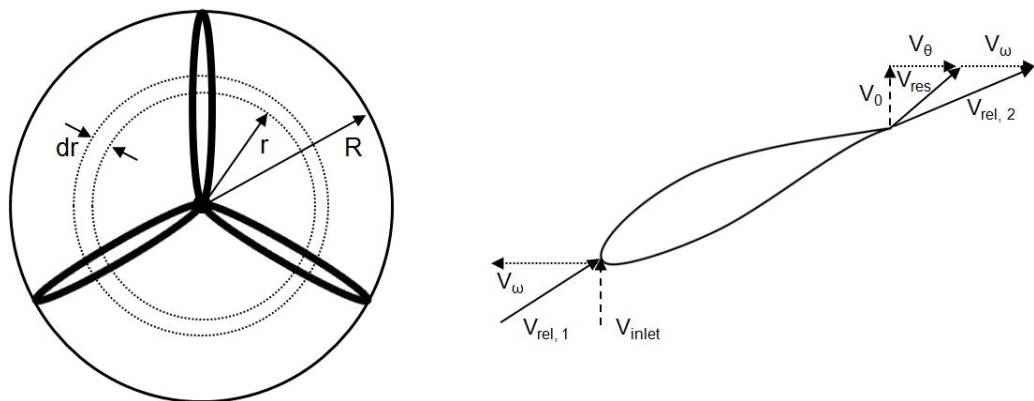


Fig 2-2 The velocity triangle for a section of the rotor

떨어진 미소면적 dr 에 작용하는 토크는 오일러의 터빈 방정식을 이용하여 2-16으로 나타낼 수 있다.

$$dQ = 2\pi r^2 \rho V_{rotor} V_\theta dr \quad (2-16)$$

미소면적 dr 에 작용하는 토크와 회전속도를 곱하면 미소단면에서 발생하는 출력으로 식 2-17과 같이 나타낼 수 있다. 접선흐름유도계수를 후류의 접선방향 속도 성분 V_θ 로 정리하면 식 2-18로 나타낼 수 있으며, 이를 식 2-16에 대입하여 적분하면 식 2-19과 같이 나타낼 수 있다.

$$dP = dQ \times \omega = 2\pi r^2 \rho V_{rotor} V_\theta \omega dr \quad (2-17)$$

$$a' = \frac{V_\theta}{2\omega r} \rightarrow V_\theta = 2a' \omega r \quad (2-18)$$

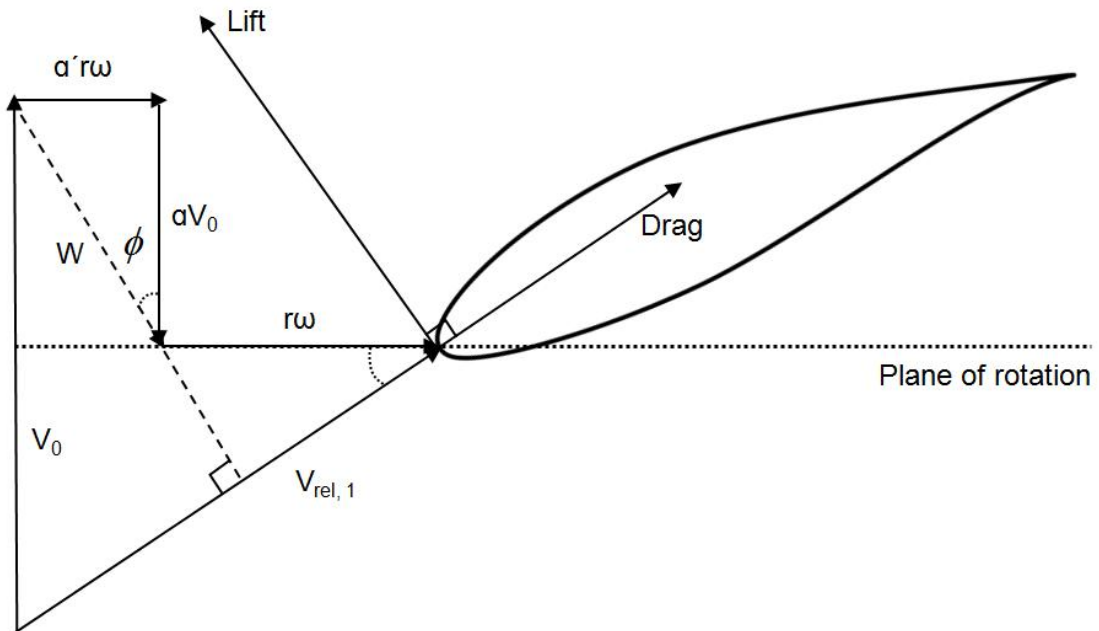


Fig 2-3 Velocity triangle showing the induced velocities for a section of the blade

$$P = 4\pi\rho\omega^2 V_0 \int_0^R a'(1-a)r^3 dr \quad (2-19)$$

출력은 바람으로부터 얻을 수 있는 에너지의 총량으로 나누면 출력계수로 표현할 수 있으며, 계산된 출력계수를 주속비($\lambda = \frac{R\omega}{V_0}$)와 국부 주속비($\lambda_{local} = \frac{r\omega}{V_0}$)의 함수로 나타내면 식 2-20으로 정리할 수 있다.

$$C_P = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1-a)\lambda_{local}^3 d\lambda_{local} \quad (2-20)$$

식 2-20을 통해 효율을 나타내는 출력계수는 $f(a, a') = a'(1-a)$ 조건이 최대가 될 경우 가장 높은 효율을 얻을 수 있음을 보여준다. 따라서 이 조건에 대해 편미분을 적용하여 정리하면 a' 은 식 2-21과 같이 a 의 함수로 나타낼 수 있다.

$$a' = \frac{3a-1}{1-4a} \quad (2-21)$$

Fig 2-3은 관찰자 시점이 블레이드 내부에 존재할 경우 로터 단면의 유도속도와 속도 삼각형을 나타내는 것으로, 에어포일 받음각이 실속 이하인 경우 포텐셜 유동이론(potential flow theory)에 의해 상대속도(V_R)에 수직한 방향으로 발생하는 양력을 계산할 수 있으며, 유도속도(V_I)는 양력과 반대 방향으로 발생된다. 또한 초기 유입 풍속은 로터에 의해 aV_0 만큼 감속되게 되는 것을 나타낸다. 이 상과 같이 V_I 의 방향이 V_R 에 대해 수직하게 발생되므로, 회전방향 유도속도는 $a'rw$ 크기만큼 회전반대 방향으로 발생되게 된다. 따라서 V_I, V_R 에 의해 형성된 유동각(ϕ)은 서로 동일하므로 식 2-22로 표현할 수 있으며, 이를 λ_{local} 항으로 정리하면 a, a' 의 함수로 나타낼 수 있다. 또한 식 2-17을 대입하여 2-23으로 정리할 수 있다.

$$\tan\phi = \frac{a'r\omega}{aV_0} = \frac{(1-a)V_0}{(1+a')\omega r} \quad (2-22)$$

$$\lambda_{local}^2 = \frac{a(1-a)}{a'(1+a')} = \frac{(1-a)(4a-1)^2}{(1-3a)} \quad (2-23)$$

앞서 계산된 식 2-21과 2-23을 식 2-20에 대입하여 정리하면 a 의 함수인 식 2-24로 나타낼 수 있다.

$$C_{P,max} = \frac{24}{\lambda^2} \int_0^\lambda \left(\frac{(1-a)(1-2a)(1-4a)}{(1-3a)} \right)^2 da \quad (2-24)$$

블레이드 루트에서 $\lambda_{local} = 0$ ($\because r=0$)이므로 식 2-20에서 $a_1 = 0.25$ 임을 알 수 있다. a_2 는 팁에서의 λ_{local} 를 의미하므로, $\lambda = \lambda_{local}$ 의 관계가 성립한다. λ 의 변화에 따른 a_2 를 계산할 수 있으므로, 식 2-24를 통해 C_P 를 구할 수 있다. λ 는 팁 속도($V_T = \omega r$)의 함수이므로, r 이 고정될 경우 회전속도(ω)의 변화에 따라 C_P 는 증가하며, 대략 $\lambda = 7 \sim 10$ 의 범위에서 C_P 는 betz limit인 0.593에 근접한다. 따라서 높은 효율을 얻기 위해 현대식 풍력터빈의 주속비는 이 범위에 해당되도록 설계 된다.

3. 날개요소운동량 이론(Blade Element Momentum theory, BEM)

날개요소 운동량이론은 블레이드 국부 단면에 작용하는 힘의 관계, 운동량 그리고 로터 이론이 서로 결합된 형태이다. 또한 블레이드 루트에서 팁으로 이동하는 반경방향흐름이 존재하지 않기 때문에 미소요소 dr 은 운동량 교환이 발생하지 않는 완전한 상호 독립적인 요소로 생각될 수 있다. 따라서 운동량이론으로 유도된 로터디스크에 작용하는 추력(T_{rotor})은 미소요소 dr 에 동일하게 작용한다고 볼 수 있으므로 식 2-12를 미분하여 식 2-25인 미소요소에 발생하는 dT_{rotor} 를 구할 수 있다. 또한 로터이론에서 미소 토크 계산 식 2-16은 식 2-8과

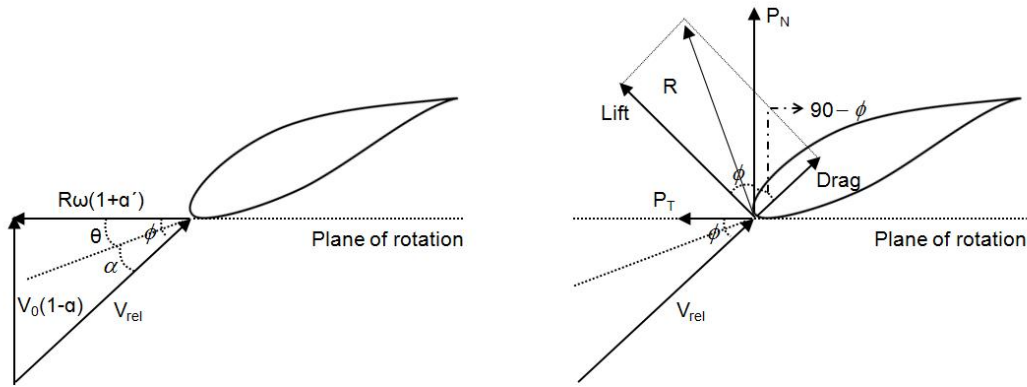


Fig 2-4 Velocity at the rotor plane(left), the local loads on a blade(right)

2-17을 대입하여 식 2-26으로 정리할 수 있다.

$$T_{rotor} = 2\rho V_0^2 a(1-a)A_{rotor} \rightarrow dT_{rotor} = 4\pi r \rho V_0^2 a(1-a)dr \quad (2-25)$$

$$dQ = 4\pi r^3 \rho V_0 \omega(1-a)a' dr \quad (2-26)$$

Fig 2-4는 블레이드 단면에 작용하는 힘과 속도삼각형을 나타내고 있다. 속도 삼각형을 통해 블레이드를 미는 힘 P_T (수평방향)와 회전하는 힘, P_N (수직방향)에 관한 관계식을 도출 할 수 있고, 이를 식 2-27로 나타낼 수 있다.

$$P_N = L \cos \phi + D \sin \phi, \quad P_T = L \sin \phi - D \cos \phi \quad (2-27)$$

양력과 항력은 식 2-28과 같기 때문에 이를 적용하여, 식 2-27을 2-29로 나타낼 수 있다.

$$L = \frac{1}{2} \rho V_R^2 c C_L, \quad D = \frac{1}{2} \rho V_R^2 c C_D \quad (2-28)$$

$$C_N = C_L \cos \phi + C_D \sin \phi, \quad C_T = C_L \sin \phi - C_D \cos \phi \quad (2-29)$$

여기서, $C_N = \frac{P_N}{\frac{1}{2}\rho V_R^2 c}$, $C_T = \frac{P_T}{\frac{1}{2}\rho V_R^2 c}$ 를 나타낸다.

블레이드 수 B를 갖는 풍력터빈의 미소요소에 작용하는 추력과 토크는 C_N , C_T 를 적용하여 식 2-30과 같이 나타낼 수 있다.

$$dT_{rotor} = BP_N dr = \frac{1}{2}\rho V_R^2 c C_N B dr, \quad dQ = BP_T r dr = \frac{1}{2}\rho V_R^2 c C_T B r dr \quad (2-30)$$

Fig 2-5를 통해 삼각함수를 적용하여 상대속도를 구할 수 있고 이는 식 2-31로 표현될 수 있다.

$$\sin\phi = \frac{V_0(1-a)}{V_R}, \quad \cos\phi = \frac{r\omega(1+a')}{V_R} \quad (2-31)$$

식 2-31을 2-30에 대입하여 정리하면 식 2-32로 정리될 수 있다.

$$dT_{rotor} = \frac{1}{2}\rho B \frac{V_0^2(1-a)^2}{\sin^2\phi} c C_N dr, \quad dQ = \frac{1}{2}\rho B \frac{V_0(1-a)r\omega(1+a')}{\sin\phi \cos\phi} c C_T r dr \quad (2-32)$$

이상과 같이 구해진 미소요소에 작용하는 추력과 토크는 앞에서 운동량 및 로터 이론에서 계산된 식 2-25, 2-26과 결합하여 흐름유도계수를 나타내는 식 2-33으로 정리할 수 있다.

$$a = \frac{1}{\frac{4\sin^2\phi}{\sigma C_N} + 1}, \quad a' = \frac{1}{\frac{4\sin\phi \cos\phi}{\sigma C_T} - 1} \left\langle \sigma = \frac{cB}{2\pi r} \right\rangle \quad (2-33)$$

여기서, σ 는 블레이드 미소요소의 솔리디티를 나타낸다.

이상과 같이 운동량과 로터 이론의 결합된 형태인 날개요소운동량이론을 통해 미소요소에서의 흐름유도계수를 도출할 수 있었다. 흐름 유도계수들은 토크, 추력의 함수이므로 이를 적용하여 블레이드의 성능을 구할 수 있다^[10~12].

4. 팁 손실 계수 적용

이전 장에서 운동량이론과 날개요소운동량이론을 서로 결합하여 블레이드의 성능을 결정짓는 중요 요소인 흐름유도계수들을 구할 수 있었다. 유한한 길이를 갖는 블레이드는 팁 영역에서 흡입면과 압력면의 압력차로 인해 와류가 발생하게 된다. 이는 블레이드가 회전을 할 때 원동력이 되는 양력의 감소를 발생시켜 결과적으로 성능측면에서 부정적인 영향을 끼치게 된다. 따라서 블레이드에서 발생하는 출력을 수치적으로 신뢰성 있게 모사하기 위해서는 팁 손실을 고려해 줄 필요가 있다.

Prandtl은 터빈 후류의 헬리컬 와류 패턴을 vortex sheet 형태로 모델링하여 단순화하였고, 팁 영역에서의 유도속도 발생에 의한 손실을 고려하기 위해 식2-34와 같은 보정계수를 제안하였다.

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} e^{-\frac{B}{2} \frac{R-r}{r \sin \phi}} \quad (2-34)$$

식 2-34를 흐름유도계수를 나타내는 식 2-33에 고려하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$a = \frac{1}{\frac{4F \sin^2 \phi}{\sigma C_N} + 1}, \quad a' = \frac{1}{\frac{4F \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_T} - 1} \quad (2-35)$$

III. 저 풍속 지역에 최적화된 블레이드 설계

1. 사전설계준비

블레이드의 초기 설계사양 결정과정에서는 로터직경, 팁 속도의 결정이 필요하며, 출력성능과 구조안전성을 고려하여 에어포일을 선정 한 후, 받음각 변화에 따라 신뢰성 있는 공력성능데이터(C_L , C_D)를 확보해야 한다. 결정된 설계사양 및 설계변수들을 이용하여 블레이드에 대한 공력설계를 수행하며, 반복적인 설계개선 및 성능해석을 통해 설계조건을 모두 만족하는 최종 공력설계결과를 얻게 된다. 이상과 같은 이유로 인해 블레이드 공력설계 전 다음과 같은 준비 작업을 거쳐야 한다.

1.1 로터 직경 및 팁 속도 선정

Kim 등^[13]에 의해 수행된 2MW급 풍력터빈 블레이드 최적설계 연구결과에서는 로터직경의 결정을 위해 특정범위의 용량을 갖는 상용 블레이드의 단위면적당 출력(specific power) 경향성을 분석하였으며, 표본으로 선택한 단위 면적당 출력 평균값에 근거한 로터직경 결정방법은 현재의 제작기술 및 경제성이 고려된 효과적인 방법이라고 제안하였다. 따라서 본 연구에서는 로터직경의 결정을 위해 Fig 3-1에 나타낸바와 같이, 상용화된 2.5~3.5MW급 풍력터빈 52기의 단위 면적당 출력 경향성을 조사하였다. 그 결과 약 270~380W/m²의 범위를 보이고 있으며, 380W/m² 조건에서 가장 높은 단위 면적당 출력이 나타남에 따라 baseline 블레이드의 로터직경을 100m로 결정하였다.

Fig 3-2에 나타낸바와 같이, 팁 속도를 결정하기 위해 3MW급 육상용 풍력터빈 32기에 대한 정격풍속 조건에 따른 팁 속도 경향성을 분석하였으며, 그 결과 정격풍속이 10.3m/s~13m/s 범위에 해당하는 육상용 풍력터빈들의 팁 속도는 대부분 75m/s~80m/s 범위 내에서 결정되는 것으로 확인되었다. 따라서 본 연구에서는 블레이드 공력소음 발생을 최소화하기 위해 팁 속도를 75m/s로 선정하였으며 $V_{tip} = \Omega R$ 공식에 의해 로터 회전속도는 14.3rpm이 된다.

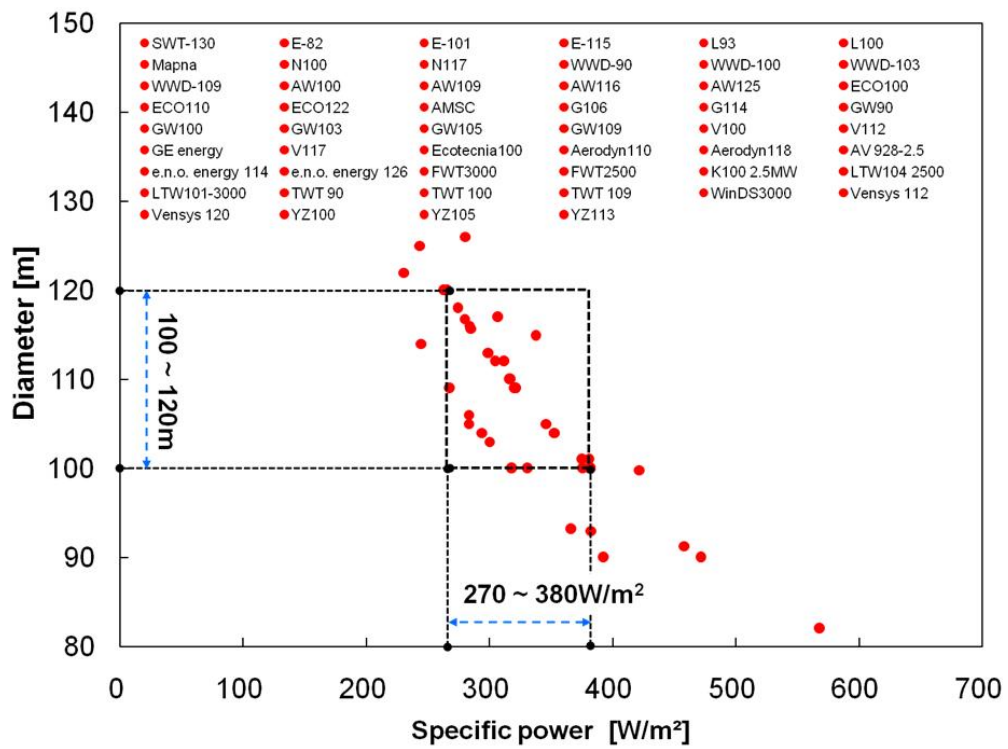


Fig 3-1 Correlation of rotor diameter and power per unit area of 3MW wind turbines

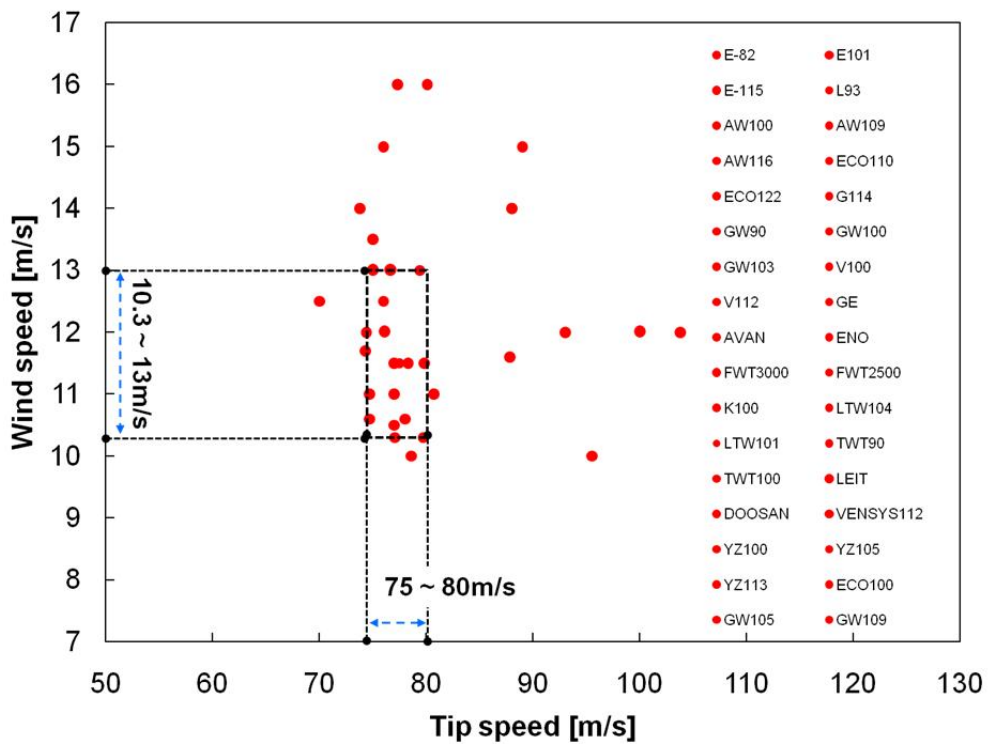


Fig 3-2 Correlation of rated wind speed and tip speed of 3MW wind turbines

1.2 에어포일 배치 및 선정

블레이드는 다양한 두께를 갖는 에어포일의 집합체이다. 에어포일은 상대두께 변화에 따라 공력성능 및 구조강도 특성에서 큰 차이를 보이기 때문에 블레이드 성능 및 구조적인 측면을 고려하여 root에서 tip방향으로 어떤 위치에 배치할 것 인지를 신중히 결정해야 한다. 따라서 본 논문에서는 NREL(National Renewable Energy Laboratory) 및 ECN(Energy research Centre of the Netherlands)에서 설계 된 블레이드 형상 데이터를 참조하여 블레이드 반경 별 에어포일 상대 두께 분포도를 조사하였으며^(14~16), 이들 데이터에 평균값을 블레이드 설계 시 적용 하였다.

Fig 3-3은 이에 대한 결과를 나타내는 것으로, 39.5%, 34.6%, 30%, 25%, 21% 그리고 18%의 상대두께를 갖는 에어포일을 무차원 반경거리 0.21, 0.29, 0.38, 0.47, 0.62, 0.69 위치에 개별로 배치한 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 풍력터빈 블레이드 성능에 가장 큰 영향을 미치는 영역은 70~90%인 것으로 알려져 있기 때문에 70% 이상 영역은 우수한 성능특성을 갖는 NACA 계열을, 그 이하 영역은 구조안정성을 고려하여 DU계열을 사용하였다.

대부분의 대형 풍력터빈들은 출력성능 확보를 위해 팁 에어포일로서 NACA 6 자리 계열 에어포일을 사용한다. NACA계열 중 4, 5 자리수도 초기 사용되었으나, 풍력터빈 운전 시 블레이드 팁 영역에서 발생하는 전연부 오염으로 인한 출력성능저하를 고려하여 현재는 이들 에어포일은 사용을 하지 않고 있다^[17]. 따라서 70%영역 이후 구간에서는 18% 두께 비를 갖는 NACA 6자리 계열 에어포일을 사용하였다. NACA 6자리 계열을 기준으로 tip 에어포일을 결정하고자 NACA-64618, NACA-64418, NACA-63418, NACA-64218의 양항비를 서로 비교하여 Fig 3-4에 나타냈다.

Fig 3-4는 받음각 10도 이하 변화구간에서 대부분 NACA-64618 에어포일의 양항비가 다른 에어포일들과 비교했을 때 매우 우수함을 나타낸다. 받음각 10도 이상 구간에서는 일반적으로 피치제어로 인해 블레이드 출력 성능에 미치는 영향은 거의 없다. 따라서 본 논문에서는 70% 이상 구간에서 NACA-64618 에어포일을 사용하기로 결정하였으며, 그 이하 영역은 DU-W2-401, DU00-W2-350, DU97-W-300, DU91-W2-250, DU00-W-212를 사용하였다.

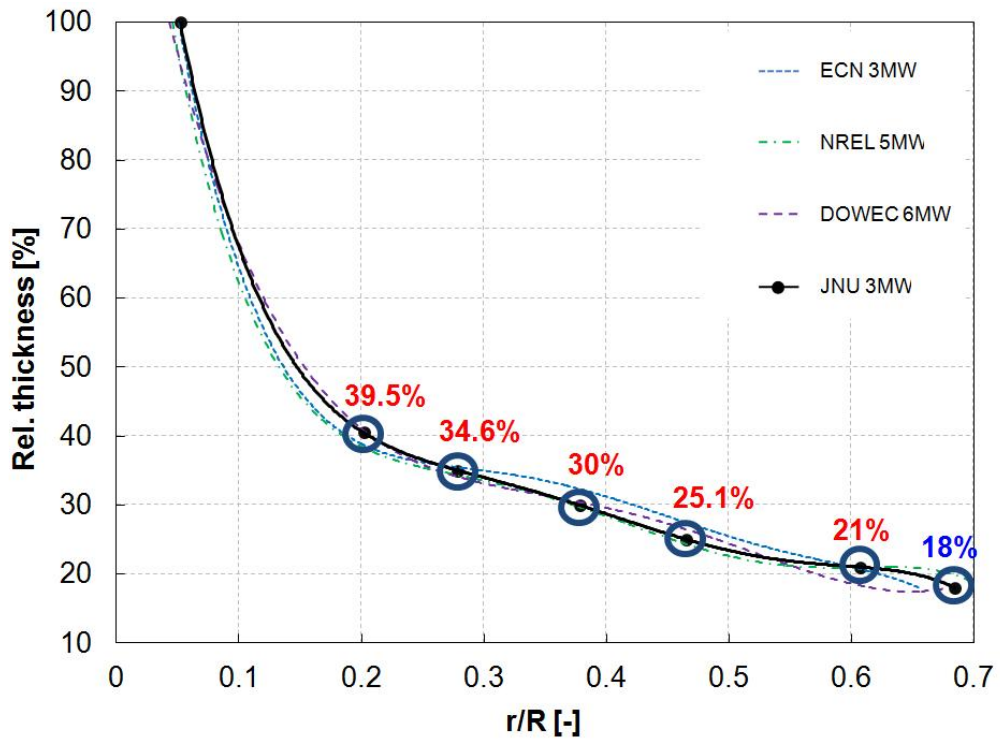


Fig 3-3 Thickness distribution as a variation of blade radius

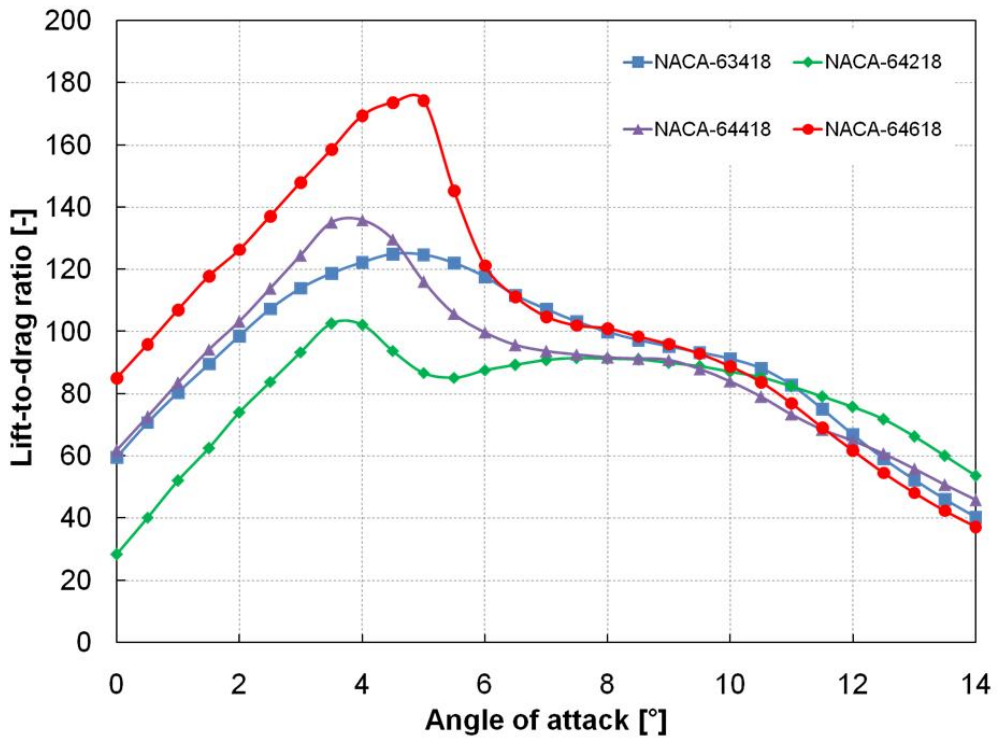


Fig 3-4 Comparison of lift to drag ratio about NACA 6-digit airfoil series

1.3 공력성능데이터 확보

일반적으로 선정된 에어포일에 대한 2차원 공력성능데이터를 확보하기 위해, X-Foil S/W를 사용하게 된다. X-Foil S/W는 실속영역 이전 받음각 구간에서 비교적 신뢰성 있는 데이터를 확보할 수 있는 장점이 있는 반면, 실속 받음각 이상 구간에서는 표면경계층 박리지점 및 천이영역을 부정확하게 예측함에 따라 실속현상이 지연되어 나타나는 단점이 존재한다. BEM 기법은 블레이드 설계 과정에서 사용되는 에어포일의 양력계수와 항력계수에 의존하여 성능이 해석되므로 X-Foil S/W로 예측된 공력성능 데이터를 사용할 경우 부정확한 성능 결과가 예측될 수 있다. 따라서 신뢰성 있는 공력성능 데이터를 확보하기 위해서는 풍동 시험을 통해 데이터를 취득하는 방법이 가장 이상적이라고 할 수 있다.

ECN에서는 블레이드 설계를 위한 신뢰성 있는 공력성능데이터를 확보하기 위해 ATG(Aerodynamic Table Generator) S/W⁽¹⁸⁾를 개발하였다. ATG는 특정 레이놀즈수에서 수행된 풍동시험 결과를 기반으로 데이터를 제공할 뿐만 아니라, 3차원 회전효과를 고려하여 공력성능데이터를 확보할 수 있다. 실제 풍력터빈 블레이드 표면에서 발생하는 유동은 회전효과가 고려되기 때문에 2차원 단면에서 확보된 공력성능데이터와 차이가 발생할 수 있다. 따라서 Snel등이⁽¹⁹⁾ 제안한 방법에 따라 Fig 3-5에 나타낸 AR , c/r 변수를 고려하여 3차원 회전 효과를 고려할 필요가 있으므로, 본 논문에서는 ATG S/W를 사용하여 회전효과가 적용된 공력성능데이터를 확보하여 블레이드 성능해석을 위한 입력 데이터로 사용하였다.

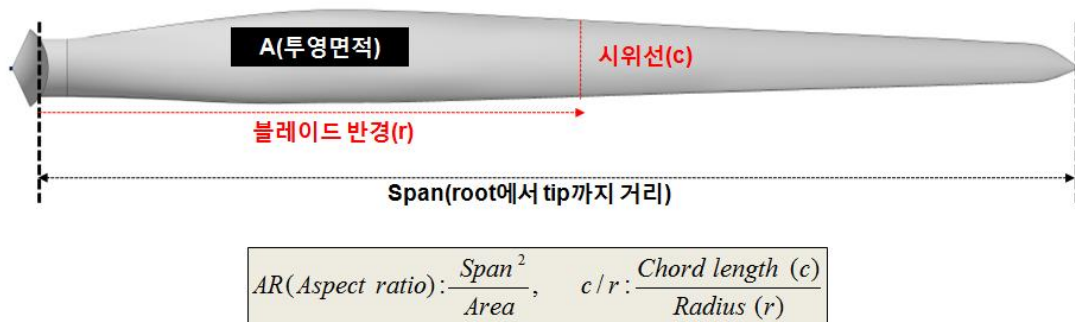


Fig 3-5 Variables for rotation effect

2. Baseline 블레이드 설계

2.1 블레이드 설계과정 정립

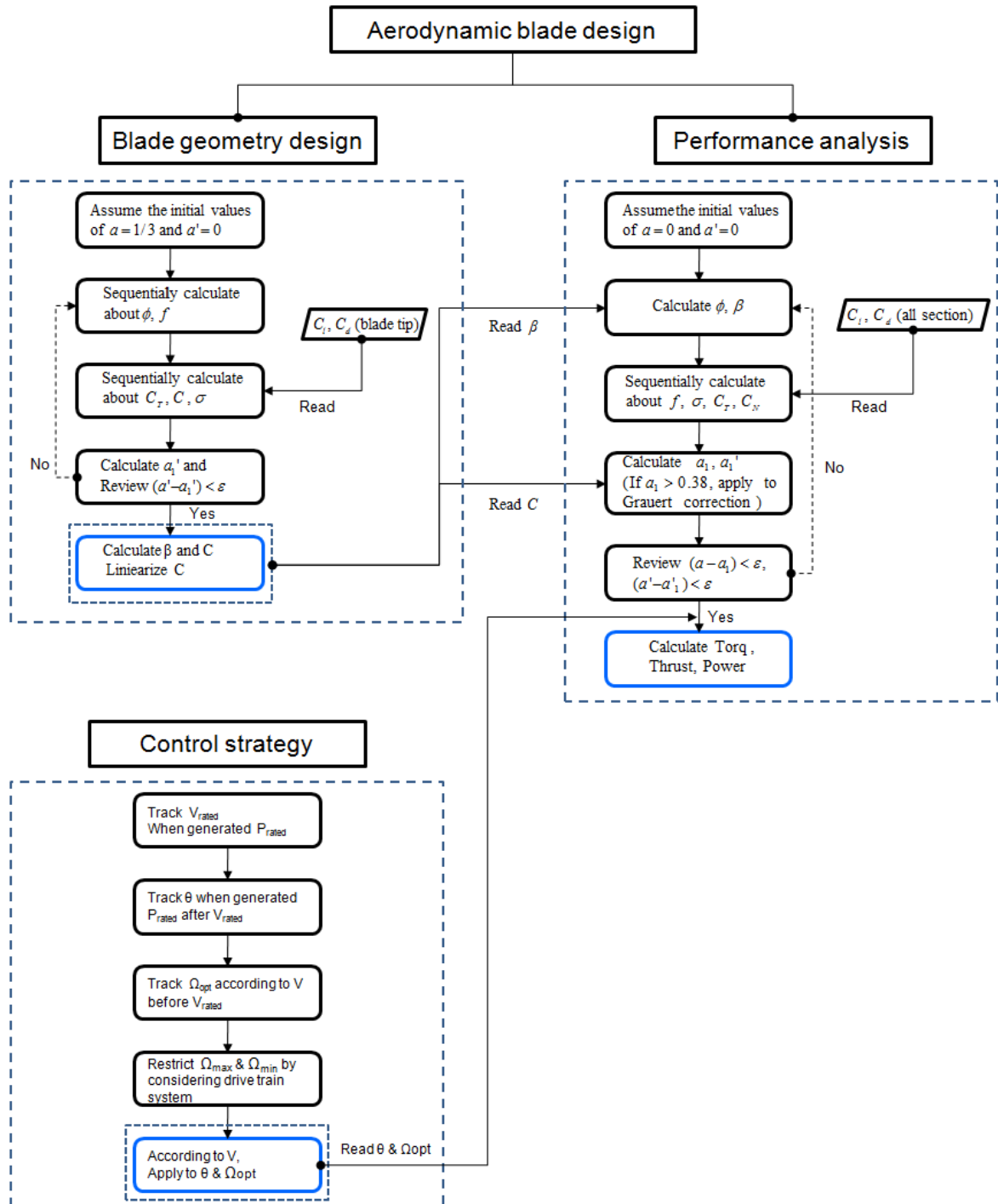


Fig 3-6 Aerodynamic design process of wind turbine blade

풍력터빈 블레이드의 공력설계 과정은 크게 형상설계단계, 성능해석 단계 그리고 컨트롤 적용 단계로 구분할 수 있다. 형상설계 단계에서는 블레이드 길이 방향 별 현의길이와 비틀림각의 분포도를 구하며, 성능해석은 블레이드에서 발생하는 토크, 추력, 출력을 계산하게 된다. 마지막으로 컨트롤 적용 단계에서는 정격 풍속 전 후 구간에서 출력 극대화 및 안정적인 제어를 수행하게 된다. 이를 흐름도로 나타내면 Fig 3-6과 같다.

2.2 형상설계 및 성능해석

형상설계를 위해서는 블레이드 반경에 따른 현의길이와 비틀림각을 계산해야 한다. 이전 장에서 언급된 팁 손실계수가 고려된 축흐름유도계수를 유동각 및 솔리디티 식을 대입하여 정리하면 식 2-36과 같이 무차원 현의 길이로 나타낼 수 있다.

$$\frac{c}{R} = 4\pi \frac{r}{R} \sin^2 \left(\arctan \left(\frac{1-a}{1+a'} \frac{1}{\lambda_{design}} \frac{1}{r/R} \right) \right) F \frac{1}{c_N} \frac{1}{B} \quad (2-36)$$

앞서 Betz는 축흐름유도계수의 값이 1/3일 경우 가장 이상적인 효율을 얻을 수 있음을 밝혔다. 따라서 축흐름유도계수를 1/3로 대입하여 정리하면 이상적인 현의길이를 구할 수 있으며, 이를 식 2-37로 나타낼 수 있다⁽¹¹⁾.

$$\frac{c}{R} = 4\pi \frac{r}{R} \sin^2 \left(\arctan \left(\frac{2/3}{1+a'} \frac{1}{\lambda_{design}} \frac{1}{r/R} \right) \right) F \frac{1}{c_N} \frac{1}{B} \quad (2-37)$$

축흐름유도계수가 결정됨에 따라 현의길이를 계산하기 위해 알아야 될 변수는 회전 방향성분(c_N), 접선흐름유도계수(a') 그리고 설계 주속비(λ_{design})이다. 회전방향 성분을 구하기 위해서는 식 2-29와 같이 양력 및 항력계수를 알아야 한다. 이는 블레이드 형상 설계 시 사용되는 팁 에어포일의 최대 양항비를 적용하여 구할 수 있다.

다음으로 접선흐름유도계수를 계산하기 위해 식 2-35와 같이 유동각을 구해야

하나, 유동각을 계산하기 위해서는 식 2-31과 같이 접선흐름유도계수를 필요로 한다. 따라서 이들은 서로 종속변수 관계이므로 반복계산 과정을 통해 허용오차 범위 내에서 근사치를 계산해야 한다.

회전방향 성분, 접선흐름유도계수가 구해지면 설계주속비 변화에 따른 블레이드 반경 별 무차원화 된 현의 길이를 구할 수 있다. 하지만 식 2-37을 통해 계산된 현의길이 분포는 root 영역에서 급격히 증가하는 특성을 보이므로 제작이 힘들어질 뿐만 아니라 비용 증가를 가져온다. 또한 root영역은 일반적으로 블레이드 설계 시 공력적인 측면에 큰 영향을 미치지 않는 영역이므로 가장 큰 영향을 미치는 70%~90%(블레이드 길이 방향) 범위 내에서 선형화하여 현의길이 분포를 감소시켰다. 이상과 같은 과정을 통해 설계 주속비 변화에 따른 선형화된 현의 길이 분포를 구할 수 있으며, 본 논문에서 설계된 블레이드와 유사한 사양을 보유한 ECN에서 설계된 블레이드 형상^[20]을 참조하여 설계주속비를 7.6으로 결정하였다.

비틀림각은 Fig 2-5를 통해 식 2-38로 표현할 수 있다. 여기서 α_{design} 은 팁 에어포일에서 최대 양향비가 발생하는 받음각을 의미한다.

$$\theta = \phi - \alpha_{design} \quad (2-38)$$

이상과 같은 과정을 통해서 설계된 블레이드 형상을 Fig 3-7에 나타내었으며,

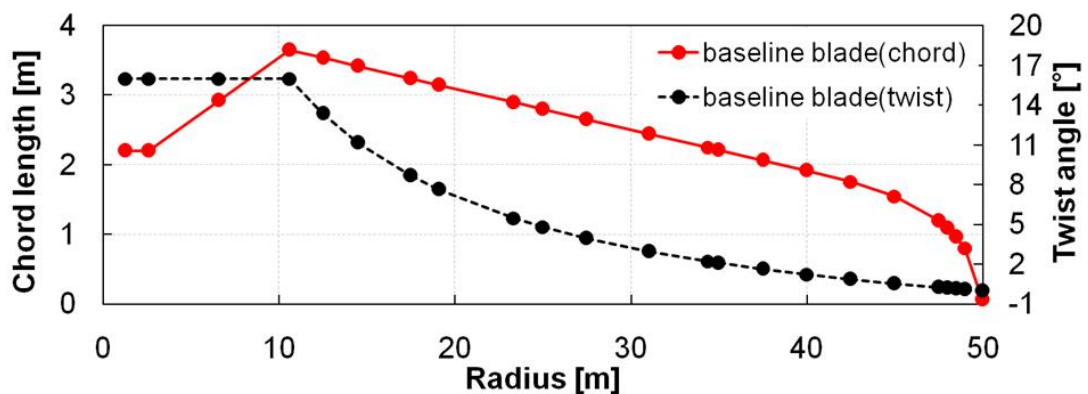


Fig 3-7 Baseline blade geometry

설계 시 적용된 사양을 Table 3-1에 정리하였다.

성능해석은 Fig 3-6에 정리된 performance analysis 단계에 따라 흐름유도계수들을 초기 0로 가정을 한 후 반복계산 과정을 거쳐서 수행되며, 앞서 언급된 바와 같이 축흐름유도계수 값이 0.5이상이면 이론식의 붕괴가 발생되어 보정식을 적용해 줄 필요가 있다. ECN에서 개발된 성능해석 프로그램인 BOT(Blade Optimization Tool)는 축흐름유도계수가 0.38이상이면 보정식이 적용된다^[21]. 따라서 본 논문에서는 동일한 기준값에서 보정식을 적용하였다. Fig 3-8은 Glauert의 운동량이론 보정과 풍력터빈의 후류 구조를 보여준다. 축흐름유도계수의 증가는 블레이드 뒷단으로 통과되는 풍속이 감소되는 것을 의미하기 때문에, 블레이드의 추력은 증가되게 된다. 따라서 블레이드 설계 시 축흐름유도계수가 0.38이하이면 기존 BEM 기법을 통해 도출된 식 2-35를, 초과하면 식 2-39를 적용하였다.

$$a > 0.38, H = \frac{4a(1-a)}{C_{T1} - 4(\sqrt{C_{T1}} - 1)(1-a)} \rightarrow a = \frac{1}{\frac{1}{H} \frac{4F \sin^2 \phi}{\sigma C_N} + 1} \quad (2-39)$$

여기서 $C_{T1} = 1.54$ 로 축흐름유도계수 값이 1일 때 추력계수를 나타낸다.

접선유도방향계수는 기존 식의 보정 없이 그대로 사용되며, 계산된 흐름유도계수들을 식 2-32에 적용하여 미소 토크와 추력을 계산할 수 있다. 이를 블레이드 길이에 대해 적분하면 블레이드 전체에 작용하는 토크와 추력을 구할 수 있으며, $P = Q\Omega$ 을 통해 출력을 구할 수 있다. 풍력터빈은 기계적인 에너지를 전기적인 에너지로 변환하는 과정에서 손실이 발생 되므로, 본 논문에서는 NERL Report를 참조하여 5.6%의 에너지 손실율이 발생된다고 가정하였다^[22].

Table 3-1 Design specification of baseline blade

정격출력	3MW	팁 속도	75m/s
로터직경	100m	허브직경	2.6m
날개의 회전면적	7854m ²	설계 주속비	7.6
로터회전속도	14.3rpm	블레이드 수	3

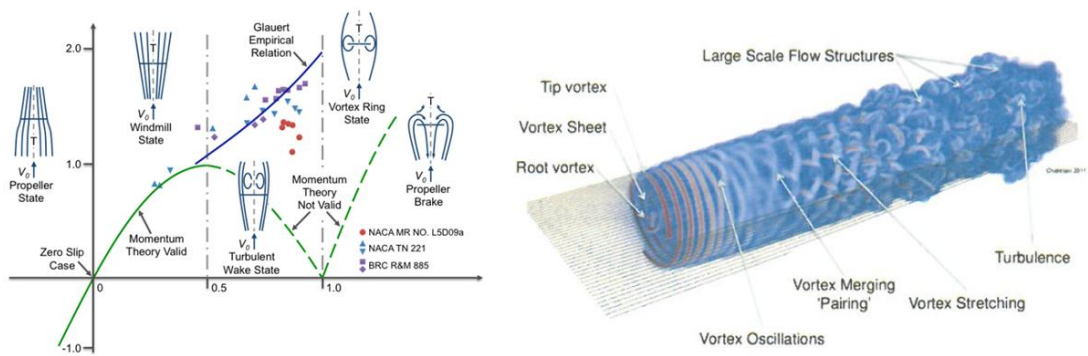


Fig 3-8 Glauert empirical formula(left), wake in wind turbine(right)

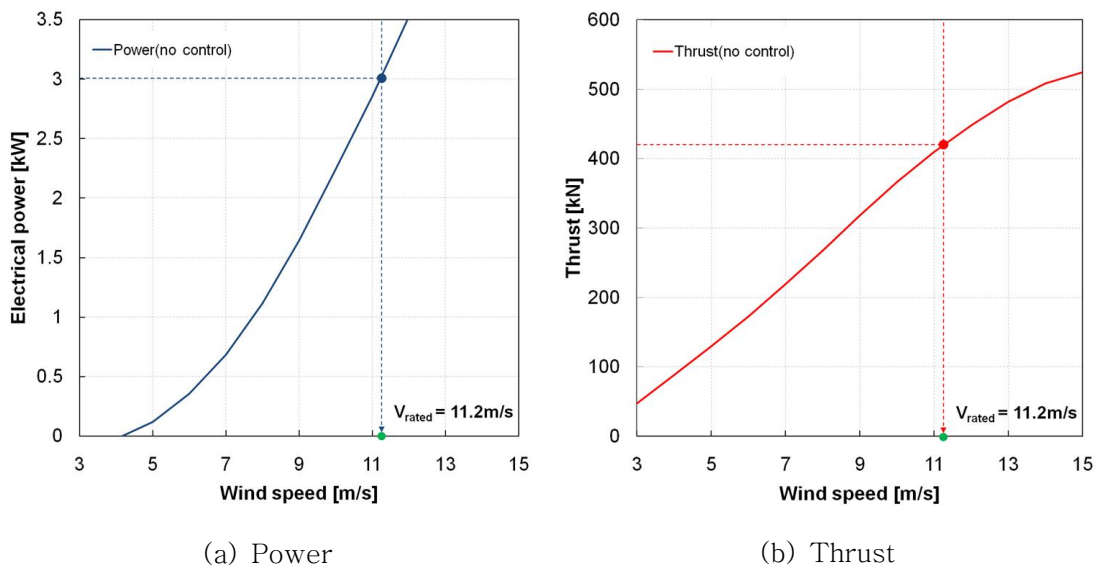


Fig 3-9 Performance curves based on baseline blade (uncontrolled)

Fig 3-9는 피치 및 토크 제어가 적용되지 않은 성능해석 결과로 (a)는 출력을 (b)는 추력을 나타낸다. (a)를 통해 제어 알고리즘이 적용되지 않은 경우 시동 풍속은 대략 4m/s이며, 11.2m/s 이상 풍속구간에서 정격출력이 3MW를 초과하는 것을 확인할 수 있다. (b)의 경우 풍속 11.2m/s에서 추력은 418.3kN이 발생되며, 11.2m/s 이상 풍속구간에서 추력이 지속적으로 증가됨을 알 수 있다. 따라서 정격 풍속 이전 구간에서는 토크제어를 적용하여 발전출력이 발생되기 시작하는 시동 풍속을 감소시켜 출력량을 향상시키고, 이상구간에서는 피치제어를 통해 안정적으로 출력 및 추력을 유지할 수 있도록 제어알고리즘이 적용될 필요가 있다.

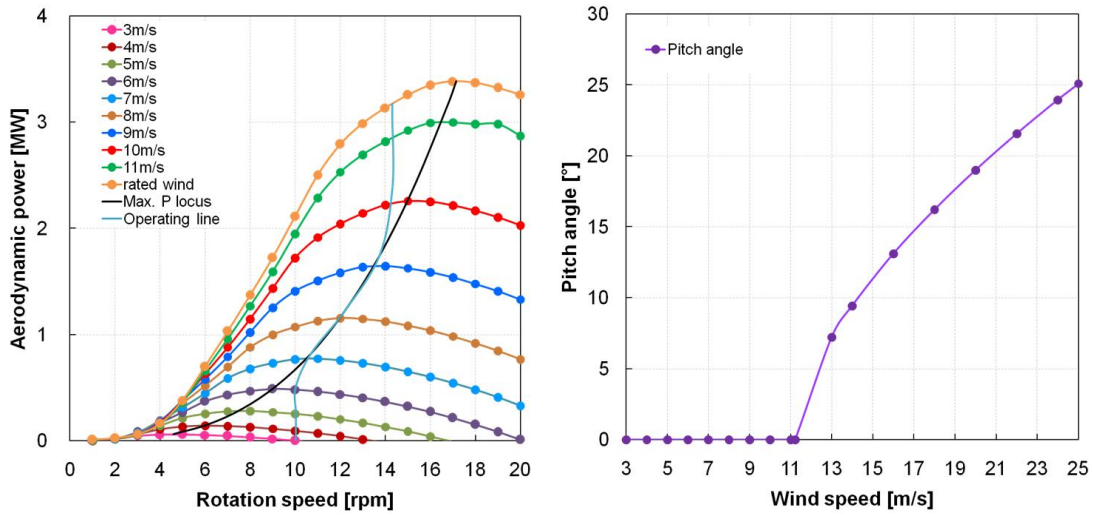
2.3 피치 및 토크 제어 적용

일반적으로 풍력터빈은 출력제어방식에 따라 실속제어형(stall-regulated type)과 피치제어형(pitch-regulated type)으로 구분되며, 로터 운전속도에 따라 정속형(fixed rotor speed)과 가변속형(variable rotor speed) 풍력발전기로 나뉜다. 실속제어형은 유입풍속 변화에 따라 일정수준 이상 받음각이 증가하면 실속현상으로 인한 양력의 감소로 출력이 제어되는 방식이다. 하지만 안정적으로 출력을 제어하기 어려우며, 특히 실속현상으로 인해 양력은 감소하는 반면 항력이 급격히 증가하여 추력이 증가되므로 구조적 측면에서 불리하다. 정속형은 구조가 간단하여 발전기의 가격측면에서 유리한 면이 있으나, 특정풍속에서만 최대효율을 발생시킬 수 있는 단점 때문에 1990년대 이후로는 대형 풍력터빈에는 크게 사용되지 않고 있다. 반면, 피치제어형은 정격풍속이상 구간에서는 피치각을 조절하여 받음각을 감소시키기 때문에 양력 및 항력을 감소시켜 안정적으로 출력을 제어하며 추력을 감소시킬 수 있다. 또한 토크제어형은 풍속변화에 따른 최적 로터회전속도를 추적하기 때문에 정격풍속이하 구간에서 최대효율을 발생시킬 수 있다^[23]. 이상과 같은 이유로 제조사들은 대형 풍력터빈 제작 시 가변속형과 피치제어형을 적용하고 있는 추세이다. 따라서 본 논문에서는 Fig 3-6에 control strategy 항목을 참조하여 피치 및 토크 제어를 적용하였다.

Fig 3-10은 출력과 추력을 제어하기 위해 피치와 토크제어를 적용한 결과를 나타낸다. (a)는 유입풍속 별 최적회전속도를 적용한 결과, 대부분 풍속조건에서 정격회전속도 14.3rpm 보다 저속에서 최대 출력이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 가장 이상적으로 출력을 제어하기 위해서는 Max. P locus와 같이 모든 풍속 구간에서 최대 출력이 발생하는 최적 회전속도를 적용해야한다. 하지만 본 논문에서 풍력터빈은 기어타입으로 정격회전속도를 기점으로 -30% 회전구간까지 발전이 가능하다고 가정하였으며, 정격회전속도 이상으로 회전하게 될 경우 발전기가 과부하 될 수 있기 때문에 실제 토크제어는 (a)에서의 operating line이 된다. (b)는 유입 풍속 변화에 따른 피치 각도에 변화를 나타내는 것으로, 풍속이 증가함에 따라 피치각도가 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig 3-11은 피치 및 토크 제어가 적용된 baseline 블레이드의 성능을 나타내고 있다. (a)는 토크 및 피치제어가 적용된 출력결과로, 정격풍속이하 구간에서는 출

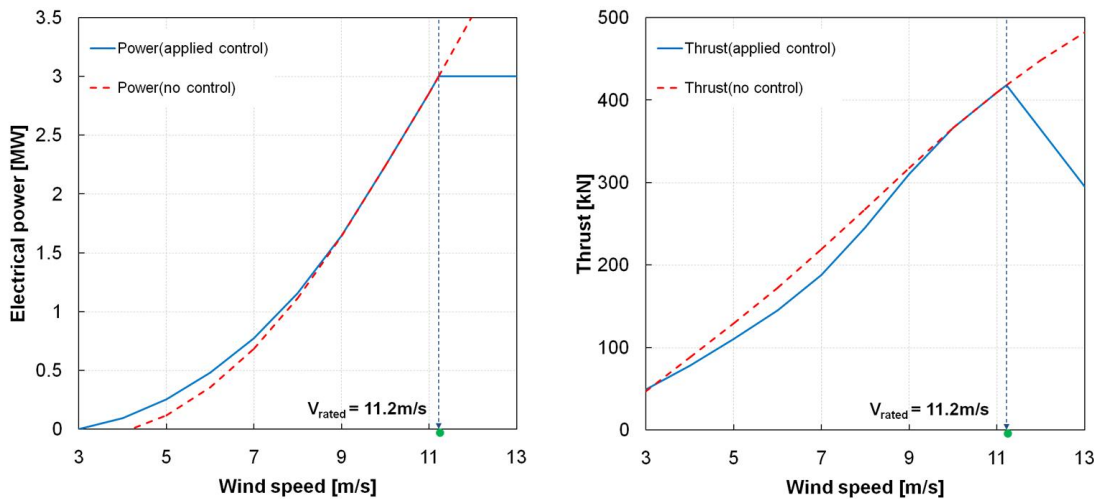
력이 현저히 증가되며, 정격풍속이상 구간에서는 출력이 안정적으로 제어된다. (b)는 제어가 적용된 추력 결과를 나타내고 있으며, 정격풍속이하 구간에서는 정격회전속도보다 저속으로 로터가 회전함에 따라 추력이 감소된다. 정격풍속이상 구간에서는 피치제어로 인해 받음각이 감소됨에 따라 추력이 감소되고 있다.



(a) Torque control

(b) Pitch control

Fig 3-10 Application of control algorithms (Baseline blade)



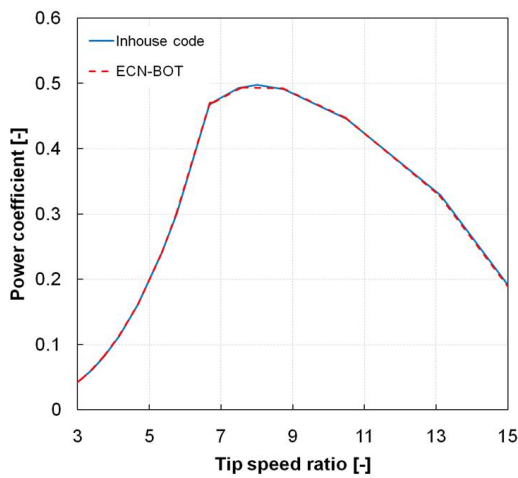
(a) Power curve

(b) Thrust curve

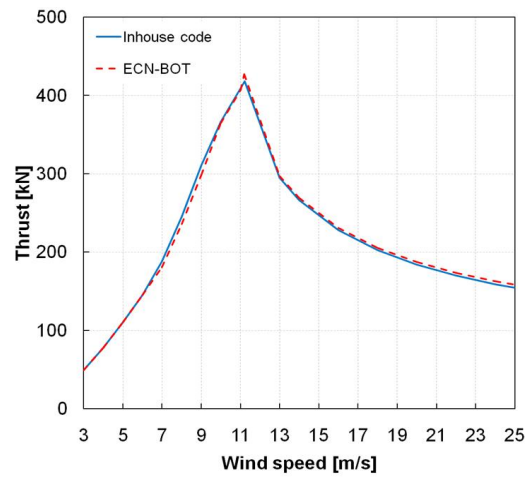
Fig 3-11 Performance curves in baseline blade(controlled)

2.4 In-house code 신뢰성 검토

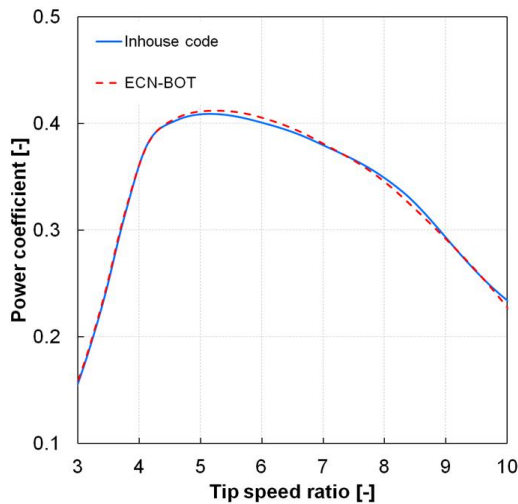
본 논문에서는 baseline 블레이드를 설계하는 과정에서 BEM 기법을 적용한 In-house 코드에 대한 신뢰성을 검토하기 위해 ECN에서 BEM 기법을 기반으로 설계한 성능해석 및 형상 최적화 S/W인 BOT로 성능해석 결과를 비교하여 Fig 3-12 (a), (b)에 나타냈다. 또한 에너지기술평가원 프로젝트인 조류터빈 설계를 하는 과정에서 In-house code를 사용하여 신뢰성을 검토한 사례를 (c), (d)를 통해 확인할 수 있으며, Fig 3-12를 통해 In-house code에 신뢰성을 입증하였다.



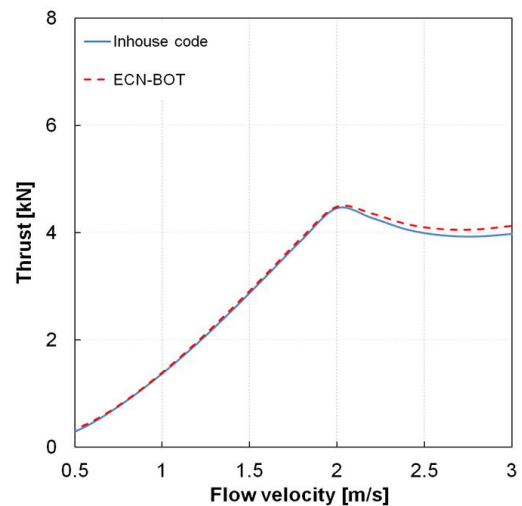
(a) Power coefficient(wind turbine)



(b) Thrust curve(wind turbine)



(c) Power coefficient(tidal turbine)



(d) Thrust curve(tidal turbine)

Fig 3-12 Validation review of In-house code

2.5 연간에너지 발전량 검토

설계 된 baseline 블레이드로 생산할 수 있는 전력량을 예측하기 위해 연간 발전량을 계산했다. 발전량을 계산하기 위해서는 풍속변화에 따른 출력곡선과 풍속 분포도를 알 수 있어야 한다. 일반적으로 풍속분포도는 무차원 형상계수 k(shape factor)와 척도계수 c(scale parameter, m/s)의 함수인 와이블 확률밀도 함수 (Weibull Probability Density)와 k=2로 고정되며 척도계수 c의 함수로만 표현되는 레이블 확률밀도 함수로 나뉜다^[24]. 와이블 확률밀도 함수를 사용하기 위해서는 특정 지역에서의 고유 값인 형상계수를 확보하기 어렵기 때문에 본 논문에서는 레일리 확률밀도 함수를 사용하여 연간에너지 발전량을 예측하였으며, 연간발전시간 중 고장 및 보수 등에 필요한 운전정지 시간 비율을 나타내는 설비가동률(availability)은 고려되지 않았다. 식 2-40은 레일리 공식을 나타내는 것으로 감마함수를 적용하여 평균풍속 변화에 따른 풍속분포도로 변환될 수 있다. 여기서 \bar{V} : 연평균 풍속, V : 풍속, c : 척도계수를 나타낸다.

$$f(V) = \frac{2}{c} \left(\frac{V}{c} \right) e^{-\left(\frac{V}{c} \right)^2} \rightarrow f(V) = \frac{\pi}{2} \frac{V}{V^2} e^{-\frac{\pi}{4} \left(\frac{V}{\bar{V}} \right)^2} \quad (2-40)$$

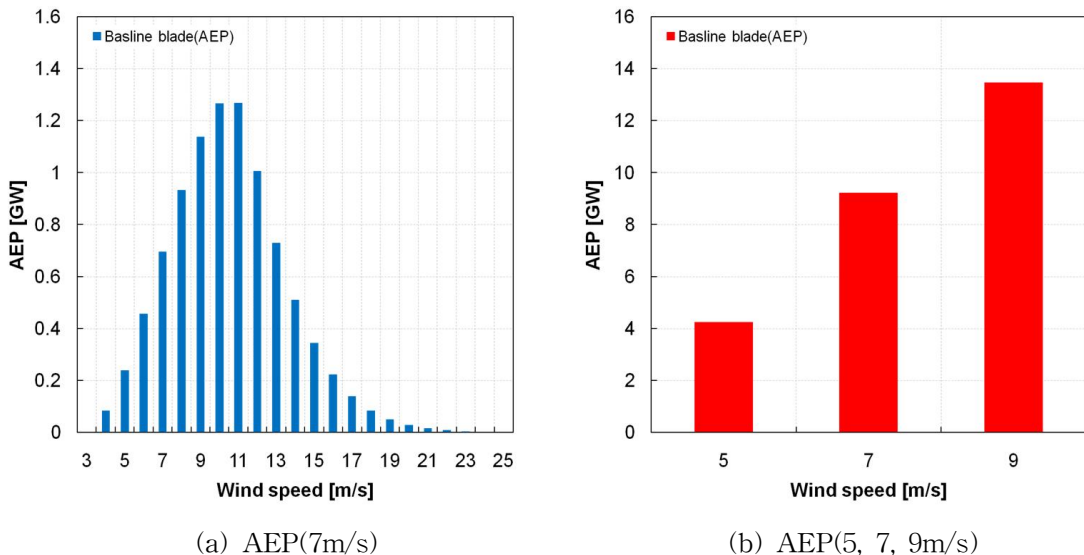


Fig 3-13 AEP calculation results as a variation of average wind speed(baseline blade)

Fig 3-13은 레일리 확률 밀도함수를 적용하여 예측된 연간에너지 발전량을 나타낸다. (a)는 사업성이 보장되는 범위에서 저 풍속을 의미하는 7m/s를 기준으로 연간에너지 발전량을 예측한 것이다. 정격풍속(11.1m/s)을 기점으로 이하구간에서는 발전량이 증가되며, 이상구간에서는 피치제어로 발전량이 감소하고 있다. (b)는 연 평균 풍속 5m/s, 7m/s, 9m/s 조건에서 예측되는 연간에너지발전량을 나타낸다.

3. 저 풍속용 블레이드 설계

3.1 최적 설계 변수 선정

설계가 완료된 baseline 블레이드 형상을 이용하여 저 풍속 지역에 적합한 블레이드 설계를 재 수행하였다. 추력의 증가를 최소화 하면서 정격풍속을 1m/s 이상 수준으로 낮추기 위해 $\lambda_{design} = 7.8 \sim 9$ 의 범위 내에서 블레이드 길이 변화

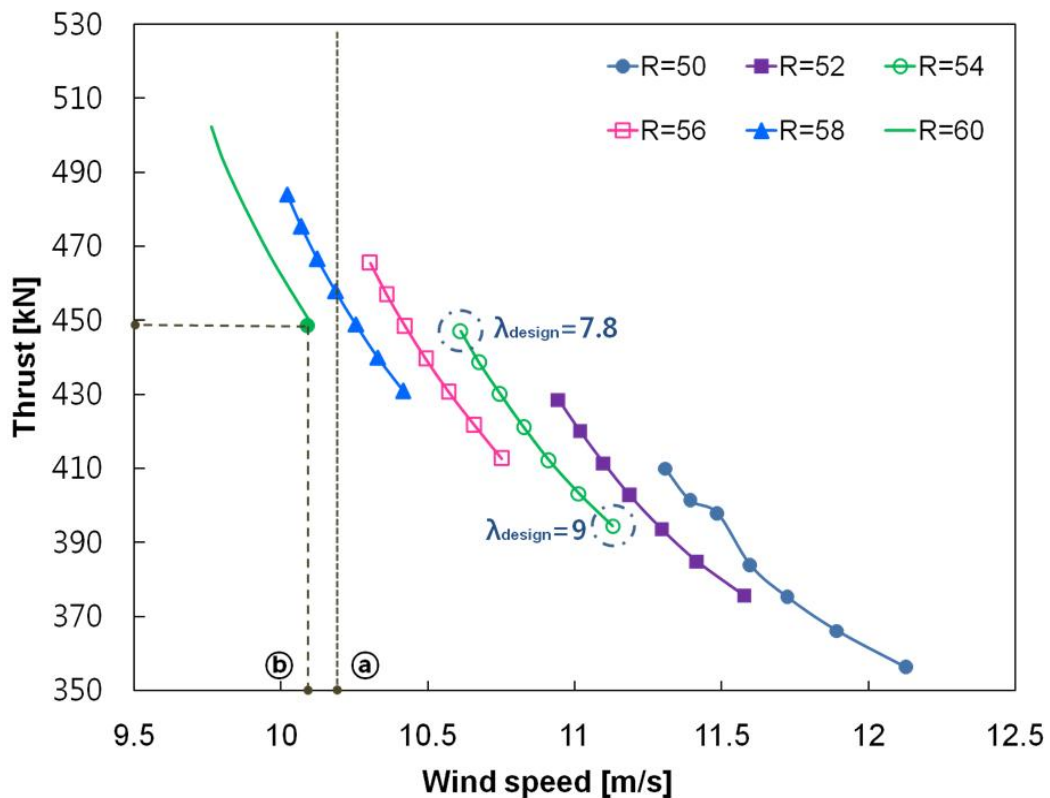


Fig 3-14 Aerodynamic design and thrust analysis results based on a variation of blade length and wind speed in limited TSR region

및 풍속변화에 따른 공력설계를 반복 수행하였고, Fig 3-14에 나타내었다.

공력설계의 반복과정에서 $\lambda_{design} = 0.2$, 블레이드 반경은 2m, 풍속은 1m/s 간격으로 변화한다. ㉠는 블레이드 길이가 가장 짧은 조건에서 설계목표치를 만족하는 설계 점이고, ㉡는 모든 설계결과 중에서 가장 낮은 추력을 발생시키면서 목표 정격풍속 이하 조건을 만족하는 설계 점이다. 설계 목표치에 근접한 ㉠, ㉡ 조건에서의 블레이드 길이가 2m의 차이를 보이므로, 이를 0.2m 간격으로 세분화하여 $\lambda_{design} = 8.6 \sim 9$ 의 범위 내에서 공력설계를 재 수행하였고 성능해석 결과를 Table 3-2에 나타내었다. 그 결과 $\lambda_{design} = 9$, R=59.2m인 조건에서 설계 목표치에 가장 적합한 결과를 얻을 수 있었다. 해당 설계 점에서의 정격풍속과 추력은 각각 10.2m/s와 442kN으로써, baseline 블레이드에 비해 정격풍속은 1m/s 감소하였으며, 추력은 5.4% 상승하였다.

3.2 형상 설계 및 성능해석

Table 3-3과 Fig 3-15는 3.1절 과정을 통해서 결정 된 저 풍속용 블레이드의 설계 사양 및 형상을 나타낸다. 로터직경이 100m에서 118.2m로 대략 20m 증가하였으며, 설계주속비는 7.6에서 9로 증가하여 블레이드 반경 변화에 따른 현의 길이는 감소되었다. 또한 로터 직경의 증가로 인해 회전속도는 기존 14.3rpm에서

Table 3-2 Performance analysis result based on rotor diameter and TSR

R (m)	λ_{design} [-]								
	8.6			8.8			9		
	V_R (m/s)	T (kN)	Increase rate (%)	V_R (m/s)	T (kN)	Increase rate (%)	V_R (m/s)	T (kN)	Increase rate (%)
58.0	10.2	449	7.3	10.3	439	4.9	10.4	430	2.8
58.2	10.2	451	7.8	10.3	441	5.4	10.4	432	3.3
58.4	10.2	452	8.1	10.3	443	5.9	10.4	434	3.7
58.6	10.2	454	8.5	10.2	445	6.4	10.3	436	4.2
58.8	10.1	456	9.0	10.2	447	6.9	10.3	437	4.5
59.0	10.1	458	9.5	10.2	449	7.3	10.3	439	4.9
59.2	10.1	460	10.0	10.1	451	7.8	10.2	441	5.4
59.4	10.0	462	10.4	10.1	452	8.1	10.2	443	5.9
59.6	10.0	464	10.9	10.1	454	8.5	10.2	445	6.4
59.8	10.0	466	11.4	10.1	456	9.0	10.1	447	6.9
60.0	10.0	467	11.6	10.0	458	9.5	10.1	449	7.3

Table 3-3 Blade design specification of low wind speed

정격출력	3 MW	팁 속도	75 m/s
로터직경	118.4 m	허브직경	3.1 m
날개의 회전면적	10,973 m ²	설계 주속비	9
로터회전속도	12.1 rpm	블레이드 수	3

12.1rpm으로 감소하였다. 전력을 변환하는 과정에서 발생하는 전력구동계 시스템에 의한 에너지 손실은 baseline 블레이드와 마찬가지로 5.6%로 설정하였다.

Fig 3-16은 피치 및 토크 제어가 적용되지 않은 성능해석 결과를 나타낸다. (a)를 통해 제어 알고리즘이 적용되지 않은 경우 시동 풍속은 대략 4m/s이며, 10.2m/s이상 풍속구간에서 정격출력이 3MW를 초과하는 것을 확인할 수 있다. (b)의 경우 풍속 10.2m/s에서 추력은 441.2kN이 발생되며, 10.2m/s이상 풍속구간에서 추력이 지속적으로 증가됨을 알 수 있다. 따라서 baseline블레이드와 마찬가지로 저 풍속용 블레이드도 제어알고리즘이 적용될 필요가 있다.

3.3 피치 및 토크 제어 적용

Baseline 블레이드와 마찬가지로 정격풍속 전·후 구간에서의 출력 극대화 및 안정적인 출력제어를 위해 토크 및 피치제어를 적용했다.

Fig 3-17은 출력과 추력을 제어하기 위해 피치와 토크제어를 적용한 결과를 나타낸다. (a)는 유입풍속 별 최적회전속도를 적용한 결과, 대부분 풍속조건에서

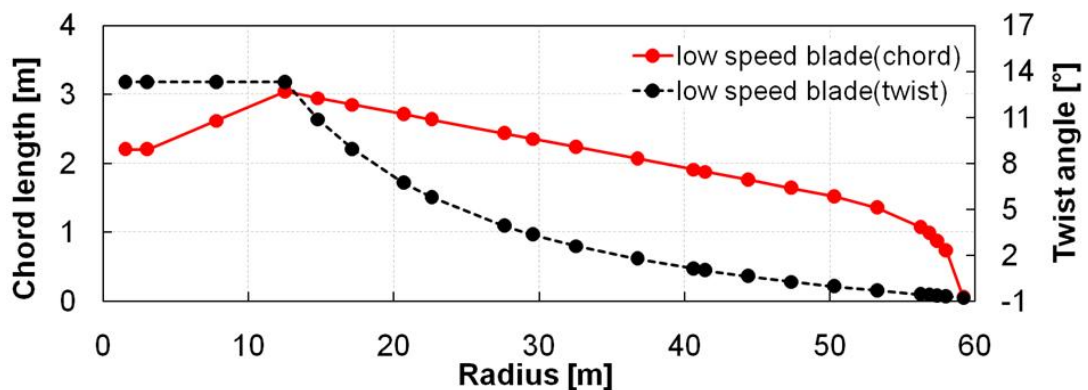
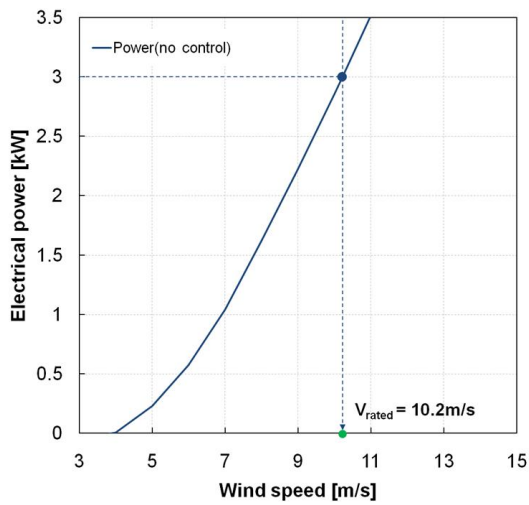
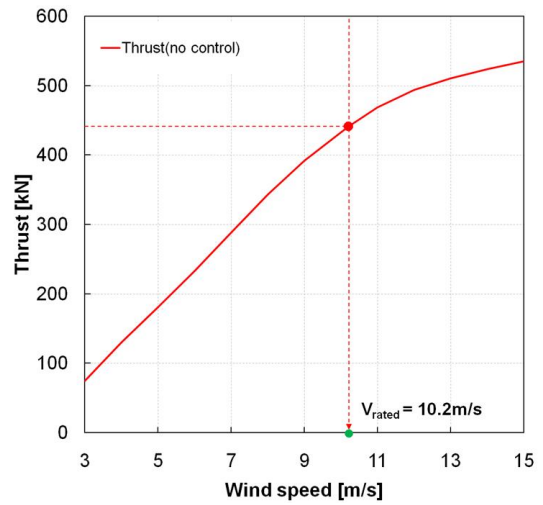


Fig 3-15 Geometry of blade for low wind speed

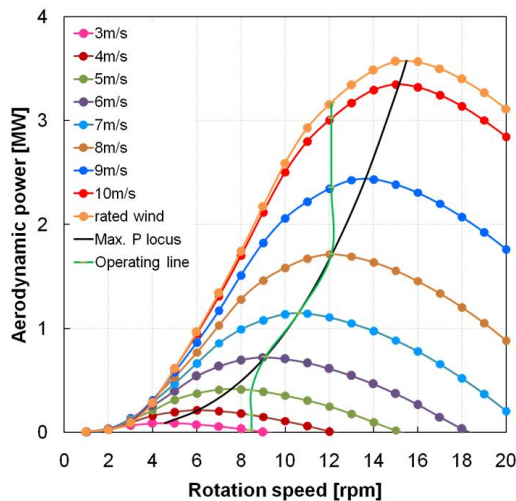


(a) Power curve

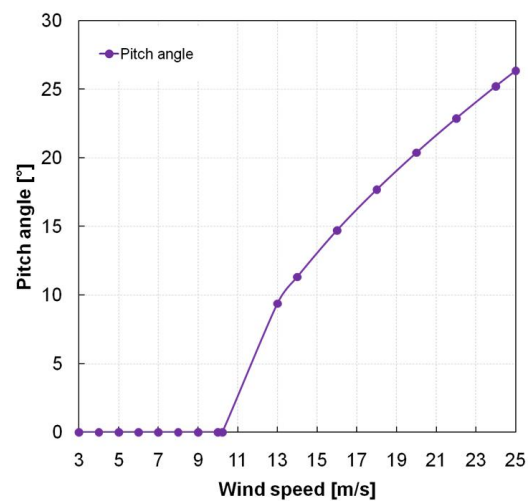


(b) Thrust curve

Fig 3-16 Performance curves based on blade for low wind speed(uncontrolled)



(a) Torque control



(b) Pitch control

Fig 3-17 Application of control algorithms (blade for low wind speed)

정격회전속도 12.1rpm 보다 저속에서 최대 출력이 발생하는 것을 확인할 수 있다. Baseline 블레이드와 마찬가지로 정격회전속도를 기점으로 -30% 회전구간 까지 발전이 가능하다고 가정하였으며, 정격회전속도 이상으로 회전하게 될 경우 발전기가 과부하 될 수 있기 때문에 실제 토크제어는 (a)에서의 operating line이 된다. (b)는 유입 풍속 변화에 따른 피치 각도에 변화를 나타내는 것으로, 풍속이

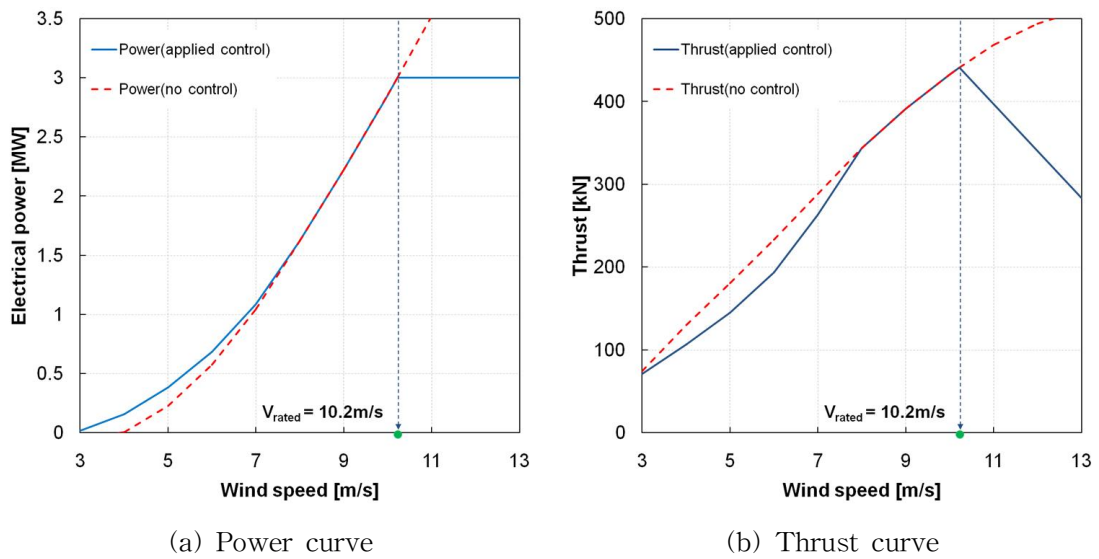


Fig 3-18 Performance curves based on blade for low wind speed(controlled)

증가함에 따라 피치각도가 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig 3-18은 피치 및 토크 제어가 적용된 저 풍속용 블레이드의 성능을 나타내고 있다. baseline 블레이드와 마찬가지로 (a)에서는 토크 및 피치제어가 적용됨에 따라, 정격 전후 구간에서 출력의 증가 및 안정적인 제어가 발생됨을 확인할 수 있다. 추력곡선 (b) 또한 토크 및 피치제어가 적용됨에 따라, 정격 전후 구간에서 로터전속도 변화 및 피치 각 증가에 따라 추력이 감소됨을 알 수 있다.

3.4 연간에너지 발전량 검토

Baseline 블레이드와 마찬가지로 레일리 확률 밀도함수를 적용하여 연 평균 풍속 7m/s를 기준으로 연간발전량을 예측하였으며, 연간에너지 발전량 예측 시 설비가동률은 고려되지 않았다.

Fig 3-19는 레일리 확률 밀도함수를 적용하여 예측된 연간에너지 발전량을 나타낸다. (a)는 연평균 풍속 7m/s를 기준으로 예측된 연간에너지 발전량을 나타내는 것으로, 정격풍속(10.1m/s)을 기점으로 이하구간에서는 발전량이 증가되며, 이상구간에서는 피치제어로 발전량이 감소하고 있다. (b)는 연 평균 풍속 5m/s, 7m/s, 9m/s 변화에 따른 연간 에너지 발전량을 나타내고 있으며, 연 평균 풍속이 증가함에 따라 연간에너지 발전량도 비례하여 증가하는 것을 확인할 수 있다.

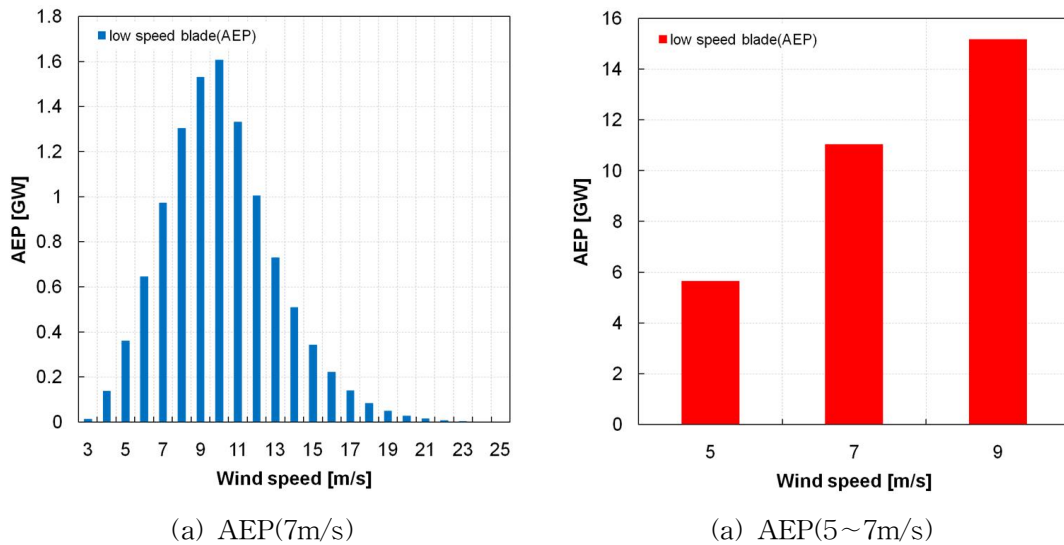


Fig 3-19 AEP calculation results as a variation of average wind speed
(blade for low wind speed)

4. 형상 최적화

3.2절에서 설계된 저 풍속용 블레이드 형상은 팁 영역에서 사용되는 NACA-64618의 최대 양항비만이 적용되어 블레이드 반경 변화에 따른 현의 길이와 비틀림각의 분포도가 계산되었다. 하지만 본 논문에서 설계 시 블레이드에 사용된 에어포일들은 총 6종류로 서로 다른 받음각에서 최대 양항비가 발생된다. 즉, 팁 에어포일의 최대양항비가 발생하는 받음각은 다른 에어포일에서는 최대양항비가 발생되지 않는 받음각일수도 있다. 또한 최대 양항비는 블레이드 형상을 결정짓는 요소인 흐름 유도계수를 계산할 때 사용되므로 설계에 적용된 모든 에어포일에 최대 양항비가 고려될 경우 팁에서의 최대 양항비만을 고려하여 계산된 블레이드 형상과는 차이가 발생할 수 있다. 따라서 형상 최적화를 위해서는 최대 양항비와 최대 양항비가 발생하는 받음각이 고려되어야 될 필요가 있다.

ECN에서 개발한 BOT는 In-house 코드와 동일한 BEM 기법을 기반으로 개발되었다. BOT는 설계된 블레이드 형상에 대한 최적화가 가능한 프로그램으로 본 논문에서 설계된 블레이드 형상을 최적화하기 위해 사용하였다. BOT는 초기 설계된 형상을 기반으로 국부 계산단면에서 최적 AEP를 발생시키는 블레이드 형상을 역 추적하여, 반경 변화에 따른 현의 길이와 비틀림각의 조합을 통해

최적형상을 도출한다.

Fig 3-20과 3-21은 위와 같은 과정을 통해 최종 설계된 baseline 블레이드와 저 풍속용 블레이드에 현의 길이와 비틀림각을 나타낸다. 기존 형상과 비교했을 때 최적화된 형상에서 블레이드 반경 별 현의 길이 분포도가 변화되는 것을 확인할 수 있다. 이로 인해, baseline과 저 풍속용 블레이드에 정격풍속이 0.1m/s 감소하였으며, 발전출력이 각각 0.2%, 1% 증가되었다. 또한 로터 반경 40m를 기점으로 이상구간에서는 로터 반경이 확장되어 면적이 증가하였으며, 그 이하 구간에서는 현의 길이가 감소함에 따라 면적이 감소하였다. 따라서 baseline 블레이드에 비해 추력의 증가를 최소화하면서 저 풍속 영역에서 더 높은 출력을 얻을 수 있었다.

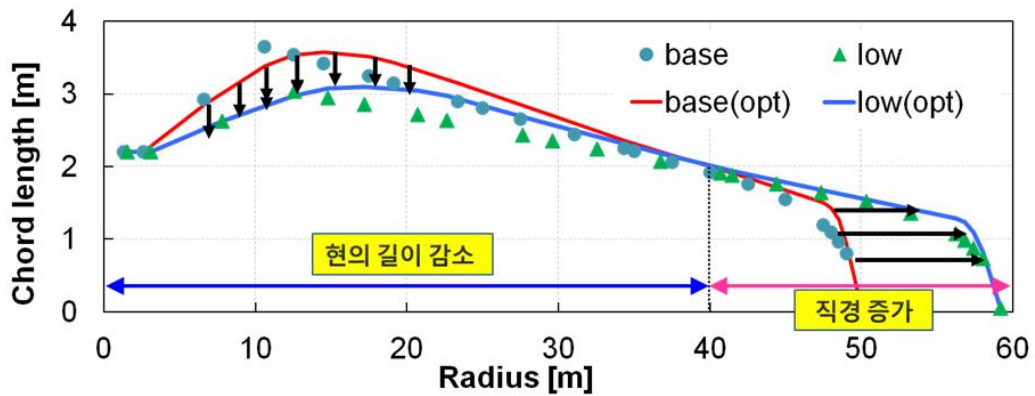


Fig 3-20 Optimized chord length for AEP as a variation of blade radius

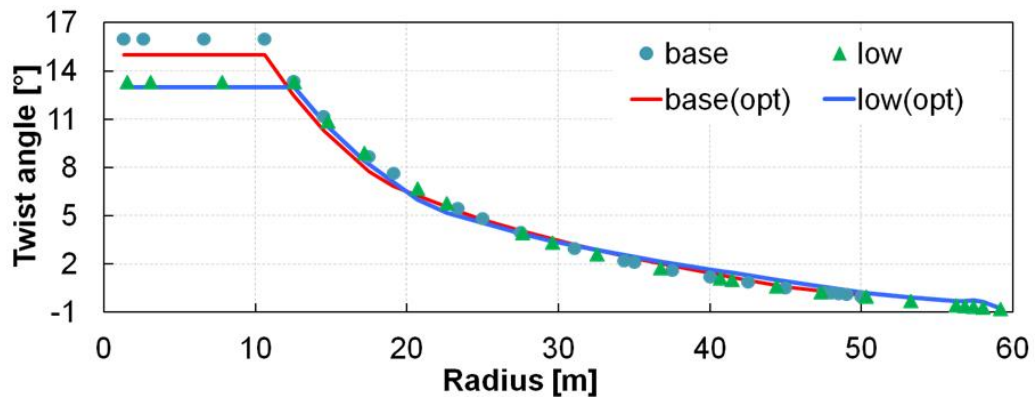


Fig 3-21 Optimized twist angle for AEP as a variation of blade radius

5. Baseline과 저 풍속용 블레이드 성능해석 결과 비교

5.1 출력 & 추력 & 출력계수

Fig 3-22는 baseline과 저 풍속용 블레이드의 최적화된 형상에 대한 성능해석 결과를 나타낸다. 저 풍속용 블레이드에 정격풍속이 baseline 블레이드보다 1m/s 감소되었으며, 정격풍속 이전 구간에서 현저하게 출력량이 증가됨을 확인할 수 있다. 또한 전력발전이 시작되는 시동풍속이 기존 3.5m/s에서 3m/s로 0.5m/s 감소되었다. 반면 최대 추력은 baseline 블레이드 보다 4.3% 소폭 증가하였다.

Fig 3-23은 출력계수를 비교한 것으로 baseline과 저 풍속용 블레이드의 최대 효율은 주속비 7.6과 9.3에서 각각 49.6%와 49.8%로, 기존보다 0.2% 증가한 것을 나타낸다. 본 논문에서 baseline과 저 풍속용 블레이드에 팁 속도가 75m/s인 것을 고려하면, $\lambda_{design} = \Omega R / V_{inlet}$ ($V_{tip} = \Omega R$)에 따라 분모가 동일하기 때문에 유입풍속이 감소됨에 따라 주속비가 증가되게 된다. 따라서 저 풍속용 블레이드 효율은 저 풍속 영역에서 baseline보다 현저하게 증가하며, 최대 효율이 발생하는 유입풍속은 저 풍속 영역으로 변화됨을 알 수 있다.

5.2 연간에너지발전량 비교

Fig 3-24는 baseline과 저 풍속용 블레이드의 연 평균 풍속 5m/s, 7m/s, 9m/s 변화에 따른 연간에너지 발전량을 비교한 결과이다. 모든 풍속 조건에서 연간에너지 발전량이 1GWh로 현저하게 상승된 것을 나타내며, 적용된 풍속 조건들 중 7m/s에서 발전량이 가장 크게 향상되고 있음을 확인할 수 있다. 발전량이 가장 큰 7m/s 조건에서 유입풍속 분포도에 따른 발전량을 비교하여 Fig 3-25로 나타냈다.

Fig 3-25는 baseline과 저 풍속용 블레이드의 연간에너지 발전량을 비교한 결과를 나타내는 것으로, 2종류의 블레이드에서 예측되는 발전량을 비교했을 때 저 풍속용 블레이드에 발전량이 저 풍속 구간에서 현저하게 향상됨을 알 수 있다. 또한 정격풍속(11.1m/s)이상 구간에서는 피치제어로 인해 정격출력 값이 일정하게 유지됨에 따라 baseline과 저 풍속용 블레이드에서 예측되는 연간에너지 발전량은 동일하다.

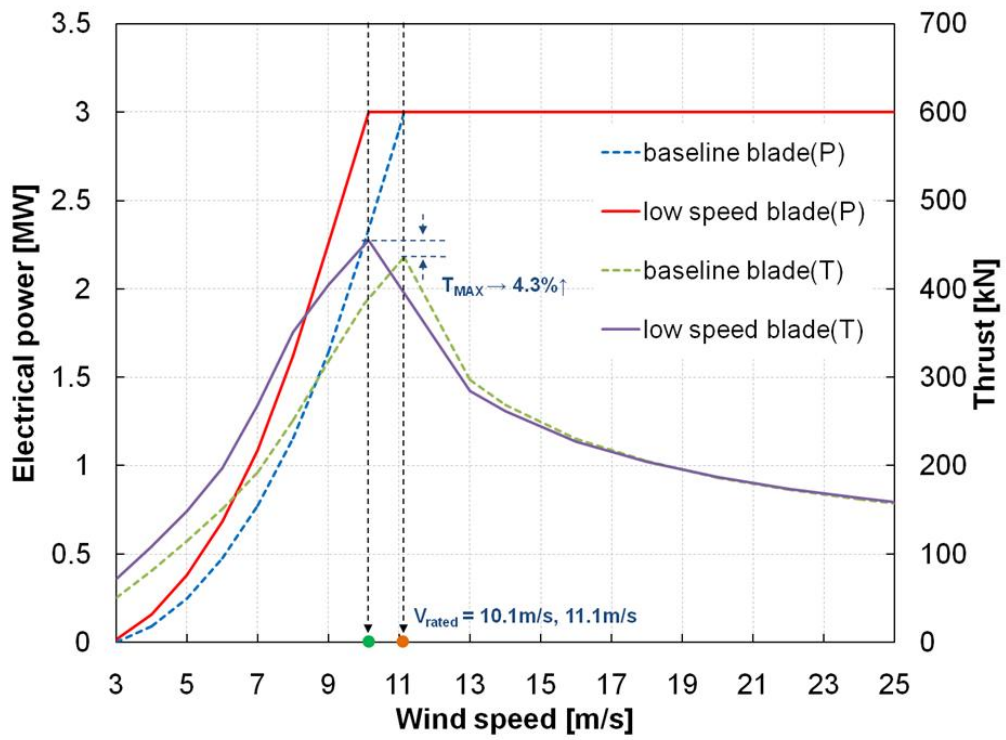


Fig 3-22 Performance results as a variation of wind speed(power and thrust)

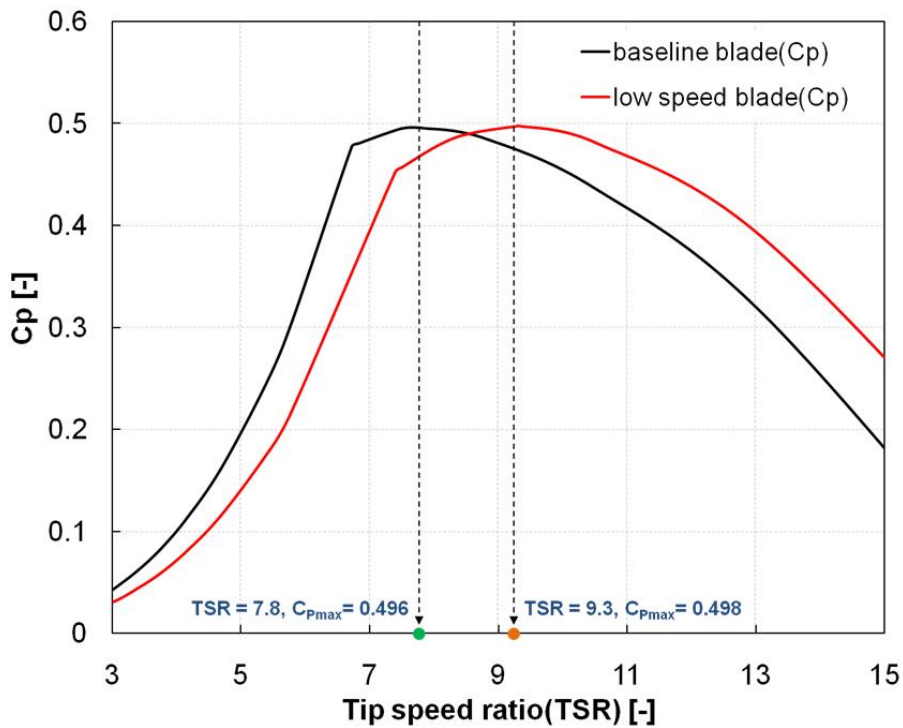


Fig 3-23 Performance results as a variation of wind speed(power coefficient)

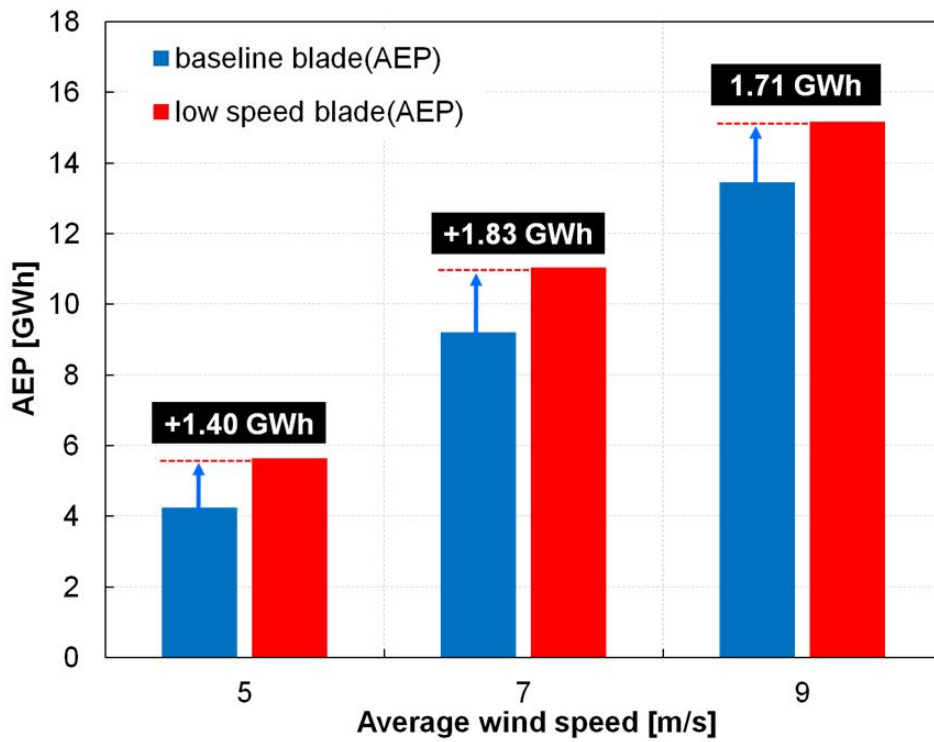


Fig 3-24 Comparison of AEP as a variation of average wind speed

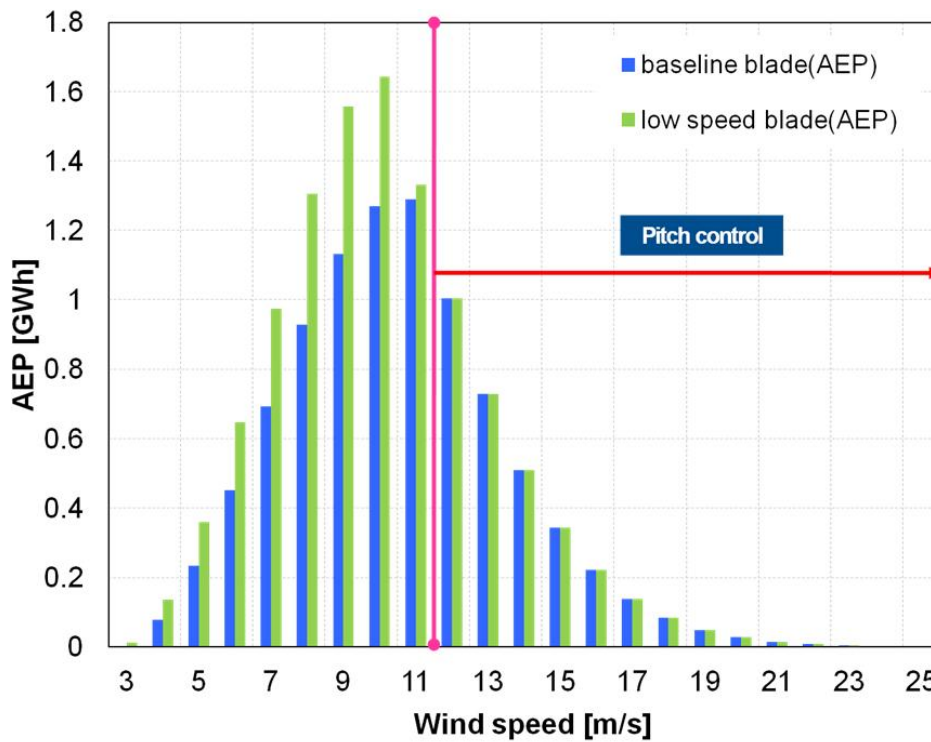


Fig 3-25 Comparison of AEP about designed blades

IV. CFD를 이용한 수평축 로터 블레이드 성능평가

1. BEM 기법의 한계

BEM 이론은 수많은 설계검토를 위한 신속한 성능해석 결과의 feed back이 가능하기 때문에 블레이드 설계단계에서 범용적으로 적용되고 있다. 그러나 지배방정식이 매우 단순하기 때문에 출력 및 하중해석과정에서 블레이드 흡입면에 발생하는 복잡한 3차원 유동의 영향을 고려 할 수 없다. 특히 국부 계산단면에 정의된 2차원 에어포일의 공력데이터에 의존하여 성능해석을 수행하기 때문에 외부 입력데이터의 신뢰성에 따라 예측정확도가 크게 달라질 수 있는 단점이 있다^[26]. 따라서 BEM 이론에 의해 설계된 블레이드는 물리적 현상을 보다 명확하게 묘사할 수 있는 CFD 기법을 이용하여 최종 성능이 검증되어야 한다. 본 연구에서는 STAR-CCM+를 이용하여 baseline 블레이드와 저 풍속 블레이드에 대한 3차원 CFD 해석을 수행하였으며, BEM 이론 기반의 in-house 코드에 의한 성능 해석결과와의 비교 결과를 제시하였다.

2. 3D 모델링 및 수치해석 조건

블레이드 형상 데이터(현의길이, 비틀림각)와 에어포일 형상데이터를 이용하여 3D 모델링을 수행하였으며, 상세 설계 사양을 도면화로 나타냈다. Fig 4-1은 baseline 블레이드를, Fig 4-2는 저 풍속용 블레이드를 나타낸다.

실제 레이놀즈수에서 난류의 길이와 시간 scale은 매우 다양하며 일반적으로 수치해석에서 사용할 수 있는 가장 작은 제어체적보다 작은 길이 scale을 포함하고 있다. 이러한 유동을 직접 수치 모사(DNS)로 해석하기는 현실적으로 어렵기 때문에 이를 대신하여 난류 영향을 설명하기 위해 여러 난류모델들이 개발되어왔다. 이중 RANS(Reynolds Average Navier Stokes) equation 방정식에 기초한 난류모델로 완전 난류모델인 SST k- ω model은 역 압력 구배의 발생으로 인해 블레이드 표면에서 발생하는 유동박리 지점 및 크기를 다른 난류모델들 보다 정확히 예측하여 실제 실험데이터와 성능결과 값이 유사한 것으로 알려져 있다. 하

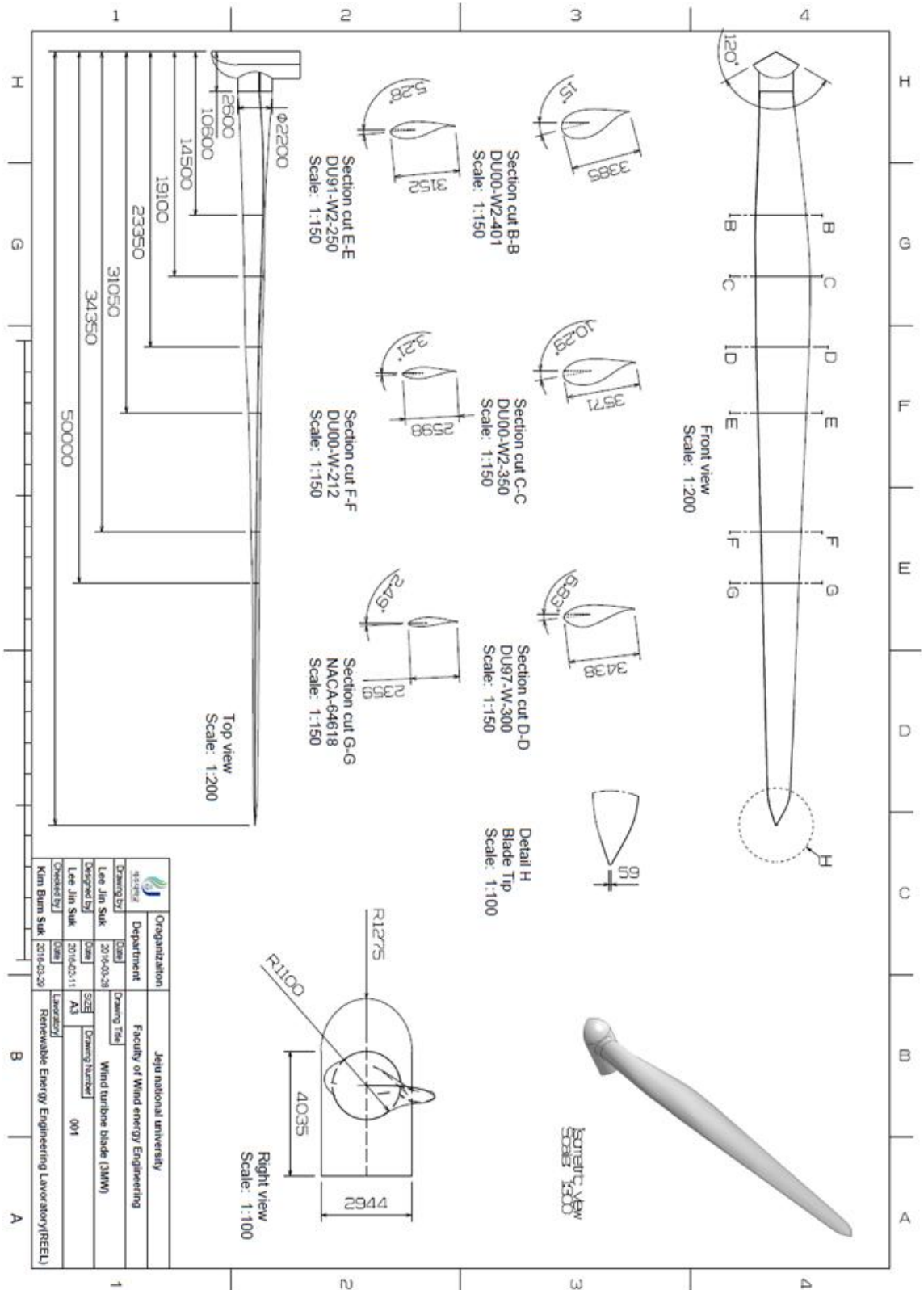
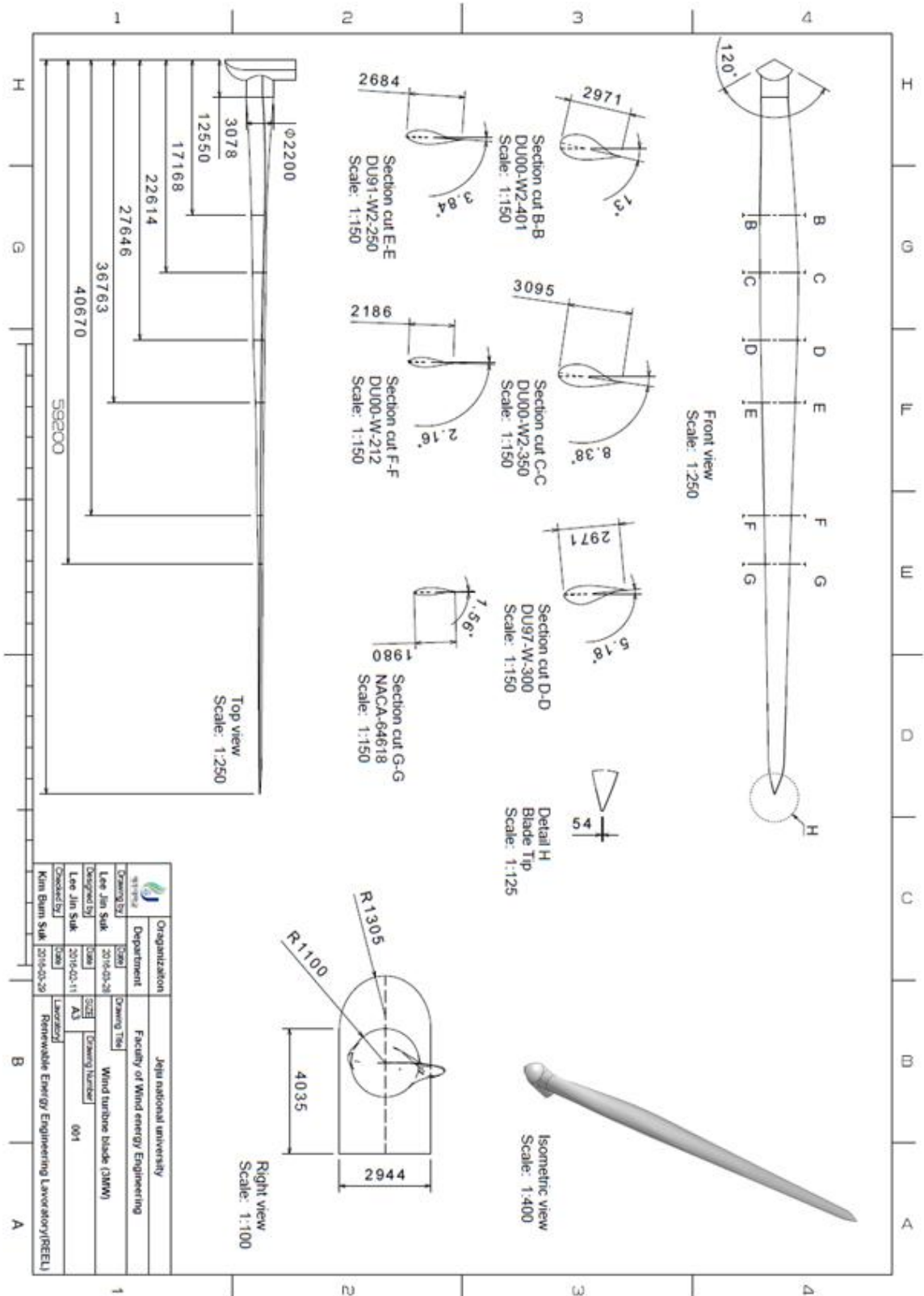


Fig 4-1 Drawing of baseline blade



Organization	Jehu national university	
Department	Faculty of Wind energy/ Engineering	
Designed By	Lee Jin Suk	2016-02-28
Designed By	Lee Jin Suk	2016-02-11
Checked By	Kim Bum Suk	2016-02-29
Drawing Title	Wind turbine blade (3MW)	
Drawing Number	001	
Layer	Renewable Energy/ Engineering Laboratory(BREU)	

Fig 4-2 Drawing of blade for low wind speed

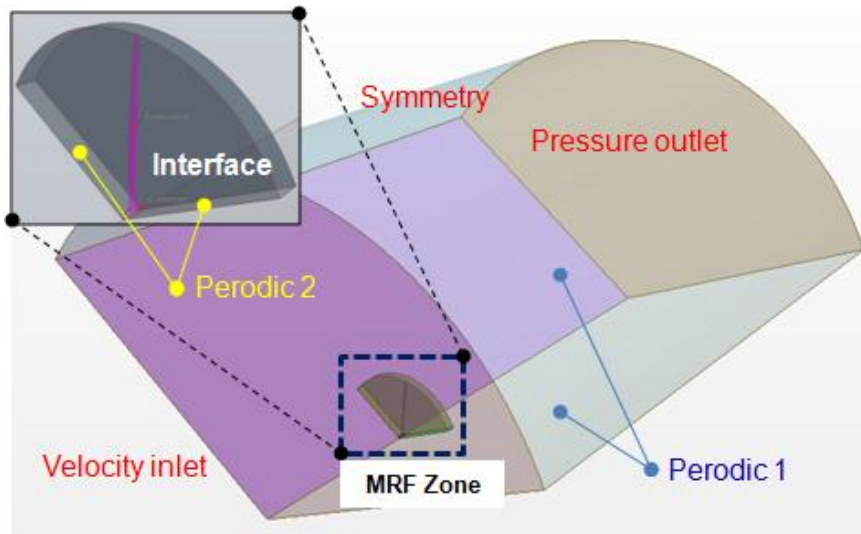


Fig 4-3 Boundary condition specification

지만 유동박리는 난류경계층 보다 층류경계층에서 빠르게 진행되는 특징이 있다. 이는 실제 실험결과와 차이를 발생시키는 원인이 될 수 있으므로 한층 더 정확한 유동박리 지점 및 크기를 예측하기 위해 transition 모델이 적용될 필요가 있다^[25]. 따라서 본 논문에서는 블레이드의 공력성능을 예측하기 위해 transition 모델이 적용된 SST $k-\omega$ model을 사용하였다.

Fig 4-3은 경계조건을 나타내며 유입경계조건으로 uniform velocity 조건을, 유출경계조건으로 pressure outlet 조건을 적용하였고 단일 블레이드 해석을 위해 양쪽 주기 경계면에 periodic 조건을 적용하였다. 풍력터빈 블레이드 해석과 같이 외부도메인 경계 부근에서의 유동흐름이 해석하고자 하는 물체 주변 부 유동흐름에 영향을 거의 미칠 수 없는 위치만큼 떨어져 있을 경우, symmetry 조건을 적용 할 수 있기 때문에 외부 도메인 경계면은 이를 적용하였다. 또한 벽면 처리 기법으로 하이브리드 접근 방식인 All $y+$ wall treatment를 사용하여 $k-\omega$ SST에서 $y+$ 값의 요구치인 10이하로 설정하였다^[26].

3. 격자의존성 검토

CFD 해석 결과의 신뢰성 확보를 위해서는 계산격자가 수치해석에 미치는 영향에 대한 고찰이 필요하다. 따라서 격자의존성 분석을 수행하여 이러한 영향이 최소화 될 수 있는 계산격자 수를 선정하였다. 복잡한 형상에 적합한

unstructured mesh 중 해석 시간은 상대적으로 오래 소요되나 공력성능 해석에 적합한 것으로 알려진 다면체격자(Polyhedral mesh)를 사용하였다^[27]. 벽면경계에서의 효율적인 격자밀집도 확보를 위해 프리즘 격자(Prism mesh)를 사용하였으며, 동일한 수준의 y+값을 갖는 300만, 400만, 500만, 700만개의 격자의존성 분석용 격자를 생성 하였다. 생성 된 격자는 STAR-CCM+에서 요구하는 기준인 face validity는 0.7, volume change metric은 1.0e-5 이하를 만족하는 것을 확인 하였다^[28]. 최적 격자수 선정을 위해 700만개 격자를 기준으로 baseline 블레이드를 정격풍속(11.1m/s, BEM)조건에서 해석된 발전출력 및 추력 성능해석 결과를 기준 값으로 다른 격자에서 계산된 CFD 해석 결과 값을 비교하여 Table 4-1에 결과를 나타내었다.

4e+06개 이하의 계산격자를 적용한 경우, 7e+06개를 적용한 해석결과와의 상대 오차율이 약 1% 이상 나타났으며, 격자수가 5e+06이상의 조건에서는 해석결과의 변화가 거의 없는 것으로 확인되어 본 연구에서는 격자수를 5e+06개로 결정하였으며, Fig 4-4에 블레이드 단면 격자 분포를 나타내었다.

블레이드의 회전에 대한 해석기법으로는 MRF(Moving Reference Frame)방법과 SMM(Sliding Moving Mesh)방법이 있다. 정상상태와 비정상상태 조건에서 출력성능 오차율을 평가하기 위해 CFD 해석 결과를 통해 얻어진 정격풍속조건(11.5m/s)에 대한 성능해석을 수행하였다. 그 결과, 출력성능의 오차율이 Table 4-2와 같이 0.2% 미만으로 나타남에 따라 MRF 기법을 적용한 정상상태 해석을 수행하였다. 이때, 비정상상태 해석은 MRF 기법으로 계산된 해석결과를 기반으로 해석을 다시 수행하여 총 12s 동안 0.01s의 시간간격에 따라 수행되었다.

Table 4-1 Comparison of mesh dependency test results

Grid	Baseline blade(11.1m/s)			
	P[kW]	Error rate[%]	T[kN]	Error rate[%]
3e+06	2,755	3.51	420	1.64
4e+06	2,828	0.93	427	0.00
5e+06	2,849	0.20	428	-0.23
7e+06	2,855	0.00	427	0.00

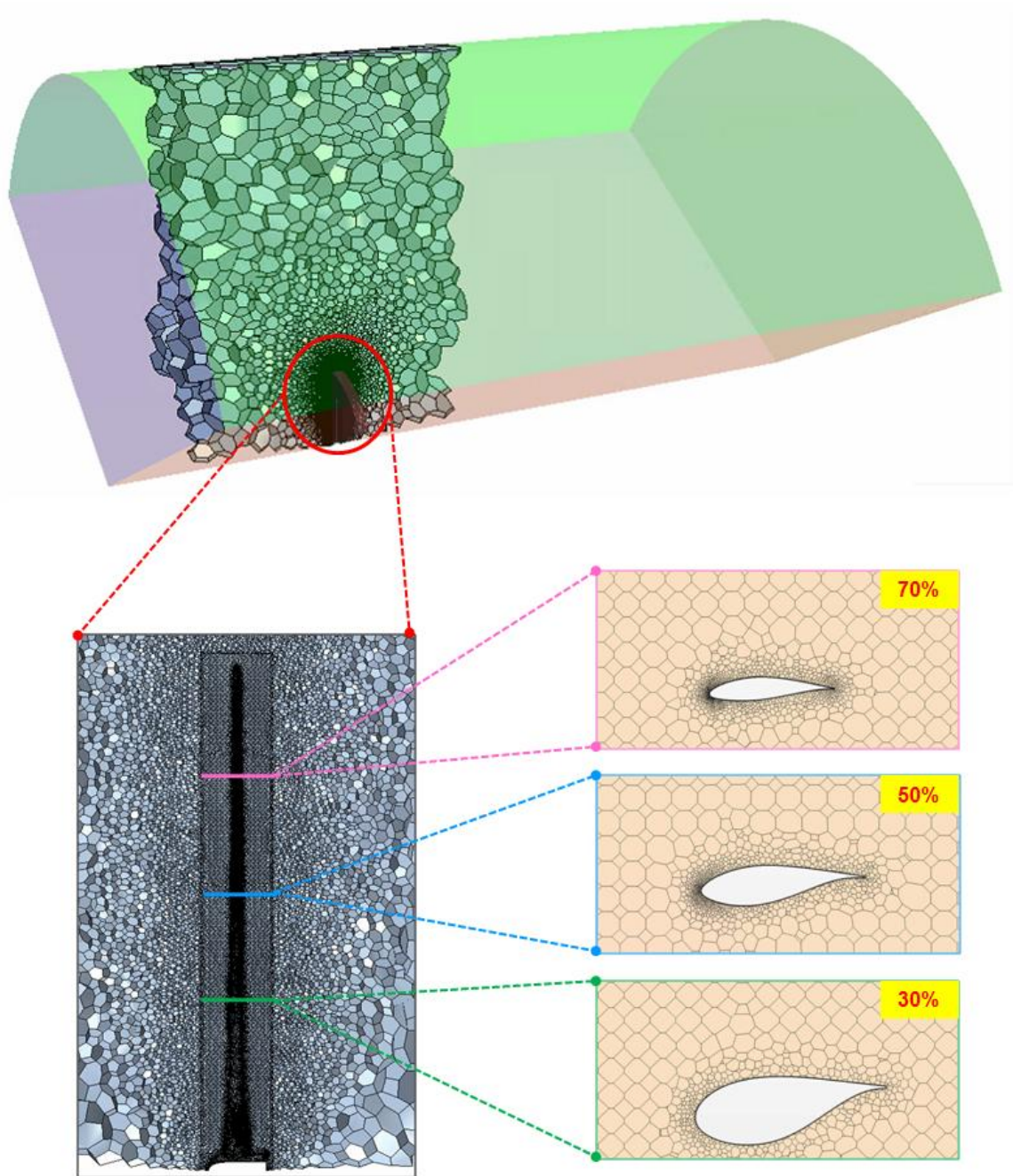


Fig 4-4 Computational mesh of blade local section

Table 4-2 Comparison of performance results about steady and unsteady state

Grid	Baseline blade(11.5m/s)			
		P[kW]	T[kN]	Error rate[%]
5e06	Steady	3,008	441	< 0.20
		Unsteady	P[kW]	
	3,002		440	

Table 4-3 Calculation condition

Baseline blade			
Case	Wind speed [m/s]	Rotational speed [rpm]	Density [kg/m ³]
1	3.5	10.03	1.225
2	5.0	10.03	1.225
3	7.0	10.43	1.225
4	9.0	13.41	1.225
5	11.1	14.3	1.225
6	11.6	14.3	1.225
Low wind speed blade			
Case	Wind speed [m/s]	Rotational speed [rpm]	Density [kg/m ³]
1	3.0	8.46	1.225
2	5.0	8.46	1.225
3	7.0	10.53	1.225
4	9.0	12.1	1.225
5	10.1	12.1	1.225
6	10.7	12.1	1.225

4. 해석결과 및 고찰

이상과 같은 해석조건에 의해 baseline 블레이드와 저 풍속용 블레이드에 대한 CFD 해석을 수행하였으며, BEM 이론을 기반으로 개발된 in-house 코드와의 성능해석결과를 비교하였다. 모든 해석은 정상상태(steady-state) 조건에서 수행하였으며, RMS residual과 블레이드의 출력 및 추력변화를 모니터링 하여, RMS residual < 1.0e-4 조건을 만족하고 출력과 추력의 변동성이 나타나지 않는 iteration number에서 수렴되었다고 판단하였다.

총 12케이스에 대해 Table 4-3과 같은 계산조건을 적용하였으며, BEM 해석결과를 통해 토크 컨트롤이 적용된 최적회전속도를 적용했기 때문에 유입풍속 별 서로 다른 회전속도를 계산조건으로 설정하였다.

4.1 블레이드 압력분포도 및 표면유선

Fig 4-5는 9m/s 조건에서 baseline과 저 풍속용 블레이드의 압력분포 차를 나타낸다. Fig 4-5에서 baseline과 저 풍속용 블레이드 흡입면 팁 영역인 ㉠와 ㉡

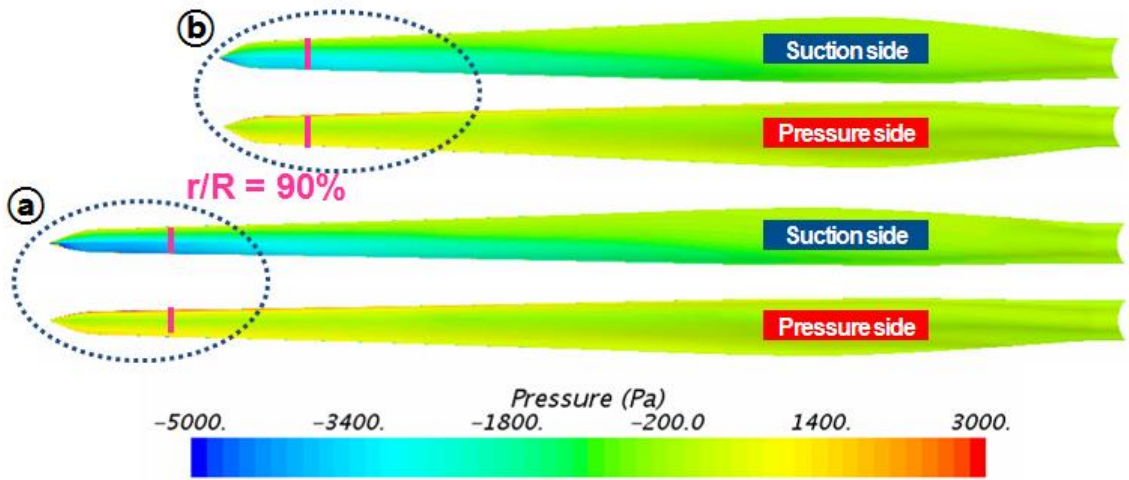


Fig 4-5 Comparison with pressure distribution at inflow speed 9m/s about baseline and low wind speed blade

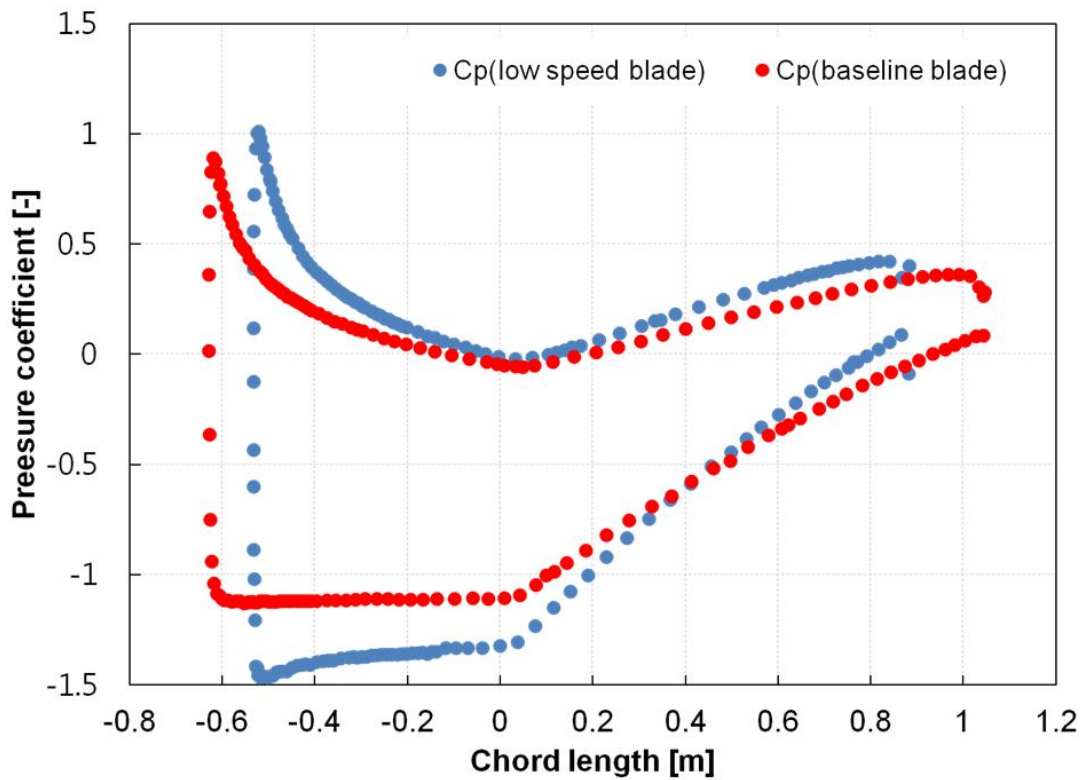


Fig 4-6 Comparison with pressure coefficient at non-dimensional radius of 0.9 about baseline and low wind speed blade

를 비교했을 때, ㉠ 영역이 더 낮은 압력분포도를 나타냄을 확인할 수 있다. 압력 분포 차는 블레이드의 출력성능을 향상시키는 주된 요소이므로, 저 풍속 지역에 적합하도록 설계 된 블레이드에 성능이 baseline 보다 향상됨을 확인할 수 있다.

Fig 4-6은 baseline과 저 풍속용 블레이드에서 발생하는 압력분포차를 좀 더 자세히 검토하기 위해 무차원 반경 90% 영역절단면에서의 압력계수 차를 나타낸다. 그림에 나타낸 바와 같이 저 풍속용 블레이드에서의 압력계수 차가 현의길이 변화에 따라 대부분 영역에서 차이가 발생되므로, 동일 풍속조건에서 저 풍속용 블레이드에 출력성능이 향상됨을 확인할 수 있다.

Fig 4-7은 저 풍속용 블레이드에서 발생하는 표면 유선을 나타내는 것으로 유입 풍속이 증가함에 따라 부착류가 발생하는 영역이 점차 tip 영역으로 후퇴되는 것을 나타낸다. 풍력터빈 블레이드는 운전 중 회전을 하기 때문에 root에서 tip 영역으로 이동할수록 블레이드 표면을 흐르는 유동속도의 차이가 발생하여 root 영역에서는 압력이 높고 tip 영역에서는 낮아지게 된다. 또한 회전으로 인해 원심 가속력이 발생하게 된다. 이로 인해 root에서 tip 영역으로 유동이 블레이드 표면을 따라 흐르게 된다. 이를 반경류(radial flow)라 부르며, BEM 코드에서는 고려될 수 가 없는 현상으로 성능해석 시 반경류에 의해 정상적인 유동흐름이 방해를 받아 성능에 부정적인 영향을 미치게 된다.

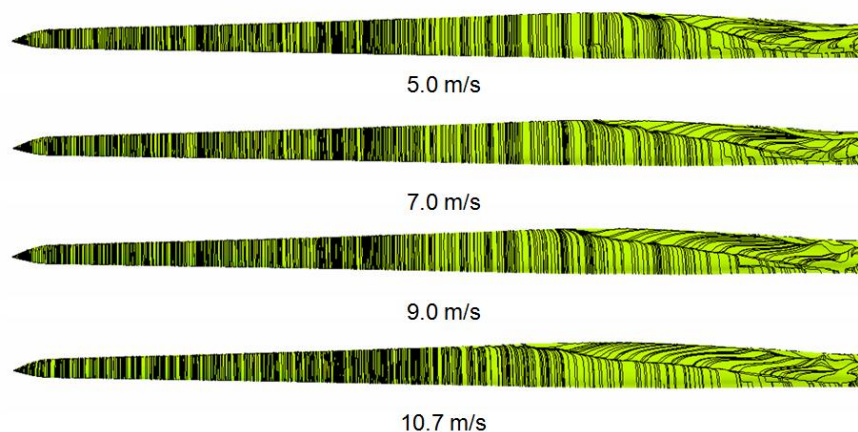


Fig 4-7 Surface streamlines of suction side as a variation of wind inflow speed (blade for low wind speed)

5.2 블레이드 국부단면 흐름특성

Fig 4-8은 Fig 4-7 정격풍속(10.7m/s) 조건에서 반경류를 면밀히 검토하기 위해 baseline과 저 풍속용 블레이드의 국부 계산단면을 절단한 유동장을 나타낸다. 절단면은 블레이드 길이 방향으로 30%, 50%, 70%, 90% 총 4케이스로 나뉜다. 블레이드는 회전하기 때문에 root와 tip 영역에서 회전속도가 서로 달라져서 절단된 표면을 지나는 유동흐름이 점차 증가되는 것을 확인할 수 있다.

로터 블레이드 root영역에 해당되는 30% 절단면을 확대시켰을 때 블레이드 후연부에서 유동박리가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 속도삼각형

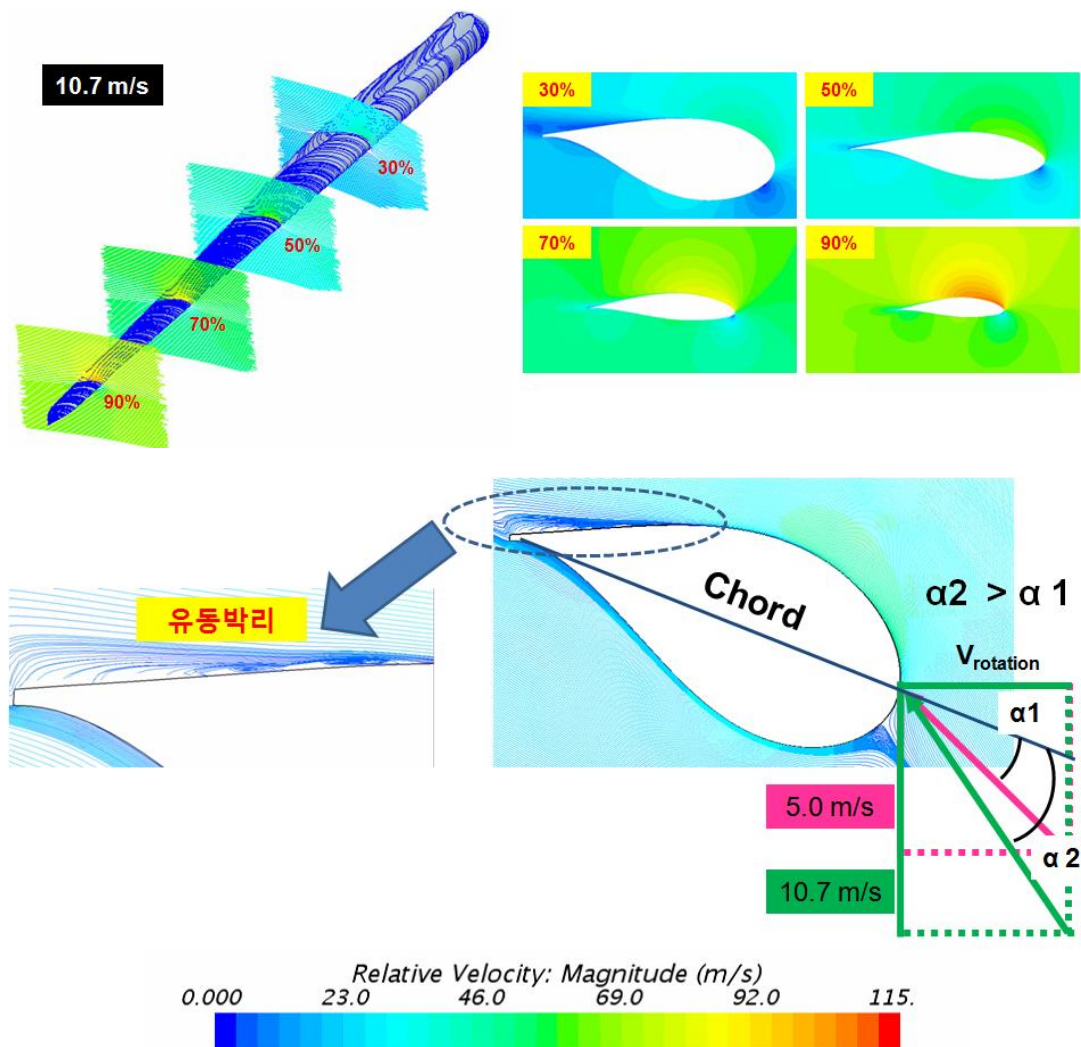


Fig 4-8 Velocity contour of blade local section(blade for low wind speed)

을 고려하여 확인할 수 있다. 유동박리가 발생하는 원인은 root영역에서는 회전 속도가 가장 저속으로 받음각이 가장 큰 조건이며, 유입풍속이 증가함에 따라 받음각이 증가된다. 받음각이 증가하게 되면 유동흐름이 이탈을 하여 반경류가 형성되게 된다.

5.3 출력 및 연간발전량 비교

Fig 4-9는 유입풍속 변화에 따른 출력과 추력의 비교 결과로, BEM 코드에 의한 해석결과와 CFD해석결과가 서로 비교된 풍속구간에서 대체로 유사한 경향성을 나타내고 있다. 하지만 정격풍속에 근접해질수록 출력 값에 다소 차이가 발생하며, BEM 기법을 통해 계산된 정격풍속 조건에서 원하는 3MW 출력이 발생되지 않는다. 따라서 CFD해석 결과 3MW가 발생하는 풍속조건을 추적하여, baseline 블레이드는 11.5m/s, 저 풍속용 블레이드는 10.7m/s 조건에서 정격출력이 발생됨을 확인하였다.

이러한 차이는 앞에서 전술한 바와 같이 BEM code의 경우 블레이드 계산단면에서 2차원 에어포일의 공력성능 데이터(C_L , C_D)를 이용하여 국부 출력성능을 계산하기 때문에 입력 데이터에 대한 민감도가 높고, 블레이드 흡입면에서 발생하는 복잡한 3차원 유동의 영향을 정확하게 반영하지 못하는 문제점 때문인 것으로 판단된다. 특히 본 연구를 통해 설계된 저 풍속용 블레이드는 로터직경이 118.4m이지만, 로터직경이 126m인 Vestas 사의 저 풍속용 풍력터빈인 V126-3.0^[29]과 대등한 수준의 출력성능을 나타낸다.

Fig 4-10은 CFD 해석결과에 근거한 특정 풍속구간 별 AEP와 추력 증가율의 비교 결과를 나타낸다. 레일이 확률밀도로 풍속분포도를 계산하였으며, 연 평균 풍속 5m/s, 7m/s, 9m/s를 기준으로 연간발전량을 예측하였다. 연 평균 5m/s에서 기존 baseline 블레이드 대비 0.93GWh 증가하였으며, 연 평균 9m/s에서는 1.33GWh 증가하였다. 연 평균 풍속 7m/s 구간에서는 AEP가 1.36GWh로 가장 크게 상승하였다. 피치제어형 풍력터빈의 경우 정격풍속조건 이후부터 추력이 감소하기 때문에 정격풍속조건에서의 추력 값만 비교하였으며, 기존대비 27kN 증가하였으며, 이를 백분율로 나타냈을 때 5.1% 상승함을 확인할 수 있었다.

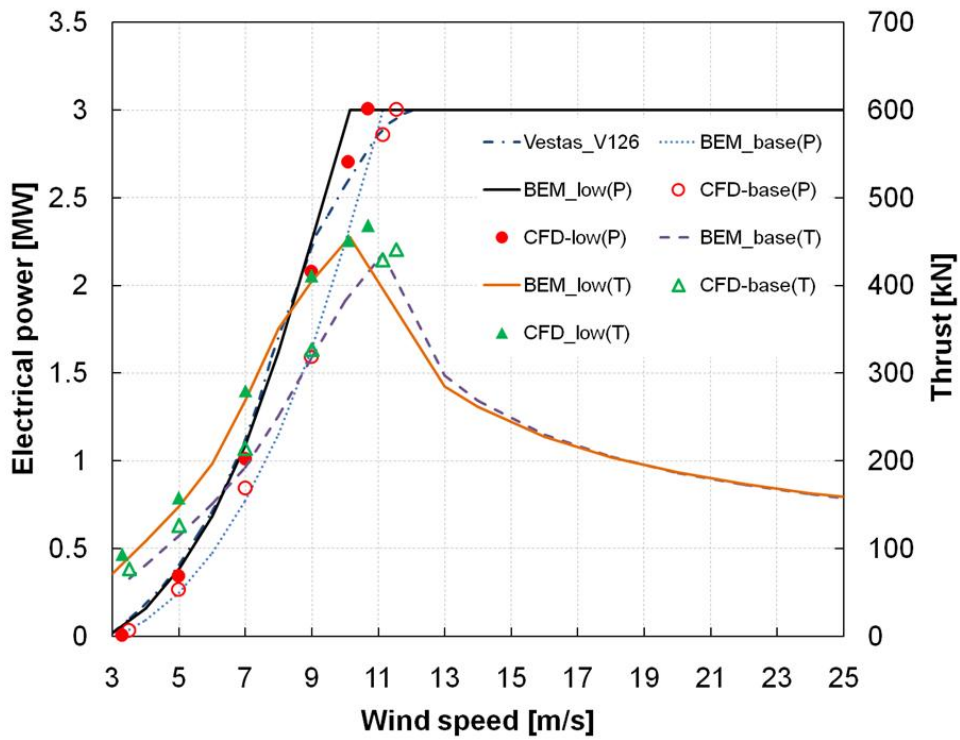


Fig 4-9 Blade performance analysis comparison result

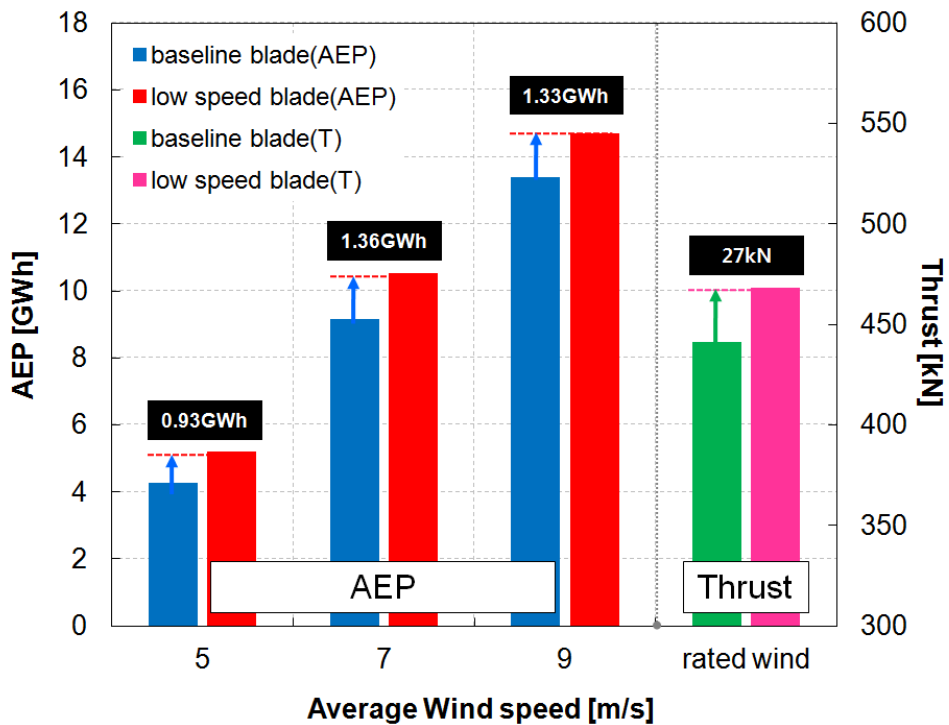


Fig 4-10 AEP and thrust calculation results based on CFD analysis results

V. 결론

본 연구에서는 BEM 이론을 이용하여 저 풍속 지역에 최적화된 3MW급 블레이드 공력설계를 수행하였으며, 보다 엄밀한 설계검증을 위해 CFD 해석을 통한 AEP 향상 및 하중변화 결과를 제시하여 설계 및 최적화 방법의 유효성을 검증하였다.

BEM 코드에 의한 성능해석결과, 저 풍속 블레이드는 정격풍속 10.1m/s에서 3MW의 출력이 발생하며 추력증가율을 5%미만으로 억제하면서 baseline 블레이드 대비 AEP(연 평균풍속 7m/s기준)가 1.83GWh 향상되는 결과를 얻었다. 최적 설계결과의 성능검증을 위해 CFD해석을 수행하였으며, 저 풍속 블레이드의 정격풍속은 10.7m/s, baseline 블레이드의 정격풍속은 11.5m/s로 나타났다. 저 풍속용 블레이드의 AEP는 reference blade 대비 연평균 5m/s, 9m/s 조건에서 각각 0.93GWh, 1.33GWh 향상됨을 확인하였으며, 7m/s 조건에서는 1.36GWh로 가장 크게 향상됨을 확인하였다. 따라서 본 연구를 통해 설계된 3MW급 저 풍속 블레이드는 추력의 증가율을 약 5% 수준으로 억제하면서 AEP를 극대화 시킬 수 있는 방향으로 잘 설계 된 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] Cristina L. Archer and Mark Z. Jacobson, 2005, "Evaluation of global wind power", JOURNAL OF GEOPHYSICAL RESEARCH, VOL. 110, D12110, doi:10.1029/2004JD005462, p. 1~20
- [2] R.H. Barnes, E.V. Morozov, K. Shankar, 2014, "Improved methodology for design of low wind speed specific wind turbine blades", composite structures 119 677-684
- [3] U.S DEPARTMENT OF ENERGY, 2015, "2014 Wind Technologies Market Report," pp. 32~33.
- [4] Roberto, Javier, 2015, "2014 JRC wind status report, Technology, market and economic aspects of wind energy in Europe," pp. 46~47.
- [5] Jonas Althaus, 2013, "Maximizing the energy yield at low-wind speed sites by extreme rotor diameters", Rotor Blade Development aerodyn Energie systeme GmbH.
- [6] P. Fuglsang, H.A. Madsen, 1995, "A design study of a 1MW stall regulated rotor", Risø R-799(EN), Risø National Laboratory, Denmark.
- [7] <http://www.windpowermonthly.com/article/1187893/low-wind-sites---special-report>
- [8] P. Fuglsang, H.A. Madsen, 1998, "Optimization method for wind turbine rotors", Risø National Laboratory, DK-4000 Roskilde, Denmark.
- [9] C.A. Ramirez Gutierrez. "Aerodynamic and Aeroelastic Design of Low Wind Speed Wind Turbine Blades", DTU Wind Energy Master Thesis, M-0055.
- [10] Hansen, M. O. L, 2008, Aerodynamics of Wind Turbines, Earthscan, London, pp. 27~57
- [11] Povl Brøndsted, "Advances in wind turbine blade design and materials", pp. 59~75
- [12] 장중훈, "풍력터빈의 기초", pp. 63~109
- [13] Bum Suk Kim, 2014, "Multi-MW Class Wind Turbine Blade Design, Part1: Aero-Structure Design and Integrated Load Analysis", New & Renewable Energy Research Team, Korean Register of Shipping
- [14] H.J.T. Kooijman. C. Lindenburg. D. Winkelaar. E.L. van der Hoof, 2003, "Aero-elastic modeling of the DOWEC 6MW pre-design in PHATAS"
- [15] J. Jonkman. S. Butterfield. W. Musial. G. Scott, 2009, "Definition of a 5MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development", Technical Report NREL/TP-500-38060
- [16] C. Lindenburg. H.B. Hendriks, 2001, "Dynamic Loads calculated with PHATAS-IV for the 3MW NEG Micon wind turbine with baseline LMH46-5 blades" ECN-CX--00-077
- [17] W.A. Timmer, 2009, "An overview of NACA 6-digit airfoil series characteristics with reference to airfoils for large wind turbine blades", AIAA 2009-268
- [18] ECN, 2007, Aerodynamic Table Generator v3.1 User Manual, ECN
- [19] Snel, H., Houwink, R. and Piers, W. J., 1992, "Sectional Prediction of 3D Effects for S

- operated Flow on Rotating Blade" 18th European Rotorcraft Forum
- [20] C. Lingenburg, E. Bot, H.B. Hendriks, 2001, "NM3000 - LMH46-5 BLADE DESIGN", ECN-C-00-77
- [21] O. Ceyhan, 2011, "Blade Opimiation Tool BOT User Manual", ECN-E--09-092
- [22] J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, and G. Scott, 2009, "Definition of a 5MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development", Technical Report NREL/TP-500-38060
- [23] <http://www.kweia.or.kr/sub02/sub01.asp>
- [24] "풍력공학입문", pp. 55~70
- [25] Bum Suk Kim, Mann Eung Kim and Young Ho Lee, 2008, "Predicting the Aerodynamic Characteristics of 2D Airfoil and the Performance of 3D Wind Turbine Using a CFD Code", Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol.32 No. 7, pp.549~557.
- [26] Nak-Joong Lee, 2016, "CFD and Model Experimental Study on Optimum Design of Counter-Rotating Tidal Current Turbine" PP. 41~44
- [27] <https://steve.cd-adapco.com/articles/ko/FAQ/KR-DS-4-178>
- [28] CD-adapco, "Star-ccm+ v9.04.011-R8 User Guide"
- [29] https://www.vestas.com/en/products/turbines/v126-3_3_mw

