

조류발전용 로터 블레이드의 최적 형상 설계

양창조*

* 목포해양대학교 기관시스템공학부

Optimal Rotor Blade Design for Tidal In-stream Energy

Chang-Jo Yang*

* Division of Marine Engineering Systems, Mokpo National Maritime University, Mokpo, 530-729, Korea

요 약 : 해양에너지는 아직 개발되지 않은 가장 유망한 재생 및 청정에너지 자원 중 하나이다. 특히 우리나라는 세계적으로 보기 드문 조류발전의 적지이며, 이를 이용하기 위해서는 각 해역에 적합한 조류에너지 변환 장치의 개발이 매우 필요하다. 따라서 본 연구에서는 조류발전 방식 중 수평축 로터 블레이드의 최적형상 설계 및 성능평가를 목적으로 날개 끝 손실 모델을 포함하는 날개요소 운동량이론을 적용한 조류터빈 설계기법을 제안하고, 100kW급 로터 블레이드를 설계하였다. 또한 블레이드 곡부위치에서 주속비에 따른 Prandtl의 날개 끝 손실 변화를 비교하였으며, 정격 날개 끝 속도비에서 NACA63812를 사용하여 설계된 로터 블레이드의 동력계수는 0.49로 우수한 성능을 나타내었다.

핵심용어 : 조류에너지 변환장치, 수평축 조류발전 터빈, 날개요소 운동량이론, 프란틀 날개 끝 손실, 축 간섭계수, 회전 간섭계수

Abstract : Marine current energy is one of the most interesting renewable and clean energy resources that have been less exploited. Especially, Korea has worldwide outstanding tidal current energy resources and it is highly required to develop tidal in-stream energy conversion system in coastal area. The objective of study is to investigate harnessing techniques of tidal current energy and to design the a 100kW horizontal axis tidal turbine using blade element momentum theory with Prandtl's tip loss factor for optimal design procedures. In addition, Influence of Prandtl's tip loss factor at local blade positions as a function of tip speed ratio was studied, and the analysed results showed that power coefficient of designed rotor blade using NACA 63812 was 0.49 at rated tip speed ratio.

Key Words : Tidal energy conversion system, Horizontal axis tidal turbine, Blade element momentum theory, Prandtl's tip loss, Axial flow induction factor, Tangential flow induction factor

1. 서 론

최근 신재생에너지 개발의 필요성에 따라 해양에너지가 주목을 받고 있다. 태양 복사에너지의 23%를 차지하는 해양에너지는 47%를 차지하는 광에너지와 열에너지에 비해서 에너지 변환효율이 높고 에너지 밀도가 높아서 개발 시 경제성 확보가 유리한 무고갈성 청정에너지이다. 또한, 해양에너지는 대규모로 개발이 가능한 무한한 재생에너지 자원으로서 오염문제가 없는 무공해 자원이며 미래의 유망에너지 자원이다.

한편, 우리나라는 세계적으로 보기 드문 조류발전의 적지이며, 국내 연안에는 1GW이상의 조류에너지가 부존되어 있는 것으로 추정되고 있다. 특히 우리나라의 서남해안은 조류에너지 여건이 아주 좋은 것으로 평가되고 있고, 부존량도 많아 대체에너지로서의 개발가치가 높다(해양수산부, 2001).

조류발전은 구미 선진국의 경우 기술적으로 실용화가 가능한 단계에 접근하고 있다(Bahaj and Myers, 2004; Thake,

2005; Myers and Bahaj, 2006). 즉, 수차 발전기 및 시공기술과 함께 조류발전 개발 여건은 매우 성숙되어 있다. 다만 지역 특수성을 감안하여 경제성 문제를 해결할 수 있는 개발계획의 수립에 초점을 맞추고 있는 상태이다(Bryden and Couch, 2006; IEA, 2010). 그러나 조류발전의 국내 동향은 수차의 기술개발 수준이 아직 소규모 개발단계에 머물러 있으며, 각 해역에 적합한 여러 가지 수차의 개발과 향후 실용화 기술개발 과정이 매우 필요한 실정이다(강 등, 2005). 또한, 선진국 중심의 기술개발 경쟁 및 기술 보호주의는 더욱 더 심화될 전망이어서 우리의 독자적 기술 확보가 시급하다.

조류발전시스템(Tidal energy conversion system) 구축을 위한 조류발전기술은 해수유동의 운동에너지 변환을 담당하는 터빈설계기술, 발전시스템의 설치를 담당하는 수중장치설계기술, 그리고 최적의 장소를 결정하는 단지조성기술로 구분될 수 있으며, 이 중 가장 중요한 위치를 점하는 것 중 하나가 터빈설계 기술이라 할 수 있다. 조류(Tidal current)가 가지는 운동에너지는 로터 블레이드를 통해 발전에 필요한 기계적인 에너지로 전

* 중신회원, cjiyang@mmu.ac.kr, 061-240-7228

환된다. 따라서 로터 블레이드의 설계 및 성능평가 기술은 전체 시스템의 효율을 좌우하게 된다. 이러한 터빈설계기술에는 수차의 회전축 방향에 따라 수평축 터빈(Horizontal axis turbine)과 수직축 터빈(Vertical axis turbine)등으로 분류할 수 있다.

이러한 조류발전용 터빈의 로터 블레이드 최적 설계를 위하여 몇 가지 이론이 제안되고 있으며(Eggleston and Stoddard, 1987), 가장 보편화된 형상 설계이론은 날개요소 운동량이론이다(Bahaj and Mayers, 2003). 최근에는 회전익으로부터 발생하는 자유후류와 블레이드 위의 와류 패널을 이용하여 계산된 속도장과 2차원 익형의 공력특성을 이용하여 계산의 정확성을 높일 수 있는 방법이 개발되고 있다(Bliss et al., 1987; Quackenbush et al., 1990). 그러나 이러한 계산방법은 후류에 의한 유도속도와 후류의 형상을 계산하는데 상당한 시간과 계산비용이 필요하므로 계산시간이 적게 들고 정확한 해석기법을 개발하기 위한 간단한 후류모델의 개발이 요구된다(남, 1998; 신, 2000).

그러나 조류발전용 로터 블레이드의 설계자 입장에서는 신속한 피드백을 통한 효율적인 설계를 할 수 있는 기법의 확립이 요구된다. 또한 풍력발전용 로터 블레이드 설계기법은 다수 개발되어 있으나, 조류발전의 경우 Garrad-Hassan사의 GH-Tidal코드(<http://www.garradhassan.com>)만이 개발되어 이용되고 있어 국산용 터빈설계기술의 개발이 시급한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 조류발전 방식 중 수평축 로터 블레이드의 최적형상 설계 및 성능평가를 목적으로 날개 끝 손실 모델을 포함하는 날개요소 운동량이론을 적용한 조류터빈 설계기법을 제안하고, 100 kW급 로터 블레이드를 설계 및 성능평가를 수행하고자 한다.

2. 로터 블레이드의 설계이론

2.1 날개요소 운동량이론

최적의 로터 블레이드를 설계하기 위해서는 보다 정확한 유체역학적 해석을 할 수 있는 기법의 확립이 매우 중요하며, 로터 블레이드의 해석에는 주로 날개요소 운동량이론(Glauert, 1947)이 이용된다. 유체유동의 검사체적에 대해서 유동에 의해 날개의 회전면에 작용하는 힘을 계산하는 것으로 유관의 내부로 흘러 들어가는 자유흐름 속도가 U_∞ , 디스크면을 통과하는 유속을 V , Actuator disk를 통과한 후류의 유속이 V_1 일 때 축 간섭계수(Axial flow induction factor)는 자유흐름 속도에 대한 로터 평면에서의 속도비로서 식(1)과 같이 정의된다.

$$a = (U_\infty - V) / U_\infty \quad (1)$$

로터 블레이드가 회전할 때 각속도를 Ω 라 하면 회전 간섭계수(Tangential flow induction factor)는 회전익의 각속도에 대한 회전면을 통과하는 유체의 각속도 비에 관한 식으로 회전익에 의해 발생되는 토크에 영향을 주는 미끄럼 흐름의 상태를 표시할 수 있는 계수로서 식(2)와 같이 표시된다.

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (2)$$

또한 로터 블레이드로부터 얻을 수 있는 출력(P)은 원형 미소요소에 대한 출력을 허브에서 날개 끝까지 적분한 것으로 동력계수는 $C_p = P / (1/2 \rho A U_\infty^3)$ 같이 식(3)으로 나타낼 수 있다.

$$C_p = 8\lambda^2 \int a'(1-a')r^3 dr \quad (3)$$

여기서 $\lambda(\Omega R / U_\infty)$ 는 주속비(Tip speed ratio)이다. 블레이드 중심축에서 r만큼 떨어지고 폭이 dr인 미소 날개에 대해 운동량 이론으로부터 구한 미소 추력과 날개요소이론으로부터 구한 미소 추력이 같다고 하면 식(4)가 되고,

$$4\pi r \rho U_\infty^2 a(1-a)dr = Nc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_l \cos \phi + C_d \sin \phi) dr \quad (4)$$

$$\text{단, } W = \sqrt{U_\infty^2 (1-a)^2 + \Omega^2 r^2 (1+a')^2}$$

이 식을 이용하여 블레이드 단면형상과 축방향 유동조건과의 관계를 나타내는 축 간섭계수를 구하면 식(5)와 같다.

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma_r (C_l \cos \phi + C_d \sin \phi)}{8 \sin^2 \phi} \quad (5)$$

같은 방법으로 허브에서 r만큼 떨어진 미소 날개에 대하여 운동량이론과 날개요소이론에서 계산한 토크를 같게 놓고 회전 간섭계수를 구하면 식(6), 식(7)과 같다.

$$4\pi r^3 \rho U_\infty^2 a'(1-a)\Omega dr = Nc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_l \sin \phi - C_d \cos \phi) dr \quad (6)$$

$$\frac{a'}{1-a'} = \frac{\sigma_r (C_l \sin \phi - C_d \cos \phi)}{8 \sin \phi \cos \phi} \quad (7)$$

날개요소이론으로부터 터빈의 특성에 관한 이론식을 구하면 추력계수는 $C_t = T / (1/2 \rho A V_\infty^2)$ 이므로 식(8), 식(9)와 같다.

$$T = \int_{R_h}^R dT = \int_{R_h}^R Nc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_l \cos \phi + C_d \sin \phi) dr \quad (8)$$

$$C_t = \frac{1}{\lambda} \int_{\lambda_h}^{\lambda} \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \phi} (C_l \cos \phi + C_d \sin \phi) dx \quad (9)$$

토크계수는 $C_q = Q/(1/2\rho ARU_\infty^2)$ 이므로 날개요소이론으로부터 식(10), 식(11)과 같다.

$$Q = \int_{R_h}^R dQ = \int_{R_h}^R Nc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_i \sin \phi - C_d \cos \phi) dr \quad (10)$$

$$C_q = \frac{1}{\lambda^3} \int_{\lambda_h}^{\lambda} \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \phi} (C_i \sin \phi - C_d \cos \phi) x^2 dx \quad (11)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 로터 블레이드의 최적 형상 설계

일반적으로 로터 블레이드의 설계는 특성이 우수한 익형을 선정하여 성능계산을 통해 날개의 형을 결정한다. 최적 블레이드는 출력이 최대가 되는 형상을 말하며, 이를 구하기 위해서는 식(3)의 출력계수를 최대로 하는 형상을 구하는 것이다. 그러므로 $(\partial C_p / \partial a) = 0$ 이 되는 조건을 적용하여, 다음절에서 기술한 과정으로 주어진 익형의 양력, 항력 특성을 이용하여 축 및 회전 간섭계수를 구한 후에 Solidity($\sigma_r = Nc/2\pi\mu R$)와 유입 흐름각 등을 구한다. 또한 주어진 익형의 특성 자료로부터 양항비가 최대가 되는 받음각을 구하고 반경방향으로의 피치각을 구하여 블레이드 최적 형상 설계자료를 계산할 수 있다.

3.1.1 익형의 선정

익형의 성능은 최대양력계수, 양항비, 실속각 등으로 대표되므로 이들을 비교, 평가하여 익형을 선정해야 한다. 특히, 조류터빈의 운전영역은 그 범위가 크기 때문에 양력계수의 변화 폭도 커지게 되며 넓은 범위의 양력계수에 대해서 양항비가 큰 익형이 바람직하다. 따라서 본 연구에서는 최대양력계수가 실속 특성 면에서 우수한 NACA63812를 단일 익형으로 선택하였으며, 서해안의 주요 조류발전 후보지의 평균유속을 고려하여 정격유속을 2.5 m/s로 결정하였다(http://www.khoa.go.kr).

한편, 로터 블레이드 직경의 결정을 위하여 식(12)를 이용하였으며, 추정 동력계수는 0.45, 동력전달 계통장치(Power train)와 발전기(Generator)의 효율은 각각 0.9로 가정하였다.

$$D = \sqrt{\frac{8P_r}{\eta C_p \rho \pi V_R^3}} \quad (12)$$

여기서, P_r 는 정격출력, η 는 효율, V_R 는 정격풍속, ρ 는 해수의 밀도이다. 따라서 직경은 6.27 m이다.

로터 블레이드의 정격 회전수를 결정하기 위하여 식(13)을 적용하였으며, 주속비는 6으로 설정하였다. 따라서 회전익의 정격 회전수는 46 rpm이다. Table 1은 자세한 설계 변수를 나타낸다.

$$\text{회전수[rpm]} = 60 \left(\frac{V_{design}}{\pi D} \right) \lambda \quad (13)$$

Table 1. Design parameters for optimal tidal turbine

Design parameters	Specification
Rated output	100 [kW]
Efficiency	90 [%]
Seawater density	1023 [kg/m ³]
Rated velocity	2.5 [m]
Rotor diameter	6.3 [m]
Designed RPM	45.7 [RPM]
Turbine profile	NACA 63812

3.1.2 Prandtl's tip Loss

회전하는 로터 블레이드는 날개 끝 와류(Tip vortex)의 발생으로 인한 순환분포의 감소에 의한 영향으로 날개 끝 손실(Tip loss)이 발생한다(Leishman, 2000). 이를 예측하기 위한 해석적 방법으로 Prandtl이 제안한 식(14)와 같은 날개 끝 손실 예측모델을 적용하였다.

$$f = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[e^{-\left\{ \frac{N(1-\mu)}{2\mu} \right\} \sqrt{\frac{1+(\lambda\mu^2)}{(1-a)^2}}} \right] \quad (14)$$

μ 는 블레이드 극부위치를 나타내며, 본 연구에서는 최적의 형상설계 및 성능해석을 위하여 로터 블레이드는 허브부터 팁까지 모두 20등분으로 구획하였다. 또한, 식(14)에 사용되는 축 간섭계수 a 는 초기 설계단계에서 날개요소 운동량이론에 의한 예측이 불가능하므로 항력에 의한 손실이 없고 블레이드 날개수가 무한하다고 가정한 운동량이론으로부터 유도할 수 있는 터빈의 이론적 최대효율을 얻을 수 있는 값인 1/3을 적용하여 설계에 반영하였다. 이는 Betz의 이론으로부터 유도되는 값과 일치한다.

3.1.3 축 및 회전 간섭계수의 계산

앞 절에서 블레이드 극부위치 변화에 따른 날개 끝 손실을 예측하기 위해 사용된 식(14)의 변수 a 는 운동량이론으로부터 얻은 이론적 최대값 1/3을 이용하였다. 그러나 날개 끝 손실의 발생은 블레이드 극부위치에서의 축 간섭계수의 변화를 초래하므로 이를 반영한 축 및 회전 간섭계수를 계산하기 위하여 앞서 계산된 날개 끝 손실 계수를 적용하고 날개요소이론으로부터 유도된 수식의 항력 항을 무시하고 간섭계수를 구하는 식을 유도하면 식(15)와 같다.

$$a = \frac{1}{3} + \frac{1}{3}f - \frac{1}{3}\sqrt{1-f+f^2} \quad a' = \frac{a\left(1-\frac{a}{f}\right)}{\lambda^2\mu^2} \quad (15)$$

식(15)를 이용하여 블레이드 극부위치 변화에 따른 축 및 회전 간섭계수를 구한다.

3.1.4 무차원 현의 길이(Chord length)

블레이드를 구성하는 익형의 국부위치 무차원 현의 길이를 결정하기 위해서 우선 날개 끝 부분에 사용할 익형을 선정해야 한다. 결정된 날개 끝 익형의 특성 데이터에서 최대 양항비를 나타내는 지점에서의 양력계수, 이미 새로 계산된 축 및 회전 간섭계수, 블레이드 수, 설계 주속비 등을 이용하여 식(16)을 통해 블레이드 국부 위치에서의 무차원 현의 길이를 각각 계산한다.

$$\frac{C}{R} = \frac{2\pi}{N\lambda C_l} \times \frac{4a(1-a)}{\sqrt{\left(1 - \frac{a}{f}\right)^2 + \left[\lambda\mu \left(1 + \frac{a\left(1 - \frac{a}{f}\right)}{\lambda^2\mu^2 f}\right)\right]^2}} \quad (16)$$

한편, 정확한 형상설계 및 성능예측을 위해서는 로터 블레이드를 구성하는 익형의 신뢰성 있는 특성 데이터를 반드시 확보해야 한다. 본 연구에서 사용된 날개 끝 익형은 NACA63812이다. 식(16)에 의해 계산된 현의 길이는 블레이드 허브 부분으로 갈수록 급격히 증가하는 특징을 나타내고 있으나, 로터 블레이드 성능을 크게 좌우하는 영역은 날개 끝으로부터 약 30% 정도이다(Burton et al., 2003). 허브로부터 30%까지의 영역은 성능을 고려한 설계보다는 구조적으로 안정된 블레이드의 지지를 위한 설계방법을 고려한다.

따라서 우수한 성능을 확보하기 위한 설계적 관점에서 식(16)으로부터 얻은 데이터를 바탕으로 블레이드를 제작해야 하지만, 블레이드 제작의 용이성 및 비용의 절감을 위해 허브로부터 70%~90% 사이의 영역을 기준으로 선형 근사를 통해 전체 블레이드 국부위치에서의 현의 길이를 재계산이 수행된다. Fig. 1은 선형 근사를 통한 로터 블레이드 현의 길이 분포를 나타내며, 또한 선형 근사 전후의 동력계수의 변화를 다음 절의 Fig. 2에 나타내었으며, 성능에 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

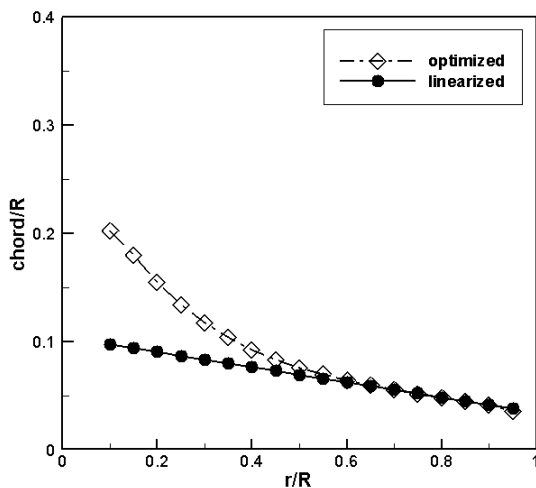


Fig. 1. Variation of chord length with r/R.

3.1.5 유입 흐름각과 피치각의 계산

입구 흐름각 ϕ 는 식(17)에 의해 계산되며, 피치각 θ 는 입구

흐름각 ϕ 와 받음각 α 와의 관계를 식(18)을 이용하여 쉽게 계산할 수 있다. Fig. 2는 피치각의 변화를 나타낸다.

$$\tan\phi = \frac{1 - \frac{a}{f}}{\lambda\mu \left\{ 1 + \left(\frac{a\left(1 - \frac{a}{f}\right)}{\lambda^2\mu^2 f} \right) \right\}} \quad (17)$$

$$\phi = \alpha + \theta \quad (18)$$

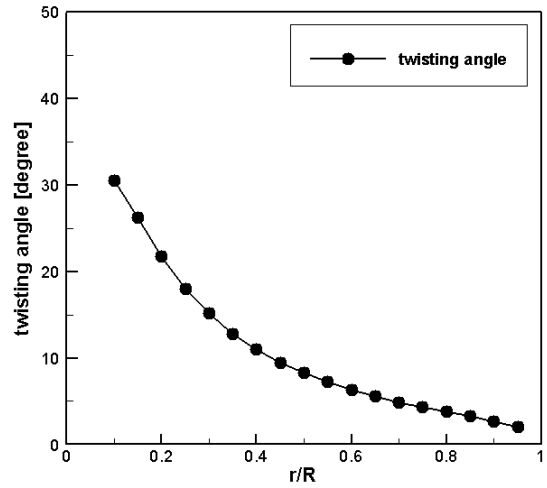


Fig. 2. Variation of twist with r/R.

3.1.6 축 및 회전 간섭계수의 재계산

날개 끝 손실 모델을 포함하는 블레이드의 축 및 회전 간섭계수를 이용하여 설계를 하였다 하더라도 식(15)는 날개요소 운동량이론으로부터 유도된 수식의 항력 항에 의한 영향을 고려하지 않은 간섭계수들이다. 그러나 블레이드 요소에서의 모든 힘은 반드시 양력과 항력에 의해서 발생하게 되며, 보다 정확한 설계 및 성능해석을 위해 항력의 영향을 포함하는 축 및 회전 간섭계수를 새로 계산할 필요성이 있다(Burton et al., 2003). 따라서 날개요소 운동량이론으로부터 새롭게 항력계수를 포함하는 간섭계수들의 계산식을 유도하면 식(19) 및 식(20)과 같다.

$$\frac{af}{1-a} = \frac{\sigma_r}{4\sin^2\phi} \left(C_x - \frac{\sigma_r}{4\sin^2\phi} C_y^2 \right) \frac{1-a}{1-af} \quad (19)$$

$$\frac{a'f}{1+a'} = \frac{\sigma_r C_y}{4\sin\phi\cos\phi} \frac{1-a}{1-af} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \text{단, } C_x &= C_L \cos\phi + C_D \sin\phi \\ C_y &= C_L \sin\phi - C_D \cos\phi \end{aligned}$$

식(19)와 식(20)에 의해 항력 및 날개 끝 손실을 포함하는 축 및 회전 간섭계수들을 구하기 위해서는 반복계산법에 의한 과정이 필요하다(Xu, 2001).

3.1.7 블레이드 최적 형상 설계

이상과 같은 과정을 통해 블레이드의 형상에 관련된 모든 변수들을 계산 할 수 있으며, 블레이드 단면 비틀림축 중심은 각 단면의 공력중심을 기준으로 하고, 전연(Leading edge)으로부터 25%위치이다. 블레이드 허브로부터 팁까지 연결되는 블레이드 중심축은 각 단면의 최대 코드길이 위치를 기준으로 결정된다. 따라서 각 단면 포일의 최대 코드위치는 전연으로부터 30% 위치이므로 이를 중심으로 3차원 형상을 구현하였다. Fig. 3은 설계된 100kW급 수평축 조류터빈의 로터 블레이드를 보인다.

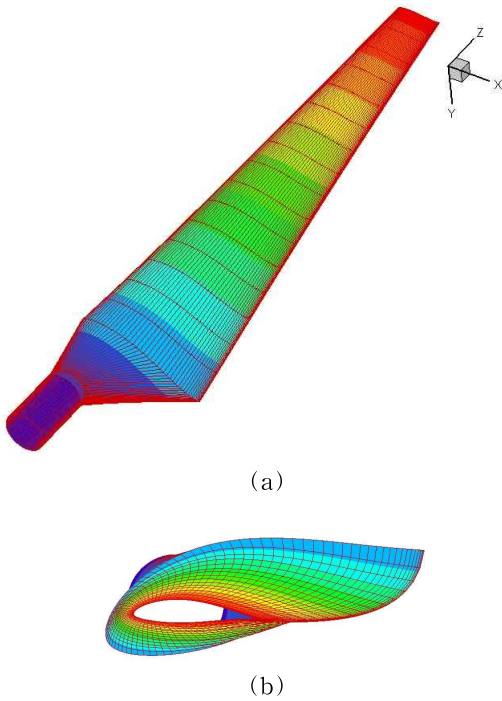


Fig. 3. 3D view of optimized rotor blade for tidal turbine.

3.2 로터 블레이드의 성능 해석

3.2.1 성능 해석 방법

로터 블레이드의 성능해석을 위해서는 날개 끝 손실을 포함하는 간섭계수들을 구하는 일반적인 로터 블레이드의 설계과정과 같은 함께 성능계수와 관련된 인자들에 대해서도 반복계산이 필요하다. 다음에 성능해석과 관련된 반복계산 방법을 기술하였으며, Fig. 4에 흐름도로도 표시하였다.

- (1) $a(0.3)$, $a'(0.01)$ 를 가정한다.
- (2) 유입유동계수(ϕ)를 계산한다.
- (3) 받음각(α , Angle of attack)을 계산한다.
- (4) $C_l(\alpha)$, $C_d(\alpha)$ 를 계산한다.
- (5) σ_r 을 계산한다.
- (6) Prandtl's tip loss를 계산한다.
- (7) a , a' 를 재계산하고, 수렴 여부를 판단하여 (2)단계로 이동한다.
- (8) 성능계수(C_t , C_q , C_p)를 계산한다.

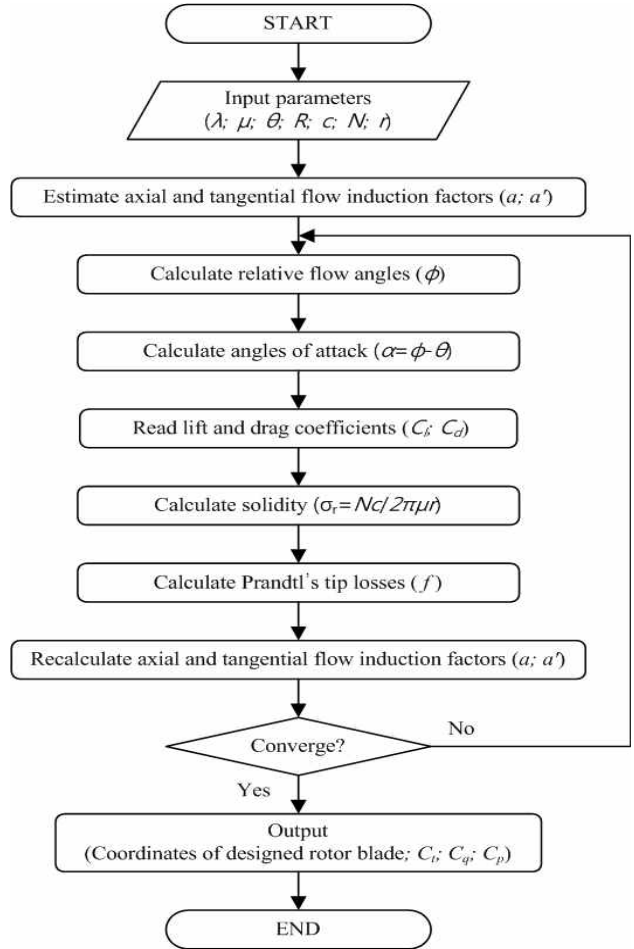


Fig. 4. Flow chart for performance assessment of rotor blade.

Fig. 4와 같은 반복계산을 위해서는 $(\partial C_p / \partial a) = 0$ 이 되는 조건을 만족하는 간섭계수, 블레이드의 비틀림 각도, 현의 길이, 해당 익형의 양력 및 항력 등과 같은 특성데이터들의 확보가 매우 필수적인 요소이다.

3.2.2 설계된 로터 블레이드의 성능 평가

수중에 설치되는 조류터빈의 성능은 다양한 조류변화에 대해 추력, 토크, 동력계수로서 평가될 수 있다. 먼저 로터의 추력은 수중 구조물의 설계 시 매우 큰 영향을 주는 인자이며, 토크는 기어박스과 로터에 의해 운용되어지는 발전기의 설계 요소를 결정한다. 또한 동력은 로터에 의해서 얻어지는 에너지의 양을 결정한다. 따라서 이 세 가지의 성능을 파악하는 것은 조류터빈의 성능평가에 매우 중요하다.

Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7은 주속비의 변화에 따른 추력, 토크, 동력계수의 분포를 나타내며, 각 계수에서 날개 끝 손실 효과를 알아보기 위해 날개 끝 손실이 없는 경우도 함께 도시하였다. 동력계수는 블레이드의 허브에서 팁 쪽으로 갈수록 증가하였다. 이는 실제 동력이 블레이드 바깥쪽 부근에서 대부분 발생하고 있음을 의미하며, Fig. 1과 Fig. 7에 보이는 것과 같이 블레이드 안쪽에 두꺼운 에어포일을 사용하여도 조류터빈의 성능에

영향을 주지 않음을 알 수 있으며, 이는 김(2005)의 연구결과와도 잘 일치한다. 또한 주속비에 대한 동력계수 변화로부터 본 연구에서는 Fig. 7에 보이는 것과 같이 설계 주속비 6에서 0.49의 최대값이 나타났다. 추력계수와 토크계수도 주속비가 커짐에 따라 증가함을 알 수 있다. 한편, 회전하는 로터 블레이드는 날개 끝 와류의 발생으로 인한 순환분포의 감소에 의한 영향으로 날개 끝 손실이 발생하므로 조류터빈의 성능을 실제로 파악하기 위해서는 날개 끝 와류의 영향을 고려해 주어야 한다. 이 와류는 실제로 터빈의 성능을 감소시킬 수 있는 원인이 되기도 하므로 이에 따른 특성을 파악할 필요가 있고, 이러한 손실을 고려하기 위한 기법으로 Goldstein과 Prandtl에 의한 보정방법이 있다. Goldstein에 의한 보정 계수식(Burton et al., 2003)은 Bessel 함수로 된 복잡한 식인 반면 Prandtl에 의한 식은 간단한 형태이다. 그러나 계산의 정확도는 크게 차이가 없는 것으로 알려져 때문에 본 연구에서는 Prandtl의 보정계수를 사용하였다.

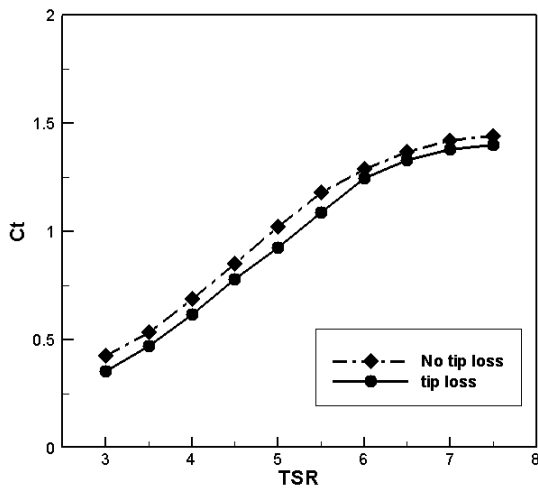


Fig. 5. C_t - λ curves with tip loss effect.

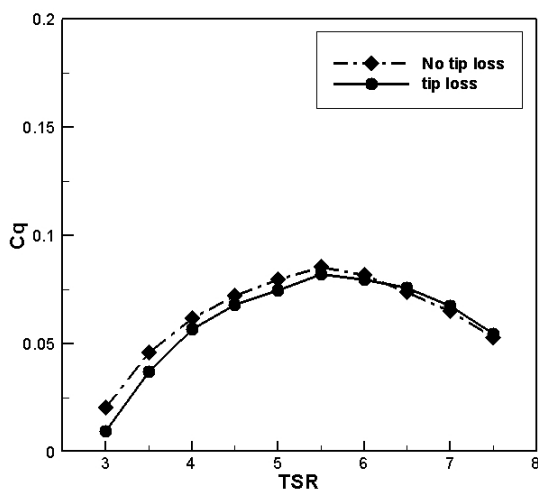


Fig. 6. C_q - λ curves with tip loss effect.

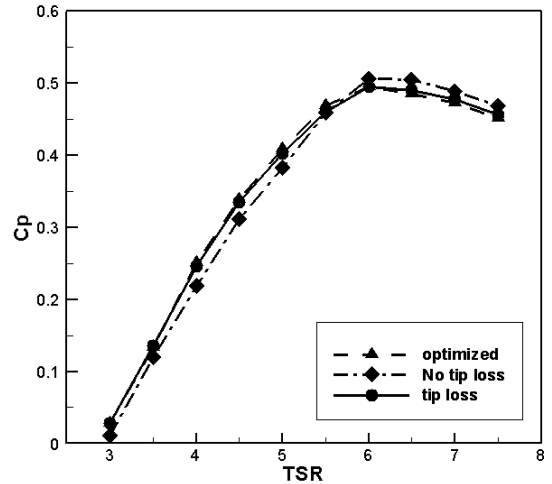


Fig. 7. C_p - λ curves with tip loss effect.

Fig. 8은 블레이드 곡부위치에서 Prandtl의 날개 끝 손실 변화를 주속비에 따라 비교한 그래프를 나타낸다. 대부분의 주속비 영역에서 허브로부터 팁으로 이동함에 따라 날개 끝 손실의 영향이 점점 크게 나타나며, 주속비가 증가함에 따라 날개 끝 손실의 영향이 적어짐을 알 수 있다. 즉, 날개 끝 손실은 시스템의 전체 출력에 영향을 미치는 변수이며, 본 연구의 경우 설계 주속비 6에서 최적의 성능특성을 확보할 수 있는 받음각의 영역이 결정되었고, 날개 끝 손실도 비교적 낮은 범위에서 형성되고 있다.

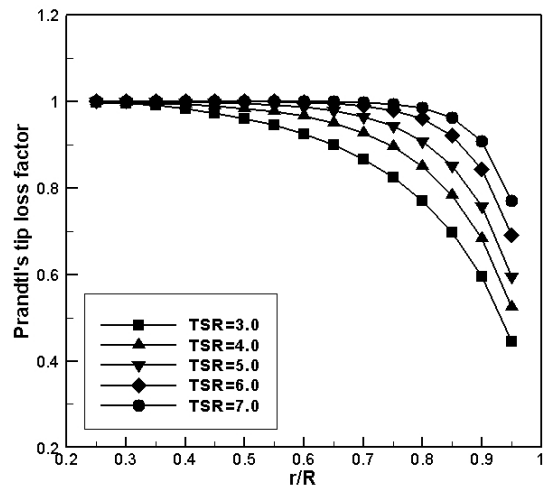


Fig. 8. Distribution of Prandtl's tip loss effect.

Fig. 5, Fig. 6, Fig 7은 날개 끝 손실이 존재 유무에 따른 추력, 토크, 동력계수의 변화를 비교하였다. Fig. 7에서 날개 끝 손실이 존재하는 경우 최대 동력 계수가 약간 작게 나타나며, 특히 주속비가 낮은 영역에서는 오히려 성능이 약간 개선됨을 보이고 있으며, 전체적으로 성능 그래프가 왼쪽으로 이동한 모습을 나타낸다.

5. 결론

참고 문헌

본 연구에서는 조류발전용 수평축 로터 블레이드의 최적형상 설계 및 성능평가를 목적으로 날개 끝 손실 모델을 포함하는 날개요소 운동량이론을 적용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Prandtl의 날개 끝 손실모델을 적용하여 로터 블레이드의 기초 설계변수를 구하고, 반복법을 이용하여 간섭계수 등을 수립시켜 최적 로터 블레이드 형상을 구하여 조류발전용 로터 블레이드의 최적형상을 기법을 제안하였다.

(2) 정격유속 2.5 m/s에서 NACA63812의 익형을 사용하여 100 kW급 조류발전용 수평축 로터 블레이드를 설계하였으며, 설계된 로터 블레이드는 동력계수 0.49로 우수한 성능을 나타내었다.

끝으로 본 연구에서는 날개요소 운동량이론을 이용한 로터 블레이드의 최적 설계 및 성능평가 기법에 대한 연구를 수행하였으나, 로터 블레이드 표면 박리 현상, 실속의 발생 등의 성능평가에 중요한 유동현상과 연관성을 부여하기 어려우며, 구조해석적인 문제를 고려한 설계변수의 도출이 어렵다. 따라서 향후 이러한 문제를 해결하고 로터 블레이드의 효율적인 설계기법을 확보하기 위해서는 유동해석을 통한 설계 및 성능해석을 수행 할 필요가 있다.

Nomenclature

- A : Swept area
- a : Axial flow induction factor
- a' : Tangential flow induction factor
- c : Chord length
- N : Blade number
- R : Radius
- r : Local radius
- U_∞ : Tidal velocity

Greek letters

- α : Angle of attack
- β : Inclination of local blade chord
- θ : Blade twist angle
- λ : Tip speed ration(TSR)
- σ : Solidity
- Ω : Angular velocity
- ϕ : Inflow angle

후 기

본 연구는 재단법인 전남테크노파크 과학기술진흥협력센터의 "전남 서남권 과학연구단지 기초·원천연구개발지원사업" 지원으로 이루어졌으며, 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

본 연구는 지식경제부 신재생에너지기술개발사업의 일환(20093021070010)으로 수행되었습니다.

- [1] 강석구, 염기대, 이광수, 박진순(2005), 울돌목 조류발전의 연안 물리적 관점에서의 고찰, 신재생학회지, 제1권, 제2호, pp. 77-78.
- [2] 김범석(2005), 수평축 풍력발전용 터빈 블레이드 최적 설계 및 공력성능해석에 관한 연구, 한국해양대학교 박사학위논문, pp. 130-137.
- [3] 남궁홍(1998), 수평축 풍차의 최적 공력설계에 관한 연구, 한국항공대학교 석사학위논문, pp. 95-99.
- [4] 신형기(2000), 자유 후류 해석을 이용한 풍력터빈의 성능 해석 및 소음예측, 서울대학교 석사학위 논문, pp. 78-85.
- [5] 해양수산부(2001), 해양에너지 실용화기술개발(I) : 조력 조류에너지, pp. 33-46.
- [6] Bahaj, A. S. and L. Myers(2003), "Fundamentals applicable to the utilization of marine current turbines for energy production, Renewable Energy", Volume 28, Issue 14, pp. 2205-2211.
- [7] Bahaj, A. S. and L. Myers(2004), "Analytical estimates of the energy yield potential from the Alderney Race (Channel Islands) using marine current energy converters", Renewable Energy 29, pp. 1931-1945.
- [8] Bliss, Donald B., Milton E. Teske and R. Todd Quackenbush(1987), A new methodology for free wake analysis using curved vortex elements, NASA-CR-3958, pp. 1-9.
- [9] Bryden, I. G. and S. J. Couch(2006), "ME1-marine energy extraction: tidal resource analysis", Renewable Energy, Volume 31, Issue 2, pp. 133-139.
- [10] Burton, T., D. Sharpe, K. Jenkins and E. Bossanyi (2003), Wind energy handbook, Wiley, pp. 1-56.
- [11] Eggleston, D. M. and F. S. Stoddard(1987), Wind turbine engineering design, Kluwer Academic Pub, pp. 125-131.
- [12] Glauert, H.(1947), The elements of aerofoil and airscrew theory, Cambridge university press, pp. 89-121.
- [13] [Http://www.garradhassan.com](http://www.garradhassan.com)
- [14] [Http://www.khoa.go.kr](http://www.khoa.go.kr)
- [15] IEA(2010), World energy outlook, pp. 1-125.
- [16] Leishman, J. G.(2000), Principle of helicopter aerodynamics, Cambridge university press, pp. 125-131.
- [17] Myers, L. and A. S. Bahaj(2006), "Power output performance characteristics of a horizontal axis marine current turbine, Renewable Energy", Volume 31, Issue 2, pp. 197-208.
- [18] Quackenbush, Todd R., B. Donald Bliss, A. Daniel

Wachspress, H. Alexander Boschitsch and Kiat Chua(1990), Computation of rotor aerodynamic loads in forward flight using a full-span free wake analysis, NASA-CR-177611, pp. 1-25.

- [19] Thake, J.(2005), Development, installation and testing of a large-scale tidal current turbine, Department of Trade and Industry, England, pp. 1-35.
- [20] Xu, G.(2001), Computational studies of horizontal axis wind turbines, Doctoral thesis, Georgia Institute of Technology, pp. 25-37.

원고접수일 : 2010년 12월 01일

원고수정일 : 2011년 02월 02일 (1차)

: 2011년 03월 14일 (2차)

게재확정일 : 2011년 03월 24일