

500kW급 수평축 조류발전기의 수력 최적 설계

유기완*

*전북대학교 공과대학 항공우주공학과(kwryu@chonbuk.ac.kr)

Hydrodynamically Optimal Blade Design for 500kW Class
Horizontal Axis Tidal Current Turbine

Ryu, Ki-Wahn*

*Dept. of Aerospace Eng., Chonbuk National University(kwryu@chonbuk.ac.kr)

Abstract

A tidal current turbine is designed and analyzed numerically by using blade element momentum theory. The rated power has a limitation because the diameter of the tidal current turbine cannot exceed the depth of sea water. This study investigates a horizontal axis tidal-current turbine with a rated power of 500 kW. NACA-6 series laminar foil shape is used for basic airfoil along the blade span. The distributions of chord length and twist angle along the blade span are obtained from the hydrodynamic optimization procedure. Prandtl's tip loss correction and angle of attack correction considering the three-dimensional effect are applied for this study. The power coefficient curve shows maximum peak at the rated tip speed ratio of 6.0, and the maximum torque coefficient is developed at the tip speed ratio of 4. The drag coefficient reaches about 0.85 at the design tip speed ratio.

Keywords: 수평축터빈(Horizontal Axis Turbine), 조류(Tidal Current), 블레이드 요소이론(Blade Element Momentum Theory), 팁속도비(Tip Speed Ratio), 정격출력(Rated Power)

기 호 설 명			
A	: 블레이드 회전 면적(m^2)	C_T	: 추력계수
a	: 축간섭 계수	R	: 블레이드 반경(m)
a'	: 회전간섭계수	r	: 블레이드 반경 임의 위치(m)
b	: 블레이드 개수	U	: 자유 흐름 속도(m/s)
c	: 코드 길이(m)	α	: 받음각(rad)
C_P	: 동력계수	ϕ	: 유입 흐름각(rad)
C_Q	: 토크계수	Θ	: 비틀림 각(rad)
		λ	: 팁 속도비, $\lambda = \Omega R / U$
		Ω	: 블레이드 회전속도(rad/s)

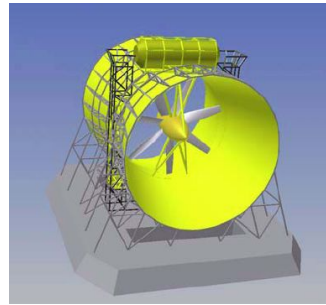
투고일자 : 2009년 9월 8일, 심사일자 : 2009년 9월 9일, 게재확정일자 : 2009년 10월 20일
교신저자 : 유기완(kwryu@chonbuk.ac.kr)

1. 서 론

전 세계적으로 기후변화협약에 따른 이산화탄소 절감 노력이 이루어지고 있는 가운데 우리나라도 최근에 경제성장을 추구하고 화석연료 의존도를 낮추는 ‘저탄소 녹색성장’ 계획을 세우고, 2030년까지 신재생에너지 이용률 목표를 11 %로 확대하는 정책을 추진 중이다. 이를 위해 태양광, 풍력, 해양 에너지, 수소 연료전지 등의 개발이 뒤를 잇고 있다. 재생에너지의 주류로 볼 수 있는 태양광이나 풍력은 기상에 영향을 받아 에너지 생산의 예측이 쉽지 않고 계절에 따라서 발전량이 크게 변하는 문제점을 지닌다.

우리나라는 서해안과 남해안의 조수간만의 차로 인한 해양에너지 자원이 풍부한 천혜의 조건을 갖추고 있다. 조력 발전은 시화호나 가로림만처럼 밀물과 썰물의 조수 간만의 차가 큰 지역에서 낙차를 이용한 발전 방식이어서 대용량의 장점이 있지만 댐을 건설하는 환경 영향 문제를 안고 있다. 반면에 조류 발전 방식은 발전기가 수중에 잠기는 방식이라 댐을 지을 필요가 없으며 날씨의 변화에 관계없이 장기적이며 지속적인 전력공급이 가능하다는 장점이 있다.¹⁾ 또한 해수의 밀도는 공기에 비해 840배 정도 높아 풍력 터빈 보다 단위 면적당 에너지 밀도가 높아 수력발전 단가에 버금가는 저렴한 발전원으로 알려지면서 전 세계적으로 시스템 상용화 및 발전 단지 개발이 활발히 진행되고 있다.^{2,3)}

영국에서는 퍼널 방식의 Lunar Energy (그림. 1(a)), 프로펠러 방식의 MCT (그림. 1(b)), 페달방식의 EB 등의 회사에서 독자적인 보유 기술을 개발하여 시스템 설계를 통한 제품 상용화에 박차를 가하고 있다. 캐나다의 Blue Energy Canada와 Canoe Pass, 미국의 Tidal Electric 등에서도 상용화를 위한 시험 연구가 진행 중에 있다.¹⁾



(a) Lunar Energy Co.



(b) MCT Co.

그림. 1. Typical products of tidal current turbine manufacturers

국내에서도 그림. 2와 같이 한반도 서해안은 조수 간만의 차가 크고 수심이 깊지 않아 조류 발전에 매우 적합한 입지를 갖추고 있어서 이에 대한 관심과 연구가 꾸준히 진행되어 왔다.⁴⁾ 1986년 한국해양연구원에서 명량해협으로 유명한 진도 수도 울돌목에서 조류발전 가능성 조사가 실시되었으며, 수심 평균 최강 유속이 5.5m/s에 이르는 것으로 알려졌다. 보통 2 ~ 3m/s를 정격 유속으로 설정하는 점을 감안하면 울돌목의 유속은 매우 높은 수준이라는 점을 확인 할 수 있다. 2009년 5월에는 이 지역에서 1MW급 시험 조류 발전소가 준공되어 가동에 들어갔으며, 2013년까지 9만kW 증설을 계획하고 있다. 이외에도 진도 주변 장죽수도와 경남 사천과 남해 사이의 대방수로 등에서 조류 발전소를 계획 추진 중에 있다.



그림. 2 Tidal energy around Korean peninsula⁴⁾

조류 터빈에 대한 유체역학적 설계 이론은 풍력터빈 이론이 그러하듯이 Glauert의 회전익 이론에 기초하고 있다.⁵⁾ 이 이론이 주로 프로펠러에 대해서 세워진 이론이라고 하면 풍력터빈에 대해서 이론을 정립하고 적용한 것은 미국 Oregon 주립대학의 Wilson 등에 의해서 체계화 되었다.⁶⁾ 최근에 국내에서도 신재생에너지 보급 확대와 관련되어 풍력터빈 블레이드 최적 설계와 공력 해석에 대한 연구가 진행되어 왔으며,⁷⁾ 해외에서는 Garrad-Hassan에서 풍력터빈 설계 해석용 코드인 GH-Bladed를 기반으로 조류 터빈에 확장한 GH-Tidal Bladed 코드를 개발하는 데 까지 이르렀다.³⁾ 그러나 이러한 해석 프로그램이 아직은 활발히 적용되는 단계는 아니다. 국내에서도 조류 터빈에 대해서 연구가 진행되고는 있으나 블레이드 형상 설계 및 성능 해석 연구 층이 두터운 편은 아니며 이에 대한 활발한 연구가 필요한 시기라고 본다.

본 연구에서는 여러 조류 발전 방식 중에서 수평축 터빈 블레이드의 유체역학적인 최적 형상을 설계하는 데 목표를 두기로 한다. 이를 위해서 사용된 방법은 풍력터빈 설계방식과 같은 절차로 블레이드 요소 이론을 적용하였으며 블레이드 스팬 방향으로 최대의 동력계수를 갖는 조건을 통해 비틀림 각도와 코드 길이를 정하도록 하였다. 용량을 500kW

급으로 정한 이유는 MCT Seaflo 프로젝트의 비용분석 결과로부터 1기의 용량이 300kW 보다는 커야만 효과적인 경제성을 갖는다는 결과를 바탕으로 한다.²⁾

2. 본 론

2.1 블레이드 요소 이론

블레이드 요소이론은⁵⁾ 블레이드 반경방향 임의 위치에서의 하이드로포일 단면에 대해서 양력과 항력을 알아낸 후 이를 전체 블레이드에 대해 적분함으로써 동력, 추력, 토크 등의 수력 결과를 얻어내는 방식이며,^{6,7)} 풍력터빈에 대한 이론은 그대로 조류 터빈에 적용된다.^{8,9)} 그림. 3(a)는 블레이드를 앞에서 본 것이며, 그림. 3(b)는 반경 r 인 위치를 지나는 동축 유관(coaxial stream tube) 요소가 블레이드 회전면을 지나면서 유체의 운동에너지를 터빈에 전달하고 유속이 감소하면서 유관이 확대되는 모양을 보인다. 그림. 4는 터빈 블레이드의 스팬 방향 위치 r 에서 상대 유속의 방향과 받음각 등을 나타낸다.

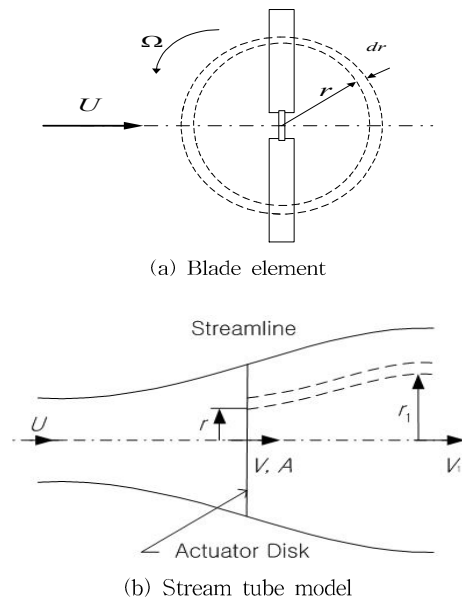


그림. 3. Schematic view of turbine blade

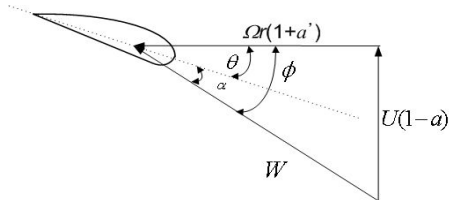


그림. 4. Flow velocity diagram at blade section

그림. 4로부터 국부 유효받음각 a 와 유입 흐름각 ϕ 를 수식으로 표현하면

$$\begin{aligned} a &= \phi - \theta \\ \phi &= \tan^{-1} \frac{(1-a)U}{(1+a')\Omega} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 $a = (U - V)/U$ 는 축간섭 계수를 의미하며, 후류의 회전 각속도 ω 에 의한 회전간섭 계수는 $a' = \omega/(2\Omega)$ 이다.

원통형 유관을 지나는 유체가 디스크 면을 통과 할 때 미소 회전 면적 $2\pi r dr$ 에 작용하는 미소 추력(항력) dT 와 토크 dQ 는 운동량 이론으로부터 다음과 같다.

$$dT = 4\pi r \rho U^2 a(1-a) dr \quad (2a)$$

$$dQ = 4\pi r^3 \rho U a' (1-a) \Omega dr \quad (2b)$$

그림. 4로부터 주어진 블레이드 형상에 대한 양력과 항력 벡터 성분을 분해하여 추력 및 토크의 증분 값을 표현하면 다음과 같다.

$$dT = \frac{1}{2} \rho W^2 bc (c_l \cos \phi + c_d \sin \phi) dr \quad (3a)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho W^2 bc (c_l \sin \phi - c_d \cos \phi) r dr \quad (3b)$$

Prandtl이 제안한 팁 손실 효과를 반영하여 식 (2)와 식 (3)을 변화시키면 다음과 같다.^{6,7)}

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma_r (c_l \cos \phi + c_d \sin \phi)}{8F \sin^2 \phi} \quad (4a)$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma_r (c_l \sin \phi - c_d \cos \phi)}{8F \sin \phi \cos \phi} \quad (4b)$$

여기서 $F = (2/\pi) \cos^{-1} e^{-f(r)}$ 는 팁 손실 계수이며, $f(r) = b(R-r)/(2r \sin \phi)$ 이고, 국부 고품비 $\sigma_r = bc/(\pi r)$ 이다. 위로부터 무차원화 된 동력계수 및 토크계수와 추력계수는

$$C_P = \Omega Q / (1/2 \rho A U^3) \quad (5a)$$

$$= \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_H}^{\lambda} a' (1-a) \lambda^3 da_r$$

$$C_Q = C_P / \lambda \quad (5b)$$

$$C_T = T / (1/2 \rho A U^2) \quad (5c)$$

$$= \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_H}^{\lambda} a (1-a) \lambda da_r$$

이며, 여기서 $\lambda = \Omega R / U$, $\lambda_r = \Omega r / U$ 이며, 허브 위치에서의 $\lambda_H = \Omega R_H / U$ 이다. 그러나 식 (1)로부터 ϕ 는 a 와 a' 의 함수이므로 위 식은 내재적(implicit)인 형태라서 반복적인 절차를 통해 방정식의 해를 구하여야 한다.

2.2 블레이드 최적 형상 설계

조류가 가진 에너지를 최대한 흡수하기 위해서는 최적의 비틀림각과 코드 길이 분포를 구해야 한다. 유체역학적인 최적 형상을 갖기 위해서는 블레이드 반경방향 거리 r 에서 국부적으로 로터의 최대 동력계수를 발생시키는 a 값을 $dC_P/da = 0$ 으로부터 얻어 구하며 이를 만족하는 조건은 다음과 같다.⁵⁻⁷⁾

$$a' = \frac{1-3a}{4a-1} \quad (6)$$

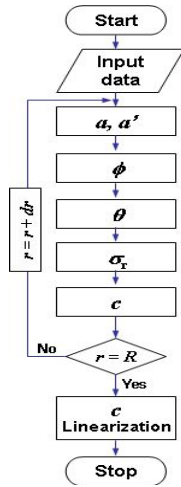


그림. 5. Flow chart for optimal design

이에 대한 절차는 그림. 5와 같은 과정을 밟는다. 입력 자료로는 포일의 받음각에 따른 양향력 데이터, 정격유속, 팁 속도비, 정격출력, 해수의 밀도, 시스템 효율 등이다. 블레이드 포일은 NACA63(3)-418로 선정하였다.¹⁰⁾

조류터빈의 출력은 다음과 같이 표현된다.

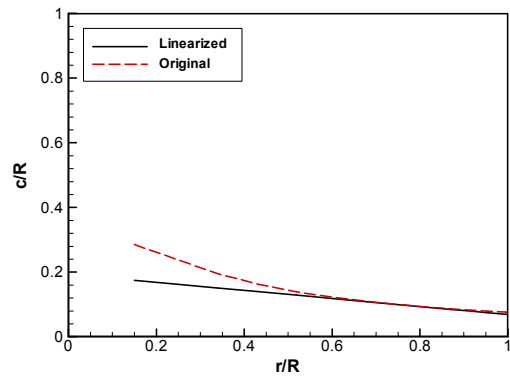
$$P = nC_P \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (7)$$

여기서, U 는 조류 유속을 의미하며, 해수 밀도 $\rho = 1,024 \text{ kg/m}^3$, 기어와 발전기 효율을 반영한 시스템 효율은 90%로 한다. 만일 조류의 유속과 터빈 출력을 정한다면 터빈 직경을 식 (7)에서부터 구할 수 있다. 이를 바탕으로 본 연구에서 설계하려는 500kW급 조류 터빈의 재원을 정하면 표 1과 같다.

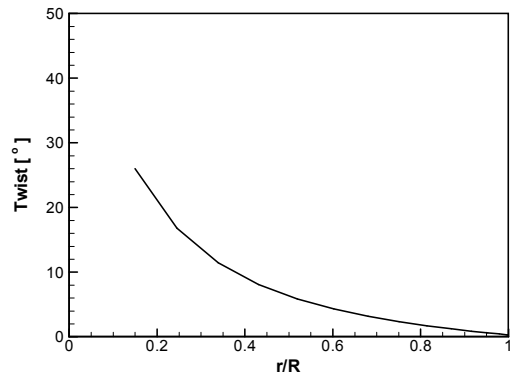
표 1. Main design parameters

Parameter	Value
Rated power, P (kW)	500
Number of blade, b	2
Rated stream speed (m/s)	2.5
Design tip speed ratio	6
Blade diameter (m)	15.5

최적설계 과정을 통해 얻어진 블레이드 직경은 15.5m를 보인다. 동급 MCT사의 500kW 2로터 방식에 대한 BBV 보고서 결과의 직경 15.9m와, 600kW Seagen 직경이 16m인 점을 감안하면 적절한 계산 결과로 보인다.²⁾ 그림. 6 (a)와 (b)는 블레이드의 스팬 방향에 대한 코드길이와 비틀림 각의 분포를 나타낸다. 코드 분포는 최적설계 결과 비선형 분포를 갖지만 제작의 편의성을 고려하여 블레이드 반경방향으로 60% ~ 90% 위치의 기울기를 바탕으로 선형화 시켰다.



(a) Chord distribution



(b) Twist distribution

그림. 6. Hydrodynamically optimized blade

2.3 속도비에 따른 성능곡선

블레이드 요소이론은 종횡비가 충분히 크다는 전제하에 블레이드 길이방향으로 흐름이

없다고 가정하며, 블레이드를 유한개의 토막(strip)을 나누고 각각의 토막들은 서로 간에 영향을 주지 않는 독립된 요소로 가정한다. 따라서 각각의 블레이드 토막은 하이드로포일(혹은 에어포일)이 갖는 2차원 유동 특성자료를 사용할 수 있게 되며, 유동 해석을 위해서는 입력유속 받음각에 따른 하이드로포일의 양력곡선과 항력곡선의 실험 자료가 필요하다. 그러나 종횡비가 크다 해도 실제로는 블레이드 끝단에서는 길이 방향으로의 흐름이 존재하며 이것은 받음각의 감소에 따른 손실 효과로 작용한다. 본 연구에서는 이러한 블레이드의 유한한 스패(finite span) 효과를 종횡비(AR)를 변수로 하여 다음과 같이 보정한다.⁷⁾

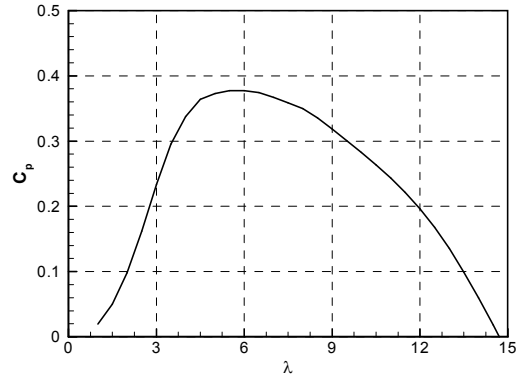
$$\begin{aligned}
 C_L(\alpha) &= c_l(\alpha') \\
 C_D(\alpha) &= c_d(\alpha') + \frac{C_L^2(\alpha)}{\pi AR} \\
 \alpha &= \alpha' + \frac{C_L(\alpha)}{\pi AR}
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

여기서 c_l 과 c_d 는 각각 2차원 양력 및 항력 계수이다. 식 (4a)와 식 (4b)로부터 반복적인 계산을 수행하는 과정 중에 실속각 이상의 넓은 범위의 받음각에 해당하는 공력 자료가 필요하다. 이를 위해 제한된 받음각 범위의 에어포일 자료는 Viterna-Corrigan의 실속 후 모델을 이용하여 받음각이 실속각보다 큰 경우에 대해 양력과 항력 계수를 확장한다.¹¹⁾

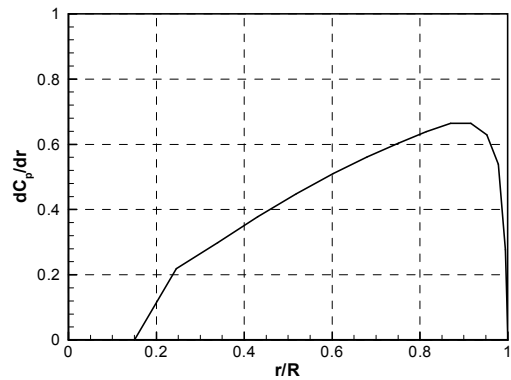
3. 계산 결과 및 토의

Table 1에서와 같이 정격유속과 팁 속도비를 각각 2.5 m/s와 6으로 정하였다. 따라서 블레이드 끝단 속도는 15m/s가 된다. 물 속에서의 증기압은 20°C 1기압에서 대략 2,320 Pa에 해당한다. 에어포일상의 최저 압력계수를 -3으로 가정 할 때¹⁰⁾ 그 지점에서의 압력은 대략 67,500Pa이 되어 캐비테이션 여유를 갖는

것으로 볼 수 있으나, 보다 더 자세한 것은 전산 수치 해석을 통해 가능하리라 본다.



(a) $C_p-\lambda$ curve



(b) Distribution of C_p along blade span

그림. 7. Variation of power coefficient

그림. 7(a)는 동력계수를 보이고 있다. 동력계수는 설계 팁 속도비 6에서 최대를 보여주고 있다. 그림. 7(b)는 블레이드 스패 방향으로의 동력계수 변화를 나타낸 것이다. 그림. 3(a)에서처럼 코드가 선형화된 블레이드의 종횡비는 7정도이므로 Prandtl의 끝단 효과를 고려한다면 끝단 손실이 성능에 미치는 영향은 작지 않은 것으로 나타난다.

그림. 8에서 블레이드 토크는 설계 팁 속도비보다 작은 4정도의 값에서 최대치를 보여주고 있음을 알 수 있다. 그림. 9의 추력계

수는 통상적으로 회전익에서 흐름방향으로 블레이드에 작용하는 힘 성분을 나타내며, 조류터빈이나 풍력터빈에서는 항력성분이라고 보면 된다. 항력계수는 설계 팁 속도비까지 급격히 증가하다가 이후에는 선형적으로 완만히 증가함을 보여주고 있다.

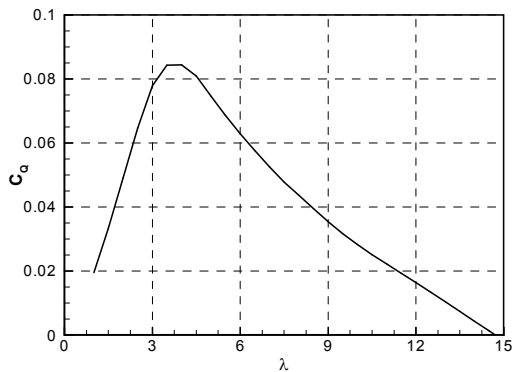


그림. 8. $C_D-\lambda$ curve

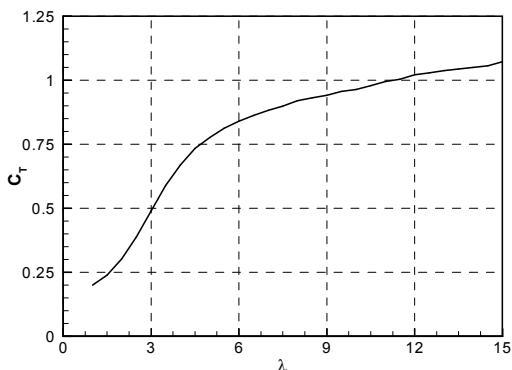


그림. 9. $C_T-\lambda$ curve

MCT 사의 실험 결과를 보면 동력계수는 0.4정도가 나오는 것으로 관측되며 본 연구에서는 최대 동력 계수가 0.38정도로 약간 작게 평가(under-estimation) 되는 경향을 보이고 있다. 이러한 현상은 에어포일의 선정에 따른 차이일 수도 있지만 본 해석을 위해 반영한 Prandtl의 팁 손실과 중횡비(AR)를 반영한 받음각 보정 등이 이중으로 작용하면서

보수적인 예측치를 보여주고 있다고 볼 수 있다.

구조물 설계를 위해서는 블레이드에 의해 발생하는 항력계수의 선정이 중요한 요소가 된다. 조류 터빈의 경우에는 풍력터빈처럼 유속의 변화가 심하지 않고 최대 유속은 예측이 가능한 특징을 지닌다. 조류 터빈의 경우 정격 유속에 해당하는 설계 팁 속도비를 초과하는 경우는 발생하기 힘들다고 볼 수 있으며, 따라서 그림. 9에서 알 수 있듯이 항력계수는 설계 팁 속도비 6에 해당하는 0.85를 넘지 않을 것으로 판단할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 블레이드 요소이론을 이용하여 정격유속 2.5 m/s에서 NACA-6자 계열 에어포일을 사용한 500 kW급 조류터빈에 대한 최적 수력 설계 형상을 구하고, 이 형상에 대한 성능해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 설계 동력을 얻기 위한 블레이드 직경은 15.5m이며, 설계 팁 속도비에서 동력계수는 0.38에 이르는 결과를 보여주었다. 그러나 Prandtl의 끝단 손실과 3차원 효과 보정이 동시에 고려된 점을 감안하면 이 결과는 보수적인 예측이라 볼 수 있다.
- (2) 설계 팁 속도비를 6으로 하였을 때 가장 큰 토크 계수는 팁 속도비 4정도에서 발생하였다.
- (3) 조류터빈의 최대 유속은 풍력터빈과 같이 변동이 심하지 않은 점을 반영할 때 정격 출력 조건에서 조류 터빈에 작용하는 항력 계수는 0.85정도를 보여준다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 신·재생에너지기술 개발사업인 “국내해역의 중형 해상풍력발전

플랜트 타당성 조사연구” 및 국토해양부 「하늘 프로젝트」의 일환으로 수행 되었습니다.

참 고 문 헌

1. 조철희, “조류발전 특성과 국내외 기술개발 동향,” 한국태양에너지학회지, 제6권 제1호, pp.9~16, 2007
2. “Development, Installation and Testing of a Large-Scale Tidal Current Turbine,” IT Power, Contract Number: T/06/00210/00/REP, 2005
3. “Development of a Design Tool for Axial Flow Tidal Stream Devices,” Garrad Hassan and Partners Ltd, Contract Number: T/06/00231/00/00, 2008
4. 염기대 외, “해양에너지 실용화 기술개발 (I): 조력·조류에너지,” 한국해양연구원 보고서, BSPM 0078-00-1347-2, 2001.
5. Glauert, H., “Aerodynamic theory,” Vol. IV, Division L, Airplane propeller, chapter XI, edited by Durand W. F., Dover Publication Inc., 1963
6. Wilson, R. E., Lissaman, P. B. S., and Walker, S. N., “Aerodynamic performance of wind turbines,” Research Report ERDA/NSF/04014-76, Oregon State University, pp.1~126, 1976
7. 유기완, “가변 피치형 수평축 풍력 터빈의 공력 최적설계 및 피치제어 성능 연구,” 한국항공우주학회지, 제35권 제10호, pp. 891~898, 2007
8. Li, Y, Lence, B. J., and Calisal, S. M., “Modeling the Energy Output from an In-Stream Tidal Turbine Farm,” J. of Computers, Vol. 4, No. 4, pp.288~294, 2009
9. Clarke, J. A., Connor, G., Grant, A. D., and Johnstone, C. M., “Design and testing of a Contra-Rotating Tidal Current Turbine, ” Proc. IMechE, Vol. 221, Part A: Power and Energy, pp.171~179, 2007
10. Abott, I. H., and von Doenhoff, A. E., Theory of wing sections, Dover Publication Inc., 1959
11. Viterna, L. A. and Corrigan, R. D. “Fixed Pitch Rotor Performance of Large Horizontal Axis Wind Turbines,” Proceedings, Workshop on Large Horizontal Axis Wind Turbines, NASA, P-2203, DOE Publication, CONF-810752, Cleveland, OH: NASA Lewis Research Center, pp. 69-85, 1981