

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2015.39.8.653>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

CFD에 의한 H 및 Helical 타입 조류발전용 터빈의 출력성능예측에 관한 연구

김 범 석**

* 제주대학교 대학원 풍력공학부

Investigating the Power-Performance Prediction on an H- and Helical-type Tidal Current Turbine Using CFD Method

Bum Suk Kim **

* Faculty of Wind Energy Engineering, Graduate School, Jeju Nat'l Univ.

(Received December 4, 2014 ; Revised May 19, 2015 ; Accepted June 8, 2015)

Key Words: Tidal Current Power Generation(조류발전), Power Performance(출력성능), Cavitation(캐비테이션), Load Analysis(하중해석), CFD(전산유체역학)

초록: 본 연구에서는 CFD 해석기법을 이용하여 서로 다른 두 가지 형식의 수직축 조류발전용 터빈에 대한 출력성능 및 하중 해석을 수행하였다. ANSYS CFX를 이용하여 시간변화에 따른 해석을 수행하였으며, H 타입 로터의 정상 및 극치운전조건에서 각각 7.47kW와 67.6kW의 출력이 나타났다. 이는 초기 설계조건에 적합하지 않은 것으로 확인되었으며, helical 타입 로터의 정상 및 극치운전조건에서는 출력 성능이 거의 설계 운전점에 가까운 특성을 나타내었다. 블레이드 주변에 발생하는 캐비테이션은 두 종류의 로터 블레이드 모두에서 반복적으로 발생되었으며, 조류 터빈의 순간 출력변화에 많은 영향을 미칠 수 있다. 따라서 안정적인 출력품질의 확보 및 피로파손 방지를 위해서는 캐비테이션 현상의 발생을 최소화 할 수 있는 설계가 필요하다.

Abstract: In this study, we conduct power performance and load analyses of two different types of vertical-axis tidal-current turbines using the computational fluid dynamics (CFD) method. To analyze the power output and loads, we perform transient CFD simulations considering the cavitation model using ANSYS CFX. The averaged power output of an H-type rotor was 7.47 kW and 67.6 kW in normal and extreme operating conditions, respectively, which did not satisfy the initial design conditions. However, in the case of the helical-type rotor, the power output under normal and extreme conditions were close to the expected values. The cavitation, which may cause instantaneous power fluctuation, occurred repeatedly at the suction side of the rotors. In order to guarantee a more stable power supply and to prevent fatigue failure, we require a design that minimizes cavitation.

1. 서론

해양에너지를 이용한 발전방식으로써 온도차, 파도, 조력 및 조류발전이 있으며, 조류발전은 작동유체의 밀도가 바람에 비해 높기 때문에 로터 크기에 비해 에너지 회수율이 높은 장점이 있다.

조류발전은 외부환경조건(바람, 파도 등) 변화

에 대한 출력 변동성이 낮고, 조류의 속도 및 방향변화를 예측할 수 있으므로 비교적 정확한 연간발전량 추산을 통한 경제성 분석이 가능하다.⁽¹⁾ 그러나 조류 터빈의 설치 및 운전환경 특수성에 따라 발생하는 방수, 방청, 해저면 시공 등의 문제는 설치 및 유지보수 비용의 증가를 초래한다.

해양에너지 발전설비의 개발 및 실증 프로젝트들은 유럽을 중심으로 활발히 진행되고 있으며, 특히 EMEC (European Marine Energy Center)에서

† Corresponding Author, bkim@jeju.ac.kr

Table 1 Tidal turbine's specifications

Items		Values
tidal velocity	rated	3.6 m/s
	maximum	6 m/s
rotation speed	rated	95 rpm
	maximum	120 rpm
power	rated	20 kW
	extreme	50 kW
blade	type	H & Helical
	airfoil	NACA0020
	chord	220 mm
	thickness	44 mm
	number	9 (H)/3 (Helical)
	length	3,600 mm(total)
no. of spokes	4 (H&Helical)	
rotor radius	680 mm	
helical angle	40° per 1,200 mm	
generator	type	PMG
	power	50 kW

는 본격적인 해양에너지 발전설비의 상용화에 대비하여 설계, 자원평가, 성능평가, 계통연계, 환경영향평가 및 인증시스템에 대한 기술기준을 개발·보급하고 있다.

조류발전용 터빈의 설계평가과정에서는 터빈의 극한강도 및 피로강도특성이 작동환경에 대해 충분히 안전하게 설계되었는지를 검토한다. 인증 및 설계평가를 위한 국제표준은 IEC TC114에서 제정 중에 있으나, 매우 다양한 설계개념(design concept)을 갖는 기기들이 존재하기 때문에 특정형식의 제품에 국한된 설계평가방법 및 절차를 상세히 다루지 못하는 실정이다. 풍력발전기와 유사한 방식의 수평식 조류터빈에 대한 출력 및 하중해석은 DNV-GL에서 개발된 Tidal Bladed 등과 같은 BEM(Blade Element Momentum theory) 기반의 hydro-elastic code를 이용하거나, 풍력발전 분야에서 사용되는 aero-elastic code를 부분적으로 변경하여 적용할 수 있지만 수직 축 터빈에 대한 해석은 불가능하다. 이러한 BEM 기반의 code를 이용하여 출력 및 하중해석 결과를 얻기 위해서는 블레이드 2D 단면을 구성하는 신뢰성 있는 hydrofoil 성능데이터(C_l, C_d, C_m)의 확보가 필수적이나, 신뢰성 있는 실험데이터의 확보가 매우 제한적이다. 따라서 수직축 조류터빈의 출력성능 및 하중평가를 위해 CFD 기법을 적용한 해석사례 및 관련 연구결과가 활발히 보고되고 있다.

Bahaj, A. S 등(2007)^(2,3)은 수평식 조류터빈의

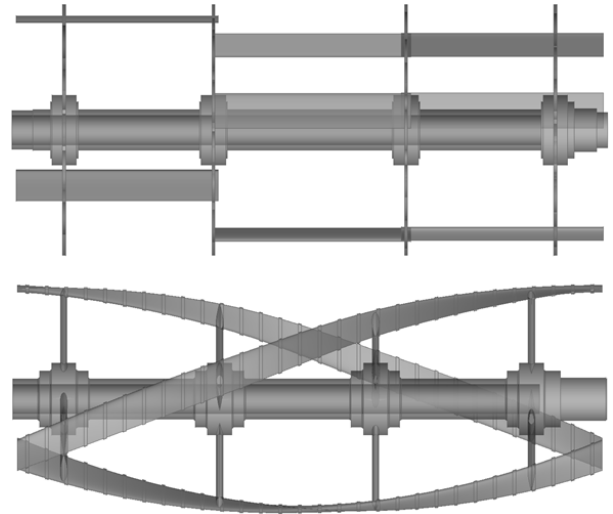


Fig. 1 3D configuration of H-type(top) and Helical type(bottom) tidal current turbines

성능평가를 위해 풍력터빈 성능해석 분야에 사용되고 있는 BEM 이론을 적용한 출력성능 예측에 관한 연구를 수행하였고, Francis, M 등(2007)⁽⁴⁾은 부유식 조류터빈 블레이드의 출력성능해석을 위해 정상상태 CFD 해석을 수행한바 있다.

Harrison, M. E 등(2009)⁽⁵⁾은 CFD 해석을 통해 조류발전단지의 후류특성분석에 관한 연구를 수행하였다. 이상과 같은 과거 연구들은 BEM 이론과 CFD 기법을 통한 조류터빈의 출력성능해석 및 발전단지 후류특성분석에 초점이 맞춰져 있으며, 유동장 분석 및 정상상태 출력성능해석결과를 일부 제시하고 있으나, 수직축 조류터빈의 비정상(unsteady) 출력변동 및 하중특성을 다루지는 않는다.

본 연구에서는 비정상 CFD 해석기법의 적용을 통해 정상 및 극치운전조건에서의 2 종류(H-type 및 Helical type) 수직형 조류터빈에 대한 출력성능 해석을 수행하였고, 설계 운전점에서 최적의 발전량을 얻을 수 있는 터빈기종을 선정한 후, 시간변화에 따른 하중특성 분석결과를 나타내었다. 이를 통해 CFD 기법을 이용한 수직형 조류터빈의 비정상 출력성능예측과, 구조강도평가를 위한 극치하중의 결정방법을 제시한다.

2. 조류터빈 형상 설계

본 연구의 출력성능 및 하중해석 대상터빈은 (주)에코선에 의해 설계되었으며 수직형 구조를 갖는 H-type과 Helical type 2 종류이다. 두 터빈 모

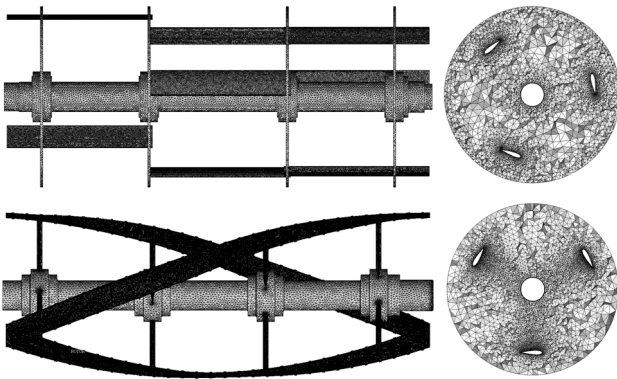


Fig. 2 Computational grid of H-type(top) and Helical type(bottom) tidal current turbines

두 평균유속 3.6 m/s 조건에서 95 rpm으로 회전하며 20 kW의 전력을 생산하고, 극치유속조건인 6 m/s에서 120 rpm으로 회전하며 50 kW의 전력을 생산하도록 설계되었다.

Fig. 1에 H-type 터빈의 로터 어셈블리(rotor assembly)형상을 나타내었으며, 4개의 스포크(spoke)에 총 9개의 불연속 블레이드가 장착된다. Helical-type 터빈의 로터 어셈블리는 Fig.1과 같이 3개의 나선형 블레이드, 스포크(spoke) 및 샤프트(shaft)로 구성된다. 블레이드는 NACA0020 대칭형 에어포일로 설계되었으며, helical type 블레이드는 길이방향으로 120°의 회전각을 갖는다. 각각의 조류터빈에 대한 상세제원을 Table 1에 나타내었다.

3. 수치해석

3.1 계산격자

계산격자 생성을 위해 ANSYS ICEMCFD를 이용하였고, 로터 어셈블리 모델을 포함하는 회전도메인과 비회전 도메인으로 구분하였다. 일반적으로 블레이드 표면과 첫번째 격자점까지의 거리와 국부속도의 비를 나타내는 y^+ 값은 특정 난류모델에 대한 계산격자의 신뢰성을 검증하는 지표로 사용되며, 본 연구에서는 난류모델로써 SST(shear stress transportation) 모델을 적용하기 위해 $y^+ < 10$ 의 조건을 만족하도록 하였다.

H type과 helical type 터빈의 회전 도메인은 각각 130만 node의 tetra-prism 격자로 구성되었으며, 비회전 도메인을 포함한 총 계산격자 수는 약 400만 node 이다. Fig. 2에 생성된 계산격자를 나타내었다.

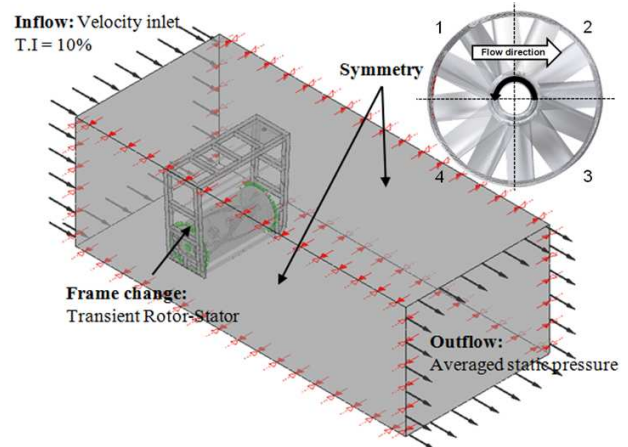


Fig. 3 Definition of boundary conditions and flow direction for CFD simulation

3.2 난류모델 및 경계조건

대부분의 상용 CFD 코드에서 채택하고 있는 standard $k-\epsilon$ 모델은 에어포일의 받음각이 실속각 이상인 경우 박리지점의 부정확한 예측 및 실속지연 등의 문제가 발생함에 따라 과도한 양력을 예측한다고 알려져 있다. 이는 점성저층(viscosity sub-layer) 영역에서의 경계층 박리를 예측하지 못하기 때문이며, 대부분의 난류모델들은 난류전단응력의 수송문제를 고려하지 않아 eddy-viscosity를 과다 예측하기 때문에 해석결과의 정확성에 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.⁽⁶⁾

Menter에 의해 개발된 SST 모델은 난류전단응력의 수송을 계산하기 때문에 역압력구배에 의해 발생하는 유동박리의 발생시점과 와류의 크기를 비교적 정확히 예측할 수 있어, 에어포일(또는 하이드로포일) 등으로 구성된 회전기계의 유동해석에 주로 사용된다.⁽⁷⁾ 따라서 이상과 같은 이유로 본 연구에서는 SST 난류모델을 적용하였다.

두 종류의 터빈에 대한 해석 도메인 모두 로터 중심으로부터 입구 경계면까지 로터 직경의 3배, 출구경계면까지 8배, 반경방향으로 4배의 거리를 확보하였다. 입구조건으로 균일 유입속도조건을 적용하였고, 비회전 도메인 출구영역에는 평균정압조건을 부여하였으며, 벽면은 점착조건으로 처리되었다. 회전도메인과 비회전 도메인의 경계면은 transient rotor-stator frame change 모델을 적용하였고, 정상운전조건(3.6 m/s)과 극치운전조건(6 m/s) 두 가지 해석조건에 대한 해석을 수행하였다. Fig. 3에 경계조건을 나타내었다.

해석대상인 조류터빈 로터의 형상학적 특징 때

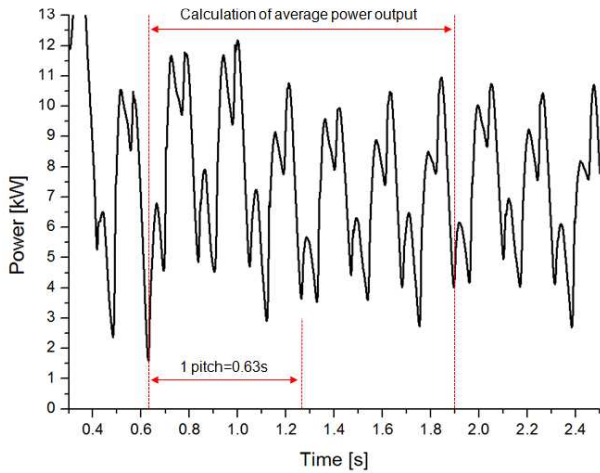


Fig. 4 Power performance calculation result of the H-type turbine in the normal operating condition($V_{in}=3.6$ m/s)

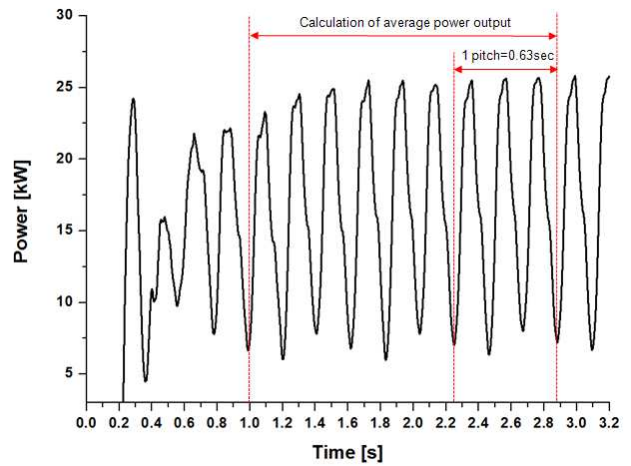


Fig. 6 Power performance calculation result of the helical type turbine in the normal operating condition($V_{in}=3.6$ m/s)

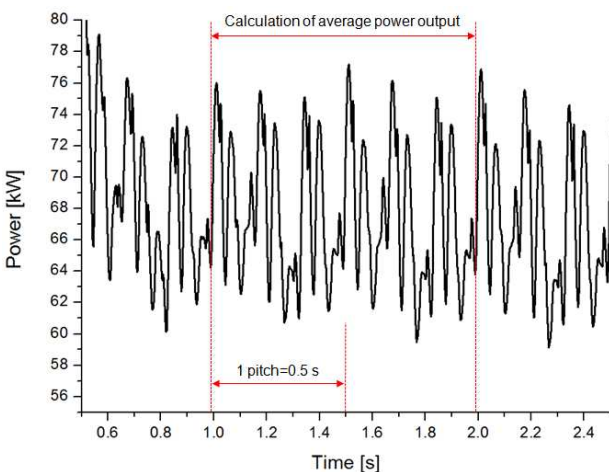


Fig. 5 Power performance calculation result of the H-type turbine in the normal operating condition($V_{in}=6.0$ m/s)

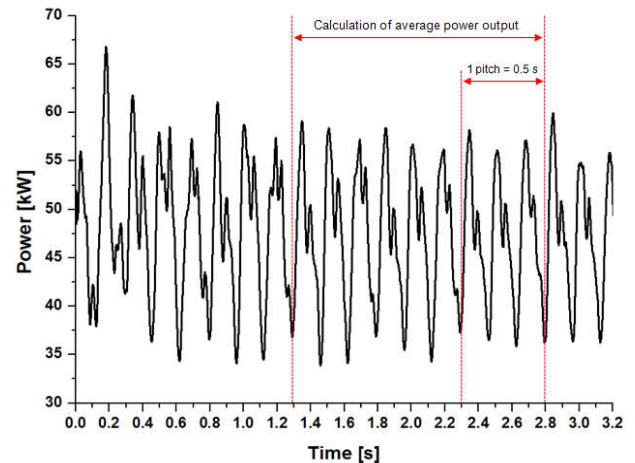


Fig. 7 Power performance calculation result of the helical type turbine in the normal operating condition($V_{in}=6.0$ m/s)

문에 정상상태(time averaged) 해석은 고려될 수 없으며, 해수면 이하의 환경에서 운전되는 로터 주변부 캐비테이션(cavitation) 발생에 따른 하중변화 및 출력감소가 예상됨에 따라, 캐비테이션 모델을 적용한 비정상 유동해석을 수행하였다. 작동유체인 해수 밀도는 $1,024 \text{ kg/m}^3$, 포화증기압은 $3,574 \text{ Pa}$ 이다. Navier-Stokes solver로써 ANSYS CFX를 사용하였고, 총 해석시간은 3.2 s , 시간간격은 0.002 s 이다.

모든 계산조건에서 로터는 최소 4회 이상 회전한다. 해석시간은 3.3GHz CPU 12 core와 64 Gb RAM을 사용하여 1 해석조건 당 약 10 일이 소요되었다. 수렴판정 조건으로써 iteration step 별 평균 잔차값(RMS residual)을 적용하였으며, 판정 기준은 10^{-5} 이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 출력 성능

Fig. 4와 Fig. 5에 H-type 터빈의 정상운전 및 극치운전조건에서의 시간변화에 따른 출력성능해석 결과를 나타내었다. 정상운전상태의 경우 초기 계산 불안정에 따른 출력변화가 0.63s를 기점으로 완전히 안정화되고 있으며, 1 회전 당 3 주기의 출력 변동성이 나타나고 있다. 평균 출력은 7.47 kW 로 나타났으며 주기적 변화가 거의 나타나지 않는 $0.63 \text{ s} \sim 1.89 \text{ s}$ (2 pitch) 구간의 데이터를 평균하였다. 이는 정상운전조건에서의 기대 정격출력인 20 kW 에 비해 매우 낮은 수치이며, 시간변화에 따른 출력의 주기적 변동성 또한 크게 나타나고 있기 때문에 설계수명기간 동안의

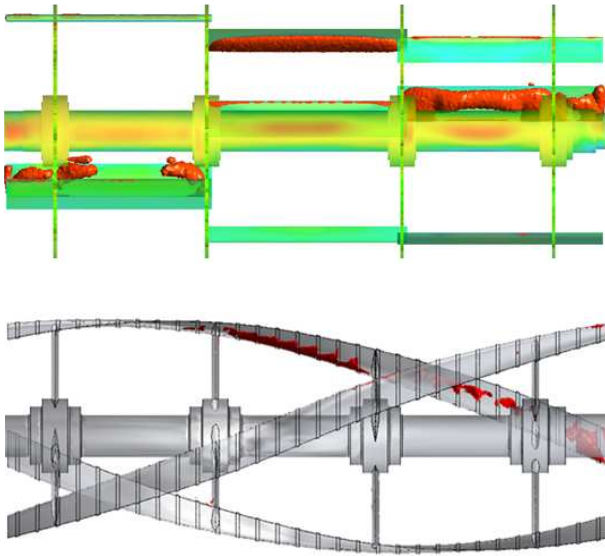


Fig. 8 Cavitation generation regions on the suction side of H-type(top) and Helical type(bottom) tidal current turbines

피로파손 발생 가능성이 상대적으로 높을 것으로 예상된다. 극치운전조건에서의 평균 출력 계산을 위해 1 s ~ 2 s 구간의 데이터를 사용하였으며 67.6 kW의 높은 출력이 발생되었다. 그러나 특정 운전조건에서 정격 이상의 출력이 발생하게 되면 로터 블레이드 및 이와 연계된 주요부품에 초과하중이 발생할 수 있으므로, 구조안전성 측면에서 바람직하지 않다. 따라서 H-type 터빈의 극치운전조건은 6 m/s 이하로 제한될 필요가 있다.

Fig. 5에서 출력의 주기적 변동성이 크게 나타나고 있음을 알 수 있으며, 이는 불연속적으로 배치된 블레이드 형상 및 캐비테이션 발생이 주원인인 것으로 판단된다.

Fig. 6, Fig. 7에 helical type 터빈의 정상운전조건 및 극치운전조건에서의 시간변화에 따른 출력 성능을 나타내었다. 정상운전조건인 경우 출력 변동성이 1.6 s를 기점으로 안정화되고 있으며, 3매의 블레이드에 의한 영향으로 1 회전 당 3 주기의 변화가 나타나고 있다. 최대 및 최소출력은 각각 25.5 kW(1.75 s)와 6kW(1.83 s)이다. 평균 출력의 계산을 위해 1.0 s ~ 2.89 s 구간의 데이터를 평균하였으며, 16.81 kW로 나타났다. 극치운전조건에서도 마찬가지로 1 회전 당 3 주기가 관찰되었고 출력의 최대 폭이 24.65 kW로 나타났다. 최대 및 최소출력은 각각 59.12 kW(1.35 s)와 33.88 kW(1.46 s)이며 1.29 s ~ 2.79 s 구간에서의 평균 출력은 47.34 kW이다. Helical type 터



Fig. 9 Time dependent variation of cavitation generation region according to changes of the helical blade azimuthal angle

빈은 H-type 터빈에 비해 비교적 안정적인 형태의 출력 특성을 나타내고 있으며, 정상운전조건에서 정격출력에 가까운 평균출력값이 나타나고, 극치운전조건에서도 50 kW에 가까운 평균출력을 나타냄에 따라 모든 운전조건에서 H-type에 비해 우수한 출력성능을 갖는 것으로 평가할 수 있다.⁽⁸⁾

4.2 캐비테이션 발생 영역

조류터빈은 운전환경에 따라 블레이드의 흡입면(suction side)에서 발생한 캐비테이션이 터빈 출력의 변동성과 극한 및 피로수명에 심각한 영향을 미칠 수 있으므로 설계시 이를 방지하기 위한 고려가 필요하다. 가장 단순하고 효과적인 방법은 운전 중인 로터 블레이드의 최대 팁 속도를 제한하여 주변 부 압력분포가 포화증기압 이하로 떨어지지 않도록 하는 것이다. 그러나 출력은 토크와 회전속도의 함수이므로, 동일한 출력을 얻기 위해서는 로터 직경 또는 블레이드의 세장비(aspect ratio)를 크게 하는 설계적 고려가 필요하다. 로터 직경의 증가는 축추력의 증가를 초래하고, 로터 및 로터에 연속적으로 연결된 기계부품의 설계에 영향을 미친다. 또한 시스템 효율이 감소될 수 있으므로 로터 회전속도와 직경 및 세장비의 결정은 COE(cost of energy)를 고려하여 신중하게 이루어져야 한다.

H-type과 helical type 터빈 모두 정상운전조건에

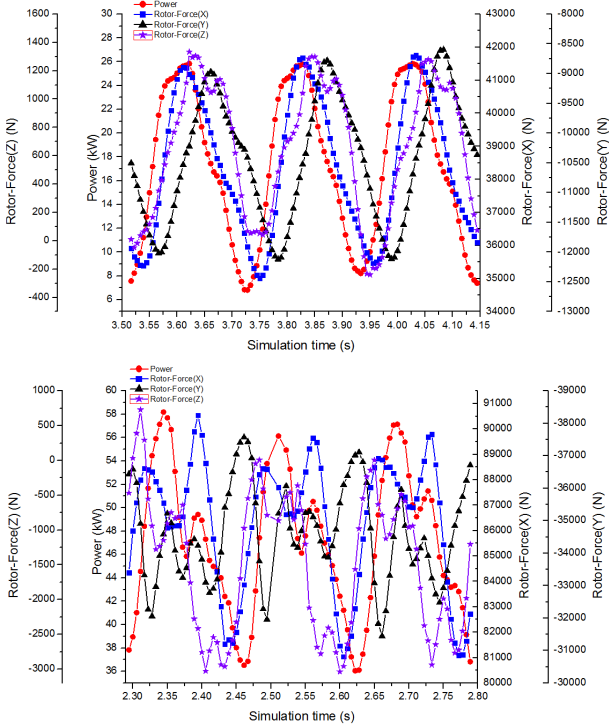


Fig. 10 Comparison result of power output and component forces in the normal(top) and extreme (bottom) operating conditions of the helical type turbine

서는 블레이드 전면(leading edge)의 일부 영역에 한해서 캐비테이션이 발생하였으나 그 크기가 작고 범위가 협소하였다. 대표적으로 극치운전조건에서의 캐비테이션 발생영역을 Fig. 8에 나타내었으며, 두 터빈 모두 블레이드 흡입면 전면으로부터 발생된 캐비테이션이 성장과 소멸을 반복한다. 해석결과 H-type 터빈이 helical type 터빈에 비해 더 많은 영역에 걸쳐 캐비테이션 현상이 발생하는 것으로 나타났다.

Fig. 9에 2.29 s ~ 2.49 s 구간에서 블레이드 방위각(azimuthal angle) 변화에 따른 helical type 터빈의 캐비테이션 발생범위를 나타내었다. 블레이드가 1-4 사분면을 지나는 경우에 흡입면 대부분의 영역에서 캐비테이션이 생성과 소멸을 반복하고 있으며, 블레이드가 2-4 및 3-4 사분면을 통과 할 때 압력면(pressure side)에서도 약한 캐비테이션이 발생하고 있다. 이는 출력의 극부 변동성과 터빈의 극한강도 및 피로수명에 심각한 영향을 미칠 수 있으므로, 안정적인 출력품질의 확보 및 터빈과손예방을 위해 이를 억제할 수 있는 설계가 요구된다.

4.3 Helical type 터빈의 하중변화 특성

4.1과 4.2에 기술한 바와 같이 H-Type 터빈은

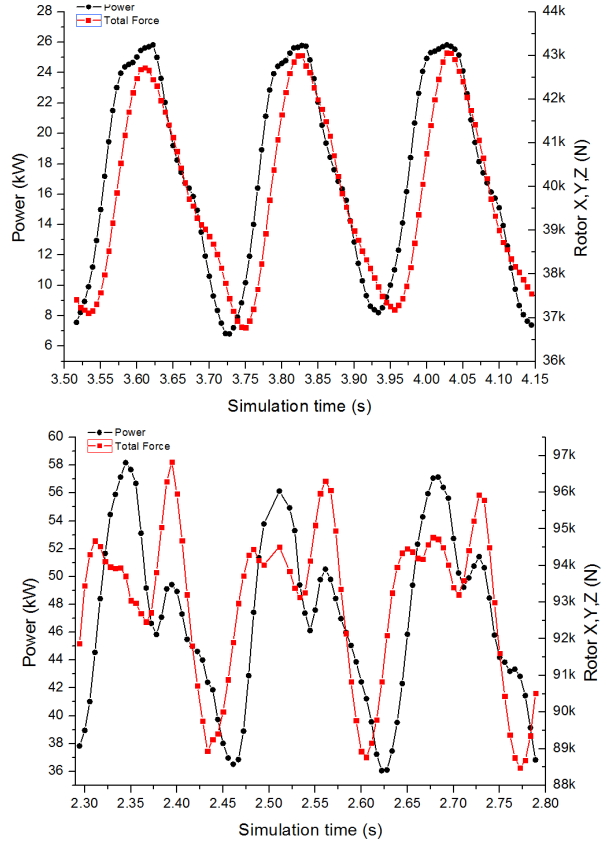


Fig. 11 Comparison result of power output and resultant force in the normal(top) and extreme (bottom) operating conditions of the helical type turbine

정상운전조건에서 정격출력에 미치지 못하고, 극치운전조건에서 정격출력을 초과하는 특성을 나타낸다. 또한 Helical type 터빈에 비해 캐비테이션 발생 범위가 넓고 순간 출력의 변동성이 크게 나타남에 따라 본 연구에서의 설계운전조건에 적합하지 않은 것으로 평가된다. 따라서 구조강도 시험 및 유한요소해석(FEM)에 필요한 방향별 하중의 추출 및 분석대상은 helical type 조류터빈으로 제한하였다.

비정상 CFD 해석결과를 바탕으로 극한강도평가 및 피로시험을 위한 하중추출 지점 및 적용 하중의 선정을 위해 시간변화에 따른 로터의 출력 및 하중변화 특성을 검토하였다.

Fig. 10에 정상 및 극치운전조건에서의 터빈출력과 방향별 힘의 비교결과를 나타내었고, Fig. 11에 터빈출력과 로터에 작용하는 합력의 변화를 나타내었다. X 방향은 흐름방향, Y 방향은 흐름에 수직인 방향, Z 방향은 로터축 방향을 나타낸다. Fig. 10의 정상운전조건에서는 로터출력이 최대가 되는 지점에서 X 방향 힘이 최대이며, Y, Z

방향의 힘은 오른쪽으로 다소 편향된 형태를 나타냄에 따라 최대하중이 작용하는 지점을 결정하기가 곤란하다. 그러나 Fig. 11과 같이 로터에 작용하는 합력은 최대 출력 발생지점에서 최대 값을 갖기 때문에 정상운전조건에서의 최대 하중 발생지점은 3.828 s 이다.

Fig. 10과 Fig. 11에 나타낸 극치운전조건의 경우, 정상운전조건에 비해 시간변화에 따른 출력 및 하중의 변동성이 크게 나타나는 특징을 보인다. 이러한 출력 및 하중의 변동성은 주로 블레이드의 흡입면에서 생성과 소멸을 반복하는 캐비테이션 현상 때문인 것으로 판단된다. 극치운전조건에서는 터빈 출력과 방향별 힘의 변동추세가 서로 일치하지 않고 매우 복잡한 형태로 나타난다. 따라서 Fig. 11에 나타낸 극치운전조건에서의 터빈 출력과 합력의 비교결과 검토를 통해 최대하중(96.8kN)은 2.394 s에서 발생하는 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 H 및 Helical type으로 설계된 조류 발전용 터빈의 로터 어셈블리에 대한 비정상 CFD 해석을 수행하였으며, 다음과 같이 결론을 요약할 수 있다.

(1) H type 터빈의 경우, 정상운전 조건에서 평균 7.47 kW, 극치운전조건에서 평균 67.6 kW의 출력이 발생하였다. 불연속적으로 배치된 블레이드와 캐비테이션 현상에 의해 순간 출력의 변동성이 높게 나타났으며, 정상운전조건에서 20 kW의 출력을 얻기 위해서는 최소 4 m/s 이상의 유속조건에서 운전되어야 한다.

(2) Helical type 터빈의 경우, 정상운전조건에서 평균출력은 16.81 kW로 나타났고 극치운전조건에서 47.34 kW의 평균 출력이 나타났다. 상대적으로 순간출력의 변동성이 작고, 정상 및 극치운전조건에서 비교적 정격출력에 가까운 출력성능이 확인됨에 따라 helical type이 설계운전조건에 더 적합한 형식의 터빈이라 판단된다.

(3) 2 종류의 터빈 모두, 1-4 사분면을 지나는 로터의 흡입면에서 캐비테이션 현상이 반복적으로 나타났으며, helical type 터빈의 정상운전 및 극치운전조건에서의 최대하중 발생지점은 3.828 s(43.4kN)와 2.394 s(96.8kN) 이다. 보다 안정적인 출력품질의 확보 및 피로파손의 예방을 위해서는

캐비테이션 발생 및 교번하중의 최대 진폭을 최소화할 수 있는 설계방안의 도출이 필요하다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행한 연구과제 결과의 일부입니다. (‘소형 수직형 흐름식 발전설비 상용화’, No. 2010T100100629)

참고문헌 (References)

- (1) Nicholls-Lee, R. F., Turnock, S. R. and Boyd S. W., 2008, "Simulation based Optimisation of Marine Current Turbine Blades," *7th International Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries*, pp. 314~328.
- (2) Bahaj, A.S., Molland, A.F., Chaplin, J.R. and Batten, W.M.J., 2007, "Power and Thrust Measurements of Current Turbines Under Various Hydro Dynamic Flow Conditions in a Cavitation Tunnel and a Towing Tank," *Journal of Renewable Energy*, Vol. 32 No. 3, pp. 407~426.
- (3) Batten, W.M.J., Bahaj, A.S., Molland, A.F. and Chaplin, J.R., 2008, "The Prediction of the Hydrodynamic Performance of Marine Current Turbines," *Journal of Renewable Energy*, Vol. 33, pp. 1085~1096.
- (4) Francis, M. and Hamilton, M., 2007, "SRTT Floating Tidal Turbine Production Design Study with Independent Verification," *AEA Energy & Environment*, 07/1463.
- (5) Harrison, M.E., Batten, W.M.J., Myers, L.E. and Bahaj, A.S., 2009, "A Comparison between CFD Simulation and Experiments for Predicting the far Wake of Horizontal Axis Tidal Turbines," *8th European Wave and Tidal Energy Conference*, Sweden.
- (6) Kim, B.S., Kim, W.J., Bae, S.Y., Park, J.H and Kim, M.E., 2011, "Aerodynamic Design and Performance Analysis of Multi-mw Class Wind Turbine Blade," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 25, No. 8, pp. 1~8.
- (7) Menter, F.R., Kuntz, M. and Langtry, R., 2003, "Ten Years of Industrial Experience with the SST

- Turbulence Model,” *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*, Begell House, Inc., pp. 625~632.
- (8) Kim, B.S., Bae, S.Y., Kim, W.J. and Lee, S.L. and Kim, M.K., 2012, “A Study on the Design Assessment of a 50 kW Ocean Current Turbine Using Fluid Structure Interaction Analysis,” *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol. 15, p. 042037.