

# 수직축 조류 터빈 발전효율 평가를 위한 유동-터빈 연동 CFD 해석 (I)

이진학\*\*\* · 오상호\* · 박진순\* · 이광수\* · 이상열\*\*\*

\*한국해양과학기술원 연안개발·에너지연구부

\*\*한국해양대학교 해양과학기술전문대학원 해양과학기술융합학과

\*\*\*㈜리우스

## Flow-Turbine Interaction CFD Analysis for Performance Evaluation of Vertical Axis Tidal Current Turbines (I)

Jin-Hak Yi\*\*\*, Sang-Ho Oh\*, Jin-Soon Park\*, Kwang-Soo Lee\* and Sang-Yeol Lee\*\*\*

\*Coastal Development and Ocean Energy Research Division, Korea Institute of Ocean Science and Technology, Ansan, Korea

\*\*Department of Fusion Study on the Ocean Science and Technology, Ocean Science and Technology School, Busan, Korea

\*\*\*LeeWoos Co. Ltd., Seongnam, Korea

**KEY WORDS:** Flow-turbine interaction analysis, 유동-터빈 연동 해석, Computational fluid dynamics (CFD), 전산유체역학, Vertical axis tidal current turbine, 수직축 조류 터빈, 다리우스 터빈, Darrieus turbine

**ABSTRACT:** In this study, numerical analyses that considered the dynamic interaction effects between the flow and a turbine were carried out to investigate the power output performance of an H-type Darrieus turbine rotor, which is one of the representative lifting-type vertical-axis tidal-current turbines. For this purpose, a commercial CFD code, Star-CCM+, was utilized for an example three-bladed turbine with a rotor diameter of 3.5 m, a solidity of 0.13, and the blade shape of an NACA0020 airfoil, and the optimal tip speed ratio (TSR) and corresponding maximum power coefficient were evaluated through exhaustive simulations with different sets of flow speed and external torque conditions. The optimal TSR and maximum power coefficient were found to be approximately 1.84 and 48%, respectively. The torque and angular velocity pulsations were also investigated, and it was found that the pulsation ratios for the torque and angular velocity were gradually increased and decreased with an increase in TSR, respectively.

### 1. 서 론

삼면이 바다로 둘러싸인 우리나라는 서·남해안을 중심으로 풍부한 조력, 조류 에너지를 가지고 있다. 이러한 해양에너지를 신재생 에너지 자원으로 개발하고자 하는 노력이 오래전부터 지속되었으며 조력 에너지의 경우 지난 2011년 시화호 조력발전소 준공을 계기로 세계에서 가장 큰 규모의 조력발전소를 운영하고 있다. 한편 조류 에너지의 경우 울돌목을 비롯하여 장죽수도, 맹골수도, 강화수도 등 여러 해역에서 상용 발전이 가능한 정도의 조류가 흐르고 있어 경제성 있는 시스템 기술이 개발된다면 상용화가 가능할 것으로 기대되고 있다. 특히 조류발전의 경우 방조제로 해수 유통을 차단할 필요가 없고 조력발전과 마찬가지로 발전량 예측이 가능하기 때문에 해양 신재생 에너지 개발에 있어 많은 관심을 받고 있다.

지난 2009년 국가연구개발사업의 일환으로 울돌목 시험조류

발전소가 준공되어 실증실험을 수행한 바 있으며, 이외에도 여러 국가연구개발 사업을 통하여 관련 시스템 기술을 개발하고 있다 (KORDI, 2011). 이러한 조류발전 시스템에 있어 가장 기본적인 시스템 구성 모듈은 조류가 가지고 있는 운동 에너지를 기계적 에너지로 변환하는 조류발전 터빈이며, 현재 가장 많이 연구되고 있는 조류발전 터빈으로는 기존 상용화 규모의 풍력 터빈과 동일한 수평축 조류발전 터빈(Horizontal axis tidal current turbine)이다. 한편 울돌목 시험조류발전소에서 적용된 바 있는 수직축 조류발전 터빈(Vertical axis tidal current turbine)은 발전효율 측면에서는 수평축 터빈보다 불리하지만, 발전 시스템 중 주요 구성 모듈이라 할 수 있는 증속기, 발전기, 전력변환장치 등을 모두 수면 위에 설치할 수 있고 또한 조류 방향에 따른 추가적인 고려가 필요 없기 때문에 운영 시 유지관리 측면에서는 유리한 조류발전 터빈 형태이다(KORDI, 2011, Khalid, 2013).

수평축 조류발전 터빈의 경우 기존 풍력 터빈의 해석 및 설계

Received 19 March 2013, revised 20 May 2013, accepted 10 June 2013

Corresponding author Jin-Hak Yi: +82-31-400-7811, yijh@kiost.ac

© 2013, The Korean Society of Ocean Engineers

에 많이 적용되고 있는 날개요소 모멘텀법(BEMT, blade element momentum method)을 이용하거나 혹은 전산유체역학(CFD, computational fluid dynamics) 코드를 이용하여 터빈의 발전효율을 평가할 수 있으나, 수직축 조류발전 터빈의 경우 상류측 날개에 의하여 발생된 후류(Wake)가 하류측 날개에 영향을 주기 때문에 기존 BEMT를 그대로 적용하기 어렵고 CFD를 이용한 연구 역시 상대적으로 수평축 터빈에 비해서는 많이 이루어지지 않았다. 그러나 최근 수직축 터빈에 대한 재인식이 이루어지면서 CFD 분석 및 실험을 통한 특성평가가 활발히 이루어지고 있는데, Jung 등 (Jung et al., 2009)은 상용 코드를 이용하여 조류발전용 수직축 터빈 주위의 비정상 유동을 분석하여 피치가 고정된 3개 혹은 4개의 날개를 갖는 터빈의 효율을 분석하였고, Lee 등 (Lee et al., 2012)은 수직축 조류발전 터빈의 효율을 주속비(TSR, tip speed ratio)와 레이놀즈(Reynolds) 수만의 함수로 표현할 수 있음을 보이고, 터빈 초기설계단계에서의 간편한 용량산정 기법을 제안한 바 있다. 한편 Hyun 등(Hyun et al., 2012)은 수치 및 실험연구를 통하여 수직축 터빈에 대한 성능을 평가한 바 있고, 특히 터빈이 수면 상에 놓인 경우 상대적으로 효율이 높게 나온다는 사실을 제시한 바 있다. 그리고 한국해양연구원에서는 울돌목 시험조류발전소에서 실증실험을 통하여 조류발전 터빈의 발전효율이 35%에 이르는 것을 확인한 바 있다(KORDI, 2011). 한편 현재까지 언급한 터빈의 경우 흐름에 의하여 발생하는 양력을 이용하여 발전을 하는 양력식 터빈이며, 수직축 터빈의 또 다른 대표적인 터빈인 항력식의 사보니우스 터빈의 경우 Jo 등이 실험과 CFD 해석을 통하여 발전효율이 15%에 이르는 것을 제시한 바 있다(Jo et al., 2012).

현재까지 적용되어 온 수치 시뮬레이션 방법은 주로 일정한 속도의 흐름을 주고, 이러한 조건에서 터빈을 일정한 각속도로 인위적으로 회전시킬 때 축에서 발생한 토크를 계산하여, 터빈의 출력계수(Power coefficient) 등의 성능을 평가하는 방식이다. 이러한 방법은 프로펠러 등에 의하여 발생하는 추력 등을 평가하는 데에도 많이 적용되고 있는 방법으로 상대적으로 계산시간을 줄일 수 있는 방법이지만, 실제 터빈 날개가 가지고 있는 관성 모멘트(Inertial moment)를 표현하지 못하기 때문에 어떤 의미에서는 준정적해석(Quasi static analysis)이라고 할 수 있을 것이다. 이 연구에서는 기존 수치 시뮬레이션 방법을 대신하여 유체와 터빈 간의 상호작용을 고려하여 전체 시스템을 분석함으로써 상대적으로 실제 조류발전 터빈의 동작 메카니즘을 더욱 정확하게 모사하고자 하였다. 또한 실제 발전 시 터빈의 속도를 제어하는 부분을 외부 토크로 고려함으로써 터빈 속도 제어의 한계 등에 대해서도 분석하였다. 아울러 동반논문(Yi et al. 2013)에서는 이와 같은 방법을 이용하여 축소된 터빈에 있어서의 출력계수 등을 분석하여 실험에 의한 특성평가 시의 결과에 대한 분석과 함께 3차원 해석을 통하여 헬리컬 터빈에 있어서의 비틀림각의 영향을 분석하였다.

## 2. 이론적 배경

기존 연구에서는 회전 운동을 하는 물체와 유동을 동시에 고려하기 위하여 주로 전체 해석 영역을 물체를 포함하는 운동

영역과 고정된 부분 사이에 이동격자(Sliding mesh)를 구성하고, 물체에 대하여 강제 회전 운동(Rigid body rotational motion)을 구현하여 이를 모사하였다. 이때 강제 운동은 인위적으로 회전하는 물체에 각속도를 주어 회전 운동을 발생시키는 것으로 펌프나 전동기와 같이 일정한 각속도를 가지는 물체의 해석에 용이하게 적용되었다. 그러나 인위적으로 각속도를 주어 일정한 회전운동을 하는 물체와 달리, 유동에 의하여 회전력이 발생하는 조류발전 터빈 등과 같은 장치들은 강제 회전 운동보다는 이러한 내부 물체의 6 자유도 운동을 유동과 함께 해석함으로써 터빈의 특성과 효율을 보다 실제적이고, 정확하게 예측할 수 있다. 이를 위하여 이 연구에서는 6자유도 운동을 모사할 수 있는 상용 CFD 코드인 Star-CCM+를 사용하여 발전효율을 평가하였다(CD-adapco, 2006).

현재 유동과 구조체의 상호작용을 고려하기 위하여 물체의 6 자유도 운동을 구현하는 방법으로 DFBI(Deformable fluid body interaction)와 DFBI 임베디드 모션(Embedded motion)의 두 가지 방식이 있다. DFBI는 해석하고자 하는 물체의 운동을 해석전체 영역의 운동을 통한 상대적인 운동으로 모사하며, 그로 인하여 격자의 수와 해석시간을 DFBI 임베디드 모션 방법에 비해 상당히 줄일 수 있다는 장점이 있다. 반면, DFBI 임베디드 모션 방법은 해석영역에 고정된 물체와 움직이는 물체가 함께 존재할 때에 적합하지만, 고정된 부분과 운동이 일어나는 부분의 이동격자를 이용한 인터페이스 처리로 계산시간이 더 많이 소요되는 단점이 있다. 이러한 방법은 단순한 선형운동이나 회전 운동뿐만 아니라, 항공기나 선박의 복잡한 피칭(Pitching), 롤링(Rolling), 요잉(Yawing) 운동과 이러한 운동의 합을 함께 고려할 수 있으며, 특히 조류발전 터빈에의 성능 분석에서 중요한 외부 부하(External moment)를 고려할 수 있다는 점은 발전 터빈의 성능을 예측하는데 있어서 매우 합리적인 방법이라 판단된다.

이와 같은 6 자유도 운동을 나타내기 위해서는 선형과 회전운동을 나타내는 6개의 운동방정식의 해를 구해야 한다. 선형과 회전운동의 방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{d(m\mathbf{v}_c)}{dt} = \mathbf{f} \quad (1)$$

$$\frac{d(\mathbf{M}_c \cdot \boldsymbol{\omega}_c)}{dt} = \mathbf{m}_c \quad (2)$$

여기서  $m$ 과  $\mathbf{M}_c$ 는 각각 물체의 질량과 회전방향 관성 모멘트이며,  $\mathbf{v}_c$ 와  $\boldsymbol{\omega}_c$ 는 각각 선속도(Linear velocity)와 각속도(Angular velocity)이다. 한편  $\mathbf{f}$ 와  $\mathbf{m}_c$ 는 각각 작용 하중과 모멘트를 나타낸다. 또한, 물체의 표면에 작용하는 유체로 인한 압력(Pressure force,  $p$ )과 전단력(Shear force,  $T$ ) 그리고 중력이나 구심력 같은 체적력(Body force), 인위적인 외부 하중(External force) 등도 고려하여야 한다. 이러한 힘들은 다음과 같은 식으로 계산할 수 있다.

$$\mathbf{f} = \int_s (\mathbf{T} - p\mathbf{I}) \cdot \mathbf{n} dS + m\mathbf{g} \quad (3)$$

여기서,  $\mathbf{T}$ 와  $p$ 는 각각 토크와 표면에 작용하는 압력이며,  $\mathbf{I}$ 는 단위벡터를,  $\mathbf{n}$ 과  $S$ 는 각각 면에 수직인 벡터와 해당 면(Surface)을 의미한다. 그리고  $m$ 과  $\mathbf{g}$ 는 각각 질량과 중력가속도

벡터이다. 이러한 힘으로 인하여 발생하는 모멘트( $\mathbf{m}_c$ )와 물체의 관성모멘트(Moment of inertia)( $\mathbf{M}_c$ )는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\mathbf{m}_c = \int_S (\mathbf{r} - \mathbf{r}_c) \times (\mathbf{T} - p\mathbf{I}) \cdot \mathbf{n} dS \quad (4)$$

$$\mathbf{M}_c = \int_V \rho [(\mathbf{r} - \mathbf{r}_c) \cdot (\mathbf{r} - \mathbf{r}_c) \mathbf{I} - (\mathbf{r} - \mathbf{r}_c) \cdot (\mathbf{r} - \mathbf{r}_c)] dV \quad (5)$$

여기서,  $\mathbf{r}$ 와  $\mathbf{r}_c$ 는 각각 좌표축 원점에서 힘이 작용하는 점까지의 거리와 질량 중심에서부터의 거리이다. 이러한 관성 모멘트는 관성 좌표계(Inertial reference frame)에서 각 시간간격(Time step)에서 계산되며, 물체가 운동함에 따라 운동으로 인한 새로운 위치를 얻기 위해 운동방정식을 두 번 적분하며, 유체의 방정식과 연결된 운동방정식의 해는 2차 적분법에 의하여 다음과 같이 표현되어 질 수 있다.

$$\frac{d\mathbf{v}_c}{dt} = \frac{\mathbf{f}}{m} \quad (6)$$

$$\mathbf{v}_{c,n}^m = \mathbf{v}_{c,n-1} + \frac{\Delta t}{m} \frac{\mathbf{f}_{n-1} + \mathbf{f}_n^m}{2} = \frac{\Delta t}{m} \left[ \mathbf{f}_{n-1} + \frac{\mathbf{f}_n^m - \mathbf{f}_{n-1}}{2} \right] \quad (7)$$

$$\mathbf{r}_{c,n}^m = \mathbf{r}_{c,n-1} + \frac{\mathbf{v}_{c,n}^m + \mathbf{v}_{c,n-1}}{2} \Delta t \quad (8)$$

또한, 운동방정식과 연동될 유체방정식의 적분형태는 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt} \int_V dV - \int_S \mathbf{v}_b \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV - \int_S \rho(\mathbf{v} - \mathbf{v}_b) \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho u_i dV + \int_S \rho u_i (\mathbf{v} - \mathbf{v}_b) \cdot \mathbf{n} dS = \int_S (\tau_{ij} \mathbf{j}_j - p \mathbf{i}_i) \cdot \mathbf{n} dS + \int_V \rho b_i dV \quad (11)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho \phi (\mathbf{v} - \mathbf{v}_b) \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \Gamma \nabla \phi \cdot \mathbf{n} dS + \int_V \rho b_\phi dV \quad (12)$$

한편 유체에 대한 해석을 위하여 사용된 지배 방정식은 연속방정식, 운동량 방정식, 그리고 에너지 방정식이며, 난류 모델로는 Realizable  $k-\epsilon$ , Two-layer all  $y^+$  모델을 사용하였다. 해석 시 내부 수렴횟수는 10-20번으로 내재적 비정상 상태의 계산을 수행하였다.

### 3. 2차원 해석을 통한 조류발전 터빈의 특성 분석

#### 3.1 조류발전 터빈의 제원

이 연구에서 고려한 터빈은 H형 다리우스(H-type darrieus) 터빈으로 날개 끝단에서의 손실(Tip loss)을 무시하고 최적 주속비 및 출력계수, 그리고 유동과 터빈 간의 상호작용 해석의 적용성 등을 검토하기 위하여 2차원 해석을 수행하였다. 터빈의 제원은 Table 1에서와 같이 기존 연구에서 적용한 터빈의 제원과 유사하게 결정하였으며, 터빈의 직경은 3.5m, 날개의 형상(Airfoil)은 상하대칭형의 NACA0020, 날개의 시위 길이(Chord length)는 0.48 m, 그리고 날개 받음각(Angle of attack)은  $0^\circ$ 로 고려하였다. 한편 날개 회전 면적에 대한 날개의 면적 비인 솔리디티(Solidity,

Table 1 Layout of test turbine

Properties	Values
Blade chord length (L) (m)	0.48
Turbine diameter (D) (m)	3.5
Shaft diameter (d) (m)	0.4
Inertia moment (M) (kg·m <sup>2</sup> )	10.3*

\* Obtained by considering thickness as 0.01m for 2D analysis

$\sigma$ )는 0.131로 기존 연구에서 제안되었던 0.13과 유사한 값을 갖도록 하였다(KORDI, 2011).

#### 3.2 경계 조건 및 해석 격자

해석을 위한 조류발전 터빈 날개 단면 주위의 격자와 회전축의 격자, 그리고 전체 해석 영역에서의 격자는 다음 Fig. 1과 같다. 조류발전 터빈의 해석 영역은 유동방향으로 20D 이상으로, 유동 직각방향으로는 10D 이상으로 고려하여, 각각 80m, 50m로 결정하였으며, 2차원 해석을 위한 두께는 0.01m로 고려하였다. 해석 시 사용된 격자는 다면체 격자(Polyhedral mesh)로서 약 8만 5천개의 격자를 사용하였고, 조류발전 터빈 주위에 대해서는 충분히 조밀한 격자를 갖도록 하였다. 특히 날개 단면의 모서리 주변은 더욱 조밀한 격자를 사용하여 모서리에서 발생하는 복잡한 유동현상을 잘 모사할 수 있도록 하였다. 한편, 경계조건으로는 일정한 속도로 들어오고(Velocity inlet condition), 일정한 압력 상태로 빠져 나가도록(Pressure outlet condition) 하였으며, 좌우 그리고 상하 경계는 대칭(Symmetry) 조건으로 설정하였다. 한편 날개를 포함하여 충분한 영역을 회전 격자로 설정하기 위하여 회전체 경계(Rotating part interface)를 설정하였다.

조류발전 터빈의 경우, 유입 속도에 따라 레이놀즈 수가 달라지고 이러한 레이놀즈 수에 따라 출력계수 등의 특성이 달라질 수 있기 때문에 (Lee et al. 2012) 이 연구에서는 조류 유속을 1m/s, 3m/s, 5m/s의 세 가지로 고려하고, 유동에 의한 터빈의 회전을 유발할 수 있도록 하였다.

#### 3.3 유동에 의한 터빈의 과도응답에 대한 해석 결과

아래의 Fig. 2는 유속 5m/s에서의 과도응답(Transient analysis) 해석결과로 터빈 각속도와 축에서의 토크를 제시한 것이다. 유동에 의하여 토크가 발생된 1초 이후 터빈이 회전하기 시작하

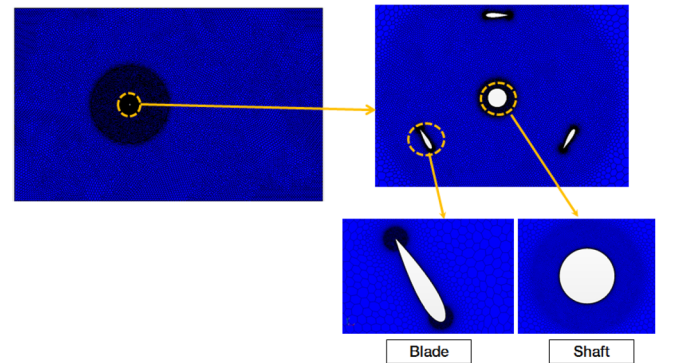


Fig. 1 Mesh generation for 2-D simulation of a test turbine

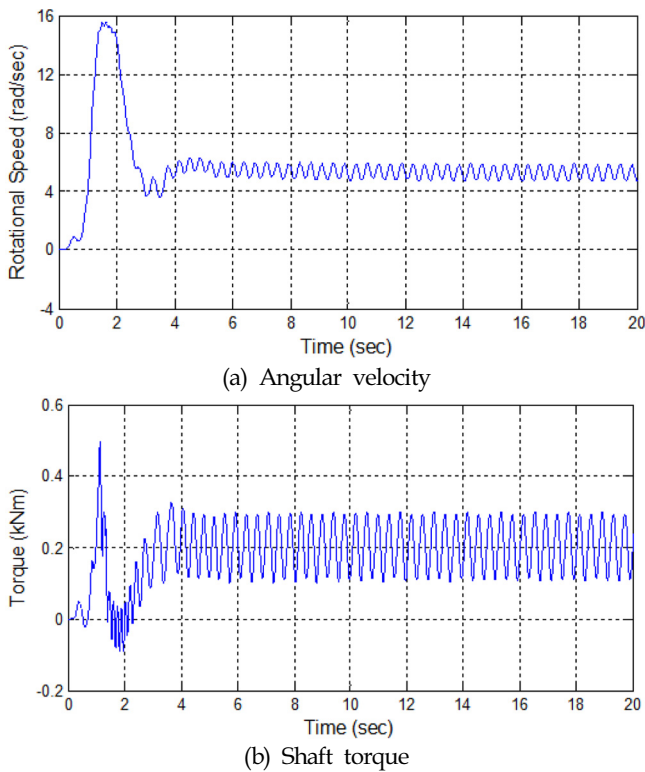


Fig. 2 Transient analysis results ( $v_{in}=5\text{m/s}$  and  $T_{applied}=205\text{Nm}$ )

는 것을 알 수 있으며, 터빈의 회전이 충분히 발생한 1.5초 시점에서는 토크의 평균이 0에 가까워지는 것을 알 수 있다. 이는 정지해 있던 터빈의 관성 모멘트로 인하여 초기에는 유동에 의하여 발생한 토크가 정지 관성 모멘트보다 작아 회전하지 않으나 일단 회전하기 시작하면 회전 관성 모멘트로 인하여 토크가 더 이상 걸리지 않게 되는 물리적인 현상으로 설명된다. 이와 같이 토크가 없는 상태에서 터빈의 회전운동이

충분히 발달한 것으로 판단되는 2초 경과 후에 205Nm의 토크를 인가하였다. 이러한 토크는 실제 발전기에서 터빈의 회전 속도를 제어하기 위하여 전력변환장치에서 전기적으로 하중을 가하여 주는 것과 동일하게 모사하는 것이다. 이때 외부 토크는 충격에 의한 불안정성이 발생하는 것을 배제하기 위하여 2초 동안 서서히 증가하는 토크로 고려하였으며, 이와 같이 토크를 인가한 후에 각속도가 급격하게 감소하여 일정한 주기 및 진폭을 가지고 진동하며, 약 6초 이후에는 정상상태(Steady state)가 되는 것을 알 수 있다.

외부에서 인가한 토크가 205Nm이며, 준정적 상태에서의 축에 작용하는 토크 평균이 약 200Nm로 거의 유사하게 축에서 인가한 토크가 발생하는 것을 알 수 있다. 한편 터빈의 위상에 따른 양력과 항력 관계가 변하기 때문에 일정한 진폭을 가지고 변화하는 것을 살펴 볼 수 있다. 그러나 토크 값은 100-300Nm로 기존의 강제 회전에 의하여 해석한 경우(Jung et al., 2009; Lee et al., 2012)와 비교해 보면 그 폭이 크게 감소하였음을 알 수 있다. 또한 기존 강제 회전에 의하여 해석한 경우는 위상에 따라 음의 토크 또는 음의 출력계수를 갖는 경우가 있는 것으로 분석되었지만 이 연구에서는 음의 토크가 작용하지 않는 것으로 분석되

었다. 이는 날개의 관성 모멘트를 고려함으로써 회전 후 회전체의 회전 관성에 의한 효과로 사료된다. 그러나 기존 연구 결과에서 음의 토크가 발생하는 위상을 초기 조건으로 고려하는 경우에는 자력기동(Self starting)이 어려울 것으로 판단할 수 있다.

한편 Fig. 3은 유속 5 m/s로 유입되는 경우 일정하게 회전하는 터빈에 대한 압력 및 유속 분포를 보여주는 결과이다. 압력 분포로부터 유동 흐름 방향으로 진행되는 날개의 전연부(Leading edge)에 큰 압력이 발생하고 있는 것을 볼 수 있으며, 유속 분포에서는 터빈을 통과한 유동이 복잡한 분포를 하고 있음을 알 수 있다. 또한 날개와 더불어 축에서도 와류가 발생하여 하류 측의 날개에 영향을 미치고 있음을 볼 수 있다.

또한 다음 Fig. 4는 외부에서 토크가 걸리지 않은, 즉 무부하 상태에서 각속도가 최고점에 도달한 것으로 판단되는 2초가 경과한 후에 220Nm의 외부 토크를 인가하였을 때의 결과이다. 이 그래프에서는 토크를 인가하고 나서 2초 후에 각속도가 급격하게 감소하여 약간 진동하다가, 약 3초 이후에는 터빈이 역회전하는 결과를 보여주고 있다. 이는 터빈에서 발생하는 토크보다 외부에서 인가한 토크가 큰 경우에 해당되며, 실제 발전의 경우에는 과도한 전력 생산으로 터빈이 정지하는 경우를 모사한 것

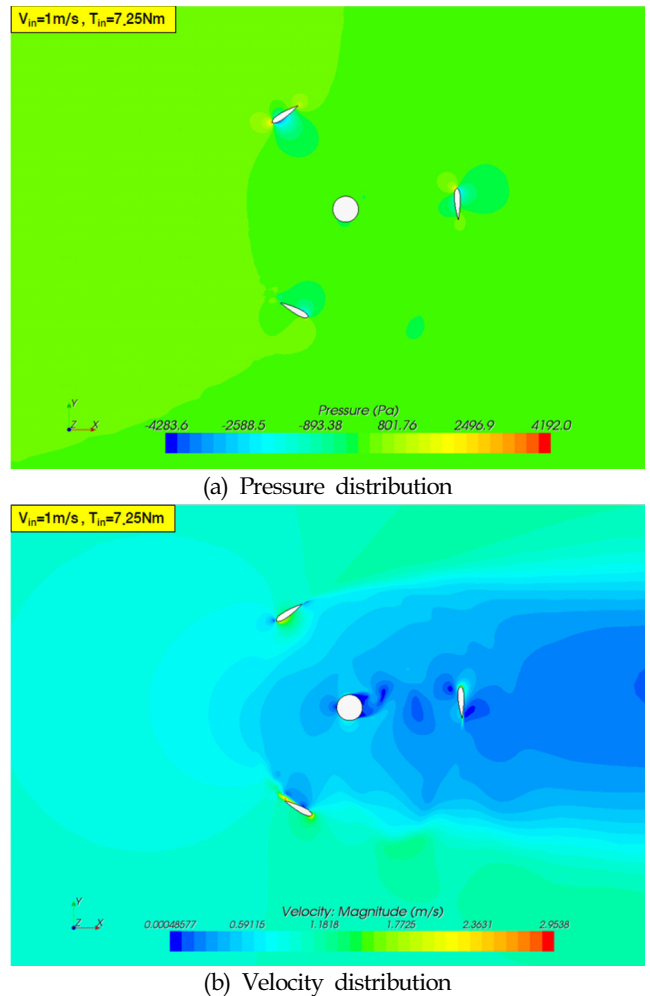


Fig. 3 CFD Analysis results with inlet flow velocity of 5m/s and external torque of 205.0 N-m

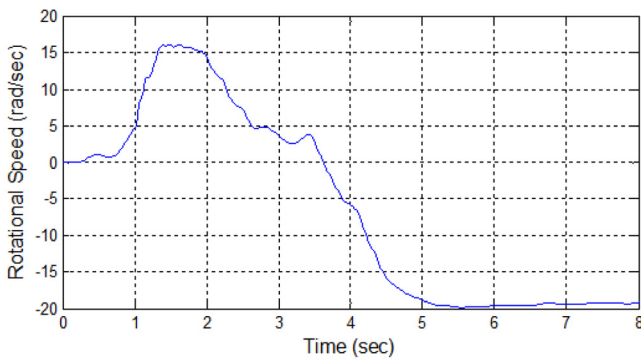


Fig. 4 Angular velocity under excessive external torque

이다. 이와 같이 역회전 하는 경우는 실제 수리모형실험에서는 모터 또는 브레이크에서 과도하게 축을 제어함으로써 터빈이 정지하는 것으로 나타난다.

3.4 유입속도에 따른 발전효율 특성 평가

이와 같은 수치 시뮬레이션을 동일한 유입속도에서 여러 외부 토크를 가하면서 주속비에 따른 출력계수 간의 관계를 구할 수 있으며, 이를 유속에 따른 발전효율 특성곡선(TSR-Cp 곡선)이라 한다. 여기서 출력계수( $C_p$ )와 주속비(TSR)는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$C_p = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho A v^3}, \quad TSR = \frac{r\omega}{v} \quad (13)$$

여기서  $T$ 와  $\omega$ 는 토크와 각속도이며,  $\rho$ ,  $A$ ,  $v$ 는 각각 해수의 밀도, 터빈 단면적 및 유입속도이다. 그리고  $r$ 은 터빈 반경이다. 이러한 발전효율 특성곡선을 유입속도가 1m/s, 3m/s, 그리고 5 m/s인 경우에 대하여 각각 분석하였으며, 이를 Fig. 5에서 제시하였다. 결과를 보면 유입속도가 3m/s와 5m/s인 경우에는 TSR 1.84 부근에서 최대 효율을 얻을 수 있으며, 효율은 각 유속 조건에서 각각 48.84%와 49.27%로 유속이 5m/s일 때 0.4% 정도 높게 나타나고 있음을 알 수 있다. 한편, 유속이 1m/s인 조건에서는 TSR=1.98에서 최대 효율 47.03%를 얻을 수 있는데 이는

기존의 연구결과에서 동일한 익형을 사용하고, 솔리디티가 일정한 경우 유사한 주속비에서 최대 효율이 얻어진다는 결론에 위배된다(Winchester et al., 2011). 이와 같이 유속 1m/s에서 얻는 효율곡선이 3m/s 및 5m/s인 조건에서 구한 효율곡선과 다른 것은 저유속에서의 특성으로 판단된다. 이와 같이 저유속 조건에서 특성이 바뀌는 것과 관련하여 Shiono et al.(2000)도 유사한 결과를 제시한 바 있다. 이들은 저유속 조건에서 점성저항이 상대적으로 크고, 또한 기계적인 마찰 등에 의하여 유속이 빠른 조건과는 다른 효율곡선을 얻을 수 있음을 제시하였다. 이 연구에서는 수치해석결과로 기계적인 마찰을 고려하지 않았기 때문에 점성저항 등이 커 발생한 것으로 판단된다.

한편 이 연구에서 얻은 최적 주속비 1.84에서의 최대 효율은 NACA0020 형상을 사용하고, 솔리디티가 0.13인 경우의 다리우스 터빈에 대한 결과이며, 익형이 바뀌거나 솔리디티가 다른 경우에는 최대 효율 및 최적 주속비가 달라진다. 기존 연구 사례를 보면 솔리디티가 커질수록 최적 주속비가 작아지며, 솔리디티가 작을수록 최적 주속비가 커지는 것을 알 수 있다. Han et al. (2010)의 연구에서는 솔리디티가 0.072인 경우 최적 주속비는 2.75로 분석된 바 있으며, KORDI(2011) 보고서에서는 솔리디티가 0.132인 경우, 최적주속비 2.0에서 47.5%의 효율을 제시한 바 있다. 또한 Shiono et al.(2000)의 연구에서는 솔리디티가 0.366으로

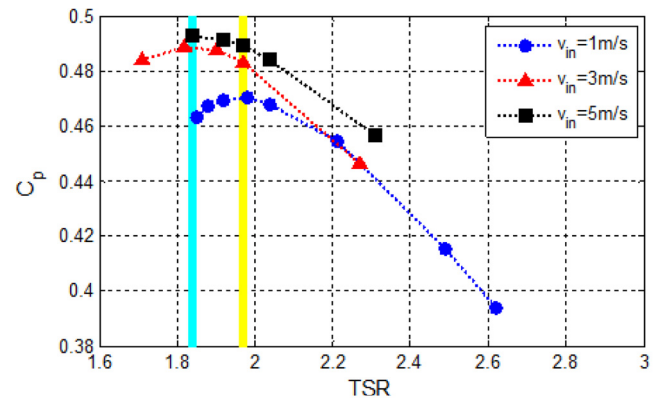
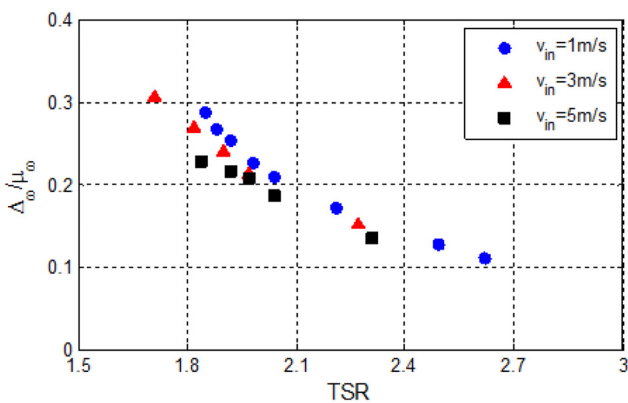
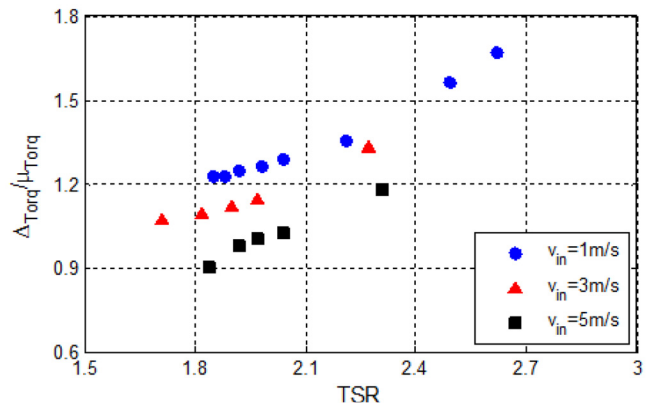


Fig. 5 TSR-Cp Curve w.r.t. inlet flow velocity



(a) TSR vs. rotational speed



(b) TSR vs. torque

Fig. 6 Pulsation ratio of rotational speed and torque with respect to tip speed ratio



비교적 큰 경우 최적 주속비가 1.2-1.3이며, 출력계수는 20-23%로 분석된 바 있다. 한편 솔리디티에 따른 최적 주속비에 관한 연구결과로 NACA0020의 익형을 사용한 결과(KORDI, 2011)와 NACA0012를 사용한 결과(Winchester et al., 2011) 등이 있다.

한편 Fig. 6는 주속비에 따른 토크 변동량을 정리한 결과이다. 유입속도에 따라 토크 및 각속도가 달리 발생하기 때문에 여기서는 각속도는 주속비를 무차원 상수로 변환하였고, 토크 변동량은 토크 평균으로 나누어 무차원화하여 비교하였다. 즉 주속비가 큰 것은 상대적으로 회전이 빠르기 때문에 회전 관성 모멘트가 큰 상태로 볼 수 있으며, 주속비가 작은 상태는 회전 관성 모멘트가 작은 상태라고 할 수 있다. 주속비가 큰 경우 즉 회전 관성 모멘트가 큰 경우 각속도의 변동량은 작아지지만 토크의 변동량이 큼을 알 수 있다. 그러나 최적 주속비인 1.8-2.0 사이로 주속비가 줄어들 경우 토크의 변동량은 90-120%로 감소됨을 알 수 있다. 이러한 변동량은 각속도 및 토크 모두 유입속도가 증가함에 따라 전체적으로 감소하는 경향을 보이며, 이 역시 회전 관성 모멘트의 증가에 따른 효과라고 판단할 수 있다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 유동에 의하여 발생하는 터빈의 운동을 모사할 수 있는 수치 시뮬레이션 방법을 적용하여, 대표적인 수직축 조류발전 터빈인 H형 다리우스(Darrieus) 터빈의 발전효율 특성을 평가하였으며, 특히 유입속도에 따른 최적 주속비와 출력계수 등을 분석하였다. 또한 주속비에 따른 각속도와 토크의 변동률을 분석하여 터빈 날개가 가지고 있는 회전 관성 모멘트의 영향을 살펴보았다. NACA0020 익형을 갖고 0.131의 솔리디티를 갖는 수직축 터빈의 경우 끝단에서의 손실을 무시할 때 최적 주속비는 1.84이며, 최대 출력계수는 48%로 분석되었다. 또한 각속도가 증가할수록 각속도의 변동은 감소하나 토크의 변동은 줄어드는 것으로 분석되었다. 그러나 전체적으로 유입속도가 증가하여 터빈이 빨리 회전하는 경우 전체적인 변동량은 각속도와 토크 모두 감소하는 것으로 분석되었다.

#### 후 기

본 연구는 한국해양과학기술원 주요사업(PE98943)과 해양수산부와 한국해양과학기술진흥원의 “능동제어형 조류발전 기술개발” 연구사업 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

#### REFERENCES

CD-adapco, 2006. CCM User Manual. Star-CD Version 4.02, CD-adapco.

- Han, J.S., Hyun, B.S., Choi, D.H., Mo, J.O., Kim, M.C., Rhee, S.H., 2010. Study on Design of Darrieus-type Tidal Stream Turbine Using Parametric Study. *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Engineering*, 13(4), 241-248.
- Hyun, B.S., Choi, D.H., Han, J.S., Jin, J.Y., 2012. Performance Analysis and Design of Vertical Axis Tidal Stream Turbine. *Journal of Shipping and Ocean Engineering*, 2, 191-200.
- Jo, C.-H., Lee, J.-H., Rho, Y.-H., Ko, K.-O., Lee, K.-H., 2012. Design and Performance Test of Savonius Tidal Current Turbine with CWC. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 26(4), 37-41.
- Jung, H.J., Rhee, S.H., Song, M., Hyun, B.S., 2009. A Numerical Study of Unsteady Flow around a Vertical Axis Turbine for Tidal Current Energy Conversion. *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Engineering*, 12(1), 9-14.
- Khalid, S.S., Liang, Z., Shah, N., 2013. Harnessing Tidal Energy Using Vertical Axis Tidal Turbine. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 5(1), 239-252. Korea Ocean Research and Development Institute (KORDI), 2011. Development of Utilization Technique for Tide and Tidal Current Energy. Final Report Submitted to the Ministry of Land, Transport and Maritime Affairs.
- Lee, D.H., Hyun, B.S., Lee, J.K., Kim, M.C., Rhee, S.H., 2012. Development of Hydrodynamic Capacity Evaluation Method for a Vertical-Axis Tidal Stream Turbine. *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Engineering*, 15(2), 142-149.
- Shiono, M., Suzuki, K., Kiho, S., 2000. An Experimental Study of the Characteristics of a Darrieus Turbine for Tidal Power Generation. *Electronic Engineering in Japan*, 132(3), 781-787.
- Winchester, J.D.L., Quayle, S.D., 2011. Torque Ripple and Power in a Variable Pitch Vertical Axis Tidal Turbine. *Proceedings of the 9th European Wave and Tidal Conference*, Southampton, U.K.
- Yi, J.-H., Oh, S.-H., Park, J.-S., Lee, K.-S., Lee, S.-Y., 2013. Flow-Turbine Interaction CFD Analysis for Performance Evaluation of Vertical Axis Tidal Current Turbines (II). *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 27(3), 73-78.