

파력발전용 횡류형 수력터빈의 노즐형상에 관한 연구

최영도* · 김창구** · 김유택*** · 이영호****

A Study on the Nozzle Shapes of a Cross-Flow Type Hydro Turbine for Wave Power Generation

Young-Do Choi*, Chang-Goo Kim**, You-Taek Kim***, Young-Ho Lee****

Key Words : Cross-flow type hydro turbine(횡류형 수력터빈), Wave power generation(파력발전), Nozzle shape(노즐형상), Performance(성능), Internal flow(내부유동)

ABSTRACT

The purpose of this study is to examine the effect of nozzle shapes on the performance and internal flow characteristics of a cross-flow type hydro turbine for wave power generation. The performance of the turbine is calculated with the variation of rotational speed for 4 types of the nozzle shape using a commercial CFD code. The results show that nozzle shape should be designed considering available head of the turbine. Best efficiencies of the turbine by 4 types of the nozzle shape do not change largely but overall performances varies mainly by the nozzle width. The output power of the cross-flow type hydro turbine changes considerably by the nozzle shape and a partial region of stage 2 in the runner blade passage produces maximum regional output power in comparison with the other runner blade passage areas.

1. 서론

파랑에너지 변환장치의 에너지 흡수특성은 일반적으로 어느 특정 파랑주기에 대하여 높은 값을 보이며, 그 주기를 벗어나면 급격히 저하된다. 따라서 우수한 변환장치는 넓은 범위의 파랑주기에 대하여 높은 에너지 흡수효율을 보이는 것이라 할 수 있으며, 이를 위하여 인위적인 위상제어운전 등을 통하여 에너지 흡수효율을 높이는 방법 등의 개발이 필요하다. 즉, 파랑에너지 자원은 아주 많지만 단위폭 당 밀도로 환산하면

그다지 높지 않은 편이기 때문에 파랑에너지를 집중시키거나 해수를 저수하여 에너지밀도를 높이는 등의 이용 방법이 개발되어야 한다.

따라서 이 등⁽¹⁾은 우리나라의 연안 해역에 많이 설치되어 있는 방파제를 이용한 케이슨 내장형 파력발전 파일럿 플랜트 조성을 위하여 종래에 이 분야에서는 적용이 되지 않았던 새로운 형식의 횡류형 수력터빈을 케이슨 내부의 유로에 설치하여 수류식 진동수주형 파력발전시스템을 개발 중에 있다. 케이슨 내장형 파력발전장치에 적용될 수력터빈의 기본형상은 Fukutomi 등⁽²⁾이 진동수주형 파력발전용으로 제안한 횡류형 수력터빈의 형상을 적용하고 있으며, 최 등⁽³⁾이 횡류형 수력터빈의 기본형상에 대한 성능과 내부유동의 특성에 대해서 수치해석적인 방법으로 검토하여 파력발전시스템에 적용 가능성을 확인하였다.

본 연구에서는 이러한 횡류형 수력터빈의 성능을

* 한국해양대학교 산학협력단

** 한국해양대학교 대학원

*** 한국해양대학교 기관시스템공학부

**** 한국해양대학교 기계정보공학부 (교신저자)

E-mail : ydchoi@pivlab.net

향상시키기 위하여 파랑에너지를 효율적으로 회수할 수 있는 노즐 형상에 대해서 상세하게 검토하였다.

2. 노즐과 러너의 형상

Fig. 1은 본 연구에서 적용한 4종류의 횡류형 수력터빈 노즐 형상을 보이고 있으며, 동일한 러너에 대하여 터빈의 입구와 출구의 형상을 변화시켜서 각 형상에 대한 성능과 내부유동을 수치해석을 통하여 비교하였다. 파력발전용 수력터빈은 왕복류에 대해서 러너축이 동일한 회전을 확보해야 하기 때문에 횡류형 수력터빈의 형상은 구조상 러너축에 대해서 입구와 출구가 대칭적인 형상을 가지게 된다.

터빈의 치수는 낙차가 0.5~2.0m인 범위를 기준으로 하여 설계되었으며, 최 등⁽³⁾의 관련연구에서 검토된 기본형상(Nozzle 1), 소수력용 횡류수차의 유동특성에 적합한 것으로 확인된 형상(Nozzle 2)⁽⁴⁾, Nozzle 2의 유입구 단면적을 상대적으로 크게 하여 유입유량을 크게 한 형상(Nozzle 3) 그리고 노즐의 유로에 가이드 베인을 설치한 형상(Nozzle 4)으로 나누어진다.

또한, 노즐 각 형상에 따른 유입구 높이는 설계점 유입유량을 고려하여 그 치수가 설계되었으며, 유입구 방향에서 바라본 노즐의 단면적 형상은 직사각형이다.

Fig. 2는 러너 블레이드의 형상과 치수를 나타내고 있으며, 블레이드 갯수는 26매, 블레이드의 입구각을 30°, 출구각을 90°로 하였고, 내경과 외경의 비는 0.65로 설정하였다. 러너 축에 대해서는 러너 내부유동장을 단순화시키기 위하여 생략하였다.

횡류형 수력터빈의 러너 폭방향 길이는 일반적으로 러너 외경의 3배 정도까지 설정을 하지만, 본 연구에서는 설계출력값에 대응하는 낙차와 유입유량을 고려하여 러너의 폭방향길이를 러너 직경의 절반 크기인 $b=225\text{ mm}$ 로 설정하였다.

3. 수치해석법

노즐형상에 따른 터빈의 성능 및 내부유동을 해석하기 위해서 본 연구에서는 상용 CFD 코드인 ANSYS-CFX⁽⁵⁾를 사용하여 계산을 수행하였으며, 계산격자의 작성 및 난류모델의 설정에는 최 등⁽³⁾의 관련 연구에서 검토되었던 사항들을 참고하였다. 무차원 벽면거리인 y^+ 값의 범위는 유로의 형상을 고려하여 러너 부분의 격자에서 15 이하, 노즐 부분에서는 50

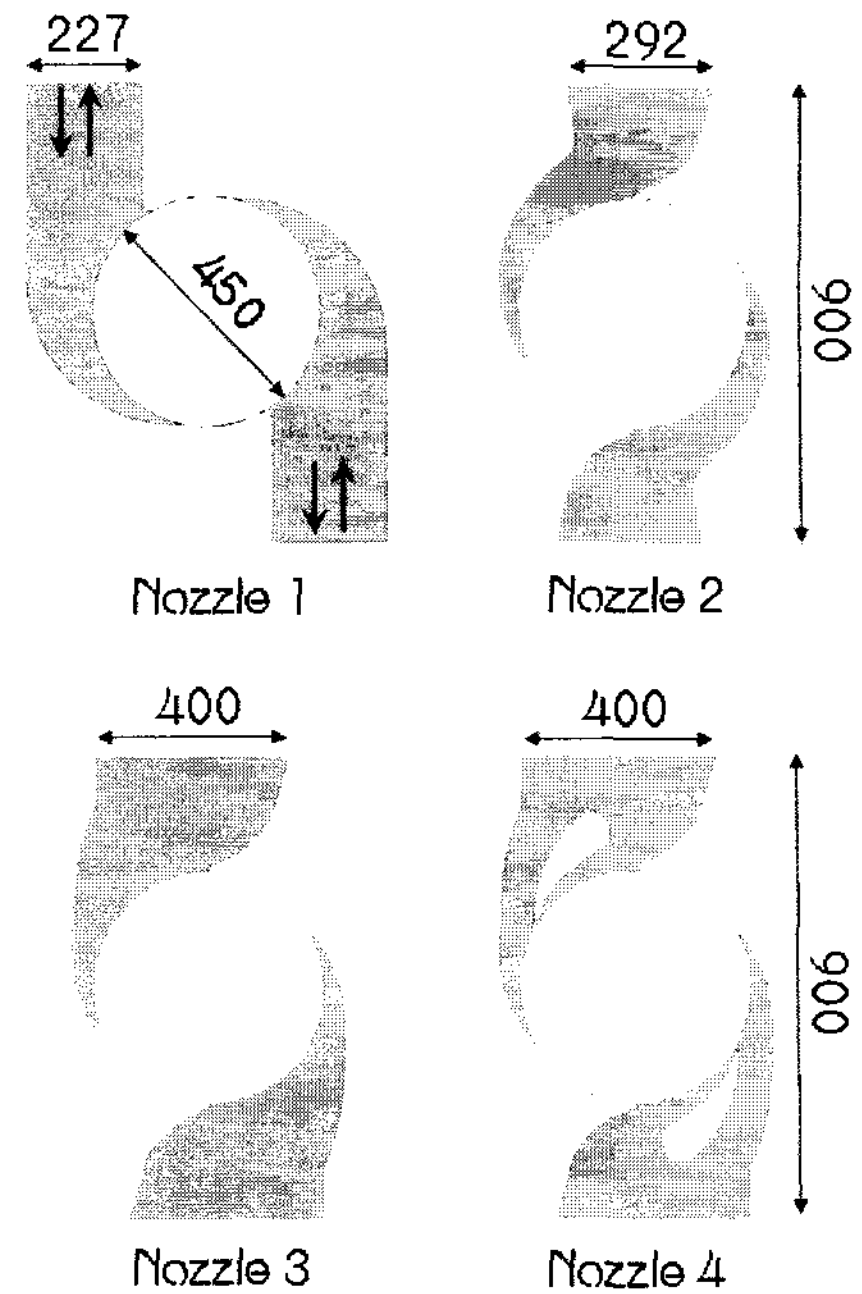


Fig. 1 Variation of symmetric nozzle shape

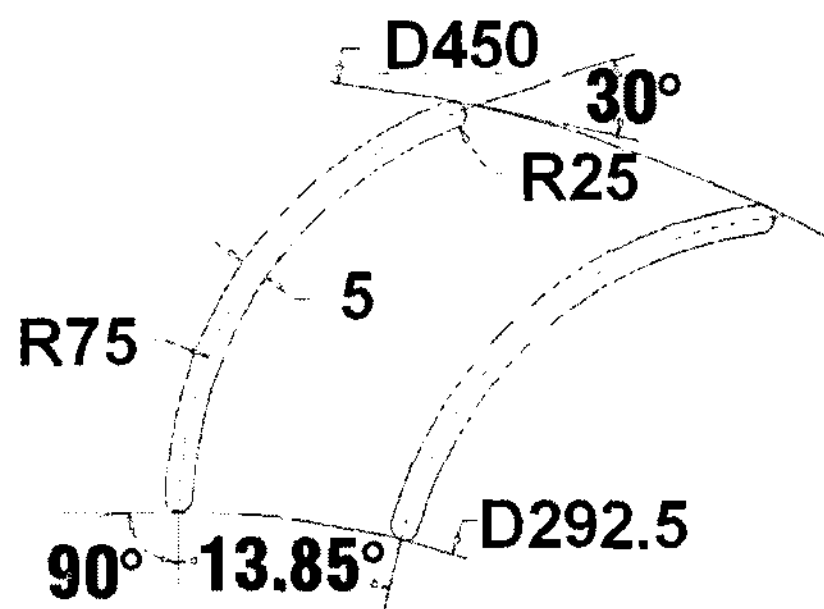


Fig. 2 Shape of runner blade and its dimensions

이하로 적용하였으며, 전체 격자에 대하여 Hexahedral 구조격자를 사용하여 유동장 전체의 격자수를 약 150만개로 설정하였다. 난류모델에 대해서는 복잡한 형상의 유동장 벽면에서 발생하는 박리와 와의 예측 및 주류의 흐름을 비교적 잘 표현할 수 있는 것으로 알려진 SST모델을 적용하였다. 계산유동장의 경계조건으로는 입구에서 압력 일정, 출구에서 평균유량 일정의 조건을 설정하였다. 각 노즐의 유입구 형상이 서로 다르지만, 동일 유량을 유입유량으로 설정하였기 때문에 유입속도에서 차이를 나타내게 된다. 작동유체로서는 상온의 물을 사용하였다.

실제 파력발전용 횡류형 수력터빈의 내부를 통과하

는 흐름은 파랑의 주기에 따른 왕복류이지만, 본 연구에서는 터빈 유입구와 유출구의 노즐 구조가 동일한 형상인 점과 계산기의 계산용량을 고려하여 단일방향의 흐름에 대해서 정상상태의 계산을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1. 성능곡선

Fig. 3은 터빈 노즐의 형상에 따른 성능곡선을 보이고 있다. 종축은 효율($\eta = P/\rho gQH$), 출력($P = T\omega$) 그리고 유입구와 유출구사이의 차압에 의한 유효낙차(H)를 나타내고, 횡축은 터빈의 회전수(N)를 나타낸다. 여기서, T 는 토크, ω 는 각속도, ρ 는 유체의 밀도, g 는 중력가속도 그리고 Q 는 유입유량을 각각 나타낸다.

각 노즐에 따른 최고효율은 회전수가 40~70 rpm의 비교적 낮은 범위에 위치하고 있기 때문에 성능 및 구조상 설계회전수는 비교적 낮은 범위로 설정하는 것이 양호한 성능을 확보하는데 유리하다고 판단된다. 유효낙차와 출력은 회전수에 따라서 Nozzle 1과 3이 유사한 값을 나타내고, Nozzle 2와 4에서는 유효낙차에서 차이를 보이지만, 출력에서는 거의 유사한 경향을 보이고 있다.

한편, 유로에 가이드베인을 설치한 Nozzle 4에 의한 수력터빈의 최고효율은 다른 3 종류의 노즐에 의한 최고효율보다 약 10% 이상 낮은 것을 알 수 있다. 이러한 결과의 원인으로서는, 유입구측의 가이드 베인은 유입유량에 따라서 설정 각도를 조절하여 러너 입구측에 최적의 유입상태를 확보할 수 있지만, 출구측에 설치된 가이드 베인의 경우 유출흐름과 충돌을 일으키게 되어 손실을 발생시키게 된다. 따라서 왕복류가 존재하는 파력발전시스템에서는 유로에 가이드 베인을 설치하는 것이 적절하지 않음을 알 수 있다.

터빈의 성능을 노즐의 형상과 관련지어서 검토할 경우 한 가지 특징적인 차이점을 발견할 수 있다. 즉, 노즐의 외측 케이싱 벽면과 러너 외경 사이의 유로 폭이 비교적 넓은 Nozzle 1과 3은 Nozzle 2와 4에 비해서 유효낙차(H)와 출력(P)이 낮은 것을 알 수 있다.

이와 같은 결과는 동일한 유량에 대해서 노즐의 유로 폭이 달라질 경우 유입유속의 차이에 따른 러너에 작용하는 운동에너지의 변화가 그 원인으로 판단된다.

따라서 각 노즐형상에 따른 성능의 비교 결과로부터 유효낙차가 비교적 낮은 설치지점에서는 Nozzle 1

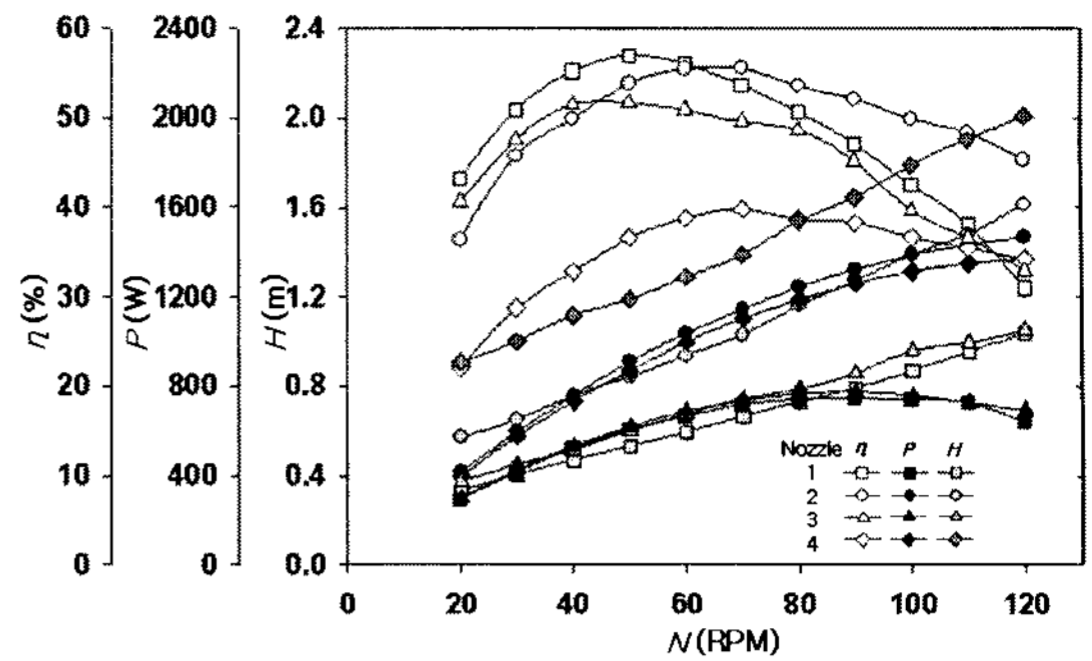


Fig. 3 Performance characteristic curves of cross-flow type hydro turbine model by the variation of nozzle shape

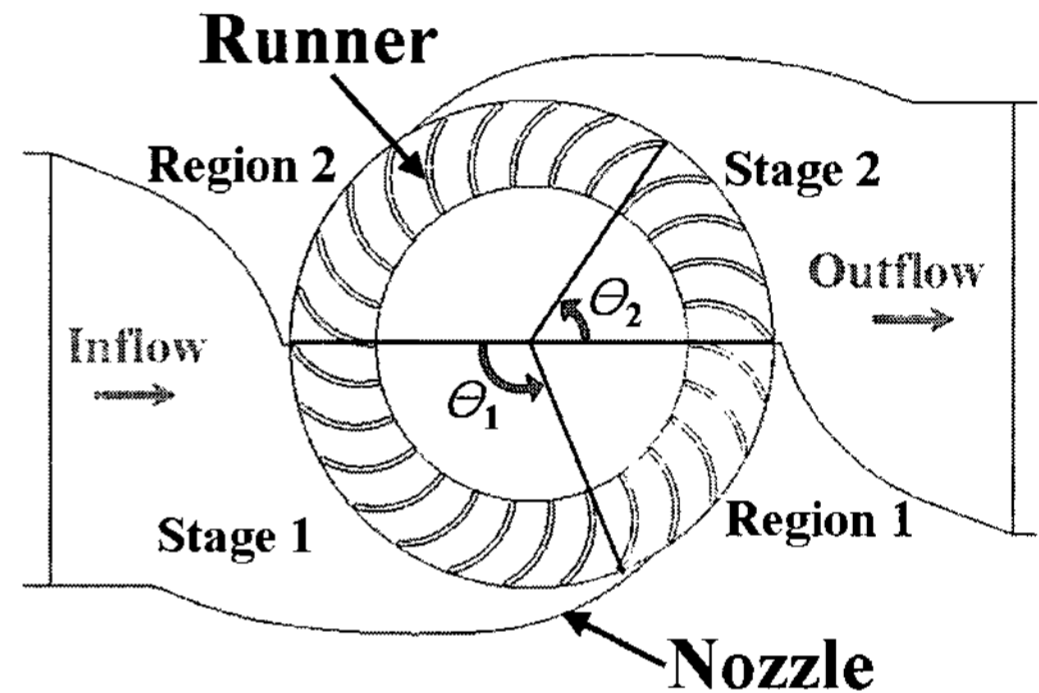


Fig. 4 Division of runner passage in the cross-flow type hydro turbine with Nozzle 3

과 3에서와 같이 노즐의 외측 케이싱 벽면과 러너 외경 사이의 유로 폭이 비교적 넓은 형상을 적용하는 것이 바람직하고, 유효낙차가 높은 설치지점에서는 Nozzle 2와 같은 유로 폭이 비교적 좁은 형상이 적합하다는 것을 알 수 있다.

4.2. 출력 특성

Fig. 4는 Nozzle 3을 횡류형 수력터빈에 적용하였을 때의 형상을 보이고 있으며, 노즐형상에 따른 출력변화에 대해서 보다 정량적인 차이를 확인하기 위해서 각 노즐형상에 대해서 러너 블레이드 유로를 주류가 통과하는 부분에 대해서는 Stage 1과 2, 그 이외의 영역을 Region 1과 2로 구분하여 전체 출력에 대한 각 영역에서 발생하는 출력을 검토하였다.

Fig. 5는 각 노즐형상에 따른 최고효율점에서의 출력을 나타내고 있다. 각 노즐의 형상에 따른 출력값은 수치해석 결과로부터 Fig. 4의 러너 블레이드 각 지정

영역에서의 국소 출력을 이용하여 나타내고 있으며, 전체출력과 러너 유로 각 영역에서 발생하는 출력이 노즐의 형상에 따라서 크게 차이를 나타내는 것을 확인할 수 있다.

한편, 소수력발전에 사용되는 횡류수차의 경우⁽⁴⁾⁽⁶⁾ 전체출력에 대해서 유입측(Stage 1)에서 약 70%, 유출측(Stage 2)에서 약 30%의 출력이 발생하지만, 본 연구에 적용된 수차의 경우 Stage 2에서 오히려 더 큰 출력값을 나타내고 있음을 알 수 있다. 특히, 유입구 유로폭이 비교적 넓은 Nozzle 3의 경우 전체출력에 대한 Stage 2에서의 발생출력이 약 78%를 차지하고 있다. 또한, 모든 노즐형상의 경우에서 러너 블레이드간 유로 Region 2에서의 출력이 음의 값으로 나타나고 있는데, 이것은 최 등⁽⁴⁾의 이전 연구에서도 확인된 바와 같이 재순환 흐름이 유로 내부에 존재하기 때문이며, 손실을 줄이기 위해서는 적절한 노즐형상의 적용이 필요하다.

4.3. 속도벡터 및 러너 유속분포

터빈의 성능과 출력특성을 검토한 결과 노즐형상에 따라서 터빈의 성능이 크게 영향을 받는 것으로 확인되었다. 이러한 결과는 노즐형상에 따라서 각 유로의 변화된 내부유동이 러너에 작용하여 출력값과 밀접한 관련이 있는 동압에 의한 운동에너지에 큰 영향을 미치기 때문으로 판단된다. 따라서 내부유동장에 대한 상세한 검토를 위하여 먼저 내부유동장의 속도벡터와 속도분포에 대해서 검토하였다.

Fig. 6은 노즐형상에 따른 내부 속도벡터의 비교대상으로서 유입측의 유로폭(그림에서는 유입구 높이)이 비교적 좁은 Nozzle 2와 상대적으로 넓은 Nozzle 3에 대해서 검토한 결과이다. 러너 블레이드간 유로에서는 상대속도벡터를, 그 이외의 유동장에서는 절대속도벡터를 나타낸다. 유로폭이 좁은 Nozzle 2의 경우 유입구에서 일정한 속도로 유입되어 노즐 출구에서 유속이 가속되며, 러너 내부의 중심부를 통과하면서 속도가 크게 증가하여 Stage 2에서 러너유로를 통과하면서 비교적 높은 속도를 유지한다. 그러나 Nozzle 3을 적용한 경우에는 유입측의 노즐에서 거의 동일한 유속을 유지하면서 러너 입구로 흘러들어가서 러너 내부에서 가속되어 Stage 2에서 높은 유속을 나타낸다. 이와 같은 노즐의 형상에 따른 속도벡터의 변화에 대해서 보다 정량적인 속도의 비교를 위해서 Stage 1과 2에서의

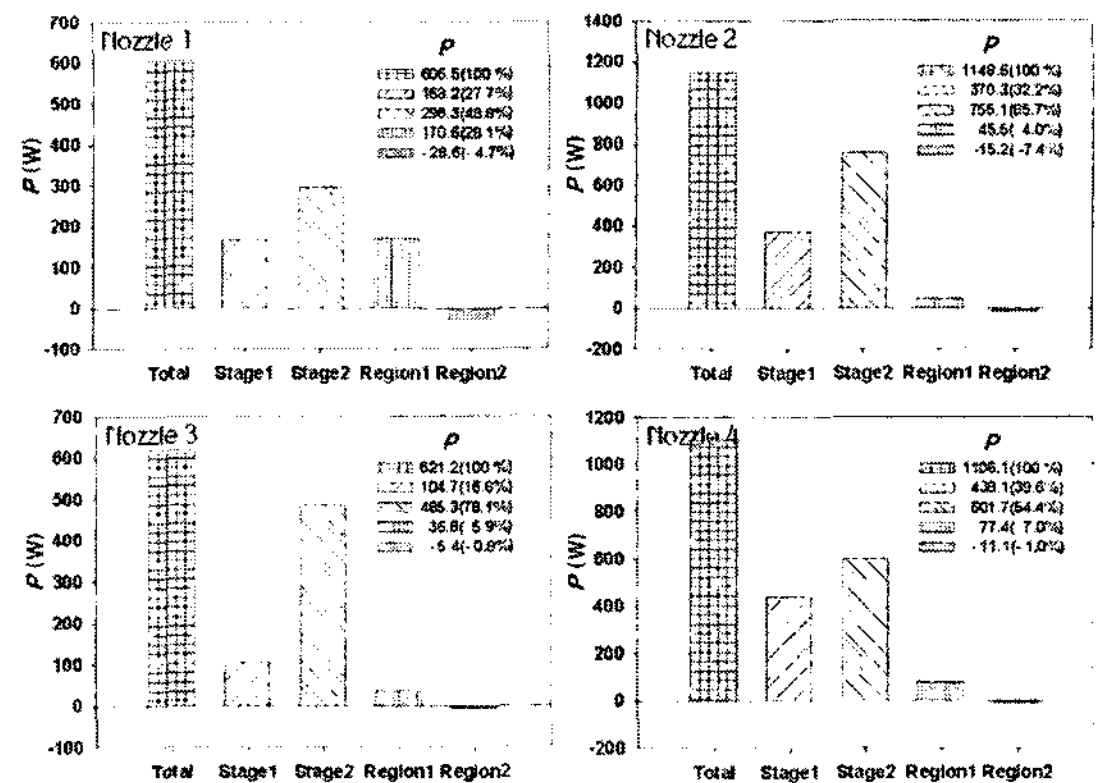


Fig. 5 Output power by the variation of nozzle shape at the best efficiency point

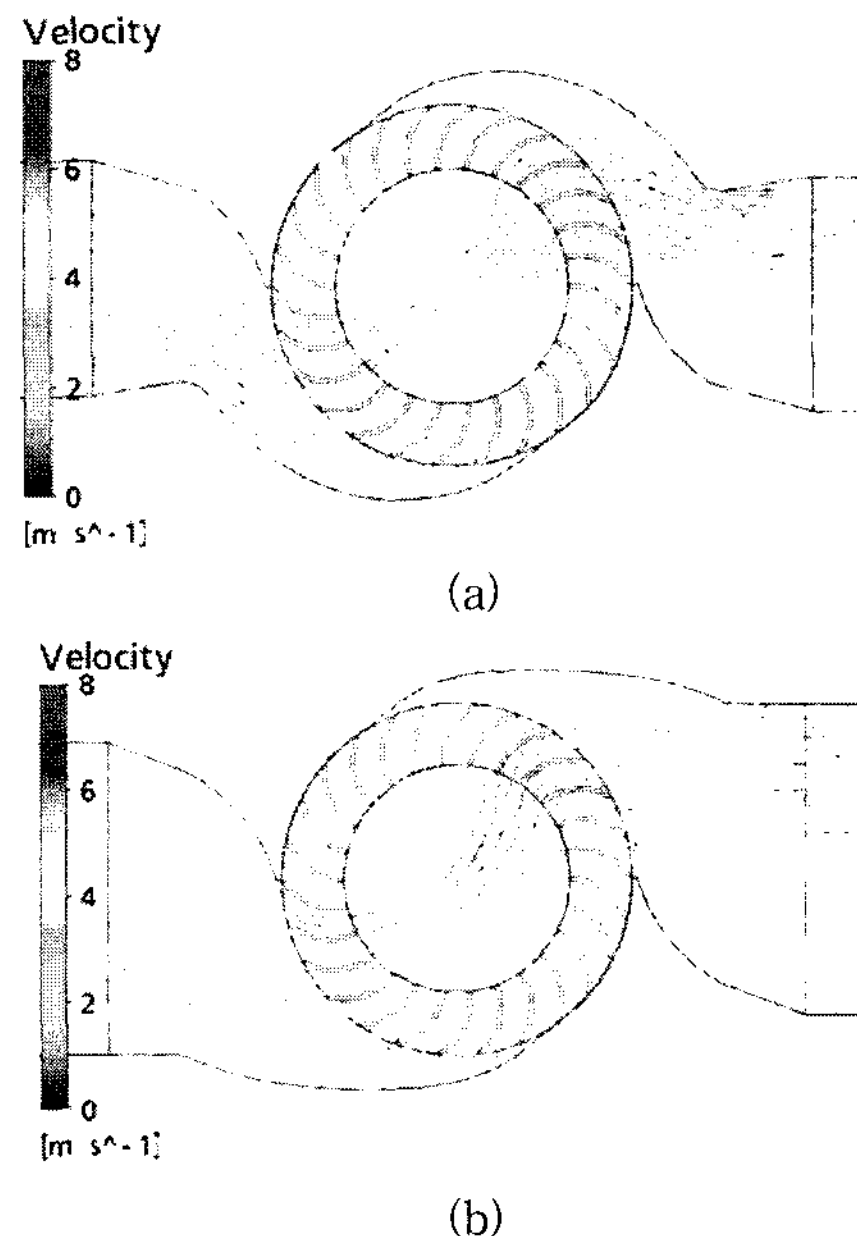


Fig. 6 Velocity vectors in the flow passage by (a) Nozzle 2 and (b) Nozzle 3

유입측 속도분포를 Fig. 7에 나타내었다.

Fig. 7에서 종축에는 러너 블레이드의 Stage 1과 2에서 각 블레이드간 유로 입구와 출구에서의 접선방향 속도비 v_{θ}/u 와 반경방향 속도비 v_r/u 를 나타내고, 횡축에는 Fig. 4에서 보이는 바와 같이 각 Stage의 러너 블레이드간 유로의 접선방향 상대위치 θ 를 나타내고 있다. 여기서, v 는 유속, $v_{\theta 1}$ 의 하첨자 1은 Stage 1의 입구, 하첨자 2는 Stage 2의 입구 그리고 u 는 러너 외주의 접선속도를 나타낸다.

Stage 1에서는 반경방향 속도분포에서 각 노즐에 의한 차이는 크지 않지만, 접선방향 속도분포에서는 Nozzle 2가 Nozzle 3보다 높은 값을 유지하는 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 동일한 유량이 각 노즐의 유입구로 들어왔을 때 러너를 통과하는 반경방향 유속은 유량에 비례하기 때문에 각 노즐 형상에 상관없이 거의 동일한 값을 가지게 된다.

한편, 접선방향 속도의 경우 노즐 폭이 비교적 좁은 Nozzle 2의 경우 유로 단면적이 상대적으로 좁기 때문에 유속이 더욱 빨라지게 되며, 노즐출구의 흐름방향이 접선방향에 가까운 각도로 유출하기 때문에 Nozzle 2를 적용한 경우가 Nozzle 3을 적용한 경우보다 더욱 큰 접선방향 속도를 나타내게 된다. 출력은 유입유량에 의한 각운동량과 비례관계를 가지며, 유량이 동일할 경우 접선방향속도가 큰 경우에 각운동량도 더 큰 값을 가지게 되기 때문에 Fig. 5의 각 노즐에 의한 발생 출력에서 Nozzle 2의 발생 출력이 Nozzle 3에서보다 더 큰 값을 가지게 된다.

그러나 실험역에 설치된 케이슨의 유입구 노즐 폭의 형상이 상대적으로 좁을 경우, 본 연구에서 설정한 수치해석 유입경계조건과 마찬가지로 노즐 폭이 넓은 경우와 동일한 유입유량이 확보되는지에 대해서는 실험역의 파랑에너지의 영향을 고려한 유입흐름을 적용하여 추가적인 검토가 필요하다고 판단된다.

4.4. 압력선도 및 압력분포

노즐형상에 따른 내부유동장의 압력변화도 터빈의 성능에 큰 영향을 미치는 원인으로 간주되고 있기 때문에 유입구 및 유출구의 유로 폭에서 차이가 큰 Nozzle 2와 3을 적용하여 내부유동장에서의 압력분포에 대해서 확인하였다.

Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이 노즐의 폭이 비교적 좁은 Nozzle 2의 경우 Nozzle 3에 비해서 노즐의 유입측과 유출측사이의 차압이 상대적으로 크게 나타나고 있다. 이러한 결과는 Fig. 3의 유효낙차에서도 확인이 되고 있으며, 노즐에 따른 차압의 차이는 내부유동장의 유속과 관련이 있는 것으로 판단된다. 상대적으로 좁은 유로에서 발생하는 높은 유속에 의하여 유동장내의 정압이 상대적으로 낮아지게 되기 때문이다.

그리고 유입구에서 상대적으로 높은 압력은 유입흐름이 러너의 Stage 1을 통과하면서 압력에너지가 러너의 출력으로 흡수되어 압력이 크게 낮아짐을 알 수 있다.

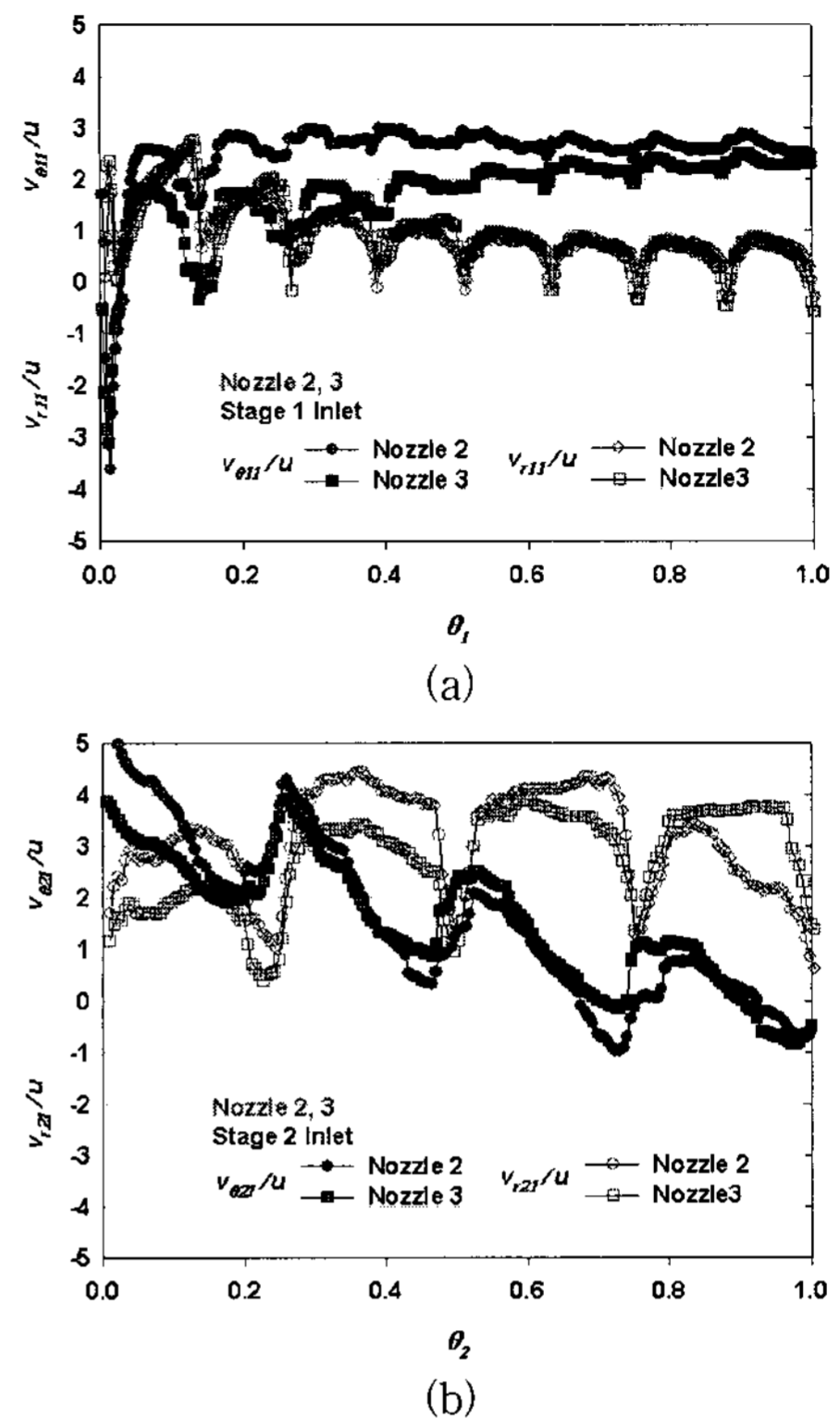


Fig. 7 Velocity distributions at the inlet of (a) Stage 1 and (b) Stage 2

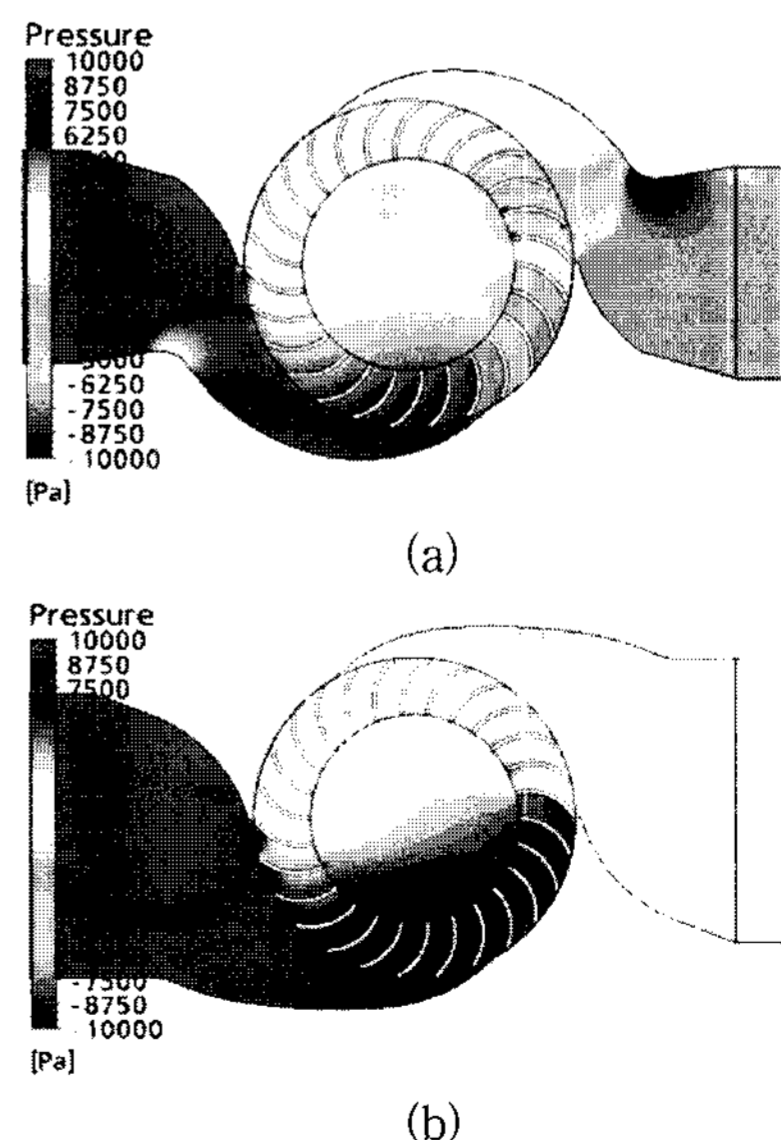


Fig. 8 Pressure contours within the flow field by the variation nozzle shape : (a) Nozzle 2 and (b) Nozzle 3 at the best efficiency point

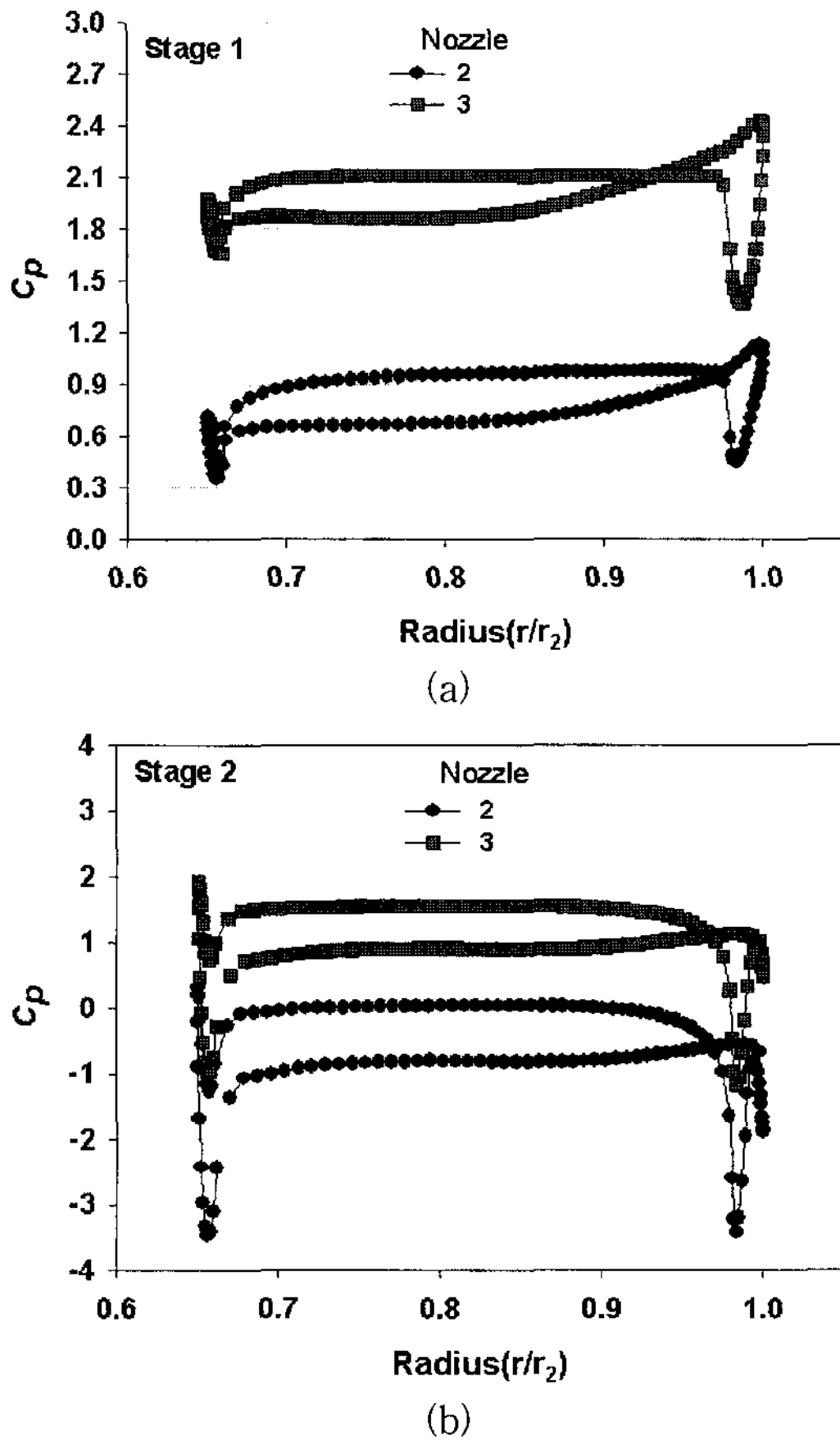


Fig. 9 Averaged pressure distributions on the surface around the runner blade by nozzle shape : at (a) Stage 1 and (b) Stage 2 at the best efficiency point

또한, 러너 내부를 통과하는 흐름에 의한 러너 블레이드 표면압력에 대해서도 각 Stage의 블레이드 표면 압력을 평균하여 Fig. 9에 나타내었다. 블레이드의 압력면과 부압면사이의 압력차이를 나타내는 폐곡선 내부의 면적은 출력에 직접적인 영향을 미치게 되며, 그 면적이 넓을수록 출력에 기여하는 비율이 커지게 된다. Stage 1과 2에서 Nozzle 2를 적용한 경우에 내부 면적이 더 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

5. 결론

파력발전시스템에 횡류형 수력터빈을 적용하기 위하여 노즐형상에 따른 성능을 검토하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 파력발전시스템 설치지점의 파랑에너지에 따른 최

적의 터빈성능을 확보하기 위해서는 유효낙차가 비교적 작은 경우에는 입구유로의 폭이 상대적으로 넓은 노즐을 적용하고, 유효낙차가 클 경우에는 터빈의 입구 노즐 폭을 비교적 좁게 설계하는 것이 필요하다.

- 2) 터빈의 유입유량이 동일할 경우 입구 및 출구 노즐 폭이 비교적 좁은 경우에 러너에 유입하는 흐름의 접선방향 속도가 상대적으로 빨라지게 되어 각운동량이 증가함에 따라서 출력이 커지게 된다.
- 3) 전체출력에 대해서 러너 Stage 2에서 발생하는 출력이 가장 큰 비중을 차지하며, 비교적 넓은 노즐 폭을 적용할 경우 Stage 2에서 전체출력의 약 78% 까지 발생함을 확인하였다.

참고문헌

- (1) 이영호, 최영도, 2007, "파력발전의 세계적 경향과 케이슨형 파력발전장치의 국내 연구개발 현황," 소수력/해양에너지 국제 공동세미나 및 2007 해양에너지 기술연구회 세미나 논문집, EXCO, 대구, pp. 167~178.
- (2) Fukutomi, J. and Nakase, Y., 1990, "A Study of turbine for wave power generation," Proc. of the 1st Pacific Asia Offshore Mechanics Symposium, pp. 193~198.
- (3) 최영도, 조영진, 김유탉, 이영호, 2007, "파력발전용 횡류형 수력터빈의 성능 및 내부유동," 유체기계저널, 투고논문 심사 중, 논문번호 : J1_200700051.
- (4) Choi, Y. D., Lim, J. I., Kim, Y. T. and Lee, Y. H., 2007, "Internal Flow Characteristics of Cross-Flow Hydraulic Turbine with the Variation of Nozzle Shape," Proceedings of FEDSM2007, 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, San Diego, USA, Paper No. : FEDSM2007-3754.
- (5) ANSYS Inc., 2007, "ANSYS CFX Documentation," Ver. 11, <http://www.ansys.com>
- (6) Mockmore, C.A. and Merryfield, F, 1949, "The Banki Water Turbine," Engineering Experiment Station of Oregon State College, Bulletin Series No. 25.