

횡류수차 노즐형상이 성능과 내부유동에 미치는 영향

최영도* · 임재익** · 김유택*** · 이영호****

Effect of Nozzle Shape on the Performance and Internal Flow of a Cross-Flow Hydro Turbine

Young-Do Choi*, Jae-Ik Lim**, You-Taek Kim***, Young-Ho Lee****

Key Words : Cross-flow hydro turbine(횡류수차), Small hydropower(소수력), Nozzle shape(노즐형상), Performance(성능), Internal flow(내부유동)

ABSTRACT

The purpose of this study is to examine the effect of nozzle shape on the performance and internal flow of a cross-flow hydro turbine. CFD analysis for three kinds of nozzle shape is conducted to simulate the effect of nozzle shape. The results reveal that relatively narrow nozzle width is effective to increase the turbine efficiency and output power. Almost output power is achieved at Stage 1. Therefore, optimum design of the nozzle shape is necessary to improve the turbine performance. Recirculation flow in the runner passage decreases the turbine efficiency and output power because the flow make hydraulic loss and collision loss in the region. Air should be put into the runner passage and the recirculating flow should be suppressed by the air layer in the runner.

1. 서론

소수력발전은 지구온난화에 대처할 수 있는 깨끗하고 재생 가능한 에너지이며, 안정적인 전력공급의 확보, 지구환경보전 등의 관점에서 앞으로 더욱 계획적으로 개발이 촉진되어야만 하는 중요한 순환형 자연 에너지이다. 그리고 기존의 대수력발전과 같이 댐과 같은 큰 구조물이 필요하지 않기 때문에 설치장소에 대한 제한이 적은 장점이 있다.⁽¹⁾

그러나 소수력발전은 대수력발전에 비해서 연간 가동율이 비교적 낮고 규모에 비해서 유지관리의 비용이 많이 드는 문제점이 있으며, 아직 국내의 수차 표준화가 되지 않아서 설치장소에 따른 새로운 설계비용 등으로 인한 가격 상승이 문제가 되고 있다.

한편, 횡류수차는 구조가 상대적으로 간단하여 제작 및 유지보수가 편리하고, 표준화와 계열화가 상대적으로 용이하기 때문에 소수력발전의 보급에 유리하다.

횡류수차의 성능향상과 최적형상에 대한 이전의 연구^(2~9)가 실험과 이론적 분석을 통하여 진행되어 왔으나, 아직 수차의 내부구조에 따른 성능 및 내부유동과의 관계에 대해서는 불명확한 점들이 많이 남아있다.

따라서 본 연구에서는 횡류수차의 내부구조 형상이 성능에 미치는 영향, 특히 노즐 유로의 형상이 수차의 성능 및 내부유동에 미치는 영향에 대해서 CFD해석을

* 한국해양대학교 산학협력단

** 한국해양대학교 대학원

*** 한국해양대학교 기관시스템공학부

**** 한국해양대학교 기계·정보공학부 (교신저자)

E-mail : ydchoi@pivlab.net

통하여 자세하게 검토하였다.

2. 횡류수차모델 및 수치해석법

2.1 횡류수차모델

Fig. 1은 본 연구에 적용한 횡류수차모델의 개략도를 보이고 있으며, 최 등⁽⁹⁾이 이전의 관련 연구에서 수차의 성능향상을 위하여 실험에 적용하였던 수차이다. 러너 블레이드 갯수는 $Z=26$ 매이며, 노즐, 러너 그리고 러너 챔버의 폭은 모두 $b=150\text{mm}$ 로 동일하다. 러너 블레이드 유입각은 $\alpha=30^\circ$ 이고, 유출각은 $\beta=87^\circ$ 이다.

본 연구에서는 노즐 유로의 형상에 따른 수차의 성능과 내부유동을 해석하는 것이 목적이기 때문에, 횡류수차의 각부 형상에서 노즐 이외의 부분은 형상을 가능한 간소화시켜서 수차의 성능에 노즐 형상의 영향이 최대한 미칠 수 있도록 하였다. 따라서, 노즐유로 입구에 일반적으로 설치되는 가이드베인을 제거하였다.

수차의 러너 내부유로는 Fig. 2와 같이 러너 내부에서 주류가 통과하는 유로를 기준으로 하여 러너 유입부에서 Stage 1의 유로영역과 러너 유출부에서 Stage 2의 유로영역으로 구분하였으며, 각 영역에서의 내부유동과 출력에 대해서 검토하였다.

노즐의 형상변화에 따른 성능을 검토하기 위하여 Fig. 2에서와 같이 노즐 유로를 노즐입구 폭 S_0 에 대한 노즐 유로 각 위치에서의 폭 S 의 비를 이용하여 3종류의 유로를 결정하였으며, 실험조건과 동일한 형상의 Case 2에 대하여 유로폭이 더 넓은 경우(Case 1)와 더 좁은 경우(Case 3)에 대해서 그 내부유동과 성능에 대해서 검토하였다.

Fig. 3은 유로의 폭을 정량적으로 설계하기 위하여 Fukutomi 등⁽⁶⁾이 사용한 방법을 적용하였으며, Fig. 2의 각 유로 형상에 대응하는 유로폭의 비 S/S_0 를 각 경우에 대해서 나타내고 있다.

2.2 수치해석법

본 연구에서 횡류수차의 성능과 내부유동을 상세히 검토하기 위하여 상용코드인 ANSYS-CFX Ver. 11⁽¹⁰⁾을 사용하여 계산을 수행하였다.

Fig. 4는 본 연구에 적용한 횡류수차모델 전체 계산 격자의 중간 단면을 보이고 있으며 3차원 형상의 실험

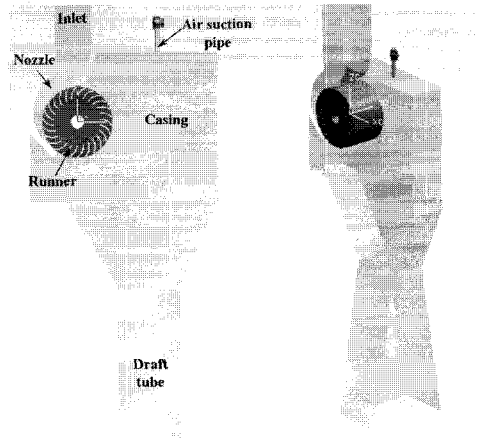


Fig. 1 Schematic view of cross-flow turbine model

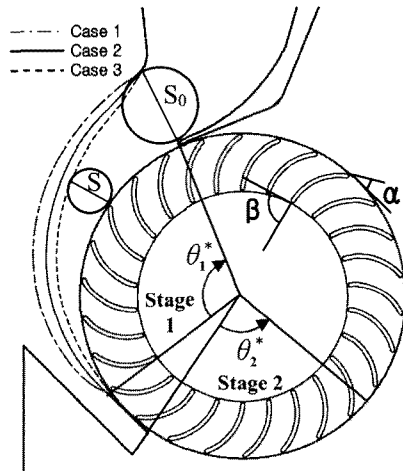


Fig. 2 Nozzle shapes along peripheral position of θ_1^* and Stages 1 and 2 divided by θ_1^* and θ_2^*

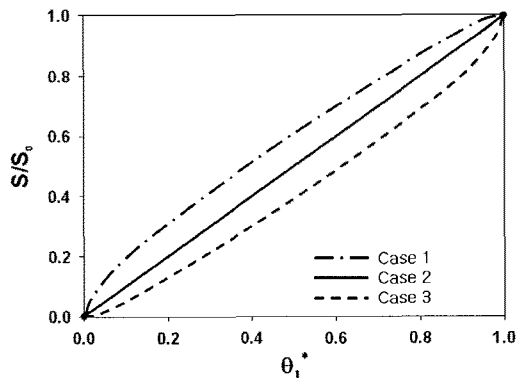


Fig. 3 Nozzle passage curve ratio by S/S_0

장치와 동일하게 계산격자를 구성하였다. 전체 계산격자수는 약 2×10^6 노드로 설정하였다.

러너내부와 그 주위의 해석결과가 전체 유동장에 대한 해석결과에 큰 영향을 미치기 때문에 러너와 러너 챔버 영역의 격자를 분리하여 작성하였다.

러너 영역의 격자는 계산결과와 신뢰성을 향상시키기 위하여 격자의 종횡비와 밀도를 적절하게 적용하여 벽면으로부터의 무차원 거리를 $y^+ < 10$ 로 설정하여 Hexahedral-grid로 구성하였다.

노즐과 러너 챔버 영역은 Tetrahedral-prism grid로 구성하였으며, 러너와 인접한 노즐영역 및 러너 챔버 영역에서도 계산 정도를 높이기 위하여 충분한 격자수를 적용하였다.

난류모델로서는 $k-\omega$ SST 모델을 적용하였으며, 계산영역의 경계조건으로서는 수차 유입관 입구에서 실험에서와 동일한 유입압력을 설정하였고, 흡출관 출구에서 유량평균의 조건을 적용하여, 정상계산을 통하여 해석결과를 얻었다.

한편, 작동유체로서 최 등⁽⁹⁾의 연구에서는 Fig. 1의 수차 유입관(Inlet)을 통하여 물을 유입시키고 러너 챔버 우측 상부의 공기흡입관(Air suction pipe)을 통하여 공기를 주입하여 러너내부에 공기층을 형성시키면서 실험을 수행하였지만, 본 연구의 목적은 노즐유로의 수력학적 성능을 검토하는 것이므로, 작동유체로서 물을 단일유체로 적용하여 노즐형상에 따른 수차 내부 유동 및 성능을 CFD해석을 통하여 검토하였다.

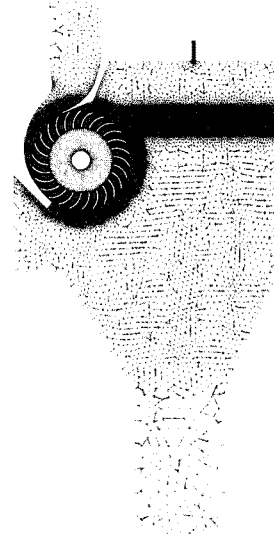


Fig. 4 Three-dimensional numerical grids for turbine model Geometry

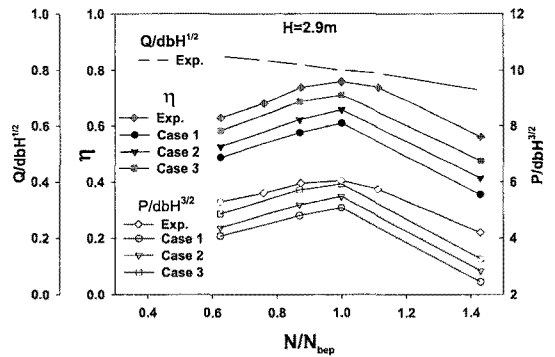


Fig. 5 Performance curves of turbine model

3. 결과 및 고찰

3.1 성능곡선

Fig. 5는 횡류수차모델의 성능곡선을 보이고 있으며, 횡축은 최고효율점 단위회전수 N_{bep} 에 대한 단위회전수비(N/N_{bep})를 나타낸다. 노즐의 각 형상에 대한 계산은 실험과 동일한 유효낙차인 $H=2.9m$ 에서 수행하였다. 참고를 위하여 최 등⁽⁹⁾의 실험결과도 함께 포함시켰으며, 작동유체로서 물과 공기를 함께 유입시킨 이상류 조건에서 수행한 실험결과이다.

Fig. 5의 계산결과에서 알 수 있는 바와 같이 노즐의 유로폭이 Case 1 → Case 2 → Case 3의 순으로 좁아질수록 수차의 효율(η)과 단위축동력($P/dbH^{3/2}$)이 회전수의 변화에 상관없이 일정하게 증가한다.

또한, 작동유체 이외의 운전조건과 노즐형상이 동일

한 계산결과 Case 2와 실험결과를 비교해보면 효율과 단위축동력에서 회전수와 상관없이 거의 일정한 차이가 발생하고, 효율과 단위축동력의 변화가 회전수에 대해서 전체적으로 유사한 경향을 나타내고 있다.

3.2 속도벡터 및 유속분포

노즐 유로폭비 S/S_0 에 따른 수차성능의 변화에 대해서 내부유동의 영향을 검토하기 위하여 내부유동장의 속도벡터와 러너 블레이드 유로에서의 유속분포를 검토하였다.

Fig. 6은 수차 내부유동장에서의 속도벡터를 보이고 있으며, 전 유동장을 절대속도벡터로 나타내었다. 수차 유입구로부터 노즐 축소유로를 통과하면서 유속은 점

차 증가하게 되며, 러너의 Stage 1을 통과한 흐름은 러너의 내부유로에서 다시 가속되어 Stage 2로 진입하게 된다. 러너 유로폭이 Case 1에서 3으로 좁아짐에 따라서 노즐에서의 유속이 증가함을 알 수 있으며, 유동장내부의 전체 유동패턴은 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

한편, 러너 유로내부에서는 재순환 영역이 매우 크게 형성되고 있는 것을 확인할 수 있다. 이러한 재순환 영역이 형성될 경우 재순환흐름은 러너축과 부딪히게 되어 충돌손실을 발생시키고, 러너 블레이드 유입부인 Stage 1 입구로 유입된 흐름이 Stage 2의 출구로 완전히 흘러나가지 못하고 러너 블레이드 유로에 작동유체가 남아서 러너와 함께 회전하기 때문에 수력손실을 발생시키게 된다.

따라서, Fig. 5에서 작동유체에 따른 수차성능의 차이는 러너내부에서 발생하는 재순환흐름이 그 원인으로 판단되며, 수차의 효율을 향상시키기 위해서는 러너내부의 재순환영역에 공기를 주입시켜서 공기층 형성에 의한 재순환흐름의 억제가 필요하다.⁽⁹⁾

Fig. 7은 러너 유로 각 영역에서의 유속분포를 Case 3의 계산결과를 이용하여 보이고 있다. 종축은 Stage 1의 러너 유입부 원주방향 회전속도(u_1)를 기준으로 하여 Stage 1과 2의 각 블레이드 유로에서 원주방향(v_θ) 및 반경방향(v_r) 유속비를 러너 블레이드간 1유로분으로 평균하여 나타낸 것이고, 횡축은 Stage 1과 2의 러너 블레이드 각 유로에서 원주방향 임의 위치를 평균하여 블레이드간 1유로의 부압면에서 압력면까지의 원주방향 무차원 위치로 나타낸 것이다.

Stage 1의 입구(Stage 1 inlet)에서는 노즐출구의 높은 유속으로 인하여 원주방향 유속이 상대적으로 높게 나타나고 있으며, Stage 1의 러너 블레이드 유로를 통과한 흐름이 Stage 1의 출구(Stage 1 outlet)에서는 원주방향 유속이 절반 정도로 저하됨을 알 수 있다. 이러한 결과는 러너 블레이드 유로를 통과하면서 작동유체의 운동에너지로부터 발생하는 각운동량을 러너 블레이드에서 흡수하여 출력으로 변환되었기 때문이다.

또한, Stage 2 입구에서는 Stage 1의 출구에서 보다 원주방향 유속이 증가하였는데, 이것은 Fig. 6에서도 설명하였듯이 Stage 1 출구에서 Stage 2 입구사이의 러너 중심부 유로에서 유속이 가속되었기 때문이다.

Stage 2 입구에서 Stage 2 출구사이의 러너 블레이드 유로를 통과하는 작동유체의 운동에너지로부터 발생하는 각운동량이 러너 블레이드와 작용하여 출력

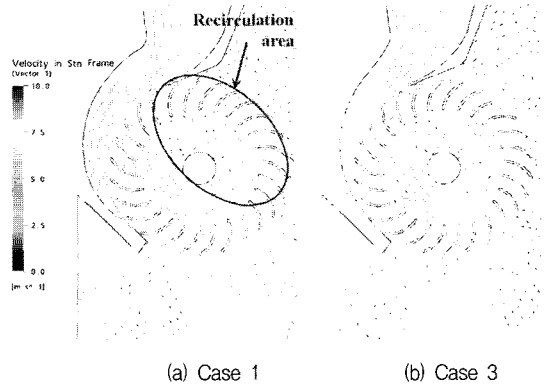


Fig. 6 Velocity vectors within the internal flow field : by (a) Case 1 and (b) Case 3 ($N/N_{bep}=1.0$)

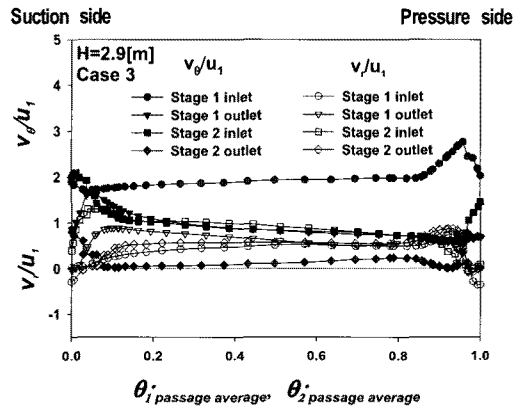


Fig. 7 Velocity distribution at the inlet and outlet of each stage

으로 다시 변환되며, 그 결과 Stage 2 출구에서는 원주방향 유속이 거의 0에 가깝게 됨을 알 수 있다.

한편, 반경방향유속은 각 위치에 상관없이 거의 일정한 유속분포를 유지하는데, 이것은 유로내부를 통과하는 흐름의 양, 즉 유량이 일정하기 때문이다.

Fig. 8과 9는 러너블레이드 Stage 1과 Stage 2 입구에서의 유속분포를 각각 나타내고 있다. 노즐의 유로 형상에 따라서 Stage 1의 입구에서는 원주방향 유속이 크게 변화하는 것을 확인할 수 있으나, 반경방향 유속은 거의 동일하다. 또한, Stage 2의 입구에서는 노즐 유로의 형상에 상관없이 원주방향 및 반경방향 유속이 거의 일정한 값을 나타내는 것을 알 수 있다.

이러한 결과는 노즐 유로 형상변화에 따라서 Stage 1 입구에서는 노즐출구 유속의 영향을 받아서 원주방향 유속이 크게 변화하지만, 러너 중심부를 통과하는 흐름은 유속이 일정한 값으로 정해지기 때문에 Stage

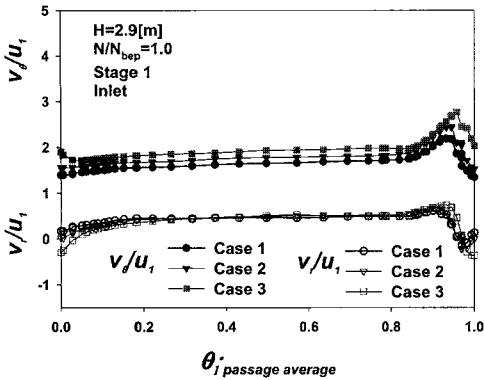


Fig. 8 Velocity distribution at the inlet of Stage 1

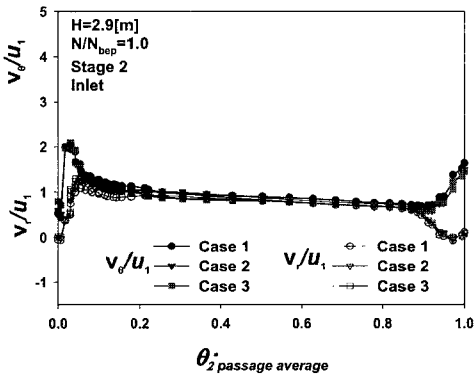


Fig. 9 Velocity distribution at the inlet of Stage 2

2 입구에서는 노즐 형상과 상관없이 거의 일정한 유속을 나타내게 된다. 반경방향 유속은 유량에 비례하고, 유입유량이 각 경우에서 동일하기 때문에 노즐형상과 상관없이 반경방향 유속이 거의 동일한 분포를 나타내게 된다.

러너 입구에서의 원주방향 유속은 각운동량과 비례하기 때문에 높은 원주방향 유속은 높은 각운동량을 발생시키기 때문에 러너에 큰 출력을 전달하게 된다.

따라서, Fig. 5의 성능곡선에서 Case 3가 가장 높은 단위출력과 효율을 나타내는 것은 Fig. 8에서 보이고 있는 상대적으로 높은 원주방향 유속이 영향을 미치는 때문이다.

3.3. 압력분포

Fig. 10은 횡류수차 내부의 압력선도를 보이고 있다. 노즐의 입구에서 출구까지 유로를 따라서 압력에너지

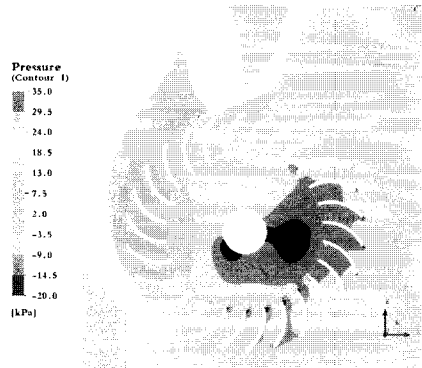


Fig. 10 Pressure contours within the flow field (Case 3, $N/N_{bep}=1.0$)

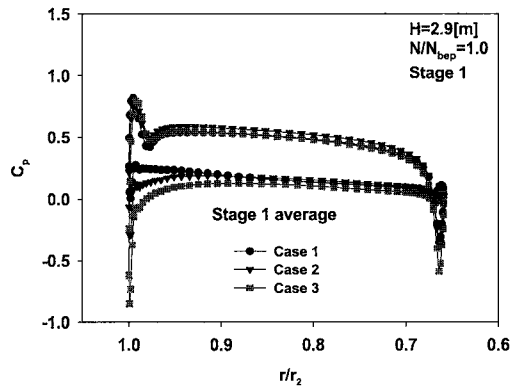


Fig. 11 Pressure distribution around the surface of runner blade at Stage 1

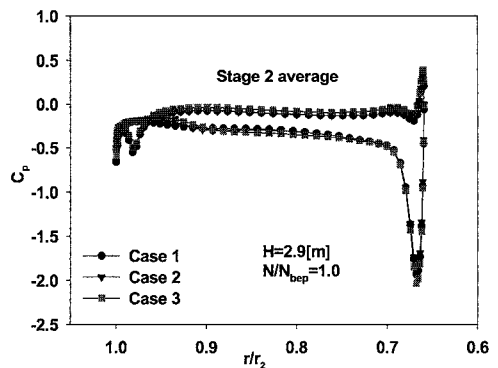


Fig. 12 Pressure distribution around the surface of runner blade at Stage 2

가 속도에너지로 변환됨에 따라서 압력이 점차 저하되고, 러너의 Stage 1을 통과하면서 압력은 급격히 감소

함을 알 수 있다. 이것은 노즐 출구에서 작동유체가 가지고 있는 낙차에 의한 압력에너지와 유속에 의한 운동에너지가 러너 블레이드 유로를 통과하면서 수차의 출력으로 변환되었기 때문이다.

또한, 러너 축 부근에서는 압력이 매우 낮은 영역이 존재하는데, 이것은 Fig. 6에서 지적하였듯이 재순환흐름에 의한 와가 존재하기 때문에 국소적으로 압력이 크게 저하되었기 때문이다.

Fig. 11과 12에서는 유로 형상에 따른 Stage 1과 2에서의 러너 블레이드 표면 압력을 각 영역별로 평균하여 압력계수(C_p)로 나타내 보이고 있다.

Stage 1에서는 러너 입구($r/r_2=1.0$) 부근을 제외하고는 전체적으로 노즐 형상에 상관없이 거의 동일한 압력값을 보이고 있다. 러너 블레이드 입구에서 압력의 차이가 발생하는 것은 노즐 형상이 변화함에 따라서 러너 블레이드 입구에서의 흐름의 유입각이 변화하고, 노즐 형상에 따라서 유속이 변화하여 압력이 변화하기 때문으로 판단된다.

그러나, Stage 2에서는 Fig. 9의 유속분포에서와 마찬가지로 노즐 형상에 따른 영향을 거의 받지 않음을 알 수 있다.

3.4 출력 및 재순환흐름에 의한 손실 해석

러너 블레이드 유로의 각 영역별 유속분포 및 압력분포를 살펴본 결과 동일한 노즐형상에 대하여 Stage 1과 2에서의 속도변화 및 압력변화가 각 영역별로 크게 차이가 발생함을 알 수 있었다. 이러한 차이에 대해서 각 영역별 출력을 정량적으로 검토하기 위하여 Case 2의 노즐형상을 적용하여 출력을 계산하였으며, Fig. 13에서 그 결과를 보이고 있다.

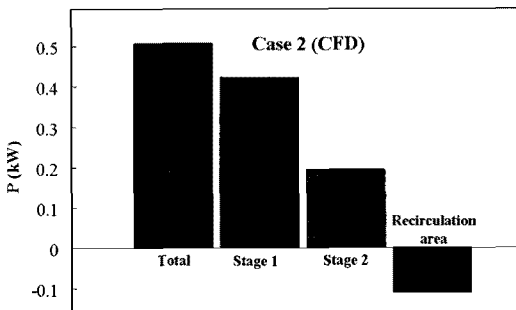


Fig. 13 Output power analysis (working fluid : water only)

전체출력에 대하여 Stage 1에서 발생하는 출력이 Stage 2에서의 출력에 비하여 거의 2배 정도 크게 발생함을 알 수 있다. 따라서, 수차의 출력을 향상시키기 위해서는 노즐 유로 형상을 최적화하여 Stage 1에서의 출력을 더욱 크게 할 필요가 있음을 알 수 있다.

한편, 재순환영역에서는 비교적 큰 출력손실을 나타내고 있는데, 이것은 러너내부의 재순환흐름에 의하여 발생하는 수력손실과 충돌손실에 의하여 출력손실이 매우 크게 발생하고 있음을 나타내고 있다.

따라서, 실제 횡류수차의 설계에서는 재순환흐름에 의한 출력손실을 억제하기 위해서 적당한 공기량을 러너 내부로 유입시켜야 하며, 공급하는 공기의 유량 및 공기층의 면적에 대해서도 충분한 검토가 필요하다⁹⁾.

한편, 수치해석을 통해서 횡류수차의 최적공기량 및 공기층의 면적을 결정할 경우에는 다양한 유입공기량에 따른 계산결과로부터 러너 내부에서 발생하는 부압 발생 지역이나 압력 강하량 등의 물리량이 최고효율에 미치는 영향을 검토함에 의해 최적값을 결정할 수 있을 것이다.

4. 결론

횡류수차의 노즐 유로 형상이 수차의 성능과 내부 유동에 미치는 영향을 수치해석을 통해서 검토하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 노즐유로의 형상에 따라서 횡류수차의 성능은 크게 영향을 받으며, Stage 1의 러너 블레이드 입구 원주방향 유속에 노즐 유로 형상에 따라서 크게 변화한다.
2. 노즐 유로의 폭이 상대적으로 좁을수록 효율과 축동력은 증가한다. 이러한 축동력의 증가 원인으로서는 노즐 출구의 상대적으로 높은 원주방향 유속에 의한 각운동량의 증가에 있으며, 상대적으로 큰 각운동량이 Stage 1의 러너 블레이드 유로에서 높은 출력으로 변환되었기 때문이다.
3. 작동유체로서 물의 단상류만을 횡류수차에 유입시킬 경우 러너 내부에 재순환영역이 형성되어 재순환흐름에 의한 수력손실 및 충돌손실이 발생하여 효율이 크게 저하한다. 따라서, 수차의 효율을 향상시키기 위해서는 적당한 공기량을 러너내부로 주입시켜서 공기층에 의한 재순환흐름의 억제가 필요하다.

후기

본 연구는 산업자원부 에너지관리공단 신재생에너지기술 연구개발과제 '팩키지형 50kw급 소형수차 발전 시스템 개발'(과제번호:2006-N SH02-P- 01-0)의 지원으로 이루어진 것이며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 이경배, 2007, "소수력발전의 보급 활성화 방안, 2007," 소수력/해양에너지 국제 공동세미나 제6회 소수력기술연구회 세미나 논문집, pp. 103~115.
- (2) Mockmore, C. A. and Merryfield, F., 1945, "The Banki Water Turbine," No. 25, Engineering Experiment Station, Oregon State Colleg, Corvallis, Oregon.
- (3) Khosrowpanah, S., Fiuzat, A. A. and Albertson, M. L., 1988, "Experimental Study of Cross-Flow Turbine," Journal of Hydraulic Engineering, Vol. 114, No. 3, pp. 299~314.
- (4) Fiuzat, A. A. and Akerkar, B. P., 1991, "Power Outputs of Two Stages of Cross-Flow Turbine," Journal of Energy Engineering, Vol. 117, No. 2, pp. 57~70.
- (5) Desai, V. R. and Aziz, N. M., 1944, "An Experimental Investigation of Cross- Flow Turbine Efficiency," Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 545~550.
- (6) Fukutomi, J., Nakase, Y. and Watanabe, T., 1985, "A Numerical Method of Free Jet from a Cross-Flow Turbine Nozzle," Bulletin of JSME, Vol. 28, No. 241, pp. 1436~1440.
- (7) Fukutomi, J., Senoo, Y. and Nakase, Y., 1991, "A Numerical Method of Flow through a Cross-Flow Runner," JSME International Journal, Series II, Vol. 34, No. 1, pp. 44~51.
- (8) Fukutomi, J., Nakase, Y., Ichimiya, M. and Ebisu, H., 1995, "Unsteady Fluid Forces on a Blade in a Cross-Flow Turbine," JSME International Journal, Series B, Vol. 38, No. 3, pp. 404~410.
- (9) 최영도, 자오린후, 이영호, 2006, "마이크로 관류수차의 최적형상 및 성능향상에 관한 연구," 한국마린엔지니어링학회지, 제30권, 제2호, pp. 296~303.
- (10) ANSYS Inc., 2007, "ANSYS CFX Documentation," Ver. 11, <http://www.ansys.com>.