

노즐형상변화에 따른 횡류수차의 압력과 속도 분포

임재익[†]·최영도*·임우섭**·김유택***·이영호****

Pressure and Velocity Distributions of Cross-flow Hydroturbine by Nozzle Shape

Jea-Ik Lim, Young-Do Choi, Woo-Seop Lim, You-Taek Kim and Young-Ho Lee

Key Words: Cross-flow turbine(횡류수차), Small hydropower(소수력), Internal flow(내부유동)

Abstract

Recently, small hydropower attracts attention because of its clean, renewable and abundant energy resources to develop. However, suitable turbine type is not determined yet in the range of small hydropower and it is necessary to study for the effective turbine type. Moreover, relatively high manufacturing cost by the complex structure of the turbine is the highest barrier for developing the small hydropower turbine. Therefore, a cross-flow turbine is adopted because of its simple structure and high possibility of applying to small hydropower.

The purpose of this study is to examine the optimum configuration of nozzle shape to further optimize the cross-flow hydraulic turbine structure and to improve the performance. The results show that pressure on the runner blade in Stage 1 and velocity at nozzle outlet have close relation to the turbine performance.

기호설명

b : 러너 유로 폭, m

d : 러너 직경, m

g : 중력가속도

H : 낙차, m

n : 회전속도, min^{-1}

N : 단위회전속도 ($=nd/H^{1/2}$)

N_{bep} : 최고 효율점에서의 단위회전속도

r : 러너 반경

r_2 : 러너 외주 반경

S : 노즐유로 직경

S_0 : 노즐목 부분의 유로 직경

p : 정압, Pa

p_{ref} : 흡출관 출구의 정압, Pa

P : 출력, kW

Q : 유량, m^3/s

C_p : 압력 계수 ($= p - p_{ref} / \rho g H$)

u_1 : 러너 외주 블레이드 끝단 회전방향접선속도

ρ : 유체의 밀도

θ^* : 러너 중심에서 바라본 단위각도

θ_1^* : 러너 중심에서 바라본 1단의 단위각도

θ_2^* : 러너 중심에서 바라본 2단의 단위각도

v_r : 반경방향 유체속도

v_θ : 접선방향 유체속도

[†] 학생회원, 한국해양대학교 대학원 기계공학과

E-mail : hoog@pivlab.net

TEL : (051)410-4940

* 한국해양대학교 산학협력단

** 효성에바라(주)

*** 한국해양대학교 기관시스템공학부

**** 한국해양대학교 기계정보공학부

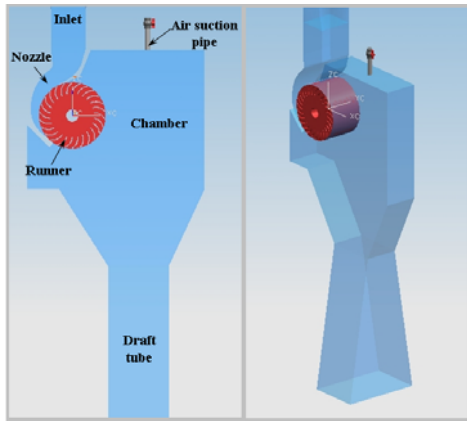


Fig. 2 Schematic view of cross-flow turbine model

석유나 석탄 등의 화석연료의 대량소비는 지구 온난화와 스모그 등의 환경문제와 화석연료의 고갈이라는 문제에 직면해 있다. 이러한 문제들의 해결책으로 신재생에너지가 주목을 받고 있다. 그 중에서도 소수력 발전은 생산과정에서도 이산화탄소 발생량이 적은 깨끗한 에너지원이다. 하지만 종래의 발전시설 및 수력발전과 비교해서 설비용량에 대한 건설비의 비율이 높다는 점이 보급의 걸림돌이 되고 있다. 그렇기 때문에 횡류수차는 간단하고 구조가 표준화 및 계열화가 용이하다. 또한 저낙차에서도 적용이 가능하고, 다른 소수력용 수차에 비해 상대적으로 제작단가가 낮은 것이 실용화에 이점으로 작용한다.

횡류수차의 이전 연구에서는 실험과 수치해석법을 통하여 최적형상을 결정하고자 하였다. Mockmore⁽¹⁾의 연구에서는 2차원 유동으로 판 이론 분석과 실험을 통해서 연구를 하였고, Fukutomi 등^(2, 3)의 연구에서는 수치해석법과 실험을 통해서 횡류수차의 각 구성요소가 성능에 미치는 영향에 대해서 검토하였다.

본 연구에서는 횡류수차의 가이드 베인을 제거한 노즐형상에 대하여 노즐폭의 변화에 따른 수차의 내부유동 및 성능을 검토하였다.

2. 계산 조건

본 연구에 사용된 횡류수차의 모델의 기본형상은 Fig. 1에서 보는바와 같다. 러너는 입구각도 30°, 출구각도 87°인 26개의 블레이드로 구성되어 있다. 노즐, 러너 그리고 러너 챔버의 폭은 모두

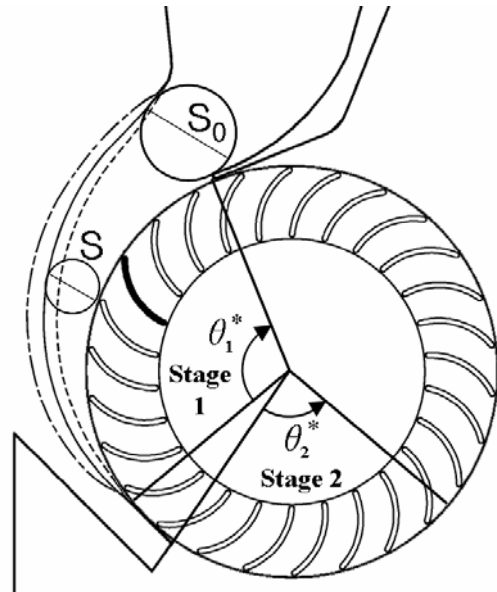


Fig. 1 Nozzle shapes along peripheral position of θ_1^* and Stages 1 and 2 divided by θ_1^* and θ_2^*

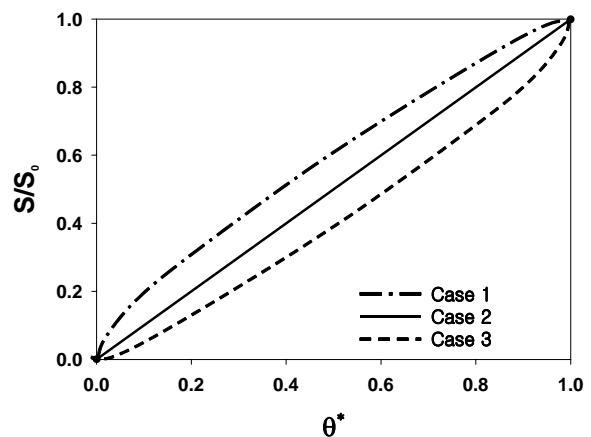


Fig. 3 Nozzle passage change by S/S_0

동일하게 150mm이다.

θ_1^* 의 변화에 따라 노즐유로 직경비 S/S_0 가 변화하는 3가지 모델의 노즐형상을 Fig. 2와 3에서 보이고 있다.

본 연구에서는 사용된 상용코드는 유체기계의 내부유동 및 성능에 대한 계산결과의 신뢰성이 비교적 높은 것으로 알려진 ANSYS CFX 10.0⁽⁴⁾을 사용하여 계산을 수행하였다.

유체기계의 내부유동 및 성능을 수치해석법을 이용하여 정확하게 해석하기 위해서는 점성저층(viscous sub-layer)영역을 안정적으로 처리할 수있

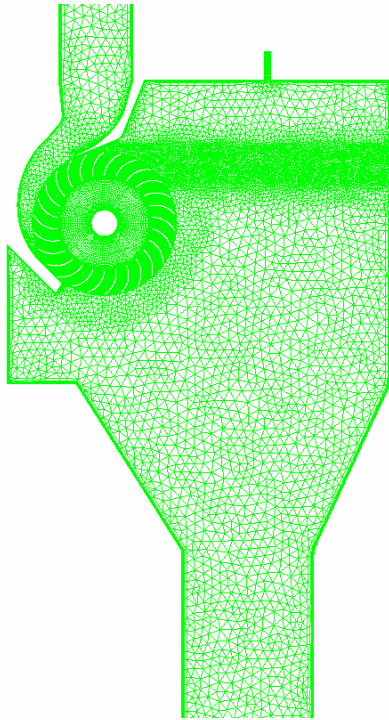


Fig. 4 Three-dimensional numerical grids for turbine model geometry

는 최적화된 난류모델이 필요하다. 일반적으로 $k-\epsilon$ 난류모델은 유동박리 현상이 지배적인 유동장의 예측에 있어서 해석결과의 정도가 낮다고 평가되고 있으므로, 러너 블레이드 표면 등에서 발생하는 복잡한 유동현상에 적합한 난류모델의 적용이 필요하다. 따라서, 본 연구에서는 유동박리의 크기와 발생 시점을 비교적 정확히 예측할 수 있는 것으로 알려진 $k-\omega$ SST 난류모델을 적용하였다.

러너와 그 주위의 해석결과가 전체 유동장에 대한 해석결과에 큰 영향을 미치기 때문에 러너에서 충분한 y^+ 값을 가질 수 있고, 정확한 해석결과를 얻기 위해서는 격자 종횡비와 밀도를 적절하게 적용하여 구성하였고, 러너챔버 영역에서는 tetra-prism grid로 격자를 구성하였다. 공기 유입관을 통해서 공기가 유입되면 러너의 중심과 러너 챔버에 공기와 물이 혼합되기 때문에, 다상류모델에 의해서 계산을 고려하여 자유표면의 형성이 예상되는 지점과 러너의 주변을 조밀하게 격자를 구성하였다. 그러나 본 연구의 목적은 물을 단일유체로 적용하였을 경우 수차 내부유동 및 성능을 검토하는 것이므로 다상류 계산결과는 본 논문에 포함시키지 않았다. 전체 격자의 수는 약 2×10^6 로 Fig. 4에서 보이는 바과 같이 구성

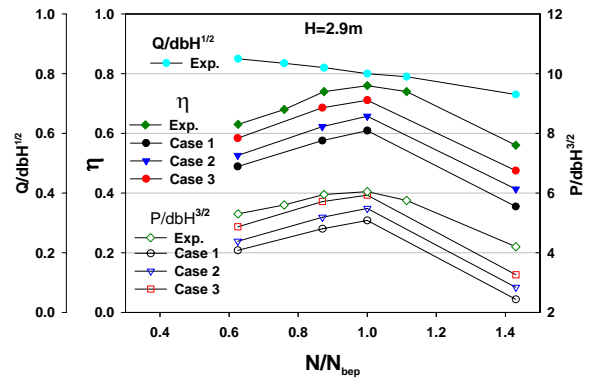


Fig. 5 Performance curves of model turbine

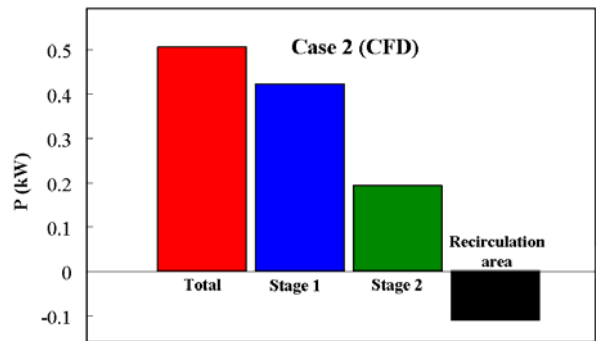


Fig. 6 Output power analysis for Case 2

되었다.

3. 계산결과

3.1 성능 특성

Fig. 5에서 실험값과 CFD계산 결과를 보이고 있다. 실험에서의 모델형상은 Case 2의 형상과 같은 형상을 하고 있다.

실험값과 Case 2의 계산결과의 차이의 원인으로 실험에서는 물과 공기의 이상류인데 비하여 Case 2의 계산결과는 물만을 작동유체로하여 재순환흐름으로 인한 손실이 발생하였기 때문으로 보인다. 각 단에서의 러너에 작용하는 토크로 인해 발생하는 동력과 재순환으로 인해 나머지 러너에 작용하는 토크를 계산한 것을 Fig. 6에 나타냈다. 1단에서의 출력은 1, 2단 출력의 합이 69%이다. 그런데, 재순환영역은 1, 2단 출력의 합에 약 16%를 소모하고, 재순환영역에 의하여 소모된 출력은 효율감소 14%와 동일하다. 따라서 CFD결과에서 효율이 낮은 이유는 유체의 재순환

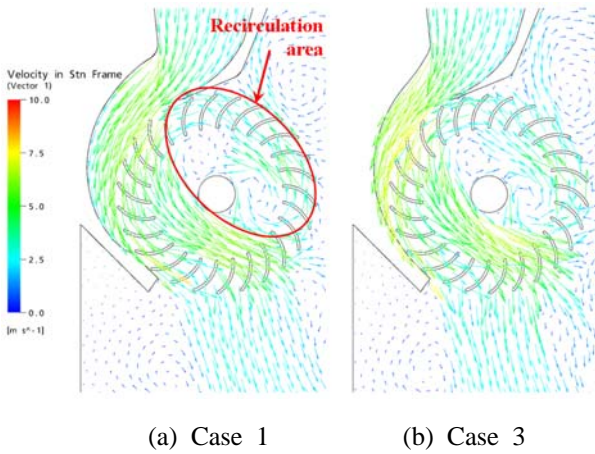


Fig. 7 Velocity vectors within the internal flow field ($N/N_{bep}=1.0$)

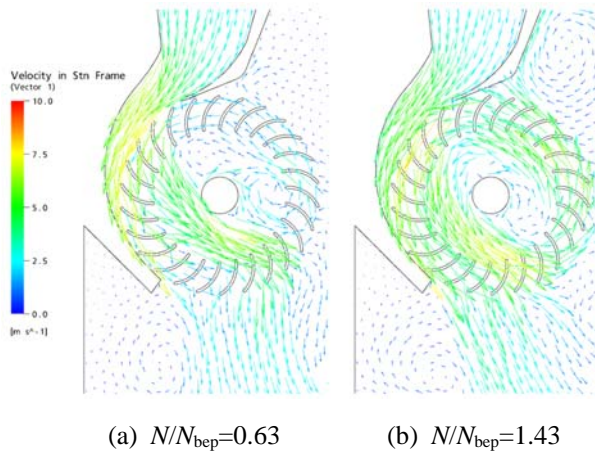


Fig. 8 Velocity vectors within the internal flow field (Case 3)

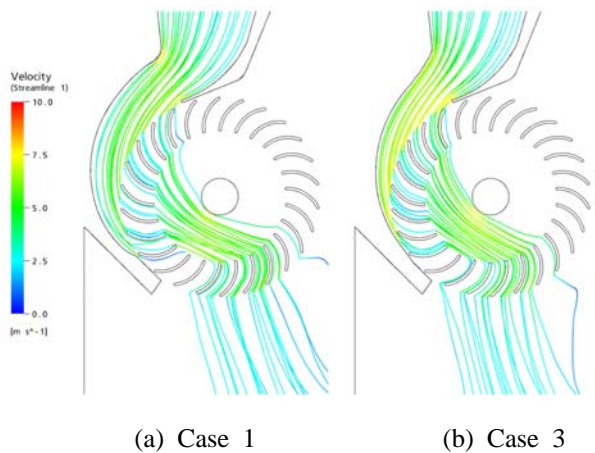


Fig. 9 Streamlines within the internal flow field ($N/N_{bep}=1.0$)

에 의한 손실이라고 할 수 있다.

실험과 Case 2의 계산결과사이에는 공기흡입 조건이 다르지만 성능 곡선의 형태는 비슷한 경향을 보이고 있으며, 실험과 계산결과의 최고효율점은 동일한 단위회전속도($N/N_{bep}=1.0$)에 위치하는 것을 알 수 있다. 그러나, 효율은 노즐형태의 변화를 따라 많은 변화를 보인다. 노즐형상이 Case 2에서 Case 3으로 좁아지게 되는 경우 효율은 증가하고, Case 1로 넓어지는 경우에는 효율이 줄어든다.

3.2 속도 벡터와 유선

Fig. 7과 8은 터빈 내부유동의 속도 벡터를 보인다. Fig. 7에서 노즐의 형상에 따라 러너 내부 유로가 변화하는 것을 알 수 있다. 러너의 내부와 노즐에서의 속도는 노즐의 형상에 의하여 명백한 변화를 보인다. Case 3의 노즐 형상의 경우에 노즐 유로내의 속도는 Case 1의 속도보다 높게 된다. 일반적으로 유속은 입구측의 노즐형상이 좁아짐에 따라 가속된다. 1단의 러너사이의 유로를 지난 후 횡류수차 러너 안에서 다시 가속을 하여 2단의 입구로 들어가게 된다. Fig. 7(a)에서 가리키고 있는 재순환영역에서 큰 재순환흐름이 존재한다. 특히 수차의 운전 시에 Fig. 8(b)와 같이 러너 사이의 재순환흐름의 속도가 높아질수록 그 영역에 많은 유량이 재순환하게 된다. 따라서 공기의 주입시키지 않을 경우에 발생하는 재순환흐름으로 인한 효율의 감소를 보인다.

Fig. 9에서 유선을 보인다. Fig. 9(a)에서 노즐목 부분에서는 균일하게 가속이 되지만 노즐목을 지나 노즐의 벽면 부근에서 다시 속도가 느려짐을 알 수 있다. 또한, 노즐의 최하단부에 유체가 러너로 들어가는 곳에서의 유선이 러너의 유로와 평행하게 흘러가지 않는 것을 알 수 있다. 반면에 Fig. 9(b)에서는 노즐목에서 가속된 속도가 유지되어 러너의 유로로 평행하게 들어감을 볼 수 있다.

3.3 속도 분포

Fig. 10에서 각 단의 입구와 출구의 속도분포를 보인다. 1단 입구에서 접선 속도 v_θ 는 다른 부분의 속도보다 높다. 하지만 유속의 각운동량이 러너를 통해 토크로 변환되어 1단의 출구에서 속도가 크게 감소하게 된다. 2단 입구에서 접선속도

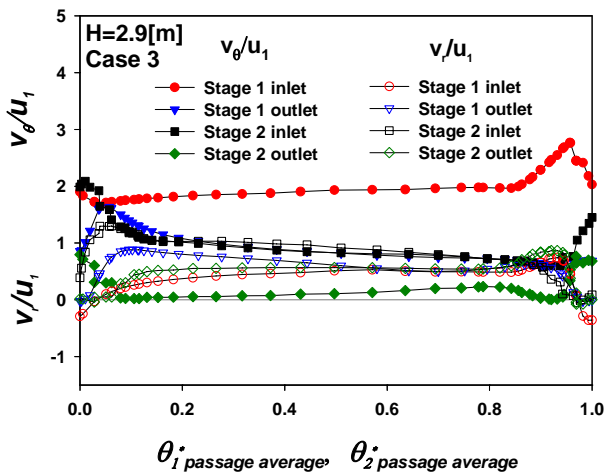


Fig. 10 Velocity distribution at the inlet and outlet of each stage

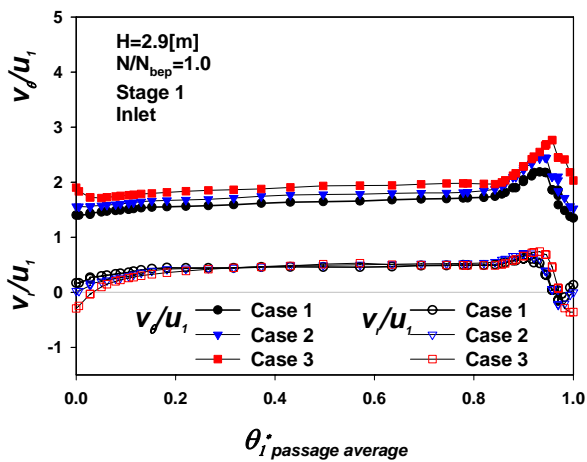


Fig. 11 Velocity distribution at the inlet of Stage 1

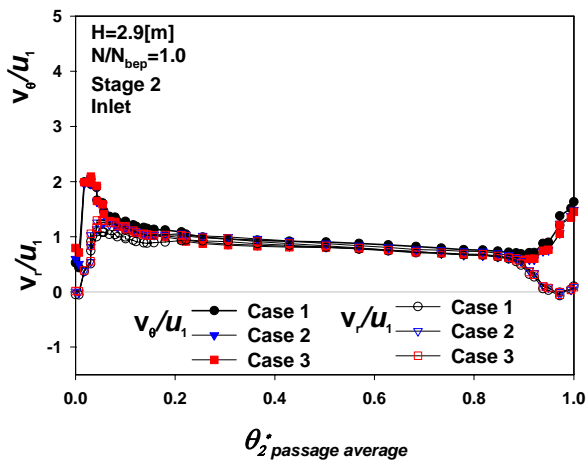


Fig. 12 Velocity distribution at the inlet of Stage 2

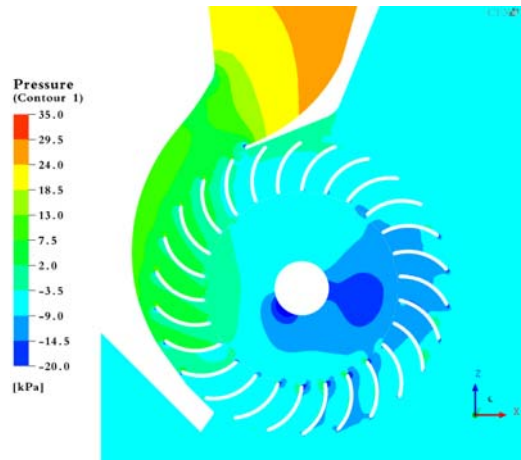


Fig. 13 Pressure contours within the flow field (Case 3, $N/N_{bep}=1.0$)

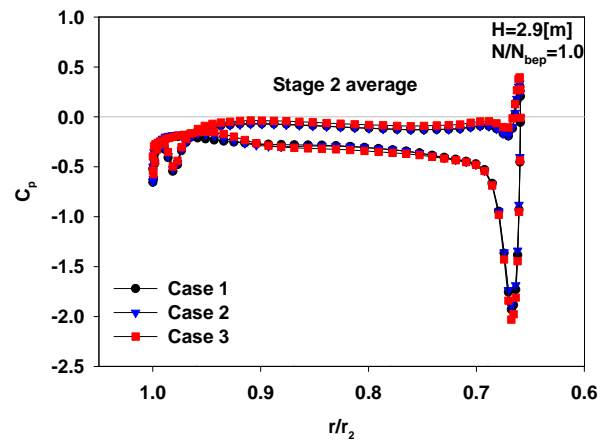


Fig. 14 Pressure distribution around the surface of runner blade at Stage 2

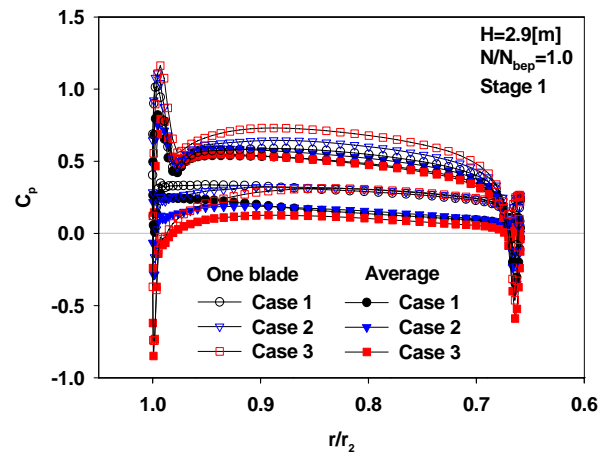


Fig. 15 Pressure distribution around the surface of runner blade at Stage 1

는 회복되어 그 운동에너지가 2단의 러너를 통해 토크로 변환된다. 그래서 2단 출구에서의 접선속도는 거의 0에 가깝지만 반경방향의 속도는 모든 영역에서 비슷한 값을 가진다.

Fig. 11에서 1단 입구에서 노즐형상의 영향으로 인한 접선과 반경방향의 속도 변화를 보인다. Case 1에서 Case 3으로 노즐형상이 변화할 때 1단 입구의 접선속도는 점점 증가한다. 노즐형상이 횡류수차의 내부유동에 많은 영향을 주는 것은 노즐형상이 수차의 성능에 많은 영향을 미친다는 것을 의미한다. 노즐형상에 따른 접선속도 분포의 변화는 효율에 비례하는 것을 Fig. 5에서 보인다. 하지만 반경방향의 속도는 노즐형상에 영향을 받지 않는다.

Fig. 12에서 2단 입구에서의 속도 분포를 보인다. Fig. 11에서 보이는 1단의 입구의 속도분포와는 반대로 접선과 반경방향에 속도분포는 러너부분을 제외하면 거의 동일한 값을 가진다.

3.4 러너에서의 압력 분포

Fig. 13은 러너 내부유로의 정압을 보인다. 입구의 압력은 노즐유로를 지날수록 감소하지만, 노즐의 출구 압력은 거의 동일하다. 1단에서 러너유로를 흘러가는 유체의 압력은 급속하게 떨어진다. 이러한 결과로부터 러너 유로를 흘러가는 유체의 압력이 러너에 흡수되어 출력으로 바뀌는 것으로 추측된다. 그리고 Fig. 7(a)에 보이는 것과 같이 압력이 비교적 낮은 영역이 재순환영역과 동일한 위치에 존재함을 알 수 있다.

Fig. 14는 노즐형상에 따른 Fig. 2에 표시된 1단의 한 개의 러너표면의 압력분포와 1단의 러너표면의 압력분포를 평균한 값을 나타냈다. 블레이드 1개의 러너의 압력면에서 압력값이 노즐형상에 따라 크게 변하는 것은 러너표면의 압력이 노즐형상에 종속적이라는 것을 의미한다. 노즐형상에 의한 압력 차이는 수차 모델의 효율과 출력의 차이에 비례하고, 유로 내의 압력은 수차효율에 큰 영향을 준다고 생각된다.

Fig. 15는 노즐형상에 따른 2단의 러너표면의 평균압력분포를 나타냈다. 2단에서는 노즐형상에 관계없이 거의 동일한 값을 보인다.

노즐형상으로 인한 횡류수차의 내부유동과 성능을 CFD를 이용해서 해석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 노즐 출구의 압력과 속도는 횡류수차의 성능에 상당한 영향을 미친다. 그러므로 횡류수차는 충동터빈과 반동터빈의 특성을 동시에 가지고 있다.
2. 상대적으로 폭이 좁은 노즐형상에서 효율이 좋게 나타났다.
3. 러너 내부의 공기층은 수차의 효율을 높이는 아주 중요한 요인이다. 공기층이 존재함에 따라 축과의 충돌손실을 방지하고 러너내부의 재순환흐름의 제거에 의하여 수차의 효율을 높이는 것으로 판단된다.

후 기

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) Mockmore, C. A. and Merryfield, F., 1949, "The Banki Water Turbine," No. 25, Engineering Experiment Station, Oregon State Colleg, Corvallis, Oregon.
- (2) Nakase, Y., Fukutomi, J., Watanabe, T., Suetsugu, T. Kubota, T. and Kushimoto, S., 1982, "A Study of Cross-Flow Turbine (Effects of Nozzle Shape on Its Performance)," ASME Small Hydro Power Fluid Machinery, pp. 13-18
- (3) 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.
- (4) ANSYS Inc., 2005, "ANSYS CFX Documentation," Ver. 10, <http://www.ansys.com>

4. 결 론