

소수력발전용 횡류수차의 러너 블레이드 갯수에 따른 성능해석

최영도* · 김창복** · 임재익*** · 김유택**** · 이영호†

(원고접수일 : 2008년 3월 20일, 원고수정일 : 2008년 7월 18일, 심사완료일 : 2008년 7월 21일)

Performance Analysis of a Cross Flow Hydro Turbine by Runner Blade Number

Young-Do Choi* · Jin ChangFu** · Jae-Ik Lim*** · You-Taek Kim**** · Young-Ho Lee†

Abstract : Performance improvement of Small hydro turbine is a very important subject to solve in the stage of introduction and development of the turbine. Cross-flow hydro turbine should be also studied more in detail for the turbine performance in order to extend the sites of application. In order to improve the turbine performance, the effect of the turbine shape on the turbine performance should be examined. Therefore, the effect of runner blade number on the turbine performance is investigated by use of a commercial CFD code. The results show that runner blade number gives remarkable effect on the efficiency and output power of the turbine. Pressure on the surface of the runner blade changes considerably by the blade number at Stage 1, but relatively small change of velocity distribution occurs in the flow passage.

Key words : Cross-flow hydro turbine(횡류수차), Small hydro power(소수력), Runner blade number(러너 블레이드 갯수), Performance analysis(성능해석), Recirculating flow(재순환흐름)

기호설명

b : 노즐, 러너, 러너챔버의 폭 [mm]	N : 단위회전속도 ($=nd/\sqrt{H}$)
C_p : 압력계수 ($= (p-p_{ref})/\rho g H$)	N_{bep} : 최고효율점에서의 단위회전속도
d : 러너 직경 [mm]	p : 정압 [Pa]
H : 유효낙차 [m]	p_{ref} : 흡출관 출구에서의 기준정압
n : 회전속도 [min^{-1}]	P : 출력 [W]
	Q : 유량 [m^3/s]
	r : 러너 반경방향 임의 위치의 반경 [m]

† 교신저자(한국해양대학교 기계·정보공학부, E-mail : lyh@hhu.ac.kr, Tel : 051)410-4293)

* 한국해양대학교 산학협력단

** (재)한국조선기자재연구원

*** 한국해양대학교 기관시스템공학부

- r_2 : 러너 외경까지의 반경 [m]
- u_1 : Stage 1의 러너입구 절대속도 [m/s]
- Z : 러너 블레이드 갯수
- a : Stage 1의 블레이드 입구각도 또는 Stage 2의 블레이드 출구각도 [deg.]
- β : Stage 1의 블레이드 출구각도 또는 Stage 2의 블레이드 입구각도 [deg.]
- v : 유속 [m/s]
- n : 효율
- θ_1^* : Stage 1의 원주방향 블레이드 위치
- $\theta_{1 \text{ passage average}}$: Stage 1에서 원주방향 무차원 평균 블레이드위치 (1유로)
- θ_2^* : Stage 2의 원주방향 블레이드 위치
- $\theta_{2 \text{ passage average}}$: Stage 2에서 원주방향 무차원 평균 블레이드위치 (1유로)
- ρ : 작동유체 밀도 [kg/m³]

아래첨자

- 11 : Stage 1의 러너 입구
- 12 : Stage 1의 러너 출구
- r : 반경방향 속도성분
- θ : 원주방향 속도성분

1. 서론

전 세계적으로 지구온난화의 주원인으로 지목되고 있는 온실가스의 배출량을 감축하기 위하여 많은 노력을 기울이고 있으며, 대표적인 온실가스인 이산화탄소의 배출이 적은 신재생에너지에 대한 개발에 많은 연구가 이루어지고 있다. 따라서, 국가적으로 신재생에너지의 보급을 촉진하여 에너지 자급률을 높이기 위하여 다양한 정책을 수립하여 추진하고 있다⁽¹⁾.

그 중에서도 소수력발전은 이산화탄소를 배출하지 않는 깨끗하고 재생 가능한 에너지이며, 안정적인 전력공급의 확보, 지구환경보전 등의 관점에서 앞으로 더욱 더 계획적으로 개발이 촉진되어야 하는 중요한 순환형 자연에너지이다. 그리고 기존의 대수력발전과 같이 댐과 같은 큰 구조물이 필

요하지 않기 때문에 설치장소에 대한 제한이 적은 장점이 있다.

그러나, 소수력발전은 발전단가의 경우 대수력 발전에 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.

따라서, 간단한 구조로 인한 제작 및 유지보수의 편리함과 가격의 절감, 표준화와 계열화가 상대적으로 용이한 횡류수차가 소수력발전 보급에 유리할 것으로 판단된다.

횡류수차의 성능향상과 최적형상에 대한 이전의 연구⁽²⁾⁻⁽⁷⁾가 실험과 이론적 분석을 통하여 진행되어 왔으나, 아직 수차의 내부구조에 따른 성능과 내부유동과의 관계에 대해서는 불명확한 점들이 많이 남아있다.

본 연구에서는 횡류수차의 내부구조 형상이 성능에 미치는 영향, 특히 러너 블레이드의 갯수에 따른 수차의 성능 및 내부유동에 대해서 CFD해석을 통하여 자세하게 검토하였다.

2. 횡류수차모델 및 수치계산법

2.1 횡류수차모델

Fig. 1은 본 연구에 적용한 횡류수차모델의 개략도를 보이고 있으며, 최 등⁽⁸⁾이 이전의 관련 연구에서 수차의 성능향상을 위하여 실험에 적용하였던 수차이다. 최고효율점 러너 블레이드 갯수는 $Z=26$ 매 이며, 노즐, 러너 그리고 러너 챔버의 폭은 모두 $b=150\text{mm}$ 로 동일하다.

본 연구에서는 러너 블레이드 갯수에 따른 수차의 성능과 내부유동을 해석하는 것이 목적이기 때문에 수차모델의 러너 이외의 부분에 대해서는 가능한 간소화시켰으며, 수차 노즐에 설치된 가이드 베인도 제거하였다. 수차의 내부유로는 Fig. 2와 같이 러너를 통과하는 흐름의 유로를 기준으로 하여 노즐출구 및 러너 입구부에서 Stage 1의 유로 영역과 러너 출구부에서 Stage 2의 유로영역으로 구분하였다.

횡류수차의 러너 블레이드 깃수의 영향에 따른 성능 및 내부유동 해석을 위해서 Fig. 1의 수차형상에 대해서 Table 1에서와 같은 3종류의 블레이드 깃수를 적용하여 수치해석을 수행하였으며, 러너블레이드 깃수 이외의 수차 형상은 고정하였다.

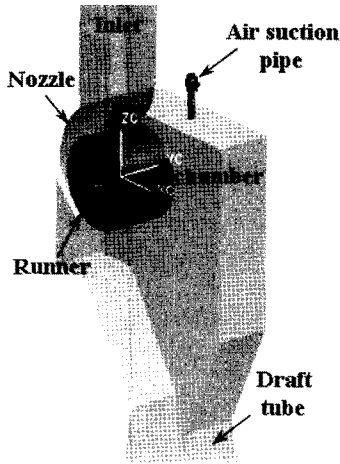


Fig. 1 Schematic view of cross-flow hydro turbine model

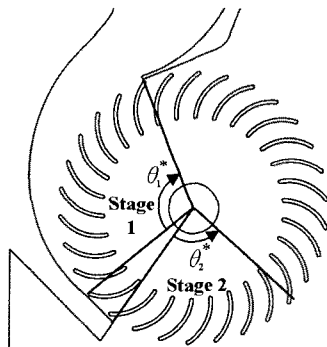


Fig. 2 Internal flow passage of turbine model and divided Stages 1 and 2 (Z=30)

2.2 수치계산법

본 연구에서 횡류수차의 성능과 내부유동을 상세히 검토하기 위하여 상용코드인 ANSYS-CFX Ver.11⁽⁹⁾을 사용하여 계산을 수행하였다.

Fig. 3과 4에서 본 연구에 적용한 횡류수차모델 전체 및 러너의 계산격자를 각각 보이고 있다. 전

체 계산격자수는 적용된 무차원 벽면거리 y^+ 및 난류모델에 의한 계산결과와 실험결과와의 비교를 통하여 적절성에 대한 검토결과에 따라서 약 2×10^6 로 설정하였다.

러너내부와 그 주위의 해석결과가 전체 유동장에 대한 해석결과에 큰 영향을 미치기 때문에 러너와 러너챔버 영역의 격자를 나누어서 작성하였으며, 러너 영역의 격자는 계산결과의 신뢰성을 향상시키기 위하여 격자의 중횡비와 밀도를 적절하게 적용하여 벽면으로부터의 무차원 거리인 y^+ 의 최고값을 $y^+ < 10$ 로 설정하여 Hexahedral-grid로 구성하였고, 러너챔버 영역은 Tetrahedral-prism grid로 구성하였다.

난류모델로서는 비교적 넓은 범위의 무차원 벽면거리에 대하여 양호한 해석결과를 나타내는 것으로 알려진 $k-\omega$ SST 모델을 적용하였으며, 벽면 경계조건으로서는 No Slip 경계조건을 적용하였다. 계산영역의 유입 및 유출 경계조건으로서는 수차 유입구에 압력일정, 흡출관 출구에 유량평균의 조건을 설정하여, 정상계산을 통하여 해석결과를 얻었다.

최 등⁽⁸⁾의 실험에서는 횡류수차모델의 러너에 공기층을 형성시키기 위하여 공기유입관을 통하여 러너챔버 내부로 공기를 자연유입시켰지만, 본 연구의 목적은 러너 블레이드 깃수에 따른 횡류수차의 수력학적인 성능을 검토하기 위한 것이므로, 작동유체로서 물을 단일유체로 적용하여 수차 내부유동 및 성능을 검토하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 성능곡선

Fig. 5은 단위회전수에 따른 횡류수차모델의 성능곡선을 보이고 있다. 참고를 위하여 최 등⁽⁸⁾의 실험결과도 함께 포함시켰으며, 실험에서는 작동유체로서 물과 공기를 함께 유입시킨 이상류의 조건에서 실험을 수행하였다.

Fig. 5의 계산결과에서 알 수 있는 바와 같이 러너 블레이드 깃수가 $Z=26$ (Case II)인 조건에서 최

Table 1 Dimensions of runner blade

Case		I	II	III	
Blade number		Z	15	26	30
Blade angle	outer	a [deg.]	30		
	inner	β [deg.]	87		
Blade thickness		t [mm]	3		
Runner tip clearance		c [mm]	1		
Runner outer diameter		d [mm]	250		

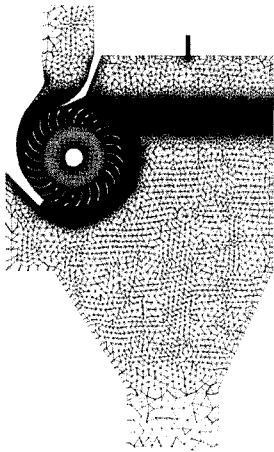
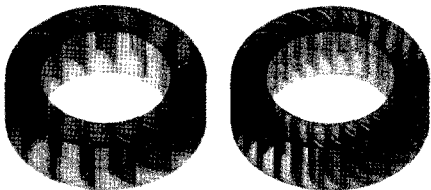


Fig. 3 Three-dimensional numerical grids for turbine model geometry



(a) $Z=15$ (Case I) (b) $Z=26$ (Case II)

Fig. 4 Three-dimensional numerical grids for runner geometry

고효율이 발생하고 있으며, 계산결과와 실험결과에서 작동유체에 따른 효율의 차이가 존재하지만, 단위회전수에 따른 효율의 변화는 거의 일치하는 경향을 보이고 있다. 러너 블레이드 갯수에 따른 최고효율은 Case I($Z=15$)→Case III($Z=30$)→Case II($Z=26$)의 순으로 높아짐을 알 수 있다. 노즐출구에서 흘러나온 흐름은 러너에 유입시 러너

블레이드와 작용하면서 작동유체가 지닌 유효낙차에 의한 압력에너지와 흐름에 의한 운동에너지가 수차의 러너축에 각운동량의 변환에 의해 토크를 발생시키고, 발생된 토크는 수차의 출력이 된다.

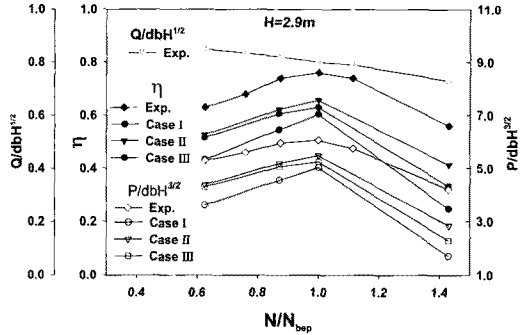


Fig. 5 Performance curves

계산결과에서 러너 블레이드 갯수에 따라서 발생하는 출력에서 차이가 생기는 것은 러너 입구에서 유입된 에너지를 러너 블레이드 갯수에 따라서 유효하게 출력으로 변환시키는 정도에서 차이를 나타내기 때문이다. 즉, 러너 블레이드 갯수에 따라서 러너 블레이드 유입부에서 발생하는 충돌손실 및 유입각도의 차이에 따른 바리 및 재부착에 의한 손실 등 수력학적인 손실의 차이에서 그 원인이 있는 것으로 판단된다.

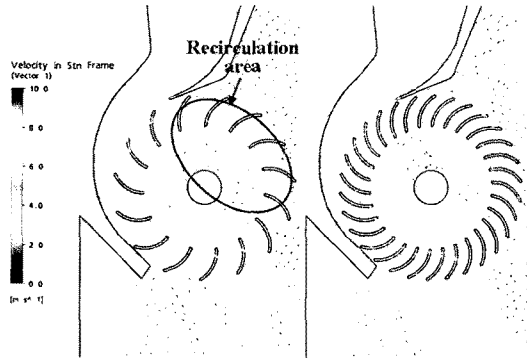
3.2 속도벡터와 유속분포

러너 블레이드 갯수가 수차 내부유동에 미치는 영향을 상세하게 확인하기 위하여 내부유동장의 속도벡터와 러너 블레이드 유로에서의 유속분포를 검토하였다.

Fig. 6은 수차 내부유동장에서의 러너 폭방향 중간 단면에서의 속도벡터를 보이고 있으며, 전 유동장을 절대속도벡터로 나타내었다. 수차 유입구로부터 노즐 축소유로를 통과하면서 유속은 점차 빨라지게 되며, 러너의 Stage 1을 통과한 흐름은 러너의 내부유로에서 한번 더 가속되어 Stage 2로 진입하게 된다. 러너 블레이드 갯수에 따른 유동장의 전체적인 차이는 크지 않는 것으로 판단된다.

또한, Fig. 6(a)에서 지적된 바와 같이 러너 유

로내부에는 매우 큰 재순환 영역이 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.



(a) Case I (Z=15) (b) Case III (Z=30)
Fig. 6 Velocity vectors in the internal flow field (N/Nbep=1.0)

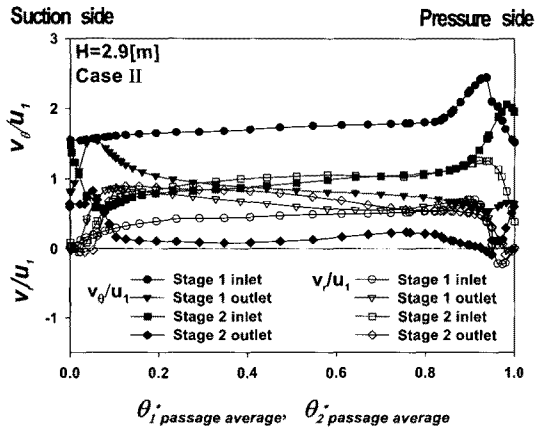


Fig. 7 Velocity distribution at the inlet and outlet of each stage

따라서, 횡류수차에서는 일반적으로 Fig. 1에서 보이는 바와 같이 수차 러너 챔버 상부에 공기유입관을 설치하여 공기를 자연유입시킴에 의해 러너 유로에 공기층을 형성시키고, 공기층에 의해 재순

환흐름의 형성을 억제시킨다^[8]. 그리고, 내부유동장에 의한 러너 유로에서의 유속분포를 Fig. 7에서 살펴보았다. 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 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 각운동량이 러너 블레이드와 작용하여 출력으로 변환되었기 때문이다.

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

Stage 2 입구에서 Stage 2 출구사이의 러너 블레이드 유로를 지나가면서 작동유체의 운동에너지로부터 발생하는 각운동량이 러너 블레이드와 작용하여 출력으로 한번 더 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 출구에서의 유속분포를 각각 나타내고 있다. Stage 1과 2의 각 위치에서 러너 블레이드 깃수에 따라서 Case II와 III은 거의 유사한 유속분포를 나타내고 있지만, Case I에서는 블레이드 부압면과 압력면 부근에서 약간의 차이를 보이고 있다. 이러한 결과는 Case 1의 경우 러너 블레이드 깃수

가 Case II 및 III와 비교해서 상대적으로 큰 차이를 보이기 때문에 판단된다. 그러나, 전체적으로는 러너 블레이드 갯수에 상관없이 유로 중앙부에서는 거의 유사한 유속분포를 보이고 있다. 이러한 결과는 러너 갯수가 다르더라도 블레이드의 유입 및 유출각도가 동일하기 때문에 러너 블레이드의 부압면과 압력면 근처에서는 유로내 2차흐름의 영향이 있을 수 있지만, 러너 블레이드 유로 중앙의 주류에는 큰 영향을 미치지 못한다는 것을 나타내고 있다.

3.3 압력분포

Fig. 10에서는 횡류수차내부의 러너 폭방향 중간단면에서의 압력선도를 보이고 있다. 노즐의 입구에서 출구까지 유로를 따라서 압력이 점점 내려가고, 러너의 Stage 1을 통과하면서 압력은 급격히 감소함을 알 수 있다. 이것은 수차 입구에서의 낙차에 의한 압력에너지가 노즐유로에서 속도에너지로 변환되고, 다시 속도에너지는 러너 블레이드 유로를 통과하면서 수차의 출력으로 변환되었음을 의미한다. 또한, 러너 축 부근에서는 압력이 매우 낮은 영역이 존재하는데, 이것은 Fig. 6에서 지적하였듯이 재순환흐름에 의한 와가 존재하기 때문에 국소적으로 압력이 크게 저하하였다고 판단된다.

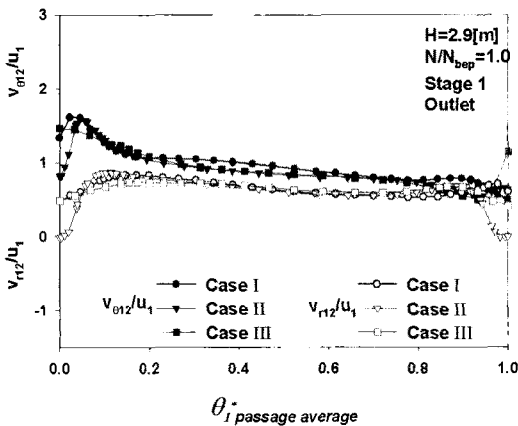


Fig. 8 Velocity distribution at the outlet of Stage 1

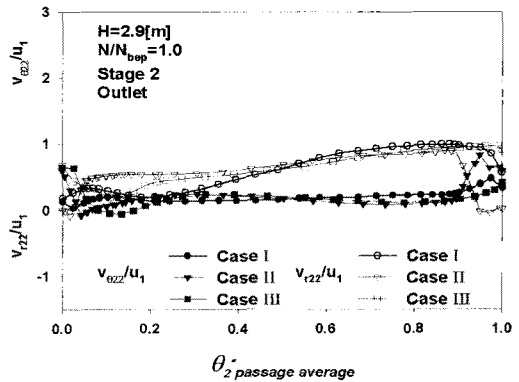


Fig. 9 Velocity distribution at the outlet of Stage 2

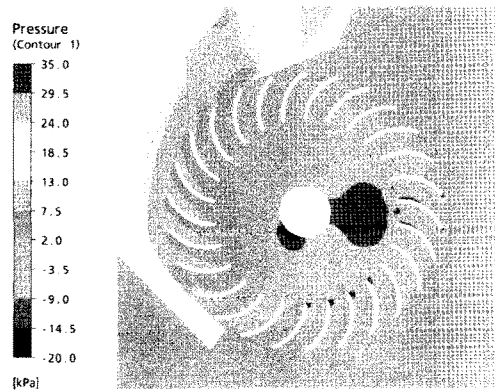


Fig. 10 Pressure contours within the flow field (Case II, N/N_bep=1.0)

한편, 러너 블레이드 갯수에 따라서 수차의 효율과 출력에서 차이를 보이는 원인을 검토하기 위해서 러너 블레이드의 유로를 Fig. 2에서와 같이 국소 구간으로 구분하고, 각 영역의 블레이드에서 발생하는 출력을 영역별로 평균하여 Fig. 11과 12와같이 각 영역에서의 평균출력을 러너 블레이드 갯수에 따라서 비교하였다.

그림의 횡축에서 압력계수선도 왼쪽 끝단은 Stage 1과 2의 입구를 각각 나타내고 오른쪽 끝단은 출구를 나타낸다. 블레이드를 둘러싸고 있는 압력계수선도의 폐곡선 내부 면적이 클수록 수차가 흡수하는 에너지가 크다는 것을 의미한다.

따라서, Fig. 11에서 알 수 있는 바와 같이 러너 블레이드 갯수가 감소할수록 블레이드가 흡수하는 평균압력값이 증가하게 된다. 이것은 러너 블레

이드의 깃수가 감소하면 동일한 유입유량 및 유입 압력에 대하여 단위 블레이드 깃수당 흡수하는 토크가 증가하기 때문이다.

Stage 1과 2에서의 압력분포를 비교해보면 Stage 1에서 훨씬 크게 압력에너지를 흡수함을 알 수 있는데, Fig. 10에서 설명하였듯이 노즐출구에서의 높은 유속에 의한 운동에너지가 Stage 1을 통과하면서 러너축에 거의 흡수되었기 때문이다.

3.4 재순환흐름에 의한 손실

러너 블레이드 유로의 각 영역별 유속분포 및 압력분포를 살펴본 결과 Stage 1과 2에서의 속도변화 및 압력변화가 각 영역별로 크게 차이가 발생함을 알 수 있었다. 이러한 차이에 대해서 러너 블레이드 깃수 변화에 따른 각 영역별 출력변화를 정량적으로 검토하기 위하여 Fig. 13에서 러너 블레이드 유로의 각 영역별 출력을 계산하여 단위출력의 비율로 나타내고 있다.

러너 블레이드 깃수별 전체 출력은 Case 2에서 가장 크게 나타나고 있으며, 깃수의 차이가 있음에도 불구하고 Stage 1에서의 출력은 Case I과 II에서 거의 비슷한 결과를 나타내고 있다. 그러나, Stage 2 및 재순환영역에서의 출력은 러너 블레이드 깃수 변화에 따라서 민감한 차이를 보이고 있다.

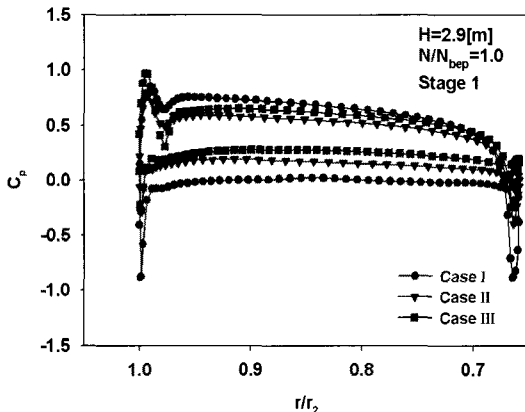


Fig. 11 Pressure distribution around the surface of runner blade at Stage 1

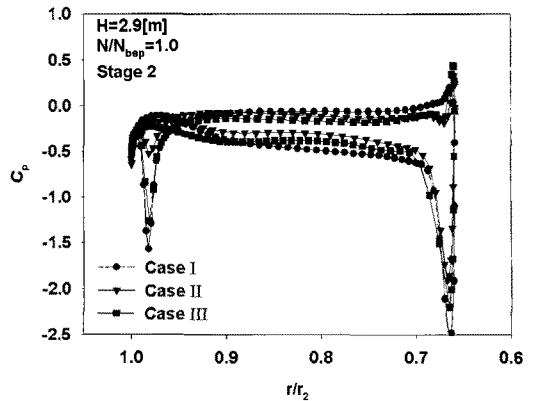


Fig. 12 Pressure distribution around the surface of runner blade at Stage 2

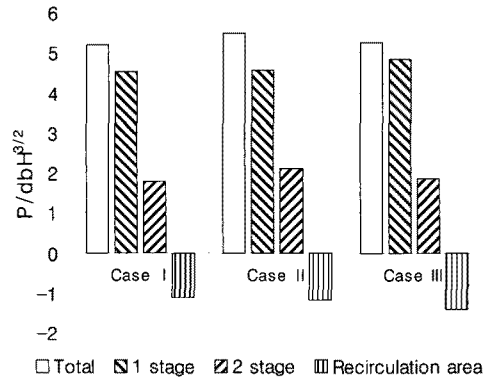


Fig. 13 Output power analysis

특히, 전체 출력이 가장 낮은 Case 3의 경우 Stage 1에서 비교적 높은 출력을 나타내지만, 재순환영역에서 출력손실이 가장 크게 되어 전체출력이 저하함을 알 수 있다. 이러한 출력변화의 원인을 러너 블레이드 깃수에 따라서 생각해볼 경우, 수차 유입구에서 노즐 출구까지는 러너 블레이드 깃수에 상관없이 동일한 흐름이지만, 러너 블레이드 유로 Stage 1에서는 블레이드 깃수에 따라서 출력 비율이 조금씩 달라지게 된다.

Stage 1에서 Case III의 경우가 가장 큰 출력을 발생시키는 이유는 깃수가 비교적 많을 경우 러너 유로의 흐름이 유로에 따라서 흘러가기 때문에 박리 또는 2차흐름의 발생이 적어지게 되어 운동에너지가 출력으로 변환되는 비율이 높아지게 되기 때문으로 판단된다.

그러나, 러너 블레이드 갯수가 많아질수록 재순환영역에서는 러너 블레이드 유로에서 배출되지 못하고 다시 재순환되는 흐름의 양이 더욱 많아지게 되어 수력손실이 더욱 증가하게 된다.

한편, Fig. 5에서 작동유체로서 물과 공기의 이상류를 사용한 실험결과와 본 연구에서 물을 적용한 단상류 계산결과(Case II)에서 효율과 출력에서 큰 차이를 보이고 있는데, 그 원인으로서는 이상의 검토결과를 토대로 판단할 경우 작동유체를 물만으로 사용하는 단상류 운전조건에서는 러너 내부에 존재하는 재순환흐름이 출력손실을 증가시키기 때문이다.

따라서, 실제 횡류수차의 설계에서는 러너내부에 공급하는 공기의 유량 및 공기층의 면적에 대해서도 충분한 검토가 필요하다.

4. 결 론

횡류수차의 러너 블레이드 갯수 변화에 따른 성능과 내부유동을 수치해석을 통해서 검토하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 러너 블레이드 갯수에 의해 횡류수차의 효율과 출력은 회전수 변화에 대하여 일정하게 변화하며, 러너 블레이드의 갯수가 26매인 Case II에서는 최고효율점에서 물만을 작동유체로 적용할 경우 러너내부의 재순환흐름에 의한 출력손실이 전체 출력의 약 14%를 차지하였다. 출력을 향상시키기 위해서는 러너 내부로 적당한 공기량을 주입하여 공기층 형성에 의한 재순환흐름의 억제가 필요하다.

(2) 러너 블레이드의 갯수가 증가하면 Stage 1과 2에서의 출력의 합도 증가하지만, 일정한 갯수 이상이 되면 러너 내부에서 형성되는 재순환흐름에 의한 손실이 증가하여 전체 출력이 오히려 감소하게 된다.

(3) 러너 블레이드 유로의 각 영역에서 러너 블레이드 갯수에 상관없이 유로 중앙에서의 유속은 거의 일정한 분포를 나타내며, 각운동량과 밀접한 관계를 가진 원주방향속도는 Stage 1에서 약 2/3 정도 저하한 후 러너 중앙의 유로에서 1/3 정도 유

속을 회복하여 Stage 2를 통과하면서 거의 0에 가깝게 감소한다.

(4) 러너 블레이드 갯수가 감소하면 동일한 유입유량 및 유입압력에 대하여 단위 블레이드 갯수당 흡수하는 토크가 증가하지만, 블레이드 유로에서 박리 또는 2차흐름의 증가로 인하여 전체 출력이 감소할 수 있다.

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] 이경배, "소수력발전의 보급 활성화 방안." 2007 소수력/해양에너지 국제 공동세미나 제 6회 소수력기술연구회 세미나 논문집, pp. 103-115, 2007
- [2] Mockmore, C. A. and Merryfield, F., "The Banki Water Turbine," No. 25, Engineering Experiment Station, Oregon State Colleg, Corvallis, Oregon, 1945.
- [3] Khosrowpanah, S., Fiuzat, A. A. and Albertson, M. L., "Experimental Study of Cross-Flow Turbine," Journal of Hydraulic Engineering, Vol. 114, No. 3, pp. 299-314, 1988.
- [4] Fiuzat, A. A. and Akerkar, B. P., "Power Outputs of Two Stages of Cross-Flow Turbine," Journal of Energy Engineering, Vol. 117, No. 2, pp. 57-70, 1991.
- [5] Desai, V. R. and Aziz, N. M., "An Experimental Investigation of Cross-Flow Turbine Efficiency." Journal of

Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 545-550, 1944.

- [6] Fukutomi, J., Senoo, Y. and Nakase, Y., "A Numerical Method of Flow through a Cross-Flow Runner," JSME International Journal, Series II, Vol. 34, No. 1, pp. 44-51, 1991.
- [7] Fukutomi, J., Nakase, Y., Ichimiya, M. and Ebisu, H., "Unsteady Fluid Forces on a Blade in a Cross-Flow Turbine," JSME International Journal, Series B, Vol. 38, No. 3, pp. 404-410, 1995.
- [8] 최영도, 자오린후, 이영호, "마이크로 관류수차의 최적형상 및 성능향상에 관한 연구," 한국마린엔지니어링학회지, 제30권, 제2호, pp. 296-303, 2006.
- [9] ANSYS Inc., "ANSYS CFX Documentation," Ver. 11, <http://www.ansys.com>, 2007.



임재익(林宰熾)

1981년 1월생, 2008년 한국해양대학교 대학원 기계공학과 수료(공학석사), 2008~현재 (재)한국조선기자재연구원 연구원, 관심분야 : CFD, PIV, 신·재생에너지.



김유택(金由澤)

1990년 한국해양대학교 기관공학과 졸업(공학사), 1996년 한국해양대학교 대학원 졸업(공학석사), 2000년 일본 큐슈공업대학 대학원 졸업(공학박사), 1990년~1993년 SK해운 엔지니어, 2000년~2001년 일본 큐슈공업대학 SVBL 강사, 2001년~현재 한국해양대학교 재직(해사대학, 기관시스템공학부), 당학회 증진회원·총무이사



이영호(李英浩)

1958년 2월생, 1980년 한국해양대학교 기관공학과 졸업, 1986-1989년 일본 동경대학 기계공학과(공학박사), 1980년~현재 한국해양대학교 근무(기계·정보공학부 교수), 2001.12~2003.6 (재)한국조선기자재연구원 원장(초대), 관심분야 : PIV, 신·재생에너지, 유체기계, CFD, FSI, 수중램제트.

저 자 소 개



최영도(崔永都)

1970년 6월생, 1996년 한국해양대학교 기계공학과 졸업, 2003년 요코하마국립대학 대학원 박사과정수료(공학박사), 1996년~1998년 대우중공업(주) 항공사업본부 사원, 2003년~2006년 요코하마국립대학 대학원 공학연구원 조수, 2006년~현재 한국해양대학교 산학협력단 연구원, 관심분야 : 소수력발전, 해양에너지, 신·재생에너지, 유체기계, PIV, CFD.



김창복(金昌福)

1969년 10월생, 1993년 연변대학교 농기학과 졸업, 2004년 충북대학교 농업기계학과 졸업(공학석사), 2007년 한국해양대학교 기관시스템공학과 졸업(공학박사), 2007~현재 동현씨스텍 연구원.