

CFD에 의한 용적형수차의 압력맥동 및 내부유동 해석

최영도† · 김유택* · 이영호**

(원고접수일 : 2007년 7월 3일, 심사완료일 : 2007년 9월 14일)

CFD Analysis of Pressure Pulsation and Internal Flow for a Positive Displacement Hydraulic Turbine

Young-Do Choi† · You-Taek Kim* · Young-Ho Lee**

Abstract : It has been known that one of the main obstacles of improving the performance of positive displacement hydraulic turbine is pressure pulsation which occurs at the regions upstream and downstream of the turbine. In order to suppress the pressure pulsation, occurrence reason of the pressure pulsation should be understood in detail. Therefore, this study aims to establish a CFD analysis method by which the phenomena of unsteady pressure pulsation can be examined with high accuracy. Internal flow field of the turbine is modeled simply to generalize the relation between the pressure pulsation and internal flow. The results show that the present CFD method adopting unsteady calculation can be applied successfully to the analysis of the phenomena of pressure pulsation. Occurrence of the pressure pulsation is due to the difference of the rotational speed of turbine rotors. When driving rotor rotates by uniform speed and following rotor rotates by variable speed, very large pressure pulsation occurs within the turbine periodically.

Key words : Computational fluid dynamics(전산유체역학), Positive displacement hydraulic turbine(용적형수차), Pressure pulsation(압력맥동), Internal flow(내부유동)

기호설명

B : 로터의 축방향 길이, m	c_{tr} : 종축로터의 외주틈새, m
c_l : 로브간 틈새, m	d : 로터의 직경, m
c_t : 주축과 종축의 동일 외주틈새, m	n : 회전속도, min^{-1}
c_{td} : 주축로터의 외주틈새, m	Δp : 수차 입출구 압력차, Pa
	Q : 유량, m^3/s
	Ql : 누설유량, m^3/s

† 교신저자(한국해양대학교 산학협력단), E-mail: ydchoi@pivlab.net, Tel: 051-410-4940

* 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부

** 한국해양대학교 공과대학 기계·정보공학부

- Q_{th} : 이론유량(= $V_d n / 60$), m^3/s
 R_{c1} : 주축로터의 평균반경, m
 R_{c2} : 종축로터의 평균반경, m
 T : 토크, Nm
 t : 로터 회전시간, s
 V_d : 로터에 의한 체적변위, m^3/rad
 η : 효율
 ω : 각속도, rad/s

1. 서 론

신·재생에너지의 연구개발이 최근에 활발하게 이루어지고 있으며, 특히 수력분야에서는 마이크로 및 소수력발전⁽¹⁾⁻⁽³⁾에 대한 관심이 높아지고 있다. 한편, 최 등⁽⁴⁾은 매우 낮은 비속도영역에 적용하여 고효율을 달성할 수 있는 용적형수차를 제안하였다. 그 작동원리는 용적형유량계, 수압모터 그리고 유압모터와 유사하지만, 이러한 분야에서 측정의 어려움 등으로 인하여 내부흐름은 거의 해명되지 않았다. 한편, 용적형수차의 내부흐름은 로터의 회전과 함께 주기적으로 변동하는 비정상성이 강한 흐름이기 때문에 이것을 수치해석하려면 비정상 해석이 필요하지만, 비축대칭인 로터 및 케이싱의 형상에 의해 발생하는 흐름을 비정상 해석하려면 회전 부분과 정지 부분 사이의 데이터의 이동이나 좁은 틈새에 대한 해석상의 어려움 등으로 인하여 내부유동에 대해서는 아직 불명확한 점이 많이 남아 있다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 특성을 가진 용적형수차 내부유동장의 수치해석에 적합한 CFD해석 기법을 적용하여 수차 내부유동장에서 발생하는 압력맥동발생 원인 및 내부유동에 대하여 검토하였다.

2. 수치해석법

2.1 수치계산모델

Fig. 1은 본 연구에서 적용한 용적형수차에 대한 계산모델의 형상을 보이고 있다. 계산격자의 유

입관로 길이는 수차 유입구에서 충분히 발달된 유입유동을 적용하기 위하여 유입관로길이에 따른 수치해석결과를 검토하였으며, 관로 폭의 50배 및 5배의 유입관로 길이를 적용한 2종류의 계산에 의해 계산결과가 거의 동일함을 확인하였기 때문에 본 연구에서는 격자수에 따른 계산부하를 고려하여 관로 폭의 5배에 해당하는 50mm의 유입관로 길이를 적용하였다. 외주틈새 및 로브간 틈새는 기본적으로 각각 $c_t=0.1mm$ 와 $c_l=0.05mm$ 로 설정하였다. 수차에 설치된 한 쌍의 로터 중에서 부하를 가지는 쪽을 주축로터라고 하고 무부하측의 로터를 종축로터라고 할 때, 외주틈새의 크기에 따른 압력맥동의 차이를 확인하기 위하여 주축로터 외주틈새 $c_{td}=0.1mm$ 에 대하여 종축로터의 외주틈새를 $c_{tl}=0.05mm$, $0.1mm$ 그리고 $0.15mm$ 로 변경하여 계산을 수행하였다.

CFD 해석결과와 신뢰성을 확인하기 위하여 실험도 함께 수행하였으며, 최 등^{(4),(5)}의 연구에서와 동일한 조건에서 실험을 수행하였다. Fig. 2는 실험에서 사용된 3-로브식 로터의 실물 단면형상과 본 연구에서 CFD해석에 적용된 로터의 단면형상을 비교하고 있다. 실험에 적용된 로터의 외주 곡면상에는 기어가 설치되어 있지만, CFD해석을 위한 계산모델에서는 계산결과와 일반화를 위하여 로터의 외주 곡면상의 기어가 없는 형상으로 구성하였다. 실험에 적용된 로터의 외경은 $d=21.2mm$ 이고, CFD 계산모델의 외경은 실험에 적용된 로터의 평균직경인 $d=20.83mm$ 로 설정하였다.

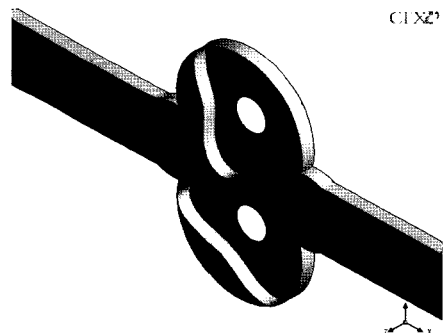
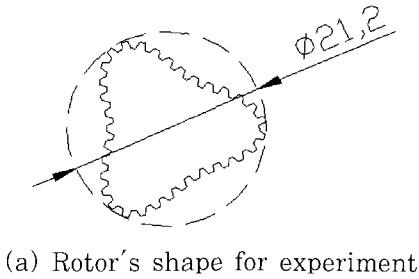
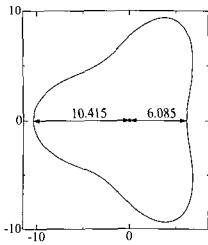


Fig. 1 Calculation model of positive displacement hydraulic turbine



(a) Rotor's shape for experiment



(b) Rotor's shape for CFD analysis

Fig. 2 Comparison of rotor's shapes

또한, 실험에 사용된 로터의 축방향 길이는 $B=16.4\text{mm}$ 이지만, 용적형수차의 내부유동장에서 거의 2차원흐름이 형성되기 때문에 본 연구의 CFD계산에서는 비정상계산 수행에 의한 계산기의 부하를 고려하여 로터의 축방향 길이를 $B=2\text{mm}$ 로 하고, 계산영역의 축방향 상하에 대칭조건을 설정하였다.

2.2 계산격자

계산격자는 Fig. 3에서 보이는 바와 같이 수차의 케이싱과 로터 영역에 대하여 Hexa형 격자를 이용하여 작성하였으며, 비정상상태의 계산을 수행하기 때문에 계산기의 부하를 고려하여 계산격자수는 약 25만개 정도로 설정하였다.

또한, 비정상상태의 계산조건을 더욱 유사하게 표현하기 위하여 Fig. 4와 같이 로터의 회전과 함께 격자가 자동적으로 변형하는 Mesh morphing 기능^[6]과 로터가 일정 각도 (본 연구에서는 $2\sim 3^\circ$) 이상 회전할 경우 격자의 계산 정확도가 급격하게 낮아지기 때문에 이 때에는 Remesh 기능^[6]을 사용하여 새로운 각도에 적합한 격자를 작성하여 계산에 적용하였다.

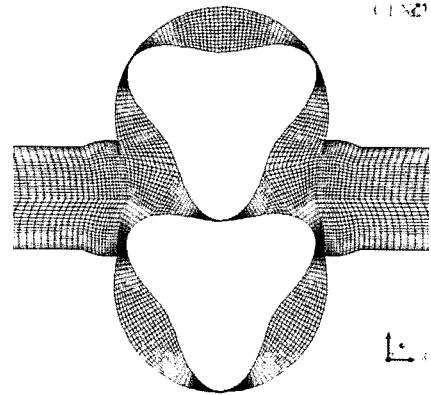
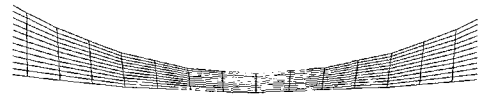


Fig. 3 Computational grid of test domain



(a) Grid a initial position



(b) Grid transformation

Fig. 4 Automatic grid transformation

2.3 수치해석법

용적형수차의 내부유동장 흐름을 수치해석하기 위하여 상용코드인 ANSYS CFX^[6]를 적용하였다. 난류모델로서는 SST모델을 사용하였으며, 계산영역의 경계조건으로서 입구에서는 유량일정의 유입조건을 설정하였고, 출구에서는 정압일정으로 설정하였다.

3-로브식 수차에서는 회전각도 60° 의 주기성을 가지므로 1주기를 60° 로 하여 초기치에 정상상태의 계산결과를 적용하여 비정상상태의 계산을 수행하였으며, 2주기 만에 압력변동에 대한 계산결과가 거의 수렴하였다.

3. 계산모델의 로터 회전속도 설정

수차에서 발생하는 압력맥동의 발생 원인에 대해

서는 아직 명확하게 밝혀진 것이 없기 때문에 본 연구에서는 로터의 회전속도에 따른 내부유동장의 변화를 검토하여 그 원인을 검토하고자 하였다.

수차에 설치된 주축로터와 종축로터가 접하는 지점은 연속적으로 변하기 때문에 각 로터의 회전속도는 연속적으로 변화한다. 따라서, 본 연구의 초기계산에서는 두 로터의 회전수가 Fig. 5에서와 같이 항상 일정한 주기를 가지고 변화한다고 가정하였다. 그러므로, 주축로터의 각속도에 반경이 곱해진 주축로터의 원주속도는 종축로터의 원주속도와 동일하다. 즉, $\omega_1 R_{c1} = \omega_2 R_{c2}$ 의 관계가 성립한다.

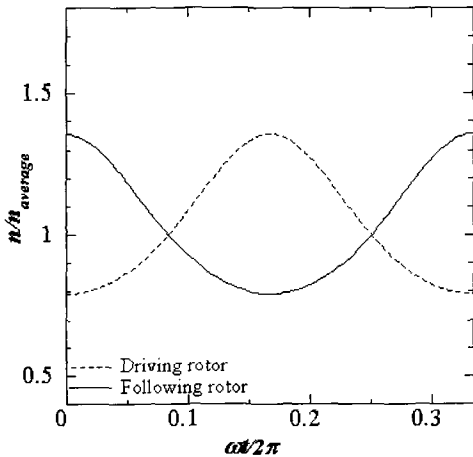


Fig. 5 Variation of revolution speed by each rotor

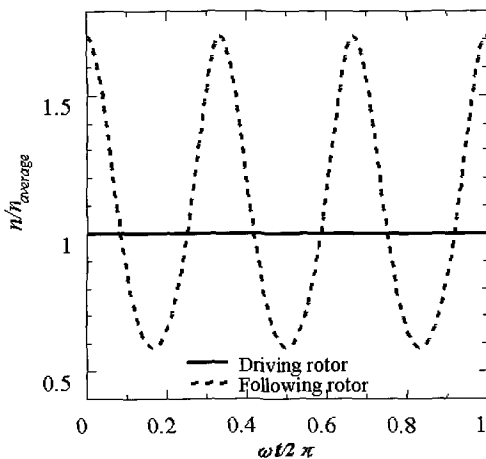


Fig. 6 Variation of rotational speed at each rotor

한편, 주축은 발전기에 접속되어 부하가 걸리게 되면 일정속도로 회전하게 되기 때문에 주축의 회전속도를 일정하다고 가정하고, 종축의 회전속도만 일정한 주기로 변화하는 것으로 할 때 Fig. 6과 같이 주축과 종축의 로터회전수를 가정할 수 있으며, 종축의 회전수 진폭비는 수차의 실제 운전조건을 고려하여 설정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 압력맥동의 비교

4.1.1 주축과 종축로터에서 회전속도의 진폭과 주기가 일정한 경우

Fig. 7에서는 주축과 종축의 로터 회전속도에 대한 변화폭과 주기를 Fig. 5와 같이 일정하게 설정하여 계산한 결과와 실제 실험에 의한 결과의 비교를 나타내고 있다. 계산과 실험에서 시간평균 유량을 동일하게 하였을 경우의 상류와 하류간 압력차 Δp 를 로터 회전 속도 $n=1000 \text{ min}^{-1}$ 인 경우에 대하여 비교하고 있다. 계산된 압력차의 평균치는 실측치의 80% 정도이며, Fig. 7에 의하면 압력맥동의 진폭은 50% 정도이다. 게다가, 동일한 형상의 두 3-로브 로터에서는 1/3회전 ($\omega t = 2\pi/3$)하는 동안에 동일한 파형이 2개 발생하지만, 실험에 의해 측정된 파형 (Δp)은 대소 2개의 진폭이 중첩한 특이한 비대칭 파형이며, CFD와 실험에 의한 결과가 차이를 보이고 있다. 이러한 경우 압력차의 평균값은 로터 외주 및 측면의 틈새나 톱니의 유무에 의해 큰 영향을 받을 것으로 예상되므로 CFD해석 결과와 실험에 의한 실측값이 일치하지 않는 것은 그 형상의 차이에 의한 결과로 생각할 수 있다.

그러나, 맥동파형은 로터의 회전에 의해 발생하는 것이기 때문에 로터 형상의 차이에도 불구하고 평균값에 대한 순간값의 비(파형의 형상)는 일치할 것으로 기대되었으나, CFD해석 결과와 실험에 의한 실측값에서 차이를 보이고 있다.

한편, 이 특이한 변동 파형의 원인으로서 2개의 로터의 외주틈새의 차이에 의한 것이라고도 생각할

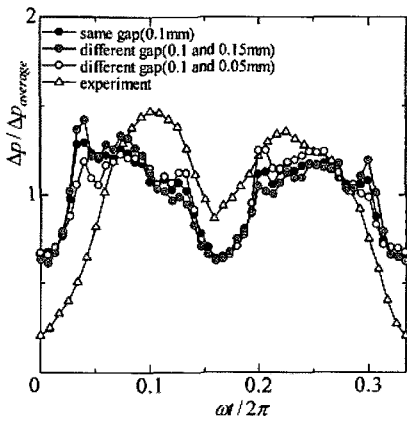


Fig. 7 Comparison of CFD and experimental results for pressure pulsation

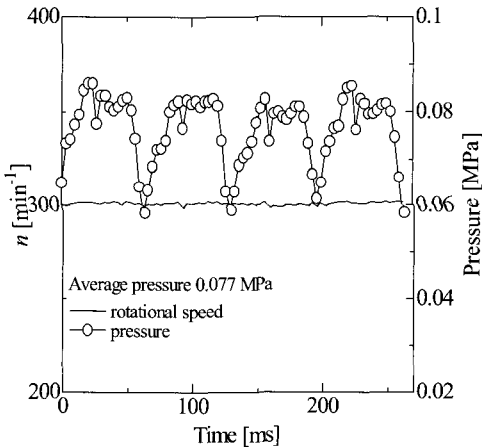


Fig. 8 Rotational speed and pressure of the driving rotor

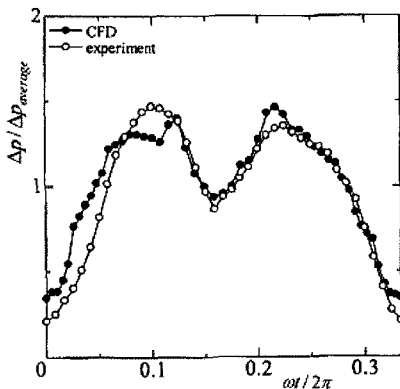


Fig. 9 Comparison of pressure pulsations

수 있으므로, 외주틈새의 크기가 다른 경우의 계산 결과도 Fig. 7에 함께 보이고 있다. 외주틈새의 크기가 다르게 되면 2개의 로터가 만들어 내는 맥동 파형에서도 약간의 차이가 나타나는 것을 인정할 수 있지만, 계산결과는 거의 주기적이며 측정 파형과의 사이에 상대적으로 너무 큰 차이를 보이고 있다.

4.1.2 주축과 종축로터에서 회전속도의 진폭과 주기가 서로 다른 경우

맥동파형에 큰 영향을 주는 또 하나의 요소로서 주축과 종축의 회전속도에 따른 영향을 고려할 수 있다.

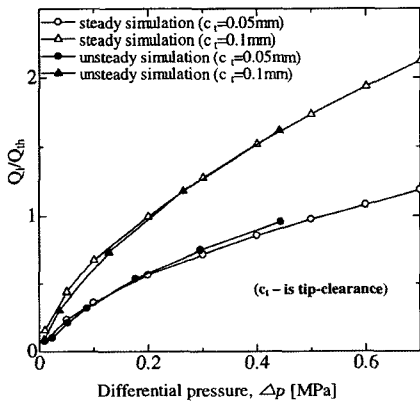
주축(출력축)의 회전속도와 압력을 측정한 결과 Fig. 8과 같이 일정한 회전속도로 회전하고 있지만 압력은 변동하는 것이 확인되었다. 즉, 부하가 접속된 출력축은 일정 회전속도를 유지하고, 부하가 없는 종축의 회전속도의 변동에 의해서 압력맥동 현상이 나타남을 예상할 수 있다. 따라서, 주축과 종축의 회전속도를 실제 용적형수차의 운전조건에 따른 압력맥동을 고려하여 Fig. 6과 같이 설정하였으며, 종축의 회전속도가 주축 회전속도의 0.6 - 1.7배의 범위에서 큰 폭으로 변동하고 있다. 이 회전속도를 입력으로 하여 압력맥동을 다시 계산한 것이 Fig. 9에 나타내고 있는 결과이며, 실측 파형과 양호하게 일치하고 있다. 따라서, 용적형수차에서 발생하는 압력맥동은 주축과 종축의 회전수의 차이가 주요한 원인중의 한가지로서 판단된다.

4.2 성능특성

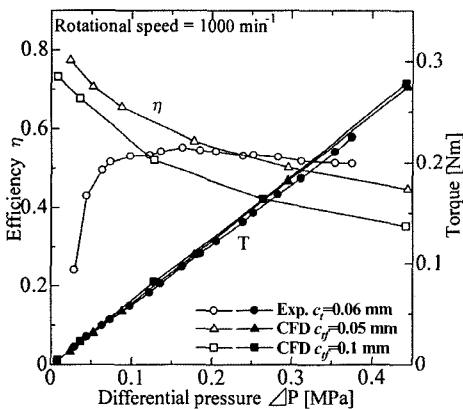
압력맥동은 비정상계산에 의해서만 확인이 가능하지만, 성능특성은 정상계산에서도 확인이 가능하다. 따라서, Fig. 10은 용적형수차의 입출구 차압에 따라서 정상성능에 가장 큰 영향을 미치는 로터 외주로부터의 누설유량 및 토크와 효율의 성능특성에 대해서 비정상계산과 정상계산의 결과를 비교하고 있다(측면 틈새는 고려하지 않음). 정상계산에서는 로터가 특정한 위치에 있을 때의 흐름이 계산되어 로터 외주틈새로부터의 누설유량 Q_l 밖에 구할 수 없기 때문에 전유량 Q 는 Q_l 에 이론유량 $Q_{th} = V_{dn}/60$ 를 더한 것이 된다. Fig. 10에서 누

설유량 및 토크에 대한 정상해석 결과는 비정상해석 결과와 양호하게 일치하며, 토크의 실측 결과와도 양호하게 일치한다.

한편, 효율의 경우 실측값은 압력차가 작을수록 감소하지만, 계산값은 증가하는 경향을 보인다. 이와 같은 결과는 시간평균 압력차 $\overline{\Delta p}$ 가 작은 범위에서는 실측값의 경우 씰이나 베어링의 기계 마찰에 의한 약간의 손실토크가 존재하며, 이 손실토크가 전체효율에 차지하는 비율이 크기 때문에 효율이 감소한다. 그러나, $\overline{\Delta p}$ 가 비교적 큰 범위에서는 효율에 대한 손실토크의 비율이 상대적으로 작아지게 되어 효율의 계산값이 실측값과 비교적 양호하게 일치하는 결과를 나타낸다고 판단된다.



(a) Leakage characteristics

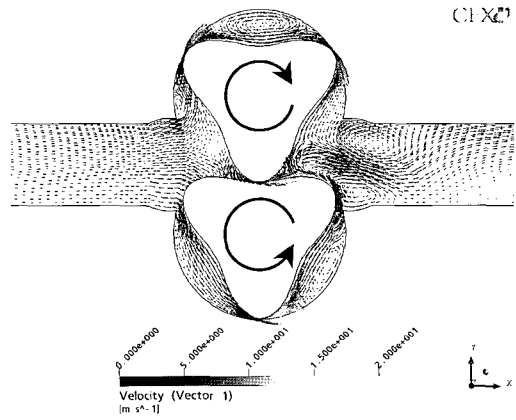


(b) Torque and efficiency characteristics

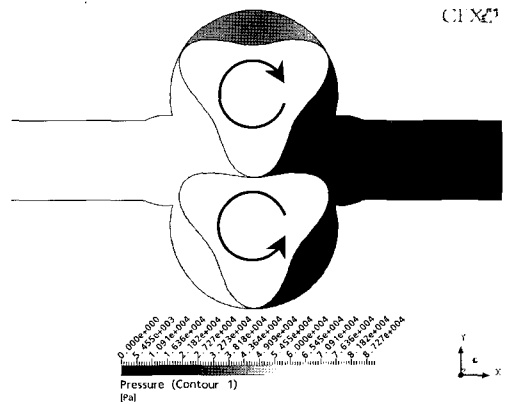
Fig. 10 Comparison of unsteady and steady CFD analysis

4.3 속도벡터 및 압력선도

수차의 주축로터 평균회전수가 $n=1000\text{ min}^{-1}$ 일 때의 내부유동장에 대한 비정상상태의 CFD해석을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 11에 보이고 있다. Fig. 11(a)의 속도벡터에 의하면 수차 유입구의 상류(그림의 좌측)는 비교적 일정한 흐름이지만, 하류에서는 토출된 흐름이 와를 형성하고, 이것이 로터의 회전과 함께 시시각각으로 변화한다. 로터와 케이싱 사이의 밀폐실에서는 로터의 회전과 같은 방향으로 와가 형성되고, 로터의 외주틈새에서는 강한 누설흐름이 발생하고 있다.



(a) Velocity vectors



(b) Pressure contour

Fig. 11 Calculated internal flow field of positive displacement turbine

또한, 속도벡터에 상응하는 압력선도를 Fig. 11(b)에 보이고 있다. 상류측의 비교적 높은 압력은 로터와 케이싱 사이의 밀폐실에 유체가 들어가게 됨에 따라 상류측과 하류측의 평균값 정도로 압력이 내려가고 밀폐실내의 유체가 하류측에서 개방되는 순간 하류측의 압력과 동일하게 비교적 낮은 압력으로 변화함을 알 수 있다.

5. 결 론

용적형수차의 내부유동장에 대한 CFD해석을 수행하여 수차내부에서 발생하는 압력맥동의 원인 및 내부 유동에 대하여 상세하게 검토하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 용적형수차 내부의 비축대칭인 케이싱 형상과 로터의 회전수 변화에 따른 복잡한 유동장에 대하여 CFD해석법을 적용하여 비정상상태의 내부흐름을 양호하게 재현할 수 있었으며, 자동격자변형법과 재격자법을 적용함에 의해 비정상상태의 계산결과에 대한 정도를 크게 향상시킬 수 있음을 확인하였다.

2. 압력맥동의 발생은 종축 로터의 순간적인 회전속도 변화가 주요한 원인임을 확인하였다.

3. 용적형수차의 외주틈새를 통한 강한 누설흐름은 밀폐실 내부 및 유출구 직후에서 와를 형성시키지만, 밀폐실 내부의 압력은 항상 수차 상류 및 하류의 중간압력으로 유지된다.

참고문헌

- [1] N. Kassai, S. Miyauchi, A. Takahashi, "Development of Hydraulic Turbines to be Installed in Pipelines." Proc. 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, CD-ROM Paper No. : F312, 2006.
- [2]塚本直史, "マイクロチューブラ水車の廣帯域化に關する開發研究."九州工業大學 大學院 博士學位論文, 2004.
- [3] D. Scott, Microhydro : Clean Power

from Water. New Society Publishers, Canada, pp. 57-66, 2003.

- [4] 최영도, 이영호, "마이크로 용적형수차의 개발에 관한 연구," 한국마린엔지니어링학회지, 제 30권, 제 2호, pp. 284-290, 2006.
- [5] 최영도, "마이크로 용적형 수차의 측면누설손실이 성능에 미치는 영향," 한국마린엔지니어링학회지, 제 30권, 제 2호, pp. 291-295, 2006.
- [6] ANSYS Inc., "ANSYS CFX Documentation," Ver. 11, <http://www.ansys.com>, 2007.

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 공학연구원 조수, 2006년~현재 한국해양대학교 산학협력단 연구원 연구분야 : 유체기계, 신·재생에너지, PIV, CFD, 유동가시화



김유택(金由澤)

1963년 2월생, 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 감사, 2001년~현재 한국해양대학교 재직(해사대학, 기관시스템공학부), 당학회 종신회원·편집간사



이영호(李英浩)

1958년생, 1986~1989년 일본 동경대학 대학원 기계공학과 졸업(공학박사) 현재 한국해양대학교 기계정보공학부 교수, 2000.3~2001.11 조선해양기자재연구원 소장, 2001.12~2003.5 (재)한국조선기자재연구원 초대원장, 2006.5~현재 (사)남북과학기술교류협력포럼 이사장