

용적형수차의 압력맥동 발생기구 및 특성에 관한 연구

최 영 도 †

(원고접수일 : 2007년 7월 3일, 심사완료일 : 2007년 9월 18일)

Occurrence Mechanism and Characteristics of Pressure Pulsation in a Positive Displacement Hydraulic Turbine

Young-Do Choi†

Abstract : Occurrence of pressure pulsation in positive displacement hydraulic turbine is one of the principal problems which should be cleared to improve the turbine performance and to put the turbine to practical use. Therefore, present study is tried to examine the occurrence mechanism and characteristics of the pressure pulsation. CFD analysis and experimental measurement are implemented in this study to clarify the phenomena of unsteady pressure pulsation. The results show that occurrence reason of the pressure pulsation is not only due to a series of opening and closing of the chamber formed between rotor and casing wall but also due to the variation of rotational speed of following rotor. The pressure pulsation causes torque variation and the curve patterns of the torque variation conforms to that of the pressure pulsation. Pressure in the chamber is equal to the averaged value of inlet and outlet pressures. Sudden pressure decrease by accelerated through-flow between lobe and casing wall results in torque loss.

Key words : Positive displacement hydraulic turbine(용적형수차), Pressure pulsation(압력 맥동), Torque variation(토크변동), Computational fluid dynamics(전산유체역학)

기호설명

B	: 로터의 축방향 길이, m	n_1	: 주축 회전속도, min^{-1}
c_s	: 축면틈새, m	n_2	: 종축 회전속도, min^{-1}
c_t	: 외주틈새, m	Δp	: 수차 입출구 압력차, Pa
D	: 관 직경, m	T	: 토크, Nm
d	: 로터의 직경, m	T_{th}	: 이론토크, Nm
n	: 평균 회전속도, min^{-1}	t	: 로터 회전시간, s
		V_d	: 로터에 의한 체적변위, m^3/rad

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

1. 서론

유량에 대해서 낙차가 매우 큰 마이크로 수력자원(100kW 이하)을 효율적으로 이용하기 위한 연구⁽¹⁾⁻⁽³⁾가 최근 활발하게 수행되고 있고, 특히 최등^{(4),(5)}은 용적형수차를 제안하여 실용화에 대한 최대의 과제는 압력맥동 및 누설을 저감시키는 것임을 명확하게 하였다. 또한, 그 성능을 파악하여 최적설계법⁽⁶⁾ 및 성능예측법⁽⁷⁾을 제안하였다.

압력 맥동의 저감을 위해서는 수차의 입·출구에 간단한 구조의 소형 서지탱크를 설치하여 맥동 진폭을 원래의 1/4까지 감소시킬 수 있었지만⁽⁴⁾, 기기의 추가 설치 없이 한층 더 맥동 진폭을 감소시키기 위해서는 맥동의 발생 기구를 명확하게 검토할 필요가 있다.

따라서, 본 연구에서는 로터에 3개의 직선형로브를 가지는 용적형수차를 대상으로 하여 실험 및 CFD해석을 수행하여 압력맥동의 발생기구와 맥동 특성에 대해서 상세하게 검토하였다.

2. 실험 및 수치해석 방법

2.1 실험장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 채용한 용적형수차의 상세도를 보이고 있으며, 수차는 주축이 발전기와 연결되어 출력축이 되고, 주축과 맞물린 종축, 그리고 각 축에 결합된 로터, 베어링, 케이싱 및 커버로

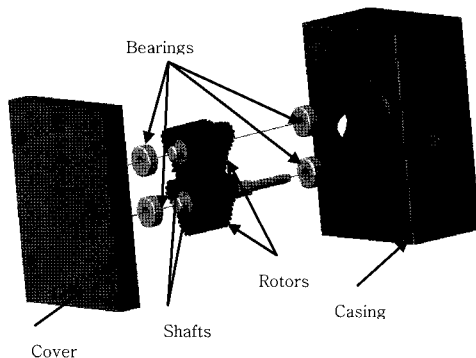


Fig. 1 Whole view of the positive displacement turbine tested

구성된다. 수차의 성능시험은 최등⁽⁴⁾이 개발한 수차 성능계측 시스템을 사용하여 동일한 조건하에서 실시하였다.

Fig. 2는 실험에 사용된 로터의 단면도를 보이고 있으며, 플라스틱 재질의 로터는 직경이 $d=21.20$ mm, 축방향 길이가 $B=16.40$ mm이며, 3개의 직선형로브를 가지는 구조로 제작되었다. 로브의 외주형상은 맞물림을 확보하기 위하여 33개의 톱니를 가진다.

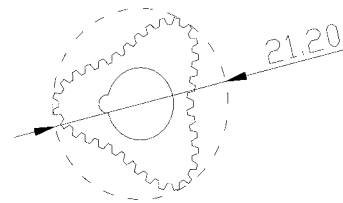


Fig. 2 Profile of test rotor

2.2 수치해석법

용적형 회전기계의 로터는 2개가 맞물려서 회전하므로 케이싱은 비축대칭이고, 로터의 외주톱새가 현저하게 좁다. 이러한 유동장의 유동특성을 수치해석적으로 검토하기 위해서는 비정상상태의 해석이 필요하게 된다. 따라서, 최등⁽⁸⁾의 관련 연구에서 비정상상태의 계산에 대한 신뢰성이 확인된 수치해석법을 본 연구에도 적용하였으며, 특히 수차 내부유동장의 계산격자에 대하여 로터의 회전과 함께 계산격자도 내부유로의 변형된 형상에 따라서 변형되도록 하였으며, 격자의 변형이 커지면 로터가 위치한 지점의 형상에 적합한 새로운 격자를 다시 작성하여 계산을 이어가는 방법을 이용하여 로터의 일정회전 각도마다 계산격자를 재구성하여 계산에 적용하였다.

수치해석을 위해서는 상용의 ANSYS CFX⁽⁹⁾를 이용하였으며, 난류모델로서 SST 모델, 계산격자에는 Hexa형 격자를 사용하였다. Fig. 3에 계산 모델을 보이고 있으며, 격자수는 수차의 축방향 양 끝단부 벽면을 대칭조건을 설정한 2차원 해석을 위해서 로터의 축방향 길이 $B=2.00$ mm에 대하여 약 5만개의 격자를 적용하였고, 축방향 양 끝단부

의 측면특새를 고려하고 수차의 축방향 중앙단면에 대칭조건을 설정한 3차원 해석을 위해서는 로터의 축방향 길이 절반에 해당하는 $B=8.20$ mm에 대하여 약 20만개의 격자를 적용하였다.

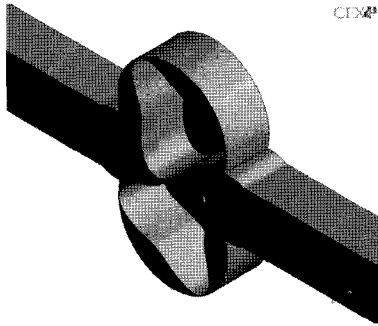
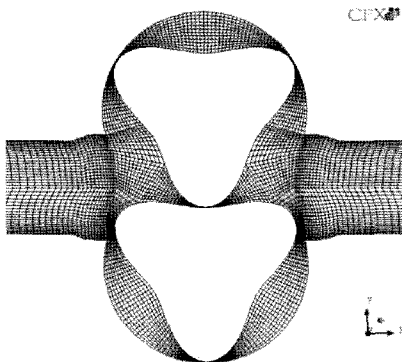
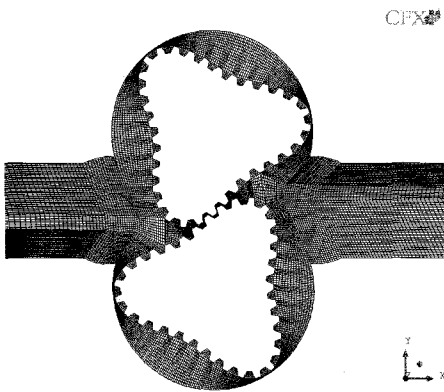


Fig. 3 Calculation model of positive displacement hydraulic turbine ($B=8.20$ mm)



(a) Rotors with gearless lobe



(b) Rotors with geared lobe

Fig. 4 Calculation grid of positive displacement hydraulic turbine

로터에 대한 계산 모델로서는 로터 상호간 및 로터와 케이싱간의 상대운동에 따른 용적형수차 내부 유동의 일반적인 거동에 대해서 검토하기 위해서 Fig.4(a)에서 보이는 바와 같이 로터 외주의 톱니를 생략한 계산모델을 이용하여 계산을 수행하였다. 최 등^[8]의 관련연구에 의하면 로터의 회전을 고려한 평균압력에 대한 압력맥동 파형은 로터외주의 톱니 설치 유무에 상관없이 거의 동일한 결과를 얻을 수 있었기 때문에 본 연구에서도 로터 외주에 톱니가 없는 형상에 대한 수치계산 결과와 로터 외주에 톱니가 설치된 형상에 대한 실험 결과를 이용하여 압력맥동의 특성에 대해서 검토하였다. 한편, 로터 외주의 톱니를 설치한 계산모델에 대해서도 계산격자 (Fig. 4(b))를 작성하여 계산을 수행하였으며, 로터 외주의 톱니 설치 유무에 따른 계산 결과의 차이를 확인하였다.

계산영역에 대한 상류 및 하류의 경계는 각각 로터의 상류·하류로부터 $20D$ 로 설정하였다. 계산의 입구조건은 유량일정, 출구조건은 정압일정으로 설정하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 압력맥동과 토크변동

Fig. 5는 용적형수차의 로터 회전시간에 따른 수차 입출구의 압력맥동 변화를 보이고 있다. 실험에 의한 계측결과에 대하여 CFD해석에서는 주축로터와 종축로터의 회전수를 시간에 따라서 주기적으로 일정하게 각각 변화시켰을 경우와, 주축로터의 회전수를 시간변화에 상관없이 일정하게 고정하고 종축로터의 회전수를 시간에 따라 주기적으로 변화시켰을 경우의 계산결과를 비교하고 있다.

실험결과와 거의 일치하는 계산결과는 주축로터의 회전수 고정, 종축로터 회전수 변화의 경우이며, 이러한 결과는 용적형수차에서 발생하는 크고 특이한 형상의 압력맥동이 종축로터의 현저하게 큰 회전수 변동에 의한 것임을 나타낸다. 한편, 출력축이 일정한 회전속도를 유지하는 것은 수차 로터로서 아주 양호한 운전조건을 보장할 수 있음을 의미한다. 이 경우 각 로터에는 Fig. 6과 같이 주축

로터(driving rotor)와 종축로터(following rotor)에서 현저하게 다른 토크가 작용하지만, 그 합으로서 구해지는 토크 변동파형은 Fig. 7과 같이 압력맥동의 파형과 거의 일치한다. 따라서, 압력맥동은 토크변동을 일으키고, 양자의 변동파형은 거의 일치함을 알 수 있다.

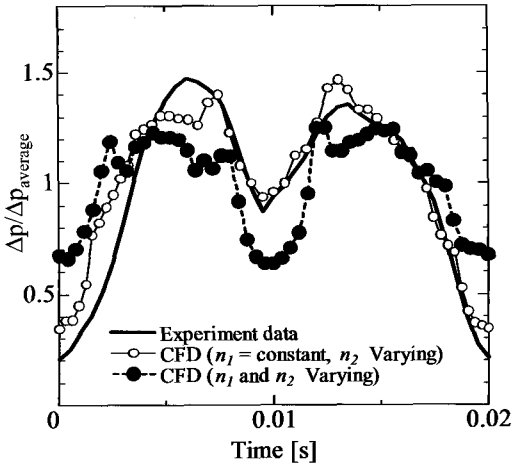


Fig. 5 Comparison of pressure pulsations for various rotor speed control

수차의 압력차가 Fig. 5의 계산결과(주축 로터 회전수 고정, 종축로터 회전수 변화)와 같이 변화할 때, 유입구로부터 유출구까지의 로터 벽면을 따르는 압력분포를 Fig. 8에 나타내고 있으며, 횡축은 벽면에 따른 길이를 %로 표시하고 있다. 이러한 결과로부터 로터의 각 로브간 공간과 케이싱 벽면에 의해 형성되는 밀폐실의 압력은 항상 상류와 하류의 평균치와 동일하게 되고, 로터 외주틈새에서는 누설흐름의 급가속에 의해 압력이 급격히 저하함을 알 수 있다. 밀폐실의 압력이 항상 상류와 하류의 평균치를 나타내는 것은 3-로브 로터의 2개의 로브와 케이싱 벽면 사이의 외주틈새를 통한 누설유량이 동일해지도록 밀폐실내의 압력이 조정되기 때문이다.

이 압력분포가 로터에 회전토크를 발생시키므로 압력의 급격한 저하는 토크손실을 일으키게 된다. 이론토크는 $T_h = \Delta p V_d$ 로 주어지고, 이 때의 압력분포는 Fig. 8의 점선으로 가정할 수 있다. Fig. 8

에서 압력분포의 급격한 저하에 의한 토크손실을 구하면, 손실토크는 전토크의 12%가 되어 최 등⁽⁵⁾의 측정치와 일치한다. 즉, 누설유량에 의한 압력저하가 용적형수차 토크손실의 대부분을 차지하게 된다. 또한, 측면틈새의 영향을 조사하기 위하여 로터의 축방향 길이를 실치수의 절반인 $B=8.2$ mm, 측면틈새를 $c_s=0.1$ mm로 하고 반대축 벽면에는 대칭조건을 설정하여 계산을 실시하였다.

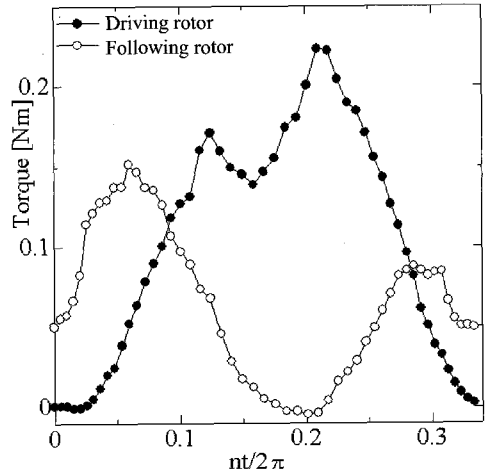


Fig. 6 Torque variation acting on two rotor

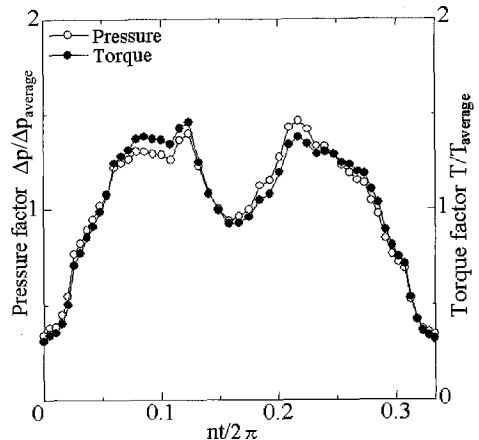


Fig. 7 Comparison of pressure pulsation and torque variation

Fig. 9에 측면틈새가 없을 경우(△)와 있을 경우(●)의 계산 결과를 실측치와 비교하고 있다. 측면

틈새를 고려하면 압력변동의 평균치는 변하지 않지만, 맥동진폭이 반 정도로 감소하는 것이 분명하다. 측면틈새를 고려한 계산값과 실측값이 일치하지 않는 것은 실제의 측면틈새가 계산에서 적용한 치수의 1/10인 $c_s = 0.01\text{mm}$ 로서 현저하게 좁은 것이 원인이라고 생각할 수 있지만, 측면틈새가 이와 같이 작을 경우에는 격자작성 등의 문제점으로 인하여 계산이 어렵게 된다.

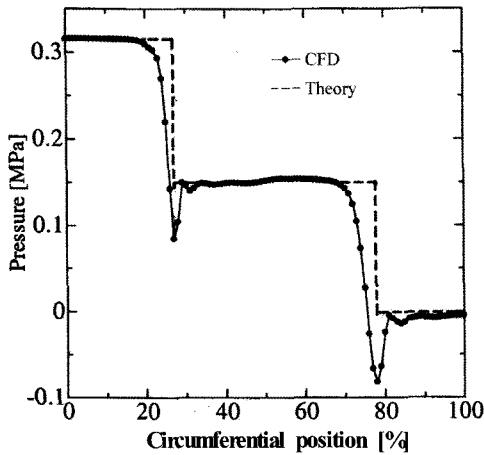


Fig. 8 Pressure distribution along rotor surface

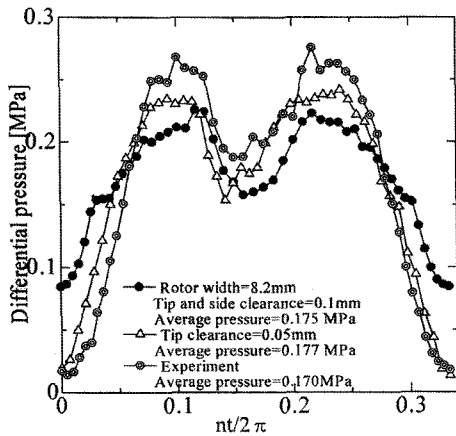
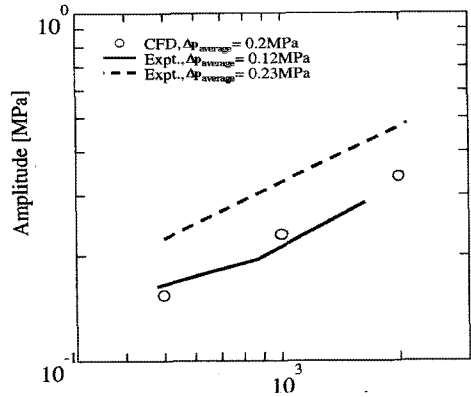


Fig. 9 Influence of side clearance on pressure fluctuation

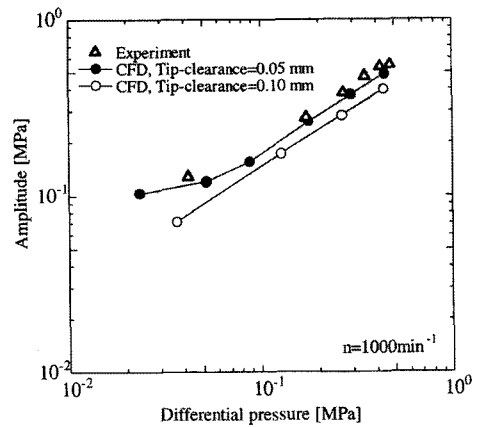
3.2 압력맥동의 발생기구와 맥동특성

본 연구에서 적용한 비정상상태의 계산에서는 입

구조건으로서 유량을 일정하게 설정하여 계산하고 있지만, CFD해석의 결과가 실측 결과와 잘 일치하는 것은 유량변동이 매우 작다는 것을 의미한다. 용적형기계에서 누설이 없으면 유량은 회전속도에 정비례 하므로 큰 회전속도 변동은 큰 유량변동을 일으키게 된다. 그러나, 실제로는 다량의 누설이 발생하며, 유입측의 유체가 수차 하류측으로 배출되는 경로는 로터 밀폐실로부터의 배출과 외주틈새 및 측면틈새로부터의 누설에 의한 배출의 2가지로 행해지게 된다. 따라서, 용적형수차에서 유량변동이 작은 원인은 누설유량의 영향에 의하여 큰 회전속도의 변동에 상관없이 전체 유량의 시간변동이 작아지게 되기 때문이다.



(a) Rotational speed variation



(b) Differential pressure variation

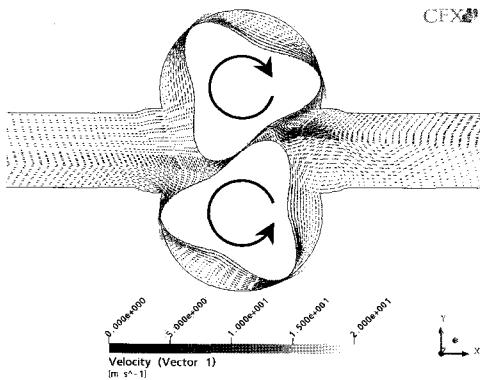
Fig. 10 Amplitude of pressure pulsation vs. rotational speed and differential pressure variations

용적형 기계에서는 로터의 회전에 수반하여 유체는 밀폐실에 갇히게 되고, 압력이 상류와 하류의 평균값으로 되어 회전에 수반하여 하류로 토출된다. 유체가 밀폐실에 갇히게 되면 로터 상류측의 유체 체적이 감소하기 시작하므로 압축성이 낮은 유체의 압력이 로터 상류에서 급상승하게 되어 틈새로부터의 누설이 급격하게 증대하게 된다. 상류측 체적이 최소가 되면 압력 및 누설량이 최대가 되고, 밀폐실이 하류측에서 개방되면 로터 상류측의 체적이 최대가 되어 상류 압력은 급격하게 저하되어 누설도 최소가 된다. 로터의 회전속도 변동이 커지면 압력변동은 더욱 커지게 된다. 이러한 현상은 Fig. 5에서 확인된 종축 로터의 회전수 변동에 의한 맥동발생과 함께 용적형 기계의 큰 맥동 발생의 주된 원인으로 판단된다.

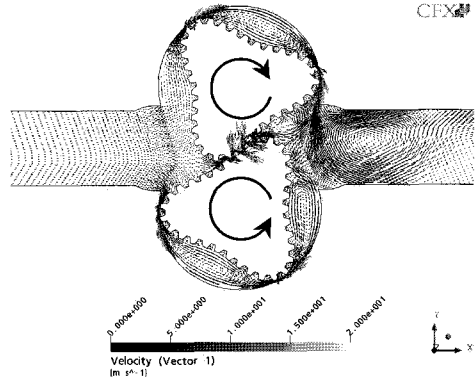
압력맥동특성을 설명하기 위해서 회전속도 및 상류와 하류의 압력차를 변화시켜서 맥동 진폭을 계산한 결과를 Fig. 10에서 보이고 있다. 따라서, 그 그래프의 기울기로부터 압력맥동 진폭은 회전속도의 거의 3/5승에 비례하고, 또한 상류와 하류의 압력차의 거의 2/3승에 비례하여 증가하는 것을 알 수 있다.

3.3 수차 내부유동

실제의 로터 외주에는 작은 톱니가 33개 설치되어 있으므로 톱니의 영향도 검토하였다. 측면투시를 무시하고 외주톱새를 $c_t=0.1$ mm로 설정하여

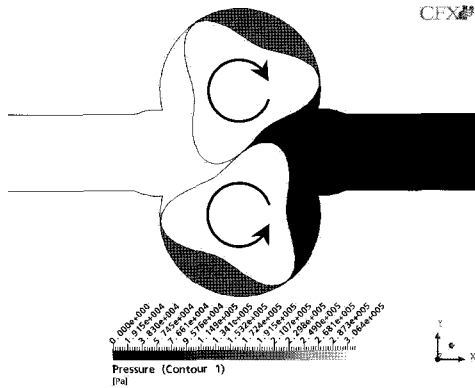


(a) Rotors with gearless lobe

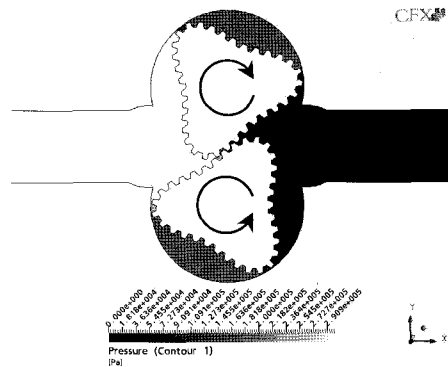


(b) Rotors with geared lobe

Fig. 11 Velocity vectors of turbine internal flow field



(a) without gear tooth of rotors



(a) with gear tooth of rotors

Fig. 12 Pressure contour of turbine internal flow field

계산된 비정상상태의 속도벡터를 Fig. 11에 나타내고 있다. Fig. 11의 (a)와 (b)를 비교해보면

Fig. 11(b)는 로터 외주틈새에 틈니가 2개 존재하기 때문에 유동저항이 2배로 되어 외주틈새를 통한 누설은 $1/\sqrt{2} = 0.71$ 배로 된다. 누설유량의 CFD에 의한 계산값은 약 70%이었다. 또한 틈니에 의한 누설유량의 저하는 Fig. 11(b)에서 알 수 있는 바와 같이 밀폐실 및 로터 출구의 와의 강도를 증가시키는 것을 알 수 있다.

그러나, 압력의 경우에는 Fig. 12에서 보이는 바와 같이 밀폐실내부의 압력은 수차 상류와 하류의 압력의 평균값을 유지하기 때문에 로터 외주의 틈니 설치 유무에 상관없이 거의 동일한 압력값을 보인다.

4. 결 론

용적형수차(3-로브형)의 비정상 흐름에 대한 실험과 수치해석을 통하여 압력맥동의 발생기구와 특성을 명확히 하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 용적형수차의 크고 특이한 압력맥동은 로터의 회전에 따라서 로터 외주와 케이싱 사이의 밀폐실의 개폐에 따른 압력맥동과 종동축 회전속도의 큰 변동에 근거하는 압력 맥동이 중첩해서 일어난다. 이러한 압력맥동은 토크변동을 일으키게 되고, 압력과 토크의 변동파형은 거의 일치한다.
2. 출력축인 주축의 회전속도는 종축의 회전속도와는 달리 일정하게 유지되므로 수차로서 대단히 양호한 운전조건을 확보하게 된다.
3. 압력맥동의 진폭은 회전속도의 약 3/5승, 압력차의 약 2/3승에 비례하여 증가하고, 비정상해석에 의해 양호하게 예측할 수 있다.
4. 밀폐실의 압력은 항상 상류와 하류의 평균 압력과 동일하고, 로브 외주틈새 흐름의 가속에 따른 압력의 급저하는 토크 손실의 대부분을 차지한다.

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, 제30권, 제2호, pp. 284-290, 2006.
- [5] 최영도, "마이크로 용적형 수차의 측면누설손실이 성능에 미치는 영향," 한국마린엔지니어링학회지, 제30권, 제2호, pp. 291-295, 2006.
- [6] 최영도, "소수력발전용 용적형수차의 성능해석과 최적설계법에 관한 연구," 한국마린엔지니어링학회지, 제31권, 제5호, pp. 514-521, 2007.
- [7] 최영도, "4-로브 헬리컬형 로터를 가진 용적형수차의 성능에측법," 한국마린엔지니어링학회지, 제 31권, 제 5호, pp. 522-530, 2007.
- [8] 최영도, 김유택, 이영호, "CFD에 의한 용적형수차의 압력맥동 및 내부유동 해석," 한국마린엔지니어링학회지, 제31권, 제6호, pp. 687-693, 2007.
- [9] 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