

# 급기가 프란시스 수차의 수압 맥동에 미치는 영향

전윤흥\*, 박시훈, 최한수, 박준관\*\*

## Effect of Air Admission on Pressure Pulsation in a Francis Turbine

Yunheung Jeon\*, Sihoon Park, Hansu Choi and Jungwan Park\*\*

**Abstract** In this study pressure and shaft torque pulsation were measured with variation of head and flow during the model test for a 15 MW Francis Turbine. Pressure pulsations were measured at the inlet of the spiral casing and 4 points in the cone of the diffuser and shaft torque pulsation at the upper position of the turbine. The maximum amplitude of pressure pulsation appeared 2.03% of the maximum rated head with the frequency of 25% of the rated revolution and at the guide vane opening of 10°. Shaft torque pulsation appeared 0.01% of the rated shaft torque, fairly low value. Air was admitted through the cone and pressure pulsation gradually decreased with increase of air flow and kept nearly constant after 5% of the rated flow. A new Francis turbine of which specific speed is 115 m-kW had been designed to rehabilitate the old one and the model test was performed at EPFL. The commercial code, STAR-CCM<sup>+</sup> was used for numerical simulation of flow.

**Key words** Francis Turbine(프란시스 수차), Vortex Rope(볼텍스 로우프), Pressure Pulsation(수압맥동), Torque Pulsation(축동력 맥동), Air Admission(급기)

(접수일 2014. 11. 21, 수정일 2104. 11. 21, 게재확정일 2014. 12. 17)

\* 한국수력원자력(주) 중앙연구원 (KHNP Central Research Institute)  
■ E-mail : jeonyh@khnp.co.kr ■ Tel : (042)870-5571 ■ Fax : (042)870-5549

\*\* 한국수력원자력(주) 중앙연구원 (KHNP Central Research Institute)  
■ E-mail : jungwan@khnp.co.kr ■ Tel : (042)870-5578 ■ Fax : (042)870-5549

### Nomenclature

$n$  : rotational speed (rpm)  
 $D$  : reference diameter (m)  
 $Q$  : discharge ( $m^3/s$ )  
 $H$  : head (m)

$T$  : torque ( $N \cdot m$ )  
 $\alpha$  : guide vane opening (degree)  
 $f$  : frequency (Hz)  
 $V$  : volt

subscript

*m* : model

### 1. 서론

수력발전은 신재생에너지인 물을 이용하여 청정에너지를 생산하는 발전방식으로서 에너지 저장능력과 출력 조절이 유연한 능력에 기인하여 전력시장의 요구에 따라 최고 효율지점을 벗어난 영역에서 운전되는 경향이 있다. 따라서 부분부하 운전 시에 러너 출구에 드래프트 튜브 휠이라 불리는 볼텍스 로우프가 발생하며, 볼텍스의 저압부에는 캐비테이션이 발생한다. 이러한 볼텍스는 러너 출구에서의 원주방향의 속도 성분에 기인하며 정격부하의 50~60%에서 강도가 강해져서 큰 소음과 진동을 유발 한다<sup>(1)</sup>. 그리고 볼텍스의 주파수가 수차나 수로의 고유진동수와 일치하게 되면 공진현상이 발생하게 되고 불안정한 맥동이 증폭하게 되어 발전설비에 큰 손실을 입히게 된다. 지금까지 볼텍스 로우프와 관련한 많은 연구가 진행되었는데, Papillon 등<sup>(2)</sup>은 러너 출구 볼텍스에 기인한 저주파수의 수압 맥동을 저감하기 위하여 공기 주입(급기)을 적용하였으며, Romeo 등<sup>(3)</sup>은 러너 크라운 팁에서 워터 젯을 공급하여 볼텍스를 약화시키는 방법을 연구하였고, Fernando<sup>(4)</sup> 등은 출력대별로 드래프트 튜브 내외부에서 수압맥동과 응력을 측정하였다. Qian 등은<sup>(5,6)</sup> CFD를 이용하여 5개의 운전지점에서 여러 가지 러너 콘 형상에 따른 수압맥동을 측정하였고, 급기와 수압맥동의 관계를 분석하였다. Wang 등<sup>(7)</sup>은 수치해석을 이용하여 대용량 프란시스 수차 러너에서의 수압맥동을 예측하였으며, Rammohan 등<sup>(8)</sup>은 IEC 60994에 따라 수압철관, 스파이럴 케이싱, 드래프트 튜브에서 수압맥동을 직접 측정하였고, Albert 등<sup>(9)</sup>은 CFD를 이용하여 볼텍스를 예측하고, 수압맥동 측정값과 비교하였다. Xiao 등<sup>(10)</sup>은 최고 효율점을 벗어난 운전지점에서의 수력에 의한 동적 응력이 피로현상의 주요한 원인임을 CFD를 이용하여 입증하였다. 본 연구에서는 국내에서는 최초로 비속도 115m-kW의 노후 중수력 프란시스 수차를 현대화하기 위하여 모델수차를 설계, 제작한 후 모델수차 시험과정에서 낙차와 유량을 변경시켜 가면서 수압과 축동력의 맥동 측정

하였다. 아울러 최대 수압맥동 발생 운전 지점에서 급기 실험을 시행하여 그 효과를 분석하고 최적의 급기량을 결정하였다. 아울러 상용 코드인 STAR-CCM<sup>+</sup>를 이용하여 수차 러너 출구에서의 유동 분석을 수행하였다.

### 2. 실험 장치

모델수차 시험은 로잔공대 수력기계실험실(EPFL LMH)에서 수행하였으며, 수압맥동을 측정을 위해 총 5개의 PCB 압전 센서를 사용하였다. 한 개는 스파이럴 케이싱 입구에, 나머지 4개는 그림 1과 같이 러너 출구 디퓨저 콘에 설치하였다. 수압맥동 측정 센서는 1 bar/V 게인으로 0.2에서 500Hz 밴드에서 측정하며, 축동력 맥동은 발전기 축에 HBM T10 토오크 미터를 설치, 분석하였다. 데이터 취득 페라미터는 표 1에 나타나 있고 데이터 취득 장치의 연결은 그림 2와 같다. 압력 센서(A1)은 다이어프램에 작용하는 압력을 정전용량으로 변환시키고, 토오크 미터(A2)는 축에 작용하는 토오크를 측정한다. 증폭기(B)는 정전용량을 전압신호로 변환하고, FFT(Fast Fourier Transform) 알고리즘을 갖춘 신호취득시스템(C)는 시간 및 타임 도메인으로 데이터를 제공한다. 수압 및 축동력 맥동 측정은 정격 최고, 기준, 최소 낙차( $H_{max}$ ,  $H_{nor}$ ,  $H_{min}$ )에서 각각의 플랜트 시그마 조건에서 11개의 유량 지점에서 측정하였다.

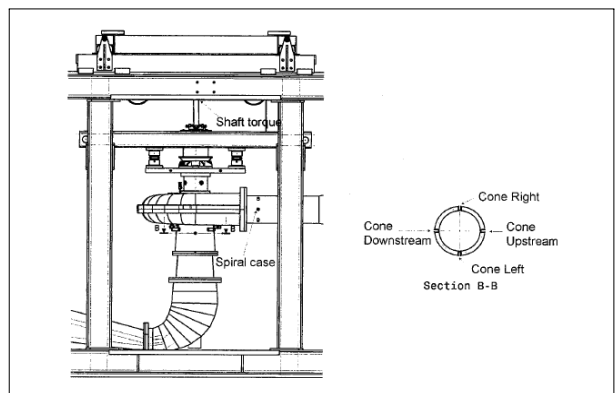


그림 1. 수압 및 축동력 측정 센서 위치

표 1. 수압맥동 데이터 취득 페라미터

샘플 주파수	1 kHz
획득 시간	8 s
샘플 갯수	8000

수압맥동과 축동력 맥동은 식 (1), (2)와 같이 모델시험 정격 낙차 및 토오르크에 대한 백분율로 각각 표현하였다. 측정불확도는 각각 95% 신뢰도 수준에서 ±0.196, 0.190%이다. 수압맥동이 최대 나타나는 낙차와 유량 지점에서 급기 실험을 시행하였으며, 그림 3과 같이 드래프트 튜브 콘으로 두 개의 밸브를 통하여 공기량을 조절해가면서 공급하였다. 급기량은 정격유량에 대하여 7개의 비율(0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3)로 공급하였다. 그림 4는 볼텍스 로우프가 발생한 상태에서의 급기 실험을 보여주고 있다. 식 (3)과 (4)는 모델수차 회전수를 일정하게 유지했을 경우 실물수차와 모델수차의 낙차와 유량 조건의 상사를 유지하기 위한 무차원 변수인  $N_{11}$ ,  $Q_{11}$ 을 정의하고 있다. IEC 60193에 의하면 프란시스 수차의 기준 직경(D)은 런너 출구 직경으로 정의한다.

$$Amplitude_{Pressure} = \frac{\Delta H}{H_m} \quad (1)$$

$$Amplitude_{Shaft Torque} = \frac{\Delta T}{T_m} \quad (2)$$

$$N_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (3)$$

$$Q_{11} = \frac{Q_1}{D^2 \sqrt{H}} \quad (4)$$

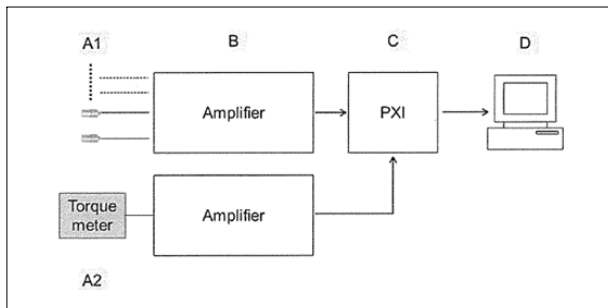


그림 2. 데이터 취득 장치 체인

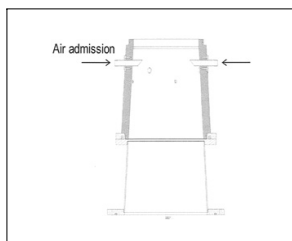


그림 3. 급기 장소

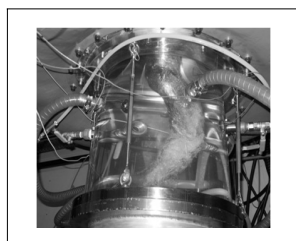


그림 4. 수압맥동 측정

### 3. 경계조건 및 수치해석

모델수차 런너 출구에서의 유동해석을 위하여 STAR-CCM+ Version 8 CFD 소프트웨어를 사용하여 격자생성, 해석 및 후처리를 수행하였다. 난류모델은 역압력 구배에서 박리의 시작과 크기를 정확히 예측하는 sst k- $\omega$ 모델을 사용하였다. 스파이럴 케이싱, 스테이베인, 가이드베인, 런너 및 드래프트 튜브의 수차 전체 형상에 대하여 메시작업을 하였고, 유체-유체 간, 즉 스파이럴 케이싱과 스테이베인, 스테인 베인과 가이드 베인, 가이드 베인과 런너, 런너와 드래프트 튜브 간에는 In-place 옵션을 적용하였다. 런너 해석에 적용된 격자는 표 2와 같으며, 경계조건은 표 3에 나타나 있고 그림 5는 수치해석을 위하여 수차를 모델링한 형상을 보여준다.

$N_{11}$ 과  $Q_{11}$ 을 변경해가면서 모델수차 드래프트 튜브에서의 유동을 해석하였다. 모델수차는 실물수차에 대해 3.43배 축소하였으며, 스테인 베인, 가이드 베인, 런 블레이드 매수는 각각 10,

표 2. 런너 격자 자원

셀 개수	평균 $y^+$	형상
9.3백만	$5^+$ 미만	polyhedral

표 3. 경계조건

구분	위치	조건
입구	스파이럴 케이싱 입구	난류강도 5%
출구	드래프트 튜브 출구	상대압력 0Pa
벽	표면	Smoothed

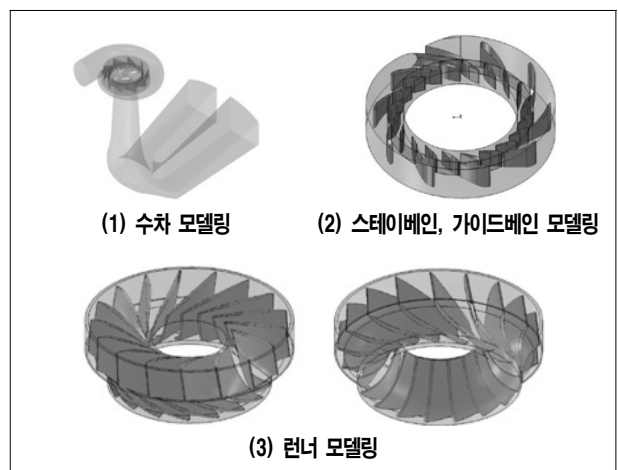


그림 5. 15MW 프란시스 수차 모델링

20, 17매이고, 정격낙차와 유량은 각각 30m, 0.405m<sup>3</sup>/s이다.

## 4. 수치해석 결과

### 4.1 기준낙차에서 런너 출구 유동

그림 6은 드래프트 튜브에서의 유동을 분석하기 위하여 정격기준낙차( $N_{11}=49.5$ )에서 유량을 변경시켜가면서 해석을 수행한 결과를 보여주고 있다. 드래프트 튜브에서의 손실은 최고효율 지점( $\alpha=14.4^\circ$ 부근)을 벗어난 유량에서 런너 출구에서의 원주 방향 속도 성분에 기인함을 알 수 있으며 런너의 회전방향과 동일하거나 반대 방향의 선회류(볼텍스 로우프)가 형성된다. 그림 6(1)과 같이 저유량 영역( $\alpha=10^\circ$ )에서는 런너 출구 상대속도의 감소와 일정한 런너 회전속도의 영향으로 런너와 같은 방향의 선회류가 형성되고, 그림 6(3)과 같이 고유량( $\alpha=18.5^\circ$ )에서는 런너와 반대 방향의 선회류가 형성됨을 보여주고 있다. 따라서 최고 효율점에서 유량의 증감이 진행될수록 드래프트 튜브 손실은 커진다.

### 4.2 고낙차에서 런너 출구 유동

그림 7은 정격최고낙차( $N_{11}=44.5$ )에서의 유량 변경에 따라

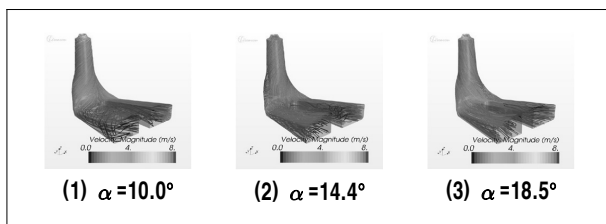


그림 6. 기준낙차( $N_{11}=49.5$ ) 런너 출구 유동

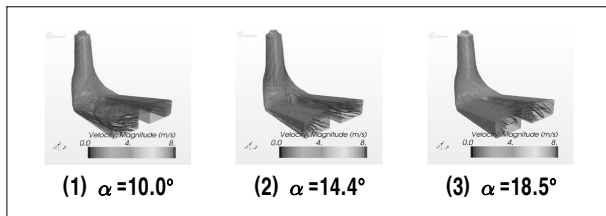


그림 7. 고낙차( $N_{11}=44.5$ ) 런너 출구 유동

해석을 수행한 결과를 보여주고 있으며, 저유량( $\alpha=10^\circ$ )에서는 그림 7(1)과 같이 런너와 같은 방향의 선회류가 형성되나, 고낙차에 따른 유량 증가 효과로 인해 정격기준낙차 보다 선회류의 강도가 약해져서 손실의 크기는 감소하며, 그림 7(3)과 같이 고유량( $\alpha=18.5^\circ$ )에서는 런너의 회전과 반대인 방향의 선회류가 형성되나, 고낙차에 따른 유량 증가로 정격기준낙차 보다 선회류의 강도가 강해져서 드래프트 튜브에서의 손실의 크기는 증가한다.

### 4.3 저낙차에서 런너 출구 유동

그림 8은 정격최저낙차( $N_{11}=54.5$ )에서의 유량 변경에 따라 해석을 수행한 결과를 보여주고 있으며, 그림 8(1)과 같이 저유량 영역( $\alpha=10^\circ$ )에서는 런너와 같은 방향의 선회류가 형성되나, 저낙차에 따른 유량 감소 효과로 정격기준낙차의 경우 보다 선회류의 강도가 강해져서 드래프트 튜브에서의 손실이 크게 나타나며, 그림 8(3)과 같이 고유량 영역에서 유량이 증가함에 따라 저낙차에 기인한 유량 감소 효과에 의해 런너 회전 방향의 선회류의 강도가 약해지면서 드래프트 튜브에서의 손실은 유량 증가에 따라 감소한다.

## 5. 시험 결과

### 5.1 기준낙차에서 수압 맥동

그림 9는 정격기준낙차( $N_{11}=49.5$ )에서 유량 변경에 따른 수압 맥동을 측정된 결과를 보여주고 있으며, 런너 출구 4개소에서 측정된 수압맥동 값들이 비슷한 경향을 보이고 있으며  $Q_{11}$  약 0.2부터 증가하기 시작하여 0.32정도(정격유량의 약 55%)에서 각각 최대값을 보이고 이후  $Q_{11}$  약 0.5까지 감소한 이후 거의 일정한 값을 유지하는 경향을 보이며, 스파이럴 케이싱

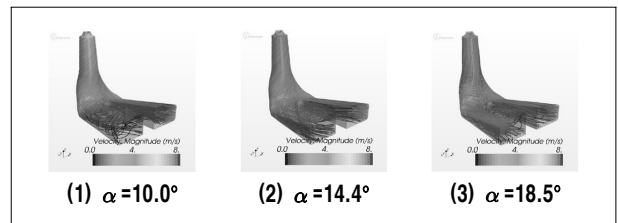


그림 8. 저낙차( $N_{11}=54.5$ ) 런너 출구 유동

입구에서의 수압맥동은 유량의 변화에 관계없이 일정한 값을 유지한다. 수압맥동의 최대값은 Cone Left 부에서 1.78%이며, 무차원 주파수는 약 0.25(f/n)로 나타났다. 수압맥동의 최대값과 주파수는 선행연구 결과<sup>(1)</sup>와 일치하는 결과를 보인다.

### 5.2 고낙차에서 수압 맥동

그림 10은 정격 최고낙차( $N_{11}=48.1$ )에서 측정된 수압 맥동의 유량에 따른 변화를 보여주고 있으며 정격기준낙차에서와 같이 런너 출구 4개소에서 측정된 수압맥동 값들이 비슷한 경향을 보이고 있으며  $Q_{11}$  약 0.2부터 증가하기 시작하여 0.32정도(정격유량의 약 55%)에서 각각 최대값을 보이고 약  $Q_{11}$  0.4까지 감소한 이후 거의 일정한 값을 유지하며, 스파이럴 케이싱 입구에서의 수압맥동은 유량의 변화에 관계없이 일정한 값을 유지한다. 수압맥동의 최대값은 Cone Left 부에서 2.03%이며, 주파수는 0.25(f/n)로 나타났다. 정격기준낙차보다 수압맥동이 증가하였으며, 낙차 증가에 의한 수력에

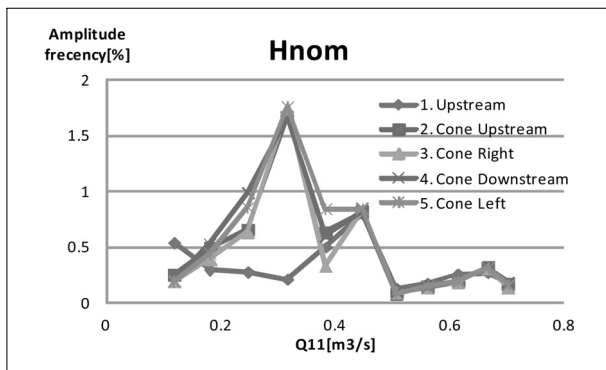


그림 9. 정격기준낙차( $N_{11}=49.5$ )에서 수압 맥동

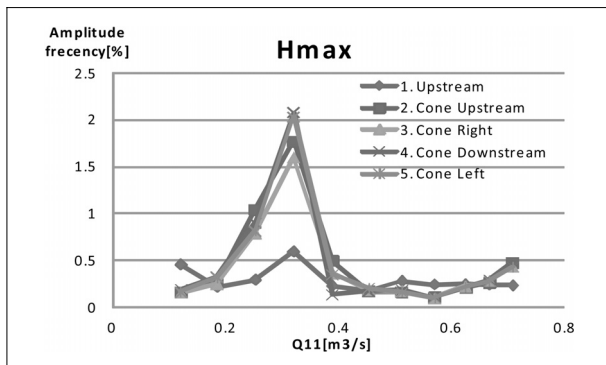


그림 10. 정격최고낙차( $N_{11}=48.1$ )에서 수압 맥동

너지의 증가에 기인하는 것으로 판단된다.

### 5.3 저낙차에서 수압 맥동

그림 11은 정격 최저낙차( $N_{11}=53.0$ )에서 유량 변경에 따른 수압 맥동을 보여주고 있으며, 출구 4개소에서 수압맥동 값들이 비슷한 경향을 보이고 있으며  $Q_{11}$  약 0.2부터 증가하여 0.32정도(정격유량의 약 55%)에서 각각 최대값을 보이고 약 0.4까지 감소한 이후 일정한 값을 유지하며, 스파이럴 케이싱 입구 수압맥동은 일정한 값을 유지한다. 수압맥동의 최대값은 Cone Upstream 부에서 1.14%이며, 주파수는 0.25(f/n)로 나타났다. 정격최고, 기준낙차와 비교하여 최대 수압맥동의 값이 감소하였는데, 이는 낙차 감소에 따른 수력에너지의 감소에 기인한 것으로 판단된다.

### 5.4 급기실험 결과

그림 12는 수압맥동이 최대로 나타났던 운전 지점( $N_{11}=48.1$ ,  $Q_{11}=0.32$ )에서 급기유량을 변경해 가면서 시행한 급기실험 결과를 보여주고 있으며, 최초 급기유량 5%에서 수압맥동 진폭이 급격히 감소하였으며, 이후 급기량을 증가시켜도 거의 일정하게 유지되는 것으로 나타났으며, 수압맥동의 감소는 급기에 의한 볼텍스 로우프의 선회속도 감소에 기인한 것으로 판단된다. 최대 수압맥동이 나타났던 Cone Left 지점에서는 수압맥동 값이 급기량 5%에서 1.55%에서 0.21% 정도까지 약 86%가 감소되었다. 그림 13은 급기에 따른 수차 효율의 변화를 보여주고 있으며, 수차 효율은 급기량의 증가에 따라

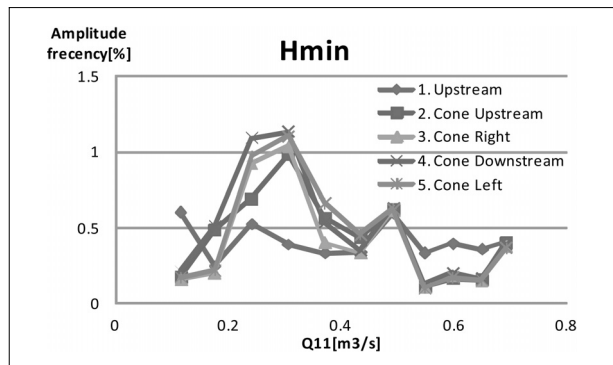


그림 11. 정격최저낙차( $N_{11}=53.0$ )에서 수압 맥동

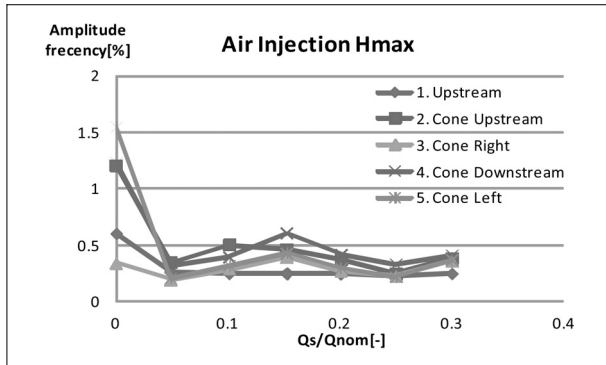


그림 12. 급기에 따른 수압맥동 변화

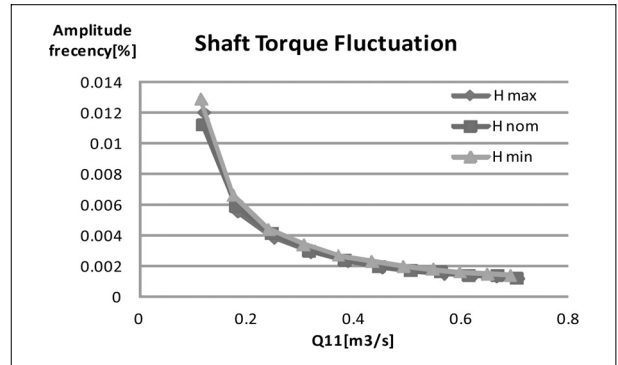


그림 14. 유량변경에 따른 축동력 맥동

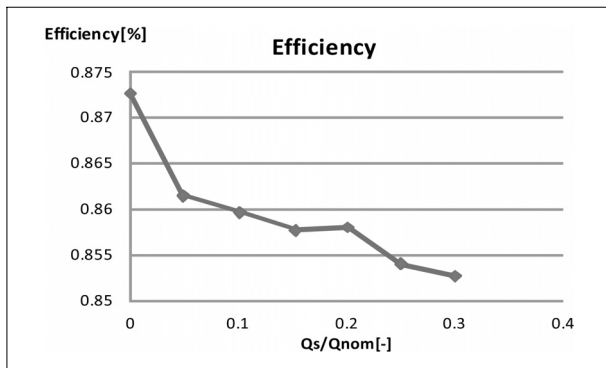


그림 13. 급기유량에 따른 수차효율 변화

감소하는 나타났다. 수차효율을 고려한 적정의 정격유량의 5% 정도로 유지함이 타당함을 알 수 있다. 급기 전 수압맥동의 최대값이 정격최고낙차 수압맥동 시험에서의 수압맥동 측정값보다 감소함은 실험여건에 따라 운전지점이 다소 변경됨에 따른 것으로 판단된다.

### 5.5 축동력 맥동시험 결과

그림 14는 각 낙차에서의 유량 변경에 따른 축동력의 맥동을 보여 준다. 낙차별로 비슷한 경향을 보이고 있으며 유량이 감소할수록 축동력 맥동은 증가한다. 실물수차에서 축동력 맥동의 원인은 런너 블레이드에 작용하는 수압의 변동이나 발전기에 작용하는 전자기력의 변동이 원인으로 알려져 있으며, 유량이 감소할수록 그 영향이 크게 작용한 것으로 판단되나 본 실험에서는 축동력 맥동의 최대값이 정격운전지점에서 축동력의 약 0.01% 정도로서 매우 작은 값을 보이므로 수차의 설계가 잘 진행된 것으로 판단된다.

## 6. 결론

노후화된 15MW 프란시스 수차를 대상으로 새롭게 설계한 후 수차해석을 통하여 낙차와 유량을 변경해 가면서 유동특성을 분석하고 모델수차를 제작, 시험을 통하여 수압과 축동력의 맥동을 측정하고 추가의 급기실험을 통하여 급기가 수압맥동에 미치는 영향을 분석하였다.

- 1) 프란시스 수차 드래프트 튜브에서의 손실은 낙차 및 유량의 변화 따른 런너 출구에서의 볼텍스 로우프 발생에 기인하는 것으로 나타났고, 저유량, 저낙차에서는 볼텍스 로우프가 런너 회전방향과 반대로, 고유량, 고낙차에서는 같은 방향으로 발생한다.
- 2) 낙차별로 유량을 변경해 가면서 런너 출구 4개소에서 측정된 수압맥동 값들이 비슷한 경향을 보이고 있으며  $Q_{11}$ 이 약 0.32정도(정격유량의 약 55%)에서 정격회전수의 약 1/4 주파수로 최대값을 보이고 낙차가 커질수록 그 값이 커진다.
- 3) 수압맥동의 최대값 발생은 드래프트 튜브에서 손실 발생과는 달리 저유량 영역에서 볼텍스 로우프의 코어부가 드래프트 튜브 하부로 진행되는 과정에서의 압력 회복이 수압맥동에 영향을 미치는 것으로 판단되며, 이에 대한 추가 연구가 필요하다.
- 4) 최초 급기유량, 5%에서 수압맥동 진폭이 급격히 감소하였으며, 이후 급기량을 증가시켜도 거의 일정하게 유지되어, 수차 효율 감소를 고려 최적 급기량을 정격유량의 5%로 결정할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 국가연구과제 “10MW 급 이상 프란시스 수차발전기 개발 및 실증” 일환으로 수행되었습니다.

### References

- [1] S. C. Li, 2000, “Cavitation of Hydraulic Machinery”, University of Warwick, U. K.
- [2] Papillon, B., Kirejczyk J., and Sabourn, M., 2000, “Atmospheric air admission in htdro turbines”, Proceedings of the Hydrovision, Charlotte, North Carolina, USA, 8–11 August, paper no. 3C.
- [3] Romeo S. R., Thi C. VU S.M., Garbiel D. C., Bernd N., “Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge”, 2006, 23<sup>rd</sup> IAHR.
- [4] Fernando C. G., Carlos A. M. V., “Experimental analysis of the vibration on the draft tube of a Francis hydraulic turbine during operation at different power levels”, 2010, Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia N. 0 55 PP. 90–98.
- [5] Qian Z. D., Li W, Huai W. X., Wu Y. L., “The effect of runner cone design on pressure oscillation characteristics in a Francis hydraulic turbine”, Proc. IMechE Vol. 226 Part A, j. Power and Energy.
- [6] Qian, Z. D., Yang, J. D., and Huai, W. X., “Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with gas admission”, 2007, J. Hrdrodyn. Ser B, 19(4), 467–472.
- [7] Wang, F., Liao, C., and Tang, X., “Numerical Simulation of Pressure Fluctuations in a Large Francis Turbine Runner”, 2012, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 25.
- [8] Rammohan S., Manikandan S., Saseedran S., “On Site Pressure Pulse Measurement of Hydraulic Machine”, 2010, IGHEM, Oct. 21–23, AHEC, IIT Brookee, India.
- [9] Albert R., Thomas H., Thomas A., Thomas S., “Simulation of vortex rope in a turbine draft tube”, 2002, Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems 21<sup>st</sup> IAHR Symposium, Lausanne.
- [10] Xiao R., Wang Z., Luo Y., “Dynamic stresses in a Francis turbine based on fluids–structure interaction analysis”, 2008, Tsinghua science and technology ISSN 1007–0214 02/25 PP 587–592 Vol. 13.

### 전 윤 흥



1984년 부산대학교 금속재료공학과 공학사  
2003년 부산대학교 기계공학과 공학석사  
2009년 연세대학교 기계공학과 공학박사

현재 한국수력원자력(주) 중앙연구원 차장  
(E-mail : jeonyh@khnp.co.kr)

### 박 시 훈



2007년 한국교통대학교 항공기계설계학과 공학사

현재 한국수력원자력(주) 중앙연구원 대리  
(E-mail : pureysh@khnp.co.kr)

### 최 한 수



1994년 강원대학교 전기공학과 공학사

현재 한국수력원자력(주) 중앙연구원 그룹장  
(E-mail : hansu@khnp.co.kr)

### 박 준 관



1996년 동아대학교 기계공학과 공학사  
1998년 동아대학교 기계공학과 공학석사  
2007년 Ohio State University 항공우주공학과 박사

현재 한국수력원자력(주) 중앙연구원 선임연구원  
(E-mail : jungwan.park@khnp.co.kr)