

## 양수발전소용 펌프수차·발전기 전동기 축계의 진동해석

양보석\* · 최병근\* · 김용한\*\* · 하현천\*\*\*

### Vibration Analysis of Pump/Turbine and Generator/ Motor Rotor System for Pumped Storage Power Stations

Bo-Suk Yang\*, Byung-Gun Choi\*, Young-Han Kim\*\*, Hyun-Cheon Ha\*\*\*

*Key Words: Rotor System(회전축계), Vibration Analysis(진동해석), Pump/Turbine and Generator /Motor(펌프수차·발전기전동기), Pumped Storage Power Stations(양수발전소)*

#### ABSTRACT

Pumped-storage power plants pumps the water from the lower reservoir to the upper reservoir using the extra electric power at night and generates electric power in the daytime. Currently it tends to be a high-head large-capacity machine. In this paper, we developed the computer programs for vibration analysis of the pump/turbine and generator/motor rotor system considering electromagnetic force, hydrodynamic unbalance force, dynamic characteristics of guide bearings and add mass of water. This program was verified by applying it to the real model and calculating the critical speed, natural mode and unbalance response.

#### 1. 서 론

전력수요에는 낮과 밤에 따라 큰 차가 있으며, 이는 산업화가 가속되면서 더욱 증가하는 추세이다. 심야에 비해 주간 부하가 매우 크며, 특히 오후에 피크치가 높다. 이와 같은 전력수요의 불균형에 대응하기 위해 물의 위치에너지를 이용하여 수차로 전력을 발생시키는 양수발전소가 이용되고 있다. 이는 고온·고압의 증기를 사용하는 대용량 화력발전소와는 급격한 부하의 변경에 신속히 대응하기 어렵고, 특히 부분부하에서 발전플랜트의 효율이 감소하여 경제성이 없는 반면, 양수발전소는 수량을 조절하여 발생전력을 단시간에

변경할 수 있고, 야간의 잉여전력을 이용하여 물을 상부저수지에 양수하였다가 주간의 피크부하에 이용할 수 있기 때문이다.

양수발전소에서 동일한 양의 전력을 생산하는 경우, 상·하저수지의 고도차(낙차)가 클수록 유량이 적게 되고, 설비가 소형화된다. 따라서 낙차 600m 이상의 초고낙차 양수발전소가 건설되고 있다. 또한 최근에는 운전모드에 따라 하나의 임펠러에 펌프와 수차의 작용을 겸용시키는 펌프수차(reversible pump turbine)로 수직형 프랜시스 수차가 널리 사용되고 있다.

고낙차화를 실현하기 위해서는 펌프수차 러너(runner) 외주의 속도를 증가시킬 필요가 있으며, 동일 용량기에 대해서는 높은 회전속도의 기계가 채용되고 있다. 이와 같은 고낙차화와 이에 수반하는 고속화에 의해 러너 원주속도, 유속, 내부압력 및 수압맥동이 증가하기 때문에 펌프수차의 구성기기는 성능, 강도 및 진동

\* 부경대학교 기계자동차공학부

\*\* 부경대학교 대학원

\*\*\* 한국중공업(주) 기술연구원

면에서 더욱 가혹한 조건에 견딜수 있도록 설계, 제작 되어야 한다. 특히 고속화에 의해 축의 위험속도에 대한 분리여유(separation margin)가 적게 되고, 또한 경량화에 의한 관성질량의 감소에 따라 부하차단시의 축 회전속도 상승이 무구속 속도(runaway speed)에 접근할 위험이 생기게 된다.

이러한 경우에는 축계의 진동해석을 충분히 파악한 설계를 할 필요가 있고, 정도 높은 회전체 진동해석을 수행하지 않으면 안된다. 특히 고낙차, 고속 대형 수차 터빈의 설계에 있어서는 펌프수차에서 발생하는 유체가진력 특성, 발전기전동기의 자기흡인력 특성, 베어링의 유막력 특성을 면밀히 검토하고, 이를 토대로 정도 높은 위험속도의 계산과 진동응답의 검토가 설계단계에서 이루어져야 한다.

따라서 본 논문에서는 펌프수차·발전기전동기 축계를 대상으로 발전기전동기의 전자기력, 베어링의 유막력, 러너내의 물의 부가질량 및 유체가진력 특성을 고려하여 정도 높은 위험속도의 계산과 고유모드, 불평형응답 해석을 수행하기 위한 진동해석 소프트웨어 「TPVIBRA」를 개발하였다.

## 2. 이론해석

Fig. 1은 본 연구에서 개발한 펌프수차·발전기전동기 축계의 개략도를 포함한 진동해석 소프트웨어 「TPVIBRA」의 초기화면을 보이고, Table 1에 양수발전시스템의 주요사양을 나타내었다. 양수발전용 축계는 크게 회전축, 러너, 발전기전동기 회전자, 가이드 베어링으로 구성되어 있으며, 발전기전동기 하부베어

링은 축방향의 하중을 지지하는 스티스트베어링과 반경방향의 가이드 베어링이 같이 결합되어 있다. 그리고 발전기전동기축과 펌프터빈축은 커플링으로 강결합되어 있다.

본 논문에서는 Fig. 2와 같이 변단면 축요소, 베어링요소 및 원판요소로 축계를 모델링하였다. 축요소에 대해서는 회전관성과 전단변형을 고려한 Timoshenko 보 이론에 기초한 유한요소<sup>(1)</sup>로 분할하였으며, 러너나 발전기전동기 회전자와 같이 극관성 모멘트를 무시할 수 없는 경우는 원판요소로 모델링하여 극관성과 회전관성 모멘트를 부가하였다. 발전기전동기 회전자는 부가질량, 회전관성 및 극관성모멘트가 3개의 리브부분에 집중하여 작용하는 것으로 고려하였다. 러너내의 물의 부가질량의 평가는 참고문헌<sup>(2)</sup>을 참고하여 러너 질량의 0.9배를 이용하였고, 이 값이 러너 부절점에 집중 부가질량으로 작용하는 것으로 하였다. 베어링에

Table 1 Principle data for pump/turbine and generator/motor system

Pump/turbine			
Type	Vertical shaft, reversible Francis pump turbine with spiral case		
Running mode	Turbine	Pump	
Speed	450 rpm		
Output & Input (max)	336 MW	330 MW	
Head(max)	579.5 m	601.2 m	
Capacity(max)	65 m <sup>3</sup> /s	53.7 m <sup>3</sup> /s	
Generator/motor			
Running mode	Generator	Motor	
Output	343,000 kVA	330,000 kW	
Voltage	18,000 V		
Frequency	60 Hz		
Speed	450 rpm		
Power factor	0.9		
Guide bearing			
Type	Tilting pad		
	Turbine bearing	Upper bearing	Lower bearing
No. of pad	8		
Diameter	1.45 m	1.3 m	2.555 m
Length	0.4 m		
Pad arc	26°		
Inlet temp.	40°C		

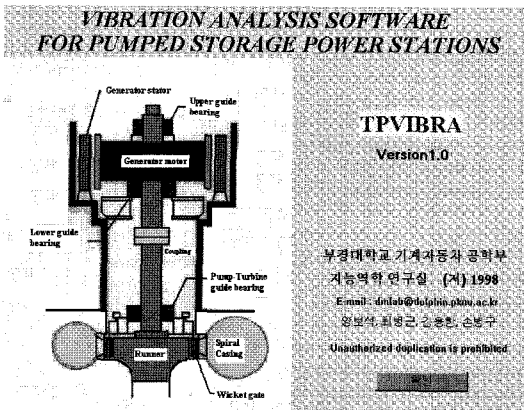


Fig. 1 Initial screen of vibration analysis software 「TPVIBRA」 for pump/turbine and generator/motor system

작용하는 힘은 그 요소의 중앙에 집중하여 작용하는 것으로 하여 선형 스프링과 감쇠기로 모델링하였다.

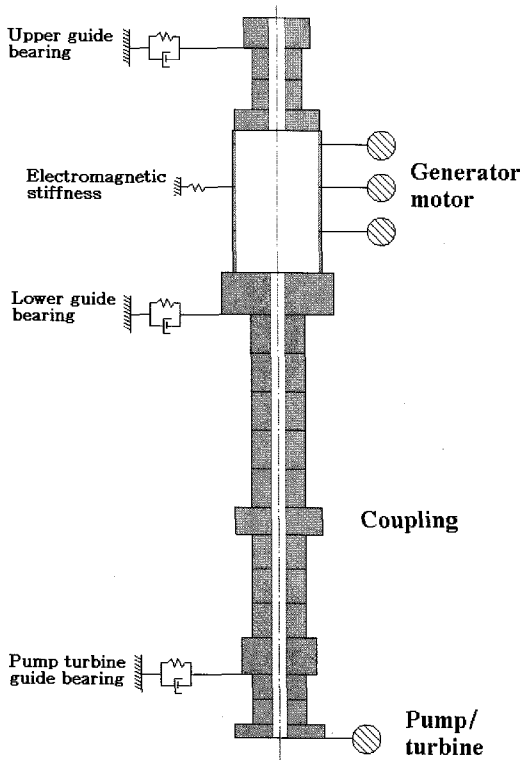


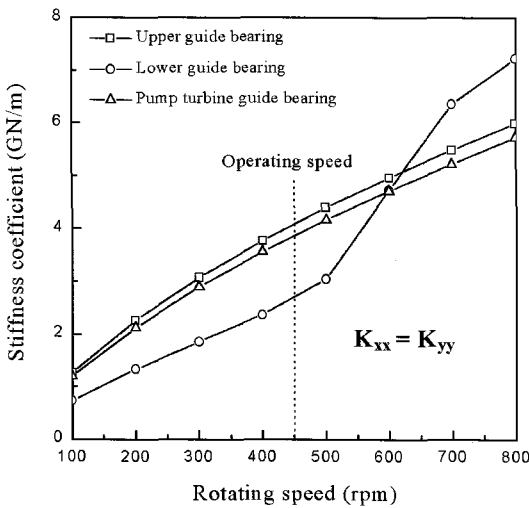
Fig. 2 Modeling for rotordynamic analysis

Fig. 3은 유한차분법을 이용하여 계산된 가이드베어링의 동특성에 대한 계산결과이다. 가이드베어링은 틸팅패드(tilting pad) 형식의 수직형 베어링이므로, 연성항은 존재하지 않고 등방성인 강성과 감쇠계수값을 가진다. 발전기전동기 하부 베어링의 감쇠계수를 제외하고는 모든 베어링의 강성 및 감쇠계수값은 대체로 비슷한 경향을 가지며, 강성계수는 회전속도가 증가함에 따라 증가하나 감쇠계수는 감소하는 특성을 보인다.

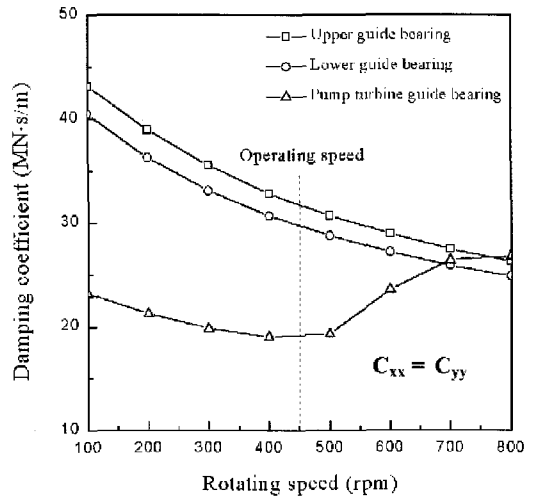
### 2.1. 전자기력

발전기전동기 회전자의 편심에 의해 발생하는 불평형 전자기력(electromagnetic force)은 일반적으로 부강성(negative stiffness)으로 작용하기 때문에 회전축계의 고유치, 고유모드와 불평형응답에 많은 영향을 미친다. 따라서 회전축계의 해석시 발전기전동기 회전자에 발생하는 전자기력을 고려해야 하며, 본 논문에서는 잘 알려진 Behrend의 식 (3)을 이용하여 전자기력을 계산하였다. 전자기력은 선형범위내에서는 강성과 변위의 곱의 형식으로 표현할 수 있고<sup>(4)</sup>, 전자기 강성(electromagnetic stiffness)  $K_e$ 를 구하는 식은 다음과 같다.

$$K_e = \frac{SB^2}{2.5\delta} \quad (\text{MN/m}) \quad (1)$$



(a) Stiffness coefficient



(b) Damping coefficient

Fig. 3 Bearing rotordynamic coefficients

Table 2 Electromagnetic stiffness of generator/motor rotor

Rating condition		I (A)	$K_e$ (MN/m)
Running mode	Motor mode	11967	827.1736
	Generator mode	1615.3	169.844

여기서,  $S = \frac{\pi D l}{C}$ ,  $B = 1.11 C B_g$ 로 주어지며,  $D$ 는 고정자 직경(m),  $l$ 은 적층길이(m),  $C$ 는 Carter 계수,  $B_g$ 는 평균자속밀도(T),  $\delta$ 는 평균공극 길이(m)이다. 식 (1)을 이용하여 정격운전속도에서 운전모드에 따라 전자기 강성을 구하면 Table 2와 같다.

### 2.2. 운동방정식

전자기력을 고려한 회전축계의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$M \ddot{q} + (C_b - \Omega G) \dot{q} + (K_s + K_b - K_e) q = F \quad (2)$$

여기서  $M$ 은 질량행렬,  $G$ 는 자이로스코프 행렬,  $C_b$ 와  $K_b$ 는 베어링의 감쇠 및 강성행렬이고,  $K_s$ 는 축요소와 강성행렬,  $K_e$ 는 전자기력에 의한 강성행렬을 나타내며,  $\Omega$ 는 회전수를 나타낸다. 회전축계에 대한 Timoshenko보 유한요소모델의 유도과정은 많은 논문<sup>(1)</sup>에 설명되어 있으므로, 자세한 내용은 여기서는 생략하기로 한다.

### 2.3. 복소고유치해석

복소고유치 해석을 하기 위해 식 (2)의 해를  $q = a_0 e^{st}$ 로 가정하여, 운동방정식 식 (2)에 대입하면

$$s^2 M a_0 + s C a_0 + K a_0 = 0 \quad (3)$$

가 얻어진다. 윗식을 표준형으로 변환하면

$$A w = s w \quad (4)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \quad w = \begin{bmatrix} a_0 \\ r_0 \end{bmatrix},$$

$$r_0 = s a_0$$

행렬  $A$ 를 Hessenberg형 행렬로 변형하고, QR법을 적용하여 복소고유치를 구한다<sup>(5)</sup>.

### 2.4. 불평형응답

식 (2)에서  $F$ 가 주기외력으로

$$F = F_c \cos n\Omega t + F_s \sin n\Omega t \quad (5)$$

로 주어지는 경우, 식 (2)의 비동차해는 주기적인 여진항에 의해 정상적으로 발생하는 계의 진동응답이므로, 강제항과 같은 형태로 고려하면

$$q = q_c \cos n\Omega t + q_s \sin n\Omega t \quad (6)$$

이다. 식 (5)와 (6)을 식 (2)에 대입하고,  $\cos n\Omega t$ 항과  $\sin n\Omega t$ 항으로 나누어 정리하면, 최종적으로  $q_c$ 와  $q_s$ 는 다음 식으로 주어진다.

$$\begin{bmatrix} q_c \\ q_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K - n^2 \Omega^2 M & n\Omega C \\ -n\Omega C & K - n^2 \Omega^2 M \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_c \\ F_s \end{bmatrix} \quad (7)$$

식 (7)의 해를 식 (6)에 대입하면 불평형응답이 얻어진다. 가진력으로 기계적 불평형은  $n=1$ , 깃통과주파수의 수력학적 불평형의 경우는  $n$ 는 깃수가 된다.

#### 2.4.1. 기계적 불평형

회전축계의 진동을 일으키는 가장 일반적인 원인은 기계적인 불평형(mechanical unbalance)이다. 본 논문에서는 ISO 규격<sup>(6)</sup>에 따라 발전기전동기 부분은 G2.5, 펌프터빈부분은 G6.3을 이용하여 각 부분의 허용 잔류불평형을 계산하고, 이를 발전기전동기 회전자 코어 양단과 러너부분에 부가하여 불평형응답을 구하였다.

2.4.2. 수력학적 불평형

수력학적 불평형(hydraulic unbalance)에 의한 반경력(radial force)은 벌류트 내부, 토출 및 유입흐름의 비대칭으로 발생하는 힘으로, 이 힘은 일반적으로 휘돌림 속도비( $\Omega/\omega$ )와는 관계없이 일정하다<sup>(5)</sup>. 이 불평형에 의해 발생하는 동적 유체력은 러너의 회전수 성분에 대응하는 저주파수(low cycle) 성분과 깃 통과주파수(nZ) 성분의 고주파수 성분으로 분리하여 나타낼 수 있다<sup>(7)</sup>. 즉,

$$F_{low} = K_{rd} \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot D \cdot B^* \cdot H \quad (8)$$

$$F_{nZ} = K_{rd} \cdot \beta \cdot \gamma \cdot D \cdot B^* \cdot H \quad (9)$$

여기서  $K_{rd}$ 는 무차원 동적 반경추력계수,  $\alpha$ 는 비교회전도( $N_s$ )에 의한 수정계수,  $\beta$ 는 임펠러 선단의 틈새비에 의한 수정계수,  $\gamma$ 는 액체의 비중량,  $H$ 는 단당 양정,  $D$ 는 임펠러 외경이고,  $B^*$ 는 임펠러 출구 폭이다. 본 논문에서는 식 (8)과 (9)를 이용하여 수력학적 불평형을 평가하고, 이를 이용하여 응답을 계산하였다.

3. 수치계산 결과 및 고찰

Fig. 4는 전자기력과 물의 부가질량을 고려한 펌프수차 · 발전기전동기 축계의 Campbell 선도를 나타낸다. 낮은 회전수에서 나타나지 않던 고차모드의 고유진동수 성분이 약 280 rpm 이상에서 나타나며, 이는 낮은 회전수에서 가이드베어링의 큰 감쇠에 의해 구속되었던 모드가 회전속도의 증가에 따라 감쇠가 감소하게 되어 나타나는 전형적인 감쇠의 영향이다. 800 rpm까지 기계적 불평형과 같은 동기 주파수(1X)의 진향 가짐에 의한 위험속도는 생기지 않음을 알 수 있으며, 그림에서 9X성분은 깃 통과 주파수(nZ, n=9)를 나타낸다.

Fig. 5는 전자기력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 고유치의 변화를 비교하기 위해서, 가장 큰 영향을 미치는 두 모드에 대해서 나타내었다. 음의 전자기장성 특성으로 인해 전자기력은 일반적으로 특정모드의 고유진동수를 감소시키는 역할을 하며, 그림에서도 모드에 따라서는 최대 약 100 cpm 이상 낮아짐을 알 수 있다.

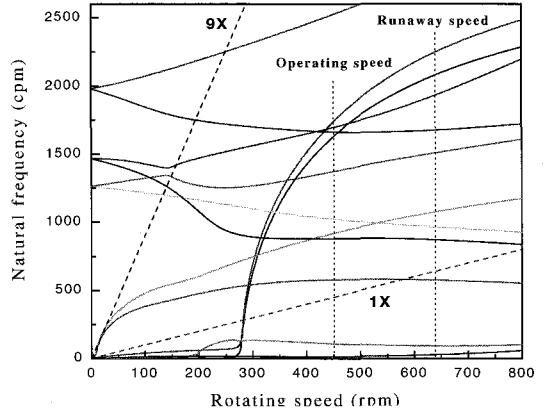


Fig. 4 Campbell diagram

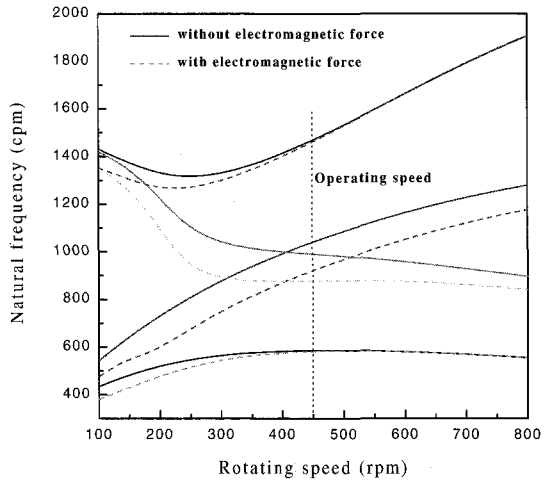


Fig. 5 Effect of electromagnetic force

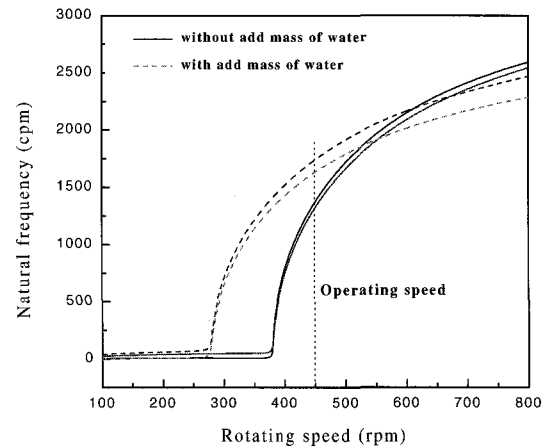


Fig. 6 Effect of hydrodynamic mass

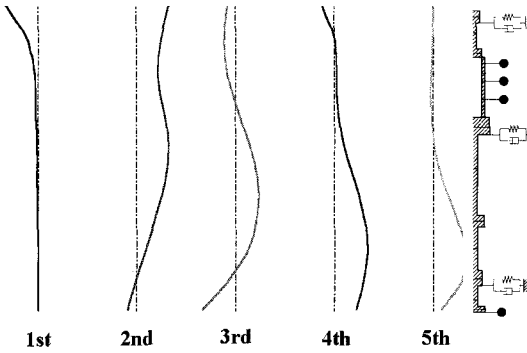
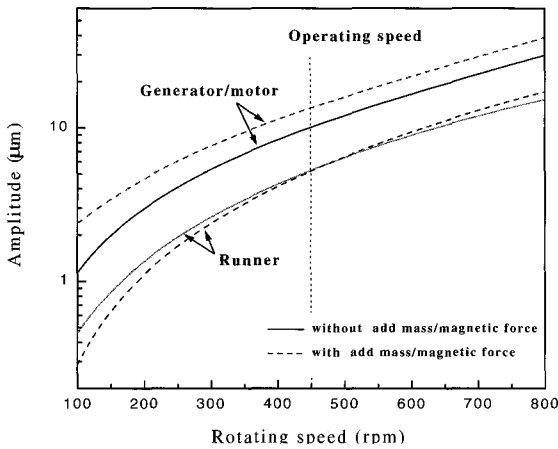
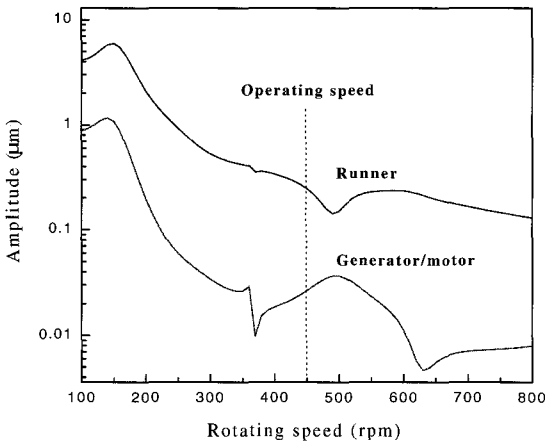


Fig. 7 Mode shapes at operating speed



(a) Mechanical unbalance



(b) Hydraulic unbalance of nZ component

Fig. 8 Unbalance response

Fig. 6은 펌프수차 러너 내의 물의 부가질량(add mass) 효과를 고려한 경우, 이의 영향이 가장 큰 모드만을 나타낸 그래프이다. 이 모드는 러너부의 변위가 큰 모드이기 때문에 물의 부가질량을 고려한 경우, 고유치가 크게 좌측으로 이동함을 알 수 있다.

Fig. 7은 운전속도에서의 회전축계의 1~5차까지의 고유모드의 전향성분(forward component)만을 나타낸 모드선도이다. 1차 모드는 하측베어링과 펌프터빈 베어링의 큰 감쇠로 거의 강제모드에 가까우며, 감쇠가 높기 때문에 대체로 복잡한 모드형상을 나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 펌프수차 러너부와 발전기전동기 회전자의 중앙부의 기계적 불평형응답과 수력학적 불평형응답을 나타낸 그림이다. 그림 (a)의 기계적 불평형응답에서 전자기력을 고려한 경우, 회전자 중앙부의 응답이 약 10 $\mu$ m 정도 증가하지만, 러너부에는 거의 영향이 없음을 알 수 있다. 그림 (b)는 전자기력과 물의 부가질량을 고려한 경우의 깃 통과주파수(nZ)성분의 수력학적 불평형응답을 보여주고 있다. Fig. 4의 Campbell선도에서도 알 수 있듯이, 9X성분과 고유치의 전향성분이 만나는 회전수에서 피크가 발생하고, 이 때 3차모드로 가진되고 있으며, 최대진폭은 러너부에서 5.95 $\mu$ m(p-p)이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 고나차 양수발전소용 펌프터빈·발전기전동기 축계의 진동해석을 수행하기 위한 전용 진동해석 소프트웨어 「TPVIBRA」를 개발<sup>7)</sup>하였으며, 다음과 같은 특성들을 고려하였다.

- (1) 발전기전동기의 불평형 전자기력 특성
- (2) 베어링의 유막력 특성
- (3) 러너의 부가질량 효과
- (4) 유체가진력 특성

이와 같은 특성 평가를 토대로 실기에 적용하여 정도높은 고유진동수, 고유모드와 불평형응답 해석을 수행하고, 펌프터빈·발전기전동기의 주 설계사인 프랑스 Neyrpic사의 계산결과와 비교, 검토하여 본 소프트웨어가 유용하게 사용될 수 있음을 확인하였다.

#### 후 기

본 연구는 한국중공업(주) 기술연구원과 공동으로 수행하였으며, 이에 한국중공업(주) 관계자 여러분들께 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Nelson, H. D., 1980, "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory," Trans. ASME, J. of Mechanical Design, Vol. 102, pp. 798~803.
- (2) Ueda, T., et al., 1977, "Site Test of 500M 206MW Pump-Turbine and 220MVA Generator-Motor," Fuji Review Vol. 50, No.10, pp. 1~10.
- (3) Behrnd, B. A. 1900, "On the Mechanical Forces in Dynamics Caused by Magnetic Attraction," Trans. AIEE, Vol. 17, pp. 617~633.
- (4) Nagaya, K., and Ikeda, S., 1985, "Vibration of a Motor on Viscoelastic Foundation Due to Whirling of the Shaft With Consideration of Electromagnetic Forces," Trans. ASME J. of Vib. Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 107, pp. 310~318.
- (5) 양보석, 1996, 보일러급수펌프 진동해석 프로그램 개발에 관한 연구, 현대중공업(주) 위탁연구보고서, p. 259.
- (6) Schneider, H. (양보석 역), 1994, 평형잡이 기술, 세종출판사
- (7) 양보석, 1998, 수차·발전기의 축계진동해석 프로그램의 개발, 한국중공업(주) 위탁연구보고서, p. 222.