

수차발전기 축계의 진동해석

최병근(부경대 대학원), 양보석(부경대 공대), 하현천, 박철현(한국중공업)

1. 머리말

전력수요에는 낮과 밤에 따라 큰 차가 있고, 심야의 부하에 비해 주간 부하가 매우 크며, 특히 오후 5~6시경에 피크치가 높다. 이와 같은 전력수요의 불균형에 대응하기 위해 물의 위치에너지를 이용하여 수차로 전력을 발생시키는 양수발전소(pumped storage power station)가 이용되고 있다. 이는 고온·고압의 증기를 사용하는 대용량 화력발전소로는 급격한 부하의 변경에 신속히 대응하기 어렵고, 특히 부분부하에서 발전플랜트의 효율이 감소하여 경제성이 없는 반면, 양수발전소는 수량을 조절하여 발전전력을 단시간에 변경할 수 있고, 야간의 잉여전력을 이용하여 물을 상부저수지에 양수하였다가 주간 피크부하에 이용할 수 있기 때문이다.

양수발전소에서 동일한 양의 전력을 저장하는 경우, 상부저수지의 고도차(낙차)가 클수록 유량이 적게 되고, 설비가 소형화된다. 따라서 낙차 600m 이상의 초고낙차 양수발전소가 건설되고 있다. 또한 최근에는 하나의 날개차에 펌프와 수차의 작용을 겸용시키는 펌프수차(reversible pump turbine)로 수직형 Francis 수차가 널리 사용되고 있다. 이러한 고낙차화를 실현시키기 위해서는 수차런너(runner) 외주의 속도를 증가시킬 필요가 있으며, 동일 용량기에 대해서는 높은 회전속도의 기계가 채용되고 있다.

이와 같은 고낙차화와 이에 수반하는 고속화에 의해 런너 원주속도, 유속, 내부압력 및 수압맥동이 증가하기 때문에 펌프수차의 구성기기는 성능, 강도 및 진동면에서 더욱 가혹한 조건에 견딜 수 있도록 설계, 제작되어야 한다. 특히 고속화에 의해 축의 위험속도에 대한 여유가 적게 되고, 또한 경량화에 의한 관성질량의 감소에 따라 부하차단시의 축회전속도 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, 고속대형 수차터빈의 설계에 있어서는 펌프수차에서 발생하는 유체가진력 특성, 발전전동기의 자기흡입력특

성, 베어링의 유막력특성을 면밀히 검토하고, 이를 토대로 정도 높은 위험속도의 계산과 진동응답의 검토가 설계단계에서 이루어져야 한다.

따라서 본 논문에서는 펌프수차에서 발생하는 발전전동기의 자기흡입력특성, 베어링의 유막력특성을 면밀히 검토하고 이를 토대로 정도 높은 위험속도의 계산과 고유모드, 불평형응답 해석을 수행하였다.

2. 이론해석

그림 1과 같은 펌프/터빈을 고려한다. 펌프/터빈 축계는 런너, 발전기, 시일, 베어링 및 축의 변단면으로 이루어져 있다.

Table 1은 펌프/터빈의 주요 사양을 나타낸다.

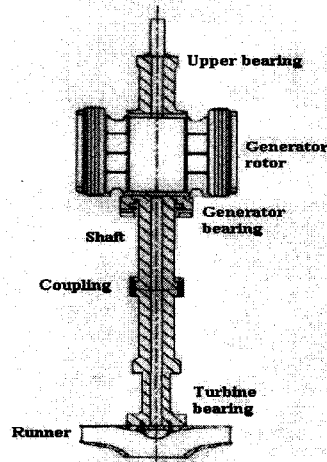


Fig. 1 펌프/터빈축계 개략도

그림 2는 부가질량, 베어링, 원판 및 변단면으로 나누어지는 진동해석모델을 나타낸다. 본 논문에서는 펌프/터빈 축계를 Timoshenko보의 이론에 기초한 유한요소로 모델링하였으며, 런너나 발전기회터와 같이 극관성 모멘트를 무시할 수 없는 경우는 원판으로 모델링하여 극관성과 회전관성을 부가하였다. 그림 2에서와 같이 발전기회터의 부가질량, 회전관성 및

극관성을 3개의 리브부분에 작용하는 것으로 고려하였다. 베어링과 시일부에서 작용하는 힘은 그 요소의 중앙에 집중하여 작용하는 것으로 한다. 펌프/터빈의 진동은 굽힘 진동(bending vibration)이 중요하고 Rotor-bearing-seal- runner system은 일반적으로 그림 2와 같이 강성과 분포질량의 축요소, 그리고 베어링과 시일로 모델링할 수 있다.

Table 1 Principle data for pump/turbine

Pump-turbine		
Type	Vertical shaft, reversible Francis pump-turbine with spiral case	
	turbine	pump
Speed	450 rpm	450 rpm
Output & Input (max)	336 MW	330 MW
Head(max)	579.5 m	601.2 m
Capacity(max)	65 m ³ /s	53.7 m ³ /s
Generator-motor		
	Generator	Motor
Output	343,000 kVA	330,000 kW
Voltage	18,000 V	18,000 V
Frequency	60 Hz	
Speed	450 rpm	
Power Factor	0.9	
Guide bearing		
Type	Tilting pad	
	Turbine bearing	Generator bearing
Pad numbers	8	
Diameter	1.45 m	2.555 m
Length	0.4 m	
Pad arc	26°	
Inlet Temp.	40°C	

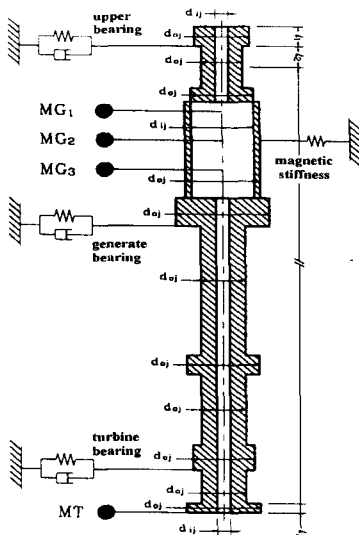


Fig. 2 펌프/터빈축계 해석 모델링

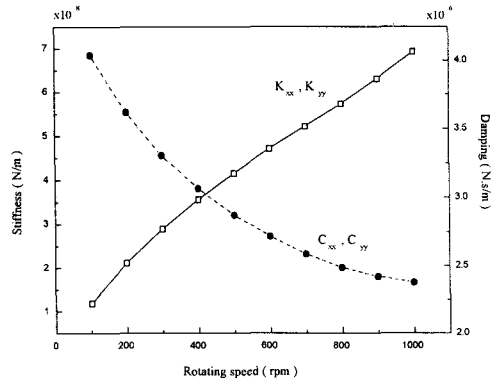


Fig. 3 베어링의 동적계수

그림 3은 터빈베어링의 동특성을 나타낸 것이다. 8 pad의 Tilting pad 베어링이기 때문에 연성항은 존재하지 않고 등방성인 강성과 감쇠값을 가진다. 강성값은 회전속도가 증가함에 따라 증가하나 감쇠는 감소하는 특성을 보인다.

2.1 전자기력

회전자의 편심에 의해 발생하는 전자기력은 일반적으로 부강성항으로 작용하기 때문에 회전축계의 고유치, 고유모드와 불평형응답에 영향을 미친다. 따라서 회전축계의 해석시 Generator rotor부분에서 발생하는 전자기력을 고려해야 한다. 본 논문에서는 잘 알려진 Behrend's 식을 이용하여 전자기력을 계산하였다. 강성을 구하는 식은 다음과 같다.⁽⁴⁾

$$k_e = \left(\frac{\bar{S}}{25}\right) (B)^2 \left(\frac{1}{\delta}\right) \times 10^7 (\text{N/m}) \quad (1)$$

여기서,

$$\bar{S} = \frac{\pi D l}{C}, \quad B = 1.11 C B_g$$

D : 고정자 직경 (m)

l : 적층길이 (m)

C : carter 계수

B_g : 평균자속밀도 (T)

δ : 평균공극길이 (m)

Table 2 Generator magnetic stiffness (MN/m)

Condition	I_r (A)	Magnetic Stiffness (F_e/m , MN/m)
rating	1615.3 (A)	169.844 (MN/m)

위 식을 이용하여 운전속도에서의 자기강성을 구하면 Table 2와 같다.

2.2 운동방정식

자기력을 고려한 펌프/터빈의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [K_b - K_e]X = 0 \quad (2)$$

여기서 M은 질량행렬, C와 K_b는 베어링과 시일의 특성을 고려한 감쇠 및 강성행렬이고, K_e는 자기강성을 나타낸다.

회전축계에 대한 유한요소모델의 유도과정은 많은 논문[1,2]에 개재되어 있으므로, 자세한 내용은 여기서는 생략하기로 한다.

3. 복소고유치 해석

복소고유치 해석을 하기위해 식 (2)의 해를 다음식으로 가정하여

$$\{X\} = \{X_0\} e^{st} \quad (3)$$

운동방정식에 대입하면

$$s^2[M]\{X_0\} + s[C]\{X_0\} + [K]\{X_0\} = 0 \quad (4)$$

가 얻어진다. 위식을 표준형으로 변환하면

$$[A]\{w\} = s\{w\} \quad (5)$$

여기서

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} w = \begin{bmatrix} u_0 \\ v_0 \end{bmatrix}$$

$$\{v_0\} = s\{u_0\}$$

[A]를 Hessen-berg형 매트릭스로 변형하여 QR법을 적용하여 복소고유치를 구한다. 이는 보통 복소고유치가 되어 2쌍의 공액근

$$\lambda_j = \alpha_j \pm i\omega_j \quad (6)$$

이 얻어진다. 여기서 α_j 는 j차 모드의 성장계수 (growth factor), ω_j 는 감쇠 고유진동수를 나타낸다.

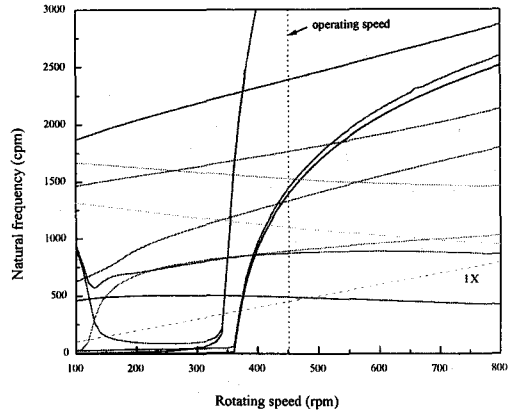


Fig. 4 Campbell 선도

그림 4는 터빈/펌프축계의 Campbell 선도를 나타낸다. 지지베어링의 감쇠특성이 낮은 회전수에서 높기 때문에 나타나지 않던 고차의 고유치들이 약 350rpm을 지나서 나타나는 경향을 보인다. 그러나 800rpm까지 1X 동기성분과 만나는 고유치의 전향성분이 없으므로 800rpm까지는 전향가진에 의한 위험속도는 생기지 않음을 알 수 있다.

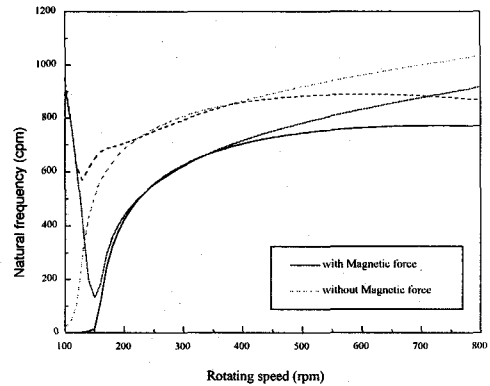


Fig. 5 자기력에 따른 고유치 변화

그림 5는 자기력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 고유치의 변화를 비교한 것이다. 자기력을 고려한 경우 다른 차수의 고유치는 거의 변화가 없어 가장 영향이 많은 1차의 경우만 나타내었다. 자기력을 고려한 경우 전향, 후향 모두 고유치가 약 120cpm 이상 낮아짐을 알 수 있다.

그림 6은 회전속도에서의 펌프/터빈 축계의 1~4차까지의 고유모드형상을 표시한 것이다. 실선은 전향, 점선은 후향성분의 모드를 나타낸다. 3차모드의 경우 상부와 하부베어링부의 모드가 베어링의 감쇠에 의해 구속을 받고 있음을 알 수 있다.

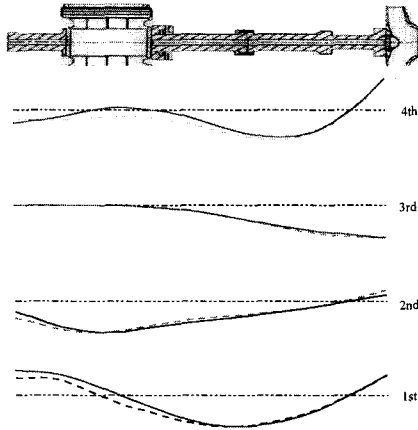


Fig. 6 펌프/터빈의 고유모드

4. 불평형응답

회전축계의 진동을 일으키는 가장 일반적인 원인은 기계적인 불평형(mechanical unbalance)이다. 기계적 불평형은 축 중심선에 대하여 회전체의 질량 분포가 비대칭으로 되기 때문에 발생하는데, 그 원인으로는 부품 자체가 비대칭에서 오는 설계 또는 제도 오차, 주물의 기포 및 용접의 불균일등에 의한 재질 상의 결함, 그리고 부품 조립시 형상 누적 공차등에 의한 가공 조립 오차 등이다. 강제 축으로 가정하고, 불평형 우력을 무시한다면, 잔류 불평형 U 는 다음과 같은 반경력을 야기시킬 것이다.

$$F = \omega^2 \cdot U \quad (7)$$

본 논문에서는 발전기부분은 ISO G2.5, 터빈부분은 ISO G6.3을 이용하여 각 부분의 허용 잔류불평형을 계산하였고, 계산된 허용 잔류불평형을 발전기와 터빈부분에 가하여 불평형응답을 구하였다.

그림 7은 자기력을 고려한 경우와 고려하지않은 경우, 그리고 허용 잔류불평형을 그대로 고려한 경우와 허용 잔류불평형의 50배를 고려한 경우의 발전기 부분의 불평형 응답을 나타낸 것이다. 불평형응답은 자기력을 고려한 경우의 진동진폭이 고려하지 않은 경우보다 크게 나타남을 알 수 있다. 운전속도(450rpm)에서 잔류불평형을 50배한 경우는 자기력을 고려하지 않았을때 약 70 μm 이지만 자기력을 고려한 경우 자기력의 부강성효과 때문에 불평형응답이 약 102 μm 로 30 μm 정도 크게 나타남을 알 수 있다.

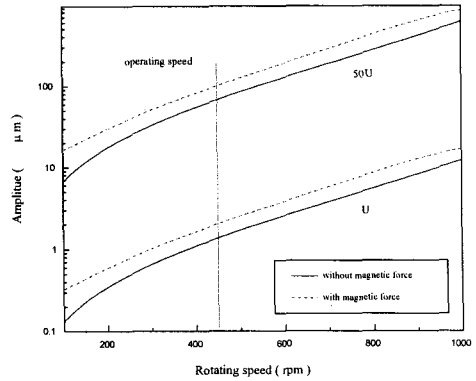


Fig. 7 불평형 응답

5. 결론

본 연구에서는 고낙차, 고속대형 수차터빈의 설계에 있어서 펌프수차에서 발생하는 발전기의 자기흡인력특성, 베어링의 유막력특성을 면밀히 검토하였고 이를 토대로 정도높은 고유진동수, 고유모드와 불평형응답 해석을 수행하였다. 그리고 Rotor-bearing-runner system 펌프/터빈축계에 대한 축계해석 프로그램을 개발하였다.

향후 연구계획으로는 각 베어링 감쇠의 모드기여율을 검토하여 각 베어링의 감쇠가 특정 고유치와 모드변화에 어떠한 영향을 미치는지 조사할 예정이다.

6. 참고문헌

- (1) H. D. Nelson and J. M. McVaugh, "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements", Trans. ASME, J. of Eng. for Ind. pp. 71~75. May 1976
- (2) M. Rajan, H. D. Nelson and W. J. Chen, "Parameter Sensitivity in the Dynamics of Rotor-Bearing Systems", Trans. ASME, J. of Vibration, Acoustics, etc., Vol. 108, April 1986
- (3) 양보석의 2명, "임의 기초여진에 의한 입형펌프의 동적 응답 해석", 박용기관학회 춘계학술대회, 1989
- (4) Behrnd, Trans. AIEE, Vol. 17, 1900, p 617
- (5) K. Nagaya, S. Ikeda, Trans. ASME J. of Vib. Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 107, 1985, p310