발전기교체로 인한 축계의 비틀림 고유주파수 영향 및 측정결과 고찰

Effects of Generator Retrofit on Torsional Natural Frequency of Turbine-generator Train and Study on Measurement Results

이 혁 순† · 유 성 연*

Hyuk-Soon Lee and Seong-Yeon Yoo

(Received December 24, 2012 ; Revised January 23, 2013 ; Accepted February 22, 2013)

Key Words : Torsional Vibration(비틀림진동), Turbine-generator(터빈-발전기), Separation Margin(분리여유), Blade-rotor Coupled Mode(블레이드-로터 연성모드)

ABSTRACT

Recently, turbine-generators have been replaced for the integrity reinforcement and the efficiency improvement, also, the blade's failures of LP turbines due to torsional vibration have been reported. Excessive torsional vibrations can result in failures of components. The severity of torsional oscillations and stress depends upon the separation margin between the excitation frequencies and torsional natural frequencies. Therefore it is needed to measure the torsional natural frequencies after replacement of the components to conform the separation margin of torsional natural frequencies. In this study torsional vibration measurements were performed after LP turbine and generator replacement and the torsional natural frequencies for the turbine-generator train were calculated to evaluate the effects of generator replacement on torsional natural frequencies of turbine-generator train. It is expected that these evaluation results will be used effectively to identify the root causes of torsional vibration problems.

1. 서 론

모든 회전기기는 정격부하에서 안정적으로 운전되는 동안에도 어느 정도의 비틀림 진동이 발생하게 되며 회전기기를 기동하거나 정지시킬 때 그리고 급격한 속도변화 부하변화와 같은 과도상태가 발생하게 되면 보다 큰 비틀림 진동이 발생하게 된다⁽¹⁾. 특히 원자력발전소의 터빈-발전기와 같은 대형설비는 비틀림 진동으로 인한 영향이 크고 Table 1

과 같이 이로 인한 고장사례가 지속적으로 보고되고 있다⁽²⁾. 이 가운데 대형고장은 축계의 터빈이나 발전기를 교체 한 후에 발생하는 것으로 알려져 있으며 비틀림 진동으로 인해 주로 저압터빈의 최종단 블레이드가 절단 파손되는 경우가 대부분이다⁽³⁾.

저압터빈 최종단 블레이드는 Fig. 1과 같이 터빈의 회전속도가 증가할수록 고유주파수가 증가하는 특성을 가지고 있고 최근에는 출력증가를 위해 블레이드의 길이가 점차 길어짐에 따라 고유주파수가 계통주파수의 2배인 120 Hz에 근접하게 되어 비틀림

† Corresponding Author ; Member, Dept. of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University
E-mail : LHS1241@khnpc.co.kr
Tel : +82-42-870-5671, Fax : +82-42-870-5648
* Chungnam National University

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Table 1 Experience of torsionally induced failures

Unit	Date	Part of failure	Failure mechanism
Prairie Island	1974	Blade	High cycle fatigue(HCF)
Maanshan	1985	Blade & Rotor	High cycle fatigue(HCF)
Montecello	1985	Rotor	High shaft torsional oscillation
Comanche	1987	Rotor	Fretting fatigue
Susquehanna	1993	Blade	High cycle fatigue(HCF)
Comanche	1994	Retaining Ring	Torsional high cycle fretting fatigue
Port Washington	1998	Retaining Ring	Torsional high cycle fretting fatigue
South Texas	2002	Blade	High cycle fatigue(HCF)
Dresden	2004	Rotor	Cracks grew by HCF

Fig. 1 Typical campbell diagram for a 4P turbine-generator LP blade

공진으로 인한 고주기피로 발생 가능성이 증가하였다^(4,5). Fig. 1에서 x축은 터빈속도, y축은 주파수를 나타내고 사선은 1차부터 5차까지의 오더성분이며 붉은색과 연두색은 각각 블레이드의 1, 2차 고유주파수이다.

최근 국내·외의 원자력발전소는 증가된 원자로 출력의 수용, 설비의 노후화 등의 이유로 터빈이나 발전기를 함께 또는 단독으로 교체하는 사례가 증가하고 있어 설비 교체 후 고장을 예방하고 특히 저압터빈 최종단 블레이드의 건전성을 확보하기 위해서는 설계단계 뿐 아니라 교체 후에 정밀한 측정과 분석

을 통해 안전성을 입증해야 한다.

터빈-발전기의 제작사는 설계 단계부터 공진으로 인한 과도한 비틀림 진동을 예방하기 위해 설비의 고유주파수가 계통주파수와 충분히 이격되도록 설계하고 비틀림 진동 특성 및 비틀림 응력으로 인한 설비의 영향을 평가하고 있다⁽⁶⁾. 그러나 기존의 터빈-발전기 축계에서 고압터빈, 저압터빈 또는 발전기를 교체하는 경우에는 기존 설비의 특성이 정확하게 반영되지 않아 설계 값과 편차가 발생할 뿐 아니라 심한 경우 고장이 일어나기도 하나 이에 대한 적절한 평가방법이 제시되어 있지 않다.

따라서 기존 터빈-발전기 축계에서 일부 설비를 교체하는 경우에는 교체 후 비틀림 진동을 현장에서 직접 측정하는 것이 필요하다. 이 연구에서는 설계내용을 확인하기 위해 현장에서 비틀림 진동 진단 장비를 사용하여 비틀림 고유주파수를 측정하였고 측정결과를 설계결과와 비교하는 간접적인 방법에 의해 검증하였다.

또한 이번 연구사례와 같이 동시에 터빈과 발전기를 다른 제작사에 의해 교체하는 경우에 상호 영향을 평가하기 위해 상용 유한요소코드인 ANSYS를 사용하여 발전기의 교체가 축계의 비틀림 고유주파수에 미치는 영향을 평가하였다.

2. 터빈-발전기 축계의 비틀림 고유주파수 측정 및 분석

2.1 측정방법 및 장비

Fig. 2와 같이 긴 터빈-발전기 축계에서 비틀림 고유주파수를 측정하기 위해서는 가능한 여러 위치에서 신호를 취득하여야 한다. 그러나 현장 여건상 고압터빈 전단의 speed pick-up 센서와 가장 비틀림 응력이 큰 발전기와 저압터빈 3번 사이의 축 표면에 반사테이프를 붙이고 레이저 센서를 사용하여 신호를 취득하였으며 신호취득개념을 Fig. 3에 나타내었다. 보다 정확한 신호취득을 위해 터빈-발전기의 회전속도 감속 시, 정격속도(1800 rpm), 계통병입 및 출력운전 단계별로 각각 신호를 취득하였다.

측정 대상 발전소의 터빈-발전기의 사양은 Table 2와 같으며 측정장비는 상용장비인 B&K Type 2827-007 7ch. 3560C Analyzer 와 Rotational Laser Vibrometer를 사용하였다.

Fig. 2 Turbine-generator rotor system

Fig. 3 Diagram of torsional vibration measurement

Table 2 Specification of turbine-generator

	Description
Rated power	1003 MWe
Turbine type	HP : Impulse, Single flow, Monoblock LP : Impulse, Double flow, Welded
Length of rotors	56.14 m
Weight of rotors	625.013 kg
Journal diameter	HP : 420 mm, 480 mm LP : 630 mm Gen : 711 mm

2.2 측정결과 및 고찰

터빈-발전기의 각 운전단계별로 비틀림 신호를 취득하였다. Fig. 4(a)는 1980 rpm에서 400 rpm까지 속도를 감속하는 구간이며 이때는 고유주파수가 측정되었으나 Fig. 4(b)와 같이 정속구간에서는 신호가 작아 유의미한 결과를 얻지 못하였다. 이는 정속구간에서는 에너지가 작아 측계를 충분히 여기 시키지 못한 결과로 판단된다.

1호기와 2호기에서 각각 측정된 비틀림 고유주파수를 해석결과와 비교하기 위해 Table 3에 정리하였다. 측정된 고유주파수가 계통주파수(60 Hz)와 그 배수의 주파수(120 Hz)에서 이격된 정도를 확인하기 위해 분리마진을 백분율로 나타내었다.

비틀림 진동으로 인한 공진을 회피하기 위해서는

(a) During reduction of speed

(b) @ 1800 rpm

Fig. 4 FFT contour slice plot(112.8 Hz)

Table 3 Measurement result of torsional vibration

Mode	Measurement (Hz)		Separation margin @60, 120 Hz(%)	
	Unit1	Unit2	Unit1	Unit2
1st shaftline	-	6.5		
4th shaftline	19.5 25.7	21.5 27		
L-0 1st in-phase	53.8 63.3	56.5	10.33 5.5	5.83
L-1 1st in-phase	82.5	84		
L-1 1st anti-phase	96	-		
HP 1st	108.3			
GEN 1st	112.8	114.5	6.0	4.58
L-0 2nd in-phase	123.3 129	125 128	2.75 7.5	4.17 6.67

L-0 : Last stage blade of low pressure turbine

L-1 : Blade in front of last stage blade

HP : High pressure turbine GEN : Generator

고유주파수와 계통주파수가 일정 기준이상으로 분리됨을 확인하여야 한다. Table 4는 국제기준, 연구기관 및 제작사의 고유주파수 분리여유 요건이다. 터빈-발전기 제작사는 설계단계의 계산 시 적용할 수 있는 분리여유 요건만을 제시하고 현장 측정기준의 요건을 제시하지 않아 배제하였고 연구기관인

Table 4 Requirement of separation margin

	Margin	
	Calculation	Measurement
ISO 22266-1	±6 %	±3.5 %
EPRI	±4 %	±2 %
GE	±5 %	-
SIEMENS	±5 Hz	-
ALSTOM	±6 %	-
Westinghouse	-9, +10 %	-

Fig. 5 FFT contour slice plot(123.3 Hz)

Table 5 Resonant speeds of unit 1&2 L-0 blades

	Front flow		Rear flow	
	Fourth mode	Fifth mode	Fourth mode	Fifth mode
Speed(rpm)	1940	1490	1935	1485
Frequency(Hz)	129.3	124.2	129	123.8

EPRI의 요건은 국제기준의 분리여유 요건보다 작아 보수적으로 평가하기 위해 국제기준의 요건에 따라 계통주파수(60 Hz) 및 2배 주파수(120 Hz)와 고유주파수의 분리여유 만족여부를 검토하였다.

Table 3의 측정결과에서 알 수 있듯이 대부분의 고유주파수가 분리여유 요건을 만족하였으나 1호기에서 측정된 123.3 Hz는 120 Hz로부터 3.3 Hz 이격되어 2.75 %의 분리여유를 가지고 있어, 국제기준의 고유주파수 분리여유 요건인 3.5 %를 만족시키지 못하였다.

123.3 Hz는 Fig. 5와 같이 터빈속도를 감속할 때 터빈속도 1474 rpm에서 최대 피크 값을 나타내었다. Table 5는 제작사에서 제출한 저압터빈 최종단 블레이드 1차 모드의 공진속도로 front flow 블레이드의

Fig. 6 Campbell diagram for L-0 rear flow blade

Table 6 Resonant margin of L-0 blades @1800 rpm

	Front flow	Rear flow
Natural frequency(Hz)	128.8	127.7
Excitation frequency(Hz)	120	120
Margin(%)	6.8	6

고유주파수 124.2 Hz와 rear flow 블레이드의 고유주파수 123.8 Hz는 터빈속도가 각각 1490 rpm 및 1485 rpm일 때 이 회전속도의 5배성분과 공진한다는 의미이다.

따라서 현장에서 측정한 결과와 제작사에서 제공한 공진속도를 비교하여 볼 때 1호기에서 측정된 123.3 Hz는 저압터빈 최종단 블레이드의 1차 모드 성분이 측정된 것으로 추정하였다. 두 측정치 간에 다소 차이가 발생한 것은 운전조건의 차이에 따른 것으로 판단된다.

전술한 바와 같이 최종단 블레이드는 터빈속도가 증가함에 따라 고유주파수가 증가하므로 Fig. 6과 같이 제작사의 공장에서 측정하여 제공한 최종단 블레이드의 campbell diagram을 사용하여 보간법에 의해 정격속도에서 고유주파수를 계산하여 Table 6과 같이 정리하였다. 이때의 120 Hz와 고유주파수 분리여유는 각각 6.8 %와 6 %로서 국제기준의 분리

여유를 만족하는 것을 확인하였다.

3. 발전기 교체가 축계 비틀림 고유주파수에 미치는 영향 해석

3.1 해석방법

터빈-발전기 축계는 고압터빈 1대, 저압터빈 3대 및 발전기 로터가 커플링에 의해서 직렬로 연결되어 있는 구조이다. 축계 일부의 기기가 교체될 경우 축계 및 축계를 구성하는 다른 기기의 비틀림 고유주파수의 영향을 평가하기 위해 표준형 터빈-발전기를 대상으로 Solid Works 이용하여 축계의 기하학적 모델을 생성하였다. 솔리드 요소를 이용하여 로터의 요소 망을 생성하고 블레이드에 해당하는 질량은 로터 휠에 부여하여 모델링을 수행하여 고압터빈, 저압터빈, 발전기 로터 각각의 모델 및 커플링으로 연결된 축계의 유한요소 모델을 만들었다. Fig. 7의 (a)는 고압터빈 로터의 모델이고 (b)는 축계 모델이다.

비틀림 진동 모드의 경우 베어링의 영향이 무시되므로 free-free 조건을 적용하여 상용프로그램인 Ansys로 모달 해석(modal analysis)을 수행하였다.

3.2 비틀림 고유주파수 해석결과 및 고찰

발전기 로터교체에 따른 축계의 영향을 평가하기 위해 발전기 로터의 강성과 관성 20 % 증·감 및 발전기 로터와 터빈로터 커플링 직경의 100 % 증가 등 해석조건을 변경하여 비틀림 고유주파수 해석을 수행하여 Table 7에 정리하였다.

일반적으로 축계에서 발전기가 교체되는 경우는 발전기 형상과 재질에 거의 변화가 없어 발전기 강성 및 관성에 큰 변화가 없으나 교체의 영향을 확인하기 위해 다소 비현실적으로 큰 변화를 주어 해석하였다.

Table 7의 ①은 터빈-발전기의 실제 모델을 해석한 것이며 ②와 ③은 발전기 로터의 밀도를 조정하여 각각 관성을 20 % 감소 및 증가시켜 해석한 경우이다. 관성을 감소시킨 경우에는 축계모드(1~4차 모드), 발전기모드(5차 모드), 저압 및 고압터빈 모드(6~7차 모드) 및 복합모드(8차 모드) 등 모든 모드의 고유주파수가 증가하였으나 5차 모드를 제외하고는 증가 폭이 작았다. 5차 모드는 발전기 모드로 발전기의 관성이 감소됨에 따라 6Hz 증가하였다.

(a) HP rotor

(b) Turbine-generator rotor train

Fig. 7 Turbine-generator model

Table 7 Torsional natural frequency change

Mode	Torsional natural frequency(Hz)					
	①	②	③	④	⑤	⑥
1	9.57	9.87	9.3	9.51	9.61	9.25
2	17.78	18.29	17.37	17.41	18.01	17.59
3	23.04	23.19	22.9	22.82	23.15	23.04
4	25.4	26.07	25.03	24.79	25.99	25.1
5	108.7	114.7	101.7	100.8	113.9	121.4
6	119.6	120.3	118.4	117.6	120.1	119.2
7	122.4	123.9	121	120.7	123.6	122.5
8	125.8	129.9	124.6	124.4	128.6	127

① Basic

② 20 % decrease of Gen. inertia

③ 20 % increase of Gen. inertia

④ 20 % decrease of Gen. stiffness

⑤ 20 % increase of Gen. stiffness

⑥ 20 % increase of Gen. coupling diameter

관성을 증가시킨 경우에는 모든 모드의 주파수가 감소하였으나 마찬가지로 5차 모드를 제외하고는 감소폭이 작았다. 5차 모드의 주파수는 7.07 Hz 감소하였다.

Table 7의 ④와 ⑤는 발전기 로터의 탄성계수를

(a) Basic model

(b) 20 % increase of Gen. inertia

(c) Coupling size increase

Fig. 8 Generator mode

조정하여 각각 강성을 20 % 감소 및 증가시켜 해석한 경우이다. 강성을 감소시킨 경우에는 축계 모드의 주파수가 감소하였으나 5차 모드를 제외하고는 감소폭이 작았다. 5차 모드 주파수는 발전기 자체의 강성이 감소됨에 따라 7.9 Hz 감소하였다. 강성을 증가시킨 경우에는 모든 모드의 주파수가 증가하였으나 위와 마찬가지로 5차 모드를 제외하고는 증가 폭이 작았다. 5차 모드의 주파수는 5.17 Hz 증가하였다.

Table 7의 ⑥은 저압터빈과 발전기 사이의 커플링 직경을 100 % 증가시켜 해석한 경우이다. 5차 모드를 제외한 모드의 주파수는 거의 변화가 없었으며 5차 모드 주파수는 다른 경우에 비해 가장 큰 폭으로 12.365 Hz 증가하였다.

Fig. 8은 각 해석조건에 따른 5차 모드형상을 보여주고 있다. 발전기 로터재질의 밀도 또는 탄성계

수를 조정하여 관성과 강성을 변화시켜 해석한 경우는 Fig. 8(b)와 같이 기본모델인 (a)와 거의 유사한 모드형상을 나타내고 있다. 이는 발전기 모드의 절점이 발전기 중앙 부분에 있고 진폭이 좌우 대칭인 모드형상에서 관성과 강성을 고르게 변경하였기 때문으로 판단된다. 반면 진폭이 가장 큰 부위인 커플링 직경을 크게 하여 해석한 (c)의 경우에는 주파수가 가장 큰 폭으로 변화되었고 모드형상도 다소 변화된 것을 확인할 수 있다. 이는 관성과 강성을 변경하면서도 비율을 유지한 앞의 경우와는 다르게 진폭이 가장 큰 커플링에 변화가 집중되었기 때문이다. 국부적인 변화는 모드형상의 변화에 기인하여 주파수의 가장 큰 변화로 나타났다.

그러나 해석방법에 따라 다소간 주파수 크기와 모드형상에 차이가 있더라도 결론적으로 발전기의 물성치가 변경되었을 경우에는 축계에서 발전기 자체모드에 영향을 크게 미치는 것을 확인하였다. 발전기 자체모드 외에 복합모드의 고유주파수에도 다소 영향을 주는 이유는 복합모드에 포함된 발전기 부분의 변화로 인한 것으로 판단된다. 또한 비교적 큰 해석조건의 차이에도 불구하고 축계모드, 고압 및 저압터빈모드의 고유주파수에는 큰 영향을 주지 않음을 확인하였다.

4. 결 론

비틀림 진동으로 인한 고장사례에서 본 바와 같이 비틀림 진동으로 인한 고장은 지속적으로 발생되고 있고 특히 축계의 일부설비 교체 이후 주로 발생하는 것으로 조사되었다. 따라서 축계 설비의 교체 후의 안전운전을 위해서는 설계단계의 검증 뿐 아니라 현장 설치 후 비틀림 진동 측정을 통해 고유주파수 분리여유를 검증하는 것이 매우 중요하다.

이번 비틀림 진동 측정 결과 일부 모드가 수치적으로는 비틀림 고유주파수 분리여유 요건을 만족하지 못하였으나 제작자의 설계자료 및 공장시험 자료를 근거로 하여 간접적인 방법으로 분석하여 설비가 정격속도에서 운전될 경우 요건을 만족하는 것으로 평가한 사례는 향후 터빈-발전기 축계의 비틀림진동 측정결과 분석에 효과적으로 이용될 것으로 판단된다.

또한 발전기의 물성치를 변화시켜 해석조건을 달

리하여 축계의 비틀림 고유주파수를 분석하여 발전기 교체가 터빈-발전기 축계에 미치는 영향을 평가하여 발전기 자체 모드 외에는 큰 영향을 주지 않음을 입증하여 축계 설비 교체 후 비틀림 진동 원인규명에 효과적으로 활용될 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

- (1) Wachel, J. C. and Szenasi, F. R., 1993, Analysis of Torsional Vibration in Rotating Machinery, The Twenty-Second Turbomachinery Symposium.
- (2) Stein, J. and Zayicek, P., 2005, Steam Turbine 11-Generator Torsional Vibration Interaction with the Electrical Network, EPRI.
- (3) Dorfman, L. S. and Trubelja, M., 1999, Torsional Monitoring of Turbine-Generators for Incipient Failure Detection, Sixth EPRI Steam Turbine/Generator Workshop.
- (4) Lee, D.-Y., Bae, Y.-C., Kim, H.-S., Lee, Y.-R. and Kim, D.-Y., 2010, Vibration Analysis for the L-1 Stage Bladed-disk of a LP Steam Turbine, The Journal

of the Acoustical Society of America, Vol. 20, No. 1, pp. 29~35.

(5) ISO, 2009, Mechanical Vibration-Torsional Vibration of Rotating Machinery - Part 1 : Land-based Steam and Gas Turbine Generator Sets in Excess of 50MW, ISO.

(6) Grunsky, A., 2007, Guidelines for Reducing the Time and Cost of Turbine-Generator Maintenance Overhauls and Inspections, Vol. 4, EPRI.

Huyk-Soon Lee received his BS degree from Samcheok National University, MS degree from Chungnam National University. Since 1987 he has been working with KHNP. He is working towards his PhD degree in mechanical design engineering at Chungnam National University.