

스퀴즈필름 댐퍼-베어링에 장착된 50kW 터보 제너레이터 초임계 로터의 동적응답

Dynamic Response of 50kW Turbo-Generator with Super Critical Rotor supported on a Squeeze Film Damper-Bearing

⁰최 상규*, 김 영철*, 이 동환*

Sang-Kyu Choi, Young-cheol Kim, Dong-Hwan Lee

ABSTRACT

The dynamic performance analyses and tests for a 50kW turbo-generator (KIMM-TG50) were carried out. The operating concept of this machine is that it gets the initial driving force from the built-in motor-generator until it reaches its self-sustaining speed of 40,000 rpm, and then the driving mode is changed to self-operating mode by the combustor installed between the centrifugal compressor and the turbine. Due to winding mistake of motor-generator, the system could go only up to 22000 rpm by the motor so that high pressure air externally fed into the turbine was utilized to get the system to run up to 62,000 rpm thereafter. The vibration data collected during the tests revealed that the first bending critical speed is in near 5,600 rpm as predicted in the design stage of the rotor-bearing system, and that there were no other identifiable critical speeds up until 62,000 rpm due to high damping from the squeeze film damper-bearings supporting the rotor. This paper presented some of the experimental results along with dynamic performance predictions made in the design stage as a part of progress being made.

1. 서론

50kW급 터보제너레이터(KIMM-TG50) 캐스터빈의 동역학적 거동해석 및 특성실험을 수행하였다. 본 터보제너레이터는 주요 부품으로 압축공기 발생장치인 원심형 압축기, 압축공기에 연료를 분사, 연소시켜 고온, 고압의 개스를 발생시키는 연소기, 고온, 고압의 개스를 이용, 로터의 회전에너지를 전환하는 구심터빈 및 이의 초기 구동 및 발

전을 위한 내장형 전동발전기로 구성되어 있다 (Fig. 1). KIMM-TG50는 1차로 내장형 전동기의 동력으로 자가구동속도인 40,000rpm까지 회전시킨 후 2차로 연소기 독자 구동력으로 정격회전속도인 80,000rpm까지 자가운전을 하며, 정격속도에서는 전동기가 발전기로 전환, 50kW급의 발전을 하는 전동기-연소기 구동의 2단계 방식으로 제작되었다. 그러나 1차 시작품은 전동발전기 제작시 권선수를 과다하게 하였고 자가운전점까지의 소요동력을 낮게 예측하여 22,000rpm까지만 구동할 수 있었다. 이에 따라 외부의 압축공기를 터빈에 공급하여

* 한국기계연구원 회전체연구그룹

40,000rpm까지 구동시키고 이후 연소기를 사용하는 전동기-가압공기-연소기의 3단계 구동방식을 채택, 시스템을 62,000 rpm까지 구동시키며 회전체의 동적 거동특성을 파악하였다. 현재 1차 시작품의 문제점을 보완하여 전동발전기의 재 제작 및 일부부품의 수정설계를 진행하고 있다.

본 논문에서는 KIMM-TG50 1차 시작품의 회전축-베어링계 동적거동의 해석적 예측결과와 실험적으로 파악된 동역학적 특성을 비교, 검토하였다.

TG50 TURBOGENERATOR

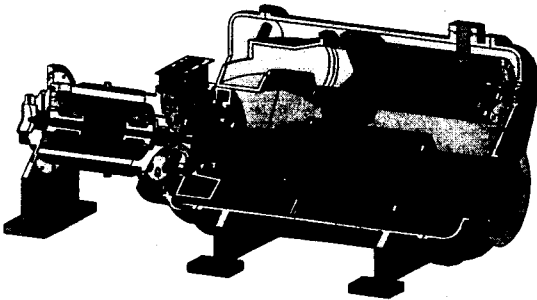


Fig. 1 Cutaway view of KIMM-TG50

2. KIMM-TG50 동역학적 설계 및 해석

2.1 동역학적 모델링

본 과제에서 개발한 50Kw급 터보제너레이터 회전축계는 원심형 압축기 및 터빈 임펠러가 각 1단씩으로 구성되어 이의 구동을 위한 BLDC 전동발전기의 회전자와 함께 동일 회전축에 설치되어 있는 단순한 구조로 되어 있다. 베어링은 반경방향의 축지지를 위해 Flexure-pivot type 텀팅패드 베어링을 채택하였고, 축방향은 Tapered land 형태의 fixed pad 베어링을 채택하였다.

터보제너레이터 회전축계의 모델링에서는 베어링의 첨가외에 임펠러의 모델링이 중요하다. 터보제너레이터의 압축기 및 터빈임펠러는 길이가 상대적으로 길어 임펠러에 의한 회전축의 강성증가가 예상되므로 임펠러를 회전축과 일체형으로 모델링하였다. Fig. 2에 터보제너레이터 회전축계의 모델

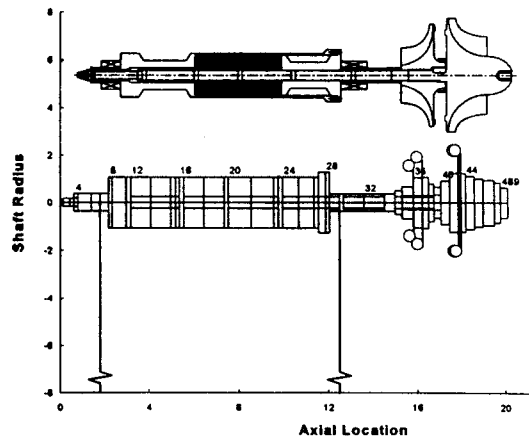


Fig. 2 Rotordynamic modeling of the TG rotor-bearing system

링을 도시하였다.

2.2 비감쇠 위험속도 및 고유진동 모드 해석

터보제너레이터 회전체계의 동적거동을 예측하기 위해 특성해석을 수행하였다. 동특성해석 결과, 터보제너레이터 초입계 회전축계의 위험속도는 운전속도 80000rpm 으로부터 충분히 여유가 있음을 알 수 있다. 베어링의 강성계수를 고려한 비감쇠 위험속도 (Fig. 3)를 보면 베어링 강성이 5E+5 lb/in일 때, 1차 비감쇠 위험속도는 5651rpm, 2차, 3차, 4차는 각각 47866, 94196, 148108rpm으로 운전속도로부터 충분한 여유가 있으며, 따라서 시스템이 정격 운전속도인 8만 rpm에 도달하기까지는 2개의 위험속도만을 통과하게 됨을 확인할 수 있다.

Fig. 4~7에 도시된 비감쇠 고유진동 모우드를 살펴보면 1차 고유 진동모드는 터빈 단이 모드변형이 가장 크게 나타나고 전동발전기 회전자 부분은 변형이 거의 없다. 이것은 압축기 및 터빈 임펠러를 연결하는 Tightening rod의 연결부위가 상대적으로 취약하기 때문에 발생하는 것으로 판단되며, 따라서 터빈단의 진폭을 허용치 이내로 제어하여 임펠러와 하우징 사이의 접촉을 방지하기 위해서는 적절한 내측 베어링을 선정, 진동 감쇠능력을 높여 진동을 줄이는 것이 매우 중요하다.

2차 고유 진동모드는 압축기와 터빈임펠러 사이

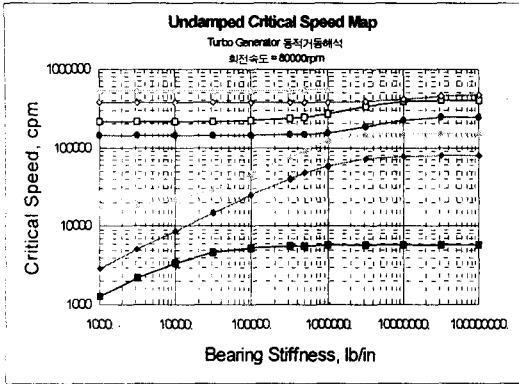


Fig. 3 Undamped critical speed map of the TG rotor-bearing system

에 절점(nodal point)를 갖고있으며 전동발전기 회전자부분의 모드변형이 가장 크게 나타나고 있다.

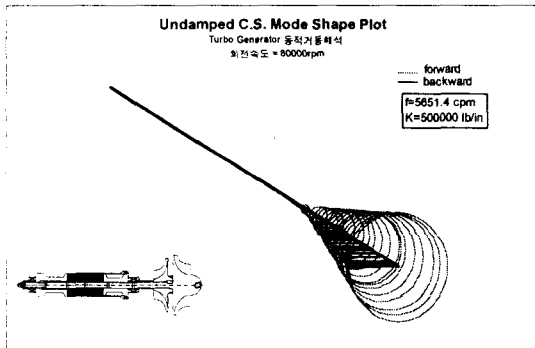


Fig. 4. The 1st undamped critical mode shape (5651.4 rpm, k=500000lb/in)

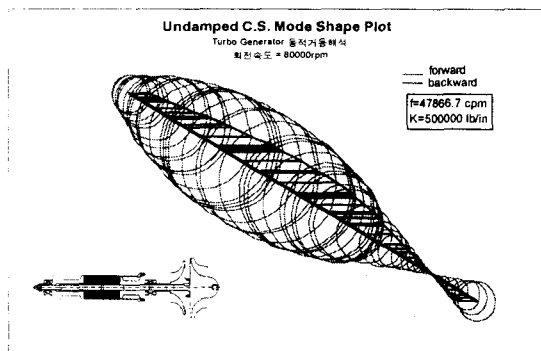


Fig. 5. The 2nd undamped critical mode shape (47866.7 rpm, k=500000lb/in)

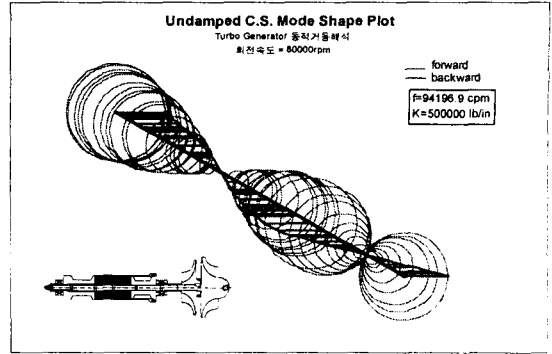


Fig. 6. The 3rd undamped critical mode shape (94196.9rpm, k=500000lb/in)

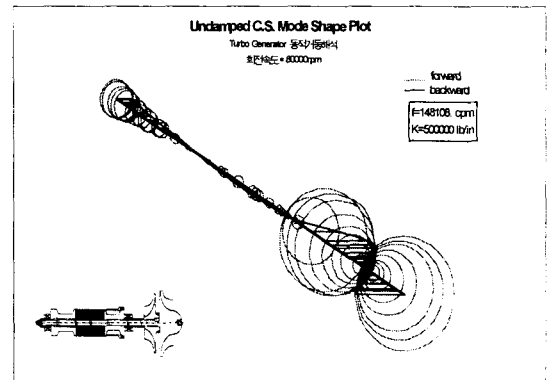


Fig. 7. The 4th undamped critical mode shape (148108.0rpm, k=500000lb/in)

3차 고유 진동모드는 압축기와 터빈 임펠러 사이와 전동발전기 회전자 부위에 절점이 위치해 있고 회전자 전반에 걸쳐 모드변위가 크게 나타나고 있다. 특히 3차 모드는 그 위험속도가 약 94000 rpm으로 시스템의 정격 운전속도의 115%로 근접해 있어 매우 주의가 요망되는 진동모드이다. 이 모드에서는 절점이 이 시스템에서 가장 강성이 취약할 것으로 판단되는 압축기와 터빈 임펠러 사이에 위치해 있어 충분한 운전여유(seperation margin)가 보장되지 않는 한 진동에 의한 피로파괴의 가능성이 매우 클 것으로 판단된다. 또한 터빈 임펠러와 하우징간의 간극(Gap)은 시스템의 성능을 이유로 일반적으로 매우 작은 값을 갖도록 유지하여야 하기 때문에 3차 모드가 운전속도 근방에 위치할 경우 진동에 의한 러빙과 임펠러의 파손 및 시스템

3차 모드에서 터빈 임펠러 위치에서의 진동이 다른 부위에 비해 상대적으로 크다는 것을 예측할 수 있다. 그러므로 불평형 해석을 통해 임펠러 부위의 진동의 크기를 예측할 필요가 있는데 예측방법은 API (American Petroleum Institute) 규격에 기술되어 있는 것을 따랐다.

API에서는 위험속도에서 진동센서가 위치한 곳의 최대 허용 진동한계치를 다음과 같이 규정하고 있다.

$$L_v = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\mu m, \text{ peak-peak})$$

또는

$$L_v = \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\text{mils, peak-peak})$$

여기서 N(rpm)은 운전속도, Lv는 여과되지 않은 진동신호의 한계치를 나타내며 이 때의 최대 허용 불평형량은

$$U \text{ (gram.mm)} = 6350 W/10000$$

(W=로터의 무게 :Kg)

또는

$$U \text{ (oz.in)} = 8 (4W/N) \text{ (W:로터의 무게)}$$

으로 이를 각 밸런싱면에 가상으로 적용하여 불평형 응답을 계산한다.

터보제너레이터는 따라서 0.387mils (9.837 μm)가 위험속도에서 발생하는 진동센서부의 최대 허용 진동한계치로 규정할 수 있다. 그리고 이때의 최대 허용불평형량은 $U=4.4E-3$ oz.in 또는 3.17g.mm 이다.

Fig. 11~12는 터보제너레이터 회전축의 불평형 응답 해석결과이다. Fig. 4에 있는 위험속도에서의 모드를 가진시키기 위해, 터빈 임펠러에 3.17g.mm의 불평형량이 있다고 가정하여 불평형 응답을 예측한 결과 1차(5100rpm) 및 4차 모드(150000 rpm)가 가진되었고 1차 위험속도에서의 최대진폭은 0.187mils (4.75 μm)로서 최대 진폭 허용한계치 임을 알 수 있었고, 정격운전속도인 80000rpm 에서의 최대진폭은 0.02mils (0.508 μm) 이하로 매우 낮은 진동크기를 보여 주고 있어 상당히 안정적인 운전을 하게됨을 알 수 있다.

Fig. 5에 있는 2차 모드를 가진시키기 위해 3.17g.mm의 불평형량을 전동발전기의 회전부에 설치하여 불평형 응답을 예측, Fig.12에 도시하였다.

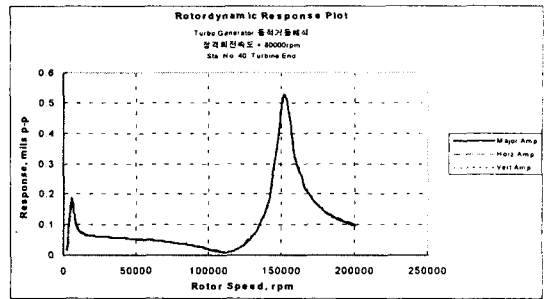


Fig. 11 Rotordynamic unbalance response at turbine end (U at turbine end)

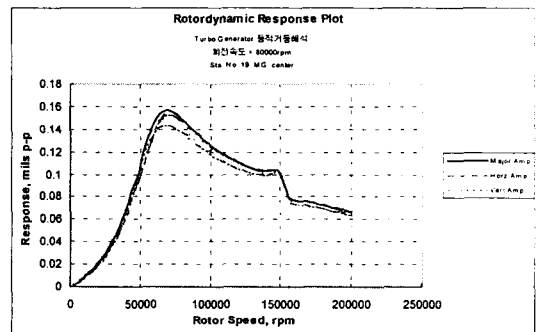


Fig. 12(a) Rotordynamic unbalance response at MG center (U at MG center)

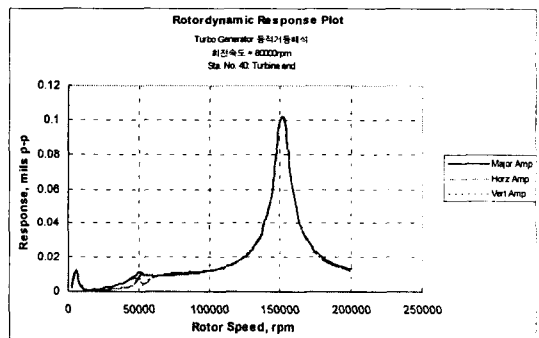


Fig. 12(b) Rotordynamic unbalance response at turbine end (U at MG center)

Fig.12(a)는 전동발전기 회전자부에서의 불평형 응답특성을, Fig.12(b)는 터빈 임펠러에서의 불평형 응답특성을 보여주고 있는데, 전동발전기 회전자부의 불평형 응답은 amplification factor가 1이하로 매우 낮은 진폭을 보이고 있고 68000rpm 근방의

3차 모드에서 터빈 임펠러 위치에서의 진동이 다른 부위에 비해 상대적으로 크다는 것을 예측할 수 있다. 그러므로 불평형 해석을 통해 임펠러 부위의 진동의 크기를 예측할 필요가 있는데 예측방법은 API (American Petroleum Institute) 규격에 기술되어 있는 것을 따랐다.

API에서는 위험속도에서 진동센서가 위치한 곳의 최대 허용 진동한계치를 다음과 같이 규정하고 있다.

$$L_v = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\mu m, \text{ peak-peak})$$

또는

$$L_v = \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\text{mils, peak-peak})$$

여기서 N(rpm)은 운전속도, Lv는 여과되지 않은 진동신호의 한계치를 나타내며 이 때의 최대 허용 불평형량은

$$U (\text{gram.mm}) = 6350 W/10000$$

$$(W = \text{로터의 무게 : Kg})$$

또는

$$U (\text{oz.in}) = 8 (4W/N) \quad (W = \text{로터의 무게})$$

으로 이를 각 밸런싱면에 가상으로 적용하여 불평형 응답을 계산한다.

터보제너레이터는 따라서 0.387mils (9.837 μm)가 위험속도에서 발생하는 진동센서부의 최대 허용 진동한계치로 규정할 수 있다. 그리고 이때의 최대 허용불평형량은 $U=4.4E-3$ oz.in 또는 3.17g.mm 이다.

Fig. 11~12는 터보제너레이터 회전축의 불평형 응답 해석결과이다. Fig. 4에 있는 위험속도에서의 모드를 가진시키기 위해, 터빈 임펠러에 3.17g.mm의 불평형량이 있다고 가정하여 불평형 응답을 예측한 결과 1차(5100rpm) 및 4차 모드(150000 rpm)가 가진되었고 1차 위험속도에서의 최대진폭은 0.187mils (4.75 μm)로서 최대 진폭 허용한계치 임을 알 수 있었고, 정격운전속도인 80000rpm에서의 최대진폭은 0.02mils (0.508 μm) 이하로 매우 낮은 진동크기를 보여 주고 있어 상당히 안정적인 운전을 하게됨을 알 수 있다.

Fig. 5에 있는 2차 모드를 가진시키기 위해 3.17g.mm의 불평형량을 전동발전기의 회전부에 설치하여 불평형응답을 예측, Fig.12에 도시하였다.

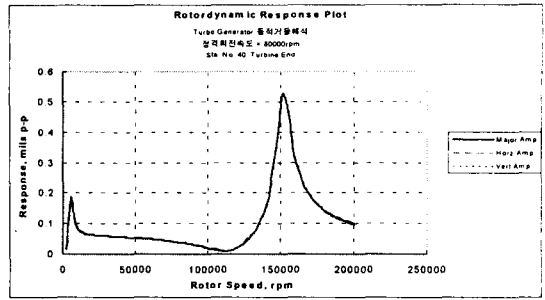


Fig. 11 Rotordynamic unbalance response at turbine end (U at turbine end)

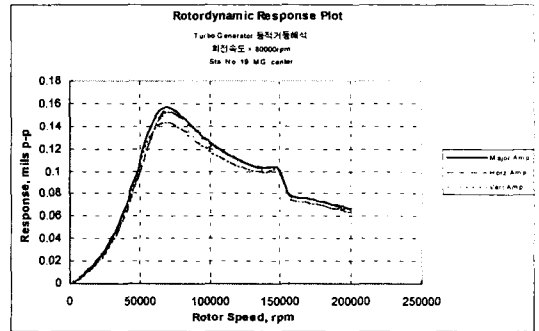


Fig. 12(a) Rotordynamic unbalance response at MG center (U at MG center)

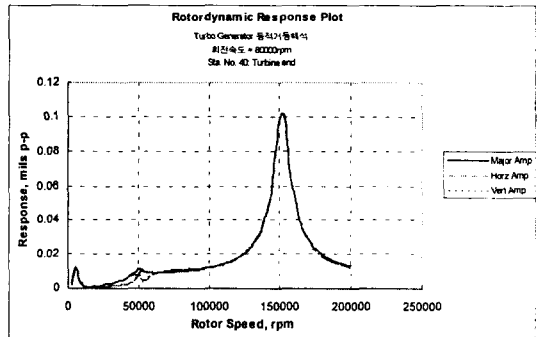


Fig. 12(b) Rotordynamic unbalance response at turbine end (U at MG center)

Fig.12(a)는 전동발전기 회전자부에서의 불평형 응답특성을, Fig.12(b)는 터빈 임펠러에서의 불평형 응답특성을 보여주고 있는데, 전동발전기 회전자부의 불평형응답은 amplification factor가 1이하로 매우 낮은 진폭을 보이고 있고 68000rpm 근방의

위험속도에서의 진폭도 0.158 mils ($4.01 \mu\text{m}$)로 허용한계치 이하임을 알 수 있다. 터빈 임펠러의 응답특성은 정격운전속도에 이르기까지 0.02mils ($0.508 \mu\text{m}$)이하로 매우 안정적으로 나타나고 있다.

3. 회전축-베어링계 동특성 실험 및 분석

3.1 터보제너레이터 동특성 실험장치

Fig. 13은 터보제너레이터의 동특성을 검증하기 위한 시험장치이다. 엔진성능시험을 수행하면서 회전체를 최고 62,000rpm까지 구동하였다. 회전체의 상단으로부터 좌우 45° 위치에 각 두 개의 근접센서를 터빈부와 그 반대편에 설치하였으며, 여기서 얻은 신호를 오실로스코프를 통해 감시할 수 있도록 하였고 DVF3(Bently Nevada)를 통해 회전성분 동기신호를 관찰하였으며, 동시에 DAI108 및 ADRE(Bently Nevada)를 통해 진동신호를 수집하여 분석하였다. 그러나 축의 밸런싱 자국으로 인해 터빈 쪽의 베어링 근처에서는 진동측정이 불가하였다. 결국 측정은 터빈 반대측 베어링부 근처에서 2개의 근접센서로부터 진동을 측정할 수 있었다. key phasor 신호는 모터의 회전자위치 검출센서로부터 얻었다.

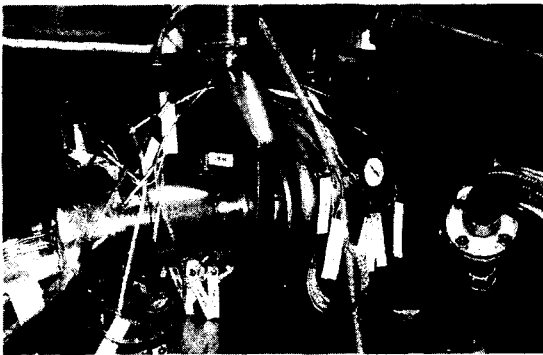


Fig. 13 KIMM-TG50 test rig

3.2 회전축-베어링계 동적거동 실험결과 및 분석

Fig. 14는 두 개의 근접센서로부터 얻은 Bode 선도를 나타내는데, unfiltered 신호와 filtered 신호를 동시에 그렸다. 그림에서 보는 바와 같이 1차

공진은 약 5,200rpm에서 나타나며, 이후 진동은 1.5mil이하에서 양호한 운전을 하고 있음을 볼 수 있었다. 실제로는 62,000rpm까지 운전시키면서 회전체의 거동을 확인할 수 있었으며, Fig.16은 54,000rpm부터 운전속도를 줄이면서 수집된 신호를 보여주고 있다.

Fig. 15는 Fig. 14의 Bode Plot을 Polar Plot으로 표현한 그림인데, 역시 5,200rpm일 때 중심에서 거리가 가장 먼 것으로 보아 이때가 공진점임을 알 수 있으며, 공진을 통과한 후 회전체는 아주 안정되게 운전됨을 확인할 수 있다.

Fig. 16은 Cascade Plot을 나타낸다. 베어링 선정시 예상했던 대로 고속에서 분수조파 성분이 없는 것으로 보아 oil whirl이나 oil whip 없이 아주 안정적인 거동을 하고 있음을 보여주고 있으며, 역시 고조파성분이 없는 것으로 보아 러빙과 같은 비정상적 진동현상이 없이 아주 안정적으로 운전되고 있음을 관찰할 수가 있다.

이상의 결과를 종합하여 볼 때, 1차 위험속도는 약 5,200~5,400rpm 근처로 해석적으로 예측된 5100rpm에 근사하게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 앞 절의 비감쇠 위험속도 해석에서는 2차 및 3차 모드가 47,866rpm 및 94,196rpm에서 나타나는 것으로 해석되었으나, 댐핑력을 고려한 불평형응답 해석에서는 2차 및 3차 모드가 나타나지 않음을 살펴보았는데, 이러한 해석 결과는 실험을 통해서 62,000rpm까지 특별히 진동이 커지지 않는 사실을 통해 확인해 볼 수 있었다. 따라서 KIMM-TG50 터보제너레이터 1차 시작품의 회전축-베어링계는 62,000rpm까지 안정적으로, 그리고 반복적으로 운전됨을 실험을 통하여 확인하였다.

그러나 Fig. 16에서 볼 수 있듯이 회전체계가 해석적 예측치에 비해 상당히 큰 진폭으로 거동하고 있음을 알 수 있다. 이는 회전축의 밸런싱을 정밀하게 할 수 없었다는 데 그 원인이 있는 것으로 판단된다. KIMM-TG50 회전축은 터빈 임펠러, 압축기 임펠러, 그리고 전동발전기 회전자 등의 3가지 요소를 회전축 내부의 Tightening rod로 결합하는 구조로 되어 있어 밸런싱에 많은 어려움이 있었다. 가능했던 회전축의 최소 잔류불평형량은 허용치의 약 10배인 32g.mm로 매우 높았다.

