

## 고속회전체 밸런싱 시험기 개발

°이 영섭\*, 이 정훈\*, 김 창근\*, 김 명섭\*

### Development of High Speed Rotor Balancing Machine

Young-Seob Lee, Jeong-Hoon Lee, Chang-Geun Kim  
Myung-Seop Kim

#### Abstract

A high speed rotor balancing machine was developed, which is capable of balancing a flexible rotor in high speed. The machine is largely consisted of vacuum chamber, oil supply system and vacuum pump system. And, in order to investigate performances of the machine, various tests were carried. After high speed rotor balancing of gas turbine engine rotor using influence coefficient method, the flexible engine rotor passed smoothly through its critical speed.

#### 1. 서론

최근 설계, 제작되는 소형 가스터빈 엔진은 무게 절감과 엔진성능을 높이기 위해 그 크기가 소형화되고, 20,000 ~ 40,000 rpm 정도의 높은 엔진회전수를 갖는다. 이러한 특징으로 인하여 엔진의 회전체가 1차 굽힘 위험속도(Critical Speed) 부근 또는 이상에서 운전하는 경우가 빈번히 발생되고 있다. 회전기계의 동특성으로 규정되는 위험속도는 기계의 회전속도가 회전체의 굽힘모우드에 해당하는 고유진동수와 일치할 때 커다란 진동을 일으키는 현상으로 회전기계의 진동, 고정부와의 접촉, 베어링파손 및 구성품의 피로파괴 등의 직접적인 원인으로 작용하기 때문에 가급적 위험속도영역 아래에서 운전하거나 진동을 줄이기 위한 댐퍼의 설계 또는 고속회전체 밸런싱 과정이 요구된다.

국내에서의 가스터빈 엔진을 비롯한 고속회전기계의 설계, 제작 및 시험 기술 개발은 기술적으로 괄목할 만한 성과를 이루었으나, 선진국에서 개발하고 있는 고속회전기계들에 비해 아직까지 초보적인 수준에 머무르고 있는 상황으로 위험속도를

통과하는 고속회전기계 개발에 있어 가장 중요하게 고려되고 있는 회전체진동 문제를 근본적으로 해결하기 위해서는 회전기계 운전과 같은 조건하에서 회전시키며, 회전체 동특성과 고속회전체 밸런싱 등을 수행할 수 있는 시험기와 시험 방법의 개발이 요구된다.

본 연구에서는 블레이드를 갖는 회전체를 고속으로 회전시키면서 회전체 동특성과 밸런싱을 수행할 수 있는 고속회전체 밸런싱 시험기를 설계, 제작하였으며, 개발된 시험기의 성능을 확인하고자 여러 조건하에서 성능시험을 수행하였다. 그리고 영향계수법을 이용한 고속회전체 밸런싱을 수행하여 안정하게 위험속도를 통과하였다.

#### 2. 고속회전체 밸런싱 시험기

블레이드를 갖는 회전체는 고속회전시 공기저항으로 인하여 고속회전을 시키기 위해서는 진공룸을 구성하여야 하며, 이에 따른 진공펌프 및 진공장비, 오일 공급장치 등 여러 구성품과 장치들이 필요하다.

\* : 삼성테크윈 엔진연구소

## 2.1 시험기 구성

고속회전체의 블레이드에 의한 공기저항을 줄이기 위해서는 진공룸 제작이 필수적이며, 진공을 위한 진공펌프 및 진공장비, 회전체 구동을 위한 모터와 구동부, 베어링운환을 위한 오일 공급장치, 진동 측정을 위한 센서 등 관련 장비와 제작이 요구된다.



Figure 1 진공룸, 오일공급 장치와 진공장비

Figure 1은 진공룸과 주변장치를 나타내는 것으로 고속회전체 밸런싱 시험기는 가운데 위치한 진공룸을 중심으로 좌측에는 진공룸안에 오일을 공급하는 오일공급장치, 그리고 우측에는 진공룸의 공기를 외부로 빼내어 룸내부를 진공으로 형성하는 진공펌프로 구성되어 있다.

## 2.2 진공룸

고속회전체 밸런싱을 수행하기 위해 제작된 진공룸과 구성품을 Figure 2에 나타내었다. 진공룸은 시험중에도 일정한 진공도와 베어링 윤활이 가능하도록 진공펌프와 오일공급장치를 이용하여 유입되는 공기를 외부로 배출하고, 오일을 공급한다. 제작된 진공룸은 여러 회전체에 대한 동특성 시험과 고속회전체 밸런싱이 가능하도록 제작되었으며, 시험 가능한 회전체의 최대질량은 50 kg 이고, 최대 크기는 1.0 m(L) x 0.6 m( $\phi$ D) 정도이다.

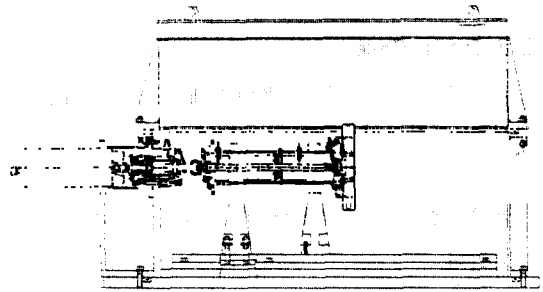


Figure 2 고속회전체 밸런싱 시험기 구성도

시험중 안에서 발생하는 현상을 관찰하기 위하여 2개의 투명창이 설치되었으며, 변위센서를 이용하여 측정된 진동신호를 데이터획득 시스템에 전달시키기 위해 진공룸벽에 커넥터가 부착되었다.

Figure 3은 진공룸 내부의 모습으로 회전체-베어링계를 지지하는 Inner Case, 진동을 측정하는 변위센서, 오일을 공급하는 노즐 등이 있다.



Figure 3 진공룸안의 구성품

### 2.2.1 모터

모터는 회전체를 고속으로 회전시키기 위해 사용되며, 커플링에 의해 동력이 회전체에 직접 전달된다. 모터의 회전속도는 제어기에 의해 정확하게 속도제어가 이루어지며, 최대 회전속도는 51,000 rpm 이고, 최대용량은 12 kw이다.

### 2.2.2 Inner Case

Inner Case는 회전체-베어링계를 지지하고, 변위센서를 고정하기 위한 구조물로 Case 전방과 후방에 볼베어링과 롤러베어링이 장착되었으며, 다른 회전체의 밸런싱을 위하여 이 부분만 교체하도록 설계되었다.

### 2.2.3 변위센서

진동을 모니터링하고 위험속도 통과시 발생하는 진동을 측정하기 위해 상대거리를 측정하는 변위센서를 사용하였다. 측정된 진동 신호는 진공룸 벽에 제작된 커넥터에 연결되어 데이터 획득시스템에 전달되며, 최대 20 채널의 진동신호 전달이 가능하다.

### 2.3 sealing

진공룸 제작을 위해 제일 중요하게 고려될 사항으로 외부공기유입은 진공룸의 배관과 배선, o-ring 등에서 발생되며, 룸안의 진공도를 일정하게 유지하고, 회전체의 구동이 원활하도록 진공룸 제작과 sealing방법에 주의가 요구된다.

### 2.4 진공펌프

진공룸의 초기 진공과 시험중 진공도를 일정하게 유지하기 위하여 진공펌프와 진공장비들이 필요하며, 요구되는 진공룸의 도달가능한 진공도는 0.5 torr정도이며, 도달 시간은 5분이다. 제작된 진공펌프는 2단으로 작동하며, 예상되는 외부유입 공기량에 의해 용량이 선정되었다.

### 2.5 오일공급장치

모터의 회전을 전달하는 구동부와 Inner Case의 베어링부에 윤활과 냉각을 위해 오일이 공급되었으며, 유량제어기에 의해 공급되는 오일량이 정확히 제어되었다. 설계된 오일공급장치에서 공급 가

능한 오일량은 4.0 Liter/min 정도이며, 진공룸안에 설치된 12개의 노즐을 이용하여 베어링부위에 오일이 공급되었다.

그리고 공급된 오일은 진공룸안에 침전되며, 오일배출장치를 이용하여 시험중에도 계속적으로 오일이 배출되도록 설계되었다.

## 3. 진공룸의 진공도 검사

진공을 형성하는 데 진공룸에서 외부공기가 유입되는 부분으로 구동부, 오일공급노즐, 센서 커넥터, o-ring 등이 있으며, 이러한 부분에서의 공기 유입상태와 진공도 검사를 수행하였다. 검사방법은 진공룸 벽에 설치된 구멍을 플랜지를 이용하여 차례대로 모두 막은 뒤, 룸안을 진공상태로 유지하여 최대 진공도와 도달시간을 확인하였다. 룸안의 진공도는 최대 0.03 torr까지 도달하였고, 약 3분 정도의 시간이 소요되었다. 이러한 방법으로 외부공기가 유입되는 부분들을 하나씩 검증하였고, 최종적으로 구동부, 오일공급노즐, 센서 커넥터가 장치된 상태에서 도달가능한 진공도는 0.05 torr이고, 약 3분 정도 소요되었다. 그리고 모터 회전속도를 증가시키는 경우 더 좋은 진공상태를 유지할 수 있었다.

## 4. 고속회전체 밸런싱 시험기 사양

제작된 고속회전체 밸런싱 시험기는 질량이 최대 50 kg, 그리고 1.0 m(L) x 0.6 m( $\phi$ D) 이내의 회전체에 대해 최대 40,000 rpm까지 운전이 가능한 것으로 예측된다. 그리고 도달 가능한 진공도는 최대 0.05 torr 이고, 3분 정도 소요되며, 최대 4.0 Liter/min의 오일이 공급된다. 그리고 진동을 측정하기 위해 변위센서와 가속도계의 사용이 가능하며, 최대 20 채널을 이용할 수 있다.

## 5. 고속회전체 밸런싱

고속회전체가 위험속도를 통과하는 동안 발생하는 불균형응답을 변위센서를 이용하여 측정하였고,

영향계수를 계산하여 회전체에 존재하는 불균형량을 제거함으로써 안정하게 위험속도를 통과할 수 있었다.

## 5.1 진동 측정

고속회전체에 대한 밸런싱을 수행하기 위해 변위센서를 이용하여 축의 중심에서 약간 벗어난 2곳의 위치에서 수직 방향의 축진동을 측정하였으며, 진공룸 벽의 커넥터를 통하여 데이터 획득 시스템에 전달되었다. 측정된 진동신호는 Tape Recorder에 기록되었고, FFT Analyzer에 연결되어 밸런싱을 위한 1x 진동성분의 크기와 위상이 분석되었다. 이를 통하여 밸런싱을 위한 초기 진동과 영향계수를 구할 수 있었으며, 계산결과로부터 회전체에 존재하는 불균형량의 크기와 위상을 구할 수 있었다.

## 5.2 고속회전체 밸런싱 시험

회전체 밸런싱 방법으로는 영향계수법이 이용되었으며, 2번의 밸런싱 반복 후 안정된 진동신호를 얻을 수 있었다.

### 5.2.1 초기진동

조립된 회전체는 초기에 많은 불균형량을 가져 위험속도 통과시 커다란 진동이 발생할 수 있으므로 이러한 문제를 방지하기 위하여 먼저 저속에서 밸런싱을 수행하였다. 그리고 회전체를 Inner Case에 장착하여 축과 원판의 동심도를 측정하여 축의 가공과 원판과의 조립상태를 확인하였다. 측정결과 회전체 전체에서 1/100 mm 정도의 동심도를 얻을 수 있었으며, 가공과 조립이 우수한 것으로 판단되었다. 따라서 축에서의 불균형질량은 매우 작을 것으로 예상되며, 회전체 질량의 대부분을 차지하고 있는 원판에서 불균형량 제거작업을 수행하였다.

회전체의 구동은 모터 제어기를 통하여 속도제어가 이루어지게 되며, 초기 안정화를 위하여 저속

에서 운전되었다. 그리고 회전속도는 1000 rpm씩 증가시키고, 진동의 크기를 모니터링하면서 운전의 안정성을 확인하였다. 진동측정은 2곳에서 측정되었으며, 모터에 가까운 변위센서를 B1, 그리고 다른 하나를 B2라 정하였다. 회전체-베어링계의 위험속도는 약 15,000 rpm 부근에 위치하며, 본 시험에서는 위험속도를 통과하여 20,000 rpm 까지 운전하는 것으로 목표를 정하였다. 계속적인 회전속도 증가에도 불구하고, 진동이 안정되어 쉽게 위험속도를 통과하였으나, 그 이후 갑자기 진동이 불안정하여 운전을 중단시켰다. 회전속도 변화에 따른 1x 진동 성분의 크기를 Figure 4와 5에 나타내었다. 14,000 rpm일 때 B1에서의 진동의 크기는 0.102 mm이고, B2에서는 0.068 mm이었다.

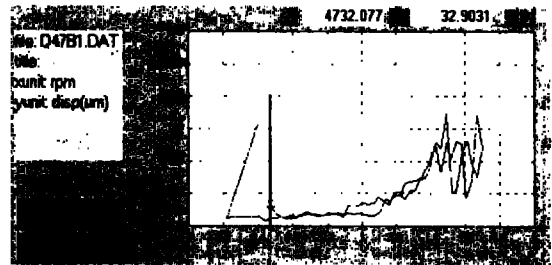


Figure 4 B1에서의 초기 1x 진동신호의 크기

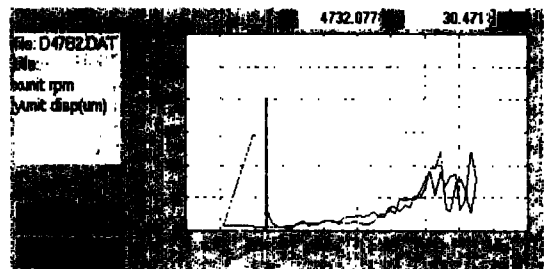


Figure 5 B2에서의 초기 1x 진동신호의 크기

### 5.2.2 영향계수

위험속도 통과시 발생하는 진동을 안정화시키기 위해 영향계수법을 이용한 고속회전체 밸런싱을 수행하였다. 영향계수를 구하기 위한 불균형량의

변화는 Grinder를 이용하여 작업자에 의해 원판의 75 mm인 반경에서 약 0.2 g(약 270 도)이 제거되었다. 측정결과를 Figure 6에 나타내었다. 그림 Figure 5과 6에서의 데이터로부터 13,000 rpm에서 불균형질량 1.0 g당 0.46 mm (약 180도)의 진동 변화를 일으키는 것으로 계산되었다.

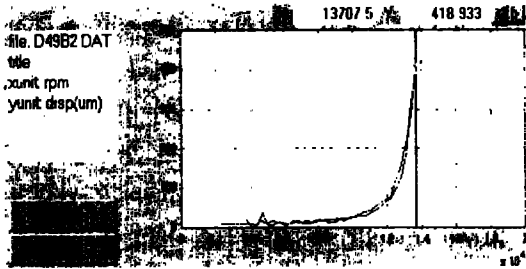


Figure 6 불균형량 증가에 의한 B2에서 1x 진동 신호의 크기

계산된 영향계수로부터 Figure 6의 진동신호를 초기 불균형량에 의한 진동으로 하여 밸런싱을 위해 제거될 불균형질량을 계산하였다. 그 결과 약 0.4 g을 90도 위치에서 제거하는 것으로 계산되었다.

### 5.2.3 1차 밸런싱

위에서 계산된 제거시킬 불균형질량을 이용하여 원판에서 질량을 제거시켰으며, 진동 측정결과를 Figure 7에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 Figure 6에 비해 진동의 크기가 많이 감소하였고, 위험속도도 통과하였다. 그러나 위험속도를 통과한 후에도 진동이 불안정하여 Figure 7의 데이터를 초기 불균형량 진동으로 가정하여 다시 제거시킬 불균형질량을 계산하였으며, 그 크기는 약 0.1 g 정도(약 270도)로 나타났다.

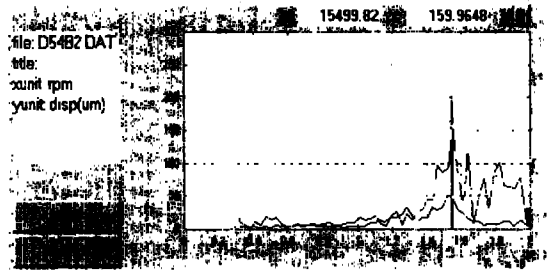


Figure 7 1차 불균형질량 제거 후, B2에서 1x 진동 신호의 크기

### 5.2.4 2차 밸런싱

위에서 계산된 제거시킬 불균형량을 이용하여 원판에서 질량을 제거시켰으며, 그 결과를 Figure 8와 9에 나타내었다.

그림에서 보는 바와 같이 영향계수를 이용한 고속회전체 밸런싱을 수행하여 위험속도를 안정하게 통과할 수 있었으며, 약 20,000 rpm 부근에서 구조물의 공진 모우드에 의해 진동이 불안정해지는 것을 알 수 있었다.

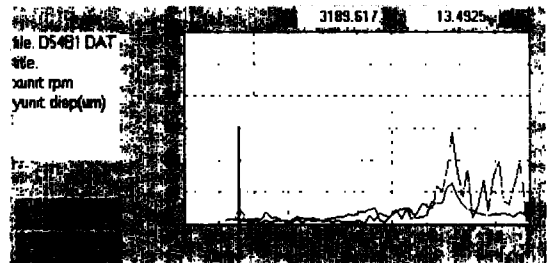


Figure 8 2차 불균형량 제거 후, B1에서 1x 진동 신호의 크기

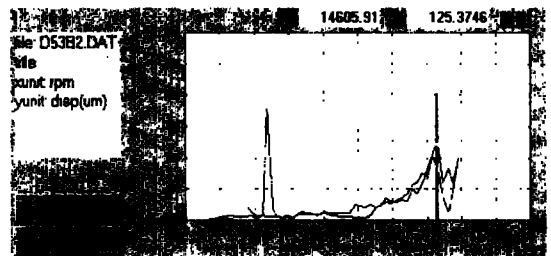


Figure 9 2차 불균형질량 제거 후, B2에서 1x 진동 신호의 크기

## 6. 결론

블레이드를 갖는 회전체에 대해 고속에서 밸런싱할 수 있는 시험기를 개발하였다. 그리고 시험기의 성능을 확인하고자 진공도 확인 검사를 비롯한 여러 성능시험을 수행하였으며, 영향계수법을 이용한 고속회전체 밸런싱을 수행하여 안정하게 위험속도를 통과할 수 있었다.

## 참고문헌

1. Rao, J. S., *Rotordynamics*, New York: John Wiley & Sons, 1983.
2. Vance, J. M., *Rotordynamics of Turbomachinery*, New York: John Wiley & Sons, 1988.
3. Goodwin, M. J., *Dynamics of Rotor-Bearing Systems*, London: Unwin Hyman Ltd., 1989.
4. Ehrich, F. F., *Handbook of Rotordynamics*, McGraw-Hill, 1992.
5. ISO Standard Handbook.4, ISO, 1945.
6. Darlow, M. S., *Balancing of High Speed Machinery*, Springer-Verlag, New York Inc. 1989.
7. Lee, C. W., *Vibration Analysis of Rotors*, Kluwer Academic Publishers, 1993.
8. 함종석, "복소 모우드를 고려한 밸런싱 방법에 관한 연구", 한국과학기술원 석사학위논문, 1986.
9. Goodman, T. P., "A least square method for computing balance correction," J. of Engineering for Industry, Trans. ASME seires B, Vol.86, 1964.