

위험속도를 통과하는 회전체시스템 개발

°이 정훈*, 이 영섭*, 김 경수*, 김 창근*, 김 명섭*

Development of Flexible Rotor Systems For Gas Turbine Engine

J-H Lee, Y-S Lee, K-S Kim, C-G Kim, M-S Kim

Abstract

High speed rotor test rig was developed for flexible rotor systems which have its bending critical speed at 14000 rpm. In designing the flexible rotor systems, operating speed have to be escaped from the critical speed, due to large vibration. In this paper, dynamic characteristics of the rotor systems were analyzed and compared with test results. And the effect of allison ring damper and rotor balancing were examined both theoretically and experimentally. Finally, the magnitude of vibration was largely reduced at the critical speed.

1. 서론

회전기계의 동특성으로 규정되는 위험속도 (Critical Speed)⁽¹⁾는 기계의 회전속도가 회전체의 고유진동수와 일치할 때 큰 진동을 일으키는 현상으로 회전기계의 진동, 고정자와의 접촉, 베어링파손 및 구성품 파괴의 직접적인 원인으로 작용하기 때문에 가급적 위험속도 영역을 피하여 운행하여야 한다.

하지만 최근 가스터빈 엔진은 크기를 소형화하고 성능을 높이기 위해서 회전자의 속도가 고속화되고 있어서 회전자가 유연한 회전체의 특성을 나타내는 경우가 많으며 급히 위험속도 이상에서 운전하는 경우가 빈번히 발생되고 있다.

이러한 이유로 회전기계의 위험속도 통과^{(2), (3)}시에 발생하는 진동증가를 피하고 안정적인 운용을 위해서는 정밀한 밸런싱⁽⁴⁾, 혹은 댐퍼설계⁽⁵⁾가 요구되어진다. 또한 실제 회전기계의 정확한

동특성을 파악하기 위해서 여러 가지 회전체 진동 특성 해석과 이를 검증할 수 있는 시험리그의 개발 필요성이 제기 되어 그림1과 같은 고속회전체 시험기를 개발하였다.



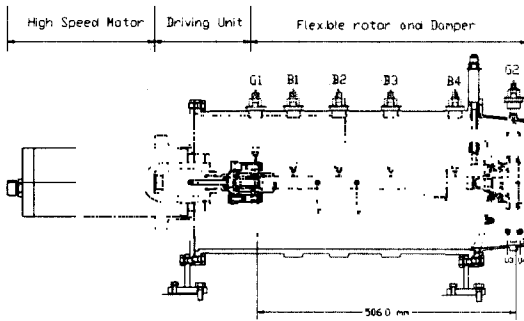
[그림1] 고속 회전체 시험기

본 연구에서는 가스터빈 엔진에 사용되는 유연한 회전자와 동일한 회전속도로 운전하는 시험기를 이용하여 회전체가 급히 위험속도를 통과할 때의 구조적 안전성을 확인하였고 진동특성을 시험하였다.

* 삼성테크윈 엔진연구소

2. 고속회전체 진동 특성해석

그림2는 개발된 고속회전체 시험기의 단면도이다. 시험기의 왼쪽에 설치된 모터는 구동회전자를 통하여 시험회전자를 고속으로 회전시킨다. 시험회전자는 직경에 비해서 상대적으로 큰 길이를 가지며 오른쪽 끝단에는 터어빈 등을 모사한 원판 디스크가 조립된다. 특히 시험회전자의 위험속도 통과 시에 발생하는 진동을 줄이기 위해서 시험회전자의 오른쪽 지지부에 톨러베어링과 함께 엘리스 링 댐퍼가 장착되었다.



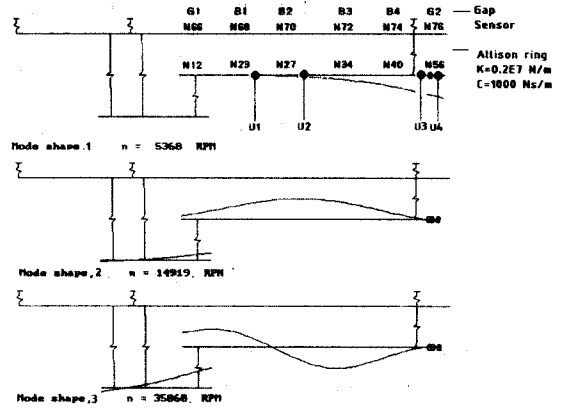
- motor: Max 51000 rpm, Power 12Kw
- G1, G2: AEC-5505 Gap Sensor
- B1, B2, B3, B4: Bently-Nevada Gap Sensor
- U1, U2, U3, U4: Unbalance mass correction plane

[그림2] 고속회전체 시험기 단면도

시험회전자의 운전속도는 30000 rpm 이상의 고속이며 운전 시에 발생하는 진동특성을 측정하기 위해서 모두 12개의 변위센서를 이용하여 회전자의 변위를 측정한다. 또한 회전자의 질량불균형에 따른 응답특성을 시험하기 위해서 회전자에 불균형질량을 장착할 수 있는 위치를 마련하였으며 특히 U1, U2 에서는 Correction Ring을 이용하여 불균형질량을 장착한다.

장축의 길이에 비해서 30000 rpm 정도의 높은 운전속도를 가지는 시험회전자는 운전영역에 도달하기 위해서 자체의 위험속도를 통과해야 한다. 시험회전자가 가지는 위험속도와 모우드를 구하기 위해서 시험리그의 회전체, 베어링계에 대한 진동해석을 수행하였다. 그림3과 같이 시험리그를 Test rig case, Driving unit, 그리고 Test rotor와 disk

로 구분하고 각각을 Shaft element로 고려하였다. 각 Shaft element는 Linear stiffness와 Damping constant를 가지는 Link부로 연결된 것으로 가정하였다.



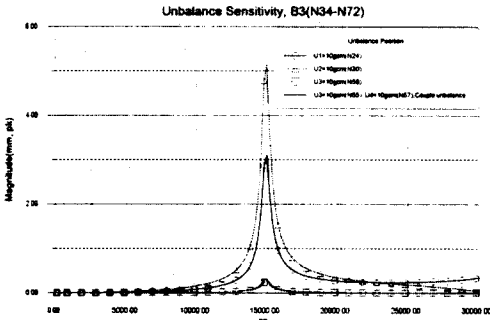
[그림3] 시험회전체의 위험속도 및 모우드 형상

해석결과 시험회전자의 1차 위험속도는 5368 rpm이다. 모우드 형상은 Disk가 있는 후방쪽이 상대적으로 많은 변위가 발생함을 알 수 있다. 따라서 댐퍼 특성시험에 적합한 모우드라 판단된다.

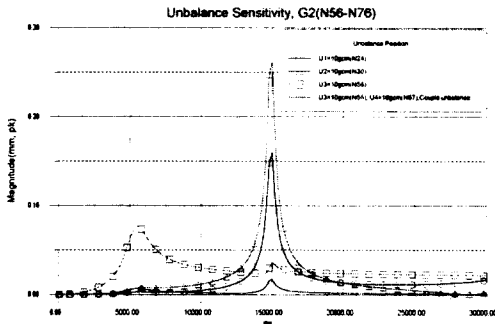
2차 위험속도는 14919 rpm이며 시험회전자의 중앙부에서 가장 많은 변위가 발생한다. 1차 위험속도에 비해서 회전속도가 높으며 회전자 자체의 완전한 굽힘현상이 발생하여 회전자의 큰 진동이 예상된다. 이러한 특성은 그림4, 그림5와 같은 해석모델의 질량불균형 응답특성을 구하여 확인할 수 있다. 본 연구는 이러한 굽힘 특성의 모우드를 통과하여 운용되는 고속회전자의 개발과 이때 발생하는 진동특성을 시험하는 것이 목적이다. 따라서 운행속도를 3차 위험속도인 35060 rpm 이점으로 제한하였다.

시험회전자는 자체에 잔류하는 질량불균형에 의해서 회전 시 가진되는데 이러한 불균형질량의 위치에 따른 센서응답신호의 기대치를 해석모델을 이용하여 예측한다. 그림4는 회전자 중앙에 설치된 센서(B3)에서, 그림5는 디스크에 설치된 센서(G2)에서 각각의 불균형질량 위치에 따른 응답특성을 해석한 결과이다. 2차 위험속도에서 1차 위험속도보다 훨씬 큰 진동이 발생되고 회전자 중앙부의

변위가 상대적으로 큼을 알 수 있다. 또한 불균형 질량이 디스크보다는 회전자 중앙에 위치할 경우에 진동이 큼을 알 수 있다.



[그림4] 질량불균형 응답특성, 측정점 B3



[그림5] 질량불균형 응답특성 해석, 측정점 G2

이러한 해석자료는 회전체시험을 수행하는 데 진동응답의 크기와 특성을 미리 예측하고, 위험요소를 파악하는 데 기초자료로써 이용될 수 있다.

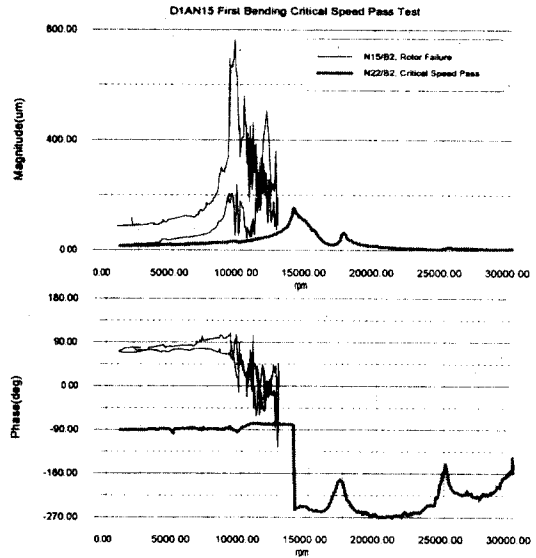
3. 위험속도 통과시험 및 질량불균형 응답특성 시험

위험속도와 질량불균형 응답특성 해석을 통하여 회전자 진동의 크기를 예상한 후, 시험리그의 회전자를 회전시키며 센서 응답을 측정한다.

첫번째 시험에서는 급함 위험속도를 통과 시 발생한 큰 변위로 인하여 회전자 중앙을 측정하는 변위센서(B3)가 파손되었다. 그림6의 N15는 B2 변위센서에서 측정된 응답신호이며 여기서도 시험회전자가 약 10000 rpm으로 회전하며 1 mm에 가까운 변위를 발생시키고 있음을 알 수 있다.

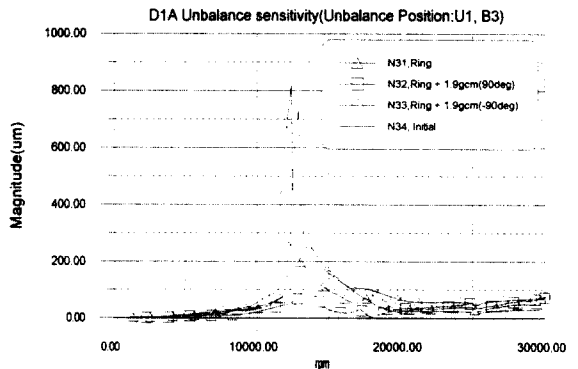
이후 두번째 시험(N22)에서는 시험회전자가 구

동회전자 사이를 연결하는 커풀링 조립면의 정밀한 공차관리, 체결력 증가 등의 시험리그 개선을 통하여 2차 위험속도를 통과할 수 있었다. 시험에서 확인된 2차 위험속도는 약 14000 rpm 정도로 급격한 위상변화를 볼 수 있으며 해석에서 예상된 위험속도보다 약간 낮음을 알 수 있었다.



[그림6] 위험속도 통과시 로터변위, 측정점 B2

위험속도를 통과 시 발생하는 변위와 회전자의 질량불균형량과의 관계를 확인하기 위해서 Correction Ring을 U1위치에 장착하고 불균형질량 작용각도에 따른 응답특성을 시험하였으며 결과는 그림7과 같다.



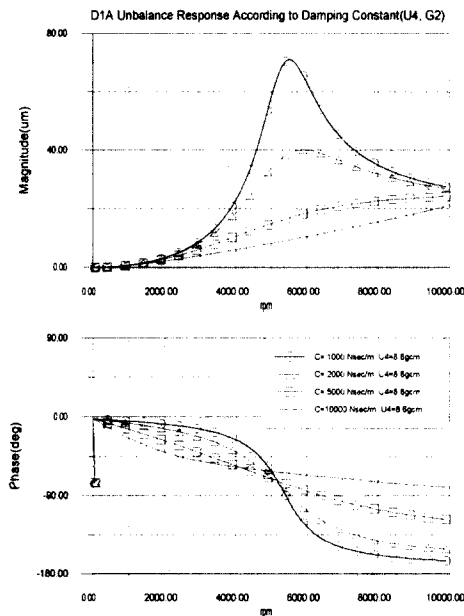
[그림7] 질량불균형 응답특성 시험, 측정점 B3

그림4에서 10 gcm의 질량불균형이 U1 위치에 작용되었을 때 얻어지는 로터피크의 크기는 약 3 mm이고, 그림7에서 Correction Ring을 장착후 불균형질량의 각도가 180° 바뀌었을 때(N32,N33)의 피크치인 약 700 μm 를 U1위치에서의 질량불균형량으로 환산하면 약 2.3 gcm이다. 이는 실제 질량불균형 작용량인 3.8 gcm와 큰 차이를 보이지 않음을 알 수 있어 위험속도 해석과 함께 질량불균형 응답특성 해석결과가 타당함을 알 수 있다.

하지만 위험속도를 통과 시에 피크의 모양이 선형적인 해석인 그림4와 비교할 때 차이가 있고, 불균형질량 작용각도에 따라서도 비례적인 응답특성을 얻지는 못하였다. 이는 좀더 많은 시험결과와 해석방법을 통하여 개선해 나가야할 문제이다.

4. 엘리슨링댐퍼가 위험속도 통과에 미치는 영향

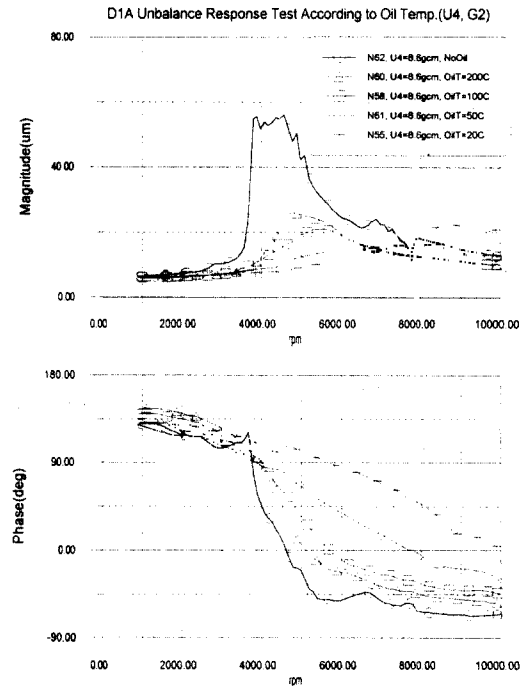
회전체시험에서 확인된 위험속도 통과시의 큰 진동은 회전자의 잔류진동을 제거하는 밸런싱을 통하여 줄일 수 있다. 또한 회전체시스템의 댐핑을 증가시켜 위험속도를 통과 시 발생하는 큰 진동을 줄일 수 있다.



[그림8] 댐핑계수에 따른 1차 위험속도 통과특성, 측정점 G2

그림2의 시험리그의 디스크쪽 회전체지지부에 사용된 엘리슨링은 지지부의 강성을 조절할 수 있으며 공급된 오일은 엘리슨링의 양쪽 면에서 오일 필름을 형성하며 회전자의 진동을 억제하는 댐핑 역할을 한다. 본 절에서는 시험리그에 사용된 댐퍼가 회전자의 1차, 2차 위험속도를 통과 시 발생시키는 효과에 대해서 고찰하고자 한다.

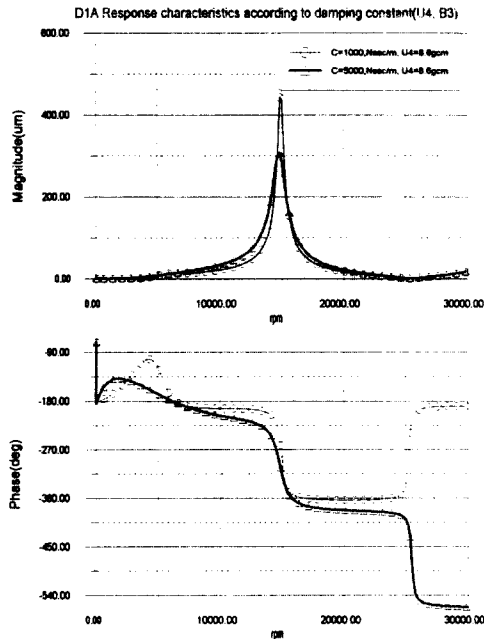
먼저 1차 위험속도를 통과 시 발생하는 진동특성을 이용하여 댐퍼의 특성을 확인한다. 그림8은 후방에 설치된 엘리슨링의 댐핑계수의 변화에 따른 1차 위험속도 통과특성을 해석한 결과이다. 그림9는 시험리그에서 오일온도의 변화에 따른 진동 응답특성을 시험한 결과이다. 시험결과 오일온도의 변화에 따라서 댐핑계수의 감소를 확인할 수 있으며 그림8과 비교할 때 댐퍼에 오일을 공급하지 않을 때는 약 1000 Ns/m, 상온의 오일을 공급할 때는 약 5000 Ns/m 으로 댐핑계수를 추정할 수 있다.



[그림9] 공급 오일 온도변화에 따른 진동특성 시험, 측정점 G2

이러한 댐핑계수를 바탕으로 2차 위험속도를

통과 시 발생하는 로터중양의 진동량을 해석하면 그림10과 같다.



[그림10] 댐핑계수에 따른 2차 위험속도 통과특성, 측정점 B3

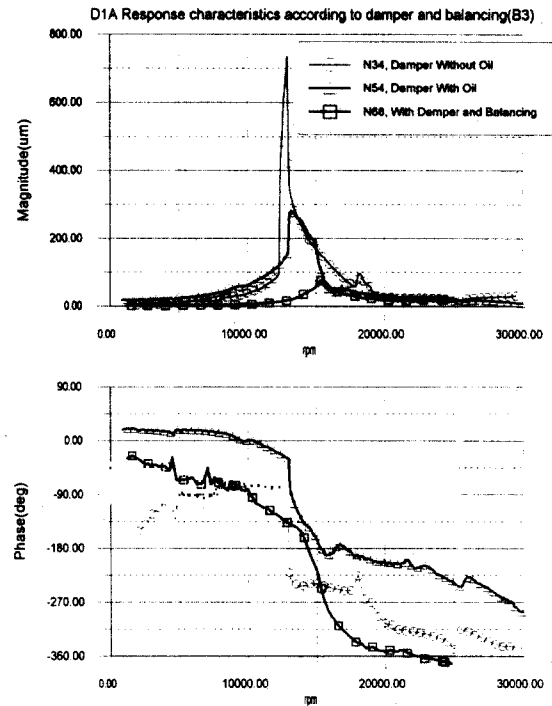
댐핑계수의 증가에 따라서 2차 위험속도 통과 시의 진동최대치가 감소하고 위상변화율이 작아짐을 알 수 있다. 하지만 진동감쇠효과가 1차 위험속도 통과 시보다 작다는 것을 알 수 있는데 이는 댐퍼의 설치위치가 2차 모우드의 노드점에 가깝기 때문이다.

그림11은 엘리슨링댐퍼에 오일공급 유무에 따른 진동특성을 나타낸 그림이다. 해석에서 예측된 결과보다도 큰 진동감쇠 효과가 발생되었음을 알 수 있다. 이는 댐퍼가 회전자 진동의 선형적인 감쇠효과 뿐만아니라 회전자 전체의 안전성에 큰 기여를 한다고 판단된다.

또한 그림11에서는 여러 가지 방법을 통하여 시험회전자의 밸런싱 작업 후에 시험한 회전자 진동의 특성을 볼 수 있는데 진동이 크게 감소하였음을 알 수 있다.

지금까지 장축의 회전자를 고속으로 회전 시에 발생하는 회전자의 진동을 줄이기 위해서 사용된

댐퍼의 특성과 이에 따른 회전자 진동의 특성을 고찰하였으며 적절한 밸런싱을 통하여 위험속도를 통과할 때 발생하는 진동의 크기를 줄일 수 있어 안정적으로 회전자를 운용할 수 있음을 확인한다.



[그림11] 오일공급 유무, 밸런싱 등이 회전자 진동에 미치는 영향, 측정점 B3

5. 결론

본 논문에서는 회전체시스템의 진동특성 해석과 이의 시험적 검증을 통하여 약 14000 rpm에서 급힘 위험속도를 통과하여 운용되는 고속회전체를 개발하였으며 댐퍼시스템 및 로터밸런싱 등을 통하여 위험속도 통과 시의 회전자 진동을 안정화하였다.

고속으로 회전하는 회전자가 급힘 위험속도를 통과하여 운용될 때는 위험속도를 정확하게 예측하여 운용구간에서 위험속도를 피해야 한다. 간단한 회전체구조를 가지는 초보적인 회전기계에 대비해서 형상이 복잡한 경우는 회전체 진동 해석이 시험과 일치하지 않는 경우가 많다. 본 논문에서는 시험리그의 회전체시스템을 해석하고 이를 시험과

비교하여 위험속도, 질량불균형 응답특성 등이 잘 일치하고 있음을 확인하였다.

개발된 고속회전체 시험기의 1차 위험속도를 이용하여 가스터빈 엔진의 진동감쇠용으로 많이 사용되는 엘리슨링댐퍼의 감쇠특성을 시험하였다. 시험은 댐퍼가 엔진에서 사용되는 고속의 회전속도와 고온의 온도까지 이루어졌으며 온도에 따른 감쇠특성 변화를 확인하였다. 해석과 시험결과를 비교하여 댐퍼의 감쇠계수를 추정할 수 있으며 이는 개발되는 가스터빈 엔진의 회전체 해석을 위한 기본 자료로써 이용될 수 있다.

개발된 고속회전체 시험기를 이용하여 고속회전기계에서 발생할 수 있는 진동원인을 파악하고, 가스터빈 엔진의 회전체시스템에 사용되는 회전자 및 댐퍼에 대한 시험적인 검증 및 결과를 얻을 수 있었다.

5. 참고문헌

1. Lee, C.W., "Vibration Analysis of Rotors", Kluwer Academic Publishers, 1993.
2. M.Botman, M.A.Samaha, "Experiments on the Dynamic Behavior of a Supercritical Rotor", ASME Vol.104, April 1982
3. H.L.Hassenpflug, R.D.Flack, E.J.Gunter, "Influence of Acceleration on the Critical Speed of a Jeffcott Rotor", ASME Vol.103, January 1981.
4. Fredric F. Ehrich, "Handbook of RotorDynamics", McGRAW-HILL, INC.
5. Luis San Andres, Daniel Lubell, "Imbalance Response of a Test Rotor Supported on Squeeze Film Dampers, 97-GT-12, ASME