

# KGT-74 소형 가스터빈 블레이드의 진동 신뢰성 평가

## Evaluation of Blades Vibration Reliabilities of KGT-74 Small Gas Turbine

이 안 성<sup>†</sup> · 김 영 철\* · 이 동 환\*\*

An Sung Lee, Young Cheol Kim and Dong Whan Lee

(2004년 1월 12일 접수 : 2004년 3월 30일 심사완료)

**Key Words** : Blades Vibration Reliabilities(블레이드 진동 신뢰성), Gas Turbine(가스 터빈), Compressor(압축기), Turbine(터빈), Modal Test(모달 실험), Campbell Diagram(캠벨 선도)

### ABSTRACT

To ensure a safe operation of the prototype KGT-74 kW small gas turbine, vibrational reliabilities of the compressor 1st, 2nd, and 3rd stages and turbine blades have been estimated and reviewed. FE analyses have been carried out to obtain the natural vibration characteristics of the blades, and impact modal testings have been performed on every each one of the blades to measure their 1st natural frequencies. Then, the Campbell diagram analyses have been carried out to judge the safety of the blades from resonant failures up to 6k harmonics. Results show that the compressor 1st stage blade is exposed to a potential resonant failure with 3k harmonic around a rated speed of 30,000 rpm but that the other compressor 2nd and 3rd stages and turbine blades are safe from resonant failures. Finally, 27,900 rpm is selected as the safe operation limit for the KGT-74 kW gas turbine relative to the blade vibrations.

### 1. 서 론

가스터빈에서의 주요 고장사고 원인으로는 압축기와 터빈 블레이드의 손상이 경험되고 있다. 일단 블레이드가 손상되어 이탈될 경우, 주변 블레이드로의 연쇄파손을 유발하여 전체 가스터빈의 손실로까지 이어지는 중대 사고로 발전할 수 있다.<sup>(1-5)</sup> 블레이드 손상의 대표적 형태는 고주기 피로(HCF, high cycle fatigue) 파괴로, 1982년이래 현재까지 미공군 전투기(F-15/F-16) 가스터빈 엔진의 Class-A mishaps(전투기의 손실 또는 100 만불 이상의 피해를 초래하는 사고)의 55%를 블레이드 HCF가 차지하고 있으며,<sup>(5)</sup>

HCF 파괴는 잘못 예측된 가진력, 잘못 예측된 공진, 설계시스템의 오류, 재료 결함과 손상, 그리고 깎임(galling)과 프레팅(fretting)과 같은 원인들로부터 초래한다.

가스터빈 블레이드에서 HCF 손상문제의 발생을 저감시키기 위해서는, 우선적으로, 개발 가스터빈 블레이드의 공진이 운전범위 또는 정격속도에서 발생하지 않도록 설계하여야 하며,<sup>(6-7)</sup> 제작된 시작품 블레이드의 전수 진동실험을 통해 블레이드의 고유진동수를 측정하고 각 블레이드 모두가 공진으로부터 충분한 분리여유를 갖고 있음을 확인하여야 한다. 통상적으로, 블레이드의 진동응력과 재료의 HCF 능력은 통계적 산포 특성을 나타내며, 진동응력과 HCF 능력이 교차하는 범위에 있는 개개의 블레이드는 파손을 경험하게 된다. 이것이 시작품 블레이드를 전수 진동 실험하여야 하는 이유이다.

본 연구에서는 개발 KGT-74 kW 가스터빈 시작

<sup>†</sup> 책임저자 : 정희원, 한국기계연구원 회전체그룹

E-mail : aslee@kimm.re.kr

Tel : (042) 868-7356, Fax : (042) 868-7440

\* 정희원, 한국기계연구원 회전체그룹

폼 블레이드의 안전운전 신뢰성을 확보하기 위하여, 압축기와 터빈 로터 블레이드의 고유진동 해석과 시 작품 블레이드의 전수 모달 실험을 통해 각 블레이드의 고유진동수를 결정하고, 이를 바탕으로 캠벨선도 해석을 수행하여 각 블레이드의 공진 위험성을 평가 하고 필요한 경우 운전한계를 설정하고자 한다.

## 2. 고유진동 해석

Fig. 1은 한국기계연구원에서 설계한 KGT-74 kW 가스터빈의 로터 조립체를 보여주고 있다. 로터는 축 류 3단의 압축기와 1단의 터빈으로 구성되어 있다. Fig. 2와 3은 제작된 압축기 1, 2, 3단 블레이드-디스크와 터빈 블레이드-디스크를 보여 준다. Fig. 2에서 상단 왼쪽으로부터 시계방향으로 압축기 1, 2, 3단의 블레이드-디스크가 보여지고 있으며, 1, 2, 3단의 순 으로 블레이드의 길이가 짧아지고 있음이 확인된다.

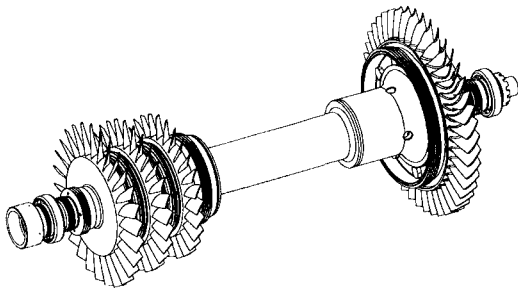


Fig. 1 Rotor assembly of KGT-74 kW small gas turbine

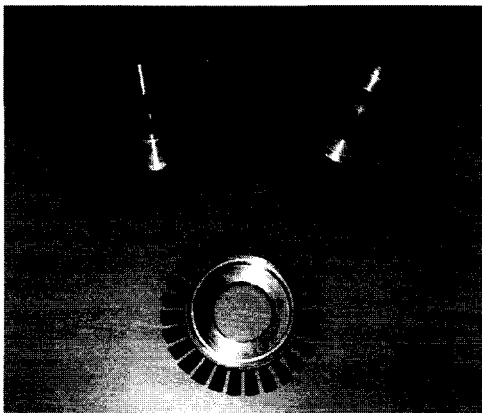


Fig. 2 Manufactured compressor 1st, 2nd, and 3rd stage blade disks

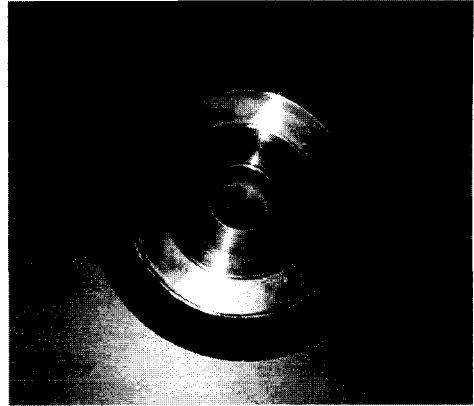


Fig. 3 Manufactured turbine blade disk

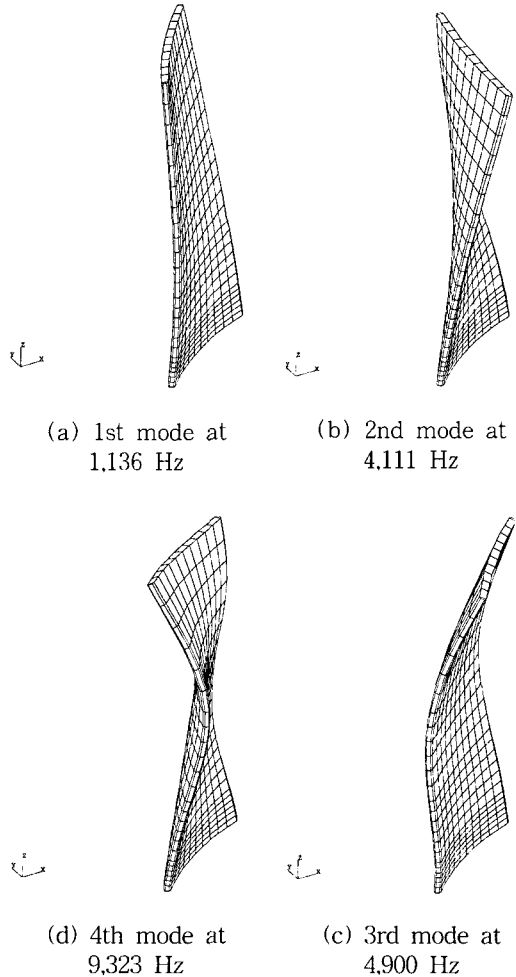


Fig. 4 Mode shapes of the compressor 1st stage blade

여기서, 압축기 2단과 3단의 블레이드는 허브에서부터 팁까지의 형상이 1단의 그것과 동일하며, 다만 좁아지는 flow path에 부합되도록 팁 부분을 자른 형태를 취하고 있다. 블레이드의 고유진동 해석에는 상용 유한요소 package ANSYS를 사용하였다. Fig. 4(a~d)은 압축기 1단 블레이드의 0 rpm에서의 처음 4개의 고유진동 모드 형상을 보여 주고 있다. 모드 형상으로부터 압축기 1단 블레이드의 첫번째 모드는 outside-bending, 두번째 모드는 twisting, 세번째 모드는 inside-bending, 그리고 네번째 모드는 outside-bending과 twisting의 합성임을 알 수 있다. Table 1에는 1단 압축기 블레이드의 0 rpm과 정격 30,000 rpm에서 예측된 고유진동수가 정리되어 있다. 30,000 rpm에서의 고유진동수 예측에는 centrifugal pre-stress와 spin-softening 효과가 고려되었다. 그리고, 압축기 2, 3단 블레이드의 0 rpm과 정격 30,000 rpm에서 예측된 고유진동수가 Table 2와 3에 정리되어 있다. 표로부터 회전수의 증가에 따른 고유진동수

의 증가와, 그리고 2, 3단으로 갈수록 고유진동수가 증가됨이 확인된다.

터빈 블레이드의 0 rpm에서의 처음 4개의 모드 형상이 Fig. 5(a~d)에 보여져 있다. 압축기 블레이드에 비해 블레이드의 두께 대비 길이의 비가 크기 때문에, 모드 형상이 다르게 나타나고 있으며, 1차 고유진동수도 6,489 Hz로 압축기 1단 블레이드의 1차 고유진동수에 비해 매우 높다. 그리고, 터빈 블레이드의 0 rpm과 정격 30,000 rpm에서 예측된 고유진동수가 Table 4에 정리되어 있다. 표로부터 회전수가 증가함에 따라 spin-softening의 영향으로 고유진동수가 감소됨이 관찰된다.

일반적인 블레이드의 진동 설계지침은, 블레이드의 1차 고유진동수가 최대 운전속도의 6배 이상이 되도록 설계하는 것으로, 본 가스터빈의 경우 500 Hz(= 30,000 rpm)×6=3,000 Hz로 터빈 블레이드의 1차 고유진동수는 이를 만족하나, 압축기 1, 2, 3단 블레이드는 이를 만족하지 못함을 알 수 있다. 따라서, 캠벨

**Table 1** Natural frequencies of the compressor 1st stage blade obtained by FE analysis

1	1,136	1,461
2	4,111	4,235
3	4,900	5,231
4	9,323	9,486
5	10,865	11,038

**Table 2** Natural frequencies of the compressor 2nd stage blade obtained by FE analysis

1	1,723	2,019
2	5,543	5,624
3	7,776	8,055
4	13,509	13,609
5	15,461	15,556

**Table 3** Natural frequencies of the compressor 3rd stage blade obtained by FE analysis

1	2,366	2,614
2	6,738	6,808
3	10,928	11,160
4	17,431	17,515
5	19,657	19,737

**Table 4** Natural frequencies of the turbine blade obtained by FE analysis

1	6,489	5,835
2	10,402	9,202
3	15,243	13,591
4	17,166	15,141
5	21,315	18,761

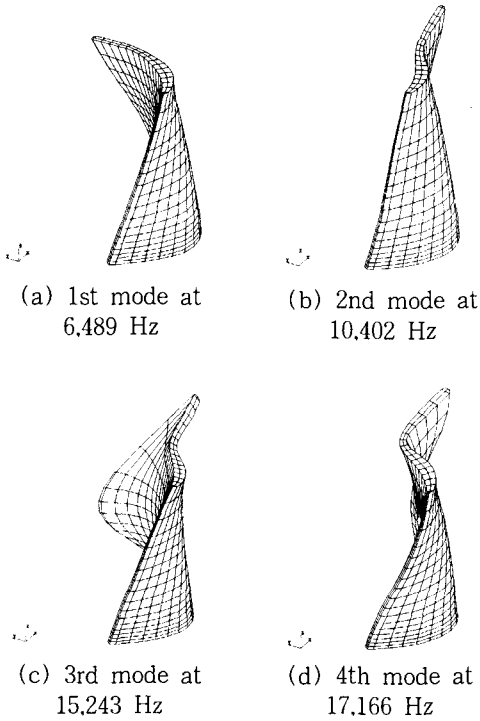


Fig. 5 Mode shapes of the turbine blade

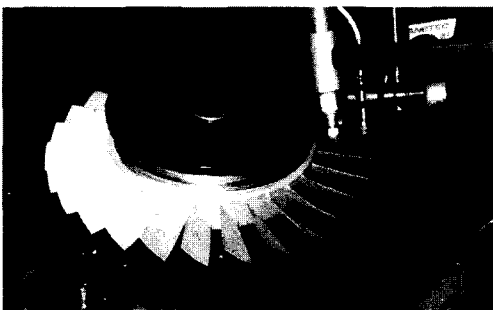


Fig. 6 Impact test set-up for the compressor 1st stage blade

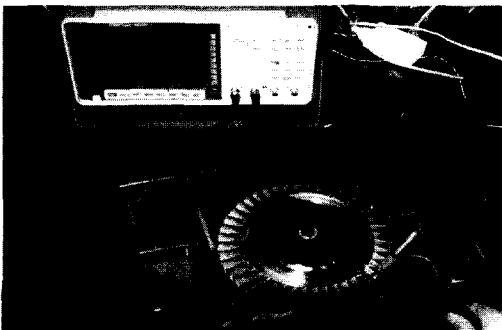


Fig. 7 Impact test set-up for the turbine blade

선도 분석을 통한 압축기 블레이드의 진동 안정성에 대한 검토가 요구된다.

### 3. 모달 실험

블레이드의 모달 실험은 각 블레이드-디스크의 모든 개개의 블레이드에 대한 impact modal testing으로 수행되었다. 압축기 1단 블레이드와 터빈 블레이드에 대한 실험장면이 Fig. 6과 7의 사진에 보여져 있다. Table 5는 각 블레이드 군에 대한 1차 고유진동수 측정결과와 함께 산포범위를 나타내고 있다.

압축기 1단 블레이드들의 고유진동수 산포는 6.8%로 양호하나(러시아의 기준 : 8% 이하),<sup>(6)</sup> 2, 3단 블레이드들의 경우는 19.8%와 16.8%로 불량한 수준을 나타내고 있다. 터빈 블레이드들의 고유진동수 산포는 11.3%로 양호한 수준에 이르지 못하고 있다. 따라서, 블레이드 제작공정의 향상이 요구되고 있다. 한편, 압축기 1단 블레이드를 제외한 압축기 2, 3단과 터빈 블레이드의 해석 예측된 1차 고유진동수가 측정 고유진동수의 산포범위 내에 있음이 확인된다.

### 4. 캠벨선도 분석 및 운전한계 설정

압축기 1, 2, 3단의 1차 고유진동수 해석 및 측정 결과를 이용하여, 제작된 블레이드들의 캠벨선도 해석을 수행하였다. 회전속도에 따른 고유진동수의 변화는 식 (1)을 적용하여 예측되었다.

$$F_{\omega} = \sqrt{F_0^2 + B\omega^2} \quad (1)$$

여기서,  $F_{\omega}$  = 특정 회전속도에서의 고유진동수

$F_0$  = 정지상태에서의 고유진동수

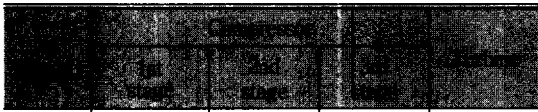
$B$  = 회전 영향계수

통상적으로, 캠벨선도 해석에서는 블레이드 고유진동수의 6k(또는 6X) 하모닉 가진까지에 대한 공진 분리여유가 검토된다. 각 하모닉 별 분리여유는 2k - 10%, 3k - 7%, 4k - 6%, 5k - 5%, 6k - 4%가 추천된다.<sup>(2, 7)</sup>

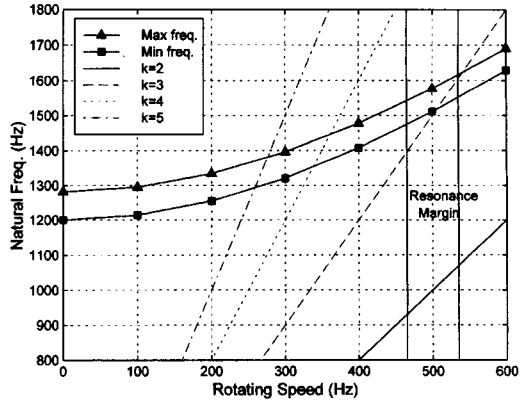
Fig. 8~10에는 압축기 1, 2, 3단 블레이드의 캠벨선도 해석결과와 함께 문제시되는 공진의 분리여유 범위가 나타나 있다. Fig. 8로부터 압축기 1단 블레이

드의 고유진동수가 정격속도 30,000 rpm에서 3k 하 모닉과의 공진 분리여유를 만족하지 못함이 확인된다. 압축기 1단 로터 블레이드는 현재 inlet guide vane을 갖고 있지 않아 기동시 더욱 부분부하의 가

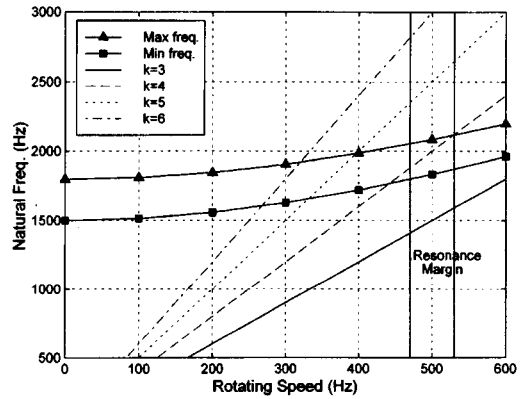
**Table 5** Measured 1st natural frequencies of the compressor and turbine rotor blades



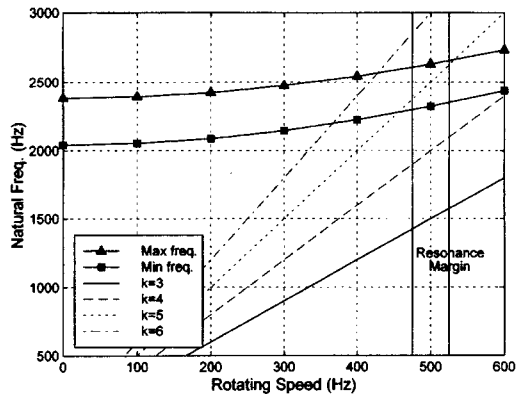
1	1282	1756	2165	6540
2	1255	1681	2325	6528
3	1269	1695	2351	6366
4	1269	1702	2286	<b>6106</b>
5	1272	1695	2315	6674
6	1282	1625	2286	6434
7	1245	1605	2245	6448
8	1263	1658	2218	6576
9	1200	1503	2216	6658
10	1249	1507	2245	6518
11	1249	1545	2171	6518
12	1239	<b>1500</b>	2081	6520
13	1235	1512	2171	6288
14	<b>1200</b>	1535	2237	6498
15	1216	<b>1500</b>	<b>2041</b>	6428
16	1237	1697	2357	6568
17	1229	1600	2299	6484
18	1224	1557	2365	6438
19	1209	1666	2237	6218
20	1244	1703	2299	6366
21	1213	1775	<b>2384</b>	6230
22	1232	1753	2365	6458
23	1232	<b>1797</b>	2384	6550
24	1252	1766	2320	6464
25	1219	1773	2266	6334
26	1263	1769	2165	6574
27	1281	1766	2186	6496
28				6234
29				6522
30				6614
31				6534
32				6370
33				6564
34				6644
35				6628
36				<b>6794</b>
37				6728
38				6772
39				6640
40				6650
41				6774
42				6742
43				6692
Scatter	$\Delta =$ 82 Hz	$\Delta =$ 297 Hz	$\Delta =$ 343 Hz	$\Delta =$ 688 Hz
	6.8 %	19.8 %	16.8 %	11.3 %



**Fig. 8** Campbell diagram of the compressor 1st stage blades considering their measured 1st natural frequencies



**Fig. 9** Campbell diagram of the compressor 2nd stage blades considering their measured 1st natural frequencies



**Fig. 10** Campbell diagram of the compressor 3rd stage blades considering their measured 1st natural frequencies

혹 운전조건에 노출되는 상황으로, 3k 하모닉 가진과 공진이 반드시 회피되어야 만 한다. 따라서, 압축기 1단 블레이드의 안전운전 한계속도는 27,900 rpm으로 설정된다.

한편, Fig. 9와 10으로부터 압축기 1단 블레이드를 기준으로 설정된 안전운전 한계속도는 27,900 rpm까지 압축기 2, 3단 블레이드는 공진의 위험 없이 연속운전이 가능한 것으로 확인된다. 그리고, 터빈 블레이드의 1차 고유진동수 측정값은 6,106~6,794 Hz로 공진 위험이 전혀 없는 것으로 평가된다.

## 5. 결론

본 연구에서는 개발 KGT-74 kW 가스터빈 시차품 블레이드의 안전운전 신뢰성을 확보하기 위하여, 압축기와 터빈 로터 블레이드의 고유진동 해석과 시차품 블레이드의 전수 도달 실험을 통해 각 블레이드의 고유진동수를 결정하였으며, 이를 바탕으로 캠벨 선도 해석을 수행하여 각 블레이드의 공진 위험성을 평가하였다. 평가결과 압축기 1단 블레이드가 정격속도 30,000 rpm에서 3k 하모닉 가진과 공진을 일으켜 파손될 수 있는 것으로 판단되었다. 따라서, 개발 KGT-74 kW 가스터빈의 안전운전을 위해 27,900 rpm이 운전 한계속도로 설정된다.

## 참고 문헌

- (1) 이안성, 1998, "가스터빈 블레이드 진동설계," 기계저널, Vol. 38, No. 8, pp. 55~58.
- (2) 이안성, 이동환, 2001, "진동 구조설계 기술," 발전용 가스터빈 부품 국산화 개발, 과학기술부 보고서: 98-NG-01-06-A, 제 3 장, 제 3 절, pp. 268~335.
- (3) Rao, J. S., 1991, Turbomachine Blade Vibration, John Wiley & Sons.
- (4) Rao, J. S., 2000, Turbine Blade Life Estimation, Narosa Publishing House.
- (5) Thomson, D. E., and Griffin, T. G., 1999, "The National Turbine Engine High Cycle Fatigue Program," ASME IGTI Global Gas Turbine News, Vol. 39, No. 1, pp. 14~17.
- (6) Vedichtchev, A., 2000, Measuring Natural Frequencies of Cooling Blade and Ways of Decreasing Alternating Stresses, Final Report on Service at KIMM.
- (7) Guide Technical Material 108.022.104-77, 1977, "The Standards for Vibration Reliability of Axial Compressor Rotor Blades," Written in Russian.