

현장 불평형 응답을 이용한 로터-베어링 시스템의 매개변수 규명 연구

이 동 환 * · 김 영 일 ** · 박 노 길 ***

A Study on Identifying Dynamic Characteristic Parameters of Rotor Bearing Systems Using Field Measurement Data of Unbalance Responses

Dong-Hwan Lee * · Paul. Y. Kim ** · Noh-Gil Park ***

ABSTRACT

Presented in this paper is a new method of identifying the critical speed of rotor-bearing systems without actually reaching at the critical speed itself. Using the method, it is not only possible to calculate the critical speed by measuring a series of rotor responses at much lower rotating speeds away from and without reaching at the critical speeds but also the damping ratio and eccentricity of the system can be identified at the same time. Two types of test rotors were tested on the Rotor Dynamics Test Facility at the Rotordynamics Lab., KIMM, and the theory has been confirmed experimentally.

The method can be adopted to monitor changes of the dynamic characteristics of critical rotating machinery before and after overhauls, repairs, exchanges of various parts, or to detect trends of direction of subtle changes in the dynamic characteristic parameters over a long periods of time.

1. 서 론

개스터빈, 압축기, 고압터빈 펌프 등 발전소 및 산업 플랜트의 핵심 고부가 회전기계가 사소한 고장을 일으켜 전 계통의 운전정지를 초래함으로써 막대한 생산량 차질과 경제적 손실을 유발하는 경우가 빈번하다. 이를 방지하고 시스템을 안정적으로 운용하기 위해서 현장에서는 주기적인 Overhaul, 기계 상태진단, 부품교체 등을 실시하고 있다. 그러나 회전기계는 사용할 때마다 Run-out 조건이 달라지며, Trouble발생 시, Overhaul 전후, 부품교체 전후, 작동조건 변경 시에도 특성 변화가 발생한다. 현재까지 이러한 기계시스템의 특성변화를 현장 엔지니어가 알 수 있는 간편한 방법으로 개발되어 있지 않거나 전혀 알려지지 않고 있다.

기계 시스템에서 가장 주의해야 할 특성변화 항목은 운전점이 위험속도에 얼마나 접근해 가고 있는지, 그 때의 시스템 감쇠비와 불평형 편심량에 관련된 진동 레벨이 얼마인지, 그 변화가 시스템의 안전에 영향을 끼칠 수 있는지를 파악하는 일이다. 그러나 현실적으로 시스템 운전속도를 위험속도까지 상승시켜 Test하는 것은 거의 불가능하며, 시스템 감쇠비나 불평형 편심량을 간편히 분석하는 기법은 개발되지 않고 있다.

이러한 이유에서 본 연구에서는 회전기계 시스템의 운전속도를 위험속도까지 상승시키지 않고 그 이하의 안전한 속도에서 불평형 응답 측정 데이터를 취득하여 로터-베어링 시스템의 가장 중요한 매개 변수인 위험속도 뿐 만 아니라 감쇠비 및 불평형 편심량까지도 규명하는 이론 및 간편한 실험적 기법을 새로이 개발하고 검증하였다.

* 한국기계연구원 회전체연구그룹

** 전 한국기계연구원 Brain Pool 과학자

*** 부산대학교 공과대학 기계공학부

2. 시스템 매개변수 규명이론

대개 회전기계의 1차 위험속도는 Jeffcott rotor의 특성을 보유하고 있다.¹⁾⁻⁷⁾ 이러한 관점과 로터 진동신호 측정 시 측정된 진동신호에 시스템 동특성 매개변수 정보가 포함되어 있는 점을 착안하여 Jeffcott rotor 모델의 응답 특성 식으로부터 시스템 매개변수를 구할 수 있다.

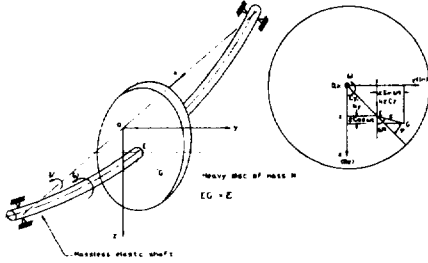


Fig.1 Jeffcott rotor model

Fig.1은 Jeffcott rotor 모델을 나타내고 있으며 운동 방정식은 아래의 식(1)과 같이 표현된다.

$$M\ddot{r} + c\dot{r} + kr = M\omega^2 \epsilon e^{j\omega t} \quad (1)$$

여기서, M 은 유효질량, ϵ 은 불평형 편심량, r 은 \overline{OE} , c 는 감쇠계수, k 는 탄성계수, ω 는 축의 회전 각속도를 나타낸다.

식(1)의 정상해는 아래와 같다.

$$r = Re^{k\omega t - \phi} \quad (2)$$

여기서,

$$R = \frac{M\epsilon\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + c^2\omega^2}} \quad (3)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k - M\omega^2} \quad (4)$$

식(3)의 시스템 매개변수 M , c , k , ϵ 을 위험속도(ω_c), 감쇠비(ζ), 불평형 편심량(ϵ)항으로 재 표현하면 다음과 같다.

$$R = \frac{\epsilon\omega^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_c\omega)^2}} \quad (5)$$

여기서

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{M}}, \quad \zeta = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2\sqrt{Mk}} \quad (6)$$

식(5)에서 실험적으로 측정 가능한 값 ω , R 로부터 시

스템 매개변수인 미지수 ω_c , ζ , ϵ 을 구하기 위하여 3점의 서로 다른 회전수 ω_1 , ω_2 , ω_3 에서 각각의 응답 R_1 , R_2 , R_3 를 측정하면 다음의 3개 식이 얻어진다.

$$R_1 = \frac{\epsilon\omega_1^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega_1^2)^2 + (2\zeta\omega_c\omega_1)^2}} \quad (7)$$

$$R_2 = \frac{\epsilon\omega_2^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega_2^2)^2 + (2\zeta\omega_c\omega_2)^2}} \quad (8)$$

$$R_3 = \frac{\epsilon\omega_3^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega_3^2)^2 + (2\zeta\omega_c\omega_3)^2}} \quad (9)$$

식(7), (8) 및 식(9)에서 ω_c , ζ , ϵ 을 구하면:

$$\omega_c^2 = \sqrt{\frac{k_1 k_3 (\omega_1^2)^2 - k_3 (\omega_2^2)^2 - k_2 (\omega_1^2)^2 + (\omega_3^2)^2}{k_1 k_3 - k_3 - k_2 + 1}} \quad (10)$$

$$\zeta = \frac{1}{2\omega_c} \sqrt{\frac{k_1(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_2^2)}{(\omega_2^2 - k_1\omega_1^2)}} \quad (11)$$

$$= \frac{1}{2\omega_c} \sqrt{\frac{k_2(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_3^2)}{(\omega_3^2 - k_2\omega_1^2)}}$$

$$\epsilon = \frac{R_1 \sqrt{(\omega_c^2 - \omega_1^2)^2 + (2\zeta\omega_c\omega_1)^2}}{\omega_1^2}$$

$$= \frac{R_2 \sqrt{(\omega_c^2 - \omega_2^2)^2 + (2\zeta\omega_c\omega_2)^2}}{\omega_2^2} \quad (12)$$

$$= \frac{R_3 \sqrt{(\omega_c^2 - \omega_3^2)^2 + (2\zeta\omega_c\omega_3)^2}}{\omega_3^2}$$

여기서,

$$x_1 = \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}\right)^2, \quad x_2 = \left(\frac{R_1}{R_3}\right)^2 \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_1^2}\right)^2 \quad (13)$$

$$x_3 = \frac{x_2\omega_1^2 - \omega_2^2}{x_1\omega_1^2 - \omega_2^2} \quad (14)$$

이상으로부터 기지의 상수인 x_1 , x_2 , x_3 , ω_1 , ω_2 , ω_3 에 의해서 정의되는 ω_c , ζ , ϵ 이 식(10), (11) 및 식(12)에 의해서 얻어진다.

이와같이 3조의 식(7), (8) 및 식(9)로부터 식(10), (11) 및 식(12)와 같이 시스템 매개변수 ω_c , ζ , ϵ 을 구하는 기법이 개발되었다.

3. 실험장치의 구성

2절에서 개발된 이론을 검증하기 위한 실험장치의 구성은 다음과 같다.

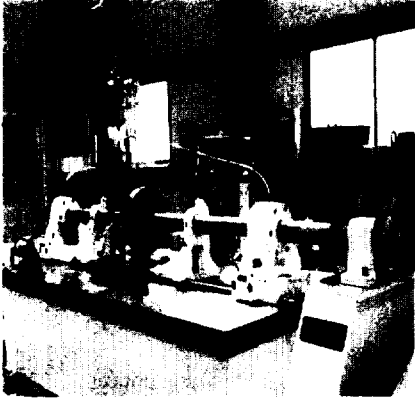


Fig.2 Overview of test rig

Fig. 2에서 보이는 Test Rig는 1660×730×300mm의 콘크리트 베이스 위에 1725×760×50mm의 Steel Bed가 고정되고 그 위에 베어링 Pedestal 및 Bearing을 통하여 로터가 설치되어 있다. 로터와 모터는 펄 벨트로 연결되어 구동되는데 중간축과 로터는 유연 커플링으로 연결된다. 로터의 양단은 자동 조심 저널베어링으로 지지되어 중력식으로 운환된다. 여기서 운환유의 동점성 계수는 30cst의 실리콘오일이 사용되었다. 이때 모터는 7.5kW AC 스피들 모터가 사용되었고 유연 커플링으로는 고무 커플링이 사용되었다. 또한 중앙의 디스크는 축과의 상대운동을 제거하기 위해서 열간 fitting 되었다.

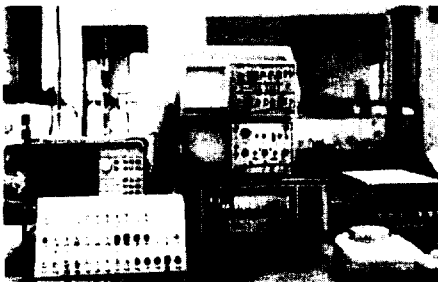


Fig.3 An overview of data acquisition and analysis system

실험로터의 시스템 매개변수 규명을 위한 측정분석 시스템으로는 Fig.3에서 보이는 바와 같다. 즉 축의 진동 변위 및 회전수 측정을 위하여 선형 범위 0~24V, 감도 200mV/mil인 변위센서와 출력 10V의 광센서를 사용하였다. 또한 Orbit 및 주파수 특성을 분석하기 위해서 DVF-3, 4채널 FFT 분석기 및 Oscilloscope가 사용되었다.

4. 로터-베어링 시스템의 매개변수 실험 및 검증

2절에서 개발한 Jeffcott 로터-베어링 시스템의 동특성 매개변수의 규명기법을 3절의 실험장치 및 실제 설계·제작된 로터-베어링 시스템에 적용하여 시스템 동특성 매개변수인 ω_c , ζ , ϵ 을 실험적으로 구해내고, 여기서 얻어진 ω_c 와 ϵ 을 해석적 및 실험적 기법을 이용하여 검증함으로써 본 이론의 타당성을 아래에 기술된 실험을 통하여 입증하였다.

4.1 시스템 응답측정 실험

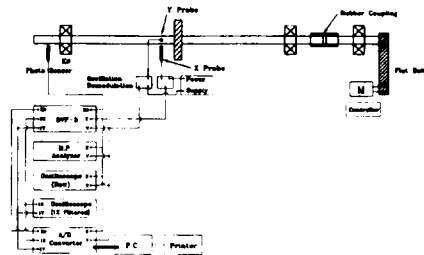


Fig.4 Schematic diagram of measurement and analysis system for test rotor

Fig.4의 실험장치 구성으로 실험로터의 응답측정을 수행한 결과 각 로터 회전수마다 측정된 변위 및 위상각이 Table 1과 같이 나타난다. 여기서 측정된 데이터들은 Run-out이 보정된 값들이다.

Table.1 Measurement data of test rotor vibration

Rotor Speed (RPM)	Y-direction	
	Amplitude (mil,p-p)	PhaseAngle (deg)
1079	1.99	∠232 °
1231	2.90	∠230 °
1284	3.32	∠230 °
1316	3.64	∠229 °
1364	4.16	∠229 °
1426	4.96	∠230 °
1473	5.72	∠229 °
1503	6.28	∠229 °
1546	7.25	∠229 °
1577	8.05	∠229 °

Table 1.에서 측정된 데이터들을 2절의 매개변수 규명 알고리즘에 적용하면, 측정 데이터 갯수가 N개이면 알고리즘에 의거하여 3개의 데이터가 한 조가 되어 총 nC_3 개의 데이터 군들이 구성된다. 이들 각각의 군들은 모두 시스템 매개변수 ω_c , ξ 및 ϵ 의 정보를 갖고 있으며 그중 알고리즘의 조건을 벗어나는 군들은 제외된다.

4.2 알고리즘 실험 및 해석 결과

측정 데이터의 알고리즘 해석결과는 아래의 Fig.5, Fig.6 및 Fig.7에 나타난다. Fig.5는 가로 및 세로축을 모두 위험속도 ω_c 의 동일 축으로 나타낸 도표이며 Fig.6은 위험속도-감쇠비, Fig.7은 위험속도-불평형 편심량의 분포를 나타낸 도표이다.

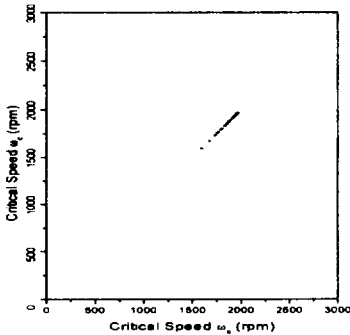


Fig.5 Plot of critical speed ω_c vs. critical speed ω_c

Fig.5, Fig.6 및 Fig.7의 실험·해석결과 얻어진 점들의 분포를 분석하면 Table 2와 같은 결과가 구해진다. Table2의 위험속도 ω_c 는 Fig.5로부터 Fig.8의 확률분포

를 구하고 그중 확률분포가 가장 높은 위험속도($\omega_c=1960$ rpm)를 포함하는 주위 4개의 예측위험속도를 취하여 Curve fit한 곡선의 정점에 해당하는 값을 취한 것이다.

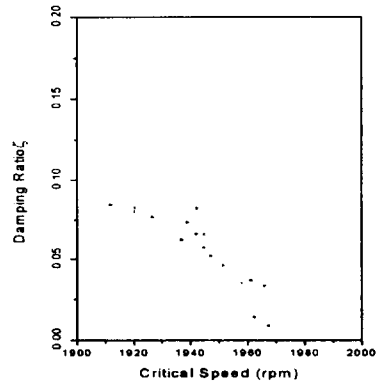


Fig.6 Plot of damping ratio ξ vs. critical speed ω_c

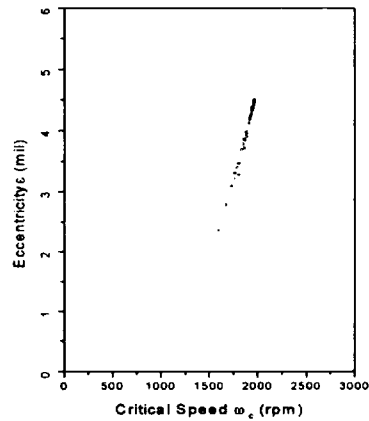


Fig.7 Plot of eccentricity ϵ vs. critical speed ω_c

Table 2. Dynamic characteristics of test rotor

Critical speed(RPM)	Damping ratio	Eccentricity (mil)
1941.7	0.07	4.3

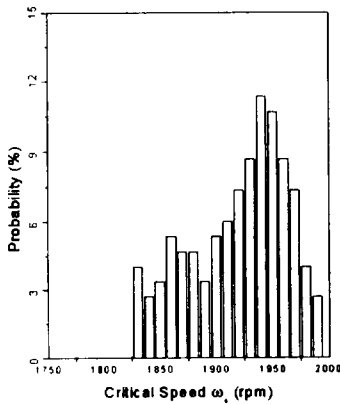


Fig.8 Probabilities of critical speed

4.3 실험로터 위험속도의 해석적 분석

실험로터의 매개변수중의 하나인 위험속도 검증에 위하여 먼저 해석적 방법으로 Lumped Parameter Method 및 FEM(Finite Element Method)을 이용하여 4.2절의 결과중 하나인 시스템 위험속도를 해석적으로 비교분석하였다.

본 연구에서 사용된 실험로터의 디스크에 관한 치수사양은 Fig.9 와 같고 Lumped Parameter Method를 이용한 위험속도 계산에 사용된 모델링은 Fig.10과 같다.

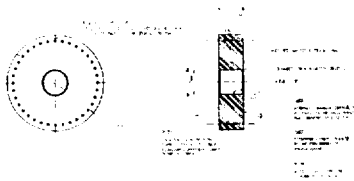


Fig.9 Disk specification of test rotor

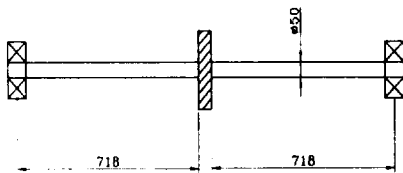


Fig.10 Lumped model of test rotor

본 모델의 등가 질량 M_{eq} 는 23.9047kg이며 등가강성 계수 k_{eq} 는 1.0344×10^6 N/m이다. 따라서 Lumped Para

meter Method 에 의하여 Jeffcott rotor를 1자유도로 등가시킬 때 임계속도 (Critical Speed)는 1986RPM(=33.10 72 Hz)으로 계산된다. 이것은 본 알고리즘 계산 결과인 1941.7 RPM에 비하여 2.2% 높게 나타나고 있다.

실험로터의 유한요소(FEM)해석을 이용한 위험속도 계산모델은 Fig.11과 같다.

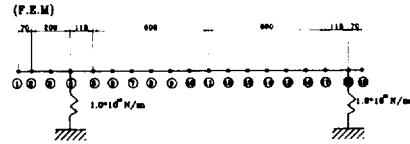


Fig.11 Finite element model of test rotor

Fig.11의 절점11에 12.9295kg의 질량이 부가되어 그 해석결과를 아래의 Fig.12 와 같이 Campbell diagram으로 나타낸다.

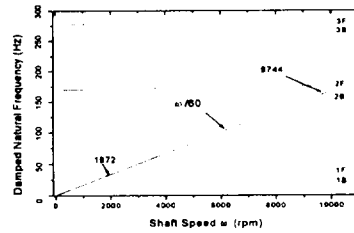


Fig.12 Campbell diagram of rotor

Fig.12에서 보이듯이 유한요소법에 의한 위험속도는 1972RPM으로 계산되어 본 알고리즘의 계산결과에 비해 1.62% 높게 나타난다.

4.4 실험로터 위험속도의 실험적 검증

본 연구에서 사용된 실험로터의 위험속도를 검증하기 위하여 위험속도에서도 장시간 운전될 수 있도록 초정밀 밸런싱을 수행한 후 직접적으로 로터의 회전속도를 상승시켜 위험상태로 검증하는 실험을 3회 반복 수행하였고, 그중 하나를 본고에서 소개한다. 여기서 반복실험 이유는 정확한 위험속도를 찾기 위함과 위험속도에서의 진폭 및 위상변화를 자세히 관찰하기 위해서이다.

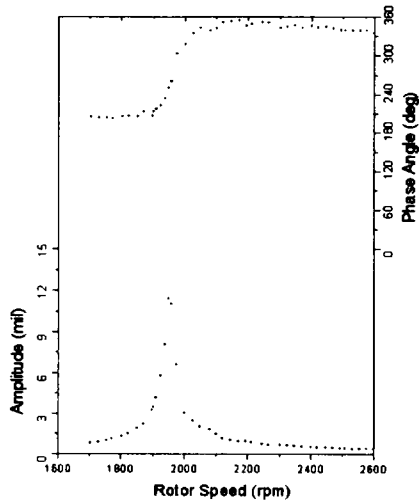


Fig.13 Bode plot of test rotor

Fig.13 및 14는 로터를 정밀 밸런싱한 후 위험속도를 통과하여 진동응답을 측정한 결과를 Bode 선도 및 Polar 선도로 보여주고 있다. Fig. 13 및 14에서 보이듯이 본 실험로터의 위험속도는 1960 RPM을 나타내어 개발 알고리즘의 Jeffcott rotor 특성을 잘 구현하고 있음을 알 수 있다.

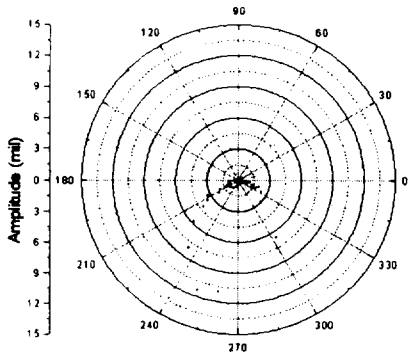


Fig.14 Polar plot of test rotor

4.5 실험로터 불평형 편심량의 실험적 검증

본 연구에서 로터의 불평형 편심량을 검증하는 실험/도식법과 실험/이론법 두가지를 수행하였으나 본 고에서는 도식법의 결과만 소개하기로 한다. 실험로터의 Run-out은 98RPM에서 측정하였으며 그 레벨과 위상각은 다음과 같다.

X-Probe : 3.97mil \angle 223°

Y-Probe : 3.52mil \angle 137°

불평형 편심량을 검증하기 위한 로터의 원래 불평형 응답(As-is)은 1503RPM에서 다음과 같이 측정하였다.

X-Probe : 6.43mil \angle 230°

Y-Probe : 5.59mil \angle 143°

다음으로 로터 디스크의 반경 90mm인 원주에서 10° 간격으로 뚫어진 나사 구멍에 1.76g의 불평형 시도질량(Trial weight)을 0°, 60°, 120°, 180°, 240° 순차적으로 부착한 후 1503 RPM에서 진동변위와 위상각을 측정하여 Fig.15와 같이 그 결과를 도식화하였다. 또 2.46g의 불평형 시도질량만 변경한 채 완전히 같은 방법으로 진동변위와 위상각을 측정한 결과가 동일한 Fig.15에 동시에 도식화 되어있다.

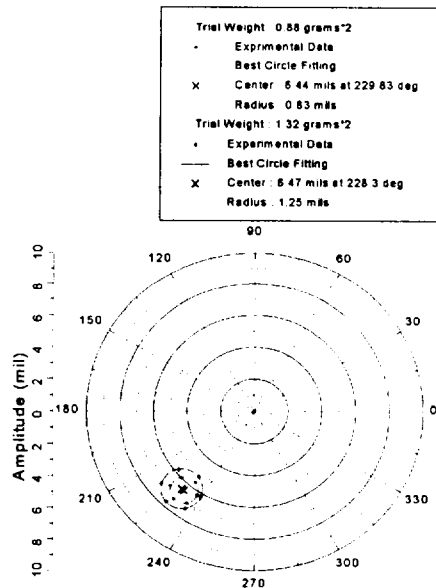


Fig.15 Polar plot showing the effect of residual unbalance of rotor

Fig.15로부터 1.76g 시도질량의 경우 X-Probe의 최대 및 최소 불평형진동 응답의 차이는 원의 직경에 해당하는 1.64mil이다. 여기서 1.76g의 시도질량에 대한 원의 반경 0.82mil은 잔류 불평형에 해당된다. 원점에서 원의

중심까지의 거리는 6.43mil이며 이것은 앞에서 측정 한 X-Probe As-is 진동값과 잘 일치한다. 따라서 시도질량에 의한 불평형과 불평형 원의 반경과의 관계는 잔류 불평형과 이 원의 중점까지의 거리와의 관계와 같다.

즉,

$$1.76 \times 90 \text{ gmm vs. } 0.82 \text{ mil}$$

$$U_R \text{ gmm vs. } 6.43 \text{ mil}$$

그러므로 실험로터의 U_R 은 1242gmm에 해당하고 이것을 로터 질량인 12.8621kg으로 나누면 잔류불평형량 96.57 μm 즉, 3.8mil이 결정된다.

5. 결론

위험속도 이전의 진동량 측정 데이터를 이용한 Jeffcott-로터 모델의 응답 특성식을 근거로 하여 로터-베어링 시스템의 동특성 매개변수인 위험속도 ω_c , 감쇠비 ζ , 불평형 편심량 ϵ 을 구하는 알고리즘을 개발하였다. 알고리즘에 의한 모델로터의 시스템 매개변수는 다음과 같다.

Critical Speed (RPM)	Damping Ratio	Eccentricity (mil)
1941.7	0.07	4.3

상기 결과의 분석 및 검증을 위하여 실험로터를 직접적으로 초정밀 밸런싱하고 위험속도를 안전하게 통과하는 실험을 수행한 결과 1960RPM의 값을 얻었으며 이는 알고리즘에 의한 예측 결과가 0.9%정확도를 보이고 있음을 입증한다. 또한 잔류불평형 측정 실험에 의한 불평형 편심량 계산결과 3.8mil의 값을 얻었으며 이는 알고리즘에 의한 예측 결과가 13.4%이내의 정확도를 보인다.

6. 참고 문헌

- (1) 이동환, 1999, "현장불평형 응답에 의한 로터-베어링 시스템의 매개변수 규명에 관한 연구", 박사학위논문, 부산대학교, pp. 2-41.
- (2) 김영일, 1997, "Rotor Dynamics의 현황과 문제점", 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp.11-19.
- (3) Zu, J. W., Ji, Z.Y., 1998, "Steady-State Response of Continuous Nonlinear Rotor Bearing System Using Analytical Approach", Journal of Engineering for Gas

Turbines and Power, Vol.120, Oct. pp.751-758

(4) San Andres, L., Lubell, D., 1998, "Imbalance Response of a Test Rotor Supported on Squeeze Film Dampers" Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.120., Apr. pp.397-404.

(5) Ting Nung Shiau, Chun Pao Kuo. 1997, "Multi-objective Optimization of a Flexible Rotor in Magnetic Bearing With Critical Speeds and Control Current Constraints", Transactions of the ASME, Vol.119, Jan. pp.186-195.

(6) McElhaney, J. M., Palazolo, A.,Kascak, A., 1997, "Modeling and Simulation Methods for MDOF Structures and Rotating Machinery With Impact Dampers", Transactions of the ASME, Vol.119, Apr. pp.436-445.

(7) Lawen, J.L., Jr., Flowers, G. T., 1997, "Synchronous Dynamics of a Coupled Shaft/Bearing/Housing System With Auxiliary Support From a Clearance Bearing: Analysis and Experiment", Transactions of the ASME, Vol. 119, Apr. pp.430-435.

(8) Kim, Y. J., Kim, P. Y., and Nicks, J., 1985. "An Experimental Verification of Multiplane Flexible Rotor Balancing Package Using the Computerized Data Acquisition System at the Engine Laboratory, NRC," NRC Report LM-ENG-003, National Research Council Canada,