

# 회전체 이상 진동특성을 이용한 자동 진단시스템에 관한 연구

배용채\*, 황원걸\*\*, 기창두\*\*

## A Study on an Automatic Diagnosis System Using the Abnormal Vibration Characteristics of Rotating Machine

Yong-chaee Bae, Won-Gul Hwang, Chang-Doo Kee

### 1. 서론

기계에서 사용되는 각종 장치들 즉, 모터 및 엔진을 비롯한 대부분의 동력 장치가 회전 기계로 이루어져 있으며 특히, 대용량 발전소에서 사용되는 터빈은 고온, 고압의 스팀을 공급받아 장기간 운전되는 대형 회전체로서 운전 조건 및 결합에 따라 각종 진동, 열적 변형, 마모 등이 발생된다. 이러한 운전 조건에서 터빈을 보호하기 위하여 진동을 이용한 터빈 감시 및 수동 진단 시스템이 설치되어 있으나 신호처리, 데이터 분석 등 전문 지식이 요구되어 현장에서의 운용에 많은 어려움이 있다.

본 논문에서는 회전체, 특히 발전소에서 사용하고 있는 터빈의 이상 진동에 대한 진단 기능을 높이기 위하여 터빈에서 발생할 수 있는 각종 이상 진동의 특성을 파악하고 이를 진단할 수 있는 자동 진단 시스템에 대하여 연구 하였다. 회전체의 진동 거동을 파악 하기 위하여 단순 회전체의 동특성을 해석하고, 터빈 이상 진동에 대한 원인 및 증상을 파악하여 지식 베이스를 구축 하였으며, 측정 데이터들의 활성화 여부를 검증한 후 자동 진단을 행하는 진단 알고리즘을 개발 하였다. 자동 진단에 대한 신뢰도를 높이기 위하여 각종 사실에 대한 평가 함수를 도입하였고 측정 데이터들에 대한 가중치를 대수곱 방법을 사용하여 계산함으로써 사실에 대한 확실도를 정량화하였다. 진단 방법으로는 진동의 크기 및 위상, 주파수별 진동 크기를 분석한 1차 진단과 진동의 궤적 및 운전 조건에 대한 정보를 첨가한 2차 진단으로 나누어 수행 되며 그 결과를 확률적으로 나타내었다. 진단의 신뢰성을 확보하기 위하여 로타킷을 이용하여 각종

이상진동의 원인에 대한 실험을 실시하여 취득한 데이터를 분석하였고 개발된 이상진단 프로그램을 통하여 이를 검증 하였다.

### 2. 회전체의 동특성

그림 1과 같은 비동방성(anisotropy) 회전축계에서 디스크의 질량을  $m$ , 축 강성을  $K$ , 베어링의 강성을  $K_x, K_y$ 라 할 때, 운동 방정식은

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + k_h x = md\omega^2 \cos \omega t \quad (1)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + k_v y = md\omega^2 \sin \omega t$$

이되고, 여기서

$$K_h = \frac{2KK_x}{(K + K_x)} \quad K_v = \frac{2KK_y}{(K + K_y)}$$

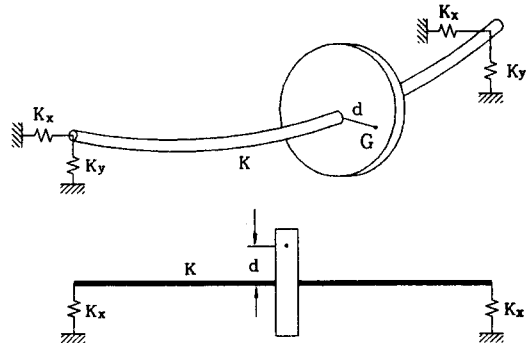


Fig. 1 Anisotropic rotor supported by elastic bearing

이다. 고유진동수를 구하면

\* 한국전력 기술연구원 전력연구실

\*\* 전남대학교 기계공학과

$$\omega_{ch} = \sqrt{\frac{K_h}{m}}, \quad \omega_{cv} = \sqrt{\frac{K_v}{m}} \quad (2)$$

이되어 수평 및 수직방향의 값이 일치하지 않음을 알 수 있다. 식(1)을 정리하면

$$\begin{aligned} -m\omega^2 x + K_h x &= m d \omega^2 \cos \omega t \\ -m\omega^2 y + K_v y &= m d \omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \quad (3)$$

이 되고, 복소좌표 형태로 정리하면

$$\begin{aligned} r &= x + jy \\ &= r_f e^{j\omega t} + r_b e^{-j\omega t} \end{aligned} \quad (4)$$

이된다. 여기서

$$\begin{aligned} r_f &= \frac{\omega_{ch}^2 + \omega_{cv}^2 - 2\omega^2}{2(\omega_{ch}^2 - \omega^2)(\omega_{cv}^2 - \omega^2)} d \omega^2 \\ r_b &= \frac{\omega_{cv}^2 - \omega_{ch}^2}{2(\omega_{ch}^2 - \omega^2)(\omega_{cv}^2 - \omega^2)} d \omega^2 \end{aligned} \quad (5)$$

이다. 식(4)에서와 같이 축진동의 거동은 각속도  $\omega$ 를 가지고 서로 반대 방향으로 회전하는 두 벡터의 합으로 표현됨을 알 수 있다. 즉, 축 회전방향과 동일 방향이며 반경이  $|r_f|$ 인 원형 궤적과 축 회전방향과 반대 방향이며 반경이  $|r_b|$ 인 원형 궤적의 합성이 타원형 궤적으로 나타나며,  $|r_f|$ 와  $|r_b|$ 의 대소 관계에 의해 궤적의 진행 방향이 결정된다.

### 3. 터빈 진동의 원인 및 특성

일반적으로, 터빈에서 발생할 수 있는 각각의 이상 진동에 대한 원인 및 특성을 살펴보면 다음과 같다.<sup>(1)</sup>

#### 3.1 불평형에 의한 진동

회전체의 편심력에 의하여 나타나는 가장 일반적인 진동 형태로서 브레이드의 부식, 회전체의 비산 등 고유 질량의 불평형과 열적 굽힘이 주된 원인이 된다. 이러한 진동 형태는 축의 굽힘에 의한 편심력의 작용으로 회전수와 동기되는 1X RPM이 탁월 주파수로 나타난다. 기계적 불평형의 경우 heavy spot의 작용으로 같은 운전 조건에서 같은 진동치를 보이는 재현성이 있고 위상은 일시적으로 변하는 반면 열적 불평형의 경우 위상은 안정되고 진동 특성이 터빈 온도가 변하여 안정될 때까지 점진적으로 변한다.

#### 3.2 러빙에 의한 진동

러빙은 회전부와 라비린스 시일(labyrinth seal)과같은

고정부가 물리적으로 접촉됨으로써 평형과 동적 강성을 변화시켜 발생하는 진동의 형태이다.

러빙이 발생되면 주로 회전 속도 또는 회전 속도의 2배의 주파수 성분에 대한 진동이 발생되며, 계의 고유 주파수를 여기시키는 마찰때문에 배수 진동 주파수를 발생하기도 한다.<sup>(2)</sup> 위상은 불규칙적이고 궤적은 바나나형 또는 튀기는 모습으로 축회전 반대 방향의 궤도를 나타낸다. 또 로타 접축에 의한 강성의 증가로 고유진동수가 증가된다.

#### 3.3 유체에 의한 불안정 진동

오일필, 오일칩 등과 같은 자려 진동은 돌발적이며 큰 진폭으로 성장하는 위험한 진동 형태로써 불평형에 의한 진동과는 달리 회전 비동기의 진동 파형을 갖는다. 축의 회전속도가 증가하여 1차 임계속도에 접근함에 따라 1X 진동이 증가하여 편심이 증가하고 오일 베어링의 강성이 증가되기 때문에 오일칩은 억제된다. 축의 회전속도가 계속 증가되어 1차 임계속도를 벗어나면 오일칩이 다시 나타나게 되며 로타 위험속도의 약 2배 정도에서 오일칩으로 바뀌게 된다. 오일칩은 회전속도의 변화에 따라 진동수가 변하나, 오일칩은 발생 및 소멸이 돌발적이고 일단 발생되면 회전수와 무관하다. 또 진동의 궤적은 축회전 방향과 같게 나타나고 진동 감소 회전수는 발생 회전수보다 약간 낮게 나타나는 히스테리시스 현상을 보인다.

#### 3.4 균열에 의한 진동

균열은 설계시 용력집중 요소의 부적당한 배치 또는 기계 제작시 재질의 불균일과 단조공정의 불안정 등으로 나타날 수 있으며, 운전중 비정상적인 진동으로 축의 용력과 변형을 초래하고 피로의 증가, 균열 및 용력 부식으로 인하여 발생되기도 한다.

축균열의 증상은 1X 진폭과 위상이 변하고 slow roll 굽힘 벡터가 변하며 2X 성분이 나타난다는 것이다. 이중 1X진폭과 위상의 변화는 비대칭 원주방향 균열에 의한 축의 휨에, 2X 성분의 출현은 축의 비대칭성에 기인된다. 또 균열에 의한 축 강성의 감소로 임계속도가 감소하고 웨이트 밸런싱으로는 진동 조정이 안된다.

#### 3.5 정렬 불량에 의한 진동

터빈-발전기-여자기의 축정렬이 불량할 때 생성되는 진동 현상으로서 진공도, 베어링 오일 온도 등에 의하여 축심 높이가 변화 되므로 축정렬이 불량하게 될 수 있다. 또한 보수 조립시 커플링의 부정확한 정렬이 원인이 될 수 있다. 진동 주파수는 정상 회전수(1X)와 같으나 축정렬 불량 상태

가 심할 때에는 회전수의 2배(2X) 또는 3배(3X)가 될 수 있다. 특히 2X 성분의 출현으로 균열과 오인 될 수 있으나 균열에서는 2X 진폭이 점차적으로 증가하고 정렬불량의 경우에는 일정하다.

#### 4. 자동 진단 시스템

##### 4.1 시스템 구성 및 알고리즘

터빈 진동의 원인 및 특성을 분석하여 회전체의 이상 진동을 진단할 수 있는 자동 진단 시스템은 그림 2와 같다. 터빈 진동의 원인으로 크게 기계적 불평형, 열적 불평형, 러빙, 균열, 유체에 의한 불안정, 정렬 불량으로 구분하였으며, 진단 방법으로는 주파수 분석, 진동 궤적의 형태 및 궤도 해석, 진동의 경향 분석 등을 이용하였다. 또한 각 이상 진동에 대한 증상을 모델화하고 실험을 통하여 지식베이스화 하였다.

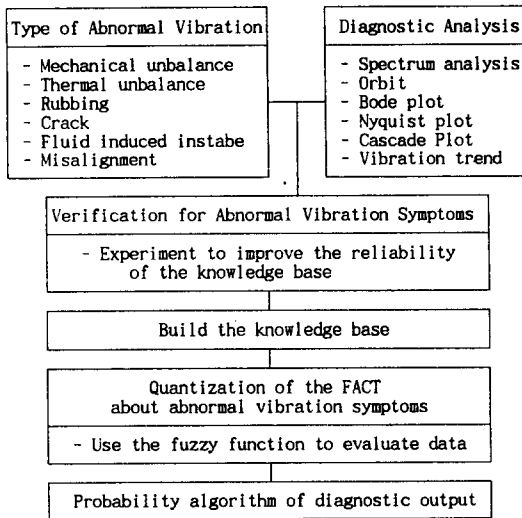


Fig. 2 Block diagram of the vibration diagnosis

언어의 모호성을 다루기 위하여 진동 데이터의 사실에 대한 평가함수를 정의하고 이들 함수를 통하여 사실의 정성적 표현에 대한 진동 데이터의 가중치(Weighting Factor)를 정량적으로 계산하였다. 그림 3은 평가함수의 한 예이다. 또 사실에 대한 신뢰도 표현을 위하여 확실도를 다르게 선정함으로써 진단의 신뢰성을 높일 수 있다. 이렇게 얻어진 지식 베이스와 데이터에 대한 가중치를 사용하여 추론함으로써 자동진단을 수행하였다. C-언어로 구현한 진단 프로그램의 흐름도는 그림 4와 같다. 센서로부터 변환된 진동 데이터는 데이터베이스에 저장된 정상운전 데이터와 비교되어 사실에

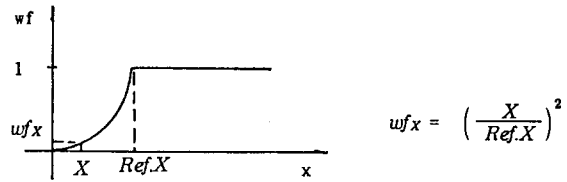


Fig. 3 Example of the evaluation function

대한 활성화 여부를 결정한다. 활성화된 데이터는 평가함수를 통하여 가중치가 결정되고 추론함으로써 진단을 수행한다. 진단은 진동의 크기 및 위상, 주파수별 진동의 크기를 분석한 1차 진단과 진동 궤적 및 운전 조건에 대한 정보를 첨가한 2차 진단으로 나누어지며, 자세한 분석이 필요할 때 진동에 관련된 새로운 정보를 입력할 수 있다. 이와 같이 수행되는 진동 데이터에 대한 진단 결과는 모니터와 프린터를 통하여 각각의 이상 진동에 대한 발생 가능성이 확률적으로 표현 된다.

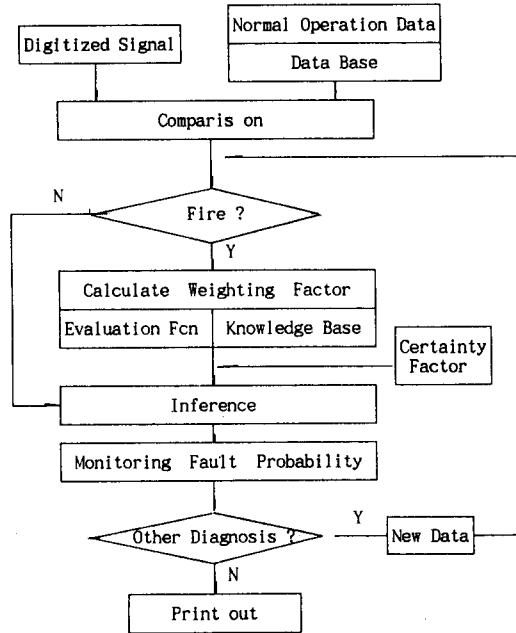


Fig. 4 Flow chart of rotor diagnosis

##### 4.2 진동 특성 검증 실험

###### 4.2.1 실험 장치의 구성

회전체에 발생될 수 있는 이상 진동의 특성을 모델화함으로써 개발 하고자하는 진단 시스템의 지식 베이스를 구축할 수 있다. 이러한 이상 진동의 특성들을 실험을 통하여 재검증하였으며 실험 장치의 구성도는 그림 5와 같다. 로타축의 진동 감지를 위하여 로타킷에 진동 변환기 즉, 비접촉

식 변위형 센서를 X, Y축으로 각각 90°의 각도로 설치하였으며, 여기에서 얻어진 진동 신호는 신호 취득장치(DAI : Data Acquisition Instrument)에서 필터링되고 내장된 A/D 변환기에서 아날로그 신호가 디지털 신호로 변환되어 RS232 통신 포트를 통하여 퍼스널 컴퓨터로 이송되어 각종 진동을 분석한다. 데이터 지시를 위하여 디지털 벡터필터(DVF)를 사용하였고 오실로스코프를 통하여 진동 궤적의 변화 상태를 파악하였으며 각종 신호의 주파수 분석을 위하여 SD390 분석기를 사용하였다.

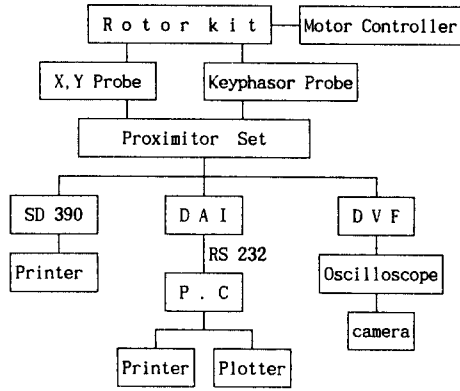


Fig. 5 Experimental set-up

#### 4.2.2 운전 상태의 선정

각종 진동 원인에 대한 제반 특성을 분석하기 위해서는 각각의 이상 진동에 대한 기준 운전상태가 필요하며, 이를 위하여 XY축의 진동 크기를 같게하고 상대 위상각을 90°로 조정하여 정상 운전상태로 정하였다. 실험은 안정운전모드와 과도운전모드로 나누어 실시하였으며 안정운전모드의 축회전 속도는 국내 화력 발전소의 터빈 회전속도인 3600RPM으로 고정하였다.

불평형 진동을 유발시키기 위하여 디스크상의 임의의 지점(90°)에 임의의 질량(2gram)을 추가하였고, 러빙은 주로 시일(seal)에서 일어나므로 베어링 부근에 동으로 만든 러빙 나사를 삽입하고 각각 X축과 Y축에 접촉시켰다. 유체에 의한 불안정 진동을 유발시키기 위하여 아웃보드 베어링(outboard bearing)을 취외하고 오일 펌프가 부착된 슬리브 베어링을 취부하였다.

균열에 의한 진동 특성을 규명하기 위하여 제작한 축은 그림 6과 같다. 직경 9.5mm의 강축에 각각 10%, 25%, 50%의 깊이로 와이어 커팅하여 균열을 유발시켰으며, 동일 운전 조건을 위하여 새로 제작한 축으로 정상 운전 상태의 데이터를 새로 획득하였다.

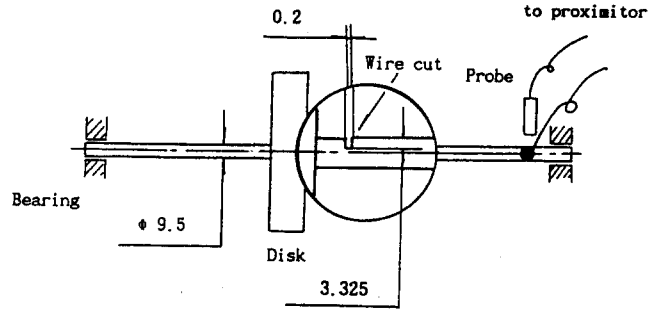


Fig. 6 Experimental rotor with a crack

#### 4.2.3 실험 결과 분석

각종 이상 진동 운전 상태에서의 진동 스펙트럼은 그림 7과 같다. 그림에서 불평형의 경우 주파수 성분중 1X RPM 성분이 탁월 주파수로 진동의 크기가 크게 증가 하였으나 다른 주파수 성분은 거의 변화가 없었으며 러빙의 경우 1X, 2X, 3X...의 배수 진동 성분을 보임을 알 수 있었다.

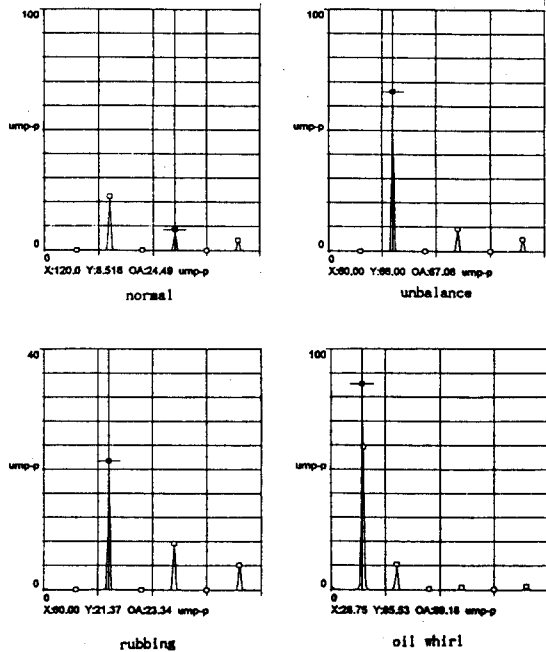


Fig. 7 Spectrum of vibration

그림 8은 진동 궤적(orbit)으로서 러빙의 경우 외부 루프를 형성하고 진동 방향이 축회전 반대 방향이며, 오일 찰이 발생하는 시점에서는 내부 루프를 형성함을 알 수 있으며, 그림 9에서 보는 바와 같이 러빙이 발생될 때 위상이 불규칙적으로 변함을 알 수 있다.

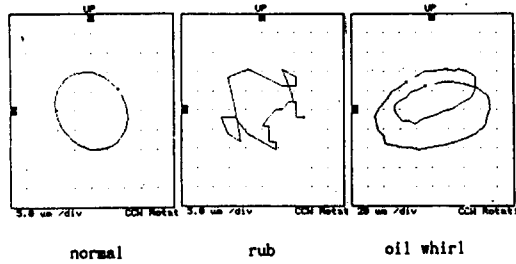


Fig. 8 Orbit of vibration

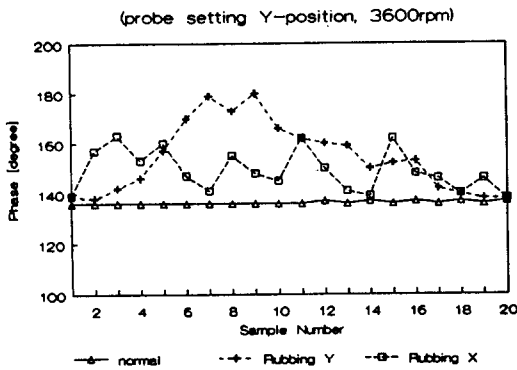


Fig. 9 Phase variations of rubbing

그림 10은 기동시와 정지시의 보드(Bode)선도로서 오일 율이 발생될 때 진동의 크기가 갑자기 증가되고 위상은 거의 일정하게 나타나며, 오일율 발생점(3100rpm)보다 소멸점(3000rpm)이 늦게 나타나 히스테리시스 현상을 보임을 알 수 있다. 또한 1차 임계속도(1450rpm)에서는 진동값이 1X 값과 유사하게 되는 것을 볼 수 있으며, 이것은 회전속도가 1차 임계속도에 접근함에 따라 1X 진동이 증가하여 편심을 증가시키고 오일 베어링의 강성이 증가되어 오일율이 억제 되기 때문이다.

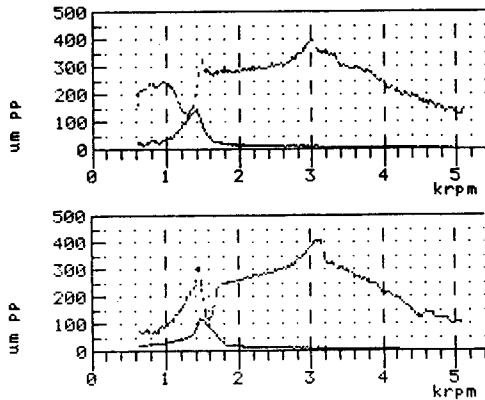


Fig. 10 Bode plot of oil whirl during start-up and shut-down

그림 11은 축 균열의 스펙트럼을 나타낸다. 여기서 균열의 크기가 커질수록 1X rpm 과 2X rpm 성분의 크기가 크게 나타나며, 강성의 변화로 인한 배수 진동 현상이 나타남을 알 수 있다. 또 그림 12는 축 정지시의 보드 선도로써 정상 상태와 축에 균열이 존재할 때를 비교한 것이다. 이 그림에서 균열로 인하여 축 강성이 감소되어 1차 임계속도가 4950rpm에서 4450rpm으로 변하였고 2차 임계속도도 변화되었음을 알 수 있다.

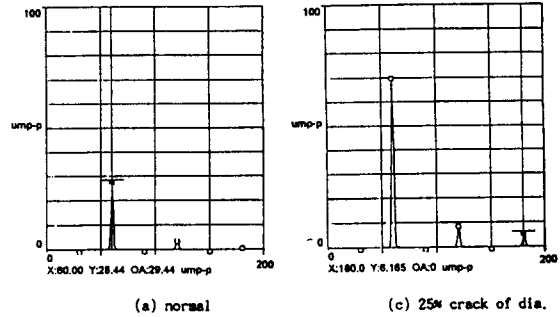


Fig. 11 Spectrum of normal and cracked shaft

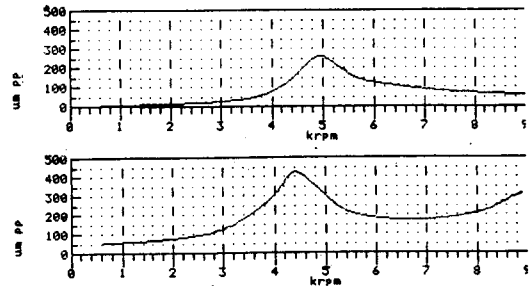


Fig. 12 Bode plot of normal and cracked shaft

#### 4.3 결과 및 고찰

각각의 진동 원인에 따른 데이터를 입력하여 분석한 결과는 다음과 같다.

정상 운전 조건에 대하여 기계적 불평형을 유발시킨 후 1차 진단을 수행한 결과, 그림 13과 같이 로타에 대한 이상 진동의 원인으로 기계적 불평형일 확률은 47%가 되어 기타 진동이 원인일 확률에 비해 높게 나타났다. 또 오빗 선도로 부터 취할 수 있는 정보인 진동의 방향이 축회전 방향과 같다는 것과 진동 궤적의 형상이 원형인 정도를 80%로 입력 하였을 때의 진단 결과는 진동의 원인으로 불평형일 확률이

95%로 매우 높게 나타났다. 여기서 균열에 대한 확률이 14.5%에서 26.4%로 증가 하였으며, 이는 균열의 진동 특성인 진동의 방향이 축회전 방향과 같다는 사실에 영향을 받은 것이다.

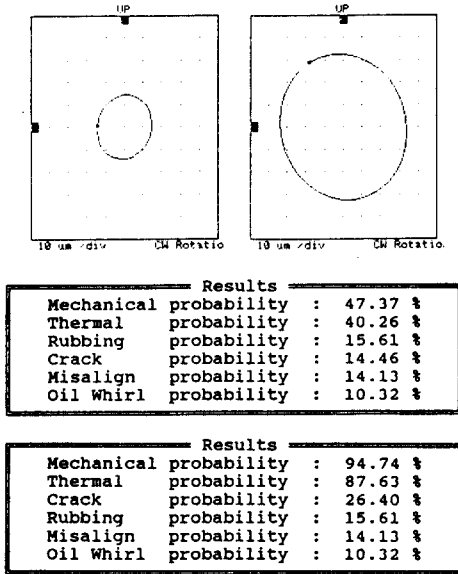


Fig. 13 Result of the diagnosis for unbalanced rotor

러빙 나사를 축에 접촉시켜 러빙을 유발시킨 후 진단을 수행한 결과 진동의 원인으로 러빙일 확률은 그림 14와 같이 23%로 기타 원인에 비해 높게 나타났으며, 절대값이 비교적 낮게 나타난 것은 러빙에 대한 진동 특성의 사실들에 AND 조건이 많이 포함되어 있으며 가중치 결정시 대수합이나 Min-Max법을 사용하지 않고 대수곱을 사용 하였기 때문이다. 또 오빗 선도로부터 취할 수 있는 정보인 진동의 방향이 축회전 반대 방향이며 외부 루프를 지닌다는 정보와 위상의 불규칙성 및 소음의 정도를 각각 80%, 50%로 입력하였을 때 진단의 결과는 러빙일 확률이 71%로 매우 높게 나타남을 알 수 있다.

오일 휠의 경우 그림 15와 같이 37.5%로 기타 진동의 원인에 비해 높게 진단하였다. 또 오빗 선도로부터 얻을 수 있는 정보인 진동의 방향이 축회전 방향이라는 것과 오일 휠 발생시 내부 루프를 형성한다는 사실을 입력 하였을 때 진단 결과는 오일 휠에 대한 확률이 77.5%로 기타 원인에 비해 매우 높게 나타났다.

균열에 의한 이상 진동의 진단 결과 그림 16과 같이 44.3%로 기타 원인에 비해 높게 나타났다. 여기서 러빙과 정렬 불량에 대한 확률의 크기는 2X RPM의 증가에 의한 것이다.

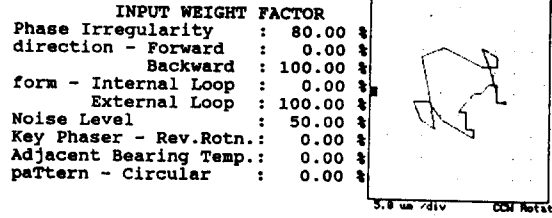


Fig. 14 Result of the diagnosis for rubbed rotor

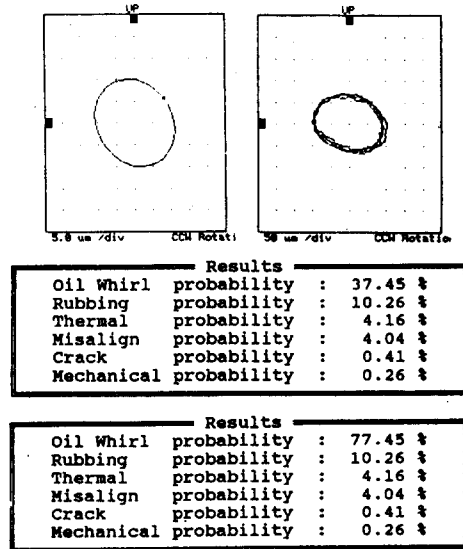


Fig. 15 Result of the diagnosis for oil whirl

	Ref	Now
Frequency 1x	: 29.400	70.600
Frequency 2x	: 4.200	9.300
Frequency 3x	: 1.300	6.200
Frequency 1/2x	: 0.020	0.020
Frequency 3/2x	: 0.020	0.020
Frequency 5/2x	: 0.001	0.002
Frequency 0.47x	: 0.010	0.001
Amplitude	: 29.400	72.100
Phase	: 86.000	170.000
DC Position	: 1.000	1.000

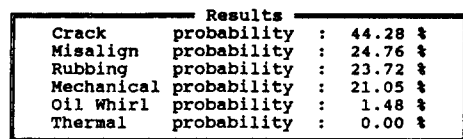


Fig. 16 Result of the diagnosis for 25% cracked rotor

## 5. 결 론

국내 발전소에서 사용하고 있는 대형 회전 기계인 터빈의 상태 진단 기능을 높이기 위하여 터빈에서 발생 될 수 있는 이상 진동의 특성을 파악하고 이를 이용하여 이상 진동의 발생 가능성을 확률적으로 출력하는 새로운 알고리즘을 개발 하였으며, C-언어로 프로그래밍하여 이를 검증하였다. 이상과 같이 본 연구에서 제안한 알고리즘을 이용한 자동 진단 시스템을 통하여 각각의 이상 진동에 대한 진단을 수행한 결과 양호한 판정 결과를 보였으며, 터빈 이상 진동에 대한 자동 진단의 가능성을 입증하였다.

## 참 고 문 헌

- (1) General Electric, "Causes of Turbine-Generator Vibration," G.E. Field Engineer's Manual, EM 1530, pp.1-6, Dec., 1979.
- (2) A. Muszynska, "Partial Lateral Rotor to Stator Rubs," C281/84, IMechE, 1984.
- (3) 安田千秋, 佐々木俊之, 政田博行, "回転機械の振動による異常診断システム," 三菱重工技報, Vol.24, No.5, 1989.
- (4) J.R. Scheibel, T.G. Ebben and R. Blomgren, "An Expert System-Based, ON-Line Rotor Crack Monitor for Utility System Turbines," Proceedings of the American Power Conference, Apr., 1989.
- (5) C. Yasuda, R. Ito and C. Kita, "Vibration Diagnostic Expert System for Steam Turbines," Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol.28, No.3, Oct., 1991.
- (6) N.F. Rieger and J.F. Crofoot, "Vibrations of Rotating Machinery(I)," The Vibration Institute, 1982.