

# 고속 회전체의 능동 밸런싱에 관한 연구 (I): 능동 밸런싱 장치의 개발

김종수\*, 박현규\*, 이수훈\*\*

## A Study on the Active Balancing for High-Speed Rotors (I): Development of the Active Balancing System

Jong-Soo Kim\*, Hyun-Kyu Park\*, and Soo-Hun Lee\*\*

### ABSTRACT

High speed rotating machines can be very sensitive to rotating mass unbalance that is a major source of harmful vibration for many types of rotating machinery. So, the balancing procedure is needed for all high-speed rotating system. To save the time and cost of off-line balancing, many researchers have developed the on-line balancing devices and methods. In this paper, an active balancing device, which is an electro-magnetic type, is developed and the active balancing algorithm using influence coefficient method is also proposed. The active balancing experiment for flexible rotors during operation is performed by an active balancing device. As a result, controlled unbalance responses are below the vibration limit at all rotating speed ranges with critical speed.

**Key Words :** Active balancing (능동 밸런싱), Flexible rotor (탄성 회전체), Unbalance (불평형), Critical speed (위험 속도), Gain-scheduling control (이득 스케줄링 제어)

### 1. 서론

최근 정밀가공의 발달로 공작기계 주축이나 터보 회전기계류는 점점 더 고속화 되고 있다. 고속 회전 시 가장 고려해야 할 문제 중 하나는 회전체 시스템에 존재하는 불평형에 의한 진동이다. 불평형 진동의 크기는 회전체 속도의 제곱에 비례하므로 고속으로 회전할수록 그 중요성이 커지며 특히 위험속도를 통과할 때의 진동은 상당히 커질 가능성이 있어 회전체의 안정성에 영향을 끼치므로 고속 회전을 불가능하게 한다. 따라서 회전체에 존재하는 불평형을 제거하기 위해 밸런싱 작업

을 필요로 한다. 지금까지의 밸런싱 방법은 몇 차례의 시도질량을 이용한 시도운전을 통해 보정질량을 계산한 후 회전체 정지상태에서 보정질량을 부착하거나 제거하는 오프-라인 밸런싱이 대부분이었다. 이러한 오프-라인 밸런싱은 시간이 많이 소요되고 밸런싱 작업 중 기계의 가동을 멈추어야 하므로 경제적인 손실을 입히게 된다. 그래서 회전체의 작동 중에서도 능동 밸런싱 장치를 이용해 밸런싱을 수행하는 온-라인 능동 밸런싱에 대한 연구와 장치 개발이 이루어지고 있다.<sup>(1)-(5)</sup> 능동 밸런싱 장치란 임의의 불평형을 준 하나 또는 두 개의 로터를 회전체에 부착 한 후 외부에서 신호

††† 2001년 11월 12일 접수  
\* 아주대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 아주대학교 기계 및 산업공학부

를 주어 로터를 이동시켜 보정질량을 구현함으로써 밸런싱을 하는 장치이다. 현재까지 개발된 능동 밸런싱 장치들은 대개 일정 속도에서 강성 밸런싱을 하는데 초점을 두고 있다. 그러나, 고속 탄성 회전체의 경우 작동 속도까지 가속하는 동안 임계속도를 만나 큰 진동이 발생하므로 이에 대한 피해를 막기 위해서는 가속 중 온-라인 탄성 밸런싱을 해야만 한다. 이를 위해서는 효과적인 능동 밸런싱 방법의 개발과 더불어 제어 응답이 빠른 능동 밸런싱 장치의 개발이 요구된다. 본 연구에서는 고속 회전체의 밸런싱에 적합한 새로운 형태의 능동 밸런싱 장치를 개발하고 영향계수법을 기반으로 한 능동 밸런싱 방법을 제안하여 탄성 회전체의 가속 중 밸런싱 실험을 수행하였다.

## 2. 영향계수법을 이용한 능동 밸런싱 이론

### 2.1 일정속도에서의 능동 밸런싱

기존의 오프-라인 밸런싱 방법에는 영향계수법(influence coefficient method), 모달법(modal method), 혼합법(unified method)<sup>(6)</sup> 등이 있는데 이 중 영향계수법을 응용한 방법이 능동 밸런싱 방법으로는 가장 적합하다. 영향계수란 불평형에 대한 시스템의 응답의 변화를 나타내는 함수로 시스템의 동특성을 나타내며 회전속도에 대한 함수이다. 선형 회전체 시스템이 일정속도  $\Omega$ 로 회전하고 있을 때  $k$  번째 밸런싱 제어에서의 불평형에 의한 진동신호 벡터는 다음과 같다.<sup>(6)-(8)</sup>

$$\{V\}_k = [A(\Omega)]\{U\}_k + \{D(\Omega)\} \quad (1)$$

여기에서,

- $\{V\}_k = k$  번째 제어에서의 불평형 진동 신호,
- $[A(\Omega)] =$  회전속도  $\Omega$  일 때의 영향계수 행렬,
- $\{U\}_k = k$  번째 제어에서의 밸런싱 장치에 의한 불평형 벡터,
- $\{D(\Omega)\} =$  회전속도  $\Omega$  일 때의 초기 불평형에 의한 진동 신호

이다. 영향계수 행렬  $[A(\Omega)]$ 와 초기 불평형 응답  $\{D(\Omega)\}$ 는 회전속도에 대한 함수이므로 회전속도가 일정한 경우에는 제어 후에도 변하지 않는다. 따라서  $k+1$  번째 제어에서의 불평형 응답은 식 (2)와 같다.

$$\{V\}_{k+1} = [A(\Omega)]\{U\}_{k+1} + \{D(\Omega)\} \quad (2)$$

(2)식에서 (1)식을 빼면 식 (3)과 같다.

$$\{V\}_{k+1} - \{V\}_k = [A(\Omega)]\{\{U\}_{k+1} - \{U\}_k\} \quad (3)$$

밸런싱의 목적은 제어 후의 응답  $\{V\}_{k+1}$ 을 0으로 하는 보정질량  $\{U\}_{k+1}$ 을 찾아내는 것이다. 따라서,

$$\{V\}_{k+1} = \{V\}_k + [A(\Omega)]\{\{U\}_{k+1} - \{U\}_k\} = 0 \quad (4)$$

을 만족하는  $\{U\}_{k+1}$ 을 구하면 식 (5)와 같다.

$$\{U\}_{k+1} = \{U\}_k - [A(\Omega)]^{-1}\{V\}_k \quad (5)$$

식 (5)는 측정면의 수와 밸런싱면의 수가 동일한 경우에, 즉 영향계수 행렬이 정방행렬이고 역행렬이 존재할 때에 가능한 식이며 만일 측정면의 수가 밸런싱면의 수보다 크면 최적화문제가 되어 불평형 진동 신호를 최소로 하는 보정질량을 찾아야 한다. 최소로 하려는 평가함수(cost function)를 진동 신호의 제곱합으로 정하면 식 (6)과 같다.

$$J_{k+1} = \{V\}_{k+1}^T \{V\}_{k+1} \quad (6)$$

식 (4)를 식 (6)에 대입한 후  $\{U\}_{k+1}$ 에 대해 미분을 취하면 평가함수  $J$ 를 최소로 하는  $\{V\}_{k+1}$ 을 식 (7)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \{U\}_{k+1} &= \{U\}_k - ([A(\Omega)]^T [A(\Omega)])^{-1} [A(\Omega)]^T \{V\}_k \\ &= \{U\}_k - [K(\Omega)]\{V\}_k \end{aligned} \quad (7)$$

여기에서,  $[K(\Omega)]$ 는 제어 이득(control gain) 값이 된다. 즉, 시스템의 영향계수를 알고 있을 때, 현재의 진동신호와 능동 밸런싱 로터의 위치를 알고 있으면 진동 신호를 최소화하는 보정질량을 식 (7)을 통하여 쉽게 구할 수 있다. 회전속도  $\Omega$ 에서의 영향계수 행렬은 시도질량(trial mass)을 이용한 시도운전을 통하여 구하는데, 능동 밸런싱 로터의 구동으로 임의의 시도 질량을 구현할 수 있다. 능

동 밸런싱 장치에서 영향계수 행렬의 각 계수를 구하는 방법은 식 (8)과 같다.

$$a_{ij} = \frac{(V_i)_k - (V_i)_{k-1}}{(U_j)_k - (U_j)_{k-1}} \quad (8)$$

여기에서,

$a_{ij} = j$  밸런싱면의 불평형에 대한  $i$  측정면 진동 신호의 변화

를 의미한다. 식 (7)과 같은 밸런싱 제어 방법의 안정성은 제어에 사용되는 영향계수 행렬의 정확성에 달려있다. 식 (8)을 이용해 영향계수를 예측할 때 실험과 수치계산상의 오차로 인해 실제 회전체 시스템의 영향계수와 같지 않을 수 있다. 예측된 영향계수가 실제 영향계수에 근접할수록 진동신호를 더 최소화 할 수 있으며 만약 예측된 영향계수가 실제 영향계수와 어느 이상 오차가 발생하면 오히려 밸런싱 후 진동이 커지는 불안정한 제어가 될 수도 있다.

## 2.2 가속상태에서의 능동 밸런싱

회전체의 응답은 회전속도에 대한 함수이므로 시스템의 영향계수 행렬  $[A(\Omega)]$ 와 초기 불평형 진동  $\{D(\Omega)\}$ 는 일정하지 않고 속도에 따라 바뀌게 된다. 따라서, 식 (7)을 이용하여 보정질량  $\{U\}_{k+1}$ 을 구해 밸런싱을 하더라도 가속중인 회전체는 밸런싱 하는 시간동안 속도가 증가하여 시스템의 영향계수나 초기 불평형 진동량이 바뀌게 되어 밸런싱 후 진동은 최소가 되지 않는다. 이 경우의 밸런싱 방법은 앞에서 기술한 일정속도에서의 능동 밸런싱 방법을 확장함으로써 설명할 수 있다. 회전속도  $\Omega_k$ 에서의 진동신호는 식 (9)와 같다.

$$\{V\}_k = [A(\Omega)]_k \{U\}_k + \{D(\Omega)\}_k \quad (9)$$

밸런싱이 적용된  $\Delta t$  시간 이후에는 속도가 증가하여 회전속도가  $\Omega_{k+1}$ 이 되고 그 때의 진동신호는 식 (10)과 같다.

$$\{V\}_{k+1} = [A(\Omega)]_{k+1} \{U\}_{k+1} + \{D(\Omega)\}_{k+1} \quad (10)$$

(10)식에서 (9)식을 빼면,

$$\{V\}_{k+1} = \{V\}_k + [A(\Omega)]_k (\{U\}_{k+1} - \{U\}_k) + [\Delta A] \{U\}_{k+1} + \{\Delta D\} \quad (11)$$

여기에서,

$$[\Delta A] = [A(\Omega)]_{k+1} - [A(\Omega)]_k$$

$$\{\Delta D\} = \{D(\Omega)\}_{k+1} - \{D(\Omega)\}_k$$

이다. 만약  $\Delta t$  시간동안 속도변화가 작다면  $[\Delta A]$ 와  $\{\Delta D\}$ 도 작을 것이고 이를 무시할 수 있다면, 식 (11)은 식 (12)과 같이 쓸 수 있다.

$$\{V\}_{k+1} = \{V\}_k + [A(\Omega)]_k (\{U\}_{k+1} - \{U\}_k) \quad (12)$$

식 (12)는 식 (3)과 같아, 회전 가속도가 작은 경우의 보정질량 계산과 밸런싱 제어 방법은 일정속도에서의 능동 밸런싱 방법인 식 (7)과 마찬가지로 식 (13)과 같다.

$$\{U\}_{k+1} = \{U\}_k - [K(\Omega)]_k \{V\}_k \quad (13)$$

식 (13)은 회전가속도가 작아 속도의 변화에 따른 영향계수의 변화가 무시할 만큼 작다고 할 수 있을 경우에 사용할 수 있으며, 회전가속도가 큰 회전체의 밸런싱에 이 방법을 적용하기 위해서는 그만큼 제어 응답이 빠른 밸런싱 장치가 필요함을 의미한다.

가속중인 회전체의 경우 일정속도에서의 밸런싱과는 달리 영향계수가 계속 변하기 때문에 밸런싱 제어 때마다 해당 속도에 해당하는 새로운 영향계수를 사용해야 한다. 속도가 변하더라도 온라인으로 영향계수를 계속적으로 예측해 가는 방법이 있으나 가속되는 회전체에서 나타나는 과도 응답(transient response)으로 인해 영향계수 예측에 많은 오차가 발생한다. 또한 영향계수를 계산하는 시간동안 이미 속도가 증가하여 정확한 밸런싱 보정 질량을 계산하기 어렵다. 따라서, 가속하는 회전체의 능동 밸런싱을 위해서는 밸런싱 이전에 회전체 시스템의 영향계수를 각 속도별로 미리 측정하여 이를 제어 프로그램의 이득 행렬(gain matrix)로 사용하는 이득 스케줄링 제어(gain scheduling control) 기법을 사용하는 것이 효율적이다.<sup>(9)</sup> 이 방법 역시 제어의 안정성을 위해서는 정확한 영향계수 행렬을 이득 행렬로 사용하는 것이 중요하다 영향계수를 이용한 가속 중 능동 밸런싱 방법의

제어 흐름도를 Fig. 1 에 나타냈다.

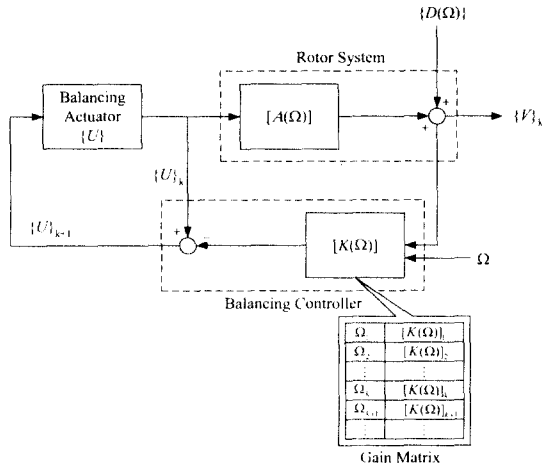


Fig. 1 Active balancing algorithm for accelerating rotor system using influence coefficients gain matrix

### 3. 능동 밸런싱 장치의 개발

#### 3.1 능동 밸런싱 장치의 개념

능동 밸런싱 장치는 편심된 두 개의 밸런싱 로터를 적절한 위치로 이동시켜 보정질량 벡터를 생성하여 밸런싱을 하는 장치이다. 능동 밸런싱 로터의 원리를 Fig. 2 에 도시하였다.

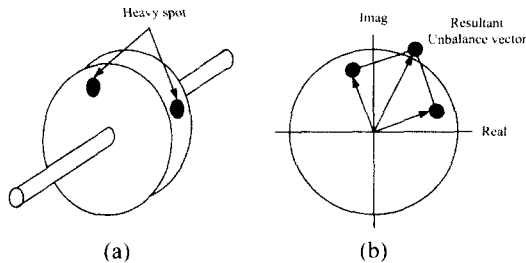


Fig. 2 Principle of active balancing rotor (a) position of balancing rotors (b) resultant unbalance vector

불평형을 준 두 개의 로터는 회전체와 같이 회전하며, 밸런싱을 할 경우에는 회전 중에서도 두 개의 로터의 위치가 각각 독립적으로 회전하여 밸런싱을 수행한다. 밸런싱 로터를 회전 중에 비접촉식으로 이동시키는 여러 가지 방법이 개발되어 왔다. 본 연구에서는 복잡한 형태의 기존 밸런싱 장

치의 구조적인 문제점을 보완하고 빠른 응답 특성을 가지며 신뢰성 높은 능동 밸런싱 장치의 개발에 설계목표를 두었다. 즉, 고속 회전 시 발생할 수 있는 기계부품이나 전기부품의 파손 및 이탈, 오작동 등을 방지하기 위해 회전하는 밸런싱 로터부는 최대한 단순한 구조로 설계하여야 하며, 실시간 밸런싱이 가능하도록 빠른 구동과 정밀 제어가 가능하도록 설계하여야 한다. 본 연구에서는 영구자석과 전자석 코일간에 발생하는 전자기력을 이용하여 밸런싱 로터를 구동하는 방식을 이용한 능동 밸런싱 장치를 개발하였으며 빠른 응답속도와 비접촉식 구동을 실현하였다.

#### 3.2 능동 밸런싱 장치의 설계 및 작동 원리

능동 밸런싱 장치의 개념 설계도를 Fig. 3 에 나타냈다.<sup>(10)-(11)</sup>

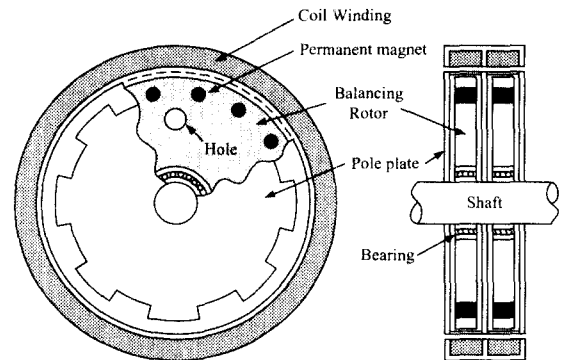


Fig. 3 Schematic of the active balancing device

밸런싱 로터는 베어링과 조립되어 회전축과 별개로 독립적인 회전이 가능하고 전원이 공급되지 않는 평상시에는 영구자석의 힘으로 그 위치를 유지하며 회전축과 같이 회전하도록 되어있다. 로터에는 원주방향으로 영구자석이 22.5° 간격마다 삽입되어 있으며 서로 이웃한 자석의 극성은 서로 반대가 되도록 배열하였다. 로터에 있는 구멍은 불평형량을 만들어주는 역할을 한다. 회전축과 같이 회전하는 극판(pole plate)은 자성체로서 로터의 양옆과 가운데에 위치하며 안쪽으로 사각형의 테두리를 가지고 있다. 극판의 사각형 테두리는 영구자석과 드라이버 코일에 의한 자속이 지날 수 있는 길목의 역할을 한다. 원주 방향으로 감겨있는 코일은 2 개 모두 독립적인 전원인가가 가능하

며 로터를 구동시키기 위한 자속을 발생시키는 역할을 하고 있다.

밸런싱 로터를 구동하는 원리를 Fig. 4 에 도시하였다.

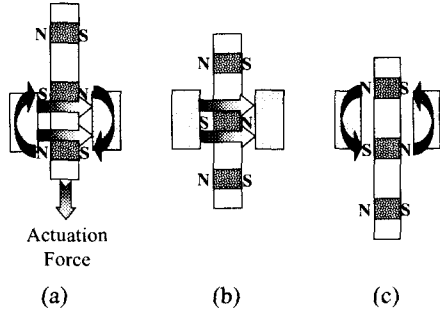


Fig. 4 Principle of rotor moving mechanism

드라이버 코일에 전류를 가하게 되면 영구자석에 의한 자속과 코일에 의한 자속의 상호작용으로 위 부분의 자속은 증가하고, 반대로 아래 부분의 자속은 감소한다. 따라서 Fig. 4(a)처럼 로터는 자속 흐름에 수직인 아래방향으로의 힘을 받게 된다. Fig. 4(b)처럼 영구자석이 극판의 중간에 위치할 때 자속밀도(magnetic flux density)가 가장 크고 자기저항은 가장 작다. 순간적으로 코일에 흐르는 전류를 제거하면 로터는 관성에 의해 Fig. 4(c)와 같이 다음 단계로 넘어가게 된다. 하나의 전원 펄스에 한 단계씩 이동하며 연속적으로 로터를 회전시키기 위해서는 전압 펄스의 부호를 바꾸어가며 연속적으로 펄스를 입력하면 된다. 한 단계 이동시키는 데는 0.5 초의 시간이 소요되며 최대 이동은 8 단계이므로 밸런싱 속도는 최대 4초 이내가 된다.

#### 4. 능동 밸런싱 장치를 이용한 실험

##### 4.1 실험장치 및 방법

본 연구에서 개발한 전자기력을 이용한 능동 밸런싱 장치를 이용하여 가속중인 회전체 시스템의 능동 밸런싱 실험을 수행하였다. 실험장치는 Fig. 5 와 같다. 하나의 밸런싱 장치를 이용한 단면 밸런싱을 하였으며 밸런싱 목표 위치는 회전체 끝부분으로 하였다. 모터 부분에서 타코미터를 이용하여 기준신호를 받고 밸런싱 목표 위치인 회전체 끝단에 비접촉 변위센서를 설치하여 진동 변위를 측정하였다.

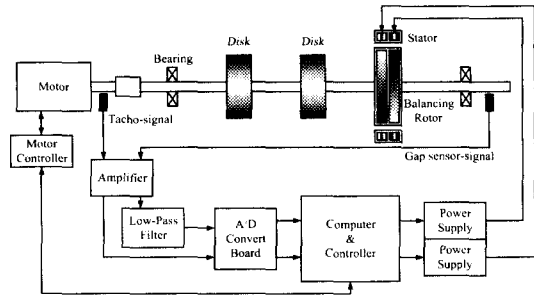


Fig. 5 Schematic of balancing experimental setup

기준신호와 저역통과필터를 거친 진동 신호는 A/D 변환보드를 통하여 컴퓨터에서 획득된다. 획득된 신호를 이용하여 식 (13)에서의 계산식으로 보정질량 벡터를 계산하게 되고 이 보정질량벡터를 만들어내기 위한 밸런싱 로터의 최적 회전 각도를 결정한다. 각 밸런싱 로터를 구동하기 위한 전압파형을 전원장치를 통하여 코일에 인가하여 각각의 밸런싱 로터를 원하는 위치로 회전시켜 밸런싱을 하게 된다.

Fig. 5 에 나타난 회전체의 회전속도에 따른 초기 불평형 응답을 Fig. 6 에 도시하였다. 3,000 rpm 까지 가속하면서 측정하였는데 2,300 rpm 과 2,750 rpm 에서 큰 응답이 나타난 것을 볼 수 있다. 회전체의 위험속도 해석과 모달 실험 결과, 2,300 rpm 에서의 응답은 전체 구조물의 공진으로 인해 나타난 응답으로 판별되었으며 2,750 rpm 의 응답이 회전체-베어링 시스템의 1 차 굽힘모드로 인한 응답으로 확인되었다.

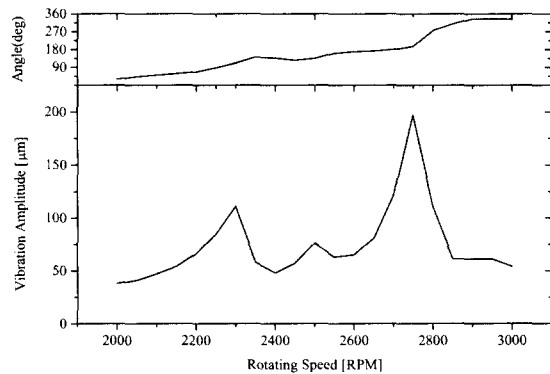


Fig. 6 Initial unbalance response of the rotor system by rotational speed

Fig. 6 에서의 초기 불평형 응답과 능동 밸런싱 장치 를 이동시켜 임의의 시도 질량을 생성한 후 측정 한 불평형 응답을 이용하여 회전 속도에 따른 영향계수들을 구하였다. 매 50 rpm 마다 구하였으며 그 결과를 Fig. 7 에 나타냈다. 이 영향계수들은 Fig. 1 에서의 제어 흐름도에서와 같이 제어 프로그램에 제어이득행렬로 입력된다. 만약 밸런싱 하려는 속도가 입력된 속도 중간에 있다면 보간법 (interpolation)을 이용하여 추정하여 사용하도록 하였다.

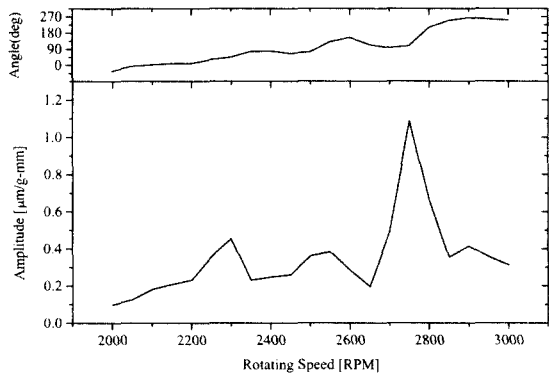


Fig. 7 Influence coefficients of the rotor system by rotational speed

4.2 밸런싱 실험 결과

회전가속도를 3,000 rpm/min 로 하여 3,000 rpm 까지 회전시키면서 밸런싱 실험을 하였다. 허용 진동 한계를 50µm 로 설정하였고 계속 진동 신호를 관찰하다가 한계치를 초과하면 밸런싱이 수행 되도록 하였다. 본 연구에서 개발한 능동 밸런싱 프로그램의 화면 일부를 Fig. 8 에 나타냈다.

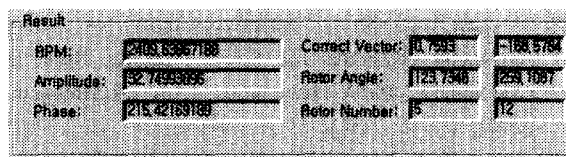


Fig. 8 Active balancing control program

회전속도, 현재의 진동 크기와 위상각을 측정하여 보정질량을 계산하고 이를 구현하기 위한 두 밸런싱 로터의 위치를 결정한다. 출력 단자를 이용하여 로터의 구동을 위한 전압 파형을 출력하도록

특 하였으며 이 과정은 모두 회전체의 작동 중에 연속적으로 이루어진다.

회전체의 가속 중 밸런싱 실험 결과를 초기 불평형 응답과 비교하여 Fig. 9 에 도시하였다. 2,120 rpm 과 2,570 rpm 에서 밸런싱 제어가 있었으며 그 결과 위험속도가 존재하는 2,000 ~ 3,000 rpm 사이에서의 진동 변위가 모두 50µm 이내로 검출되었다. 각 제어 단계에서 계산된 보정질량과 이를 구현하기 위한 밸런싱 로터의 최적 이동 위치를 Table 1 에 나타냈고 Fig. 10 에 도시하였다.

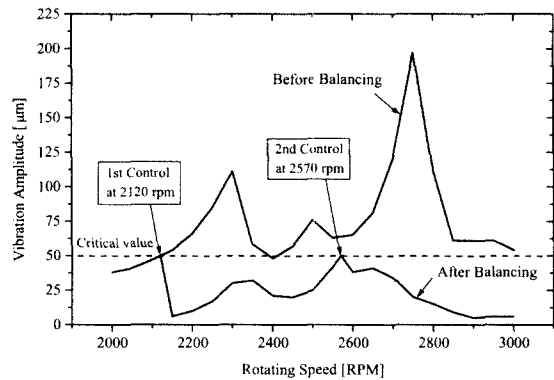


Fig. 9 Controlled unbalance response during acceleration by active balancing device

Table 1 Unbalance correction vector for balancing

Speed [rpm]	Correction unbalance [g-mm]	Balancing rotor positions
2,120	275.2∠228°	202.5°, 270°
2,570	214.4∠261°	202.5°, 315°

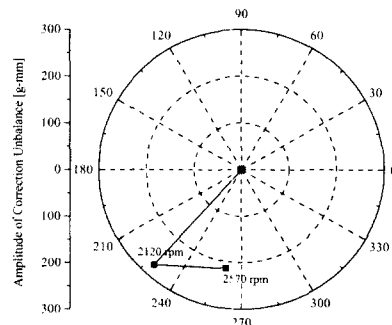


Fig. 10(a) Calculated unbalance correction vector for balancing

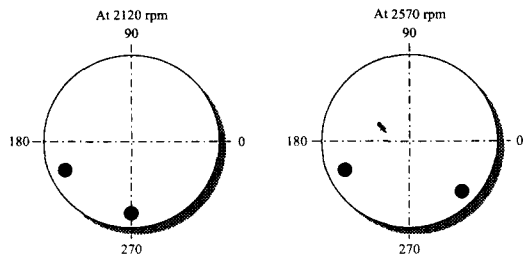


Fig. 10(b) Balancing rotor positions for making correction vector

첫번째 밸런싱 제어에서는 2 초, 두번째는 1 초의 시간이 소요되었고 이는 기존 다른 형태의 자동 밸런싱 장치에 비해 아주 빠른 밸런싱 속도이다.

능동 밸런싱 실험 결과를 통하여, 영향계수 행렬을 이용한 이득 스케줄링 제어가 가속중인 회전체의 능동 밸런싱에 효과적으로 적용될 수 있음을 알 수 있었다. 그러나, 큰 각가속도를 가지고 운전되는 회전체에 대한 가속 중 능동 밸런싱을 안정적으로 수행하기 위해서는 그만큼 더 빠른 밸런싱 로터의 구동이 수반되어야 하고 이를 위한 추후 연구가 필요하다.

### 5. 결론

본 연구에서는 기존에 개발되어 있는 능동 밸런싱 장치의 문제점을 보완하고 고속 회전체 밸런싱에 적합하도록 전자석 코일과 영구자석의 자력을 이용한 비접촉 제어방식을 사용하는 능동 밸런싱 구동 장치를 설계, 개발하였다. 아주 단순한 구조로 고속 회전 시 발생할 수 있는 구조적 문제점을 해결하였으며 아주 빠른 제어 응답성을 가진다. 또한 영향계수법을 기반으로 한 가속 중 능동 밸런싱 기법을 제시하였는데 각 회전속도에 대한 영향계수를 이득값으로 입력하여 사용하는 이득 스케줄링 제어를 사용하였다. 능동 밸런싱 프로그램을 개발하였으며 제작된 능동 밸런싱 장치와 능동 밸런싱 방법을 이용하여 탄성 회전체 시스템의 능동 밸런싱 실험을 한 결과, 위험속도를 통과하는 영역에서도 허용치 이내의 불평형 응답을 나타내 성공적인 운전 중 능동 밸런싱을 수행하였다.

### 후 기

본 연구는 산업자원부의 산업기반기술개발사업의 연구비 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Vande Vegte, J., "Balancing of Flexible Rotors During Operation," *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 23, No. 5, pp. 257~261, 1981.
2. Gosiewski, Z., "Automatic Balancing of Flexible Rotors, Part I: Theoretical Background," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 100(4), pp. 551~567, 1985.
3. Gosiewski, Z., "Automatic Balancing of Flexible Rotors, Part II: Synthesis of System," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 114(1), pp. 103~119, 1987.
4. Young Dae Kim, "Automatic Modal Balancing of Flexible Rotors During Operation by Using a Single Balancing Head," Ph.D. Dissertation, KAIST, 1985.
5. Lee, C. W., Joh, Y. D., and Kim, Y. D., "Automatic Modal Balancing of Flexible Rotors During Operation: Computer Controlled Balancing Head," *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, Vol. 204, pp. 19~25, 1990.
6. Mark S. Darlow, "Balancing of High-Speed Machinery," Springer-Verlag, 1989.
7. Fredric F. Ehrich, "Handbook of Rotordynamics," McGraw-Hill, 1992.
8. Stephen W. Dyer, "Adaptive Optimal Control of Active Balancing Systems for High-speed Rotating Machinery," Ph.D. Dissertation, Univ. of Michigan, 1999.
9. Kwang-Keun Shin, "Adaptive Control of Active Balancing Systems for Speed Varying Rotating Machinery," Ph.D. Dissertation, Univ. of Michigan, 2001.
10. Zeng, X. X. Wang, "The Electromagnetic Balancing Regulator and The Automatic Balancing System," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 209(1), pp. 5~13, 1998.
11. Stephen W. Dyer, et al., "Electromagnetically Actuated Rotating Machine Unbalance Compensator," U.S. Patent 5757662, 1998.