

# 불평형 회전체의 동적평형 방법에 대한 실험적 연구 — Seven Run Method를 이용하여 —

## Experimental Study on the Dynamic Balancing Method of an Unbalanced Rigid Rotor — Using Seven Run Method —

장 호 경\*, 최 현 태\*, 김 예 현\*

(Ho-Gyong Chang, Hyun-Tai Choi, Ye-Hyun Kim)

### 요 약

본 연구에서는 동적평형 방법을 이용하여 두 지지축대에 설치된 불평형 회전체의 평형을 바로 잡았으며, seven run method를 이용하여 보정질량을 산출하였다. 또한 평형잡이 전후 진동의 감쇠를 조사하였다.

실험결과 두 지지축대에서 측정된 진동의 진폭은 불평형 질량에 비례함을 확인하였으며, 위상각 측정없이 진동의 진폭 측정만을 필요로 하는 seven run method가 동적평형 방법으로 유효함을 입증하였다.

### ABSTRACT

In this study, the unbalanced rigid rotor mounted on two pedestals is balanced using the dynamic balancing procedure, and the compensating masses are estimated by the seven run method. Also, the reductions of vibration level are examined, before and after balancing procedures.

In the experimental results, it is shown that the vibration amplitudes measured at the two pedestals are proportional to the unbalanced mass. The seven run method which requires measurement of vibration amplitudes only and not vibration phase angle is proved markedly useful in consideration of the dynamic balancing procedure.

### I. 서 론

회전체(rotor)를 포함하는 회전기계는 재료의 불균일(nonhomogeneity), 기하학적 치수의 불균형(nonsymmetry), 설계 및 제작상의 오류로 인하여 불평형을 발생한다. 불평형 질량을 갖는 회전체가

회전할 때, 원심력과 축수 반발력의 교대적 반작용에 의해 회전속도에 비례하는 강제진동을 일으킨다. 불필요한 진동은 구조물의 피로 파괴(fatigue failure) 지지베어링의 마모, 소음의 발생, 기계구조물의 수명 감축(reduced service life) 등의 원인이 된다.<sup>(1,2)</sup>

회전체는 재질특성과 임계속도(critical speed)에 따라 강체(rigid)와 유연한(flexible) 회전체로 분류되며,<sup>(3-6)</sup> 회전체의 질량 불평형은 회전체의 형태에 따라 정적 불평형과 동적 불평형을 발생한다. 동적

\*영남대학교 이과대학 물리학과

불평형은 원통형 회전체의 길이분 따라서 회전체의 질량이 분포되어 있을 때, 두 평면에서 불평형의 영향을 없애는 보정질량(compensating mass)을 회전체에 첨가하거나, 편심된 질량을 제거하여 평형을 바로 잡는다.<sup>(7, 8)</sup> 동적평형 방법으로는 일반적으로 진동의 속도 진폭의 크기와 위상각을 측정하는 phase angle method가 주로 사용되었으며, Thomas P.Goodman은 최소자승법으로 보정질량을 계산하였으며,<sup>(9)</sup> J.N. Macduff 등은 회전체의 질량이 무게중심에 관하여 균일하게 분포되어 있는 회전체에 대하여 스트로보스코프(stroboscopic light)와 위상계(phase meter) 등을 이용하여 위상각을 측정하고, 동적평형 잡이를 연구하였다.<sup>(10, 12)</sup> 최근에 Louis. Everett 등은 위상측정없이 진동의 속도진폭만을 측정하는 seven run method를 개발하여 동적평형잡이를 수행하였다.<sup>(13, 15)</sup>

본 연구에서는 모터의 회전축, 진공펌프, 터빈(turbin)등에서 사용하는 회전체를 모델로 하여, 회전체와 축(shaft)이 일체가 되도록 제작하였다. 회전체의 질량이 무게중심에 관하여 균일하게 분포된(evenly distributed mass) 경우와 불균일하게 분포된(unevenly distributed mass) 경우에 대하여 각각 불평형 질량을 첨가하고, 불평형 질량에 의해 발생하는 진동을 측정하였다. 두 평면에서 진동의 속도 진폭만을 측정하여 seven run method를 이용하여 보정질량의 크기와 위치를 산출하였으며, 회전체에 보정질량을 첨가하여 동적평형잡이 전후의 진동 변위 감쇠를 실험적으로 조사하였다.

## II. 동적평형 처리방법(dynamic balancing procedure)

동적평형절차 방법인 phase angle method는 적은

회전수로도 보정 질량의 위치와 크기를 설정 시울 수 있으나, 진동의 속도 진폭과 위상을 측정해야 한다. 회전체의 불균형 위치와 진동의 최고점 간의 위상은 구동속도 변화에 민감하므로 평형 처리시 구동속도를 일정하게 유지하는 것이 어려우며, 공진 영역에서 위상의 정확한 측정은 더욱 어려워 보정질량의 위치와 크기의 계산시 정밀도가 떨어진다. Seven run method는 보정질량의 계산에서 진동의 속도 진폭만을 측정하기 때문에 정확하게 측정할 수 있으나, 다 평면 평형의 경우 시험 회전을 아주 많이 하여야 한다. Phase angle method와 Seven run method를 이용하여 동적평형 처리시 측정해야 하는 값은 table 1과 table 2와 같다.<sup>(13, 15)</sup>

Table 2. Format of test readings for seven run method.

RUN	Trial mass size and location	Effect of trial mass	
		Plane 1	Plane 2
		Amplitude	Amplitude
1	NONE	$L_1$	$R_1$
2	$M_{T1}(0^\circ)$	$L_2$	$R_2$
3	$M_{T2}(180^\circ)$	$L_3$	$R_3$
4	$M_{T3}(0^\circ)$	$L_4$	$R_4$
5	$M_{T4}(0^\circ)$	$L_5$	$R_5$
6	$M_{T2}(180^\circ)$	$L_6$	$R_6$
7	$M_{T3}(90^\circ)$	$L_7$	$R_7$

Fig.1.과 같은 모델화된 회전체에서 구조물의 조립체는 선형이며, 진동의 진폭은 불평형 질량에 의해 발생하는 힘에 비례한다.<sup>(7, 8)</sup> Seven run method를 이용하여 동적평형 처리시 table 2에서 처럼 회전체를 7회전 시키고, 두 평면으로부터 14개의 진동의 속도 진폭을 측정한다.<sup>(13, 15)</sup> 측정절차는 먼저 시험질량(trial mass)없이 회전체를 최초로 회전시키고

Table 1. Format of test readings for phase angle method.

RUN	Trial mass size and location	Effect of trial mass			
		Plane 1		Plane 2	
		Amplitude	Phase angle	Amplitude	Phase angle
1	NONE	$V_{1,0}$	$<V_{1,0}$	$V_{2,0}$	$<V_{2,0}$
2	$M_{T1}$	$V_{1,1}$	$<V_{1,1}$	$V_{2,1}$	$<V_{2,1}$
3	$M_{T2}$	$V_{1,2}$	$<V_{1,2}$	$V_{2,2}$	$<V_{2,2}$

두 개의 측정면(1,2)에 부터 진동의 속도 진폭  $L_1$ 와  $R_1$ 를 측정한다. 다음에 시험질량  $M_{T1}$ 을 평면 1의 1지점에 첨가하고, 회전체를 회전시켜 두 개의 측정평면에서 진동의 속도 진폭  $L_2$ 와  $R_2$ 를 측정한다. 그리고 1지점에 첨가한 시험질량을 제거하여 2지점, 3지점에 차례로 첨가하여 두 개의 측정평면으로부터 각각  $L_3, R_3$ 와  $L_4, R_4$ 를 측정한다. 또다른 시험질량  $M_{T2}$ 을 평면 2의 1,2,3 지점에 차례로 첨가하고 진동의 속도 진폭  $L_5, R_5, L_6, R_6, L_7, R_7$ 를 측정한다. 측정 결과를 벡터 모형으로 나타내면 Fig.2와 같다.

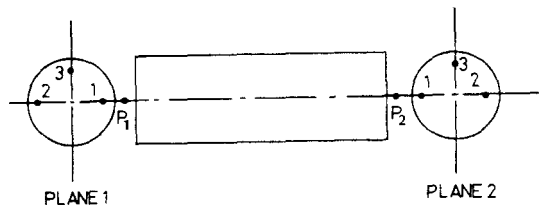


Fig. 1. The rotor showing the measuring Planes.

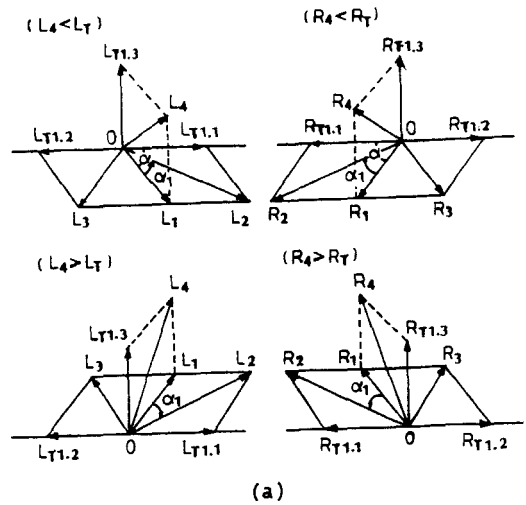
Fig.1과 같은 모델화된 회전체가 완전한 동적평형을 위하여 (1), (2)식을 만족하여야 한다.<sup>(11-15)</sup>

$$\lambda(\vec{V}_{11}-\vec{V}_{10}) + \mu(\vec{V}_{12}-\vec{V}_{10}) = -\vec{V}_{10} \quad \dots(1)$$

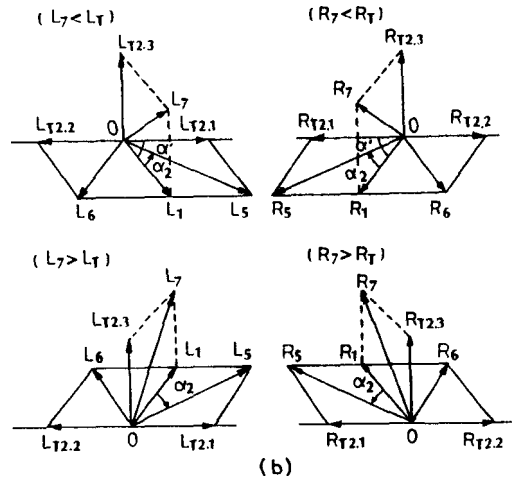
$$\lambda(\vec{V}_{21}-\vec{V}_{20}) + \mu(\vec{V}_{22}-\vec{V}_{20}) = -\vec{V}_{20} \quad \dots(2)$$

$\lambda, \mu$ 는 벡터 연산자(vector operators)이며, (1) (2)식에서 진동의 속도 벡터의 차  $\vec{V}_{11}-\vec{V}_{10}$ 는 평면 1에서 벡터의 차이이며,  $\vec{V}_{21}-\vec{V}_{20}$ 는 평면 2에서 벡터의 차이지만 평면 1에 첨가한 같은 시험질량  $M_{T1}$ 의 효과로 두개의 측정평면에서 나타나기 때문에 동위상(in phase)에 있다.  $\vec{V}_{12}-\vec{V}_{10}$ 와  $\vec{V}_{22}-\vec{V}_{20}$ 의 벡터도 평면 2에 첨가한 시험질량  $M_{T2}$ 에 의한 영향이므로 동위상(in phase)에 있다.

Table 2에서 14개의 진동의 속도 진폭으로부터 벡터  $\vec{V}_{10}, \vec{V}_{11}, \vec{V}_{12}, \vec{V}_{20}, \vec{V}_{21}, \vec{V}_{22}$ 를 계산하기 위하여  $\vec{V}_{10}$ 의 방향을  $L_1$ 의 방향과 같게 둔다. 그래서 다른 5개의 벡터들의 방향은 기준  $\vec{V}_{10}$ 에 대하여 상대적으로 각각 정의 된다.



(a)



(b)

Fig. 2. Vectorial representation of vibration levels for dynamic balancing. (a) Mount a trial mass in plane 1 (b) Mount a trial mass in plane 2.

Fig.2의  $\triangle O L_2 L_3$ 와  $\triangle O L_1 L_2$ 에서 pappus's theorem과 코사인 법칙을 적용하면 평면 1에서 1 지점에 첨가한 시험질량  $M_{T1}$ 에 의해 발생하는 진동의 속도 진폭의 크기  $L_{T1}$ 은 (3)식과 같다.  $\triangle O L_5 L_6$ 와  $\triangle O L_1 L_4$ 에서 평면 2의 1 지점에 첨가한 시험질량  $M_{T2}$ 에 의해 발생하는  $L_{T2}$ 은 (5)식과 같다.  $L_1$ 에 대한  $L_2$ 와  $L_3$ 의 상대적인 위치는 (4),(6)식에서  $\alpha_1, \alpha_2$ 를 계산하여 얻는다.

$$L_{T1} = \sqrt{\frac{L_2^2 + L_3^2}{2} - L_1^2} \quad (3)$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left[ \frac{L_1^2 + L_2^2 - L_{T1}^2}{2 L_1 L_2} \right] \quad (4)$$

$$L_{T1} = \sqrt{\frac{L_2^2 - L_1^2}{2} - L_1^2} \quad (5)$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left[ \frac{L_1^2 + L_3^2 - L_{T2}^2}{2 L_1 L_3} \right] \quad (6)$$

만약 ( $L_4 < L_T$ ), ( $L_T < L_T$ )이면  $\alpha_1$ 과  $\alpha_2$ 는 anticlockwise 이며, ( $L_4 > L_T$ ), ( $L_T > L_T$ )이면  $\alpha_1$ 과  $\alpha_2$ 는 clockwise이다.

(3), (4), (5), (6)식과 Table 2에서 진동의 속도 성분으로 부터 벡터  $\vec{V}_{10}$ ,  $\vec{V}_{11}$ ,  $\vec{V}_{12}$ ,  $\vec{V}_{20}$ ,  $\vec{V}_{21}$ ,  $\vec{V}_{22}$ 를 계산하여 (1), (2)식에 대입하고, 벡터 연산자  $\vec{\lambda}$ ,  $\vec{\mu}$ 를 계산하면 다음과 같은 기하좌표로 나타낸다.<sup>(1)(11)</sup>

$$\vec{\lambda} = \vec{A} + \vec{B} \quad (7)$$

$$\vec{\mu} = \vec{A}' + \vec{B}' \quad (8)$$

(7), (8)식을 극좌표(polar coordinate)로 변환하면, 벡터 연산자  $\vec{\lambda}$ ,  $\vec{\mu}$ 의 계수(modulus)와 편각(argument)을 얻을 수 있다.

평면 1과 평면 2에서 요구되는 동적평형잡이(dynamic balancing) 벡터의 크기와 방향은 (1), (2), (7), (8)식을 이용하면 다음과 같다.

$$Wb_1 = \vec{\lambda} M_{T1} \quad (9)$$

$$Wb_2 = \vec{\mu} M_{T2} \quad (10)$$

벡터 연산자  $\vec{\lambda}$ ,  $\vec{\mu}$ 의 계산시 기준좌표를  $L_1$ 으로 잡았기 때문에 회전체의 평면에서  $L_1$ 의 실제 위치를 알 수 없다. 그래서 Fig.2.에서 조사인 법칙을 적용하여  $\alpha$ 와  $\alpha'$ 을 계산하면 (11), (12)식이 된다.

$$\alpha = \cos^{-1} \left[ \frac{L_2^2 - L_3^2}{4 L_1 L_{T1}} \right] \quad (11)$$

$$\alpha' = \cos^{-1} \left[ \frac{L_2^2 - L_3^2}{4 L_1 L_{T2}} \right] \quad (12)$$

(9), (10), (11), (12)식을 이용해 보정질량의 크기와 위치를 계산하고, 계산된 보정질량을 평면 1과 평면 2에 결합하여 회전체의 동적평형을 이루게 한다.

### III. 실험장치 및 방법

Fig.3은 실험 장치로서 모터의 회전축, 진동 펌프, 터빈 등의 회전체를 모델로 하여 제작하였으며, 시험 회전체 축제는 회전체의 길이가 600mm, 직경이 20mm이고, 회전체의 폭이 150mm, 직경이 100mm이다. 회전체-축제의 무게는 10.2kg이며, 재질은 탄소강(SM45C)으로 강도를 높여 탄성처짐이 없는 강체에 가깝도록 만들기 위해 표면을 2~3mm 고주파 열처리 하였다.

지지축내 내부에 베어링 공차(clearance)가 20/1000mm인 분 베어링(FAG 6204 2ZR)을 사용 하였으며, 모터는 정격출력 400W(1/2HP)인 직류모터를 이용하였다. 모터의 구동부는 pulley의 반경이 80mm이며, 회전축의 피동부는 40mm pulley를 이용하여 pulley의 반경비를 2:1로 하여 실험에서 회전속도 3300r.p.m까지 구동시켰다. 모터로 부터 동력을 V-belt 를 이용하여 회전체에 전달되도록 하였다.

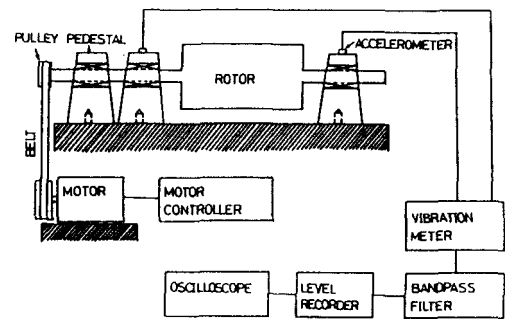


Fig. 3. Experimental apparatus.

회전체를 포함하는 회전기계에서는 진동의 주된 원인이 불평형 질량에 의한 것인지를 검증하기 위하여 구동속도를 일정하게 유지하고, 회전체의 질량이 무게중심에 관하여 균일하게 분포된(evenly distributed mass) 경우와 불균일하게 분포된(unevenly

distributed mass) 경우에 대하여 각각 불평형 질량을 첨가하고, 불평형 질량에 의해 발생하는 진동의 속도 진폭을 측정하였다. 또한, 회전체에 불평형 질량 36g을 평면 2에 첨가하고, 진동의 속도 진폭을 측정하여 seven run method로 불평형치리수를 한 다음 평형치리 결후의 진동의 변위 값을 조사하였다.

시험 질량  $M_T$ 는 회전체의 무게와 형태에 따라 허용될 수 있는 진동의 허용값을 고려한 ISO-194 0규정에 따라 선택하였다.<sup>16)</sup> 회전체의 질량이 무게 중심에 관하여 균일하게 분포되어 축대(pedestal)와 무게중심 사이의 거리가 동일한 경우 전체 시험질량의 1/2씩 나누어 첨가하였으며, 거리가 다른 불균일 분포된 회전체는 양단의 축대에서 무게 중심에 관하여 모우멘트(moment)의 합은 0이어야 함으로 거리에 반비례하는 값을 양면으로 나누어 첨가하였다.

진동의 변위와 속도 진폭의 크기는 delta shear 형 압전 가속도계(piczolectric Accelerometer, B & K Type 4370)를 회전체의 지지축대(pedestal) 양단에 부착하여 진동 신호를 측정하고, 동조식 내역 통과 필터(Tunable Bandpass filter, B&K Type 1621), 진동계(Vibration Meter, B & K Type 25 11), 레벨기록기(Level Recorder, B&K Type 230 7) 등으로 분석하였다. 진동의 변위와 속도의 측정시 사용한 압전가속도계, 진동계등의 측정 시스템에는  $\pm 5\%$ 의 시스템 오차가 존재한다.<sup>17, 18)</sup>

#### IV. 실험결과 및 고찰

Fig.4는 회전체의 질량이 무게 중심에 관하여 균일하게 분포되도록 지지축대의 무게중심 사이의 거리비를 동일하게 하였으며, Fig.5는 회전체의 질량이 무게중심에 관하여 불균일하게 분포 되도록 축대 1과 축대 2 사이의 거리비를 0.45 : 0.55로 되게 배열하였다. 불평형 질량이 회전체 진동에 미치는 영향을 조사하기 위하여, 회전체의 구동속도를 3000r.p.m으로 일정하게 유지하고, 회전체의 중심으로부터 40mm 반경에 불평형 질량을 10g에서 70g까지 평면 2에 첨가하여, 두 축대에서 발생하는 진동의 속도

진폭의 크기를 조사하였다.

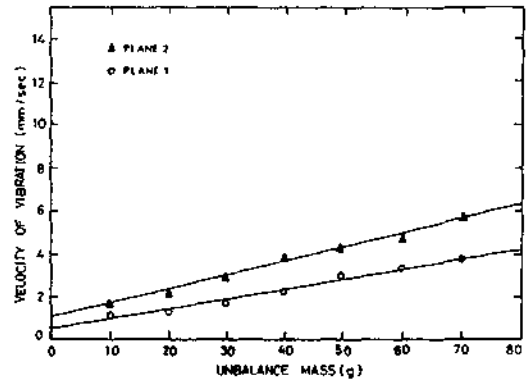


Fig. 4. Velocity of vibration for rotor with evenly distributed mass.

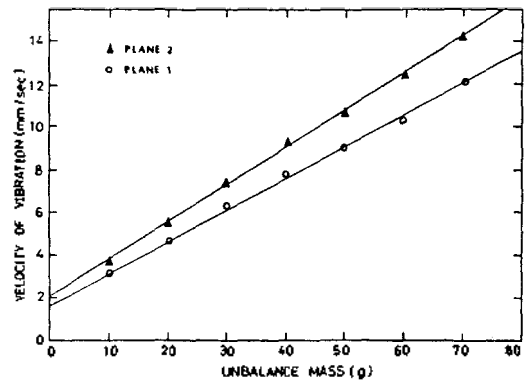


Fig. 5. Velocity of vibration for rotor with evenly distributed mass.

평면 2에 첨가한 불평형 질량에 의해 축대 2에서 측정된 진동의 속도 진폭은 선형적으로 증가하였으며, 평면 1에는 불평형 질량을 첨가하지 않았지만 평면 2에 첨가한 불평형 질량의 영향에 의해 축대 1에서도 속도 진폭이 선형적으로 증가하였다. Fig. 4의 축대 2에서 측정된 직선의 선형함수는  $0.061X + 1.26 \text{ mm/sec}$ 이며, 축대 1에서는  $0.049X + 0.37 \text{ mm/sec}$ 이다. Fig. 5의 축대 2에서 측정된 선형함수는  $0.17X + 2.2 \text{ mm/sec}$ 이며, 축대 1에서는  $0.155X + 1.5 \text{ mm/sec}$ 이다.

무게중심에 관하여 회전체 자체의 질량 분포 불균일로 인하여 Fig.4 보다 Fig.5에서 진동의 속도

진폭이 더 크게 나왔으며, 직선의 기울기가 크다. 그리고 두 경우 모두 불평형 질량을 전가한 축대2와 축대1에 대하여 다른 진폭을 얻었다. 구동속도를 일정하게 유지했기 때문에 강쇠력은 일정하다고 가정했으며, 원심력  $m\omega^2$ 에서 구동속도  $\omega$ 가 일정하므로 진동의 주된 원인은 불평형 질량  $m$ 에 비례해 있다. 실험결과에서 진동의 속도 진폭이 선형함수이므로, 불평형 질량이 회전체 진동의 주된 원인임을 확인하였다. 그러므로 평형잡이틀 이용해 불평형 질량을 제거하여 진동을 감소시킬 수 있다.

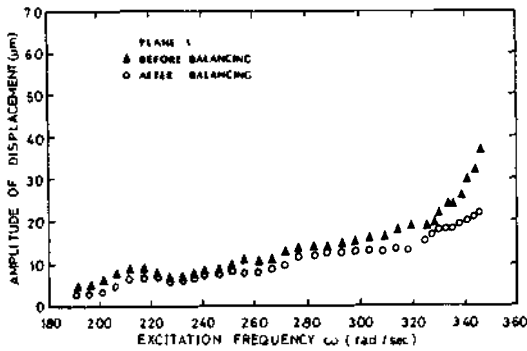


Fig. 6. Displacement of vibration before and after balancing in plane 1(rotor with evenly distributed mass).

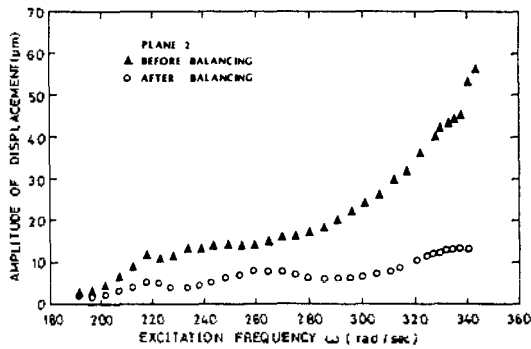


Fig. 7. Displacement of vibration before and after balancing in plane 2(rotor with evenly distributed mass).

Fig.6 과 Fig.7 은 회전체의 무게중심이 축대1과 축대2 사이에 균일하게 배열되어 있을 때, 즉 무게중심과 지지축대 사이의 거리가 동일할 때, 평면2에 36kg의 불평형 질량(unbalance mass)을 회전체에 첨가하여 축대1과 축대2에서 발생하는 진동의 변위

를 측정하였다. 지지질량 70kg(각 평면 35kg)을 회전체의 중심으로부터 30mm에 부착하고, 두 축대에서 동일한 크기의 불평형 질량을 측정하여 seven run method을 이용하여 동적평형성이란 값 이후 진동의 감쇠를 조사하였다. 평면2에 불평형 질량을 첨가하였지만 평면1에도 진동이 크게 발생하였다. 이것은 평면2에 첨가한 불평형 질량에 의해 평면1에 역효과(cross effect)가 발생하였음을 알 수 있다. 회전체의 최대 구동속도 3300r.p.m(345  $\omega$ )에서 평면1에서 37 $\mu$ m에서 22 $\mu$ m로 40.5% 진동의 감쇠를 얻었으며, 평면2에서 56 $\mu$ m에서 13 $\mu$ m로 76.8% 진동의 감쇠를 얻었다.

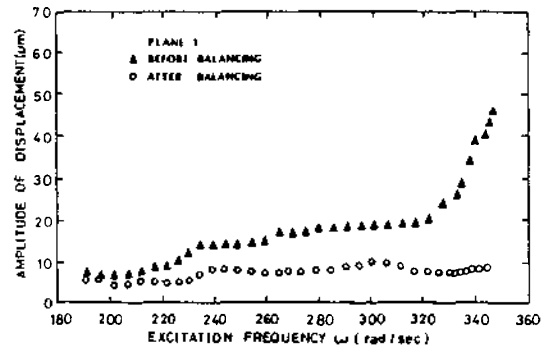


Fig. 8. Displacement of vibration before and after balancing in plane 1(rotor with unevenly distributed mass).

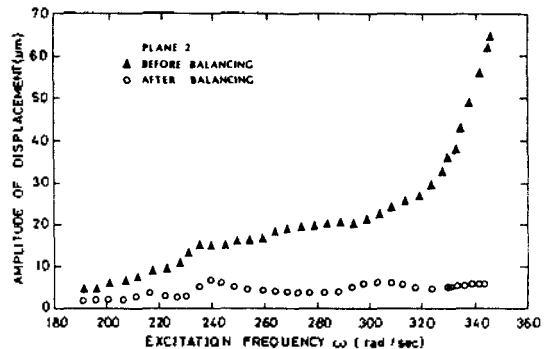


Fig. 9. Displacement of vibration before and after balancing in plane 2(rotor with unevenly distributed mass).

Fig.8과 Fig.9 는 회전체의 질량이 무게중심에 관하여 불균일하게 배열되어 있을 때, 즉 무게중심에서 축대1과 축대2 사이의 거리비가 0.45 : 0.55로 배열되

있을 때 평면2에 36g의 불평형 질량(unbalance mass)을 첨가하여 축대1과 축대2에서 발생하는 진동의 변위를 측정하였다. 시험질량 70g(평면1: 38.5g, 평면2: 31.5g)을 회전축의 중심으로부터 30mm반경에 부착하여 두 축대에서 진동의 속도 진폭을 측정하고 seven run method를 적용하여 평형잡이를 한 이후 진동의 감쇠를 조사하였다. 평면2에 불평형 질량을 첨가하였지만 평면1에도 진동이 크게 발생하였다. 회전체의 최대 구동속도 3300r.p.m.(345 $\omega$ )에서 평면1에서 47 $\mu$ m에서 9 $\mu$ m로 80.9% 진동의 감쇠를 얻었으며, 평면2에서 65 $\mu$ m에서 6 $\mu$ m로 90.8% 진동의 감쇠를 얻었다.

실험의 측정값들은 5회 반복 측정하여 평균치를 계산하였으며, 진동의 속도 진폭의 측정오차는  $\pm 0.15$ mm/sec 이내이며, 변위의 측정오차는  $\pm 1.45$ um 이내이다.

모델화된 회전체가 무게중심에 관하여 균일하게 배열되어 있을 때와 회전체의 무게중심이 평면1과 평면2사이에서 거리비가 0.45 : 0.55로 불균일하게 배열되어 있을 때, 두 가지 배열모두 ISO-1940에서 규정하는 각평면 변위25 $\mu$ m이하로 진동 감쇠를 얻었다.<sup>(16)</sup>

seven run method를 이용하여 동적평형처리시 phase angle method보다 더 많은 시험회전이 요구되어 시간이 더 많이 걸리는 단점이 있지만, 진동의 속도 진폭만을 측정하기 때문에 보정질량의 위치와 크기를 정확히 계산할 수 있다. 그래서 진동의 감쇠 효과는 phase angle method보다 더 뛰어나다.<sup>(14, 15)</sup>

## V. 결 론

모델화된 불평형 회전체에 seven run method를 이용하여 동적평형 잡이를 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 평면2에 첨가한 불평형 질량(36g)에 의해 축대2와 축대1에서 진동의 속도 진폭이 선형적으로 증가하였으며, 회전체를 갖는 회전기계에서 진동의 주된 원인이 불평형 질량임을 확인하였다.

2) 회전체의 질량이 무게중심에 관하여 균일하게 배열된 경우와 불균일하게 배열되어 축대사이 거리

비가 0.45 : 0.55인 두 경우를 비교할 때, 회전체 자체의 질량 분포가 불균일한 경우에 더 큰 진동이 발생하였다.

3) 동적 평형절차인 seven run method를 적용시켜 평형잡이를 실험한 후 ISO-1940에서 규정하는 각평면 25 $\mu$ m이하의 진동의 변위 감쇠를 얻었다.

4) 회전체에서 발생하는 진동을 더욱 효과적으로 감쇠시키기 위해서는 고속회전에서 발생하는 유연형(flexible) 회전체의 불평형 질량과 축선부정(mis-alignment) 등의 다른요소에 대하여도 더욱 연구를 수행하여야 한다.<sup>(6, 17)</sup>

## 참 고 문 헌

1. S.S.Rao "Mechanical vibration" Addison-Wesley, pp. 418-426, 1986.
2. "진동원리와 측정기술" 한국표준연구소 KSRI-ET-5 5. pp. 41-84, 1985.
3. A.H.Church "Balancing Flexible Rotors" Trans.ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol.83(4), pp. 383-389, 1961.
4. J.W.Lund and F.K.Orcutt "Calculations and Experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor" Trans.ASME, Journal of Engineering for Industry, pp. 785-796, 1967.
5. A.G.Parkinson and M.S.Darlow "A Theoretical Introduction to the Development of a Unified Approach to Flexible Rotor Balancing" Journal of Sound and Vibration, Vol. 68(4), pp. 489-506, 1980.
6. F.F.Ehrich "Pseudo-High Speed Balancing" Trans. ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.11 2, pp.418-426, 1990.
7. John Vaughan "Static and Dynamic Balancing" B & K, Application Note, 18-079, Denmark.
8. J.F.G.Wort "The Rational of Dynamic Balancing by Vibration Measurement" B & K, Technical Review, No.3-1979, 1979.
9. Thomas.P.Goodman "A Least-Squares Method for Computing Balance Corrections" Trans.ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol.86(3), pp. 273-279, 1964.
10. J.N.Macduff "A Procedure for Field Balancing Rotating Machinery" Sound and Vibration, Vol.1, July, pp. 16-21, 1967.
11. Richard L.Baxter "Dynamic Balancing" Sound and Vibration, Vol.6, April, pp. 30-33, 1972.

12. J.F.G.Wort "Industrial Balancing Machines" Sound and Vibration, Vol.13, October, pp. 14-19, 1979.

13. Gunter, E.J., Springer, H., and Humphris, R.R., "Balancing of a Multimass Flexible Rotor-Bearing System Without Phase Measurements" Energia Elettrica, Vol.59(10), pp. 317-330, 1982.

14. Louis J Everett "Two-Plane Balancing of a Rotor System without Phase Response measurement" Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol.109, pp. 162-167, 1987.

15. V.Ramamurti and K.V.Anantaraman "Two-Plane In Situ Balancing" Journal of Sound and Vibration, Vol.134(2), pp 343-352, 1989.

16. ISO-1940 "Balancing Quality of Rotating Rigid Bodies" 1973.

17. H.Yu and M.L.Adams "The Linear Model for Rotor-Dynamic Properties of Journal Bearings and Seals with Combined Radial and Misalignment Motions" Journal of Sound and Vibration, Vol.131 (3), pp.367-378, 1989.

▲장 호 경(정회원) 1961년 12월 6일생



1984년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)

1986년 2월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)

1988년 8월 ~ 현재 : 영남대학교 대학원 물리학과 박사과정

▲최 현 태(정회원) 1963년 3월 12일생



1990년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)

1990년 3월 ~ 현재 : 영남대학교 대학원 물리학과 석사과정

▲김 예 현(정회원) 1933년 8월 12일생



1956년 9월 : 서울대학교 물리학과 졸업(이학사)

1975년 2월 : 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학석사)

1980년 9월 : 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학박사)

1980년 ~1981년 : 영국 University of Southampton Institute of Sound and Vibration 객원 선임 연구원

1966년 3월 ~ 현재 : 영남대학교 물리학과 교수