第3章 발란싱 (Balancing)

1. 不平衡과 발란싱 (Unbalance and Balancing)

1.1 不平衡의 定義 (Definitions of Unbalance)

불평형이란 회전체의 회전 중심선에 대한 회전체 중량의 불균일한 분포상태이다. 한편 ISO에서는 "원심력에 의해 진동력 즉 진동운동이 베어링에 전달될 때 회전체에 존재하는 어떤 상태"라고 정의하고 있다. 이러한 정의는 일반적으로 강성 회전체나 탄 성 회전체 모두의 불평형에 적용한다. 그러나 탄성 회전체의 경우 불평형은 속도와 더 불어 변하기도 하고, 이들 회전체에 대하여 어떤 주어진 불평형 값은 주어진 속도와 관 계가 있다. 불평형이란 말은 때로는 "불평형량" 또는 "불평형 벡터"를 나타내는데 사 용된다.

회전체에서 불평형량은 불평형 Weight량과 회전 중심선으로부터 Weight까지의 거리 의 곱으로 표현한다. 따라서 불평형의 단위는 일반적으로 gr-cm, Oz-inch 또는 gr-inch 등으로 나타낸다. 예를 들면 그림 3-1에서와 같이 회전 중심으로부터 반경 20 cm 위치에 6 gr의 Heavy Spot가 있다는 것은 불평형량이 6 gr×20 cm = 120 gr-cm 임을 뜻한다.



그림 3-1 불평형량의 표시 방법들

질량, 시간, 체적 또는 힘과 같은 양은 임의의 선정된 방향으로 하나의 선의 길이로 표현할 수 있으며 이를 Scalar량이라 한다. 한편 크기와 방향 모두를 가지는 양을 벡 터량이라 한다. 회전체의 불평형은 회전체가 회전축으로부터 밖으로 이동하려고 하는 벡터적인 힘을 초래하는 것이 분명하다. 이 힘과 회전체상의 정확한 위치는 직접 측정 할 수 없지만 회전체나 베어링 페데스탈에 미치는 영향은 측정할 수 있다.

불평형력은 회전체상의 기준점에 대한 어떤 방향과 불평형량과 동등한 크기를 가지 기 때문에 벡터로 표현할 수 있다. 따라서 불평형 벡터는 불평형량과 기준점으로부터 측정된 방향에 비례하는 직선의 길이로 표현된다. 벡터는 진동과 발란싱 문제를 해결 하는데 아주 중요하다. 벡터는 불평형량과 방향을 나타내는데 뿐만 아니라 발란싱 문 제를 해결할 때 Trial Weight의 영향을 측정하는데 사용된다.

1.2 不平衡의 原因 (Causes of Unbalance)

불평형이 회전체 내에 존재할 수 있는 많은 이유들이 있는데 그중 가장 일반적 인 원인에 대하여 간략하게 설명한다.

(1) Blow Hole

펌프 임펠러나 대형 활차와 같은 주조 회전체는 주조과정에서 발생하는 Blow Hole이나 Sand Trap이 생길 수 있다. 그림 3-2에서 육안 검사로는 검출할 수 없는 Blow Hole들이 재료내에 있어 이로 인하여 심한 불평형을 가지게 된다.



그림 3-2 Blow Hole, 편심 Hole, 가공불량 및 불균일한 부품으로 인해 큰 불평형을 일으킬 수 있다.

제3장 발란싱 - 1381

(2) 편심

편심은 회전부품의 기하학적 중심선이 회전 중심선과 일치하지 않을 때 존재 한다. 회전체 자체는 완전히 원형이지만 어떤 이유로 회전 중심이 중심으로부터 벗어 나 있다.

(3) Key 및 Keyway

불행하게도 회전체를 발란싱할때 Key를 설치함에 따른 조정 기준이 거의 없 다. 전동기 제작자는 Full Key, Half Key 또는 전혀 Key없이 생산품을 발란싱 한다. 따라서 만일 Pulley 제작자가 Key없이 Pulley를 발란싱하고 전동기 제작자도 Key없이 전동기를 발란싱한다면 두 기계를 Key로 조립하였을 때 불평형이 생긴다. 마찬가지로 두 기계를 Full Key로써 발란싱하였다면 조립품은 역시 불평형 상태가 된다.

(4) 비틀림

비록 회전체가 정상으로 잘 Balance된 것 일지라도 비틀리거나 또는 초기의 Balance상태가 변화되도록 로터의 모양을 변화시키는 여러 가지 영향이 있다. 이러한 비틀림의 일반적인 원인은 응력제거 및 열변형 때문이다.

응력제거는 용접에 의하여 조립되는 로터에서는 가끔 문제가 되고 있다. 실제로 Pressing, Drawing, Bending, Extruding 등에 의하여 만들어지는 것은 원래 큰 내부응 력을 갖게 된다. 만일 로터나 그 부분품을 제작중에 응력을 제거하지 않으면 장시간 경과후에는 로터가 변형되어 새로운 모양을 갖게 된다.

온도 변화와 함께 발생하는 비틀림을 열적 비틀림이라고 한다. 이것은 금속이 가열 될때 인장되는 성질이다.

그런데 대부분의 로터는 미소한 결함 및 불의의 가열로 인하여 고르지 않게 팽창하 여 비틀어진다. 이 열적 비틀림은 전동기, Fan, 블로워, Compressor, Expander, Turbine 등과 같이 높은 온도에서 운전하는 기계에서는 매우 흔히 있는 일이다. 로터 가 냉각된 상태에서는 잘 Balance되었다 하더라도 정상적인 운전온도에서도 Balance가 맞아야 한다.

(5) 간극 공차

불평형 원인의 하나는 기계를 조립할 때 있을 법한 Stack-up 공차이다. 그림 3-3은 서로 다른 부품간의 공차가 얼만큼 불평형을 생기도록 하는가에 대한 전형적인 예이다. Pulley의 내경은 Shaft의 직경보다 반드시 크며 Key나 Set Screw가 사용될 때 간극이 조여짐으로써 Pulley의 Weight가 축회전 중심선의 한쪽으로 움직인다.



그림 3-3 공차도 불평형의 원인이 된다.

(6) 부식 및 마멸

특히 Fan, 블로워, Compressor 및 펌프 로터는 침식, 마손, 마멸하기 쉽다. 침식 또는 마멸이 일정하게 발생하지 않으면 불평형이 생긴다.

(7) 침전물 생성

로터상에 침전물(오물, 석회 등)이 불균일하게 생성되면 불평형이 된다. 이 불 평형이 점증되어 이 침전물이 떨어져 나갈 때 상당한 문제가 야기될 수 있다.

비록 작은 침전물이 떨어져 나갈때라도 이것이 진동을 일으켜 더 큰 침전물이 떨어 지도록 심각한 불평형 진동문제를 일으킬 수 있다.

모든 불평형의 벡터 합은 "Heavy Spot"이라고 하는 점에서 집중된 것이라고 생각한 다. 그리하여 발란싱은 Heavy Spot의 양과 위치를 구하여 이 위치에서 같은 양의 Weight를 제거하거나 같은 양의 Weight를 정반대 방향에 부착하는 것이다.

(8) 비대칭 형상

많은 회전체들은 비대칭형으로 제작되는 경우가 있다. 예를 들면 단조물의 거 친 표면, 주조시의 코어 이동, 크랭크축과 같은 비대칭형 부품 등이 있다.

(9) 수력 및 공기력학적 불평형

저유조로 향하는 윤활유 통로의 막힘, 케비테이션이나 난류도 때로는 불평형력 을 일으킨다.

(10) 종합

이상의 모든 불평형의 원인들은 회전체내에 어느 정도는 존재한다. 그러나 모든 불평형은 벡터 합성으로 "Heavy Spot"이라고 칭하는 한 지점에 집중시킬 수 있 다. 따라서 발란싱이란 이 Heavy Spot의 양과 위치를 구하여 동일한 중량을 제거하거 나 이와 반대 위치에 동일한 중량을 추가하는 기술이다.

1.3 발란싱의 重要性 (The Importance of Balancing)

발란싱이란 불평형의 양과 위치를 알아내어 이것과 동량의 Weight를 로터의 반 대 방향에 달거나 Unbalance 위치(Heavy Spot)에서 Weight를 제거하는 과정이다. Balance가 충분히 잡혀 있으면 진동 문제의 반 이상은 해결되었다고 말할 수 있는데, 기계를 Balance하기 전에 우선 다음 조건이 만족되는가를 확인해야 한다.

① 진동은 Unbalance로 인하여 발생한 것이다.

② 로터를 Weight로 교정할 수 있어야 한다.

발란싱을 하는 한가지 중요한 이유는 불평형으로 인한 힘이 회전체, 베어링 및 구조 물의 수명에 해롭다는 것이다. 불평형으로 인한 힘은 회전속도와 불평형량에 따라 다 르다. 그림 3-4의 부품은 회전 중심선으로부터 어떤 반경(r)에 위치한 Heavy Spot(w) 로 나타낸 불평형을 가지고 있다. 만일 불평형 무게와 반경 및 기계 회전속도를 알고 있다면 불평형으로 인해 발생한 힘(원심력, F)은

F= w
g · r · ω² = w · r
$$\left(\frac{2\pi N}{60}\right)^{2}$$

= 0.01 $\left(\frac{N}{1000}\right)^{2}$ · w · r·····F(kg), w(gr), r(cm)인 경우
= 1.77 $\left(\frac{N}{1000}\right)^{2}$ · w · r·····F(lb), w(Oz), r(in)인 경우
여기서 F = 원심력

ω=각속도=
$$\frac{2\pi N}{60}$$

r = Weight 위치의 반경
w = Unbalance Weight
g = 중력 가속도
N = 회전수(rpm)

앞의 원심력 공식에서 보는 바와 같이 불평형에 의한 힘은 속도의 제곱에 비례하므 로 고속기계에서는 상당히 작은 불평형이라도 상당한 원심력을 일으킬 수 있다.

발란싱을 하는 또 하나의 중요한 이유는 불평형으로 인해 발생되는 바람직하지 않은 진동과 불량한 제품 품질 때문이다. 예를 들면 그라인더와 같은 공작기계에서 미세한

불평형이라도 최종 제품에 Chatter Mark나 파형을 나타낸다. 또한 다른 원인에 의한 진동뿐만 아니라 과도한 불평형도 절상공구와 그라인더의 마멸을 가속시킨다.



그림 3-4 불평형 Weight, 반경 및 회전속도를 알면 불평형력을 구할 수 있다.

1.4 不平衡과 振動

회전축이 정지 상태일때 힘을 가하면 휘는 것과 같이 회전축에 불평형이 있으면 원심력을 일으켜 회전축에 작용하여 축을 휘게 한다는 사실을 알아야 한다. 이 축은 회전축에 관하여 어떤 편심량의 상태로 회전하고 있기 때문에 이 처짐(휨)은 추가의 불평형력을 일으킨다.

몇 개의 불평형력이 각기 다른 교정면과 각도위치에서 작용하면 그 결과는 축과 베 어링의 진동으로 나타난다. 그러나 진동은 다른 원인으로도 나타날 수 있으며 이들은 모두 발란싱으로 제거할 수 없다. 어떤 경우에는 발란싱을 하면 진동의 일시적인 감소 를 가져올 수 있다.

따라서 발란싱을 시도하기 전에 진동의 정확한 원인을 아는 것이 중요하다. 기계적 인 불평형(1×RPM)에 의한 진동만이 회전체에 Weight를 추가하거나 제거하므로써 성 공적으로 교정될 수 있다.

일시적인 불평형은 부하, 속도 및 온도 등의 어떤 조건하에서 진동을 일으키는데 이 는 발란스 Weight 추가로는 영구적으로 교정될 수 없다. 일시적인 불평형은 회전체 내에서의 불균일한 열전달, 권선으로부터 불균일한 열발생, 실이나 패킹의 Rubbing 등 으로 발생되고 회전체의 일시적인 휨을 초래한다.

불평형으로 인한 진동은 불평형된 회전체의 1×RPM과 같은 주파수에서 발생하며 진동진폭은 존재하는 불평형량에 비례한다. 그림 3-5에서와 같이 공진영역을 통과한 후 위상이 전형적으로 180° 변한다. 통상 최대진폭은 반경 방향에서 측정되지만 Overhung Rotor인 경우는 반경 방향에서의 진폭만큼 축 방향에서도 높은 진폭을 초래 한다.

1.5 不平衡의 特性 (Unbalance Characteristics)

- ① 1×RPM에서 고진동이 항상 발생한다 (1×RPM 진동이라고 해서 항상 불평형 진동은 아니다).
- ② 1×RPM에서의 진폭은 통상 전체 진동의 80%이상이다.
- ③ 진동의 진폭은 축의 기하학적 중심으로부터 질량의 중심까지의 거리에 비례한
 다. 1차 임계속도 이하에서는 속도의 제곱에 비례한다.



그림 3-5 불평형시 공진영역에서의 진동 특성

- ④ 질량 불평형은 모든 원주 방향에서 균일한 회전력을 가지며 방향은 계속하여 변화한다. 따라서 축과 베어링은 거의 진원의 Orbit을 가지고 움직이는 경향 이 있다. 그러나 수직 베어링의 강성은 통상 수평기계의 베어링 강성보다 높 기 때문에 타원의 Orbit을 가진다. 그 결과로 수평 방향 진동은 수직 방향 진 동보다 2~3배 높다. 수평 대 수직 진동비가 6대 1 이상이면 통상 다른 문제 점 특히 공진의 문제점이 있음을 나타낸다.
- ⑤ 불평형 진동이 다른 문제점보다 우월할 때는 수평 및 수직 방향에서 위상차는 90°(±30°)를 나타낸다. 이 위상차가 0° 또는 180° 정도라면 편심과 같은 문제 점이 있는 경우이다.
- ⑥ 불평형이 심한 경우 수평 및 수직 방향의 위상차가 90°를 훨씬 초과하는 경우

가 있는데 이때는 전후 베어링에서 수평 방향의 위상차는 수직 방향의 위상차 와 거의 같아야한다. 즉 동일 베어링에서 수평 및 수직 방향의 위상차를 비교 하지 말고, 전후 베어링에서 수평 방향의 위상차와 수직 방향의 위상차를 비교 한다 (그림 3-6 참조).

- ⑦ 불평형 진동이 우월하면 원주 방향의 진동은 축 방향 진동보다 훨씬 높다
 (Overhung Rotor인 경우는 제외).
- ⑧ 불평형된 회전체는 원주 방향에서의 위상각이 일정하고 재현성이 있다.
- ⑨ 불평형이 되면 때로는 공진에 의하여 진폭이 증폭된다.
- ⑩ 불평형은 기계 이완에 의한 고진동을 일으킬 수 있다.



표 A. Static Unbalance가 탁월한 전동기의 1×에서의 위상

방향	1	2	3	4
А	60°	70°	60°	80°
Н	30°	25°	30°	40°
V	120°	110°	120°	135°

표 B. Couple Unbalance가 탁월한 전동기의 1×에서의 위상

방향	1	2	3	4
А	60°	70°	60°	80°
Н	30°	210°	200°	180°
V	120°	295°	280°	300°

표 C. Dynamic Unbalance가 탁월한 전동기의 1×에서의 위상

방향	1	2	3	4
А	60°	70°	60°	80°
Н	30°	90°	80°	70°
V	120°	180°	170°	165°

그림 3-6 Force(Static), Couple 및 Dynamic Unbalance를 나타내는 전형적인 위상측정

제3장 발란싱 - 1387

2. 不平衡의 形態 (Types of Unbalance)

앞에서 불평형이란 회전체의 회전 중심선에 대하여 회전체 무게의 불균일한 분포라 고 정의하였다. 한편 불평형은 회전 중심선과 회전체의 주관성축선(Central Principal Axis)이 같지 않을때 있게 되는 상태라고도 정의할 수 있다.

주관성축선이란 회전체의 무게가 균등하게 분포되어 있는 질량 중심선이며 회전체가 원활하게 회전하는 축선이라고 생각할 수 있다. 만일 회전체가 베어링 내에서 제약을 받으면 회전 중심선과 주관성축선이 일치하지 않게 될 때 진동이 발생한다.

실제로 회전체의 불평형 형태에는 회전체에 존재하는 불평형 형태에 따라 4가지 즉 Static(또는 Force 또는 Kinetic), Couple, Quasi-Static 및 Dynamic Unbalance가 있으 며 2개 이상의 교정면에서 발란싱이 필요하다.

2.1 Static Unbalance

Static Unbalance는 그림 3-7과 같이 주관성 축선이 회전 중심선과 평행하게 놓 인 불평형 상태이다. Static Unbalance는 때로는 Force 또는 Kinetic Unbalance라고 불리우며 평행한 두 개의 Knife Edge 위에 회전체를 놓았을 때 회전체의 무거운쪽이 아래로 내려오게 될 것이다. 교정 Weight는 필요한 만큼 추가하거나 제거할 수 있으 며 이 회전체는 그것이 놓인 위치에 관계없이 Knife Edge 위에서 회전하지 않을 때 정적으로 Balance 되었다고 한다.

Static Unbalance는 축 또는 베어링에서의 진폭과 위상을 비교하므로써 알아낼 수도 있다. 실제로 Static Unbalance라면 양쪽베어링에서나 축에서 측정한 진동진폭과 위상 치가 똑같게 나타날 것이다. 그러나 Overhung Rotor에 대해서는 이것이 적용되지 않 는다. 또 위험속도에서는 진동이 높으나 정격속도 부근에서는 낮다.



그림 3-7 Static Unbalance

Static Unbalance에는 2가지 형태가 있다. 하나는 그림 3-7에서와 같이 불평형 Weight가 회전체 중앙에 위치한 Mid Span Static Unbalance이고 다른 하나는 동일한 크기의 불평형 Weight가 회전체 양쪽 끝에 동일한 위치에 있는 Pair Static Unbalance 이다. 이 두 경우는 진동특성이 같아 교정방법도 같다. 이 경우에는 불평형 Weight 의 반대편 180° 위치에 동일한 크기의 Weight를 달면 교정된다. Mid Span Unbalance 를 교정하는 경우 Mid Span에 교정 Weight를 다는 대신에 Pair Static Unbalance 교 정방법인 양쪽 끝에 같은 크기의 교정 Weight를 달아도 되며 이 반대의 경우도 성립 한다.

Static Unbalance는 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- 1×RPM에서 불평형력은 일반적으로 양쪽 베어링 하우징상에 거의 동일하게 나타난다 (그러나 수평과 수직에서의 응답은 각 방향에서의 지지강성에 의해 다소 다르게 나타날 수도 있다).
- ② 순수한 Static Unbalance라면 동일 축의 내측 및 외측 베어링에서의 수평위상
 은 같을 것이다 (즉, 축의 양끝이 같이 움직이므로 만약 외측 베어링 수평위상
 이 6시 방향이라면 내측 베어링의 수평위상도 약 6시 방향이어야 한다).
- 마찬가지로 동일 축에서는 외측 베어링 수직위상은 내측 베어링의 수직위상과 거의 같다.
- ④ Static Unbalance는 무게중심을 통해 동작하는 Counterweight를 가지고 1면 교정만으로도 된다.
- ⑤ 내-외측 베어링 수평 위상차는 수직 위상차와 거의 같아야 하며, 만약 불평형 이 우세하면 커플링 전후의 위상변화는 작아야 한다 (60°~90°이하).

2.2 Couple Unbalance

Couple Unbalance는 주관성축이 회전체의 무게중심에서 회전 중심선과 교차하는 Unbalance 상태이다.

"Couple"이란 다른 교정면에서 서로 반대 방향으로 작용하는 두 개의 평형한 힘이다. 따라서 Couple Unbalance는 그림 3-8과 같이 회전체의 양끝에서 반대 방향으로 동일 한 Heavy Spot에 의하여 생긴 상태이다. Static Unbalance와는 달리 Couple Unbalance는 Knife Edge 위에 물체를 놓으므로서 알아낼 수 없고 회전체가 회전할 때 축 또는 베어링에서의 진폭과 위상을 비교하므로써 확인할 수 있다.

회전체의 불평형이 Couple Unbalance라면 양쪽끝의 축 또는 베어링에서 진동진폭은

같으나 위험속도에서는 낮고 정격속도 부근에서는 높다. 그리고 위상은 180°차가 난 다. 이 내용은 Overhung Rotor에는 적용되지 않는다.

Single Plane에서 교정될 수 있는 Static Unbalance와는 달리 Couple Unbalance는 Two Plane에서만 Unbalance 상태를 교정할 수 있다.

순수한 Static 또는 순수한 Couple Unbalance를 갖는 경우는 드물다. 통상적으로 불 평형된 회전체는 이 두 형태의 특성을 어느 정도 갖고 있다.



그림 3-8 Couple Unbalance

Couple Unbalance는 각각 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- ① Couple Unbalance는 내·외측 베어링 하우징에서 1×RPM의 높은 진동진폭이 나 타나는데 한 베어링에서의 진폭이 다른 베어링 진폭보다 다소 크게 나타날 수도 있다.
- ② 상당한 크기의 Couple Unbalance는 때때로 높은 축 방향 진동을 발생시킨다.
- ③ 내·외측 베어링 사이의 수평 위상차는 대략 180°가 된다 (Rocking Motion이 양 끝에서 서로 반대로 움직이기 때문에 외측 베어링의 수평위상이 6시 방향이라면 내측 베어링의 수평위상은 거의 약 12시 방향이 될 것이다).
- ④ 마찬가지로, 내·외측 베어링의 수직 방향 위상차도 거의 180°이다.
- ⑤ Couple Unbalance에 대하여 위상이 어떻게 작용하는지를 보여주는 그림 3-6의 표 B를 참조하라. ①과 ②의 위치 사이에서 수평성분 위상차(210°-30°)는 180°이 며, 수직 성분 위상차(295°-120°)는 175°임을 주목하라. 만약 문제가 Couple Unbalance라면(Misalignment가 아니라면) 수평과 수직성분의 양 위상차는 서로 거의 같으며 둘 다 내·외측 베어링 사이에서의 위상차는 대략 180°이다.

2.3 Quasi-Static Unbalance (Single Unbalance)

Quasi-Static Unbalance는 주관성축이 회전체의 무게중심이 아닌곳에서 회전 중 심선과 교차되는 상태이다. 이 형태의 불평형은 그림 3-9에서 보는 바와 같이 Static 과 Couple Unbalance의 조합으로 생각할 수 있다. 그림 3-9에서 Mid Span Weight는 Pair Weight로 분배할 수 있으므로 한쪽 회전체 끝에서는 Weight가 서로 반대 방향으 로 있게되어 자체 발란스가 된 상태이고 반대쪽 회전체 끝에는 Weight가 2배로 되어 마치 한쪽끝에만 Weight가 있는 상태가 되어 Single Unbalance라고도 한다.

Quasi-Static Unbalance(Single Unbalance)의 경우는 위험속도 및 정격속도에서 진 동이 높다. 특히 불평형이 된 교정면에서는 더욱 높다. 또 양베어링에서의 위상은 위 험속도까지는 Static Unbalance의 경우에서처럼 동상(0°)이나 정격속도 부근에서는 Couple Unbalance의 경우에서처럼 역상(180°)이다.



그림 3-9 Quasi-Static(Single) Unbalance

2.4 Dynamic Unbalance

Dynamic Unbalance는 가장 일반적인 형태의 불평형이며, 주관성축과 회전 중심 선이 일치하거나 만나지 않는 불평형이다. 이 형태의 불평형은 Static 및 Couple Unbalance가 존재하지만 Static 성분이 어떠한 Couple 성분과도 일치하지 않는 곳에 있는 경우이다. 그 결과 그림 3-10에서와 같이 주관성축은 회전 중심선과는 어느 곳 에서도 교차되지 않는다.

일반적으로 Dynamic Unbalance 상태는 서로 같지도 않고 정반대도 아닌 위상차를 나타낸다. 이 형태의 불평형은 최소 2개의 교정면에서 Weight 교정을 해야 발란스될 수 있다.

제3장 발란싱 - 1391

Dynamic Unbalance는 각각 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- Dynamic Unbalance는 1×RPM에서 높은 진동이 발생하지만, 외측 베어링에서의 진폭은 내측 베어링 위에서의 진폭과 약간 다르게 나타날 수 있다. 다른 중요한 문제가 나타나지 않는 한 진폭의 크기가 동일하거나 약 3:1 이하가 되어야 한다.
- ② Static 및 Couple Unbalance와 같이 Dynamic Unbalance가 주성분일 때도 위상은 여전히 안정된 상태이고 재현성이 있다.



그림 3-10 Dynamic Unbalance

- ③ 비록 내측 및 외측 베어링 사이의 수평 방향 위상차가 0°에서 180°이지만, 수직 방향의 위상차도 거의 같아야 한다. 예를 들면 만약 수평 방향의 위상차가 약 60° 라면, 수직 방향의 위상차도 약 60°(±30°)로 마찬가지라는 것을 그림 3-6의 표 C 에 나타내고 있다. 이 예제에서 ①과 ②의 위치에서의 수평 및 수직 방향의 양 위 상차가 약 60°이고 커플링 전후의 위상차는 180°에 가깝지 않다는 것에 주목하라. Dynamic Unbalance는 최소 2개 교정면에서 교정을 해야 한다.
- ④ Static 또는 Couple Unbalance가 주성분이든 아니든 간에 ①과 ②번 베어링에서 의 수평 방향 위상차는 이들 두 베어링 수직 방향의 위상차와 거의 같다 (만약 수 평 방향의 위상차가 약 150°에서 큰 Couple Unbalance가 보여지면 수직 방향의 위 상차도 역시 거의 150°가 될 것이다).

2.5 Overhung Rotor Unbalance

그림 3-11은 Overhung Rotor를 나타낸다. 이 경우에, 구동되는 로터는 ①과 ② 의 베어링 외측에 설치되어 있다 (베어링 사이에 위치한 로터는 단순지지 로터로 알려

져 있다). Overhung Rotor들은 여러 가지 재미있는 진동 징후들을 발생시킬 수 있으며, 발란싱을 시도하는 분석가에게 실제 문제로 종종 나타난다.

Overhung Rotor들의 특징은 다음과 같다.

- ① Overhung Rotor는 1×RPM에서 반경 방향의 진동진폭보다 큰 축 방향 진동을 일으킬 수 있는 축 방향의 힘을 발생시킬 수 있다.
- ② Overhung Rotor는 Static Unbalance에 추가하여 더 큰 Couple Unbalance를 발생 하며, 이들 둘 다 교정되어야 한다.
- ③ 그림 3-11에 의하면, Overhung Rotor의 순수한 불평형 성분 때문에 ①번 베어링 에서의 Axial Phase는 ②번 베어링의 Axial Phase(±30°)와 거의 같을 것이다. 여 기서 이 위상차는 Misalignment나 공진과 같은 다른 것들에 비해서 불평형 문제가 얼마나 우세한가에 따라 다르다.
- ④ 일반적으로 Overhung Rotor Unbalance는 먼저 Static Unbalance 성분을 없애고, 그 다음에 서로 180° 반대인 2면에서 교정 Weight를 달아 Couple 성분을 없애 교 정될 수 있다.



그림 3-11 Overhung Rotor의 진동측정

3. 간단한 시스템 力學 (Simplified System Dynamics)

국히 드물게 예외는 있지만 기계에서 잘못되가고 있는 거의 모든 것은 기계에 의해 발생된 동적인 힘을 증가시키거나 동적인 힘을 제어하는 강성, 질량 또는 감쇠와 같은 정적인 힘을 감소시키는 것이다. 어느 경우든 그 결과는 진동이다. 진동을 일으키는 것은 바로 힘이다. 이러한 힘은 다음 사항에 의해 발생될 수 있다.

- ① 불평형, Misalignment, 공기 및 수력학적 힘, 기어 이빨의 충격 등과 같은 정상 상태의 가진력.
- ② Fan, 통풍기 또는 펌프와 같은 유체 취급 설비에서의 난류와 같은 비정상 상태
 (불규칙적인) 가진력, 가스터빈의 연소난류는 다른 예이다.

제3장 발란싱 - 1393

- ③ Rubbing 또는 베어링이나 커플링의 불충분한 윤활에 의해 생긴 마찰.
- ④ 지나가는 차량, Bumping, 압축기 서징, 기계 기동시 등에 의해 생긴 과도적인 가 진력.

각 경우에서 생긴 진동량은 물론 발생한 힘의 크기에 따라 다르지만 관련한 시스템 의 강성, 질량 및 감쇠특성에 의해서도 달라진다. 진동력에 대한 Spring-Mass계의 응 답에 대한 기본적인 이해가 진동측정, 분석 및 발란싱시 발생한 많은 공통적인 문제들 을 이해하고, 확인하고 해결하는데 큰 도움이 될 수 있다. 또한 기계, Piping 또는 구 조물의 진동은 가진력을 줄이거나 정적인 힘인 강성, 질량(무게) 또는 감쇠중 하나 이 상을 증가시키므로써 감소시킬 수 있다. 예외는 있지만 가진력을 감소시키면 진동치도 감소될 것이다. 그러나 강성, 질량 또는 감쇠를 증가시키면 실제로 진동진폭이 증가할 수도 있다. 따라서 경비와 시간이 소요되는 구조물 개조전에 먼저 진동에 대한 총체적 인 정적 저항력 또는 임피던스를 구하기 위하여 어떻게 이들 힘을 조합할 것인가를 아 는 것이 중요하다.

3.1 剛性과 變位 (Stiffness and Displacement)

강성이란 부품이나 구조물을 어떤 거리만큼 휘거나 변형시키는데 필요한 힘이라 고 간단히 정의할 수 있다. 강성의 단위는 통상 kg/cm 또는 lb/in 나타내며 "K"로 표 시한다. 예를 들면 Coil Spring 위에 100 kg의 무게를 올려놓았을 때 1 cm처짐을 가져 오면 스프링 강성 즉 "K" 계수는 100 kg/cm 이다. 또한 시스템에 대한 강성 즉 "K" 계수를 알면 실제의 강성력은 그 결과로 생기는 변위에 직접 비례한다. 따라서 강성은 시스템의 비례함수인 변위이며 진동주파수와는 별개임을 알 수 있다.

3.2 質量(慣性)과 加速度 [Mass (Inertia) and Acceleration]

Newton의 제2법칙에 의하면 정지상태의 물체는 정지 상태를 유지하기 위해, 또 운동상태의 물체는 운동상태를 유지하기 위한 성향인 관성을 가지고 있다. 기술적으로 는 물체의 질량 즉 관성은 물체에 작용하는 힘을 그 힘으로부터 생기는 가속도(속도의 변화율)로 나눈 비이다. 따라서 질량 즉 관성의 단위는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\dot{P}}{\dot{P}_{4}} = \frac{kg}{cm/sec/sec} = \frac{kg}{cm/sec^{2}}$$

진동주파수와는 전혀 관계없고 변위에 비례하는 함수인 강성과는 달리 질량 즉 관성 은 가속도에 역비례하여 변화한다. 그 결과 진동체에서 그 질량 즉 관성은 진동주파수 의 제곱에 비례하여 증가한다. 좋은 예가 불평형에 의해 생긴 힘이다. 다음 식으로부

터 불평형력은 회전속도의 제곱에 비례하여 증가하는 것을 볼 수 있다.

F=

$$\frac{W}{g} \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{W \cdot r}{g} \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2$$

 =
 0.01 $\left(\frac{N}{1000}\right)^2 \cdot W \cdot r \cdot \cdot \cdot \cdot F(kg), W(gr), r(cm)$ 인경우

 여기서 F = 불평형력

 ω = 원진동수 = 각속도 = $\frac{2\pi N}{60} = 2\pi f$

 r = 불평형 무게까지의 반경

 W = 불평형 무게

 g = 중력 가속도

 N = 회전수(rpm)

3.3 減衰와 速度 (Damping and Velocity)

감쇠는 시스템의 진동 속도를 줄이는 성향이라 할 수 있다. 예를 들면 종과 같 은 물체가 타격을 받으면 진동을 일으키는데 그 충격력은 강성 및 질량이 본래부터 가 지고 있는 힘을 이겨내지만 궁극적으로 진동은 그림 3-12와 같이 소멸된다. 감쇠가 클 수록 진동은 보다 빨리 소멸하게 된다.

감쇠는 시스템 내의 에너지를 방산하는 역할을 하며, 에너지는 질량×속도의 자승과 같기 때문에 감쇠는 속도에 비례하는 함수이다. 감쇠는 "C"로 나타내며 단위는 kg -sec/cm이다.

전형적인 시스템에서 감쇠의 일반적인 근원으로 점성감쇠(Viscous Damping)와 Coulomb 감쇠가 있다. 점성감쇠는 유체(액체 또는 가스)내에서 물체의 진동 발산이다. 점성감쇠의 예로는 자동차의 Oil 또는 Gas 충격 흡수 장치(Shock Absorber)로써 여기 서 Orifice를 통하는 유체의 이동을 제어하므로써 감쇠가 이루어진다. Sleeve Type(수 력학적) 베어링의 유막도 점성 감쇠를 가진다.

Coulomb 감쇠는 2개의 건조한 미끄럼 표면의 마찰로부터 진동 에너지의 발산이다. 이 형태의 감쇠를 마찰감쇠 또는 Hysteresis 감쇠라고도 한다. 타격을 받은 종의 경우 에 종의 재질 분자간에 발생한 마찰은 궁극적으로 진동이 소멸하는데 필요한 감쇠를 준 것이다. 분자간의 마찰을 통해서 발생한 감쇠의 정도는 분자 구조의 재질과 복잡성 에 달려 있다. 예를 들면 주철은 강보다는 보다 효과적인 감쇠를 가지고 있다. 이런 이유로 진동 제어가 극히 필요한 공작 기계의 틀 제작에 있어 강보다는 주철이 일반적

제3장 발란싱 — 1395

으로 선정된다. 초기에 자동차에 사용한 진동흡수 장치는 Coulomb 감쇠를 사용하였는 데 조정할 수 있는 볼트 또는 스프링을 장착한 2개의 Absorber Pad로 구성되어 있다. 자동차의 Frame에 대하여 현수장치의 진동이나 이동이 있으면 Pad가 Rubbing하여 감 쇠에 필요한 마찰을 일으킨다.



그림 3-12 충격에 의해 가진된 진동이 감쇠로 인해 소멸한다.

감쇠는 진동 속도에 비례하는 에너지의 발산이기 때문에 감쇠는 진동주파수에 직접 비례하는 진동 시스템에서 증가한다.

3.4 全體 시스템의 振動 應答 (Total System Response to Vibration)

설명한 바와 같이 이것은 시스템이 주어진 가진에 어떻게 응답할 것인가를 결정 하는 강성, 질량(관성) 및 감쇠의 구속력의 조합된 결과이다. 수학적으로는 그 관계를 다음과 같이 쓸 수 있다.

m# + C# + Kx = $\frac{W}{g} \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t \quad \psi)$ F 여기서 # = 진동 가속도 = $-x\omega^2 \cdot \sin\omega t$ $x = 진동 속도 = x\omega\cos wt$ x = 진동 변위F = 불평형에 의한 가진력 $\psi = 가진력과 실제 진동간의 위상각$

위식을 간단히 하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

가진력 = 강성력 + 관성력 + 감쇠력

다시 말하면 가진력은 강성, 질량(관성) 및 감쇠의 구속력과 항상 평형을 이룬다. 물 론 가진력에 의한 진동진폭은 강성, 질량 및 감쇠량의 조합한 효과에 따라 다르다. 그 리고 이 3가지 구속력들중 어느 하나의 증가는 진동진폭의 감소를 가져올 것이 분명하 다. 그러나 실제로는 이 구속력들이 함께 작용하지 않는다. 이를 설명하기 위해서는 질량(관성)력은 가속도에 비례하고 반면에 강성은 변위에 비례함을 알아야 한다. 앞의 식과 그림 3-13의 진동 파형으로부터 변위 정점 (+)과 가속도 정점 (+)은 실제로 180° 위상차가 있음을 알 수 있다. 그 결과 강성과 질량(관성)의 정적인 힘은 실제로 180° 위상차가 있어 서로 상쇄하려고 한다. 이것으로 보면 감쇠는 속도비례 함수이고 속도 는 Cosine 함수이므로 감쇠력은 강성 및 관성 모두에 실제로 90° 위상차가 있다.

종합해 보면 강성, 질량(관성) 및 감쇠의 구속력들은 그림 3-14에 나타낸 바와 같이 벡터량으로 간주되어야 한다. 주어진 가진력으로부터의 진동진폭을 제어할 수 있는 전 체 정적인 힘은 산술적인 합이 아니고 강성, 질량 및 감쇠의 벡터합이다.

그림 3-14의 예를 보면 강성력은 3가지 힘중 가장 큰 것이 분명하다. 다시 말하면 이 시스템에서 진동은 시스템의 강성에 의해서 주로 제어되고 있다. 이런 사실을 모르고 진 동을 줄이려고 질량을 증가시킬 것을 결정하였다면 그 결과는 진동의 증가를 가져왔을 것 이다.



그림 3-13 변위(강성)와 가속도(질량)의 정점은 180°위상차가 있고 속도(감쇠) 정점은 변위와 가속도와 90°위상차가 있다.

제3장 발란싱 - 1397



그림 3-14 강성, 질량 및 감쇠는 벡터량이며 탁월한 제어력은 강성이다.

또 하나의 중요한 사실은 유효 진동수(w)는 여러 구속력들의 크기를 가지고 있다는 것이다. 강성은 오직 변위(x)에만 비례하며 따라서 강성력은 가진력의 진동수에 의해 크게 영향을 받지 않는다는 것을 알 수 있다. 다시 말하면 강성력은 진동주파수와 관 계없이 일정하다. 한편 관성력은 진동주파수의 제곱에 비례하는 진동 가속도에 비례한 다. 다시 말하면 불평형력과 같은 관성력은 진동주파수의 제곱에 따라 증가한다. 그 림 3-15는 진동주파수와 강성의 크기와 관성력간의 관계를 보여준다.



VIBRATION FREQUENCY 그림 3-15 관성력은 진동주파수의 제곱에 비례하여 증가하고, 반면에 강성은 본래 주파수와는 무관하다.

그림 3-15에서 관성력이 가진력 주파수의 제곱에 비례하여 증가할 때 관성력과 강성 력이 크기가 같은 특정 주파수가 있음을 알 수 있다. 그리고 강성과 관성의 구속력이 180° 위상차가 있기 때문에 그들은 실제로 서로 상쇄된다. 결국 강성력과 관성력이 같 아져 서로 상쇄되는 주파수에서 그 시스템은 본질적으로 강성과 관성의 구속력을 잃게 된다. 그 결과 주어진 가진력에 대해서 그 시스템은 억제하도록 하는 감쇠력만을 가지

는 이 특정 주파수에서 상당히 높은 진동진폭을 나타낼 것이다. 그림 3-16은 진동 주 파수의 함수로써 진동진폭으로 환산하여 시스템의 응답을 보여주고 있다.



그림 3-16 가장 높은 진동진폭은 강성과 관성이 같아지는 주파수에서 발생한다.

강성 및 관성력이 크기가 같고 가장 높은 진동진폭이 발생하는 진동주파수를 공진 주파수라고 한다. 고유 및 임계 주파수란 용어는 공진과 동의어이지만 임계란 용어는 통상적으로 회전체의 고유 주파수와 같을 때 사용된다.

그림 3-16에서 감쇠가 낮은 시스템은 공진시 커다란 진동 진폭을 나타냄을 볼 수 있다. 높은 감쇠를 가지는 시스템은 공진 주파수에서 낮은 진폭을 가지지만 공진점 이상의 주파수에서는 보다 높은 진폭을 가지게 된다.

3.5 共振時 振動變位와 位相 變化

(Vibration Displacement and Phase Change at Resonance)

공진은 가진주파수와 고유진동수가 일치할 때 발생한다. 이는 로터의 고유진동 수 이지만 때로는 지지구조물, 기초 또는 심지어 벨트의 주파수일 수 있다. 가진주파 수는 불평형, Misalignment, 기계 이완, 베어링 결함, 기어 결함, 벨트 마멸과 같은 것 으로부터 생기는 주파수를 포함한다.

그림 3-17은 공진을 설명하는데 좋은 그림으로 수직축에는 확대계수(Q) 또 수평축에 는 주파수비(f/fa)를 나타내고 있다. 확대계수는 기계가 공진점을 통과할 때 진동이 얼 마만큼 증폭되는가를 나타내는 진폭비이다. 그림 3-17에서와 같이 증폭계수는 부하에 의한 정적처짐(X_{st})에 대한 가진 주파수에서 동적처짐(X_o)의 비이다. 다시 말하면 정 지시 축의 처짐대 회전시 축의 처짐의 비이다. 주파수비는 고유진동수(fa)에 대한 가진 주파수의 비이다. 그림 3-17의 위 그림은 주파수비가 1.0에 접근할 때(즉 가진 주파수 가 고유진동수에 접근할 때)오직 시스템의 감쇠량에 따라서 진동진폭이 아주 높아질

제3장 발란싱 - 1399

수 있음을 보여준다. 실제로 그림에 나타낸 식에서 공진시 무한대의 진동진폭을 제한 하는 것은 오직 시스템 감쇠(감쇠 또는 감쇠계수 ζ라고도 함)뿐임을 보여준다. 강, 알 루미늄, 주철 등으로 만들어진 일반적인 기계 구조물에서 감쇠계수는 통상 0.05이하이 며, 이 감쇠계수에서는 공진 진폭이 10배가 될것이며 이보다 낮은 감쇠에서는 50배의 진폭이 발생할 수 있다. 따라서 이와같은 진동이 쉽게 발생할 수 있으며 심지어는 가 공할 만한 기계손상을 초래할 수 있다.

그림 3-17에 여러 가지 감쇠계수에 대하여 위상지연 대 주파수비를 작도한 것에 유 의할 것임. 기계가 공진점을 통과할 때 정확히 고유진동수에서 90°의 위상변화가 생기 며 고유진동수 부근에서는 위상이 계속하여 급속히 변화함을 볼 수 있다. 궁극적으로 공진영역을 완전히 통과하면 위상은 거의 180° 변화하게 된다. 전체적인 위상변화와 고유진동수로부터 주어진 거리에 대하여 위상이 변화하는 율은 감쇠량에 의해 제어된 다. 감쇠량이 적을수록 위상변화율은 더 커진다.



그림 3-17 공진시 공진 진폭곡선과 위상변화

제3장 발란싱 — 1401

그림 3-18은 Bode Plot과 같으며 3개의 영역(A, B 및 C)에서 로터가 어떻게 응답하는가를 보여주며 또한 각 영역에서 로터의 Heavy Spot(실질적인 불평형 위치)와 최대 진동을 나타내는 High Spot(로터의 최대 처짐 위치)의 관계를 보여준다. 일반적으로 임계속도의 70%이하에서 운전하는 로터를 강성 로터라고 하며, 70%이상에서 운전하는 로터는 불평형력 때문에 실제로 휘거나 유연하여 탄성 로터라고 한다. 영역 A는 강성 이 동적인 구속력(저항)을 제어하는 곳으로 Heavy Spot과 High Spot간에는 위상차가 거의 없다. 즉 영역 A에서 로터의 진동변위를 다이얼 게이지로 측정할 수 있다면 가 장 큰 변위는 거의 Heavy Spot에서 취해질 것이다. 또한 영역 A에서 불평형 진동응 답은 회전속도의 자승에 따라 증가할 것이며(속도가 3배 증가하면 약 9배의 진동 변위 가 될 것이다), 감쇠량은 진동에 거의 영향을 미치지 못한다.



그림 3-18 공진점 및 그 전후에서 회전속도에 따른 진동변 위와 위상각 지연의 변화

그림 3-18에서 로터가 승속하여 영역 B에 들어가면 감쇠로 인하여 High Spot는 어 떤 각도만큼 Heavy Spot에 대해 지연되기 시작한다. 이 각도지연(위상지연)은 Heavy Spot가 축 변위를 일으키는데 걸리는 시간의 지연에 의한 것이다. 실제로 로터가 1차 임계속도에 접근하면 Heavy Spot가 90°만큼 회전할 때까지는 최대 진동변위(High Spot)는 발생하지 않는다. 이 90° 위상지연이 공진점에서 발생할 때 무한한 진동응답 을 제한하는 유일한 변수는 감쇠량이다.

로터가 계속 승속하여 영역 C에 들어선후 위상지연은 계속 변화하고 마지막으로는 로터가 임계속도 영역을 완전히 벗어나면 위상지연은 180°에 이른다. 이것이 의미하는 바는 로터의 최대처짐점인 High Spot가 실제로 Heavy Spot보다 완전히 180° 지연된다 는 것이다. 영역 C에서 동적인 구속력은 강성이나 감쇠로부터 어떠한 구속력(저항)이 없는 거의 순수한 질량에 의해 제어된다. 또한 흥미로운 사실은 1차 임계속도를 훨씬 지나고 2차 임계속도 훨씬 전인 영역 C에서는 원심력(Fc)은 계속하여 속도 자승에 따 라 증가할지라도 변위는 거의 일정하다는 것이다. 이러한 이유는 영역 C에서 진동에 대한 구속력은 질량에 가속도를 곱한 것(mo²)에 조정된다. 따라서 원심력이 속도의 제곱에 따라 증가할지라도 운동에 대한 동적인 구속력도 마찬가지로 원심력에 반작용 하는 속도의 제곱에 따라 증가하므로 변위는 거의 일정하게 된다

4. 발란싱의 形態와 殘留 不平衡

(Types of Balancing and Residual Unbalance)

4.1 발란스 問題의 形態 (Types of Balance Problems)

발란스 문제를 해결하기 위하여 회전체가 Static, Couple, Quasi-Static 또는 Dynamic Unbalance인지를 아는 것이 필수적인 것은 아니지만 모든 Balance 문제가 1 면 발란싱으로 해결할 수 없다는 점을 분명히 해야한다. 1면 또는 2면 발란싱이 필요 한지를 결정하는 지침으로써 어떤 사람은 발란스 교정면의 수는 길이대 직경비 즉 회 전체 길이를 직경으로 나눈 값에 따른다고 말하고 있다.

L/D비는 지지하는 축을 제외한 회전체의 길이를 사용한다. 그림 3-19에서 L/D비가 0.5 이하인 경우 운전속도가 1000 rpm까지는 1면 발란싱이면 충분하고 1000 rpm이상 이면 2면 발란싱이 필요하다. 또 L/D비가 0.5이상인 경우 운전속도가 150 rpm이상이 면 2면 발란싱이 필요하다. 2면 이상인 다면 발란싱은 탄성 회전체나 2면 발란스로 불 충분한 경우에 필요하다. L/D비와 회전체 속도에 근거를 둔 1면 발란싱과 2면 발란싱 을 선정하는 이 절차는 단지 하나의 지침이지 모든 경우에 적용되는 것은 아님을 염두 에 두어야 한다. 예를 들면 Single-Sheave Pulley, Grinding Wheel 및 이와 유사한 장 비의 회전체는 비록 운전속도가 1000 rpm이상일지라도 1면 발란싱으로도 충분하다.

L/D RATIO EXCLUSIVE	BALANCE CORRECTION		
OF SHAFT	SINGLE PLANE	TWO PLANE	MULTIPLANE
LESS THAN 0.5	С 1000 RPм •	ABOVE 1000 RPM •	NOT APPLICABLE
MORE THAN 0.5 BUT LESS THAN 2	0-150 RPM •	I50-2000 RPM • OR ABOVE 70% OF IST CRITICAL	ABOVE 2000 RPM • OR ABOVE 70% OF IST CRITICAL
MORE THAN 2	0-100 RPM •	ABOVE 100 RPM • TO 70% OF IST CRITICAL	ABOVE 70% OF IST CRITICAL

그림 3-19 L/D와 속도에 근거한 1면, 2면 또는 다면 발란싱 선정법

4.2 許容 殘留 不平衡과 ISO 規格

(Allowable Residual Unbalance and ISO Balance Quality Grade)

4.2.1 ISO 規格(ISO Balance Quality Grade)

1950년대에 Balance 기술자들은 잔류 불평형은 로터 자체중량, 운전속도 뿐 만 아니라 잔류편심의 양과 반경에 비례함을 알았다. 따라서 그들은 일련의 Balance Tolerance(ISO-1940, "Balance Quality of Rotating Rigid Bodies")를 개발하였다. 표 3-1은 로터 형태별로 Balance 정도(Quality Grade)를 나타낸 것이고, 그림 3-20은 ISO Balance 정도를 숫자로 나타낸 것이다. G 허용치가 낮을수록 Balance 정도는 더욱 정 밀하며, 수직축은 로터 중량당 잔류 불평형을 또 수평축은 로터 rpm을 기준으로 한 것 이다. 표 3-1은 동일한 Balance 정도를 보기 쉽게 나타내었다. Balance 정도의 숫자 는 로터 중량중심의 최대 허용 원주속도(mm/sec)를 나타낸 것이다. 1966년에 제정한 ISO 규격은 당시의 기술경험으로 보아 상당히 여유있게 만들었기 때문에 이를 사용할 때는 발란싱하고자 하는 기계에 대한 특정 Balance 정도보다는 한 단계 높은 정도를 사용할 것을 추천한다. 예를 들면 Fan Wheel을 발란싱하고자할 때 표 3-1에서 Fan에 대한 ISO Balance 정도는 G-6.3이다. 이 경우 ISO Balance 정도 G-2.5를 목표로 사 용할 것을 추천한다.

4.2.2 殘留 不平衡 計算 (Residual Unbalance Calculation)

현장 발란싱을 시행할 때 발란싱이 성공적으로 수행되었는지를 알기 위해서 는 발란싱후 회전체에 남아있는 잔류 불평형량이 허용치 이내에 있는가를 알아야 한다. 이에 대한 절차는 다음과 같다.

- ① 초기 진폭 및 위상각을 측정하여 극좌표에 그린다. 이를 "0" 벡터라 한다.
- ② Trial Weight를 달고 이의 중량 및 설치반경을 기록한다.
- ③ 로터를 기동하여 진폭 및 위상각을 측정하고 극좌표에 그린다. 이를 "0+T" 벡터 라 한다.
- ④ 두 개의 벡터 끝을 연결한 것을 벡터 "T"라 하며, 이는 Trial Weight에 의한 효 과 벡터이다.
- ⑤ 동일한 눈금을 사용하여 벡터 "T"의 크기를 측정한다.
- ⑥ 다음 식에 의해 로터 Sensitivity를 계산한다.

Rotor Sensitivity (gr - mm/µm) = <u>Trial Wt. 중량 × Trial Wt. 반경</u> Trial Wt. 효과 벡터 크기

⑦ 다음 식을 사용하여 잔류 불평형량을 계산한다. 잔류 불평형이 허용치 이내에 들 지 않으면 Trial Weight에 의한 효과 벡터를 이용하여 허용치내에 들도록 계속 Trim 발란싱 한다.

예를 들어 Balance 정도가 G-2.5인 기계의 로터 중량이 45 kg이고 회전속도가 800 rpm, 발란성후 진폭이 50.8 µm이라고 하면 그림 3-17에서 허용 잔류 불평형 Uper = 1,267.36 gr-mm total (Single Plane Balance)이다.

발란싱 정도의 등급	발란싱 정도의 상한 mm/s	로터의 종류
G4000	4000	강성지지된 Cylinder수가 기수인 저속 Diesel Engine의 Crank 축계
G1600	1600	강성지지된 대형 2 사이클 기관의 Crank 축계

표 3-1 대표적인 강성 로터의 그룹별 Balance 정도의 등급

제3장 발란싱 — 1405

발란싱 정도의 등급	발란싱 정도의 상한 mm/s	로터의 종류	
G630	630	강성지지된 대형 4 사이클 기관의 Crank 축계 탄성지지된 선박용 Diesel 기관의 Crank 축선	
G250	250	강성지지된 고속 4 Cylinder Diesel 기관의 Crank 축계	
G100	100	6 Cylinder 이상의 고속 Diesel 기관의 Crank 축계 자동차, Truck 및 철도차량용(Gasoline 또는 Diesel) 기관 의 완성품	
40G	40	자동차용 차륜, Rim 및 구동축. 탄성지지된 6 Cylinder 이상의 고속4 사이클(Gasoline 또 는 Diesel) 기관의 Crank 축계. 자동차, Truck 및 철도차량용 기관의 Crank 축계	
G16	16	특별한 요구가 있는 구동축 (Propeller 축). 농업기계의 부품. 압쇄기의 부품. 자동차, Truck 및 철도차량용(Gasoline 및 Diesel) 기관의 부품. 특별한 요청이 있는 6 Cylinder 이상의 기관의 Crank 축계. Slurry Pump의 임펠러.	
G6.3	6.3	Process Plant용 부품. 상선용 Turbine 치차 (상업용). 원심분리기 Drum. Fan. 조립한 공기용 Gas Turbine 로터. Fly Wheel. 펌프 임펠러. 공작기계 및 일반기계의 부품. 중형 및 대형 전기자. 특별한 요청이 있는 기관의 부품.	
G2.5	2.5	Gas Turbine, Steam Turbine 및 선박용 Turbine(상업용) 강성 Turbo Generator 로터. Turbo Compressor. 공작기계 주축. 특별한 요청이 있는 중형 및 대형 전기자. 소형 전기자. Turbine 구동 펌프	

발란싱 정도의 등급	발란싱 정도의 상한 mm/s	로터의 종류
G1	1	Tape Recorder 및 음향기기의 회전부. 연삭선반의 Grinder 축. 특별한 요구가 있는 소형 전기자.
G0.4	0.4	정밀 연삭선반의 Grinder 축. Grinder Wheel 및 전기자. Gyroscope.

① ω=2πn/60 n/10, 여기서 n는 rpm이고 ω의 단위는 rad/sec이다.

- ② 일반적으로 2개의 교정면을 갖는 강성 Rorotr에서는 추천 잔류 불평형량의 반은 각 교정면에서 취해진 것이고, 이 값들은 통상 임의로 선택한 교정면에 적용하지만 각 베어링에서 불평형 상태는 개선될 것이다. 디스크형 로터에서는 추천한 값 전 체가 1면에 해당한다.
- ③ Crank 축계란 Crank 축, Fly Wheel, Clutch, Pulley, 연결봉의 회전부, Damper 등 을 포함한 전체이다.
- ④ 이 규격에서는 Piston의 속도가 9 m/s 이하의 것을 저속, 이것을 초과하는 것을 고속 Diesel 기관으로 하고 있다.
- ⑤ 기관의 완성품에서는 그 로터 질량은 상기 주(3)의 Crank 축계에 속하는 모든 질량의 합계로 한다.

제3장 발란싱 — 1407



그림 3-20 각 Balance Quality 등급의 최대 허용잔류 불평형-ISO 1940

5. 一面 발란싱 (Single Plane Balancing)

Weight Balancing의 조건은 기계가 Balancing Weight에 대하여 진동 진폭 및 위 상이 선형적으로 응답한다고 가정한다. 즉 Balance Weight의 크기가 2배 될 때 효과 벡터 크기도 2배 된다는 뜻이고, Balance Weight가 회전체 상의 같은 면에서 각도 Θ 만큼 움직이면 효과벡터 또한 같은 방향으로 같은 Θ 각만큼 움직인다는 뜻이다. 이것 은 중요한 가정으로 이 가정이 지켜지지 않을 때에는 진동교정 작업은 불가능하다.

발란싱을 처음 시도하고자할 때는 Heavy Spot가 얼마나 크고 어느 위치에 있는지 모른다. 기계가 원래부터 불평형 상태에 있을 때 이를 초기 불평형이라하며 이를 나타 내는 진동진폭과 위상값을 초기 진동치라하고 0-Shot 또는 Run-0로 표시한다.

예로써 초기 불평형이 50 µm, 240°인 기계가 있다고 하자. 우선 초기 진동치를 측정 기록하여 둔 다음 그 기계에 Trial Weight를 달아 초기 불평형 상태를 변화시켜 본다. 이때 회전체의 불평형은 새로운 진동진폭 및 위상을 갖게된다. 이 Trial Weight에 의 한 진동 벡터의 변화 상태를 이용하면 초기 불평형의 양과 위치를 알 수 있다. 따라서 초기 Heavy Spot의 양(무게)을 Heavy Spot의 반대편에 달면 발란싱이 완료된다.

다시 말하면 초기 불평형의 Heavy Spot 위치에서 Trial Weight에 의한 효과벡터를 Polar Graph에 도시하고 효과벡터의 길이와 방향을 측정한다. 즉 몇 gr의 Trial Weight를 어느 각도에 달았을때 초기 진동치로부터 어느 방향으로 얼마만큼의 진동이 발생했는가를 나타낸 것을 Rotor Balance Sensitivity라고 한다. 이 Balance Sensitivity 를 이용하여 발란싱을 하는 방법을 영향계수법 또는 효과 벡터법이라고 한다.

5.1 벡터도를 이용하는 方法 (The Method of Using Vector Diagram)

벡터란 단지 하나의 선으로 표시하며 그 선의 길이는 불평형의 양을 나타내고 그 방향은 불평형의 각도를 나타낸다. 예로써 진동진폭이 50 µm이고 위상(각도)을 240°라면 불평형은 그림 3-21과 같이 240°에서 화살표로써 5눈금의 선으로 표시된다. 이 벡터를 간단히 그리기 위하여 통상 Polar Graph Paper를 사용한다. 중심으로부터 방사선은 벡터의 위치를 나타내며 반시계 방향으로 각도가 증가하는 눈금이 새겨 있다. 동심각은 벡터의 길이를 그리기 위하여 같은 간격으로 되어 있다.

제3장 발란싱 — 1409



그림 3-21 50 µm, 240°의 불평형 표기상태

Trial Weight를 회전체에 달 때 실제로는 초기 불평형에 추가로 다는 것이다. 이로 인한 새로운 불평형은 Trial Weight와 초기 불평형으로 인해 어떤 새로운 위치에 있게 된다. 즉 새로운 불평형의 진동진폭 및 위상값을 알게된다. 먼저 예에서 초기 불평형 인 50 μm∠240° 위상상태에서 Trial Weight를 달았더니 새로운 불평형은 80 μm∠330° 위상이 되었다. 이 두 값을 벡터로써 표시할 수 있다.



그림 3-22 Single Plane 벡터 해

Polar Graph를 사용하면 초기 불평형 벡터는 그림 3-22에서와 같이 중심으로부터 240° 각도로 그리면 된다. 편리하게 하기 위하여 동심각간의 한 눈금을 10 µm라고 하면 초기 불평형 벡터는 50 µm이므로 5 눈금이 된다. 초기 불평형 벡터를 "0"로 표시하였다.

다음, 초기 불평형에다 Trial Weight를 더한 새로운 벡터는 진폭이 80 µm이므로 그 길이는 8 눈금이 되고 새로운 위상각이 330°인 그림이 그려진다. 초기 불평형에다 Trial Weight를 더한 벡터를 "O+T"로 표시한다. 다음은 그림 3-22와 같이 벡터 "O" 의 끝과 "O+T"의 끝을 연결하는 벡터를 그린다. 이 벡터를 "T"라고 하며 벡터 "O"와 "O+T"의 차는 벡터 "T"가 된다. 그리하여 벡터 "T"는 Trial Weight만에 의한 효과를 나타낸다. 즉 "O" 및 "O+T"를 그렸던 똑같은 눈금을 사용하여 벡터 "T"의 길이를 측 정하여 진폭으로 나타내면 이것이 Trial Weight의 영향에 의한 효과 벡터이다. 예로 써 그림 3-22에서 벡터 "T"의 길이는 94 µm로 이만큼 변화를 주었다는 것을 뜻한다. 이 관계로써 초기 불평형 "O"과 동일한 Weight를 알아낼 수 있다. 또한 이 교정 Weight는 다음 식을 사용하여 구한다.

교정 Weight = Trial Weight $\times \frac{O}{T}$

위 예에서 로터에 달은 Trial Weight량이 10 gr이라고 하면 벡터도(그림 3-22)으로 부터 "O" = 50 µm, "T" = 94 µm이다. 그러므로 교정 Weight = 10 gr × $\frac{50 µm}{94 µm}$ = 5.3 gr, 길이는 벡터 "T"와 같도록 하고 위치는 초기 불평형 벡터 "O"의 정반대쪽에 있도 록 보정하는 것이 발란싱 목표이다. 이 방법은 교정 Weight 효과를 이용하여 초기 불 평형을 없애주므로써 로터를 발란싱하는 것이다. 먼저 벡터 "T"와 벡터 "O"의 길이가 같도록 교정 Weight 공식에 의하여 Weight량을 조정한다. 다음은 정확한 Weight의 각도를 결정하는 것이다.

Trial Weight에 의한 효과벡터("T") 방향이 초기 불평형 방향과 반대 방향으로 이동 하기 위해서는 벡터 "O"와 벡터 "T" 사이의 각도(θ)만큼 반시계 방향으로 이동되어야 한다.

물론 필요한 각도만큼 벡터 "T"를 시계 방향으로 이동하기 위해서는 그 각도만큼 Trial Weight도 시계 방향으로 이동시켜야 한다. 그림 3-22에서 벡터 "O"와 "T"간의 측정한 각도가 58°이므로 Weight를 시계 방향으로 58° 이동시킬 필요가 있다. Trial Weight의 이동 방향은 로터의 회전 방향과는 관계가 없다.

앞에서의 벡터방법에 의한 1면 발란싱 기술의 절차를 종합하면 다음과 같다.

제3장 발란싱 - 1411

- ① 로터를 정격속도로 운전하고, 1×RPM으로 조정한 Analyzer Filter를 사용하여 초 기 불평형 데이터 즉 진폭 및 위상(벡터 "O")을 측정하고 기록한다.
- ② 로터를 정지하고 Trial Weight를 단다 (이 Trial Weight의 양과 각도를 기록한다).
- ③ 다시 로터를 정격속도로 운전하고 새로운 불평형 Date 즉 진폭 및 위상(벡터 "O+T")을 관찰 기록한다.
- ④ Polar Graph를 사용하여 "O"와 "O+T"를 나타내는 벡터를 그린다.
- ⑤ "O"와 "O+T"의 끝을 연결하여 벡터 "T"를 구한다. 벡터 "T"는 "O"로부터 "O+T"를 향하여 가르켜야 한다.
- ⑥ 벡터 "T"의 길이를 측정하고 필요한 교정 Balance Weight를 다음 공식으로 구한

다. 교정 Weight = Trial Weight $\times \frac{O}{T}$

⑦ 각도기를 사용하여 "O"와 "T"간의 각도를 측정하고 교정 Weight를 처음 Trial Weight의 위치로부터 위의 측정한 각도만큼 옮긴다. 이동 방향은 벡터 "T"가 벡터 "O"의 반대 방향으로 이동하기 위해서는 그 방향이 시계 방향이면 Trial Weight도 원위치로부터 시계 방향으로 이동하면 된다.

이상의 절차를 주의 깊게 수행하므로써 회전체를 발란싱하여야 한다. 그러나 위상각 을 측정하고, Weight를 이동하고, 적당한 양으로 Weight를 조정할 때 생기는 아주 적 은 오차로 인하여 불평형에 의한 진동이 남게 된다.

만일 교정이 더 필요하면 새로운 진동진폭과 위상을 관찰기록하고 앞에서 기술한 절 차에 따라 다시 발란싱하면 된다.

다면 발란싱 방법도 1면 발란싱 방법을 이용한 것으로 그 중요성을 감안하여 수직 펌프에서의 1면 발란싱 과정의 실례를 들어본다.

초기 진동치인 RUN "0"가 90 µm∠320°인 불평형 상태의 수직펌프를 발란싱해 보자 (그림 3-23 참조).

펌프의 회전축에 Trial Weight 350 gr을 60°에 달고 운전하였던 바 초기 진동치가 변화 하여 새로운 진폭과 위상(60 µm∠350°)이 검출되었다. 이 상태를 Run "1"이라 한다. 그 림에서 Run "1"의 상태인 진동 벡터 OY는 초기 불평형량에 추가하여 Trial Weight 설치 에 의한 불평형량이 더해져 합성되어 생긴 것이다. 즉 $\overrightarrow{OY} = \overrightarrow{OX} + \overrightarrow{XY}$ 이다.

한편 Trial Weight를 설치하므로써 이 기계에 영향을 미친 진동의 효과(영향) 벡터 는 \overline{XY} 로써 $\overline{XY} = \overrightarrow{OY} - \overrightarrow{OX}$ 이다. 이 효과 벡터 \overline{XY} 의 크기를 Polar Graph에서 실측하면 48 mm이고, 이 Polar Graph에서 1 mm가 진폭 1 µm에 해당하므로 진폭의 크기

는 48 µm가 된다. 또 이 벡터의 방향은 직선 \overrightarrow{XY} 를 영점으로 평행 이동시켜 가르키는 각도 즉 OA의 방향은 102°이다.



그림 3-23 효과벡터 Balance 예

Run "0"의 진동을 감소시키기 위해서는 이 효과 벡터를 이용하여 교정 Weight를 달 면된다. 우선 Trial Weight를 떼어내고 OB 방향으로 초기 진동치인 90 µm의 진동을 일으키는 새로운 Balance Weight를 구해보자. Balance Weight의 크기는 진폭에 비례 하고, 취부각도는 효과 벡터의 방향 OA(102°)에서 진동 감소 방향 즉 Balance 하고저 하는 방향 OB(140°)로 38°만큼 반시계 방향으로 이동하면 되므로 Balance Weight도 Trial Weight가 취부됐던 위치(60°)에서 38°만큼 반시계 방향으로 이동한 각도(98°)에 달면 된다.

Balance Weight $\exists 7$] = Trial Weight $\times \frac{OX}{XY}$

$$= 350 \text{ gr} \times \frac{90 \ \mu\text{m}}{48 \ \mu\text{m}} = 656 \text{ gr}$$

Balance Weight 취부각도 = Trial Weight 취부각도 + ∠OXY

 $= 60^{\circ} + (140^{\circ} - 102^{\circ})$ $= 60^{\circ} + 38^{\circ} = 98^{\circ}$

여기에서 효과 벡터의 중요성과 응용에 대하여 다시 한 번 강조하고져 한다.

앞에서 ① 진폭은 Unbalance량에 비례하며,

② Strobo에 비춰진 각도변화는 Trial Weight를 움직이는 방향과 각도가 같
 다. 이것이 Balance의 기본원리이다.

앞의 예에서 Trial Weight 350 gr을 달았을 때 효과 벡터의 크기는 48 µm이었다. 따라서 1 µm의 진동진폭은 7.3 gr의 불평형(350 gr/48 µm ≒ 7.3 gr/µm)으로 인한 것임 을 의미한다. 다시 말하면 1 gr의 Weight는 0.137 µm(48 µm/350 gr = 0.137 µm/gr) 진폭 을 일으키고, 100 gr의 Unbalance Weight는 진폭을 13.7 µm 증가시킨다는 뜻이다. 이 값이 이 기계의 Balance Sensitivity이다.



그림 3-24 Balance Sensitivity 이용 예

또 Trial Weight를 어느 일정한 각도(앞의 예에서는 60°)에 부착하면 효과 벡터의 각 도는 항상 일정한 방향(102°)으로 작용한다. 만약 0°에 부착한다면 효과벡터의 방향은

42° 방향으로 작용할 것이다. 이것이 이 기계의 효과벡터 방향이다 (그림 3-24 참조). 이 펌프의 Rotor Balance Sensitivity를 다음과 같이 정리해 놓으면

Balance Sensitivity	Balance Weight	비고
$48~\mu\mathrm{m}{\simeq}102^\circ$	350 gr∠60°	60°에 350 gr 부착
$13.7~\mu\mathrm{m}{ m jm}{ m c}102^\circ$	100 gr∠60°	60°에 100 gr 부착
$13.7 \ \mu m \angle (102^\circ - 60^\circ) = 42^\circ$	100 gr∠0°	0°에 100 gr 부착

한눈에 Balance Weight Sensitivity와 효과 벡터의 방향을 알 수 있으므로, 즉 초기 불평형에 의해 나타난 진동에 100 gr의 Balance Weight를 0°에 부착하면 효과벡터가 42° 방향으로 13.7 μm만큼 작용하는 것을 바로 알 수 있으므로, 이를 이용하면 이 펌프 에 대해서는 앞으로 1회의 발란싱 만으로 진동을 교정할 수 있다.

5.2 Nyquist Diagram 利用 方法 (The Method of Using Nyquist Dagram)

정적 상태의 로터의 불평형 위치를 찾는 아주 오래전의 방법으로 로터 상부에 연필을 올려놓고 로터를 회전시키면서 연필을 천천히 로터에 접근시키면 로터의 Heavy Spot에 연필 표시가 생긴다. 연필표시가 된곳이 불평형 위치이고 그 반대편이 Balance Weight를 달아야 할 위치이다. 이를 Pencil Mark를 이용한 발란싱 방법이라 한다. 이와 유사한 방법으로 진동 분석기로 부터의 Nyquist Diagrm을 이용하여 불평 형 위치를 찾는 방법이 있다.

저속 운전시에는 회전체의 Heavy Spot(불평형 방향)과 High Spot(최대 진동점)이 거의 같기 때문에 측정한 불평형 위상 반대편에 교정 Weight를 취부하면 된다. 이 방 법은 그림 3-25에서와 같이 Slow Roll 벡터를 보상한 Polar Plot에서 진동 시작점의 접 선 방향(여기서는 350°)을 Heavy Spot이라 보고 그 반대편(170°)이 교정 Weight를 취 부하는 위치이다. 이 위치에 교정 Weight를 달고 재기동하여 진동이 허용치 이내로 될 때까지 같은 과정을 반복하여 진동교정한다. 불평형의 위치는 불변이지만 회전체의 응답은 속도 증가와 더불어 지연되어 나타난다. 공진속도보다 높은 속도로 운전할 때 에는 High Spot 위치는 Heavy Spot보다 180° 지연되어 나타나므로 고속시에는 측정한 그 위상각 위치에 교정 Weight를 취부하면 된다.


그림 3-25 Nyquist Diagram을 이용한 Blance Weight 취부각도 설정

5.3 High Spot Number Chart 利用 方法 (The Method of Using High Spot Number Chart)

이 방법은 휴대용 진동계측기나 영구설비인 비접촉식 X-Y Probe를 이용하여 진 동진폭 및 위상각을 측정하여 High Spot 위치를 계산하고, 회전체 제작자의 오랜 실험 과 경험에 의한 로터의 Balance Sensitivity와 위상지연 특성각도를 이용하여 Balance Weight의 중량과 취부각도를 구하는 것이다.

5.3.1 位相角(YM) 測定 技法 [Phase Measurement Techniques]

[1] Strobe Light 이용방법

위상각을 측정하는 방법에는 대별하면 다음과 같이 2가지가 있는데 Strobe Light 방법은 이동용 진동 분석기가 사용되는 곳에 또한 Keyphasor 방법은 영구설비 가 설치된 곳에 사용된다.

로터 원주상에 임의의 기준점을 0°로하고 회전반대 방향으로 각도가 증가 하도록 페 인트로 각도를 기입한다 (그림 3-26 참조). 단단한 나무 한족끝은 Dovetail 형태이고, 다른 한쪽끝에는 Pickup을 설치하여 진동계측기에 연결한 후 Dovetail부를 회전축상에 접촉시킨다. 그리고 Strobe Light를 각도를 표시한 축 부위에 비춘다.

이 Strobe Light는 Pickup에서 측정한 진동주파수와 같은 비율로 Flash하거나 주파 수 조정 Dial로 설정한 비율로 Flash하여, 진동을 일으키는 기계 부분을 시각적으로 정 지상태로 만들어 각도를 읽는데 사용된다. 다시 말하면 위상각을 잘 취득하기 위해서 는 Strobe Light를 먼저 관심이 되는 주파수(통상 축회전속도)에 조정시킨 다음 진폭

및 위상각을 기록해야 한다. 변환기를 베어링마다 이동시키면서 수평, 수직 및 축 방 향의 자료를 수집한다. Strobe Light를 이용하는 경우 변환기를 새로운 위치나 방향으 로 이동할 때 마다 측정상의 오류를 피하기 위하여 일정한 위치에서 측정해야 하므로 고정위치를 표시 해놓는 것이 좋다.



그림 3-26 고정한 기준표시와 회전하는 각 기준을 가지는 위상측정

[2] Keyphasor 이용방법

Proximity Probe는 일종의 전자기기로써 규정된 전압(-18 V~-24 Vdc)을 인가하면 발진기 회로를 통하여 Radio Frequency가 발생하고, 이 Field 내에 금속표면 이 있으면 Eddy Current가 발생한다. Probe와 금속표면간의 Gap이 커지면 Radio Frequency의 진폭은 커지고 Eddy Current는 작아진다. 이 원리를 이용하면 Gap, 즉 진동진폭을 측정할 수 있다.

그림 3-27과 같이 Proximity Probe를 회전체에 있는 Keyphasor(Shaft Reference 즉 Notch 또는 Projection) 부위에 설치하여 회전체가 회전할 때 Probe와 Keyphasor가 일 치하는 순간에 기준 Pulse(Keyphasor Pulse)가 발생한다. 위상각은 Keyphasor Pulse 로부터 진동 Probe로 감지한 동적운동(Vibration)의 첫 번째 Positive Peak까지의 각도 이다.

예를 들어 1× 절대 위상(High Spot)을 측정하는 경우에 측정한 위상각은 Blank Spot의 선단으로부터 첫 번째 진동의 Positive Peak까지이다. 즉 기준신호로부터 진동 의 Positive Peak까지이다. 따라서 절대 위상각은 항상 지연각이다.



그림 3-27 Keyphasor, Probe 설치 및 1× 절대위상각 (High Spot)

5.3.2 矯正 Weight 取付角度 計算 (Calculation for Correction Weight Location)

 $\Psi_{BW} = \Psi_{UB} \pm 180^{\circ} = (\Psi_{HS} - \Psi_{UH}) \pm 180^{\circ}$ = $(\Psi_{CAL} + \Psi_{M} \pm \Psi_{RG}) - [90(HSNO-1)] \pm 180^{\circ}$

여기서

ΨCAL = 계측기의 위상지연 특성각도.

- Strobe Light를 사용하는 휴대용 계측기는 계측기의 종류 사용하는 Pickup의 종류 및 회전속도에 따라 위상각이 지연계측되는 특성이 있다. 따라서 각 계측기를 구입하면 위상지연 특성 곡선이 포함되어 있다. 반 면에 비접촉식 Pickup을 사용하고 Keyphasor Pulse를 이용하는 설비에 서는 계측기의 위상지연이 없어 ψ_{CAL}=0이다.
- ψM = Strobe Light를 비춰읽은 각도 또는 1× 절대 위상각.

±ψ_{RG} = Strobe Light 또는 Keyphasor와 진동 Pickup간의 각도.

그림 3-28에서 로터는 시계 방향으로 회전하고 Strobe Light(또는 Keyphasor)는 0°(좌측 수평면)에서 비추고 있으며 Pickup은 좌측수평면 으로부터 시계 방향으로 60°에 설치되어 있다. 이 경우 진동측정의 기준 점인 Pickup 위치보다 Strobe Light가 60° 일찍 값을 읽게되므로 60°만큼

제(-)하여야 한다. 반대로 Strobe Light가 상부에 설치된 경우는 Pickup 보다 30° 늦게 읽게 되어 30°만큼 더(+)하여야 한다.

 $\Psi_{HS} = \Psi_{CAL} + \Psi_M \pm \Psi_{RG} = High Spot 각도.$

Keyphasor를 이용하는 설비에서는 Ψ_{CAL}=0이고 Keyphasor와 진동 Pickup이 같은 각도에 위치할 때는 Ψ_{RG}=0이므로 Ψ_{HS}=Ψ_M이다. 즉 측 정한 절대 위상각이 바로 High Spot 각도이다.

Ψ_{UH} = 90°(HSNO-1) = 로터의 위상지연 특성 각도.

시스템의 감쇠, 로터의 임계속도 및 정격속도, 불평형의 형태 등 물리적 특성에 따라 입력(가진력)이 출력(진동 즉 축의 변형)으로 변화하는 시간 을 회전각도로 환산한 것. 이 값은 회전기 제작자의 경험과 실험에 의한 것으로 제작자가 제공하는 경우도 있음 (표 3-2, 3, 4 참조).

ψ_{UB} = Unbalance 각도

ψ_{BW} = Balance Weight 취부각도



그림 3-28 Balance Weight 취부각도

5.4 振幅만을 이용하는 方法 (The Method of Using Amplitude Only)

(1) 三角點法

진동진폭만 계측하고 Balance를 행하는 것으로 다음 순서로 한다. Balance

시험을 시작하기 전에 로터 둘레를 120° 간격으로 3점을 Mark하여 이들을 왼쪽으로 돌아가며 ①, ②, ③으로 기호를 붙인다 (그림 3-29 참조).

① Unbalance가 있는 상태에서의 진동을 계측하고 그때의 진폭을 A₀로 한다. 임의 의 Trial Weight E를 선택한다.

② E를 ①의 위치에 달고 진폭 A1을 측정한다.

③ E를 ②의 위치에 달고 진폭 A2을 측정한다.

④ E를 ③의 위치에 달고 진폭 A3을 측정한다.

원형 그래프의 ①, ②, ③ 축상에 각각 A₁, A₂, A₃를 취하여 각변의 수직 2등분선을 긋고 그 교점을 B라 한다. OB의 방향이 Unbalance의 방향이고 그 반대 방향에 Trial Weight E를 달고 진동진폭 A₄를 측정한다. Balance Weight 중량은 다음 식으로 구한 다.

$$Z = \frac{E \times A_0}{A_0 - A_4}$$



그림 3-29 삼각점법 (1면 발란싱)

(2) 삼각원형법

진동진폭만 계측하고 발란싱을 행하는 것으로 다음 순서로 한다. Balance 시험을 시작하기 전에 로터 주위를 120° 간격으로 3점을 Mark하여 이들을 왼쪽으로 돌아가며 ①, ②, ③으로 기호를 붙인다 (그림 3-30 참조).

 Unbalance가 있는 상태에서의 진동을 계측하고 그때의 진폭을 A₀로 한다. 측정 한 A₀로부터 Trial Weight를 다음과 같이 구한다.

$$E = \frac{G \cdot A_0}{r} \quad (\text{gr})$$

A₀ : Unbalance의 진폭 (μm)

G : 로터 중량 (kg)

r : Balance 반경 (mm)

② E를 ①위치에 달고 A1을 측정한다.

③ E를 ②위치에 달고 A2을 측정한다.

④ E를 ③위치에 달고 A₃을 측정한다.

원형 그래프 상에 반경 A₀인 원을 그리고 직선 0-①, 0-②, 0-③과의 교점을 각기 P₁, P₂, P₃라고 한다. P₁, P₂, P₃를 중심으로 하여 반경 A₁, A₂, A₃인 원을 그리면 이 3 개의 원은 점 B에서 만난다. 선 OB의 방향이 Balance Weight를 취부하는 방향이다. OB의 길이를 그림에서 구하여 이 값을 a라 한다.

Balance Weight 중량의 크기 Z는 다음 식으로 구한다.

 $Z = E \times A/a$ (gr)



그림 3-30 삼각원형법 (1면 발란싱)

6. 二面 발란싱 (Two Plane Balancing)

2면 발란싱은 1면 발란싱과 같은 방법으로 여러번 시행하면 된다. 그러나 발생한 불평형 문제의 형태에 따라 좋은 결과를 가져오는 통상적으로 사용되는 여러 가지 발 란싱 방법이 있다. 어느 방법을 선택하느냐 하는 문제는 불평형의 형태, 회전체의 길 이대 폭의 비, 정격속도에 대한 실제 발란싱 속도, 로터의 탄성 및 상대 효과벡터 (Cross Effect)의 양과 같은 여러 인자에 따라 다르다.

2면 발란싱 방법에는 다음과 같은 것들이 있다.

- 로터의 직경에 대한 길이의 비가 상당히 클 때 사용되는 방법으로 1면 발란싱 방 법을 따로따로 시행한다.
- ② 로터의 직경에 대한 길이의 비가 크고, 초기 불평형 벡터가 Static이거나 Dynamic Unbalance가 우월할 때는 1면 발란싱 방법을 동시에 수행한다.
- ③ Overhung Rotor와 일부표준 로터에서 사용되는 방법으로 Static 및 Couple 성분 을 분해한다.
- ④ 벡터 Calculation을 이용한다.

2면 발란싱 이상의 다면 발란싱에서는 상대 효과벡터(Cross Effect)에 특별한 주의가 필요하다. 2면 발란싱은 불평형을 교정할 면이 2개 있다는 것이다. 예를 들면 발란싱 이 잘된 로터의 제1 교정면에 20 gr의 Weight를 달고 운전하였더니 제1 교정면에서의 진동은 50 µm, 90°이었고, 이 Weight로 인해 제2 교정면에서도 진동이 10 µm∠300°가 되었다고 하자. 제1 교정면에서의 효과벡터(0→50 µm∠90°)를 자기 효과벡터(Tagging Effect)라고 하고, 제2 교정면에서는 제1 교정면의 Balance Weight로 인한 효과벡터(0 →10 µm∠300°)를 상대 효과벡터라 한다. 즉 한쪽 교정면의 불평형으로 인한 상대 교 정면에 나타난 효과 벡터가 Cross Effect이다.

앞의 예에서 이번에는 2번 교정면에 20 gr의 Weight를 달고 운전하였더니 제1 교정 면에서의 진동은 40 µm∠115°이었고 제 2 교정면에서의 진동은 38 µm∠40°이었다. 제1 교정면에 서는 Cross Effect가 되고 그 값은 대략 15 µm∠223°(50 µm∠90°→ 40 µm∠115°)이고 제2 교정면 에서는 Tagging Effect가 되고 그 값은 대략 42 µm∠55°(10 µm∠300°→38 µm∠40°)이다.

Cross Effect 때문에 로터의 양쪽 끝에서 나타난 불평형의 값은 그들 각기 교정면의 불평형량 그대로 나타나지 않는다. 즉 각 면에서의 값은 관련 교정면에서의 불평형량 과 그 반대측 끝으로부터 생긴 Cross Effect를 더한 값이다. 발란싱을 처음 할 때는 Cross Effect의 양 및 위상을 알 수 없을뿐 아니라 Cross Effect의 양 및 위상이 기계 마다 다르다.

6.1 一面 발란싱의 利用方法

(The Method of Using Single Plane Balancing)

2면 발란싱할때는 Cross Effect를 고려해야 한다. 이를 발란싱하는 방법은 여러 가지가 있다. 그중 널리 쓰이는 것은 진동이 일어나는 가장 가까운 베어링을 선정하여 각 교정면을 1면 발란싱 문제로 취급하여 동시에 각 교정면을 각기 발란싱하는 것이다. 발란싱 절차는 다음과 같다.

- 양쪽 베어링에서 진동의 진폭 및 위상을 측정기록하고 큰 진동을 갖는 베어링을 선정한다.
- ② 이미 언급한 벡터도를 이용한 1면 발란싱 방법을 이용하여 가장 높은 진동을 갖
 는 (제1) 교정면을 발란싱한다.
- ③ 제1 교정면이 성공적으로 발란스되면 제2 교정면을 발란스하기 위하여 새로운 진 폭 및 위상을 측정 기록한다. 이 진폭 및 위상치는 제2의 교정면을 발란싱하는데 있어서의 초기 진동값이다. 제1 교정면을 발란싱한 결과 제2 교정면은 새로운 값 을 갖게 된다. 왜냐하면 Cross Effect를 일으키는 제1 교정면의 발란싱 작업이 있 었기 때문이다.
- ④ 새로운 데이터를 이용할 때는 표준 1면 발란싱 벡터기법을 이용하여 제2의 수정 면을 발란싱한다.
- ⑤ 제2 교정면을 발란싱한 후 제1 교정면이 변화한 것을 곧 알게 된다. 제2 교정면 의 불평형으로 인한 Cross Effect가 제거되었기 때문이다.
- ⑥ 만일 Cross Effect가 특히 크면 양쪽 교정면에서의 값이 만족스런 값으로 발란스 될때까지 제1 교정면을 발란싱하고 다음 제2 교정면을 발란싱하는 것을 여러번 되 풀이 해야된다.

6.2 叫曰 計算法 (Vector Calculation Method)

만일 Cross Effect가 없다면 2면 발란성은 3회의 발란성만으로 끝난다. 불행히 도 Cross Effect는 어느 정도는 항상 존재한다. 그러므로 1면 벡터 발란성기법을 이용 하여 좋은 발란스 상태를 얻기 위해서는 여러번 발란성을 하게 된다. 그러나 어떤 기 계는 한번 기동정지하는데 30분으로부터 하루 온종일까지 소요된다. 이러한 기계에 대 해서는 발란싱 회수를 최소로 할 수 있는 것이 가장 도움이 된다. 기계를 기동 및 정 지하는데 상당한 시간이 소요될때나 심한 Cross Effect가 생길때는 2면 발란성용 벡터 기법을 이용함으로써 이 발란싱문제가 아주 간단하게 될 수 있다. 간단히 말해서 2면 발란싱의 경우 오직 3회의 기동정지 운전만으로 발란싱을 끝낼 수 있다.

한 로터의 양 교정면(N-면, F-면)에서의 초기 불평형의 벡터값(N, F)를 측정 기록한 다. 다음에 N-면에 Trial Weight(W_{NT})를 달고 N, F면에서 진동(N₂, F₂)을 측정 기록 한다. 마지막으로 N면에 달았던 Trial Weight(W_{NT})를 취외하고 F면에 Trial Weight(W_{FT})를 달고 또 N, F면에서 진동(N₃, F₃)을 측정 기록한다. 이상의 기록을 이 용하여 N면과 F면에 달아야 할 Balance Weight(W_{NB}, W_{FB})의 양과 위치를 구하는 벡 터 계산식은 다음과 같다. 여기의 N, F 등 모든 양들은 벡터량이다.

발란싱 회수	N-면	F-면	Trial Weight	비교
0	Ν	F		
1	N_2	F_2	W _{NT}	N-면에서 (0)Shot 기준
2	N ₃	F_3	W _{FT}	F-면에서 (0)Shot 기준

$$W_{NB} = W_{NT} \times \frac{F(N_3 - N) - N(F_3 - F)}{(N_2 - N)(F_3 - F) - (F_2 - F)(N_3 - N)}$$

$$W_{FB} = W_{FT} \times \frac{N(F_2 - F) - F(N_2 - N)}{(N_2 - N)(F_3 - F) - (F_2 - F)(N_3 - N)}$$

6.3 彈性 로터의 발란싱 特性 (Balancing Characteristics of Flexible Rotor)

강성 로터를 발란성하는데는 앞서 기술한 2면 발란성 절차를 이용하여 2면에서 2개의 Weight를 사용하면 충분하다. 그러나 로터가 불평형력의 영향으로 휜다면 이것 은 강성 로터로는 간주할 수 없으며 여러개의 교정면에서 발란스 교정이 필요하게 된 다. 또한 1차 임계속도 부근에서 운전하는 로터는 휜상태로 나타나며 2면 이상에서의 발란싱이 필요하게 된다.

다면 발란싱은 직경에 비해 길이가 긴 축이나 또는 불평형에 의한 원심력이 로터를 휘게 하는 경우에 필요하다 (그림 3-31 참조).



그림 3-31 5면 발란싱 교정을 보여주는 탄성 로터

탄성 로터는 정격속도와 정격온도에서 운전할 때 정적상태로부터 휘거나 비틀린다. 이러한 휨 또는 비틀림은 로터의 질량 분포상태를 변화시켜 불평형 상태가 된다. 따라 서 탄성 로터는 저속이나 정상적인 운전조건과 다른 조건하에서 발란스가 되었더라도 정상운전중에는 또 다른 불평형 상태가 나타나게 된다.

정확한 발란스를 위해서는 탄성 로터는 운전상태의 속도, 온도 및 부하에따라 Trim Balancing이 필요하다.

로터가 강성이 아니고 축의 임계속도 부근이나 그 이상에서 운전할때 축 길이에 따 라 발란싱 Weight의 위치는 대단히 중요하다. 만일 로터가 전운전 속도에 걸쳐 만족 스럽게 운전해야 한다면 2면 이상의 발란싱이 필요하다.

일반적으로 탄성 로터의 2면 발란싱은 발린싱을 시행한 속도에서만의 발란싱이 된다. 2면 이상에서 로터를 발란싱하기 위해서는 운전속도로 올리기까지 몇 개의 속도에서 로터를 운전할 수 있어야 하고 휨이나 비틀림을 검출하고 교정하기 위한 로터의 휨 또 는 비틀림을 구하는 방법이 필요하다.

베어링은 강성이고 여러 속도에서 축의 처짐과 비틀림이 관계되었다면 그 결과를 초 래할 수 있는 상황을 그림 3-32부터 3-35까지에서 볼 수 있다.

불평형중 가장 단순한 경우는 그림 3-32와 같이 가늘고 긴 축중심에 설치된 얇은 Wheel이다. 축은 무게가 없고 Wheel의 무게중심은 축의 중심선으로부터 "E"만큼 떨어져 있다고 가정하자. 그러면 불평형량은 Wheel의 무게 "W"와 그 편심 "E"의 곱과 같을 것이다. 만일 Wheel과 축이 수평으로 놓였더라면 불평형의 무게 영향으로 회전 하다가 아래쪽에 불평형이 위치한 상태로 정지하였을 것이다. 이것이 Static Unbalance의 간단한 예이다.



그림 3-32 단순처짐

축이 회전하면 불평형에 의한 원심력으로 축은 휘어져 그림에서 점선으로 나타낸 바 와 같이 하나의 Loop 모양을 가진다. 불평형력이 클수록 휨량이 더 커진다. 축과 함 께 Wheel이 회전하기 때문에 이것은 진동으로 나타난다. Wheel을 발란싱 하기 위하 여 Balancing Weight "W_t"를 축 중심으로부터 반경 "R"인 거리에 불평형 위치와 180° 인 곳에 달았다. 따라서 Balancing Weight는 WE = W_tR로 구할 수 있다.

이번에는 그림 3-33에서와 같이 발란스가 안된 2개의 Wheel을 가지는 로터에 대해 생각해 보자. 양쪽 Wheel의 편심이 같고 같은 각 위치에 불평형이 있다면 이 로터는 정적으로 불평형 되었고 점선으로 나타난 하나의 Loop 모양으로 운전하게 될 것이다. 이러한 경우는 각 Wheel에 동일한 무게의 Weight를 동일한 반경과 동일한 각도 위에 달게되는 Static Pair 형태로 발란싱하면 교정될 수 있다.

각 Wheel에서의 편심은 같고 180° 떨어져 있다면(그림 3-33B)이 로터는 정적으로는 발란스되어 있지만 동적으로는 그렇지 못하다. 회전하면 점선으로 나타난 2개의 Loop 형태로 휘게 될 것이다. 이러한 불평형의 형태는 동일한 반경과 180° 떨어져서 각 Wheel에 동일한 무게의 Weight를 달면 교정된다. 그림 3-33B와 같은 터빈 발전기에 서 탄성 로터의 순수한 Couple Unbalance는 2개의 Loop 모양을 한 로터 휨을 발생시 킨다. 불평형 위치는 180° 떨어져 있다. 로터 양끝에서의 Weight와 편심은 같다.



그림 3-33 2개의 Wheel에서 단순처짐

축의 길이가 길고 고속인 탄성 로터에서는 불평형력에 의해 그림 3-34 및 그림 3-35 와 같이 3개 또는 4개의 Loop 모양으로 운전될 수 있다.

일반적으로 Static 및 Couple Unbalance는 로터의 양쪽끝 부근의 2개 교정면에서 발 란싱 Weight를 달면 교정이 된다. 그러나 3-Loop 형태의 불평형은 각 Wheel에서의 불평형을 교정하기 위해서는 그림 3-34와 같이 3면에서의 발란싱이 필요하다. 마찬가

지로 4-Loop 형태의 불평형은 로터가 4-Loop 형태의 휨이 발생할 수 있을만큼 고속으 로 회전한다면 그때만 교정이 필요하다.



그림 3-34 3개 Wheel 에서의 불평형에 의한 형태



그림 3-35 4개 Wheel 에서의 불평형에 의한 형태

많은 대형 로터는 저속에서 Balancing Machine상에서 발란싱 한다. 2개의 선정한 교정면에서의 불평형량과 각도 위치에 관한 자료를 Balancing Machine의 계측기로부 터 읽는다. 로터는 저속에서는 상대적으로 강성이기 때문에 불평형은 벡터적으로만 계 산하여 발란싱한다.

6.4 Static-Couple 成分 分解에 의한 回轉體 발란성
(Rotor Balancing by Static-Couple Derivation)

6.4.1 Static-Couple 成分 分解節次 (The Procedure of Static-Couple Derivation)

Static-Couple 방법은 대형 터보 로터를 발란싱하는데 자주 사용되는 다면(3 면)발란싱 기법이다. 여기서는 Static-Couple 성분의 분해라고 언급한 이 절차는 다음 과 같은 전제를 기준한 것이다,.

- ① 어떠한 상태의 불평형도 Static Unbalance나 Couple Unbalance로, 또는 이 둘의 조합으로 생각할 수 있다.
- ② Static과 Couple Unbalance가 조합된 경우는 각각 Static과 Couple 성분으로 분해 하여 교정할 수 있다.
- ③ 로터의 무게 중심을 포함하는 교정면이나 그 부근에서 기준 교정면에 있는 Static Unbalance 성분을 교정하면 1차 임계속도 뿐만 아니라 1차 강성(구조물) 공진의

원인이 되는 Static Unbalance는 최소화 될 것이다. 또한 로터 양쪽 끝에 있는 기 준면에 있는 Couple Unbalance를 교정하면 2차 강성 모드 및 로터의 2차 임계속 도 진동도 최소화될 것이다.

- ④ Static-Couple 성분 분해의 기법은 분명히 절충 접근방식이며 모든 탄성 로터에 대하여 유효함이 증명 되지는 않았지만 경험상 이 기법은 대형 터보 발전기 로터 의 저속발란싱에 적용할 때는 만족스런 결과를 가져옴이 밝혀졌다. 그러나 이 적 용은 탄성 로터의 다면 발란싱을 결코 제한 하는 것은 아니다. 많은 산업체 발란 싱 기술자는 대형 전동기 회전자와 산업용 Fan과 같은 강성 로터에 적용한다.
- ⑤ 이 절차에 대한 한가지 요지는 2면 발란싱 문제점에 적용했을 때에도 Static과 Couple Unbalance의 성분으로 분해 하므로써 성가신 Cross-Effect와 씨름하지 않 고서도 2개의 기준면에서 동시에 발란싱을 수행할 수 있다는 것이다. 많은 사람들 은 기동 및 정지중에 공진점을 반드시 통과해야만 하는 고속 기계를 현장 발란싱 하는데 이 방법을 선호한다. 위상지연 정보의 도움을 가지고 Static과 Couple Trial Weight를 달면 그 결과는 거의 항상 진동이 감소된다.

6.4.2 Static-Couple 成分 分解에 의한 발란싱 方法 1 (Balancing Method 1 by Static-Couple Derivation)

Static-Couple 성분 분해에 의한 발란싱 절차를 좌 우측 교정면에서의 초기 진동치가 다음과 같은 전형적인 Dynamic Unbalance 문제를 이용하여 설명할 수 있다. 좌측 교정면에서의 초기 진동치(O_L) = 80 μm∠230°

- 우측 교정면에서의 초기 진동치(O_R) = 60 µm∠330°
- ① 극좌표를 사용하여 그림 3-36과 같이 벡터 OL과 OR을 그린다.
- ② 벡터 OL과 OR의 끝을 연결하고 이 교차선의 중간점을 D라 한다.
- ③ 원점에서 교차선의 중간점까지 선(O_D)을 그린다. 이선이 초기 Static Unbalance 인 So를 나타내는 벡터이다. 예를 들면 그림 3-36에서 So=46 µm∠270°이다. 좌 우측 교정면에 작용하는 Couple 성분은 벡터 AD와 벡터 BD이다. 그림 3-36에서 이 Couple Unbalance Vector들을 원점으로 나란하게 이동시켜 점선으로 표시하였 다. 여기서 C_L=54 µm∠197°, C_R=54 µm∠17°이다.

Static 및 Couple Unbalance 성분 분해로 인한 벡터들을 가지고 Static Unbalance 이건 Couple Unbalance이건 어느 것이든 먼저 교정할 수 있다. 즉 순수한 Static Unbalance 교정은 Couple Unbalance에 영형을 끼치지 않고 그 반대의 경우도 마 찬가지이기 때문에 조그만 주의를 기울이고 Balance Sensitivity를 알면 Static 및

Couple 성분 교정을 동시에 수행할 수 있다. 그러나 간단하게 하기 위하여 다음 예는 먼저 Static Unbalance를 교정하고 다음에 Couple Unbalance를 교정한 것을 설명한다.



그림 3-36 Static-Couple 성분 분해

④ 그림 3-36에서 초기 Static Unbalance Vector(So)에 대해 Stactic Trial Weight를 달아본다. 이 Static Trial Weight는 그림 3-37A의 예에서 나타낸 바와 같이 로 터의 무게중심을 포함하는 기준 교정면에 Single Weight를 달 수 있다. 만일 로 터의 중앙 교정면에서 Balance Weight를 달거나 떼낼 수 없으면 그림 3-37B에서 와 같이 양쪽끝 교정면에서 나누어 달 수 있다. Static-Couple 성분 분해 기법은 Trial Weight에 의해 발생한 모멘트가 로터의 무게 중심에 대하여 동일한 경우에는 비대칭 로터에도 적용할 수 있다. 이 경우는 기준 교정면의 무게 중심으로부터 의 거리의 차이 즉 반경의 차이 때문에 이를 보상하기 위하여 Balance Weight의 조정이 필요하다.

예를 들어 50 gr의 Static Trial Weight를 중앙 기준 교정면에 달았더니 새로운 불평형 진동값이 다음과 같이 되었다고 가정하자.

 $(O+T)_L = 78 \ \mu m \angle 184^\circ$

 $(O+T)_R$ = 36 μ m $\angle 47^\circ$



그림 3-37 Static Correction Weight 위치

⑤ 극좌표상에 벡터 OL과 OR을 작도했을때와 같은 눈금으로 벡터(O+T)L과 (O+T)R을 그린다 (그림 3-38 참조).



그림 3-38 Trial Weight를 달고 운전한 결과를 나타내는 벡터도

⑥ 벡터 (O+T)L과 (O+T)R의 양끝을 연결하고 이 연결선의 중간점을 D라 한다.

⑦ 원점으로부터 이 연결선의 중간점까지 선(OD)을 긋는다. 이것이 초기 Static
 Unbalance와 Trial Static Unbalance를 더한 벡터(So+T)이다. 그림 3-38에서
 So+T=29 µm∠158°이다.

[참고 사항]

벡터 (O+T)_L과 (O+T)_R을 연결한 선과 그림 3-36에서의 연결선은 길이가 같고 평행 (각도가 같음)함에 유의 할 것. 이것은 Static Trial Weight가 무게중심을 포함하는 기

준 교정면에 위치하였고 Couple Unbalance는 어떠한 영향을 받지 않았음을 의미한다. Static과 Couple Trial Weight는 서로 간섭하지 않으므로 Static 및 Couple 발란싱을 동시에 시행하여도 문제가 되지 않는다.

 ⑧ 그림 3-36에서 벡터 So(46 µm∠270°)와 그림 3-38에서 So+T=(29 µm∠158°)를 이 용하여 Static Unbalance를 1면 벡터 해로 구하여 교정할 수 있다 (그림 3-39 참 조). 합성벡터 ST=63 µm이고 이것으로 교정 Weight를 계산할 수 있다.

 $CW = TW \times O/T = 50 \text{ gr} \times 46 \mu\text{m}/63 \mu\text{m} = 36.5 \text{ gr}$

벡터 So와 S_T 사이의 각도는 25°이므로 벡터 S_T가 원점으로 향하기 위해서는 시계 방향으로 25° 이동해야 한다. 따라서 Trial Weight도 시계 방향으로 25°이동 하면 된다. 즉 초기 Trial Weight(50 gr)를 떼고 36.5 gr의 Trial Weight를 만들 어 원래 설치했던 위치에서 시계 방향으로 25° 옮겨 달면 진동교정이 완료된다.



그림 3-39 Static 진동성분을 나타내는 벡터도

⑨ Static Unbalance를 허용치 이내로 감소시키기 위해서는 앞의 5~8단계를 반복하 면 된다. 만일 Static Unbalance가 완전히 발란싱 되었다면 그 결과는 진폭은 같 고 위상은 180° 서로 다른 Couple Unbalance만 남게된다. 예를 들어 그림 3-36에 서 Static Unbalance가 제거되고 나머지 Couple Unbalance의 값은 다음과 같다. C_L = 54 µm∠197°, C_R = 54 µm∠17° ① 나머지 Couple Unbalance는 그림 3-39A에서와 같이 Couple 형태로 Trial Weight 를 달면 교정된다. 벡터 계산은 왼쪽이나 오른쪽에서 진동 측정치를 이용하면 가 능하다. Trial Weight나 교정 Weight를 달 때 동일한 Weight를 양끝에서 서로 180°되게 달면된다.



그림 3-39A Couple Unbalance 교정

① Couple 형태의 Trial과 교정 Weight를 달아 표준 벡터법을 이용하여 Couple
 Unbalance를 발란싱 한다.

터보 발전기나 다른 탄성 로터의 저속 발란싱을 위해 Static-Couple 발란싱 기법 을 사용할 때 일반적인 관례는 무게 중심의 기준 교정면에 교정 Weight를 집중시 키는 대신에 로터 길이에 따라서 여러 개의 기준 교정면에 Static 교정 Weight를 나누어 다는 것이다. 이 관례는 로터의 Static Unbalance는 중앙에 집중되지 않고 전 로터의 길이에 따라 분산되었다는 가정에 근거를 두고 있다. 따라서 전 로터의 Static Unbalance가 중앙에서 Single Weight로만 교정된다면 임계속도에서 과도한 처짐이 발생하고 정상 운전속도에서 과도한 불평형 진동을 초래할 것이다.

6.4.3 Static-Couple 成分 分解에 의한 발란싱 방법 2 (Balancing Method 2 by Static-Couple Derivation)

Static-Couple 성분 분해에 의한 방법1은 Trial Weight에 의해 생긴 모멘트 가 로터의 무게 중심에 대하여 동일한 경우에는 대칭이나 비대칭 어느 로터에도 적용 할 수 있다. 그러나 실제 기계에 있어서는 발란스 교정면이 한정되어 있고 Weight를 달아야 할 반경도 정해져 있다. 또한 실제 기계에 있어서는 비록 대칭형인 경우라도 완전한 대칭은 없고 Misalignment와 같은 외적인 진동원인 및 시스템의 감쇠, 강성 등 의 차이로 양 베어링에서의 진동특성, Cross-Effect 및 Balance Sensitivity가 다르다.

한편 Static-Couple 성분 분해에 의한 방법 2는 진동 측정시 Pickup, 진동분석기, 설 치위치 및 측정방법을 동일하게 하면 계측기의 위상지연 각도, 로터의 위상지연 각도 및 Cross Effect를 모르고서도 Pair Static 및 Couple Trim Balancing을 실시하여

Balance Sensitivity를 구하므로써 교정 Weight를 달면 3회의 기동 정지로 발란싱이 완 료된다. 또한 이미 Balance Sensitivity를 알고 있으면 1회의 발란싱으로도 교정이 가 능하다. 방법 2는 가장 많이 사용되는 현장 발란싱 방법이다.

예로써 방법1(6.4.2항)과 동일한 초기 진동치를 가진 로터를 발란싱하여 보자.

① Original Vibration Data

그림 3-36의 초기 진동 상태를 그림 3-40과 같이 다시 표현하고 다음과 같이 성 분 분해할 수 있다.

좌측 교정면에서의 초기 진동치(O_L) = 80 µm∠230°

우측 교정면에서의 초기 진동치(O_R) = 60 µm∠330°

좌측 교정면에서의 Couple Unbalance(C_L) = 54 µm∠197°

우측 교정면에서의 Couple Unbalance(C_R) = 54 µm∠17°

좌우측 교정면에서의 Static Unbalance(S₀) = 46 µm∠270°

앞에서 Static Balancing을 하여도 Couple 성분에 영향을 미치지 않으며 그 반대의 경우도 성립한다고 하였다. 이 로터에서 완벽한 Static Balancing이 이루어진다면 즉 So 값이 0이 된다면 좌우 교정면에서의 O_L 및 O_R이 C_L 및 C_R로 변하여(점 A와 B는 점 E와 F로 이동) Couple 성분만 남게된다. 이 상태에서 완벽한 Couple Balancing이 이루어 진다면 C_L 및 C_R은 원점으로 이동되어 진동이 0이 된다.



그림 3-40 초기 진동치의 성분 분해

② Static Trial Weight

예를 들어 50 gr의 Static Trial Weight를 Mid Span 또는 양쪽끝의 교정면 90°위 치에 달고 운전하였더니 다음과 같이 새로운 진동값을 얻었다고 하자 (그림 3-41 참 조).



그림 3-41 Trial Weight에 의한 Static Unbalance 교정 벡터도

좌측 교정면에서의 진동치 (O+T)_L = 78 µm∠184°

우측 교정면에서의 진동치 (O+T)_R = 36 µm∠47°

③ Static Correction Weight

점A₁ 및 B₁이 점E 및 F로 향하기 위하여서는 좌우 교정면의 Trial Weight를 (26°+27°)/2 = 26.5° 시계 방향으로 이동시킨다. 즉 Trial Weight를 처음에 90°에 달았 으므로 90° - 26.5° = 63.5°에 교정 Weight를 달면 된다. 한편 좌우 교정면에서 Trial Weight에 의한 효과 벡터 AA₁=64 µm, BB₁=62 µm이므로 이를 평균한 벡터값은 (64+62) µm/2 = 63 µm이다. 이 로터가 원래 가지고 있는 Static Unbalance의 크기 (S₀)는 46 µm이므로 교정 Weight의 무게는 50 gr × 46 µm/63 µm = 36.5 gr이다. 즉 Trial Weight를 떼고 교정 Weight를 좌우 교정면 각각에 36.5 gr을 63.5°에 달면 된다.

이와 같이 Static Balancing 완료후 좌측 교정면에서의 진동치는 그림 3-41에서 벡터 AA₁을 A를 기준으로 26.5°시계 방향으로 이동한 선상의 36.5 gr/50 gr×64 µm ≒46.72 µm인 곳이 되고 우측 교정면에서의 진동치는 벡터 BB1을 B를 기준으로 26.5°시계 방 향으로 이동한 선상의 36.5 gr/50 gr×62 µm ≒45.26 µm인 곳이 된다. 이 예제에서는 발

란성후 좌우 교정면에서의 예상 진동치가 거의 E₁ 및 F와 같다. 만일 차이가 나면 새 로운 진동치를 직선으로 긋고 그 중앙점이 Couple Balancing의 목표점이 된다.

④ Couple Trial Weight

Static Balancing후 좌우 교정면에서의 진동값이 점 E와 F로 이동되었다고 하면 그림 3-40에서와 같이

좌측 교정면에서의 Couple Unbalance(C_L) = 54 µm∠197°

우측 교정면에서의 Couple Unbalance(C_R) = 54 µm∠17°

이 상태에서 좌측 교정면에는 50 gr∠180°, 우측 교정면에는 50 gr∠0°의 Couple Trial Weight를 달고 운전하였더니 그림 3-42와 같았다.

좌측 교정면에서의 진동치 (OE1) = 76 µm∠155°

우측 교정면에서의 진동치 (OF1) = 60 µm∠330°

좌측 교정면에서의 효과벡터 (EE1) = 46 µm∠266°

우측 교정면에서의 효과벡터 (FF₁) = 50 µm∠107°

 $\angle E_1 EO = 89^\circ, \ \angle F_1 FO = 70^\circ$



그림 3-42 Trial Weight에 의한 Couple Unbalance 교정 벡터도

```
<sup>(5)</sup> Couple Correction Weight
```

좌우 교정면에 달아야 할 교정 Weight의 위치는 (78° + 89°)/2 = 79.5°만큼 효과

벡터 EE₁ 및 FF₁을 E, F를 기준으로하여 시계 방향으로 이동한 선상에 있다. 좌우측 교정면에 Trial Weight를 180° 및 0°에 위치시켰으므로 이를 떼고 교정 Weight는 180° - 79.5° = 100.5° 및 0° - 79.5° = 280.5°에 달면 된다.

한편 달아야할 교정 Weight의 무게는 효과벡터(EE₁ 및 FF₁)의 평균치 (46 µm + 50 µm)/2 = 48 µm를 이용하여 E, F점이 원점으로 이동하려면 C_L=C_R=54 µm 만큼에 해당하 는 교정 Weight를 달아야 한다. 즉 좌우측 교정면에는 50 gr ×54 µm/48 µm ≒56 gr의 교정 Weight를 좌측 교정면에는 100.5°에, 우측교정면에는 280.5°에 각각 달면 된다. 이와 같이 Couple Correction Weight를 달면 실제 진동은 좌측 교정면에서는 벡터 EE₁ 을 E를 기준하여 79.5° 시계 방향으로 이동한 선상에 56 gr ×46 µm ≒51.5 µm 거리에 있는 E₂점이 되며 진동치는 대략 10 µm∠140°이 될 것이다. 한편 우측 교정면에서는 벡터 FF₁을 F를 기준하여 79.5° 시계 방향으로 이동한 선상에 56 gr/50 gr ×50 µm = 56 µm 거리에 있는 F₂점이 되며 진동치는 대략 20 µm∠160°가 될 것이다.

6.5 最初 Trial Weight 計算(Initial Trial Weight Calculation)

Trial Weight가 너무 작으면 진폭 및 위상변화가 나타나지 않을 것이고, 발란성 하는 자체가 시간과 경비의 낭비일 뿐이다. 반면에 너무 큰 Trial Weight를 달면 특 히 위험속도를 통과할 때 기계에 손상을 주게 되므로 시험을 못하게 되는 경우도 있다. 따라서 일반적으로 진폭의 30% 변화 또 30% 위상변화를 생기게 하는 Trial Weight를 계산하여 선정하는 것을 목표로 한다.

(1) Hight Spot Number Chart 이용방법

1면 발란싱시 위상각 측정방법을 그대로 2면 발란싱에서도 적용하면 된다. 특히 터빈 Code, Rotor Type, 정격속도, 최종단 동익길이 및 Exhaust Hood Type별로 또한 위험속도와 정격속도에서 불평형 형태(Static Unbalance와 Couple Unbalance)별로 High Spot Number와 Balance Weight Sensitivity가 표시된 High Spot Number Chart 를 제작자가 제시하는 경우가 있다. 따라서 이 Chart에 있는 Balance Weight Sensitivity(gr/µm 또는 Oz/mil)를 그대로 적용하면 된다 (표 3-2, 3, 4 참조).

(2) Unbalance Force와 로터 중량 이용방법

베어링 부하의 10%와 같은 양의 불평형력이 생기도록 하는 Trial Weight 중량 을 선정하는 방법이다.

N rpm으로 회전하는 기계에 Trial Weight (W_t)를 반경 (r)에 달았을 때 불평형력 F는

$$\begin{split} F &= \frac{W_t}{g} \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{W_t \cdot r}{g} \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 \\ &= 0.01 \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \cdot W_t \cdot r \cdots F(\text{kg}), \ W_t(gr), \ r(\text{cm})$$
인 경우
$$&= 1.77 \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \cdot W_t \cdot r \cdots F(lb), \ W_t(Oz), \ r(in)$$
인 경우

	カ 回轉數 Rote		同相	目分(STAT	Ϋ́IC)	逆相	目分(COUPI	TE)	LP	
出力 MW	回轉數	Rotor Type	HSNO.	Wt 重量	量係數	HSNO.	Wt 重	量係數	最終	復水器 Type
1111	rpm	rype	(定格速度)	定格	Critical	(定格速度)	定格	Critical	段落	туре
		HIP	2.7 ↓ 153°	10 Oz/mil ↓	3 Oz/mil ↓	1.8 ↓ 72°	4.5 Oz/mil ↓	_		
450	3600	LP	2.8 ↓ 162°	6 Oz/mil ↓ 6.7 gr/µ	2.23 gr/µ 2.23 gr/µ	2.3 ↓ 117°	3.35 gr/µ	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ	30 ″	Conv
450	2000	HIP	2.7 ↓ 153°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.8 ↓ 72°	4.5 Oz/mil ↓ 5.02 gr/µ	_		
450	3600	LP	2.8 ↓ 162°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/μ	2.4 ↓ 126°	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	33.5 ″	Herzog
500	2000	HIP	2.7 ↓ 153°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.8 ↓ 72°	4.5 Oz/mil ↓ 5.02 gr/µ	_		
200	3000	LP	2.8 ↓ 162°	6 Oz/mil ↓ 6.7 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	2.3 ↓ 117°	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ	30 ″	Conv
500	0.000	HIP	2.7 ↓ 153°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.8 ↓ 72°	4.5 Oz/mil ↓ 5.02 gr/µ	_		
500	3600	LP	2.8 ↓ 162°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	2.4 ↓ 126°	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	33.5 ″	Herzog
050	0.000	HIP	2.7 ↓ 153°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.6 ↓ 54°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	_		
250	250 3600 -	LP	2.8 ↓ 162°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	6 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	2.4 ↓ 126°	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	33.5 ″	Herzog

표 3-2 터빈 High Spot Number & Sensitivity Chart I-1

제3장 발란싱 — 1437

山力回顧數			同相	目分(STAT	TIC)	逆相	相分(COUPI	LE)	ID	
出力 MW	回轉數 rpm	Rotor Type	HSNO.	Wt 重	量係數	HSNO.	Wt 重	量係數	LP 최종 다라	복수기 형식
	1		(定格速度)	定 格	Critical	(定格速度)	定格	Critical	민덕	
	HP		2.5=135°	11.2g/µ	_	1.8=72°	7.3g/µ	_		
1000	3000/	IP	2.89=170°	15.2g/µ	-	1.4=36°	4.9g/µ	-	41 ″	Herzog
	1500	ALP	3.08=187°	147.1~79.4g/µ	-	1.6=54°	10.5~7.86gµ	-	-11	TICIZOg
		BLP	2.98=178°	34.5g/µ	-	1.39=35°	5.0g/µ	-		
		HP SF	2.5 ↓ 135°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.4 ↓ 36°	6 Oz/mil ↓ 6.7 gr/µ			
175	3000	IPLP	2.5 ↓ 135°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	1.5 ↓ 45°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ			
		LP	$2.4 \sim 2.6$ \downarrow $126 \sim 144^{\circ}$	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	4.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ	$1.5 \sim 1.7$ \downarrow $45 \sim 63^{\circ}$	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ		23 ″	Conv
220	2600	HIP	2.7 ↓ 153°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.6 ↓ 54°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ			
220	3600	LP	2.8 ↓ 162°	6 Oz/mil ↓ 6.7 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	2.3 ↓ 117°	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ	30 ″	Conv
050	0000	HIP	2.5 ↓ 135°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.5 ↓ 45°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ			
250	3000	LP	2.6 ↓ 144°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	1.9 ↓ 81°	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ		26 ″	Conv
050	0000	HIP	2.7 ↓ 153°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.6 ↓ 54°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ			
250	3600	LP	$\begin{array}{c}2.8\\\downarrow\\162^{\circ}\end{array}$	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	1.9 ↓ 81°	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ		26 ″	Conv

표 3-2 터빈 High Spot Number & Sensitivity Chart I-2

			同 フ	相分(STAT	FIC)	逆相分	分(COUPLI	E)			
出力 MW	回轉數 rpm	Rotor Type	HSNO.	Wt 重	量係數	HSNO.	Wt 重量	:係數	LP 最終段	複水器 Type	
	1		(定格速度)	定 格	Critical	(定格速度)	定格	Critica 1	段洛		
		HPSF	2.5 ↓ 135°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.4 \downarrow 36°	6 Oz/mil ↓ 6.7 gr/µ	_			
265	3000	IPDF	2.4 ↓ 126°	6.5 Oz/mil ↓ 7.25 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.6 ↓ 54°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	_			
		LP	$2.4 \sim 2.6$ \downarrow $126 \sim 144^{\circ}$	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ	$1.5 \sim 1.7$ \downarrow $45 \sim 63^{\circ}$	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	_	23 ″	Conv	
250	2000	HIP	2.5 ↓ 135°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.6 ↓ 54°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	_			
330	3000	LP	2.6 ↓ 144°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	1.9 ↓ 81°	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ	_	26 ″	Conv	
		HPSF	2.5 ↓ 135°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	$\begin{array}{c} 1.4 \\ \downarrow \\ 36^{\circ} \end{array}$	6 Oz/mil ↓ 6.7 gr/µ	-			
350	3000	IPDF	2.4 ↓ 126°	6.5 Oz/mil ↓ 7.25 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.6 ↓ 54°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	_			
		LP	2.6 ↓ 144°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	1.9 ↓ 81°	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ	_	26 ″	Conv	
350	3600	HIP	2.7 ↓ 153°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.7 ↓ 63°	4.5 Oz/mil ↓ 5.02 gr/µ	-			
	5000	LP	2.8 ↓ 162°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	1.9 ↓ 81°	1.5 Oz/mil ↓ 1.67 gr/µ	-	26 ″	Conv	

표 3-2 터빈 High Spot Number & Sensitivity Chart I-3

제3장 발란싱 — 1439

	山中「同雄樹」で、		同木	目分(STAT	ΥIC)	逆相	目分(COUPI	LE)	LP	ź 水哭	
出力 MW	回轉數 rpm	Rotor Type	HSNO.	Wt 重量	量係數	HSNO.	Wt 重	量係數	最終 段	複水器 Type	
			(定格速度)	定 格	Critical	(定格速度)	定格	Critical	段落		
		HPSF	2.5 ↓ 135°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	$\begin{array}{c} 1.4 \\ \downarrow \\ 36^{\circ} \end{array}$	6 Oz/mil ↓ 6.7 gr/µ	_			
600	3000	IPDF	2.4 ↓ 126°	6.5 Oz/mil ↓ 7.25 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.6 ↓ 54°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ				
		LP	2.6 ↓ 144°	7 Oz/mil ↓ 7.81 gr/µ	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	2.3 ↓ 117°	2.7 Oz/mil ↓ 3 gr/µ		33.5 ″	Herzog	
		HPSF	2.8 ↓ 162°	10 Oz/mil ↓ 11.16 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.6 ↓ 54°	5 Oz/mil ↓ 5.58 gr/µ	_			
600	3600	IPDF	2.6 ↓ 144°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	3 Oz/mil ↓ 3.35 gr/µ	1.8 ↓ 72°	4.5 Oz/mil ↓ 5.02 gr/µ				
		LP	2.8 ↓ 162°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	2.4 ↓ 126°	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	2 Oz/mil ↓ 2.23 gr/µ	33.5 ″	Herzog	
840	1500	IPDF	$\begin{array}{c} 2.4 \\ \downarrow \\ 126^{\circ} \end{array}$	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ	4 Oz/mil ↓ 4.46 gr/µ	1.6 ↓ 54°	6 Oz/mil ↓ 6.7 gr/µ				
040	1500	LPDF	2.7 ↓ 153°	12 Oz/mil ↓ 13.39 gr/µ		1.5 ↓ 45°	8 Oz/mil ↓ 8.93 gr/µ		38 ″	Herzog	
	3000	Coupli	1.5~1.7	4 Oz/mil	_		-	_	-	-	
	- 3600		1.6~1.8	4 Oz/mil	_		_		_	_	

표 3-2 터빈 High Spot Number & Sensitivty Chart I-4

					1st	Critica	l Speed		2nd C	Critical	al Speed			
Turbine Code	Type Potor	Rated Speed	LSB	Type		Run	Oz/mi	1 Vib.		Run	Oz/mi	l Vib.		
	Rotor	rpm		Hood	Critical Speed	Speed HSNO.	At Critical Speed	At Rated Speed	Critical Speed	Speed HSNO.	At Critical Speed	At Rated Speed		
HP ROTORS														
Single Flow	HPSF	3000			2600-2800	2.5	3	8	Above Run.Speed	1.4	Subcrit.	6.0 5.0		
		1800			2200-2400	1.6	2	6		1.0	Subcrit.	8.0		
Opposed Flow														
0 = 200 MW	HPIP	3000			1900-2100	2.5	3	8	Above Run Speed	1.4	Subcrit.	5.5		
0 200 mm		3600			1900-2100	2.7	3	10	Above Run.Speed	1.6	Subcrit.	5		
201 - 300 MW		3000			1900-2100	2.5	3	8		1.5	Subcrit.	5		
201 300 mm		3600			1900-2100	2.7	3	10		1.6	Subcrit.	5		
201 400 MW		3000			1900-2100	2.5	3	8		1.6	Subcrit.	5		
501 - 400 MM		3600			1900-2100	2.7	3	10		1.7	Subcrit.	4.5		
401 000 100		3000			1900-2100	2.5	3	8		1.6	Subcrit.	5		
401 - 900 MW		3600		•••••	1900-2100	2.7	3	10		1.8	Subcrit.	4.5		
Double Flow														
M2.3	IPDF	1800			1100-1300	2.6	5	10	Above Run Speed	1.8	Subcrit.	4.5		
N1,2 M5,7	IPDF	1500			1000-1200	2.4	4	8	Above Run.speed	1.6	Subcrit.	6		
, ,	IPDF	1800			1100-1300	2.6	5	10		1.8	Subcrit.	5		
IP ROTORS H7, 9, 11, 13,														
14, 15, G3,					1900-2100							_		
S1, PS1	IPDF	3000		•••••	1900-2100	2.4	3	6.5	Above Run.Speed	1.6	Subcrit.	5		
E 4 10		3600			1900-2100	2.6	3			1.8	Subcrit.	4.5		
F 4-10	IFLP	3600			1900-2100	2.0 2.5	4	10		1.0	Subcrit.	0 5		
F1 2 3	IDI D	3000			1900-2100	$\begin{bmatrix} 2.5\\2.5\end{bmatrix}$	3	7		1.0	Subcrit	5		
11, 2, 0	11 1/1	3600			1900-2100	2.5	3			1.5	Subcrit.	5		
										1.0				

표 3-2 터빈 High Spot Number & Sensitivity Chart II-1

제3장 발란싱 — 1441

					1s	t Critica	al Speed		2nd (Critical	Speed	
Turbine Code	Type Rotor	Rated Speed rpm	LSB	Type Hood	Critical Speed	Run Speed HSNO	Oz/mil At Critical Speed	Vib. At Rated Speed	Critical Speed	Run Speed HSNO	Oz/mil At Critical Speed	Vib. At Rated Speed
LP ROTOR C1, 2, 3 D1, 2, 3, 4, 7	DF	3000 3600 3000 3600	23 23 26 26	Conv. Conv. Conv. Conv.	2400-2600 2600-2800 2400-2600 2600-2800	2.4-2.6 2.4-2.6 2.4-2.6 2.4-2.6	1.5 1.5 2 2	3 3 4 4	Above Run.Speed	1.5–1.7 1.5–1.7 1.5–1.7 1.5–1.7 1.5–1.7		3 3 4 4
D5, 6, 8, 9 DX1 DP1,2,3 DS1, 2	DF	3000 3600 3600 3600 3600 3600 3600 3600	23 23 26 26 30 26 26 30 30 33.5 33.5	Conv. Conv. Conv. Conv. Conv. Herzog Herzog Herzog Herzog Herzog	1600-1800 1600-1800 1500-1700 1500-1700 1500-1700 1500-1700 1600-1800 1700-1800 1700-1900 1700-1900 1700-1900	2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8	2 2 2 2 2 2 2 2 2 3 3 4 4	4555656778	3800-4000 3800-4000 3100-3300 3200-3400 3200-3400 3500-3700 3200-3400 3400-3600 3200-3400 3200-3400 3200-3400	$1.6 \\ 1.8 \\ 1.9 \\ 1.9 \\ 1.8 \\ 2.3 \\ 1.8 \\ 2.1 \\ 1.8 \\ 2.3 \\ 1.8 \\ 2.4$	1.5 2 2 2	2.5 1.5 1.5 1.5 2 2 2 3 3 4
F1, 2, 3	DF	3000 3600 3000 3600	23 23 26 26	Conv. Conv. Conv. Conv.	2400-2600 2600-2800 2400-2600 2600-2800	2.4-2.6 2.4-2.6 2.4-2.6 2.4-2.6	1.5 1.5 2 2	3 3 4 4	Above Run.Speed	1.5 1.5 1.6 1.6		3 3 4
F 4-10 F11, F12 F11, F12 FP1, 2/FS1, 2 G1, 2, 3, 4, 5 S1, S1R, S2 "A" Hood	DF SF DF DF	3000 3600 3600 3600 3600 3600 3600 3600	26 26 26 26 26 30 26 30 30 33.5 33.5	Conv. Conv. Conv. Conv. Conv. Conv. Conv. Conv. Conv. Herzog Herzog Herzog Herzog Herzog	2000-2200 2000-2200 2500-2700 2500-2700 2700-1900 1700-1900 1700-1900 1700-1900 1700-1900 1700-1900 1700-1900 1700-1900 1700-1900	$\begin{array}{c} 2.6\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.6\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8\\ 2.8$	2.5 2.5 2.5 2 2 3 3 2 2 3 3 4 4	5554 5567856 7856789 10	Above Run.Speed 3300–3500 Above Run.Speed 3300–3500 3200–3400 3200–3400 3200–3400 3200–3400 3400–3700 3200–3400 3200–3400 3200–3400 3200–3400	$\begin{array}{c} 1.5{-}1.7\\ 1.5{-}1.7\\ 2.2\\ 1.5\\ 1.8\\ 2.3\\ 1.7\\ 2.4\\ 1.8\\ 1.8\\ 1.7\\ 2.3\\ 1.7\\ 2.3\\ 1.7\\ 2.4\end{array}$	1.5 2 2 1.5 2 2	332323334323334

표 3-2 티빈 High Spot Number & Sensitivity Chart II-2

					1st Critical Speed				2nd Critical Speed				
Turbine Code	Type Rotor	Rated Speed	LSB	Type Hood		Critical Run Oz/mil Vib.			Run	Oz/mi	l Vib.		
Code	10001	rpm		11000	Speed	Speed HSNO.	At Critical Speed	At Rated Speed	Critical Speed	Speed HSNO.	At Critical Speed	At Rated Speed	
G1, 2, 3, 4, 5 S1, S1R, S2 "B" Hood	DF	3000 3600 3600 3000 3600 3600 3600 3600	26 26 30 26 26 30 30 33.5 33.5	Conv. Conv. Conv. Herzog Herzog Herzog Herzog Herzog Herzog	1700-1900 1700-1900 1700-1900 1800-2000 1800-2000 1800-2000 1800-2000 1800-2000 1800-2000	2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8 2.6 2.8	2 2 3 2 2 3 3 4 4	5 6 7 8 5 6 7 8 9 10	2700-2900 3200-3400 2700-2900 3100-3300 3200-3400 3400-3700 3100-3300 3300-3500 3100-3300 3200-3400	$2.2 \\ 2.4 \\ 2.2 \\ 2.5 \\ 1.7 \\ 2.2 \\ 1.8 \\ 2.4 \\ 1.8 \\ 2.5 \\ 1.8 \\ 2.5 \\ 1.8 \\ 2.5 \\ 1.8 \\ 2.5 \\ 1.8 \\ 1.8 \\ 2.5 \\ 1.8 $	2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2	3 4 3 4 3 3 4 3 4 3	
J2, J4, K2, K3	SF	1800 1800 1800	38 43 52	Conv. Conv. Conv.	1000-1200 1000-1200 1000-1200	2.7 2.7 2.7	6 8 10	15 20 25	Above Run.Speed Above Run.Speed Above Run.Speed	1.5 1.5 1.5		8 8 8	
J3	SF	1800 1800 1800	38 43 52	Axial Axial Axial	1100-1300 1100-1300 1100-1300	2.7 2.7 2.7	8 10 12	20 25 30	Above Run.Speed Above Run.Speed Above Run.Speed	1.6 1.6 1.6		8 8 8	
K4, M1	DF	1800 1800 1800 1800	38 43 38 43	Conv. Conv. Herzog Herzog	1000-1200 1000-1200 1000-1200 1000-1200	2.8 2.8 2.8 2.8	6 6 6	14 16 16 18	Above Run.Speed Above Run.Speed Above Run.Speed Above Run.Speed	1.6 1.6 1.7 1.7		6 6 4 4	
M2, 3, 4, 5, 6, 7 N1,2		1500 1800 1500 1800 1500 1800	38 38 43 43 52 52	Herzog Herzog Herzog Herzog Herzog	1000-1200 1000-1200 1000-1200 1000-1200 1000-1200 1000-1200	2.7 2.8 2.8 2.9 2.8 2.9 2.8 2.9		12 15 20 20 25 25 25	Above Run.Speed Above Run.Speed Above Run.Speed Above Run.Speed Above Run.Speed	$ \begin{array}{r} 1.5 \\ 1.6 \\ 1.6 \\ 1.7 \\ 1.7 \\ 1.8 \\ \end{array} $		8 7 6 5 4	
L1, 2, 3		1800 1500 1500	30.35.38 35 43	Conv Conv Herzog	1900-2100 1000-1200 1000-1200	1.9 2.6 2.6	2 4 5	5 10 12	Above Run.Speed Above Run.Speed Above Run.Speed	1.2 1.5 1.6		10 8 7	
COUPLINGS		3000 3600				1.5-1.7 1.6-1.8		4 4					

표 3-2 터빈 High Spot Number & Sensitivity Chart II-3

제3장 발란싱 — 1443

	Based on		HS# for		Sen	sitivity per mil of	f
Alternator Manufacturer	Data Taken at rpm	Static Correction	Couple Correction	Alterrex Coupling	Static Component	Couple Component	Alterrex Coupling Vibration
	3600	2.5-2.8	1.5-1.7	1.6-1.7	2-3 Oz in each fan ring	1-1.5 Oz in each fan ring	1 Oz
M.S.T.G (Lynn)	3000	2.2-2.5	1.2-1.4	1.3-1.5	2 Oz in each fan ring	1.5-2 Oz in each fan ring	1.5 Oz
	1800 & 1500	Not A	vailable	1.1	Not Av	ailable	5 Oz
	3600	2.6-2.8	1.6-1.8	1.4-1.6	2 Oz in each fan ring	1 Oz in each fan ring	1/2-3/4 Oz
L.G & M (Schenectady)	3000	2.2-2.5	1.2-1.4	1.2-1.3	2-3 Oz in each fan ring	1-1.5 Oz in each fan ring	1-1.5 Oz
	1800 & 1500	Not Available		1.0-1.1	Not Available		5-6 Oz

표 3-3 여자기 High Spot Number & Sensitivity Chart

표 3-4 발전기 High Spot Number & Sensitivity Chart

Turbine Code	Based on	HS #	for	Sensitivity in Ounces Per mil (In Each Fan Ring)			
Туре	Data Taken	Static	Couple	Static	Couple		
	at rpm	Correction	Correction	Correction	Correction		
D1-9, DP 1-3, DS 1&2, DX1, E1,	3600	1.1-1.5	2.5-2.8	5-8	6-8		
F1-12, FP 1&2, FS-1&2 and H1-18	3000	1.1-1.2	2.1-2.4	8-10	6-8		
FX1, FX2, G1, G2,	3600	1.6-1.9	2.4-2.6	3.5-5	4-6		
G4 and G6	3000	1.2-1.4	2.1-2.4	5-6	4-5		
G3, G5, G7, G5R,	3600	2.0-2.2	2.9-3.0	4-5	4-6		
S-1, S1-R and S2	3000	1.6-1.8	2.5-2.8	3.5-5	4-5		
J1-4, K1-4, and	1800	2.0-2.2	1.2-1.4	8-10	9-10		
L1-6	1500	2.0	1.0	6-8	6-8		
M1-7	1800	2.8-3.0	1.5-1.8	9-10	6-8		
	1500	2.6-2.8	1.2-1.4	8-10	7-8		
N1 and N2	1800	1.0-1.2	2.0-2.3	8-10	6-8		
	1500	2.6-2.8	1.9-2.0	9-10	6-8		

예로써 3600 rpm으로 회전하는 로터의 무게는 20,000 kg이고 Balance Weight를 달 수 있는 곳은 로터의 반경 80 cm이다. 이 로터를 지지하고 있는 각 베어링에서의 부하 는 20,000 kg/2 = 10,000 kg이고, 각 교정면에 달 최초 Balance Weight는 베어링 부하 의 10%인 1000 kg에 의한 Force(원심력)에 상당하는 양이다.

다시 말하면 불평형력(F)과 로터 중량(W_R)과의 관계는

$$F = \frac{W_R}{2} \times 0.1 = 0.05 W_R$$

앞의 두 공식을 이용하면 Trial Weight (W_t) 의 중량은 다음과 같다.
$$F = 0.01 \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \cdot W_t \cdot r$$

$$0.05 W_R = 0.01 \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \cdot W_t \cdot r$$

$$\therefore W_t = 0.05 W_R \cdot \frac{1}{0.01} \cdot \frac{1}{r} \cdot \left(\frac{1000}{N}\right)^2 = \frac{5 W_R}{r} \left(\frac{1000}{N}\right)^2$$

앞에서
 $W_R = 20,000 \text{ kg, r = 80 cm, N = 3600 rpm이므로}$

$$W_t = \frac{5 \times 20,000}{80} \left(\frac{1000}{3600}\right)^2 \approx 96 \ (gr)$$

(3) Unbalance Force와 진동진폭 이용방법

$$F = \frac{W_t}{g} \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{W_R}{g} \cdot r \cdot e \cdot \omega^2 = \frac{W_R}{2g} \cdot r_E \cdot \omega^2$$
$$\therefore W_t = \frac{W_R \cdot r_E}{2r}$$

여기서

 W_t = Trial Weight (gr)

- re = O-P 진폭 (μm)
- *r_E* = p-p 진폭 (μm)
- W_{R} = 로터 중량 (kg)
- r = Trial Weight 부착반경 (mm)

현장에서 실제로 Weight Balancing할 때는 앞의 계산식의 50~70% 정도의 Trial Weight 중량을 선정한다.

(4) 소형 강성 로터의 경우

$$W_t = \frac{W_R r_E}{100 r}$$

여기서

 W_t = Trial Weight (gr)

r_E = p-p 진폭 (μm)

 W_R = 로터 중량 (kg)

r = Trial Weight 부착반경 (mm)

6.6 Overhung Rotor의 발란싱 (Overhung Rotor Balancing)

그림 3-43에서 보는 바와 같이 Overhung Rotor는 2개의 지지 베어링 바깥쪽에 Fan Wheel을 가진 형태의 기계이다. 이와 같은 모습은 Fan 및 펌프 등과 같은 기계 에서 종종 볼 수 있다. 이들 로터는 발란싱해야할 면이 지지 베어링 바깥쪽에 위치하 기 때문에 표준의 1면 및 2면 발란싱 방법으로는 교정되지 않는 경우가 종종 있다. 다시 말하면 불평형 교정면이 지지 베어링 밖에 있기 때문에 비록 Static Unbalance만 있다 하더라도 로터 무게중심에서 교정면까지의 거리에 비례하는 Couple Unbalance가 생긴다. 그러므로 Overhung Rotor를 발란싱할 때 분석가들은 Static 및 Couple Unbalance Force 두 가지 모두 고려해야 한다.

Overhung Rotor를 발란싱할 때 다음과 같은 두 가지 절차중의 하나를 선택해야 한 다.

(1) 전형적인 1면 Static-Couple Method에 의한 Overhung Rotor의 발란싱

그림 3-43은 Overhung Rotor 발란싱 방법을 설명하는데 도움을 준다. 전형적으 로 베어링 A는 Static Unbalance에 아주 민감한 반면, 교정된 Fan Wheel로 부터 멀리 떨어진 베어링 B는 Couple Unbalance에 아주 민감하다. 교정면 ①은 로터의 중심 (CG)에 가깝기 때문에 Static 교정은 베어링 A에서의 응답을 측정한 후 교정면 ①에서 행해져야 한다. 반대로 교정면 ②에서 Couple 교정을 할 때에는 B 베어링에서 측정이 이루어져야 한다. 그러나 교정면 ②에 Trial Weight를 달면 베어링 A에서 얻은 Static Balance가 흐트러질 것이다. 따라서, 베어링 A에서의 Static Balance를 유지하기 위하 여 Couple 형태로 Trial Weight를 사용하여야 한다.

따라서 1면 발란싱 Software를 이용하여 Data Collector를 사용하거나 로터 길이와 직경의 비(L/D)가 대략 0.5이하인 많은 Overhung Rotor에는 Single-Plane Graphic 기

술을 사용한다 (여기서 L은 교정 Weight가 취부된 회전부분의 길이이며, D는 이 회전 부분의 직경이다).



그림 3-43 Overhung Rotor 발란싱용 계측장비 설치

Overhung Rotor에 대한 전형적인 Single-Plane 발란싱 기술을 설명하면 아래와 같다.

① Data Collector와 Spectrum Analyzer Instruments를 설치한다.

2면 절차를 보여주는 그림 3-43에서 언급한 바와 같이 Data Collector, Photo-Tach, 가속도계 등이 설치되어야 한다. 분석자는 Strobe Light를 사용하는 Swept-Filter 분석기를 사용하거나, 위상 측정을 위해 Photo-Tach를 동작시키는 스펙트럼 분석기를 사용한다.

② 초기 측정치를 구한다.

어떤 Trial Weight를 부착하기 전에 1×RPM의 진폭, 주파수, 위상의 초기치를 측정한다. 내 외측 베어링의 수직 및 수평 방향 진동을 측정한다. 반경 방향의 측정치가 제일 큰 교정면을 먼저 발란싱 한다 (불평형 교정후 진폭이 허용치 내에 있는가 확인하기 위하여 다른 반경 방향의 진동치도 측정되어야 한다).

③ 주된 문제가 Static 또는 Couple Unbalance인가를 결정한다.

양 베어링의 수평방향에서 측정된 진폭과 위상치를 살펴보고, 주된 문제가 Static 또는 Couple Unbalance인가를 결정한다. 만약 내 외측 베어링간의 위상차가 수직

및 수평 방향에서 거의 140°이상이라면 Couple Unbalance가 우세하다. 반면에 이 들 위상차들이 어느 곳에서든지 대략 0°~40°라면 Static Unbalance가 우세하다. 물론 대략 40°에서 140°까지 범위의 위상차는 Static 및 Couple의 조합인 Dynamic Balance 문제이다. 그러나 만약 문제가 주로 Couple Unbalance로 나타나면 아래 에 언급된 Couple Unbalance 절차를 사용한다. 그러나 만약 문제가 현저하게 Static 또는 Dynamic Unbalance로 나타나면 Static Balancing 절차를 사용한다. 왜냐하면 지금 우리는 문제가 주로 Static이라고 가정하고 있기 때문이다.

④ 1면 Static Balancing을 한다.

그림 3-43를 참조하여 A베어링 위에서 1면 발란싱 기술을 사용하여 측정 데이터 를 얻고, 교정면 ①에 Trial 및 교정 Weight를 취부한다.

- ⑤ 교정결과 진동 진폭이 요구되는 기준에 일치하는지를 확인한다. 교정면 ①에서 Single-Static Balancing을 한후 내 외측 베어링에서 각 방향 (Axial 포함)의 진동측정을 반복하고 진폭이 허용기준에 일치하는지를 확인한다.
- ⑥ 만약 상당한 Couple Unbalance가 남아 있다면, 베어링 B로 부터 1면 발란싱을 계 속한다.

Overhung Rotor는 종종 큰 Cross-Effect를 가지므로써 교정면 ①에서의 1면 발 란싱이 종종 B 베어링에서 높은 진동을 일으킨다. 그러므로 분석가는 이번에는 발란싱해야할 부분으로부터 멀리 떨어진 B 베어링으로부터 측정을 하여 또 다른 1 면 발란싱을 시행한다. 1면 교정 Weight 해답을 구하여 교정면 ②에 이 Weight 를 취부한다. 그리고 나서 교정면 ②에 Weight 위치로부터 약 180° 떨어진 교정 면 ①위에 똑같은 크기의 교정 Weight를 취부한다.

⑦ 진폭이 모든 허용 기준치에 일치하는가를 확인한다.

Single-Plane Couple 교정을 한후 분석가는 각 베어링 위에서 수평, 수직, 축 방 향 진동을 다시 측정해야 하며, 현재의 모든 진폭이 허용 기준치에 일치하는가를 확인한다.

⑧ 각 베어링의 3 방향에서 허용 기준에 만족하지 않으면 아래에 언급된 2면 발란싱 절차를 행한다.

특히 L/D비가 0.5보다 크거나 발란싱되어야할 기계가 가까운 베어링으로부터 너 무 멀리 떨어져 위치한다면 가끔 이 1면 발란싱 방법은 각 베어링에서의 진폭을 세 방향 모두에서 허용 기준치 이내로 성공적으로 줄일 수가 없다. 이러한 경우, 아래에 언급된 2면 발란싱 기술을 사용해야 할 것이다.

(2) 전형적인 2면 Static-Couple Method에 의한 Overhung Rotor 발란싱

Overhung Rotor에서는 큰 Cross Effect가 자주 나타나기 때문에 1면 발란싱 기 술을 사용하는 것보다 2면 발란싱 교정기술이 더 성공적이다. 그러나 2면 발란싱 방법 에서는 베어링 또는 교정면의 위치 즉 전후좌우를 확실히 하여 혼동을 피하여야 한다.

대부분의 Overhung Rotor는 Static Unbalance에 대단히 예민하므로 이 Static /Couple 성분의 해답이 얻어진 후 Static 교정 Weight를 취부한다. Trim Balancing후 만약 Couple Unbalance가 상당히 남아 있다면 아래 절차에 따라 교정한다.

- 그림 3-43에서와 같이 2면 발란싱 방법을 수행할 수 있도록 계기를 설치한다.
 여기서도 Data Collector, Swept-Filter Analyzer 또는 Real-Time Analyzer를 가지고 같은 절차로 시행할 수 있다. 그러나 만약 Swept-Filter 또는 Real Time Analyzer를 사용한다면 분석가는 Static/Couple 해답을 제공할 수 있는 Two Plane Calculator Program을 가져야 한다.
- ② 양 베어링에서 초기 진동 측정치를 취한다.

여기서도 내 외측 베어링에서 수평, 수직, 축 방향의 1×RPM 진폭, 주파수, 위상 이 측정되어야 한다.

③ 2면 발란싱 절차를 마친 후 교정 Weight를 취부하지 말 것.

2면 발란싱 절차를 사용해야 하지만 최종 교정 Weight를 취부하지 않는다. 각 교정면에 대한 Trial Weight 크기와 위치가 계산되었을 때 분석가는 Static/Couple 해답을 구하여 처음에는 Static 교정만 한다. 예를 들면 만약 Static 해답이 교정 면 ①에 100 gr이 필요하고, Couple 해답이 교정면 ① 및 ②의 서로 반대면 180°에 200 gr이 필요하다면, Static 교정만 한다.

④ 진폭이 허용기준에 일치하는지를 확인한다.

교정면 ①에 Static 교정을 한 후 각 베어링에서의 세 방향 모두의 진폭이 허용기 준치 이내에 있는지 본다. 만약 만족하지 않으면 다시 Trim Balance를 한다. 2 면 발란싱 교정이 결정되면 Static 및 Couple 해답을 보고, 한번 더 Static 교정만 한다. 이때 대부분의 문제들이 해결된다. 만약 상당한 크기의 Couple Unbalance 가 여전히 남아 있으면, Static 및 Couple 해답을 보고 한번 더 2면 발란싱을 절차 를 행한다. 이번에는 Static 교정이 아니라 Couple 교정을 한다.

⑤ 진폭이 허용기준치에 일치하는지를 확인한다.

두번의 Static 교정 시도 및 한번의 Couple 교정 시도후 내 외측 베어링에서 수 평, 수직, 축 방향의 진폭이 허용기준치 이내에 있는가를 비교 검토한다.

6.7 折衷 발란싱 (Compromise Balancing)

6.7.1 熱的 敏感度 (Thermal Sensitivity)

열적 민감도란 부하, 증기조건, 물이나 증기 밀봉상태 조정, 계자전류, Cold Gas 온도와 압력 및 베어링 오일 입구온도 등과 같은 운전조건의 변화에 의한 진동의 많은 변화를 설명하는데 사용되는 용어이다. 만일 운전조건의 변화로 인해 1×RPM 진동성분이 60 µm 이상 변화하면 열적 민감도에 대해 고려해야하며 이 벡터 변화를 열 적벡터(Thermal Vector)라 한다.

그러나 새 발전기의 경우 시운전 초기 단계에 무부하와 전부하 사이에 60~80 µm의 벡터 변화는 있을 수 있는 경우이므로 열적 민감도와 혼동해서는 않된다. 이 벡터 변 화는 통상적으로 로터의 구성품 즉 Field Copper, Retaning Ring 등의 제자리 잡기와 여자 전류가 처음으로 가압되고 증가될 때 Field Forging의 열적 안정 때문에 발생한 다.

터빈과 발전기 로터의 열적 민감도의 주요원인은 다음과 같다.

① 축의 열에의한 민감도

② Shaft Bore내의 물이나 기름의 유입

③ 회전체 부품간의 불균일한 열전달

④ Wheel의 이완 및 Bushing의 고착

5 Buchet 등 부품의 이완 및 조립불량

⑥ 비대칭형의 Ventilation

⑦ 계자권선의 단락

이들 원인의 대부분은 로터의 원주둘레의 온도 변화를 초래하여 로터를 휘게하고 진 동을 초래한다고 일반적으로 믿고 있다. 열적 민감도의 원인은 하나의 운전변수를 동 시에 변화시킴으로써 구할 수 있다.

특히 발전기 용량이 500 MVA를 초과하는 발전기 로터는 2차 모드와 3차 모드 사이 에서 운전되므로 축 굽힘 및 다른 원인들에 의해 동상의 불평형 민감도(In-Phase Unbalanced Sensitivity)가 증가한다. 그러므로 기존의 기계적 불평형과 더불어 열적 및 전자기적인 불평형에 대한 발란싱이 필요하다.

6.7.2 折衷 발란싱 節次 (Compromise Balancing Procedure)

열적 민감도가 높은 발전기와 같은 경우 전부하에 걸쳐 진동치가 허용치 이 내에 들도록하는 Weight Balance를 절충 발란싱이라 한다. 그림 3-44에 예를 들어 절

충 발란싱 절차를 설명한다.



그림 3-44 절충 발란싱의 예

- 정격속도에서의 무부하, 25%, 50%, 75%, 100% 부하시의 진동진폭 및 위상값을 전 베어링, 커플링 및 Collector Ring에서 취한다. 또한 무효전력, 여자전류, 발전 기 Cold Gas 온도 및 압력, 계자온도, 베어링 오일의 입출구 온도 등을 기록한다. 베어링 오일의 입구온도, 발전기 Cold Gas 온도 및 압력은 전부하 범위내에서 일 정하게 유지되도록 한다.
- ② 각 베어링에서의 진동치를 Polar Graph에 그린다. 그림 3-44의 예에서 OA(40 µm∠330°)는 무부하시의 진동치이고 OB(116 µm∠309°)는 전부하에서 발전기 베어 링의 진동치이다.
- ③ 무부하와 전부하시의 진동 벡터 끝을 연결한 열적 불평형 벡터 AB(40 µm∠300°) 를 그래프상에서 구한다.
- ④ 발전기 로터의 Balance Sensitivity를 구하기 위하여 Fan Ring에 600 gr∠180°의 Static Pair Weight를 단다.
- ⑤ 발전기를 기동하여 무부하 상태에서의 진동치인 OC(104 µm∠720°)를 취한다. 이
 때 ① 항에서 언급한 모든 변수들을 일정하게 유지 시킨다.
- ⑥ 벡터 AC(60 µm∠90°)는 Static Pair Weight에 의한 효과 벡터이다.
- ⑦ 그래프 상에서 0를 통과하며 벡터 AB와 크기가 같고 평행한 벡터 DE를 그린다. 이때 0는 벡터 DE의 중앙점이다.
- ⑧ 무부하시의 진동벡터 OA가 새로운 위치인 OD로 이동되도록 일면 발란싱 절차대 로 시행한다. ∠DAC=44°이므로 180°에 달았던 Static Pair Weight를 반시계 방향으로 44° 이동한 224°(180° + 44°)로 옮기면 된다. 또한 달아야 할 무게는 벡터 AD가 38 µm이므로 600 gr × AD/AC = 600 gr × 38 µm/60 µm = 380 gr만 달면 된다.
- ⑨ Static Pair의 Trial Weight를 뗴고 380 gr을 224°에 달면 무부하시의 진동은 OD 가 된다. 이와 같이 발란싱은 원하는 위치로 이동시킬 수 있다. 물론 이 경우 전 부하시의 진동은 OE(40 µm∠300°)가 될 것이다. 따라서 전부하에 걸쳐 진동은 허 용치 이내에 있게된다.

6.8 多面 발란싱 (Multi-Plane Balancing)

앞에서 1면 발란싱의 기법을 이용하여 2면 발란싱 기법을 개발하였다. 마찬가지 로 2면 발란싱 기법을 이용하면 다면 발란싱도 가능하다. 그러나 다면 발란싱의 경우 도 2면 발란싱에서와 같이 Cross Effect를 고려해야 한다. 다면 발란싱의 최종목표는 기동시부터 전부하에 걸쳐 전체 로터 진동이 허용치 이내에 들도록 하는 것이다.

고압, 중압, 저압터빈 및 발전기로 구성된 기계를 예를 들어 설명한다. 저압터빈을 Static Balancing하여 진동이 원하는 값으로 감소되었다고 하자. 그러나 Cross Effect 영향으로 인접한 다른 로터의 진동진폭 및 위상각이 크게 변화하여 허용치 이상으로 증가하였다면 저압터빈에 달았던 교정 Weight와 무게를 조정하던가 진동이 상승한 로 터를 다시 발란싱해야 한다.

따라서 각 로터마다 Static, Couple 또는 Single Balancing할 때마다 해당 로터에 미 치는 Tagging Effect는 물론이고 인접 로터에 미치는 Cross Effect를 기록해 놓아야 이 값을 이용하여 발란싱 횟수를 최소한으로 할 수 있으며 전체 로터의 진동을 허용치 이내로 조정할 수 있다.

효과 벡터인 Tagging Effect와 Cross Effect를 구하기 위해서는 편의상 불평형 형태 별로 일정한 무게와 각도(예를 들면 Static Unbalance인 경우는 전후 교정면에 200 gr ∠0°의 Weight를 또 Couple Unbance인 경우는 전측 교정면에는 200 gr∠0°, 후측 교 정면에는 200 gr∠180° Weight를 단다)를 선정하는 것이 좋다.

한편 Tagging Effect와 Cross Effect는 순수한 불평형에 의해서만 영향을 받지 않고

Alignment 상태나 Rubbing 등 외적인 진동원인에 의해서도 영향을 받으므로 그 값을 취할때마다 다소의 차이가 발생한다. 따라서 실제로 적용할 때는 현재의 상태에다 그 동안의 진동이력, Alignment 상태 등을 고려하여 Tagging 및 Cross Effect를 결정하여 야 한다.

7. Balance Weight 調整 및 設置

(Adjustment and Installation of Balance Weights)

7.1 Balance Weight 調整 (Adjustment of Balance Weights)

7.1.1 Balance Weight 半徑 調整

(Adjusting the Radius of Balance Weights)

때때로 Trial Weight를 달 수 있는 반경이 영구적인 교정 Weight를 달아야 할 반경과 같지 않을 때가 있다. 이와 같은 경우에 새로운 반경에 부착할 교정 Weight의 양을 계산할 필요가 있다. 이것은 교정 Weight의 중량에 반경을 곱한 값과 Trial Weight 중량에 반경을 곱한 값이 같으면 된다.

예를 들면 반경 30 cm에서 24 gr의 Trial Weight를 달아 기계를 발란싱하였으나 교 정 Weight는 반경 12 cm에 달아야 한다고 하자. 새로운 반경 12 cm에 소요되는 Weight의 양은 다음 식으로 구한다.

 $W_{t1} \times$ 반경₁ = $W_{t2} \times$ 반경₂

따라서 24 gr × 30 cm = W_{t2} × 12 cm $\therefore W_{t2} = 60 gr$

즉 반경 12 cm에 60 gr의 Weight를 다는 것은 반경 30 cm에 24 gr의 Weight를 단 것과 같은 역할을 한다.

7.1.2 矯正 Weight의 分配 (Dividing Correction Weights)

어떤 로터에서는 교정 Weight를 달아야 하는 위치가 제한되어 있어, 벡터 해 석에 의하면 Weight를 달 수 없는 곳에 Weight를 달아야 할 경우가 있게 된다. 이 문제의 해결방법은 계산에 의해 산출된 Weight 양과 위치에 해당하는 벡터를 분해하 여 원래 위치의 양쪽에 Weight를 다는 것이다.

예를 들면 그림 3-45와 같이 6개의 Blade가 60° 간격으로 되어있는 Fan을 발란싱한 다고 가정하자.



그림 3-45 Fan 날개 모양

Blade #1에 Trial Weight를 단후 벡터도에서 계산한 결과 교정 Weight는 시계 방향 으로 75°이동하고 20 gr을 달도록 나타내고 있다. 그림에서와 같이 이 Fan에는 75° 시계 방향에 필요한 Balance Weight를 달 Blade가 없다. 그러므로 인접한 Blade(#2 및 #3)에 Weight를 달아야 한다. 이제 남은 문제는 각 Blade에 얼마만큼의 Weight를 달아야 하는지 아는 것이다.

#2, 3 Blade에 필요한 교정 Weight의 양을 알기 위하여 벡터도를 작도한다. Polar Graph상에 그림 3-46A와 같이 #2, 3 Blade의 상대 각위치를 표시한다. 다음 필요한 교정 Weight를 나타내는 벡터를 그린다. 이 벡터의 각위치는 Blade #1로부터 시계 방 향으로 75°이고 벡터 계산에 의하여 구한 것과 같이 길이는 20 gr을 나타낸다. 이 벡 터 끝으로부터 Blade #3과 평행하게 그어 Blade #2와 만난점을 A라하고, 또 Blade #2 와 평행하게 그어 Blade #3과 만난점을 B라 하여 평행사변형을 그린다.

Blade #2에 필요한 Weight의 양을 구하기 위하여 벡터 OA의 길이를 측정한다. 또 Blade #3에 필요한 Weight의 양을 구하기 위하여 벡터 OB를 측정한다. 그림 3-46B에 서 벡터 OA 및 OB는 Blade #2에 16.3 gr이, 또 Blade #3에는 6 gr이 필요하다. 물론 이것들은 Blade #1 상에 있는 Original Trial Weight와 같은 반경에서 필요한 Weight 이다. 이 두 Weight의 합이 20 gr이 넘고 있음을 알아둘 필요가 있다.



그림 3-46 교정 Weight의 분배 벡터도

7.1.3 矯正 Weight의 合成 (Combining Correction Weights)

Weight Balancing을 여러번 하다보면 크고 작은 많은 양의 Weight가 부착 된다. 이들을 합성하여 오직 한 개의 교정 Weight를 설치하는 것이 보다 편리하다. 벡터도를 이용하면 해를 쉽게 구할 수 있다.

예를 들면 그림 3-47A 로터에 3개의 Balance Weight가 있다고 하자. 이 3개의 Weight를 조합하기 위하여 이들의 양과 각위치를 알아야 한다. 먼저 Weight #1을 나 타내는 벡터를 그린다. 그림 3-47B에서와 같이 편리하게 하기 위하여 Weight #1을 가장 큰 것으로 정하고 0°에서 그 벡터를 그린다. 이 벡터의 길이는 Weight 25 gr에 해당한다. 다음 #1 Weight의 벡터 끝으로부터 그림 3-47C와 같이 Weight #2를 나타 내는 길이의 벡터 10 gr을 그린다. Weight #2에 대한 벡터는 그 Weight 위치가 #1 Weight로부터 시계 방향으로 30°이므로 Balance Weight로부터 시계 방향으로 30°로 그린다. #2 Balance Weight의 벡터를 끝으로부터 길이가 5 gr인 #3 Weight에 대한 벡터를 그린다. 그림 3-47D를 보면 이 벡터는 Balance Weight #1로부터 시계 방향으 로 45°로 그려진 것이다.

각 Balance Weight에 대하여 각 벡터들이 작도된 후 그림 3-47D에서 보는 바와 같 이 원점(0)으로부터 최종 Balance Weight의 벡터끝까지 선을 그어 벡터 R을 그린다. 이 벡터 R이 그 결과이며, 3개의 Weight와 동등한 양과 각위치를 나타낸다. 즉 벡터 R로부터 38 gr의 Weight를 Weight #1로부터 시계 방향으로 13°에 위치시키면 된다.



그림 3-47 Balancing Weight의 벡터 합성

터빈 로터의 경우 여러 Weight들이 임의로 Weight Groove 전 원주에 걸쳐 있게 되는 경우가 많다. 이로 인하여 새로운 Balance Weight를 다는데 방해가 된다. 이들 임의의 Weight들을 벡터 합성하여 하나의 최종 Weight Group으로 만들어 부착하면 된다.

7.1.4 圓弧 Weight의 効果 (The Effect of Arc Weights)

Weight의 원호 길이가 커지게 되면 커질수록 Weight의 효과는 점차로 적어 지게 된다. 물론 제한된 경우이지만 Weight가 증가하여 길이가 360° 원호로 되면 서 로 상쇄되고, 전 Weight Group에 아무 것도 추가하지 못하게된다.

유효중량 W_E 는 다음 식에 의하여 구해진다.

$$W_E = NW(\phi)$$

여기서 W(φ) = Arc Span (원호길이) θ°의 총중량

N = 유효도(%)

N은 다음 식에서 구해진다.

$$N = \frac{360 \sin\left(\frac{\Theta}{2}\right)}{\pi\Theta}$$

N대 θ의 곡선(그림 3-48)은 부착한 Weight Span의 길이(원호)에 따른 실제 유효중 량을 산출하는데 사용된다.

[참 고]

① 합성 Weight Span이 큰 원호이면 역순으로 Percent 유효도를 고려하여야 한다.

② 큰 Static Weight가 HP 또는 Reheat Rotor에서 발견되면 Mid Span으로 Weight 일부를 분산시키는 것이 바람직하다.





진동 교정 작업을 위해서는 여러 가지 모양의 Weight와 Weight Groove에 대하여 잘 알고 있어야 하고, Balance Weight를 어느 곳에 달아야 하는지도 알아야 한 다. 대부분의 재래식 저압터빈과 발전기 로터는 Dovetail Wheel Weight(그림 3-49)를 사용한다.

일단 Balance Weight가 Weight Groove에 위치되면 Set Serew로 조인다. 이때 Weight의 경사면이 Weight Groove의 경사면에 완전히 밀착될 때까지 Weight에 힘을 가한다. 대부분의 Groove는 Weight 삽입이 용이하도록 Access Opening이 Groove

Arc 매 90°마다 있다. Access Opening으로 Weight를 넣은 후 필요한 위치로 밀어 넣으면 된다.

커플링을 발란싱할 때에는 T-형 Weight를 사용한다. Dovetail Weight와 같이 T-형 Weight도 제위치에 넣어 Set Serew로 조인다.

그림 3-50은 T-형 Weight의 설치 단면도이다. Dovetail이나 T-Weight의 최종위치 가 결정되면 Weight Groove의 가장 자리를 펀칭하여 Weight가 풀려 나오지 않도록 하며 부착 Weight의 최종 위치와 양을 기록하여 두어야 한다.



그림 3-49 터빈 로터용 전형적인 Dovetail Wheel Weight와 Groove



그림 3-50 전형적인 커플링 Weight와 Groove

고온 로터 및 원자력 저압터빈은 Balance Plug(Balance Plug Weight)를 사용한다. Balance Plug를 설치할 때 삽입공구를 이용하여 Turbine Access Opening을 통하여 들 여 보낸다. 이때 Shell에 떨어지지 않도록 많은 주의를 해야한다.

Balance Plug를 고온 로터에 부착할 때 열팽창 문제점이 있다. 로터 온도는 900°F (480℃)에 이르고 있는 반면 Plug 온도는 대기온도상태에 있다. 이런 상태 하에서 Weight가 부착되면 고착될 수 있다. 따라서 이런 일이 일어나지 않도록 Balance Plug 를 부착할 때마다 다음과 같은 절차를 행한다 (그림 3-51 참조).

Tap으로 Plug Hole을 청소할 때도 같은 주의가 요하며 이 Tap을 Access Hole에 넣어 수분동안 가열한다.

- ① 대략 로터 온도로 가열한 Tap으로 Balance Plug Hole을 Tapping 한다.
- ② 삽입공구로 Weight를 부착한다.
- ③ Compound로 Balance Weight Thread를 도포한다.
- ④ 대략 로터 온도까지 Weight를 가열한다.
- ⑤ 로터 Balance Hole에 Weight를 끼운다.
- ⑥ Weight로부터 삽입공구를 취외한다.
- ⑦ Tightening Tool로 Weight를 조인다.

최종 Weight 위치가 확정된 후 Balance Plug 위치를 기록한다.



그림 3-51 전형적인 Plug Weight, 삽입공구 및 조임공구

7.2.2 Balance Weight 材質 (Balance Weight Material)

Weight가 없어 만들어야 할 경우 적당한 재질을 사용하여야 하는 것이 중

제3장 발란싱 — 1459

요하다. 재질은 Weight의 위치, 로터 재질 및 Weight의 모양에 따라 다르다.

전형적인 Weight의 재질은 Groove에 끼우는 Weight용으로 B50A-332A(ASI Type 410과 동등한 12Cr 재질)를 또 Plug Type Weight로는 B5F5B3를 쓴다. 그러나 Plug Weight에 대해서는 예외가 있다. 예를 들면 12Cr 로터 Balance Plug는 특수재질(통상 B7B5A)을, 기존 HP Rotor의 Midspan용 Plug는 Copper Plate를 사용한다.

7.2.3 安全 (Safety)

진동 교정 작업의 제일은 안전이다. 운전 중에는 진폭 및 위상을 측정하기 위 해 충분한 조명을 하여 회전부분에 케이블 및 그밖에 다른 물건이 걸려 들어가지 않도 록 주의해야 하고, 또한 Weight를 회전체 내부에 떨어뜨리지 않도록 해야 한다.

Balance Weight를 부착하기 위해 회전체가 정지하고 있는 동안은 다음 주의 사항을 잊어서는 안된다.

- 작업 중에 Drain Valve를 조작하거나 Steam Valve를 절대 열지 않도록 운전자에 게 명확히 지시해 놓는다.
- ② 발전기는 어떠한 사고로 인해 돌지 않도록 개폐기를 Open해야 한다.
- ③ Turning Gear Motor 곁에는 항상 사람을 배치하여 이 사람이 Weight를 부착하 는 사람으로부터 신호를 받아 Turning Gear Motor를 운전해야 한다.
- ④ Balance Weight를 부착하는 사람은 회전체 속에 들어가기 전에 호주머니에서 떨어지기 쉬운 물건을 모두 꺼내 놓는다.
- ⑤ 터빈에서 사용되는 공구는 놓고 나오는 일이 없어야 한다. 망치, 렌치, 끌, 펀치 등은 손이나 기타 밖에 있는 고정부와 연결시켜 놓는다.
- ⑥ 작업자가 Weight를 부착하러 들어갔을 때에는 반드시 맨홀에 1인의 감시자가 있어야 한다.
- ⑦ 복수기에 들어가는 사람은 떨어지지 않도록 안전벨트를 착용하고 그 끝을 기계 밖의 고정부에 묶어 놓아야 한다.
- ⑧ 배기실에도 충분한 조명을 해야 한다.

8. Weight Balancing의 練習과 事例

(Exercise and Case Histories of Weight Balancing)

- 8.1 Weight Balancing의 練習問題 (Exercise of Weight Balancing)
 - (1) "1" Shot Balance 계산 예제

[예제 1]

아래 표와 같은 Balance Sensitivity 및 위상특성을 갖는 로터의 1차 임계속도에 서 #5 베어링이 5.1 mil∠293°, #6 베어링이 6.9 mil∠325°로써 과대진동이 발생했다. 1 차 임계속도의 동상교정을 Pair Weight로 행할 경우 Balance Weight를 구하라. 단 진 동 측정시 Strobe와 진동 Pickup의 위치는 동일하다 (계기 IRD 600).

ROTOR	속 도 (rpm)	Weight	Sensitivity(k)	Rotor 위상지연 특성각도
	1200 (1 차)	Pair	43.5(g/mil)	110 도
	3600 (정 격)	Couple	63.4(g/mil)	340도

[해] 그림 3-52에서 작도에 의한 #5, #6 베어링의 진동의 동상(Static) 성분 Y_P 는 $Y_p=~5.8∠310^\circ$

Balance Weight의 크기 : $W_B = k \cdot Y_p$ = 43.5×5.8 = 252.3 ≒ 252 gr

계기특성각 $\Phi_{CAL} = 130^{\circ}$

 $\Phi_{HS} = \Phi_M + \Phi_{CAL} + \Phi_{RG} = 310 + 130 + 0 = 80^{\circ}$

Balance Weight 취부각 : $\Phi_{BW} = \Phi_{HS} - \Phi_{UH}^{\pm} 180 = 80 - 110 + 180 = 150^{\circ}$

W_B = 252 gr∠150° (# 5 베어링 측), = 252 gr∠150° (# 6 베어링 측)



그림 3-52 동상(Static) 성분의 벡터도

[예제 2]

예제 1에서 1차 발란싱을 실시하지 않고 정격속도(3600 rpm)까지 승속시켰을 때,

제3장 발란싱 — 1461

#5 베어링에서 2.2 mil∠13°, #6 베어링에서 3.2 mil∠257°의 진동이 발생했다. 이 경우 정격속도에서의 Balance Weight를 구하라.

[해] 진동치를 분해해 보면 그림 3-53과 같이 역상(Couple) 성분이 크기 때문에 정격에서 역상성분에 대하여 Couple Weight로 발란싱한다.

작도하면 #5 베어링 측의 역상성분 Y_c = 2.3 mil \angle 52°

Balance Weight의 크기 : $W_C = 63.4 \times 2.3 = 146(gr)$

- $\Phi_{M} = 52^{\circ}$ $\Phi_{CAL} = 86^{\circ}$ $\Phi_{HS} = 52^{\circ} + 86^{\circ} = 138^{\circ}$ $\therefore \Phi_{BW} = 138^{\circ} - 340^{\circ} + 180^{\circ} = 338^{\circ} (\#5 베어링 측)$
- ∴ W_B = 146 gr∠338° (#5 베어링 측)

146 gr∠338 - 180 = 146 gr∠158 (#6 베어링 측)



그림 3-53 역상(Couple) 성분의 벡터도

[예제 3]

예제 2에서 1차 임계속도의 발란싱을 동시에 행할 경우 Balance Weight를 구하라. [해] (가) 1차 임계속도의 동상성분을 Couple Weight와 동일한 교정 면에서 Pair Weight로 수정할 경우는 예제 1, 예제 2의 Weight를 합성하면 된다 (그림 3-54 참조).



그림 3-54 각 교정면에서의 Balance Weight의 합성

(답)	#5 베어링	측 : 252 gr∠150° ·	+ 146 gr∠338° = 109 gr∠139°
	#6 베어링	측 : 252 gr∠150° +	⊦ 146 gr∠158° = 397 gr∠152°

이 경우는 결국 로터 양단의 2면에서 발란싱한 것이 된다.

- (나) (가)에서 Pair와 Couple 의 교정면이 다를 경우 Pair 및 Couple로 구한 Balance
 Weight를 각각의 교정면에 부착한다. 교정면은 최대 4 면이 된다 (이 경우
 Pair 및 Couple의 로터 특성은 물론 그 교정면에 대해 구한 것이어야 한다).
- (다) 1차의 동상분을 로터 중앙의 교정면에서 수정하는 경우, 로터 양단의 역상분 교 정면과 합하면 3면이 된다.

[예제 4]

예제 1의 Balance Weight를 취부하여 1 Shot을 실시한 다음 #5 베어링의 진동은 2.1 mil∠260°, #6 베어링의 진동은 3.5 mil∠320°로 저감되었지만 충분하지는 못하다.

만약, 이 원인이 로터 위상지연 특성의 평가오차에 의한 것이라면 보다 정확한 Sensitivity 및 위상을 구해 보라.



(가) Weight 감도

그림 3-55와 같이 #5, 6 베어링에서 "O" Shot에서 "1" Shot으로의 진동 변화 즉, 효과 벡터의 크기 Y_e 5, Y_e 6의 평균치 Y_e 는

 $Y_e = (Y_e5 + Y_e6)/2 = (3.53 + 3.43)/2 = 3.48 \text{ mil}$

따라서 정확한 Weight 감도는

K' =
$$\frac{W_B}{Y_e} = \frac{252}{3.48} = 72.4 \text{ gr/mil}$$

(나) 위상

"O" Shot의 벡터를 감소시키기 위해서는 효과 벡터를 그림 3-55의 위상차 θ₅,θ₆ 를 평균한 값을 시계 방향으로 이동한다. 즉,

 $\Theta = (\Theta_5 + \Theta_6)/2 = (19 + 5)/2 = 12^{\circ}$

로터 위상지연각 $\Phi_{U\!H}$ = 110° +12° = 122°이다.

(2) 영향계수 및 잔류 진동 계산 예제

[예제 1]

다음 로터의 효과 벡터를 구하라 (정격속도)

단위 : mil∠도

측정위치	"1"Shot 진동A 1	초기진동A。	효과벡터 A	부착 Weight
전 측 BRG	4.7<63	7.5<130	7.1<347	Pair 각 200gr<30
후 측 BRG	4.5<330	4.2<215	7.3<001	

(답) $A = A_1 - A_0$

* 전측 베어링의 계산식

S (sin 성분) = 4.7 sin 63° - 7.5 sin 130° = 4.187 - 5.75 \Rightarrow -1.56
C (cos 성분) = 4.7 cos 63° - 7.5 cos 130° = 2.1337 - (-4.8209) = 6.955
L (크기) =
$$\sqrt{S^2 + C^2} = \sqrt{(-1.56)^2 + (6.955)^2} \approx 7.1$$

a(각) = $\tan^{-1} \frac{S}{C} = \tan^{-1} \frac{-1.56}{6.955} = -12.6^\circ \approx 347^\circ$
 $\therefore A = A_1 - A_0 = 4.7 \ mil \ge 63^\circ - 7.5 \ mil \ge 130^\circ = 7.1 \ge 347^\circ$ 이다.



그림 3-56 효과벡터 계산예

[예제 2]

예제 1의 경우의 영향계수 Sensitivity를 구하라.

예제 2의 결과를 이용하여 예제 1의 초기 진동 A_0 에 대한 동상교정의 경우 Pair Balance Weight를 구하라.

[예제 4]

예제 3의 Weight로 운전했을때의 초기 진동에 대한 잔류진동을 예측하라. [해] ε=ε₀+αW

이 결과, 동상교정만으로는 충분한 진동 저감을 시킬 수 없음을 알 수 있다. 이 경 우 초기 진동의 역상성분은 4.2 mil∠100 (전측 베어링)이고, 동상성분에 대하여 역상성 분을 무시할 수 없기 때문에, 이 성분에 대해 Couple Weight에 의한 교정이 동시에 실 시되어야 한다.

(3) Mode별 영향계수를 이용한 1 Shot Balance법의 예제

[예제 1]

어떤 로터의 진동치 및 영향계수가 아래와 같이 주어진 경우 로터 양단의 2면에 서의 Balance Weight를 구하라.

Balance 면	속 도 (mm)	초기진동	초기진동치(#<도)		영향 계수(<i>/</i> // gr /	
	(ipiii)	# 1	# 2	Wt	# 1	# 2
φ φ	3600 (정격)	85<84	85<281	Couple	1.015<163	8.213<166
#1 #2	2600 (1차)	41<210	46<158	Pair	6.63<106	8.944<103

[해] (가) 3600 rpm-Couple Weight 사용

역상성분 $Y_c = \frac{1}{2} (85 \angle 84^\circ - 85 \angle 281^\circ) = 84.1 \angle 93^\circ$ (#1 베어링 측) Balance Weight $W_c = \frac{Y_c}{a_c} = -\frac{84.1 \angle 93^\circ}{\frac{1}{2} (10.15 \angle 163^\circ + 8.213 \angle 166^\circ)}$ $= -\frac{84.1 \angle 93}{9.18 \angle 164} = 9.2 \text{ gr} \angle 109^\circ (#1 \text{ 베어링 } \stackrel{=}{\rightarrow})$ $= 9.2 \text{ gr} \angle 289^\circ (#2 \text{ 베어링 } \stackrel{=}{\rightarrow})$

(나) 2600 rpm - Pair Weight 사용

동상성분 $Y_P = \frac{1}{2}(85∠84^\circ - 10^\circ + 46∠158^\circ) = 39.82^\circ$ Balance Weight $W_P = \frac{Y_P}{a_P} = -\frac{39.1 ∠ 182^\circ}{\frac{1}{2}(6.630 ∠ 106^\circ + 8.944 ∠ 103^\circ)}$ $= -\frac{39.1 ∠ 182^\circ}{7.78 ∠ 104^\circ} = 5.0 \text{ gr}∠258^\circ (#1 베어링측)$ $5.0 \text{ gr}∠258^\circ (#2 베어링 측)$ (다) 합성-교정면이 같으면 Pair와 Couple Weight를 합성할 수 있다.

5.0∠258° + 9.2∠109° = 5.6 gr∠137° (#1 베어링 측)

5.0∠258° + 9.2∠289° = 13.7 gr∠278° (#2 베어링 측)

[예제 2]

다음과 같은 특성을 갖고 있는 로터에서 로터 중앙과 양단 2면의 총 3면 Balance Weight를 구하라

Balance 면	속 도	초기진동	초기진동치(µ <도)		영향계수(///gr/<5	
	(rpm)	# 5	# 6	Wt	# 5	# 6
#5측 중앙 #6측 약 약 약	3600 (정격)	35<352	35<207	Couple	2.932<171	4.285<184
	2600 (1차)	61<119	77<110	Single	3.587<104	4.481<97

[해] (가) 3600 rpm - 양단 Couple Weight

역상분
$$Y_{\mathcal{C}} = \frac{1}{2} (35 \angle 352^\circ - 35 \angle 207^\circ) = 33.4 \angle 10^\circ$$
 (#5 베어링 측)

Balance Weight
$$W_C = -\frac{33.4 \angle 10^\circ}{rac{1}{2} (2.923 \angle 171^\circ + 4.285 \angle 184^\circ)}$$

= $-\frac{33.4 \angle 10^\circ}{3.58 \angle 179^\circ} = -\frac{33.4 \angle 10^\circ}{3.58 \angle 179^\circ}$
= 9.3 gr∠11° (#5 베어링 측)
= 9.3 gr∠191° (#6 베어링 측)

(나) 2500 rpm - 중앙 Single Weight
동상분
$$Y_S = \frac{1}{2} (61 \angle 119^\circ + 77 \angle 110^\circ) = 68.8 \angle 114^\circ$$

Balance Weight $W_S = -\frac{68.8 \angle 114^\circ}{\frac{1}{2} (3.587 \angle 104^\circ + 4.481 \angle 97^\circ)}$
$$= -\frac{68.8 \angle 114^\circ}{4.03 \angle 100^\circ}$$
$$= 17.1 \angle 194^\circ (로터 중앙)$$

8.2 Weight Balancing의 事例 (Case Histories of Weight Balancing) 8.2.1 發電機 로터의 Static Weight Balancing

2.1 及电域 エリー Static Weight Dataheing

(Static Weight Balancing in Generator Rotor)

(1) 개요

500 MW 용량의 보령화력 터빈 발전기의 '95 Overhaul시 과속도 시험후 발전기의 진동이 상승하여 저압터빈(B) 및 발전기 사이의 C Coupling에서 발란싱하여, 그 Cross Effect를 이용하여 발전기의 진동교정을 시도하였으나 만족스럽게 교정되지 않아 발전 기내의 수소를 방출하고 발전기 로터를 직접 발란싱한 내용임.

비귀	LPB 로터		발전기	ਸੀ ਹ	
न ज	#5베어링	#6베어링	#7베어링	#8베어링	비포
95.2.18	58 ⁄ 315°	30∠045°	84 ⁄ 000°	78 ⁄ 030°	IRD885
159 MW	002010	002010	012000	.02000	nibooo
95.2.18	49 / 315°	28 ⁄ 045°	83 / 000°	82 / 030°	단위:µm p-p
245 MW	10 2 010	202010	002000	012 000	
95.2.18	48 / 330°	24 / 045°	86 / 345°	87 / 030°	1×RPM 신공
480 MW	10 2 000		002040	012000	

(2) 과속도 시험후 진동현황

- 터빈의 진동은 50 µm이하로 양호하나, #7, 8 베어링의 발전기 진동은 무부하로 부터 전부하 범위에 걸쳐 85~90 µm로 대체로 높음.

(3) "0" Shot 데이터 (그림 3-57 참조)

부 하	LPB 로터		발전기	ਸੀ ਹ	
05.2.19	#5베어링	#6베어링	#7베어링	#8베어링	비포
95.3.18 3600 rpm	$76 \angle 300^\circ$	$36 \angle 020^{\circ}$	$121 \angle 320^{\circ}$	$127 \angle 10^{\circ}$	GEN Air Pr
	77	38	122 127		0.3 kg/cm²

- 발전기의 진동이 120 µm이상으로 높음.

- 위쪽값은 1×RPM 진동값이고 아래값은 전체 진동값임

(4) "1" Shot Static Weight Balancing

발전기 로터의 진동교정 실적이 없으므로 표 3-4 발전기 High Spot Number Chart를 이용하여 발전기 Balance Weight 중량 및 위치를 계산함.

[Static Weight 중량 및 위치계산]

○ Static성분 (#7, 8 베어링 진동치를 연결한 선의 중앙점)

7번 베어링측 ; 112 µm∠345°

8번 베어링측 ; 112 µm∠345°

◦ Static Weight 취부 각도

 $\varphi_{BW} = \varphi_{M} + \varphi_{CAL} \pm \varphi_{RG} - 90(HSNO-1) \pm 180^{\circ}$

φ_{BW} = Balance Weight 취부각도

Φ_{CAL} = 측정기 위상지연 특성각도(290°)

♠M = 측정위상 각도(345°)

Φ_{RG} = Pickup 위치(30°)와 Strobe 위치(270°)간의 차이(120°)

HSNO = High Spot No.(1.6~1.9) (표 3-4 참조)

 $\Phi_{BW} = (345+290+120)-90(1.6\sim1.9-1)\pm180 = 134\sim161^{\circ}$

○ Static Weight 중량

Static Weight Sensitivity는 1 #m당 3.9~5.6 gr이므로 Static 진폭성분 112 #m를 전량 없애기 위해 112×(3.9~5.6) = 437~627 gr의 Weight를 취부하면 된다.

취부 중량 및 위치

발전기 전후측 교정면 150°에 435 gr씩 취부함.

진동현황

비 뉬	LPB 로터		발전기 로터		
of	#5	#6	#7	#8	비고
95.3.18	69∠270°	37∠015°	57∠285°	20∠030°	IRD885
3600 rpm	70	39	59	25	GEN Air Pr 0.3 kg/cm²

발전기의 진동이 예상대로 크게 감소하였으나 더욱 감소시키기 위해 미세 조정
 함.

(5) "2" Shot Weight Balancing

그래프상에서 #7, 8 베어링측에서의 Sensitivity는 실측하면 각각 40 µm 및 55 µm 이다. 무부하 정격 회전속도에서 40 µm p-p이내에 들도록 하기 위하여 Weight 위치를 시계 방향으로 이동시키면 그 선상에 진동이 있게된다. 한편 무게는 각각 95 gr씩 증 가시키면 #7베어링측 진동은 530 gr/435 gr × 40 µm ≒49 µm 길이의 벡터점(그림에서 2 Shot 예상진동치 28 µm∠290°)에 있을 것이고, #8 베어링측 진동은 530 gr/435 gr × 55 µm ≒67 µm 길이의 벡터점(그림에서 2 Shot 예상 진동치 42 µm∠100°)에 있을 것이다. 그러나 다음표에서 보는 바와 같이 2 Shot후 실제 진동치를 보면 #8 베어링측은 거의 예상치와 같으나 #7 베어링측은 진동치는 더욱 감소되었으나 예상위치와는 다소차이가 있다.

н э	LPB	로터	발전기	ਸੀ ਹ	
부 하	#5	#6	#7	#8	
95.3.19	$41 \angle 255^{\circ}$	$27 \angle 000^{\circ}$	10∠045°	$40 \angle 105^{\circ}$	IRD885
3600 rpm	42(34)	29(21)	12(9)	42(42)	(TSI)
95.3.19	$27 \angle 240^{\circ}$	$25 \angle 355^{\circ}$	$10 \angle 220^{\circ}$	$41 \angle 115^{\circ}$	IRD885
516 MW	28(21)	27(21)	11(9)	42(40)	(TSI)



그림 3-57 발전기 Static Balancing 벡터도

8.2.2 低壓 터빈 로티의 Couple Weight Balancing (Couple Weight Balancing in LP Turbine Rotor)

(1) 개요

매일 기동정지(DSS) 및 Governor Free 운전을 주로 하는 350 MW의 평택화 력 3호기 저압터빈(#A)의 #3,4 베어링측 진동이 부하 상승시 다소 높을 것으로 예상되 어 진동 교정한 내용임.

ㅂ 귀	HIP	로터	LPA 로터		
T 0	#1 베어링	#2 베어링	#3 베어링	#4 베어링	
'98. 5. 15	30 <i>u</i> m / 350°	77 µm / 35°	47 um / 325°	41 um < 115°	
3600 rpm	50 μm 2 550		$47 \mu m \ge 323$	41 µm 2 110	
Load Effect	_	35 µm∠237°	28 µm∠5°	24 µm∠177°	
전부하시 예상진동	-	48 µm∠18°	70 µm∠340°	57 μm∠137°	

(2) "0" Shot 데이터 (그림 3-58 참조)

각 베어링에서 무부하 정격속도(3600 rpm)로부터 전부하까지 변화되는 진동 벡터량 을 Load Effect라 하며 이 표에 나타난 Load Effect 값은 그 동안 기동 정지하면서 기 록된 값을 평균한 것이다. 따라서 "0" Shot 데이터로부터 Load Effect의 벡터량을 그 라프상에서 합성하면 전부하시 예상 진동이 된다.

전부하시 예상 진동란에서 보는 바와 같이 부하 증가에 따라 2번 베어링 진동은 감 소하고 3번 베어링 진동은 상승하는 경향이 있어 저압터빈 로터를 발란싱하여도 고압 터빈 로터에 미치는 진동영향(Cross Effect)은 (3)항에서 보는 바와 같이 상대적으로 적어 저압터빈 로터를 발란싱하여 진동감소를 꾀하고자 함.

- (3) "1" Shot Couple Weight Balancing
- (가) High Spot Number Chart에 의한 계산 (그림 3-58 참조) "0" Shot 벡터도에서 Static 성분 ; 12 μm∠26° (#3, 4 베어링측) Couple 성분 ; 42 μm∠306° (#3 베어링측) 42 μm∠136° (#4 베어링측)
- 표 3-2의 Chart I-3을 적용하여 다음과 같이 계산한다.
- [Couple Weight 중량 및 위치계산]
 - Couple Weight 취부각도
 - $\phi BW = \phi M + \phi CAL \pm \phi RG 90 (HSNO-1) \pm 180^{\circ}$
 - φBW = Balance Weight 취부각도
 - ♦CAL = 측정기 위상 특성각도(290°)
 - ♦M = 측정위상 각도(309°: #3 베어링측)
 - φRG = Pickup과 Strobe사이의 각도(30°)
 - HSNO = High Spot No(1.9)

φBW = (309+290+30)-90(1.9-1)±180 = 8° (#3 베어링측)

= 8° + 180° = 188° (#4 베어링측)

• Couple Weight 중량

Couple Weight Sensitivity는 1 µm당 1.67 gr이므로 Couple 진폭성분 42 µm를 전량 없애기 위해 42×1.67 ≒70 gr의 Weight를 취부하면 된다.

예상 진동치

교정 Weight를 #3 베어링측에 70 gr∠8°, #4 베어링측에 70 gr∠188° 달고 기

동하면 무부하 3600 rpm에서 #3, 4 베어링의 진동은 Static Unbalance 성분만 남게 되므로 모두 12 µm∠26°에 있고, 전부하시에는 #3, 4 베어링측의 Load Effect 그대로 작용할 것이므로 그림 3-58에서와 같이 #3 베어링측에서는 42 µm∠12°, #4 베어링측에서는 16 µm∠150°에 있을 것이다. 여기서 #2 베어링측 의 거동은 모르고 다만 작을 것이라고만 예상하고 있다.



그림 3-58 High Spot Number Chart에 의한 저압터빈 로터의 Couple Balancing 180°

(4) Balance Sensitivity 실적에 의한 계산 (그림 3-59 참조)

• Couple Weight 부착시 Balance Sensitivity 실적

(#3 베어링측 ; 100 gr∠0°, #4 베어링측 ; 100 gr∠180° 부착시)

Cross Effect		Tagging	g Effect	- ਮੀ ਹ		
#1	베어링	#2 베어링	#3 베어링	#4 베어링	비고	
10	μ m $ angle 80^\circ$	9 μ m $\angle 240^{\circ}$	$40 \ \mu \mathrm{m} \angle 140^\circ$	$34 \ \mu \text{m} \angle 310^{\circ}$	1, 2, 4호기	평균 Sensitivity

High Spot Number Chart를 이용하여 발란싱하는 경우는 기계제작자가 그 값 을 제공하는 경우에만 가능하고 일반적으로는 Balance Sensitivity 실적치를 이

용하여 발란싱 기술자가 Weight의 중량이나 설치 위치를 원하는데로 조정할 수 있으므로 High Spot Number Chart를 이용할 때보다 정확하고 미세조정도 가능하지만 다소 복잡하다. 그러나 벡터도를 작성할 때 세심한 주의를 기울이 면 훌륭한 결과를 얻게된다.

그림 3-59 상에서 Balance Sensitivity를 이용하는 Couple Balance 절차를 소개한다.

- ③ 3600 rpm 무부하 상태에서의 #2, 3, 4 베어링측의 진동벡터(#2 : 77 µm∠35°, #3 : 47 µm∠325°, #4 : 41 µm∠115°)를 그린다.
- ② 이들 각 점에서 Load Effect(#2 : 35 µm∠237°, #3 : 28 µm∠5°, #4 : 24 µm∠177°)
 를 그리면 이 점들이 교정전 전부하에서의 예상 진동치이다 (#2 : 48 µm∠18°, #3 : 70 µm∠340°, #4 : 57 µm∠137°).
- ③ #3 베어링측 교정면에 100 gr∠0°, #4 베어링측 교정면에 100 gr∠180°의 Couple
 Weight를 달았을 때의 Tagging Efect(#3 : 40 µm∠140°, #4 : 34 µm∠310°)와
 Cross Effect(#2 : 9 µm∠240°)를 각각 원점을 기준하여 그려놓는다.
- ④ High Spot Number Chart를 이용할 때 3600 rpm 무부하 상태의 Couple Balancing의 목표점은 #3, 4 베어링의 3600 rpm 무부하 점을 연결한 선의 중앙점 이다. 즉 이 중앙점이 #3, 4 베어링에서의 3600 rpm 무부하 진동점이다. 이 상태 에서 부하를 상승시키면 각각 Load Effect만큼 이동하게 된다.
- ⑤ 과연 이 중앙점이 전부하에서 진동이 가장 낮은 Couple Balancing의 목표일까? 그림 3-59 상에서 보면 #3베어링의 Load Effect의 방향은 위로 향하고 있고 #4 베 어링의 경우는 아래로 향하고 있다. 따라서 #3 베어링은 이 중앙점보다 아래에 또 #4 베어링은 이 중앙점보다 윗쪽에 3600 rpm 무부하 진동점이 위치하는 것이 좋을 것이다.
- ⑥ 이와 같이 하기위해서는 0°와 180°에 위치한 Couple Weight를 임의의 각도 20°와 200°에 위치시킨다. 이를 작도해보면 #2, 3, 4 베어링측 3600 rpm 무부하점으로부터 ③항에서 이미 작도한 Tagging 및 Cross Effect 방향보다 20° 반시계 방향(#2: 240°→260°, #3: 140°→160°, #4: 310°→330°)으로 벡터선을 그린다.
- ⑦ 이 벡터선상에서 어떤 위치가 전부하에서 가장 낮은 진동을 갖을 것인가? High Spot Number Chart를 이용할 때는 Couple Balance Weight를 70 gr 달라고 하였다. 그러나 실제경우는 100 gr의 Couple Weight를 달았다. 100 gr의 Couple Weight를 달 때 Balance Sensitivity는 Tagging 및 Cross Effect 이므로 #2 베어 링은 9 µm, #3 베어링은 40 µm 그리고 #4 베어링은 34 µm이었으므로 #2, 3, 4 무부

하점으로부터 Couple Weight를 20° 반시계 방향으로 이동한 벡터선 상에 각각 9 μm, 40 μm, 34 μm에 해당하는 점이 바로 #3 교정면에 100 gr∠20°, #4 교정면에 100 gr∠200° Couple Weight를 단후 3600 rpm 무부하 운전시의 진동점이다 (#2 : 70 μm∠30°, #3 : 14 μm∠270°, #4 : 24 μm∠56°).

⑧ Load Effect는 해당기계의 해당 조건하에서는 변하지 않는다고 가정하고 발란성 한다. 따라서 새로운 Couple Weight를 단후의 3600 rpm 무부하 진동점으로부터 #2, 3, 4 베어링에서의 Load Effect와 같은 방향과 같은 크기의 위치가 전부하에서 의 예상진동치이다 (#2 : 45 μm∠8°, #3 : 26 μm∠345°, #4 : 26 μm∠120°).

9

·09 E 15	HIP 1	Rotor	LPA	ਸੀ ਹ	
96. 5. 15	#1 베어링	#2 베어링	#3 베어링	#4 베어링	비끄
3600 rpm 무부하	29 μ m $ eq$ 0°	$68 \ \mu \mathrm{m} {\scriptstyle \angle} 30^\circ$	27 µm∠310°	20 µm∠95°	실제치
3600 rpm 무부하		$70~\mu\mathrm{m}{\scriptstyle{\angle}}30^\circ$	$14~\mu\mathrm{m}{\scriptstyle{\angle}}270^\circ$	24 µm∠56°	예상치
350 MW 전부하	52 µm∠55°	$40 \ \mu \mathrm{m} {\scriptstyle \angle} 5^\circ$	28 µm∠330°	30 µm∠125°	실제치
350 MW 전부하		45 µm∠8°	26 µm∠345°	26 µm∠120°	예상치

이 표에서 보는 바와 같이 예상치와 실제치가 다소 차이가 나는 것은 작도상의 부 정확, 운전시 운전조건의 차이, 동일 조건에서도 측정시간의 차이 등으로 발생할 수 있으나 이 정도의 값차이는 거의 완전하다고 할 수 있다.

- ⑩ 앞에서 Couple Weight를 100 gr∠20°와 100 gr∠200°에 단 것이 전부하에서 가장 낮은 진동치를 가져오는 발란싱인가를 그림 3-59에서 다시 살펴보자. 그림 상에서 얼른 보아도 Weight의 설치 각도는 10° 정도만 반시계 방향으로 이동하고 무게는 150 gr~200 gr으로 증가 시켰더라면 더 좋은 결과를 가져왔을 것이다. 물론 이 경우는 #2, 3, 4 베어링의 진동을 감소시키는 경우에는 맞다. 그러나 이 내용에서는 복잡하여 #5, 6 베어링의 Cross Effect를 표기하지 않았다. #2, 3, 4 베어링의 진동 이상승하므로 전 베어링의 진동을 허용치 이내로 하기위한 조치였다.
- ① 다시 한번 강조하고자 하는 것은 발란싱 기술자가 임의로 Balance Weight의 무 게와 위치를 조정하여 해당로터의 진동을 감소시킬 수 있지만 인접로터에 미치는 Cross Effect를 감안하여 인접로터의 진동이 높아지지 않도록 Balance Weight를 결정하여야 한다.



그림 3-59 Balance Sensitivity 실적에 의한 저압터빈 로터의 Couple Balancing.

8.2.3 Single Weight Balancing의 節次 (Single Weight Balancing Procedure)

Single Unbalance는 불평형 형태에서 설명한 바와 같이 Static 및 Couple Unbalance의 특수한 조합으로 주관성축이 로터 중심이 아닌 곳에서 회전중심축과 교차 되는 불평형 상태로(Couple Unbalance인 경우는 회전자 중심에서 교차함) 진동진폭은 대개 임계속도 및 정격속도 모두에서 높다. 또한 양 베어링에서의 위상은 임계속도까 지는 동상이나 정격속도 가까이 갈수록 역상으로 된다.

이런 경우의 진동교정은 Static 및 Couple Unbalance 성분을 모두 가지고 있기 때문 에 진동성분을 분석하여 큰 성분부터 차례로 교정하면 되나 발란싱 횟수가 많아지게 된다.

순수한 Unbalance는 그림 3-60과 같이 한쪽면의 Static Weight와 Couple Weight가 같은 경우로써 우측 교정면은 서로 반대편에 동일한 Weihgt를 부착할 필요가 없는 상 태이고 좌측 교정면 한 면(1-Plane)에서만 Weight를 부착하면 발란싱이 가능한 불평형 상태이다.

그러나 완전한 Sigle Unbalance인 경우는 드물고 대개는 Static 및 Couple Unbalance의 일반적인 조합인(주관성축과 회전중심축이 만나거나 교차하지도 않는 상 태) Dynamic Unbalance 경우가 대부분이다.



그림 3-60 Single Unbalance 상태

Single Weight Baalancing은 순수한 Single Unbalance인 경우나 이와 유사한 형태의 Dynamic Unbalance인 경우에 임계 속도와 정격 속도에서의 진동을 연속 운전가능한 수준으로만 감소시키고, 더욱 중요한 것은 현장사정에 의해 발란싱 횟수와 Weight 조 정 시간을 단축하고자 할 때 사용되는 발란싱 기법이다.

Single Weight Balancing시의 Weight의 무게와 설치 위치 계산은 먼저 2면 발란싱 기법을 이용하여 Static 성분과 Couple 성분으로 분리하고 각각의 경우에 해당하는 Balance Weight의 크기와 설치 위치(각도)를 계산한다.

비록 Static Weight와 Couple Weight의 무게 차이가 있더라도 거의 반대쪽에 위치 한 교정면(그림 3-60의 경우는 우측 교정면)에서의 무게는 서로 상쇄된 것으로하여 Weight를 달지 않고 나머지 한쪽 면에 설치할 Static Weight와 Couple Weight중 작은 것의 무게의 2배가되는 Single Weight를 단다. 진동의 크기에 따라 Weight 크기가 결 정되지만 터빈에 적용하는 경우 고압터빈은 대체로 150~250 gr, 저압터빈은 250~400 gr 정도를 다는 것이 일반적인 통례이다. 한편 일반적으로 Trial Weight당 Balance Sensitivity가 Static Balancing인 경우보다 Couple Balancing인 경우 더 크므로 Single Weight는 Couple Weight를 달아야할 위치에 가깝게 다는 것이 바람직하다.

8.2.4 高壓터빈 로터의 Single Weight Balancing

(Single Weight Balancing in HP Turbine Rotor)

(1) 개요

평택화력 4호기 터빈의 '94년 계획 예방정비 작업후 진동교정으로 정상운전하여 왔으나 '94년 7월 25일 전력계통 Shock에 의해 고압터빈의 진동진폭이 Step 상승함. 그러나 하계 전력난으로 교정하지 못하고 계속 운전하였고, 하계전력 Peak 기간을 보 내고 주말정지기간(9.4~9.5)을 이용하여 Single Weight Balancing함.

(2) "0" Shot 데이터

н	뉬	고압	터빈	저압(A	.) 터빈	저압(E	3) 터빈	ਸੀ ਤ
Т	οL	#1베어링	#2베어링	#3베어링	#4베어링	#5베어링	#6베어링	
94.	9.4	59∠90°	95∠345°	64∠150°	55∠270°	9∠345°	67∠340°	rl 0]. (m(IDD005)
3600	rpm	63(63)	101(104)	71(63)	57(49)	19(16)	68(61)	セイ·///IRD003)

(3) "1" Shot Single Weight Balancing

Static 및 Couple Weight 중량 및 위치
 "0" Shot을 나타낸 그림 3-61에서
 Static 성분 ; 50 µm∠20° (#1, 2 베어링측)
 Couple 성분 ; 63 µm∠136° (#1 베어링측)
 63 µm∠316° (#2 베어링측)

- 표 3-2 터빈 High Spot Number & Sensitivity Chart I-3을 적용하면
 - Static Weight 취부각도
 - $\phi BW = \phi M + \phi CAL \pm \phi RG 90 (HSNO-1) \pm 180^{\circ}$
 - φBW = Balance Weight 취부각도
 - ♦CAL = 측정기 위상 특성각도(290°)

φM = 측정위상 각도(20°)

- φRG = Pick Up과 Strobe사이의 각도(30°)
- HSNO = High Spot No.(2.7)
- $\Phi BW = (20^{\circ} + 290^{\circ} + 30^{\circ}) 90(2.7 1^{\circ}) \pm 180^{\circ} = 7^{\circ}$

Static Weight 중량
 Static Weight Sensitivity는 1 때당 11.16 gr이므로 Static 성분 50 때를 전량
 없애기 위해 50×11.16 = 558 gr의 Weight를 취부하면 된다.

- Couple Weight 취부각도
 - $\phi BW = \phi M + \phi CAL \pm \phi RG 90(HSNO 1) \pm 180^{\circ}$

φBW = Balance Weight 취부각도

♦CAL = 측정기 위상 특성각도(290°)

φM = 측정위상 각도(138°)

φRG = Pick Up과 Strobe 사이의 각도(30°)

HSNO = High Spot No.(1.7)

φBW = (138+290+30)-90(1.7-1)±180 = 215° (#1 베어링측)

= 215° + 180° = 395° = 35° (#2 베어링측)

○ Couple Weight 중량

Couple Weight Sensitivity는 1 때당 5.02 gr이므로 Couple 성분 63 때를 전량 없애기 위해 63×5.02 = 316 gr의 Weight를 취부하면 된다.

② Single Weight 중량 및 위치

#1 베어링측 교정면에서의 Static 및 Couple 교정 Weight는 각각 558 gr∠7° 와 316 gr∠215°로 무게는 242 gr(558 gr-316 gr) 또 각도는 208°(215°-7°) 차 이가 있으나 이들은 서로 상쇄되어 발란스된 상태라고 가정하고, #2 베어링측 교정면에서 Static 및 Couple 교정 Weight는 각각 558 gr∠7°와 316 gr∠35° 로 달아야할 Single Weight는 작은무게인 316 gr의 2배 즉 632 gr을 Couple Weight 설치부근인 35°에 달아야 한다.

그러나 8.2.3항에서 언급한 바와 같이 고압터빈인 경우는 일반적으로 150 gr ~250 gr을 달게되므로 632 gr대신 200 gr을 선정하고 34° 부근인 30°에 Single Weight를 달고 운전한 결과 다음 표와 같이 3600 rpm 무부하에서 #3, 4 베어링 진동은 다소 상승하였으나 #1 베어링과 문제의 #2 베어링 진동은 크 게 감소하였다. 특히 #3, 4 베어링은 전부하에서는 낮은 진동치를 유지하고 있다.

ਸ –	HIP 터빈		LPA	터빈	LPB		
우 아	#1베어링	#2베어링	#3베어링	#4베어링	#5베어링	#6베어링	
94.9.4	19∠80°	67∠15°	77∠170°	70∠260°	9∠285°	77∠320°	IRD
3600 rpm	28()	72(70)	82(80)	72(56)	19(18)	80(70)	885
94.9.5	30∠60°	60∠000°	25∠150°	30∠225°	15∠000°	55∠000°	
350 MW	40(36)	68(62)	41(36)	33(29)	27(22)	62(51)	

만일 Single Weight를 632 gr에서 200 gr으로 크게 감소시킨 결과 진동이 만족스럽 게 감소되지 않는다면 Single Weight에 의한 효과벡터 즉 Balance Sensitivity를 이용 하여 다시 한번 발란싱하면 좋은 결과를 얻게 될 것이다.



그림 3-61 고압터빈 로터의 Single Weight Balancing

8.2.5 發電機 로터의 커플링 Weight Balancing

(Coupling Weight Balancing in Generator Rotor)

(1) 개요

500 MW 용량의 보령화력 3호기 저압터빈(#B)은 진동교정으로 인해 저압터 빈 자체 진동은 감소되었으나 Cross Effect로 인하여 인근 발전기의 진동이 다소 상승 하였음. 발전기 진동 교정을 위해서는 수소를 치환해야되는 관계로 많은 시간이 소요되 므로 터빈/발전기 사이에 있는 커플링에서 발란싱하여 발전기의 진동을 교정한 사례임.

(2) "0" Shot 진동 데이터 (그림 3-62 참조)

#5, 6 베어링의 진동이 시간의 경과와 더불어 점진적으로 상승하여 #5 베 어링 측에 145 gr∠20°, #6 베어링 측에 145 gr∠200°의 Balance Weight를 부착하고 기동한 결과 저압터빈 자체의 진동은 감소하였으나 다음 표와 같이 발전기의 진동이 다소 증가하였음.

단위 : µm (DM2000, X-ABS)

н	ات	HIP		LPA		LPB		GEN		ਸੀ ਹ
Ť	아	#1베어링	#2베어링	#3베어링	#4베어링	#5베어링	#6베어링	#7베어링	#8베어링	-1-22
95	.5.6	37∠191°	30∠328°	42∠299°	36∠290°	85∠268°	88∠37°	60∠314°	54∠281°	
3600	Orpm	44	43	47	45	86	95	62	56	
95	.5.7	37∠187°	31∠318°	44∠299°	36∠283°	65∠278°	53∠52°	77∠309°	71∠281°	ーリキ
3600	Orpm	45	48	48	44	67	56	78	73	╜성우

(3) LP#B/GEN간 커플링 Weight Balancing ("1"Shot)

커플링에서의 Weight Balancing은 1면 발란싱이며, 3600 rpm 무부하 상태에서 베어링의 진동은 53 μm∠52°, #7베어링의 진동은 77 μm∠309°이나 LPB 터빈과 발전기 로터 중간의 커플링에서는 진동을 측정하지 않으므로 #6, 7 베어링의 진동값의 중간이 라고 판단하면 그 값은 #6, 7 베어링 진동치의 중간치인 대략 65 μm∠0°이 될 것이다.

① High Spot Nomber Chart에 의한 계산

[Weight 취부각도]

 $\phi_{BW} = \phi_{M} + \phi_{CAL} \pm \phi_{RG} - 90 (HSNO-1) \pm 180^{\circ}$

φ_{BW} = Balance Weight 취부각

♦CAL = 측정기 위상 특성각도(0°)

φ_M = 측정위상 각도(0°)

♠RG = X-Pick Up과 Keyphasor간의 각도(75°)

HSNO = High Spot No(1.8) (표 3-2 Chart Ⅱ-3 참조)

 $\varphi_{BW} = (0{+}0{+}75){-}90(1.8{-}1){\pm}180 = 183^{\circ}$

[Weight 중량]

커플링 Weight Sensitivity는 3600 rpm일 때 1 µm당 4.46 gr(4 0z/mil)이므로 진폭성분 65 µm를 전량 없애기 위해 65×4.46=290 gr의 Weight를 부착하면 된다.

② Sensitivity 실적에 의한 계산

"C" Coupling Weight 부착시 Balance Sensitivity 실적 (100 gr∠0° 부착시)

#6 베어링	#7 베어링	#8 베어링	비 고
$15 \ \mu \mathrm{m} \angle 13^{\circ}$	$12 \ \mu \mathrm{m} {\scriptstyle \angle} 352^\circ$	16 µm∠344°	



그림 3-62 커플링 Weight Balancing

그림 3-62 상에 #6, 7, 8 베어링의 "0" Shot 진동치를 그린후 이점들로부터 C 커플링 에 Weight 부착시(100 gr∠0°)의 효과벡터(Balance Sensitivity)를 작도한다. 이들 효 과 벡터들이 진동이 낮은쪽으로 이동하려면 대략 각도는 160° 정도 반시계 방향으로 이동하고 무게는 300 gr정도 달면 된다. 이 값은 High Spot Number Chart를 이용하 여 구한값인 290 gr∠0°와 비슷하다.

그러나 C-Coupling에 Balance Weight Type은 Plug형으로 하나의 Hole에 300 gr의 Weight를 달 수 없어 157°와 180°의 Hole에 나누어서 달 수 밖에 없다. 또한 제작해 놓은 Weight 한 개당 무게가 160 gr이어서 그대로 달기로 하였다. 즉 160 gr∠157°와 160 gr∠180°에 2개의 Weight를 달았으므로 이를 합성하면 314 gr∠168.5°으로 한 개 의 Weight를 단 효과와 같다.

따라서 314 gr∠168.5°에 Balance Weight를 달았을 때 3600 rpm 무부하에서 예상되 는 진동치는 #6: 42 µm∠114°, #7: 52 µm∠285°, #8: 56 µm∠235°이다. 그러나 실제 진 동은 다음표에서 보는 바와 같이 예상치보다 좋은편이고 전부하시에도 만족할 만한 값 으로 조정되었다.

이와 같이 Cross Effect를 잘 활용하면 발전기 수소를 치환하므로써 발생하는 경제 적 손실 방지는 물론 발란싱 시간 단축으로 조기에 전기를 생산할 수 있게되어 생산성 향상을 가져올 수 있다.

	LI	P#B	GI	EN		
	#5 베어링	#6 베어링	#7 베어링	#8 베어링	Ы	고
95.5.7	46∠288°	30∠82°	54∠303°	47∠277°		
3600 rpm	48	38	55	48		
98.5.8	44∠304°	20∠67°	46∠326°	$32 \angle 290^{\circ}$		
500 MW	49	33	49	41		

9. 發電機 로터의 熱的 敏感度 (Generator Rotor Thermal Sensitivity)

9.1 概要(Introduction)

발전기 로터의 Thermal Sensitivity(열적 민감도)는 발전기 로터에 발생할 수 있 는 현상으로 계자전류가 증가되면서 진동이 변화한다. 이러한 현상은 모든 제작사의 발전기 계자들에서 한, 두 번쯤은 발생하였다. 발전기 로터의 Thermal Sensitivity(열 적 민감도)는 로터 주변 원주 방향으로의 온도 분포가 불균일하거나 축 방향 힘이 원 주 방향에서 균일하게 작용하지 않을 때 일어날 수 있다. 이러한 현상의 두 번째 원인 에서의 주된 힘은 구리 코일과 단조 로터 및 부품 재질인 합금강 사이의 열팽창 계수 가 크게 차이가 나기 때문이다. 로터 권선이 원주 방향으로 기계적으로나 전기적으로 상태가 아닐때 발전기 로터는 로터 굽힘과 진동을 발생시킬 수 있는 불균일한 힘이 발 생한다. 대부분의 경우, 열적으로 민감한 로터라고 해서 발전을 못하는 것이 아니라 과도한 로터 진동 때문에 높은 계자전류나 무효전력에서의 운전이 제한될 수 있다.

9.2 一般的인 發電機 로터 振動 (General Generator Rotor Vibration)

발전기 로터 진동의 목표는 발전기 로터 진동이 허용한도 이내에서 유지되고, 모 든 운전 속도에서 그리고 용량 곡선 이내의 정격속도의 어떠한 운전 조건하에서도 순 조롭게 운전하는 것이다. 그림 3-63의 용량 곡선에서 보면 3개의 별개 영역으로 나타 난다. A-B 영역은 계자에서 발생하는 열에 의한 한계를, B-C 영역은 전기자에서 발 생하는 열에 대한 한계, C-D 영역은 전기자 철심 끝단에서 발생하는 열에 대한 한계이 다. 일반적으로, 열적으로 민감한 계자는 B-C, C-D 영역에서 운전될 때는 계자전류가 크지 않으므로 영향을 받지 않으며 로터 정격 온도에 도달하지 않는다.

그러나, 계자권선이 발전기 정격 출력점인 B에 다다를 때 열적으로 민감한 계자는

계자전류 증감에 따라 진동이 변한다. 이러한 변화는 진동 크기의 증가 또는 감소, 또 는 위상 변화로 나타난다. 모든 발전기 계자는 어느 정도의 열적 민감도를 가지고 있 지만, 진동의 크기가 허용 한계(저널에서 50~80 µm pp) 이내로 유지한다면 열적 민감 도는 일반적으로 문제가 안된다. 용량 곡선 이내에서 운전하는 동안 진동이 허용치를 초과할 때 문제가 된다.

발전기 계자에서의 고진동 발생 원인은 여러 가지가 있다. 그 중에서 가장 일반적인 것은 기계적 질량 불평형, Thermal Sensitivity, Misalignment, 베어링 기능 저하이다. 그 외로 다른 원인으로는 Rubbing, Bent Overhang, 로터 강성의 비대칭, 저널 진원도



그림 3-63 일반적인 전기자 반작용 용량곡선

불량 및 비정상 운전에 의해 일어나는 설계와의 편차 등이다. 이러한 원인들은 각각의 주된 주파수와 응답 특성을 가지고 있다. 진동의 원인은 진동 데이터의 분석을 통해 진단할 수 있다. 예를 들면, 가장 빈번하게 관찰되는 진동의 원인은 기계적 질량 불평 형이다. 진동의 형태는 진동 주파수가 로터 회전 주파수와 같은 동기 주파수로 나타난 다. 이는 발전기 부하나 계자전류와 같은 운전 조건 변화에 응답하지 않는다. 대부분 의 경우, 질량 불평형이 크지 않다면 기계적인 진동은 발란싱에 의해 교정될 수 있다.

9.3 發電機 로터의 熱的 敏感度 (Generator Rotor Thermal Sensitivity)

열적으로 민감한 로터는 굽힘 현상으로 인해 로터 Balance 상태변화로 1×RPM 주파수 응답 신호를 나타낸다. 만약 계자로 인해 발생하는 전체 진동이 허용 한계 이 내에 머무르면 "열적인 민감도"를 고려하지 않는다. 진동은 진폭과 위상각으로 특징 지어지기 때문에 진동의 움직임은 그림 3-64에 나타난 바와 같이 Polar Chart에 자주 도식화한다. 만약 진동 벡터가 50~80 µm의 원주범위 이내에서 유지되거나 허용가능 진동 레벨이라면 진동은 문제의 대상이 아니다. 비록 위상각이 변하고 진동이 이 원주 범위 내에서 움직일지라도 이것은 문제가 되지 않는다. 운전 개시 점에서 운전 끝점 까지 Polar Plot내에서 진동 및 위상각 변화를 그린 것이 Thermal Vector이다.



그림 3-64 Thermal Vibration Vector를 나타내는 Polar Plot

Thermal Sensitivity의 형태는 반복성있는 즉 가역적인 것(Reversible)과 비가역적인 것(Irreversible) 두 가지가 있으며, 두 가지다 계자전류에 따라 변하지만 가역적인 형태 는 진동의 증가와 감소가 계자전류의 증감에 따른다. 예를 들면, 계자전류가 증가할 때 계자상태에서의 진동이 25 µm에서 75 µm로 증가하고, 계자전류가 감소할 때 동일하 게 진동이 감소하는 이러한 Thermal Sensitivity Type을 가역적이라고 한다. 이러한 경우는 Thermal Vector가 제로점을 통과하고 최대 진동이 허용 한계 이내에 있도록 절충 발란싱을 할 수 있다.

그러나 계자전류를 증가할 때 진동은 상승하지만 계자전류 감소시 진동이 감소하지 않는 형태를 비가역적 또는 Slip-Stick이라 한다. 이러한 상태가 발생하면 발전기를 자주 정지해야하며 로터 휨을 일으키는 힘을 제거하기 위해 터닝기어 속도까지 감속시 켜야 한다. 이런 형태의 Thermal Sensitivity는 아주 까다로우며 어떤 경우에는 권선

해체를 하지 않고서는 이러한 상태를 제거하기 위한 효과적인 대책이 없다. 그 결과 발전기는 전기적인 용량을 초과하여 운전할 수 없기 때문에 이런 상태의 계자권선으로 는 부하제한을 할 수 밖에 없다. 그림 3-65는 계자전류에 의해 진동이 증가되었지만 계자전류가 제거되었을 때도 높은 진동 레벨에서 머물고 있는 비가역적인 계자상태를 나타내고 있다.



그림 3-65 비가역 Thermal Sensitivity를 나타내는 Vibration Data

9.4 熱的 敏感度 試驗 (Testing for Thermal Sensitivity)

만약 로터가 계자전류에 민감하다고 생각되면 이러한 현상을 확인하기 위한 시 험 방법들이 있으며, 터빈 발전기의 유효전력 상승에 의한 진동 상승이 아님을 확인해 야 한다. 시험 방법중의 하나가 Flux Probe 시험이다. 이 시험으로 계자권선 층간 절 연물의 절연 상태를 진단할 수 있고 계자권선 내에서 코일이 단락되었는지를 알 수 있다. 대부분의 경우, 이 시험으로 각 코일 내의 단락 코일수와 단락 위치가 어느 극 인지를 알 수 있다 (Magnetic Wedge가 사용되는 경우는 정확한 검출을 할 수 없다). 권선 층간에서의 단락은 Thermal Sensitivity가 발생하는 가장 일반적인 원인이기 때문 에 이 시험법은 아주 유용한 진단법이다.

시행해야할 또 다른 시험 방법은 계자 상태에서 무효전력으로부터 유효전력의 영향 을 격리시키는 것이다. 유효전력 성분에 따른 진동변화는 Thermal Sensitivity Mechanism이 아니다. 유효전력 성분은 베어링 Alignment 변화의 결과와 마찬가지로 로터 진동의 상승을 초래한다. Thermal Sensitivity 진단 시험은 3단계로 실시하며 그 림 3-66에 나타내고 있다.

1 단계 시험은 계자에 계자전류를 일정하게 공급하고 발전기 유효전력을 50~60% 변

화시킨다. 진동값 뿐만 아니라 전압, 전류, 온도와 같은 다른 발전기 주요 매개변수들 을 시험 단계별로 기록하여야 한다. 각 단계별 시험 도중 발전기 진동의 큰 변화를 주 의해야 한다. 1 단계 시험은 그림 3-66에서의 1에서 4까지 움직이면서 시행한다.



그림 3-66 열적으로 민감한 계자 시험 절차

2 단계 시험은 발전기에 유효전력을 일정(약 60~80%)하게 한후 최대 정격 계자전류 까지 상승시킨다. 각각의 시험 지점에서 정상상태에 이를때까지 유지한다. 진동의 한 계를 초과하지 않고서는 공급 가능한 최대 계자전류를 공급하지 못한다면, 시험을 반복 해야 하지만 허용 가능 진동 한계치를 초과하지 않는 범위까지만 최대 계자전류를 공 급한다. 일정한 유효전력에서 계자전류의 증가에 따라 진동 또는 위상각의 변화가 크 다는 것은 계자가 열적으로 민감하다는 것을 의미한다.

다음에 이 시험을 다시 반대로 시행해야 한다. 즉 계자전류를 최대치에서 처음 시작 점까지 다시 감소시킨다. 모든 시험 데이터를 다시 기록한다. 만약 진동 및 위상각이 초기값으로 되돌아간다면 이러한 Thermal Sensitivity Type을 가역적이라 부르며 대부 분의 경우 진동 한계치 이상으로 진동이 초과하지 않도록 하기 위해 Thermal Vector 가 제로점을 통과하도록 절충 발란싱으로 교정할 수 있다. 그러나 진동값이 최초의 상 태로 돌아오지 않고 높은 상태를 유지한다면 이러한 계자 진동을 비가역적이라 부르며, 교정조치 내용에는 계자에 대한 개선 사항에 포함되어 있다. Flux Probe와 Thermal
제3장 발란싱 - 1487

Sensitivity 시험은 열적으로 민감한 계자를 감시하고 진단하는데 매우 중요하다.

9.5 熱的 敏感度의 原因 (Causes of Thermal Sensitivity)

앞에서 언급했듯이 발전기 계자가 열적으로 민감한 주요 원인중의 하나는 권선 을 구성하고 있는 구리 도체와 단조강 사이의 열팽창 계수차가 크기 때문이다. 계자전 류가 공급되면 도체는 단조강보다 크게 팽창한다. Unit 정격에 가깝게 계자전류가 증 가되면 도체와 단조강 사이의 팽창차가 크게 되고 힘이 크게 발생한다. 이러한 힘이 계자 원주 방향으로 균일하게 분포되지 않는다면 이 힘이 발전기 로터를 휘게 할 것이 다. 이러한 횜은 Thermal Sensitivity를 일으키며 계자전류 증감에 따라 변한다. 이러 한 원리는 간단하지만 발전기 계자측의 구성이 복잡하기 때문에 열적진동 발생에 대해 주어진 계자의 민감도에 영향을 주는 요인이 여러 가지 있다. 다음은 발전기 계자측에 Thermal Sensitivity를 발생하게 하는 여러 항목을 나열하고 있는데 그 자체 또는 복합 적으로 작용한다.

9.5.1 層間短絡 (Shorted Turns)

발전기 권선 층간의 절연이 손상되었을 때 층간단락이 발생한다. 층간단락 은 Thermal Sensitivity의 가장 일반적인 원인이다. 층간단락의 수와 분포에 따라 다 르지만 운전상 문제가 될 수도 있으며 되지 않을 수도 있다. 극에 인접한 코일에서의 층간단락은 매우 중요하다. 계자내에 층간단락이 발생했을 때 단락이 많이 발생한 극 에서는 전기 저항이 낮아지고 그 결과 반대 극에서 보다 약간 낮은 온도에 있게된다. 따라서 온도가 더 높은 극에서는 다른 극에서 보다 축 방향의 신장량이 크게되며 계자 는 동일한 방향으로 휘게 된다 (그림 3-67). 계자전류가 증가하면 휨 양도 증가하며 진동과 위상각이 이와 비슷하게 영향을 받을 것이다. 층간단락은 가역적인 Thermal Sensitivity 결과를 초래한다.



그림 3-67 A극 층간단락에 의한 온도 변화는 Thermal Sensitivity를 일으킨다.

9.5.2 通風口 막힘 또는 非對稱的인 冷却

(Blocked Ventilation or Unsymmetrical Cooling)

층간단락과 같이 통풍구 막힘도 발전기 계자의 원주 방향 열적 균형에 큰 영 향을 줄 수 있다. 이것은 이물질이 계자 속으로 유입되어 계자의 정상적인 냉각과 통 풍을 방해한다. 직접 냉각 방식의 권선은 냉각매체가 구리 속으로 흐르도록 제작, 설 계된 냉각 Hole을 직접 통과한다. 이들 냉각 통로의 막힘이나 절연물의 탈락은 계자 측에서 Thermal Sensitivity를 일으키는 원인이 된다. 불균일한 온도 분포는 층간단락 과 동일한 방법으로 계자에 영향을 미친다. 이러한 진동의 형태도 가역적이다.

9.5.3 絶緣 偏差 (Insulation Variation)

절연물의 두께, 축적 상태 및 결합 상태가 극에서 극까지 균일하지 않으면 Coil Slot내에서와 Retaining Ring 아래에서 불균일한 마찰력이 발생한다. 이러한 현상 이 발생하면 계자전류가 공급될 때 계자코일은 축 방향으로 균일하고 자유롭게 팽창할 수 없게되고 그 결과 계자측 단조물은 불균일한 부하를 받게되어 계자측을 휘게 한다. 이러한 경우 가장 크게 마찰을 하는 코일 즉 구속하고 있는 코일들은 축 방향으로 단 조물에 보다 큰 부하를 주게되어 계자측을 그 방향으로 휘게 한다. 계자전류를 증가시 키면 계자측의 굽힘을 더 증가시킨다. 어떤 경우에는 Slot내의 도체들이 Slip이 발생 하여 진동의 Step 변화를 일으킨다. 또 다른 경우에는 계자전류가 제거된 이후에도 코일의 구속이 지속되어 로터가 휜 상태로 남아있다. 이러한 상태는 절연물이 파괴되 거나 이동되어 Slot안으로 들어간 상태로 여러해 동안 운전해온 계자에서 발생한 바 있다. 새로운 계자 조립시 주의를 요하며, 계자 재권선시 절연물이 균일하게 설치되는 지 또 적절한 설계 절차와 간극을 가지는지를 확인한다 (그림 3-68 참조). 이러한 형 태의 Thermal Sensitivity는 대부분 비가역적 또는 Slip-stick이다.



그림 3-68 일반적인 발전기 계자측의 Slot 구성

9.5.4 Wedge 組立 (Wedge Fit)

Wedge를 개조하거나 교체하면 발전기 로터는 열적으로 민감해질 수 있다. 이것은 특히 한 극의 한 두개 Slot에서 일부 Wedge만을 교체하였을 때 나타난다. Wedge의 조임이 균일하지 않다면 로터의 굽힘을 일으키는 축 방향으로 구속력의 원인 이 될 수 있다. Wedge를 개조 또는 교체할 때 계자내 모든 Wedge의 간극과 조립이 동일하게 되도록 주의 깊게 시행하는 것이 매우 중요하다 (그림 3-69). 이러한 상태는 항상 비가역적인 Thermal Sensitivity를 일으킨다.



Wedge Fit Wedge Fit Must be Uniform

9.5.5 Distance Block 組立 (Distance Block Fitting)

발전기 계자측의 Endwinding내에서 일정한 간격을 주는 Distance Block은

그림 3-69 Coil Wedge Fitting

일정한 간격이 유지되어야 하고 적절하게 조립되어야 한다. 불균일한 간격과 적절치 못한 조립은 불균일한 힘을 일으켜 Retaining Ring 또는 Center Ring을 통하여 계자 단조물로 전달되고, Thermal Sensitivity의 다른 가능 원인들처럼 로터의 휨 발생과 동 특성을 변화시킬 수 있다 (그림 3-70, 3-71). Distance Block 조립이 균일하지 못하면 가역적인 진동을 야기 시킬 수 있다.



그림 3-70 발전기 End Blocking 설계



그림 3-71 불균일한 Blocking에 의해 발생하는 굽힘

9.5.6 Retaining Ring/Centering Ring의 움직임 (Retaining Ring/Centering Ring Assembly Movement)

계자전류가 증가할 때 계자 코일로부터 발생한 큰 힘이 Retaining Ring과 Centering Ring으로 전달된다. 이 Ring들이 적절하게 설치되지 않으면 계자측은 불균 일하게 부하를 받게되고 로터를 휘게 한다. 또한, 열박음이 충분하지 못하면 Ring들은 열박음 조립공간 내에서 움직일 수 있으며 Retaining Ring 질량 중심을 변화시킨다. 이러한 경우, 계자측의 진동 신호가 변화하게 되고 느슨한 열박음 조립공간이 교정되기 전에는 문제 해결이 안된다.

Spindle-mounted Retaining Ring을 가지는 로터는 Retaining Ring이 잘 휘는 Spindle Section에 설치되기 때문에 Body-mounted Retaining Ring의 로터에 비해 Thermal Sensitivity가 훨신 더 민감하다는 것을 알아야 한다. 이러한 이유 때문에 같 은 크기의 Axial Force임에도 Spindle-mounted Rotor는 더 크게 휘게 된다 (그림 3-72, 3-73). Retaining Ring과 Centering Ring의 움직임은 가역 및 비가역 진동을 일 으킬 수 있다.



그림 3-72 일반적인 Retaining Ring Mounting 종류



Body Mounted Retaining Rings

그림 3-73 End Winding Blocking 힘의 이동

9.5.7 틈이 없는 Slot (Tight Slots)

좀처럼 나타나기 드문 현상으로써 절연물 시스템을 교체한후 변형되어 평평 하지 못한 도체를 재사용할 때 계자를 재권선하는 중에 통상 발생하게 된다. 계자 재 권선시 필요한 설계 간극을 확보하는 것이 중요하다. 틈이 없는 Slot은 계자전류가 공 급될 때 도체의 축 방향 움직임을 균일하지 못하게 하여 로터를 휘게 한다. 이러한 현 상은 일반적으로 비가역적 형식의 진동을 일으킨다 (그림 3-74).



- · Binding in Slot #1 in Pole A
- · Copper is Restricted When Current increased
- Pole B is Unrestricted

그림 3-74 기계적으로 발생하는 Thermal Sensitivity

9.5.8 熱에 敏感한 鍛造 로터 (Heat Sensitive Rotor Forging)

좀처럼 나타나기 드문 현상이지만 발전기 로터 단조시 재질의 특성이 균일 하지 않아서 발생하며 계자나 도체의 구성에는 관계가 없다. 재질의 특성이 균일하지 않기 때문에 계자전류가 공급될 때 단조 로터는 축 방향으로 고르지 않게 팽창하여 로 터를 휘게 한다. 이러한 현상은 재료 공급자의 단조 열처리와 제작상 발생한 문제에 의해 일어난다.

앞에서 언급한 발전기 로터 Thermal Sensitivity 원인들은 가장 일반적으로 직면하는 문제이지만 완전한 내용은 결코 아니다. 접착제의 오용, 부적당한 재질의 사용 및 어 떤 형태의 운전 실수와 같은 것들도 균일성을 악화시키는 원인이 되며 계자를 열적으 로 민감하게 한다. 열, 팽창력 및 마찰 등 무엇이든 균일하지 않으면 계자전류가 변할 때 Thermal Sensitivity가 발생한다. 어떤 경우에는 위의 원인 또는 다른 원인들 중 여러 가지가 복합적으로 작용하여 이 문제가 일어난다. 앞에서 언급했듯이 모든 로터 는 어느 정도의 Thermal Sensitivity를 가지고 있다. 여기서 중요한 것은 훌륭한 설계 와 완전한 제작을 통해 Sensitivity 정도를 조절할 수 있다는 것이다.

9.6 熱的 敏感度 調査 結果 (Thermal Sensitivity Findings)

전체 7,000개 이상의 발전기중 현장에서 운전중인 발전기 계자에서 Thermal Sensitivity와 관련된 운전상의 문제점을 가지고 있는 로터는 0.5% 이하이다. 이들중 Thermal Sensitivity 때문에 운전할 수 없는 것은 단 한 개뿐이며 다른 것들은 높은 무 효전력하에서 허용한계를 초과하는 높은 진동 때문에 운전이 제한된 것이다. 일반적으 로 Thermal Sensitivity는 강제 정지를 야기하지는 않지만 발전기의 탄력적인 운전을 제한하게 한다.

제3장 발란싱 - 1493

모든 발전기 로터에는 어느 정도의 Thermal Sensitivity가 있으나 간접 냉각 방식과 Spindle-mounted Retaining Ring 로터에서는 특히 무효전력이 높을때 높은 진동 진폭 을 쉽게 경험하게 된다. 로터를 일정한 역률 근처에서 운전하고 계자전류를 한계치까 지 올리지 않으면 Thermal Sensitivity가 일어나기 쉬운 로터도 진동 변화가 나타나지 않는다. 이것은 로터의 조립 불량 또는 운전 사고와 같은 다른 요인들이 포함되지 않 음을 가정한 것이다.

9.7 熱的으로 敏感한 界磁의 例 (Examples of Thermally Sensitive Fields)

발전기 계자에서의 Thermal Sensitivity 영향을 제거하거나 개선을 위해 여러 가 지 방법이 사용되었다. 재권선시 새로운 절연물 보장, 단조된 계자와 Wedge의 개조 및 간접 냉각방식에서 직접 냉각방식 채택 등이 포함된다. 최근의 새로운 계자는 계자 에서 Thermal Sensitivity가 실질적으로 제거되는 도체, 직접 냉각방식과 Body-mounted Retaining Ring으로 설계되고 있다.

GE는 Sensitivity 문제에 대한 근본 원인을 알기 위한 조치와 문제 해결 방법을 연 구해 왔다. 이 업무를 수행하면서 분석한 보다 흥미있는 여러 사례를 다음에 나타내고 있으며 대부분 개선되어 로터 진동이 더 이상 운전상의 문제가 되지 않았다.

(1) 수소 냉각 발전기의 층간단락 (사례 1)

여러해 동안 운전하면 대형 증기터빈 발전기가 시간이 지남에 따라 계자의 진동 형태가 계자전류에 비례하여 변하기 시작하였다. 이 진동은 시간이 지남에 따라 점점 증가했다. Flux Probe Test 결과 계자권선에 많은 층간단락이 발생했다. 층간단락의 분포는 한 극에서만 집중적으로 많이 나타났으며 진동의 특성은 당연히 가역적 형태이 었다.

계자 분해 결과 층간 절연물의 열화 흔적과 층간단락이 발견되었으며 계자 재조립시 새로운 절연 시스템으로 교체하여 운전을 실시하였다. 그 결과 로터 진동의 크기는 정 상치로 나타났으며 큰 Thermal Sensitivity가 나타나지 않았다.

(2) 공기 냉각 발전기의 절연물 열화 (사례 2)

공기 냉각가스 터빈 발전기는 정기적인 정비를 위해 정지했다. 정지기간 동안에 발전기의 Spindle-mounted Retaining Ring 점검 결과 습분에 의한 손상이 발견되었다. Stator로부터 로터를 인출하여 Retaining Ring 분해 점검을 실시하고 표면 자국을 제거 하기 위해 Ring을 가공하였으며 Pitting 및 Rust에 의한 Slot Wedge 손상상태 점검후 부품을 재조립하고 운전을 실시하였는데 기동하자마자 계자전류 증가에 아주 민감한

진동이 나타났으며 점검 이전에는 나타나지 않았던 현상이다. 진동 감소를 위해 절충 발란싱을 실시하였으며 Flux Probe Test시 문제의 원인을 파악할만한 충분한 단락이 나타나지 않았다. 6개월 이후 현장의 동종 Unit에서도 거의 동일한 문제가 발생하였으 며 진동의 형태는 비가역적이었다.

문제의 해결을 위해 터빈-발전기 축정렬 재점검, 발전기 End Shield 볼트의 조임, 터 빈 배기증기가 커플링 부분으로 누설되는 것을 정비하였으나 해결되지 않았다. 더 점 검한 결과 Slot의 상부 권선과 단부 권선에서 절연이 저하되어 있음을 발견했다. 그래 서 상부 권선에 기계적으로 강한 동, 새로운 권선 절연재, 상부 권선에 특수 테프론 절 연재, 개선된 Block 및 Block의 재배치, 개선된 Wedge를 이용해서 로터를 정비했다. 이렇게 개선하여 발전기 로터가 정상 진동치로 되었다. 이러한 절차는 Spindle Mounted Rotor의 대형 발전기에서 Thermal Sensitivity를 감소시키는데 매우 효과적임 이 입증되었고, 결과적으로 이런 상황이 해결되었다.

(3) 수소 냉각 발전기에서 가변적인 마찰의 영향 (사례 3)

기존의 간접 냉각방식의 계자권선과 Spindle-mounted Retaining Ring을 가지는 수소냉각 발전기에서 로터의 진동변화를 분석한 결과 계자전류의 변화 정도에 따라 점 진적이고 Slip-Stick 형태인 Thermal Sensitivity임이 밝혀졌다. 계산하고 시험한 결과 Thermal Sensitivity는 코일의 축 방향 팽창에 의해 발생한 힘에 의해 발생하며 이 힘 이 로터에 비대칭적으로 전달되어 로터가 휘게 되었다. 이러한 비대칭적인 힘은 코일 과 절연물 경계면에서의 상호 구속 마찰력의 큰 편차로 인해 주로 발생한다고 예열 시 협에서 입증되었다. 발전기 계통 병입전 저속(대략 300 rpm)에서 로터 코일을 예열하 므로서 코일이 원심력으로부터 구속없이 팽창하여 진동이 아주 낮아졌다. 이것은 불균 일한 축 방향 힘과 마찰에 의해 발생하는 문제의 원인을 찾는데 도움이 되었다. 나중 에 로터 재권선시 코일의 마찰에 의한 구속을 최소화하기 위해 코일 커버 절연물과 Retaining Ring 절연물의 처리를 향상시켰고, 코일 팽창과 로터에 대한 코일의 마찰 경 로를 감소시키기 위해 도체의 통풍 방법을 개선하였다. Thermal Sensitivity가 사라지 고 발전기 정격부하 및 전부하 범위에서 진동이 허용치 이내로 운전중이다. 이러한 경 우는 계자전류 공급량에 직접 관계되는 가역 및 비가역 진동이 둘다 나타났다.

9.8 證明된 解決策 (Proven Solutions)

GE는 여러 해 동안 Thermal Sensitivity 문제를 취급하고 연구했으며 이 문제에 대한 여러 가지 해결책을 개발하였으며 열적으로 민감한 계자에 대해 Thermal

제3장 발란싱 - 1495

Sensitivity를 제거하기 위한 다음과 같은 여러 가지 결론을 얻었다.

(1) "Slip-Plane" 개발 적용

Thermal Sensitivity의 일반적인 원인중의 하나는 계자권선내의 기계적인 힘의 불균형이다. 이것은 Slot내에서 마찰 또는 구속이 균일하지 못하기 때문에 일어날 수 있다. GE는 계자전류가 공급될 때 계자에서의 굽힘이 발생하지 않도록 축 방향의 Winding Force가 단조된 계자에 균일하게 작용하도록 하는 "Slip-Plane"을 개발했다. 이 "Slip-Plane"은 코일 다발 상부에서 마찰과 힘을 동일하게 하여 로터 굽힘의 원인인 불균일한 힘을 제거시킨다. 이 정비법은 현존하는 계자권선에 적용 가능할 뿐만 아니 라 완전한 재권선시에도 적용가능하며 특히 높은 계자전류와 온도하에서 운전되고 간 접 냉각 방식의 계자에 효과적이다. 또한 비가역적 진동 형태가 나타나는 곳에 적당하 다.

(2) 발전기 계자 재설계

높은 계자전류와 무효전력하에서 운전되는 간접 냉각방식의 계자 발전기는 직접 냉각 방식 발전기로 개조 가능하며 구리 권선과 계자 단조물 사이의 높은 온도차의 결 과로 높은 무효전력하에서 Thermal Sensitivity 문제가 여러번 나타났다. 직접 냉각 방식 계자로 개조하므로서 이러한 온도차가 현저히 적어지고 발전기 품질이 더 향상되 었다. 계자의 수정이 불가능하거나 정지기간이 중요한 경우에는 동일한 결과를 얻기 위해 새로운 직접 냉각방식의 계자를 제작한다. 새로 제작하거나 개조된 직접 냉각방 식의 계자를 열적으로 민감한 발전기 내에 설치되었는데 개조후 모든 문제의 Thermal Sensitivity가 제거되었다. 이러한 방법은 가역적 및 비가역적 Thermal Sensitivity가 나타나는 계자에 적절하다.

(3) 발전기 계자의 개조

구리 권선과 계자 단조물 및 Retaining Ring 사이에서의 차등 움직임의 대부분 은 코일 묶음 상부에서 일어나기 때문에 Top Turn, 절연물 및 Blocking은 이 위치에 서 마모되고 변형되기 쉽다. 이러한 상태는 특히 기동 정지가 많거나 부하 변화가 빈 번한 높은 계자전류 상태에서 운전하는 발전기에서 일어난다. 절연물, Creepage Block, Distance Block 및 Wedge와 같은 부품들을 개조하여 이러한 형태의 계자에 적 용할 수 있도록 일련의 수정 방법을 개발했다. 이 방법은 계자 전체를 재권선하거나 기존의 권선에 필요 부품만 수정함으로서 이루어질 수 있다. 이러한 수정법은 Slot 상 부에서 권선과 절연물간의 접촉면을 새롭게 하기 위해 고안된 이 수정법들은 새로운 계자 재권선 뿐만 아니라 많은 운전중인 발전기 계자에 적용했으며 모든 경우

Thermal Sensitivity가 크게 감소했다. 이러한 수정 방법은 가역적 및 비가역적 Thermal Sensitivity가 나타나는 계자에 적절하다.

(4) 수소 압력의 증가

수소 냉각 발전기에서 수소 압력을 증가시키면 도체와 단조품 사이의 온도차를 줄여준다. Thermal Sensitivity가 높은 계자전류와 무효전력에서만 나타난다면 수소 압력 증가만으로도 이러한 구속을 제거하는데 매우 유용할 수 있다. 수소 압력 증가로 인해 권선으로부터 보다 많은 열을 제거한다. 이 방법은 보다 많은 발전기 출력을 공 급하기 위해 여러해 동안 새로운 발전기 제작 설계에 적용해 왔다.

9.9 結論 (Conclusion)

새로운 계자 제작시나 사용중인 계자를 재권선할 때 Thermal Sensitivity 문제를 피하기 위해 설계나 조립하는 동안에 최소한 다음과 같은 항목들이 고려되어야 한다.

- Retaining Ring 조립 Endwinding Blocking Coil Slot 간극
- 적절한 접착제 사용 도체의 상태
- 계자의 오염
- Wedge 조립 • 절연물 형태

• 계자 재권선 절차 상기와 같은 항목에 대해 세심한 주의를 기울이면 계자에서 Thermal Sensitivity가

일어날 위험이 크게 감소하게 된다. 성능을 향상시키고 관련된 메커니즘의 이해를 증 진시키기 위해 다음 조치들을 취하는 것이 바람직하다.

- 열적으로 민감한 모든 발전기 계자는 감시되어야 하고 운전 및 진동 특성도 잘 이해하여야 한다.
- Thermal Sensitivity 영향을 최소화하기 위해 새로운 발전기 계자의 설계에 그 특 징을 반영한다.
- 모든 사용중인 발전기 계자는 재권선하기 전에 Thermal Sensitivity 발생 가능성 을 최소화하기 위해 사용할 절연물, Blocking 및 냉각 방식의 결정을 검토해야 한 다. 다음중 하나를 선택해야 한다.
 - 비슷한 종류의 계자로 재권선
 - 현재의 계자를 절연물과 Blocking System을 새롭게 개조
 - 도체 냉각과 새로운 절연 시스템 및 개조된 Blocking으로 재권선
 - 현재의 계자를 Body-mounted Retaining Ring의 새로운 도체 냉각방식으로 재 권선

10. Blade 配列 프로그램 (Blade Distribution Program)

10.1 Balde 配列 프로그램의 基本原理 (Principles of Blade Distribution Program)

Blade를 배열할 때 가장 중요한 것은 각각의 Blade 무게를 측정하고 Disc 원주 상에 Blade를 적절히 배열하여 가능한한 Unbalance를 최소로 줄이는 것이다. 일반적 으로 Blade 유효길이가 짧은 것은 중량계측에 의한 발란싱으로 충분하나 저압터빈 최 종단과 같이 Blade 유효길이가 긴 것은 모멘트 발란싱을 한다. 모멘트 발란싱을 하는 이유는 긴 Blade의 경우 제조시 중량의 차이가 생기면서 중심위치의 변화가 비교적 크 기 때문이다. 3600 rpm 로터의 경우 Blade의 유효길이가 200 mm, 중량 800 gr인 것은 모멘트 발란싱하도록 추천하고 있다. 무게의 측정이나 Moment 측정은 현장이나 제조 공장에서 직접 측정하면 되나 Blade의 배열은 컴퓨터 프로그램에 의존해야 한다. 이 컴퓨터 프로그램은 초기 임의의 Blade 배치상태에서 시작하고 다음과 같은 목적을 기 대하며 여러 쌍들의 Blade들을 상호위치 교환한다.

- 어떤 정해진 제한치 이내로 Unbalance량을 감소시키기 위한 것이다.
- Unbalance량이 Tolerance이내로 감소되었을 때에 Blade 배치의 변화가 Balance된 상태에서 Tolerance를 벗어나지 않는다면 분포상태를 개선하기 위한 것이다 (가볍 거나 혹은 무거운 Blade들의 집중을 방지하기 위해서다.)

10.1.1 最終 殘留 不平衡量의 計算 (Calculations of Residual Unbalance)

기준 방향으로부터 위상각 6에 있는 Blade의 모멘트 M을 가정한다. 여기 서 M은 Blade 무게와 Blade의 무게중심 거리의 곱이다. 이 모멘트 값 M은 모멘트 발 란싱에 의해 결정되고 데이터로서 프로그램에 공급된다.

불평형량의 X 성분 = M_X



그림 3-75 Blade Moment Vector



Source File참조

그림 3-76 Blade 배열 Logic Diagram

불평형량의 Y 성분 = M_Y N개의 Blade에 대한 총 X 및 Y 성분은 $M_x = \sum_{1}^{N} M_i \sin \Theta_i$ $M_Y = \sum_{1}^{N} M_i \cos \Theta_i$ 최종 잔류 Unbalance량, $\overline{M} = \sqrt{Mx^2 + My^2}$ 최종 잔류 Unbalance의 방향, $\overline{\Theta} = \tan^{-1} (Mx/My)$ 최종 잔류 Unbalance량 M은 초기 Blade 분포상태에 대해서 계산되고 Pairs of Blade가 상호 배치 교환으로 Unbalance의 크기가 감소된다면 상호교환이 이루어진다. 예를 들어, 2개의 Blade가 각각 Mi, Θ i 및 Mj, Θ j의 크기 및 방향을 가지고 있으며 이 두 Blade를 상호교환할 경우 교환으로 인하여 모멘트 성분의 변화를 계산해보자

$$\delta M_x = \frac{(M_i \sin \Theta_j + M_j \sin \Theta_i)}{\varpi \, \mathbb{A}^3 \, \mathbb{P}^3 \, \mathbb{O}^3 \, \mathbb{P}^3} - \frac{(M_i \sin \Theta_i + M_j \sin \Theta_j)}{\varpi \, \mathbb{A}^3 \, \mathbb{O}^3 \, \mathbb{O}^3 \, \mathbb{O}^3}$$
$$= (M_i - M_j)(\sin \Theta_j - \sin \Theta_i)$$
$$\delta M_y = (M_i - M_j)(\cos \Theta_j - \cos \Theta_j)$$

새로운 최종 잔류 모멘트량은

$$M_n = \sqrt{(M_x + \delta M_x)^2 + (M_y + \delta M_y)^2}$$

 $\overline{\Theta} = \tan^{-1}[(M_x + \delta M_x)/(M_v + \delta M_v)]$

* Blade간의 상호 위치 교환은 모멘트 값이 초기치보다 작아야만 이루어진다.

10.1.2 分布의 計算 (Calculations of Distribution)

분포함수 D는 다음과 같이 정의된다.

 $D = \sum_{n=1}^{N} (M_i - M_{i_{-1}})^2 + (M_1 - M_n)^2$

이 함수는 인접 Blade간에 모멘트 차이를 최대로 함으로써 명백하게 최대화되고 무 거운 Blade와 가벼운 Blade를 교대로 배치함으로써 성취될 수 있다. Blade를 쌍으로 상호교환할 때의 효과를 고려함에 있어서 Blade가 서로 인접해 있을 경우와 Blade가 서로 떨어져 있을 경우를 분리해서 생각할 필요가 있다.

Blade i와 j가 상호교환 될 때 (i와 j는 인접해 있지 않음)
 δD = [교환후 분포함수] - [교환전 분포함수]]

$$\delta D = [(M_j - M_{i_{-1}})^2 + (M_{i_{+1}} - M_j)^2 + (M_i - M_{j_{-1}})^2 + (H_{j_{+1}} - M_j)^2]$$

- [(M_i - M_{i_{-1}})^2 + (M_{i_{+1}} - M_j)^2 + (M_j - M_{j_{-1}})^2 + (M_{j_{+1}} - M_j)^2]
= 2(M_i - M_j)(M_{i_{+1}} + M_{i_{-1}} - M_{j_{+1}} - M_{j_{-1}})

일단 잔류 Unbalance량이 Tolerance이내로 감소되어지면 Blade 상호교환 절차가 시 작되나 δD의 값이 Positive이고 새로운 잔류 Unbalace 값이 여전히 Tolerance이내이 어야만 상호교환이 행해진다

10.1.3 分布에 관한 Tolerance (Tolerance for Distribution)

주어진 여러 Blade들에 대해서 가장 좋은 분포와 가장 나쁜 분포가 어떤것 인지 명백하지 않기 때문에 2개의 임의 배치형태, 즉 명백하게 좋은 분포와 나쁜 분포 의 Blade 배치 형태를 결정하고 이들 값 사이에 상대적인 Tolerance를 나타내는 식을 결정하는 것이다.

Good Arrangement : Heaviest, Lightest, 2nd Heaviest, 2nd Lightest ...

Bad Arrangement : 무게순으로 배열

 $D = D_{bad} + F(D_{good} - D_{bad})$

F: Fractional Tolerance

D: Acceptable Distribution

* 분포의 계산이 필요한 이유는 Disc Rim에 균일한 부하를 받게하기 위함이다.

10.2 Blade의 Moment 測定 (Measurements of Blade Moment)

10.2.1 GEC Blade Moment 測定方法

(Blade Moment Measuring Method in GEC)

(1) GEC Moment 측정장비

다음의 그림과 같은 Device를 이용하여 Blade의 무게 W_a , W_b 를 측정하여 Blade Moment 공식에 대입하여 각 Blade의 Moment를 구한다. $Moment = W_a \times (R - Q) + W_b (R - Q + C)$

- Wa : Support A에서의 무게
- W_b : Support B에서의 무게
- R : 로터 중심선에서 Blade Platform까지의 거리 (1143 mm)
- Q : Support 'A'에서 Blade Platform까지의 거리
- C : Support 'A'와 'B' 사이의 거리
 - GEC Moment 측정장비 사양

① 저울은 1 gr까지 읽을 수 있어야 하고 정확도는 +0.5 gr이내이어야 한다.



그림 3-77 GEC 모멘트 측정장비 개략도



- ② Blade Support(e)의 높이는 Blade 높이가 수평이 되도록 조정해야 한다.
- ③ End Step(f)은 Blade Root의 Last Serration 이외의 위치에는 놓이지 않도록 한다.
- ④ Side Step(g)은 Beam의 Center Line을 따라서 Blade가 위치할 수 있도록 돕 는다.
 - (2) GEC Moment 측정장비에 의한 무게측정
 - GEC사의 원자력발전소 저압터빈 최종단 Blade의 전형적인 평균무게와 Moment는 61.5 kg, 88000 kg-m이다.
 - 보통 Blade 무게분포는 ₩a가 44%, ₩b는 56%이다. 그러나 저압터빈
 'A'와 'B'의 최종단 Blade 무게중심까지의 거리가 각각 1383 mm, 1441 mm
 로서 차이가 있기 때문에 주의를 해야한다.

항 목	LP 'A'	LP 'B'
С	609.6 mm	717.55 mm
Q	28.87 mm	111.125 mm
R	1143.0 mm	1143.0 mm
Blade 유효길이	1143.0 mm	1143.0 mm
Blade 무게중심	1383 mm	1441 mm

- 저울의 측정 정밀도에 따라서 잔류 Moment량이 달라지므로 측정저울의 정밀도는 1 gr 범위내이어야 한다.

구분	W_a 측정 오차시		W_{b} 측정 오차시	
오차한계	Moment량 (kg-m)	Bal.Hole에서 의 Wt.(gr)	Moment량 (kg-m)	Bal.Hole에서 의 Wt.(gr)
1000 gr 오차	1.1141	1650	1.7237	2552
100 gr 오차	0.1114	165	0.1723	255.2
10 gr 오차	0.0111	16	0.0172	25.52
1 gr 오차	0.0011	1.6	0.0017	2.552

위의 표에서 보는 바와 같이 W_a 측정오차 보다는 W_b 측정오차가 더 큰 Unbalance를 제공하고, 1 kg의 측정오차는 Balancing Hole에서 160 $0\sim 2500$ gr의 Unabalance를 야기한다.

- 각각의 Blade 무게(Wt)는 두 개의 저울에서 측정한 W_a 와 W_b 의 합과

제3장 발란싱 - 1503

일치해야하므로, 일치하지 않을 경우 측정 Device의 정밀도를 확인하고 정확하게 재측정해야 한다.

- 일반적인 Device의 요구사항은 확실하고 일관성있는 Blade 위치를 고수
 하여 같은 Blade를 반복해서 측정할 경우 각 측정값이 ±5 gr이내의 측
 정공차를 유지해야 한다.
- GEC Blade 무게측정 Device의 특징
 - Blade Root의 홈 부위와 Support Round 접촉부위(W_a 측정위치)의 Round가 서로 맞지 않으면 Blade가 Device 위에 정확하게 안착되지 않아 오류가 발생한다.
 - ② 따라서, Blade를 정확하게 안착시키기 위해 Blade를 길이 방향으로 적절히 움직여야하나, 이는 'V'(Gap)를 변화시키므로 'R' 및 'Q'의 거 리가 변경됨을 의미하는데 Blade Moment 산출공식에서 'R' 및 'Q'는 고정상수이므로 오류가 발생한다.

10.2.2 Blade Moment 測定裝備에 의한 方法

(Blade Moment Measuring Method by Measuring Equipment)

(1) GEC Moment 측정장비

정확한 Blade Moment 측정을 위하여 한국중공업에서 보유하고 있는 장비 를 이용하여 측정하였다.

- Moment 측정장비 제작회사 : 독일 CARL SCHENCK
- Moment 측정장비 제원
 - •최대 측정무게 : 100 kg
 - •최대 측정 Moment : 200 kg-m
 - Jig Interface까지의 거리 : 400 mm
 - 측정시간 : 3 초
 - 오차한계 : ±0.05 %
 - •장비무게 : 800 kg



그림 3-79 CARL SCHENCK Moment 측정장비

(2) Blade Moment 測定시 注意事項

- Blade 무게는 1 gr까지 측정할 수 있는 정밀저울을 구입하여 측정하여야 한다.
- Sample Blade의 무게 61.5 kg, 중심으로부터 Blade 무게 중심까지의 거 리 0.892 m를 이용하여 모멘트를 계산하면 54.858 kg-m이나 실측값은 26.285 kg-m로 나타나 오차를 규명하기 위해 Sample Plate를 제작하여 측정한 결과도 마찬가지로 오차가 발생하여 장비 공급사와 협의한 결과 다음과 같은 문제점이 있었다.
 - Load Cell의 Force Transducing Rod가 상하 Nut에 의해 Tightening 되어 있어야하나 풀려 있었는데, 이 Connecting Rod는 적절히 조정되 고 Tightening되어 Moment 표시창에서 Moment가 0±50 Unit 이내로 표시되어야 한다.
 - ② Load Cell의 특성이 15 kg-m이상에서는 Input에 대한 Output에 비례 성이 없음. 이는 Load Cell이 12 kg-m까지는 비례성이 있고 그 이상 에서는 오차가 발생하므로 Counter Weight를 부착하고 측정해야 한다.
- Jig에 대한 제작사 추천사항
 - ① Moment 측정장비의 중심선과 Jig의 축 방향 중심선, 그리고 Blade의 길이 방향 중심선이 일치되어야 한다.
 - ② Jig End Face와 Blade Root End 사이의 간격은 3 mm 이하로 조정해

야 한다.

- ③ Jig에 Blade를 설치할 때 Blade 하부가 Jig Plate에 접촉되지 않아야 한다.
- ④ Blade 고정 Bar (or Pivot)는 점 또는 선접촉으로 수직 및 수평도가 맞아야 한다.

(3) Blade Moment 測定 節次

① Zero Setting

Jig가 설치된 상태에서 ±0 kg-m가 모멘트 지시창에 나타나도록 Tare Weight 및 Counter Weight를 조정한다.(-0.0002 kg-m로 조정됨).

② Counter Weight 설정

고리 1호기의 최종단 Blade의 평균무게는 61.05 kg이며 예상되는 모멘 트 측정치는 54.858 kg-m이다. 이 값은 Load Cell이 측정할 수 있는 한계(12 kg-m)를 초과하기 때문에 Counter Weight를 달아야 한다. Counter Weight의 양은 Pivot에서 Counter Weight Pan까지의 거리가 5m이기 때문에 9 kg의 분동을 달아 45 kg-m의 역 모멘트가 작용되도록 한다. 이와 같은 상태에서 Load Cell에 지시되는 값은 상대치로서 9.858 kg-m이다. 이 9.858 kg-m의 모멘트치는 Load Cell의 측정범위내로 신뢰성이 있 는 것으로 판단됨. 전산 프로그램에는 9.858 kg-m와 45 kg-m가 자동합산되어 54.858 kg-m이 기록된다.

③ Moment 측정

그림과 같이 2개의 고정 Bar 사이에 Blade Root가 안착되도록 하여 상 대모멘트를 측정한다.



그림 3-80 Blade 모멘트 측정장비 개략도

④ Blade 무게측정

위의 그림에서와 같이 Pivot 중심점에서 Blade Platform까지의 거리가 400+30.2+X(Blade에 따라 다름)이며 X값은 평균하여 174 ㎜이다. 그러므로 Pivot 중심 에서 Blade Platform까지의 거리는 604.2 ㎜가 된다.

그러나 실제 Blade가 로터 디스크에 설치될때는 중심에서 Blade Platform까지의 거 리가 1143 mm이므로 Schenck 장비에서 측정된 모멘트는 실제 거리에 맞도록 환산되어 야 한다. Schenck 모멘트에서 실제 모멘트로 환산하기 위해서는 Blade의 무게중심을 찾아내는 것이 중요하며 Pivot 중심점은 로터의 중심점과 같고 Schenck 장비에서 구한 Blade의 무게중심은 실제 로터에서도 같은 무게중심을 갖기 때문에 Schenck 모멘트를 Blade 무게로 나누면 Pivot 중심에서 Blade 무게중심까지의 거리가 계산되고 여기서 Pivot 중심에서 Blade Platform까지의 거리를 감하면 Platform에서 무게중심까지의 거 리가 계산된다. Blade 무게측정은 1 gr 단위까지 측정되어야한다.

⑤ 'X'값 측정

위의 그림에서 X값(Jig End Surface에서 Blade Platform까지의 거리)을 버어니어캘리퍼스로 측정한다.

⑥ 실제 모멘트 계산

모멘트 측정시의 미지수는 X, Y이며 X값은 (5)항에서 실제 측정하여 구하고 따라서 Y값이 구해진다. 실제 로터에 있어서 Blade Platform까지의 거리는 45"(1143 mm)로 정해져 있기 때문에 이 값에 Y값을 더하면 실제 로터의 축 중심선에서 무게중심까지의 거리가 되고 Blade 무게와 곱하므로서 실제 모멘트값을 얻게된다.

10.4 Blade 配列 프로그램 使用方法

(User's Guide of Blade Distribution Program)

이 프로그램은 Quickbasic으로 작성되었으므로 기본적인 사용법은 Quickbasic 설명서를 참고로 한다.

(1) Blade Weight File Name 입력 :

Blade Weight File을 별도로 작성하였을 경우에는 "Give name of weight file?"이 화면에 나타나면 File Name을 입력하고 그렇지 않을 경우에는 프로그램의 끝 부분에 있는 Blade Weight 입력부분에 미리 입력한다. 이 경우에는 Enter를 치면된다.

(2) Blade 배열 프로그램 사용목표 입력 :

"Do you want to sort blades to get balance in tolerance? or to calculate

제3장 발란싱 - 1507

lengths of existing arrangement?"가 화면에 나타나면, 규정치 이내로 밸런싱하여 Blade 배치를 다시 할 경우에는 "Y"를 입력하고 현재의 입력자료의 Unbalance 상태를 구하고자 할 경우에는 "N"을 입력한다.

현재 프로그램상에는 밸런싱 규정치는 6 kg으로 되어 있으므로 더욱 정밀한 계산을 하고자 할 경우에는 "wub="에 그 값을 미리 입력해 둔다.

GEC가 기준으로 하고 있는 잔류불평형 Moment의 한계치는 최종단 Blade의 무게중 심(CG)에서 10 gr이하의 불평형량으로서 컴퓨터는 이 한계치 이하로 잔류불평형 Moment 값이 나올때까지 Blade의 배열을 바꾸어 가면서 계산하는 것이다. 이 한계치 는 통상 Wt. Balancing Hole(Screw Type Wt. 취부하는 곳)에서는 약 200 gr의 Unbalance량에 해당된다.

구 Blade를 제거하고 신 Blade로 교체하여 배치하고자할 때는, 구 Blade에 대한 Moment Unbalance를 계산하여 그 위치에 Moment Unbalance량을 사전에 입력하고 프로그램을 Run 시켜야 교체전과 같은 Unbalance 상태를 유지할 수 있다.

(3) Blade 배열 프로그램 계산방법 입력 :

"Do you want to balance on weight? or balance on moment?"가 화면에 나타 나면, Blade Weight만을 고려하여 Blade를 배열하고 Unbalance를 계산하고자 할 경우 에는 "Y"를 입력하고 Blade Moment를 고려하여 Blade를 배열하고 Unbalance를 구하 고자 할 경우에는 "N"을 입력한다.

각각의 Blade에 대한 자료(Weight외)를 입력하고자 할 때는 프로그램 끝부분에 INIT.STN, IDENTIFIER, WT(KG), JIGM(MM), MOMENT(KG-M) 등을 직접 입력하 되 각각의 자리수와 동일하게 입력해야 한다.

(4) Blade drawing no. 입력 :

"Blade drawing no."가 화면에 나타나면 관련 Blade Drawing no.를 입력하며 이것이 프로그램 계산과정에 사용되는 것이 아니므로 반듯이 입력해야하는 것은 아니 다. 단지 프로그램 입력사항에 프린트되어 관련자료로서 기록된다.

(5) Blade 수 입력 :

"NO. of BLADE" 이 화면에 나타나면 Blade 수량을 입력하며, 이것은 프로그 램에 500개까지 입력할 수 있도록 되어 있으므로 500개 초과시에는 Error가 발생하며 500개 초과시에는 프로그램의 서두에 있는 ibld(500)을 원하는 수 이상으로 고쳐야하고 istn, ifree, wm, sm, tm, sn, cs, theta, cjf, cg, wt 등도 고쳐야 한다.

(6) 터빈의 단(Stage) 입력 :

"Identification of input thn stage?"가 화면에 나타나면 현재의 계산하고자하는 Blade가 설치된 터빈의 단(Stage)를 입력한다. 이것은 프로그램의 계산과정에 사용되는 것이 아니므로 필수적인 것이 아니며 입력사항에 프린트되어 참고자료로 기록된다.

(7) 입출력 프린트

입력 및 출력 프린트는 화면 및 프린터로 할 수 있도록 되어 있으나, 프로그램 상으로는 프린터로 인쇄하도록 되어 있으므로 프로그램 수행전에 미리 프린터와 연결 되어야 하며, 화면상으로 프린트할 경우에는 프로그램상의 LPRINT를 PRINT로 바꿔 야 한다.

Blade 배열 프로그램

DEFDBL A-H, O-Z DEFINT I-N DIM istn(500), ibld(500), ifree(1000), wm(500), sm(500) DIM tm(500), sn(500), cs(500), theta(500), cjf(500), cg(500) DIM wt(500), ifirst(500), bname(500) AS STRING * 12 DIM mline AS STRING, wfile AS STRING, title AS STRING, btitle AS STRING DIM undrln AS STRING, wfile AS STRING, verd AS STRING, blitle AS STRING DIM undrln AS STRING, dwgno AS STRING, verd AS STRING, lline AS STRING DIM bignam AS STRING * 16, smlnam AS STRING * 16, name1 AS STRING * 16 DIM c1 AS STRING * 1, optp AS STRING * 1, optw AS STRING * 1 DIM worm AS STRING * 1

'istn(i) CURRENT STATION CONTAINING BLADE i (-ve if stn. is fixed) 'ibld(i) NUMBER OF BLADE CURRENTLY IN STATION i 'ifree(i) STATION NUMBER OF iTH FREE STATION

verd = "94.07.02" undrln = "-----" degrad = ATN(1#) / 45# raddeg = 1# / degrad

'GIVE NAME OF WEIGHT FILE AMD CHOOSE OPTION
PRINT "Give name of weight file?"
INPUT " File name; ", wfile
IF wfile <> " " THEN
PRINT "Do you want to sort blades to get balance in tolerance?"
PRINT " or to calculate lengths of existing arrangement?"
INPUT "Y or N;", ans\$
IF UCASE\$(ans\$) = "Y" THEN
optw = "Y"
PRINT "Do you want to balance on weight?"
PRINT " or balance on moment?"
INPUT "Y or N;", r\$
IF UCASE\$(r\$) = "Y" THEN

```
worm = "W"
    ELSE
      worm = ''M''
    END IF
  ELSE
    optw = "N"
    worm = ''M''
  END IF
ELSE
  wfile = ''x''
  optw = "N"
  worm = ''M''
END IF
IF (optw = "N") THEN
 iswap = 0
ELSE
 iswap = 1
END IF
'INITIALIZE EVERY IDENTIFIER TO BLANK & INITIAL STATION TO 0
INPUT "Blade drawing no. :"; dwgno
FOR i = 1 TO 500
 istn(i) = 0
 ibld(i) = 0
 ifree(i) = 0
 bname(i) = " "
NEXT i
totom = 0\#
smlbld = 59.6#
bigbld = 62.811#
'INPUT NUMBER OF BLADE
INPUT " NO. of BLADE;", nblade
IF nblade < 1 OR nblade > 500 THEN
PRINT " Error- "; nbp; " is an illegal number of blade"
END IF
```

'INPUT BALANCE DATA

INPUT "Identification of input tbn stage? "; btitle

LPRINT "'KIM KAY YOUN' Moment Balancing Program-Version "; verd

LPRINT

LPRINT btitle

LPRINT undrln

LPRINT

LPRINT "Weight/Moment file : "; wfile

LPRINT ; "Blade Drawing No. : "; dwgno

wub = 6!: 'MAX. ACCEPTABLE UNBALANCE WT. AT BLADE C.G.

distol = .5: minmax = .01: minset = wub - minmax: maxset = wub + minmax

LPRINT "Max. acceptable unbalanced wt at blade C.G.:"; wub * 1000; " Gr "

LPRINT "Distribution tolerance ratio :"; distol; " No of blade ;"; nblade

LPRINT "Lower wt limit :"; smlbld; "KG"; " Upper wt limit :"; bigbld; "KG"

```
LPRINT
```

'BIG & DISTOL TO 0

'IF NOT DOING A MOMENT OR WEIGHT BALANCE CHANGE wub TO SOMETHING VERY

```
IF (optw = "N") THEN
      wub = 100000#
      distol = 0\#
      END IF
      IF (distol > 1#) THEN
      LPRINT "Error-illegal distribution tolerance "; distol; "cannot exceed 1"
      END IF
   'kerr = 0 AS LONG AS DATA IS OK. GETS SET TO 1 IF AN ERROR IS
FOUND
   'nl = NO. OF MOVABLE BLADES
   'nf = NO. OF FIXED-POSITION BLADES
   'nt = TOTAL NO. OF BLADES
   'kount COUNTS NUMBER OF LINES PRINTED ON CURRENT PAGE
      kount = 10
      bigwt = -1D+70
      smlwt = -bigwt
```

```
IF (bigbld < .000000001#) THEN bigbld = 1000#
      FOR i = 1 TO nblade
      bname(i) = " "
      NEXT i
   'READ ONE BLADE EACH TIME ROUND THIS LOOP
     IF (wfile \langle \rangle "x") THEN
       ifirl = 0
       ifirs = 0
       FOR i = 1 TO nblade
   'PUT OUT PAGE HEADING BEFORE FIRST BLADE OR START NEW PAGE &
PUT OUT
   'PAGE HEADING ON IT
       IF (i \ll 1) THEN
       IF (kount <> 50) GOTO kcount
       LPRINT CHR$(12)
       END IF
       LPRINT "INIT.STN IDENTIFIER WT(KG) JIGM(MM) MOMENT(KG-M)"
       IF (i \le 1) THEN kount = 0
kcount:
       kount = kount + 1
   'READ IDENTIFIER
       READ name1
       IF (LEFT$(name1, 1) <> "-") THEN name1 = " " + name1
       nn = LEN(name1)
       FOR ii = 2 TO nn
       IF (MID$(name1, ii, 1) < "0" OR MID$(name1, ii, 1) > "9") THEN GOTO
figure
       NEXT ii
       ii = 13: 'THE END OF CHARACTER
figure:
       IF (ii = 2) THEN
        istn = i
       ELSE
         jstn = VAL(LEFT$(name1, ii - 1))
       END IF
```

```
'IF IDENTIFIER STARTS WITH - THE BLADE IS FIXED
   'IF NOT, PUT A SPACE IN FRONT SO MINUS SIGN STANDS OUT IN O/P
      IF (LEFT(name1, 1) \ll "-" AND jstn < 0) THEN
        name1 = ''-'' + name1
      END IF
      IF (LEFT$(name1, 1) <> "-" AND LEFT$(name1, 1) <> " ") THEN
        name1 = " " + name1
      END IF
      bname(i) = name1
      IF (LEFT$(bname(i), 1) = "-") THEN
        istn(i) = -ABS(jstn)
      ELSE
      istn(i) = jstn
      END IF
      jj = i
      kstn = istn(i)
   'CHECK THAT THIS STATION HASN'T BEEN FILLED ALREADY
      FOR ii = 1 TO nblade
      IF (ii <> i AND ABS(istn(ii)) = ABS(jstn)) THEN
        LPRINT " ERROR-MORE THAN 1 BLADE IN STATION "; jstn; "IN
WEIGHT FILE"
      END IF
      NEXT ii
```

'READ TOTAL WEIGHT(wt) & MOMENT(sm)OF EACH BLADE & TOTAL WEIGHT

'swt) & MOMENT(ssm)OF ROW

```
READ wt(jj), sm(jj), cjf(jj)
swt = swt + wt(jj)
ssm = ssm + sm(jj)
sjf = sjf + cjf(jj)
```

'SET INITIAL POSITION

```
IF (wt(jj) > bigwt) THEN
     bigwt = wt(jj)
     ibig = jj
     bignam = bname(jj)
   END IF
   IF (wt(jj) < smlwt) THEN
     smlwt = wt(jj)
     isml = jj
     smlnam = bname(jj)
   END IF
   c1 = " "
   IF (wt(ij) > bigbld) THEN c1 = "H"
   IF (wt(ij) < smlbld) THEN c1 = "L"
   LPRINT USING "###"; kstn; : LPRINT SPC(8);
   LPRINT USING "&"; name1; : LPRINT SPC(1);
   LPRINT USING "##.###"; wt(jj); : LPRINT SPC(4);
   LPRINT USING "###.##"; cjf(jj); : LPRINT SPC(6);
   LPRINT USING "##.####"; sm(jj); : LPRINT SPC(1);
   LPRINT USING "!"; c1
   NEXT i
 END IF
'END OF DATA INPUT LOOP
 IF (bigbld < 9.99D+20) THEN
    LPRINT " L=blade wt. below lower limit "
    LPRINT " H=blade wt. above upper limit "
 END IF
 LPRINT CHR$(12)
'SET UP REFERENCES TO FREE STATIONS
 nfree = 0
 avwt = swt / nblade
 hml = bigwt - smlwt
 avjf = sjf / nblade
 FOR i = 1 TO nblade
 IF (istn(i) = 0) THEN nberr = 1
 IF (istn(i) > 0) THEN
```

```
nfree = nfree + 1
ifree(nfree) = istn(i)
END IF
NEXT i
```

```
'MOMENT(SCHENCK ;sm) CONVERSION TO ACTUAL ROTOR MOMENT(tm)
'NB; swm INCLUDES UNDERSTRAPS, totmom DOES NOT
'IF DOING A MOMENT BALANCE PUT tm INTO wm ELSE PUT wt IN
'PUT SPARE COPY OF MOMENT INTO sn FOR USE IN CALCULATING
DISTRIBUTION
```

```
'LIMITS
```

```
FOR i = 1 TO nblade
    fcg = sm(i) / wt(i) - .4302 - avjf / 1000
    cg(i) = 1.143 + fcg
    tm(i) = cg(i) * wt(i)
    totmom = totmom + tm(i)
    swm = swm + tm(i)
    avmom = swm / nblade
    IF (worm = "M") THEN
      wm(i) = tm(i)
    ELSE
      wm(i) = wt(i)
    END IF
    sn(i) = wm(i)
    NEXT i
'RESULTANT LEVER ARM(TOTAL MOMENT/TOTAL MASS)
 w1 = swt
 IF (ABS(w1) < .000001#) THEN
    swm = 0#
 ELSE
    swm = swm / w1
 END IF
'BALANCE TOLERANCE SQUARED
 IF (worm = "M") THEN
```

```
1516 — 제3편 기계의 정비 기술
```

```
tol = (wub * swm) ^ 2 + .000000001#
     ELSE
       tol = wub ^ 2 + .00000001#
     END IF
   PRODUCE A LIST OF BLADES IN ASCENDING WEIGHT ORDER(FOR BAD
   'DISTRIBUTION FUNCTION diss)
     FOR i = 2 TO nblade
     FOR j = 2 TO nblade
     IF (sn(j) > sn(j - 1)) THEN GOTO ascend
     SWAP sn(j), sn(j - 1)
ascend:
     NEXT j
     NEXT i
   PRODUCE A LIST OF BLADES IN ORDER: LIGHTEST, HEAVIEST, 2ND
LIGHTEST.
   '2ND HEAVIEST ... ETC. (FOR GOOD DISTRIBUTION FUNCTION disb)
     i = nblade / 2
     k = -1
   'FIRST SORT THEM IN PAIRS
   'PUT SORTED ARRAY IN CS
     FOR i = 1 TO i
     k = k + 2
    cs(k) = sn(i)
    cs(k + 1) = sn(nblade - i + 1)
     NEXT i
   'IF nblade IS ODD, PUT THE REMAINING 1 ON THE END OF THE LIST
     IF (j + j \le nblade) THEN cs(nblade) = sn(j + 1)
   WORK OUT DISTRIBUTION FUNCTIONS
    'disb=BEST POSSIBLE
    'diss=WORST POSSIBLE
    'dist=SMALLEST VALUE WHICH WILL BE IN TOLERANCE
     diss = (sn(nblade) - sn(1)) ^ 2
     disb = (cs(nblade) - cs(1)) \wedge 2
     FOR i = 2 TO nblade
     diss = (sn(i) - sn(i - 1)) \wedge 2 + diss
```

```
disb = (cs(i) - cs(i - 1)) ^ 2 + disb
     NEXT i
     diss = .5# * diss
     disb = .5\# * disb
     dist = diss + distol * (disb - diss) - .000001#
   WORK OUT ANGULAR POSITION OF EACH STATION ASSUMING EQUAL
SPACING
   'STATION nblade+1 IS SAME AS STATION 1(SO 1ST & LAST DON'T
   'HAVE TO BE TREATED AS SPECIAL CASES)
   'CALCULATE SINE & COSINE OF EACH
     theta(1) = 0\#
     theta(2) = 360 / \text{nblade}
     FOR i = 3 TO nblade
     theta(i) = (i - 1) * \text{theta}(2)
     NEXT i
     FOR i = 1 TO nblade
     sn(i) = SIN(degrad * theta(i))
     cs(i) = COS(degrad * theta(i))
     NEXT i
   WORK OUT WHICHBLADE IS IN EACH STATION
     FOR i = 1 TO nblade
     FOR jj = 1 TO nblade
     IF (ABS(istn(jj)) = i) THEN ibld(i) = jj
     NEXT jj
     NEXT i
   'FIX FIRST BLADE IF NONE ARE FIXED
     IF (nfree = nblade) THEN
        istn(ibld(1)) = -istn(ibld(1))
        nfree = nfree - 1
        FOR i = 1 TO nfree
        ifree(i) = ifree(i + 1)
        NEXT i
     END IF
   'DUPLICATE FREE STATION NUMBERS A SECOND TIME ROUND
     FOR i = 1 TO nfree
```

```
ifree(i + nfree) = ifree(i)
```

NEXT i

'START OF SWAPPING CALCULATION

```
WORK OUT NET UNBALANCE(UBNET), DISTRIBUTION(DFUN)
```

```
'FIRST PASS(ipass=1) - GET PACKET LENGTH INTO TOLERANCE
```

```
'SECOND PASS(ipass=2) – GET BALANCE INTO TOLERANCE BUT DON'T LET
```

```
PACKET LENGTH GET OUT
```

```
'THIRD PASS (ipass=3) – GET DISTRIBUTION INTO TOLERANCE BUT DON'T
```

```
LET PACKET LENGTHS & BALANCE GET OUT
```

```
ipass = 1

l1 = 1

xmu = 0#

ymu = 0#

'WORK OUT CURRENT BALANCE & DISTRIBUTION
```

```
result:
```

1

```
xm = xmu
ym = ymu
dfun = 0\#
FOR is1 = 1 TO nblade
ib = ibld(is1)
is2 = is1 + 1
IF (is 2 > nblade) THEN is 2 = 1
ib1 = ibld(is2)
xm = xm + wm(ib) * sn(is1)
ym = ym + wm(ib) * cs(is1)
dfun = dfun + .5\# * (wm(ib1) - wm(ib)) ^ 2
NEXT is1
ubnet = xm ^2 + ym ^2
IF (ABS(xm) < .000000001# AND ABS(ym) < .000000001#) THEN
 ang = 0\#
ELSEIF (xm > 0\# AND ym = 0\#) THEN
 ang = 90#
ELSEIF (xm < 0# AND ym = 0#) THEN
```

```
ang = 270#
ELSEIF (xm > 0# AND ym > 0#) THEN
ang = ATN(xm / ym) * raddeg
ELSEIF (xm < 0# AND ym > 0#) THEN
ang = ATN(xm / ym) * raddeg + 360#
ELSE
IF (ym < 0#) THEN
ang = ATN(xm / ym) * raddeg + 180#
END IF
END IF
```

```
'IF THE TOLERANCE FOR THIS PASS IS SATISFIED GO TO NEXT PASS '(OR EXIT AFTER 3RD PASS)
```

```
IF (ipass = 1) THEN
IF (ubnet > minset ^ 2 AND ubnet < maxset ^ 2) THEN
ipass = 2
GOTO result
END IF
```

```
ELSEIF (ipass = 2) THEN
IF (ang > 239 AND ang < 241) THEN
```

```
ipass = 3
```

```
GOTO result
```

```
END IF
```

ELSE

```
IF (dfun \geq= dist) GOTO resultout
```

```
END IF
```

'OUTER LOOP – COMPARE EACH BLADE WITH THE ONE L (L) STATIONS IN FRONT

OUTER:

FOR 1 = 11 TO nfree / 2 'GO ROUND THE WHOLE BLADE ROW 'IF WE DON'T DO A SWAP, THEN INCREMENT L AND TRY AGAIN 'IF WE DO SET L BACK TO 1 AND START AGAIN, UNLESS IT'S ALREADY

```
1. WHEN
    'WE CONTINUE
    FOR k = 1 TO nfree
     is1 = ifree(k)
     js = ifree(k + 1)
     ib = ibld(is1)
     jb = ibld(js)
     dw = wm(ib) - wm(jb)
     dx = xm + dw * (sn(js) - sn(is1))
     dy = ym + dw * (cs(js) - cs(is1))
     IF (ABS(js - is1) = 1) THEN
       IF (is > is1) THEN
         jsm2 = js - 2
         IF (jsm2 < 1) THEN jsm2 = jsm2 + nblade
         isp = is + 1
         IF (jsp > nblade) THEN jsp = 1
         dd = -dw * (wm(ibld(jsp)) - wm(ibld(jsm2)))
       ELSE
         ism2 = is1 - 2
         IF (ism 2 < 1) THEN ism 2 = ism 2 + nblade
         isp = is1 + 1
         IF (isp > nblade) THEN isp = 1
         dd = dw * (wm(ibld(isp)) - wm(ibld(ism2)))
       END IF
     ELSE
       ism = is1 - 1
       IF (ism = 0) THEN ism = nblade
       isp = is1 + 1
       IF (isp > nblade) THEN isp = 1
       jsm = js - 1
       IF (jsm = 0) THEN jsm = nblade
       jsp = js + 1
       IF (jsp > nblade) THEN jsp = 1
       dd = dw * (wm(ibld(isp)) + wm(ibld(ism)) - wm(ibld(jsp)) - wm(ibld(jsm))) -
```

```
.000001#
    END IF
    dmb = dx * dx + dy * dy
   'SEE WHETHER WE WANT TO SWAP
   'PASS 1 - DON'T SWAP IT PITCH ERROR WOULD GET BIGGER
    IF (ipass = 1) THEN
      IF (dmb < minset OR dmb > maxset) THEN GOTO inner
   'PASS 2 - DON'T SWAP IF UNBALANCE GETS BIGGER OR BOTH
PAKCKETS GO OUT
   'OF TOLERANCE AND EITHER THEY WERE IN BEFORE OR PITCH ERROR
   'WOULD INCREASE
    ELSEIF (ipass = 2) THEN
      IF (ang < 239 OR ang > 241) THEN GOTO inner
   'PASS 3 - DONT'T SWAP IF DISTRIBUTION FUNCTION GETS SMALLER OR
   'UNBALANCE GOES OUT OF TOLERANCE OR BOTH PACKETS GO OUT OF
   TOLERANCE AND EITHER THEY WERE IN BEFORE OR PITCH ERROR
   'WOULD INCREASE
    ELSE
      IF (dd \leq 0 # OR dmb > tol) THEN GOTO inner
    END IF
   'DO SWAP
    dfun = dfun + dd
    ubnet = dmb
    xm = dx
    ym = dy
    SWAP istn(ib), istn(jb)
    SWAP ibld(is1), ibld(js)
   'SEE WHETHER SWAP HAS BROUGHT CURRENT PASS
                                                             WITHIN
TOLERANCE
```

```
IF (ipass = 1) THEN
IF (ubnet > minset ^ 2 AND ubnet < maxset) THEN
```

```
1522 — 제3편 기계의 정비 기술
        ipass = 2
        GOTO result
      END IF
     ELSEIF (ipass = 2) THEN
      IF (ang > 239 AND ang < 241) THEN
        ipass = 3
        GOTO result
      END IF
     ELSE
      IF (dfun >= dist) THEN GOTO resultout
     END IF
     IF (1 > 11) THEN GOTO OUTER
   'END OF INNER LOOP
inner:
     NEXT k
   'END OF OUTER LOOP
     NEXT 1
   'IF WE ARRIVE HERE SOMETHING MUST BE OUT OF TOLERANCE
   'GO ON TO NEXT PASS
     IF (ipass < 3) THEN
      ipass = ipass + 1
      GOTO result
     END IF
   'OUTPUT RESULTS
   '40 BLADES ON EACH PAGE EXCEPT 1ST
resultout:
     IF (wfile <> "X") THEN
      kount = 10
     ELSE
      kount = 0
     END IF
     nbeff = nblade + kount
     npag = INT((nbeff + 39) / 40)
```
```
ipag = 1
 kstart = 1
 tol = SQR(tol)
 ubnet = SQR(ubnet)
 IF (worm = "M") THEN
   IF (ABS(swm) < .000001#) THEN
    tow = 0#
   ELSE
     tow = ubnet / swm
   END IF
 ELSE
   tow = ubnet
 END IF
 IF (ABS(disb - diss) < .000001#) THEN
   drat = 1#
 ELSE
   drat = (dfun - diss) / (disb - diss)
 END IF
 IF (iswap = 0) THEN
   lline = "BLADES NOT SORTED FROM ORIGINAL ORDER"
 ELSE
   lline = "BALANCING ON"
   IF (wfile <> "X") THEN
     IF (worm = "W") THEN
      mline = " WEIGHTS "
     ELSE
      mline = " MOMENTS"
     END IF
   END IF
 END IF
'PRINT O/P
 FOR i = 1 TO nblade
 kount = kount + 1
PRINT HEADINGS BEFORE 1ST BLADE THEN AT START OF EACH NEW
```

1524 — 제3편 기계의 정비 기술

```
PAGE
```

'kstart FORCES HEADING BEFORE 1st BLADE. KOUNT DOESN'T ALWAYS START

'FROM 0 TO ALLOW FOR EXTRA THINGS PRINTED ON 1st PAGE.

IF (kount \geq = 40 OR kstart = 1) THEN

IF (kstart <> 1) THEN kount = 0

LPRINT " 'KIM KAY YOUN' Moment Balancing Program-Version "; verd LPRINT

LPRINT btitle; "("; wfile; ")"; SPC(30); "page"; ipag; " of "; npag

LPRINT undrln

LPRINT

LPRINT "Lightest blade wt. = "; smlwt; " KG"; " no."; isml; "("; smlnam; ")"

LPRINT "Heaviest blade wt. = "; bigwt; " KG"; " no."; ibig; "("; bignam; ")"

LPRINT "Average weight = ";:LPRINT USING "##.###"; avwt; : LPRINT "

KG";

LPRINT SPC(3); "Heaviest-lightest = "; : LPRINT USING "##.###"; hml; : LPRINT " KG"

LPRINT "Average moment = "; : LPRINT USING "##.####"; avmom; : LPRINT "KG-M";

```
LPRINT "
                   Avg jig to pfm gap = "; avjf
       kstart = 0
       LPRINT "Blade Dwg. No.";dwgno; SPC(15);"Calculated "; DATE$; " "; TIME$
       IF (worm = "M") THEN
         IF (optw = "N") THEN
           IF (ipag = 1) THEN
           LPRINT "Final balance "; : LPRINT USING "##.####^^^"; ubnet; : LPRINT
″ KG-M
          ":
           LPRINT " Direction "; : LPRINT USING "###.##"; ang; : LPRINT " Degree"
           LPRINT "Unbalanced wt. "; : LPRINT USING "####.##"; tow * 1000;
           LPRINT " gr at "; : LPRINT USING "#.###"; swm; : LPRINT " M. radius"
           END IF
         ELSE
           IF (ipag = 1) THEN
           LPRINT "Final balance "; : LPRINT USING "##.####^^^"; ubnet; : LPRINT
" KG-M";
```

```
LPRINT "Direction"; : LPRINT USING "###.##"; ang; : LPRINT "Degree"
          LPRINT "Unbalanced wt. "; : LPRINT USING "####.##"; tow * 1000;
          LPRINT " gr at "; : LPRINT USING "#.###"; swm; : LPRINT " M. radius"
          LPRINT "Tolerance "; wub * 1000; " gr. at "; : LPRINT USING "#.###";
swm;
          LPRINT " M radius"
          END IF
         END IF
       ELSE
         IF (ipag = 1) THEN
         LPRINT "Final balance "; : LPRINT USING "##.####^^^"; ubnet; : LPRINT "
KG-M";
         LPRINT "Direction"; : LPRINT USING "###.##"; ang; : LPRINT " DEGREE"
         LPRINT "Tolerance "; wub * 1000; " gr"
         END IF
       END IF
       IF (optw = "N") THEN
         IF (ipag = 1) THEN
         LPRINT "Distribution Achieved "; : LPRINT USING "#.####"; drat
         END IF
       ELSE
         IF (ipag = 1) THEN
         LPRINT "Distribution Achieved "; : LPRINT USING "#.####"; drat;
         LPRINT " Tolerance "; distol
         END IF
       END IF
       IF (ipag = 1) THEN
         IF (tow > wub) THEN
          LPRINT "WARNING - FINAL BALANCE NOT IN TOLERANCE"
         END IF
         IF (drat < distol) THEN
          LPRINT "WARNING - FINAL DISTRIBUTION NOT IN TOLERANCE"
         END IF
       END IF
       LPRINT lline + mline
```

1526 — 제3편 기계의 정비 기술

```
LPRINT
   LPRINT "DISC";SPC(9);"BLADE"; SPC(8); "WTTOTAL"; SPC(3); "SCHMOM";
   LPRINT SPC(4); "JIGPFM"; SPC(4); "MOMENT"; SPC(7); "CG"
   LPRINT "STN
                    NO. IDENT."; SPC(8); "(KG)"; SPC(4); "(KG-M)";
   LPRINT SPC(5); "(MM)"; SPC(4); "(KG-M)"; SPC(6); "(M)"
   ipag = ipag + 1
 END IF
 ib = ibld(i)
 c1 = ""
 IF (istn(ib) \le 0) THEN c1 = "F"
'PRINT SWAP RESULT
 LPRINT USING "###"; i; : LPRINT SPC(3); : LPRINT USING "###"; ib;
 LPRINT c1; SPC(1); bname(ib); SPC(4); : LPRINT USING "##.###"; wt(ib);
 LPRINT SPC(3); : LPRINT USING "##.####"; sm(ib);
 LPRINT SPC(3); : LPRINT USING "###.##"; cjf(ib); : LPRINT SPC(3);
 LPRINT USING "##.#####"; tm(ib); : LPRINT SPC(3);
 LPRINT USING "##.####"; cg(ib)
 IF kount = 39 THEN LPRINT CHR$(12)
 NEXT i
 END
```

'BLADE WEIGHT & MOMENT DATA FOR LP2 FRONT(RHS) 1993.6

1	DATA 1	K1001 ,61.274,54.8504,174.51
2	DATA 2	K1002 ,61.120,54.7396,174.67
3	DATA 3	K1003 ,59.366,52.6220,173.56
4	DATA 4	K1004 ,60.811,54.3820,174.14
5	DATA 5	K1005 ,60.263,53.5118,174.30
6	DATA 6	K1006 ,61.317,55.0308,173.85
7	DATA 7	K1007 ,60.872,54.5790,173.63
8	DATA 8	K1008 ,61.256,54.8406,174.34
9	DATA 9	K1009 ,61.171,54.9554,174.24
10	DATA 10	K1010 ,59.357,52.5076,173.52
11	DATA 11	K1011 ,60.623,54.0104,173.81
12	DATA 12	K1012 ,60.721,54.1592,174.04

13	DATA 13	K1013 ,60.955,54.6050,173.89
14	DATA 14	K1014 ,60.014,53.2346,173.69
15	DATA 15	K1015 ,61.211,54.7332,173.77
16	DATA 16	K1016 ,60.557,54.1442,173.09
17	DATA 17	K1017 ,60.875,54.4464,173.63
18	DATA 18	K1018 ,61.528,54.8014,174.16
19	DATA 19	K1019 ,60.771,54.3074,174.03
20	DATA 20	K1020 ,60.165,53.6560,174.24
21	DATA 21	K1021 ,61.325,54.7196,174.02
22	DATA 22	K1022 ,60.953,54.7078,174.24
23	DATA 23	K1023 ,61.356,54.8686,173.35
24	DATA 24	K1024 ,60.399,53.5984,174.39
25	DATA 25	K1025 ,60.193,53.4414,174.74
26	DATA 26	K1026 ,61.775,55.6876,173.83
27	DATA 27	K1027 ,61.476,55.0588,174.14
28	DATA 28	K1028 ,61.238,54.8798,173.96
29	DATA 29	K1029 ,60.488,53.8126,174.13
30	DATA 30	K1030 ,61.237,54.7234,173.83
31	DATA 31	K1031 ,60.760,54.1364,174.84
32	DATA 32	K1032 ,59.299,52.6734,173.02
33	DATA 33	K1033 ,60.830,54.3126,174.47
34	DATA 34	K1034 ,61.328,54.9674,173.80
35	DATA 35	K1035 ,61.740,55.3734,173.89
36	DATA 36	K1036 ,61.096,54.6624,173.65
37	DATA 37	K1037 ,61.690,55.0654,174.42
38	DATA 38	K1038 ,61.245,54.8930,174.00
39	DATA 39	K1039 ,61.751,55.4016,174.04
40	DATA 40	K1040 ,61.383,55.0864,174.50
41	DATA 41	K1041 ,60.244,53.2910,174.54
42	DATA 42	K1042 ,60.665,53.9206,174.84
43	DATA 43	K1043 ,59.705,52.9246,174.41
44	DATA 44	K1044 ,61.212,54.6964,174.66
45	DATA 45	K1045 ,61.082,54.6732,173.79
46	DATA 46	K1046 ,60.376,53.8116,173.89
47	DATA 47	K1047 ,60.376,53.8630,173.56

1528 — 제3편 기계의 정비 기술

48	DATA 48	K1048 ,61.681,55.5014,173.93
49	DATA 49	K1049 ,60.897,54.6198,173.52
50	DATA 50	K1050 ,62.187,55.8644,174.48
51	DATA 51	K1051 ,58.996,52.0830,174.08
52	DATA 52	K1052 ,61.257,54.8038,174.18
53	DATA 53	K1053 ,60.866,54.5744,173.75
54	DATA 54	K1054 ,60.796,54.3458,174.25
55	DATA 55	K1055 ,61.632,55.1416,173.73
56	DATA 56	K1056 ,62.024,55.7910,173.30
57	DATA 57	K1057 ,60.383,53.8678,174.08
58	DATA 58	K1058 ,61.456,55.0068,174.49
59	DATA 59	K1059 ,60.665,54.3464,173.19
60	DATA 60	K1060 ,60.817,54.4334,173.99
61	DATA 61	K1061 ,61.430,54.8986,174.21
62	DATA 62	K1062 ,60.745,54.3828,174.23
63	DATA 63	K1063 ,61.247,54.7344,174.02
64	DATA 64	K1064 ,60.641,54.1554,174.39