

고속(운전속도) 진공 밸런싱 기술

이안성*, 김병욱**, 이동환**

1. 서 론

우리 현대인은 거의 매일의 일상생활에서 자동차를 사용한다. 그리고 자동차를 운전하는 운전자라면 누구나 한번쯤은 타이어를 교환할 때 정비사가 비교적 간단한 장비를 사용하여 타이어를 휠 밸런싱하는 모습을 보았을 것이다. 이러한 휠 밸런싱은 타이어 휠의 무게 중심이 회전 차축과 일치하지 않아 발생하게 되는 원심 진동을 사전에 제거시켜, 승차감을 향상시키는 한편, 특히, 고속에서 차체의 주행 안전성을 확보하기 위해 거의 의무적으로 시행된다.

발전소, 제철소, LNG 플랜트, 정유·석유화학 플랜트 등 대형 기간산업 현장에서는 가스터빈, 스팀터빈, 압축기, 펌프 등 대단위 에너지 용량의 고속 회전기계가 동력의 발생 또는 작동 유체의 압축, 이송을 위해 사용되고 있다. 이들 고속 회전기계에서도, 자동차 타이어 휠과 마찬가지로, 로터의 무게중심이 회전축과 일치하지 않으면 큰 불균형 원심 진동이 발생하게 된다. 이러한 불균형 진동은 흔히 회전기계 설비의 운전 신뢰도와 수명, 그리고 출력 효율을 크게 저하시키는 직접적인 요인이 되며, 심한 경우 대형 사고를 초래하기도 한다. 이러한 로터의 불균형 진동을 제거하기 위해 적용되는 작업이 소위 '로터 밸런싱'이다.

현대의 고 비출력(로터의 단위 무게당의 출력량) 회전기계들은 흔히 위험속도를 통과하거나 위험속도에 근접한 고속에서 정격 운전되며, 경우에 따라서는 그 운전속도가 수만 rpm(분당 회전수)에 다다르기도 한다. 이러한 회전기계의 로터는 운전속도 범위에서 유연체 로터로써 거동하므로 휠 밸런싱과 같이 강체 로터를 가정한 통상 1,000 rpm 이하에서 시행되는 '저속 대기상태

밸런싱' 작업으로는 정밀한 밸런싱이 불가능하다. 따라서, 이러한 문제점을 해결하기 위해 고속에서 공기저항 없이 실제 운전속도에서 로터를 회전시키면서 정밀 밸런싱하는 작업이 소위 '고속 진공 밸런싱'이다.

일반적으로 위험속도를 통과하여 운전되는 로터의 밸런싱을 뜻하는 고속 밸런싱(high-speed balancing)은 독일의 설비 메이커가 동 용어를 사용한 이래 널리 보편적으로 통용되고 있다. 그러나, 단순한 고속은 그 의미가 이론적 또는 기술적으로 다소 명확치 못한 면이 있다. 예를 들어, 로터의 운전속도가 10,000 rpm을 넘는 경우 아무런 부담 없이 고속이 느껴진다. 반면, 원자력 발전용 대형 스팀터빈 로터의 경우처럼 1,800 rpm에서 운전되는 로터의 경우는 고속의 의미가 다소 잘 전달되지 않는다. 여기서, 고속 밸런싱 기술을 이론적·기술적으로 보다 명확히 하면, 절대 운전속도에 관계없이 회전기계 로터-베어링 시스템의 고유특성을 나타내는 유연 모드(flexible mode) 1차 위험속도를 통과하여 운전되는 로터-베어링 시스템의 밸런싱에 적용되는 기술로 정의된다. 그리고 고속 밸런싱이 샵에서 실제 수행될 때 위험속도는 물론 최대연속운전속도(MCS, maximum continuous speed)를 포함하는 실제 운전속도 조건에서 밸런싱 상태가 모니터링되고 필요시 밸런싱이 수행되는 점을 고려하여 미국석유협회(API, American Petroleum Institute) 표준을 중심으로 1990년대 중반 이후부터 at-speed balancing(실제 속도 밸런싱)이란 명칭이 사용되어 왔으며, 다시 최근 2000년대 중반 이후부터는 저자가 판단하기에도 보다 명확한 명칭으로 생각되는 operating-speed balancing(운전속도 밸런싱)으로 개칭되어 사용되고 있다. 여기에서는 고속 밸런싱이 운전속도 밸런싱과 동일한 의미를 갖고 혼용되어 사용된다.

본 지면에서는 운전속도 밸런싱의 기술적 배경, 한국기계연구원(KIMM) 보유설비의 구성 및 제원, API 밸런싱 승인 기준을 소개하고자 한다.

* 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터

E-mail: aslee@kimm.re.kr

** 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터

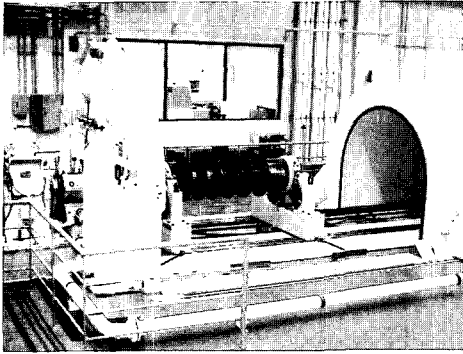
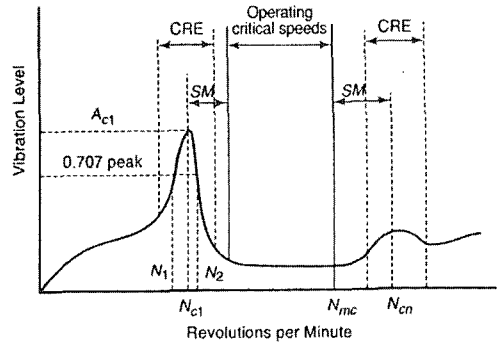


Fig. 1 KIMM 고속 정공 밸런싱 설비 전경

2. 고속 회전기계의 진동특성과 운전속도 밸런싱

Figure 2는 1차와 2차 위험속도에서 사이에서 운전하는 회전기계 로터-베어링 시스템의 운전속도에 따른 로터의 전형적인 불균형 진동응답의 한 예를 보여준다. 그림에서는 1차 위험속도 통과시의 응답증폭이 2차 위험속도 통과시 보다 큰 것으로 나타나며 이것은 회전기계의 설계특성에 따라 다르게 나타날 수 있는 것으로, 일반적으로 양단의 2개 베어링으로 지지된 소위 between-bearings system을 기준으로 고속 스팀터빈의 경우는 1차 위험속도에서의 응답증폭이 그리고 고속 다단압축기의 경우는 2차 위험속도에서의 응답증폭이 보다 두드러지는 경향을 보인다. 한편, Fig. 2는 위험속도 분리여유 (SM, separation margin)와 함께 증폭계수 (AF, amplification factor)의 정의를 보여주며, 고속 회전기계 동역학설계의 핵심은 운전속도 범위에서 위험속도로부터 충분한 분리여유를 확보하고 동시에 위험속도 통과시의 응답증폭을 최소화하는 설계의 도출이다.

Figure 3은 위험속도 통과시 AF에 따른 불균형 응답 진폭의 예를 보여준다. $AF \ll 2.0$ 에서는 진동의 증폭 또는 위험속도가 감지되지 않고, $AF = 2.0$ 에서는 진동 증폭이 어느 정도 감지되며, 그리고 $AF = 4.8$ 에서는 진동 증폭이 확연히 나타난다. API 표준의 경우, $AF \leq 2.5$ 에서는 로터 시스템이 잘 감쇠된 것으로 평가하여, 별도의 위험속도 분리여유를 요구하지 않는다. 앞에서 기술한 바와 같이 위험속도 통과시의 응답 증폭에 큰 영향을 주는 설계인자는 증폭계수로 증폭계수가 높은 경우는 보다 정밀한 밸런싱을 수행하여 가진원인 불균형을 원천적으로 제거하여야 한다. 따라서, 사용자 입장에서는 로터에 존재하는 불균형에 보다 덜 민감한 즉 증폭계수가 낮은 설계의 회전기계를 구매하도록 노력하여야 한다.



- N_{c1} = Rotor first critical, center frequency, cycles per minute
- N_{cn} = Critical speed, nth
- N_{mc} = Maximum continuous speed
- N_1 = Initial (lesser) speed at 0.707 x peak amplitude (critical)
- N_2 = Final (greater) speed at 0.707 x peak amplitude (critical)
- $N_2 - N_1$ = Peak width at the half-power point
- AF = Amplification factor
- $$= \frac{N_{c1}}{N_2 - N_1}$$
- SM = Separation margin
- A_{c1} = Amplitude at N_{c1}
- A_{cn} = Amplitude at N_{cn}

Fig. 2 로터의 전형적인 불균형 응답선도

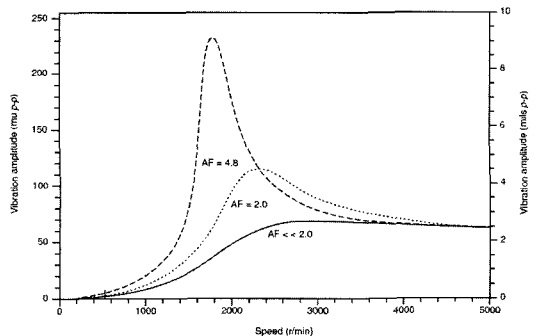


Fig. 3 증폭계수의 진동진폭에 대한 영향

Figure 4는 베어링 강성 대비 강한 (stiff)/강체 (rigid) 로터와 유연한 (flexible) 로터의 모드 형상을 보여주며, 왼편은 강체 로터의 전형적인 모드형상으로 대표적으로는 소프트한 squirrel cage 또는 allison ring에 설치된 구름 베어링 위에 장착되는 로터 구조를 갖는 항공용 가스터빈이 여기에 속하며, 오른편은 유연 로터의 전형적인 모드형상으로 대부분의 산업용 고속 터보기계 가 여기에 속한다.

저속 밸런싱은 로터가 변형 없이 강체를 유지한다는 가정 하에 행해지는 기법으로 불균형이 로터의 어느 곳

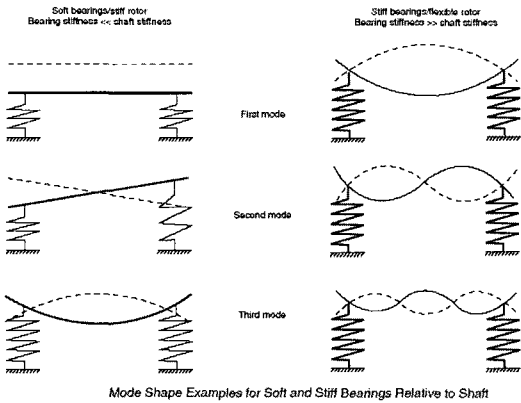


Fig. 4 베어링 강성 대비 강한 로터와 유연로터의 모드형상

에 위치하든 밸런싱 수정작업이 편리한 임의의 두 평면 상에서 정역학적으로 등가의 교정중량으로 당초 불균형을 보상 상쇄하는 밸런싱 기법이다. 따라서, 근본적으로 위험속도를 통과하거나 위험속도 영향영역에 접근하여 로터의 변형이 발생하는 유연로터의 밸런싱에는 적합하지 않은 기법이다. 다만, 증폭계수가 낮거나 즉 위험속도에서 로터의 변형정도가 낮은 로터의 경우 또는 다만 원심압축기와 같이 불균형이 임펠러에 집중되는 경우에는 세심한 stacking progressive balancing procedure (순차별 조립 전진 밸런싱 절차)를 적용하여 저속 밸런싱을 수행할 수 있다. 이때, 순차별 조립 전진 밸런싱 절차는, 비록 저속 밸런싱을 적용하지만, 상대적으로 큰 불균형이 집중되어있는 임펠러 하나 하나를 별도 밸런싱하고 각 임펠러를 로터 축에 장착할 때마다 한번씩 마무리 (trim) 밸런싱을 수행함으로써, 실제 불균형이 위치한 지점에 가능한 한 근접하여 밸런싱하는 효과를 갖는 것이다.

이제 Fig. 4 오른쪽의 유연 모드를 갖는 로터의 밸런싱을 생각하기로 하자. 만일 원 불균형이 로터의 중심에 존재하고 이룰 수정하기 위해 교정 밸런싱을 베어링에 인접한 양 끝단에서 수행하였다고 가정하자 (실제로 저속 밸런싱에서는 흔히 로터의 중심에서부터 양 끝단으로 치우친 위치 즉 베어링 인접한 평면에서 교정 밸런싱 작업이 이루어진다). 이 경우 로터의 진동이 저속에서는 거의 감지되지 않으나 운전속도가 증가하여 위험속도 영향영역에 진입하게 될 때 진동이 증가하기 시작하여 위험속도 통과시 급격히 최고치에 도달하게 된다. 이는 저속 밸런싱에서 작업한 교정중량이 베어링 부근 즉 모드 형상을 고려할 때 노드점 (nodal point)에 위치하여

로터의 변형이 발생하는 고속에서는 더 이상 효과적으로 중심에 위치한 원 불균형을 상쇄하지 못하기 때문이다. 동일한 현상이 2차 위험속도 영역에서도 발생한다. 이러한 현상들은 로터의 변형이 발생하는 로터-베어링 시스템의 위험속도 영역 즉 고속에서 로터를 운전시켰을 때만 발생하는 현상으로, 이를 샵에서 재현하여 위험속도를 포함한 실제 운전속도의 고속에서 밸런싱하는 기술이 고속 또는 운전속도 밸런싱 기술이다.

한편, hard pedestal type의 저속 밸런싱 머신에서는 불균형 상태 및 교정중량의 크기와 위치를 찾아내기 위하여 시도중량 (trial weight)을 붙일 필요가 없으나, 운전속도 밸런싱 설비에서는 고속에서 불균형에 대한 로터의 진동 민감도가 로터-베어링 시스템의 동특성에 따라 다르기 때문에 다수의 위치에서 차례로 시도중량을 붙이고 운전 측정하여, 먼저 영향계수와 함께 불균형 상태 및 교정중량을 찾아내야 한다. 따라서, 운전속도 밸런싱에서는 영향계수법이 기본적으로 사용되며, 모드 형상을 고려하면 (또는 모달 밸런싱의 기법을 가미하면) 시도중량 면의 개수를 효과적으로 줄일 수 있다. 아울러, 복수개의 상이한 회전속도에서 동특성이 민감하게 연계 변화하는 로터-베어링 시스템의 경우는 복수개 속도에서의 동특성을 종합적으로 고려한 최소자승 영향계수법이 사용된다.

참고로, 일부 선진 제작사의 경우는 고속 터보기계의 증폭계수가 $AF \geq 5.0$ 인 경우 운전속도 밸런싱을 수행하는 내부 규정을 적용하고 있다.

3. 설비구성

이제, Fig. 1에 보여진, 한국기계연구원 e-엔지니어링 연구센터 회전기계팀에서 보유하고 있는 고속 (운전속도) 진공 밸런싱 시험설비의 구성을 살펴보고자 한다. Fig. 5는 고속에서의 작업자 보호 및 진공도 유지를 위한 보호 체임버이다. Fig. 6은 머신 베드와 함께 베어링이 장착되는 피데스탈을 보여준다. Fig. 7은 피데스탈의 근접 사진으로 피데스탈의 강성조정 및 베어링 윤활 오일의 공급을 위한 오일 배관을 보여준다. Fig. 8은 어댑터 링을 삽입하여 틸팅 패드 베어링 하부가 피데스탈에 장착된 모습을 보여준다. Fig. 9는 보호 체임버의 공기를 밖으로 펌핑하는 진공펌프로, 고속에서 공기저항에 따른 발열 및 동력손실 방지를 위해 진공이 필요하다. Fig. 10은 고속에서 1rpm 단위의 미세 속도조절이 가능한 가변속 드라이버를 보여준다. Fig. 11은 베어링의 윤

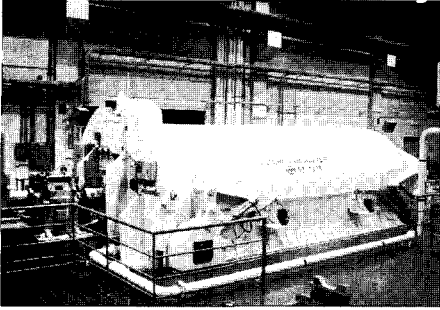


Fig. 5 보호 체임버

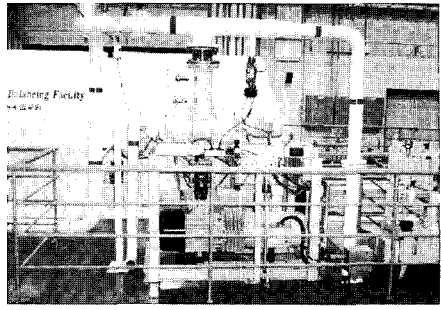


Fig. 9 진공 펌프

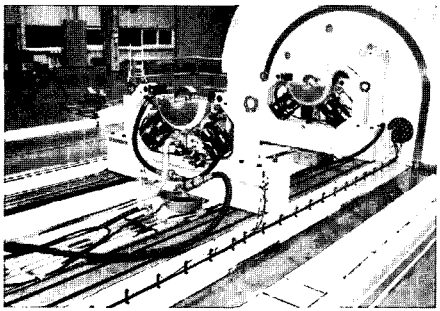


Fig. 6 머신 베드

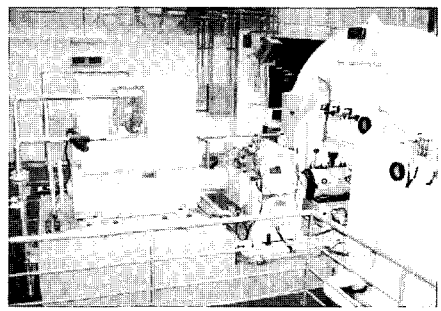


Fig. 10 가변속 드라이버

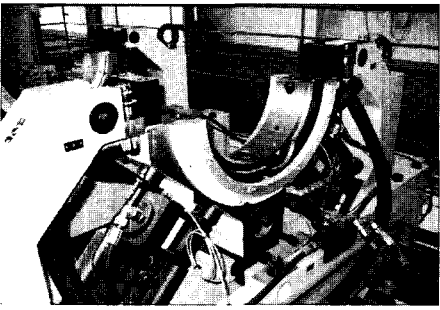


Fig. 7 피데스탈

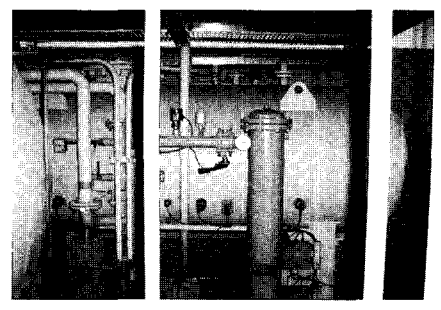


Fig. 11 오일 탱크

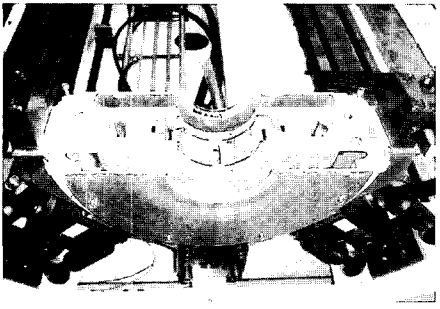


Fig. 8 피데스탈에 베어링 장착모습

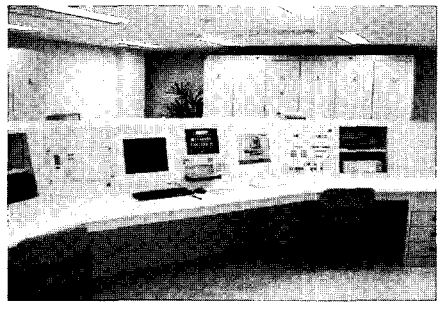


Fig. 12 컨트롤 및 측정 패널

Table 1 KIMM 보유 고속 (운전속도) 진공 밸런싱 시험설비제원

항 목	단위	DH 3	DH 6
로터 질량	kg	~ 315	~ 8,000
최대 로터 스윙 직경	mm	900	1,700
베어링 하우징 보어 직경	mm	120	340
최대 제어널 직경	mm	60	240
피테스탈 간 최소 거리	mm	145	270
최대 로터 길이	mm	6,000	6,000
베어링 간 거리	mm	300-5,000	400-5,000
최대 시험 속도	rpm	40,000	15,000
베어링 당 최대 유량	l/min	20	110
반경방향 강성(통상)	N/μm	160	600
반경방향 강성(부가)	N/μm	160	1,150
피테스탈 당 허용 원심력	kN	10	160
최대 허용 오일 온도	℃	80	80

활 및 설비 내 오일 공급위한 4개 오일 탱크의 하나를 보여준다. 마지막으로, Fig. 12는 설비의 운전제어 및 밸런싱 상태의 측정 계산을 위한 컨트롤 및 측정 패널의 사진이다.

한편, Table 1에는 한국기계연구원에서 보유하고 있는 고속 진공 밸런싱 시험설비의 주요 제원이 나타나 있으며, 로터 질량기준 최소 16 kg에서 최대 8,000 kg까지, 시험속도 기준 각각 최대 40,000 rpm과 15,000 rpm까지 밸런싱 시험이 가능하다.

4. 운전속도 밸런싱의 승인기준

일반적으로 운전속도 밸런싱의 진동 승인기준은 로터의 진동이 베어링을 통해 피테스탈에 전달되는 동하중 또는 속도 (rms)로 규정된다. 여기서, 속도로 규정되는 이유는 과거부터 전통적으로 회전기계의 진동 건정성을 평가하는 많은 기준들이 속도계의 측정값 (rms)에 기초하여 설정되어 있기 때문이며, 필요시 변위센서를 설치하여 베어링 부근 제어널의 진동 변위 값이 추가적으로 제공되기도 한다. API의 운전속도 밸런싱의 진동 승인기준은 다음과 같다.

■ 전달 동하중 기준

- 피테스탈의 진동속도 값은 '0.2g' 즉 최대연속운전 속도에서 각 피테스탈 당 로터중량의 10% 이하의 전달력이 작용토록 제한된다.
- 1차 공진속도 (위험속도)에서, 진동속도 값은 전달력이 '0.5g' 이하가 되도록 제한된다.

■ 속도 기준

특별한 명시가 없는 경우, 모든 속도에서 최대 피테스탈 강성과 함께, 베어링 컵에서 측정된 진동속도 값은 다음을 만족하여야 한다.

- 3,000 rpm 이상에 대해, 진동값이 7,400/N mm/sec 또는 1 mm/sec 중 큰 값을 초과하지 않아야 한다. 여기서, N은 운전속도 (rpm) 이다
- 3,000 rpm 미만에 대해, 진동값이 2.5 mm/sec를 초과하지 않아야 한다.

한편, 터보기계의 제작사들은 대체로 전달 동하중 제한치를 기준으로 계산된 진동속도 값을 적용하고 있다.

참고문헌

- (1) API Standard 617, 2002, "Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services, 7th Ed.
- (2) API Recommended Practice 684, 2005, API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing, 2nd Ed.
- (3) 이안성, 김병욱, 이동환, 2006, "특집 1 회전기계의 자소음·저진동: 운전속도(고속) 밸런싱 기술," 소음·진동, 제16권, 제3호, pp. 3~9.