

## 원심펌프의 진동설계 및 평가

### Vibration Design and Assessment for Centrifugal Pumps

양 보 석

B. S. Yang



- 1954년 2월 8일생
- 부경대학교 기계자동차공학부 교수
- 각종 회전기계의 진동해석, 최적진동설계 및 이상진단에 관한 연구를 수행하고 있다

#### 1. 서 언

원심펌프는 각종 산업분야에 널리 사용되고 있고, 사용분야마다 에너지의 고효율화 등의 요구를 만족시키기 위해 고속화(소형경량화), 대용량화(대형화)하고 있다. 따라서 운전속도가 1차위협속도 부근에서 운전되거나, 그 이상으로 되어 기동, 정지시에 위험속도를 통과하는 경우에는 공진가능성과 공진영역에서의 과대한 진동에 대한 가능성을 충분히 검토하여야한다. 그러므로 본고에서는 최근의 추세인 진동을 고려한 동적설계의 측면에서 진동에 관한 평가방법을 검토한다. 그리고 축계의 진동을 방지하는 것을 목적으로 안정한 펌프축계를 설계하기 위한 지침으로 미국석유협회(American Petroleum Institute)의 규격인 API 610(1995)에 근거하여 원심펌프의 진동적인 측면에서 제작자가 필요로하는 설계방법과 진동의 측정 및 평가기준에 대해 설명한다.

일반적으로 원심펌프의 진동은 그림 1에 보이듯이 유량에 따라 변화하게 된다. 보통 최고효율점

(BEP: best efficiency point)인 설계유량의 부근에서 진동이 최소가 되고, 유량이 증가하거나 감소함에 따라 증가한다. 유량과 마찬가지로 진동변화는 펌프의 에너지밀도, 비속도(specific speed) 그리고 흡입비속도에 의존하여 최고효율점 유량으로부터 변화한다.

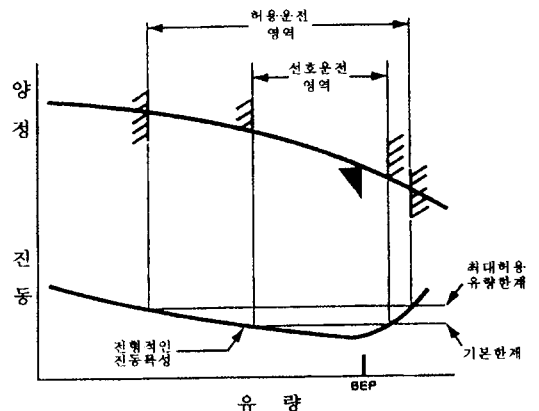


그림 1 유량과 진동사이의 관계

일반적으로 진동의 변화는 에너지밀도가 증가할수록, 비속도와 흡입비속도가 높을수록 증가한다. 이러한 일반적인 특성들로 인해 원심펌프의 운전유량범위는 두 영역으로 나누어질 수 있다. 하나는 펌프가 낮은 진동을 나타내는 최고효율점 또는 선호운전영역(preferred operating region)이라고 불리는 영역이고, 또 하나는 펌프진동이 비록 증가하나 진동레벨이 허용치내에 있는 펌프 용량으로 정의된 한계를 가진 허용운전영역(allowable operating region)으로 불리우는 것이다. 그림 1은 그 개념을 나타낸다. 예를 들면 진동보다는 다른 요인들, 즉 유량의 감소로 인한 온도상승 또는 유량의 증가로 인한 필요유효흡입양정(NPSHR)에 의해 허용운전영역이 보다 좁게될 수도 있다.

## 2. 형식별 설계 요구사항

### 2.1 횡진동

#### 2.1.1 단단 내다지형 펌프

수평단단 내다지(overhung)형 펌프(그림 2a))는 펌프축에 가해지는 모든 힘을 흡수하고, 운전중 회전체(rotor)의 위치를 유지하기 위해서 하나의 베어링 하우징을 가진다. 펌프는 base plate에 설치되고, 구동축과 유연하게 결합된 구조를 하고있다.

수직단단 내다지형 펌프(그림 2b))는 모든 펌프 부하를 흡수하기 위해 펌프에 베어링하우징 구성요소를 가지고 있다. 구동기는 펌프의 지지부 구성요소위에 설치되고, 펌프와 유연하게 결합되는 구조를 하고있다.

이 형식의 펌프는 1차급힘 dry 위험속도(critical speed)가 최대연속운전속도의 적어도 20%이상이 되도록 설계해야 한다. 여기서 dry 위험속도는 베어링위치에서 단순지지조건으로 가정하여 계산된 회전체의 고유진동수이고, wet 위험속도는 베어링의 강성과 감쇠는 물론 운전조건에서 각종 시일의 미소틈새부등의 부가적인 강성 및 감쇠를 고려하여 계산된 것이다.

#### 2.1.2 양단 지지형 펌프

이 형식의 펌프(그림 3)는 임펠러단 좌우측에 베어링으로 지지되는 구조(between bearings

pumps)를 하고, 펌프설계에 따라서는 다단 고속 펌프의 1차 혹은 2차 급힘 wet 위험속도가 특히 웨어링, 평형드럼등의 내부틈새부분의 마모로 틈새가 증가하여 위험속도가 낮아지고, 운전속도와 일치할 가능성이 있다. 따라서 언제 이같은 일치가 일어날 것인가와, 그 결과 발생하는 진동이 허용될 수 있을 것인지를 횡진동해석을 통해 예측하여야 한다.

펌프회전체의 횡진동해석은 그림 4의 결정과정을 통해 해석이 필요한지 여부를 결정하고, 그 결과 필요한 경우는 제 3장의 내용과 방법에 따라서 수행되어야한다. 즉 설계하고자하는 펌프와 동일 또는 유사한 펌프를 설계한 실적이 있거나, 없는 경우라도 강성회전체(rigid rotor)로 판명되는 경우에는 횡진동해석이 필요없다. 여기서 동일(identical) 또는 유사펌프(similar pump)란 크기, 수력 설계, 단수, 회전수, 틈새, 축시일의 형태, 베어링의 형태등이 같거나 또는 유사한 펌프를 의미한다. 그리고 강성회전체는 1차급힘 dry 위험속도가 펌프의 최대허용연속속도를 wet 운전만을 위해 설계된 회전체의 경우 20%, dry 운전을 할 수 있도록 설계된 회전체의 경우는 30%를 초과하는 회전체이다.

진동은 그림 9의 지정된 위치에서 펌프의 베어링 하우징위에서 측정하고, 진동치는 표 1의 요구조건을 충족시켜야한다.

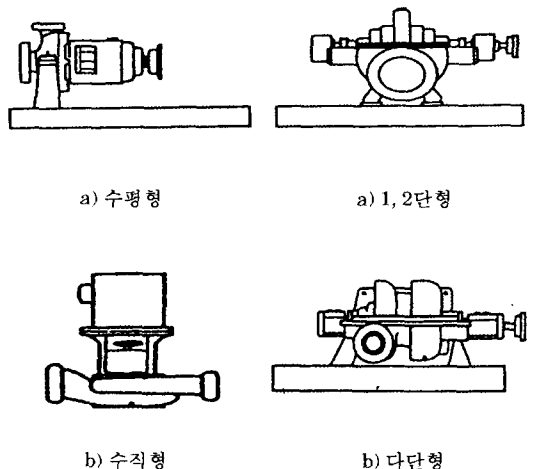


그림 2 단단 내다지형 펌프에 그림 3 양단 지지형 펌프

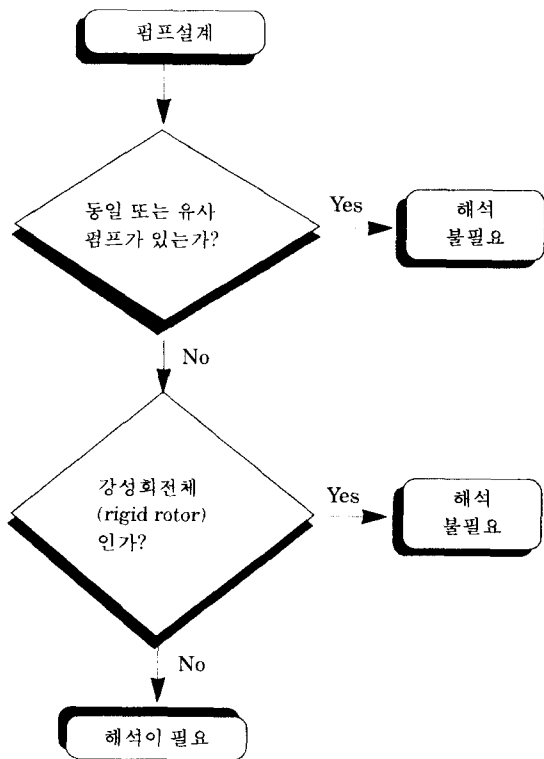


그림 4 회전체 횡진동 해석의 결정과정

2.1.3 수직형 펌프

수직형 펌프(그림 5)는 일반적으로 유연한 구조물로 이루어지며, 통상 운전속도는 고유진동수의 사이에 위치한다. 따라서 설계단계에서 운전속도와 고유진동수사이의 분리 여유(separation margin)가 입증되지 않으면 공진이 발생할 여지가 있

다. 설계서에 명기할 때 판매자(vendor)는 구조해석을 수행해야 하고, 구매자와 판매자는 이 해석에 대한 범위, 방법 및 허용기준에 대해 상호간에 합의 하도록 하고있다.

일반적으로 모터지지구조물의 고유진동수와 최대연속운전속도의 20%이상 또는 최소연속운전속도의 20%이하의 분리여유가 확보되어야 한다. 그리고 아울러 펌프 회전체의 1차 dry위험속도는 wet운전만을 위해 설계된 회전체의 경우는 최대 허용연속속도의 20%이상, dry운전을 할수 있도록 설계된 경우는 최대허용연속속도의 30%이상 이 되도록 설계해야 한다.

2.2 비틀림 진동

다음과 같은 펌프용 구동기

- 1) 기어변속 정격 1500kW(2000HP) 이상의 전동기 또는 터빈
- 2) 정격 250kW(335HP) 이상의 내연기관
- 3) 정격 500kW(670HP) 이상의 동기전동기
- 4) 정격 1000kW(1350HP) 이상의 가변주파수 구동(VFD) 전동기

가 사용될 때는 제작자에 의해 비틀림 해석이 수행되어야한다. 그리고 구동기 축과 펌프축을 결합한 완전한 축계의 비감쇠 비틀림고유진동수를 계산하고, 이들 고유진동수가 최소연속속도에서 최대연속속도까지의 특정운전속도범위내에서 3.2절에 정의된 발생 가능한 가진주파수의 적어도 10% 이상 또는 10% 이하가 되도록 설계해야한다.

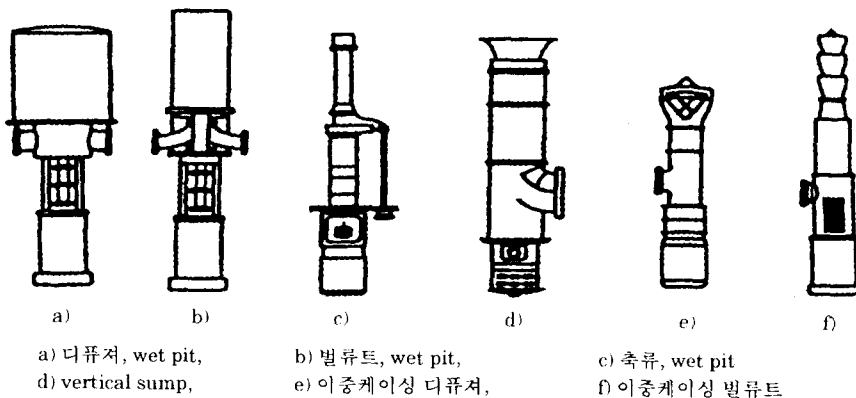


그림 5 수직형 펌프에

### 3. 진동해석

#### 3.1 횡진동해석

횡진동 해석(lateral vibration analysis)의 수행 방법과 해석결과의 평가는 다음과 같고, 그림 6은 해석과정의 순서를 나타낸다. 그림에서 먼저 감쇠를 고려한 펌프축계의 1차, 2차 및 3차 굽힘고유진동수를 3.1.1절에 따라 계산한다. 그리고 각 고유진동수에 대응하는 감쇠비와 확대율계수를 계산하여 그림 7의 허용기준을 만족하는가를 평가한다. 만족하지 않는 경우는 불평형응답을 계산하여 최대변위가 운전틈새의 35%이내인가를 검토하고, 이를 만족하지 않으면 뒤에서 설명하는 여러요소를 조정하는 설계변경이 이루어지게 된다.

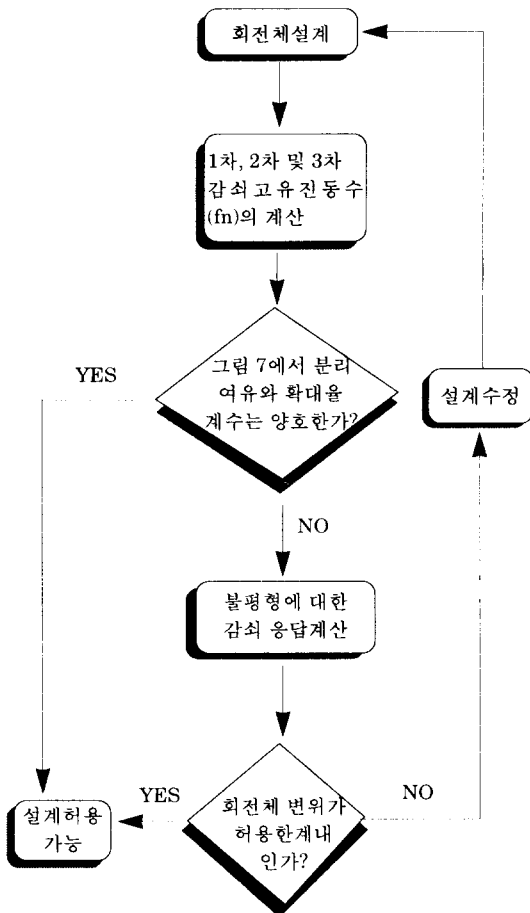


그림 6 횡진동을 고려한 회전체설계의 과정

#### 3.1.1 굽힘고유진동수

0에서 최대연속속도의 2.2배까지의 주파수 범위 내에서 모든 회전체의 고유진동수는 다음 사항을 고려하여 정격속도의 25~125%범위에서 계산된다.

- 1) 작동 유체 내에서 신품의 내부운전 틈새 (clearance)와 그 2배의 틈새에서의 강성과 감쇠
- 2) 축 시일에서의 강성과 감쇠(labyrinth 형의 경우)
- 3) 평균틈새와 오일온도에 대한 베어링내의 강성과 감쇠
- 4) 베어링 지지구조의 질량과 강성
- 5) 펌프축 커플링 hub와 spacer의 관성.

일반적으로 펌프에 사용되는 베어링의 강성과 감쇠의 효과는 일반적으로 내부운전 틈새, 즉 웨어링링, 평형드럼, 중간단 시일등의 강성과 감쇠에 의한 효과보다 작기 때문에 평균틈새와 평균오일온도에서 베어링을 해석하는 것으로 충분하다. 이 해석에서는 0.4 이하의 감쇠비를 가지는 고유진동수들에 대한 내용을 다룬다. 이는 감쇠비가 0.4이상으로 되는 경우는 충분한 감쇠에너지를 제공하고 공진피크가 발생하지 않기 때문이다.

#### 3.1.2 분리여유와 감쇠

신품의 틈새와 그 2배의 틈새 모두에 대한 임의 굽힘고유진동수와 동기운전선(synchronous run line)사이의 감쇠비(damping ratio)에 대한 분리여유(separation margin)는 그림 7에서 나타난 허용범위내가 되어야한다. 만약 이 조건이 만족될 수 없을 경우에는 3.1.3절과 같이 불평형에 대한 감쇠응답이 계산되어야한다.

유체용 터보기계에서 회전체의 동특성에 대한 첫번째 평가항목은 확대율계수(amplification factor)를 이용한 분리여유 보다는 감쇠비에 의한 분리여유를 평가하는 것이 중요하다. 이는 다음의 두가지 요인에 근거한다. 첫째로, 회전체의 고유진동수는 회전속도의 증가에 따라 증가하고, 내부틈새에 발생하는 압력차도 또한 회전속도와 함께 증가한다. 그림 8의 캠벨선도(Campbell diagram)를 보면, 보다 근접한 분리는 운전속도와 위험속도사이에서 보다는 오히려 운전속도와 고유진동수 사

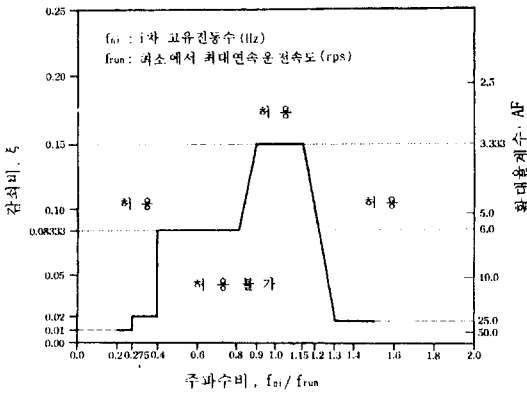


그림 7 주파수비에 대한 감쇠비의 허용기준

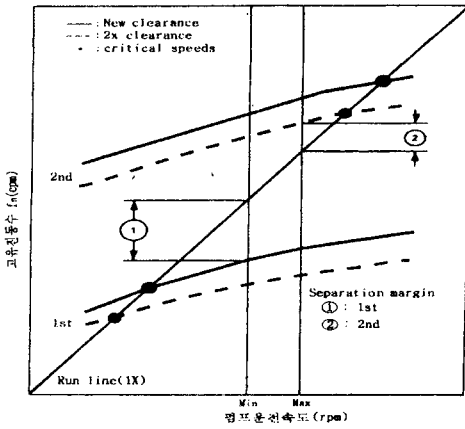


그림 8 Campbell 선도의 예

이라는 것을 알 수 있다. 왜냐하면, 보다 근접한 분리에서의 확대율계수는 회전체의 동기(불평형)가 진과는 무관하기 때문에, 단지 감쇠에 기초한 근사 계산에 의해 나타낼 수 있다. 두 번째로, 사용되는 감쇠는 운전속도에 대한 고유진동수비인 주파수비가 0.8에서 0.4까지에 대해 최소치를 허용하므로, 중대한 subsynchronous 진동으로부터 회전체가 자유로운 것을 보증하기 때문이다. 감쇠비  $\xi$ 와 대수감쇠율  $\delta$ 의 관계식은

$$\delta = 2\pi\xi / (1 - \xi^2)^{0.5}$$

로 표현된다. 감쇠비가 0.4이하의 경우,  $\xi$ ,  $\delta$  및 확대율계수 AF사이의 관계는 다음과 같이 근사적으

로 표현할 수 있다. 이는 실제용도에 있어 충분히 정확하다.

$$\xi \approx \delta / 2\pi \approx 1 / (2AF)$$

또한 임계감쇠(critically damped)는 다음과 같이 정의된다.

$$\xi \geq 0.2, \delta \geq 1.2, AF \leq 2.5$$

### 3.1.3 불평형 응답해석

한 개 또는 여러 모드의 감쇠비에 대한 분리여유가 그림 7의 허용기준을 만족할 수 없을 때는 문제시되는 모드들에 대해 불평형에 대한 회전체의 감쇠응답을 해석한다. 이때 내부운전틈새는 신품과 신품의 2배 틈새에 대해 각각 응답을 계산하고, 이용되는 총불평형은 조사되는 모드를 가진시키기 위해 하나 또는 여러 점에서 집중된 허용치의 4배를 가하도록 한다. 여기서 사용되는 허용치는 표 4의 허용균형도(balance quality)에 따라 G2.5 또는 G1.0에 대응하는 허용잔류불평형량을 의미한다.

### 3.1.4 허용변위

불평형 응답해석을 통하여 계산된 최대변위점에서의 불평형 회전체의 양진폭(peak-peak)변위는 그 점에서의 직경운전틈새(diametral running clearance)의 35%를 초과해서는 않된다. 이는 다른 회전기계들과는 달리 원심펌프에서는 운전틈새내에서 작동유체에 의한 감쇠작용으로 일반적으로 불평형에 대한 감쇠응답은 확대율계수를 평가할 만큼 충분히 큰 변위의 피크(peak)를 공진점에서 나타내지 않는다. 이러한 제한으로 인해 불평형에 대한 감쇠응답의 평가는 회전체변위를 이용 가능한 운전틈새와 비교하는 것으로 제한된다.

### 3.1.5 문서화(documentation)

제작자는 다음 사항을 포함한 굵직한동해석결과에 대한 보고서를 제공해야한다.

- 1) 초기 평가의 결과
- 2) 해석에 이용된 기본 회전체데이터
- 3) Campbell 선도(그림 8을 참조)
- 4) 감쇠비에 대한 분리여유(separation margin) 선도(그림 7을 참조)

- 5) 불평형 감쇠응답이 계산되는 경우는 위험속도에서의 모드형상(mode shape)선도
- 6) 불평형에 의한 공장검증(shop verification)으로부터의 Bode 선도
- 7) 공장검증과 일치하기위해 해석과정에서 수정된 부분의 요약

### 3.2 비틀림 진동해석

#### 3.2.1 비틀림 고유진동수

해석은 구동기축계와 펌프축계가 동적으로 취약한 커플링, 예로 유압커플링(hydraulic coupling) 또는 토크 컨버터를 가지는 장치를 포함하지 않는 경우는 구동축과 펌프축이 결합된 전체축계에 대해 수행한다. 그리고 다음의 각각의 경우에 대한 가진주파수(excitation frequency)들에 대해 2.2절에서 언급한 분리여유를 만족하는가를 평가한다.

- 1) 기어변속 : 주동 및 종동축의 rpm과 이의 2배 성분
- 2) 엔진구동 :  $n \times rpm$
- 3) 동기전동기 :  $n \times$  슬립주파수, 전원주파수(line frequency)와 이의 2배성분
- 4) 가변주파수구동 :  $n \times rpm$ , 전원주파수와 이의 2배성분

여기서 rpm은 회전체의 속도, n은 구동기 제작자에 의해 결정되는 정수로서 엔진의 경우는 회전당 power stroke의 수 그리고 전동기의 경우는 극수로부터 유도된다. 단, 3)과 4)항의 전동기구동의 경우는 가진주파수는 과도상태와 정상상태조건을 모두 포함한다.

#### 3.2.2 응력해석

위의 계산에서 구해진 비틀림 고유진동수가 2.2절에서 지정된 분리여유를 만족하지않을 때는 공진이 축계에 해로운 영향을 주지않는다는 것을 입증할 수 있도록 축계에 대한 비틀림응력해석(torsional stress analysis)을 수행하고 있다. 이 해석에 대한 허용기준은 일반적으로 구매자와 공급자 상호간에 합의에 의해 결정된다.

#### 3.2.3 문서화

제작자는 다음 사항을 포함한 상세한 해석결과

보고서를 제공해야한다.

- 1) 고유진동수 계산에 사용된 방법의 설명
- 2) 질량탄성계 각 요소의 질량모멘트와 비틀림 강성의 표(table)
- 3) Campbell선도
- 4) 각 공진주파수에 대한 피크응력과 모드형상선도 단, 항목 4)는 응력해석이 수행되었을 때만 요구된다.

## 4. 공장검증시험

### 4.1 검증시험방법

공장검증시험(shop verification test)의 기본적인 목적은 불평형에 대한 회전체의 응답을 실제로 공장시험동안에 측정하므로써 계산치의 허용범위 내에서 위험속도(진동피크)의 존재, 또는 횡진동해석이 매우 감쇠된 위험속도를 예측한다면 계산치의 허용범위내에서 진동피크가 없음을 증명하기 위한 것이다. 아울러 불평형에 대한 회전체의 실제응답은 감쇠횡진동해석이 유효함을 확인하기 위한 기초자료가 될 수 있다. 이러한 공장검증은 슬리브베어링으로 지지되고 각각의 저널베어링에 비접촉변위계(proximity probe)가 설치된 펌프들에게만 가능하다.

이 불평형 응답은 정격운전속도로부터 1차 위험속도의 75%까지의 변속운전이나 정지(coast down)동안에 측정된다. 불평형에 대한 감쇠응답이 불평형응답해석을 통해 결정되지 않았다면, 이 응답은 공장검증을 진행하기 전에 신문의 운전특새를 가지는 펌프에서 결정되어야 할 필요가 있을 것이다. 시험불평형(test unbalance)은 제작자가 정한 위치(통상은 커플링이나 스러스트칼라)에서 잔류 불평형과 위상이 백터적으로 부가된다. 시험 불평형의 위치와 크기는 불평형에 대한 회전체 감도의 보정(calibration)으로부터 결정된다. 보정은 조립된 회전체를 이용하여 운전을 하고 이 운전에서 계측된 최대변위로부터 90도위치에 시행불평형질량을 부가하여 다시 운전하는 두번의 시행운전(trial run)동안, 회전속도성분(1X)을 필터링한 각각의 베어링에서 진동궤적(orbit)을 얻음으로써 수행된다.

시험 불평형의 크기는 합성 총 불평형(잔류불평형 + 시험불평형)에 의해 야기되는 최대 축변위의 계산값이 베어링 probe에서 표 1 또는 2로부터 얻어지는 허용변위의 150~200%가 되도록 한다. 그러나, 최대 허용 불평형의 8배를 초과해서는 안된다.

시험동안, 회전체의 속도(1X)로 필터링된 회전체의 회전속도, 진동변위와 대응하는 위상각을 측정하고 기록한다.

#### 4.2 검증허용기준

다음의 요구사항이 충족되면, 회전체의 특성이 검증된 것으로 고려한다.

- 1) 관찰된 위험속도(분명한 진동피크와 적절한 위상이동이 있는)가 진동해석에서 계산된 위험 속도의  $\pm 10\%$  이내에 있을 때
- 2) 측정된 진동진폭이 계산된 진폭치의  $\pm 35\%$  이내일 때

위의 허용기준을 만족하지 않으면, 진동해석에서 고유진동수의 계산에 사용된 강성, 감쇠계수값들을 조정하여 계산결과와 측정결과가 일치되도록 한다. 이 경우에는 요소들 중에서 폭경비L/D가 0.15보다 크거나 작은 환상 틈새(annular clearance), 임펠러 상호작용 그리고 베어링들이 보정(補正)인자로 조정된다. 일치가 된 후 이들 보정인자가 작동유체에 대한 감쇠와 회전체의 고유진동수 계산에 적용된다. 그리고 승인(acceptability)을 위해 감쇠비에 대한 회전체의 분리여유(margin)

가 재조사된다.

일반적으로 회전체의 굽힘진동해석에 이용되는 계수들 중에는 환상 틈새의 감쇠계수가 가장 큰 불확실성(uncertainty)을 가진다. 그러므로 항상 우선적으로 조정된다. 환상 틈새의 강성계수들은 전형적으로 낮은 불확실성을 가진다. 베어링 계수들은 신뢰할 수 있는 경험적인 데이터에 기초하기 때문에 이 값들을 조정할 때에는 조정에 대한 상세한 정당성을 증명해야한다.

회전체의 동특성을 입증하는 또 다른 방법으로는 예를들어, 회전체의 고유진동수를 결정하기 위해 운전속도에서 펌프의 가진주파수를 바꾸는 방법이 이용될 수 있다.

### 5. 진동 측정과 평가

#### 5.1 측정위치 및 방법

성능시험동안 필터링되지않은 진동측정과 FFT 분석기의 스펙트럼은 차단점(또는 체절점, shut off)을 제외한 각각의 시험점에서 수행되고, 측정 위치는 다음과 같다.

- 1) 그림 9에 보이는 측정점에서 모든 펌프의 베어링 하우징 또는 동등지점
  - 2) 동압저널베어링 또는 가이드베어링을 가지고 비접촉변위센서(proximity probe)가 설치된 펌프 축은 베어링에 인접한 위치
- 단, 축접촉형(shaft stick)센서를 이용한 측정은

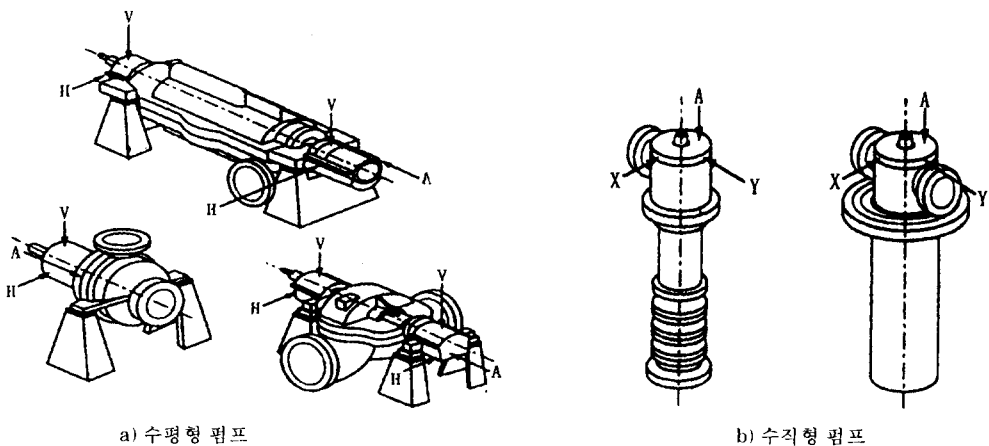


그림 9 진동측정위치 및 방향

허용되지 않는다.

FFT 스펙트럼은 5 Hz로부터 운전속도의 2Z배까지의 주파수의 범위를 포함한다. 여기서 Z는 임펠러 배인의 수이고, 임펠러배인수가 다른 단단펌프에서는 가장 많은 임펠러 배인의 숫자를 사용한다. 일반적으로 운전속도의 1배, 2배 및 Z배의 이산주파수는 여러 가지 펌프현상과 밀접한 관계가 있다. 그러므로 스펙트럼선도에서 이들 성분은 특별히 중요하고, 펌프시험결과에 포함되어야 한다.

### 5.2 평가척도

펌프진동의 측정에서 진동의 크기를 나타내는 평가척도로서 축진동변위의 양진폭(peak-peak)과 베어링 하우스에서의 진동속도의 실효치(rms치 또는 진동 severity)를 일반적으로 채용하고 있다. 측정단위로는 진동변위는  $\mu\text{m(mils)}$ , 진동속도는  $\text{mm/s(in/s)}$ 이다. 실제편진폭(peak)은 진동(속도) 신호의 실제양진폭값을 2로 나눔으로써 결정된다. 진동신호의 실효진폭값은 양과 음 피크검지회로(detector circuits)를 가진 장비에 의해 측정된다. 이러한 회로들은 4개의 연속되는 축회전동안 신호의 최대 양과 음의 행정(excursion)을 결정할 것이다. 축회전의 측정은 위상기준변환기(phase reference transducer: API 670)로부터 연속적인 펄스로부터 결정될 수 있다.

만약 공급자가 비접촉식변위계(proximity probe)로 회전체표면의 전기적 혹은 기계적 runout이 있다는 것을 증명할 수 있다면, 측정치의 최대 25% 또는  $6\mu\text{m}(0.25\text{mils})$ 의 어느 것이 더

크다해도 공장시험동안 측정된 진동신호에서 배터적으로 뺄 수 있을 것이다.

### 5.3 평가기준

성능시험(performance test) 동안에 측정된 진동은 다음의 진동한계치를 초과해서는 안된다.

- 1) 내다지형(그림 2)과 양단지지형펌프(그림 3)의 경우는 표 1
- 2) 수직형 펌프(그림 5)의 경우는 표 2

비접촉변위계가 설치된 펌프는 베어링하우징과 축 진동한계치 모두를 만족시켜야 한다. 베어링하우징의 overall진동한계치는 단지 진동속도의 rms측정에 대해서만 사용된다. 실제 편진폭은 단지 정보와 진단을 목적으로 이용되고, 장치의 허용 여부를 결정하기위해 이용되지 않는다.

구동기의 trip 속도를 포함한 최대연속속도보다 높은 임의 속도에서 진동은 기록된 최대치의 150%를 초과해서는 안된다. 변속 펌프는 이 기준의 진동한계치를 초과하지 않고 펌프의 특정속도 범위가상에서 운전되어야한다.

### 6. 균형잡이

불균형(unbalance)은 회전체의 제작상 피할 수 없으며, 불균형을 완전히 제거하는 것은 경제적인 면에서도 불가능하다. 따라서 일반적으로 허용잔류불균형을 규정하고 있다. 이 허용잔류불균형이 하로 되도록 하는 작업을 균형잡이라고 하고, 강성회전체(ISO 1940)와 탄성회전체(ISO 11342)에 대해 각각 규격으로 정하고 있다.

표 1 내다지형과 양단지지형 펌프의 진동한계치

진동측정위치		베어링 하우스 (그림 9 a) 참조	펌프 축 (베어링에 인접)
펌프베어링 형식		전체	동압저널 베어링
펌프의 선호 운전영역내의 임의유량에서 진동치	Overall	$V_a < 3.0\text{mm/s rms}$	$A_a < \frac{(5.2 \times 10^6)^{0.5}}{N} = \mu\text{m p-p}$ $A_a < 50\mu\text{m p-p}$ 를 초과불가
	이산주파수	$V_f < 2.0\text{mm/s rms}$	$A_f \geq N$ 의 경우 : $A_a$ 의 75% $A_f < N$ 의 경우 : $A_a$ 의 33%
허용운전영역이나 선호운전영역이외의 유량에서 허용진동 증가량		30%	30%



표 2 수직형펌프의 진동한계치

진동측정위치	펌프스러스트베어링 하우징 또는 모터마운팅 플랜지 (그림 9 b) 참조)	펌프 축 (베어링에 인접)
펌프베어링 형식	전체	축의 접근할 수 있는 영역에 근접한 동압저널 베어링
펌프의 선호운전 영역내의 임의 유량에서 진동	Overall $V_u < 5.0 \text{ mm/s rms}$ 이산주파수 $V_f < 3.4 \text{ mm/s rms}$	$A_u < \frac{(6.5 \times 10^{10})^{0.15}}{N} \mu\text{m p} \cdot \text{p}$ $A_f < 100 \mu\text{m p} \cdot \text{p}$ 를 초과불가 $A_f : A_u$ 의 75%
허용운전영역이나 선호운전영역이외의 유량에서 허용진동 증가량	30%	30%

주) : 기본적인계치로부터 계산된 값은 두가지 중요한 수치로 나타내어 질 것이다.  
여기서  $V_u$ =필터링되지 않은 진동속도,  $A_f$ =FFT에 의해 결정된 필터링된 진동변위,  $V_f$ =필터링된 진동 속도,  $N$ =회전속도(rpm),  $A_u$ =FFT에 의해 결정된 필터링되지 않은 진동변위

표 3 축과 회전체의 runout 요구사항

유연성계수 <sup>1)</sup>	$L'/D' > 1.9 \times 10^4 \text{ mm}^2$		$L'/D' \leq 1.9 \times 10^4 \text{ mm}^2$	
허용축 runout	40 $\mu\text{m}$		25 $\mu\text{m}$	
축과 구성품의 끼워맞춤	헐거운끼워맞춤 (clearance fit)	역지끼워맞춤 (interference fit)	헐거운끼워맞춤 (clearance fit)	역지끼워맞춤 (interference fit)
회전체의 허용반경 runout <sup>2)</sup>	90 $\mu\text{m}$	60 $\mu\text{m}$	75 $\mu\text{m}$	50 $\mu\text{m}$

주) : 1) 축의 유연성계수(flexibility factor)  $L'/D'$ 은 단순지지축의 정적처짐에 직접 관계된다. 그러므로 제작중의 달성될 수 있는 runout과, 달성하고 유지될 수 있는 균형도(balance quality)의 훌륭한 지표이다.  
여기서 L은 베어링 span, D는 임펠러에서의 최대축직경이다.  
2) 임펠러 hub, 평형드럼과 슬리이브의 runout을 나타낸다.

표 4 회전체의 균형도 요구사항

축과 구성품의 끼워맞춤 조건	헐거운끼워맞춤 (clearance fit)	역지끼워맞춤(interference fit)	
최대연속속도	3800rpm 까지	3800rpm까지	3800rpm이상
유연성계수 $L'/D'$	제한없음	제한없음	$\leq 1.9 \times 10^4 \text{ mm}^2$
회전체균형도등급	I)	G 2.5	G 1.0

주) : 축과 회전체의 runout 요구사항에 대한 표 3을 참조  
1) 조립동안의 균형잡이 수정은 헐거운끼워맞춤이 수정된 균형도를 유지할수 없기 때문에 실행할 수 없다.  
2) 높은 유연성의 회전체가 3800rpm이상의 속도에서 사용될 때, 이 균형도레벨을 달성하고 유지하는 데에는 설계, 제작, 보수에 특별한 주의가 필요하다.

회전차(impeller), 평형드럼(balance drum) 및 유사 주요 회전구성품들은 ISO 1940의 평형등급에 따라 균형잡이(balancing)를 실시한다. 구성부품의 직경을 D, 폭을 B라 할 때 D/B가 6.0이상일 때는 1면 균형잡이가 가능하다. 그러나 다음의 범

주에 속하는 회전체는 표 4의 균형도 등급으로 저속에서 동적으로 2면 균형잡이가 이루어져야 한다.

- 1) 3단이상의 다단 펌프
- 2) 최대 연속 회전속도가 3800rpm이상의 1단과 2단펌프

회전체조립과 균형잡이 수정은 ISO 5406에 따른다. 그리고 균형잡이시에는 회전체에 펌프축 커풀링 hub 또는 미케니컬시일의 회전부분을 포함하지 않는다.

표 4는 3800rpm의 회전속도에서 모든 억지끼워맞춤(interference fit)회전체에 대한 ISO 균형도 등급 G2.5를 보여준다. 이것은 두 가지 요소에 기초한다 : (1) 3800rpm에서 균형도등급 G2.5의 상한은 회전체 무게의 10%의 불균형에 기인한 힘을 발생한다. 이는 불균형이 회전체의 운전형상에 어떠한 재료적인 영향도 주지 못할 것 이라는 것을 의미한다. (2) 유연성(flexibility)이 높은 회전체의 경우(표 3 참조), 등급 G1.0에 필요한 회전체의 직진도(straightness)를 실제적으로 달성하고 유지할수 없다. 균형도 등급 G1.0과 연관된 질량편심은 매우 적다. 예를 들면, 3800rpm의 운전에 대한 최고치가 2.54 $\mu$ m이다. 따라서 만약 회전체가 균형

잡이 stand에서 그 위치로부터 교란되거나 또는 분해되고 재조립된다면, 균형도(balance quality)는 입증될 수 없을지도 모른다. 그러나 보통 균형잡이 stand의 정밀도를 입증하기 위한 잔류 불균형의 조사를 수행하는 것은 가능하다.

## 7. 결 언

본고에서는 산업용펌프로서 널리 사용되는 원심펌프에 대해 진동설계측면에서 달성되어야할 여러사항들을 API 610 (1995)규격을 중심으로하여 검토하였다. 최근 고속, 고압, 경량화가 급속히 달성되고 있고, 이에따른 기술적인 측면에서 해결되어야할 진동문제를 다루었다. 관련분야의 설계·제작담당자에 조금이라도 기여가 된다면 더한 보람이 없겠다.