

제9장 소음진동대책

1. 소음과 진동

기계가 소음을 발생하는 것은 많은 경우 기계의 진동에 기인한다. 기계의 진동은 음으로 되어 대기중으로 방사, 전파하여 감과 동시에 기계의 기초를 경유하여 바닥과 벽으로 전파하고, 이것이 이차적인 소음원이 되어 소음을 발생한다.

전자는 대기전파음, 후자는 고체전파음이라 칭하고, 이것들은 서로 변환될 수 있다. 유체 기계에 있어서는 그 외에 기계내부와 배관내에 발생하는 압력맥동에 의한 유체 전파음도 관벽을 기진하여 고체전파음으로 된다.

공기전파음은 “음 ()”으로서 음향공학적으로 취급해도 좋지만, 고체전파음은 “음”으로서의 이론적인 취급은 곤란하고, 진동 또는 압력맥동으로 파악하여 대책을 세우지 않으면 안 된다. 소음과 진동은 모두 사람에게 불쾌감을 주는데 양자는 다음과 같은 차이가 있다.

(1) 음에 대한 귀의 감도는 진동에 대한 인체의 감도에 비해 매우 예민하다. 음은 20,000Hz라고 하는 고주파 음까지 감지할 수 있지만, 진동은 기껏해야 수백 Hz까지 이다. 역으로 20Hz이하의 음은 초저주파음으로 불리며 귀로는 들을 수 없지만, 유리창 등을 떨리게 하는 진동을 발생시키고, 인체에 이상은 생기게 하는 저주파 공해를 일으키기 때문에 주의를 요한다.

(2) 에너지가 일정한 경우에, 소음에서는 고주파수 쪽이 불쾌감이 크지만, 진동에서는 역으로 저주파수의 쪽이 불쾌감이 크다.

2. 소음의 평가

소음은 듣는 사람에 대해 심리적, 생리적으로 악영향을 주는 음이다. 즉, 소음에는 심리적, 생리적인 감각적 측면과 물리적인 “음”이라고 하는 측면이 있다. 소음을 공학적으로 취급하기 위해 우선 물리적인 “음”을 규정하고, 이것으로 인간의 평균적인 감각을 보정한 소음 평가의 척도가 작성되어 있다.

2. 1 소음의 물리량

소음을 음으로서 취급하기 위해 필요한 물리량을 표시한다. 소음은 일반적으로 여러 가지 주파수의 “음”을 포함하는 복합음이다. 따라서 소음을 규정하기 위해서는 각 주파수 성분마다의 음압레벨이 필요하다. 횡축에 주파수를, 종축에 음압레벨을 표시한 것을 소음 스펙트럼이라고 한다. 소음의 물리적 성질은, 이 소음 스펙트럼과 복합음으로서의 총음압레벨로서 거의 완전히 파악된다.

| 물리량 | 용어의 설명 | 단위 |
|---------------|---|--------------------------|
| 음압 P | 음파가 대중에 전파될 때 매질의 압력변동이 생긴다. 대기압에서의 압력변동분을 음이라 하고, 보통 그 실효값(주1)으로 표시한다. | N/m ² (Pa) |
| 소음레벨 SPL | 가청범위의 최소치 $P_0=2 \times 10^{-5}$ N/m ² 을 기준으로 한 음압을 데시벨로 표시한다. | dB |
| 음의 강도 I | 음의 진행방향에 수직인 단위면적을 단위시간에 통과하는 음의 에너지 크기(주2) | W/m ² |
| 음의 강도의레벨 L | 청력이 정상인 사람이 귀로 가장 민감한 주파수에서 들을 수 있는 최소치를 기준으로 하여 음의 강도를 데시벨로 표시한다. | dB |
| 음향출력 | 단위시간내에 음원이 발생하는 에너지의 크기 | W |
| 파워레벨 PWL | 최소치를 기준으로 한 음향출력을 데시벨로 표시한다. | dB |
| (소음레벨) | 소음을 보통 소음계로 측정한 값 | dB) |

(주1) 음압 P를 정현파로 표시하면

$$P = P_m \sin 2\pi ft$$

P_m : 음압최대치

f : 음의 주파수

실효값

T : 주기

(주2) 음압 P와 음의 강도 I의 관계

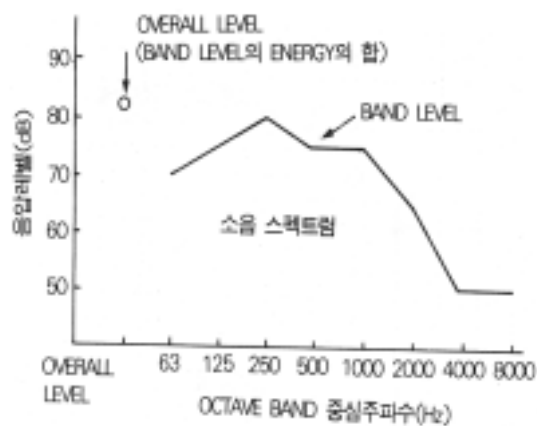
$$I = P^2 / \rho \cdot c$$

ρ : 공기밀도 kg/m^3

c : 공기중의 음속 m/s

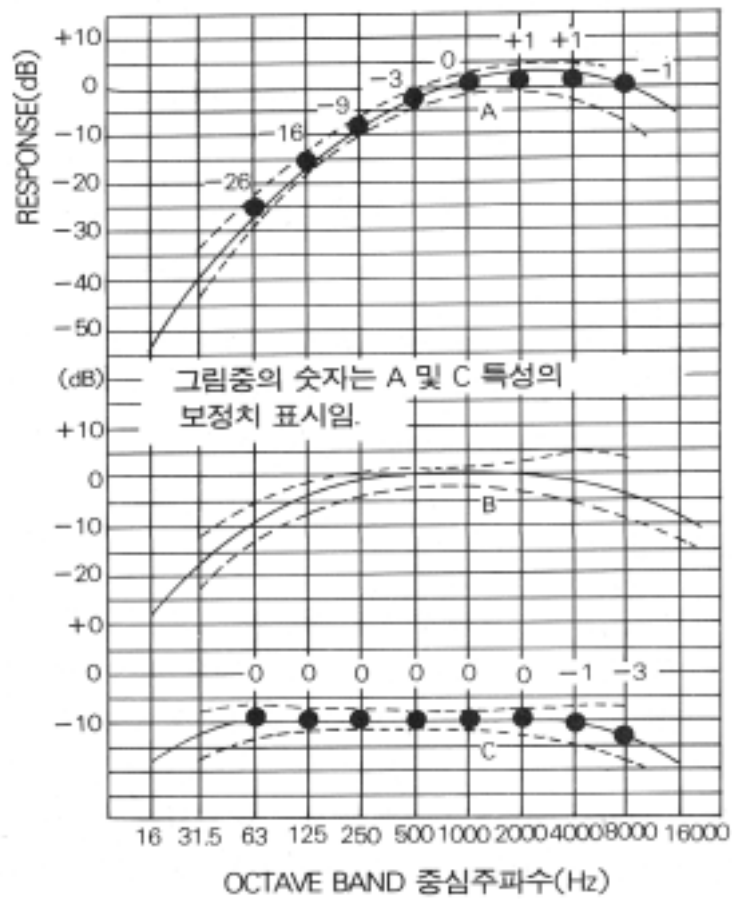
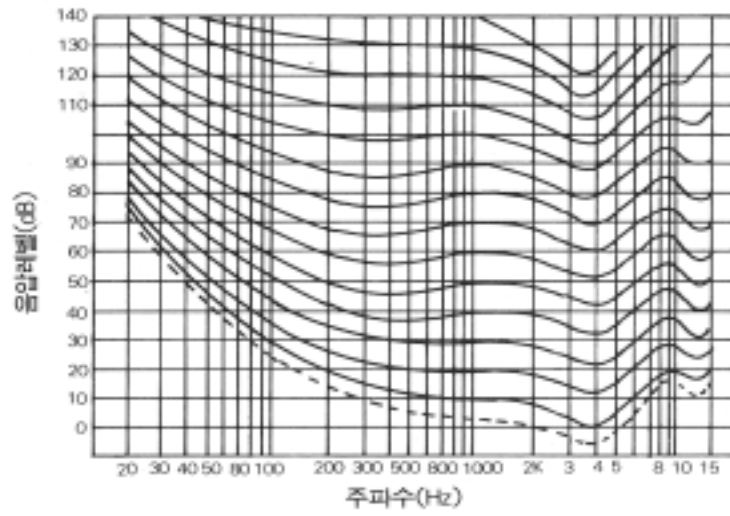
대기온도가 4 ~ 40. C인 범위에서

$$SPL \doteq L_1$$



2. 2 소음의 감각적 표현

소음은 전술한 바와 같이 여러 가지 주파수 성분의 음을 복합한 것으로, 우선 각 주파수 마다의 순음의 크기와 청감과의 관계를 파악하여 순음의 평가기준을 다음과 같이 정한다. 주파수 1,000Hz에서 음압레벨 x dB의 순음의 크기를 x phon으로 한다. 다음에 이 음을 기준으로, 다른 주파수의 음을 듣고 비교하여 1,000Hz의 음과 같은 크기로 판단되는 음압레벨을 구해간다. 이와 같이 하여 구한 등 phon수를 가지는 곡선이 등 Loudness 곡선(등청감 곡선)이다.(그림 6.2참조)



소음에 대한 청정보정으로서는 그림 6.3과 같이 A, B, C의 세 개의 특성이 정해져있지만, A특성을 이용하는 것이 원칙으로 되어 있다. 소음의 크기를 표시하기 위해서는 A특성이 다른 것 보다 적합하기 때문이다.

A특성은 그림 6.2의 40 phon의 곡선에, B특성은 70 phon에, C특성은 100 phon의 곡선에 거의 상당한다. 소음을 구성하는 각 주파수 밴드의 음압레벨에 이와같이 청감보정을 한 것을 합성하면 소음의 총레벨이 구해진다. 소음레벨의 단위는 데시벨(dB) 또는 phon이지만, 청감보정을 ()내에 기입하여 dB(A) 또는 phon(A)와 같이 표시한다.

3. 소음의 측정

소음측정의 목적은 소음의 규제기준을 만족하고 있는가 아닌가의 판정 뿐만 아니라, 소음방지 대책을 세우기 위한 데이터의 수집에도 있다. 따라서 총 소음레벨은 물론 소음스펙트럼을 구하지 않으면 안된다. 소음기의 지시는 총 소음레벨이고, 소음스펙트럼은 소음계에 주파수 분석기를 연결하여 구한다.

3. 1 소음계

소음계는 청감보정 회로를 내장하고, 음압레벨로 청감보정을 하여 음의 크기의 레벨에 근사하는 값을 구하는 측정기이다. 일반적인 측정에서 보통소음계가, 간이 측정에서는 간이 소음계가 사용된다. 올바른 소음측정을 위해서는 환경에 대한 측정장소의 선정, 암소음에 대한 보정, 변동소음에 대한 지시값의 취급방법등에 충분히 주의할 필요가 있다.

3. 2 주파수 분석기

소음계의 출력을 어떤 범위의 주파수 밴드만을 통과시키는 밴드패스 필터를 거쳐계기로 지시하게 하면 그 주파수 밴드의 음압 레벨이 얻어진다. 주파수 밴드가 다른 밴드패스 필터를 순차적으로 바꾸어 밴드마다의 음압레벨, 즉 소음 스펙트럼을 구한다. 밴드폭은 통상 옥타브 폭을 이용하는데, 특히 정밀한 분석을 필요로 하는 경우에는 1/3옥타브 폭을 사용한다. 최근에는 고속의 분석기 (실시간 분석기 또는 Real Time Analyzer)가 시판되어 전 밴드의 분석이 수십밀리초의 단시간까지 가능하게 되었기 때문에 과도적인 현상의 분석도 용이하게 되었다.

4. 소음원 대책

펌프의 구동용 원동기에 대해 소음발생의 상황 및 그 방지법을 기술한다. 소음저감량이 크게 요구되는 만큼 비용상승도 크게된다.

4. 1 펌프

펌프 및 소음레벨은 펌프의 형식, 회전수 및 동력에 따라서 다르지만, 설계점의 운전상태에서는 기계로부터 1m에서 80~90 dB(A) 정도이고, 일반적으로 디젤기관 보다는 낮고, 전동기와 비교하여도 동등 또는 그이하이다. 단, 토출변을 일부 닫은 상태에서의 운전에서는 밸브에서 발생하는 소음으로는 기계적 원인에 의한 것과 수력적 원인에 의한 것이 있다.

| | 발 생 소 음 | 대 책 |
|-----------------------|---|---------------------------------------|
| 수 력 적 원 인 | (1) 깃통과음, 깃외주부가 볼류트 케이싱의 볼류트시작부 또는 디퓨저 깃을 통과할 때에 발생하는 압력맥동에 기인한다. | 후 기 |
| | (2) 캐비테이션에 의한 소음 (3) 회전차 입구의 유속분포가 불균일하여 생기는 소음 (4) 흡입 및 토출수조의 소용돌이 발생에 의한 소음 (5) 서어징에 의한 소음 | 펌프 계획시 회피할 수 있다. |
| 기 계 적 원 인 | (1) 기계구조부분의 공진에 의한 소음 (2) 구름베어링의 회전에 의해 생기는 소음 (3) 회전체의 불평형에 의한 진동에 기인하는 소음 | 공진주파수의회피 미끄럼베어링의 채용 불평형량의 감소 |

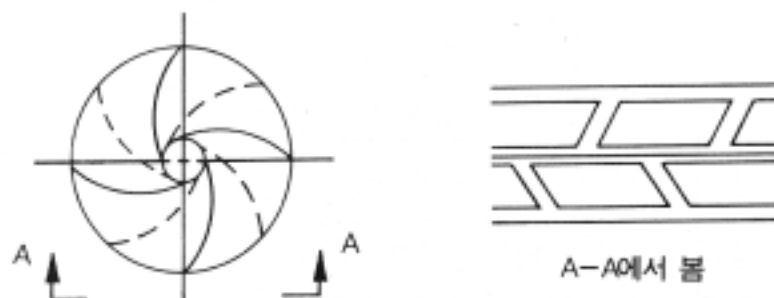
이들의 소음중에서 문제가 되는 것은 회전차 통과음이다. 이 주파수는 회전차 깃수를 Z, 회전수를 N rpm으로 하면

$$\text{기본주파수 } f = NZ/60$$

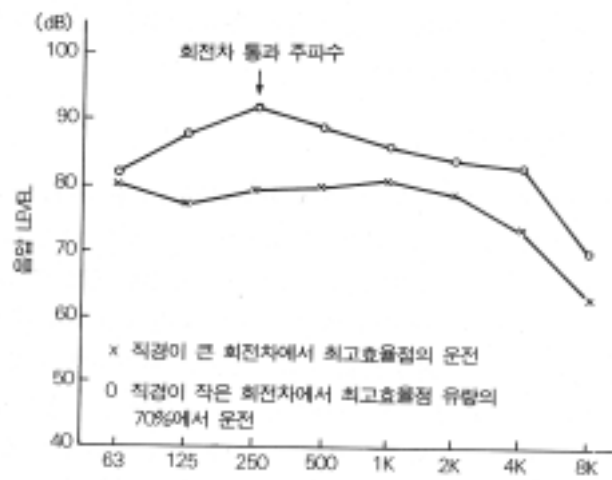
이다. f는 통상 50~300Hz로 낮기 때문에 음을 차단하기는 곤란하다. 이 압력 파동이 펌프 구조부 및 배관계와 공진하게 되면 큰 소음으로는 되지 않지만, 관로가 긴 경우에는 토출배관의 수주의 고유진동과 일치하여 공진을 일으킨다. 이 경우에는, 배관에서 소음이 발생하는 이외에 배관이 벽을 관통하는 부분등에서 건물에 진동이 전파되어 건물이 이차소음원으로 된다. 펌프의 회전수가 일정한 경우에는, 맥동의 기본주파수도 일정하므로, 이 주파수만으로 한정하여 소음을 저감하는 방법이 사용되지만, 펌프의 회전수 제어를 하는 경우에는 맥동의 진폭 그 자체를 감소할 필요가 있고, 그 방법은 다음과 같다.

- (1) 케이싱 볼류트 시작부와 회전차 출구와의 간격을 적절하게 조절한다.
- (2) 회전차의 뒷 가장자리 또는 케이싱 볼류트 시작부를 경사지게 한다.
- (3) 양흡입 볼류트펌프의 경우에는 좌우의 회전차 위상을 바꾼다(그림6.4참조).

등이지만 (2), (3)의 방법이 탁월하다.

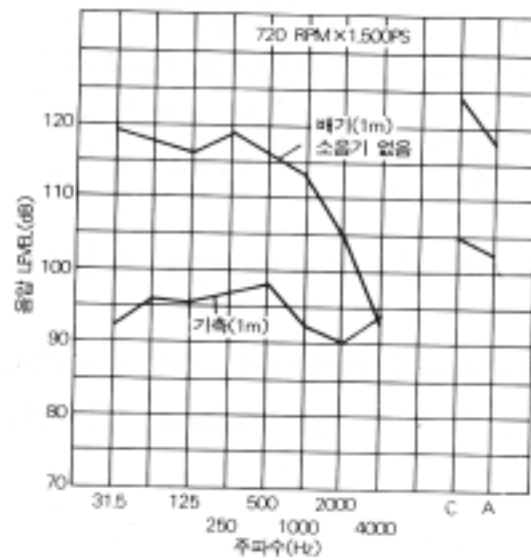


단단볼류트 펌프의 소음 스펙트럼의 일례를 그림 6.5에 나타낸다. 회전차 직경치수 및 운전점에 따라 소음 스펙트럼이 큰 폭으로 변화하고 있는 것을 알수 있다.



4. 2 디젤기관

디젤기관의 소음은 연소음, 기계음 및 배기음으로 구성된다. 음압레벨은 기종 및 회전수에 따라 다르지만 일반적으로 다음과 같다.



기측(1m) 105 ~ 115db(A)

배기관출구 (1m) 110 ~ 120dB(A)

으로 높다. 그 주파수 특성의 일례를 그림 6.6에 나타낸다.

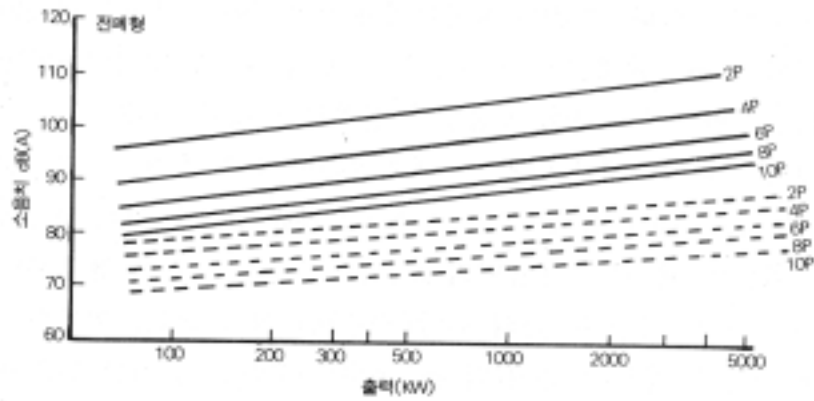
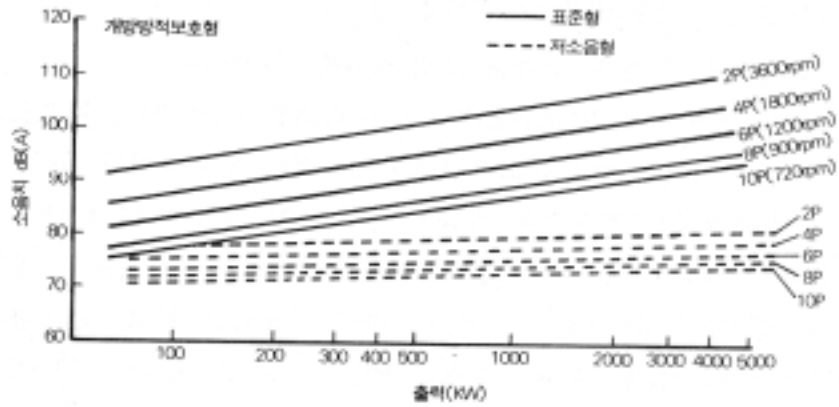
디젤기관의 배기음은 소음기에 의해 감쇠할 수 있지만, 기계음의 감쇠는 곤란하다. 즉, 소형기관은 방음박스로 둘러싸는 것이 용이하지만, 대형기관은 방음박스내에 수용하기가 곤란하므로 옥내에 설치하여 건물의 콘크리트 벽에 의한 차음효과를 이용한다. 최근 대형기관에 대해서도 부분적으로 과급기와 급배관계 등에 방지대책을 시행한 저소음기관이 개발되고 있고, 감쇠량은 형식에 따라 다르지만 5 ~ 10dB정도이다. 중형기관에서는 방진고무에 의해 기초에 전달되는 진동을 방지함과 동시에 동력 전달 축계에 유니버설 조인트를 병용하여 축심의 흔들림을 흡수한 예도 있다. 기관의 설치위치와 소음기와는 가능한 한 근접시키고, 배기관을 짧게하여 배기관에서의 투과음을 작게 한다. 또 디젤 자가발전설비는 보수관리시에도 운전하기 때문에 차음실에 설치하는 것이 좋다. 소음기의 형식은 여러 가지가 있지만, 배기원음의 소음 스펙트럼과 소요 감음량으로부터 결정된다. 단일 소음기만으로는 소음효과를 얻을수 없는 경우에는 2개의 형식을 조합시키는데 팽창형, 흡음형의 순으로 설치하는 것이 유효하다. 단, 소음효과를 높인 나머지 기관배음측의 배압이 크게 되면, 기관의 성능이 저하하기 때문에 배압은 항상 허용치이하로 유지할 필요가 있다.

4. 3 전동기

전동기의 소음은 다음의 3종류의 음이 혼합되어 있다.

- (1) 기계음 : 회전차 불평형에 의한 진동음, 베어링음, 브러쉬의 마찰음등
- (2) 통풍음 : 냉각용 팬음, 회전차, 고정자 철심 및 고정자의 진동음

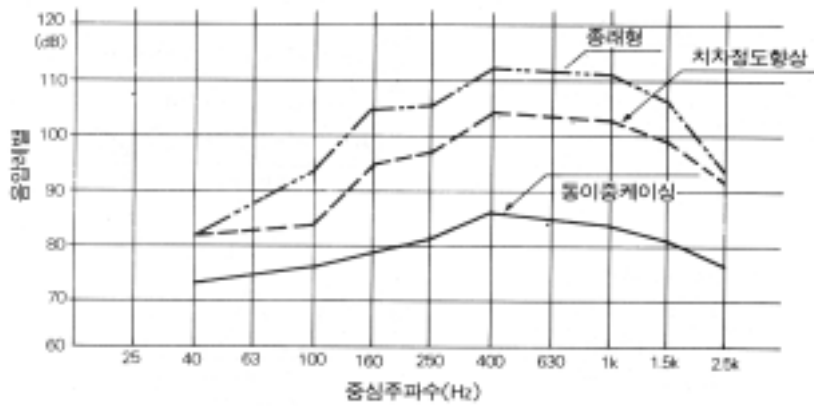
그림 6.7에 전동기의 소음레벨을 나타낸다. 극수가 많을수록 소음레벨은 낮다. 회전수가 낮은 소음레벨은 전동기 형식에 따라 다르지만, 최근 여러 가지의 대책을 조합시킨 저 소음 시리즈가 개발되어, 65dB(A) 정도의 것도 제작되고 있다. 단, 이것들의 값은“삼상유도전동기 시험법”에 준한 무부하 운전시에는 어느정도 소음레벨이 크게 됨을 예측하여 들 필요가 있다.



주) 주파수 60Hz의 경우(50Hz의 경우는 약 3dB(A) 적게 된다)

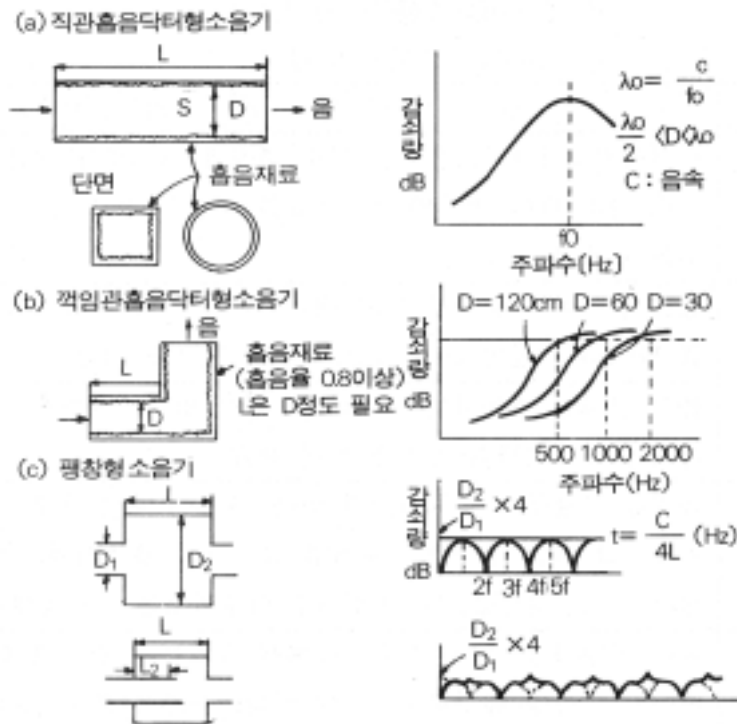
4. 4 치차감속기

치차감속기의 소음은 주로 치차가 맞물릴때에 발생하기 때문에, 주파수는 치차의 맞물림 주파수 및 고주파이지만, 음압레벨은 전달마력과 치차 정도에 따라 정해진다. 따라서 음원 대책으로서는, 치절 열처리 후이 치면 연삭가공을, 또 연삭할 수 없는 구부러진 이에 대해서는 초경 호브에 의해 치절가공을 하여, 치차정도를 향상시키는 것이 좋다. 보다 낮은 소음을 요구할 경우에는 케이싱을 이중 구조로 하여 차음하는 방법이 있다. 베벨치차감속장치의 소음 스펙트럼을 예상한 일례를 그림 6.8에 나타낸다.



5. 소음기

소음기는 음의 흡수, 반사, 간섭등을 이용하여 음을 감쇠시키는 장치이며 소음의 특성에 맞추어 설계한다. 소음의 형식을 표 6.1에 그 구조와 감쇠특성을 그림6.9에 나타낸다.



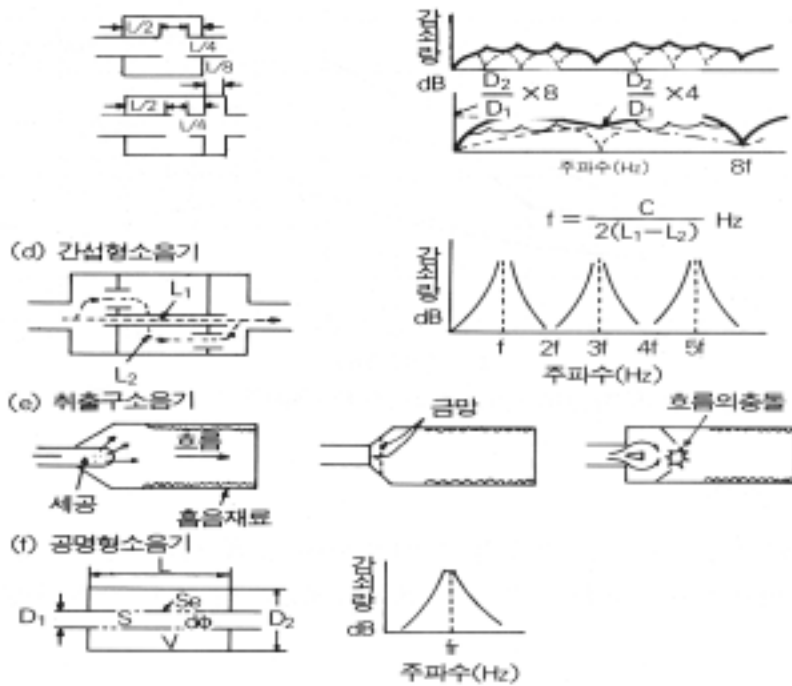


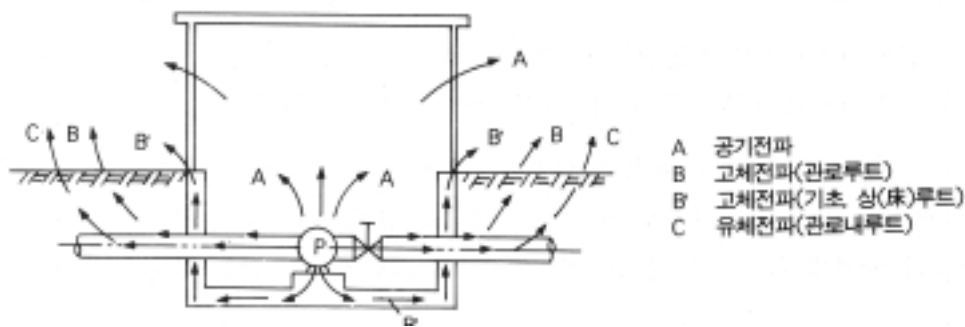
표 6.1 소음기의 형식

| 소음기 형식 | 소음원리 |
|--------------------|---|
| 흡음 덕터형 (a), (b) | 감쇠시키고자 하는 음의 주파수 파장과 그 1/2의 중간정도의 치수 단면의 덕터 내면에 흡음재료를 내장한 것으로, 넓은 지역의 소음에 적합 |
| 팽창형 (C) | 단면 불연속부에 대한 음의 에너지의 반사를 이용하여 음의 전파를 방지하는 방법으로, 넓은 지역의 소음에 적합 |
| 간섭형 (d) | 음의 간섭을 이용하여 그 전파를 막는 방식, 탁월주파수 성분을 가지는 디젤기관의 배기음 등에 유효 |
| 토출구용 (e) | 음원을 토출구에 집중시키기 위해, 토출구의 선단에 다공판을 붙이고, 그 작은 구멍에서 유체를 고속으로 토출시켜, 거기에서 발생한 고주파성분을, 그 뒤의 흡음 덕터형소음기에 의해 흡음하는 것 |
| 공명형 (f) | 작은 구멍과 그 배후의 공기층에서 울리는 공명기에 의해, 음의 에너지를 공명 흡수하여 감쇠시킨다. 저중음의 탁월주파수를 가지는 소음에 유효 |

6. 펌프장의 소음 대책

펌프자에 전술의 소음방지 기술을 적용하여, 부지 경계선상에서의 소음레벨을 규제치 이하로 감쇠시킨다. 이를 위해 펌프장의 주요한 소음원과 소음 전파경로를 검토하지 않으면 안된다. 소음전파의 경로는 그림 6.10과 같다.

유체 전파음은 펌프장 특유의 것으로 펌프, 토출배관계를 흐르는 유체의 압력맥동에 기인한다.



6. 1 공기전파음

공기전파음의 감쇠로는 여러 가지의 방법이 있지만, 부지에 여유가 있는 한 수음점과의 거리를 길게하여, 거리감쇠를 이용하는 것이 좋은 대책이다.

| 기 장 초 기 계 획 | | 구 체 적 방 책 | 방음기술 |
|-------------|-------------------|---|------------|
| 부 지 | 건물배치 | 음원과 수음점과의 거리를 가능한 한 멀리한다. | 거리감쇠 |
| 건 물 | 부속배치 | 조작실 등은 수음점 쪽으로 배치하여 기계소음을 차단 | 차음 |
| | 건물구조 | 수음점측의 벽에는 개구부를 피한다.(무창구조) | 상동 |
| | | 수음점측에 채광창과 문을 설치할 경우에는 이중구조로 하여 기밀을 유지한다. | 상동 |
| | | 수음점측에는 흡배기구를 설치하지 않는다. | 상동 |
| | | 흡배기구에는 필요한 소음장치를 설치한다. | 소음 |
| | 내벽과 천정에 흡음처리를 한다. | 흡음 | |
| 옥외기계 | 기계배치 | 수음점 쪽을 피하고 경우에 따라 저소음형 기계를 사용한다. | 차음, 소음, 흡음 |

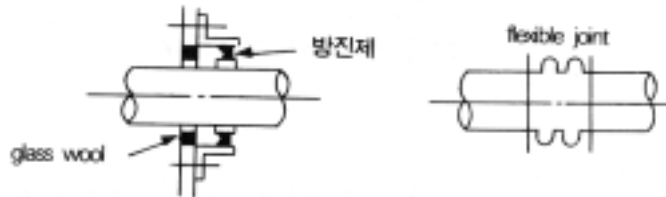
또 펌프장의 건물배치 및 건물내의 부속의 배치를 이용하여, 차음효과를 높일 수 있다.

6. 2 고체전파음

고체전파음의 전달경로는 하기의 2가지의 루트(Root)가 고려된다.

- (1) 펌프→펌프기초→상→측벽→옥외
- (2) 펌프→관의 외벽→관의 벽관통부→지중→옥외

루트(1)에 대해서는 펌프베드의 아래와, 펌프 기초 측면과 상의 사이, 또는 상과 기둥사이에 완충재(방진고무, 코르크, 발포스티로폴 등)을 사용하면 진동전파의 방지에 유효하다. 루트(2)에 대해서는 그림 6.11과 같은 대책이 있다.



6. 3 유체전파음

펌프측으로부터 전파하는 압력맥동을 흡수하고, 관로의 공진을 피하기위해 그림6.12와 같은 방법이 채용된다. 여기에서 사이드브랜치는 관내 유체를 전파하는 압력파의 파장의 1/4의 길이를 가지는 분지관이며, 반사파에 의해 압력파의 맥동을 상쇄 경감하는 것이다.



7. 진동의 원인과 대책

펌프의 진동의 원인은 수력적인 원인으로 대별된다. 이들의 원인의 대부분에 대해서는 설계와 제작시점에서 대책이 세워지며, 통상은 공장운전시에 확인되기 때문에 설치후에 진동이 문제로 되는 예는 적다. 따라서 설치기초가 연약하거나, 공장운전시의 설치상태가 현지상태와 현저히 다른경우에 진동이 문제로 된다. 일반적으로 진동이 발생하기 쉬운 장소는 입축 펌프 구동용의 모타 꼭대기 부분이다. 또 수력적인 원인에 의한 진동은 펌프가 설계점 부근에서 운전되고 있는 경우에는 발생빈도가 낮지만, 설계점으로부터 멀어질수록 진동은 크게 된다.

| 진동의 원인 | 진 동 수 | 진동의 특징 및 현상 | 대 책 |
|--|--|--|--|
| A. 수력적인 원인 1. 캐비테이션 (1) NPSH 혹은 흡입 수위과소 (2) 회전속도과대 (3) 펌프흡입구의 편류 (4) 과대 토출량에서의 사용 (5) 흡입스트레나의 막힘 | 진동수는 회전 사이클과는 무관하며 일반적으로 높은 사이클. 보통 600~25000Hz 정도이다. | <ul style="list-style-type: none"> - 캐비테이션 특유의 소음을 발생한다. - 주로 토출량이 많을 때에 발생한다. 단, 비속도가 높은 펌프에서는 부분 토출량의 실속상태에서 발생하기 쉽다. - 캐비테이션 발생부분의 금속표면에 둥근 모양의 피팅이 생기는 수가 많다. - 캐비테이션의 진동스펙트럼은 일정 연속적이 아니라 단속적 소멸의 비정상적 현상을 나타낸다. | <p>유효압력을 크게 한다. (1), (2), (3), 은 주로 계획단계에서 해결할 수 있다.</p> <p>제수면에 의해 유량을 조정한다. 막힌 찌꺼기를 제거한다.</p> |
| 2. 서어징 | 통상 진동수는 1/10~10Hz 정도의 주파수이다. | <ul style="list-style-type: none"> - 토출량이 극히 적은 개소에서 발생한다. - 펌프에 있어서 서어징은 <ol style="list-style-type: none"> 1) 펌프 양정곡선이 우상의 기울기 2) 배관중에 공기조 혹은 공기가 모이는 부분이 있다. 3) 토출량의 조정변이 (2)의 공기조 등의 뒤에 있다. 의 상태를 발생한다. - 전류계침 크게 흔들린다. - 펌프에 연결되어 있는 배관도 크게 흔들린다. | <p>펌프성능의 개량(주로 계획단계에서 해결할 수 있다.</p> <p>배관내에 공기가 모이는 곳을 없앤다.</p> <p>펌프직후의 밸브로 토출량을 조절한다.</p> <p>유량을 변경하여 서어징 운전을 피한다.</p> |
| 3. 수충격 | 통상진동수는 1/10~10Hz 정도의 저주파이고, 과도적 현상이다. | <ul style="list-style-type: none"> - 펌프의 기동, 정지 및 정전등에 의한 동력 차단시에 배관에 진동이 일어난다. - 과도현상으로서, 이상압력상승 혹은 압력강하를 발생한다. | <p>계획단계에서 미리 검토하여 해결 할 수 있다.</p> <p>기동 정지의 Sequence의 검토, 제어</p> |

| 진동위 원인 | 진 동 수 | 진동의 특징및 현상 | 대 책 |
|---|---|---|---|
| | | 압력강하를 발생한다. | 변의 개폐시간을 재검토한다. 서어지탱크를 설치하여 이상압력 상승의 완화를 기한다. |
| 4. 펌프내의 맥동류 박리등 (1) 회전차출구 흐름의 맥동의 맥동 (2) 부분토출량에서의 편리박리 | 진동수는 회전사이클과는 무관하고, 진동스펙트럼도 비정상, 불안정한 경우가 많다. | - 펌프 자체의 진동보다도, 오히려 연결배관 등의 진동현상으로 나타나는 경우가 많다. - 특히 이상(위험) 진동이 없기 때문에 그대로 운전하여 그 결과로서 진동은 물론 침식, 회전체의 고체접촉 등의 원인이 된다. - 통상 펌프에서는 맥동류, 박리류가 많은 적든 존재하고 있고 그 크기 자체가 통상 적은 것이라도 구조계의 강성이 매우 약한 경우에는 진동이 발생하는 경우도 있다 | 설계시 구조적 종합검토를 통해 해결 할 수 있다. 사용토출량을 조정한다. 강성보강에 의해 진동을 구속할 수 있는 경우도 있다. |
| 5. 공기의 흡입 (1) 펌프 그랜드,배관에 의해 (2) 잠김깊이 부족 (3) 제진장치에 찌꺼기 등이 막힘에 따라 흡입수위의 저하 (4) 흡입수조의 선회유, 와류등 | 진동수는 펌프의 회전진동수와는 무관하고, 일반적으로 랜덤한 경우가 많다. | - 외부에서 본 압력의 변동, 진동, 소음의 상태는 캐비테이션과 유사하다. | 그랜드, 배관 플랜지의 체결력 증가 설계단계에서 해결 제진장치의 청소 와류방지판, 정류판등을 설치한다. |
| 6. 기타 (1)관장(款長)과 그 공진 (2) 회전차와 블레이드의 통과 여진력과 공진 (3) 밸브의 진동 | 관계의 기주(氣注)공명의 고유치에서 진동한다. 회전차의 Passing Frequency, 즉 회전의 NZ(N:회전수, Z:깃매수) 성분 펌프의 회전진동수와는 관계없이 밸브 | - 회전차와 블레이드의 Passing Frequency(NZ)로 계의 일부(예를 들면, 깃, 회전차 원판, 배관의 고유치 등)가 공진하면, 진동및 피로파손의 현상이 생긴다. - 밸브의 개시(開始)또는 전개 직전 부근에서 밸브가 심하게 진동한다. | 여진력이 무엇인가를 검토하여, 여진력을 제거하는 것이 가장 좋지만, (1) 관의 길이 방향의 정상파의 경우는 바이패스 덕트를 설치하여 관계의 고유치를 변경한다. (2) 관의 측면간의 정상파의 경우는, 흐름에 저항이 생기도록 측면간에 Baffle Plate를 설치하여, 정상파의 고유치를 변경한다. 계획설계시에 검토하여, 조치할 수 있는 경우가 많다. 밸브몸체의 편심을 없앤다. 밸브몸체 및 밸브시트의 형상을 개선 |

| 진동의 원인 | 진 동 수 | 진동의 특징및 현상 | 대 책 |
|---|--|---|--|
| | 계의 고유진동수에서 공진, 진동수는 비교적 높은 사이클의 경우가 많다 | 이것에 수반하여, 관내맥동압을 발생하고, 배관계를 심하게 진동시키는 경우도 있다 - 또, 제어변의 경우, 제어계의 조정 불량에 의해 잘진하고, 맥동압을 발생하는 경우가 있다. | 한다. 일단계, 용량이 큰 밸브로 변경한다. 제어계통의 재조정 |
| B. 기계적 원인 1. 회전체의 불평형 (1) 평형불량 (2) 로타의 열적 급힘 (3) 정지부와 회전축의 접촉에 의한 로타의 급힘 (4) 회전체의 마모 및 부식 (5) 이물질 부착 (6) 회전체의 변형, 파손 (7) 각부의 헐거움 (8) 결합상태에서의 불평형 | 진동수는 로타의 회전진동수와 일치한다. | - 회전과 1:1로 대응하는 진동 - 열적부하에 의해 진동의 크기가 변하는 소형의 로타에서는 비교적 영향을 받기 어렵다. - 접촉에 의해 진동이 급격히 증대하는 경우가 있다. - 시간의 경과에 따라 진동이 점점 증가한다. - 이물질의 부착으로 진동이 점점 증가하고, 부착물의 일부가 박리하면 진동은 급증한다. - 변형의 경우, 진동은 서서히 증가하고, 파손의 경우는 급격히 진동이 증가한다. - 열에 의해 기워맞춤부가 느슨해지는 등의 원인인 경우가 있다. - 단독으로는 밸런스 시켜도 로타를 연결하면 불평형 진동이 생길 수 있다. | 평형수정을 한다(가능하면 필드밸런스를 한다). 영향도가 비교적 작은 경우는 열영향의 중간점에 주목하여 밸런스 한다. 열영향이 매우 큰 로타는(상당히 드문 경우이지만)별도로 검토해야만 한다. 고온유체를 취급하는 경우, 기동시에 일시적 열변형이 생겨, 축재의 불균일에 의한 변형에 의해 온도상승시에만 진동이 증대하는 경우가 있다. 열적 Alignment변화를 고려하여 접촉하지 않도록 세팅의 수정 마모, 부식의 수리 및 평형의 수정 이물질을 제거한다. 또 이물질의 부착방지를 기한다. 부품의 교환 정지시 및 개방시에 점검조사를 하여 적절한 조치를 취한다. 결합한 축계의 모드를 고려한 Flexible Rotor의 밸런스를 한다 |

| 진동의 원인 | 진 동 수 | 진동의 특징및 현상 | 대 책 |
|--|--|---|--|
| <p>2. 센터링불량</p> <p>(1) 센터링불량</p> <p>(2) 면센터링의 불량</p> <p>(3) 열 적Align-ment 변화</p> <p>(4) 기초침하</p> | <p>일반적으로는 위와 같은 축계의 최저차 고유진동수</p> <p>특별한 경우로서, 회전 진동수의 2배의 진동성분이 큰것도 있다.</p> | <p>-중심이 어긋남과 동시에,면과 면의 센터링이 불량한 경우에는,축수 하중이 고르지 못하게 되어 불평형 진동의 감도가 높아지기 쉽다.</p> <p>-센터링이 극단적으로 나쁜경우, 축</p> <p>-축수지지부 혹은 케이싱 등이 열적으로 늘어나 중심을 어긋나게 한다.</p> <p>-시간이 경과함에 따라 진동이 증가</p> | <p>센터링 수정을 한다.</p> <p>열센터링에 대해서도 수정을 한다</p> <p>센터링 수정</p> |
| <p>3. 카프링의 불량</p> <p>(1) 카프링의 정도 불량</p> <p>(2) 체결볼트의 조임 불균일</p> <p>(3) 기어 카프링의 기어의 접촉 불량</p> <p>(4) 기어카프링의 윤활 불량</p> <p>(5) 유체카프링에 의한 진동</p> | <p>주로 회전수와 일치하는 진동수이다.</p> <p>특이한 진동현상을 수반하는 경우가 있다.</p> <p>상동</p> <p>상동</p> | <p>- 축계의 고유진동수와도 관련하여 특이한 진동이 발생한다.</p> <p>- 비정상적으로 축계의 고유치가 유지되는 경우가 있고, 또 치면이 타서 늘어 붙는 현상을 일으킨다</p> | <p>카프링 교환</p> <p>볼트 또는 고무스리브의 교환</p> <p>기어 이빨 접촉을 수정한다.</p> <p>적당한 윤활방법을 검토</p> |
| <p>4. 축수의 손상,마모</p> <p>(1) 드림축수의 손상 마모</p> <p>(2) 메탈 GAP과대</p> <p>(3) 메탈스펜 과대</p> <p>(4) 윤활불량</p> | <p>일반적으로는 1항과 같다.</p> <p>펌프 쪼는 Roller의 회전에 수반한 진동 수성분이 이상 증대한다.</p> | <p>- 이음(異音)을 수반하는 경우가 있다. 또 시간의 경과에 따라 진동이 점점 증대한다.</p> | <p>축수를 교환한다.</p> <p>메탈을 교환한다.</p> <p>스펜을 줄인다.</p> <p>적정한 윤활유를 사용한다.</p> <p>급유방법을 개선한다.</p> |
| <p>5. 회전축의 위험속도</p> <p>(1) 위험속도</p> | <p>축의 회전수와 일치하는 진동수</p> | <p>- 축계의 위험속도 부근에서 진동이 급격히 증가하지만, 위험속도 영역을 지나면 원래대로 회복한다.</p> <p>- 펌프와 같이 내부에 물이 차 있는 축계에서는, 일반적으로 감쇠가 크고, 외관상 위험속도는 현저하게는 나타나지 않는다</p> | <p>계획 설계시에 충분히 검토하여 처리하는 것이 보통이다. 그러나, 종종 축수 유막 및 축수 지지부의 강성을 고려 하지 않고, 단순지지로타로 계산 하기 때문에, 실제 위험속도보다 낮게 나타나는 경우가 많다. 계산에 있어서 특히 이점에 주의할 필요가 있다. 상용운전 속도는 위험속도로 부터 25% 정도 낮게 하는 것이 바람직하다.</p> |

| 진동의 원인 | 진 동 수 | 진동의 특징및 현상 | 대 책 |
|-------------------------------------|--|--|---|
| (2)2차적 위험 속도 | 축의 회전수의 2배의 진동수 | - 회전수가 1차 위험속도의 1/2부근에서 진동이 크게 된다. 이것은 주로 축의 강성이 비등방성일 때 많이 발생한다. | 키홈 등은 물론, 축의 형상, 강성을 검토하여 등방성이 되도록 수정한다. |
| 6. Oil Whip 또는 Oil Wheel | 회전진동수의 1/2이하의 진동수(엄밀하게는 축계의 고유진동수) | - 미끄럼 베어링을 사용한 고속 회전기계에서 많이 발생하는 진동으로, 축수의 유막에 의한 자려진동이다. 이 진동수는 다음의 특징을 가진다. a) 진동수는 로타의 위험속도와 같다. b) 로타의 1차 위험속도의 2배 이상에서 발생한다. c) 진동수는 로타와 무관하고, 거의 일정하다. d) 진동의 발생, 모멸점은, 회전의 상승, 하강시에 생긴다. e) 발생, 소멸은 돌발적이다. f) 진동이 발생하면, 회전이 상승하여도 감소하지 않는다. g) 진동의 선회방향은 회전과 동일방향이다 또 회전수가 일차 위험속도 이상에서 그2배 이하에서도 축이 휘도는 것도 있다. 이 경우의 진동수는 회전수의 거의 1/2에서 축 자체가 크게 휘다. 전자는 Oil Whip, 후자는 Oil Wheel이라고 구별하여 부르기도 한다. -그외 회전차와 케이싱의 수봉부에서, 이것과 유사한 휘돌림 진동이 발생하는 것이 있다. | 계획단계에서 검토해야 할 성질의 것이지만 발생한 경우는 다음의 대책이 유효하다. 축의 편심률을 크게 (0.8이상)한다. (예를들면, 상부에서 유압을 증가시키든가, 상부에 기름이 고이는 곳을 설치한다.) 축수의 중앙에 홈을 파서 축수의 면압을 증가시키고 동시에 축수의 L/D특성을 변화시켜 축수의 안정성을 높인다. 그외 특수한 방진축수, 예를들면,Lobe형 축수, Floating Bush축수, Tiltong Pad 축수 등을 채용하는 것도 좋다. (최근에는 비교적양호한 정도로 축수의 안정, 불안정을 계산하므로써 짧게 줄이는 것이 가능하다. |
| 7. 회전부와 정지부의 접촉에 의한 휘돌림 (1) 마찰접촉 | 비교적 높은 사이클에서 진동한다. | -저어널과 고정부의 틈이 지나치게 크며, 더우기 윤활이 나쁜 축수에 있어서는 “축휘돌림”진동이 있다. 측면과 축수면이 미끄러지지 않고 접촉하여 선회한다고 하면 선회속도는, 축의 회전도 × (축 반경 / 축의 Clearance)로 되고,상당히 빠른 속도로 진동한다. | 윤활의 개선 |
| 8. 헐거운 부분의 비선형에 의한 분수조파 공진 | 축의 회전진동수의 1/2 또는 1/3등의 정분수의 진동수로 흔들린다. | - 계가 헐거운 비선형의 요소를 포함하고 있으면 분수조파의 공진현상을 일으키고, 심하게 진동한다. | 계의 헐거운 비선형 요소가 어디에 있는지(예를들면, 카프링부의 헐거움, 회전차의 헐거움 |

| 진동의 원인 | 진 동 수 | 진동의 특징및 현상 | 대 책 |
|--|-----------------------------------|---|---|
| | | <p>이 진동은 다음의 특징을 가진다.</p> <p>a) 분수조과 진동은, 강제진동수, 강성진동력이 있는 제한된 범위에서만 발생한다.</p> <p>b) 대칭형 선형계에서는 1/3, 1/5... 등의 기수차 분수조과가 발생한다.</p> <p>c) 비대칭형 비선형계에서는 1/2, 1/4... 등의 우수차 분수조과가 발생한다.</p> <p>이 진동은, 현상적으로 6의 Oil Whip 현상과 거의 비슷하지만, 통상의 진동분석기로 주파수를 분석하는 정도로는 구별이 어렵고, 오실로그래프상에 진동파형을 기록하여, 파형을 충분히 확인할 필요가 있다.</p> <p>그러나 Oil Whip에 비해, 분수조과 진동의 발생 케이스는 극히 드물다</p> | <p>케이싱과 로타의 접촉등)를 찾는 것이 우선이며, 이것을 개선하면 된다. 그러나 일반적으로 이요소를 정확히 발견하기 어려운 경우가 있으므로, 간접적인 대책으로</p> <p>a) 진동의 강제 즉, 불평형을 극단적으로 작게 하여 진동발생 영역에서 벗어나게 한다.</p> <p>b) 계의 감쇠를 어딘형으로든 증대시켜 진동발생 영역에서 벗어나게 한다.</p> <p>c) 축계의 위험속도를 상승시키기 위해 개조한다.</p> <p>등이 있다.</p> |
| <p>9. 기초의 불량</p> <p>(1) 설치레벨불량</p> <p>(2) 기초볼트 체결 불량</p> <p>(3) Grout 불충분</p> <p>(4) 기초강성 부족</p> | <p>일반적으로는 회전수와 일치하는 진동수를 가진다.</p> | <p>- 기초강성이 약한 경우, 특히 진동적 이상이 없어도 비교적 크게 진동하여 문제로 되는 것이 많다.</p> <p>특히 유체회전기계에서, 최고 효율 부근에서는 유체의 흐름은 Smooth 하지만, 저부하영역에서는 흐름이 Smooth하지 못하고, 이것이 랜덤 외란 여진력으로 되어, 기계를 진동시키는 것이 많다.</p> <p>- 또 입형회전기계에서는, 일반적으로 전동기가 맨위에 설치되어 위쪽이 유난히 큰 구조로 되는 경우가 많다.</p> <p>이때, 입형기계 설치부의 강성이 부족하기 때문에 보통의 불평형에서도 위부분이 크게 흔들리는 경우가 종종 발생한다.</p> | <p>라이너를 이용하여 바로 잡는다.</p> <p>체결을 강하게 한다.</p> <p>Grout를 보충한다.</p> <p>기초를 보강한다</p> <p>기계를 종합적으로 검토하고 나서, 구조 설계의 단계에서 유의해야 할 사항이다.</p> |

| 진동의 원인 | 진 동 수 | 진동의 특정및 현상 | 대 책 |
|-----------------------------|--------------------------------|--|--|
| (5)기초의 경년변화 | | - 기초의 부동침하에 의해, 센터링에 이상이 생긴다. | |
| 10. 공진, 기타 (1) 배관계 등의 공진 | 축의 회전진동수와 같다. | - 배관계, 닥터 등의 Component의 고유진동수가 회전진동수 부근일 때 공진하여, 진동이 심하게 발생한다. | 공진을 피한다 |
| (2) 연결에 대한 공진 | | - 통상 설계계산에서는, 기계와 전동기의 위험 속도를 별도로 검토하는 경우가 많은데, 엄밀히 말하면, 연결된 계에서는 단독 축의 위험속도와는 다르기 때문에 이로 인해 축의 회전수와 위험속도가 일치하여, 진동을 발생시키는 경우가 있다. | 연결된 축계는, 단독축으로서가 아니고, 연결된 축계로서 위험속도를 구해야 한다. 비틀림 진동의 계산을 엔진메이커에 의뢰하여, 사용범위에서 축계에 유해한 비틀림 진동이 발생하지 않도록 설계한다. |
| (3) 케이싱의 열변형 | | - 원동기가 디젤기관인 경우에는, 특히 주의할 필요가 있다. | 열적인 무리가 생기지 않도록 구조물 개선 |
| (4) 배관이 늘어남 | | -열적신장에 의해 배관이 길어져 케이싱을 누르고, 접촉을 일으키는 것이 있다. | 배관계의 열적신장이 가능하도록 개조하거나, 중간에 Expansion을 설치한다 |
| (5) 간섭에 의한 맥놀이 | 축의 회전진동수를 반송파로 한 맥놀이 현상을 수반한다. | -같은 타입의 기계가, 복수개 운전되고 있는 경우에 전동기가 유도진동기인 경우는, 각각의 기계에 약간의 회전차이가 있기 때문에 이것이 간섭하여 맥놀이로서 나타난다. 통상, 정상적 진동의 경우는 문제로 되지 않아도, 이들이 간섭하여 맥놀이 현상을 일으키면, 느끼는 정도가 강하게 되어 문제가 되는 경우가 많다. | 가능한 한 개개의 기계의 불평형을 작게하여 감지되는 맥놀이의 강도를 감소시킨다. |
| (6) 증속, 감속 치차의 가공 정도의 불량 | 상당히 높은 사이클의 진동을 수반한다. | -치차 이빨의 가공정도 불량 혹은 치차의 세팅 불량외의 경우, 이빨의 맞물림 주파수에 의한 진동(오히려 이음으로 감지되는 경우가 많다.)이 나타난다. | 차차를 다시 Shaving 하든가, 세팅을 개선한다. |

8. 진동의 진단

진동 방지대책을 실시하는 경우에는, 우선 진동의 상황을 파악하여 원인을 판단한다. 그 순서는 표 6.2와 같지만, 진동의 특징을 파악하는 것이 가장 중요하다. 계측을 정확한 판단을 내리기 위해 필요 불가결하며, 진동의 상황에 있어서 계측 항목, 계측개소 및 계측법을 결정하지 않으면 안된다. 일반적으로 수련관련진동으로 추정되는 경우는 유량변화에 따른 영향에, 또 기계진동으로 추정되는 경우에는 회전수변화(특히 기동·정지의 과도현상)에 의한 영향에 주목할 필요가 있다.

표 6.2 회전기계의 진동 조사 대책 FLOW

| 조사대책의 단계 | 주 안 점 | | 계 측 기 |
|---|--|---|-----------------------------|
| 진동크기의 계측 ↓ 진동파형의 관찰 ↓ 지동수 분석 ↓ 위상의 분석 ↓ 원인의 종합 판단 ↓ 대책 ↓ 확인 | 어느부분이 진동하고 있는가 변위, 속도, 가속도중 어느것이 문제인가 | 축, 축수, 케이싱, 기초 변위 속도 가속도 유막축수 구름축수 | 범용진동계 |
| | 진동이 회전 또는 회전의 배수로 동기하고 있는가 | 동기진동 비동기진동 강제진동 자려진동 | 브라운관 오실로스코프 전자오실로스코프 |
| | 원리적으로 존재하는 진동수와, 이상 진동수, 고사이클의 진동수 성분 | n, 2n, nz, 2nz f ₁ , f ₂ 기타구름축수의 진동수 | 수동필터, Real time analyzer |
| | 불평형이 크다, 감도가 지나치게 높은가 | 크기, 위상관계 위험속도, Damping | Fild Balancer |
| | 제작상의 문제인가 설계상의 문제인가 | 잔류불평형 카프링 정도 Misalignment 위험속도 축수특성 | |
| | Balancing 베어링 수정 | 분해 재저속 밸런스 Filed밸런스 축수수정 축수지지강성.Alignment 향상 수정 | Fild Balancer |
| | 진동계측, 확인 | 불평형진동 기름온도 등의 변화 진동수분석 | 상기계측기 |

9. 펌프의 진동해석

횡형 및 입형펌프의 진동해석은 표 6.3과 같이 분류할 수 있으며, 이를 보다 세분화하면 표 6.4와 같다.

표 6.3 펌프 진동해석의 종류 및 내용

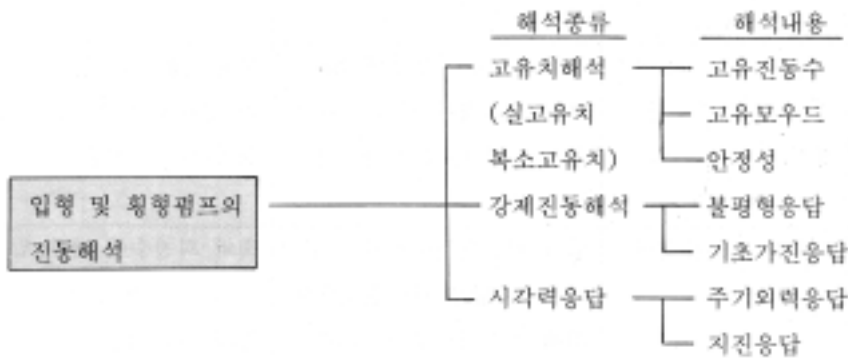


표 6.4 진동해석의 목적과 해설결과

| NO. | 진동해석명 | 목적 | 해석결과 |
|-----|------------------------|--|---|
| 1 | 횡형펌프의 실고유치 해석 | 계의 감쇠특성을 무시한 경우의 계의 실고유진동수 및 고유모우드 계산 | 계의 각 차수에 대한 실고유치(고유진동수) 및 이에 대응하는 고유벡터 (모우드 : 진동형태) |
| 2 | 횡형펌프의 복소고유치 해석 | 계의 감쇠특성을 고려한 경우의 계의 복소고유치 및 안전성 계산 | 축회전에 따른 베어링, 시일, 회전차의 감성과 감쇠계수 및 계의 복소고유치, 대수감쇠율 |
| 3 | 횡형펌프의 불평형 응답해석 | 계의 감쇠특성을 고려한 횡형 펌프 축계의 회전불평형에 의해 주기적으로 가진 되는 계의 불평형 응답을 계산 | 축회전수에 따른 베어링, 시일, 회전과의 감성과 감쇠계수 및 계의 각 위치에서의 절대 진폭 |
| 4 | 입형펌프의 실고유치 해석 | 계의 감쇠특성을 무시한 경우의 입형펌프의 실고유진동수 및 고유모우드 계산 | 계의 각 차수에 대한 실고유치 및 고유벡터 |
| 5 | 입형펌프의 복소고유치 해석 | 계의 감쇠특성을 고려한 경우의 계의 복소고유치 및 안전성 계산 | 계의 각 차수에 대한 복소고유치 및 고유벡터 |
| 6 | 입형펌프의 기초여진에 의한 시간응답 해석 | 입형펌프의 기초부에 Sine파형의 외력이 가해질 때 입형펌프 각부의 시간응답 특성 계산 | Sine파형 가진후 시간의 경과에 따른 계의 각 위치에서의 진동 진폭 |
| 7 | 입형펌프의 부평형 응답해석 | 입형 펌프회전축계의 불평형에 의해 발생하는 원심력에 의해 주기적으로 가진되는 계의 불평형 응답계산 | 축의 회전수에 따른 입형펌프 각 위치에서의 강제진동 |
| 8 | 입형펌프의 기초여진에 의한 강제진동해석 | 입형 펌프의 기초부에 Sine파형의 외력이 가해질 때 입형펌프 각 부의 정상상태 응답계산 | Sine파형 가진후 계의 회전수에 따른 입형펌프 각 위치에서의 진동 진폭 |

10. 진동평가 및 설계법

펌프축계의 강제진동과 안전성에 관해서는 종래는 설계단계에 주로 단순지지 조건하에서의 계의 고유진동수의 계산과 저어널 베어링의 Oil Whip등을 대상으로 전상적으로 계가 안정한가 어떤가를 조사하였다. 그러나 유체기계의 고압, 고속화에 따라 베어링 유막특성에서 Oil Whip이 발생하기 쉬운 조건이 되고, 또한 고압에 의해 계의 운전속도가 1차 위험속도 이상으로 되어 시동, 정지시에는 위험속도를 통과하여야 하므로, 고차 위험속도에서의 공진 가능성 등을 충분히 검토하여야 한다. 따라서 종래의 설계방법 만으로는 회전축계의 강제 및 불안정 진동문제에 충분히 대처할 수 없는 상태이다.

그러므로 여기서는 진동설계의 측면에서 진동에 관한 규격을 검토하고, 이어서 축계의 진동을 방지하는 것을 목적으로 인정한 회전축계를 설계하기 위한 지침에 대해 살펴보기로 하겠다. 그리고 실제 회전축계의 예를 소개한다.

10. 1 진동평가

10. 1. 1 목적

진동평가를 위한 한계치 또는 등급을 정하는 것은

1) 기계의 동적인 원활함을 대표하고, 그 평가를 용이하게 한다. 공장 시운전시에 사용회전 속도에서의 진동치에 대해 한계치 또는 등급을 나타낸다. 이는 특히 제작자가 사용자에게 제품을 인도할 때에 유용하다.

2) 운전중인 기계의 감시수단으로서 양호한 운전상태에서의 이탈 정도를 나타내고 또 이후의 운전지침을 나타낸다. 즉 진동크기에 따라 몇 개의 단계로 나누어 판단의 지표로 삼는다.

표 6.5 대표적인 규격의 비교를 나타낸다.

표 6.5 각종 규격의 비교

| 규격명 | 측정위치 | | 평가목적 | | 대상기계 | 기준 | 기타 |
|------------|------|---|----------|----------|----------|------|---------------------------------|
| | 베어링 | 축 | 진동 품질 | 운전 감시 | | | |
| ISO 2372 | 0 | | | | 소형, 대형 | Veff | A, B, C, D의등급 표시만므로 구체적인 평가는 없음 |
| ISO 2373 | 0 | | 0 | | 소형, 중형 | Veff | 제작자의 출하시 등급 |
| ISO 2945 | 0 | | | 0 | 대형 | Veff | |
| DIN 45665 | 0 | | 0 | | 소형, 중형 | Veff | ISO 2373과 같음 |
| IEC | 0 | 0 | 0 | | 대형 | A | 공장 시험시의 진동표준치 (한계치는 아니다) |
| VDI 2056 | 0 | | 0 | 0 | 소형, 대형 | Veff | |
| VDI 2059 | | 0 | | 0 | 대형 | A | 경보치, 정지치 |
| JEAC 3717 | 0 | 0 | 0 | 0 | 대형터어빈 | A | 경보치, 정지치, 조정치 |
| API 610 | | 0 | 0 | | 원심펌프 | A | 허용치 |
| API611,612 | 0 | 0 | 0 | | 증기터어빈 | A | 허용치 |
| NEMA-SM21 | | 0 | 0 | | 증기터어빈 | A | 허용치 |
| JIS B8301 | 0 | | 0 | | 입형, 횡형펌프 | A | 실제 부착 상태에서 측정 |
| HI | 0 | | 0 | | 입형, 횡형펌프 | A | |

참조 : Veff는 진동수의 실제치

A는 진동변위의 진폭

진동측정은 통상 베어링 부분에서 3방향(축방향, 수직, 수평방향)의 베어링 진동 또는 베어링 부근에서의 축진동을 측정한다. 물론 다른부분에서도 측정이 가능한 경우도 있으나, 기계의 구조상 제약을 받고 일반성이 결핍된다. 규격의 목적은 많은 기계에서 공통된 일반성이 있는 평가를 할수 있도록 하는데 있다. 그러므로 적절한 판단이 가능하다면 규격은 가능한 단순한 형으로, 측정도 간편한 것이 좋은 것이다.

10. 1. 2 베어링 진동과 축진동의 비교

베어링은 회전체의 반력을 직접 받는 부분이므로 고장율이 높은 부분이다. 이러한 베어링 부분에서의 진동측정은 앞절의 목적에 적합하고, 측정이 쉽다는 점 때문에 오래전부터 사용되어 많은 자료가 축적되어 있다. 그러나 측정단위로서 진동속도를 이용하므로 진동의 물리적 성질을 쉽게 이해할 수 없는 측면도 있어, 최근 미끄럼베어링으로 지지된 회전기계에서는 축진동의 주류가 되어가고 있다. 표 6.6은 베어링진동과 축진동에 의한 평가를 비교한 것이다.

표 6.6 베어링진동과 축진동의 비교

| | 베 어 링 진 동 | 축 진 동 |
|-----|--|--|
| 장 점 | 1. Data가 풍부하고 한계치도 널리 알려져 있다. 2. 측정기의 신뢰성이 높다. 3. 검출기의 이탈, 수리가 쉽다. | 1. 베어링 진동보다 감도가 높다. 2. 응답이 빠르다(베어링 진동의 변화에 앞서 변화하는 것이 많다) 3. 한계치를 설정하기 위한 기본량(예로 불평형)에 대해 직접적이다. |
| 단 점 | 1. 감도가 낮다. | 1. 평가기준이 일반화되어 있지 않다. 2. 측정기(특히 검출기)의 신뢰성이 낮다. 3. 부착방법에 제약이 있다. 4. 측정장소에서 측정치의 차가 크다. |

최근의 경험에 의해 사고의 조기발견, 판단의 정도향상, 2차 피해의 방지를 위해서는 축진동에 의한 판단이 오히려 유리하다는 것이 입증되었고, 또한 축진동계의 신뢰성이 향상되어 광범위한 기계진동 평가에 이용되게 되었다.

축진동에 의한 평가경험은 유럽에 비해 미국이 풍부하며, 그 결과로 API규격이 널리 채용되고 있다.

축진동에 의한 진동평가는

- 1) 케이싱에 대한 축의 접촉
- 2) 베어링부의 부하능력의 감소
- 3) 회전체 부품의 파손 등에 의한 불평형의 급격한 변화
- 4) 베어링의 변위, 침식, 마모, 회전체의 굽힘등에 의한 불평형의 완만한 변화
- 5) 축의 자려진동

등의 위험을 판별하는 데에 매우 유리하다. 이를 위해

1) 케이싱과 축의 접촉에 대해서는 축 또는 케이싱의 굽힘이 최대가 되는 부분(대개는 축 중앙부분) 또는 틈새가 최대인 부분(대개는 시일부분)에서 변위를 측정하는 것이 적당하다.

2) 베어링의 동적응력에 대해서는 베어링 부분에서의 진동속도가 유효하다.

3) 평형상태의 변화에 대해서는 진동치 보다는 진동치의 변화가 더욱 중요하게 된다. 는 등을 고려해야 한다. 그러나 현재의 규격들은 모두 베어링부분 또는 그 부근에서의 진동 변위로 평가하도록 되어 있다. 그 이유는

a) 안정하고 신뢰성이 있는 측정이 가능한 곳은 현재로는 베어링뿐이다.

b) 이제까지의 경험이 변위측정에 의한 것이 많다.

c) 베어링 진동에 비해 축진동에서는 고주파의 혼입이 일반적으로 적다.

10. 1. 3 진동규격

진동의 크기는 각각의 기계사양, 종류, 형식, 목적에 따라 다르며 완전히 같은 도면으로 동일한 가공 기계로 제작하여도 각각 다르다. 그러므로 동일한 회전체에서도 엄밀하게 개개의 기계, 예를 들면 증기터어빈, 펌프등의 형태로 기계의 특성에 따라서 진동 제한치가 결정되어져야만 한다. 그러나 동일한 펌프에서도 형식이나 구조에 따라 각각 제한치가 다른 등 어려운 문제가 있어 일괄적으로 규정하기는 어렵다. 여기서는 진동 제한치 또는 기준치를 참조하여 각각의 기계에 대한 정상, 이상의 기준을 설정해야 할 것이다.

1) ISO에 의한 진동평가 기준

ISO의 진동 평가기준은 대부분이 베어링의 진동에 기초한 것으로 진동진폭이 아닌 진동진폭과 진동속도를 곱한 진동속도의 제곱근치(rms치)로서 평가하도록 되어 있다.

일반적으로는 진동진폭이나 진동가속도로 평가하는 것이 물리적인 의미에서 이해하기 쉬우나 진동속도의 rms치가 평가의 물리적인 척도로서는 적절하다. 즉 진동속도로 설정하면 회전속도와 관계 없이 평가치를 구분하는 것이 가능하고 또 실제기계에서 계측하여도 진동속도로써 평가하는 편이 타당한 경우가 많다.

(1) 회전속도가 10~200rev/s인 기계의 진동평가 기준

ISO-2372에 의하면 진동의 평가기준은 표 6.7 및 6.8과 같이 나타내진다. 이표에 의하면 구분 표시를 Good이나 Dangerous등의 표현을 이용하지 않고 단지 A, B, C, D라는 표현을 이용하고 있다. 이는 회전기계에서도 각각 기종의 형식에 따라 진동의 판정기준의 실정이

다르기 때문이다.

(2) 축의 높이가 80~400mm의 회전전기기관의 진동계측과 그 평가

ISO-2373에 의하면 표 6.9와 그림 6.13과 같이 전동기등의 회전전기 기계의 진동평가기준을 규정하고 있다.

(3) 현장에 설치된 대형 회전기계의 회전수가 600~12000rpm의 경우 진동평가 기준

ISO/DIN-3945에 의하면 표 6.10 및 그림 6.14와 같이 규정하고 있다.

2) 미국석유회(API)규격

미국석유회(American Petroleum Institute)에서는 각종 사용목적에 따른 진동규격을 독자적으로 판정하고 있는 API규격을 적용하고 있다. 특히 회전기계의 진동제한에 관한 것으로 다음이 있다.

(1) API-610 : 일반 석유정제용 원심펌프

(a) 위험속도

첫째, 베어링 유막의 감쇠를 고려한 감쇠 위험속도를 구하여 이것이 탄성 회전체인 경우, 상용 회전수의 85%이하 또는 120%이상일 되도록 할 것. 강체 회전체(Rigid Rotor)인 경우는 연속 최대속도의 120%이상일 것. 이는 상용 회전수와 축계의 고유진동수가 접근하여 공진하는 것을 피하도록 하기 위한 것이다.

둘째, 공진배율은 위험속도를 통과시에 8이하로 할 것(5이하가 바람직하다.)이는기동 및 정지시에 위험속도를 통과할때의 진폭을 제한한 것이다. 1979년 규격이 개정되기 전에는, 감쇠를 무시한 비감쇠를 무시한 비감쇠 고유진동수를 이용하여 공진회피를 정하였으나, 개정 후는 감쇠위험속도 및 공진배율을 도입하였다.

(b) 축진동 허용치

축진동은 황형 펌프의 경우는 그림 6.15와 같이 두 개의 베어링 가까이에서, 그리고 입형 펌프에서는 강체 카프링의 경우는 원동기의 상부 플랜지에서, 플렉시블 카프링의 경우는 상부 펌프 베어링에서 두방향(수평 및 수직방향)의 진동을 측정하여, 어느 방향의 진동이라도 양진폭(Peak to Peak)이 2.5mils를 넘어서는 안된다(mils = 0.001inch). 그리고 진동속도는 6000rpm이상에서 운전되는 경우는 0.3in/sec, 슬리브 베어링으로 지지된 경우는 0.4in/sec를

초과해서는 안된다. 이값은 횡형과 입형 모두에 적용된다(그림 6.16)

(2) API-611 : 석유정제용 범용 증기터어빈

베어링 부근에서 축진동을 계측하여 그 값이 다음 값을 넘어서는 안된다.

4000rpm이하에서는 2.0mils peak-peak

400 ~ 6000rpm에서는 1.5mils peak-peak

또 축진동을 계측할 수 없을때는 베어링 하우징 위에서 상기의 값의 50%이하일 것을 규정하고 있다.

(3) API-612 : 석유정제용 특수 증기터어빈

베어링 부근에서 축진동을 측정하여 다음값 또는 2.0mils P-P를 초과해서는 안된다.

$$\text{양진폭(mils P-P)} = \sqrt{12000/\text{rpm}}$$

3) 선박 탑재용 보조기기의 진동 기준

선박 보조기계로 이용되는 펌프류, 송풍기류 등의 진동에 대해 일본 박용기관학회의 기관 진동 연구위원회가 이용자와 제작자의 진동실태를 양케이트 조사 하여 많은 자료를 집약, ISO 진동표준치와 비교하여 만든 진동제한 권장치로서 표 6.11에 나타낸다.

4) KS규격

통상의 횡형및 입형 원심펌프, 사류펌프와 축류펌프에 대한진동 기준치를 규정한것으로 그림 6.17에 나타낸다. 계측은 횡형이 경우 베어링 중심에서, 그리고 입형의 경우는 전동기 상부 베어링 중심에서 진동진폭을 계측하며 가능한한 실제 부착상태에서 계측할 것을 권장하고 있다.

5) HI 규격

Hydraulic Institute 가 원심펌프의 진동허용치로 규정한 규격으로 현재의 거의 모든 규격이 HI규격을 인용하고 있을 정도로 널리 이용되고 있다. 이 규격은 현저하게 높은 진동치를 허용하고 있고, 또 단지 축 회전수의 동기성분 주파수와 펌프 설계유량(Best Efficiency

Point) 에서 진동진폭을 규정하고 있는 것이 특징이다. 그러나, 부분 유량상태나 비동기성분의 진동이 문제로 될 때는 이용할 수 없다. 이 규격에서는 그림 6.18~6.21과 같이 펌프 지지물을 강체 구조물과 비강체(탄성) 구조물의 경우로 구분하여 허용 진동 제한치를 규정하고 있다. 특히 탄성 구조물의 경우 운전속도는 구조물의 고유진동수의 상하 25%범위내에 있어서는 안된다. 또한 진동 진폭, 진동속도 및 진동가속도 사이의 변환 공식을 제공하고 있다.

표 6.7 Vibration severity ranges(10 to 1000 Hz)

| Range classification | Velocity range(rms) (effective value of the vibratory velocity) | | | |
|----------------------|--|-------|---------|---------|
| | mm/s | | in/s | |
| | over | up to | over | up to |
| 0.11 | 0.071 | 0.112 | 0.0028 | 0.0044 |
| 0.18 | 0.112 | 0.18 | 0.0044 | 0.0071 |
| 0.28 | 0.18 | 0.28 | 0.0071 | 0.0110 |
| 0.45 | 0.28 | 0.45 | 0.0110 | 0.00177 |
| 0.71 | 0.45 | 0.71 | 0.00177 | 0.0280 |
| 1.12 | 0.71 | 1.12 | 0.0280 | 0.0441 |
| 1.8 | 1.12 | 1.8 | 0.0441 | 0.0709 |
| 2.8 | 1.8 | 2.8 | 0.0709 | 0.1102 |
| 4.5 | 2.8 | 4.5 | 0.1102 | 0.1772 |
| 7.1 | 4.5 | 7.1 | 0.1772 | 0.2795 |
| 11.2 | 7.1 | 11.2 | 0.2795 | 0.4409 |
| 18 | 11.2 | 18 | 0.4409 | 0.7087 |
| 28 | 18 | 28 | 0.7087 | 1.1024 |
| 45 | 28 | 45 | 1.1024 | 1.7716 |
| 71 | 45 | 71 | 1.7716 | 2.7953 |

⌘ 6.8 Vibration severity ranges and examples of their application to small machines(Class I), medium size machines(Class II), large machines (Class III) and turbo machines(Class IV)

| Ranges of vibration severity | | Examples of quality judgement for separate classes of machines | | | |
|------------------------------|--|--|----------|-----------|----------|
| Range | rms-velocity v (in mm/s) at the range limits | Class I | Class II | Class III | Class IV |
| 0.28 | 0.28 | A | A | A | A |
| 0.45 | 0.45 | | | | |
| 0.71 | 0.71 | | | | |
| 1.12 | 1.12 | B | B | A | A |
| 1.8 | 1.8 | | | | |
| 2.8 | 2.8 | C | C | B | B |
| 4.5 | 4.5 | | | | |
| 7.1 | 7.1 | D | D | C | C |
| 11.2 | 11.2 | | | | |
| 18 | 18 | | | | |
| 28 | 28 | | | D | D |
| 45 | 45 | | | | |
| 71 | 71 | | | | D |

⌘ 6.9 Recommended limits of vibration severity (for guidance purposes only) (ISO-2373)

| Quality grade | Speed n r/min | Maximum r. m. s. -values* of the vibration velocity for the shaft height, H , in mm | | | | | |
|----------------|--------------------|---|-------|-----------------|-------|-----------------|-------|
| | | $80 < H < 132$ | | $132 < H < 225$ | | $225 < H < 400$ | |
| | | mm/s | in/s | mm/s | in/s | mm/s | in/s |
| N (normal) | $600 < n < 3600$ | 1.8 | 0.071 | 2.8 | 0.110 | 4.5 | 0.177 |
| R (reduced) | $600 < n < 1800$ | 0.71 | 0.028 | 1.12 | 0.044 | 1.8 | 0.071 |
| | $1800 < n < 3600$ | 1.12 | 0.044 | 1.8 | 0.071 | 2.8 | 0.110 |
| S (special) | $600 < n < 1800$ | 0.45 | 0.018 | 0.71 | 0.028 | 1.12 | 0.044 |
| | $1800 < n < 3600$ | 0.71 | 0.028 | 1.12 | 0.044 | 1.8 | 0.071 |

* A single set of values, e.g. those applicable to the 132 to 225mm shaft height, may be used if shown by experience to be required.

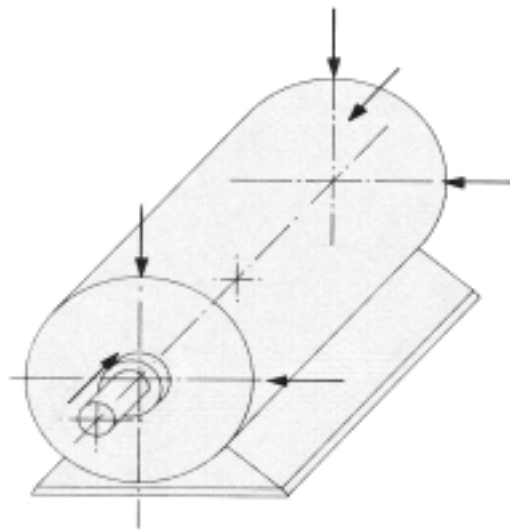


그림 6.13 Recommended measuring points(ISO-2373)

표 6.10 Quality judgement of vibration severity
(ISO/DIN - 3945)

| Vibration severity | | Support classification | |
|--------------------|-------------------|------------------------|----------------------|
| V_{rms} mm/s | V_{rms} in/s | Rigid supports | Flexible supports |
| 0.46 | 0.018 | good | good |
| 0.71 | 0.028 | | |
| 1.12 | 0.044 | | |
| 1.8 | 0.071 | satisfactory | satisfactory |
| 2.8 | 0.11 | | |
| 4.6 | 0.18 | unsatisfactory | unsatisfactory |
| 7.1 | 0.28 | | |
| 11.2 | 0.44 | unacceptable | unacceptable |
| 18.0 | 0.71 | | |
| 28.0 | 1.10 | | |
| 71.0 | 2.80 | | |

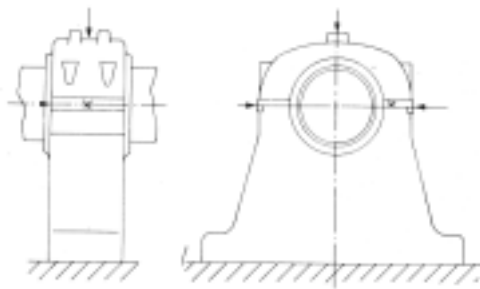


그림 6.14 Recommended measuring points(ISO/DIN-3945)

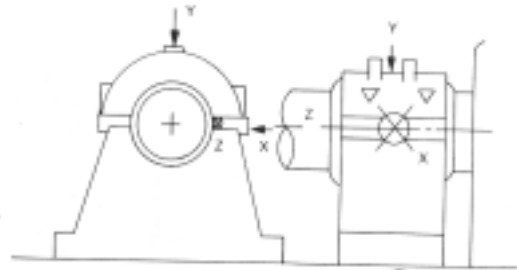


그림 6.15 진동 계속 위치

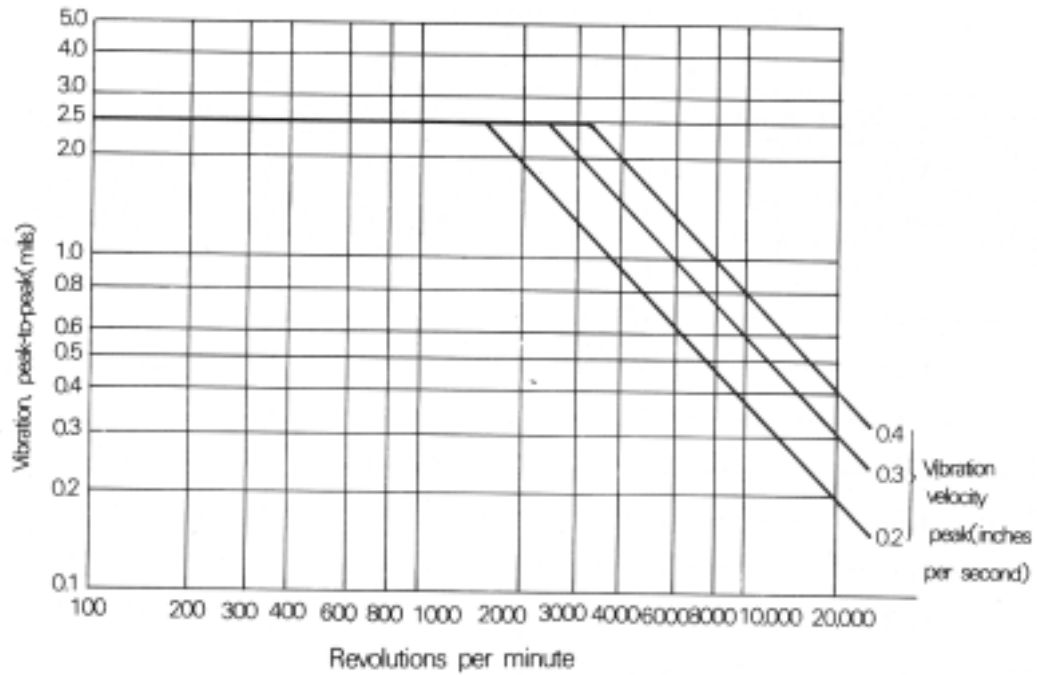


그림 6.16 API-610 진동평가기준

표 6.11 선박보조기계의 진동제한 권장치

| 기종 | 형식 | 용량 | 진동복진폭 규정치 X mm | 상정표준 회전수 N rpm | Vibration Severity (mm/sec)rpm | ISO 관별목표 | | |
|---------------------|------|-------------------------|----------------------|----------------------|--------------------------------------|-------------|--|-----------|
| Volute Pump | 입형 | 500m ³ /h이하 | 0.04 | 1800 | 2.67 | I-C | | |
| | | 500m ³ /h이상 | 0.06 | | 4.00 | I-C | | |
| | 횡형 | 500m ³ /h이하 | 0.02 | 3600 | 2.67 | I-C | | |
| | | 500m ³ /h이상 | 0.03 | | 4.00 | I-C | | |
| Gear Pump | 입형 | 80m ³ /h이하 | 0.04 | 900~1200 | 1.33~1.78 | I-B | | |
| | | 80m ³ /h이상 | 0.05 | | 1.66~2.23 | I-C | | |
| | 횡형 | | 0.03 | 1200 | 1.33 | I-B | | |
| Screw Pump | 입형 | 100m ³ /h이하 | 0.04 | 1200 | 1.78 | I-B | | |
| | | 100m ³ /h이상 | 0.06 | | 2.67 | I-C | | |
| | 횡형 | | 0.03 | 1800 | 2.00 | I-C | | |
| 유청정기 | 원통형 | | 0.01 | 15000 | 5.55 | II-C | | |
| | 분리판형 | | 0.015 | 5000~9000 | 3.33~4.44 | II-C | | |
| Fan | 입형 | 1000m ³ /h이하 | 0.08 | 900~1200 | 2.66~3.57 | II-C | | |
| | | 1000m ³ /h이상 | 0.10 | | 3.33~4.45 | II-C | | |
| | 횡형 | 1000m ³ /h이하 | 0.04 | 1800 | 2.67 | II-B | | |
| | | 1000m ³ /h이상 | 0.05 | | 3.33 | II-C | | |
| Air Co- mpressor | | 5.5 Kw이하 | V | 0.10 | 900 | 3.33 | 왕기 복준 동치 기는 계 의미 I제 S정 0 | |
| | | | H | 0.30 | | 10.0 | | |
| | | | A | 0.30 | | 10.0 | | |
| | | 55~22 Kw | V | 0.20 | | 6.66 | | |
| | | | H | 0.40 | | 13.33 | | |
| | | | A | 0.40 | | 13.33 | | |
| | | 27~37 Kw | V | 0.30 | | 10.0 | | |
| | | | H | 0.60 | | 20.0 | | |
| | | | A | 0.60 | | 20.0 | | |
| | | 37 Kw이상 | V | 0.40 | | 760~900 | | 11.3~13.3 |
| | | | H | 0.80 | | | | 22.5~26.6 |
| | | | A | 0.80 | | | | 22.5~26.6 |

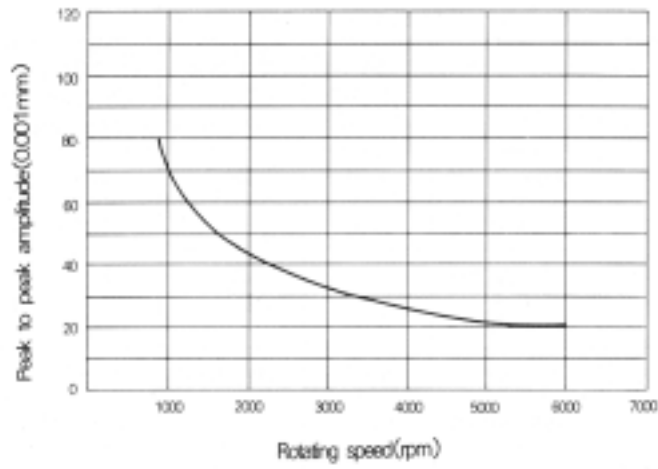


그림 6.17 KS 진동기준치

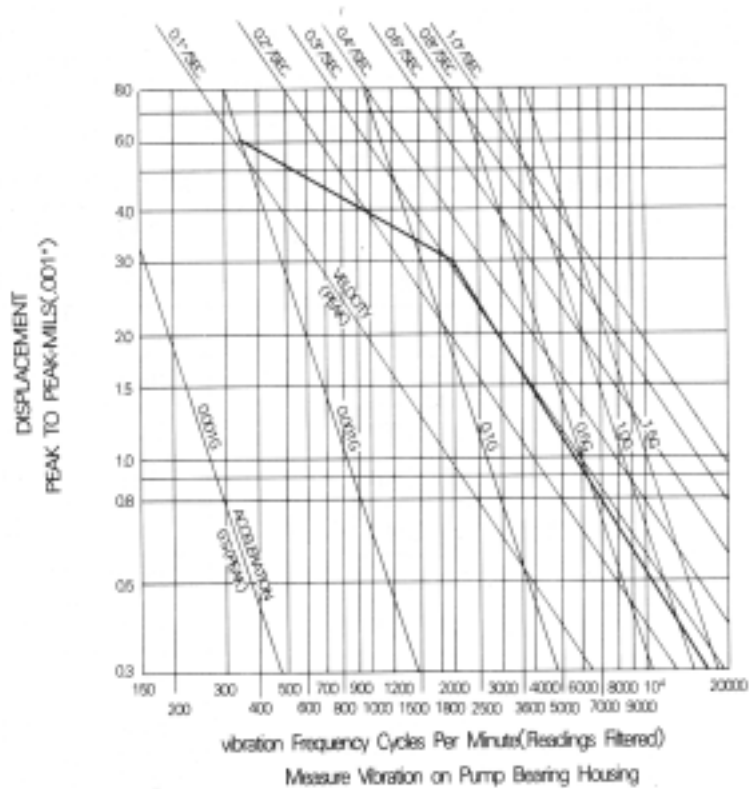


그림 6.18 Acceptable field vibration limits for horizontal pumps-clear liquid(Rigid structures)

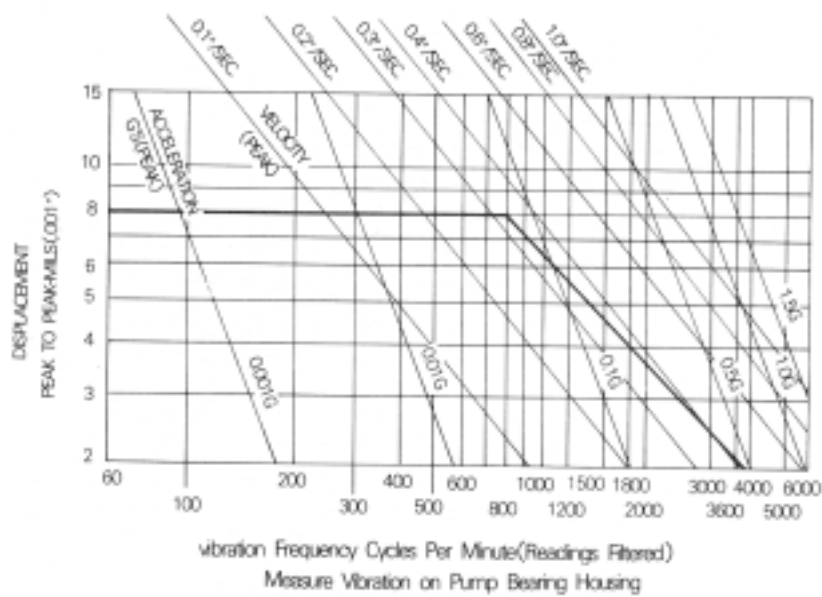


그림 6.19 Acceptable field vibration limits for horizontal non-clog pumps(Rigid structures)

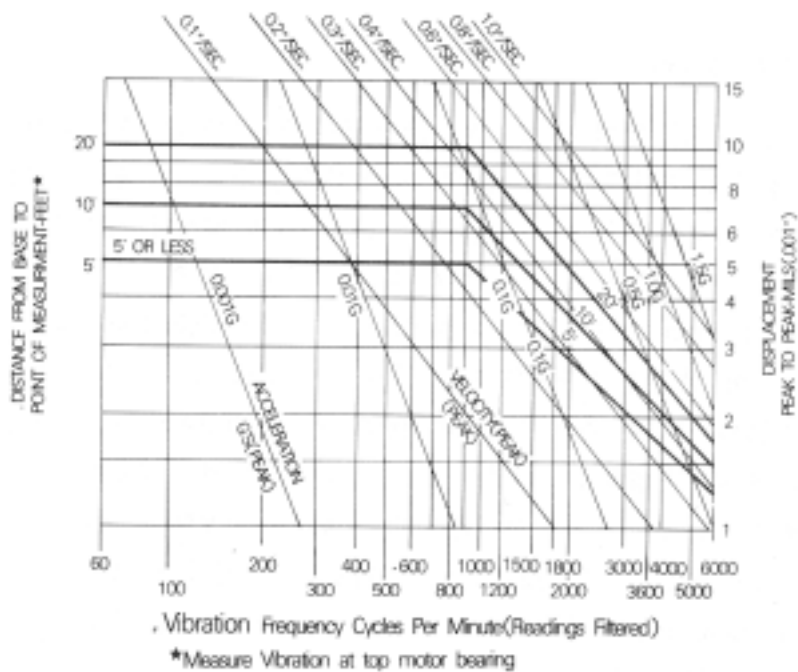
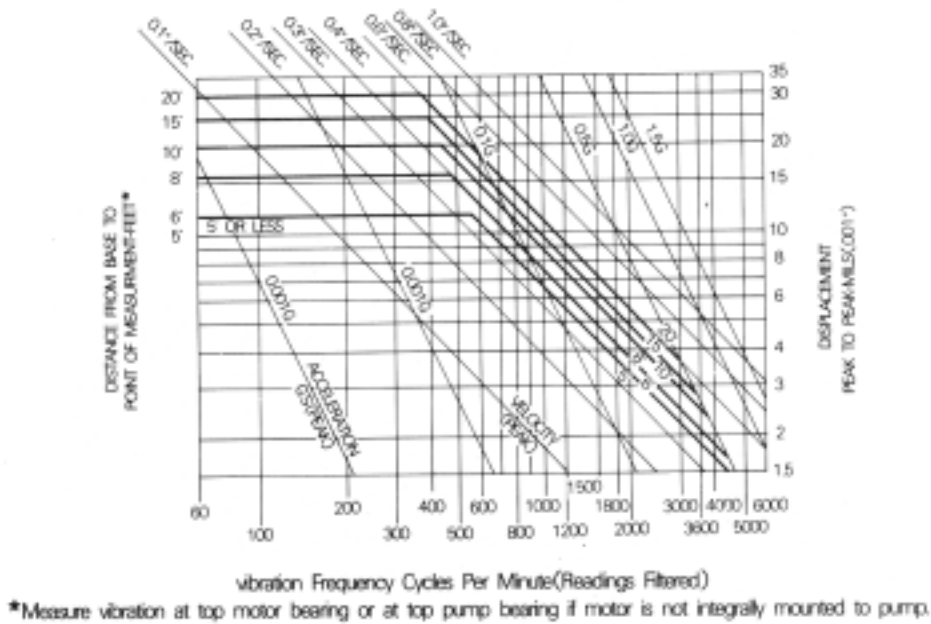


그림 6.20 Acceptable field vibration limits for vertical pumps & horizontal pumps with piggyback mounted motors (non rigid structures)



10. 2 진동 설계법

설계의 단위로서의 압력, 유량 등의 기본조건이 주어지면 회전수, 임펠러의 수와 크기가 결정되고, 이어 축경, Span, 베어링형식 등이 선택되어 축계로서의 형상이 이루어진다. 이것을 진동계로 모델화하면 복소고유치 해석에 의해 고유진동수, 감쇠비, 모드 등의 진동특성치가 구하여진다. 복소고유치의 허수부는 고유진동수가 되고 실수부는 계의 감쇠비 또는 대수 감쇠율로 간단히 바꿀 수가 있다.

이들 값들이 앞절의 기준치를 만족하는가를 판단할수 있으며, 만일 불충분 하다고 생각되는 경우는 축의 크기나 베어링의 제원을 변경한다. 이들 해석을 통해 특히 각종 유체력의 영향을 고려하여 불안정진동이 발생하지 않으며, 이불안정한 힘이 작용하여도 자려 진동이 발생하지 않는 축계를 설계할 수 있다.

제조, 조립시에는 고정도의 Balancing Machine을 사용하여 평형을 취하고, 기계의 설치시에는 Alignment를 신중히 하여, 카플링등을 통해서 발생하는 여진력을 작게하도록 주의해야 한다.

이리하여 공장출하전에 시운전을 하고 축진동을 계측하여 10.1절의 요구를 만족하는가를 확인한다. 현지 설치 후의 운전에서는 부하의 상태, 설치부분의 강성차이등에 의해

공장시운전에서 없었던 진동이 발생할 경우가 있으므로, 현지 시운전시에 진동측정을 하여 진동 허용치를 만족하는가를 다시 조사한다.

10. 2. 1 설계지침 및 순서

회전축계의 설계에 있어서는 계의 강도, 피로 뿐만 아니라 위험속도, 불평형진동응답, 안정성 등 고려해야 할 여러인자를 포함한다.

안전한 회전축계를 설계하기 위한 순서는 다음과 같다. 우선 주어진 설계조건에 따라 기본제원을 결정한다. 다음에 축제원의 Data를 이용하여 해석모델을 작성하고 위험속도, 불평형응답과 안정성의 예측, 평가를 하여 충분히 만족스럽지 못할 경우 설계변경을 한다. 이하에 각 단계별로 설계지침을 검토해 보기로 한다.

단계 1) 축제원의 견적

주어진 설계조건에 대응하여 기계의 유체적 성능등을 만족하도록 회전수, 임펠러의 형상, 축경, Span, 베어링의 형식등을 정한다. 이때 불안정한 힘에 직접 영향을 주는 작동유체의 압력 Level, 축동력 등의 운전 조건을 포함하여, 축강성을 충분히 크게 취할수 있는 축구조로 하는 것이 바람직하다. 이는 축강성을 높게 취하는 것에 의해 베어링 유막과 시일액막의 감쇠특성이 효과적으로 작용하여 계의 감쇠율의 향상은 물론 베어링 유막과 시일액막의 이방성의 안정화 효과가 크게 되도록 하기 위해서이다.

단계 2) 단순지지 고유치 해석

축형상을 1단계에서 정한 형태대로 유한요소법 등에 의해 수치 해석하여 동적 특성을 검토하는 경우, 계산에 많은 시간이 걸리고 또 동적성능의 개선을 위한 방안을 세우기 어렵다, 따라서 고유진동수의 계산및 안정성 평가를 효과적으로 수행하기 위한 준비로서 축계를 베어링 위치에서 단순지지된 경우의 고유치해석을 한다.

단계 3) 베어링 형식및 베어링 제원

회전수, 베어링 하중 등의 베어링 사용조건을 기본으로 베어링 형식을 선정한다. 예로 고속, 경하중인 진원베어링 등에서는 작동유체에 의한 불안정한 힘이 작용하지 않아도 불안정 진동이 발생하는 율이 높다고 예상되는 경우에는 먼저 다원호 베어링, 경사 패드베어링 등을 선정하여 놓을 수 있다. 다음에 베어링 하중 등의 사용조건에서 베어링의 직경, 폭, 틈새, 예압계수 등을 정하고 유막계수를 정한다.

단계4) 불안정한 힘의 견적

주요 불안정한 힘으로 생각되는 베어링과 시일, 임펠러부의 유체력에 대해 강성계수와 감쇠계수를 평가해야 한다. 더우기 줄래의 실제기계에 대한 경험, 실적도 고려하여 종합적으로 불안정한 힘의 크기를 견적하는 것이 요망된다.

단계 5) 안정성 및 불평형 응답의 평가와 향상

안정성과 불평형 응답의 해석방법을 이용하여, 예상되는 불안정한 힘에 대한 계의 감쇠율이 충분한 여유가 있는가 어떤가를 조사하고 위험속도에서의 불평형응답을 계산한다. 충분한 치 못한 때에는, 베어링의 폭, 틈새, 직경 등을 변경하므로써 안정성과 불평형응답을 개선한다.

이상과 같이 베어링 제원의 변경만으로 만족한 결과를 얻을 수 없을 때에는 안정성과 불평형 응답이 보다 양호한 베어링 및 시일을 채용하든가 또는 1단계로 돌아가서 축강성을 증가시켜 계의 안정성을 높이든가, 고유진동수를 높여 공진을 피하도록 한다. 만일 공진점에서 불평형응답이 그다지 문제로 되지 않는 경우에는 정상운전속도에서의 안정성에 초점을 맞추어 불안정한 힘의 영향을 중시하여 검토한다. 그리고 시일, 임펠러부의 불안정한 유체력이 큰 영향을 미치지 않는 경우는 베어링의 유막력에 의해 발생하는 Oil Whip에 대한 검토만으로 충분하게 된다.

단계 6) 실기 축계로서의 해석

앞의 단계에서 계의 안정성과 불평형 응답을 향상시켜, 축과 베어링 그리고 시일의 제원이 결정되면, 다원판 회전축계로서 상세해석을 수행하여 최종적으로 문제가 없음을 확인한다.

10. 2. 2 실제축계의 설계

펌프축계의 굽힘(휨)진동은 강제진동과 자려진동으로 구별된다. 강제 진동은 축의 회전에 따라 발생하는 강제적인 기진력에 의해 진동하는 것으로 불평형에 의한 진동이나 Misalignment에 의한 진동과 같이 1회전당 한번 진동하는 것, 축강성의 비대칭에 기인하는 2배진동, 카플링부의 분수조파진동, 지진 등의 외란에 의한 Random진동이 있다.

자려진동은 진동적인 외력에 의하지 않고 계 자체에서 발생하는 힘에 의해 일어나는 진동으로 베어링 유막에 기인하는 Oil Whip, 임펠러부 및 시일부의 유체력에 의한 Impeller Whip, Hydraulic Whip 등이 있다. Oil Whip은 이미 많은 연구가 이루어져 있고 고속회전기계에서는 일반적으로 발생할 수 있으며, 임펠러, 시일부의 유체력에 의한 자려진동은 펌프

등의 유체기계에서 만 발생되고 있으나 아직 불분명한 부분이 있다.

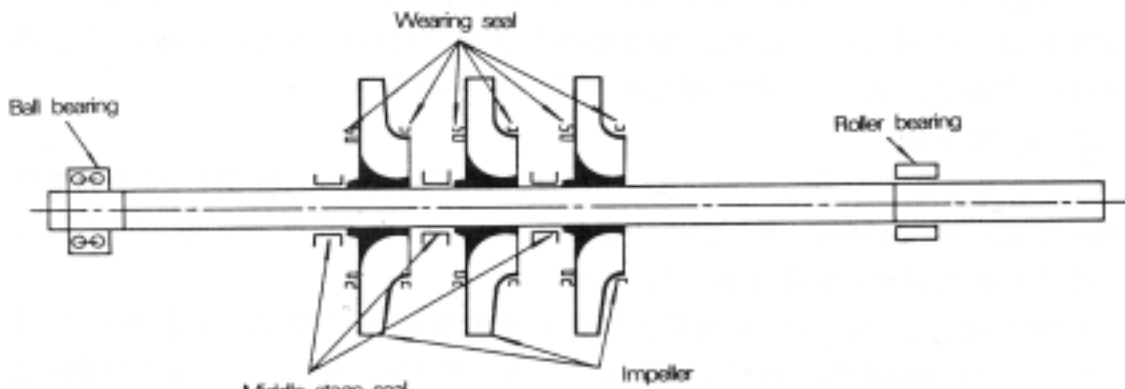
여러종류의 진동중에 불평형 진동과 같이 필연적으로 발생하는 것 또는 발생할 가능성이 비교적 높다는 생각되는 것에 대해서는 설계단계에서나 진동해석, 제조 및 조립시에 평형잡기(Balancing) 정도가 높은 설치, Centering 맞춤등의 방진설계, 방진대책이 수립되고 있다. 그러나 분수조파진동이나 자려진동의 대부분은 그 발생 빈도가 낮고, 정량적인 예측이 어렵다. 또 불평형 진동에 있어서도 진동해석에 의한 검토만으로는 불충분한 경우가 있다. 이와 같이 불확실한 진동현상에 대해서는 출하전의 공장 시운전이나 설치장소에서의 시운전에 진동을 측정하여 진동이 허용할 수 있는 정도인가, 불가능한 경우는 그 원인이 무엇인가를 진단하여 진동대책을 수립한다.

1) 강제진동에 대한 설계

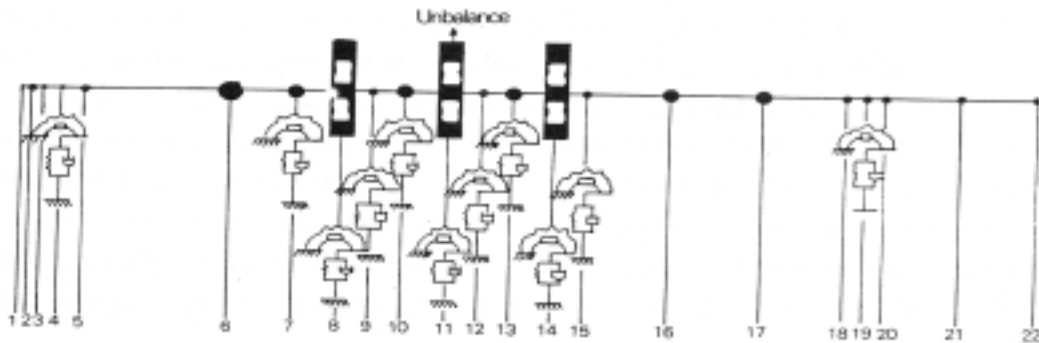
(1) 위험속도의 계산과 공진회피

회전기계에서는 필히 불평형에 의한 진동이 발생한다. 불평형의 가진주파수는 회전수와 같기 때문에, 만일 회전수와 굽힘 고유진동수가 일치하면 공진하여 큰 진동이 발생된다. 따라서 펌프의 설계에 있어서는 축의 고유진동수를 계산하고, 공진을 피할 수 있는 구조 또는 운전상태를 선택하여야 한다.

그림 6.22는 횡형 3단 펌프축계에 대한 해석모델과 모델링 결과의 예이다. 설계계산에서는 베어링 유막의 탄성은 고려하고, 지지대의 탄성은 무시하는 것이 대부분이다. 베어링 특성은 평형점 둘레에서 선형화된 8개의 강성계수, 감쇠계수로 표현되며 얻어진 위험속도는 다음과 같다.



(a) 횡형 3단 펌프 축계의 진동모델



(b) 횡형 3단 펌프 축계의 모델링 결과

그림 6.22 펌프 축계의 진동모델

a) 단순지지 위험속도

베어링부를 단순지지로 하여 계산한 것이다. 오래전부터 잘 이용되어져 왔으나 실제의 위험속도는 유막탄성 때문에 약간 저하하므로 보정이 필요하다.

b) 비감쇠 위험속도

베어링 강성을 등가인 스프링으로 취급한 것이다. 그림 6.23과 같이 횡축에 스프링계수를 취하고, 그 스프링 계수로 지지된 경우의 고유진동수를 계산하여 도시한다. 이를 위험속도선도(Critical Speed Map)라 부르며 베어링을 교체할 때의 위험속도의 변화를 잘 파악할 수 있다.

c) 감쇠 위험속도

베어링, 시일 및 임펠러부의 감쇠를 고려하여 해석한 것이다. 정확한 고유진동수를 구할수 있으나 해석이 복잡하고 계산시간이 많이 걸리므로 위험속도 계산 만을 위해서는 이용하지 않고 안정성 해석과 병용하여 이용한다.

d) 불평형응답

불평형 응답을 계산하고 그림 6.24와 같이 주파수 응답선도를 그린다. 이 선도에서 진폭이 최대를 나타내는 회전수가 위험속도이다. 이 계산에서 베어링, 시일 등의 강성계수와 감쇠계수항이 고려되고 있다.

계산된 위험속도에 비해 운전회수는 통상 20%이상 벗어나는 것을 목표로 설계된다. API 610에서는 위험속도를 운전회수의 85%이하 또는 120%이상으로 하도록 규정하고 있다.

또 이 단계에서 2배수 진동이 고려되는 경우는 그 가진주파수와 공진도 검토해 보는 편이 좋다. 굽힘진동의 경우 베어링부의 감쇠가 효과적으로 작용하므로 평형을 충분히 취하면 위험속도 영역에서도 운전이 가능한 경우도 있다.

(2) 불평형 응답의 계산과 평가

위험속도와 운전회전수가 비교적 접근하고 있는 경우는 불평형에 의한 응답을 계산하고, 운전시의 진동크기를 조사해 보는 편이 좋다. 또 이 해석에 의해 위험 속도, 모드, 감쇠성능 등의 진동특성이 파악되면 최적설계, 방진대책 등의 실마리를 얻을 수 있다.

진동응답을 표시할 때의 대표점에 대해서도 각 모드에 대하여 진동이 충분히 크게 나타날 위치를 선정해야만 한다. 만일 진동의 절(Nodal Point) 부근에서 진동의 응답을 그린 경우에는 그 모드의 공진점을 보지 못한다든지 과소평가될 위험이 있다.

이상과 같이 계산된 불평형 응답의 결과를 기초로 하여 운전회전수 가까이에 위험속도가 존재하지는 않는가, 운전시의 진동이 허용 가능한 정도인가 등이 검토된다.

2) 불안정진동에 대한 설계법

회전기계에서 발생하는 자려진동에는 베어링 유막에 기인하는 Oil Whip이나 내부 마찰이 원인인 자려진동이 알려져 있으나, 최근 보일러 급수펌프 등의 고압펌프에서 유체력에 의한 불안정이 발생하고 있음이 보고되고 있다. 이는 시일부 및 임펠러부에서 발생하는 유체력이 원인임이 판명되었다.

(1) Oil Whip

Oil Whip은 미끄럼 베어링의 유막작용에 의한 회전축의 자려적 휘돌림으로 대부분의 경우 위험속도의 2배 이상에서 운전될 때 발생한다. 또 그 이하의 운전속도에서도 Oil Whirl이라는 자려진동이 발생될 때 발생한다. 이들의 발생 메카니즘을 정상적으로 설명하면, 그림 6.25와 같이 미끄럼 베어링 속의 기름은 축회전에 이끌려 축 주속의 약 1/2로 선회하고 있기 때문에 축이 평형점에서 변위했을 경우, 변위방향과 직각방향의 힘이 작용하여 축을 방향으로 잡아 당긴다. 이 힘이 매우 크면 축은 지속적으로 휘돌림을 계속한다. 앞에서 설명하였듯이 베어링 반력은 평형점 둘레에서

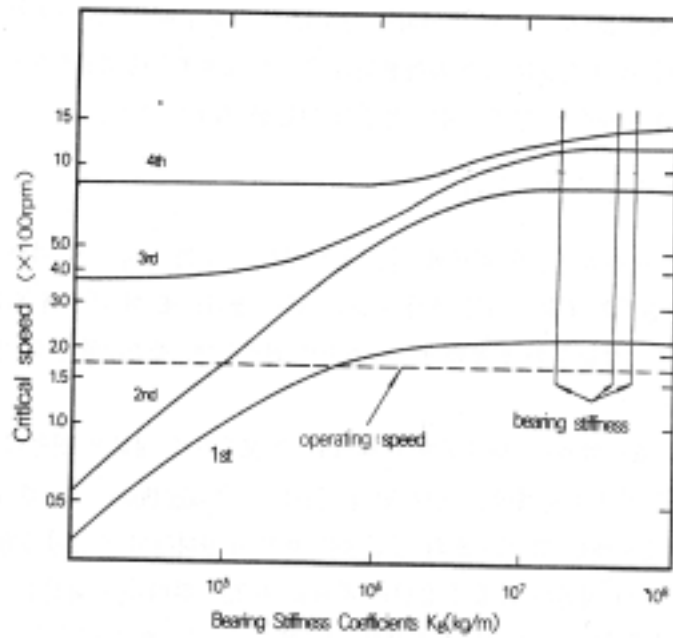


그림 6.23 위험속도 선도

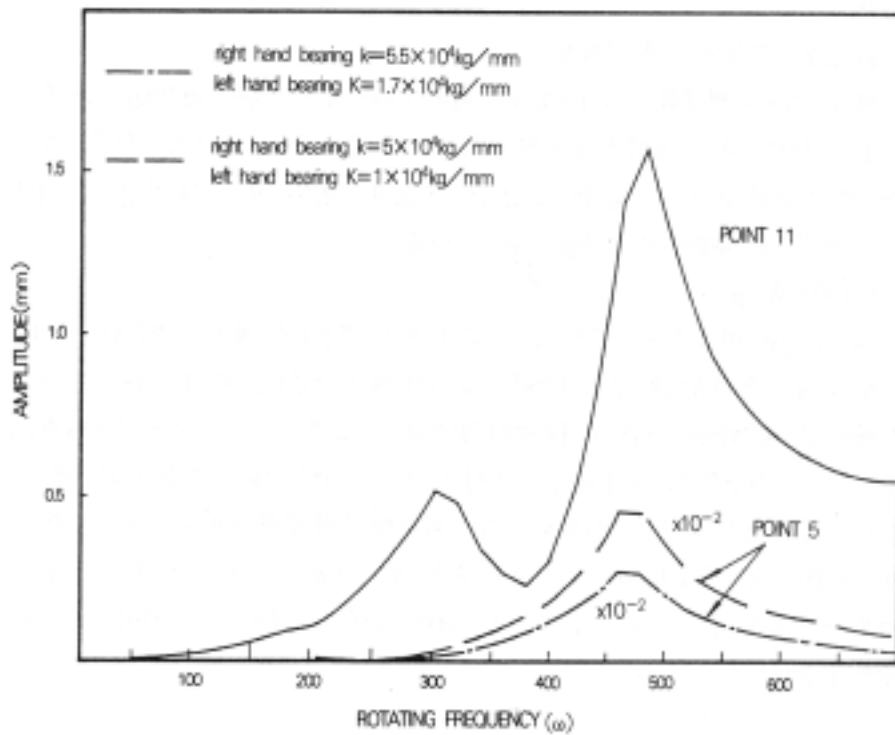


그림 6.24 불평형 응답 선도

$$\begin{aligned}
 F_x &= K_{xx} \Delta x + C_{xx} \dot{\Delta x} + m_{xx} \ddot{\Delta x} \\
 F_y &= K_{yy} \Delta y + C_{yy} \dot{\Delta y} + m_{yy} \ddot{\Delta y}
 \end{aligned}$$

으로 표현되고 이때 축의 운동을 각진동수 ω , 진폭 A,B의 타원궤도로서

$$x = A \cos \omega t, \quad y = B \sin \omega t$$

로 하면 1사이클 당의 유막에 의해 손실되는 에너지 E는

$$E = \{A\pi(C_{xx} + C_{yy}) - AB(K_{xy} - K_{yx})\}$$

$E > 0$ 이면 에너지는 소모되어 휘돌림은 감소하지만, $E < 0$ 이면 역으로 유막에서 에너지가 공급되어 불안정으로 된다. 일반적으로 $C_{xx} > 0$, $C_{yy} > 0$ 이고, 이들 주방향의 감쇠계수는 제진작용을 하지만 연성강성계수가 $K_{xy} = K_{yx}$ 일 때는 여진작용을 한다. 따라서 연성강성계수가 적든가, 또는 값의 차가 적은 베어링은 안정성이 좋다고 판정된다.

진원베어링의 경우, 편심율이 클수록 안정성이 좋다. 그러므로 편심율을 크게 하기 위해

- a) 베어링 면적을 줄인다.
- b) 베어링 틈새를 크게 한다.
- c) 점도가 낮은 기름을 사용한다.

등이 이용된다. 또는 다원호 베어링이나 Tilting Pad 베어링을 사용한다.

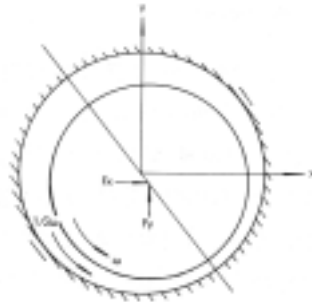


그림 6.25 원통베어링

(2) 유체적 불안정진동

최근 고압 고속펌프에서 작동유체의 여진력이 원인이 되어 불안정한 진동이 발생하고 있다. 이들은 펌프의 기능상 본질적으로 발생하는 것으로 베어링 등의 요소에 의한 제진작용

의해 방지할 수 밖에 없다. 현실적으로는 다음의 대책이 이루어 진다.

- a) 축을 굵고, 짧게하여 축의 강성을 높인다.
- b) Tilting Pad 베어링의 폭, 틈새, 예압계수등을 감쇠효과를 증가효과를 증대시키는 방향으로 변경한다.
- c) 지지대의 강성을 유연하게 한다,
- d) 입구 선회류를 가능한 적게 한다.
- e) 시일의 형상을 안정성이 좋도록 최적설계 한다.

10. 2. 3 위험속도의 회피기준

API규격에서는 요구항목에서 삭제되었으나, 불평형 응답을 계산하는 것도 공진 진폭이나 정격운전시의 진폭을 조사하는데에 매우 유익하다.

이 경우 불평형의 크기는 API요구치를 기준으로 결정하고 불평형응답을 계산하여 이때의 공진점에서의 공진배율의 최대값을 Q Factor라 하면 감쇠를 고려한 위험 속도의 회피기준을 정할 수 있다.

불평형 진동에 대한 응답 배율 M은 잘 알려져 있듯이 다음식으로 표현된다.

$$M(\omega) = \frac{(\omega/\omega_n)^2}{\sqrt{[1-(\omega/\omega_n)^2]^2 \pm 4\zeta^2(\omega/\omega_n)^2}}$$

이 관계를 여러 감쇠비(ζ)에 대해 위험속도 부근에서 나타낸 것이 그림 6.26이다. 그림에서 알 수 있듯이 감쇠가 적은 경우에는 위험속도 부근에서 매우 큰 응답배율을 나타내지만, 감쇠가 크면 피크는 원만하게 되고 특히 감쇠비가 0.1이상에서는 사용회전수와 위험속도의 간격정도가 의미를 갖지 못할 정도로 완만해진다. 종래부터 API등에서 사용되고 있는, 상용회전속도의 120%이상이거나, 85%이하가 되어야 하는 위험속도의 회피기준은 감쇠가 없는 경우의 응답곡선으로부터 결정한 것이다. 그러므로 이 규격에 합당하지 않으나 전혀 진동이 문제로 되지 않는 기계가 있는 반면 반대로 규격에 합당함에도 불구하고 진동문제가 자주 발생하는 경우도 있다.

이는 베어링 등의 감쇠력에 관계함이 알려져 최근에는 감쇠를 고려한 위험속도 회피기준이 상용되게 되었다.

즉 공진점에서의 응답배율 M의 값 Q에 착안한 설계이다.

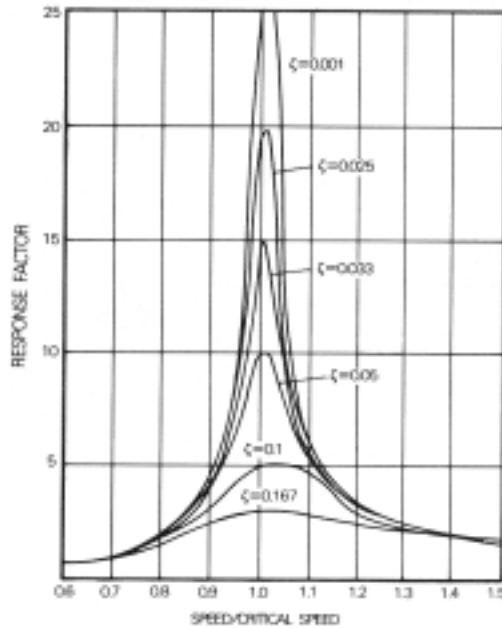


그림 6.26 동적 응답 배율

앞의식으로부터 M 은 $\omega/\omega_n=1/\sqrt{1-2\zeta}$ 에서 최대가 되므로 감쇠비가 적을 때는 회전수비가 1에서 최대를 잡아도 크게 틀리지는 않지만 감쇠비가 크게 되면 최대치에 대응하는 회전수비는 1보다 크게된다. 그러므로 앞식에서 근사적으로 공진배율의 최대치는 $1/(2\zeta)$ 라 해도 좋을음을 알 수 있다. 이 공진배율의 최대치를 Q 라 하고 통상 Q factor라 부른다.

$$Q = 1/2\zeta$$

설계단계에서 Q 의 값을 이론적으로 계산할 경우, 회전축계의 운동방정식으로부터 복소고유치 해석을 하여 구한 고유치 $\lambda_i=a_i+ jb_i$ 에서 감쇠비를 $\lambda=-a_i\sqrt{(a_i)^2+(b_i)^2}$ 로 구하므로써 Q 를 얻을 수 있다. 또는 불평형 응답계산을 하여, 최대진폭을 편심 거리로 나눈 값이 Q 가 되므로 쉽게 구할 수 있다.

그림 6.27은 Field Balance가 가능한 대형회전기계의 실적을 기초로 작성한 공진배율의 기준을 나타낸 것이다. 이 기준을 적용할 때에 Field Balance가 불가능한 일반 회전기계는 한 등급 낮은 값을 채용토록 권장하고 있다. 실제기계의 경험에 따라 5.0이면 공진은 거의 문제가 되지 않으며 10.0이라도 사실상 문제는 없다.

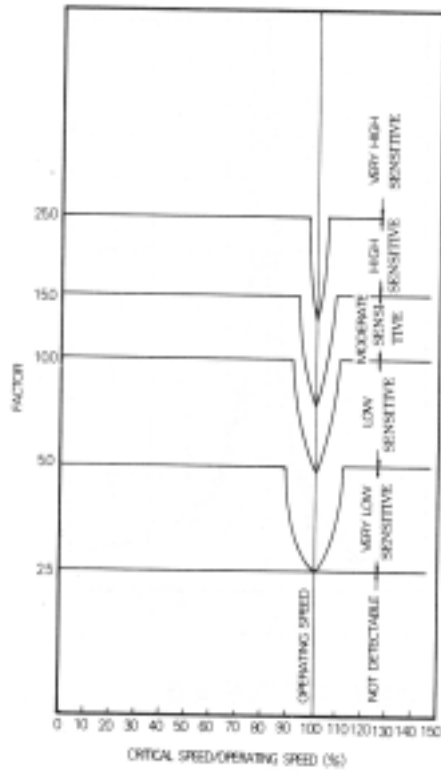


그림 6.27 공진배율의 판정기준

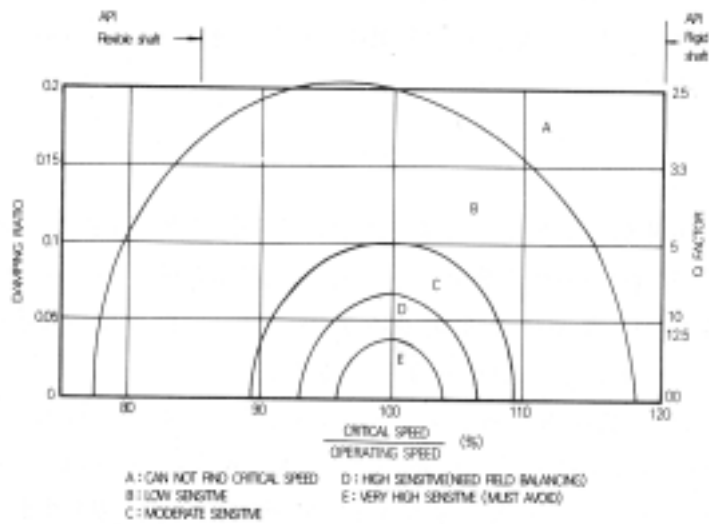


그림 6.28 감쇠를 고려한 위험속도 회피기준

그림 6.28은 감쇠를 고려한 위험속도 회피기준을 나타낸 곡선이다. 횡축은 위험속도를 사용 회전속도를 나눈값이며, 종축의 좌측은 감쇠비를 나타낸다. 그림 중에서 4개의 곡선은 운전 속도에서 응답배율이 2.5, 5, 7.5, 10.0에 해당하는 위험속도의 위치를 나타내고 있다.

A영역은 위험속도가 있어도 공진배율이 극히 적으므로 감지할 수 없고 B영역은 위험속도가 있는 것이 감지될 정도이나 문제가 되지 않는다. C영역은 위험속도가 명확히 나타내지만 Balancing을 하면 사용할 수 있다. D영역은 감도가 높고 문제가 많으나 Field Balance를 하면 사용이 가능하다. E영역은 감도가 매우 높고 문제가 많으므로 설계변경을 통하여 피할 필요가 있다.

복소고유치 계산이나 실제측정에 의해 위험속도와 그 모우드의 감쇠비를 구하여 그림 6.28에 도시하게 되면 간단히 위험속도 회피 여부를 판정할 수 있다.

10. 2. 4 방진법

회전기계이기 때문에 진동을 없애는 것은 불가능하지만 원인조사와 그것에 대응하는이하의 대책에 의해 강제진동은 허용 가능한 정도가 작고 또 불안정 진동은 그 발생을 방지하는 것이 가능하다.

1) 고유진동수의 변경

강제진동 그것도 공진영역에서 운전되고 있는 경우에는 고유진동수를 가진 주파수로부터 멀리 떨어뜨려 응답을 적게할 수 있다.

불안정 진동도 고유진동수를 높이면 안정화의 방향으로 진행하는 경우가 많다. 이를 위한 방법으로서 축의 직경이나 베어링 간격의 변경, 베어링의 교체, 카프링부의 중량이나 길이의 변경 등이 검토된다. 축이나 베어링의 강성변경에 따른 고유진동수의 변화율은 고유진동수 해석시에 구해 놓은 탄성에너지의 분포를 보면 추정이 가능하다.

2) 감쇠성능의 향상

굽힘진동의 경우는 베어링부와 시일부의 감쇠작용이 기대되므로 적절한 베어링을 선정하면 공진영역에서의 진동감소나 불안정 진동의 방지에 효과가 있다. 계에서의 감쇠성능은 Model 감쇠율로 평가할 필요가 있고, 베어링의 감쇠계수를 무조건 크게해도 의미가 없다.

그림 6.29(a)와 같은 모델로서 고려한 경우 Modal 감소율 h 는 베어링 축의 강성 계수비 $K=K_b/K_s$ 와 무차원 베어링 감쇠계수 $h_b=C_b/2\sqrt{mK_s}$ 의 함수로서 그림 6.29(b)와 같이 표시된다.

h 가 최대로 될 때의 h_b 와의 관계는 근사적으로 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$h_b=(1+K)/2$$

가능한 h 를 크게 하도록 베어링 계수를 선정하면 좋다.

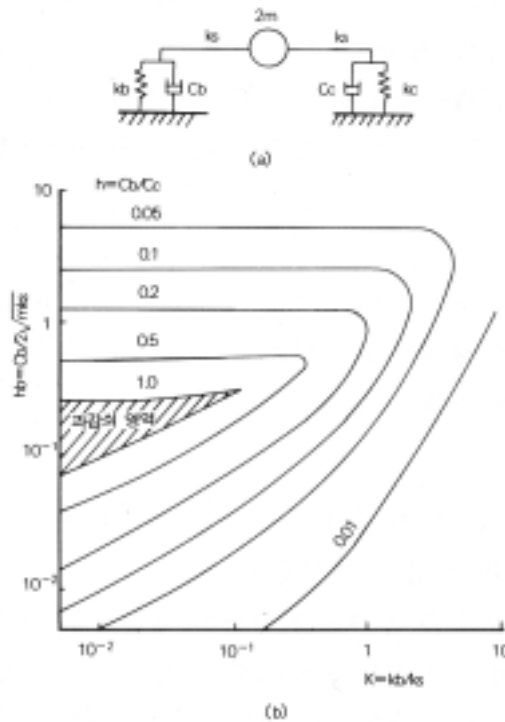


그림 6.29 Modal 감소율

3) Balancing

불평형이 작으면 작을수록 불평형진동도 작게된다. 분수조파진동이나 불안정 진동의 방지에도 효과가 있는 경우도 있다. 펌프축계의 제작 조립시에는 항상 평형시험기(Balancing Machine)를 이용하여 평형잡기를 한다. 통상의 시험기는 300~2000rpm 정도로 작동하므로 위험속도 이상에서 사용되는 것에 대해서는 저속으로 Balancing을 해도 운전회전수에서는 평형을 잃어버릴 가능성이 있다. 엄밀히는 탄성회전체 이론에 따라 다면수정을 하면 좋으나,

현실적으로는 축, 임펠러, 카플링 등 요소마다 Balancing을 하고, 이들을 축계에 조립하는 단계에서 다시 Balancing을 해 가는 방법이 채용되고 있다.

그림 6.30은 KS에 규정되어 있는 Balancing 등급으로 통상 2~3급 정도의 Balancing이 취해진다. 진동진단 결과 불평형 진동이 크다고 판명된 경우는 실제의 운전회전수에서 Field Balancing을 한다.

그 방법으로 2면 수정의 경우를 설명하면 그림 6.31에서 수정면 I, II에 존재하는 불평형, U_1, U_2 에 의해 발생하는 베어링부의 진동을 A, B라 하면

$$A = Ea_1 \times U_1 + Ea_2 \times U_2$$

$$B = Eb_1 \times U_1 + Eb_2 \times U_2$$

여기서 E는 영향계수이고, E, A, B, U는 진폭과 위상의 정보를 갖는 복소수이다. 우선 수정 추 U_1 을 면I에, 이어서 U_2 를 면II에 부가하고 그 때의 진동의 크기와 위상을 측정한다. 이를 3회 측정데이터를 이용하면 앞식의 관계에서 E가 구해지고 앞식을 풀면 불평형량 U_1, U_2 가 결정된다. 평형을 위해서는 $-U_1, -U_2$ 의 수정추를 부착하면 된다.

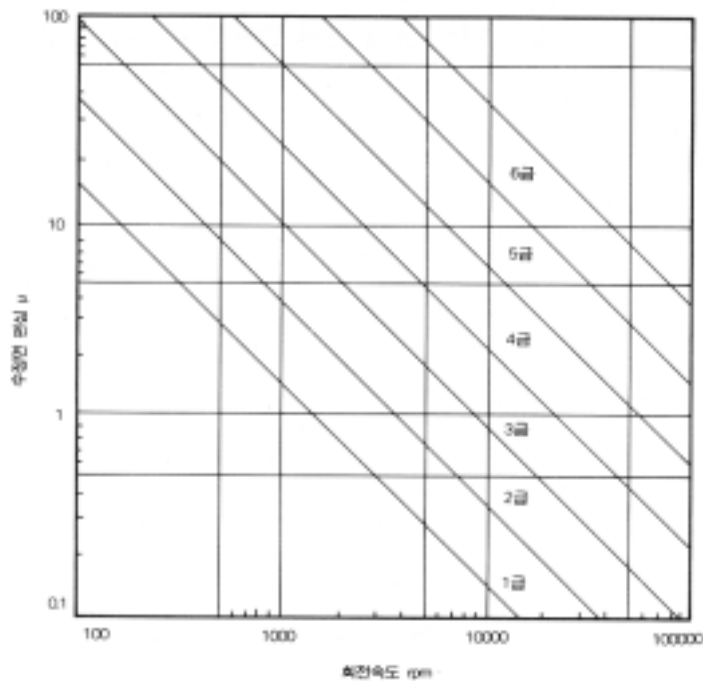


그림 6.30 Balancing 등급

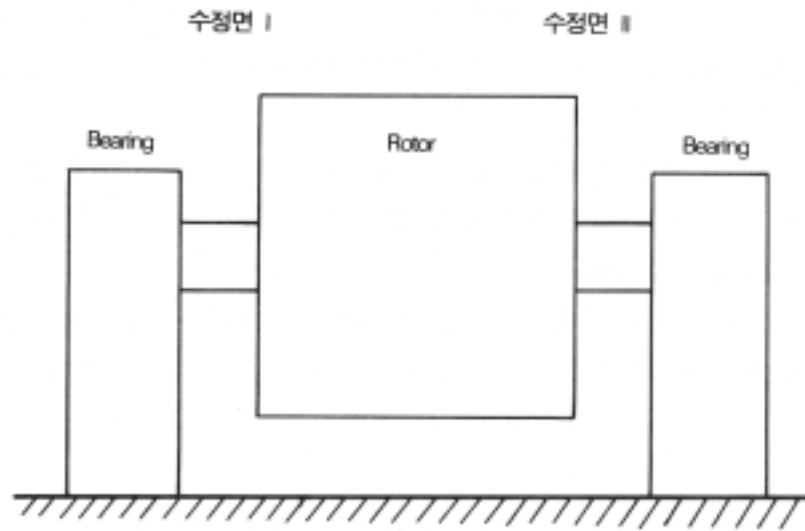


그림 6.31 2면 Balancing

(4) 조립 정도

전동원인의 하나로 Misalignment가 있다. 펌프의 조립시에 정도가 높은 Alignment가 필요하지만 운전상태중 열변형 등에 의해 발생할 수 있으므로 이를 고려해야 한다.