

펌프의 진단 개론

이 정우 고문, (주)휴먼아이티

1. 펌프의 사고와 원인대책

1.1 과부하

원동기가 과부하가 되는 원인으로는 수력성능에 따르는 것과 기계적인 원인에 따르는 것이 있다. 수력성능에 따르는 것은 펌프의 종류, N_s 에 따라 다르며 N_s 가 낮은 펌프에서는 양정과소에 따른 과대유량에 의한 것이 있다. 이것에 반해서 N_s 가 높은 축류펌프의 경우에 있어서는 반대로 양정과대에 따른 과소 유량에 의한 것이 있다. 이 밖에 전원의 주파수변동에 따른 과대속도 등도 과부하가 생기는 원인이 될 수 있다. 또 전압이 이상 강하하면 펌프가 정상으로 동작하여도 전류가 과대하게 되어 과부하 상태로 될 때도 있다. 기계적 원인에 따르는 것으로 웨어링부의 마찰에 의한 기계적 섭동에 따른 과부하 등이 있다. 또 소형 펌프에서는 직결 불량 등도 베어링, 패킹상자, 등에 무리한 힘을 주어 과부하의 원인이 될 때가 있다. 이것들의 문제에 대해서는 시험성적표와 실제의 운전상황을 비교하면 원인을 알 때가 많다. 즉, 양정 과소 또는 과대는 흡입측의 진공계 또는 압력계(압입의 경우)와 토출의 압력계를 읽고 이것에서 전양정을 아래 식에 의해 계산함으로써 성능곡선 상에서의 운전점을 알 수가 있다.

$$H_t = H_0 - H_s + H_G + (vd)^2/2g - (vs)^2/2g \quad (1)$$

여기서 H_t : 전양정(m), H_0 : 토출압력계의 수를 수주(m)로 환산한 것, H_s : 흡입진공계의 수를 수주(m)로 환산한 것(흡입할 때는 -, 압입할 때는 +), H_G : 축점고차 (흡입상태), 압입상태일 때는 (H_G), $(vd)^2/2g$: 토출압력 측정위치에서의 속도헤드(m), $(vs)^2/2g$: 토출압력 측정위치에서의 속도헤드(m)이다.

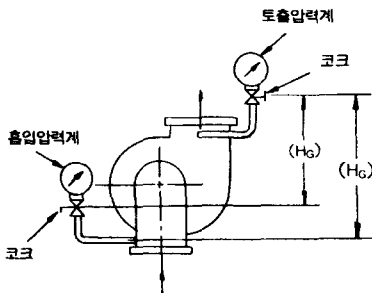


그림 1

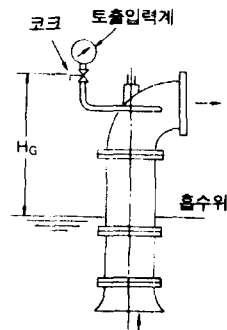


그림 2 수직 펌프의 축점고차

또 그 위치의 구경이 다르고 토출량을 알 수 없을 경우에는 토출량을 시험성적표에서 추정할 필요가 있으나 일반적으로 속도헤드차는 전양정에 비해 작으므로 큰 오차는 생기지 않는다. 입축펌프에서 흡입측의 압력측정을 할 수 없는 것은 아래에 따라 측정한다.

$$H_1 = H_0 + H_G + (Vd)^2/2g \quad (2)$$

단 측정고차로서는 그림 2와 같이 흡수조 위에서 측정한다. 또 $(Vd)^2/2g$ 는 토출량을 측정해서 계산한다.

1.1.1 원심펌프의 토출량 과대에 따른 과부하 대책

이 때의 과부하 대책으로서는 다음과 같다.

1) 토출밸브를 닫아 운전점을 사양점에 맞춤 : 이 방법은 가장 간단한 것이나, 저항을 늘린 상태에서 운전하기 때문에 동력 차원에서는 비경제적이다.

2) 임펠러의 외경가공 : 이것은 임펠러의 외경부를 잘라내서 축소함으로써 토출량, 축동력을 줄이는 것이다. 그림 3과 같이 임펠러의 외경이 D인 펌프의 특성곡선이 Q-H, Q-P로 나타낼 경우 임펠러의 외주부를 잘라내서 D'로 했다고 하면 특성곡선은 Q'-H', Q'-P'가 된다. 이때 특성곡선이 대응하는 점의 토출량 Q, Q'와 전양정 H, H'와의 사이에는 가공량이 그다지 크지 않는 범위에서 아래의 관계가 성립한다.

$$Q'/Q = H'/H = (D'/D)^2 = OA'/OA \quad (3)$$

가공량이 작은 범위에서는 대응점의 펌프효율은 거의 변화가 없다고 보아도 되며, 이것에서 가공후의 축동력곡선 Q'-P'를 구할 수가 있다. 관로 저항곡선 R이 그림과 같다고 하면 이것과 Q-H, Q'-H'곡선과의 교점 B, B'에 의해 가공 전후의 운전점이 정해지고 각각에 대응하는 축동력은 C, C'로 되어 가공후의 축동력이 감소하게 된다.

1.1.2 축류펌프의 양정 과대에 따른 과부하 대책

이것은 전양정의 과소평가에 따르거나 어떠한 원인에 의해 실양정 또는 관로 저항이 이상하게 커져 있다고 생각되는 것이다. 앞의 경우는 관 지름을 크게 하는 등 저항이 작은 밸브로 바꾸는 방법으로 관로 저항을 줄이는 것을 생각할 수 있으나 일반적으로 쉬운 일이 아니다.

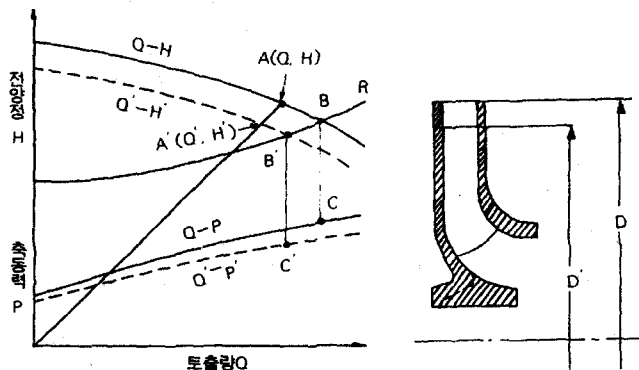


그림 3 임펠러의 외경 가공

단순히 축동력을 줄일 뿐이라면 펌프구조에 따라서는 기 부착각도를 작게 해서 축동력을 감소시키는 것도 가능하나 토출량이 감소된다는 문제점이 있다. 뒤의 경우에는 그 원인의 조사가 필요하다. 사이폰을 형성할만한 곳에서 사이폰을 형성하고 있지 않은가, 토출관 내에 불순물이 퇴적되어 있지 않은가 등의 점을 조사해서 이상장소를 발견하여 수리하여야 한다. 또한 하수용 펌프 등에서는 임펠러의 끝 틈새 혹은 안내깃의 앞 언저리에 이상물체가 막혀 과부하가 생길 때도 있으므로 이점도 조사할 필요가 있다.

1.1.3 기타의 원인에 따른 과부하 대책

전원의 주파수 증가에 따른 과부하는 거의 없다고 해도 된다. 전압저하에 따른 것은 전원의 용량을 늘려야 한다. 회전부의 기계적 마찰은 제작불량에 의한 것은 제조자에 요구해서 수정하여야 하며 직결 불량에 따른 것은 그 수정을 하는 등 원인에 따른 대책을 강구하여야 한다.

1.2 양수 불능

펌프가 양수를 못하게 되는 원인은 여러 가지로 생각된다.

1.2.1 실양정 과대

펌프의 적용 잘못으로 차단양정 이상의 과대 실양정인 곳에 사용하면 체크밸브에 의해 역류를 막았고 해도 차단 운전상태로 되고 송수불능이 된다. 이 경우의 대책은 다음의 것이 있다.

- (1) 임펠러를 외경이 큰 것으로 바꾼다. 이것은 모든 경우에 가능한 것이 아니고 케이싱의 크기와 관계, 원동기의 과부하 유무, 축계의 강도 등 관련하는 문제가 여러 가지이므로 제조자와 상담하여야 한다.
- (2) 다른 펌프를 추가해서 직렬 운전한다. 토출량과 소요량이 대략 같고 전양정이 부족분의 양정과 같은 펌프를 사용해서 직렬 운전함으로써 대책이 가능하다. 그러나 2단계의 펌프에는 1단계의 펌프 토출 압이 걸리므로 케이싱의 내압을 검토하여야 한다.
- (3) 시방에 적합한 다른 펌프로 바꾼다.

1.2.2 특성이 다른 펌프의 병렬 운전

한 대의 펌프가 무송수상태로 되는 것은 대용량펌프의 토출량 이하로 수요량을 줄일 경우이므로 이와 같은 경우에는 소용량의 펌프는 정지해도 좋으며, 조작방법에 따라 해결되는 것이다. 그러나 소용량의 펌프가 수요량의 관계로 상시 차단에 가까운 점으로 운전하지 않으면 안될 상태로 될 경우는 고열의 염려가 있으므로 병렬운전을 하는 펌프의 차단양정을 최대한 가깝게 하는 것이 바람직하다.

1.2.3 체절점에 가까운 소 토출량으로의 운전

펌프를 체절점 가까운 소 토출량으로 운전하면 과열문제 외에 케이싱 내에 공기가 차차 고이게 되어 나중에는 무수 운전으로 되어서 양수를 못하게 될 때가 있다. 이와 같은 경우의 대책으로서는 일부의 물을 방류해서 펌프 내를 흐르는 물량을 어느 정도 늘려줄 필요가 있다.

1.2.4 역회전

전원의 결선불량 등에 의해 회전 방향을 반대로 하면 규정의 양정을 발휘하지 못하므로 양수를 못하게 될 때가 있다. 특히 수중모터펌프와 같이 회전부분이 바깥에서 보이지 않는 것에서는 주의하여야 하며, 시운전시에 체절압력을 시험성적의 것과 비교 확인하여야 하며 압력이 낮을 경우에는 결선을 바꾸어 운전해서 확인하지 않으면 안 된다.

1.2.5 흡입관의 부적합

흡입측에서 공기가 침입해서 흡입관내의 수주가 끊기거나 흡입관내의 공기고임으로 수주가 끊기는 등

은 흡입상태로 사용하는 펌프에서는 특히 주의하여야 한다.

1.2.6 캐비테이션

유효 흡입수두 부족에 의해 캐비테이션이 생겨서 양수를 못하게 될 때도 있다. 2.2절을 참고하여 계획함과 아울러 흡입관에 설치한 스트레이너에 불순물이 막혀서 이 저항에 의해 유효 흡입수두 부족이 될 때도 있으므로 이 점의 검토도 필요하게 된다.

1.3 토출량 감소

이 원인으로 상기의 양수불능과 대략 같다고 생각되나, 이 이외에 아래의 것도 있다.

1.3.1 웨어링과 임펠러의 마모

이것 때문에 새는 양도 늘고 임펠러의 기능 저하에 따라 토출량이 감소되는 것이다. 이 대책으로서 는 개개의 교환이 필요하게 되나 짧은 시간에 이와 같은 상태로 되는 경우에는 액질에 따른 재질의 부적당한 선정도 생각되므로 이 면의 검토도 하여야 한다.

1.3.2 흡입·토출관의 저항증가

관의 경년변화에 따른 마모저항의 증가, 관내에서의 불순물의 퇴적에 따른 저항증가로 토출량이 감소한다. 불순물의 퇴적에 대해서는 이것을 제거하면 되나 경년변화에 대해서 사전에 여우를 두어 양정을 계획하는 것이 바람직하다.

1.4 기동 시의 만수 불능

흡입상태로 사용하는 펌프에서 기동을 위해 진공펌프에 의해 물을 채우려고 해도 채워지지 않을 때가 있다. 이것은 공기가 외부에서 숨어들기 때문이며, 흡입관의 접속 장소, 차단밸브의 밸브자리 등을 조사해서 새는 것을 막아야 한다.

1.5 소음과 진동

소음, 진동의 원인으로서 는 수력적인 것, 기계적인 것이 있으며 대표적인 것을 아래에 제시한다.

1.5.1 수압 맥동에 따른 진동

펌프의 회전차 출구에서의 압력은 완전하게 같지는 않고 잇의 표리에 따라 다르다. 이 압력의 고저가 주기적으로 안내깃 입구 혹은 케이싱의 단 불이부를 통과할 때마다 토출측에 이 압력변동이 전달되어 펌프몸체 혹은 송수관의 진동이 되어서 나타나게 된다. 이 진동수는 다음 식으로 간단하게 구할 수가 있다.

$$f_1 = ZN/60 \quad (4)$$

여기서, f_1 : 수압맥동에 따른 진동수(Hz), Z : 임펠러의 잇수, N : 펌프의 회전수(rpm)이다.

이 진동수가 송수관이나 펌프 케이싱의 고유진동수와 같게 되면 큰 진동을 발생하게 된다. 수압맥동에 따른 진동은 대체로 고압의 대형펌프에서 문제되기가 쉽다. 펌프에서 나오는 수압맥동의 진폭은 그 구성부를 개조함으로써 작게 할 수가 있으나 송수관이 공진하고 있을 경우에는 그 지지장소, 지지방법, 관의 보강 등을 바꾸어서 공진을 피하여야 한다.

1.5.2 와류에 따른 진동과 소음

수류 속에 물체가 있을 때 그 뒤 흐름에 소용돌이가 생긴다. 이 소용돌이는 물체의 양측에서 교대로

주기적으로 발생한다. 이것을 칼만 와류라 하며, 흐름에 직각인 방향에 교대로 힘이 미친다. 칼만 와류에 따라 발생하는 진동의 진동수는 다음 식으로 나타낸다.

$$f = kV/d \quad (5)$$

여기서, f : 칼만 와류에 따른 진동수(Hz), k : 형상에 따른 계수(원통의 경우 $k=0.202$, 임의 형상의 경우 $k=0.15\sim 0.2$), d : 흐름에 면한 폭(m) (원통의 경우에 직경), V : 속도(m/s)이다.

유수 속에 펌프의 흡입관이 있을 때에 칼만 와류에 따른 진동수가 관의 고유진동수와 공진하면 큰 진동을 발생한다. 또 유로가 급확대되어 있는 곳 또는 것이나 안내 깃부에서 흐름이 벽면에서 이탈할 경우 이 부분에 소용돌이가 생겨 진동을 일으킬 때도 있다. 이 경우의 진동에 대해서는 공진을 피하도록 관의 지지방법을 바꾸던가 관지름, 흐름속도를 바꾸는 등 조치를 하고 또 유로의 급확대를 피하는 것도 중요하다. 또 흡수조에 소용돌이가 생기면 단속적인 소음이 발생할 때가 있다. 이것에 대해서는 흡수조 모양을 바꾸거나 적당한 위치에 와류방지판을 만들어서 소용돌이의 발생을 막도록 한다.

1.5.3 회전부의 불균형에 따른 진동

회전부의 불균형에 따른 진동수는 펌프의 회전수와 같다. 이 진동은 다음과 같은 경우에 발생한다.

- (1) 오랜 사용에 의해 회전부에 마모나 부식이 생겨 불균형이 생겼을 경우, 대책으로서는 불균형을 바로 잡아야 한다.
- (2) 원동기와 직결 불량일 경우, 대책으로서는 직결 정도를 수정하여야 한다.

1.5.4 펌프 구성요소의 공진

펌프축의 고유진동수와 회전수 혹은 식(10.4)에 표시하는 진동수와의 공진에 따른 진동이 생길 때가 있다. 이와 같은 경우의 대책은 공진을 피하는 것이 중요하다. 축계에 대해서는 비교적 쉽게 고유진동수를 계산할 수 있으므로 사전에 이것을 피할 수가 있으나 그 밖의 부분에 대해서는 일반적으로 간단히 계산되기가 힘들며 문제가 생길 때가 있다. 이와 같은 경우에는 공진부분의 강성을 늘려서 공진을 피하거나 방진 고무 등을 써서 강성을 낮춤으로서 공진을 피할 수가 있다. 여하간에 이 문제는 복잡한 요소를 포함하고 있을 때가 많으므로 제조자와 상담하는 것이 바람직하다.

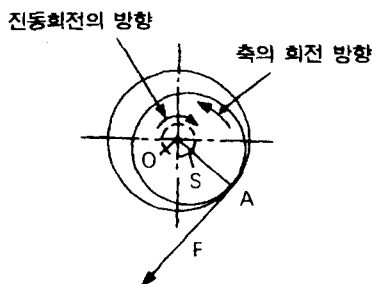


그림 4 고체마찰에 따른 휘돌림 진동

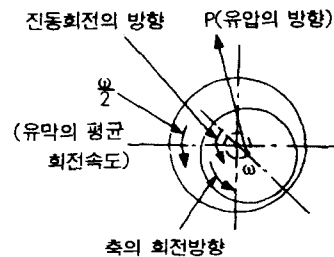


그림 5 유막에 따른 휘돌림 진동

1.5.5 고체마찰에 따른 축의 휘돌림

회전축이 어떠한 원인에 의해 휘어져, 틈이 큰 안내부나 기름이 적은 베어링부 등에서 안내부와 접촉한다고 하면 (그림 4 참조) 이 점점 A에서의 마찰력 F는 축의 회전을 멈추려는 방향에 작용하고 이것으로 축은 베어링 중심주위로 휘돌게 된다. 이 휘돌림의 가속도의 위험속도는 대략 같다. 펌프의 내부에는 웨어링이나 부쉬 등의 습동부가 있고 여기서 고체마찰이 생겨 진동이 생길 때가 있다.

1.5.6 유막에 따른 휘둘림

기름으로 윤활되는 펌 베어링에서 유막은 그 점성 때문에 축에 밀착한 층은 축과 일체로 회전하고 베어링층에 밀착한 층은 고정하고 평균으로 축의 1/2의 회전수로 돌고 있다고 생각된다. 만일 이 유막의 회전수가 축의 위험속도 이상이 되고 유압방향이 베어링 중심에 대해 축의 회전방향을 향하고 있을 때에는 (그림 5)이 유압이 축에 대해서 여진력으로 작용하고 축의 진동을 유발할 때가 있다. 위의 생각에서 이 진동은 항상 축의 회전속도가 위험속도의 2배 이상이 되었을 때가 있다. 위의 생각에서 이 진동은 항상 축의 회전속도가 위험속도의 2배 이상이 되었을 때 생긴다. 펌프에서의 이 진동을 없애는 방법은 베어링의 기름 흡 혹은 유통 흡을 바꾸거나 베어링의 폭을 좁게 해서 베어링 하중을 크게 하는 등이 효과적이거나 근본적으로는 축의 회전수를 위험 속도의 2배 이상으로 하지 않는 것이다.

1.5.7 그 밖의 원인에 따른 진동

상기 이외에도 축계의 내부마찰에 따른 진동, 원동기(주로 디젤기관)에서 오는 것 등 여러 가지가 생각되나 여기서는 생략한다.

1.5.8 진폭의 허용치

여러 기진력에 따른 펌프의 진동은 펌프가 구조적으로 약한 부분에 나타난다. 이 진폭은 보통 횡축 펌프에서는 바깥베어링, 수직축 펌프에서는 전동기의 꼭지부에서 가장 크다. 횡축펌프의 바깥베어링에서 추정되는 개략허용 진폭치를 표 1에 표시한다.

표 1 수평 펌프의 개략 허용 진폭치

펌프 회전수(rpm)	허용진폭(μm)	펌프 회전수(rpm)	허용진폭(全振幅)
300까지	71 이하	1500 ~ 2000	40 이하
300 ~ 600	65 이하	2000 ~ 3000	29 이하
600 ~ 1000	58 이하	3000 ~ 4000	25 이하
1000 ~ 1500	49 이하	4000 이상	25 이하

1.6 베어링, 스티핑 박스의 과열

펌프에 생길 수 있는 기계적 문제로서 베어링, 패키징박스 등의 과열문제가 있다.

1.6.1 베어링의 과열

펌프를 운전할 때 미끄럼 베어링의 경우는 그 습도면, 구름 베어링의 경우에는 이것에 따른 유지의 교반 때문에 반드시 열을 수반하므로 몇 도이상 온도가 상승했을 때 과열이라고 하는가는 사용하는 기름의 종류, 베어링의 구조, 재질 등에 따라 다르다. 그러나 펌프에 사용하는 일반베어링에서의 허용 온도 상승값은 대략 정해진 값이라 보아도 되며 원심 펌프 및 축류펌프 시험방법에서 윤활유 속 또는 메탈외측에서 측정된 온도가 주위의 공기 온도보다 40℃이상 높아지면 안되게 되어있다. 베어링의 과열 원인으로서의 아래의 것을 말할 수가 있다.

1) 조립 시 설치불량 : 축 중심이 일치하지 않은 상태에서 펌프를 운전하면 계획값 이상의 부하가 베어링에 걸리게 되어 발열량이 늘게 된다. 이것을 막는 법은 물론 직결을 정확히 하고 축심을 일치상태로 사용할 것이지만 고온의 액체를 취급하는 펌프나 원동기로서 증기터빈을 쓸 경우와 같이 열팽창 때

문에 직결상태가 운전 시에 변화할 때가 있을 경우에는 운전상태의 온도로 축심이 일치하도록 직결을 수정함과 동시에 기어커플링과 같은 가소성이 큰 축이음을 사용하는 것이 바람직하다. 일반적으로 많이 사용하는 고무링을 쓴 플렉시블 커플링의 중심내기 요령은 그림 1와 같이 수준기를 (a)그림과 같이 대서 축의 수명을 확인하고, 다음에 직결자를 (b)그림과 같이 대서 C₁ 의 간격을 원주상에 상하좌우의 4곳에서 측정하고 그 값이 0.05mm이내가 되도록 한다. 이것은 또 C₂ 의 간격은 원주상, 상하좌우의 4곳에서 측정하고 모든 점에서의 이것들 값 차가 0.05mm이하가 되도록 수정한다. 다음에 커플링의 한쪽을 그대로 고정하고 다른 쪽을 각각 1/4회전, 1/2회전해서 위와 같이 0.05mm이하의 차가 되도록 한다.(취급설명서에 지정이 되어 있는 대로 조정하는 것이 가장 바람직함)

2) 윤활유 또는 그리스 양 부적당 : 베어링하우징내의 윤활부족 때문에 습동면에서의 기름공급부족이 되고 유막이 끊기므로 해서 발열할 때가 있다. 유면계의 레벨지시에 따라 적절한 기름량을 확보하여야 한다. 또 구름 베어링에서 그리스 윤활의 것은 베어링 상자 내에 넣은 그리스량이 많으면 그리스의 교반 때문에 발열할 때가 있다. 구름베어링이 들어있는 챔버 용량의 1/3~1/2이 적정량이므로 너무 많은 경우에는 줄어야 한다.

3) 윤활유 질의 부적당 : 축의 속도에 대해 기름의 점도가 부적당하면 유막이 끊기거나 교반손실이 늘기 때문에 발열할 때가 있으므로 사용조건에 따른 윤활유를 사용하여야 한다.

4) 베어링의 장치 불량 : 구름베어링을 사용할 때에는 축 또는 베어링상자와의 맞춤이 너무 세면 궤도면에 변형이 생겨 놀기 여유가 작아져 발열이 생길 때가 있다. 따라서 기울기를 적절히 유지하여야 한다. 또 복합형의 구름베어링을 사용할 때에는 내, 외륜의 축방향 조이기 여분을 적당히 유지하지 않으면 발열이 생길 때가 있다.

5) 이외의 원인 : 상기 이외에도 추력평형장치의 고장에 따른 이상 추력의 발생, 베어링내의 불순물 침입, 베어링부의 발열, 수냉 베어링의 냉각수 단절 등 여러 원인이 있다.

1.6.2 스테핑 박스의 과열

1) 축심 불일치 : 베어링과 같이 발열의 원인이 된다.

2) 봉수의 공급부족 : 공기의 침입을 막기 위해 패키징부에 공급하는 봉수는 동시에 냉각작용도 겸하며, 부족하면 펌프내에 공기침입이 생김과 동시에 패키징상자가 발열한다. 따라서 그랜드부에서 항상 물이 조금씩 외부로 나오도록 그랜드의 조임가감 및 공급물량을 조절하여야 한다.

1.7 고장과 그 원인의 일람표

펌프의 고장과 그 원인은 상기 이외에도 여러 가지이며 모든 것에 대해서 설명 하기란 어려우나 원심 펌프에 대한 대표적인 고장과 그 원인의 일람표를 표 2에 표시한다.

표 2 원심펌프의 고장과 그 원인 일람표

고장 또는 현상 원인	시동시 부하과다	부하 과소	양수 량 감소	양수 불능	베어링 발열	그랜드 패킹발열	커플링 또는 볼트 마모	진동 이 많다	만수 불능	과부하	압력 계 수치	진공 계 수치	비고
양정과다		0	0	0				0			고		
양정과소								0		0	저	고	
회전차 역행 또는 역회전		0	0	0							저	저	
회전수 과소		0	0	0							저	저	사이클저하, 기타
회전수 과다										0		약간 저	
전압강하 또는 전기품질고장										0			
슬루우스밸브 일부 열기	0	0	0								고	약간 저	
패킹누르개 한쪽조임 또는 패킹누르개 과도조임	0					0							
조립설치불량, 축심 불일치	0			0	0	0	0						
회전부 마모 또는 소부(攪附)	0				0								손으로 돌리기가 곤다. 정지시 급 격히 정지된다
윤활유 부족 및 베어링 장치 상태 나쁨					0								
시일링패쇄 또는 그랜드봉수 불량			0	0		0					저		패킹박스에서 물 이 나오지 않음
흡입측에서 공기 침입		0	0	0		0	0	0			불안 정	불안 정	수면에 거품이 나 타남
흡입측에 에어포켓 발생			0	0									양수단속
흡입측에 불순물이 있을 때		0	0	0	0			0			저	고	임펠러 입구, 파이프 속
토출측에 불순물이 있을 때		0	0	0									파이프속
라이너링 또는 임펠러마모			0								저		

2. 펌프의 에너지진단

펌프에서의 에너지 진단을 해보면 펌프 규정치와 측정치(운전상태)와 차이가 있어서 많은 Energy 낭비요소를 가지고 있다. 펌프 규정치와 운전상태 측정치의 차이를 분석하여 그에 합당한 대책을 수립하는 것이 바람직하다. 그 원인으로는 여러 가지 있을 수 있으나 대표적인 것만 여기에 기술하도록 하고 그에 따른 일반적인 절감대책을 설명하기로 한다. 결론적으로 양액의 m³당 소비전력(kWh/m³)을 줄이는 것이 목적이다.

2.1 Energy 과소비 원인

2.1.1 Energy 진단 Check Sheet

	항 목	펌프	비고
규 정 치	구경 (m/m)	(흡입)×(토출)	
	유량 (m ³ /min)		
	양정 (m)		
	회전수 (rpm)		
	효율 (%)		
	제동동력 (kW)		
	소비전력 (kW)		
	종합효율 (%)		
	전동기용량 (kW)		
	원 단위 (kWh/m ³)		
추 정 치	유량 (m ³ /min)		
	흡입양정 (m)		
	토출양정 (m)		
	총양정 (m)		
	회전수 (rpm)		
	축동력 (kW)		
	소비전력 (kW)		
	종합효율 (%)		
	원 단위 (kWh/m ³)		
	년간운전시간 (hr)		

2.1.2 저양정 운전

펌프의 규정 양정이 필요 없이 높아서 저양정 운전이 되므로 에너지 소비가 과대하다.

2.1.3 저유량 운전

저유량 운전은 펌프가 필요 없이 커서 토출측 밸브를 교축하여 운전하는 경우로 이 경우 Valve 교축 손실이 발생하여 Energy 낭비가 되고 있다.

2.1.4 운전조건 변화

운전조건은 시간에 따라 변화할 수 있는 것(특히 상수도) Process상 조건변화에 따른 것이 있는데 이 운전조건 변화에 적응하지 못하여 Energy 과소비 원인이 되고 있다.

2.1.5 Cavitation

2.1.6 기타

2.2 에너지절약 대책

2.2.1 회전차 외경 절삭

2.2.2 적정 펌프로 교체

2.2.3 유량조절용 펌프 설치

2.2.4 변속펌프 도입

가. Inverter 운전

나. 유체커플링 적용

2.2.5 잔류수압 이용

2.2.6 배관손실 절감(배관 변경)