

펌프설비의 운전관리합리화 기술

글/ 김 철 하

에너지 관리공단
DSM사업처
DSM계획팀장

펌프는 유체를 이송하는 설비로써 모든 산업설비와 건물에 까지 광범위 하게 이용되고 있으며 설계·제작·설치시 과대한 여유율을 적용시켜 운용하고있어 효율적인 운전이 이루어지지 못하고 있는 사례가 많으나 단순 공급·이송만 하면 된다는 사고로 운전하고 있어 펌프의 합리적 운전 에 필요한 기술 및 점검 사항을 제시 하고자한다

◆ 펌프의 일반이론

하여 보관하여 두어야한다

1. 펌프의 소요동력

비중량 γ (kg/l)인 유체를 초당 Q (m^3)를 H (m)의 높이 까지 이송하였을시 소요동력은 P (kW)는

$P = \gamma \times 9.8 \times Q \times H \div \eta_p$ (kW) 가 필요하게 된다

* η_p : 펌프효율, γ : 1(물인 경우)

즉 펌프의 소요동력은 송수량과 양정에 비례 하며 송수량을 분당으로 환산시

$$P = \gamma \times 9.8 \times Q'(\text{m}^3/\text{min}) \div 60(\text{sec}/\text{min}) \times H(\text{m}) \div \eta_p$$

$$= 0.163 \times Q' \times H \div \eta_p \text{ (kW) 가 되며}$$

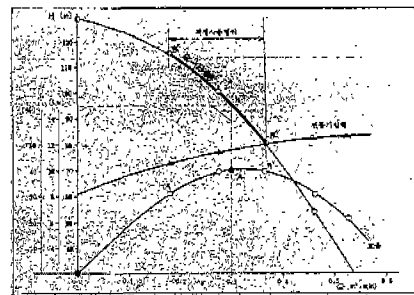
구동모터의 입력전력 P_m 은

펌프소요동력에 구동모터의 효율을 나누어 준 전력이다

$$P_m = P \div \eta_m \text{ (kW)}$$

2. 펌프의 성능곡선

펌프의 성능시험 방법은 KSB6301에 규정 되어 있어 시험에 의하여 작성할 수 있으나 펌 프구입시 제작사에 요구하면 제출하여 주므로 향후 이 시험성적서는 펌프의 성능변화등의 펌 프에 관한 사항의 점검에 필요하므로 필히 요구



〈그림-1〉 펌프의 성능곡선에

〈그림-1〉의 펌프성능곡선(Q - H곡선) 예에 서 시스템의 요구 유량 및 양정이 펌프의 명판 에 표시된 정격치와 같은 0.3(m^3/min), 95(m) 일시 펌프는 최고 효율점인 Q - H곡선곡선상의 B점에서 운전되나 시스템의 요구 양정이 95(m)이상될시 운전점은 왼쪽(B')으로 이동 하여 정격송수량보다 줄어든 운전점에서, 95 (m)이하 일시는 오른쪽(B'')으로 이동하여 정격송수량보다 많은 점에서 운전된다

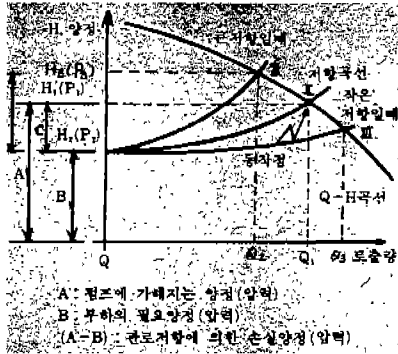
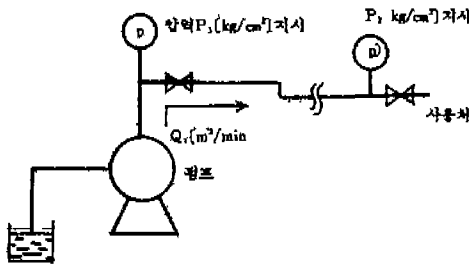
효율곡선에 나타난바와 같이 정격 운전점을 일정범위 이상 벗어나 운전되는 경우 효율의 급 격한 저하로 에너지의 합리적사용을 기할 수 없 고 특히 토출량이 너무 적은 상태로 계속 운전하 게되면 펌프의 과열 및 부식을 초래하여 수명이

짧아 지며, 너무낮은 양정에서의 운전 역시 케비테이션이 발생하여 사용 불능 및 모터의 과부하로 소손을 초래할 수 있다

그러므로 펌프의 실사용범위는 이러한 요소에 의해 제한되며 적정사용범위가 보통 최고효율점 부근에서 정해진다

따라서 펌프를 선정시 정확한 요구 유량 및 양정을 파악하여 적정용량을 선정·운영해야만 에너지 낭비를 방지할 수 있다.

3. 펌프의 운전점



〈그림 - 2〉 관로저항과 동작점

부하의 소요 양정(압력)이 H2이고 송수량이 Q1이고 관로저항이 C(H1-H2)일시 이부하에 최적인 펌프를 설치시 펌프는 〈그림 - 2〉의 Q - H곡선상의 I점에서 운전된다. 이 상태에서 운전중 유량이 Q2만큼만 필요시는 밸브를 닫아야 하므로 밸브에서의 교측손실 증가로 관로저항은 D(H3 - H2)로 증가되어 II점에서 펌프는 운전되며 관로의 확장등으로 관로 저항이 C보다 작아질시 펌프는 III점에서 운전된다.

일반적으로 운전현황을 분석하여보면 실유

량은 Q2이나 펌프의 여유율을 두어 Q1인 펌프를 선정 밸브의 개도를 조정 운용하고 있어 펌프의 효율저하 및 H3 -H2의 교측손실을 초래하고 있는 경우가 대부분이다.

이때 밸브에서의 교측손실 전력은

$$P_{v1} = 0.163 \times Q_2 \times (H_3 - H_2) \div \eta_p \div 7 \text{ m(kW) 이 된다.}$$

4. 펌프 속도제어에 의한 절감효과

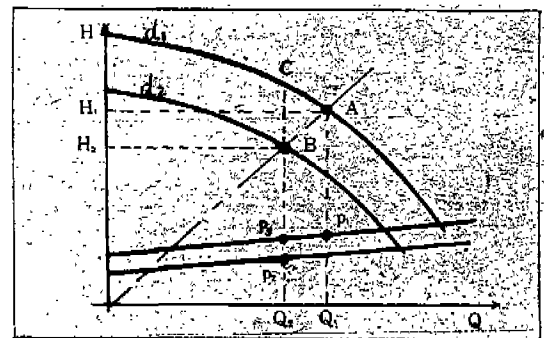
펌프는 회전수를 변화시키면 성능은 일정한 법칙에 따라 변화하며 효율도 어느 정도 변화하지만 기준회전수의 ±20%정도의 범위에서는 효율변화는 미소하므로 무시하여도 된다.

그성능변화의 법칙은 토출량은 회전수에 비례하고 양정은 회전수의 제곱에 비례하므로 소요동력은 회전수의 3승에 비례하는 것으로 이법칙을 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Q(\text{유량}) \propto N$$

$$H(\text{양정}) \propto N^2$$

$$P(\text{동력}) \propto Q \times H \propto N \times N^2 \propto N^3$$



〈그림-3〉 밸브조정 방법과 회전수 제어 방법의 축동력 관계도

〈그림-3〉에 나타난바와 같이 관로 저항곡선이 R1곡선인 배관에서 펌프가 정격회전수인 N1(r.p.m) 회전시 토출량이 Q1(m³/min)이면 펌프의 운전점은 a점으로 펌프소요동력은 Pa(kW)가 된다.

이때 토출량을 Q2(m³/min)로 변경시키려면 출구밸브를 조정하여 관로저항곡선을 R2곡선으로 되도록 함으로서 운전점이 b점이되어 소요동력은 Pb(kW)가 될것이다.

이때 소요동력은 $(P_a - P_b)(kW)$ 만큼 감소된다.

그러나 밸브의 조정대신 펌프의 회전수를 N_1 에서 N_2 로 변경시켜 $Q - H$ 곡선을 아래로 이동시키면 R_1 저항곡선 과 N_2 의 $Q - H$ 곡선이 서로 만나는 C 점에서 동작점이 이루어져 토출량은 $Q_2(m^3/min)$, 양정은 $H_c(m)$ 이 되고 소요동력은 $P_c(kW)$ 가 된다.

즉 밸브를 조정하여 관로저항을 변경시켜 유량을 조정하는 경우와 펌프의 회전수를 변경시켜 조정하는 경우 같은 토출량에 대하여 전력절감은 $(P_b - P_c)(kW)$ 가 된다.

이는 회전수 제어시는 밸브조정시의 관로저항 손실 증대를 유발시키지않고 운전할수있음을 의미 하며

$$(P_b - P_c)(kW) = 0.163 \times Q_2^2 \times (H_b - H_c) \div \eta_p \div \eta_m (kW) \text{이 된다.}$$

4. 회전차 외경가공에 의한 유량조정

펌프의 성능이 필요사양보다 크서 펌프성능을 줄일 필요가 있는 경우 전술한 바와 같이 펌프의 회전수를 감소시켜서도 가능하지만 회전수를 감소시키지않고 회전차의 외경 가공에 의해서도 가능하다.

펌프의 회전차의 외경과 유량, 양정, 축동력의 관계는

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$$

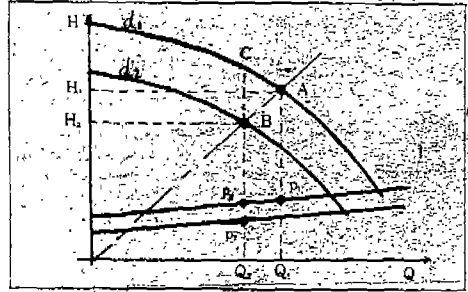
$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4 \quad \begin{array}{l} d_1 : \text{동작점이 A점인 회전차 직경} \\ d_2 : \text{동작점이 B점인 회전차 직경} \end{array}$$

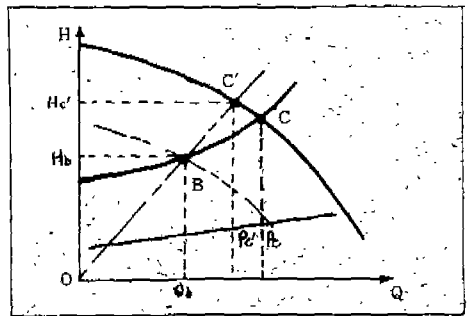
의 관계가 성립된다.

(그림- 4)에서 현장의 필요 요구 유량 및 양정이 Q_2 및 H_2 인 경우에 설계의 잘못으로 정격유량 및 양정이 Q_1, H_1 인 펌프를 설치하여 운용하고 있다면 밸브를 조정하여 C 점에서 운전하게 되며 소요동력은 $P_3(kW)$ 가되나 회전차를 가공하여 d_2 의 $Q - H$ 곡선상에서 운전을 하

면 소요동력은 P_2 가되어 실질적인 같은일을 하는데도 전력은 $(P_3 - P_2)(kW)$ 만큼 절약되며 원송수량에 비해서는 $(P_1 - P_2)(kW)$ 만큼 줄어들게된다.



〈그림-4〉 회전차 직경과 소요동력의 관계도



〈그림-5〉 새로운 회전차경 계산도

요구유량 및 양정에 맞는 새로운 회전차경의 산출 방법은 〈그림 - 5〉에서와 같이 현재의 운전점은 C 점이나 실제 필요한 유량 및 양정이 Q_b, H_b 인 B 점일시 회전차를 가공하여 B 점을 지나 는 새로운 $Q' - H'$ 곡선을 만들기 위한 회전차의 새로운 직경의 산출 및 이때의 소요동력을 산출하기 위하여 원점과 B 점을 직선으로 연결하는 연장선과 $Q - H$ 곡선이 만나는 C' 점을 찾고 그 다음 그 점에서의 축동력 P_c' 찾는다.

회전차가공은 전술한 식 $\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$ 을 이용하여 현재의 회전차 직경이 $D_1(mm)$ 이라면 새로운 회전차의 직경

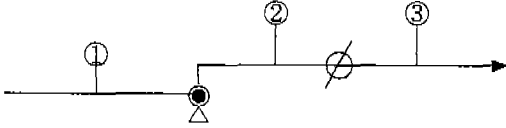
$$D_2 = D_1 \times \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} (mm) \text{로 산출할 수 있고}$$

이때 소요동력 P_2 은

$$P_2 = P_c' \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 (kW) \text{가 된다.}$$

◆ 운전합리화 CHECK - POINT

1. 펌프의 용량 적정화



현장 시스템에서 요구하는 유량 또는 양정보다 과대한 사양의 펌프선택으로 밸브를 교축시켜 운전하고 있어 교축손실이 발생하고 있을 경우 적정펌프로의 교체 (유량 및 양정의 변화가 없고 ②점의 압력과 ③점의 압력차가 정격양정의 10% 이상일시) 또는 회전차의 축소 가공을 실시하고, 유량의 변동이 있을시는 회전수 제어 방식 도입을 검토하여 밸브에서의 교축손실을 방지.

< 사례 >

필요유량이 0.3m³/n, 기본양정이 50m 관로저항곡선이 ④와 같은 설비에 정격 양정 100m, 토출량 0.3m³/min인 펌프(A)를 정격양정 60m 토출량 0.3m³/min의 펌프(B)로 개체, 회전차 가공 및 회전수 제어시

1) 적정용량으로의 교체 및 회전차 가공시

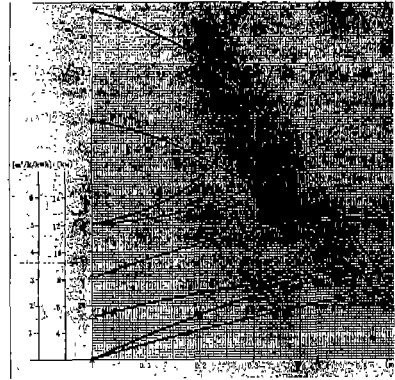
A펌프를 운전시 밸브를 조정하지 않으면 동작점이 C점이 되어 소모동력 12.2kW, 펌프출구압력 7.4kg/cm²로 토출량은 필요유량 0.3m³보다 많은 0/385m³가 되므로 밸브를 일부닫아 운전점을 A점으로 하면 토출량은 0.3m³이 되고 소모동력은 11.6kW가 된다.

이는 실제 소요양정은 64m이나 밸브를 닫으므로 펌프 동작 양정은 94m으로 (94-64)m의 불필요한 양정상승으로 전력낭비가 초래되고 있는 것이다.

그러나 적정용량의 B펌프로 교체시 토출량 0.3m³일 때 소모동력은 7.6kW가 된다.

이것은 밸브의 손실이 없으므로 소모동력

이 11.6kW에서 7.6kW로 감소한 것이다.



<그림 - 6> 펌프특성 비교

회전차 가공시는 현재의 회전차 경을 180mm라고 하면

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \text{식에서}$$

$$D_2 = d_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} = 180 \times \sqrt{\frac{65}{78}} = 163\text{mm가 되며}$$

이때 소요동력

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 = 12.1 \times \left(\frac{163}{180}\right)^4 =$$

8.1 (kW)이 되어 약 3.5(kW)의 전력절감이 이루어진다..

2) 회전수 제어 System도입 $\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$

System의 요구 양정 또는 유량이 변화할시 펌프의 적정화를 기할 수 없으므로 회전수 제어 방식(V.V.V.F 또는 유체 Coupling 설비)을 도입한다.

이때는 유량 또는 양정변화폭이 20%이상일시 적용하여야만 경제성이 있다.

(그림- 6)에서 C점(토출량 0.385m³/min, 양정 74m, 소요동력 12.2kW)을 회전수 조절에 의해 B점(0.3m³/min 64m)으로 변경시키면 변경후의 필요 회전수는 현재의 회전수를 1750[r.p.m]이라하면

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

$$N_2 = N_1 \sqrt{\frac{N_1}{N_2}} = 1750 \times \sqrt{\frac{64}{74}} = 1,627 \text{ [r.p.m]}$$

이 되고

이때의 소요동력

$$P2 = P1 \times \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 = 12.2 \times \left(\frac{1672}{1750}\right)^3 = 9.8 \text{ [kW]}$$

이 되며 연간 운전시간(6000시간으로 가정 중 다음표와 같이 유량 변화로 운전하였다면

유량	정격의 70%	정격의 80%	정격의 90%	정격의 100%
시간(h)	3000	1800	900	300

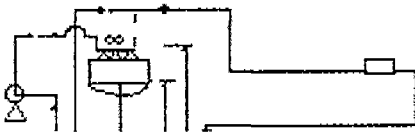
윗 계산을 Program에 의하여 계산하면 연간 23,454kWh의 전력절감으로 약 130만원(전력단가 55원/kWh)의 전력의 절감을 기할 수 있는 것으로 분석된다.

2. 대수제어 실시

다수의 펌프를 통합하여 계통에 공급하고 공급유량의 변동이 있는 경우 압력에 따른 대수제어를 실시 펌프의 부하율 저하에 따른 효율저하 방지로 손실 저감을 유도한다.

3. 회수압력의 이용

냉각탑등에서 송수후 회수되는 물의 압력의 활용으로 추가적인 펌프의 가동중지 또는 펌프 동력저감을 유도한다.



〈그림 - 7〉 회수압 이용도

〈그림 - 7〉과 같은 냉각수 계통에서 일반적으로 실선과 같이 냉각수 계통을 운전하고 있으나 회수되는 A점의 압력이 h2의 높이 이상일시 V1 밸브를 닫고 C/T로 바로 보내(점선방향) P2펌프의 가동을 중지시키거나 C/T에서 냉각수를 바로 P1으로 흡입 C/T와 집수조의 높이

차(h1)를 이용하므로 펌프의 소요동력 저감을 유도한다.

4. 주기기와 연동제어

냉동기등 펌프가 송수한 물을 사용하는 주기는 정지합에도 펌프는 계속 운전 되는 경우 주기기와 연동 또는 일정시간 지연시간 설정으로 불필요한 펌프운전 방지를 기한다.

5. 동일압력 사용처의 통합 운전

같은 압력을 사용하는 사용처에 대하여 각각 펌프설비를 설치 공급하고 있는 경우 통합운전을 하여 대수제어를 실시한다.

6. BOOSTER 펌프의 활용

공급처 중 일부 소유량 고양정의 수요처를 위하여 고양정 펌프를 운전시 대수량 요구처에 맞는 펌프로 개체하고 고양정처로는 Booster 펌프를 운용 가압하여 공급한다.

7. 고효율 펌프의 선택

같은 양정 및 유량이라도 펌프의 종류 사양에 따라 효율차이가 크므로 고효율의 펌프를 선택운용한다.

다음호에 계속됩니다