

펌프에 있어서의 電氣節約 技法

Techniques of Pump Control for Energy Saving

에너지管理公團
朴 鎬 哲

1. 펌프의 特性

펌프(Pump)는 모든 産業體와 빌딩에서 유틸리티 施設의 基本이 되고 있다.

일부의 특수한 用途를 제외하고 거의 대부분의 펌프는 電氣를 動力源으로 하고 있고 앞으로 工程의 自動化和 더불어 그 設置臺數가 계속 증가될 전망이어서 電氣節約 추진을 위해서는 우선적으로 檢討되어야 할 設備이다.

펌프 設備의 문제점으로는 제작시 適用된 여유율에 또 다시 流体 시스템 設計時 여유율을 적용하기 때문에 최종적으로 現場에 設置後에는 펌프가 最適條件에서 운전되지 못하는 것이 대부분인 것을 指摘할 수 있다.

따라서 펌프가 電氣를 使用하는 設備인 만큼 電氣節約을 위해서 流体力學的 特性을 충분히 이해하여 用途에 適合한 特性, 容積으로 選定, 設置하고 또 合理的으로 運轉되도록 改造한다면 큰 電氣節約이 기대될 수 있다.

펌프는 流体를 移送하기 위해(動力 에너지로 流体에 速度(壓力) 에너지를 주는 것이므로 이와 相異한 水力發電所의 水車와 연계하여 해석하면 편리하다. 構造上 펌프의 種類는 遠心型, 斜流型 및 軸流型으로 大別되며 그림 1과 같은 構造이다.

임펠러(Impeller)는 外徑과 構造等의 형상에 따라 特性이 다르며 比速度로 나타낸다. 비속도란 임펠러의 형상과 運轉상태를 기하학적으로 닮은 꼴로 유지하면서 그 크기를 바꾸고 單位流量에서 單位揚程을 발생시킬 때 그 임펠러에 주어져야 할 回轉數를 원래의 임펠러의 比速度(比較回轉度)로 規定하며 펌프의 特性을 정의하는 중요한 인자로 使用된다.

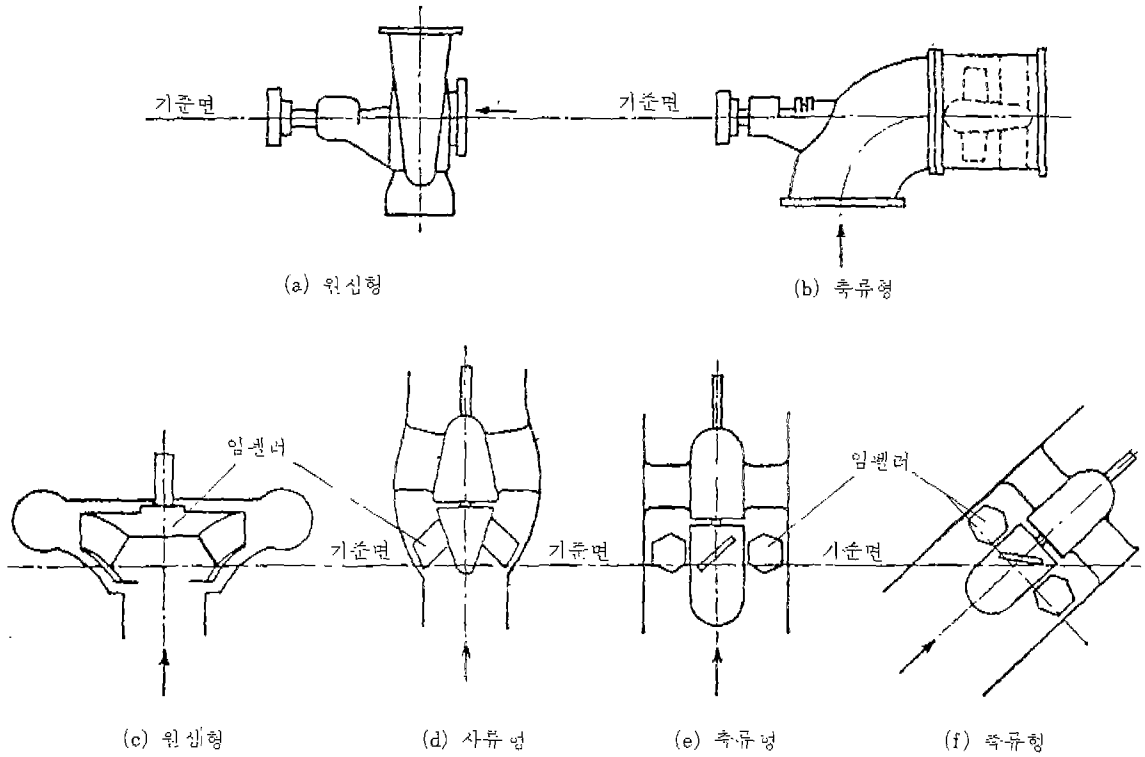
$$N_s = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

N_s : 비속도 [r. p. m - m³/min - m]

N : 회전수 [r. p. m]

Q : 토출량 [m³/min]

H : 양정 [m]



〈그림 1〉 펌프의 종류

대략 원심 펌프에서는 100~800, 사류 펌프는 500~1,100, 축류 펌프는 1,100~2,500 정도이다.

이 비속도에 따라 축動力(電動機 入力電力)과 吐出流量 關係曲線이 그림 2와 같이 變化한다.

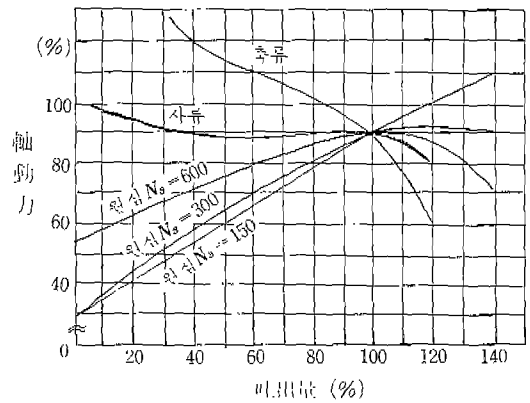
그림 2에서의 같이 遠心型에서는 吐出流量이 없을 때 軸動力이 가장 작고 斜流型이나 軸流型에서는 吐出流量이 없을 때 最大動力이 필요함을 알 수 있다.

따라서 遠心型에서 吐出량을 너무 크게 하거나 軸流型에서 吐出량을 너무 적게 했을 때는 電動機가 過負荷에 의해 燒損될 경우가 發生한다.

가. 펌프의 性能曲線

펌프는 構造나 크기에 따라 殊유의 揚程 - 吐出流量 - 軸動力을 나타낸다. 표 1은 揚程 50(m), 吐出流量 6 (m³/min) 價格으로 100HP 電動機로 구동되는 펌프의 性能試驗例이다.

이밖에 試驗項目으로 回轉數, 케비테이션에 의



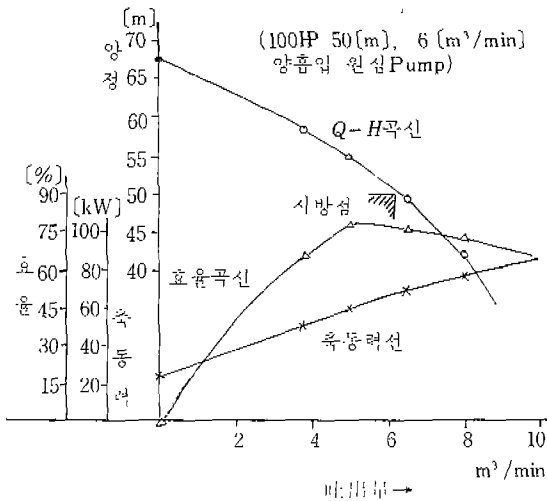
〈그림 2〉 吐出量과 軸動力 關係圖

한 揚程低下 및 이상운 有無等 吸入狀態, 또 騒音振動 및 베어링溫度 確認等 運轉狀態를 點檢한다.

표 1의 結果를 Graph로 나타내게 되면 그림 3과 같이 된다. 이 그래프에서 알 수 있는 바

와 같이 吐出流量과 揚程의 關係는 特定한 曲線 1에서 吐出流量을 알면 그때의 揚程을 알게 되고 또 揚程을 알면 吐出流量을 알 수 있다. 이것은 마치 抵抗이 일정할 때 電壓이 주어지면 電流를 구할 수 있는 것과 유사하다

또 定格揚程이 50[m]이나 실제 65[m] 이상까지 運轉될 수도 있고, 40[m]이하의 低揚程으로 運轉될 수도 있음을 알 수 있다. 또한 吐出流量도 定格流量에 관계없이 0~9 [m³/min]이상의 범위에서 運轉될 수 있다. 그러나 定格揚程과 定格流量點은 많이 벗어날수록 效率이 낮아져서



〈그림 3〉 펌프의 性能曲線圖例

運轉의 合理性을 기할 수 없고, 吐出量이 너무 적은 狀態로 계속 가동하게 되면 임펠러 및 케이싱 등에서 부분적 압력상승현상 등으로 부식을 초래하여 수명이 짧아지고 또 너무 낮은 揚程으로 가동하여도 效率低下는 물론 케비테이션 (Cavitation) 현상이 발생하여 가동이 불가능하게 되므로 이러한 制限에 의해 적성사용 범위가 정해져서 가달로그 등에 表示된다.

나. 運轉效率

펌프의 運轉效率는 그림 3에서와 같이 運轉條件에 따라 변하게 된다. 특히 시스템 配管의 管路抵抗을 檢討치 않고 펌프의 定格이 選定된 경우는 低效率로 運轉되는 것이 대부분이다.

韓國工業規格(KS)에서 定하는 펌프效率는 A 效率와 B 效率가 있으며 兩吸入 遠心構造의 規定値는 표 2 및 그림 4와 같다.

效率의 規定은 最高效率가 A 效率以上이어야 하고 또 吐量출량 範圍에서는 B 效率以上이어야 한다. 이때 最高效率에서의 吐出流量은 吐量吐出量 範圍內에 있어야 한다.

2. 配管系統의 管路抵抗

가. 管路損失 水頭

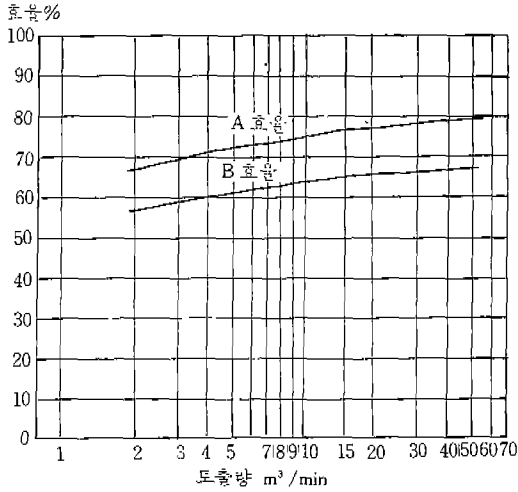
配管內에 流体가 흐르게 되면 抵抗이 發生한다.

〈표 1〉 性能試驗例

區分 項目	測定值			計算值		
	吐出流量 Q	吐出壓力 P	消費電力 L	揚程 (吐出壓力×10)	理論動力 0.163QH	效率 0.163QH/L
單位	m ³ /min	kg/cm ²	kW	m	kW	%
測定 項目	3.0	6.7	24	67	0	0
	3.7	5.8	51	58	31.98	68.6
	5.0	5.5	58	55	44.83	77.28
	6.5	5.0	69	50	52.98	76.78
	8.0	4.3	76	43	56.07	73.78

〈표 2〉 규정토출량과 효율관계(양흡입 원심형)

토출량 m ³ /min	2	3	4	5	6	8	10	15	20	30	40	50
A 효율 %	67	70	71	72	73	74	75	76	77	78	78.5	79
B 효율 %	57	59	60	61	61.5	62.5	63	64	65	66	66.5	67



〈그림 4〉 규정토출량과 효율관계곡선
(양흡입 원심형)

이管路抵抗은 管의 直徑과 길이, 流体의 流速과 관계가 있으며 配管의 길이가 긴 경우에는 Hazen William의 式이, 길이가 짧을 때는 Darcy의 式이 適用된다.

(1) Darcy 의 式

$$\begin{aligned}
 H_f &= \lambda \cdot \frac{v^2 \cdot L}{2g \cdot D} \\
 &= \lambda \frac{1}{2g} \cdot \frac{L}{D} \left(\frac{Q_s}{\frac{\pi}{4} D^2} \right)^2 \\
 &= \frac{8 \lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{Q_s^2}{D^5} \cdot L
 \end{aligned}$$

- H_f : 配管抵抗 水頭[m]
- λ : 抵抗係數
- L : 配管길이 [m]
- D : 管徑
- v : 流体의 流速 [m/s]
- g : 9.8 [m/s²]

Q : 流量 [m³/s]

따라서 抵抗水頭는 管徑의 5제곱에 역비례하고 길이에 比例하며 유량의 제곱에 比例함을 알 수 있다.

λ 의 값은 통상 $\lambda = 0.02 + 1/2,000D$ 이나 여기에 配管내면의 거칠기를 감안한 그림 5의 콜부르크 실험식에 의한 損失係數 그래프를 많이 사용한다.

(2) Hazen William 式

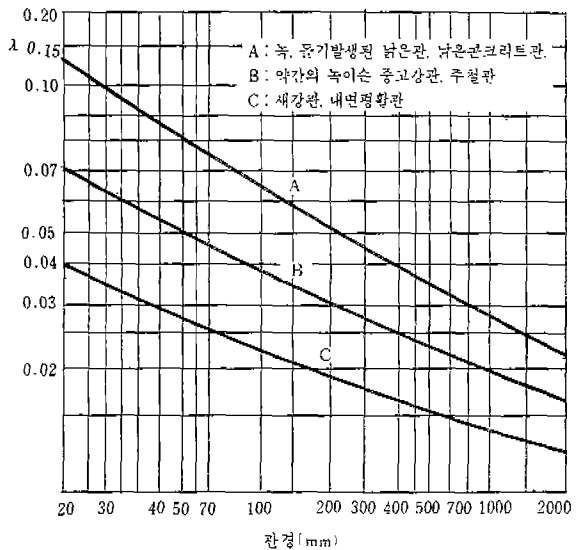
$$H_f = 10,666 \frac{Q_s^{1.85}}{C^{1.85} \cdot D^{4.87}} \cdot L$$

H_f : 配管抵抗 水頭 [m]

Q_s : 유량 [m³/s]

C : 流速係數 (표 3의 값)

D : 管徑 [m]



〈그림 5〉 管徑과 λ 值

L : 配管길이 [m]

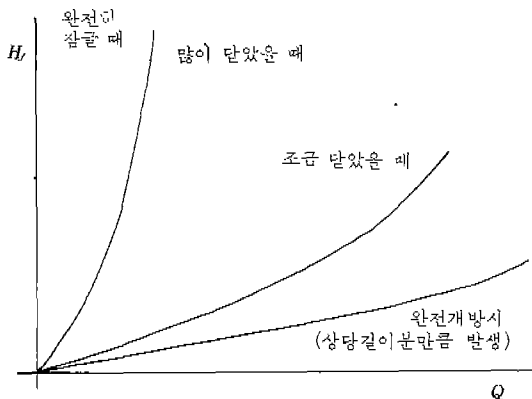
同一한 管에서도 管内面 거칠기에 따라 流速

〈표 3〉 管의 種類와 流速係數

관 의 종 류	유 속 계 수 C		
	최대치	최소치	표준치
주 철 관	150	80	100
강 관	150	90	100
코올타르도장주철관	145	80	100
타르에폭시도장강관	150	120	130
큰 크 리 트 관	140	120	130
석 면 시 멘 트 관	160	140	140
경 질 염 화 비 닐 관	160	140	150
경 질 폴 리 에 치 렌 관	170	130	150
강 화 플 라 스틱 복 합 관	160	-	150

〈표 4〉 배관부속재의 수평상당 管길이 환산표

	20mm	25mm	40mm	50mm	100mm	150mm
엘 보	0.75	0.9	1.5	2.1	4.2	6.0
T 지관	1.2	1.5	2.1	3.0	6.3	9.9
T 주관	0.24	0.27	0.45	0.6	1.2	1.8
게이트밸브	0.15	0.18	0.3	0.39	0.81	1.2
글브우 "	6.0	7.5	13.5	16.5	37.5	49.5
앵 글 "	3.6	4.5	6.6	8.4	12.0	21.0
첵 크 "	1.6	2.0	3.1	4.0	5.7	10.0



〈그림 7〉 밸브의 開度와 抵抗曲線 변화

係數값 適用을 달리한다.

配管의 부속품인 엘보, 밸브 등은 水平相當 配管 길이로 換算하여 適用한다.

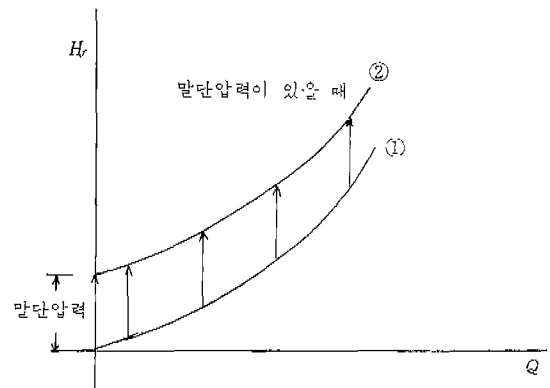
나. 運轉點

동일한 管路에서 損失水頭는 가에서와 같이 流量에 따라 변화한다.

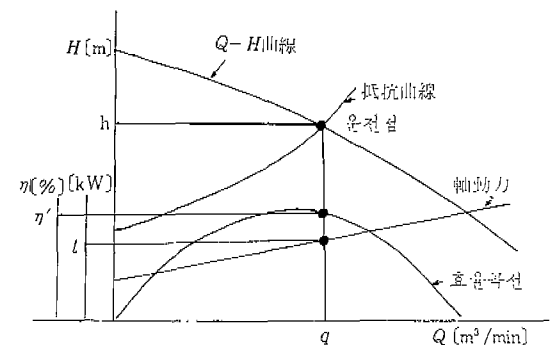
管内에 流体가 전혀 흐르지 않을 때는 抵抗이 없으므로 저항곡선은 원점으로부터 시작하고 저항은 유체 유량의 제곱에 비례하므로 曲線은 그림 6의 曲線 ①과 같다.

그러나 보일러 급수용과 같이 물이 전혀 管内를 흐르지 않아도 보일러 壓力이 管内에 있는 경우는 그림 6의 ②와 같이 된다.

또 밸브의 管路抵抗은 밸브의 開度에 따라 變



〈그림 6〉 管路抵抗曲線



〈그림 8〉 運轉點

화한다(그림 7).

펌프의 運轉點은 펌프의 고유 토출량-양정 곡선(Q-H곡선)과 配管의 抵抗曲線과 만나는 點이 되고 이에 따라 運轉効率が 결정된다(그림 8).

3. 電氣節約 技法

現場에 設置된 펌프의 운전상태는 設計時 計算된 것과 큰 차이가 있을 수 있다. 實必要量보다 과대한 揚程이거나 吐出量 조절을 위해 吐出口에 밸브를 잠그어 사용하는 경우 또는 일부를 탱크로 다시 순환시키는 경우 등이 흔히 있다.

따라서 이러한 계통에서는 회전수를 제어하거나 임펠러를 개조 또는 적정한 규격의 펌프로 교체하는 등의 조치가 필요하다.

가. 回轉數 制御

펌프의 回轉數를 변화시키면 그 特性이 달라져서 軸動力이 변한다.

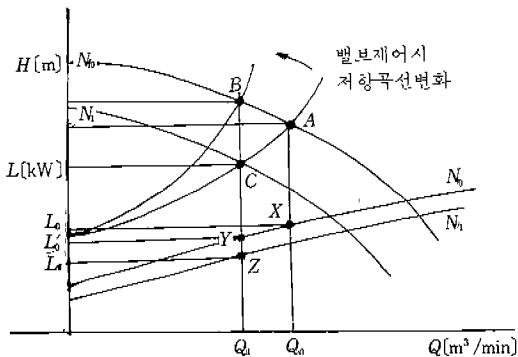
일반적으로 吐出量은 回轉數에 比例하고 揚程은 回轉數의 제곱에 比例한다.

$$\frac{Q_1}{Q_0} = k_1 \left(\frac{N_1}{N_0} \right), \quad \frac{H_1}{H_0} = k_2 \left(\frac{N_1}{N_0} \right)^2$$

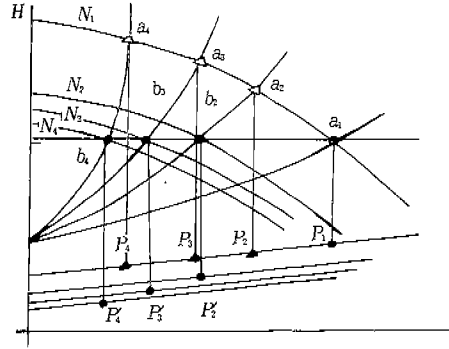
$$\frac{L_1}{L_0} = k \left(\frac{Q_1}{Q_0} \right) \left(\frac{H_1}{H_0} \right) = k \left(\frac{N_1}{N_0} \right)^3$$

그림 9에서 回轉數가 $N_0 \rightarrow N_1$ 이 되면 $Q_0 \rightarrow Q_1$, $H_0 \rightarrow H_1$ 이 되며 軸動力은 $L_0 \rightarrow L_1$ 이 된다.

펌프의 流量制御가 필요할 때 밸브제어시는 당



(그림 9) 回轉數 制御效果



(그림 10) 壓力-定制御時 回轉數制御效果

초 운전점 A에서 밸브에 의해 抵抗曲線이 변하여 B점이 운전점이 되므로 軸動力은 $X \rightarrow Y$ 가 되어 $L_0 \rightarrow L_1$ 로 된다. 그러나 이때 회전수 제어인 경우는 운전점이 $A \rightarrow C$ 로 되어 軸動力은 $X \rightarrow Z$ 로 되고 $X \rightarrow Z$ 가 된다.

따라서 밸브制御時와 回轉數制御時를 比較할 때 電氣節約은 $(L_1 - L_0)$ 에 해당한다.

壓力를 일정하게 필요로 하는 工程이나 Cooling Tower와 같이 外氣溫度에 따라 冷却量이 변화되는 곳에 回轉數制御를 適用한다면 電氣節約이 期待된다(그림 10).

나. 임펠러 外徑 조절

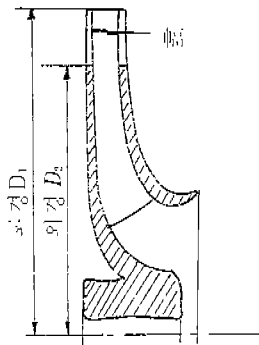
펌프의 揚程과 吐出量은 동일한 펌프에서는 임펠러의 外徑과 直接的인 關係가 있다. 同一한 케이스에서도 사양에 따라 여러가지 크기가 삽입되어진다.

그림 11의 (b)에서 빗금친 부분은 동일한 케이스에 使用되는 임펠러에 따라 적용되는 범위로 製品型式이 허용하는 범위로 카탈로그에 明示되는 범위이다.

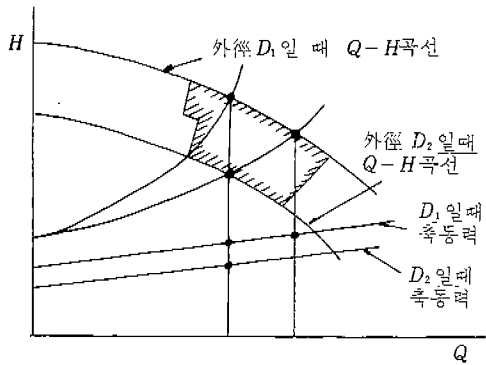
임펠러의 外徑과 펌프의 揚程, 吐出量 關係는 다음과 같다.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = k_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 : N_1 \text{가 작은 경우}$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = k_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right) : N_1 \text{가 큰 경우}$$



(a) 임펠러 外徑



(b) 특성 변화

〈그림 11〉 펌프의 임펠러 外徑과 특성 변화

$$\frac{H_2}{H_1} = k_2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$$

비속도 N_s 가 커질수록 斜流型에 가까워지므로 實際値와 計算値의 오차가 커지므로 大型 펌프는 메이커와 사전 협의하는 것이 좋다.

임펠러를 加工하고자 할 때는 펌프의 특성 그래프를 중심으로 하여 현재의 운전점으로 부터 출발하는 것이 중요하다.

임펠러의 직경이 $D_1 \rightarrow D_2$ 이면 토출량과 양정이 $Q_1 \rightarrow Q_2$, $H_1 \rightarrow H_2$ 로 동시에 변화되므로 토출량이나 양정을 동시에 計算해야 한다. 따라서 現在の 運轉點 ①에서 가공후에 ②점에서 運轉되도록 하려면 $Q-H$ 성능 곡선의 원점 0와 ②점

의 연장선이 만나는 ③점에 해당하는 揚程 H_3 를 구한다.

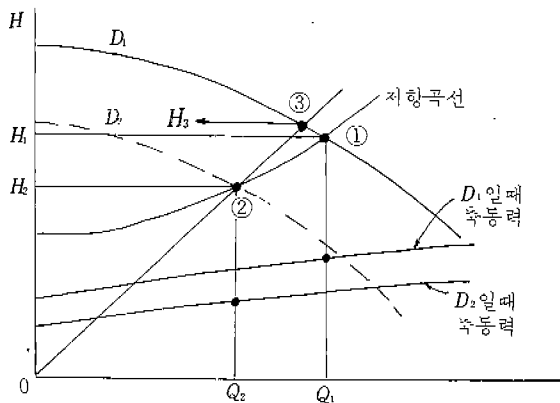
$$\frac{H_2}{H_3} = k \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$$

$$D_2 = k D_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_3}}$$

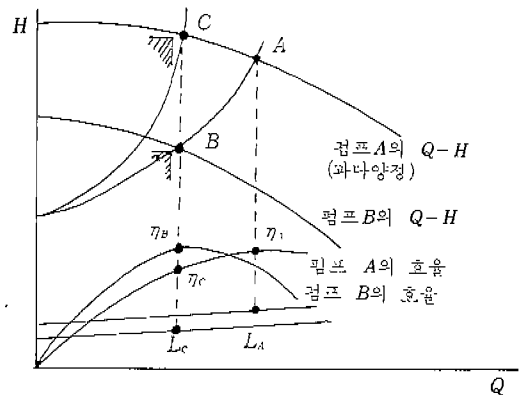
小容量 펌프에서는 임펠러를 가공하기 보다는 메이커로부터 별도로 적정한 외경의 임펠러를 구입하는 방법이 유리하다. 또 가공된 임펠러는 가공부에 끝마무리를 해야 吐出量이 감소되지 않는다.

다. 적정揚程의 펌프로 改替

吐出量이 동일하여도 揚程이 낮을 때에는 軸



〈그림 12〉 임펠러 가공에 따른 특성



〈그림 13〉 적정 펌프 改替效果

動力이 적어진다.

과다한 揚程의 펌프를 低揚程으로 使用하게 되면 抵抗同一曲線에서 吐出量이 다소 많아지는 하나 合理的 運轉이 되지 못하게 된다. 다만 펌프에서는 特히 이러한 現狀이 있다. 例를 들면 使用壓力이 7 kg/cm^2 일 때 100 [m] , $0.3 \text{ [m}^3/\text{min]}$ 의 8단 펌프를 70 [m] , $0.28 \text{ [m}^3/\text{min]}$ 의 5단 펌프로 改替하게 되면 20~30%의 電力 절감이 기대된다.

따라서 필요이상의 過大揚程 펌프는 電力이 낭비되고 過負荷에 의한 電動機 燒損의 原因이 될 수 있다.

라. 運轉 및 管理의 合理化

(1) 케비테이션 防止

물은 壓力이 낮아지면 低溫에서도 비등현상이 발생한다. 펌프에서 吸入側은 壓力이 낮아지므로 吸入口의 壓力에 해당하는 비등온도 이상의 수온에서는 기포가 발생하고 이 기포는 펌프내에 유입되어 보다 더 높은 壓力의 위치에 도달하면 터지면서 없어지게 된다.

이러한 現狀을 케비테이션(空洞現狀)이라고 하며 기계의 부식 및 마모와 소음, 진동이 수반되며 성능이 급격히 저하되어 운전이 불가능해진다.

케비테이션이 발생시는 그림 14와 같이 특성이 변한다.

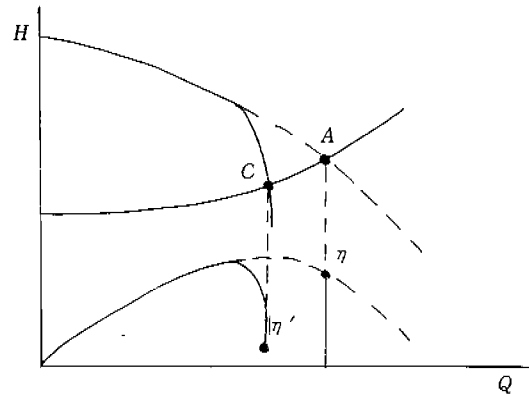
그림 14에서와 같이 케비테이션이 발생시는 효율이 현저히 낮아지고 揚程이 낮아져서 급수를 공급할 수 없게 된다.

케비테이션 방지대책으로는

① 펌프의 設置位置를 가능하면 낮추어서 NPSH(유효 흡입수두)를 크게한다. 최근에는 수직형 구조의 고향정 펌프가 많이 검토된다.

② 펌프의 회전수를 적게 하며 吸入比速度를 낮추어 케비테이션 발생을 힘들게 한다.

③ 편흡입 구조는 兩吸入으로 交替하고 펌프의 臺數를 많게 한다. 이 경우는 종합적인 효율 면에서 小容量 多數가 유리한지 아니면 大容量



〈그림 14〉 케비테이션 발생시 특성

少數가 유리한지 檢討되어야 한다.

④ 흡입관의 抵抗水頭를 줄이기 위해 관을 크게, 짧게 하고 밸브나 곡관부를 피하도록 한다.

⑤ 물분사 펌프와 병행하여 사용한다. 이 경우 물분사 펌프 作動을 위해 펌프에서 역송수해야 하므로 系全體의 效率이 매우 낮아진다.

(2) 누설방지

일반 펌프에서 가장 많이 사용되는 그랜드 패킹은 누설작용을 어느 정도할 수 있으나 완전한 防止는 불가능하다.

팩킹그랜드를 세게 누르면 잠시 동안은 防止되나 마찰에 의해 과열되고 팩킹이 급속도로 마모되며 펌프의 機械損이 증가하고 軸溫度가 상승한다. 반면 메카니칼 시일은 回轉軸과 케이싱 사이에 고무 링이 선접촉을 하므로 軸이 가벼워져서 軸動力이 감소하고 누설을 거의 방지할 수 있다.

(3) 기 타

펌프는 현장의 제어방법에 따라서도 다소의 電氣節約이 가능하다. 주의의 負荷가 다소 다른 경우 大容量과 小容量을 조합해서 사용하는 등 여러 대를 연동 제어하면 좋다.

또 펌프는 일반적으로 容量이 클수록 效率이 좋으므로 小容量을 여러 대 設置하는 것보다는 大容量을 少數로 設置하는 것이 效率적이다.