

LG Engineering Co.,Ltd.

REPORT

Title : NPSH 에 관하여

0601394

Department : Mechanical

Prepared by: 유 정 현

NPSH 가 펌프에서 왜 중요한가?

1. NPSH 란?

centrifugal pump 에서 operation 에 중요한 인자는 suction condition 이다. 이 suction condition 이 좋지 않을 때, 펌프는 효율과 capacity 가 크게 감소하며, 진동과 캐비테이션(cavitation)으로 인한 심각한 문제가 야기될 수 있다. NPSH(Net Positive Suction Head)는 pump suction 에 영향을 주는 system condition 을 나타내는 하나의 방법이다. 이 NPSH 에는 펌프의 흡입조건에 따라 정해지는 NPSHA(NPSH Available)과 흡입능력을 나타내는 NPSHR(NPSH Required)이 있으며 각각의 정의는 다음과 같다.

NPSHA : total suction head 에서 그 온도에서의 액체의 vapor pressure 를 뺀 값이다.

NPSHR : 회전차 입구 부근까지 유입되어지는 액체는 회전차에서 가압되기 전에 일시적인 압력강하가 발생하는데 이에 해당하는 수두를 말한다. 이는 펌프의 성능 특성을 나타내는 것으로 펌프 자체의 고유값이다.

2. NPSHA 계산식

NPSHA 의 정의로부터 NPSHA 의 계산식은 다음과 같다.

$$NPSHA = \frac{P_s}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \pm h_s - f \frac{v_s^2}{2g} \quad (1)$$

여기서 P_s : 흡수면에 작용하는 압력 [$\text{kg/m}^2 \text{ abs}$]
 P_v : 사용온도에서의 액체의 포화증기압 [$\text{kg/m}^2 \text{ abs}$]
 γ : 사용온도에서의 단위체적당 중량 [kg/m^3]
 h_s : 흡수면에서 펌프기준면(그림 1 참조)까지 높이 [m]
(흡상이 되면 -, 가압이 되면 +)
 $f \frac{v_s^2}{2g}$: 흡입측 배관에서의 총손실수두 [m]

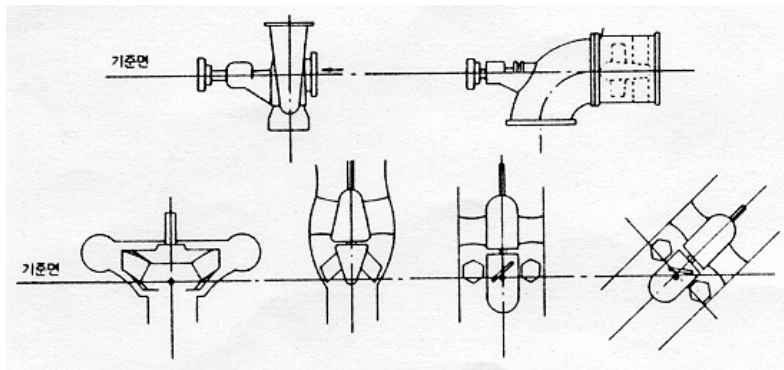
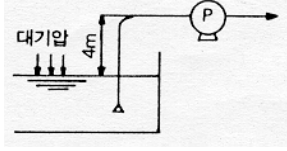
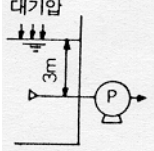
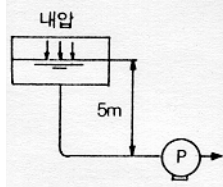
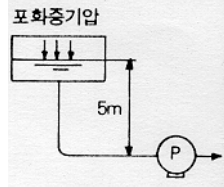


그림 1 펌프의 형식 및 설치방법에 따른 기준면

a) 대기압 하에서의 예

	항 목	흡상의 경우		가압의 경우
		평 지 대	고 지 대	
	펌 프 흡 입 상 태			
	액 체	물	물	물
	수 온(℃)	20	20	20
	해 발 고 도 (m)	0	1000	0
	P_s 대기압 ($\text{kg/m}^2 \text{ abs}$)	1.0330×10^4	0.9180×10^4	1.0330×10^4
	P_v 포화증기압($\text{kg/m}^2 \text{ abs}$)	0.0238×10^4	0.0238×10^4	0.0238×10^4
	γ 단위체적당중량(kg/m^3)	998.2	998.2	998.2
	$\pm h_s$ 흡입헤드(m)	-4	-4	+3
	$f \frac{v_s^2}{2g}$ 흡입관 총손실(m)	0.7	0.7	0.5
계 산	식 (1)에 의해	$10.35 - 0.24 - 4 - 0.7$ = 5.41 m	$9.2 - 0.24 - 4 - 0.7$ = 4.26 m	$10.35 - 0.24 + 3 - 0.5$ = 12.61 m

b) 흡입측에 밀폐수조가 있는 경우

	항 목	내압 작용의 경우	포화증기압 작용의 경우
	펌 프 흡 입 상 태		
	액 체	물	뜨거운 물
	수 온(℃)	20	120(포화상태)
	해 발 고 도 (m)	0	0
	P_s 대기압 (kg/m ² abs)	2.0000×10^4	2.0245×10^4
	P_v 포화증기압(kg/m ² abs)	0.0238×10^4	2.0245×10^4
	γ 단위체적당중량(kg/m ³)	998.2	943.1
	$\pm h_s$ 흡입헤드(m)	+5	+5
	$f \frac{v_s^2}{2g}$ 흡입관 총손실(m)	0.7	0.7
계 산	식 (1)에 의해	20.04-0.24+5-0.7 = 24.46 m	21.47-21.47+5-0.7 = 4.3 m

3. NPSH 로 인한 연관된 문제점들

캐비테이션은 흡입 액체의 압력이 포화증기압 이하로 될 때 발생한다. 이렇게 되는 이유는 펌프의 suction condition 에 기인한다. 앞서 언급한 바와 같이 NPSH 는 suction condition 을 나타내는 것으로 이의 궁극적인 목적은 캐비테이션 발생에 대한 방지 기준을 마련하는데 있다. 어떠한 시스템에서도 캐비테이션의 발생없이 펌프를 안전하게 운전하기 위하여는 펌프 입구 직전에서의 전압력을 액체의 포화 증기압보다 높게 하여야 한다. 또한 그림 2 에서 보는 바와 같이 여유를 두어 $[NPSHA > NPSHR(1+\alpha)]$ 의 관계를 유지하게 하고 이 α 의 값은 일반적으로 0.3 이상이 되게끔 한다.

한편 펌프에서 가압되는 액체가 흡입구에 들어오는 동안 어떤 열원에 의하여 가열될 경우를 생각해보자. 액체가 가열되어 온도가 상승할 경우 포화 증기압도 같이 상승하게 되며, 단위체적당의 중량은 감소하게 된다. 식(1)에 보이는 바와 같이 이들은 NPSHA 의 값을 감소하게 한다. 따라서 액체가 계속 가열되어 어느 온도 이상이 되면 NPSHA 의 값은 NPSHR 의 값보다 작게 될 것이다. 그러므로 액체가 가열되어 온도가 상승하게 될 경우에는 NPSHA 의 값이 작아져서 캐비테이션 발생의 위험이 높아지게 된다.

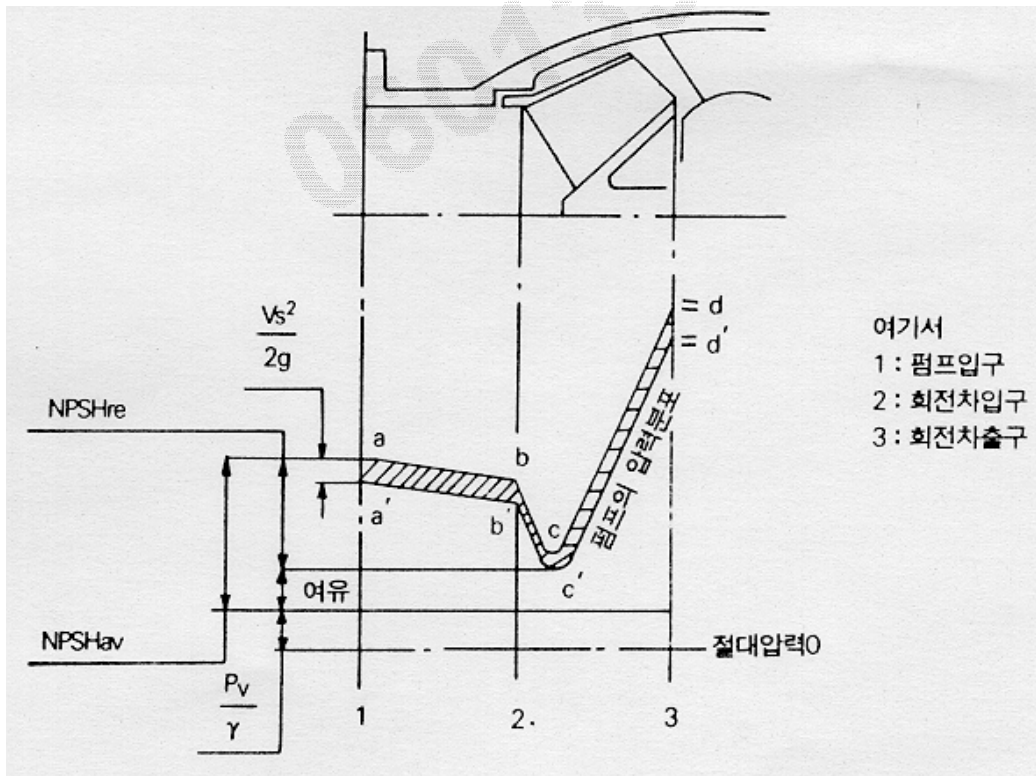


그림 2 펌프 흡입측의 압력분포

4. NPSHA 와 NPSHR 의 차이 및 특성

NPSHA 는 펌프가 설치되어 사용될 때 펌프 그 자체와는 무관하게 흡입측의 배관 또는 system 에 따라서 정하여지는 값인데 반하여 NPSHR 은 펌프가 제작되면 갖게 되는 고유한 특성이다.

5. NPSHA 와 NPSHR 을 성능 곡선상에 표시

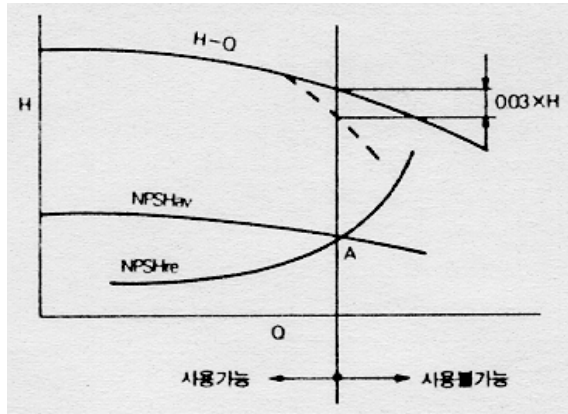


그림 3 NPSHA 와 NPSHR 의 관계

예를 들면 볼류트 펌프 성능곡선에서 일반적으로 토출량의 증가와 함께 펌프의 NPSHR 도 증가하나 역으로 system 에서 결정되는 NPSHA 은 감소한다. 그러므로 그림 3 에 나타난 바와 같이 두개의 NPSH 곡선이 A 점에서 교차하게 되고, 교점 A 에서 좌측이 사용 가능한 범위이고, 우측이 캐비테이션 발생 때문에 성능은 점선과 같이 저하하여 사용 불가능하게 되는 범위이다.

6. NPSHR 을 줄일려면(펌프 자체의 설계에서)?

흡입비속도(suction specific speed)와 NPSHR 과의 관계를 살펴보면 다음과 같다.

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{(NPSHR)^{3/4}} \quad (2)$$

여기서 S : 흡입비속도(suction specific speed)

N : 회전수 rpm

Q : 유량

위의 식에 보이는 바와 같이 회전수와 유량이 일정할 때, S가 클수록 NPSHR이 작아지고, 캐비테이션을 방지하기 위한 흡입성능이 우수하다. 한편 S 는 다음과 같다.

$$S = \frac{(2g)^{3/4}}{2\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{1-\nu^2}}{\phi(1+\lambda+\lambda/\phi^2)^{3/4}} \quad (3)$$

여기서 ν : 허브비(hub ratio)

λ : 영각이나 날개의 형상에 따라 정해지는 값

ϕ : 유량계수, 원주속도에 대한 축류속도의 비

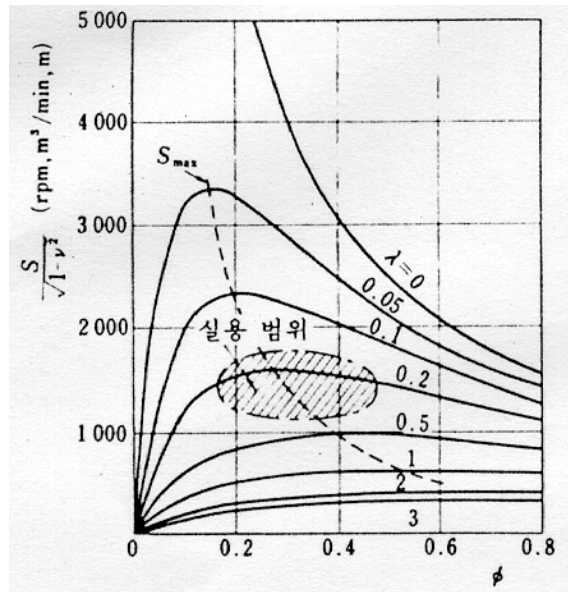


그림 4 흡입 비속도

그림 4 는 $S/(1-v^2)^{1/2}$ 이 λ 나 ϕ 에 의해 어떻게 변화하는가를 식(3)에 따라서 계산한 결과를 나타내고 있다. S 를 크게 하는 데는 λ 및 v 를 작게 하면 된다. λ 의 값은 두께를 얇게 하여 날개 끝을 뾰족하게 함에 따라 감소한다. 그러나 이와 같이 얇고 뾰족한 날개는 설계점 이외의 유입각에 대해서는 박리를 일으키기 쉽고, 또 강도적으로 약한 결점이 있다. 따라서, 날개는 적당한 살두께를 갖고 끝을 둥글게 할 필요가 있다. 따라서 $\lambda = 0.5 \sim 0.4$ 가 보통 사용된다. 한편 허브비 v 를 작게 하는 데도 기구상 일정한 한계가 있고, $v = 0.4 \sim 0.5$ 가 한도이다.

7. NPSHA 가 NPSHR 보다 작다 어떻게 하여야 하는가?

펌프를 구매하였을 경우 NPSHA 값이 NPSHR 값보다 작은 경우를 생각해 보자. 이럴 경우 NPSHR 값이 작은 펌프를 다시 구매하는 것은 시간적이나 경제적인 측면에서 매우 불합리한 선택이다. 이럴 경우 펌프의 suction condition 을 개선하여 NPSHA 값을 키우는 것이 바람직한 방법일 것이다. 식(1)을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$NPSHA = \frac{P_s - P_v}{\gamma} \pm h_s - f \frac{v_s^2}{2g}$$

우변 3 개의 항을 하나씩 살펴 보면서 NPSHA 의 값을 크게 할 수 있는 방안을 생각해 보자.

제 1 항

이 항이 커지려면 흡수면에 작용하는 압력은 크게 하고 포화 증기압을 작게 하며, 사용온도에서의 단위체적당 중량을 작게 하면 된다. 그런데 흡수면에 작용하는 압력은 어느 정도 정해져 있을 것이라 생각된다. 예를 들어 tank 류에서는 대기압이 작용할 것이고, reactor 에서는 반응 압력이 정해져 있을 것이다. 또한 인위적으로 가

압을 하기 위해서는 또다른 펌프가 필요할 것이므로 흡수면에 작용하는 압력을 크게 하기는 쉽지 않을 것으로 사료된다. 한편 온도를 떨어뜨리면 포화증기압이 작아지게 되고 단위체적당 중량도 작아지게 되므로 NPSHA 의 값을 크게할 수 있는 하나의 방법이 될 것이다. 그러나 cooling system 을 설치할 여건(경제적, 시간적, 공간적)이 되는 지를 우선 고려해야 할 것이다.

제 2 항

펌프가 흡상인 경우를 될 수 있으면 피한다. 어쩔 수 없이 흡상인 경우에는 흡수면에서 펌프기준면까지 높이를 가능한한 낮게 한다. 반대로 펌프가 기준면보다 낮게 위치할 수 있는 경우에는 가능한한 흡수면에서 펌프기준면까지 높이를 크게 한다. tank 류에서는 수위를 가능한한 높게하고 tower 류에서는 skirt 등의 support 높이를 높게 한다. 이럴 경우에는 구조계산이 선행되어야 할 것으로 사료된다.

제 3 항

흡입측 배관에서의 총손실수두를 최소화한다. 이를 위해 흡입관을 가능한한 짧게 하고, 관내 유속을 가능한한 작게 한다. 또한 관로를 단순화하여 부차손실을 줄인다. 또한 밸브등이 흡입측 배관에 설치되었다면 토출측으로 옮긴다.

기타

흡입측 배관에 과도한 편류나 와류가 생겨 관내부에 국부적인 압력강하가 발생하지 않도록 한다. 한편 “PUMP HANDBOOK” -2nd ed. McGRAW-HILL 의 section 9.20 에 보면 WATER PRESSURE BOOSTER SYSTEMS 에 대하여 논의 되어 있다. 이 booster system 이라는 것은 펌프 흡입구의 압력을 최소한 유지시키기 위한 것이다.

압력을 boosting 하기 위하여 일반적으로 사용되는 방법은 다음과 같다.

- a) Elevated gravity (tank) systems
- b) Hydropneumatic tank systems
- c) Variable-speed-drive centrifugal pump booster systems
- d) Tankless constant-speed multiple centrifugal pump systems
- e) Limited-storage, constant-speed multiple centrifugal pump systems

등이 있다. 자세한 사항은 책을 참고하기 바라며 참고로 각 방법들에 대한 비교표를 Table 1 에 예시하였다.

참고문헌

1. “Hydraulic Institute Standards for centrifugal, rotary & reciprocating pumps”, 14th ed., 1983
2. “유체기계”, 1986, 회중당, 강신영 譯
3. “효성펌프 편람”, 효성중공업
4. “PUMP HANDBOOK” -2nd ed.,1986, McGRAW-HILL

Table 1 Comparison of Significant Factors for Pressure Booster Systems

System type	Advantages	Disadvantages
Elevated gravity tank	Simplicity, large storage capacity, low energy usage, reserve storage capacity for fire protection	Size and weight, water damage potential, freeze potential if roof-mounted, corrosion and contamination potential, limited pressure for floor immediately below tank, possible unsightly appearance, periodic cleaning and painting
Hydropneumatic tank	Location not critical, low energy usage, limited storage capacity, pump does not run when there is no demand, operation in optimum pump flow range	Requires compressed air source, corrosion and contamination potential, large pressure variation, relatively large, standby provision costly
Variable-speed drive: Fluid couplings	Simple controls, off-the shelf motor, standby provision less costly than for above units	Slow response to sudden demand change, may require heat exchanger to cool drive, slip losses result in lower maximum speed and higher motor power, requires selective application, no water storage
Variable-speed drive: ac type	Low motor current inrush, precise pressure control, higher than 3600 rpm possible, few mechanical devices, large power capability at lower first cost	Complex electric circuitry, high initial cost for low-power units, may require special motors, motor low-speed limitation, rapidly changing technology, requires selective application
Tankless constant-speed multiple pump	Relatively low first cost, uses time-proven components, compact size, inherent partial standby capacity, extra standby capacity inexpensive, location not critical, good pressure regulation	Continuously running lead pump, difficult to accurately determine capacity split among pumps, no water storage, problems associated with low flow rates
Limited-storage constant-speed multiple pump	Shuts down during very low water demand, uses time-proven components, standby capacity inexpensive, location not critical, limited water storage, no air-to-water contamination with diaphragm tank	No significant disadvantages, tanks with high maximum working pressure may be difficult to obtain