

제 2 편 PUMP

제 1 장 개 론

1.1 PUMP와 양수기

1. PUMP

(1) PUMP의 정의

액체에 energy를 주어 액체를 저압부(낮은 곳)에서 고압부(높은 곳)로 송출하는 기계이다.

(2) PUMP의 운송 방법

piston이나 회전차(impeller) 등을 사용하여 유체에 압력과 속도를 주어 그 물을 관속으로 유동시켜 높은 곳으로 양수하는 방법이다.

(3) PUMP의 구동용 동력

가) 원동기의 기계적 energy 이용

나) 별도의 높은 유체(액체, 기체) energy 이용

다) energy 전달 방법

① 동역학적 방법 : 광범위한 유량과 압력에 적용 ⇨ 예) turbo형 pump

② 정역학적 방법 : 고압, 소 유량에 적용 ⇨ 예) 용적형 : 왕복형, 회전형 pump

(4) 원심 PUMP

현재의 공업계에서 90% 이상 사용

2. 양수기

(1) 양수기의 정의

적당한 그릇에 액체(물)을 담아 이 그릇 자체를 필요로 하는 높이까지 운반하여 양수하는 장치이다.

(2) 양수기의 특성

유체는 압력과 속도를 가지지 않기 때문에 유체를 퍼올릴 수는 있어도 높은 곳으로 밀어 올리지는 못한다.

1.2 PUMP의 분류 및 구조

1. PUMP의 분류

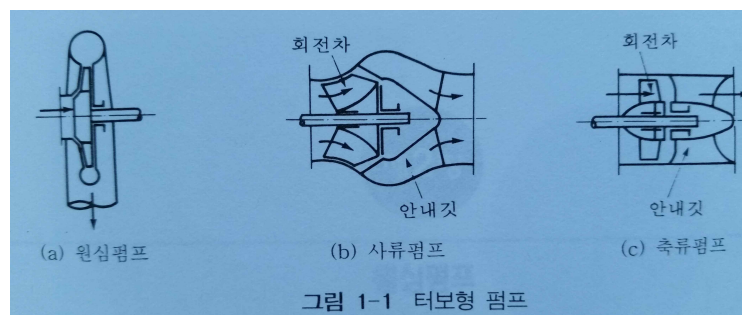
pump	turbo 형	원심(遠心)식	volute(와류) pump
			turbine pump
		사류(斜流)식	사류(斜流) pump
		축류(軸流)식	축류(軸流) pump
	용적(容積)형	왕복(往復)식	piston pump
			plunger pump
		회전(回轉)식	gear pump
	특수(特殊)형		vane pump
			마찰 pump
			jet pump
			기포 pump
			수격 pump

2. Turbo pump

(1) Turbo pump의 특징

- 가) 고속 회전이 가능하다.
- 나) motor와 직결이 가능하다.
- 다) 경량 · 소형이며, 구조가 간단하고 취급이 용이하다.
- 라) 효율이 높고 맥동이 적다.

(2) Turbo pump의 분류



가) 원심(遠心)식

① 반경류식

액체가 회전차 입구에서 반지름 방향으로 유입하고, 회전차 출구에서 반지름 방향으로 유출

② 혼류식

액체가 회전차 입구에서 경사 방향으로 유입하고, 회전차 출구에서 반지름 방향으로 유출

나) 사류(斜流)식

액체가 회전차 입구에서 경사 방향으로 유입하고, 회전차 출구에서 경사 방향으로 유출

다) 축류(軸流)식

액체가 회전차 입구에서 축 방향으로 유입하고, 회전차 출구에서 축 방향으로 유출

(3) 액체에 압력 및 운동 energy를 공급하는 힘

가) 원심(遠心)식 : 회전차의 회전에 의하여 깃의 원심력에 의해

나) 사류(斜流)식 : 회전차의 회전에 의하여 깃의 원심력과 양력에 의해

다) 축류(軸流)식 : 회전차의 회전에 의하여 깃의 양력에 의해

(4) Turbo pump : 오늘날 가장 널리 사용되고 있는 pump 이다.

3. 용적형 pump

(1) 특징

소유량, 고 양정에 적합하다.

(2) 왕복(往復)식

piston 또는 plunger를 cylinder 내에서 왕복함으로써 일정한 용적의 액체를 흡입쪽에서 송출쪽으로 이동시킨다.

가) 적용 예 : 수압기, 유압 펌프(소유량, 고압력)

(3) 회전(回轉)식

회전자(gear or vane)를 회전시킴으로써 일정한 용적의 액체를 흡입쪽에서 송출쪽으로 이동시킨다.

※ 가정용 pump

왕복식pump나 마찰pump 사용

제 2 장 원심PUMP

2.1 원심PUMP의 원리와 구조

1. 원심PUMP의 원리 : 그림 2-1(turbine pump)

원심PUMP는 변곡된 다수의 깃(blade 또는 vane)이 달린 회전차(impeller)가 밀폐된 casing내에서 회전함으로써 발생하는 원심력의 작용에 의하여, 액체(주로 물)는 회전차의 중심에서 흡입되어 반지름 방향으로 흐르는 사이에 압력 및 속도 energy를 얻고, 이 가운데 잉여 속도 energy는 안내깃을 지나 와류실을 통과하는 사이에 압력 energy로 회수된다.

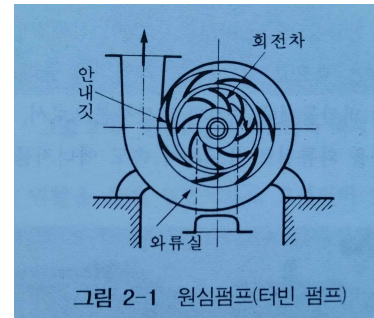
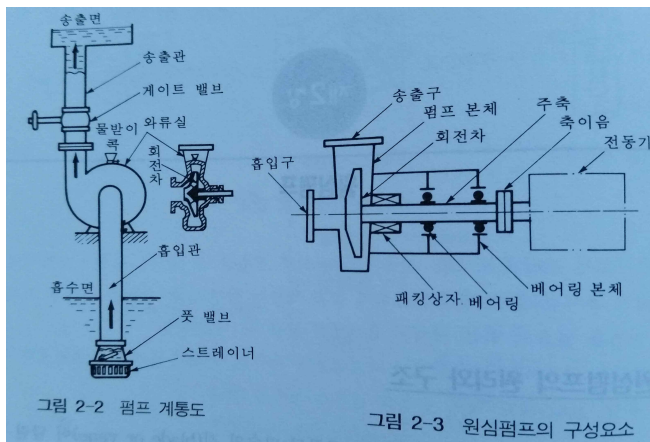


그림 2-1 원심펌프(터빈 펌프)

2. 원심PUMP의 구조



(1) 원심PUMP의 계통도 : 그림 2-2

가) 흡입관(suction pipe)

- ① 역할 : 회전차(impeller)의 중심부에 흡입수면 속에 開口되어 있어 흡상되는 액체를 보낸다.
- ② foot valve : 그림 2-8
 - ㉠ check valve가 내장되어 있어서 pump의 운전이 정지되었을 때, 흡입관 속의 물이 역류하는 것을 방지한다.
 - ㉡ 하부 : strainer를 달아서 불순물 침입방지

나) 송출관(delivery pipe)

- ① 역할 : 와류실의 출구에 접속되어 요구되는(높은 곳, 즉 고압부)로 액체를 수송한다.
- ② gate valve
 - ㉠ 역할 : 와류실과 송출면 사이에 설치하여 pump의 운전 시동때에는 폐쇄하였다가 차차 valve를 열어서 소요되는 유량을 통과시키며, 유량 조절을 한다.

다) 물받이 cock

pump 본체 상부에 달아 흡입관 속에 들어 있는 공기를 빼내기 위하여 이곳에 물을 채운다.

(2) 원심PUMP의 구성요소 : 그림 2-3

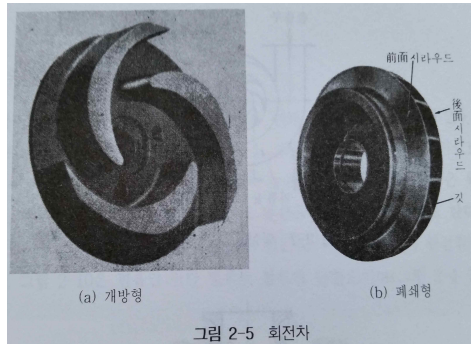


그림 2-5 회전차

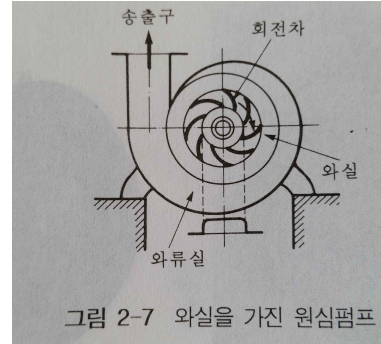


그림 2-7 와실을 가진 원심펌프

가) 회전차(impeller) : 그림 2-5

- ① 깃 수 : 보통 4 ~ 8개
- ② 재료
 - ㉠ 청동 : 주조하기 쉽고 기계가공이 쉬우며, 주물 표면이 매끄럽고 녹이 슬지 않음
 - ㉡ stainless steel 또는 Cr 합금강 : 고온의 액체 수송, 고속 회전하는 경우
 - ㉢ 주철 : 바닷물과 같이 전해질 액체를 사용하는 경우
 - ㉣ plastic : 내식성이 필요한 경우에 사용

나) pump 본체

- ① 와실(vortex or whirl pool) : 그림 2-7
 - ㉠ 회전차(impeller)의 바깥 둘레에 배치된 환상부분
 - ㉡ 내부 : 안내 깃(casing에 고정되어 있어서 회전하지 않음)이 있다
 - ↳ ● 역할 : 회전차에서 송출되는 물을 와류실로 유도하여 가능한 속도 energy의 손실을 감소시켜 압력 energy로 변환
 - 깃의 종류 : 고정익, 가동익(유량의 대소에 따라 깃의 각도를 변화)
 - 깃의 수 : 회전차(impeller)의 깃수보다 몇 개 적다.
- ② 안내깃(guide vane or diffuser vane)
- ③ 와류실(spiral or volute casing)

와실에서 나온 물을 모아서 송출관쪽으로 보내는 spiral형의 덮개이다.

다) 주축(main shaft)

- ① 역할 : 회전차(impeller)와 고정되어 있어 motor의 회전동력을 전달한다.
- ② 재료 : 보통 기계구조용탄소강(SM 25C, SM 30C, SM 35C)

라) 축이음(shaft coupling)

마) bearing

바) bearing 본체

사) packing box : 유체 밀봉(sealing)

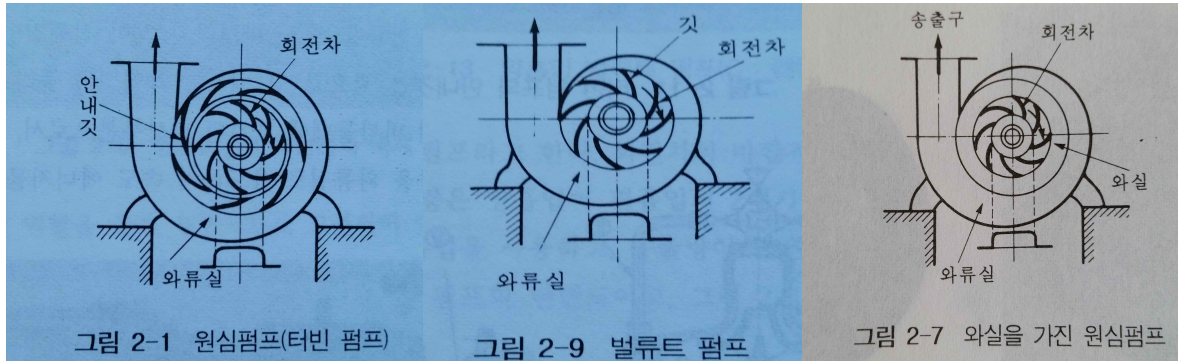
주축과 casing 사이에 물이 새는 것을 방지하는 역할을 함

(3) 원심PUMP의 실물 및 단면도



2.2 원심PUMP의 분류

고압, 대송출에 적합하다



1. 안내깃의 유무에 의한 분류

(1) TURBINE PUMP : 그림 2-1

- 가) 회전차(impeller)의 바깥둘레에 안내깃이 있음
- 나) 회전차(impeller) 1단이 발생하는 양정이 높은 경우에 사용

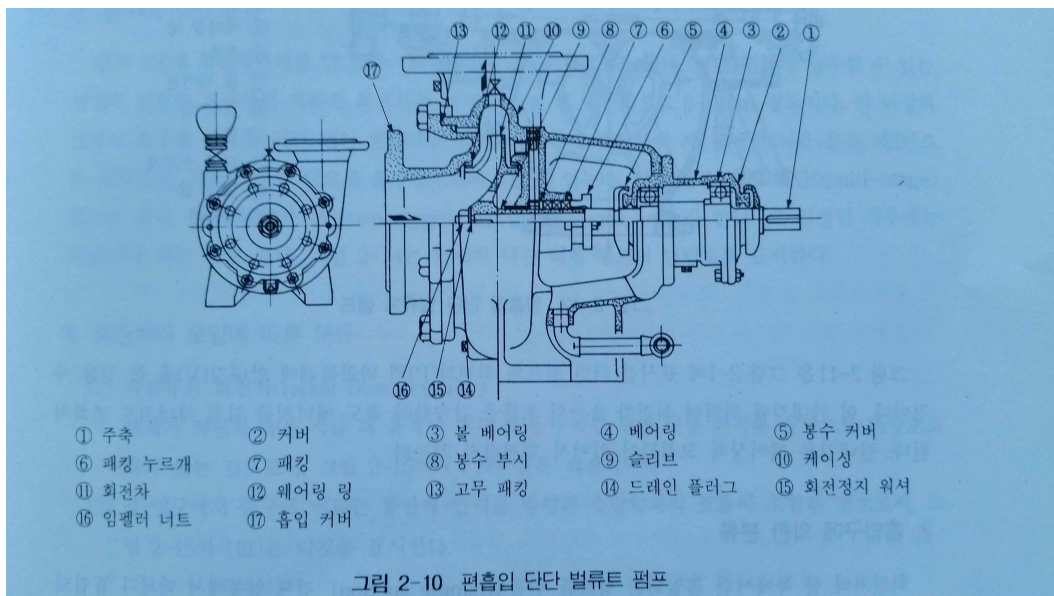
(2) VOLUTE PUMP : 그림 2-9

- 가) 회전차(impeller)의 바깥둘레에 안내깃이 없음
- 나) 회전차(impeller) 1단이 발생하는 양정이 낮은 경우에 사용
- 다) 초고압용에 사용

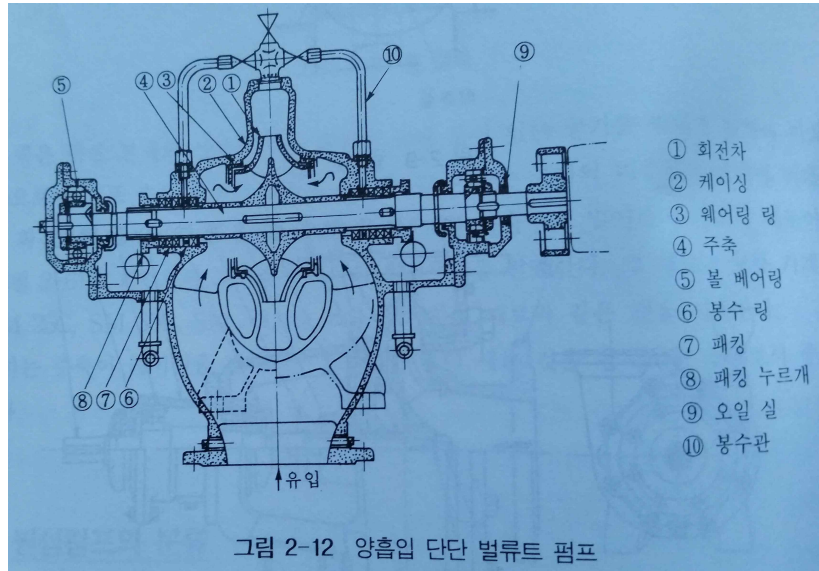
(3) 와실을 가진 PUMP : 그림 2-7

- 가) VOLUTE PUMP와 TURBINE PUMP의 중간적인 경우에 사용

2. 흡입구에 의한 분류



※ 봉수 (封水) : sealing water



(1) 편흡입(single suction) PUMP

- 가) 액체가 회전차(impeller)의 한쪽에서만 흡입
- 나) 요구되는 송출량이 양정에 비하여 비교적 적은 경우에 사용

(2) 양흡입(double suction) PUMP

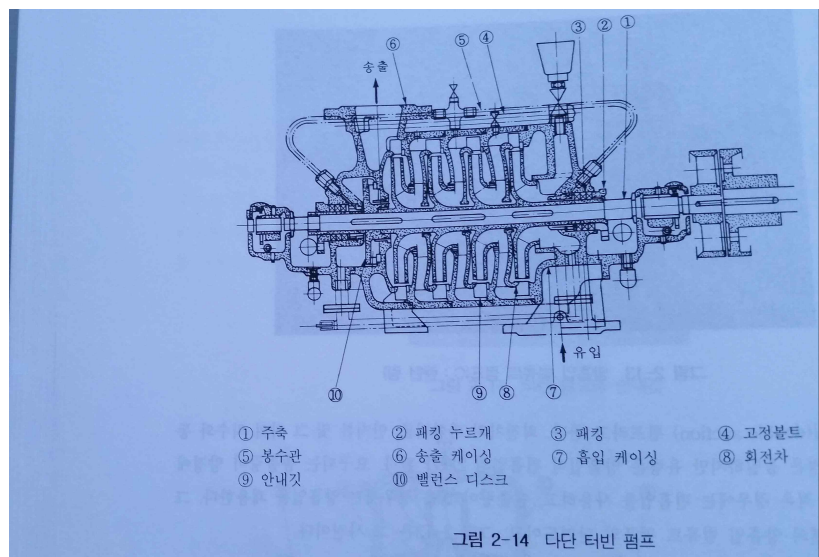
- 가) 액체가 회전차(impeller)의 양쪽에서만 흡입
- 나) 요구되는 송출량이 양정에 비하여 비교적 많은 경우에 사용
- 다) 회전차의 치수가 동일한 경우에 양정은 동일하지만 유량은 2배가 된다.

3. 단수에 의한 분류

(1) 단단(single stage) PUMP

- 가) pump 1대에 회전차(impeller) 1개를 설치한 것
- 나) 양정의 범위 : 8 ~ 10 m

(2) 다단(multi stage) PUMP : 그림 2-14



- 가) pump 1대에 여러 개의 회전차(impeller)를 직렬로 한 축에 배치하여 제1단에서 나온 물을 제 2단으로 흡입하고, 차례로 다음 단으로 송수함으로써 고압을 얻는다.
- 나) 양정의 범위 : 10 m 이상에 사용
- 다) 높은 양정 : 20단까지

4. 회전차(impeller)의 모양에 따른 분류

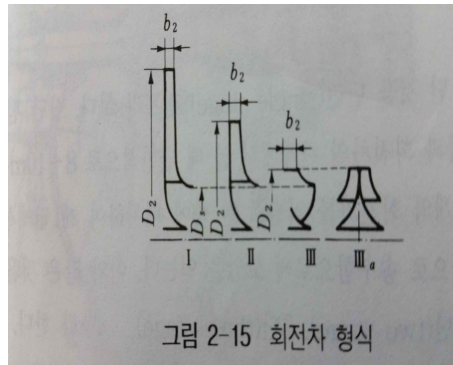


그림 2-15 회전차 형식

(1) 반경류형 회전차(radial flow impeller) : 그림 2-15 (I) 및 (II)

- 가) 액체가 회전차 속을 지날 때, 유적이 축과 거의 수직인 평면 내를 반지름 방향의 바깥쪽으로 되어 있음
- 나) 그림 2-15 (I) : 고(高) 양정, 소(小) 유량의 경우에 사용
- 다) 그림 2-15 (II) : 저(低) 양정, 대(大) 유량의 경우에 사용

(2) 깃 입구에서 출구에 이르는 동안 반지름 방향과 축방향을 조합한 회전차

- 가) 그림 2-15 (III)

5. 축의 방향에 의한 분류

(1) 횡축(horizontal shaft) PUMP

- 가) pump의 축이 수평인 것
- 나) 거의 대부분 사용

(2) 입축(vertical shaft) PUMP : 그림 2-16

- 가) pump의 축이 수직(연직)인 것
- 나) 장점
- ① 설치 장소의 면적이 좁은 경우에 사용
 - ② 양정이 높아서 공동현상이 일어날 우려가 있는 경우에 사용

6. casing에 의한 분류

(1) 상하분할형(split type) PUMP

- 가) casing이 축을 포함한 수평면(그림2-12) 또는 경사면으로 분할된 pump
- 나) 분해하기 편리하고, 대형 pump에 사용
- 다) boiler feed(급수) pump에서는 송출압력 80 kgf/cm² 정도까지 사용

(2) casing에 흡입커버(suction cover)가 있는 pump : 그림 2-10

(3) 윤절형(sectional type) pump : 그림 2-14

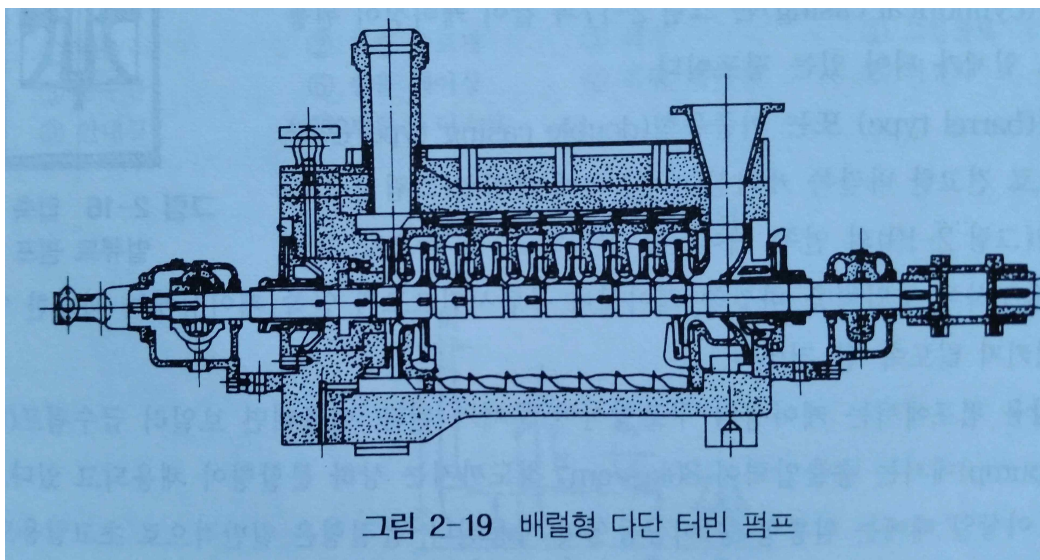
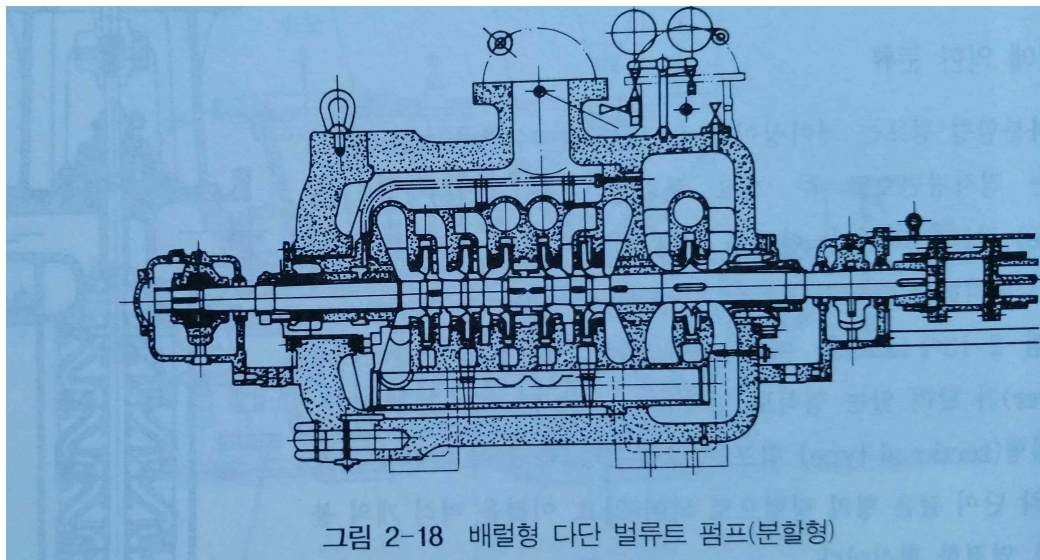
다단식 pump의 각 단이 같은 ring형으로 되어 있고, 이것을 여러 개의 bolt로 연결한 형식

(4) 원통형(cylindrical type) pump : 그림 2-17

casing이 원통형으로 일체가 되어있는 pump

(5) barrel형 또는 double casing type : 그림 2-17

다단식으로 견고한 바깥쪽 casing(barrel) 속에 분할형(그림 2-18) 또는 조립형(그림 2-19)의 안쪽 casing을 삽입하고, 그 틈으로 고압수를 유도하여 고압력을 바깥쪽 casing에 부담시킴으로써 안쪽 casing에는 과도한 압력이 작용하지 않도록 한 것



2.3 원심 PUMP의 크기

1. pump의 크기

(1) 표시

가) pump의 흡입구경 D_1 [mm]와 송출구경 D_2 [mm]로써 표시 : 그림 2-20

나) 100 x 90 원심 pump : 흡입구경 100 [mm]와 송출구경 90 [mm]

다) 100 원심 pump : 흡입구경 100 [mm]와 송출구경 100 [mm]은 같다.

(2) 와류실의 송출구경 = 송출관 지름 = 흡입구경 : 그림 2-20(a)

가) 예전에 많이 사용했으나, 현재에는 소형 pump에 사용

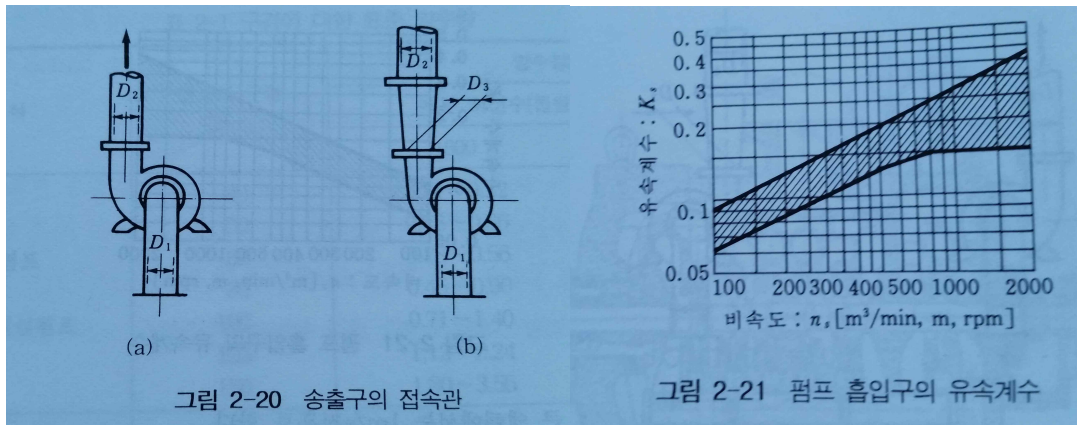
(3) 와류실을 작게 하여 송출구경 D_3 를 흡입구경 D_1 보다 작은 pump : 그림 2-20(b)

가) pump 효율 저하를 방지하기 위함

↳ 회전차에서 빠른 속도로 송출된 액체를 갑자기 넓은 와류실로 보내게 되면 속도가 감소되기 때문에 에너지의 손실이 커져서 pump의 효율이 저하됨

(4) pump의 구경을 정할 때 가장 먼저 결정해야 하는 사항은

흡입구와 송출구의 유속



2.4 원심 PUMP의 흡입구경과 송출구경

1. 흡입구경(suction diameter)

(1) 흡입구의 유속 v_s

가) 보통 : 1 ~ 3 m/s

① 일반적인 경우 : 2 ~ 2.5 m/s

② 점성이 큰 액체 : 1 m/s

나) 회전차의 비속도(비교회전도, n_s)와 전(全)양정이 주어진 경우의 v_s

$$v_s = K_s \sqrt{2gH} \quad (2-1)$$

여기서, K_s : 흡입구의 유속계수(그림 2-21에서 curve fitting으로 구함)

g : 중력가속도 [m/s^2]

H : 전(全)양정 [m]

다) 양수량 Q 과 흡입구의 유속의 관계

연속방정식($Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 = Av$)을 이용하면

$$Q = \frac{\pi}{4} D_s^2 v_s$$

여기서, Q : 유량 [m^3/s]

(2) 흡입구경 D_s [m]

$$D_s = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_s}} \quad (2-2)$$

가) 양수량 Q 이 주어질 때, 표준구경(표2-1)에 흡입구경 정할 수도 있다.

표 2-1 구경에 대한 표준 양수량

PUMP의 형식	PUMP의 구경[mm]	양수량 [m^3/min]	
		회전수 1800 rpm 주파수 60 Hz	회전수 1200 rpm 주파수 60 Hz
소형 원심pump 및 소형 다단식 원심pump	40	0.11 ~ 0.22	-
	50	0.18 ~ 0.36	-
	65	0.28 ~ 0.56	-
	80	0.45 ~ 0.90	-
	100	0.71 ~ 1.40	-
	125	1.12 ~ 2.24	-
	150	1.80 ~ 3.55	-
양흡입 원심pump	200	2.8 ~ 5.6	-
	250	4.5 ~ 9.0	-
	300	7.1 ~ 14.0	7.1 ~ 14.0
	350	-	9.0 ~ 18.0
	400	-	11.2 ~ 22.4
	500	-	18.0 ~ 35.5*

[비고] (i) 구경 350은 될 수 있는 대로 사용하지 않는다.

(ii) *는 900rpm에도 허용된다.

(iii) 발주자와 협정에 의하여 본 표의 125% 까지 송출량을 증가해도 된다.

2. 송출구경(delivery diameter)

(1) 송출구의 유속 v_d

가) 보통 : 2.5 ~ 3 m/s

나) 고압 원심 pump : 5 ~ 6 m/s ⇐ 송출구의 구경을 흡입구의 구경보다 작게 하여

다) 회전차의 비속도(비교회전도, n_s)와 전(全)양정이 주어진 경우의 v_d : 그림 2-21

$$v_d = K_d \sqrt{2gH} \quad (2-3)$$

여기서, K_d : 송출구의 유속계수(그림 2-22에서 curve fitting으로 구함)

g : 중력가속도 [m/s^2]

H : 전(全)양정 [m]

(2) 송출구경 D_d [m]

$$D_d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_d}} \quad (2-4)$$

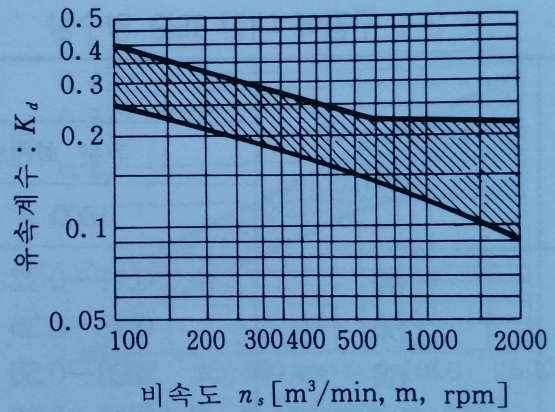
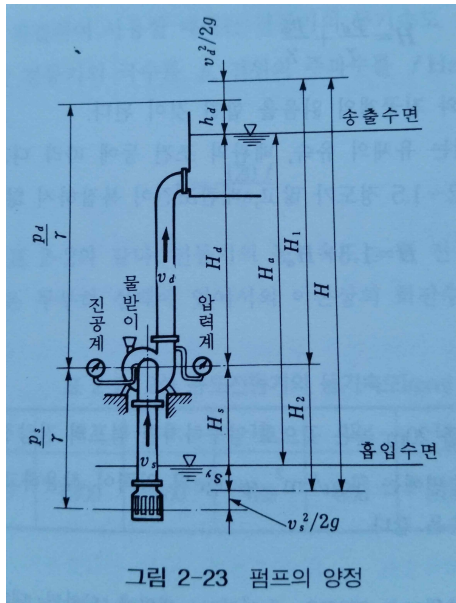


그림 2-22 펌프 송출구의 유속계수

※ 예제 2-1

학생들 스스로 문제 풀어보세요!

2.5 원심PUMP의 전(全)양정

1. 실양정(actual head) H_a : 그림 2-23(하수조에서 상수조로 양수하는 장치)

: 흡입수면과 송출수면 사이의 수직 높이

$$H_a = H_s + H_d \quad (2-5)$$

여기서, H_s : 흡입실양정(pump의 중심에서 흡입수면까지의 수직 높이)

H_d : 송출실양정(pump의 중심에서 송출수면까지의 수직 높이)

2. 전(全)양정 H

$$H = H_1 + H_2 = \left(H_d + h_d + \frac{v_d^2}{2g} \right) + (H_s + h_s)$$

여기서, H_1 : 흡입쪽 전양정

H_2 : 송출쪽 전양정,

h_s : 흡입관 쪽의 마찰 손실수두

h_d : 송출관 쪽의 마찰 손실수두

$v_d^2/2g$: 송출관의 잔류속도수두 (송출관이 수조에 접속되어 있을 경우)

$$H = H_a + (h_d + h_s) + \frac{v_d^2}{2g} \quad (2-6)$$

전양정 H 은 실양정 H_a 에 총 손실수두 $(h_d + h_s) + (v_d^2/2g)$ 를 합한 것과 같다.

(1) pump의 중심과 같은 높이에 진공계와 압력계를 설치한 경우

가) 송출구에 설치한 압력계의 읽음 p_d/γ

$$\frac{p_d}{\gamma} = H_d + h_d \quad [\text{m}] \quad (2-7)$$

여기서, $p_d : \text{kgf/cm}^2$ $\gamma : \text{비중량 (물 : 1,000 kgf/m}^3\text{)}$

나) 흡입관에 설치한 진공계의 읽음 p_s/γ

$$\frac{p_s}{\gamma} = H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2g} \quad (2-8)$$

다) 전(全)양정 H

계기의 읽음에서 양정을 구하면

$$H_1 = \left(\frac{p_d}{\gamma} \right) + \left(\frac{v_d^2}{2g} \right) \quad H_2 = \left(\frac{p_s}{\gamma} \right) - \left(\frac{v_s^2}{2g} \right)$$

$$\therefore H = H_1 + H_2 = \frac{p_d}{\gamma} + \frac{p_s}{\gamma} + \frac{v_d^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2-9)$$

$v_d = v_s$ 라 하면

$$H = \frac{p_d}{\gamma} + \frac{p_s}{\gamma} \quad (2-10)$$

3. 전(全)양정 H 과 실양정(actual head) H_a 관계

(1) 전(全)양정 H 과 실양정(actual head) H_a 의 비(ratio)

가) 전(全)양정 H 과 실양정(actual head) H_a 의 비 : 유체의 유속, 배관의 조건 등에 따라 다름

나) 일반적인 계산

전(全)양정 H / 실양정(actual head) H_a : 1.2 ~ 1.5

다) 배관조건이 복잡하지 않을 때

전(全)양정 H / 실양정(actual head) H_a : 1.3

$$H = 1.3H_a \quad (2-11)$$

※ 예제 2-2 및 예제 2-3

학생들 스스로 문제 풀어보세요!

2.6 PUMP의 회전수

1. 전동기(motor)에 직결하여 사용하는 경우의 pump의 회전수

(1) 전동기(motor)의 동기속도 n 가 pump의 회전수와 같다. : 무부하 상태

$$n = \frac{120f}{p} \quad (2-12)$$

여기서, n : 전동기(motor)의 동기속도 [rpm]

p : 전동기의 극수

f : 전원의 주파수 [Hz]

(2) 부하(load)상태의 미끄럼을 S [%]를 고려한 PUMP의 회전수 N

$$N = n \left(1 - \frac{S}{100} \right) = \frac{120f}{p} \left(1 - \frac{S}{100} \right) \quad (2-13)$$

2. 가장 효율이 높은 pump의 회전수 정하는 방법

가) 회전차의 형상(pump의 형상과도 관계있음)을 선정한다.

나) 회전차의 비속도(비교회전도, n_s)를 자료에서 선정한다.

다) 가장 효율이 높은 pump의 회전수를 선정한다.

2.7 PUMP의 동력 및 효율

1. 수동력(WATER POWER) L_w

(1) 수동력의 정의

PUMP에 의하여 액체에 공급되는 동력

(2) 수동력(WATER POWER) L_w

가) 중력 단위 [kgf·m/s]

$$L_w = \gamma H Q \quad [\text{kgf} \cdot \text{m/s}] \quad (1-9 : P9)$$

여기서, γ : 액체의 비중량 [kgf/m^3]

H : 전(全)양정 [m]

Q : 유량 [m^3/s]

나) 마력 단위 [PS]

$$L_w = \frac{\gamma H Q}{75 \times 60} \quad [\text{PS}] \quad (2-14-1)$$

여기서, γ : 액체의 비중량 [kgf/m^3]

H : 전(全)양정 [m]

Q : 유량 [m^3/min]

1 PS = 75 kgf·m/s

다) 국제단위(SI 단위) [kW]

$$L_w = \frac{\gamma H Q}{102 \times 60} \quad [\text{kW}] \quad (2-14-2)$$

여기서, γ : 액체의 비중량 [kg/m^3]

H : 전(全)양정 [m]

Q : 유량 [m^3/min]

1 kW = 102 kg·m/s

2. pump의 축동력(shaft power) L 과 전효율(total efficiency) η

(1) pump의 전효율(total efficiency) η

$$\eta = \frac{\text{수동력}}{\text{축동력}} = \frac{L_w}{L} \quad (2-15)$$

또한,

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_h \quad (2-16)$$

여기서, η_v : pump의 체적효율(volumetric efficiency)

η_m : pump의 기계효율(mechanical efficiency)

η_h : pump의 수력효율(hydraulic power efficiency)

가) pump의 효율은 pump의 종류, 형식, 크기 등에 따라서 다르므로 계산하여 구하기 곤란

↳ 보통 실험값을 바탕으로 추정한다.

(2) pump의 체적효율(volumetric efficiency) η_v

$$\eta_v = \frac{\text{펌프의 송출유량}}{\text{회전차 속을 지나는 유량}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (2-17)$$

여기서, Q : 펌프의 송출유량

ΔQ : 펌프내부에서의 누설유량

가) η_v 범위 : 0.9 ~ 0.95

(3) pump의 기계효율(mechanical efficiency) η_m

$$\eta_m = \frac{L - (\Delta L_m + \Delta L_d)}{L} \quad (2-18)$$

여기서, ΔL_m : bearing 및 shaft 장치에 의한 마찰 손실동력

ΔL_d : 회전차 바깥쪽의 원판마찰에 의한 손실동력

한편, $L - (\Delta L_m + \Delta L_d) = \frac{\gamma H_{th}(Q + \Delta Q)}{75 \times 60}$ 이므로 식 (2-18)은

$$\eta_m = \frac{\gamma H_{th}(Q + \Delta Q)}{(75 \times 60)L} \quad (2-19)$$

가) η_m 범위 : 0.9 ~ 0.97

(4) pump의 수력효율(hydraulic power efficiency) η_h

$$\eta_h = \frac{\text{펌프의 실제 양정}}{\text{이론양정(깃수 유한)}} = \frac{H}{H_{th}} = \frac{H_{th} - \Delta H_{th}}{H_{th}} \quad (2-20)$$

여기서, ΔH_h : pump내에서 발생하는 수력손실

가) η_h 범위 : 0.8 ~ 0.96

(5) pump의 전효율(total efficiency) $\eta = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_h$ 의 관계 성립 증명

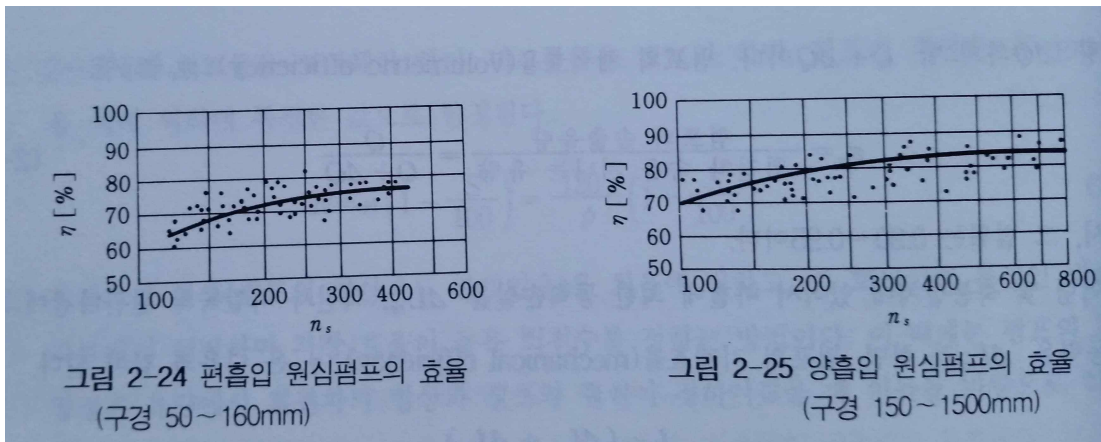
식 (2-14), (2-15), (2-17), (2-19) 및 (2-20)을 연립하여 정리하면

$$\eta = \frac{L_w}{L} = \frac{\gamma H Q}{(75 \times 60) L} = \frac{Q}{(\phi + \Delta Q)} \times \frac{\gamma H_{th} (\phi + \Delta Q)}{(75 \times 60) L} \times \frac{H}{H_{th}} = \eta_v \eta_m \eta_h$$

(6) pump의 전효율(total efficiency) η 의 실험자료

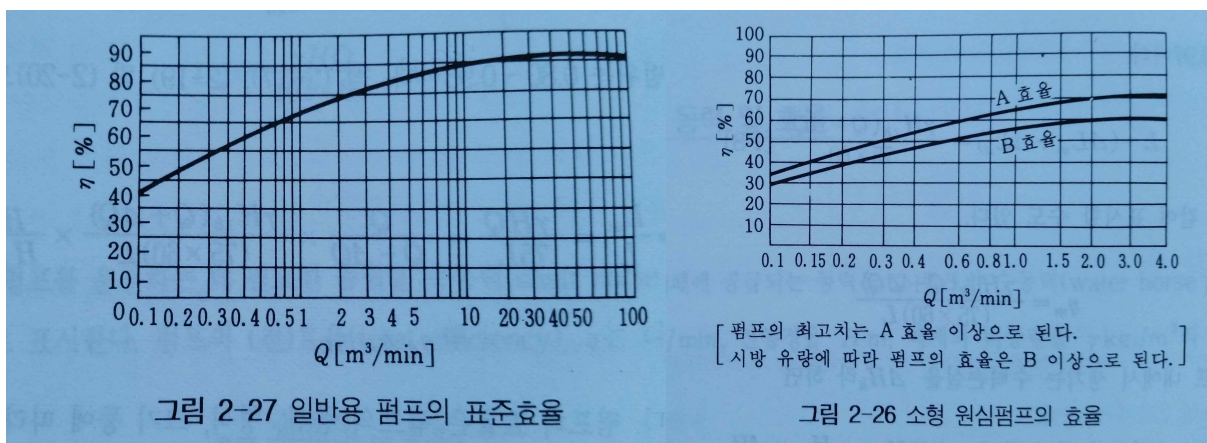
가) 편흡입 원심pump의 비속도에 대한 효율 : 그림 2-24

나) 양흡입 원심pump의 비속도에 대한 효율 : 그림 2-25



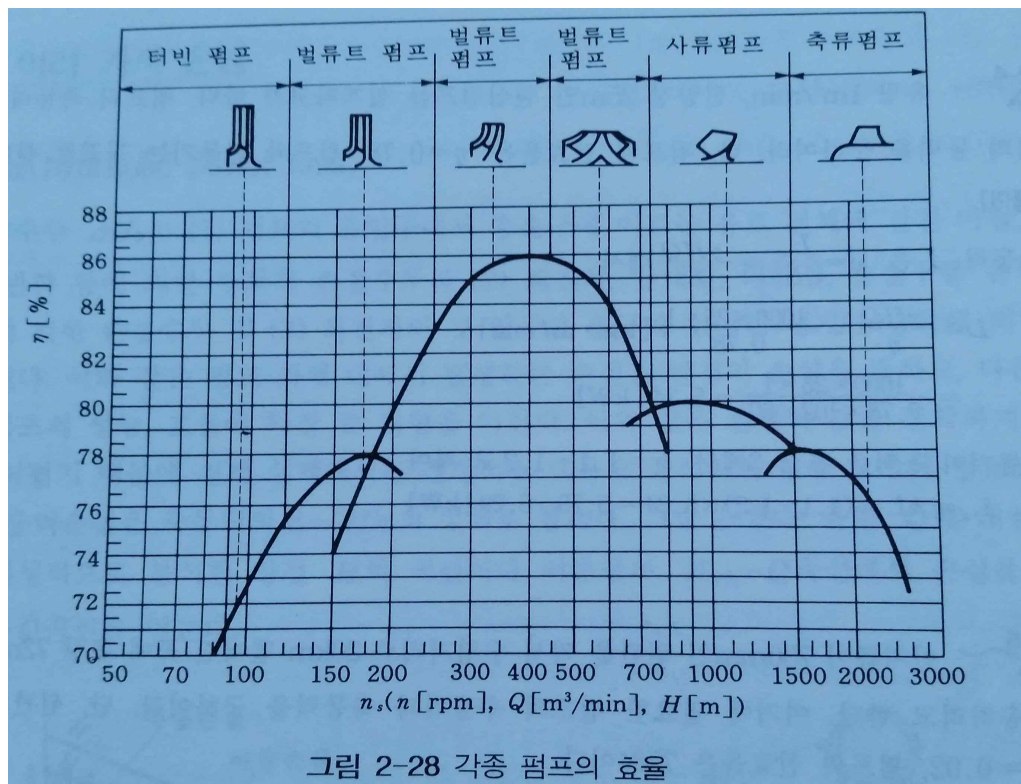
다) 소형 원심pump의 유량에 대한 효율 : 그림 2-26

라) 일반용 pump의 유량에 대한 표준효율 : 그림 2-27



마) 각종 PUMP의 효율 : 그림 2-28

① 같은 종류의 PUMP라도 구조(회전차의 모양)가 바뀌면 n_s 와 η 도 달라진다.



3. 원동기의 동력

(1) 원동기 동력 L_d

가) pump를 구동시키는 원동기 동력은 구동 방법에 따라 기계 손실을 일으키기 때문에 일반적으로 축동력 L 보다 커야 한다. 그러므로 다음 식과 같이 표시된다.

$$L_d = kL \quad (2-21)$$

여기서, k : 상수

나) 전동기(motor)를 원동기로 사용할 경우 상수 k : 표 2-3을 적용

표 2-3 : 전동기(motor)를 원동기로 사용할 경우

전동 방식	k
직 결	1.10 ~ 1.20
V belt	1.15 ~ 1.25
평 belt	1.25 ~ 1.35
spur gear	1.20 ~ 1.25
bevel gear	1.15 ~ 1.25

다) 내연기관을 원동기로 사용할 경우 상수 k : 표 2-3의 값에 10%를 더한 값을 사용

※ 예제 2-4 및 예제 2-5

학생들 스스로 문제 풀어보세요 !

2.8 여러 가지 손실

1. 수력손실(hydraulic power loss) 수두 ΔH_h

(1) 수력손실수두의 종류

가) 부차적 손실수두

pump의 흡입구에서 송출구에 이르는 유로 전체에서 **마찰**, **곡관**, **부속품** 및 **단면변화** 등에 의한 손실수두

나) 와류 손실수두

유체가 **회전차**, **안내깃**, **와류실** 및 **송출구**를 흐를 때 발생하는 **와류**에 의한 손실수두

다) 충돌 손실수두

회전차의 **깃** 입구와 **출구**에서 발생하는 **충돌**에 의한 손실수두

(2) 수력손실수두 특징

가) 다른 손실보다 **pump**의 **성능**, **효율**에 **가장 큰 영향**을 미친다.

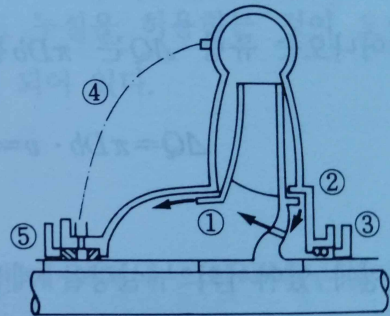
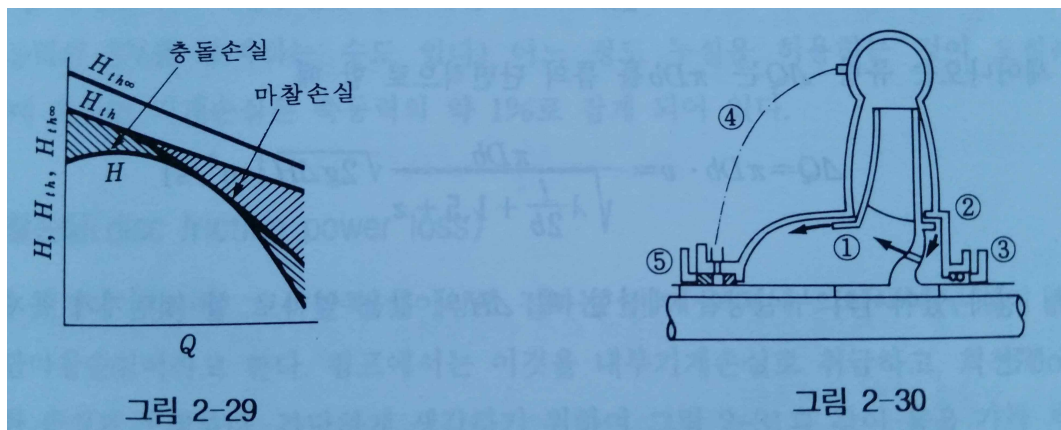
나) **실제 설계** : **정성적인 내용**을 **분석**하여 **성능 고찰**에 참고하고 있다. $\Rightarrow$ **그림 2-29**

$\hookrightarrow$ 손실의 값을 정확하게 포착하기 어렵기 때문에

다) **유량 Q**에 대한 **충돌손실**과 **마찰손실**을 **정성적**으로 분석한 **양정 H diagram** : **그림 2-29**

① Euler 이론 수두 $H_{th\infty} \sim Q$ ② 이론 양정 $H_{th} \sim Q$ 곡선 ③ 전(全)양정 $H \sim Q$ 곡선

라) 수력손실 범위 : 축동력 L 의 8 ~ 20%



2. 누설손실(leakage loss) ΔQ

(1) 누설손실 ΔQ

가) **PUMP**의 **회전부분**과 **CASING**(고정되어 있음)사이의 **틈**으로 압력이 높은 부분에서 낮은 부분으로 **유실**되는 **유량**이다.

나) 누설되는 곳 : **그림 2-30**

- ① 회전차 입구부의 wear-ring 부분 ② 축추력 평형장치부
- ③ packing(sealing) box ④ 봉수(封水)용에 쓰이는 압력수
- ⑤ bearing 및 packing box의 냉각에 사용되는 물 및 다단 pump에서의 다음 단과의 틈

다) 누설손실 ΔQ (= 환상(環狀) 틈의 누설유량)

$$\Delta Q = \frac{\pi D b}{\sqrt{\lambda \frac{l}{2b} + 1.5 + z}} \sqrt{2g \Delta H} \quad (2-22)$$

여기서, D : 환상 틈의 평균지름 [m] b : 환상 틈의 너비 [m]

l : 환상 틈의 축방향길이(미로(labyrinth)의 골 부분은 제외) [m]

z : labyrinth 골수

ΔH : 환상 틈 전후의 압력수두 차 [m]

λ : 마찰계수 (실제 매끄러운 관의 마찰계수와 거의 같다)

▣ 관의 Reynolds 수 : $R_e = vd/\nu$

▣ 틈의 Reynolds 수 : $R_e = v(2b)/\nu \Rightarrow 2b$ 는 환상 틈의 수력반지름의 4배

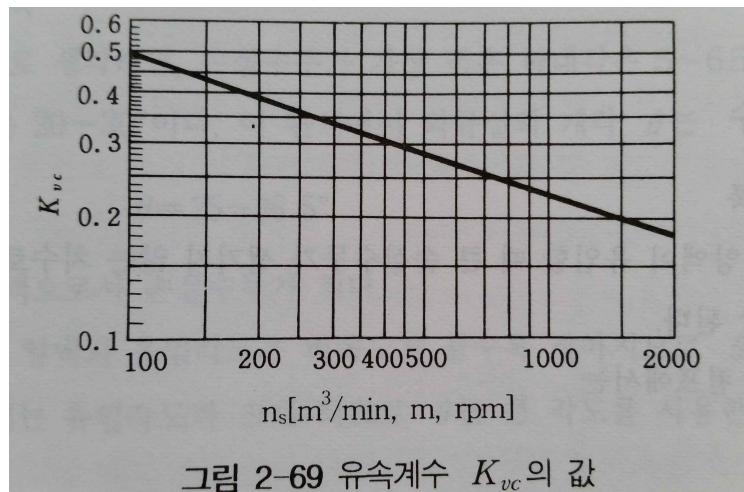
① wear-ring에 있어서 압력수두 차 ΔH 의 Stepanoff 계산식

$$\Delta H = H(1 - K_{vc}^2) - \frac{1}{4} \cdot \frac{u_2^2 - u_r^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad (2-23)$$

여기서, H : 전 양정

u_2 u_r : 회전차, wear-ring의 원주속도

K_{vc} : spiral casing내의 평균유속($v_c = K_{vc} \sqrt{2gH}$)의 계수(그림 2-69)



※ 예제 2-6

학생들 스스로 문제 풀어보세요!

3. 기계손실(mechanical loss)

(1) bearing과 packing(sealing) 장치에 있어서 손실

(2) 거의 회전수 제곱에 비례

(3) packing(sealing) 장치 마찰손실동력

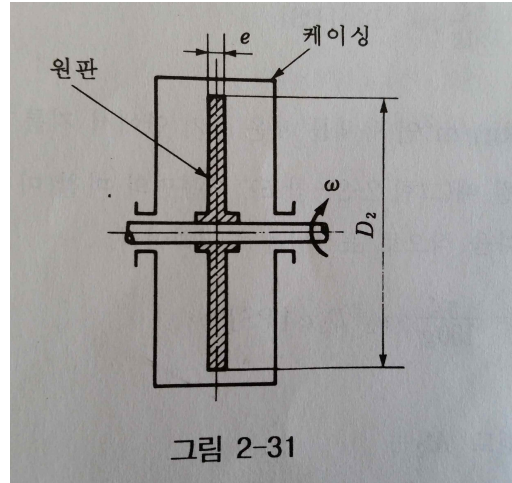
가) packing 누르개를 세게 죄어서 누설량을 적게 할수록 packing(sealing) 장치 마찰손실 동력이 크게 되므로 어느 정도 누설을 허용하는 것이 오히려 좋다.

나) 축동력의 3%를 초과하는 경우도 있다.

(4) Stepanoff : 기계손실은 축동력의 1%로 설정

4. 원판마찰손실(disc friction loss) ΔL_d

- (1) 회전차의 회전에 의하여 casing에 접하는 면에 액체에 의한 마찰손실이다.
- (2) 물을 가득 채운 용기 속에서 원판을 회전시킬 때의 마찰손실을 구하여, 그 결과를 회전차에 응용하는 방법을 취한다. ⇨ 그림 2-31



- (3) 원판마찰손실(disc friction loss) ΔL_d

$$\Delta L_d = k \gamma u_2^3 D_2^2 \left(1 + 5 \frac{e}{D_2} \right) \quad (2-24)$$

여기서, k : 원판마찰 손실계수 = 1.1×10^{-6}

D_2 : 원판 바깥지름 [m]

e : 원판의 두께 [m]

γ : 유체의 비중량 [kg/m^3]

u_2 : 원판 바깥지름의 원주속도 [m/s]

- (4) Pfleiderer의 원판마찰손실(disc friction loss) ΔL_{df}

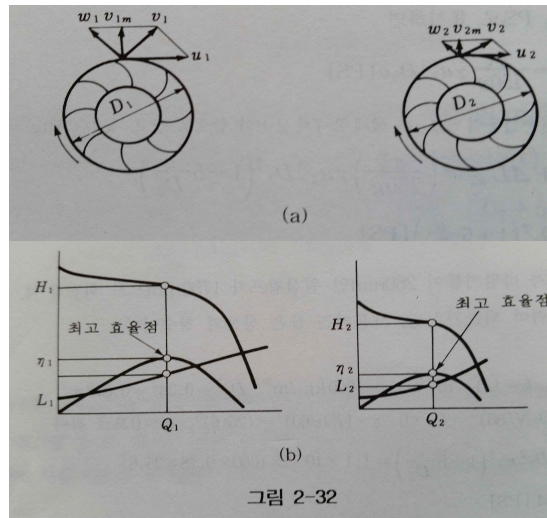
회전차 출구의 형상을 보통의 것으로 하여 $\left(1 + 5 \frac{e}{D_2} \right) = 1.1$ 으로 놓아

식 (2-24)은

$$\Delta L_{df} = 1.2 \times 10^{-6} \gamma u_2^3 D_2^2 \quad (2-25)$$

2.9 상사(相似)법칙

구조와 흐름이 상사(相似)인 원심식과 축류식의 pump, 송풍기 등의 TURBO기계에 적용된다.



1. 유량 Q 에 관한 상사(相似)법칙

(1) 2대 PUMP의 유량 Q_1, Q_2 : 그림 2-32(a)

$$Q_1 = A_1 v_{1m} \quad Q_2 = A_2 v_{2m} \quad ①$$

여기서, A_1, A_2 : 회전차 출구에서 통로면적

v_{1m}, v_{2m} : 반지름 방향 유속

각 회전차의 원주속도를 u_1, u_2 라 하면, 흐름은 상사(相似)이므로 그림 2-32(a)에서

$$\frac{v_{1m}}{v_{2m}} = \frac{u_1}{u_2} \quad ②$$

(2) pump의 구조와 흐름이 상사(相似)인 경우의 유량 Q 에 대한 식(무차원 값)
위의 식 ①과 ②으로부터

$$\frac{Q_1}{A_1 u_1} = \frac{Q_2}{A_2 u_2} \quad (2-26)$$

(3) pump의 구조와 흐름이 상사(相似)인 경우의 유량 Q 에 일반식(무차원 값)
식(2-26)은 일반적으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{Q}{Au} = \phi \quad (2-27)$$

여기서, ϕ : 유량계수(coefficient of discharge)

(4) pump의 구조 상사(相似)에서 통로 단면적의 비 $\frac{A_1}{A_2}$

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{\pi D_1 \cdot b_1}{\pi D_2 \cdot b_2} = \frac{\pi D_1 \cdot D_1}{\pi D_2 \cdot D_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad ③$$

여기서, b : 회전차의 출구 폭

(5) 회전차의 원주속도비 $\frac{u_1}{u_2}$

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{\pi D_1 N_1 / 60}{\pi D_2 N_2 / 60} = \frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{N_1}{N_2} \quad (4)$$

(6) 유량 Q 에 관한 **상사(相似)법칙**

식 (2-26)에 식 ③과 ④을 대입하여 정리하면 다음 식과 같이 되고, 널리 이용된다.

$$\frac{Q_1}{D_1^3 N_1} = \frac{Q_2}{D_2^3 N_2} \quad (2-28)$$

※ 예제 2-10

학생들 스스로 문제 풀어보세요!

2. 전양정 H 에 관한 **상사(相似)법칙**

(1) 2대 PUMP에 대한 **실제의 Euler 이론 전양정** $H_{th\infty 1}$, $H_{th\infty 2}$

실제의 Euler 이론식 $H_{th\infty} = (1/g)u_2 v_2 \cos \alpha_2$ (p21, 식(2-20))을 이용하면,

$$\begin{aligned} H_{th\infty 1} &= (1/g)u_1 v_1 \cos \alpha_1 \\ H_{th\infty 2} &= (1/g)u_2 v_2 \cos \alpha_2 \end{aligned} \quad (2-29)$$

(2) 2대 PUMP는 **구조와 흐름의 상태가 상사(相似)이므로 미끄럼계수**($\mu = H_{th}/H_{th\infty}$)와 **수력효율**($\eta_h = H/H_{th}$)은 **같으므로**

$$\begin{aligned} \mu_1 \eta_{h1} = \mu_2 \eta_{h2} &\Rightarrow \frac{H_{th1}}{H_{th\infty 1}} \cdot \frac{H_1}{H_{th1}} = \frac{H_{th2}}{H_{th\infty 2}} \cdot \frac{H_2}{H_{th2}} \\ \therefore \frac{H_{th\infty 1}}{H_{th\infty 2}} &= \frac{H_1}{H_2} \end{aligned} \quad (2-30)$$

흐름의 상태가 상사(相似)이므로

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{u_1}{u_2} \quad \alpha_1 = \alpha_2 \quad (2-31)$$

(3) pump의 **구조와 흐름이 상사(相似)인 경우의 전양정 H 에 대한 식**(무차원 값)

식 (2-29), (2-30) 및 (2-31)의 관계를 정리하면

$$\frac{H_1}{u_1^2/(2g)} = \frac{H_2}{u_2^2/(2g)} \quad (2-32)$$

(4) pump의 **구조와 흐름이 상사(相似)인 경우의 전양정 H 에 대한 일반식**(무차원 값)

$$\frac{H}{u^2/(2g)} = \psi \quad (2-33)$$

여기서, ψ : 양정계수(head coefficient)

(5) 전양정 H 에 관한 상사(相似)법칙

식 (2-32)에 $u_1 = \pi D_1 N_1 / 60$, $u_2 = \pi D_2 N_2 / 60$ 를 대입하고 정리하면

$$\frac{H_1}{D_1^2 N_1^2} = \frac{H_2}{D_2^2 N_2^2} \quad (2-34)$$

※ 예제 2-11

학생들 스스로 문제 풀어보세요!

3. 축동력 L 에 관한 상사(相似)법칙

2대의 PUMP 효율은 식 $L_w = \gamma H Q$ (1-9 : P9) 와 $\eta = \frac{\text{수동력}}{\text{축동력}} = \frac{L_w}{L}$ (2-15)에서 각각

$$\eta_1 = \frac{\gamma_1 H_1 Q_1}{L} \quad \eta_2 = \frac{\gamma_2 H_2 Q_2}{L}$$

PUMP의 구조와 흐름이 상사(相似)이므로 $\Rightarrow \eta_1 = \eta_2$ 로 보면

$$\frac{L_1}{\gamma_1 H_1 Q_1} = \frac{L_2}{\gamma_2 H_2 Q_2} \quad (2-35)$$

(1) pump의 구조와 흐름이 상사(相似)인 경우의 축동력 L 에 대한 식(무차원 값)

식 (2-35)에 식 (2-26)과 (2-32)을 대입하여 정리하면,

$$\frac{L_1}{A_1 \gamma_1 u_1^3 / (2g)} = \frac{L_2}{A_2 \gamma_2 u_2^3 / (2g)} \quad (2-36)$$

(2) pump의 구조와 흐름이 상사(相似)인 경우의 축동력 L 에 대한 일반식(무차원 값)

$$\frac{L}{A \gamma u^3 / (2g)} = \mu_p \quad (2-37)$$

여기서, μ_p : 출력계수(power coefficient)

(3) 축동력 L 에 관한 상사(相似)법칙

PUMP의 구조와 흐름이 상사(相似)이므로

$$\frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad \frac{u_1}{u_2} = \frac{D_1 N_1}{D_2 N_2}$$

위의 두식을 식 (2-36)에 대입하여 정리하면,

$$\frac{L_1}{\gamma_1 D_1^5 N_1^3} = \frac{L_2}{\gamma_2 D_2^5 N_2^3} \quad (2-38)$$

※ 예제 2-12

학생들 스스로 문제 풀어보세요 !

2.10 비속도(=비교회전도(수)) n_s

(1) 2대의 PUMP가 상사(相似)가 되려면

- 가) 유량 Q 에 관한 상사(相似)의 식(2-28)이 성립한다.
- 나) 전양정 H 에 관한 상사(相似)의 식(2-34)이 성립한다.
- 다) 축동력 L 에 관한 상사(相似)의 식(2-38)이 성립한다.
- 라) 아래 식(2-39)의 관계가 성립되어야 한다.

식(2-28)과 (2-34)에서 D_1/D_2 를 소거하면,

$$N_1 \frac{Q_1^{1/2}}{H_1^{3/4}} = N_2 \frac{Q_2^{1/2}}{H_2^{3/4}} \quad (2-39)$$

여기서, A회전차의 회전수, 유량, 전양정 : N_1, Q_1, H_1

B회전차의 회전수, 유량, 전양정 : N_2, Q_2, H_2

(2) 비속도 n_s

가) 비속도 n_s 관계식

식 (2-39)의 A회전차에서 $N_1 = N, Q_1 = Q, H_1 = H,$

B회전차에서 $N_2 = n_s[\text{rpm}], Q_2 = 1 [\text{m}^3/\text{min}], H_2 = 1 [\text{m}]$ 로 대입하여 정리하면,

$$n_s = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad [\text{m}^3/\text{min}, \text{m}, \text{rpm}] \quad (2-40)$$

- ① 유량 Q 가 감소하면 비속도 n_s 가 적게되고, 유량 $Q = 0 \Rightarrow$ 비속도 $n_s = 0$
- ② 전양정 $H = 0 \Rightarrow$ 비속도 $n_s = \infty$

나) 비속도 n_s 의 정의

한 회전차를 형상(구조)과 운전상태(흐름)를 상사(相似)되게 하면서 그 크기를 바꾸어, 단위 송출량에서 단위 양정을 내게할 때 그 회전차에 주어져야 할 회전수를 처음 (기준이 되는) 회전차의 비속도(specific speed) 또는 비교회전도(수) n_s 라 한다.

다) 비속도 n_s 가 같은 회전차는 모두 상사(相似)형이다.

라) 비속도 n_s

- ① 회전차의 형상을 나타내는 척도
- ② pump의 성능을 나타냄
- ③ 최적의 회전수를 결정하는데 이용
- 마) 비속도 n_s 값은 pump의 구조와 흐름이 상사(相似)일 때는 일정하며, pump의 크기나 회전수에 따라 변하지 않는다.
- 바) 유량 Q 과 전양정 H 은 최고 효율(η)점에 대한 값을 나타내게 되어 있다. $\Rightarrow$ 그림 2-32
- 사) 양흡입일 때에는 Q 대신 $2Q$ 를 사용한다.
- 아) 다단(z)일 때에는 H 대신 H/z 를 사용한다.

자) 다른 단위의 비속도 n_s'

$$n_s' = \xi n_s \quad [\text{m}^3/\text{min}, \text{m}, \text{rpm}] \quad (2-41)$$

여기서, ξ : 변환계수 $\Rightarrow$ 표 2-4 참고

표 2-4

n_s' 의 단위	ξ
$\text{m}^3/\text{s}, \text{m}, \text{rpm}$	0.129
$\ell/\text{s}, \text{m}, \text{rpm}$	4.08
$\text{ft}^3/\text{min}, \text{ft}, \text{rpm}$	2.44
$\text{ft}^3/\text{s}, \text{ft}, \text{rpm}$	0.314
US gal/min, ft, rpm	6.67
Imp. gal/min, ft, rpm	6.09

※ 예제 2-13 & 2-14

학생들 스스로 문제 풀어보세요 !

2.11 비속도 n_s , PUMP 형식 및 효율 η 과의 관계

(1) 회전수가 일정한 경우

가) 고(高) 양정, 소(小) 유량의 pump 회전차 : 비속도 n_s 의 값이 적다. $\Rightarrow$ 식(2-40)

나) 저(低) 양정, 대(大) 유량의 pump 회전차 : 비속도 n_s 의 값이 크다. $\Rightarrow$ 식(2-40)

(2) pump 회전차의 출구 지름과 폭

가) 고(高) 양정, 소(小) 유량의 pump 회전차 : 일반적으로 출구 지름에 비하여 폭이 좁다.

나) 저(低) 양정, 대(大) 유량의 pump 회전차 : 일반적으로 출구 지름에 비하여 폭이 크다.

(3) 비속도 n_s 가 커질수록 pump 회전차의 출구 지름에 대한 출구폭과 입구 지름이 점점 커진다 $\Rightarrow$ 표 2-5

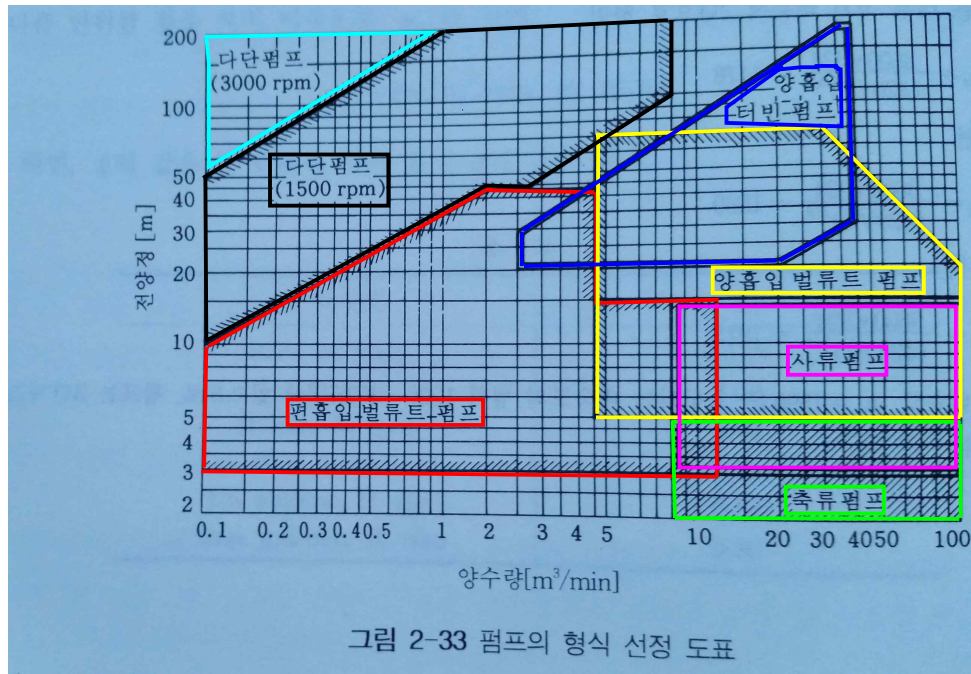
가) 비속도 n_s 의 범위 : PUMP의 최고 효율(η)을 나타낼 때의 양정, 유량 및 회전수에 계산한 것이다.

표 2-5 각종 PUMP의 비속도와 특성

번 호	1	2	3	4	5	6	7
회전차의 형식							
n_s 의 범위	80~120	120~250	250~450	450~750	700~1000	800~1200	1200~2200
n_s 가 잘 사용되는 값	100	150	350	550	880	1100	1500
흐름에 의한 분류	반경류형	반경류형	혼류형	혼류형	사류형	사류형	축류형
전양정 [m]	30	20	12	10	8	5	3
양수량 [m^3/min]	8 이하	10 이하	10~100	10~300	8~200	8~400	8 이상
펌프의 명칭	고 양 정 원심펌프	고 양 정 원심펌프	중 양 정 원심펌프	저 양 정 원심펌프	사류펌프	축류펌프	축류펌프
	터 빈	터 빈 벌류트	벌류트	양 흡 입 벌류트			

(4) PUMP 형식 선정 도표 → 그림 2-33

가) PUMP 형식 선정 : PUMP의 유량과 양정이 기준이 된다.



※ 예제 2-15

학생들 스스로 문제 풀어보세요 !

2.12 회전차 설계

1. 회전차 설계시 고려사항

(1) 마찰 손실을 적게 하는 방법

- 가) 갯의 길이(통로의 길이)를 짧게
- 나) 갯의 매수를 적게
- 다) 회전차의 내·외면을 매끈하게

(2) 손실 head를 적게 하는 방법

- 가) 갯의 곡선을 완만하게 (갯의 길이는 필연적으로 길어짐)
- 나) 갯의 매수를 많도록 하여 곡률 반지름을 크게 한다.
- 다) 통로의 단면적을 급변하지 않도록

2. 설계양수량 Q' [m³/s]

$$Q' = Q + q + q' \quad (2-42)$$

여기서, Q : 회전차 속을 흐르는 유량 [m³/s]

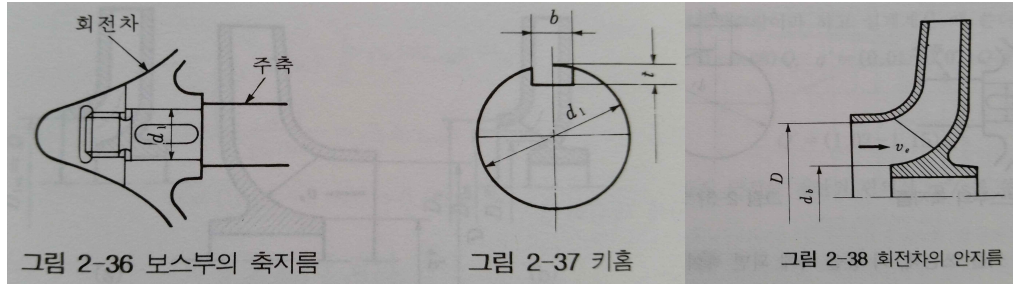
q : 회전차 입구의 바깥둘레와 liner ring 등의 틈으로부터 새는 유량

q' : 회전차 외벽이나 갯 자체를 순환하는 순환유량

(1) 일반 pump에서 설계양수량 Q'

일반 pump에서 $q=(0.01\sim0.08)Q$, $q'=(0.01\sim0.07)Q$ 이고, $q+q'=(0.02\sim0.15)Q$ 가 되므로 식 (2-42)는 다음과 같다.

$$Q = (1.02 \sim 1.15)Q \quad (2-43)$$



3. 회전차 Boss부의 축지름 d_1

(1) 회전차의 전달마력 L_r [PS]

$$L_r = \frac{T}{75} \cdot \omega = \frac{T}{75} \cdot \frac{2\pi N}{60} \quad (2-44)$$

여기서, N : 회전수 [rpm]

ω : 각속도 [rad/s]

T : 전달 Torque(회전축의 비틀림 moment) [kg·cm]

(2) 전달 Torque T

식 (2-44)의 관계식으로부터

$$T = 71,620 \frac{L_r}{N} \quad (2-45)$$

(3) 회전차 Boss부에 key 홈이 없는 경우의 축지름 $d_1 \Rightarrow$ 억지 끼워 맞춤(열박음)

축의 Torque T , 극단면계수 z_p 및 허용 비틀림 응력 τ [kgf/cm²]의 관계를 이용하면

$$T = z_p \cdot \tau \quad ①$$

축의 단면이 원형인 경우의 극단면계수 z_p 는

$$z_p = \frac{\pi d_1^3}{16} \quad ②$$

여기서, d_1 : 축의 지름

식 ②를 식 ①에 대입하여 정리하면.

$$T = \frac{\pi d_1^3}{16} \cdot \tau \quad ③$$

식 ③을 축지름 d_1 에 대하여 정리하면.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau} \cdot T} \approx 1.72 \sqrt[3]{\frac{T}{\tau}} \quad (2-46)$$

$\Rightarrow$ 허용 비틀림 응력 τ : 부록 8,9 참조

(4) 회전차 Boss부에 key 홈이 있는 경우의 축지름 d_{k1} ⇨ 그림 2-36, 2-37

가) 키 홈이 있는 강도 S_k 와 키 홈이 없는 강도 S_e 의 비 S

① key 홈 : 회전차를 고정시키기 위하여 key 홈을 파는데 ⇨ 축이 약해짐

↳ 축의 지름 설계에 고려해야 함

$$S = \frac{S_e}{S_k} = 1.0 - 0.2 \frac{b}{d_1} - 1.1 \frac{t}{d_1} \approx 0.75 \quad (2-47)$$

여기서, b : key의 너비(폭) t : key의 두께(높이)

나) 회전차 Boss부에 key가 있는 경우의 축지름 d_{k1}

식 (2-46)의 허용 비틀림 응력 τ 대신에 0.75τ 를 사용한다. ⇨ 식(2-47)

$$d_{k1} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau} \cdot T} \approx 1.72 \sqrt[3]{\frac{T}{0.75\tau}} \quad (2-46-1)$$

4. 회전차 Boss 지름 d_b ⇨ 그림 2-38

회전차 Boss 지름 d_b 은 Boss부의 축지름 d_1 [(2-46)]보다 커야하므로

$$d_b = 1.8d_1 \quad (2-48)$$

5. 회전차의 안지름 D ⇨ 그림 2-38

(1) 주축이 관통하지 않는 경우의 회전차 안지름 D_{np} (아래 첨자 np : not penetrate)

연속방정식을 이용하면

$$Q' = Av_e = \frac{\pi D^2}{4} v_e$$

$$D_{np} = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi v_e}} \quad (2-49)$$

여기서, A : 회전차의 입구 면적

v_e : 회전차 입구의 평균유속 ⇨ 흡입구 유속의 10% ~ 20% 더하여

$$\hookrightarrow v_e = (1.1 \sim 1.2) v_s \quad (2-50)$$

(2) 주축이 관통하는 경우의 회전차 안지름 D_p (아래 첨자 p : penetration)

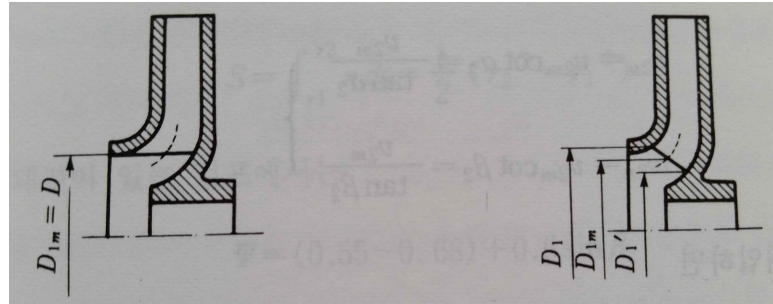
연속방정식을 이용하면

$$Q' = Av_e = \frac{\pi(D^2 - d_b^2)}{4} v_e$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi v_e} + d_b^2} \quad (2-51)$$

여기서, d_b : 회전차 Boss 지름

6. 회전차 킷의 입구지름 D_1 ⇨ 그림 2-39



(a)

(b)

그림 2-39 회전차 킷의 입구지름과 평균지름

(1) 회전차 킷의 입구지름 D_1

$$D_1 = (1.0 \sim 1.2)D \quad (2-52)$$

여기서, D : 회전차의 안지름

(2) 회전차 킷의 평균지름 D_{1m}

$$D_{1m} = (0.9 \sim 1.0)D \quad (2-53)$$

여기서, D : 회전차의 안지름

(3) 회전차 킷의 최소지름 D_{1L} (아래 첨자 L : Least) ⇨ 그림 2-39 (b)

회전차 킷의 입구지름 D_1 의 한 점과 회전차 킷의 평균지름 D_{1m} 의 한 점을 직선으로 연결한 거리와 같은 크기로 연결한 점에서 원호를 생성시키면 자연히 정해지는 치수.

7. 회전차 킷의 바깥지름 D_2 ⇨ 그림 2-40

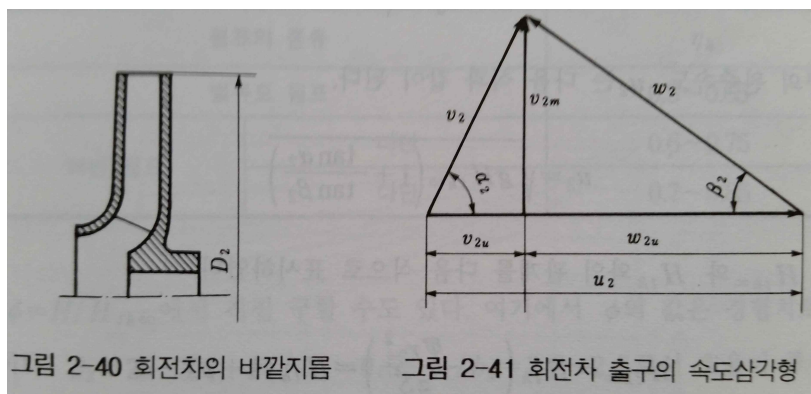


그림 2-40 회전차의 바깥지름

그림 2-41 회전차 출구의 속도삼각형

(1) 회전차 킷의 바깥지름 D_2

식 $u = \frac{\pi DN}{60}$ 를 이용하여

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi N} \quad (2-54)$$

여기서, u_2 : 회전차 킷의 바깥지름의 원주속도 [m/s]

N : 회전수 [rpm]

(2) 출구의 원주속도 u_2 를 구하는 방법

가) 이론식에서 출구의 원주속도 u_2 를 구하는 방법 : 그림 2-41

$$u_2 = v_{2u} + \omega_{2u} \quad (2-55)$$

$$v_{2u} = \frac{v_{2m}}{\tan \alpha_2} \quad \omega_{2u} = \frac{v_{2m}}{\tan \beta_2} \quad (2-55-1)$$

식 (2-55-1)을 식 (2-55)에 대입하여 정리하면

$$u_2 = \frac{v_{2m}}{\tan \alpha_2} + \frac{v_{2m}}{\tan \beta_2} = v_{2m} \left(\frac{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2}{\tan \alpha_2 \cdot \tan \beta_2} \right) \quad (2-55-2)$$

$v_{2u} = \frac{v_{2m}}{\tan \alpha_2}$ 를 식(2-55-2)에 대입하여 정리하면,

$$u_2 = v_{2u} \left(\frac{\tan \alpha_2 (\tan \alpha_2 + \tan \beta_2)}{\tan \alpha_2 \cdot \tan \beta_2} \right) = v_{2u} \left(1 + \frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta_2} \right) \quad (2-56)$$

유체의 유입각도 $\alpha_1=90^\circ$ 인 경우의 실제 Euler 이론수두 $H_{th\infty} = (1/g)u_2v_2\cos\alpha_2$ [제1편 식 (2-20)]와 회전차 출구의 속도삼각형(그림 2-41)의 $v_{2u} = v_2\cos\alpha_2$ 을 이용하면

$$H_{th\infty} = \left(\frac{1}{g} \right) u_2 v_2 \cos \alpha_2 = \left(\frac{1}{g} \right) u_2 v_{2u} \quad (2-56-1)$$

식 (2-56-1)을 v_{2u} 에 대하여 정리하면

$$v_{2u} = \frac{gH_{th\infty}}{u_2} \quad (2-57)$$

식 (2-57)을 식 (2-56)에 대입하여 u_2 에 대하여 정리하면

$$u_2 = \frac{gH_{th\infty}}{u_2} \left(1 + \frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta_2} \right) \quad (2-58)$$

$$u_2 = \sqrt{gH_{th\infty} \left(1 + \frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta_2} \right)}$$

① α_2 : 유체의 유출각도 : $5\sim 30^\circ$ 범위로 하지만 $\Rightarrow$ 보통 $8\sim 15^\circ$ 로 한다.

② β_2 : 회전차 깃의 출구각도

나) Pfleiderer의 Euler 이론수두 $H_{th\infty}$ 와 이론전압수두 H_{th} 관계식 : 그림 2-42 참고(p74)

$$H_{th\infty} = H_{th} \left(1 + \frac{\Psi r_2^2}{zS} \right) = H_{th} (1 + p) \quad (2-59)$$

여기서, r_2 : 회전차의 출구 반지름 z : 회전차의 깃 수

Ψ : 실험계수

p : 양정 감소수

S : 회전차의 축을 포함하는 단면 중심의 유선 축에 대한 정적 moment

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r ds \quad \Rightarrow \text{그림 2-42 참고(p74)}$$

① 완전한 반경류 깃 : $S = \int_{r_1}^{r_2} r ds = \frac{1}{2}(r_2^2 - r_1^2)$

② 안내깃이 있는 pump의 실험계수 Ψ

$$\Psi = (0.55 \sim 0.68) + 0.6 \sin \beta_2$$

③ 안내깃이 없는 pump의 실험계수 Ψ

: 안내깃이 있는 pump보다 조금 큰 값을 사용

④ H_{th} 의 감소가 두드러지는 경우

● 회전차의 깃 수 적을 때

● r_2^2/S 값이 클 때

● 회전차 깃의 출구 반지름이 짧을 때

⑤ 미끄럼계수 μ

제1편의 식(2-22)에서 미끄럼계수 $\mu = H_{th}/H_{th\infty}$ 이므로, 식(2-59)는

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\Psi r_2^2}{zS}} = \frac{1}{1 + p} \quad (2-60)$$

다) 이론전압수두 H_{th}

식(2-20)에서 $\eta_h = H/H_{th}$ 이므로, H_{th} 는 $H_{th} = H/\eta_h$ 에 의하여 구할 수 있다.

● 수력 효율 η_h 는 아래 표 2-7에 의하여 얻는다.

표 2-7 원심PUMP의 η_h

PUMP의 종류		수력 효율 η_h
Volute PUMP		0.5 ~ 0.65
Turbine PUMP	단단	0.6 ~ 0.75
	다단	0.7 ~ 0.85

라) Euler 이론수두 $H_{th\infty}$

① Euler 이론수두 $H_{th\infty}$ 는 $\phi = H/H_{th\infty}$ 에서 직접 구할 수도 있다.

여기서, ϕ : 경험치 : 0.5 ~ 0.68

② 효율이 좋은 보통의 PUMP : $\phi=0.6$

↳ 깃의 출구각도 $\beta_2=25\sim30^\circ$, $D_1/D_2=0.5$, 깃의 폭비 $b_1/b_2=2.0\sim2.5$ (그림2-55:p85)로 한다.

③ 유체의 유입각도 $\alpha_1=90^\circ$ 인 경우의 실제 Euler 이론수두 $H_{th\infty}$

제 1 편 식(2-20) $H_{th\infty} = (1/g)u_2v_2\cos\alpha_2$ 에 회전차 출구의 속도삼각형(그림 2-41)에서의

$v_2\cos\alpha_2 = u_2 - v_{2m}\cot\beta_2$ 관계식을 대입하여 정리하면

$$H_{th\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2v_{2m}\cot\beta_2}{g} \quad (2-61)$$

㉔ 회전수 일정, 즉 출구의 원주속도 u_2 가 일정할 때 실제 Euler 이론수두 $H_{th\infty}$ 값은 깃의 출구각도 β_2 에 따라 유량 $Q(\propto v_{2m})$ 의 변화 함께 다음과 같이 변한다.

- $\beta_2 > 90^\circ$ 일 때 : $v_{2m}\cot\beta_2 < 0$ 로써 $H_{th\infty}$ 는 유량이 증대함에 따라 증가한다.
- $\beta_2 = 90^\circ$ 일 때 : $v_{2m}\cot\beta_2 = 0$ 로써 $H_{th\infty}$ 는 유량과 관계없이 일정하다.
- $\beta_2 < 90^\circ$ 일 때 : $v_{2m}\cot\beta_2 > 0$ 로써 $H_{th\infty}$ 는 유량이 증대함에 따라 감소한다.
- β_2 를 크게 할수록
 - 회전차 내의 손실은 증가
 - 회전차 출구유속 v_2 가 크게 되며[그림 2-43(a) 참고], 그 운동 energy를 압력 energy로 변환시킬 때의 손실도 증가한다.
 - $H_{th\infty}$ 은 증가하므로 효율은 감소한다. ($H = \eta_h H_{th}$ 와 $H_{th} = \mu H_{th\infty}$)

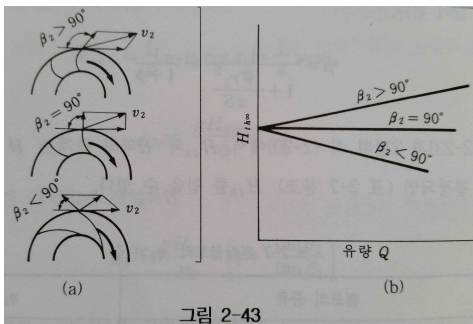


그림 2-43

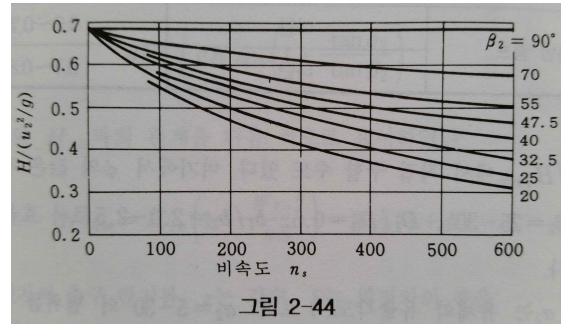


그림 2-44

㉕ 깃의 출구각도 β_2 , 양정계수 $\psi = H/(u^2/g)$ (식2-33) 및 비속도 n_s 의 실험그래프(그림2-44) : Stepanoff의 여러 학자들의 실험 결과임

- 깃의 출구각도 β_2 또는 출구의 원주속도 u_2 (바깥지름 D_2)를 추정하는데 편리하다.
- 깃의 출구각도 β_2
 - Stepanoff는 효율이 좋고 실용적인 깃의 출구각도 $\beta_2 = 17^\circ 30' \sim 27^\circ 30'$ 으로 권장
 - 일반 pump 깃의 출구각도 $\beta_2 = 20^\circ \sim 30^\circ$
 - 보통 깃의 출구각도 $\beta_2 = 22^\circ 30' \sim 25^\circ$

㉖ 깃의 출구각도 β_2 를 90° 보다 훨씬 작게 잡는 이유

- 그림 2-45에서 β_2 값이 적을수록 $H_{th\infty} = 0$ 에 근접 $\Rightarrow$ 효율 증가[제1편 식(2-22)와 (2-23)]
- 제 1 편 식(2-21)을 다시 쓰면,

$$H_{th\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

윗 식은 $H_{th\infty p} = (u_2^2 - u_1^2)/2g + (\omega_2^2 - \omega_1^2)/2g$ 와 $H_{th\infty v} = (v_2^2 - v_1^2)/2g$ 으로 표현되고

$$H_{th\infty} = H_{th\infty p} + H_{th\infty v} \quad (2-62)$$

여기서, $H_{th\infty p}$: 유체에 공급하는 압력수두

↳ 첫 번째 항: 원심력 둘째 항: 회전차 속의 통로의 단면 변화에 기인하는 압력증가

$H_{th\infty v}$: 속도수두의 증가 $\Rightarrow$ 안내 깃, 송출노즐에서 압력energy로 변환

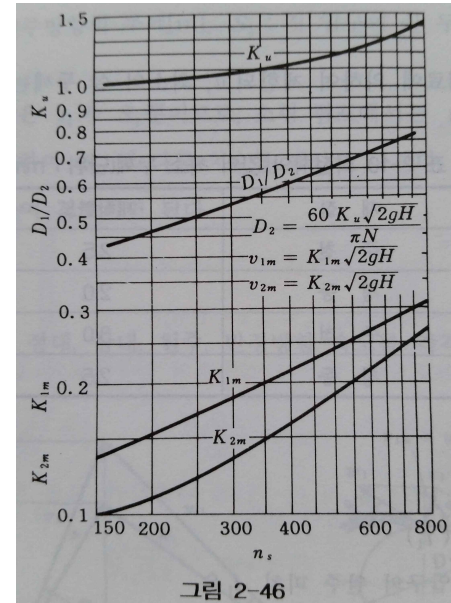
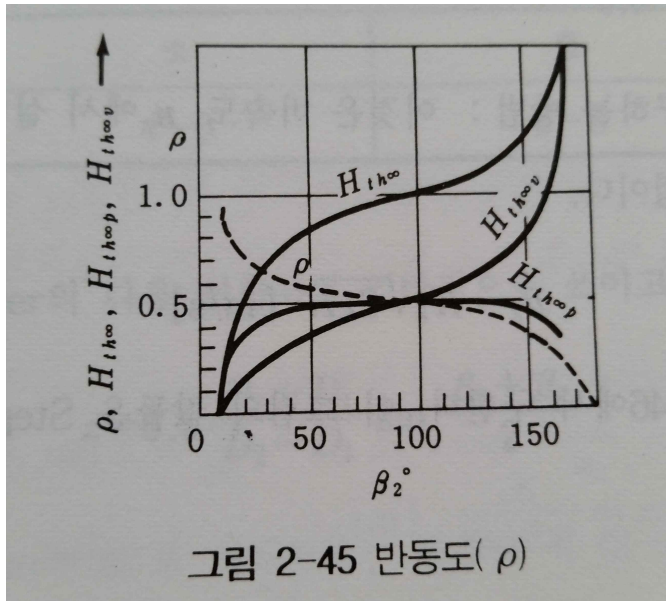
● 반동도(degree of reaction) ρ

유체가 pump 회전차로부터 받는 전체의 수두에 대한 압력수두 형태의 비로 나타낸 것

$$\rho = H_{th\infty p} / H_{th\infty} \quad (2-62)$$

● 그림 2-45 반동도(degree of reaction) ρ 에 대한 설명

- ♣ 일정한 v_{2m} , u_2 하에서 $H_{th\infty}$, $H_{th\infty p}$ 및 $H_{th\infty v}$ 가 회전차 깃의 출구각도 β_2 를 변화시켰을 때 변화를 나타낸 것이다.
- ♣ $\beta_2 = 8^\circ 30'$ 에서 유체의 유출각도 $\alpha_2 = 90^\circ$ 가 되어 $v_{2u} = 0 \Rightarrow H_{th\infty} = 0$ (식2-57) : 효율증가



마) 실험계수에서 출구의 원주속도 u_2 를 구하는 방법 : 그림 2-46

$$u_2 = K_u \sqrt{2gH} \quad [\text{m/s}] \quad (2-63)$$

여기서, K_u : 실험계수 $\Rightarrow$ 비속도 n_s 에 대한 값을 정함

- ① K_u 는 Stepanoff가 깃의 출구각도 $\beta_2 = 22^\circ 30'$ 로 실험한 값

8. 회전차 깃의 매수 z

- (1) 회전차 깃의 매수 z 는 pump 형식(표 2-8), 회전차의 크기(표 2-9) 등에 의하여 정해 정해진다.

표 2-8 원심pump의 회전차 깃수 (비속도 n_s 에 대한)

비속도 n_s	100 ~ 150	100 ~ 150	100 ~ 150	100 ~ 150
회전차 깃의 매수	5 ~ 6	6 ~ 7	7 ~ 8	8 ~ 9

표 2-9 원심pump의 회전차 깃수 (회전차 크기에 대한)

회전차의 크기	소	중	대
회전차 깃의 매수	4 ~ 6	6 ~ 8	8 ~ 12

(2) **Pfleiderer**의 회전차 잇의 매수 z 실험 계산식

$$z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (2-64)$$

9. 회전차 잇의 두께

- (1) 회전차 잇의 두께는 재료에 의해 제한된다.
 (2) 표 2-10 : 회전차 잇의 최소 두께

표 2-10 회전차 잇의 최소 두께 [mm]

회전차 바깥지름 D_2	재 질	제작 한도 두께	일반 사용 두께
200 이하	주철	2.5	3 ~ 5
	청동	2.0	3 ~ 4
200 이상	주철	3.0	4 ~ 8
	청동	2.5	4 ~ 6

10. 회전차 잇 입구의 치수

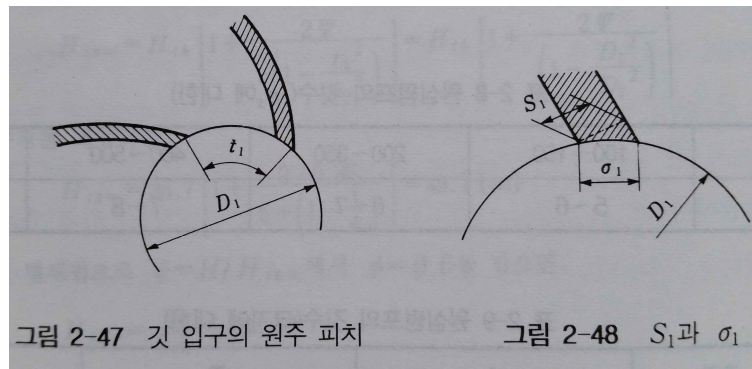


그림 2-47 잇 입구의 원주 피치

그림 2-48 S_1 과 σ_1

(1) 회전차 잇 입구의 원주 피치 t_1

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z} \quad (2-65)$$

여기서, D_1 : 회전차 잇의 입구지름

(2) 회전차 잇 입구면적의 감소율 τ_1

$$\tau_1 = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad [\text{무차원}] \quad (2-66)$$

여기서, σ_1 : 잇 입구의 원주방향 두께

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1} \quad [\text{m}] \quad (2-67)$$

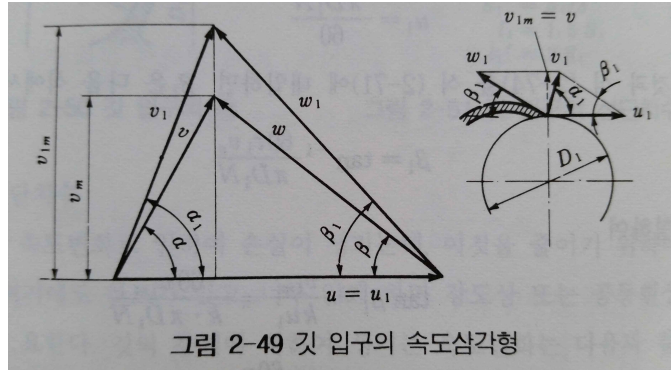
여기서, S_1 : 잇 입구의 살 두께 [m] β_1 : 잇의 입구각도 [°]

가) 소형 PUMP : $\tau_1 = 1.2 \sim 1.5$ 로 가정하여 β_1 및 다른 치수를 계산

나) 대형 PUMP : $\tau_1 = 1.1 \sim 1.15$ 로 가정하여 β_1 및 다른 치수를 계산

다) 가정한 τ_1 의 값이 적당한가의 여부는 식 (2-66)에 의해 검토한다.

(3) 회전차 킷의 입구각도 β_1



가) 회전차 킷의 입구 통과 직전과 직후에 대한 유체의 절대, 상대, 원주, 반경방향속도를 각각 v 과 v_1 , ω 과 ω_1 , u 과 u_1 , v_m 과 v_{1m} 이라 하고, v 과 v_1 이 u 과 u_1 과 이루는 각도(유입각)를 α 과 α_1 , 입구각도를 β 과 β_1 이라 한다.

나) 회전차 킷의 입구 통과 직후의 유체 속도가 킷의 두께의 영향을 받아 직전보다 빠르다.

다) 킷의 입구각도 β_1

$$v_m = v \sin \alpha = \omega \sin \beta \quad (2-68)$$

$$v_{1m} = v_1 \sin \alpha_1 = \omega_1 \sin \beta_1 \quad (2-69)$$

킷의 입구각도 β_1 는 식(2-69)를 이용하여 정리하면,

$$\tan \beta_1 = \frac{v_{1m}}{u_1 - v_1 \cos \alpha_1} = \frac{v_1 \sin \alpha_1}{u_1 - v_1 \cos \alpha_1} \quad (2-70)$$

① 유입각 $\alpha_1 = 90^\circ$ 로 가정

유입각 α_1 은 유체가 킷의 입구 직전에서 회전차의 회전에 의하여 말리기 때문에 90° 보다 작지만, $\alpha_1 = 90^\circ$ 로 가정하여 킷의 입구각도 β_1 를 구하고, 설계값 β_1 은 계산값보다 조금 크게 잡으면 된다.

식(2-70)에 유입각을 $\alpha_1 = 90^\circ$ 로 하면

$$\tan \beta_1 = \frac{v_1}{u_1} \quad \therefore \beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{v_1}{u_1} \right) \quad (2-71)$$

식 (2-68)과 (2-69)는

$$v_m \doteq v \quad v_{1m} \doteq v_1 \quad (2-72)$$

$\alpha = \alpha_1$ 일 때에는 $v_{1m} = v_m = v$ 가 된다. v 는 회전차 입구의 평균유속 v_e (식 2-50)와 거의 같다고 놓을 수 있으므로

$$v_{1m} \doteq v_m \doteq v \doteq v_e \quad (2-73)$$

↳ 킷의 두께를 고려하지 않은 경우

킷의 두께를 고려한 경우에는 킷의 입구면적이 감소하므로 회전차 킷 입구면적의 감소율 τ_1 로 수정하여야 한다. 따라서, 식(2-73)은

$$v_{1m} \doteq \tau_1 v_m \doteq \tau_1 v \doteq \tau_1 v_e \quad (2-74)$$

회전차 깃의 입구 직후 유체 원주속도 u_1 는 회전차 입구지름의 원주속도와 같기 때문에

$$u_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} \quad (2-75)$$

식(2-74)와 (2-75)를 식(2-75)에 대입하여 깃의 입구각도 β_1 에 대하여 정리하면,

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{60 \tau_1 v_e}{\pi D_1 N} \quad (2-76)$$

식(2-69), (2-70) 및 (2-75)을 이용하여 다음 식으로 변형하여

$$\tan \beta_1 = \frac{v_{1m}}{k u_1} = \frac{60 v_{1m}}{k \cdot \pi D_1 N} \quad \therefore \beta_1 = \tan^{-1} \frac{60 v_{1m}}{k \pi D_1 N} \quad (2-77)$$

여기서, k : 비례상수 = 0.85 ~ 0.95

$$v_{1m} = (1.1 \sim 1.25) v_e$$

↳ $v_{1m} = K_{1m} \sqrt{2gh}$ 에 의하여 계산해도 된다

⇒ K_{1m} : 그림 2-46에서 비속도 n_s 에 대한 값을 정한다.

(4) 회전차 깃의 입구폭 b_1

$$Q' = Av = b_1 \cdot \pi D_1 \cdot v_1 \sin \alpha_1$$

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 \cdot v_1 \sin \alpha_1} \quad (2-79)$$

여기서, Q' : 설계 양수량

가) 유입각 $\alpha_1 = 90^\circ$ 로 가정

① 깃의 두께를 고려하지 않은 경우

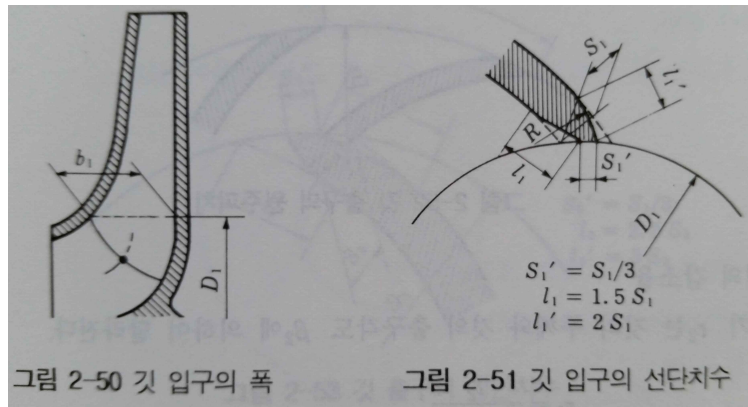
유입각 $\alpha_1 = 90^\circ$ 로 하면 $v_{1m} \doteq v_1$ 이고, $\alpha = \alpha_1$ 일 때에는 $v_{1m} = v_m$ 이므로 식(2-79)는

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 v_m} \quad (2-80)$$

② 깃의 두께를 고려한 경우

식(2-74)에서 $v_m = v_{1m}/\tau_1 = v_e/\tau_1$ 이므로 이것을 식(2-80)에 대입하여 정리하면

$$b_1 = \frac{\tau_1 Q'}{\pi D_1 v_e} \quad (2-81)$$



(5) 회전차 깃 입구의 선단치수 : 그림 2-51

가) 회전차 깃의 입구 선단치수는 보통 그림 2-51에 표시한 비율로 잡는다.

나) 깃의 두께가 크면 : 속도 변화에 의한 손실이 생김 $\Rightarrow$ 선단을 매끈하게 좁힐 필요

다) 깃의 두께 때문에 단면적이 작아졌을 때의 유체 속도 v_1'

$$Q = Av = \pi D_1 b_1 \cdot v_1 = \left(\pi D_1 - z \cdot \frac{S_1}{\sin \beta_1} \right) b_1 \cdot v_1'$$

$$v_1' = \frac{\pi D_1}{\pi D_1 - z S_1 \operatorname{cosec} \beta_1} \cdot v_1 \quad (2-82)$$

① 단면적이 작아졌을 때의 유체 속도 v_1' 에 의한 손실수두 h_1

$$h_1 = f_1 \cdot \frac{(v_1' - v_1)^2}{2g} \quad (2-83)$$

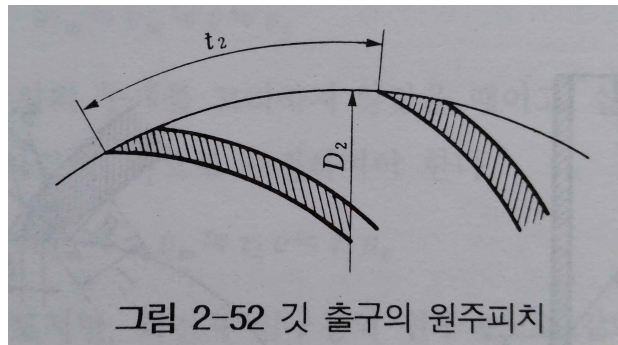
여기서, f_1 : 손실계수

11. 회전차 깃 출구의 치수

(1) 회전차 깃 출구의 원주 피치 t_2

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{z} \quad (2-84)$$

여기서, D_2 : 회전차 깃의 바깥지름



(2) 회전차 깃 출구면적의 감소율 τ_2

$$\tau_2 = \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} \quad [\text{무차원}] \quad (2-85)$$

여기서, σ_2 : 깃 출구의 원주방향 두께

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{\sin \beta_2} \quad [\text{m}] \quad (2-86)$$

여기서, S_2 : 깃 출구의 살 두께 [m]

β_2 : 깃의 출구각도 $[\circ]$

(3) 회전차 킷의 출구폭 b_2

가) 킷의 두께를 고려하지 않은 경우

$$Q' = Av = b_2 \cdot \pi D_2 \cdot v_2 \sin \alpha_2$$

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi D_2 \cdot v_2 \sin \alpha_2} = \frac{Q'}{\pi D_2 v_{2m}} \quad (2-87)$$

여기서, Q' : 설계 양수량

출구의 속도 삼각형 (그림 2-41)에서 출구의 원주속도 u_2 는

$$u_2 = v_{2m} \cot \alpha_2 + v_{2m} \cot \beta_2$$

$$v_{2m} = \frac{u_2}{\cot \alpha_2 + \cot \beta_2} = \frac{u_2}{\left(\frac{1}{\tan \alpha_2}\right) + \left(\frac{1}{\tan \beta_2}\right)} \quad (2-88)$$

v_{2m} 은 다음 식에 의하여 정할 수 있다.

$$v_{2m} = K_{2m} \sqrt{2gh} \quad (2-89)$$

⇒ K_{2m} : 그림 2-46에서 비속도 n_s 에 대한 값을 정한다.

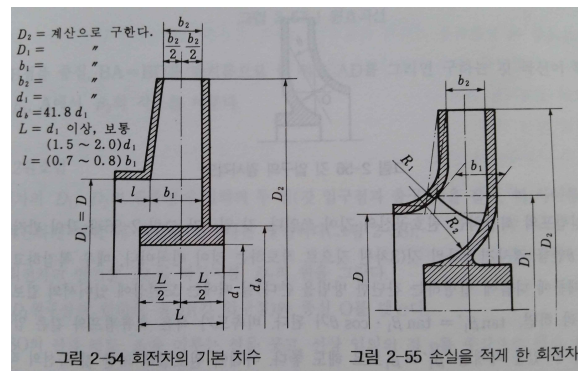
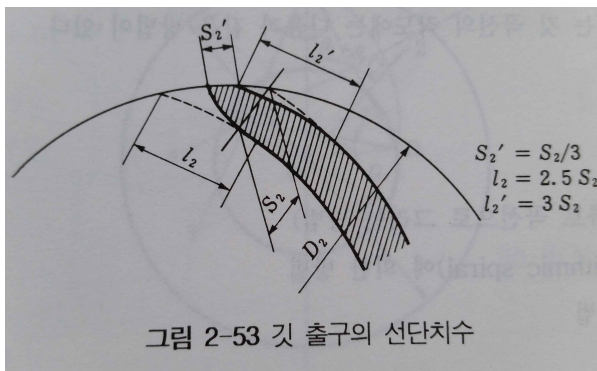
나) 킷의 두께를 고려한 경우

식(2-87)에 식(2-85)를 사용하면

$$b_2 = \frac{\tau_2 Q'}{\pi D_2 v_{2m}} \quad (2-90)$$

(4) 회전차 킷 출구의 선단치수 : 그림 2-53

회전차 킷의 출구 선단치수는 보통 그림 2-53에 표시한 비율로 잡는다.



12. 회전차의 치수비율

(1) 회전차의 치수 : 거의 대부분 계산에 의하여 정해진다.

(2) 그림 2-54 : 계산에 의하여 정해진 치수의 회전차의 형상을 나타낸 것.

(3) 그림 2-55 : 매끈한 둥근 단면 ⇒ 유동저항 감소

가) R_1 과 R_2 계산 : 계산으로 구하면 복잡 ⇒ b_1 과 b_2 를 기준으로 적당한 원호를 택한다.

2-14 원심PUMP 안내깃의 설계법

1. 안내깃의 특성

(1) 안내깃은 회전차의 바깥둘레에 입구를 두고 **PUMP 본체**에 완전히 고정

(2) 안내깃의 역할

고압(고양정)을 필요로 할 때, 회전차에서 나온 유체의 속도(운동) energy를 압력 energy로 회수하는 역할을 한다. ↳ (가능한 손실을 적게 하여)

2. 안내깃의 치수

⇒ 안내깃의 치수 : 회전차의 치수가 결정되면 비교적 간단하게 결정된다.

(1) 안내깃의 입구지름 D_3

$$D_3 = (2 \sim 4) + D_2 \quad (2-91)$$

여기서, D_2 : 회전차 깃의 바깥지름

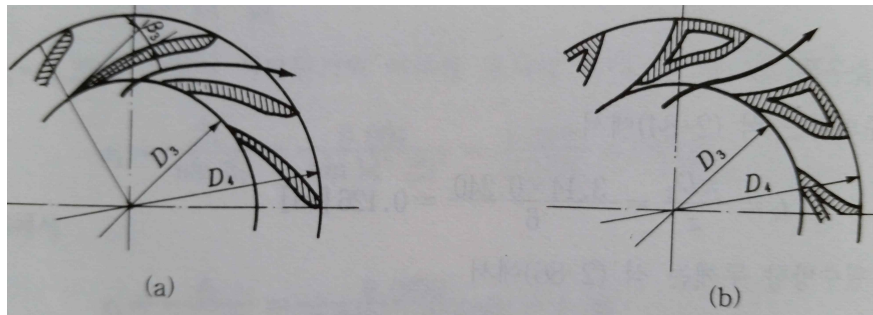


그림 2-63 안내 깃

(2) 안내깃의 바깥지름 D_4

가) 안내깃의 바깥지름 D_4 을 크게 하면 ⇒ 효율은 좋지만, **PUMP 본체**가 커져서 비경제적

$$D_4 = K_{D4} \cdot D_2 \quad (2-92)$$

여기서, K_{D4} : 계수 ⇒ 그림 2-64에서 구한다.

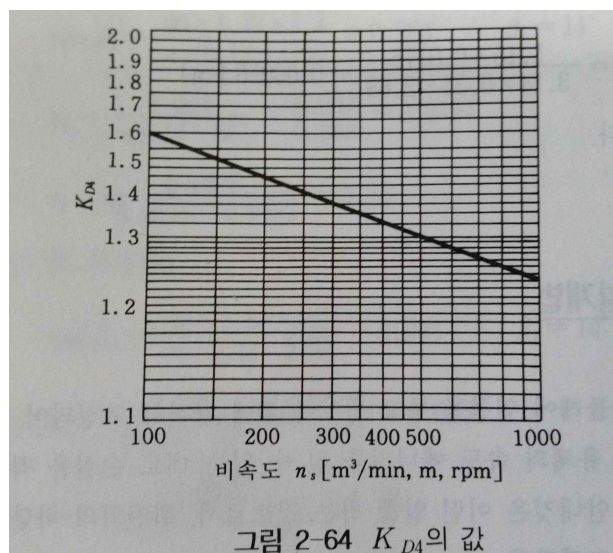


그림 2-64 K_{D4} 의 값

(3) 안내깃의 입구폭 b_3

가) 안내깃의 입구폭 b_3 은 회전차의 출구폭 b_2 보다 조금 크게 정함

↳ 조립시 위치의 어긋남 방지

↳ 위치가 어긋나면 $\Rightarrow$ 유속이 빠른 양액(유체)이 안내깃으로 들어갈 때, 원활하게 유입하지 못하고 충격을 일으킨다.

$$b_3 = (1.05 \sim 1.1)b_2 \quad (2-93)$$

(4) 안내깃의 출구폭 b_4

가) 안내깃의 출구폭 b_4 = 안내깃의 입구폭 b_3

나) 안내깃의 출구폭 b_4 은 다음 식으로 정해도 된다.

$$b_4 = (1.1 \sim 1.3)b_3 \quad (2-94)$$

(5) 안내깃의 매수 z'

가) 회전차의 매수 z 와 같거나 공약수일 때 $\Rightarrow$ 깃이 중복되어 충격도 겹치므로 진동을 초래

$$z' = z - (1 \sim 2) \quad (2-95)$$

$$\text{또는 } z' = z + (1 \sim 2) \quad (2-95-1)$$

(6) 안내깃의 입구각도 β_3

가) 회전차에서 송출된 유체가 안내깃에 유입할 때 : 자유 소용돌이 운동으로 생각한다.

↳ 다른 부분에서 일을 받지 않기 때문

나) 이론적으로 회전차의 유출각도 β_2 와 안내깃의 입구각도 β_3 는 같다

다) 실제로 깃의 매수나 두께가 흐름에 영향을 미쳐 안내깃에 유입되기 직전에 축류를 일으키고 속도가 빨라진다. $\Rightarrow \beta_3$ 는 β_2 보다 좀더 큰 값이 되어야 한다.

$$\tan \beta_3 = K_3 \cdot \frac{t_3 - \sigma_3}{t_3} \cdot \tan \beta_3' \quad (2-96)$$

여기서, K_3 : 축류계수 = 1.05 ~ 1.25

$$t_3 = \frac{\pi D_3}{z'} : \text{안내깃 입구에서 원주상 피치} \quad \Rightarrow \text{[식 (2-65), (2-84)] 참고}$$

$$\sigma_3 = \frac{S_3}{\sin \beta_3} : \text{안내깃 입구 원주상 깃의 두께} \quad \Rightarrow \text{[식 (2-67), (2-86)] 참고}$$

여기서, S_3 : 안내깃의 살 두께

$$\tan \beta_3' = \frac{v_{3m}}{v_{3u}} \quad \Rightarrow v_{3m} : \text{안내깃의 입구유속} \quad v_{3u} : \text{안내깃의 출구유속}$$

여기서, β_3' : 회전차의 바깥지름과 안내깃의 입구경 사이의 양액의 흐름각도

$$v_{3m} = v_{2m} \cdot \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \quad \Rightarrow \sigma_2 : \text{회전차 깃 출구의 원주방향 두께}$$

$$v_{3u} = \frac{v_2 - v_{2m} \cdot \cot \beta_2}{1 + \delta} \quad \Rightarrow \delta = \frac{2\psi}{z_1 1 - (D_1/D_2)^2} \quad \psi = 0.6 + 0.6 \sin \beta_2$$

라) **고양정 Turbine pump** : 안내깃의 입구각도 $\beta_3 = 5 \sim 10^\circ$

마) **저양정 Turbine pump** : 안내깃의 입구각도 $\beta_3 = 15 \sim 30^\circ$

(7) 안내깃의 입구에서 깃과 깃 사이의 간격 a_3 : 그림 2-65

$$a_3 = t_3 \cdot \tan \beta_3 \quad (2-98)$$

여기서, t_3 : 안내깃 입구에서 원주상 피치 β_3 : 안내깃의 입구각도

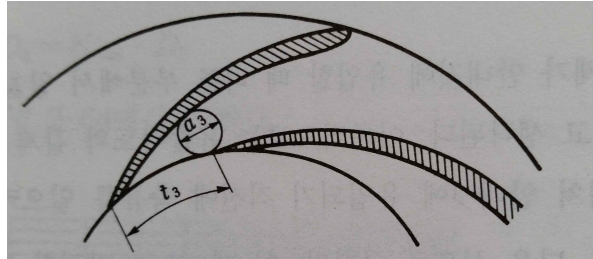


그림 2-65 안내깃의 간격

2-15 와류실(Spiral casing)

1. 와류실(Spiral casing)의 특성

- (1) 회전차의 전(全) 주위(volute pump), 안내 깃의 전(全) 주위(turbine pump)에서 송출된 양액(揚液)을 모아서 송출구로 유도한다.
- (2) 와류실(Spiral casing)의 역할 = 안내깃의 역할
회전차에서 나온 유체의 속도(운동) energy를 압력 energy로 회수하는 역할을 한다.
↳ (가능한 손실을 적게 하여)

2. 와류실(Spiral casing)의 기초원 지름 D_5

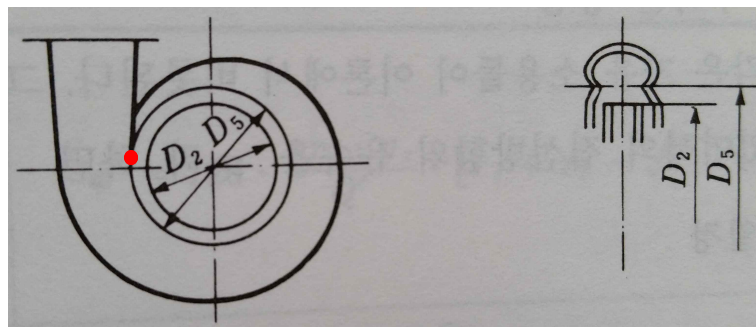


그림 2-66 와류실의 기초원 지름 D_5

(1) 와류실(Spiral casing)의 기초원 지름 D_5

- 가) Spiral 곡선의 끝이 끊어져 있다고 가정할 때의 Spiral 시점(그림 2-68에서 o점)을 지나는 원
- 나) 와류실의 입구부분으로써 회전차의 바깥지름 D_2 보다 크게하여 틈을 가지도록 한다.
- 다) 와류실의 기초원 지름 D_5 과 회전차의 바깥지름 D_2 사이 틈 : 적당
↳ 틈이 너무 작으면 : 운전 중에 소리나 진동을 일으킴

라) 와류실(Spiral casing)의 기초원 지름 D_5

$$D_5 = K_{D5} \cdot D_2 \quad (2-99)$$

여기서, D_2 : 회전차의 바깥지름

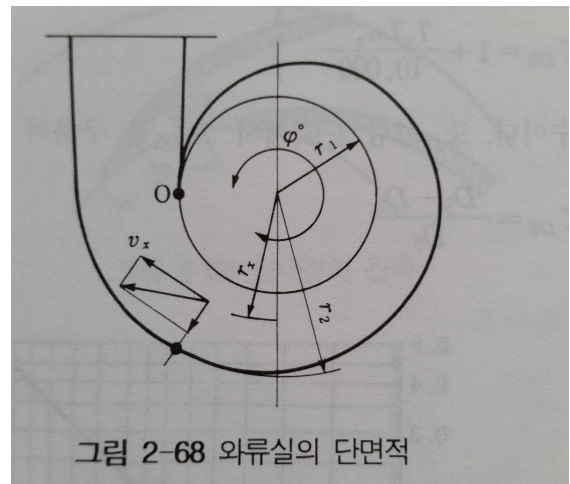
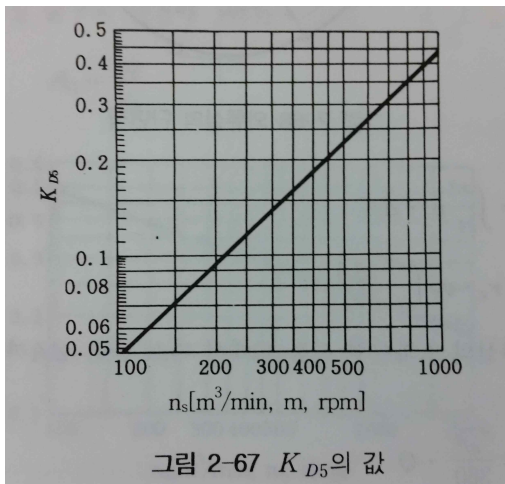
K_{D5} : 계수

마) K_{D5} 를 구하는 방법

① 계산식

$$K_{D5} = \frac{D_5 - D_2}{D_2} \quad (2-100)$$

② 실험그래프에 의한 값 산정 : 그림 2-67



3. 와류실(Spiral casing)의 단면적 A

(1) 와류실의 각 부분의 단면적 : 수취하는 양액(揚液)의 양에 의하여 달라져야 한다.

↳ 송출구에서 멀수록 양액의 양이 적고, 가까울수록 양액의 양은 증가하게 된다.

(2) 와류실 내의 각 부분의 유속을 일정하기 위해서 : 연속방정식($Q = Av$)과 (1)항에 의해서

↳ 송출구에서 먼 부분의 단면적은 작게, 가까워짐에 따라 단면적을 점차 크게 해야 된다.

(3) 이론식으로 단면적을 구하는 방법 : 그림 2-68

와류실내의 임의의 반지름 r_x 에 있어서의 접선 방향의 유속 v_x 라 하면, 자유 소용돌이 이론에 의해

$$r_x v_x = \text{일정}$$

의 관계가 있다.

와류실 안쪽의 반지름 r_1 , 임의의 단면에 있어서의 바깥쪽 반지름 r_2 , 미소 단면적 $\Delta A = b_x \cdot \Delta r_x$ 라 하면, 이 단면적을 통과하는 양수량 Q_x 는

$$\begin{aligned} Q_x &= \int_{r_1}^{r_2} v_x \cdot \Delta A \\ &= r_x \cdot v_x \int_{r_1}^{r_2} \frac{\Delta A}{r_x} \end{aligned} \quad (2-101)$$

여기서, 와류실의 Spiral 시점 O에서 미소 단면적 ΔA 까지의 각도가 $\frac{\varphi^\circ}{360}$ 이므로

$$Q_x = \frac{\varphi^\circ}{360} \cdot Q \quad (2-101-1)$$

여기서, Q : 회전차 속을 흐르는 유량
식 (2-101-1)을 식 (2-101)에 대입하여 정리하면

$$\begin{aligned} \frac{\varphi^\circ}{360} \cdot Q &= r_x \cdot v_x \int_{r_1}^{r_2} \frac{\Delta A}{r_x} \\ \therefore \varphi^\circ &= \frac{360}{Q} r_x v_x \int_{r_1}^{r_2} \frac{\Delta A}{r_x} \quad (2-102) \end{aligned}$$

- ① 와류실 단면적을 계산하기 위해서는 φ° 를 구하여야 한다.
- ② φ° 는 와류실 단면 형상(그림 2-61)에 따라 다르므로 표 2-13의 계산식에 의해 구해야 한다.

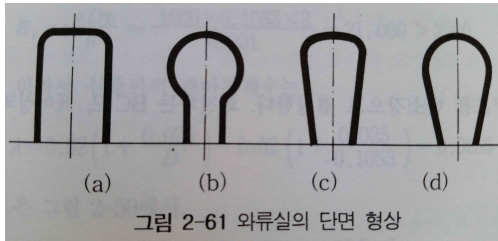


그림 2-61 와류실의 단면 형상

표 2-13 와류실의 φ° 를 구하는 계산식	
	$\varphi^\circ = 720 \cdot \frac{\pi r_x \cdot v_x}{Q} \cdot [r_1 + r_3 - \sqrt{r_1 \cdot (r_1 + 2 \cdot r_3)}]$
	$\begin{aligned} \varphi^\circ &= 360 \cdot \frac{r_x \cdot v_x}{Q} \cdot \left[2 \cdot (r_x - r_1) \cdot \tan \frac{\theta}{2} \right. \\ &\quad \left. + (b_5 - 2 \cdot r_1 \cdot \tan \frac{\theta}{2}) I_n \frac{r_x}{r_1} \right] \\ b_5 &= (1.6 \sim 2) \cdot b_2 \quad (b_2 : \text{깃의 출구폭}) \end{aligned}$

(4) 실험계수에서 단면적을 구하는 방법 : 그림 2-69 및 그림 2-70

가) 와류실 내의 평균유속 v_c

$$v_c = K_{vc} \sqrt{2gH} \quad (2-103)$$

여기서, K_{vc} : 유속계수 $\Rightarrow$ 그림 2-69에서 구함

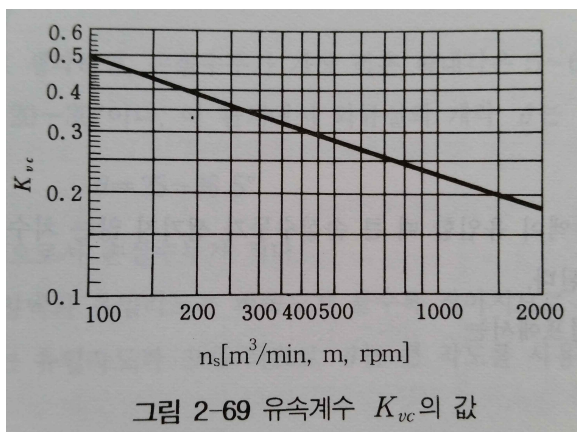


그림 2-69 유속계수 K_{vc} 의 값

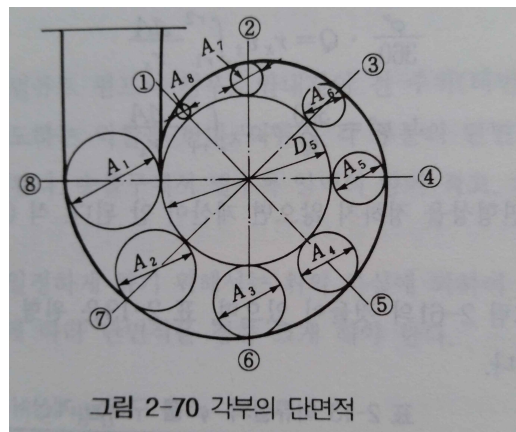


그림 2-70 각부의 단면적

나) 와류실 출구의 단면적 A_1 : 그림 2-70

$$A_1 = \frac{Q}{v_c} \quad (2-104)$$

다) 와류실 **임의의 단면적** A_x : 그림 2-70

$$A_x = \frac{\varphi^\circ}{360} \cdot A_1 \quad (2-105)$$

여기서, φ° : spiral 시점에서 A_x 를 구하려고 하는 점까지의 각도
 와류실을 45° 씩 8등분한 것으로써, 각 단면적을 $A_1, A_2, \dots, A_8$ 이라 하고, 각 점까지의 각도를 각각 $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_8$ 라 하면 식(2-15)에 의하여

$$A_1 = \frac{8 \times 45^\circ}{360} \cdot A_1 = A_1, A_2 = \frac{7 \times 45^\circ}{360} \cdot A_1 = \frac{7}{8} A_1 \cdot \dots, A_8 = \frac{1 \times 45^\circ}{360} \cdot A_1 = \frac{1}{8} A_1 \quad (2-106)$$

4. 와류실(Spiral casing)의 단면치수

(1) 와류실의 입구폭 b_5

가) 회전차의 출구폭 b_2 보다 커야한다.

나) **Volute pump**의 와류실 입구폭 b_{5v}

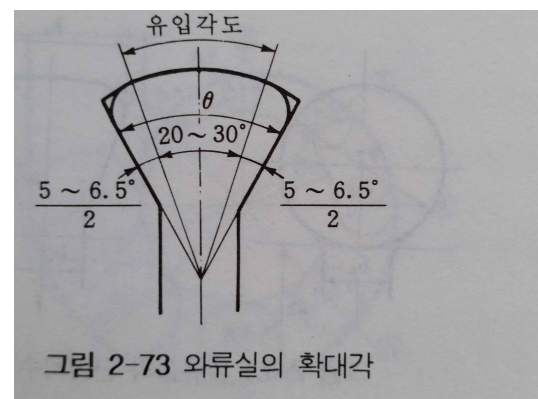
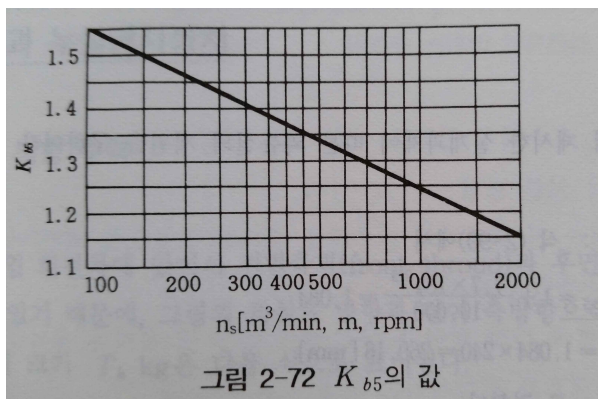
$$b_{5v} \doteq K_{b5} \cdot b_2 \quad (2-107)$$

여기서, b_2 : 회전차의 출구폭

K_{b5} : 계수 $\Rightarrow$ 그림 2-72에서 구함

다) **Turbine pump**의 와류실 입구폭 b_{5t}

$$b_{5t} \doteq (1.1 \sim 1.2) b_2 \quad (2-108)$$



(2) 와류실(원뿔관)의 확대각 θ : 그림 2-70

가) 양액(揚液)이 와류실로 들어갈 때의 **유입각도** : $20^\circ \sim 30^\circ$

나) 손실수두가 가장 적은 와류실의 확대각 : $5^\circ \sim 6.5^\circ$

다) 가장 이상적인(손실수두가 적음) 와류실의 확대각 $\theta = 25^\circ \sim 36.5^\circ$

① 비속도 n_s 가 클수록 : 양액의 유입각도는 작아지므로 와류실의 확대각 θ 는 작게 정함

② 비속도 n_s 가 작은 경우 : 양액의 유입각도는 크게 되므로 와류실의 확대각 θ 는 크게 정함

5. 송출구의 원뿔각도 ϕ_d : 그림 2-70

- (1) 와류실에서 송출구의 flange 부분까지 원뿔꼴이 되도록 각도를 준다.
- (2) 송출구의 원뿔각도 ϕ_d 는 와류실의 확대각 θ 처럼 손실수두가 적은 $5^\circ \sim 6.5^\circ$ 가 적당함.
- (3) 송출구의 원뿔각도 $\phi_d : 5^\circ \sim 8^\circ$
 ↳ 와류실 출구의 단면적 A_1 치수를 기준으로 nozzle 길이 l 이 약 $2D_d$ (송출관 지름)으로 함
- (4) 송출관 지름 D_d 가 매우 커서 송출구의 원뿔각도 ϕ_d 가 8° 보다 큰 경우
 - 가) 송출구의 원뿔각도 $\phi_d = 6^\circ$
 - 나) nozzle 길이 $l = (3 \sim 4)D_d$

2-16 축추력과 누설방지장치

1. 축추력과 반지름 방향 추력

- (1) 회전차가 1단인 경우의 축추력(axial thrust) T_a

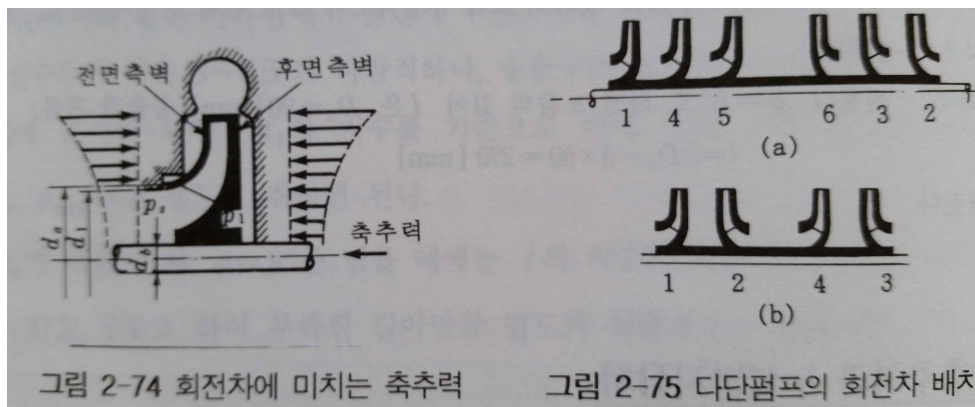


그림 2-74 회전차에 미치는 축추력

그림 2-75 다단펌프의 회전차 배치

편흡입 회전차(그림 2-74)의 전면 측벽(front shroud)과 후면 측벽(back shroud)사이에 작용하는 정압에 차이가 발생하므로, 추력이 축방향으로(그림의 화살표 방향) 작용한다. 이 축추력 T_a 의 크기는

$$T_a = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_b^2) (p_1 - p_s) \quad (2-09)$$

여기서, d_a : wearing ring의 지름

d_b : 회전차의 지름

p_s : 흡입압력(suction)

p_1 : 회전차 후면에 작용하는 압력

- 가) 회전차 후면에 작용하는 압력 p_1

회전차 후면의 거칠기, 후면과 casing사이의 틈 및 형상, 회전차의 송출압력, 유량 등에 따라 다름

- 나) 완전한 반경류에 대한 Stepanoff의 개략식 $p_1 - p_s$

$$p_1 - p_s = \frac{3}{4} \frac{\gamma(u_2^2 - u_1^2)}{2g} \quad (2-110)$$

여기서, u_1, u_2 : 회전차 잇의 입구와 출구에서 원주속도

다) 유체가 회전차에 유입할 때 축방향으로 미는 힘 T_{fa}

축추력과 반대 방향으로 작용하나, 그 값은 그다지 크지 않다.

$$T_{fa} = \frac{\gamma}{g} Q v_l \quad (2-111)$$

여기서, v_l : 회전차 눈(eye)dp 대한 축방향 유속 Q : 유량

$$v_l = \frac{4Q}{\pi(d_a^2 - d_b^2)} \quad (2-112)$$

(2) 회전차가 다단(n 단)인 경우의 축추력(axial thrust) T_{na}

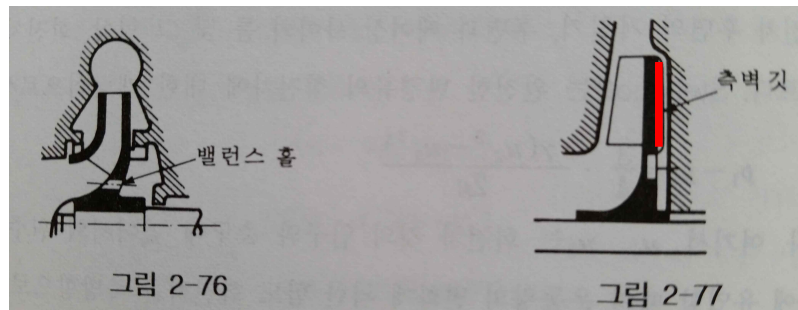
$$T_{na} = n T_a \quad (2-109-1)$$

(3) 축추력(axial thrust)의 평형을 이룰 수 있는 방법

가) trust bearing에 의한 방법

나) 회전차의 전후 측벽에 wearing ring을 설치하고, 후면 측벽과 casing의 틈에 흡입압력을 유도하여 양 측벽간의 압력차를 없애는 방법

다) 회전차의 후면 측벽 boss부에 흡입구와 통하는 구멍(balance hole)을 내어 후면에 흡입압력을 유도하는 방법 : 그림 2-76



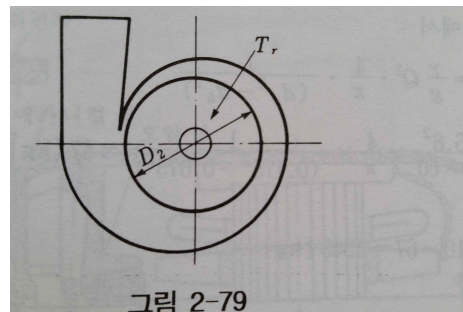
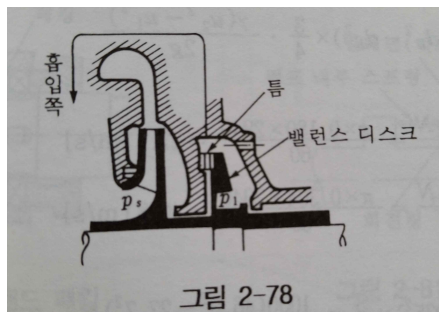
라) 회전차의 후면 측벽에 방사상의 이면 깃을 달아서 후면 측벽에 작용하는 압력을 감소시키는 방법 : 그림 2-77

마) 다단 pump

① self balance 방법 : 전(全) 회전차의 반(半)수를 반대 방향으로 배열 ⇨ 그림 2-75

② 회전차를 모두 같은 방향으로 배열하고, 최종 단에 balance disc를 설치하여 원판 오른쪽의 압력은 세관(細管=틈)을 통하여 흡입압력과 같게 한다. ⇨ 그림 2-78

⇨ 축의 오른쪽 방향으로 미는 힘이 크게 되면, balance disc(원판)과 casing의 틈이 크게 되어 balance disc의 왼쪽 압력이 내려가고, 회전차를 왼쪽으로 밀어낸다. 반대인 경우도 자동적으로 복원된다.



(2) 반지름 방향의 추력(radial thrust) T_r : Volute casing을 가진 pump의 경우(그림 2-79)

가) Volute casing을 가진 pump : 와류실 내의 원주방향 압력분포는 균일하지 않다.

↳ ∴ 반지름 방향의 추력(radial thrust) T_r 이 발생

나) Stepanoff에 의한 반지름 방향의 추력(radial thrust) T_r

$$T_r = K\gamma HD_2 B_2 \quad (2-113)$$

여기서, D_2 : 회전차의 바깥지름

B_2 : 양측벽도 포함한 회전차의 축방향 폭

K : 유량 Q 에 따라 변하는 실험식 상수

$$K = 0.36 \left\{ 1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right\} \quad (2-114)$$

여기서, Q : 회전차 속을 흐르는 유량

Q_n : 정규 유량

다) 반지름 방향의 추력(radial thrust)은 축의 힘을 증가시킴

라) 축의 힘을 방지하는 방법 : 2중 Volute casing 등이 있다

↳ 완전히 반지름 방향의 추력(radial thrust) T_r 을 방지할 수 없다.

2. 누설방지장치

(1) pump의 내부 누설

가) 회전차 입구부의 wear-ring 부분

나) 축추력 평형장치부

다) 봉수(封水)용에 쓰이는 압력수

라) bearing 및 packing box의 냉각에 사용되는 물 및 다단 pump에서의 다음 단과의 틈

(2) pump의 외부 누설

가) packing(sealing) box

(3) 누설손실 ΔQ (= 환상(環狀) 틈의 누설유량) : 교과서 p55, note p35

$$\Delta Q = \frac{\pi D b}{\sqrt{\lambda \frac{l}{2b} + 1.5 + z}} \sqrt{2g\Delta H} \quad (2-22)$$

(4) 축봉(shaft seal)장치

가) Grand packing : 그림 2-80

축 둘레의 틈에 packing을 끼워 축 바깥둘레와 packing은 마찰되고 모든 원통면은 밀봉된다.

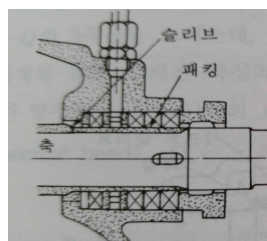


그림 2-80 grand packing

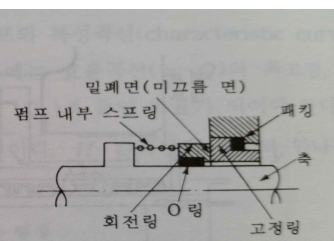


그림 2-81 mechanical seal

나) **Mechanical seal** : 고압 pump에 사용 ⇨ 그림 2-81 & 2-82

- ① **Mechanical seal**은 축과 직각인 미끄럼면에 의하여 누설을 방지⇨**거의 누설이 안 됨**
- ② **내류형** ⇨ 그림 2-81
 - 밀봉 단면을 미는 spring이 축과 함께 회전한다.
 - 회전 ring과 고정 ring 사이에 미끄럼면을 형성한다.
- ③ **motor pump**에 사용한 Mechanical seal : 그림 2-82

다) **Break-down bush** : 고압 pump에 사용

- ① **pressure break-down bush** : 고압 pump에 사용 ⇨ 그림 2-83
 - ⓐ 축 둘레의 틈을 작게 하고 그 저항을 이용하여 누설을 감소시키는 **bushing**의 일종으로써, 보통의 bushing보다 틈을 작게 한다.
 - ↳ **축 둘레의 틈을 작으면** : 축의 진동이나 휨이 생겼을 때, **소착**(과열로 붙는 현상)위험이 있다.
 - ⓑ ring과 shaft sleeve(=bushing)의 미소 틈에 의한 저항으로 누설을 방지하고, ring 뒤쪽의 압력수 누설은 ring을 spring으로 sealing retainer에 밀어 붙여 **접촉면**에서 누설을 방지
 - ↳ 정밀한 다듬질
 - ⓒ ring : pin으로 sealing retainer에 고정되어 있어서 회전하지 않는다.
 - ⓓ 고온·고압의 boiler feed pump에 최근 많이 사용한다.

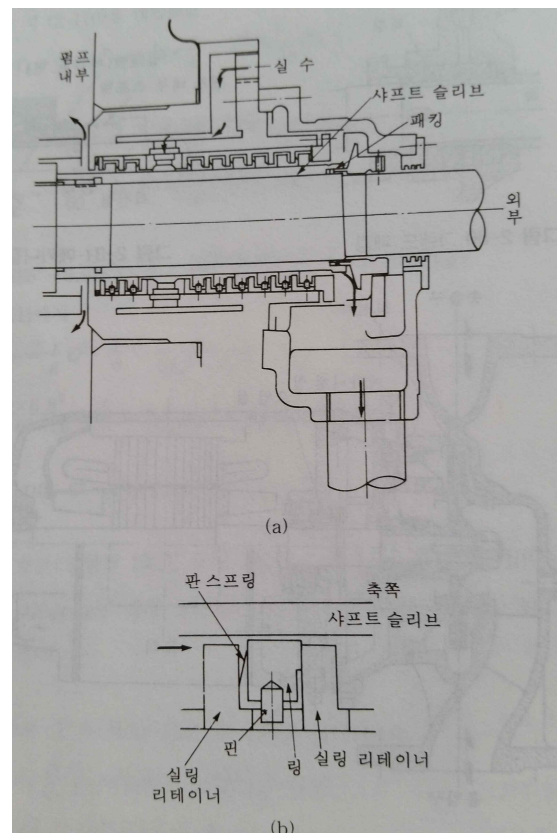
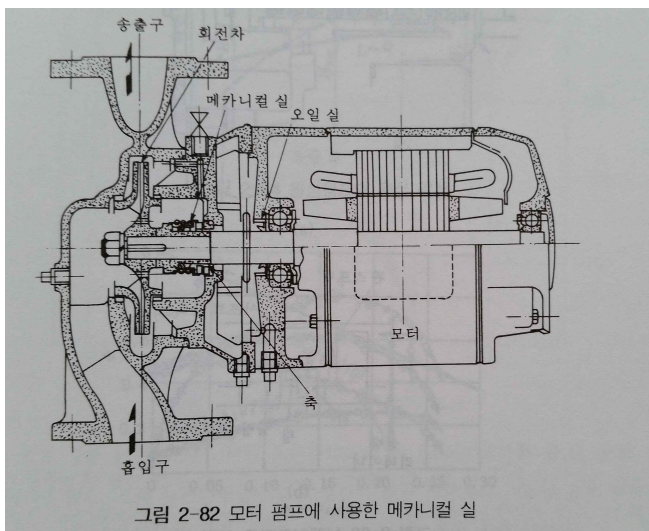


그림 2-83 breakdown packing box

2-17 특성 곡선

1. PUMP의 특성곡선 : 그림 2-84과 2-85

회전수 N 과 흡입양정 H_s 를 일정하게 하여 **횡축에 유량 Q , 종축에 양정 H , 축동력 L , 효율 η** 를 잡아 $H \sim Q$, $L \sim Q$ 및 $\eta \sim Q$ 의 3곡선을 나타낸 곡선

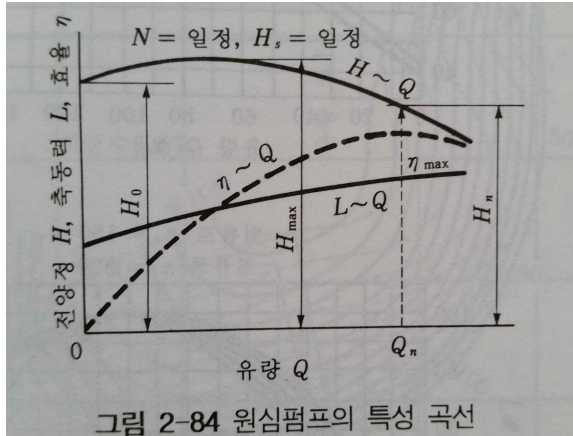


그림 2-84 원심펌프의 특성 곡선

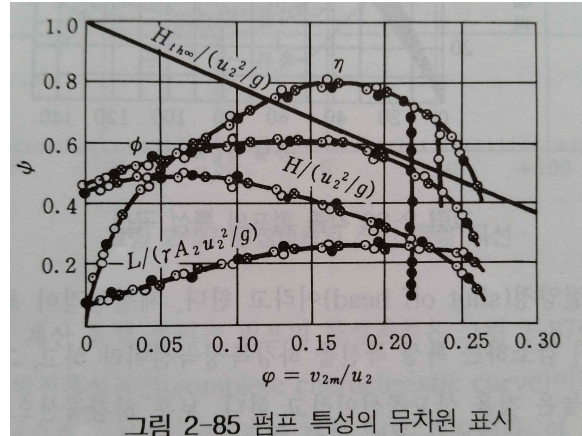


그림 2-85 펌프 특성의 무차원 표시

(1) 최적(적당한) 설계에 의한 PUMP의 특성곡선

가) 효율곡선($\eta \sim Q$)의 **최고 효율점 $\eta_{\max}$** 의 위치가 양정곡선($H \sim Q$)의 **요구점 (H_n, Q_n)** 과 동일좌표가 되어야 한다. [H_n : 규정양정(normal head), Q_n : 규정유량] ↵

(2) 양정곡선 $H \sim Q$

가) **체절양정(shut off head) H_0** : 유량 Q 이 0일 때 양정

나) **하강** 특성곡선 : pump에서 보통 많이 나타나는 곡선

체절양정 H_0 = 최고 양정 $H_{\max}$ 이고, 유량 Q 이 증가함에 따라 양정 H 가 감소

다) **산고** 특성곡선 : 그림 2-84

최고 양정 $H_{\max}$ 가 체절양정 H_0 보다 **높고**, 유량 Q 이 증가함에 따라 양정 H 가 감소

라) **flat(평탄한)** 특성곡선

횡축(유량 Q)과 거의 **평행한 부분**이 **긴** 곡선

마) 양정곡선 $H \sim Q$ 를 그릴 때 **좌표의 척도는 일정한 규약이 없다.** ⇒ **적당한 척도를 사용**

↳ **일반성이 없다.**

↳ **일반성을 가지기 위해서 좌표값을 무차원화 : 그림 2-85**

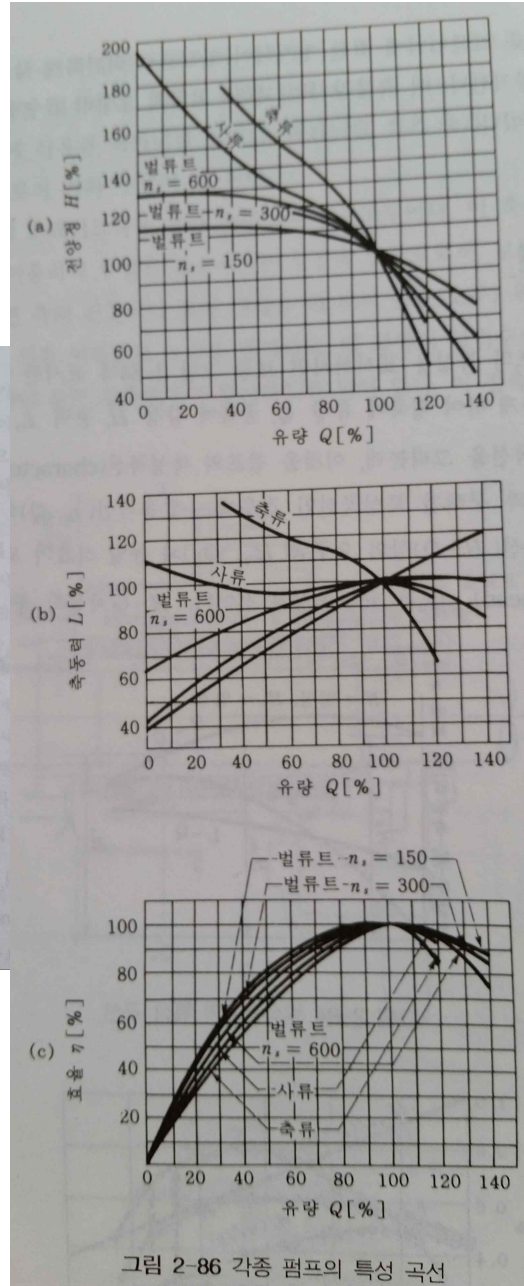
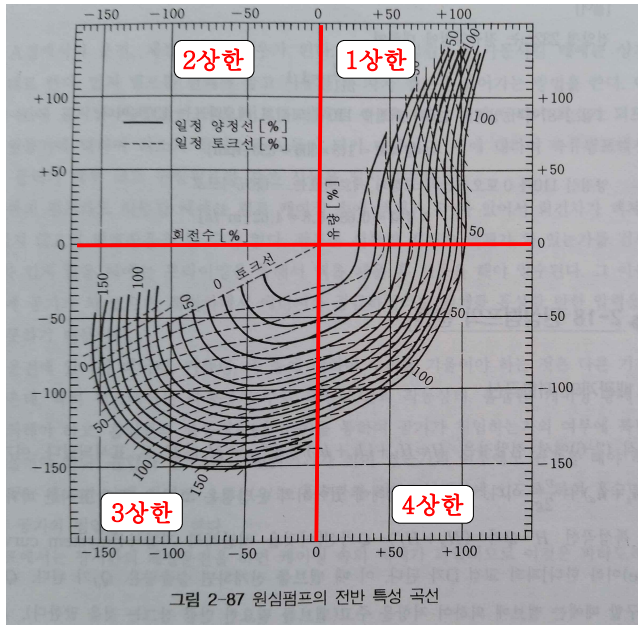
↳ ① 양축을 동일 눈금으로 취하는 것이 바람직하다.

② **횡축** : 송출량 계수 $\phi = v_{2m}/u_2$ **종축** : 양정 계수 $\psi = H/(u_2^2/g)$

③ 동력에 대해서는 $L/(\gamma A_2 u_2^2/g)$ 를 사용

여기서, A_2 : 회전차 출구에서 유출 단면적 = $\pi D_2 b_2$

④ $\phi = H/H_{th\infty}$



(3) 각종 PUMP의 특성 곡선 : 그림 2-86

최고 효율점 η_{max} 에 대한 전양정 H , 축동력 L , 효율 η 을 기준으로 백분비로 나타냄

(4) 전반(완전) 특성 곡선(complete characteristic curve) : 그림 2-87

가) 횡축에 회전수, 종축에 유량을 잡고 일정 양정(실선), 일정 torque(실선)을 나타냄

나) 전양정, 유량, torque, 회전수를 각각 그 기준 값에 대한으로 백분율(%)로 나타냄

다) 1 상한 : PUMP의 특성, 정회전, 정류의 운전범위

라) 4 상한 : PUMP의 특성, 정회전, 역류의 운전범위(ENERGY 소비)

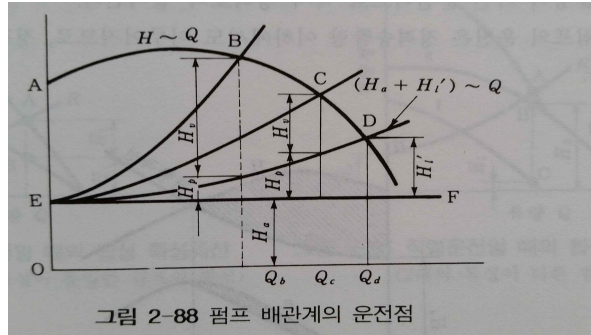
마) 3 상한 : PUMP의 특성, 역회전, 역류의 운전범위(수차 특성)

⇒ torque 0%의 선 : PUMP가 수차로써 운행 속도 상태에 있음을 표시

바) 수격현상 등의 계산에 사용된다.

2-18 원심 PUMP의 운전

1. 배관계의 저항곡선(system curve of pipe line) : 그림 2-88



$$H = H_a + (h_d + h_s) + \frac{v_d^2}{2g} \quad (2-6)$$

여기서, h_s : 흡입관 쪽의 마찰 손실수두 h_d : 송출관 쪽의 마찰 손실수두

$v_d^2/2g$: 송출관의 잔류속도수두 (송출관이 수조에 접속되어 있을 경우)

전양정 H 은 실양정 H_a 에 총 손실수두 $(h_d + h_s) + \frac{v_d^2}{2g}$ 를 합한 것과 같다.

식 (2-6)을 $H = H_a + (h_d + h_s) + \frac{v_d^2}{2g} = H_a + H_l'$ 로 표현하면, H_l' 은 총 손실수두이다.

여기서, 총 손실수두 : $H_l' = (h_d + h_s) + \frac{v_d^2}{2g}$ 이다.

(1) 배관계의 저항곡선(system curve of pipe line) $(H_a + H_l') \sim Q$

(2) Valve를 전개(全開)한 경우의 운전점 D

가) PUMP의 양정곡선 $H \sim Q$ 와 배관계의 저항곡선 $(H_a + H_l') \sim Q$ 의 교점 D가 운전점이다.

나) Q_d : valve를 전개(全開)한 경우의 송출량

(3) Valve를 부분 전개(全開)한 경우의 운전점 C

가) PUMP의 양정곡선 $H \sim Q$ 와 배관계의 저항곡선 $(H_a + H_l') \sim Q$ 의 교점 C가 운전점이다.

나) Q_c : valve를 부분 전개(全開)한 경우의 송출량

다) H_p : 유량 Q_c 에 대한 관로(pipe)에 의한 손실수두

라) H_v : 유량 Q_c 에 대한 valve에 의한 손실수두

(4) Valve를 완전히 닫았을 때의 운전점 A = 체절 운전

가) PUMP의 양정곡선 $H \sim Q$ 와 배관계의 저항곡선 $(H_a + H_l') \sim Q$ 의 교점 A가 운전점이다.

나) $Q=0 \Rightarrow$ 체절 운전

(5) Turbine pump, Volute pump의 운전

가) valve를 완전히 닫아 놓고 시동한 후 valve를 서서히 열어서 운전

↳ 체절($Q=0$)때, 동력이 최소가 되므로, 구동용 원동기를 최소의 동력으로 시동되기 때문

(6) 축류 pump의 운전

가) 체절($Q=0$)때, 동력이 매우 크므로 원심 pump처럼 시동은 되지 않는다.

(7) pump의 시동

가) 시동할 때에는(어떤 pump라도) pump casing 속에 액체가 완전히 채워져 있어야 한다.

나) 시동할 때에는 pump casing 속에 액체가 완전히 채워져 있지 않을 경우

- ① priming(프라이밍:pump에 액체 보충)을 통해서 액체를 채운 후에 시동
- ② pump casing 속에 공기가 있으므로 액체를 흡상(吸上)할 만한 압력을 발생시키지 못함
- ③ 회전차가 액체 속에 잠겨 있지 않으면 pump 작용을 할 수 없다.

(8) pump의 운전시 주의사항

가) bearing, coupling 및 shaft 등의 상태를 주의 깊게 관찰

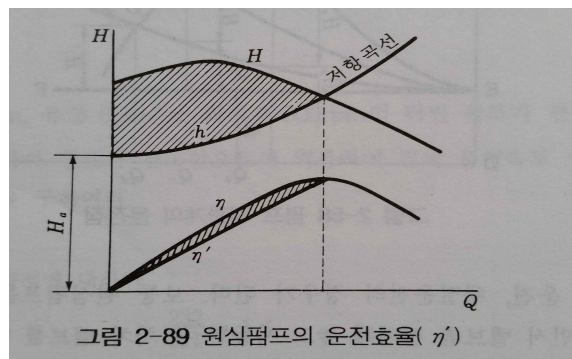
나) 축봉장치(주로 packing box)의 작동상태, 흡입관, casing 등에서 누설에 주의

- ① 특히, 흡입관과 축봉장치(흡입쪽)를 통하여 공기가 침입하는지에 대하여 주의
- ② 흡입관 입구의 찌꺼기가 끼여 있는지를 확인
- ③ 흡입관 입구는 흡수면 아래 적어도 $1.5d$ (d :흡수관 지름)의 깊이에 있도록 하여 흡수면 강하로 인한 공기의 침입을 막아야 한다.

다) 원심pump에서는 장시간 체절운전을 하지 않는다.

↳ 장시간 체절운전을 하면 casing 속의 액체가 과열 되므로

2. 원심pump의 운전효율 : 그림 2-89



(1) 저항곡선(=유효양정) h

장치에 흐름을 생기게 하는데 사용한 양정

(2) 운전효율 η'

가) 유효 양정을 사용하여 구한 효율

나) 이론(정격)효율 η 보다 낮다.

다) 운전효율(η')곡선 : 운전효율을 나타내는 곡선

라) 해칭한 부분 : valve를 잠금으로써 pump가 낸 양정의 일부를 소비한 것

(3) pump 운전

pump 운전은 정격 송출량 이하에서도 이루어지므로, 정격 이외의 운전 효율도 고려해야 한다.

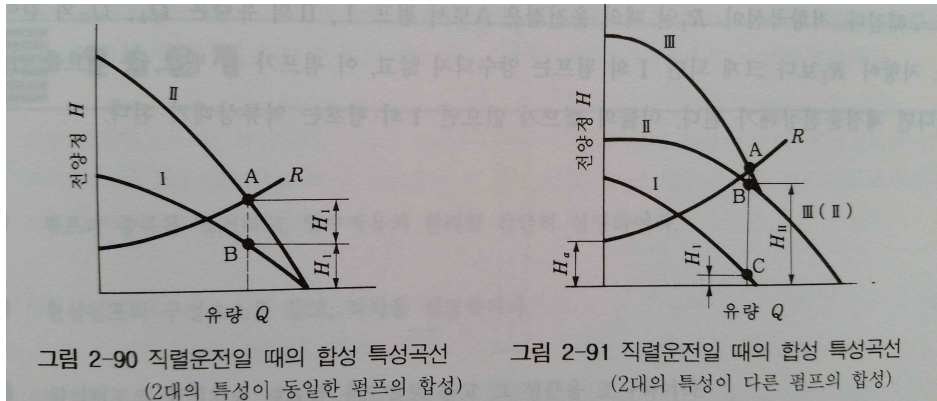
3. 원심pump의 연합운전

(1) 원심pump의 연합운전

소요되는 유량이나 양정이 일정하지 않고 크게 변동을 필요로 할 때 2대 이상의 pump로 연합운전을 하게 한다.

(2) 직렬운전

가) 양정의 변화가 커서 1대의 pump로써 양정이 부족할 경우에 2대 이상의 pump를 직렬로 연결하여 운전한다.



나) 특성이 동일한 pump의 직렬운전 : 그림 2-90

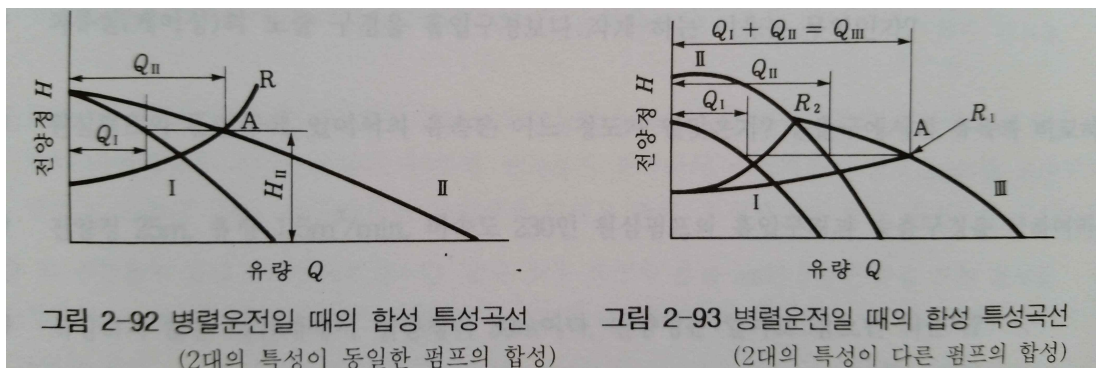
- ① 곡선 I : 1대 PUMP의 특성곡선 $\Rightarrow$ 양정 : H_1
- ② 곡선 II : 동일 특성의 pump 2대를 직렬운전한 경우의 합성 특성곡선(곡선 I의 2배)
- ③ 저항곡선 R일때의 합성 운전점 : A
- ④ 2번째 PUMP : 압입운전이 되기 때문에 흡입관부는 내압에 유의해야 한다.

다) 특성이 다른 pump의 직렬운전 : 그림 2-91

- ① 곡선 I : 1대 PUMP의 특성곡선 $\Rightarrow$ 운전점 : C
- ② 곡선 II : 곡선 I과 특성이 다른 PUMP의 특성곡선 $\Rightarrow$ 운전점 : B
- ③ 곡선 III : 특성곡선 I인 pump와 특성곡선 II인 pump를 직렬운전한 합성 특성곡선
- ④ 저항곡선 R일때의 합성 운전점 : A

(3) 병렬운전

가) 유량의 변화가 커서 1대의 pump로써 유량이 부족할 경우에 2대 이상의 pump를 병렬로 연결하여 운전한다.



나) 특성이 **동일한 pump**의 **병렬운전** : 그림 2-92

- ① 곡선 I : 1대 PUMP의 특성곡선
- ② 곡선 II : 동일 특성이 **pump 2대**를 **병렬운전**한 경우의 **합성 특성곡선**(곡선 I의 2배)
- ③ 저항곡선 R일때의 **합성 운전점** : A

다) 특성이 **다른 pump**의 **병렬운전** : 그림 2-93

- ① 곡선 I : 1대 PUMP의 특성곡선 $\Rightarrow$ 유량 : Q_I
- ② 곡선 II : 특성곡선 I인 PUMP와 특성이 다른 PUMP의 특성곡선 $\Rightarrow$ 유량 : Q_{II}
- ③ 곡선 III : 특성곡선 I인 pump와 특성곡선 II인 pump를 **병렬운전**한 **합성 특성곡선**
- ④ 저항곡선 R_1 일때의 **합성 운전점** : A
- ⑤ 저항곡선 R_2 보다 크게 되면
 - $\hookrightarrow$ 특성곡선 I 인 PUMP
 - $\hookrightarrow$ ㉠ 양수되지 않는다.
 - ㉡ check valve, foot valve가 **있다면** : **체절운전**(valve 잠금 : $Q=0$)상태가 된다.
 - ㉢ check valve, foot valve가 **없으면** : **역류**상태가 된다.