

冷凍裝置의 設計

金 鳳 彬*

3.4. 壓縮機의 選定

(가) 壓縮機의 容量選定

壓縮機의 容量을 適合하게 選擇하는 것은 體積效率를 正當하게 決定하는 것이다. 體積效率는 壓縮機의 製作 會社에서 實驗에 依하여 定하는 것이 가장 正確하지만, 計算에 依하여 近似值를 알수도 있다. 體積效率는 피스톤레드와, 발브프레이트와의 隙間(Clearance)에 依하여 壓縮되었던 가스壓力이 吸入壓力 以下로 될때까지 피스톤이 變位하여도 가스를 吸入하지 못하므로, 實際가스 吸入量이 피스톤變位量 보다 적어지는 隙間體積效率의 影響이크다. 그림 3.2에서, 隙間 v_c 에는 가스가 壓縮되어

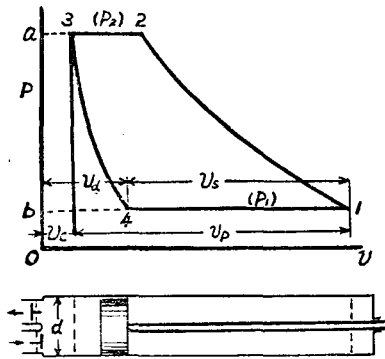


그림 3.2. 隙間體積의 影響

吐出하는 壓力狀態에서 殘存하게 되었다가, 피스톤이 下死點으로 移動하면서 吸인되는 體積이 커짐에 따라서 가스의 壓力이 吸入壓力보다 낮아지는 位置 即 4點에서부터야 가스를 吸入하게 된다.

지금 隙間體積效率를 η_{cv} 라고 하면

$$\eta_{cv} = \frac{v_s}{v_p} = \frac{v_1 - v_4}{v_1 - v_3} = \frac{(v_1 - v_3) - (v_4 - v_3)}{v_1 - v_3} = 1 - \frac{v_4 - v_3}{v_1 - v_3} \quad (3.9)$$

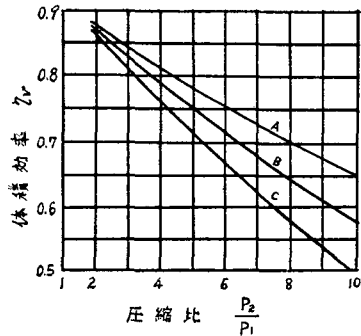
p_1 에서 p_2 까지의 壓縮을 斷熱壓縮이라고 하면

$$\eta_{cv} = 1 - m \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} - 1 \right] \quad (3.10)$$

但 m 는 隙間率이라 하며 다음과 같다.

$$m = \frac{v_c}{v_p} = \frac{v_3}{v_1 - v_3}$$

m 는 製作時에 주어지는 隙間이며, 隙間이 클수록 體積效率는 적어진다. 그러나 3.10式에서는 製作時주어진 값이며, n 와 더불어 一定值이다. 따라서 體積效率는 壓縮比 $\frac{p_2}{p_1}$ 에 依하여 變하여지는 것을 알 수 있다. 即 運轉條件에 依하여 變한다. 그림 3.3은 壓縮比와 體積效率과의 關係를 表示한다.



- A AMMONIA 立型
- B 高速多氣筒
- C FREON 高速多氣筒

그림 3.3. 壓縮比와 體積效率

壓縮機의 容量을 選定하는데 있어서 冷凍負荷에 依한 冷凍能力 R 를 定하는 것으로는 滿足한 方法이 되지 못한다. 即 冷凍負荷特性도 考慮되어야 한다. 壓縮機의 피스톤變位量 V 가 V_g 보다 過度히 큰 것을 擇하는 것도 옳지 않다. 그러나 catalog의 標準型의 機種의 關係로 不得已 算定된 V 보다 큰 피스톤變位量을 가진 壓縮機를 選定할 때는 冷藏室의 冷却管의 傳熱面積을 充分히 크게할 必要가 있다.

주어진 負荷條件에서 壓縮機가 運轉되고 있을 때는, 壓縮機는 冷凍負荷 Q 와 같은 크기의 冷凍能力 R 로 作

* 正會員, 漢陽大學校

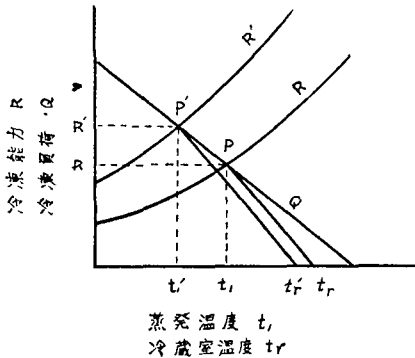


그림 3.4. 壓縮機的 冷凍能力

動되고 있는 故로, $R=Q$ 인 條件에서 壓縮機의 作動點은 冷凍能力 曲線 R 와 冷凍負荷 直線 Q 와의 交點에 依하여 定하여진다. 따라서 算定值 V 와 같은 피스톤變位量을 갖인 壓縮機를 使用할 때는 作動點은 p 로 表示된다. V 보다 큰 V' 인 피스톤 變位量을 갖인 壓縮機를 位用할 때는 作動點은 曲線 R' 와 直線 Q 와의 交點 p' 로 된다.

이때 壓縮機는 V 일때 보다 낮은 蒸發溫度 t_1' 로 되고 冷凍負荷는 Q 보다 큰 Q' 이다. 即 피스톤 變位量이 큰 壓縮機를 使用하면, 같은 負荷條件에서는, 蒸發溫度 t_1 이 낮아 짐에 따라 壓縮比 $\frac{p_2}{p_1}$ 가 커져서 壓縮機의 所要動力이 커진다. 암모니아 冷凍裝置에서는 壓縮溫度가 높게 된다. 蒸發溫度 t_1 은 甚하게 낮아졌음에도 不拘하고 冷藏室溫度 t_1' 는 그림에서 알 수 있는 바와 같이 V 일 때의 t_1 에 比하여 僅少한 差로 낮아진다.

冷却管의 傳熱面積 A 를 크게 하면 同一負荷條件에서 의 冷凍負荷 直線의 勾配가 크다. 그림 3.5에서 直線 Q' 로 表示된다. 따라서 算定值 V 보다 甚히 큰 피스톤變

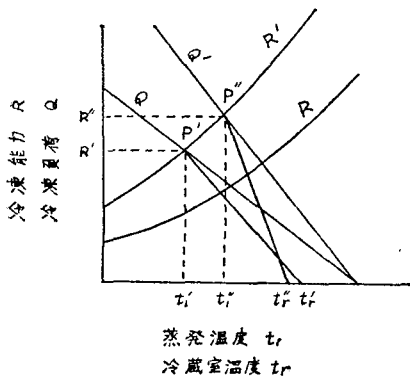


그림 3.5. 冷凍負荷와 冷凍能力의 關係

位量 V' 를 갖인 壓縮機를 使用할때는 冷却管의 傳熱面積을 크게 하면 壓縮機의 作動點은 p' 에 依하여 定하여지고 蒸發溫度는 t_1' 이며 너무 낮아지지 않는다. 그러나 冷凍能力은 A 를 크게 하지 않았을 때의 R' 보다 보다는 큰 R' 이며, 壓縮機의 所要動力도 크게 된다. 따라서 過大한 한 피스톤 變位量을 갖인 壓縮機를 使用하는 것은 避하고 開放型으로 벨트傳動일 때는 廻轉數를 減少시켜서 使用할 수 있는가를 檢討하여야 된다.

(나) 2段壓縮일 때의 壓縮機選定

冷藏室의 溫度를 極低溫度로 要求될 때는 2段壓縮方法을 擇할 必要가 있다. 지금 2段壓縮 冷凍사이클을 그림 3.6 같이 할때

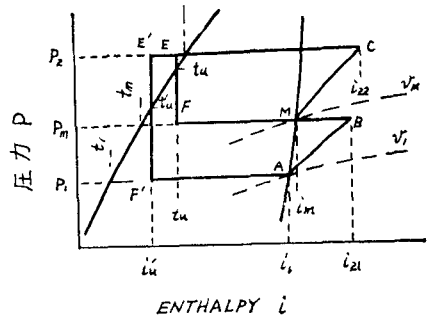


그림 3.6. 2段壓縮 冷凍사이클

V_1 ; 低壓壓縮機의 피스톤變位量 m^3/H
 i_1 ; 蒸發器出口의 冷媒蒸氣의 엔탈피 $Kcal/kg$
 i_1' ; 中間冷却器에서 冷却되어 蒸發器로 流入되는 高壓液의 엔탈피 $Kcal/kg$
 v_1 ; 低壓壓縮機의 吸入蒸氣의 比體積 m^3/kg
 η_{v1} ; 低壓壓縮機의 體積效率
 로 하면, 低壓壓縮機의 冷媒循環量 G_1 kg/H 는

$$G_1 = \frac{V_1}{v_1} \eta_{v1} \text{ kg/H} \tag{3.11}$$

2段壓縮機의 冷凍能力 R $Kcal/H$ 는

$$R = G_1 \cdot q_{evap} = \frac{V_1}{v_1} (i_1 - i_1') \eta_{v1} \tag{3.12}$$

2段壓縮일 때도 冷凍能力 R 는 主로 蒸發溫度 t_1 과 凝縮溫度 t_2 에 依하여 定하여진다. 그러나 3.12式에서 알 수 있는 바와 같이 中間 i_1' 는 中間壓力에 依하여 定하여지며, η_{v1} 는 壓縮比 $\frac{p_m}{p_1}$ 에 關係되므로 同一한 t_1, t_2 에서도 冷凍能力 R 는 中間壓力 p_m 에 依하여 相異하게 된다.

高壓壓縮機에 關하여는

V_h ; 高壓壓縮機의 피스톤變位量 m^3/H

v_m ; 高壓壓縮機吸入蒸氣의 比體積 m^3/kg

表 3. Mycom SRM 스크류 冷凍機性能表

형 식	사이클	회전수 R. P. M	배제용적 m ³ /h	냉 매					
				NH ₃		R12		R22	
				RT	KW	RT	KW	RT	KW
500 L	60	1750	10900	1550	1640	951	1045	1530	1660
	50	1450	9050	1280	1360	789	865	1260	1370
500 S	60	1750	7280	1030	1090	636	698	1020	1110
	50	1450	6030	855	907	527	578	847	919
400 L	60	1750	5590	790	841	483	535	778	851
	50	1450	4630	650	696	400	443	639	701
400 S	60	1750	3730	524	558	323	358	518	569
	50	1450	3090	435	465	267	296	430	471
300 L	60	3550	5550	779	822	486	523	783	830
	50	2950	4610	647	683	404	435	651	690
300 S	60	3550	3700	519	546	324	349	521	552
	50	2950	3070	431	454	269	290	433	459
250 L	60	3550	2770	381	410	239	262	385	414
	50	2950	2300	317	341	199	218	320	344
250 S	60	3550	1850	255	274	160	176	258	277
	50	2950	1540	212	228	133	146	214	230
200 L	60	3550	1360	184	201	115	129	184	205
	50	2950	1130	150	167	957	107	153	170
200 S	60	3550	904	120	134	76.5	85.2	123	135
	50	2950	751	99.9	111	63.6	70.8	102	112
160 L	60	3550	730	94.5	108	59.6	68.9	96.0	109
	50	2950	606	78.5	89.5	49.5	57.1	79.1	79.8
160 S	60	3550	486	62.9	72.0	39.8	45.7	64.0	72.8
	50	2950	404	52.3	59.8	33.1	38.0	53.2	60.5
125 L	6000	585	72.8	86.6	45.6	55.2	73.9	87.6	
	~4000	390	48.5	57.7	30.5	36.8	49.4	58.4	
125 S	6000	390	48.6	57.8	30.3	36.9	49.4	58.2	
	~4000	260	32.4	38.5	20.2	24.6	32.9	38.8	
100 L	6,000	300	39.1	45.8	25.0	27.8	39.9	45.8	
	~4000	200	24.4	30.4	15.3	18.7	25.9	30.4	
100 S	6,000	200	24.1	29.5	14.9	19.0	24.4	30.0	
	~4,000	133	16.0	19.6	9.89	12.6	16.2	20.0	
80 L	6000	153	19.5	23.4	12.0	14.2	19.8	23.4	
	~4000	102	12.3	15.9	7.57	9.21	12.5	15.9	
80 S	6,000	102	12.0	15.3	7.02	9.77	11.9	15.3	
	~4000	68.2	7.94	10.2	4.68	6.51	7.94	10.2	

η_{vh} ; 高壓壓縮機의 體積效率

G_h ; 高壓壓縮冷機 媒循環量 kg/H

$$G_h = \frac{V_h}{v_m} \cdot \eta_{vh} \quad (3.13)$$

피스톤變位量比 λ 는

$$\lambda = \frac{V_h}{V_l} = \frac{G_h}{G_l} \cdot \frac{v_m}{v_l} \cdot \frac{\eta_{vl}}{\eta_{vh}} \quad (3.14)$$

$$\frac{G_h}{G_l} = \frac{i_1 + \frac{i_{21} - i_1}{\eta_{cl}} - i_{u'}}{i_m - i_u} \quad (3.15)$$

3.15式에서 分子는 低壓壓縮蒸氣를 中間壓力에서 冷却凝縮시키고 溫度 t'_u 까지 過冷却시키기 爲하여 除去할 熱量에 相當하므로 簡單하게 하기 爲하여

$$q_1 = i_1 + \frac{i_{21} - i}{\eta_{c1}} - i_u'$$

로 하고, 분母는 中間壓力 p_m 에서 蒸發하는 冷媒의 冷凍效果를 表示하는 것으로

$$r_m = i_m - i_u$$

로 表示하였다. 이와같은 表現에 依하면

$$\frac{G_h}{G_1} = \frac{q_1}{r_m} \tag{3.16}$$

3.16式을 3.12式에 代入하면

$$\frac{V_h}{V_1} = \frac{v_m}{v_1} \cdot \frac{q_1}{r_m} \cdot \frac{\eta_{ol}}{\eta_{oh}} \tag{3.17}$$

“低壓壓縮機의 選定”

피스톤變位量 V_1 를 算定하면, V_1 에 近似한 피스톤變位量인 標準型壓縮機를 選定한다.

Catalog에서, 標準型으로 하는 壓縮機의 回轉速度의 關係로 因하여, V_1 보다 큰 피스톤變位量을 갖인 壓縮機를 使用할 때도 있고, 或은 적은 壓縮機를 使用할 때도 있다. 어느것이든 間에 V_h 는 피스톤變位量比 $\frac{V_h}{V_1}$ 에 關係없이 다만 便宜上 $p_m = \sqrt{p_1 p_2}$ 로서 算定한 것이므로 高壓壓縮機를 選定한 後에, 低壓壓縮機의 適否를 檢討할 必要가 있다.

高壓壓縮機의 選定

피스톤 變位量比 $\lambda = \frac{V_h}{V_1} = 0.35 \sim 0.5$ 로 選定하면 成績係數 $c.p$ 의 값이 거의 같아진다. 또한 冷凍能力 R 에도 큰 差가 없다. 따라서 高壓壓縮機로서는 V_h 가 V_1 에 對하여 $V_h = V_1(0.35 \sim 0.5)$ 인 範圍에 있는 크기의 標準型, 標準回轉數의 壓縮機를 選定하면된다.

(다) 스크류壓縮機의 選定

스크류壓縮機에 關하여는 本學會誌 Vol. 1 No. 2에 詳細하게 揭載되었음으로 여기서는 說明을 避하고, 日本國 前川製作所의 스크류冷凍機의 性能表(表 3)를 參考로 紹介한다.

4. 凝 縮 器

凝縮器의 機能은 壓縮된 高壓高溫의 冷媒가스에서 熱量을 除去하여 液化시킨다. 凝縮器에서 除去할 熱量은 蒸發器에서 受取한 熱量과 壓縮일의 熱當量을 合한 것이된다. 凝縮熱을 除去하는 冷却源에 依하여 水冷式 空冷式으로 區分되며, 여러가지 型式이 있다. 위에서 說明한 것으로 알수 있는 바와같이, 凝縮量은 熱交換器로서 設計에 있어서는 두가지의 重點을 들 수 있다. 即 熱傳達에 關한 問題와 高壓가스의 容器의 一種임으로 強度에 關한 問題이다.

4.1. 凝縮器의 熱傳達

凝縮器가 熱交換라 함은 앞에서 說明한 바와 같으며

熱交換은 即 冷媒와 冷却物質(空氣或은 水)間에 어떻게 熱이 傳達되는가를 究明하고 熱傳達에 必要한 傳熱面積을 求하는 것이 設計의 始作이다. 熱交換器의 基本式은 다음과 같다.

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t_m \tag{4.1}$$

Q ; 凝縮器에서의 熱交換量 Kcal/H

K ; 熱傳達係數 Kcal/m²h^oc

A ; 傳熱面積 m²

Δt_m ; 對數平均溫度差 ^oC

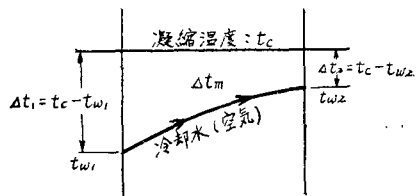
凝縮器로 流入하는 冷媒의 凝縮되는 狀態는 過熱蒸氣 → 飽和蒸氣 → 濕蒸氣 → 飽和液 → 過冷液의 順序이므로, 過熱區域, 飽和區域, 過冷區域으로 세 區分으로 나눌 수가 있다. 이 세 領域에서는 冷媒의 傳熱機構가 相異한 故로 熱傳達率도 相異하게 된다.

過熱區域에서는 飽和區域 보다 적은 熱傳達率로 되지만 冷却物質과 冷媒와의 溫度差가 飽和區域보다 크게되므로, 結局單位面積當의 傳熱量은 飽和區域과 過熱區域과 큰 差가없고, 過冷却部에서 除去되는 熱量은 僅少하다.

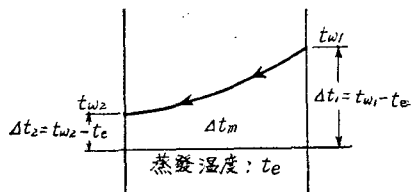
따라서 凝縮器의 傳熱計算은 세개의 領域으로 區分하여 計算할 必要가 없고 全領域이 凝縮中の 飽和域으로 取扱한다.

4.2. 平均溫度差 Δt_m

熱交換器에서 두 熱의 媒體間의 溫度差가 入口側 및 出口側에서 差가 比較的적을 때는 4.1式의 Δt_m 을 算術平均溫度差 即 $\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2}$ 로서 適用시켜도 無妨하



(A) 凝 縮



(B) 蒸 發

그림 4.1. 凝縮 및 蒸發에서의 熱交換

지만, 溫度差가 클 때에는 一般的으로 對數平均溫度差를 使用한다.

이것은 熱交換을 하는 모든 部分에서 熱傳達係數는 一定하고, 따라서 各部分에서 傳達되는 熱量은 各部의 溫度差에 比例한다는 것을 意味한다.

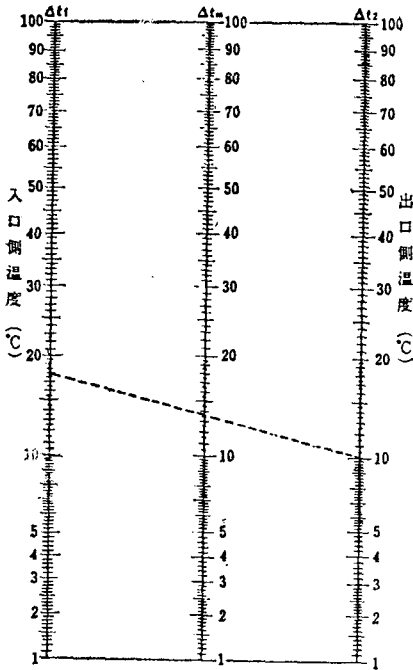


그림 4.2. 對數平均 溫度差 計算도표

그림 4.1에서 $\Delta t_1 = t_c - t_{w1}$ (또는 $t_{w1} - t_c$) $\Delta t_2 = t_c - t_{w2}$ (또는 $t_{w2} - t_c$)라고 하면 對數平均溫度差 Δt_m 는

$$\Delta t_m = 0.43 \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\log_{10} \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (4.2)$$

式 4.2의 計算圖表를 그림 4.2에 表示한다.

例, $\Delta t_1 = 50 - 32 = 18^\circ\text{C}$

$\Delta t_2 = 50 - 40 = 10^\circ\text{C}$ 일때 그림의 點線과 같이 連結시키고 中央線인 Δt_m 의 交點을 읽으면 $\Delta t_m = 13.6^\circ\text{C}$ 를 찾을수 있다.

4.3. 熱傳達係數

(가) 水冷式凝縮器

冷却管에서의 傳熱이 그림 4.3과 같을 때 冷媒側을 基準으로 하였을 때의 熱傳達係數 K (管外表面積에 對한 값)는

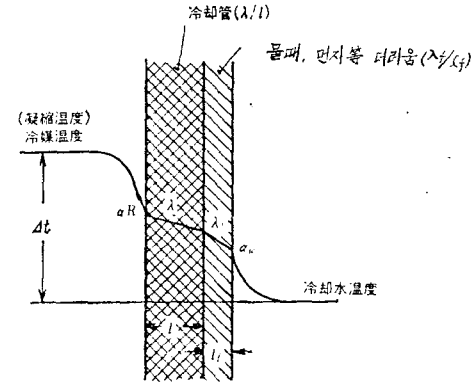


그림 4.3. 傳熱面에서의 溫度變化

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_R} + \frac{l}{\lambda} + \frac{l_f}{\lambda_f} \cdot S_R + \frac{1}{\alpha_w} \cdot S_R} \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \quad (4.3)$$

α_R ; 冷媒의 凝縮面에서의 熱傳達率 Kcal/m²h[°]C

α_w ; 冷却水側의 熱傳達率 Kcal/m²h[°]C

l, l_f ; 管壁 및 물때 또는 먼지의 두께 m

λ ; 管壁材料의 熱傳導率 Kcal/m h[°]C

λ 의 값은

鋼 約 300 Kcal/m h[°]C

黃鋼 約 80 Kcal/m h[°]C

炭素鋼 約 40 Kcal/m h[°]C

λ_f ; 물때 또는 먼지의 熱傳導率 0.5~2 Kcal/m h[°]C

$S_R; f_{in}$ 管의 內外面積比

$$\text{即 } S_R = \frac{\text{管의 外表面積 } m^2/m}{\text{管의 內表面積 } m^2/m}$$

(나) 空冷式凝縮器

空冷式凝縮器에서는 K 의 값이 水冷式에 比하여 大端히 低계되므로, 冷凍機油의 油膜抵抗, 傳熱管의 抵抗等은 無視하여도 되고, 冷媒側을 基準으로 한 熱傳達係數 K (管内表面積에 對한 값)는

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_w \cdot S_R}} \quad (4.4)$$

α_a ; 冷却空氣側의 熱傳達率 Kcal/m² h[°]C

$\alpha_w; S_R$ 는 4.3式의 說明과 같음 以上

(次號繼續)