

往復動 壓縮機의 性能에 對하여

趙 權 玉* · 吳 厚 圭*

THE CHARACTERISTIC OF A TWO STAGE AMMONIA
RECIPROCATING COMPRESSOR

by

Kweoun Ock CHO* Hoo Kyu OH*

The characteristics of two stage compressor which is constituted of two separated reciprocating compressors was tested measuring the volumetric efficiency of each compressor at suction of both high and low pressure side using orifice type flowmeters.

The volumetric efficiency of low pressure side compressor was lower than that of the high side when they were operating under the same compression ratio.

And it tended to reduce obviously by lowering evaporating temperature resulting in a markable reduction of refrigerating capacity at the same time.

It is assumed that the falling of volumetric efficiency at low side compressor was directed by the decrease in evaporating temperature which derives the falls of gas pressure at suction, increase in compression ratio, and gas flow resistance at suction and discharge valves.

緒 論

最近 水産物の 冷蔵에는 勿論 各種 冷凍分野에 있어서 冷蔵庫의 蒸發溫度가 $-25^{\circ}\text{C} \sim -35^{\circ}\text{C}$ 以下の 低溫을 要求함에 따라 高速多氣筒 壓縮機가 널리 使用되게 되었다.

高速多氣筒 壓縮機를 비롯한 各種 冷凍機의 性能은 各 製作會社의 Catalogue에 表示되어 있고 使用者는 그 性能 表示值를 그대로 信用하여 利用하고 있다. 그런데 近來 이와같은 高速多氣筒壓縮機의 Catalogue 性能 表示值가 凝縮溫度(T_c) 및 蒸發溫度(T_e)가 같은 溫度條件임에도 不拘하고 製作會社에 따라 相異하다는 것이 指摘되어(木村, 1971) 冷凍機 또는 冷凍裝置의 設計者는 勿論 工場에서 冷凍裝置의 運轉에 從事하는 從業員의 立場에서도 高速多氣筒壓縮機의 性能에 對한 正確한 算定이 切實히 要求되게 되었다. 따라서 各社

壓縮機 마다의 實用的인 正確한 性能값을 求하기爲한 資料를 얻기 위하여 本 大學 實習工場에 設置되어 있는 一段 및 二段壓縮機의 性能을 實驗하였다.

1. 二段壓縮冷凍 CYCLE

二段壓縮冷凍 cycle은 Fig. 4와 같은 中間 蒸發溫度에 冷凍負荷가 없는 一般的인 二段壓縮冷凍 cycle이며 冷媒의 動作 條件으로서는 低段 및 高段壓縮機가 各各 그 蒸發壓力 및 中間壓力에 對應하는 乾燥飽和蒸氣를 吸入 壓縮하고 壓縮은 斷熱壓縮이며 低段壓縮機에서 吐出된 蒸氣는 中間冷却器에서 中間壓力인 冷媒液의 一部의 蒸發에 依하여 冷却되는 것으로 한다.

2. 記 號

V: 理論 piston 押出量 m^3/h η_v : 體積效率

* 부산수산대학 식품공학과, Dept. Food Science and Tech., National Fisheries Univ. of Busan

v : 吸入gas의 比體積 m^3/kg

q : 冷媒循環量 kg/h

Q : 容積流量 kg^3/h

i : enthalpy $kcal/kg$

η_i : 指示效率

R : 冷凍能力(冷凍Ton)

T_m : 中間溫度 $^{\circ}C$

P_m : 中間壓力 kg/cm^2

q_m : 中間冷却器의 噴射液量 kg/h

T_c : 凝縮溫度 $^{\circ}C$

T_e : 蒸發溫度 $^{\circ}C$

添字 L, m, H : 低段, 中段, 高段

實驗에 使用한 壓縮機의 諸元은 Table 1과 같고 實驗裝置는 Fig. 1과 같다.

Table 1. Specifications of the compressor

	Low side compressor	High side compressor
Cylinder diameter	95mm ϕ	75mm ϕ
Stroke	76mm(L)	60mm(L)
No. of cylinder	8	4
Standard revolutions	1000 rpm	1800 rpm
Piston displacement	258.4m ³ /h	114.4m ³ /h
Ratio of piston displacement	2.26	

* These data quoted from catalogue. ($T_c: 30^{\circ}C$)

實驗裝置 및 方法

1. 裝 置

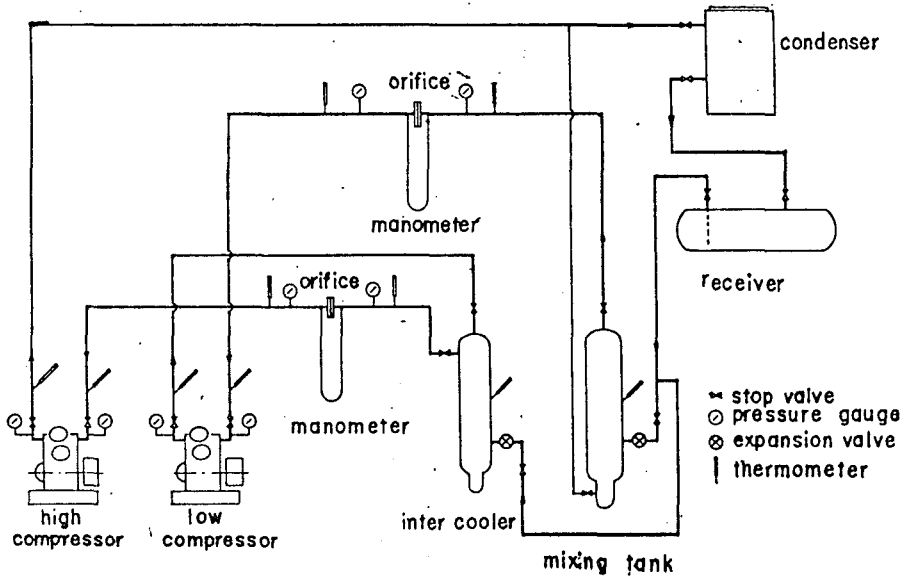


Fig. 1. Piping diagram for a experimental system.

冷凍能力은 熱量的으로 直接 測定하는 代身 低段壓縮機 및 高段壓縮機의 吸入 gas 流量을 測定하여 間接的으로 冷凍能力을 測定하는 方法을 採擇하였으며 吸力 gas 流量은 orifice plate에 依한 差壓式 流量測定法에 依하였다. 高段側 壓力 測定에는 Bourdon tube 式 壓力計를 使用하였고 低段側 壓力 測定用에는 水銀 manometer를 使用하였다. 溫度 測定用에는 補正된 alcohol 溫度計를 各各 使用하였다. 그리고 流量測定裝置 全般으로서는 JIS-Z-8762(1971) 記載事項에 準하였다.

流量測定裝置는 Fig. 1에 示와 같이 本大學 冷凍裝置에 設備된 암모니아 二段壓縮裝置의 高段側 壓縮機의 吐出gas 量의 大部分이 mixing tank(Low receiver) 下部에서 注入되어 低段側 壓縮機 吸入側에 by-pass 되고 남은 一部 gas는 蒸發式 凝縮器에서 凝縮液 化되게 하였다. 凝縮器에서 液化된 冷媒液은 受液器를 거쳐 mixing tank 및 中間冷却器에 注射되도록 하였다. 冷媒 gas의 by-pass 量 및 冷媒液의 噴射量을 調節하기 위하여 流量調節弁, 電磁弁, 手動膨脹弁을 使用하였다. 또한 高段 및 低段壓縮機 吸入 直前에 脈

流 除去 裝置를 設置하여 壓縮機의 壓縮影響을 最大로 除去하였다.

2. 方 法

本 實驗에 있어서 吸入 gas 流量測定은 壓縮機의 運轉狀態 即 凝縮溫度 및 蒸發溫度에 對應하는 高段側 吐出壓力 및 低段側 吸入壓力이 거의 完全히 定常狀態가 되었을 때를 기다려 各 測定을 慎重히 實施하였다. 凝縮溫度(高段壓縮機의 吐出壓力 相當 飽和溫度)가 30°C를 對象으로 하였으므로 高段壓縮機의 吐出壓力은 主로 11.89kg/cm²abs. 附近에 調節하였고 蒸發溫度는 -30°C~-60°C 範圍內에 調節하여 低段壓縮機의 吸入壓力에 對應시켰다. 低段側 壓縮機와 高段側 壓縮機와의 piston 押出量의 容量比(V_L/V_H)가 2.26인 2臺의 壓縮機를 使用하여 容量制御를 하지 않고 運轉하였으며 water jacket에는 測定中 冷却水를 繼續 流通시켰다. 또 高段側과 低段側의 冷媒循環量의 比가 지나치게 커짐을 避하였고 또 低段 및 高段의 吸入 gas 狀態가 過熱 또는 濕壓縮이 안되게 注意하였다.

結果 및 考察

1. 體積效率

壓縮機의 體積效率은 여러가지 因子의 影響을 받는다. 即 Top-clearance, Side-clearance, 吸入弁, 吐出弁의 種類 및 그 作動, 氣體의 流動에 따라 생기는 壓力損失 等 壓縮機의 機構學上 不可避한 要素와 冷凍裝置의 運轉狀態에서 생기는 壓縮比, 冷媒의 種類 過熱 運轉, 漏洩, 壓縮機의 回轉數(rpm) 등이 있다. 一般의 高速多氣筒 壓縮機의 體積效率 η_v 는 cylinder가 普通 小徑이므로 大型立型低速 壓縮機에 比하여 낮으며 低速, 高速 壓縮機를 莫論하고 壓縮比의 增加에 따라 體積效率 η_v 는 一般의 減少된다. 이들 體積效率과 壓縮比와의 關係를 Fig. 2에 各種 壓縮機 別로 表示하였다 (木村, 1962).

Fig. 3은 高段 및 低段 壓縮機의 壓縮比에 對한 高段 및 低段壓縮機의 體積效率과의 關係를 表示하는 測定值를 그린 것이다.

壓縮比의 增加에 따른 體積效率의 減少는 高段側 壓縮機에 比하여 低段側 壓縮機에서 顯著하였고, 同一 壓縮比에 있어서 高段 및 低段壓縮機의 體積效率을 比較하면 低段側 壓縮機의 體積效率이 高段側 壓縮機의

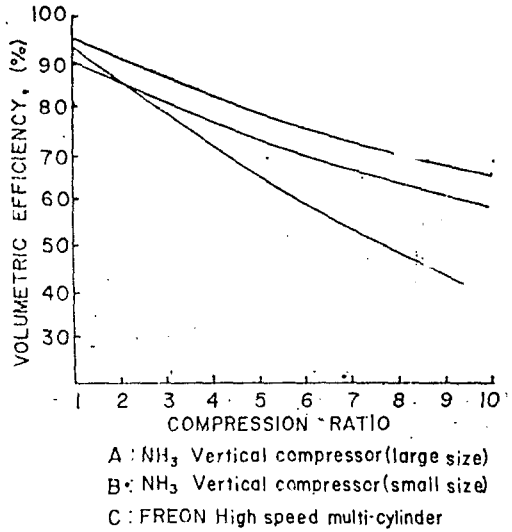


Fig. 2. Relation between volumetric efficiency and compression ratio.

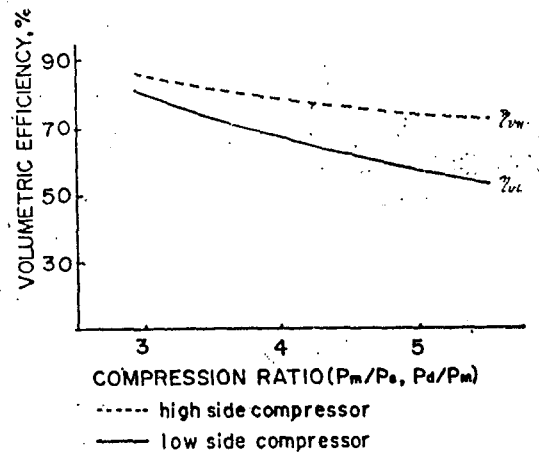


Fig. 3. Volumetric efficiency of high side and low side vs compression ratio of high side and low side compressor.

體積效率보다 多少 낮았다. 이것은 高段壓縮機에서는 그다지 問題가 없으나 低段壓縮機에 있어서는 蒸發溫度(T_e)가 低下됨에 따라 吸入壓力(P_s)이 低下됨으로 壓縮比의 差가 커져 低段側 體積效率(η_{vL})은 壓縮比(P_m/P_L)뿐만 아니라 中間蒸發溫度(T_m , 中間壓力 P_m 에 相當하는 飽和溫度) 또는 蒸發溫度(吸入壓力 P_s 에 相當하는 飽和溫度)의 影響을 甚하게 받게 되기 때문이라 하겠다.

2. 冷凍能力

二段壓縮 冷凍裝置는 一段壓縮 冷凍裝置와는 달리 Fig. 4의 冷凍 cycle에서 보는 바와 같이 二段壓縮을 하는 冷凍機는 이를 區分하여 低段壓縮機가 作動하는 低段 冷凍 cycle A, B, K, g, A와 高段壓縮機가 作動하는 高段側 冷凍 cycle M, B₂, E, h, M의 高, 低 두개의 冷凍 cycle이 低段側 凝縮器와 高段側 蒸發器가 합쳐진 裝置로서 이 高, 低 兩 冷凍 cycle에 同一 冷媒를 使用하고 低段側 冷凍 cycle의 凝縮負荷를 高段側 冷凍 cycle의 蒸發負荷로 보고 低段側의 凝縮溫度와 高段側의 蒸發溫度가 完全히 一致된 條件에서

$$\frac{V_H}{v_m} (i_4 - i_3) \eta_{vH} = \frac{V_L}{v_L} (i_2 - i_1 + \frac{i_3 - i_2}{\eta_i}) \eta_{vL}$$

의 關係式이 成立될 때의 特殊한 경우의 二元 冷凍 cycle이라 생각할 수 있다. 二段壓縮 冷凍機의 冷凍能力(R)은 蒸發溫度等 溫度條件 뿐만 아니라 piston 壓縮吐出量比(V_L/V_H)에도 關係가 있다. 二段壓縮 冷凍機에 있어서 그 冷凍能力에 直接 關與하는 要素가 低段壓縮機이고 高段壓縮機는 低段側 蒸發器에서 蒸發된 冷媒蒸氣를 液化하는데 必要한 壓力上昇을 위한 補助的 役割을 擔當하는 것이다. 따라서 二段壓縮 冷凍機의 冷凍能力은 蒸發器에 있어서의 冷媒의 冷凍效果와 低段壓縮機의 冷媒循環量과의 乘으로 表示되나, 한편 이 冷凍效果는 低段 및 高段壓縮機의 壓縮吐出量比(V_L/V_H), 體積效率(η_v) 또는 壓縮效率(η_i)의 影響을 받는다. 따라서 二段壓縮機의 冷凍能力(R)의 基準設定과 算定이 一段壓縮 冷凍裝置의 경우때와 같이 簡單하지 않다.

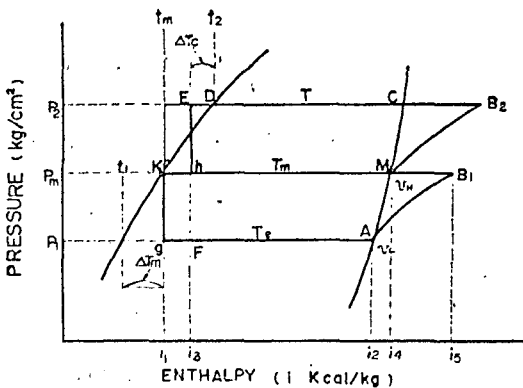


Fig. 4. Ammonia Mollier chart of two stage compressor.

壓縮機의 吸入直前의 狀態에서 測定된 吸入 gas의 流量을 測定하여 低段 및 高段壓縮機의 體積效率을 計

算한 測定值를 使用하여 Fig. 4의 二段壓縮 冷凍 cycle 條件에서 高, 低段 壓縮機의 冷凍能力值 (R)를 計算한 結果를 Fig. 5에 表示하였다. 冷凍能力(R)은 適正한 中間壓力(P_m)을 選定하여야 한다. 適正한 中間壓力(P_m)은 溫度 條件 뿐만 아니라 piston 吐出量比(V_L/V_H)에도 關係되며 適正한 中間 壓力(P_m)으로서의 要件은 二段壓縮 冷凍機가 正常狀態에서 運轉되자면 低段壓縮機 및 高段壓縮機가 乾燥飽和蒸氣 또는 그 에 가까운 狀態의 蒸氣를 吸入할 必要가 있다. 即 Fig. 4와 같은 冷凍 cycle이어야 한다. 주어진 piston 吐出量比(V_L/V_H)에 있어서 中間壓力(P_m)은 다음式을 滿足하는 값으로서 定하여 진다.

$$\frac{V_L}{V_H} = \frac{v_1}{v_m} \cdot \frac{\eta_{vH}}{\eta_{vL}} \cdot \frac{i_m - i_w}{i_3 - i_1} \dots\dots\dots(1)$$

위의 式에 의하여 V_L/V_H가 클수록 v_m은 작아야 함으로 piston 吐出量比(V_L/V_H)가 클수록 中間壓力 (P_m)은 높은 값으로 決定된다.

二段壓縮機의 冷凍能力 R_L(低段壓縮機의 冷凍能力)은

$$R_L = V_L / v_L \eta_{vL} (i_2 - i_1) \dots\dots\dots(2)$$

에 의하여 算出한다.

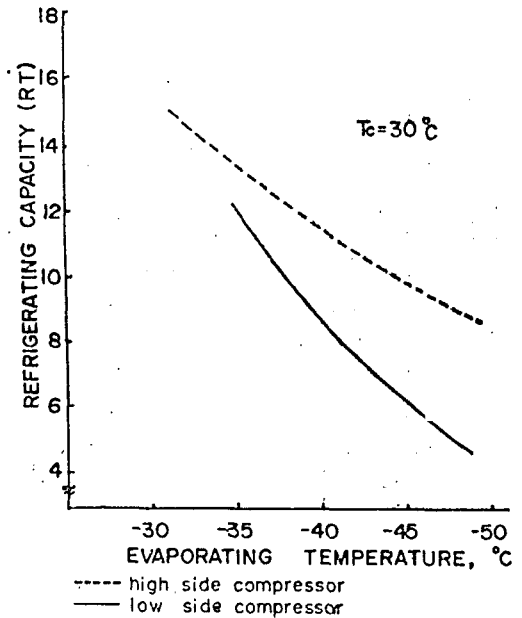


Fig. 5. Refrigerating capacity of two stage compressor vs evaporating temperature.

Fig. 5의 冷凍能力 測定值는 二段壓縮 冷凍 cycle 條件에서 式(2)에 η_{vL} 및 η_{vH}의 實測值를 代入하여 計算한 것이며 高段側壓縮機의 冷凍能力은 同一 蒸發溫度

의 低段側 壓縮機의 冷凍能力보다 높으며 二段壓縮冷凍機의 蒸發溫度 低下에 따른 體積效率의 變化와 비슷한 減少 傾向을 보여주고 있다.

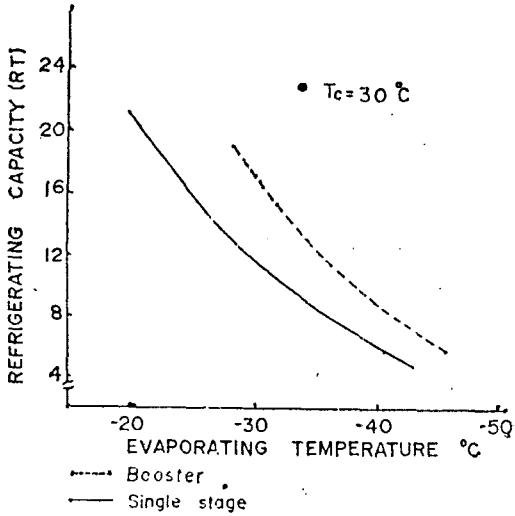


Fig. 6. Refrigerating capacity vs evaporating temperature when used booster and single stage.

Fig. 6은 同一 壓縮機를 單段壓縮機와 二段壓縮冷凍裝置의 低段側 壓縮機(Booster)로 各各 作動하였을 때의 蒸發溫度(T_c)에 對한 冷凍能力(R)의 變化를 表示

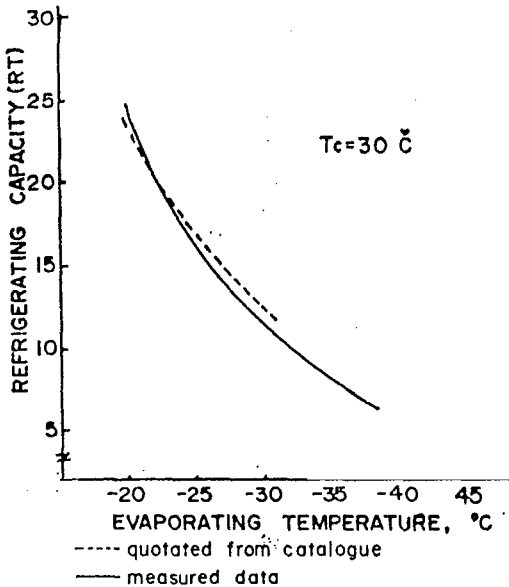


Fig. 7. Refrigerating capacity of low side compressor vs evaporating temperature when used single stage.

한 것으로 單段壓縮機의 冷凍能力이 低段側 壓縮機(Booster)에 比하여 떨어져 豫想과 一致하였다. 또한 單段壓縮機로서의 作動 때에는 壓縮比 3~5, 蒸發溫度 $-20 \sim -30^\circ\text{C}$ 의 範圍에서의 冷凍能力(R)은 實測值와 製作會社 catalogue上的 性能 表示值와의 比較에서는 Fig. 7과 같이 그 差가 거의 없었다.

結 論

本 實驗에 의한 結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 二段壓縮式 冷凍裝置의 體積效率에 關한 實驗에서 高段側壓縮機의 體積效率(η_{vH})이 低段側壓縮機의 體積效率(η_{vL})에 比하여 높은 傾向을 보였다. 이는 壓縮機의 機構上 또는 冷媒 gas의 流量抵抗等에 依한 것이며, 同一 壓縮比(P_H/P_L)에서도 高段側壓縮機의 體積效率(η_{vH})은 低段側壓縮機의 體積效率(η_{vL})에 比하여 높은 傾向을 나타내었다.

2. 二段壓縮機의 冷凍能力 測定値는 高段側體積效率(η_{vH}) 및 低段側體積效率(η_{vL})의 實測值를 代入하여 求하였으며 蒸發溫度 低下에 따른 高段側 및 低段側壓縮機의 冷凍能力의 減少比率는 高段側보다 低段側에서 甚하였고 蒸發溫度 $-40 \sim -50^\circ\text{C}$ 範圍에서 한층 過大하였다.

3. 同一 壓縮機를 單段壓縮機 또는 二段壓縮 冷凍裝置의 低段側壓縮機로 使用하였을 때의 冷凍能力의 蒸發溫度 低下에 對한 變化는 單段壓縮機가 Booster에 比하여 낮음을 알 수 있었다.

끝으로 本實驗裝置 運轉에 協助을 아끼지 않았던 이 건우 君에게 感謝하는 바이다.

文 獻

JIS-Z-8762, (1971): Measurement of fluid flow by means of orifice plates and nozzles. 日本工業協會發行, 12pp.

木村亥之助(1962): 二段壓縮裝置의 冷凍能力의 解析と算出圖表. 冷凍, 37, 8-26.

木村亥之助(1971): 二段壓縮冷凍機의 性能試驗. 冷凍, 46, 342-347.