【解 說】

熱回收시스템(Heat Recovery System)

金 英 浩*

1. Heat Recovery System의 基礎知識

1-1. 定 義

自然狀態에서의 熱은 高溫部에서 低溫部로 移動하는데 反하여 冷凍機는 低溫部에서 高溫部로 熱을 移動시키는 機械라는 것은 잘 알려진 事實이다.

이러한 低溫部에서의 溫度差를 利用하는 것을 冷却이라 하고 高溫部를 利用할때 이것을 冷凍機에 依한 加熱이라고 하는데 一般的으로 高溫部를 利用하는 冷凍機를 heat pump라고 하여 이들의 熱源으로서 空氣, 물, 地熱, 太陽熱 等이 利用되어왔다. 그러나 冷却·冷房과 加熱·暖房을 同時에 使用할 수 있는 方法은 없을까? 그래서 高熱源에서 얻은 熱을 低熱源으로 移動시키고 低熱源에서의 回收熱을 冷却시키는 機能에 附加시켜 使用한다면 얼마나 便利할 것인가.

이와같은 目的으로 冷房을 必要로 하는 部分에서 얻은 熱을 暖房이 必要한 部分으로 熱回收하는 裝置를 heat recovery system, heat reclaim, internal source heat pump, heat conservation, bootstrap, 熱回收方式 等이라고 부른다.

1-2. Heat Recovery System의 發展背景

① Energy源과 公害問題

從來 暖房用의 熱 energy源으로서 값이 싼 石油等이 많이 使用되어 왔으나 近者에 와서 이들의 燃燒가스가 大氣汚染源으로 擡頭되어 커다란 社會問題化되었다는 것은 周知의 事實이다. 特히 高層建物이 密集되어 있는 大都市中心部에 있어서는 自動車의 排氣가스와 더불어 燃燒가스가 主要公害源으로 되어 있다. 그리하여 公害對策의 一環으로서 空調裝置에 있어서도 電氣를 動力源으로 하는 冷凍機에 依하여 冷暖房을 行할수 있는 heat recovery system이 脚光을 받게 되었다.

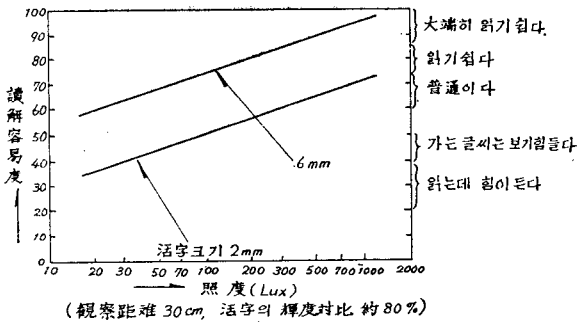
② 建築物의 變化와 Energy 有效利用

近年 各種建物이 大型化됨에 따라 建物內를 內周部와 外周部로 區劃하는 方式이 많아졌으며 內周部에 있어서는 最近 높은 照度의 照明이라던가 事務用, 其他 電氣器具等에서의 發熱量이 增大해짐에 따라 冬期에도 冷房의 必要性이 많게 되었다. 特히 情報交換의 中樞的인 役割을 하는 建物等에서도 年間 冷却負荷가 되는 電算機가 大規模로 設置되어 이들의 冷却負荷가 차지하는 比率이 차츰 높아져 가고 있다. 이러한 境遇 一般的으로 冷却에 依하여 빼앗긴 熱과 이에 所要된 일(熱enery)은 凝縮器를 거쳐 冷却水에 依하여 버려지는 것이지만 heat recovery system을 採用하게 되면 이들 熱을 有效하게 利用할 수가 있게 된다.

③ 室內環境의 向上

室內의 物理的環境으로는 크게 나누어 빛 熱(氣候) 소리等이 있다. 이것들中 빛의 環境을 左右하는 것은 照度로서 照明方法이 適當하다면 照度가 높을수록 快適하기 때문에 해가 갈수록 室內照度는 높아져 가고 있다. 그림 1은 照度와 글씨읽기와의 關係로서 業務環境의 快適度를 나타내고 있으며 그림 2는 日本과 美國에 있어서 基準照度가 變遷된 狀況을 graph化한 것이다. 또한 그림 3은 照度와 發熱量의 關係 그리고 照明發熱量에 人體發熱量을 보태어 熱回收하였을 때

* 正會員·汎洋冷房工業(株)



(觀察距離 30cm, 活字의 輝度対比 約 80%)

그림 1. 照度와 讀解容易度의 關係

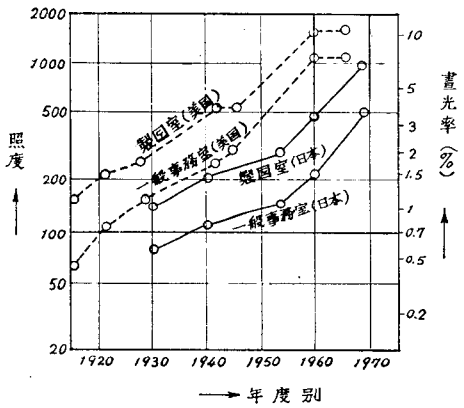


그림 2. 基準照度의 變遷

의 暖房能力을 나타낸 것이다. 即 照度가 1000 Lux 程度가 되면 暖房負荷가 적을때 에는 照明發熱과 人體發熱만으로서 他熱源 없이도 冷凍機에 依한 暖房이 可能함을 알수가 있다. 換言하면 建物樣式이 變化함에 따라 照明燈發熱量이 增加하여 內周部의 冷房要求度가 높아지고 電算機等의 特殊電氣機器가 發達하여 冬期冷房의 必要性이 높아지고 있다.

1-3. Heat Recovery System의 成立條件

Heat recovery system에있어 서는 建物內의 冷房負荷를 熱源으로 하는 冷凍機를 heat pump 化한 熱을 暖房에 利用하는 것이므로 반드시 年中 어느程度의 冷房負荷를 必要로 한다. 따라서 heat recovery system 이 成立되려면 內部發熱이 많은 建物이라던가 大規模의 建物이어야 하는데 內部發熱로서는 다음과 같은 것들이 있다.

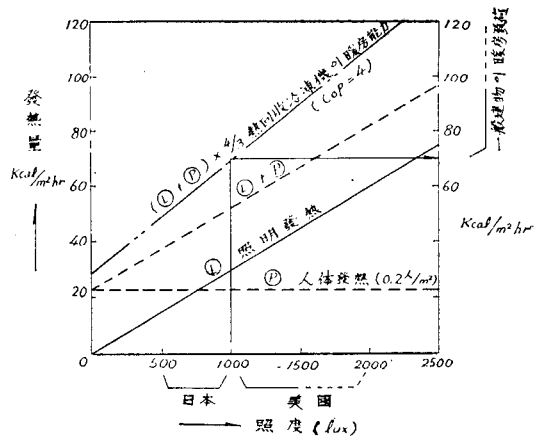


그림 3. 照度와 發熱量 熱回收時 暖房能力과의 關係

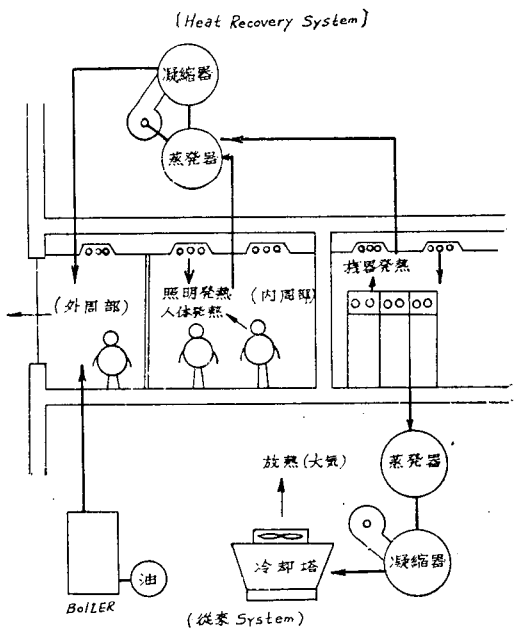


그림 4. Heat Recovery 과 從來 System의 比較

① 照明發熱 ② 電算機·事務機器等의 機器發熱 ③ 日射熱 ④ 人體發熱 ⑤ 受變電設備·動機電設備機器發熱

從來의 空調方式에 있어서도 이러한 發熱이 全혀 利用되지 않은 것은 아니고 이들 發熱量이 一部가 暖房負荷를 輕減하여 運轉經費節減에 이바지 하였으며 電算機室이라던가 電氣機器等과 같이積極的인 冷却이 必要한 境遇에는 暖房時 外氣를 導入하여 冷却시키거나 冷凍機에 依하여 冷却

하고 冷却塔을 通하여 大氣에 放熱하는 等의 方法을 採用하므로서 熱을 利用하여 왔다. 그러나 heat recovery system에 있어서는 從來의 方式에 있어서 放出시켜 버리던 熱을 有效하게 利用하므로서 內部發熱이 充分하다면 보일러等 다른 熱源의 必要가 없게 되었다.

그림 4는 이들 두가지 方式에 있어서의 熱의 흐름에 對하여 圖示的으로 比較說明하고 있다.

1-4. Heat Recovery System의 經濟性

設備費의 算定은 system에 따라서 다른 것이지만 heat recovery system으로서 設備費가 增加하는 要素는 冷凍機의 構造가 複雜해진다는 것과 配管이 增加하는 以外에는 從來의 system에 比하여 增加部分이 많지는 않다. 運轉經費에 있어서도 電力과 他 energy와의 單價를 比較하여 보더라도 heat recovery system은 成績係數가 좋으므로 燈油使用時와 맞먹는 程度이며 夜間電力費가 싼 境遇에는 蓄熱槽를 設置하여 使用한다면 重油使用時와 同等한 運轉經費가 所要된다.

1-5. Heat Recovery System의 基本回路

Heat recovery system에 使用되는 機器로서 熱源機器인 冷凍機가 多少 構造및 機能이 複雜하여 特有의 運轉特性에 注意하여야할 必要가 있다는 以外에는 從來 system에 使用되던 機器와 本質的으로 다른 點은 없다.

基本回路에 있어서는 冷凍機가 分散되어 있느냐, 集中되어 있느냐에 따라서 다음과 같이 大別할 수가 있다.

① 大容量의 冷凍機가 1個所에 集中되어 있어서 同時에 生產되는 溫水및 冷水를 末端空調機에 보내므로서 冷暖房을 同時에 行하는 境遇 〔그림 5-A〕

② 小容量의 冷凍機가 分散하여 末端空調機와 一體化되어 있어서 이들 冷凍機가 逆轉可能하여 冷房이 必要한 區劃에서는 熱을 빼앗고 暖房이 必要한 區劃에서는 熱을 放出하여 이것들을 混合시킨것이 蓄熱槽의 熱源으로 되어 冷暖房을 同時에 行하는 境遇 〔그림 5-B〕

다만 夏期에는 全冷凍機가 冷房運轉하여 冷却塔에서 放熱한다.

2. Heat Recovery System의 各種方式

空調 system의 優劣을 決定하는 要素는 對象建物의 條件에 따라 左右되기 때문에 어떤 system

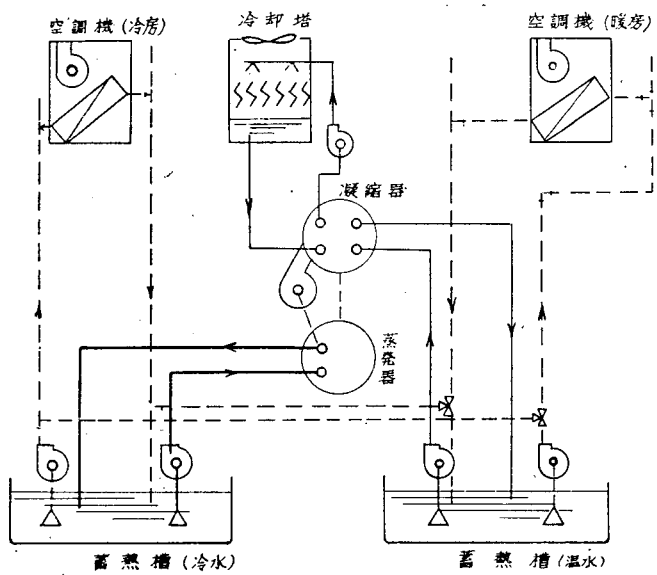


그림 5-A. 中央設置式 Heat Recovery System 基本回路

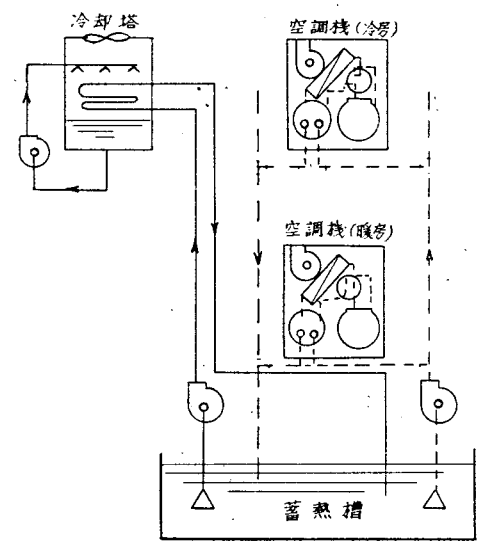


그림 5-B. 個別設置式 Heat Recovery System의 基本回路

이 좋다는 것을 쉽게 말하기가 어렵다. 마찬가지로 heat recovery system에 있어서도 「本方式이 最高」라는 方式을 一喝할 수 없기 때문에 여기서는 一般的인 各種 system의 槪要를 說明하므로서 앞으로 heat recovery system을 採用하고저하는 이들에게 參考資料로서 活用할 수 있도록 heat recovery system 設計에 있어서 가장 重要한 三大要素가 되는

① Heat recovery 用 冷凍機

② 暖房運轉時의 放熱方式

③ 補助熱源의 投入方式

等에 依한 各種方式의 基本形을 分類해 보고저 한다.

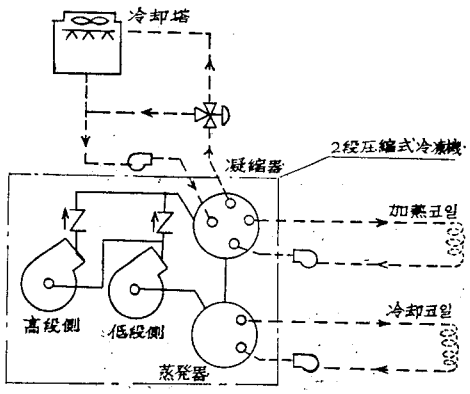


그림 6. Heat Recovery 用冷凍機(單段壓縮式)

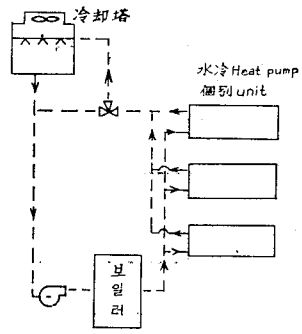


그림 7. Heat Recovery 用冷凍機(2段壓縮式)

2-1. Heat-Recovery 用冷凍機에 依한 分類

1) 中央式

① 單段壓縮機方式〔그림 6〕

單段壓縮機의 運轉에 依하여 冷暖房하는 方式

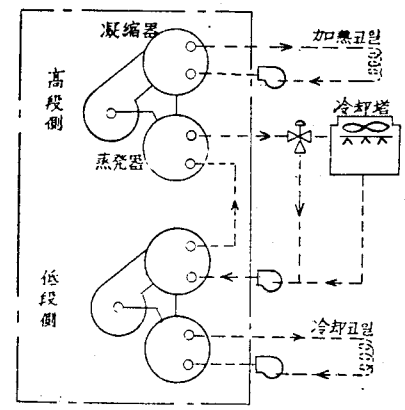


그림 8. 水 Cascade 2段壓縮式

이므로 機器設置面積이 적게 들고 設備費가 低廉하나 Turbo 冷凍機를 利用하는 境遇에 얻을수 있는 最高溫水溫度가 낮아진다는 缺點이 있다.

② 二段壓縮機方式〔그림 7〕

二段壓縮機 unit를 利用하여 冷暖房을 實施하므로 設備費가 多少 上昇하나 高溫水를 쉽게 얻을수 있다.

③ 水 Cascade 二段壓縮方式〔그림 8〕

暖房時 冷凍機 2臺를 水 cascade의 二段壓縮式으로 使用하게 되므로 넓은 設置面積이 必要하며 設備費가 비싸지지만 高溫水를 쉽게 얻을 수 있는 長點이 있다.

④ 水側 Series 運轉方式〔그림 9〕

冷凍機 2臺를 利用하여 冷溫水를 各各 同順位 series로 送水시키는 方式으로서 冷凍機 設備費가 비싸고 넓은 設置面積이 所要된다는 缺點이 있으나 高溫水를 쉽게 얻을 수 있고 冷溫水의 出

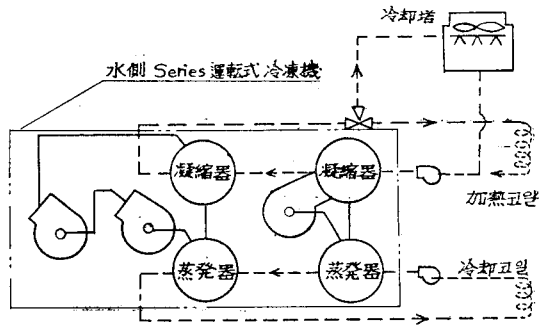


그림 9. 水側 Series 運轉式

入口温度差를 크게 할수 있어서 配管및 防熱工事費가 적어지는 長點을 갖는다.

2) 個別式

① 水冷 heat pump 個別 unit 方式〔그림 10〕

水冷 heat pump 式 空調機의 水系統을 並列一系統으로 連結運轉하는 方式인데 循環水温度를 年中 15~35°C 程度로 維持하여야 하며 水冷 heat pump 個別 unit는 必要에 따라서 冷房 또는 暖房으로 選定運轉해야 한다는 缺點이 있다.

② 空冷 heat pump 個別 unit 方式〔그림 11〕

空冷 heat pump 式 個別 unit의 室外側熱交換器에 排氣를 通過시켜 運轉하는 方式인데 排氣로 凝縮器에 通過시켜 排氣熱을 回收하므로 同時에 冷暖房이 可能하고 個別 unit 式空調 system에 適合하지만 個別的인 熱回收밖에 할수가 없으며 unit는 必要에 따라서 冷房 또는 暖房으로 選定運轉하여야 한다는 缺點이 있다.

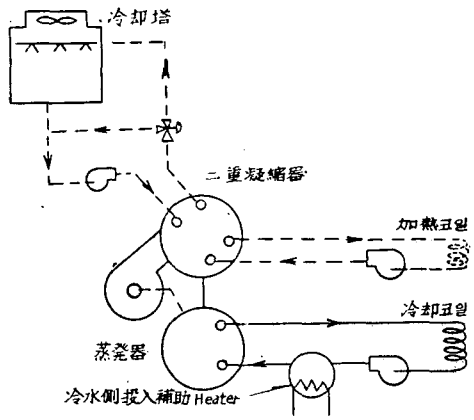


그림 10. 水冷 Heat pump 個別 unit 方式

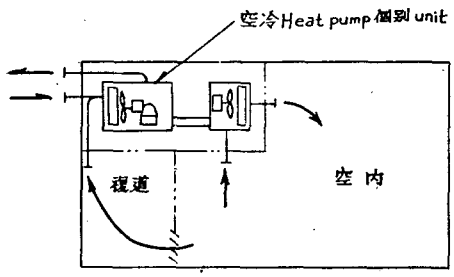


그림 11. 空冷 Heat pump 個別 unit方式

2-2. 暖房運轉時의 放熱方式에 依한 分類

1) 冷却水·温水1系統方式

① 重放形冷却塔直結方式〔그림 12〕

開放形冷却塔을 温水回路에 直接 接續시켜 運轉하는 것으로 冷却塔의 水質汚染에 따른 水質管理가 必要하며 管內 scale 付着에 따른 保守管理費가 비싸진다는 缺點을 지니고 있으나 system이 簡單하여 配管工事費가 적고 펌프 1臺로서 運轉되므로 施設費가 싸진다는 利點이 있다.

② 密閉形冷却塔方式〔그림 13〕

密閉形冷却塔을 温水回路에 直接 接續시켜 運

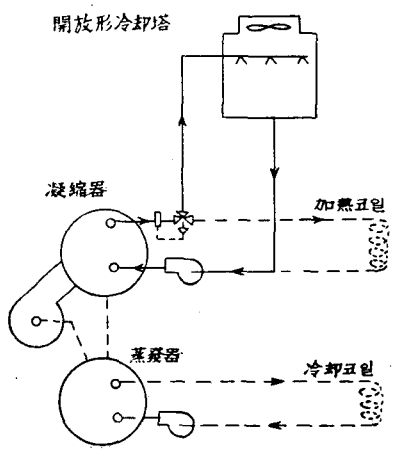


그림 12. 開放形 冷却塔 直結式

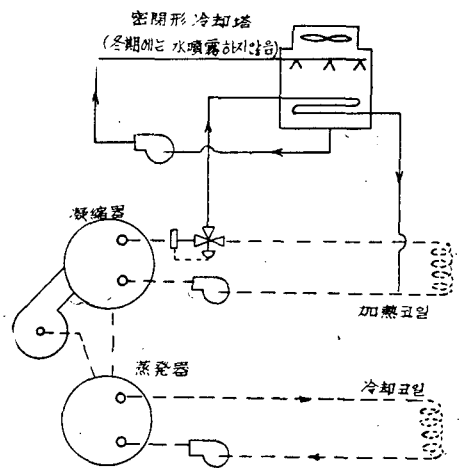


그림 13. 密閉形 冷却塔式

轉하는 方式으로서 冬期에는 冷却塔의 熱交換器內에서 물이 凍結할 憂慮가 있으며 塔의 效率低下로 冷房時의 運轉費가 多少 높아지지만 温水가 大氣에 汚染될 念慮가 없다.

③ 熱交換器並置式〔그림 14〕

熱交換器를 거쳐 冷却塔에서 放熱하는 方式이

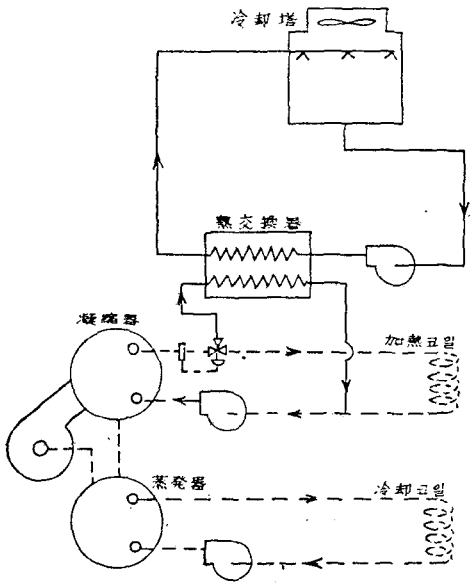


그림 14. 熱交換器並置式

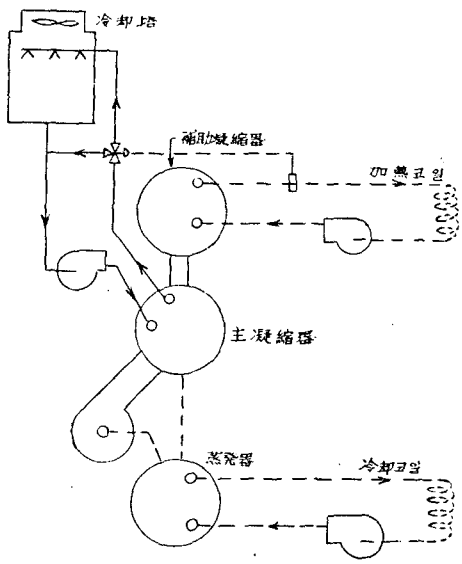


그림 15. Double Condenser 式

므로 温水가 大氣汚染될 念慮는 없으나 冷房時의 運轉費가 높고 設備費가 增大해 진다.

2) 冷却水·温水別系統式

① Double Coedenser 方式〔그림 15〕

冷凍機의 凝縮器를 冷却水用과 温水用으로 區分運轉시키는 方式으로 温水의 大氣汚染이 없고 既設冷凍機를 改造하여 利用할 수 있다는 長點이 있으나 設備費가 多少 높아진다.

② Double Handle Condenser 方式〔그림 16〕

冷凍機에 있어서 凝縮器의 水回路를 二系統으

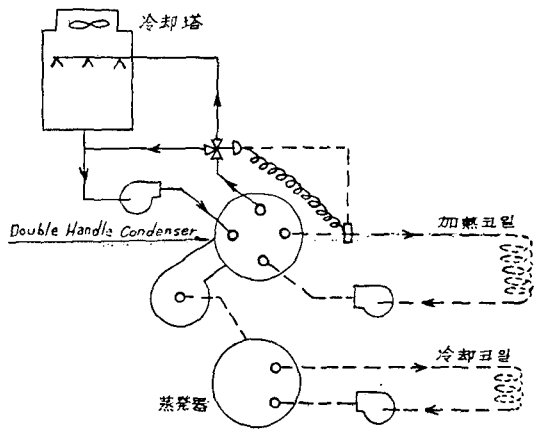


그림 16. Double Hondle Condeoser 式

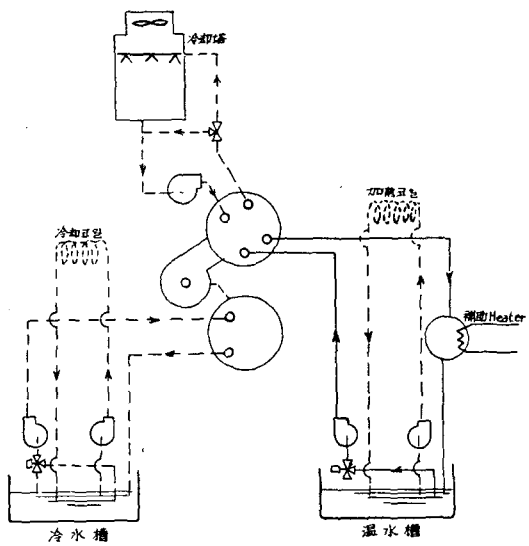


그림 17. 補助 Heater 温水 1次側 投入式

로 나누어 温水와 冷却水의 回路를 分離시킨 것으로 温水의 大氣汚染은 없으나 設備費가 비싸고 運轉이 어렵다는 缺陷이 있다.

2-3. 補助熱源의 投入方式에 依한 分類

1) 温水側投入方式

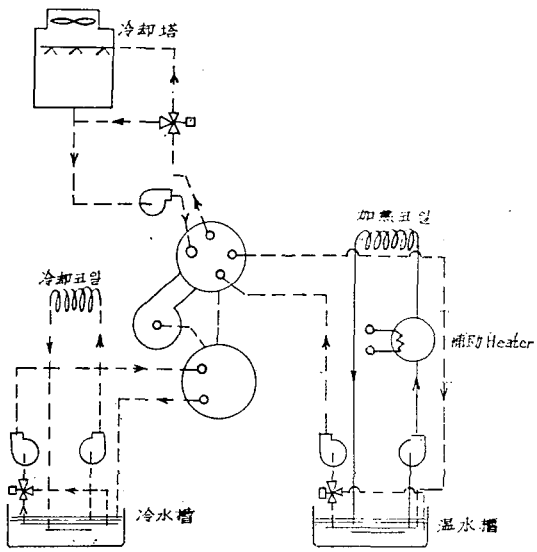


그림 18. 補助 Heater 温水 2次側投入式

① 補助 Heater 1次投入方式〔그림 17〕

温水의 主回路에 補助 heater(電氣 heater, boiler 等)를 投入시켜 運轉하는 方式으로 設備費가 적게 들고 夜間電力費가 싼 境遇 夜間蓄熱方式으로 適合하다.

② 補助 Heater 2次側投入方式〔그림 19〕

各區劃別 温水分岐回路에 補助 heater를 投入시켜 運轉하는 方式으로 區劃別 温度制御가 可能하나 制御方式이 어렵다.

③ 外氣熱源 heat pump 方式〔그림 19〕

外氣熱源 heat pump式 冷凍機에 依하여 外氣에서 熱을 빼앗아 温水側에 投入시키는 方式으로 電氣 heater 熱源을 利用하는 것에 比하여 運轉費가 節減되고 全電氣式이기 때문에 公害發生의 念慮가 없으나 設備費가 높아진다.

④ Heating Tower 水熱源 Heat pump 方式〔그림 20〕

Heater tower 水熱源 heat pump式 冷凍機에 依하여 外氣에서 熱을 빼앗아 温水側에 投入시키는 方式으로 電氣 heater 使用에 比하여 運轉費가 낮고 公害發生의 念慮는 없으나 設備費가 높을뿐만 아니라 heating tower의 brine에 對

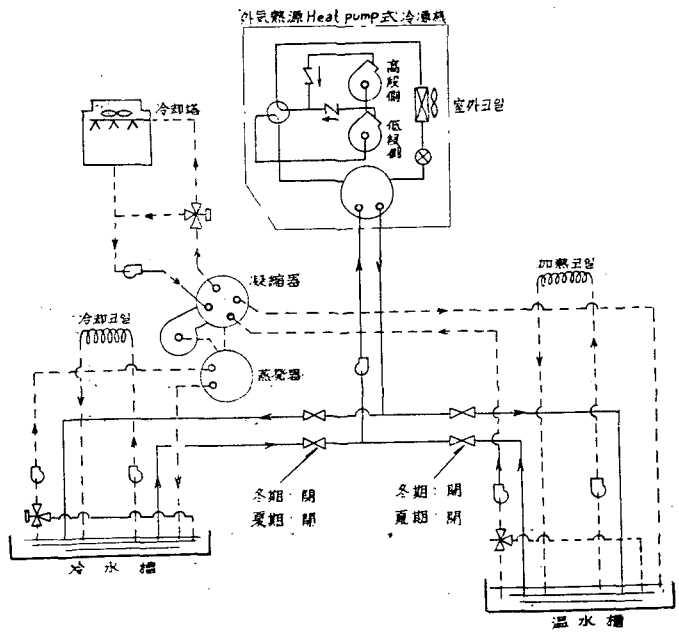


그림 19. 外氣熱源 Heat pump 式

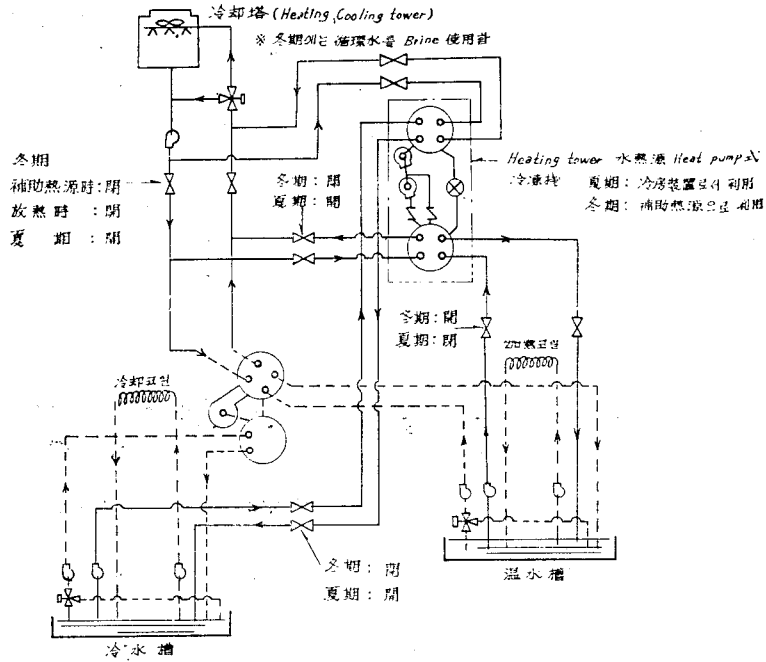


그림 20. 温水側投入 Heating Tower 水熱源 Heat pump

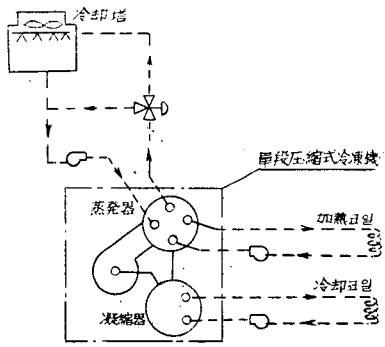


그림 21. 冷水側投入方式

한 水質管理를 徹底히 하여야 한다.

2) 冷水側投入方式〔그림 21〕

冷水側에 補助熱源을 投入하는 方式으로 熱源機器로서 電氣 heater, boiler, 外氣熱源 heat pump 式冷凍機, heating tower 水熱源 heat pump 式 冷凍機等이 所要되며 .冷房負荷가 적을 때에도 冷凍機를 全負荷運轉시키므로서 成績係數가 좋아진다는 長點이 있으며 冷凍機는 温水側投入方式과는 달리 單段壓縮으로 Heat pump 化 할 수가 있다.

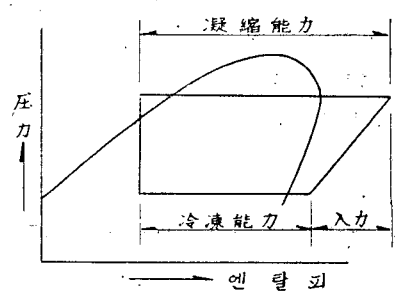
3. Heat Recovery 用 Turbo 冷凍機의 特性

3-1. 冷温水温度와 成績係數와의 關係

위의 그림과 같은 冷凍 cycle에 있어서 冷房時 冷凍成績係數 히 暖房時의 成績係數는 다음式과 같다.

$$\text{冷房時成績係數} = \frac{\text{冷凍(冷房)能力}}{\text{入力}}$$

$$\text{暖房時成績係數} = \frac{\text{暖房(凝縮)能力}}{\text{入力}} = \text{冷凍成績係數} + 1$$



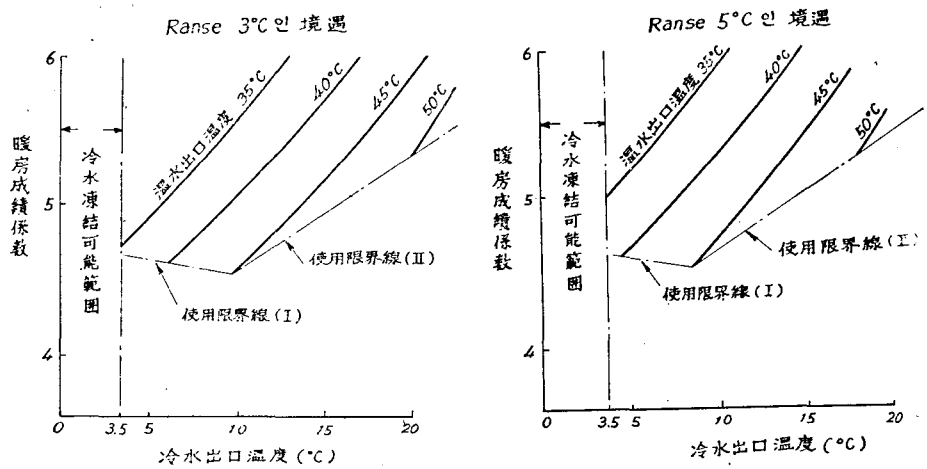


그림 22. 冷温水温度와 成績係數 使用限界의 關係(R-11, 單段 Turbo 冷凍機)

成績係數가 커질수록 運轉費가 싸진다는 것은 旣知의 事實이나 그림 22에서 보는 바와 같이 冷水温度를 可能한 限 높게 하고 温水温度를 낮게 하여야만 冷凍機의 成績係數는 커지고 運轉費가 싸진다. 그러나 冷温水温度는 空調機의 冷暖房能力, 吐出温度等과 密接한 關係가 있으므로 水温의 決定은 system的으로 檢討되어야 하기 때문에 成績係數를 높힌다는 것이 現實的으로는 極히 어려운 問題點으로 남아 있다.

3-2. 定格運轉時의 冷温水使用限界

Turbo 冷凍機의 定格運轉時의 冷温水使用 限界는 斷熱 head, 吐出가스温度 및 冷水温度의 어느것이고 限界를 넘어서는 안된다는 條件이 있어야 한다.

斷熱 head 使用限界에 對해서는 一般的으로 單段 Turbo 壓縮機의 斷熱 head가 3000m라고 하는데 冷凍機의 部分負荷運轉範圍 및 Scale의 付着等을 考慮하여 2900m로 定하는 것이 좋다. 그림 22의 使用限界線(1)은 이때의 冷温水限界温度를 나타낸다.

吐出가스温度限界는 R-11에 對하여는 ASHRAE data book 其他 一般文獻에는 100°C 前後라고 記述되어 있으나 冷媒의 壽命 및 어느程度의 餘裕를 勘案하여 80°C를 限界로 하여야 한다. 그림 22의 使用限界線(Ⅱ)는 이때의 冷温水限界温度를 나타낸 것이다.

冷水温度의 限界에 對하여는 冷水温度가 3.5°C 以下로 되면 蒸發温度가 −1°C 程度가 되어 冷水凍結의 危險性이 있으므로 冷水下限温度는 3.5°C로 하고 있다.

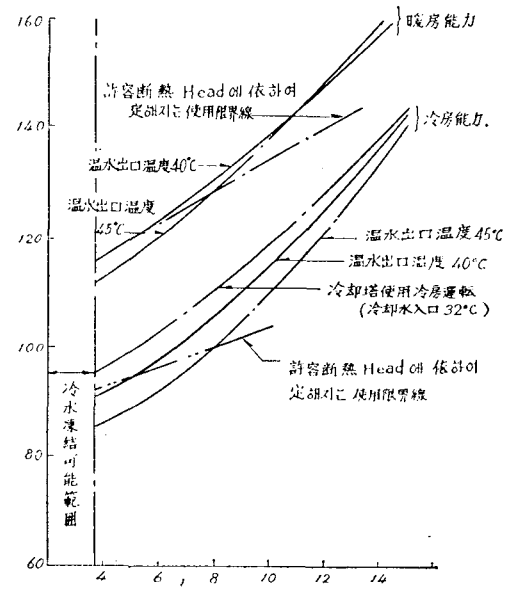


그림 23. 冷温水温度와 冷暖房能力과의 關係 (R-11 單段 Turbo 冷凍機)

3-3. 冷温水温度와 冷暖房能力 및 動力과의 關係

Heat recovery system에 있어서는 夏期冷房時와 冬期暖房時에 對하여 冷温水條件을 다르게 設計하는 境遇에는 冷温水温度의 選定에 따라서는 夏期와 冬期에 冷凍機의 能力 및 動力에 unbalance가 생긴다. 이 unbalance가 크게 되면 여름 겨울의 어느 季節에는 機械의 容量이 아주 적은 負荷로서 運轉하게 되어 非經濟的인 機種選定을 하게 되는 일이 있으므로 冷温水條件을 決定하는데 愼重하여야 한다. 그림 23은 冷温水温度와 冷暖房能力과의 關係를 나타낸 것이며 그림 24는 冷温水温度와 冷凍機入力과의 關係를 나타내고 있다.

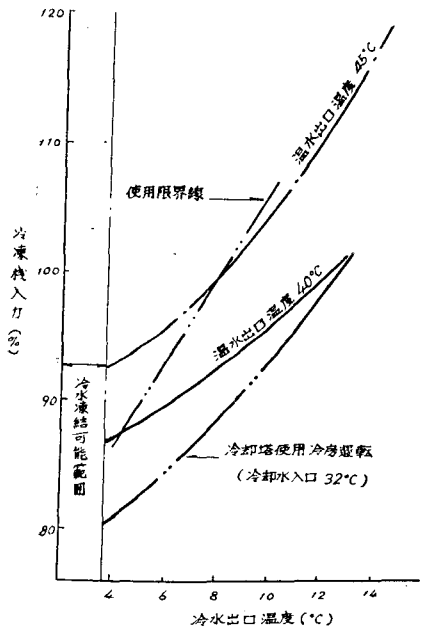


그림 24. 冷温水温度와 動力과의 關係 (R-11, 單段 Turbo 冷凍機)

3-4. Turbo 壓縮機의 特性

그림 25는 横軸에 風量 縦軸에 head를 取하여 vane開度에 있어서의 壓縮機特性을 나타내고 있다. 壓縮機의 容量이 減少하여 흐름이 不安定하게 되는 領域을 surging이라 稱하고 이 限界를 surging line이라 한다.

Surging line의 外側에서 運轉하게 되면 가스의 脈動에 依하여 振動騷音이 發生하여 機械에 損傷을 주게 된다.

그림 25에서 보는 바와같이 暖房運轉時에는 冷温水出口温度를 一定하게 維持시킬수 있는데 反하여 房運轉時에는 冷却水出口温度를 맞추려 하다보면 凝縮温度가 낮아서 吐出壓力이 低下되기 때문에 部分負荷時의 斷熱 head는 暖房運轉時에 比하여 冷房運轉時에 낮게 된다. 그래서 冷房運轉時에는 約 10%까지 容量調整이 可能하지만 暖房運轉時의 容量調整 範圍는 一般的인 温水温

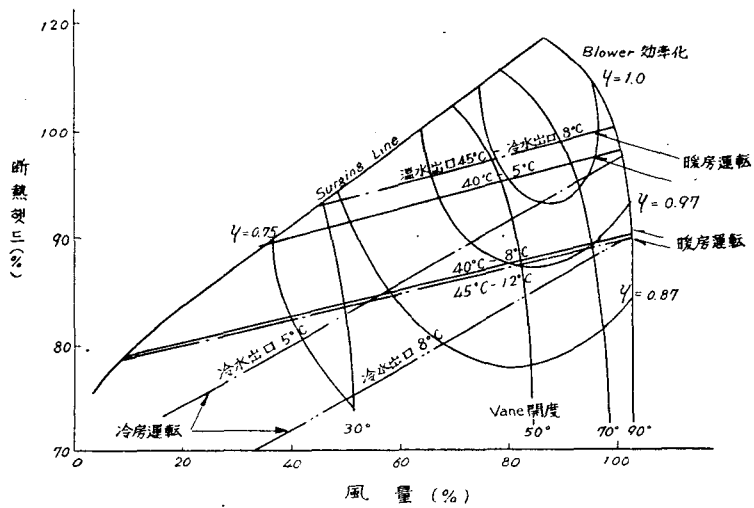


그림 25. Vane control 部分負荷特性(R-11 單段 Turbo 冷凍機)

度일 境遇에는 40%程度까지만 可能하다. 따라서 冬期의 冷房條件이 許容되는 限 冷水出口温度를 높혀 暖房時의 所要斷熱 head를 낮추게 되면 容量制御範圍는 넓게 된다.

이와같이 하면 暖房時의 斷熱 head가 冷房時의 斷熱 head에 가까워지므로 冷暖房時 어느때이던 効率이 좋은 狀態의 壓縮機를 選定할수가 있다. 또한 surging line 以下의 小容量까지 運轉하고저 할때에는 hot gas by pass 運轉方法이 있으나 그림 26에 表示한바와 같이 冷凍機容量이 적어지더라도 運轉動力은 減少하지 않고 成績係數가 낮아지므로 surging 領域直前에서 ONOFF 運轉하는 制御方法의 採擇이 바람직하다.

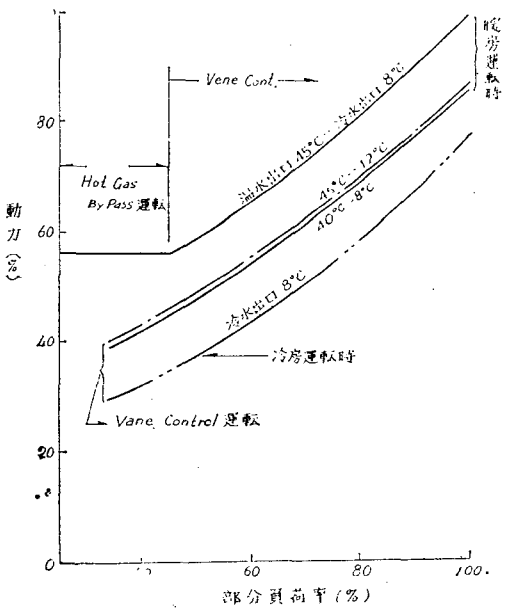


그림 26. 動力과 部分負荷率과의 關係(R-11)

4. Double Condenser式 Turbo冷凍機試驗資料

本驗資料는 日本 DAIKIN 工業(株)에서 製作된 580RT Double Condenser式 Turbo冷凍機에 對한 試運轉結果値의 一部이며 試驗된 Turbo冷凍機의 仕樣은 다음과 같다.

1) 冷凍能力 1,600,000Kcal/hr
2) 暖房能力 1,915,000Kcal/hr
3) 冷房時冷却水
   入口温度 32°C
   流 量 316m³/hr
4) 暖房時温水
   入口温度 40°C
   出口温度 45°C
   流 量 383m³/hr
5) 冷 水
   入口温度 14°C
   出口温度 8°C
   流 量 266m³/hr
6) 使用冷媒 R-11
7) 主電動機出力 510KW
8) 電 源 3300V 60Hz

本冷凍機에 對하여 暖房運轉部分負荷特性試驗 surging 및 特性試驗을 實施한 結果値는 〔表1〕 및 〔表 2〕와 같으며 이들 試驗資料를 Turbo冷凍機特性圖에 나타낸 것은 그림 27과 같다.

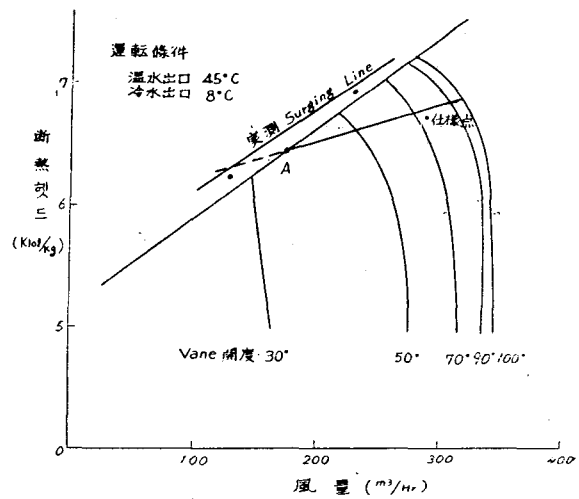


그림 27. 暖房部分負荷特性, Surging 特性 試驗

5. 結 言

以上 極히 皮相的인 內容이기는 하지만 heat recovery system에 對한 資料가 있는대로 整理하여 보았다.

不充分한 資料에 充分한 硏究도 없이 energy 賦存資源이 없는 國民의 한사람으로 또한 末席에

〔표 1〕 暖 房 部 分 負 荷 試 驗 表

區 分		單 位	仕 様	1	2	3
周 圍 溫 度		°C		33	32	32
壓縮機	Vane 開 度	%	70	70	50	30
	吸 入 壓 力	mmHg		−430	−420	−390
	吐 出 壓 力	kg/cm²		1.12	1.1	1.1
	油 壓 (1)	kg/cm²		2.55	2.5	2.5
	油 壓 (2)	kg/cm²		2.1	2.1	−2.05
	油 槽 內 溫 度	°C		48	48.5	50.5
	吐 出 가 스 溫 度	°C		71.2	72.8	81.0
主凝縮器	冷 却 水 入 口 溫 度	°C		47.3	48.0	48.6
	冷 却 水 出 口 溫 度	°C		47.6	48.3	48.8
	冷 却 水 流 量	m³/hr		315	315	315
	液 冷 媒 溫 度	°C		44	43.5	43.0
補助凝縮器	溫 水 入 口 溫 度	°C	40	40	41.2	42.9
	溫 水 出 口 溫 度	°C	45	45.1	45.0	45.1
	溫 水 流 量	m³/hr	383	383	383	383
	暖 房 能 力	Kcal/hr	1,915,000	1,950,000	1,460,000	795,400
	液 冷 媒 溫 度	°C		44,45,44	44,45,44	44,45,44
蒸發器	冷 水 入 口 溫 度	°C	14	14.1	12.1	10.9
	冷 水 出 口 溫 度	°C	8	8	7.8	8.0
	冷 水 流 量	m³/hr	266	266	266	266
	冷 凍 能 力	Kcal/hr	1,600,000	1,620,000	1,143,000	771,000
電動機	電 壓	V	3,300	3,300	3,300	3,300
	周 波 數	C/S	60	60	60	60
	電 流	A		106	79	60.5
	出 力	KW	510	496	368	284
	反負荷側油 Drain	°C		38	38	39
吸 入 管 溫 度		°C		8.9	9.8	9.4
總 合 效 率		%		70	62	51.4

註) 1) 起動方式 : 콘돌화 起動
2) 冷 媒 : R-11 800kg 油 16*l*
3) 絕緣試驗 : 100MΩ (1,000V mega 에서)
4) 耐電壓試驗 : 7,00V (1分間)

서 energy 活用에 對한 技術을 硏磨하고 있는 사람으로 性急한 마음에 頭序없이 叙述하고 보니 너무 未洽한 點이 많아 부끄러움이 앞선다.

그러나 어차피 效率的인 Energy 利用의 命題를 宿命的으로 안고 있는 우리들이기 때문에 언젠가는 하기 싫어도 이러한 熱回收方式을 現實化시켜야 할 義務는 바로 우리들에게 負荷되어 있다고 본다. 勿論 system 的으로 여기 列擧한 方法이 全部가 아니고 本 system 을 開發하데 前提되어야 하는

① 負荷計算의 正確性
② 的確한 負荷別 性格分析法硏究
③ 負荷에 適各한 System 의 選定
④ 機器製作技術의 向上
⑤ 精巧한 施工技術의 硏磨
⑥ 高度化된 運轉技術의 習得

等 어려운 難關이 山積하여 있는 現時點에서 heat recovery system 이 어떠한 것인가 하는

初步的인 內容을 紹介했다고 하여 웃어넘기지 말고 이를 契機로 보다 積極的인 硏究의 烽火가 여러 會員들 한테서 활활 타오르게 된다면 더 以上의 무엇을 바라겠는가.

〔표 2〕 Surging 特 性 試 驗 表

區 分		單 位	仕 様	1	2	3
周 圍 溫 度		°C		31	31	32
壓縮機	Vane 開 度	%		70	50	30
	吸 入 壓 力	mmHg		−420	−400	−390
	吐 出 壓 力	kg/cm²		1.25	1.25	1.1
	油 壓 (1)	kg/cm²		2.6	2.6	2.5
	油 壓 (2)	kg/cm²		2.2	2.15	2.05
	油 槽 內 油 溫	°C		49	50.5	50.5
	吐 出 가 스 溫 度	°C		73.5	79.6	81
主凝縮器	冷 却 水 入 口 溫 度	°C		49.3	49.9	48.6
	冷 却 水 出 口 溫 度	°C		49.6	50.1	48.8
	冷 却 水 流 量	m³/hr		315	315	315
	液 冷 媒	°C		46	45	43.5
補助凝縮器	溫 水 入 口 溫 度	°C	最 高 溫 度	42.9	43.4	42.6
	溫 水 出 口 溫 度	°C		47.3	47.1	45.4
	溫 水 流 量	m³/hr		383	383	383
	暖 房 能 力	Kcal/hr		1,690,000	1,301,000	1,072,000
	液 冷 媒 溫 度	°C		47.5,47.5,47.5	47.5,47.5,47.5	45,45.5,45
蒸發器	冷 水 入 口 溫 度	°C		13.1	11.5	10.9
	冷 水 出 口 溫 度	°C		8.3	7.9	8
	冷 水 流 量	m³/hr		266	266	266
	冷 凍 能 力	Kcal/hr		1,270,000	958,000	771,000
電動機	電 壓	V		3,300	3,300	3,300
	周 波 數	C/S		60	60	60
	電 流	A		108.5	89.5	74
	出 力	KW		500	419	349
	反負荷側油 Drain	°C		39	40	39
吸 入 管 溫 度		°C		8.3	9	9.4

註) 油壓(1)은 oil pump의 吐出壓力이며 油壓(2)은 oil filter 通過後의 油壓임