

## ❖ 技術報告 ❖

# 열펌프 시스템의最適設計

裴 洵 勳\* · 李 相 龍\*\*

## The Optimum Design of Heat Pump Systems

Soonhoon Bae, Sang Yong Lee

### Abstract

An ideal heat pump system was optimized by considering the coefficient of performance and the size of condenser and evaporator as two competing objectives. Thermodynamic limitations were included as natural constraints. Experimental data for compressor performance were utilized in evaluating the system behavior.

With a varying weighting factor between the two competing objectives the optimum design parameters were presented in a graphical form.

### 1. 序 論

機械的인 시스템의最適設計는 一般的으로 다음과 같이 記述할 수 있다.

作動方程群(set of behavior equations)  $h(x, u) = 0$ 가 成立하고 制限條件(constraints)  $\Phi(x, u) \leq 0$ 를 만족시키는 目的函數(objective function)  $f(x, u)$ 의 最少值

위에서  $x$ 는 作動變數群(set of behavior variables)이고  $u$ 는 設計變數群(set of design variable)이다. 作動函數  $h$ 는 이 두 變數사이의 關係를 表示한다.

機械시스템이 複雜하여지면 目的函數가 여러개 있는 경우가 있다. 이 경우 最適化는 이 여러 目的函數가 同時에 最少가 되어야 한다. 그러나 대부분 어떤 目的函數가 減少하면 다른 目的函數는 增加하는 경우가 많다. 이 때 두 目的函數는 競爭的이라고 한다.

두개이상의 競爭的인 目的函數를 갖는 경우 最適化는 이 目的函數 사이에 適當한 重量係數(weighting factor)를 사용하여 새로운 目的函數를 만들어 이 새 目的函數의 最少值를 求한다.

열펌프에서 最適設計 問題는 주어진 設計條件 즉 室內溫度와 外氣溫度 사이에서 가장 效率的인 熱氣關을 最少 價格으로 만들 수 있도록 設計하는 것이다. 溫度의 上限과 下限 안에서 가장 效率이 좋은 사이클은 이 두 溫度사이에서 作動하는 사이클이나 실제적으로 作動流體가 室內의 外氣 溫度 近處에서 作動하기 위하여는 作動流體와 空氣 사이의 熱傳達이 매우 效果的으로 되어 溫度차이가 없어야 하므로 熱交換器가 過度하게 커진다.

열펌프의 製作費를 熱交換器의 크기로 고려하고 열펌프의 運轉費를 動力 소모량으로 고려하여 最適 熱交換器의 크기를 定하도록 하였다. 本 解析에서 使用한 열펌프의 流動圖는 그림 1에 나타내었다.

이 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 動力이 들어가는 기구는 전부 室內에 있다고 생각하였다. 蒸發器의 送風機動力은 無視할 수 있을 정도로 작다고 假定하였다.

열펌프의 製作費를 熱交換器의 크기로 고려하고 열펌프의 運轉費를 動力 소모량으로 고려하여 最適 熱交換器의 크기를 定하도록 하였다.

本 解析에서 使用한 열펌프의 流動圖는 그림 1에 나타내었다.

### 2. 열펌프의 成能係數와 作動方程式

\* 正會員, 韓國科學院 工學博士  
\*\* 韓國科學技術研究所

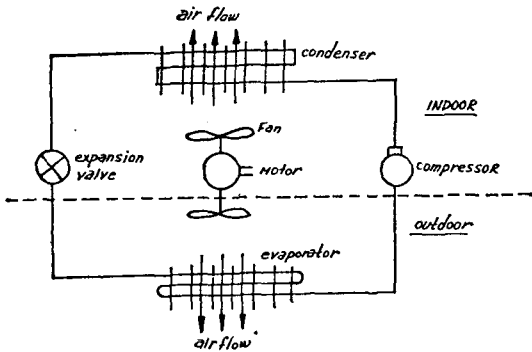


그림 1. 열펌프의 流事圖

열펌프의 成能係數 COP는 그림 2에서

$$\begin{aligned}
 (COP)_{ideal}^{heat\ pump} &= \frac{Q_{cond}}{W_{comp}} \\
 &= \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \\
 &= \frac{h_2 + h_1}{h_3 - h_2} + 1 \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$(COP)_{ideal}^{heat\ pump} = (COP)_{ideal}^{refrigeration} + 1 \quad (2)$$

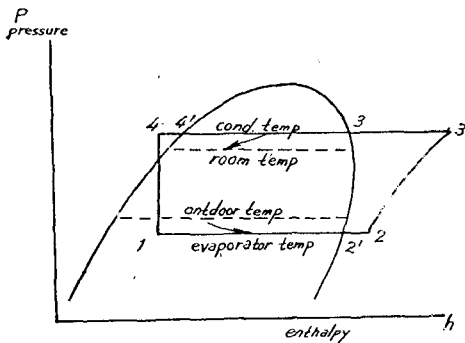


그림 2. 열펌프의 열역학 싸이클

실제적인 싸이클에서는 壓縮機가 等엔트로픽하게 作動하지 不爲므로 壓縮機의 效率를 簡單하게  $\eta$ 로 表示하여 實驗的으로 求해서 計算에 適用하였다.

$$(COP)_{actual}^{heat\ pump} = \eta (COP)_{actual}^{refrigeration} + 1 \quad (3)$$

$$W_{actual}^{comp} = \frac{Q_{cond}}{\eta (COP)_{actual}^{refrigeration} + 1} \quad (4)$$

이 되고 動力의 總合은

$$W_{input} = W_{actual}^{comp} + W_{fan} \quad (5)$$

여기서  $W_{fan}$ 은 送風機의 動力으로 그 一部는 室內에 전달되므로

$$(COP)_{total}^{heat\ pump} = \frac{Q_{cond} + W_{fan}}{W_{input}}$$

으로 計算한다.

熱交換器의 크기를 計算하기 위하여 表 1과 같은 式을 使用하였다. 이 式들은 現在 發表된 式中에서 本研究者들이 가장 근거가 있다고 생각하는 式인데 이 式의 選定이 最終 結果에 미치는 影響은 작다고 하여도 一新의인 結論에는 變함이 없으므로 좀 더 신뢰성 있는 式이 發表되면 같은 方法으로 計算하여 設計值를 얻을 수 있다.

이 熱傳達式과 함께 使用되는 溫度差를 要約하면 表 2과 같다.

따라서 증발기와 응축기의 코일의 길이는 표 3과 같이 된다.

送風機의 動力은

$$BHP = \frac{AHP_T}{T_E}$$

여기서  $AHP_T = 0.000157 \text{ CPM TP}$ 이다.

適當한 重量係數  $w_1$ 과  $w_2$ 를 選擇하면

$$\begin{aligned}
 \text{全費用} &= w_1 (\text{壓縮機} + \text{送風機動力}) \\
 &\quad + w_2 (\text{熱交換器길이})
 \end{aligned}$$

실제의 計算은 NOVA 840을 使用하였다.

冷媒의 熱力學性質은 Kartsounes와 Erth(4)의 program을 使用하였다.

### 3. 壓縮機의 效率 測定

그림 3에서 圖示的으로 表示한 實驗裝置를 設置하여 效率는 다음 方法으로 算出하였다.

$$\eta = \frac{\Delta h_{isentropic\ compression}}{\Delta h_{polytropic\ compression}}$$

그림 4에 結果가 표시되어 있는데 여기서는 간단히 실험결과에 가장 가까운 직선을 使用하였다 본 論文의 目的이 壓縮機의 實驗 보다는 最適化 과정에 있으므로 實驗과 그 結果에 대한 記述은 참고문헌 (5)를 참고하면 된다.

표 1. 熱傳達 關係式

air side heat transfer coefficient <sup>1)</sup>		$St \cdot Pr^{2/3} = 0.171785 Re^{-0.40350}$ where, $St = \frac{h}{\rho u c_p}$ $Pr = \frac{\mu c_p}{k}$ above relation is for the type of finned circular tubes.
Refrigerant side heat transfer coefficient	evaporator <sup>2)</sup>	$h = C_1 \left[ \frac{k_1}{d} \right] \left[ \left[ \frac{Gd}{\mu_1} \right]^2 \left[ \frac{J x h_{fg}}{L} \right]^n \right]$ where, $C_1 = 0.0082$ $n = 0.4$
	condenser <sup>3)</sup>	$\frac{Nu F_2}{Pr_1 Re_1} = F(X_{ii}) \quad 0.1 < F(X_{ii}) < 1$ $\frac{Nu F_2}{Pr_1 Re_1^{0.9}} = [F(X_{ii})]^{1.15} \quad 1 < F(X_{ii}) < 20$ $F(X_{ii}) = 0.15 [X_{ii}^{-1} + 2.85 X_{ii}^{-0.476}]$ $X_{ii} = \left[ \frac{\mu_1}{\mu_2} \right]^{0.1} \left[ \frac{1-x}{x} \right]^{0.9} \left[ \frac{\rho v}{\rho_1} \right]^{0.5}$ $F^2 = 0.707 Pr_1 Re_1^{0.5} \quad Re < 50$ $F_2 = 5 Pr_1 + 5 \ln [1 + Pr_1 (0.09636 Re_1^{0.585} - 1)] \quad 50 < Re < 1125$ $F^2 = 5 Pr_1 + 5 \ln (1 + 5 Pr_1) + 2.5 \ln (0.0031 Re_1^{0.812}) \quad 1125 < Re_1$ $Re_1 = \frac{(1-x) G_F D}{\mu_1}$

표 2. 各 열교환기에서 溫度差

evaporator	$T_{1-2}' = \frac{T_1 _{air} - T_2' _{air}}{\ln \left[ \frac{T_1 _{air} - T_1 _{ref}}{T_2' _{air} - T_1 _{ref}} \right]}$ $T_{1\ air} = T_{out} - \frac{Q_{1-2}'}{\rho_{air} \cdot c_p _{air} \cdot Q_{air\ evap}}$ $Q_{1-2}' = m(h_2' - h_1)$ where, m; mass flow rate of refrigerant $T_2' _{air} = T_{out}$ $Q_{1-2}' = Q_{evap}$ , heat absorbed by evaporator
condenser	$T_{4}' - T_{3}' = \frac{T_3' _{air} - T_4' _{air}}{\ln \left[ \frac{T_4' _{ref} - T_4' _{air}}{T_4' _{ref} - T_3' _{air}} \right]}$ $T_3' _{air} = T_{room} + \frac{Q_{4}' - Q_{3}'}{e _{air} \cdot c_p _{air} \cdot Q_{air\ cond}}$ $Q_{4}' - Q_{3}' = m(h_3' - h_4')$ where, $T_4' _{air} = T_{room}$

표 3. 열 교환코일의 길이

evaporator	$Q_{1-2}' = P l_{1-2}' U_{1-2}' \Delta T_{1-2}'$ $l_{1-2}' = \frac{m(h_2' - h_1)}{P U_{1-2}' \Delta T_{1-2}'}$
condenser	$Q_{4}' - Q_{3}' = P l_{4}' - l_{3}' U_{3}' - U_{4}' \Delta T_{4}' - T_{3}'$ $l_{4}' - l_{3}' = \frac{m(h_3' - h_4')}{P U_{3}' - U_{4}' \Delta T_{4}' - T_{3}'}$

4. 結果와 檢討

다음의 條件을 使用하여 數值的인 解를 求한 結果를 그림 5에 表示하였다.

設計條件

degree of superheating  $\Delta T_{sup} = 15F$

degree of subcooling  $\Delta h_{sub} = \Delta h_{sub}$

heat load  $10000 B_tu/hr$

volume flow of air  $\bar{Q}_{air} = 30000 \text{ ft}^3/hr$

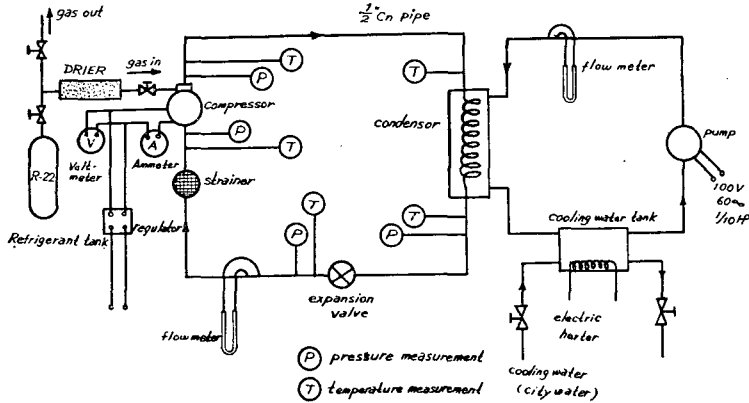
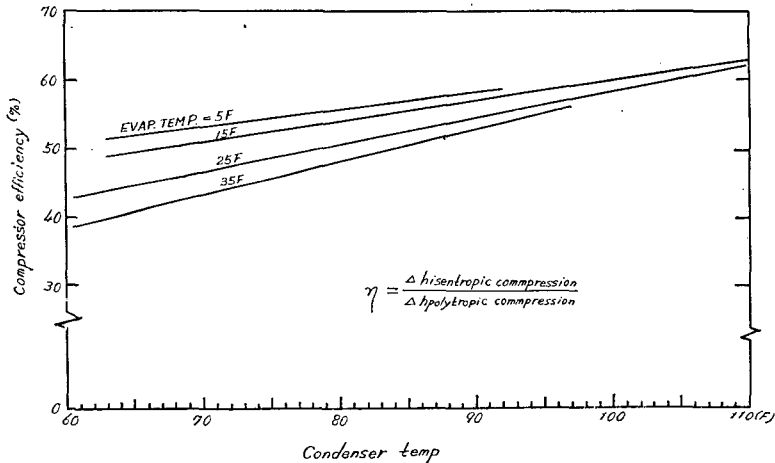


그림 3. 실험장치의 개략도



$Q_{load} = 10000 \text{ BTU/HR}$     풍량 = 50000  $\text{ft}^3/\text{HR}$

그림 4. 압축기의 효율

fan efficiency                     $T_E = 70\%$   
 total pressure of fan           $TP = 0.1 \text{ in H}_2\text{O}$   
 frontal area of heat exchangers    $2\text{ft} \times 1\text{ft}$   
 room temperature                 $64.4\text{F}$   
 outdoor temperature             $23\text{F} \sim 50\text{F}$

그림 5에서 최적설계점은 외기온도 23F, 32F, 41F, 50F에 대하여 각각 표시하였다. 점선  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ 는 각각 열力學的 限界를 表示하는 線이다. 같은 Graph를 送風機의 流量이 다를 경우 ( $\bar{Q}_{air} = 50000 \text{ ft}^3/\text{hr}$ )에 관하여 그림 6에 그 計算結果

를 表示하였다. 各各의 最適線위에서 重量係數  $w_1$ 과  $w_2$ 가 決定되던 最適點을 구할수 있다.

그림 5와 6과 같은 最適設計 線圖는 設計者가 設計할때 시행오차적인 설계보다 이 線圖上에서 移動함에 따라 여러 設計變數가 設計에 미치는 영향을 쉽게 알 수 있는 장점이 있다. 예를 들면 일정한 코일 길이에 대하여 증발 온도와 응축 온도가 變하면 COP가 어떻게 變化하는가를 쉽게 알 수 있다. 또한 除濕과 같은 特殊한 條件이 증발은 도에 주어 질때 같이 COP線上에서 適當한

熱 펌프 시스템의 最適設計

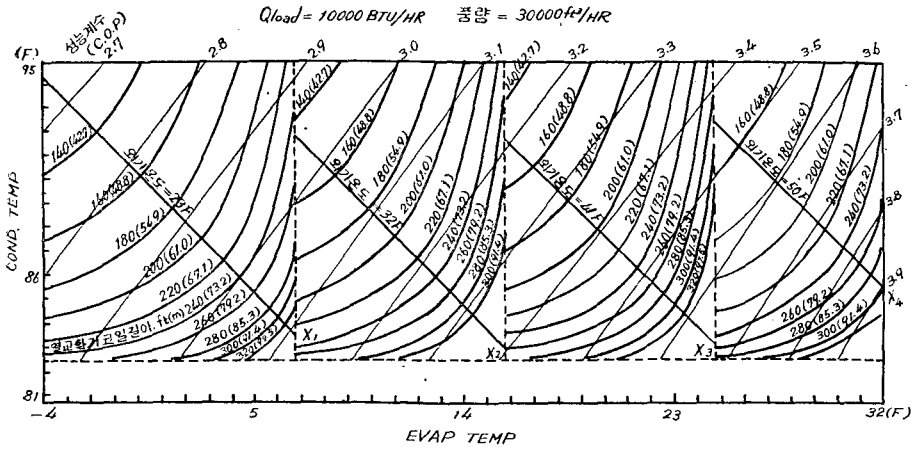


그림 5. 최적설계선도(I)

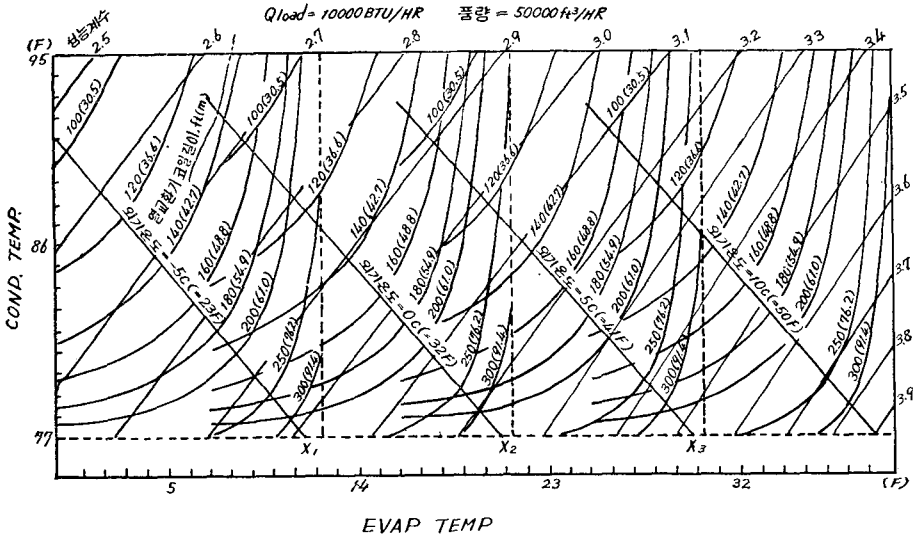


그림 6. 최적 설계선도(II)

코일이 길어도 쉽게 알 수 있다.

設計過程에는 여러 要求條件 사이에서 가장 좋은 타협점을 모색하는 과정이 많음으로 이러한 線圖는 設計者에서 경향을 표시하여 이런 決定을 쉽게하도록 하여준다.

<부호 설명>

BHP 송풍기마력  
COP 성능계수

$C_p$  비열 Btu/lbm F  
 $CPM$  유량 ft<sup>3</sup>/min  
 $h$  엔탈피 Btu/lbm 또는 열전달계수 Btu/hrft<sup>2</sup> F  
 $l$  코일의 길이 ft  
 $ni$  질량유량 lbm/hr  
 $Nu$  누셀트수  
 $Q$  열량 Btu/hr  
 $T$  온도 F  
 $T_E$  송풍기효율

$W$  일  
 $\eta$  압축기 효율  
 $\rho$  밀도 lbm/ft<sup>3</sup>

참 고 문 헌

1. W. Kays and A.L. London, *Compact Heat Exchanger*, p. 224, 2nd ed. McGraw-Hill, 1964
2. ASHRAE Guide and Data Book, 1972
3. W.M. Rohsenow and J.P. Hartnett, *Handbook of Heat Transfer*, Chap. 12, McGraw-Hill, 1973
4. G.T. Kartsounes and R.A. Erth, "Computer calculation of Thermodynamic Properties of Refrigerants-12, 22 and 502", Preprint, ASHRAE meeting, Aug. 1971.
5. S.Y. Lee, "A study on the Optimization of Heat Pump Systems", M.S. thesis, KAIS, 1976.