

# 空氣調和機 및 熱펌프에 對한 斷續運轉性能 및 季節의 表示方法

閔 滿 基

<高麗大 工大 機械工學科 · 工博>

## 1. 序 論

現存하는 空氣調和機 및 熱펌프에 對한 試驗 및 定格의 여러 節次라던지 方法等<sup>1),2)</sup>은 全負荷의 定常狀態下에 對해서만 그 性能을 評價하는 節次 및 方法이다. 이러한 節次 및 方法은 어느 用途에 맞는 適切한 크기의 容量을 決定하는 데 그리고 같은 規格의 여러 製作會社의 機械들의 性能을 比較하는 데는 많은 寄與를 해왔다. 그러나 에너지의 節約이 무엇보다도 最于先인 지금에 있어서는 이러한 定常狀態下에서 그것도 오직 주어진 한 定格條件下에서만 實施하는 從來의 性能試驗 및 定格方法은, 機械의 運轉費用을 미리 알려주고 여러 製作會社의 製品의 性能을 life-cycle-cost 面에서 比較해 볼 수 있는 그런 性能試驗 및 定格方法으로 早晚間 交替되어야 할 것이다.

消費者에게 이러한 運轉費用에 對한 事前知識을 주는 空氣調和 · 冷凍機械의 性能評價方法에서는 될 사이없이 變動하는 外氣溫度에서의 性能과 部分負荷의 斷續運轉(cyclic operation)에서의 性能을 밝혀주고 이를 基礎로 해서 空調機 또는 熱펌프의 季節性能을 밝혀주어야 될 것이다.

여기서는 그러한 새로운 季節性能의 評價節次 및 方法<sup>3),4)</sup> 中에서 季節性能을 表示하는 方法과 用語에 對해서만 解說을 하고자 한다.

## 2. 負荷變動에 따른 COP의 變化

冷凍機나 熱펌프의 性能은 性能係數(Coefficient of Performance: COP)로 表示하고 있다. 이 性能係數 COP는 從來의 試驗 및 定格方法에서는 定格條件에서 얻은 오직 하나만의 固定常數를 내 줄 뿐이다. 그러나 첫째 外氣溫도의 變動에 따른 負荷變動下의 運轉과 둘째 非定常狀態의 斷續運轉을 하는 空調機 및 熱펌프에 있어서 COP는 外氣溫度  $T_{out}$ 과 壓縮機의 運轉時間(1사이클에서의 運轉時間)  $t_{on}$ 에 따라 달라진다. 그러므로 이들 두 變數에 依하여 性能係數가 어떻게 달라지는가를 밝혀야 할 것이다. 運轉時間을 1사이클의 時間  $\tau$ 에 對한 比  $t_{on}/\tau$ 로 나타내면 COP에 對한 다음의 關係가 成立한다.<sup>5)</sup>

$$COP=f(T_{out}, t_{on}/\tau) \quad (1)$$

우선  $T_{out}$ 의 變化만 고려해 본다. 變數  $t_{on}/\tau$ 가 性能에 주는 斷續運轉의 影響에 對해서는 다음 3章에서 설명코져 한다.

冷房季節인 여름에 外氣溫度  $T_{out}$ 가  $ARI$ <sup>6)</sup>의 定常狀態定格條件(外氣溫度 95°F 및 室內溫度 80°F)보다 높아지거나 또는 暖房季節인 겨울에 있어서는 定格條件(外氣溫度 47°F 그리고 室內溫度 70°F)인 47°F의 外氣溫度보다 낮아지거나 하면 凝縮溫도와 蒸發溫도의 差가 커져서 空氣調和機 또는 熱펌프의 容量, 壓縮機動力과 COP가 모두 減少한다. 이와같은 性能의 低下는 冷媒循環量의 減少와 카르노의 效果<sup>6)</sup>에 緣由한다.

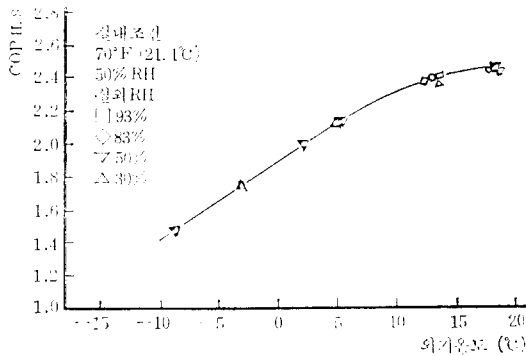


그림 1. 外氣溫度에 따른 定常態 COP의 變化(暖房 運轉)

그림 1은 環境制御實驗室에서 外氣溫度를 變動시키면서 各 外氣溫度의 定常狀態下에 暖房運轉을 한 熱펌프의 COP가 外氣條件의 低下에 따라 減少하는 것을 보여 준 것이다.

### 3. 斷續運轉에 따른 COP의 變化

空氣調和機나 熱펌프 등의 유닛이 斷續運轉을 할 때의 性能은 定常狀態의 連續運轉을 하는 境遇의 性能보다 低下된다. 이것은 유닛이 停止中(off-cycle)에 靜的인 平衡狀態에 到達하였다가 다음 사이클의 起動直後에 動的 平衡狀態에 到達하기 爲해서는 追加의 에너지가 所要되기 때

문에 發生되는 現象이다.

그림 2는 Washington, D.C.의 近郊에 있는 어느 住宅에 設置되어 있다. 3ton 容量의 熱펌프 유닛의 現場試驗<sup>9)</sup>에서 얻은 資料中의 하나<sup>9)</sup>로서 暖房運轉의 어느 사이클을 나타낸 것이다. 이 사이클의 運轉時間은  $\tau$ , 壓縮機運轉時間은  $t_{on}$ 이며 이 그림은 時間에 對하여 室內코일의 放出熱容量을 表示한 것으로서 起動直後의 pull-up 期間中의 熱容量은 定常狀態運轉時의 熱量보다 작으며 그림에서 빗금친 部分이 動的 平衡狀態를 얻기 前에 損失로서 나타는 熱量에 該當된다. 이 損失熱量(transient heat loss,  $Q_{TL}$ )은 空氣調和機 및 熱펌프의 設計에 따라 그리고 壓縮機의 運轉時間 및 停止時間에 따라 달라지며 前사이클에서 室外코일(熱펌프의 暖房運轉時의 蒸發器)의 積霜(frosting)에 따라 크게 달라진다. 積霜 効果(frosting effect)에 依한 性能低下에 對하여는 本 解說에서는 除外하기로 하고 運轉時間에 따른 性能의 變化에 對해서만 考慮하며 無次元 變數  $t_{on}/\tau$ 로서 이 性能의 變化를 表示할 수 있다.

#### 3.1. 冷房負荷係數 및 暖房負荷係數

定常狀態의 冷房熱量에 對한 斷續運轉의 冷房熱량의 比를 冷房負荷係數(cooling load factor)라 부른다. 이것은 다음의 式으로 定義되며 그림 3에서 明瞭하게 說明된다.

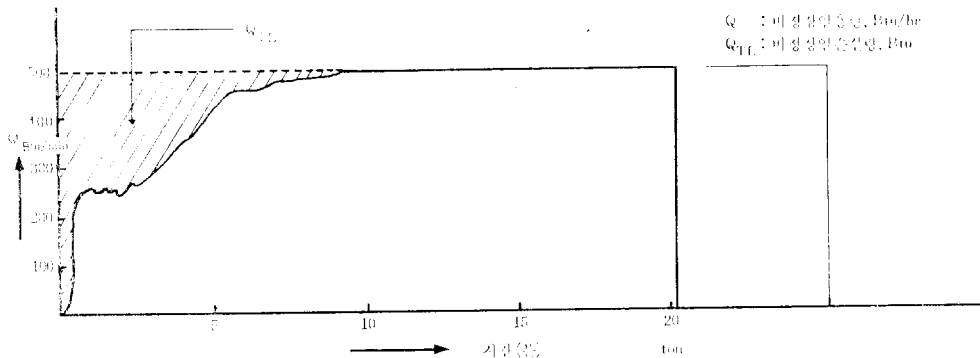


그림 2. 時間에 따른 暖房運轉 熱펌프의 熱容量의 變化

$$CLF = \frac{Q_{cyc}}{Q_{ss} \cdot \tau} \quad (2)$$

여기서  $CLF$ : 冷房負荷係數

$Q_{cyc}$ : 實際의 사이클冷房 運轉에서  $t_{on}$  期間中에 얻은 冷却熱量, Btu

$Q_{ss}$ : 定常狀態下의 運轉에서 갖는 冷房熱容量, Btu/hr

$\tau$ : 사이클期間, hr

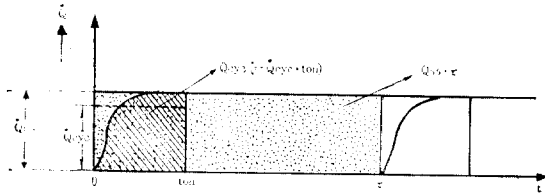


그림 3. 時間에 따른 斷續運轉熱펌프의 熱容量의 變化

그림 3에서  $Q_{cyc}$ 은 빗금친 부분에 該當하며  $Q_{cyc}/t_{on}$ 은  $t_{on}$  期間中의 平均熱容量,  $\dot{Q}_{cyc}$ 이다. 한편  $Q_{ss} \cdot \tau$ 는 사이클期間( $\tau$ )中에 定常狀態下의 運轉에서 얻는 熱量으로서 그림 3에서 點을 찍은 四邊形에 該當한다. 그러므로 冷房負荷係數는 空氣調和機 또는 熱펌프가 사이클期間中에 定常狀態로 運轉할 때의 冷却熱量에 對한 斷續運轉에서의 冷却熱량의 比로 定義된다. 이 定義式(2)에서  $Q_{ss}$ 는 실상 그림 1에서와 같이 外氣溫度  $T_{out}$ 에 따라 變動하는 熱容量임을 看過하여서는 안된다.

이  $CLF$ 는 다음에 說明하는  $HLF$ 와 더불어 空氣調和機 또는 熱펌프의 實際運轉에 있어서 斷續效果 때문에 低下되는  $COP$ 의  $COP_{ss}$ 에 對한 比인  $PLF$ (3.2에서 定義되는)와의 關係를 表示하는데 必要한 無次元 獨立變數이다. 卽 이것은 冷却 및 暖房負荷係數를 나타내는 式(2) 또는 式(3)이 定常狀態運轉에서의 熱容量( $Q_{ss}$ )에 對한 1 사이클의 期間( $\tau$ )中  $t_{on}$ 의 期間에만 發生한 非定常運轉(transient operation)의 熱容量( $Q_{cyc}/\tau$ )의 比로서, 이는 斷續運轉에서 固有하게 갖는  $Q_{TL}$ 과 이를 支配하는  $t_{on}/\tau$ 에 依한 斷續效果를 數值的으로 나타낸 係數이기 때문이다. 따라서 斷續效果 때문에 發生하는 性能의 低下比率인

$PLF$ 는 斷續效果를 數值的으로 나타낸  $CLF$ 나  $HLF$ 의 函數로 나타낼 수 있다.

暖房負荷係數(heating load factor)도 冷房負荷係數와 같은 方法으로 아래와 같이 定義되며 앞서 說明한 그림 3의 內容이 이 境遇에도 똑같이 適用된다. 다만, 冷房負荷係數에 있어서는 室內코일에서 室內空氣로 부터의 吸熱이던 것이 이 暖房負荷係數에 있어서는 室內空氣로 熱을 放出하는 것만이 다를 뿐이다.

$$HLF = \frac{Q_{cyc}}{Q_{ss} \cdot \tau} \quad (3)$$

여기에  $HLF$ : 暖房負荷係數

$Q_{cyc}$ : 實際의인 斷續暖房運轉에 있어서  $t_{on}$  期間中에 室內코일에서 얻은 暖房熱量, Btu

$Q_{ss}$ : 定常狀態下의 暖房運轉에 있어서 室內코일에서 얻는 熱容量, Btu/hr

$\tau$ : 사이클期間, hr

### 3.2. 部分負荷係數(part load factor)

이것은 空氣調和機 또는 熱펌프가 部分負荷에서 斷續運轉을 하므로서 惹起되는 性能의 低下를 나타내는 用語이다. 部分負荷係數는 空氣調和機 또는 熱펌프가 部分負荷의 斷續運轉(cyclic operation)을 할 때 갖는 性能이 理想的인 定常狀態의 全負荷運轉時에 얻는 性能目標에 얼마만큼 接近하고 있는나를 나타내는 係數로서 다음과 같이 定義된다.

$$PLF = \frac{COP_{cyc}}{COP_{ss}} \quad (4)$$

여기서  $PLF$ : 部分負荷係數

$COP_{cyc}$ : 部分負荷의 斷續運轉에서의 性能係數

$COP_{ss}$ : 全負荷의 定常狀態 運轉에서의 性能係數

위의 式(4)에 있어서  $COP_{ss}$ 는 外氣溫度의 變化에 따라 달라진다는 것을 念頭に 두어야 한다.  $PLF$ 는 冷暖房의 어느 境遇에도 定義될 수 있다. 또한,  $1-PLF$ 는

$$1-PLF = \frac{COP_{ss} - COP_{cyc}}{COP_{ss}} \quad (5)$$

□ 解 說

로 表示될 수 있는데 이것은 空氣調和機나 熱펌프가 全負荷의 定常狀態運轉으로부터 部分負荷의 斷續運轉으로 轉換하기 때문에 惹起되는 性能低下(penalty)의 한 比率을 나타낸 것이다.

冷暖房의 에너지効率比(energy efficiency ratio)란 空氣調和機나 熱펌프에 所要된 動力入力에 對한 熱容量出力의 比로서 다음과 같이 定義한다.

$$EER = \frac{\dot{Q}(\text{Btu/hr})}{\dot{W}(\text{W})} \quad (6)$$

여기서  $\dot{Q}$ : 冷房(暖房)에 있어서, 吸熱(放熱) 容量, Btu/hr

$\dot{W}$ : 所要되는 入力動力, Watt

이 EER은 概念上으로는 COP와 다를 바가 없으나 COP는 無次元數인데 對해서 EER은 單位를 갖는 比로서 式(6)에서  $\dot{Q}$ 과  $\dot{W}$ 이 모두 時間當 에너지를 나타내는 單位를 가지며 EER은  $\frac{\text{Btu}}{\text{Watt-hr}}$ 의 單位를 갖는다. 따라서 CPO와 EER 사이에는  $EER = 3.413 \times COP$ 의 關係가 成立한다. 이때 3.413은 變換常數로서  $1 \text{ Watt} = 3.413 \text{ Btu/hr}$ 가 된다.

따라서 式(4) 및 式(5)는 각기 다음과 같이도 表示할 수 있다.

$$PLF = \frac{EER_{cyc}}{EER_{ss}} \quad (7)$$

$$1 - PLF = \frac{EER_{ss} - EER_{cyc}}{EER_{ss}} \quad (8)$$

여기서 下記添字 cyc 및 ss는 (4)式에서의 것과 同一하다.

### 3.3. 일負荷係數

起動中の 壓縮機動力은 定常運轉中の 壓縮機動力보다 커진다. 定常狀態의 動力에 對한 斷續運轉의 動力의 比를 일負荷係數(work load factor)라 부르며 다음의 式으로 定義된다. (그림 4 참조)

$$WLF = \frac{W_{cyc}}{W_{ss} \cdot \tau} \quad (9)$$

여기서 WLF: 일負荷係數

$W_{cyc}$ : 斷續運轉에 있어서  $t_{on}$  期間中에

消費된 量, W-hr

$\dot{W}_{ss}$ : 定常狀態運轉中の 壓縮機入力動力, W

$\dot{W}_{ss} \cdot \tau$ : 定常狀態運轉에 있어서 사이클 期間( $\tau$ )中에 消費된 量, W-hr

그림 4에서  $W_{cyc}$ 은 빗금친 部分에 該當하며  $\dot{W}_{ss} \cdot \tau$ 는 그림 4에서 點을 찍은 四邊形의 面積에 該當한다.  $W_{cyc}/t_{on}$ 은  $t_{on}$  期間中の 平均動力  $\dot{W}_{cyc}$ 인데, 이것은 定常狀態運轉의 動力  $\dot{W}_{ss}$ 보다 크다. 여기서 注意할 것은  $\dot{W}_{ss}$ 는 外氣溫度의 低下에 따라 앞서의  $\dot{Q}_{ss}$ 가 減少하는 것처럼  $T_{out}$ 의 低下에 따라 減少한다는 事實이다. 이것은  $T_{out}$ 이 減少할 때 사이클의 冷媒循環量이 減少하기 때문이다.

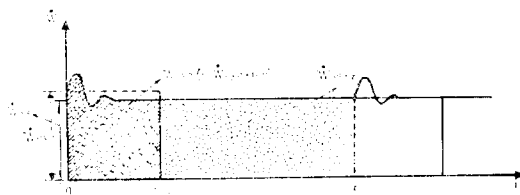


그림 4. 時間에 따른 斷續運轉熱펌프의 入力動力의 變化

### 3.4. 冷(暖)房負荷係數와 部分負荷係數 및 斷續低下係數 사이의 關係式

WLF는 CLF 및 HLF와 마찬가지로 주어진 유닛에 있어서  $t_{on}/\tau$ 의 變化에 따라 그리고 空調機나 熱펌프의 設計에 따라 달라진다. 그러므로 定해진 空調機나 熱펌프에 있어서 CLF 또는 HLF(積霜效果가 없다면)의 定하여진 값에 對하여 WLF는 對應되는 값을 갖는다. 따라서 CLF(또는 HLF), WLF 그리고 PLF의 3無次元性能變數들 사이에는 다음과 같은 關係를 갖는다.

CLF(또는 HLF)를 WLF로 나누면

$$\begin{aligned} \frac{CLF}{WLF} &= \frac{\dot{Q}_{cyc} \cdot t_{on}}{\dot{Q}_{ss} \cdot \tau} \bigg/ \frac{\dot{W}_{cyc} \cdot t_{on}}{\dot{W}_{ss} \cdot \tau} \\ &= \frac{\dot{Q}_{cyc} / \dot{W}_{cyc}}{\dot{Q}_{ss} / \dot{W}_{ss}} = PLF \end{aligned}$$

가 된다.

空氣調和機 및 熱펌프에 對한 斷續運轉性能 및 季節의 表示方法 □

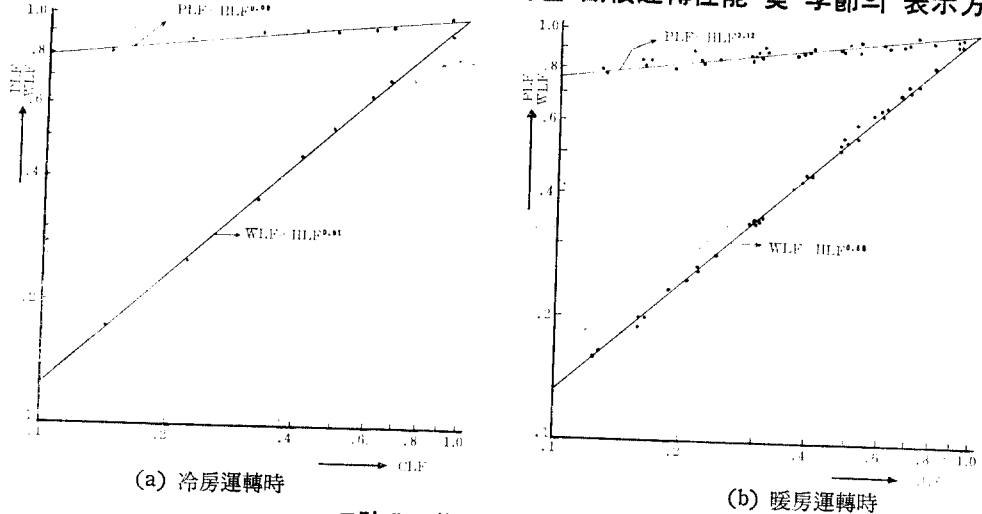


그림 5. 熱펌프의 斷續運轉性能

따라서 冷房運轉에서

$$PLF = \frac{CLF}{WLF} \quad (10)$$

또는 暖房運轉에서

$$PLF = \frac{HLF}{WLF} \quad (11)$$

가 된다.

아래의 內容은 冷房 및 暖房의 두 境遇에 모두 똑같이 適用되므로 暖房의 境遇에 對해서만 解說을 進行한다.

HLF를 x軸에 잡고 이에 對해서 PLF 및 WLF를 y軸에 잡아서 性能試驗結果를 兩對數圖表上에 나타내면 그림 5와 같은 斷續運轉의 性能圖表를 얻는다. 이것은 앞서 言及한 Washington, D.C. 近郊의 3ton 熱펌프의 現場試驗에서 얻은 結果의 한 例로서 (a)는 冷房運轉 (cooling mode)의 境遇이고 (b)는 暖房運轉 (heating mode)의 境遇다. 다만, 暖房運轉의 境遇에 있어서는 앞서 이미 前提한 바와 같이 積霜 效果의 影響을 받는 사이클은 除外하였다.

最小自乘法에 따라 求한 HLF에 對한 PLF의 直線의 기울기를 m이라고 하면

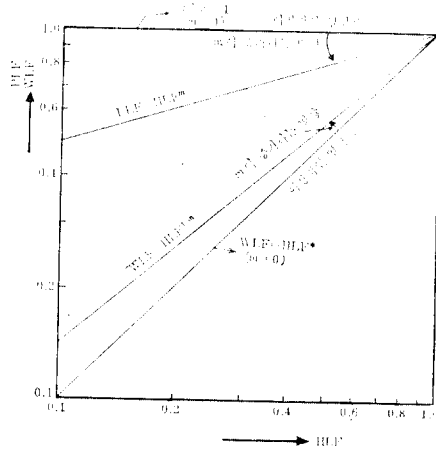
$$PLF = HLF^m \quad (12)$$

따라서 이를 式(11)에 代入하면 다음을 얻는다.

$$WLF = HLF^{1-m} \quad (13)$$

式(12) 및 式(13)은 기울기 m의 값에 따라 空

氣調和機 및 熱펌프의 無次元性能係數인 PLF 및 WLF의 값이 顯著하게 影響을 받는다는 것 을 가르쳐 주고 있다. 그림 6에서 PLF=1 및 WLF=HLF인 直線은 m=0인 境遇로서 이때 式(3), (4) 및 (9)로부터 COP<sub>cyc</sub>=COP<sub>ss</sub>가 되므로 斷續效果가 全然 없는 理想的인 空氣調和機 또는 熱펌프의 性能을 나타낸다. 斷續效果가 없는 空氣調和機 또는 熱펌프란 實際로는 存在할 수 없다. PLF直線의 기울기 m의 값이 0에서 부터 차츰 커지면 斷續效果는 이에 따라 增加하



\* 기울기 m=0인 理想的인 熱펌프의 境遇  
그림 6. PLF直線의 기울기 m의 變化에 따른 斷續 運轉性能의 變化

□ 解 說

며 斷續運轉性能은 漸次 低下한다. 이 기울기  $m$ 의 크기로서 空氣調和氣나 熱펌프의 性能의 良否를 말할 수 있다.

한편  $1-HLF$ 는 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$1-HLF = \left(1 - \frac{t_{on}}{\tau}\right) + \frac{1}{\tau} \frac{Q_{LT}}{Q_{ss}}$$

또는

$$= \left(1 - \frac{t_{on}}{\tau}\right) + \frac{t_{on}}{\tau} \frac{\dot{Q}_{LT}}{Q_{ss}} \quad (14)$$

여기서  $\dot{Q}_{LT}$ 는  $\frac{Q_{LT}}{t_{on}}$ 로서  $t_{on}$ 期間의 平均損失 熱容量이다.

이것은 熱펌프가 사이클期間( $\tau$ )中에 定常狀態 運轉을 했더라면 갖게 될 熱量,  $\tau \cdot Q_{ss}$ (또는 熱容量  $Q_{ss}$ )보다 實際 斷續運轉이기 때문에 惹起된 熱펌프의 熱量(또는 熱容量)의 低下를 나타내는 比率로서 이 熱容量의 低下率이 클수록 斷續運轉으로 因한 性能의 低下率,  $1-PLF$ (式(5) 參照)가 커진다. 따라서

$$1-PLF = C_D(1-HLF) \quad (15)$$

와 같이 두 低下率의 關係를 表示할 수 있다. 이때의  $C_D$ 를 斷續低下率(cyclic degradation coefficient)이라 한다. 따라서

暖房運轉에서

$$C_D = \frac{1-PLF}{1-HLF}$$

또는 冷房運轉에서는

$$= \frac{1-PLF}{1-CLF} \quad (16)$$

와 같이 斷續低下率을 定義한다.

위의 式(16)에 式(12)를 代入하면

$$C_D = \frac{1-HLF^m}{1-HLF} \quad (17)$$

$$= \frac{1-CLF^m}{1-CLF}$$

여기서  $HLF$ (또는  $CLF$ )가 1일 때의  $C_D$ 는

$$\lim_{HLF \rightarrow 1} C_D = \lim_{HLF \rightarrow 1} \frac{1-HLF^m}{1-HLF} = m \quad (18)$$

이므로 그림 6에서의  $PLF$  直線의 기울기  $m$ 의 값은  $HLF$ (또는  $CLF$ )가 1인 때의  $C_D$ 의 收斂 值이다.

그림 7에서 가는 曲線들은 여러  $m$ 의 값에 對하여 式(17)을 計算하여 얻은  $C_D-HLF$ 의 曲線이고 데이터 점들은 그림 5(A)의 現場試驗 結果를 式(16)에 代入해서 얻은 것이다.

#### 4. 季節性能係數

空氣調和機 또는 熱펌프의 季節性能을 評價하기 爲해서는 앞서 言及한 바 있는 外氣溫度의 變化에 따르는 冷暖房負荷(바꾸어 말하면 熱펌프의 室內코일의 冷暖房熱容量)의 變動과 入力動

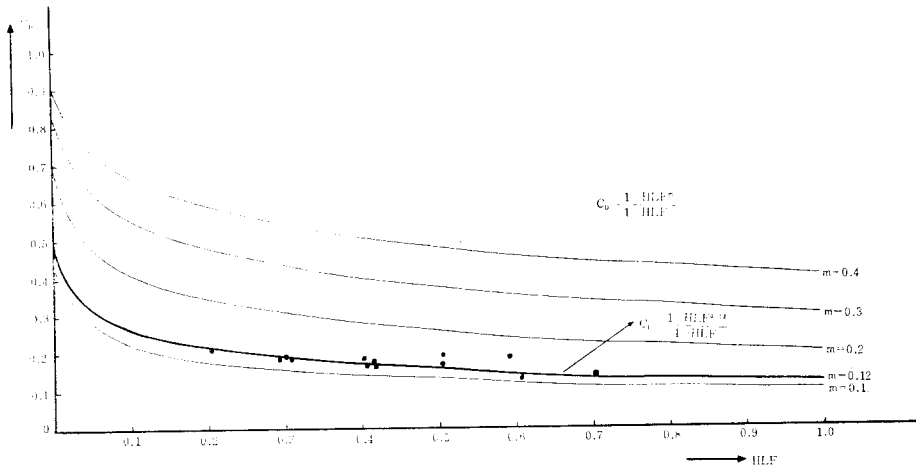


그림 7. 暖房負荷係數에 따른 斷續低下係數의 變化

力的 變動을 考慮하지 않으면 안된다. 그 뿐만 아니라 한 季節에 있어서 變動하는 外氣溫度範圍中 어느 定하여진 外氣溫도의 작은 區間(temperature bin)에서 갖는 冷暖房負荷 및 入力動力 더불어 熱펌프가 運轉하는 時間數를 한 季節內의 모든 外氣溫度區間에 對해서 考慮하지 않으면 안된다.

以上の 空氣調和機 또는 熱펌프의 季節性能을 支配하는 첫번째 要因으로서 本 解設의 2절의 內容에 該當한다. 以上の 첫 要因 外에도 이미 前述한 바 있는 斷續效果와 積霜效果를 그 다음 要因으로 追加하지 않으면 안된다.

한 季節中에 空氣調和機 또는 熱펌프에 供給된 入力에너지에 對한 같은 季節中에 空氣調和機 또는 熱펌프에서 얻은 出力에너지의 比를 季節性能係數(seasonal performance factor)라 한다.

$$SPF = \frac{\text{季節中에 얻은 出力}}{\text{季節中에 供給된 入力}} \quad (19)$$

여기서  $SPF$ 는 季節性能係數

이 季節性能係數를 求하기 爲해서 熱펌프가 設置되어 있는 고장의 每時間의 外氣乾球溫도의 한 季節에 걸친 出現을  $5^\circ\text{F}$  크기의 各 外氣溫度區間에 따라 묶어서 各 外氣溫度區間에서의 時間數를 求하고 各 溫度區間에서 各  $COP$ 을 算出해서 季節性能係數를 求하는 方式을 使用한다. 이 計算方法은 平均値의 定理의 形으로 아래와 같이 表示된다.<sup>10)</sup>

$$SPF = \frac{\sum_{j=1}^f n_j \cdot \text{Load}(T_j)}{\sum_{j=1}^f \frac{n_j \cdot \text{Load}(T_j)}{COP(T_j)}} \quad (20)$$

여기서  $SPF$ : 季節性能係數

$j$ : 自然數로 表示되는 區間數(bin number) 各 區間은  $5^\circ\text{F}$ 의 크기를 갖고 있다.

$T_j: 62+5j$ 는  $j$ 번째 區間에 있는 溫도의 代表值로서 첫번 區間에서  $j=1$ 이므로  $T_1=67^\circ\text{F}$ 로서 이는  $65\sim 70^\circ\text{F}$ 의 區間的 代表值임.

$n_j$ :  $j$ 번째 區間에서의 外氣溫도의 季節에 걸친 總時間數

$\text{Load}(T_j)$ :  $T_j$  溫度에서의 負荷

$COP(T_j)$ :  $T_j$  溫度에서의 性能係數

$\text{Load}/COP$ 는 入力動力이다.

式(20)은 季節性能係數의 一般的인 表現이다. 그러나 定格節次에서는 斷續效果 그리고 外氣溫도의 變化에 따라 惹起되는 定常狀態效果 등을 分離해서 求한 다음 季節性能을 求하게 되므로 다음에 이 效果들로 表現된 冷房季節性能係數 및 暖房季節性能係數를 解說한다.

#### 4.1. 冷房季節性能係數

冷房季節性能係數는 式(20)에서와 같이 負荷加重法을 適用해서 求할 수 있다.

$$CSPF = \frac{\sum_{j=1}^f n_j \cdot CBL(T_j)}{\sum_{j=1}^f \frac{n_j \cdot CLF(T_j) \cdot \dot{W}_{ss}(T_j)}{PLF(CLF)}} \quad (21)$$

여기서  $CSPF$ : 冷房季節性能係數로서 斷續效果는 물론 外氣溫度變化에 依한 定常狀態效果를 감안한 새로운 性能係數

$CBL(T_j)$ : 冷房負荷(cooling building load)

$CLF(T_j)$ : 冷房負荷係數

定常狀態容量이 建物負荷보다 작을 때는 1. 클때는

$$CLF(T_j) = \frac{CBL(T_j)}{\dot{Q}_{ss}(T_j)}$$

또는

$$CLF(T_j) = \left( \frac{5j-3}{ODT-65} \right) \times$$

$$\frac{\dot{Q}_{ss}(ODT)}{1+\alpha} \frac{1}{\dot{Q}_{ss}(T_j)}$$

이때  $ODT$ 는 外氣設計溫度(乾球)

$\alpha$ 는 過大係數(oversizing factor)

ASHRAE 法에서는 0.1의 값

$\dot{W}_{ss}(T_j)$ : 外氣溫度  $T_j$  下에서의 定常狀態動力入力

$PLF(CLF)$ : 部分負荷係數로서 冷房

負荷係數의 函數. 部分負荷係數는  $PLF=1-C_D(1-CLF)$ 에서 求할 수 있으며 이때 斷續低下係數는

$$C_D = \frac{1-COP_{cyc,dry}(82)/COP_{ss,dry}(82)}{1-CLF(82)}$$

로 定義된다.  $CLF(82)$ 는  $82^\circ F$ 에서 의 定常狀態容量에 對한 斷續容量의 比. 代表的인 값으로는  $PLF$ 의 값은 全部負荷運轉의 1에서 無負荷運轉의 0.75의 값을 갖는다.

$n$ : 앞서와 같음.

式(21)의 分母에서  $\frac{CLF(T_j) \dot{W}_{ss}(T_j)}{PLF(CLF)}$ 은 斷續運轉에서의 動力이다. 式(9)에서 斷續運轉의 動力은  $WLF \cdot \dot{W}_{ss}$ 가 되며 여기서  $WLF$ 를 式(11)에서 求하면  $\frac{CLF}{PLF}$ 가 되므로 이것을 代入해서  $\frac{CLF \cdot \dot{W}_{ss}}{PLF}$ 를 얻게 된다.

式(21)은 複雜하긴 하나 基本形은 式(20)과 다를 바가 없다. 分子는 季節出力 또는 充足되어야만 하는 建物負荷이고 分母는 斷續效果로 인한 動力의 增加分을 包含하고 있는 季節入力이다.

#### 4.2. 暖房季節性能係數

暖房에 있어서도 斷續運轉의 熱容量, 斷續運轉의 動力 그리고 각 外氣溫度間에 對한 運轉時間數等を 考慮하고 加重平均을 適用해서 暖房季節性能係數를 決定한다.

$$HSPF = \frac{\sum_{j=1}^n n_j \cdot HBL(T_j)}{\sum_{j=1}^n \left[ n_j \frac{HLF(T_j)}{PLF(HLF)} \delta(T_j) \dot{W}_{ss}(T_j) + \sum_{j=1}^n RH(T_j) \right]} \quad (22)$$

여기서  $HSPF$ : 暖房季節性能係數

$HBL(T_j)$ : 暖房負荷(heating building load)

$$HBL(T_j) = \left( \frac{5j-2}{65-ODT} \right) C(DHR)$$

이때  $C$ 는 計算에 依한 建物負荷와

測定에 依한 建物負荷사이의 一致를 改善하기 爲한 經驗係數로서 0.77이 推薦值이나 앞으로 調整될 값  $DHR$ 은 各期の 外氣設計溫度에서의 設計 暖房所要熱量.

$HLF(T_j)$ : 暖房負荷係數

$\delta(T_j)$ : 定하여진 外氣溫度에서 遮斷되는 壓縮機를 가진 裝置를 說明하여 주는 熱펌프의 低溫閉關係數.  $T_j <$  끊어주는 溫度일 때는  $\delta=0$ ,  $T_j >$  끊어주는 溫度일 때는  $\delta=1$  그리고  $T_j$ 가 이들 두 溫度 사이에 있을 때는  $\delta = \frac{1}{2}$ 의 값을 갖는다.

$T_j$ :  $T_j = 67 - 5j$  로서  $j$  번째 區間的 代表溫度.

$H(T_j)$ : 各 溫度區間에 對해서 必要로 하는 補助抵抗熱에 對한 에너지量, 平衡點(balance point) 以上の 溫度에서는 0이고 平衡點 以下에서는 一定值.

#### 5. 結 語

季節性能을 爲한 새로운 試驗 및 定格節次<sup>3),4)</sup>는 美國의 에너지省에 依해서 產業界가 모두 이를 따르도록 義務化되고 있다. 그러나 우리나라는 既存의 試驗 및 定格節次<sup>1),2)</sup>마저도 아직 適用되고 있지 않은 實情이다.

先進諸國의 空氣調和機 및 熱펌프 生産業界는 꾸준한 技術의 革新을 圖謀하고 있다. 除霜制御 裝置라던지 二速電動機等에는 이미 이 새로운 試驗 및 定格節次가 適用되었다. 그러나 앞으로 새로 나올 사이클 또는 새로운 裝置에의 適用可能性은 豫想할 수 없다. 이 새로운 節次가 끊임없는 研究開發로 變遷하는 製品에 適用하여야 할 것이라면 이 새로운 節次도 週期的인 改定을 必要로 할 것이고 따라서 여기서 論述한 季節性能 表示 方法도 繼續적인 研究로 새로운 모습으로 꾸준히 바뀌어야 될 것이다.



參 考 文 獻

1. ASHRAE Standard 37-78, "Method of for Rating Unitary Air Conditioning and Heat Pump Equipment," 1978.
2. ARI Standard 240, "Standard for Unitary Heat Pump Equipment," 1975.
3. G.E. Kelly and W.H. Parken, "Method of Testing, Rating and Estimating the Seasonal Performance of Central Air-Conditioners and Heat Pumps Operating in the Cooling Mode," National Bureau of Standards, NBSIR 77-1271 (April, 1978)
4. W.H. Parken, G.E. Kelly and D.A. Didion, "Method of Testing, Rating and Estimating the Heating Seasonal Performance of Heat Pumps," National Bureau of Standards, NBSIR 80-2002 (April, 1980)
5. P.H. Wojciechowski, L. Chern and D.A. Didion, "Cooling Performance of Three Field-Located Residential Heat Pumps," National Bureau of Standards, to be published, 1981.
6. J.L. Threlkeld, "Thermal Environmental Engineering," 2nd Ed. 1970, Prentice-Hall, Inc.
7. W.H. Parken, R. Beausoliel and G.E. Kelly, "Factors affecting the Performance of a Residential Air-to-Air Heat Pump," ASHRAE Transactions, Vol.83, Part 1, 1977.
8. C.W. Hurley and G.E. Kelly, "Using Microcomputers to Monitor the Field Performance of Residential Heat Pumps," National Bureau of Standards, NBSIR 81-2285 (June, 1981)
9. Man-Ki Min, David A. Didion and Lih Chern, "Heating Performance of Three Field-Located Residential Heat Pumps," National Bureau of Standards, to be published, 1982.
10. D.A. Didion and G.E. Kelly, "New Testing and Rating Procedures for Seasonal Performance of Heat Pumps," ASHRAE J. (Sept., 1979)

