

# 住宅用 熱펌프의 斷續 運轉性能

閔 滿 基 \*

Cyclic performance of residential air-to-air unitary heat pump

Man Ki Min

## ABSTRACT

Cyclic heating performance of 3 ton air-to-air unitary heat pump installed in a residence in the Washington, D.C. area was determined by applying the bin method to field test result.

Cyclic degradation coefficient  $C_D$  of heat pump may be expressed in terms of heating load factor HLF as the following :

$$C_D = \frac{1 - HLF^m}{1 - HLF}$$

where

$$C_D \geq m$$

The less is the value of exponent  $m$ , the better is the performance of a heat pump, depending upon the heat pump design.

---

\* 正會員, 高麗大學校 工科學 機械工學科

## 記 號 說 明

- $C_D$  : 斷續運轉低下係數  
 $cop$  : 性能係數  
 $HLF$  : 暖房負荷係數  
 $m$  : 指數  
 $PLF$  : 部分負荷係數  
 $Q$  : 暖房熱量, Btu  
 $\dot{Q}$  : 暖房熱容量, Btu/hr  
 $t$  : 時間  
 $t_{on}$  : 運轉時間  
 $t_{out}$  : 外氣溫度  
 $W$  : 일量, W-hr  
 $\dot{W}$  : 入力動力, W  
 $WLF$  : 일負荷係數  
 $\tau$  : 한 사이클의 時間

下記添字

- $cyc$  : 斷續運轉 (cyclic)  
 $on$  : 運轉中  
 $out$  : 外氣  
 $SS$  : 定常狀態 (steady state)  
 $TL$  : 非定常狀態損失 (transient loss)

### 1. 序 論

熱펌프 뿐만 아니라 空氣調和機에 對한 種래의 試驗 및 定格方法等<sup>1), 2)</sup>은 全負荷의 定常狀態下에서 그 性能을 評價하는 節次와 方法이었다. 그러나 實際의 運轉에 있어서는 暖房期間동안 全負荷狀態의 運轉을 하는 時間은 얼마 되지 않고 大部分의 時間이 部分負荷運轉으로 매꾸어지고 있다. 따라서 全負荷定常狀態에서의 機器의 性能은 容量과 性能의 比較를 하는 데 있어서는 適合하나 實際運轉狀態에서의 性能을 把握하기 爲하여는 不適合하다.

運轉費의 節減을 期하기 爲하여는 機器의

斷續運轉性能과 季節性能을 提示해줄 季節性能의 試驗, 定格 및 評價方法이<sup>3), 4)</sup> 要求된다.

이와 같은 季節性能評價方法에 있어서는 間斷없이 變動하는 外氣溫度下에서의 性能과 部分負荷의 斷續運轉 (cyclic operation)에서의 性能을 求하여야 한다.

本 研究에서는 斷續運轉에서 나타나는 熱펌프의 性能을 積霜 (frosting)이 없는 境遇에 對하여 暖房負荷係數로 表示하는 實驗的方法을 提示한다.

### 2. 實驗用 熱펌프와 데이터收得 및 處理

本 實驗研究에 使用된 熱펌프는 NBS에 勤務하며 本 研究計劃에 自願해서 參與한 職員의 住宅 (Washington, D.C.의 近郊)에 既設置된 空氣熱源의 熱펌프다. 研究用 熱펌프로 選定하는데 삼은 基準에는 製作會社가 勸獎하는 方式으로 設置 및 運轉되고 있는 시스템, 冷暖房용으로 쓰이는 其他의 暖房裝置는 없어야며 單一의 熱펌프일 것 그리고 流量 및 溫度感知裝置를 設置하기에 充分한 길이의 直線덕트部가 있어야 되는 것 등이 있다.

選定된 熱펌프는 室外유닛 및 室內유닛을 가지고 있고 補助電熱器의 容量 15 kw이며 3 RT의 空氣熱源의 유닛形 熱펌프다. 덕트는 非保溫이며 住宅은 中二層의 木造이며 外面은 얇은 베이지色 反射表面으로 되어 있다. 나무 또는 그밖의 構造物로 因한 그늘은 全然 없다.

全體生活面積은 約 1,600 ft<sup>2</sup> 이고 地下室 (別途의 1,000 ft<sup>2</sup>)은 生活空間으로 使用 안하고 있다.

1980年 10月에서 1981年 6月까지 사이의 冬期 測定<sup>5)</sup>에서 얻은 暖房季節에 있어서의 사이클數, 除霜사이클의 數 및 總時間等の 要約을 表 1에 나타내었다.

表 1 . 暖房期間中 運轉時間實績

總時間 (hr)	運轉時間 (hr)	除霜時間 (hr)	사이클數	除霜 사이클數
3,277.85	1,922.74	32.12	3,740	466

現場에는 計測裝置와 데이터收得시스템<sup>5)</sup>을 設置하여 온라인의 마이크로프로세서가 데이터모니터링을 制御하고 얻은 資料를 處理하고 解析을 爲한 計算을 遂行하여 그 結果를 floppy disk 에 記錄하였다. 計測資料에는 12個의 애널러그 및 디지털 入力과 2個의 on/off의 mode等 14個의 變數가 있고 이 들을 計測하는 測定點의 位置와 項目에 對한

詳細는 NBSIR 81-2285<sup>5)</sup> 에 收錄되어 있다.

3 . 負荷變動에 따른 性能係數의 變化

熱펌프의 性能은 性能係數 (cop)로 表示 하고 있다. 이 性能係數는 從來의 試驗 및 定格方法에서는 定格條件에서 얻을 수 있는 오직 한個의 固定值를 提供해 줄 뿐이다. 그러나 첫째 外氣溫度 ( $T_{out}$ )의 變動에 따른 負荷變動下에서의 運轉과 둘째 非定常狀態의 斷續運轉을 하는 熱펌프에 있어서 이 cop는 外氣溫度  $T_{out}$  과 壓縮機의 運轉時間 (1사이클

Table. 2 . Tabulated values of cop in terms of  $T_{out}$  and  $t_{on}/\tau$  bins

$T_{out}$ bins \ $t_{on}/\tau$ bins	% 0-10	% 10-20	% 20-30	% 30-40	% 40-50	% 50-60	% 60-70	% 70-80	% 80-90	% 90-100	% TOTAL
20-25 °F									2.8248 1.8991	1	2 1
25-30 °F	a * b c d			4.3413 1.4954	6.4632 1.7950	17.5632 1.7317	30.6134 1.9140	27.7354 1.8655		6.9635 2.0897	90 9
30-35 °F				18.3500 1.7234	77.4536 1.8216	101.5425 1.8390	128.6461 1.9754	59.7666 2.0862	26.8213 2.1942		409 36
35-40 °F				119.3346 1.7906	217.4449 1.8865	198.5555 2.0246	172.6463 2.1202	80.7332 2.1944	49.8383 2.2594	5.9360 2.3866	840 74
40-45 °F				168.3550 1.8947	179.4551 2.0438	159.5371 2.1380	55.6906 2.2067				561 43
45-50 °F				138.3516 2.0427	118.4499 2.1972	45.5413 2.2630					301 26
50-55 °F				49.3514 2.1913	22.4363 2.2987	2.5488 2.5613					73 7
55-60 °F				6.3459 2.2865							6 1
TOTAL				502 41	619 52	522 44	385 35	166 15	77 8	11 2	2,282 197

\* a : number of cycles falling within this particular bin  
 b : number of cycles with scan data, which is a part of above "a"  
 c : average of  $t_{on}/\tau$  fraction  
 d : average of cyclic coefficient of performance

에서의 運轉時間)  $t_{on}$ 에 따라 달라진다. 運轉時間  $t_{on}$ 을 1사이클을 하는데 所要하는 時間  $\tau$ 에 對한 比  $t_{on}/\tau$ 로 나타내면 이들 支配的인 두 變數와  $cop$ 사이에는 다음과 같은 函數關係가 있게 된다.<sup>6)</sup>

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

위의 式에서  $T_{out}$ 이 變化하면  $cop$ 의 變化는 勿論 熱펌프의 容量 및 壓縮機의 動力을 變化시킨다. 暖房사이클에 있어서  $T_{out}$ 의 低下는 容量, 動力 및  $cop$ 를 모두 低下<sup>7)</sup>시키는데 이것은 冷媒循環量의 減少와 카르노의 效果<sup>8)</sup>에 起因한다.

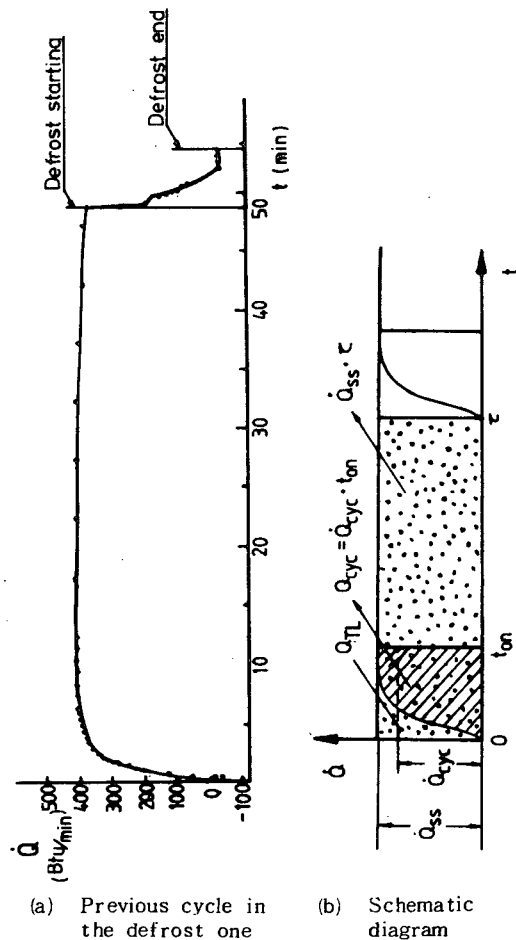
本 試驗結果에 對한 性能解析에 있어서는 한 겨울동안에 얻은 數많은 데이터들을 外氣溫度  $T_{out}$ 에 對해서는 20°F에서 60°F까지의 範圍를 5°F間隔으로 나누어 8個의 bin(箱子函)을 그리고 運轉時間  $t_{on}/\tau$ 에 對해서는 0~100%의 範圍를 10%의 間隔으로 나누어 10個의 bin을 構成하여 이들 二次元의 bin配列에 들어가는 熱펌프의 各種데이터와  $cop$  등의 性能을 얻을 수 있다.(Table 2. 參照)

어느 特定bin에 있는  $cop$ 의 값은 이 bin에 들어가는 모든 사이클의  $cop$ 의 平均値를 取하여 얻은 것이다.

#### 4. 斷續運轉에 따른 性能係數의 變化

熱펌프가 斷續運轉을 할 때의 性能은 全負荷로 定常狀態下의 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 사이클에서 起動直後에 動的 平衡狀態에 到達하기 爲해서는 追加의 에너지가 所要되기 때문에 發生하는 現象이다.<sup>9)</sup> Fig 1. (a)는 위에 記述한 3RT 容量 熱펌프의 現場試驗에서 얻은 暖房運轉의 資料中 어느 사이클을 나타낸

것이다. 이 사이클의 바로 앞사이클은 除霜사이클이므로 室外유닛에는 사이클初에 積霜이 全然 없는 것으로 볼 수 있다. 그러나 그림을 보면 이 사이클은 除霜사이클이라는 것을 알 수 있다. Fig.1(b)에서 한 사이클의 運轉時間을  $\tau$ , 壓縮機運轉時間은  $t_{on}$ 이며 이 그림은 한 사이클中에 室內코일의 放出熱容量이 時間에 따라 變化하는 것을 表示한 것으로서 起動直後의 pull-up 期間中の 熱容量은 定常狀態運轉時의 熱容量보다 작으며 그림에서 빗금친 部分의 왼쪽에 點을 찍은 部分이 動的 平衡狀態를 얻기 前에 損失로서 나타나는 熱量에 該當한다. 이 損失熱量(transient heat loss),



(a) Previous cycle in the defrost one (b) Schematic diagram

Fig. 1. Time variation of heat pump capacity rate,  $\dot{Q}$  in a cycle of heating mode

$Q_{TL}$ 은 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코일에 着霜이 얼마나 일어났는가에 따라 크게 달라진다. 序論에서 이미 言及한 바와 같이 여기서는 積霜效果에 依한 性能低下에 對한 것은 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  $t_{on} / \tau$ 로 이 性能의 變化를 表示할 수 있다.

4.1. 暖房負荷係數, 部分負荷係數 및 全負荷係數

定常狀態運轉에서의 暖房熱量에 對한 斷續運轉時的 暖房熱量的 比를 暖房負荷係數 (heating load factor)라 말하며 아래와 같이 定義된다. 여기서 pull-up 期間은 3分으로 取하여 計算하였다.

$$HLF = \frac{Q_{cyc}}{Q_{ss} \cdot \tau} \dots\dots\dots (2)$$

한편 部分負荷係數 (part load factor)는 熱펌프가 部分負荷에서 斷續運轉을 하므로서 惹起되는 性能의 低下를 감안한 無次元數이며 이것은 熱펌프가 部分負荷의 斷續運轉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 있나를 나타내는 性能係數로서 다음과 같이 定義된다.

$$PLF = \frac{COP_{cyc}}{COP_{ss}} \dots\dots\dots (3)$$

위의 式에서  $COP_{ss}$ 는 外氣溫도의 變化에 따라 달라진다.

여기서  $1 - PLF$ 는

$$1 - PLF = \frac{COP_{ss} - COP_{cyc}}{COP_{ss}} \dots\dots\dots (4)$$

로 表示되는데 이것은 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 일어나는 性能의 低下(performance penalty)의 比率를 나타낸 것이다.

起動中の 壓縮機動力은 定常運轉中の 壓縮機動力보다 커진다. 定常狀態時的 動力에 대한 斷續運轉時的 動力의 比를 全負荷係數 (work load factor)라 부르며 다음과 같이 定義된다.

$$WLF = \frac{W_{cyc}}{W_{ss} \cdot \tau} \dots\dots\dots (5)$$

Fig. 2는 斷續運轉중에 있는 熱펌프의 入力動力이 時間에 따라 變하는 한 사이클內의 모양을 나타낸 概念圖이다. 그림에서  $W_{cyc}$ 는 빗금친 部分에 該當하며  $W_{ss} \cdot \tau$ 는 그림에서 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 定常狀態運轉中の 動力  $W_{ss}$ 보다 크다. 여기서  $W_{ss}$ 는 外氣溫의 低下에 따라 減少한다. 이것은 外氣溫低下時에 사이클의 冷媒循環量이 減少하기 때문이다.

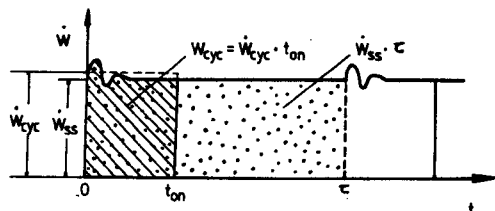


Fig. 2. Time variation of input power of heat pump in a cyclic operation

4.2. 暖房負荷係數, 部分負荷係數 및 斷續低下係數 사이의 關係式

$WLF$ 는  $HLF$ 와 마찬가지로 주어진 유닛에 있어서  $t_{on} / \tau$ 의 變化에 따라 달라진다. 그러므로 定하여진 熱펌프에 있어서  $HLF$ (積霜效果가 없는)의 定하여진 값에 對하여  $WLF$ 는 對應되는 값을 갖는다. 따라서  $HLF, WLF$  그리고  $PLF$ 의 세가지 無次元性能變數들 사이에는 다음과 같은 關係를 갖는다.  $HLF$ 를  $WLF$ 로 나누면

$$\frac{HLF}{WLF} = \frac{\dot{Q}_{cyc} \cdot t_{on}}{\dot{Q}_{ss} \cdot \tau} \bigg/ \frac{\dot{W}_{cyc} \cdot t_{on}}{\dot{W}_{ss} \cdot \tau}$$

$$= \frac{\dot{Q}_{cyc} / \dot{W}_{cyc}}{\dot{Q}_{ss} / \dot{W}_{ss}} = PLF$$

따라서,

$$PLF = \frac{HLF}{WLF} \dots\dots\dots (6)$$

HLF를 x軸에 잡고 PLF와 WLF를 y軸에 잡아서 性能試驗結果를 兩對數圖表上에 나타내면 Fig. 3과 같은 斷續運轉의 性能圖表를 얻는다. HLF에 對한 PLF의 data points들을 最小自乘法으로 方程式 맞춤(fitting) 한 直線의 기울기를 m이라고 하면,

$$PLF = HLF^m \dots\dots\dots (7)$$

이것을 (6)式에 代入하면 다음을 얻는다.

$$WLF = HLF^{1-m} \dots\dots\dots (8)$$

現場試驗結果 m=0.12로 나타났다.

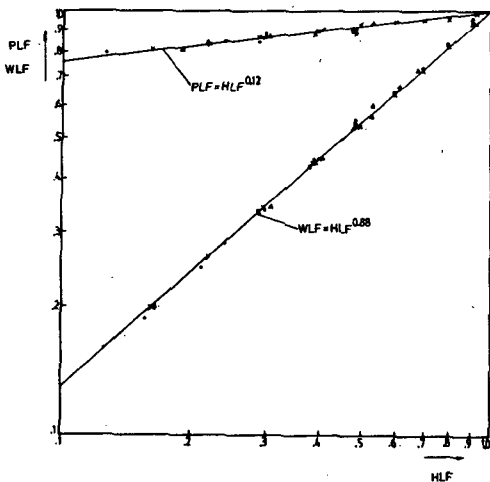


Fig. 3. Cyclic performance of heat pump

(7) 및 (8)式은 기울기 m의 값에 따라 PLF 및 WLF 등의 性能이 달라짐을 意味하고 있으며 m의 값은 熱펌프의 設計에 따라 左右된다고 볼 수 있다. 그림에서 PLF = 1 및 WLF = HLF인 直線은 m=0인 境遇로서 (2), (3) 및 (5)式으로부터 COP<sub>cyc</sub> = COP<sub>ss</sub>가 되므로 斷續效果가 全然 없는 理想的인 熱펌프의 性能을 나타낸다. 그러므로 m의 값이 작은 熱펌프가 斷續運轉性能이 좋은 熱펌프가

된다. 다시말하면 값이 0에서 차츰 커지면 斷續效果는 이에 따라 增加하여 斷續運轉性能은 漸次 低下한다.

한편 1-HLF는 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$1-HLF = (1-t_{on}/\tau) + \frac{1}{\tau} \frac{Q_{TL}}{Q_{SS}}$$

$$= (1-t_{on}/\tau) + \frac{t_{on}}{\tau} \frac{\dot{Q}_{TL}}{Q_{SS}} \dots\dots\dots (9)$$

이것은 熱펌프가 사이클時間, τ中에 定常 狀態의 運轉을 하였던다면 가졌을 熱量, τ·Q<sub>ss</sub>보다 實際斷續運轉이기 때문에 惹起된 熱펌프의 熱量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 ((4)式參照)가 커진다. 따라서

$$1-PLF = C_D (1-HLF) \dots\dots\dots (10)$$

와 같이 두 低下率의 關係를 表示할 수 있다. 이때의 C<sub>D</sub>를 斷續運轉低下係數(cyclic degradation coefficient)이라 한다. 따라서

$$C_D = \frac{1-PLF}{1-HLF} \dots\dots\dots (11)$$

와 같이 斷續低下率을 定義한다.

위의 式(11)에 式(3)을 代入하면,

$$C_D = \frac{1-HLF^m}{1-HLF} \dots\dots\dots (12)$$

여기서 HLF = 1일 때의 C<sub>D</sub>는

$$\lim_{HLF \rightarrow 1} C_D = m \dots\dots\dots (13)$$

이므로 기울기 m의 값은 HLF가 1인 때의 C<sub>D</sub>의 收斂值가 된다.( Fig. 4參照)

現場試驗에서 얻은 data points와 m=0.12으로 잡은 (12)式의 曲線을 Fig. 4에 나타내었다. HLF < 1인 部分負荷에 있어서 C<sub>D</sub>는 恒常 m보다 크므로

$$C_D \geq m \dots\dots\dots (14)$$

의 關係가 成立한다.

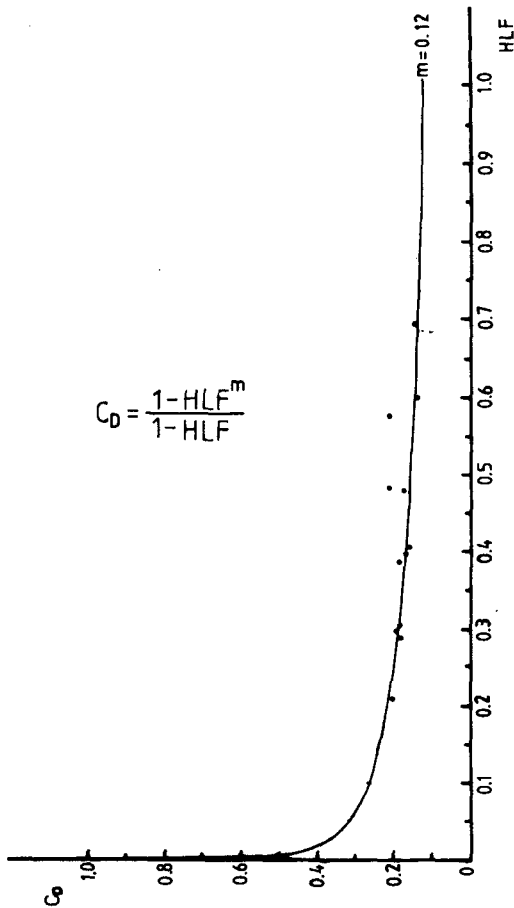


Fig. 4. Variation of cyclic degradation coefficient by heating load factor

5. 結 論

한 住宅에 設置된 空氣熱源의 유닛形 熱펌프의 現場性能試驗結果에 bin method (箱子函法)를 適用하여 熱펌프의 暖房時의 斷續運轉性能 (積霜은 考慮하지 않은)을 解析하였다.

熱펌프의 性能指標인 斷續運轉低下係數  $C_D$ 를 다음과 같이 暖房負荷係數  $HLF$ 로 表示할 수 있다.

$$C_D = \frac{1 - HLF^m}{1 - HLF}$$

여기서 指數  $m$ 은 熱펌프의 設計에 따라 左右되는 값이며  $m$ 의 값이 작을수록 性能이 좋

은 熱펌프임을 意味한다. 또한  $C_D \geq m$ 의 關係를 가지며 定常狀態의 運轉에서  $HLF \rightarrow 1$ 로 收斂할 때  $C_D \rightarrow m$ 으로 收斂한다.  $HLF$ 가 1보다 작아질수록  $C_D$ 는  $m$ 의 값으로부터 점점 더 커진다.

本 現場性能試驗의 結果로부터 얻은  $m$ 의 값은 0.12이다.

參 考 文 獻

1. ASHRAE Standard 37-78, "Method of 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 80-2009 (April, 1980)
5. 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)
6. 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.

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. J.L. Threlkeld, " Thermal Environmental Engineering," 2nd Ed. 1970, Prentice-Hall, Inc.
9. D.A. Didion and G.E. Kelly, " New Testing and Rating Procedures for Seasonal Performance of Heat Pumps," ASHRAE J. ( Sept., 1979 ).