

## VM열펌프의 2차해석

### A Second-Order Analysis of VM Heat Pumps

최 연 석\*, 정 은 수\*\*  
Y. S. Choi, E. S. Jeong

**Key words :** Vuilleumier or VM(비아마이), Heat pump(열펌프), Second-order analysis(2차해석), Heating capacity(난방용량), Cooling capacity(냉방용량), COP(성능계수)

#### Abstract

Performance of a VM heat pump is considerably affected by various losses, such as enthalpy dump, reheat loss, pumping loss, conduction loss and shuttle loss. A second-order analysis model of VM heat pumps, which allows consideration of the major losses, was presented. Actual heat transfer rates for heat exchangers were calculated from the heat transfer rates obtained by the adiabatic analysis and various losses. New effective temperatures of heat exchangers were calculated from the actual heat transfer rates and the mean heat transfer coefficients until there was no appreciable change in the effective temperatures. Effects of design parameters, such as phase angle, swept volume ratio, regenerator length and speed on heating capacity, cooling capacity and COP were shown.

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적  
 $C_p$  : 정압비열  
 $C_v$  : 정적비열  
 $D$  : 직경  
 $h$  : 대류열전달계수, 비엔탈피  
 $k$  : 열전도도  
 $L$  : 길이  
 $m$  : 질량  
 $\dot{m}$  : 질량유량

$P$  : 압력  
 $\dot{Q}$  : 열전달율  
 $R$  : 기체상수  
 $S$  : 행정길이  
 $T$  : 온도  
 $t$  : 시간  
 $V$  : 체적

#### 그리스 문자

$\alpha$  : 열확산계수  
 $\epsilon$  : 유용도(effectiveness)  
 $\phi$  : 위상차  
 $\gamma$  : 비열비  
 $\rho$  : 밀도

\* 홍익대학교 대학원

\*\* 정회원, 홍익대학교 기계공학과

$\omega$  : 각속도

### 하 침 자

$l$  : 변위기

AH : 고온측 증온열교환기

ah : 고온측 증온작동체적

AK : 저온측 증온열교환기

ak : 저온측 증온작동체적

$c$  : 냉동기

$H$  : 고온열교환기

$h$  : 고온작동체적, 열펌프

$i$  : 단열해석, 검사체적 번호

$in$  : 입구

$K$  : 저온열교환기

$k$  : 저온작동체적

$out$  : 출구

RK : 저온재생기

RH : 고온재생기

$w$  : 벽

## 1. 서 론

대부분의 가정용 냉방기에 사용되고 있는 CFC계 냉매가 오존층을 파괴한다는 사실이 밝혀지면서 CFC를 대체할 수 있는 새로운 냉매의 개발과 아울러 CFC계 냉매를 사용하지 않는 새로운 방식의 냉동기를 실용화하려는 노력도 진행되고 있다. VM열펌프는 열기동형으로 전기대신에 도시가스나 폐열을 사용하므로 하절기의 전력수요를 경감시킬 수 있고, 작동유체로 헬륨가스를 사용하여 CFC 사용규제를 피할 수 있는 장점들을 갖고 있으므로 VM열펌프를 주거용 공기조기기로 실용화하려는 노력이 활발히 진행되고 있다<sup>(1~4)</sup>.

VM열펌프의 성능해석방법은 등온해석이나 단열해석의 1차해석방법, 1차해석의 결과에 여러 손실들의 영향을 보정하는 2차해석방법, 유한한 열전달율과 유동저항에 의한 손실들이 성능에 미치는 영향을 직접 계산하는 3차해석방법으로 대별할 수 있다<sup>(5)</sup>. 각 작동체적의 온도가 인접한 열교환기의 온도와 같다고 가정하는 등온해석은 VM열펌프의 성능의 상한을 제시하나 그 결과가 실제 VM열

펌프의 성능과 큰 차이를 보이므로 활용도는 매우 낮다. 유호선<sup>(6)</sup>은 각 작동체적의 체적이 임의의 열역학적 과정동안 선형적으로 변화한다고 가정하여 VM열펌프의 단일모델에 대한 근사해를 제시하였으며, 이 근사해를 사용하여 유호선과 강병하<sup>(2)</sup>는 VM냉동기의 예비설계조건을 제시하였다. Sherman<sup>(7)</sup>과 Kuhl 등<sup>(8)</sup>은 각각 VM사이클을 이용한 냉동기와 열펌프에 대하여 열교환기들을 인접한 작동체적에 포함시켜 단순화한 3차해석모델을 제시하였다. Sekiya와 Terada<sup>(5)</sup>는 스팀링엔진/냉동기에 사용되는 3차해석방법을 VM열펌프에 적용하여 실험결과와 비교하였다. VM열펌프의 냉난방용량과 성능계수는 여러가지 손실에 의하여 큰 영향을 받으므로, 손실들을 고려하지 않은 1차해석방법을 이용하여 VM열펌프의 성능을 정확하게 예측할 수 없다<sup>(3)</sup>. 반면에 3차해석방법은 VM열펌프의 성능을 가장 정확하게 예측하나 계산시간이 매우 길기 때문에 설계단계에 사용하기 곤란한 문제점을 갖고 있다.

본 연구에서는 VM열펌프의 단열해석모델을 제시하고, 이 모델의 결과에 재열손실, 펌핑손실, 서틀손실 등의 주요 손실의 영향을 보정하는 2차해석모델을 제시하였다. 이 2차해석모델을 이용하여 작동조건과 설계변수들이 VM열펌프의 성능에 미치는 영향을 알아보았다.

## 2. VM열펌프의 2차 해석모델

### 2.1 VM열펌프의 단열해석모델

Fig.1에 보여진 바와 같이 작동유체가 차지하고 있는 VM열펌프의 총공간을 고온작동체적, 고온측 증온작동체적, 저온측 증온작동체적, 저온작동체적, 고온열교환기, 고온측 증온열교환기, 저온측 증온열교환기, 저온열교환기, 고온재생기, 저온재생기의 총 10개의 검사체적으로 나누었다. 단열해석에 사용된 가정들은 다음과 같다.

(1) 작동유체는 이상기체로 가정하고, 작동유체의 총질량은 일정하다.

(2) 열교환기와 재생기의 효율은 100%이다. 따라서, 열교환기와 재생기에서 작동유체의 온도는

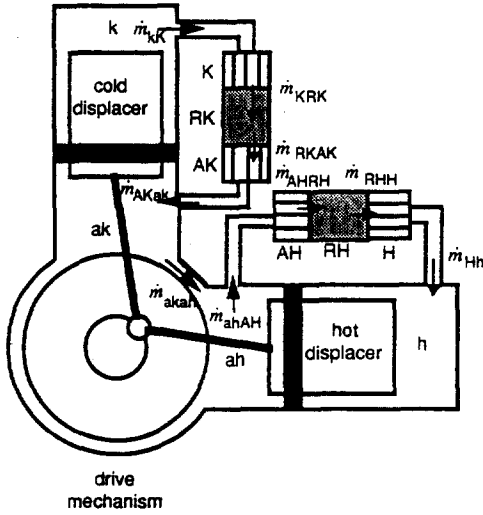


Fig.1 Schematic of a VM heat pump

벽의 온도와 같고 재생기의 온도분포는 선형적이다.

(3) 작동유체의 유동에 의한 압력손실은 무시한다.

(4) 외부와의 열전달은 오직 열교환기에서만 일어나며, 작동체적과 재생기는 단열되어 있다.

(5) 주기적 정상상태(cyclic steady state)에 도달하였다고 가정한다.

가정 (1)에 의하여 VM열펌프 내의 총질량은 다음 식을 만족한다.

$$m_{total} = m_k + m_{ak} + m_{ah} + m_h + m_K + m_H + m_{AK} + m_{AH} + m_{RK} + m_{RH} \quad (1)$$

열교환기와 재생기들의 체적과 내부의 작동유체 온도는 일정하므로 이상기체 방정식에서 열교환기와 재생기의 질량은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} m_K &= \frac{PV_K}{RT_K} & m_H &= \frac{PV_H}{RT_H} \\ m_{AK} &= \frac{PV_{AK}}{RT_{AK}} & m_{AH} &= \frac{PV_{AH}}{RT_{AH}} \\ m_{RK} &= \frac{PV_{RK} \ln(T_{AK}/T_K)}{R(T_{AK} - T_K)} & m_{RH} &= \frac{PV_{RH} \ln(T_H/T_{AH})}{R(T_H - T_{AH})} \end{aligned} \quad (2)$$

작동체적들은 단열되었다고 가정할 수 있으므로, 질량보존과 에너지보존식에서 다음 식들을 얻을 수 있다.

$$\frac{dm_k}{dt} = \left( P \frac{dV_k}{dt} + \frac{V_k dP}{\gamma} \right) / (RT_{kk}) \quad (3a)$$

$$\frac{dm_h}{dt} = \left( P \frac{dV_h}{dt} + \frac{V_h dP}{\gamma} \right) / (RT_{hh}) \quad (3b)$$

$$\frac{dm_{ak}}{dt} = \left( P \frac{dV_{ak}}{dt} + \frac{V_{ak} dP}{\gamma} \right) / (RT_{AKak}) - \frac{\dot{m}_{akah}}{T_{AKak}} (T_{AKak} - T_{akah}) \quad (3c)$$

$$\frac{dm_{ah}}{dt} = \left( P \frac{dV_{ah}}{dt} + \frac{V_{ah} dP}{\gamma} \right) / (RT_{ahAH}) - \frac{\dot{m}_{ahah}}{T_{ahAH}} (T_{ahah} - T_{ahAH}) \quad (3d)$$

여기서  $\dot{m}_i$ 와  $T_{ij}$ 는 검사체적  $i$ 에서 검사체적  $j$ 로의 질량유량과 작동유체의 온도를 나타낸다.

식 (2)와 (3)을 식 (1)을 시간에 대하여 미분한 식에 대입하여 다음과 같이 압력의 시간에 대한 변화율을 구할 수 있다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{-rPA(t) + \gamma R \dot{m}_{akah} T_{akah} \left( \frac{1}{T_{ahAH}} - \frac{1}{T_{AKak}} \right)}{\frac{V_k}{T_{kk}} + \frac{V_h}{T_{hh}} + \frac{V_{ak}}{T_{AKak}} + \frac{V_{ah}}{T_{ahAH}} + \gamma B(t)} \quad (4a)$$

$$A(t) = \frac{1}{T_{kk}} \frac{dV_k}{dt} + \frac{1}{T_{hh}} \frac{dV_h}{dt} + \frac{1}{T_{AKak}} \frac{dV_{ak}}{dt} + \frac{1}{T_{ahAH}} \frac{dV_{ah}}{dt} \quad (4b)$$

$$\begin{aligned} B(t) &= \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_{AK}}{T_{AK}} + \frac{V_{AH}}{T_{AH}} \\ &+ \frac{V_{RH} \ln(T_H/T_{AH})}{(T_H - T_{AH})} + \frac{V_{RK} \ln(T_{AK}/T_K)}{(T_{AK} - T_K)} \end{aligned} \quad (4c)$$

식 (4)에서 압력이 계산되면 식 (2)에 의하여 열교환기와 재생기 내부의 작동유체의 질량은 결정되며, 고온작동체적과 저온작동체적, 저온측 중온작동체적내의 질량들은 식 (3a), (3b), (3c)에서 구할 수 있다. VM열펌프내의 총질량을 일정하게 유지하기 위하여 고온측 중온작동체적내의 질량은 식 (1)에서 구한다.

압력과 각 검사체적의 질량이 결정되면 작동체적 내의 작동유체의 온도는 이상기체 방정식에서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_i = \frac{PV_i}{m_i R} \quad (5)$$

여기서  $i$ 는  $k, h, ak, ah$ 를 나타낸다.

열교환기와 재생기에서 작동유체가 받는 열전달율은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{Q} = \frac{C_v V_i dP}{R dt} - C_p (\dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T_{out}) \quad (6)$$

각 검사체적의 질량은 식 (2)와 (3)에 의하여 결정되므로, 검사체적 사이의 경계를 통과하는 질량유량은 질량보존법칙에서 구하고, 작동체적과 인접한 열교환기 사이의 경계를 통과하는 작동유체의 온도는 조건온도(conditional temperature)를 사용한다<sup>(9~11)</sup>.

## 2.2 주요손실들의 해석모델

VM열펌프의 주요 손실로는 재열손실, 서틀열전달손실, 펌핑손실, 엔탈피덱트, 실린더와 변위기의 열전도손실, 그리고 열교환기와 재생기의 유동손실 등이 있다.

재생기의 불완전성에 의하여 일어나는 열교환기의 열전달량의 증가를 재열손실이라 하는데, 고온재생기와 저온재생기의 재열손실은 다음과 같이 표현된다<sup>(10, 11)</sup>.

$$(\dot{Q}_{reheat})_{RH} = \dot{Q}_{RH_i} (1 - \epsilon_{RH_i}) \quad (7a)$$

$$(\dot{Q}_{reheat})_{RK} = \dot{Q}_{RK_i} (1 - \epsilon_{RK_i}) \quad (7b)$$

$\dot{Q}_{RH_i}$ 와  $\dot{Q}_{RK_i}$ 는 각기 한 사이클 동안 작동유체가 중온열교환기에서 고온열교환기, 저온열교환기에서 중온열교환기로 이동하며 재생기에서 받은 열전달량으로 단열해석에서 구한다.  $\epsilon_{RH_i}$ 와  $\epsilon_{RK_i}$ 는 고온재생기와 저온재생기의 유용도(effectiveness)인데, 단열해석에서 구한 질량유량, 밀도 등을 이용하여 구한다<sup>(10)</sup>.

변위기는 왕복운동을 하면서 고온부의 실린더로부터 열을 받아 저온부의 실린더에 열을 전달하는

데, 이것을 서틀열전달손실이라 부른다. 서틀열전달손실은 다음의 식에서 구할 수 있다<sup>(9, 10, 12)</sup>.

$$\dot{Q}_{shuttle} = \frac{\pi DS}{4} k_i \psi_1 \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha_1}} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \phi\right) \quad (8)$$

여기서  $\psi_1$ 은 변위기의 온도 변화의 진폭이다.

VM열펌프 내의 압력은 주기적으로 변화하기 때문에 작동유체는 변위기와 실린더 사이의 간극(appendix gap)과 작동체적 사이를 왕복운동한다. 이 작동유체의 왕복운동에 의하여 일어나는 정미엔탈피의 이동을 펌핑손실이라 하며, 다음식을 사용하여 계산할 수 있다<sup>(10)</sup>.

$$\begin{aligned} (\dot{Q}_{pumping})_{ha} &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{\pi Dh L \ln(\bar{T}_h / \bar{T}_{ah})}{(\bar{T}_h - \bar{T}_{ah})} \\ &\times \int \left\{ \bar{T}_h - \frac{\bar{T}_h - \bar{T}_{ah}}{2L} X_d (1 - \sin \omega t) \right\} \frac{dp}{dt} dt \end{aligned} \quad (9)$$

$\bar{T}_h$ 와  $\bar{T}_{ah}$ 는 고온작동체적과 고온측 중온작동체적 내부의 작동유체의 평균온도를 나타내고,  $X_d$ 는 변위기 왕복운동의 진폭을 나타낸다.

VM열펌프에서는 엔트로피가 고온과 저온열교환기에서 중온열교환기들로 이동하므로 작동유체가 중온열교환기에서 고온과 저온열교환기로 이동할 때의 평균압력이 작동유체가 고온과 저온열교환기에서 중온열교환기들로 이동할 때의 평균압력보다 높다<sup>(10)</sup>. 실제기체의 엔탈피는 온도뿐만 아니라 압력에 의존하므로 재생기의 효율이 100%일 경우에도 실제로는 재생기들을 통하여 정미엔탈피가 중온열교환기에서 고온과 저온열교환기로 이동하는데 이것을 엔탈피덱트라 부른다. 고온재생기와 저온재생기를 통한 엔탈피덱트는 실제 헬륨의 물성치<sup>(14)</sup>를 이용하여 다음 식에서 구한다<sup>(10, 13)</sup>.

$$(E.D)_{AH} = \dot{m}_{ARH} h(\bar{T}_{AH}, P) dt \quad (10a)$$

$$(E.D)_{AK} = \dot{m}_{ARK} h(\bar{T}_{AK}, P) dt \quad (10b)$$

유동손실은 열교환기와 재생기 내부의 마찰에 의한 손실로 다음 식과 같이 표현된다<sup>(11, 13)</sup>

$$\dot{Q}_{diss} = \dot{m} \Delta p / \rho \quad (11)$$

여기서  $\Delta p$ 는 압력강하를 나타낸다. 열교환기와 재생기의 유동손실을 한 사이클 동안 적분하여 평균유동손실을 구한다.

고온부에서 중온부로의 전도에 의한 열손실은 다음 식과 같이 표현할 수 있다<sup>(15)</sup>.

$$(\dot{Q}_{cond})_h = (kA)_{cylinder\ wall} \frac{T_h - T_{ah}}{L} + (kA)_{displacer} \frac{T_h - T_{ah}}{L} + (\dot{Q}_{cond})_{RH, matrix} + (\dot{Q}_{cond})_{RH, cylinder} \quad (12)$$

식 (12)의 우변의 첫번째 항은 실린더벽을 통한 열전도손실, 두번째 항은 변위기를 통한 열전도손실, 세번째와 네번째 항은 각각 재생기 매트릭스와 재생기 실린더를 통한 열전도손실을 나타낸다. 저온부에서 중온부로의 전도손실도 같은 방법으로 구할 수 있다.

### 2.3 VM열펌프의 2차 해석

손실들을 고려하면 고온열교환기를 통하여 작동유체로 전달되는 실제열전달량은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$(\dot{Q}_H)_{actual} = (\dot{Q}_H)_i + (\dot{Q}_{reheat})_{RH} + (\dot{Q}_{shuttle})_{ha} + (\dot{Q}_{pumping})_{ha} + (\dot{Q}_{cond})_h - (\dot{Q}_{diss})_{RH} - (\dot{Q}_{diss})_H - (E.D.)_{AH} \quad (13)$$

여기서  $(\dot{Q}_H)_i$ 는 단열해석을 수행하여 얻은 열전달율이다. 고온재생기를 통하여 고온열교환기로 이동하는 작동유체의 온도는 고온열교환기의 온도보다 낮으므로 고온열교환기는 재열손실만큼 더 열을 작동유체에 주어야 한다. 또한, 셔틀열전달, 펌핑, 전도에 의하여 열은 고온부에서 중온부로 이동하므로 고온열교환기는 그만큼 더 열을 작동유체에 주어야 한다. 고온재생기와 고온열교환기에서 작동유체의 마찰에 의하여 소산된 열은 고온열교환기에 흡수된다고 가정하면 고온열교환기는 그만큼 열을 작동유체에 덜 주어도 되며, 엔탈피펌프에 의하여 중온부에서 고온부로 정미엔탈피가 이동하므로 실제 열전달량은 엔탈피펌프 만큼 감소한다.

저온열교환기가 작동유체에 전달하는 실제 열전달량은 다음과 같다.

$$(\dot{Q}_K)_{actual} = (\dot{Q}_K)_i + (\dot{Q}_{reheat})_{RK} + (\dot{Q}_{shuttle})_{ka} + (\dot{Q}_{pumping})_{ka} + (\dot{Q}_{cond})_k - (\dot{Q}_{diss})_{RK} - (\dot{Q}_{diss})_K - (E.D.)_{AK} \quad (14)$$

$(\dot{Q}_K)_i$ 는 단열해석에서 구한 저온열교환기의 열전달율이다. 저온부의 온도는 중온부보다 낮으므로 재열손실, 셔틀열전달손실, 펌핑손실, 전도손실은 0보다 작다. 저온재생기와 저온열교환기에서 발생하는 소산열은 저온열교환기에 흡수되므로 저온열교환기에서 작동유체로의 열전달율을 감소시키고, 엔탈피펌프에 의하여 중온부에서 저온부로 엔탈피가 이동하므로 실제 열전달율은 감소한다.

중온열교환기에서 열은 작동유체에서 열교환기 벽으로 이동하므로 실제 열전달율은 다음과 같이 주어진다.

$$(\dot{Q}_{AH})_{actual} = (\dot{Q}_{AH})_i + (\dot{Q}_{reheat})_{RH} + (\dot{Q}_{shuttle})_{ha} + (\dot{Q}_{pumping})_{ha} + (\dot{Q}_{cond})_h + (\dot{Q}_{diss})_{AH} - (E.D.)_{AH} \quad (15a)$$

$$(\dot{Q}_{AK})_{actual} = (\dot{Q}_{AK})_i + (\dot{Q}_{reheat})_{RK} + (\dot{Q}_{shuttle})_{ka} + (\dot{Q}_{pumping})_{ka} + (\dot{Q}_{cond})_k + (\dot{Q}_{diss})_{AK} - (E.D.)_{AK} \quad (15b)$$

$(\dot{Q}_{AH})_i$ 와  $(\dot{Q}_{AK})_i$ 는 단열해석에서 구한 고온측 중온열교환기와 저온측 중온열교환기의 열전달율이다.

식 (13)~(15)에서 구한 열교환기들의 실제 열전달율을 이용하여 열교환기 내부의 작동유체의 평균유효온도를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} T_{H, eff} &= T_{wH} - (\dot{Q}_A)_{actual} / (\bar{h}_H A_{ugH}) \\ T_{K, eff} &= T_{wK} - (\dot{Q}_K)_{actual} / (\bar{h}_K A_{ugK}) \\ T_{AH, eff} &= T_{wAH} + (\dot{Q}_{AH})_{actual} / (\bar{h}_{AH} A_{ugAH}) \\ T_{AK, eff} &= T_{wAK} + (\dot{Q}_{AK})_{actual} / (\bar{h}_{AK} A_{ugAK}) \end{aligned} \quad (16)$$

$\bar{h}_H, \bar{h}_K, \bar{h}_{AH}, \bar{h}_{AK}$ 는 고온, 저온, 고온측 중온, 저온측 중온열교환기의 평균 대류열전달계수로, 단열해석에서 구한 질량유량과 밀도 등을 이용하여 구할 수 있다<sup>(16)</sup>.  $A_{ugH}, A_{ugK}, A_{ugAH}, A_{ugAK}$ 는 열교환기들의 전열면적,  $T_{wH}, T_{wK}, T_{wAH}, T_{wAK}$ 는 열교환기 벽의 온도를 나타낸다.

식 (16)에서 구한 열교환기의 평균유효온도들을 열교환기 온도로 사용하여 단열해석을 다시 수행하

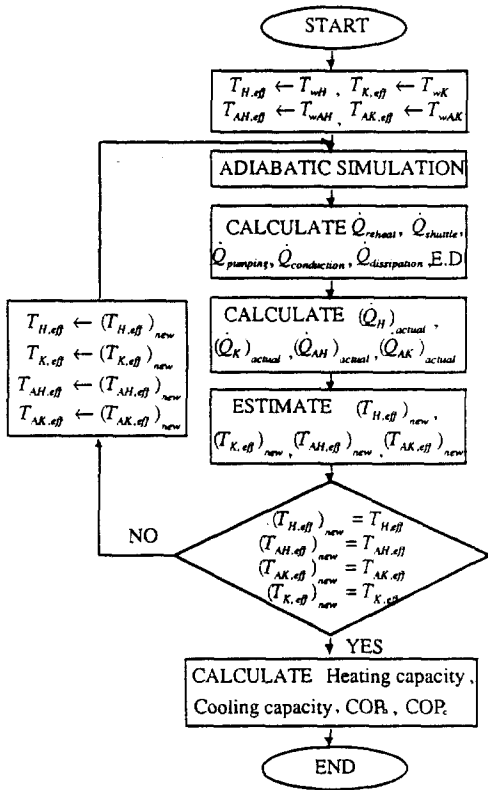


Fig.2 Flow diagram of the second-order analysis

고, 평균유효온도들이 수렴할 때까지 반복하는데 그 과정은 Fig.2의 유통도에 보였다.

손실을 고려한 VM열펌프의 난방성능계수와 냉방성능계수는 다음과 같이 표현된다.

$$(COP)_h = \frac{(\dot{Q}_{AH})_{actual} + (\dot{Q}_{AK})_{actual}}{(\dot{Q}_{H})_{actual}} \quad (17)$$

$$(COP)_c = \frac{(\dot{Q}_K)_{actual}}{(\dot{Q}_{Hi})_{actual}} \quad (18)$$

### 3. 결과 및 토의

Table 1은 본 연구의 계산에 사용된 VM열펌프의 제원과 기준작동조건을 보여준다. 이 제원과 작동조건은 KIST에서 제작하고 있는 VM열펌프 시작기의 설계조건들이다<sup>(13)</sup>. 고온열교환기, 고온측

중온열교환기, 저온측 중온열교환기, 저온열교환기의 벽온도는 각각 873K, 328K, 323K, 278K이다. 평균작동압력은 40기압이며, 작동유체로는 헬륨을 사용하였다.

Table 2는 기준작동조건에서의 2차해석결과를 보여주는데 고온에서 공급되는 열전달량은 1,926W, 난방용량은 3,164W, 냉방용량 1,041W이며, 난방성능계수는 1.64, 냉방성능계수는 0.54를 얻었다. Table 2에서 주요손실들의 크기를 알 수 있는데, 고온부의 셔틀열전달손실, 저온부의 재열손실, 그리고 고온부의 전도손실들이 매우 큼을 알 수 있다. 고온열교환기, 고온측 중온열교환기, 저온측 중온열교환기, 저온열교환기 내부의 작동유체의 평균유효온도가 700rpm에서 821K, 338K, 349K, 258K이므로 열교환기 벽의 온도와 작동유체의 평균유효온도 사이의 차는 각각 52K, 10K, 26K, 20K로 고온 열교환기에서 가장 큰 것을 알 수 있다.

본 연구에서 제시한 2차해석모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 Fig.3에 KIST에서 제작한 시작기의 실험결과와 2차해석모델의 결과를 비교하였다. 제작상의 문제점으로 인하여 시작기의 압력은 설계압력 40기압에 미치지 못하였고, 고온열교환기의 온도도 설계온도 873K 보다 낮은 573K였다.

Table 1 Specification and reference operating conditions

DIMENSION	UNIT	HOT SIDE	WARM H SIDE	WARM C SIDE	COLD SIDE
BORE	[CM]	8			10
STROKE	[CM]	4.2			4.2
APPENDIX GAP	[CM]	0.1			0.1
DISPLACER THICKNESS	[CM]	0.2			0.2
SPEED	[RPM]	700			
MEAN PRESSURE	[BAR]	40			
PHASE ANGLE	[DEG]	90			
SWEPT VOLUME RATIO		0.64			
HX TEMPERATURE	[K]	873	328	323	278
INNER TUBE DIAMETER	[CM]	0.6	0.2	0.2	0.2
TUBE LENGTH	[CM]	20	15	11	11

Table 2 Simulation results at reference operating conditions

DIMENSION	UNIT	HOT SIDE	WARM H SIDE	WARM C SIDE	COLD SIDE
ADIABATIC ANALYSIS					
IDEAL P-V WORK	[W]	954.05			1550.62
HEAT TRANSFER	[W]	956.37	(-510.93)	(-1952.28)	1548.07
MEAN TEMPERATURE	[K]	825.48	344.15	350.41	256.25
NEW TEMPERATURE	[K]	821.02	337.59	348.51	257.89
LOSSES					
REHEAT LOSS	[W]	42.89			(-138.07)
SHUTTLE LOSS	[W]	358.68			(-59.85)
PUMPING LOSS	[W]	54.11			(-20.68)
COND CYLINDER WALL	[W]	317.71			(-75.64)
COND REG MATRIX	[W]	27.8			(-6.14)
COND REG CYLINDER	[W]	134.73			(-24.11)
COND DISPLACER	[W]	128.16			(-23.16)
TOTAL COND LOSSES	[W]	608.4			(-129.05)
DISSIPATION IN HX	[W]	1.84	5.75	57.26	37.54
DISSIPATION IN REG	[W]	74.5			94.5
ENTHALPY DUMP	[W]		17.96	27.69	
2ND-ORDER ANALYSIS					
NET HEAT	[W]	1926.16	1508.7	1654.87	1040.71
HEATING CAPACITY	[W]	3163.57			
COOLING CAPACITY	[W]	1040.71			
HEAT PUMP COP		1.64			
REFRIGERATOR COP		0.54			

Fig.3은 시작기의 압력을 변화시키면서 자립운전 (self-operating) 상태에서 얻은 회전수와 시작기의 열교환기 온도를 사용하여 계산한 결과와 실험 결과를 비교하고 있는데, 2차해석의 결과가 실험 결과 보다 냉방용량은 25%, 냉방성능계수는 23% 정도 큰 것을 알 수 있다.

VM열펌프의 성능에 영향을 미치는 설계변수와 작동조건은 고온과 저온작동체적 사이의 위상차, 행정체적비, 평균압력, 열교환기들의 온도, 열교환기와 재생기의 관직경, 관의 수, 길이 등이다. 본 연구에서는 KIST에서 제작하고 있는 난방용량 3kW, 냉방용량 1kW의 VM열펌프 시작기의 제원과 설계작동조건을 기준으로 하여 여러 설계변수와 작동조건들이 성능에 미치는 영향을 알아보았다.

Fig.4는 고온과 저온작동체적 사이의 위상차가 냉난방용량과 성능계수에 미치는 영향을 보여준다. 위상차가 증가하면 냉난방용량과 성능계수는 약간 증가하다가 감소한다. 냉난방을 겸하는 VM열펌프의 냉난방용량과 성능계수를 고려하면 최적 위상차는 약 90°인 것을 알 수 있다.

VM열펌프의 총체적을 일정하게 유지하면서 고온부와 저온부의 행정체적(swept volume)의 비,  $V_h/V_k$ 가 냉난방용량과 성능계수에 미치는 영향을 Fig.5에 보였다. 고온부의 행정체적이 커질수록 난방용량은 증가하나 난방성능계수는 감소하는 것을 볼 수 있다. 그러나, 냉방용량과 냉방성능계수는 고온부의 행정체적이 커질수록 모두 증가하다가 행정체적비가 1이상이 되면 완만하게 감소하는 것을

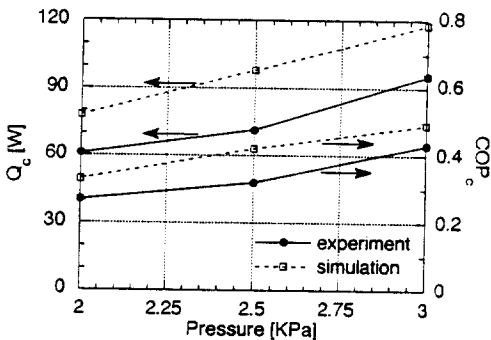


Fig.3 Comparison of predicted cooling capacity and COP<sub>c</sub> with experimental results

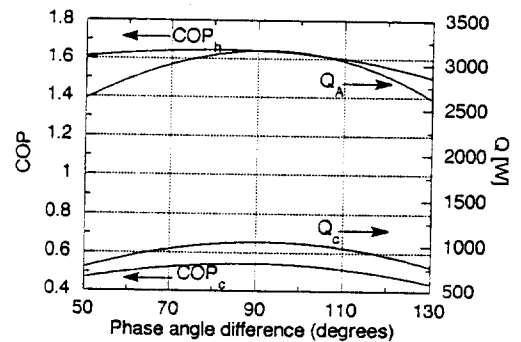


Fig.4 Heating capacity, cooling capacity and COP's versus phase angle difference

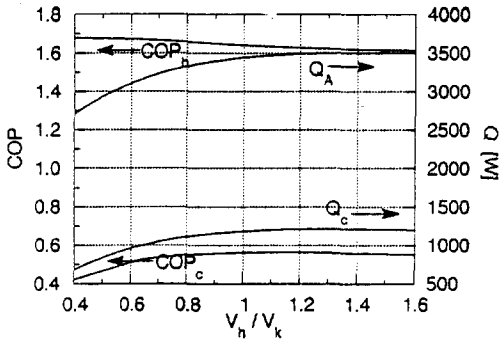


Fig.5 Heating capacity, cooling capacity and COP's versus swept volume ratio

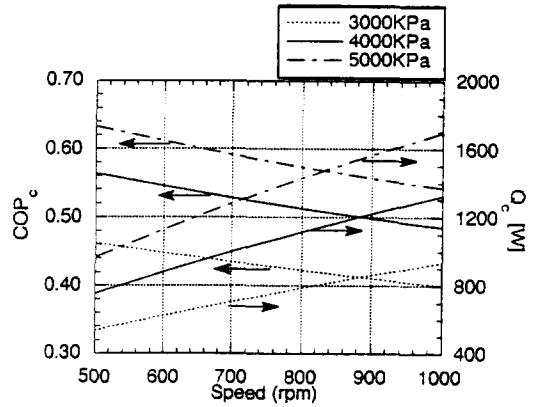


Fig.8 Cooling capacity and COP<sub>c</sub> versus rotational speed

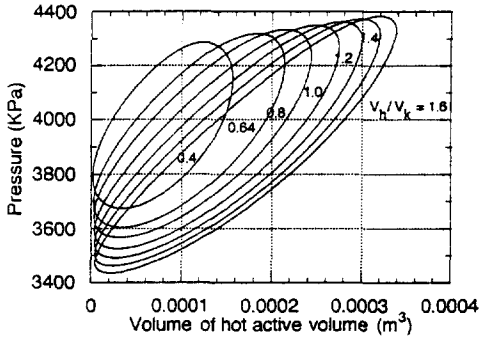


Fig.6 Pressure-volume diagrams of hot active volume

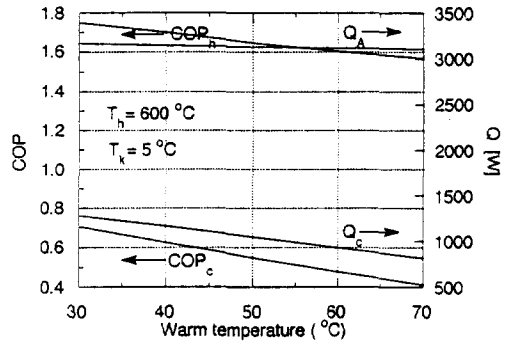


Fig.9 Heating capacity, cooling capacity and COP's versus warm temperature

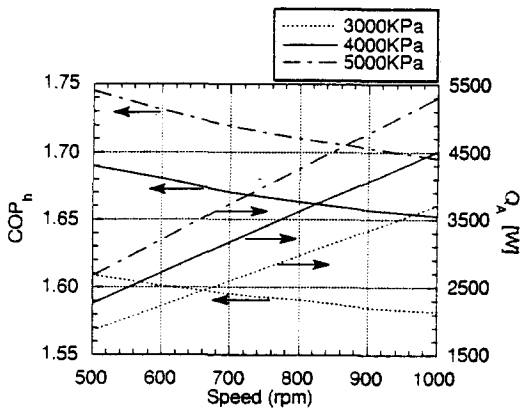


Fig.7 Heating capacity and COP<sub>h</sub> versus rotational speed

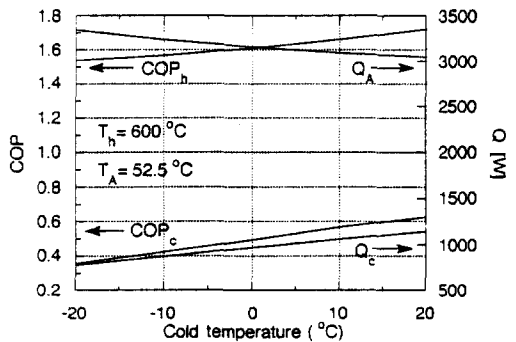


Fig.10 Heating capacity, cooling capacity and COP's versus cold temperature



볼 수 있다.

Fig.6은 행정체적비 변화에 따른 고온작동체적의 압력-체적 선도를 보여준다. 행정체적비가 커질수록 고온부의 행정체적은 증가하고 저온부의 행정체적은 감소하므로 압력변화의 진폭이 커지는 것을 볼 수 있다. 행정체적비가 커질수록 압력-체적 선도의 면적이 증가하므로 고온열교환기가 고온의 열원에서 받는 열전달량도 증가하고, 따라서 고온작동체적이 중온작동체적에 하는 일도 커진다. 행정체적비가 커질수록 난방성능계수는 감소하나 고온의 열원에서 받는 열전달량이 커지므로 난방용량이 커지는 것으로 생각된다.

Fig.7과 8은 평균압력이 30기압, 40기압, 50기압일 때, 회전속도가 난방용량과 성능계수에 미치는 영향을 보여준다. 회전속도가 빠를수록 난방용량과 냉방용량은 증가하나 성능계수는 낮아진다. 회전속도가 빠를수록 성능계수가 낮아지는 것은 속도가 빠를수록 열교환기와 재생기를 통과하는 작동유체의 속도가 증가하므로 열교환기와 재생기의 효율이 낮아지기 때문으로 생각된다. 압력이 높아지면 난방용량과 성능계수는 증가하는 것을 볼 수 있다. 압력이 높을수록 난방용량이 커지는 것은 VM열펌프 내부의 작동유체의 질량이 증가하기 때문이고, 성능계수가 증가하는 것은 압력이 높아질수록 작동유체의 밀도가 증가하므로 열교환기와 재생기의 효율이 좋아지기 때문으로 생각된다.

중온열교환기의 벽온도가 난방용량과 성능계

수에 미치는 영향을 Fig.9에 보였다. 중온열교환기의 온도가 높아질수록 난방용량과 성능계수는 모두 감소하는 것을 볼 수 있다. 이상적인 VM열펌프의 난방성능계수와 냉방성능계수는 다음 식들과 같이 표현된다<sup>(16)</sup>.

$$COP_h = \frac{1 - T_k/T_H}{1 - T_k/T_A} \quad (19)$$

$$COP_c = \frac{T_k(1 - T_A/T_H)}{T_A(1 - T_k/T_A)} = COP_h - 1 \quad (20)$$

중온부의 온도가 높아질수록 난방성능계수가 낮아지는 것은 식 (19)에서 알 수 있다. 중온부의 온도가 높아지면 고온부와 중온부의 온도차이가 적어져 고온부의 작동체적이 중온부의 작동체적에 해주는 일이 작아지므로 난방용량과 냉방용량 모두 감소하는 것으로 생각된다.

Fig.10은 저온열교환기 벽의 온도가 난방용량과 성능계수에 미치는 영향을 보여준다. 식 (19), (20)에서 알 수 있는 바와 같이 저온부의 온도가 낮아질수록 난방성능계수와 냉방성능계수는 낮아진다. 냉방용량은 저온부의 온도가 낮아질수록 작아지나, 난방용량은 저온부의 온도가 낮아질수록 증가하는 것을 볼 수 있다. 외기온도가 낮아질수록 난방용량이 커지는 것은 VM열펌프의 장점 중의 하나이다<sup>(8)</sup>.

고온재생기의 길이 변화가 난방용량과 성능계수에 미치는 영향을 Fig.11에 보였다. 고온재생기의 길이가 길어질수록 난방성능계수는 높아지나 난방용량이 감소하는데, 이것은 Carlsen 등<sup>(17)</sup>의 실험결과와 일치한다. 재생기의 길이가 길어질수록 재생기의 효율이 증가하므로 성능계수는 높아지나 고온부의 열원에서 공급받는 열전달량이 작아지므로 냉방용량과 난방용량 모두 감소하는 것으로 생각된다.

Table 1의 기준조건에서 설계변수들을 하나씩 변화시키면서 구한 최적값들은 위상차 90°, 행정체적비 0.8, 실린더와 변위기 사이의 간격(appendix gap) 2mm이다. 이 최적값들을 사용하여 수치모사한 결과 고온에서 공급되는 열전달량과 난방용량은 각각 1,913.3W와 3,162.5W로 Table 2의 1,

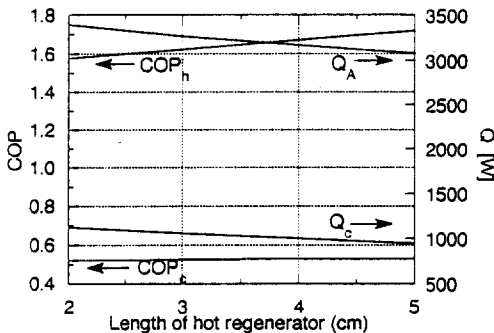


Fig.11 Heating capacity, cooling capacity and COP's versus hot regenerator length

926.2W와 3,163.6W와 거의 차이가 없으며, 난방 성능계수는 1.64에서 1.65로 약간 향상되었다. 그러나 냉방용량은 1,040.7W에서 1,149.7W로 약 10% 증가하였고 고온에서 공급되는 열전달량의 변화는 거의 없으므로 냉방성능계수는 0.54에서 0.6으로 향상되었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 VM열펌프의 단열해석모델을 제시하고, 이 단열해석모델을 이용하여 엔탈피덤프, 재열손실, 펌핑손실, 셔틀열전달손실, 유동손실, 열전도손실등의 주요 손실들을 고려하여 VM열펌프의 성능을 해석하는 2차해석모델을 제시하였다.

2차해석모델을 이용하여 행정체적비, 위상차 등의 설계변수들이 냉난방용량과 성능계수에 미치는 영향을 보였다. 위상차 90°에서 냉난방용량과 성능계수는 최대가 되며, 행정체적비가 커질수록 난방용량은 증가하고 난방성능계수는 감소하나 냉방용량과 냉방성능계수는 1부근에서 최대가 된다. 압력이 증가할수록 성능계수와 냉난방용량은 증가한다. 증온열교환기의 온도가 높아질수록 냉난방용량과 성능계수는 감소하며, 외기온도가 낮을수록 난방용량은 커진다. 설계변수들을 변화시키면서 구한 최적조건들을 이용하여 수치모사한 결과 난방용량과 난방성능계수는 KIST에서 제작한 시작기의 난방용량과 난방성능계수와 거의 같으나, 냉방용량은 시작기에 비하여 10%, 냉방성능계수는 0.54에서 0.6으로 향상되었다.

#### 후 기

이 논문은 에너지절약 기술개발 위탁사업 연구비의 지원에 의하여 수행된 연구의 결과입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

1. 강병하, 1992, "Vuilleumier(VM) 사이클 열펌프", 공기조화 냉동공학 제21호, 제1권, pp. 19~25.

2. 유호선, 강병하, 1992, "Vuilleumier 사이클로 작동되는 열구동 냉동기의 예비설계조건", 대한기계학회 논문집, 제16권, 제12호, pp. 2358~2367.
3. Kuehl, H. D., Richter, N., and Schulz, S., 1986, "Computer Simulation of a Vuilleumier Cycle Heat Pump for Domestic Use", Proc. 21st IECEC, pp. 555~561.
4. Carlsen, H., 1989, "Development of a Gas Fired Vuilleumier Heat Pump for Residential Heating", Proc. 24th IECEC, Washington, D. C.,
5. Sekiya, H., and Terada, F., 1991, "A Simulation Model for Vuilleumier Cycle Machines and Analysis of Characteristics", 일본기계학회논문집(B편), 제57권, 제539호, pp. 2449~2456.
6. 유호선, 1989, "Vuilleumier 냉동사이클에 대한 단열해석", 대한기계학회 논문집, 제13권, 제6호, pp. 1231~1237.
7. Sherman, A., 1971, "Mathematical Analysis of a Vuilleumier Refrigerator", Proc. ASME Winter Meet., Paper 71-WA/HT-33.
8. Kuehl, H. D. and Schulz, S., 1990, "Measured Performance of an Experimental Vuilleumier Heat Pump in Comparison to 3rd Order Theory", Proceedings of 25th IECEC, pp. 436~441.
9. 정은수, 장호명, 1995, VM사이클 열펌프의 주요손실 해석 및 저감방법 연구, 위탁과제 중간보고서, 한국과학기술원.
10. 최연석, 백종훈, 장호명, 정은수, 1994, "VM 열펌프의 주요 손실", 공기조화냉동공학회 하계학술발표회 강연 및 논문집, pp. 286~296.
11. Urieli, I. and Berchowitz, D. M., 1984, Stirling Cycle Engine Analysis, Adam Hilger Ltd, Bristol.
12. Baik J. H. and Chang, H-M, 1995, "An Exact Solution for Shuttle Heat Transfer", Cryogenics, Vol. 35, No. 1, pp. 9~13.
13. 허남건, 정종수, 1994, "열구동 VM사이클 열

- 펌프 시스템개발에 관한 중간보고서”, 상공자원부.
14. Arp, V. D. and McCarthy, R. D., 1989, Thermophysical Properties of Helium-4 From 0.8 to 1500K with Pressures to 2000MPa, NIST Technial Note 1334.
  15. Martini, W. R., 1983, Stirling Engine Design Manual, DOE/NASA/3194-1.
  16. Suganami, T., Kawajiri, K., and Honda, T., 1990, “Vuilleumier Cycle Heat Pump”, Proceedings of 3rd IEA Heat Pump Conference, pp. 585~594.
  17. Carlsen, H., Kuehl, H. D., Schulz, S., and Thomas, B., 1993, “Effects of an Improved Hot Regenerator on the Performance of a Vuilleumier Heat Pump”, Proc. 6th ISEC, Eindhoven.