

〈論 文〉

## Vuilleumier 사이클로 작동되는 열구동 냉동기의 예비설계조건

유호선\* · 강병하\*\*

(1992년 5월 7일 접수)

### Preliminary Design Conditions for a Thermally Actuated Refrigerator Based on the Vuilleumier Cycle

Hoseon Yoo and Byung Ha Kang

**Key Words :** Vuilleumier or VM Cycle(비아마이사이클), Preliminary Design(예비설계), Adiabatic Analysis(단열해석), Phase Angle(위상각), Swept Volume Ratio(행정 체적비), Dead Volume Ratio(불용체적비)

#### Abstract

This paper deals with preliminary design conditions for a thermally actuated Vuilleumier refrigerator / heat pump. The previously reported approximate adiabatic analysis which is based on the 8-volume model makes it possible to evaluate exchanged heats per cycle as well as cyclic pressure, temperature and mass variation of each working volume. Calculated results reveal not only there exists an optimum value for the phase angle and the swept volume ratio maximizing a specific thermal output, but also design parameters can be determined independently of each other. Under a given combination of operating temperature levels, the optimum conditions for refrigeration are different from those for heat pumping and the differences between two operating modes become larger with decreasing the dead volume ratio. Both the optimum phase angle and the optimum swept volume ratio are increased asymptotically toward  $0.5\pi$  and 1.0 respectively, as the dead volume ratio approaches to unity. When a VM machine is used for cooling and heating simultaneously, the design parameters should be carefully determined to reach the best performance.

#### 기 호 설 명

<p><math>a, b</math> : 식(9)의 계수</p> <p><math>C_1, \dots, C_4</math> : 식(10)의 계수</p> <p><math>m</math> : 무차원 질량, <math>m/M</math></p> <p><math>M</math> : 기준질량, <math>P_{\max} V_T / (RT_H)</math></p> <p><math>n</math> : 지수, <math>(\gamma-1)/\gamma</math></p> <p><math>p</math> : 무차원 압력, <math>p/p_{\max}</math></p>	<p><math>\bar{p}</math> : 압력비</p> <p><math>P, P_{\max}</math> : 압력, 최고압력</p> <p><math>Q</math> : 열량</p> <p><math>q</math> : 무차원 열량, <math>Q/(MRT_H)</math></p> <p><math>\dot{q}</math> : 무차원 열전달율, <math>dq/dt</math></p> <p><math>R</math> : 작동유체의 기체상수</p> <p><math>t</math> : 크랭크각도, <math>t/\pi</math></p> <p><math>T, T_H</math> : 온도, 가열기온도</p> <p><math>v</math> : 무차원 체적, <math>V/V_T</math></p>
--	--

\*정회원, 경상대학교 기계공학과

\*\*정회원, 한국과학기술연구원 열·유체공학연구소

- $v_c$  : 무차원 간극체적
- $V, V_T$  : 체적, 전체체적
- $V_{hs}, V_{ks}$  : 고온, 저온부의 행정체적
- $\alpha$  : 무차원 위상각
- $\gamma$  : 작동유체의 비열비
- $\lambda$  : 행정체적비,  $V_{ks}/V_{hs}$
- $\xi$  : 가변수
- $\tau$  : 무차원 온도,  $T/T_H$
- $\tau_{min}$  : 최저온도
- $\Delta\tau$  : 최고와 최저온도 차이
- $\hat{\tau}$  : 조건부 온도, 식 (3) 과 (4)

하첨자

- $a, A$  : 상온부, 상온 열교환기
- $D$  : 불용체적
- $h, H$  : 고온부, 가열기
- $HP$  : 열펌프
- $i$  : 상온, 고온, 저온작동체적을 대표
- $j$  : 상온열교환기, 가열기, 냉각기를 대표
- $k, K$  : 저온부, 냉각기
- $o$  : 최적치
- $RF$  : 냉동기
- $RH$  : 고온-상온 재생기
- $RK$  : 상온-저온 재생기

1. 서 론

근래 환경문제와 관련하여 CFC의 사용규제가 강화됨에 따라 기존의 냉동기(이하 열펌프를 포함)에 충전된 냉매를 대체할 수 있는 물질의 개발과 병행하여 CFC를 사용하지 않는 냉동사이클의 실용화에 관한 연구관심이 높아지고 있다. 대체사이클의 하나로서 Vuilleumier (VM으로 약칭) 사이클은 주로 Helium을 작동유체로 사용하며 열에 의해 구동되기 때문에, CFC와 무관할 뿐 아니라 잠재적으로 하계의 전력부하균형에도 기여할 수 있다. 따라서, VM사이클에 대한 연구경향도 종래의 소형 극저온냉동기로서의 응용목적에서<sup>(1)</sup> 최근에는 전용열펌프 또는 냉난방겸용 주거용 공조기로서의 이용을 지향하는 추세이다.<sup>(2,3)</sup>

VM사이클은 Fig. 1에 도시한 바와 같이 통로로써 연결된 2개의 실린더, 2개의 재생기 및 각각 다른 온도로 유지되는 열원에 대응하는 열교환기들로

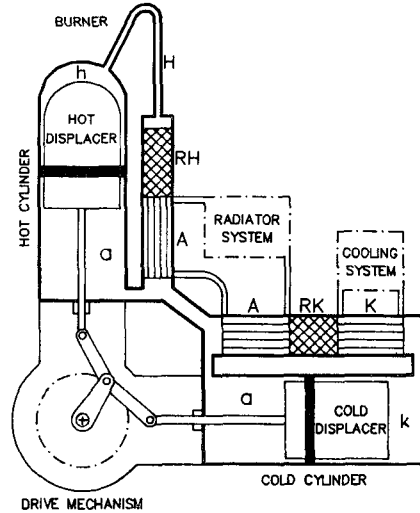


Fig. 1 Schematic diagram of the Vuilleumier refrigerator(a: warm active volume, h: hot active volume, k: cold active volume, A: warm heat exchanger, H: heater, K: cooler, RH: hot-warm regenerator, RK: cold-warm regenerator)

구성되어 있다. 각 실린더내에는 구동기구에 연결된 변위기(displacer)가 위치하며, 변위기의 주기 운동에 따라 합이 일정한 고온, 상온, 저온 3개의 작동체적(active or working volume)이 크랭크각도에 따라 변화한다. 열역학적으로는 고온실린더에서 온도차에 의해 발생된 압력변화 즉 일이 저온실린더에서 열의 흡수 및 방출에 이용되므로, 부여된 온도조건하에서 사이클의 성능은 각 실린더의 행정체적 및 변위기 위상각의 함수인 작동체적의 변화 형태에 의존하게 된다. 열교환기와 재생기체적은 압력의 발생 및 이용에는 직접적으로 무관한 불용체적(dead volume)으로서 성능의 극대화를 위해서는 최소화되어야 하지만 사이클의 작동에 필요한 외부와의 열교환 및 효율적인 열재생을 위해서는 필수적인 구성요소이다. 온도조건이 주어진 상태에서 실제 VM사이클로 작동되는 냉동기의 설계과정은 전술한 작동원리와 연관하여 2단계로 대별될 수 있다.<sup>(4)</sup> 먼저, 사이클해석을 수행하여 크랭크각도에 따른 압력, 각 작동체적의 온도 또는 질량, 사이클당 열교환량 등을 계산하고 여기에 근거하여 위상각, 행정체적비 등 설계인자를 결정하는 과정(예비설계)이 필요하다. 일단 예비설계인자 및 사이클당 열량이 구해지면 냉동기의 기준용량, 구동기구의 회전수, 평균작동압력 등 설계조건 및 제

손실인자로 부터 요구되는 열전달량이 산출되며 이에 따라 열교환기 및 재생기의 용량, 형태, 크기 등이 구체적으로 결정(상세설계)된다. 이때 상세설계에서 구해지는 불용체적에 따라 예비설계조건이 변할 수 있기 때문에 설계최적화를 위해서는 설계인자의 불용체적비 의존성도 규명되어야 한다. 따라서, 적절한 성능해석에 기초한 체계적인 예비설계 방법의 확립은 VM사이클로 작동되는 실제냉동기의 최적설계에 있어서 필수적인 요소이다.

실용화를 위한 연구개발이 진행됨에 따라 이상화된 등온해석<sup>(1)</sup>으로부터 유한요소법에 이르는 다양한 종류의 성능해석방법이 제시되어 왔으나 이들은 작동유체의 실제 상태변화와 유리된 모델이거나<sup>(6)</sup> 복잡하고 장시간이 소요되는 수치해석에 의존함으로써<sup>(6,7)</sup> 설계인자의 변화에 따른 영향을 간명하게 파악하여야 할 예비설계에는 부적합하다. 또한 작동원리가 유사한 스테링사이클의 경우와는 달리, 단편적인 예비설계법<sup>(8)</sup> 또는 최종설계의 결과만 보고되고 있을 뿐 체계적이며 구체적인 예비설계과정 및 조건을 제시한 연구는 별무하다. 향후 VM냉동기의 제작, 성능개선, 실용화를 위한 설계능력의 보유라는 관점에서 독자적인 성능해석 및 설계법의 개발은 충분한 의의가 있을 것이다. 본 연구에서는 그 기초단계로서 작동유체의 실제상태변화에 근접하면서 간편한 근사적인 단열해석법<sup>(9)</sup>을 적용하여 VM사이클의 구체적인 예비설계조건을 제시하고자 한다.

## 2. 사이클 해석

### 2.1 VM사이클에 대한 단열해석

예비설계인자의 성능에 대한 영향을 평가하기 위해서는 먼저 주어진 열원 및 이용온도조건하에서 크랭크각도에 따른 압력, 각 작동체적의 온도 또는 질량변화, 사이클당 외부와의 열교환량등을 결정하는 사이클해석이 필요하다. 사이클해석의 대상은 실린더의 열적조건에 따라 등온 및 단열모델로 대별되며 작동원리가 유사한 스테링사이클에 대하여 이미 후자가 전자보다 실제상태변화에 보다 근접함이 알려져 있으므로<sup>(10)</sup> 본 연구에서는 단열모델을 취한다. 해석에 도입된 가정은 각 작동체적의 상태가 단열과정으로 변화하는 점을 제외하면 등온해석의 경우와<sup>(1)</sup> 같으며 여기서는 생략하였다. 그러나, 단열가정으로 인하여 각 작동체적의 온도 또는 질량

이 추가적인 변수가 되기 때문에 해석방법은 등은 모델과 비교할 때 보다 어렵고 복잡하게 된다. 본 연구에서는 이미 발표된 바 있는 단열모델에 대한 해석적 근사해<sup>(9)</sup>를 도입하여 예비설계에 필요한 사이클성능을 계산하고자 한다.

해석에 사용된 모든 물리량은 무차원화되었으며 기호설명에 정의되어 있다. 해석의 기본개념은 사이클을 다수의 과정(process)으로 구분할 때 각 과정은 고온, 상온, 저온부의 질량유동방향에 따라 분류된 6개 기본과정 중의 하나이며 결과적으로 한 사이클을 기본과정의 연속적인 조합으로 구성된다는 것이다. 따라서, 임의의 과정을 기본과정으로 분류하는 조건을 확립하고 각 기본과정에 대한 해석결과를 조합함으로써 사이클에 관한 해석이 가능하다. 각 기본과정의 해석에 필요한 방정식은  $i = h, a, k$ 로써 각 작동체적을 표시할 때

$$\sum_i dm_i(t) + dm_D(t) = 0 \quad (1)$$

$$\bar{\tau}_i(t) dm_i(t) = p(t) dv_i(t) + \frac{1}{\gamma} v_i(t) dp(t) \quad (2)$$

와 같이 크랭크각도  $t$ 에 따른 전체질량보존식 및 각 작동체적에 대한 에너지보존식으로 구성된다. 여기서,  $\bar{\tau}_i(t)$ 는 작동체적  $i$ 와 대응하는 열교환기  $j(j=H, A, K)$ 사이의 검사 표면온 통과하는 작동유체의 온도로서

$$\bar{\tau}_i(t) = \tau_j \quad \text{if } dm_i(t) \geq 0 \text{ (작동체적으로 유입)} \quad (3)$$

$$\bar{\tau}_i(t) = \tau_i(t) \quad \text{if } dm_i(t) < 0 \text{ (작동체적에서 유출)} \quad (4)$$

와 같이 조건부로 정의된다. 또한, 이상기체의 상태방정식으로부터 각부의 질량은

$$dm_i(t) = d[p(t)v_i(t)/\tau_i(t)] \quad (5)$$

$$dm_D(t) = v_D/\tau_D dp(t) \quad (6)$$

이며 불용체적 및 평균온도는 다음과 같이 표시된다.

$$v_D = v_H + v_A + v_K + v_{RH} + v_{RK} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \tau_D = v_D / [ & v_H/\tau_H + v_A/\tau_A + v_K/\tau_K \\ & + v_{RH} \ln(\tau_H/\tau_A) / (\tau_H - \tau_A) \\ & + v_{RK} \ln(\tau_A/\tau_K) / (\tau_A - \tau_K) ] \end{aligned} \quad (8)$$

식(2) 및 (5)에 포함된 각 작동체적의 변화형태  $v_i(t)$ 는 구동기구에 따라 결정되므로 종속변수는 압력  $p(t)$  및 각부 온도  $\tau_i(t)$  또는 질량  $m_i(t)$ 이다. 근사적으로 과정동안의 체적이

$$v_i(t) = a_i t + b_i \quad (9)$$

와 같이 선형적으로 변화한다고 가정하면, 과정동안의 압력변화는 기본과정의 종류에 무관하게

$$C_1 \bar{p}^{1-n} - C_2 + C_3 \int_1^p (\xi^n + C_4)^{-1} d\xi = 0 \quad (10)$$

에 의해 결정된다. 여기서,  $\bar{p}$ 는 과정의 최초상태에 대한 최종상태의 압력비이다. 일단 과정동안의 압력변화가 구해지면 온도, 질량변화는 식(1) 및 (2)로부터 계산될 수 있다. 식(10)의 계수  $C_n$ , 온도, 질량등의 상세한 계산과정은 중복을 피하기 위하여 생략하며 문헌(9)를 참조하기 바란다. 한편, 사이클을 구성하는 과정동안 외부와의 열교환량은 각 열교환기에 대한 에너지균형으로부터

$$\begin{aligned} \delta q_j(t)/n = & \bar{\tau}_i(t) dm_i(t) - \tau_j [dm_i(t) + dm_j(t)] \\ & + \tau_j dm_j(t)/\gamma \end{aligned} \quad (11)$$

로 표시되며, 한 사이클동안의 열교환량은 식(11)을 적분하면 다음과 같이 구해진다.

$$q_j = \oint \bar{\tau}_i(t) dm_i(t)/n \quad (12)$$

**2.2 결과에 대한 고찰**

앞서 취급한 한 사이클에 대한 단열해석의 구체적인 결과를 보이기 위해서는 크랭크 각도에 따른 작동체적의 변화형태, 온도조건, 불용체적을 구성하는 각 열교환기 및 재생기체적의 비율 등이 부여되어야 한다. 작동체적은 구동기구의 종류에 따라 상이하지만 다음과 같은 삼각함수형태가 전형적이며 불용체적비, 위상각, 행정체적비, 실린더 간극체적의 함수이다.

$$v_h(t) = \frac{\lambda(1-v_D-v_{ch}-v_{ck})}{(1+\lambda)} [1-\cos(t)] + v_{ch} \quad (13)$$

$$v_k(t) = \frac{\lambda(1-v_D-v_{ch}-v_{ck})}{(1+\lambda)} [1-\cos(t)]/2 + v_{ck} \quad (14)$$

$$v_a(t) = (1-v_D) - v_h(t) - v_k(t) \quad (15)$$

단열모델의 실제계산에서 실린더의 간극체적  $v_{ch}$ ,  $v_{ck}$ 가 0일 경우 고온 및 저온 작동체적의 상사점 즉 식(13)에서  $t=0$  및 식(14)에서  $t=\alpha$ 인 점에서는 체적이 0이 되고 따라서 온도가 정의되지 않기 때문에 불연속이 된다. 실제 열펌프의 경우 간극은

불가피하며 상당한 크기이지만(11) 제작기술상의 문제이므로 여기서는 불연속이 현시적으로 나타나지 않을 정도의 크기인  $v_{ch}$ ,  $v_{ck}$  각각 전체체적의 0.01로 취하였다. 온도조건은 사용목적, 열원의 종류 등에 따라 다양한 조합이 가능하지만 본 연구에서는 해석결과의 일례를 보이고자 하므로 Wurm 등이 제시한 설계자료(4)를 인용하였다. 열교환기와 재생기의 체적(불용체적)은 서론에서 기술한 바와 같이 예비설계단계에서는 미정이지만, 식(7)에서 알 수 있듯이  $v_D$ 가 같아도 각 구성요소의 비율에 따라 해석결과가 상이하므로 역시 Wurm 등의 설계자료(4)에서 인용하였다. 본 연구에 사용된 이상의 수치자료는 Table 1에 게재하였으며 작동유체는 Helium으로 국한하였다.

사이클해석의 구체적인 결과로서 불용체적비  $v_D = 0.5$ , 위상각  $\alpha = 0.5$ , 행정체적비  $\lambda = 1.0$ 인 경우에 대하여 크랭크각도에 따른 체적 및 압력, 작동체적의 온도변화, 열전달율을 각각 Fig. 2~4에 도시하였다. 먼저, 작동체적 및 압력변화(Fig. 2)로부터 VM사이클의 작동원리를 고찰할 수 있다. 고온부체적이 증가함에 따라 작동유체의 평균온도가 상승함으로써 고압이 되며 저온부체적이 증가함에 따라 저압이 되면서 사이클을 구성한다. 전체체적이 가변적인 스테링사이클에서는 압력이 최대부근에서 급격히, 최저부근에서 완만하게 변화하는 것에(12) 비하여 VM사이클은 작동체적의 합이 일정하기 때문에 압력변화형태가 정현파에 접근하는 것으로 보인다.(13) 또한, 최저압력에 대한 최고압력의 비가 비교적 작기 때문에(약 1.2) 단열과정에 대한 이상기체관계식

**Table 1** Numerical data used in this study(4)

Temperatures	
Heater	547.8°C
Warm heat exchanger	65.6°C
Cooler	0.0°C
Volume Fraction of Dead Space	
Heater	0.056
Warm heat exchanger	0.462
Cooler	0.370
Hot-warm regenerator	0.030
Cold-warm regenerator	0.082

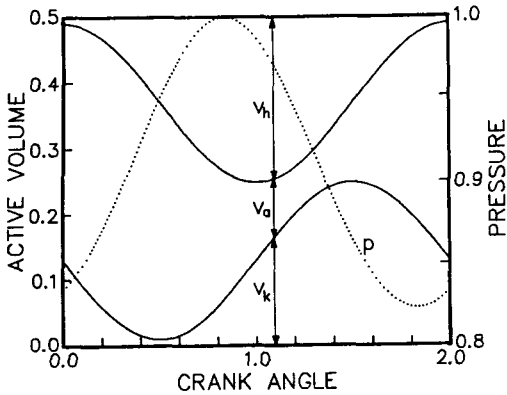


Fig. 2 Cyclic variation of each active volume and calculated pressure

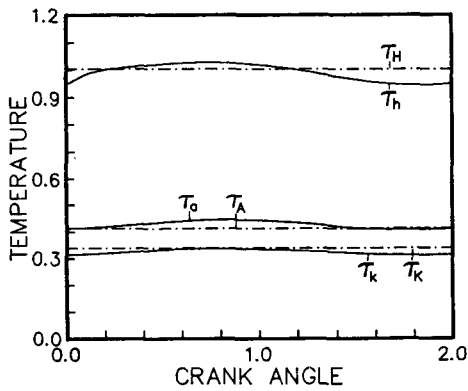


Fig. 3 Adiabatic temperature variation of each active volume during a cycle

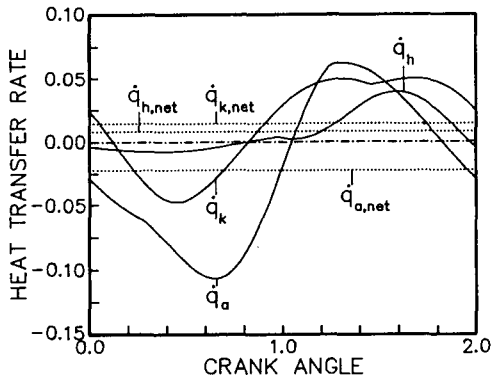


Fig. 4 Variation of heat transfer rate through each heat exchanger during a cycle

$$\frac{\Delta\tau}{\tau_{min}} = \left[ \frac{D_{max}}{D_{min}} \right]^n - 1 \quad (16)$$

으로부터 작동체적내의 유체온도변화도 크지 않음을 근사적으로 예측할 수 있다. 즉 주어진 열교환기온도에 대응하는 작동체적의 크랭크각도에 따른 온도변화를 도식한 Fig. 3에서  $\tau_i(i=a, h, k)$ 의 변화폭은  $(D_{max}/D_{min})$ 가 비교적 큰 스테링사이클에<sup>(12)</sup> 비하여 작게 된다. 상온부온도  $\tau_a$ 는 대응하는 열교환기온도  $\tau_h$ 보다  $t$ 의 대부분구간에서 높기 때문에 식(12)에서 알 수 있듯이 상온열교환기를 통하여 외부로 열을 방출(열펌프)할 수 있으며, 저온부온도  $\tau_k$ 는 냉각기온도  $\tau_c$ 보다  $t$ 의 대부분구간에서 낮기 때문에 같은 원리로 냉각기를 통하여 열을 흡수(냉동)할 수 있다. Fig. 3으로는 명확하지 않지만 고온부온도  $\tau_h$ 는 평균적으로 가열기온도  $\tau_h$ 보다 낮으므로 가열기를 통하여 열을 공급받을 수 있다.

VM사이클은 출력이 열의 형태이며 열교환기의 체적은 불용체적이 되기 때문에 열교환기의 설계는 대단히 중요하다. 이와 관련하여 식(11)로 표시된 각 열교환기를 통한 순간열전달량은 단열해석에 의해서만 구해질 수 있으며 등온해석의 경우 불가능하다. 크랭크각도에 따른 각 열교환기의 열전달율,  $[dq_i(t)/dt]$ 을 도식한 Fig. 4에서 알 수 있듯이 열전달은 일방향이 아닌  $t$ 의 일부구간에서는 흡수(+), 일부구간에서는 방출(-)하며 순열전달량은 흡수와 방출열량의 차이이다. 즉 최대열전달율은 순열전달율(Fig. 4에서 점선으로 표시)보다 현저하게 크다. 이러한 관점에서, 열교환기의 설계시 기준으로써 종래와 같이 순열전달율을 취할 경우에는<sup>(4)</sup> 열교환능력이 부족할(열출력이 설계보다 작아질) 가능성이, 최대열전달율을 취할 경우에는 열교

Table 2 Comparison of the heat transfer rate for each heat exchanger

Heat exchanger	Dimensionless heat transfer rate		
	Net	Mean	Maximum
Heater	$0.789 \times 10^{-2}$	$1.250 \times 10^{-2}$	$3.936 \times 10^{-2}$
Warm heat exchanger	$2.219 \times 10^{-2}$	$5.265 \times 10^{-2}$	$1.067 \times 10^{-1}$
Cooler	$1.430 \times 10^{-2}$	$3.448 \times 10^{-2}$	$5.021 \times 10^{-2}$

환기가 불필요하게 커질(불용체적이 과대해질) 가능성이 있다. 따라서, 열교환기의 합리적인 설계를 위해서는 열교환능력의 적절한 기준이 필요하며, 일례로써 열전달방향에 무관하게 산출된 평균열전달율을 제시하고자 한다. Table 2는 순열전달율, 평균열전달율, 최대열전달율의 비교로서 3개 사이에는 상당한 차이가 있다. 평균열전달율이 최적기준이라는 명확한 근거는 없으나 사이클해석을 수행한 하나의 결과로서 기존의 기준이 재검토되어야 한다는 의미에서 제시하였으며 추후 연구대상이 될 것으로 기대된다.

### 3. 예비설계

#### 3.1 성능지표

사이클해석의 결과로부터 위상각, 행정체적비 등 예비설계인자를 타당하게 결정하기 위해서는 성능의 지표가 정의되어야 한다. 스팀링기관의 경우 성능지표는 제한된 최고압력 및 전체체적에 대하여 가능한 일 즉 비출력(work parameter)으로 알려져 있으며<sup>(14)</sup> 출력의 형태가 일이 아닌 열일 뿐 밀폐재생사이클로 작동되는 원리가 본질적으로 같기 때문에 VM사이클에서도 이 성능지표는 그대로 적용가능하다. 즉,

$$q = Q / (P_{\max} V_r) \quad (17)$$

로 정의된 열인자(heat parameter)를 성능지표로써 취한다. 공학적인 관점에서 최고압력은 기계구조의 강도 즉 중량과 전체체적은 크기와 직결되는 문제이며, 열역학적으로는 부여된 외부조건에 대하여 최대출력이 되도록 설계한다는 의미가 있다. 본 연구에서는 기호설명에서 알 수 있듯이 무차원화시 열량과 열인자가 일치되도록 하였다.

같은 조건하에서 작동되는 사이클이라 하여도 목적에 따라 냉동기 또는 열펌프로 사용될 수 있으며 양자에 대한 설계인자는 상이할 수 있다. 따라서, 예비설계조건은 냉동기와 열펌프로 구분하였으며 각각 하첨자 RF 및 HP로 표기하였다.

#### 3.2 위상각의 결정

열출력의 설계인자에 대한 의존성을 가지적으로 고찰하기 위하여 식(12)를 식(2)에 대입하면

$$a_i = \int p(t) dv_i(t) \quad (18)$$

을 구할 수 있다. 식(18)은 사이클동안 각 열교환기를 통한 순열교환량은 인접 작동체적이 행한 도시일(indicated work)과 같다는 의미로서 Fig. 5에  $v_D=0.5$ ,  $\lambda=1.0$ 인 경우 3개의 가능한 위상각에 대하여 식(18)에 대응하는 저온부(냉동기) 및 상온부(열펌프)의  $p-v$ 선도를 도시하였다. 위상각의 영향은 압력변화의 폭 및 상온작동체적의 변화로 나타난다. 위상각이 커지면 압력변화폭은 증가, 상온작동체적변화는 감소하지만 선도내부면적(순열교환량)은 상온과 저온부 모두 증가후 감소한다. 즉, 열인자가 최대가 되는 위상각이 존재하며 이 위상각이 예비설계에서의 최적치가 된다. 냉동기와 열펌프로 작동되는 경우 각각에 대한 최적위상각을 결정하기 위하여 Fig. 6에 위상각에 따른 열인자의 변화를 표시하였다. 열펌프와 냉동기의 최적위상각은 각각  $\alpha_{0,HP} \approx 0.482$ ,  $\alpha_{0,RF} \approx 0.468$ 로서 공통적으로 0.5보다 작으며 동일한 작동조건하에서도 값은 서로 다르다. 사용목적에 따라 각각의 최적치로 설계하는 것이 이상적이나, 냉난방 겸용의 경우 적어도 2개 최적치사이의 어떤 값으로 설계되어야 함은 분명하다. 다만, 종래의 VM냉동기에서는 구성요소의 배치(layout), 진동, 제작상의 난점 등으로 인하여  $\alpha=0.5$ 를 일반적으로 채용하여 왔으나 최근에는 다른 값으로도 설계되고 있다.<sup>(15)</sup>

#### 3.3 행정체적비의 결정

행정체적비의 열인자에 대한 영향을 확인하기 위

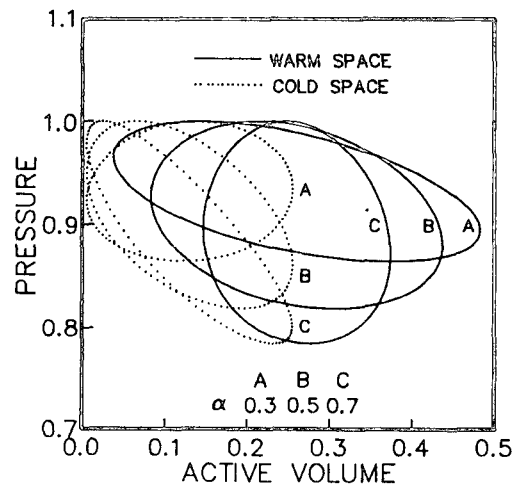


Fig. 5 Indicator diagrams for cold and warm active volumes at different values of phase angle

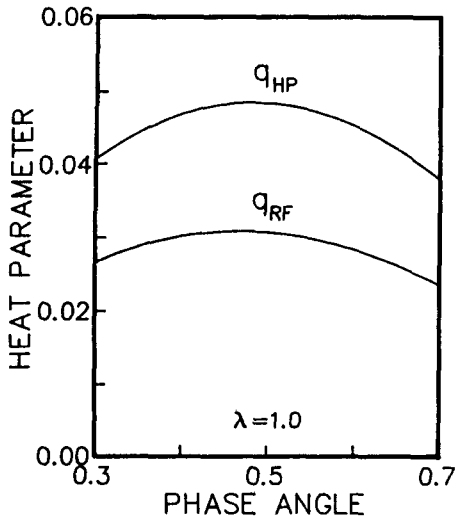


Fig. 6 Thermal outputs for refrigeration and heat pumping as a function of phase angle

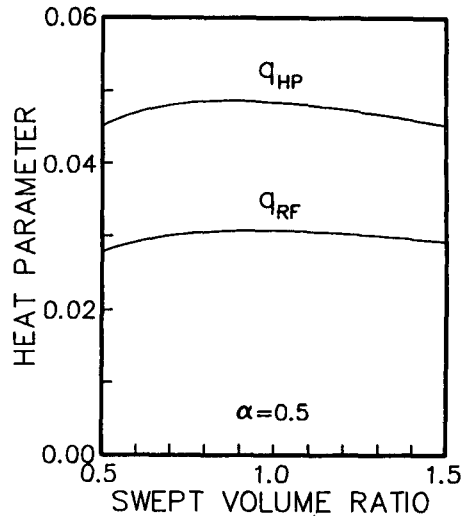


Fig. 8 Thermal outputs for refrigeration and heat pumping as a function of swept volume ratio

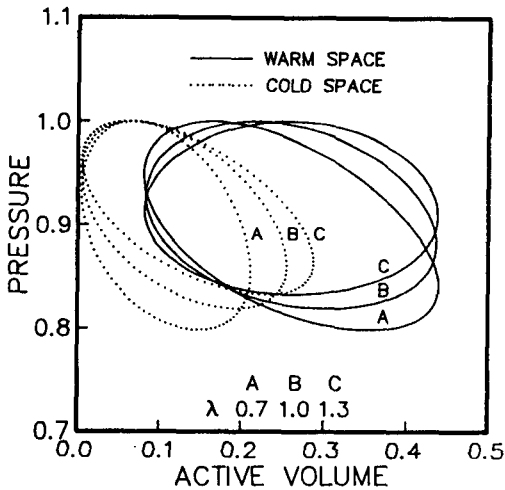


Fig. 7 Indicator diagrams for cold and warm active volumes at different values of swept volume ratio

하여 위상각과 마찬가지로 식(18)에 근거하여  $v_b = 0.5$ ,  $\alpha = 0.5$ 인 경우 3개의  $\lambda$ 에 대하여  $p-v$  선도를 작성하였다(Fig. 7). 저온부 행정체적이 상대적으로 커지면( $\lambda$ 가 증가) 상온작동체적의 변화는 없으며 압력변화폭은 작아진다. 이러한 추이를 보다 명확히 하기 위하여 Fig. 8에 행정체적비에 따른 열인자의 변화를 보였다. 냉동기와 열펌프 모두 열인자가 최대가 되는 최적행정 체적비가 존재함을

확인할 수 있다. 열펌프와 냉동기에 대한 최적행정 체적비는 모두 1.0보다 작으며 최적위상각의 경우와 같이 양자의 값은 상이하다. 계산의 범위내에서 비록 열인자의 행정체적비에 대한 의존성이 현저하지는 않으나, 위상각의 경우와 비교할 때 최적치로 제작 또는 제어하는 것이 용이하기 때문에 실용적인 가치는 크다.

### 3.4 설계인자의 상호의존성

위상각의 최적행정체적비 또는 행정체적비의 최적위상각에 대한 영향 즉 설계인자의 상호의존성을 고찰하기 위하여  $\alpha$ 와  $\lambda$ 를 동시에 변화시킬 때 등열인자선(성능선도)을 냉동기와 열펌프로 작동되는 경우로 구분하여 각각 Fig. 9, 10에 도시하였다. Fig. 9, 10에서 중횡축은 각각 실제 적용가능한 범위의 행정체적비 및 위상각이며  $v_b = 0.5$ 일 때의 선도로써 등열인자선은 등간격으로 표시되었다. 냉동기(Fig. 9)와 열펌프(Fig. 10)의 출력은 3.2 및 3.3절에서 고찰하였듯이 서로 다른 ( $\alpha$ ,  $\lambda$ )에서 최대가 되지만 전체적인 경향은 양자 모두 최적위상각에 대하여 근사적으로 대칭이 되는 등 유사하다. 또한, 위상각이 변화하여도 최적행정체적비는 거의 불변이며, 반대로 행정체적비가 변화할 때도 최적 위상각은 거의 불변인 점으로부터 2개의 설계인자는 서로 독립적임을 알 수 있다. 반복을 피하기 위하여 제재는 생략하였으나 설계인자의 상호독립성

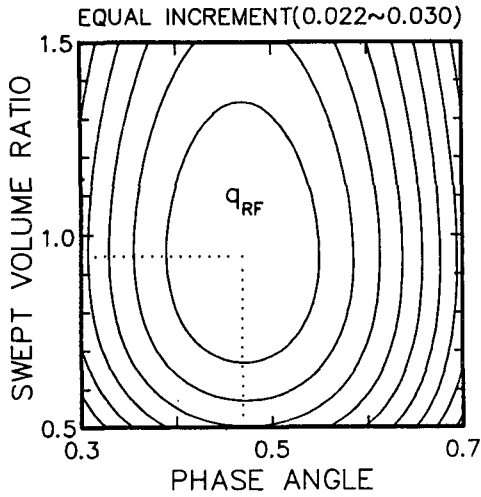


Fig. 9 Refrigeration performance as a function of phase angle and swept volume ratio

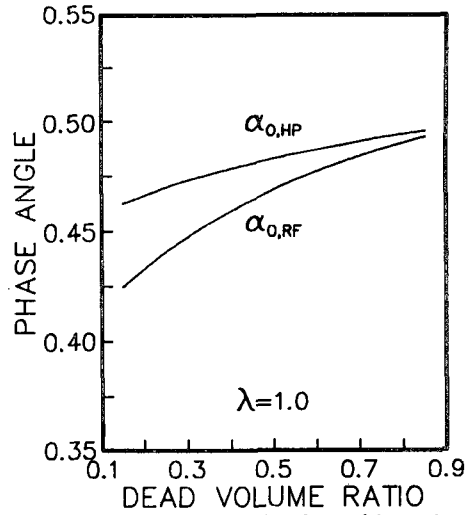


Fig. 11 Optimum phase angles for refrigeration and heat pumping as a function of dead volume ratio

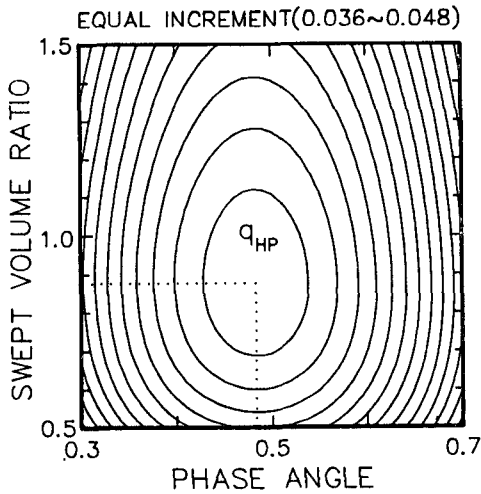


Fig. 10 Heat pumping performance as a function of phase angle and swept volume ratio

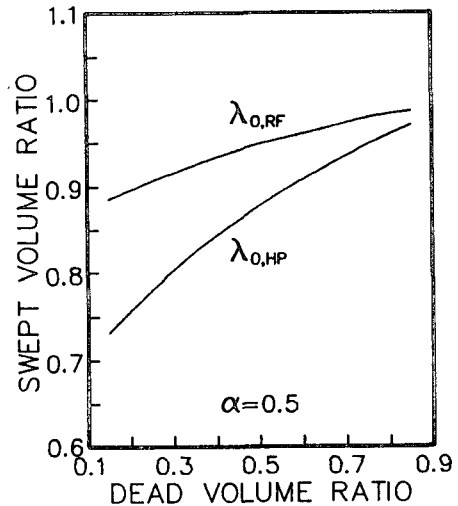


Fig. 12 Optimum swept volume ratios for refrigeration and heat pumping as a function of dead volume ratio

은 극단적인 불용체적비(실제 적용가능한  $v_D$ 의 범위밖이지만  $v_D$ 의 범위밖이지만  $v_D=0.1$  및  $0.9$ 인 경우에) 대해서도 그대로 유지됨을 확인하였다.

이와같은  $\alpha$ 와  $\lambda$ 의 상호독립성은 스텀링기관에 대해서는 이미 알려진 바 있으며<sup>(12)</sup> 공학적으로 중요한 의미가 있다. 만일 설계인들이 상호의존적이면 열펌프/냉동기의 예비설계시  $v_D$ 에 따른  $\alpha$ 와  $\lambda$ 의 최적치는 예를들어 Fig. 9, 10의 점선과 같이 동시에 결정되어야 하므로 상당한 계산량이 요구된

다. 그러나, 본 연구에서 확인된 바와 같이 서로 독립적일 때 최적위상각 및 최적행정체적비는 Fig. 6, 8에서와 같이 임의의 행정체적비 및 임의의 위상각에 대한 값이 그대로 적용될 수 있기 때문에 예비설계가 비교적 용이하게 된다.

### 3.5 불용체적비

지금까지는 불용체적비가 일정한 경우에 있어서



예비설계조건을 취급하였다. 그러나, 전술하였듯이 불용체적비는 상세설계에서 결정되므로 예비설계단계에서는 미정이며 작동원리가 유사한 스티링사이클에 관한 연구결과에서 불용체적비는 설계인자에 큰 영향을 미친다는 사실이 확인된 바 있기 때문에<sup>(12)</sup> 불용체적비에 따른 설계인자의 변화를 규명할 필요가 있다. 전절에서 고찰하였듯이 다행히 설계인자들이 상호독립적이기 때문에  $v_D$ 에 따른 설계인자의 최적치  $\alpha_0$ ,  $\lambda_0$ 를 분리하여 취급할 수 있으며 그 결과가 Fig. 11, 12이다. 즉 Fig. 11과 12는 각각 불용체적비의 변화에 대하여 열펌프와 냉동기로 작동되는 경우,  $\lambda=1.0$ 일 때 최적위상각과  $\alpha=0.5$ 일 때 최적행정체적비를 보여준다. 불용체적비가 증가하면  $\alpha_0$ 는 대략 0.5로(Fig. 11),  $\lambda_0$ 는 대략 1.0으로(Fig. 12) 점근적으로 접근하며 열펌프와 냉동기에 대한 최적치의 차이는 감소한다. 이러한 사실로부터 체계적인 예비설계없이 경험적으로(보통  $\alpha=0.5$ ,  $\lambda=1.0$ ) 설계된 VM열펌프의 성능은<sup>(16)</sup> 상당한 개선의 여지가 있음을 알 수 있다. 또한,  $\alpha_0$ 와  $\lambda_0$ 의 구배는  $v_D$ 가 작을수록 커지는데, VM사이클의 성능은 당연히  $v_D$ 가 작을수록 향상되며 열교환기술의 발달로  $v_D$ 의 축소가 가능해지는 추세를 고려할 때 설계인자의 최적치를 선정하는 것은 더욱 중요하다. 특히, 냉난방겸용의 경우 냉동기와 열펌프의 최적치가 일치하지 않고  $v_D$ 가 작을수록 그 차이가 커지기 때문에 위상각 및 행정체적비를 결정함에 있어서 냉난방부하, 운전조건, 용량제어 방법 등을 고려한 보다 신중한 검토가 요구된다.

#### 4. 결 론

근사적인 단열해석을 적용하여 VM사이클로 작동되는 냉동기의 예비설계에 관한 연구로부터 얻어진 결과는 다음과 같이 요약될 수 있다.

- (1) 열교환기의 설계시 순열전달율을 기준한 기존의 방법은 재검토되어야 한다.
- (2) 출력이 최대가 되는 최적위상각 및 최적행정체적비가 각각 존재함을 확인하였다.
- (3) 위상각 및 행정체적비는 서로 독립적인 설계인자이다.
- (4) 열펌프와 냉동기로 작동될 때 최적위상각 및 최적행정체적비는 각각 상이하다.
- (5) 불용체적비가 증가할수록 최적위상각 및 최적행정체적비는 각각 점근적으로 커지며 열펌프와

냉동기에 대한 값의 차이는 작아진다.

#### 참고문헌

- (1) Walker, G., 1983, "Cryocoolers," Part I, Plenum Press, New York.
- (2) 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.
- (3) Abe, K., Kawamoto, H. and Ogawa, M., 1991, "New Concept of Air Conditioner by Vuilleumier Cycle," Proc. 5th ISEC, pp. 29~34.
- (4) Wurm, J., Kinast, J. A., Roose, T. R. and Staats, W. R., 1991, "Stirling and Vuilleumier Heat Pumps: Design and Applications," McGraw-Hill, Inc.
- (5) Colasurdo, G. and Pastrone, D., 1991, "Analysis of a Thermally Actuated Vuilleumier Refrigerator," Proc. 26th IECEC, pp. 256~261.
- (6) Olsen, N., Carlsen, H. and Andersen, N. E., 1989, "Finite Element Model for Vuilleumier Machines," ASME WAM 89, AES-Vol. 7, pp. 1~8.
- (7) Carlsen, H. and Andersen, N. E., 1989, "Simulation Model for the Design of Vuilleumier Machines," ASME WAM 89, AES-Vol.7, pp. 39~46.
- (8) Thomas, B., Kuehl, H. D. and Schulz, S., 1989, "A Short-Cut Optimization of the Swept Volume Ratio for Regenerative Cycles," Proc. 24th IECEC, pp. 2193~2198.
- (9) West, C. D., 1986, "Principles and Applications of Stirling Engines," Van Nostrand Reinhold Company, New York.
- (10) 유호선, 1989, "Vuilleumier 냉동사이클에 대한 단열해석," 대한기계학회논문집 제13권 제6호, pp. 1231~1237.
- (11) Kuehl, H. D. and Schulz, S., 1990, "Measured Performance of an Experimental Vuilleumier Heat Pump in Comparison to 3rd Order Theory," Proc. 25th IECEC, pp. 436~441.
- (12) 유호선, 1990, "이상적인 단열모델에 의한 스티링기관의 최적설계조건," 대한기계학회논문집

- 제14권 제3호, pp. 656~663.
- (13) Sekiya, H. and Terada, F., 1991, "A Simulation Model for Vuilleumier Cycle Machines and Analysis of Characteristics," Trans. JSME, Vol. 57B, pp. 2449~2456(in Japanese).
- (14) Walker, G., 1980, "Stirling Engines," Clarendon Press, Oxford.
- (15) Suganami, T., Kawajiri, K. and Honda, T., 1990, "Vuilleumier Cycle Heat Pump," Proc. 3rd Int. Energy Agency Heat Pump Conf., Tokyo, Japan, pp. 585~594.
- (16) Carlsen, H., 1989, "Development of a Gas Fired Vuilleumier Heat Pump for Residential Heating," Proc. 24th IECEC, pp. 2257~2263.