

# 재생기 및 냉각기가 VM열펌프의 냉방성능에 미치는 영향

## Effects of regenerator and cooler on the cooling performance of a vuilleumier cycle heat pump

이 건 태\*, 강 병 하\*, 유 호 선\*\*, 이 재 현\*\*\*  
G. T. Lee, B. H. Kang, H. Yoo, J. H. Lee

**Key words :** Vuilleumier cycle heat pump(VM열펌프), COP(성능계수), Cooler(냉각기), Regenerator(재생기), Operating speed(운전회전수)

### Abstract

An experimental study has been carried out to investigate the effects of the combination of the different wire mesh number in a regenerator and the tube number in a cooler on the cooling performance of a Vuilleumier cycle heat pump. Effects of operating conditions, such as charging pressure, operating speed, and heat input, on the cooling performance are also studied. The experimental results obtained indicate that the cooling performance could be improved with the proper combination of different wire meshes in a regenerator. More tubes in a cooler are desirable for better cooling performance. It is also found that the cooling capacity is enhanced, whereas COP is reduced with an increase in the heater tube temperature and the revolution speed. Both the cooling capacity and COP are increased with a higher charging pressure.

#### 기 호 설 명

COP : 성능계수  
C : 비열[kJ/kg K]  
M : 질량[kg]  
P : 압력[MPa]  
Q : 열용량[W]  
T : 온도[K]  
t : 시간[sec]

V : 작동공간의 체적[m<sup>3</sup>]  
W : 손실량[J]  
WN : 급탕의 배위수

그리스 문자

$\epsilon$  : 기공률  
 $\Omega$  : 운전회전수[rpm]

하첨자

\* 정회원, 한국과학기술연구원 공조·환경제어 연구팀  
\*\* 정회원, 숭실대학교 기계공학과  
\*\*\* 정회원, 한양대학교 기계공학과

c : 시스템내의 충전량  
E : 고온측

in : 이론값  
 hw : 가열기 튜브 벽면  
 K : 저온측  
 loss : VM열펌프내의 각종 손실  
 M : 중온압축공간  
 W : 물

## 1. 서 론

Vuilleumier 사이클 열펌프(Vuilleumier cycle heat pump, 이하 VM열펌프로 약칭)는 1918년 Rudolph Vuilleumier<sup>11)</sup>에 의해 열구동형 냉각기로 고안되어 주로 극저온 영역에서 많이 이용되어 왔다. 최근에는 종래의 압축식 냉동기 및 열펌프에 사용되는 냉매가 지구 환경오염의 원인이 됨에 따라 헬륨가스를 작동유체로하는 VM열펌프가 주거용 또는 사무용 건물의 공기조기로서 응용범위가 확대되고 있다. 그러나 종래의 증기압축식 냉동기에 비해 상대적으로 비출력이 낮은 문제점이 있어 이를 보완하기 위한 연구가 북유럽 국가 및 일본 등에서 활발히 진행되고 있다.<sup>12-16)</sup> 그러나 이들 연구 결과는 자체적으로 설계, 제작된 VM열펌프의 단순한 성능시험에 불과하며 열교환기, 재생기등의 구성요소가 VM열펌프의 성능에 미치는 영향, 그리고 성능향상을 위한 방안 등이 구체적으로 제시되지는 못하였다.

VM열펌프 자체에 대한 성능시험과는 별도로 한편에서는 VM열펌프를 구성하는 요소내에서의 열유동 특성을 규명하기 위하여 노력하여왔다. VM열펌프의 방열기와 냉각기를 간략하게 묘사하여 VM열펌프내의 유동과 유사한 왕복유동이 주어지는 경우를 고려한 이론적 및 실험적 연구들을 통해 방열기와 냉각기내의 열유동 현상을 밝히고자 하였다.<sup>17-11)</sup> 또한 재생사이클로 운전되는 VM열펌프의 성능은 재생기에 의해 결정된다고 하여도 무방할 정도로 재생기의 열역학적 역할은 중요하지만 VM열펌프내 압력손실의 대부분이 재생기에 의해 발생하는 문제점이 있어 많은 연구자들에 의해 재생기내의 열유동특성을 규명하기 위한 기초적인 연구들이 진행되어 왔다.<sup>12-17)</sup> 유호선<sup>18)</sup>은 VM열펌프의 기본 운전조건에 대한 재생기 특성을 고찰하여

VM열펌프용 재생기 설계에 필요한 기초자료를 제공하였다. 이진태 등<sup>19)</sup>은 서로 다른 메쉬수의 금망으로 구성된 조합형 재생기와 동일한 금망으로만 구성된 단일형 재생기에 대한 열전달 특성을 비교하여 조합형 재생기가 단일형 재생기 보다 열재생 특성이 우수함을 보인바 있다. 그러나 이러한 연구들은 VM열펌프를 구성하는 방열기, 냉각기 및 재생기 등을 묘사한 국소적인 연구로서 VM열펌프의 성능과는 연계되지 못하고 구성요소내에서의 유동 및 열전달 현상을 규명하는데 그치고 있어 서로 복잡한 열역학적인 연관관계를 갖는 실험 VM열펌프의 성능을 직접적으로 예측하기에는 부족한 점이 많다.

VM열펌프는 냉방과 난방을 겸용할 수 있는 기기이나 냉방부하가 난방부하 보다 중요시되는 조건에서는 난방용으로 사용할 때는 다소의 불리함이 있더라도 냉방용으로 사용할 때 효과가 더욱 증대될 수 있도록 설계, 제작될 필요가 있다. 이에따라 본 연구에서는 VM열펌프의 냉방성능과 직접적인 연관을 갖는 냉각기와 재생기가 VM열펌프의 냉방 성능에 미치는 영향을 규명하기 위하여, 전열관수가 다른 두종류의 냉각기와 여러종류의 금망으로 구성된 조합형 재생기에 대해 고찰하였다. 또한 VM열펌프의 기본 운전조건인 충전압력, 운전회전수 그리고 가열기 튜브온도를 변화시켰을 때 VM열펌프의 냉방성능에 미치는 영향도 함께 고찰하였다.

## 2. 실험용 VM열펌프 및 실험방법

본 연구의 실험용 VM열펌프 개략도를 Fig.1에 나타내었다. Fig.1에 보여지는 바와 같이 실험용 VM열펌프는 연소기(combustor), 가열기(heater), 고온측 및 저온측 재생기(hot and cold side regenerator), 고온측 및 저온측 피스톤(hot and cold side piston), 냉각기(cooler), 구동부(crank mechanism)등으로 구성되어 있다. 두개의 피스톤은 구동부에 연결되어 90°의 위상차를 갖고 왕복운동하게 된다. VM열펌프는 외부열원을 이용하여 자운전되는 기기이나 운전초기에는 자운전 상태에 도달하기까지 구동부를 구동시키기 위한 시동장치가 필요하므로 1마력의 직류모터를 시동모터로 사용하

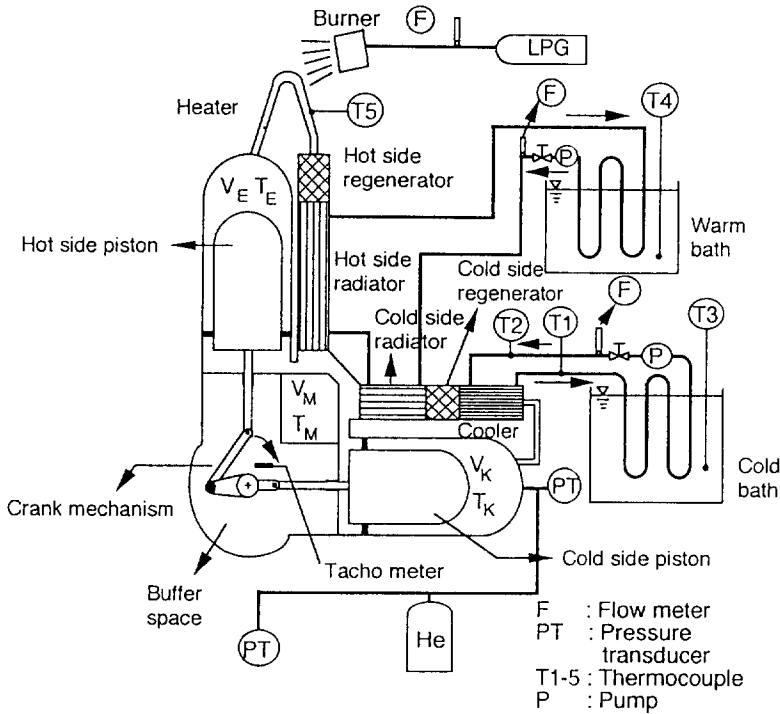


Fig.1 Experimental setup for the present study

었다. 본 연구에서 사용된 구동부는 피스톤의 상하, 좌우운동시의 편차를 줄여 구동부에서 발생하는 기계적 손실을 최소화시킨 Carlsen<sup>(3)</sup>이 개발한 것을 사용하였다. 실험용 VM열펌프의 각 부분의 제원을 Table 1에 정리하였다.

본 실험용 VM열펌프에는 냉각수를 방열기와 온수조 사이로 순환시키는 냉각수 순환장치, 냉수를 냉각기와 냉수조 사이로 순환시키는 냉수 순환장치, VM열펌프내로 고압의 작동가스를 충전시키기 위한 충전장치 그리고 연소기에 연료를 공급시키는 연료 공급장치 등이 설치되어 있다. 가열기 튜브온도 T5는 R형의 고온용 열전대로 측정되며, 냉각기 입출구에서의 냉수온도 T1 및 T2, 냉수조내의 온도 T3과 온수조내의 온도 T4는 K형 열전대로 측정된다. VM열펌프내의 충전압력은 냉각기 헤드와 구동부가 삽입된 완충공간에 부착된 스트레인 게이지형 압력계에 의해 측정된다. VM열펌프의 운전회전수는 구동부의 구동축에 설치된 타코미터

로 측정된다. 이후에 논의될 운전회전수에 대한 VM열펌프의 냉방성능을 고찰하기 위해, 시동모터에 추가로 전원을 공급함으로써 실험조건에 맞는 운전회전수를 얻게 된다. 본 연구의 VM열펌프는 냉각기와 재생기가 VM열펌프의 냉방성능에 미치는 영향을 고찰하기 위한 실험용으로 제작되었기 때문에 각 구성요소 사이의 밀봉문제로 작동가스의 충전압력을 3MPa 이상으로 충전시킬 수 없는 한계가 있었으며, 연소기는 범용연소기를 사용함에 따라 외부로의 열손실이 증가하는 문제점이 있었다.

실험방법으로, 먼저 VM열펌프내로 헬륨가스를 충전시키고 연소기에 적정량의 연료를 공급시켜 가열기 튜브의 온도가 500K가 될 때 까지 가열기를 가열한 후 시동모터에 전원을 공급하여 VM열펌프를 운전시킨다. 이 상태로 5분정도 운전시킨후 시동모터의 전원공급을 차단하여 VM열펌프가 자체적으로 구동되도록 한다. 이후에 가열기 튜브온도의 변화를 관찰하여 가열기 튜브온도가 실험조건에

Table 1 Specification of the present VM heat pump

main part	description	specification
heater	type	tubular type
	I.D. of tube	4 mm
	length of tube	150 mm
	heat transfer length	100 mm
cooler	number of tube	24
	type	shell and tube type
	I.D. of tube	2 mm
	length of tube	114 mm
hot side radiator	heat transfer length	110 mm
	number of tube	150, 200
	type	shell and tube type
	I.D. of tube	2 mm
cold side radiator	length of tube	154 mm
	heat transfer length	150 mm
	number of tube	120
	type	shell and tube type
hot side regenerator	I.D. of tube	2 mm
	length of tube	114 mm
	heat transfer length	110 mm
	number of tube	150
cold side regenerator	type	wire mesh
	O.D. of regenerator	148 mm
	I.D. regenerator	84 mm
	length of regenerator	40 mm
hot side piston	Filler factor	0.28
	type	wire mesh
	O.D. of regenerator	148 mm
	I.D. regenerator	84 mm
cold side piston	length of regenerator	30 mm
	Filler factor	0.28
	Combination of wire mesh	(120), (60, 120, 200), (200, 120, 60)
	material	stainless steel
hot side piston	diameter	80 mm
	length	150 mm
	weight	1200 g
cold side piston	material	engineering plastic
	diameter	100 mm
	length	200 mm
	weight	500 g

맞는 온도가 되도록 연료유량을 조절한다. 그리고 냉수조내에 상온의 물을 3ℓ 채워 냉각기로 순환 시킨 후 냉수조내 냉수의 평균온도가 12°C에서 6°C로 될 때 까지의 시간에 따른 평균온도 강하율을 측정한다. 이와 같은 과정을 각 실험경우에 반복적으로 실시하여 VM열펌프의 냉방성능 실험을 수행하였다.

### 3. 실험조건

본 연구에서는 실험용 VM열펌프를 이용하여 냉각기와 재생기가 VM열펌프의 냉방성능에 미치는 영향을 고찰하기 위하여, 메쉬수 120으로 구성된 단일형 재생기와 150개의 전열관수를 갖는 냉각기로 구성된 VM열펌프에 충전압력  $P_c$ 가 2MPa, 가열기 튜브온도  $T_{hw}$ 가 573K 그리고 운전회전수  $\Omega$ 가 자운전 회전수(self-operating speed)일 때를 기준조건으로 선정하였다. 기준조건으로부터 전열관수가 200개인 냉각기와 메쉬수가 60, 120 및 200인 서로다른 세종류의 금망을 이용하여 저온측 방열기로부터 냉각기측으로 60, 120, 200의 메쉬

수 순서로 적층한 두께 30mm의 재생기(WN 60-120-200)와 이의 역순으로 적층한 재생기(WN 200-120-60)인 조합형 재생기를 이용하여 실험을 수행하였다. 아울러 VM열펌프의 기본 운전조건에 대한 냉방성능의 변화를 고찰하기 위하여, 기준조건으로부터 충전압력은 2.5MPa 및 3MPa로 바꾼 경우, 가열기 튜브온도를 573K에서 723K까지 증가시킨 경우 그리고 운전회전수를 350rpm, 450rpm 및 600rpm으로 증가시킨 경우에 대한 기본 성능실험을 수행하였다. 본 연구에서 수행된 모두 12회의 실험조건을 Table 2에 정리하였다.

### 4. 실험결과 및 고찰

VM열펌프의 냉방성능계수  $COP_k$ 를 다음의 식으로 정의하였다.

$$COP_k = \frac{Q_k}{Q_c} \tag{1}$$

식 (1)에서  $Q_k$ 는 VM열펌프의 냉각기로부터 얻을 수 있는 냉방열량이며, 다음의 식으로 정의하였

Table 2 Experimental conditions for the prototype VM cycle heat pump

experiment number	charging pressure $P_c$ [MPa]	heater tube temperautre $T_{hw}$ [K]	operating speed $\Omega$ [rpm]	mesh number of regenerator WN	tube number of cooler
1*	2	573	self-operating	(120-120-120)	150
2	2	573	self-operating	(120-120-120)	200
3	2	573	self-operating	(60-120-200)	150
4	2	573	self-operating	(200-120-60)	150
5	2.5	573	self-operating	(120-120-120)	150
6	3	573	self-operating	(120-120-120)	150
7	2	573	350	(120-120-120)	150
8	2	573	450	(120-120-120)	150
9	2	573	600	(120-120-120)	150
10	2	623	self-operating	(120-120-120)	150
11	2	673	self-operating	(120-120-120)	150
12	2	723	self-operating	(120-120-120)	150

\* : reference condition

다. 여기서 하첨자  $K$ 는 냉각기를 의미한다.

$$Q_k = M_w C_w \frac{dT_w}{dt} \quad (2)$$

식 (2)에서  $M_w$  및  $C_w$ 는 냉수조내의 물의 질량 및 비열이며,  $dT_w/dt$ 는 냉수조내 냉수의 평균온도 강하율이다. 열교환기의 열전달량을 산출하기 위해서는 일정온도의 냉각수를 공급하고 열교환기 입출구에서의 온도차를 측정하여 이용하는 것이 일반적인 방법이다. 그러나 냉각기를 통한 냉각열량은 낮은 상태에서 냉수의 열용량은 크므로 냉각기 입출구에서의 온도차가 작아 실험오차가 크게 나타날 수 밖에 없게된다. 따라서 본 연구에서는 냉수의 온도가 매우 천천히 변화하는 준정상상태 하에서 냉각기 입출구에서의 온도차이를 측정하지 않고, 냉각기를 순환한 냉수를 저장하는 냉수조내의 전체 물이 12°C에서 6°C까지 하강할 때의 평균온도 강하율을 이용하여 냉방열량을 산출하였다.

연소기의 열효율이 높다면, 입열량은 연소기에 공급되는 연료의 저위 발열량이라 할 수 있으나 본 연구에서는 범용 연소기를 사용함으로써 연소기를 통한 열손실이 커져 연료의 저위발열량이 가열기의 입열량이라고 할 수 없다. 따라서 연소기로 공급되는 연료유량을 조절하여 가열기 튜브온도를 실험조건에 맞추고 이 온도가 고온측 팽창공간의 작동 가스온도와 같다는 가정하에서, 2차 해석모델<sup>(20)</sup>을 통해 구해진 이론입열량(theoretical heat input)  $Q_{in}$ 을 가열기의 입열량이라고 간주하였다. 이론 입열량  $Q_{in}$ 은 고온측 팽창공간내의 압력  $p_L$ 와 체적  $V_L$ 를 한주기에 대해 적분한 팽창일에서 한주기 동안 고온측 팽창공간에서 발생한 셔틀(shuttle), 펌핑(pumping), 재열(reheat) 및 열전도(conduction)손실 등의 총손실  $W_{loss, L}$ 가 합산된 값에 운전 회전수  $\Omega$ 가 곱해서 구해지며 식 (3)으로 정의된다. 여기서, 하첨자  $in$ 은 2차 해석모델을 통해 얻어진 이론값을 의미한다.

$$Q_{in} = (\int p_L dV_L + W_{loss, L}) \times \Omega / 60 \quad (3)$$

윗식에서 이론입열량 산출시 총손실이 더해지는 이유는, 고온측 팽창공간의 온도가 중온압축공간의 온도보다 높아 고온측 팽창공간의 열이 셔틀, 펌핑

및 전도손실에 의해 중온압축공간으로 이동하므로 손실량 만큼 고온측 팽창공간에 열이 공급되어야 하기 때문이다. 본 VM열펌프의 경우 셔틀, 펌핑 및 재열손실은 총손실의 55% 정도이며 열전도손실은 45% 정도이다.

VM열펌프는 난방 열원을 모두 얻을 수 있는 기기이나, 국내와 같이 하절기의 냉방부하가 큰 경우에는 난방보다는 VM열펌프의 냉방모드에 초점을 맞추어 성능시험이 이루어지게 된다. VM열펌프로부터 보다 많은 냉방열량을 얻기 위해서는 냉방성능이 우수한 냉각기를 필요로 한다. 이에 따라 본 연구에서는 전열관수가 다른 두종류의 냉각기를 사용하여 냉각기를 통한 냉방열량 및 VM열펌프의 냉방성능계수를 비교하고자 하였다.

전열관수가 150개 그리고 200개인 냉각기를 본 VM열펌프의 냉각기로 사용하였을 때, 냉각기를 통한 냉방열량과 냉방성능계수의 차이를 Table 3에 비교하였다. Table 3에서 알 수 있듯이 전열관수가 200개인 냉각기를 이용한 경우에 자운전 회전수는 낮았지만 냉방열량과 냉방성능계수는 높게 나타났다. 냉각기의 전열관수가 200개일 때 자운전 회전수가 낮게 나타나는 것은 전열관수가 많을수록 냉각기의 불용체적이 증가되어 상대적으로 VM열펌프의 비출력이 저하되기 때문이다. 열전달 측면에서는, 냉각기의 전열관수가 증가할수록 열전달 면적이 늘어나 냉방열량이 증가되며 가열기를 통해 주어지는 입열량이 고정되어 있으므로 냉방성능계수도 함께 증가하는 것으로 판단된다. 한편 냉방 및 난방을 겸할 수 있는 열원구동형인 VM열펌프의 역할을 고려할 때, 냉각기와 방열기에서의 출입열량과 가열기에서의 입열량 등이 서로 밀접한 상관관계를 갖고 있어 냉각기의 전열관수 증가에 따라 냉방열량이 비례하여 증가될지는 본 연구의 결과로는 확실히 판단하기 어렵다.

VM열펌프에서 재생기는 VM열펌프내의 작동가스가 왕복유동을 하며 재생기를 통과할 때 작동가스로부터 열을 흡수하거나 작동가스에 열을 방출하는 등의 축열 및 방열 역할을 한다. 이와같은 재생기의 역할을 충분히 수행할 수 있는 재료를 선택하여야 하는데, 일반적으로 VM열펌프에서는 금방을 이용하여 재생기를 만들게 된다. 그러나 재생기 재

Table 3 Effects of tube number in a cooler on cooling performance

charging pressure P <sub>c</sub> [MPa]	tube number : 150			tube number : 200		
	self-operating speed Ω <sub>self</sub> [rpm]	Q <sub>k</sub> [W]	COP <sub>k</sub>	self-operating speed Ω <sub>self</sub> [rpm]	Q <sub>k</sub> [W]	COP <sub>k</sub>
2.0	231~245	55	0.24	183~202	61	0.27

료로 사용되는 금망의 유효면적이 상당히 작기 때문에 이를 통과하는 작동가스의 압력손실이 커지는 문제점이 발생하게 된다. 따라서 본 연구에서는 열전달 및 유동측면에서 모두 유리한 재생기를 얻기 위한 노력으로 메쉬수가 120인 금망으로만 구성된 두께 30mm의 A형 재생기와 메쉬수가 60, 120 및 200인 서로 다른 세종류의 금망을 이용하여 저온측 방열기로부터 냉각기측으로 60, 120, 200의 메쉬수 순서로 적층한 두께 30mm의 B형 재생기(WN 60-120-200)와 이의 역순으로 적층한 C형 재생기(WN 200-120-60)를 이용하여 실험을 수행하였다.

재생기 조합에 대한 자운전 회전수, 냉방열량 및 냉방성능계수의 차이를 Table 4에 나타내었다. Table 4로부터 알 수 있듯이 이들 세가지의 재생기 조합중에서 B형 재생기를 사용하였을 때 VM열펌프의 냉방성능이 가장 좋게 나타남을 알 수 있다. B형 재생기를 사용하였을 때, 냉방성능은 A형 재생기에 비해 15% 정도 높고 C형 재생기에 대해서는 10% 정도 높다. 운전회전수의 변화를 비교하면 A형 재생기와는 거의 차이가 없지만 C형 재생기에 대해서는 10% 정도 높게 나타났다. VM열펌프는 외부열원에 의해 구동되는 기기로서 VM열펌프내 각 작동공간의 온도는 큰 차이를 갖게 된다. 저온측 방열기내 작동가스의 온도는 냉각기내 작동가스의 온도보다 높고, 저온측 방열기와 냉각기 사이에 놓여진 재생기에 의해 열적으로 구분되므로 저온측방열기내에 존재하는 작동가스의 점성계수와 밀도는 상대적으로 냉각기측보다 높게 된다. 따라서 점성계수와 밀도가 높은 작동가스는 유효면적이 좁은 조밀한 금망(WN 200)이 저온측 방열기쪽에 놓여진 C형 재생기보다 유효면적이 넓

Table 4 Effects of regenerator types on cooling performance

combination of wire mesh	self-operating speed Ω <sub>self</sub> [rpm]	Q <sub>k</sub> [W]	COP <sub>k</sub>
type A(WN120-120-120)	231-245	55	0.24
type B(WN60-120-200)	224-245	64	0.28
type C(WN200-120-60)	205-219	58	0.26

은 성긴 금망(WN 60)이 저온측 방열기쪽에 놓여진 B형 재생기를 통과할 때, 압력손실이 작아지기 때문에 B형 재생기 경우에 운전회전수가 높게 나타나는 것으로 판단된다. B형 재생기를 이용하였을 때 C형 재생기보다 VM열펌프의 냉방성능이 향상되는 것은 운전회전수가 높아 작동가스의 단위 시간당 질량유동이 증가되었기 때문이다. 또한 A형 재생기와는 운전 회전수가 비슷하지만 냉방성능이 높게 나타난 것은 열관성의 차이로 볼 수 있다. 금망은 직경이 작은 와이어로 만들어지는데 메쉬수가 클수록 와이어의 직경은 상대적으로 작아져 메쉬수가 큰 금망보다 메쉬수가 작은 금망일수록 열관성이 커지게 된다. 이에 따라 메쉬수가 200인 금망을 포함하는 B형 재생기보다 메쉬수가 120인 금망으로만 구성된 A형 재생기의 축열 및 방열성능이 나쁘기 때문으로 판단된다.

또한 본 연구에서는 VM열펌프의 운전조건인 운전회전수, 충전압력 및 가열기 튜브온도에 대한 기본적인 성능실험을 수행하였다.

VM열펌프의 운전회전수에 대한 VM열펌프의 냉방열량 Q<sub>k</sub>, 냉방성능계수 COP<sub>k</sub> 그리고 2차해석<sup>(20)</sup>을 통해 구한 COP<sub>k</sub>를 Fig.2에 나타내었다. 그림에

서 보여지는 바와 같이 운전회전수가 증가할수록 냉각기를 통한 냉방열량은 증가한 반면에 냉방성능계수는 감소됨을 볼 수 있다. 운전회전수가 증가할수록 작동가스의 단위시간당 질량유동이 커지기 때문에 냉각기를 통한 냉방열량은 증가된다. 그러나 운전회전수가 증가할수록 냉각기와 재생기를 왕복 유동하는 작동가스의 유동손실 및 열전달손실이 커지기 때문에 냉방 성능계수는 감소되는 것으로 판단된다. 한편 본 실험에 의한  $COP_k$ 와 2차해석을 통해 구한  $COP_k$ 를 비교해보면 정량적으로는 차이가 있으나 정성적인 경향은 비슷함을 알 수 있다. 본 실험의 경우에는 VM열펌프 주위로의 열손실이 고려된 반면에 2차해석의 경우에는 주위로의 열손실이 배제되었기 때문으로 판단된다.

기준조건으로부터 충전압력을 변화시켰을 때 VM열펌프의 냉방열량  $Q_k$  및 냉방성능계수  $COP_k$ 의 변화를 Fig.3에 나타내었다. 충전압력이 높을수록 냉방열량 및 냉방성능계수가 증가됨을 볼 수 있다. 일정한 체적으로 고정된 작동공간에 충전압력을 높이면 작동가스의 단위체적당 질량이 증가하게 된다. 따라서 작동가스의 열용량이 비례하여 증가되어 냉각기를 통해 작동가스가 제거할 수 있는 냉방열량이 증가되기 때문이다. 아울러 가열기를 통해 주어지는 입력량은 고정되어 있으므로 냉방성능계수도 충전압력이 높아질수록 증가하게 된다. 가열기 튜브온도의 변화가 VM열펌프의 냉방성능에 미

치는 영향을 고찰하기 위해, 기준조건에서 가열기 튜브온도  $T_{ht}$ 를 573K, 623K, 673K 및 723K로 증가시켰을 때 냉방열량 및 냉방성능계수의 변화를 Fig.4에 나타내었다. 그림에 보여진 바와 같이 가열기 튜브온도가 증가할수록 냉방열량은 증가하지만 냉방성능계수는 감소하는 경향을 볼 수 있다. 본 VM열펌프의 작동가스로 사용된 헬륨가스를 이상기체로 간주하면 이상기체 상태방정식으로부터, 작동공간의 체적은 고정되어 있으므로 고온측 팽창공간내의 헬륨가스 온도가 상승되면 VM열펌프내의 순간 최대압력은 증가된다. 이에따라 VM열펌

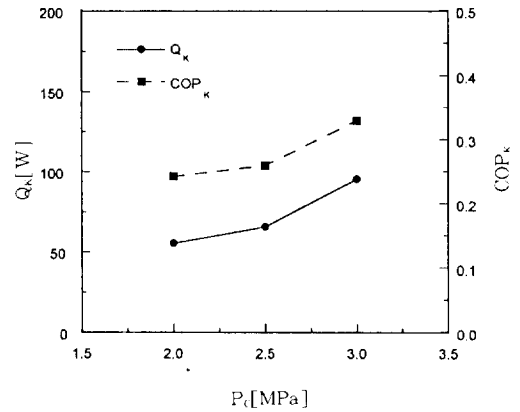


Fig.3 Effects of charging pressure on cooling performance at the reference condition

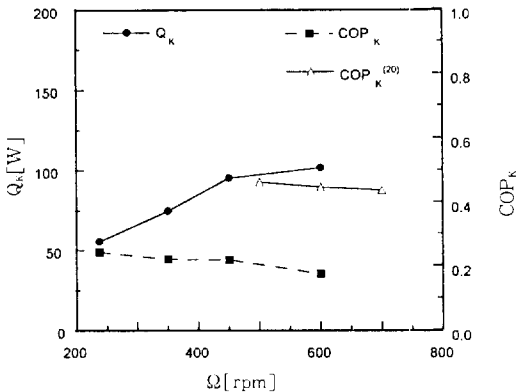


Fig.2 Effects of operating speed on cooling performance at the reference condition

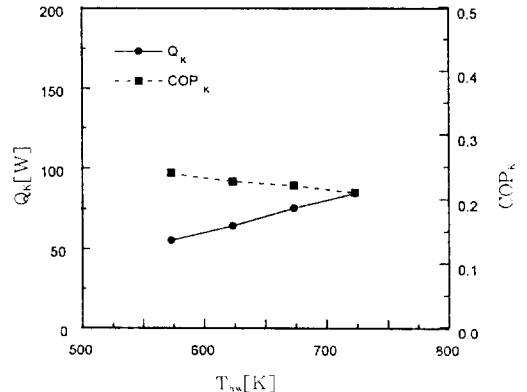


Fig.4 Effects of heater tube temperature on cooling performance at the reference condition



프의 팽창일(비출력)이 증가되어 운전회전수가 높아지고 작동가스의 단위 시간당 질량유동이 증가되기 때문에 냉각기를 통한 냉방열량이 증가된다. 그러나 가열기 튜브온도의 증가에 따라 냉방성능계수가 감소하는 것은 작동가스가 갖는 열용량의 한계로 인해 가열기를 통해주어지는 입열량이 모두 작동가스로 흡수되지 못하고 주위로의 열손실이 커졌기 때문으로 판단된다.

본 연구에서 제작된 실험용 VM열펌프의 구조적인 한계로 인하여 기존의 해석적 연구결과보다 성능계수가 낮게 나타나기는 하였지만, VM열펌프의 냉방성능 제고를 위하여 조합형 재생기의 사용과 냉각기의 열전달 면적을 변화시키는 방안이 제시되어 성능향상이 확인되었다는 점에서 본 연구의 의미가 있다고 할 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 실험용 VM열펌프를 제작하고 구성요소인 냉각기 및 재생기가 VM열펌프의 냉방성능에 미치는 영향을 고찰하기 위하여, 여러종류의 금망을 조합한 조합형 재생기와 튜브수가 다른 두 종류의 냉각기를 이용하였다. 아울러 VM열펌프의 기본 운전조건인 충전압력, 운전회전수, 그리고 가열기 튜브온도를 변화시켰을 때 VM열펌프의 성능에 미치는 영향도 함께 고찰하였다.

1) 전열관수가 200개인 냉각기를 사용하였을 때, 전열관수가 150개인 냉각기를 사용한 경우보다 운전회전수는 낮았지만 냉방열량은 증가되었다. 냉각기의 전열관수가 증가할수록 불용체적이 커지므로 비출력이 낮아져 운전회전수는 감소된다. 그러나 열전달측면에서는 냉각기의 열전달 면적 증가로 냉방열량이 커진다.

2) 금망의 배위수가 60-120-200으로 구성된 B형 재생기를 사용한 경우가 배위수 120의 A형 재생기 또는 200-120-60인 C형 재생기를 사용한 경우보다 VM열펌프의 냉방열량 및 냉방성능계수를 향상시켰음을 알 수 있었다.

3) VM열펌프내의 충전압력이 증가됨에 따라 냉각기를 통해 취득할 수 있는 냉방열량과 VM열펌프의 성능계수는 증가하였다. 그러나 운전회전수

와 가열기 튜브온도가 증가할수록 냉방열량은 증가되지만 주위로의 열손실이 증가하여 냉방성능계수는 감소되었다.

## 참 고 문 헌

1. Vuilleumier, R., 1918, "Method and Approach for Including Heat Change", Pat. U. S. 1275507.
2. Khul H. D., Richter N. and Schulz S., 1987, "Computer Simulation of a Vuilleumier Cycle Heat Pump for Domestic Use", Korea-Germany Seminar on Heat Pump System and Application, Seoul, Korea, p. 16-1~16-12.
3. Carlsen, H., 1990, "Development of a New 20kW gas Fired Heat Pump Based on the Vuilleumier Cycle", Proc. of 26th IECEC, Vol. 2, pp. 233~238.
4. Okamoto, I., Katono, R., Nakazato, T., Fujimaki, S., Fujino, T. and Hoshida, T., 1991, "The Development of a Vuilleumier Cycle Heat Pump System", Proc. of 27th IECEC, Vol. 2, pp. 516~521.
5. Otake, M., Ishino, M., Katono, R. and Matsue, J., 1995, "Development of a Vuilleumier Cycle Heat Pump for Residential Use", Proc. of 7th ICSC, Nov. 1995, Tokyo, pp. 461~464.
6. Suganami T., Kawajiri K. and Honda T., 1990, "Vuilleumier Cycle Heat Pump", Proc. 3rd Int. Energy Agency Heat Pump Conference, Tokyo, pp. 585~594.
7. Kurzweg, U. H., Lindgren, E. R. and Lothrop, B., 1989, "Onset of Turbulence in Oscillating Flow at low Womersley Number", Phys. Fluids A, Vol. 1, No. 12, pp. 1972~1975.
8. Zhao, T. and Cheng, P., 1995, "A Numerical Solution of Laminar Forced Convection in a Heated Pipe Subjected to a Reciprocating Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.

- 38, No. 16, pp. 3011~3022.
9. Kaviany, M., and Rockker, M., 1990, "Performance of a Heat Exchanger Based on Enhanced Heat Diffusion in "Fluids by Oscillation : Experiment", J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 56~63.
  10. Hwang, M. F. and Dybės, A., 1983, "Heat Transfer in a Tube with Oscillatory Flow", ASME paper No. 83-WA-/HT-90.
  11. 강병하, 이진태, 이춘식, 이재현, 1993, "스터링 사이클 기기용 가열기 원관내부 왕복유동에서의 열전달에 관한 실험적 연구", 대한기계학회 논문집, 제17권, 제6호, pp. 1547~1555.
  12. 김진호, 이재현, 강병하, 1995, "재생기를 가진 실린더내의 왕복유동에 관한 열전달", 대한기계학회논문집, 제19권, 제7호, pp. 1758~1769.
  13. Hamaguchi, K., Takahashi, S. and Miyabe, H., 1982, "Pressure Drop of Regenerator Matrix", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., (in Japaness), Vol. 48, No. 435, pp. 2207~2216.
  14. Hamaguchi, K., Takahashi, S. and Miyabe, H., 1983, "Thermal Performance of 'Regenerator Matrix", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., (in Japaness), Vol. 49, No. 445, pp. 200~2010.
  15. Nishimoto, K. and Hieda, N., 1989, "A Study on a Performance Test of Matrices for Stirling Engines(2st Report, Heat Transfer Test of Various Matrices)", JSME J., Part B, (in Japaness), Vol. 55, No. 518, pp. 3255~3260.
  16. Nishimoto, K. and Hieda, N., 1989, "A Study on a Performance Test of Matrices for Stirling Engines(2nd Report, Performance Comparison Test of Various matrices)", JSMe J.(in Japaness), Part B, Vol. 55, No. 518, pp. 3261~3265.
  17. Tanaka, M., Yamashita, I. and Chisaka, F., 1990, "Flow and HeatTransfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow", JSME Int. J., Series II. Vol. 33, No. 2, pp. 283~289.
  18. 유호선, 1993, "Vuilleumier 열펌프용 재생기 특성 해석", 대한기계학회논문집, 제17권, 제6호, pp. 1572~1583.
  19. 이진태, 강병하, 이재현, 1996, "왕복유동에서 재생기 특성 및 열전달에 관한 수치해석", 공기조화 냉동공학 논문집, 제8권, 제1호, pp. 88~98.
  20. 최연석, 정은수, 1996, "VM열펌프의 2차해석", 공기조화 냉동공학 논문집, 제8권, 제2호, pp. 208~218.