

〈論 文〉

Vuilleumier 열펌프용 재생기 특성 해석

유 호 선*

(1992년 12월 15일 접수)

Analysis on the Regenerator Characteristics for a Vuilleumier Heat Pump

Hoseon Yoo*

Key Words: Vuilleumier Heat Pump(VM열펌프), Regenerator(재생기), Second-Order Method(2차해석법), Thermal Mass Ratio(열용량비), Flow Loss(유동손실), Reheat Loss(열손실)

Abstract

This paper deals with the analysis method of regenerator characteristics for designing a vuilleumier heat pump. First, models for evaluating the reheat and the flow losses are established by the comparative study between already proposed ones. Calculations based on the second-order method are performed for the well-known schulz heat pump. Results show that operating conditions as well as design parameters significantly affect the regenerator performances. The effects of operating conditions on the reheat and the flow losses appear to be similar in trends in both the hot-warm and the cold-warm regenerators. However, the losses in the one regenerator vary oppositely to those in the other with specific design parameters such as the phase angle and the swept volume ratio being changed. Also, it is confirmed that there is an optimum aspect ratio(D/L) which minimizes total loss for each regenerator.

기 호 설 명

A_f, A_w	: 재생기 유로단면적, 축열재 표면적	M	: 질량
C, C_p, C_v	: 비열, 정압비열, 정적비열	m	: 사이클동안 통과한 질량
D	: 재생기 직경	\dot{m}, \bar{m}	: 질량유량, 평균 질량유량
d_h	: 재생기 수력직경, 식(4)	N	: 회전수 (Hz)
d_m	: 축열재 소선직경	\overline{Nu}_h	: 평균Nusselt수 (hd_h/k)
f_h	: 마찰계수	P, P_m	: 압력, 평균작동압력
G	: 관성계수	$\Delta P, \overline{\Delta P}$: 압력강하, 평균압력강하
h, \bar{h}	: 열전달계수, 평균 열전달계수	Pr	: Prandtl수
K	: 투과율	Q, Q_g, Q_t	: 사이클당 열교환량, 재생열량, 열손실
k	: 작동유체 열전도율	q_t	: 사이클당 비열손실 ($Q_t/(P_m V_t)$)
L	: 재생기 길이	R	: 작동유체 기체상수
		Re_h, \overline{Re}_h	: Reynolds수 ($\rho u_{mas} d_h / \mu$), 평균Reynolds수 ($\rho \bar{u} d_h / \mu$)
		$T, \Delta T$: 온도, 온도차

*정회원, 경상대학교 기계공학과

- t : 시간
- u, \bar{u}, u_{max} : 속도, 평균속도, 최대속도
- V, V_t : 재생기 체적, 전체체적
- W_t, W_{net} : 사이클당 일손실, 순일
- w_t : 사이클당 비일손실 [$W_t / (P_m V_t)$]
- β : 축열재 형상계수(적층금당의 경우 4)
- Γ : 열용량비, 식(23)
- ε : 재생기 효율
- θ : 크랭크각도 (ωt)
- μ : 작동유체 점도
- ρ : 작동유체 밀도
- ϕ : 축열재 공극율
- ω : 각속도 ($2\pi N$)

하첨자

- A : 상온 열교환기
- a : 상온 작동체적
- H : 가열기
- h : 고온 작동체적
- id : 이상적인 경우
- K : 냉각기
- k : 저온 작동체적
- m : 축열재
- r : 각 재생기
- ref : 기준상태
- RH : 고온-상온재생기
- RK : 저온-상온재생기

1. 서 론

밀폐 재생사이클로 작동되는 스테링기관, Vuilleumier(VM)열펌프 등에서 재생기는 출력 및 열효율에 결정적인 영향을 미치기 때문에 효율적인 기관/열펌프의 설계를 위해서 재생기의 특성에측은 필수적이다. 특히, 근래 새로운 동력원 또는 대체 사이클로서 스테링기관 및 VM열펌프의 실용화에 대한 관심이 높아짐에 따라 재생기의 특성을 정확하게 이해하고 이를 설계에 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁾

재생기의 성능은 주로 작동유체가 충전된 축열재(matrix)사이클 통과하는 과정의 압력강하에 따른 유동손실과 축열재와 작동유체사이의 유한한 열전달에 따른 열손실에 의존한다. 작동유체 및 축열재

를 통한 내부열전도, 재생기의 벽면(housing)을 통한 열전도 등도 성능에 영향을 미치지만 그 기여도는 크지 않다. 압력강하 및 열손실은 각각 실험적으로 결정되는 축열재와 작동유체 사이의 마찰계수 및 열전달계수와 직결되며, 이와같은 실험결과를 적용하여 실제 재생기를 설계하기 위해서는 작동조건 및 설계인자에 따른 재생기특성의 변화가 전체시스템의 성능에 미치는 영향을 정량적으로 예측하여야 한다.⁽²⁾ 이에 따라 적절한 유동 및 열전달모델을 도입, 시스템의 구성요소로서 재생기특성을 해석하기 위한 방법들이 제시되어 왔으나 모델의 상호비교·검토를 통한 해석방법의 정립은 시도된 바 없다. 또한, 이미 발표된 재생기관련 기초 및 응용연구의 대부분은 스테링기관에의 적용을 목적으로 수행되었으며 VM열펌프용을 대상으로 한 연구는 별무하다. 재생기만을 시스템으로부터 분리시켜 독립적으로 취급한다면 스테링기관과 VM열펌프용 재생기사이에서 본질적인 기능의 차이는 없으나 작동방법, 구성요소 등이 상이하기 때문에 전체시스템 성능에 미치는 재생기의 영향은 분명히 구분된다. 하나의 재생기만으로 구성된 스테링기관의 경우 유동 및 열손실의 효과는 비교적 쉽게 예측가능하다. 이에 비하여 서로 다른 온도범위에서 작동되는 2개의 재생기가 필요한 VM열펌프의 경우, 고온-상온재생기의 열손실은 고온부 공급열량 및 상온부 방출열량에, 저온-상온재생기의 열손실은 저온부 흡수열량과 상온부 방출열량에 영향을 미치며, 각 재생기의 유동손실은 순일뿐 아니라 공급 및 흡수열량과도 연관된다.⁽³⁾ 예를 들어 일정한 체적의 재생기에 충전된 축열재를 공급율은 그대로 유지하면서 상대적으로 조대한 조직으로 대체하는 경우를 고려하자. 이때 스테링기관에서는 대략 출력은 증가, 열효율은 감소하리라는 점을 예측할 수 있다. 반면 VM열펌프에서는 분명히 총출력은 증가, 저온부 흡수열량(냉동기용량)은 감소되지만 상온부 방출열량(열펌프용량) 및 이에 따른 성능계수의 변화는 구체적인 계산을 거쳐야만 알 수 있다.

이와같은 배경에서 본 연구는 VM열펌프를 구성하는 2개 재생기의 특성을 동시에 고려하여 해석하고자 시도되었다. 먼저, 기존의 유동 및 열전달모델들을 비교·검토하여 VM열펌프용 재생기 특성에 부합되는 해석모델을 선정한다. 선정된 해석모델을 2차해석법(second-order method)의 개념⁽⁴⁾에 의거, 실제 열펌프에 적용하여 작동조건 및 설계인

자에 따른 재생기의 성능변화를 고찰한다. 여기서 2차해석법의 개념은 이상화된 전체시스템에 대한 해석결과로부터 압력, 질량유량 등 필요한 기본변수를 구하여 이들을 재생기특성 해석에 적용하는 접근방법으로서 재생기특성과 작동유체거동 사이의 상호작용은 고려되지 않는다. 해석과정에서의 구체적인 계산은 각 구성요소에 대한 제원이 비교적 상세히 공개된 Schulz열펌프⁽³⁾를 대상으로 수행하며 전술한 기본변수는 이미 발표된 VM사이클에 대한 단열해석법⁽⁵⁾으로부터 구한다.

2. 해석모델

재생기의 성능변화는 주로 작동유체와 축열재사이의 유동마찰 및 열전달에 기인하기 때문에 재생기형상과 축열재 종류와 관련될 뿐 작동조건 및 설계인자에 따른 변화가 별부한 재생기내부 및 벽면을 통한 열전도는 해석대상에서 제외하였다.

본 연구를 통하여 실제계산의 대상이 되는 Schulz열펌프의 상세한 제원은 문헌⁽³⁾을 참조하기 바라며 사이클에 대한 단열해석과 재생기의 특성계산에 필요한 자료 및 작동조건은 Table 1에 요약하였다. 작동유체는 Helium으로 국한하며 온도에 따른 물성치의 변화가 크기 때문에 Kestin등의 식⁽⁶⁾을 이용하여 계산에 고려하였다.

2.1 기본실험식의 선정

유동마찰 및 열손실의 계산에 필요한 마찰계수 및 열전달계수는 유동형태와 축열재종류에 의존하며 이에 따른 다양한 형태의 실험식이 제시되어 왔다. 정상 또는 비정상 일방향유동에 대해서는 적층금망(stacked wire mesh)을 대상으로 Chen 등이 기존의 Kays와 London의 자료를 변환하여 정리한 마찰계수식⁽⁷⁾과 동종의 축열재를 대상으로 한 Hamaguchi 등의 마찰계수⁽⁸⁾ 및 열전달계수식⁽⁹⁾이 대표적이다. 왕복유동에 대해서는 적층금망을 대상으로 한 Yamashita 등의 마찰계수식,⁽¹⁰⁾ 적층금망, 발포금속 및 소결금속을 대상으로 실험한 후 하나의 특성길이로써 정리한 Tanaka 등의 마찰계수 및 열전달계수식⁽¹¹⁾ 이들 축열재뿐 아니라 강구, 세관 등을 추가적으로 취급하고 축열재의 성질에 따라 그룹으로 구분한 Tsuchiya 등의 마찰계수식⁽¹²⁾ 등이 있다.

각 실험식에 사용된 무차원수의 정의와 자료정리

방법은 상이하지만 이들을 상호비교한 연구⁽¹³⁾에 따르면 왕복유동에 대한 결과는 일방향유동에 비하여 마찰계수는 크고 열전달계수는 작은 차이점이 있다. 따라서, 재생기의 특성해석에 적용될 실험식을 선정함에 있어서 재생기내를 단주기로 왕복하는 VM열펌프의 실제유동형태를 고려할 때 주기유동에 대한 결과중의 하나를 취하는 것이 합리적이다. 본 연구에서는, 마찰계수와 열전달계수를 같은 실험장치에서 동시에 측정하였으며, 특성길이로서 공극율의 함수형태인 수력직경을 취하여 무차원수를 정의한 Tanaka 등의 식⁽¹¹⁾을 사용하기로 한다. 구체적으로

$$f_h = 175 / Re_h + 1.60 \quad (1)$$

$$\overline{Nu}_h = 0.33 \cdot \overline{Re}_h^{0.67} \quad (2)$$

이며 무차원수는 기초설명에서, 마찰계수 및 수력직경은 다음과 같이 정의되었다.

$$f_h = \Delta P \cdot (d_h/L) / (0.5\rho u_{max}^2) \quad (3)$$

$$d_h = 4d_m\phi / [\beta(1-\phi)] \quad (4)$$

전술한 특성길이와 관련하여, 식(1)은 재생기를 다공성물질로 취급하고 내부유동을 관성향이 고려된 Darcy법칙으로 기술할 때 유동방정식

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{\mu u}{K} + \rho G u^2 \quad (5)$$

의 무차원화된 형태와 대응함을 알 수 있다. 특성길이가 식(4)로써 정의된 수력직경이기 때문에 식(1)과 (5)로부터 투과율 K 와 관성계수 G 는 다공성물질에 대하여 잘 알려진 바와 같이 공극율 ϕ 의 현시적인 함수로 표시될 수 있다. 재생기는 전형적인 다공성물질임을 고려할 때 식(1), (2)는 금망의 소선직경(wire diameter) 또는 소선간격을 특성길이로 취한 경우^(8,9)보다 일반성을 갖게 된다.

2.2 열손실 계산모델

작동유체와 축열재 사이의 유한한 열전달에 따른 재생기의 열손실을 계산하는 방법은 전열단위수(number of transfer unit, NTU)에 근거한 모델⁽¹⁴⁾과 Jones에 의해 제시된 모델⁽¹⁵⁾로 구분될 수 있다.

NTU모델은 기존의 열교환기이론을 재생기에 적용한 것으로서 작동유체의 수열 및 방열(축열재는 냉각 및 가열)유동이 분명히 구별되며 작동유체 열용량에 대한 축열재 열용량의 비가 충분히 크다는

가정에 기초하고 있다. 각 재생기에서의 열손실은

$$Q_{lr} = (1 - \epsilon) \cdot Q_{gr} \quad (6)$$

로 표시되며 이때 비효율(ineffectiveness) $(1 - \epsilon)$ 은 NTU 또는 환산길이(reduced length)의 항으로

$$1 - \epsilon = 2 / (NTU + 2) \quad (7)$$

와 같이 간단히 결정된다. 여기서 Q_{gr} 은 각 재생기양단의 온도차 ΔT_r 의 항으로 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$Q_{gr} = C_p \dot{m} \cdot \Delta T_r \quad (8)$$

NTU의 정의 및 기하학적 관계식

$$NTU = A_w h / (C_p \dot{m}) \quad (9)$$

$$A_w = 4 V_r \phi / d_h \quad (10)$$

로부터 식(9)는 다음과 같이 편리하게 무차원수의 항을 표시될 수 있다.

$$NTU = 4(L/d_h) \cdot \overline{Nu}_h / (\text{Pr} \cdot \overline{Re}_h) \quad (11)$$

한편, Jones 모델은 유한한 열용량에 따른 축열재의 온도변화가 고려된 방법이며 열손실은 사이클 동안 임의의 재생기 단면을 통과한 순엔탈피로서 다음과 같이 정의된다.

$$Q_{lr} = - \int_0^{2\pi/\omega} C_p \dot{m} \cdot (\Delta T_g + \Delta T_m) dt \quad (12)$$

여기서,

$$\Delta T_g = T - T_m \quad (13)$$

$$\Delta T_m = T_m - T_{m,ref} \quad (14)$$

로서 ΔT_g 는 작동유체와 축열재의 온도차, ΔT_m 은 축열재의 온도변화이다. 식(13)과 (14)의 온도차는 Fig. 1과 같이 재생기 길이방향으로 1차원적이라는 가정하에 유도된 작동유체에 대한 연속 및 에너지 방정식, 축열재에 대한 에너지방정식, 상태방정식으로부터 결정된다.⁽¹⁵⁾ 즉,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{A_f} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (15)$$

$$C_v \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + C_p \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} = \frac{h A_w}{A_f L} (T_m - T) \quad (16)$$

$$\frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{h A_w}{C_m M_m} (T - T_m) \quad (17)$$

$$P = \rho R T \quad (18)$$

에서 먼저 식(18)을 식(15)의 1항에 대입, 크기차수(order-of-magnitude)가 작은 항을 무시하면

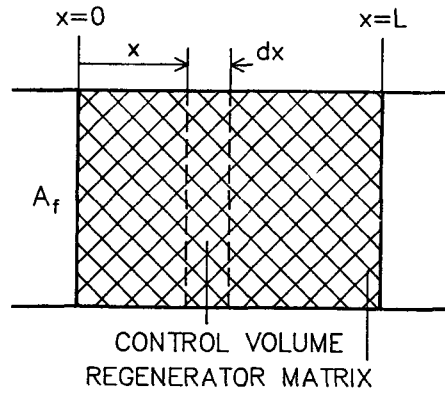


Fig. 1 Control volume for the analysis of regenerator

$$\frac{1}{RT} \frac{\partial P}{\partial t} = - \frac{1}{A_f} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} \quad (19)$$

가 된다. 식(19)를 식(16)에 대입, 정리하여

$$\Delta T_g = - \frac{A_f L}{h A_w} \left[\frac{C_p \dot{m}}{A_f} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial P}{\partial t} \right] \quad (20)$$

를 얻으며 식(20)과 (17)로부터 다음과 같이 축열재의 온도변화를 구할 수 있다.

$$\Delta T_m = - \frac{A_f L}{C_m M_m} \int_0^t \left[\frac{C_p \dot{m}}{A_f} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial P}{\partial t} \right] dt \quad (21)$$

식(20)과 (21)의 우변에 포함된 $(\partial T / \partial x)$ 항은 Jones의 방법⁽¹⁵⁾에 따르면

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\Gamma}{\Gamma - 1} \frac{\Delta T_r}{L} \quad (22)$$

와 같이 표시된다. 여기서 Γ 는 위치 x 인 단면에서 작동유체와 축열재의 열용량비로서 다음과 같이 정의된다.

$$\Gamma = C_m M_m / (C_p \dot{m}) \quad (23)$$

이때 재생기의 비효율은 간단히 계산될 수 있다.

$$1 - \epsilon = Q_{lr} / Q_{gr} \quad (24)$$

열손실모델을 상호비교할 때 NTU 모델은 사이클 평균적으로, Jones 모델은 시간 즉 크랭크각도에 따른 변화를 고려하여 접근하기 때문에 계산은 NTU 모델의 경우가 용이하다. 그러나, NTU 모델은 열용량비 Γ 가 무한대라는 가정을 내포하므로 유한한 Γ 의 영향이 검토되어야 한다. VM 열펌프는 경우 고온-상온, 저온-상온 재생기 (이하 각각 RH,

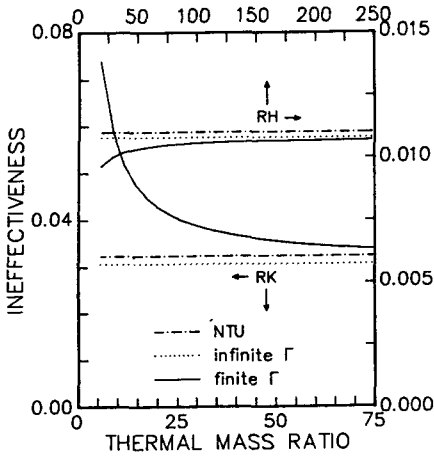


Fig. 2 Comparison of the regenerator ineffectiveness between two models as a function of the thermal mass ratio.

RK로 표기) 각각의 체적, 공극율, 축열재 종류, 통과질량유량 등에 따라 Γ 가 상이하기 때문에 그 영향도 각 재생기에서 상이할 것이 예상된다. 구체적으로 Schulz열펌프에 대하여 작동조건 및 설계인자는 불변으로 유지할 때 식(23)의 $(C_m M_m)$ 항을 변화시키면서 이에 따른 Γ 를 변화가 RH와 RK의 비효율에 미치는 영향을 비교한 것이 Fig. 2이다. 여기서 일점쇄선은 NTU모델, 실선은 Γ 가 유한한 경우 Jones모델에 각각 대응한다. 점선은 Γ 가 무한대인 경우 Jones모델에 의한 비효율로서 열용량비의 증감에 따라 불변이라는 의미가 아니라 실선과의 비교를 위하여 참고로 표시하였다. 일점쇄선은(점선은 당연히) Γ 에 무관하며 실선은 Γ 의 증가에 따라 일점쇄선(또는 점선)에 점근적으로 접근한다. 일점쇄선과 점선은 모두 Γ 가 무한대인 경우에 해당되지만 모델의 접근방법이 상이하기 때문에 반드시 일치할 필요는 없다. Fig. 2에서 특징적인 점은 Γ 의 증대에 따라 RH에 대응하는 실선은 증가하면서, RK에 대응하는 실선은 감소하면서 각각 일점쇄선에 접근하는 변화경향이다. 즉 각 재생기에 대한 유한한 Γ 의 영향이 상반되므로 Γ 가 충분히 크지 않을 경우 NTU모델에 의한 예측결과는 큰 오차를 수반할 수도 있다. 본 연구에서 취급된 Schulz열펌프의 경우 최초설계시에는 특이하게 낮은 공극율로 인하여 Γ_{RH}, Γ_{RK} 는 각각 150, 45정도로써 상당히 크지만 그후 현저하게 작은 값으로 설계변경되었으며⁽³⁾ 스테링기관용 재생기의 Γ 가

20~40범위임을 고려할 때 재생기의 열손실계산에서 Γ 의 영향을 무시하기는 곤란하다.⁽¹⁵⁾

이러한 사실 및 축열재종류와 공극율에 따른 Γ 의 변화가 재생기특성에 미치는 영향이 용이하게 고려될 수 있다는 점에서 Jones모델이 NTU모델 보다는 VM열펌프용 재생기의 특성해석에 적합하다고 판단된다. 다만, Jones모델의 적용시 식(20)의 순간 열전달계수 h 는 크랭크각도에 따른 순간 Re수에 대응하는 식(2)의 평균 Nu수가 근사적으로 순간 Nu수라는 가정하에 구해질 수 있다.

VM열펌프용 재생기의 특성을 보다 정확히 이해하기 위하여 각 재생기에 있어서 유한한 Γ 의 영향이 상반되는 원인을 고찰하기로 한다. Jones모델의 방정식에서 유한한 Γ 의 영향이 나타나는 항중 Γ 의 함수로 표시된 온도구배 $(\partial T/\partial x)$ 를 포함한 식(20) 및 (21)의 우변 제1항은 압력변화율 $(\partial P/\partial t)$ 를 포함한 식(21)의 우변 제2항에 비하여 대단히 작다.⁽¹⁵⁾ 열펌프효과(heat-pumping effect)로 불리는 압력변화율의 영향은 Fig. 3에 도시한 바와 같이 시간 t 대신 크랭크각도 θ 의 항으로 환산된 재생기통과 질량유량 $(\partial m/\partial \theta)$ 와 압력변화율 $(\partial P/\partial \theta)$ 사이의 위상차에 의존한다. 즉 질량유량의 위상이 압력변화율보다 앞서는 RH의 경우 열손실이 감소하며 반대인 RK의 경우 열손실이 증가하게 된다. 변위기의 위상각, 행정체적비 등 설계인자에 따라 Fig. 3의 $(\theta_a - \theta_b)$ 및 $(\theta_a - \theta_c)$ 와 같은 위상차의 크기는 달라지지만 VM열펌프의 작동원리상 위상차의 부호는 같으므로 유한한 Γ 의 영향은 항상 상반되게 된다.

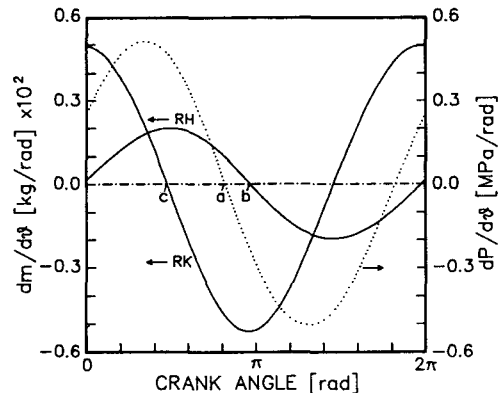


Fig. 3 Cyclic variations of the pressure and the mass in each regenerator with respect to the crank angle

2.3 유동마찰손실 계산모델

작동유체가 축열재를 통과하는 동안의 압력강하는 유속, 축열재종류 및 공극율의 함수이며 식(1)과 (3)으로부터 쉽게 계산될 수 있다. 다만, 압력강하가 전체시스템의 성능에 미치는 영향을 평가하기 위해서는 구체적인 일손실로 변환되어야 하며 2가지 접근방법이 사용되고 있다.

먼저, 압력강하에 의해 소산되는 에너지를 재생기에서의 일손실로 취급하여 사이클에 대하여

$$W_{tr} = (\overline{\Delta P_r} \cdot \overline{m} / \rho) / N \quad (25)$$

로써 산출하는 방법⁽¹⁶⁾이다. 이에 대응하는 일손실이 고려된 시스템의 순일은 다음과 같이 계산된다.

$$W_{net} = (Q_A + Q_H + Q_K)_{,id} - [(\overline{\Delta P} \cdot \overline{m} / \rho)_{RH} + (\overline{\Delta P} \cdot \overline{m} / \rho)_{RK}] / N \quad (26)$$

다른 하나는 재생기를 통한 압력강하가 결과적으로 인접한 작동체적에서 도시일(indicated work)의 손실을 초래하는 점에 근거하여

$$W_{tr} = \oint \Delta P_r dV_i \quad (27)$$

와 같이 계산하는 방법⁽¹⁷⁾이다. 여기서 ΔP_r 은 크랭크각도에 따른 압력강하로서 유동방향에 따라 부호가 변하며 고온-상은 및 저온-상온재생기에 대하여 각각

$$\Delta P_{RH} = P_a - P_h \quad (28)$$

$$\Delta P_{RK} = P_a - P_k \quad (29)$$

로써 정의된다. 이때 대응하는 dV_i 는 RH의 경우 dV_h , RK의 경우 dV_k 이다. 따라서 순일은 다음식으로 계산될 수 있다.

$$W_{net} = W_{net,id} - W_{l,RH} - W_{l,RK} = \oint (P_a dV_a + P_h dV_h + P_k dV_k) \quad (30)$$

편의상 식(25) 및 (27)로 표시된 방법을 각각 전·후자로 구분하면, 전자는 사이클 평균적인 의미로 접근하는 점에서 열손실계산의 NTU모델에, 후자는 사이클중 유속변화에 따른 순간 압력변화가 고려된 점에서 Jones모델에 대응한다. 양자를 비교할 때 전자는 계산이 비교적 용이하지만 후자는 식(30)에서 알 수 있듯이 실제 VM열펌프의 도시일을 보여주는 물리적인 의미에 있어서 전자보다 유리하다. 다만, 순간열전달계수에 대해서도 지적

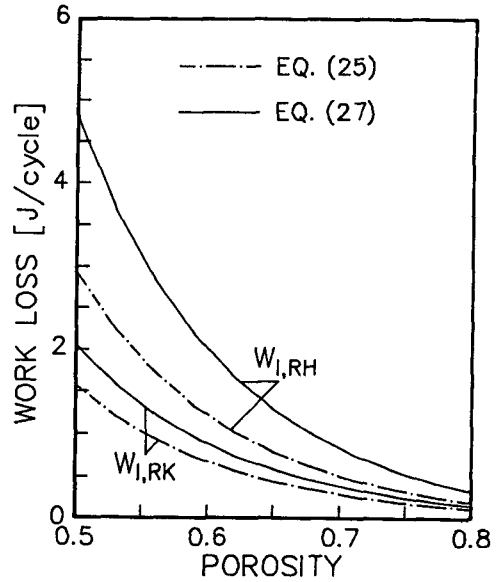


Fig. 4 Comparison of the flow loss between two models as a function of the regenerator porosity

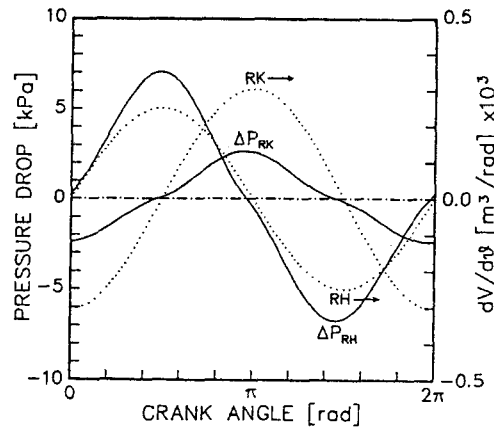


Fig. 5 Cyclic variations of hot and cold active volumes with respect to the crank angle and the instantaneous pressure drop through each regenerator

되었듯이 식(1)과 (3)으로부터 식(28)과 (29)로 정의된 크랭크각도에 따른 순간압력강하를 구할 때 최대유속을 순간유속으로 대체하여도 식(1)과 (3)이 유효하다는 가정이 필요하다. 모델에 따른 일손실을 상호비교하기 위하여 Schulz열펌프를 대상으로 각 재생기에서의 공극율에 따른 일손실을 Fig. 4에 도시하였다. 일손실은 당연히 모델에 무관하게

RH 및 RK의 경우 모두 공극율에 따라 감소한다. 그러나, 식(25)에 의한 예측치는 식(27)의 결과에 비하여 현저하게 작으며 이 차이는 모델의 접근방법에 기인한다. 구체적으로 식(27)을 계산하는데 필요한 크랭크각도에 따른 작동체적변화($dV_i/d\theta$) 및 식(28), (29)의 압력강하 ΔP_r 을 도시한 Fig. 5에서 대응하는 체적변화와 압력강하는 위상이 거의 일치한다. 이때 평균에 대한 곱인 식(25)보다는 곱의 적분형태인 식(27)의 결과가 당연히 크게 된다. 즉 (25)에 의존하는 경우 일손실은 실제에 비해 과소예측될 우려가 있다. 또한, 열손실계산시 이미 선택한 Jones모델과의 상응관계에서 식(27)에 의한 계산방법이 보다 합리적이라 판단된다. 참고로 Fig. 5에서 압력강하의 크랭크각도에 따른 변화형태는 정현파형과 다소 차이가 있으며 이러한 경향은 3차해석법에 의한 결과⁽¹⁸⁾와도 정성적으로 잘 일치하고 있다.

3. 재생기특성

선정된 열손실 및 일손실 계산모델을 Schulz열펌프에 적용하여 구체적인 설계인자 및 작동조건에 따른 각 재생기의 특성변화를 고찰하였다. 물론 특정한 열펌프를 대상으로 수행한 계산결과에 정량적인 의미에서 일반성을 부여하기는 곤란하지만 정성적인 경향 및 해석방법은 재생기의 설계시 유용하리라 기대된다. 계산시 대상이 되는 인자 또는 조건을 제외한 나머지는 Table 1에 기재한 값으로 고정하였으며 Fig. 6~13을 통하여 사이클당 열손실은 실선, 사이클당 일손실은 은선으로 통일하여 표시하였다.

재생기의 특성고찰과 연관하여, 일 및 열손실은 결과적으로 식(30)으로 표시된 순일 및 다음과 같은 열교환량의 변화를 통하여 VM열펌프의 성능에 영향을 미치게 된다.⁽³⁾

$$Q_H = Q_{H, id} + Q_{l, RH} - W_{l, RH} \quad (31)$$

$$Q_K = Q_{K, id} - Q_{l, RK} - W_{l, RK} \quad (32)$$

$$Q_A = Q_{A, id} - Q_{l, RH} + Q_{l, RK} \quad (33)$$

여기서 $Q_{A, id}$ 와 Q_A 는 음수임에 주의하여야 한다.

3.1 작동조건에 따른 변화

취급된 작동조건은 회전수와 평균압력으로서 각 각에 따른 재생기특성을 Fig. 6과 7에 도시하였다.

Table 1 Specification of the heat pump treated in this study⁽³⁾

Volumes (including connecting channels, given in $m^3 \times 10^6$)		
Swept volume of the hot cylinder		502.7
Swept volume of the cold cylinder		608.2
Clearance volume of the hot space		46.1
Clearance volume of the hot-warm space		258.2
Clearance volume of the cold space		110.0
Clearance volume of the cold-warm space		142.3
Volume of connection between two cylinders		32.0
Heater volume		241.1
Hot-warm heat exchanger volume		198.3
Cooler volume		194.9
Cold-warm heat exchanger volume		191.6
Hot-warm regenerator dead volume		774.4
Cold-warm regenerator dead volume		601.6

Regenerator Specification		
	hot-warm	cold-warm
number of units	8	8
diameter [mm]	50.0	68.0
length [mm]	100.0	42.0
wire diameter [mm]	0.28	0.28
mesh size [mm]	0.50	0.50
porosity	0.493	0.493
heat capacity of matrix [kJ/m ³ K]	3940	3940

Design Parameters and Operating Conditions	
Phase angle [rad]	0.5 π
Swept-volume ratio	1.21
Hot displacer connecting rod diameter ratio	0.250
Cold displacer connecting rod diameter ratio	0.273
Operating speed [rpm]	400
Mean working pressure [MPa]	10
Heater temperature [°C]	450
Cooler temperature [°C]	0
Warm heat exchanger temperature [°C]	40

먼저 Fig. 6에서 열손실 Q_l 은 대략 회전수의 제곱근에, 일손실 W_l 은 회전수의 제곱에 비례하여 증가하는 형태로서 RH와 RK의 변화경향은 유사하다. 여기서 W_l 의 증가는 물리적으로 예상가능한 결과이지만, Q_l 의 증가는 회전수에 따른 열전달계수 증가보다는 유량증대의 효과가 더욱 크기 때문에 나타나는 결과로서 실험적으로도 확인된 바 있다.⁽¹⁰⁾ 손실이 없는 이상적인 경우 사이클동안 각 열교환기를 통한 열교환량과 순일은 회전수에 무관하게 일정하므로 Q_l 과 W_l 의 회전수의존 형태를 고려할 때 고속이 될수록 열손실보다는 일손실이 문제가 된다. 따라서, VM열펌프의 자력구동(self operation)을 위해서는 정격회전수를 고려한 재생

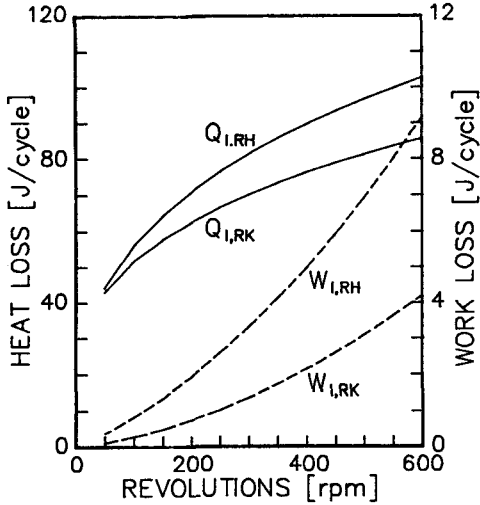


Fig. 6 Effect of the operating speed on heat and work losses in each regenerator

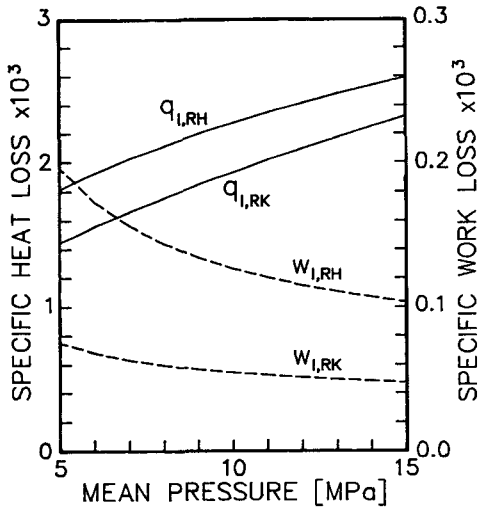


Fig. 7 Effect of the mean working pressure on the specific heat and work losses in each regenerator

기설계가 이루어져야 한다.

평균 작동압력 P_m 이 커지면 재생기에서의 일 및 열손실은 당연히 증가한다. 그러나, 열교환량(열입출력)과 순일도 P_m 에 비례하여 증가하기 때문에 재생기손실에 대한 평균압력 P_m 의 영향은 $(P_m V_t)$ 로써 표준화된 비손실(specific loss)의 향으로 표시되는 것이 합리적이다. 평균압력에 따른 비손실을 도시한 Fig. 7에서 P_m 이 커지면 비열손실 $q_{I,r}$ 은

증가, 비일손실 $w_{I,r}$ 은 감소한다. 즉 평균압력의 상승에 따라 열손실증가율은 열출력증가율보다 크고 일손실증가율은 순일증가율보다 작아진다. 따라서, 평균압력을 높이는 것은 VM 열펌프의 자력구동을 가능하게 하는 하나의 방법이 될 수 있다. 다만 실제에 있어서는 고압에 따른 밀봉(sealing), 내압구조, 기계적마찰증가, 작동유체누설 등의 문제로 제한될 수 밖에 없다.

3.2 설계인자에 따른 변화

다수의 설계인자중에서 상대적으로 시스템 성능에 대한 영향이 큰 변위기 위상각, 행정체적비, 재생기형상, 재생기크기, 변위기 커넥팅로드 직경 등을 대상으로 재생기특성 변화를 고찰하였다.

실제 적용가능한 범위의 변위기 위상각에 대한 재생기의 특성 변화를 Fig. 8에 도시하였다. 위상각이 커지면 RH의 경우 일 및 열손실 모두 증가하지만 RK의 경우 모두 감소하는데, 이와같이 상반된 특성은 위상각에 따라 RH를 통과하는 유량은 증가하고 RK통과 유량은 감소하기 때문으로 보인다. 한편 이 결과는 전체시스템의 성능에 직접적인 영향을 미친다. 즉 Fig. 8은 이상적인 열출력 $Q_{K,id}$ 와 $Q_{A,id}$ 가 불변이라면 위상각이 커질수록 식 (32)와 (33)의 재생기손실이 고려된 냉동기 흡수열량(Q_K)과 열펌프 방출열량(A_A)은 증가하게 됨을 의미한다. 그러나, 이미 알려졌듯이 실제 열펌프에서 $|Q_{A,id}|$ 와 $Q_{K,id}$ 각각은 위상각에 대하여 증가후 감소하기 때문에⁽¹⁹⁾ $|Q_A|$ 와 Q_K 각각이 최대가 되는 최적위상각은 적어도 이상적인 경우보다는 커진다는 사실을 알 수 있다. 한편 식(30)으로 표시된 순일에 대한 재생기 일손실의 영향은 $W_{I,RH}$ 와 $W_{I,RK}$ 의 상대적인 크기에 의존하므로 경우에 따라 달라지게 된다.

저온 및 고온실린더 행정체적의 합을 일정하게 유지하면서 그 상대적인 크기를 변화시킬 때 재생기의 특성은 Fig. 9와 같이 변화한다. 즉 행정체적비가 커지면 (저온실린더의 행정체적이 상대적으로 증대되면) RH의 경우 일 및 열손실이 감소하고 RK의 경우 모두 증가한다. 이 결과는 행정체적비가 커질수록 RH의 유량은 감소하고 RK의 유량은 증가하기 때문으로 보이며 행정체적비에 따른 유량변화가 크기 때문에 일 및 열손실의 변화도 위상각의 경우보다 급격하다. 전체시스템 성능에 대한 영향은 위상각과 같은 원리이나 방향은 반대이다. 즉

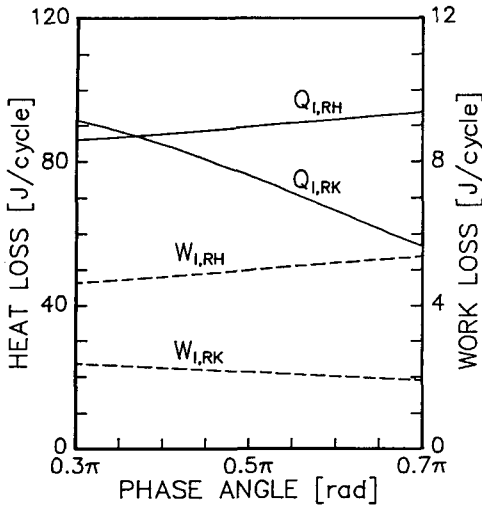


Fig. 8 Effect of the phase angle on heat and work losses in each regenerator

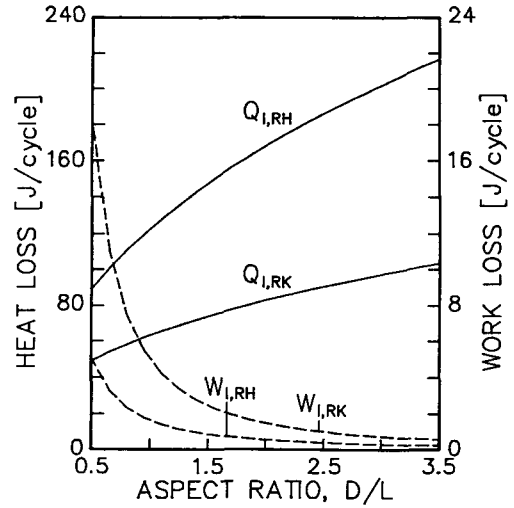


Fig. 10 Effect of the regenerator aspect ratio on heat and work losses in each regenerator

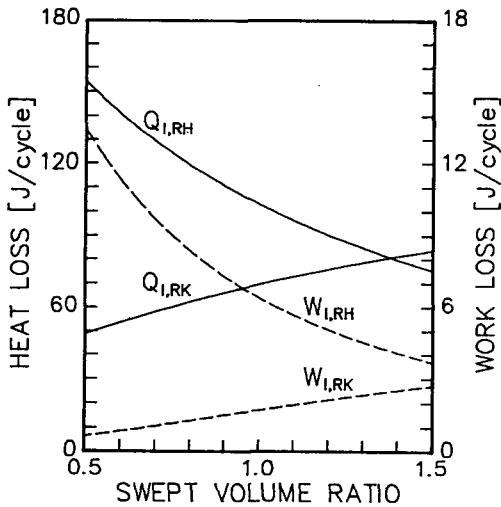


Fig. 9 Effect of the swept-volume ratio on heat and work losses in each regenerator

재생기 손실이 고려된 최적행정체적비는 이상적인 경우에 대한 최적치보다는 작은 값이 됨이 분명하다.

VM열펌프의 재생기는 일반적으로 실린더의 주위에 배치되기 때문에 다수의 모듈로 구성되는 경우 원통형, 일체식인 경우 환형(annular type)이 사용된다. 재생기형상의 영향을 고찰하기 위하여 본 연구에서는 Schulz열펌프에 사용된 원통형을

대상으로 체적을 일정하게 유지하면서 길이에 대한 직경의 비 D/L 을 변화시켰다. 직관적으로 예측할 수 있듯이 형상비 D/L 이 커질수록 일손실은 감소, 열손실은 증가한다(Fig. 10). 일 및 열손실의 변화형태와 일과 열의 열역학적 차이에 따른 일에 대한 가중치를 고려할 때 RH 와 RK 각각에 대하여 재생기손실이 최소화되는 최적형상비가 존재함을 예상할 수 있다. 물론 최적 D/L 은 축열재종류, 작동조건과 일에 대한 가중치에 따라 상이한 값이 될 것이다. 일례로서 일에 대한 가중치가 5와 10일 때 D/L 에 따른 총비손실(비손실은 3.1절에서와 같이 정의됨)을 도시한 Fig. 11에서 총비손실이 최소가 되는 형상비의 존재를 확인할 수 있다. 다만, Schulz열펌프는 비교적 저속으로 작동되고 축열재인 적층금망의 소선직경이 상당히 크기 때문에 다른 VM열펌프의 경우와⁽²⁰⁾ 비교할 때 Q_i 에 비하여 \bar{W}_i 가 대단히 작다(Fig. 10). 따라서 Fig. 11에서 가중치가 5일 때 RH 의 경우 총비손실이 도시된 D/L 의 범위에서 단조증가하게 된다.

재생기체적의 영향을 고찰하기 위하여 Schulz열펌프에 대하여 재생기형상은 그대로 유지하면서 Table 1에 표시된 설계체적을 기준으로 재생기체적을 증감, 즉 체적비를 변화시킬 때의 특성변화를 Fig. 12에 도시하였다. 이론적으로 예측할 수 있듯이 체적(비)이 증가하면 일 및 열손실은 점근적으로 감소한다. 그러나, 작동체적이 일정한 상태에서

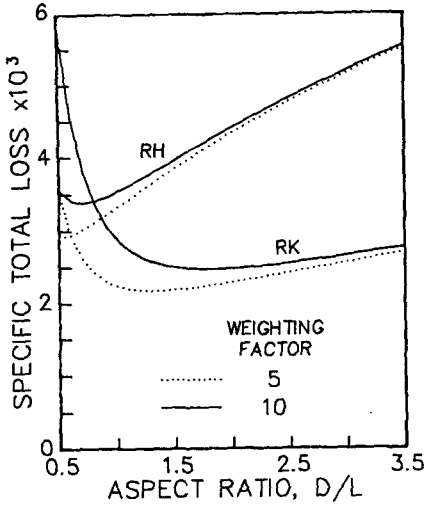


Fig. 11 Variations of the specific total loss as a function of the regenerator aspect ratio

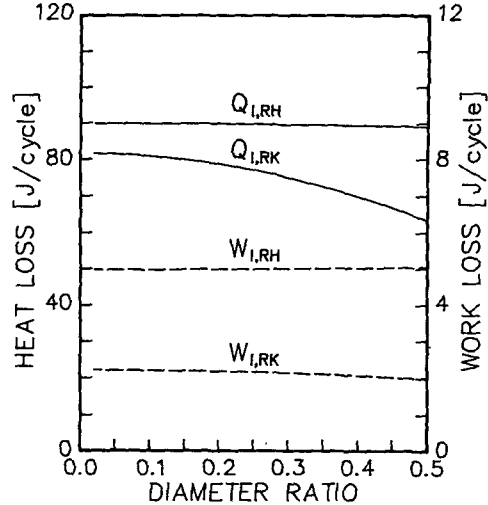


Fig. 13 Effect of the cold cylinder connecting rod diameter ratio on heat and work losses in each regenerator

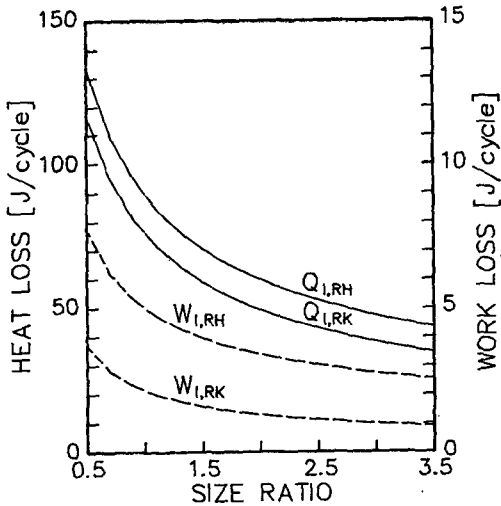


Fig. 12 Effect of the regenerator size ratio on heat and work losses in each regenerator

재생기체적이 증가하면 불용체적비도 따라서 커지기 때문에 식(31)~(33)의 이상적인 열출력 $\{Q_{A,id}\}$ 와 $Q_{K,id}$ 도 감소하게 된다. 따라서 재생기체적은 실제 열출력 Q_A 와 Q_K 에 대한 $Q_{A,id}$ 와 $Q_{K,id}$, Q_i 과 W_i 의 상대적인 기여도를 고려하여 결정되어야 한다.

기계적마찰을 고려하지 않을 때 VM열펌프의 자력구동을 위해서는 저온실린더내 변위기의 커넥팅로드 직경을 크게하여 식(30)의 $W_{net,id}$ 를 증대시키

는 방법과 유동마찰손실 W_i 을 최소화하는 방법이 있다. 전자와 관련하여 저온실린더에서 변위기 직경에 대한 커넥팅로드 직경의 비가 재생기 특성에 미치는 영향을 Fig. 13에서 고찰하였다. 직경비가 커지면 RH의 경우 W_i 와 Q_i 은 거의 불변이지만 RK의 경우 모두 감소하며 특히 $Q_{i,RK}$ 는 현저하게 감소한다. 즉 직경비를 크게 할수록 성능은 개선된다. 그러나, 실제에 있어서는 커넥팅로드 직경이 커지면 작동유체의 밀봉곤란, 기계적 마찰증가 등의 문제점이 수반되므로 직경비는 기준운전조건에서 자력구동이 가능한 최소한의 순일을 발생하는 크기로 설계하면 된다.

전술하였듯이, 이상에서 고찰한 내용은 특정한 열펌프에 대한 예시로서, 시스템의 제원에 따라 정량적인 값은 변화하리라 예상되지만 정성적인 특성은 그대로 유지되리라 기대된다. 따라서 본 연구에서 제시된 해석방법은 재생기특성이 합리적으로 고려된 VM열펌프의 성능예측 및 설계에 편리하게 적용될 수 있을 것이다.

4. 결 론

효율적인 VM열펌프를 설계하기 위한 기초로서 2차해석법적으로 접근하여 재생기특성 해석을 수행하였으며 그 결과는 다음과 같이 요약될 수 있다.

번저, VM열펌프용 재생기에서 발생하는 열 및 유동손실에 계산을 위해서는 사이클평균적인 모델보다는 크랭크각도에 따른 순간적인 변화가 고려된 모델이 보다 타당함을 확인할 수 있었다. 구체적인 계산결과, 재생기특성은 회전수, 평균 작동압력 등 작동 조건에 따라 현저하게 변화하지만 고온-상온, 저온-상온 재생기 각각에 대한 변화형태는 유사하다. 그러나, 설계인자중 위상각 또는 행정체적비가 변화하는 경우 각 재생기는 상반된 특성을 보이며 이점은 전체 시스템 성능과 설계시 반드시 고려되어야 할 요소이다. 재생기 체적이 일정할 때 열 및 유동손실의 합이 최소가 되는 최적형상비가 존재하였으며 그 값은 각 재생기에 따라 상이하다.

참고문헌

- (1) Isshiki, N., Watanabe, H. and Tsukahara, S., 1988, "A Study on Optimum Design of Stirling Engine Regenerator," Proc. 4th ISEC, pp. 393~397.
- (2) Jones, J. D., 1990, "Optimization of Stirling Engine Regenerator Design," Proc. 25th IECEC, pp. 359~365.
- (3) Kuehl, H. D., 1990, "Verallgemeinerte Thermodynamische Beschreibung Regenerativer Gaskreisprozesse," Doktor-Ing. Dissertation, University of Dortmund.
- (4) Walker, G. and Senft, J. R., 1985, "Free Piston Stirling Engines," Springer-Verlag.
- (5) 유호선, 1989, "Vuilleumier냉동사이클에 대한 단열해석," 대한기계학회논문집 제13권 제6호, pp. 1231~1237.
- (6) Kestin, J., Ro, S. T. and Wakeham, W. A., 1972, "Viscosity of the Noble Gases in the Temperature Range 25~700°C," J. Chemical Physics 56(3), pp. 4119~4124.
- (7) Chen, N. C. J. and Griffin, F. P., 1983, "Effects of Pressure Drop Correlations on Stirling Engine Predicted Performance," Proc. 18th IECEC, pp. 708~713.
- (8) Hamaguchi, K., Takahashi, S. and Miyabe, H., 1982, "Flow Loss of Regenerator Matrix (the Case of Stacked Wire Mesh)," Trans. JSME B 48(435), pp. 2207~2216(in Japanese).
- (9) Hamaguchi, K., Takahashi, S. and Miyabe, H., 1983, "Heat Transfer Performance of Regenerator Matrix (the Case of Stacked Wire Mesh)," Trans. JSME B 49(445), pp. 2001~2010(in Japanese).
- (10) Yamashita, I., Tanaka, A., Azetsu, A., Endo, N., Watanabe, M., Mizuhara, K., Tsuys, Y., Yamada, Y., Tanaka, M., Chisada, F. and Takahashi, S., 1988, "Fundamental Studies of Stirling Engine and Its Principal Components," Report of Mechanical Engineering Laboratory No. 145, pp. 57~62(in Japanese).
- (11) Tanaka, M., Yamashita, I. and Chisaka, F., 1990, "Flow and Heat Transfer Characteristics of Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow," JSME Int. J. II 33(2), pp. 283~289.
- (12) Tsuchiya, K., Segawa, M. and Fujii, I., 1991, "Evaluation of Pressure Drop in Regenerator Matrix Under Periodic Flow Condition," Proc. 5th ISEC, pp. 393~398.
- (13) Hamaguchi, K., Hiratsuka, Y. and Miyabe, H., 1991, "Effects of Regenerator Size Change on Stirling Engine Performance," Proc. 26th IECEC, pp. 293~298.
- (14) Schmidt, F. W. and Willmot, A. J., 1981, "Thermal Energy Storage and Regeneration," McGraw-Hill.
- (15) Jones, J. D., 1986, "Performance of a Stirling Engine Regenerator Having Finite Mass," Trans. ASME J. Eng. for Gas Turbine and Power 108, pp. 669~673.
- (16) Hiratsuka, Y., Hamaguchi, K. and Miyabe, H., 1990, "Effects of Regenerator Geometry on the Stirling Engine Performance (1st Report, Regenerator Length)," Trans. JSME B 56(528), pp. 1850~1856 (in Japanese).
- (17) 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.
- (18) Sekiya, H. and Terada, F., 1991, "A Simulation Model for Vuilleumier Cycle Machines and Analysis of Characteristics," Trans. JSME B 57(539), pp. 2449~2456(in Japanese).

(19) 유호선, 강병하, 1992, "Vuilleumier사이클로 작동되는 열구동 냉동기의 예비설계조건," 대한 기계학회 논문집, 제16호, 제12호, pp. 2358~2367.

(20) Okamoto, I., Katohno, R., Nakazato, T., Fujimaki, S., Fujino, T. and Hoshida, T., 1991, "The Development of a Vuilleumier Cycle Heat Pump System," Proc. 26th IECEC, pp. 516~521.