

500W 급 마이크로 가스터빈을 위한 파형 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능 비교

Comparison of the Thermal Performance of Recuperators with Corrugated Fins for a 500W Class Micro Gas Turbine Generator

도규형* 김태훈* 한용식* 최병일* 김명배*
Kyu Hyung Do Tae Hoon Kim Yong-Shik Han Byung-Il Choi Myung Bae Kim

ABSTRACT

In this study, thermal performance of recuperators with plain and offset strip fins is investigated to enhance the thermal efficiency of a micro gas turbine. Thermal cycle analysis is conducted to determine major design parameters of a single-pass counterflow recuperator. In order to evaluate the performance of the recuperator, the effectiveness and the pressure drop in the recuperators are chosen as the objective function and the design constraint, respectively. The optimized geometries for internal structure of the recuperators with plain and offset strip fins are obtained with varying the fin spacing and height. From the result, the recuperator with offset strip fins has better thermal performance when the fin spacing, s , is smaller than 1.45mm and the thermal performance of the recuperator with plain rectangular fins is higher than that with offset strip fins in the region of $s \geq 1.45$ mm. In addition, it is found that the entrance region effect and the longitudinal wall heat conduction effect should be taken into account for accurately predicting the thermal performance of the recuperators with both plain and offset strip fins.

Keywords : Micro Gas Turbine(마이크로 가스터빈), Counterflow Recuperator(대향유동 리큐퍼레이터), Corrugated Fin(파형 환), Thermal Optimization(열성능 최적화)

1. 서론

최근 로봇, 소형 UAV(Unmanned Air Vehicles), 군용 임계 제어복(Exoskeleton) 등과 같이, 높은 에너지 밀

도(Energy Density)를 요구하는 모바일 전원에 대한 다양한 적용처가 존재하고 있다. 이러한 적용처들에서는 0.2~6kWhr/kg의 범위의 에너지 밀도와 0.1~0.6kW/kg 범위의 전력 밀도(Power Density)가 요구되고 있으나, 현재까지 개발된 이차전지로는 달성하기 어려운 실정이다^[1]. 가스터빈의 경우, 에너지 밀도가 높은 수소나 탄화수소계 연료를 사용하기 때문에 높은 파워 및 에너지 밀도를 가진다. 이런 장점 때문에, 마이크로 가

† 2013년 5월 7일 접수~2013년 9월 27일 게재승인

* 한국기계연구원(KIMM)

책임저자 : 도규형(kyudo@kimm.re.kr)

스터빈은 장시간 사용을 필요로 하는 제품들의 휴대용 동력원으로써 각광을 받고 있다^[2].

마이크로 가스터빈의 연료 소모량(Specific Fuel Consumption)은 열효율에 반비례하므로, 소형화 및 경량화를 위해서는 열효율 향상이 반드시 필요하다. 열역학적 사이클 관점에서 마이크로 가스터빈의 열효율 향상을 위한 가장 간편한 방법은 압력비 및 터빈 입구 온도(TIT : Turbine Inlet Temperature)를 증가시키는 것이다. 그러나 초소형/극초소형 가스터빈의 경우, 재료와 제작공정의 한계 때문에 압력비와 TIT를 증가시키는데 어려움이 존재한다. 따라서 열효율 향상을 위한 가장 실체적인 대안은 재생 사이클(Regenerative Cycle)을 사용하는 것이다. 재생 사이클의 사용은 폐열 회수에 따른 열효율 향상과 최적 압력비를 감소시킬 수 있는 장점을 가지기 때문에, 기술적인 어려움을 해결할 수 있는 방법이라 할 수 있다^[3].

따라서 본 연구의 목적은 마이크로 가스터빈의 열효율을 향상시키기 위하여, 평판 환(Plain Fin)과 오프셋 스트립 환(Offset Strip Fin)을 가지는 리큐퍼레이터(Recuperator)의 열성능을 평가하고 최적화 하는데 있다. 이를 위하여, 리큐퍼레이터 내의 고온 유체부(Hot-side) 및 저온 유체부(Cold-side)의 입구 온도 및 유량 등의 주요 시스템 설계 변수를 결정하기 위한 열역학 관점의 사이클 해석을 수행하고자 한다. 리큐퍼레이터의 열성능을 평가하기 위해서는 정량적인 평가 기준이 반드시 필요하다. 주어진 설계 제약 조건(Design Constraint)에서 목적함수(Objective Function)를 최적화 하기위한 평가 기준은 다양한 형태로 주어질 수 있다^[3]. 다양한 평가 기준 중에서 평판 및 오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능 평가하고 최적화하기 위해서, 본 연구에서는 목적함수와 설계 제약 조건으로 유용도(Effectiveness) 및 압력 강하량(Pressure Drop)을 각각 선택하였다. 평판 환을 가지는 리큐퍼레이터의 경우, 저온 및 고온 유체부 각각에 대하여 환의 간격, 높이를 변화시키면서 설계 제약 조건인 압력 강하량을 만족하는 동시에 유용도를 최대화할 수 있는 내부 형상에 대한 최적화를 수행 하고자 한다. 오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 경우도 동일한 방법을 적용하여 최적화를 수행하고자 한다. 또한, 축방향에 따른 벽면 전도열전달이 리큐퍼레이터의 열성능에 미치는 영향을 조사하고자 한다. 마지막으로, 열성능 최적화 결과를 바탕으로 최적화된 평판 환 리큐퍼레이터의 성능과 오프셋 스트립 환 리

큐퍼레이터의 성능을 비교하고자 한다.

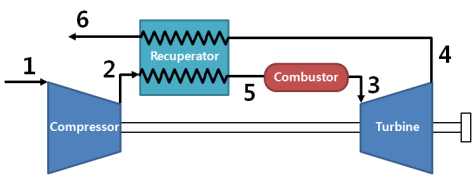
2. 단일통로 대향유동 리큐퍼레이터의 설계

리큐퍼레이터를 설계의 첫 단계로 압축기, 연소기, 터빈, 리큐퍼레이터 등으로 구성된 마이크로 가스터빈 구성품의 입·출구 온도 및 압력을 결정하기 위하여 열역학 사이클 해석을 수행하였다. 마이크로 가스터빈의 시스템 설계 조건인 압력비, TIT, 그리고 공기유량은 각각 3, 1200K, 20g/s이며, 각 구성품의 효율 및 압력 손실량은 Table 1과 같다. 배기가스의 열물성치가 건조공기의 열물성치와 동일하다는 가정 하에서 각 구성품에 대한 입·출구 압력 및 온도는 열역학 사이클 해석으로부터 계산할 수 있으며, 그 결과는 Table 2와 같다.

Table 1. Component efficiencies and pressure losses

Component	Efficiency (%)	Pressure Loss (kPa)	
Compressor	68	-	
Diffuser	-	6.08	
Combustor	90	9.12	
Turbine	70	-	
Recuperator	75	Cold-side	9.12
		Hot-side	6.66

Table 2. Thermal cycle analysis results



T_1 (K)	288.15	p_1 (kPa)	101.325
T_2 (K)	444.40	p_2 (kPa)	303.975
T_3 (K)	1200.0	p_3 (kPa)	279.655
T_4 (K)	1022.16	p_4 (kPa)	107.985
T_5 (K)	877.72	p_5 (kPa)	288.775
T_6 (K)	642.82	p_6 (kPa)	101.325

리큐퍼레이터는 구조 형식(Type of Construction)과 유동배열(Flow Arrangement)에 따라 분류될 수 있다^[4]. 본 연구에서는 개발하고자 하는 마이크로 가스터빈의 레이아웃에 적합한 단일통로 대향유동 리큐퍼레이터(Single-pass counterflow Recuperator)를 설계하고자 하였다. 리큐퍼레이터의 내부 형상으로는 단위체적당 큰 열전달 표면적이 요구되는 가스-가스 열교환기에 가장 흔히 사용되는 평판 환과 오프셋 스트립 환을 선택하였다^[5]. Fig. 1(a)는 본 연구에서 개발하고자 하는 마이크로 가스터빈의 시스템 레이아웃을 나타내고 있다.

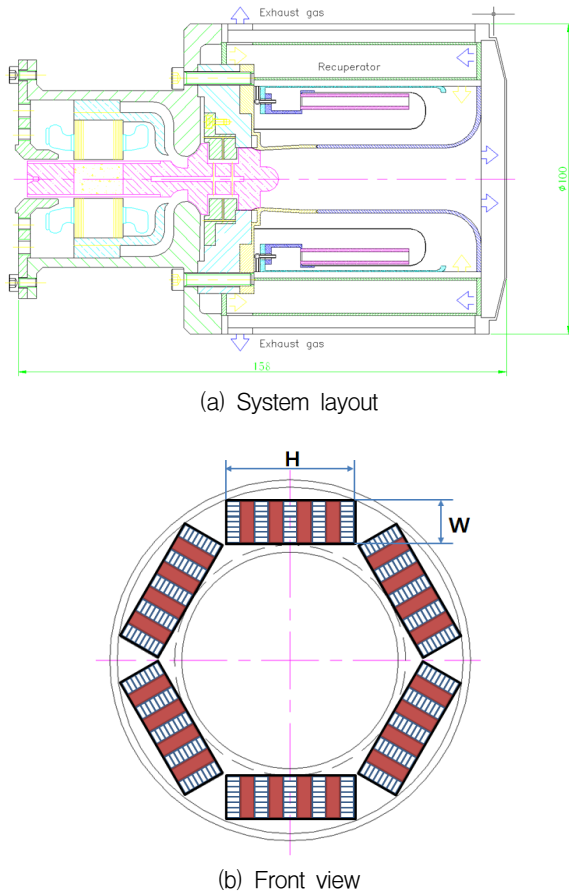
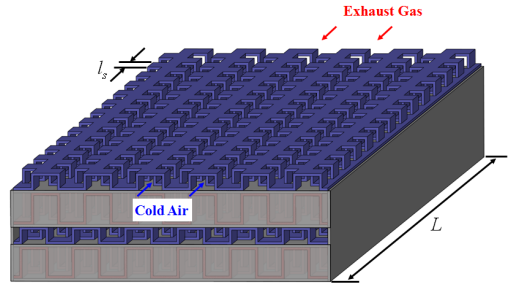


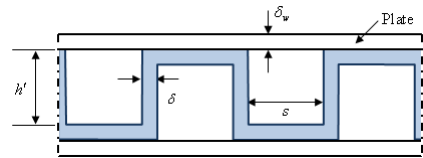
Fig. 1. Schematic diagram of a micro gas turbine

개발과제의 목표는 압축기, 연소기, 터빈, 발전기, 그리고 리큐퍼레이터 모듈을 포함하여 1000cm³ 이하의 부피를 가지는 500W 급 마이크로 가스터빈의 개발에 있다. 리큐퍼레이터 모듈은 Fig. 1(b)와 같이 6개의 단위 리큐퍼레이터로 구성되며, 환형 연소기의 외부에

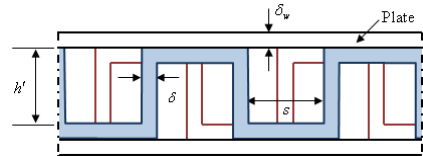
원주방향으로 등간격을 가지도록 배치되었다. 부피 제약 조건을 만족하기 위해서, 단위 리큐퍼레이터의 폭, 높이, 및 길이는 각각 $W = 12\text{mm}$, $H = 35.9\text{mm}$, $L = 81\text{mm}$ 로 결정되었다.



(a) Single-pass counterflow recuperator core



(b) Plain rectangular fin



(c) Offset strip fin

Fig. 2. Schematics of recuperators with corrugated fins

Fig. 2(a)는 파형 환(Corrugated Fins)을 가지는 단일통로 대향유동 리큐퍼레이터 내부의 개략도를 나타내고 있다. 평판 환과 오프셋 스트립 환의 형상 변수들은 Fig. 2(b)와 Fig. 2(c)에 각각 표현하였다. 평판 및 오프셋 스트립 환의 형상 변수는 환 두께, δ , 분리판 두께, δ_w , 환 오프셋 길이, l_s , 그리고 고온 유체부 및 저온 유체부 각각에 대한 환 간격, s , 환 높이, h' 가 있다. 이 형상 변수들 중에서 본 연구에서는 환 오프셋 길이, 환 두께, 분리판 두께를 각각 $l_s = 3\text{mm}$, $\delta = 0.1\text{mm}$, $\delta_w = 0.1\text{mm}$ 로 고정하고 환 간격 및 높이를 변화시키면서 압력 강하량에 대한 설계 제약 조건을 만족하는 리큐퍼레이터를 설계하고자 하였다. Fig. 1(b)와 같이 6개의 리큐퍼레이터가 원주방향으로 균일하게 배치되기 때문에 본 연구에서는 단위 리큐퍼레이터

이터를 기준으로 내부 형상 최적화를 수행하였다.

가. 평판 흰을 가지는 리큐퍼레이터

평판 흰을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능을 정확하게 예측하기 위해서는 유체유동 및 열전달 특성을 정확하게 모사할 수 있는 상관식을 적용하여야 한다. 본 연구에서 다루고 있는 문제는 단위 흰 수력직경 기반 레이놀즈 수(Reynolds Number)가 2,000 보다 작기 때문에 사각 덕트를 흐르는 층류 유동을 가진다. 또한 해석하고자 하는 리큐퍼레이터의 무차원 수력학적 입구길이, L_{hy}^+ 및 열적 입구길이, L_{th}^* 모두 0.2 보다 작은 영역에 있다. 이러한 경우 입구영역 효과를 무시할 수 없게 된다^[6]. 따라서 입구영역에 의한 영향을 고려한 마찰 계수(Friction Factor)를 사용하여야 하며, 다음과 같이 표현할 수 있다^[7].

$$f_{app}Re = 3.44(x^+)^{-0.5} + \frac{K(\infty)/(4x^+) + f_{fd}Re - 3.44(x^+)^{-0.5}}{1 + C'(x^+)^{-2}} \quad (1)$$

여기서,

$$x^+ = \frac{x}{D_h Re}, \alpha^* = \frac{h'}{s}, Re = \frac{GD_h}{\mu}, D_h = \frac{2h's}{h'+s}, G = \frac{\dot{m}}{n_f h' s}$$

$$f_{fd}Re = 24(1 - 1.3553\alpha^{*2} + 1.9467\alpha^{*3} - 1.7012\alpha^{*4} + 0.9564\alpha^{*5} - 0.2537\alpha^{*6}) \quad (2)$$

$$K(\infty) = 0.674 + 0.77034 \tanh(2.4686\alpha^{*1.2170}) \quad (3)$$

$$C' = 2.9 \times 10^{-5} + 2.6334 \times 10^{-4} \tanh(2.7052\alpha^{*1.6824}) \quad (4)$$

축방향으로는 균일 열유속을, 축방향에 수직한 벽면에서는 균일 온도를 가지는 사각 덕트 내 동시 발달 유동에 대한 평균 누셀 수(Nusselt Number)는 Hwang & Fan^[8]의 수치 해석적 연구를 통해 제시되었으며, 본 연구에서는 평균 누셀 수에 대한 상관식을 식 (5)와 같이 제시하였다.

$$Nu_{m,fin} = Nu_{m,fd} [1 + A(x^*)^B]^C \quad (5)$$

여기서, $Nu_{m,fd}$ 는 완전 발달된 유동을 가지는 사각 덕트에 대한 누셀 수를 나타내며 식 (6)과 같다. x^* 는 무차원화된 열적 입구길이를 의미하며 $x^* = x/(D_h Re Pr)$ 로 정의된다. 식 (5)의 상수값 A, B, C 는 종횡비의 함수이며, Table 3에 나타나 있다.

$$N_{m,fd} = 8.235(1 - 2.0421\alpha^{*2} + 3.0853\alpha^{*3} - 2.4765\alpha^{*4} + 1.0578\alpha^{*5} - 0.1861\alpha^{*6}) \quad (6)$$

Table 3. Coefficients for Eq. (5)

α^*	A	B	C
0	0.013916	-1.1389	0.40632
1/4	0.07587	-0.98735	0.39375
1/3	0.09894	-1.0319	0.36218
1/2	0.13554	-1.1382	0.31701
1	0.1817	-1.1499	0.31724

열전달계수는 누셀 수의 정의로부터 아래의 식으로 계산 될 수 있다.

$$h = Nu \frac{k_f}{D_h} \quad (7)$$

나. 오프셋 스트립 흰을 가지는 리큐퍼레이터

오프셋 스트립 흰과 같은 단속 흰(Interrupted Fin)은 열교환기 제작시 평판 흰에 비해 재료를 효율적으로 사용할 수 있기 때문에 다양한 산업분야에 적용되어 왔다^[9]. 오프셋 스트립 흰 형상에 대한 마찰계수 및 Colburn 계수(Colburn Factor)의 가장 포괄적인 상관식은 Manglik and Bergles에 의해 제시되었으며, 식 (8) 및 식 (9)와 같다^[10].

$$f = 9.6243 Re^{-0.7422} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1856} \left(\frac{s}{l_s}\right)^{0.3053} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.2659} \times \left[1 + 7.669 \times 10^{-8} Re^{4.429} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0.902} \left(\frac{s}{l_s}\right)^{3.767} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{0.236}\right]^{0.1} \quad (8)$$

$$j = 0.6522 Re^{-0.5403} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1541} \left(\frac{s}{l_s}\right)^{0.1499} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.0678} \times \left[1 + 5.269 \times 10^{-5} Re^{1.340} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0.504} \left(\frac{s}{l_s}\right)^{0.456} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1.055}\right]^{0.1} \quad (9)$$

여기서,

$$Re = \frac{GD_h}{\mu}, D_h = \frac{4sh'l_s}{2(sl_s+h'l_s+h'\delta)+s\delta}, G = \frac{\dot{m}}{A_o}$$

A_o 는 유동방향의 단면적을 의미한다. 오프셋 스트립 환의 열전달계수는 Colburn 계수의 정의로부터 아래의 식으로 표현 될 수 있다.

$$h = \frac{jGc_p}{Pr^{2/3}} \quad (10)$$

식 (1), 식 (5), 식 (8), 식 (10)의 평판 및 오프셋 스트립 환의 마찰 계수 및 열전달계수 상관식을 이용하여, 리큐퍼레이터의 압력 강하량 및 NTU (Number of Transfer Units) 값을 계산하였다. 단일통로 대향 유동 리큐퍼레이터의 저온 유체부 및 고온 유체부에 대한 압력 강하량과 NTU 계산식은 식 (11) 및 식 (12)와 같다.

$$\Delta P_i = \frac{G_i^2}{2g\rho_{i,I}} \left[\left(1 - \sigma_i^2 + K_{c,i}\right) + 2 \left(\frac{\rho_{i,I}}{\rho_{i,O}} - 1 \right) + f_i \frac{4L}{D_h} \rho_{i,I} \left(\frac{1}{\rho_i} \right)_m - \left(1 - \sigma_i^2 - K_{c,i}\right) \frac{\rho_{i,I}}{\rho_{i,O}} \right] \quad (11)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_c} \quad (12)$$

여기서,

$$UA = \left[\frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{\delta_w}{k_s A_w} + \frac{1}{(\eta_o hA)_c} \right]^{-1}$$

$$\eta_o = 1 - \left(1 - \frac{\tanh ml}{ml}\right) \frac{A_f}{A}$$

$$(ml)_i = \sqrt{\frac{2h_i}{k_s \delta} \left(1 + \frac{\delta}{L}\right) \left(\frac{h'_i + \delta}{2} - \delta\right)} \text{ for plain fin}$$

$$(ml)_i = \sqrt{\frac{2h_i}{k_s \delta} \left(1 + \frac{\delta}{L}\right) \left(\frac{h'_i + \delta}{2} - \delta\right)} \text{ for offset strip fin}$$

$$K_c = (1 - \sigma)^2, K_c = 0.42(1 - \sigma^2), i = h \text{ or } c$$

대향유동을 가지는 열교환기의 경우, 유용도는 식

(13)과 같이 NTU 와 열용량비인 C^* 의 함수로 나타낼 수 있다. 0.7 이상의 높은 유용도를 가지고 유동방향 길이가 상대적으로 짧은 리큐퍼레이터의 경우 축방향 벽면 전도열전달을 무시할 수 없기 때문에, 본 연구에서는 환과 분리판에서 발생하는 축방향 벽면 전도열 전달에 의한 영향을 추가로 고려하기 위해 Kroeger^[11]가 제시한 유용도에 대한 상관식인, 식 (14)를 사용하였다.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]} \quad (13)$$

$$\epsilon = 1 - \frac{1 - C^*}{\Psi \exp(r_1) - C^*} \quad (14)$$

여기서,

$$r_1 = \frac{(1 - C^*)NTU}{1 + \lambda \cdot NTU \cdot C^*}, \Psi = \frac{1 + \gamma \Psi^*}{1 - \gamma \Psi^*},$$

$$\Psi^* = \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha}\right)^{1/2} \frac{1 + \gamma}{1/\alpha - \gamma - \gamma^2}, \gamma = \frac{1 - C^*}{1 + C^*} \frac{1}{1 + \alpha},$$

$$\alpha = C^* \lambda NTU, \lambda = \frac{k_s A_k}{LC}, C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_c}{C_h}$$

일단 유용도가 계산되면, 저온 및 고온 유체부의 출구 온도 및 벽면 온도는 식 (15), 식 (16)으로부터 계산된다.

$$T_{h,O} = T_{h,I} - \epsilon \frac{C_{\min}}{C_h} (T_{h,I} - T_{c,I}) \quad (15)$$

$$T_{c,O} = T_{c,I} + \epsilon \frac{C_{\min}}{C_c} (T_{h,I} - T_{c,I})$$

$$T_{w,h} = T_{m,h} - \frac{q}{(\eta_o hA)_h}, T_{w,c} = T_{m,c} + \frac{q}{(\eta_o hA)_c} \quad (16)$$

여기서,

$$q = \epsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$

평판 및 오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능을 평가하는데 있어서 추가적으로 고려할 사항

은 온도에 따른 작동유체의 열물성치의 변화이다. 식 (1), 식 (5), 식 (8), 식 (9)에 주어진 $Nu(or j)$ 및 f 에 대한 상관식은 전체 유동장에서 작동유체의 열물성치가 일정하거나 거의 변화가 없을 경우에 적합하다. 본 연구에서 다루고 있는 리큐퍼레이터와 같이 저온 및 고온 유체부의 입·출구 온도차가 큰 경우, 작동유체의 열물성치 변화의 영향을 반드시 고려하여야 하며, 아래의 식을 적용하여 수정 할 수 있다.

$$\frac{N}{N_{cp}} = \frac{j}{j_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^n, \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^m \quad (17)$$

여기서, 하첨자 cp 는 일정한 열물성치를 가질 때의 $Nu(or j)$ 및 f 를 의미하며 T_w 과 T_m 은 각각 벽면 온도 및 유체의 체적 평균 온도를 나타내며, 절대 온도값이 사용된다. 식 (17)의 m 과 n 은 경험 상수이며, 가열 조건에서 $m = 1.0, n = 0.0$, 냉각 조건에서 $m = 1.0, n = 0.0$ 의 값을 사용한다^[12].

3. 결과 및 토의

앞장에서도 언급한 바와 같이 단일통로 대향유동 리큐퍼레이터의 열성능을 평가하기 위하여, 목적 함수로 리큐퍼레이터의 유용도, 설계 제약 조건으로 압력 강하량을 각각 선택하였다. 고온 유체부와 저온 유체부의 최대 허용 가능 압력 강하량은 각각 $\Delta p_{h,max} = 6.66\text{kPa}$, $\Delta p_{c,max} = 9.12\text{kPa}$ 이며, 설계제약 조건 하에서 평판 및 오프셋 스트립 힌의 형상 변수인 h'_h, h'_c, s 를 변화시키면서 리큐퍼레이터의 유용도를 최대화할 수 있는 최적의 힌 형상을 제시하고자 하였다.

가. 평판 힌 리큐퍼레이터의 열성능

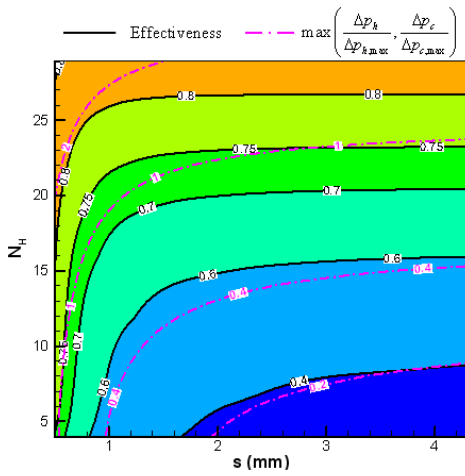
Fig. 3은 힌 및 분리판의 열전도도가 20W/mK 일 때, 힌 간격 및 고온 유체부의 적층 개수 변화에 따른 평형 힌을 가지는 리큐퍼레이터의 유용도 및 최대 압력 강하량에 대한 Contour Plot을 나타내고 있다. 고온 및 저온 유체부의 힌 높이 비로 정의 되는 $x(= h'_c/h'_h)$ 값이 1과 0.35일 경우에는 설계 제약 조건 범위 내에서 Table 1에 나타난 0.75이상의 유용도를 만족하는 힌의 형상이 존재하지 않는다. Fig. 3(a)의 그래프와 같이 $x = 1$ 인 경우 최대 압력 강하량이 고온 유체부의 압력 강하량에 전적으로 의존하며, x 값이 감소함에 따라 저

온 유체부의 압력강하량이 증가하여 $x = 0.35$ 일 경우, 저온 유체부의 압력 강하량이 고온 유체부의 압력 강하량에 비해 매우 커진다(Fig. 3(c) 참조). 결과적으로 $x = 0.5$ 일 때 설계 가능 영역(Fig. 3(b)에 표시된 구간)이 최대화됨을 확인하였다. 따라서, 본 연구에서는 $x = 0.5$ 인 값을 선택하여 평판 힌 형상에 대한 최적화를 수행하였으며, 특정한 힌 간격($s = 0.9\text{mm}, s = 1.4\text{mm}, s = 1.9\text{mm}$)에 대한 최적화 결과를 Table 4에 나타내었다.

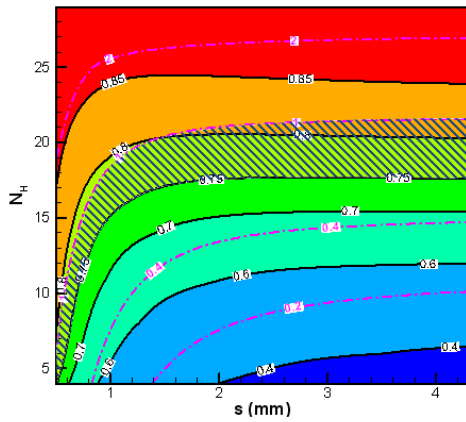
Table 4. Optimum geometries of the recuperator with plain fins for the specific fin spacing($k_s = 20\text{W/mK}$)

s(mm)	Optimization results			Remarks
	0.9	1.4	1.9	
N_h	17	20	20	-
$h'_h(\text{mm})$	1.108	0.905	0.905	-
$h'_c(\text{mm})$	0.554	0.452	0.452	-
$\Delta p_h(\text{kPa})$	6.40	6.51	5.96	≤ 6.66
$\Delta p_c(\text{kPa})$	6.90	8.42	7.91	≤ 9.12
ε	0.784	0.797	0.792	≥ 0.75
$T_{h,o}(\text{K})$	581.8	573.8	576.7	642.9(Cycle analysis)
$T_{c,o}(\text{K})$	897.4	904.8	902.1	877.8(Cycle analysis)

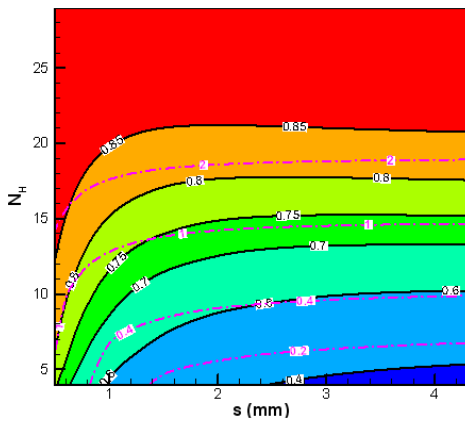
Fig. 4는 입구영역 효과를 무시한 마찰 계수 및 누설 수 상관식인 식 (2)와 식 (6)을 적용하였을 때, 힌 간격 및 고온 유체부의 적층 개수 변화에 따른 평형 힌을 가지는 리큐퍼레이터의 유용도 및 최대 압력 강하량에 대한 Contour Plot을 나타내고 있다. 수력학적, 열적 입구영역의 영향을 고려한 Fig. 3(b)와 비교해보면, 동일한 힌 형상에 대해 유용도 및 최대 압력 강하량이 모두 감소하는 경향을 보인다. 이는 완전 발달된 유동의 마찰 계수 및 누설 수가 동시 발달 유동에 대한 마찰 계수 및 누설 수에 비해 작은 값을 가지기 때문이다. 결과적으로 입구영역 효과를 무시하면 평판 힌을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능을 약 5% 과소 평가하므로, 리큐퍼레이터의 정확한 열성능 예측을 위해서는 입구영역 효과를 반드시 고려해야 함을 알 수 있다.



(a) $x = 1.0$



(b) $x = 0.5$



(c) $x = 0.35$

Fig. 3. Contour plots for ε and Δp_{max} of the recuperator with plain rectangular fins ($k_s = 20W/mK$)

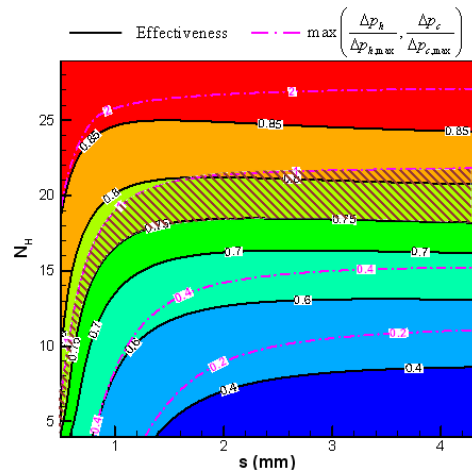


Fig. 4. ε and Δp_{max} contour plot using f and Nu in Eq. (2) and Eq. (6) ($x = 0.5, k_s = 20W/mK$)

나. 오프셋 스트립 힌 리큐퍼레이터의 열성능

평판 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능 최적화 방법과 동일하게 오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능 최적화를 수행하였으며, 논문의 간결성을 위해 세부사항은 생략하였다. 오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 경우, Fig. 5에 나타난 그래프와 같이 $x = 0.5$ 일 때 설계 가능 영역이 최대화됨을 확인하였으며, 오프셋 스트립 힌 형상에 대한 최적화 결과는 Table 5와 같다.

Table 5. Optimum geometries of the recuperator with offset strip fins for the specific fin spacing ($k_s = 20W/mK$)

	Optimization results			Remarks
$s(mm)$	0.9	1.4	1.9	-
N_h	17	22	23	-
$h'_h(mm)$	1.108	0.8	0.754	-
$h'_c(mm)$	0.554	0.4	0.377	-
$\Delta p_h(kPa)$	6.44	6.26	5.76	≤ 6.66
$\Delta p_c(kPa)$	7.16	8.48	8.45	≤ 9.12
ε	0.801	0.796	0.785	≥ 0.75
$T_{h,o}(K)$	571.0	574.5	580.8	642.9(Cycle analysis)
$T_{c,o}(K)$	907.4	904.1	898.3	877.8(Cycle analysis)

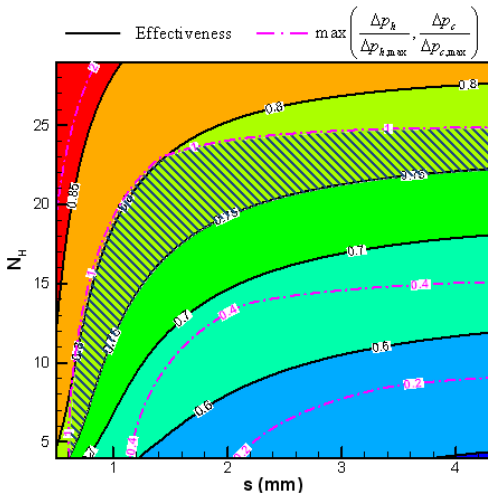


Fig. 5. ϵ and Δp_{max} contour plot for the recuperator with offset strip fins ($x = 0.5$, $k_s = 20\text{W/mK}$)

본 연구에서는 축방향 벽면 전도열전달이 리큐퍼레이터의 열성능에 미치는 영향을 조사하기 위하여 흰과 분리판의 열전도도를 변화시켰다. Fig. 6은 평판 및 오프셋 스트립 흰의 간격, 고온 유체부의 적층 개수, 그리고 고온 유체부의 흰 높이와 저온 유체부의 흰 높이 비가 각각 $s = 0.9\text{mm}$, $N_h = 17$, $x = 0.5$ 일 경우, 흰 및 분리판의 열전도도에 따른 유용도의 변화를 나타내고 있다. Fig. 6에서 점선은 식 (13)을 적용하여 축방향 벽면 전도열전달을 무시한 유용도를 나타내고 실선은 식 (14)를 적용하여 축방향 벽면 전도열전달을 고려한 유용도 결과를 나타내고 있다. 축방향 벽면 전도열전달을 무시한 경우, 리큐퍼레이터의 유용도는 열전도도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보인다. 이는 흰의 열전도도 증가에 따른 흰 효율(Fin Efficiency)의 증가에 기인한다. 반면에 축방향 벽면 전도열전달을 고려한 경우, $k_s < 20\text{W/mK}$ 영역에서는 열전도도 증가에 따라 유용도가 증가하다가 열전도도가 더욱 증가하면 유용도가 감소하는 경향을 보인다. 이러한 경향성은 다음의 이유로 설명할 수 있다. 흰과 분리판의 열전도도가 증가하면 흰 효율이 증가하며, 이와 동시에 축방향 전도열전달의 영향도 증가하게 된다. 벽면에서의 축방향 전도열전달에 의해 유동방향의 온도 분포는 평탄해지고, 저온 유체부의 출구온도가 감소하여 결과적으로 리큐퍼레이터의 유용도는 감소하게 된다. 낮은 열전도도 영역에서는 흰 효율 향상에 따른 유용도의 증가가 축방향 벽면 전도열전달에 따른 유

용도의 감소의 영향에 비해 크기때문에 전체적인 유용도가 증가하게 된다. 그러나 흰 및 분리판의 열전도도가 더욱 증가하게 되면 흰 효율은 1로 접근하는 반면에, 축방향 벽면 전도열전달의 영향에 의해 유용도는 감소하여 전체적으로 감소하는 경향을 보인다. 흰 및 분리판의 열전도도가 증가할수록, 축방향 벽면 전도열전달을 고려하지 않은 유용도 결과와 고려한 유용도 결과의 차이가 증가하며, 유용도 값이 과대 평가되고 있음을 Fig. 6의 결과에서 알 수 있다. 따라서, 평판 및 오프셋 스트립 흰을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능을 정확히 예측하기 위해서는 축방향 벽면 전도열전달의 영향을 반드시 고려하여야 한다.

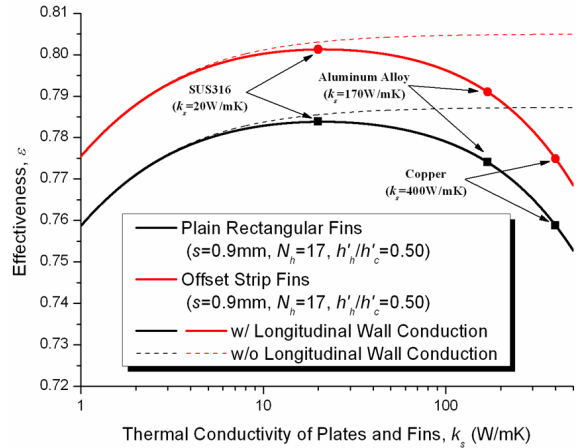


Fig. 6. Effect of k_s on the effectiveness of the recuperators with plain and offset strip fins

Fig. 6에서 해석하고자 하는 리큐퍼레이터의 유용도가 최대값을 가지는 흰 및 분리판의 열전도도는 약 20W/mK 이며, 이때의 평판 흰을 가지는 리큐퍼레이터의 유용도는 0.784, 오프셋 스트립 흰을 가지는 리큐퍼레이터의 유용도는 0.801임을 확인할 수 있다. 이 결과로부터, 알루미늄 합금 또는 구리와 같이 열전도도가 높은 물질을 흰의 재료로 사용하는 것에 비해 SUS 316과 같이 열전도도가 상대적으로 낮은 물질을 흰의 재료로 사용하는 것이 리큐퍼레이터의 열성능을 향상시키는데 유리함을 알 수 있다.

Fig. 7은 흰 간격 변화에 따른 최적화된 평판 흰 리큐퍼레이터의 유용도와 오프셋 스트립 흰 리큐퍼레이터의 유용도의 비를 나타낸 그래프이다. 유용도의 비인, $\epsilon_{Offset}/\epsilon_{Plain}$ 는 평판 및 오프셋 스트립 흰을 가지는

리큐퍼레이터의 열성능을 비교하는데 있어 적합한 기준이 될 수 있다. 유용도의 비가 1보다 큰 영역은 오프셋 스트립 환 리큐퍼레이터가 더 나은 열성을 가지며, 유용도의 비가 1보다 작은 구간은 평판 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능이 더 우수함을 의미한다. Fig. 7의 결과에서 알 수 있듯이, 환 간격, s 가 1.45mm 보다 작을 경우 최적화된 오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능이 최적화된 평판 환을 가지는 리큐퍼레이터에 비해 높게 나타났으며, $s \geq 1.45\text{mm}$ 일 경우 평판 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능이 좋은 것으로 나타났다.

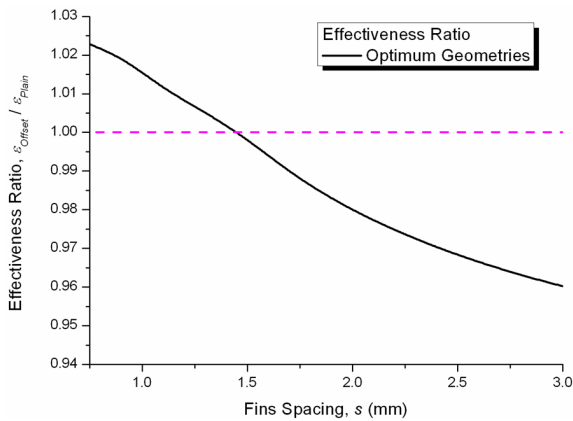


Fig. 7. Effectiveness ratio of the optimized plain and offset strip fin recuperators($k_s = 20\text{W/mK}$)

4. 결론

본 연구에서는 개발하고자 하는 마이크로 가스터빈의 열효율을 향상시키기 위한 리큐퍼레이터의 열성능에 대한 연구를 수행하였다. 열역학 사이클 해석 결과로부터 시스템 설계 조건 및 단일통로 대향유동 리큐퍼레이터에 대한 주요 설계 변수를 도출하였다. 가스-가스 열교환기에 가장 일반적으로 사용되는 환 형상인 평판 및 오프셋 스트립 환을 선택하여, 저온 유체부 및 고온 유체부의 환 높이와 환 간격을 변화시키면서 리큐퍼레이터의 열성능 최적화를 수행하였다. 최적화 결과로부터, 환 간격, s 가 1.45mm 보다 작을 경우 오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능이 평판 환을 가지는 리큐퍼레이터에 비해 높게 나타났다. $s \geq 1.45\text{mm}$ 일 경우 최적화된 평판 환 리

큐퍼레이터의 열성능이 높은 결과를 보였다. 또한, 평판 및 오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 열성능을 정확하게 예측하기 위해서는 입구영역 효과 및 축방향 벽면 전도열전달의 영향이 반드시 고려되어야 함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 방위사업청 및 국방과학연구소 지원으로 수행되는 차세대 군용전원특화연구센터 사업의 일환으로 수행되었습니다.

References

- [1] Nagashima, T. et al., "Lessons Learnt from Ultra-Micro-Gas Turbine Development at University of Tokyo", Invited Lecture, von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series on Micro Gas Turbines, Burssels, 2005.
- [2] Matsuo, E., Yoshiki, H., Nagasima, T., and Kato, T., "Toward the Development of the Finger Top Gas Turbines", IGTC '03 Tokyo, 2003.
- [3] Saravanamuttoo, H., Rogers, G. Cohen, H., and Straznicky, P., "Gas Turbine Theory", 6th ed., Pearson Education Limited, UK, 2009.
- [4] Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., and Lavine, A. S., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 6th ed., John Wiley and Sons, Inc., New York, 2007.
- [5] Webb, R. L. and Scott, M. J., "A Parametric Analysis of the Performance of Internally Finned Tubes for Heat Exchanger Application", J. Heat Trans., Vol. 102, pp. 38~43, 1980.
- [6] Shah, R. K. and Sekulic, D. P., "Fundamentals of Heat Exchanger Design", John Wiley & Sons, Inc., NJ, 2003.
- [7] Shah, R. K. and London, A. L., Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Supplement 1 to Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York, 1978.
- [8] Hwang, C. L. and Fan, L. T., "Finite Difference

- Analysis of Forced-convection Heat Transfer in Entrance Region of a Flat Rectangular Duct”, Appl. Sci. Res., Sect. A, Vol. 13, pp. 401~422, 1964.
- [9] 도규형, 한용식, 최병일, 김명배, “오프셋 스트립 환을 가지는 리큐퍼레이터의 내부 형상 최적화”, 한국군사과학기술학회지 제14권 제6호, pp. 1178~1185, 2011.
- [10] Maglik, R. M. and Bergles, A. E., “Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset-strip-fin Compact Heat Exchanger”, Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 10, pp. 171~180, 1995.
- [11] Kroeger, P. G., “Performance Deterioration in High Effectiveness Heat Exchangers Due to Axial Heat Conduction Effects”, Adv. Cryogen. Eng., Vol. 12, pp. 363~372, 1967.
- [12] Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., and Ganic, E. N., Handbook of Heat Transfer Applications, McGraw-Hill, New York, Chap. 4, 1985.