

1 kW급 스티어링엔진 고온 열교환기의 Fin 형상 개선 효과 분석

안 준*† · 김 석 연*
* 국민대학교 기계공학부

Effects of Novel Fin Shape of High Temperature Heat Exchanger on 1 kW Class Stirling Engine

Joon Ahn*† and Seok Yeon Kim*

* School of Mechanical Engineering, Kookmin Univ.

(Received February 15, 2017 ; Revised April 11, 2017 ; Accepted June 1, 2017)

Key Words: Heat Exchanger(열교환기), Stirling Engine(스티어링엔진), CFD(Computational Fluid Dynamics: 전산유체역학)

초록: 본 연구에서는 1 kW급 가정용 열병합 시스템의 원동기로 설계된 스티어링 엔진의 고온 열교환기에 대하여 Fin 길이, 간격, 각도 등을 조정한 새로운 형상 및 기존 형상에 대하여 수치해석을 수행하여 형상 개선에 따른 성능 향상을 확인하였다. 형상을 개선하는 과정에서 고려하지 않았던 공기예열기를 포함하여 수치해석을 수행한 결과 실린더 헤드 부분에서 음의 열유속이 발생하는 현상이 관찰되었다. 배가스 온도 및 연소실 벽면 온도를 분석하여 이 현상을 규명하였다. 다음으로 이상적인 사이클을 가정하여 형상 개선에 의한 열전달량 증가가 열역학적 사이클 및 시스템 성능에 미치는 영향을 예측하였다.

Abstract: In this research, numerical analysis was carried out on novel and existing fins, adjusted in terms of factors such as length, spacing, and angle, of a high-temperature heat exchanger for a 1 kW class Stirling engine, designed as a prime mover for a domestic cogeneration system. The performance improvement as a result of shape optimization was confirmed with numerical analysis by including the air preheater, which was not considered during optimization. However, a negative heat flux was observed in the cylinder head portion. This phenomenon was clarified by analyzing the exhaust gas and wall surface temperature of the combustion chamber. Furthermore, assuming an ideal cycle, the effects of heat transfer enhancement on the thermodynamic cycle and system performance were predicted.

- 기호설명 -

Q_H : 고온부 열량(J)
 S : 엔트로피(J/K)
 T_H : 고온부 온도(K)
 T_L : 저온부 온도(K)
 W : 일(J)

1. 서 론

최근 지구 온난화로 세계적인 기상 이변이 이

어지고 있으며 우리나라도 예외는 아니어서 2016년 여름 기상관측이 이루어진 지난 108년 간 관측된 최고 기온인 39도씨를 기록하는 폭염이 찾아와 에어컨 사용량 급증에 따른 전력난이 가시화되고 전기요금 누진제가 큰 사회적 이슈로 대두되어 18년 만에 전기요금체계가 개편되기에 이르렀다. 이에 앞서 2013년 원자력 발전소 부품 성적서 조작이 드러나 국내 23기의 원전 중 10기의 원전이 하절기를 앞둔 6월에 가동이 중단되는 사건도 있었다. 이와 같은 배경에서 에너지 수요처에서 에너지를 생산하는 분산에너지시스템⁽¹⁾의 확대가 요구되고 있다.⁽²⁾

해외에서는 분산에너지시스템의 기본으로 발전

† Corresponding Author, jahn@kookmin.ac.kr
© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

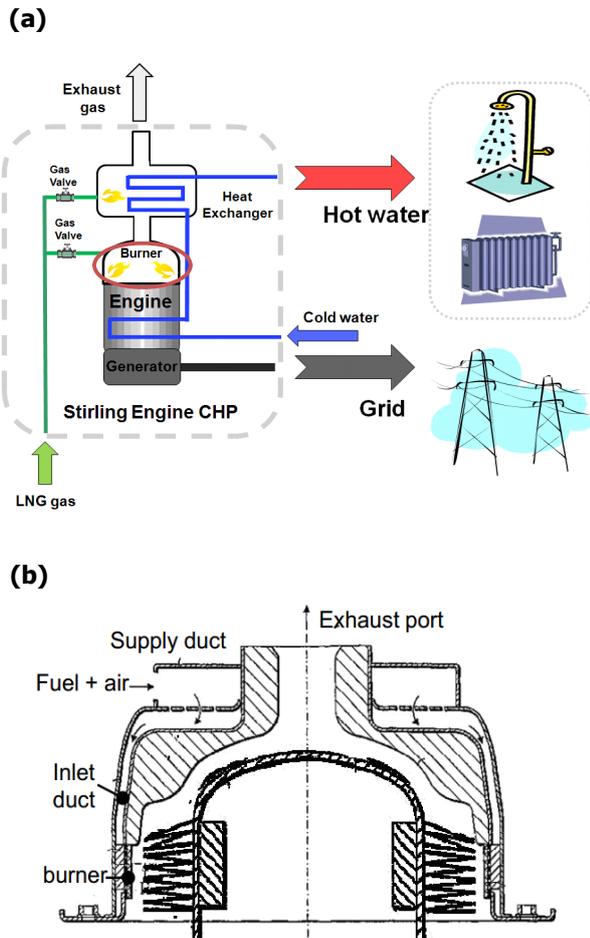


Fig. 1 Stirling engine for micro CHP; (a) Stirling engine based micro CHP system; (b) Cross-section of high temperature part of Stirling engine for micro CHP

용량 1 kW 수준의 가정용 열병합발전[Fig. 1(a)]이 최근 상용화되어 보급되고 있다.⁽³⁾ 가정용 열병합 발전은 마이크로 CHP(Combined Heat and Power)로 부르기도 하는데, 기존의 공동 주택 규모의 열병합발전과 달리 소비자가 직접 선택하여 구매할 수 있고 소비자가 수요에 따라 에너지 생산을 조절할 수 있어 에너지 소비 형태를 합리적으로 이끌 것이라는 점을 보급 논리로 제시하고 있으며⁽⁴⁾ 현재 영국, 네덜란드, 독일 등 서유럽 국가들에서 가정용 보일러를 대체하는 기기로 보급되고 있다.⁽³⁾ 가정용 열병합발전의 원동기(Prime mover)로는 내연기관이 가장 먼저 이용되었고⁽⁵⁾ 최근 연료전지나 스텔링엔진이 상용화되었다.^(1,3,6) 2007년에 발표된 같은 조건에서 내연기관과 스텔링 엔진 기반 시스템의 성능시험 결과에 따르면 열회수를 고려한 종합효율은 스텔링

엔진 시스템이 높았으나 발전효율은 내연기관에 미치지 못하여⁽³⁾ 스텔링 엔진 시스템의 약점으로 지적되었다.

스텔링 엔진의 사이클 효율을 높이기 위하여 작동 유체, 기구학적 메커니즘, 열교환기의 성능에 대한 연구가 진행되어 왔으며⁽⁷⁾ 본 연구에서는 고온 열교환기의 성능 개선에 주목하였다. Fig. 1(a)에 동그라미로 표시한 스텔링 엔진의 고온 열교환기는 열원으로부터 열을 전달받는 부분이며 마이크로 CHP에 사용되는 스텔링 엔진의 경우 천연가스를 연료로 사용하는 제품이 주로 상용화되어 있다.⁽³⁾ Fig. 1(b)에 확대한 단면으로 제시한 바와 같이 연료로 공급된 천연가스는 일반적으로 예혼합 표면연소 형태⁽⁸⁾로 좁은 공간에서 연소가 이루어진다. 연소기는 다공체를 띠 형태로 고온열교환기를 둘러싸도록 제작하여 효과적으로 열을 전달하게 한다. 또한 연소실 후단에 재생열교환기를 설치하여 배가스의 열을 회수하여 연소에 사용되는 공기를 예열함으로써 열효율을 높인다.

가정용 열병합발전을 위한 1 kW급 스텔링 엔진의 고온 열교환기는 Fig. 2(a)에 제시된 것처럼 Serrated Fin이 설치되어 있다. 원형 Fin에 비해 Serrated Fin은 다양한 기하학적인 변수를 포함하고 있어 이를 최적화함으로써 열전달을 촉진시킬 수 있다. 선행 연구로서 Fin의 높이, 방향, 개수, 길이, 부착 각도에 대하여 수치해석을 수행하여 각각의 변수에 대한 최적값을 제시하였다.⁽⁹⁾ 본 연구에서는 이를 모두 반영하여 Fig. 2(b)와 같이 개선된 형상을 제안하였다.

앞서 언급한 형상최적화⁽⁹⁾는 고온 열교환기를 독립적으로 분리하여 이루어졌는데 이후에 추가적인 연구를 통하여 공기에열기를 계산에 포함할 경우 성능에 영향을 줄 수 있다는 것이 확인되었다.⁽¹⁰⁾ 이에 추가적인 연구로서 Fig. 2(b)에 제시한 개선된 형상에 대하여 공기에열기 및 재생기를 포함한 해석을 수행하였다. 그 결과 형상을 개선할 경우 상류 영역에서 연소 가스로부터 보다 많은 열량을 흡수하게 되어 실린더 헤드 부분에서 음의 열유속이 발생하는 현상이 관찰되었다.⁽¹¹⁾

이는 열역학적 사이클에서 고온부의 온도를 일정하게 고정했기 때문인 것으로 파악되었다. 따라서 스텔링 엔진 구성품의 형상 최적화는 사이클 해석과 연계하여 진행해야 할 필요성이 제기되었

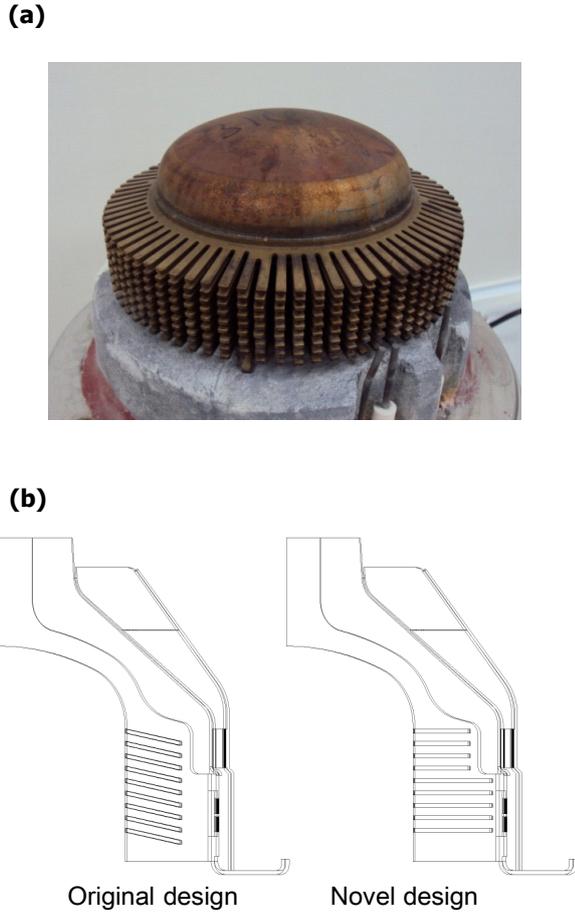


Fig. 2 High temperature heat exchanger of Stirling engine for micro CHP; (a) Photograph of the original prototype; (b) Novel design of high temperature heat exchange in comparison with original design

다.⁽¹¹⁾ 이에 본 논문에서는 공기예열기 표면의 온도를 분석하여 음의 열유속이 발생하는 원인을 고찰하고 축열식 버너를 채택한 스텔링 엔진의 연소실 설계방안을 제안한다. 또한 이상적인 사이클을 가정한 사이클을 검토하여 스텔링엔진의 고온 열교환기에 대하여 기존 형상과 개선된 형상의 성능을 타당하게 비교하고 개선된 형상에 대하여 적합한 설계 온도를 찾아보고자 한다.

2. 수치해석 기법

본 연구에서 계산영역은 Fig. 3에 보인 것과 같이 Stirling엔진의 고온 열교환기를 둘러싸고 있는 연소실 및 연료공급부로 설정하였다. 고온 열교환기는 Serrated Fin을 형상에 포함시켰다. Fig. 3(a)에는 기존 형상의 격자계만 제시하였으나 Fig. 2(b)에 제시한 2가지 형상에 대하여 각각 격자를

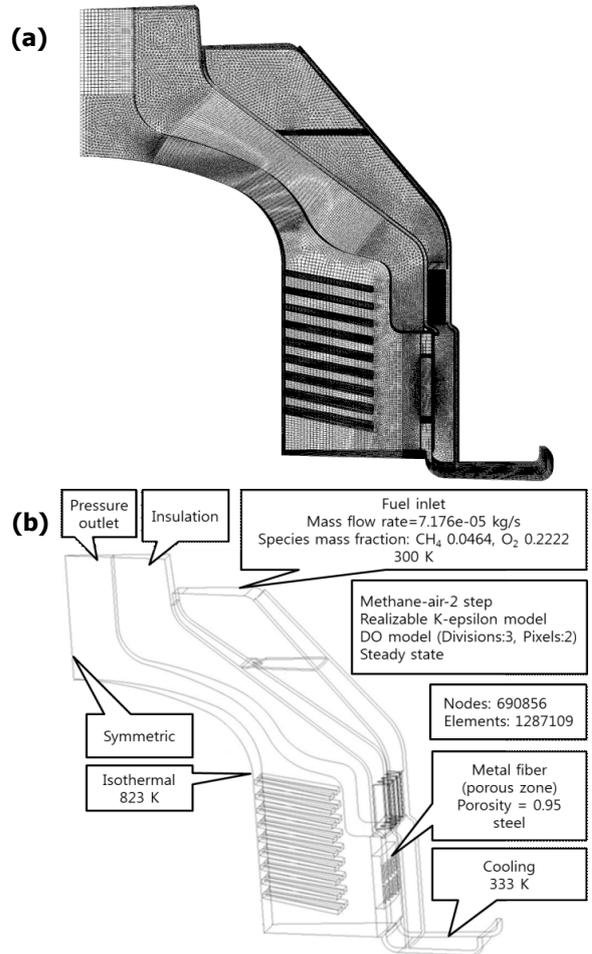


Fig. 3 Modeling for high temperature heat exchanger; (a) Grid system; (b) Computational domain with boundary conditions

작성하였다. Fig. 2(b)에 제시된 2가지 Serrated Fin은 모두 원주방향으로 72개의 Fin이 주기적으로 분포되어 있으므로 경제적인 계산을 위하여 접선 방향으로 2개의 Fin을 포함하도록 10°에 해당하는 부분을 계산영역으로 설정하였다. 금속 섬유로 구성된 버너는 다공성 매질로 처리하였다. 버너에 해당하는 다공성 매질의 재질을 철, 공극률은 실제 버너를 참조하여 0.95로 설정하였다. 본 연구에서는 Fin 형상최적화 과정에서 고려하지 않았던⁽⁹⁾ 공기예열부[Fig. 2(b)]를 계산영역에 포함하였다. 격자는 육면체와 사면체 격자를 혼합하여 작성하였다. 격자수는 1,100,000개의 격자를 사용하여 실험적으로 관찰되는 Radiant flame mode를 찾아낸 선행연구 결과를 참조하여⁽¹²⁾ 약 1,290,000개의 격자를 사용하였다.

연소계산에서 연료인 LNG는 여러 성분으로 구성되어 있지만 약 90%를 차지하는 메탄으로 단

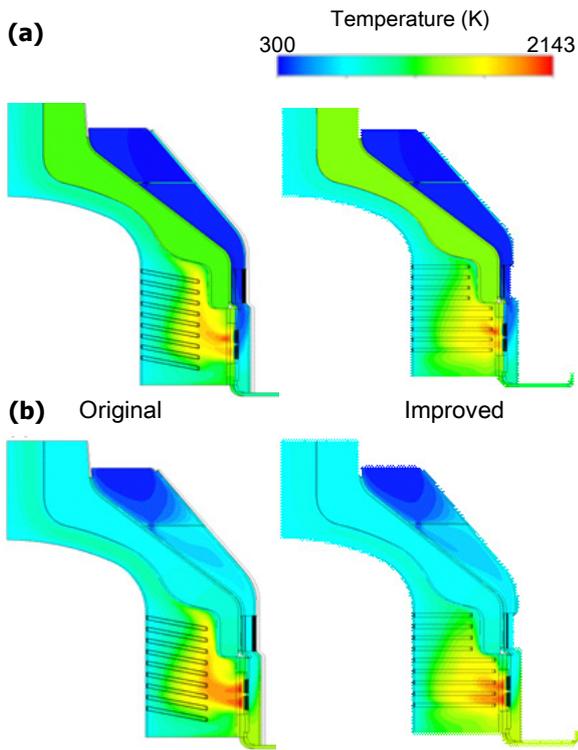


Fig. 6 Comparison of temperature distribution between original model and novel model; (a) Adiabatic combustion chamber; (b) Considering heat recovery by air pre-heater

순화하였다. 경계조건으로서 입구에서의 메탄 유량은 발열량 기준으로 6.5 kW가 되도록 하였고 공기의 유량은 배가스의 산소농도가 3.5%가 되도록 설정하였다. 공기에열기 입구에서 혼합기체의 온도는 300 K로 부과하였다. 출구에는 압력출구 조건을 부과하였다. 속도의 경우, 벽면에는 점착조건을 부과하였다. 엔진 고온측 수열부인 Head 부분은 사이클 해석⁽¹³⁾ 및 실험⁽¹⁴⁾ 결과를 참조하여 823 K의 등온 조건을 부과하였다. 연소

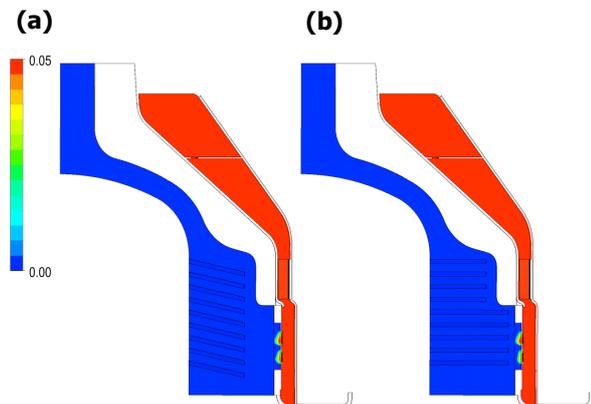


Fig. 4 Fuel (CH₄) mass fraction; (a) For original model; (b) For novel model

실 벽면의 경우 축열의 영향을 고려하여 복합 열 전달 해석을 수행하였다.

지배방정식으로 연속방정식, 비압축성 운동량 방정식, 에너지 방정식 그리고 메탄에 대한 화학종 방정식을 해석하였다. 난류 모형으로는 Realizable $k-\epsilon$ 모형을 사용하였다. 복사 모형으로는 선행연구를 통해 검증된⁽¹²⁾ DO(Discrete Ordinate) Method를 사용하였고 입력 값으로 θ , ϕ division 및 pixel을 각각 3과 2로 설정하였다. 화학종 방정식에서는 메탄-공기 2 Step 방법으로 연소현상을 모사하였다. 난류-화학반응 관계는 EDC(Eddy Diffusivity Concept)모형으로 고려하였다. 온도에 따른 물성 변화는 부분선형(Piecewise linear) 함수로 고려하였고 복사물성은 회체가중합(Weighted Sum of Gray Gases)으로 고려하였다.

3. 결과 및 토의

연소실 벽면에 단열 조건을 부과하여 축열을

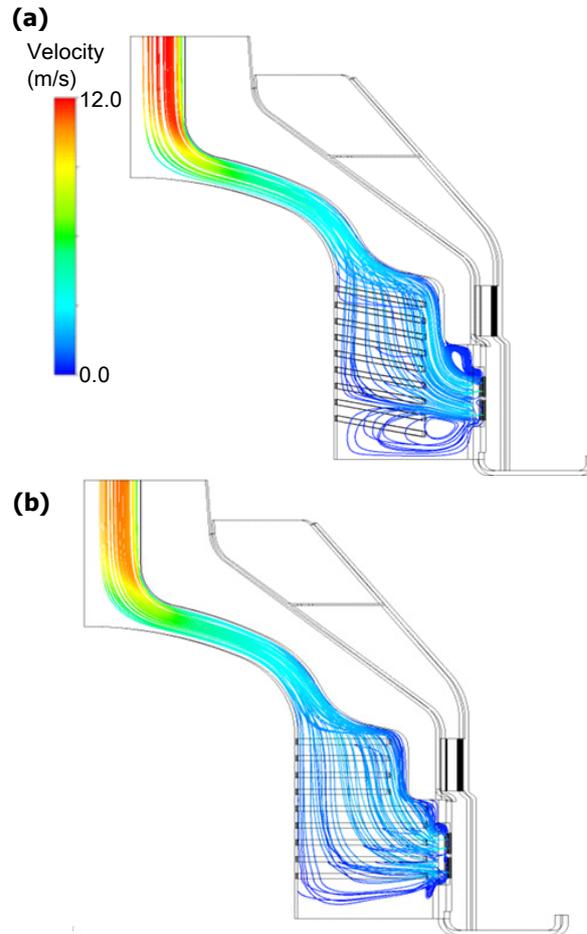


Fig. 5 Streamlines with velocity magnitude colors; (a) For original model; (b) For novel model

고려하지 않은 경우 연소실 내부에서 연료인 CH₄의 화학종 분포를 Fig. 4에 제시하였다. 선행 연구의 격자 해상도 시험결과를 바탕으로 격자를 작성하여 실험결과⁽¹⁴⁾와 같이 다공체 버너 내에서 Radiant Flame 형태의 화염이 발생하는 것을 관찰할 수 있다. 개선된 형상의 고온 열교환기를 적용한 경우에도 다공체 버너 내부에서 완전 연소를 이루어 다공체 밖에는 CH₄가 존재하지 않는 것을 확인할 수 있다.

연소실 내부의 유동형태를 보면(Fig. 5), 버너에서 공급된 연소 가스가 고온 열교환기를 거쳐 연소실 출구로 빠져나가는 형태를 보이고 있다. 기존 형상의 경우 연소실 하부에 재순환 영역이 존재하였으나 형상을 개선하면서 재순환 영역이 사라지는 것을 관찰할 수 있다. 형상을 개선하면서 연소실 출구에서의 속도가 기존 형상에 비해 0.25 m/s 감소하였는데 이는 고온 열교환기로 전달되는 열량이 증가하면서 연소 가스의 온도가 낮아지고 밀도가 높아졌기 때문인 것으로 판단된다.

수치해석을 통해 얻은 온도 분포를 보면 형상을 개선할 경우 Fin으로의 열전달이 증가하여 Fin에서 하류로 이어지는 고온영역(Fig. 6에서 황색으로 표시된 영역)이 사라지는 것을 관찰할 수 있다. 공기에열기를 계산에 포함한 경우에도[Fig. 6(b)] 이와 같은 효과는 유지된다. 고온열교환기로 전달되는 열량을 계산해 보면, 공기에열기를 고려하지 않을 경우 고온 열교환기의 형상을 개선하여 연소 가스로부터 고온열교환기로 전달되는 열량이 3.84 kW에서 4.06 kW로 약 5.5% 가량 증가할 것으로 예상되었다. 공기에열기를 고려하면 기존 형상에서 3.89 kW, 개선된 형상에서 4.11 kW로서 형상 개선에 따른 열전달 촉진 효과는 약 5.5%가 유지되고 있다. 공기에열을 고려할 경우 연소실 벽면 온도가 감소하지만 공기가 예열되어 연소 가스의 온도가 상승하는 효과가 나타나게 되는데 종합적으로 고온 열교환기로의 열전달량을 1.3% 정도 높일 것으로 예측되었다.

수치해석으로 예측한 벽면 열유속의 부호를 Fig. 7에 제시하였다. 청색은 벽면으로 열이 전달되는 조건, 적색은 벽면에서 열이 방출되는 조건을 의미한다. 연소실 벽면이 단열된 경우[Fig. 7(a)]에는 기존 형상과 개선된 형상 모두 음의 열유속이 발생하지 않았다. 공기에열기를 고려하면 연소실 벽면을 통해 외부의 공기가 예열되면서

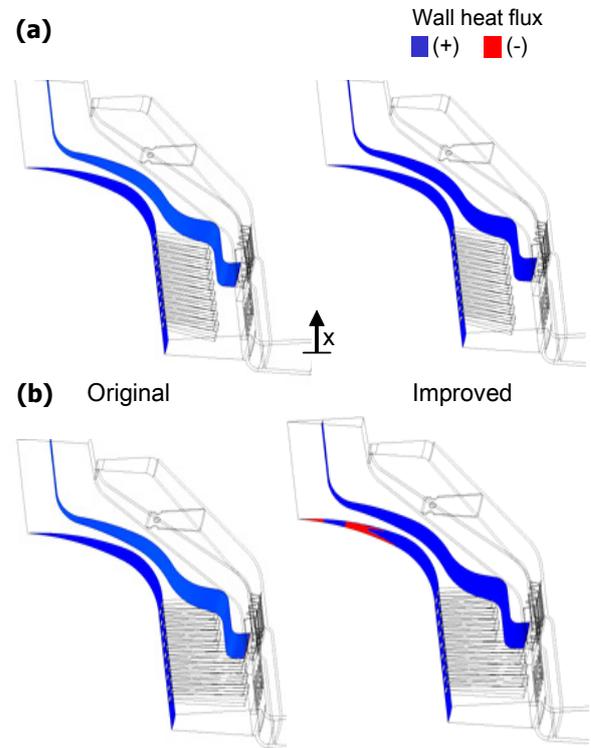


Fig. 7 Heat flux on the cylinder and combustion chamber wall; (a) Adiabatic combustion chamber; (b) Considering heat recovery by air pre-heater

연소실 벽면 온도가 감소하게 된다(Fig. 6 참조). 결과적으로 기존 형상에서는 음의 열유속이 관찰되지 않았으나 형상을 개선하면 Fin을 지난 수열부 윗면에서 음의 열유속이 발생하는 것이 예측되었다.

벽면 온도조건은 사이클 설계조건인 823 K의 등온으로 부과되었고 연소실 출구에서 배가스의 유동 혼합 평균온도는 개선된 형상에서도 929 K로서 벽면 온도보다 높은 상태에서도 음의 열유속이 발생하여 연소실 벽면 온도를 추출하여 검토하였다(Fig. 8). 공기에열기를 고려하지 않으면(Adiabatic in Fig. 8) 연소실 벽면 온도가 전 구간에서 검정색으로 표시한 고온 열교환기 표면온도보다 높은 것을 확인할 수 있다. 그러나 공기 예열기를 고려할 경우(Recuperative in Fig. 8) Fin이 설치된 구간이 끝나는 0.07 m 이후에서 연소실 벽면의 온도가 823 K 이하로 내려가는 것으로 예측되었다. 기존 형상의 경우 경계조건으로 설정한 연소실 벽면 온도와 큰 차이가 없어 음의 열유속이 발생하지 않지만 형상을 개선할 경우 90 K정도 차이가 발생하여 복사열교환이 이루어지

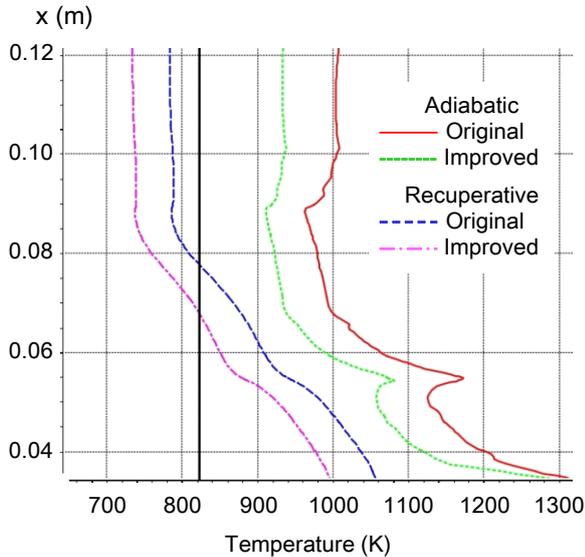


Fig. 8 Temperature on the combustion chamber wall (For coordinate x , see Fig. 7)

는 것으로 파악된다.

위의 분석 결과로부터 고온 열교환기의 형상 최적화 과정에서 고려하지 않았던 두 가지 문제가 도출되었다. 먼저 고온 열교환기는 연소실 내에 위치하게 되고 공기를 예열하는 축열 방식으로 연소가 이루어질 경우 연소 가스와의 열교환 뿐 아니라 연소실과의 열교환도 함께 고려해야 된다는 점이다. 또한 연소실의 기능을 Fig. 9에 보인 것과 같이 버너에 가까운 상류에서는 고온 열교환기에 열을 전달하고 수열부를 지나서는 공기를 예열하는 것으로 파악할 수 있다. 따라서 효율적인 공기예열을 위해서는 출구 부분의 단열 두께를 줄이는 것을 설계 개선안으로 고려해 볼 수 있을 것이다.

다음으로 구성품의 최적화와 사이클의 연계 문제가 제기되었다. 본 연구에서는 고온 열교환기의 표면 온도를 사이클 해석에서 얻은 823 K로 고정하였으나 형상개선에 의해 열전달량이 증가할 경우 고온부 온도가 상승할 가능성이 있다. 따라서 스티어링 엔진 열교환기의 실질적인 설계 개선을 위해서는 열전달 촉진을 위한 형상 도출 뿐 아니라 연결된 요소와의 상호작용 및 열역학적 사이클에 대한 고려가 함께 이루어져야 할 것이다.

고온 열교환기의 설계 개선에 따른 사이클 효율 향상 및 사이클의 변화는 향후 정확한 사이클 해석을 통해 예측해야 하겠지만 본 논문에서는

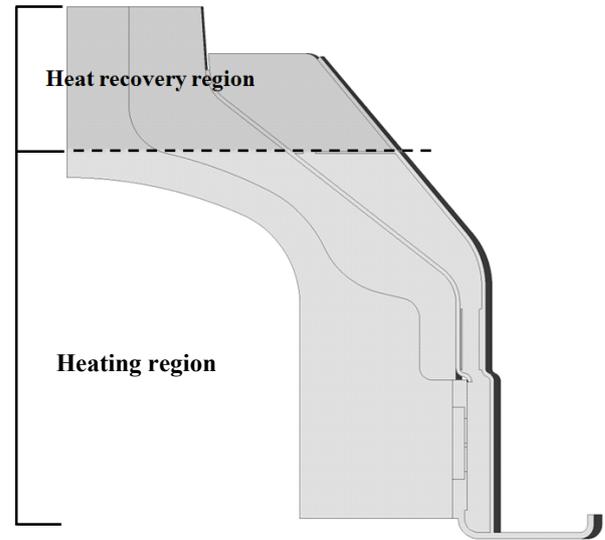


Fig. 9 Division of high temperature section of Stirling engine by function

이상적인 사이클을 가정하여 변화의 범위를 추정해 보았다. 재생기가 이상적일 경우 스티어링 사이클은 Fig. 10(a)에 보인 것과 같이 동일 온도 범위에서 작동하는 카르노 사이클에 접근하며 다음의 관계식을 따르게 된다.

$$\Delta S = \frac{Q_H}{T_H} \quad (1)$$

$$W = \Delta S (T_H - T_L) \quad (2)$$

위 관계식에 본 논문에서 해석을 수행한 스티어링 엔진의 설계점인 고온부 온도 823 K, 저온부 온도 333 K를 대입하고 수치해석으로 구한 고온부로의 열전달량인 3.89 kW를 대입하면 출력(W)은 2.31 kW로 구해진다[Fig. 10(b)]. 이는 실제 설계 전기출력이 1 kW인 점을 고려하면 타당한 값으로 판단된다.

고온 열교환기의 설계 개선으로 고온부 온도가 상승할 경우를 가정하여 엔트로피 변화량이 유지된다고 가정하면 설계 개선으로 열전달량이 4.11 kW로 증가하면서 이 조건을 만족시키는 온도는 870 K로 상승한다[Fig. 10(c)]. 이때 출력은 2.54 kW로 증가한다. 엔진의 고온부 온도가 유지될 경우 열전달량 증가량이 엔트로피 증가량에 반영되고 이 경우 출력은 2.45 kW로 구해진다. 이를 종합해보면, 개선된 고온 열교환기를 채택할 경우 고온부 온도를 최대 47 K까지 높일 수 있고

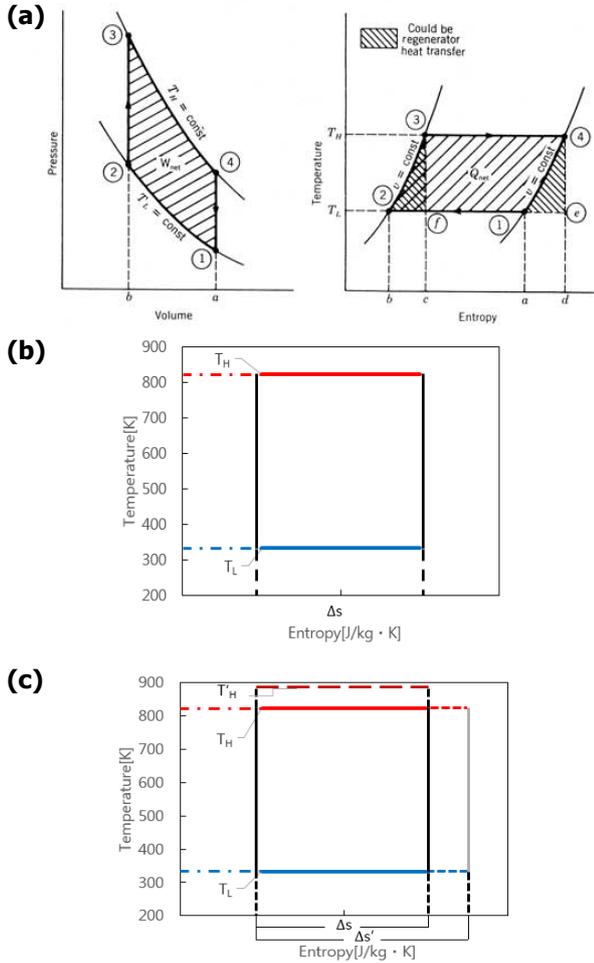


Fig. 10 Idealized Stirling engine cycle; (a) Idealized cycle; (b) Ideal cycle for original model; (c) Ideal cycle for improved model

출력은 6~9% 증가시킬 것으로 예측되었다.

4. 결론

본 연구에서는 1 kW급 스텔링 엔진에 사용되는 고온 열교환기에서 연소 가스로부터의 열전달량을 극대화할 수 있는 새로운 형상을 제안하였고 제안된 형상에 대하여 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 공기 예열기를 포함하여 고온 열교환기에 대한 수치해석을 수행한 결과 형상 개선으로 고온 열교환기로의 열전달량을 약 5.5% 증가시킬 수 있을 것으로 예측되었으나 수열부 윗면에서 음의 열유속이 관찰되었다.

(3) 배가스 온도와 연소실 벽면 온도를 분석한 결과 배가스 온도는 고온 열교환기 표면 온도를

상회하였으나 연소실 벽면온도는 90 K까지 낮게 분포하여 복사 효과에 의해 음의 열유속이 나오는 것으로 해석되었다.

(3) 이상적인 사이클을 가정하여 고온부 온도와 출력을 예측한 결과 열교환기 형상 변경에 따라 고온부 온도는 47 K까지 상승할 수 있고 출력은 6~9%까지 추가적으로 얻을 수 있을 것으로 예상되었다.

참고문헌 (References)

- (1) Kuhn V., Klemens, J. and Bulatov, I., 2008, "Micro CHP: Overview of Selected Technologies, Products and Field Test Results," *Applied Thermal Eng.*, Vol. 28, pp. 2039~2048.
- (2) Kang, B. H., Yun, C. H. and Ahn, J., 2013, "Impact of Residential CHP Systems on Greenhouse Gas Emissions in Korea," *Korean J. Air-Cond. Refrig.*, Vol. 25, pp. 555~561.
- (3) Thomas, B., 2008, "Benchmark Testing of Micro-CHP Units," *Applied Thermal Eng.*, Vol. 28, pp. 2049~2054.
- (4) Peacock, A. D. and Newbrough, M., 2005, "Impact of Micro-CHP Systems on Domestic Sector CO₂ Emissions," *Applied Thermal Energy*, Vol. 25, pp. 2653~2676.
- (5) Voorspools, K. R. and D'haeseleer, W. D., 2002, "The Evaluation of Small Cogeneration for Residential Heating," *Int. J. Energy Research*, Vol. 26, pp. 1175~1190.
- (6) De Paepe, M., D'Herdt, P. and Mertens, D., 2006, "Micro-CHP Systems for Residential Applications," *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, pp. 3435~3446.
- (7) Thombare, D. G. and Verma, S. K., 2008, "Technological Development in the Stirling Cycle Engines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, pp. 1~38.
- (8) Mujeebu, M. A., Abdullah, M. Z., Barkar, M. Z. A., Mohamad, A. A. and Abdullah, M. K., 2009, "Applications of Porous Media Combustion Technology: a Review," *Applied Energy*, Vol. 86, pp. 1365~1375.
- (9) Kang, S. H., Kim, H. J. and Chung, D. H., 2011, "Numerical Analysis to Design High Temperature Heat Exchanger of Beta Type Stirling Engine in 3-D Combustion Field," *Trans. KSCFE*, Vol. 16, pp. 55~61.
- (10) Kim, H. J., Lee, Y. S. and Ahn, J., 2013,

- "Combustion Simulation of 1kW Class LNG Stirling Engine CHP System Considering Heat Recovery," *Int. J. Air-Cond. Refrig.*, Vol. 21, pp. 1350007.
- (11) Ahn, J. and Kim, S.Y., 2016, "Performance of Novel High Temperature Heat Exchanger for 1 kW Class Stirling Engine Considering Heat Recovery," *Int. J. Air-Cond. Refrig.*, Vol. 24, No. 1, 1650007.
- (12) Ahn, J., Lee, Y. S. and Kim, H. J., 2011, "CFD Study on the Combustion Chamber of a 1 kW Class Stirling Engine," *Trans. KSCFE*, Vol. 16, pp. 88~94.
- (13) Hong, Y.-J., Ko, J.-S. and Park, S.-J., 2009, "The Cycle Analysis of the 1 kW Class Free-Piston Stirling Engine for Micro CHP," *Proc. KSME Fall Annual Meeting*, pp. 1872~1876.
- (14) Ahn, J., Lee, Y. S. and Kim, H. J., 2012, "Combustion Characteristics of a Premixed Burner in a Stirling Engine for a Domestic Cogeneration System," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 36, pp. 211~216.