

GHP 배열회수용 이중 셸-튜브형 배기가스 열교환기의 설계 최적화

이진우* · 신광호*† · 최 송* · 정백영* · 김병순*

* LG 전자 HAE 연구센터 AE 연구소

Design Optimization of Dual-Shell and Tube Heat Exchanger for Exhaust Waste Heat Recovery of Gas Heat Pump

Jin Woo Lee*, Kwang Ho Shin*†, Song Choi*, Baik Young Chung* and Byung Soon Kim*

* AE Laboratory, HAE Research Center, LG Electronics

(Received November 19, 2014; Revised December 1, 2014; Accepted December 1, 2014)

Key Words: Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Gas Heat Pump(가스히트펌프), Optimization(최적화), Response Surface Model(반응표면모델), Shell and Tube Heat Exchanger(셸-튜브 열교환기),

초록: 본 논문은 GHP에 사용되고 있는 이중 셸-튜브형 배기가스 열교환기의 설계 변수의 변화에 따라 열전달 및 마찰특성 변화를 알아보기 위해 CFD와 RSM을 이용하여 최적화를 수행하였다. CFD 해석은 복잡한 형상의 열교환기 해석에 유용한 도구이나, 해석결과를 얻기까지 많은 시간이 소요된다. 이러한 해석시간을 줄이고, 유용한 결과를 얻기 위해 RSM과 병행하여 최적화 설계를 진행하였다. 시뮬레이션 결과를 이용한 RSM 해석결과, 배플 6개, 튜브 25개에서 최적화되었으며, 기존 보다 차압 및 열전달 성능이 약 12.2% 개선되었다. 이러한 CFD와 RSM을 이용한 최적화 기법은 다양하고 복잡한 형상의 열교환기 해석에 유용함을 확인하였다.

Abstract: In this paper, we performed the design optimization dual-shell and tube heat exchanger on exhaust waste heat recovery for gas heat pump using CFD and RSM. CFD analysis is useful to design the complex structure such as double shell and tube heat exchanger. By computer simulation, engineers can assess the feasibility of the given design factors and change them to get a better design. But if one wishes to perform complex analysis on the simulation, such dual-shell and tube heat exchanger for GHP, the computational time can become overwhelming. CFD is powerful but it takes a lot of time for complex structure. Therefore, the CFD analysis is minimized by the optimization using the RSM method. As a result, the number of baffle and tube are optimized by 6 baffles and 25 tubes for heat transfer and flow friction. And then pressure drop and heat transfer is improved about 12.2%. We confirm the design optimization using CFD and RSM is useful on complex structure of heat exchanger.

1. 서 론

최근 국내에서는 겨울철 기온의 급강하가 잦아지면서 하절기 뿐만 아니라 동절기에도 전력수요가 지속적 증가하고 있으며, 이에 따라 전력 부하의 피크 현상이 발생하는 현상을 초래하고 있다. 그에 반해 국내 가스연료의 계절별 수요는 그 불균형이 심각한 실정이다. 따라서 전력수요와 가스연료의 계절별 불균형을 해소하기 위한 일환으로 GHP(gas heat pump)가 재조명 되고 있다. GHP는 가스(LNG, LPG)를 열원으로 하여 엔진을 구동하여, 그 동력으로 압축기를 작동시키는 시스템으로 여름에는 냉방, 겨울에는 난방을 하는 공조시스템이다. 압축기에 의해 고온/고압으로 압축된 냉매는 실내기나 실외기에서 열교환되어 응축, 증발 과정의 반복에 의해 냉난방 운전을 수행한다.

엔진 기술은 급격하게 진행되고 있는 지구 온난화의 영향으로 온실가스 감축을 위한 연소 최적화 기술과

† Corresponding Author, E-mail: kho.shin@lge.com

Table 1 Specification of dual-shell and tube heat exchanger for exhaust gas

| Parameters | Shell side | | | Tube side | | | Baffle | | |
|------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------|---------------|---------------|--------------|---------------|-------------|
| | $D_{i,os}$ (mm) | $d_{o,is}$ (mm) | $d_{i,is}$ (mm) | N_t (-) | L_t (mm) | d_t (mm) | N_b (-) | W_b (mm) | h (mm) |
| | 139.8 | 137.4 | 120 | 27 | 452 | 12.8 | 7 | 52 | 101 |

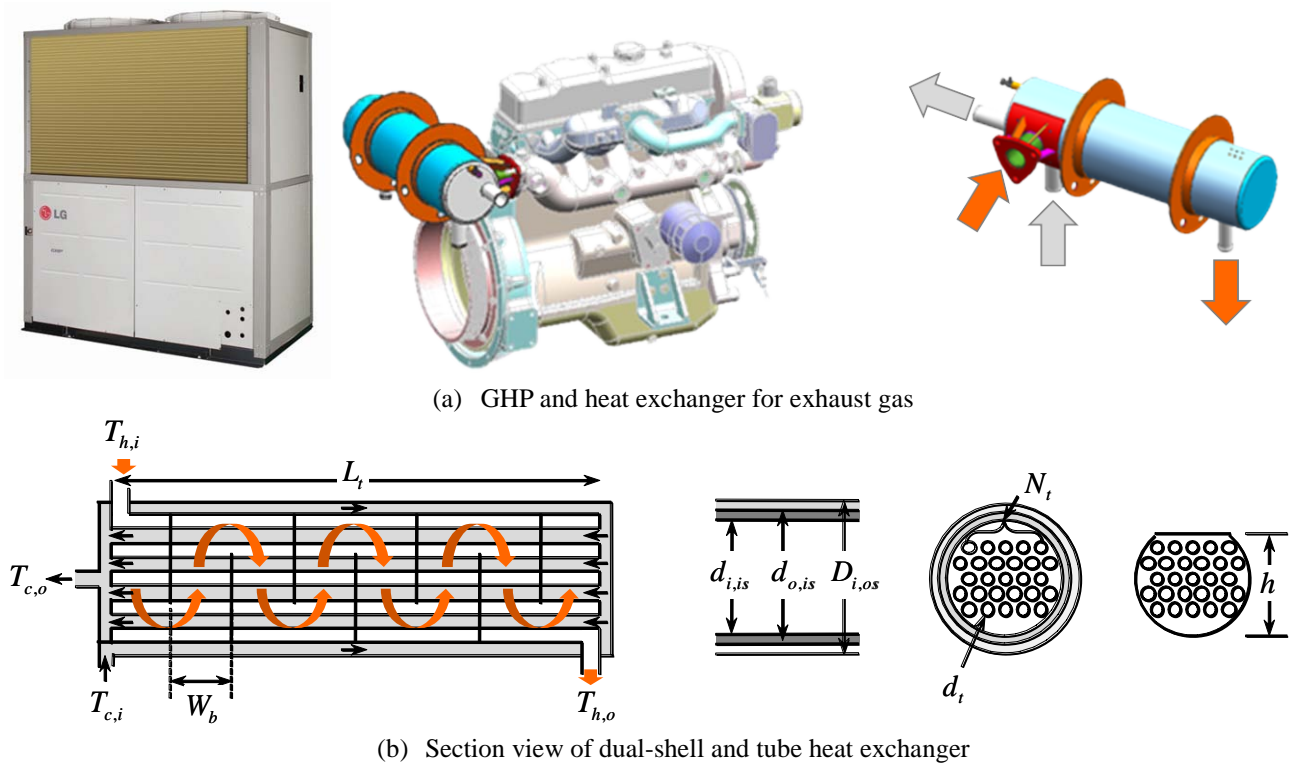


Fig. 1 Structure of dual-shell and tube heat exchanger for exhaust waste heat recovery for GHP

동력으로 변환되지 못하고 버려지는 에너지를 전기나 기계에너지로 재생시키는 폐열 활용 기술이 활발히 연구되고 있다.⁽¹⁾ 실제로 산업체에서는 다양한 폐열원의 특성에 따라 여러 가지 종류의 열 회수장치와 회수방안이 적용되고 있으며, 열교환기는 이러한 폐열 회수 장치의 가장 중요한 기기이다.⁽²⁾ GHP 시스템에서는 엔진에 의해 연소된 배기가스를 열교환기에서 냉각수와 열교환시켜, 난방운전 시 증발열원으로 활용하도록 시스템을 구성하고 있다. 배기가스 열교환기는 엔진 외부로 방출되는 배열을 회수하기 위한 장치로 사이클 효율 향상을 위해 반드시 필요하며, 이를 최적화하기 위한 설계가 수행되어야 한다.⁽³⁾

본 논문은 LG 전자의 GHP 제품에 적용된 이중 셸-튜브형 배기가스 열교환기에 대해 수치해석과 통계적 처리기법인 RSM(response surface model, 반응표면모델)을 사용하여 최적화 설계를 진행하였다.

2. 본 론

2.1 GHP 배열회수용 배기가스 열교환기

Fig. 1 과 같이 자사에서 적용중인 배기가스 열교환기는 엔진 배기관 출구와 직접 연결되고, 2 개의 원형 지지대로 구성되어 있다. 내부와 외부에 셸이 존재하는 이중 셸 구조로 내부 셸에 27 개의 튜브와 7 개의 격벽으로 되어 있다. 엔진에서 연소된 배기가스는 내부 셸로 유입되고, 유입된 배기가스는 튜브 외측으로 흐르며 튜브내의 냉각수와 열교환하도록 설계되어 있다. 냉각수는 외부와 내부 셸 사이를 통과한 후, 내부 셸에 구성된 튜브를 통해 흐를 수 있도록 하여 고온의 배기가스로 인한 화상을 방지할 수 있도록 하였으며, 주요 제원은 Table 1 과 같다.

배기가스 열교환기 성능에 영향을 미치는 인자에는 셸과 튜브의 관경과 길이, 배플과 튜브의 수 등

여러 인자들이 있다. 이러한 모든 변수에 대해 수치해석을 진행하는 것은 많은 시간을 소요하게 된다.

Table 2 Property and boundary condition

| Mesh number | | Exhaust gas ⁽⁵⁾ | Coolant ⁽⁶⁾ | SUS 304 |
|--------------------|------------------------------|--|------------------------|---------|
| | | 500,000 | 500,000 | 300,000 |
| Property | Molar mass (g/mol) | N ₂ : 70.7% H ₂ O : 19.4% CO ₂ : 8.6% O ₂ : 0.4% NO _x : 0.21% CO : 0.44% HC : 0.17% | 62.07 | 302 |
| | Density (kg/m ³) | | 1120 | 8000 |
| | Specific heat (J/kg·K) | | 2.42 | 500 |
| | Thermal conductivity (W/m·K) | | 0.26 | 16 |
| | Kinematic viscosity (kg/m·s) | | 0.02 | - |
| Boundary condition | Inlet | Mass flow rate (kg/s) | 0.022 | 0.9- |
| | | Temperature (°C) | 298.6 | 13.9 |
| | Outlet | Relative pressure (Pa) | 0 | 0 |

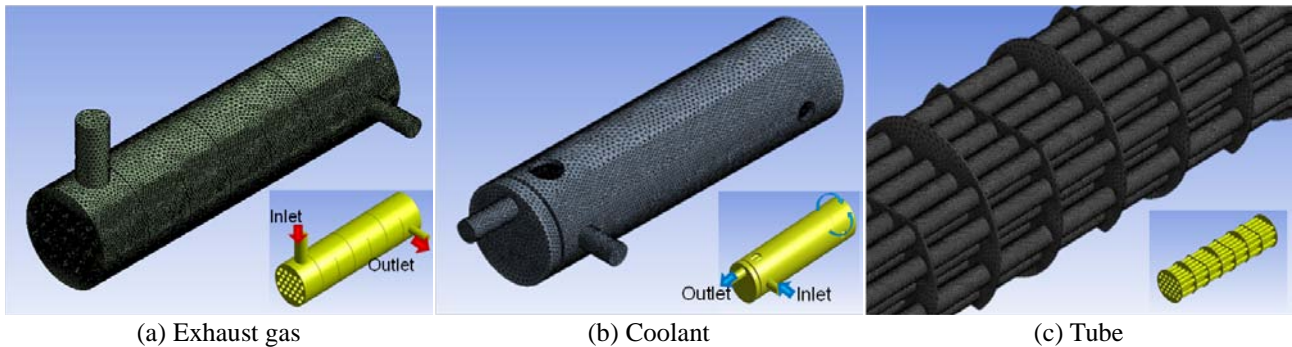


Fig. 2 Generated mesh using ANSYS

따라서 성능에 크게 영향을 미치는 인자들을 선택할 필요가 있다. 본 논문에서는 실제 양산시 변경 가능한 배플과 튜브 수에 대해 열전달량과 차압에 미치는 영향을 확인하였다.

2.2 수치해석

수치해석은 상용 프로그램인 ANSYS CFX 14.0 을 사용하였다. Fig. 2 의 (a), (b)는 작동유체인 배기가스와 냉각수 유로로 격자 500,000 개, (c)는 두 유체 사이의 전도체인 튜브와 셸로 300,000 개의 격자를 생성하였다. 격자 품질의 경우 일반적으로 직교성(orthogonal quality)은 최소 0.1 이상, 뒤틀림(skewness) 정도는 최대 0.95 이하 수준을 확보해야 격자에 의한 해석 오류를 방지할 수 있다. 생성된 격자는 직교성 0.15 이상, 뒤틀림 정도 0.85 이하로 확보하였다.

수치해석을 위해 도입한 가정은 다음과 같다.

- (1) 유체의 흐름은 정상상태, 비압축성 난류 유동으로 가정
- (2) 난류 모델은 SST모델⁽⁴⁾ 사용
- (3) 중력 무시

해석하고자 하는 유동장은 배플과 튜브 형상에 지배를 받고 유체의 유입속도를 고려하였을 경우 난류 유동이다. 난류 모델의 경우 기존의 k-ε 모델은 벽면에서의 열전달을 과도하게 예측하고 k-ω 모델은 경계층 외부 자유류 영역의 결과에 지나치게 민감하다. 따라서 각각의 장점을 살린 SST 모델을 사용하였으며, 지배 방정식은 식 (1), (2)와 같다.

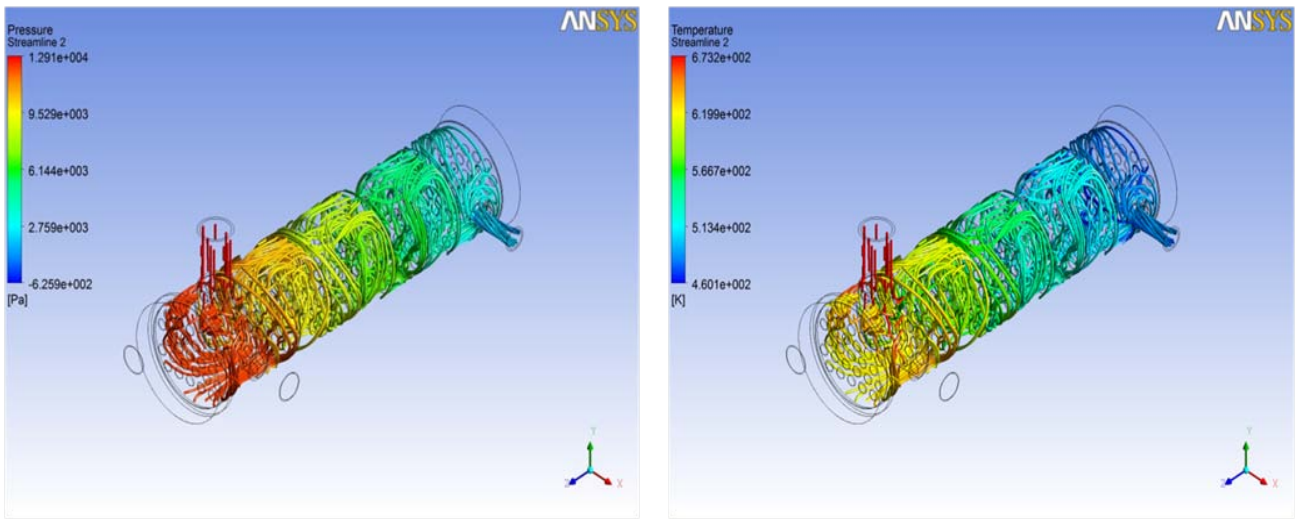
유동장 해석 결과의 정확성을 확보하기 위해 잔차 목표(residual target)를 설정해야 한다. 본 해석에서는 일반적인 기준인 잔차 목표(residual target)를 1.0E-4 로 설정하여 수렴성을 확인하였다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2)$$

Table 3 Comparison of CFD analysis and experimental result

| | Experimental result | CFD analysis | Error (%) |
|-------------------------|---------------------|--------------|-----------|
| Pressure drop (kPa) | 6.12 | 6.20 | 1.31 |
| Heat transfer rate (kW) | 7.20 | 7.79 | 8.19 |



(a) Pressure streamline

(b) Temperature streamline

Fig. 3 Pressure and temperature streamline of exhaust gas side

해석결과의 타당성을 살펴보기 위해 기존 실험값을 입력값으로 하여 CFD 해석과 실험결과와 비교하였다. Table 2 는 해석을 위한 입력값으로 기존 실험값을 나타낸다. 배기가스는 천연가스 엔진의 이론 공기과잉률($\lambda=1$)로 가정한 배기조성을 사용하였고, 냉각수는 에틸렌글리콜과 물 각 50% v/v 의 혼합물로 가정하였으며, 튜브와 셸은 SUS304 재질로 해석을 수행하였다.

Fig. 3 은 CFD 해석결과 중 배기가스의 압력과 온도분포를 나타낸다. 압력분포는 출구압을 0 kPa 로 하여 상대압을 나타내며, 입출구 차압은 6.2 kPa 이었다. 열전달량은 냉각수 측의 입출구 온도차와 물성을 이용하여 계산한 결과 7.8 kW 였다. Table 3 과 같이 CFD 해석과 실험값을 비교해보면, 차압은 1.3%, 열전달량은 8.2% 수준의 오차를 보였다. 이러한 오차의 원인은 배플과 셸 사이의 간극에 기인한다. CFD 해석상 배플과 셸 사이를 모델링하기에는 간극이 작아 해석 편의를 위해 간극을 무시하였으며, 이는 실제 실험값 보다 더 높은 차압과 열전달량을 나타내었다. 따라서 이러한 해석 오차는 충분히 신뢰할 수 있는 결과라고 판단되었다.

3. 해석결과 및 고찰

최적화를 수행하기 위해 실험계획법(design of experiment)으로 배플과 튜브 수를 인자로 한 2 인자 3 수준의 반응표면설계(response surface design)를 수행하였다. Table 4 는 반응표면설계에 대한 인자와 반응을 나타낸다. 배기가스 열교환기에서 배플과 튜브 수에 대한 반응은 차압과 열전달량으로 나타난다. 본 논문과 같이 다중 인자 변화에 대한 다중 반응의 경우, 어느 한 반응 변수에 최적인 조건은 다른 반응변수 측면에서는 최적이지 아닐 수 있다. 따라서 이러한 다중 반응 최적화(multiple response optimization)에서는 반응에 대한 한계를 설정한 후 해석할 필요가 있다. GHP 용 배기가스 열교환기의 경우, 기존 실험결과를 CFD 해석한 결과인 열전달량 7.79 kW, 차압 6.2 kPa 을 기준으로 하여 최적화를 수행하였다. 이 결과를 통해 기존 양산품과 개선 여부를 살펴보았다.

반응에 대한 최적화 결과는 Fig. 4 와 같다. 열전달량의 경우, 배플 수가 증가하고 튜브 수가 감소할수록 높은 값을 나타냈다. 튜브 수가 증가할수록 열교환 면적이 증가하여 열전달량이 증대될 것으로 예상

Table 4 Design of experiment and response for RSM

| No. | Design of experiment | | Response | | |
|-----|----------------------|------|---------------------|-------------------------|--------|
| | Baffle | Tube | Pressure drop (kPa) | Heat transfer rate (kW) | JF (-) |
| 1 | 4 | 25 | 4.15 | 7.46 | 1.095 |
| 2 | 4 | 27 | 4.49 | 7.16 | 1.024 |
| 3 | 4 | 29 | 4.83 | 6.87 | 0.958 |
| 4 | 6 | 25 | 4.70 | 7.98 | 1.123 |
| 5 | 6 | 27 | 5.09 | 7.67 | 1.052 |
| 6 | 6 | 29 | 5.47 | 7.35 | 0.984 |
| 7 | 8 | 25 | 6.11 | 8.44 | 1.089 |
| 8 | 8 | 27 | 6.62 | 8.10 | 1.017 |
| 9 | 8 | 29 | 7.12 | 7.76 | 0.951 |

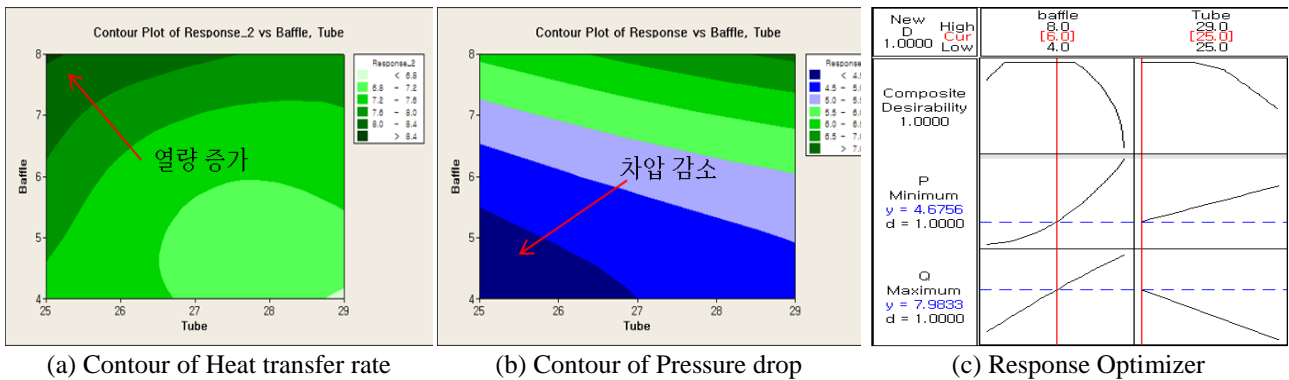


Fig. 4 Multiple response plot and optimization

되었으나, 결과는 감소하는 방향으로 나타났다. 이는 튜브 내로 흐르는 냉각수 유속이 감소하여 오히려 열전달 면에서 불리했을 것이라 판단된다. 차압의 경우, 배플 수와 튜브 수가 감소하면 차압이 감소하였다. 이는 배기가스의 유로 저항이 감소한 원인에 기인한다.

배플 4~8 개, 튜브 25~29 개의 조건에서 열전달량과 차압의 결과를 바탕으로 최적화를 진행시킨 결과, 배플 6 개 및 튜브 25 개에서 최적 값을 나타냈다. 차압은 4.7 kPa로 기준인 6.2 kPa에 비해 24.2 % 감소하였고, 열전달량은 7.98 kW로 기준인 7.79 kW보다 2.4 % 증가하였다. Fig. 4의 RSM 해석 결과를 보면 튜브 수가 감소할수록 열전달량과 차압 개선 효과가 크게 나타난다. 이러한 열전달과 차압의 효과를 동시에 나타내는 무차원수로 JF factor⁽⁷⁾가 있다. JF factor는 기준과 비교 대상의 관계를 나타내는 지표로써 열전달과 차압 개선의 효과를 효율적으로 나타낼 수 있으며, 그 값이 1보다 크면 클수록 기준보다 성능이 좋다고 할 수 있다. RSM 해석 결과 배플 6 개, 튜브 25 개에서 기존 대비 12.3% 개선됨을 확인하였다. 최적화된 배플 6 개, 튜브 25 개보다 튜브를 더 감소시킬 경우, 더 나은 성능 개선이 있을 것으로 판단되나, 본 논문에서는 양산성을 고려하여 25 개 이하는 고려하지 않았다.

4. 결 론

본 논문은 GHP 용 이중 셸-튜브 배기가스 열교환기에 대한 CFD 해석을 수행하였고, 그 결과를 RSM 기법으로 최적화를 수행하였다. 결론은 다음과 같다.

(1) CFD 해석을 수행하였고 실험결과와 비교시 차압은 1.3%, 열전달량은 8.2%의 오차를 보였으며, 해석결과가 높게 나타났다. 이러한 결과는 배플과 셸 사이의 간극에 기인하는 것으로 해석 편의를 위해 처리되지 않은 간극에 의한 것이다. 간극으로 흐르는 유동을 고려하면 CFD 해석의 높은 차압 수준과 열전달량은 실험결과와 충분히 유사하다고 판단되었다.

(2) RSM 기법을 통해 최적화를 수행한 결과 배플 6 개와 튜브 25 개에서 최적화 되었으며, 그 결과 차압은 24.2%, 열전달량은 2.4% 개선이 되었다. 최적화 결과는 해석 범위 배플 4~6 개, 튜브 25~29 개에 대한 결과로 양산성을 고려하지 않는다면 배플 6 개와 튜브 25 개 이하에서 더 좋은 성능개선 효과를 기대할 수 있을 것이다.

(3) JF factor 를 통한 분석 결과 기존 열교환기에 비해 12.3% 성능이 개선되는 것으로 나타났다. 이러한 배기가스 열교환기 개선효과는 엔진의 펌핑 손실을 줄여 엔진 효율을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

(4) 이중 셸-튜브형 배기가스 열교환기와 같이 복잡한 형상의 열교환기 설계에 CFD 와 RSM 을 이용한 설계 기법은 해석시간 감소와 최적화에 유용함을 확인하였다.

참고문헌

(References)

- (1) 정장호, 김구성, 이성욱, 허형석, 이홍열, 2012.5, "엔진 폐열 회수를 위한 랭킨 스팀 사이클용 열교환기의 유동 및 구조적 특성 연구", 한국자동차공학회 학술대회, pp. 418~422.
- (2) 에너지관리공단, 2003. 6, "폐열회수이용 기술(열교환기 사용)", 에너지절약기술동향, Vol.30, pp. 109~145.
- (3) 박성룡, 장기창, 백영진, 라호상, 2003.7, "Multi-GHP 용 배열회수 열교환기 개발", 대한설비공학회, pp. 39~39.
- (4) Menter, F.R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," AIAA Journal, Vol.32, No.8, pp.269~289.
- (5) http://www.toromontcat.com/powersystems/pdf/aiguides/gas_engine_emissions.pdf
- (6) http://www.meglobal.biz/media/product_guides/MEGlobal_MEG.pdf
- (7) Lee, K. S. and Oh, S. J., 2004, "Optimal Shape of the Multi-Passage Branching System in a Single-Phase Parallel-Flow Heat Exchanger," *Int. J.Refrigeration*, Vol. 27, pp. 82~88.