

## Euro-5 대응 디젤엔진용 EGR 쿨러의 열교환 효율 연구

이 준<sup>1)</sup> · 한 창 석<sup>2)</sup>

호서대학교 화학공학과<sup>1)</sup> · 호서대학교 국방과학기술학과<sup>2)</sup>

### A Study on Heat Exchange Efficiency of EGR Cooler for Diesel Engine to Meet Euro-5 Emission Regulation

Joon Lee<sup>\*1)</sup> · Chang-Suk Han<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Chemical Engineering, Hoseo University, Chungnam 336-795, Korea

<sup>2)</sup>Department of Defence Science & Technology, Hoseo University, Chungnam 336-795, Korea

(Received 17 November 2006/ Accepted 28 December 2006)

**Abstract** : Recently, diesel engine has been frequently applied to RV, SUV and light duty truck due to the good fuel economy and high thermal efficiency. NO<sub>x</sub> and PM, environmental pollution materials are basically produced in diesel combustion process. The most important target in diesel engine research is the development of system to reduce the emissions of NO<sub>x</sub> and PM. Cooled EGR system is an effective method for the reduction of NO<sub>x</sub> emission and PM emission from a diesel engine and EGR cooler is the key component of the system. This study investigates the EGR cooler of oval gas tubes compared with the EGR cooler of shell & tubes to verify the heat exchange efficiency of cooler by means of engine dynamometer tests, rig performance tests and numerical analyses.

**Key Words** : EGR system(배기가스 재순환 장치), EGR cooler(배기가스 재순환 냉각기), Wavy-fin(열교환 핀), NO<sub>x</sub>(질소산화물), Particulate matter(PM, 입자상 물질), PM fouling(입자상 물질 부착현상)

## 1. 서 론

19C 말 독일의 루돌프 디젤에 의해 발명된 디젤 엔진은 구조특성상 가솔린 엔진에 비하여 고열효율, 저 연비 및 저 CO<sub>2</sub> 배출 등과 같은 장점으로 자동차 및 산업계에 널리 쓰이고 있다. 그러나 연소특성상 NO<sub>x</sub>와 PM의 배출이 많은 단점이 있다. 특히 디젤엔진에서 NO<sub>x</sub>와 PM 모두를 동시에 줄이는 일은 용이하지 않다. 이들의 관계는 상호 트레이드오프(trade-off) 관계에 있기 때문이다. 1) NO<sub>x</sub>를 저감시키기 위해 널리 적용되고 있는 배기가스 재순환 장치(EGR System)에 최근 엔진의 냉각수를 이용하여 강제 냉각시키는 수냉식 쿨러(cooler)를 장착하여 재

순환 배기가스의 온도를 낮추어 NO<sub>x</sub>와 PM을 같이 저감시키는 Cooled EGR System에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.<sup>2-4)</sup> 본 연구에서는 Euro-4 대비 40% 이상 강화된 Euro-5의 배기규제 만족를 목표로 EGR 쿨러의 최적화를 위한 열교환 효율특성을 수치해석 결과와 엔진실험 및 rig 실험결과를 상호 분석하였다.

## 2. 전산수치해석

전산수치해석용 상용 Fuent 프로그램을 이용하여 2종의 oval형 EGR 쿨러 내부의 냉각수 및 가스유동해석을 하였다. 먼저 CAD 프로그램으로 3D 모델링을 하고 CFD 해석을 위해 쿨러 내부에 단순화시

\*Corresponding author, E-mail: leejoon@office.hoseo.ac.kr

킨 가스튜브와 냉각수통로 및 외부하우징을 격자구조화(meshing)하였다.<sup>5)</sup> 난류모델에는 표준 K-ε 모델을 사용하였고 압력-속도결합은 Simple 알고리즘을 이용하였다. Fig. 1은 쿨러의 oval형 가스튜브 6개의 전부 및 1개로 단순화된 3D 모델링 형상을 보여준다. 단순화된 모델의 해석조건은 첫째 각 oval 가스튜브에 흐르는 가스유량은 동일하며, 둘째 냉각수는 국부적 온도상승이 없도록 충분히 공급된다고 가정했다. 이때의 경계조건은 가스 입구온도 560°C, 550°C, 500°C일 때 유량 50, 80, 120kg/h이고 튜브벽면온도 80°C이다. Fig. 2는 가스튜브 내부의 배기가스 유동현상을 나타내는 속도벡터를 가시화한 것이다. 배기가스의 유동이 u-flow 영역에서 정체됨 없이 유연하게 유선형으로 돌아나가고 있음을 알 수 있다. Fig. 3은 쿨러 내 oval 가스튜브 절단면의 가스의 온도변화를 보여준다.<sup>6)</sup> 유입된 고온의 배기가

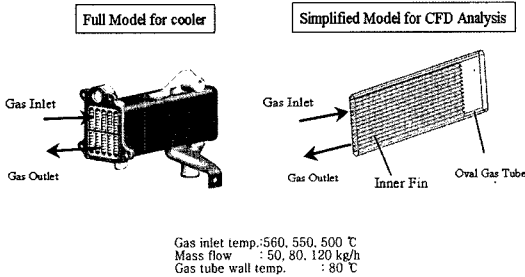


Fig. 1 3D model and CFD analysis condition

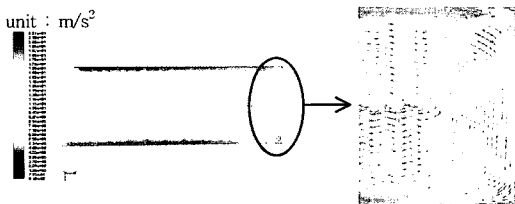


Fig. 2 Inside velocity vector of EGR cooler

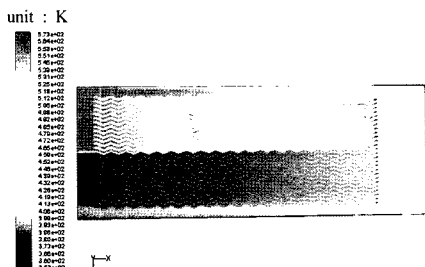


Fig. 3 Temperature contour of exhaust gas

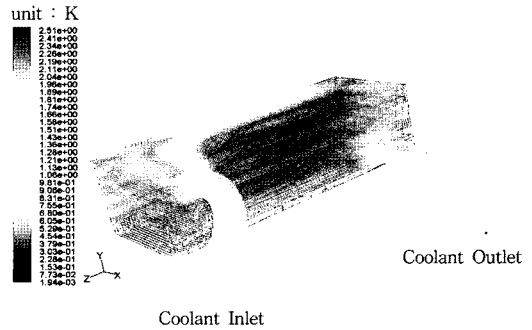


Fig. 4 Temperature contour of coolant

스가 냉각수와의 열 교환에 의해 냉각되면서 출구로 유출되고 있다.

Fig. 4는 쿨러 내부의 냉각수 유동을 보여준다.<sup>7)</sup> 입구 측으로 유입된 냉각수가 내부의 가스튜브를 차례로 냉각시키고 출구 측으로 유출되고 있다.

### 3. 실험장치 및 방법

#### 3.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험용 엔진은 국내에서 생산되어 승용자동차에 탑재되는 직접분사식 디젤엔진을 대상으로 하였으며 주요 제원은 Table 1과 같다. Euro-5의 배기규제 만족을 위해 엔진메이커에서 요구되는 EGR 쿨러의 목표효율은 Table 2와 같다. 또 실험에 사용된 EGR 쿨러는 Fig. 4와 같이 쿨러 내부에 spiral groove가 형성된 다수의 원형 가스튜브를 삽입한 현재 양산 중인 shell & tube형과 fin pitch가 6mm와 4mm인 wavy-cooling fin이 삽입된 2종의 oval형으로 총 3가지로 되어 있다. EGR 쿨러는 각 형상특성에 따라 Table 3과 같이 설계되었다. 기존의 shell & tube형 EGR 쿨러에 비해 열교환 성능 및

Table 1 Specification of engine

Engine type	In-line, 4cyl, SOHC
Displacement (cc)	1991
Bore × Stroke (mm)	83 × 92
Max. power (kW/rpm)	93 / 4,000
Max. torque (Nm/rpm)	289 / 2,000
Compression ratio	17.7
Breathing	TC
Injection type	DI
EGR system	Cooled type

Table 2 Requirement of EGR cooler

Design point	Test condition		Target efficiency (%)
	Gas flow (kg/l)	Gas inlet temp. (°C)	
A	50	560	94
B	80	550	90
C	120	500	87

Table 3 Specification of EGR cooler

Type	S&T	Oval type #1	Oval type #2
Length (mm)	217	217	217
Tube (mm)	φ7	H7.7*W51.1*T0.6	H7.7*W51.1*T0.6
Number	56	6	6
Fin pitch	-	6	4

내구성 확보를 위해 열교환 면적을 극대화 하는 방안으로 가스튜브를 oval 형상으로 변경하고 fin을 내부에 삽입하였다.<sup>8,9)</sup>

Fig. 4의 좌측에 있는 shell & tube형은 현재 양산되고 있는 제품으로 EGR 쿨러 내부에 다수의 원형 가스튜브를 삽입하고 가스튜브에 spiral groove를 형성하여 가스의 난류 형성 및 열전달 면적을 증대시키는 구조로 되어 있어 전체 열전달은 가스튜브 외벽과 spiral에 의해 이루어진다.

그러나 oval형 EGR 쿨러는 내부에 삽입된 물결모양의 얇은 냉각 fin에 의해 배기가스 통과 시 난류가 형성되고 이 fin에 의해 1차적인 열 교환이 발생된 후에 oval 가스튜브로 전달되어 냉각수에 의한 2차 열 교환이 일어난다. Table 4는 3종류의 쿨러에 대한 열전달 면적을 나타내고 있는데, shell & tube형 열전달 면적을 100%로 했을 때 oval형 #1은 186%, oval형 #2는 224.3%이다. direct는 냉각수 측 전열면적, 즉 가스튜브 외측표면이 냉각수와 접촉할 때의 열전달 면적을, indirect는 공기 측 전열면적, 즉 fin과 배기가

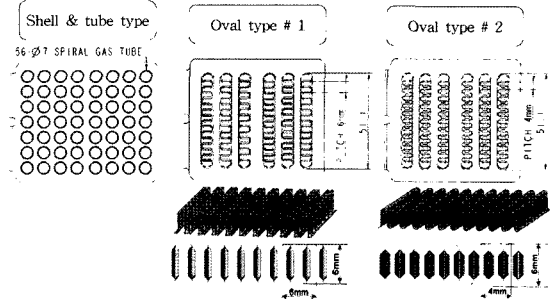


Fig. 4 Section diagram of each EGR cooler & specifications of wavy-cooling fin

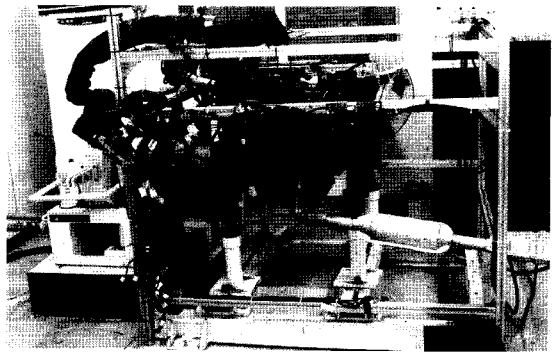


Fig. 5 Schematic diagram of experimental equipments

스가 접촉할 때의 열전달 면적을 각각 나타낸다.

130kw EC형 엔진동력계와 냉각수 온도 조절장치, 흡입공기유량계, 연료유량계 등으로 구성된 실험 장치를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 6은 EGR 쿨러 단체 rig 방열시험기와 쿨러의 단체시험 사진을 보여준다.

### 3.2 실험방법

엔진시험조건은 디젤엔진의 일반 배기가스 측정 모드인 D-13모드와 EGR fouling 시험절차를 조합하여 Fig. 7과 같이 지정하였다.

Table 4 Comparison of heat transfer area

Type	Body shell	Gas tube	No. of tubes (EA)	Length (mm)	H.T. area (cm <sup>2</sup> )	Remark
S & tube	77*64.7*210	φ 7	56	210	2586	100%
Oval # 1	77*64.7*210	direct	6	210	1392.7	186%
		indirect			3438	
Oval # 2	77*64.7*210	direct	6	210	1392.7	224%
		indirect			4407	

\* direct : area between tubes and coolant

indirect : area between fins and gas

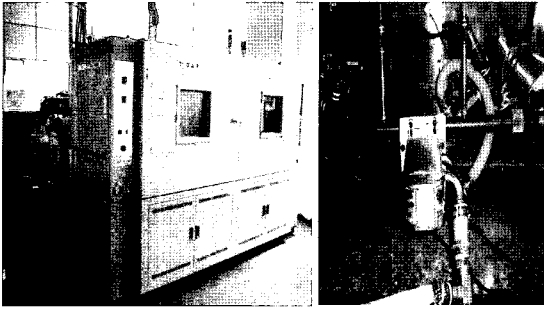


Fig. 6 Schematic diagram of heat dissipation tester and EGR cooler

**EGR Cooler Mode**

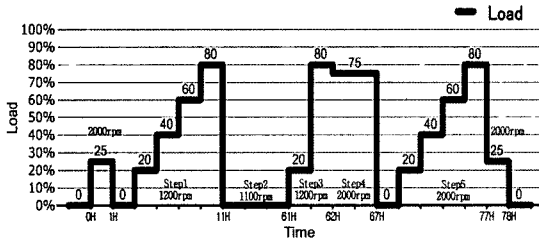


Fig. 7 Engine test mode

fouling이란 엔진의 운전 누적시간에 따라 soot가 EGR 쿨러 내에 부착되어 냉각효율을 저하시키는 현상을 말한다. 또한 Fig. 7의 엔진시험모드는 EGR 쿨러 전문 제조업체인 미국 Modine사의 fouling 시험조건에 따라 총 76시간의 엔진운전시간 중에서 soot 발생이 가장 많이 일어나는 무부하, 1100rpm, 50시간이 필요하다는 조건을 고려하였다.

EGR 밸브가 작동되는 엔진회전수를 1100 rpm 이상으로 하고 EGR 쿨러에서 배기가스 입·출구온도와 냉각수 입구온도를 측정하여 쿨러의 열전달 효율을 구한다. 여기서 냉각수 측 입구온도는 80°C일정으로 수치해석의 경계조건인 튜브벽면온도와 같다.

엔진 워밍업 후 선행단계에서 먼저 엔진부하 25%, 회전수 2000rpm에서 1시간 동안 Table 2의 3가지 배기가스유량 상태에서 가스온도 및 냉각수 온도를 측정하여 쿨러의 효율을 구한다. 1단계에서는 회전수를 1200rpm으로 고정하고 부하를 0%, 20%, 40%, 60% 및 80%로 하여 각 2시간씩 총 11시간 운전한다. 2단계에서는 부하 0%, 회전수 1100rpm으로 50시간 엔진을 운전한다. 이 영역은 PM이 많이 발생하는 구간이다. 3단계는 부하 20% 및 80%, 회

전수 1200rpm으로 1시간, 4단계는 부하 75%, 회전수 75%로 5시간 운전한다. 5단계는 1단계와 같은 조건으로 시험하고 마지막으로 최종단계에서 선행단계와 같은 조건으로 부하 25%, 회전수 2000rpm에서 1시간 동안 시험하여 쿨러의 효율을 구한다. 총 시험시간은 78시간이 된다. 또 엔진 fouling시험 전과 후에 3가지 쿨러에 대해서 방열시험기로 각각의 쿨러 효율시험을 수행하였다.

**4. 실험결과 및 고찰**

3종류의 EGR 쿨러에 대한 엔진동력계 상에서 fouling 실험한 결과를 Fig. 8과 Fig. 9에 그래프화하였다. 배기가스 출구온도 및 쿨러의 열교환 효율을 비교한 결과이다.

Fig. 8에서 보면 shell & tube형이 oval형보다 배기가스 출구온도가 엔진운전 25시간 이후부터 60시간 사이에 매우 높다. 이는 Table 4에서 보듯이 열전달 면적의 차이에 의한 쿨러 간 냉각 성능의 차이이며 이 구간 동안에 많이 발생된 PM에 의한 가스 튜브 관내 오염으로 냉각성능이 저하되었기 때문이다. 60시간 이후 엔진 부하가 올라가면서 가스의 운동에너지 증가로 쿨러 내에 부착되어 있던 PM이 떨어져나가면서 쿨러의 냉각효율이 증대되어 가스온도가 떨어졌다. PM 측정은 785mm의 mini dilution tunnel을 가진 AVL사의 스마트 샘플러를 사용하였다. 한편 oval형 #1이 oval형 #2보다 30시간 이후부

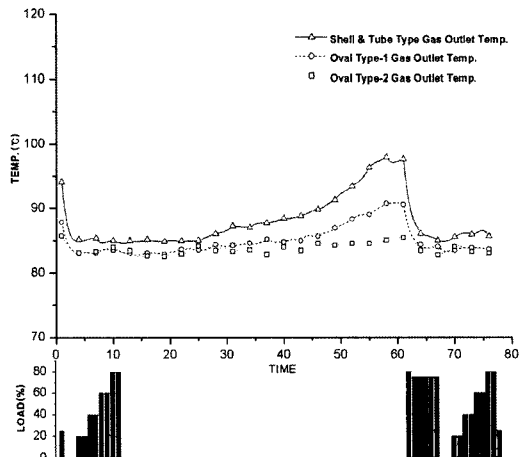


Fig. 8 Test results of gas outlet temperature

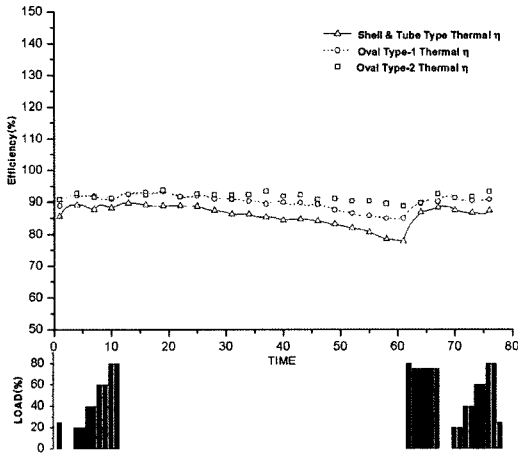


Fig. 9 Test results of cooler efficiency

터 60시간 사이에서 가스출구온도가 상대적으로 높은데 이 또한 냉각 fin의 pitch 차이로 인한 열전달 면적의 차이에 기인한다고 본다. 이 결과에 따라 Fig. 9에서 쿨러의 열교환 효율이 oval형 #2가 가장 우수하고 다음으로 oval형 #1이 최대 5% 효율 저하를 보이며, shell & tube형이 가장 효율이 떨어짐을 알 수 있다. 엔진운전 시간이 경과함에 따라 PM이 부착되어 열교환 효율이 감소하며 운전 60시간부터 부하가 증가함에 따라 쿨러의 자정작용에 의해 효율이 증대되고 있다. Fig. 10, Fig. 11 및 Fig. 12는 EGR 쿨러 3종류에 대하여 배기가스 유량이 각각 50, 80 및 120kg/h 흐를 때의 fouling 전·후의 방열시험결과를 나타내고 있다.

shell & tube형 쿨러는 Fig. 10에서 보는 바와 같이 fouling 전·후 효율이 가스유량 120kg/h일 때 최대 16.4% 떨어졌다. 이는 전체 열전달이 원형 가스 튜브 외벽과 spiral에 의해서 형성된 상대적으로 작은 전열면적에 의해서만 일어나기 때문이다. 또한 직경이 작은 shell & tube 내면에 부착된 PM이 쿨러의 효율을 저감시킴을 알 수 있다. 한편 oval형 #1 쿨러는 fouling 전·후 효율이 가스유량이 120kg/h일 때 약 7% 정도 감소하여 fouling 후에 shell & tube형보다 상대적으로 우수한 방열효과를 나타내고 있다. 이는 쿨러의 같은 body shell 용적 내에서도 Table 4의 표에서 보듯이 oval형 쿨러의 전열면적이 shell & tube형 쿨러에 비해 월등히 크기 때문에 열전달 효율이 우수하다. fin에 의해 1차적인 열 교환이 일어

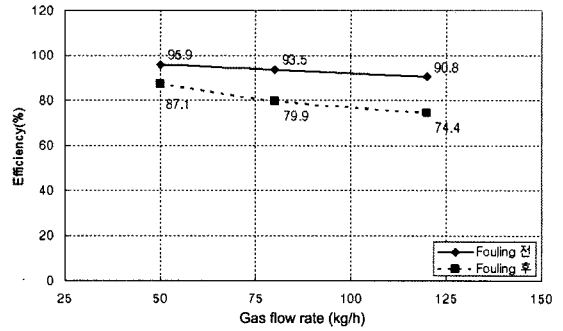


Fig. 10 Diagram for heat exchange efficiency of shell & tube type EGR cooler

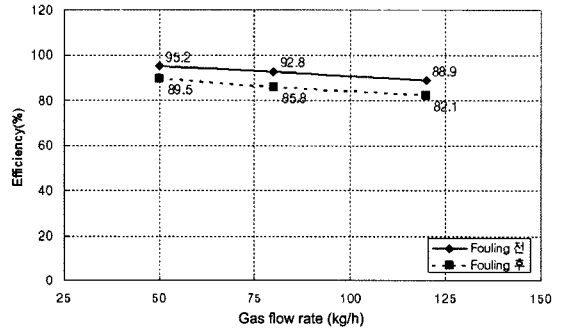


Fig. 11 Diagram for heat exchange efficiency of oval type #1 EGR cooler

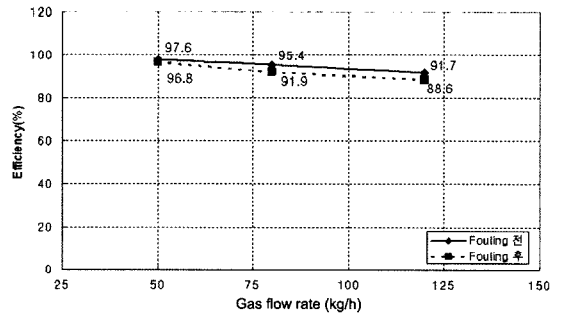


Fig. 12 Diagram for heat exchange efficiency of oval type #2 EGR cooler

나고 oval gas tube로 전달되어 냉각수에 의한 2차 열 교환이 발생되기 때문이다. 또 배기가스가 튜브 내를 빠른 속도로 통과할 때 wave 형상의 fin과 충돌하면서 난류를 발생시켜 튜브 내면에 부착된 PM을 제거시켜 냉각효율이 일정부분 복원되는 현상도 우수한 특성이라고 사료된다. oval형 #2 쿨러는 fouling 전·후 효율이 가스유량이 120kg/h일 때 약 3%정도 감소하여 fouling 후에도 가장 우수한 방열효과를

Table 5 Efficiency of each EGR cooler

Type	Efficiency (%)			
	Target	CFD result	Dyno test	Rig test
S & tube		-	76.1	74.4
Oval # 1	87.0	84.2	83.0	82.1
Oval # 2		89.6	87.9	88.6

나타내고 있다. 같은 oval형 쿨러일 때도 fin pitch 4mm인 oval형 #2의 경우가 fin pitch 6mm인 oval형 #1보다 전열면적이 약 38% 크기 때문에 냉각효율이 우수하게 나타나고 있다. 최대 가스유량 120kg/h의 조건에서 Fouling 후 쿨러의 전산수치해석 결과와 실제 엔진시험 및 단체 rig 시험 결과를 Table 5에 정리하였다. oval형 #2가 요구하는 효율을 만족시키고 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 현재 디젤엔진에서 NO<sub>x</sub> 및 PM 저감을 위해 각광받고 있는 Cooled EGR 시스템의 key component인 EGR 쿨러의 엔진 및 rig 실험과 Fluent를 이용한 수치해석 결과를 토대로 특성평가를 하였다, 본 연구에서 도출한 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 같은 외관용적의 EGR 쿨러 중에서 냉각 fin을 가진 oval형 쿨러가 shell & tube형 쿨러 보다 열전달 효율이 우수하며, 특히 fin pitch 4mm의 oval형 #2 쿨러가 fin pitch 6mm의 oval형 #1 쿨러보다 열전달 효율이 우수하다.
- 2) 엔진 fouling 후의 방열효율은 shell & tube형 쿨러가 oval형 쿨러에 비해 급격히 악화되며 가스유량이 증가할수록 심화되었다.
- 3) 전산수치해석 결과가 실제 엔진시험 및 단체 rig 시험의 결과와 5% 이내로 일치함을 보였다.
- 4) Euro-5의 엄격한 배기가스 규제를 만족하려면 EGR율을 약 30% 필요로 하는데 기존의 shell & tube형 쿨러는 fouling 후 열교환 성능 면에서 한계가 있음을 확인하였다.
- 5) oval형 쿨러가 fin에 의한 열전달 및 난류발생에 기인된 PM 탈착현상으로 자정능력도 보유하고 있으며 shell & tube형 대비 약 20% 냉각효율이 우수하다고 사료된다. 같은 oval형에서도 냉각 fin pitch 4mm의 제원이 추천된다.

## 후 기

이 논문은 2005년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비(과제번호: 20050256) 지원에 의해 수행된 연구입니다.

## References

- 1) D. T. Montgomery and R. D. Reitz, "Six-Mode Cycle Evaluation of the Effect of EGR and Multiple injection on Particulate and NO<sub>x</sub> Emission from a DI Diesel Engine," SAE 960316, 1996.
- 2) M. P. Walsh, "Global Trends in Diesel Emissions Control," SAE 970179, 1997.
- 3) J. W. Lim, B. M. Kang, J. S. Park, J. K. Yeom, S. S. Chung and J. Y. Ha, "A Study on the effects of EGR Temperature on Emission Characteristics in a HSDI Diesel Engine using EGR Cooler," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.306-312, 2004.
- 4) D. W. Wendland, "Automobile Exhaust-System Stead-state Heat Transfer," VTMS 1, Combustion Paper Number 931085, 1993.
- 5) J. Nies, Use of Simulation Tools in EGR Design Process 3, Vehicle Thermal Management Systems Conference(VTMS 5), Nashville, Tenn. 2001.
- 6) A. Solz, F. Fleischer, W. Knecht, J. Nies and R. Strahle, Development of EGR Coolers for Truck and Passenger Car Application, 01VTMS-97, VTMS5, 2001.
- 7) Th. L. McKINLEY(CUMMINS Engine Co): "Modelling Sulphuric and Condensation in Diesel Engine EGR Cooler," SAE 970636, 1997.
- 8) B. Ismail, R. Zjang, D. Ewing, J.-S. Chang and J. Cotton, "The Heat Transfer Characteristics of EGR Cooling Device," Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition(IMECE), ASME Paper No. IMECE HT-34559, 2002.
- 9) M. Banzhaf and R. Lutz, "Heat Exchanger for Cooled Exhaust Gas Recirculation," SAE 971822, 1997.