

Spiral 구조 EGR Cooler의 열유동 특성 평가

허형석¹⁾ · 원종필¹⁾ · 박경석²⁾

자동차부품연구원¹⁾ · 경희대학교 기계공학부²⁾

Evaluation of Thermal Fluid Characteristics for EGR Cooler with Spiral Type

Hyungseok Heo^{*1)} · Jongphil Won¹⁾ · Kyoungsuk Park²⁾

¹⁾Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjung-Ri, Pungse-Myun, Chonan-Si, Chungnam 330-912, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Kyunghee University, Gyeonggi 449-701, Korea

(Received 3 July 2003 / Accepted 1 September 2003)

Abstract : Cooled EGR is an effective method for the reduction of NO_x from a diesel engine and an EGR Cooler is the key component of the system. High efficiency, low pressure loss and compactness are required for the EGR Cooler. To meet these requirements, new geometric tube must be developed. In this paper, a full size EGR cooler test bench has been developed to validate the CFD flow and heat transfer models. Fluid temperature and pressure drop measurements are provided. Inlet temperature is 200°C and 300°C, and flow rates vary from 0.008 kg/sec to 0.019 kg/sec. The gas flow and heat transfer in a single tube cooler have been studied using computational fluid dynamics(CFD). Analysis has been carried out in a single tube with a plain tube and six spirally enhanced tubes of varying pitch to depth ratio(p/e).

Key words : CEGR(냉각배기가스재순환), EGR cooler(EGR 가스 냉각장치), NO_x(질소산화물), PM(입자상물질), TCI(터보차저 인터쿨러), Spiral tube(스파이럴 튜브), Plain tube(평판 원관)

Nomenclature

p : spiral pitch, mm
e : spiral depth, mm
Di : tube inner diameter, mm
 α : spiral angle, deg.
 θ : severity factor
m : mass flow, kg/sec
C : specific heat, J/kg · K
T : temperature, K

Subscripts

g : gas
a : air
i : inlet
o : outlet

1. 서론

디젤엔진의 유해 배출가스에는 질소산화물(NO_x), 입자상물질(PM), 스모크(smoke), 일산화탄소(CO) 및 탄화수소(HC) 등이 있으며,¹⁻⁸⁾ 이 중에서 일산화탄소와 탄화수소의 배출비율은 가솔린엔진에 비해 크지 않아 현재 전 세계를 통하여 디젤엔진에 대한 유해 배출가스 저감에 대한 노력은 질소산

*To whom correspondence should be addressed.
hsheo@katech.re.kr

화물과 입자상물질에 집중되어 있다.^{1,4)} 일반적으로 디젤엔진에서 연비개선과 유해 배출가스 정화는 서로 상반된 개념인 경우가 많다. 현재 가장 각광받고 있는 질소산화물 저감기술은 배기가스재순환(EGR) 방법이다.²⁾ 그러나 고온의 배기가스를 재순환시키는 Hot EGR을 적용하면 연비 악화 및 입자상물질이 증가하는 경향이 있으므로 이의 해소를 위해 고온의 배기가스를 EGR Cooler에 의해 냉각시켜 재순환시키는 Cooled EGR(CEGR) 기술을 적용하고 있다.²⁾ 또한 Cooled EGR System을 적용하면 고온의 EGR 가스에 의한 충전효율 저하 방지차원과 더불어 동일한 압력차를 가진 상태에서 조금 더 나은 EGR율을 확보할 수 있다.^{1,8)}

디젤엔진에 적용되고 있는 EGR Cooler는 다수의 관다발로는 고온의 유체가 통과하고 그 외부로는 저온의 냉각 유체가 흐르는 전형적인 각-관(shell and tube) 열교환기를 주로 사용한다. EGR Cooler의 최적 설계를 위해 필수적인 요구 조건으로 CEGR 가스 온도는 흡기 온도가 상승되는 것을 피하기 위해 가능한 낮아야 하며, 디젤 엔진이 TCI화 되면서 흡기관에 압력이 배기관에 압력보다 높기 때문에 이를 극복하기 위하여 흡기관에 Ventury 혹은 Throttle 밸브를 장착하거나 배기관에 VGT를 써서 배압을 조정하는 방법으로 EGR System을 형성하고 있는 시점에서 EGR Cooler를 통과하는 배기가스 측의 압력손실은 가능한 적어야 할 것이 요구된다.^{1,2)} 또한 한정된 엔진 냉각 시스템 사이즈와 냉각수 유량 및 장착 공간이 제한적이기 때문에 EGR Cooler의 콤팩트, 고효율화 설계가 필수적이다.²⁾

본 연구에서는 첫째, Cooled EGR System의 EGR 가스 냉각장치인 EGR Cooler 전체 모델에 대한 열유동 해석의 검증에 위하여 기존의 단순 평판 원관(plain tube) 형의 EGR Cooler에 대해서 방열 성능 실험을 수행하여 CFD 열유동 해석 결과와 비교 고찰하였으며 둘째, 열교환 성능 향상을 위해 새롭게 제시된 스파이럴 구조의 단일 튜브에 대한 CFD 열유동 해석을 통해 설계 변수에 따른 열유동 특성을 비교 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

EGR Cooler에 대한 방열 성능실험 장치는 Fig. 1에 나타난 개략도와 같이 고온의 공기 측과 냉각을 위한 냉각수 측의 순환회로로 구성하였다. 공기 측의 가열을 위하여 15 kW급 가열기를 사용하였고, 공기의 순환을 위해서는 최대 풍량 3500 LPM의 터보팬을 사용하였다. 냉각수는 물탱크 내의 6 kW급 히터로 가열하여 원심식 펌프에 의해 순환시켰다. 유량 측정은 공기 측의 경우 오리피스 차압계를 이용하였고 냉각수는 터빈 형의 유량계를 이용하였다. EGR Cooler의 공기 측과 냉각수 측의 입구부와 출구부의 압력은 차동압력센서를 이용하여 차압으로 측정하였고 또한 각각에 대한 입, 출구의 온도는 K-type의 열전대를 이용하여 측정하였다.

방열 성능실험에 사용된 EGR Cooler는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 공기 측과 냉각수 측의 유동패턴은 Counterflow 방식으로써 공기는 입구부의 디퓨저에서 다수의 관다발로 분배되어 관 외부의 셸을 통과하는 냉각수에 의해 냉각되어 출구부의 디퓨저에서 합류된다. 관은 현재 일반적으로 적용되고 있는

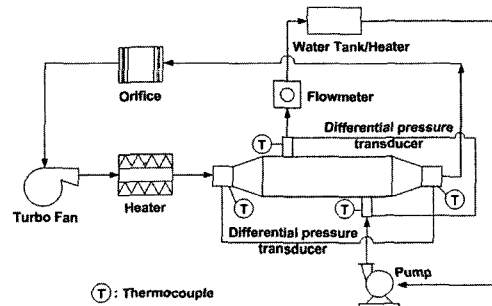


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

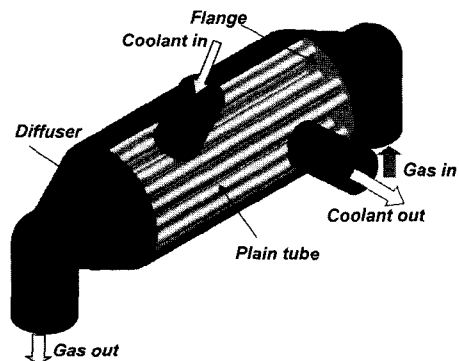


Fig. 2 Test bench for EGR cooler

평판 원관으로써 길이가 104 mm, 내경이 5 mm, 두께가 0.5 mm이며 총 튜브(관) 수는 31개이다. 실험 조건은 EGR Cooler에 대한 Bench test 조건에 준하여 냉각수의 유량을 0.33 kg/sec, 냉각수 입구온도를 30°C로 고정하고 공기의 유량을 0.008 kg/sec에서 0.019 kg/sec 까지 변화를 주었고 공기의 입구 온도는 200°C와 300°C에 대해서 실험을 수행하였다.

3. 해석 모델 및 수치해법

3.1 해석 모델

본 연구에서는 EGR Cooler에 대한 3차원 열유동 해석의 타당성 검증에 위하여 우선적으로 Fig. 2에 나타낸 모델에 대해서 해석을 하여 실험치와 비교 검증을 하였다. 그리고 가스 측의 단일 튜브에 대해서 열교환 성능 향상을 위해 새롭게 제시된 스파이럴 튜브의 설계 변수에 따른 열유동 특성을 수치해석을 통하여 비교 분석하였다. 수치해석을 위하여 상용 코드인 Fluent 6.1을 이용하였다. Fig. 3은 평판 원관 구조의 EGR Cooler 전체 모델을 수치해석하기 위한 내부 열전달이 이루어지는 튜브의 격자 생성 모델을 나타낸 것으로서 총 격자수는 380,000개이다.

Fig. 4는 스파이럴 튜브의 단면을 나타낸 것이다. 수치해석에 적용된 스파이럴 튜브는 총 길이가 104 mm, 스파이럴 구간의 길이가 84 mm, 내경이 5 mm 이고 두께는 0.5 mm이다. 가장 중요한 설계 변수인 스파이럴 피치(p)와 스파이럴 깊이(e)^{9,10}에 따라 총 6개의 스파이럴 구조 튜브에 대해서 해석을 하여 단

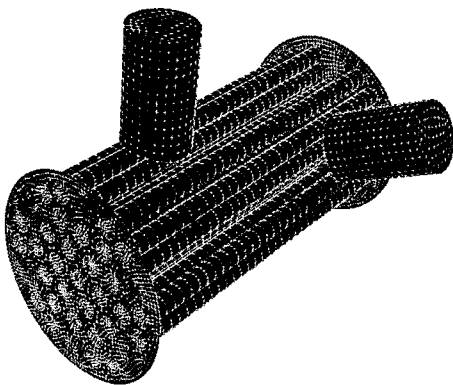


Fig. 3 Computational grids of EGR cooler

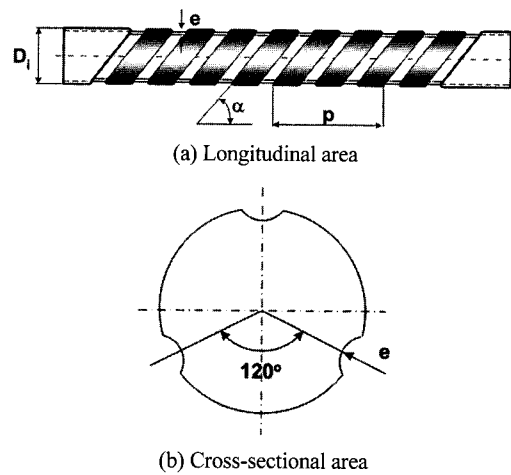


Fig. 4 Sketch of the spirally enhanced tube

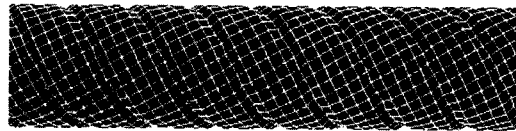


Fig. 5 Computational grids of spiral tube

순 평판 원관의 경우와 열유동 특성을 비교 고찰 하였다. 스파이럴 각도(α)는 스파이럴 피치에 따라 결정되게 된다. Fig. 5는 수치해석을 위한 스파이럴 튜브의 격자 생성 모델로써 전체 모델을 육면체 격자로 구성하였다.

Table 1은 각 모델에 대한 기하학적 치수를 나타낸 것으로서 θ 는 Severity factor로써 아래 식으로 계산되어진다.^{9,10}

$$\theta = \left(\frac{e^2}{p \times D_i} \right) \times 10^4 \quad (1)$$

Table 1 Dimensions of the plain and spiral tubes

Tube no.	p (mm)	e (mm)	p/e	θ ($\times 10^4$)	α (deg)
1	Plain	0.0	∞	0.0	-
2	10.89	0.2	54.45	7.35	60
3	8.0	0.2	40	10.0	67
4	5.05	0.2	25.25	15.84	75
5	10.89	0.4	27.23	29.38	60
6	8.0	0.4	20	40.0	67
7	5.05	0.4	12.6	63.49	75

3.2 해석 조건 및 방법

EGR Cooler 전체 모델에 대한 CFD를 이용한 수치해석은 실험치와의 비교 검증에 위하여 실험 조건에 준하여 고온과 저온의 유체는 각각 공기와 물로 하였으며 모든 입구 조건은 실험 조건과 동일하게 하고 공기의 유량만 0.005 kg/sec에서 0.025 kg/sec까지 0.005 kg/sec 간격으로 변화시켜 해석하였다. EGR Cooler 외부의 공기온도는 30°C로 가정하였다.

스파이럴 구조의 단일 튜브에 대한 해석에서는 고온의 유체를 배기가스로 하였으며 해석 모델은 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 배기가스 측인 튜브 내부의 영역으로 제한하여 냉각수측은 제외시켰다. 튜브의 외부 벽면에서의 온도는 85°C의 상수 값으로 주었다. 이는 EGR Cooler 전체 사이즈에 대한 실험에서 냉각수의 입, 출구의 온도 변화는 거의 모든 실험 조건에서 수 °C 이내였기 때문에 상당히 근사적인 접근이라 사료된다. 단일 튜브의 해석에서 배기가스의 유량은 0.323 g/sec에서 1.29 g/sec까지 총 7가지의 유량 조건에 대해서 해석을 하였고 입구 배기가스의 온도는 450°C로 하였다.

공기와 배기가스의 물성치는 참고문헌⁴⁾을 인용하여 온도의 함수로 주었다. 튜브는 SUS-316으로 제작되었으며 그 외의 재료는 SUS-304로 제작되었다. 이들 재료에 대한 물성치와 냉각수의 물성치는 Table 2에 나타낸 바와 같다. EGR Cooler 내부의 난류유동 해석을 위한 지배 방정식으로 표준 $\kappa-\epsilon$ 난류모델을 이용하였다.

Table 2 Physical properties involved in the model

Material	Water	SUS-304	SUS-316
Density (kg/m ³)	995.7	7900	8027
Specific heat (J/kg · K)	4176	500	450
Thermal conductivity (W/m · K)	0.615	21.4	19.2
Viscosity (kg/m · s)	792.4 × 10 ⁻⁶	-	-

4. 결과 및 고찰

4.1 실험과 수치해석의 비교

Fig. 6은 공기 입구 온도 200°C와 300°C에서의 입구 공기 유량 변화에 따른 EGR Cooler 출구에서의 공기의 평균 온도를 실험과 계산 값을 비교하여 나타낸 것이다. 이 결과에서 실험값과 계산 값은 최대 오차 범위 5% 이내에서 아주 잘 일치하고 있다. 그러나 계산에 의한 온도가 항상 실험측정 온도 보다 높게 나타나고 있는데 이 온도 차이는 실험에서의 온도 측정 위치가 해석 모델에서의 입구와 출구 위치와 정확히 일치하지 않고 또한 해석에서 가정한 EGR Cooler 외부의 공기 온도가 실험실 온도와 일치하지 않기 때문이라 사료된다.

Fig. 7은 입구 공기 변화에 따른 EGR Cooler의 총괄 압력 손실 값을 실험과 계산 값을 비교하여 나타

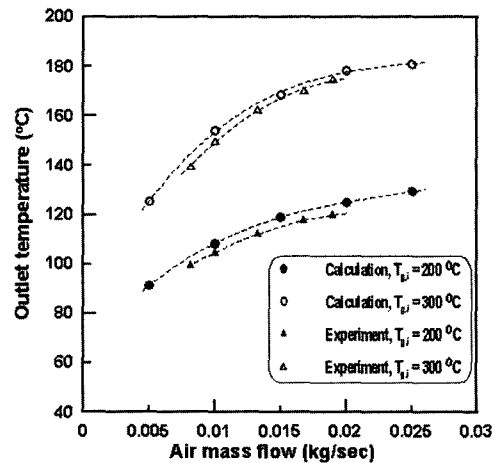


Fig. 6 Average air temperature after EGR cooler

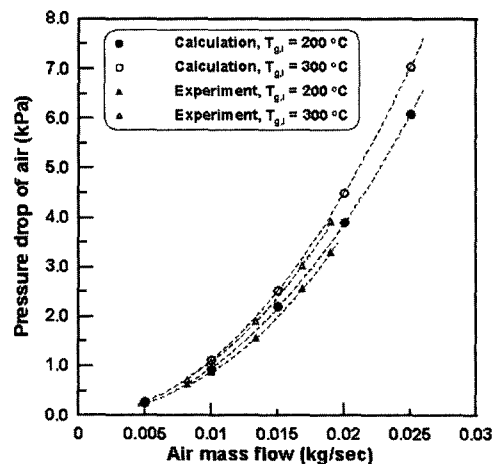


Fig. 7 Overall pressure drop through EGR cooler

낸 것이고 Fig. 8은 EGR 가스의 열전달율을 실험과 계산 값을 비교하여 나타낸 것이다. 압력 손실은 최대 오차 범위 7% 내에서 실험과 계산 값이 잘 일치하고 전체적으로 계산 값이 높게 나타났다. Fig. 8에 나타낸 공기측의 열전달율에서 실험에 의한 데이터는 다음과 같이 입구 유량, EGR Cooler 입구와 출구의 공기 온도차 및 비열의 관계식으로 구하였다. 여기서 비열은 입구와 출구 공기 온도의 평균값에서의 비열 값을 적용하였다. 실험과 계산 값은 최대 오차 범위 5% 내에서 잘 일치하였다.

$$Q = m \times C \times (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (2)$$

Fig. 9는 입구 공기 유량 0.02 kg/sec, 입구 공기 온도 300°C에서의 공기 온도 분포를 나타낸 것이다. 디퓨저에서 관다발로 공기가 분배된 후 단면적이 축소되면서 튜브 내부의 공기 속도는 빨라지고 이에 반해 튜브 외부의 셀에서의 냉각수의 속도는 Fig. 10에서 보여주듯이 매우 느리기 때문에 튜브 내부의 공기의 온도는 빠르게 강하하지 못하고 있다. Fig. 11의 공기의 압력분포를 보면 기하학적으로 공기측 입구 파이프에서 디퓨저로 90° 선회하는 부근에서 압력 변화가 심하게 나타나 디퓨저의 하단부보다 상단부에서 압력이 높게 나타나고 있다. 이는 디퓨저에서 관다발로의 공기의 속도 벡터를 나타낸 Fig. 12에서 알 수 있듯이 기하학적 형상 특성에 의해 디퓨저 하단부에서는 심한 재순환 영역이 발생하여 저속 영역이 발생하고 디퓨저와 튜브의 상단

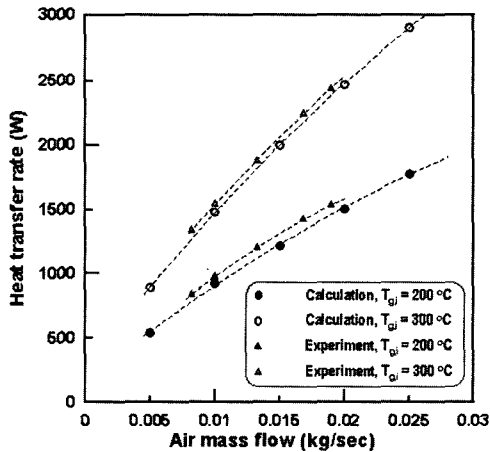


Fig. 8 Heat transfer rate of air side

부에 유동이 집중되어 나타나고 있기 때문이다. 따라서 튜브 내부의 공기의 온도 분포도 Fig. 9에 나타나듯이 유동이 집중되어 있는 상단부 튜브 내부의 공기의 온도가 하단부에서 보다는 유동 방향으로 더디게 강하하고 있음을 알 수 있다.

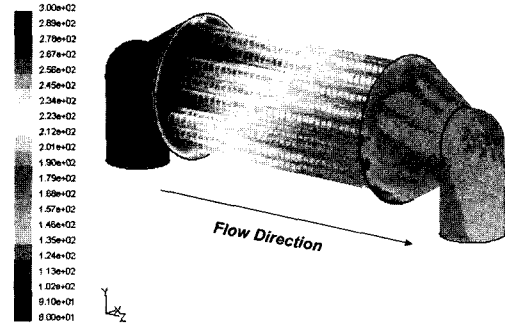


Fig. 9 Contours of air temperature (°C) (Tg,i: 300°C, ma: 0.02 kg/sec)

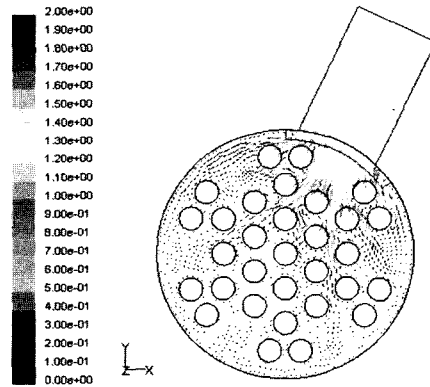


Fig. 10 Velocity vectors at coolant outlet (m/sec) (Tg,i: 300°C, ma: 0.02 kg/sec)

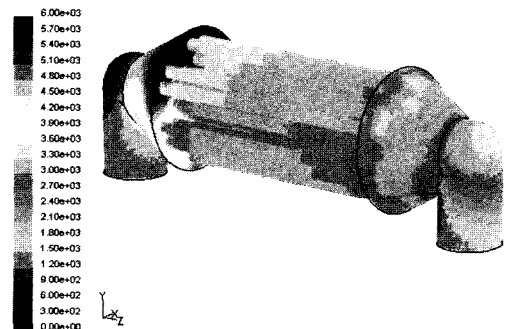


Fig. 11 Contours of air pressure (Pa) (Tg,i: 300°C, ma: 0.02 kg/sec)

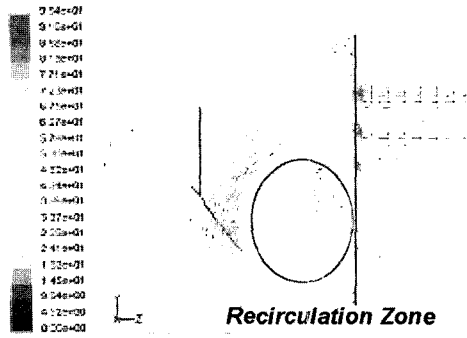


Fig. 12 Velocity vectors at air inlet (m/sec)
(T_{g,i}: 300°C, m_a: 0.02 kg/sec)

4.2 스파이럴 튜브의 열유동 특성 비교

Table 1에 나타난 동일한 튜브 내경을 갖는 평판 원관(plain tube)과 θ 와 p/e 가 다른 6개의 스파이럴 튜브에 대해서 열유동 특성을 고찰하였다. 입구 EGR 가스의 질량 유량에 따른 출구의 평균 온도를 비교하여 나타난 Fig. 13을 보면 평판 원관에 비해 스파이럴 튜브의 EGR 가스 온도 강하가 훨씬 크게 나타났으며 특히 저유량 영역에서 스파이럴에 의한 열전달 효과가 크게 나타났다. 스파이럴 튜브만을 놓고 비교해보면 θ 값이 클수록 온도 강하가 크게 나타났다.

Fig. 14는 입구 EGR 가스 질량 유량에 따른 튜브 내부의 압력 손실을 나타낸 것이다. 압력 강하는 튜브의 내경(D_i)이 동일한 경우 p/e 가 작을수록 높게 나타났다. Table 1에 의하면 대체적으로 θ 가 증가할수록 p/e 는 감소하나 튜브 4번과 5번의 경우는 5번의 경우가 θ 와 p/e 가 모두 높다. 따라서 5번의 경우가 4번 튜브에 비해 온도 강하가 크면서도 압력손실은 낮게 나타났다. 6번과 7번 튜브의 경우 1.0 g/sec 이상의 유량 범위에서 압력손실이 20 kPa 이상 높게 나타나 열전달 효과가 우수함에도 불구하고 실제 EGR Cooler 적용시 압력손실은 고려 대상이 되어야 할 것으로 사료된다.

Fig. 15는 EGR 가스의 열전달율을 나타낸 것으로써 평판 원관에 비해 스파이럴 튜브가 열전달율이 높고 스파이럴 튜브에 대해서는 θ 값이 클수록 열전달율이 증가하였다. 평판 원관에 비해 입구 유량 1.29 g/sec에서 스파이럴 튜브의 열전달율은 튜브 2번의 경우 최소 20%에서 튜브 7번의 경우 최대 80%

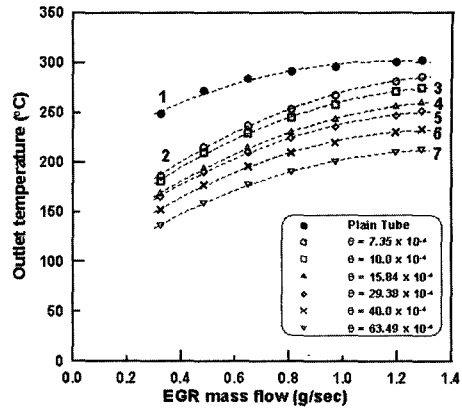


Fig. 13 Average air temperature after tube

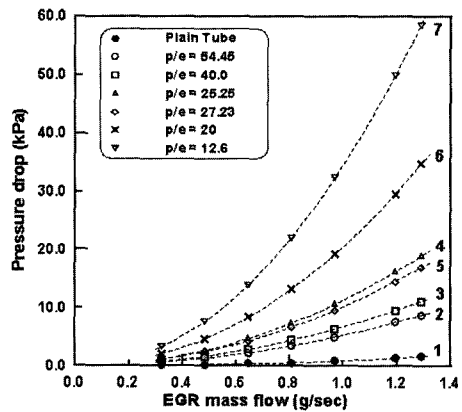


Fig. 14 Overall pressure drop through the tube

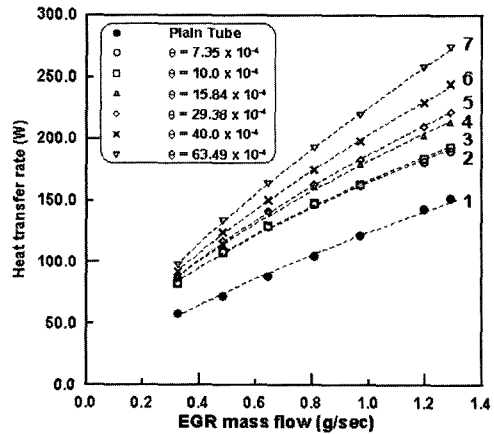


Fig. 15 Heat transfer rate of EGR gas side

까지 증가하였고 압력 손실이 지나치게 큰 6번과 7번의 튜브를 제외하면 5번 튜브가 평판 원관에 비해 46%로 가장 높은 열전달율을 보여 주었다.

5. 결론

본 연구에서는 현재 디젤 차량에서 NOx 저감을 위해 각광받고 있는 Cooled EGR 시스템의 핵심 부품인 EGR Cooler의 고효율, 저압 손실 및 컴팩트화를 위한 스파이럴 구조의 튜브 설계를 위한 토대를 마련하고자 먼저 실험에 의해 수치해석의 검증을 한 후, θ 와 b/e 에 따른 6개의 스파이럴 튜브와 단순 평판 원관에 대해서 열유동 특성 평가를 하였다. 본 연구에서 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 평판 원관 튜브 구조로 된 EGR Cooler 전체 모델에 대한 해석 결과 온도분포와 열전달은 5% 이내에서 그리고 압력손실은 7% 이내에서 잘 일치함을 알 수 있었다.
- 2) 단일 튜브에 대한 수치해석 결과 단순 원관 원관에 비해 스파이럴 튜브의 경우 입구 유량 1.29 g/sec에서 열전달율은 25%에서 최대 80%까지 증가함을 알 수 있었다. 압력손실이 큰 6, 7번 튜브를 제외하면 5번 튜브가 평판 원관에 비해 46% 정도로 가장 높은 열전달율을 보였다.
- 3) 스파이럴 튜브의 경우 동일 튜브 내경에 대해서는 열전달율은 θ 가 클수록 증가하였고 압력손실은 b/e 가 클수록 감소하였다.
- 4) 본 연구를 통하여 향후 EGR Cooler 설계시 열전달 효과 증대와 압력손실을 고려하여 최적의 설계를 가져올 수 있는 토대를 마련할 수 있었다.

References

- 1) Y. C. Han, Y. S. Oh, S. K. Oh, "An Experimental Study on Performance and Exhaust Gas in a Heavy-Duty Diesel Engine with Cooled-EGR," Transactions of KSAE, Vol.9, No.5, 2001.
- 2) L. Charnay, L. Anderson, B. Palm, L. Ostling, "CFD Optimization of an EGR Cooler for Heavy-Duty Diesel Engines," SAE 2001-01-1755, 2001.
- 3) M. Banzhaf, R. Lutz, "Heat Exchanger for Cooled Exhaust Gas Recirculation," SAE 971822, 1997.
- 4) N. S. AP, "Exhaust Heat Exchange in a Pipe of an internal Combustion Engine. EGR Cooler and Passanger Compartment Heating Applications," FISITA, F2000H428, 2000.
- 5) A. Stolz, K. Fleischer, W. Knecht and J. Nies, R. Strahle, "Development of EGR Coolers for Truck and Passanger Car Application," SAE 2001-01-1748, 2001.
- 6) J. Nies, A. Stolz, "Use of Simulation Tools in EGR Development Process," SAE 2001-01-1747, 2001.
- 7) S. Chatterjee, R. Conway, S. Viswanathan, M. blomquist, B. klusener, S. Anderson, "NOx and PM Control from Heavy Duty Diesel Engines Using a Combination of Low Pressure EGR and Continuously Regeneration Diesel Particulate Filter," SAE 2003-01-0048, 2003.
- 8) J. R. Griffin, C. Ganseman, C. Baerts, N. Burkholder, S. M. Geyer, D. Smith, "Cooled EGR Rate Mesurement with a Thermal Anemometer for EPA02 Heavy Duty Diesel Engine Emission Control," SAE 2003-01-0263, 2003.
- 9) Y. Dong, L. Huixiong, C. Tingkuan, "Pressure Drop Heat Transfer and Performance of Single-phase Turbulent Flow in Spirally Corrugated Tubes," ETF, 2001.
- 10) M. H. Mehta, M. Raja, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Spirally Enhanced Tubes for Horizontal Condensers," Advances in Enhanced Heat Transfer, San Diego, 1979.