

승용차 머플러에 유입되는 배기가스의 열전달 해석

이중섭[†] · 신재호* · 이해종* · 서정세** · 정한식*** · 정효민***

Heat Transfer Analysis of Exhaust Gas into the Passenger Car Muffler

Chung-Seub Yi[†], Jae-Ho Shin^{*}, Hae-Jong Lee^{*},
Jeong-Se Suh^{**}, Han-Shik Chung^{***}, Hyo-Min Jeong^{***}

Key Words: Muffler(소음기), Turbulent flow(난류유동), Finite Volume Method(유한 체적법), Heat transfer (열전달), Baffle(격판)

Abstract

This study is analysis on the heat transfer of exhaust gas into the muffler at passenger Car. Numerical analysis with Computational fluid Dynamics(CFD) was carried out to investigate exhaust gas flow. The STAR-CD S/W used for the three dimensional steady state CFD analysis in a muffler. The Navier-Stokes Equation is solved with the SIMPLE method in a general cartesian coordinates system. Result of numerical simulation; Inlet and outlet temperature shown about $\Delta T=239K$, 216K, 202K at in the muffler. Heat transfer was progressed quickly by atmospheric temperature of muffler external at in the near wall.

1. 서 론

자동차는 현대인의 편리함을 제공해 주는 하나의 요소인 동시에 환경을 파괴하는 주요 요인 중의 하나이다. 오늘날 자동차의 성능은 날로 우수해지고 고성능화, 고정밀화, 전자화되어 가고 있다. 그럼에도 자동차의 배기소음 및 배기가스와 같은 환경적인 측면에서의 연구 개발은 위에서 말한 동적 성능 위주의 개발에 비해 밀려있는 것이 사실이다. 최근에 세계는 환경에 대한 관심이 날로 확산되어 가고 있고, 인식의 수준이 높아지고 있는 현실이다. 1990년대 들어서면서 지구 온

난화, 오존층 파괴, 소음 공해 등으로 환경문제가 심각하게 대두되고 있으며, 배기가스 및 소음 규제가 점차 강화되고 있다.¹⁾ 특히 선진국을 중심으로 배기계에 대한 관심이 크게 증가하고 있으며, 접근방법으로 기존의 실험적인 연구와 수치해석적 연구가 활발히 진행되고 있다. 수치해석을 통한 접근방법은 실험적 방법에 비하여 비교적 시간과 비용의 절감 효과가 뛰어나 따라가시화 및 재연성이 우수하여 많이 사용되고 있는 방법이다. 기존의 자동차 머플러의 연구는 소음규제가 강화됨에 따라 음향학적인 소음특성에 대한 연구가 많아 유동특성과 연계된 연구는 미흡한 실정이다. 그러므로 배기계 설계에서 보다 큰 비중을 차지하고 있는 머플러의 소음특성과 함께 배기 소기 효율 증대를 위한 열-유체유동 특성을 정확하게 파악하는 것이 중요하다.⁴⁻⁶⁾

본 연구의 목적은 자동차 머플러 내부의 유동현상을 파악하고, 머플러 케이스에서 전달되는 외부 온도의 열전달 효과를 고려하여 최적의 유

† 경상대학교 대학원
Email : cs_yi@hanmail.net
TEL : 055-646-4766 FAX : 055-6403188
* 경상대학교 대학원
**경상대학교 기계항공공학부
***경상대학교 기계항공공학부, 해양산업연구소

동 경로를 확보하기 위한 선행적 연구로서 난류 유동을 적용하여 정성적 해석과 정량적 해석을 통해 자동차 머플러 개발을 위한 기술 축적 및 설계 대안을 제시하고자 한다.

2. 수치해석 방법

2.1 수치해석 방법 및 난류모델

본 연구에서는 내부에 격벽(baffle)이 2개 설치되어 있고, 1번 챔버에서 3번 챔버를 거치고 다시 2번 챔버를 거쳐 최종 대기로 방출 되는 구조로 되어 있다. 실제 배기계의 유동은 화학반응 및 외부와의 열전달을 수반한 비정상 상태의 유동이다. 그러나 본 연구에서는 배기계의 유동저항 및 유동 분포성 등을 고려하여 설계 할 때 필요한 결과를 획득하기 위해서 해석 방법은 3차원 정상상태일 때를 가정하여 Navier-Stokes Equation 으로 계산하였으며, 난류 유동일 경우로 가정하였고, k-ε Standard 모델을 사용하였다.⁹⁾

- 연속의 식

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

- 운동량 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} [\mu (\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i}) - \frac{\partial}{\partial X_j} [\rho \overline{u_i u_j}] + \delta_{ij} \rho g \beta \Delta T] \quad (2)$$

- 에너지 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_r} \right) \frac{\partial T}{\partial X_j} \right] \quad (3)$$

2.2 난류모델

유체가 유동하는 동안 유체 입자들의 운동은 점성의 영향으로 서로 다른 입자들의 운동을 감소시키거나 가속시키는 결과를 가져온다. 이로 인해 유동은 층류(Laminar Flow)가 되거나 난류(Turbulent Flow)가 되는 것이다. 현재 사용중인 난류 모델은 여러 가지가 있으나 본 연구에서 사용한 난류 모델

은 표준 k-ε/ High Reynolds number 모델이다. 이 모델의 경우 비교적 계산이 간단하며, 격자수의 절약 등의 여러 가지 측면에서 공학적으로 그 가치가 인정되어 폭넓게 사용되고 있는 모델로서 다음과 같은 방정식을 구성한다.

- 난류에너지 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + G - \rho \epsilon - g \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial X_2} \quad (4)$$

- 난류에너지 소산 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - g \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial X_2} \quad (5)$$

여기서 난류 생성항 G는 다음과 같다.

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \quad (6)$$

위의 방정식에서 사용한 모델 정수는 다음과 같은 값을 사용하였다.

$$C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

$$\sigma_k = 1.0, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_t = 0.7$$

2.3 경계조건 및 격자 생성

지배 방정식을 풀기 위해서 사용된 경계조건은 입구에서 속도에 대한 실험 결과치가 없어 참고 문헌²⁻³⁾으로부터 배기 밸브 열림시에 유속(Crank angle 170deg, 45g/s=33.75m/s)를 기준으로 하여 유입속도를 20m/s, 30m/s, 40m/s의 값으로 사용하였고, 이때의 유입온도를 700K로 가정하였다. 유입속도가 수직 성분의 유속은 0으로 하였으며, 난류강도는 5%로 균일하게 주었다. 또한 머플러 출구부분 돔 형상을 수치해석을 위해 설치하였고, 미관(Tail pipe)에서 실제와 가까운 유동 특성을 고려하기 위해서 출구 조건은 대기압으로 처리하였다. 표면 근처의 유동 조건은 벽법칙(Wall

Function)을 사용하였다. 보통 소음기를 수치해석할 경우 벽면을 단열 조건을 많이 두는데 본 연구에서는 대기와 접해있는 머플러 케이스의 재질을 구께가 2mm인 Steel로 가정하였고, 외곽벽면 온도를 293K로 두어 머플러 내부 열전달 해석을 시도하였다. 이상의 경계조건과 주어진 방정식으로부터 각각의 변수를 구하기 위해서 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용하였다.

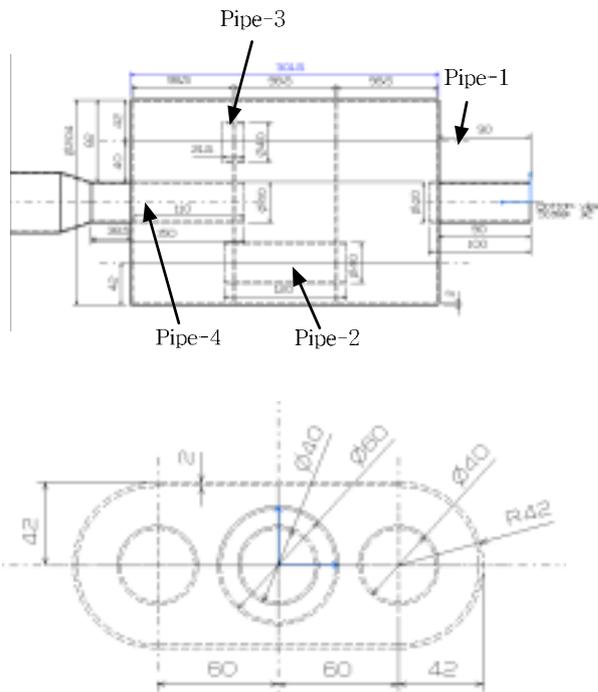


Fig.1 Geometry of passenger car muffler.

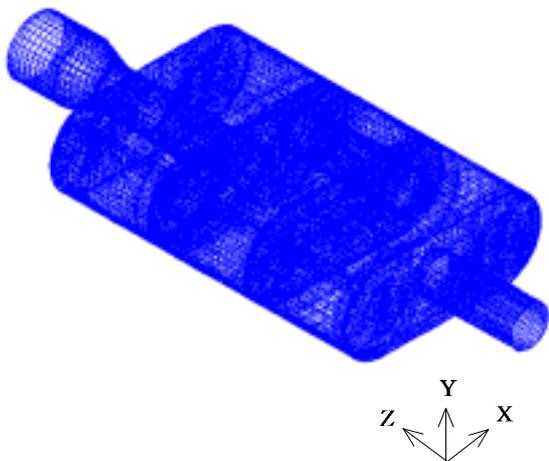


Fig.2 Computational grid system of passenger car muffler.

속도 및 압력의 연계는 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 계산은 CATIA에서 3D 모델링하여 격자 생성 프로그램인 ICEM-CFD를 사용하여 격자를 생성하였으며, 해석 모델에 사용된 격자의 개수는 531,220개이다. 모델의 계산은 CFD 상용코드인 STAR-CD를 사용하여 결과를 도출하였다. Fig.1은 머플러의 형상에 대한 치수를 나타내고 있으며, 수치해석 모델의 격자 시스템은 Fig.2와 같고, x,y,z=0,0,0인 지점을 머플러 유입구를 기준으로 하였다. 격자는 Solid 부분과 Fluid 부분으로 되어 있다.⁷⁻⁸⁾

3. 해석 결과 및 토론

해석 결과를 취득하기 위한 수치해석의 환경은 정상(steady) 상태에서 반복 계산시 종속 변수들의 수렴 판정이 residual 값이 10^{-3} 이하에 도달하면 수렴한 것으로 간주하였다.

Fig.3은 머플러내의 pipe에 대한 입구 유속 변화시 온도분포를 나타내고 있다. 배기가스가 유입되는 입구인 pipe-1에서는 유속의 변화에 대한 열전달 변화의 차이가 경미한 것으로 보인다. 이는 입구에서의 빠른 유속과 파이프 외부의 대기 온도의 영향으로 인해 열전달이 활발한 것으로 판단된다. 그러나 pipe-2로 이동하면서 열전달이 둔화되는 것을 알 수 있는데 이것은 첫 번째 챔버에서 다소 고온의 배기가스가 지나가는 영역이고 모든 챔버에 pipe-2가 연결되어 있으므로 배기가스의 접촉면적이 넓기 때문에 열전달이 둔화되는 경향을 보이고 있다. 또한 유속이 증가함에 따라 열전달이 둔화되는 것을 알 수 있는데 이것은 각 챔버에서 정체하는 시간이 짧기 때문인 것으로 사료된다. 따라서 모든 pipe에서 유속이 증가됨에 따라 열전달이 둔화되는 경향을 보이고 있었다.

Fig.4는 수평 단면에서 배기가스 온도분포를 나타내고 있다. 일반적으로 머플러를 해석할 경우 머플러 케이스를 단열로 간주하는 경우가 많으나 실제 실험을 통해 머플러 내의 온도 포는 각 챔버에서 온도차이가 나는 것을 알 수 있었다. 따라서 본 연구는 소음기 내부의 열전달 현상을 보다 자세히 검토하기 위한 것으로서 유속의 변화에 따른 각 챔버에서의 온도 분포

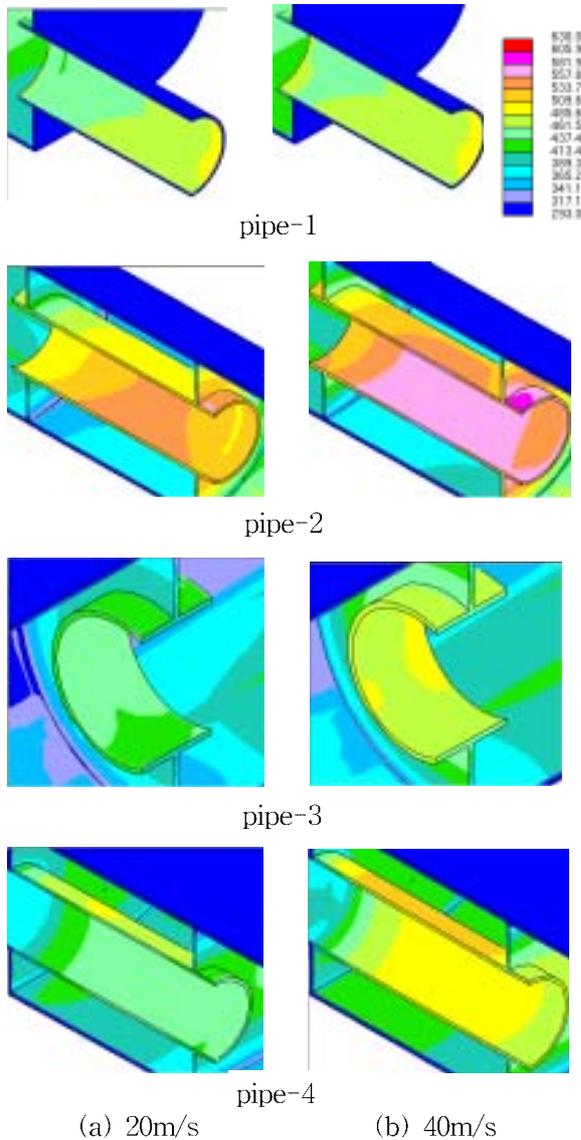


Fig.3 Temperature contours of each parts for passenger car muffler.

를 해석하고자 하였다. 따라서 계산 결과는 배기가스가 유입되는 첫 번째 챔버에서 온도분포가 높게 나타났고, 두 번째 챔버를 거치면서 머플러 케이스에 의해 열전달이 활발하게 이루어지면서 마지막 챔버에서 온도 분포가 낮게 나타나는 경향을 보여주었다. 대기 온도와 배기가스 유입 온도차가 $\Delta T=407K$ 이므로 머플러 내부의 열전달이 활발하게 이루어지기 때문에 배기가스가 최종 토출될 때에는 입구에 비해 온도차이가 많이 나는 것으로 사료된다.

Fig.5는 머플러 내부의 유속 분포를 나타내는

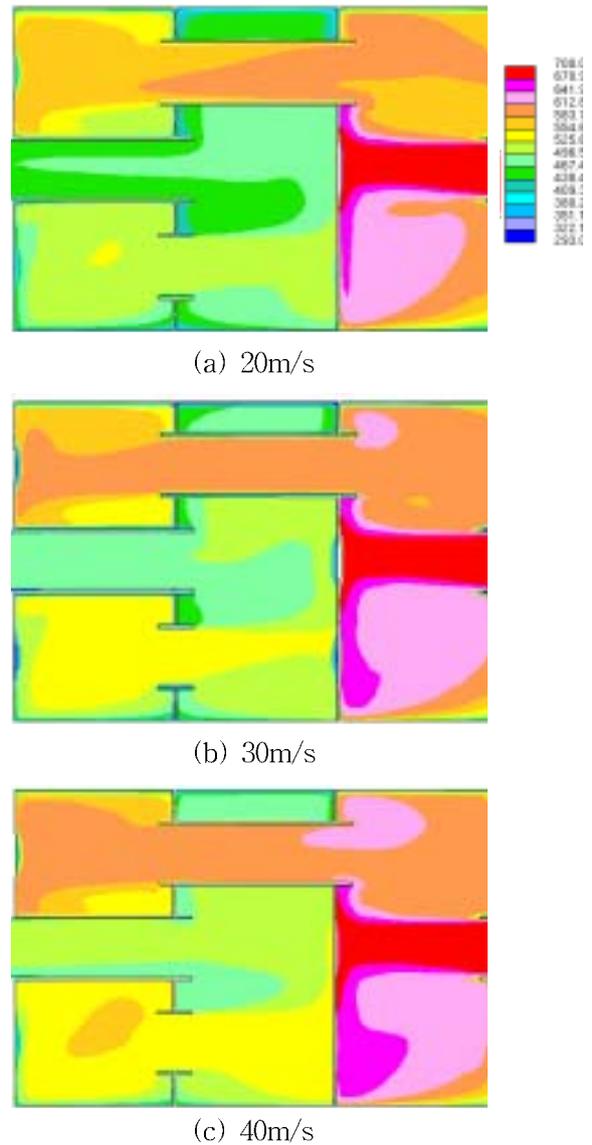
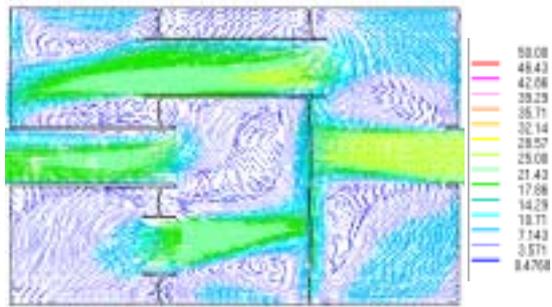
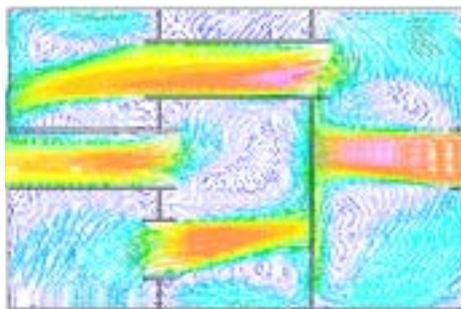


Fig.4 Temperature contours of x-z plane for automotive muffler. at $y=42mm$.

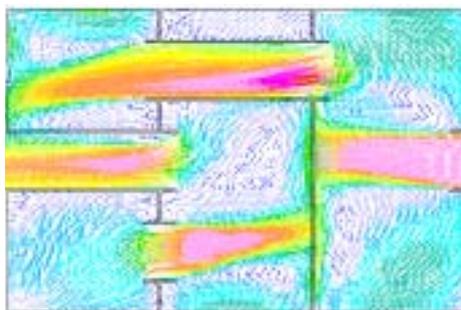
그림이다. 입구 유속이 증가함에 따라 전체적인 머플러 내부의 유속이 증가하는 것을 알 수 있었다. 특히 pipe-2의 입구에서 유속이 다소 증가하는 경향이 나타나는데 이는 챔버에서 유출될 때 급-축소관의 형태를 가지고 있으므로 유속이 증가하고, 다음 챔버와의 압력차에 의해 pipe내부의 속도가 증가하는 것을 알 수 있었다. 또한 중간 챔버에서 pipe-2가 설치되어 있으므로 벽면 부근에서 속도가 감소하고 pipe-4로 토출되기 때문에 유속이 감소하는 경향을 나타내고 있다.



(a) 20m/s



(b) 30m/s



(c) 40m/s

Fig.5 Velocity plots of x-z plane for passenger car muffler. at y=242mm.

따라서 벽면과의 열전달로 인해 온도가 낮아짐을 알 수 있다.

Fig.6은 Z=242mm인 지점에서 X-단면의 중앙에 대한 온도 분포와 Y-단면의 중앙에 대한 온도 분포를 나타내고 있다. pipe-2에서 온도가 높은 것을 알 수 있으며, 유속이 증가할수록 열전달이 둔화되는 것을 알 수 있었다. 유속에 따라 20m/s를 기준으로 약 20K와 10K 정도 온도가 상승함에 따라 유속에 대한 머플러 내부의 온도분포를 알 수 있었다.

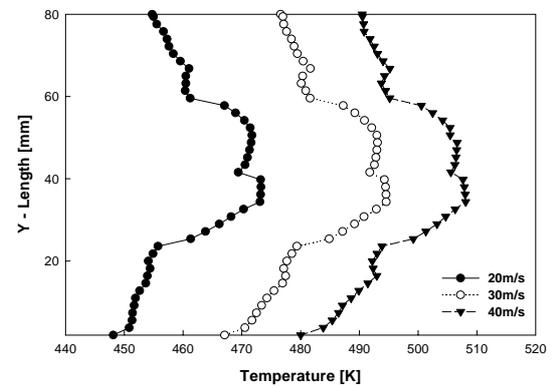
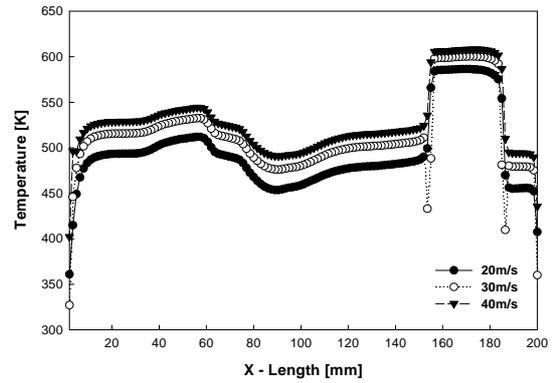


Fig.6 Temperature distributions in the middle chamber of passenger car muffler at Z=242mm.

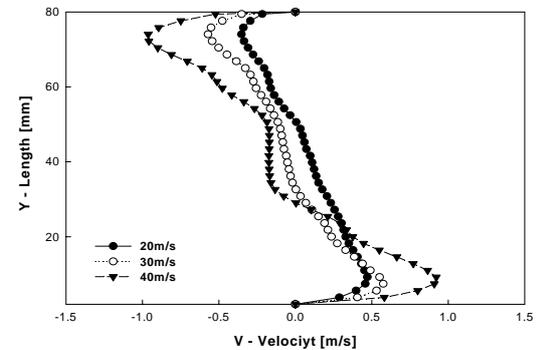
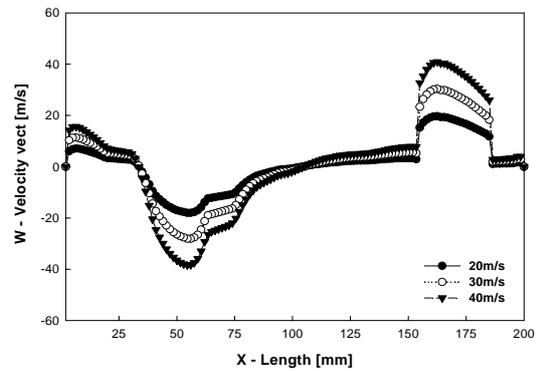


Fig.7 Velocity distributions in the middle chamber of passenger car muffler at Z=242mm.

또한 pipe-2의 벽면과의 열전달로 인해 벽면 부근에서의 열전달이 촉진되어 온도가 낮아짐을 알 수 있었다. 그리고 머플러 케이스 쪽으로 갈수록 열전달이 촉진되어 온도 분포가 낮게 나타났다.

Fig.7은 $Z=242\text{mm}$ 인 지점에서 X-단면의 중앙에 대한 속도 분포와 Y-단면의 중앙에 대한 속도 분포를 나타낸 것이다. W-방향의 속도 분포에서 Fig.5에서 설명한 것과 같이 pipe-2와 머플러 케이스 사이에서 속도 분포가 낮게 나타남에 따라 이 구간에서 유동이 정체하는 시간이 길어지고 있는 것으로 사료된다.

Fig.8은 입구 유속에 대한 입-출구와의 온도차를 나타낸 것이다. 유속이 증가할수록 머플러 내부 열전달이 활발하게 진행되었음을 확인할 수 있다. 또한 유속의 증가에 따라 거의 선형적으로 온도가 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

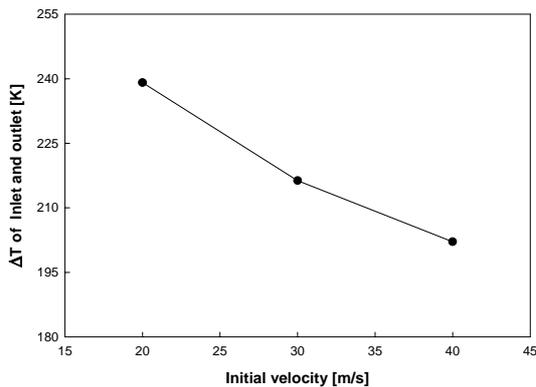


Fig. 8 Temperature differences versus inlet initial velocity.

4. 결론

머플러 외부의 대기 온도에 의해 내부 벽면 근처에서 열전달이 활발하게 이루어지고 있음을 알 수 있었다. 또한 모든 챔버에 걸쳐있는 pipe-2의 고체면에서 열전달이 가장 둔화됨을 알 수 있었다. 머플러 외부 케이스와 내부 배플이 연결되는 지점에서 온도가 가장 낮게 나타남으로 열전달이 가장 활발하였고, 머플러 고체면에 의한 열전달로 인하여 입구 온도와 출구 온도와의 차이가 속도에 대하여 각각 약 $\Delta T=239\text{K}$, 216K , 202K 로

나타남에 따라서 유속이 증가할수록 열전달이 촉진되어 출구에서 온도가 낮아짐을 알 수 있었다. 전체적으로 첫 번째 챔버에서 열전달이 가장 둔화됨에 따라 배플에 타공하여 배기가스를 일부 다음 챔버로 이동시키는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 경상대학교 BK21 지역대학육성사업단 지원에 의하여 연구한 내용이며 이에 관계자 들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) A. Hass, etc, "Optimized Design of the Lubrication System of Modern Combustion Engines", SAE paper, No. 912407
- (2) C. F. Tator, "Internal Combustion Engine Fundamental"
- (3) Colin. R. Ferguson, 1986, "Internal Combustion Engine", John Wiley&Sons, pp.253-313
- (4) MinHo Kim, Woojin Chung, Inbum Chyun, "A Study on the Flow Characteristics and Pressure Loss of Muffler for the Variation of Volumetric Rate and Offset. KSAE paper, No.2000-03-0070
- (5) D.L.Hartsock, E.D. Stiles, W.C.Bable, and J.V.Kranig "Analytical and Experimental Evaluation of a Thermally Insulated Automotive Exhaust System" SAE paper No. 940312
- (6) Yoshihiro Isshiki et al, "Simultaneous Prediction of Pressure losses and Acoustic Characteristics in Silencers by numerical simulation" SAE Technical paper No. 960637.
- (7) STAR-CD User Guide and Manuals, Version 3.10, Computational Dynamics Ltd.
- (8) ICEM-CFD Engineering, 2000, "ICEM-CFD Tutorial Manual, Meshing Modules, Version 4.1
- (9) V. Patankar, Suhas, 1980, "Numerical heat Transfer and Fluid"