



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

2016년 2월  
석사학위 논문

# 자동차 엔진 메인 머플러 유동해석

조선대학교 대학원

기계공학과

손 현 제

# 자동차 엔진 메인 머플러 유동해석

Flow analysis of the main muffler of automobile engine

2015년 12월 일

조선대학교 대학원

기계공학과

손 현 제

# 자동차 엔진 메인 머플러 유동해석

지도교수 이 행 남

이 논문을 기계공학석사학위 신청 논문으로 제출함

2015년 12월

조선대학교 대학원

기계공학과

손 현 제

## 손현제의 석사학위논문을 인준함

위원장    조선대학교    교 수                    한 길 영 (인)

위 원      조선대학교    교 수                    이 행 남 (인)

위 원      조선대학교    교 수                    강 양 준 (인)

2015년 12월

조선대학교 대학원

## 목 차

목차 .....	i
List of tables .....	iii
List of figures .....	iii
Nomenclature .....	iv
Abstract .....	v
I. 서론 .....	1
1. 연구 배경 .....	1
2. 기존 연구 .....	3
2. 연구 목표 및 방법 .....	6
4. 본 연구의 제안방법 및 연구과정 .....	8
II. 소음해석 .....	9
1. 소음해석의 이론적 배경 .....	9
2. 소음해석 .....	11
1) 유효성 검증 .....	11
2) TL비교를 통한 신뢰성 확인 .....	12
3) 소음특성 해석 .....	15
III. 유동해석 .....	18
1. CFD 이론 .....	18
2. 수치해석 .....	21
1) 해석모델 .....	21
2) 지배방정식 및 해석조건 .....	22

IV. 결과 및 고찰 .....	26
1. CFD 압력분포에 대한 결과 및 고찰 .....	26
2. CFD 속도분포에 대한 결과 및 고찰 .....	35
V. 결론 .....	46
【참고문헌】 .....	48

## List of tables

Table. 1-1 Summary of reference .....	9
Table. 2-1 Kind of automobile noise .....	10
Table. 3-1 CFD condition of driving flow.....	23

## List of figures

Fig. 2-1 Noise generation site of automobile.....	10
Fig. 2-2 Boundary condition in inlet pipe .....	11
Fig. 2-3 TL test .....	12
Fig. 2-4 TL test system lay-out .....	13
Fig. 2-5 TL for comparison test.....	14
Fig. 2-6 GT-Power simulation model.....	15
Fig. 2-7 Overall sound comparison along inlet pipe length.....	17
Fig. 2-8 C2 sound comparison along inlet pipe length.....	17
Fig. 3-1 Dimensional model of the automobile engine of main muffler.....	21
Fig. 3-2 Computational grid system of inlet pipe length.....	24
Fig. 4-1 The total pressure along the rpm in inlet pipe length of 100mm .....	27
Fig. 4-2 The total pressure along the rpm in inlet pipe length of 110mm .....	30
Fig. 4-3 The total pressure along the rpm in inlet pipe length of 120mm .....	33
Fig. 4-4 Velocity magnitude along the rpm in inlet pipe length of 100mm .....	36



Fig. 4-5 Velocity magnitude along the rpm in inlet pipe length of 110mm .....39

Fig. 4-6 Velocity magnitude along the rpm in inlet pipe length of 110mm .....42

Fig. 4-7 Accuracy comparison between kinetic energy and  
sound pressure level at  $V_{I,1}$  and  $V_{O,1}$  .....45

Fig. 4-8 Accuracy comparison between kinetic energy and  
sound pressure level at  $V_{I,1}$  and  $V_{O,2}$  .....45

## Nomenclatures

pa : Pressure ( $N/m^2$ )  
t : Time (sec)  
u, v, w : Velocity components in x, y and z-axis  
x, y, z : Rectangular coordinates of test section  
w : Revolution per minute (rpm)

## Greeks

$\mu$  : Coefficient of viscosity ( $N\cdot sec/m^2$ )  
 $\rho$  : Density ( $Kg/m^3$ )

## ABSTRACT

### Flow analysis of the main muffler of automobile engine

Son hyun-je

Advisor : Prof. Lee Haeng Nam, Ph.D.

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

This research is about the flow analysis on the main muffler in the automobile engine. I figured out the exit side noise is louder than the inlet noise in real flow situations through the comparison of the muffler's inlet sound pressure level. I studied main muffler mainly and analyzed the flow because we knew that additional noises occur inside the muffler.

In order to secure the reliability of the interpretation through GT-power, this research precedingly compared the experimental value measuring transmission loss by Two Load Method to the GT-power value simulated by the same way.

As a result, the experiment and the tendency of the analysis value were secured and I chose the case with the excellent noise characteristics. Also, I analyzed the model's flow. There should be an exact information of flow about changes of the whole flow velocity field to accurately analyze the problem of turbulent flow field inside the muffler.

Accordingly, I was able to obtain related data using the numerical analysis technique by computer and was able to identify the sound intensity and the tendency of incidence by analyzing general characteristics about fluid flow. Muffler, a device for decreasing the noise from the engine in general, has a shape of rectangular box or a cylindrical shape.

I should be careful about balancing noise and exhaust resistance because when we change the shape of muffler to lessen the noise, it would increase the resistance on the exhaust stream and lower the engine output.

I am going to identify the exhaust resistance by the form changes of the muffler tailpipe, analyze the content related to the general characteristics of fluid flow and the noise, and find a way to improve the flow resistance in tailpipe and reduce the noise.

# 1. 서론

## 1. 연구배경

일반적으로 머플러는 내연기관 또는 환기장치로부터 나오는 소음을 줄이기 위한 장치이고, 그 형상은 금속제의 원통이나 직사각형의 상자 모양을 하고 있다. 소음을 줄이기 위해 머플러의 형상을 변경하게 되면 배기의 흐름에 대한 저항이 증가되기 때문에 엔진의 출력을 저하시키므로 설계에 있어서 신중하게 소음과 배기 저항의 균형을 맞추어야 한다.

머플러는 음향에너지의 전달이 최소화 되도록 하기 때문에 자동차 소음저감 장치의 가장 큰 부분을 차지하고 있으며, 설계자가 엔진의 소음을 줄이기 위해 가장 노력하고 있는 부품이기도 하다<sup>(1)</sup>. 최근에는 감성적인 부분과 엔진 관련 부품의 성능이 강조되고 있으며 그것으로 인해 엔진의 성능과 운전가의 감성에 직접적인 영향을 미치는 중요한 부품 중 하나로 인식되고 있다<sup>(2)</sup>.

머플러는 작동원리에 따라 형식이 바뀌는데 팽창식은 가는 관에서 넓은 관으로 소리를 확산시켜 작게 하는 방식이고, 공명식은 가는 관의 많은 구멍에서 넓은 공명실로 소리를 확산시켜 서로 음을 상쇄시켜서 소리를 작게 하는 방식이다. 또한 흡수식이라고 하여 금속을 실 모양으로 만든 스틸 울에 흡수시키는 방식이 있고 앞의 세 가지 방식을 혼합한 격변식 등이 있다.

소음기는 목적은 ‘힘’을 줄이는 것으로 내부 구조에 따라 여러 종류가 있다. 대표적인 소음기의 구조는 내부를 몇 개의 방으로 나누어, 이 방들을 서로 엇갈리게 하거나 유체가 작은 구멍으로만 이동할 수 있도록 만들어 둔 구조이다. 배기가스가 엇갈린 방들을 지날 때마다 에너지를 소비하기 때문에 압력과 속도가 줄고 온도가 저하된다. 그런데 이와 같이 방법으로 소음을 줄이게 되면 배기가스의 배출 저항을 크게 되는데, 그렇게 되면 엔진에는 배기행정에 걸리는 저항(배압)이 커져서 엔진의 출력이 떨어지는 단점이 생긴다.

일반적으로 머플러는 촉매변환기와 공명기 또는 테일 파이프 사이에 설치되어 있는데 머플러에는 구멍들과 통로 그리고 배기가스가 통과하는 공명실이 있으

며, 이것은 배기밸브가 열림에 따라 발생하는 소음을 고압파들이 약하게 한다. 어떤 배기시스템은 더 나은 정숙함을 위해 더 작은 머플러 형태의 공명기(resonator)를 이용한다.

일부 고성능의 스포츠카들은 2개의 머플러(dual-mode muffler)를 가지고 있거나 액티브 배기시스템을 가지고 있다. 일반주행으로부터 스포츠 모드로 계기판의 스위치를 바꾸면 머플러의 흡기통로 밸브가 열리게 되고, 이것은 배기가스가 머플러와 바이패스 파이프를 통해 흐르게 한다. 배기시스템에서 저항을 줄여주고, 연비를 향상시킨다.

전자 소음제어 시스템들이 발달되고 있으며, 이 시스템들은 배기소음을 거의 제거할 수 있다. 이 시스템은 배기음파와 정확히 반대인 음파들을 전자적으로 만들어내어서, 두 음파들이 충돌할 때 이들을 서로 상쇄되게 한다.

머플러는 여러 분야에서 사용되는데 원리는 비슷하다. 소총에 사용되는 소음기의 경우에도 총기에서 나오는 고압가스를 작은 칸막이에서 분산하여 소음을 줄이는 방식을 사용한다. 소음기를 사용하였을 때 자동차의 소음기가 출력을 낮게 만드는 것처럼 총기의 경우에도 발사속도가 떨어지고 유효사거리도 줄어들게 된다.

오늘날 모든 제품에 사용되는 기초설계 개념인 안락성과 환경친화성으로 인하여 고속주행 시에 차량 실내소음에 대한 관심이 커지면서 배기계의 내부 유동해석 요구 및 개발에 많은 노력을 기울이고 있다. 특히, 대형 세단에 사용되는 머플러의 경우에는 고속주행 시에 머플러 내부에 다량의 유량이 유입되는데 그 때 유동의 교란에 의해 유동소음이 발생하는 경우가 존재하게 된다. 이러한 유동소음의 경우에는 유동장에 대한 자세한 고찰을 통해서 개선이 가능하다. 배기소음은 운전석 내부의 소음과 외부 방사소음에 기여도가 높은 소음원인 중에 하나이다. 머플러 이론에 의하면 일반적으로 음속의 0.1배 내지 0.2배 정도 까지는 머플러 성능에 크게 영향을 미치지 않는다고 알려져 있다. 하지만 실제 유동에서는 머플러 내부의 유동이 머플러 성능에 많은 영향을 주고 있다는 것을 알 수 있다.

## 2. 기존 연구

머플러의 소음 특성은 일반적으로 투과 손실(TL: Transmission Loss)에 의해 평가된다. 따라서 머플러의 형상이 투과 손실에 미치는 영향을 분석하는 연구들이 많이 이루어졌다. A.Selamet 와 Z.L.Ji<sup>(3)</sup> 은 BEM 방법으로 내부 구조, 천공률, 흡수재에 따른 머플러의 성능을 파악하고 머플러의 전송손실을 예측하는 연구를 하였다. 이종범 등은<sup>(4)</sup> 직선관, 단순확장관, 삼입관, 다공판 요소에 대한 투과 손실을 시험/해석하여 머플러의 소음특성을 확인할 수 있는 해석적 방법을 마련하였다. M.L. Munjal<sup>(5)</sup> 은 머플러 입/출구가 정면, 측면, 후면에 위치할 때 투과 손실에 어떠한 영향을 미치는가에 대한 연구를 진행하였다.

특히, 천공판(Perforated plate)요소는 상대적으로 좋은 저감특성을 가지고 있고, 유동 압력 강하가 적기 때문에 자동차 머플러 등에 많이 사용된다. M.L. Munjal<sup>(6)</sup> 등은 전단 행렬법을 사용하여 천공 요소가 투과 손실에 미치는 영향에 대해서 연구를 하였고, H. Lou<sup>(7)</sup> 등은 머플러 내부의 천공요소의 위치에 따라 투과 손실이 어떻게 변하는지에 대한 연구를 하였다. Tatsuyu Ikeda<sup>(8)</sup> 등은 타원형 머플러에 대해 머플러 내부의 타원형 천공판의 곡률이 소음에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 이성현<sup>(9)</sup> 등은 동심관형 공명기 내부관에 존재하는 천공 요소 위치에 따라 투과 손실과 입/출구의 압력 강하에 어떠한 영향을 미치는지에 대한 연구를 하였고, E. Dokumaci<sup>(10)</sup> 는 동축일 때의 소음특성 해석 통하여 병렬 천공 일 때보다 간결한 솔루션을 제공하였다.

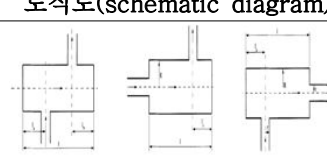
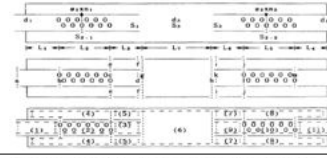
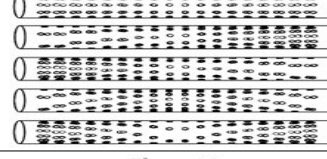
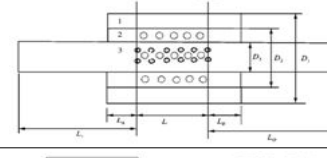

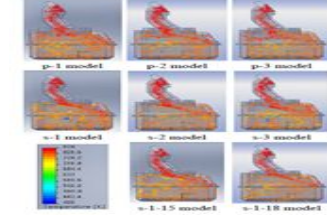
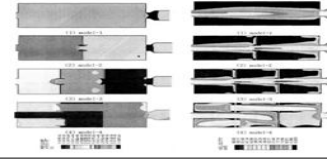
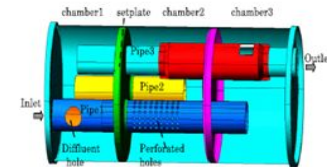
실험에 의한 방법은 많은 비용과 많은 시간이 사용되지만 컴퓨터를 이용한 수치 해석적 방법은 빠르고 경제적인 장점이 많아 산업분야에 응용되고 있는 추세이다. 실제로 실험적 방법에 비해 많은 비용 절감과 시간을 단축 할 수 있으며, 실험적 방법으로 해석할 수 없는 부분도 컴퓨터에 의한 시뮬레이션으로 해석이 가능하게 되었다. Omid Z. Mehdizadeh 와 Marius Paraschivoiu<sup>(11)</sup> 는 3차원 머플러 모델에 FEM을 적용하여 기존의 BEM과 비교하여 FEM의 정확성과 해석능력을 입증하는 연구를 하였다. Z.L.Ji<sup>(12)</sup> BEM 방법으로 머플러 내부에 천공판, 흡음재의 다양한 설계에 대한 해석을 진행하였다. S.Bilawchuk 와 K.R.Fyfe<sup>(13)</sup>는 3-point method 와 4-pole method 의 정밀도, 계산시간, 사용의 용이성 등을 비

교하여 3-point method 가 4-pole method 에 비해 더 빠르고 쉽게 해를 구할 수 있다는 것을 연구하였다.

최근 최적화 기법을 이용한 머플러 설계에 대한 연구가 활발히 진행 되고 있는데 Renato Barbieri 와 Nilson Barbieri<sup>(14)</sup>는 위상 최적화 기법을 이용하여 체계적으로 머플러 내부구조를 설계하는 방법론을 제시하였으며, 그 방법을 이용하여 여러 목적 주파수에서 최대의 투과 손실을 갖도록 동심원 확장방 머플러의 내부 형상을 최적화 하였다.

컴퓨터의 처리속도와 용량이 증가함에 따라 수치해석법이 발달하고, 발달된 수치해석법을 조합하여 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)에 다양한 정식화 기법을 적용할 수 있게 되었다. 이러한 전산유체역학은 모든 유동장 해석 연구에 수행되어지고 실험으로 확인하기 어려운 유체역학 문제를 해결하고 실험값과 비교, 분석 할 수 있는 해석 기법으로 인식되고 있다. 이형석<sup>(15)</sup> 등은 차량용 머플러의 내부유동을 해석하는 연구를 진행하였고, 이완수<sup>(16)</sup> 등은 소형 엔진 머플러의 내부 열 및 유동특성을 연구하여 기존 성능을 유지하면서 중간격판을 열적 파손으로부터 보호하고 엔진성능의 향상도 가능한 새로운 모델을 도출하였다. 이중섭<sup>(17)</sup> 등은 머플러에 유입되는 배기가스의 유동압력에 관한 수치해석을 통하여 배기소기 효율의 향상 및 최적 설계의 기초자료를 제공하였다. 서호철<sup>(18)</sup> 등은 머플러의 유동소음 문제를 수치적으로 접근할 수 있는 해석 기법을 정립하는 연구를 하였다. Takashi Yasuda<sup>(19)</sup> 등은 표준 머플러 형상을 가지고 직접 실험한 데이터와 과도상태일 때와 정상상태일 때의 CFD해석을 통한 시뮬레이션 데이터를 비교/분석하는 연구를 하였다.

Table. 1-1 Summary of previous researches

Reference	도식도(schematic diagram)	장점	단점
M. L. Munjal		머플러의 입/출구에 따라 발생하는 투과 손실을 알 수 있음	머플러 내부의 요소들을 고려하지 않았기 때문에 실제 머플러에 적용하기에는 어려움
H.Lou et al.		머플러 내부의 천공요소의 위치에 따른 투과 손실을 알 수 있음	천공요소의 위치만 고려하였기 때문에 크기, 개수에 변화에 따라 결과가 달라 질수 있음
Seong-Hyun Lee		머플러 내부의 타원형 천공관의 곡률 변화에 따른 소음의 특성을 알 수 있음	소음해석에서 천공요소를 고려할 때는 개구율이 가장 중요한데 개구율에 대한 내용이 없음
E.Dokumaci		동축일 때의 소음특성 해석을 통하여 간결한 솔루션을 제공함	실제 머플러에 적용하기 위해서는 다른 여러 가지 해석들이 필요함
R.Barbieri et al.		위상 최적화 기법을 체계적으로 머플러 내부 구조를 설계하는 방법론을 제시함	실제 설계에는 많은 것들을 고려해야 하기 때문에 제시한 방법론으로 설계하는 데에는 많은 어려움 있음
W.S Lee et al.		머플러 내부의 열 및 유동특성을 연구하여 내구성 및 엔진성능의 향상이 가능한 새로운 모델을 도출함	도출한 모델에 대한 소음특성의 해석이 되어 있지 않음
J.S Lee et al.		유동압력에 관한 수치 해석을 통하여 배기소기 효율의 향상 및 최적 설계의 기초자료를 제공함	제공한 기초자료에서는 소음특성의 해석에 대한 연구가 되어있지 않음
T.Yasuda et al.		CFD 해석을 통하여 내부 상태를 연구하여 유동특성을 파악함	소음특성 해석과 내부 유동의 해석의 연관성을 찾을 수가 없음



### 3. 연구목표 및 방법

전체 유동의 속도장 변화에 대해서 정확한 유동정보가 있어야지만 머플러 내부의 난류 유동장 문제의 정확한 해석이 가능하다. 따라서 컴퓨터를 이용한 수치해석에 의해 유동장 해석 연구가 수행되었으며, 컴퓨터가 발달함에 따라서 아주 작은 미세한 구간에 대한 해석도 가능해지고 계산속도 또한 향상되었다. 컴퓨터의 처리속도와 용량이 증가함에 따라 수치해석법이 발달하고, 발달된 수치해석법을 조합하여 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)에 다양한 정식화 기법을 적용할 수 있게 되었다.

실험에 의한 방법은 많은 비용과 많은 시간이 사용되지만 컴퓨터를 이용한 수치 해석적 방법은 빠르고 경제적인 장점이 많아 산업분야에 응용되고 있는 추세이다. 실제로 실험적 방법에 비해서 많은 비용의 절감과 시간의 단축이 가능하고, 실험적 방법으로 해석할 수 없는 분야도 컴퓨터에 의한 시뮬레이션으로 해석이 가능하게 되었다.

본 연구에서는 수치해석적 기법을 이용하여 관련 데이터를 획득하고 전반적인 유체유동의 특성과 소음해석을 이용하여 메인 머플러의 유동저항 개선과 소음저감을 위한 머플러의 설계에 대한 기본 자료를 제공하고자 한다.

자동차 엔진의 머플러 내부 유동장은 엔진으로부터 나오는 맥동파와 머플러 내부의 복잡한 구조에 의해 비정상상태가 되며 3차원 난류 유동장을 형성한다. 머플러 내부의 난류 유동장을 해석하여 머플러 설계 시에 내부 유동장의 저항을 감소시키기 위해 구조 및 재질 등을 변경할 수 있는 기초자료가 된다.

기존의 머플러에 대한 연구는 단순히 머플러의 용량을 확장하는 것으로 소음을 저감하는 것에 대하여 연구가 진행되었지만 레이아웃 설계 시 차량하부의 공간부족으로 인해서 한계성이 보이게 되면서 선진국을 중심으로 가변밸브장착, 또는 머플러 내부구조를 변경하여 내부유동 저항을 감쇄시키는 것에 관한 연구들이 활발히 진행되고 있다.

실제로 유동시에 머플러 입출구측 음압레벨을 비교해 보면 입구측 소음보다 출구측 소음이 더 크다는 것을 알 수 있는데 이것은 머플러 입구에서 출구로 전달되는 소음 이외에 머플러 내부에서 추가적으로 소음이 발생한다는 것을 보여

준다. 그렇기 때문에 자동차의 메인 머플러를 연구대상으로 삼아 내부 유체유동의 유동해석을 진행하였다.

## 4. 본 연구의 제안 방법 및 연구 과정

본 연구에서는 CFD를 이용하여 자동차 엔진의 메인 머플러 내부의 유동해석을 진행하여 소음해석의 데이터와 비교하여 서로의 경향성을 파악하였다. CFD해석만으로 소음특성을 예측할 수 있도록 하여 머플러 설계에 있어서 기본적인 자료를 제공하고자 한다. 먼저 Two Load Method 방식을 이용하여 투과손실(TL)을 측정하였다. 측정한 실험값과 동일 조건으로 시뮬레이션 하여 얻은 GT-Power의 값을 선행비교 하여 해석의 신뢰성을 확보하였다. 3D Modeling 으로 설계한 자동차의 메인 머플러 형상과 rpm에 따른 GT-Power의 시뮬레이션 해석을 통하여 소음특성을 확인하고, 같은 조건으로 CFD (Computation Fluid Dynamics) 분석을 통하여 내부유동 해석을 하였다. 소음특성의 데이터와 유동특성 데이터를 비교/분석하여 경향성을 확인하고 CFD (Computation Fluid Dynamics) 분석만을 이용하여 소음특성을 예측할 수 있도록 한다.

지금까지 머플러 내부의 관 천공 요소, 격판의 유무, 형상이 투과 손실에 미치는 영향에 대한 연구들과 CFD해석을 통하여 유동 특성을 파악하고 소음특성에 어떠한 영향을 미치는지 각각의 경우에 대해 독립적인 연구로서 진행되어 왔다. 하지만 본 논문은 CFD해석을 이용한 데이터를 소음해석의 데이터와 비교하여 서로의 경향성을 파악하여 CFD해석만으로도 소음특성을 예측하여 머플러 설계에 기본적인 자료를 제공할 수 있도록 하고자 한다.

## II. 소음해석

### 1. 소음해석의 이론적 배경

소음은 인간의 감정을 불쾌하게 만드는 시끄러운 소리를 뜻하며, 일반적으로 음압레벨을 나타내는 dB 단위로 표시된다. 자동차의 소음은 자동차의 각종 부품들에서 발생하는 여러 지 복잡한 진동현상 및 소음전달과정을 거쳐 발생하게 되고, 크게 실내소음과 외부소음으로 구분 할 수 있다. 엔진의 시동이 걸린 이후 주행하는 차량 실내에서 들을 수 있는 소음은 운전자와 탑승객에 적지 않은 불편함과 함께, 경우에 따라서는 상당한 불안감을 소정하기도 한다. 자동차에서 발생하는 여러 소음 중에서 차량 외부로 방사되는 소음은 환경공해 측면에서 국가에서 정한 법규로 제한을 받고 있다. 현재까지는 차량의 외부소음만 규제하고 있으며, 환경보전이라는 측면에서 규제치가 더욱 강화되고 있는 추세이다. 따라서 국내 내수시장뿐만 아니라 수출대상국의 외부소음규제를 만족시키지 못할 경우에는 자동차의 판매조차 허용되지 않기 때문에, 자동차 제작회사의 입장에서는 실내소음의 저감에 주력하는 만큼 외부소음의 법규만족도 매우 중요한 사항이 되고 있다. 과거에는 법규항목인 외부소음을 포함해서 차량 실내소음의 시끄러운 정도를 나타내는 소음레벨을 줄이는 것에 목적을 두었으나, 최근에는 보다 친숙하거나 또는 사용자별로 선호하는 소리를 부각시켜서 운전의 즐거움을 주는 음질 관리까지 추구하고 있는 실정이다.

Table. 2-1 Kind of automobile noise

엔진투과음	엔진에서 발생되어 차실내로 유입되는 엔진소음
부밍소음 (Booming)	엔진진동에 의해 차체 및 샤시 시스템이 공진되어 발생하는 음으로 귀를 압박하는 느낌을 받음
도로소음 (Road noise)	노면으로부터 타이어 및 현가계를 통해 차실내로 유입되는 소음
바람소리 (Wind noise)	고속주행 시 차체 주변의 공기 흐름이 원활하지 못하여 발생하는 바람을 가르며 소음 및 공기의 흡출음
Rattle noise	기어 세트가 비틀림 진동하면서 서로 부딪히는 소리
Whine noise	기어세트가 맞물려 돌아갈 때 기어 Meshing frequency 성분의 소리 (휘파람 소리 비슷함)
Squeal noise	차량제동 시 브레이크 디스크와 마찰재의 접촉에 의해 발생하는 고주파 소음
외부소음	차량주행 시 외부에서 감지되는 소음으로 법규로서 제한치를 규정

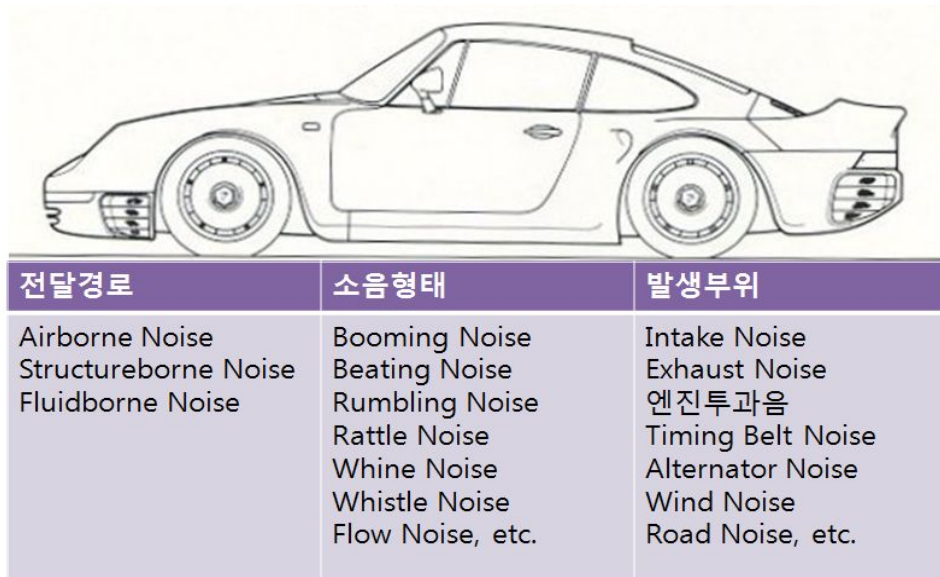


Fig. 2-1 Noise generation site of automobile

## 2. 소음해석

### 1) 유효성 검증

머플러 소음특성에 관한 해석을 수행하기 전에 해석모델에 대한 유효성 검증이 필요하다. 머플러의 inlet pipe 형상은 머플러 소음특성에 가장 큰 영향을 미치기 때문에, 머플러의 inlet pipe의 형상별 소음특성에 대한 해석을 수행하였다. 비교분석을 위하여 overall, C2성분 분석을 통하여 소음특성 향상에 필요한 inlet pipe의 형상을 구성하였다.

GT-power의 모델링 tool을 이용하여 모델링하였고, 모델의 격자크기는 3mm 이하로 설정하였으며 머플러 내부에 있는 파이프들의 두께를 고려하지 않고 내경을 기준으로 모델링 하였다. 머플러의 inlet pipe length에 대하여 80mm, 90mm, 100mm, 110mm, 120mm 로 각기 다른 5개의 경계조건을 주어 5개 형상을 가지고 해석을 진행하였다. 각 형상별로 100번의 수렴해석을 수행하여 해석오차를 줄였다.

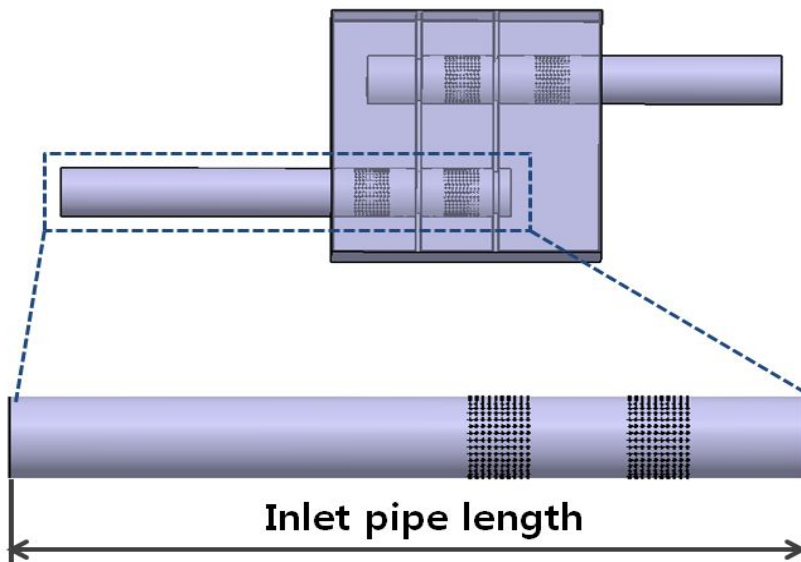


Fig. 2-2 Boundary condition in inlet pipe

## 2) TL 비교를 통한 신뢰성 확인

본 연구에서는 Two Load Method 방식을 이용하여 투과손실(TL)을 측정한 실험 값과 동일 조건으로 시뮬레이션 하여 얻은 GT-Power (Gamma Techology, Version 6.2, 2006년)의 값을 선행비교 하여 해석의 신뢰성을 확보하였다.

TL (Transmission Loss)이란 투과 손실이라고 하며, 소음기 (Muffler 등)의 평균 입사음 에너지와 평균 통과음 에너지를 각각  $W_1$ ,  $W_0$ 으로 할 때의 소음기 본체에서의 음향 에너지 차음량을 나타낸다. 이러한 TL을 측정하는 방법으로는 4단자 정수법, Two Load Method 그리고 Two Source Method가 있다.

위와 같은 방법을 실험적으로 검증해 본 결과 Two Load Method가 ‘직관을 통한 검증’에서 가장 우수한 결과를 나타내었기에 본 기술표준은 Two Load Method를 이용하여 기술한다. Two Load Method는 각 샘플마다 끝단 조건을 ‘Open & Close’로 나누어서 두 번 측정을 해야 한다.



Fig. 2-3 TL test

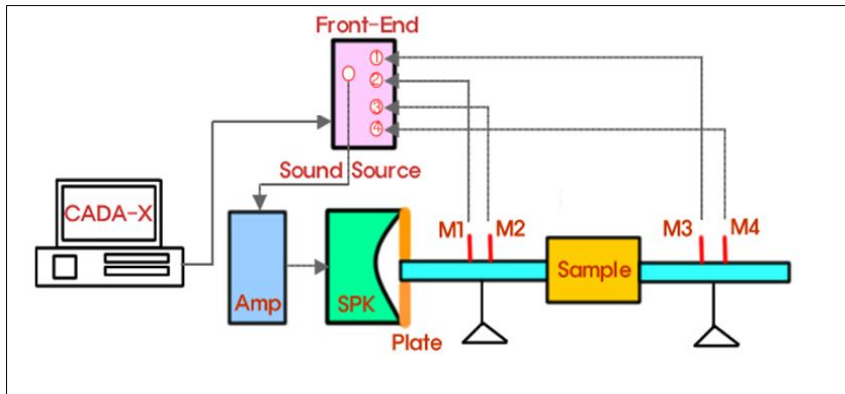


Fig. 2-3 TL test system lay-out

Two Load Method를 이용한 TL 식을 표현하면, 다음과 같다.

$$TL = 20\log_{10}\left[\frac{1}{2} \left| A_{23} + \frac{B_{23}}{\rho C} \cdot C_{23} + D_{23} \right| \right] + 10\log_{10}\left[\frac{S_i}{S_o}\right] \quad (2-1)$$

여기서, A, B, C, D는 마이크로폰에서 측정된 FRF (Frequency Response Function)를 이용하여 정해진 수식으로 구해진 4-pole Parameters 이고  $S_i/S_o$ 는 입, 출구의 면적비를 나타낸다.

일반적으로 소음기의 TL 특성은 주파수에 따라 달라지고, TL 그래프는 주파수에 따른 소음기의 감쇠 성능을 나타낸다. 소음기의 TL 특성은 일반적으로 실제 차량 장착 시 성능 예측을 위해 기본적인 데이터로, 튜닝을 위한 다양한 소음요소 (확장, 공명, 삽입 등)의 효과를 간편하게 확인하고자 할 때 사용한다. TL 실험장치는 머플러의 양 끝단에 설치된 가이드 파이프에 M1~4까지 4개의 마이크로폰을 50mm 간격으로 설치하여 스피커를 통해 방사되는 White Noise가 가이드 파이프 끝단에 도달하고 반사되어 돌아온 음파를 프런트엔드에서 디지털 데이터로 받아들이고 이를 재분석하는 형태이다. 이때 가이드 파이프의 끝단조건을 열림과 닫힘(흡음)으로 하여 두 번 측정하였고, White Noies를 테스트 음원으로 사용하였으며, 50회 실험 후 평균값을 사용하여 데이터 수집에서 발생하



는 오차를 줄였다.

실 측정값과 GT-Power를 이용한 해석 값을 비교하여 Fig. 2-4 으로 나타내었다. 비교 데이터를 보면 실험값과 GT-Power를 이용한 해석값의 경향성이 80% 이상 확보됨을 볼 수 있었기 때문에 GT-Power 시뮬레이션 해석을 통하여 소음특성을 보았다.

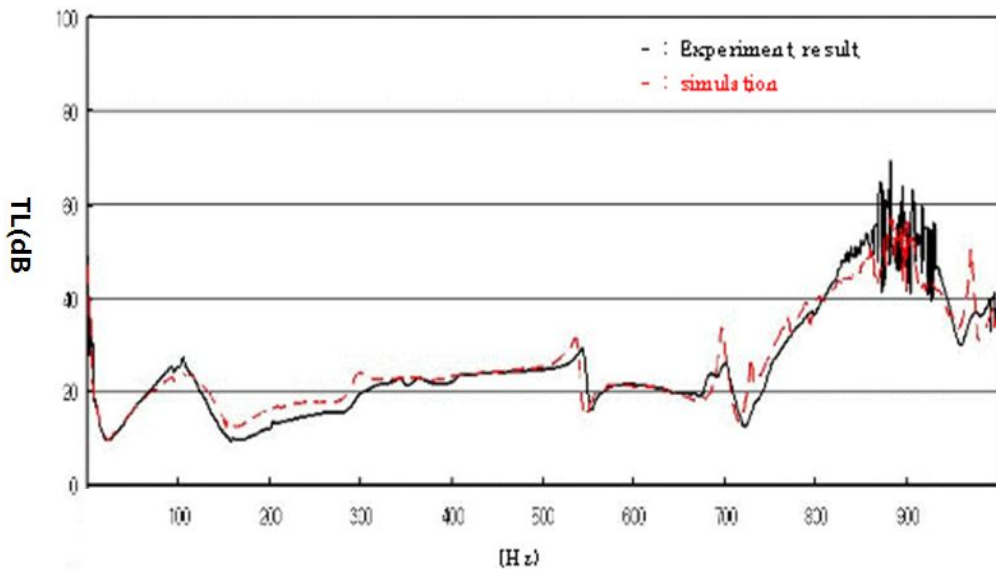


Fig. 2-4 TL for comparison test

### 3) 소음특성 해석

해석모델 중 배기 매니폴드는 복잡한 부분이기 때문에 GT-Discreizer를 이용하여 상세 모델링 하였다. 서브 어셈블리 템플릿(Sub-Assembly Template)를 이용하여 엔진, 흡기계, 센터머플러, 메인머플러를 그룹화 하여 해석모델의 단순화시켰다. 서브 어셈블리 템플릿은 전체모델을 수정하지 않고, 서브 어셈블리 각각의 부분에 대해서 수정 및 변경이 용이하다. 모델이 단순하고 배기계 해석 시에 메인 머플러에 대한 모델 변경해석이 유용하기 때문에 모델링에 적용하였다. 흡기포트를 통해 들어온 연료가 배기포트를 지나 머플러와 테일 파이프를 통해 나가기 때문에 끝단에 마이크를 설치하여 토출소음을 해석한다. 메인머플러에서 발생하는 소음만을 해석하기 때문에 기존의 부속품을 사용하여 소음해석을 진행하였다. 그리고 Inlet Pipe Length의 길이 변화에 따른 소음특성 해석결과 중 Overall 성분과 C2성분을 Fig.2-6 와 Fig.2-7에 나타내었다.

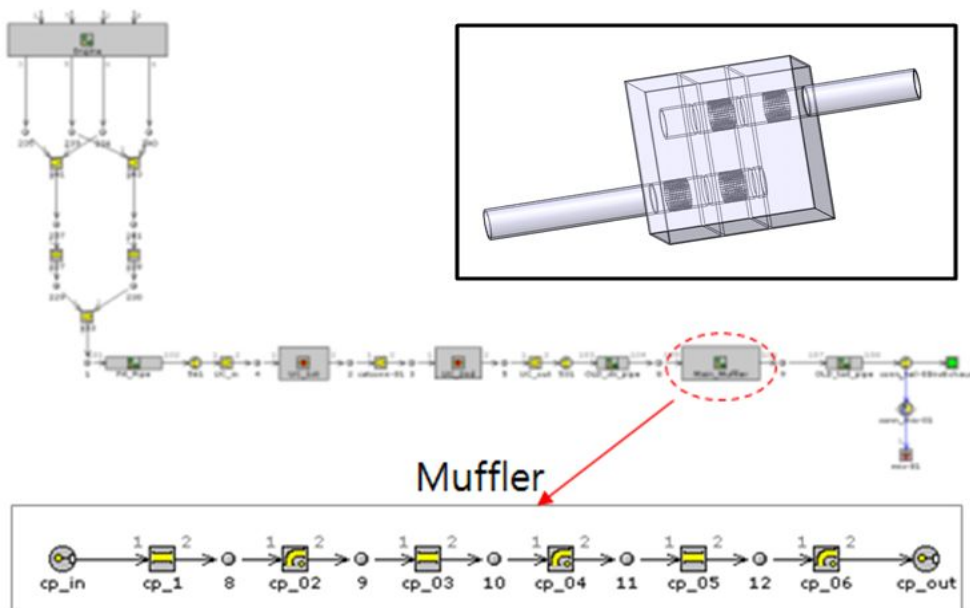


Fig. 2-5 GT-Power simulation model

Inlet pipe Length 100 mm일 때 Overall의 경우 1500~3500 rpm부분을 제외한 모든 부분에서 가장 낮은 소음을 보이고 있고 그 다음으로 110 mm, 120 mm 일 때 소음이 작게 발생했다. C2성분의 경우에는 길이가 길어질수록 소음이 감소하였다.

그렇기 때문에 본 연구에서는 소음특성이 우수한 CASE 3개 (Inlet pipe Length 100 mm, 110 mm, 120 mm)의 모델을 가지고 유동해석을 하여, rpm에 따른 유체유동의 전반적인 특성을 분석하였다. 투과 손실은 기본적으로

$TL = 10\log\left(\frac{p_o}{p_i}\right)$  로 표시할 수 있다. 머플러 내의 압력과 유량 또는 압력과 속도

에 따라 소음의 경향을 파악할 수 있는데, 이번 연구에서는 머플러 내의 속도를 가지고 소음특성을 알아보려고 한다. 하지만 입구측과 출구측의 유량 및 속도는 거의 비슷하기 때문에 Inlet pipe와 Outlet pipe의 천공에서의 속도를 이용하여 Kinetic Energy를 구한다. Bernoulli's equation에 의하여 압력은 속도의

제곱과 반비례한다. 따라서  $10\log\left(\frac{p_o}{p_i}\right) = 10\log\left(\frac{v_i^2}{v_o^2}\right)$  이 되며, 정리하면 식 (2-2)

로 정의한다.

$$KE_R = 20\log\left(\frac{v_i}{v_o}\right) \quad (2-2)$$

Kinetic Energy와 SPL(Sound Pressure Level) 데이터를 비교하고, 경향성을 파악하여 유동특성과 소음특성의 관계를 알아본다.

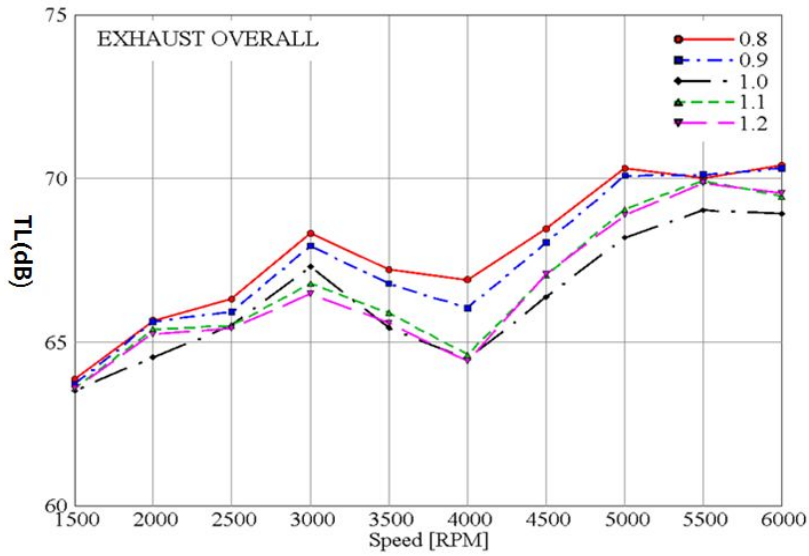


Fig. 2-6 Overall sound comparison along inlet pipe length

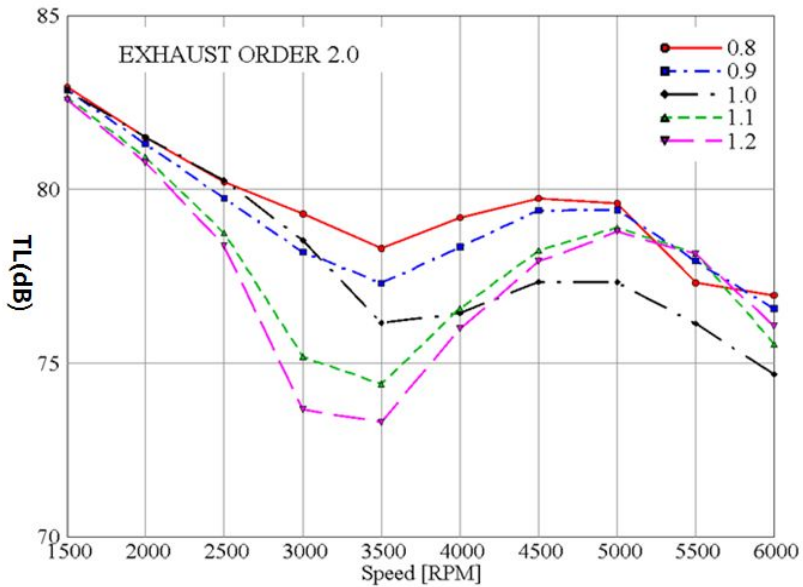


Fig. 2-7 C2 sound comparison along inlet pipe length

### III. 유동해석

#### 1. CFD 이론<sup>(20)</sup>

전산유체역학(Computational Fluid Dynamics)은 편미분방정식 형태로 표시될 수 있는 유체역학적 지배방정식을 컴퓨터가 이해할 수 있도록 대수 방정식으로 변환하여 컴퓨터를 사용해 근사해를 구하는 학문으로, 최근 급속한 컴퓨터의 발전과 계산해법의 개량으로 여러 분야에서 광범위한 유동관련현상의 연구에 유용하게 쓰이고 있다. 점성(viscosity)이 있는 유체운동의 직접적인 수치해석은 1953년경부터 시작하였는데, 당시의 수동 계산기를 1년 동안 계속 돌려서 작은 레이놀즈수(Low Reynolds Number)에서의 단순한 2차원 원주유동의 수치해석을 수행하였다. 하지만 현재는 슈퍼컴퓨터를 이용하여 (부동 소숫점 계산을 1초당  $10^9$ 회 이상 수행하는 즉,  $1G(=10^9)$  FLOPS (Floating Point Operation Per Second)이상의 계산이 가능하기 때문에 슈퍼컴퓨터를 이용한 수치해석이 항공기, 에너지 기계, 기상 등 여러 분야에서 유체현상의 해석과 설계에 커다란 공헌을 하고 있다.

그러나 레이놀즈수가 큰 유체의 운동은 난류유동에 의해 지배되고 있으며, 그 비선형성에 의해서 생기는 여러 가지 스케일의 와류운동(Vortex motion)을 포함하고 있다. 하지만 현재까지도 이 모든 와운동구조(Structure of vortex motion)를 규명할 수 없기 때문에 난류모델(Turbulence model)을 도입하여 계속해서 보완하고 있다. 수치유체역학에서 Navier-Stokes 방정식을 완벽하게 풀어내는 것은 현시점에서는 불가능기 때문에 반드시 물리적인 고찰과 모델이 필요하다.

고전적인 유체역학의 역사도 하나의 커다란 흐름을 형성하고 있는데 점성의 영향을 어떻게 해석에 집어넣을까에 대한 많은 연구를 진행하고 있다. Navier-Stokes 방정식이 만들어진 뒤에는 관성항을 생략하는 stokes 근사나 그 점근 전개를 이용하는 Oseen 근사를 가지고 작은 레이놀즈수에서의 유동을 해석적으로 명확히 하기 위한 연구를 하고 있다. 점성의 영향을 벽면 가까이에 한정시킨 경계층 이론(Boundary Layer Theory)을 만들어서 큰 레이놀즈수의 유동을

명확하게 하기 위한 노력을 하였다. 수치계산이 본격적으로 도입되면서 점성의 영향을 보면 가까이에 한정시킨 경계층과 그 외측 유동을 표현하는 이상유체(理想流體, Ideal fluid)의 유동을 실제로 풀고 있다.

이러한 수치적 근사해와 이론적 해석해와 비교하면, 근본적으로 후자가 전 영역의 유동을 단일함수로 근사하는 것에 비하여 전자는 국소적으로 각각 다른 함수로 근사하게 된다는 차이점을 가지고 있다. 따라서 낮은 차수의 다항식을 사용하여 높은 정확도를 얻을 수 있고 이러한 장점으로 인해서 많이 사용되고 있다. 비록 근사해가 오차를 갖기 때문에 이에 따른 문제점들이 생기지만 적당한 해석기법 및 이산화 기법, 격자생성기법을 사용하여 이러한 문제점들을 해결하여 충분한 정확도를 얻을 수 있게 된다.

또한 수치해석의 경우 실험적 방법과 비교해보면 일반적으로 개발에 소요되는 개발 기간이 짧고 경비도 적게 든다는 장점이 있다. 물론, 신뢰성에 있어서는 실험적 방법이 높다고 생각할 수 있지만, 실험은 대개의 경우 모형실험으로 실제유동으로의 재현 및 실물 크기의 환산에 문제가 있고 데이터를 수집하는 과정에서의 계측오차와 비정상 3차원 유동에서의 그 전제 모습을 충분히 파악해낼 수 없다는 단점이 있다. 그에 비해 수치해석기법은 실험이 어려운 다양한 해석 대상도 수치해석기법에 적용할 수 있다는 장점을 갖는다.

현재 널리 행하여지고 있는 수치유체역학(數值流體力學)은 Navier-Stokes 방정식을 직접 풀어서 점성유체의 운동을 명확히 하는 수치계산방법이다. 필요에 따라 난류모형을 도입하기 때문에 Stokes 근사나 경계층 근사 등 근사방법은 사용되고 있지 않다.

그러나 기초방정식을 이산화(Discretization)하여 컴퓨터로 풀기 때문에, 이 과정에서 생기는 근사나 오차를 당연히 포함하고 있는 것을 알고 있어야 한다. Navier-Stokes 방정식 등의 미분방정식을 이산화 하는 방법으로 크게 유한차분법(FDM, Finite Difference Method), 유한요소법(FEM, Finite Element Method), 유한체적법(FVM, Finite Volume Method)의 3가지 종류를 들 수 있다. 컴퓨터는 미분방정식을 해석적으로 푸는 것이 불가능하기 때문에, 풀어야 할 영역에 배치된 유한개의 격자점상에서의 미지수에 관한 대수방정식이나 관계식을 만드는 것이 요구된다. 이것을 이산화(Discretization)라고 한다.

본 논문에서 유한체적법(FVM)을 사용하였는데, 이것은 비압축성 유동에 대한 수치해석 방법의 하나인 SIMPLE (semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 도입과도 관련이 있다. 이 해법은 정상(steady) 유동을 효율적으로 풀 수 있다는 장점이 있고, 퍼스널 컴퓨터나 워크스테이션 등의 소형계산기에서도 충분히 이용될 수 있다. SIMPLE 해법과 유한체적법(FVM)은 오랜 경험과 전통으로부터 일체화되어 발전되어 왔다.

## 2. 수치해석

### 1) 해석모델

본 연구의 대상은 2000 cc 급 자동차 엔진의 머플러로써 전체 케이스를 3구간으로 나누는 2개의 격판에 의해 머플러의 내부공간이 나누어져 있다. 머플러 케이스 내부에는 inlet pipe 와 outlet pipe 가 설치되어있고 지름이 1mm인 천공이 각각의 pipe에 720개씩 가공되어있다. 머플러 내부의 첫 번째 공간에는 inlet pipe에 가공되어 있는 360개의 천공이 가공되어 있어 유체가 inlet pipe로 유입되어 통과할 때 가공되어 있는 천공을 통하여 Outlet pipe 의 입구로 이동하게 된다. 두 번째 공간에는 inlet pipe 와 outlet pipe 에 각각 360개씩 천공이 가공되어 있어 천공을 통하여 inlet pipe 에서 outlet pipe 로 유체가 흐른다. 마지막 공간에는 inlet pipe의 출구에서 유출된 유체가 outlet pipe 에 가공되어 있는 천공을 통하여 내부로 유입되고, 위의 과정들을 통해서 outlet pipe 로 유입되는 유체가 출구를 통하여 배출되게 된다.

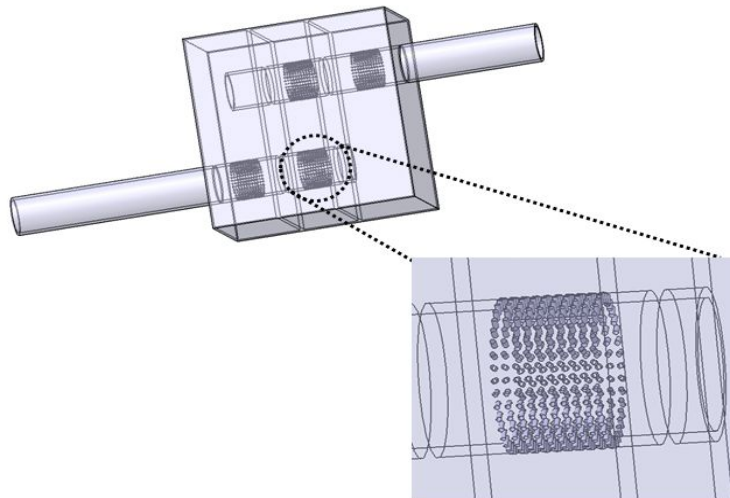


fig. 3-1 Dimensional model of the automobile engine of main muffler



## 2) 지배방정식 및 해석조건

본 연구에서는 CFD (Computation Fluid Dynamics) 분석을 이용하여 메인 머플러의 inlet pipe length의 길이를 변화시키고, 각각의 길이에 대해 rpm을 변화시켜 가면서 속도분포 및 압력분포를 확인하였다. 유체 유동 해석에 많이 쓰이고 있는 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용한 상용 코드 프로그램인 CFD-ACE를 이용하여 수치해석을 수행하여 유체운동의 전반적인 지배방정식인 연속방정식(질량 보존의 법칙)과 운동량방정식의 편미분 방정식들로부터 수치해를 계산하였으며, 주어진 관로내의 유동에 대한 Reynolds 수의 기준에 근거하여 난류로 가정하여 계산하였다. 본 연구에서 적용된 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지 방정식의 표현은 식(3-1), (3-2) 및 (3-3)과 같다. 또한 난류운동에너지방정식과 난류운동 에너지소산방정식은 식(3-4) 및 식(3-5)로 표현된다.<sup>(21)</sup>

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \mu_i) = 0 \quad (3-1)$$

$$\frac{\partial \rho \mu_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \mu_i \mu_j) + \frac{\partial P}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad (3-2)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu_j(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \epsilon + S_i \mu_i + Q_H \quad (3-3)$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i}((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_i}) + S_k \quad (3-4)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i}((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}) + S_\epsilon \quad (3-5)$$

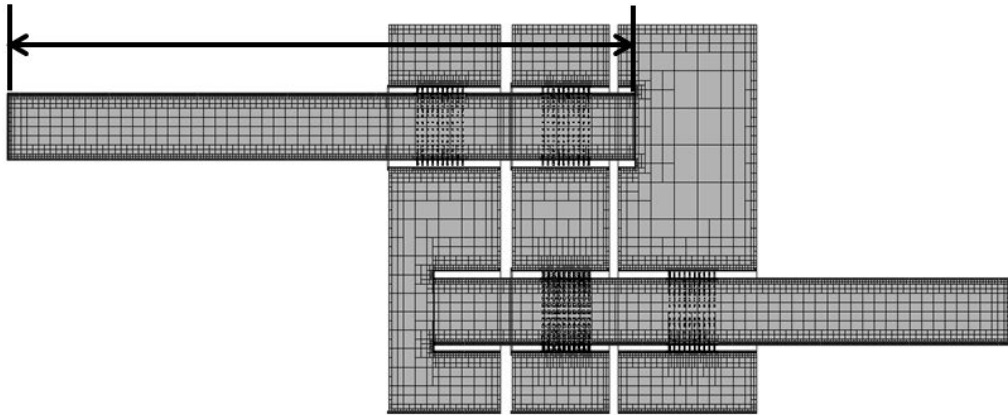
난류모델은  $k-\epsilon$  /High Reynolds Number 를 적용하였고, 해석 알고리즘은 SIMPLE 해법을 사용하였다. Inlet pipe 의 길이를 100 mm, 110 mm, 120 mm 로 변경하여 각 길이에 대하여 입구측 속도를 11.1 m/s , 33.5 m/s , 55.8 m/s 로 적용하여 총 9 caes 대한 해석을 진행하였으며, 이때 유입되는 유체의 온도는 1000K 으로 설정하였으며 출구부의 압력은 대기압 조건으로 설정하였다.

**Table. 3-1 CFD condition of driving flow**

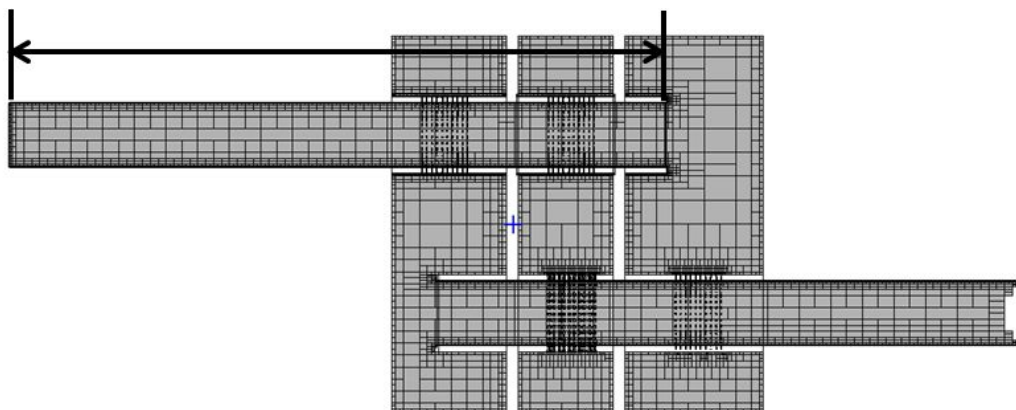
Name	Inlet pipe length(mm)	rpm	V (m/s)	grid count
case1	100	500	11.1	893680
case2		1500	33.5	893680
case3		2500	55.8	893680
case4	110	500	11.1	590745
case5		1500	33.5	590745
case6		2500	55.8	590745
case7	120	500	11.1	858852
case8		1500	33.5	858852
case9		2500	55.8	858852

Inlet pipe Length가 100mm 일 때의 총 격자의 수는 893680이고, 110mm 일 때 590745, 120mm 일 때 858852개 이다.

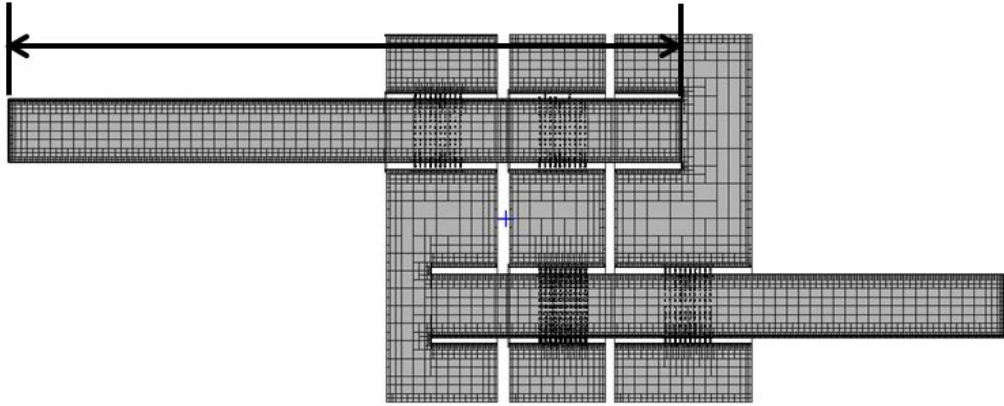
Fig. 3-2는 z평면에서 보았을 때 Inlet pipe Length에 따른 격자를 보여주고 있다.



(a) Inlet pipe Length = 100mm



(b) Inlet pipe Length = 110mm



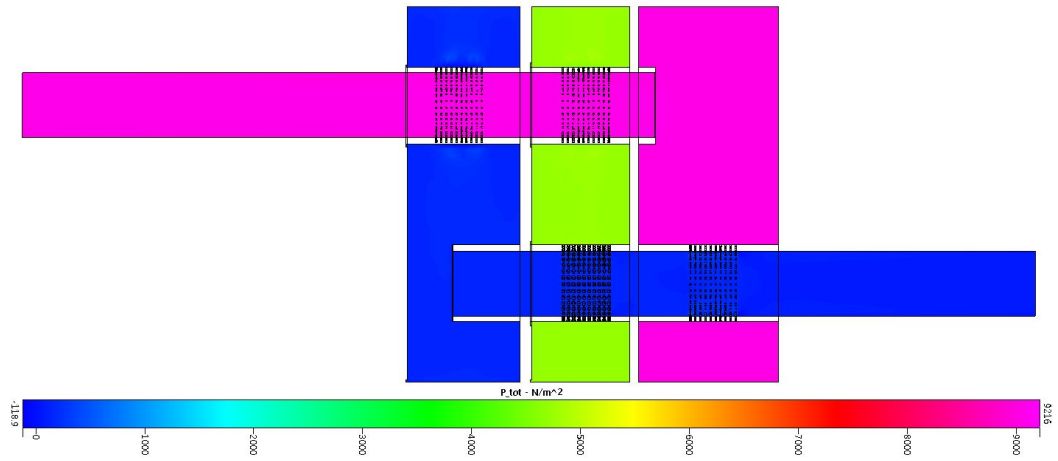
(c) Inlet pipe Length = 110mm

Fig.3-2 Computational grid system of inlet pipe length

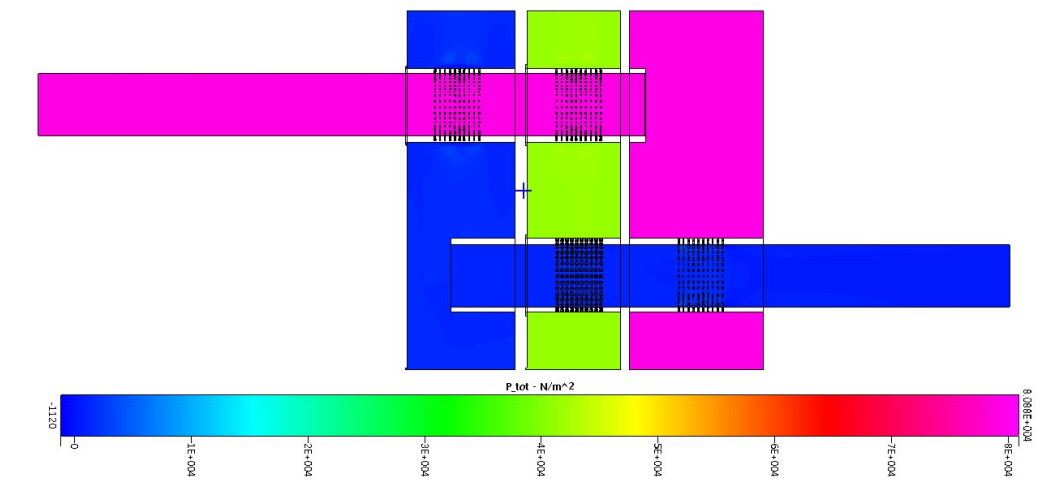
## IV. 결과 및 고찰

### 1. CFD 압력분포에 대한 결과 및 고찰

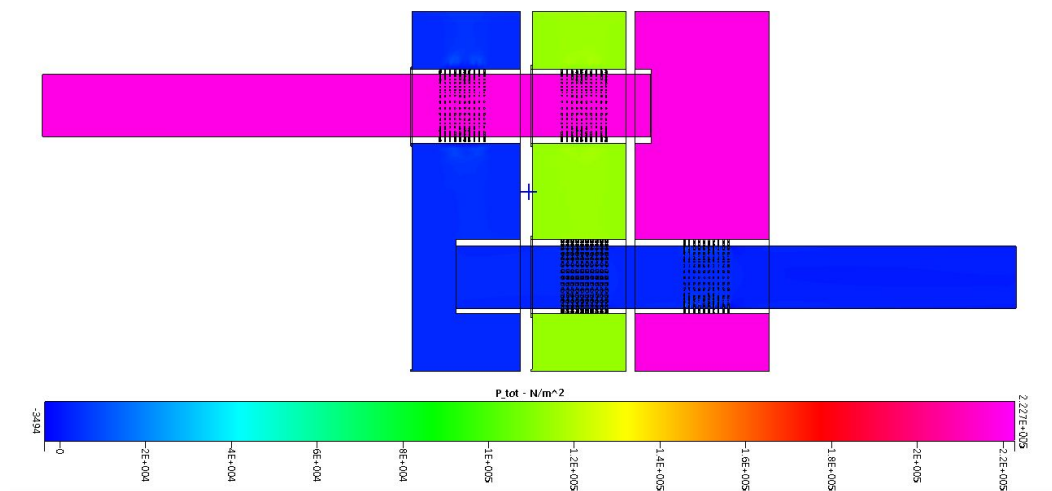
분당회전수(rpm)를 이용하여 입구 속도를 계산할 수 있는데 분당회전수가 500 rpm 일 경우 입구 속도는 11.1m/s 이고 1500rpm 일 경우에는 33.5m/s, 2500 rpm 은 55.8 m/s 이었다. Fig. 4-1은 inlet pipe length가 100 mm 일 때 rpm에 따른 메인머플러 내부의 압력을 보여주고 있다. 분당회전수가 500 rpm일 때에는 입구 측에서 9.12 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 5 kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다. rpm 이 1500 일 때에는 입구 측에서 81 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 43 kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다. rpm이 2500일 때에는 입구 측에서 222 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 120 kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다.



(a)  $\omega = 500\text{rpm}$



(b)  $\omega = 1500\text{rpm}$

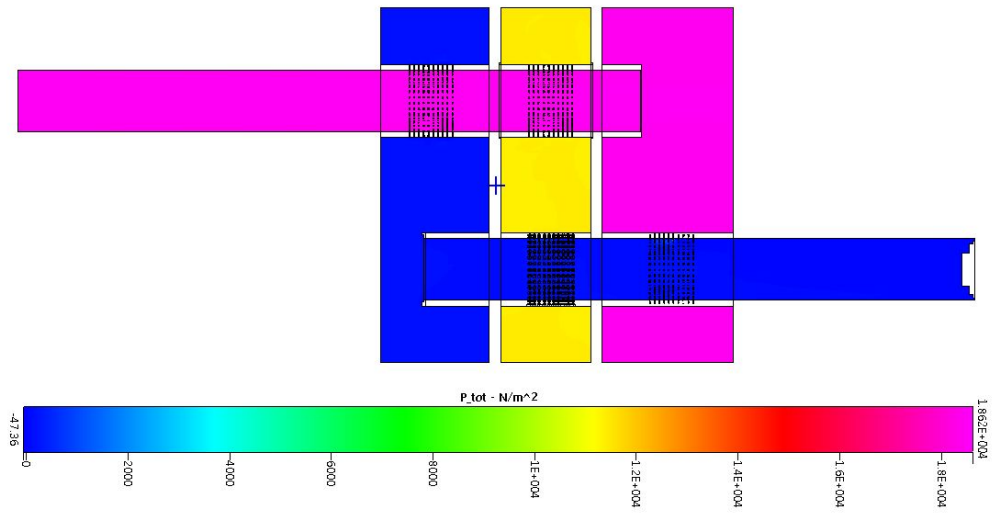


(c)  $\omega = 2500\text{rpm}$

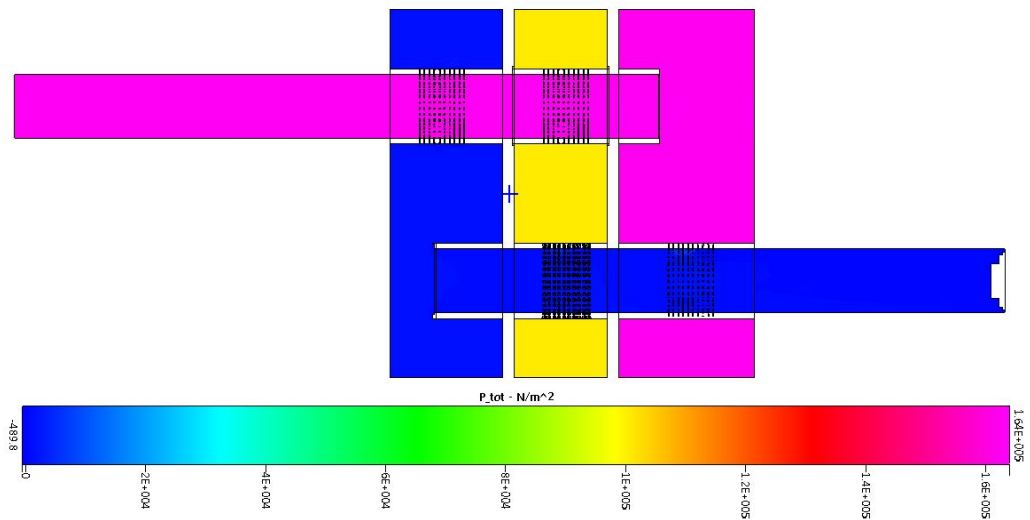
Fig. 4-1 The total pressure along the rpm in inlet pipe length of 100mm

Fig. 4-2는 inlet pipe length가 110mm 일 때 rpm에 따른 메인머플러 내부의 압력을 보여주고 있다. rpm 이 500일 때에는 입구 측에서 18.6 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 11 kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다. rpm 이 1500일 때에는 입구 측에서 164 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 100 kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다. rpm 이 2500일 때에는 입구 측에서 452 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 260kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다.

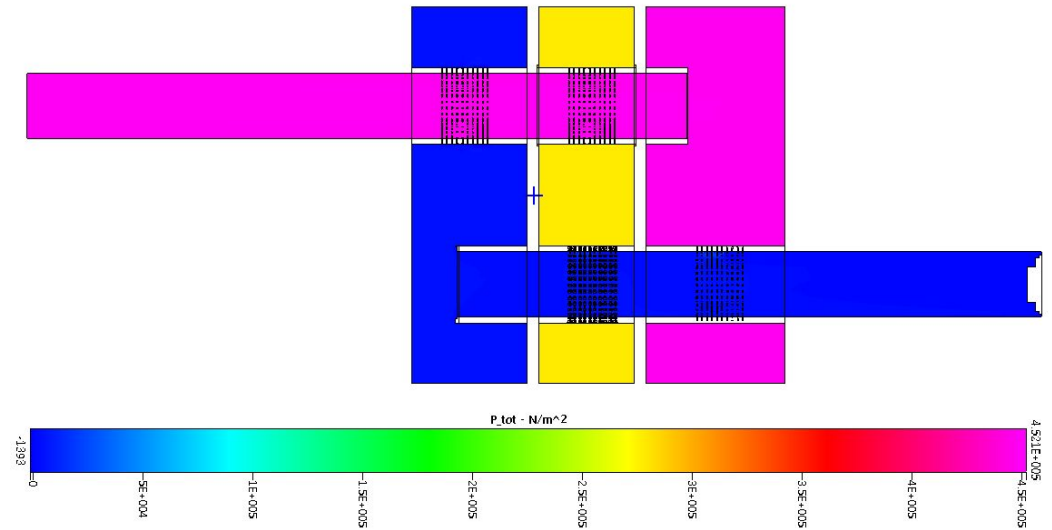




(a)  $\omega = 500\text{rpm}$



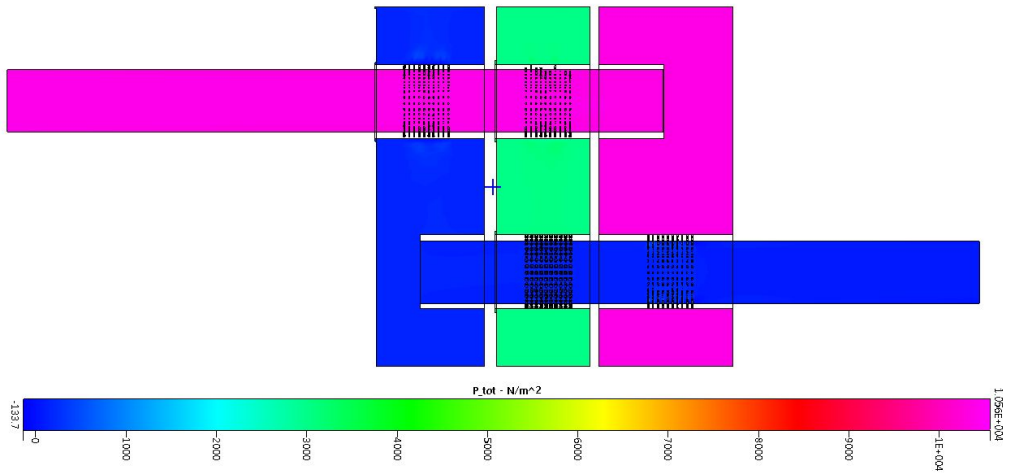
(b)  $\omega = 1500\text{rpm}$



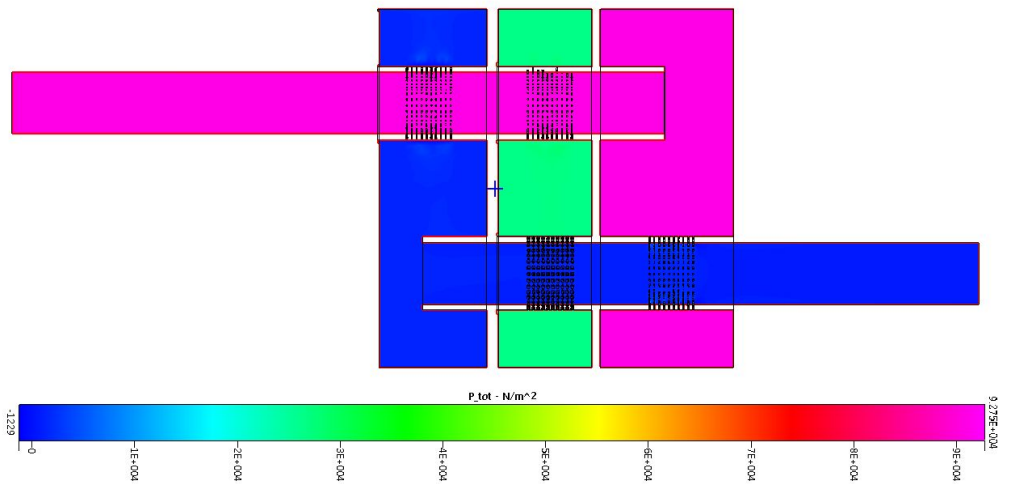
(c)  $\omega = 2500\text{rpm}$

Fig. 4-2 The total pressure along the rpm in inlet pipe length of 110mm

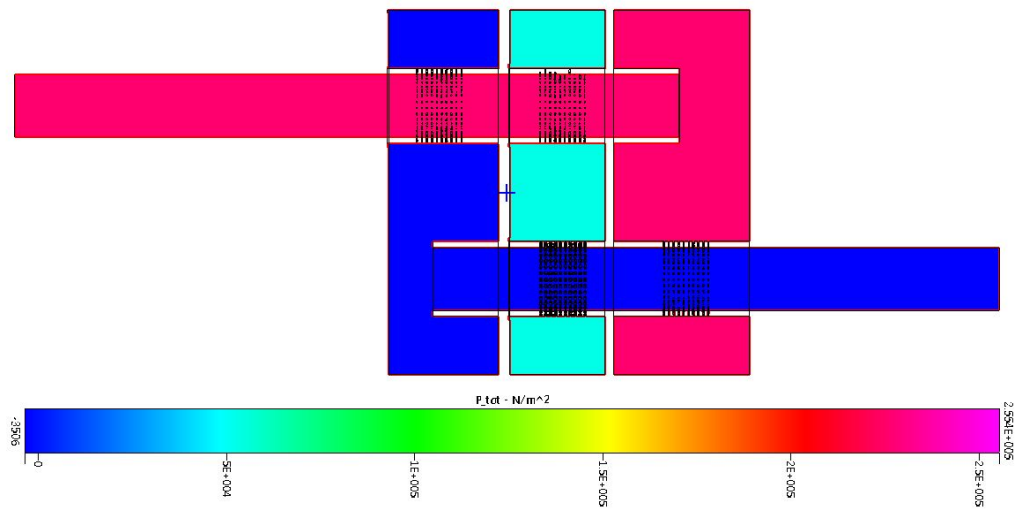
Fig. 4-3은 inlet pipe length가 100mm 일 때 rpm에 따른 메인머플러 내부의 압력을 보여주고 있다. rpm 이 500일 때에는 입구 측에서 10.5 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 3 kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다. rpm 이 1500일 때에는 입구 측에서 92.7 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 25 kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다. rpm 이 2500일 때에는 입구 측에서 255 kpa의 최대 압력이 발생하고 inlet pipe와 outlet pipe의 hole를 통해서만 유동이 가능한 격변 사이의 머플러 가운데 공간에서는 평균 50 kpa, 출구측은 대기압과 같은 압력을 가졌다.



(a)  $\omega = 500\text{rpm}$



(b)  $\omega = 1500\text{rpm}$

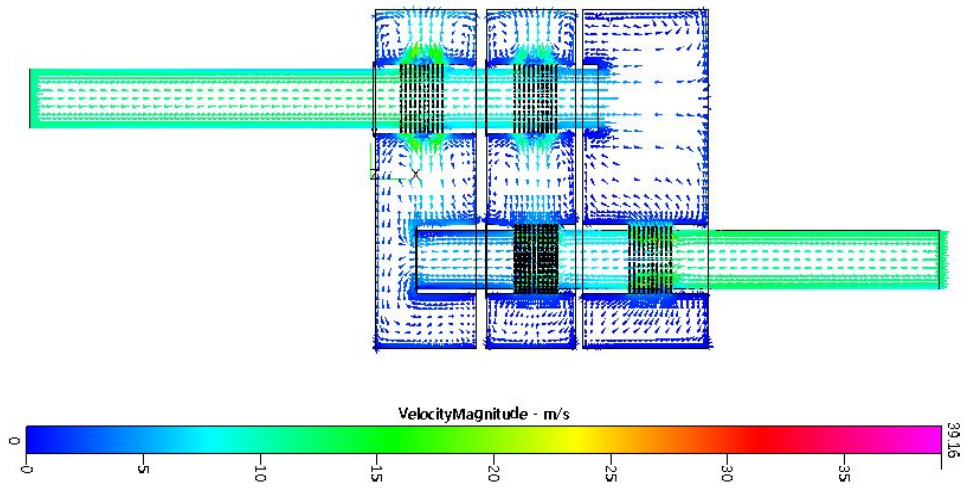


(c)  $\omega = 2500\text{rpm}$

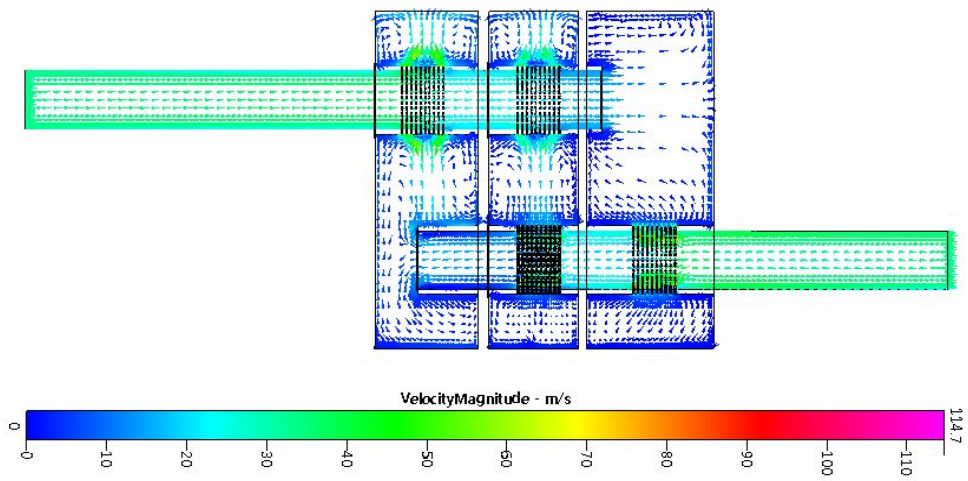
Fig. 4-3 The total pressure along the rpm in inlet pipe length of 120mm

## 2. CFD 속도분포에 대한 결과 및 고찰

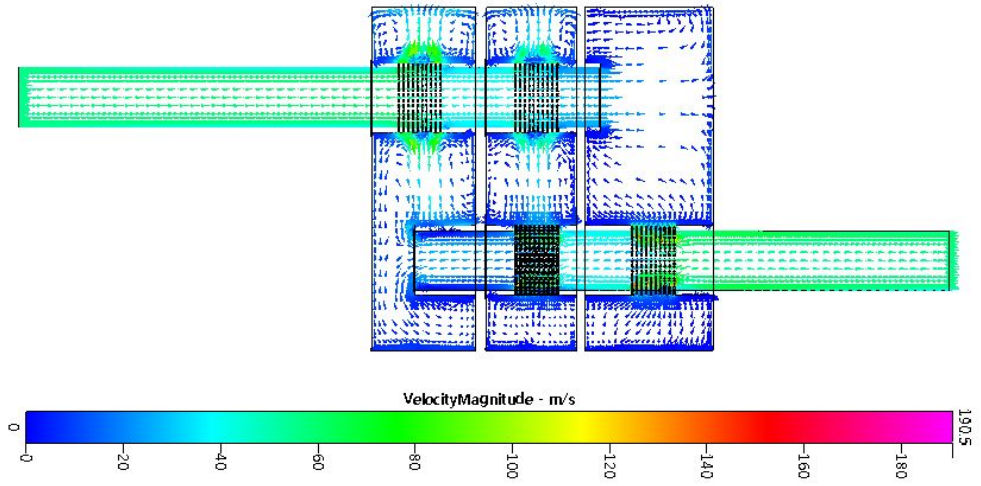
Fig. 4-4는 inlet pipe length가 100 mm 일 때 rpm에 따른 메인머플러 내부의 속도분포를 보여준다. rpm 이 500일 때 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도는 11.1m/s 이고 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소한다. 하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 20 m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있다. 이것은 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하는 것을 볼 수 있으며, outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 91.8m/s 이고 평균 50m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다. rpm이 1500일 경우에는 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도가 33.5m/s 이다. 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 50m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있다. 이것 역시 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하게 되는 것이고, outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 275.5m/s 이고 평균 150m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다. rpm이 2500일 때 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도는 55.8m/s 이고, 또한 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소한다. 하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 100m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있는데, 이것은 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하기 때문이다. outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 458.4m/s 이고 평균 220m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다.



(a)  $\omega = 500\text{rpm}$



(b)  $\omega = 1500\text{rpm}$

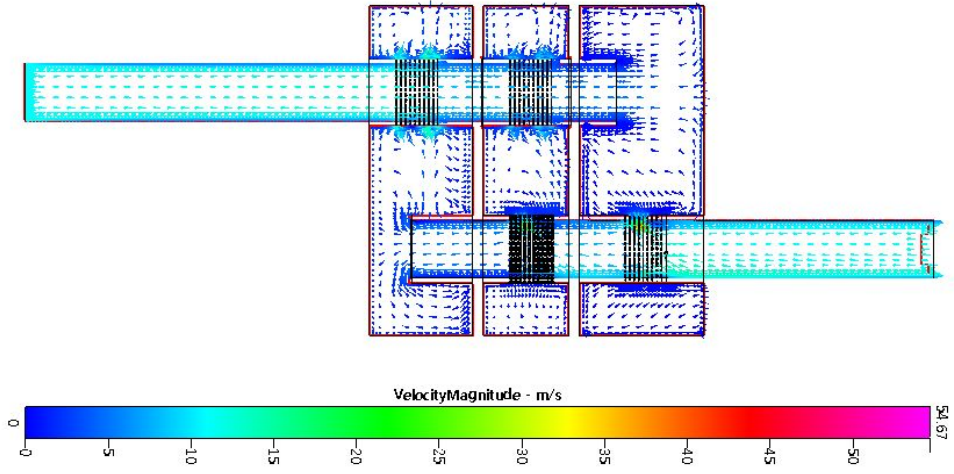


(c)  $\omega = 2500\text{rpm}$

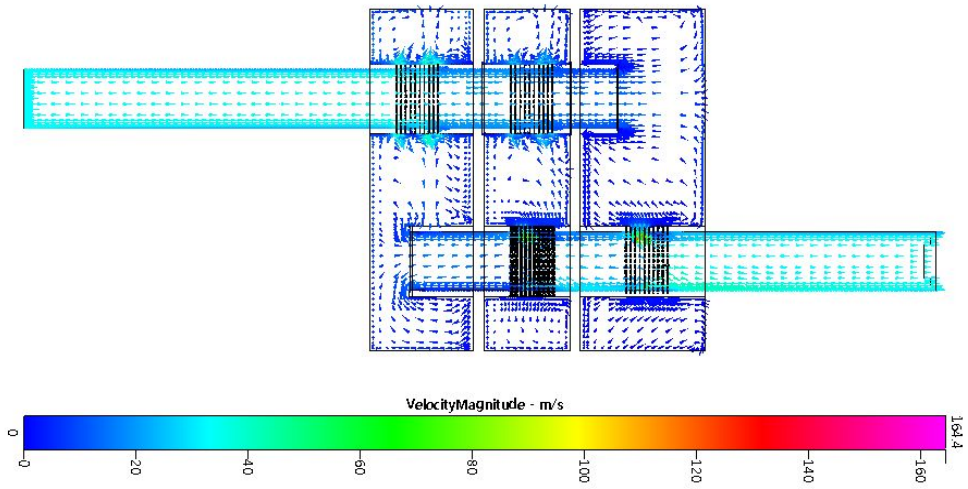
Fig. 4-4 Velocity magnitude along the rpm in inlet pipe length of 100mm



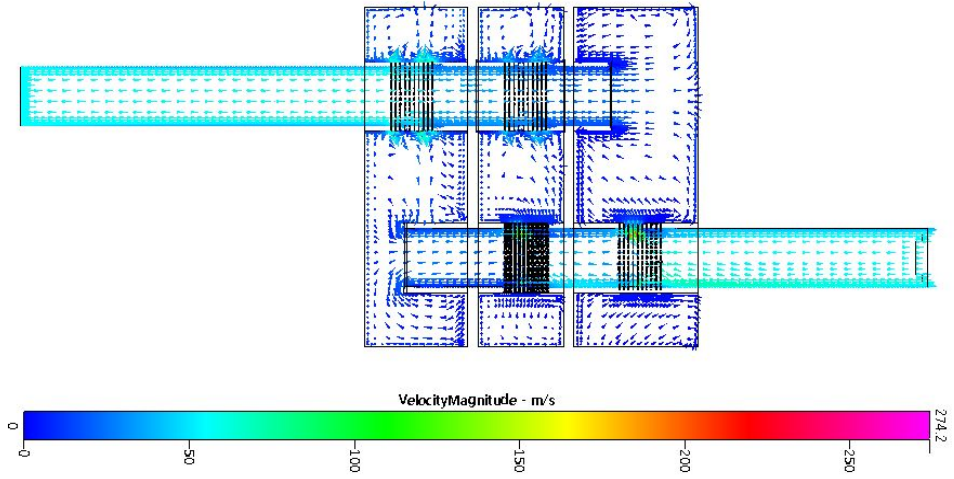
Fig. 4-5는 inlet pipe Length가 110 mm 일 때 rpm에 따른 메인머플러 내부의 속도분포를 보여준다. rpm이 500일 때 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도는 11.1 m/s 이고 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소한다. 하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 15 m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있다. 이것은 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하는 것을 볼 수 있으며, outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 81 m/s 이고 평균 40 m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다. rpm이 1500일 경우에는 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도가 33.5 m/s 이다. 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 50 m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있다. 이것 역시 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하게 되는 것이고, outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 242.8 m/s 이고 평균 130 m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다. rpm이 2500일 때 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도는 55.8 m/s 이고, 또한 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소한다. 하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 80 m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있는데, 이것은 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하기 때문이다. outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 404.7 m/s 이고 평균 200 m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다.



(a)  $\omega = 500\text{rpm}$



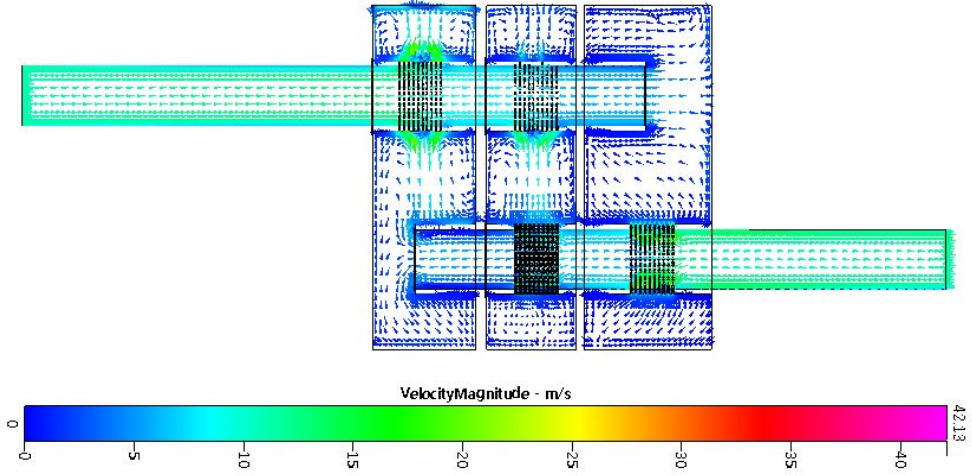
(b)  $\omega = 1500\text{rpm}$



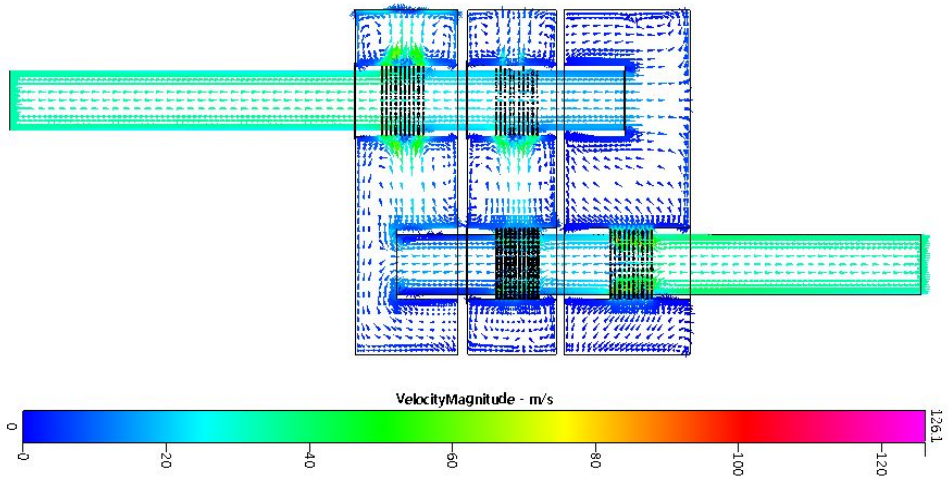
(c)  $\omega = 2500\text{rpm}$

Fig. 4-5 Velocity magnitude along the rpm in inlet pipe length of 110mm

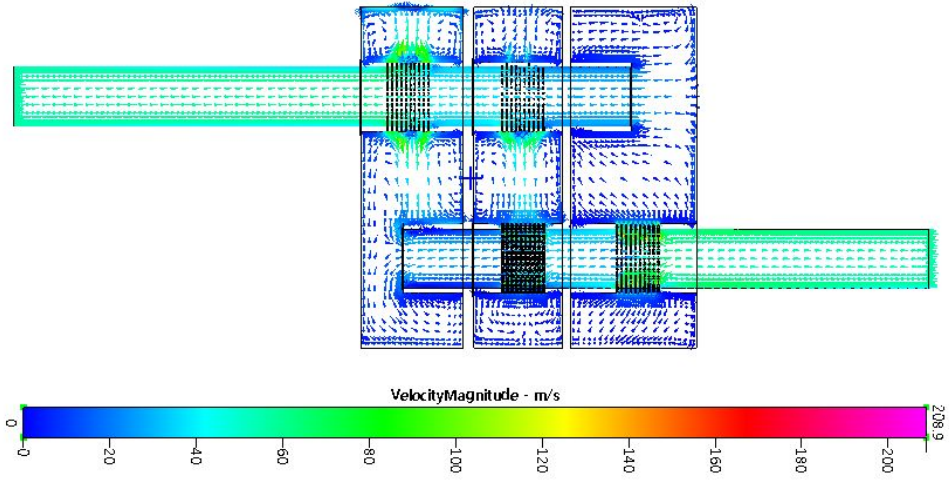
Fig. 4-6은 inlet pipe Length가 110 mm 일 때 rpm에 따른 메인머플러 내부의 속도분포를 보여준다. rpm이 500일 때 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도는 11.1 m/s 이고 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소한다. 하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 20 m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있다. 이것은 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하는 것을 볼 수 있으며, outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 98.5 m/s 이고 평균 50 m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다. rpm이 1500일 경우에는 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도가 33.5 m/s 이다. 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 60 m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있다. 이것 역시 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하게 되는 것이고, outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 295.2 m/s 이고 평균 140 m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다. rpm이 2500일 때 메인머플러의 inlet pipe로 들어오는 유체의 속도는 55.8 m/s 이고, 또한 파이프를 지나면서 속도가 점차 감소한다. 하지만 inlet pipe에 있는 hole을 통해서 pipe 밖으로 나가는 유체의 평균속도는 100 m/s이고, outlet pipe를 통해서 이동하는 유체는 inlet pipe로 들어올 때 속도와 같은 속도로 흐르는 것을 볼 수 있는데, 이것은 outlet pipe에 있는 천공을 통해서 빠른 속도로 유입되는 유체로 인하여 속도가 점차 증가하기 때문이다. outlet pipe 천공을 통해서 들어오는 유체의 최대 속도는 491.7 m/s 이고 평균 250 m/s 로 흐르고 있는 것을 볼 수 있다.



(a)  $\omega = 500\text{rpm}$



(b)  $\omega = 1500\text{rpm}$



(c)  $\omega = 2500\text{rpm}$

Fig. 4-6 Velocity magnitude along the rpm in inlet pipe length of 120mm

Fig. 4-7은 inlet pipe 의 첫 번째 천공과 outlet pipe 의 첫 번째 천공의 속도를 이용하여 구한 Kinetic Energy 와 TL (Transmission Loss)를 보여준다. 500rpm 일 때 모든 inlet pipe length 에 대하여 가장 큰 값을 가졌고 rpm이 증가함에 따라 Kinetic Energy 가 낮아지는 것을 볼 수 있다. 이것은 첫 번째 천공이 입구측에 유입되는 속도에 가장 큰 영향을 받기 때문이다. 그리고 선형회귀분석을 이용하여 결정계수(coefficient of determination)를 구하여 신뢰성을 확인하였다. 100 mm 의 경우에는 96.53%의 신뢰성을 가졌고 110 mm 는 96.53%, 120 mm 에서는 94.55% 의 신뢰성을 보여주어 모든 case에서 높은 신뢰성을 보이고 있다.

Fig. 4-8은 inlet pipe 의 첫 번째 천공과 outlet pipe 의 두 번째 천공의 속도를 이용하여 구한 Kinetic Energy 와 TL (Transmission Loss)를 보여주고 있다. Fig. 4-7 와 그래프 경향을 보여주고 있는데, 500rpm 일 때 모든 inlet pipe length 에 대하여 가장 큰 값을 가졌고 분당회전수(rpm)가 증가함에 따라 Kinetic Energy 가 낮아지는 것을 똑같이 볼 수 있었다. 위와 마찬가지로 선형회귀분석을 이용하여 결정계수를 구하였는데, 100 mm 의 경우에는 99.61%의 신뢰성을 가졌고 110 mm 는 98.05%, 120 mm 에서는 98.42% 의 신뢰성을 보여주어 Fig. 4-9보다 더 높은 신뢰성을 보여주고 있다.

Fig. 4-7 와 Fig. 4-8을 통하여 유동특성과 소음특성의 경향성을 파악할 수 있었다.

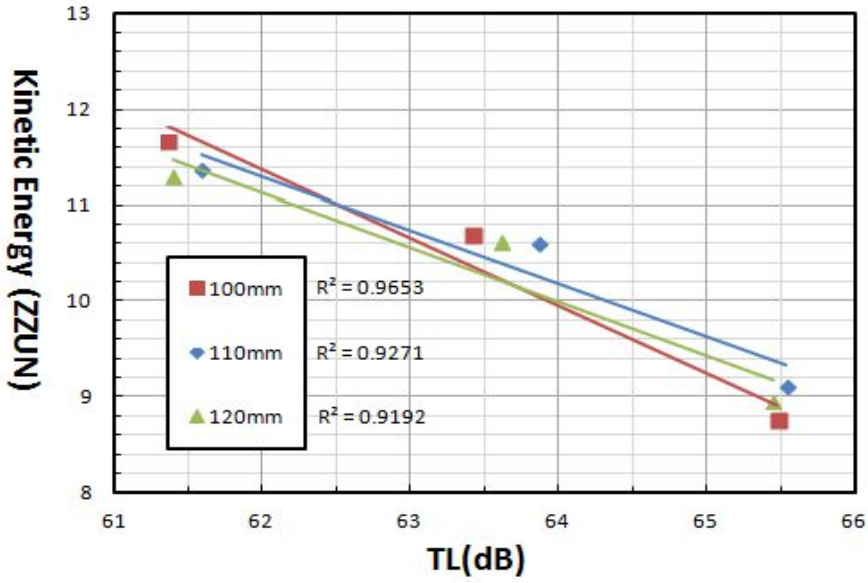


Fig. 4-7 Accuracy comparison between kinetic energy and sound pressure level at  $V_{L,1}$  and  $V_{O,1}$

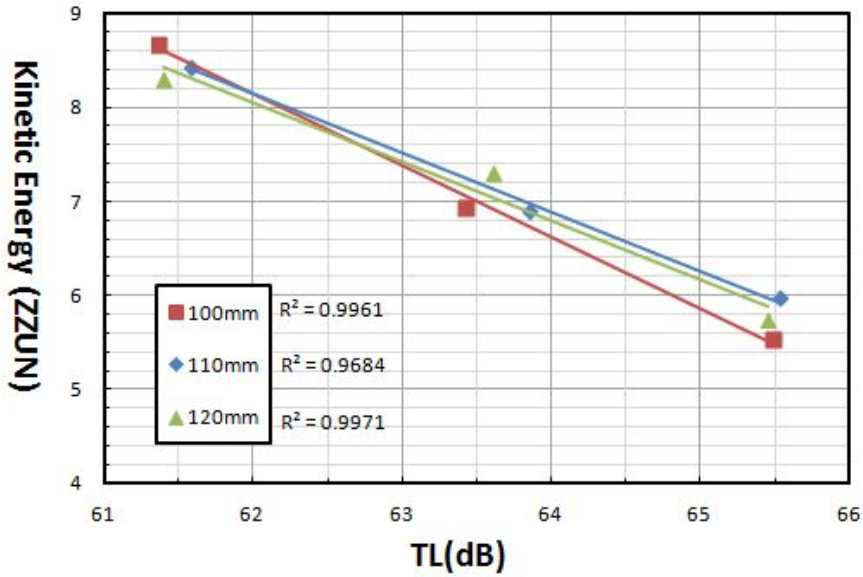


Fig. 4-8 Accuracy comparison between kinetic energy and sound pressure level at  $V_{L,1}$  and  $V_{O,2}$



## V. 결론

메인머플러의 유동특성을 규명하기 위해 inlet pipe length를 100mm와 110mm, 120mm로 하여 각각의 길이에 대한 rpm을 500, 1500, 2500으로 변경하며 수치해석을 통해 유동특성을 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 관로의 길이에 따라 발생하는 압력분포를 확인하기 위해 inlet pipe length가 100mm, 120mm 2개를 비교해 보았을 때는 변화가 거의 없으나 110mm 일 경우 앞의 2개의 case보다 높은 압력이 발생하였다.

(2) 관로의 길이에 따라 발생하는 속도분포를 확인하기 위해 inlet pipe length가 100mm, 120mm 2개를 비교해 보았을 때는 변화가 거의 없으나 110mm 일 경우 앞의 2개의 case보다 천공을 통해 흐르는 유체의 속도가 낮다는 것을 볼 수 있는데 이는 높은 압력으로 인한 것이다.

(3) rpm에 따른 압력분포를 확인해 보았을 때 모든 case에서 최대압력과 머플러 내의 격변사이의 공간에 발생하는 압력, inlet pipe와 outlet pipe에서 발생하는 압력의 경향성이 비슷하게 나타났다.

(4) rpm에 따른 속도분포를 확인해 보았을 때 모든 case에서 inlet pipe와 outlet pipe의 유체 속도가 비슷하였고, 천공을 통해 inlet pipe에서 나가고 outlet pipe로 들어오는 유체의 최대 속도는 inlet pipe 로 유입되는 유체의 속도의 9배 정도 빠르게 흐르는 것을 볼 수 있었다. 속도분포 또한 경향성이 비슷하게 나타났다.

(5) 소음특성에서는 Inlet pipe length 가 110mm 일 때 1500rpm 부터 2500rpm 까지 소음의 세기가 가장 크게 나타났고, 유동해석 결과 Inlet pipe length 가 110mm 일 때에 Inlet pipe 의 첫 번째 천공을 지나는 유체의 속도가 가장 낮았다. 이것으로 유체의 속도가 느려서 배기가스의 유출이 원활하게 이루어지지 않기 때문에 높은 소음이 발생하는 것을 볼 수 있었다.

(6) 자동차 메인 머플러 내의 천공에서 속도를 이용하여 Kinetic Energy 를 구하고 SPL(Sound Pressure Level) 데이터를 비교하였고, 선형회귀분석을 이용하여 모든 case에서 94.5% 이상의 신뢰성을 확인하여 유동특성을 통해 소음특성의 경향성을 파악할 수 있었다.

이와 같이 자동차 엔진의 메인 머플러의 유동해석을 통하여 소음특성의 경향을 알 수 있었고, 이는 실차용 머플러를 설계함에 있어서 매우 유용한 자료가 될 수 있으리라 생각한다. 추후에는 유동해석을 통하여 소음특성을 정확하게 예측할 수 있는 해석적 방법을 연구하여 유동해석만으로 소음해석이 가능하도록 연구를 진행하겠다.

## Reference

- 1) L. H. Bell and D. H. bell, "Industrial Noise Control", Marcel Dekker, 1994.
- 2) P. H. Smith and J. C Morrison, "The Scientific Design of Exhaust and Intake Systems", Robert Bentley Inc, 1971.
- 3) A.Selamet and Z.L.JI, "Acoustic Attenuation performance of circular expansion chambers with extended inlet/outlet," Journal of Sound and Vibration 223(2), pp. 197-212, 1999.
- 4) 이종범 외 2명, "자동차용 머플러 전달 손실 시험 및 해석에 관한 연구," 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집 pp. 2089-2095, 2006.
- 5) M.L. Munjal, "Analysis and design of mufflers -An overview of research atthe INDIAN institute of science," Journal of Sound and Vibration 211(3), pp.425-433, 1998.
- 6) M. L. Munjal, K. N. Rao and A. D. Sahasrabudhe, "Aeroacoustic Analysis of Perforated Muffler Components," Journal of Sound and Vibration Vol. 114, No.2, pp. 173~188. 1987.
- 7) H. Lou, C. C. Tse and Y. N. Chen. "Modeling and Applications of Partially Perforated Intruding Tube Mufflers," Applied Acoustics Vol. 44, pp. 99-116.1995.
- 8) Tatsuyu Ikeda, Tsuyoshi Nishimura, and Tadashi Ando, "Resonance of Elliptical Perforated Tube Muffler, " Electronics and Communications in Japan Vol.83, pp. 51-60, 2000.
- 9) Seong-Hyun Lee and Jeong-Guon Ih, "Effect of non-uniform perforation in the long concentric resonator on transmission loss and back pressure," Journal of Sound and Vibration Vol. 311, pp. 280-296, 2008.

- 10) E. Dokumaci, "SOUND TRANSMISSION IN MUFFLERS WITH MULTIPLE PERFORATED CO-AXIAL PIPES," Journal of Sound and vibration 247(3), pp. 379-387. 2001
- 11) Omid Z. Mehdizadeh and Marius Paraschivoiu, "A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow," Applied Acoustics Vol. 66 pp.902-918, 2005.
- 12) Z.L.Ji, "Boundary element acoustic analysis of hybrid expansion chamber silencers with perforated facing," Engineering Analysis with Boundary Elements Vol. 34 pp. 690-696, 2010.
- 13) S. Bilawchuk and K.R. Fyfe, "Comparison and implementation of various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems," Applied Acoustics Vol. 64, pp. 903-916, 2003.
- 14) Renato Barbieri and Nilson Barbieri, "Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler," Applied Acoustics Vol. 64, pp. 346-357, 2006.
- 15) 이형식 외 3명, "차량용 머플러의 내부 유동해석," 한국자동차공학회 추계학술대회논문집 pp.1084-1088, 2005
- 16) 이완수 외 5명, "소형엔진 머플러의 내부 열 및 유동 특성 연구," 한국자동차공학회 대전충청지부 추계학술대회 논문집 pp.42~48, 2007
- 17) 이중섭 외 5명, "머플러에 유입되는 배기가스의 유동 압력에 관한 수치해석." 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집 pp.521~526, 2004
- 18) 서호철 외 4명, "머플러내 유동소음 해석 프로세스 정립에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회논문집 pp.501~506, 2006
- 19) Takashi Yasuda and Chaoqun Wu, Noritoshi Nakagawa, Kazuteru Nagamura, "Predictions and experimental studies of the tail pipe noise of an automotive muffler using a one dimensional CFD model," Applied Acoustics vol.71 pp. 701~707, 2010.

- 20) 명현국 , “CFD 입문,” 문운당 pp.4~5, 2002
- 21) IKA GmbH, "COSMOS-FlWoorks User 's Manual", 2007.