

# STIFFENER FLANGE 축소에

## 따른 배기 토출음 저감

°신 양수\*, 한 돈수\*, 이 관순\*, 박 주상\*, 신 규철\*, 이종범\*

### (Effect of Exhaust Orifice Noise depending on Stiffener Flange)

(Y.S.Shin, D.S.Han, G.S.Yi, J.S.Park, G.C.Shin, J.B.Lee)

#### ABSTRACT

Recently, it has been important to develop light, silent and less-vibrational automobile. In this study, in order to investigate the characteristics of the noise caused by the main silencer components-stiffener flange, inlet pipe and exhaust pipe etc., computational flow analysis, vibration and noise experiments were performed about the variable heights of the stiffener flange. Flow structure in the mainsilencer which calculated by CFD solver-IDEAS ESC, and frequency response function results of impact hammer test was proposed and it was found good agreement between former results and the exhaust orifice noise measured.

#### 1. 서론

최근, 차량의 증가와 더불어 경량화, 고출력화 추세와 함께 저소음 차량에 대한 선호도로 차량의 저진동 및 저소음이 중요한 변수로 되어있다. 또한 환경 소음이 사회문제로 인식됨에 따라, 차량의 외부 주행소음은 세계 각국이 법적 규제치를 정하여 엄격히 규제하고 있다. 따라서, 차량 개발 초기에 서부터 외부 주행소음을 중요시하지 않으면 안 된다. 차량의 외부 주행소음은 가속 주행소음(Wide open throttle acceleration)으로 대표되며, 차량 형식승인에 있어 중요한 시험항목중 하나이다. 차량의 가속 주행소음은 엔진소음, 배기소음, 타이어소음 등으로 나누어진다. 여기에서 배기소음에 가장 큰 영향을 미치는 소음기는 엔진의 폭발음을 감소시키면서 동시에 엔진의 출력 손실을 최소화하는 기능과 배출가스의 온도를 낮추고 정화하는 중요한 기능을 가진 부품이다. 소음기의 내부는 반사,

간섭작용을 이용하여 확장실이나 공명실, 파이프 등을 통과하는 소음을 줄이되 통과하는 유동을 가급적 유지시키는 장치로서 주파수별로 요구하는 성능특성을 가져야하고, 유동저항이 허용치 내에 있어야한다. 유동저항 및 배기 토출음에 영향을 미치는 스티프너 플랜지 부분을 1990년도 후반부터 상용화된 Ideas의 ESC(Electronic System Cooling)로 유동해석 하였고, 주파수 응답함수 측정으로 고유 진동수의 변화를 확인후 그 결과를 이용하였다.

#### 2. 이론적 고찰

##### 2-1. 유동소음<sup>(1)</sup>

구조물의 상호간의 마찰이 아닌 공기 및 가스 유동에 의해 발생하는 소음으로 물체에 유동이 지나는 경우 발생하는 와류 홀림에 의한 소리부터 난류 경계층 안에서 발생하는 소리까지 이 범위에 들어가며 와류홀림에 의한 소음은 보통 토은소음

\* 우신공업(주) 기술연구소

(Tone noise)이나 협대역 소음(Narrowband noise)의 특성을 갖는다. 일반적으로 와류홀림 주파수를  $f$ 라 하면 다음과 같이 무차원 주파수로 식(1)로 표현할 수 있다.

$$St = \frac{fh}{u} \quad (1)$$

여기에서  $h$ 는 물체의 주요길이,  $u$ 는 유동속도,  $St$ 는 무차원 주파수로 스트라우할넘버(Strouhal number)라고 부르며 유동소음의 중요한 변수이다. 결국 동일한 레이놀즈수에서 와류홀림에 의한 주파수는 두께가 변하건 유동이 변하건 모두 같은  $St$ 를 갖도록 되어 있다. 그러므로 두께가 얇고 속도가 높을수록 높은 주파수의 소리를 발생한다. 주파수의 또 다른 무차원 방법은 소리의 방사와 관련 있는 변수를 이용하며, 이 무차원수를 헬름홀츠(Helmholtz)수라 하며  $He$ 로 표시한다. 일반적 헬름홀츠 공명기의 공명 주파수는 식(2)와 같다.

$$f = \frac{(c/2\pi)}{h} \quad (2)$$

비슷한 공명기를 생각하면 식(3)과 같다.

$$He = \frac{fh}{c} = \frac{h}{\lambda} \quad (3)$$

여기에서  $c$ 는 음속,  $h$ 는 물체의 특성 길이,  $\lambda$ 는 음파의 파장이다. 즉  $He$ 는 음파의 파장과 물체의 특성 길이의 비로 음파의 방사에 따른 물체의 공명, 방향성 등과 관련 있는 변수이다.

### 2-2. 주파수 응답 함수<sup>(2)</sup>

기계진동의 소음 및 진동을 해결하기 위하여 수행하는 모드시험에서 일반적으로 측정하는 응답의 형태는 변위(속도, 가속도)로서 주파수  $f$ 에서의 입력과 출력과의 선형관계로 시스템 연산자  $H(f)$ 를 주파수 응답함수(FRF ; Frequency Response Function)라 하면 식(4)와 같이 표시가 가능하다.

$$H(f) = \frac{X(f)}{F(f)} \quad (4)$$

이것은 주파수  $f$ 의 함수이다. 주파수 응답함수중 기대치가 중요한 것은 출력에서의 랜덤잡음이 크로스 스펙트럼의 평균과정에서 제거되므로 평균하는 횟수가 증가하면 기대치는 참값  $H$ 에 수렴한다. 기대치를  $H_1$ 이라 하면 식(5)와 같다

$$H_1 = \frac{G_{FX}}{G_{FF}} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum H(f) \quad (5)$$

여기에서  $G_{FF}(f)$ 는 힘의 오토 스펙트럼,  $G_{FX}(f)$ 는

응답과 힘사이의 크로스 스펙트럼이다. 또한 입력 측정 잡음을 최소화시키는 것을  $H_2$ 라 하면 계산식은 식(6)으로 표시된다.

$$H_2 = \frac{G_{XX}(f)}{G_{XF}(f)} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum H(f) \quad (6)$$

여기에서  $G_{XX}(f)$ 는 응답의 오토 스펙트럼,  $G_{XF}(f)$ 는 힘과 응답사이의 크로스 스펙트럼이다.

입력잡음  $H_2$ 는 평균하는 횟수가 증가할수록  $H_2$ 는 참값  $H$ 에 수렴한다. 입력과 출력신호 사이의 선형 관계를 평가하는 수단으로 상관함수를 사용하며 크로스 스펙트럼 부등식은 식(7)과 같다.

$$|G_{XF}(f)|^2 = G_{XX}(f) \cdot G_{FF}(f) \quad (7)$$

비상관 소음 기여는 크로스 스펙트럼에서 평균되어 없어지며 상관함수의 정의는 식(8)과 같다.

$$\gamma(f)^2 = \frac{|G_{XF}(f)|^2}{G_{XX}(f) \cdot G_{FF}(f)} \quad (8)$$

여기에서  $0 \leq \gamma(f)^2 \leq 1$ 이고  $G_{XX}(f)$ 는 응답의 오토 스펙트럼이고  $G_{FF}(f)$ 는 출력의 오토 스펙트럼이며  $G_{XF}(f)$ 는 힘과 응답 사이의 크로스 스펙트럼이다. 상관함수의 한계 값은 측정시 소음이 없을 경우 1이며 순수 소음인 경우 0으로 나타난다.

### 3. 유동해석

소음기의 내부구조는 Fig.1과 같으며, 스티프너 플랜지의 단면을 Fig.2에 표시하였다.

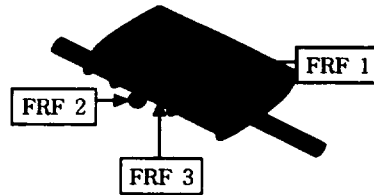


Fig.1 Inner structure of main muffler

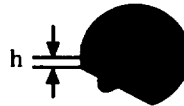


Fig.2 Cross section of stiffener flange

정상상태(Steady State) 유동해석으로 조건은 상온에서 유속을 35.4m/s로 하였으며 스티프너 플랜지

길이  $h$ 를 10mm와 7mm로 하여 유동 속도분포를 국부적으로 수행하였고, 단면위치를 Fig.3에는 소음기 측면에서 수평으로 커팅 위치이고, Fig.4에는 소음기 평면에서 수직으로 커팅 위치 표시하였다.

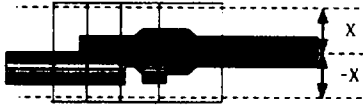


Fig.3 Side view

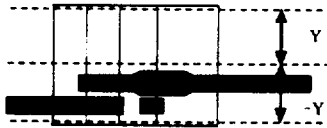


Fig.4 Top view

평면의 유동속도 분포 결과를 소음기 상면 부분을 Fig.5에 표시하였고, 하면 부분을 Fig.6, 배기가스 유입 부분과 공명 파이프 지점을 Fig.7, 토출 파이프 중심을 Fig.8에 표시하였다.

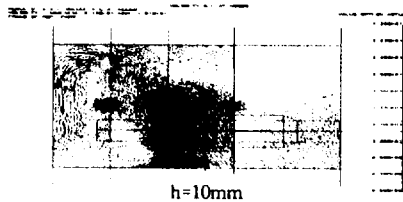


Fig.5 Velocity distribution of  $h=10\text{mm}$  and  $h=7\text{mm}$  where cross section  $X=53\text{mm}$

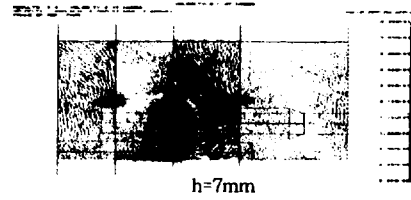
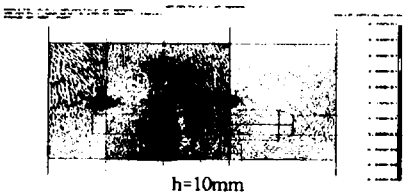
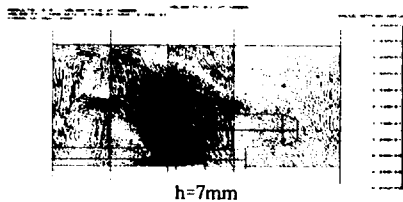


Fig.6 Velocity distribution of  $h=10\text{mm}$  and  $h=7\text{mm}$  where cross section  $X=-53\text{mm}$

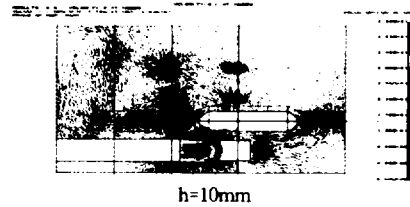


Fig.7 Velocity distribution of  $h=10\text{mm}$  and  $h=7\text{mm}$  where cross section  $X=-20\text{mm}$

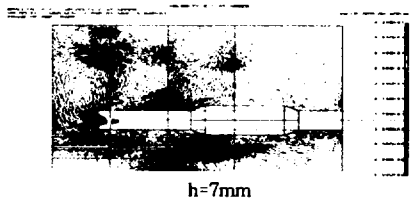
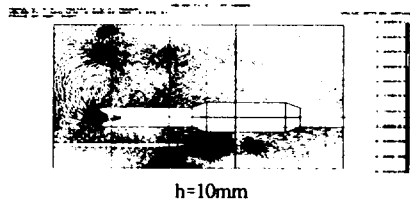
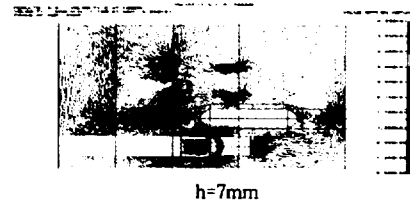


Fig.8 Velocity distribution of  $h=10\text{mm}$  and  $h=7\text{mm}$  where cross section  $X=0\text{mm}$

위 유동속도 결과를 종합하여 보면 평면에서 본 국부적인 유동속도는  $h=7\text{mm}$ 가  $h=10\text{mm}$ 일 때 보

다 소음기 상, 하면에서 유동 속도가 2배정도 빨라지고, 상면에서 제1확장실과 제2확장실에서 와류가 형성된다. 또한 배기가스 유입 부분과 토출되는 부분에서도 유동속도가 빨라지는 것을 알 수가 있다.

측면의 유동속도 분포 결과를 소음기 상면을 Fig.9에 표시하였고, 하면을 Fig.10에, 배기가스 유입 부분과 공명 파이프 지점을 Fig.11, 토출파이프 중심을 Fig.12에 표시하였다.

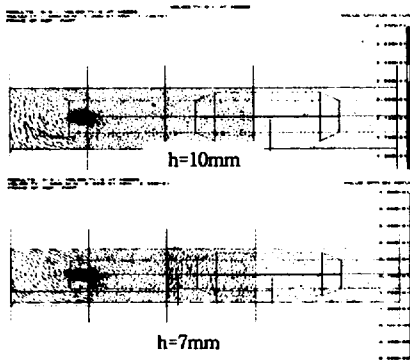


Fig.9 Velocity distribution of h=10mm and h=7mm where cross section Y=135mm

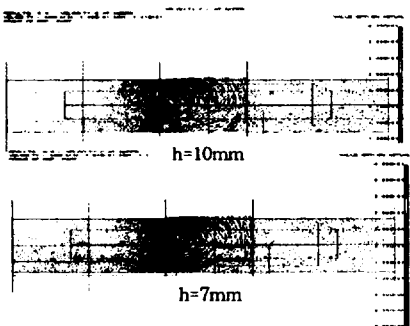


Fig.10 Velocity distribution of h=10mm and h=7mm where cross section Y=-135mm

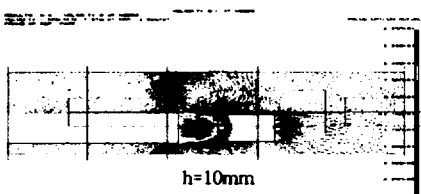


Fig.11 Velocity distribution of h=10mm and h=7mm where cross section Y=-102mm

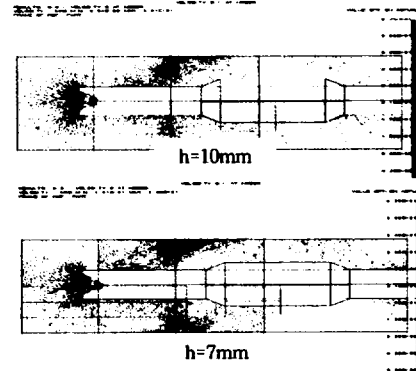
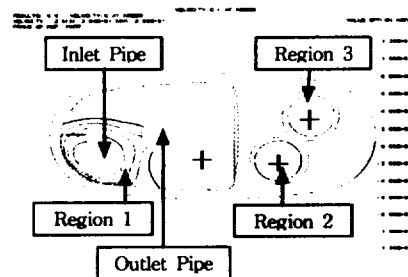


Fig.12 Velocity distribution of h=10mm and h=7mm where cross section Y=-45mm

위 유동속도 결과를 종합하여 보면 측면의 국부적 유동속도는 상면의 경우 제1확장실에서 유동속도 빨라지며, 배기가스 유입 파이프와 공명 파이프 부분은 스티프너 플랜지 부분과 토출 파이프 위 부분에서 속도가 빨라지는 것을 알 수 있다. 또한 토출 파이프 부분에서는 토출 파이프 위 부분에서 속도가 빨라지면서 면적도 약2배정도 커진다. 스티프너 플랜지 부분의 유동구조 결과를 Fig. 11에 표시한다.



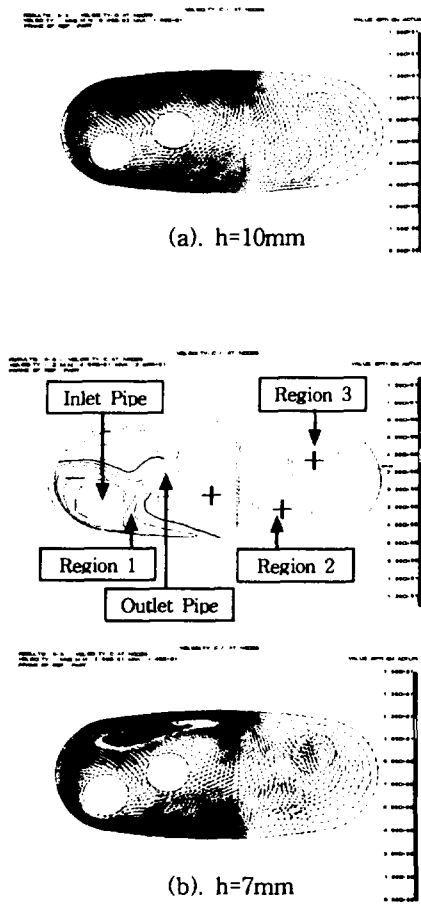
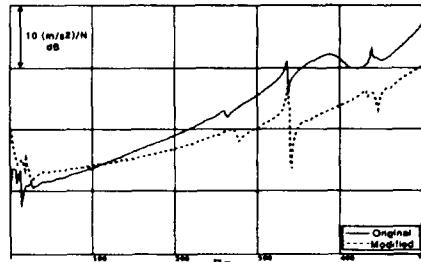


Fig.13 Velocity distribution of h=10mm and h=7mm where stiffener flange

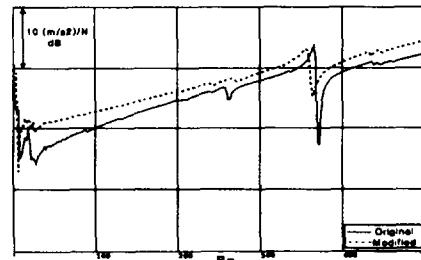
Fig.13에서 알 수 있듯이 스티프너 플랜지 부분의 h가 7mm로 변화되었을 때 국부적으로 유동면적이 (Region 1) 9% 증가하며 이에 의한 배압은 약 4.5% 감소된다. 또한 배기가스 유입 파이프에서 분출된 제트에 의해 유도되는 “-” 영역 크기가 h=7mm일 때 증가되고, “+” 영역으로 빠져나가는 유동속도는 단면에 수직방향으로 최대속도는 약 2.5m/s가 증가하는 반면, 영역 2와 3을 통과하는 유동의 속도는 감소되고, 영역 3에서 단면에 수직 방향으로 최대속도가 1.5m/s 감소한다. 즉 h=7mm일 때 영역 1의 유동면적이 커짐에 따라 영역 2와 3으로 돌아가는 유동량이 작아짐에 의한 것으로 보인다.

#### 4. 충격해머에 의한 가진

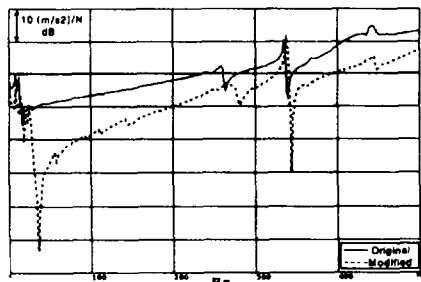
소음기가 어셈블리된 상태에서 충격해머로 가진하여 주파수 응답함수를 측정하였다. 이때의 주파수 범위는 500Hz이다. 측정점은 Fig.1에 표시한 것과 같이 소음기 케이스와 스티프너 플랜지 접촉부분이고, 스폿용접 부위를 피하여 측정하였다. 주파수 응답특성의 변화 상태를 Fig.14에 표시하였다.



(a). FRF 1



(b). FRF 2



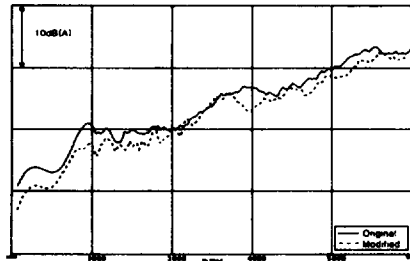
(c). FRF 3

Fig.14 Frequency response function before and after the modification

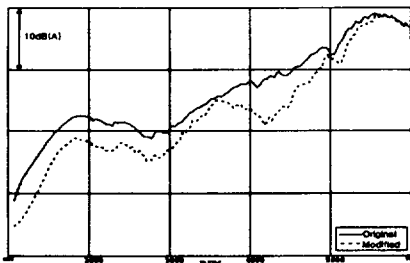
#### 5. 구조 변경에 의한 배기 토출음 저감

실차 주행 시험에서는 1970rpm과 3900rpm에서

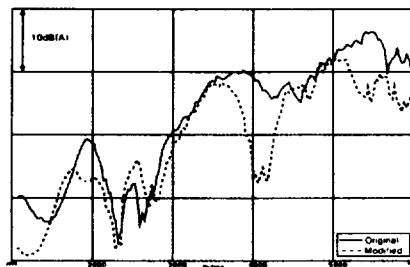
큰 피크가 나타난다. 유동해석의 결과와 주파수 응답함수의 결과 토대로 판단하면 배기 유동이 스티프너 플랜지를 가진하여 큰 소음으로 나타나는 것으로 판단된다. 이 소음을 줄이기 위해 스티프너 플랜지 부분을 변경 전, 후의 소음응답 특성을 Fig.15에 표시하였다.



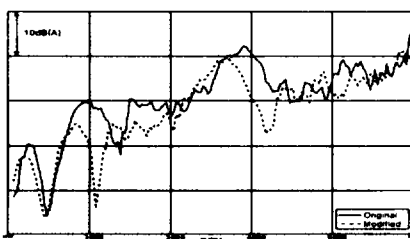
(a) Overall



(b) 2nd Order



(c) 4th Order



(d) 6th Order

Fig.15 The characteristics of exhaust orifice noise

## 6. 결론

(1). 정상상태(Steady State) 유동해석으로 스트라우할넘버(Strouhal number)는 구할수 없었으나 스티프너 플랜지 부분에서의 국부적으로 유동속도 분포는 와류가 커지면서 유동면적이 9%은 증가하고, 배압은 4.5% 감소한다. 또한 유동이 빠져나가는(Fig.13의 "+") 부분에서 약2.5m/s 속도가 증가하면서 유동이 돌아가는 부분(영역2와 3)의 최대속도는 1.5m/s 감소하여 배기 토출음에 소음에 영향을 미친 것으로 보인다.

(2). 스티프너 플랜지 길이가 10mm와 7mm일 때 주파수 응답특성은 큰 변화가 없는 것으로 보므로 구조모드가 아닌 것으로 보인다.

(3). 실차 가속 주행시 배기 토출음의 경우 소음 피크가 4th Order에서는 1000rpm 영역은 10Hz, 3000rpm 이상 영역에서는 20Hz 저주파수로 이동되었다. 6th Order에서는 소음 피크가 1000rpm 영역에서는 10Hz, 2000rpm 이상 영역에서는 30Hz 저주파수로 이동되었다.

따라서 본 연구대상 소음기 내부구조에서는 유동이 있는 스티프너 플랜지 길이는 양산을 고려하여 짧은 스티프너 플랜지가 배기 토출음에 효과적임을 알 수 있다.

## REFERENCES

- (1). A. Iafrati and G.Riccardi., A Numerical Evaluation of Viscous Effects on Vortex Induced Noise : Journal of Sound and Vibration, Vol.196, 1996, pp.129~146.
- (2). Ewins, D. J., "Modal Testing : Theory and practice," B&K Korea Ltd.