

자동차 배기계의 진동특성의 평가 및 개선에 관한 연구

Evaluation and Improvement of the Vibrational Characteristics in the Automotive Exhaust System

박 호*, 전 의 식**, 오 재 응***, 임 동 규***
 H. Park, E. S. Jeon, J. E. Oh, D. G. Lim

ABSTRACT

This study is the first step for the grasp of transfer path to the vibration generated from the automotive engine and consideration of counterplan for optimal design and low vibration, low noise of the exhaust system. In this study, by applying the theory of modal analysis and experiment, vibrational reduction effect is evaluated according to the attachment of flexible coupling to the exhaust system. And data for the design is suggested to improve the characteristics of vibration.

The vibration isolation and damping characteristics are improved due to the attachment of flexible coupling to the exhaust system. As a result, it is identified that flexible coupling which has good flexibility is more effective for the improvement of vibrational characteristics. By the estimation of modeshape of vibration, the location of optimal damping hanger is determined in the viewpoint of vibration isolation. Also it is confirmed that the characteristics of vibration is improved due to the attachment of damping hanger.

1. 서 론

자동차의 배기계(exhaust system)에는 엔진의 롤링(rolling)이나 기타의 운행여건에 따른 진동 및 소음이 발생하게 된다. 배기계통에 발생하는 진동 및 소음을 최소화시키는 것은 자동차의 승차감과 배기계통의 피로수명을 향상시키고 부분적으로 발생하는 응력 집중현상도 완화시킬 수 있다. 엔진의 진동을 배기에 전달하지 않기 위해서 벨로우즈(bel-

lows)를 이용한 플렉시블 커플링(flexible coupling)이 사용되고 있지만, 진동특성을 고려하지 않고 사용하면 오히려 진동을 증가시키게 되고 벨로우즈 자체가 공진을 일으켜서 단시간에 파손하는 예가 있다. 또한 벨로우즈는 일종의 용수철이기 때문에 벨로우즈 자체의 축방향 및 횡방향으로 고유진동수를 가지고 있고, 엔진의 발생 진동수라든가, 유체의 맥동수가 벨로우즈의 고유진동수와 일치하면 벨로우즈는 공진을 일으켜서 상황에 따라서는 파손 또는 큰 소음을 발생할 수 있다.

* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

** 천안공업전문대학 용접기술과

*** 정회원, 한양대학교 정밀기계공학과

현재 전류구동형식의 자동차에는 진동 및 소음을 개선하고 최적상태를 유지하기 위하여 배기계에 플렉시블 커플링 및 감쇠 지지부(damping hanger)를 부착하고 있으나, 부착에 대한 체계적인 이론 및 부착효과(소음방지 및 진동흡수)에 대한 설명이 없는 실정이다. 이에 본 연구는 자동차 엔진으로부터 발생하는 진동에 대한 전달경로를 파악하고 배기계의 최적설계 및 저진동 저소음 대책안을 강구하기 위한 첫 단계로서 모우드 해석의 이론 및 실험을 적용하여 배기계의 플렉시블 커플링 및 감쇠 지지부의 부착에 따른 진동저감효과에 대한 평가 및 진동특성의 개선을 위한 설계자료를 제시하고자 한다.

2. 이론해석

2.1 모우드해석의 이론

다자유도계(대상의 기계 구조물)의 운동방정식

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (1)$$

에 있어서, 고유치 해석(또는 실험)에 의해서 n 차까지의 모우드파라미터를 구할 수 있다. 여기서, $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 질량, 감쇠 및 강성행렬, $\{x\}$, $\{f\}$ 는 변위 및 외력벡터를 나타낸다.

모우드행렬은(modal matrix) m 개의 응답 평가점과 n 개의 고유진동수로부터

$$[\psi] = \begin{bmatrix} \psi_{11} & \psi_{12} & \cdots & \psi_{1n} \\ \psi_{21} & \psi_{22} & \cdots & \psi_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \psi_{n1} & \psi_{n2} & \cdots & \psi_{nn} \end{bmatrix} \quad (2)$$

로 된다. 다음에 모우드행렬과 신좌표계 $\{z\}$ 를 이용하여 $\{x\}$ 를 나타내면

$$\{x\} = [\psi]\{z\} \quad (3)$$

라고 놓을 수 있다. 이것은 모우드중첩의 원리를 사용한 것으로 $\{z\}$ 는 각 모우드의 기여도를 나타내는 것이라고 생각하면 된다. 식(3)을 식(1)에 대입하고 좌우항에 $[\psi]^T$ 를 곱하면

$$[\psi]^T [M] [\psi] \{\ddot{z}\} + [\psi]^T [C] [\psi] \{\dot{z}\} + [\psi]^T [K] [\psi] \{z\} = [\psi]^T \{f\} \quad (4)$$

로 된다.

여기서 좌변항들을 살펴보면

$$[\psi]^T [M] [\psi] = [m_r] \quad (5)$$

$$n \times m \quad m \times m \quad n \times n \quad n \times n$$

$$[\psi]^T [C] [\psi] = [c_r] \quad (6)$$

$$[\psi]^T [K] [\psi] = [k_r] \quad (7)$$

로 되어 결국 식(4)는

$$[m_r]\{\ddot{z}\} + [c_r]\{\dot{z}\} + [k_r]\{z\} = [\psi]^T \{f\} \quad (8)$$

로 변환될 수 있다. 이것에 의해 원래의 무한개의 자유도는 계산된 고유진동모우드의 n 자유도의 방정식으로 축소되었다. 여기서 $[m_r]$, $[c_r]$, $[k_r]$ 을 각각 r 차 모우드($r=1 \sim n$)의 모우드질량, 모우드감쇠, 모우드강성이라고 부른다.

다음에 식(4)에 있어서

$$[\bar{\psi}] = [\psi] \left[\frac{1}{\sqrt{m_r}} \right] \quad (9)$$

의 변환(진동모우드의 모우드질량에 의한 정규화)을 행하면

$$[\bar{I}] \{z\} + [2\zeta_r w_r] \{z\} + [w_r^2] \{z\} = [\bar{\psi}]^T \{f\} \quad (10)$$

로 변환할 수 있다.

2.2 구조의 부분적 변경

원래의 구조물에 부분적 변경 $[\Delta M]$, $[\Delta C]$, $[\Delta K]$ 를 가하면 식(1)은

$$[M + \Delta M]\{\ddot{x}\} + [C + \Delta C]\{\dot{x}\} + [K + \Delta K]\{x\} = \{f\} \quad (11)$$

로 된다. 변경전의 고유모우드 $[\psi]$ 를 이용하여 모우드좌표계로 변환하면

$$\underbrace{[\bar{C} I] + [\psi]^T [\Delta M] [\psi]}_{[\bar{M}]} \{\ddot{z}\}$$

$$\begin{aligned}
 & + \underbrace{[\underbrace{2\zeta_r \omega_r}_{\bar{C}} + \underbrace{\psi^T [\Delta C] \psi}_{\bar{C}}]}_{\bar{C}} \{ \dot{z} \} \\
 & + \underbrace{[\underbrace{\omega_r^2}_{\bar{K}} + \underbrace{\psi^T [\Delta K] \psi}_{\bar{K}}]}_{\bar{K}} \{ z \} \\
 & = [\psi]^T \{ f \} \quad (12)
 \end{aligned}$$

로 되어, 고유진동수는

$$|-\lambda^2 [\bar{M}] + \lambda [\bar{C}] + [\bar{K}]| = 0 \quad (13)$$

의 고유진동해석으로부터, 그 고유치를 $\lambda_r = \sigma_r + j\omega_r$ 로 하면 구조변경후의 고유모우드는

$$[-\lambda_r^2 [\bar{M}] + \lambda_r [\bar{C}] + [\bar{K}]] \{ u_r \} = 0 \quad (14)$$

에서 구할 수 있다. 따라서 원래의 물리좌표계에 있어서의 모우드는

$$\{ x \} = [\psi] \{ u_r \} \quad (15)$$

로 결정되어, 부분적 변경에 의한 상태변화를 간단히 파악할 수 있다. 여기에서 $\{ u_r \}$ 은 변경후의 고유벡터를 나타낸다. 또한, 각 측정점에 있어서의 진동모우드의 선형결합 및 직교성을 이용하여 모우드파라미터에 의한 계의 응답과 외력간의 식을 쓰면

$$\{ X \} = \sum_{r=1}^n \frac{\{\psi_r\} \{\psi_r\}^T}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \{ F \} \quad (16)$$

로 된다. 식(16)을 매트릭스 표현으로 나타내면 다음과 같이 된다.

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1} & H_{n2} & \cdots & H_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{pmatrix} \quad (17)$$

여기서 가진점 j 와 측정점 i 에서의 전달함수 H_{ij} 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 H_{ij} &= \frac{X_i}{F_j} = \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ir} \psi_{jr}}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \\
 &= \sum_{r=1}^n \frac{(\psi_{ir} \psi_{jr})/m_r}{-\omega^2 + \omega_r^2 + j2\zeta_r \omega \omega_r} \quad (18)
 \end{aligned}$$

여기서 식(18)의 분모는 가진점 j 와 응답점 i 에 무관한계의 고유진동수와 감쇠비만에 의한 것이고, 분자는 모우드의 등가질량, 가진점

및 응답점에 있어서의 진동모우드의 크기에 의한 것이다.

한편, 실제로 기계계의 전달함수를 측정하는 경우에는 검출기, 분석기의 제약상 어떤 한정된 주파수 범위내에 있어서만 측정할 수 있게 된다. 전달함수에 나타나는 진동모우드 중에서 실제로 측정가능한 주파수 범위내의 것에 대한 전달함수의 실수부와 허수부를 나타내면 식(19)와 같다.

$$\begin{aligned}
 Re \left(\frac{X_i}{F_j} \right) &= \sum_{r=1}^{l-1} \frac{\psi_{ir} \psi_{jr}}{-\omega^2 m_r} \\
 &+ \sum_{r=l}^m \frac{(-\omega^2 m_r + k_r) \psi_{ir} \psi_{jr}}{(-\omega^2 m_r + k_r)^2 + \omega^2 c_r^2} \\
 &= \sum_{r=m+1}^n \frac{\psi_{ir} \psi_{jr}}{k_r} \\
 Im \left(\frac{X_i}{F_j} \right) &= \sum_{r=1}^m \frac{-\omega c_r \psi_{ir} \psi_{jr}}{(-\omega^2 m_r + k_r)^2 + \omega^2 c_r^2} \quad (19)
 \end{aligned}$$

이 식에서, 전달함수의 허수부는 보정질량 및 보정강성항의 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 식(19)의 허수부를 이용하여 벨로우즈 및 배기시스템의 진동모우드형을 결정하였다.

3. 실험방법 및 데이터 처리

자동차 배기시스템의 진동특성 및 플렉시블 커플링의 부착에 따른 진동저감 효과를 평가하기 위해 각 형태(type)별(Y-II 및 SETAN type : Y-II type에 비해서 SETAN type은 산의 수가 많고 유연성이 큼)로 플렉시블 커플링의 단품 및 배기시스템에서의 실제로 자동차의 엔진과 기타 운행여건에서 발생할 수 있다고 생각되는 랜덤가진에 의한 진동레벨 및 충격가진(impact excitation)에 의한 전달함수를 측정하고 측정된 데이터를 마이크로 컴퓨터(IBM/AT)를 이용하여 진동해석을 실시하였다.

3.1 전달함수의 측정

구조물의 실험적 모우드해석법은 입력과 출력의 전달함수를 구하여 적용되므로, 플렉시블 커플링 단품 및 결합구조물을 양단자유상

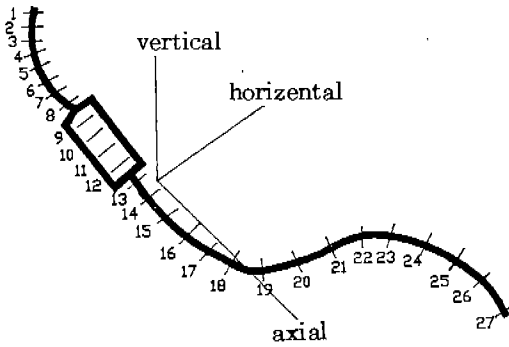


Fig. 1 The excitation direction and measuring points for data acquisition

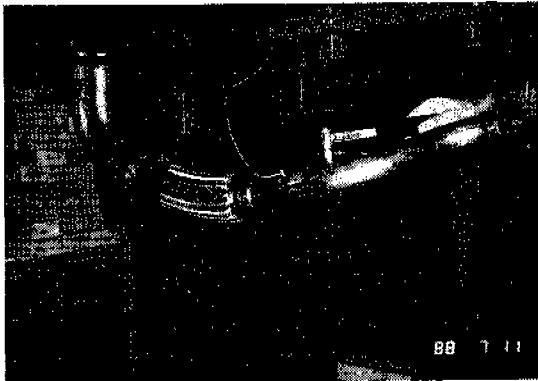


Fig. 2 The scene of measuring transfer function

때에서 충격 햄머(PCB 4808 UNIT)를 이용하여 가진, 가진신호를 증폭기(PCB model 4808)로 증폭하여 입력신호로 잡았으며, 출력은 가속도계(RION PV-90 A)로부터의 진동신호를 conditioning 증폭기(B & K, Type 2626)로 증폭하여 FFT 해석기(SD-375)에서 전달함수 스펙트럼을 GPIB 인터페이스 버스(interface bus)를 통해 마이크로 컴퓨터로 전송 입력하였다. 입력된 데이터는 여러 가지 계산과정을 수행한 후, 그 결과를 X-Y Plotter(ROLAND, DXY-980) 및 프린터로 출력한다. Fig.1 및 Fig.2은 전달함수 측정시 가진방향과 측정점의 위치 및 측정장면을 나타내고 있으며, 전달함수는 관심주파수 영역을 고려하여 50Hz 까지 측정하였다.

3. 2 진동레벨의 측정

자동차의 배기시스템에 들어오는 진동의 입

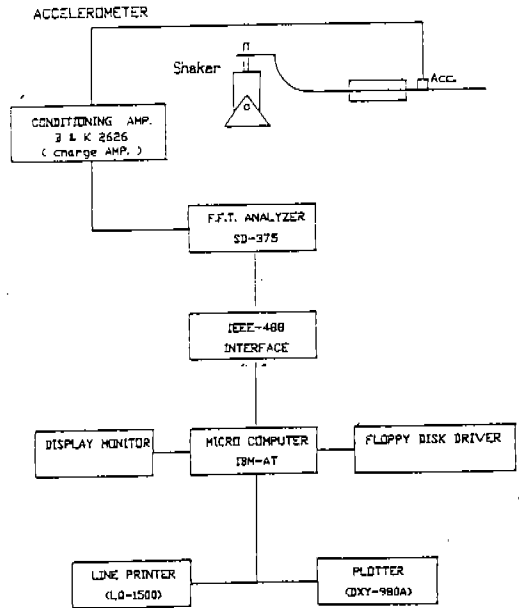


Fig. 3 The blockdiagram of measuring system and data process(vibration level)

력신호는 엔진의 롤링 및 기타의 운행여건등에 따른 불규칙한 신호일 것이라 가정하여 플렉시블 커플링이 결합된 배기시스템을 가진기(EMIC, 511-B)를 이용하여 랜덤가진 하였다. 이때 발생하는 진동신호의 스펙트럼을 각 측정점별로 측정하여 입력신호의 스펙트럼과 출력신호의 스펙트럼의 비로서 각 측정점에서의 진동의 전달특성을 비교하였다. 측정대상 부위에 가속도계(RION, PV-90A)를 부착하여 실험하였으며, 측정된 신호는 conditioning 증폭기(B & K, Type 2626)로 증폭하여 FFT 해석기(SD-375)에 의해서 주파수별 분석을 실시하였다. Fig.3은 측정계 및 데이터 처리선도를 나타내고 있다.

4. 실험결과 및 고찰

4. 1 플렉시블 커플링의 모우드해석

4.1.1 벨로우즈 단품자체의 진동특성
플렉시블 커플링의 주요구성요소인 벨로우즈 단품을 각각의 형태(Y-II 및 SETAN type)에 대하여 충격 가진에 의한 전달함수

를 측정하였다. Fig. 4는 Y-II 및 SETAN type의 전달함수의 비교를 나타낸 것인데, 그림에서 알 수 있듯이 Y-II type 보다 SETAN type의 경우가 전체적으로 전달함수의 레벨이 감소되었으며 각 차 모우드의 고유진동수가 약간씩 저주파쪽으로 이동되었음을 볼 수 있다. 특히 1차 모우드가 엔진의 아이들링 상태인 15 Hz (900 rpm) 근방에서 멀리 떨어져 있어서 장착시 진동의 전달 및 공진의 측면에서 보았을 때 SETAN type의 경우가 Y-II type 보다 더 좋은 진동특성을 보일 것으로 기대된다.

또한 Fig. 5와 Fig. 6은 각각의 고유진동수에 대한 각 형태별 벨로우즈의 진동모우드형을 나타낸 것인데, 각 모우드별로 비슷한 진동모우드형을 보여주고 있다.

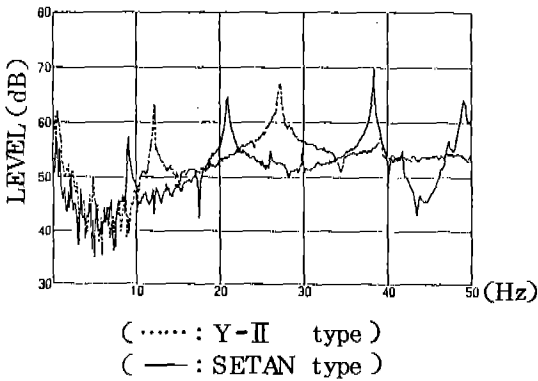
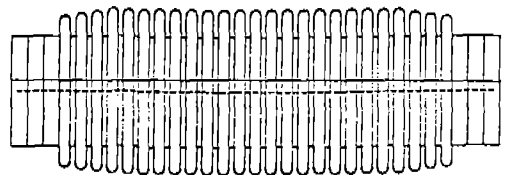
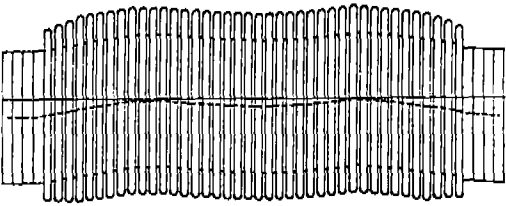


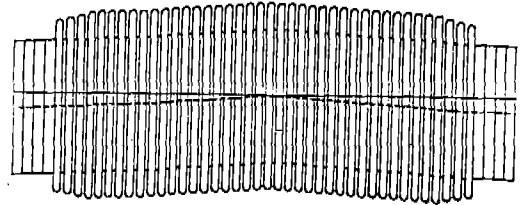
Fig. 4 Comparison with the transfer functions of the bellows



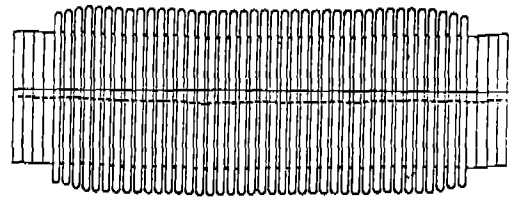
1st Mode (12Hz)



3rd Mode (38Hz)

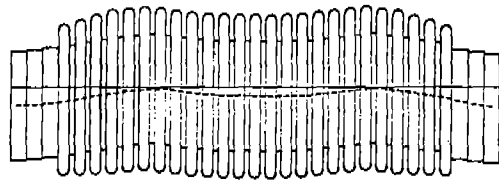


2nd Mode (21Hz)

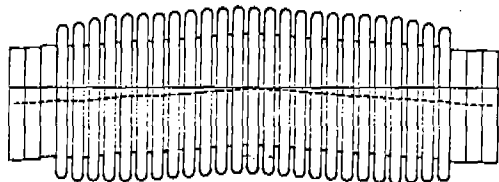


1st Mode (9Hz)

Fig. 6 Modeshapes of bellows (SETAN type)



3rd Mode (39Hz)



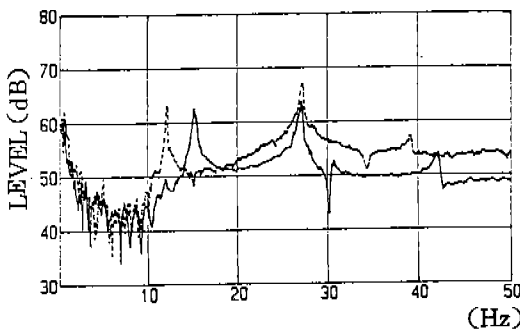
2nd Mode (27Hz)

4.1.2 플렉시블 커플링 (벨로우즈+브레이드)의 진동특성

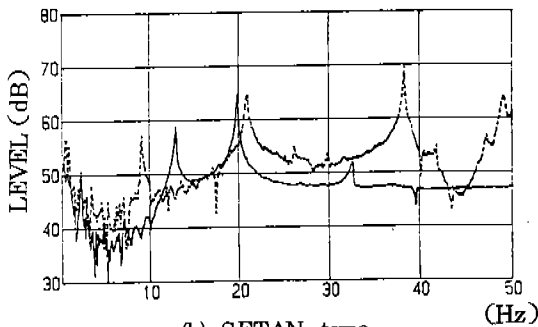
벨로우즈에 브레이드(braid)가 부착된 플렉시블 커플링에 대하여 각 형태별로 전달함수를 측정하였다. Fig. 7은 각 형태별 브레이드 부착전후의 벨로우즈의 전달함수를 나타낸 것인데 Y-II type 과 SETAN type의 경우 모두 브레이드의 부착에 따라 전체적으로 전달함수의 레벨이 감소되었으며 고유진동수의 이동현상을 관찰할 수 있다. Fig. 7(a)의 Y-

II type에서는 브레이드의 부착에 따라 27 Hz의 2차 모우드를 중심으로 1차 모우드(12 Hz)와 3차 모우드(39 Hz)가 각각 15 Hz, 42.5 Hz로 약간씩 고주파 쪽으로 이동함을 볼 수 있다.

또한 Fig. 7(b)의 SETAN type에서는 브레이드의 부착에 따라 35 Hz 이상의 고주파 쪽에서의 모우드가 사라지고 현저한 레벨의 감소를 보이고 있으며 1차 모우드와 2차 모우드가 각각 고주파쪽, 저주파쪽으로 조금씩 이동하고 있음을 볼 수 있다. Fig. 9는 각 형태별 플렉시블 커플링의 전달함수를 비교한 것인데 앞의 벨로우즈 단품의 경우와 비교해 보면 1차 모우드가 모두 엔진의 아이들링 상태인 15 Hz (900 rpm) 근방으로 이동하고 있어서 특히 Y-II type의 경우는 공진문제에 대한 고찰이 요망된다고 볼 수 있다.



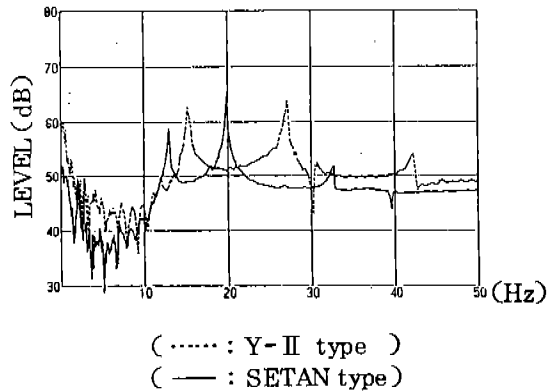
(a) Y-II type



(b) SETAN type

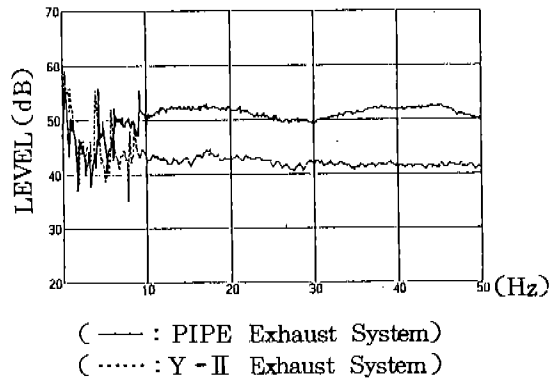
(..... : before)
(——— : after)

Fig. 7 Comparison with the transfer functions of the bellows before and after the attachment of the braid



(..... : Y-II type)
(——— : SETAN type)

Fig. 8 Comparison with the transfer functions of the flexible coupling



(——— : PIPE Exhaust System)
(..... : Y-II Exhaust System)

Fig. 9 Comparison with the transfer functions between the PIPE Exhaust System and the Y-II Exhaust System

4. 2 배기시스템의 모우드해석

4.2.1 플렉시블 커플링 결합 유무에 따른 진동특성의 평가

배기시스템에 플렉시블 커플링의 부착에 따른 진동저감 효과를 평가하기 위해 플렉시블 커플링 대신에 PIPE (SUS 304)를 연결한 배기계(이하 "PIPE 시스템"이라 약칭함)와 Y-II type의 플렉시블 커플링을 연결한 배기계(이하 "Y-II 시스템"이라 약칭함)에 대한 전달함수를 측정하였다.

Fig. 9은 PIPE 및 Y-II 시스템에서의 전달함수 비교를 나타내고 있는데, 그림에서 알 수 있듯이 PIPE 시스템에 비하여 Y-II 시스템의 고유진동수가 약간씩 저주파쪽으로 이동하고 있으며, 그 레벨도 상당히 감소하고

있음을 알 수 있다. 또한 고유모우드는 거의 10 Hz 이내의 저주파 영역에만 존재하고 그 이상의 고주파 영역에서는 감쇠비도 크고 전체적으로 평활한 주파수 특성을 보이고 있음을 알 수 있다.

4.2.2 플렉시블 커플링의 유연성에 따른 진동특성 비교

플렉시블 커플링의 유연성 (flexibility) 에 따른 진동특성을 평가하기 위하여 Y-II 시스템과 벨로우즈의 특성이 좀 더 유연한 SETAN type의 플렉시블 커플링을 연결한 배기계(이하 "SETAN 시스템"이라 약칭함)에 대한 전달함수의 비교, 고찰을 행하였다.

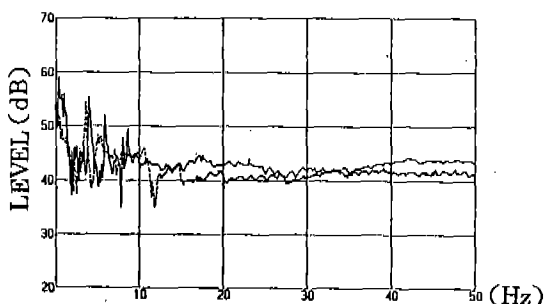
Fig. 10은 Y-II 및 SETAN 시스템에서의 전달함수의 비교를 나타내고 있는데, 그림에서 보는 것처럼 Y-II 시스템에 비하여 SETAN 시스템의 전달함수 레벨이 감소하고 있으며 고유진동수의 이동현상을 관찰할 수 있다. 또한 고유진동모우드 역시 10 Hz 이내의 저주파 영역에서만 존재하고 그 이상의 고주파 영역에서는 감쇠비가 증가하여 전체적으로 평활한 주파수 특성을 보이고 있다. Fig. 11은 SETAN 시스템의 진동모우드형 (mode shape)을 나타내고 있다.

4.2.3 감쇠 지지부의 최적위치 결정 및 부착전후의 진동특성 비교

배기에 장치되는 감쇠 지지부(damping hanger)는 배기계를 차체에 지지하는 동시에, 배기계의 진동을 차체에 전달하지 않도록 하는 역할을 하고 있으며, 고무 및 취부금속으로 구성되어 있는 것이 통례이다. 지지부(hanger)의 위치는 배기계 지지의 측면에서 보면 배기계의 중량을 균등히 분담하는 위치가 바람직하고, 방진의 측면에서 보면 배기계의 진동모우드의 결점(nodal point)의 위치에 설정하는 것이 이상적이다. 또 고무의 스프링 상수는 방진의 측면으로부터는 낮은 것이 바람직하고, 배기계 각부의 강도 및 타부품과의 간섭 방지의 측면에서는 높은 쪽이 좋다.

본 연구에서는 진동모우드형을 평가하여 방진의 측면에서의 최적의 지지부의 위치를 구하고자 한다. Fig. 12은 SETAN 시스템의 중

진동 및 횡진동의 각차 모우드의 진동모우드형을 나타내고 있다. 이 그림에서 사선을 칠한 부분이 진동모우드의 절점(nodal point), 즉 방진의 측면에서의 최적의 지지부의 위치라고 말할 수 있으며, 종진동과 횡진동을 동시에 고려할 때 플렉시블 커플링을 지나서 배기계 직선부의 끝부분이 본 배기계의 진동저감을 위한 최적의 감쇠 지지부의 위치라고 생각된다.



(— : Y-II Exhaust System)
(..... : SETAN Exhaust System)

Fig. 10 Comparison with the transfer functions between the Y-II Exhaust System

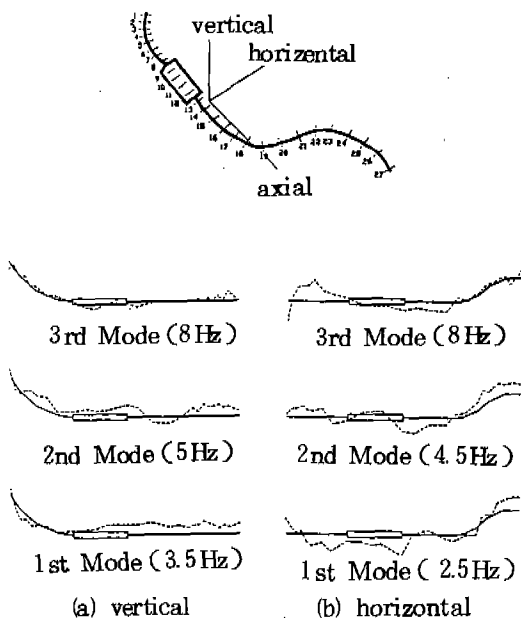
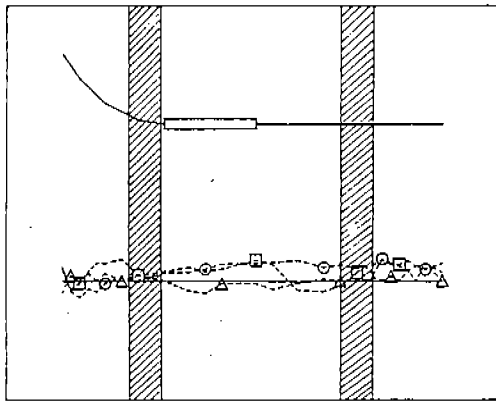
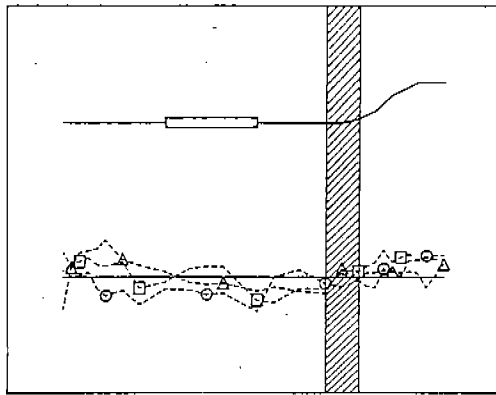


Fig. 11 Modeshapes of the SETAN Exhaust System



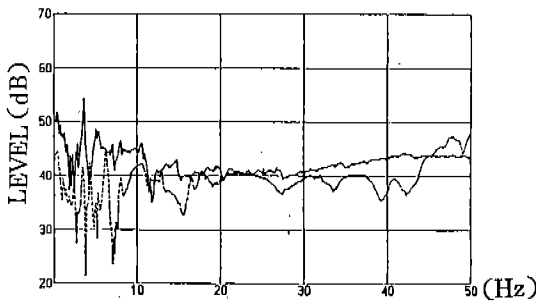
(a) vertical



(b) horizontal

- : 1st modeshape
- : 2nd modeshape
- △ : 3rd modeshape

Fig.12 The nodal point for the optimal location of the damping hanger



(— : before) (····· : after)

Fig.13 Comparison with the transfer functions before and after the attachment of the damping hanger

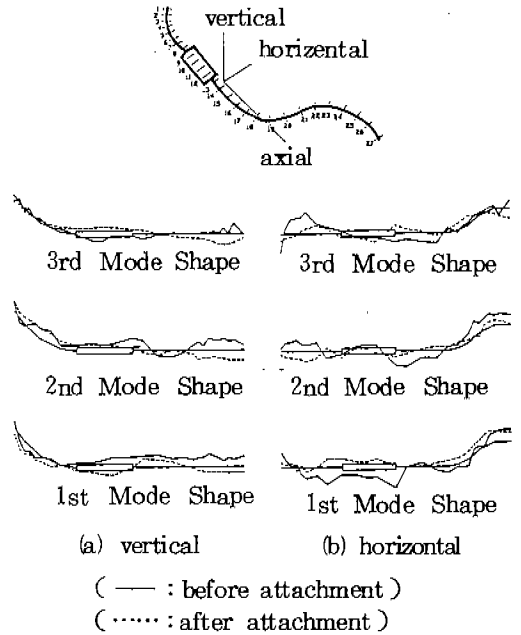


Fig.14 Comparison with the modeshapes of the SETAN exhaust system before and after the attachment of the damping hanger

SETAN 시스템의 앞에서 결정된 위치(Fig. 12 참조)에 지지부를 설치하고 가진실험에 의한 전달함수를 측정하여 지지부 부착 전후의 SETAN 시스템의 진동특성을 비교하여 보았다. Fig. 13는 지지부 부착 전후의 전달함수를 비교한 것인데, 그림에서 알 수 있듯이 지지부 부착후의 전달함수의 레벨은 부착전에 비하여 특히 10 Hz 미만의 저주파 영역에서 현저히 감소하고 있음을 볼 수 있으며, 고주파 영역으로 갈수록 감쇠비가 증가하여 뚜렷한 피크가 존재하지 않음을 알 수 있다. 이것은 감쇠 지지부에 의한 진동의 절연 및 감쇠효과라고 생각된다. 또한 Fig. 14는 지지부 부착 전후의 SETAN 시스템의 진동모우드형의 비교를 나타낸 것이다. 감쇠 지지부의 진동절연효과에 의해 진동모우드의 크기가 감소됨을 알 수 있다.

5. 결 론

실험적 모우드해석법을 자동차 배기계에 적

용하여 플렉시블 커플링 및 감쇠 지지부의 진동저감 효과를 평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Y-II type에 비하여 SETAN type의 벨로우즈가 더 좋은 진동특성을 가지고 있음을 알았다. 즉, 벨로우즈의 유연성 (flexibility)이 진동의 절연 및 감쇠특성에 좋은 영향을 미치고 있음을 확인하였다.

(2) 배기계에 플렉시블 커플링을 부착함으로써 진동의 절연 및 감쇠특성이 개선되었으며, SETAN 시스템의 진동특성이 Y-II 시스템에 비하여 향상됨을 알 수 있었다. 즉, 플렉시블 커플링을 사용하므로써 배기계의 진동특성을 개선할 수 있음을 확인하였다.

(3) 진동모우드형의 평가에 의해 진동절연의 입장에서 최적한 감쇠 지지부의 위치를 결정할 수 있었고, 지지부 부착후의 배기계의 진동특성이 향상됨을 확인하였다.

앞으로 매우 복잡한 구조와 시스템을 가진 차량에서의 제반 동적특성의 분석 및 문제의 해결을 위한 실험모우드 해석의 유한요소법 및 부분구조합성법과의 긴밀한 연결이 필요하다 고 생각하며 감도해석을 이용한 최적설계와 SDM의 기본목표인 1) 특정모우드의 고유진동수 및 진폭의 제어 2) 모우드연성의 최소화 3) nodal mounting 등을 효과적으로 실현시킬 수 있는 기술의 개발이 요구된다.

후 기

본 연구는 환경정의 환경 과학연구비 지원사업에 의하여 이루어진 것입니다.

REFERENCES

1. D.L. Brown, R.J. Allemang and Ray Zimmerman, "Parameter Estimation Technique for Modal Analysis", SAE Paper No. 790221, Feb. 1979.
2. Okubo, "Modal Analysis for Machine", Dept. of Publication, Univ. of Chuo, (in Japanese), 1982.
3. R.J. Allemang, D.L. Brown, "A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis", SAE Paper, 1979.
4. Masaru NAGAIKE and Akio NAGAMATSU, "Research on Modal Analysis (1st Report)", JSME, (in Japanese), Vol. 49, No. 447, pp. 2076-2094, 1984.
5. Masaru NAGAIKE and Akio NAGAMATSU, "Research on Modal Analysis (2nd Report)", JSME, (in Japanese), Vol. 50, No. 460, pp. 2249-2257, 1984.
6. Masaru NAGAIKE and Akio NAGAMATSU, "Research on Modal Analysis (3rd Report)", JSME, (in Japanese), Vol. 51, No. 464, pp. 710-718, 1985.
7. Atsuo Sueoka and et al., "A Method of Vibrational Analysis Using a Personal Computer", Trans. of JSME, (in Japanese), Vol. 52, No. 484, pp. 3090-3099, 1986.
8. Jae Eung Oh, Ho Park, Yu Yub Lee and Sung Ha Yum, "The Estimation of Modal Parameters due to the Change of the Sweet Spot by the Structural Modification of a Tennis Racket", JSME International Journal, Vol. 30, No. 265, pp. 1121-1128, 1987.
9. Tong Fang, "Complex Modal Analysis of Random Vibrations", AIAA Journal, Vol. 24, No. 2, pp. 343-344, 1986.