

< 논 문 >

응력해석을 위한 배기계 모델 개발

Development of a Model of the Exhaust System for the Stress Analysis

김 상 호* · 이 장 명** · 박 성 태**

Sang-Ho Kim, Chang-Myung Lee and Sung-Tae Park

(1998년 9월 28일 접수 : 1999년 2월 6일 심사완료)

Key Words : Exhaust System(배기계), Vibration Analysis(진동해석), Stress Analysis(응력해석)

ABSTRACT

A Simplified Finite Element Method(FEM) model has been developed for the Exhaust System. For the verification of the usage of the developed model, Natural Frequencies, Mode Shapes and Frequency Response Function have been compared between numerical analysis and experimental result. It shows that the developed numerical model also can be utilized to prove the Stress distribution of the Exhaust System if it can be adopted for the vibration analysis adequately.

1. 서 론

자동차의 고성능화, 품질의 고급화에 따른 소음, 진동 및 배기가스 법규의 강화 및 저연비화에 대처하기 위하여 기능향상, 경량화가 강하게 요구되고 있다. 이와 같은 상황에서 배기계 제품 개발을 수행함에 있어 배기계 진동 감소 및 내구성 유지 측면은 중요한 문제로 인식되고 있다. 배기계의 진동 현상에 대해서는 최근 유한요소법을 이용한 해석이 활발하게 진행되고 있으며, 특히 응력해석의 경우에는 셀요소를 사용한 모델링 방법이 주류를 이루고 있다. 그러나 최근의 배기계는 예소음기(pre-silencer)나 주소음기(main-silencer)외에 촉매변환기(catalytic converter)나 벨로즈(bellows)등 기능품의 채용으로 전체요소를 셀요소로 모델링할 경우 계산모델 작성에 많은 시간을 필요로 할 뿐만 아니라, 해석에

어 전문적인 모델링 지식을 필요로 하기도 한다. 그러므로 실제로 진동 및 내구성 문제를 설계에 적용하고자 하는 현장에서는 배기계의 간단한 해석모델의 개발이 절실히 요구되고 있다^(1,2,3).

그러므로, 이전의 연구⁽⁴⁾에서는 배기계로부터 차체로의 진동 전달 최소화 측면에서 변경 및 수정이 용이한 보요소(bar element), 집중 질량(concentrated mass)요소 및 강체 요소(rigid bar)를 사용하여 배기계 유한 요소 모델을 완성하였다. 또한, 실험을 통하여 모드 형상 및 주파수 응답 함수(frequency response function)를 비교함으로써 진동 해석을 위한 배기계 유한 요소 모델을 검증하였다. 이를 바탕으로 본 연구에서는 간단한 배기계 모델을 이용하여 응력분포(stress distribution)의 평가가 가능함을 보임으로써, 차체로의 진동저감 및 배기계의 내구성을 고려한 배기계 최적설계(optimized design)의 기초를 마련하고자한다.

본 연구에서는 유한요소해석을 위해 상용 유한요소해석 프로그램인 SDRC/I-DEAS와 MSC/NASTRAN을 사용하여 주파수에 따른 응력해석

* 세종공업(주)

** 정회원, 울산대학교 공과대학 자동차공학과

Table 1 Specification of experimental instruments

Apparatus	Manufacture & type	Specification
Force transducer	B & K 8201	3.92 pC/N
Acc.	B & K 4370	10.15 pC/ms ²
Strain gage	MM EA-06-062A-120	120±0.15% Ω
Amp.	B & K 2635, PCB 482A16, MB SS2500M	1 Ch. 4 Ch. 1 Ch.
Signal analyzer	Zonic & AND 4001	1 output Ch. 8 input Ch.
Strain gage indicator	Measure. group P-3500 & SB-10	10 Ch.
Exciter	MB C150HP	500 lb output
Vibration controller	MB DS2001	1 Ch.
Personal computer	Mac. quadra 950 digital ventrius	

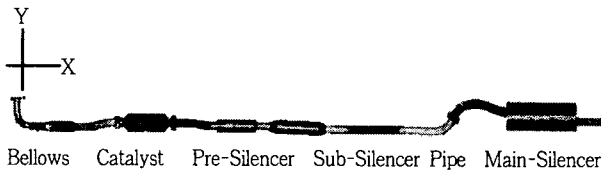


Fig. 1 Schematic diagram of an exhaust system

(stress analysis)을 수행하였다. 또한, 실험 데이터의 측정과 해석을 위해 Table 1에 기술된 데이터 측정장비와 상용모드해석 프로그램인 WCA 파워모달(power modal)을 이용하였다. 이 이후로 사용된 배기계 좌표계는 Fig. 1에 도시된 좌표를 기준으로 한다.

2. 전체 배기계의 모델링

배기계는 Fig. 1에서 도시된 바와 같이, 촉매 장치(catalytic converter), 예소음기(pre-silencer), 부소음기(sub-silencer), 주소음기(main-silencer) 그리고 중공(中空)의 얇은 파이프로 이루어져 있다. 유한 요소 해석 모델에 사용된 형상(geometry)은 CAD 데이터를 이용하였으며, 물성치는 실험 및 도면에 의해 계산하였다. 각 부분별 모델링 방법은 참고문헌 (4)와 (5)에 소개되어 있으므로, 간단히 설

명하면 다음과 같다. 또한, 배기계 응력분포에 대한 벨로즈의 영향을 평가하기 위하여 벨로즈를 장착하지 않은 배기계(이하 배기계 I)와 장착한 배기계(이하 배기계 II)로 구분하여 모델링하였다.

2.1 파이프 부분 모델링

배기계의 주요 구성품인 파이프는 118개의 보요소를 사용하여 모델링하였는데, 특히 굴곡부 모델링시 정적 변형 에너지 개념^(2,3)을 이용하여 단면계수값(I)을 수정하였다.

2.2 촉매 장치, 예소음기 및 주소음기 모델링

배기계의 촉매 장치, 예소음기, 그리고 주소음기는 연결 파이프에 비해 상대적으로 단면특성치가 매우 크기 때문에 내부 변형이 없는 강체 요소와 집중 질량 요소를 사용하여 모델링하였다. 각 부품은 강체 요소 2개와 집중 질량 요소 1개가 사용되었다.

2.3 부소음기 모델링

부소음기는 모델링의 용이성과 효율성을 위하여, 형상을 두 개의 파이프로 단순화하고 다음과 같이 단면계수와 단면적을 이용하여 단일 보요소로 등가화하여 모델링하였다.

$$L_{sub-silencer} = L_{equivalent-bar} \tag{1}$$

$$E_{sub-silencer} = E_{equivalent-bar} \tag{2}$$

$$\rho_{sub-silencer} = \rho_{equivalent-bar} \tag{3}$$

여기서, L = 부소음기의 길이, E = 탄성계수, ρ = 밀도

$$I_{outer-pipe} + I_{inner-pipe} = I_{equivalent-bar} \tag{4}$$

$$A_{outer-pipe} + A_{inner-pipe} = A_{equivalent-bar} \tag{5}$$

여기서, I = 단면계수($\pi r^3 t$), A = 단면적($2\pi r t$)

2.4 벨로즈 모델링(배기계 II)

벨로즈의 한 파형을 셸요소(shell element)로 모델링하여 강성값을 계산하고 보요소로 모델링하였다. 이때 등가화된 보 모델은 매우 낮은 강성값을 가지므로, 보 모델의 길이(L)가 반경(R)에 비해 짧은 경우나 해석하고자 하는 주파수 영역이 높은 경우에는, 굽힘 변형시 전단 변형(shear deformation)의 영향이 커지게 된다. 그러므로, Timoshenko 보 요소(bar element)를 이용하여 전단변형의 영향을

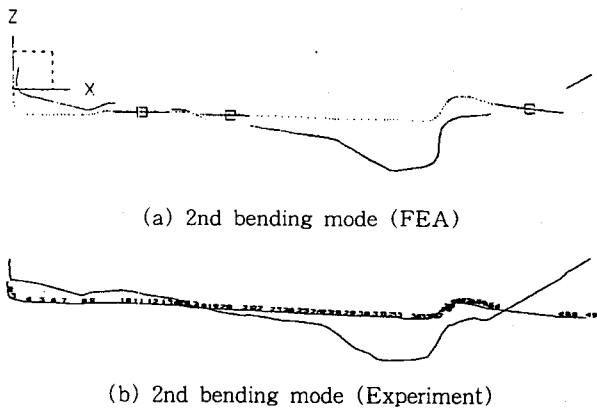


Fig. 2 2nd bending mode of the exhaust system (배기계 I)
(FEM model :133 element, test model : 49 point)

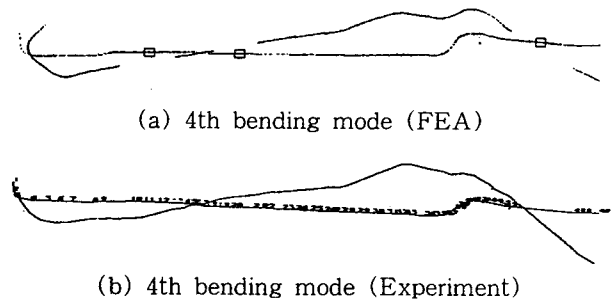


Fig. 4 4th bending mode of the exhaust system (배기계 II)
(FEM model :133 element, test model : 49 point)

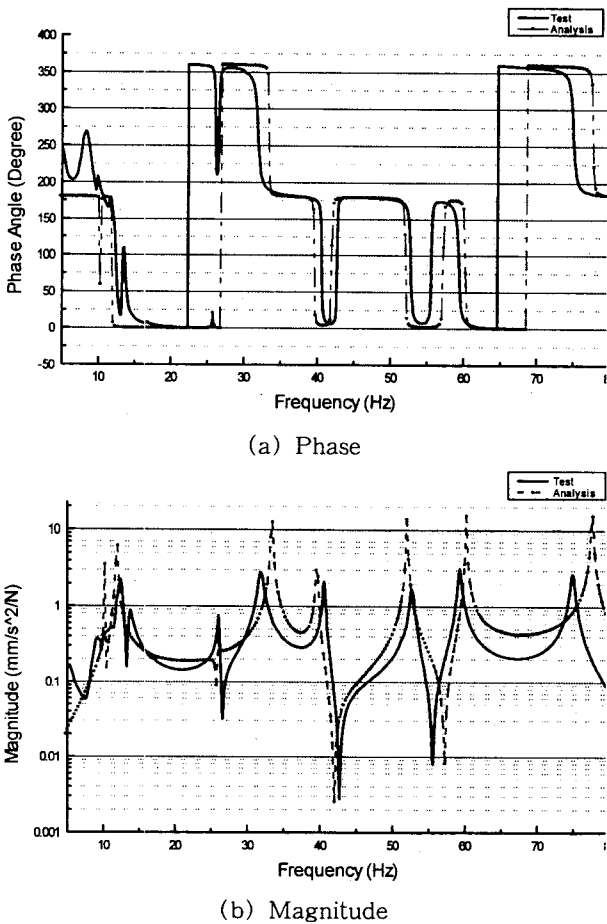


Fig. 3 Frequency response function of the exhaust system (배기계 I : 48 point)

고려하였다. 이렇게 완성된 배기계 모델 I, II의 유한 요소해석과 실험에 의한 모드와 주파수 응답함수^(4,5)

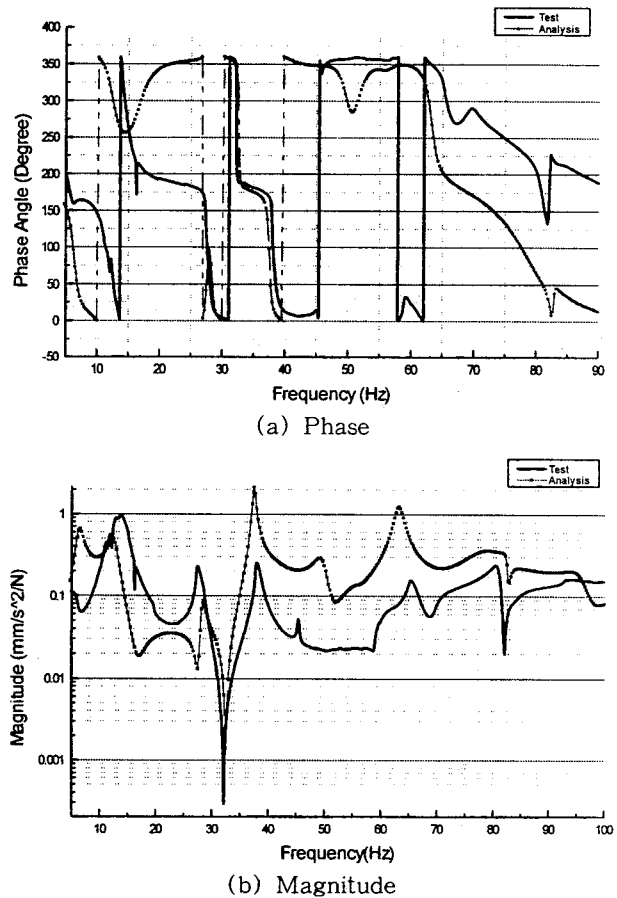


Fig. 5 Frequency response function of the exhaust system (배기계 II : 48 point)

는 Figs. 2, 3, 4, 5와 같다.

위의 결과에서 보듯이 실험의 결과와 해석의 결과가 정성적으로 잘 일치하는 것을 볼 수 있으므로, 진동해석 모델로서의 타당성을 검증⁽¹⁷⁾하였다. 따라서, 본 연구에서는 이렇게 개발된 유한요소 모델을 이용하여 응력해석 모델로서의 가능성을 평가하였다.

Table 2 Comparison of natural frequencies
(Unit : Hz)

Mode No.	Experiment	Bar model
1	12.831	11.095 (13.53 %)
2	14.031	12.194 (13.09 %)
3	25.223	25.378 (0.60 %)
4	32.373	34.199 (5.64 %)
5	40.397	39.943 (1.124 %)

Table 3 Comparison of natural frequencies
(Unit : Hz)

Mode No.	Experiment	Bar model (k=0.002)
1	4.35	4.91 (19.71 %)
2	-	5.489
3	12.753	11.935 (6.414 %)
4	13.754	12.480 (9.256 %)
5	27.573	27.961 (1.407 %)

(k : Shear correction factor)

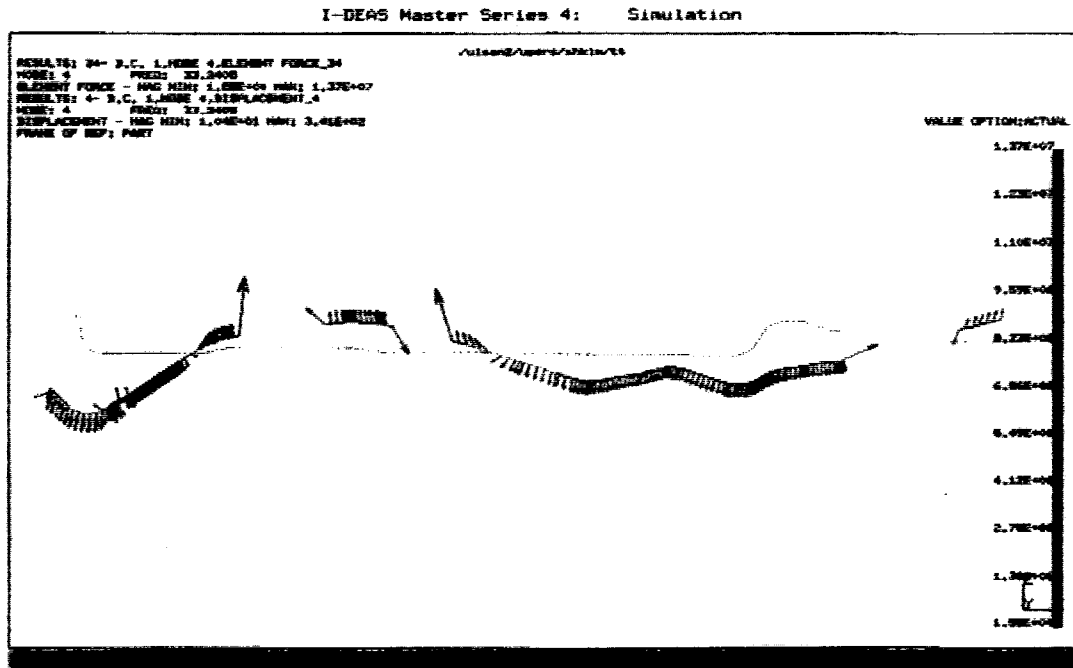


Fig. 6 Element forces of the exhaust system (4th mode 33.24 Hz) : 배기계 I

3. 전체 배기계의 응력 해석 및 실험

배기계 진동 전달저감을 위한 최적설계의 전초 단계로, 위에서 개발된 진동 해석용 배기계 유한 요소 모델을 이용하여 주파수에 따른 배기계의 응력분포를 MSC/NASTRAN의 주파수 응답 해석 모듈 (SOL 111)를 사용하여 해석하였다. 여기서, 주파수 응답은 배기계와 엔진이 연결된 플랜지를 가진점으로 하여, 배기계 내의 관심 위치에서 변형률 주파수 응답을 계산하였다. 또한, 이 결과를 바탕으로 실제

문제점이 발생하는 경향과 비교하였으며, 변형률 주파수 응답 실험을 통하여 검증하였다.

3.1 배기계 응력 해석

일반적으로 배기계는 집중질량의 역할을 하는 각 부품의 연결부에서 크랙(crack)이 발생하는 경향을 보이고 있으므로, 초기 배기계를 설계할 때 각 연결부위의 응력 집중 현상을 파악하는 것이 가장 중요한 요건이다. 이렇게 실제로 발생하는 응력집중 현상과 개발한 해석모델의 결과를 비교하기 위하여 응력해석(배기계 I, 배기계 II)을 수행한 결과, 단면계수가 수정된 굴곡부와⁽⁴⁾ 각 부품의 연결부에 응력이

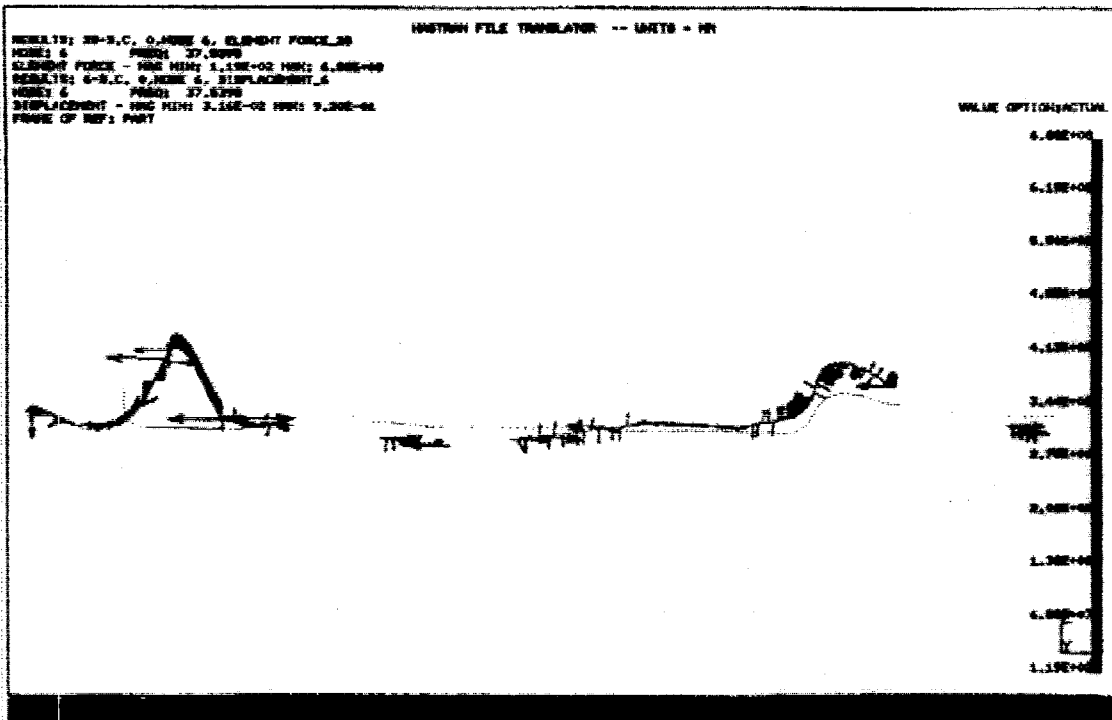


Fig. 7 Element forces of the exhaust system (6th mode 37.56 Hz) : 배기계 II

집중되는 경향을 보이는데, 배기계 파이프의 직경 및 두께가 각 부분에 따라 일정하다는 것을 고려하여 요소내에 작용하는 힘의 총합으로 도시하면(Fig. 6, 7) 각 부품의 연결부위에 작용하는 응력 집중 경향을 더욱 쉽게 알 수 있다. 여기서(Fig. 6, 7), 내력의 크기는 화살표의 길이와 비례한다.

위의 결과에서 알 수 있듯이 배기계의 다른 부분에 비해 연결부위에 내력이 크게 작용하고 있다는 것을 알 수 있다. 또한, 배기계에 벨로즈가 장착됨으로써 각 부위의 내력은 전체적으로 크게 낮아지는 반면, 상대적으로 벨로즈의 연결부위에 내력이 집중되는 현상이 나타났다. 이러한 내력분포는 실제 벨로즈의 양끝단이 조합체 보강되어 있는 점과 일치하는 결과이다. 그러나, 응력집중이 발생하는 굴곡부의 경우 유연성 보정(단면계수 축소⁽⁴⁾)으로 인하여 응력이 과다하게 평가되므로, 이에 따른 응력값을 보정하여야 하는 문제가 있다. 현재까지 간단한 보요소를 이용하여 굴곡부를 해석할 경우의 응력집중 현상에 대해서는 많은 연구가 진행되어 왔으나, 파이프의 여러 가지 변수들(단면의 반경, 두께, 경계조건 등)에 따라 적용하기에 전문적 지식이 필요하고 해석과정이 매우 복잡하다. 따라서, 굴곡부의 응력을 평가할 경우에는 셀요소를 이용한 상세해석이 필수

적이지만, 실제 배기계 크랙이 발생하는 부위가 엔진의 진동에 직접적으로 영향을 받는 Y관의 굴곡부에 한정되어져 있을 뿐만 아니라 발생 빈도수도 각 부품의 연결부에 비해 매우 적은 편이다. 또한, 셀요소를 사용하여 응력해석을 수행한다고 하더라도, 굴곡부의 가공시 파이프 내·외부의 두께의 차이 및 여러 가지 가공계수를 고려해야 하므로 전문적인 모델링 지식이 필요하다. 따라서, 초기설계단계에서 간단하게 전체적인 응력분포 및 집중경향을 평가한다는 점을 고려한다면, 보요소를 사용한 응력분포의 평가가 효과적이라고 판단된다. 그러므로, 본 연구에서는 굴곡부의 응력해석은 배제하였으며, 배기계의 전체적인 내력분포를 통하여 굴곡부위의 응력 집중 경향을 간접적으로 평가하였다.

3.2 배기계 응력 실험

위에서 개발된 유한 요소 모델의 결과가 실제 경향과 유사하더라도 실험적으로 검증할 필요가 있다. 따라서, 최종 모델인 배기계 II에 대하여 응력을 실험적으로 구하기 위해 스트레인 게이지를 사용하여 1/4브리지를 구성하고, y축 회전 방향의 굽힘 변형률을 측정하였다. 이때 스트레인 게이지는 측정하는 변형 형태(굽힘 변형, 축 변형, 회전 변형 등)에 따

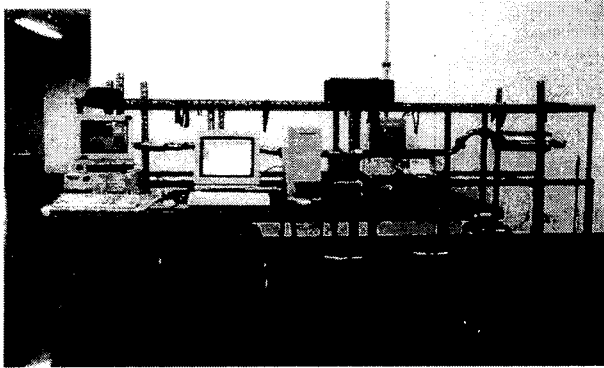


Fig. 8 Photograph of the exhaust system for experiment

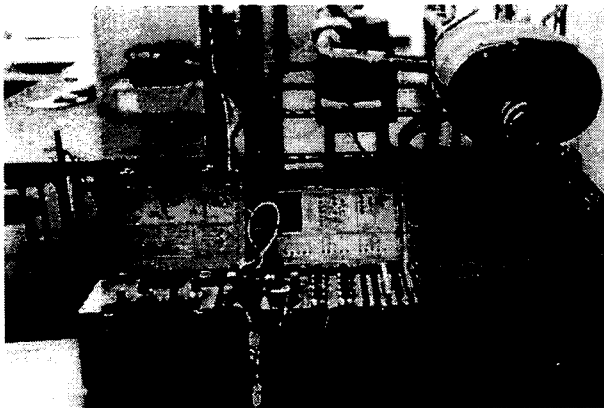


Fig. 9 Photograph of the strain measurement system

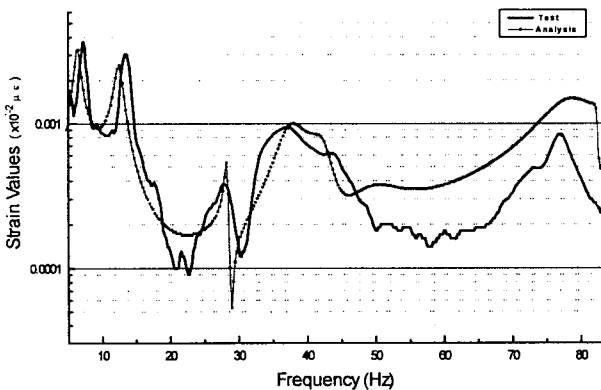


Fig. 10 Strain frequency response function of the exhaust system
(Y-axis bending strain : 배기계 II)

라 브리지 구성이나 부착 위치를 고려하여야 한다. 그러므로, 본 실험에서의 스트레인 게이지의 부착 위치는 비틀림이나 축방향 변형에 비해 굽힘 변형의 영향이 클 것으로 판단되는 배기계 끝단에 부착하고 주파수를 증가시켜가며 변형률을 측정하였다.

위의 Fig. 10에서 보듯이 주파수에 따른 실험과 해석의 굽힘 변형률의 양상이 정성적으로 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 따라서, 개발된 배기계 모델을 사용하여, 주파수에 따른 응력해석도 가능함을 알 수 있다. 여기서, 감쇠계수는 비례감쇠모델로 가정하여, 실험 데이터로부터 계산한값을 사용하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 배기계 진동해석을 위해 개발된 유한 요소 모델을^(4,5) 이용하여 배기계 응력해석이 가능함을 실제 응력 발생경향 및 실험을 통해 검증하였다. 또한, 배기계 응력해석모델의 검증과정에서 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

(1) 배기계에 벨로즈 장착시 전체적인 응력값은 크게 낮아지지만, 벨로즈의 양끝단에 응력집중 현상이 발생하므로 벨로즈 설계시 이를 고려하여야 한다. 이것은 실제로 벨로즈의 양끝단이 보강되어 있는 점과 일치한다.

(2) 배기계 각 부품의 연결부 및 굴곡부에서의 응력집중을 피하고 전체적인 응력값을 낮추기 위해서는, 벨로즈 설계변수(강성값, 위치등.) 및 행거 설계변수(강성값 및 위치)를 고려하여 설계하여야 한다.

(3) 향후 굴곡부 및 연결부의 응력을 평가하기 위하여, 굴곡 및 연결부의 여러 영향계수(가공, 용접 등)를 고려한 응력 보정치의 데이터 베이스화가 필요하다고 판단된다.

결과적으로, 본 연구에서 개발한 간단한 유한요소 모델을 사용하여 배기계의 진동과 여기에서 기인한 응력 집중현상을 보다 간편하게 예측할 수 있을 뿐만 아니라, 초기 설계 단계에서 기존 모델의 변경 및 수정이 용이하고 계산 시간을 단축할 수 있을 것으로 판단된다. 또한, 향후 과제로 전문적인 모델링 지식을 요구하지 않고 초기 설계단계에서 굴곡부 및 연결부에서의 응력 집중경향뿐만 아니라, 내구력 평가를 위한 실질적인 응력값의 산출을 위하여 응력보정계수의 데이터 베이스화가 필요하다고 사료된다.

참 고 문 헌

- (1) 암본외 4인, 1993, "FEMによる 排氣管の振動特性の研究, 自動車技術會 學術講演會前刷集", Vol. 934.
- (2) 김윤영, 이장명, 김영호, 김진홍, 1995, "배기계 진동해석의 굴곡부 모델링 기법", 대한기계학회

- 지 논문집, 제 19 권, 제 2 호, pp. 597~610.
- (3) Yoon Young Kim, Jang Myung Lee 外 5人, 1996, "A Simple And Effective Modeling Technique For Car Exhaust System", FISISTA 97, COPYRIGHT 1996 CSAT, Czech Republic.
- (4) 김상호, 1998, "자동차 배기계의 진동 차체전달 최소화에 관한 연구", 석사학위청구논문, 울산대학교.
- (5) 이장명, 김상호, 서호철, 1997, "주파수응답함수를 이용한 배기계 모델링의 검증", 한국자동차공학회 1997년 춘계학술대회, pp. 15~21.
- (6) 이장명, 이승섭, 1993, "배기계의 행거의 위치 및 벨로우즈 효과에 관한 연구", 한국자동차공학회, 1993년도 춘계학술대회 논문 4-9, pp. 315~321.
- (7) 이완익, 오재웅, 김태완, 1981, "벨로즈의 동특성에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제 12 권, 제 6 호, pp. 1273~1281.
- (8) 고병갑, 서용진, 박경진, 1995, "U형 벨로즈의 유한요소해석과 특정 강성을 위한 형상최적설계", 한국자동차공학회논문집, 제 3 권, 제 6 호, pp. 96~111.
- (9) 고병갑, 이완익, 박경진, 1994, "벨로우즈 장착에 따른 자동차 배기계의 동특성 개선 및 벨로우즈의 최적위치 평가", 한국자동차공학회논문집, 제 2 권, 제 3 호, pp. 21~32.
- (10) 김봉수, 강성중, 1992, "엔진 배기계 Idling 진동특성 연구", 1992년도 추계학술대회 논문 7-3, pp. 497~505.
- (11) Arthur W. Leissa, 1973, "Vibration of Shells", NASA, Washington D.C.
- (12) Wener Soedel, 1981, "Vibrations of Shells and Plates", Mechanical Engineering Series, Chap 3.5.
- (13) Singiresu.S. Rao, 1995, "Mechanical Vibration", Addison-Wesley, Chap 8.
- (14) D.J. Ewins, 1986, "Modal Testing : Theory and Practice".
- (15) Kenneth.G. McConnell, 1995, "Vibration Testing : Theory and Practice", WILEY-INTERSCIENCE.
- (16) 三輪智明, 1981, "排氣系の振動について", 自動車技術, 제 35 권, 제 4 호.
- (17) 이장명, 박성태, 김상호, 1997, "배기계 모델링 검증을 위한 주파수응답함수의 응용", 한국소음진동공학회지, 제 7 권, 제 6 호, pp. 1049~1058.