

Modal Testing을 이용한 자동차 배기계의 유한요소 모델 검증

Verification of the Finite Element Model of an Automotive Exhaust System Using Modal Testing

°조민호* · 정해일**

Minho Cho, Haeil Jung

Key Words :

Exhaust System(배기계), FEM(유한요소법), FRF(주파수응답함수), Natural Frequency(고유진동수), Mode Shape(모드 형상), Modal Testing, MAC(Mode Assurance Criterion) Value

ABSTRACT

The purpose of this paper is to verify a finite element model of an automotive exhaust system using Modal testing. In general, a lot of finite element models are used in initial design step of automotive development. One of them is a finite element model of an exhaust system. Verification on the finite element model of an automotive exhaust system is indispensable. In this paper, a finite element analysis on the exhaust system using MSC/NASTRAN is carried out, and the results are compared with those obtained by modal testing. By comparing MAC values of the analytical modes with the experimental modes, the finite element model of the automotive exhaust system is verified.

1. 서론

자동차에서 배기계는 배기가스를 대기 중에 방출하고, 엔진 토출음을 줄이기 위하여 필요한 기능 부품이다. 자동차의 고성능화, 품질의 고급화 및 조용하고 안락한 승용차에 대한 소비자의 욕구에 따른 소음, 진동 문제에 대처하기 위하여 기능 향상 및 경량화가 강하게 요구되고 있다. 자동차 배기계에서 발생하는 진동은 차체로 전달되어 자동차의 실내 소음과 승차감 저하 및 배기계의 내구 수명에 큰 영향을 미치므로 진동을 최소화시키기

위한 배기계의 진동특성에 관한 연구가 활발히 진행되어지고 있다.^(1,2,3) 그러나, 자동차 개발 후 배기계 진동에 의하여 발생하는 실내 소음 원인 파악 및 대처에는 어려움이 따르므로, 차량 개발의 초기 설계 단계에서 해석을 통하여 문제점을 파악하고 대처하는 것이 필수적이다. 또한, 개발 기간의 단축 및 문제점을 신속히 해결하기 위하여 간단한 배기계 모델이 필요하다. 이러한 상황에 있어서, 배기계의 유한요소 모델에 대한 검증은 필수적이라 할 수 있다.^(9,11,12)

이에 본 논문에서는 자동차 배기계(1.8ℓ DOHC engine)의 유한요소해석을 위해 상용유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN을 사용하여 유한요소해석을 실행하였고, modal testing을 통하여 고

* 한국기술교육대학교 대학원 기계공학과

** 한국기술교육대학교 기계공학부

유진동수와 모드형상을 비교하고, 해석 모드와 실험 모드에 대한 MAC 값을 비교함으로써 배기계의 유한요소 모델에 대한 검증은 수행하였다.

2. 배기계 유한요소 모델링 및 해석

2.1 배기계 유한요소 모델링

전체 배기계는 Fig. 1에서 도시된 바와 같이 7개의 부분으로 구분할 수 있다. 벨로즈(bellows), 촉매장치(catalytic converter), 예소음기(pre-silencer), 부소음기(sub-silencer), 주소음기(main-silencer) 그리고 중공(中空)의 얇은 파이프와 4개의 연결(joint)부분으로 이루어져 있다. 유한요소해석 모델에 사용된 형상(geometry)은 CAD 데이터를 이용하여 각 부분들을 MSC/NASTRAN에서 직접 모델링하였다. 각각의 재질은 CAD 데이터와 실험에 의한 값을 사용하였고, 물성치는 MSC/NASTRAN에서 직접 구하였다. 각 부분별 모델링 방법은 아래에서 설명되어지는 부분과 같다. 이 이후로 본 논문에서 사용된 배기계 좌표계는 Fig. 1에 도시된 좌표를 기준으로 한다.

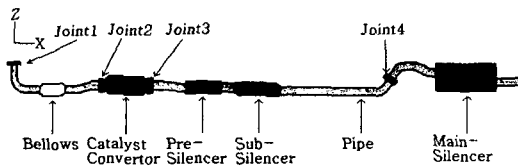


Fig. 1 Schematic Diagram of an Automotive Exhaust System

2.1.1 벨로즈 모델링

벨로즈의 모델링 시 단순한 집중 질량 요소(lumped mass element)와 등가의 스프링 요소(spring element)^(2,3,4)를 사용하거나, 모드 형상을 가시적으로 표현하기 위해 벨로즈와 동적 거동이 유사한 보 요소(bar element)^(3,6)를 사용하였고, 요소 수를 줄이기 위해 원추대 요소(conical shell element)⁽⁷⁾를 사용하여 모델링하기도 하였다. 본 논문에서는 보 요소를 사용하여 다음과 같이 모델링하였다. 벨로즈의 단면적을 동일하게 하고 5개의

보 요소를 사용하여 중앙의 보를 기준으로 좌·우 대칭으로 단면 특성치(I)를 동일하게 하여 모델링하였다.^(9,11,12)

2.1.2 촉매 장치 및 주소음기 모델링

배기계의 촉매 장치와 주소음기는 연결 파이프에 비해 상대적으로 단면 특성치(I)가 매우 크기 때문에 내부 변형이 없는 강체 요소(rigid element)와 집중 질량 요소를 사용하여 모델링하였다.^(9,11,12) 촉매장치는 강체 요소 2개와 집중질량 요소 1개, 그리고 주소음기는 강체 요소 3개와 집중질량 요소 1개가 사용되었다.

2.1.3 예소음기, 부소음기 및 파이프 모델링

MSC/NASTRAN에서 쉘 요소로 모델링 하였고, 배기계의 굴곡부 가공 시 굴곡부 파이프 두께가 도면에 도시된 두께보다 축소되기 때문에 유한요소 모델링 시 기하학 및 열적 변형도 보정을 위해 도면 굴곡부의 두께를 20~25% 정도 축소하였다.^(8,9)

2.1.4 연결부분 모델링

각각 4개의 연결부분은 파이프부분에 비해 길이와 단면특성은 무시할 수 있으나 질량은 무시할 수 없으므로 집중 질량 요소를 사용하여 모델링하였다. 아래의 Fig. 2는 MSC/NASTRAN에서의 완성된 자동차 배기계의 유한요소 모델이다.

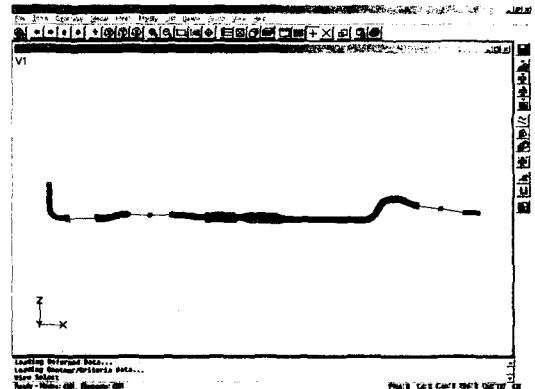


Fig. 2 Total Finite Element Model of an Automotive Exhaust System

2.2 배기계의 유한요소해석

Free-free 상태(구속조건 및 하중조건이 없는 상태)에서 고유진동수(natural frequency) 및 모드 형상(mode shape)에 대한 해석을 수행하였다.

Fig. 3은 MSC/NASTRAN에서 해석된 결과를 나타낸다.

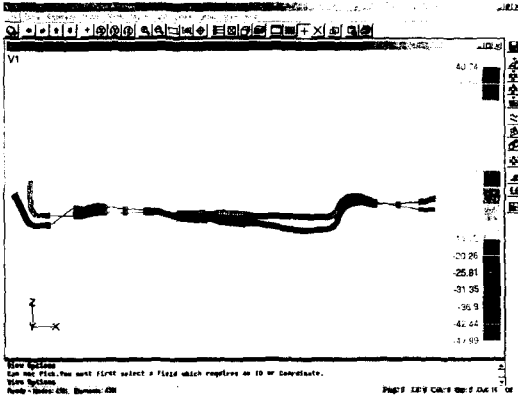


Fig. 3 Result of the Finite Element Analysis on an Automotive Exhaust System

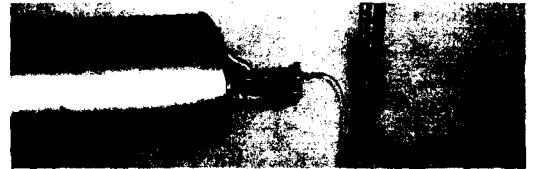
3. 고유진동수 측정

고유진동수 측정의 목적은 연구 대상인 자동차 배기계의 진동 해석에 대한 유한요소해석의 타당성을 입증하는데 있다. 즉, 배기계의 진동실험을 통하여 산출된 고유진동수 및 모드 형상을 시뮬레이션으로부터 산출된 결과와 비교, 검토하였다.

Fig. 4와 같이 실험장치를 구성하였다.

3.1 Modal Testing

Fig. 5는 실험 계통도를 표시하며, 실험방법은 배기계를 free-free 조건으로 유지한 상태에서 충격해머(impact hammer)를 이용하여 가진 한 후, 가속도계(accelerometer)에서 응답을 받아들인다. 가진 신호와 응답 신호를 증폭기로 증폭하여 FFT analyzer를 이용하여 주파수응답함수를 구한다.



Position of Accelerometer

Fig. 4 Photograph of an Automotive Exhaust System for the Experiment

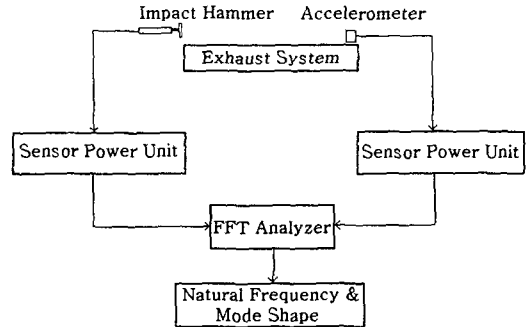
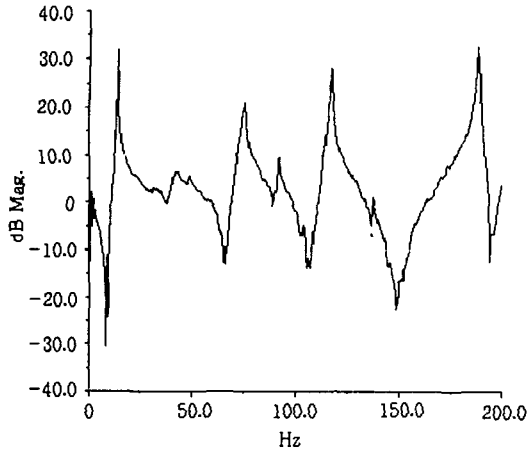


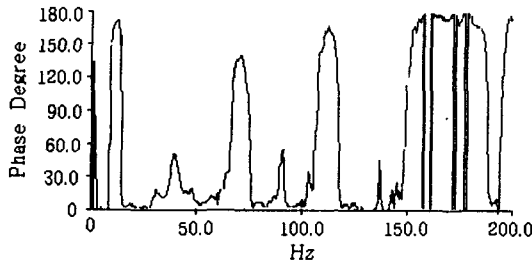
Fig. 5 Relation of Experimental Equipment for Modal Testing

배기계의 끝단(tail pipe 끝단)에 가속도 센서를 상하방향으로 부착하고, 충격해머로 가진 위치를 변경하여가며 응답신호를 받아들여 분석하였다. 각각의 가진 위치에서 받아들인 응답 신호를 분석하여 위치별 크기(magnitude)를 구하고, 그것으로부터 모드 형상(mode shape)을 구하였다. 또한, 본 실험은 0~200 Hz의 주파수영역 즉, 직렬(in-line) 4기통 엔진의 0~6000 rpm의 2차(2nd order) 성분의 주파수영역에서 실험을 수행하였다.

아래 Fig. 6은 point FRF(가진점과 응답점이 동일한 점의 주파수응답함수)에 대한 magnitude와 phase에 대한 정보이다.



(a) Magnitude



(b) Phase Angle

Fig. 6 Frequency Response Function of an Automotive Exhaust System(Experiment)

4. 해석과 실험의 비교

4.1 고유진동수 비교

실험과 해석에 의해 구해진 자동차 배기계의 고유진동수를 Table 1에 비교하였다. Table 1에서 보여지는 바와 같이 실험과 해석의 고유진동수들이 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

Table 1 Comparison Natural Frequency of Experiment and Analysis

Mode	Experiment(Hz)	Analysis(Hz)	Error(%)
1	12.813	12.110	5.49
2	14.063	14.814	5.34
3	31.25	33.92	6.24
4	42.5	43.714	2.86
5	48.438	50.371	3.99
6	75	74.592	0.54
7	91.563	90.302	1.38
8	116.875	115.242	1.4
9	137.188	136.514	0.49
10	172.125	174.346	1.29
11	188.125	193.177	2.69

4.2 모드 형상 비교

실험과 해석에 의해 구해진 자동차 배기계의 모드 형상(bending mode shape)을 Fig. 7에 비교하였다. 모드 형상의 비교에 있어서는 실험 시 센서의 부착위치 방향인 z축을 기준으로 하여 실험하여 z축에 대한 Bending 모드 형상을 비교한 결과 실험과 해석의 2nd, 4th, 7th Bending 모드 형상이 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

4.3 MAC(Mode Assurance Criterion) 값 비교

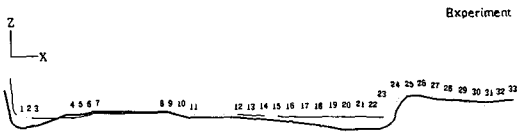
Modal testing으로부터 얻어진 모드 매개변수(modal parameter)들은 일반적으로 해석 모델로부터 얻어진 변수들과 일반적으로 잘 일치하지 않는다. 왜냐하면, 측정으로부터 이용할 수 있는 모드 수는 항상 매우 제한적이며, 측정된 좌표 수는 일반적으로 해석 모델의 좌표 수(자유도 수)보다 매우 적기 때문이다. 측정 모드들과 해석 모드들 사이의 Mode-to-Mode를 일치시키는 것은 필수적이다. 이러한 일치는 다음과 같이 정의된 MAC에 의해 수행된다.

$$MAC(\{\phi_A\}_i, \{\phi_X\}_j) =$$

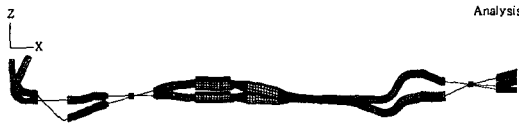
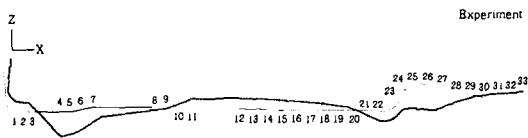
$$\frac{|\{\phi_A\}_i^T \{\phi_X\}_j|^2}{|\{\phi_A\}_i^T \{\phi_A\}_i| |\{\phi_X\}_j^T \{\phi_X\}_j|}$$

여기서, $\{\phi_A\}$: Analytical mode

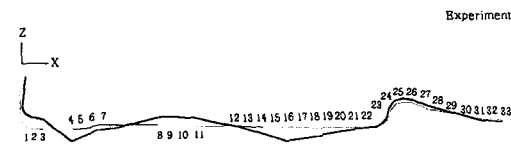
$\{\phi_X\}$: Experimental mode



2nd Bending Mode Shape



4th Bending Mode Shape



7th Bending Mode Shape

Fig. 7 Comparison between Analytical Mode and Experimental Mode

MAC값은 0과 1사이의 값을 갖는다. 만약 실험과 해석의 모드 형상의 동일한 모드가 MAC에 사용되었다면, 그 값은 1에 근접할 것이다. 이에 반하여, 만약 두 개의 다른 모드들이 사용되었다면, 그 값은 0에 근접할 것이다.^(14,15)

Table 2에 실험 모드(experimental mode)와 해석 모드(analytical mode)를 비교한 MAC 값을 명시하였다. 실험 모드는 각각의 가진 위치에서 측정된 주파수응답함수를 이용하여 단위 모드 벡터를 구성하였고, 해석 모드는 모드 형상의 각각의 가진 위치별 변형치를 이용하여 단위 모드 벡터를 구성하여 MATLAB 프로그램을 이용하여 MAC 값을 계산하였다. 계산된 MAC 값은 0.842~0.962 사이의 값으로써 거의 1에 근접하는 것을 볼 수 있다. 이것으로써 해석 모드와 실험 모드 사이의 일치성을 알 수 있다.

Table 2 Comparison of MAC Value

Experiment(Hz)	12.813	14.063	31.25	42.5
Analysis(Hz)	12.11	14.814	33.92	43.714
MAC Value	0.872	0.962	0.886	0.907

Experiment(Hz)	48.438	75	91.563	116.875
Analysis(Hz)	50.371	74.592	90.302	115.242
MAC Value	0.879	0.842	0.885	0.884

Experiment(Hz)	137.188	172.125	188.125	-
Analysis(Hz)	136.514	174.346	193.177	-
MAC Value	0.874	0.897	0.848	-

5. 결론

자동차 배기계에 대한 간단한 유한요소 모델에 대하여 유한요소해석과 modal testing을 실행한 결과 고유진동수와 모드 형상의 비교를 살펴보면 비교적 잘 일치하는 것을 볼 수 있었고, 또한 해석모드와 실험 모드를 비교한 MAC 값도 1에 근접한 값이 구해졌다. 이것으로부터 본 논문에 사용된 자동차 배기계의 유한요소 모델의 타당성이 검증되었으며, 배기계의 설계 및 진동 문제와 내구성 문제 등의 자동차의 초기 설계단계에 있어서 검증된 유한요소 모델은 진동 및 소음 저감, 내구성 향상을 위한 설계 변경 등에 이용될 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) 박 호의 3명, “자동차 배기계의 진동특성의 평가 및 개선에 관한 연구”, 한국자동차공학회논문집, Vol. 12, No. 4, 1990
- (2) 김봉수, 강성종, “엔진 배기계 Idling 진동특성 연구”, 한국자동차공학회 1992년도 추계학술대회 논문 7-3, pp. 497~505, 1992
- (3) 허덕재, 김병곤, 최석환, “CAE을 이용한 대형 상용차 배기계의 구조적 특성에 관한 연구”, 한국자동차공학회 1994년도 춘계학술대회, pp. 413~432, 1994
- (4) 이승섭, 이장명, “배기계 Hanger 위치 결정 및 Bellows 효과에 관한 연구”, 한국자동차공학회 1993년도 춘계학술대회 논문 4-9, pp. 315~321, 1993
- (5) 이완익, 박경진, 이권희, “자동차 배기계 설계를 위한 엔진운동변위 산출에 관한 연구”, 한국자동차공학회논문집 제1권 제1호, pp. 120~130, 1993
- (6) 고병갑, 이완익, 박경진, “벨로우즈의 장착에 따른 자동차 배기계의 동특성 개선 및 벨로우즈의 최적위치 평가”, 한국자동차공학회논문집 제2권 제3호, pp. 21~32, 1994
- (7) 고병갑, 서용진, 박경진, “U형 벨로우즈의 유한 요소해석과 특정 강성을 위한 형상최적설계”, 한국자동차공학회논문집 제3권 제6호, pp. 96~111, 1995
- (8) 김윤영, 이장명, 김영호, 김진홍, “배기계 진동 해석의 굴곡부 모델링 기법”, 대한기계학회지 논문집, 제19권 제2호, pp. 597~610, 1995
- (9) 이장명, 김상호, 서호철, “주파수응답함수를 이용한 배기계 모델링의 검증”, 한국자동차공학회 1997년도 춘계학술대회, pp. 15~21, 1997
- (10) P.Verboven, R.valgaeren, M.Van Overmeire and P.Guillaume, “Some Comments on Modal Analysis Applied to an Automotive Exhaust System”, IMAC, pp. 987~993, 1998
- (11) 김상호, “자동차 배기계의 진동 차폐전달 최소화에 관한 연구”, 석사학위 청구논문, 울산대학교, 1998
- (12) 김상호, 이장명, 박성태, “용력해석을 위한 배기계 모델 개발”, 한국소음진동공학회지 제9권 제2호, pp. 295~301, 1999
- (13) Singiresu S. Rao, “Mechanical Vibration”, Addison-Wesley, Chap 8, 1995
- (14) D. J. Ewins, “Modal Testing : Theory and Practice”, Research Studies Press, 1986
- (15) Haeil Jung, “Structural Dynamic Model Updating Using Eigensensitivity Analysis”, A thesis submitted to the University of london for the degree of Doctor of Philosophy, 1992