한국소음진동공학회 1998년도 춘계학술대회논문집, pp. 166~172.

플라스틱 흡기다지관의 진동설계 및 해석

○허 승 진*, 김 찬 민**, 정 영 섭**, 이 선 석***, 김 진 우***

Vibration Design and Analysis of Plastic Intake Manifold

Seung-Jin Heo, Chan-Min Kim, Young-Seop Chung
Sun-Suk Lee, Jin-Woo Kim

Abstract

In contrast to the conventional intake manifold of steel or aluminum material, the 1st natural frequency range of plastic intake manifold becomes very lower to ca. 40Hz.

That causes negative effects on the engine control unit installed inside the throttle body.

In this paper, support design concepts to increase the natural frequency range larger than max. 200Hz are suggested based on the vibration analysis results using finite-element method.

In conclusion, it is shown that the vibration level can be reduced most effectively by the installation of the neck support bracket between the throttle body and the plenum chamber

1. 서 론

차량의 시스템 및 부품의 경량화는 자동차업계에서 현재 가장 중요시되고 있는 기술개발 목표로 설정되어 있다. 이와 관련하여 경량재질의 응용기술은 차체, 샤시, 엔진분야에서 다각적으로 적용되고 있는바, 특히 엔진 부품의 경량대책 일환으로서 기존에 사용되던 철재나 알루미늄재의 흡기다지관(intake manifold)을 엔지니어링 플라스틱 재질로 대체하고자 하는 기술개발이 선진 자동차 산업국을 중심으로 활발하게 수행되고 있으며, 국내에서도 이에 대한 기술 개발의 추진이 크게 대두되고 있다. 주요 기술 개발 내용으로서는 엔지니어링 플라스틱의 경량재질을 적용하면서 나타나는 진동 및 소음발생문제, 내압강도의 저하, 엔진 진동충격에 대한 내구수명단축, EGR 튜브주위의 내열 강화 문제 등에 대한 종합적인 설계기술을 요구하고 있다. 특히 고유진동수가 저하됨에 따라 나타나는 저주파 영역에서의 상대적으로 큰 Throttle body의 진동은 전자제어식 엔진의 제어성능을 저해하는 영향을 준다.

따라서, 본 연구에서는 플라스틱 흡기다지관의 진동설계해석을 위하여 모우드 시험에 의하여 검증된 유한요소 해석 모델을 정립한 후, 상용 유한요소 해석 S/W인 ABAQUS[1]를 이용하여 주요설계변수 변경에 따른 진동해석을 수행한다. 초기 진동설계를 위한 진동해석의 결과를 바탕으로 고유진동수 영역을 증가시키기 위한 구체적인 Throttle body 지지 브래킷(support bracket) 설계 개념을 제시하고, 각각의 설계 개념에 대하여 Throttle body 진동설계 기준의 만족 여부를 통한 비교평가를 하고자 한다.

2. 유한요소 모델링

2.1 문제 개요

흡기다지관의 도식적 모델과 각 부의 명칭은 Fig. 1과 같으며 설계시 주요 관심부분은 흡기다지

* 정회원, 국민대학교 기계·자동차공학부
** 국민대학교 대학원, 자동차공학과
*** 한화종합화학 중앙연구소

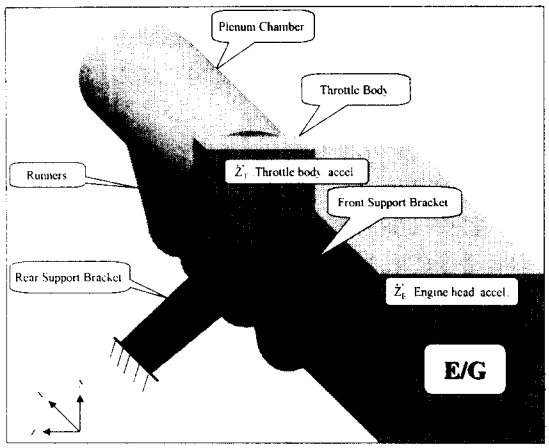


Fig. 1 Schematic model of intake manifold

관이 엔진 헤드 가속도 $\ddot{Z}_E$로 가진 될 때 Throttle body에서 구해지는 최대 가속도 값 $\ddot{Z}_T$이다. 진동 설계를 위한 허용 최대 가속도 값의 설정은 약 120Hz 이내에서 5G이며, 120Hz 이상의 범위에서는 200Hz에서 23G까지 대략적으로 선형적 변화의 기준치를 고려한다.[2]

우선적으로 고유진동 해석 및 모우드 시험을 통하여 유한요소 해석 모델을 정립한 후, 엔진 헤드의 가진 가속도에 대한 흡기다지관의 해석을 수행한다. 진동해석 결과를 바탕으로 지지 브래킷(support bracket) 및 리브(rib)등의 다양한 진동설계 개념을 제시하고 진동설계 기준에 대한 평가를 한다.

흡기다지관을 구성하는 각부의 형상데이터 및 엔지니어링 플라스틱 재질 특성은 Table 1 및 2와 같다.

흡기다지관으로 입력되는 엔진의 가진 신호는 Fig. 2와 같으며 이는 엔진 헤드 커버의 3번째 실린더 볼트부분에서 실측된 값이다.

Table 2 Typical properties of plastic intake manifold

Material	Plastic
Young's Modulus [kgf / ㎟]	782
Poisson's Ratio	0.35
Density [kgf · sec^2 / ㎜^{4}]	1.45 × 10^{-10}
Damping Ratio	0.04

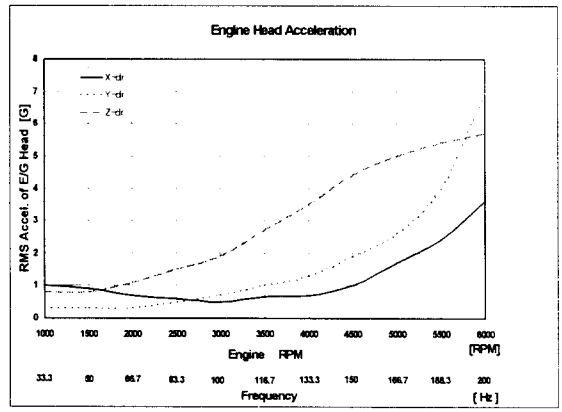


Fig. 2 Measured engine head acceleration for forced vibration analysis

Table 1 Geometric data of intake manifold

	Plenum Chamber	Runner	Weld Flange	Support Bracket	Plenum Flange	Head Flange	E.G.R Pipe	E.G.R Adapter	Throttle Body
Thickness [*mm*]	4	3	3	3	3	3	0.35	4	-
Mass [kg]	-	-	-	-	-	-	-	-	2.0

2.2 유한요소 모델

플라스틱 흡기다지관의 진동해석을 위해서 Pro-Engineer및 Hyper-Mesh S/W[3]를 이용하여 유한요소 해석 모델을 Coarse 및 Fine 모델로 구분하여 완성하였다. (Fig 3)

Coarse 모델은 흡기다지관의 Plenum chamber와 Runners, Head flange, 전방지지 브래킷을 위주로 간략화 하여 모델링을 하였는데, 5009개의 삼각 셸 요소(triangular shell element)와 2882개의 절점으로 이루어져 있다.

Fine 모델은 위의 Coarse 모델을 좀 더 세분화하고 E.G.R. Pipe와 Adapter를 추가하였으며 Table 3과 같이 11708개의 삼각 및 사각 셸 요소와 9938개의 절점으로 이루어져 있다.

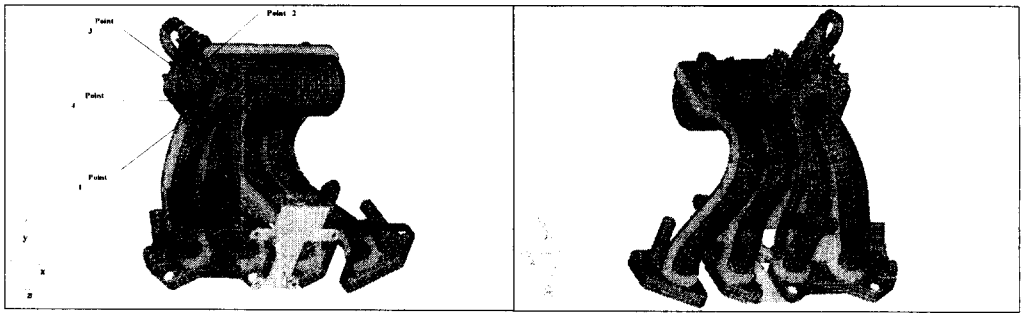


Fig. 3 FE-model of intake manifold for vibration analysis (fine model)

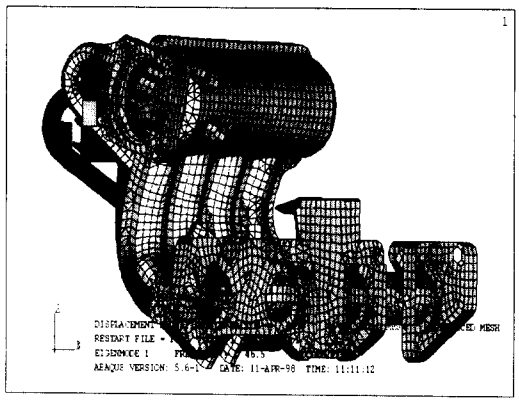
Table 3 FE-model data (fine model)

Element Group	Material	Element Type	Number of Elements	Number of Nodes
Plenum Chamber	Plastic	Triangular Shell QuadrilateralShell	2062	1860
Runner	Plastic	Triangular Shell Quadrilateral Shell	3819	3582
Weld Flange	Plastic	Triangular Shell Quadrilateral Shell	1787	1953
Throttle Body	Plastic	Mass	1	1
Support Bracket (front)	Steel	Triangular Shell Quadrilateral Shell	510	489
Plenum Flange	Plastic	Triangular Shell Quadrilateral Shell	642	544
Head Flange	Plastic	Triangular Shell Quadrilateral Shell	1430	1448
E.G.R Pipe	Stainless	Triangular Shell Quadrilateral Shell	754	643
E.G.R Adapter	Aluminum	Triangular Shell Quadrilateral Shell	723	664
Total			11708	9938

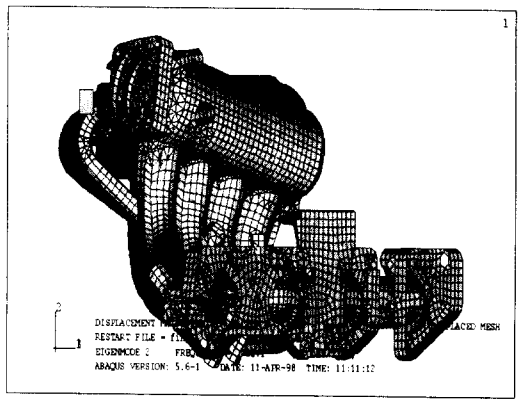
3. 진동해석

3.1 고유진동 해석

앞 절에서의 유한요소 해석 모델을 바탕으로 고유진동 해석을 수행한 결과 자유경계 조건하에서의 첫 번째 및 두 번째 고유진동수는 각각 165.7Hz와 217.2Hz를 구하였고 각 고유진동수에 관련되는 진동 모우드는 Fig. 4에서 나타내고 있다.



(a) 1st bending vibration mode (165.7 Hz)



(b) 2nd torsional vibration mode (217.2 Hz)

Fig. 4 Vibration mode shapes and natural frequencies of intake manifold

3.2 모우드 시험 및 모델 검증

Fig. 5에서와 같이 시험대상을 지지구조물에 자유경계 조건 상태로 지지한 상태에서 충격해머 및 가속도계를 통하여 입력 및 출력 신호를 측정하였다. 측정된 데이터를 2ch. FFT 분석기를 통하여 Fig. 6에서와 같이 분석한 결과 첫 번째 고유진동수 164Hz와 두 번째 고유진동수 214Hz를 구하였다. 측정된 결과는 앞 절에서 구한 고유진동 해석 결과에 매우 근사치를 보임으로써 진동해석을 위하여 정립된 유한요소 해석 모델의 타당성을 확인할 수 있다.

Fig. 5 Modal testing stand of plastic intake manifold

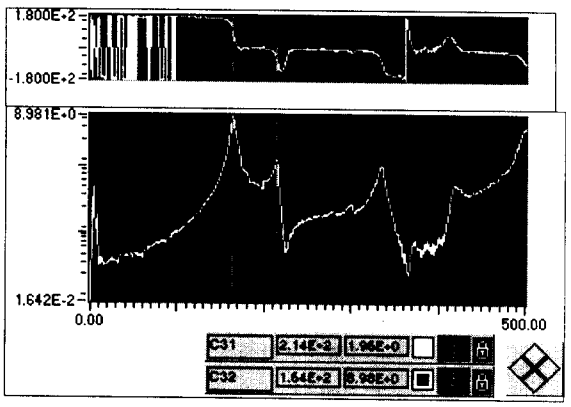


Fig. 6 Bode plot of measured frequency response function

3.3 주파수 응답 해석

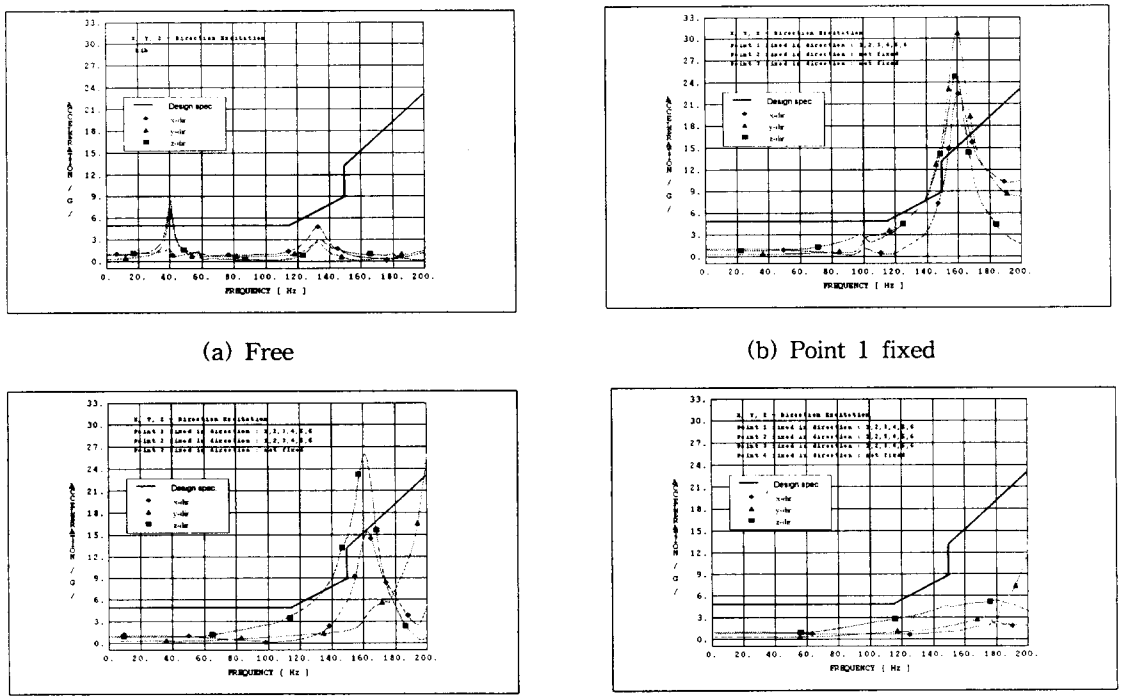
앞 절에서 검증된 유한요소 해석 모델을 이용하여 엔진 헤드로부터의 입력 가진 신호(Fig. 2)에 대한 트로틀 바디의 주파수 응답 해석을 수행하였

다. 해석 결과는 Table 4과 Fig. 7에 나타나 있다.

Fig. 7 (a)에서 볼 수 있듯이 플라스틱 흡기다지관의 Plenum chamber에 지지점이 없는 경우 첫 번째 진동 모우드 영역에서 설계 기준 가속도 값 5G를 초과하고 있다. 여기에서 주어진 설계 기준을 만족시키기 위해서는 고유진동수를 고주파 영역으로 상승시키는 대책이 가장 효과적으로 기대된다. 따라서 Plenum chamber와 트로틀 바디 사이 주요 지지점 및 지지 자유도를 설계 변수로서 선정하여, 시스템 강성의 증가에 의한 고유진동수 증대효과를 검토하였다. Table 4에서 살펴보면 Plenum chamber와 Throttle body 사이에 지지점 갯수를 x, y, z 방향에 따라 점차 증가시킬 수록 강성증대 효과는 크게 나타나며, 궁극적으로 첫 번째 고유진동수는 약 230Hz 영역까지 증대시킬 수 있음을 알 수 있다. 따라서 최대 가진 진동수 영역인 200Hz를 초과하게 됨으로써 진동설계 기준을 만족시킬 수 있게된다. 또한, 지지 자유도는 적어도 x, y, z 변위가 구속되는 경우에도 완전 고정 경계조건과 거의 동일한 결과를 얻을 수 있었다.

4. 지지개념의 설계 및 평가

앞 절에서의 지지점 변화에 따른 설계 기준 만족 가능성의 해석 결과를 바탕으로 하여 Fig. 8에서와 같은 4가지 지지 설계 개념을 제시하였다. 즉, Plenum chamber와 Throttle body를 직접 지지하기 위한 (a) Front support bracket 및 (b) Neck support bracket이 제시되었으며, Runner 부위의 지지를 위한 (c) Rear support bracket 및 (d) Weld flange rib 설치 개념을 고려하였다.



(a) Free

(b) Point 1 fixed

(c) Point 1, 2 fixed

(d) Point 1, 2, 3 fixed

Fig. 7 Typical frequency response analysis results related to the fixed points at plenum chamber

Table 4 Summary of frequency response analysis results related to variations of the fixed points and d.o.f at plenum chamber

Design Parameter	Fixed Point	Fixed D.O.F	1st Natural Freq.(Hz)	2nd Natural Freq.(Hz)	Peak Accel.(G) & Mode	Allowable Peak Accel.(G)
Fixed Points at Plenum Chamber	No	No	40.2	59.2	8.3, 1st	5
	1	X, Y, Z Φ_x, Φ_y, Φ_z	99.7	159.5	30.8, 2nd	14.5
	1, 2	X, Y, Z Φ_x, Φ_y, Φ_z	162.0	216.5	25.9, 1st	14.8
	1, 2, 3	X, Y, Z Φ_x, Φ_y, Φ_z	233.9	243.7	12, 1st	24
	1, 2, 3, 4	X, Y, Z Φ_x, Φ_y, Φ_z	235.0	309.6	7.6, 1st	21
Fixed D.O.F at Plenum Chamber	1, 2, 3	Z, Φ_z	54.8	131.3	13.1, 2nd	6.8
	1, 2, 3	Y, Z, Φ_y, Φ_z	103.6	160.1	42, 2nd	15
	1, 2, 3	X, Y, Z,	233.7	242.4	12, 1st	24

Fig. 8에서 해석 결과를 검토하여 볼 때, 200Hz 이상의 진동영역으로 고유진동수를 증가시켜 설계기준을 만족 시킬 수 있는 지지개념은 (b)의 Neck support bracket에 의해서 가능함을 확인할 수 있다. 그 밖의 Bracket 및 Rib의 설치 개념은 첫 번째 고유진동수에 대한 큰 변화를 야기 시킬 수 없게되어, 결국 120Hz 이내 진동수 영역에서의 설계기준 5G의 최대가속도 크기를 초과함을 알 수 있다.

5. 결언

본 논문에서는 차량의 경량화 대책의 일환으로 급격히 대두되고 있는 플라스틱 재질을 이용한 엔진 흡기다지관의 설계시 나타나는 진동문제를 해결 하고자 유한요소 해석법을 이용한 진동해석을 수행하였다. 진동해석결과 첫 번째 및 두 번째 고유진동수 영역에서 진동설계 기준을 초과하는 가속도 크기가 발생함을 알 수 있었으며, 이를 해결하기 위해서는 시스템의 강성도를 크게 증대시켜 첫 번째 고유진동수 영역을 200Hz 이상으로 이동시킬 수 있다면 가장 바람직한 진동설계일 것으로 예측하였다. 따라서, 시스템 강성 증대를 위하여 Plenum chamber 및 Runner의 지지 설계 개념을 제시하였다. 제시된 Bracket 및 Rib 설치 개념 중에서 예상대로 Plenum chamber와 Throttle body 사이의 목 부분에 지지 Bracket을 설치하는 경우 200Hz 이상으로 고유진동수 영역이 이동됨으로써 진동설계 기준을 만족 시킬 수 있음을 확인하였다.

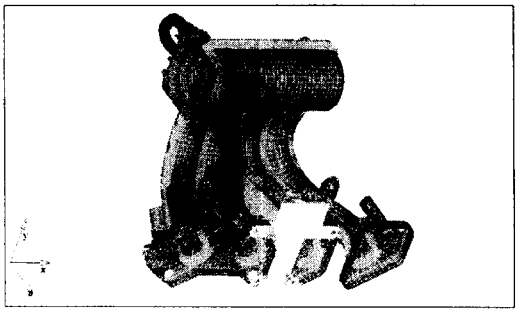
본 연구 결과를 바탕으로 하여 제시된 지지 Bracket의 구체적 설치 방법과 아울러서 외부 신호 입력 가진 시험을 통한 진동시험 평가가 계속적으로 연구 수행될 예정이다.

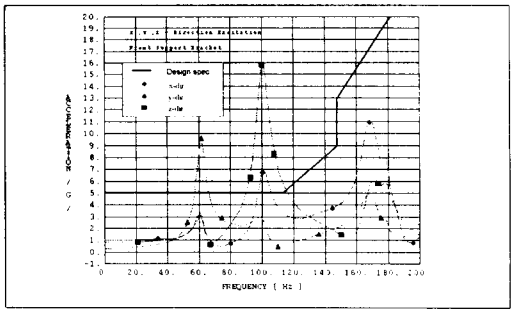
참고문헌

[1] - ; ABAQUS/Standard v.5.6 User's Manual

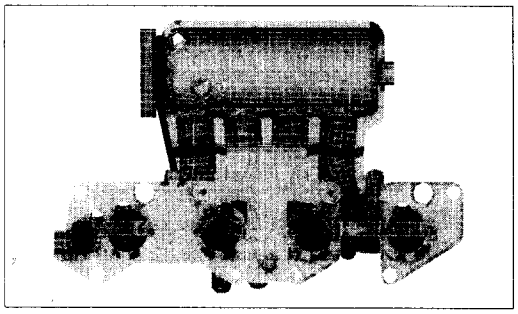
[2] - ; VW Norm Spec.

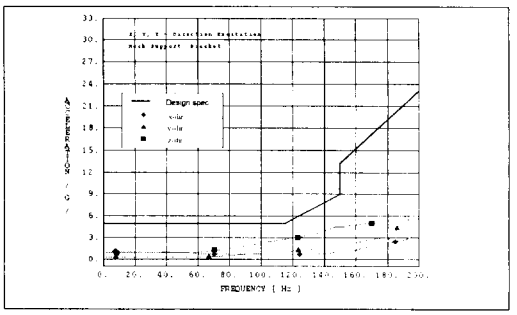
[3] - ; HyperMesh v.2.1 User's Manual



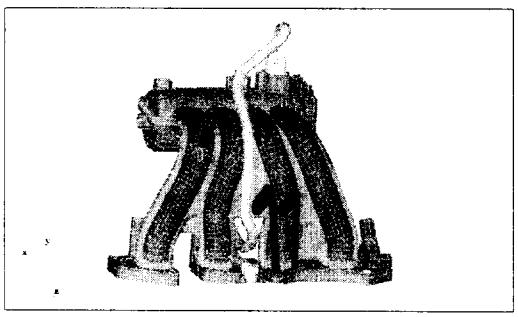


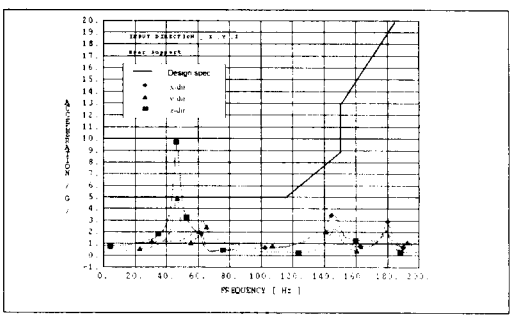
(a) Front support bracket



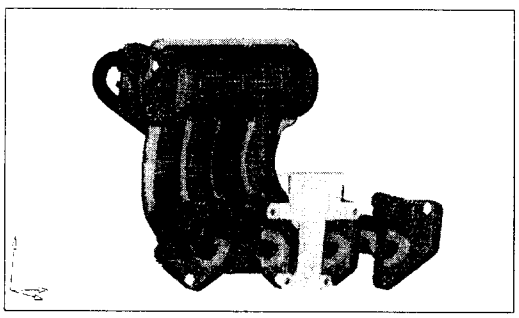


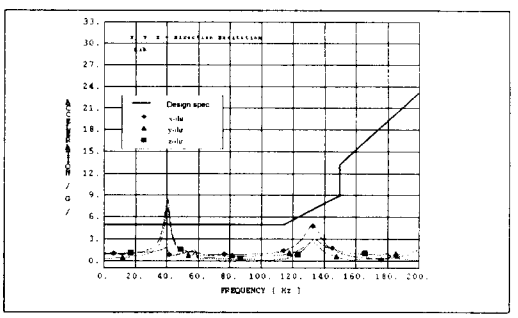
(b) Neck support bracket





(c) Rear support bracket





(d) Weld flange rib

Fig. 8 Frequency response analysis results related to the suggested design concepts of support brackets and rib