

다질점계로 모델링한 기관 탄성지지계의 동적거동에 관한 연구

조형석¹⁾, 김의간²⁾

A Study on the Dynamic Behaviour for the Resilient Engine Mounting System Modeled with Multibodies

Hyung-Seok Cho, Un-Kan Kim

Abstract

There are tendencies of using the resilient mounting systems and sound enclosure to control noise transmitted from a engine. Especially it has been increasing to use the resilient mounting system to control the structure borne noise from the ship's engines having light weight and high revolution speed.

In this case, it is to be desired that the engine mounting system should be modeled with the double mounting system having multibodies to analyze the vibration characteristics of the engine mounting system with sound enclosure.

Marine engines are operated in the idle speed in port and the maximum continuous revolution at sea. Furthermore, marine engines are worked in inevitable conditions such as misfiring and cut-off cylinder operation. Concerning the above running conditions, a resilient mounting system should be designed in case of marine engines.

Currently, a lot of diesel engine makers such as MAN-B&W, Sulzer, SEMT Pielstick, etc. have been making research in to a resilient mounting system's optimal design. Most of them have dealt with analyzing double mounting systems modeled 2 mass system and ordinary double mounting systems modeled multibodies are applied to analyze of free vibration and external shocks.

In this paper, a software formulating the exciting force of the engine and

1) 한국해양대학교 기관공학과 석사과정 주기관 전공

2) 한국해양대학교 기계·냉동·자동차 공학부 교수

analyzing free and forced vibration of the double resilient mounting system modeled with multibodies is developed. It is applied to the engine mounting system with sound enclosure. And also, it is investigated the dynamic behaviour of the mounting system on the normal and misfiring operation.

1. 서 론

최근에 중량이 가볍고 회전수가 높은 중·고속기관은 이들로부터 발생되는 고체음을 제어하기 위하여 탄성지지를 채택하는 경향이 점증하고 있다. 또한 함정, 여객선, 탐사선 등과 같은 특수목적선의 주기관 또는 발전기 등에는 이들의 소음진동을 제어하는 소음차폐용상자(sound enclosure)를 이용하는 경우가 많다. 특히, 군함에서는 비접촉 수중폭발 공격에 대한 내충격 성능향상과 잠수함 공격에 대비하기 위하여 주기관 및 발전기 등의 주요 탑재장비에 이중탄성지지를 적용하고 있다.

이런 경우의 기관 탄성지지계는 소음차폐용상자와 지지대로 전달되는 고체음을 함께 제어하여야 하기 때문에 상당히 복잡한 진동계를 구성하게 된다. 즉, 기관과 소음차폐용상자, 소음차폐용상자와 지지대 사이에 탄성지지를 적용하게 되므로 전체 시스템은 이중탄성지지계로 된다. 여기에 기관으로 다른 기기를 구동하는 경우 기관의 탄성지지계를 단순히 2질점계로 모델링하여 해석하면 정확성이 떨어지기 때문에 다질점계로 모델링하여 해석하는 것이 바람직하다.

이중탄성지지계에 대해서는 일본의 미쓰비시 중공업에서 제작한 신가이 6500(심해탐사선) 모선의 주기관에 이중탄성지지를 적용한 예가 있으며^{1),2)} 독일의 MTU사도 차세대 한국형 구축함(KDX)에 이를 적용하고 있다. 이외에도 MAN-B&W, Sulzer, SEMT Pielstick 등과 같은 디젤기관 제작회사들이 탄성지지계의 최적설계에 많은 노력을 기울이고 있다.^{3),4)} 그러나 이들은 대부분이 2질점계로 모델링하여 이중탄성지지계를 해석하였으며^{5)~8)}, 다질점계로 모델링한 것도 자유진동과 충격해석을 중점적으로 다루고 있다.

따라서 본 연구에서는 소음차폐용상자를 갖는 이중탄성지지계를 다질점계로 모델링하여 자유진동과 강제진동을 해석하는 범용전산프로그램을 개발하고, 이를 소음차폐용상자를 갖는 실제 기관의 탄성지지계에 적용하여 동적거동을 해석하고자 한다. 또한, 이 결과를 기관제작사의 계산결과와 비교검토하여 해석법의 신뢰성을 확인하고, 탄성지지계의 설계 기술을 확립하는 기초 연구로 활용하고자 한다.

2. 다질점계로 모델링한 탄성지지계의 운동방정식

기관의 탄성지지계를 다질점계로 모델링하면 운동방정식은 식(1)과 같이 된다.

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

$$\{\delta\} = \{x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{1v} \ \theta_{1z} \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_{2v} \ \theta_{2z} \ \dots \ \theta_{6v} \ \theta_{6z}\}^T$$

$$\{F\} = \{F_{1x} \ F_{1y} \ F_{1z} \ M_{1x} \ M_{1y} \ M_{1z} \ F_{2x} \ F_{2y} \ F_{2z} \ M_{2x} \ M_{2y} \ M_{2z} \ \dots \ M_{6x} \ M_{6y} \ M_{6z}\}^T$$

$$[M] = \begin{vmatrix} M_{1,1} & M_{1,2} & \cdots & M_{1,36} \\ M_{2,1} & M_{2,2} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{36,1} & \cdots & \cdots & M_{36,36} \end{vmatrix} \quad [K] = \begin{vmatrix} K_{1,1} & K_{1,2} & \cdots & K_{1,36} \\ K_{2,1} & K_{2,2} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{36,1} & \cdots & \cdots & K_{36,36} \end{vmatrix}$$

$$[C] = \begin{vmatrix} C_{1,1} & C_{1,2} & \cdots & C_{1,36} \\ C_{2,1} & C_{2,2} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{36,1} & \cdots & \cdots & C_{36,36} \end{vmatrix}$$

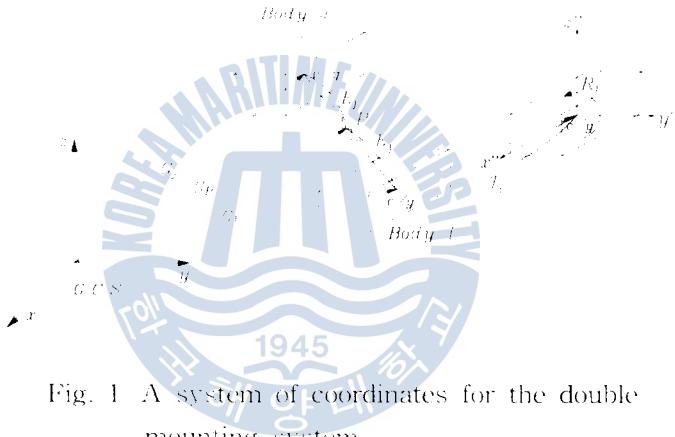


Fig. 1 A system of coordinates for the double mounting system.

여기서 $[M]$, $[C]$, $[K]$, $\{\delta\}$, $\{F\}$ 는 각각 탄성지지계의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬, 변위벡터, 기진력벡터를 나타내고, 아래 침자는 절점의 각 방향에 대한 질량, 변위, 기진력과 절점간의 감쇠계수, 강성계수의 관계를 의미한다.

기관의 탄성지지계를 디질점계로 모델링하면, 탄성지지계는 Fig. 1과 같이 두개의 상체 사이에 하나의 탄성지지가 설치된 2절점 탄성지지계의 조합으로 볼 수 있다. 따라서 전체 탄성지지계의 강성행렬은 2절점 탄성지지계에 대한 강성행렬을 구하고, 이를 조합하면 된다.

Fig. 1에서 강체 I 가 T_i 의 병진변위와 R_i 의 회전변위를 가질 때, 탄성지지의 탄성중심 P 와 강체 중심 I 의 상대 병진변위 및 상대 회전변위를 각각 T_{pi} 와 R_{pi} 라고 한다. 여기에 탄성지지의 설치각도를 고려하면 지역좌표계에서의 상대 변위벡터 $\{X_{pi}\}$ 는 식(2)와 같이 변환행렬 B_i 를 사용하여 상대 병진변위 T'_i 와 상대 회전변위 R'_i 를 얻을 수 있다.

$$\{X'_{\beta i}\} = \begin{Bmatrix} T_i \\ R_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} B_i & 0 \\ 0 & B_i \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} T_{\beta i} \\ R_{\beta i} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

각각의 축방향에 대한 강체 I 와 강체 J 사이의 상대 병진변위 U_{Tij} 와 상대 회전변위 U_{Rij} 는 지역좌표계에 대한 강체 I 의 상대 변위벡터 $\{X'_{\beta i}\}$ 와 강체 J 의 상대 변위벡터 $\{X'_{\beta j}\}$ 로부터 식(3)과 같이 된다.

$$\{U'_{\beta}\} = \begin{Bmatrix} U_{Tij} \\ U_{Rij} \end{Bmatrix}_P = \{X'_{\beta i}\} - \{X'_{\beta j}\} \quad (3)$$

따라서, 지역좌표계에서 탄성지지에 미치는 각 축방향의 힘 F_{pij} 와 모멘트 M_{pij} 는 식(2),(3)으로부터 식(4)와 같이 유도된다.

$$\{L_{\beta ij}\} = \begin{Bmatrix} F_{\beta ij} \\ M_{\beta ij} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_T & 0 \\ 0 & C_R \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{Tij} \\ U_{Rij} \end{Bmatrix}_P \quad (4)$$

여기서 $\{L_{\beta ij}\}$ 는 지역좌표계에서 탄성지지에 미치는 각방향 힘과 모멘트를, C_T 는 각 축방향강성계수를, C_R 은 각 축의 회전방향 강성계수를 의미한다. 따라서 전체 좌표계에서 탄성지지에 미치는 각 축방향의 힘 F_{ij} 과 모멘트 M_{ij} 는 식(4)의 결과에 변환행렬의 역행렬 B_i^{-1} 를 적용하면 식(5)와 같이 된다.

$$\{L_{ij}\} = \begin{Bmatrix} F_{ij} \\ M_{ij} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} B_i^{-1} & 0 \\ 0 & B_i^{-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{\beta ij} \\ M_{\beta ij} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

여기서 단위변위법을 이용하여 식(2)~(5)를 정리하면, 2질점계에서 강체 I 에 대한 강성행렬 k_{ij} ($i=1 \sim 4, j=1 \sim 2$)와 강체 J 에 대한 강성행렬 k_{ij} ($i=1 \sim 4, j=3 \sim 4$)는 식(6)과 같이 된다.

$$[K_{ij}] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix} \quad (6)$$

여기서 $k_{11} \sim k_{44}$ 는 (3×3) 행렬로 되고, k_{ij} 의 각 요소는 각 방향의 단위 병진 및 회전변위에 대한 각 방향의 힘과 모멘트를 의미한다.

이와 같은 과정을 각각의 탄성지지에 대해 계산하고, 강체와 탄성지지의 배치를 고려하여 조합하면 전체 탄성지지계에 대한 강성행렬이 구하여 진다.

3. 다질점계로 모델링한 기관 탄성지지계의 자유진동 및 강제진동 해석

본 장에서는 Fig. 2와 같은 기관 탄성지지계를 해석 대상으로 선정하였다. 이 시스템은 2대의 주기관으로 추진기를 각각 구동하고, 기관 선단에는 Pedestal 베어링이 유압커플링으로 연결되어 있다. 또한 이 시스템은 소음진동 대책으로 소음차폐용 상자를 적용하고 있으므로 이중탄성지지계로 된다. 우현 기관과 좌현 기관의 소음차폐용

상자는 3개의 횡방향 거더(girder)로 연결되어 있다.

이 시스템을 Fig. 3과 같이 6질점 36자유도계의 탄성지지계로 모델링하고 기계적 임피던스법으로 자유진동과 강제진동을 해석하였다. 즉 차지대, 소음차폐용 상자, 기관, Pedestal 베어링은 강체로 가정하였고, 우현과 좌현의 소음차폐용상자를 각각 질점 1, 2로, 우현과 좌현의 기관을 각각 질점 3, 4로, 우현과 좌현의 Pedestal 베어링을 각각 질점 5, 6으로 하였다.

기관의 주요 사양은 Table 1과 같으며, 탄성지지의 강성계수, 설치 위치, 설치 개수는 우현부와 좌현부가 동일하고, 이 탄성지지계에 사용된 탄성지지의 강성계수는 Table 2와 같다.

기관으로부터 발생되는 기진력은 왕복질량과 회전질량에 의한 불평형 관성력 및 불평형 모멘트, 기관의 가스압력과 왕복질량에 의한 크랭크의 변동토크로 되므로, 이를 기계적 임피던스법에 적용하여 탄성지지계에 대한 강제진동을 해석하였다.

이 탄성지지계에 대하여 계산한 자유진동 결과와 기관제작자가 계산한 결과는 Table 3에 보인다. 이를 검토하여 보면 양자의 결과가 거의 일치하고 있는 것을 알 수 있다.

이 탄성지지계의 기관은 4행정 20실린더를 갖는 V형이므로, 가스압력에 의한 기진력은 변동토크의 5.0차가 주성분으로 된다. 또한 실린더에서 착화설페가 발생하면 기관회전수와 같은 진동수를 갖는 0.0차 변동토크가 증가하게 된다. 따라서, 본 기관의 탄성지지계는 정상운전시에는 5.0차 성분의, 착화설페시에는 0.0차 성분의 진단력 제어가 설계의 관점이 된다.

여기서 선수쪽에서 기관을 바라볼 때 질점 3인 우현부 기관의 앞쪽 우측에 설치된 탄성지지를 탄성지지 1이라고 하고, 질점 1인 우현부소음차폐용 상자와 차지대 사이에 연결된 탄성지지 중 탄성지지 1과 가장 근접하게 설치되어 있는 탄성지지를 탄성지지 2라 칭하였다. 또한 고유진동수는 $\theta_{y3}\omega X_3/\theta_{x3}X_1$ 과 같은 기호를 사용하여 표기하였다. 여기서 ω 진후의 기호는 이 고유진동수에서 연성된 자유도를 나타낸 것으로 숫자 1~6은 차례로 질점을,

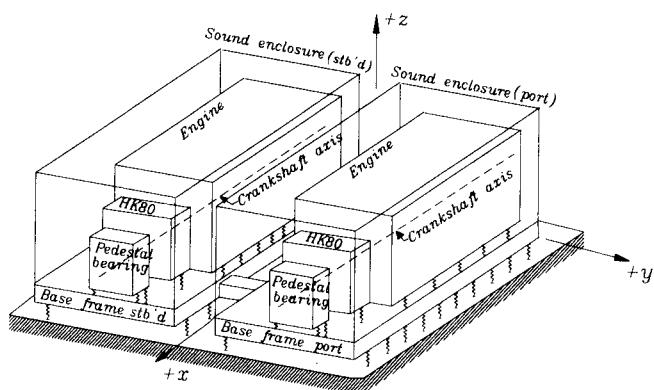


Fig. 2 Schematic diagram of the engine mounting system.

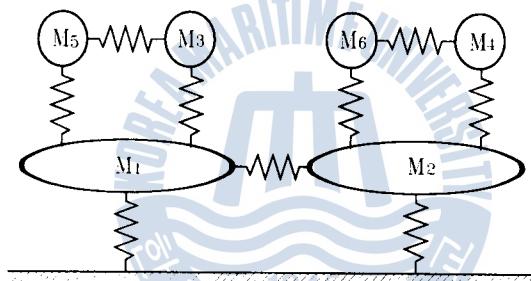


Fig. 3 Modeling of the engine mounting system.

X , Y , Z , θ_x , θ_y , θ_z 는 차례로 각 방향의 자유도를 나타낸다. $\theta_{y5}\omega X_5\theta_{x3}X_1$ 은 θ_{y5} , X_5 , θ_{x3} , X_1 이 연성되고 그 중에서 가장 큰 영향을 미치는 진동모드가 θ_{y5} 라는 뜻이다.

Fig. 4와 Fig. 5는 기관이 정상적으로 운전될 때 탄성지지 1을 통해 질점 1인 우현부 소음차폐용 상자로 전달되는 5.0차 성분의 각 방향 힘과 각 차수의 전달력을 합성한 계산 결과이다. 이들을 검토하여 보면 정상운전시에는 Table 3의 No. 16 고유진동수에 해당하는 $\theta_{x3}\omega Y_3\theta_{z5}\theta_{x5}$ 모드가 기관의 100 rpm 근방에서 전달력에 크게 영향을 미치고 있으며, 또한 Fig. 5의 합성전달력도 Fig. 4의 5차 성분 전달력과 거의 같은 경향을 보이고 있어 합성전달력의 대부분은 5차 성분 전달력에 의한 것임을 알 수 있다.

선박용 기관은 해상이라는 특수한 환경에서 운전되므로 정상운전과 함께 착화실패 또는 감통운전도 고려하여 탄성지지계를 설계하여야 한다.

기관의 No. 1 실린더 착화실패시 탄성지지 1을 통해 질점 1에 전달되는 0.5차 전달

Table 1 Specification of the main engine.

Bore	Stroke	230 × 230 mm
No. of Cylinder		20
Firing order		1 - 7 - 2 - 6 - 3 10 - 4 - 9 - 5 - 8
Reciprocating mass		32.13kg
Connection Ratio (R/L)		0.50
PMI at MCR		16.18 bar
Bank angle		60
Idling speed		500 r.p.m.
MCR		1455 r.p.m.

Table 2 Stiffnesses of the rubber mounts

Type	Translational Stiffness (N/m)		
	K _x	K _y	K _z
1	4800E-05	2.030E-06	2.020E-06
2	2.000E-05	9.300E-05	9.300E-05
3	2.600E-05	1.420E-06	1.480E-06
4	9.450E-05	9.450E-05	6.463E-06
5	1.930E-05	4.930E-05	3.373E-06
6	1.330E-06	1.330E-06	4.300E-05
Type	Rotational Stiffness (Nm/rad)		
	K _x	K _y	K _z
1	0.000E-00	0.000E-00	0.000E-00
2	0.000E-00	0.000E-00	0.000E-00
3	0.000E-00	0.000E-00	0.000E-00
4	4.620E-03	9.770E-04	1.670E-04
5	2.410E-03	1.390E-04	2.370E-03
6	0.000E-00	0.000E-00	0.000E-00

일과 합성력 계산 결과를 각각 Fig. 6, Fig. 7에 보인다.

0.5차 성분인 Fig. 6을 검토해 보면 정상운전시 나타나지 않았던 280rpm에서 mode 1, 무부하회전수인 500rpm에서 mode 6, 680rpm~690rpm에서 mode 10, 1200rpm에서 mode 18의 영향으로 전달력이 크게 된다.

Fig. 7에 나타난 합성력 선도를 보면 상용회전수 밖인 100~500rpm사이에서는 모든 차수의 영향으로 전달력이 크고, 상용회전수 범위인 500~1500rpm에서의 전달력은 0.5차 성분에 의한 것임을 알 수 있다.

Fig. 8은 기관의 정상운전시 탄성지지 2를 통해 기초 지지대에 전달되는 합성력을 나타낸 것이다. Fig. 8의 합성력을 Fig. 5와 거의 비슷한 값을 보이고 있는 것은 알 수 있으며, 낮은 rpm에서는 전달력이 크지만 기관사용회전수 범위(500~1500rpm)에서 전달력이 양호하게 줄어들음을 알 수 있다.

Table 3 Natural frequencies for the engine mounting system modeled with 6 bodies.

Mode	Natural frequency (cpm)		Mode	Natural frequency (cpm)	
	This paper	Engine maker		This paper	Engine maker
1	140.43	140	19	634.71	635
2	142.88	143	20	654.46	654
3	180.23	180	21	894.35	894
4	188.22	188	22	938.24	937
5	226.97	227	23	1257.56	1257
6	250.51	251	24	1276.91	1276
7	269.78	270	25	1377.59	1377
8	273.15	273	26	1396.34	1396
9	327.03	327	27	1431.64	1434
10	345.22	345	28	2257.39	2258
11	345.52	345	29	2367.31	2367
12	346.78	347	30	2881.10	2881
13	449.30	449	31	2888.35	2888
14	459.31	459	32	8647.03	8647
15	488.25	488	33	10845.49	10845
16	503.19	503	34	13602.32	13602
17	566.64	567	35	15537.62	15538
18	602.09	602	36	19091.04	19091

Fig. 9와 Fig. 10은 기관의 No.1 시린더가 착화실패할 경우 탄성지지 2를 통해 기초지지대로 전달되는 힘 중 0.5차와 합성전달력을 나타낸 것이다. 0.5차 성분인 Fig. 9를 볼 때 280rpm에서 mode 1, 660rpm에서 mode 9, 1200rpm에서 mode 18의 영향에 의한 것임을 알 수 있으며 이것은 Fig. 6과 거의 비슷한 경향을 보이고 있다. 그러나 상용회전수 범위 밖인 280rpm에서 약 30N이 증가하였고 660rpm부근에서는 Z축 방향의 전달력이 약 100N, 1200rpm에서는 Y방향의 전달력이 약 150N, Z축 방향의 전달력이 약 270N 감소한 것을 알 수 있다. 그러므로 정상운전시에는 상용회전수 전 범위에서는 문제가 없으나 착화실패시 선박안전을 위해 기관을 무부하회전수인 500rpm, 상용회전수인 920rpm, 그리고 MCR부근에서 제한운전하여야 할 것이다.

4. 결 론

특수한 목적을 갖는 선박의 주기관 또는 발전기는 소음·진동 대책으로 소음차폐용 상자를 채택하는 경우가 많다. 이런 경우, 기관 탄성지지계는 소음차폐용 상자와 지지대로 전달되는 고체음을 효과적으로 제어하기 위하여 다질점 이중탄성지지계로 모델링하여 동적거동을 해석하고 설계하는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 기관 탄성지지계를 다질점 이중탄성지지계로 모델링하고 동적거동을 해석하는 전산프로그램을 개발하였으며, 이를 소음차폐용 상자를 갖는 실제 기관의 탄성지지계에 적용하여 기관의 정상운전시와 착화실패시의 전달력 특성을 검토하였다.

이 결과들은 실측치와 비교하지는 못하였지만, 기관제작자가 해석한 자유진동 결과와 거의 일치하였다. 강제진동 해석결과는 비교할 자료가 없어 확실하게 언급하기는 곤란하나 계산한 전달력이 예상한 것과 같은 경향을 주고 있어 실용상 문제는 없는 것으로 판단된다.

추후 여러 기관의 탄성지지계에 대하여 전달력을 측정하고 이를 분석하여 좀 더 신뢰성 있는 모델링 개발과 최적의 탄성지지계 설계를 위한 지속적인 연구가 요망된다.

참고문헌

1. 김성준외 2인, “선박용 디젤기관의 탄성지지계설계에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제18권 제5호, pp.56~67, 1994.
2. 吉井冬樹, 赤井宏之, “主機關の防振対策について”, 日本漁船, 第284號, pp.29~38, 1989.
3. Dr. Donath, “Resilient mounting of diesel engines”, MAN-B&W Licensees Meeting Paper, pp.14~15, 1987.
4. 장민오외 2인, “엔진의 착화실패가 탄성지지계의 동적거동에 미치는 영향”, 한국소음진동공학회, 제6권 제4호, pp.503~511, 1996.
5. 김의간, “선박용 엔진 이중탄성지지계의 진동특성에 관한 연구”, KOSEF

951-1002-050-1, 한국과학재단, 1996.

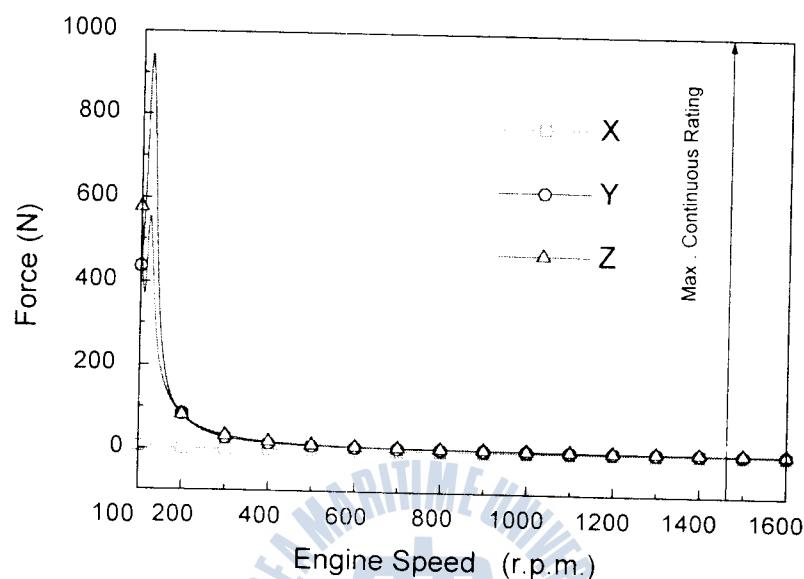


Fig. 4 Transmitted forces of 5.0th order at the no. 1 mount on the normal engine operation.

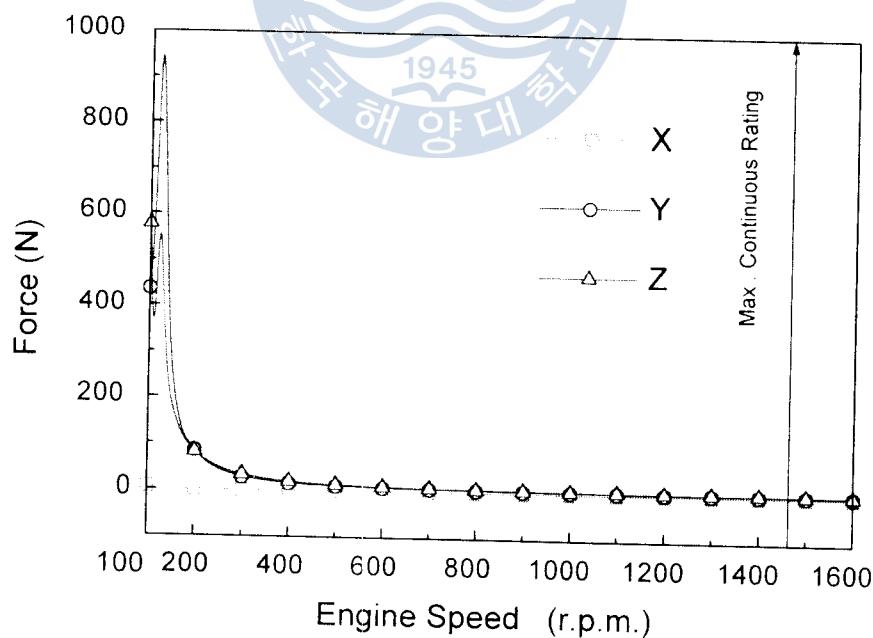


Fig. 5 Synthesized forces at the no. 1 mount on the normal engine operation.

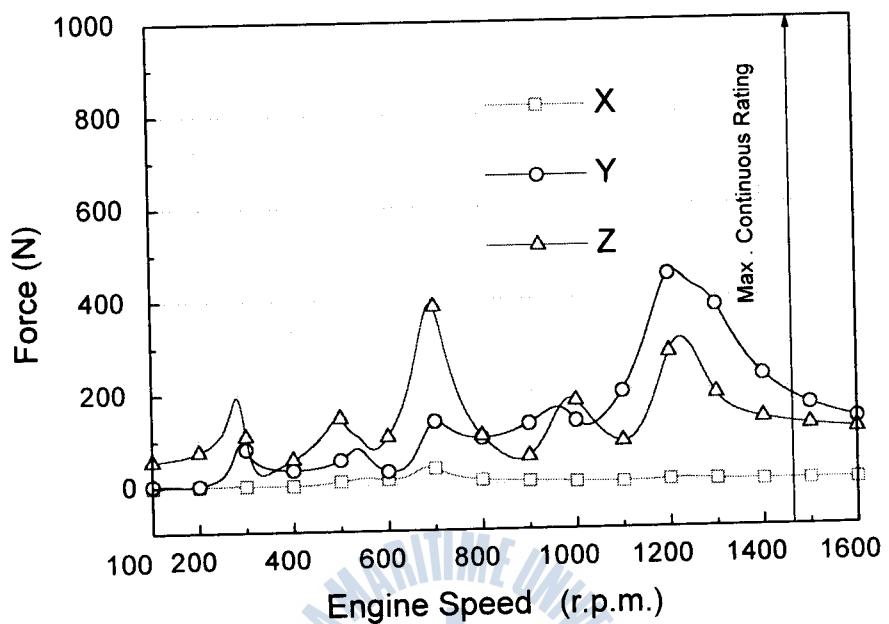


Fig. 6 Transmitted forces of 0.5th order at the no.1 mount on the misfiring operation.

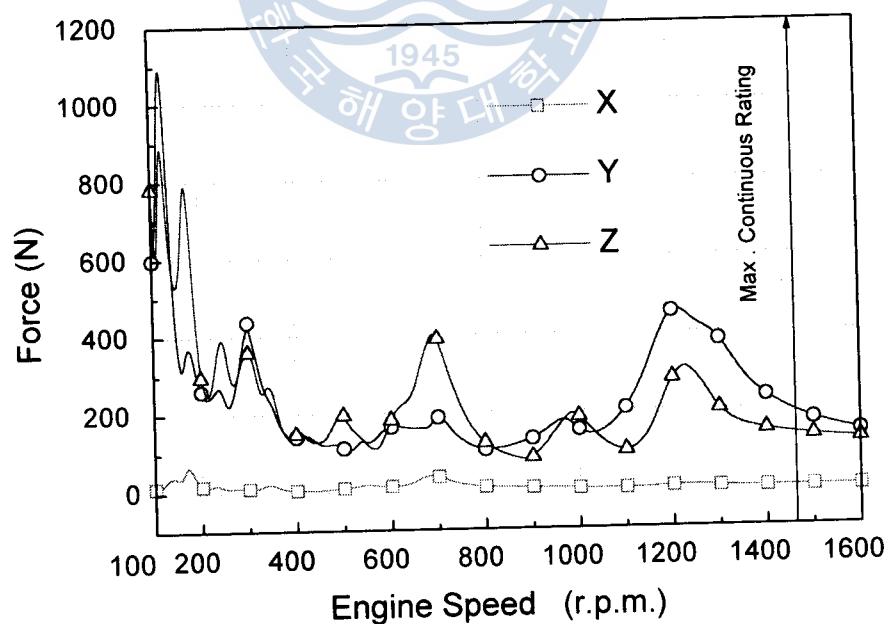


Fig. 7 Synthesized forces at the no.1 mount on the misfiring operation.

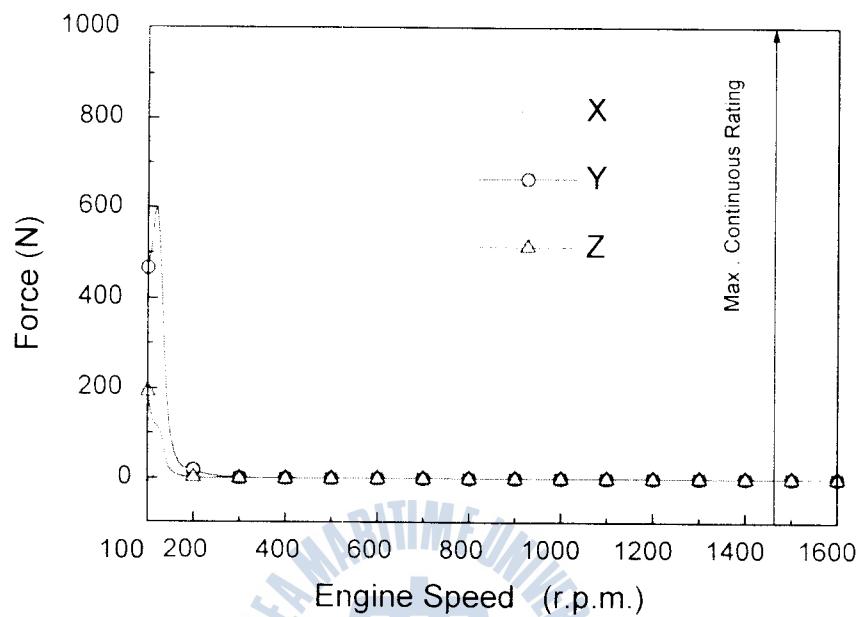


Fig. 8 Synthesized forces at the no. 2 mount on the normal engine operation.

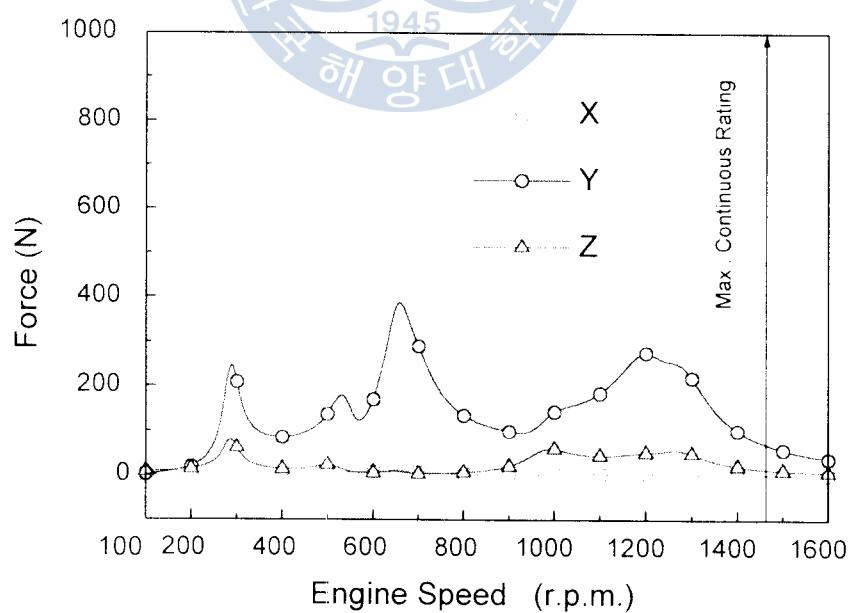


Fig. 9 Transmitted forces of 0.5th order at the no. 2 mount on the misfiring operation.

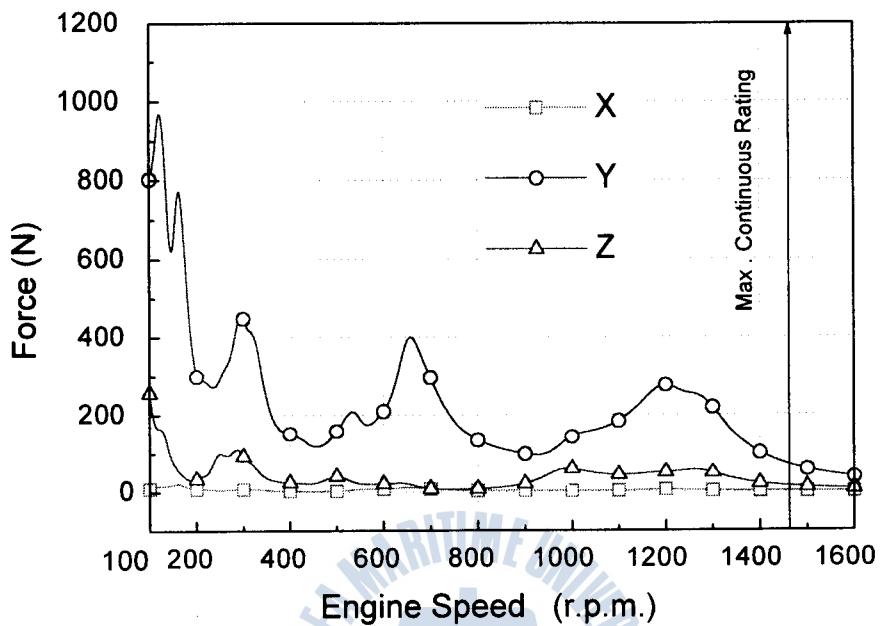


Fig. 10 Synthesized forces at the no. 2 mount on the misfiring operation.