

# 유연체 동역학적 해석을 이용한 엔진블록의 동응력 해석에 관한 연구

## A Study on the Dynamic Stress Analysis of an Engine Block using Flexible-body Dynamic Analysis

손창수<sup>1</sup>, 천호정<sup>1,✉</sup>, 성활경<sup>2</sup>, 윤건식<sup>2</sup>  
Chang Su Son<sup>1</sup>, Ho Jeong Cheon<sup>1,✉</sup>, Hwal Gyeong Seong<sup>2</sup> and Keon Sik Yoon<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 창원대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Changwon National Univ.)

<sup>2</sup> 창원대학교 조선해양공학과 (Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Changwon National Univ.)

✉ Corresponding author: maxcae@gmail.com, Tel: 055-213-5403

Manuscript received: 2011.1.14 / Accepted: 2011.4.2

*The dynamic stress of the diesel engine block is analyzed by using flexible-body dynamic analysis. Multiple loadings including the pressure load due to gas combustion, thermal load, and dynamic load are considered. Thermal load is assumed constant, however, pressure load and dynamic load are treated as time dependent. The present work is focused on the dynamic stress analysis, especially on finding critical points of the engine block. The analysis model includes four parts - engine block, generator, bed, and mounts. On the other hand, crank shaft, pistons, and main bearings are excluded from the model. However, their dynamic effects are applied by dynamic forces, obtained in the separate analysis. Dynamic stress is found by using flexible body dynamic analysis, and compared to the measured data.*

Key Words: Flexible Body Dynamic Analysis (유연체 동역학적해석), Dynamic Displacement (동변위), Dynamic Stress (동응력), Diesel Engine Block (디젤엔진블록)

### 기호설명

I = Internal DOF(Degree Of Freedom)  
B = Boundary DOF(Degree Of Freedom)  
 $\phi^C$  = Constraint mode matrix  
 $\phi^I$  = Craig-Bampton Mode  
 $\phi^N$  = Normal Mode Matrix  
 $\Phi_\sigma$  = Modal Stress Matrix

### 1. 서론

#### 1.1 연구의 배경 및 필요성

디젤엔진은 1893 년 독일의 기술자 루돌프 디젤(Rudolf Diesel)에 의해 처음 개발되어, 선박의 추진기관 및 발전기관으로 장착하여 사용되고 있으며 10 만여 개의 부품으로 이루어져 있는 정밀 종합기계로 선가의 15% 내외를 차지하는 조선 산업의 중요한 핵심 기자재이다.

우리나라는 1960 년대 이전만 해도 불모지 상태였던 조선 산업이 정부의 각종 지원에 힘입어 1970 년대 후반부터 건조량 기준 세계 2 위의 조선국으로 발돋움하였고, 1993 년에는 951 만 톤으로 사상 처음으로 선박 수주량 세계 1 위를 기록, 2003 년 이후엔 부동의 1 위 자리를 고수하고 있다.

이러한 조선산업의 발전과 함께 핵심 기자재인 선박용 엔진생산도 많은 발전을 하였다. 1986년부터는 320 마력 이상 6,000 마력 이하는 STX 엔진에서, 6,000 마력 이상은 두산엔진과 현대중공업이 전담하여 생산해 왔고, 1990년대 말부터는 일본을 제치고 세계 1위를 차지하게 되었다. 또한 2005년에는 1,310 만 마력, 2006년도엔 1,610 만 마력을 생산하였고, 2010년에는 2,700 만 마력의 생산량을 기대하고 있다.

그러나 이러한 생산성의 눈부신 발전에도 불구하고 주요 핵심 부품의 원천기술의 부재 및 기술경쟁력의 열세로 인하여 핵심 부품에 관한 원천기술을 외국의 특허에 의존하여 엔진을 생산, 조립하고 있는 실정이다.

그러므로 선박용 엔진의 부품제조 및 관련 기술의 축적과 기술경쟁력의 확보가 필요하며 엔진의 독자 모델 개발 및 관련 기술연구가 시급한 상황이다.

## 1.2 연구목적

기계구조물은 일반적으로 하나 또는 그 이상의 여러 가지 타입의 하중이 작용하는 경우가 대부분이다. 기계구조물이 받는 대표적인 하중의 종류로서는 자중이나 내부 또는 외부의 정압(Static Pressure)등에 의하여 발생하는 정하중(Static Load)과 내부의 연소나 내부 또는 외부의 열원으로부터 공급받는 열에 의한 열 하중(Thermal Load), 그리고 내연기관과 같이 주기적인 폭발에 의해 발생하거나 외부나 내부의 충격에 의해 발생하며 시간에 따라 하중의 크기가 변하는 동하중(Dynamic Load) 등이 있다.

선박용 디젤엔진과 같은 내연기관의 경우에는 엔진블록과 그에 장착된 주변장치들의 자중에 의한 정하중(Static Load)과 내부연소에 의하여 발생하는 열하중(Thermal Load), 그리고 엔진의 연소 시 발생하는 폭발압에 의한 동하중(Dynamic Load)등이 복합적으로 작용하는 기계장치로 이 모든 하중에 관한 연구가 이루어져야 된다.

본 연구에서는 이 모든 하중 중에서 자중과 엔진의 연소 시 폭발에 의하여 발생하며 시간에 따라 하중의 값이 변화하는 동하중에 중점을 두고 연구를 수행하였고, 엔진의 가동 시 발생하는 동하중이 선박용 엔진 시스템에 미치는 영향을 파악하고 취약부(Critical Point)를 판단하였다.

일반적으로 동하중이 작용하는 경우에는 안전

계수(Safety Factor)를 도입한다고 해도 정역학적 해석(Static Analysis)만으로는 시스템의 취약부를 판단하기는 쉽지가 않다.

또한 모든 부재를 강체(Rigid-Body)로 간주하는 동역학적 해석(Dynamic Analysis)으로는 동변위(Dynamic Deformation) 및 동응력(Dynamic Stress)을 알 수 없기에 취약부를 판단할 수 없다.

반면, 주요 부재를 강체(Rigid-Body)가 아닌 유연체(Flexible-Body)로 취급하는 유연체 동역학적 해석(Flexible-Body Dynamic Analysis)을 이용한다면 외력에 의해 발생하는 동변위 및 동응력을 보다 정확하게 예측 가능하고 취약부를 판단함에 있어서도 정확한 해석결과를 제공할 수 있다.

## 2. 유연체를 이용한 모델생성 및 해석

### 2.1 유한요소 모델생성

유연체 해석을 이용한 엔진블록의 동응력 해석을 수행하기 위하여 해석용 유한요소 모델을 생성한다. 해석용 모델은 5 기통 발전용 디젤엔진으로 엔진블록(Engine Block), 크랭크 샤프트(Crank Shaft), 엔진베드(Engine Bed), 발전기(Generator) 등 여러 가지 부속품들로 구성되어 있으며 피스톤 및 커넥팅로드 등은 모델에서 제외시켰다.

Fig. 1 은 발전용 디젤엔진을 간략하게 표현한 그림이다. 모델의 좌표축은 피스톤의 운동방향이 Y 축, 주축의 축 방향을 Z 축으로 지정하였다.

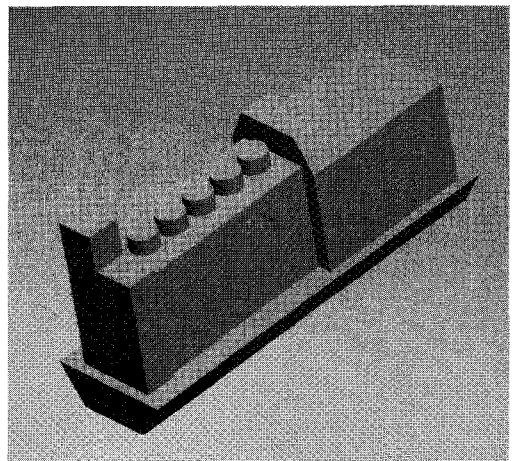


Fig. 1 Simplified Engine Model

해석용 모델은 정확성과 효율성을 동시에 고려하여 생성하였고, 모델 생성에 사용된 요소들은

Table 1 과 같다. 8 종류의 요소가 사용되었고 전체 요소(Element) 수는 25,284 개, 절점(Node)의 수는 25,951 개로 ANSYS 를 사용하여 구성하였다.

Table 1 Elements used in FE Model

Element Name	Type
1 SHELL 63	Elastic Shell
2 SOLID 45	3D Structural Solid
3 BEAM 4	3D Elastic Beam
4 LINK 8	3D Spar
5 COMBIN 14	Spring-Damper
6 MASS 21	Mass
7 TARGET 170	3D Target Segment
8 CONTA 174	3D Contact Segment

## 2.2 CMS(Component Mode Synthesis)

### 2.2.1 CMS(Component Mode Synthesis) 이론

부분 모드 합성(Component Mode Synthesis)은 모델의 국부 변형에 대한 높은 수준의 정확성을 유지하는 동시에 유한요소모델의 전체 자유도수를 감소시키는데 사용된다. 정의된 경계와 N 개의 자유도를 가진 유연체의 운동은 N(Normal Mode : 정규 모드)와 C(Constraint Mode : 구속 모드)의 조합으로 표현가능하다.

5 기통 발전용 디젤엔진 시스템은 다음의 동역학적 평형 방정식으로 모델링 된다.

$$M\ddot{X} + KX = F \tag{1}$$

여기서 M 과 K 는 각각 유연체모델의 질량행렬과 강성행렬을 나타내고, X 와 F 는 각각 노드 좌표(Nodal Coordinate)의 위치벡터와 하중벡터를 나타낸다.

시스템 자유도는 내부자유도(Internal DOF)와 경계자유도(Boundary DOF)로 분할된다.

$$\begin{bmatrix} m^{BB} & m^{BI} \\ m^{IB} & m^{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}^B \\ \ddot{x}^I \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k^{BB} & k^{BI} \\ k^{IB} & k^{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x^B \\ x^I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f^B \\ f^I \end{bmatrix} \tag{2}$$

여기서 I 는 내부 자유도(Internal DOF), B 는 경계 자유도(Boundary DOF)이다.

정적 평형상태 해석에서 내력(Internal Force)은 0 으로 가정하면, 식 (2)는 식 (3)이 된다.

$$\begin{bmatrix} k^{BB} & k^{BI} \\ k^{IB} & k^{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x^B \\ x^I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f^B \\ f^I \end{bmatrix} \tag{3}$$

구속 모드 행렬은 식(4)와 같다.

$$[\phi^C] = -[k^{II}]^{-1} [k^{IB}] \tag{4}$$

고유치해석(Eigen-Value Analysis)으로부터 직교화된 Craig-Bampton Mode  $\{\phi^I\}$  를 얻을 수 있다.

정규 모드 행렬  $[\phi^N]$  는 식(5)와 같다.

$$[\phi^N] = [\{\phi^I\}_1, \dots, \{\phi^I\}_p] \tag{5}$$

위치벡터는 모드형상(Mode Shape)과 P(Modal Coordinat:모드 좌표)의 선형결합(Linear Combination)으로서 계산된다.

$$X = \begin{bmatrix} x^B \\ x^I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [I] & [0] \\ [\phi^C] & [\phi^N] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P^B \\ P^I \end{bmatrix} = [\Phi][P] \tag{6}$$

유연체 모델의 응력분포는 식(6)과 유사한 방법으로 계산이 가능하다. 응력  $\sigma$  는 식(7)과 같이 정리된다.

$$[\sigma] = [\Phi_\sigma][P] \tag{7}$$

여기서,

$$[\Phi_\sigma] = [\{\phi_\sigma\}_1, \dots, \{\phi_\sigma\}_{N+C}]$$

$\Phi_\sigma$  는 각각의 정규 모드와 구속 모드로 발생한 모드 응력(Modal Stress)이고, P 는 모드 좌표(Modal Coordinate)이다.

### 2.2.2 CMS(Component Mode Synthesis) 해석

발전용 디젤엔진의 유연체 동역학적 해석을 수행하기 전에 상용소프트웨어인 ANSYS 를 이용하여 FE 모델의 모드해석을 수행하였다.

모드 해석방법으로 Block Lanczos Method 를 사용하여 20 개의 정규 모드를 생성하였고, 5 기통엔진의 헤드 타이로드와 크랭크축 주 베어링부에 각각 26 개의 접속 노드(Attachment node)를 생성하여 156 개의 구속 모드를 생성하였다. 유연체 동역학적 해석에 사용되는 총 모드의 수는 정규 모드와

구속 모드를 합하여 176 개이며, 모드해석 결과의 일부를 Table 2 에 정리하였다.

Table 2 CMS Analysis Result

No	Frequency(Hz)	No	Frequency(Hz)
1	3.1868085	14	105.5158767
2	4.9195749	15	111.1822629
3	5.1437845	...	...
4	5.1923235	167	899.8466928
5	6.3840142	168	903.0103660
6	8.9141988	169	914.7327040
7	16.2003959	170	918.6242952
8	19.0935845	171	920.4519386
9	65.0066835	172	923.8355008
10	68.6977525	173	924.8039019
11	75.1109002	174	925.9101627
12	86.0764977	175	929.9634518
13	88.7955773	176	946.4137165

2.3 유연체 동역학적 해석

유연체 동역학적 해석을 위해 상용 소프트웨어 인 ADAMS 를 사용하였다. 모델의 좌표축은 피스톤의 운동방향이 Y 축, 크랭크 샤프트의 축 방향을 Z 축으로 지정하였다. 발전용 엔진의 전체의 무게를 지탱하는 엔진 마운트(Engine Mount)는 스프링-댐퍼(Spring-Damper)요소로 모델링 하였다. 시간에 따라 변하는 실린더 내의 폭발하중은 동하중으로 계산하여 헤드 타이로드에 위치한 20 개의 접촉 노드에 각각 인가하였고, 피스톤이 받은 폭발압과 피스톤과 크랭크 샤프트 등에 의한 관성력은 시간에 따른 하중으로 환산하여 크랭크축 주 베어링부에 위치한 6 개의 접촉 노드에 각각 인가하였으며, 그 중 일부를 Fig. 2 에 보였다.

실린더, 타이로드 그리고 크랭크축 주 베어링의 순서는 전면 엔드박스로부터 1 번으로 순차적으로 지정하였고, 실린더의 폭발순서는 1-2-4-5-3 순서로 순차적으로 폭발한다.

해석조건으로는 4 행정 디젤엔진의 전 부하 조건으로 해석을 실시하며, 엔진의 가동분당 회전수는 1200rpm 이고 4 행정기관이므로 1 사이클(cycle)에 걸리는 시간은 0.1 초이다.

각 실린더당 4 개의 헤드 타이로드가 있으며 헤드 타이로드의 하중순서는 실린더의 폭발순서와 일치한다.

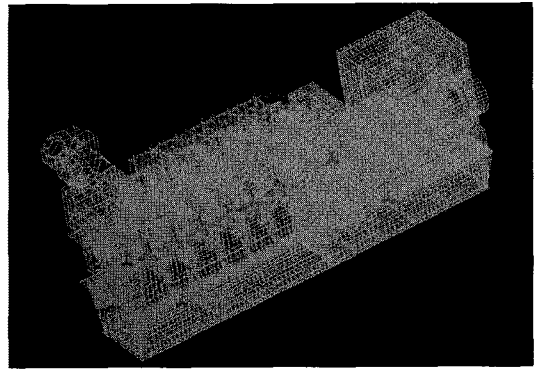


Fig. 2 Flexible-Body Dynamic Analysis Model

Fig. 3 은 1 사이클 동안 작용하는 헤드 타이로드의 시간에 따른 하중값의 일부를 나타낸 것이다.

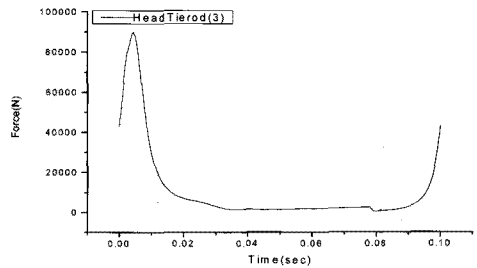


Fig. 3(a) Force of 1<sup>st</sup> Head Tie-rod

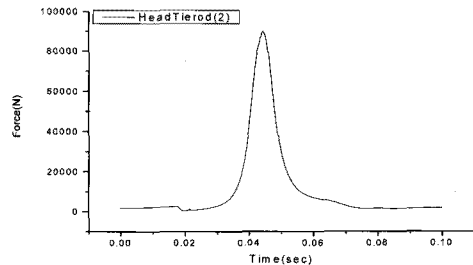


Fig. 3(b) Force of 2<sup>nd</sup> Head Tie-rod

크랭크축 주 베어링은 6 개가 존재하며 순서는 전면 엔드박스에서 발전기 방향으로 1 번부터 순서대로 지정하였다. 시간에 따른 크랭크축 주 베어링에 발생하는 하중을 X, Y 방향의 분력으로 각각 표현할 수 있는데, Fig. 4 는 크랭크축 주 베어링의 하중들 중에서 영향이 큰 Y 방향 하중 값의 일부를 그래프로 나타낸 것이다.

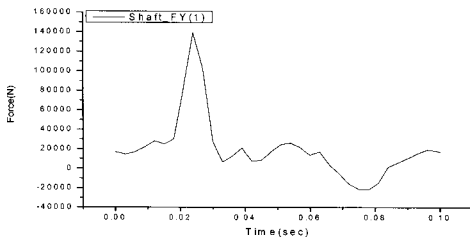


Fig. 4(a) Y-Directional Force of 1<sup>st</sup> Crank Shaft Main Bearing

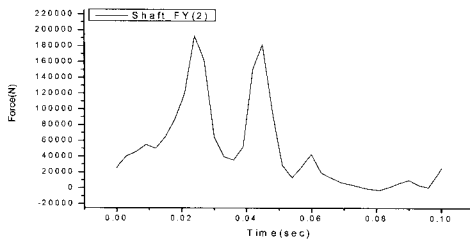


Fig. 4(b) Y-Directional Force of 2<sup>nd</sup> Crank Shaft Main Bearing

Fig. 5 는 크랭크축 주 베어링의 하중 중에서 X 방향 분력의 하중 값의 일부를 그래프로 나타낸 것이다

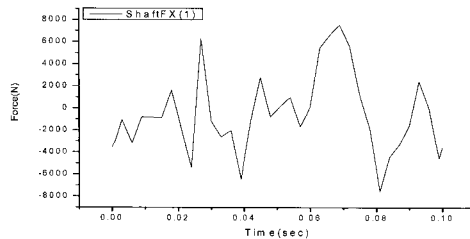


Fig. 5(a) X-Directional Force of 1<sup>st</sup> Crank Shaft Main Bearing

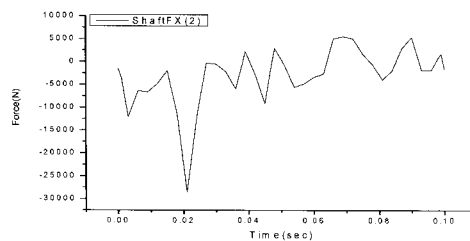


Fig. 5(a) X-Directional Force of 2<sup>nd</sup> Crank Shaft Main Bearing

### 2.3.1 모드형상(Mode Shape)의 선택

유연체 동역학적 해석에서 모드형상은 중요한 요소이다. 질량과 강성의 분포에 의해 결정되는 정규 모드는 엔진의 가동조건을 고려하여 20 개를 추출하였고, 26 개의 접촉 노드에 의해 생성되는 구속 모드는 156 개를 추출하여 전체 176 개의 모드형상을 추출하였다. 그러나 해석의 효율성을 높이기 위해 기여도가 높은 모드형상만을 선정하여 해석할 필요가 있다. 따라서 176 개의 모드형상 중 전체 변형 에너지(Strain Energy)의 0.1% 이상을 가지는 94 개의 모드형상을 선택하여 유연체 동역학적 해석을 수행하였다.

### 2.3.2 동역학적 해석결과

시스템의 동역학적 해석결과는 시스템이 안정화 되기 전 영역인 과도영역(Transient Region)과 안정화된 이후의 영역인 정상상태영역(Steady-State Region)으로 나눌 수 있다. 본 연구에서는 4 초간 3000 Step 으로 해석을 수행하였고, 엔진 시스템이 안정화 되기 전 상태인 0 초에서 3 초간은 관심 부분에서 제외하고 정상상태(Steady-State) 영역인 3 초에서 4 초사이의 거동을 살펴 보았다. Fig. 6 은 시스템이 안정화된 이후 엔진블록의 무게 중심(Center of Mass : CM)에서의 시간에 따른 X, Y, Z 방향의 변위를 나타낸 그래프이다.

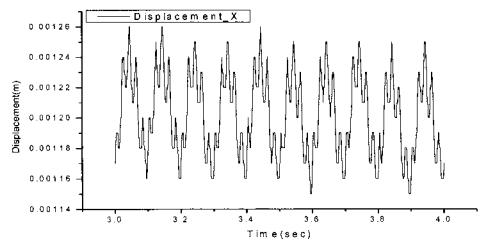


Fig. 6(a) X-Directional Displacement at the CM

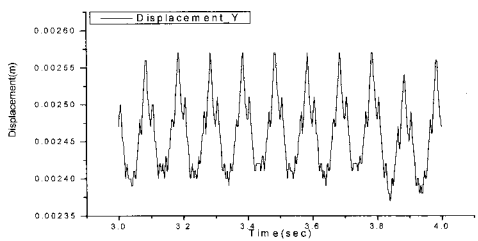


Fig. 6(b) Y-Directional Displacement at the CM

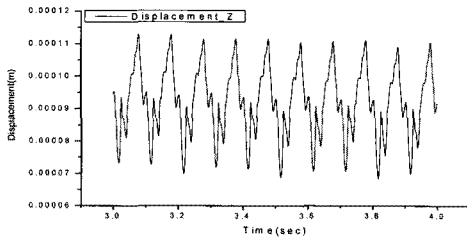


Fig. 6(c) Z-Directional Displacement at the CM

Fig. 7 은 시스템이 안정화된 이후의 무게 중심에서의 시간에 따른 X, Y, Z 방향의 속도를 그래프로 나타낸 것이다.

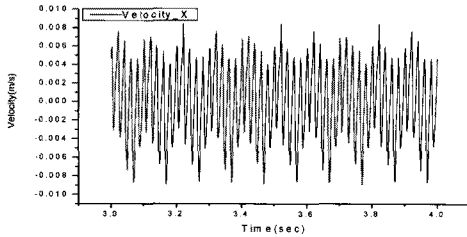


Fig. 7(a) X-Directional Velocity at the CM

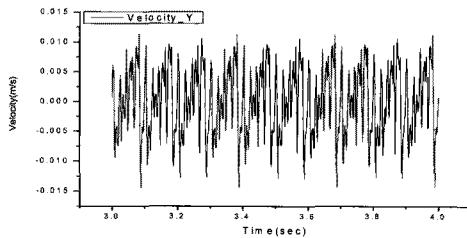


Fig. 7(b) Y-Directional Velocity at the CM

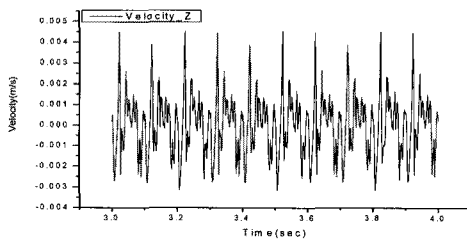


Fig. 7(c) Z-Directional Velocity at the CM

Fig. 8 은 시스템이 안정된 이후의 무게중심에서의 시간에 따른 X, Y, Z 방향의 가속도를 그래프로 나타낸 것이다.

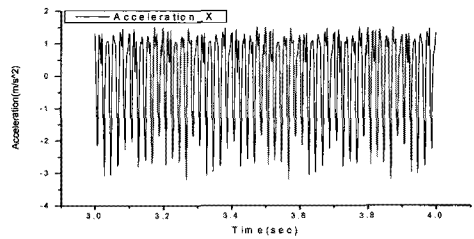


Fig. 8(a) X-Directional Acceleration at the CM

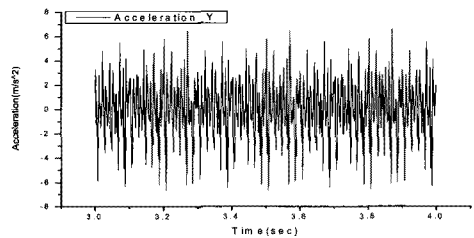


Fig. 8(b) Y-Directional Acceleration at the CM

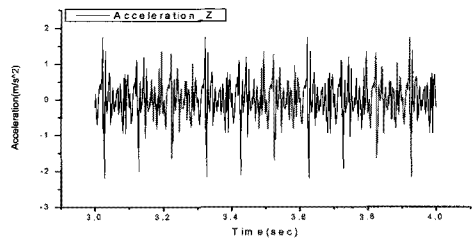


Fig. 8(c) Z-Directional Acceleration at the CM

## 2.4 동응력 및 동변위량

### 2.4.1 동응력(Dynamic Stress)

구조물의 응력을 판단할 때에는 구조의 재질 특성에 따라 적절한 응력평가 기준으로 판단해야 한다. 본 연구에 사용된 시스템의 엔진블록은 취성이 강한 주철로 제작되어 있으므로 주응력(Principal Stress)을 기준으로 동응력을 평가하였다.

Table 3 Maximum Principal Stress

No	Stress(Pa)	Node No.	Time(sec)
1	2.20E+07	20557	3.164
2	1.82E+07	20226	3.164
3	1.78E+07	20400	3.164
4	1.76E+07	37573	3.084
5	1.71E+07	9478	3.164
6	1.61E+07	17972	3.424

Table 4 Minimum Principal Stress

No	Stress(Pa)	Node No.	Time(sec)
1	-1.52 E+07	41535	3.924
2	-1.48E+07	20385	3.164
3	-1.48E+07	20645	3.164
4	-1.44E+07	41550	3.084
5	-1.41E+07	20647	3.164
6	-1.38E+07	20642	3.164

Table 3 에서 엔진블록의 최대 주응력(Maximum Principal Stress)를, Table 4 에서 엔진블록의 최소 주응력(Minimum Principal Stress)을 각각 절대값이 큰 순서대로 정리하였다.

Fig. 9 는 절점 20557 에서 발생하는 최대 주응력의 동응력 그래프이다.

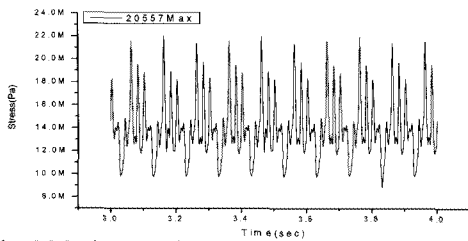


Fig. 9 Maximum Principal Stress at the 20557 Node

Fig. 10 은 절점 41535 에서 발생하는 최소 주응력의 동응력 그래프이다.

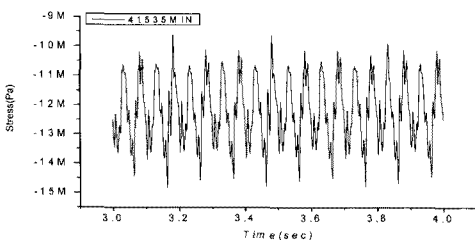


Fig. 10 Minimum Principal Stress at the 41535 Node

### 2.4.2 실험과 해석의 결과 비교

엔진블록 벽면에 스트레인 게이지(Strain Gage)를 사용하여 유연체 모델의 Y 방향과 동일한 방향으로 스트레인을 측정하였다. 측정된 스트레인 데이터와 유연체 동역학적 해석결과에서 얻은 스트레인을 비교하였다. 스트레인 측정위치와 유연체 해석용 모델의 절점위치가 정확히 일치하지 않으

므로 비교적 근방의 절점을 기준으로 비교하였고, 실제 스트레인 측정 시에는 동적인 변형뿐만 아니라 열에 의한 변형도 포함하지만 유연체 동역학적 해석에서는 열적인 영향을 포함할 수 없으므로 전부하(Full-Load) 조건에서 게이지 마다의 평균 진폭(Average Amplitude) 값을 기준으로 비교하였다.

Fig. 11 은 스트레인 게이지로 측정된 스트레인 값을 그래프로 나타내었다.

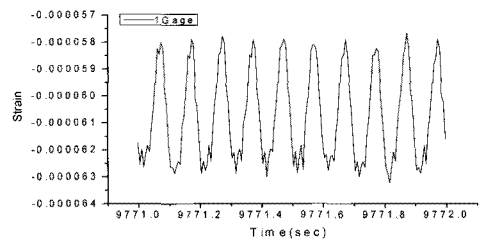


Fig. 11(a) Strain of 1<sup>st</sup> Strain Gage

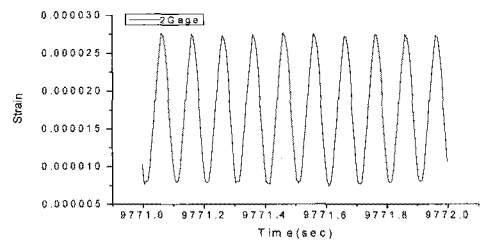


Fig. 11(b) Strain of 2<sup>nd</sup> Strain Gage

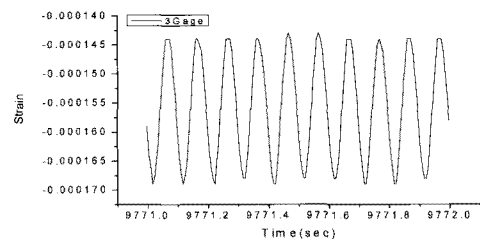


Fig. 11(c) Strain of 3<sup>rd</sup> Strain Gage

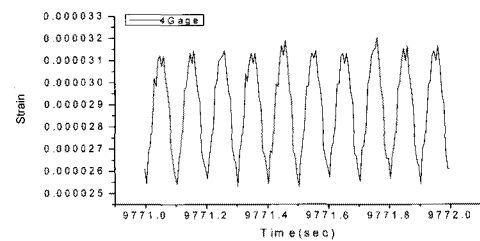


Fig. 11(d) Strain of 4<sup>th</sup> Strain Gage

Fig. 12는 유연체 동역학적 해석을 수행하여 게이지 부착위치에서 가장 근접한 지점의 절점에서 스트레인값을 나타내는 그래프이다.

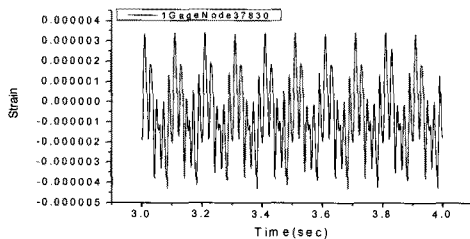


Fig. 12(a) Strain of Node(37830) nearest the 1<sup>st</sup> Strain Gage

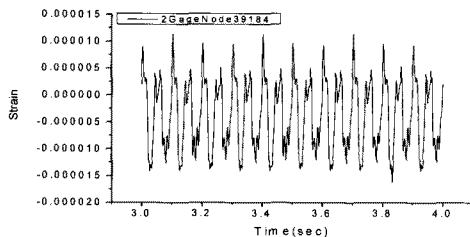


Fig. 12(b) Strain of Node(39184) nearest the 2<sup>nd</sup> Strain Gage

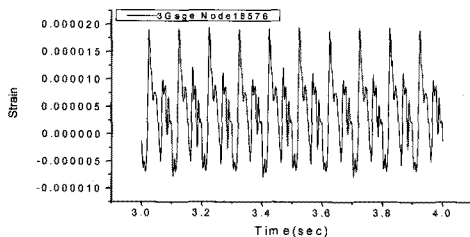


Fig. 12(c) Strain of Node(18576) nearest the 3<sup>rd</sup> Strain Gage

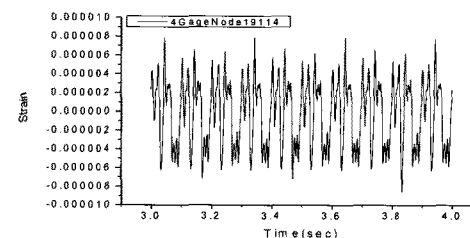


Fig. 12(d) Strain of Node(19114) nearest the 4<sup>th</sup> Strain Gage

측정에 의하여 얻은 스트레인 데이터와 해석결과로 얻은 스트레인 데이터의 평균진폭을 비교하여 표로 정리하면 Table 5 와 같다.

Table 5 Result Comparison of Test and Analysis

Gage	Test(Strain)	Analysis(Strain)
1	5.10E-06	7.60E-06
2	2.00E-05	2.20E-05
3	2.50E-05	2.60E-05
4	6.00E-06	1.40E-05

### 3. 결론

엔진블록, 베드, 발전기 등 여러 가지 컴포넌트로 구성된 발전용 디젤엔진에 유연체 동역학적 해석을 수행하였다.

상용소프트웨어인 ANSYS 를 이용하여 Beam, Plate, Solid 등 8 종류의 요소로 구성된 유한요소 모델을 생성한 후 부분 모드 합성법(Component Mode Synthesis)을 이용하여 정규 모드(Normal Mode)와 구속 모드(Constraint Mode)를 포함한 176 개의 모드들을 추출하였다. 이 모델을 바탕으로 상용 소프트웨어인 ADAMS 를 이용하여 유연체 동역학적 해석을 위한 모델을 생성하고, 엔진의 폭발력과 관성력에 상응하도록 계산된 하중들을 20 개의 헤드 타이로드와 6 개의 크랭크축 주 베어링에 각각 인가하여 동역학적 해석을 수행하였으며, 그 결과 동변위 및 동응력을 산출하였다.

또한 스트레인 측정시험을 통하여 엔진블록 벽면의 스트레인을 측정 후, 유연체 모델에서 측정 위치와 가장 인접한 절점의 스트레인 값과 비교한 결과 유사함을 확인할 수 있었다.

산출된 동변위와 동응력을 이용하면 동변위와 동응력의 분포도를 작성할 수 있으며, 결과적으로 운동 중의 취약부 예측이 가능해진다. 이들 동응력 결과를 이용하여 피로 해석(Fatigue Analysis)을 수행할 수 있다. 피로해석결과를 이용하여 피로에 취약한 부분의 설계를 보강하고, 지나치게 안전한 부분은 간략화 한다면 제품의 수명과 함께 재료의 효율적인 사용까지 만족시킬 수 있다.

본 연구에서는 측정값과 해석값 사이의 차이가 발생한 것을 볼 수 있는데 그 원인으로는 해석시 열적인 영향을 고려하지 못하였던 점과 해석의 효율을 높이기 위해 단순화한 모델을 사용하였기



때문이라고 판단되며 또한 측정위치와 해석용 모델의 절점의 위치에 조금의 차이가 있기 때문이라고 판단된다.

## 후 기

이 논문은 국립 창원대학교의 교내 연구비에 의해 연구되었음.

## 참고문헌

1. Frimpong, S. and Li, Y., "Stress Loading of the cable shovel boom under in-situ digging conditions," *Engineering Failure Analysis*, Vol. 14, No. 4, pp. 702-715, 2007.
2. Yilmaz, Y. and Anlas, G., "An investigation of the effect of counterweight configuration on main bearing load and crankshaft bending stress," *Advances in Engineering Software*, Vol. 40, No. 2, pp. 95-104, 2009.
3. Lee, J. O., Seong, H. G. and Cheon, H. J., "The Shape Optimal Design of Marine Medium Speed Diesel Engine Piston," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 25, No. 9, pp. 59-70, 2008.
4. Seo, J.-H., Jung, I.-H. and Park, T.-W., "Computation of Dynamic Stress in Flexible Multi-body Dynamics Using Absolute Nodal Coordinate Formulation," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 21, No. 5, pp. 114-121, 2004.
5. Yim, H.-J. and Lee, S.-B., "An Integrated CAE System for Dynamic Stress and Fatigue Life Prediction of Mechanical Systems," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 10, No. 2, pp. 158-168, 1996.
6. Ryu, J.-H., Kim, H.-S. and Yim, H.-J., "An efficient and accurate dynamic stress calculation by flexible multibody dynamic system simulation and reanalysis," *International Journal of the KSME*, Vol. 11, No. 4, pp. 386-396, 1997.
7. Shabana, A. A., "Computer Implementation of the Absolute Nodal Coordinate Formulation for Flexible Multibody Dynamics," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 16, No. 3, pp. 293-306, 1998.
8. Mourelatos, Z. P. "A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines Original Research Article," *Computers & Structures*, Vol. 79, No. 20-21, pp. 2009-2027, 2001.
9. Haug, E. J., "Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical System," Prentice Hall College Div., pp. 218-230, 1989.
10. Barlow, J., "Optimal stress locations in finite element models," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 10, No. 2, pp. 243-251, 1976.