

## CAD/CAE를 이용한 저속 대형 디젤 엔진 구조물의 구조해석

Structural Analysis of Low Speed Large  
Diesel Engine Structures using CAD/CAE



조 종 래

Jong - Rae Cho

- 1959년 3월 28일생
- 한국해양대학교  
기계냉동자동차공학부 전임강사
- 소성역학, 소성가공공정,  
구조물의 구조해석에 관심 있음.



이 부 윤

Boo - Youn Lee

- 1957년 1월 15일생
- 한국중공업(주)  
기술연구원 구조강도연구팀장
- 발전 및 산업 플랜트, 대형  
엔진의 구조 해석, 최적 설계에  
관심 있음.



김 진 환

Jin - Hwan Kim

- 1965년 3월 6일생
- 한국중공업(주)  
구조강도연구팀 주임연구원
- 엔진, 증기 터빈 등 대형 기계  
구조물의 구조해석에 관심 있음.

### I. 머 리 말

전 세계의 대형 저속 디젤 엔진을 설계·제작하는 회사는 1980년대에 들어오면서 MAN-B&W, SULZER, MITSUBISHI의 3파전 양상을 띠고 있으며, 세계 시장점유율에서는 MAN-B&W가 50%이상을 차지하고 있다.

한국은 현재 한국중공업, 현대중공업, 쌍용중공업 및 삼성중공업에서 대형 저속 디젤 엔진을 생산하고 있다. 국내에서 생산되고 있는 대형 저속 디젤 엔진은 대부분이 MAN-B&W형이고 SULZER형이 약 20%를 차지하고 있다. 기술력은 위의 3사에 거의 의존하고 있으며, 설계보다는 생산에

치중하고 있는 실정이다.

선박용 엔진 구조물은 베드 플레이트(bed plate), 실린더 프레임(cylinder frame), 프레임 박스(frame box)등이 주 스테이 볼트(long stay bolt)에 의하여 체결되어 한 개의 대형 수직 구조물을 이루고 있으며, 프레임 박스의 안내면(guide plate)과 베드 플레이트의 베어링 지지부(bearing support) 등은 엔진의 폭발력과 선박의 추진력을 직접적으로 받으므로 구조적 결함과 하자 보수의 문제들이 발생하고 있다. 이와 같은 사용상 및 제작상의 문제를 해결하기 위해서는 유한요소 구조 해석 능력을 자체 보유하여 구조 설계상의 문제점을 분석하고 엔진 구조물의 취약 부위를 집중 검토하여야

하며, 이를 통해 선박의 운항 중에 일어날 수 있는 사고를 미연에 방지할 수 있다.

그러나 국내에서는 이러한 대형 엔진 구조물의 설계/해석 기술이 거의 없고 구조적 문제점이 발생할 경우에는 모든 사항을 설계사(licensor)에 전적으로 의존하고 있는 실정이다. 한편, 설계 기술을 보유하고 있는 MAN-B&W, NEW SULZER DIESEL사 등은 정밀 구조 해석을 통하여 기존 엔진 구조물에 대한 안전성 및 신뢰성을 높임과 동시에 신 모델 개발에 박차를 가하고 있으나, 기술 이전은 회피하고 있어 대형 엔진 구조물에 대한 구조 해석 기술의 개발이 시급하다고 할 수 있다.

본 해설에서는 CAD/CAE(Computer Aided Design/Computer Aided Engineering)를 이용하여 위에서 제시된 대형 엔진 구조물의 구조해석 절차와 방법에 대한 간략히 설명하고자 한다.

## 2. 디젤 엔진 구조물의 해석 과정

컴퓨터 그래픽 기능을 이용한 모델링 기법과 유한요소법을 이용한 수치 해석 기법의 발달은 대단히 복잡한 구조물인 경우에도 실제 현상에 가까운 해석 결과를 구하는 것을 가능하게 하였다. 예전의

구조 설계 개념이 제작해서 실험적으로 검증하는 것이라면, 현재의 개념은 수치 해석적으로 검증하여 제작하는 것이라고 할 정도로 구조물의 설계/해석 분야에 큰 발전이 있었다. 그러나 선박의 엔진 구조물과 같이 복합적인 하중/변위 경계 조건과 복잡한 기하학적 특성을 가진 대형 구조물의 경우에는 유한요소 해석 모델을 도출하는데 많은 공학적 지식과 경험을 필요로 하게 되며 해석 결과에 대한 합리적인 평가와 검증이 필연적으로 요구된다. 특히 구조물 각 부위의 변형 특성을 잘 표현할 수 있는 유한요소의 선택과 격자망(mesh)구성, 적절한 부구조화 기법(substructuring technique)의 사용, 솔리드요소(solid element)와 구조요소(structure element - beam, shell 등)의 연결 부위 처리, 접촉 부위의 유한요소 모델링 기법등은 수치 해석 결과에 큰 영향을 미칠 수 있는 중요한 고려 사항들이다.

엔진 구조물은 기하학적 형상이 복잡한 대형 구조물이므로 보강 부재들의 용접 결합부에서 발생하는 응력 집중 현상을 해석할 수 있을 정도의 정밀한 수치 해석을 얻는 데에는 많은 어려움이 있다. 따라서 전체 엔진 구조물을 해석 모델로 사용한 거시적 거동 해석과 거시적 해석 결과와 취약

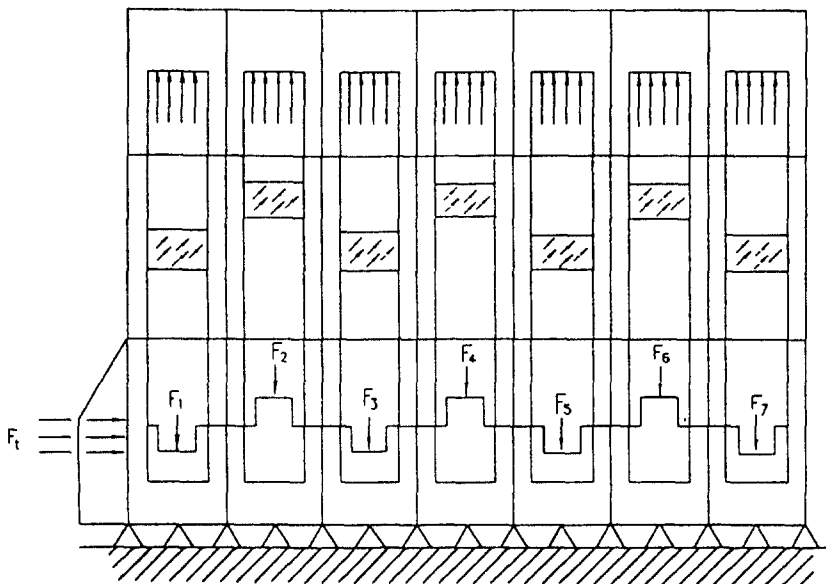


그림 1. 엔진 구조물의 하중/변위 경계조건

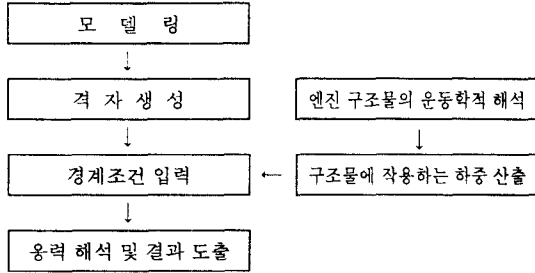


그림 2. 엔진 구조물의 해석 과정

부위의 상세 모델을 사용하여 국부적 응력 분포 해석을 수행하는 2단계 해석 기법을 사용해야 한다.

그림 1에서 거시적 거동을 해석하기 위한 전체 엔진 구조물의 하중/변위 경계 조건을 나타내었으며, 그림 2는 엔진구조물의 해석 과정을 순서대로 나타내었다.

### 3. 엔진의 운동학적 해석

운동학적 해석의 목적은 디젤 엔진의 운전으로 인하여 발생하는 동적 하중, 즉 주베어링 지지부 및 안내면에 작용하는 하중을 계산하여 엔진 구조물의 구조 해석 및 건전성 평가를 위한 하중 조건으로 사용하는데 있다.

#### 3.1 피스톤 - 크랭크 기구의 운동학적 이론

일반적으로 피스톤 - 크랭크 기구의 질량부는 회전 질량부( $m_{rot}$ )와 왕복 질량부( $m_{rec}$ )로 나누어 생각할 수 있다. 회전 질량부는 크랭크와 커넥팅로드의 일부를 포함하고, 왕복 질량부는 피스톤과 커넥팅로드의 일부를 포함한다. 그림 3과 같은 피스톤 - 크랭크 기구의 운동에서 크랭크의 각속도  $\omega$ 를 일정하다고 가정하여  $\theta = \omega \cdot t$ 로 하고, 회전 질량부와 왕복 질량부의 위치, 속도 및 가속도를 다음과 같이 구할 수 있다.

##### 회전 질량부(점 C)

회전 질량부 점 C의 수평 및 수직방향의 위치, 속도, 가속도는 다음과 같다.

$$x_C = -r \cdot \sin \omega t$$

$$\dot{x}_C = -r\omega \cdot \cos \omega t$$

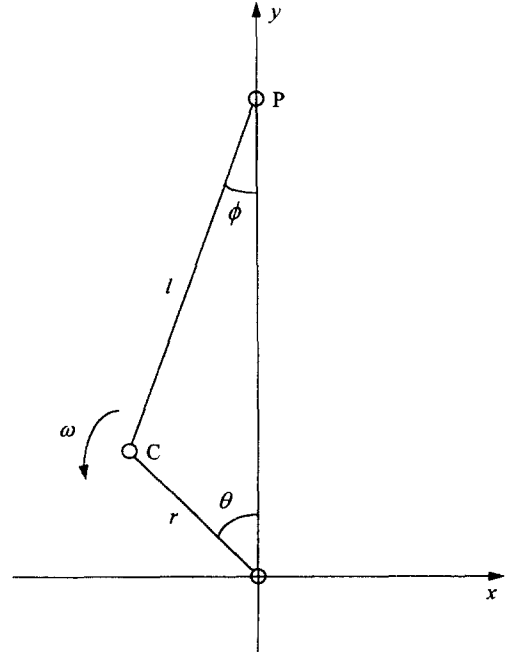


그림 3. 피스톤 - 크랭크 기구의 운동

$$x_C = r\omega^2 \cdot \sin \omega t$$

$$y_C = r \cdot \cos \omega t$$

$$\dot{y}_C = -r\omega \cdot \sin \omega t$$

$$\ddot{y}_C = -r\omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (1)$$

##### 왕복 질량부(점 P)

왕복 질량부의 수평방향 위치, 속도 및 가속도는 모두 0이고, 수직방향은 다음과 같다.

$$x_p = \dot{x}_p = \ddot{x}_p = 0$$

$$y_p = r \cdot \left\{ \cos \omega t + \frac{l}{r} - \frac{r}{4l} (1 - \cos 2\omega t) - \frac{r^3}{64l^3} (3 - 4 \cos 2\omega t + \cos 4\omega t) \right\}$$

$$\dot{y}_p = -r\omega \cdot \left\{ \sin \omega t + \frac{r}{2l} \cdot \sin 2\omega t + \frac{r^3}{16l^3} (2 \sin 2\omega t - \sin 4\omega t) \right\}$$

$$\ddot{y}_p = -r\omega^2 \cdot \left\{ \cos \omega t + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\omega t + \frac{r^3}{4l^3} (\cos 2\omega t - \cos 4\omega t) \right\} \quad (2)$$

여기에서  $\lambda = \frac{l}{r}$ 이다.

식 (1), (2)를 이용하여 피스톤 - 크랭크 기구의 관성력에 의한 수평방향 및 수직방향 힘을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} F_x &= m_{rot} \cdot \ddot{x}_c + m_{rec} \cdot \ddot{x}_p \\ F_y &= m_{rot} \cdot \ddot{y}_c + m_{rec} \cdot \ddot{y}_p \end{aligned} \quad (3)$$

### 3.2 기구학적 해석

피스톤 - 크랭크 기구의 기구학적 자유도의 계산 과정은 다음과 같다.

모든 수학적 모델은 잉여 구속(redundant constraint)을 가지고 있으면 물리적인 시스템의 시뮬레이션을 할 수 없다. 따라서 모델에 대한 자유도(D.O.F.)를 계산하기 위해서는 다음의 Gruebler 방정식을 사용한다.

$$D.O.F. = 6 \times (\text{Parts} - 1) - \text{Constraints}$$

이 방정식을 이용하여 기구학적 모델의 자유도를 계산하기 위해서는 조립품의 수(Parts) 및 구속 자유도의 수(Constraints)를 구한다.

표 1에 엔진 구동부의 구속자유도 및 각 부품(Part)간의 체결 방법을 나타내었다. 표 1에서의 구속 자유도를 위의 Gruebler 방정식에 적용하면 전체 자유도가 0이 되어 계산이 가능하다.

### 3.3 구조물에 작용하는 하중과 모우먼트의 계산

그림 4는 엔진에서 주베어링 지지부에 작용하는 하중 및 모우먼트를 보이고 있다. 주베어링 지지부에 작용하는 하중으로는 가스폭발력, 회전질량부에 의해서 발생하는 관성력, 왕복질량부에 의해서 발

표 1. 조인트(joint)의 연결방법과 구속자유도

	구속자유도	연결방법
프레임 - 크랭크축	5	Revolute
크랭크판 - 커넥팅로드	3	Spherical
커넥팅로드 - 피스톤	4	Universal
피스톤 - 프레임	5	Translational
크랭크축	1	Motion(rpm)

생하는 관성력이 있다. 왕복 질량부에 대한 관성력은 엔진 속도가 일정하다더라도 피스톤의 위치에 따라 다르다.

가스 폭발력(p)이 작용하는 경우, 커넥팅 로드 의 상단부에 수직 하중(p)과 안내면(guide plate)을 따라 안내력(guide force, G)이 작용한다. 수직 하중과 안내력의 합력(S)은 커넥팅 로드를 따라 작용하고 크랭크 스로우의 상단에서 크랭크 스로우를 회전시키는 접선 방향력(T)과 크랭크 스로우 길이에 의한 회전 모멘트가 발생하고 이 회전 모멘트에 대한 반작용으로 안내력 모멘트( $M = G \times l$ )가 발생한다.

크랭크 스로우가 일정한 각속도( $\omega$ )로 회전할 경우에는 커넥팅 로드 의 상단부에 수직하중( $F'$ )과 안내면에 안내력( $G'$ )이 작용한다. 수직하중과 안내

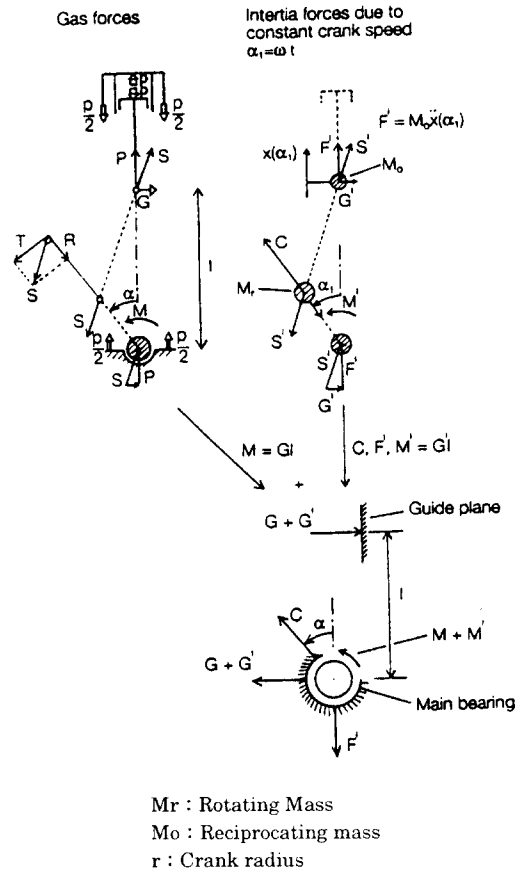


그림 4. 가스 폭발력 및 관성력에 의한 하중 작용 선도

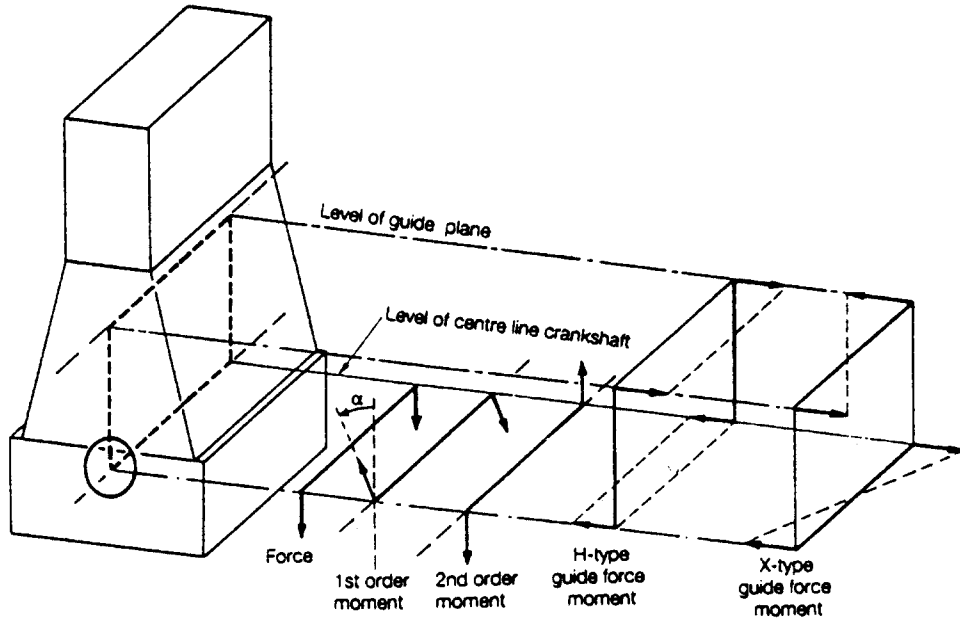


그림 5. 엔진 구조물에 작용하는 H형 및 X형 모멘트

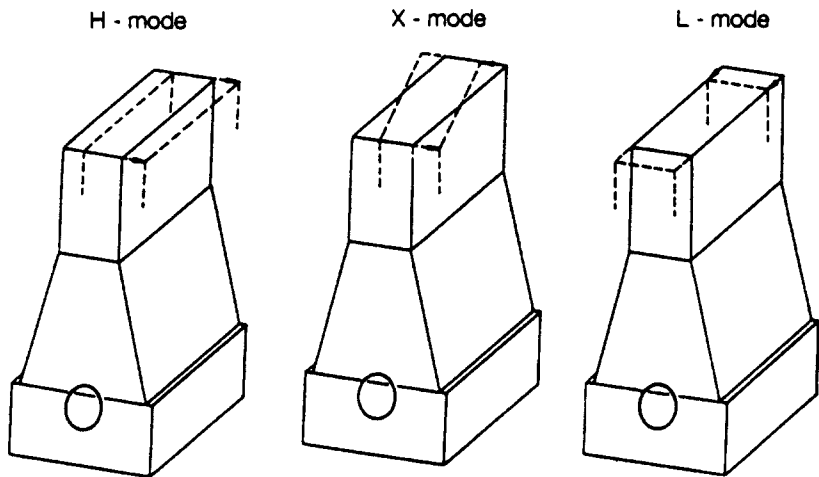


그림 6. 엔진 구조물의 주진동 모드(mode)

력의 합력(S')은 커넥팅 로드를 따라 작용하고 크랭크 스로우를 회전시킨다. 이에 따라서 회전 모멘트가 발생하고 이 회전 모멘트에 대한 반작용으로 안내력 모멘트( $M'=G' \times l$ )가 발생한다. 결국 안내면에 작용하는 안내력은  $G+G'$ 가 되고 안내력 모멘트는  $(G+G') \times l$ 이 된다. 이와 같은 안내력 모멘트는 디젤엔진의 각 실린더 폭발 순서에 따라 폭발

할 때 그림 5와 같은 H형 및 X형 모멘트를 발생시키고 이것이 엔진 구조물의 고유 진동 모드(mode)의 주파수와 일치하는 주파수를 가질 때 공진(resonance)으로 인하여 구조물에 악영향을 끼친다. 그림 6은 엔진 구조물의 주진동 모드를 나타내었다.

안내면에 작용하는 안내력의 반력은 주베어링

지지부에서 발생하고 커넥팅 로드 상단부의 수직 하중에 대한 반력도 주 베어링 지지부에서 발생한다.

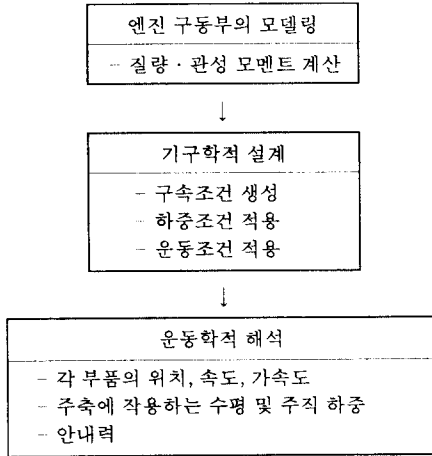


그림 7. 구동부의 운동학적 해석과정

그림 7은 구동부의 운동학적 해석과정을 순서대로 나타내었고 그림 8은 피스톤에 작용하는 1주기 동안의 폭발력을 나타내었으며 그림 9, 10은 폭발력을 입력으로 하여 계산된 수평하중과 수직하중을 나타내었다. 그림 11은 구동부의 1주기 운동모습을 보여주고 있다.

#### 4. 엔진 구조물의 유한요소 해석

##### 4.1 구조와 기능

그림 12와 같은 엔진 구조물은 크게 베드 플레이트(bed plate), 프레임 박스(frame box), 실린더 프레임(cylinder frame), 실린더 헤드(cylinder head)의 4부분으로 구성되어 있다.

베드 플레이트는 다수의 수직 구조물(주 베어링 지지부 등)과 수평 판재(longitudinal girder)로 이루어진 용접 일체 구조물로서, 첫째 엔진 구동부

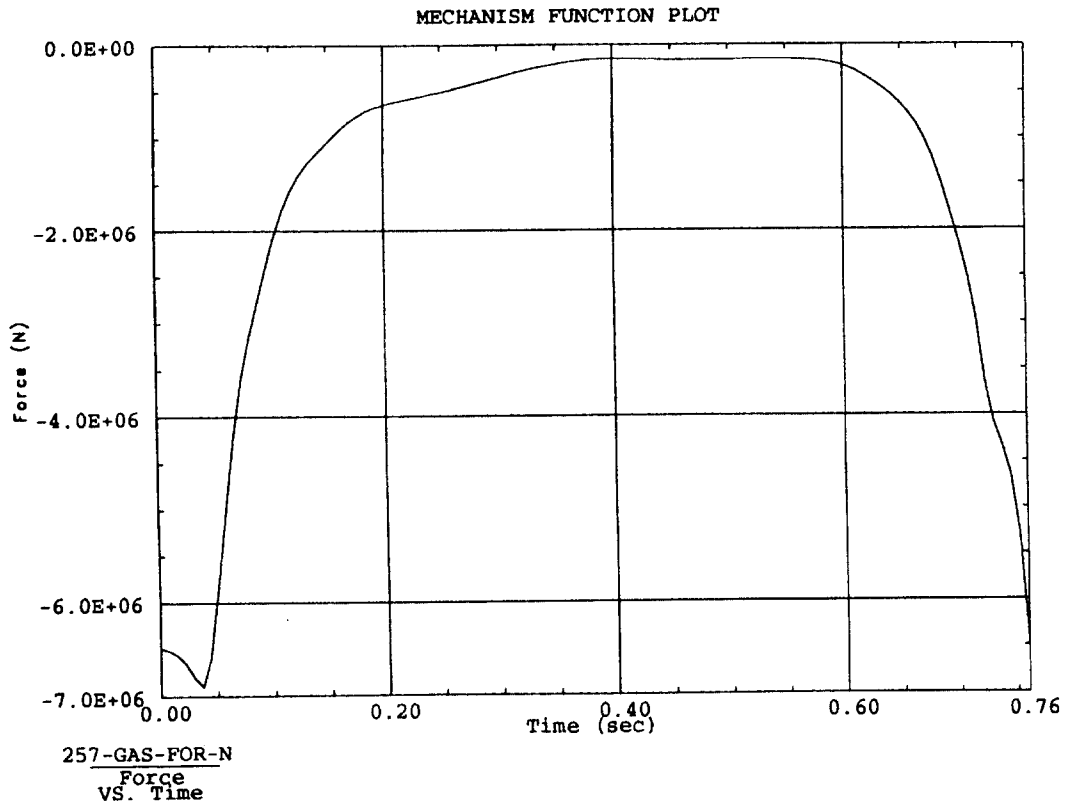


그림 8. 피스톤에서 발생하는 폭발력

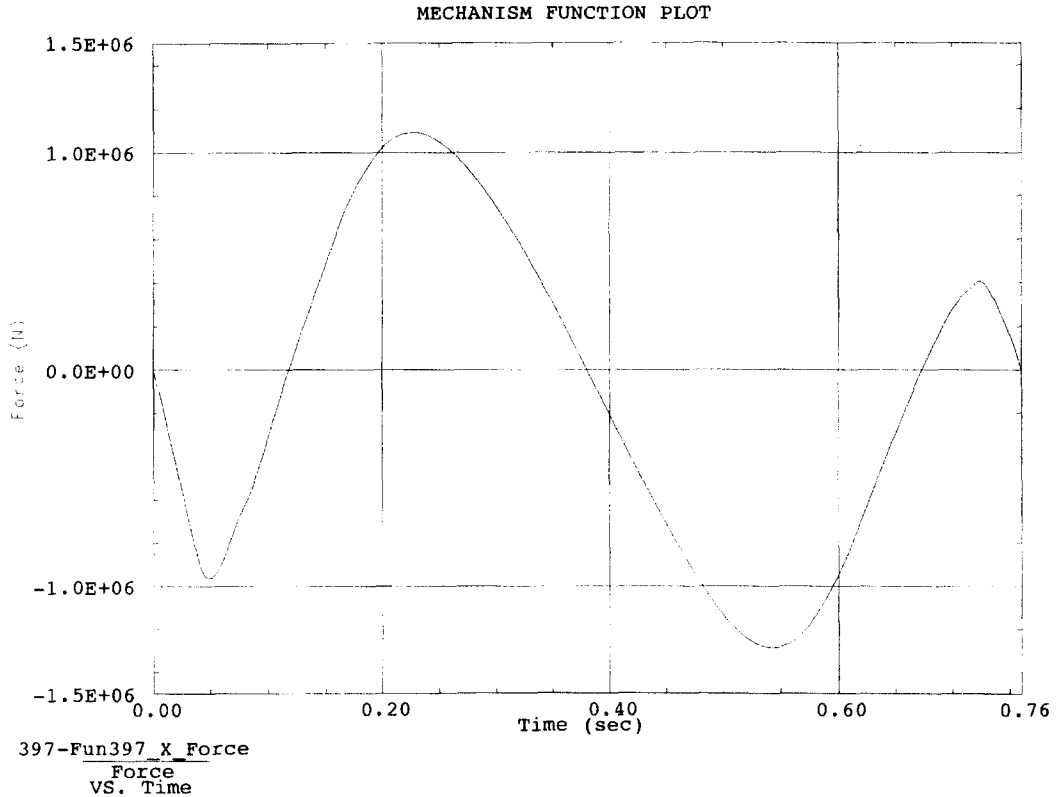


그림 9. 안내면에 작용하는 안내력

및 상부 프레임을 지탱하고, 둘째 엔진 전체 구조물을 선박의 기초상에 고정하여, 셋째 각 부분으로 떨어지는 윤활유를 모아서 일정한 배출구를 통해 배출시키는 것이다.

프레임 박스도 용접 일체 구조물로서 베드 플레이트와 함께 엔진의 크랭크 케이스(crank case)를 구성한다. 프레임 박스의 연료 펌프측에는 다수의 검사창(inspection door)들이 있고 이를 통하여 크랭크 케이스 내부로의 출입이 가능토록 함으로써 보수 작업 및 검사가 용이토록 하고 있다.

실린더 프레임은 1개 또는 다수의 주철재 실린더 블럭으로 만들어 지며 베드 플레이트 및 프레임 박스와 함께 주 스테이 볼트로써 체결되어 한 개의 수직 구조물을 이루게 된다. 실린더 프레임은 실린더 라이너(cylinder liner)와 조립되어 내부에 냉각수가 순환될 수 있는 구조로 되어 있고 배기구 쪽(exhaust side)에는 소기관이 장착되어 소기가 들

어오는 통로가 만들어져 있으며, 반대편 펌프 쪽에는 검사창이 설치되어 이를 통하여 실린더 프레임 내부의 검사 및 보수가 가능한 구조로 되어 있다.

#### 4.2 경계조건과 유한요소 해석

각 엔진에서 발생하는 폭발력을 실린더 커버 및 실린더 라이너에 작용하는 내압, 프레임박스의 안내면에 작용하는 안내력, 주 베어링 지지부에 작용하는 전달 하중 등으로 분해하고, 회전각(총 360°)마다의 하중 상태를 구하여 실린더 갯수 만큼의 하중 조건으로 만든다.

또 선박의 추진력은 스러스트 베어링(thrust bearing)부위에 작용하는 분포 하중 조건으로 처리할 수 있다.

선체 바닥에 고정된 베드 플레이트의 체결 부위는 고정 변위 경계 조건으로 단순화하여 취급하고, 각 파트간의 접촉면은 접촉 요소 및 자유도 연성

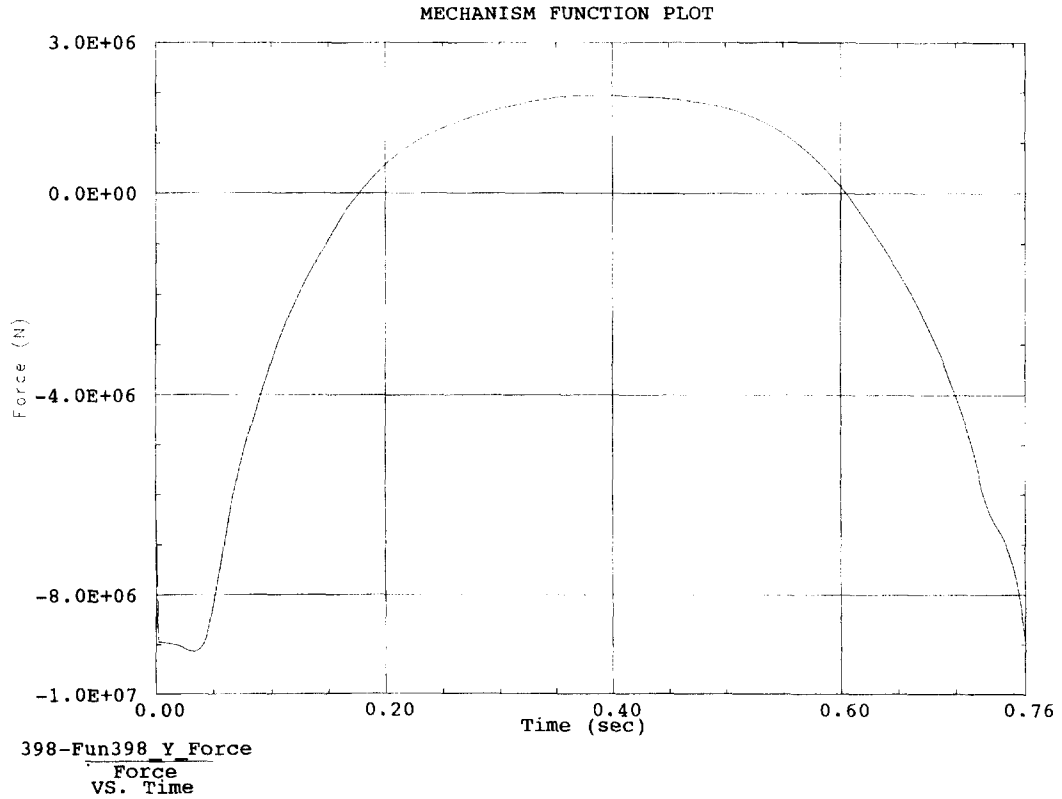


그림 10. 주 베어링 지지부에 작용하는 수직하중

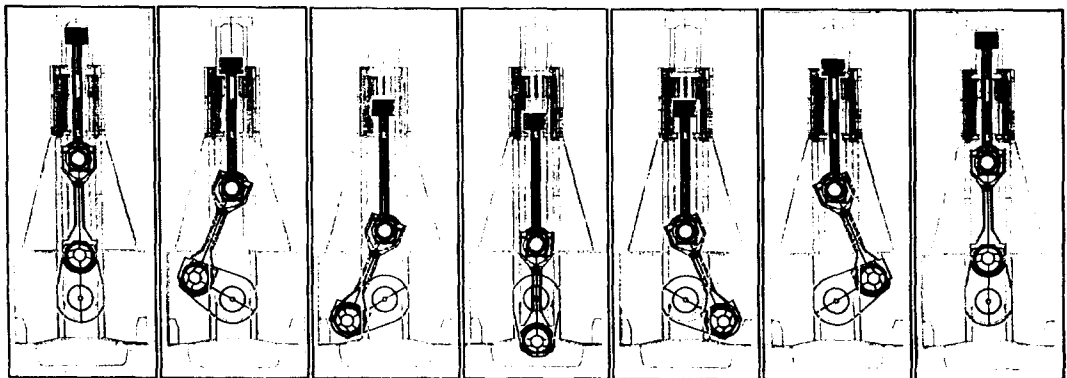


그림 11. 엔진 구동부의 애니메이션

조건(coupled degree-of-freedom)을 사용하여 적절히 연결하고, 스테이 볼트에는 초기의 체결 하중이 가해져 있으므로 전체 엔진 구조물에도 사전 응력(pre-stressed) 상태에 있음을 고려하여 유한요소 해석 모델을 만들어야 한다.

위의 경계조건을 이용한 전체 구조물에 대한 유한요소 해석의 경우에 전반적인 응력 분포에서는 신뢰할 만한 수준의 결과를 얻었다고 하더라도 국부적으로 응력이 집중되는 부위의 해는 신뢰하기 어려운 경우가 많다. 그러나 국부적인 응력 집중



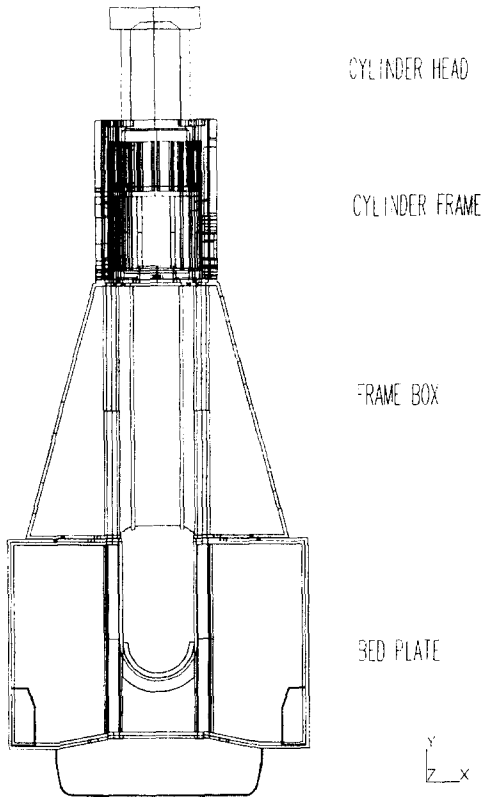


그림 12. 엔진 구조물의 구성

부위의 종은 를 구하기 위하여 전체 구조를 상세 격자로 구성한다면 노력이나 비용 측면에서 매우 비능률적이다. 따라서 이러한 경우에는 적절한 정도의 전체 구조 해석 결과를 이용하여 국부적인 관심 분야를 정밀하게 해석하는 방법으로 서브모델링(submodeling) 기법이 있는데, 이것은 힘의 실제 분포가 정적 등가 시스템에 대치되고, 응력과 변위가 작용된 하중 근처에서만 변화한다는 St. Venant의 법칙에 기초를 두고 있다.

서브모델링은 단면-경계 변위 방법 또는 특정 경계 변위 방법이라고 하며, 서브모델(submodel)의 경계는 전체 모델에서 관심 영역을 잘라낸 부분이 된다. 여기서 전체 모델에서 잘린 경계의 절점 변위는 서브모델의 변위 경계 조건으로 사용된다.

그림 13에는 유한요소 하중 및 경계 조건을 나타내고 있고, 그림 14에는 서브모델링의 경계조건을 나타내었다. 그림 15에는 엔진 구조물의 거시

적 해석 결과의 하나로 베드 플레이트에서의 등가 응력(equalent stress)을 나타내었으며, 그림 16에는 국부해석된 결과를 나타내었다. 그리고 그림 17에는 서브모델링 해석 방법을 도식적으로 간략하게 나타내었다.

### 5. 구조적 건전성 평가 방법

유한요소 해석으로 구한 각 부위의 응력값들은 엔진 구조의 치수 설계, 취약 부위 선정, 보강 대책, 유지 보수 등에 필요한 기초 자료로 활용될 수 있다.

구조의 건전성을 평가하려면 그 구조의 설계에 필요한 설계 기준(설계하중, 설계 안전율, 용접부의 피로강도등)에 관한 축적된 자료가 있어야 함은 말할 필요가 없다. 일반적으로 구조의 건전성 평가는 정적 강도, 동적 피로 강도, 충격 특성, 열부하 특성, 내환경 특성 등 광범위한 분야를 포함하고 있으나 기본 설계 단계에서 가장 중요하게 취급되는 것은 정적강도 및 피로강도라 할 수 있다.

#### 5.1 정적하중에 의한 파손

구조의 전주기를 통하여 간헐적으로 부과될 수 있는 극한하중(ultimate load)에 대해서는 구조의 최소한 기능 유지(재료의 파단 방지위한 인장강도)를 설계 기준으로 하고, 통상 운전 상태에서 적용되는 최대 하중에 대해서는 구조의 정상적 기능 유지(영구변형을 막기 위한 항복응력)를 설계 기준으로 하고 있다.

- 극한 하중에 의한 재료의 파손 조건

$$\sigma_{au} = \sigma_u / S_f$$

$S_f$  : safety factor

$\sigma_{au}$  : allowable stress for ultimate load

$\sigma_u$  : tensile strength

- 작용 하중에 의한 구조물의 변형 조건

$$\sigma_{ay} = \sigma_y / S_f$$

$\sigma_{ay}$  : allowable stress for applied load

$\sigma_y$  : yield stress

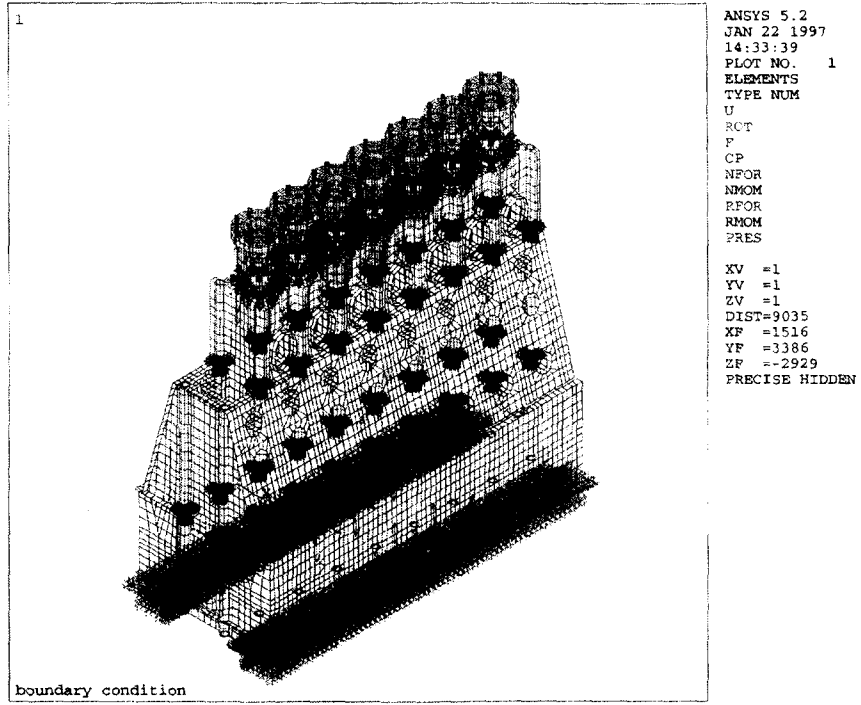


그림 13. 엔진 구조물 유한요소의 작용하중 및 경계조건

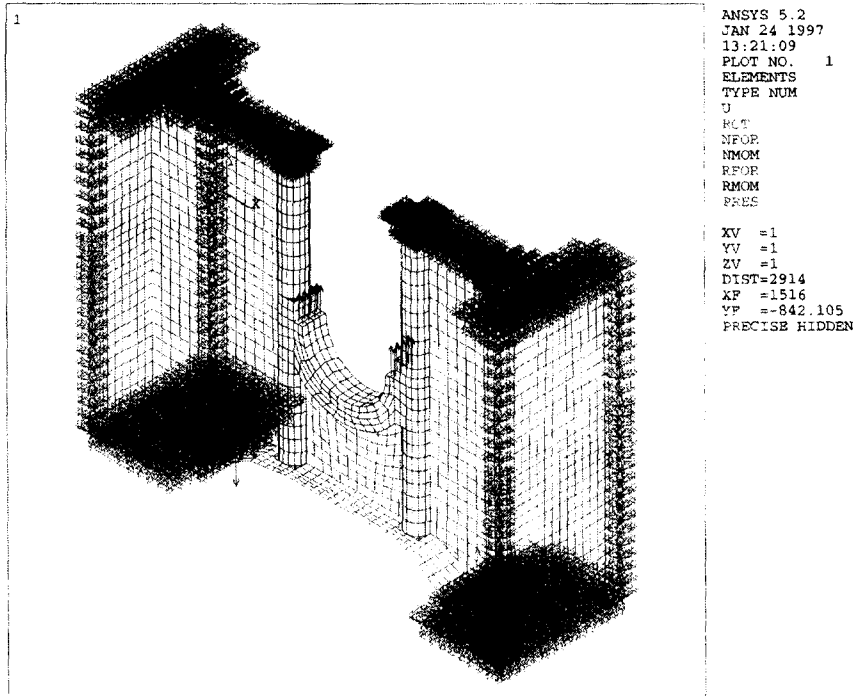


그림 14. 서브모델(submodel)의 경계조건

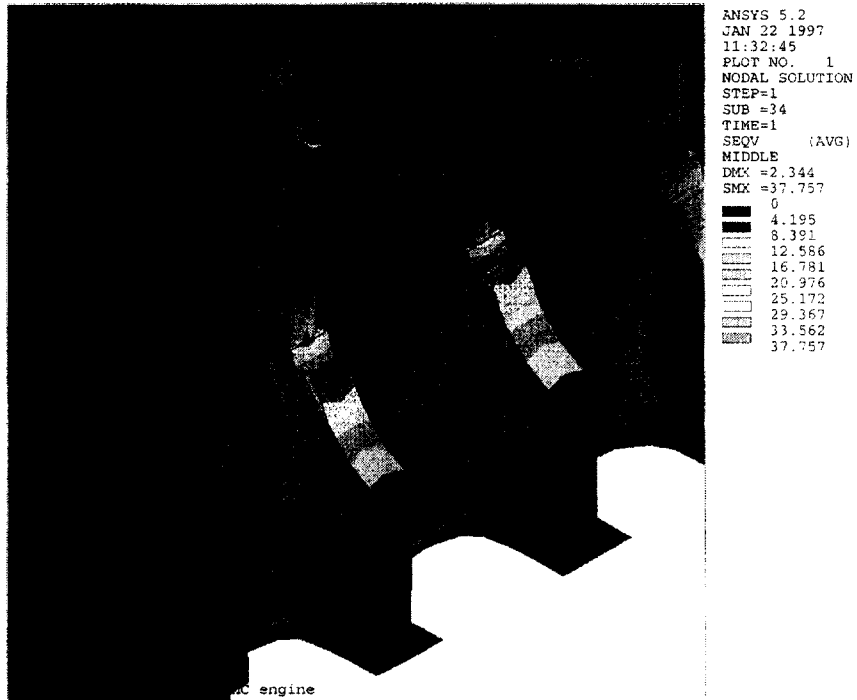


그림 15. 엔진구조물의 거시적 해석 결과

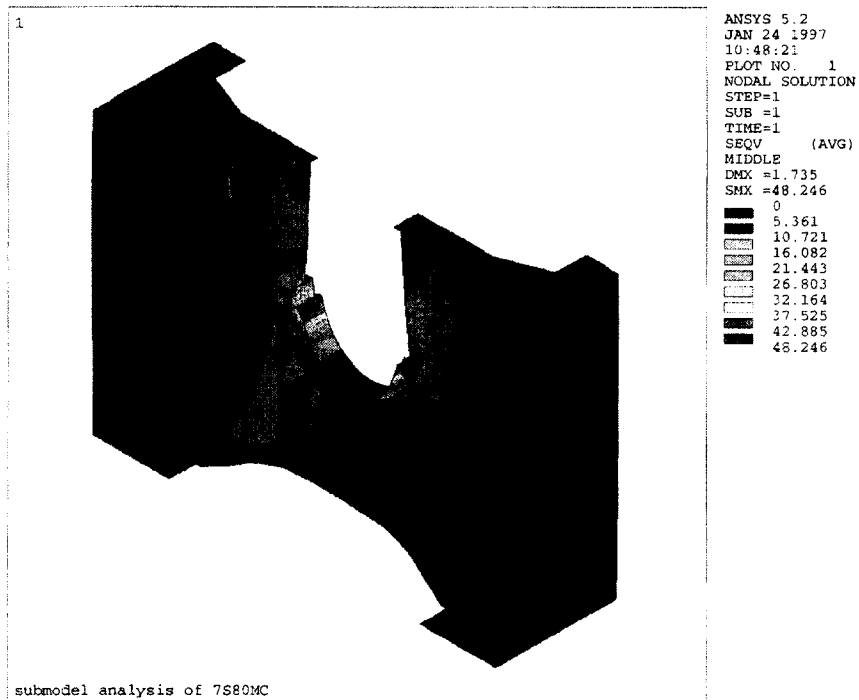


그림 16. 국부 해석 결과

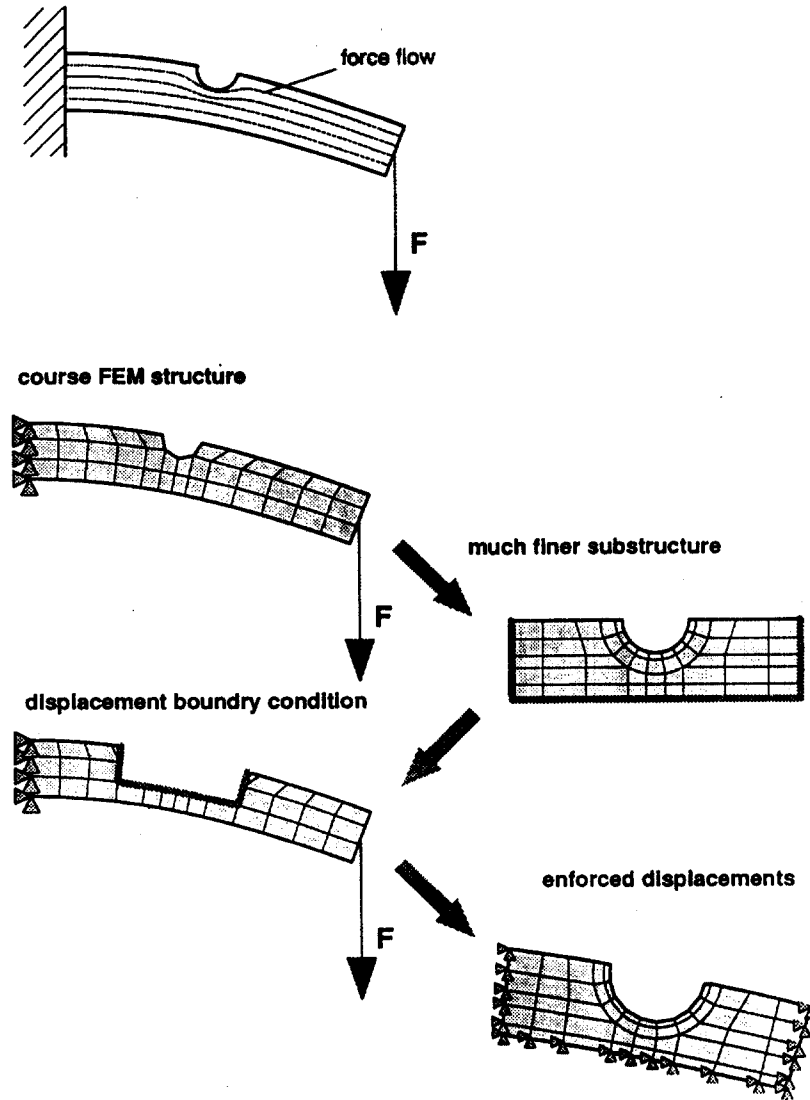


그림 17. 서브모델링(submodeling)

### 5.2 변동 하중에 의한 파손

엔진 구조물에서와 같이 반복되는 폭발력, 추력 등에 의하여 변동 하중에 작용될 경우에는 인장 강도(tensile strength) 이하에서도 재료의 파손이 일어날 수 있다. 이러한 현상을 변동 하중에 의한 피로 파괴라고 하는데, 이 때 재료 내부에 발생하는 응력 상태는 그림 18과 같이 나타낼 수 있다. 여기서 피로 강도에 큰 영향을 미치는 변수는 변동

응력인  $\sigma_a$ 와 평균 응력인  $\sigma_m$ 이며, 피로 강도를 예측하기 위하여 교번 하중( $\sigma_m=0$ )을 받는 표준 시편에 대한 피로 수명 곡선(S-N 곡선)이 규격(JIS 등)으로 만들어져 있다. 그림 19는 S-N 곡선의 개요를 나타낸 것이며, 엔진 구조물과 같이 계속적으로 반복되는 하중을 받는 구조물의 경우에는 무한 수명 설계(infinite-life design)가 필수적이다. 이러한 설계에 필요한 재료의 피로 파손에 대한 조건식으로 여러 가지(modified Goodman, Soder-

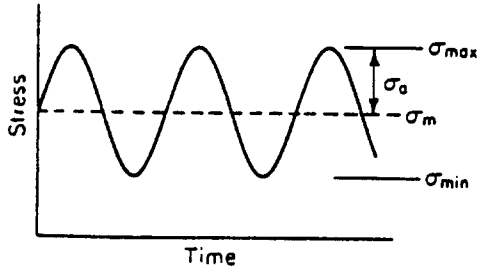


그림 18. 변동 하중에 의한 응력

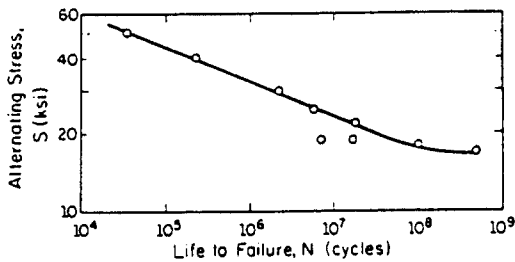


그림 19. 피로 수명 곡선(S-N곡선)

berg, Gerber, SAE 등)가 있으나 강재의 경우에는 modified Goodman 식을 많이 사용하고 있다.

- 변동 하중에 의한 재료의 파손 조건

$$\sigma_{wa} = \sigma_a / S_f$$

$$\sigma_a = \sigma_e \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right) \text{ for modified Goodman}$$

위 식에서  $\sigma_w$ ,  $\sigma_e$ 는 각각 인장 강도 및 피로 한도 (endurance limit)를 나타낸다. 여기서  $\sigma_u$ 는 재료의 표준 규격집에 있는 값을 이용할 수 있으나 정확한  $\sigma_e$ 의 값을 구하기 위해서는 실제 구조물에 대하여 피로 시험을 수행하여야 한다. 그러나 이러한 시험은 비용이 많이 소요되는 등, 어려운 경우가 많으므로 표준 시편의 피로 한도에 일정한 수정 계수를 곱하여 사용하는 경우가 많다. 즉

$$\sigma_e = S_e \sigma_e^*$$

$\sigma_e^*$  : endurance limit of test specimen

$S_e$  : modifying factor

여기서  $S_e$ 는 시편의 크기, 하중의 종류, 잔류 응력 상태, 표면의 끝내기 상태, 표면의 열처리, 사용 온도, 부식 등의 사용 환경, 용접 상태 등에 따라 달라지는 상수이므로  $S_e$ 값을 잘 결정하기 위해서는 많은 실험적 및 경험적 기초 자료를 필요로 하게 된다.

## 6. 결 론

국내에서 대형 엔진의 생산량이 점점 늘어나면서 생산 단가의 감소, 엔진 제반 문제 발생시 선주 측의 의문 제기 등에 대한 즉각적인 반응은 국내 엔진 시장의 판도에 많은 영향을 줄 수 있으며, 국외에서는 내연 발전소의 수요가 늘어남에 따라 시장 경쟁력의 확보를 위해 기본 설계의 필요성이 점점 증가하고 있다.

본 해설에서는 대형 엔진 구조물의 유한요소 해석을 위하여 경계 조건의 결정 및 하중 산출방법, 그리고 기본적 설계 방법에 대하여 기술하였으나, 보다 정밀한 설계를 위해서는 지속적인 설계 자료 수집, 하자 발생 및 보수 자료의 데이터 베이스화, 실제 실험을 통한 피로강도 평가 기술 개발 등이 요망된다.

## 7. 참고문헌

- 1) 초대형 컨테이너선의 진동해석, ANSYS '95 conference.
- 2) 선박용 디젤엔진 블록의 최적화에 관한 연구, ANSYS '95 conference.
- 3) Vibration characteristics of two-stroke low speed diesel engine, MAN - B & W.
- 4) Metal fatigue in engineering, H. O. Fuchs, R. I. Stepnens, John, Wiley & Sons.