

선박용 엔진 프레임 박스의 구조해석을 위한 기구학적 분석

Kinematic Study for the Structural Analysis of the Frame Box of Vessel Engines

이 재 훈† 최 종 호* 조 진 래** 이 인 수***
Lee, Jae-Hoon Choi, Jong-Ho Cho, Jin-Rae Lee, In-Soo
(논문접수일 : 2007년 4월 9일 ; 심사종료일 : 2007년 6월 20일)

요 지

본 논문에서는 S60MC-C 선박용 다실린더 엔진의 구조해석을 위한 기구학적인 분석에 대해 서술하였다. 구조해석을 위해 프레임박스에 작용하는 축력과 크랭크 저널베어링에 작용하는 반력이 필요하다. 각각의 동적인 작용력을 구하기 위해, 선박용 엔진 내부의 구동부를 마찰이 없는 평판의 운동으로 가정하고, 단실린더에 대해 동역학적인 평형관계를 이용하여 엔진 구동시의 크랭크 각도별 작용력을 구하였다. 단실린더에서의 하중조건을 바탕으로 특정 시점에서 각각의 실린더에 작용하는 하중을 구하기 위해 크랭크암의 각도의 차이를 이용하였다. 구조해석을 위해 프레임박스의 응력 변화에 큰 영향을 줄 것으로 판단되는 8개의 각도를 선정하였다.

핵심용어 : 선박용 엔진, 다실린더 기관, 기구학적 분석, 구조해석

Abstract

This paper addresses the kinematic study for the structural analysis of the S60MC-C multi-cylinder vessel engine. The load conditions such as the lateral force and the reaction force by the crank-shaft are required for the FEM analysis. The driving parts in vessel engine are assumed to be in frictionless rigid plane motion. We analytically derive dynamic forces for a single cylinder by using the dynamic force equilibrium. But, for the structural analysis for a single cylinder block, we use the loading conditions of two neighboring cylinders. Meanwhile, we use the single cylinder's loading condition to calculate the multi-cylinder's loading conditions, because each cylinder shows a cyclic loading pattern with respect to the crank arm's rotation angle.

Keywords : vessel engines, multi-cylinder engine, kinematic analysis, structural analysis

1. 서 론

운송수단의 발달에도 오늘날 전 세계 물류의 대부분은 해상운송에 의한 것으로 컨테이너선, bulk선, 원유수송선 등 다양한 선박의 동력기관은 디젤 방식의 내연기관이 사용되고 있다. 이러한 선박용 엔진은 그 규모만큼이나 과잉설계 시에 소형엔진에 비해 투입되는 재료비, 가공비 또한 대단히 큰 비중을 차지하므로 최적설계를 바탕으로 얻을 수 있는 생산비 절감효과 역시 상당히 클 수밖에 없다.

그러므로 선박용 엔진의 본체에 대한 구조해석을 실시하고 결과를 바탕으로 취약점을 보강하거나 경제적인 측면에서 불

합리한 부분을 개선하는 것이 필요하며 이것이 이번 연구의 목적이다.

엔진에 대한 유한요소해석을 실시하기 위해 우선 각 구성품들간의 유기적인 관계를 알아야 하며, 다음으로 엔진의 설치 환경 그리고 엔진 내부의 피스톤, 커넥팅로드 등 구동부의 동적인 거동에 의해 엔진본체에 작용하는 하중 및 구속조건을 알아야 한다.

이에 구조해석을 위한 선행 작업으로써 기구학적인 분석을 통해 엔진의 구동에 의해 일어날 수 있는 하중조건의 변화를 파악하고, 이러한 하중조건을 유한요소 해석에 적용시키기 위한 방안을 강구하는 것에 이 논문의 초점이 맞추어져 있다.

† 책임저자, 학생회원 · 부산대학교 기계설계공학과 석사과정
Tel: 051-510-3206 ; Fax: 051-510-7641
E-mail: lee-jaehoon@daum.net

* 부산대학교 기계공학부 정교수

** 부산대학교 기계설계공학과 석사과정

*** 두산엔진

• 이 논문에 대한 토론을 2007년 12월 31일까지 본 학회에 보내주시면 2008년 2월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

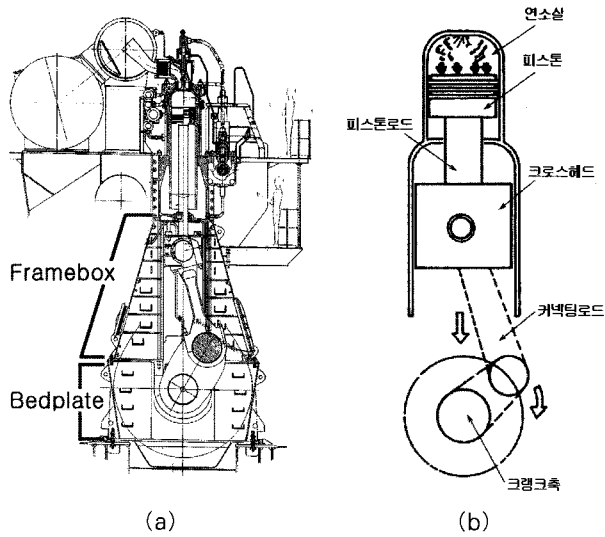


그림 1 Structure of the S60MC-C engine (single cylinder)

2. 본 론

2.1 엔진의 특성

이번 연구의 대상은 S60MC-C 선박용 엔진으로 그 간략한 특징은 다음과 같다.

- 2행정 피스톤 기관
- 저속 디젤 기관 : 105 [RPM]
- 다 실린더 기관 : 6개 실린더
- 단동식 기관
- 엔진 출력 : 13,560 [kW]

S60MC-C 엔진의 형태는 그림 1(a)와 같으며, 이것은 총 6개의 실린더로 구성된 실제 엔진에서 단일 실린더에 대해 내부 구성품과 대략적인 외부형태를 나타낸 것이다. 여기서 엔진의 본체부분 중에서 특히 frame box부위가 관심영역이다. 그림 1(b)는 기구학적 분석을 위해 S60MC-C 엔진 구동부의 모습을 단순화 시킨 것으로 링크부들의 특징을 잘 보여준다. 이 엔진은 일반적인 엔진에서 피스톤이 커넥팅로드와 직접적으로 링크되는 것과 달리 피스톤이 피스톤로드, 크로스헤드와 결합되어 있고 크로스헤드부가 커넥팅로드와 링크되어 연소실의 폭발력을 전달하게 되어있다.

2.2 기구학적 분석의 방향

기구학적인 분석을 위해 먼저 다음과 같은 일련의 가정을 하였다. 피스톤과 피스톤로드, 크로스헤드는 일체로 보며 크

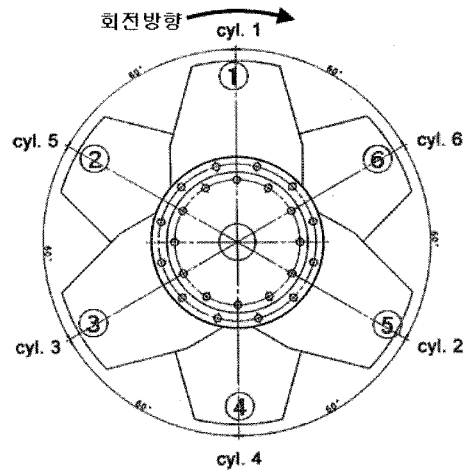


그림 2 Angle of crank arms (6 cylinders)

로스헤드는 상하방향의 직선왕복운동, 크랭크축은 고정점에 대한 회전운동을 한다. 엔진의 구동에 의한 하중조건 변화는 내부 구동부가 엔진 본체와 접촉하는 부위인 크로스헤드와 크로스헤드의 측벽 간 그리고 크랭크축과 크랭크축을 지지하는 크랭크저널베어링 간에 발생(Pulkrab, 2003)하며 마찰은 없다고 가정한다.

정리하면 구동부를 형성하는 부분은 피스톤 연결부와 커넥팅로드, 크랭크축이며 구동부의 운동에 의해 발생하는 하중은 피스톤부에 의한 엔진 본체 측벽으로의 측력, 크랭크축에 의한 본체의 반력성분이다. 이제 각 대상의 운동특성을 수식화하고 힘의 평형방정식을 이용하여 측력과 크랭크축에 의한 반력을 계산해 낼 것이며, 각각의 값들은 크랭크축의 각도를 변수로 하는 함수로 나타낼 수 있을 것이다.

2.3 구조해석 방안

이와 같은 대형구조물을 전체 실린더 6개에 대해 구조해석을 하는 것은 요소수의 증가로 인해 해석자체가 불가능하거나 효율적이지 못할 수 있다. 그러므로 복수의 동일한 형태의 실린더들이 일직선으로 배열되어 있다는 것에 착안한다면 인접하는 두 실린더를 절반씩 포함하는 구조물을 모델링하고 대칭경계 조건을 부여하는 방식으로 요소수를 크게 줄일 수 있다.

또한 각각의 실린더들의 내부 구동부는 사이클 단위에서 바라보았을 때 동일한 형태의 거동을 나타낼 것이지만, 각 실린더에서 크랭크암이 설치된 각도 차이에 의해 위상차가 발생하게 될 것이다. 그러므로 단일실린더에 대한 동적인 거동 특성을 파악하게 되면 다실린더에서의 조건들도 크랭크암의 각도만을 고려해 준다면 충분히 예상 가능하다.

그림 2는 실린더별 크랭크 암의 각도를 나타낸 것으로 회

표 1 Phase angle of 6 cylinders

실린더번호	1	2	3	4	5	6
위상	0°	120°	240°	180°	300°	60°
실린더 간 위상차		120°	120°	300°	120°	120°

전방향을 생각하면 연소실의 점화는 1-5-3-4-2-6번의 실린더 순서가 된다는 것을 알 수 있으며, 이를 바탕으로 각 실린더의 위상과 인접실린더 사이의 위상 차이는 표 1과 같이 나타낼 수 있다. 표 1에서 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6번 실린더 사이의 5가지 경우 전체에 대해 구조해석을 고려할 필요 없이 위상차가 120°, 300°인 두 가지만으로도 충분히 5가지 경우를 반영할 수 있음을 알 수 있다.

2.4 크로스헤드의 거동

그림 3은 구동부의 링크부위를 나타낸 것으로 크로스헤드와 커넥팅로드의 링크 점은 A, 커넥팅로드와 크랭크축과의 링크 점은 B, 크랭크축의 회전중심은 C로 나타내었다. O 점은 실린더에서 상사점(TDC)일 때 A점의 위치이다.

크로스헤드의 변위 x는 크랭크 각도 θ, 반경 r, 커넥팅로드 길이 l과의 관계에 의해 다음 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다(이재순, 1998).

$$\begin{aligned}
 x &= OC - AC & (1) \\
 &= r(1 - \cos \theta) + \lambda(1 - \cos \phi), \lambda = l/r \\
 &= r \left[(1 - \cos \theta) + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \right]
 \end{aligned}$$

한편, 근호안의 항을 정리하면 다음과 같이 전개된다.

$$\begin{aligned}
 x &= r \left[(1 - \cos \theta) - \sum_{n=0}^{\infty} A_{2n} \cos 2n\theta \right] & (2) \\
 A_0 &= -\frac{1}{4\lambda} - \frac{1}{64\lambda^3} - \frac{1}{256\lambda^5} - \dots \\
 A_2 &= +\frac{1}{4\lambda} - \frac{1}{16\lambda^3} - \frac{15}{512\lambda^5} + \dots \\
 A_4 &= -\frac{1}{64\lambda^3} - \frac{5}{256\lambda^5} - \dots
 \end{aligned}$$

근사적으로 간략히 하기 위해 1/λ³을 포함하는 항을 생략하고 정리하면 다음의 식 (3)과 같다.

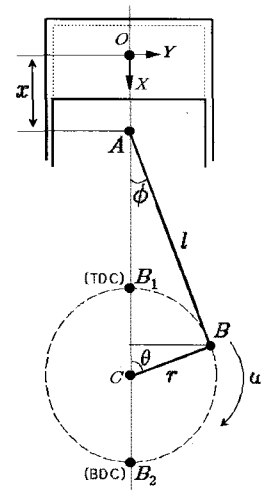


그림 3 Kinematics of cross head

$$x = r \left[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{4\lambda} (1 - \cos 2\theta) \right] \text{ [m]} \quad (3)$$

크로스헤드의 속도를 유사한 과정으로 정리하면 다음과 같다. ω는 각속도이며, RPM은 엔진의 분당 회전수이다.

$$\begin{aligned}
 v = \dot{x} &= \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{dx}{d\theta} \text{ [m/s]} & (4) \\
 \omega &= \frac{2\pi \text{RPM}}{60}
 \end{aligned}$$

따라서 v = ωr(sin θ + sin 2θ/2λ)이다. 동일한 방법으로 가속도를 계산하면 다음과 같다.

$$a = \dot{v} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{dv}{d\theta} = \omega^2 \frac{d^2x}{d\theta^2} \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5)$$

따라서 a = ω²r(cos θ + cos 2θ/λ)이다.

2.5 평형 방정식을 이용한 하중 방정식 도출

엔진 구동부는 구조물이 대칭적이고 운동 또한 평면상에서 정의할 수 있으므로 동역학적 측면에서 강체의 평면운동으로 가정할 수 있다. 그림 4는 평면상의 외력 F₁, F₂, F₃, ...

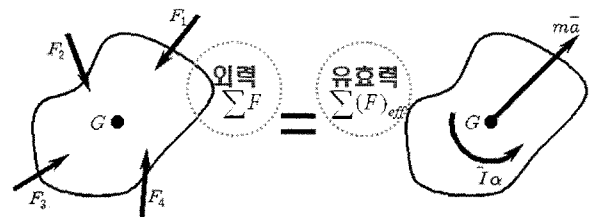


그림 4 Plane motion of rigid bodies

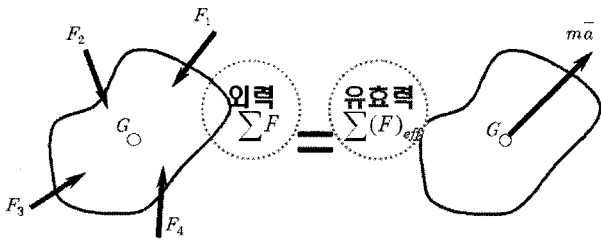


그림 5 Translation of rigid bodies

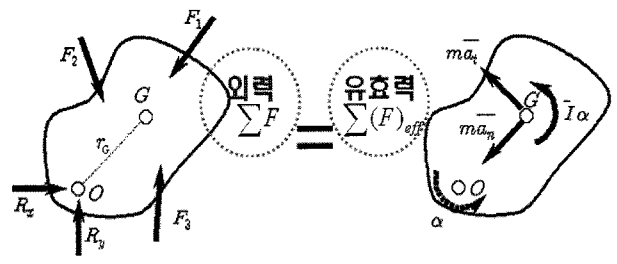


그림 7 Rotation motion by non center of mass

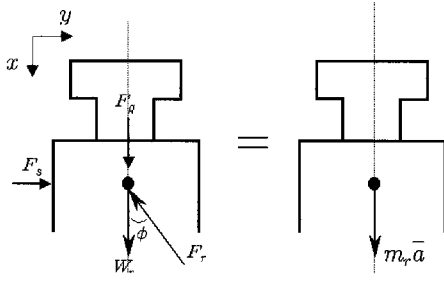


그림 6 FBD for cross head

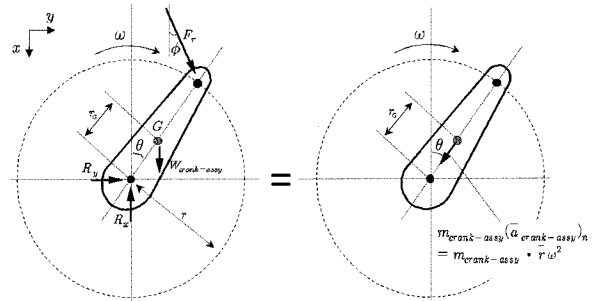


그림 8 FBD for crank shaft

의 작용 하에서 움직이는 질량 m 의 강체평면을 나타낸다. 이때 기본운동방정식을 나타내면 다음의 식 (6)과 같다 (Ferdinand, 1997).

$$\sum F_x = m \bar{a}_x, \sum F_y = m \bar{a}_y, \sum M_G = I \bar{\alpha} \quad (6)$$

2.5.1 크로스헤드의 축력

크로스헤드는 회전운동 없이 직선 왕복운동만을 하므로 2차원 평면에 대한 병진운동으로 가정할 수 있다. 그림 5와 같이 강체의 병진운동은 외력에 대해 질량중심에 대한 유효력 $m\bar{a}$ 로 정의할 수 있다(Ferdinand, 1997). 크로스헤드에 작용하는 외력은 가스폭발력 F_g 와 피스톤크라운, 피스톤로드, 크로스헤드, 커넥팅로드 왕복질량을 포함하는 전체 왕복질량에 의한 자중 W_r , 축력 F_s 와 커넥팅로드의 축선을 따라 작용하는 힘 F_r 이다. 이러한 외력에 대한 유효력은 무게 중심 G 에 작용하는 벡터 $m\bar{a}$ 로 표현할 수 있으며, 그림 6과 같이 자유물체도를 구성할 수 있다.

식 (7)과 (8)은 각각 가스에 의한 폭발력과 왕복질량의 무게에 대해 나타낸 것이다. 식 (7)에서 D 는 피스톤의 직경이며, 힘의 등기법칙에 의해 축력 F_s 는 식 (9)에서 (13)과 같은 과정으로 계산되어 질 수 있다.

$$F_g = P_g \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (7)$$

$$W_r = (m_{\text{piston crown}} + m_{\text{piston rod}} + m_{\text{cross head}} + m_{\text{conrod reciprocating}}) \cdot g \quad (8)$$

$$+\downarrow \sum F_x = \sum (F_x)_{\text{eff}} \quad (9)$$

$$F_g + W_r - F_r \cos \phi = m_r a \quad (10)$$

$$F_r = (F_g + W_r - m_r a) / \cos \phi \quad (11)$$

$$+\rightarrow \sum F_y = \sum (F_y)_{\text{eff}} \quad (12)$$

$$F_s = F_r \sin \phi = (F_g + W_r - m_r a) \tan \phi \quad (13)$$

식 (13)에 의해 계산된 축력 F_s 를 구조해석의 경계조건으로 크로스헤드의 접촉부위에 적용하기 위해서는 크로스헤드만이 축력과 접촉하면서 피스톤 결합부들의 상하 왕복운동을 지지하고 있고 피스톤과 피스톤로드에 의한 축력과 접축력은 미미하다고 가정해야 한다.

2.5.2 크랭크 저널 베어링에 작용하는 하중

크랭크축은 그림 7과 같이 질량 중심을 통과하지 않는 축에 대한 강체평면의 회전운동으로 가정할 수 있으며, 각속도와 각가속도를 각각 ω 와 a 라 할 때 질량중심 G 에 대한 접선성분, 수직성분은 식 (14)과 같이 나타낼 수 있다(Ferdinand, 1997).

$$\bar{a}_t = r_G a, \bar{a}_n = r_G \omega^2 \quad (14)$$

엔진의 회전수가 변동없이 일정하다고 가정한다면 식 (14)에서 각속도 ω 가 상수가 되고, 각가속도는 0이 되므로 관성우력은 사라지고 관성벡터는 수직성분인 원심력만 남게 된다. 그러므로 크랭크축에 작용하는 외력과 유효력에 대한

자유물체도는 그림 8과 같이 표현될 수 있으며, 등가법칙에 의해 다음의 식 (17), (20)과 같이 반력을 나타낼 수 있다.

$$+\downarrow \sum F_x = \sum (F_x)_{eff} \quad (15)$$

$$F_r \cos \phi + W_{crank-assy} - R_x = m_{crank} r_G \omega^2 \cdot \cos \theta \quad (16)$$

$$R_x = F_r \cos \phi + W_{crank-assy} - m_{crank} r_G \omega^2 \cdot \cos \theta \quad (17)$$

$$+\rightarrow \sum F_y = \sum (F_y)_{eff} \quad (18)$$

$$F_r \sin \phi + R_y = -m_{crank} r_G \omega^2 \cdot \sin \theta \quad (19)$$

$$R_y = -m_{crank} r_G \omega^2 \cdot \sin \theta - F_r \sin \theta \quad (20)$$

여기서 $W_{crank-assy}$ 는 크랭크축질량과 커넥팅로드 회전질량의 합에 대한 무게이며, R_x , R_y 는 크랭크 저널베어링으로부터 크랭크축에 작용하는 반력을 나타낸다.

2.6 하중 계산

하중조건 계산을 위해 알고 있는 정보를 입력변수로 하고 최종적으로 알고자 하는 변수들을 출력변수로 분류하였으며 앞에서 도출한 크로스헤드 축력, 크랭크 저널베어링의 반력에 대한 식 (10), (12), (13)을 이용하여 크랭크축의 각도가 1°씩 변화할 때의 상태를 계산하였다. 이 과정은 반복적인 계산이 요구되므로 시간절약을 위해 MS Excel을 이용하여 계산시트를 작성하였다.

표 2 Parameters for calculation

입력 변수		
크랭크축의 각도	θ	1°씩 변화
커넥팅로드 길이	l	2.46m
크랭크암의 반경	r	1.2m
엔진 회전수	RPM	105
실린더 직경	bore	0.6m
왕복질량	$m_{piston-assy}$	5003kg
회전질량	$m_{crank-assy}$	11452kg
각도에 따른 연소실 압력	$P\theta$	측정치
크랭크축 무게중심거리	r_G	0.5742
각 실린더의 각도차	위상차	표 1
출력 변수		
크로스헤드의 변위	x	
크로스헤드의 속도	v	
크로스헤드의 가속도	a	
가스에 의한 폭발력	F_g	
크로스헤드의 축력	F_s	
커넥팅로드 축선력	F_r	
크랭크축에 대한 반력	R_x, R_y	

변수는 표 2에 나타난 것과 같다. 연소실내의 가스압력 변화는 실험 측정치를 사용하였으며 그림 9와 같다. 그림 9에서 가로축은 피스톤이 상사점에 있을 때 크랭크암 각도를 0°로 설정한 것이다. 특별한 언급이 없다면 앞으로 제시될 그래프들에서 Angle은 1번 실린더의 크랭크암 각도를 기준으로 할 것이다. r_G 는 커넥팅로드의 중심에서 회전질량의 무게중심까지의 거리를 나타내는데 수계산의 어려움이 있으므로 Pro-Engineer에서 크랭크축 부분과 커넥팅로드 회전질량부를 모델링 및 assembly하여 그림 10과 같이 model analysis를 통해 그 값을 계산하였다(이국환 외, 2005). 실제의 커넥팅로드와 크랭크축은 엔진의 구동에 따라 결합된 각도가 바뀌게 되고 전체 회전질량에 대한 무게중심 또한 이동하게 되지만 매 각도마다의 계산은 시간상의 문제가 있으므로 가장 가혹한 조건이 될 것으로 예상되는 무게중심이 크랭크축의 중심에서 가장 먼 곳에 위치될 수 있는 상태, 즉 원심력이 가장 클 때를 대표적인 무게중심 위치로 가정하였다. 나머지 변수들은 도면과 관련자료를 이용하였다.

우선적으로 단일 실린더에서 크랭크축의 각도변화에 따른 하중조건 변화의 변화를 계산하였으며, 같은 시점 상의 여러 실린

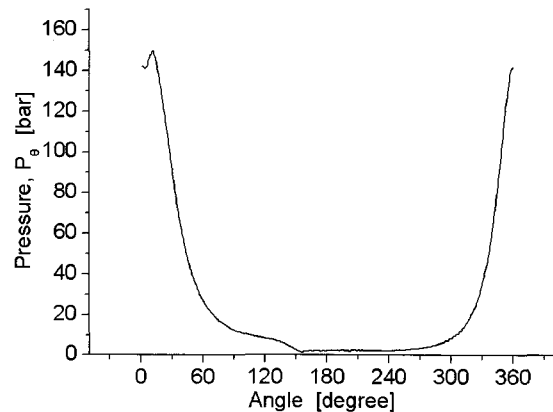


그림 9 Variation of $P\theta$ to angle

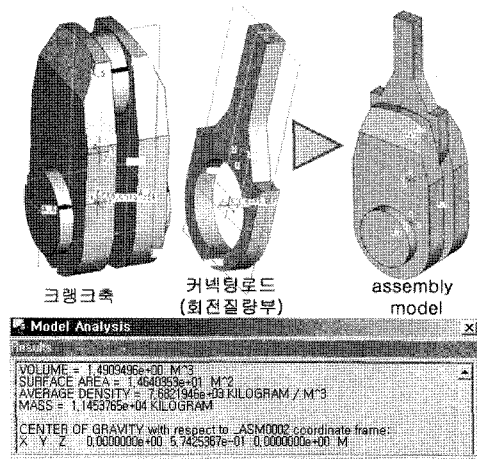


그림 10 Model analysis for rotating mass

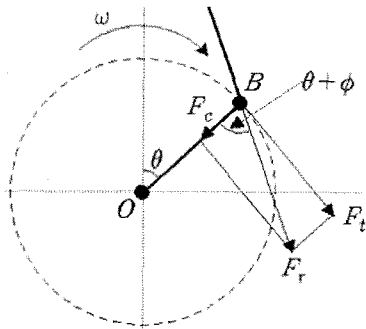
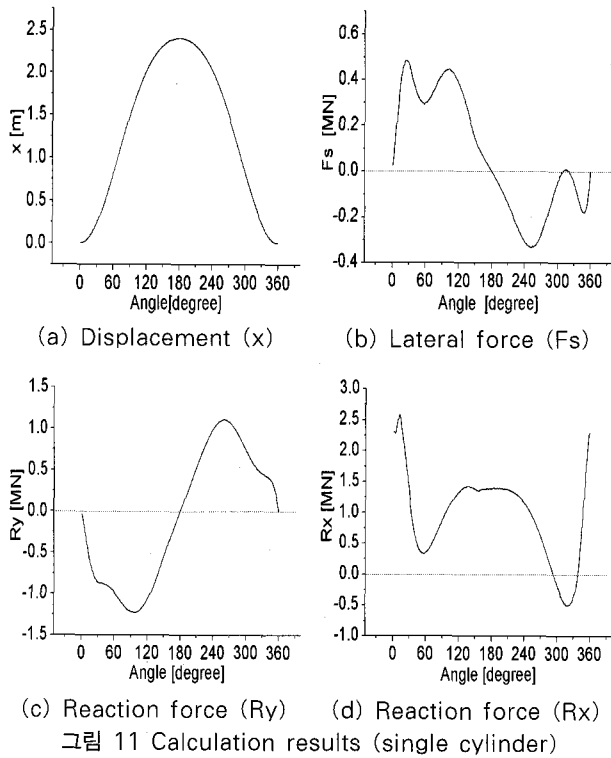


그림 12 Diagram of crank assy

더에서의 하중조건은 단일 실린더에 대한 하중조건을 앞서 표 1에서 나타난 각 실린더의 위상차를 고려하여 그 값들을 이동(shifting)시켜주면 간단히 구해낼 수 있다.

2.7 하중조건외 계산 결과 및 검증

단일 실린더에 대한 크로스헤드의 변위, 축력, 수평반력, 수직반력의 계산결과는 각각 그림 11의 (a), (b), (c), (d)와 같다. 그림 11(b)에서 크랭크축의 각도에 의해 축력의 크기와 방향이 달라짐을 알 수 있으며, 축력은 ϕ 에 대한 \tan 값으로 나타나므로 상사점과 하사점에서는 0이 된다. 그리고 26° 와 348° 부근의 두드러지게 나타나는 부분은 연소실 내 가스 폭발력의 영향에 의해, 104° 와 253° 근처의 값은 크랭크축의 회전에 의한 크로스헤드의 관성력에 기인하는 바가

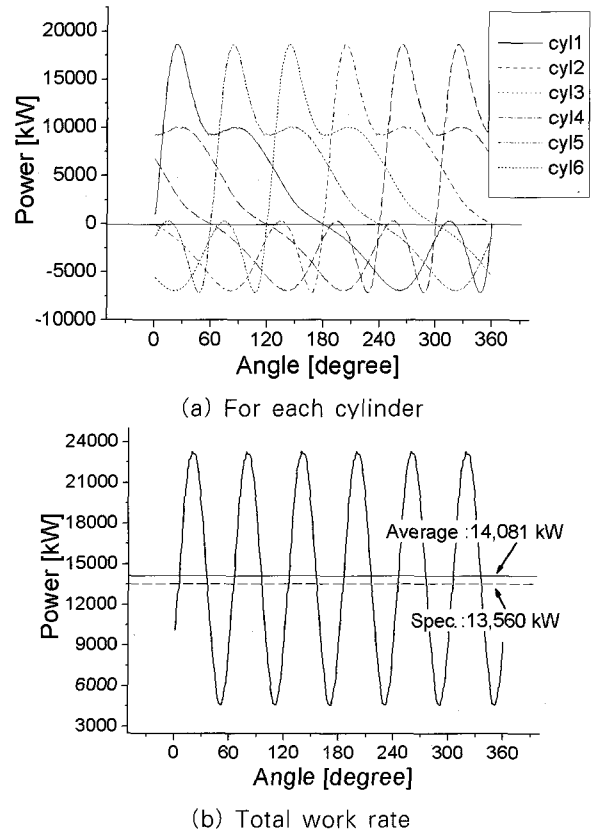


그림 13 Variation of Power to angle

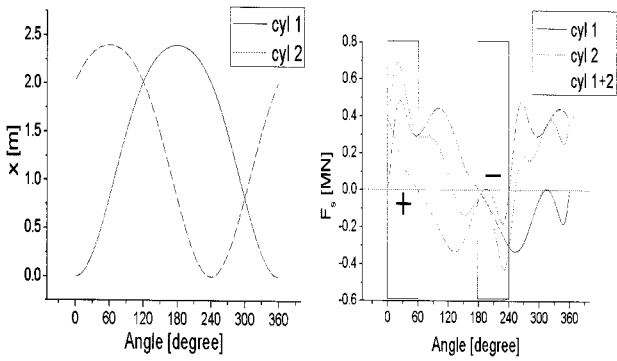
크다는 것을 짐작할 수 있다. 그림 11(c)는 크랭크축에 작용하는 수평반력으로 힘의 변화가 원심력에 의한 영향이 두드러짐을 알 수 있고, 그림 11(d)의 수직반력은 0° 와 360° 양 끝단은 가스의 폭발력에 의해 그리고 가운데 부분은 원심력에 의한 영향이 큰 부분이라는 것을 알 수 있다.

이러한 계산결과 값을 구조해석에 적용하기 전에 먼저 타당성 여부를 판단하여야 할 것이다. 그러므로 실제 엔진의 사양과 비교검증이 필요하므로 엔진출력을 기준으로 비교해 보았다. 그림 12의 커넥팅로드 축방향의 힘 F_c 에 대한 크랭크 회전반경의 접선분력 F_t 와 반경 r 의 곱으로 토크 T 를 식 (21)와 같이 나타낼 수 있다. 출력 WR 는 일률(J/s) 단위이며 식 (22)와 같이 표현 가능하다.

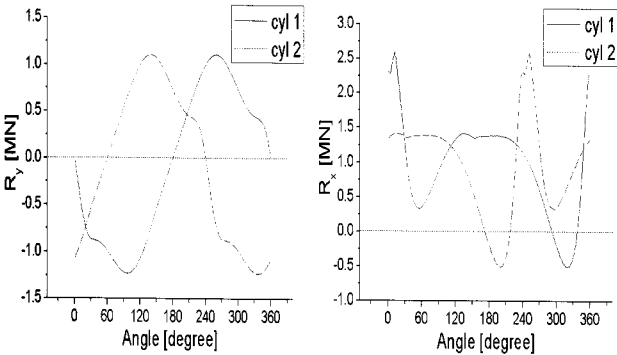
$$T = F_t \cdot r = F_r \cdot r \cdot \sin(\theta + \phi) \quad (21)$$

$$WR = T \cdot \omega = F_r \cdot r \cdot \sin(\theta + \phi) \cdot \omega \quad (22)$$

이에 따른 엔진 출력의 계산결과가 그림 13에 나타나 있다. 그림 13(a)는 각각의 실린더에서 매 각도에 발생하는 순간 일률을 나타낸 것이고 (b)는 6개 실린더의 순간일률을 합한 엔진 전체의 순간일률을 나타낸다. 그림 13(b)에서 순간 일률값을 360° 에 걸쳐 적분하여 각도로 나누어준 평균일률이

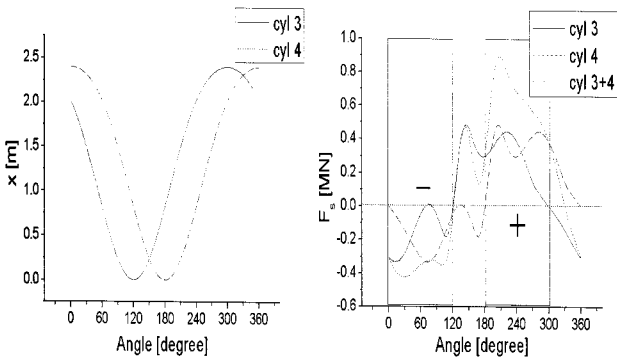


(a) Displacement (x) (b) Lateral force (Fs)

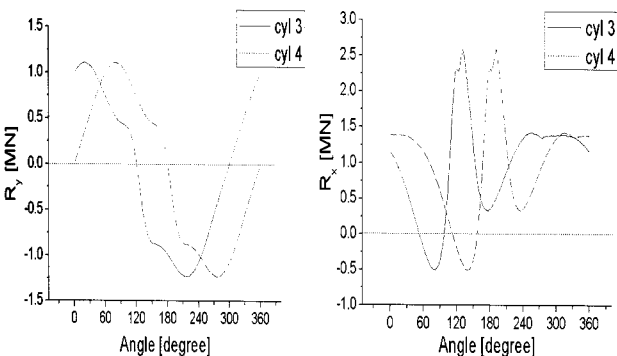


(c) Reaction force (Ry) (d) Reaction force (Rx)

그림 14 Calculation results (cylinders 1 and 2)



(a) Displacement (x) (b) Lateral force (Fs)



(c) Reaction force (Ry) (d) Reaction force (Rx)

그림 15 Calculation results (cylinders 3 and 4)

Average이며 14,081(kW), 엔진성능에 명시된 일률이 Spec.으로 표시된 것이며 13,560(kW)이다. 공식적인 엔진의 출력과 수식에 의해 계산된 값의 차이는 엔진구동에 의해 발생하는 마찰, 열유동 등에 의한 손실 때문일 수 있으며 이것을 차치하더라도 두 값 사이의 3.7% 오차는 이론적 계산값이 실제모형을 반영하는데 충분한 신뢰성이 있음을 알려 준다.

2.8 구조해석을 위한 각도 선정

실제 구조해석을 실시할 때는 1~6번 전체 실린더 모델이 아니라 인접한 두 실린더를 따로 떼어내어 하중조건을 부여할 것이다. 또한 해석 시 소요되는 시간상의 문제에 의해 0°~360°의 크랭크 각도변화에 따른 해석을 전부 수행할 수는 없으므로 인접실린더에 의한 하중조건을 비교하여 목적에 맞을 것이라 생각하는 각도를 선별해서 구조해석을 해야 한다.

그리고 앞에서도 언급되었듯이 인접실린더의 위상차는 120°, 300° 두 가지가 존재한다. 그림 14, 15는 각각 인접실린더의 위상차 120°, 300°의 대표로서 1~2번과 3~4번 실린더의 크랭크축 각도에 따른 크로스헤드의 변위, 측력, 수평 및 수직 반력을 나타낸 것이다.

그림 14와 15의 결과에서 특정 각도의 하중조건을 선택적으로 FEM해석에 적용시켜야 하는데 구조해석에서 엔진본체 쪽에서도 크로스헤드가 측력을 가하는 부분인 frame box가 주요 관심영역이므로 그림 14, 15의 (b)에 나타나 있는 측력 F_s 를 우선적으로 고려하는 것이 옳을 것이라 생각된다. 여기서 (+), (-) 표시가 되어 있는 영역은 두 실린더의 크로스헤드가 같은 방향으로 측벽에 하중을 작용시키는 구간을 나타낸다. 나머지 영역은 두 실린더 간의 측력작용 방향이 서로 반대일 때를 나타내는데 한쪽이 좌측벽으로 측력을 작용시킬 때 다른 쪽은 우측벽으로 측력이 작용되는 구간이다.

두 실린더에서 측력이 작용되는 위치가 cycle동안 x값에 의존하여 변화하고 측력이 작용하는 부품 역시 서로 다르기 때문에 단순히 두 실린더에서의 측력 작용 방향이 같다고 두 힘의 합력으로 전체 측력 성분을 정의하거나, 두 힘의 방향이 반대일 때 서로 상쇄될 것이라고 판단하면 안되지만 전체적인 하중변화 경향을 참고하기 위해 표시하였다.

그림 16은 3~4번 실린더에 대한 측력 F_s 의 변화값을 바탕으로 구조해석을 위해 선정된 각도를 나타내었다. '|3|+|4|'로 표시된 부분은 3번과 4번 실린더에서 발생하는 각각의 측력에 대한 절대값의 합을 나타낸다. 여기서 화살표시기가 위치한 지점은 전체적으로 곡선이 변곡되는 곳을 선정할 것이다. 절대값을 기준으로 각도를 선정하는 작업을 한 이유는

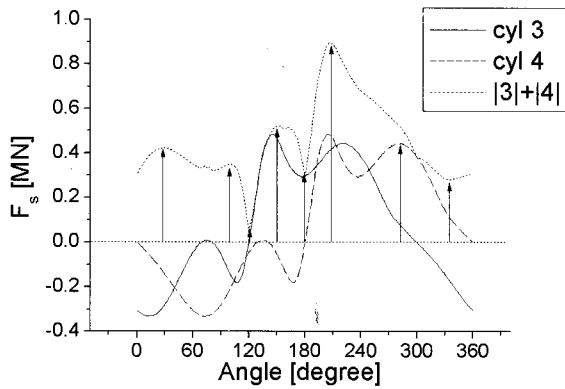


그림 16 Choosing the angle for FEM analysis

다음과 같다.

(1) 만약 두 축력의 방향이 같다면 frame box의 내부에서 좌측 또는 우측, 한쪽 벽으로 힘을 작용시켜 frame box 자체를 좌 또는 우로 굽힘 변형시키려 할 것이다.

(2) 두 축력의 방향이 다르다면 frame box를 내부에서 밀어내어 바깥쪽으로 볼록한 형태가 되도록 만들려 할 것이다.

그러므로 두 축력의 방향에 상관없이 축력이 커졌을 때 frame box에 가혹한 조건을 가지게 할 것이라고 가정될 수 있다. 축력의 합이 최대인 지점 외에도 여러 변곡점을 선정한 것은 용접부에 대한 피로해석을 염두에 둔 것이다. 피로수명 평가를 위해서는 반복 cycle동안의 응력변화 선도가 필요하며, 이것을 cycle counting기법에 의해 각 stress range에 대한 cycle로 분류해서 miner's rule로 피로평가가 가능하다(Maddox, 1991).

구조해석 case로 선정해 본 지점은 30°[270°], 101°[341°], 120°[0°], 153°[33°], 180°[60°], 207°[87°], 284°[164°], 336°[216°]로 한 cycle에서 총 8개의 step이 되었으며 그 값들은 표 3에 나타나 있다. 여기서 각도는 1번 실린더의 크랭크암 각도를 기준한 값이며, 팔호안의 각도는 3번 실린더의 크랭크암 각도를 기준으로 한 것이다.

3. 결 론

선박용 엔진에 대한 구조해석을 위한 하중조건을 마련하기 위해 우선 단일 실린더에 대한 축력과 크랭크축의 반력을 동역학적인 힘의 평형방정식을 이용하여 계산하였다. 계산결과는 엔진출력을 이용하여 검증해 보았고 타당성 있음이 판명되었다.

다실린더 기관인 대상모델에서 실제 구조해석은 인접한 두 실린더 사이를 모델링하고 하중, 경계조건 및 대칭조건을 부여할 것이므로 두 실린더 사이의 축력을 동시에 고려해야 한다. 이때 각 실린더는 같은 반복 하중형태를 가지며 크랭크축의 각도차에 따른 위상차이만을 가진다. 그러므로 단일 실

표 3 Load conditions for 8 steps

Item	Cyinder #3				Cyinder #4			
	Lateral force (kN, mm)		Crank load (kN)		Lateral force (kN, mm)		Crank load (kN)	
	M	P	V	H	M	P	V	H
120° [0°]	0	↓ 105	↓ 1148	0	→ 22.48	↓ 925	↑ 94.36	← 366.7
153° [33°]	← 220.7	↓ 385	↓ 523.7	→ 437.2	→ 40.52	↓ 296	↑ 119.6	← 221.0
180° [60°]	← 149.0	↓ 925	↓ 177.1	→ 493.2	0	↓ 105	↓ 148.5	0
207° [87°]	← 206.0	↓ 1534	↓ 404.7	→ 601.0	← 240.7	↓ 296	↓ 761.7	→ 421.1
284° [164°]	← 34.04	↓ 2481	↓ 689.1	→ 143.6	← 222.4	↓ 1870	↓ 566.2	→ 608.1
336° [216°]	→ 88.58	↓ 2377	↓ 673.7	← 322.2	← 51.28	↓ 2450	↓ 672.6	→ 213.0
30° [270°]	→ 141.1	↓ 1598	↓ 308.6	← 538.6	→ 71.63	↓ 2417	↓ 685.2	← 270.4
101° [341°]	→ 74.89	↓ 201	↓ 145.9	← 204.3	→ 99.92	↓ 1358	↓ 163.5	← 490.1

M : 크기, P : 위치, H : 수직방향, H : 수평방향을 의미.

린더에 대한 하중자료를 이용하여 인접한 두 실린더에 대한 자료로 활용하였으며 구조해석의 목적에 맞을 것으로 예상되는 8개의 지점을 선정하였다.

이를 바탕으로 향후 구조해석을 실시하고, 엔진본체에 대한 안전을 진단과 용접부의 피로수명을 예측하는데 활용할 것이다. 또한 설계 개선안을 도출해 보고 개선안에 대한 구조해석과 용접부 피로수명 평가로의 피드백을 통해 좀 더 신뢰성 있는 개선안이 나오도록 할 것이다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의해 연구되었음.

참 고 문 헌

이국환, 최광우, 박병규 (2005) Pro/Engineer Wildfire 2.0, 기전연구사, 서울, p.425.
 이재순 (1998) (최신)내연기관, 보문당, 서울, p.521.
 Ferdinand P.B., E. Russell J. (1997) *Vector Mechanics for Engineers: Dynamics*, McGraw-HILL co, New York, p.732.
 Maddox, S.J. (1991) *Fatigue strength of welded structures*, Abington publishing, Cambridge, p.198.
 Pulkrabek, W.W. (2003) *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Prentice Hall, Upper Saddle River, N.J., p.411.