

유한요소 해석을 이용한 선박용 엔진 프레임 박스 용접부의 피로수명 예측

Fatigue Life Estimation for Welded Parts of Marine Vessel Engine Frame Box by Utilizing Finite Element Analysis

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 8월 3일)

요 지

본 논문은 선박용 엔진인 S60MC-C의 프레임 박스 용접부에 대한 피로수명 예측을 위한 수치적 기법을 제시한다. 피로 수명 평가를 위해 사이클 동안의 동적인 응력변화를 계산해내야 하며, 이에 따라 선행된 연구에서 얻은 엔진의 한 사이클 동안의 하중 조건으로 상용 유한요소해석 프로그램을 이용한 구조해석을 실시하였다. 구조해석은 8단계에 대해 이루어 졌 으며, 그 결과를 바탕으로 프레임 박스 용접부의 피로수명 평가를 위해서 HSS(Hot spot stress), Reservoir counting method, Palmgren-miner's rule을 적용하였다. 결과적으로 구조해석을 통한 대상 엔진의 취약부와 과잉 설계부를 확인하 였고, 피로수명의 평가를 통해 설계의 적절성 여부를 평가하였다.

핵심용어 : 선박용 엔진, 피로수명 예측, 구조해석, 유한요소법

Abstract

This paper presents the numerical estimation of the fatigue life for the frame box's welded parts of the marine vessel engine S60MC-C. The time-variations of the effective stresses at the critical points during a piston cycle are computed through the finite element analysis, by applying the dynamic loadings that were analytically derived in the previous paper. The fatigue lives of the welded parts are estimated by making use of the hot-spot stress extrapolation and the Palmgren-miner cumulative damage rule.

Keywords : marine vessel engines, fatigue life, structural analysis, finite element method

1. 서 론

본 논문은 S60MC-C 선박용 엔진 프레임 박스 구조해석에 관한 연구의 두 번째 내용으로 Part II에 해당한다. 엔진에 대한 구조해석을 위해서는 피스톤, 커넥팅로드 등의 동적인 거동에 따른 엔진본체에 작용하는 하중조건을 기구학적 분석을 통해 계산해야 하고, 유한요소 해석을 위한 3D모델링과 격자를 생성한 후 하중 및 경계조건을 적용하는 과정이 필요하다. 그러므로 선행된 연구에서 엔진 특성에 따른 기구학적 분석을 수행하여 엔진구동에 따른 하중조건의 동적인 변화를 파악하고 구조해석을 수행할 단계를 선정하였다(이재

훈 등, 2007). 이어서 이번 두 번째 논문에서는 유한요소해석을 위한 형상모델링과 Part I에서 이론적으로 유도한 결과들을 바탕으로 구조해석을 실시한 방법과 결과, 그리고 구조해석 결과를 이용한 피로수명의 예측에 대해 기술할 것이다.

2. 이론적 배경

2.1 피로수명 평가기법

2.1.1 HSS(hot spot stress)

구조물이 반복적인 사이클의 하중에 놓여 있을 때 항복응

† 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.

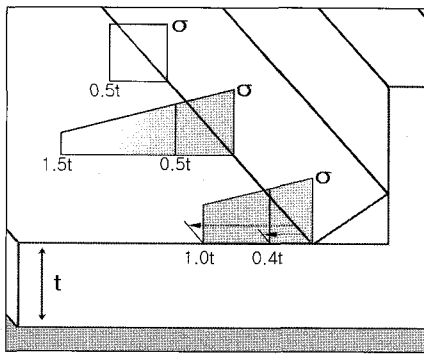


그림 1 Hot spot stress(HSS)

력보다 낮은 조건에서도 파괴가 일어날 수 있다. 그러므로 동적인 하중을 받게 되는 엔진의 구조물에서 피로에 대한 평가는 중요한 의미를 가진다. 엔진과 같은 용접 구조물에서의 피로파괴는 주로 응력이 집중되는 용접 연결부 끝단에서 발생되므로 널리 이용되는 HSS(hot spot stress)기법을 이용하여 용접 연결부에서 발생하는 응력을 추정하였다.

핫스팟 응력은 선형외삽법(extrapolation)으로 용접부의 응력을 정의하는데, 이 방법은 IIW나 각 선급들에서 규정용 통해 이미 이용되고 있으며, 선박용 엔진과 같은 대형 판재 구조물에서도 적용하는데 큰 무리가 없다고 판단된다. 추정된 용접부의 응력은 이미 세워져 있는 다양한 피로파괴에 대한 설계 규칙에 적용시키면 된다.

그림 1은 HSS를 추정하는 방식에 대한 예시이다. 0.5t, 1.5t에서의 HSS는 다음과 같이 계산될 수 있다(Kim, 2005).

$$\sigma_{HS} = 1.5 \sigma_1 - 0.5 \sigma_2 \quad (1)$$

여기서 σ_{HS} 는 용접부 끝단의 HSS를 나타내며, σ_1 은 부재의 두께를 t로 보았을 때 용접부 끝단에서 0.5t 떨어진 지점에서의 응력, σ_2 는 1.5t지점에서의 응력값을 나타낸다.

2.1.2 S-N 곡선

선급에서는 용접부의 피로설계를 위해 많은 실험을 통해 비슷한 피로거동을 보이는 용접연결부의 조건들을 9가지로 분류, 일반화된 피로선도가 사용되고 있다. 각 분류에 대한 일반화된 S-N 곡선은 표 1과 같으며 이는 다음의 식 (2)와 같은 함수값으로 나타낼 수 있다(Maddox, 1991).

$$S^m N = A \quad (2)$$

여기서, m 은 기울기를 N은 피로수명 그리고 S는 작용 응력의 범위를 나타낸다. 일반적으로 S-N 곡선은 많은 반복된 실험에 의해 이루어진 실험값이므로 확률에 의존하게 된다. 표 1에서 Mean 곡선은 50% 확률의 파괴 또는 비파괴

표 1 Detailed data of S-N curves

Class	m	A		
		Mean	Mean-1SD	Mean-2SD
B	4.0	2.34×10^{15}	1.54×10^{15}	1.01×10^{15}
C	3.5	1.08×10^{14}	6.75×10^{14}	4.22×10^{14}
D	3.0	3.99×10^{12}	2.46×10^{12}	1.52×10^{12}
E	3.0	3.29×10^{12}	1.85×10^{12}	1.04×10^{12}
F	3.0	1.73×10^{12}	1.05×10^{12}	6.33×10^{11}
F2	3.0	1.23×10^{12}	7.28×10^{11}	4.31×10^{11}
G	3.0	5.70×10^{11}	3.77×10^{11}	2.50×10^{11}
W	3.0	3.70×10^{11}	2.42×10^{11}	1.58×10^{11}

를 의미하며 Mean-1SD와 Mean-2SD는 각각 15.9%와 2.3%의 파괴를 의미한다.

2.1.3 사이클 및 피로축적의 계산

사이클 계산은 복잡한 응력의 변화를 응력범위(stress range)에 대해 사이클의 횟수로 변환하는 작업이라고 할 수 있다. 카운트 기법(counting method)으로는 range-pair, rainflow, reservoir method의 3가지가 많이 쓰이는데 이 중에서 reservoir 카운트 기법은 짧은 waveform에 적합하므로 이번 연구에서 적용하였다.

사이클 동안의 복잡한 응력의 변화를 사이클 계산을 통해 응력범위 별로 나누어 졌을 때 각각의 응력범위를 S_i ($i=1, 2, 3, \dots$), 사이클 개수를 n_i 라고 표현할 때 널리 쓰이는 용접부의 피로축적에 관한 방법인 Palmgren-miner 피로축적 법칙(miner's rule)을 이용하여 피로축적 정도를 평가할 수 있다. 관련내용은 다음의 식 (3)과 같으며, N_i 는 반복하중의 크기 S_i 에 대한 피로파괴 되는 사이클 횟수를 나타낸다.

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \text{ at Failure} \quad (3)$$

식 (3)에서 각각의 응력범위에 대해 경과한 사이클을 한계 사이클로 나눈 값들의 선형적인 합에 해당하는 $\sum n_i/N_i$ 가 축적된 피로 정도를 나타내며 이 값이 1이 되면 피로파괴가 일어난다는 것을 의미한다.

3. 형상 및 FEM모델링

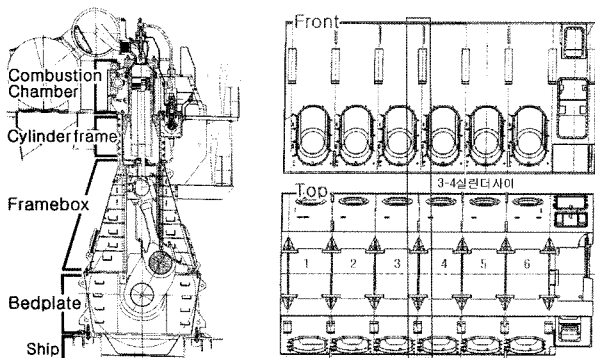
3.1 형상 모델링

S60MC-C 엔진은 6기통으로 그림 2(a)와 같이 크게 연소실, 실린더 프레임(cylinder frame), 프레임 박스(frame

box), 베드플레이트(bedplate) 등으로 나눌 수 있다. 이러한 다실린더(multi-cylinder) 엔진은 동일한 순간에도 각 연소실 마다 다른 하중조건들을 나타내기 때문에 전체 실린더를 해석영역으로 설정하는 것이 해석결과와 정도 측면에서 유리할 것으로 판단된다. 하지만 PC의 성능과 메모리의 용량 부족이 가장 큰 문제로 나타나서 구현할 수 없었다. 그래서 인접한 두 실린더를 절반씩 포함하는 모델을 구성하게 되었다.

실제로 구조해석에 사용된 인텔 듀얼코어2 2.13Ghz, 2G byte 메모리의 윈도우XP 운영체제 PC에서 하나의 실린더 모델에 대한 예비 시뮬레이션에서도 격자의 조밀도에 따라 메모리 부족으로 해석을 진행할 수 없는 경우가 발생하였다. 32비트 PC에서는 최대 4G byte까지 메모리를 사용할 수 있지만, 사실상 윈도우XP 시스템의 특성상 운영체제가 아닌 구동 소프트웨어에 대해 최대 2G byte 메모리까지만 지원한다. 그러므로 XP상에서 구동되는 상용 해석 소프트웨어에서 해석 형태나, 전체 요소의 양에 따라 구동이 불가능한 경우가 발생하게 된다. 이번 대상 모델은 주로 판재로 이루어져 있으므로 솔리드(solid) 모델로 구성 시에 격자 생성이 많을 수밖에 없는 점도 작용한 것으로 보인다.

이번 구조해석의 주요 관심영역이 프레임 박스부이므로 실린더 프레임, 프레임 박스, 베드플레이트로 모델링 대상을 한정하였으며 전체 6개의 실린더에서 그림 2(b)와 같이 두 실린더 사이의 영역을 포함하는 3번과 4번의 각 실린더를 절반씩 포함하는 부분을 최종 모델링 형상으로 선정하였다. 각 실린더의 형상은 각각 인접실린더와 거의 대칭형상에 가깝지만 하중조건은 정확한 대칭 조건은 아니다. 하지만 프레임 박스의 외부 케이스에 해당하는 측벽(sidewall)에 의해 실린더 사이가 연결되어 있으며, 그 거리가 충분히 떨어져 있고 크로스헤드 가이드에 의해 발생하는 측력이 직접적으로 작용하는 부위인 크로스헤드(cross head)의 가이드(guide shoe 또는 cross head guide) 부분은 한 실린더 내에서도 좌측



(a) Single cylinder (b) Frame box(6 cylinders)
그림 2 Structure of the S60MC-C engine

과 우측이 서로 분리되어 있고 각각이 이웃한 실린더와 부재를 공유하기 때문에 실린더 서로간에 미치는 영향이 그리 크지 않다고 가정하였다. 크랭크 축에 의한 베어링 로드가 작용하는 엔진하부가 실제로는 각 실린더간의 상관효과가 크게 작용하는 부위로 판단되지만, 관심영역이 프레임 박스 부위로 한정된다는 것을 감안하여 발생할 수 있는 오차를 용인하였다.

최종적인 3D 모델은 그림 3과 같으며 모델링은 Unigraphics를 이용하였으며, 엔진의 가공도면과 실물을 참고하여 구조강도해석에 미치는 영향이 작을 것으로 판단되는 작고 복잡한 형상은 단순화 또는 생략하였으며, 특히 프레임 박스 부분에서 이번 연구에서 동적하중에 의한 피로수명에 대해 관심이 있는 부위(triangular tube 용접부, @부위)에 대해서는 용접부와 모재의 형상이 반영되도록 모델을 구성하였다. 그림 4에 대략적으로 각 부의 명칭과 형태를 표시하였다. 총 72개의 부분품들 중에 판재들이 용접되어 하나의 몸체로 볼 수 있는 부분들은 프레임 박스와 베드플레이트 같은 부위이며, 볼트체결 부위는 실린더 프레임 하부와 프레임 박스 상부, 프레임 박스 하부와 베드플레이트 상부, 베드플레이트

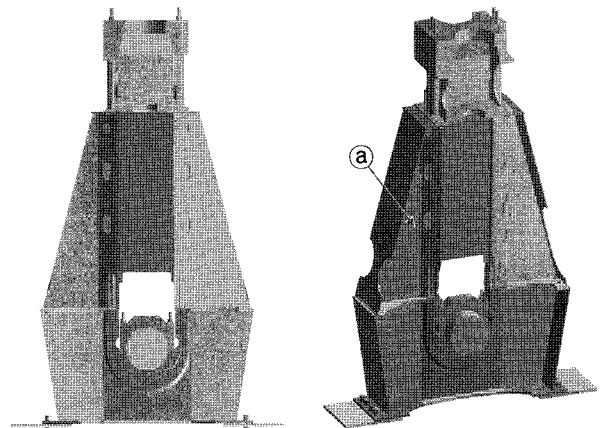


그림 3 3-D model of the S60MC-C engine

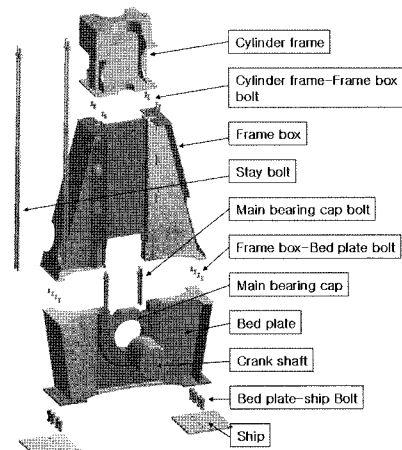


그림 4 Parts in the 3-D model

표 2 Numbers of parts

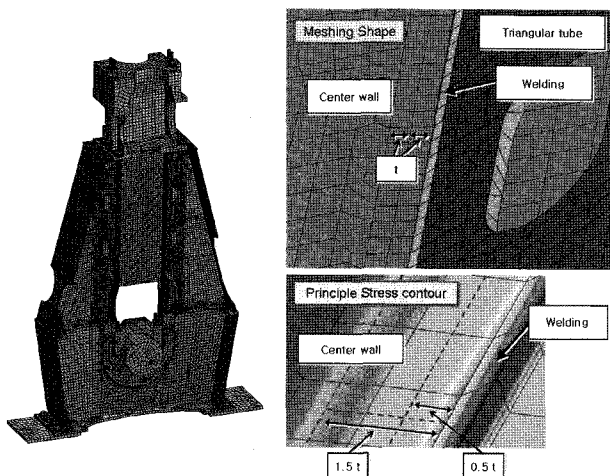
Components	Number
Cylinder Frame	1
Frame Box	25
Bedplate	15
Stay bolt	4
Ship	10
Bolt, Nuts	16
Crank shaft	1
Total	72

표 3 Mesh information

Components	Size	Method	Node	Element
Cylinder frame	65mm	Hexa	34,584	10,855
Frame box	50mm	Hexa	185,799	51,286
Bed plate	60mm	Hexa	84,285	24,608
Stay bolt	50mm	Hexa	43,581	8,548
Ship	70mm	Hexa	4,334	1,024
Ship bolt, nut	30mm	Hexa	3,362	966
Parts joint bolt, nut	30mm	Hexa	9,605	2,441
Bearing cap bolt	50mm	Hexa	8,296	1,632
Shaft	80mm	Hexa	5,446	1,150
Total number			379,292	102,510

표 4 Material properties

Components	Cylinder frame, frame box, bed plate	Stay bolt, bolts	Main bearing support
Material	SM400B	SCM435	SCW480
ρ [kg/m ³]	7850	7850	7850
E [GPa]	215	205	215
ν	0.3	0.29	0.3
σ_Y [MPa]	230	460	260



(a) FEM mesh (b) Meshing Shape of welding region and stress contour

그림 5 FEM model and meshing shape

트 하부와 선체부이다. 비교적 짧은 길이로 부품을 체결하는 볼트들과는 달리 스테이 볼트(stay bolt)는 실린더 프레임 상부에서부터 베드플레이트 상부까지의 영역에 설치되며, 그 사이에 있는 부품들의 고정을 위해 큰 조임력으로 체결된다. 각 부의 단품의 개수는 표 2와 같다.

3.2 FEM modeling

FEM 해석을 위해서 전처리 및 후처리를 모두 수행할 수 있는 상용 FEM code인 ANSYS를 이용하였다.

3.2.1 격자 생성

격자 생성 결과를 그림 5(a)에 나타내었으며 그림 5(b)에 용접부에 대한 상세도와 해석시의 응력분포를 함께 나타내었으며 t 는 부재의 두께이다. 프레임 박스, 베드플레이트와 같이 여러 부분품들이 결합되어 있는 부위는 각각의 부분품들이 결합되는 영역에 절점이 공유되도록 하였다. 표 3에 각

부품의 격자크기, 격자 생성방법, 절점의 수 등의 정보를 나타내었으며, hexa요소의 경우 고차 요소로 중간 절점이 포함되어 있는 20절점 육면체요소이다. 핫스팟 응력을 구할 때 주변부에 심한 불연속이 없고 응력집중처의 응력구배가 심하지 않는 경우에 20절점 입체 Isoparametric 요소를 사용하면, 두께를 1층으로 요소 분할하더라도 복잡한 형상의 경우에도 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있으며, 또한 상대적으로 coarse한 요소의 사용이 가능하게 때문에 이점이 있다. 핫스팟 응력을 외삽 할 절점의 위치는 용접 토우부 끝단부터의 거리로 따져야 하며, 하중방향으로 길이 1.0t인 solid 요소의 중간 절점(mid-point)의 응력값을 사용하였으며, HSS 산정을 위한 일반적인 지침에 따라 FEM모델을 구성하였다 (Commission of Design, 2005).

3.2.2 물성치

각 부의 물성치는 표 4에 나타내었으며, 선체 부분은 주요 관심의 영역이 아니고 또한 변형이 거의 없다고 가정하기 위해 강체 물성을 부여하기 위해 영률의 값을 2×10^{20} GPa로 설정하였다.

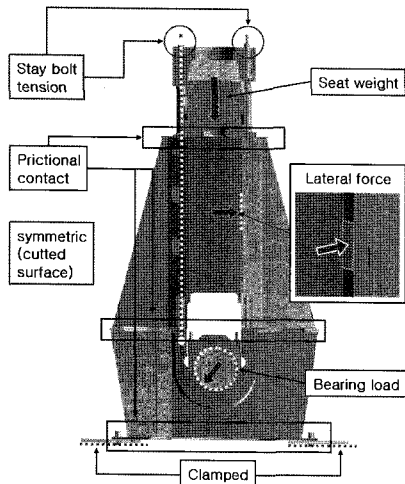


그림 6 Bboundary conditions

3.2.3 경계조건

본 해석모델은 전체 6기통 엔진에서 중 3번과 4번 실린더 사이를 각각 절반씩 취하여 모델로 정하였다. 따라서 각각의 실린더가 완전한 형태가 아니며 그에 따른 적절한 구속조건이 필요하다. 경계조건으로는 크게 경계구속조건, 하중조건, 접촉조건 3가지로 나눌 수 있으며 그림 6에 나타난 바와 같다.

경계구속조건으로 3번과 4번 실린더의 절단면에는 대칭 경계 조건, 선체부분에는 모든 자유도에 대해 완전 고정을 시켰다. 접촉경계조건은 실린더 프레임과 프레임 박스, 프레임 박스와 베드플레이트와 선체 간에 마찰조건으로 마찰계수는 0.1~0.5 사이가 적당할 것으로 보았다(신호철, 1986). 각 마찰면들은 매끈하게 그라인딩 처리가 되어 있으며 기밀 유지와 조립시의 이점 때문에 윤활제가 발라져 있다. 실제 표면의 표면 조도나 재료에 따라 다양한 마찰 계수값이 나타날 수 있기 때문에 0.1, 0.2, 0.3으로 마찰계수를 바꾸어서 적용해 보았지만 그 차이가 작았으며 관심부위인 프레임 박스부위에 대해서는 영향이 미미한 것으로 판단되어 마찰계수는 0.1을 적용하게 되었다. 하중구속조건은 크로스헤드(crosshead)에 의해 크로스헤드 가이드(crosshead guide)에 작용하는 축력과 스테이 볼트 체결력, 크랭크 축에 의해 베드플레이트에 작용하는 힘이 있으며 엔진 자체의 자중 또한 고려하였다. 축력은 크로스헤드와 크로스헤드 가이드의 접촉면적에 균일한 압력으로 적용하였으며, 스테이 볼트 체결력은 각각 900kN의 초기장력으로, 자중은 모델에 중력가속도에 해당하는 $9.81m/s^2$ 을 가속도로 부여하였다.

여기서 축력과 크랭크 축에 의한 베어링로드는 엔진의 행정 동안에 변화하는 값이므로 정밀한 구조해석을 위해서는 전체 회전각도에 대한 구조해석이 필요하지만 소요시간 상의 문제가 따르므로 몇 개의 각도를 선정하여 구조해석을 실행

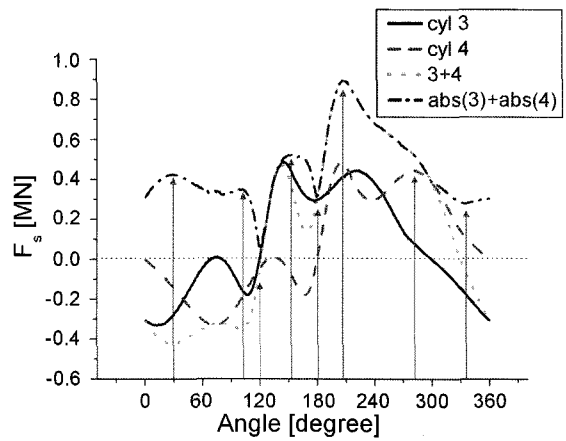


그림 7 Variation of lateral force during 1 cycle

해야 했다. 그림 7은 대상엔진의 특성 및 각 구동부의 중량과 치수들이 고려된 기구학적 분석을 통해 계산된 축력 F_s 로 선행되었던 연구에서 얻을 수 있었던 결과이다. 가로축은 1번 실린더를 기준으로 하는 크랭크 암의 각도이며, 0° 는 1번 실린더의 피스톤이 상사점일 때를 나타내며 제시된 그림에 나타난 값은 피스톤, 커넥팅로드 등 구동부의 속도, 가속도 운동이 고려된 값들이다. 해석에서 주목하고 있는 부분이 엔진의 프레임 박스 부분이고 프레임 박스에 직접적으로 작용하는 하중조건이 축력이므로 이를 기준으로 각도를 선정하게 되었다. 그림 6에서 'cyl3', 'cyl4' 값은 각각 3번과 4번 실린더에 작용하는 축력이며, '3+4'는 두 실린더의 축력의 합을 나타내고 'abs(3)+abs(4)'로 표시된 부분은 3번과 4번 실린더에서 발생하는 각 축력의 절대값의 합을 나타낸다. 축력의 (+), (-)값에 따라 크로스헤드는 좌측 또는 우측의 크로스헤드에 하중을 작용시킬 것이다. 여기서 화살표시가 위치한 지점은 주로 절대값 곡선이 변곡되는 곳으로 해석을 위해 선택된 각도를 나타낸 것이다. 절대값의 합을 기준으로 각도를 선정할 이유는 다음과 같다.

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

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

그러므로 두 축력의 방향에 상관없이 축력이 커졌을 때 프레임 박스가 가혹한 조건이 되게 할 것이라고 가정될 수 있다. 결과적으로 선택된 각도는 $30^\circ, 101^\circ, 120^\circ, 153^\circ, 180^\circ, 207^\circ, 284^\circ, 336^\circ$ 로 8단계이다. 표 5에는 선정된 각도에 따른 3, 4번 실린더에서의 축력과 베어링하중을 나타내고 있다. 여기서 Angle은 1번 실린더를 기준한 값으로 팔호안의 각도는 3번 실린더의 상사점을 기준으로 한 값이다. 축

표 5 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
Angle								
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.

력은 방향과 크기 및 작용위치(프레임 박스 상단부에서 아랫 방향으로), 베어링하중(bearing load)은 평면적인 힘에 해당하므로 축 2개로 나타내었다.

4. 해석 결과

4.1 구조해석 결과

부록 1은 프레임 박스의 전체적인 응력 분포를 보여주고 있다. 크로스헤드의 압력 작용 위치가 달라짐에 따라 측벽(side wall)과 중앙벽(center wall)부분의 응력 분포가 변화함을 알 수 있고 대체적으로 스테이 볼트의 조임력이 크게 작용하게 되는 베드플레이트 바로 위의 프레임 박스 하부와 실린더 프레임과 접하는 크로스헤드 가이드 상단부에서 응력이 높게 나타남을 확인할 수 있다. 스테이 볼트 체결 하중이 다른 요소에 의한 하중들에 비해 정적인 하중으로는 크게 작용한 다는 것을 알 수 있다. 최고 응력은 각도 당 대략 140MPa~160MPa이 나왔으며 각도별 최대응력은 표 6에 나타내었으며 프레임 박스의 각 부재별 최대응력은 표 7에 나타나 있다(그림 8(a)를 참고, 4, 9번은 각각 3, 8번의 반대쪽 부재). 안전율을 살펴보면 1번, 11번 부재인 측벽 부분이 과잉 설계되어 있는 경향이 나타났으며 9번 부재인 삼각형 튜브(triangular tube)부분이 가장 낮은 안전율을 나타

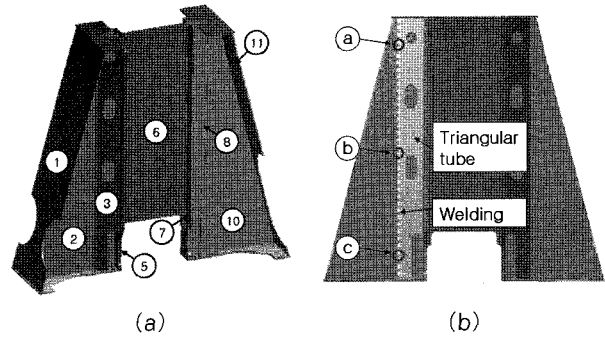


그림 8 Part number

표 6 Maximum stress to the crank angle

Crank angle	Position	Peak stress(MPa)
30° [270°]	Near stay bolt at the bottom of frame box	144.2
101° [341°]		219.4
120° [0°]		135.4
153° [33°]		137.7
180° [60°]		141.6
207° [87°]		155.9
284° [164°]		153.6
336° [216°]		141.3

표 7 Maximum stress at each part

Part number	Crank angle	Peak stress(MPa)	Safety factor
1	336° [216°]	33.5	6.68
2	120° [0°]	135.4	1.70
3	101° [341°]	155.1	1.48
4	336° [216°]	136.9	1.68
5	207° [87°]	116.7	1.97
6	207° [87°]	109.4	2.10
7	284° [164°]	137.8	1.67
8	101° [341°]	158.1	1.46
9	101° [341°]	219.5	1.05
10	101° [341°]	131.9	1.74
11	207° [87°]	24.1	4.85

냈는데 부록 1의 (i)그림에 나타나는 바와 같이 삼각형 튜브 최하단 모서리의 접촉부위이다. 이러한 경향은 각각의 표 5에서 제시한 단계별 해석해서 모두 나타났으며 앞에서 언급한 바와 같이 스테이 볼트 조임력에 의한 것으로 판단되며, 응력분포를 살펴보면 실제 구조물이 받는 응력보다는 해의 특이성(singularity)에 의한 것이 이유가 될 수 있을 것으로 보인다. 하지만 최하단 접촉부위에 대한 두께 조정이나 곡면 처리 등의 설계변경에 의한 보강이 된다면 좋을 것으로 판단되며, 실제 운행 중인 엔진에서 접촉부위 표면의 상태를 살

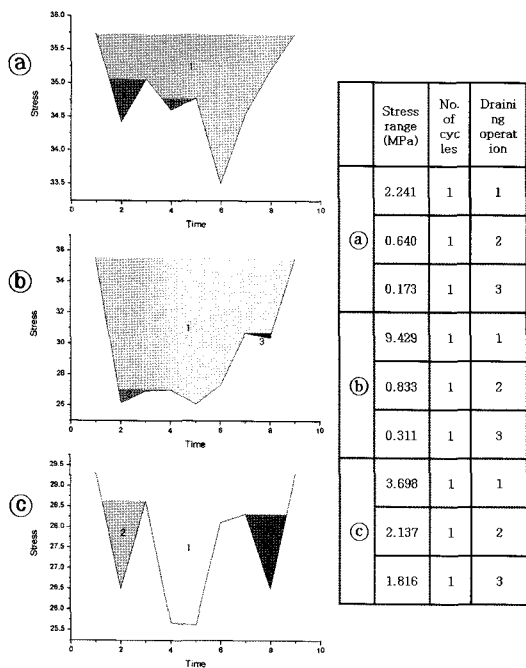


그림 8 Results of the cycle counting

펴보고 크랙 발생의 빈도가 높은지를 판단해야 할 것으로 보인다. 나머지 부재들은 하중에 대해 충분한 안전율을 가지고 있는 것으로 나타났다.

4.2 피로수명 예측 결과

표 5에서 제시한 8개의 단계에 대한 구조해석 결과를 이용하여 사이클에 대한 응력의 변동값을 알 수 있게 되었다. 그림 7(b)와 같이 앞서 형상 모델링을 할 때 용접부와 모재의 형상을 반영한 삼각형 튜브 용접선에서 상단, 중단, 하단 3곳에 대해 용접부 피로수명 평가를 하였다.

구조해석을 실시한 8개의 단계에서 각각 3부분의 핫스팟 응력(0.5t, 1.5t 이용)을 구하였으며 Reservoir 카운트 기법을 사용하여 사이클을 계산한 결과가 그림 8과 같으며, 이를 바탕으로 miner's rule을 이용하여 피로축적률을 예측하고 그에 따른 피로수명을 예측하였다.

이번 용접부는 형상과 하중상태에 의해 class E로 정의하였고, S-N 곡선은 2.3%피로파괴 확률의 Mean-2SD를 사용하였으며 결과는 표 8과 같다.(Maddox, 1991) 응력 범위와 응력범위 반복횟수에 의한 엔진의 1 cycle에 대한 피로 축적률을 먼저 계산하였고, 다음으로 회전수가 105(RPM)인 것을 감안하여 구조물이 지속된 하중에 견딜 수 있는 피로수명의 기간을 계산하였다. 용접부의 피로파괴는 용접결합, 언더컷(under cut), 그라인딩 및 정렬상태 등에 의해 그 양상이 달라질 수 있고, 이러한 것을 적용하기 위한 계수 값이

표 8 Estimation of fatigue life

Location	Stress range [Mpa]	No. of cycles	cycle limit	Fatigue cumulation per cycle	Fatigue life (year)
a	2.241	1	9.24E+10	1.082E-11	1674.4
	0.640	1	3.97E+12		
	0.173	1	2.01E+14		
b	9.429	1	1.24E+9	8.06E-10	22.5
	0.833	1	1.80E+12		
	0.311	1	3.46E+13		
c	3.698	1	2.06E+10	4.86E-11	372.6
	2.137	1	1.07E+11		
	1.816	1	1.74E+11		

존재하지만 여기서는 각 결합들이 없다고 가정하고 이것을 적용치 않았다. 가장 작은 값을 갖는 ⑥번 부위의 값인 22.5년이 삼각형 튜브 용접부의 피로수명이 될 것이다. 이 이론적 값은 엔진이 정지 없이 지속적으로 운행되었을 때의 값이며 선박의 평균사용 년수가 약 20~25년 정도란 것을 감안하면 충분한 피로수명을 가졌다고 판단된다.

5. 결 론

본 연구는 선박용 엔진 구조물의 강도 및 피로수명 평가를 위한 것으로, 먼저 진행된 연구에서 기구학적 분석을 통해 하중조건을 계산하였다. 하중조건은 크랭크축의 회전율에 따라 변화하므로 엔진 한 사이클 내에서 크로스헤드 가이드에 작용하는 축력을 기준으로 선정된 8개의 단계에 대해 구조해석을 실시하였다. 각 단계는 크로스헤드 가이드에 대한 축력을 기준으로 선정되었으며, 유한요소 모델은 해석에 필요한 과도한 계산시간 및 PC자원의 소모를 막기 위하여 2개의 실린더를 반씩 포함하는 부위만을 대상으로 생성하였다.

구조해석 결과로부터 프레임 박스에서 측벽 부위가 대체적으로 과잉 설계되었으며, 삼각형 튜브의 하부는 약간의 보강이 필요함을 파악하였다. 그리고 반복 하중을 받는 엔진의 특성상 용접부의 피로평가 또한 중요한 요소이므로, 단계해석의 결과를 이용하여 HSS, Reservoir, Palmgren-miner's 기법을 활용하였다. 이로부터 피로축적률과 피로수명을 평가했으며 용접부의 설계에는 큰 이상이 없음을 확인하였다.

참 고 문 헌

신효철 (1986) 마찰계수에 관하여, 한국운항학회 학술강연회,

한국운철학회, 4, pp.29~41.

이재훈 (2007) 선박용 엔진 프레임 박스의 구조해석을 위한 기구학적 분석, 한국전산구조공학회, 20(5), pp.565~572.

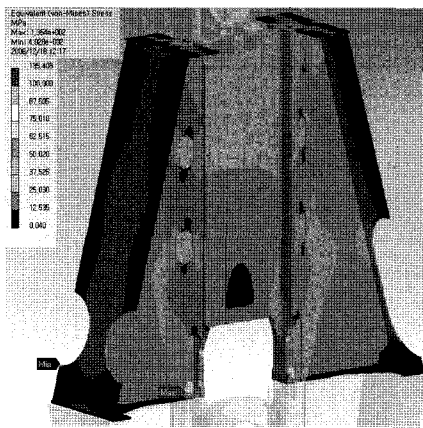
Commission of Design, Analyses and Structural Strength of Welded Structures (2005) General Guide for Hot Spot Stress Analysis, *Journal of KWS*, 23(6), pp.514~524.

IIW Doc. (1994) XIII-1458-92.

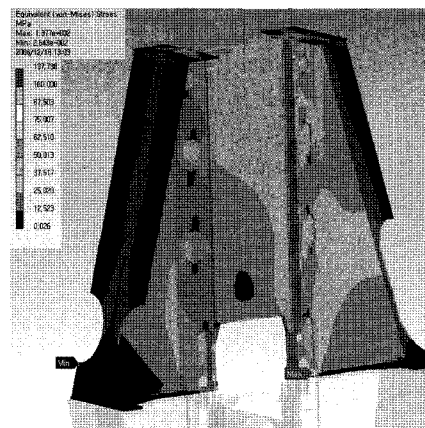
Km, S.H. (2005) An experimental study for the fatigue assessment of fillet welds using structural stress, 공학석사 학위논문, 부산대학교, p.80.

Maddox, S.J. (1991) *Fatigue strength of welded structures*, Abington publishing, Cambridge, p.198.

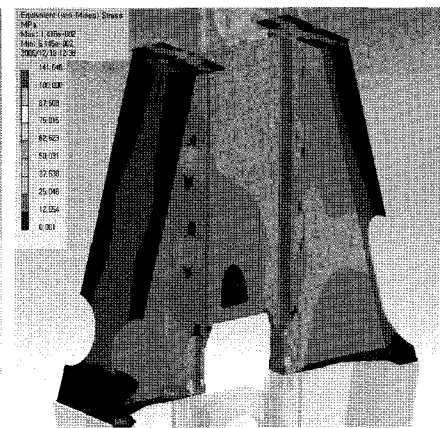
부록 1. 엔진 1회 사이클 동안의 von-Mises 등가응력 분포의 변화



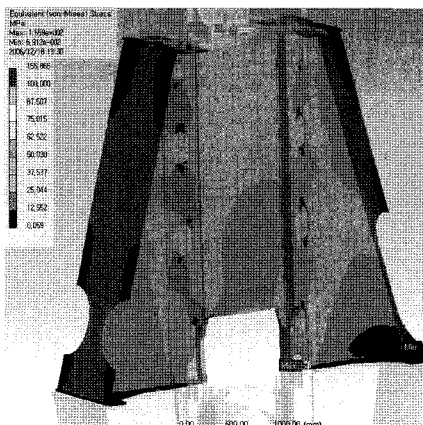
(a) Crank angle 120°(0°)



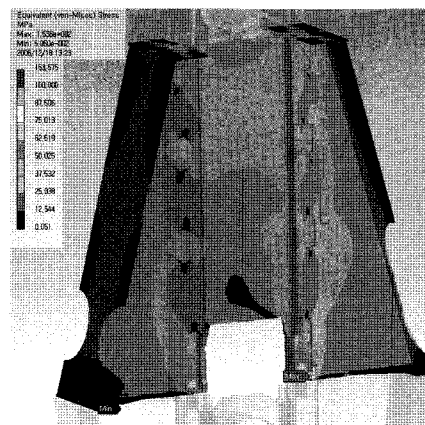
(b) Crank angle 153°(33°)



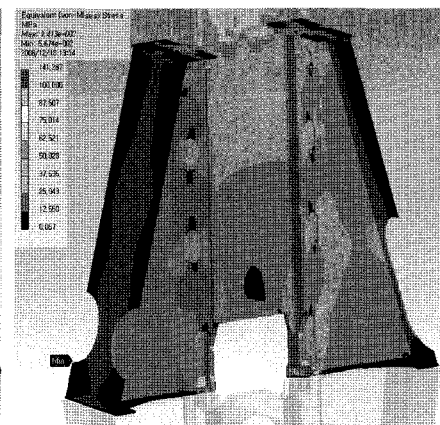
(c) Crank angle 180°(60°)



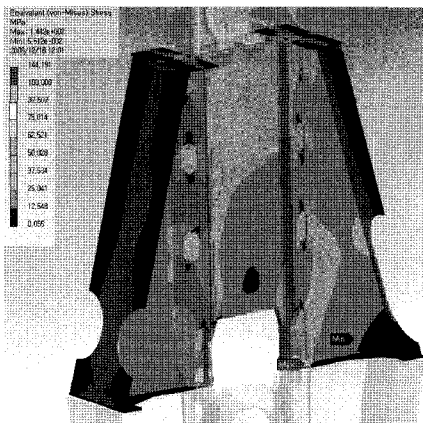
(d) Crank angle 207°(87°)



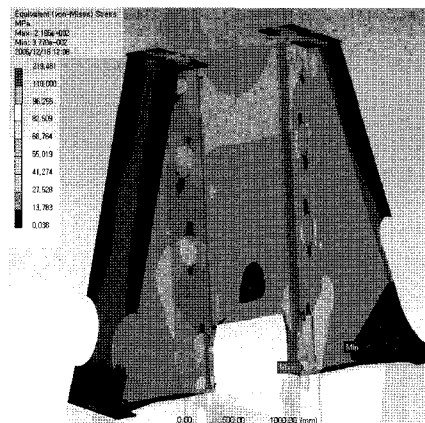
(e) Crank angle 284°(164°)



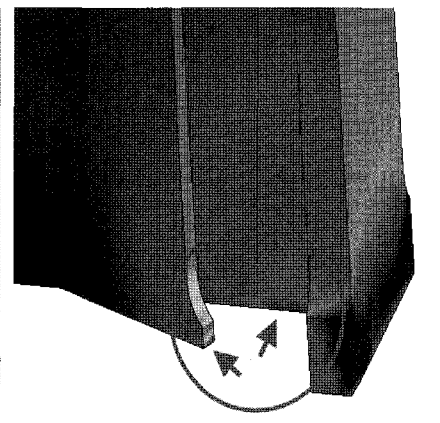
(f) Crank angle 336°(216°)



(g) Crank angle 30°(270°)



(h) Crank angle 101°(341°)



(i) Maximum stress region