



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

工學碩士 學位論文

유한요소해석을 이용한 디젤엔진 크랭크암
디플렉션의 허용한도에 관한 연구

A Study on the Permissible Limits of Deflection
of Crank arm about a Diesel Engine
using Finite Element Analysis



指導教授 金宗鎬

2014年 8月

韓國海洋大學校 大學院
機關시스템工學科

姜 茂 庚

본 논문을 강무경의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2014년 6월 27일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iv
List of Figures	v
Abstract	vii
Nomenclature	ix
1. 서론	
1.1 연구의 배경 및 목적	1
1.2 연구의 내용 및 방법	4
2. 기본 이론	
2.1 크랭크 축의 정의 및 구조	5
2.2 크랭크 암의 디플렉션	6
2.2.1 디플렉션의 기본 개념	6
2.2.2 디플렉션의 허용한도	7
2.3 디젤엔진의 크랭크 축에 작용하는 힘	9
2.3.1 가스의 폭발압력	9
2.3.2 피스톤, 피스톤핀, 및 커넥팅 로드 등의 왕복질량에 의한 관성력	9
2.4 피로파괴(Fatigue fracture)	10
2.4.1 피로설계의 기본 개념	14
2.4.2 피로하중의 형태	16
2.4.3 반복하중을 받는 재료의 특성	20
2.5 피로해석	21
2.5.1 S-N 곡선의 개념	21

2.5.2 선형누적손상계수의 정의	22
2.6 피로균열발생수명에 영향을 미치는 요소	23
2.6.1 평균응력의 영향	23
2.6.2 응력 집중계수(K_t)의 영향	26
3. 크랭크 디플렉션의 유한요소해석	
3.1 유한요소해석의 도구, 내용 등	28
3.2 형상 모델링	29
3.3 Mesh 설정	31
3.4 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건(I)에 따른 해석	32
3.5 최고폭발압력이 하중으로 추가되는 조건(II)에 따른 해석	34
3.6 조건(I)과 조건(II)의 조합에 따른 해석	35
3.7 유한요소 해석 결과	36
3.7.1 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건(I)에 따른 해석의 결과	36
3.7.2 조건(I)과 조건(II)의 조합에 따른 해석의 결과	39
4. 크랭크 축의 피로파괴 안전성 평가	
4.1 크랭크 축의 P-S-N 곡선	44
4.2 응력집중에 의한 크랭크 축의 피로강도감도계수(K_f)	48
4.3 ANSYS Workbench에 의한 피로수명의 평가	50
5. 결론	55
참고문헌	58
감사의 글	60

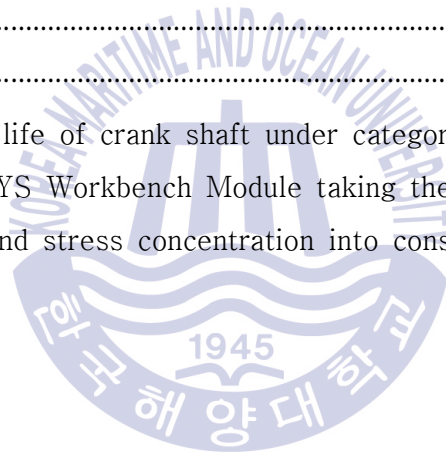
List of Tables

Table 3.1	Particular of main engine for "Hanbada"	28
Table 3.2	Standard of defection of main engine forb"Hanbada"	29
Table 3.3	Mechanical properties of SF590 for crank shaft	31
Table 3.4	Loading force of case(I)	33
Table 3.5	Summary of FEM analysis of a crank throw for "Hanbada" under standard deflection condition	36
Table 3.6	Summary of FEM analysis of a crank throw for "Hanbada" under combined standard deflection and maximum gas pressure condition	40
Table 4.1	S-N Test data of SF590	46
Table 4.2	Specified chemical Composition of SF590	47
Table 4.3	Specified mechanical properties of SF590	48
Table 4.4	Analysis results of fatigue life about crank shaft	50

List of Figures

Figure 2.1 Structure of crankshaft	5
Figure 2.2 Actuality figuration of crankshaft for diesel Engine	6
Figure 2.3 Measurement of crank deflection	7
Figure 2.4 Permissible limits of deflection	8
Figure 2.5 Typical Bending and Torsional Fatigue Fractures of Crankshaft	11
Figure 2.6 Typical Torsional Fatigue Fractures of Crankshaft	11
Figure 2.7 Fatigue Fractures of the Crankshaft by Combined Bending and Torsional Stresses	12
Figure 2.8 Fatigue Fractures of the Crankshaft by Torsional Stress	3
Figure 2.9 Fracture Surface of the Failed Crank Arm	14
Figure 2.10 Permissible range of infinite-life design	15
Figure 2.11 Permissible range of self-life design	15
Figure 2.12 Permissible range of fail-safe design	16
Figure 2.13 Form of fatigue load	17
Figure 2.14 Stress range about cyclic loading	18
Figure 2.15 Type of stress cycle by accident pattern	19
Figure 2.16 Shape of general S-N curve	21
Figure 2.17 Diagram for mean stress correction	24
Figure 2.18 Mean stress Vs stress amplitude affecting fatigue life	25
Figure 2.19 Stress concentration at a hole	26
Figure 3.1 Sketch of 1 crank	30
Figure 3.2 Geometry model	30
Figure 3.3 Set-up of mesh for FEM	31

Figure 3.4 Boundary condition for case(1)	32
Figure 3.5 Loading condition for case(I)	33
Figure 3.6 Loading condition for case(II)	35
Figure 3.7 Summary of FEM analysis of a crank throw for "Hanbada"	38
Figure 3.8 Summary of FEM analysis of a crank throw for "Hanbada" under combined standard deflection and maximum gas pressure condition	42
Figure 4.1 P-S-N curve of SF590	47
Figure 4.2 Detail of crank shaft fillet	49
Figure 4.3	49
Figure 4.4	49
Figure 4.5 Fatigue life of crank shaft under category A, B and C by ANSYS Workbench Module taking the effects of mean stress and stress concentration into consideration	51



A Study on the Permissible Limits of Deflection of Crank arm about a Diesel Engine using Finite Element Analysis

Kang, Mu Kyeong

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Deflection of crank arm in diesel engine is an important measure which evaluates arrangement status of engine and axis system. Therefore, engine manufacturer, ship classification, etc. suggest the standard of deflection's permission limit based on the engine administration. But, theoretical background of the standard for crank arm's deflection permission limit is not known and the physical meaning is vague. In addition, it's also vague how factors influencing damages of crank axis were considered and the standard was set.

The purposes of this research are to find deflection of crank arm measured continuously and periodically from an angle of diesel engine's management and stress of crank axis of crank axis by

combination of the highest explosion pressure, etc. through the finite-element analysis and consider theoretical background and validity for deflection standard of diesel engine crank arm by evaluating fatigue strength of crank axis based on the value.

For this research, this researcher selected 6L42MC/ME engine of MAN B&W, main institution of Hanbada ship which is a practical ship of Korea Maritime University, as a model and found stress of diesel engine crank arm with ANSYS, a three-dimensional general-purpose program of finite-element analysis. The above stress was found by combination of stress by crank arm's deflection measured during the stop of engine and stress by gas explosive power during the operation of engine.

P-S-N Curve of damage possibility 10% was written by statistical treatment of those values and fatigue strength of crank axis was evaluated based on it, through the fatigue test data for forged steel SF590, a material of diesel engine crank axis of research model.

For the evaluation of fatigue strength, fatigue strength was evaluated and considered by the fatigue analysis module of ANSYS Workbench which is a general-purpose CAE program.

KEY WORDS : Crankshaft; Deflection; Diesel Engine; Fatigue fracture; Fatigue life; FEM

Nomenclature

P_{\max}	Maximum combustion pressure, MPa
S_{\max}	Maximum stress
S_{\min}	Minimum stress
S_a	Stress amplitude, $\frac{S_{\max} - S_{\min}}{2}$
S_m	Mean stress, $\frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}$
S_{aN}	Stress amplitude at stress ratio, R=0
R	Stress ratio, $\frac{S_{\min}}{S_{\max}}$
C_w	Cumulative damage factor, $\sum \frac{n_i}{N_i}$
K_t	Stress concentration factor
n_i	Number of cycles in stress block i with constant stress range
N_i	Number of cycles to failure at constant stress range

1. 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

디젤엔진에서 선박의 적하 상태나 메인 베어링(Main bearing)의 마모, 베드 플레이트(Bed plate)의 변형 및 축계 정렬의 불량 등으로 인하여 크랭크 축(Crank shaft)의 중심선이 어긋나게 되면 크랭크 암(Crank arm)은 1회전 시마다 개폐작용을 하게 된다. 이 개폐작용에 의해서 크랭크 축에 부가되는 하중은 가스 폭발력, 관성력, 비틀림 모우멘트 등과 함께 크랭크 축의 구조적 불연속부인 필렛(Fillet)에 부가적인 응력으로 집중하게 된다. 실제 디젤엔진에서 과도한 개폐량에 의한 굽힘응력 내지 비틀림 응력 때문에 크랭크 축에 피로균열이 발생하는 경우가 보고되고 있다 [1]-[4].

크랭크 암의 개폐량(Deflection, 이하 '디플렉션'이라 한다)은 엔진의 온도와 선박의 부하 상태에 의해서도 영향을 받게 된다. 따라서 엔진의 운전 중에 어느 방향으로 개폐가 일어나도록 해야 될 것인가, 그리고 이 디플렉션의 최대 허용한도는 얼마까지인가 등에 관한 논란이 있을 수 있다[2]. 또 디젤엔진의 조립 또는 거치 시에 크랭크 암의 디플렉션은 엔진과 축계의 정렬상태를 평가하는 중요 수단으로 이용되고 있으며 이 값을 최소한으로 하기 위하여 끝단 베어링을 조금 높게 설치하기도 한다.

오래 전부터 엔진 제조사, 선급 등은 엔진의 행정을 기준으로 디플렉션의 허용한도에 대한 기준[5]을 제시하고 있다. 그러나 이 기준에 대한 이론적인 배경은 알려져 있지 않으며, 그 물리적인 의미도 모호한 것으로 평가되고 있다[2]. 이것은 엔진 정지 상태에서 계측된 디플렉션이 운전 중에는 어느 방향으로 얼마만큼의 개폐가 일어나며, 또 이 개폐에 의해서 크랭크 축의 응력 집중부에는 어느 정도의 응력이 발생하는 것을 계산으로 규명하는 것은 어렵기 때문이다[2]. 비교적 단순하면서도 확실한 방법은 상기 응력을 계측하는 것이지만 현재 이와 관련된 연구 자료를 쉽게 구할 수 없는 실정이다.

또 엔진의 운전 상태, 사용 재료의 피로 강도 등과 같이 크랭크 축의 파손에 영향을 미치는 요소들이 어떻게 고려되어 기준이 설정되었는지에 대해서도 알려져 있지 않다. 또한 디플렉션 허용한도가 어떠한 정확한 의미를 가지며, 이 값에 따라 어떠한 운전 상태가 고려되어야 하는지에 대해서도 의문점이 따른다. 예를 들어 정기적 검사 시에 계측된 디플렉션이 ‘수정권고범위(Realignment recommended)’ 또는 ‘수정강요범위(Absolute maximum permissible)’에 해당되는 경우 수리를 개시하여야 하는 시점에 대한 의문이 들 수 있다.

한편 디젤엔진의 크랭크 축은 피스톤(Piston)의 왕복운동을 연결봉(Connecting rod)을 거쳐 회전운동으로 변환하는 기계부품으로서, 이 축의 강도계산을 위하여 고려되어야 할 하중은 가스의 폭발력, 왕복 질량의 관성력, 비틀림 모우먼트, 크랭크 축의 디플렉션에 의해서 부가되는 하중 등이다.

디젤엔진 크랭크 축의 파손에 관련된 응력을 참고문헌[3]에 따라 대별하면 반복적인 굽힘 응력과 비틀림 응력으로 구분할 수 있다. 여기서 굽힘응력은 가스의 폭발력, 관성력 및 크랭크 축의 디플렉션에 의해서 발생하게 되고 비틀림 응력은 비틀림 모우먼트가 주요 인자가 된다.

따라서 디플렉션 허용한도에 대한 기준의 배경을 고찰하고, 피로강도를 고려한 크랭크 축의 강도계산을 위해서는 엔진 정지 중에 계측되는 크랭크 암의 디플렉션과 엔진 운전 중에 발생하는 상기 하중과의 조합에 의해서 크랭크 축의 응력 집중부에 발생하는 응력을 구하고, 이 응력에 견딜 수 있는 적합한 재료를 선정할 필요가 있다.

그러나 크랭크 축의 비틀림 피로강도에 대한 자료는 거의 없는 실정이므로 크랭크 암의 디플렉션과 비틀림 모우먼트의 조합에 의한 크랭크 축의 최대응력을 구하고 이 값을 기준으로 비틀림 피로강도를 평가하는 것은 현실적으로 어렵다고 할 수 있다.

이에 반해 크랭크 축 파손의 두 가지 주요 인자 중의 하나인 굽힘응력과 관련된 피로강도 자료는 널리 알려져 있다.

따라서 범용 유한요소해석 프로그램을 이용하여 크랭크 암의 디플렉션과 굽힘하중의 의해서 크랭크 축에 발생하는 응력을 구하게 되면, 이 값을 기준으로 굽힘 피로강도를 평가하는 것은 가능하다고 할 수 있다.

실제 비틀림 응력에 의한 크랭크 축의 피로파괴는 설계단계에서 충분히 검토되고 제어되는 영역에 해당되므로 엔진 운전 중에 특별한 관리가 필요하지 않을 수 있다. 이에 반해 메인 베어링(Main bearing)의 마모, Bed plate의 변형 등으로 발생하는 과도한 디플렉션으로 인한 굽힘응력에 의한 크랭크 축의 피로파괴는 디젤엔진의 운전 수명 내내 지속적으로 관리되어야 할 영역에 속한다고 할 수 있다.

따라서 가스의 폭발력, 왕복 질량의 관성력 등에 의한 반복적인 굽힘 응력과 크랭크 암의 디플렉션에 의한 응력을 구하고 이 값을 기준으로 크랭크 축의 굽힘 피로강도를 평가하는 것은 디젤엔진의 운전관리 측면, 또한 디플렉션의 허용한도에 대한 기준의 배경을 고찰하는 측면에도 의미가 있다고 할 수 있다.

이상의 관점에서 본 연구에서는 디젤엔진의 관리적인 측면에서 정기적으로 계측되는 크랭크 암의 디플렉션과 최고폭발압력 등의 조합에 의해서 크랭크 축에 발생하는 응력을 유한요소 해석을 통하여 구하고, 이 값을 기준으로 크랭크 축의 피로강도를 평가함으로써 디젤엔진 크랭크 암의 디플렉션 기준에 대한 이론적 배경과 타당성을 고찰하는 데에 그 목적이 있다.

1.2 연구의 내용 및 방법

본 연구를 위해 한국해양대학교 실습선 한바다호의 주기관인 MAN B&W사의 6L42MC/ME 엔진을 모델로 선정하고, 3차원 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS Workbench를 이용하여 디젤엔진의 크랭크 암에 발생하는 응력을 구하였다.

그리고 크랭크 암 디플렉션에 의한 응력은 엔진 취급설명서에 규정된

아래 3가지의 범주(Category)에서 각각 구하였다.

$$(1) \text{ 허용가능범위(Normally obtainable)} : \frac{S}{10,000} \sim \frac{2S}{10,000}$$

$$(2) \text{ 수정권고범위(Realignment recommended)} : \frac{2.8S}{10,000} \sim \frac{3S}{10,000}$$

$$(3) \text{ 수정강요범위(Absolute maximum permissible)} : \frac{4S}{10,000}$$

한바다호 메인엔진의 크랭크 축 재료인 단조강 SF590에 대한 피로시험 데이터를 참고문헌[4]에서 구하고 이 값들의 통계적 처리[5]를 통하여 파손확률(Probability of failure) 10%의 P-S-N Curve 작성하여, 이를 기준으로 크랭크 축의 피로강도를 평가하였다.

피로강도의 평가는 ANSYS Workbench의 피로해석 모듈을 사용하여 엔진 취급설명서에 규정된 상기 3가지의 범주(Category)에서 각각의 피로강도를 평가하고 고찰하였다.

2. 기본 이론

2.1 크랭크 축의 정의 및 구조

선박의 대형 엔진이 가동해 만드는 운동에너지를 프로펠러에 전달하기 위해서는 구동축이 필요하다. 이러한 구동축을 ‘크랭크샤프트(Crankshaft)’ 또는 ‘크랭크축’이라고 한다. 크랭크 축은 엔진에서 에너지를 내는 피스톤의 왕복운동을 회전운동으로 변환해주는 역할을 하는 중요한 축이다. 원리는 실린더 내 폭발력을 피스톤과 연결봉(Connecting rod)이 크랭크 암(Crank arm)에 전달해 각 크랭크 암을 연속적으로 회전시켜 크랭크 축을 회전시키게 된다.

크랭크 축은 Figure 2.1과 같이 베어링으로 지지되어 회전 중심을 형성하는 축 부분인 크랭크 저널(Crank journal), 연결봉과 연결되는 부분을 크랭크 핀(Crank pin), 크랭크 핀과 크랭크 저널을 연결하는 부분을 크랭크 암(Crank arm)이라고 하며, 회전 평형을 유지하기 위한 평형추(Balancing weight)로 구성되어 있다. 앞 끝에는 캠축 구동용의 타이밍 기어 또는 타이밍 벨트가 있으며 뒤 쪽에는 플라이휠(Flywheel)의 설치를 위한 플랜지 등이 있다. 내부에는 연결봉의 베어링으로 윤활유 공급을 하기 위한 구멍 및 통로가 있다[1].

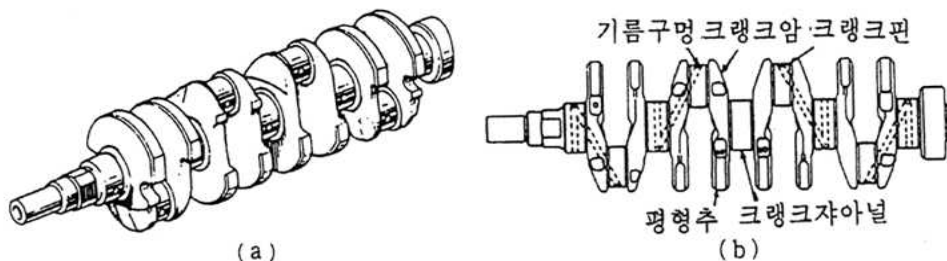


Figure 2.1 Structure of crankshaft

크랭크 축의 재료는 굽힘과 비틀림에 대해 충분한 강인성을 가지며, 또한 높은 탄성계수를 갖고, 베어링부에 대해서는 내마모성이 풍부하여야 한다. 일반적으로 탄소강 SF45~60의 단조품이 많으며, 대형 크랭크 축은 중량과 크기 문제로 일체형 제작이 불가능하므로 크랭크 암과 각 축 등의 부품을 열박음에 의해 조립 제작하고 있다[1].



Figure 2.2 Actuality figuration of crankshaft for diesel Engine

2.2 크랭크 암의 디플렉션

2.2.1 디플렉션의 기본 개념

디젤 엔진의 크랭크 축은 베드 플레이트에 설치되어 있는 메인 베어링에 의해 지지된다. 디젤엔진의 크랭크 디플렉션은 크랭크 암의 개폐량을 말하며 디플렉션은 메인 베어링의 마모, 베드 플레이트의 변형, 엔진과 프로펠러 축의 변형 등이 원인이 된다. 개폐작용이 과도하면 크랭크 축이 절단되는 대형사고로 이어지며 개폐작용은 기관의 변형 상태에 관한 귀중

한 단서를 제공한다. 따라서 이를 방지하기 위해 정기적으로 디플렉션을 계측하여 크랭크 축의 상태를 점검한다.

크랭크 디플렉션 계측 목적은 그 결과 값을 통해 메인 베어링의 정렬에 이용하거나 메인 베어링 상태를 점검하는 데에 있다. 인접한 두 개의 메인 베어링의 위치가 너무 높으면 이곳의 크랭크 축의 중심선이 들어 올려져 원호를 그리게 된다. 이렇게 되면 중간 크랭크가 휘어져서 하사점에서는 ‘간격의 열림’, 상사점에서는 ‘간격의 닫힘’이 발생한다. 축 방향 간격의 길어짐과 짧아짐은 베어링 높이의 차이에 비례하여 증가하기 때문에 이것으로 베어링의 정렬상태를 측정할 수도 있다[3].

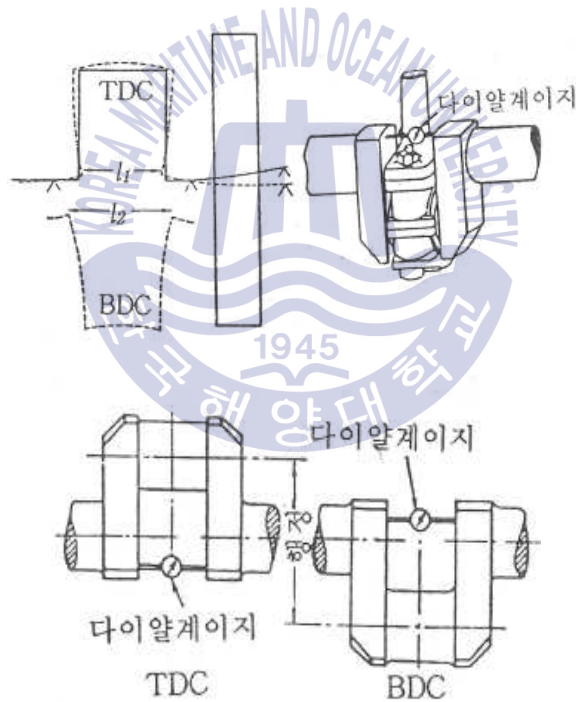


Figure 2.3 Measurement of crank deflection

2.2.2 디플렉션의 허용한도

디플렉션의 허용한도는 전술한 바와 같이 각 엔진 제조사의 취급설명서에 규정되어 있거나 각종 참고 서적에서는 Figure 2.4와 같은 값을 소개하고 있다.

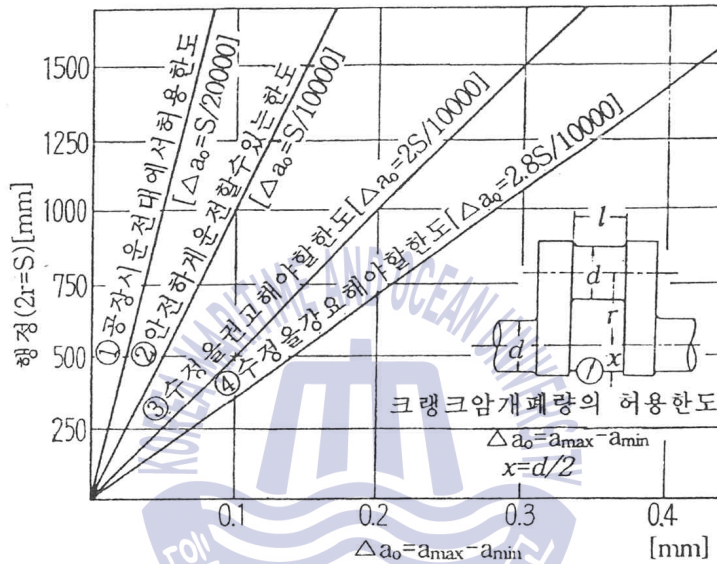


Figure 2.4 Permissible limits of deflection

또한 우리나라의 경우 선박기관기준¹⁾에서 디젤엔진의 크랭크 암의 개폐량(크랭크 디플렉션)의 허용한도에 대하여는 다음과 같은 기준을 적용함을 알 수 있다.

1) 굽힘부가응력의 제한에 대한 허용한도는 다음의 조건식에 적합한 것을 표준으로 하며 좌초 등의 사고에 따라 현저한 변형을 발생한 경우를 제외하고 $\Delta\alpha$ 가 마이너스로 되는 경우(크랭크축 중심선이 호깅방향(위로凸의 방향을 말한다)으로 만곡하고 있는 경우를 말한다)에는 $\frac{-2S}{10,000}$ 이하로 할 수 있다.

1) 선박기관기준(개정 2013. 05. 07. 해양수산부고시 제2013-66호) 제10조제2항

$$\Delta\alpha = \alpha_o - \alpha_n \leq \frac{2S}{10,000}$$

α_o 는 상사점에서 내측간 거리(mm)

α_n 은 하사점에서 내측간 거리(mm)

S는 행정(mm)

2.3 디젤엔진의 크랭크 축에 작용하는 힘

디젤엔진의 크랭크 축의 강도계산을 위하여 고려되어야 할 하중은 가스의 폭발력, 왕복 질량의 관성력, 비틀림 모우멘트, 크랭크 축의 디플렉션에 의해서 부가되는 하중 등이다.

2.3.1 가스의 폭발압력

연소가스의 최고폭발압력에 의해서 발생하는 힘으로 이를 식으로 표현하면 식(2.1)과 같이 된다.

$$F_g = \frac{\pi D^2 p_{\max}}{4} [N] \dots\dots\dots(2.1)$$

여기서, P_{\max} : 최고폭발압력(MPa), D : 실린더 직경(mm)

2.3.2 피스톤, 피스톤핀, 및 커넥팅 로드 등의 왕복질량에 의한 관성력

디젤기관에서 왕복질량에 의한 관성력은 식(2.2)와 같이 표현할 수 있고, 이 관성력은 크랭크 축에 굽힘하중으로 작용하게 된다.

이 관성력은 저속 엔진이나 상사점 부근에서 그 영향이 적으므로 통상 크랭크 축의 강도 계산에서 고려하지 않고 있다.

$$F_a = (m_p + m_s)\omega^2 r(\cos\theta + \cos 2\theta/\lambda) \dots\dots\dots(2.2)$$

여기서 m_p, m_s : 피스톤과 커넥팅 로드의 전왕복 질량

r : 크랭크의 반경

λ : 커넥팅 로드의 길이/크랭크의 반경

α : 커넥팅 로드 대단부가 길이방향과 이루는 경사 각도

2.4 피로파괴(Fatigue fracture)

부품이 동하중(Time-varying loads)을 받는 경우, 그 부품은 재료의 항복강도보다 훨씬 작은 응력수준에서 파괴될 수 있다. 이와 같이 반복하중에 의한 점진적인 파괴현상이 피로이며, 피로의 발생은 응력의 크기, 반복하중의 횟수 등의 함수인데, 피로로 인한 파괴가 피로파괴이다.

피로파괴는 구조재의 인장강도 또는 항복강도보다 낮은 반복된 응력에 의해 서서히 진행되며, 균열이 임계크기 이상이 되면 급격한 구조물의 붕괴로 이어진다. 피로파괴는 부하방향이 변동하는 하중(탄성한도 이하에서)이 되풀이 될 때 일어나는 파괴 형식이다. 피로파괴는 소성변형 즉, 파단면에 단면적의 변화가 없는 것이 특징이다[6].

따라서 구조물의 안전 및 수명 연장을 위해서는 구조물의 설계 시에 구조재의 항복인장강도 뿐만 아니라 피로강도의 개념도 도입되어야 한다. 본 논문의 연구 대상인 크랭크 암은 실린더 내 폭발로 인한 압력이 연접봉을 통해 반복하중을 받는 대상이다.

Figure 2.5 ~ Figure 2.9는 피로파괴로 손상된 크랭크 축의 모습들을 보여 주고 있다.



Figure 2.5 Typical bending and torsional fatigue fractures of crankshaft

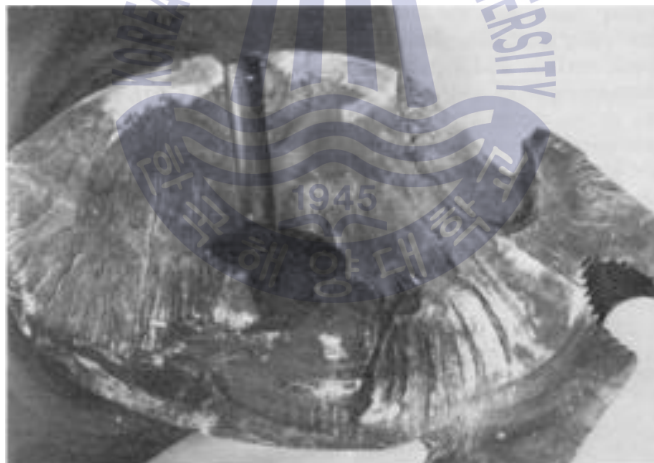


Figure 2.6 Typical torsional fatigue fractures of crankshaft



<a>



Figure 2.7 Fatigue fractures of the crankshaft by combined bending and torsional stresses

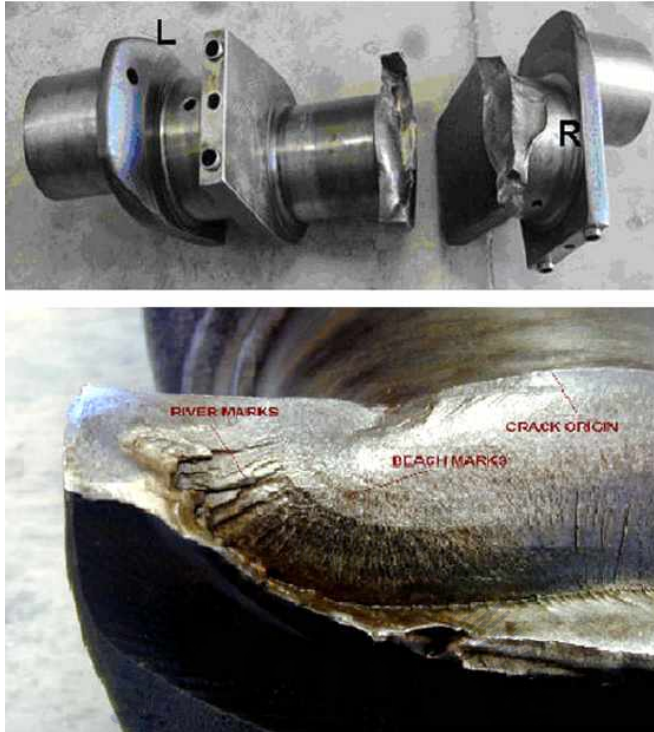


Figure 2.8 Fatigue fractures of the crankshaft by torsional stress



Figure 2.9 Fracture surface of the failed crank arm

2.4.1 피로설계의 기본 개념

피로강도 설계개념은 대상이 되는 구조물의 사용 목적 또는 요구 안전도에 따라 다음과 같이 나눌 수 있다.

(1) 무한 수명설계(Infinite-life design)

가장 오래 연구되어 온 개념으로서 구조물의 영구적인 사용을 목표로 한다. 따라서 구조물에 가해지는 응력진폭(Stress amplitude)이 피로한도(Fatigue limit)를 넘지 않도록 설계하는 방법이며 영구적인 하중주기에 대해서도 안전한 설계응력을 요구한다. 거의 일정한 주기하중을 수백 만 번 이상 받는 부분들에 대해 적합하다.

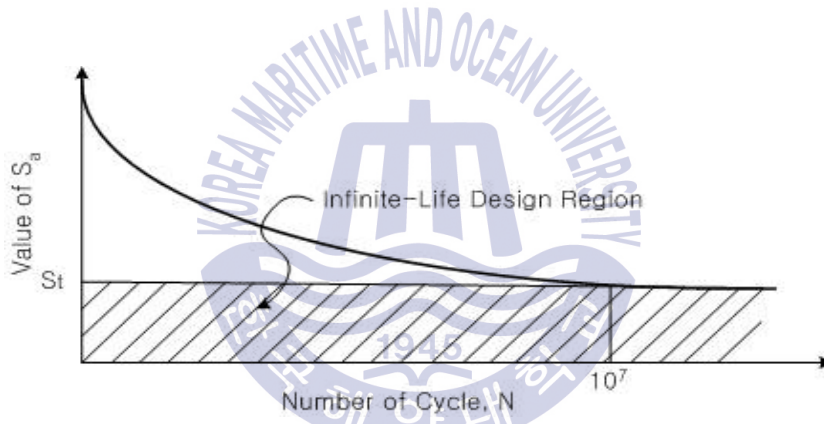


Figure 2.10 Permissible range of infinite-life design

(2) 안전 수명설계(Safe-life design)

전 운전수명 동안 수만 번 또는 수십만 번 이내의 주기하중을 받는 구조물에 대해 적용하는 설계개념이다. 본 설계개념은 구조물에 가해지는 응력진폭에 의하여 구조물에 균열이 발생할 때까지의 균열발생 수명(Crack initiation)이 실제 운전 수명보다 크게 설계하는 방법으로써 작동 기간 동안에 균열이 발생하지 않도록 설계하는 방법이다.

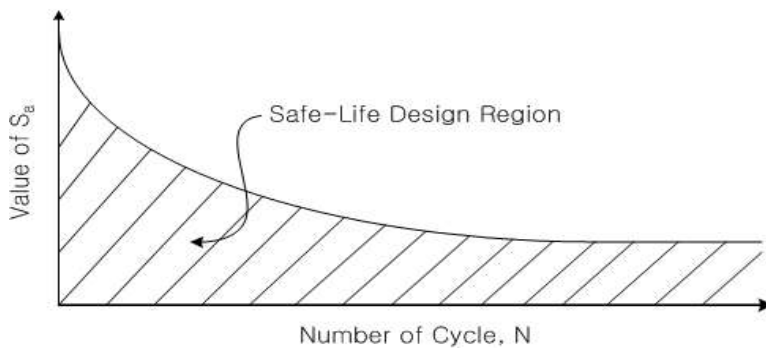


Figure 2.11 Permissible range of self-life design

(3) 파괴 안전설계(Fail-safe design)

파괴 안전설계 개념은 구조물의 일부분 피로손상 가능성을 인정하여, 주기하중에 의하여 발생된 피로균열이나 내재된 내부결함이 성장하여 최종파단에 이르기까지의 균열 전파수명(Crack propagation life)을 계산하고, 이를 구조물의 정기적인 검사주기(Inspection interval)보다 크게 설계함으로써 피로균열의 성장과정에서 균열이 발견되어 유지보수가 이루어져 구조물의 최종파단을 방지할 수 있게 설계한다.

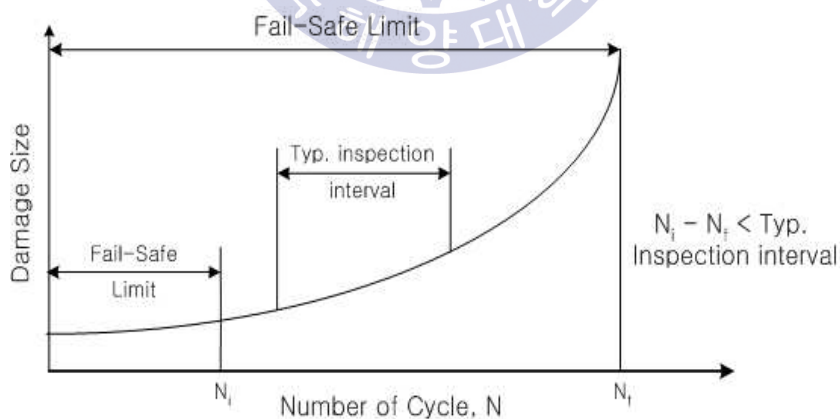
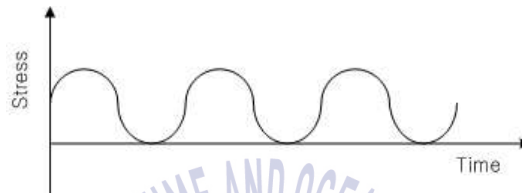


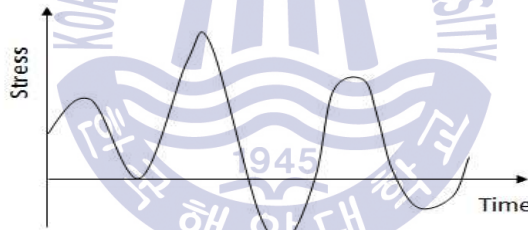
Figure 2.12 Permissible range of fail-safe design

2.4.2 피로하중의 형태

실제 구조물이나 실험실에서 시편에 작용하는 피로하중은 인장-압축, 굽힘 또는 비틀림의 단순하중 형태이거나 이런 하중들이 복합적으로 작용하는 복합하중 형태로 존재한다. 이렇게 주기적으로 작용하는 하중에 의해 발생하는 구조물 부재 내부의 응력은 Figure 2.13과 같이 시간에 따라 반응하게 된다.



(a) Sine wave of constant load



(b) Sine wave of fluctuation load



(c) Random load wave

Figure 2.13 Form of fatigue load

이와 같이 주기적인 하중에 의해 발생하는 응력 사이클은 다음과 같이 교번응력(Alternating stress)과 평균응력(Mean stress)을 중첩하여 얻을 수 있다.

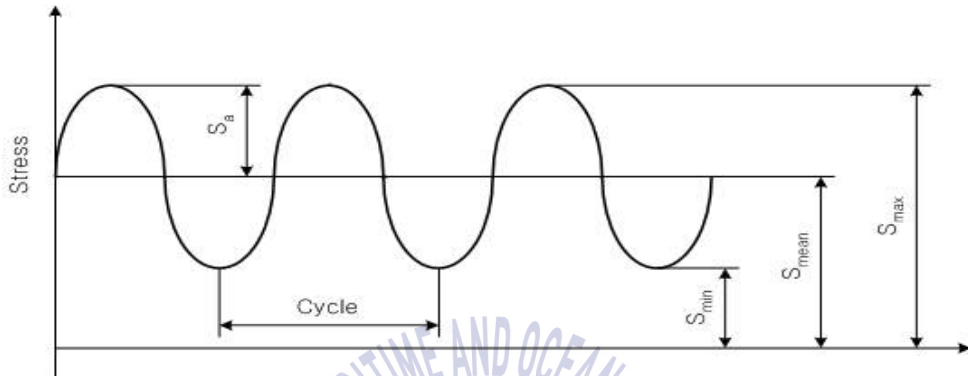


Figure 2.14 Stress range about cyclic loading

$$S_{\max} = \text{최대응력 (Maximum stress)}$$

$$S_{\min} = \text{최소응력 (Minimum stress)}$$

$$S_a = \text{교번응력 (Alternating stress)} = \frac{(S_{\max} - S_{\min})}{2}$$

$$S_m = \text{평균응력 (Mean stress)} = \frac{(S_{\max} + S_{\min})}{2}$$

$$R = \text{응력비 (Stress ratio)} = \frac{S_{\min}}{S_{\max}}$$

또한 응력 사이클은 발생응력 사이클에 따라 다음의 4가지 형태로 구분할 수 있다.

(1) 순수 교번응력(Pure alternating stress cycle)

Fully reversed stress라고도 하며 양의 방향 최대응력과 음의 방향 최소응력이 같은 진폭을 갖는 응력 사이클이다. ($S_m = 0$, $R = -1$)

(2) 교번 응력 사이클 (Alternating stress cycle)

양의 방향 최대응력과 음의 방향 최소응력이 존재하며 그 절대 값이 서로 다른 응력 사이클이다. ($0 < S_m < S_a$ or $- S_a < S_m < 0$)

(3) 반복응력 사이클(Repeated stress cycle)

최대응력 또는 최소응력 값이 zero인 사이클($S_m = S_a, R = 0$ or)

(4) 변동 응력 사이클 (Fluctuating stress cycle)

최대응력과 최소응력이 같은 부호를 갖는 응력 사이클

($S_m > S_a, 0 < R < 1$: Tension, $1 < R < \infty$: Compression)

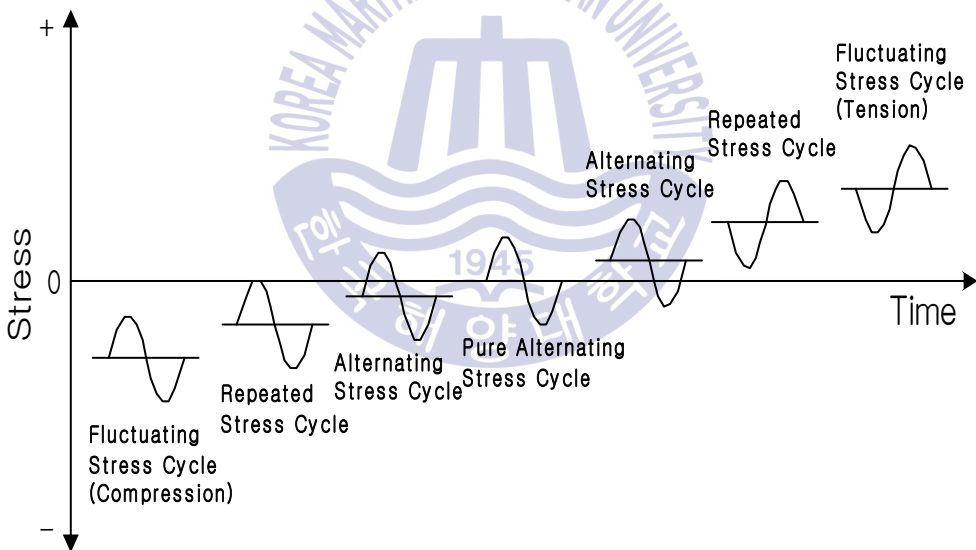


Figure 2.15 Type of stress cycle by accident pattern

2.4.3 반복하중을 받는 재료의 특성

반복하중을 받는 재료의 기계적 특성 중에서 피로수명과 내구성을 나타내는 다음의 특성이 있다.

(1) 피로한도 (또는 피로강도) (Fatigue limit, S_f)

주어진 평균응력 S_m 에 대하여 이론적으로 무한 반복하중이 작용하여도 파손이 발생하지 않는 최대 교변응력 값 S_a 를 나타내며 탄소강의 경우 보통 10^7 Cycle 정도의 반복하중 수에 해당하는 값을 피로한도로 설정한다. 그러나 부식을 수반하는 탄소강이나 알루미늄 합금 등과 같이 하중 사이클이 증가함에 따라 피로한도의 점근값이 나타나지 않고 지속적으로 감소하는 경우에는 다음의 내구한도로써 피로강도를 정의한다.

(2) 내구한도 (Endurance limit, S_d)

주어진 평균응력 S_m 에 대하여 N번의 반복하중이 작용할 때 50%의 파손을 가져오는 응력진폭 값(S_a)을 나타낸다. 이 값은 통계적 처리로 얻어질 수 있으며 구조물의 부재 특성에 따라 필요수명에 맞추어 실험적으로 결정하게 된다.

(3) 내구비(Ratio of endurance, R_e)

재료의 기계적 특성을 비교하는 파라미터의 한가지로 내구한도와 인장강도의 비를 나타낸다. $R_e = S_d(N) / S_u$

(4) 피로수명(또는 내구수명) (Fatigue life of endurance life)

주어진 응력 사이클 (S_m , S_a)에 대하여 해당 부재나 시편이 파손되는 응력 사이클 수 N_f 를 말하며 통계적으로 결정하게 된다.

2.5 피로해석

피로파괴 현상을 규명하고 또 피로설계를 위해서는 다음의 이론 개념에 대한 이해가 필요하다.

2.5.1 S-N 곡선의 개념

피로수명을 평가하는 여러 가지 접근 방법 중 S-N(응력-수명) 접근 방법은 가장 오래된 안전수명 설계 방법 중의 하나이다. 동력 전달축과 같은 피로강도 평가 대상물에 탄성영역 내의 작용하중이 가해지거나, 사용수명이 매우 긴 수명(High cycle)일 때 주로 적용되는 방법이다. 응력-수명 방법의 기본은 Figure 2.16과 같이 파괴 시까지의 반복수(N)에 대한 교번반복응력(S)의 관계로 나타내어지는 S-N 곡선이다.

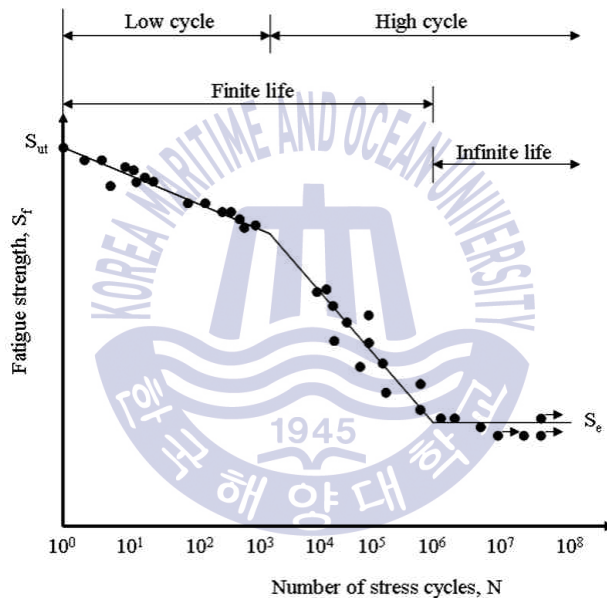


Figure 2.16 Shape of general S-N curve

S-N 시험 데이터는 그 평균값을 실제 S-N 곡선에 주로 log-log 좌표로 나타낸다. 재료는 내구한도 또는 피로한도를 갖는데, 그 응력 이하에서는 재료가 무한수명을 갖는다. 이 방법은 다른 방법에 비해 비교적 계산이 쉬운 장점이 있으며, 재료의 응력-변형률 거동을 탄성으로 취급하기 때문에 소성변형률이 작을 때 유효하다[8].

2.5.2 선형누적손상계수의 정의

구조물이나 기계부품의 예상 설계수명동안 가해진 변동응력에 의한 누적손상을 선형적으로 합산하는 것을 선형누적손상계수(Cumulative damage factor, 이하 “ C_w ”라 한다)라 하고 다음 식(2.3)과 같이 쓸 수 있다.

$$C_w = \sum \frac{n_i}{N_i} \dots\dots\dots (2.3)$$

여기서, N_i 는 각각의 응력이 단독으로 부가되어 피로파괴가 발생했을 때까지의 사이클 수를 의미하며 S-N곡선에서 구한다. n_i 는 예상 설계수명 동안 각각의 응력이 부가된 사이클 수이다.

이 식은 통상 Miner-Palmgren의 가설이라고 알려져 있으며 피로파괴는 $C_w=1.0$ 이 되었을 때 발생한다고 가정하며 그 때까지 반복된 사이클 수를 피로균열의 발생수명으로 정의한다.

그러나 실제 피로설계에서는 하중추정, 해석방법 및 기타 피로수명의 예측과 관련된 불확실성과 안전도 등을 고려하여 흔히 1보다 작은 값을 채택한다.

2.6 피로균열발생수명에 영향을 미치는 요소

2.6.1 평균응력의 영향

구조물이나 기계부품은 운전 중에 일정한 정하중과 동하중을 받게 된다. 선박의 경우 적재화물 중량 및 자중에 의한 정하중이 평균적으로 부가되고 속력, 해상상태, 선체의 응답특성 등에 따라 동하중이 부가된다고 할 수 있다.

한편, 실험실에서 S-N 곡선을 작성하기 위해서 수행하는 피로시험은 시험의 편리와 정확성을 위해서 평균응력을 부가하지 않고 시험하는 경우

가 일반적이다. 즉, C_w 의 계산에 이용되는 S-N Data는 해당 부위의 실제 평균응력 하에서 시험하여 얻은 값을 이용하는 것이 아니라 평균 응력을 0으로 하여 얻은 피로시험 Data를 이용하여 C_w 를 계산하므로 C_w 의 계산결과가 실제보다 적게 계산되어 위험 쪽(Non-conservative)으로 평가된다. 따라서 이러한 구조물의 피로균열 발생수명을 평가할 때 실험실에서 일정한 응력비 또는 평균응력으로 수행한 피로시험 결과를 기준으로 작성한 S-N 곡선을 수정 없이 이용하면 실제 피로균열 발생 수명을 위험 쪽(Non-conservative)으로 평가하는 결과를 가져오게 된다. 즉, 일정한 응력진폭(Stress amplitude)을 부가하여 피로시험을 수행하더라도 응력비(Stress ratio, R) 또는 평균응력에 따라 피로균열 발생수명이 다르게 된다. 이것은 임의의 응력진폭에서 응력비 또는 평균응력이 작아지면 피로균열 발생수명은 길어지게 된다. 따라서 실험실에서 일정한 응력비 또는 평균응력으로 행한 피로시험의 결과를 피로균열 발생수명의 평가에 이용하기 위해서는 응력비 또는 평균응력의 영향을 고려하여야 한다. 이러한 응력비 또는 평균응력의 영향을 고려하여 임의의 응력진폭(S_{ac})을 계산하기 위해 다음과 같은 여러 가지의 모델이 제안되어 있다.

(1) Modified Goodman relation :

$$S_{ac} = S_{aN} \left(1 - \frac{S_m}{S_u} \right) \dots\dots\dots (2.4)$$

(2) Gerber relation :

$$S_{ac} = S_{aN} \left[1 - \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (2.5)$$

(3) Soderberg relation :

$$S_{ac} = S_{aN} \left(1 - \frac{S_m}{S_y} \right) \dots\dots\dots (2.6)$$

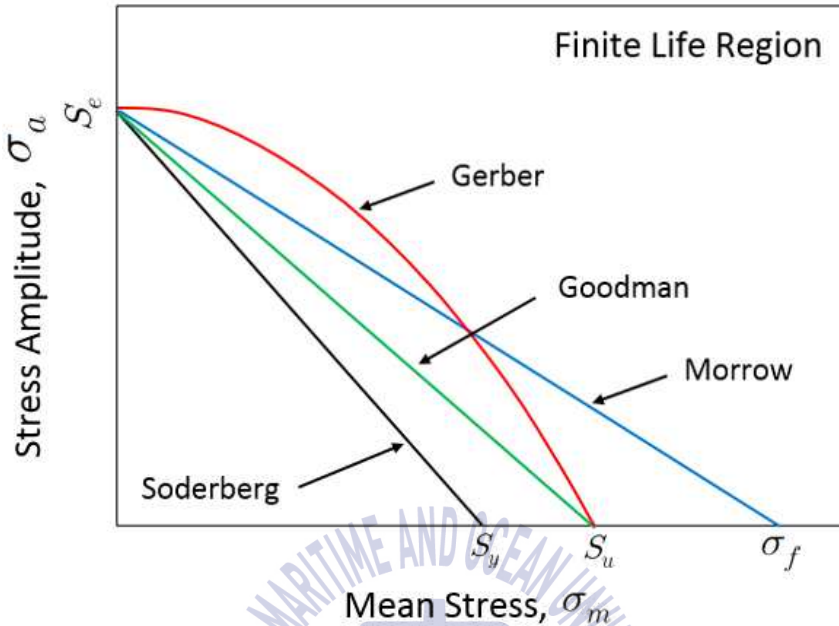


Figure 2.17 Diagram for mean stress correction

예를 들어 Figure 2.18과 같이 일정한 응력진폭을 부가하여 피로시험을 수행하더라도 응력비 또는 평균응력에 따라 피로균열 발생수명이 다르게 된다. 즉, 임의의 응력진폭에서 응력비 또는 평균응력이 작아지면 피로균열 발생수명은 길어지게 된다. 또한, 평균응력 S_m 과 응력비 R 은 다음과 같다.

$$S_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \dots\dots\dots (2.7)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \dots\dots\dots (2.8)$$

식(2.8)을 σ_{\min} 에 대해 정리하여 식(2.7)에 대입하면 평균응력 S_m 과

응력비 R 의 관계는 식(2.9)와 같다는 것을 알 수 있다.

$$R = \frac{2S_m}{\sigma_{\max}} - 1 \dots\dots\dots (2.9)$$

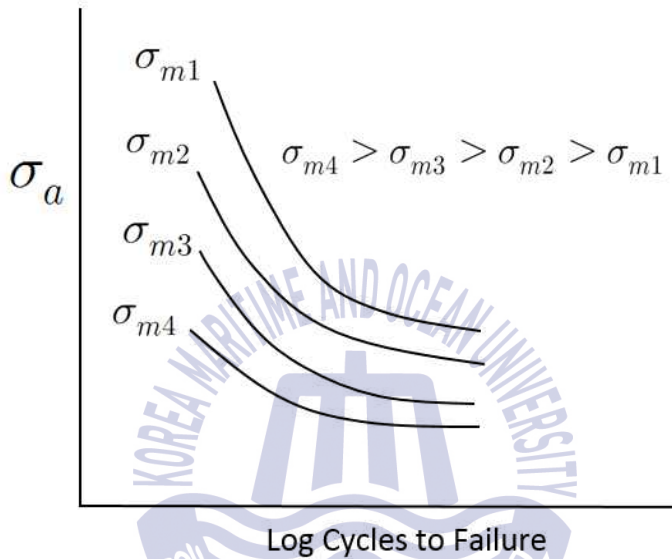


Figure 2.18 Mean stress Vs stress amplitude affecting fatigue life

2.6.2 응력 집중계수(Kt)의 영향

균일단면봉의 경우에는 단면의 도심에 작용하는 하중으로 인한 응력은 그 단면 위에 균일하게 분포한다고 생각할 수 있다.

그러나 균일단면봉이 아닌 경우에 단면의 모양이 급격히 변화하는 부분 즉, 구조적인 불연속부가 있으면 그곳에서는 응력의 분포상태는 Figure 2.19와 같이 불규칙해진다.

한 단면에서의 응력분포가 불규칙하다는 것은 그 단면 위의 어떤 점들에는 평균응력보다 훨씬 더 큰 응력 즉 응력이 집중된다는 것을 의미한다.

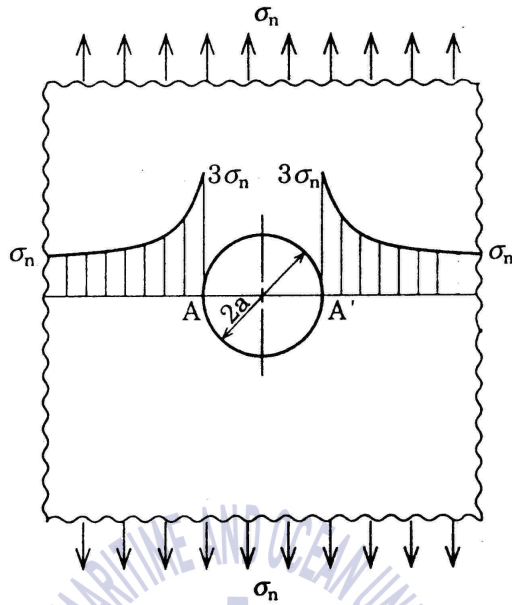


Figure 2.19 Stress concentration at a hole

Figure 2.19에서 응력집중계수(K_t)는 식(2.10)에 따라 3이 된다.

$$K_t = 1 + 2\sqrt{\frac{a}{\rho}} \dots\dots\dots (2.10)$$

이와 같은 응력집중은 사용 재료에 따라 노치 민감도가 달라지게 되는데, 주철과 같은 취성적인 재료는 노치 민감도가 0.2 정도로 낮고 고강도 재료의 경우 1에 가까운 값을 나타낸다.

피로하중을 받는 경우 노치 민감도에 따른 응력집중의 감소 정도를 피로강도감도계수(K_f)라 하고 식(2.11)과 같이 쓸 수 있다.

$$K_f = 0.78 K_t + 0.22 \dots\dots\dots (2.11)$$

3. 크랭크 디플렉션의 유한요소해석

3.1 유한요소해석의 도구, 내용 등

본 연구에서는 유한요소해석을 통하여 크랭크 암의 디플렉션, 최고폭발 압력 등의 조합에 의해서 크랭크 축에 발생하는 응력을 구하기 위하여 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS Workbench를 이용하였다.

유한요소 해석 대상으로 한국해양대학교 실습선 한바다호의 주기관인 MAN B&W사의 6L42MC/ME 기관의 1개의 크랭크(1 Throw)를 선정하였고 상세 명세는 Table 3.1과 같다.

Table 3.1 Particular of main engine for "Hanbada"

Engine type	2-stroke single acting, direct reversible, cross head diesel engine with exhaust gas turbocharger and air cooler
Engine model	6L42MC/ME
Cylinder bore X stroke	420mm X 1,360mm
Norminal max. continuous rating	5,970kW (8,123.7 BHP) on flywheel at 176rpm
Max. combustion pressure(Pmax)	15 MPa

그리고 유한요소해석은 Table 3.2와 같이 엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건(I), 크랭크 핀에 최고폭발압력이 하중으로 부가되는 조건(II) 및 이것들이 함께 작용하는 조건(III) 등으로 수행되었다.

Table 3.2 Standard of defection of main engine for "Hanbada"

Normally obtainable (mm)		Realignment recommended (mm)		Absolute maximum permissible (mm)	
Category					
A-1*	A-2*	B-1	B-2	C	
0.14	0.28	0.38	0.43	0.57	0.57
s/10,000	2s/10,000	2.8s/10,000	3s/10,000	4s/10,000	
1* : Normal for all crank throws. 2* : Permissible for the foremost crank throw, when the crank shaft fore end is provided with a torsional vibration damper, tuning wheel or directly coupled to a generator rotor. Permissible for the aftmost crank throw, when the crankshaft aft end is provided with a flexible coupling. s : Stroke of main engine(1,360 mm)					

3.2 형상 모델링

유한요소 해석을 위한 크랭크형상 모델링은 범용 CAD 프로그램인 Solid works를 사용하여 3차원 형상으로 모델링하고 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS Workbench에서 호환될 수 있도록 하였다.

Figure 3.1과 Figure 3.2는 6L42MC/ME 엔진의 1개 크랭크(1 Throw)의 형상과 3차원 모델링 형상을 각각 보여 주고 있다.

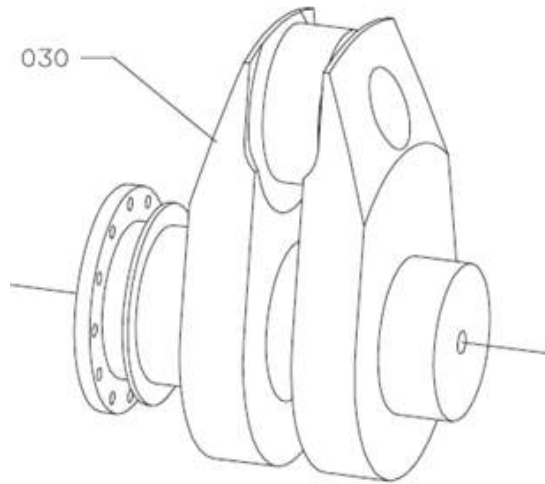


Figure 3.1 Sketch of 1 crank

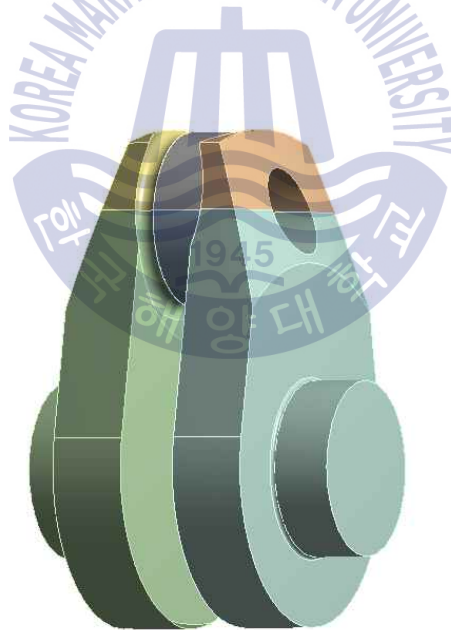


Figure 3.2 Geometry model

3.3 Mesh 설정

본 연구에서는 3차원 구조해석에 널리 사용하는 Solid 45 요소를 사용하였고 요소의 크기는 Figure 3.3과 같이 20mm 간격으로 설정함에 따라 해석에 사용된 절점의 수는 667,426개, 요소의 수는 468,056이다.

Table 3.3에는 해석에 사용된 재료의 물성치를 나타내고 있다.

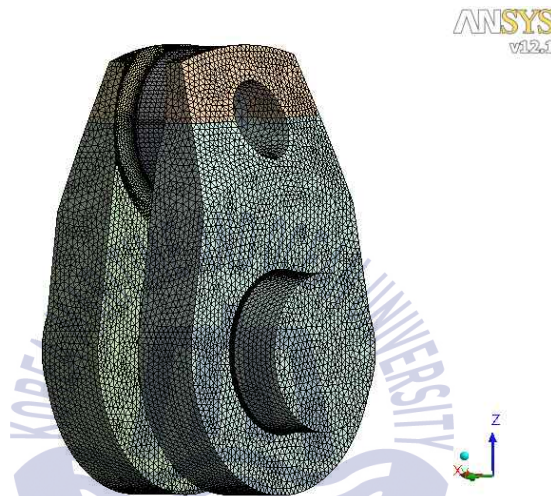


Figure 3.3 Set-up of mesh for FEM

Table 3.3 Mechanical properties of SF590 for crank shaft

	Value	Unit
Material type	JIS SF590 (Forged Steel)	
Elastic modulus	2.1e5	MPa
Poisson ratio	0.3	—
Density	7.85e3	kg/m ³
Tensile strength	590~700	MPa
Yield strength	min. 330	MPa

3.4 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건(I)에 따른 해석

(1) 구속 조건

엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건을 구현하기 위하여 Figure 3.4와 같이 'B'의 X 및 Y 방향을 구속하고 또한 X, Y 및 Z 축 방향으로의 회전에 대하여 구속하였다. 반대쪽 D면의 경우 X축 방향은 구속하지 않고 Y 및 Z방향에 대해서는 구속하였다.

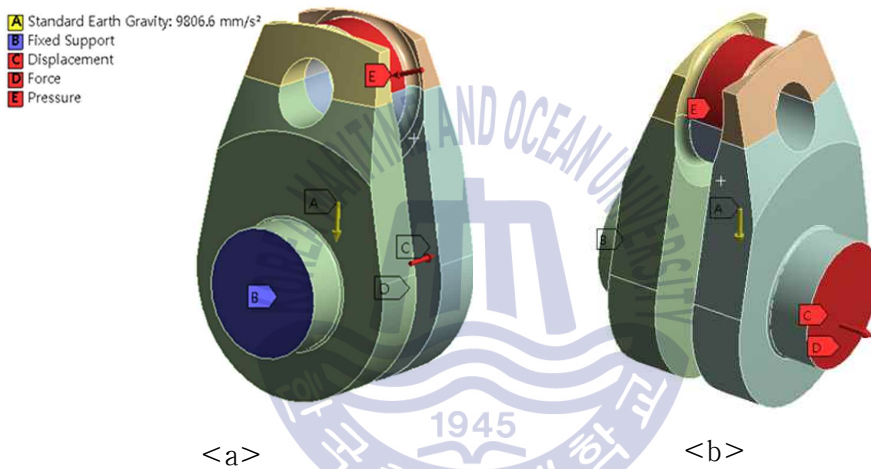


Figure 3.4 Boundary condition for case(1)

(2) 하중 조건

상기 3개의 Category에 해당되는 디플렉션을 발생시키기 위하여 Figure 3.5와 같이 엔진 취급서 상의 디플렉션 계측점(Figure 3.5의 <a>에서 '-'으로 표시됨)이 하중 작용점(Figure 3.5의 에서 'o'로 표시됨)으로 설정하였다. 이 작용점에 예비적으로 여러 하중을 부가하여 최종적으로 엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 하중을 Table 3.4와 같이 구하고 이 값을 유한요소 해석의 하중으로 사용하였다.

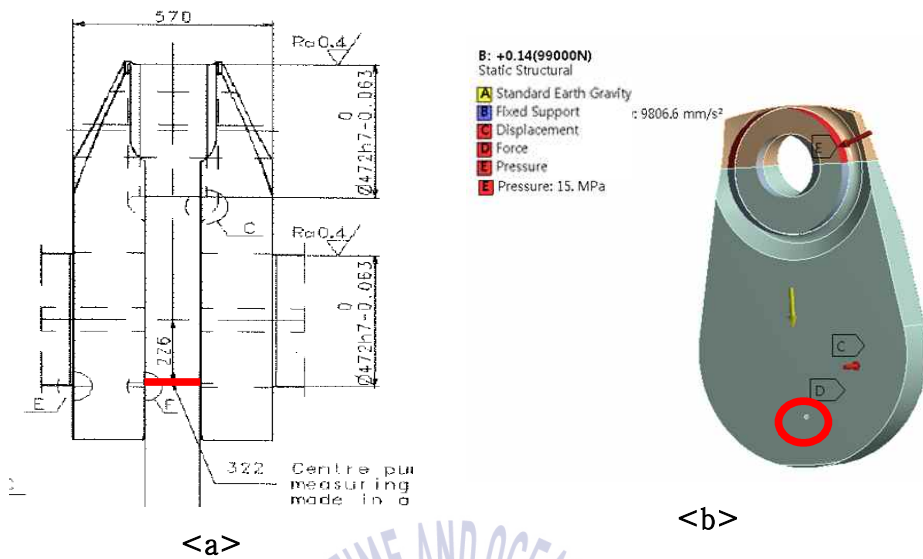


Figure 3.5 Loading condition for case(I)

Table 3.4 Loading force of case(I)

Category	Standard	Deflection (mm)	Loading Force[N}	Deflection (mm)	Loading Force[N}
A-1	$\frac{S}{10,000}$	+0.14	99,000	-0.14	111,000
A-2	$\frac{2S}{10,000}$	+0.28	202,000	-0.28	216,000
B-1	$\frac{2.8S}{10,000}$	+0.38	277,000	-0.38	290,000
B-2	$\frac{3S}{10,000}$	+0.43	315,000	-0.43	326,000
C	$\frac{4S}{10,000}$	+0.57	420,000	-0.57	432,000

* S : Stroke(mm)

3.5 최고폭발압력이 하중으로 부가되는 조건(II)에 따른 해석

디젤엔진의 크랭크 축의 강도계산을 위하여 고려되어야 할 하중은 가스의 폭발력, 왕복 질량의 관성력, 비틀림 모우멘트 등을 들 수 있다. 이와 관련하여 본 연구의 범위에서는 상기 하중 중에서 가스 폭발력만을 고려하고 피스톤의 관성력, 비틀림 모우멘트에 의한 영향은 제외하였다.

이것은 본 연구의 대상인 2행정 저속 기관에서 피스톤의 관성력이 크랭크 핀에 미치는 영향이 미비한 것으로 알려져 있고, 또 크랭크 디플렉션 값이 최대치로 될 수 있는 상사점 부근에서 피스톤의 관성력은 거의 무시될 수 있다는 것을 고려하였기 때문이다.

유한요소 해석을 위한 구속 조건은 전술한 조건(I)과 같이 하였고 하중 조건은 상기 내용과 같이 모델 엔진의 피스톤에 작용하는 최고폭발압력(P_{\max})에 의한 하중(F_g)이 크랭크 핀에 부가되는 것으로 하였다.

한편 Ding[11]에 의하면 최고폭발압력에 의한 하중(F_g)이 크랭크 핀의 축 방향 및 원심 방향으로 타원형의 분포하중으로 작용하는 경우에 대하여 보고하고 있으나 본 연구에서 사용한 ANSYS Workbench의 경우 타원형의 분포하중을 부여하는 기능을 제공하지 않으므로 Ding의 연구 결과를 참조할 수 없게 되었다.

이와 같이 ANSYS Workbench를 사용하여 크랭크 핀에 최고폭발압력에 의한 하중(F_g)을 부여하는 하중조건을 만족시키는 방법은 ANSYS Workbench가 제공하는 ‘압력(Pressure)’ 기능을 이용하는 것이다.

따라서 본 연구에서는 아래와 같이 최고폭발압력에 의한 하중(F_g)을 압력으로 환산하였다.

즉, Figure 3.6과 같이 최고폭발압력(P_{\max})에 의한 하중이 크랭크 핀의 1/2 면적에 압력으로 작용하는 것으로 하였다.

$$\text{최고폭발압력에 의한 하중}(F_g) = P_{\max} \times \pi \cdot d^2 / 4 \dots\dots\dots (3.1)$$

(단, d : 실린더 지름)

크랭크핀에 작용하는 압력 $(P) = F_g / (2A)$ (3.2)

(단, A는 크랭크 핀의 면적)

상기 (3.1) 및 (3.2)의 계산을 통하여 크랭크 핀에 작용하는 압력 18.84MPa를 구하고 이것을 하중 조건으로 하였다.

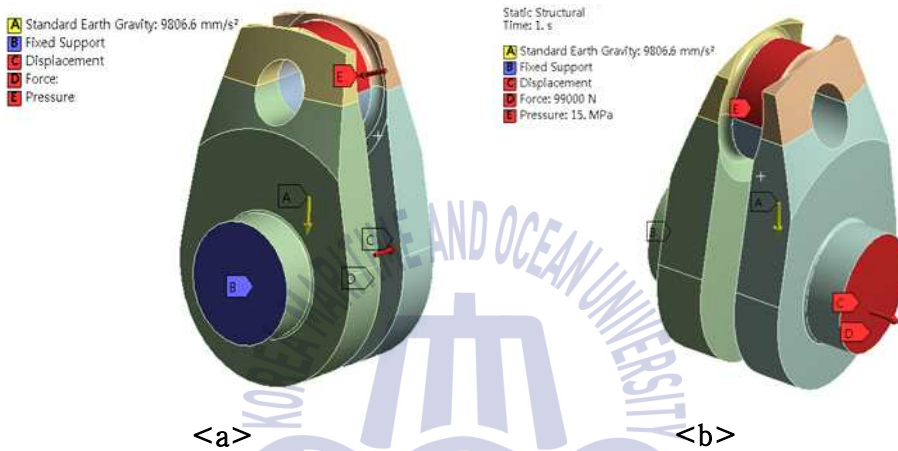


Figure 3.6 Loading condition for case(II)

3.6 조건(I)과 조건(II)의 조합에 따른 해석

전술한 조건(I)과 조건(II)의 구속조건과 하중조건을 중첩시켜서 해석을 수행하였다.

3.7 유한요소 해석 결과

ANSYS Workbench를 사용하여 한바다호 메인엔진의 1개의 크랭크 (1 Throw)에 대하여 디플렉션과 최고폭발압력이 조합된 하중 조건에서 유한요소해석을 수행하고 다음과 같은 결과를 얻었다.

3.7.1 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건(I)에 따른 해석의 결과

Table 3.5는 엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션이 작용했을 때 크랭크 축에 발생하는 최고응력을 정리한 것이다.

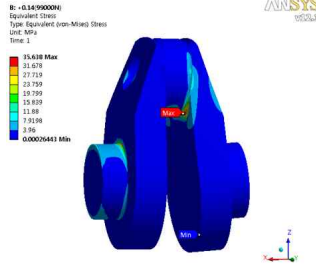
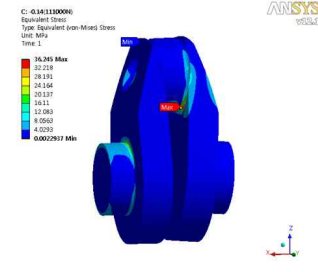
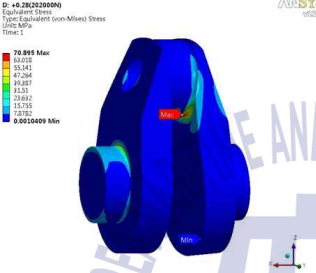
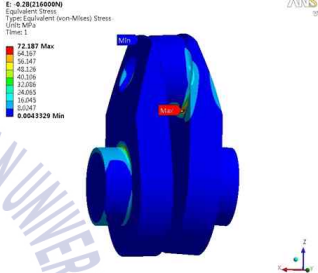
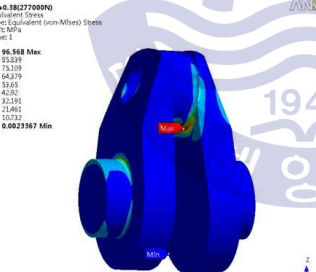
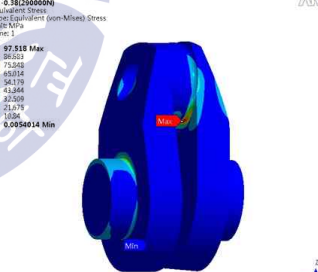
Table 3.5 Summary of FEM analysis of a crank throw for "Hanbada" under standard deflection condition

Category	Standard	'+' deflection and stress		'-' deflection and stress	
		Deflection (mm)	Max. Stress (MPa)	Deflection (mm)	Max. Stress (MPa)
A-1	$\frac{S}{10,000}$	+0.14	35.64	-0.14	36.245
A-2	$\frac{2S}{10,000}$	+0.28	70.89	-0.28	72.187
B-1	$\frac{2.8S}{10,000}$	+0.38	96.56	-0.38	97.518
B-2	$\frac{3S}{10,000}$	+0.43	109.58	-0.43	109.84
C	$\frac{4S}{10,000}$	+0.57	145.52	-0.57	146.12

* S : Stroke (mm)
* Max. Stress : von Mises stress

이 표에서 알 수 있는 바와 같이 크랭크 암의 디플렉션이 ‘-’의 값을 가질 때에는 ‘+’의 값을 가질 때와 비교하여 최대응력이 큰 것을 알 수 있다. 이 해석 결과는 크랭크 축의 구조적인 형상과도 관계가 있으며, 또한 실제 엔진에서 플라이 휠, 커플링 등에 연결되는 끝단 크랭크 암에는 상대적으로 큰 하중이 작용하는 경우 디플렉션이 ‘-’로 되는 일반적인 경향과도 잘 일치하고 있다.

Figure 3.7은 엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션이 작용했을 때 크랭크 축이 변형되는 모습을 정리한 것이다.

Category	Deformed shape	
A-1	<p>R: +0.149000(N)</p> <p>Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1</p>  <p>Deflection(mm) : +0.14</p>	<p>C: -0.14111000(N)</p> <p>Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1</p>  <p>Deflection(mm) : -0.14</p>
A-2	<p>D: +0.28202000(N)</p> <p>Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1</p>  <p>Deflection(mm) : +0.28</p>	<p>E: -0.28216000(N)</p> <p>Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1</p>  <p>Deflection(mm) : -0.28</p>
B-1	<p>F: +0.38277000(N)</p> <p>Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1</p>  <p>Deflection(mm) : +0.38</p>	<p>G: -0.38230000(N)</p> <p>Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1</p>  <p>Deflection(mm) : -0.38</p>

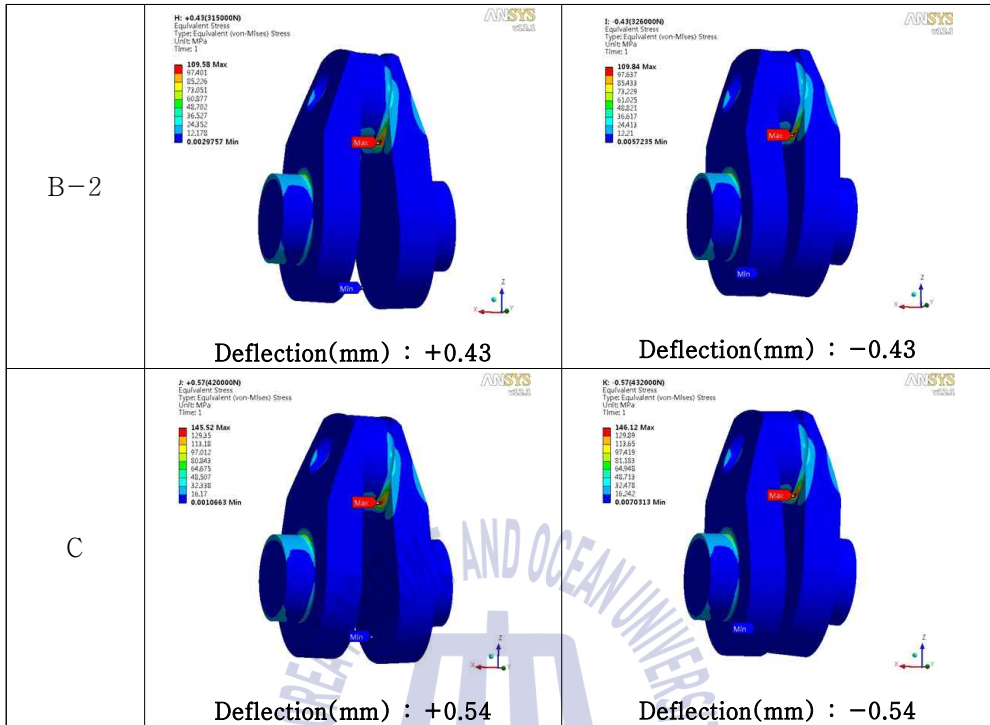


Figure 3.7 Summary of FEM analysis of a crank throw for "Hanbada"

이상을 통하여 Category A, B 및 C 모두 동일하게 최대응력은 크랭크 핀과 크랭크 암의 연결부(필렛부)에서 가장 큰 응력이 발생함을 확인할 수 있다. 이것은 기계부품이나 구조물에서 구조적인 불연속이 일어나는 필렛부가 하중에 취약한 부분이며, 특히 크랭크 축의 경우 크랭크 암과 크랭크 암이 연결되는 필렛부의 경우 굽힘응력에 취약한 부분임을 알 수 있다.

따라서 크랭크 축에 대한 정기적인 검사 시에는 이 필렛부에 대한 보다 세심한 검사(육안검사, 비파괴검사 등)가 필요하다고 할 수 있다.

또 이 필렛부에는 피로균열의 발생 수명에 악영향을 미치는 거친 표면이 발생하거나 응력집중을 유발시키는 노치 등이 발생하지 않도록 유의할 필요가 있다.

3.7.2 조건(I)과 조건(II)의 조합에 따른 해석의 결과

Table 3.6은 엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션과 최고폭발압력이 함께 작용했을 때 크랭크 축에 발생하는 최고응력을 정리한 것이다.

이 표에서 알 수 있는 바와 같이 크랭크 암의 디플렉션이 '+'의 값을 가질 때에는 '-'의 값을 가질 때와 비교하여 최대응력이 큰 것을 알 수 있다.

Table 3.6 Summary of FEM analysis of a crank throw for "Hanbada" under combined standard deflection and maximum gas pressure condition

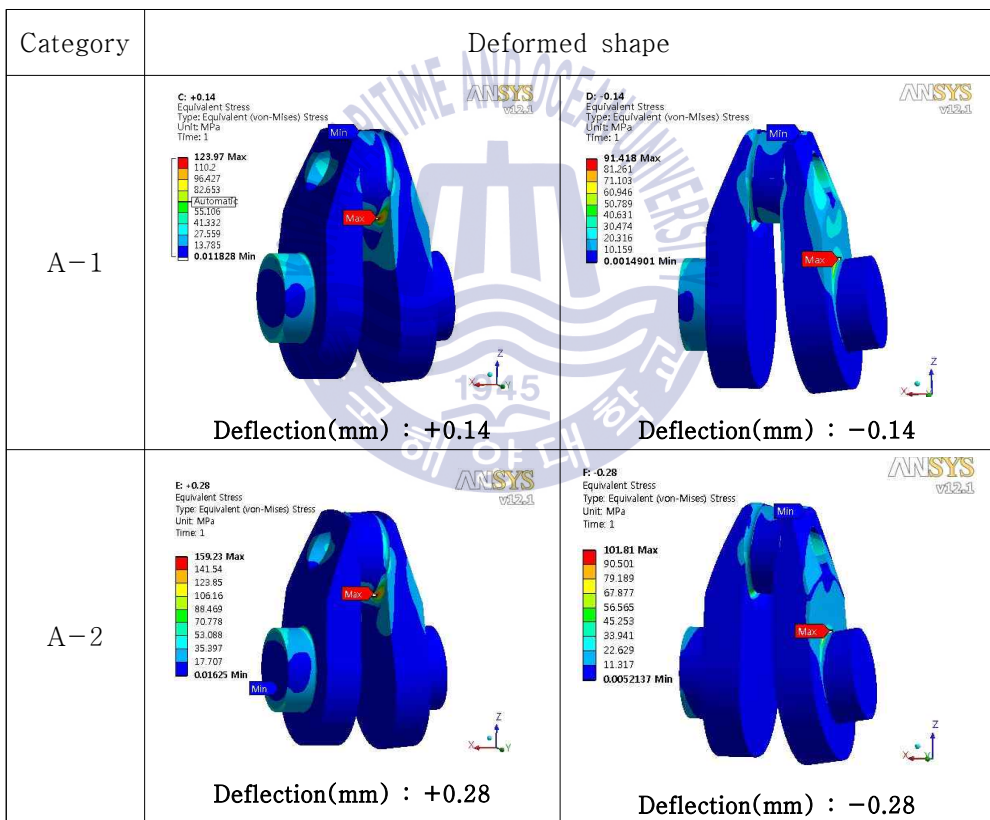
Category	Standard	'+' deflection and stress		'-' deflection and stress	
		Deflection (mm)	Max. Stress (MPa)	Deflection (mm)	Max. Stress (MPa)
A-1	$\frac{S}{10,000}$	+0.14	123.97	-0.14	91.418
A-2	$\frac{2S}{10,000}$	+0.28	159.23	-0.28	101.81
B-1	$\frac{2.8S}{10,000}$	+0.38	184.90	-0.38	109.07
B-2	$\frac{3S}{10,000}$	+0.43	197.91	-0.43	112.61
C	$\frac{4S}{10,000}$	+0.57	233.85	-0.57	123.02
* S : Stroke (mm)					
* Max. Stress : von Mises Stress					

이 해석 결과는 3.7.1에서 전술한 결과와 반대적인 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이것은 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건에 부가

하여 크랭크 핀에 최고폭발압력에 상당하는 하중을 작용시킴에 따라 크랭크 암의 변형이 열리는(+)쪽으로 발생한 결과로서 발생한 것이다.

즉 ‘+’ 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건에서는 변형이 조장되었고 ‘-’ 디플렉션을 강제적으로 발생시키는 조건에서는 변형이 억제된 결과라고 할 수 있다.

Figure 3.8은 엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션과 최고폭발압력이 함께 작용했을 때 크랭크 축이 변형되는 모습을 정리한 것이다.



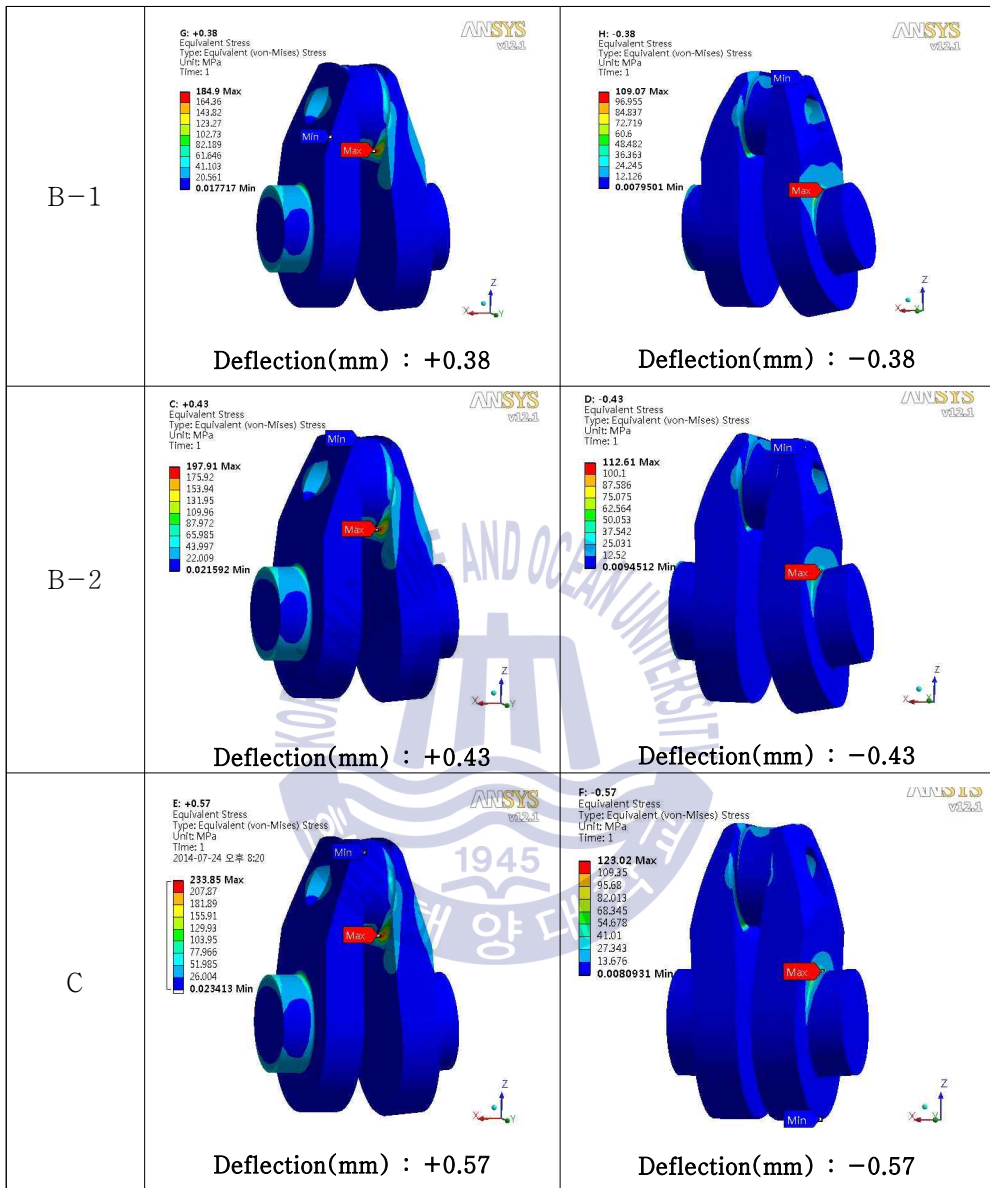


Figure 3.8 Summary of FEM analysis of a crank throw for "Hanbada" under combined standard deflection and maximum gas pressure condition

4. 크랭크 축의 피로파괴 안전성 평가

기계부품이나 구조물의 설계단계에서 피로파괴의 안전성을 평가하는 측면에서 사용하는 피로강도의 설계개념은 대상이 되는 구조물의 사용 목적 또는 요구 안전도에 따라 무한 수명설계(Infinite-life design), 안전 수명설계(Safe-life design), 파괴 안전설계(Fail-safe design) 등으로 대별할 수 있다.

본 연구의 대상인 크랭크 축의 경우에는 무한 수명설계(Infinite-life design) 개념을 채택하는 것이 보편적인 경향이며 또한 합리적인 것으로 사료된다.

무한 수명설계 개념은 2장에서 전술한 바와 같이 오래 동안 연구되어 온 개념으로서 구조물의 영구적인 사용을 목표로 한다. 따라서 구조물에 가해지는 응력진폭(Stress amplitude)이 피로한도(Fatigue limit)를 넘지 않도록 설계하는 방법이다.

이 설계 개념을 본 연구의 대상인 크랭크 축에 적용하기 위해서는 설계하중에서 발생하는 크랭크 축의 상세 응력, 사용 재료의 피로강도 등이 필요하게 된다.

사용 재료의 피로강도는 아래와 같은 여러 인자와 요인에 영향을 받게 되는 데 본 연구에서는 ANSYS Workbench가 제공하는 피로해석 모듈을 사용하여 수행하였다.

- 1) 시험편의 모양 및 치수
- 2) 응력형태
- 3) 응력집중
- 4) 평균응력
- 5) 용접조건
- 6) 환경온도

상기 피로해석 모듈에서는 피로강도에 미치는 응력집중의 영향과 평균 응력의 영향에 대하여 일정한 보정을 기능을 부여하고 있다. 즉, 이 모듈의 'fatigue strength factor(kf)'는 응력집중의 영향을 고려한 것으로 2장에서 전술한 피로강도감도계수(K_f)와 같은 개념을 가지고 있다. 이 모듈에서 'Mean stress theory'는 2장에서 전술한 평균응력의 영향을 고려한 것이다.

한편 사용재료의 고유한 S-N(Stress and Number of cycle) Curve는 이 모듈이 제공하는 값을 사용하거나 사용자가 별도로 입력하게끔 되어 있다.

실제 사용재료의 고유한 S-N(Stress and Number of cycle) Curve는 상기와 같이 1)시험편의 모양 및 치수, 2)응력형태 등에 의해서도 영향을 받게 되므로 본 연구에서는 연구 대상인 크랭크 축에 사용된 단조강(SF590)의 시험 데이터에 대한 통계적 처리를 통하여 S-N Curve를 작성하였다.

4.1 크랭크 축의 P-S-N 곡선

재료의 피로강도를 표현하는 데에 통상적으로 사용되는 S-N곡선은 시험 응력과 파단 사이클 수와의 평균적 관계를 표시하는 것으로 파손확률 50%에 대응하는 곡선이고, P-S-N곡선은 S-N곡선을 임의의 파손확률(P)에 대하여 그린 것이다.

P-S-N곡선을 그리기 위해서는 먼저 파손확률 50%에 대응하는 통상의 S-N곡선을 구하고 실험점의 산포경향으로부터 시험응력과 파단 사이클 수의 함수로서 피로강도의 분포 특히 응력의 함수로서 수명의 분포를 추정하고 그 결과를 기준으로 예상 파손확률 P를 파라메타로 한 곡선을 그리는 것이다.

피로시험의 결과를 응력진폭(S_a), 파단 사이클 수(N_i), 파손확률로 구

성된 P-S-N곡선을 양대수 좌표에서 표시하는 경우 이 곡선의 경사부는 다음 식(4.3) 및 식(4.4)과 같이 쓸 수 있다. 여기서 식(4.3)은 파손확률 50%, 식(4.4)은 파손확률 10%에 각각 상당한다.

편대수 좌표로 정리하면

$$\text{Log}N_i = \alpha + \beta S_{a(i)} \dots\dots\dots (4.1)$$

$$\text{Log}N_i = \alpha + \beta (S_{a(i)}) - 1.28 \hat{\sigma} (\text{Log}N_i) \dots\dots\dots (4.2)$$

양대수 좌표로 정리하면

$$\text{Log}N_i = \alpha + \beta \text{Log}(S_{a(i)}) \dots\dots\dots (4.3)$$

$$\text{Log}N_i = \alpha + \beta \text{Log}(S_{a(i)}) - 1.28 \hat{\sigma} (\text{Log}N_i) \dots\dots\dots (4.4)$$

여기서 $\alpha = \overline{\text{Log}N} - \beta \overline{\text{Log}(S_a)}$ 이므로,

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n \{ \text{Log}(S_{a(i)}) - \overline{\text{Log}(S_a)} \} \{ \text{Log}(N_i) - \overline{\text{Log}N} \}}{\sum_{i=1}^n \{ \text{Log}(S_{a(i)}) - \overline{\text{Log}(S_a)} \}^2} \dots\dots\dots (4.5)$$

$$\overline{\text{Log}N} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Log}(N_i) \dots\dots\dots (4.6)$$

$$\hat{\sigma}(\text{Log}N_i) = \left[\frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^n \{ \text{Log}(N_i) - (\alpha + \beta \text{Log}(S_{a(i)})) \}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \dots (4.7)$$

이다.

Table 4.1과 Figure 4.1은 본 연구의 대상인 한바다호의 메인엔진의 크랭크 축의 재료로 사용된 Forged Steel JIS SF590에 대한 피로시험의 결과를 나타낸 것이다.

이 피로시험 결과는 일본재료과학협회가 SF590 재료에서 채취된 응력 집중계수 1.0의 피로시험편을 사용하여 응력비 $R=-1$ 의 조건으로 공기 중에서 46.7 Hz의 반복 하중을 부가하여 구한 것이다.

Table 4.1 S-N Test data of SF590

Sa (MPa)	Nf (Cycle)
338	3.98e4
318	1.49e5
298	2.88e5
278	7.55e5
278	3.21e6
273	1.25e7
269	1.15e7
258	1.08e7

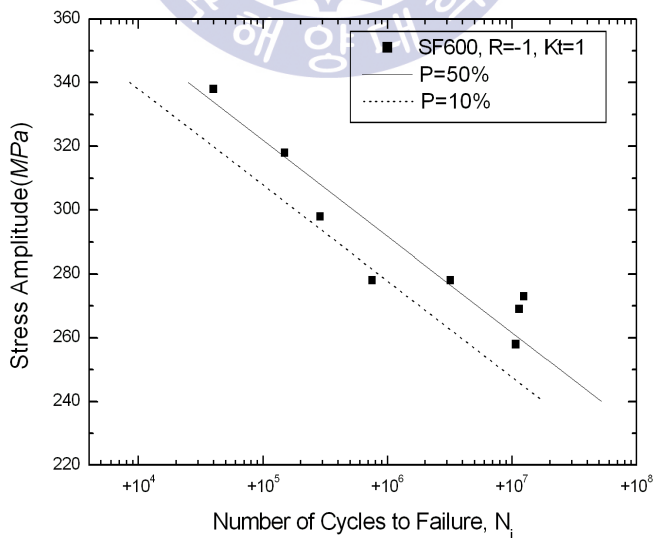


Figure 4.1 P-S-N curve of SF590

Figure 4.1에서 실선과 점선은 피로시험 결과를 식(4.3)과 식(4.4)에 대입하여 구한 것으로 각각 파손확률 50%와 파손확률 10%를 나타낸 것이다. 이렇게 구한 파손확률 10%에 해당하는 S-N Curve는 ANSYS Workbench가 제공하는 피로해석에서 입력 데이터로 사용하였다.

또 Table 4.2 및 4.3에서는 크랭크 축의 재료로 사용된 Forged Steel JIS SF590에 대한 화학성분과 기계적 성질을 보여 주고 있다.

Table 4.2 Specified chemical Composition of SF590

SF590	Chemical Composition (%)					
	C	Si	Mn	P	S	Cr
	0.32	0.30	0.12	0.017	0.008	0.49

Table 4.3 Specified mechanical properties of SF590

SF590	Yield Stress (MPa)	Tensile Stress (MPa)	Elongation (%)
	324	618	32.0

4.2 응력집중에 의한 크랭크 축의 피로강도감도계수(K_f)

본 연구의 대상인 한바다호 메인엔진의 크랭크 축의 경우 Figure 4.2와 같이 크랭크 핀과 크랭크 암의 연결부에 구조적인 불연속부로서 응력이 집중된 필렛이 있다.

이 부분의 응력집중계수를 참고문헌을 인용된 Figure 4.3 및 Figure 4.4에서 구하면 약 1.95가 된다.

단, $\frac{\rho}{B} = \frac{29}{206} = 0.141$, $\frac{d}{B} = \frac{49}{206} = 0.238$ 이다.

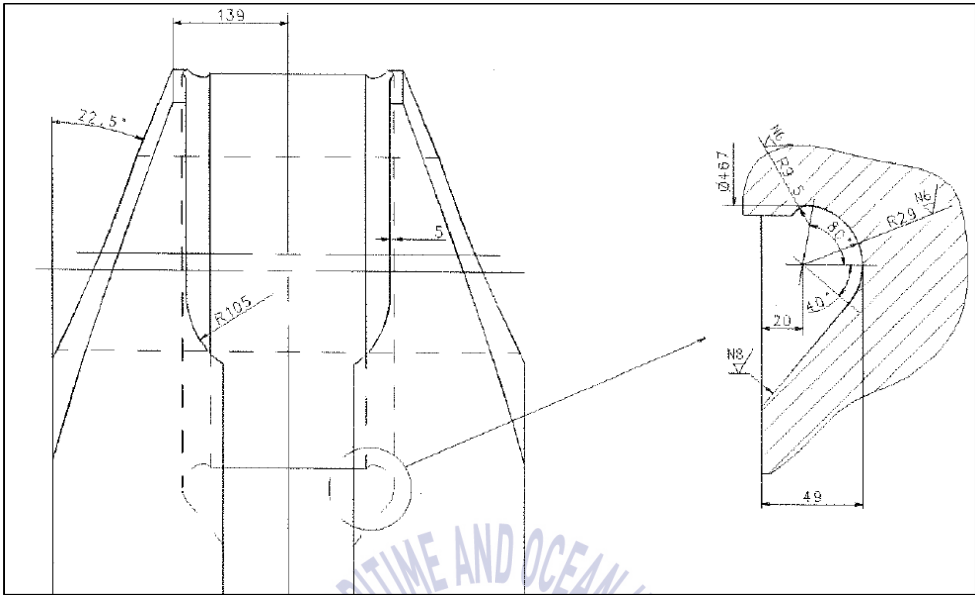
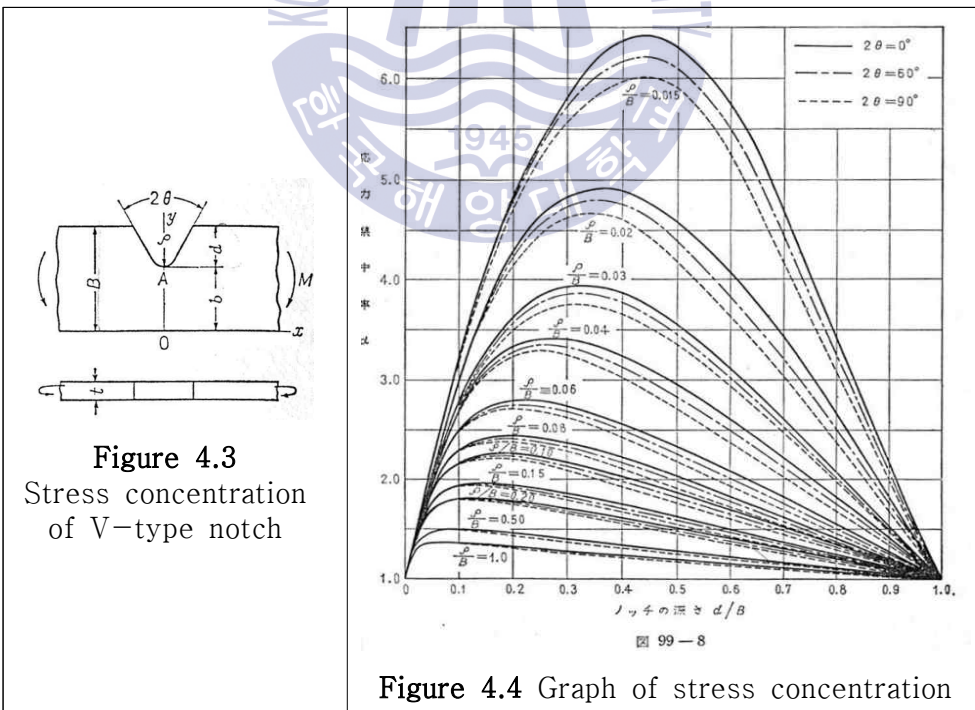


Figure 4.2 Detail of crank shaft fillet



이와 같이 구한 응력집중계수를 전술한 식(2.11)에 대입하면 피로강도 감도계수(K_f)로서 1.741을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} K_f &= 0.78 K_t + 0.22 \\ &= 0.78 \times 1.95 + 0.22 \\ &= 1.741 \end{aligned}$$

상기 값은 본 연구에서 ANSYS Workbench가 제공하는 피로해석 모듈을 사용하여 피로해석을 수행할 때 이 모듈의 'fatigue strength factor(kf)'로 사용된다.

4.3 ANSYS Workbench에 의한 피로수명의 평가

전술한 바와 같이 본 연구의 대상인 크랭크 축의 경우에는 무한 수명 설계(Infinite-life design) 개념을 채택하는 것이 보편적인 경향이며 또한 합리적인 것으로 사료된다.

이를 위하여 본 연구에서는 ANSYS Workbench의 피로해석 모듈을 이용하여 한 수명설계(Infinite-life design) 개념의 피로해석을 수행하였다. 피로해석에 필요한 데이터는 본 연구에서 도출한 유한요소 해석 결과, 사용 재료의 P-S-N 곡선, 응력집중에 의한 피로강도감도계수 등을 사용하였다.

Table 4.4 및 Figure 4.5는 한바다호 메인엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션과 최고폭발압력이 함께 작용했을 때 ANSYS Workbench의 피로해석 모듈을 사용하여 크랭크 축의 피로수명을 해석하고 이를 정리한 것이다. 전술한 바와 같이 이 모듈에는 피로수명에 영향을 미치는 평균응력의 영향과 응력집중계수의 영향이 고려되어 있다.

Table 4.4 Analysis results of fatigue life of crank shaft

Category	Deflection (mm)	Max. Stress (MPa) by von Mises	Fatigue Life(Cycle) by Goodman correction	Fatigue Life(Cycle) by Sorderberg correction
A-1	+0.14	123.97	1.00E7	1.00E7
A-2	+0.28	159.23	1.00E7	1.00E7
B-1	+0.38	184.90	1.00E7	1.00E7
B-2	+0.43	197.91	1.00E7	9.80E6
C	+0.57	233.85	5.35E6	4.7E4

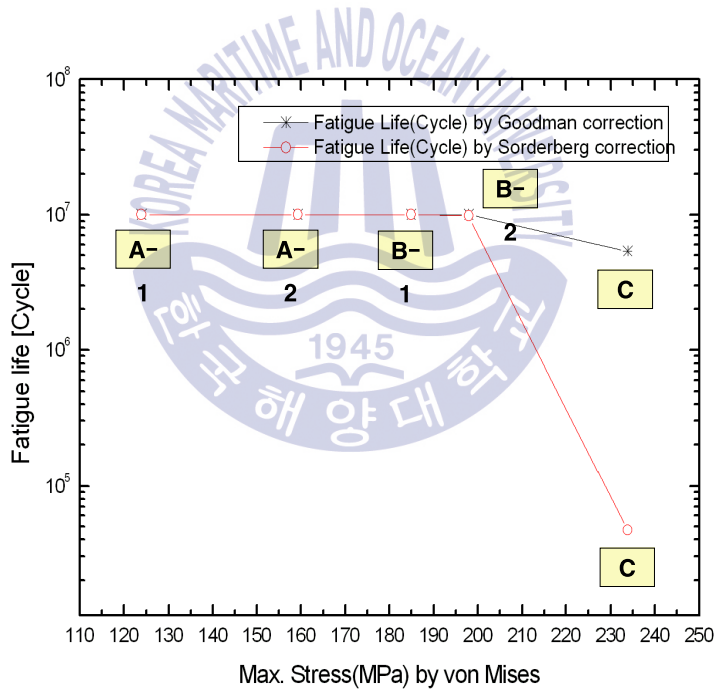


Figure 4.5 Fatigue life of crank shaft under category A, B and C by ANSYS Workbench module taking the effects of mean stress and stress concentration into consideration

이 표와 그림을 보면 Goodman 보정(사용재료의 인장강도를 기준으로 평균응력의 영향을 보정)에 비하여 Sorderberg 보정(사용재료의 항복강도를 기준으로 평균응력의 영향을 보정)이 보다 엄격한 평가임을 알 수 있다. 즉, Category B-2의 경우를 보면 Goodman 보정에 의한 피로수명은 무한 수명으로 간주할 수 있는 $1E7$ 사이클이지만 Sorderberg 보정에 의하면 피로수명은 무한수명에 미치지 못하는 $9.80E6$ 사이클이 된다. 여기서 $9.80E6$ 사이클은 한바다호 메인 엔진이 연속최대출력인 176 rpm으로 928시간(38일)동안 운전하는 경우의 사이클에 해당된다.

실제 상기 2가지의 보정은 철강 재료에 널리 사용되는 것으로 2개 중에 어느 것을 채택하는 것은 설계 기획의 관점으로 볼 수 있다. 즉, 부가가치가 높은 선박이나 안전이 우선시되는 선박용 크랭크 축으로 사용되는 경우에는 엄격한 설계를 보증할 수 있는 Sorderberg 보정을 사용하고, 상대적으로 부가가치가 낮은 설계에는 Goodman 보정을 사용하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

이 표를 보면 Goodman 보정을 사용하는 경우 엔진 취급설명서에 규정된 Category A(허용가능범위)와 Category B-2(수정권고범위)에서 계속 운전해도 피로수명을 만족시키는 결과를 보여 주고 있고 Category C(수정강요범위)에서는 $5.35E6$ 사이클에서 피로균열이 발생하는 것을 알 수 있다. 여기서 $5.35E6$ 사이클은 한바다호 메인 엔진이 연속최대출력인 176 rpm으로 506시간(21일) 동안 운전하는 경우의 사이클에 해당된다.

그러나 본 연구의 범위에서는 크랭크 축의 Oil hole의 유무, 평형추 등의 영향을 배제하여 수행한 유한요소해석 결과를 사용하여 피로수명을 평가한 것이므로 상기 Category B(수정권고범위)에 대한 연구결과를 실제 엔진의 운전관리에 바로 적용하는 것은 무리한 것으로 판단된다. 향후 크랭크 축의 비틀림까지 고려하여 Category B(수정권고범위)에 대한 피로수명을 추가적으로 평가하는 것이 필요한 것으로 사료된다.

또 이 표에서 Sorderberg 보정을 사용하는 경우 엔진 취급설명서에 규정된 Category A(허용가능범위)와 Category B-1(수정권고범위)에서 계

속 운전해도 피로수명을 만족시키는 결과를 보여 주고 있다. 그러나 Category B-2(수정권고범위)와 Category C(수정강요범위)에서는 9.8E6 및 4.7E4 사이클에서 피로균열이 각각 발생하는 것을 알 수 있다.

끝으로 Category C(수정강요범위)에서 Goodman 보정을 사용하게 되면 피로수명은 5.35E6사이클로서 이것을 한바다호 메인엔진의 연속최대출력 시의 회전수인 176 rpm으로 나누어 보면 506시간(21일) 동안 운전을 할 수 있다는 것을 알 수 있다.

이것은 LNG 선박의 화물탱크의 피로강도 설계와 관련된 국제협약 및 한국선급의 규칙에서 화물탱크의 손상 시에도 선박은 15일간의 항해를 통하여 수리지까지 도착할 수 있도록 화물탱크를 설계하도록 하는 개념 [12][13]과 비교해서 고찰할 수 있다. 여기서 15일은 해당 LNG선박이 전 세계 어느 해역에 있다고 하더라도 수리 가능한 항구에 도달할 수 있는 것을 전제로 규정한 기간이다.

예를 들어 한바다호 메인엔진의 정기적인 점검에서 Category C(수정강요범위)에 해당되는 디플렉션이 계측되었으나 수정이 불가능한 상황에서 선박은 출항해야 하는 것을 가정하여 크랭크 축의 피로수명을 검토해볼 수 있다.

먼저 Goodman 보정을 사용하게 되면 크랭크 축의 피로수명은 5.35E6 사이클이므로 한바다호 메인엔진은 연속최대출력인 176 rpm으로 506시간(21일) 동안 운전할 수 있게 된다. 이와 같이 Category C(수정강요범위)를 넘어서 운전하게 되면 메인 엔진의 크랭크 축에는 피로균열이 발생할 수 있겠지만 메인 엔진이나 크랭크 축보다 가치가 높은 선박 자체는 21일간의 항행 가능한 기간을 통하여 다음 항구까지 도달할 수 있다는 것이다.

그러나 Sorderberg 보정을 사용하게 되면 크랭크 축의 피로수명은 4.7E4사이클이 되므로 한바다호 메인엔진은 연속최대출력인 176 rpm으로 11시간 정도 운전할 수 있게 된다. 이 시간은 선박이 수리지까지 항행하는 데에 사실상 불가능한 기간으로 간주된다.

이상을 통하여 한바다호 메인 엔진의 설계 기획단계에서 이 선박을 고부가가치의 선박으로서 선박의 안전이 우선시 되는 것으로 간주하는 경우에는 크랭크 축의 피로강도는 Sorderberg 보정을 사용하여 평가되어야 한다는 결론을 얻을 수 있다.



5. 결론

본 연구에서는 한국해양대학교 실습선 한바다호 메인 엔진을 모델로 선정하여 디젤엔진의 관리적인 측면에서 정기적으로 계측되는 크랭크 암의 디플렉션과 최고폭발압력 등의 조합에 의해서 크랭크 축에 발생하는 응력을 유한요소 해석을 통하여 구하고, 이 값을 기준으로 크랭크 축의 피로강도를 평가함으로써 디젤엔진 크랭크 암의 디플렉션 기준에 대한 이론적 배경과 타당성을 고찰하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 한바다호 메인 엔진 크랭크 축의 재료로 사용되는 단조강 SF590에 대한 피로시험 데이터의 산포경향으로부터 시험응력과 파단 사이클 수의 함수로서 피로강도의 분포 특히 응력의 함수로서 수명의 분포를 추정하고 파손확률(Probability of failure) 10%의 P-S-N Curve 작성하였다. 이것은 향후 단조강 SF590을 사용하는 기계나 구조물 등의 피로강도의 평가에 유용하게 사용될 것으로 기대된다.

2) 한바다호 메인엔진 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션과 최고폭발압력이 조합된 형태의 하중이 작용하는 경우에 대한 3차원 유한요소해석을 통하여 다음과 같은 von Mises 최대응력을 구하였다.

- Category A (허용가능범위) : 159.23 MPa
- Category B (수정권고범위) : 197.91 MPa
- Category C (수정강제범위) : 233.85 MPa

3) 한바다호 메인엔진의 크랭크 축의 경우 크랭크 핀과 크랭크 암의 연결부에 구조적인 불연속부로서 응력이 집중된 필렛에서의 응력집중계수

(K_t)는 1.95이며, 피로강도감도계수(K_f)는 1.741로 추정할 수 있다.

4) 한바다호 메인엔진의 취급설명서에 규정된 3개의 Category에 해당하는 디플렉션과 최고폭발압력이 함께 작용했을 때 ANSYS Workbench의 피로해석 모듈을 사용하여 크랭크 축의 평균응력의 영향을 고려한 피로수명을 해석한 결과에 따르면 Sorderberg 보정이 Goodman 보정에 비하여 보다 엄격한 평가임을 알 수 있다.

5) 상기 2가지의 보정은 철강 재료에서 널리 사용되는 것으로 2개 중에 어느 것을 채택하는 것은 설계 기획의 관점으로 볼 수 있다. 즉, 부가가치가 높은 크랭크 축의 경우에는 엄격한 설계를 보증할 수 있는 Sorderberg 보정을 사용하고, 상대적으로 부가가치가 낮은 설계에는 Goodman 보정을 사용하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

6) 한바다호 메인엔진의 크랭크 축에 대한 피로수명을 해석한 결과를 따르면 Goodman 보정을 사용하는 경우 엔진 취급설명서에 규정된 Category A(허용가능범위)와 Category B(수정권고범위)에서 계속 운전해도 피로수명을 만족시키는 결과를 보여 주고 있고 Category C(수정강용범위)에서는 5.35E6 사이클에서 피로균열이 발생하는 것을 알 수 있다. 그러나 본 연구의 범위에서는 크랭크 축의 Oil hole의 유무, 평형추 등의 영향을 배제하여 수행한 유한요소해석 결과를 사용하여 피로수명을 평가한 것이므로 상기 Category B(수정권고범위)에 대한 연구 결과를 실제 엔진의 운전관리에 바로 적용하는 것은 무리한 것으로 판단된다. 향후 크랭크 축의 비틀림까지 고려하여 Category B(수정권고범위)에 대한 피로수명을 추가적으로 평가하는 것이 필요한 것으로 사료된다.

7) Sorderberg 보정을 사용하는 경우 엔진 취급설명서에 규정된 Category A(허용가능범위)와 Category B-1(수정권고범위)에서는 피로

수명을 만족시키는 결과를 보여 주고 있다. 그러나 Category B-2(수정 권고범위)와 Category C(수정강요범위)에서는 9.8E6 및 4.7E4 사이클에서 피로균열이 각각 발생하는 것을 알 수 있다.

여기서 9.80E6 사이클과 4.7E4사이클은 한바다호 메인 엔진이 연속최대출력인 176 rpm으로 928시간(38일), 11시간 동안 각각 운전하는 경우의 사이클에 해당된다.

8) 끝으로 Category C(수정강요범위)에서 Goodman 보정을 사용하게 되면 피로수명은 5.35E6사이클로서 한바다호 메인엔진의 연속최대출력 시의 회전수인 176 rpm으로 나누어 보면 506시간(21일) 동안 운전을 할 수 있다는 것을 알 수 있다.

Sorderberg 보정을 사용하게 되면 크랭크 축의 피로수명은 4.7E4사이클이 되므로 한바다호 메인엔진은 연속최대출력인 176 rpm으로 11시간 정도 운전할 수 있게 된다. 이 시간은 선박이 수리지까지 항행하는 데에 사실상 불가능한 기간으로 간주된다.

따라서 한바다호 메인 엔진의 설계 기획단계에서 이 선박을 고부가가치의 선박으로서 선박의 안전이 우선시 되는 것으로 간주하는 경우에는 크랭크 축의 피로강도는 Sorderberg 보정을 사용하여 평가되어야 한다는 결론을 얻을 수 있다.

참고문헌

- [1] H.J. Jeon, Lecture for Internal Combustion Engine, Korea, Taewha Publisher, 2010 (in Korean).
- [2] H. Maas and H. Klier, machine Dynamics of Internal Combustion Engine, Germany, Springer Verlag, 2013 (in German)
- [3] C.Scholey and R.R. Lintell-Smith, "A Review of Crack and Fracture Mechanisms", Paper No. 3 Session 1975-76, Lloyd's Register of Shipping
- [4] M. Fonte and M. de Freitas, "Marine main engine crankshaft failure analysis: A case study", Engineering Failure Analysis 16 (2009), pp.1940-1947
- [5] MAN B&W, Instruction for 50-98 MC Engines, MAN B&W Diesel A/S, 1998, (in Korean).
- [6] The Society of Materials Science, Databook on Fatigue Strength on Metallic Materials, Japan, Elsevier, 1996
- [7] The Japan Society of Mechanical Engineers, Standard Method of Statistical Fatigue Testing, Japan, The Japan Society of Mechanical Engineers, 1981
- [8] Ministry of Maritime Affairs and Fisheries, The Standard of Marine Engine, Korea, 2013 (in Korean)
- [9] J.H. Ahn, A Study on the Safety of Fatigue Fracture of Compressed Air Tank for Ships, Korea, Korea Maritime and Ocean University, 2005(in Korean).
- [10] H.T. Kim, Study on the Fatigue Analysis for Structures Submitted to Bending Loads, Korea, Kyonggi University, 2008(in Korean)

- [11] Yu Ding and Harbin, 'Crankshaft Strength Analysis of a Diesel Engine Using Finite Element Method', Power and Energy Engineering Conference(APPEEC), pp.1-4, 2011.
- [12] IMO, International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk, Chapter 4, Article 4.7.4, IMO, 2014
- [13] Korean Register of Shipping, Rule for the Classification of Steel Ships, Part 7, Chapter 5 : Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk, Article 407.4, Korean Register of Shipping, 2014



감사의 글

저의 부족함에도 불구하고 논문이 완성되기까지 많은 가르침과 충고, 격려를 아끼지 않고 지도해주신 김종호 교수님께 머리 숙여 깊은 감사드립니다. 교수님의 제자여서 행복했고, 부끄럽지 않은 제자가 되도록 노력하겠습니다. 그리고 논문 심사를 맡아 진심 어린 격려와 조언을 해주신 이상득 교수님과 최재혁 교수님께도 감사드립니다.

석사 과정을 무사히 마칠 수 있도록 많은 배려와 도움을 주신 한바다호 선장님, 기관장님 이하 교수님들 및 사관님들께도 감사드립니다. 한바다호에서의 시간들은 평생에 잊을 수 없는 행복한 추억이 될 것 같습니다.

2년간의 석사 과정을 돌아보니 제 자신의 부족함과 학문 연구의 길이 쉽지 않다는 것을 알게 되었고 더욱 열심히 하지 못한 아쉬움과 후회가 남습니다. 쉽지 않은 석사 과정이었지만 많은 것을 느낄 수 있는 뜻 깊고 행복한 시간이었습니다. 안주하지 않고 항상 최선을 다하고 노력하는 삶을 살도록 하겠습니다.

마지막으로, 언제나 저의 편에서 든든한 울타리가 되어 더 큰 용기와 사랑을, 그리고 더 나은 내가 될 수 있도록 늘 옆에서 힘이 되어주시는 아버지, 어머니, 오빠에게 이 결실을 바칩니다. 사랑합니다.