

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第 32 卷 第 3 號 1995年 8月  
 Transactions of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 32, No. 3, August 1995

## 중형엔진 크랭크축의 균열발생수명에 대한 고찰

함주혁\*, 현명현\*, 김수현\*

### A Study on the Crack Initiation Life for Crankshaft of Mid-size Engine

by

Juh H. Ham\*, Myung H. Hyun\* and Su H. Kim\*

#### 요 약

본 연구에서는 피로강도중 설계자의 입장에서 일차적으로 관심의 대상인 균열발생수명에 대하여 선박용 중형엔진의 크랭크축을 대상으로 피로강도평가를 수행하였다.

본 평가를 위하여 크랭크축에 대한 구조해석모델을 구성하고 작용하중을 선정하였고 구조해석을 통한 반복적 응답을 근거로 균열발생수명을 추정하였으며 이들의 수명분포상황을 제시하여 보았다.

균열발생수명의 추정에서 주로 사용되고 있는 몇가지 상관관계를 소개하고 이의 적용성에 대하여 언급하여 보았다.

본 해석을 위하여 PATRAN, NASTRAN 및 EMRC/NISA 등의 상용프로그램을 적극 활용하였다. 균열발생해석의 결과로서 아직 조선업계의 적용성이 활발치 못한 수명분포도를 제시하였으며 이로부터 일반구조해석에서의 응력분포도와 같은 방식으로 수명분포상황을 일목요연하게 파악할 수 있는 방법의 적용성을 타진하여 보았다.

#### Abstract

The crack initiation life evaluation which is the most commonly used approach in fatigue strength studies for the designers, is performed for the crankshaft of mid-size engine.

In order to evaluate the fatigue strength, structural analysis model and applied loads on crankshaft are prepared based on the cyclic system. Using the response data of the

---

발 표 : 1995년도 대한조선학회 춘계연구발표회('95.4.21)

접수일자 : 1995년 5월 27일, 재접수일자 : 1995년 7월 27일

\* 정회원, 현대중공업(주) 선박해양연구소

finite element analysis, crack initiation life is predicted and plotted on crankshaft geometric model.

In this analysis, general purpose programs such as PATRAN, NASTRAN and EMRC/NISA are actively utilized. Life distribution contour plots, which is not yet established as an active tool in actual design system of ship structure & components, are suggested and examples for active predicting procedure such as stress contour plotting in structure strength analysis, are illustrated.

Additionally, several correlated equations for prediction of the crack initiation life are introduced and discussed to improve the fatigue strength prediction of crankshaft.

1. 서 언

엔진구조 중에서 가스폭발력, 관성력 등의 동적하중에 의한 반복적인 피로하중을 받는 피스톤, 피스톤 연결봉 및 크랭크축 등에 대하여 기존의 연구에서는 각기 나름대로의 실험자료와 경험을 바탕으로 피로강도를 평가하고 있다[1,2]. 특히 본 연구에서 다루는 크랭크축과 같은 축류는 회전운동의 전달체로서 표면부에 큰 비틀림 응력이 야기되기 때문에 표면상의 미세한 결함에도 쉽게 균열이 발생하고 피로파괴로 전파되는 경우가 많으므로 노치발생이 우려되는 응력집중부위의 피로강도수명을 검토함이 필수적이다[3,4]. 이에따라 피로강도 중 설계자의 입장에서 일차적인 관심의 대상인 균열발생수명에 대하여 고려해 본다.

그런데 피로강도평가가 몇몇 국부적 부위에 국한되어 이루어지고 있어 구조부품전체의 수명분포의 가시화 및 결과자료의 제시가 부진하여 구조위차마다의 피로강도 분포상황을 감지하지 못하고 있다[5].

따라서 균열발생해석의 결과로서 아직 조선업계의 적용성이 활발하지 못한 수명분포 가시화의 활용성 및 적용성을 타진해 보기 위하여 크랭크축을 대상으로 균열발생수명을 추정하였고 이들의 수명분포상황을 제시하여 설계단계에서의 균열발생수명의 가시화의 일예를 제시하였다. 이로부터 일반구조해석에서의 응력분포도와 같은 방식으로 수명분포상황을 일목요연하게 파악할 수 있는 방법의 적용성을 타진하여 보았다.

본 해석을 위하여 PATRAN[6], NASTRAN 및 EMRC/NISA 등의 상용프로그램을 적극 활용하였다. 또한 균열발생수명의 추정에서 주로 사용되고 있는 몇가지 상관관계를 소개하고 이 적용성에 대하여 언급하여 보았다.

2. 크랭크축 모델개요

크랭크축(crankshaft)에 대한 모델영역은 해석의 편의상 한 크랭크웨브를 중심으로 양편에 크랭크축과 크랭크핀이 각각 반만큼 모델링된 짧은 구간을 선정하였다. 또한 볼트로 연결된 평형추구조(counter weight)를 크랭크축에 일체화시켰다. 모델상세를 Fig. 2.1에 나타내었다.

요소는 고체(solid)요소를 사용하였으며 결과치의 정확도 향상을 위하여 볼트체결에 따른 크랭크축의 응력집중을 파악코자 볼트체결부를 고려하여 모델링하였으며 체결부는 작동상태에서 미세한 분리도 허용하지 않는 것으로 보아 일체로 단순화시켰다. 또한 윤활유 구멍(hole) 및 골(groove)의 형상은 모델에서 제외시켰다.

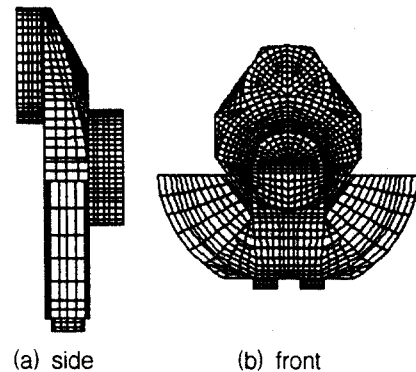


Fig. 2.1 Analysis model of crankshaft

크랭크축의 재료는 34CrNiMo6인 단조용 합금강이 사용되었다. 그 물성치는 Table 2.1과 같다. 피로강도값은 제시받지 못하였으나 자동차 연결봉의 재

Table 2.1 Material properties of crankshaft

재질	탄성계수 (N/mm <sup>2</sup> )	포아송비	밀도 (kg/m <sup>3</sup> )	항복응력 (Mpa)	피로강도 (Mpa)
34CrNiMo6	201.000	0.305	7,850	600	-
S55C	200.000	0.29	7,860	588	187

질종의 하나인 S55C 단조용탄소강의 재료물성치가 거의 같은 값을 가지고 있으므로[7] 그 재질의 피로 강도치를 이용하여 피로강도평가를 수행한다.

한편, 볼트체결력을 고려하기 위하여 볼트를 보로 모델링하고 볼트중앙부에서 계산된 체결력을 작용시켰다. 추가로 볼트의 재질은 SNCM8이며 항복응력과 인장강도의 최소치는 각각 882 N/mm<sup>2</sup> 과 980 N/mm<sup>2</sup> 이다. 구성 요소 및 절점수는 총 요소수 약 9,340개와 총 절점수 약 11,719개로 구성되어 있다. 앞서 제시된 크랭크축의 모델로 선정된 부분구조는 이 구조의 반복된 조합에 의하여 대부분의 크랭크축 구조를 이루고 있다. 따라서 연결봉(connecting rod)의 대단부 구멍(large end eye)과 연결되는 크랭크핀의 중앙단면에 대칭조건을 주기 위하여 축방향의 이동을 모두 구속하고 크랭크축의 길이 중앙단면의 모든 절점을 구속하였다.

3. 하중상세

피스톤 연결봉을 통하여 크랭크핀에 직접 작용하는 하중성분으로는 연소실의 개스압에 의한 하중, 구동부의 관성력에 의한 하중으로 이루어진다. 그 일례로 피스톤 내부의 연소압은 최대 폭발압이 실린더 단면에 균일하게 작용하는 하중으로 관련 관성력과 함께 피스톤 연결봉에 압축을 야기시킨다. 따라서 이 압축력을 피스톤 연결봉의 대단부 구멍(large end eye)의 정강이(shank)측으로 120° 에 걸쳐 각각 F<sub>cl</sub>(60° - θ)의 값을 가지는 방사상의 분포를 가지도록 크랭크핀에 작용시켰다. 여기서 θ는 연결봉의 축과 이루는 각이며, 대단부의 압축력에 의한 크랭크핀에 전달되는 하중은 상사점(θ=0°)에서는 최대폭발력에서 회전 및 왕복질량의 관성력을 뺀 다음의 식(3.1)이 압축력으로 된다. 또한, 하사점(θ=180°)에서는 폭발에 의한 압축력이 거의 소실된 상태이므로 회전 및 왕복질량의 관성력만을 고려한 식(3.2)로 이루어진다[8].

$$F_{cl} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_p^2 \cdot \frac{P_{max}}{10} - R \cdot \omega^2 [m_{rot} + m_{rec} (\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta)]}{[1 - \frac{R^2}{L^2} \cdot \sin^2 \theta]^{1/2} \cdot [D_{sb} \cdot T_b]} \tag{3.1}$$

또는

$$F_{cl} = \frac{R \cdot \omega^2 [m_{rot} + m_{rec} (\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta)]}{[1 - \frac{R^2}{L^2} \cdot \sin^2 \theta]^{1/2} \cdot [D_{sb} \cdot T_b]} \tag{3.2}$$

여기서,

- F<sub>cl</sub> = 연결봉 대단부의 압축하중
- D<sub>sb</sub> = 대단부구멍(large end eye) 지름
- T<sub>b</sub> = 대단부구멍(large end eye) 두께
- D<sub>p</sub> = 피스톤지름
- P<sub>max</sub> = 최대폭발압력
- R = 크랭크 반경
- ω = 엔진속도(2πN/60)
- N = rpm
- L = 연결봉 길이
- m<sub>rot</sub> = 회전질량
- m<sub>rec</sub> = 왕복질량

앞선 기본적인 하중전달원리에서 최대폭발력항만으로 단순화시켜 한 사이클 동안에 크랭크축의 각변화에 따른 접선 및 반경방향의 하중의 변화상세(Fig. 3.1 참조)를 근거로하여, 크게 한 사이클 내에서 축에 최대굽힘하중이 발생하는 경우 및 최대비틀림하중이 발생하는 경우에 대하여 해석을 수행하였다.

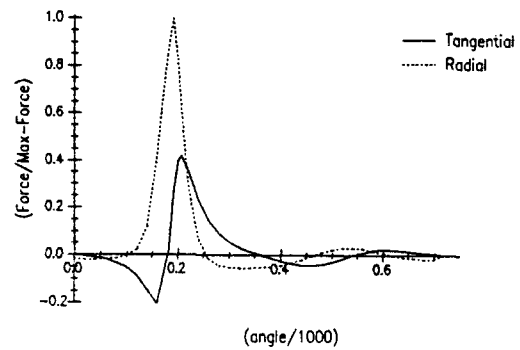


Fig. 3.1 Variation of forces in one cycle

최대굽힘이 발생하는 경우의 하중은 크랭크 반경 방향의 하중성분(FR)은 상사점에서 약 11° ~ 12° 부근에서 발생하며 이 때에 동시에 발생하는 직각방

항의 하중인 접선력성분(FT)을 동시에 고려하면 크랭크핀 최상부에서 tan-1( FT/FR)의 각도인 15.44° 만큼 기울어져 합성하중이 작용하게 된다. 이 하중을 연결봉(connecting rod) 해석시[8]와 마찬가지로 연결봉 대단부 구멍(large end eye) 정강이(shank) 측에 120° 에 걸쳐 각각 Pb(60° - θ)의 값을 가지는 방사상의 분포를 가지도록 작용시켰다.

또한 크랭크핀의 길이방향 즉 연결봉의 두께방향으로도 중앙이 최대이고 연결봉두께의 끝단에서 0이 되는 분포하중이 작용하므로 이를 계산의 편이상 sine 함수의 분포로 가정하여 하중을 작용시켰다. 이 하중상태를 식으로 표현하면 다음과 같으며 분포하중의 최대치(Pb)를 이 식에서 얻을 수 있다.

$$\frac{F_b}{2} = \int_0^{t_b/2} \int_{-\pi/3}^{\pi/3} P_b \cos \theta (\pi/3 - \theta) R \sin\left(\frac{\pi}{t_b} Z\right) \times d\theta dz \quad (3.3)$$

여기서,

- F<sub>b</sub> = 최대 굽힘하중
- t<sub>b</sub> = 연결봉 대단부 구멍두께
- D<sub>p</sub> = 피스톤 지름
- R = 연결봉 대단부구멍의 반지름

다음은 최대비틀림 하중경우의 하중상태로 최대비틀림 하중을 야기시키는 크랭크축의 접선방향 하중 성분(F<sub>T</sub>)의 최대치는 상사점에서 26° 지난 지점에서 발생하며 이 때 동시에 발생하는 이에 직각방향의 하중인 반경방향 성분(F<sub>R</sub>)이 작용하므로 동시에 고려하여 크랭크핀 최상부에서 tan<sup>-1</sup>( F<sub>R</sub>/F<sub>T</sub>)만큼의 각도인 33.26° 기울어져 이의 합력성분이 작용한다. 이들 하중 역시 앞의 굽힘하중과 같이 크랭크핀에 120° 에 걸쳐 각각 Pt(60° - θ)의 값을 가지는 방사상의 분포를 가지도록 작용시켰다. 이에따라 다음의 식이 성립하며 이로부터 분포하중의 최대치(Pt)가 얻어진다.

$$\frac{F_t}{2} = \int_0^{t_b/2} \int_{-\pi/3}^{\pi/3} P_t \cos \theta (\pi/3 - \theta) R \sin\left(\frac{\pi}{t_b} Z\right) \times d\theta dz \quad (3.4)$$

여기서,

- F<sub>t</sub> = 최대 비틀림하중

- t<sub>b</sub> = 연결봉 대단부 구멍두께
- D<sub>p</sub> = 피스톤 지름
- R = 연결봉 대단부구멍의 반지름

#### 4. 균열발생의 피로수명 추정

피로균열 발생해석(fatigue crack initiation analysis)이란 응력-수명 혹은 변형률-수명 상관관계에 근거한 피로수명을 예측하는 방법으로 안전수명 피로해석(safe-life fatigue analysis)이라 일컫기도 한다.

본 절에서는 상용 유한요소 프로그램인 EMRC/NISA의 피로 및 파괴해석 모듈인 ENDURE 프로그램내에서 다루고 있는 균열발생해석 이론들을 살펴보고 이를 요약하면 다음과 같다.

##### 4.1 피로수명 추정법의 개요

고사이클이고 응력성분이 완전히 탄성응력상태 내에서 존재할 때 적용성이 좋은 다음 형태의 응력-수명 상관관계식을 사용하여 피로균열 발생수명을 예측한다.

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (4.1)$$

여기서,

- σ<sub>a</sub> = 응력진폭
- σ'<sub>f</sub> = 피로강도계수
- b = 피로강도지수,
- 2N<sub>f</sub> = 손상까지의 반복수(reversals)

앞에서 응력크기에 대한 피로수명과의 관계와 더불어 평균응력(σ<sub>0</sub>)은 피로수명에 영향을 미치는 또 하나의 주된 인자이다. 이 평균응력의 영향은 다양한 방법으로 설명될 수 있으며 급속의 피로거동에서, Morrow[9]에 의하여 제시된 바와 같이, 피로강도계수에서 등가의 변화를 줌으로써 평균응력의 효과를 고려하는 방법을 사용하였다. 따라서, 응력-수명식은 다음과 같이 변형되어진다.

$$\sigma_a = (\sigma'_f - \sigma_0) (2N_f)^b \quad (4.2)$$

그리고 저 사이클 피로 영역에서 국부 사이클 소

성 변형률은 피로 손상과 밀접한 관계가 있다. 따라서, 국부소성 변형률을 가지는 피로수명 상관관계를 선택하는 자연스러운 것이다. 왜냐하면, 저사이클 소성 변형률과 피로손상간에는 고유의 인과관계를 가지고 있기 때문이다. 그러나 변형률의 탄성과 소성성분을 항상 결정하기 쉽지않으므로, 총 변형률을 다름이 바람직하다.

이 수순에 따라 완전 역방향의 일정크기 변형률 조절의 하중을 받는 부재의 피로수명은 다음의 형태로 주어진다.

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (4.3)$$

평균응력의 영향을 고려하면 다음식과 같이 바뀔 수 있다.

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_0}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (4.4)$$

여기서,

- $\epsilon/2$  = 총 변형률 크기
- $\sigma_f'$  = 피로강도 계수
- $b$  = 피로강도 지수
- $\epsilon_f'$  = 피로 인성 계수
- $c$  = 피로 인성 지수
- $E$  = 탄성계수
- $2N_f$  = 파손까지의 반복수(reversals)

특성치  $\sigma_f'$ ,  $b$ ,  $\epsilon_f'$ ,  $c$ 는 매끄러운 표면의 시편으로 변형률 조절 시험을 통해 결정되는 재료특성치이다. 명백히, 변형률-수명의 접근방법은 부품의 문제영역에서 상당한 소성변형이 발생한 경우에 보다 정확히 예측된다. 변형이 주로 탄성영역에서 발생할 때 이 방법은 보다 단순한 응력-수명의 접근방법과 같은 추정을 준다.

한편, 앞서 소개한 전통적인 피로손상모델은 비례적 in-phase시험으로부터의 실험자료에 근거한다. 다축 피로수명 예측에 있어서 작동시의 구조부품의 대부분은 양축 및 3축 상태의 응력에 의해 다축 반복하중을 일반적으로 받는다. 압력용기, 터빈 날개, 구동축, 크랭크축 및 차축 등이 그 일반예이다. 다

축피로시험자료를 사용하여 부품 및 구조물의 피로수명을 예측하기 위하여 적당한 다축 피로모델이 시험자료에 대해 복잡한 응력상태를 관련짓기위해 요구된다. 이들 시험을 행함으로써 out-of-phase, 복잡한 다축하중경우에서 추가적인 피로수명의 영향을 설명할 수 있게 된다[10].

비례적이지 않거나 out-of-phase하중은 저사이클에서의 등가의 in-phase하중보다 많은 손상이 종종 발견되고 있다. 이 증가된 손상의 주요원인은 주축의 회전 때문에 재료에 추가적인 반복경화에 기인한다. 따라서, 다축, out-of-phase피로는 이러한 영향을 설명할 수 있어야만 한다.

out-of-phase 하중현상을 포함한 다축피로손상에 대해 ENDURE에서 사용된 임계면방법(critical plane approach)은 피로수명을 지배하는 가장중요한 파라메타는 최대전단변형률이 발생한 면에서의 최대전단변형률 크기와 이면에 수직한 최대응력임을 다음의 형태로 제시하였다[11].

$$\begin{aligned} \gamma_{\max} \left[ 1 + n \frac{\sigma_n^{\max}}{\sigma_y} \right] = & \\ & + (1 + \nu_e) \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \frac{n}{2} (1 + \nu_e) \frac{\sigma_f'^2}{E \sigma_y} (2N_f)^{2b} \\ & + (1 + \nu_p) \epsilon_f' (2N_f)^c + \frac{n}{2} (1 + \nu_p) \frac{\epsilon_f' \sigma_f'}{\sigma_y} (2N_f)^{b+c} \end{aligned} \quad (4.5)$$

또한, 보다 향상된 반복경화 영향을 수용하기 위해 Socie와 Fatemi에 의해 수정된 식은 다음과 같다[11].

$$\gamma_{\max} \left[ 1 + n \left( \frac{\sigma_n^{\max}}{\sigma_y} \right) \right] = \gamma_f' (2N_f)^c + \frac{\tau_f}{G} (2N_f)^b \quad (4.6)$$

여기서,

- $\sigma_f'$  = 피로강도 계수
- $b$  = 피로강도 지수
- $\epsilon_f'$  = 피로인성 계수
- $c$  = 피로인성 지수
- $\gamma_{\max}$  = 최대 전단변형률 발생평면에서의 최대 전단변형률
- $\sigma_n^{\max}$  = 최대 전단변형률 발생평면에 수직한 최대응력

- $\sigma_y$  = 항복응력  
 $E$  = 탄성계수  
 $\nu_e$  = 탄성포아손비  
 $\nu_p$  = 소성포아손비( $\nu_p=0.5$ :비압축성재료에 대하여)  
 $n$  = 일축피로자료와 관련된 재료상수

상기 식들은 반복적인 균일하중에 기인한 피로수명을 제시한다. 변화하는 응력과 변형률을 가지는 하중 history에 대하여 누적손상은 Palmgren-Miner의 선형손상법칙을 적용한다. 이 법칙을 적용하기 위하여 하중 history는 피로수명이 결정될 수 있는 개개의 사건으로 분할해야만 한다.

만약,  $N_{f1}, N_{f2}, \dots$ 가 손상까지의 하중발생 1, 2, ...의 횟수를 나타내고 주어진 하중 history의 주어진 블록에서 발생하는 발현횟수를  $N_1, N_2, \dots$  라고 하면, 하중 history의 블록에 기인하는 누적피로손상( $D_b$ )은 다음과 같이 주어진다.

$$D_b = \sum_{i=1}^n D_i = \sum_{i=1}^n \left( \frac{N_i}{N_{fi}} \right) \quad (4.7)$$

하중 history블록( $N_b$ )에서 균열발생의 수명은 다음과 같다.

$$N_b = \frac{L_0}{D_b} \quad (4.8)$$

여기서  $L_0$ 는 작용응력의 총수( $\sum N_i$ )에 해당하는 시간이고, 다중 블록하중항목이 제시되었을 때 항목당의 총손상( $D_i$ )은  $N_{fi}$ 를  $N_{bi}$ 로 대치함으로써 상기 식으로 부터 유사하게 얻어진다. 이 내용에서  $N_i$ 는 하중항목에서의 블록의 발생빈도를 나타낸다. 일단  $D$ 가 결정되면 항목수에서 피로 수명이 이의 역수로 주어진다.

본 해석에서는 크랭크축의 구조해석 항목중 볼트 체결력 주변의 응력은 다른 하중조건에 영향을 거의 미치지 못할 뿐만 아니라 최대굽힘 및 최대비틀림에 의한 반복하중에 따른 발생응력이 볼트체결부에 응력변동을 야기시키지 못하므로 피로강도 해석에서 제외하고 접선방향성분( $F_T$ )을 고려한 최대굽힘 및 반경방향성분( $F_R$ )을 고려한 최대비틀림하중이 각각 독립되어 작용하는 것으로 보아 피로수명분포를 추정해본다.

## 4.2 특성치의 산정

상기 제시된 평가식에서 사용된 특성치는 실제 실험을 통하여 구합이 가장 바람직하지만 실험자료가 없으므로 재료의 기계적 성질에 관한 자료[12]를 이용하여 다음과 같이 적용하였다.

$$\sigma'_i \cong \sigma_i \quad (4.9)$$

여기서  $\sigma_i$ 는 실제 파괴강도로 참고문헌[7]를 이용하여 785 Mpa를 취하였다.

한편 특성치  $b$ 는 얻을 수 없는 상황에서 다음의 식(4.10)과 같은 추정식[10]이 제시되고 있다.

$$b = -\frac{1}{6} \log \left\{ \frac{2\sigma_i}{(\sigma_i - 345(\text{MPa}))} \right\} \quad (4.10)$$

그러나 본 내용에서는 앞서 제시된 피로강도와 설계실에서 제시된 피스톤의 사용수명(최소 48,000 시간 혹은  $1.44 \times 10^9$  사이클)을 근거로하여 식(4.1)로부터 도출하여 사용하였다.

한편, out-of-phase 하중현상을 포함한 다축피로 손상에 대한 특성치는 그 재료고유의 특성치를 시편 시험을 통해 도출하여야하며 이들의 적용은 시편 시험을 통한 계수의 도출과 관련 적용대상이 설정되면 추가로 검토할 예정이며, 1차적으로 본 내용에서는 out-of-phase의 영향에 의해 피로수명이 전반적으로 감소한다는 사실만을 언급하고 균열발생수명은 응력-수명 상관관계를 이용하여 수명분포도를 제시하는 단계에서 다루어 본다.

## 5. 피로수명 해석결과

상용 유한요소 프로그램인 EMRC/NISA의 피로 및 파괴해석 모듈인 ENDURE를 통하여 앞서 설명한 개요에 따라 최대굽힘하중경우와 최대비틀림하중경우에 대한 피로수명을 log취한 값으로 유한요소모델 상에 수명분포도를 제시하고자하며 또한 앞서 언급한 피로수명 평가식들에서의  $\sigma'_i$ ,  $b$ 는 매끄러운 표면의 시편시험을 통하여 결정되는 재료특성치로 유한요소모델을 통한 기하학적 응력집중 외에 기계적(스크래치, 흠 등) 및 야금학적 측면(유공, 용입 등)을 포함하고있다. 더구나 크랭크축과 같은 축류는

회전운동의 전달체로서 표면부에 큰 비틀림 응력이 야기되기 때문에 표면상의 미세한 결함에도 쉽게 균열이 발생하여 피로파괴로 전파되는 경우가 많다. 따라서 본 해석모델을 통하여 고려하지 못한 계반 피로손상에 영향을 미치는 인자를 하나의 총체적인 응력집중효과로 생각하여 이들의 실제값은 알 수 없을 지라도 이 총합응력집중계수(KF)를 1.0, 1.2 및 1.5의 3단계로 변화시켜 피로수명의 변화를 검토하여 보았다.

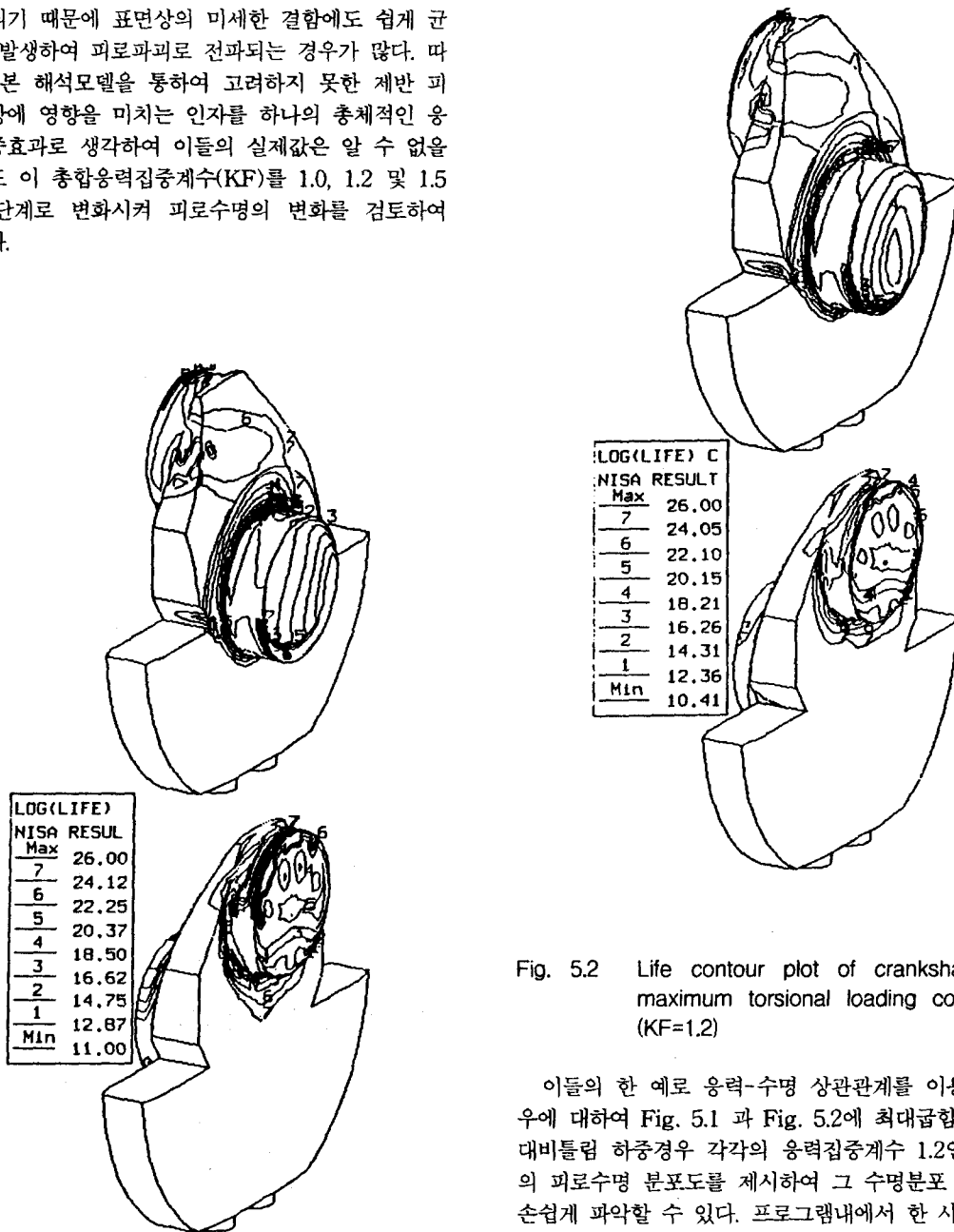


Fig. 5.1 Life contour plot of crankshaft for maximum bending load condition (KF=1.2)

Fig. 5.2 Life contour plot of crankshaft for maximum torsional loading condition (KF=1.2)

이들의 한 예로 응력-수명 상관관계를 이용한 경우에 대하여 Fig. 5.1 과 Fig. 5.2에 최대굽힘 및 최대비틀림 하중경우 각각의 응력집중계수 1.2인 경우의 피로수명 분포도를 제시하여 그 수명분포 상황을 손쉽게 파악할 수 있다. 프로그램내에서 한 사이클을 10 사이클로 정의하였으므로 분포도상의 사이클수에 10배한 것이 실제 사이클수이다.

Table 5.1에 최대굽힘과 비틀림경우에 대한 각 응력집중계수를 고려한 평가상세를 요약한 바와 같이 최대굽힘하중이 반복되는 경우는 크랭크축이 받

Table 5.1 Crack initiation life of crankshaft

항목	피로수명결과 (단위:사이클수)			설계수명
	KF=1.0	KF=1.2	KF=1.5	
최대굽힘	$10^{13.15}$	$10^{12.00}$	$10^{10.60}$	$1.44 \times 10^9$
최대비틀림	$10^{12.57}$	$10^{11.41}$	$10^{10.02}$	

는 최대반복횟수를  $1.44 \times 10^9$  사이클이라 할 때 응력집중계수 1.0, 1.2 및 1.5 각각에 대하여  $10^{13.15}$ ,  $10^{12.00}$  및  $10^{10.60}$ 의 사이클을 보이며 최대비틀림하중이 반복되는 경우는 같은 최대 반복횟수에서 응력집중계수 1.0, 1.2 및 1.5 각각에 대하여  $10^{12.57}$ ,  $10^{11.41}$  및  $10^{10.02}$ 의 사이클을 보이므로 양쪽 하중경우 모두 비교적 안정된 피로수명이 예측된다.

6. 결론

중형 엔진(Sulzer)의 크랭크축(crankshaft)에 대한 유한요소 모델을 만들고 크랭크축에 변동응력을 유발하는 굽힘 및 비틀림하중조건을 중심으로 피로강도를 균열발생수명의 견지에서 평가하고 그 결과를 수명분포도를 통하여 제시하였다.

본 해석을 위하여 PATRAN, NASTRAN 및 EMRC/NISA 등의 상용프로그램을 적극 활용하였으며 EMRC/NISA내의 피로강도해석 모듈인 ENDURE 중에서 균열발생수명의 추정에서 주로 사용되고 있는 몇가지 상관관계를 살펴보고 이의 적용성을 검토하여 보았다.

응력-수명상관관계를 이용한 피로수명예측에 있어서는 최대굽힘하중이 반복되는 경우는 크랭크축이 받는 최대반복횟수를  $1.44 \times 10^9$  사이클이라 할 때 응력집중계수 1.0, 1.2 및 1.5 각각에 대하여  $10^{13.15}$ ,  $10^{12.00}$  및  $10^{10.60}$ 의 사이클을 보이며 최대비틀림하중이 반복되는 경우는 같은 최대 반복횟수에서 응력집중계수 1.0, 1.2 및 1.5 각각에 대하여  $10^{12.57}$ ,  $10^{11.41}$  및  $10^{10.02}$ 의 사이클을 보이므로 양쪽 하중경우 모두 비교적 안정된 피로수명이 예측된다.

out-of-phase 하중현상을 포함한 다축피로손상에 대한 특성치는 그 재료고유의 특성치를 시편시험을 통해 도출하여야하며 이들의 적용은 시편시험을 통한 계수의 도출과 관련 적용대상이 설정되면 추가로 검토할 예정이며, 1차적으로 본 내용에서는

out-of-phase의 영향에 의해 피로수명이 전반적으로 감소한다는 사실만을 언급하고 균열발생수명은 응력-수명 상관관계를 이용하여 수명분포도를 제시하는 단계에서 다루어 보았다.

균열발생해석의 결과로서 아직 조선업계의 적용성이 활발치 못한 수명분포도를 실제 문제에 적용하여 제시하였으며 이로부터 수명분포상황을 일목요연하게 파악할 수 있는 방법의 효용성을 타진하여 보았으며 앞으로 보다 일반구조해석에서의 응력분포도와 같이 수명분포도의 적극적인 활용이 기대된다.

참고 문헌

- [1] X. Zheng, "Modelling Fatigue Crack Initiation Life," Int. J. of Fatigue, Vol.15, No.6, 1993
- [2] F. P. Brennan, "The Use of Approximate Strain-life Fatigue Crack Initiation Predictions," Int. J. of Fatigue, Vol.16, 1994
- [3] P. Porter, "Crankshaft Stress Analysis and Bearing Load-Carrying Capacity," ASME 68-DGP-8, 1969
- [4] M. Yasuda, "A Study of Strength of Diesel Engine Crank Shaft," 日立造船技報, 第18卷 第2號, 昭和 32年 5月
- [5] Structural Analysis Training, AVL Graz-Austria
- [6] P3/PATRAN User Manual, PDA Engineering PATRAN Division, Vol.4, 1993
- [7] J. S. Choi, "Static Stress and Fatigue Analysis of Connecting Rod," Proceeding of the First MSC/NASTRAN User's Conference in Korea, 1990
- [8] J. S. Kim, "Analysis of Connecting Rod," Engine development dpt. Internal memo., Engine & Machinery Division in HHI
- [9] J. Morrow, "Fatigue Properties of Metals", Paper presented at a meeting of Division 4 of the SAE Iron and Steel Technical Committee, 1964
- [10] M. R. Mitchell, "Fundamentals of Modern Fatigue Analysis for Design," Fatigue and Microstructure, ASM, 1979



- [11] X. Chen et. al., "Damage Analysis of Low-cycle Fatigue under Non-proportional Loadings," *Int. J. of Fatigue*, Vol.16, 1994
- [12] A. Almar-Nass, *Fatigue Handbook-Offshore Steel Structure*, Tapir, 1985