

研究論文

大韓熔接學會誌
第11卷第4號 1993年 12月
Journal of the Korean
Welding Society
Vo1.11. No.4, Dec., 1993

살물선의 피로균열 전파해석과 피로강도 평가에 대한 연구

엄 동 석* · 김 충 회**

A Study on Fatigue Crack Propagation Analysis and Fatigue Strength Evaluation for Bulk Carrier

D. S. Um* and C. H. Kim**

Key Words : Stress intensity factors (응력확대계수), Crack path (균열경로), Fatigue crack initiation life (피로균열 발생 수명), Fatigue crack propagation (피로균열 전파), Coefficient of equivalent stress (등가응력계수), Cumulative damage ratio (누적 손상률)

Abstract

It has been reported that fatigue damage sometimes occurred at the stress concentrated and dynamic loaded structural members of bulk carrier.

In this paper, studies on fatigue strength of hull structures are reviewed, and the program for evaluating fatigue strength is developed. And the fatigue crack initiation and propagation on the end part of cargo hold frame of bulk carrier were calculated by FEM stress analysis and the fatigue strength evaluation program.

These method can be applied not only to the crack initiation life but also to crack propagation life for the hull structural members at the hull design stage and be effective as the guideline to prevent the crack initiation or to estimate the fatigue strength for repairing of the fatigue damaged structures of real ships.

* 정회원, 부산대학교 공대 조선 공학과

** 정회원, 부산대학교 대학원 박사과정

* 이 논문은 1992년도 교육부 지원 한국학술진흥재단의 자유공모(지방대학육성) 과제 학술 연구 조성비에 의하여 연구되었습.

피로강도평가에 대하여 적용하였다.

1. 서론

선박, 해양 구조물등은 다양한 외력을 받게되고 특히, 파랑에 의한 외력, 엔진의 진동등 여러 종류의 반복 변동하중에 의하여 각 부재가 손상을 입게 되는 경우가 많다. 따라서 선체구조 설계시 이러한 외하중에 대하여 충분히 견딜 수 있으며 경제적이고 안전에 대한 신뢰성이 높은 구조를 개발하는 것이 요구된다.

최근 선박의 손상 조사결과^{1~4)}에 의하면 선체에 발생하는 손상의 상당수가 피로에 의한 것을 알 수 있고 이들 피로균열의 대부분은 개구부, 슬롯부, 스톱 단부, 횡부재의 코너부 및 이중저의 교차부등의 구조적 불연속부 및 용접 이음부와 같은 응력집중부에서 발생한다.

실제 선박에 있어서 응력집중률이 큰 부재단부, 부재결합부등과 같은 국부구조의 용접이음부는 피로에 의한 손상이 발생하기 쉬우므로 피로설계에 대해서도 충분히 검토할 필요가 있다.

구조물의 피로설계는 피로균열 발생수명을 기준으로 하는 경우와 피로균열 전파수명을 기준으로 하는 경우로 나누어 생각할 수 있다. 균열 발생수명을 기준으로 구조부재를 설계하는 것은 그 가능성이나 경제적인 면에서 최적의 방법이라고는 할 수 없다. 부재에 따라서는 균열발생을 전혀 허용할 수 없는 부재도 있으며, 운항에 지장이 없는 정도의 균열은 허용해도 무방한 부재도 있다. 따라서 구조물이 설계에 있어서는 설계기준을 세분할 필요가 있고 설계시 어느 쪽의 수명에 역점을 두는 가 하는 것은, 대상으로하는 부재의 역할에 의해 결정될 것이다.

특히 최근에 일어났던 몇 척의 살물선(Bulk Carrier)의 파손 및 실종사건의 원인 규명시에 피로강도의 문제가 크게 대두되고 있는 실정이며, 선령이 1년정도 선박들의 화물창 선측 횡능골 끝단부등에서 피로손상이 발견되었고⁵⁾, 1987년 일본의 조선소에서 건조한 대형 유조선이 취항 2년만에 선측 종능골과 횡격벽의 교차부위에서 피로손상이 발견되어, 각 조선소와 각 선급협회에서도 피로강도의 평가에 대한 기준을 정립하고 있는 단계에 있다.

따라서 본 연구에서는 선박의 설계시에 적용할 수 있는 피로강도 해석법을 정립하고, 이와 관련한 프로그램을 개발하여, 살물선의 피로균열 전파해석과

2. 선박의 피로강도 해석법

선박에 대한 대부분의 피로해석의 과정은 Fig.1과 같은 흐름이 된다. 이에 따르면 해당 선박의 운항해역에서의 파의 자료로부터 파의 스펙트럼을 구하고 선체운동 해석으로부터 계산된 파랑 변동 하중을 이용하여 구조물의 응력해석을 수행하여 해당 구조물의 변동응력을 계산하고, 이를 적당한 분포함수로 가정하여 피로해석을 수행하는 것이다.

해상을 항해하는 선박의 운동응답 및 파랑하중을 비롯한 모든 내항성능을 계산하는 이론적 방법으로서 Strip방법이 실용적으로 사용되고 있으며 종전까지는 여러 해상 상태에서 파랑하중의 크기나 규모를 도입하는 과정에 어려움이 있었기 때문에 표준파 또는 설계파를 정의하여 측정하였다. 최근 선체운동에 관한 이론 개발과 더불어 파랑자료를 이용한 불규칙 해상에서의 통계해석이 이루어지고 있다.

이러한 운동해석의 결과로 얻어지는 Response amplitude operators (R.A.O.) 및 변동압력은 파의 진행방향과 파의 주기에 따라 다르므로 응력 해석시 하중에 대한 경우의 수가 무수히 많게 되므로 전체 하중경우에 대한 구조해석이 아주 복잡해지므로 실제의 계산에서는 대표적인 파 1~3개에 대하여 계산을 수행하고, 적당한 Weibull parameter를 가정하여 피로해석을 한다.

또한 한국선급의 강선규칙 적용지침에는 횡강도 부재의 구조해석시 파랑하중을 쉽게 구할수 있는 간략식이 있다¹¹⁾ 이러한 방법에 의한 피로해석 즉 피로파괴가 최고의 파고에 의한 응력진폭과의 관계를 가지도록 하는 것은 모든 파에 대한 구조응답을 고려하는 피로해석 (spectral analysis)보다는 덜 정확하지만 설계가 간편하고 또 시간이 절약된다.

2.1 S-N곡선

용접구조부의 기본 피로특성의 규명에는 과거의 경험적인 자료에 기초한 방법(S-N곡선)과 선형파괴역학(liner elastic fracture mechanics : LEFM)을 이용하는 방법이 있다.

용접부위의 형상으로 인한 응력집중계수는 계산

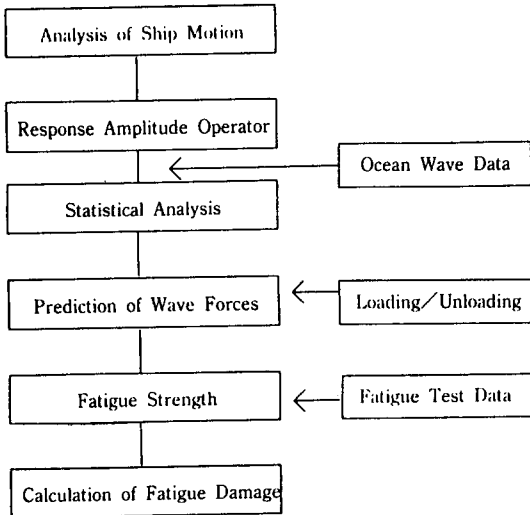


Fig. 1 Flow of Fatigue Analysis for ship

러한 문제점으로 인해 대부분의 설계규정에서는 용접부의 기본 피로강도에 대한 과거의 경험자료를 토대로 한 S-N곡선을 이용하고 있다.

본 연구의 수치계산에서는 최근에 많이 활용되고 있는 Fig.2와 같은 S-N곡선⁹⁾을 이용하였다. 본 연구의 계산에서는 음극방식(cathodic protection)의 경우에 대한 직선으로부터 반복수(N)이 10⁷ 이상인 부분은 무시하고 10⁷ 이하의 부분을 그대로 연장하여 사용하였다. 이 규정에서는 용접이음부의 형상에 따라 B, C, D, E, F, F2, G, W의 등급으로 나누고, 각 등급에 대해서는 다음의 식에 대한 S-N곡선의 m 및 logA의 값을 Table 1과 같이 제시하고 있다⁹⁾.

Table 1. Details of S-N curves

class	N < 10 ⁷		N > 10 ⁷	
	m	log A	m	log A
B	4.0	15.01	5.0	17.01
C	3.5	13.63	5.0	16.47
D	3.0	12.18	5.0	15.63
E	3.0	12.02	5.0	15.37
F	3.0	11.80	5.0	15.00
F2	3.0	11.63	5.0	14.72
G	3.0	11.39	5.0	14.32
W	3.0	11.20	5.0	14.00

$$\log N = \log A - m \log(g \cdot \Delta \sigma) \quad (1)$$

g : 9.807

N : 일정 응력진폭에서 파손시의 반복횟수

$\Delta \sigma$: 응력진폭 (kgf/mm²)

m : S-N 곡선의 기울기

A : 신뢰성 97.6%시의 절편값

2.2 피로수명의 추정

Palmgren Miner's rule에 의하여 누적손상률(cumulative damage ratio), D는 다음 식과 같이 계산할 수 있으며 D가 1인 경우 파단이 생긴다고 가정한다.

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (2)$$

여기서 k : 응력블록의 수

n_i : 응력블록 i에서의 응력 반복수

N_i : 파손에 이르기까지의 응력 반복수

선박의 일생을 20년으로 설계할 경우, 선박이 해상에서 20년 동안 조우할 파의 갯수는 약 10⁶개인 것으로 알려져 있으며 본 연구에서도 이에 따른 응력의 빈도수의 합을 10⁶으로 한다.

그에 어떠한 응력진폭은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta \sigma = \Delta \sigma_0 \left[1 - \frac{\log n}{\log n_0} \right] \quad (3)$$

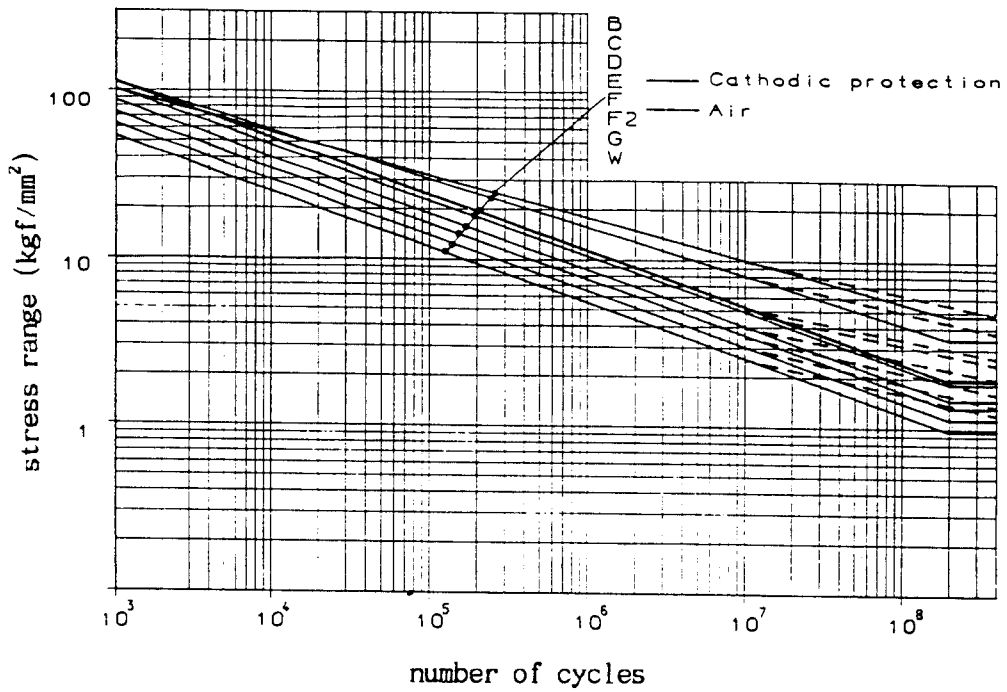


Fig.2 S-N design curve

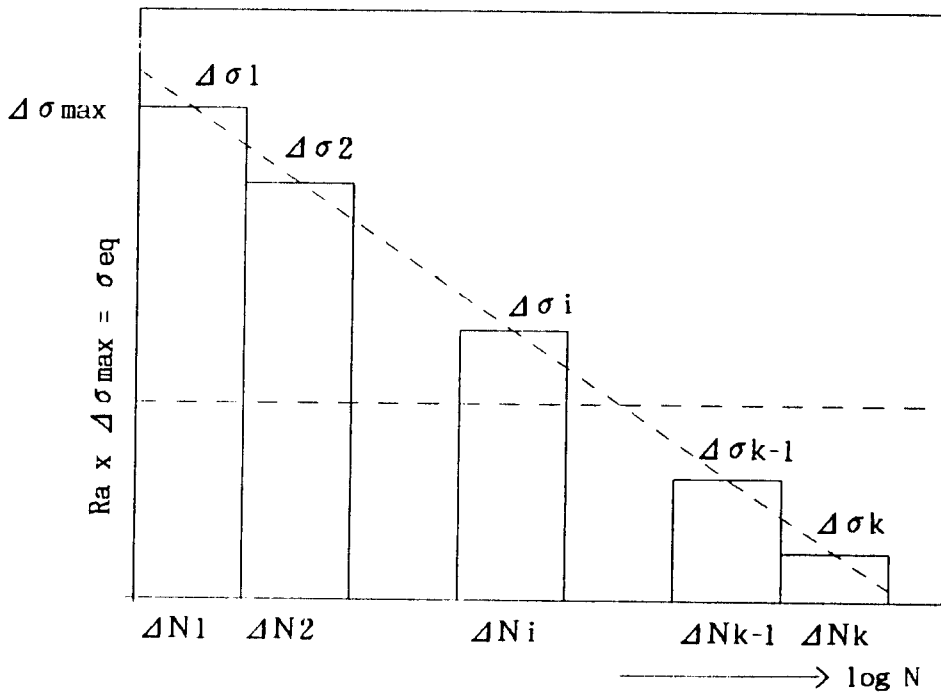


Fig.3 Stress distribution divided to stress blocks.

n : $\Delta \sigma_0$ 보다 큰 응력의 반복수
 $\Delta \sigma_0$: 최대응력의 진폭
 n_0 : 전체 반복수

20년 동안 즉 10^8 cycles 을 가지는 파에 의한 응력의 장기 분포는 식(3)에 따라서 Fig.3과 같이 나타낼 수 있다.

본 연구에서 응력블록(stress block)의 수 k를 16개로 두며 이에 대응하는 응력 사이클의 수 n_k 를 3, 7, ..., $0.3E+07, 0.7E+07, \dots$ 로 가정하고, Fig.2와 Fig.3과 Table 1 및 식(1)에서 식(3)에 의하여 피로손상도를 계산할 수 있는 프로그램을 작성하였다.

본 과정을 검증하기 위하여 기존의 손상자료가 있는 선박¹³⁾에 대하여 피로손상도를 프로그램에 의하여 계산하였으며 그 결과를 Table 2에서 보여주고 있다. 이 결과로부터 누적손상률 D는 3.6이므로 피로수명은 $20/3.6=5.55$ 년 이다.

Table 2. Calculation of fatigue damage
 ($\sigma_{max}=26.86\text{kgf}/\text{mm}^2$)

BLOCK	n_i	σ (kgf/mm^2)	N_i	n_i/N_i
1	3.	25.26	28066.	.0001
2	7.	24.02	32620.	.0002
3	30.	21.90	43042.	.0007
4	70.	20.67	51225.	.0014
5	300.	18.55	70882.	.0042
6	700.	17.31	87155.	.0080
7	3000.	15.19	128985.	.0233
8	7000.	13.96	166333.	.0421
9	30000.	11.84	272708.	.1100
10	70000.	10.60	379513.	.1844
11	300000.	8.48	741309.	.4047
12	700000.	7.25	1188459.	.5890
13	3000000.	5.13	3357915.	.8934
14	7000000.	3.89	7675852.	.9120
15	30000000.	1.77	81481480.	.3682
16	60000000.	.76	1028276000.	.0584
Number of cycles=101111100.		D=3.60003		

참고문헌¹³⁾에 의하면 실선의 피로 손상은 약 5년 간의 운항후 발생하였다고 하므로 본 계산 결과와 비교적 잘 일치하고 있음을 보여준다.

2.3 피로균열 전파해석 방법

선박설계시 파괴역학에 의한 피로균열전파 해석 과정을 Fig.4에 표시하고 있다. 피로균열전파를 평가하는 지표로서 응력확대계수(K)를 고려하였다.

피로균열의 해석에는 선체에 작용하는 파랑 하중의 해석으로 부터 구조부재의 파괴역학적 평가등 광범위한 해석이 필요하다. 즉 (1) 파랑의 특성에 관한 통계적 평가 (2) 파랑외력 및 부재응력의 파에 대한 응답계산 (3) 구조부재 또는 부재의 조우응력 (최대 기대치, 빈도분포등)에 관한 통계적 평가등의 일련의 전체적인 판정이 요구된다.

최근에는 대형전산기의 출현과 파랑의 계측자료의 정리에 의해서 위의 (1)~(3)에 대한 과정의 계산에 대해서 어느 정도 신뢰성있는 결과가 얻어지고 있다. 피로균열의 전파속도는 아래의 Paris의 법칙으로 주어진다.

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m \tag{4}$$

$\frac{da}{dN}$: 피로균열 전파속도

C, m : 정수

ΔK : 응력 확대 계수의 범위

참고문헌¹⁰⁾에는 연강 및 고장력강과 같은 용접 구조용 강판에 대하여 C값, m값 및 σ_y 값이 주어지고 있다.

$$C : 5.53 \times 10^{-4} / 592^m \tag{5}$$

$$m : 4 - 0.0327 \sigma_y \tag{6}$$

σ_y : 항복응력

또한 피로균열전파 특성을 알기 위해서는 선체구조에 작용하는 변동 응력의 기대치 및 누적응력 빈도 분포를 알 필요가 있다. 선체의 변동응력의 기대치 및 누적 응력 빈도 분포는 Fig.3과 같이 편대 수직선으로 근사화시킬 수 있다. 따라서 선체는 전수명 기간에 걸쳐

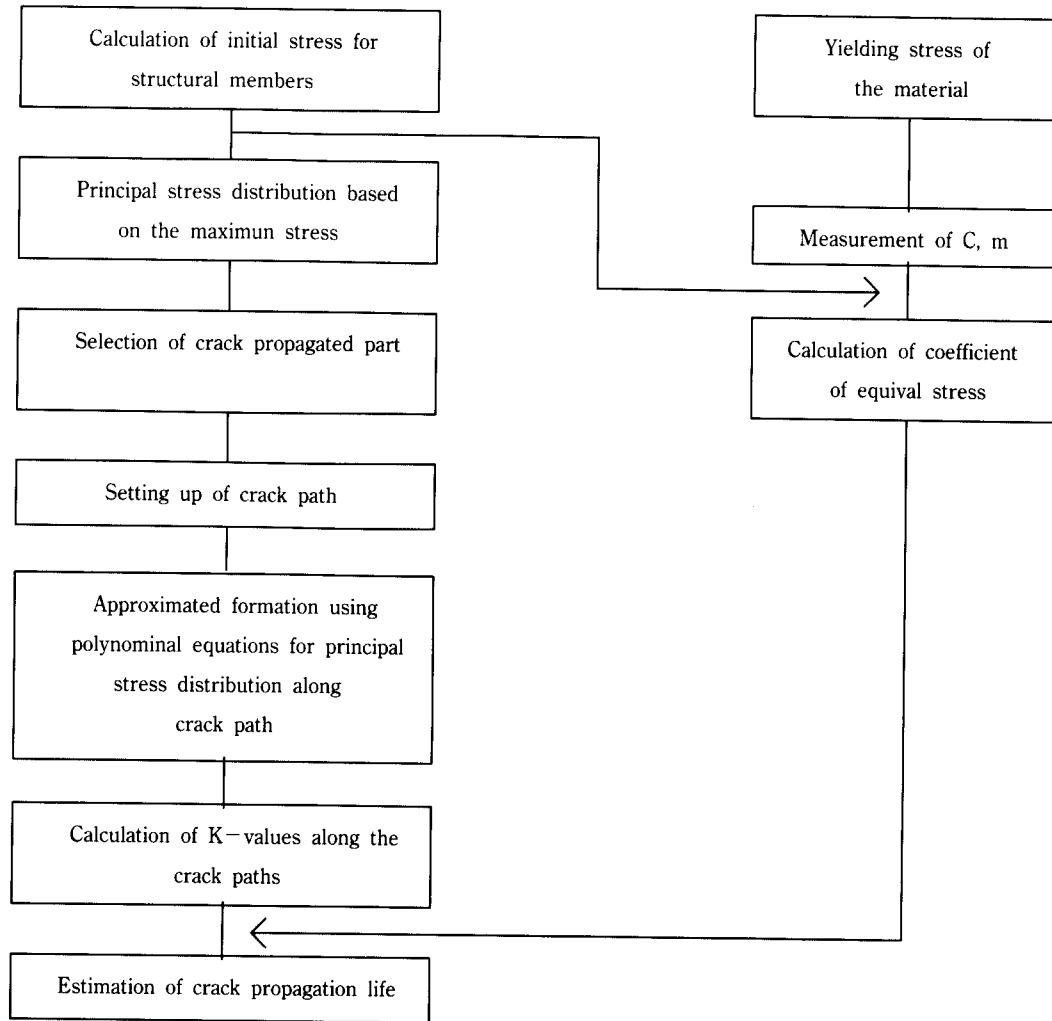


Fig.4 Prediction procedure of Crack propagation

$$\Delta \sigma = \frac{2k-2i+1}{2k} \Delta \sigma_{\max} \quad (i=1, k)$$

$$\Delta N_i = 10^{m/k} - 10^{m(i-1)/k} \quad (i=1, k) \quad (7)$$

의 응력과 반복수를 가지게 된다.

등가 응력 계수는 임의의 분포를 갖는 응력 빈도 분포를 이것과 같은 값을 전 기간에 걸쳐서 일정한 응력 분포로 치환한 것이다.

지금 $\Delta K = \Delta \sigma \cdot g(a)$, $\sqrt{\pi a} \cdot f(a)$ 라고 하여 이것을

식(4)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$\int_{a_0}^{af} \frac{da}{\{\sqrt{\pi a} \cdot g(a) \cdot f(a)\}^m} = C \cdot \sum \cdot (\Delta \sigma)^m \cdot \Delta N \quad (8)$$

여기서 $g(a)$: 응력분포의 함수
 $f(a)$: 수정계수
 af : 최종 균열 길이
 a_0 : 초기 균열 길이

식(7)을 식(8)에 대입하고, 일정응력진폭($Ra \Delta \sigma_{\max}$)가 10^6 회 작용하여 최종 균열 길이가 af 가 되도록 하는

등가응력진폭 $\Delta \sigma_{eq}$ 를 고려하면 다음의 관계가 얻어진다.

$$\frac{\Delta \sigma_{eq}}{\Delta \sigma_{max}} = \left[\frac{\lim_{k \rightarrow \infty} \sum_{i=0}^k \left(\frac{2k-2i+1}{2k} \right)^m \cdot \{10^{ni/k} - 10^{n(i-1)/k}\}}{10^n} \right]^{1/m} \quad (9)$$

=Ra(등가 응력 계수)

피로 균열 전파 경로를 최대 기대치의 변동 하중 성분부에 따른 주응력 분포와 설정된 초기 결함으로부터 이하의 방법에 따라 결정된다.

- 평판을 전파하는 판 두께 판통균열은 균열이 없는 부재의 최대 주응력에 수직으로 전파한다.
- 평판을 전파하여 판 두께 판통균열이 직교 교차부에 도달한 후에 균열은 아래와 같은 경로에 따라 전파한다. 즉 직교 교차부재 근방의 평판의 최대 주응력과 직교 교차부재와 이루는 각(Fig.5 참조)에 따라서 다음과 같이 설정되

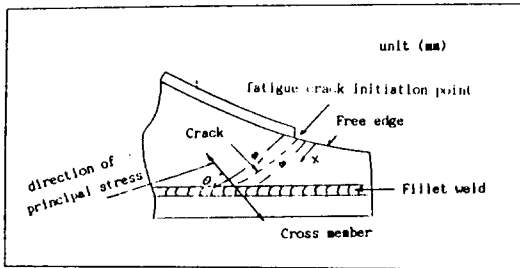


Fig. 5(a) Crack from free edge

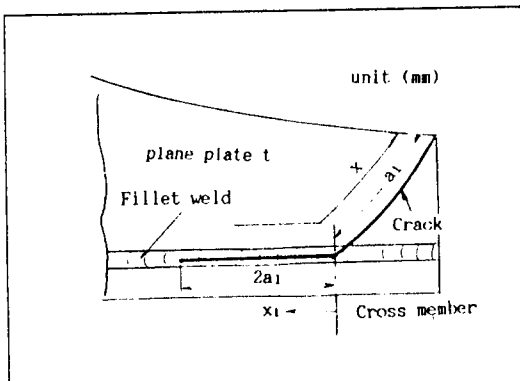


Fig. 5(b) Crack along fillet weld from free edge

는데 본 연구에서는 필릿용접부에 따라 전파하는 경우만 고려하였다.

- ① $0^\circ \leq \theta \leq 15^\circ$ 일때 : 직교 교차부재로 전파한다.
- ② $25^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 일때 : 필릿용접부에 따라 전파한다.

- ③ $15^\circ < \theta < 25^\circ$ 일때 : 직교 교차부재로 진입하거나 필릿 용접부에 따라 전파된다.

선각 구조 부재의 K값 추정은 다음과 같이 한다.

- 균열 끝단부에서 직교 교차부에 도달할 때 까지의 K값⁸⁾ (Fig.5(a) 참조)

예상되는 균열경로상의 법선방향 주응력 분포를

$$\sigma(X) = \sum_{n=0}^4 C_n \cdot x^n \quad (10)$$

으로 두면

$$K = M(a/a_1) \cdot \sum_{n=0}^4 K_n \cdot C_n \cdot a^n \cdot \sqrt{\pi a} \quad (11)$$

- 단 $k_0 = 1.1215$ $k_1 = 0.6829$
 $k_2 = 0.5255$ $k_3 = 0.4410$
 $k_4 = 0.3868$

$$M(\phi) : -0.58\phi^2 + 0.14\phi + 1 \quad (12)$$

a_1 : 균열 발생점으로부터 직교 교차부에 도달할 때 까지의 예상되는 경로에 따르는 균열 girth 길이

C_n : 응력분포를 나타내는 정수

a : 균열 girth 길이

ϕ : a/a_1

- 평판을 전파하여 직교 교차부에 도달한 후 직교 교차 부재의 필릿 용접부를 따라서 전파하는 균열의 K값⁸⁾ (Fig.5(b) 참조)

$x \geq a_1$ 에 있어서 필릿 용접에 따른 평판의 응력을

$$\sigma(X) = \sum_{n=0}^4 C_n \cdot x^n \quad (13)$$

전단응력성분을

$$\tau(x_1) = \sum_{n=0}^4 C_n \cdot x_1^n \quad (14)$$

이 때의 K값은

$$K = M(a/a_2) \cdot \{K_p + \sum_{n=0}^4 K_n^* \cdot C_n \cdot a^{n+1} \cdot 1/\sqrt{\pi a} + \sum_{n=0}^4 J_n \cdot C_n^* \cdot a_1^{n+1} \cdot 1/\sqrt{\pi a}\}$$

여기서

$$a = a_1 + 2a_2$$

a_2 = 필릿 용접부에 따르는 균열이 다음의 직교 교차부재에 도달하는 위치로부터 x좌표의 원점에 도달할 때 까지의 균열 예상 경로에 따르는 girth 길이

$$K_p = 0.89 \cdot K_{a_1} \cdot \sqrt{\frac{a_1}{\pi \cdot (a_1 + 2a_2) \cdot (1-\xi^2)}} \cdot \{(1 + (1-\xi^2) \cdot (0.2945 - 0.3812\xi^2 + 0.7685\xi^4 - 0.9942\xi^6 + 0.5094\xi^8))\}^2 \quad (16)$$

$$\text{단 } \xi = 0.85 \cdot a_1 / (a_1 + 2a_2)$$

K_{a_1} = 평판중의 균열이 직교교차부에 도달하는 시점에서의 K값

a_1 = 평판의 균열 girth 길이

$$K_n^* = D_1 + D_2 \cdot \sin \xi + \sum_{i=0}^3 E_i \xi^i (1-\xi^2)^{i/2} + \sum_{j=0}^3 F_j \xi^j (1-\xi^2)^{3/2} \quad (17)$$

단 (17)식의 각 계수를 Table 3에 나타낸다.

J_n 및 C_n^* 는 식(18)을 따른다.

$$\begin{aligned} C_0^* &= C_0 - C_1 \cdot e + C_2 \cdot e^2 - C_3 \cdot e^3 + C_4 \cdot e^4 \\ C_1^* &= C_1 \cdot e - 2C_2 \cdot e^2 + 3C_3 \cdot e^3 - 4C_4 \cdot e^4 \\ C_2^* &= C_2 - C_3 \cdot e + 6C_4 \cdot e^2 \\ C_3^* &= C_3 - 4C_4 \cdot e \\ C_4^* &= C_4 \end{aligned} \quad (18)$$

$$a = (a_1 + a_2) / 2$$

$$e = (a_1 - a_2) / 2$$

$$J_0 = \pi$$

$$J_1 = J_2 = \pi / 2$$

$$J_3 = J_4 = 3/8 \cdot \pi$$

위에서 설정된 균열 경로에 따라서 식(11)~(18)을 이용하여 최대 기대치 수준에 있어서 변동 성분에 대한 K값 즉 K값이 구해진다. 균열전파수명은 Paris의 전파식에 의한 K값을 대입하여 구해지며, 이때 등가 응력계수를 도입하면

$$\Delta N = \frac{1}{C} \cdot (a_i - a_{i-1}) \cdot \frac{1}{(Ra \cdot \Delta K_A)^m} \quad (19)$$

여기서 a_i : 균열의 길이

ΔK_A : 균열길이 a_{i-1} 일 때의 균열의 응력확대계수범위 (최대 기대치 수준)

Ra : 응력등가계수

N : 균열전파수명 (cycle)

C, m : Paris식의 정수

이 되고 위의 식으로부터 균열전파수명이 구해지게 된다. 이때 $a_i - a_{i-1}$ 는 계산 정도를 고려하여서 0.1mm

Table 3. Fig. 4 Prediction procedure of crack propagation kn^* for equation(17)⁸⁾

	const	$\sin^{-1} \xi$	$\xi^i (1 - \xi^2)^{1/2}$				$\xi^{n_j} (1 - \xi^2)^{2/3}$			
			i=0	i=1	i=2	i=3	j=0	j=1	j=2	j=3
	D_1	D_2	E_0	E_1	E_2	E_3	F_0	F_1	F_2	F_3
k_0^*	3.52322	-2.24295		-0.24295				-0.10310		0.12333
k_1^*			2.0				0.29630		-0.22641	
k_2^*	1.65136	-1.05129		0.94871				0.10257		-0.05057
k_3^*					2.0		1.38582			
k_4^*	1.21566	-0.77392		0.72608		0.5		0.04783		0.06378

정도로 하였다.

본 연구에서는 Fig.4에 나타내고 있는 피로균열 해석과정과 식(4)부터 식(19)까지를 이용하여 예상균열 전파 경로상의 균열진전 길이와 이에 대응하는 응력 확대계수값 및 균열수명을 추정하고 전산 프로그램을 개발하였다.

3. 살물선의 피로강도 및 균열 전파 해석 및 고찰

살물선의 횡강도 부재, 국부 강도 부재의 치수는 예상되는 최대 하중에서 발생하는 응력의 최대치가 재료의 인장강도 또는 좌굴강도에 대하여 허용 범위 내에 있는 것을 확인하여 결정한다. 실제의 설계에는 국부 부재 불연속에서 응력 집중 계수가 작게되는 형상의 부재를 선택하고 간접적으로는 피로강도에 대한 고려가 되지만 피로 손상시의 파괴 상태와 일치되는 피로강도는 보통 검토되고 있지않다.

그러나 실제 손상이 많은 경우는 파랑하중등의 반복하중에 기인하는 피로균열이다. 따라서 실제로 생기는 손상 파괴 형태에 대한 안전률을 고려하여 설계하는 것이 보다 합리적이라고 생각된다.

여기서는 국내에서 건조중에 있는 살물선의 화물창 늑골의 끝단부에 대해서 피로균열의 발생과 균열전파해석을 본 연구에서 개발한 프로그램에 의하여 수행하였다.

3.1 대상 선박에 대한 응력해석

해석 대상선의 주요치수는 다음과 같다.

수선간장 : 210.0 m 형 폭 : 32.0 m
형 깊 이 : 19.0 m 만재홀수 : 12.1 m
재화중량 : 약 70000 ton

살물선의 횡강도 부재의 파랑에 의한 변동 응력을 유한요소법에 의해서 구하였으며 이 때 파랑하중은 한국선급의 강선규칙 적용지침¹³⁾을 이용하였으며, 선박의 운항 조건으로는 만재시의 경우와 통상의 발라스트(Ballast) 조건을 고려하였다. 먼저 2 Hold구간을 모델 범위로 한 구조해석을 Fig.6과 같이 하였으며 이를 다시 선측 횡늑골 끝단부(Fig.7)에 있어서 상세한

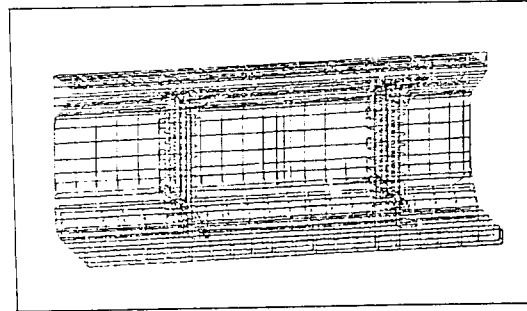


Fig.6 FEM Model of two(2) cargo holds

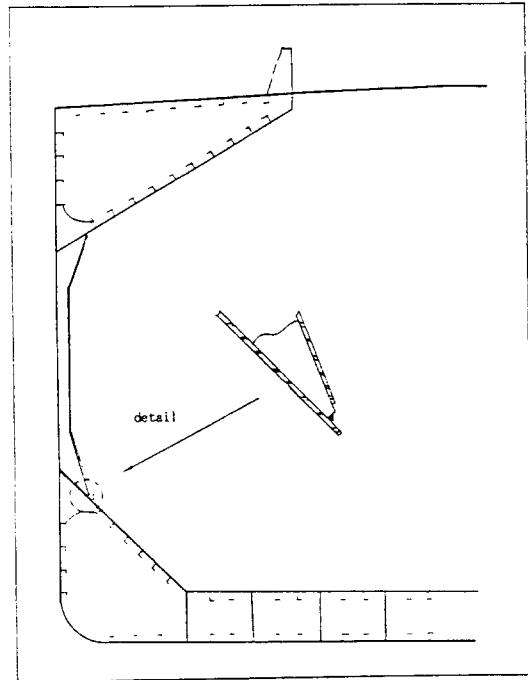


Fig.7 Typical section of cargo hold

응력 해석을 수행하였다.

본 계산 모델의 요소 분할도를 Fig.8에 표시하였다. 이 그림에서 알 수 있듯이 상당히 상세하게 분할되어 있으므로 불연속부의 응력집중 상황이 계산될 수 있다고 생각된다. 주된 계산 결과는 선측 횡늑골 끝단부의 용접 이음부에 대한 피로균열의 수명 추정과 균열전파 해석에 사용된다.

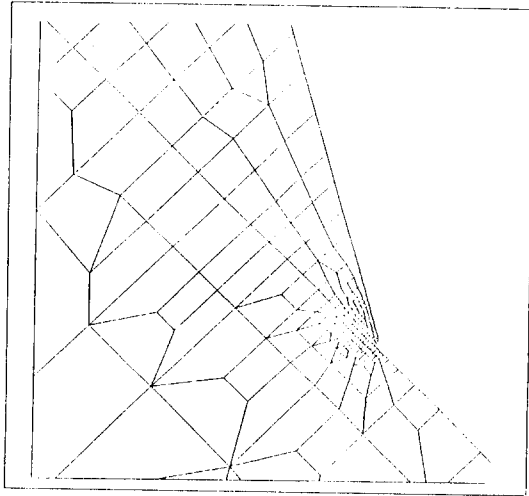


Fig.8 Fine mesh FEM model for local stress analysis in vicinity of crack

Table 4. Calculation of fatigue damage
($\sigma_{max} = 17.97 \text{ kgf/mm}^2$)

BLOCK	ni	σ (kgf/mm^2)	Ni	ni/Ni
1	3.	16.90	93725.	.0000
2	7.	16.07	108932.	.0001
3	30.	14.65	143735.	.0002
4	70.	13.83	171065.	.0004
5	300.	12.41	236707.	.0013
6	700.	11.58	291048.	.0024
7	3000.	10.16	430737.	.0070
8	7000.	9.34	555459.	.0126
9	30000.	7.92	910692.	.0329
10	70000.	7.09	1267362.	.0552
11	300000.	5.67	2475563.	.1212
12	700000.	4.85	3968785.	.1764
13	3000000.	3.43	11213560.	.2675
14	7000000.	2.60	25633040.	.2731
15	30000000.	1.18	272102400.	.1103
16	60000000.	.51	3433869000.	.0175

Number of cycles = 101111100. D = 1.07803

3.2 피로균열수명 추정

선령 20년 즉 $N=10^8$ cycle에 대한 예상 최대 변동 응력은 만재시 및 발라스트 조건에서 발생하는 응력의 차이로부터 구해진다.

선측 횡능골 부재의 끝단부의 변동응력을 구하고 이를 앞 절에서 구한 방법으로 계산한 결과를 Table 4에 나타내었다. 연평균 운항 일수를 300일로 하고 대상 부재가 32 kg/mm^2 급 고장력강 이고 필릿용접 이음인 것을 고려할 때 수정계수¹⁴⁾를 이용하면 피로 수명은 다음과 같이 추정된다.

$$20 \times \frac{1}{0.91} \times \frac{360}{300} = 26 \text{년}$$

3.3 피로 균열 전파 수명의 계산

이상과 같은 응력해석으로부터 얻어진 결과를 이용하여 아래와 같이 균열전파수명을 계산하였다.

식(5),(6) 및 (9)로 부터 계산조건은

$$m = 4 - 0.0327\sigma_y = 4 - 0.0327 \times 32 = 2.95$$

$$C = 5.53 \times 10^{-4} / (59.2)^m = 5.53 \times 10^{-4} / (59.2)^{2.95} = 3.268 \times 10^{-9}$$

Ra(등가응력계수) = 0.0976 (m=2.95, n=8로 부터)
a₀(초기균열길이) = 0.5mm 이었다.

균열전파 경로상의 인장 주응력의 분포와 예상 균열 경로를 FEM 응력해석을 통하여 구하였으며 그 결과를 Fig.9에 나타내고 있다. 또한 이 응력분포를 최소 자승법을 이용하여 4차식으로 근사시켰으며 그 결과를 Fig.10에 나타내었다.

여기서 계수 Cn은 다음과 같다.

$$C_0 = 17.98 \quad C_1 = 20.5138$$

$$C_2 = 1.067 \times 10^{-2} \quad C_3 = -0.869 \times 10^{-5}$$

$$C_4 = 3.284 \times 10^{-7}$$

위의 계산조건과 계수 Cn을 이용하여 예상 균열 길이를 주어 본 연구에서 개발한 전산 프로그램에 의하여 균열 예상 경로에 있어서의 응력확대계수 K 값과 피로균열전파 수명을 추정할 수 있었고 그 중에서 일부를 발췌하여 Table 5에 나타내었으며, 또 균열 길이와 응력 확대 계수 K값과의 관계를 Fig.11과

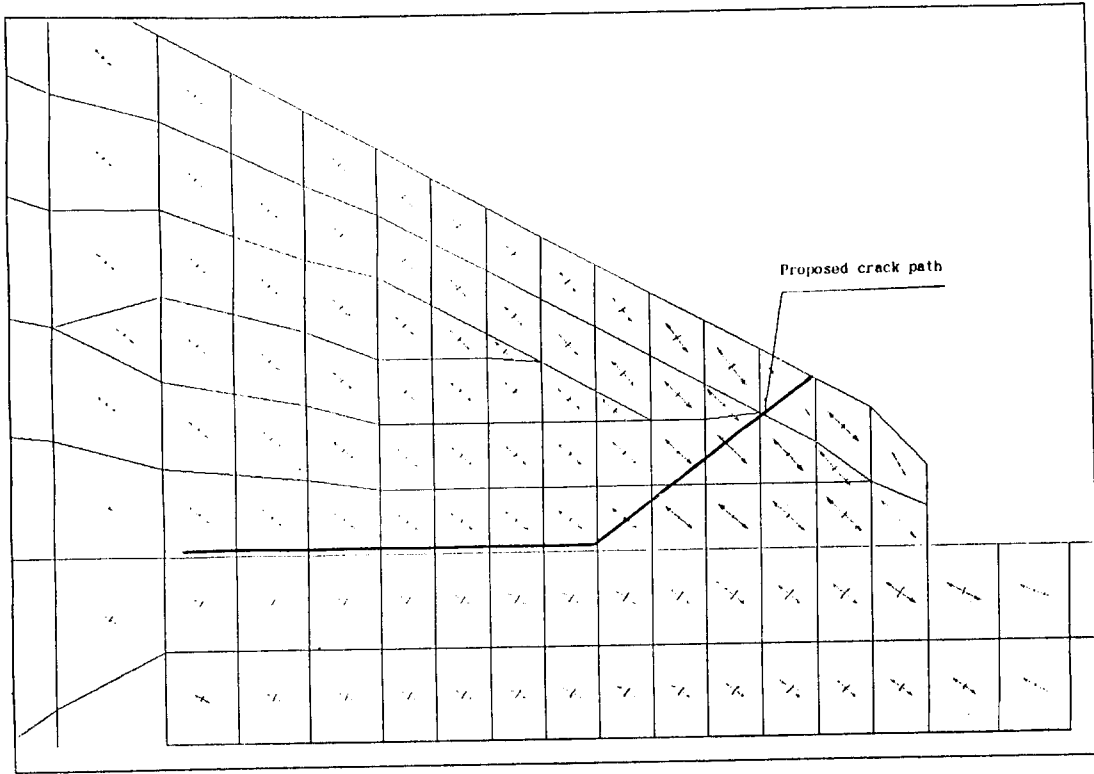


Fig.9 Principal stress distribution & proposed crack paths

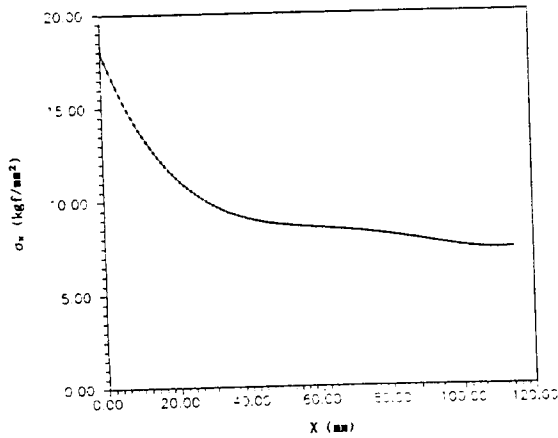


Fig.10 Principal stress along the estimate crack paths

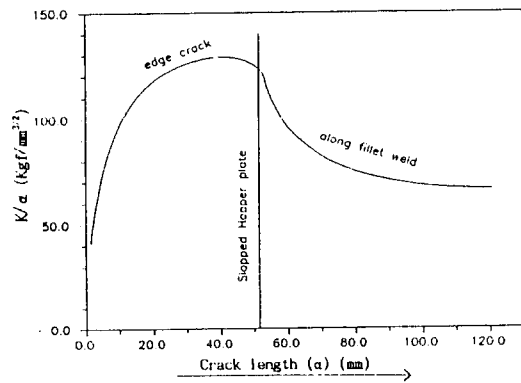


Fig. 11 Crack length (a) & stress intensity factors (K)

같이 그 결과를 이용하여 작성했다. 또한 균열 길이와 균열전파수명과의 관계를 Fig.12에 나타내었고 이 그림에서 보는바와 같이 균열길이가 10mm일 때 4년,

30mm일 때 5년, 그 후 필릿용접부위를 따라 균열이 100mm 진전 되었을 때 13년이 소요되었음을 알 수 있다.

Table 5. Estimate of crack propagation life

crack length : (mm)
 stress intensity : (kgf/mm^{3/2})

CALCULATION OF FATIGUE CRACK PROPAGATION			

(CRACK FROM FREE EDGE)			
CRACK LENGTH= 1.40	NO.OF CYCLES= 0.10E+08	STRESS INTENSITY= 41.421	
CRACK LENGTH= 2.40	NO.OF CYCLES= 0.14E+08	STRESS INTENSITY= 53.425	
CRACK LENGTH= 3.40	NO.OF CYCLES= 0.15E+08	STRESS INTENSITY= 62.633	
CRACK LENGTH= 4.40	NO.OF CYCLES= 0.17E+08	STRESS INTENSITY= 70.171	
CRACK LENGTH= 5.40	NO.OF CYCLES= 0.18E+08	STRESS INTENSITY= 76.552	
CRACK LENGTH= 6.40	NO.OF CYCLES= 0.18E+08	STRESS INTENSITY= 82.062	
CRACK LENGTH= 7.40	NO.OF CYCLES= 0.19E+08	STRESS INTENSITY= 86.883	
CRACK LENGTH= 8.40	NO.OF CYCLES= 0.19E+08	STRESS INTENSITY= 91.140	
CRACK LENGTH= 9.40	NO.OF CYCLES= 0.20E+08	STRESS INTENSITY= 94.924	
CRACK LENGTH=10.40	NO.OF CYCLES= 0.20E+08	STRESS INTENSITY= 98.305	
CRACK LENGTH=11.40	NO.OF CYCLES= 0.21E+08	STRESS INTENSITY=101.337	
CRACK LENGTH=12.40	NO.OF CYCLES= 0.21E+08	STRESS INTENSITY=104.064	
CRACK LENGTH=13.40	NO.OF CYCLES= 0.21E+08	STRESS INTENSITY=106.523	
CRACK LENGTH=14.40	NO.OF CYCLES= 0.22E+08	STRESS INTENSITY=108.745	
CRACK LENGTH=15.40	NO.OF CYCLES= 0.22E+08	STRESS INTENSITY=110.756	
CRACK LENGTH=16.40	NO.OF CYCLES= 0.22E+08	STRESS INTENSITY=112.579	
CRACK LENGTH=17.40	NO.OF CYCLES= 0.22E+08	STRESS INTENSITY=114.234	
CRACK LENGTH=18.40	NO.OF CYCLES= 0.23E+08	STRESS INTENSITY=115.739	
CRACK LENGTH=19.40	NO.OF CYCLES= 0.23E+08	STRESS INTENSITY=117.110	
CRACK LENGTH=20.40	NO.OF CYCLES= 0.23E+08	STRESS INTENSITY=118.359	
CRACK LENGTH=21.40	NO.OF CYCLES= 0.23E+08	STRESS INTENSITY=119.500	
CALCULATION OF FATIGUE CRACK PROPAGATION			

(CRACK FROM FREE EDGE)			
CRACK LENGTH=52.50	NO.OF CYCLES= 0.29E+08	STRESS INTENSITY=121.865	
CRACK LENGTH=53.50	NO.OF CYCLES= 0.29E+08	STRESS INTENSITY=116.569	
CRACK LENGTH=54.50	NO.OF CYCLES= 0.30E+08	STRESS INTENSITY=112.106	
CRACK LENGTH=55.50	NO.OF CYCLES= 0.30E+08	STRESS INTENSITY=108.276	
CRACK LENGTH=56.50	NO.OF CYCLES= 0.30E+08	STRESS INTENSITY=104.947	
CRACK LENGTH=57.50	NO.OF CYCLES= 0.30E+08	STRESS INTENSITY=102.019	
CRACK LENGTH=58.50	NO.OF CYCLES= 0.31E+08	STRESS INTENSITY= 99.420	
CRACK LENGTH=59.50	NO.OF CYCLES= 0.31E+08	STRESS INTENSITY= 97.095	
CRACK LENGTH=60.50	NO.OF CYCLES= 0.32E+08	STRESS INTENSITY= 95.001	
CRACK LENGTH=61.50	NO.OF CYCLES= 0.32E+08	STRESS INTENSITY= 93.102	
CRACK LENGTH=62.50	NO.OF CYCLES= 0.33E+08	STRESS INTENSITY= 91.371	
CRACK LENGTH=63.50	NO.OF CYCLES= 0.33E+08	STRESS INTENSITY= 89.787	
CRACK LENGTH=64.50	NO.OF CYCLES= 0.34E+08	STRESS INTENSITY= 88.329	
CRACK LENGTH=65.50	NO.OF CYCLES= 0.34E+08	STRESS INTENSITY= 86.984	
CRACK LENGTH=66.50	NO.OF CYCLES= 0.35E+08	STRESS INTENSITY= 85.737	
CRACK LENGTH=67.50	NO.OF CYCLES= 0.35E+08	STRESS INTENSITY= 84.580	

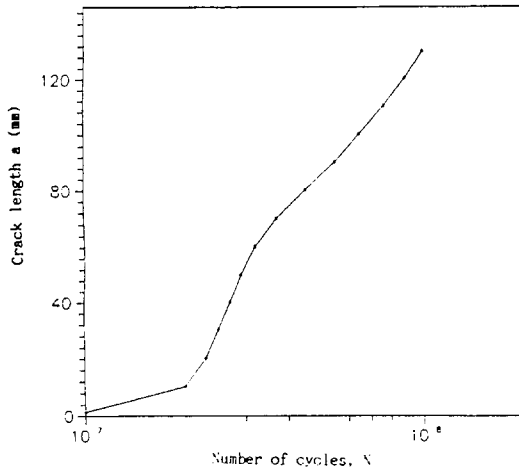


Fig. 12 Crack length (a) & number of cycles (N)

4. 결 론

선체 구조 부재의 피로균열 진전을 포함한 피로강도 해석을 하기 위한 이론 정립과 프로그램을 개발하고, 이를 살물선의 화물창 늑골의 끝단부에 적용하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 살물선의 화물창 늑골의 끝단부에 대한 피로균열수명을 예측할 수 있었다.
- (2) 살물선의 화물창 늑골의 끝단부에 대한 피로균열의 전파해석을 할 수 있었다.
- (3) 초기설계시 피로강도 평가가 요구되는 선체 구조 부재에 대해서 응력해석을 하고 본 연구에서 제시된 방법을 활용하면 피로균열 발생 및 전파수명을 예측할 수 있다.

参考文献

- 1) 이일태 : 船體損傷의 實例에 따른 問題點 比較 檢討 및 이에 따른 對策(上), 技術現代 Vol.5, No.4, (1985), pp.56~64
- 2) 이일태 : 船體損傷의 實例에 따른 問題點 比較 檢討 및 이에 따른 對策(下), 技術現代 Vol.6, No.1, (1985), pp.63~70
- 3) 寺田泰治 : 最近の船體損傷とその對策, 日本造船學會, (1987), pp.32~33
- 4) 日本海事協會 : 1985年度の船體損傷統計, 日本海事協會會誌, No.196,(1986)
- 5) Det Norske Veritas : Bulk Carrier Casualties - Probable Reasons and Lesson Learned
- 6) Nippon Kaiji Kyokai : Study report on Bulk Carriers loss NK, (1992)
- 7) Lloyd's Register : Bulk Carrier - The safety issues, Lloyds Register seminar, LR, 1991
- 8) 村田,立右,金澤 : 破壞管理制御技術手法の一提案, 日本造船學會 論文集, Vol.149, (1981) p174~194
- 9) NS3472 Design rules for steel structures, 1984 Norges Standardiseringsforbund
- 10) 金澤 外 : 信頼性工學の概念を導入した缺陷の破壊力學的評價について, 日本造船學會 論文集, Vol. 146, (1979) pp.144
- 11) 韓國船級 : 船級 및 鋼船規則 適用指針, 1993
- 12) Almar Naess : Fatigue Handbook, TAPIR(1985)
- 13) 김위현 : 船體構造의 疲勞壽命豫測을 위한 略算法, 技術現代 Vol.8 No.4,(1988) pp.4~9
- 14) Det Norske Veritas : Ships' Load and Strength Manual, (1978)