

멤브레인 방식 LNG탱크의 피로강도 평가법에 관한 연구(Ⅰ)

김 중 호*

A Study on the Evaluation Method of Fatigue Strength
of Membrane Type LNG Tank(Ⅰ)

Jong · Ho Kim

Key words : LNG(액화천연가스), Membrane(멤브레인), Fatigue fracture(피로파괴), INVAR
(36% 니켈강), Safe life design(안전수명설계), Cumulative damage factor(누적
손상계수)

Abstract

The membrane type LNG tank is non self-supporting tank which consists of both primary and secondary membrane supported through the insulation boxes by the adjacent hull structure. Although the membranes are not structural member. They are subject to periodical cyclic loads due to the thermal expansion and other expansions or contraction of membrane.

At the design stage of the tank, an analytical and experimental approach on the fatigue strengths of membrane and its welds is necessary in order to assist the designer and the inspector.

In this study the evaluation method of fatigue strength of membrane type LNG tank is presented with FEM analysis and fatigue test of lap welds and it contains the following :

- 1) The fatigue tests and preparation of design S - N curve for lap welds
- 2) FEM analysis of test specimens
- 3) Estimation of cumulative damage factor of lap welds
- 4) Guideline for inspection of lap welds of membrane type LNG tank

As the results of analytical and experimntal approaches in this study, the evaluation method of fatigue strengths of membrane type LNG tank is proposed, which is expected to be useful for design and inspection of membrane type LNG Tank.

* 한국해양대학교 해사대학 기관공학부

1. 서 론

지난 몇 년전부터 국내 조선소에서 LNG선박의 건조에 착수하면서 핵심 설계기술 중의 하나인 피로파괴 설계법에 대한 연구^{1)~4)}가 활발하게 진행되고 있다. 대형 용접구조물인 선박에 피로설계의 개념이 도입된 것은 비교적 최근의 일이고 특히 선급의 규칙⁵⁾에서 피로파괴 설계의 개념을 적극적으로 수용한 전형적인 예는 LNG선박의 LNG탱크라고 할 수 있다.

그중 멤브레인 방식 LNG탱크는 1차 멤브레인, 2차 멤브레인으로 구성되어 있고 LNG탱크에 대한 기본적인 설계사상은 안전수명설계(Safe Life Design)⁶⁾의 개념이다. 즉 선박의 예상설계수명(통상 20년을 기준으로 함) 동안 피로균열이 LNG탱크에 발생하지 않도록 설계하는 것이다. 멤브레인은 구조강도를 부담하는 강도부재가 아니지만 선체로부터 전달되는 하중에 의해 LNG탱크의 모재 및 그 용접부에 선박의 예상 설계수명동안 피로균열이 발생하지 않도록 하는 것이 LNG탱크 설계의 핵심이라고 할 수 있다.

멤브레인 방식 LNG탱크는 탱크의 구조, 탱크의 모재 및 그 용접법, 단열재 및 그 배치 등에 따라 구별할 수 있고 현재 건조 실적은 Gaz Transport사(이하 GT)와 Technigaz사의 멤브레인 탱크가 대부분을 차지하고 있다. 그 중 GT사의 멤브레인

방식 LNG탱크는 0.7~1.5mm의 36% 니켈강(내식성이 우수하므로 Invariable steel의 의미에서 INVAR로 통용됨)을 자동 또는 수동으로 용접 제작하고 그 용접부는 Lap용접부와 Seam용접부로 구성된 긴 용접선을 가지고 있다. 따라서 이 방식의 탱크에 대한 설계와 건조 공정 중의 시험 및 검사는 36% 니켈강 및 그 용접부의 피로강도를 확보하는 데에 그 목적이 있다고 할 수 있다.

이러한 관점에서 본 연구에서는 GT사의 멤브레인 방식 LNG탱크의 대표적인 용접부인 Lap용접부에 대한 피로시험, 이론적 해석 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 LNG탱크의 피로강도를 안전수명설계의 개념으로 평가하고자 한다. 또 LNG탱크에 대한 설계 또는 검사 단계에서 허용할 수 있는 변동 응력범위를 제시하고자 한다.

2. 시험편 및 실험방법

본 연구에서 시험재로 사용한 36% 니켈강의 대표적인 화학성분과 물리적 성질은 Table 1 및 Table 2와 같고 금속조직은 오스테나이트계열의 스테인레스강, 알루미늄합금 등과 같이 면심입방격자(Faced Centered Cubic)로 구성되어 있다. Table 3에서 알 수 있는 바와 같이 연강에 비해서 열팽창계수, 용융온도 등이 낮기 때문에 용접 시 용접부에 쉽게 열이 집중하므로 낮은 입열량으로

Table 1 Nominal Chemical Compositions of 36% Ni Steel(wt. %)

C	Si	Mn	S	P	Ni	Fe
Max. 0.04	Max. 0.25	0.2~0.4	Max. 0.012	Max. 0.012	35~36.5	Res.

Table 2. Specified Mechanical Properties of 36% Ni Steel

Temp'	Y. S.(MPa)	T. S.(MPa)	Elongation(%)	Young's modulus(MPa)	Charpy V Notch(Joule)
R. T.	≥320	≥510	≥30	140,000	≥16.3
-196℃	≥680	≥980	≥30	138,000	≥9.78

Table 3. Mechanical Properties of 36% Ni Steel & Mild Steel

Material	Mean density (g/cm ³)	Melting point(℃)	Coefficient of thermal expansion (×10 ⁻⁶ /℃)	Coefficient of thermal conductivity (J/cm. sec. ℃)	Young's modulus (MPa)
36% Ni Steel	8.14	1450	1.0~2.0	0.084~0.147	140,000
Mild Steel	7.85	1500~1527	12	0.5028	206,010

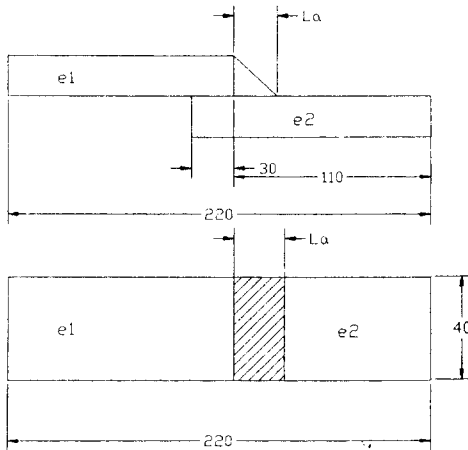


Fig. 1 Test specimen for Lap weld

용접이 가능하게 된다.

시험편은 GT사의 멤브레인 방식 LNG탱크의 대표적인 이음부인 1.5 - 1.5mm, 1.5 - 0.7mm, 1.0 - 0.7mm에 대하여 자동과 수동으로 각각 용접한 6종류의 시험재에서 채취한 것으로 그 형상 및 치수는 Fig. 1과 같다. 피로시험은 응력비($\sigma_{min} / \sigma_{max}$) R=0의 조건으로 실온의 대기 중에서 수행하였으며 시험편의 수, 시험응력범위 등은 일본 기계학회가 정한 통계적피로시험방법⁷⁾에 준하였다. 피로시험에 사용한 시험장비는 정적하중 250 kN, 동적하중 ± 125 kN의 용량을 가진 유압-서보제어식 피로시험기였고 부하속도는 35 - 40Hz로 하였다.

3. 탄성 유한요소해석

본 연구에서 Lap용접부에 대한 피로시험은 실험장치를 간단하게 구성하기 위하여 시험편의 앞면과 뒷면이 지지되지 않는 상태로 수행하였다. 이것은 실선 LNG탱크의 Lap용접부에서의 지지조건과 차이가 있는 것이다. 또 Lap용접부와 같이 편심이 있는 시험편이 피로시험기의 지그에 장착되는 위치에 따라 용접부의 응력분포가 다를 수도 있을 것이다. 따라서 본 연구에서는 이와 같은 영향을 고려하여 피로강도를 평가하기 위하여 Lap용접부에 대한 탄성 유한요소해석(이하 탄성 FEM 해석)을 ANSYS 5.0을 사용하여 행하였다. 탄성

Table 4 Result of elastic FEM analysis

Model No.	e1	e2	La, mm	C1(Constraint point from center), mm	Maxium Stress, Kg/mm ²
1.	1.0	0.7	0.65	40	61.469
				60	61.039
				80	61.225
				0	34.144
				Free	53.597
				40	54.558
	1.0	0.7	1.3	60	54.456
				80	54.058
				0	21.265
				Free	50.045
				40	53.123
				60	53.373
2.	1.5	1.5	2.6	70	53.132
				0	16.264
				Free	49.309
				0	79.092
				Free	117.641
				0	57.822
2.	1.5	1.5	1.0	0	79.092
				Free	117.641
				0	57.822
				Free	94.646
2.	1.5	1.5	2.0	0	45.980
				Free	89.140
				0	45.980
				Free	89.140

FEM해석을 위한 모델의 치수는 시험편과 그것과 동일하게 하였다. 지지조건은 모델의 앞면과 뒷면이 지지되지 않는 상태에서 좌우부재의 편심에 의한 굽힘응력이 발생하는 조건과 모델의 X - Y방향을 지지한 두가지 조건으로 하였다. 이는 피로시험시의 시험편의 상태와 실선 LNG탱크에서 멤브레인이 지지되는 상태를 각각 고려한 것이다. 탄성 FEM해석 시 요소분할은 8절점 plane82 요소를 사용하여 0.03mm의 크기로 하였다.

Table 4는 Lap용접부에 대한 탄성 FEM해석의 결과 중에서 1.0 - 0.7mm 및 1.5 - 1.5mm에 대한 것을 정리한 것으로 용접각장(La)을 규정값⁸⁾의 1/2배, 2배로 각각 변화시키면서 또한 시험편이 지그에 물리는 위치(C1)를 시험편의 중심으로부터 0mm(완전 지지 상태), 40mm, 60mm, 80mm, ∞

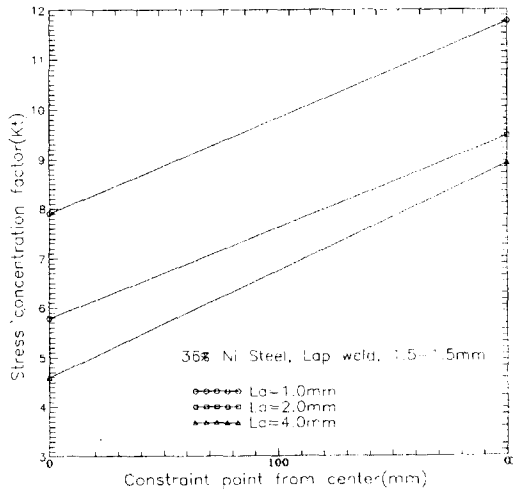


Fig. 2 Stress concentration factor(Kt) at varying constraint points of test specimen, Lap weld 1.5 - 1.5mm

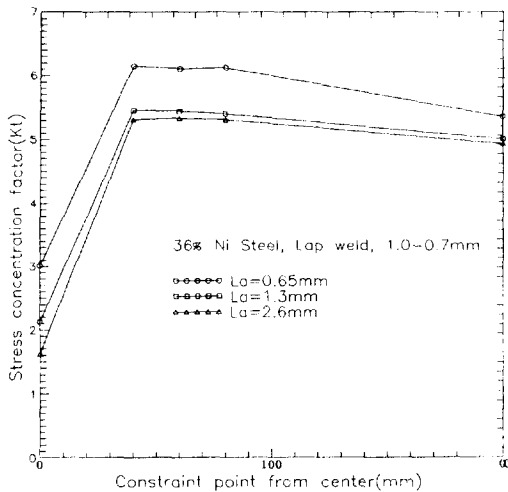


Fig. 3 Stress concentration factor(Kt) at varying constraint points of test specimen, Lap weld 1.0 - 0.7mm

(자유 변형 상태)으로 변화시키면서 용접부의 최대응력값을 나타낸 것이다. 이 해석을 통하여 같은 두께의 Lap용접부에서는 용접 루트에서 최대응력이 발생하고 서로 다른 두께의 Lap용접부에서는 용접 토우에서 최대응력이 각각 발생하게 된다는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 2 및 Fig. 3은 상기 탄성 FEM해석 결과를 도식한 것으로 용접각장(La)의 차이에 따라 응력

집중계수(Kt)의 차이는 그다지 크지 않음을 알 수 있고 또 피로시험시의 지지조건(60mm)에서 용접부에 발생하는 최대응력은 실선 LNG탱크의 지지조건(0mm)에서 발생하는 최대응력에 비해서 커짐을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에서 얻어진 시험결과를 이용하여 피로강도를 평가하는 것은 실선 조건에 비해서 보다 안전하다고 할 수 있다. 또 시험편이 피로시험기 지그에 물리는 위치가 40mm, 60mm, 80mm로 바뀌어도 용접부의 응력 집중계수(Kt)는 그다지 차이가 없음을 확인할 수 있으므로 피로시험의 정도를 한층 높일 수 있었다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 Lap용접부의 피로강도

Lap용접부의 설계 피로선도를 작성함에 있어 목부에서의 응력범위 또는 파단위치에서의 실단면 응력범위 등에 의하여 정리하면 이음부재의 치수의 영향을 받지 않는 피로선도를 작성할 수 있다고 보고된⁽²¹⁾ 바가 있다. 그러나 본 연구의 실험결과 중 Lap용접부 1.0 - 0.7mm(수동 및 자동)에 대한 실험결과를 나타낸 Table 5 및 Table 6을 보면 시험편의 파단위치는 루트(Root) 또는 토우(Toe) 등으로 일정하지 않았다. 특히 수동용접한 1.0 - 0.7mm의 경우 시험편의 파단위치는 모두 루트로서 이는 전술한 탄성FEM해석 결과와 상치되는 것이었다. 이에 대한 원인은 피로시험 전후에 계측한 시험편의 목두께(Lt), 용접각장(La), 파단각도(φ) 등을 나타낸 Table 5와 6을 놓고 볼때 다음과 같이 사료된다.

서로 다른 두께의 Lap용접부(1.5 - 0.7mm, 1.0 - 0.7mm)의 경우 응력집중부인 토우에서 파단되지 않고 루트에서 파단되는 것은 루트에서의 응력이 토우에서의 공칭응력보다 크기때문이라고 사료된다. 즉 Table 5와 6에서도 알 수 있는 바와 같이 동일한 조건으로 용접된 하나의 시험재에서 목두께(Lt)는 일정한 대수정규분포를 갖는 통계적인 성질이 있으므로 목두께(Lt)가 규정 값인 0.7mm보다 작은 부분이 존재할 수 있고 따라서 이 부분의 응력은 토우에서의 공칭응력보다 클 수

Table 5. Results of fatigue test and metallograph examination

36% Ni Steel, Auto Lap weld, 1.0/0.7mm, R=0, Room temp', e1=1.0mm, e2=0.7mm							
Specimen I. D. No	Stress Range, MPa	Nf, Cycle	Location Failure	Lt, mm	La, mm	P, mm	φ, degree
E - 1	92.49	139,114	Root	0.8	1.65	0.55	≤70
E - 2	96.00	118,050	Root	0.8	2.00	0.60	≤70
E - 3	99.5	2 × 10 ⁶	-	0.7	1.7	0.55	≤70
E - 4	99.5	137,721	Toe	0.8	1.60	0.50	≤70
E - 5	106.51	257,721	Toe	0.85	1.55	0.35	≤70
E - 6	106.51	334,513	Toe	0.75	1.45	0.30	≤70
E - 7	113.52	205,482	Root	0.85	1.55	0.25	≤70
E - 8	113.52	204,373	Root	0.75	1.50	0.35	≤70
E - 9	127.53	41,439	Root	0.75	1.95	0.60	≤70
E - 10	127.53	41,439	Root	0.80	1.70	0.50	≤70
E - 11	81.63	> 10 ⁷	-	0.80	1.55	0.30	
E - 12	78.13	> 10 ⁷	-	0.65	1.30	0.25	
E - 13	74.63	> 10 ⁷	-	0.85	1.30	0.25	
E - 14				0.80	2.05	0.60	
E - 15				0.75	1.65	0.40	
E - 16				0.85	1.70	0.35	
E - 17				0.6	1.60	0.25	
E - 18				0.65	2.30	0.55	
E - 19				0.75	1.55	0.35	
E - 20				0.85	1.45	0.25	

NOTE
 1. '>' means no failure.
 2. For test specimen I.D No. E - 14~E - 20, the fatigue tests not carried out.

있다고 예상된다. 그 예로서 수동으로 용접한 Lap 용접부 1.0 - 0.7mm의 평균 목두께 (Lt)는 0.6255mm로서 시험편은 모두 루트에서 판단된 것을 들 수 있다.

한편 피로시험을 통하여 얻어진 피로선도를 이용하는 설계자의 입장에서 목부에서의 응력범위 또는 파단위치의 실단면응력범위 등으로 작성된 피로선도보다 해당 Lap용접부의 공칭응력으로 작성된 피로선도를 이용하는 것이 손쉽고 또 공학적으로도 타당성이 있을 것으로 사료된다. 따라서 본 연구에서는 피로시험결과를 해당 Lap용접부의 공칭응력으로 정리하였다. 즉 1.0 - 0.7mm의 경우 공칭응력은 얇은 두께인 0.7mm를 사용하여 계산

하였다.

Fig. 4는 Lap용접부 1.0 - 0.7mm에 대한 피로시험결과를 공칭응력범위(Nominal Stress Range)와 판단 수명(Nf, Number of Cycle to Failure)의 관계로 나타낸 것이다. 그림에서 화살표를 부기한 실험점은 10⁷ cycle에서 판단되지 않은 시험편을 의미한다. 이 그림에서 보면 자동용접이 수동용접에 비해서 전반적으로 높은 응력범위 쪽에 위치하고 있음을 알 수 있다. 이것은 자동 용접시험편의 평균 목두께(Lt)가 수동의 그것에 비하여 다소 높을 뿐만 아니라 목두께(Lt)의 표준편차도 적은 것에 기인하는 것으로 판단된다.

Fig. 5는 Lap용접부에 대한 선형누적손상계수

Table 6. Results of fatigue test and metallograph examination

36% Ni Steel, Manual Lap weld, 1.0/0.7mm, R=0, Room temp', e1=1.0mm, e2=0.7mm							
Specimen I. D. No	Stress Range, MPa	Nf, Cycle	Location Failure	Lt, mm	La, mm	P, mm	φ, degree
E - 1	92.49	84,221	Root	0.60	2.30	0.60	≤70
E - 2	92.49	108,320	Root	0.60	2.30	0.65	≤70
E - 3	92.49	48,567	Root	0.60	2.30	0.60	≤70
E - 4	96	51,800	Root	0.75	2.30	0.55	≤70
E - 5	96	126,486	Root	0.65	2.35	0.65	≤70
E - 6	99.5	311,915	Root	0.65	2.35	0.65	≤70
E - 7	101.95	311,915	Root	0.55	2.35	0.55	≤70
E - 8	106.51	19,124	Root	0.60	2.45	0.60	≤70
E - 9	106.51	57,391	Root	0.60	2.45	0.60	≤70
E - 10	113.51	72,994	Root	0.60	2.50	0.60	≤70
E - 11	114.2	73,121	Root	0.60	2.55	0.60	≤70
E - 12	127.53	43,199	Root	0.60	2.30	0.60	≤70
E - 13	74.63	>10 ⁷		0.65	2.45	0.65	
E - 14	71.11	>10 ⁷		0.60	2.35	0.60	
E - 15	67.62	>10 ⁷		0.60	2.30	0.60	
E - 16				0.60	2.35	0.60	
E - 17				0.65	2.40	0.65	
E - 18				0.65	2.30	0.65	
E - 19				0.65	2.35	0.65	
E - 20				0.65	2.25	0.65	

NOTE

1. '>' means no failure.
2. For test specimen I.D No. E 16~E - 20, the fatigue tests not carried out.

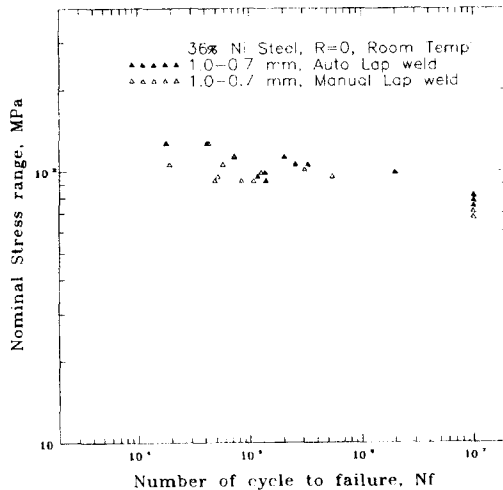


Fig. 4 S - N curve of lap weld(1.0 - 0.7mm)

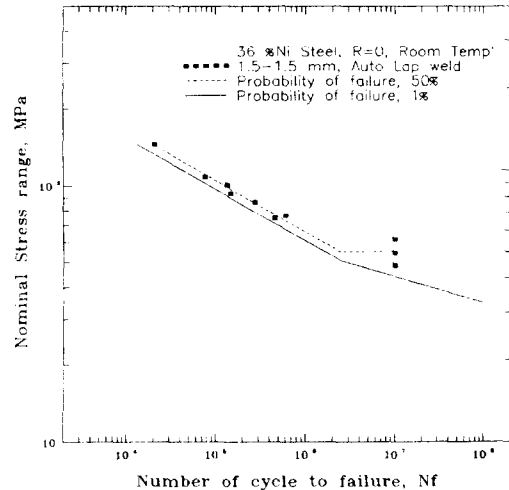


Fig. 5 Design S - N curve of lap weld(1.5 - 1.5mm)

를 계산하기 위해서 본 연구에서 작성한 설계 피로 선도이고 고싸이클 영역에서는 Haibach가설¹⁰⁾에 따라 피로선도의 기울기를 1/2로 수정하였다. 그림에서 파선은 피로시험 결과를 파괴확률 50%으로 나타낸 것이고 실선은 본 연구에서 선형누적손상계수 계산 시 사용한 1%파괴확률선을 표시하고 있다.

4.2 선형누적손상계수의 계산

다양한 변동 진폭하중을 받는 구조물에 대해서 안전수명설계의 관점에서 피로설계를 하기 위해서는 구조물이 예상 설계수명동안 받는 모든 변동 하중에 의한 영향을 계수화하여 이를 선형적으로 합산하여 평가하는 것이 필요하다. 이와 관련된 이론 중에서 가장 보편적인 이론인 소위 Miner법칙¹¹⁾을 적용하여 여러 응력상태 하에 있는 멤브레인 방식 LNG탱크 용접부에 대한 피로균열발생 유무를 평가하였다. 즉 여러 응력진폭 Sa_1, Sa_2, \dots, Sa_i 가 단독으로 일정하게 작용했을 때 피로시험편의 피로수명을 N_1, N_2, \dots, N_i 라고 정의한다. 또 지금 각각의 응력진폭이 n_1, n_2, \dots, n_i 회 만큼 LNG탱크에 가해진다고 한다. 이 때 각 응력진폭의 반복작용에 의해서 생기는 피로손상을 $n_1/N_1, n_2/N_2, \dots, n_i/N_i$ 라고 생각하여 이들의 합을 선형누적손상계수(C_w)로 정의하고 이 값이 1이 되었을 때 LNG탱크에는 피로파괴가 생긴다고 생각한다. 즉,

$$C_w = \sum (n_i/N_i) = 1 \tag{1}$$

일 때, 피로파괴가 발생한다고 생각한다. 여기서 각 피로수명 N_i 에 해당하는 응력진폭은 실제 LNG탱크에서는 매우 많은 종류로 구별되지만, 이 많은 응력진폭들을 몇개의 응력진폭으로 식(2)와 같이 나누어 단순화하여 피로해석을 하는 방법을 채택하였다.

$$S_i = (17 - 2 \cdot i) S_{max} / 16 \tag{2}$$

$$n_i = 0.9 \times 10^i \tag{3}$$

단, $i=1, 2, 3, \dots, 8$, S_{max} : 하중의 최대기대치에 의하여 발생하는 응력

4.3 평균응력의 영향을 고려한 선형누적손상계수의 계산

실선의 LNG탱크는 예상 설계수명동안 파랑하중을 받을 뿐만 아니라 일정한 평균응력이 부가되므로 탱크 각부의 응력비 R 은 서로 다르게 된다. 따라서 실험실에서 일정한 응력비 R 로 시험하여 작성한 설계 피로선도를 수정없이 이용하면 실제 피로수명을 과대하게 평가하는 결과를 낳게된다. 즉 임의의 응력진폭범위에서 응력비 R 이 작아지면 피로수명은 길어지게 된다. 따라서 실험실에서 일정한 응력비 R 로 얻어진 피로시험의 결과를 피로수명의 평가에 이용하기 위해서는 평균응력의 영향을 고려하여야 한다. 이러한 평균응력의 영향을 고려하여 임의의 응력진폭을 계산하는 모델¹²⁾은 여러 가지가 제안되어 있다. 이 모델 중에서 수정 Goodman식¹³⁾이 보다 안전적인 측면이고 또 용접부에 보편적으로 적용되므로 본 연구에서는 이 식을 이용하여 평균응력의 영향을 고려한 선형누적손상계수(C_w)를 계산하였다.

Fig. 6~Fig. 11은 Lap용접부 1.5 - 1.5mm, 1.5 - 0.7mm, 1.0 - 0.7mm에 대한 선형누적손상계수(C_w)를 다양한 평균응력(S_m)에서 계산하여 나타낸 것이다. 각 그림에서는 임의의 응력진폭범위에서 평균응력의 변화에 따른 선형누적손상계수(C_w)를 일목요연하게 나타내고 있으므로 설계자

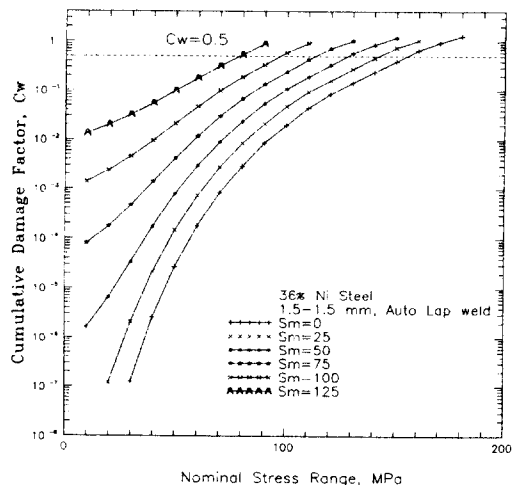


Fig. 6 Cumulative damage factor(C_w) of lap weld (Auto, 1.5 - 1.5mm)

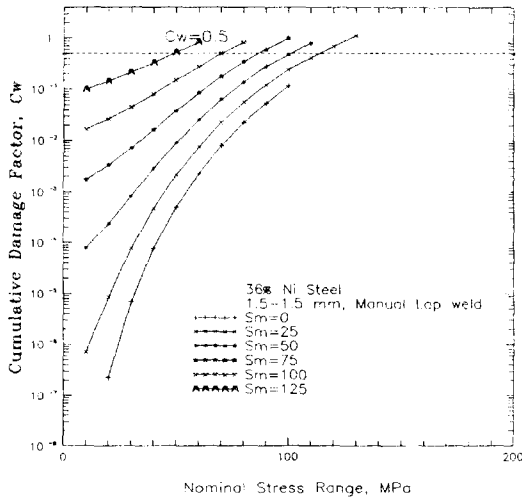


Fig. 7 Cumulative damage factor(C_w) of lap weld (Manual, 1.5 - 1.5mm)

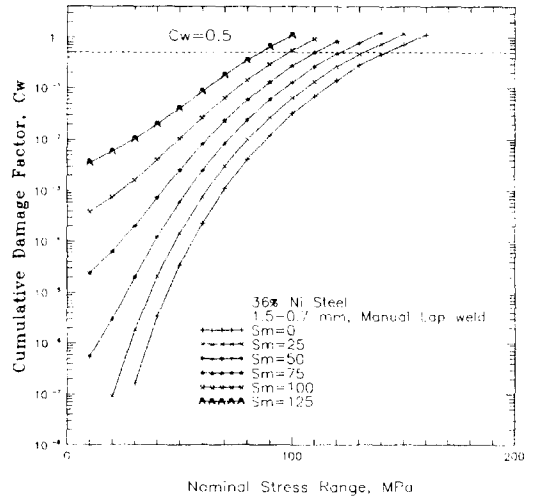


Fig. 9 Cumulative damage factor(C_w) of lap weld (Manual, 1.5 - 0.7mm)

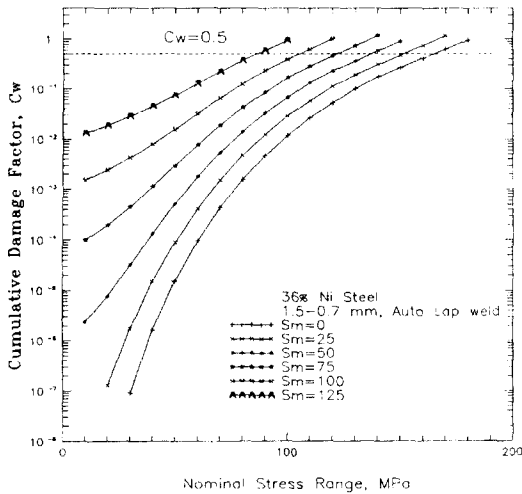


Fig. 8 Cumulative damage factor(C_w) of lap weld (Auto, 1.5 - 0.7mm)

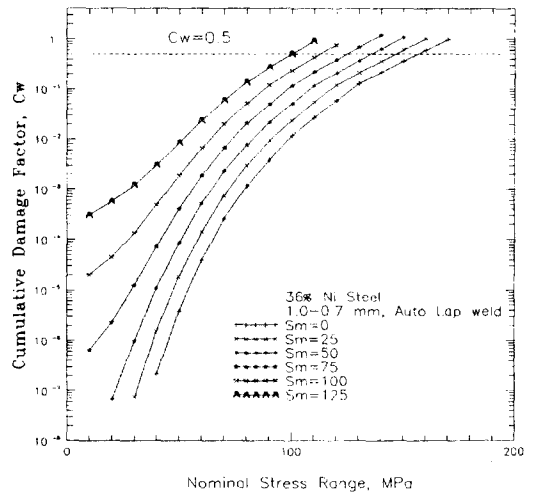


Fig. 10 Cumulative damage factor(C_w) of lap weld (Auto, 1.0 - 0.7mm)

또는 평가자의 입장에서 손쉽게 이용할 수 있을 것으로 기대된다.

한편 미쯔비시 중공업이 설계기준⁹⁾으로 채택한 평균응력(S_m)이 125MPa로 작용할 때 수동 Lap 용접부 1.0 - 0.7mm에 허용될 수 있는 변동응력진폭의 범위는 5MPa로서 극히 낮은 값을 나타내고 있다. 이것은 전술한 바와 같이 수동 Lap 용접부 1.0 - 0.7mm의 평균 목두께(L_t)는 0.6225 mm로서 규정값⁸⁾에 미달되는 목두께(L_t)로 용접된 것에

그 원인이 있다고 판단된다.

Fig. 12는 평균응력인 125MPa가 일정하게 작용하는 조건에서 허용될 수 있는 변동응력진폭 범위를 각각의 Lap 용접부에 대하여 나타낸 것이다. 이 그림을 통하여 평균응력 125MPa이 일정하게 부가되는 상태에서 Lap 용접부에 허용될 수 있는 변동응력범위는 1.5 - 1.5mm 자동용접부는 80 MPa, 1.5 - 1.5mm 수동용접부는 50MPa, 1.5 - 0.7mm 자동 및 수동 용접부는 90MPa, 1.0 -

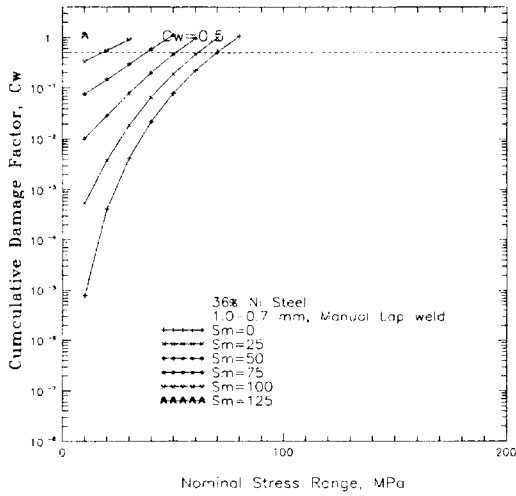


Fig. 11 Cumulative damage factor(Cw) of lap weld (Manual, 1.0 - 0.7mm)

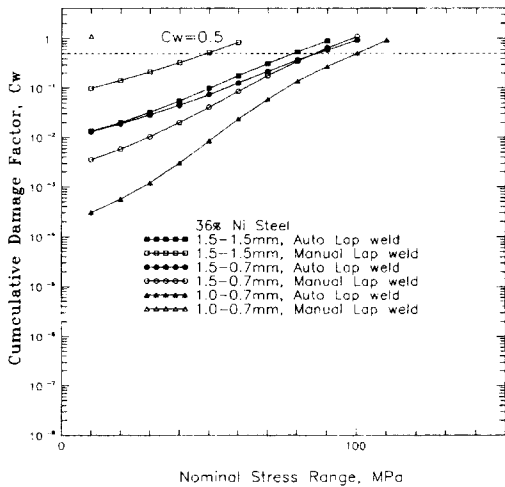


Fig. 12 Cumulative damage factor of lap welds at mean stress(125MPa)

0.7mm 자동용접부는 100MPa, 1.0 - 0.7mm 수동 용접부는 5MPa정도임을 알 수 있다. 따라서 피로 설계 또는 용접부 검사 시 보다 엄격한 검토 및 관리가 요구되는 Lap용접부는 1.0 - 0.7mm 수동용 접부, 1.5 - 1.5mm 수동용접부, 1.5 - 1.5mm 자동 용접부 등의 순서임을 알 수 있다.

5 결 론

GT사의 멤브레인 방식 LNG탱크의 Lap용접부에 대한 탄성 FEM해석, 피로시험, 컴퓨터 시뮬레이션 등을 통하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

1) LNG탱크의 Lap용접부를 모델링한 피로시험편의 앞면과 뒷면이 지지되지 않은 상태에서 용접부에 발생하는 최대응력은 실선 LNG탱크의 용접부에서 발생하는 최대응력보다 크다.

2) 본 연구에 사용된 Lap용접부 피로시험편의 경우 용접부에 발생하는 최대응력은 시험편이 피로시험기의 지그에 물리는 위치에 영향을 받지 않는다.

3) LNG탱크에 임의의 변동응력이 작용할 때 Lap용접부의 선형누적손상계수를 계산하고 이를 도식화하는 기법을 개발하였다.

4) LNG탱크 Lap용접부에 임의의 평균응력이 부가될 때 안전수명설계의 관점에서 허용될 수 있는 변동응력범위를 도식화하여 이를 LNG탱크의 피로설계 또는 검사 시에 이용할 수 있도록 하였다.

참고문헌

- 1) 이호섭 외 8인 : LNG선의 구조해석 기술개발(Ⅱ), 한국기계연구원 부설 해사기술연구소(1990)
- 2) 한명수 외 2인 : LNG선용 36% 니켈강(Fe-36% Ni강) Lap용접부의 피로강도와 허용 응력에 관한 연구, 대한용접학회지, 제12권 제1호, pp. 109~110(1994)
- 3) 김종호 외 2인 : 응력비의 영향을 고려한 알루미늄 합금 A5083-O의 피로균열전파 특성 예측 모델, 대한용접학회지, 제 12권 제3호, pp. 80 - 88(1994)
- 4) 홍성호 : 액화천연가스 저장탱크의 현황 및 전망, 대한용접학회지, 제13권 제3호, pp. 1~7(1995)
- 5) (사) 한국선급 : 선급 및 강선규칙, 제7편 5장 액화 가스산적운반선, (사)한국선급(1995)
- 6) 失川元基 : 破壊力學 理論解析から工學の應用まで, 培風館, pp. 140~175(1981)
- 7) 日本機械學會 : 統計的疲勞強度試驗方法, JSME S-002, 日本機械學會(1981)

- 8) Gaz Transport : Technical Instructions for Welding the Membrane and accessories of Tanks Built According to "GAZ TRANSPORT" Membrane System, Gaz Transport External Document No. 435, Gaz Transport, pp. 12~13(1993)
- 9) 座間, 外6人 : メンブレン方式LNG船の強度と傳熱特性, M.H.I, Mitsubishi Juko Giho, Vol. 21, No. 2, pp. 255~258(1984)
- 10) E. Haibach : Modifizierte Lineare Schadensakkumulation Hypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalls mit Fortschreitender Schädigung, LBF Mitteilung TM Nr. 50/70(1977)
- 11) A. Almar · Naess : Fatigue Handbook Offshore Steel Structure, Tapir Publishers, pp. 179~181(1985)