

유한요소법에 의한 튜블라 이음부의 응력집중계수 및 피로강도 해석

엄 동 석* · 강 성 원* · 박 재 형** · 하 우 일***
(94년 9월 13일 접수)

A Study on the Stress Concentration Factor and Fatigue Strength for T-Tubular Joints by FEM

Dong-Suk Um* · Sung-Won Kang* · Jai-Hyung Park** · Woo-Il Ha***

Key Words : Tubular joint (튜블라 이음부), Stress concentration factor (응력집중계수), Fatigue crack initiation life (피로균열발생수명), ϵ -N curve (ϵ -N 선도), Chord (코드), Brace (브레이스), Axial load (축하중), In-plane bending load (면내굽힘하중)

Abstract

In designing, the strength of tubular joint has been an important problem for integrity of steel structures in which many tubular members are used.

This paper presents the results of FEM analysis on stress concentration and fatigue crack initiation life for two types of tubular joints. One is circular and rectangular T type joints which consist of circular brace and rectangular chord. Another is circular and circular T type joints which consist of circular brace and circular chord. FEM analyses were performed under the axial load and in-plane bending moment. The fatigue crack initiation life can be estimated by using ϵ -N curve and by applying the Palmgren-Miner linear damage rule.

According to the results, the stress concentration factor(SCF) of circular and rectangular joints is higher than that of circular and circular joints. The fatigue crack initiation lives of circular-circular joints and circular-rectangular joints were calculated.

* 부산대학교 공과대학

** 대우중공업(주) 선박해양연구실

*** 현대중공업(주) 선박해양연구소

1. 서 론

해양구조물을 비롯한 교량 산업플랜트 등의 구조물은 거의 용접이음으로 이루어져 있다. 이러한 구조물들은 기하학적 형상변화에 따라 높은 응력 집중이 발생되고 이것이 피로 파괴의 한 원인이 됨은 잘 알려진 사실이다.^{1~4)} 피로는 충분히 많은 반복응력에 의한 구조의 손상을 의미하고 그 대상에 따라 피로파괴 양상이 다르다. 여기서는 해양구조물의 튜블라 이음부를 그 대상으로 하였다.

해양산업의 발달에 따른 해양구조물의 수요는 늘어날 것이고 이러한 구조물에서 사용되는 부재 중에서 튜블라 부재는 뛰어난 단면특성 때문에 많이 사용되고있고 특히 기본 이음형태인 T형 튜블라 이음에서의 피로강도는 중요한 문제가 되고있다.

피로손상은 국부적인 현상이므로 튜블라 이음부에서는 국부 hot spot 응력에 의해 피로수명을 평가하고 있다. 이러한 응력을 구하기 위한 여러 가지 응력집중계수 추정식들을 검토하였다.

튜블라 이음에 대한 많은 연구가 수행되어 왔고 또한 각종 추정식들이 실제 이용되고 있다. 그러나 이들 추정식들은 상자형 이음형태도 있으나 거의 대부분이 원형-원형 튜블라 이음형태이고 상자형-원형의 이음형태에 대해서는 거의 연구가 없었다.

본 연구에서는 브레이스부에서 축하중과 면내 굽힘하중을 받을때 원형-원형 이음부와 상자형-원형 이음부에대한 해석결과를 비교 검토하고 응력 집중계수를 구하여 경험식과 비교 및 고찰하고자 한다. 또 각 모델에 대한 응력해석 결과를 이용하여 피로균열 발생수명을 예측하므로써 피로강도 설계상 합리적인 이음형상을 결정하는데 있어서 설계 기초자료를 제공 하고자 한다.

2. 튜블라 이음부의 응력집중계수

많은 가정과 불확실성을 갖고 있는 피로해석에서 응력집중계수는 피로수명 예측에 가장 중요한

인자중의 하나이다. 튜블라 이음부로 구성된 해양구조물의 피로해석에 사용되는 응력은 용접 토우부의 hot spot 응력이다.

이것은 이음형태나 용접형태에 따라 변하고 그 값을 얻기가 어렵다. 따라서 공칭응력에 응력집중계수 (Stress concentration factor, SCF)를 곱하여 일반적으로 구한다.

피로해석에서 부재의 응력을 정확히 구하는 것이 매우 중요하고 특히 용접부의 응력집중에 의한 SCF 값이 피로해석 결과에 큰 영향을 미친다. 응력집중 현상은 구조의 기하학적 형상에 의한 영향과 용접이음부의 비이드 형상 및 용접 결함등에 의한 영향으로 생긴다. 전자의 영향은 모형실험 또는 유한요소해석법에 의한 응력해석으로 SCF 값을 구하여 계량화 할수있고 후자의 경우는 S-N 선도의 적절한 선택으로 처리한다.

2.1 응력집중계수 산정방법

이러한 SCF를 구하기 위한 여러가지 방법들로서는 얇은셸(thin shell)요소나 솔리드(solid)요소를 사용한 유한요소해석에 의한 방법, 강철 튜블라 모델이나 아크릴 또는 광탄성모델을 사용하여 모형시험에 의한 실험적 방법, 그리고 이론적인 계산및 경험식에 의한 산정방법등이 있다. 여기서는 유한요소법에의하여 SCF값을 구하였다.

2.2 여러가지 응력집중계수 추정식

튜블라 이음부에서 SCF 계산을 위해 많이 사용되고 있는 간이 추정식 으로서는 다음과 같은 식들이 있다. 이러한 식 들은 유한요소해석 또는 실험으로부터 만들어진 것이다.

Kuang 추정식⁵⁾

Gibstein 추정식⁶⁾

Wordsworth and Smedley 추정식⁷⁾

Wordsworth 추정식⁸⁾

Marshall and Kinra 추정식⁹⁾

Efthymiou and Durkin 추정식¹⁰⁾

Soh et al 추정식¹¹⁾
 DnV 추정식¹²⁾
 UEG group 추정식¹³⁾
 Buitrago 추정식¹⁴⁾

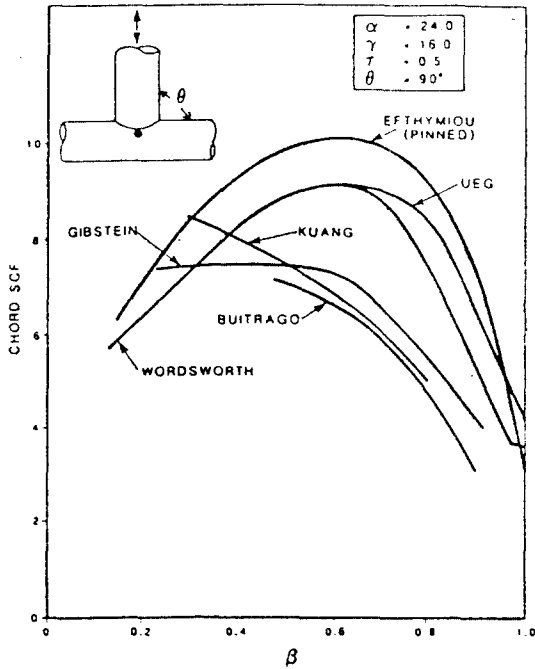


Fig. 1 Chord saddle SCF variation with β ratio

참고로 Fig. 1 에서는 T형 튜블라 이음부에서 Kuang식, Wordsworth식, Efthymiou식 등에 의한 응력집중계수 계산결과를 보여주고있다.¹⁵⁾ 여기서는 각 추정식들이 많은 차이를 보이고 있다. 이것은 추정식들이 실험상의 많은 변수, 용접부 형상, 수치해석시의 모델링 및 요소분할의 상이점 등의 여러 문제점들로 인한 것으로 생각된다.

본 연구에서는 선정된 모델들에 대한 응력해석 결과와 위의 여러식들에 의해 계산된 결과치들을 비교하였다.

2.3 응력집중계수에 대한 파라메타들의 영향검토

Fig. 2 에 나타난 바와같은 튜블라 이음부에 있어서 각종 치수들을 사용하여 무차원화한 기하학적 파라메타들의 응력집중계수에 미치는 영향을 살펴보면 다음과 같다.

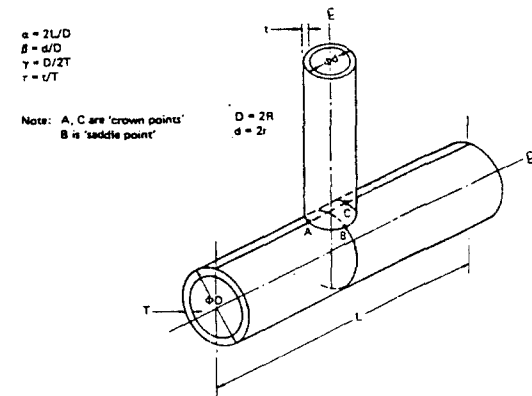


Fig. 2 Tubular joint nomenclature

1) $r (= D/2T = R/T)$ 의 영향

SCF는 r 가 증가함에 따라 증가한다. 이것은 코드의 방사상 유연성의 영향을 나타낸다. 즉 SCF에 가장 큰 영향을 미치는 파라메타이다. 어떤 범위에서는 이음부 강도에 크게 기여하므로 코드의 두께 증가는 피로강도 개선에 효과적이다.

2) $\beta (= d/D)$ 의 영향

β 는 응력분포에 영향을 미치는 지배적인 인자다. 브레이스의 하중이 어떻게 집중되는가를 판단하는 척도로서 브레이스 직경의 증가가 종종 효과적인 대책이 된다.

3) $\tau (= t/T)$ 의 영향

τ 값이 증가함에 따라 SCF도 증가한다. 이것은 브레이스와 코드의 상대적인 굽힘강성을 나타낸다. 즉 이음부에서 브레이스의 굽힘응력에 관계한다.

4) $a (= L/R = 2L/D)$ 의 영향

이것은 응력에 크게 영향을 미치지 못하나 코드 의 양 끝단 사이의 거리를 결정하는데 필요하다. 이것은 코드의 굽힘이 해석에 있어서 주요한 부분이 되기 때문이다.

전체적으로 볼때 이러한 무차원화된 파라메타 의 값이 클 경우, 즉 코드의 치수가 브레이스의 치수보다 상대적으로 클수록 응력집중계수가 감소 하는 경향이 있다.

본 연구의 모델에서는 코드는 일정하게 하고 브레이스의 치수를 변화시켜 β 와 τ 값의 변화에 따른 영향을 검토하였다. β 값은 보통 0.5 근방에서 SCF값이 제일크고 1.0으로 접근하면 최소로 되는 경향이 있다. 그리고 τ 값은 코드와 브레이스에서의 SCF값의 상대적인 크기와 관계된다. 따라서 본 연구에서 β 는 0.4~1.0 까지, 그리고 τ 는 0.79~1.0까지 변화시켰다.

3. 튜블라 이음부의 피로강도해석

튜블라 부재는 작은 항력계수로 인해 해양과 및 조류로 부터 비교적 적은 힘을 받는다. 또한 균일하고 대칭인 단면으로 인해 응력집중이 작고 좌굴 강도도 높다. 그리고 축하중에 그다지 민감하지 않고 높은 강도 대 무게비 등의 장점이 있다. 하지만 용접된 그 이음부는 구조적 불연속부를 갖고 있을 뿐 아니라 해양파 등에 기인한 불규칙한 반복하중을 받고있고 심한 부식환경등의 가혹한 환경조건과 그 자체의 기하학적 형상의 복잡함과 용접으로 인한 잔류응력의 존재등으로 높은 응력집중현상이 일어나고 피로 강도가 용접 토우부에서

저해된다.

반복하중을 받는 해양구조물의 피로수명을 추정하는데는 피로곡선을 이용하여 Miner 법칙을 따르는 방법과 파괴역학을 이용하여 추정하는 두 가지 방법이 있다.¹⁷⁾ 여기서는 전자의 방법에 의해 피로균열 발생수명을 계산하였다.

본 계산에서 피로해석시에 사용한 Miner 법칙은 총 피로손상율이 1에 달하면 피로에 의한 파손이 일어난다고 간주하여 그때까지의 예상 반복수를 피로균열 발생수명으로 하였다.

4. 수치해석(FEM)에 의한 SCF 및 피로수명 계산

4.1 FEM 해석 모델링

본 연구에서는 T형 튜블라 이음부를 그 대상으로 하여 모델은 Table 1에 있는 바와같이 브레이스는 원형으로하고 코드는 원형과 상자형의 2가지 형태로 크게 구분하였다.

즉 CC형 모델(원형-원형이음)과 BC형 모델(상자형-원형이음)로 나누고 그 각각을 작용하중에 따라 CCA, CCM, BCA, BCM의 4가지 모델로 다시 나누었다. 모델치수는 Table 2와 같이 코드부의 지름, 두께, 길이는 219mm, 7mm, 1804mm로 고정시키고 브레이스부의 지름, 두께는 변화시켜 각각 5개의 모델에 대해 해석을 수행하였다.

범용해석 프로그램인 NISA를 이용하여 응력해석 및 피로해석을 수행하였다. 3-D Thin Shell Element를 사용한 4절점 4각형요소를 주로 사

Table 1. Model definition

Model name	Chord type	Brace type	Applied load	No. of model
CCA	Circular	Circular	Axial	5
CCM	Circular	Circular	In-plane bending	5
BCA	Rectangular	Circular	Axial	5
BCM	Rectangular	Circular	In-plane bending	5

Table 2. Model dimension

Model	Chord(mm)			Brace(mm)			β (d/D)	γ (D/2T)	a (2L/D)	τ (t/T)
	D	T	L	d	t	l				
1	219	7.0	1804	89	5.5	470	0.40	15.65	16.47	0.79
2	219	7.0	1804	114	6.0	470	0.52	15.65	16.47	0.86
3	219	7.0	1804	141	6.6	470	0.64	15.65	16.47	0.94
4	219	7.0	1804	168	7.0	470	0.77	15.65	16.47	1.00
5	219	7.0	1804	219	7.0	470	1.00	15.65	16.47	1.00

용하였고 부분적으로 3절점 3각형요소도 사용하였다. 응력집중이 예상되는 코드와 브레이스의 접합부에서의 요소 크기는 수치해석 결과에 영향을 미치므로 적절한 크기의 선정은 중요한 사항중의 하나이다. 따라서 그 기준으로서 최소 요소크기는 W.Visser¹⁸⁾가 기준으로 제안한 $tR^{0.5} \sim 2tR^{0.5}$ 와 UKOSRP¹⁶⁾에서 제시한 $0.75tR^{0.5}$ 이하(t, R 은 브레이스 또는 코드 각각의 두께 및 반지름이다.) 중에서 여기서는 후자의 크기를 따랐다.

작용하중은 축하중, 면내굽힘하중, 면외굽힘하중의 3가지 기본하중으로 분리할 수 있고 이 중에서 단순 T형 튜블라 이음부에서 응력집중계수에 더 큰 영향을 미치는 축하중과 면내굽힘하중을 브레이스에 가하는 작용하중으로 하였다. 또한 축하중의 경우는 모델이 코드 길이 방향과 폭 방향에 대해 모두 대칭이므로 1/4모델로, 면내굽힘하중의 경우는 코드 길이 방향에 대해서만 대칭성을 가지므로 1/2모델로 하였다.

실제 해양구조물에서 튜블라 이음부의 양단 경계조건은 고정과 단순지지의 중간정도이나 해석시에는 양단 고정으로 하였다.

4.2 SCF 및 피로균열 발생수명 계산

응력집중계수는 유한요소법에 의해 이음부에서의 국부응력을 구하여 계산하였다. 이때 축하중은 1kg을, 그리고 면내굽힘하중은 0.1kg·m을 브레이스 끝단에 가하였다. 그리고 모델전체의 응력과 변형률 값들의 정도를 검정하고 피로수명을 계산

하였다. 피로균열 발생수명을 예측하기 위해서 다음과 같은 변형률-수명 곡선¹⁹⁾($\epsilon-N$ 곡선)을 사용하였다.

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2}$$

$$= \frac{\sigma_f}{E} (2N_c)^b + \epsilon_f (2N_c)^c$$

여기서

- $\epsilon/2$ = Total strain amplitude
- σ_f = Fatigue strength coefficient
- b = Fatigue strength exponent
- ϵ_f = Fatigue ductility coefficient
- c = Fatigue ductility exponent
- E = Modulus of elasticity
- $2N_c$ = Reversals to crack initiation life

σ_f , b, ϵ_f , c는 변형률일정 시험을 통해서 결정되는 재료 물성치이다.

재료의 재료상수값, 즉 $\epsilon-N$ 곡선에서의 상수값은 연강과 거의 유사한 재질의 값을 사용하여 E = 206850 MPa, b = -0.095, c = -0.47, σ_f = 917.04, ϵ_f = 0.26 으로 하였다.¹⁹⁾

이때의 작용하중은 브레이스 끝단에서의 축하중과 면내굽힘하중의 2가지로 하여 하중폭은 전자는 2.04ton(± 1.02 ton), 후자는 1.0ton·m(± 0.5 ton·m) 로 하였다. 그리고 응력비는 R = -1인 완전양진으로 하였다.

5. 수치해석 결과 및 고찰

Fig. 3 과 Fig. 4 는 최대극부응력이 예상되는 코드와 브레이스 접합부 둘레에서의 응력분포를 나타내고있다. Fig. 3 은 브레이스 끝단에 1kg의 축하중을 받는 CCA모델에서 원주방향의 각도변화에 따른 응력분포상태를 나타낸다. CCA-5 모델을 제외 하고는 crown 부분에서의 응력이 최대이며 응력분포의 경향이 비슷하다. Fig. 4 는 브레이스에서 0.1kg·m의 면내굽힘하중을 받는 CCM모델의 원주방향의 각도변화에 따른 응력분포상태를 나타낸다. crown부인 0° 와 180° 에서

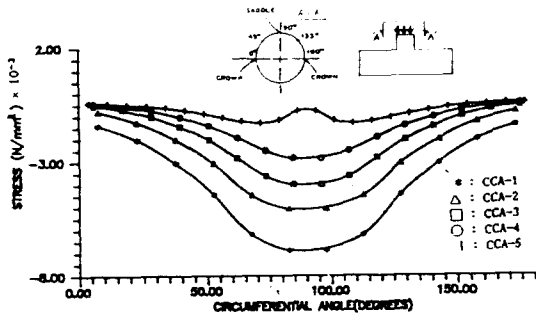


Fig. 3 Stress distribution of brace side in intersection between brace and chord of CCA model

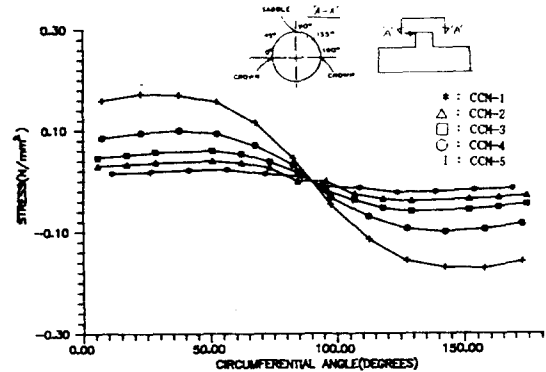


Fig. 4 Stress distribution of brace side in intersection between brace and chord of CCM model

인장과 압축의 최대값이 나타나고 CCM-5모델에서 가장 크다.

Table 3 과 Table 4 에서는 축하중하에서의 최대응력집중계수를 비교하였다. Table 3 은 CCA 모델의 경우로서 전반적으로 F.E.M의 결과가 여러 경험식들에 의해 도출된 결과보다 조금 크다는 것을 알 수 있고 코드부의 SCF가 브레이스의 SCF 보다 조금 크다. 이것은 τ 의 영향에 의한 결과로 생각된다. 즉 τ 가 약 0.8 이상에서는 코드가 브레이스보다 더 큰 값이 된다. 또한 τ 의 값이 크면 응력이 증가 하지만 β 값의 영향에 의해 어느 범위 이상에서는 감소 하고있다. 즉 경험식

Table 3. SCF of model CCA for axial load condition

Model		CCA-1		CCA-2		CCA-3		CCA-4		CCA-5	
		Chord	Brace	Chord	Brace	Chord	Brace	Chord	Brace	Chord	Brace
Empirical Formula	Kuang	14.3	9.7	14.8	16.9	14.4	15.7	12.4	12.9	-	-
	Gibstein	13.3	9.7	15.0	10.4	15.8	10.6	14.3	9.9	-	-
	E & Durkin	12.9	9.4	14.7	10.0	15.6	9.9	14.4	8.9	-	-
	Wordworth	13.4	9.5	15.0	10.5	15.5	10.7	13.8	9.7	8.6	4.0
FEM		12.6	13.0	14.6	13.0	16.0	14.0	16.8	13.0	6.9	6.6

* CCA : Circular chord and circular brace tubular joints for axial load

Table 4. SCF of model BCA for axial load condition

Model Method	BCA-1		BCA-2		BCA-3		BCA-4		BCA-5	
	Chord	Brace	Chord	Brace	Chord	Brace	Chord	Brace	Chord	Brace
Masayuki, T. etc.	19.9		25.2		27.1		23.0		-	
FEM	22.9	30.4	28.0	36.3	30.2	39.6	30.8	39.9	11.5	11.0

* BCA : Rectangular chord and circular brace tubular joints for axial load

에서는 β 가 0.5~0.65 정도에서 SCF가 가장 크고 FEM해석에서는 0.8 가까이에서 최대였다.

Table 4 는 축력을 받는 BCA모델로서 SCF 값을 나타내고 있는데 경험식과의 비교에 있어서 코드부에서 SCF 값이 비교적 잘 일치하고 있고 BCA-5모델을 제외하고는 코드보다 브레이스의

SCF가 크다. Table 3 과 Table 4 에서보면 BCA모델이 CCA모델에서보다 SCF값이 약 2배 정도 크게 나타났다.

면내굽힘 상태에서의 CCM과 BCM모델의 비교에서도 위와 비슷한 경향을 보였다. 그러나 축하중상태의 값보다 훨씬 작은 값을 보여주었다. 즉

Table 5. Crack initiation life of model CCA

Model Item	CCA-1	CCA-2	CCA-3	CCA-4	CCA-5
Life (Cycle)	0.92E+05	0.33E+06	0.797E+06	0.20E+07	0.468E+09
Stress (MPa)	0.00873	0.00681	0.00563	0.00464	0.00143

* Range of load 2.04 ton(± 1.02 ton), load ratio R=-1

* CCA : Circular chord and circular brace tubular joints for axial load

Table 6. Crack initiation life of model CCM

Model Item	CCM-1	CCM-2	CCM-3	CCM-4	CCM-5
Life (Cycle)	0.382E+06	0.123E+08	0.355E+09	0.711E+10	0.545E+14
Stress (MPa)	0.00628	0.00314	0.00225	0.00118	0.00078

* Range of moment 1.0 ton · m(± 0.5 ton · m), ratio R=-1

* CCM : Circular chord and circular brace tubular joints for in-plane bending moment

축하중 상태가 굽힘하중보다 같은 조건에서는 더 큰 응력을 받는다. Table 5 는 CCA모델에서 축하중폭이 2.04ton(± 1.02 ton)인 완전양진의 조건일때, 그리고 Table 6 은 CCM모델에서 모멘트폭이 1.0ton·m(± 0.5 ton·m)인 완전양진의 조건일때의 피로균열 발생수명과 그때의 응력을 나타내었다. 브레이스의 지름이 클수록 피로균열 발생수명은 길어진다.

또한 Table 7 과 Table 8 도 마찬가지로 같은 조건에서, BCA모델과 BCM모델의 축하중과 면내 굽힘하중하에서의 피로균열 발생수명 및 그때의 응력을 나타내고있다. BCM-5 모델 을 제외하고는 브레이스의 지름이 클수록 피로균열 발생수명은 길어진다.

하중조건에서보면 축하중에서의 피로수명이 면내 굽힘하중하에서보다 피로수명이 짧았다. 그리고 CC형 모델과 BC형 모델의 피로수명값을 비교하면 BC형 모델의 값이 훨씬 작게 나타났다. 이 결과로 볼때 상자형-원형 이음부재가 원형-원형 이

음부재보다 같은 조건일 경우 강도상 불리하다. 따라서 상자형-원형 이음부재 사용시는 기하학적 파라메타 β 와 r 값이 큰 부재를 사용하는게 바람직하고 필요에따라 국부적으로 보강할 필요도 있음을 알 수 있다. Fig. 5 와 Fig. 6 은 원형-원형 튜블라 이음에서 축하중(CCA모델)과 면내굽힘하중(CCM모델)에서의 전체적인 피로균열 발생수명을 나타내었고, Fig. 7 과 Fig. 8 은 상자형-원형 튜블라 이음에서 축하중(BCA모델) 및 면내굽힘하중(BCM모델)에서의 피로균열 발생수명이다.

6. 결론

본 연구에서는 T형 튜블라 이음부에서 코드부의 치수는 변화시키지 않고, 브레이스부의 치수를 변화시켜가면서, 원형-원형이음과 상자형-원형이음에서 브레이스 끝단에 축하중을 받을때와 면내 굽힘하중을 받을때에 대해서 유한요소법으로 응력 분포 및 응력집중계수를 구하여 기존의 경험식과

Table 7. Crack initiation life of model BCA

Model Item	BCA-1	BCA-2	BCA-3	BCA-4	BCA-5
Life (Cycle)	0.98E+02	0.11E+03	0.15E+03	0.42E+03	0.16E+08
Stress (MPa)	0.0402	0.0360	0.0295	0.0226	0.0031

* Range of load 2.04 ton(± 1.02 ton), load ratio R=-1

* BCA : Rectangular chord and circular brace tubular joints for axial load

Table 8. Crack initiation life of model BCM

Model Item	BCM-1	BCM-2	BCM-3	BCM-4	BCM-5
Life (Cycle)	0.798E+03	0.196E+04	0.742E+04	0.389E+06	0.722E+05
Stress (MPa)	0.0183	0.0165	0.0116	0.0062	0.0094

* Range of moment 1.0 ton·m(± 0.5 ton·m), ratio R=-1

* BCM : Rectangular chord and circular brace tubular joints for in-plane bending moment

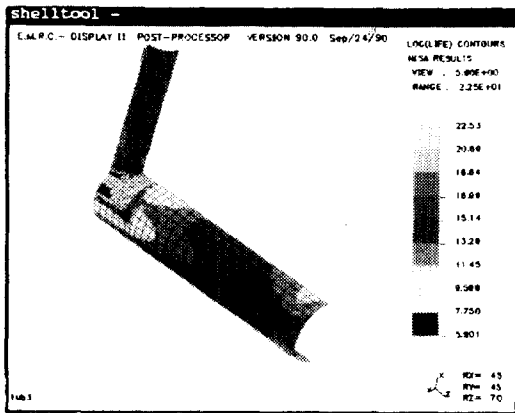


Fig. 5 Crack initiation life of model CCA-3

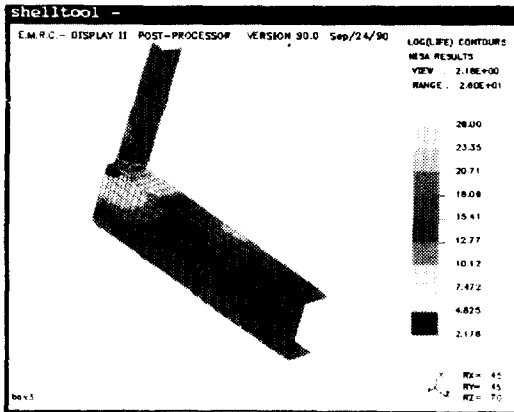


Fig. 6 Crack initiation life of model BCA-3

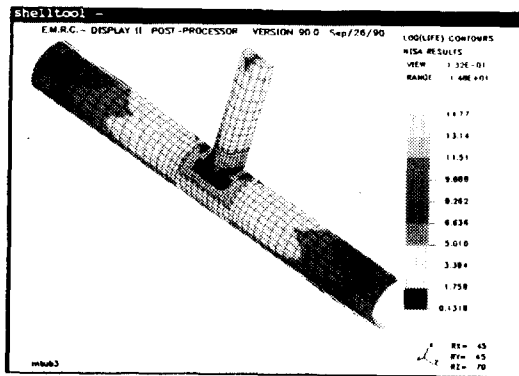


Fig. 7 Crack initiation life of model CCM-3

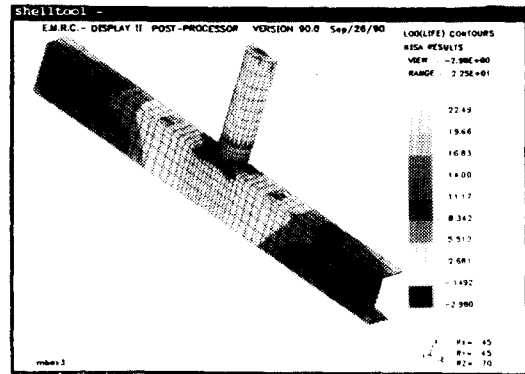


Fig. 8 Crack initiation life of model BCM-3

비교하여 검증하였다. 그리고 피로균열 발생수명을 계산하여 상호 비교하였다.

이상의 연구결과에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 상자형-원형 이음부의 SCF값이 원형-원형 이음부에서의 SCF 값보다 크고 따라서 피로균열 발생수명도 짧았다.
2. 축하중을 받을때의 SCF 값이 면내굽힘하중을 받을때의 SCF 값보다 크고 축하중에서 β (d/D)의 값이 0.77까지는 SCF 값이 증가하고 β 가 1 이 되면 급격히 감소한다.
3. 면내굽힘하중을 받을때 원형-원형 이음부의 모델들에서는 SCF값의 변화가 크지 않지만 상자형-원형 이음에서는 브레이스 지름이 클 수록 SCF 값이 크게 증가 한다.
4. 상자형-원형 이음부재가 원형-원형 이음부재보다 같은 조건일 경우 강도상 불리하다. 따라서 상자형-원형 이음부재 사용시는 기하학적 파라메타 β 와 τ 값이 큰부재를 사용하는게 바람직하고 필요에따라 국부적으로 보강할 필요도 있음을 알수 있다.

참 고 문 헌

1. Gurney, T.R., "Fatigue of Welded Structures", pp.176-189, 1979.
2. Rolfe and Barsom, "Fatigue and Fracture Mechanics", pp.30-88, 1980.

3. Almar-Naess, A., "Fatigue Handbook", TAPIR, pp.313-360, 1985.
4. Marshall, P.W., "Design of Welded Tubular Connections", Elsevier Science Publishers, pp.147-180, 1992.
5. Kuang, J.G., Potvin, A.B. and Leick, R.D., "Stress Concentration in Tubular Joints", OTC 2205, pp.593-612, 1975.
6. Gibstein, M.B. "Parametric Stress Analysis of T Joints", Europe Offshore Steel Research Seminar, Paper 26, pp.1-15, 1978.
7. Wordsworth, A.C. and Smedley, G.P., "Stress Concentrations at Unstiffened Tubular Joints", Europe Offshore Steel Research Seminar, Paper 31, pp.1-7, 1978.
8. Wordsworth, A.C., "Stress Concentration Factors at K and KT Tubular Joints", Thomas Telford Ltd., pp.59-69, 1981.
9. Kinra, R.K. and Marshall, P.W., "Fatigue Analysis of the Cognac Platform", OTC 3378, pp.169-185, 1979.
10. Efthymiou, M. and Durkin, S., "Stress Concentrations in T/Y and Gap/Overlap K-Joints", Behaviour of Offshore Structures (BOSS), pp.429-440, 1985.
11. Soh, A.K., Too, H.K. and Wong, C.F., "SCF Equations for T and K Square Tubular Welded Joints", OMAE pp.247-254, 1987.
12. DnV, "Fatigue Strength Analysis for Mobile Offshore Units", Classification Note 30.2, pp.5-60, 1984.
13. Underwater Engineering Group, "Design of Tubular Joints for Offshore Structure", UEG Publication, pp.5-60, 1984.
14. Buitrago J et al., "Combined Hot-spot Stress Procedure for Tubular Joints", OTC 4775, pp.408-419, 1982.
15. Lalani, M. and Tebbett, I.E., "Improved Fatigue Life Estimation of Tubular Joints", OTC 5306, pp.133-146, 1986.
16. Clayton, A.M. and Irvine, N.M., "Stress Analysis Method for Tubular Connections", Europe Offshore Steel Research Seminar, Paper 30, pp.1-12, 1978.
17. Ohta, T., Onogi, H., Ishikawa, K., Yamauchi, H. and Toyofuku, M., "Fatigue Strength of Welded Tubular Joints of Offshore Structures", NKK Report No. 48, pp.85-94, 1987.
18. Visser, W. and Koninkijke, "On the Structural Design of Tubular Joints", OTC 2117, pp.881-894, 1974.
19. EMRC, Fatigue User's Manual of NISA, 1990.