
 論 文

大韓造船學會論文集
 第 33 卷 第 3 號 1996年 8月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 33, No. 3, August 1996

필렛용접이음부의 응력집중계수에 관한 연구

강성원*, 하우일**, 신종석**, 제정신***

A Study on Stress Concentration Factor at Fillet Welded Joint

by

S.W. Kang*, W.I. Ha**, J.S. Shin** and J.S. Jae***

요 약

용접이음부재에서 피로강도에 큰 영향을 미치는 용접부의 응력집중계수를 추정하였다. 여기서는 하중전달형 십자필렛용접이음부를 그 대상으로 하였다. 필렛용접이음부에서 토우파괴를 일으키는 피로균열발생부인 용접토우부의 응력집중계수를 구하기위해 인장하중하에서 토우부의 적정 요소 크기를 검토하고 여러 파라메타들의 값을 변화시켜 유한요소 응력해석을 수행하였다. 즉 용접토우부의 형상인 토우각 및 곡률반경의 영향과 용입부족부 길이의 변화를 동시에 고려한 응력집중계수를 정량적으로 구하였다. 그리고 그 결과를 이용하여 응력집중계수 추정식을 유도하였다.

Abstract

The stress concentration factor gives the significant effect on the fatigue strength of welded joints. The model used herein is the type of the load carrying fillet welded cruciform joint with full or partial penetration. In order to obtain the stress concentration factor at the weld toe of fillet joint, the reasonable element size of the toe part is investigated and the stress analysis for the series models by FEM under tensile load is performed. On the basis of the calculation results, the estimated formulae for the stress concentration factor(K_t) at weld toe part of the fillet welded joint, which the effect of toe radius, flank angle and other parameters are taken into account, is derived.

발 표 : 1995년도 대한조선학회 선박구조연구회('95. 8. 25)

접수일자 : 1995년 11월 8일. 재접수일자 : 1996년 6월 14일

* 정회원, 부산대학교 조선해양공학과

** 부산대학교 조선해양공학과 대학원

*** 삼성중공업 선박해양연구소

1. 서론

선박, 해양구조물들은 여러가지 용접이음형식과 하중조건을 갖는 용접이음부재로서 구성되어 있으며 이와같은 용접이음부재의 피로강도는 용접이음부의 형태, 야금학적특성, 잔류응력 및 용접결합 등에 영향을 받는다. 그러나 이와같은 인자들 중에서 용접이음부의 피로강도에 가장 영향을 미치는 것은 용접이음부의 형상에 기인하는 피로균열 발생부의 응력집중계수이다.

그리고 용접토우부의 피로균열 발생수명도 토우부의 응력집중계수가 구해지면 모재의 환봉 평활 시험편에 의한 피로시험 결과로부터 추정 가능하다는 것이 확인되었다[1][2][3]. 이와같은 관점에서 지금까지는 광탄성 실험이나 유한요소 응력해석 등에 의하여 용접이음부의 응력집중계수가 구해지고 여러가지 추정식들이 제안되고 있다. 그러나 이들 대부분은 토우부의 형상(곡률반경 및 후랭크 각)의 영향 또는 특정치수만을 고려하고 있다[4].

따라서 본연구에서는 다른 용접이음형식에 비하여 응력분포가 복잡하고 광탄성 모델 제작이 어려운 하중전달형 십자필렛용접이음부의 토우부에 대한 응력집중계수를 검토하였다. 하중전달형 십자필렛용접이음에서는 피로균열의 발생부인 응력집중부가 2개소이므로 용입부족부의 길이 및 필렛각장의 크기에 따라 피로파괴의 위치가 변화하며 피로강도에도 영향을 미치게 된다.

이에따라 하중전달형 십자필렛용접이음의 최적치수를 결정하기 위한 연구의 한 단계로서 용접토우부의 형상과 용입부족부 길이의 변화를 동시에 고려한 평면응력모델에 의한 유한요소법 응력해석을 실시하였다. 그리고 그 결과를 이용하여 하중전달형 십자필렛용접 토우부의 응력집중계수 추정식을 유도하였다.

2. 필렛용접토우부의 형상과 응력집중계수

최근 용접구조물이 대형화됨에 따라 두꺼운 강판을 사용한 T형 및 십자형 필렛용접이음이 많이 채용되고 있다. 두꺼운 강판에 T형 또는 십자형 용접을 시공할때는 흡가공을 하여 완전 용입의 맞

대기이음으로 하는 것보다 용입부족부가 있는 필렛용접이음으로 하는것이 lamellar tear의 방지, 루트부의 결함방지와 같은 공작상의 문제점과 공수면에서 유리하지만 이와같은 필렛용접이음부에서는 피로균열의 발생위치인 응력집중부가 루트부와 토우부 2개소가 있다. 루트부에서 발생하는 피로균열은 발견 및 보수가 곤란한 경우가 많다.

따라서 용입부족부에서 발생 진전하는 피로균열보다 토우부에서 발생하여 진전하는 피로균열에 의한 토우파괴를 일으키게하는 적정 필렛치수를 구하는 연구가 있어 왔다. 이에 따라 그 형상 및 여러치수들을 고려한 토우부의 응력집중계수를 추정할 필요가 있다.

2.1 토우부의 응력집중계수

용접구조물에는 많은 구조적 불연속부가 존재한다. 따라서 Fig. 1에서 보는 바와 같이 공칭응력 S가 분포하는 용접이음재의 토우부에서는 구조의 기하학적 형상에 의해서 발생하는 이차응력 S_s 와 용접토우부의 형상에 의존하는 피이크 응력 S_p 가 중첩하여 작용하게되며 구조의 기하학적 형상에 의한 탄성응력집중계수 K_D 및 용접토우부 형상에 의한 응력집중계수 K_t 는 다음과 같이 표시 할 수 있다[5].

$$K_D = (S + S_s) / S \quad (1)$$

$$K_t = (S + S_s + S_p) / (S + S_s) \quad (2)$$

따라서 용접토우부의 극부응력 σ 는 다음식으로 표시할 수 있다.

$$\sigma = K_D \cdot K_t \cdot S \quad (3)$$

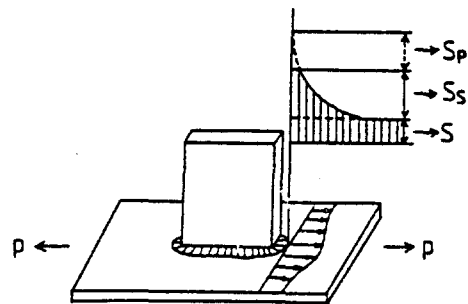


Fig. 1 Typical model for stress concentration factor

여기서 KD 는 구조부재의 기하학적 형상에 의하여 정해지는 계수로서 유한요소법 등에 의한 판구조해석모델에 의하여 구해지는 응력집중계수이다. 또 Kt 는 용접조건, 공작오차 등에 의한 용접 비이드형상에 따른 미시적인 피이크 응력집중계수이다. 본연구에서 취급하려는 응력집중계수는 이 Kt 이다

2.2 형상에 의한 지배 파라메타

하중전달형 십자필렛용접이음부의 응력집중계수는 용접선 방향에 따라 변동하고 비이드형상, 용접조건, 마무리상태 등에 따라서도 변동한다. 따라서 용입부족부를 갖는 필렛용접이음부에서 토우부의 형상이 중요한 파라메타이다. 토우부의 형상은 곡률반경과 후랭크 각으로 나타낼 수 있다. 광탄성 실험에의해 Nishida가 제시한 식[6]에 따라 양측에 필렛부를 갖는 대판이 인장력을 받을때 곡률반경과 후랭크 각 및 주판과 삽입판의 두께를 알면 토우부의 Kt 를 구할 수 있다.

그리고 이외에 토우부 Kt 에 영향을 미치는 파라메타로서는 용입부족부의 길이와 필렛각장이 있다. 일반적인 구조해석 모델에서는 고려하지 않는 용접부의 영향을 이러한 파라메타들을 사용하여 용접토우부의 응력집중계수값을 정량적으로 구하면 피로해석시 유용하게 적용할 수 있다.

3. 유한요소법에 의한 응력해석

Fig. 2와 같은 하중전달형 십자필렛용접이음을 그 대상으로 하여 모델링을 하였고 pre/post로서는 PATRAN을, 그리고 응력해석은 NASTRAN을 사용하였다. 하중조건은 인장하중으로 하였고 대칭성을 고려하여 1/4만을 모델링 하였다. Table 1에 있는 것처럼 모델의 치수로서 주판(t)과 삽입판(L)의 두께, 용접각장(h)는 일정하게 하고 용접 토우부의 응력집중계수에 미치는 영향을 알아보기 위해 토우 곡률반경(ρ)은 1.0, 2.5, 5.0, 10.0 mm로, 후랭크 각(θ)은 135° , 140° , 145° , 150° 로 하였고[7] 그리고 용입부족부 길이(c)는 총 5가지로 변화시켰다. 모델에서 응력집중이 예상되는 토우부 및 용입부족부는 면적이 작은 요소로 세분하였다. 토우부에서 가장 작은요소의 한변의 길이는 주판두께의 1/20, 1/50, 1/100의 3가지로 하였다.

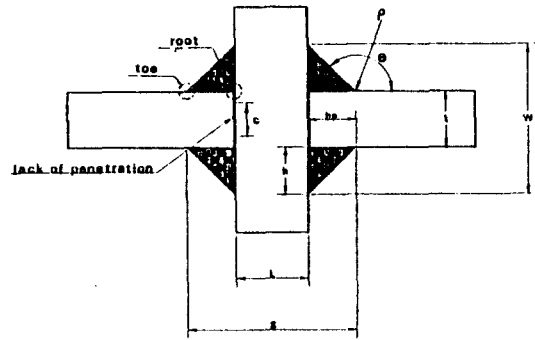


Fig. 2 Load carrying fillet cruciform joint

Table 1 Model dimension

(unit : mm)

ρ	θ	c	t	L	S	W	h	hp
1.0	135°	0.0-70	30	24	84	90	30	30
2.5	135°	0.0-70	30	24	84	90	30	30
5.0	135°	0.0-70	30	24	84	90	30	30
10.0	135°	0.0-70	30	24	84	90	30	30
2.5	140°	0.0-70	30	24	95	90	30	36
2.5	145°	0.0-70	30	24	110	90	30	43
2.5	150°	0.0-70	30	24	128	90	30	52

또한 4각형 요소를 사용하였고 각 요소는 4절점요소와 8절점요소를 취하여 그 결과를 비교하였다. Fig. 3은 요소분할된 모델의 형상을 나타내고 있다.

4. 용접토우부의 응력집중계수

4.1 유한요소법에 의한 응력집중계수 검토

응력해석에 의해 얻어진 결과 값은 주응력(principal stress)을 사용하였다. 먼저 Table 2는 토우부의 가장 작은 요소의 크기를 1/20t, 1/50t, 1/100t로 하고 그 각각을 4절점 및 8절점의 사각형 요소로 취하여 계산한 결과를 보여준다. 요소의 크기가 1/20t이고 4절점요소인 경우를 기준

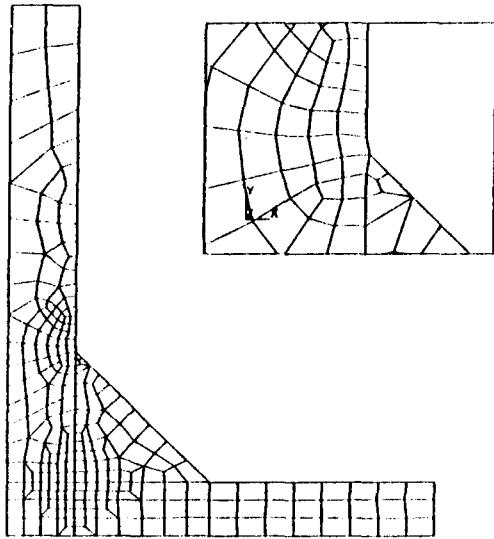


Fig. 3 Mesh division for FEM analysis

하였을때 그것보다 약 1/2로 작게 하면 Kt가 34 % 정도 증가하였고 그리고 1/5로 더 작게한 경우는 74 % 정도 증가하고 있다. 또 4절점요소가 8 절점요소를 사용한 경우보다 10-22 % 정도의 범위로 Kt가 더 작은 값을 갖는다. 여기서는 용입 부족부가 없는 경우의 기존의 여러 Kt 값들과 비교 검토하여 가장 근사한 값을 주는 1/20t의 요소 크기에 4절점 사각형 요소를 해석기준으로 하였다 [8][9][10].

Table 3~4와 Fig. 4~7은 ρ , θ , c 값을 변화시켰을때의 각 경우의 Kt 값의 변화를 나타내고 있다. ρ 와 θ 가 클수록 Kt 값이 감소하고 있다. 또 토우부의 형상은 동일하더라도 c 값이 클수록

Table 2 Toe SCF of fillet joint by mesh size and element node

Mesh size	(1/20 - 1/25) t		(1/50) t		(1/100) t	
	4node element	8node element	4node element	8node element	4node element	8node element
model name	f204	f208	f504	f508	f1004	f1008
h/t= 1.0 θ - 135 ρ - 1.0	2.061	2.516	2.753	3.155	3.577	3.959

Table 3 Toe SCF of fillet joint by toe radius variation under axial force

Model name	ρ	c/2=0.0	c/2=7.5	c/2=15	c/2=25	c/2=35
		(c/W=0.0)	(c/W=0.167)	(c/W=0.333)	(c/w=0.566)	(c/W=0.778)
f204	1.0	2.061	2.195	2.511	3.017	3.678
	2.5	1.993	2.192	2.458	2.967	3.677
	5.0	1.965	2.057	2.344	2.838	3.274
	10.0	1.700	1.779	1.992	2.481	2.870

Table 4 Toe SCF of fillet joint by toe angle variation under axial force

Model name	θ	c/2=0.0	c/2=7.5	c/2=15	c/2=25	c/2=35
		(c/W=0.0)	(c/W=0.167)	(c/W=0.333)	(c/w=0.566)	(c/W=0.778)
f204	135	1.993	2.192	2.458	2.967	3.677
	140	1.884	2.042	2.298	2.588	2.971
	145	1.734	1.875	2.074	2.279	2.530
	150	1.556	1.705	1.895	2.004	2.495

즉 용입부족부가 있는 필렛용접이음이 완전용입 맞대기이음에서보다 응력집중계수가 크다.

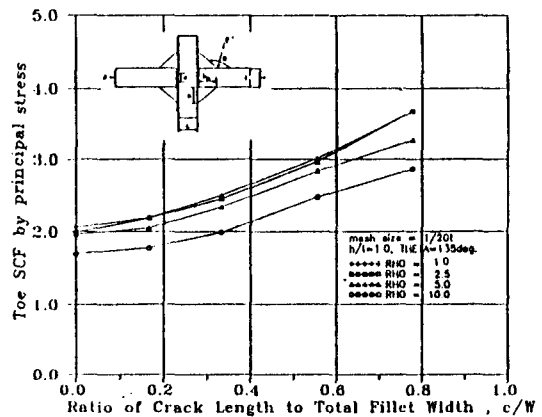


Fig. 4 Toe SCF of fillet joint by toe radius and c/W variation

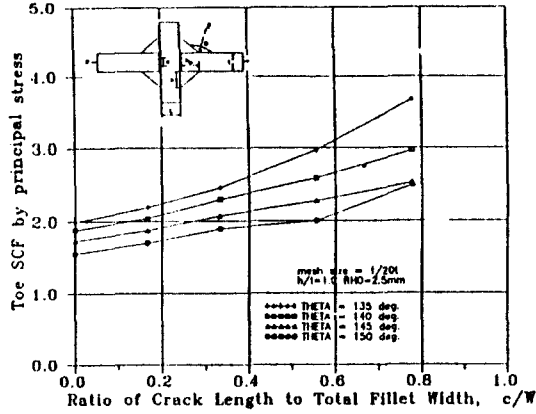


Fig. 5 Toe SCF of fillet joint by toe angle and c/W variation

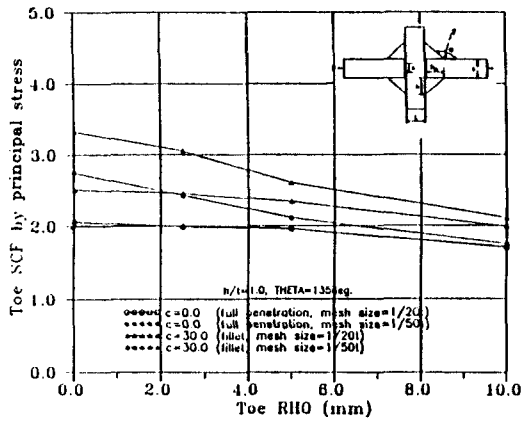


Fig. 6 Toe SCF of fillet joint by toe radius and penetration length

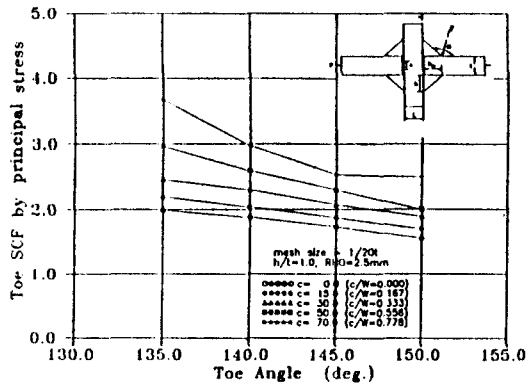


Fig. 7 Toe SCF of fillet joint by toe angle and penetration length

4.2 응력집중계수식의 추정 및 검토

인장하중을 받는 경우 기본적으로는 Nishida의 광탄성 실험에 의한 식 즉 용입부족부가 없는 십자형 맞대기용접이음부에 대한 식[6]과 삼입판의 응력분포를 고려하여 Peterson이 제안한 식[11]을 기초로하여 토우부의 형상의 변화와 용입부족부의 영향을 더 고려한 수정계수식 Q 와 f 식을 추가하여 다음과 같이 가정하였다.

$$K_t = [1 + f(\theta) \cdot \{g(\rho) - 1\} \cdot Q] \times f \quad (4)$$

$$f(\theta) = \frac{1 - \exp\left\{-0.9\sqrt{\frac{B}{b}} \cdot (\pi - \theta)\right\}}{1 - \exp\left\{-0.9\sqrt{\frac{B}{b}} \cdot \left(\frac{\pi}{2}\right)\right\}}$$

$$g(\rho) = 1 + \left(\frac{1}{2.8\left(\frac{2B}{t}\right) - 2} \cdot \frac{b}{\rho}\right)^{0.65}$$

위의 Kt식과 유한요소법 응력해석결과를 서로 대비시켜 제안된 Kt식 중의 Q 와 f 계수식을 다음과 같이 구하였다.

$$Q = -2.7386 + 3.51776 \exp\{R\} \quad (5)$$

$$f = 1.0 + 1.26511 T - 0.612022 T^2 \quad (6)$$

여기서 $B = \frac{1}{2} (t + 0.3L)$

$$b = B - \frac{t}{2}, \quad \rho \geq 1.0$$

$$R = \left(\frac{\rho}{t}\right) \left/\left(\frac{S}{W}\right)\right.$$

$$T = \left\{\left(\frac{c}{W}\right)^2 \left/\left(\frac{h}{t}\right)\right.\right\} \cdot \exp\{R\}$$

$$W = t + 2h, \quad S = L + 2h_p$$

$$\theta = \pi - \arctan\left(\frac{h}{h_p}\right)$$

용입부족부를 갖는 십자필렛용접이음부에서는 루-트부의 용입부족부 길이와 토우부의 ρ , θ 값이 실제측정되고 모델에의해 치수들이 선정되면 그 용접이음 토우부의 응력집중계수는 이식에 의해 바로 구할 수 있다. 토우부 형상의 영향에 의한 수정계수식 Q값의 변화를 용접각장의 비(h/hp)에 따라 나타낸 것이 Fig. 8 이다. 여기서는 ρ 가 클수록 Q식의 값이 증가하고 가로 세로비(S/W) 변화에 따라 증가폭이 더 커진다. 그리고 용입부족부 영향에 의한 수정계수식 f 값의 변화를 용입부족부 길이비(c/W), 필렛 각장비(h/t)와 토우반경(ρ)의 크기에 따라 나타낸 것이 Fig. 9 이다. 이 f식의 값은 항상 1 보다 크므로 토우부의 형상이 동일한 경우에도 용입부족부를 갖는 필렛용접이음이 용입부족부가 없는 즉 완전용입 맞대기이음에서 보다 응력집중계수가 크다는 것을 의미하고 있다.

이 영향은 용접 각장이 감소할수록 즉 각장비가 작을수록 약간 더 크게 나타나고 있다. 유한요소해석에 의한 결과와 이 Kt 추정식에 의한 결과치를 비교한 것이 Table 5와 Fig. 10-11 이다. 여러 파라메타들의 변화에 따른 값들이 서로 비교적 잘 일치하고있다. Fig. 10-11 에서 처럼 θ 값이 작을수록, ρ 값이 작을수록 Kt는 증가한다. 즉 동일 조건에서 토우부의 ρ , θ 가 클수록 응력집중이 작아지므로 용접이음재 제작시 고려해야 할 것으로 생각된다.

Table 5 Toe SCF obtained by FEM and estimated equation results under axial force

t	h	θ	ρ	c/w = 0		c/w = 0.167		c/w = 0.333		c/w = 0.556		c/w = 0.778	
				FEM	EST EQ.	FEM	EST EQ.	FEM	EST EQ.	FEM	EST EQ.	FEM	EST EQ.
				30	30	135	1.0	2.061	2.161	2.195	2.239	2.511	2.458
			2.5	1.993	2.108	2.192	2.181	2.458	2.383	2.967	2.791	3.677	3.194
			5.0	1.965	1.964	2.057	2.037	2.344	2.241	2.838	2.641	3.274	3.014
			10.0	1.700	1.756	1.779	1.843	1.992	2.081	2.481	2.528	2.870	2.874
30	30	140	2.5	1.884	1.835	2.042	1.904	2.208	2.097	2.588	2.486	2.971	2.873
30	30	145	2.5	1.734	1.752	1.875	1.817	2.074	1.997	2.279	2.368	2.530	2.738
30	30	150	2.5	1.556	1.673	1.706	1.735	1.895	1.908	2.004	2.257	2.495	2.610

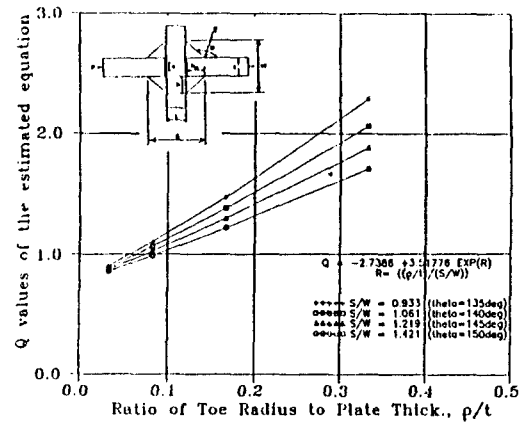


Fig. 8 Q value of the estimated equation

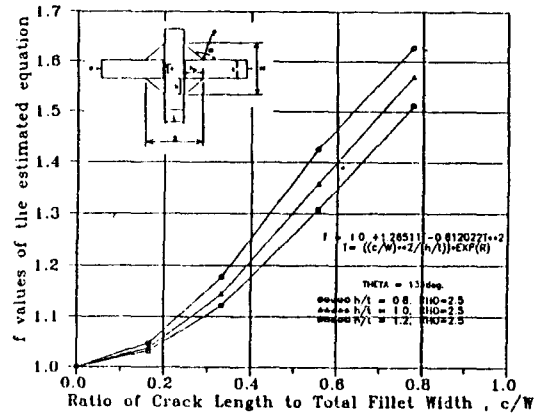


Fig. 9 f value of the estimated equation

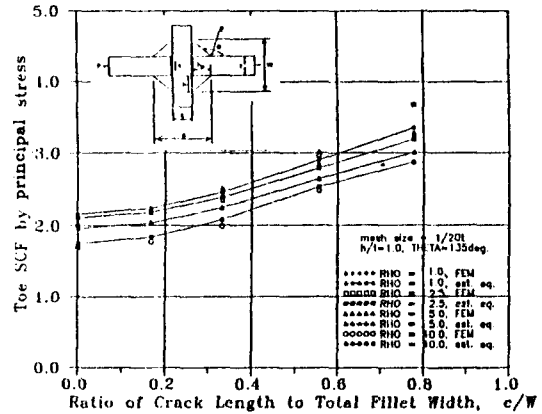


Fig. 10 Comparison of toe SCF between FEM and estimated eq. (ρ variation)

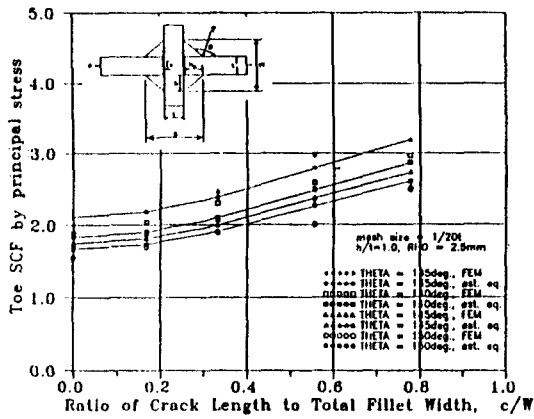


Fig. 11 Comparison of toe SCF between FEM and estimated eq. (θ variation)

5. 결론

하중전달형 십자필렛용접이음부에 대해 피로강도에 큰 영향을 미치는 용접토우부의 응력집중계수에 대해 검토하였다.

(1) 용입부족부길이, 필렛 각장과 토우부의 형상인 ρ , θ 의 영향을 고려한 용접토우부의 응력집중계수 추정식을 유도하였다.

(2) 인장하중하에서는 ρ 와 θ 의 값이 클수록 응력집중계수값이 감소하고있다. 그리고 루-트부의 용입부족부길이와 토우부의 ρ , θ 값이 실제 측정되면 이 추정식으로부터 응력집중계수값을 정량적으로 구할 수 있다.

(3) 이 식에 의하면 용입부족부가 있는 필렛용접이음이 완전용입 맞대기이음에서보다 응력집중이 크다. 즉 용입부족부 길이가 변함에 따라 응력집중계수가 달라지고 피로강도에도 영향을 미치게 된다.

후 기

본 연구는 삼성중공업의 연구비 지원으로 수행된 연구과제의 일부 연구결과임을 밝히며 삼성중공업에 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- [1] H. Yorokobo, "Estimation of Fatigue Crack Initiation Life for Welded Structures" Sumitomo Technical Review, Vol. 25, No. 75, 1977.
- [2] K. Nagai, M. Mori, H. Yajima, Y. Yamamoto, "On the Corrosion Fatigue Crack Initiation Life for Welded Joints of Mild Steel in Sea Water", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 143, 1978.
- [3] K. Nagai, M. Iwata, S.W. Kang, "A Consideration on the Fatigue Strength of Fillet Welded Cruciform Joints of Mild Steel under Completely Reversed Bending", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 149, 1981.
- [4] O. Ushirokawa, E. Nakayama, "Stress Concentration Factor at Welded Joints", IHI Engineering Review, Vol. 23, No. 4, 1983.
- [5] 康聖原, "船體構造部材のすみ肉 溶接部における疲労強度に関する 研究", 學位論文 廣島大學, 1982.
- [6] Nishida, "Stress Concentration", second edit., pp 632, 1971.
- [7] 강성원, "용입부가 있는 필렛용접이음의 피로강도", 한국과학기술연구원보고, 1983.
- [8] U. Nakamura, M. Fukuzawa, T. Yada, "Study on the Optimum Size of a Fillet Joint", IHI Engineering Review, Vol. 16, No. 5, 1976.
- [9] I. Tsuji, "Estimation of Stress Concentration Factor at Weld Toe of Non-Load Carrying Fillet Welded Joints", Transactions of West-Japan Society of Naval Architects, Vol. 80, 1990.
- [10] M. Onozuka, O. Ushirokawa, Y. Kumakura, "The Influence of Bead Toe Shapes on the Fatigue Strength of Fillet Welded (1st report)", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 170, 1991.
- [11] R.E. Peterson, "Stress Concentration Factor", John Wiley & Son, pp 81, 1974.