

벨트 컨베이어용 플리의 용접부위에 대한 피로파괴 해석

Fatigue and Fracture Analysis of the Weldment in Pulley for Belt Conveyor

이상득* · 김완두* · 이학주* · 한승우* · 정동관**

* 한국기계연구원 신교통기술연구부 기계구조그룹

** 삼성중공업 기계전자연구소

1. 서론

용접공정에 필수적인 국부적 가열현상과 이로 인한 복잡한 열응력은 잔류응력 및 distortion 현상을 야기시켜서 마침내 균열발생과 mismatching을 유발할 수 있다. 특히 용접 부위에서의 높은 인장 잔류응력은 용접 구조물의 급속한 파손을 일으킴으로 유의해야한다.

본 연구에서는 belt conveyor용 drive pulley의 side plate와 shell 사이 용접 부위에서 시작된 fast fracture에 대한 원인을 규명하고, 소재의 용접 특성을 파악하기 위해 잔류응력 측정, 균열진전시험, 파괴인성시험 및 피로시험을 수행하였다. 또한 발생한 균열에 대해 피로파괴 해석을 수행하여 임계균열길이 및 균열진전수명을 예측함으로써, 사고의 재발을 막기위한 대안을 fracture mechanics 설계법을 통해 확보하였다. Fig.1은 drive pulley의 형상을 보여준다.

2. 용접 특성 시험

2.1 시험편 준비

수행할 각종 시험을 위한 용접 시험편은 drive pulley를 제작할 때와 같은 용접방법으로 제작하였다[1]. 용접 형태는 용입깊이의 양에 따른 형상계수(shape factor)를 고려하기 위하여 Fig. 2와 같이 3가지 종류 즉, 용입이 적절한 경우 (type A, back bead 평탄), 용입이 부족한 경우 (type B, back bead 2mm 정도 부족), 용입이 과다한 경우 (type C, back bead 2mm 돌출)로 구분하였다.

2.2 잔류응력 측정

잔류응력을 측정하기 위해 ASTM E837-92에 따라 hole-drilling방법을 수행하였는데[2], 이는 깊이 방향으로 잔류응력의 변화가 적을 경우 적용할 수 있다. 용접 시험편의 잔류 응력 측정은 Fig. 3과 같이 용접부와 열영향부 두곳에 대해 실시하였으며, 측정된 스트레인값과 계산된 잔류응력값 및 방향은 Table 1과 같다.

β 는 게이지 1을 기준으로 시계방향을 양(plus)으로 하는 각도로서, 주응력 σ_{max} 의 방향을 나타낸다. 마찬가지로 주응력 σ_{min} 의 방향은 게이지 3을 기준으로 하여 시계 방향으로 β 만큼 회전한 방향이 된다.

2.3 균열진전시험

시험편은 CT 시험편(compact tension specimen)으로 모재와 type A의 용접부 및 열영향부에서 T-L 방향으로 채취하였다. 시험은 최대용량 10KN의 전기유압서보식 피로시험기를 사용하였고, ASTM E647-91[3]의 규정에 따라 실시하였다.

Fig. 4는 피로균열 진전율과 응력강도계수범위와의 관계를 양대수 좌표에 그린것으로, 균열진전율이 모재보다 용접부와 열영향부가 더 늦게 나타남을 알 수 있다. 선형 파괴역학에서는 일정진폭하중 하에서의 균열진전거동을 3개의 영역으로 나누며, 제2영역에서는 균열진전율과 응력확대계수 범위가 양대수 좌표계에서 다음과 같은 선형 관계를 가지고 있다[4].

$$da/dN = C(\Delta K)^m \quad (1)$$

윗 식에서 C와 m은 상수이다. Table 2는 Fig. 4에 나타난 시험결과를 최소자승법을 이용하

curve fitting 하여 구한 상수 C 와 m 값을 나타낸다.

2.4 파괴 인성 시험

용접부의 파괴인성 특성을 규명하기 위하여 ASTM E813-89[5]에 따라 평면 변형을 파괴인성(plane strain fracture toughness)을 구하기 위한 J_{Ic} 시험을 수행하였다.

J_{Ic} 시험에 사용된 시험편은 ASTM E813-89에 규정된 것과 유사한 CT 시험편이며, pulley용 접부의 두께(14mm)를 고려하기 위하여 시험편의 두께는 14mm로 하였다.

Table 3의 시험결과에 의하면, 파괴인성치는 용접 열영향부(HAZ), 모재(base metal), 용접부(weldment)와 같은 순서로 감소함을 알 수 있다.

2.5 피로수명 시험

용접 방법이 피로수명에 끼치는 영향을 알아 보기 위하여 모재와 앞서 언급된 세가지 용접 형태에 대한 피로시험 시험편을 제작하여 피로수명 시험을 실시하였다. 피로시험 시험편은 ASTM E466-82[6]에 제안된 'Continuous Radius Between Ends' 시험편을 사용하였다.

피로시험은 정현파의 인장-인장의 편진하중으로 실시하였으며, 시험기는 245kN 용량의 전기유압식서보시험기를 이용하였다. 피로시험은 시험편에 균열이 발생되어 완전 파손이 일어날 때를 피로수명으로 간주하였고, 2×10^6 사이클 까지 피로시험을 수행하여도 시험편에 파손이 일어나지 않으면 시험을 중단하고, 이를 미파단으로 간주하였다.

본 연구에서 사용된 등가응력(σ_{eq})은 평균응력의 영향을 고려한 수정 Goodman식을 이용하여 계산하였으며 관계식은 다음과 같다[4].

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_a \cdot \sigma_t}{\sigma_t - \sigma_m} \quad (2)$$

윗 식에서 σ_t 는 모재의 인장강도, σ_a 는 응력진폭, σ_m 는 평균응력이다.

Fig. 5는 피로시험 결과를 수정 Goodman 등가응력과 피로수명과의 관계로 나타낸 S-N선도이다. 용접시험 B type은 용접부위의 용입이 부족한 곳에서 단면이 불연속적으로 변함에 따라 큰 응력 집중이 발생되어 A와 C type 보다 피로수명이 월등히 짧게 나타났다.

3. Fracture mechanics analysis

Catastrophic fracture 현상의 규명을 위해서는 구조물에 유발되는 응력, 구조물에 존재하는 결함의 크기, 재질 상수 및 균열진전과정 등이 규명되어야 하는데, 본 연구에서는 welding standards policy committee에 의해서 1991년 제정된 BSI standards PD 6493:1991 [7]의 규정을 적용하여 drive pulley에 허용되는 임계 균열 크기(critical crack size)와 임계균열크기까지 균열이 진전하는데 걸리는 균열진전수명을 구하고자 한다.

3.1 임계균열크기 예측

구조물 내에 존재하는 균열에 대해 작용하는 외력 중 가장 위험성이 높은 것은 mode I (opening mode)이므로, drive pulley의 catastrophic failure 현상 규명을 위해서 필수적인 mode I 균열에 대해서 알아보기로 한다. 또한 결함은 크게 planar crack과 non-planar crack 으로 구분할 수 있는데, 본 장에서는 planar crack에 대해서만 알아보기로 한다.

BSI standards에 의하면 fracture assessment를 level 1 로 부터 level 3 까지 3단계로 분류하고 있으며, level 1 을 근본으로 하고 있다. Level 1과 level 2, level 3의 가장 큰 차이점은 level 1에서는 최대 응력값을 고려하는 반면, level 2와 level 3에서는 구조물의 관심 부위에서의 응력 구배를 고려한다는 점이다. 본 연구에서는 안전측의 설계를 위하여 level 1 fracture assessment 에 국한하기로 한다.

Drive pulley와 같은 cylinder 형상에 보편적으로 나타나는 균열의 형상을 살펴보면 Fig.

6(a), 또는 Fig. 6(b)이다. Fig. 6에서 B는 shell plate의 두께 14mm에 해당한다.

이 경우 2.4절에서 언급된 파괴인성치 K_c , 결함크기 a , 최대 인장응력 σ_1 사이의 관계는 다음식으로 구할 수 있다.

$$K_c = \frac{M_m}{\phi} \sigma_1 \sqrt{\pi a} \quad , \quad a = \left(\frac{K_c \phi}{\sigma_1 M_m} \right)^2 \frac{1}{\pi} \quad (3)$$

윗 식에서 ϕ 는 Fig. 6에서 보는 바와 같이 크랙의 형상, 즉 $a/2c$ 의 함수로 표시되는 값으로 그 관계는 Fig. 7에서와 같다. M_m 은 또 다른 결함 형상에 따라 달라지는 변수로서 표면 결함(surface flaw)에 대하여 Fig. 8과 같이 구해진다.

σ_1 은 크게 다음 3가지로 구성된다.

1) Primary stress : Drive pulley의 경우 belt 장력으로 유발되는 응력이다. 유한요소 해석에 의해 구하였다.

2) Secondary stress : 이 경우에 용접으로 인한 열응력 및 잔류응력을 의미한다. 2.2절에서 구한 값이다.

3) Peak stress : 구조물 내에 존재하는 local discontinuity로 유발되는 응력이다. 즉 응력집중계수가 고려되어야 한다.

Drive pulley의 경우에는 weld root 부위에서 fracture가 시작된 것으로 추정되므로 root 부위에서의 응력집중계수를 고려하여야 한다. 참고문헌[8]에는 contact angle의 크기에 따라 weld root 부위에서의 응력집중계수를 표시하였으며, 본 연구에서는 평균치로 응력집중계수 7을 사용하기로 한다.

전형적인 drive pulley의 파단면 형상을 Fig. 9에 보여준다. 그림으로부터 열영향부를 포함한 용접부위에서 균열이 시작하며 임계길이에 도달한 후 shell plate의 표면쪽으로 균열이 진전되어 최종파단에 도달한 것을 알 수 있다.

해석을 위하여 용접부위에 존재하는 균열을 Fig. 10과 같이 radial 방향과 pulley 길이 방향으로 분해해서 생각하기로 한다.

z방향의 crack a_z 에 관해서 살펴보면, 이 경우에는 primary stress 인 radial stress σ_r (유한요소해석 결과 2.25 MPa임)과 용접 잔류응력 σ_{rt} 가 작용하게 된다. σ_{rt} 는 transverse 잔류응력을 의미한다. 본 해석에서는 σ_{rt} 값으로 2.2절에서 측정된 용접길이방향 잔류응력의 2/3값을 취하기로 한다[9]. 이 외에도 root 부위에서의 응력집중계수를 고려하면 a_z 에 수직인 σ_1 값은 다음과 같다.

$$\sigma_{1,z} = 7 \times \sigma_r + \sigma_{rt} = 7 \times 2.25 + \frac{2}{3} \times 280.7 = 202.9 \text{ MPa} \quad (4)$$

$a/2c$ 의 몇가지 경우에 대해 Fig. 7로부터 ϕ 를 구하고, Fig. 8에서 M_m 을 얻어 이를 식(4)와 함께 식(3)에 대입하면 각 경우에 대한 임계균열길이를 Table 4와 같이 구할 수 있다. 이 경우 pulley 파단면 형상이 입수되지 않아 여러가지 $a/2c$ 의 경우에 대한 값을 제시하였다. 보다 정확한 해석을 위하여, 또한 앞으로의 사고대비 측면에서 파단면 형상의 보관이 필수적이다.

3.2 균열진전수명 예측

2.3절에서 언급한 균열진전시험에서의 식(1)을 초기균열길이 a_i 와 최종균열길이 a_f 에 대해 적분하면, 균열이 진전하여 파손될 때 까지의 균열진전수명 N_f 을 다음과 같이 구할 수 있다[4].

$$N_f = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(\Delta K)^m} \quad (5)$$

식(5)에서 ΔK 는 균열길이 및 수정계수(correction factor)의 함수이므로 수치적분에 의해

균열진전수명을 예측하여야 한다. 본 연구에서는 균열진전수명예측을 위해 앞절에서 구한 균열진전시험 결과 중 균열진전이 가장 빠른 모재에 대한 상수 C , m 을 이용하였다.

초기균열길이 a_1 는 일반적으로 비파괴 검사를 통해 확인되는 최소길이인 2mm로 가정하였고, 최종균열길이 a_f 는 앞절에서 구한 임계균열길이 a_c 를 사용하였다. Table 5은 몇가지 임계균열길이에 대한 균열진전수명 예측의 결과를 보여준다.

Table 5에서 표면균열의 형상비에 따라 다르기는 하지만 $a_1=2mm$ 에서 임계균열길이 까지 진전하는데 걸리는 사이클 수는 55900~72000 사이클로 매우 작다.

즉 비파괴 검사에서 균열이 검출되면 즉시 임계균열길이까지 진전하여 파괴에 이르게 됨을 의미한다. 그러나 본 연구에서 균열진전수명은 매우 큰 응력강도계수범위가 작용하는 경우로 예측되었으므로 실제보다는 짧게 예측되었으며, 좀 더 정확한 균열진전수명의 예측을 위해서는 pulley에 작용하는 실제하중을 측정하여 이용하여야 한다.

4. 결론

Belt conveyor용 drive pulley의 피로파괴해석에 관한 연구를 수행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

1. 파괴인성시험 결과 시험편 두께가 14mm로 한정되어 있어서 시험결과가 유효하지 않았지만 용접 열영향부, 모재, 용접부의 순서로 파괴인성치가 감소하였다. 용접 열영향부의 파괴인성치가 매우 크게 나타난 것은 열영향부에서 발생된 조직의 변화에 그 원인이 있는 것으로 사료된다.

2. 용접방법이 피로수명에 끼치는 영향을 알아보기 위해 모재와 세가지 용접형태에 대한 인장-인장 피로시험을 실시하여 각각의 S-N 선도를 구하였으며, 시험결과로서 용접부위의 용입상태에 따라 피로수명이 큰 차이를 나타냄을 알았다. 특히 용입불량이 피로수명에 크게 영향을 끼치므로 용접 시 세심한 주의를 기해야 할 것으로 사료된다.

3. 안전측의 설계 관점에서 파괴역학을 도입하여 임계균열 길이를 구하였다. 임계 균열 길이에 가장 큰 영향을 미치는 응력은 용접부에 존재하는 transverse 잔류응력을 확인하였다. 그 다음으로 root 부위에서의 응력집중으로 인한 응력의증가도 무시할 수 없었다. Belt 장력으로 인한 응력은 위의 두 응력성분에 비해 미미하였다. 따라서 임계균열길이를 증가시키기 위해서는 용접잔류응력을 줄이는 방향으로 용접공정의 개선이 요구된다.

4. 비파괴시험으로 부터 검출가능한 결함크기(예를들면 2mm)로 부터 임계균열길이까지의 균열진전수명은 55900~72000 cycle로 예측되었다. 따라서 균열이 검출된 후에는 조업에 신중을 기할것이 요구된다.

5. 유사한 사고방지를 위해서는 pulley 제작 시 파괴역학 측면에서 설계/제작되어야 한다. 즉 제작과정 중 본 연구에서 사용된 시험편들을 채취하여 파괴인성과 같은 재료특성 등을 확보하여야 한다. 또한 사용전은 물론이고 사용중에도 주기적으로 비파괴 시험법을 통하여 결함의 유무, 크기 등을 추적할것이 요구된다.

5. 참고 문헌

1. 이상록 외, "Belt Conveyor용 Drive Pulley의 피로파괴 해석", KIMM 연구보고서, BSI 908-1815.C, 1993
2. "Standard Test Method for Determining Residual Stresses by the Hole-Drilling Strain-Gage Method," ASTM Designation : E837-92, Annual Book of ASTM Standard, 1992
3. "Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates," ASTM Designation : E647-91, Annual Book of ASTM Standard, 1992
4. H. O. Fuchs, R. I. Stephens, "Metal Fatigue Engineering," John Wiley & Sons, 1980
5. "Standard Test Method for J_{IC} , A Measure of Fracture Toughnesss," ASTM

Designation : E813-89, Annual Book of ASTM Standard, 1992

6. "Standard Practice for Conducting Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials," ASTM Designation : E466-82, Annual Book of ASTM Standard, 1992

7. "Guidance on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures," PD 6493:1991, BSI Standards

8. T. R. Gurney, "Fatigue of Welded Structures," Cambridge Univ. Press, 1979

9. K. Masubushi, "Analysis of Welded Structures," Pergamon Press, 1980

Table 1 Measured strain and calculated residual stresses

Position	Strain(μ)			Angle(deg.)	Residual stresses (MPa)	
	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	β	σ_{max}	σ_{min}
bead	411	-2	-513	-86.67	280.7	-183.5
HAZ	52	-87	-234	-89.20	158.3	15.3

Table 2 Constants C and m in fatigue crack growth rate equation

Specimen	stress ratio	C	m
base metal	0.3	4.429×10^{-9}	3.132
bead	0.1	1.598×10^{-12}	5.188
	0.3	4.066×10^{-12}	5.158
	0.5	1.098×10^{-9}	3.678
HAZ	0.3	7.841×10^{-11}	4.176

Table 3 Fracture toughness test results

Specimen	J_Q [N/mm]	K_Q [MPa $\cdot \sqrt{m}$]
base metal	301.5	80.9
weldment	Type A	111.6
	Type B	186.8
	Type C	184.3
HAZ	Type B	529.0
	Type C	487.6

Table 4 Critical surface crack length(mm)

$a/2c$	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25
a_z	6.49	8.38	9.51	11.00	>B(=14)
(a/B)	(0.46)	(0.59)	(0.68)	(0.78)	

Table 5 Fatigue crack growth lives

$a/2c$	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25
a_z	6.49	8.38	9.51	11.01	>B(=14)
(a/B)	(0.46)	(0.59)	(0.68)	(0.78)	
N(cycle)	55900	64600	68300	72000	-

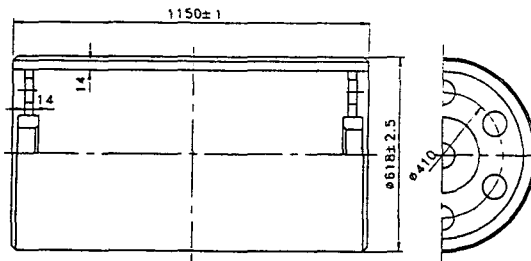


Fig. 1 A schematic of drive pulley

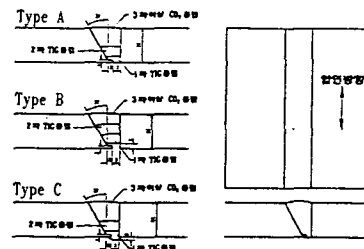


Fig 2 Type of welding

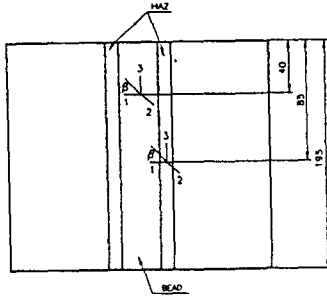


Fig. 3 Positions of residual stresses measurement

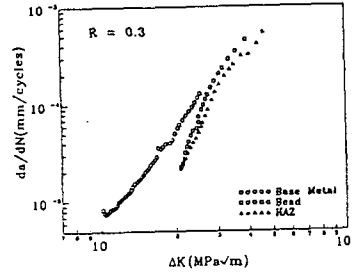


Fig. 4 Relation between crack growth rate and stress intensity factor range in base metal, bead and HAZ (R=0.3)

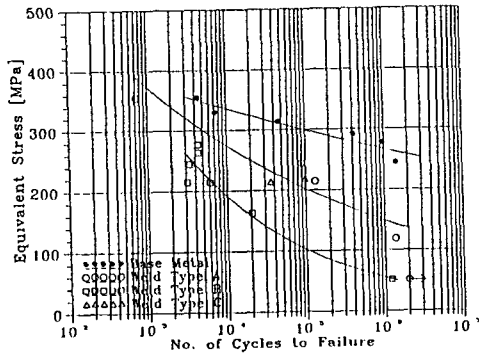


Fig. 5 Equivalent stress vs. fatigue lives

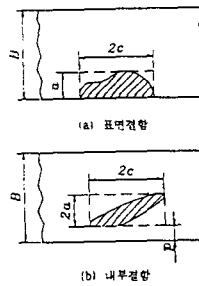


Fig. 6 Typical configurations of planar crack

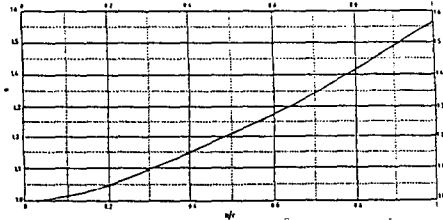


Fig. 7 Elliptical integral ϕ as a function of a/c

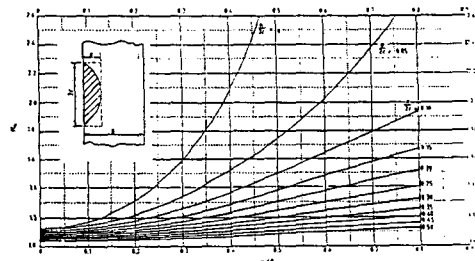


Fig. 8 Stress intensity magnification factor M_s for surface flaws in tension

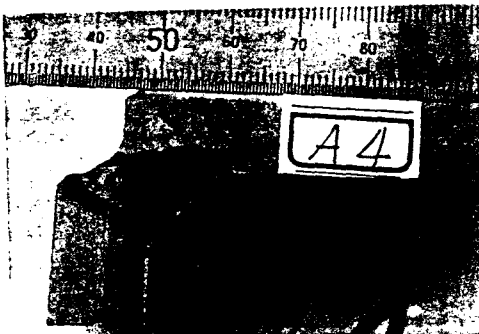


Fig. 9 Fracture surface of drive pulley

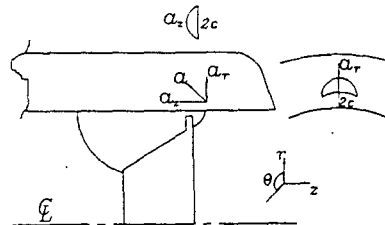


Fig. 10 Decomposition of general planar crack into radial and longitudinal components