

<기술논문>

X 리프트 스피ndl들의 파괴해석

주 석 재[†]

(2007년 7월 10일 접수, 2007년 12월 13일 심사완료)

Fracture Analysis of a Spindle in the X-Lift

Seok Jae Chu

Key Words: Fracture Analysis(파괴해석), X-lift(X 리프트), Fractography (파면관찰), Rotating-bending(회전굽힘), Fatigue(피로)

Abstract

One of the two spindles in the X-lift fractured suddenly during normal operation. The fracture occurred at the notch where the bending moment might be the maximum. Macrofractographic features associated with rotating-bending fatigue are evident on the fracture surface. The 3-D finite element analysis of the X-lift reveals that the spindle rotated under bending. The measured surface strain of the spindle varies cyclically as the spindle rotates. It supports that the spindle rotated under bending. The X-lift is not perfectly symmetrical with respect to both the horizontal and the vertical plane. The slightly unsymmetrical deformation can cause the bending of the spindle.

1. 서론

X 리프트는 X자 형 프레임을 이용한 승강기로서 프레임 형태가 가위와 비슷하여 Scissors 리프트라고도 부른다. X 리프트는 구동방식에 따라 볼스크류를 이용하는 것과 유압 액추에이터를 이용하는 것으로 나뉜다. 전자는 위치를 더 정확히 제어하고 후자는 고장률이 낮은 편이다.

자동차 조립라인에는 조립 중인 차체를 1 m 이상 들어 올려주는 여러 대의 X 리프트가 사용된다. 이 중 한 X 리프트의 스피ndl들이 갑자기 파괴되는 사고가 발생하였다. 스피ndl들이 파괴된 X 리프트는 볼스크류를 이용하는 방식이었다. 조립라인은 스피ndl들이 교체될 때까지 부득이 멈추고 말았다.

파면관찰은 파괴원인을 찾는 데 아주 중요하다. 김상태⁽¹⁾ 등은 주사전자현미경을 사용하여 알루미늄 합금 시편의 파면을 관찰하여 하중블록수와 균열길이의 상관관계를 확인하였고 김성웅⁽²⁾ 등은 X선 회절을 사용하여 터빈 블레이드의 파면을 관찰하고 유한요소해석 결과를 이용하여 파괴원인을 조사하였다. Parida 등⁽³⁾은 거시적과 미시적 파면관찰을 통하여 석탄분쇄기 축의 파괴원인을 조사하였고 Jing 등⁽⁴⁾은 무선통신을 이용하여 축의 토크를 측정하고 유한요소해석 결과를 이용하여 기어 축의 파괴원인을 조사하였다.

X 리프트 스피ndl들의 파괴사고가 다시 발생하는 것을 예방하고자 스피ndl들의 파면을 관찰하여 X 리프트의 스피ndl들이 파괴된 원인을 추정하고 3차원 유한요소해석과 스트레인 측정으로 검증하였다.

2. 파면 관찰

2.1 사고 상황

Fig. 1이 문제가 된 X 리프트이다. 이전에는 X

[†] 주석재, 회원, 울산대학교 기계자동차공학부
E-mail : sjchu@ulsan.ac.kr
TEL : (052)259-2141 FAX : (052)259-1680

리프트 스피들이 1개이었으나 용량을 늘리며 처음으로 스피들을 2개 사용하였다. 스피들은 각각의 끝에 붙은 전기 모터로 구동된다. 양쪽 스피들의 동기를 보장하려고 양쪽 전기 모터에 붙은 풀리를 타이밍 벨트로 감았다.

스핀들 전기 모터쪽 끝은 커플링에 키로 끼워져 전기 모터와 연결되고, 반대쪽 끝은 볼스크류의 너트에 끼워진다. 스피들이 파괴된 위치는 Fig. 1(c)와 같이 전기 모터쪽 베어링으로 지지된 부위 바로 옆이다. 이 부위는 굽힘 모멘트도 높고 상당한 응력집중도 발생할 것 같다.

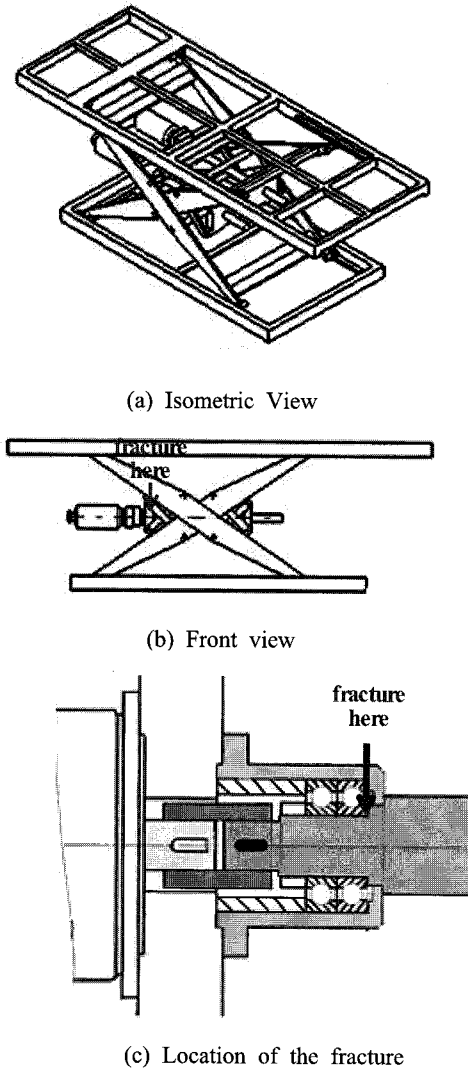
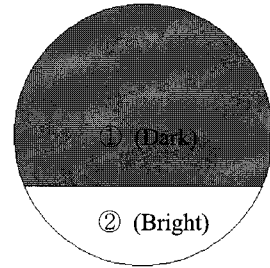
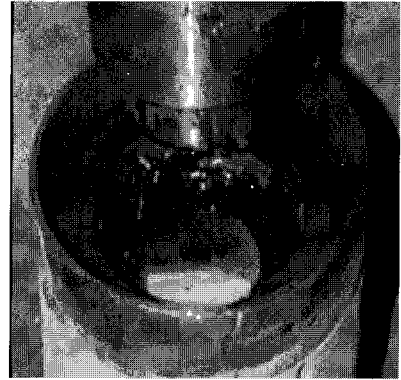
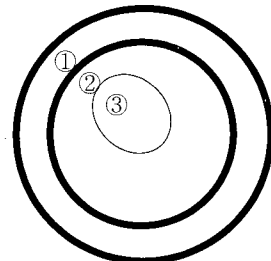
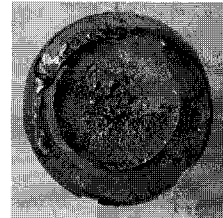


Fig. 1 X-lift

파괴된 스피들의 단면은 Fig. 2(a)와 같다. ①원형 단면의 반을 넘는 어두운 부분은 피로균열이 서서히 성장한 부분이고 ②밝은 부분은 임계균열이 되어서 불안정하게 급격히 성장한 부분이다. 스피들은 사용 1년 반이 되었을 때 파괴되었다.



(a) 1st fracture



(b) 2nd fracture

Fig. 2 Fracture of the spindle

X 리프트 스핀들이 파괴되자 전체 조립라인이 멈추었다. 조립라인을 다시 가동하는 것이 시급하여 파괴된 스핀들 중심부를 나사 가공하여 서로 끼워 맞추고 가장자리를 용접하여 임시로 사용하였다. 1주 만에 Fig. 2(b)와 같이 다시 파괴되었다. 피로균열은 ①스핀들 가장자리에서 발생하여 용접부분이 떨어지고 ②나사부 안으로 균열이 성장하여 ③부분이 최종파단되었다.

2.2 파면 해석

Fig. 3은 여러 가지 파괴하중에 대한 파괴파면의 형태이다.⁽⁵⁾ 1행은 인장압축 2행은 일방향 굽힘 3행은 양방향 굽힘 4행은 회전굽힘이다. 1~3열은 응력이 낮은 경우, 4~6열은 응력이 높은 경우다. 그리고, 응력집중이 1, 4열은 없고 2, 5열은 약간 3, 6열은 심한 경우다.

Fig. 2(a) 1차 파면을 살펴보니 Fig. 3 4행 4열이나 5열에 해당한다. 즉, 회전굽힘이며 응력이 낮은 경우이다, 응력이 낮았기 때문에 피로균열이 서서히 성장한 부분이 스핀들 단면의 반을 넘어서야 불안정하게 급격히 파단되었다.

Fig. 2(b) 2차 파면을 보니 Fig. 3 4행 2열에 해당한다. 즉, 회전굽힘이며 응력은 높은 경우다. 임시 용접한 부분이 떨어져 노치가 형성되어 심한 응력집중이 발생하였다.

1차와 2차 파면 관찰 결과를 종합하면 Fig. 2(a)나 (b) 모두 회전굽힘에 해당하는 점이 서로 일치하여 파면관찰 결과의 신빙성이 높아졌다.

3. 정역학적 해석

X 리프트에 작용하는 힘은 외부하중 30 kN과 자중 38 kN이다. X 리프트의 높이 y 에 따라서 스핀들 인장력 F 가 변한다. 편의상 외부하중만 작용하는 쉬운 경우만 정역학적으로 해석하였다. 그 결과는 유한요소해석이나 스트레인 측정 결과와 비교되었다.

Fig. 4(a)는 X 리프트에 작용하는 힘을 그린 것이다. 이와 같은 X 프레임이 1개 더 있으므로 외부하중 W 는 $W/4$ 씩 나뉜다. 스핀들이 없으면 X 리프트는 그대로 주저앉을 것이다. 스핀들은 그렇게 되지 않도록 버티어 준다.

링크의 길이는 Table 1과 같다.

OA_1C_1 이나 OA_3C_3 는 3각형 트러스와 같은 것이므로 강체와 같다.

Fig. 4(b)에서 $\theta_0=24^\circ$ 는 $\angle A_1OC_1$, θ_1 은 C_3C_1 이 수평과 이루는 각, θ_2 는 $\angle A_1B_4B_1$ 이다.

주어진 y 에 대하여 스핀들 인장력 F 를 구하는 절차는 다음 ①~⑤와 같다.

① θ_1 을 구한다.

주어진 높이 y 는 $y = 2 OC_1 \sin \theta_1$ 이므로

$$\theta_1 = \sin^{-1}(y/2OC_1)$$

② θ_2 를 구한다.

O 의 높이와 $B_4 + B_1B_4/2$ 의 높이가 같으므로

$$OA_1 \sin(\theta_1 + \theta_0) - A_1B_4 \cos \theta_2 + B_1B_4/2 = 0$$

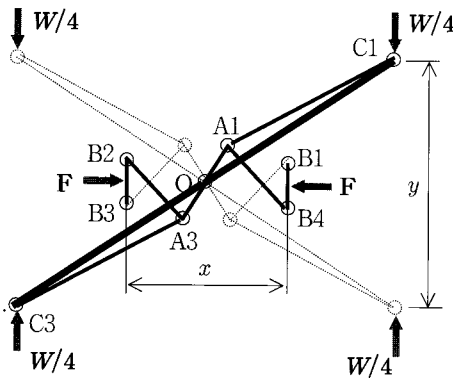
$$\theta_2 = \cos^{-1}[(OA_1 \sin(\theta_1 + \theta_0) + B_1B_4/2)/A_1B_4]$$

Nominal Stress Stress Concentration Types of Loading	High			Low		
	No	Mild	Severe	No	Mild	Severe
Tension-tension or tension-compression						
Unidirectional Bending						
Reversed Bending						
Rotating Bending						

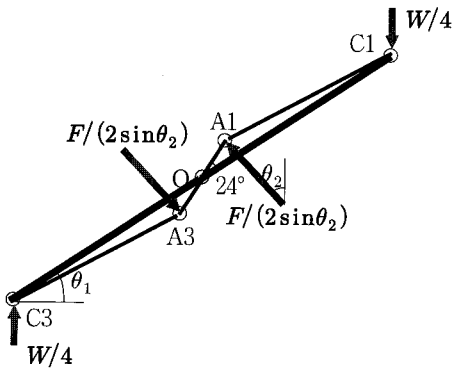
Fig. 3 Fracture surfaces for various fatigue loads⁽¹⁾

Table 1 Dimensions in Fig. 4

OA ₁	341.3 mm
OC ₁	1,675.0 mm
A ₁ C ₁	1,370.9 mm
A ₁ B ₄	630.0 mm
B ₁ B ₄	350.0 mm
θ ₀	0.423 rad
"	24.2 deg



(a) Vertical external loads and horizontal spindle forces



(b) Forces on the main frame

Fig. 4 Free body diagram of the X-lift

③ x 를 구한다.

$$x = 2[OA_1 \cos(\theta_1 + \theta_0) + A_1B_4 \sin\theta_2]$$

④ F 를 구한다.

O 에 관하여 $W/4$ 와 $F/(2\sin\theta_2)$ 가 모멘트 평형을 이루므로

$$(OC_1 \cos\theta_1)W/2 = OA_1 \cos(\theta_1 + \theta_0)F \cos\theta_2 / \sin\theta_2 + OA_1 \sin(\theta_1 + \theta_0)F$$

Table 2 Results from the static analysis

y (mm)	θ_1 (deg)	θ_2 (deg)	x (mm)	F (kN)	ϵ ($\mu\epsilon$)
1,600	28.5	44.8	1,302	45.2	28
200	3.4	58.1	1,674	70.9	44

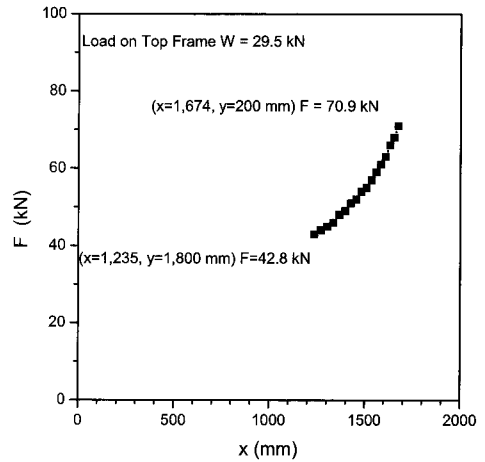


Fig. 5 Tensile force in the spindle vs. x

$$F = (OC_1 \cos\theta_1)W / [2OA_1 \{ \cos(\theta_1 + \theta_0) \cos\theta_2 / \sin\theta_2 + \sin(\theta_1 + \theta_0) \}]$$

⑤ ϵ 을 구한다.

$$\epsilon = 4F / (\pi d^2 E)$$

Fig. 5 정역학 해석 결과를 보면 거리 x 가 증가하면서(즉, 높이 y 가 감소하면서) 스피들 인장력 F 가 점점 더 급격하게 증가한다. Table 5는 실제 사용범위 $200 < y < 1,600$ mm 양쪽 한계 위치에 대하여 주요 계산결과를 적은 것이다. 높이 $y=200$ mm 때 인장력은 높이 $y=1,600$ mm 때 인장력의 1.6배쯤 되었다.

4. 3차원 유한요소해석

X 리프트는 전체적으로는 거의 상하, 좌우 대칭이나 Fig. 1(b)을 보면 일부 그렇지 못한 부분이 존재한다. 또 Fig. 6을 보면 링크 교차하는 부분을 겹치며 상하, 좌우 대칭에서 약간 벗어난다.

이와 같은 비대칭성을 포함하여 X 리프트의 유한요소해석을 수행하였다.

X 리프트 도면이 없어서 겉으로 보이는 대로 X 리프트를 실측하여 그렸다. CATIA로 3차원으로 그리고 또 해석하였다. 핀이 끼워져 회전하는 것과 볼러를 끼워 굴러 미끄러지는 것을 그대로 모델링하여 실제에 가깝게 하였다. ①외부하중만 작용하는 경우, ②자중만 작용하는 경우, ③외부하중과 중력 모두 작용하는 경우로 나누고, 사용범위 최저점인 높이 200 mm인 경우와 최고점인 높이 1,600 mm인 경우에 대하여 해석하였다.

요소는 선형 사면체요소를 사용하였고 파괴된 스핀들 노치 부위(곡률반경 R1.2)는 가능한 한 세밀하게 Local size = 1 mm로 모델링하였다. 그러나, Local size는 여전히 미흡하여 노치를 충분히 표현하지 못하였고 게다가 AutoMesh 품질이 떨어져 유한요소해석 결과에 다소의 오차가 존재한다.

전기 모터를 속이 찬 것으로 그려 자중이 과대한 것을 발견하여 전기 모터를 지우고 해석하였다. 높이 $y = 1,600$ mm와 $y = 200$ mm인 경우 해석한 결과를 Fig. 7에 비교하여 그렸다. ①외부하중, ②자중, ③외부하중과 자중이 작용한 경우 스트레인게이지를 붙인 부분 축방향 응력은 Table 3(a)에, 파괴된 노치 부위의 축방향 응력은 Table 3(b)에 열거하였다.

해석 결과 스핀들은 인장 외에 굽힘도 받고 있었다. Table 3(a) 스트레인게이지를 붙인 부위 스핀들 축방향 응력을 보면 평균(인장과 관련)과 비슷한 값 진폭(굽힘과 관련)이 존재한다.

Table 3(b) 파괴된 노치 부위 응력을 Table 3(a) 스트레인게이지를 붙인 부위 응력과 비교하면 대략 평균은 4.9배, 진폭은 13.0배로 되었다.

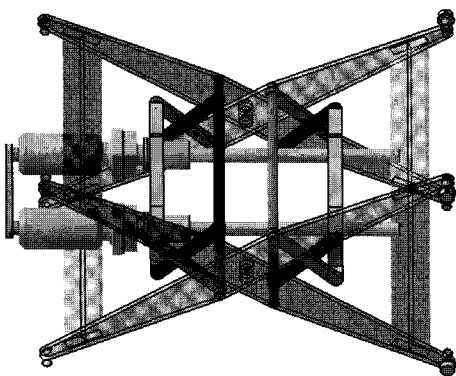
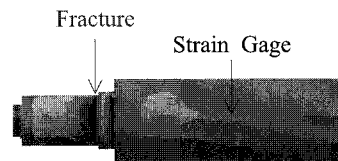
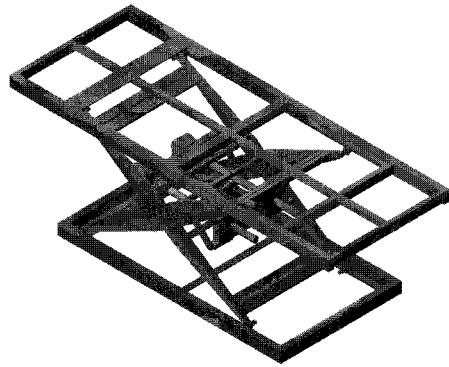
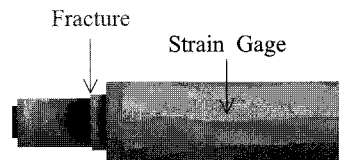
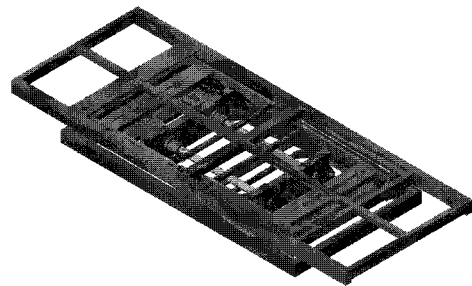


Fig. 6 Slightly unsymmetric linkage



(Max. 161 MPa,
Min. -75 MPa)
(a) Height $y = 1,600$ mm



(Max. 289 MPa,
Min. -149 MPa)
(b) Height $y = 200$ mm

Fig. 7 Bending stresses around the notch under both external load and self-weight

Table 3 Finite element results
(a) at the strain gage application

$y = 1,600 \text{ mm}$	Stress (MPa)		Strain ($\mu\epsilon$)	
	Mean	Range	Mean	Range
① Load 30 kN	5	3	24	15
② Self-Weight	4	5	17	22
③ Both	9	8	44	39

$y = 200 \text{ mm}$	Stress (MPa)		Strain ($\mu\epsilon$)	
	Mean	Range	Mean	Range
① Load 30 kN	8	6	39	29
② Self-Weight	6	11	27	51
③ Both	13	17	63	83

(b) at the notch

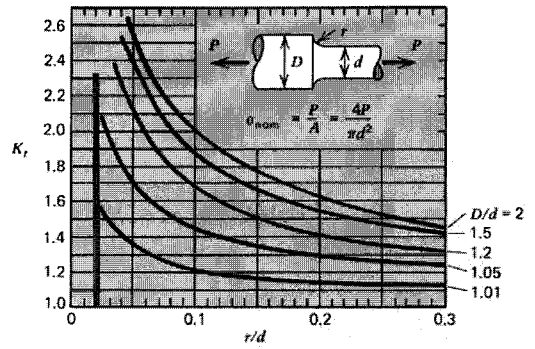
$y = 1,600 \text{ mm}$	Stress (MPa)		Strain ($\mu\epsilon$)	
	Mean	Range	Mean	Range
① Load 30 kN	26	40	124	193
② Self-Weight	16	60	78	293
③ Both	43	118	207	573

$y = 200 \text{ mm}$	Stress (MPa)		Strain ($\mu\epsilon$)	
	Mean	Range	Mean	Range
① Load 30 kN	40	82	193	398
② Self-Weight	30	137	146	668
③ Both	70	219	341	1,068

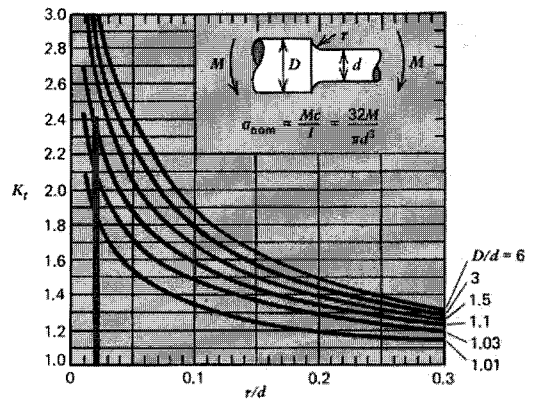
한편 노치 부위 $D/d = 70 / 60 = 1.17$, $r/d = 1.2 / 60 = 0.02$ 이므로 Fig. 8(a) 인장에 대한 응력 집중계수는 $K_t=2.3$, Fig. 8(a) 굽힘에 대한 응력 집중계수는 $K_t=2.4$ 이다.⁽⁶⁾

스트레인게이지를 붙인 부위 스핀들 지름이 100 mm이므로 이 부위 응력과 비교하여 인장공칭 응력 $4P/\pi d^2$ 은 $(100/60)^2 = 2.78$ 배, 굽힘공칭 응력 $32M/\pi d^3$ 은 $(100/60)^3 = 4.63$ 배가 될 것이다. 여기에 각각의 응력집중계수를 곱하면 6.4배와 10.9배가 된다. 해석결과는 이것의 77%와 119%이었다.

Table 3 (a)와 (b)를 보면 X 리프트가 최고점($y = 1,600 \text{ mm}$)에서 최저점($y = 200 \text{ mm}$)으로 내려 오면서 스핀들의 응력 평균과 진폭이 모두 증가하는 것이 잘 나타났다. ①외부하중 $W = 30 \text{ kN}$ 에 대한 Table 2 정역학 해석결과 $28 \mu\epsilon$ ($y=1,600 \text{ mm}$), $44 \mu\epsilon$ ($y=200 \text{ mm}$)와 비교하면 각각 $24 \mu\epsilon$, $39 \mu\epsilon$ 로 가까운 편이었다.



(a) Tension



(b) Bending

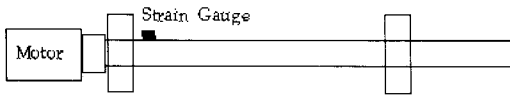
Fig. 8 Stress Concentration Factors

5. 스트레인 측정

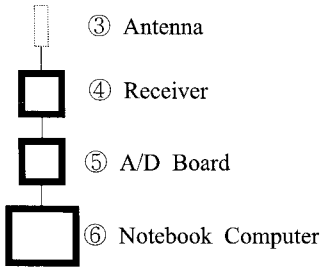
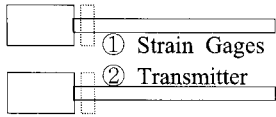
2장 파면관찰과 4장 유한요소해석 결과 스핀들의 굽힘이 의심되었다. 그리하여, 스핀들에 스트레인 게이지를 붙여 확인하여 보았다. 스핀들이 회전하기 때문에 리드와이어를 10 m 이상 길게 하거나 텔리메트리를 사용하여야 한다. 여기에서는 텔리메트리 측정 결과를 소개한다.

파괴된 스핀들 노치 부위는 가려져 있어서 부득이 Fig. 9(a)와 같이 이 부위에서 가까운 노출된 표면에 스핀들 축방향으로 스트레인 게이지를 붙였다.

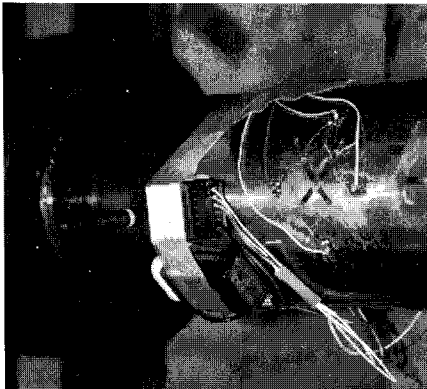
X 리프트가 최저점에서 최고점까지 올라가거나 최고점에서 최저점까지 내려오면서 각각 약 23번 회전한다. Fig. 9(b)와 같이 텔리메트리 송신기를 스핀들에 설치하여 스트레인게이지와 연결하고, 수신기는 지상에 놓고 A/D 보드, 노트북 컴퓨터와 연결하였다.



(a) Location of strain gage application



(b) Measurement system



(c) ① Strain Gages and ② Transmitter

Fig. 9 Strain measurement

X 리프트를 낮은 위치에서 높은 위치로 올렸다(0~18s) 쉬고 다시 낮은 위치로 내렸다(28~40s). X 리프트는 수동으로 운전하였으며 외부하중은 작용하지 않아서 자중만 작용한 상태이었다.

스핀들이 이미 조립되어 자중을 받는 상태에서 스트레인 게이지를 붙이고 영점을 맞추었기 때문에 스트레인 절대값은 별 의미가 없어서 상대값에만 주목하였다. Table 3(a)를 보면 ②자중만 작용하는 경우 평균 스트레인은 $17 \mu\epsilon$ ($y=1,600 \text{ mm}$), $27 \mu\epsilon$ ($y=200 \text{ mm}$)이다. 따라서, 스트레인

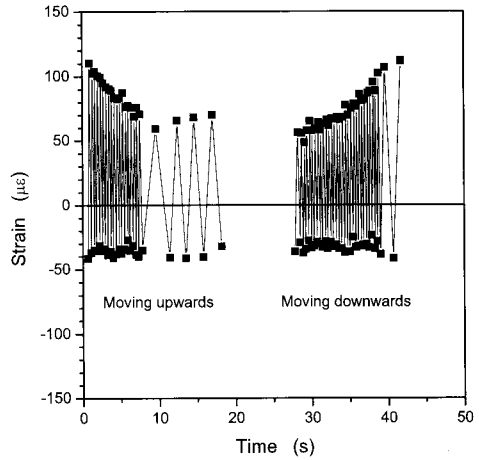


Fig. 10 Measured strains

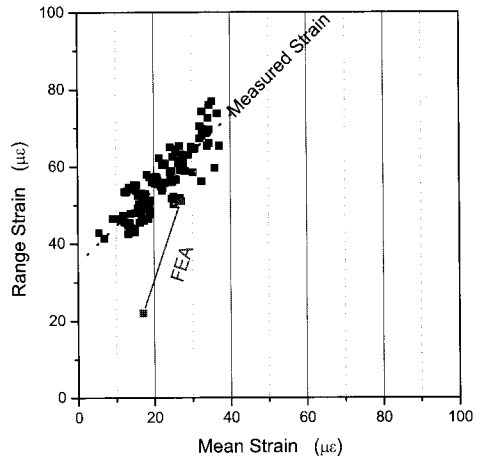


Fig. 11 Range strain vs. mean strain

값에 적당한 값 $53 \mu\epsilon$ 을 더하여 평균 스트레인을 맞춘 것이 Fig. 10이다. Fig. 11은 Fig. 10 스피들이 회전하며 스트레인이 극대에서 극소로, 극소에서 극대로 스트레인이 변할 때 평균과 진폭을 계산하여 그려본 것이다. 평균이 증가하면 거의 그만큼 진폭도 증가한다. 이것은 스피들의 인장하중(스트레인의 평균과 관련됨.)이 스피들의 굽힘(스트레인의 진폭과 관련됨.)을 부분적으로 유발한 것을 가리킨다. Table 3(a) ②자중만 작용하는 경우도 Fig. 11에 평균과 진폭을 그려 비교하였다. 경향은 비슷하지만 Table 3 유한요소해석

결과 진폭이 더 급격히 변한다.

6. 피로균열발생

스핀들 소재는 인장강도 $S_U=1,050$ MPa인 합금강인 것으로만 알려져 있다. 다음과 같이 피로균열 발생가능성 여부만 대략 살펴보았다.

다음과 같이 수정된 내구한도를 구하였다.⁽⁷⁾

$$\text{내구한도 } S_N = 0.5S_U = 0.5 \cdot 1,050 = 525 \text{ MPa}$$

$$\text{표면마무리 수정계수 } C_F = 0.87(\text{연삭})$$

$$\text{신뢰도 계수 } C_R = 0.702 \text{ (99.99\% 신뢰도)}$$

$$\text{크기계수 } C_S = 0.739(\text{지름 } 60 \text{ mm에 대하여})$$

수정된 내구한도는

$$S_E = S_N C_F C_R C_S \\ = 525 \cdot 0.870 \cdot 0.702 \cdot 0.739 = 237 \text{ MPa}$$

Table 3(b) $y = 200$ mm 외부하중과 자중 모두 작용하는 경우 파괴된 스핀들 노치 부위의 응력 평균 $\sigma_{x(M)}=70$ MPa과 진폭 $\sigma_{x(R)}=219$ MPa을 Soderberg 기준 $\frac{1}{N_{FS}} = \frac{\sigma_{x(M)}}{S_{YP}} + \frac{\sigma_{x(R)}}{S_E}$ 에 대입하였다. 항복강도로는 $S_{YP} = 0.64 \cdot S_U = 670$ MPa을 대입하였다.

$$\frac{1}{N_{FS}} > \frac{70}{670} + \frac{219}{237} = 1.0$$

안전계수 $N_{FS} < 1.0$ 로 피로강도여유가 전혀 없다. 즉, 피로가 발생하지 않는다고 보장되지 않는다. 즉, 피로균열 발생 가능하다.

결국 피로강도가 약간 모자라 피로파괴되었을 것이고 이것은 2장에서 Fig. 2(a) 1차 파괴사고 파면을 보고 응력이 낮은 경우에 해당한다고 결론한 것과 일치한다.

7. 결 론

X 리프트의 스핀들이 파괴된 원인을 밝혀보았다.

(1) 1차 사고와 2차 사고의 파면을 관찰한 결과 모두 회전굽힘피로에 해당되었다.

(2) X 리프트를 3차원으로 유한요소 해석한 결과 스핀들이 인장 외에 굽힘도 받고 있어 파면 관찰 결과와 일치하였다.

(3) 스핀들의 축방향 스트레인을 측정된 결과

스핀들이 회전할 때마다 스트레인이 주기적으로 변하여 스핀들이 굽힘상태라는 파면 관찰 결과나 유한요소해석 결과와 일치하였다.

(4) 유한요소해석 결과 노치 부위 응력을 Soderberg 기준에 대입하여 보니 피로강도여유가 전혀 없어서 피로균열이 발생 가능하다.

파면 관찰, 스트레인 측정, 3차원 해석 모두 그 결과가 일치하여 스핀들은 회전굽힘피로로 파괴된 것이 확인되었다.

후 기

사고원인을 조사하는 기회를 준 현대자동차 울산공장 관계자, 3-D 모델 작성을 도와준 김유광, 이기형, 이재훈 학생, 스트레인을 측정을 도와준 김강민, 이진훈 학생에게 감사를 표한다.

참고문헌

- (1) Kim, S. T., Choi, S. J., Yang, H. T. and Lee, H. W. 2003, "Fractographic Analysis Method of Fatigue Fracture Surface under Program and Random Loading for Aluminum Alloy," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 27, No. 12, pp. 2055~2060.
- (2) Kim, S. W., Hong, S. H., Jeon, H. Y., Cho, S. S. and Joo, W. S. 2002, "A Study on the Failure Mechanism of Turbine Blade using X-Ray Diffraction and FEM," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 26, No. 8, pp. 1645~1652.
- (3) Parida N. et al, "Failure Analysis of Coal Pulverizer Mill Shaft," *Engineering Failure Analysis*, Vol. 10, pp. 733~744.
- (4) Jing JianPing and Meng Guang, 2007, "Investigation on the Failure of the Gear Shaft Connected to Extruder," *Engineering Failure Analysis*, in press.
- (5) Vander Voort, G. F. 1987, "Visual Examination and Light Microscopy," *Metals Handbook, 9th ed.* Vol. 12: Fractography, American Society for Metals, p. 91.
- (6) Juvinall, R. C. and Marshek, K. M., 1991, *Fundamentals of Machine Component Design*, pp. 129.
- (7) Wilson, Charles E. 1997, *Computer Integrated Machine Design*, pp. 100~126.