

구멍뚫기법을 이용한 수직형 롤러 분쇄기용 테이블 라이너의 안전성 평가에 관한 연구

이동우* · 홍순혁* · 조석수** · 주원식†

(2004년 2월 13일 접수, 2004년 5월 24일 심사완료)

A Study on the Safety Estimation of Table Liner for Vertical Roller Mill Using HDM

Dong Woo Lee, Soon Hyeok Hong, Seok Swoo Cho and Won Sik Joo

Key Words: Fatigue Fracture(피로 파괴), Goodman Diagram(Goodman 선도), Hole-drilling method (구멍 뚫기법), Stress Intensity Factor(응력확대계수), Plastic Zone Depth(소성역깊이), Table Liner(테이블 라이너), Vertical Roller Mill(수직형 롤러 분쇄기)

Abstract

The vertical roller mill is the important machine grinding and mixing various crude materials in the manufacturing process of portland cement. Table liner is one of grinding elements of vertical roller mill and is subjected to the cyclic bending stress by rollers load and the centrifugal force by rotation of table. It demands 4×10^7 cycle but has $4 \times 10^6 \sim 8 \times 10^6$ cycle. It fractures at the edge of grinding path of outside roller. The repair expense for it amounts to 30% of total maintenance of vertical roller mill. Therefore, this study shows the fracture mechanism of table liner for vertical roller mill using HDM and fatigue analysis and makes the estimation for safety of vertical roller mill.

1. 서론

국내에 도입된 대부분의 포틀랜드 시멘트용 분쇄기는 독일과 일본등 선진국에서 도입된 고가의 대형 기계이다. 따라서 이에 대한 체계적 정비 및 보수가 원활히 진행되어야 포틀랜드 시멘트의 생산설비에 대한 안정성을 확보할 수 있다. 한편 국내에 도입된 수직형 롤러 분쇄기(Vertical roller mill)는 포틀랜드 시멘트의 원료인 석회석의 시간당 생산량이 5.5MN이나 되는 세계 최대 규모의 분쇄기로서 테이블 라이너의 설계 수명이 4×10^7 사이클 정도이나 대략 $4 \times 10^6 \sim 8 \times 10^6$ 사이클 정도

에서 파괴되고 있어 계획 예방 정비에 대한 어려움이 있다. 특히, 수직형 롤러 분쇄기의 경우 테이블 라이너의 보수 비용이 전체 분쇄기 보수 비용의 30% 이상을 차지하고 있어 이에 대한 비용을 절감하기 위하여 테이블 라이너의 파손 사고 원인을 구체적으로 구명한 뒤 이에 대한 내용을 구조 설계에 충분히 반영할 필요가 있다.⁽¹⁾

한편, 파손된 구조물에 대한 파손 해석은 파괴역학적 방법을 이용하는 것이 일반적이다. 그러나 대상 구조물의 사용조건에 차이로 인하여 손상 상호간의 중첩 효과가 발생하여 파손 해석에 상당한 어려움이 있으며 이에 대한 기존의 연구 결과는 다음과 같다.

Nishjima 등⁽²⁾은 2개의 블레이드와 허브로 구성된 항공기 프로펠러에 대한 피로 파손을 광학 현미경과 주사형 전자현미경을 이용하여 파손된 허브에 대하여 작용하는 공칭응력을 구하였다. 그러나 파손된 표면의 경우 상당한 오염이 유발되어 있어 상술의 방법은 적용에 한계를 가지고 있다. 또한, Chiaki 등⁽³⁾은 자동차용 컨벡팅 로드

† 책임저자, 회원, 동아대학교 기계공학과
E-mail : wsjoo@donga.ac.kr
TEL : (051)200-6981 FAX : (051)200-7656

* 회원, 동아대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 삼척대학교 기계·정밀기계·자동차공학부

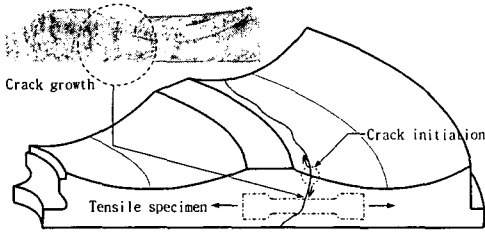


Fig. 1 Sampling direction of tensile and bending specimen and fracture process of table liner

(Connecting rod)에 대하여 X선 잔류응력에 의한 정량적 해석을 수행하여 파괴를 일으킨 실제 작용 응력을 구함으로써 X선 파라미터가 실기 부품의 파손해석에 적용할 수 있음을 밝혔다.

그러나 X선 파라미터에 의한 파손해석의 경우 시편 결정립 크기에 따른 측정의 제약 및 다결정일 경우의 측정의 어려움, 파면의 전해연마 정밀도 및 반복된 실험으로 인한 장기간의 실험시간등의 문제를 수반한다.

따라서 본 연구에서는 잔류응력측정법의 하나인 구멍뚫기법을 파손해석에 적용하여 파면하의 스트레인 변화로부터 소성역 깊이를 검토함으로써 소성역깊이와 최대응력확대계수의 파괴역학 파라미터 관계를 이용하여 부재의 파괴시 부하응력을 추정하였으며 이를 이용하여 테이블 라이너에 대한 안전성을 평가하였다.

2. 수직형 롤러 분쇄기의 파손 사고

Fig. 1은 수직형 롤러 분쇄기의 테이블 라이너의 파손 사례와 파손 양상을 나타낸 것이다. 완전 파괴된 테이블 라이너와 부분적으로 파괴된 테이블 라이너의 파손 양상을 관찰하면 외측 테이블 라이너의 모서리에서 균열이 발생하여 테이블 라이너의 원주 방향과 축 방향으로 성장하여 최종 파단에 이르게 된다.

3. 시험편 및 시험방법

3.1 재료 및 시험편

Fig. 1은 수직형 롤러 분쇄기용 테이블 라이너의 인장 시편의 채취 방향을 나타낸 것이다. 인장 시편은 수직형 롤러 분쇄기의 파손 양상을 고려하여 그림에서 보는 것처럼 테이블 라이너의

Table 1 Chemical composition of SC450 steel (wt.%)

C	Cr	Si	Mn	Ni	P	S
0.22	0.10	0.8	0.7	0.015	0.04	0.06

Table 2 Mechanical properties of SC450 steel

Properties	Unused	Used
Yield strength σ_{ys} (MPa)	238.2	241.6
Tensile strength σ_{ts} (MPa)	480	474
Poisson's ratio ν	0.300	0.306
Elongation ϵ_f (%)	24	22.7
Young's modulus E (GPa)	203	206
Density ρ (kg/mm ³)	7.85×10^{-6}	7.85×10^{-6}

반경 방향으로 채취하였다. 인장시험은 정격하중 98kN인 만능재료 시험기(INSTRON model 1337)와 표점거리 25mm인 신장계(INSTRON model 2630-004)를 사용하여 수행하였다.

Table 1, 2는 수직형 롤러 분쇄기의 테이블 라이너에 사용한 SC450강으로 화학적 조성과 기계적 성질을 나타낸 것으로 미사용 테이블 라이너와 파손된 테이블 라이너의 건전부에서 각각 채취하여 실험하였다.

3.2 피로균열진전실험

파손해석을 수행하기 위한 피로균열진전실험은 정격하중이 98 kN인 동적서보피로시험기(Instron model 1337)를 이용하였다. ASTM E647-95에서 제안하고 있는 일정하중 범위실험의 경우 모든 실험조건에 대하여 하중폭은 일정한 상태로 유지하면서 응력비의 영향을 평가하는 일반적인 피로 균열성장시험법이다.⁽⁴⁾ 따라서 실험은 일정진폭 하중제어방식으로 반복 굽힘하중을 가하였다. Fig. 2는 실험에 사용된 SEB(single edge cracked pure bending)시험편의 형상 및 치수를 보이고 있다.⁽⁵⁾ 실험조건은 상온대기 중에서 피로시험기의 서보밸브의 한계작동 주파수를 고려하여 반복속도는 10 Hz, 정현파형, 응력비는 R=0.13 및 0.3으로 하였으며, 하중폭 ΔP 는 각 응력비에서 모두 11,476 N으로 일정하게 고정하여 실험하였다. 균열길이 측정시 주파수는 0.1Hz로 낮추었고, 배율 50배인 이동식 망원현미경을 시험편 양측면에 배

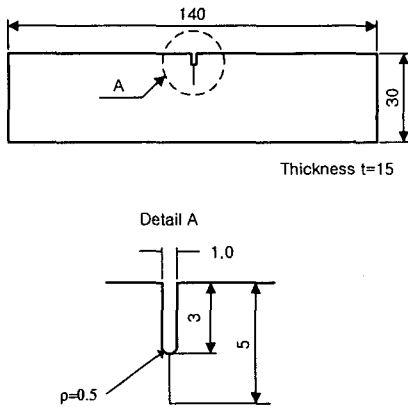


Fig. 2 Geometry and dimension of SEB specimen of SC450 steel(unit : mm)

치하여 균열길이를 측정하였다.

파괴역학 파라미터로 사용하는 응력확대계수 K 는 균열 길이 a 및 작용하중에 의하여 결정되며 다음 식 (1)로 결정된다.⁽⁵⁾

$$K_I = (6M/BW^2)(\pi a)^{1/2} \cdot F(a/W)$$

$$F(a/W) = 1.122 - 1.40(a/W) + 7.33(a/W)^2 - 13.08(a/W)^3 + 14.0(a/W)^4 \quad (1)$$

여기서, M 은 모우멘트, a 는 균열길이, W 는 시험편폭, t 는 시험편두께 이다.

3.3 구멍뚫기법에 의한 소성역깊이 측정실험

3.3.1 실험 장치 및 방법

피로 파손된 테이블 라이너에 대한 파면해석을 수행하기 위한 측정 장비는 현재 가장 널리 보급되어 있는 Micro-Measurements Group사의 RS-200을 사용하였다. 본 실험에서는 구멍 정렬이 용이하고 구멍을 비교적 정확하게 뚫을 수 있는 Milling guide와 High speed air turbine system을 채택하였다. 응력측정에 사용된 스트레인 게이지(strain gage)는 미국 Micro-Measurement사 제품으로 로제트 스트레인 게이지(rosette strain gage)이다.

실험은 스트레인 게이지를 시험에 부착한 후, 구멍을 뚫어서 스트레인을 측정하였으며, 구멍의 지름과 깊이는 ASTM E837-95에 따라 실시하였다.⁽⁶⁾

3.3.2 재료 및 실험

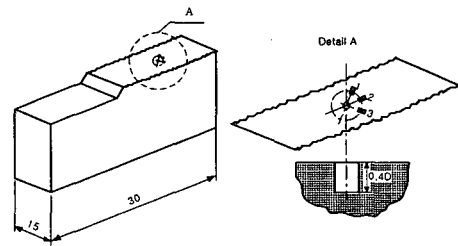


Fig. 3 Schematic illustration of HDM on fatigue fractured surface of SEB

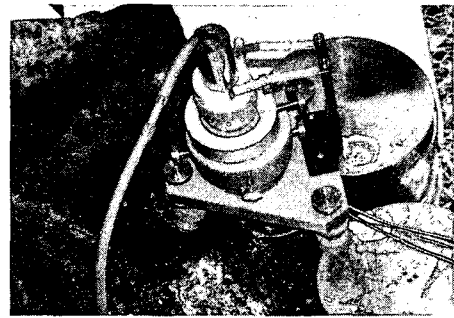


Fig. 4 View of HDM attached to fatigue fractured surface of table liner

(1) 피로균열진전시험편

Fig. 3은 SC 450 강 of 피로파단면에 대한 스트레인 게이지의 부착위치 및 방향에 대한 모식도를 나타내었다. 파면하의 소성역깊이 측정은 응력비 $R = 0.13$ 에서는 최대응력확대계수 $K_{max} = 14.28, 26.66 MPa\sqrt{m}$ 에서, 응력비 $R = 0.3$ 에서는 최대응력확대계수 $K_{max} = 14.28, 20.47 MPa\sqrt{m}$ 에서 각각 측정하였다. 또한 구멍깊이가 스트레인 원의 지름의 0.4배가 될 때까지 100 μ m씩 반복적으로 피로파면에서 깊이 방향으로 구멍을 뚫으면서 스트레인을 측정하여 스트레인의 경사가 급격히 변하지 않는 부분을 소성역깊이로 결정하였다.

(2) 테이블 라이너 실기품

Fig. 4는 테이블 라이너의 피로 파단면에 구멍 뚫기 장비를 장착한 것을 나타내고 있다. 또한 파면하의 소성역깊이 측정은 균열발생부의 파단면에서 깊이 방향으로, 구멍깊이가 스트레인 원의 지름의 0.4배가 될 때까지 100 μ m씩 반복적으로 구멍을 뚫으면서 스트레인을 측정하여 스트레인의 경사가 급격히 변하는 부분을 소성역깊이로 결정하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.2 균열진전피로파면하의 변형을 분포 특성

4.2.1 피로파면하의 변형을 분포 특성

파면하의 소성역깊이는 구멍을 뚫었을 때 이완되는 변형률이 급격하게 변하지 않는 초기값 즉, 일정하게 증가하기 시작하는 초기값 부근의 파면깊이로 결정할 수 있으며, 본 연구의 경우는 Fig. 5 (a)의 $K_{max} = 14.28 MPa\sqrt{m}$ 에서는 0.3 mm, (b)의 $K_{max} = 20.47 MPa\sqrt{m}$ 에서는 0.5 mm, (c)의 $K_{max} = 26.66 MPa\sqrt{m}$ 에서는 0.7 mm를 각각의 소성역깊이로 결정하였다.

4.2.2 소성역깊이 ω_y 와 최대응력확대계수 K_{max} 와의 관계

피로파면에 부하된 하중을 구하기 위해서는 파괴역학 파라미터 사이의 상관관계를 얻는 것은 중요한 일이다. 따라서 소규모 항복조건하에서 균열진전 후의 파면부근에 소성역깊이 ω_y 가 잔류하는 것을 기초로 소성역깊이 ω_y 가 항복응력에 대한 최대응력확대계수의 비의 제곱에 비례한다는 것을 다음 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.^(7,8)

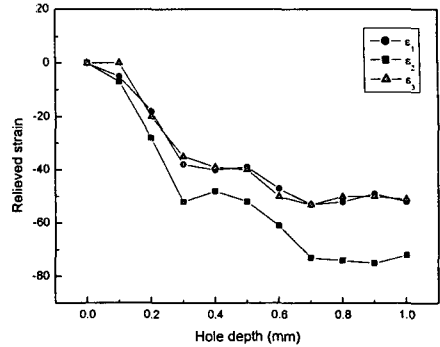
$$\omega_y = \alpha(K_{max} / \sigma_{ys})^2 \tag{2}$$

여기서, σ_{ys} 는 항복응력, α 는 재료에 대한 정수이며 본 절의 실험에 의하여 결정한다.

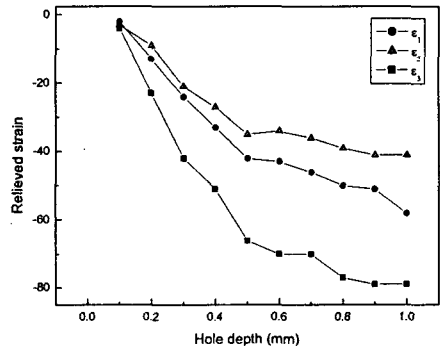
Fig. 6은 소성역깊이 ω_y 와 (K_{max} / σ_{ys}) 와의 관계를 나타낸 것이다. 여기서 σ_{ys} 는 Table 2에서 나타낸 것과 같이 241.6 MPa이고, α 값을 최소자승법으로 구하면, $\alpha=0.0457$ 이 된다.

5. 테이블 라이너 피로파면의 정량해석

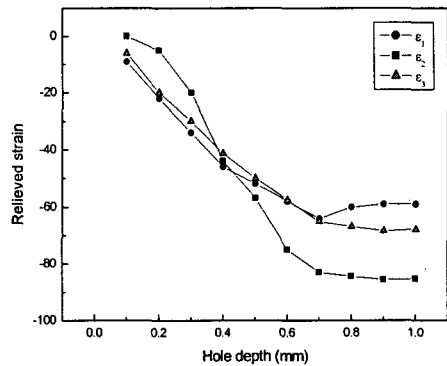
재료의 파단면에는 파괴의 진행상황을 나타내는 고유의 잔류응력이 남게 되며, 이것을 해석함으로써 파괴기구나 파괴의 원인에 관한 중요한 정보를 얻을 수 있다. 특히 본 방법은 파괴의 진행 중에 대한 관찰이 아니라, 파괴 후에 남겨진 잔류응력의 관찰로 파괴의 원인을 분석 및 평가하게 된다.



(a) $K_{max} = 14.28 MPa m^{1/2}$



(b) $K_{max} = 20.47 MPa m^{1/2}$



(c) $K_{max} = 26.66 MPa m^{1/2}$

Fig. 5 Relieved strain plotted against the depth from fatigue fractured surface for SEB

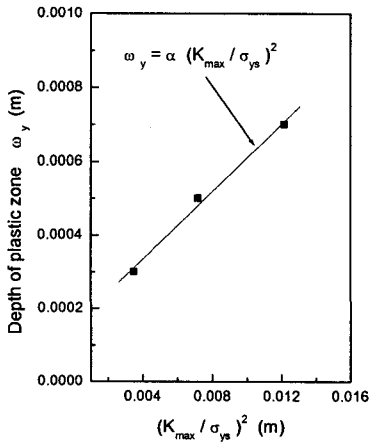


Fig. 6 Relationship between plastic zone depth and maximum stress intensity factor to yield strength

이러한 파면 분석의 가장 기본적인 방법으로 육안에 의한 방법이 있으며 본 연구에서도 테이블 라이너의 피로파면에서 균열발생지점부분, 균열성장부분 및 급속파단부분을 육안으로 확인할 수 있었다. 테이블 라이너에 작용하는 하중 크기를 고려할 때 테이블 라이너와 롤러와의 접촉부분에서 국부적인 응력집중이 발생하며 이 부분에서 균열이 발생되어 점진적으로 피로파괴가 진행되어 최종적으로 잔존면적이 작용하중에 견디지 못하는 시점에서 급속파괴가 진행한 것으로 생각된다. 또한 파면에서의 소성역깊이 측정위치는 테이블 라이너에 작용하는 하중의 형태를 고려하여 균열발생지점 부분에서 측정하였다.

파면의 균열개시점에서의 소성역깊이는 Fig. 7에 나타난 것과 같이 500 μm 정도 이고, 이것을 파괴역학 관계식 (2)에 적용하면 파면의 최대응력 확대계수 $K_{\text{max}} = 25.3 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 이 얻어진다.

구조물이 동일한 굽힘응력 σ_b 를 받고 Fig. 8과 같은 균열을 가질 경우 응력확대계수 K 는 Newman의 다음 식 (3)으로 나타낼 수 있다.⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} K_A &= \sigma_b \sqrt{\pi b} \cdot \frac{M}{\phi} H_2 \\ K_B &= \sigma_b \sqrt{\pi b} \cdot \frac{M}{\phi} SH_1 \end{aligned} \quad (3)$$

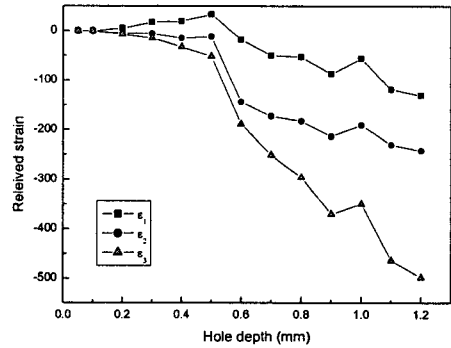


Fig. 7 Relieved strain plotted against the depth from fatigue fractured surface for table liner

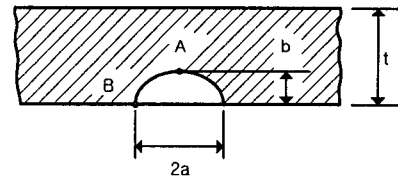


Fig. 8 Geometry of stress intensity factor under bending loads

단, σ_b : 공칭굽힘응력

$$\begin{aligned} M &= (1.13 - 0.09\lambda) + (-0.54 + \frac{0.89}{0.2 + \lambda})\beta^2 \\ &+ \left\{ 0.5 - \frac{1}{0.65 + \lambda} + 14.0(1 - \lambda)^{24} \right\} \beta^4 \end{aligned}$$

$$\phi^2 = 1 + 1.464\lambda^{1.65}$$

$$S = (1.1 + 0.35\beta^2)\sqrt{\lambda}$$

$$\begin{aligned} H_2 &= 1 - (1.22 + 0.12\lambda)\beta + (0.55 - 1.05\lambda^{0.75} \\ &+ 0.47\lambda^{1.5})\beta^2 \end{aligned}$$

$$H_1 = 1 - (0.34 + 0.11\lambda)\beta$$

$$b/a = \lambda, \quad b/t = \beta$$

여기서 a, b는 균열길이, W는 시험편 폭, t는 시험편 두께를 나타낸다.

테이블 라이너 파면의 작용응력을 추정하기 위하여 균열발생지점부의 위치에서의 균열형상을 측정된 결과 $a = 0.0256 \text{ m}$, $b = 0.02 \text{ m}$ 로 측정되어졌고 두께 t는 테이블 라이너의 균열발생지점 부분의 두께 $t = 0.423 \text{ m}$ 로 가정하여 구하였다.

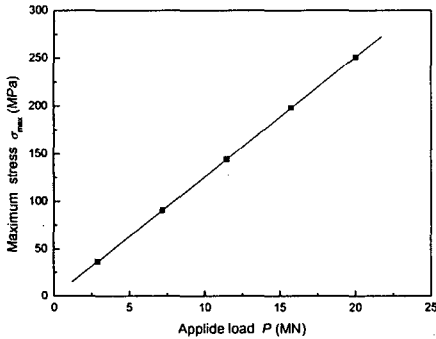


Fig. 9 Relation between load and maximum stress for table liner

균열발생지점부의 소성역깊이로부터 구한 최대응력확대계수 K_{max} 를 식 (3)에 대입하면 균열발생지점부분의 파손시에 부하된 최대응력은 표면부근지점에서 $\sigma_{max} = 142.4$ MPa, 깊이방향에서 $\sigma_{max} = 140.1$ MPa의 추정값을 구할 수 있어 테이블 라이너의 균열지점에 부하된 최대파손응력 σ_{max} 은 142.4 MPa로 추정할 수 있다.

6. 테이블 라이너의 파손하중

앞 장에서 구한 테이블 라이너의 파손응력을 발생시킨 부하하중을 구하기 위하여 부하하중을 설계하중에서 항복하중까지 일정비율로 증가시키며 유한요소해석을 수행한 후, 하중과 최대응력 사이의 회귀식을 사용하여 테이블 라이너의 파단시의 부하 하중을 구하였다. Fig. 9와 식 (4)는 그 결과와 회귀식을 나타낸 것이다.

테이블 라이너의 파단시 부하된 하중은 11.3 MN이고 이 값은 설계하중 2.9 MN보다 4배 정도 큰 값이다.

$$P = (\sigma_{max} - 0.5282) / 12.518 \quad (4)$$

여기서 P 는 작용하중, σ_{max} 는 최대응력을 나타낸다.

또한 Fig. 10은 유한요소해석에 사용한 경계조건 및 하중조건을 나타낸 것으로 수직형 롤러 분

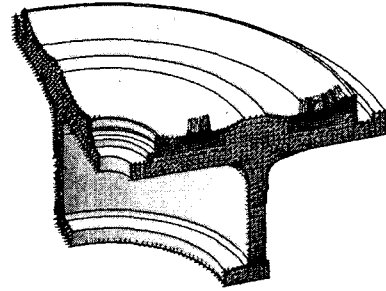


Fig. 10 Load and boundary conditions of vertical roller mill

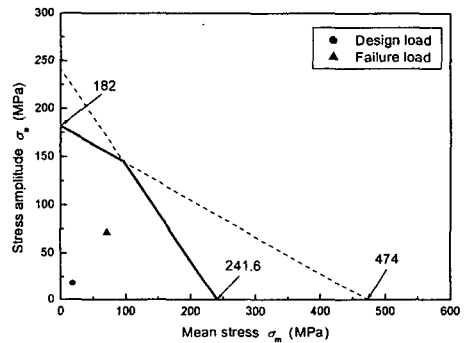


Fig. 11 Goodman diagram for table liner by standard fatigue limit

쇄기의 형상을 고려하여 1/4 대칭면에 해당하는 각각의 면을 대칭경계조건을 설정하고, 테이블 라이너의 접촉영역에 상술의 하중을 부하하는 부분분포하중으로 설정하였다.

7. 테이블 라이너의 안전성 평가

7.1 무수정 피로한도에 의한 안전성 평가

Fig. 11은 테이블 라이너의 설계하중(초기하중)과 파손하중 조건하에서 선형 정적해석한 후, SC450 강의 피로한도선도인 Goodman 선도⁽¹⁰⁾에 나타낸 것으로 설계하중의 평균응력과 응력진폭은 각각 18.39 MPa과 18.39 MPa이고 파손하중의 평균응력과 응력진폭은 71.24 MPa과 71.17 MPa이다. 그림에서 보는 것과 같이 설계하중과 파손

하중에 의한 발생 응력이 Goodman 선도의 내부에 존재하고 있어 테이블 라이너는 안전하다. 이러한 결과는 Fig. 11에 표시한 양진피로한도가 시험편과 실험환경이 이상적인 조건에서 구한 값이기 때문에 실제 부품의 피로한도와는 상당한 차이를 보이는 것으로 생각되어져 실제 부품에 대한 안전설계를 수행하기 위해서는 시험편에서 구한 피로한도를 적절하게 수정하여 안전성 평가를 수행해야 됨을 알 수 있다.

7.2 수정 피로한도에 의한 안전성 평가

표준 피로시험 시험편 또는 정적 시험에서 구한 피로강도 또는 피로한도는 시험조건과 실제적인 조건 사이의 환경과 온도의 차이, 하중을 부하하는 방법에서의 차이 등을 동시에 고려하여야 한다. 따라서 테이블 라이너에 적용할 수 있는 수정피로한도는 무수정피로한도에 상술의 영향인자를 나타내는 강도감소계수를 곱하여 다음의 식 (5)로 결정할 수 있다.

$$S_e = C_{load} C_{size} C_{surf} C_{temp} C_{reliab} S_e' \quad (5)$$

여기서 S_e 는 수정 피로한도를 나타내고 S_e' 는 응력비 -1의 경우의 무수정 피로한도(표준 피로시험 시험편의 피로한도)를 나타낸다. 식 (5)의 강도감소계수는 다음과 같이 정의된다.

C_{load} 는 하중효과를 나타내는 것으로 굽힘하중의 경우 강도감소 하중효과계수는 1로 나타낸다.

C_{size} 는 크기효과를 나타내는 것으로 여러 공학자들이 치수효과계수에 대한 다른 값들을 제안하고 있으며 Shigley와 Mitchell⁽¹¹⁾ 등은 상당히 보수적인 단순한 표현을 제안하고 있으며 크기가 큰 것에 대해서 C_{size} 는 0.6을 사용한다. 따라서 테이블 라이너의 경우도 피로시험시험편에 비해 실제 구조물의 크기가 매우 크므로 C_{size} 는 0.6을 사용하였다.

C_{surf} 는 표면효과를 나타내는 것으로 모든 경우에 상용 부품의 피로한도는 경면 시험편의 피로한도에 표면효과계수를 곱하여 정한다. 따라서 테이블 라이너의 경우 표면을 황삭처리함⁽¹⁾으로 Juvinal⁽¹²⁾의 그래프를 참조하여 표면효과계수는 0.814를 사용하였다.

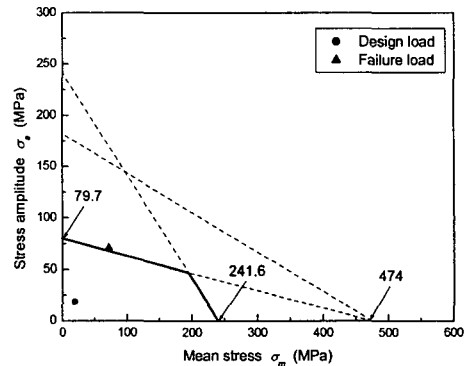


Fig. 12 Goodman diagram for table liner by modified fatigue limit

C_{temp} 는 온도효과를 나타내는 것으로 Shigley와 Mitchell⁽¹³⁾ 등은 450 °C 이하의 경우 온도효과계수를 1로 나타낸다. 따라서 테이블 라이너의 사용환경이 약 260 °C 전후⁽¹⁾이므로 온도효과계수는 1을 사용하였다.

C_{reliab} 는 신뢰도를 나타내는 것으로 이미 보고된 많은 강도 데이터 평균값이다. 같은 시험환경에서 같은 금속에 대한 다수의 시험에서도 현저한 분산이 있다. Haugen과 Wirsching⁽¹⁴⁾ 등은 강도의 피로강도의 표준편차는 그것들의 평균값의 8%를 넘지 않는다고 보고하였다. 신뢰도계수 90% 예상신뢰도에 대한 계수는 0.897을 사용하였다.

따라서 식 (5)에 의한 수정 피로한도는 79.7 MPa이 되며, 수정 피로한도는 무수정 피로한도에 비해 약 56.2 %정도 감소된다. Fig. 12는 식 (5)에서 구한 수정 피로한도를 Goodman 선도에 나타낸 것이다. Fig. 12에서 알 수 있는 것처럼 설계 하중에서 구한 평균응력과 응력진폭이 무수정 피로한도선도에서는 내부의 안전영역에 들어오고 있지만 수정 피로한도선도에서는 피로한도선도의 안전영역 외부에 위치하고 있어 피로강도의 관점에서 위험영역에 존재하는 것으로 생각된다.

8. 결 론

본 연구는 수직형 롤러 분쇄기용 테이블 라이너의 안전성을 평가하고자 실기부품 재료의 파손

해석을 수행한 후 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) SC450 강의 피로균열진전실험 결과, 파면의 소성역깊이 ω_y 와 최대응력확대계수 K_{max} 및 항복 강도 σ_{ys} 사이에는 다음과 같은 관계식을 얻었다.

$$\omega_y = 0.0457(K_{max} / \sigma_{ys})^2$$

(2) 테이블 라이너의 파손해석 결과, 최대응력 확대계수 K_{max} 는 $25.3 MPa\sqrt{m}$ 이고, 최대파손 응력 σ_{max} 는 142.4 MPa로 추정되었다.

(3) 표준 피로시험에서 구한 피로강도에 강도감소계수를 고려한 결과를 Goodman 선도에 적용하면 피로강도가 저하되어져 발생 응력이 파손영역으로 이동하게 된다. 따라서 파손된 부품의 안전성 평가에 강도감소계수가 적극적으로 활용되어야 함을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Tongyang Cement Co., 1993, "Maintenance of Table Liner for Vertical Roller Mill," pp. 16~19.
- (2) Minoshima, K., Endo, M., Miyawaki, T. and Komai, K., 1995, "Three Dimensional Quantitative Analysis of Brittle Fracture Surface with SEM/STIM/AFM," *JSME*, Vol. 67, No. 2, pp. 1587~1594.
- (3) Chiaki Tsubouchi, Takeshi Horikawa, 2000, "Analysis of Connecting Rod Fatigue Fracture Surface by X-Ray Fractography," *J. Society Material Science, Japan*, Vol. 49, No. 10. pp. 1143~1147.
- (4) ASTM Standard E647-95, 1995, "Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates," *ASTM standards Sec.3*, Vol. 3. No. 1, pp. 591~596.
- (5) Gross B. and Srawley, J. E., 1965, "Stress Intensity Factor for Single - Edge-Notch Specimens in Bending or Combined Bending and Tension by Boundary Collocation of a Stress Function," *NASA, Technical Note, D-2603*.
- (6) ASTM E837-99, 1999, "Standard Test Method for Determining Residual Stresses by the Hole-drilling Strain-Gage Method," *Annual Book of ASTM*, pp. 1~6.
- (7) Levy, N., Marcal, P. V., Ostengren, W. J. and Rice, J. R., 1971, *Int. J. Fract. Mech*, 7, 143.
- (8) Boo, M. H., Park, Y. C., Yun, D. P., Huh S. C. and Kim, T. H., 1999, "Evaluation of Fracture Mechanics Parameter using X-Ray Fractography Method of WC-Co Cemented Carbides," *J. of KSME(A)*, Vol. 23, No. 10, pp. 1709-1715.
- (9) Newman, J. C., Jr. and Raju, I. S., 1979, "Analysis of Surface Cracks in Finite Plates under Tension or Bending Loads," *NASA, Technical Note, TP-1578*.
- (10) Smith, J. O., 1942, The Effect of Range of Stress on the Fatigue Strength of Metals, Univ. of Ill., Eng. Exp. Sta. Bull., p. 334.
- (11) Shigley, J. E. and Mitchell, L. D., 1983, "Mechanical Engineering Design. 4th ed.," *McGraw-Hill : New York*, p. 293.
- (12) Jubvinall, R. C., 1967, "Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength," *McGraw-Hill : New York*, pp. 233~234.
- (13) Shigley, J. E. and Mitchell, L. D., 1983, "Mechanical Engineering Design. 4th ed.," *McGraw-Hill : New York*, p. 300.
- (14) Haugen, E. B. and Wirsching, P. H., "Probabilistic Design," *Machine Design*, Vol .47, pp. 10~14.