

열간압연 프레스용 가열드럼 저어널부의 응력집중 최소화를 위한 형상 최적설계

이부윤#, 김원진*

Shape Optimal Design to Minimize Stress Concentration in the Journal of the Heating Drum for a Hot-Rolling Press

Boo Youn Lee[#], Won Jin Kim^{*}

ABSTRACT

The present research deals with structural analysis and optimal design of the heating drum of a hot-rolling press for medium density fiberboard. Stress concentration in the journal of the heating drum is analyzed by the submodel technique of the finite element method. The fatigue life under operating conditions is analyzed and evaluated by the stress-life theory. Shape optimal design problems, to minimize the maximum stress occurring in the journal, are formulated and shape parameters of the corner fillets of the journal are defined as the design variables. The problems are solved by the numerical optimization method and optimal shapes are found. The optimal designs are shown to be reliable in terms of the maximum stress and the fatigue life.

Key Words : Shape optimal design (형상 최적설계), Fatigue life (피로수명), Heating drum (가열드럼), Stress concentration (응력집중), Hot-rolling press (열간압연 프레스), Medium density fiberboard (중밀도 섬유판)

1. 서론

건축 및 가구 재료 중의 하나인 중밀도 섬유판(MDF: medium density fiberboard)¹은 나무 섬유를 접착제로 결합시켜 성형하여 제작되는 밀도 0.4-0.8g/cm³의 판상 제품으로서, 뛰어난 가공성과 높은 강도 등의 장점 때문에 문짝, 서랍, 거울틀, 탁자 상판 등에 널리 사용되고 있다. 중밀도 섬유판을 생산하는 설비는 철재 벨트로 공급되는 나무 섬유를 성형하기 위한 Fig. 1의 개념도에 표시된

열간 압연 프레스(hot-rolling press)로서, 고온의 증기가 내부에 유입되어 가열되는 가열드럼(heating drum)과 지지 및 구동 로울(roll), 구동 벨트 등으로 구성된다. 이 중에서 핵심 부품인 가열드럼은 양 끝의 저어널(journal)부에 설치된 롤러 베어링에 의해 지지되는 Fig. 2와 같은 대형 회전체 구조를 갖는다.

압연 프레스 가동시에 가열드럼은 양끝이 단순지지된 보(beam)와 유사한 굽힘 변형 거동을 보이는데, 저어널의 단부에서 직경 변화로 인한 가

접수일: 2004년 8월 27일; 게재승인일: 2005년 1월 21일

교신저자: 계명대학교 기계자동차공학부

E-mail bylee@kmu.ac.kr Tel. (053) 580-5922

* 계명대학교 기계자동차공학부

하학적 불연속성이 존재하므로 국부적인 응력집중 현상이 나타나게 된다. 따라서 Fig. 2 에 표시된 저어널부의 코너(corner) 위치 A, B 에서는 타 위치에 비해 상대적으로 높은 응력이 발생하게 되며, 가열 드럼의 회전에 의해 반복적으로 발생하는 인장과 압축응력에 의해 피로파손이 발생할 가능성이 매우 높다. 실제로 가열드럼의 저어널부에서 파손이 발생하여 이의 보수를 위한 프레스의 가동 중단에 따른 조업 손실과 교체에 소요되는 비용 등의 많은 문제를 야기한 사례가 있다. 최근에 이부윤²은 파손이 발생한 가열드럼 저어널부의 응력 상태를 유한요소법의 부모모델(submodel) 기법을 사용하여 해석하여 피로파손의 발생 원인을 규명하고, 경험에 의거한 시행착오 방법으로 저어널부 필렛(fillet)의 치수를 결정하여 피로수명을 증대시키기 위한 설계개선 방안을 제시한 바 있다.

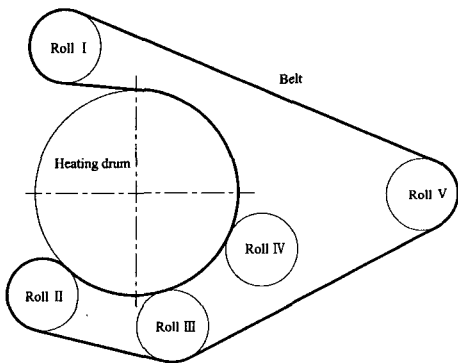


Fig. 1 Conceptual drawing of the hot-rolling press for the MDF

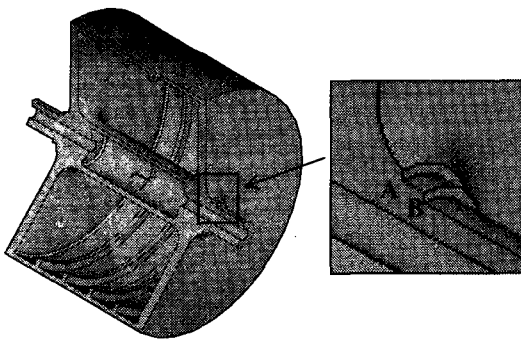


Fig. 2 Heating drum

한편 근래에 들어서 최적화 기법³이 구조설계 분야에서 활발히 적용되고 있으며, 자동화된 수치적 최적화 방법을 사용하여 제품의 최적 형상을 효율적이고 정확하게 결정하기 위한 형상 최적설계도 폭 넓게 응용되고 있다^{4,6}. 본 연구에서는 중 밀도 섬유판 생산용 열간압연 프레스의 가열드럼을 대상으로 하여 형상 최적설계를 수행하고자 한다. 유한요소해석과 형상 최적화 프로그램으로는 ANSYS⁷를 사용한다. 국부적 응력집중을 최소화하고 가열드럼의 피로수명을 증대하기 위하여 가열드럼 저어널부 코너 필렛의 최적 형상을 결정하기 위한 응력 최소화 문제를 정의하고 수치적 최적해를 구하고자 한다.

2. 하중 조건 및 피로수명 해석 방법

본 연구에서 다루고자 하는 열간압연 프레스 가열드럼의 주요 치수는 Fig. 2 를 참조하여 전체의 축방향 길이는 4.436m, 원주면의 축방향 길이는 2.86m, 원주면의 외경은 4m, 저어널의 외경은 420mm 이다. 가열드럼을 구성하는 각 부품들의 탄성계수는 $2.12 \times 10^5 \text{MPa}$, 프와송비는 0.27, 밀도는 7.83kg/m^3 이다. 가열드럼은 벨트가 드럼의 원주면에 균일하게 접촉하면서 작동하는 정상작동(normal operation)시에는 3rpm 으로 회전하나, 압연 프레스 작동중에 벨트가 원주면상의 궤도를 약간 이탈하는 벨트이동(belt tracking) 현상이 자주 발생하게 된다. 벨트이동시에는 가열드럼의 회전수는 0.75rpm 으로 낮아진다.

작동시에 가열드럼은 Fig. 3 에 표시된 바와 같은 자중(약 60Ton), $\phi=227^\circ$ 에서 $\phi=90^\circ$ 사이의 벨트 접촉 구간에 가해지는 구동 벨트의 압력, $\phi=227^\circ$ 위치의 로울 II 의 압력, $\phi=285^\circ$ 위치의 로울 III 의 압력, $\phi=335^\circ$ 위치의 로울 IV 의 압력, 그 외에 내부 증기의 압력과 열하중 등의 하중을 받는다. 이 중에서 내부 압력과 열 하중은 타 하중에 비해 상대적으로 크기가 작아서 무시할 수 있으므로 작용 하중에서 제외할 수 있다. 벨트 압력 p_B 는 정상작동시에는 벨트와 접촉하는 원주면에서 균일하게 0.225MPa 이고, 벨트이동시에는 경험에 의거하여 벨트 접촉 원주면의 한쪽 끝단과 다른쪽 끝단에서는 정상작동시의 압력보다 각각 10% 증가 및 감소하고 내부 구간에서는 선형적으로 변화하는 것으로 설정하였다. 로울 II, III, IV 에 의해 가해지는

선 하중 q_2, q_3, q_4 는 각각 350kN/m, 500kN/m, 600kN/m 이다. 가열드럼 내부의 증기의 최고 온도는 200°C 이다.

저어널부의 재질은 20Mn5⁸ 이며, 인장강도 S_{ut} 는 20°C 에서 490MPa 이고 200°C 에서 392MPa 이며, 항복강도 S_y 는 20°C 에서 275MPa 이고 200°C 에서 220MPa 이다. 피로수명 해석을 위하여 응력-수명 이론(stress-life theory)⁹ 을 사용하고자 하며, 문헌^{10,11} 을 이용하여 구한 20Mn5 의 내구한도(endurance limit) S_e 는 20°C 에서 162MPa 이고 200°C 에서 137MPa 이다. 가열드럼이 회전함에 따라 저어널부에 인장과 압축 응력이 반복적으로 가해지므로 평균응력은 0 이며, 변동응력 S_a 는 가열드럼 작동시의 작용 하중하에서 유한요소해석 결과 계산된 von Mises 유효응력으로 정의할 수 있다. 정상작동과 벨트이동 조건 각각에 대한 파손하중주기(load cycles to failure) N_1, N_2 는 $S_a \leq S_e$ 이면 무한하며, $S_e \leq S_a \leq 0.9S_{ut}$ 이면 다음 식을 사용하여 계산할 수 있다^{10,11}.

$$N = \left(\frac{S_a}{a} \right)^{1/b} \quad (1)$$

여기서

$$a = \frac{(0.9S_{ut})^2}{S_e}, \quad b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.9S_{ut}}{S_e} \right)$$

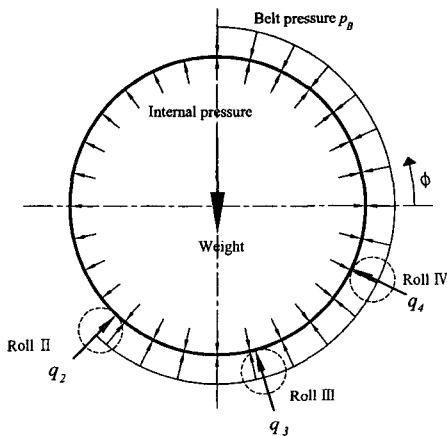


Fig. 3 Loadings applied to the heating drum

가열드럼은 작동중에 마모가 발생하므로 일정 기간동안 사용한 후에 주기적으로 교체된다. 정상 작동 조건과 벨트이동 조건이 동시에 발생하지는 않는 반면에, 벨트이동 조건의 발생 횟수에 관하여는 정량적인 자료가 없는 실정이므로 설계수명에 관한 두 가지 조건의 요구하중주기(required load cycles)를 정확하게 설정하는 것은 불가능하다. 본 연구에서는 이를 감안하고 또한 보수적인 평가를 위하여 두 가지 조건이 설계수명 기간 동안에 동시에 발생하여 누적피로에 영향을 주는 것으로 가정하여 피로수명을 평가하고자 한다. 그러므로 설계수명을 1 년으로 설정하면 정상작동 조건과 벨트이동 조건의 각각의 요구하중주기 n_1 과 n_2 는 각 조건에서의 가열드럼 회전수와 압연 프레스의 작동 일수를 고려하여 1,550,200 Cycles 와 367,200 Cycles 로 정의할 수 있다. 두 가지 하중 조건에 의한 누적피로를 평가하기 위하여 Miner's rule^{9,10} 을 사용하여 각각의 요구하중주기와 파손하중주기로부터 누적피로사용율(accumulated fatigue usage factor)을 구하여 피로에 관한 안전성을 평가할 수 있다.

3. 기존 설계안의 해석

가열드럼의 기존 설계안의 주요 치수는 앞장에서 기술한 바와 같으며, 저어널의 내경은 180mm 이다. 초기 설계안의 저어널부 코너 위치 A 와 B 의 상세 형상을 Fig. 4 에 나타내었으며, 스톱링(stop ring)은 가열드럼이 축방향으로 이동하여 베어링과 직접 접촉하는 것을 방지하기 위하여 저어널부의 수직 측면과 베어링 사이에 설치되며 축방향 폭이 18mm 이다. 기존 설계안에서 코너 위치 A 의 필렛은 반경이 15mm 이고, 위치 B 의 필렛은 반경이 22mm 와 3mm 의 두 원호가 연결된 오목한(concave) 복합 원호이다.

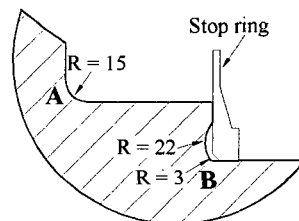
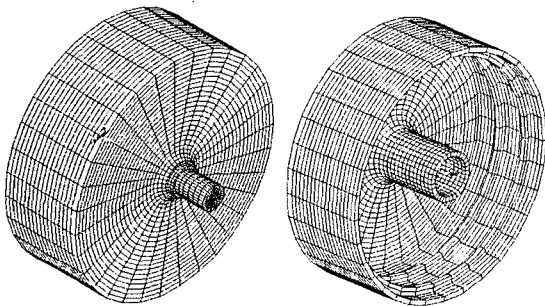


Fig. 4 Detail view of the journal of the original design

가열드럼의 유한요소해석을 위하여 사용한 요소는 ANSYS 의 6 자유도 8 절점 육면체의 SOLID73 요소^{7,12}이다. 해석 모델의 크기를 줄이고 해석 시간을 단축하기 위하여, ANSYS 의 부모모델(submodel) 기능을 사용하여 응력집중이 발생하는 저어널 단부에서의 응력분포를 해석한다². 가열드럼의 대칭성을 고려하여 전체의 절반만을 해석하며, 가열드럼의 전체모델(global model)은 Fig. 5 와 같다. 전체모델에 대한 경계조건으로서 베어링 위치의 저어널부 원주상의 절점들의 반경 방향과 접선 방향의 변위를 구속한다. 로울 II, III, IV 의 압력은 집중절점력으로, 벨트 압력은 요소의 표면 압력으로 부여한다. 저어널 단부의 부모모델 영역과 부모모델의 유한요소 형상은 Fig. 6 과 같다.



(a)External view (b)Internal view

Fig. 5 Finite element mesh of the global model

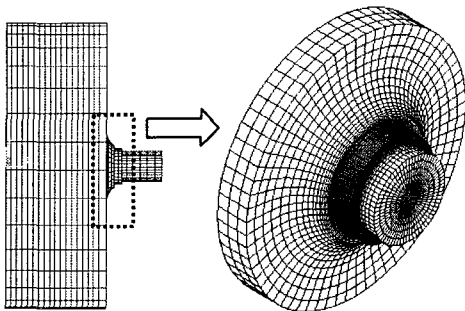


Fig. 6 Region and finite element mesh of the submodel

기존 설계안에 대한 유한요소해석의 결과, 정상 작동 조건보다 벨트이동 조건의 응력이 더 높은 것으로 나타났다. Fig. 7 과 8 은 각각 기존 설계안에서 벨트이동시의 전체모델과 부모모델의 von Mises

유효응력의 분포를 나타낸 것이다. Fig. 8 에서 볼 수 있듯이 최대 유효응력은 기하학적 불연속에 의한 응력집중 위치인 저어널부의 코너 위치 B 에서 발생하고 있다. 최대 유효응력은 벨트이동 조건에서는 229MPa 이고 정상작동 조건에서는 225MPa 이다. 코너 위치 A 에서의 유효응력은 벨트이동 조건에서는 149MPa 이고 정상작동 조건에서는 146MPa 이다. 이와 같이 기존 설계안에서의 최대 유효응력이 벨트이동과 정상작동 조건에서 모두 저어널부 소재인 20Mn5 의 200°C 의 항복강도 220MPa 을 조금 초과하는 것을 알 수 있다. 그러나 단지 가열드럼 내부 증기의 최고 온도가 200°C 일 뿐이며 저어널의 바깥 표면은 대기와 접하므로 최대응력이 발생하는 저어널의 단부의 실제 온도는 200°C 보다는 다소 낮을 것으로 예상된다. 따라서 20Mn5 의 항복강도가 상온인 20°C 에서 275MPa 임을 감안하면 실제로 저어널의 단부에서 항복은 발생하지 않을 것으로 판단되나, 이와 같이 항복강도에 근접한 저어널부의 응력집중은 완화시키는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

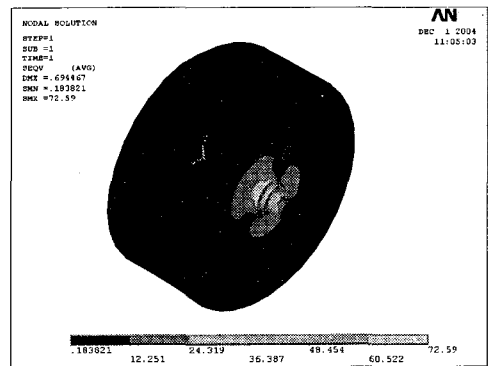
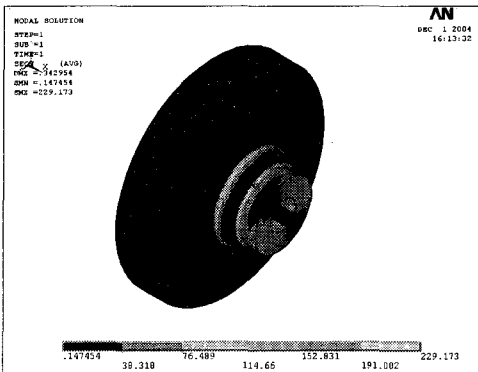


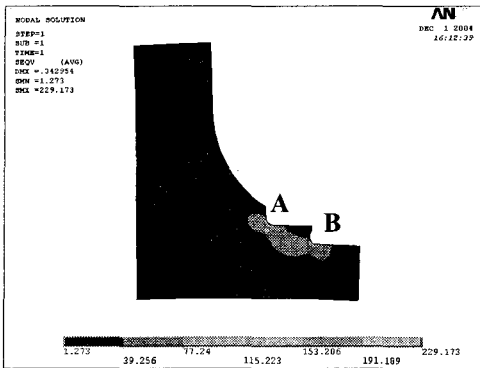
Fig. 7 Distribution of von Mises stress of the global model of the original design under belt tracking condition

이와 같이 기존 설계안에서 저어널부 코너 위치 B 에서의 변동응력 S_a , 즉 최대 유효응력이 벨트이동과 정상작동 조건에서 각각 229MPa 과 225MPa 로서 모두 내구한도 S_e (20°C 에서 162MPa, 200°C 에서 137MPa)를 초과하는 것으로 나타났으므로 피로수명이 유한함을 알 수 있다. 벨트이동과 정상작동 조건에서 각각의 파손하중주기 N_1, N_2 는 식 (1)로부터 계산할 수 있으며, 저어널 표면의

실제 온도보다 완화된 조건인 20°C 의 내구한도를 적용하더라도 각각 10.37×10^4 Cycles 와 9.19×10^4 Cycles 로서 누적피로사용율이 18.9 로 계산된다. 따라서, 이와 같은 피로수명 해석을 통하여 기존 설계안의 가열드럼에서 설치 후 1 년 이내에 저어널부 파손이 발생한 실제 사례를 뒷받침하는 결과를 도출함을 알 수 있다.



(a) Whole view



(b) Section view of the journal

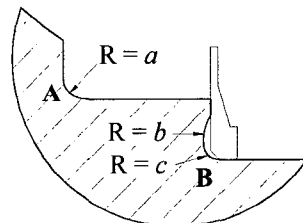
Fig. 8 Distribution of von Mises stress of the submodel of the original design under belt tracking condition

4. 저어널부의 형상 최적설계

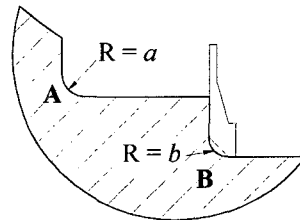
본 장에서는 가열드럼 저어널부의 응력집중을 완화하여 피로수명을 증대시키기 위한 설계 개선 방안으로 형상 최적설계 방법을 도입하여 저어널부의 코너 형상을 결정하고자 한다. 앞 장의 기존 설계안 해석 결과에서 기술한 바와 같이 정상작동

조건보다 벨트이동 조건의 응력이 더 높으므로 벨트이동 조건만을 하중 조건으로 고려하였다. 최적 설계에 앞선 설계 개선 방안으로서, 우선 저어널부의 굽힘 강성(flexural rigidity)을 높임으로써 굽힘 응력을 일차적으로 저감시킬 수 있을 것이므로 저어널부의 내경을 기존 설계안의 180mm 보다 크게 감소시킨 100mm 로 설정하였다.

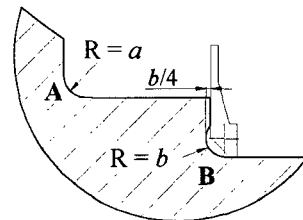
저어널부의 형상 최적화는 저어널의 단부를 포함하는 부모델의 최대 유효응력을 최소화하는 문제로 정의하였다. 형상 설계변수는 응력집중이 발생하는 저어널 단부의 코너 위치 A 와 B 의 필렛 형상으로서, Fig. 9 에 표시된 바와 같이 코너 위치 A 의 형상은 필렛 반경 a 의 원호로 정의하고 코너 위치 B 의 형상은 3 가지 방식으로 다르게 정의한 총 3 가지의 최적설계 문제를 해석하였다.



(a) Concave composite arc at corner B



(b) Single arc at corner B



(c) Concave single arc at corner B

Fig. 9 Definition of shape design variables of three optimal design problems

코너 위치 B의 형상은 첫 번째 문제에서는 Fig. 9(a)와 같이 기존 설계안과 동일한 방식으로 반경 b 와 c 인 두 원호가 서로 접하면서 연결된 오목한 복합 원호로 정의한다. 두 번째 문제에서는 Fig. 9(b)와 같이 반경 b 의 단일 원호로 정의한다. 세 번째 문제에서는 Fig. 9(c)와 같이 오목한 단일 원호로서 반경 b 의 원호의 축방향 끝단이 수직 측면에서 $b/4$ 의 간격을 유지하도록 정의한다.

이와 같은 형상 최적설계 문제는 비선형계획법(nonlinear programming)³을 사용하여 수치적으로 최적해를 구할 수 있으며, 본 연구에서는 ANSYS의 Optimization Module의 최적화 기능 중에서 순차 비제약 최소화기법(SUMT: sequential unconstrained minimization technique)³을 사용하는 부문제 근사법(subproblem approximation method)을 사용하였다. 부문제 근사법은 목적함수와 상태변수와 같은 종속변수의 설계변수에 관한 미분의 계산을 필요로 하지 않는 0계법(zero-order method)으로서, 최적화를 위하여 종속변수를 최소화방법에 의하여 근사화하고 벌칙(penalty)함수를 사용하여 제약문제를 비제약문제로 변환한다. 이와 같이 벌칙이 부여된 근사화된 함수, 즉 부문제에 대한 반복회(iteration)를 통하여 최적해를 구하게 된다.

4.1 오목한 복합 원호 문제

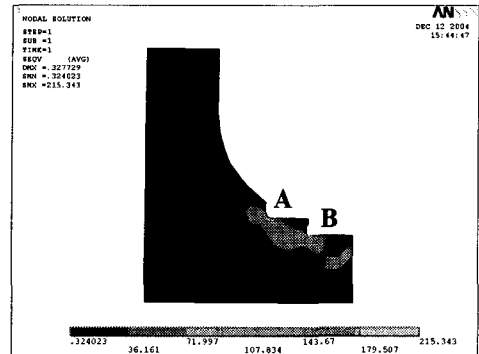
코너 위치 B의 형상을 Fig. 9(a)와 같이 오목한 복합 원호로 정의한 형상 최적설계 문제는 다음 식으로 정의된다.

$$\begin{aligned}
 &\text{Find } \{a, b, c\} \\
 &\text{to minimize } \Phi \equiv \text{Max.} \{ \sigma_{eq} \} \\
 &\text{subject to } 3 \leq a \leq 30 \quad (2) \\
 &\quad \quad \quad 20 \leq b \leq 60 \\
 &\quad \quad \quad 3 \leq c \leq 15
 \end{aligned}$$

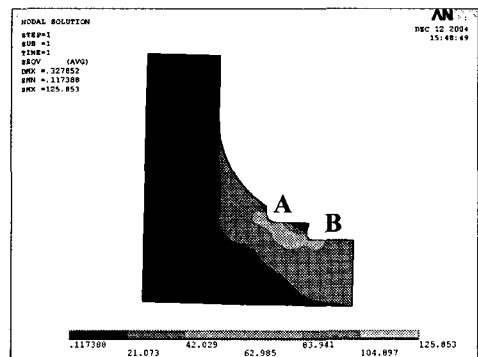
여기서 목적함수 Φ 는 저어널의 단부를 포함하는 부모모델의 von Mises 유효응력 σ_{eq} 의 최대값을 나타내며, 코너 위치 B 필렛의 스톱링과의 간섭을 방지하고 코너 형상의 적합성을 유지하도록 설계변수의 상한과 하한값의 제약조건을 설정하였다.

최적화 문제의 해석을 위해 설정한 초기설계에서의 설계변수 값은 $\{a, b, c\} = \{15, 22, 3\}$ mm로서 Fig. 4에 표시된 기존 설계안과 동일하다. 초기설계에서 저어널 단부의 유효응력 분포는 Fig. 10(a)에

나타낸 바와 같으며, 최대 응력은 215MPa로서 코너 위치 B에서 발생하였으며, 위치 A에서는 139MPa이다. 17회의 반복회를 거쳐 해를 얻었으며, 최적설계에서의 설계변수 값은 $\{a, b, c\} = \{23.774, 51.188, 14.872\}$ mm이다. 최적설계에서 저어널 단부의 유효응력 분포는 Fig. 10(b)에 나타낸 바와 같다. 최대 응력은 126MPa로서 코너 위치 B에서 발생하였으며, 위치 A에서는 120MPa이다. 초기설계와 최적설계의 형상을 Fig. 11에 나타내어 비교하였다. 최적형상을 초기형상과 비교해 보면 코너 위치 A, B에서의 높은 응력이 감소하도록 필렛 반경이 증가한 것을 볼 수 있으며, 특히 초기설계에서 최대 응력이 발생한 코너 B의 반경 c 가 크게 증가한 것을 알 수 있다. 이와 같은 최적설계에서의 최대 응력 126MPa은 S_e (20°C에서 162MPa, 200°C에서 137MPa)보다 작으므로 피로에 관하여 무한수명을 갖는 것으로 판단된다.



(a)Initial design



(b)Optimal design

Fig. 10 Distribution of von Mises stress of the concave composite arc problem

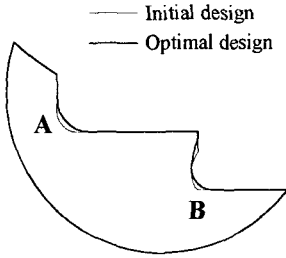


Fig. 11 Initial and optimal shapes of the journal of the concave composite arc problem

4.2 단일 원호 문제

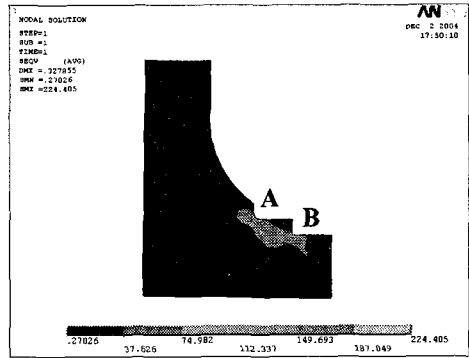
코너 위치 B의 형상을 Fig. 9(b)와 같이 단일 원호로 정의한 형상 최적설계 문제는 다음 식으로 정의된다.

$$\begin{aligned}
 &\text{Find } \{a, b\} \\
 &\text{to minimize } \Phi \equiv \text{Max.} \{ \sigma_{eq} \} \\
 &\text{subject to } 3 \leq a \leq 30 \\
 &\quad \quad \quad 1 \leq b \leq 13
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

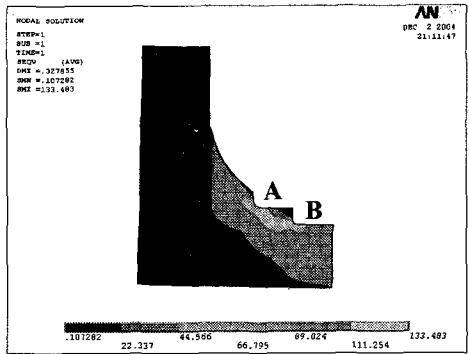
여기서 설계변수 b 의 상한값 13mm는 스톱링의 폭 18mm에서 5mm의 여유를 감안하여 최대한 크게 설정한 것이다.

최적화 문제의 해석을 위해 설정한 초기설계에서의 설계변수 값은 $\{a, b\} = \{15, 3\}$ mm로서 a 는 기존 설계안과 동일하며 b 는 응력집중이 높도록 작은 값으로 설정한 것이다. 초기설계에서 저어널 단부의 유효응력 분포는 Fig. 12(a)에 나타난 바와 같다. 최대 응력은 224MPa로서 코너 위치 B에서 발생하였으며, 위치 A에서는 148MPa이다. 14회의 반복회를 거쳐 해를 얻었으며, 최적설계에서의 설계변수 값은 $\{a, b\} = \{22.091, 12.182\}$ mm이다. 최적설계에서 저어널 단부의 유효응력 분포는 Fig. 12(b)에 나타난 바와 같으며, 최대 응력은 133MPa로서 코너 위치 B에서 발생하였으며, 위치 A에서는 127MPa이다. 초기설계와 최적설계의 형상을 Fig. 13에 나타내어 비교하였다. 최적형상을 초기형상과 비교해 보면 코너 위치 A, B에서의 높은 응력을 줄이기 위하여 필렛 반경이 증가한 것을 볼 수 있으며, 특히 초기설계에서 최대 응력이 발생한 코너 B의 반경 b 가 크게 증가한 것을 알 수 있다. 한편, 여기에서 결정된 최적설계에서의 최대 응력

133MPa는 4.1절의 오목한 복합 원호 문제의 최적설계에서의 최대 응력 126MPa보다는 조금 크며, 200°C의 S_e (137MPa)보다 작기는 하지만 상당히 근접한 값이다. 따라서, 이와 같이 코너 위치 B를 단일 원호로 설계하는 것은 오목한 복합 원호에 비하여 상대적으로 불리한 것으로 판단된다.



(a)Initial design



(b)Optimal design

Fig. 12 Distribution of von Mises stress of the single arc problem

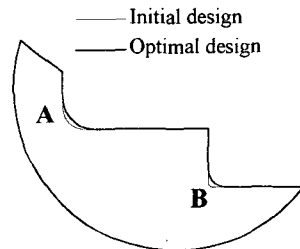


Fig. 13 Initial and optimal shapes of the journal of the single arc problem

4.3 오목한 단일 원호 문제

코너 위치 B의 형상을 Fig. 9(c)와 같이 오목한 단일 원호로 정의한 형상 최적설계 문제는 다음 식으로 정의된다.

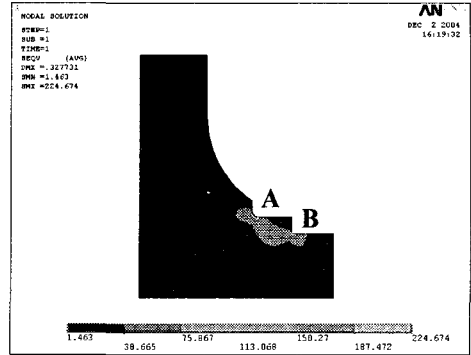
$$\begin{aligned}
 & \text{Find } \{a, b\} \\
 & \text{to minimize } \Phi \equiv \text{Max.} \{ \sigma_{eq} \} \\
 & \text{subject to } 3 \leq a \leq 30 \\
 & \quad \quad \quad 1 \leq b \leq 18
 \end{aligned} \tag{4}$$

여기서 설계변수 b 의 상한값 18mm는 4.2철의 단일 원호 문제의 13mm에 비하여 상대적으로 큰데, 이는 오목한 원호의 형상을 감안하여 스톱링의 폭과 동일하게 설정한 것이다.

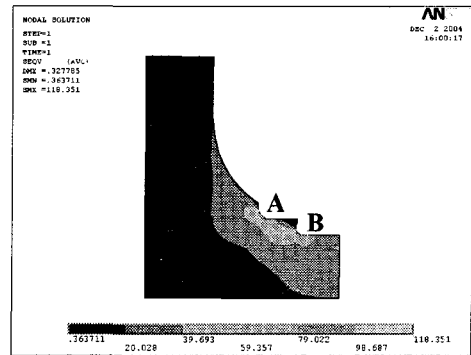
최적화 문제의 해석을 위해 설정한 초기설계에서의 설계변수 값은 $\{a, b\} = \{15, 3\}$ mm로서 a 는 기존 설계안과 동일하며 b 는 응력집중이 높도록 작은 값으로 설정한 것이다. 초기설계에서 제어될 단부의 유효응력 분포는 Fig. 14(a)에 나타낸 바와 같다. 최대 응력은 225MPa로서 코너 위치 B에서 발생하였으며, 위치 A에서는 143MPa이다. 10회의 반복회를 거쳐 해를 얻었으며, 최적설계에서의 설계변수 값은 $\{a, b\} = \{29.928, 17.939\}$ mm이다. 최적설계에서 제어될 단부의 유효응력 분포는 Fig. 14(b)에 나타낸 바와 같으며, 최대 응력은 코너 위치 A, B에서 동일하게 118MPa이다. 이는 코너 위치 B에서의 최대 응력이 위치 A의 응력보다 크게 결정된 오목한 복합 원호 문제와 단일 원호 문제의 결과에 비하여 우수한 결과를 얻었음을 보여준다. 초기설계와 최적설계의 형상을 Fig. 15에 나타내어 비교하였다. 최적형상을 초기형상과 비교해 보면 코너 위치 A, B에서의 높은 응력을 줄이기 위하여 필렛 반경이 증가한 것을 볼 수 있으며, 특히 초기설계에서 최대 응력이 발생한 코너 B의 반경 b 가 크게 증가한 것을 알 수 있다.

한편, 여기에서 결정된 최적설계에서의 최대 응력 118MPa는 4.1철의 오목한 복합 원호 문제에서도 출된 최적설계에서의 최대 응력 126MPa보다도 더 작은 값이다. 따라서, 이와 같이 코너 위치 B를 오목한 단일 원호로 설계하는 것이 오목한 복합 원호에 비하여 상대적으로 유리한 것으로 판단된다. 3가지 형상 최적설계 문제의 해석 결과를 종합하면, 응력집중 최소화를 위하여 코너 위치 B의 형상은 오목한 단일 원호, 오목한 복합 원호, 단일

원호의 순으로 우수한 것으로 요약할 수 있다.



(a)Initial design



(b)Optimal design

Fig. 14 Distribution of von Mises stress of the concave single arc problem

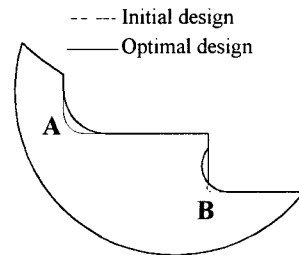


Fig. 15 Initial and optimal shapes of the journal of the concave single arc problem

5. 결론

본 연구에서는 증밀도 섬유판 생산용 열간압연 프레스의 가열드럼을 대상으로 하여 제어될부

의 피로수명을 정량적으로 분석하였으며, 국부적 응력집중을 최소화함으로써 피로수명을 증대하기 위하여 수치적 방법으로 형상 최적설계를 수행하였다. 저어널 단부의 기하학적 응력집중 위치에서의 최대 응력과 압연 프레스의 작동 조건을 고려한 누적피로의 분석을 통하여 기존 설계안의 피로 파손 원인을 이론적으로 규명하였다. 응력집중을 최소화하기 위한 설계 개선 방안의 도출을 위하여, 저어널 단부의 형상 설계변수를 각각 다른 방식으로 설정한 3 가지의 형상 최적설계 문제를 정의하고 각각의 문제의 해를 수치적 최적화 기법을 사용하여 구하였다. 기존 설계안에 비하여 매우 우수한 최적해를 도출하였으며, 스톱링과 접하는 코너의 형상은 오목한 단일 원호로 설계하는 것이 오목한 복합 원호와 단일 원호에 비하여 상대적으로 우수한 것으로 나타났다.

참고문헌

1. Korean Standards F 3024, Medium Density Fiberboard(MDF) Door Frames, 2001.
2. Lee, B. Y., "Fatigue Life Analyses and Improvement of Structural Design of a Heating Drum for the Medium Density Fiberboard," J. of the Korean Soc. of Marine Engineers, Vol. 29, No. 2, 2005.
3. Arora, J. S., Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, New York, 1989.
4. Kang, T. S., Choi, D. H., Jeong, T. G., Park, N. Y. and Lee, S. C., "Optimum Design of Head Slider with Ultra-Thin Air-Lubricated Spacing for Enhanced Flying Characteristics," Trans. of the KSME, A, Vol. 25, No. 4, pp. 725-733, 2001.
5. Jeon, H. Y., "A Study on the Size and the Shape Optimization of Cross Beam for Electric Vehicle Using GENESIS 7.0," J. of the KSPE, Vol. 19, No. 11, pp. 129-136, 2002.
6. Lee, H. W., "Finite Element Analysis and Optimal Design of an Automotive Pedal Arm," M.S. Thesis, Keimyung University, 2004.
7. ANSYS User's Manual, Version 5.5, ANSYS, Inc., 1999.
8. DIN 17 243, UDC 669.14.018.44-422:620.1, 1987.
9. Bannantine, J. A., Comer, J. J. and Handrock, J. L., Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice, pp. 250-251, 1990.
10. Shigley, J. E. and Mischke, C. R., Mechanical Engineering Design, 5th ed., McGraw-Hill, pp. 282-291, 1989.
11. Shigley, J. E., Mechanical Engineering Design, 3rd ed., McGraw-Hill, pp. 188-190, 1977.
12. Yunus, S. M., Pawlak, T. P. and Cook, R. D., "Solid Elements with Rotational Degrees of Freedom Part 1 and Part 2," Inter. J. for Num. Meth. in Eng., Vol. 31, pp. 573-610, 1991.