

## 섬유판 제작용 압연프레스 가열드럼의 피로수명 해석과 구조설계 개선에 관한 연구

이부윤†

(원고접수일 : 2004년 8월 17일, 심사완료일 : 2004년 12월 21일)

### Fatigue Life Analyses and Improvement of Structural Design of a Heating Drum for the Medium Density Fiberboard

Boo-Youn Lee†

**Abstract** : Stress and fatigue life analyses are performed to enhance a fatigue life of a heating drum of the roller press for medium density fiberboard. The finite element method employing the submodel is used to analyze stress concentration in the journal of the heating drum. The fatigue life is evaluated by the stress-life theory. Two modified designs of the journal are suggested and evaluated to reduce the maximum stress and to increase the fatigue life. Their structural reliabilities are verified in terms of the yield strength and the design life.

**Key words** : Medium density fiberboard(MDF)(중밀도 섬유판), Fatigue life(피로수명), Heating drum(가열드럼), Stress concentration(응력집중)

#### 1. 서 론

중밀도 섬유판(MDF, medium density fiberboard)<sup>1)</sup>은 나무를 주원료로 하여 얻어지는 나무 섬유를 합성수지 접착제로 결합시켜 성형, 열압하여 만드는 밀도  $0.4\sim 0.8\text{g/cm}^3$ 의 목질 판상 제품이다. 중밀도 섬유판을 제작하는 설비인 압연프레스(roller press)의 핵심 부품인 가열드럼(heating drum)은 벨트로 공급되는 나무 섬유를 열간 압연 방식으로 성형하기 위한 Fig. 1과 같은 대형 회전체로서, 양끝단의 저어널(journal)

부의 베어링에 의해 지지되며 벨트에 의해 구동된다.

압연프레스 작동시에 가열드럼에 가해지는 중요한 하중은 Fig. 2에 표시된 바와 같이 자중, 구동 벨트의 압력, 3 개의 지지 로울(roll)의 압력, 내부 증기의 압력 등을 들 수 있다. 따라서 작동시에 가열드럼의 주된 변형 형태는 양끝이 단순지지된 보(beam)와 유사한 굽힘 변형 거동으로 나타나며, 저어널부에서 기하학적 불연속에 의한 응력집중 현상이 나타나게 된다. 따라서 통상적으로 Fig. 1에 표시된 저어널부의 위치 A, B에서는 응

† 책임저자(계명대학교 기계자동차공학부), E-mail : bylee@kmu.ac.kr, Tel : 053)580-5922

력집중에 의해 타 위치에 비해 상대적으로 높은 응력이 발생하게 되며, 이러한 높은 응력 때문에 균열이 발생할 가능성이 매우 높아서 가열드럼의 수명이 저하된다. 가열드럼의 저어널부에서 이와 같은 피로파손이 발생시에 이의 보수 혹은 교체를 위한 압연프레스의 가동 중단 등의 많은 문제를 야기해 왔다.

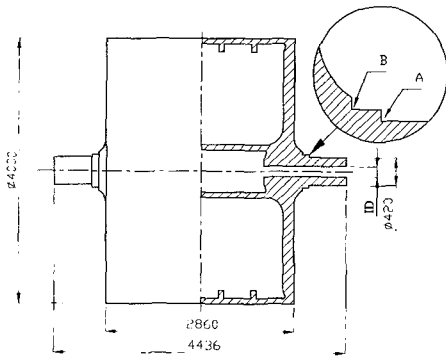


Fig. 1 A heating drum(Unit: mm)

본 연구에서는 이와 같은 가열드럼의 기존 설계 구조에서 발생하는 응력 상태를 유한요소법으로 부모델(submodel) 기법을 사용하여 해석하고 피로수명을 분석하고자 한다. 또한 응력집중을 완화하여 피로수명을 향상시키기 위한 가열드럼 저어널부의 설계개선 방안을 제시하고, 제시된 개선 구조에 대하여 응력해석과 피로수명을 해석하여 개선 효과를 분석하고자 한다. 저어널부의 기존설계안, 설계개선 1안, 설계개선 2안을 기준으로 응력해석과 피로수명해석을 수행하여 각 경우의 안전성을 평가하며, 유한요소해석 프로그램으로는 ANSYS<sup>(2)</sup>를 사용하고 피로해석을 위하여 응력-수명 이론(stress-life theory)을 사용하고자 한다.

## 2. 가열드럼의 물성치와 하중 조건

Fig. 2에 표시된 바와 같은 가열드럼에 가해지는 작용 하중 중에서 자중, 벨트 압력, 로울에 의해 가해지는 선 하중(line load)을 고려한다. 열 하중과 내부 압력은 상대적으로 크기가 매우 작으

므로 무시하였다. 벨트 압력  $p_B$ 는 정상작동(normal operation)시에는 벨트 접촉면에 균일하게 0.225MPa로 작용하나, 가끔씩 벨트가 가열드럼과의 접촉면에서 약간 이탈하는 벨트이동(belt tracking) 현상이 발생하게 된다. 벨트이동시의 벨트 압력은 압연프레스의 가동 경험에 의거하여 한 쪽 끝단에서는 정상작동시의 압력보다 10% 증가하며 다른 쪽 끝단에서는 10% 감소하고, 양쪽 끝단 사이에서는 선형적으로 변화하는 것으로 설정하였다. 로울 II, III, IV에 의해 가해지는 선 하중  $q_2, q_3, q_4$ 는 각각 350kN/m, 500kN/m, 600kN/m이다.

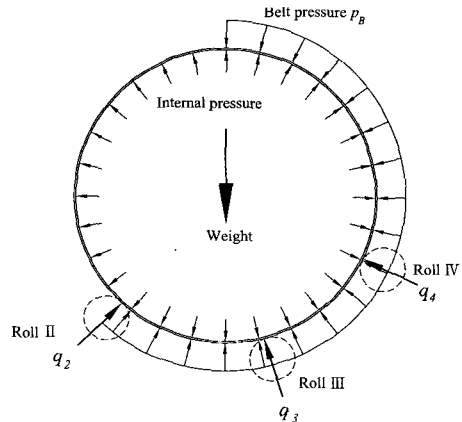


Fig. 2 Applied loadings

가열드럼 내부의 증기의 최고 온도가 200°C이고 저어널의 단부는 바깥 표면이 대기와 접하므로, 최대응력이 발생하는 저어널의 단부의 실제 온도는 200°C보다는 낮을 것으로 예상된다. 그러나 본 연구에서는 200°C에서의 저어널의 재료 강도를 사용하여 실제보다 보수적인 관점에서 응력 해석 및 피로해석 결과를 평가하고자 한다. 저어널부의 재질은 20Mn5<sup>(3)</sup>이며 200°C에서의 인장강도  $S_u$ 와 항복강도  $S_y$ 는 각각 392MPa과 220MPa이다. 가열드럼을 구성하는 각 부품들의 탄성계수는  $2.12 \times 10^5$ MPa, 포와송비는 0.27, 밀도는 7830kg/m<sup>3</sup>이다.

압연프레스 가동시에 가열드럼이 회전하므로 주로 굽힘 변형을 보이는 가열드럼에는 인장과 압축

응력이 반복적으로 가해진다. 가열드럼의 회전수는 정상작동시에는 3.26rpm이고, 벨트이동시에는 0.77rpm이다. 가열드럼은 1년마다 주기적으로 교체되므로 설계수명을 1년으로 설정하면, 정상작동 조건과 벨트이동 조건의 요구하중사이클(required load cycle)<sup>[4]</sup>  $n_1, n_2$ 는 각 경우의 회전수로부터 각각 1,550,200Cycles와 367,200Cycles로 계산된다.

### 3. 해석 방법 및 기존 설계안의 평가

#### 3.1 해석 방법

본 연구에서 다루는 가열드럼 기존 설계안의 저어널부 A 위치의 상세 형상을 Fig. 3에 나타내었으며, 기존 설계안에서 Fig. 1에 표시된 저어널부의 내경 ID는 180mm이다. Fig. 3에 표시된 슬리브 링(sleeve ring)은 가열드럼 저어널부의 수직 측면과 베어링 사이에 설치되어, 가열드럼이 베어링과 직접 닿는 것을 방지하는 역할을 한다.

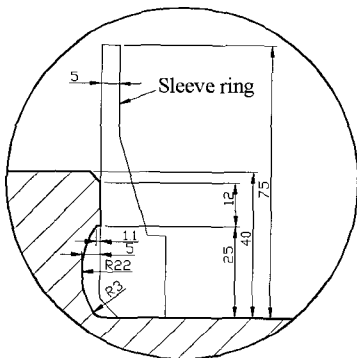


Fig. 3 Detail view of the location A of the original design

정상작동과 벨트이동 조건에 대하여 각각의 응력해석을 수행하였는데, 사용한 요소는 8절점 육면체의 SOLID73 요소<sup>[2],[5]</sup>로서 절점당 총 6개의 세 축 방향의 변위 및 회전 자유도를 갖는다.

본 연구에서 중요한 관심사는 저어널 단부에서의 응력집중에 의한 안전성을 평가하는 것이므로 저어널 단부에서의 정확한 응력분포를 구하는 것

이 필요하다. 따라서 단부에서 미세한 크기의 유한요소를 사용하는 것이 요구된다. 그러나 만일 저어널 단부에서 미세한 크기의 요소를 사용하여 가열드럼 전체를 모델링하게 되면 유한요소모델의 절점과 요소의 수가 너무 크게 되어 해석에 장시간이 필요할 뿐만 아니라 너무 많은 컴퓨터 메모리와 저장 용량이 필요하게 되는 등의 어려움이 있다. 따라서 이러한 경우에 효율적이고 정확하게 해석을 수행하기 위하여 ANSYS의 부모델 기능을 사용하였다.

가열드럼의 전체모델(global model)은 대칭성을 고려하여 Fig. 4와 같이 전체의 절반만을 모델링하였다. 전체모델에서는 저어널 단부(Fig. 1에서 정의한 위치 A와 위치 B)에서의 필렛(fillet)이 없는 것으로 설정하였다. 전체모델에 대한 경계조건으로서, 가열드럼이 작용 하중에 의해서 굽힘 양상을 나타내므로 베어링에 의한 변위 구속조건을 고려하기 위하여 베어링의 중심에 위치하는 저어널부 표면 원주상의 절점들에 대하여 반경 방향과 원주접선 방향의 변위를 구속하였다. 가열드럼의 대칭면 상에 위치하는 모든 절점들은 대칭경계조건을 부여하였다. 전체모델에 대한 하중조건으로서, 로울 압력은 집중절점력으로 환산하여 로울 II, III, IV의 위치의 절점들에 부여하였다. 벨트 압력은 벨트와 접하는 표면의 요소들에 작용하는 압력으로 부여하였다. 가열드럼의 자중은 재료의 밀도와 중력가속도를 정의하여 부여하였다. 저어널 단부의 상세한 해석을 위한 부모델 영역은 Fig. 5에 표시한 바와 같으며, 부모델의 유한요소 형상은 Fig. 6과 같다. 부모델의 경계에 위치한 절점들에는 전체모델을 해석하여 계산된 변위를 경계조건으로 부여하였다.

응력-수명 이론을 사용하여 가열드럼의 저어널부의 피로수명을 해석하기 위하여 소재의 내구한도(endurance limit)  $S_e$ 가 필요하다. 문헌<sup>[4],[6]</sup>을 참조하여 구한 저어널부 소재인 20Mn5의  $S_e$ 는 137MPa이다.

유한요소해석의 결과로부터 주응력의 평균응력과 변동응력의 유효응력을 계산할 수 있다. 본 가열드럼은 일정한 속도로 회전하므로 인장과 압축

응력이 반복적으로 가해진다. 따라서 평균응력은 0이며, 변동응력  $S_a$ 는 다음 식 (1)을 사용하여 가열드럼 작동 하중하에서 유한요소해석 결과 구해진 주응력  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 로부터 계산할 수 있다<sup>(7)</sup>.

$$S_a = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

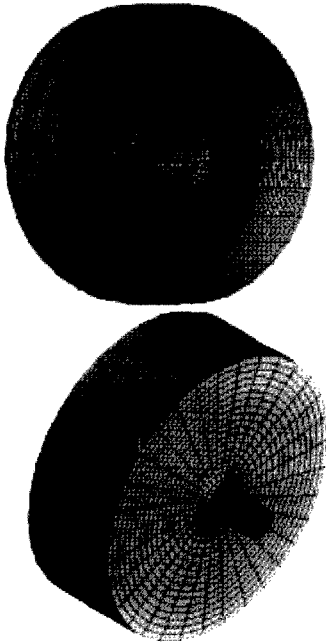


Fig. 4 Finite element mesh of the global model

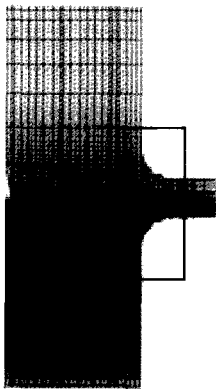


Fig. 5 Region of the submodel

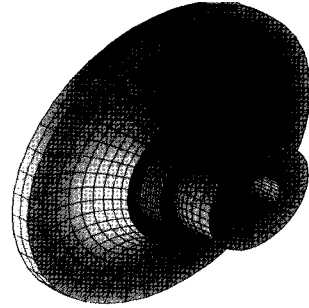


Fig. 6 Finite element mesh of the submodel

$S_a$ 의 크기에 근거하여 정상작동과 벨트이동 조건에 대한 각각의 파손하중사이클 (loading cycles to failure)  $N_1, N_2$ 를 구할 수 있다.  $S_a$ 가  $S_e$ 보다 작으면 파손하중사이클은 무한대이며,  $S_a$ 가  $S_e$ 보다 크고  $0.9 S_{ut}$ 보다 작으면 다음의 식 (2)를 사용하여 파손하중사이클을 구할 수 있다<sup>(4)</sup>.

$$N = \left(\frac{S_a}{a}\right)^{1/b} \quad (2)$$

$$\text{여기서 } a = \frac{(0.9 S_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_{ut}}{S_e}$$

Miner's rule을 사용하여 정상작동과 벨트이동 조건에 대한 요구하중사이클과 파손하중사이클로부터 누적피로사용율 (accumulated fatigue usage factor)  $\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2}$ 을 계산하여 피로에 관한 안전성을 평가하였다.

### 3.2 기존 설계안의 해석 결과

기존 설계안에 대한 유한요소해석의 결과, 정상작동 조건보다 벨트이동 조건의 응력이 더 높은 것으로 나타났으며, 이는 다음 장에서 제시된 설계개선안의 해석 결과에서도 동일하다. Fig. 7과 8은 각각 기존 설계안의 벨트이동시의 전체모델과 부모모델의 von Mises 유효응력의 분포를 나타낸

다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이 최대 유효응력은 저어널부의 위치 A에서 발생한다. 최대 응력은 벨트 이동 조건에서는 222MPa이고 정상작동 조건에서는 218MPa이다. 저어널부 소재인 20Mn5의 항복강도  $S_y$ 가 220MPa이므로 기존 설계안에서의 최대 응력이 항복강도와 거의 같은 수준으로 높게 나타남을 알 수 있다.

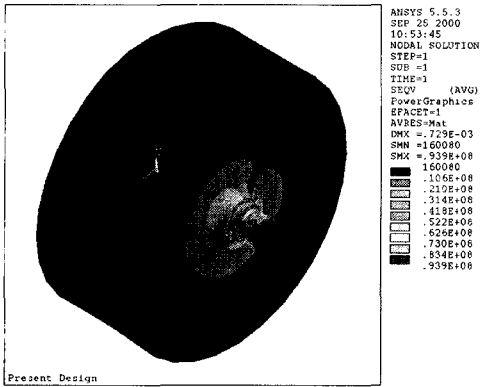


Fig. 7 Distribution of von Mises stress of the global model of the original design under belt tracking condition

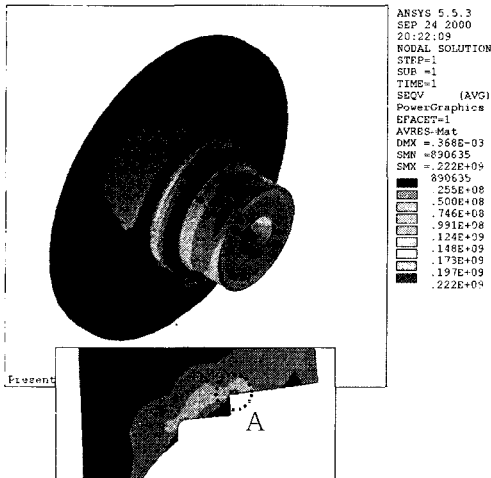


Fig. 8 Distribution of von Mises stress of the submodel of the original design under belt tracking condition

기존 설계안에서 식 (1)로부터 계산된 저어널부 위치 A에서의  $S_e$ 는 정상작동과 벨트이동 조건에

서 각각 190MPa과 222MPa로서 137MPa인  $S_e$ 를 초과하는 것으로 나타났다. 파손하중사이클  $N_1, N_2$ 는 식 (2)로부터 각각  $9.27 \times 10^4$  Cycles와  $2.97 \times 10^4$  Cycles로 계산되며, 누적피로사용율은 29.2로서 1을 초과하는 것으로 나타났다. 따라서, 기존 설계안의 가열드럼은 설계수명 기간인 1년 이내에 파손되는 것으로 판단되며, 이는 신규 설치 후에 1년 이내에 저어널부에서 파손이 발생한 실제 사례와 일치한다.

#### 4. 설계개선 방안의 도출 및 평가

##### 4.1 설계개선 1안

앞 장에서는 가열드럼의 기존 설계안에서 저어널의 기하학적 불연속 부위인 위치 A에서 최대 응력이 발생하며 이로 인하여 피로파손이 발생함을 확인하였다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 기존설계안에서 저어널부 위치 A의 필렛은 반경이 3mm 및 22mm인 복합 원호로 이루어져 있으며, 최대 응력은 반경이 3mm인 코너에서 발생함을 Fig. 8에서 확인할 수 있다. 이와 같은 응력집중을 완화하기 위하여 Fig. 9와 같이 위치 A에서의 필렛을 반경이 15mm인 단일 원호로 수정한 설계개선 1안을 도출하였다. 그리고 저어널부의 굽힘 강성 (flexural rigidity)을 높임으로써 굽힘 응력을 저감하기 위하여 저어널부의 내경 ID를 기존설계안의 180mm보다 크게 감소시킨 100mm로 설정하였다.

설계개선 1안에 대한 벨트이동 조건에서의 해석 결과로서 부모모델의 유효응력 분포를 Fig. 10에 나타내었는데, 최대 응력은 저어널부의 위치 B에서 발생한다. 이는 설계개선 1안에서는 저어널부의 위치 A의 필렛 반경을 기존설계안의 3mm에 비하여 15mm로 증가시킴으로써 위치 A의 응력을 크게 감소시켰기 때문이다. 위치 B에서 발생하는 설계개선 1안의 최대 응력은 벨트이동 조건에서 142MPa이고 정상작동 조건에서 139MPa로서, 위치 A에서 최대 응력이 발생하는 기존설계안의 벨트이동 조건의 222MPa과 정상작동 조건의 218MPa에 비하여 크게 감소한 것이다.

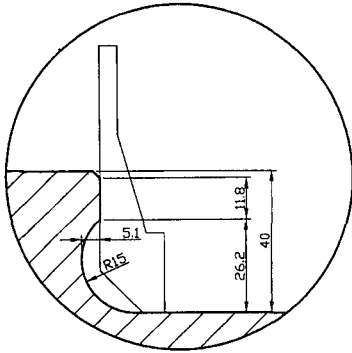


Fig. 9 Detail view of the location A of the modified design case 1

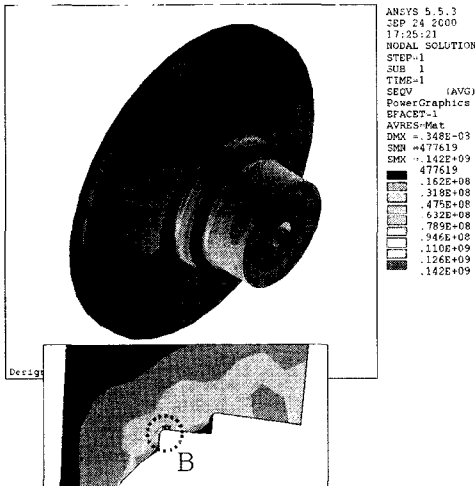


Fig. 10 Distribution of von Mises stress of the submodel of the modified design case 1 under belt tracking condition

한편, 설계개선 1안의 최대 응력 142MPa은 항복강도 220MPa에 비하여 크게 작음을 알 수 있다. 설계개선 1안에서 식 (1)로부터 계산된 저어널부 위치 B에서의  $S_a$ 는 정상작동과 벨트이동 조건에서 각각 137MPa과 140MPa로서 137MPa인  $S_e$ 를 벨트이동 조건에서 조금 초과하는 것으로 나타났다. 파손하중사이클  $N_1$ 은 무한대이고  $N_2$ 는 식 (2)로부터  $8.67 \times 10^5$  Cycles로 계산되었으며, 누적피로사용율은 0.42로서 1보다 작은 것으로 나타났다. 따라서, 설계개선 1안의 가열드럼은 설계수명인 1년 내에는 피로파손이 발생하지 않음

며, 누적피로사용율에 역수를 취하여 피로수명을 구하면 2년 4개월로 계산된다.

#### 4.2 설계개선 2안

설계개선 1안에서는 저어널부 위치 A의 필렛 반경을 15mm로 설정한 결과, 기존설계안에 비하여 위치 A에서의 응력이 크게 감소하여 최대 응력이 위치 B에서 발생함을 확인하였다. 본 절에서는 또 다른 개선 방안으로서, 위치 A에서의 필렛 반경을 12mm로 수정한 Fig. 11과 같은 설계개선 2안을 도출하였으며, 저어널부의 내경 ID는 설계개선 1안과 동일하게 180mm로 설정하였다.

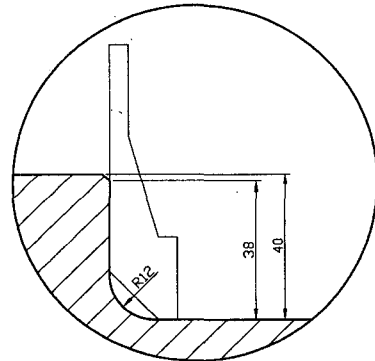
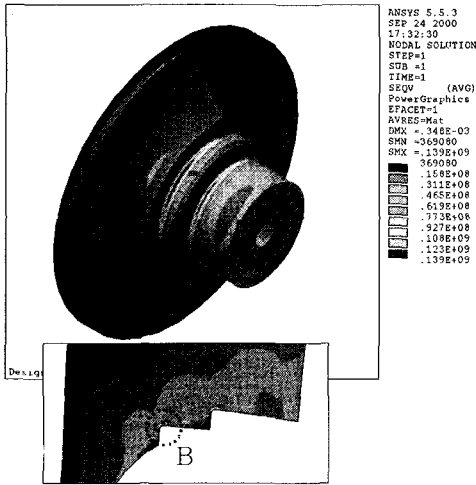


Fig. 11 Detail view of the location A of the modified design case 2

설계개선 2안에 대한 벨트이동 조건에서의 해석 결과로서 부모모델의 유효응력 분포를 Fig. 12에 나타내었는데, 설계개선 1안의 결과와 같이 최대 응력은 저어널부의 위치 B에서 발생한다. 위치 B에서 발생하는 설계개선 2안의 최대 응력은 벨트이동 조건에서 139MPa이고 정상작동 조건에서 136MPa로서, 위치 A에서 최대 응력이 발생하는 기존설계안의 벨트이동 조건의 222MPa과 정상작동 조건의 218MPa에 비하여 크게 감소한 것이다. 또한 이는 항복강도 220MPa에 비하여 크게 작을 뿐만 아니라, 각각 설계개선 1안의 최대 응력인 벨트이동 조건의 142MPa과 정상작동 조건의 139MPa보다도 작은 값이다.

설계개선 2안에서 식 (1)로부터 계산된 저어널부의 위치 B에서의  $S_a$ 는 정상작동과 벨트이동 조

전에서 각각 131MPa과 136MPa로서 137MPa인  $S_e$ 보다 작은 것으로 나타났다. 따라서 파손하중사이클  $N_1$ ,  $N_2$ 는 모두 무한대이고 누적피로사용율은 0으로 무한 수명을 나타내는 것으로 나타났다. 따라서, 피로수명의 관점에서 설계개선 2안이 1안보다 더 우수한 것으로 판단된다.



**Fig. 12 Distribution of von Mises stress of the submodel of the modified design case 2 under belt tracking condition**

5. 결 론

본 연구에서는 중밀도 섬유관 제작용 압연프레스의 가열드럼에 대한 응력해석 및 피로수명 평가 방법을 제시하였다. 기존 설계안의 해석 결과에 의거하여 설계개선 방안을 도출하고 개선 효과를 분석하였다. 가열드럼에서의 최대 응력이 발생하는 위치는 저어널 단부로서, 부모모델 해석 방법을 적용함으로써 기하학적 응력집중이 발생하는 저어널 단부의 응력을 효율적으로 해석하였다.

기존 설계안의 해석을 통하여 최대 응력이 항복응력과 거의 같은 수준이고 피로수명 해석을 통하여 설계수명 기간인 1년 이내에 저어널 단부에서 파손이 발생하는 실제 사례와 일치하는 결과를 확인하였다. 저어널 단부에서의 급خم 응력과 응력집중을 완화하기 위한 두 가지의 설계개선 방안을 도출하고 평가한 결과, 설계개선 1안과 2안 모두 최대응력이

기존 설계안에 비하여 크게 감소하였다. 설계개선 1안의 피로수명은 설계수명인 1년을 초과하나, 2년 4개월로 유한한 것으로 나타났다. 설계개선 2안의 피로수명은 무한한 것으로 나타나서 1안보다 더 우수한 것으로 판단된다. 한편, 본 연구에서 제시된 가열드럼의 해석과 구조설계의 개선 과정은 유사한 종류의 회전체 제품의 구조적 안전성을 평가하고 구조설계를 도출하는 데에 적용할 수 있다.

참고문헌

- [1] KS 규격, KS F 3024, 중밀도 섬유관 문틀 제, 2001.
- [2] ANSYS User's Manual, Version 5.5, ANSYS, Inc., 1999.
- [3] DIN 17 243, UDC 669.14.018.44-422: 620.1, 1987.
- [4] J. E. Shigley and C. R. Mischke, Mechanical Engineering Design, 5th ed., McGraw-Hill, pp. 282-291, 1989.
- [5] S. M. Yunus, T. P. Pawlak and R. D. Cook, "Solid Elements with Rotational Degrees of Freedom Part 1 and Part 2," International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 31, pp. 573-610, 1991.
- [6] J. E. Shigley, Mechanical Engineering Design, 3rd ed., McGraw-Hill, pp. 188-190, 1977.
- [7] J. A. Bannantine, J. J. Comer, J. L. Handrock, Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice, pp. 250-251, 1990.

저 자 소 개



**이부윤 (李富潤)**

1957년 1월생, 1981년 2월 부산대학교 기계공학과 졸업, 1984년 2월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학 석사), 1991년 8월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학박사), 1984년 3월~1998년 2월 한국중공업(주) 기술연구원 선임연구원, 1998년 3월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 부교수.