

<論 文>

커넥팅로드 소단부 파단의 해석

민동균* · 전병희** · 김낙수***

(1994년 6월 20일 접수)

Failure Analysis of Connecting Rod at Small End

Dong-Kyun Min, Byung-Hee Jeon and Naksoo Kim

Key Words: Failure of Smallend(소단부의 파단), Strength of Connecting Rod(커넥팅로드의 강도), Stress Analysis by the Finite Element Method(유한요소법에 의한 응력해석)

Abstract

Failure of connecting rod in automotive engine may cause catastrophic situation. The corner radius at small end has an effect on stress raising. To investigate the stress distribution in connecting rod during operation, the finite element analysis was used by giving possible maximum tension and compression. Excessive sizing after forging connecting rod may result in the tensile residual stress which lower the fatigue life and cause premature failures. It was shown that when the sizing amount is too large, the location of high tensile residual stress coincide with that of high stress amplitude during operation through the elastic-plastic finite element analysis. The endurance limit moves down due to the surface finish and decarburization, which combines with the movement of resultant stress points to dangerous range. It was concluded that the precise control of sizing and enough corner radius are necessary to a reliability of connecting rod.

1. 개 요

자동차엔진에 사용되는 커넥팅로드(connecting rod)는 연료의 폭발로 피스톤의 직선운동을 크랭크 축의 회전운동에 전달하는 역할을 하는 중요한 부품으로, 주로 단조, 주조, 분말가공에 의해 제조된 후 최종치수로 기계가공된다. 단조에 의하여 가공되는 경우는 블럭커다이(blocker die)를 이용하여 몇번의 예비성형(prefforming)을 거친후 최종형상으로 가공된다. 트리밍후에는 샷피닝(shot peening)이나 블라스팅(blasting)과 같은 표면처리와 열처리를 하고 치수를 바로 잡기 위해 사이징(sizing)을 함으

로써 단조공정은 완료된다. 이후에는 필요한 운동-접촉부위의 기계가공 및 베어링 부착 등을 거쳐 엔진에 조립된다.

엔진의 사용중에 즉, 자동차의 주행 중에 커넥팅로드의 일부 또는 전체가 파손되는 것은 해당 실린더의 기능상실로 이어지면서 엔진자체에 대한 신뢰성에 큰 문제점을 주게 된다. 커넥팅로드가 파단되는 많은 경우는 대단부측의 파단으로 보고되고 있지만, 일부는 소단부측의 목부위에서 파단되기도 한다.^(1~3)

본 논문에서는 설계 및 가공방법의 변경 또는 잘못 적용으로 인한 소단부 목 부근의 파단가능성을 고찰하고자 한다. 특히 소단부의 목부위의 코너반경과 사이징에 따른 잔류응력이 전체적인 강도에 미치는 영향을 검토하여, 소단부의 조기파단 가능성에 대하여 알아보고 내구수명을 늘리기 위한 방

*정회원, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소

**정회원, 인덕전문대학 기계설계과

***정회원, 홍익대학교 기계공학과

안을 모색한다.

2. 근사적인 응력해석

2.1 소단부의 가속도

커넥팅로드의 재질 및 제원과 사용기호를 Fig. 1 과 Table 1에 나타내었다. 이들 기호를 사용하여 커넥팅로드의 작동중에 걸리는 힘은 다음과 같이 구할 수 있다. ^(4,5) Fig. 2에는 커넥팅로드와 크랭크축, 피스톤계를 개략적으로 나타내었으며, 크랭크축의 중심에서 피스톤 핀까지의 거리 x 는 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$x = L \cos \phi + r \cos \theta \quad (1)$$

식(1)은 $\cos \phi = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}$ 의 관계를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수도 있다.

$$x = r \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \quad (2)$$

단, λ 는 다음과 같이 정의되는 길이비이다.

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad (3)$$

Table 1의 자료를 따를 경우 $\lambda = \frac{47.5}{158} = 0.3006$ 이 된다. 한편, 크랭크축의 회전각속도를 ω 라 하면, 이는 크랭크각도 θ 의 시간에 대한 변화율이며, 일정한 회전속도에서는 상수로 취급될 수 있다.

시판되고 있는 1톤 디젤엔진의 실린더 내에서의 폭발압력을 MPa로 환산한 것을 Table 2에 요약해서 나타내었다. 각 회전속도 중 1680 rpm에서 최고폭발압력이 발생하고 있다. 이러한 폭발압력은 크랭크각도 θ 의 함수이며, 폭발력은 피스톤 단면적에 작용하는 폭발압력의 합이므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_p(\theta) = \frac{\pi}{4} D^2 P(\theta) \quad (4)$$

실린더 내의 압력 $P(\theta)$ 는 크랭크각도에 따른 엔

Table 1 Material and dimensions of connecting rod

Material	S48CM
Heat treatment condition	850°C (84min.) ~ 630°C (140min.)
M_p , mass of piston assembly	936.9 gr
R, corner radius at small end	11 mm, 15 mm
L, distance between piston pin and crank shaft	158.0 mm
r, length of crank arm	47.5 mm
D, diameter of piston	91.9 mm
A_r , cross section area of connecting rod	290.0 mm ²
M, mass of connecting rod	1015 gr
l_0 , distance from piston pin to weight center of small end	3.98 mm (R=11 mm), 4.35 mm (R=15 mm)

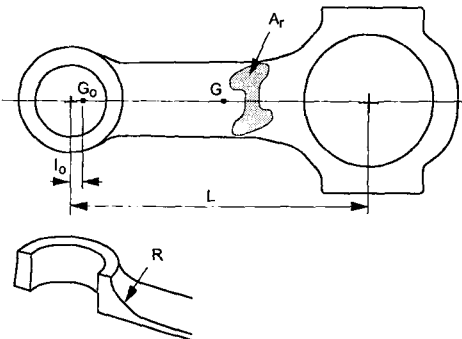


Fig. 1 Dimensions of connecting rod

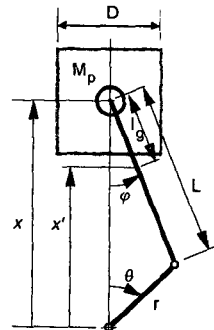


Fig. 2 Kinematic diagram of connecting rod

Table 2 Maximum cylinder pressures

	rpm	P_{max} (MPa)
1	1000	6.43
2	1500	6.84
3	1680	6.97
4	2000	6.95
5	2500	6.82
6	3000	6.87
7	3500	6.62
8	4000	6.21
9	4200	6.09

진의 압력선도를 curve fitting함으로써 다음식으로 근사화 할 수 있다.

$$P(\theta) = \frac{P_{max}}{1 + \left(\frac{\theta - \theta_0}{26.7}\right)^{2.226}} \quad (5)$$

윗식에서 P_{max} 는 해당 rpm에서의 최고압력을 나타내며, 각도 θ 는 상사점에서의 편차각(θ_0)을 고려한 것이다.

식(1)을 시간에 대하여 두 번 연속미분하면 다음과 같이 소단부에서의 가속도를 구할 수 있다.

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 \left[\cos\theta + \frac{\lambda \cos 2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} + \frac{\lambda^3 \sin^2 2\theta (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{-\frac{3}{2}}}{4} \right] \quad (6)$$

한편, 소단부 중심에서 l_g 만큼 떨어진 곳 x' 에서의 가속도는 다음과 같이 표현되는 식을 시간에 대하여 두 번 연속미분하여 구할 수 있다.

$$x' = x - l_g \cos\phi \\ = r \left[\cos\theta + \left(1 - \frac{l_g}{L}\right) \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right] \quad (7)$$

식(7)을 시간 t 에 관하여 연속미분하면 다음과 같이 커넥팅로드에서의 가속도를 구할 수 있다.

$$\ddot{x}' = -r\omega^2 \left[\cos\theta + \left(1 - \frac{l_g}{L}\right) \frac{\lambda \cos 2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} + \left(1 - \frac{l_g}{L}\right) \frac{\lambda^3}{4} \sin^2 2\theta (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{-\frac{3}{2}} \right] \quad (8)$$

2.2 소단부에 걸리는 응력

커넥팅로드에 작용하는 힘은 Fig. 3(a)를 참조하

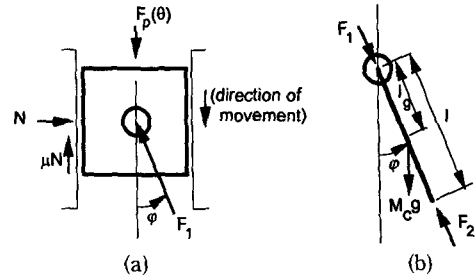


Fig. 3 Forces acting on piston assembly and connecting rod

여 수평방향 및 수직방향 운동방정식으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$F_1 = \frac{F_p + M_p \ddot{x}}{\cos\phi \pm \mu \sin\phi} \quad (9)$$

단, 윗식에서 M_p 는 피스톤계(피스톤과 피스톤 핀)의 질량이고, 분모에 사용된 복호는 피스톤의 운동 방향에 따라서, 피스톤이 내려올 때는 +, 올라갈 때는 -를 취한다.

커넥팅로드의 자체질량을 고려한 관성력은 Fig. 3(b)를 참조하여 운동방정식으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_2 = F_1 + \frac{M_c}{\cos\phi} \ddot{x}' \quad (10)$$

단, 윗식에서 g 는 중력가속도이고, M_c 는 소단부를 포함하여 커넥팅로드 전체길이 L 중 길이 l 까지의 질량이다. 일반적으로는 $F_1 \gg \frac{M_c}{\cos\phi} \ddot{x}'$ 이므로 식(10)의 두번째 항은 무시될 수 있고, 각도 ϕ 가 크지 않고 피스톤과 실린더 내벽의 윤활이 양호하다면 식(9)의 분모에서 $\cos\phi \gg \mu \sin\phi$ 이므로 $F_2 \cong F_1 \cong \frac{F_p + M_p \ddot{x}}{\cos\phi}$ 로 근사할 수 있다.

이상의 이론을 토대로 하여 다음과 같이 크랭크 각도에 따른 소단부 목부위의 응력을 구하였다.

$$\sigma = \frac{F_2}{A_r} \cong \frac{F_p + M_p \ddot{x}}{A_r \cos\phi} = \frac{F_p + M_p \ddot{x}}{A_r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \quad (11)$$

Table 2의 자료를 식(5)에 대입하여 폭발력 F_p 로 사용하고, 회전각속도를 rad/sec으로 환산하여 식(6)에 대입하여 가속도 \ddot{x} 를 구하여 식(11)에 대입하면 커넥팅로드 소단부에서의 응력을 근사적으로 구할 수 있다. 소단부의 코너반경이 각각 $R=11$ mm일 때와 $R=15$ mm일 때의 발생응력은 큰 차이가 나지 않았으며, $R=11$ mm일 때의 크랭크각

에 따른 응력변화는 Fig. 4에 나타낸 것과 같다. 폭발시점은 편의상 상사점($\theta=0^\circ$)후 10° 로 가정하였으며, 이는 최대 응력값에 무관하다. 코너반경이 다르므로 인해서 생기는 발생응력에 별 차이가 없는 이유는 피스톤계의 질량에 비해 소단부 목부위의 질량차가 무시할 수 있을 만큼 작기 때문이다.

Fig. 5에는 회전속도의 변화에 따라서 커넥팅로드에 걸리는 최대인장응력과 최대압축응력을 나타내었다. 엔진의 최고 회전속도를 약 4,200 rpm으로 보았을 때, 커넥팅로드 소단부에는 47 MPa의 최대인장응력(4,200 rpm), 150 MPa의 최대압축응력(1680 rpm)이 작용한다. R 의 효과는 무시될 수 있을 정도임을 알 수 있으며, 회전속도가 증가함에 따라서, 최대압축응력은 감소하지만 최대인장응력은 점점 증가하고 있다. 커넥팅로드에서는 최대인장응력과 최대압축응력이 교차하며 반복응력으로 작용한다. 이로 인한 내구성 여부에 대하여는 5절에서 상술한다.

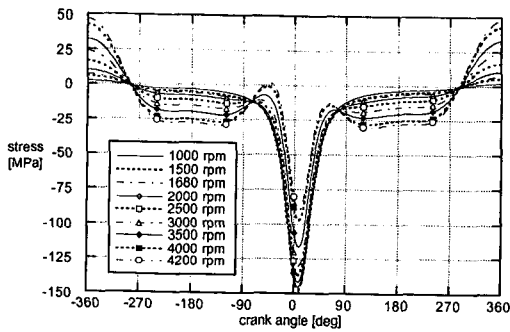


Fig. 4 Stress variations with respect to crank angle

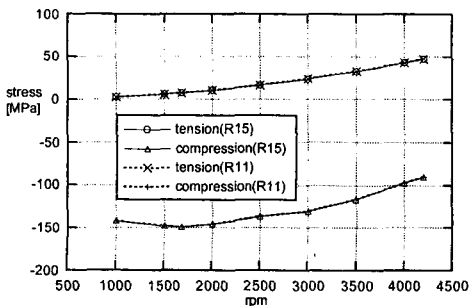


Fig. 5 Maximum compressive/tensile stresses acting on connecting rod

3. 유한요소 응력해석

3.1 해석조건 및 유한요소 모델링

커넥팅로드는 좌우 및 상하 대칭성을 가지므로 전체의 1/4만을 유한요소로 분할하여 모델링을 하였다. 총절점수는 1791개, 총요소수는 1074개를 사용하였으며, 해석에 사용된 요소 한 개는 20개의 절점으로 구성되었고, 선형탄성—선형변형경화성 재료로 가정하였다. 커넥팅로드의 유한요소 모델링은 Fig. 6(a)와 같다. 경계조건으로는 Fig. 6과 같이 모델링된 형상에서 대칭성을 고려하여 밑면은 Y축 방향, 중앙은 Z축 방향, 크랭크축에 조립될 우측의 소단부 끝부분은 X축 방향으로 고정하였다. 작용하중은 소단부 내면에 180° 범위에 있는 절점에 대하여 절점력으로 분산하여 작용시켰다.

계산에 사용된 모델은 소단부 목부위에서의 곡률 반경의 영향을 살펴보기 위해, $R=11\text{ mm}$ (이하, $11R$)과 $R=15\text{ mm}$ (이하, $15R$)이 되도록 하여 두 가지 모델에 대하여 계산하였다. 해석패키지로는 I-DEAS의 선형해석모델을 사용하였다. 하중조건으로는 엔진에서 발생하는 동력과 작동 중에 커넥팅로드의 위치 및 관성력을 고려하여 2절에서 얻어진 최대압축력과 최대인장력을 부가하여 응력분포를 구하였다. 두 가지 하중의 경우에 대하여, 가해지는 하중을 적절히 분할하여 피스톤과 체결되는 소단부 부분에 최대압축력으로는 크랭크각 $\theta=$

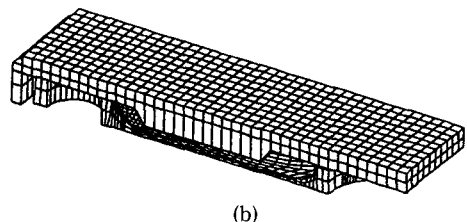
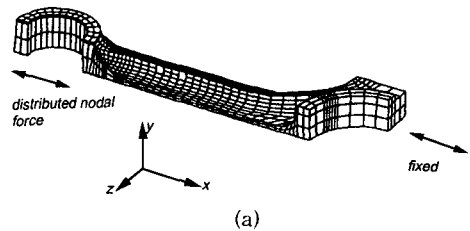


Fig. 6 Finite element model of connecting rod and sizing die

10°, 1680 rpm인 경우, 10910.1 N($=1/4 \times 43640.2$ N)을 작용시켰다. 최대 인장력은 $\theta=360^\circ$, 4200 rpm일 때 발생하며, 그 크기는 2799.1 N($=1/4 \times 11196.6$ N)을 작용시켰다.

3.2 최대압축력 작용시 해석결과

유한요소 해석결과는 최대주응력과 유효응력의 분포를 중심으로 살펴 본다. 최대압축력이 작용할 때 발생하는 최대주응력은 15R과 11R의 각 경우에 대단부측에서 발생하고 180.7 MPa로서 동일하지만, Fig. 7(a)와 (b)에 나타난 것처럼 소단부에서의 응력수준 16.0~57.1 MPa 영역이 현저하게 차이를 알 수 있다. 특히 R이 작을 때의 응력분포는 목부분과 소단부 원주부에 걸쳐 넓게 나타나며, 이는 커넥팅로드에 인장력이 가해지며 반복응력이 작용할 때는 미소균열의 성장에 영향을 줄 것으로 생각된다. 또한, 대단부의 응력분포가 거의 동일한 것으로 보아 소단부 코너반경이 대단부 응력분포에 미치는 영향은 거의 무시할 만하다.

Fig. 8(a)와 (b)는 각각 커넥팅로드 소단부에 걸리는 유효응력분포를 나타낸다. 그림에서 보듯이 응력수준 152.0 MPa 이상인 영역은 15R인 경우에

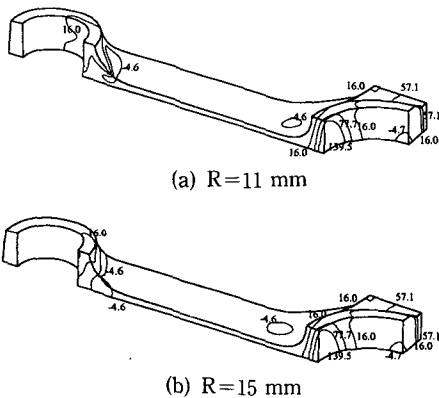


Fig. 7 Maximum principal stresses(MPa) under compressive force.(Maximum value : 180.7MPa at large end side)

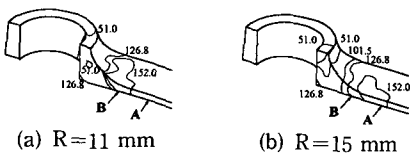


Fig. 8 Effective stresses (MPa) under compressive force

는 소단부에서 어느 정도 떨어진 A지점에 길이방향(X축 방향)으로 위치하여 분포하고 있다. 반면에, 11R인 경우에는 소단부의 목부위에 근접하여 그림에서의 B부분에 Z축 방향으로 넓게 분포하여 목부분의 응력집중을 야기시키고 있음을 알 수 있다.

이들의 해석결과를 종합하면 11R은 15R에 비하여 응력수준의 차이는 크지 않으나, 소단부 부근에서 응력집중이 일어나는 위치가 현저히 다르게 나타남을 알 수 있다. 이는 후술할 인장 잔류응력의 발생위치와 결부시켜 생각해 볼 때, 커넥팅로드의 조기파단에 중요한 영향을 끼치고 있다.

3.3 최대 인장력 작용시 해석결과

11R인 경우와 15R인 경우는 Fig. 9(a), (b)에서 볼 수 있듯이 최대 주응력은 66.75 MPa로서 동일한 값을 가지지만, 응력수준 39.7~46.5 MPa인 경우의 위치가 R이 작을 때는 소단부 쪽으로 이동되었음을 알 수 있다. 15R인 경우는 소단부에서의 응력상태가 완만하게 증가하고 있으나, 11R인 경우에는 급격히 상승하므로 압축하중과 인장하중이 교대로 작용할 때는 응력진폭이 커져서 피로파단에 대한 안전도를 크게 위협할 것으로 사료된다.

또한, Fig. 10(a), (b)에서 보듯이 11R인 경우의 유효응력은 피스톤핀과의 연결부분에서는 응력수준이 매우 낮으나(응력수준 6.6~13.1 MPa), 목부위에서의 응력수준은 39.0~45.5 MPa로 증가하고 있

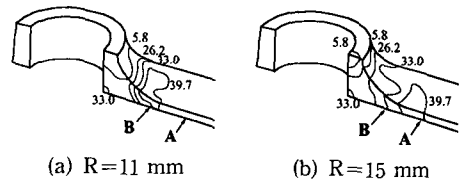


Fig. 9 Maximum principal stresses(MPa) under tensile force(Maximum value=66.75MPa at large end side)

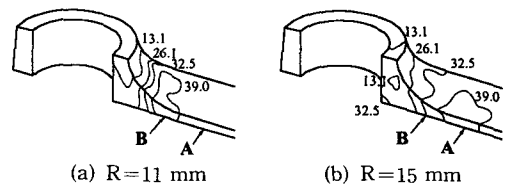


Fig. 10 Effective stresses (MPa) under tensile force

다. 이는 응력수준 13.1~26.1 MPa에서 39.0~45.5 MPa로 증가하는 15R인 경우와 큰 차이를 보이는 점이다.

이들의 해석결과를 요약하면, 11R인 경우는 15R에 비하여 소단부 쪽에서의 응력집중이 심함을 알 수 있고, 응력집중 부위가 소단부 목부위에 치우쳐 있음을 알 수 있다. 즉, 11R인 경우의 응력집중 부위는 소단부의 곡률반경이 끝나는 지점이었고 Z방향(길이에 수직한 방향)으로 펼쳐져 있으며, 15R인 경우에는 소단부에서 다소 떨어진 곳에서 X방향(길이방향)으로 넓게 분포함을 알 수 있다.

3.4 해석결과 고찰

Fig. 5에 나타낸 근사계산 결과와 유한요소 해석결과를 비교해 볼 때, 소단부와 대단부 사이에서의 단면이 일정한 I-section부에서의 최대 주응력값은 상당한 일치를 보이고 있다. 이는 근사계산 및 유한요소해석 상호간의 타당성을 입증하는 것이다. 그러나, 근사계산은 단면에서 응력이 일정하다고 가정하여 구한 것임에 비해 유한요소해석의 결과로부터는 상세한 응력분포를 알 수 있으므로 다음과 같은 고찰이 가능하다.

커넥팅로드가 작동중에 받는 최대 압축력과 최대 인장력에 대하여 소단부 목부위의 곡률반경을 변화시켜가며 응력해석을 한 결과, 각각의 응력집중정도나 응력수준은 피로한도에 비해 상당히 낮은 수준이므로 그 자체로는 별 문제가 되지 않을 수 있다. 그러나, 곡률반경이 다름으로 해서 나타나는 뚜렷한 효과는 응력수준보다는 응력집중 부위의 위치 및 모양에 있다. 즉, 앞서 언급한 대로 반경이 큰 15R의 경우에는 소단부 근처에서의 응력집중 부위가 소단부에서 떨어져서 길이방향으로 분포하지만, 반경이 작은 11R의 경우에는 소단부 목부위의 곡선부가 끝나는 지점에서 발생하고 있다.

이 부분은 바로 커넥팅로드가 작동중에 파단이 시작된 지점과 일치하며,⁽⁶⁾ 작용하중 만으로는 응력수준이 안전하다고 할지라도, 커넥팅로드에 이미 내재되어 있는 다른 문제(예를 들면, 인장잔류응력이나 피로강도 저하요인)들과 결부되었을 때는 반복응력의 작용으로 인한 피로균열의 성장요인으로 볼 수 있다. 따라서, 목부위 곡률반경의 감소는 그 자체로는 피로파단에 직접 영향을 주지 못하지만, 다른 요인과 결부되어 목부위 피로파단에 이르게 하는 주요 요인으로 간주된다.

4. 사이징공정의 탄소성 유한요소해석

4.1 해석조건

커넥팅로드는 단조된 후 트리밍과 열처리, 표면처리를 거친 후 사이징공정으로 치수를 바로 잡게 된다. 이 과정에서 사이징양이 과도하면 커넥팅로드의 특정 부위에 잔류응력을 발생시킬 수 있으므로 사이징효과를 알아보기 위하여 커넥팅로드를 탄소성해석하였다. 해석에는 삼차원 탄소성 explicit 유한요소해석 프로그램인 DYNA-3D를 사용하였다.

소재는 등방성 변형경화재료로 가정하였으며, 사이징에 사용된 금형은 강체로 가정하였다. 해석에 사용된 물성치는 Table 3에 나타내었고, 커넥팅로드와 사이징 금형을 유한요소 모델링한 것은 Fig. 6에 나타낸 것과 같다. 해석에 사용된 요소는 대부분 8절점 6면체 요소를 사용하였고, 곡률부의 모델링에는 부분적으로 6절점 요소를 사용하였다. 전체 절점수는 3221개, 전체 요소수는 1904개를 사용하였다.

4.2 해석결과

탄소성 해석결과들 중에서 실제로 소재의 내구성이나 피로파괴를 결정하는 중요한 인자는 소재내의 최대주응력값이다. 소단부 목부위에서의 인장잔류

Table 3 Mechanical and physical properties of S48CM

Young's modulus	200 GPa
Yield stress	400 MPa
Strength coefficient	850 MPa
Plastic hardening exponent	0.17
Poisson's ratio	0.33
Mass density	7.9 gr/cm ³

Table 4 Maximum residual principal stresses near small end after sizing(MPa)

Sizing amount	R=11 mm	R=15 mm
0.1 mm	91.0	81.8
0.5 mm	444.0	390.5

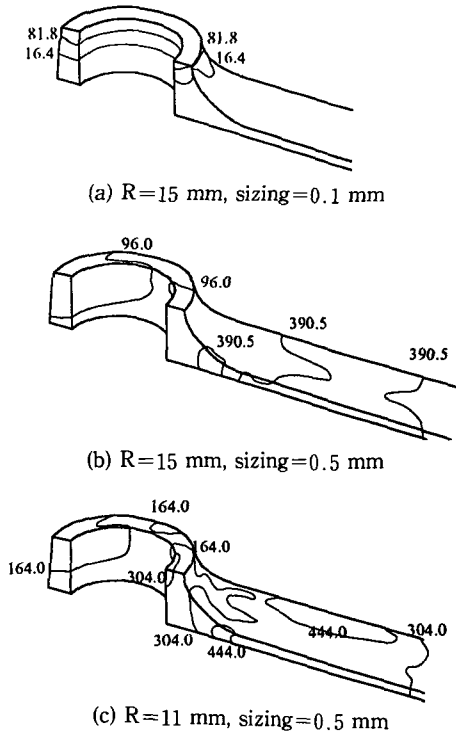


Fig. 11 Residual stress(MPa) after sizing.

응력 집중여부를 Table 4에 요약하였다. Fig. 11에는 사이징양이 각각 0.1 mm와 0.5 mm일 때, 커넥팅로드에 남는 잔류응력을 최대 주응력분포로 표시한 것이다. 사이징양이 0.1 mm일 때는 소단부 목부위에 인장잔류응력이 집중되는 곳은 없고, 전체적으로 잔류응력이 남는 정도가 심하지 않으나, 사이징양이 0.5 mm로 과도할 때는 소단부 목부위에 높은 수준의 인장잔류응력이 남으며, 소단부 목부위의 곡률반경이 작을 때는 그 수준이 더욱 높아진다. 이 부분은 Fig. 7~Fig. 10에서 B로 표시된 부분으로, 특히, 코너반경이 11R로 가공되었을 때는 작동중에 반복응력이 집중되는 곳과 일치한다. 따라서, 코너반경이 11R로 단조되고 사이징양이 0.5 mm정도로 과도하게 작업했을 때는 이 부분에서의 피로파단가능성이 높아져서 피로수명을 저하시키는 중요한 요인이 된다.

5. 소단부의 안전여유도

5.1 일반적인 내구선도

앞에서의 크랭크 각의 변화에 따른 응력변화, 최

Table 5 Measured brinell hardness and UTS

Temperature(°C)	HB	UTS(MPa)
Room temperature	262	917
50	254	889
100	241	844
150	235	823
200	229	802
250	271	760
300	211	739

대압축력과 최대인장력이 작용할 때의 유한요소법에 의한 응력해석, 사이징양에 따른 잔류응력의 평가 등의 결과를 토대로 하여 커넥팅로드의 내구선도를 작성하였다. 우선, 커넥팅로드의 인장강도를 산정하기 위하여 온도별로 직경 10 mm의 강구에 3,000 kg의 압입하중을 작용하여 브리넬 경도시험을 수행하였으며, 그 결과는 Table 5에 나타난 것과 같다. 인장강도는 HB에 3.5배를 하여 적절하게 예측할 수 있으며, 온도가 높아질수록 인장강도는 저하됨을 알 수 있다.

탄소강인 경우에는 내구한도(피로한도)가 인장강도의 0.5배 정도로 일정하다고 알려져 있다. 반복응력이 작용하는 소단부 목부위의 내구선도를 작성하기 위해서는 가로축에 평균응력(=1/2(최대응력+최소응력)), 세로축에 응력진폭(=1/2(최대응력-최소응력))을 잡아서 응력점을 표시하고 이 응력점이 내구선(예 : goodman line)과 얼마나 근접한지를 보고 안전여유도를 판단한다.^(7,8)

내구선은 평균응력이 인장강도, 응력진폭이 피로한도(즉, 인장강도의 0.5배)인 두점을 연결하는 직선인 Goodman line을 사용하기로 한다. 이를 요약하여 그려보면 Fig. 12와 같다. Fig. 12의 내구선도에서 A점을 작용평균응력 및 작용응력진폭을 좌표로 삼는 응력점이라고 할 때, 안전여유도는 다음과 같이 정의된다.

$$\text{안전여유도} = \text{OB/OA} \quad (12)$$

5.2 내구선과 응력점의 보정

커넥팅로드 소단부의 목부위는 단조된 상태로 표면처리만을 거쳐 사용되므로, 대부분의 설계 헨드

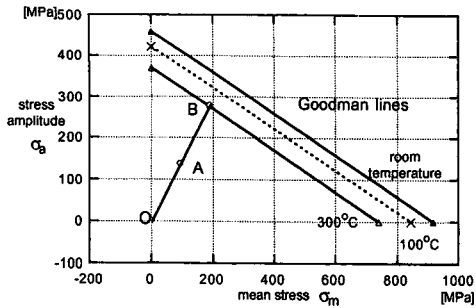


Fig. 12 Endurance limit and safety factor for fatigue life

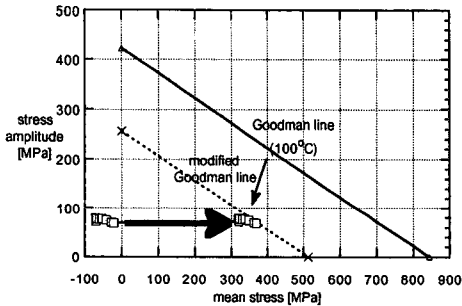


Fig. 13 Modified Goodman line and movement of stress points due to tensile residual stress

복에서 제시하는 데로 표면효과계수로 0.75를 고려하고, 치수효과계수로 0.90을 고려한다. 한편, 단조온도에 따른 커넥팅로드 표면층의 탈탄효과로 인해 피로강도가 저하될 수 있으며, 이는 탈탄깊이 0.2 mm일 때(단조온도 1,200°C) 탈탄효과계수 0.75, 탈탄깊이 0.1 mm일 때(단조온도 1,100°C) 탈탄효과계수 0.90이라는 보고가 있다.⁽⁹⁾ 탈탄깊이는 단조조건에 따라서 결정되므로 일률적으로 적용하기는 곤란하고, 단조에 의한 표면효과계수에도 포함될 수 있으나, 단조공정이 양호하게 이루어졌다고 보아 탈탄효과계수를 0.90 정도로 잡을 수 있다.

엔진의 사용중에 냉각이 비교적 잘 이루어진다고 하면 커넥팅로드의 정상상태 작동온도를 약 100°C 정도로 보아 이 온도에서의 인장강도를 약 840 MPa로 예측할 수 있다. 따라서, 인장잔류응력이 없는 커넥팅로드 소단부의 내구선도는 Fig. 5에서 계산되는 평균응력과 응력진폭을 근거로 하여 Fig. 13과 같이 작성된다.

인장잔류응력이 없을 때는 응력점들이 압축(-)

쪽에 몰려 있으므로 이 경우의 안전여유도는 충분하다고 볼 수 있다. 그러나, 사이징이 과도하면 소단부 목부위에 인장잔류응력이 발생하게 되고, 이는 내구선도상의 응력점을 오른쪽(+방향)으로 평행이동시키는 효과를 준다. 앞에서의 사이징 해석에서는 사이징이 아주 과도한 예로 곡률반경이 작은 경우($R=11\text{ mm}$), 사이징양 0.5 mm일 때 인장잔류응력이 최고 약 444 MPa에 이르는 언급한 바 있다. 이 경우에는 안전여유도가 거의 1이므로, 소단부 목부위에서 조기에 피로파단될 가능성이 높음을 알 수 있다.

6. 결 론

커넥팅로드 소단부 목부위에서의 파단가능성을 알아보기 위해, 근사계산에 의한 최대인장력 및 압축력, 목부위 코너반경에 따른 작용 응력분포, 사이징에 따른 잔류응력분포 등을 알아 보았다. 커넥팅로드의 작동중에 걸리는 하중과 단조 후에 사이징할 때의 사이징양을 고려하여, 유한요소법을 이용한 동적 응력해석과 사이징해석으로부터 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

(1) 소단부 목부위 곡률반경의 변화(11 mm~15 mm)만으로는 최대인장응력 또는 최대압축응력의 수준에는 별다른 영향이 없으나, 발생위치에는 큰 영향을 준다. 즉, R 이 작을수록 소단부쪽으로 최대응력점이 이동하며, 이 부분은 실제 파단부위와 일치한다.

(2) 사이징이 과대하고 R 이 작을수록 소단부 목부위에는 인장잔류응력이 많이 남게 되고, 가장 높은 수준의 잔류응력은 항상 소단부 목부위에서 나타난다.

(3) 따라서, 과대한 사이징 및 과소한 R 로 인해 목부위에 남아있는 잔류응력 발생지점에 커넥팅로드 사용응력이 부가되면, 이는 내구선을 거의 넘어서게 되므로, 안전여유도가 부족하여 조기 피로파단에 이를 확률이 높을 것으로 사료된다.

(4) 해결책으로는 우선, 사이징양을 적절하게 조절하여 인장잔류응력의 발생을 최대한 억제하고, 목부위의 곡률반경 R 을 증가시켜서 사용중의 최대 인장응력점과 가능한 잔류응력발생점의 위치가 다르도록 하여야 할 것이다. 사이징양을 조절하여 설계요구조건에 맞도록 최소화시키기 위해서는 그 전 공정인 열간단조와 열처리작업이 정밀하게 조절되

어야 한다는 것을 뜻하므로, 결국 열간단조품인 커넥팅로드의 내구성은 단조작업의 정밀화에 의존한다고 볼 수 있다. 또한, 신뢰성이 요구되는 다른 열간단조품도 본 논문에서와 같은 해석방법을 통하여 제품의 내구성을 향상시키기 위한 공정개선을 이룰 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) 自動車技術會, 新編 自動車工學便覽, 1986.
- (2) Tatsumi, T., Matsui, K. and Akahane, H., 1989, Stress Analysis of Engine Connecting Rod, 自動車技術, Vol. 43, No. 4, pp. 80.
- (3) Fenton, J., 1986, *Gasoline Engine Analysis for Computer Aided Design*, Mechanical Engineering Publication Ltd., London.
- (4) Taylor, C. F., 1985, *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*(2nd ed.), The M. I. T. Press.
- (5) 大道寺達, *The Design of Diesel Engine*, 工學圖書株式會社, 1960.
- (6) 김낙수, 전병희, 민동균, 1993, "Connecting Rod 소단부 파단에 대한 연구," 홍익대 과학기술연구소.
- (7) Hertzberg, R. W., 1983, *Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials*, John Wiley & Sons.
- (8) ASM Metals Handbook, 1975, *Failure Analysis and Prevention*, Vol. 10(8th ed.).
- (9) Hayashi, M., 1993, "Current Trends in Automotive Forging Industry," *Proceedings of 26th ICFG Plenary Meeting*, Osaka, Japan.