

## 커넥팅 로드 의 피로강도에 대한 신뢰성 해석

김철수\* · 이준형\*\* · 김정규†

(2001년 3월 21일 접수, 2001년 7월 16일 심사완료)

### Reliability Analysis in Fatigue Strength of Connecting Rod

Chul-Su Kim, Jun-Hyung Lee and Jung-Kyu Kim

**Key Words:** Connecting Rod(커넥팅 로드), Staircase Test Method(계단식 시험법), Weibull Distribution(와이블 분포), Strength-Stress Interference Model(강도-응력 간섭 모델), Failure Probability(파손확률), Mean Factor of Safety(평균안전계수)

#### Abstract

It is necessary to evaluate fatigue strength and reliability of the connecting rod which is core part in automotive engine to assure the high level of durability of automobile. For this purpose, the loading conditions in automotive engine is obtained by the dynamic analysis. Based on these results, the critical section was identified by the finite element analysis. The fatigue strength under constant amplitude was evaluated and the mean of the fatigue limit at  $R = -2.27$  derived from the staircase method was 311.2MPa. And the failure probability( $F_p$ ) derived from the strength-stress interference model is 0.0003% at the 99.99% confidence level and the mean factor of safety was 4.2.

#### 1. 서론

커넥팅 로드는 기관의 운전 중 인장·압축 등의 하중을 반복적으로 받으므로 피로파손에 견딜 수 있도록 설계되어야 한다.

강도만을 고려한 커넥팅 로드(connecting rod)의 설계는 중량을 증가시키므로, 기관 효율의 저하 및 연비 증가의 원인이 된다. 또한 관성력의 증가로 인하여 피스톤 핀과 부쉬(bush) 사이의 유막 두께가 증가되고, 이로 인하여 핀과 부쉬 사이의 간극이 증가하기 때문에 진동·소음 특성이 저하 되는 것으로 보고되고 있다.<sup>(1)</sup>

특히 최근에는 자동차 엔진의 고성능화를 위한 일환으로 커넥팅 로드 의 중량을 감소시키고, 충분한 강도를 유지하기 위하여 고강도 재료가 선택되고 있다. 그러나 고강도 재료에 응력 집중부

및 결함 등이 존재하게 되면 피로강도는 현저히 저하하게 된다. 따라서 커넥팅 로드 의 안전성 향상을 위해서는 피로강도에 대한 정량적인 평가가 필요하다.

커넥팅 로드 에 관한 연구는 대부분 동역학<sup>(2,3)</sup> 및 유한 요소법을 이용한 응력 및 변형해석,<sup>(4-8)</sup> 최적설계,<sup>(9)</sup> 경량설계<sup>(10)</sup> 등과 같은 이론적 해석과 피로강도평가와 같은 실험적인 연구<sup>(11,12)</sup>가 수행 되어왔다. 예를 들어 Webster 등<sup>(4)</sup>은 3차원 유한 요소법등을 이용하여, 볼트의 초기 체결력을 고려한 응력해석에 관하여 연구를 수행하였으며, Kuch 등<sup>(9)</sup>은 자동차용 복합 커넥팅 로드 의 경량 설계에 관하여 연구하였다. 한편 국내에서는 박찬희<sup>(1)</sup> 등이 커넥팅 로드 의 응력과 중량을 동시에 고려한 형상 최적화방법을 개발하였으며, 오성환<sup>(6)</sup> 등이 커넥팅 로드 전체를 모델링하여 커넥팅 로드 의 변형과 응력을 평가하였다. 그러나 이상의 연구는 주로 이론적 해석에 관한 것이며, 안전성 여부의 검토를 위한 피로강도의 평가에

\* 회원, 한양대학교 대학원

\*\* LG 전자

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : kimj@ihanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0442 FAX : (02)2291-6707

관한 연구는 대단히 미흡한 실정이다. 또한 기계 부품의 피로강도 및 수명은 동일한 형상의 경우에서도 재료의 불균질성, 가공시의 오차 등으로 인한 변동성이 나타나므로<sup>(13~15)</sup> 이에 대한 확률론적인 해석이 필요하다.

본 연구에서는 유한요소해석 및 피로시험을 통하여 커넥팅 로드의 피로강도를 평가하고, 확률론적 해석을 통한 신뢰성을 검토하고자 한다.

## 2. 이론 해석 및 실험 방법

### 2.1 커넥팅 로드의 동역학적 해석

커넥팅 로드의 링크 메카니즘은 Fig. 1에서와 같이 크게 왕복운동을 하는 소단부(small end)와 회전운동을 하는 대단부(big end)의 두 개의 질점으로 고려된다.<sup>(14)</sup> 이 그림에서  $R$ 은 크랭크 반지름이며,  $L$ 은 크랭크 축과 피스톤 핀의 중심 거리,  $\theta$ 는 크랭크의 회전각도이다.

커넥팅 로드의 작용하중은 가스압력에 의한 가스폭발력과 관성력으로 나눌 수 있다. 커넥팅 로드에서 작용하는 최대 가스폭발력은 식 (1)에 의하여 얻어진다.

$$F_g = \frac{\pi P_z D^2}{4} \quad (1)$$

여기서  $P_z$ 는 최대가스압력이고  $D$ 는 피스톤 지름이다.

커넥팅 로드의 관성력은 소단부, 본체부(shank) 그리고 대단부의 영역에 대하여 각각 식 (2)로부터 구할 수 있다.<sup>(8)</sup>

소단부:

$$F_s = M_p \omega^2 R \left( \cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right)$$

본체부:

$$F_k = (M_p + M_s) \omega^2 R \left( \cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right)$$

대단부:

$$F_b = (M_p + M_s) \omega^2 R \left( \cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) + M_b \omega^2 R \quad (2)$$

여기서  $M_p$ ,  $M_s$  및  $M_b$ 는 각각 피스톤 질량, 소단부 질량, 대단부 질량이고  $\omega$ 는 크랭크축의 각 가속도( $\text{rad}/\text{sec}^2$ )이다.

커넥팅 로드의 각각의 영역에서 부하되는 최대 인장하중은 배기 행정 말기 상사점에서 관성력에 의한 것으로서 식 (2)에서  $\theta=0^\circ$ 일 때 발생된다. 그리고 압축하중은 폭발 행정 초기 상사점( $\theta=0^\circ$ )에서 발생하는 관성력과 가스폭발력의 차 그리고 폭발 행정 말기 하사점( $\theta=180^\circ$ )에서 발생하는 관성력으로 구성되며, 최대압축하중은 이중에서 가장 큰 값이 된다.

### 2.2 재료 및 시험편

본 연구에 사용된 커넥팅 로드는 소형자동차에 사용되는 제품이며, 이는 단조 후 유냉으로 퀴칭(quenching)하여 템퍼링(tempering)을 한 후 샷 블라스트(shot blast)에 의해 제조된 것이다. Fig. 2는 이의 실제 형상을 CATIA ver4.1.7로 모델링하여 나타낸 것이다.

Table 1 및 2는 이의 화학성분 및 기계적 성질이다. 기계적 성질은 커넥팅 로드로부터 시험편을 길이방향으로 채취하여 속도 0.5mm/min의 변위 제어로서 인장시험으로 구한 것이다.

### 2.3 피로시험

피로시험은 상온의 대기 중에서 10ton용 유압 서어보식 피로시험기에 마이크로컴퓨터를 사용한 제어시스템을 구성하고, 일정진폭 하중하에서 정현파 11~15Hz로 피로시험을 수행하였다. 시험편

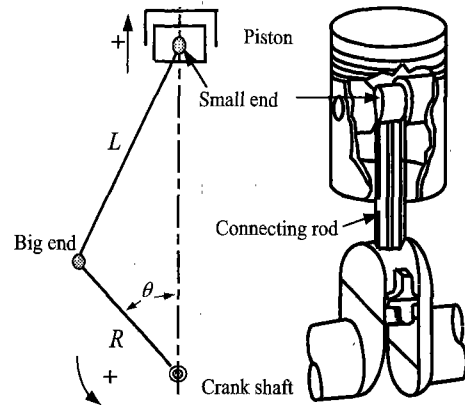


Fig. 1 Kinematic diagram of connecting diagram

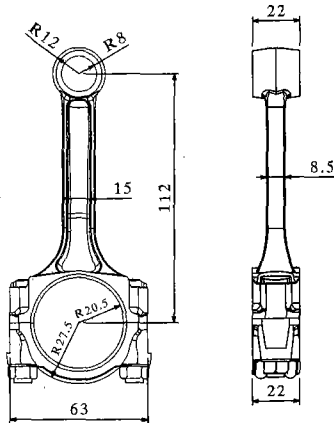
Table 1 Chemical compositions

unit : wt. %				
C	Si	Mn	P	S
0.502	0.29	0.713	0.018	0.0343

\* Quenching for 90 minute at 850°C (Oil cooling) + Tempering for 90 minute at 570°C

Table 2 Mechanical properties

Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation (%)
814	919	17



unit:mm

Fig. 2 The connecting rod used for the compact car

은 커넥팅 로드 자체를 사용하였으며, 실제와 유사한 부하 메커니즘을 고려하여 가스압력을 직접적으로 받는 소단부를 피로시험기의 액츄에이터(actuator)에 장착하였다.

S-N선도를 이용한 피로강도의 평가에 있어서

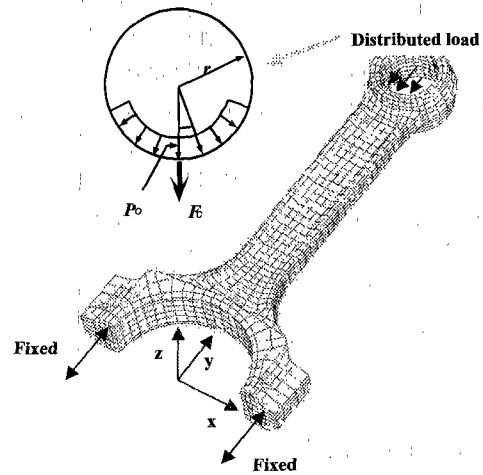


Fig. 3 Finite element model of the connecting rod

유한수명 영역인 경사부에서는 단일단계시험법(single step test method)을 이용하였고, 무한수명 영역인 수평부에서는 19개의 시험편을 사용하여 계단식 시험법(staircase test method)으로 시험을 수행하였다.<sup>(16)</sup>

2.4 유한요소해석

Fig. 3은 커넥팅 로드의 응력해석을 위한 요소망 및 경계조건을 나타낸 것이다. 요소망 모델링은 상용유한요소해석 프로그램인 MSC/PATRAN ver8.0을 사용하였으며, 해석은 MSC/NASTRAN ver70.5을 이용하였다. 해석에 사용된 요소의 종류는 8절점 6면체 요소와 6절점 5면체 요소이며, 총 2308 개의 요소와 3378개의 절점을 사용하였다. 커넥팅 로드의 응력해석에 사용된 경계조건은 민동균<sup>(7)</sup> 등의 연구를 참조하여 캡 부분과 만나는 대단부의 양측면에 완전 고정하였다. 커넥팅 로드의 작용 하중조건은 압축하중이 지배적이므로 Fig. 3과 같이 커넥팅 로드에서 면압 형태로 변환하고, 이 때의 크랭크축과 피스톤 선단의 하중은 편의 120o에 걸쳐 동일하게 분포된 것으로 가정하여 압축 분포하중을 부여하였다.<sup>(4)</sup>

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 커넥팅 로드의 부하조건

커넥팅 로드의 실질적인 피로강도를 평가하기

위해서는 이의 부하조건에 대한 검토가 필요하다. 커넥팅 로드에는 가해지는 관성력은 식 (1)과 같이 세부분의 영역에서 각각 상이하므로, 본 연구에서는 가장 취약한 부위에서 하중조건 및 하중비를 고려하였다. 민동균 등의 연구결과<sup>(7)</sup>에 의하면, 취약부위는 소단부와 본체부사이로 보고되고 있으므로, 부하조건은 본체부에 작용하는 최대하중 및 최소하중을 이용하였다.

본체부에 작용하는 최대 인장하중( $F_t$ )은 식 (2)에서  $\theta=0^\circ$ 일 때 발생되므로 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_t = (M_p + M_s)\omega^2 R \left(1 + \frac{R}{L}\right) \quad (3)$$

또한 커넥팅 로드 본체부에 작용하는 최대 압축하중( $F_c$ )은 식 (4a)과 식 (4b)으로부터 식 (5)과 같이 구할 수 있다.

폭발행정초기 상사점:

$$F_{c1} = F_h(\theta=0^\circ) - F_g \quad (4a)$$

폭발행정말기 하사점:

$$F_{c2} = F_h(\theta=180^\circ) \quad (4b)$$

$$F_c = \text{MAX.}(F_{c1}, F_{c2}) \quad (5)$$

Fig. 4는 크랭크축의 회전각도에 따라 변화되는 가스압력을 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 5는 Fig. 4로부터 크랭크축의 회전속도에 따라 기관 내에서 받을 수 있는 커넥팅 로드 최대압축하중 및 최대 인장하중을 나타낸 것이며, 이는 식 (3)과 식 (5)에 의하여 얻어졌다. 이 그림으로부터 커넥팅 로드 엔진 내부에서 받을 수 있는 가장 가혹한 조건으로 설정한 크랭크축의 회전속도 6500rpm에서 최대압축 및 인장하중은 각각 -16.62kN, 7.33kN이고, 하중비  $R=2.27$ 을 나타낸다.

3.2 일정진폭하중하의 피로강도평가

Fig. 6은  $R=2.27$ 에서 하중진폭( $P$ )과 피로 수명( $N_f$ )과의 관계인  $P-N$ 선도를 나타낸 것이다. 여기서 무한 수명( $3 \times 10^6$ 사이클수 이상)에서 피로 한도는 Table 3과 같이 19개의 시험편에 대한

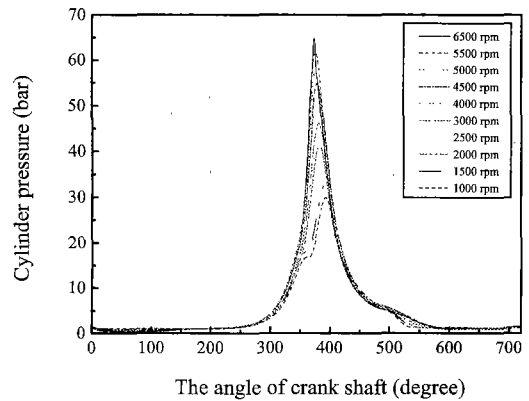


Fig. 4 Pressure distribution in cylinder with the angle of crank shaft

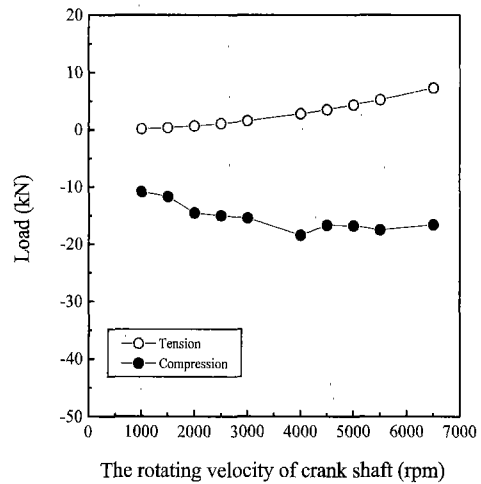


Fig. 5 Changes in maximum tensile and compressive load of connecting rod with the rpm variations

계단식 시험의 결과로부터 구하였다. 피로한도의 평균은 30.1kN을 얻었고, 표준편차는 5.35이다. 그리고 90%의 신뢰구간에서 피로한도는 26.78kN과 33.42kN 사이의 값을 갖는다. 그러나  $P-N$  선도는 단면적이 불균일한 커넥팅 로드의 안정성 평가에 부적당하므로 먼저 최대응력이 작용하는 입계부분을 구하고, 이로부터 응력진폭( $\sigma_a$ )과 피로수명( $N_f$ ) 곡선인  $S-N$ 선도에 대하여 검토하였다. Fig. 7은 크랭크축의 최고 회전속도 6500 rpm, 최대 압축하중 -16.62kN의 조건하에서 유한 요소해석으로 얻어진 Von-Mises 응력분포를 나타낸 것이다. 그림에서 최대 응력값은 384MPa이며,

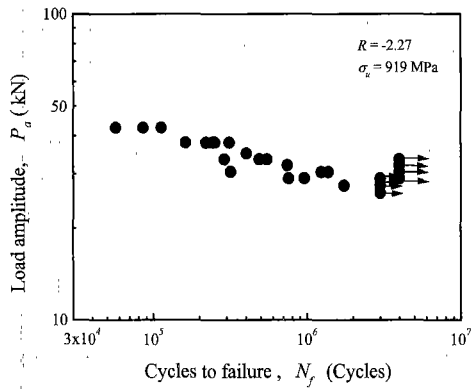


Fig. 6 P-N curve for connecting rod

Table 3 Fatigue test data obtained from staircase test

i	Load	Sequence					0	X		
	$F_g$ (kN)									
6	35.0	0					1	0		
5	33.5	X	0				1	1		
4	32.0	X	0				1	1		
3	30.5	X	0	0	0	0	3	1		
2	29.0	X	0	X	0	X	X	2	4	
1	27.5	X					0	X	1	2
0	26.0	X					0	1		
Sum							9	10		

(X: survival, 0: failure)

이의 위치는 소단부와 본체부사이로 나타났다. 이것은 이전 연구<sup>(7)</sup>의 해석결과와 피로시험시에 파손된 커넥팅 로드 소단부의 위치와 일치하였다. Fig. 8은 소단부에서 파손된 일례이다.

따라서 커넥팅 로드의 임계 단면적은 몸체부와 만나는 소단부로 설정하였다. Fig. 9는 P-N선도에서 나타난 하중값을 임계 단면적으로 나누어 얻어진 S-N선도이다. 그림에서 응력진폭과 피로수명 관계는 식 (6)과 같다.

$$\sigma_a = 1993.2 N_f^{-0.13} \quad (6)$$

또한 계단식 시험법을 이용하여 얻어진 피로한도의 평균값은 311.2MPa로 평가되었다.

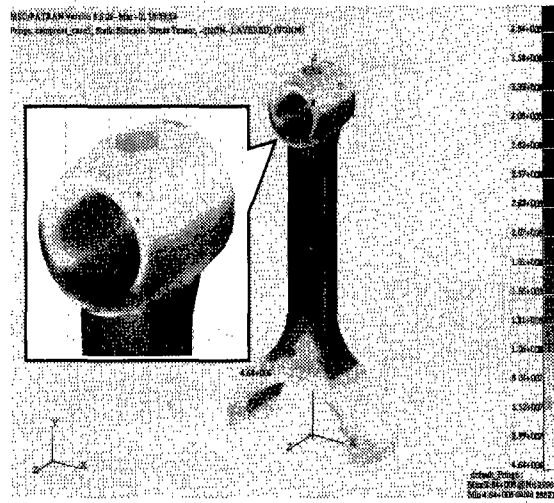


Fig. 7 Von-Mises stress distributions under a compressive load

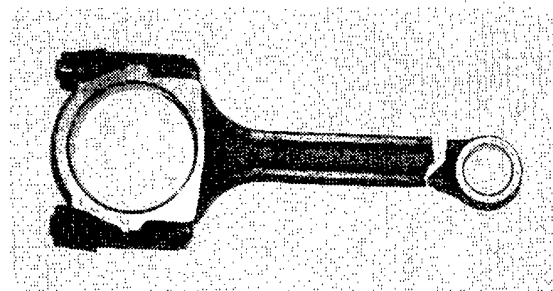


Fig. 8 Example of damaged connecting rod

### 3.3 피로한도의 신뢰성 평가

설계자가 초기에 충분한 안전여유도를 가지고 설계하였지만, 시간의 경과에 따른 재료의 열화로 인하여 파손이 나타날 수 있다. Fig. 10은 운전동안에 기계요소의 작용응력과 강도의 확률밀도분포함수의 변화를 나타낸 모식도이다. 열화로 인하여 요소의 작용하중이 피로한도를 초과하는 경우 파손이 발생하게 된다. 따라서 커넥팅 로드의 안전성을 검토하기 위하여, Table 3의 계단식 시험으로부터 얻어진 피로강도와 작용응력의 확률분포특성으로부터 강도-응력 간섭모델<sup>(17)</sup>을 이용하여 파손확률을 평가하였다.

파손확률( $F_p$ )은 작용응력이 기계요소의 강도를 초과하여 파손이 발생하는 확률이며, 식 (7)과 같다.<sup>(17)</sup>

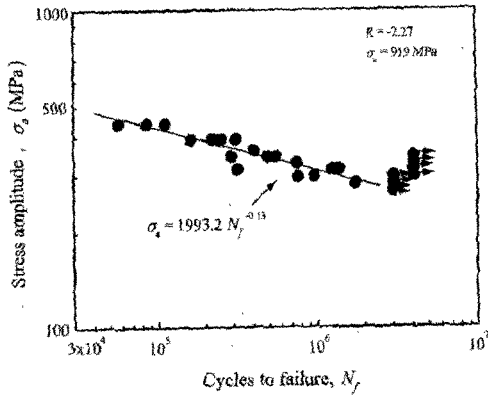


Fig. 9 S-N curve to critical area for connecting rod

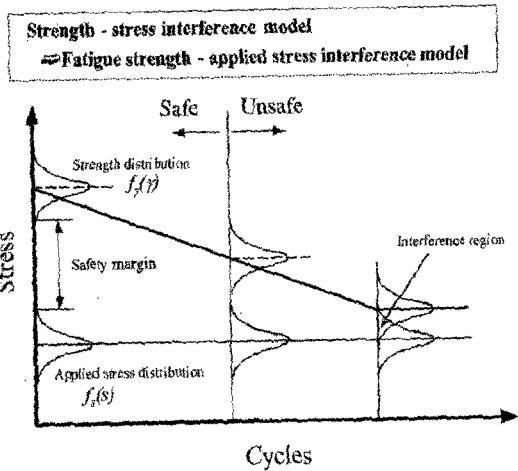


Fig. 10 The decrease in reliability due to degradation in the operation

$$F_p = P(\gamma \leq s) = \int_{-\infty}^{\infty} f_f(\gamma) \cdot \left[ \int_{\gamma}^{\infty} f_s(s) ds \right] d\gamma \quad (7)$$

여기서  $\gamma$  와  $s$ 는 각각 강도와 작용응력을 의미하고,  $f_f(\gamma)$  및  $f_s(s)$ 는 각각 요소의 강도와 작용응력 확률밀도함수이다. 그리고 이들 확률밀도함수를 식 (8)과 같이 2모수 와이불분포(2-parameter weibull distribution)로 가정하여 식 (7)에 대입하면  $F_p$ 는 식 (9)와 같이 얻어진다.<sup>(17)</sup>

$$f_s(s) = \frac{\beta_s \gamma^{\beta_s - 1}}{\eta_s^{\beta_s}} \exp \left[ - \left( \frac{s}{\eta_s} \right)^{\beta_s} \right]$$

$$f_f(\gamma) = \frac{\beta_f \gamma^{\beta_f - 1}}{\eta_f^{\beta_f}} \exp \left[ - \left( \frac{\gamma}{\eta_f} \right)^{\beta_f} \right] \quad (8)$$

$$F_p = \int_{-\infty}^{\infty} \exp \left[ - \left( \frac{\gamma}{\eta_f} \right)^{\beta_f} \right] \frac{\beta_f \gamma^{\beta_f - 1}}{\eta_f^{\beta_f}} \exp \left[ - \left( \frac{s}{\eta_s} \right)^{\beta_s} \right] d\gamma \quad (9)$$

여기서  $\beta$ 와  $\eta$ 는 형상계수 및 척도계수이고, 첨자  $\gamma$  와  $s$ 는 각각 강도와 작용응력인 경우를 표현한다. 식(9)는 수치적분의 계산을 위하여 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(17)</sup>

$$F_p = \int_0^{\infty} \exp \left\{ -u - \left[ \frac{\eta_f}{\eta_s} u^{1/\beta_f} \right]^{\beta_s} \right\} du \quad (10)$$

여기서  $u = \left( \frac{\gamma}{\eta_f} \right)^{\beta_f}$ ,  $du = \frac{\beta_f}{\eta_f} \left( \frac{\gamma}{\eta_f} \right)^{\beta_f - 1} d\gamma$  이다.

한편, 식 (8)의 파라미터들을 구하기 위해서는 누적밀도함수의 평가가 필요하다.

Fig. 11은 동일한 응력비에서 크랭크 로드의 작용응력과 피로강도에 대한 각각의 누적밀도함수,  $F_f(\gamma)$  및  $F_s(s)$ 를 와이불 분포지에 나타낸 것이다. 여기서 작용응력은 Fig. 5에서 보는 바와 같이 크랭크축의 회전속도에 따라 서로 다른 응력비를 나타내므로 이들의 평균값인  $R=15.6$ 에서 Goodman식을 사용하여 변환된 값이다. 그리고 작용응력의  $F_s(s)$ 는 Benard 메디안 랭크<sup>(18,19)</sup>에 의하여 식 (11)과 같이 구하였고, 피로강도의  $F_f(\gamma)$ 는 파단 및 미파단된 데이터를 모두 통계적으로 처리하기 위해서 Adjusted rank<sup>(19)</sup>에 의하여 식 (12)와 같이 구하였다.

$$F_s(s) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{s}{105.48} \right)^{3.94} \right] \quad (11)$$

$$F_f(\gamma) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\gamma}{415.33} \right)^{13.68} \right] \quad (12)$$

Fig. 12는 식 (11)과 식 (12)에 나타낸 파라미터들을 식 (8)에 대입하여 얻어진 작용응력과 피로강도의 확률밀도함수를 함께 나타낸 것이다. 이로

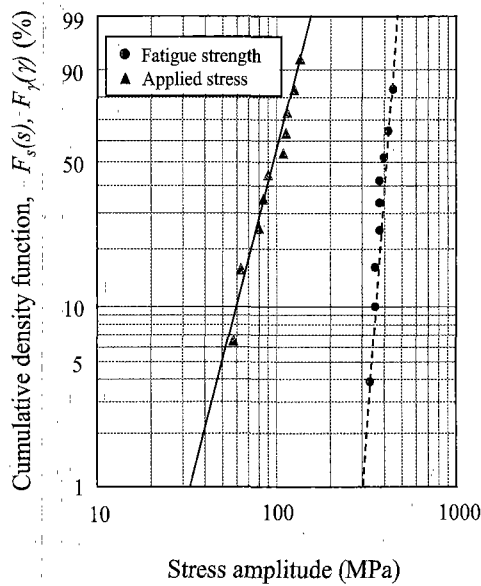


Fig. 11 Comparisons of cumulative density function between fatigue strength and applied stress

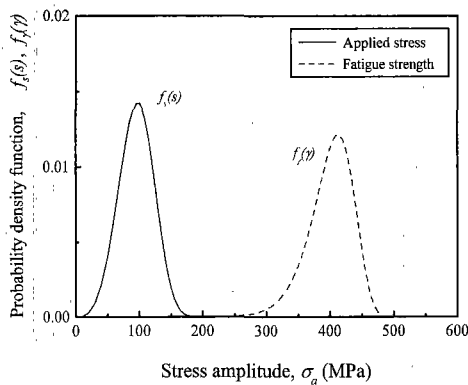


Fig. 12 Comparisons of probability density function between fatigue strength and applied stress

부터 식 (10)에 의하여 파손확률을 평가하면, 부하조건을 고려한 커텍팅 로드의 파손확률은 99.99%의 신뢰구간에서 0.0003%로서 매우 안전하다. 또한 기계요소의 내구설계 관점에서 유용한 평균안전계수(mean factor of safety,  $n_c$ )는 식 (13)과 같이 구할 수 있다.<sup>(17)</sup>

$$n_c = \frac{\mu_\gamma}{\mu_s} \tag{13}$$

여기서  $\mu_\gamma = \eta_\gamma \Gamma\left(\frac{1}{\beta_\gamma} + 1\right)^{(20)}$ 는 피로강도의 평균,  $\mu_s = \eta_s \Gamma\left(\frac{1}{\beta_s} + 1\right)^{(20)}$ 는 작용응력의 평균 값이며, 이로부터 얻어진 결과는  $\mu_\gamma = 399.9$  MPa,  $\mu_s = 95.5$ MPa에서  $n_c = 4.2$ 이다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 소형승용차에 사용되는 커텍팅 로드를 대상으로, 유한요소해석 및 피로시험을 통하여 작용응력에 대한 커텍팅 로드의 피로강도의 신뢰도를 평가하였다. 얻어진 결론은 다음과 같다.

커텍팅 로드의 피로파단은 소단부의 몸체부에서 발생하였으며, 이 위치는 기존의 연구해석결과와 일치하였다. 또한 응력비  $R = -2.27$ 에서 응력진폭,  $\sigma_a$ 와 파단수명,  $N_f$ 의 관계는 다음과 같다.

$$\sigma_a = 1993.2 N_f^{-0.13}$$

그리고 계단식 시험법을 이용하여 얻어진 피로한도의 평균값은 311.2MPa로 평가되었다.

한편 크랭크축의 회전속도에 따라 변화하는 응력비의 평균  $R = -15.6$ 에서 작용응력과 계단식시험법에서 얻은 파손 및 미파손된 데이터로부터 얻어진 피로강도에 대한 안전성을 평가한 결과, 커텍팅 로드의 파손확률은 99.99%의 신뢰구간에서 0.0003%로서 매우 안전하였다. 그리고 이 때의 커텍팅로드의 평균 안전계수는 4.2이다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터 및 한양대학교 교내 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분들께 감사 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) 박찬희, 김민수, 이귀영, 1993, “이중 최적화 기법을 이용한 커텍팅로드의 형상 최적설계,” 대한기계학회논문집, Vol. 17, No. 4, pp. 776~ 785.

- (2) McNeill, W. A., 1988, "Dynamic Analysis of Connecting Rod Bolts," *SAE technical paper series*, No. 881287.
- (3) Denman, H. M., 1991, "Exact Solution for the Rigid Slider-Crank Mechanics with Gas Pressure," *Mech. Theory*, Vol. 26, No. 4, pp. 415~420.
- (4) Webster, W. D., Coflell, R. and Alfaro, D., 1983, "A Three Dimensional Finite Element Analysis of a High Speed Diesel Engine Connecting Rod," *SAE technical paper series*, No. 831322.
- (5) 조영갑, 1980, "Connecting Rod 의 강도계산," *대한기계학회지*, Vol. 20, No. 6, pp. 442~447.
- (6) 오성환, 이장무, 1985, "다이젤 엔진의 연결봉에 대한 응력해석," *대한기계학회논문집*, Vol. 9, No. 4, pp. 471~477.
- (7) 민동균, 김낙수, 전병희, 1995, "커넥팅 로드 소단부 파단의 해석," *대한기계학회논문집*, Vol. 19, No. 2, pp. 382~390.
- (8) 박찬희, 1994, *내연기관 커넥팅로드 해석에 관한 연구*, 한국과학기술원 학위논문.
- (9) Vanderplaats, G. N. and Miura, H., 1986, "Trend in Structural Optimization Some Considerations in Using Standard Finite Element Software," *SAE technical paper series*, No. 860801.
- (10) Kuch, I. and Kummerlen, P., 1991, "Potential for Lightweight Design of a Hybrid Connecting Rod for Automobile Applications," *SAE technical paper series*, No. 910424.
- (11) 조정환, 김재곤, 신동성, 1994, "중형디젤 엔진용 커넥팅 로드의 피로강도 평가," *The 8th Conference on Mechanical Behaviors of Materials*, pp. 205~214.
- (12) Lawrence, J. F., 1965, "Connecting-Rod Fatigue Testing," *ASME Paper 65-OGP-3*, pp. 1~9.
- (13) Spindle, J. E. and Haibach, E., 1981, "Some Consideration in the Statistical Determination of the Shape of S-N Curves," *Statistical Analysis of Fatigue Data ASTM STP 744*, pp. 89~113.
- (14) Murty A. S. R., Gupta, U. C., Radha Krishna A., 1995, "A New Approach to Fatigue Strength Distribution for Fatigue Reliability Evaluation," *Int. J. Fatigue*, Vol. 17, No. 2, pp. 85~89.
- (15) Eggert, R. J., 1994, "Fatigue Life Simulation for Reliable Thick-Walled Cylinder Design," *Advanced in Design Automation*, DE-Vol. 69-1, pp. 503~511.
- (16) Japan Society of Mechanical Engineers, 1994, *Standard Method of Statistical Fatigue Testing*, JSME S 002.
- (17) Dai, S. H. and Wang, M. O., 1992, *Reliability Analysis in Engineering Application*, Chapman and Hall(in London), pp. 12~60.
- (18) 서호복, 1987, "신뢰성데이터의 해석법," *자동차공학회지*, Vol. 9, No. 3, pp. 23~35.
- (19) Abernethy, R. B., 1996, *The New Weibull Handbook*, 2nd Edition, SAE Professional Development, pp. 2-1~2-23.
- (20) Kececioglu D., 1993, *Reliability and Life Testing Handbook*, Prentice Hall (in USA), pp. 373~463.