

커넥팅로드 강건 설계 방안

한 문 식¹⁾ · 양 철 호^{*2)}

계명대학교 기계자동차공학과¹⁾ · 안동대학교 기계자동차공학과²⁾

Robust Design of Connecting Rod

Moonsik Han¹⁾ · Chulho Yang^{*2)}

¹⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

²⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Andong National University, Gyeongbuk 760-749, Korea

(Received 14 May 2013 / Revised 22 May 2013 / Accepted 1 June 2013)

Abstract : Finite element analysis along with DOE scheme has been performed to obtain robust design of connecting rod assembly. An analysis was conducted with five loading steps. Fatigue analysis was done using commercial software FEMFAT and fatigue safety factors at the interested regions such as shank area of small end and big end were calculated. 27 design cases using 3 factors with 3 levels are constructed by design of experiment. Each case is simulated to find the most influential factors. Response for this study, maximum Von-Mises stress, has been used to determine main factors of connecting rod assembly. Among the 3 factors, compression load affected the response greatly. However, bolt assembly load and width of shank flat area showed a little influence to the response. Interaction effects among factors considered did not occur. Connecting rod assembly considered in this study showed its sensitivity to the noise factor such as compression load rather than design factor such as width of flat shank area.

Key words : Connecting rod(커넥팅로드), Finite element analysis(유한요소해석), Fatigue life(피로수명), Design of experiment(실험계획법), Design sensitivity(설계민감도)

1. 서 론

커넥팅로드(connecting rod)는 엔진 크랭크케이스 내부에서 크랭크축과 피스톤을 연결하며 운전 중에 압축력과 인장력을 반복적으로 받는 엔진 주요 부품의 하나이다.^{1,2)} 커넥팅로드와 캡(cap)은 볼트에 의해 체결되어 있고 양 끝단에서 핀으로 피스톤과 크랭크축에 연결되어 있다. 가스 폭발하중이 전달되는 경로인 커넥팅로드는 피로에 의한 파손이 발생할 수 있는 부분 중의 한 곳이다. 인장하중과 압축하중의 반복에 의한 피로 손상의 누적은 커넥팅로드 샹크(shank)의 취약부에 응력 집중을 발생시켜 바람직하지 않은 결과를 가지고 올 수 있다.^{1,4)} 컴퓨

터 응용설계(CAE)를 활용한 엔지니어링 해석은 응력 집중부에서 설계 인자가 미치는 영향을 평가하고 이를 설계에 반영함으로써 효율적인 설계가 가능하도록 하는 역할을 한다.⁵⁾ 최근의 차량개발은 컴퓨터를 활용하는 CAE 설계를 접목하여 저비용, 최적화된 솔루션을 제공하여 왔다. 자동차 설계의 핵심인 엔진부분의 경우에도 설계에서부터 생산까지 CAE의 활용도는 빠르게 증가하였다. 그러나 통상적인 설계에서는 설계입력과 그에 따른 결과값을 가지고 판단을 하는 결정론적(deterministic) 방법에 의한 설계에 의존하고 있어서 가공과정, 공차 등에 의한 설계변수의 변동 가능성, 외부 환경에 의한 시스템의 혼란도(noise) 등에 대하여 신뢰할 수 있는 설계결과를 제공하는데 문제를 지닐 수 있다.⁶⁾

*Corresponding author, E-mail: cyang@andong.ac.kr

본 연구에서는 커넥팅로드의 응력집중 부위인 생크부의 응력해석, 피로해석을 통하여 커넥팅로드의 설계해석 절차를 제시하였고 실험계획법을 사용하여 주요 설계변수 변화에 따른 시스템의 민감도를 분석하였다. 유한요소 해석은 5 단계의 하중을 커넥팅로드 결합 모델에 적용하였고 상용 유한요소 코드인 ABAQUS⁸⁾를 사용하였다. 또한 상용 피로 해석 코드인 FEMFAT⁹⁾을 사용하여 피로 수명을 예측하였다.

2. 커넥팅로드 구조해석

최근에 개발되어지는 커넥팅로드는 경량화된 설계를 추구한다.¹⁰⁾ 고출력의 엔진부하를 견디기 위해서는 기존의 재료보다 재료강도를 향상시키는 방안과 설계과정에서 구조를 최적화 하여 내구성을 강화하는 방법들이 사용되어지고 있다. 본 연구에서 사용한 접근 방법은 응력해석과 피로해석의 결과를 실험계획법과 연계하여 커넥팅로드의 내구성을 증진할 수 있는 방안을 사용하였다. 설계인자의 변경에 따른 설계민감도 분석은 반응에 미치는 설계인자의 영향을 체계적으로 나타낼 수 있었다.

2.1 유한 요소 모델

유한요소 해석에 사용된 모델은 커넥팅로드, 커넥팅로드캡, 단순화된 피스톤핀, 크랭크핀으로 구성되어 있다(Fig. 1). 전처리기인 Hyperemsh를 사용하여 사면체 요소를 생성하였다. 전체 모델은 약 70,000여개의 절점이 사용 되었고 ABAQUS 사에서 제공하는 사면체 요소(C3D10M)을 이용하였다.

2.2 경계 조건 및 하중

커넥팅로드에 작용하는 하중은 인장 및 압축변동 하중과 피스톤핀, 크랭크핀의 끼워맞춤(interference fit)에 의한 하중, 베어링 셸 압착력(crush) 및 볼트체결력의 정하중으로 구성된다. 최대인장하중은 배기행정 끝의 상사점에서의 관성력에 의해 발생하고 최대압축하중은 폭발행정 초기 상사점과 말기 하사점에서의 관성력에 의해 나타난다.

커넥팅로드 운동모델은 Fig. 2와 같이 피스톤-슬라이더 링크 메커니즘 모델로 생각할 수 있다. 크랭

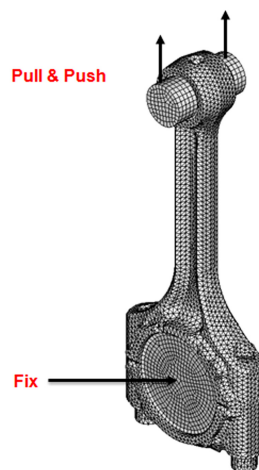


Fig. 1 FEA model of connecting rod with B.C.

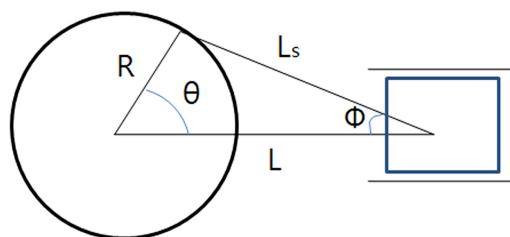


Fig. 2 Connecting rod motion mechanism model

크축의 중심에서 피스톤 핀까지의 거리 L은 다음 식으로 나타낼 수 있다.^{2,7)}

$$L = R \cos \theta + L_s \cos \phi$$

$$= L_s (\lambda \cos \theta + \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \quad (1)$$

여기서, $\lambda = R/L$, $R \sin \theta = L_s \sin \phi$

실린더내의 압력에 의한 폭발력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{fire} = \frac{1}{4} \pi D^2 P_i \quad (2)$$

여기서 P_i 는 폭발하중에 의한 실린더 압력, D는 피스톤 지름이다.

각 단면에 작용하는 관성력은 다음과 같이 세부 분으로 나누어서 나타낼 수 있다.³⁾

- 대단부(Big end) 작용 관성력

$$F_{BE} = (M_p + M_{SE}) \omega^2 R (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) + M_{BE} \omega^2 R \quad (3)$$

- 생크(shank) 작용 관성력

$$F_{Shank} = (M_p + M_{SE})\omega^2 R(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \quad (4)$$

- 소단부(Small end) 작용 관성력

$$F_{SE} = M_p\omega^2 R(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \quad (5)$$

여기서 M_p, M_{SE}, M_{BE} 는 각각 피스톤, 소단부, 대단부의 질량이다.

사용 모델의 질량은 Table 1에 정리하여 나타내었다. 커넥팅로드 소단부에 작용하는 최대 인장, 압축하중은 다음 식으로 계산된다.³⁾

$$F_{Tensile} = M_p\omega^2 R(1 + \lambda) \quad (6)$$

$$F_{Compression} = Max(F_{BDC}, F_{TDC} - F_{fire})$$

여기서 F_{BDC}, F_{TDC} 는 각각 하사점, 상사점에서의 힘을 나타낸다.

전체모델의 거동과 응력 해석의 결과를 바탕으로 하여 경계조건을 적용하였다. 대단부에 접촉 장착되어 있는 크랭크핀의 중심을 고정하여 강제운동을 방지하였고 피스톤 핀의 중심을 운동방향으로만 움직일 수 있도록 설정하였다(Fig. 1). 피스톤핀의 양 끝단 부분에 계산된 압축하중과 인장하중을 작용하였다. 모델의 접촉부에는 ABAQUS에서 제공하는 소규모 미끄러짐 접촉조건(small sliding contact)을 적용하였고 부상과 베어링에는 끼워맞춤 (interference fit)을 적용하였다.

유한 요소 모델에 순차적으로 적용한 하중은 다음과 같다;

- ① 크랭크핀과 피스톤핀 끼워 맞춤
- ② 베어링 셸 압착 (bearing crush) 하중
- ③ 볼트 체결 하중
- ④ 인장하중
- ⑤ 압축 하중

사용된 재료는 선형탄성(linear- elastic model) 거

Table 1 Mass properties of reciprocating and rotating parts

	Component	Value
Piston Assy (M _p)	Piston+Ring+Pin	0.313(kg)
Crank pin		0.193(kg)
Mass of rotating	Big End + Pin	0.505(kg)
Mass of reciprocating	Small End + Piston	0.421(kg)

Table 2 Material properties used in the model

Part	Material	E (GPa)	Poisson's ratio
Connecting rod	CS706S	207	0.27
Bolt	SCM435	207	0.29
Bearing shell	Babbitt	41	0.27

동 모델을 이용하였고, 사용된 재료는 Table 2에 나타내었다.

2.3 응력 및 피로 해석 결과

커넥팅로드가 파단되는 대부분의 경우는 대단부와 소단부 부분으로 보고되고 있다.¹⁾ 본 연구에서는 이러한 주요 부분의 응력 분포를 비교하고 피로 해석을 수행하여 취약부위를 파악하고자한다.

Fig. 3에는 커넥팅로드와 캡을 볼트로 결합한 상태의 응력분포를 나타내었고 Fig. 4에는 폭발하중에 의한 최대 압축응력 분포를 나타낸다. 볼트체결 하중시에는 결합부에 응력이 집중되어 있고 폭발하중시에는 소단부와 생크연결부에 응력이 집중되어 있다. 커넥팅로드의 피로 해석은 끼워맞춤, 베어링압착, 볼트 체결력에 의한 평균응력과 실린더의 폭발하중에 의한 교번 응력을 사용하여 계산된다. 계산된 피로계수(fatigue safety factor) 분포를 Fig. 5에 나타내었다.

압축하중이 작용하면 소단부 부에서 180-200 MPa 정도의 응력이 집중되는 것을 볼 수 있고 응력 집중부위인 소단부에서 타 부분에 비해 낮은 피로계수를 관찰할 수 있었다.

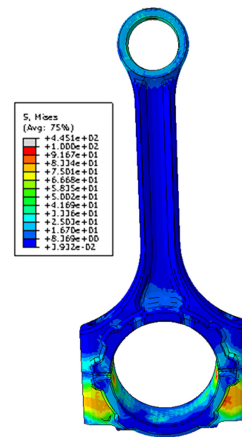


Fig. 3 Contour plot of Von Mises stress at bolt assembly

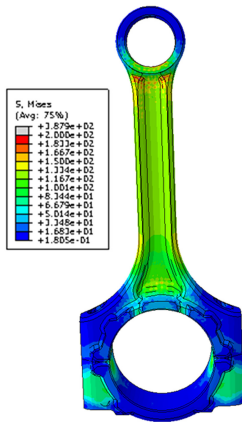


Fig. 4 Contour plot of Von Mises stress at compression load

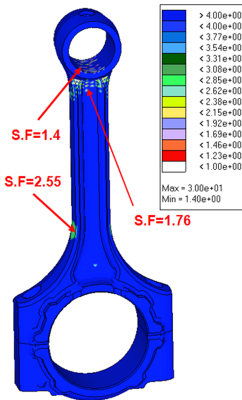


Fig. 5 Contour plot of fatigue safety factor

3. 실험설계법

성공적인 구조물 설계는 주요 응력집중 부위에서의 발생 응력을 설계목표치(design target) 이하로 유지하도록 하는 것이다. 주요 설계변수와 혼란요소를 Table 3과 같이 설정하고 강건 설계 개념을 이용하여 어떤 설계변수가 시스템에 가장 큰 영향을 미치는지 평가한다. 본 연구에서는 실질적으로 변경이 가능한 커넥팅로드 생크 편평부(shank flat area)의 폭과 주요 혼란 요소 중에서 압축하중과 볼트 체결력을 설계변수로 선택하였다. 1개의 설계변수, 2개의 혼란요소와 수준(level)은 Table 4와 같이 설정하였다. 인자의 수준은 곡률 효과를 고려한 3 수준으로 정하였다. 실험계획은 상용통계소프트웨어인 Minitab을 사용하여 CDOE(computational design of

Table 3 Design range of control factor and noise factor

Control factor	Design range			
	Lower bound	Upper bound	Level	Base line value
Bolt load (A)	0.9	1.1	3	10300 (N)
Shank flat area width (B)	0.9	1.1	3	6.433 (mm)
Compression load (C)	0.9	1.1	3	35000 (N)

Table 4 Factors and levels used in analysis

Factor	Level		
	-1	0	1
A (N)	9270	10300	11330
B (mm)	5.790	6.433	7.077
C (N)	31500	35000	38500

experiment)를 Table 5와 같이 구성하였다.¹¹⁾ 최적설계조건을 찾기 위하여 각 경우에 대한 결과값을 출력하여 분석을 수행하였다.

3.1 설계변수 변화에 따른 민감도 변화

커넥팅로드에 작용하는 인장, 압축하중과 생크 편평부의 폭은 설계 결과에 영향을 미치는 중요한 설계인자이다. 이중 생크 편평부의 폭은 설계변경이 가능한 변수이고 하중은 설계변경이 불가능한 혼란요소(noise)이다.

유한요소 해석을 활용하여 설계 인자들의 변화에 따른 커넥팅로드에 미치는 반응값으로 설정한 최대 응력을 구하여 Table 5에 정리하였다. Minitab을 활용하여 통계적 방법으로 데이터를 분석하였다. 반응값을 얻기 위하여 실험 횟수에 비교적 비 제한적인 유한요소해석을 수행하였으므로 3 수준의 3인자 요인실험(full factorial design)을 택하였다. 요인실험에 대한 실험횟수는 27로 설정하였고 통계 분석에는 주작용과 교호작용을 모두 포함하였다. 각 인자들이 커넥팅로드의 최대응력에 미치는 주효과와 인자들 간의 교호작용을 알아보고 각 인자들의 최적 수준을 구하기 위해 Table 5의 실험계획표를 따라서 27번의 유한요소해석을 실시하였다. 분산분석(Analysis of variance)을 실시하여 각 인자들의 유의함을 분석하였다. Table 6의 결과를 고찰하면 주효과 A, B, C중 C가 유의하고 B와 C는 유의하지 않음을 알 수 있었다.

Table 5 CDOE matrix for simulation runs

	A	B	C	Von-Mises Stress (MPa)
1	1	-1	1	602.1
2	0	1	0	554.2
3	1	-1	0	547.6
4	0	-1	-1	493.0
5	-1	-1	0	554.6
6	1	0	1	603.0
7	0	0	1	602.9
8	0	1	1	603.6
9	-1	1	-1	519.3
10	1	0	-1	493.8
11	-1	1	0	549.2
12	0	1	-1	494.3
13	1	-1	-1	493.0
14	-1	-1	-1	518.5
15	0	-1	1	602.1
16	0	-1	0	554.5
17	1	1	0	549.0
18	-1	0	-1	498.8
19	-1	0	1	602.2
20	1	1	-1	494.3
21	0	0	-1	493.7
22	-1	1	1	519.3
23	-1	0	0	576.6
24	1	1	1	609.8
25	0	0	0	548.0
26	1	0	0	548.4
27	-1	-1	1	614.1

Table 6 Analysis of variance of Von Mises stress

Design variables	DF	Seq. SS	Adj. SS	Ad.j MS	F	P
A	2	95.5	95.5	47.8	0.2	0.825
B	2	439.6	439.6	219.8	0.9	0.443
C	2	41555.5	41555.5	20777.8	85.49	0.000
A×B	4	428.2	428.2	107	0.44	0.777
A×C	4	1151	1151	287.7	1.18	0.387
B×C	4	901.2	901.2	225.3	0.93	0.494
Error	8	1944.4	1944.4	243.0		
Total	26	46515.3				

또한 교호작용 A×B, A×C, B×C는 유의하지 않음을 알 수 있었다. 분산분석을 수행 후 상대적으로 유의하지 않은 인자들을 오차항으로 풀링 후에 다시 분산분석을 실시하였다(Table 7). 인자들의 분산값은 오차항을 풀링한 후에도 변화가 없었으므로 직

Table 7 Analysis of variance of Von Mises stress after pooling

Design variables	DF	Seq. SS	Adj. SS	Ad.j MS	F	P
B	2	439.6	439.6	219.8	1.09	0.356
C	2	41555.5	41555.5	20777.8	103.34	0.000
B×C	4	901.2	901.2	225.3	1.12	0.378
Error	18	3619	3619	201.1		
Total	26	46515.3				

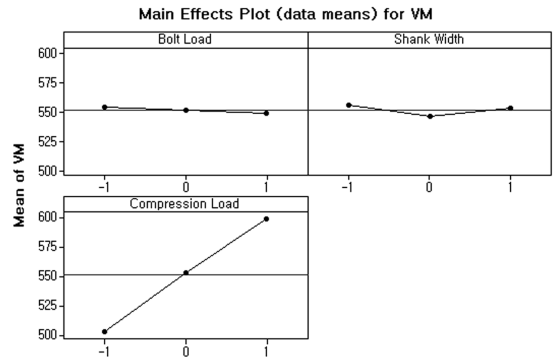


Fig. 6 Main effect plot of max. Von Mises stress in the model for each design variable

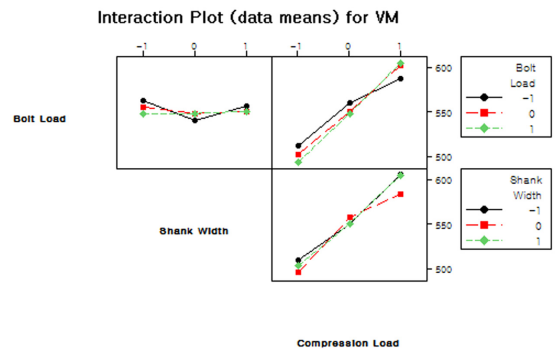


Fig. 7 Interaction effect plot of max. Von Mises stress in the model for each design variable

교성을 유지하고 있는 것을 나타낸다. 최대 응력에 대한 설계인자의 주 효과를 Fig. 6에 나타내었다.

주 효과 선도를 보면 C인자인 압축응력은 반응값에 대해 가장 큰 유의성을 보이고 있고 상대적으로 A, B 인자는 낮은 유의성을 나타낸다(Fig. 6). 인자 C는 낮은 수준에서 최적응력조건을 나타내고 A, B 인자는 반응값에 영향을 거의 미치지 않음을 보여준다. 각 인자간의 교차효과(Interaction effect)는 압축응력과 샹크편평부폭, 압축응력과 볼트체결하중이

약간의 서로간의 영향을 나타내지만 시스템의 반응에는 거의 영향을 주지 못하였다(Fig. 7).

4. 결 론

커넥팅로드 어셈블리 시스템에 대한 유한요소해석 결과와 실험계획법을 이용하여 시스템의 성능을 좌우하는 설계 변수들의 영향도를 고찰하였다. 커넥팅로드 어셈블리 시스템의 1개의 설계인자와 2개의 혼란요소가 시스템 반응에 미치는 영향을 고찰하였고 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 1) 3개의 주 인자 중 압축하중이 반응값에 영향을 미침을 알 수 있었다.
- 2) 상대적으로 볼트 체결하중과 생크 편평부 폭의 증감은 반응값에 영향을 미치지 못하였다.
- 3) 교호작용은 반응값에 영향을 거의 주지 않았다.
- 4) 설계인자인 생크 편평부 폭의 증감보다 혼란요소인 작용하중이 시스템반응에 대한 영향이 크기 때문에 유한요소 해석을 위한 하중계산에 보다 정확한 값의 적용이 필수적임을 알 수 있었다.

References

- 1) D. Min, B. Jeon and N. Kim, "Failure Analysis of Connecting Rod at Small End," Transactions of KSAE, Vol.19, No.2, pp.382-390, 1995.
- 2) C. H. Park, Strength Analysis of Connecting Rod for Internal Combustion Engine, M. S. Thesis, KAIST, Daejeon, Korea, 1994.
- 3) C. Kim, J. Lee and J. Kim, "Reliability Analysis in Fatigue Strength of Connecting Rod," Transactions of KSME A, Vol.25, No.10, pp.1651-1658, 2001.
- 4) SAE Fatigue Design Handbook, 3rd Edn., SAE Inc., 1997.
- 5) C. Yang and M. Han, "Finite Element Analysis of Engine Cylinder Block and Main Bore for Reliable Design," Transactions of KSAE, Vol.13, No.4, pp.39-48, 2005.
- 6) C. Yang and M. Han, "Robust Design Study of Engine Cylinder Head," Transactions of KSAE, Vol.19, No.6, pp.133-139, 2011.
- 7) C. F. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, MIT Press, USA, 1985.
- 8) ABAQUS Users Manual, Ver.6.4, HKS, 2003.
- 9) FEMFAT Users Manual, Magna-Steyr, Femfat, 2003.
- 10) H. Moon, H. Jang and S. Shin, "Development and Application of CAE for Buckling Estimation in Engine Connecting Rod," KSAE Fall Conference Proceedings, pp.100-105, 2006.
- 11) S. H. Lee, Engineering Statistics Analysis Using Minitab, Iretech, Gyeonggi, Korea, 2008.