자전거 안장에서의 구조적 내구성 해석에 관한 연구

조재웅¹⁾ · 한문식^{*2)}

공주대학교 기계자동차공학부¹⁾ · 계명대학교 기계자동차공학과²⁾

Study on Structural Durability Analysis at Bicycle Saddle

Jaeung Cho¹⁾ · Moonsik Han^{*2)}

¹⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju National University, Chungnam 330-717, Korea

²⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

(Received 18 October 2012 / Revised 19 November 2012 / Accepted 4 December 2012)

Abstract : This study investigates the structural analysis result with vibration and fatigue on 3 kinds of bicycle saddle models. When the static load applies on the upper plane of model, maximum stress becomes within the allowable stress in case of model 1. As the value of Stress or deformation becomes lower on the order of model types 1, 2 and 3, these models become more stabilized or safer at durability in this order. On the vibration analysis, model type 1 has the maximum stress or deformation more than 5 times by comparing with model type 1 or 2. Model type 1 becomes most excellent on vibration durability. As maximum displacement due to vibration happens in case of model type 3, it becomes unstabilized. But the stresses of model types 1, 2 and 3 become within the allowable stress and these models are considered to be safe. At the status of the severest fatigue load, model type 3 becomes safer than model type 1 or 2. This study result is applied with the design of safe bicycle saddle and it can be useful to improve the durability by predicting prevention against the deformation due to its vibration and fatigue.

Key words : Bicycle saddle(자전거 안장), Maximum equivalent stress(최대 등가 응력), Maximum deformation(최대 변형량), Vibration(진동), Fatigue life(피로 수명), Structural durability(구조적 내구성)

1. 서론

자전거를 타고 장시간 운행하기 위해서는 일어서서 페달을 움직일 수 없다. 따라서 편하게 운행하려면 앉아서 해야 하는데 사람을 편하게 해주는 것이 바로 자전거 안장이다. 그 동안 자전거의 용도, 기능, 형태, 소재 등에 있어 다양한 변화와 발전이 있었다. 그 중에서도 자전거 안장의 경우도 다른 부품과 같이 많은 발전이 있었으나 특히 인체에 직접적인 영향을 주는 주요 부품임을 감안할 때, 인체 공학적 개발이 미흡했던 것이 사실이다. 그러므로 본 연구에서는 자전거 안장을 종류별로 구조, 진동 및 피

로해석들을 수행하였다.¹⁻³⁾ 또한 연구 모델들에 대한 자전거 안장의 구조적 안정성을 파악하고 동시에 3가지 연구 모델들을 비교하여 어떤 모델이 내구성이 있는지를 검토하였다.

따라서 본 연구에서는 스프링이 달린 안장과 스프링이 없이 봉과 연결되어 있는 안장에 대하여 시뮬레이션 해석을 하였다. 또한 변형량이 많은 스프링안장을 선택했을 때 정적 하중과 진동이나 피로에 있어 그 내구성 면⁴⁻⁶⁾에서 어떤 성능의 차이가 있는지를 ANSYS⁷⁾로 해석하여 고찰하였다. 본 연구의 결과를 종합하여 자전거 안장의 설계에 응용한다면 진동이나 피로에 의한 변형으로 파손되는 것을 방지하여 내구성을 개선하는데 활용이 클 것으로 사료된다.

*Corresponding author, E-mail: sheffhan@kmu.ac.kr

2. 모델링 및 경계조건

2.1 연구 모델

CATIA를 이용하여 모델링한 후 ANSYS를 이용하여 해석하였다. 그리고 안장 및 스프링을 포함한 본 연구 모델들은 구조용 강⁷⁾으로서 그 물성치는 Table 1과 같으며 크기는 안장 가로와 세로가 각각 200mm, 250mm 높이는 90mm이다.

Table 1 Material properties

Item	Value
Young's modulus (MPa)	2×10^5
Poisson's ratio	0.3
Density (Kg/mm ³)	7.85×10^{-6}
Tensile yield strength (MPa)	250
Compressive yield strength (MPa)	250
Tensile ultimate strength (MPa)	460

모델 Type 1에서는 기본적으로 많이 사용되는 봉과 안장의 연결고리부분을 사용하였으며 Fig. 1(a)와 (b)는 각각 이 모델의 외형과 메시이다.

모델 Type 2는 밑 부분에 봉과 안장의 연결고리를 가진 미니벨로 자전거에 많이 사용되는 레일형 안장 모델로서 Fig. 2(a)와 (b)는 각각 이 모델의 외형과 메시이다.

모델 Type 3는 스프링안장으로 되어 있고 스프링

(a) Configuration of type 1

(b) Mesh of type 1

Fig. 1 Analysis model of type 1

의 피치는 10mm, 높이는 53mm로 설계하였으며 Fig. 3(a)와 같이 구성되어 있다. 이 모델의 메시는 Fig. 3(b)와 같다.

(a) Configuration of type 2

(b) Mesh of type 2

Fig. 2 Analysis model of type 2

(a) Configuration of type 3

(b) Mesh of type 3

Fig. 3 Analysis model of type 3

2.2 모델의 구속 조건

Type 1, 2 및 3 모델들에 대한 구속 조건은 각각 Figs. 4(a), (b), Figs. 5(a), (b) 및 Figs. 6(a), (b)에서 보는 바와 같이 안장을 받쳐 주는 안장 봉을 고정하고, 위쪽 안장면에 대하여 수직 벡터 방향으로 1000N의 하중을 가하였다. 또한 안장과 봉 및 스프링과의 연결 부분은 완전히 접촉되었다고 가정하였다. 그리고 자전거안장에 사람이 앉아있을 때 달리는 중 길 바닥에서 요철을 만나거나 비포장도로를 달릴 때 또는 사람의 몸무게에 의해 진동이 가해지는 것을 가정하여 자전거안장과 연결부분에 어떤 영향을 미치는지 알아볼 수 있도록 이러한 조건들로서 설정하였다.

Fixed Support
Time: 1, s

Fixed Support

(a) Fixed support condition

Force
Time: 1, s

Force: 1000, N
Components: 0., 174.9, -984.59 N

(b) Force condition

Fig. 4 Constraint condition of model 1

Fixed Support
Time: 1, s

Fixed Support

(a) Fixed support condition

Force
Time: 1, s

Force: 1000, N
Components: 0., 174.9, -984.59 N

(b) Force condition

Fig. 5 Constraint condition of model 2

3. 해석 결과

3.1 구조 해석

3.1.1 Type 1의 구조 해석

Type 1 모델의 구속조건은 Fig. 4와 같으며 안장 위 부분에 정적 하중을 가했을 때의 등가응력과 변형량을 나타낸 그림이다. Fig. 7(a)에서와 같이 최대 등가응력이 209.45MPa를 나타내고 있다. Fig. 7(b)에서와 같이 안장과 봉의 연결 부분에서 0.4745mm의 최대 변형량이 된 것을 알 수가 있다.

3.1.2 Type 2의 구조 해석

Type 2 모델의 구속조건은 Fig. 5와 같으며 안장 위 부분에 정적 하중을 가했을 때의 등가응력과 변

Fig. 6 Constraint condition of model 3

Fig. 7 Structural analysis of model 1

Fig. 8 Structural analysis of model 2

형량을 나타낸 그림이다. Fig. 8(a)에서와 같이 최대 등가응력이 434.32MPa를 나타내고 있다. Fig. 8(b)는 안장과 봉의 연결 부분에서 0.41113 mm의 최대

변형량을 보이고 있다.

3.1.3 Type 3의 구조 해석

Type 3 모델의 구속조건은 Fig. 6과 같으며 안장

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: Pa
Time: 1

(a) Configuration of equivalent stress

Total Deformation

Type: Total Deformation
Unit: m
Time: 1

(b) Configuration of total deformation

Fig. 9 Structural analysis of model 3

위에 정적 하중을 가했을 때 등가응력과 최대 변형량을 나타낸 그림이다. Fig. 9(a)에서와 같이 안장의 왼쪽 밑 부분에 있는 핸들 측면의 아래 부분에서 최대 등가응력이 932.23MPa를 나타내고 있다. Fig. 9(b)에서와 같이 안장과 봉의 연결 부분에서 11.7mm의 최대 변형량을 보이고 있다. Type 1 모델의 경우만 최대의 응력이 허용 응력 이내에 들어가나 Type 2 나 3의 경우는 허용 응력을 국부적인 안쪽의 미소 부분에서 허용 응력을 벗어나고 있으나 지속적으로 작용되는 일정하중은 아니므로 안정적인 모델들로 사료된다. 따라서 Type 1, Type 2, Type 3의 순으로 안정된 경향을 보임으로서 정적인 내구성면에서 차이를 보이고 있다. 단, Type 3 모델의 경우에는 그 변형량이 커지므로 인하여 약간의 진동이 더 발생할 수 있다고 사료된다.

3.2 진동 해석

3.2.1 Type 1의 진동 해석

Type 1 모델의 구속조건은 Fig. 4와 같으며 안장을 받쳐 주는 안장 봉을 고정하고, 위쪽 안장 면에 수직 백터방향으로 1000N의 하중을 가하였다. Table 2에서와 같이 모드 형상이 6차까지의 고유 진동수는 800Hz 이내에서 일어나며 이러한 하중으로서 800Hz 까지 진동을 주어 그에 따른 진동과 변형에 대해서 해석하였다. Fig. 10(a)는 진동수에 따른 진폭 변위량을 본 것인데, 그림에서 보듯이 240Hz에서 진폭 변형이 일어났다가 급격히 줄어들었다. 따라서 최

Table 2 Natural frequencies at model 1

Mode	Frequency (Hz)
1	82.771
2	110.27
3	120.63
4	263.76
5	303.88
6	795.75

대의 진폭 변위량이 일어나는 240Hz의 진동수에서 Figs. 10(b), (c)에서와 같이 그 변위량과 응력을 보았다. 그림에서와 같이 최대의 등가응력은 10.134MPa로서 허용 응력 이내에 들어가 안전하다고 사료된다. 최대의 전변형량은 0.0045mm로서 변형은 거의 없음을 알 수 있다.

3.2.2 Type 2의 진동 해석

Type 2 모델의 구속조건은 Fig. 5와 같으며 안장을 받쳐 주는 안장 봉을 고정하고, 위쪽 안장 면에 수직 백터방향으로 1000N의 하중을 가하였다. Table 3에서와 같이 모드 형상이 6차까지의 고유 진

Table 3 Natural frequencies at model 2

Mode	Frequency (Hz)
1	140.08
2	231.32
3	264.57
4	495.76
5	501.97
6	797.98

(a) Frequency response

Directional Deformation
Type: Directional Deformation (Z Axis)
Frequency: 240, Hz
Phase Angle: 0, °
Unit: m

(b) Configuration of directional deformation

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 240, Hz
Phase Angle: 0, °
Unit: Pa

(c) Configuration of equivalent stress

Fig. 10 Dynamic analysis of model 1

동수는 800Hz이내에서 일어나며 이러한 하중으로
서 800Hz까지 진동을 주어 그에 따른 진동과 변형
에 대해서 해석하였다. Fig. 11(a)는 진동수에 따른
진폭 변위량을 본 것인데, 그림에서 보듯이 240Hz

(a) Frequency response

Directional Deformation
Type: Directional Deformation (Z Axis)
Frequency: 240, Hz
Phase Angle: 0, °
Unit: m

(b) Configuration of directional deformation

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 240, Hz
Phase Angle: 0, °
Unit: Pa

(c) Configuration of equivalent stress

Fig. 11 Dynamic analysis of model 2

에서 진폭변형이 일어났다가 급격히 줄어들었다.
따라서 최대의 진폭 변위량이 일어나는 240Hz의 진
동수에서 Figs. 11(b), (c)에서와 같이 그 변위량과 응
력을 보았다. 그림에서와 같이 최대의 등가응력은

56.581MPa로서 허용 응력이내에 들어가 안전하다고 사료된다. 최대의 전변형량은 4.9746mm로서 변형이 생김을 알 수 있다.

3.2.3 Type 3의 진동 해석

Type 3 모델의 구속조건은 Fig. 6과 같으며 안장을 받쳐 주는 안장 봉을 고정하고, 위쪽 안장 면에 수직 벡터방향으로 1000N의 하중을 가하였다. Table 4에서와 같이 모드 형상이 6차까지의 고유 진동수는 205Hz이내에서 일어나며 이러한 하중으로서 205Hz 까지 진동을 주어 그에 따른 진동과 변형에 대해서 해석하였다. Fig. 12(a)는 진동수에 따른 진폭 변위량을 본 것인데, 그림에서 보듯이 41Hz에서 진폭변형이 일어났다가 급격히 줄어들었다. 따라서 최대의 진폭 변위량이 일어나는 41 Hz의 진동수에서 Figs. 12(b), (c)에서와 같이 그 변위량과 응력을 보았다. 그림에서와 같이 최대의 등가응력은 24.722MPa로서 허용 응력이내에 들어가 안전하다고 사료된다. 최대의 전변형량은 46.83mm로서 변형이 커짐을 알 수 있다.

진동해석 결과 Type 3에서는 적은 진동 사이클에서 변형량이 가장 커짐을 알 수 있어 그 내구성면에서 Type 1이나 2보다 저하되었음을 알 수 있다. Type 1이 Type 2보다 최대 변형량이나 최대 응력이 5배 이상 작아짐을 알 수 있어 Type 1이 진동에 대한 내구성면에서는 가장 우수함을 알 수 있다. 단, Type 1, 2 및 3에서의 응력은 허용 응력이내에 들어가 안전하다고 사료된다.

Table 4 Natural frequencies at model 3

Mode	Frequency (Hz)
1	36.799
2	43.66
3	80.717
4	116.52
5	198.49
6	202.72

3.3 피로 해석

본 연구에서는 또한 자전거 안장이 받는 피로 하중에 의한 피로수명에 대해서 해석하였다. Fig. 13은 S-N Curve이며 가해지는 응력의 반복횟수와 그 진

(a) Frequency response

Directional Deformation

Type: Directional Deformation (Z Axis)
Frequency: 41, Hz
Phase Angle: 0, °
Unit: m

0.04683 Max
0.039235
0.031641
0.024047
0.016452
0.008858
0.0012637
-0.0063306
-0.013925
-0.021519 Min

(b) Configuration of directional deformation

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 41, Hz
Phase Angle: 0, °
Unit: Pa

2.4722e9 Max
2.1975e9
1.9229e9
1.6482e9
1.3735e9
1.0988e9
8.2408e8
5.4939e8
2.7469e8
0.70623 Min

(c) Configuration of equivalent stress

Fig. 12 Dynamic analysis of model 3

폭과의 관계를 나타내는 곡선으로서 그 응력 진폭을 세로축에 그 응력 진폭을 가했을 때 재료가 파괴

Fig. 13 Curve of alternating stress vs. fatigue cycle

Fig. 14 Fatigue history life

되기까지의 반복횟수의 Log를 가로축에 잡아 곡선을 그리면 응력 진폭이 작을수록 파괴까지의 반복횟수는 증가한다. 그리고 응력 진폭이 어느 값 이하가 되면 무한히 반복하더라도 파괴되지 않는다. 이와 같이 곡선이 수평이 되기 시작하는 곳의 횟수는 강재에서 $10^6 \sim 10^7$ 회이다. 따라서 Fig. 8에서는 3.16×10^6 Cycle 이상에서 수평이 시작되고 있다. 이 S-N 곡선이 수평이 되는 한계의 응력을 재료의 피로한도 또는 내구한도라고 한다. Type 1, 2 및 3 모델들에서의 피로해석에 대한 하중 경계 조건들은 각각 Fig. 4, 5 및 6과 같은 구속 조건으로서 설정하여 주었다. 이에 대한 피로 하중의 형태는 Fig. 14와 같이 나타난다. 그림과 같이 ‘SAE bracket history’로서 불규칙한 변동 하중⁷⁾으로서 1 사이클 당 하중의 평균하중에 대한 비율의 내역을 보여 준다. ‘SAE bracket history’의 경우는 그림에서 볼 수 있듯이 산간 지방에서 적용할 수 있는 피로 하중조건으로서 가장 노면이 거친 비포장도로의 경우로 적용될 수 있다. 통상적으로 그러한 동하중은 작용되지는 않으나 ‘SAE Bracket history’와 같이 극심한 동하중을 자전거 안장에 받는 경우를 가정하였다. 즉, 이 극심한 동하중을 받아도 내구성을 유지할 수 있는지 검토한 연구라고 볼 수 있다.

따라서 Type 1, 2 및 3에 대한 3가지의 모델들에 대하여 각각 사용 가능한 수명에 대한 등고선 그림들을 Fig. 15에 나타냈다. Fig. 15를 보면, 가장 극심한 피로 하중 조건인 ‘SAE bracket history’하에서 Type 3가 안장 전반적으로 걸쳐서 그 수명이 유지되어 있는 부분이 보이거나 Type 1 이나 2는 안장의 아래 봉 부분을 제외하고는 그 수명이 없음을 보이고 있다. 따라서 Type 3가 Type 1이나 2보다 피로 하중의 양상에서는 그 내구성이 더 안전함을 알 수 있었다.

Fig. 15 Contour plots of fatigue Life

4. 결 론

본 연구에서는 자전거 안장의 3가지 종류에 대한 진동 및 피로를 포함한 구조해석에 따른 응력, 변형량 및 수명 등을 해석하였다. 이에 대한 연구 결과는 다음과 같다.

- 1) 자전거안장의 윗면에 정적 하중을 가했을 때, Type 1 모델만 최대 응력이 허용 응력이내에 들어거나 Type 1, Type 2, Type 3의 순으로 응력이나 변형량이 작고 안정된 경향을 보임으로서 정적인 내구성면에서 차이를 보이고 있다.
- 2) 진동해석 결과, Type 1이 Type 2보다 최대 변형량이나 최대 응력이 5배 이상 작아짐을 알 수 있어 Type 1이 진동에 대한 내구성면에서는 가장 우수함을 알 수 있다. Type 3에 있어서는 진동에 의한 변형량이 가장 커 불안정한 경향을 보이거나 Type 1, 2 및 3에서의 응력은 허용 응력이내에 들어 안전하다고 사료된다.
- 3) 극심한 피로 하중의 양상에서는 Type 3의 경우가 Type 1이나 2보다 그 내구성이 더 안전함을 알 수 있었다.
- 4) 본 연구의 결과를 종합하여 자전거 안장의 설계에 응용한다면 진동이나 피로에 의한 변형으로 파손되는 것을 방지하여 내구성을 개선하는데 활용이 클 것으로 사료된다.

References

- 1) J. T. Kim, C. Kim, T. S. Song and C. W. Park, "The Shape Optimization of Automotive Pedal Arms and the Effect of a Rib," KSAE Fall Conference Proceedings, pp.932-937, 2004.
- 2) J. S. Song, S. J. Hyun, C. Kim, K. H. Cho and T. S. Song, "An Effective Shape Optimization Algorithm for the Automotive Pedal Arm," KSAE Fall Conference Proceedings, pp.1373-1378, 2003.
- 3) B. Y. Lee and H. W. Lee, "Structural Analysis and Topology Optimization of an Automotive Pedal Arm considering Qualification Test Specifications," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.30, No.5, pp.562-571, 2006.
- 4) J. U. Cho and M. S. Han, "Structural Strength Analysis of Shock Absorber," Journal of KSMPE, Vol.9, No.2, pp.53-59, 2010.
- 5) Y. C. Ji, N. I. Jeon, W. J. Seo, M. S. Doo and I. S. Chung, "The Structural Analysis on the Damper Spring Module of McPherson Suspension," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.691-696, 2004.
- 6) J. U. Cho, O. B. Kwon and M. S. Han, "Structural Strength Analysis of Automotive Suspension," Journal of KSMTE, Vol.19, No.1, pp.89-93, 2010.
- 7) J. Swanson, ANSYS 12.0, ANSYS Inc., USA, 2009.