종류별 이륜차 프레임에 대한 구조해석

한 문 식¹⁾ · 조 재 웅²⁾

계명대학교 기계자동차공학과¹⁾ · 공주대학교 기계자동차공학부²⁾

Structural Analysis for Bicycle Frame by Type

Moonsik Han¹⁾ · Jaeung Cho²⁾

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

²⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju National University, Chungnam 330-717, Korea

(Received 23 March 2012 / Revised 21 May 2012 / Accepted 15 June 2012)

Abstract : This study aims to analyze durability by comparing displacement on vibration at driving bicycle frame models of 1, 2, 3 and 4. Among maximum equivalent stresses at 4 kinds of models, model 1 has highest value with 410.39 MPa and becomes 30 times than model 4 with lowest value. The natural frequency number at Model 4 increases more than the other models. Among four models, the number of frequency at model 1 becomes lowest at harmonic vibration with real loading condition. In cases of four kinds of models, the maximum stress is shown near the assembly of rear wheel and the maximum displacement is shown near saddle assembly at this harmonic condition. The structural result about this study can be effectively utilized on the design of bicycle frame by investigating durability and prevention against its damage.

Key words : Bicycle frame(이륜차 프레임), Structural analysis(구조 해석), Natural frequency(고유 진동수), Harmonic vibration(하모닉 진동), Durability(내구성)

1. 서 론

오토바이는 이동수단 가운데 가장 초기부터 사용되기 시작한 이동수단으로서 인간의 물건운송 및 사람운송을 도맡아왔다. 초창기 증기로 움직이던 시절부터 발전을 위한 여러 가지 노력 끝에 지금의 오토바이가 탄생할 수 있었다. 잦은 사고 등으로 많은 사람들이 기피하고 있으나 앞으로도 계속하여 매니아 및 여러 분야의 사람들에게 기본적인 이동수단 및 운송수단으로 활용도가 지속될 것이다. 오토바이의 안전한 이용을 증가시키려면 가장 기초가 될 수 있는 프레임의 종류와 강도 및 구조가 중요하다.¹⁻⁵⁾ 또한 프레임은 오토바이를 이용하는 사람들

의 생명과 바로 연결된 부분이자 사람의 무게를 견디고 외부에 노출되어 디자인 또한 중요한 부분이고 자동차와 같이 노면을 주행하며 여러 영향을 받는다. 계속적인 힘과 피로, 노면에 대한 진동에 대해서 계속 영향을 받아 변형이 일어난다. 따라서 고속을 견뎌야 하며 외부의 충격 또한 잘 견디도록 만들어져야 한다. 따라서 본 연구는 자동차 못지않은 인기를 끌고 있는 오토바이의 안전을 위해서 정확한 각도와 형상별 강도를 주어 시뮬레이션⁶⁻⁸⁾을 하여 주행중인 오토바이의 프레임에 대한 진동⁹⁾에 따른 내구성과 변형량을 해석하였다. 또한 본 연구의 결과를 종합하여 오토바이 프레임의 설계에 응용한다면 내구성 및 파손 방지를 검토, 예측하는데 용이할 것으로 사료된다.

*Corresponding author, E-mail: jucho@kongju.ac.kr

2. 모델링 및 경계 조건

2.1 연구 모델

본 연구에서는 오토바이의 각종 부품들과 연결되는 프레임을 모델로 삼고 프레임에 힘을 주었을 때 나타나는 변형량과 응력을 구한다. 모델의 형상은 가로 세로 및 높이가 100, 862, 402.5 mm인 실제 오토바이 프레임의 모양을 참조하여 CATIA를 이용하여 모델링 한 후 ANSYS를 이용하여 해석하였다.¹⁰⁾ 각 모델에 대한 메시 모양은 Fig. 1이다. 모델의 형상을 자동으로 인식하여 최적화된 Mesh를 구성해 주도록 4면체 요소로 생성하였다. 절점 수 및 요소 수는 Model 1이 20375, 9291 Model 2가 23082, 10658 Model 3가 11820, 5466 Model 4가 7014, 3268 이다. 또한 이 모델은 보편적으로 구조용 강으로 이루어져 있으며, 그 물성치를 Table 1에 나타내었다.

2.2 모델의 경계조건

Model 1, 2, 3, 4의 경계조건은 Fig. 2와 같으며 뒷바퀴가 조립되는 부분은 움직일 수 없음을 고려하여 완전히 고정을 시켰으며 안장과 엔진이 장착될 지점에 힘을 가하였다. Fig. 2에서는 안장이 조립되는 부분과 엔진이 조립되는 부분에 수직 아래 방향으로 주로 힘을 받게 됨을 고려하여 차체 무게에 해

Table 1 Material property

Young's modulus (MPa)	200,000
Poisson's ratio	0.3
Density (kg/m ³)	0.00785
Tensile yield strength (MPa)	0.000012
Compressive yield strength (MPa)	250
Tensile ultimate strength (MPa)	460
Compressive ultimate strength (MPa)	0

당되는 800N인 힘을 주어 프레임이 받는 압력이 어떻게 영향을 미칠지 알아볼 수 있도록 설정하였다.

3. 해석결과

3.1 정적 해석

본 연구 모델에 대한 정적인 구조해석을 하였다. 등가응력과 최대 변형량을 나타낸 그림이다. Fig. 3은 모든 모델이 뒷바퀴가 장착될 프레임에서 최대 등가응력이 각각 410.39MPa, 343.72MPa, 73.256MPa, 13.467MPa를 나타낸 그림이다. Fig. 4는 핸들부분에서 최대 변형량을 나타낸 그림으로서 각각 40.462mm, 3.2913mm, 0.76499mm, 0.02183mm가 변형된 것을 알 수가 있다. 각 모델의 최대 등가응력은 모델 1이 410.39MPa로 가장 높았으며, 가장 작은 13.467MPa의 모델 4보다 30배의 크기에 달하는 응력이 되어

Fig. 1 Mesh shapes by frame model type

(a) Model 1

(b) Model 2

(c) Model 3

(d) Model 4

Fig. 2 Boundary conditions by frame model type

그 파손가능성이 30배 커질 수 있다고 사료된다.

3.2 진동 해석

3.2.1 Model 1

Model 1의 경계조건은 Fig. 2와 같이 연결부의 뒷면에 완전히 고정을 시켜서 각 프레임에 대하여 6차까지의 고유진동수 해석을 하였다.

(a) Model 1

(b) Model 2

(c) Model 3

(d) Model 4

Fig. 3 Equivalent stress at structural analysis by frame model type

Fig. 5에서와 같이 고유진동으로 인한 변형량을 볼 수가 있다. 안장 쪽 프레임에서 4차 진동인 26.867Hz에서 최대 26.613mm가 변형된 것을 알 수가 있다.

그리고 실제로 Fig. 2에서와 똑같이 안장과 엔진 장착부분의 프레임에 Force를 각 600N과 200N의 구속을 주어, 프레임에 생기는 하모닉 진동에 대

(a) Model 1

(a) Natural frequency at 1'st

(b) Model 2

(b) Natural frequency at 2'nd

(c) Model 3

(c) Natural frequency at 3'rd

(d) Model 4

(d) Natural frequency at 4'th

(e) Natural frequency at 5'th

Fig. 4 Total deformation at structural analysis by frame model type

하여 해석해 보았다. 진동수의 범위는 110Hz까지로 설정하였다. 앞에 Modal 해석의 결과를 보게 되면 6 차 모드의 고유진동수가 110Hz범위 내에 있기 때문에 가진 주파수 영역을 맞춰 공진 주파수를 확인하였다. 진동수 응답을 본 Fig. 6에서 보면 알 수 있듯이 4Hz에서 최대의 진폭변위가 313.67mm로 생김을 알 수 있다. 이 4Hz에서 실제로 최대의 응력을 받게 되며 전변형량과 등가 응력은 각각 Fig. 7 및 8

(f) Natural frequency at 6'th
Fig. 5 Total deformations at Natural frequencies on model 1

Fig. 6 Frequency response on model 1

Fig. 7 Total deformation at 4Hz on model 1

Fig. 8 Equivalent stress at 4Hz on model 1

과 같이 나타났고 뒷바퀴 조립부근에서 최대의 응력이 걸리고 안장 조립부근에서 최대의 변형이 됨을 알 수 있었다.

3.2.2 Model 2

Model 2의 경계조건은 Fig. 9와 같이 연결부의 뒷면에 완전히 고정을 시켜서 각 프레임에 대하여 6차까지의 고유진동수 해석을 하였다.

(a) Natural frequency at 1'st

(b) Natural frequency at 2'nd

(c) Natural frequency at 3'rd

(d) Natural frequency at 4'th

(e) Natural frequency at 5'th

(f) Natural frequency at 6'th

Fig. 9 Total deformations at Natural frequencies on model 2

Fig. 9에서와 같이 고유진동으로 인한 변형량을 볼 수가 있다. 안장 쪽 프레임에서 4차 진동인 201.45Hz에서 최대 38.527mm가 변형된 것을 알 수가 있다.

그리고 실제로 Fig. 2에서와 똑같이 안장과 엔진 장착부분의 프레임에 Force를 각 600N과 200N의 구속을 주어, 프레임에 생기는 하모닉 진동에 대하여 해석해 보았다. 진동수의 범위는 370Hz까지로 설정하였다. 앞에 Modal 해석의 결과를 보게 되면 6차 모드의 고유진동수가 370Hz범위 내에 있기 때문에 가진 주파수 영역을 맞춰 공진 주파수를 확인하였다. 진동수 응답을 본 Fig. 10에서 보면 알 수 있듯

Fig. 10 Frequency response on model 2

Fig. 11 Total deformation at 38Hz on model 2

Fig. 12 Equivalent stress at 38Hz on model 2

이 38Hz에서 최대의 진폭변위가 97.45mm로 생김을 알 수 있다. 이 38Hz에서 실제로 최대의 응력을 받게 되며 전변형량과 등가 응력은 각각 Fig. 11 및 12와 같이 나타났고 뒷바퀴 조립부근에서 최대의 응력이 걸리고 안장 조립부근에서 최대의 변형이 됨을 알 수 있었다.

3.2.3 Model 3

Model 3의 경계조건은 Fig. 2와 같이 연결부의 뒷면에 완전히 고정을 시켜서 각 프레임에 대하여 6차까지의 고유진동수 해석을 하였다.

Fig. 13에서와 같이 고유진동으로 인한 변형량을 볼 수가 있다. 안장 쪽 프레임에서 6차 진동인 276.58Hz에서 최대 27.307mm가 변형된 것을 알 수가 있다.

그리고 실제로 Fig. 2에서와 똑같이 안장과 엔진 장착부분의 프레임에 Force를 각 600N과 200N의 구속을 주어, 프레임에 생기는 하모닉 진동에 대하여 해석해 보았다. 진동수의 범위는 280Hz까지로 설정하였다. 앞에 Modal 해석의 결과를 보게 되면 6차 모드의 고유진동수가 280Hz범위 내에 있기 때문에 가진 주파수 영역을 맞춰 공진 주파수를 확인하였다. 진동수 응답을 본 Fig. 14에서 보면 알 수 있듯이 48 Hz에서 최대의 진폭변위가 39.916mm로 생김을 알 수 있다. 이 48Hz에서 실제로 최대의 응력을 받게 되며 전변형량과 등가 응력은 각각 Fig. 15 및 16과 같이 나타났고 뒷바퀴 조립부근에서 최대의 응력이 걸리고 안장 조립부근에서 최대의 변형이 됨을 알 수 있었다.

3.2.4 Model 4

Model 4의 경계조건은 Fig. 2와 같이 연결부의 뒷면에 완전히 고정을 시켜서 각 프레임에 대하여 6차까지의 고유진동수 해석을 하였다.

(a) Natural frequency at 1'st

(b) Natural frequency at 2'nd

(c) Natural frequency at 3'rd

(d) Natural frequency at 4'th

(e) Natural frequency at 5'th

(f) Natural frequency at 6'th

Fig. 13 Total deformations at Natural frequencies on model 3

Fig. 14 Frequency response on model 3

Fig. 15 Total deformation at 48Hz on model 3

Fig. 16 Equivalent stress at 48Hz on model 3

Fig. 17에서와 같이 고유진동으로 인한 변형량을 볼 수가 있다. 안장 쪽 프레임에서 6차 진동인 964.27Hz에서 최대 32.598mm가 변형된 것을 알 수가 있다. 그리고 고유진동해석을 통하여 Model 1, 2, 3 및 4가 각각 26.867, 201.45, 276.58 및 964.27Hz에서 변형량이 Model 1 및 2는 4차에서 Model 3 및 4는 6차에서 가장 높게 나타남을 알 수 있었다.

그리고 실제적으로 Fig. 2에서와 똑같이 안장과 엔진 장착부분의 프레임에 Force를 각 600N과 200N의 구속을 주어, 프레임에 생기는 하모닉 진동에 대

Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 202.68 Hz
Unit: mm

(a) Natural frequency at 1'st

Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Frequency: 236.84 Hz
Unit: mm

(b) Natural frequency at 2'nd

Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Frequency: 629.62 Hz
Unit: mm

(c) Natural frequency at 3'rd

Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Frequency: 642.85 Hz
Unit: mm

(d) Natural frequency at 4'th

Total Deformation 5
Type: Total Deformation
Frequency: 738.31 Hz
Unit: mm

(e) Natural frequency at 5'th

Total Deformation 6
Type: Total Deformation
Frequency: 964.27 Hz
Unit: mm

(f) Natural frequency at 6'th

Fig. 17 Total deformations at Natural frequencies on model 4

하여 해석해 보았다. 진동수의 범위는 1000Hz까지로 설정하였다. 앞에 Modal 해석의 결과를 보게 되면 6차 모드 of 고유진동수가 1000Hz범위 내에 있기 때문에 가진 주파수 영역을 맞춰 공진 주파수를 확인하였다. 진동수 응답을 본 Fig. 18에서 보면 알 수 있듯이 237Hz에서 최대의 진폭변위가 15.667mm로 생김을 알 수 있다. 이 237Hz에서 실제적으로 최대의 응력을 받게 되며 전변형량과 등가 응력은 각각 Fig. 19 및 20과 같이 나타났고 뒷바퀴 조립부근에서 최대의 응력이 걸리고 안장 조립부근에서 최대의

변형이 됨을 알 수 있었다. 이러한 하모닉 해석으로 서의 실제 하중 조건에서 Model 1, 2, 3 및 4는 각각 4, 38, 48 및 237Hz의 하모닉 진동수에서 최대 변형량 및 변형들을 일으킴을 보이고 있다. Model 1이 가장 진동의 영향을 많이 받음을 알 수 있다. 그리고 이러한 최대의 변형의 진폭들은 Model 1, 2, 3 및 4가 공히 뒷바퀴 조립부근에서 최대의 응력이 걸리고 안장 조립부근에서 최대의 변형이 됨을 알 수 있었다. 하모닉 진동에서 최대의 변형이 생기는 진동수를 구한 것은 그 진동수가 위험 진동수를 보이고 이러

Fig. 18 Frequency response on model 4

Fig. 19 Total deformation at 237Hz on model 4

Fig. 20 Equivalent stress at 237Hz on model 4

한 진동수에서 그 최대의 변형의 진폭을 봄으로써 상대적인 위험 정도를 볼 수 있다고 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 주행 중인 오토바이의 프레임에 대한 진동에 따른 내구성과 변형량을 해석하였다. 이에 대한 연구결과는 다음과 같다.

- 1) 각 모델의 최대 등가응력은 모델 1이 410.39MPa

로 가장 높았으며, 가장 작은 값으로서의 13.467MPa의 모델 4보다 30배의 파손가능성이 있다고 예측할 수 있다.

- 2) 고유진동해석을 통하여 Model 1, 2, 3 및 4가 각각 26.867, 201.45, 276.58 및 964.27Hz에서 변형량이 Model 1 및 2는 4차에서 Model 3 및 4는 6차에서 가장 높게 나타남을 알 수 있었다.
- 3) 실제 하중 조건에서의 Model 1, 2, 3 및 4가 각각 4, 38, 48 및 237Hz의 하모닉 진동수에서 최대 변형들을 일으킴을 보이고 있다. Model 1이 가장 진동의 영향을 많이 받음을 알 수 있다.
- 4) 실제 하중 조건에서의 하모닉 진동수에서는 Model 1, 2, 3 및 4가 공히 뒷바퀴 조립부근에서 최대의 응력이 걸리고 안장 조립부근에서 최대의 변형이 됨을 알 수 있었다.
- 5) 본 연구의 결과를 종합하여 오토바이 프레임의 설계에 응용한다면 내구성 및 파손 방지를 검토, 예측하는데 용이할 것으로 생각된다.

References

- 1) W. R. Bae, D. W. Shin, B. K. Shim, B. N. Kim, S. I. Shin and Y. K. Kwon, "Development of Localization Bicycle Frame Using Al 6061," Spring Conference Proceeding of KSPE, pp. 853-854, 2010.
- 2) J. M. An, K. S. Kim, Y. S. Jang and Y. M. Yi, "Structural Analysis of Kick Motor Support Cone Structure," Transactions of KATRA, Vol.5, No.2, pp.159-165, 2006.
- 3) C. R. Lee, "Frame Vibration Analysis of Vehicle Body Mount System on Frame," Spring Conference Proceedings, pp.1409-1414, 2002.
- 4) B. Y. Park, "Vibration Characteristics of a Motorcycle Body," Journal of KSPE, Vol.15, No.1, pp.169-176, 1998.
- 5) S. B. Lee, S. Y. Lee, J. M. Lee and H. J. Yim, "Dynamic Load and Comfort Analysis of a Vehicle Considering Flexibility of the Frame," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.327-335, 1993.
- 6) G. B. Lee, "Stress Analysis and Technology for Vehicles by the Finite Element Method," Trans-

- actions of KSME, Vol.26, No.2, pp.123-129, 1986.
- 7) Y. S. Joo, Y. K. Kim, B. W. Kim, J. O. Moon and K. S. Lee, "Structural Analysis of a Large Automobile Frames," Fall Conference Proceedings, KSAE, Vol.2, pp.1417-1422, 2003.
 - 8) 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.
 - 9) J. U. Cho, B. S. Min and M. S. Han, "Fatigue and Vibration Analysis for Major Parts of the Engine," Korea Society of Machine Tool in 2009 Spring Conference, pp.191-195, 2009.
 - 10) J. Swanson, ANSYS 12.0, ANSYS Inc., U.S.A, 2010.