

자석 척력의 자전거 쿠션장치 적용 및 비선형성 고찰

윤성호*[#]

*금오공과공대 학교 기계공학과

An Observation of the Application of a Magnetic Force to the Bicycle Cushion System and its Nonlinearity

Seong-Ho Yun*[#]

*Department of Mechanical Engineering, KUMOH NATIONAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY

(Received 30 November 2017; received in revised form 7 December 2017; accepted 11 December 2017)

ABSTRACT

This paper describes the dynamical behavior of the bicycle and its nonlinear effect when magnetic repulsive forces are applied to the bicycle cushion system. A finite-element method was used to obtain its reliabilities by comparing the experimental and numerical values and select the proper magnet sizes. The Equivalent spring stiffness values were evaluated in terms of both linear and nonlinear approximations, where the nonlinear effect was specifically investigated for the ride comfort. The corresponding equations of linear and nonlinear motion were derived for the numerical model with three degrees of freedom. Dynamic behaviors were observed when the bicycle ran over a curvilinear road in the form of a sinusoidal curve. The analysis in this paper for the observed nonlinearity of magnetic repulsive forces will be a useful guide to more accurately predict the cushion design for any vehicle system.

Key Words : Bicycle Cushion System(자전거 쿠션장치), Nonlinear Stiffness(비선형 강성), Magnetic Force(자석 척력)

1. 서 론

현재 화석 연료 및 고유가로 인하여 환경 친화적인 교통 수단으로서 각광을 받고 있는 것 중의 하나가 자전거이다. 자전거 산업의 규모는 스포츠 용품산업에서 차지하는 비중이 매우 큰 편이며 향후에도 자전거는 건강과 레저 수단으로서의 역할도 계속 증대하리라 예상된다.

자전거 운전자의 승차감을 결정하는 중요한 부품 중의

하나는 안장이며, 이것이 노면으로 부터의 진동을 어떻게 부담할 것인가가 주된 관심사이다. 따라서 안장의 쿠션은 체중의 압력을 감소시킬 수 있는 기능은 물론, 건강 보호 기능도 제공하여야 된다. 하지만 안장 자체 외형의 변화가 점차적으로 개선되고 있으나 폭 사이즈 및 형상 등을 통한 변화로만 한정되어 있는 상황이다^[1,2].

자전거용 안장의 종류는 스프링 방식과 레일 방식으로 크게 두 가지로 나누어진다. 안장 높이가 자전거 핸들보다 낮은 경우에 적용되는 스프링 방식은 일반 생활형 자전거에 적용이 되며, 몸 전체의 수직 하중에 의한 압박이 안장에 작용한다. 레일 방식의 경우에는 장거리용, 속도 위주용, 산악용으로 적용되며 고정된 레일에 안장이 설치

Corresponding Author : shyun@kumoh.ac.kr

Tel: +82-54-478-7324, Fax: +82-54-478-7319

되고, 자세를 높이기 때문에 쿠션 기능을 가지지 못한다. 레일 방식에서 이러한 단점을 보완하기 위하여 안장 기둥(seat-post) 위치에서 자석의 척력을 활용하는 것도 한 가지 방법이다. 이러한 자석의 척력을 이용하면 소음발생이 적고 유지보수가 최소화되며 설치 방식이 용이한 것이 장점이다.

본 연구에서는 상용 프로그램을 사용하여 유한요소 해석으로 영구자석의 척력을 계산하여 완충장치에 적용하였다³⁾. 이로부터 선형과 비선형 스프링 강성을 산정하여 자전거의 동역학 모델에 이식하여 척력의 비선형성에 대하여 관찰하였다. 또한 굴곡로에서 자전거의 동역학적 거동을 살펴보았다.

2. 해석 및 이론

2.1 해석 모델의 신뢰도

본 연구에서 Fig. 1과 같은 안장 쿠션 시스템에 척력을 적용하기 위하여 자기력 해석 모델은 공기가 포함되는 유체 모델과 자석 모델이 결합되어 구성되었다. 즉, 자석 모델은 강자성체인 영구자석의 자기 특성이 가장 우수한 네오디뮴(NdFeB) 자석과 자기 차폐구조 내부에 공기가 충전 되는 조합을 이용하였다. 유한요소 해석은 Fig. 2와 같이 자기력 해석을 수행하였으며, 이로부터 도출된 자기 척력을 자전거 안장 기둥에 적용함으로써 신개념의 안장 쿠션을 설계하고자 한다.

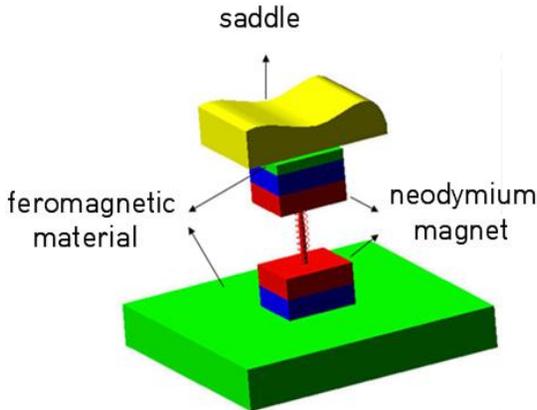


Fig. 1 A schematic of saddle cushion by using magnets

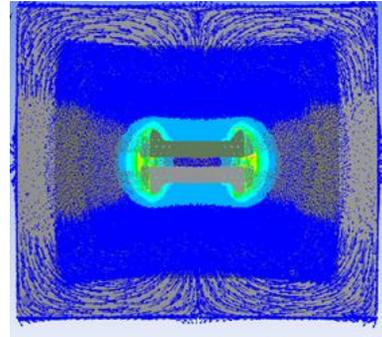


Fig. 2 A representative analysis for magnetic flux sensitivity between two magnets

유한요소 해석치의 정확도를 검증하고자 이러한 자석들을 장착할 수 있는 시험 장비를 제작하여 척력을 실측하였으며 이를 Fig. 3에 나타냈다. 이 시험 장치는 서로 마주보고 있는 자석에서 척력이 작용할 때 안장에 수직력을 가하면 그 하중을 전자 저울에서 측정하도록 되어 있다. Fig. 4는 이 해석치와 실험치를 비교한 것을 나타내고 있으며, 최대 3%의 차이를 보이고 있어 해석 모델의 타당성이 검증됨을 알 수 있다.

50x40x15T 모델에서 유한요소의 격자를 사각기둥 요소(quadrangular element)로 했을 때 격자의 수에 따른 척력의 변화를 관찰하였다. 약 30만개의 요소로 만들어진 모델에서 척력의 변화가 거의 없는 안정적인 영역을 확인하여 해석의 신뢰성을 확보하였다⁴⁾.

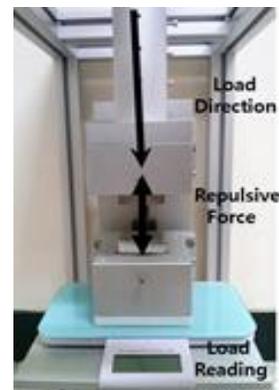


Fig. 3 An experimental equipment for measuring repulsive forces between two magnets

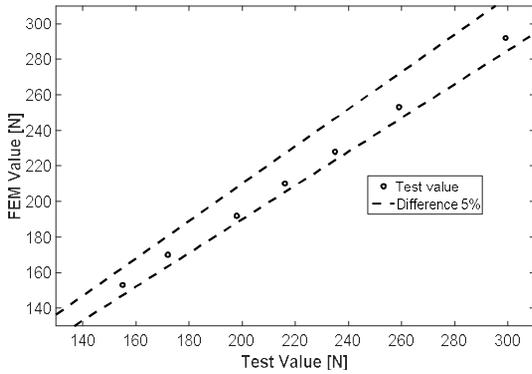


Fig. 4 Comparisons between values of FEM and Test

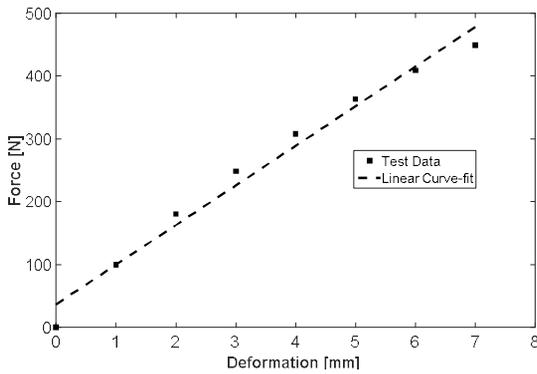


Fig. 5 Linear approximation of relationship between repulsive force and gap deformation

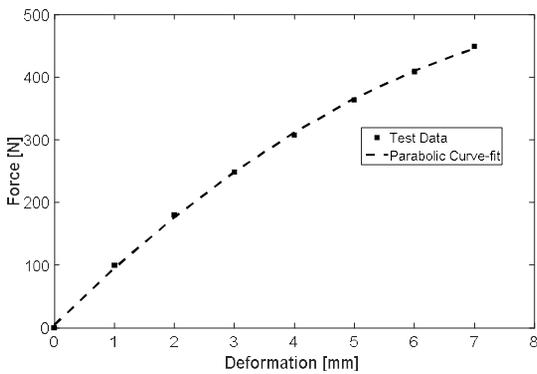


Fig. 6 Nonlinear approximation of relationship between repulsive force and gap deformation

2.2 강성 산정

최종적으로 자전거의 안장 기둥에 적용할 영구자석은 유한요소법 시뮬레이션을 통하여 자석의 크기에 따른 척력이 먼저 산정되어야 한다. 운전자의 몸무게가 $80kgf$ 전후를 감안하여 $1kN$ 이상의 척력을 발생시킬 수 있는 자석을 크기를 $65 \times 65 \times 50T$ 로 결정하였다^{5,6}. 그 후에 스프링 강성을 수치해석 모델에 이식하였다.

스프링 강성 값을 계산하고자 간극의 변화량이 $1mm$ 일 때 작용하는 척력의 변화량 ΔF 를 유한요소 해석으로 추출하였다. 스프링 강성 값은 비선형성 거동을 하고 있고 간극이 작을수록 강성 값이 커짐을 알 수 있다. Fig. 5와 Fig.6은 척력 F 와 간극의 변화량 z_1 의 관계를 각각 선형 및 비선형으로 근사화한 것을 보여주고 있다. Fig. 5는 최소자승법(least square method)에 의한 선형회귀선(linear regression line)으로 식 (1)과 같이 구해지고, Fig. 6은 2차식을 사용한 곡선회귀곡선(parabolic regression curve)으로 식 (2)로 표현된다.

$$F = 63.05z_1 + 36.83 [kN] \quad (1)$$

$$F = -4.57z_1^2 + 95.05z_1 + 4.83 [kN] \quad (2)$$

2.3 운동 방정식

자전거의 운동 방정식을 유도하기 위하여 다음과 같은 사항들을 가정하였다. 자석의 척력을 이용한 완충장치는 운전자의 안장 하부에 설치하여 선형 및 비선형 강성을 반영할 것이다. 그 외의 스프링과 댐퍼는 모두 선형으로 동작한다고 설정하였다.

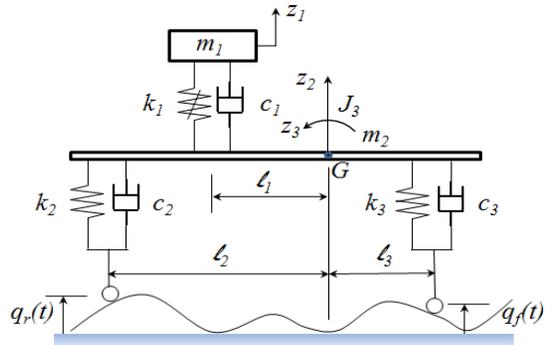


Fig. 7 A dynamical model of the bicycle to derive equation of motion

평면상에서 동적 거동의 좌표는 운전자의 수직운동 z_1 , 프레임 무게 중심에서의 수직운동 z_2 와 피칭운동(pitching motion) z_3 로 하여 3 자유도(degree of freedom) 계로 모델을 설정하였다^[7,8]. 전륜과 후륜의 하부질량(unsprung mass)을 프레임에 포함시켰고 주행하는 도로는 정현파로 표현되는 굴곡도로 하였다. 상기의 가정들을 적용한 동역학적 모델을 Fig. 7에 나타냈다.

비선형 운동 방정식은 뉴턴 법칙에 의하여 도출되었고, 선형 운동 방정식은 산정된 에너지들을 가지고 라그랑지식(Lagrange's equation)을 활용하면 다음의 운동 방정식이 도출된다.

$$M\ddot{\mathbf{z}}(t) + C\dot{\mathbf{z}}(t) + K\mathbf{z}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (3)$$

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{bmatrix} \quad (4a-c)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & c_1\ell_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 + c_3 & -c_1\ell_1 - c_2\ell_2 + c_3\ell_3 \\ c_1\ell_1 - c_1\ell_1 - c_2\ell_2 + c_3\ell_3 & c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2 + c_3\ell_3^2 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & k_1\ell_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_3 & -k_1\ell_1 - k_2\ell_2 + k_3\ell_3 \\ k_1\ell_1 - k_1\ell_1 - k_2\ell_2 + k_3\ell_3 & k_1\ell_1^2 + k_2\ell_2^2 + k_3\ell_3^2 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{Q} = \begin{Bmatrix} k_1q_r + c_1\dot{q}_r \\ -k_1q_r + k_2q_r + k_3q_f - c_1\dot{q}_r + c_2\dot{q}_r + c_3\dot{q}_f \\ k_1\ell_1q_r - k_2\ell_2q_r + k_3\ell_3q_f + c_1\ell_1\dot{q}_r - c_2\ell_2\dot{q}_r + c_3\ell_3\dot{q}_f \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{Q}_n = \begin{Bmatrix} bq_r + c_1\dot{q}_r \\ -bq_r + k_2q_r + k_3q_f - c_1\dot{q}_r + c_2\dot{q}_r + c_3\dot{q}_f \\ bl_1q_r - k_2\ell_2q_r + k_3\ell_3q_f + c_1\ell_1\dot{q}_r - c_2\ell_2\dot{q}_r + c_3\ell_3\dot{q}_f \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -a(z_1^2 - z_2^2 - \ell_1 z_3^2 + 2\ell_1 z_2 z_3 - 2q_r z_1 + q_r^2) \\ a(z_1^2 - z_2^2 - \ell_1 z_3^2 + 2\ell_1 z_2 z_3 - 2q_r z_1 + q_r^2) \\ -a\ell_1(z_1^2 - z_2^2 - \ell_1 z_3^2 + 2\ell_1 z_2 z_3 - 2q_r z_1 + q_r^2) \end{Bmatrix}$$

여기서 Fig. 5와 Fig. 6에서 구한 자석의 강성과 관련된 상수는 선형의 경우 $k_1 = 36.83 \text{ kN/m}$ 이고, 비선형인 경우 $a = -4.57 \text{ kN/m}^2$ 이고 $b = 95.05 \text{ kN/m}$ 이다. 외력 \mathbf{Q} 은 선형인 경우, \mathbf{Q}_n 은 비선형인 경우의 비보존력 벡

터이다. 비선형 운동 방정식에서 외력은 변위 벡터 \mathbf{z} 의 함수인 항이 추가됨을 알 수 있다.

m_1 은 운전자의 질량, m_2 는 전후륜을 포함하는 프레임의 질량, J_3 는 전후륜 상부에서의 프레임의 무게 중심 G 에 대한 관성 모우멘트, k_1 은 자석의 척력을 사용한 안장 기둥의 등가 스프링 강성, k_2 는 후륜의 상부의 등가 스프링 강성, k_3 는 전륜의 상부의 등가 스프링 강성, c_1 은 안장 기둥의 등가 감쇠 계수, c_2 는 후륜의 상부의 등가 감쇠 계수, c_3 는 전륜의 상부의 등가 감쇠 계수이다. ℓ_1 은 운전자 질량 중심으로부터 프레임 무게 중심 G 까지의 수평 거리, ℓ_2 는 후륜의 축으로부터 프레임 무게 중심 G 까지의 수평 거리, ℓ_3 은 후륜의 축으로부터 프레임 무게 중심 G 까지의 수평 거리, q_r 은 후륜의 비평탄면 주행시 변위, q_f 는 전륜의 비평탄면 주행시 변위, z_1 은 운전자의 수직 변위, z_2 는 전후륜 완충 장치 상부의 수직 변위, z_3 은 완충 장치 상부에서 프레임 무게 중심 G 의 회전 변위이다.

2.4 수치해석

본 논문에서 제시하는 수치해석 모델은 앞 절에서 언급하였고 동역학 모델에서 설정한 제원은 다음과 같다. $m_1 = 80 \text{ kg}$, $m_2 = 10 \text{ kg}$, $J_3 = 2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 이다. $\ell_1 = 0.45 \text{ m}$, $\ell_2 = 0.66 \text{ m}$, $\ell_3 = 0.36 \text{ m}$ 이다. 전륜과 후륜부의 강성 $k_2 = 300 \text{ kN/m}$, $k_3 = 200 \text{ kN/m}$ 이다. 자석 부위의 감쇠계수 $c_1 = 1.90 \times 10^{-6} \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 이며, 전륜과 후륜부에서 감쇠 계수 $c_2 = 0.5 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$, $c_3 = 0.75 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 이다.

q_f 와 q_r 은 전후륜의 비평탄면 주행 가진(excitation) 입력으로 운전자가 25 km/h 의 속도로 정현파의 파동 길이(sinusoidal wavelength)가 5 m 이고 최대 높이가 0.03 m 인 굴곡로를 주행한다고 가정하고 동적 거동을 조사하였다. 동일한 주행 조건에서 자석의 척력이 제공하는 완충 성능을 선형과 비선형으로 나누어 관찰하였다.

Fig. 8과 Fig. 9에서는 전후륜이 굴곡로를 동시에 통과할 때 동적 거동을 보여 주고 있다. Fig. 8은 안장에서의 수직 변위(bouncing)를 나타내고 있는데 비선형인 경우가 선형인 경우보다 약간 큰 변위를 보여 주고 있으며 매우 불규칙적인 파형을 관찰할 수 있다. Fig. 9는 프레임의

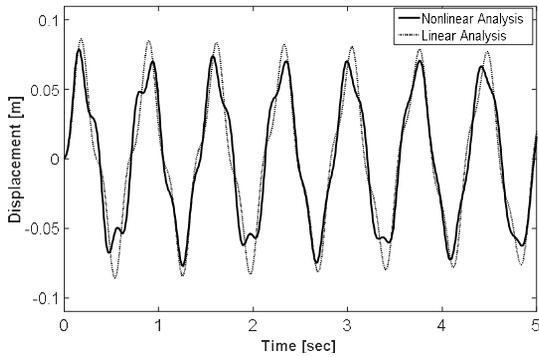


Fig. 8 Bouncing on the saddle when both front and rear wheel run on a sinusoidal road simultaneously

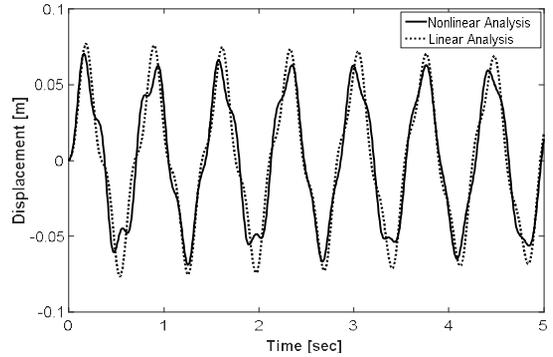


Fig. 11 Bouncing on the saddle when only the front wheel runs on a sinusoidal road simultaneously

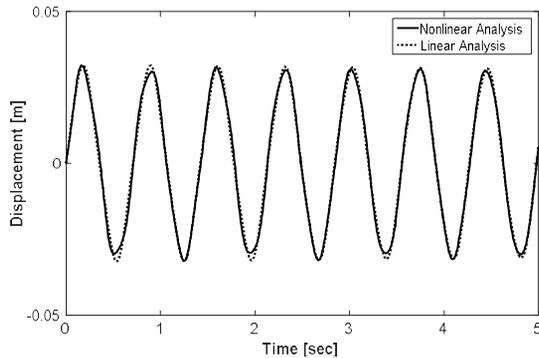


Fig. 9 Bouncing on the reach when both front and rear wheel run on a sinusoidal road simultaneously

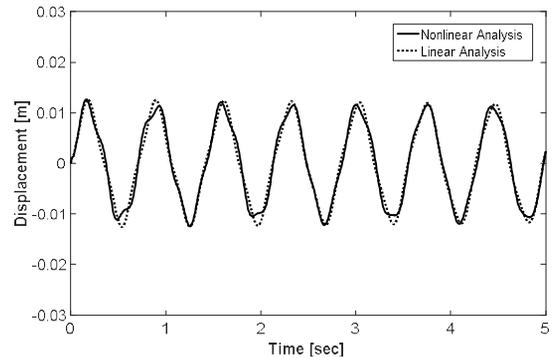


Fig. 12 Bouncing on the reach when only the front wheel runs on a sinusoidal road simultaneously

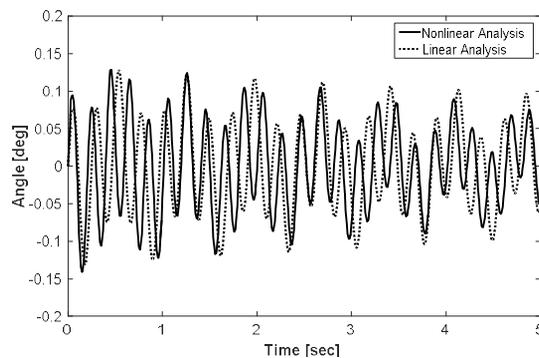


Fig. 10 Pitching on the reach when both front and rear wheel run on a sinusoidal road simultaneously

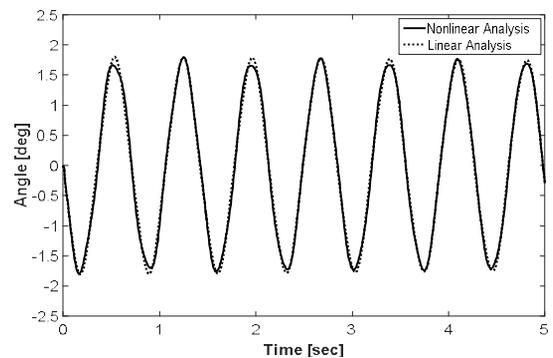


Fig. 13 Pitching on the reach when only the front wheel runs on a sinusoidal road simultaneously

전단부에서 수직 변위를 나타내는데 선형과 비선형의 경우 모두 차이가 미미함을 알 수 있다. Fig. 10은 프레임의 전단부에서 주행 방향의 전후 회전인 피칭(pitching)을 살펴보았다. 선형과 비선형인 경우 서로 상이한 위상뿐만 아니라 동적 거동이 매우 불규칙함을 알 수 있다.

Fig. 11~13에서는 오직 전륜만 굴곡로를 동시에 통과할 때의 동적인 거동을 보여 주고 있다. Fig. 11은 안장에서 수직 변위를 나타내는데 비선형과 선형인 경우 모두 Fig. 9와 같이 거의 차이가 없음을 보여주고 있다. Fig. 12는 프레임의 전단부에서 수직 변위가 Fig. 9와 비교하면 유사한 거동을 보여주고 있으나 변위의 크기가 훨씬 작음을 알 수 있으며 비선형성의 영향이 크지 않음을 알 수 있다. Fig. 13의 피칭 거동은 Fig. 10과는 달리 선형과 비선형의 경우 거의 유사한 모양임을 알 수 있으나 회전각의 크기가 훨씬 크다는 것을 알 수 있다. 이는 전륜 한 개만이 굴곡로를 통과함으로써 후방 프레임 쪽에서 큰 회전이 야기되는 것으로 판단된다.

3. 결 론

본 연구에서는 자석의 척력을 이용하여 자전거의 쿠션 장치를 설치하고 동역학적인 거동을 살펴보았다. 유한요소법으로 구한 해석치의 신뢰도를 확보하기 위하여 실측 장비로부터 측정된 실험치와 유한요소 해석치를 비교하였다. 실제로 적용할 크기의 자석에 대하여 자기력 해석을 수행하였다. 이에 따른 척력의 선형과 비선형성을 감안하여 3 자유도계 동역학 모델을 유도하였다. 주행조건은 굴곡로(sinusoidal road)를 통과할 때의 동적 거동을 살펴보았다.

전륜과 후륜이 동시에 굴곡로를 통과하거나 전륜만 통과했을 때 안장의 수직 변위는 선형과 비선형 거동 모두 매우 유사하다. 프레임 전단부의 수직 변위는 전후륜이 동시에 굴곡로를 통과할 때 그 변위가 오직 전륜만 통과했을 때 보다 크다. 또한 피칭 운동은 선형과 비선형의 경우 전후륜이 동시에 굴곡로를 통과할 때 매우 상이한 거동을 하고 있음을 관찰하였고, 전륜만 통과했을 때에는 선형과 비선형의 경우 모두 유사하지만 전자에 비교하여 피칭 각도가 훨씬 큼을 알 수 있었다.

본 연구에서는 자석의 척력을 다른 차량에도 적용할 수 있는 쿠션 시스템 설계를 구체화할 수 있는 기반을

마련하였다. 또한 향후 자석의 감쇠의 특성이 파악되면 보다 정밀한 동적 거동을 예측할 수 있는 도구로 활용될 수 있을 것이다.

후 기

“본 연구는 2015년도 금오공과대학교 학술비 지원에 의하여 연구된 논문임.”

REFERENCES

1. Han, M. S. and Cho, J. U., “Durability Study on Two-passenger Bicycle Frame under Non-uniform Fatigue Load,” Journal of Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 3, pp. 92-98, 2015.
2. Han, S. G., Chun, S. Y. and Kang, S. K., “Durability Design of the Thickness of Bicycle Frames,” Journal of Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 84-89, 2015.
3. Ansys Workbench, ANSYS, Inc., USA. 2015.
4. Hughes, T. J. R., Finite Element Method, Prentice-Hall, pp. 109-184, 1987.
5. Yoon, H. M., Yun, S. H., Goo, C. G. and Lee, S. H., “Analysis for Determination of Permanent Magnetic Size Applicable to Bicycle Spring System,” Proceedings of the KSMPE Autumn Conference, pp. 137, 2015.
6. Yun, S. H., “Analysis of Bicycle Cushion System by Using Repulsive Force of Magnetics,” Computational Structural Engineering Institute of Korea, Vol. 29, No. 1, pp. 45-52, 2016.
7. Cossalter, V., Doria, A., Garbin, S., Lot, R., “Frequency-domain method for evaluating the ride comfort of a motorcycle,” Vehicle System Dynamics, Vol. 44, No. 4, pp. 339-355, 2006.
8. Waechter, M., Riess, F. and Zacharias, N., “A multibody model for the simulation of bicycle suspension systems,” Vehicle System Dynamics, Vol. 37, No. 1, pp. 3-28, 2002.