

주행 중 자동차 앞 범퍼의 강도 내구성에 관한 연구

한문식^a, 조재웅^{b*}

Study on Strength Durability of Automotive Front Bumper during Driving

Moon-sik Han^a, Jaeung Cho^{b*}^a Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University, 2800 Dalgubeoldae-ro, Dalseo-Gu, Daegu, 704-701, Republic of Korea^b Department of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju National University, 275, Budae-dong, Seobuk-gu, Cheonan-si, Chungnam, 331-717, Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received 4 June 2013

Revised

Accepted 24 July 2013

Keywords:

Front bumper

Maximum equivalent stress

Maximum displacement

Natural frequency

Harmonic response frequency

Strength durability

ABSTRACT

This study investigates the strength durability of an automotive front bumper subjected to vibrations during driving. Through structural analyses, the maximum equivalent stresses of models 1 and 2 were found to be 187.09 and 278.4 MPa, respectively. The maximum deformations of models 1 and 2 were 1.3772 and 2.675 mm, respectively. As model 1 shows less deformation than model 2, it is stronger than model 2. Models 1 and 2 show natural frequencies within 230 Hz as the range of the maximum harmonic response frequency. Models 1 and 2 have maximum amplitude displacements of 0.105 and 0.154 mm at critical frequencies of 159 and 110 Hz, respectively. As model 1 has a higher critical frequency than model 2, it has more strength durability than model 2. This study result can be effectively utilized for the design of a front bumper by investigating prevention against damage and its strength durability.

1. 서론

오늘날 자동차 산업은 차체 경량화와 차량 충돌 안전 측면에 중점을 두고 기술개발이 이루어지고 있으며, 차체 경량화를 위하여 알루미늄, 플라스틱, 복합재료 등과 같은 재료들이 사용되고 있다. 그 중에서도 알루미늄 합금의 형태로 주어졌을 때 경량특성 외에도 비강도, 내식성, 열 전도성 등이 향상된다고 알려져 있다^[1]. 유럽, 북미, 일본 등 대부분의 선진업체에서는 기존에 사용하던 강관을 대신하여 알루미늄 합금 범퍼를 양산에 적용하고 있지만 국내에서는 그 활용이 저조하기 때문에 경량 고강도 알루미늄 합금 범퍼의 개발과 실용화가 시급한 실정이다. 최근에는 알루미늄 합금 차량에

적용하는 연구가 활발히 진행되고 있으며, 알루미늄 합금 폼은 초경량, 내열, 내충격 복합합금으로 사용될 수 있는 소재로서 기존의 철재보다 무게는 작지만 강성은 높은 특성을 가지고 있다. 충돌 안전성과 밀접한 관련이 있는 자동차 범퍼는 차체의 전·후방에 각각 장착되어 대물 충돌이나 저속 충돌 시 차량 및 탑승자를 보호하는 역할을 한다. 일반적으로 범퍼는 커버, 충격흡수체, 범퍼 빔 및 차체연결부 등으로 구성되며 차체 연결부를 통해 차체 사이드 멤버에 장착되어 충돌 시 대부분의 충돌 에너지를 흡수하게 된다^[2]. 본 연구에서는 주행 중인 범퍼에 대한 구조 및 진동에 따른 수명 및 내구성을 해석하였다. 본 연구의 결과를 종합하여 범퍼의 설계에 응용한다면

* Corresponding author. Tel.: +82-41-521-9271

Fax: +82-41-555-9123

E-mail address: jucho@kongju.ac.kr (Jaeung Cho).

그 구조강도 및 내구성을 검토, 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다³⁻⁵⁾.

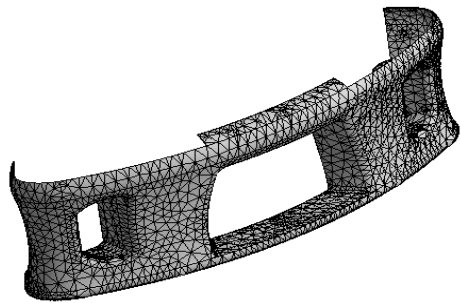
2. 모델링 및 경계 조건

2.1 연구 모델

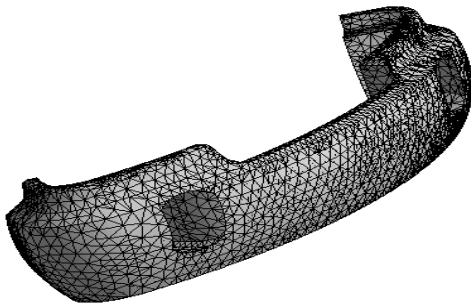
본 연구 앞 범퍼 모델의 크기는 길이가 1990.7 mm이며, 넓이와 깊이는 각각 537.75 mm와 564.44 mm이다. 모델의 형상은 실제 범퍼의 모양을 참조하여 CATIA를 이용하여 모델링한 후 ANSYS를 이용하여 해석하였다. 해석 대상의 메시 모양은 Fig. 1(a)과

Table 1 Model dimensions

	model 1	model 2
Length X	564.44 mm	545 mm
Length Y	1990.7 mm	2176 mm
Length Z	537.75 mm	697.26 mm



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 1 Meshes of models

Table 2 Material property

Young's Modulus (MPa)	71000
Poisson's Ratio	0.33
Density (g/cc)	2.77
Tensile Yield Strength (MPa)	280
Tensile Ultimate Strength (MPa)	310

Fig. 1(b) 같고 model 1의 절점수 및 요소수는 각각 30416 및 14716이고 model 2의 절점수 및 요소수는 각각 27577 및 13161이다. 그리고 Table 2는 Aluminum Alloy의 물성치를 나타낸다⁶⁾.

2.2 모델의 경계조건

모델의 경계조건은 Fig. 2(a)와 Fig. 3(a) 같이 나사구멍을 완전히 고정을 시켰으며, Fig. 2(b)와 Fig. 3(b)에서는 범퍼 앞에 힘을 Z+방향으로 실제 충격에 작용될 수 있는 2500 N의 평균하중이 가하였다.

$$\Delta P = m \cdot v = 1000 \times 2.5 = 2500 \text{ kg} \cdot \text{m/sec} \quad (1)$$

따라서 충격량에 의하여 가해지는 충격은

$$F = \frac{\Delta P}{\Delta t} = \frac{2500}{1} = 2500 \text{ kg} \cdot \text{m/sec}^2 \quad (2)$$

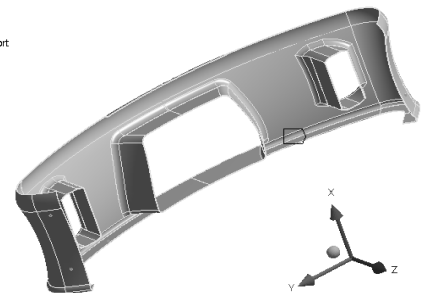
3. 해석결과

3.1 구조해석

모델의 경계조건은 Fig. 2와 Fig. 3 같으며, Fig. 4와 Fig. 5는 범

Dr: Static Structural
Fixed Support
Time: 1 s

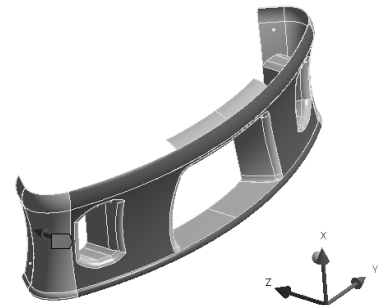
■ Fixed Support



(a) Fixed support

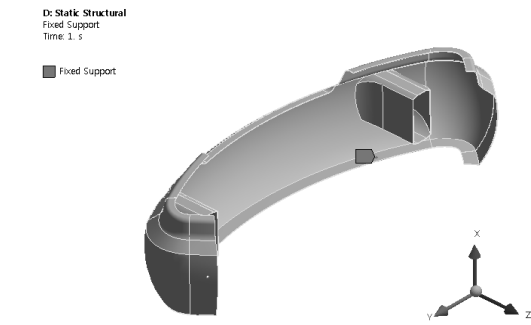
Force
Time: 1 s

■ Force: 2500 N
Components: 0, 0, 2500 N

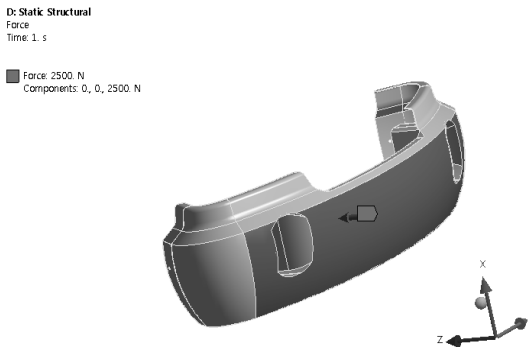


(b) Force condition

Fig. 2 Constraint condition of model 1

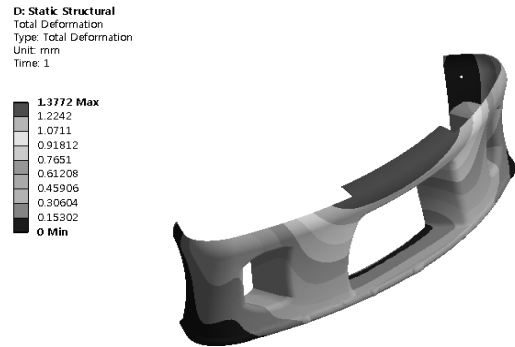


(a) Fixed support

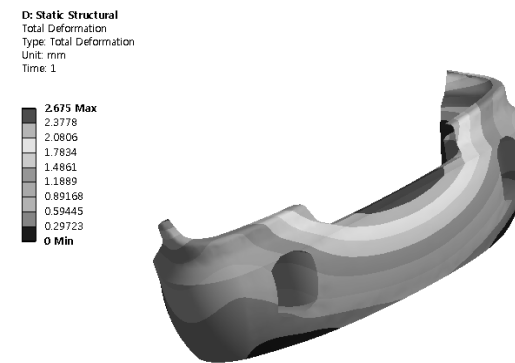


(b) Force condition

Fig. 3 Constraint condition of model 2

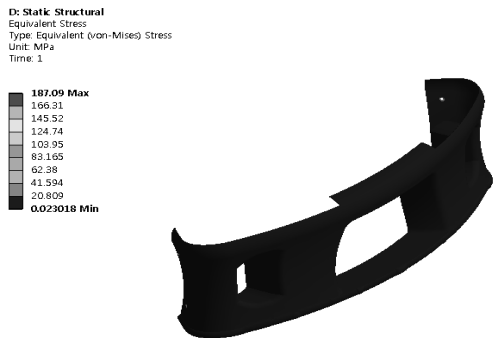


(a) Model 1

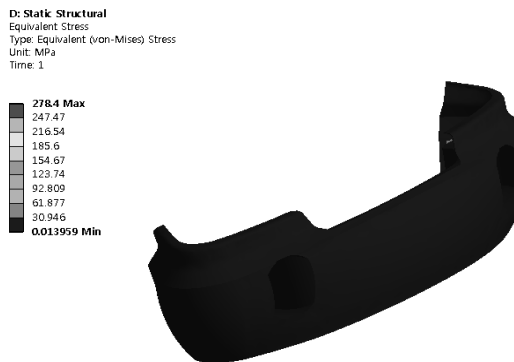


(b) Model 2

Fig. 5 Total deformations at structural analyses



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 4 Equivalent stresses at structural analyses

퍼 앞에 2500 N의 정적 힘을 가했을 때 등가응력과 최대 변형량을 나타낸 그림이다. Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 범퍼의 나사구멍에서 최대 등가응력이 각각 187.09 MPa와 278.4 MPa를 나타낸 그림이다. Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 범퍼 윗부분에서 최대 변형량을 나타낸 그림으로서 각각 1.3772 mm와 2.675 mm 변형된 것을 알 수가 있다. 이 그림을 보면 Model 2의 변형량이 Model 1의 변형량보다 더 크기 때문에 Model 1의 구조강도가 더 좋다고 알 수가 있다⁷⁾.

3.2 진동 해석

앞 범퍼의 고유진동수를 구하기 위해 진동 해석을 수행하였고, Model 1과 2에 대하여 각 모드에서의 진동수와 변형량을 Fig. 6과 Fig. 7에서 볼 수 있다. 또한 각 모드에서의 진동수와 변형량을 Table 3과 Table 4에서 확인할 수 있으며, Model 1의 4차 모드에서의 최대 전변형량은 62.671 mm이고 Model 2의 6차 모드에서의 전변형량은 36.565 mm로서 최대의 변형량을 보이고 있다. Model 1의 4차와 Model 2의 6차 모드에서의 응답이 가장 크다고 예측할 수 있다. 각 모드에서의 진동수를 Table 3과 Table 4 에도 확인할 수 있으며, 변형이 쉬우며 공진이 일어날 가능성이 큰 것으로 보이는 Model 1의 4차 모드의 진동수는 157.88 Hz이고 Model 2의 6차 모드의 진동수는 222.41 Hz이다. 따라서 차체에

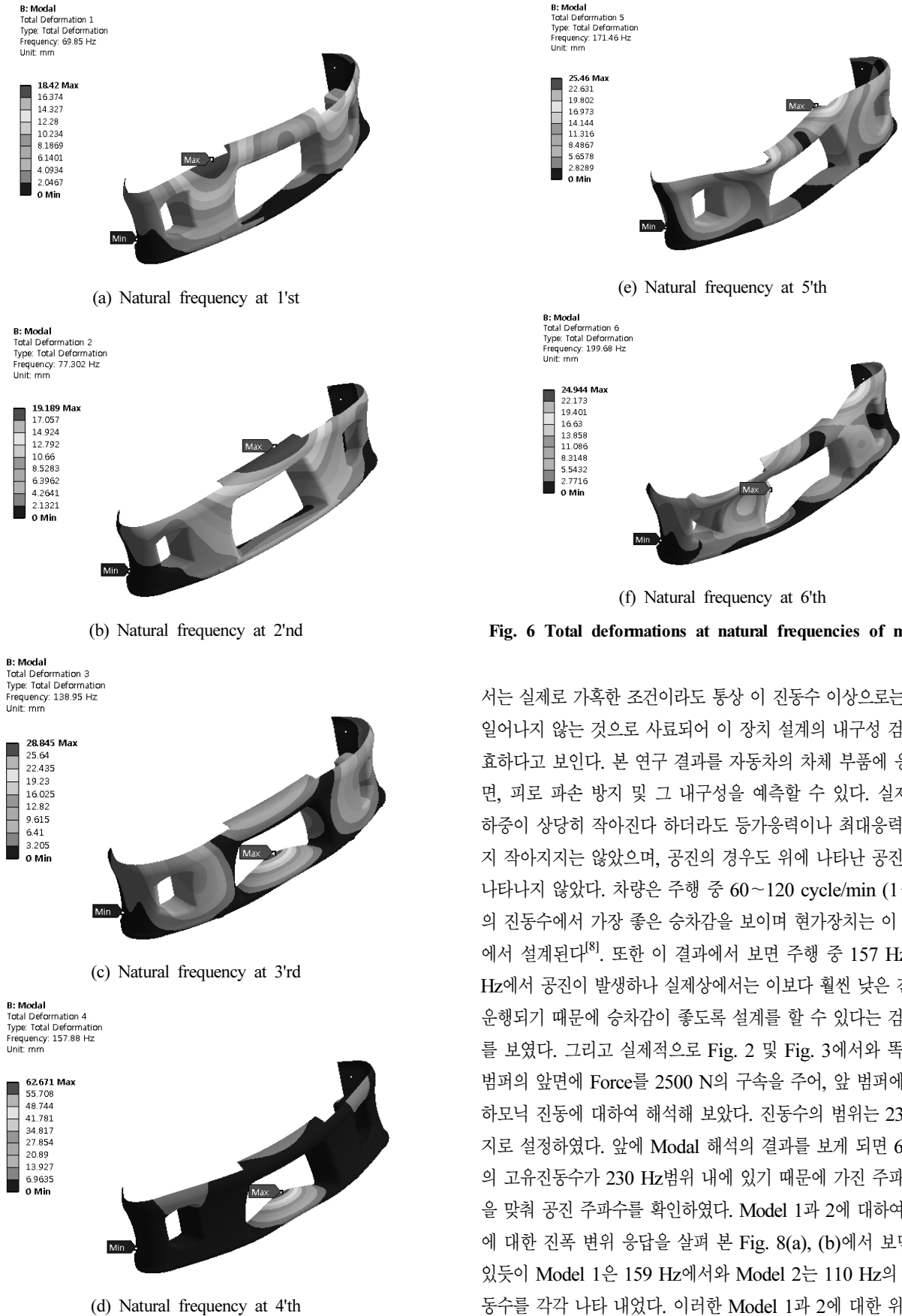


Fig. 6 Total deformations at natural frequencies of model 1

서는 실제로 가혹한 조건이라도 통상 이 진동수 이상으로는 공진이 일어나지 않는 것으로 사료되어 이 장치 설계의 내구성 검증에 유효하다고 보인다. 본 연구 결과를 자동차의 차체 부품에 응용한다면, 피로 파손 방지 및 그 내구성을 예측할 수 있다. 실제적으로 하중이 상당히 작아진다 하더라도 등가응력이나 최대응력이 그다지 작아지지는 않았으며, 공진의 경우도 위에 나타난 공진수 이상 나타나지 않았다. 차량은 주행 중 60~120 cycle/min (1~2 Hz)의 진동수에서 가장 좋은 승차감을 보이며 현가장치는 이 범위 내에서 설계된다¹⁸⁾. 또한 이 결과에서 보면 주행 중 157 Hz와 222 Hz에서 공진이 발생하나 실제상에서는 이보다 훨씬 낮은 진동수로 운행되기 때문에 승차감이 좋도록 설계를 할 수 있다는 검증 결과를 보였다. 그리고 실제적으로 Fig. 2 및 Fig. 3에서와 똑같이 앞 범퍼의 앞면에 Force를 2500 N의 구속을 주어, 앞 범퍼에 생기는 하모닉 진동에 대하여 해석해 보았다. 진동수의 범위는 230 Hz까지로 설정하였다. 앞에 Modal 해석의 결과를 보게 되면 6차 모드 의 고유진동수가 230 Hz범위 내에 있기 때문에 가진 주파수 영역을 맞춰 공진 주파수를 확인하였다. Model 1과 2에 대하여 진동수에 대한 진폭 범위 응답을 살펴 본 Fig. 8(a), (b)에서 보면 알 수 있듯이 Model 1은 159 Hz에서와 Model 2는 110 Hz의 위험 진동수를 각각 나타 내었다. 이러한 Model 1과 2에 대한 위험 진동

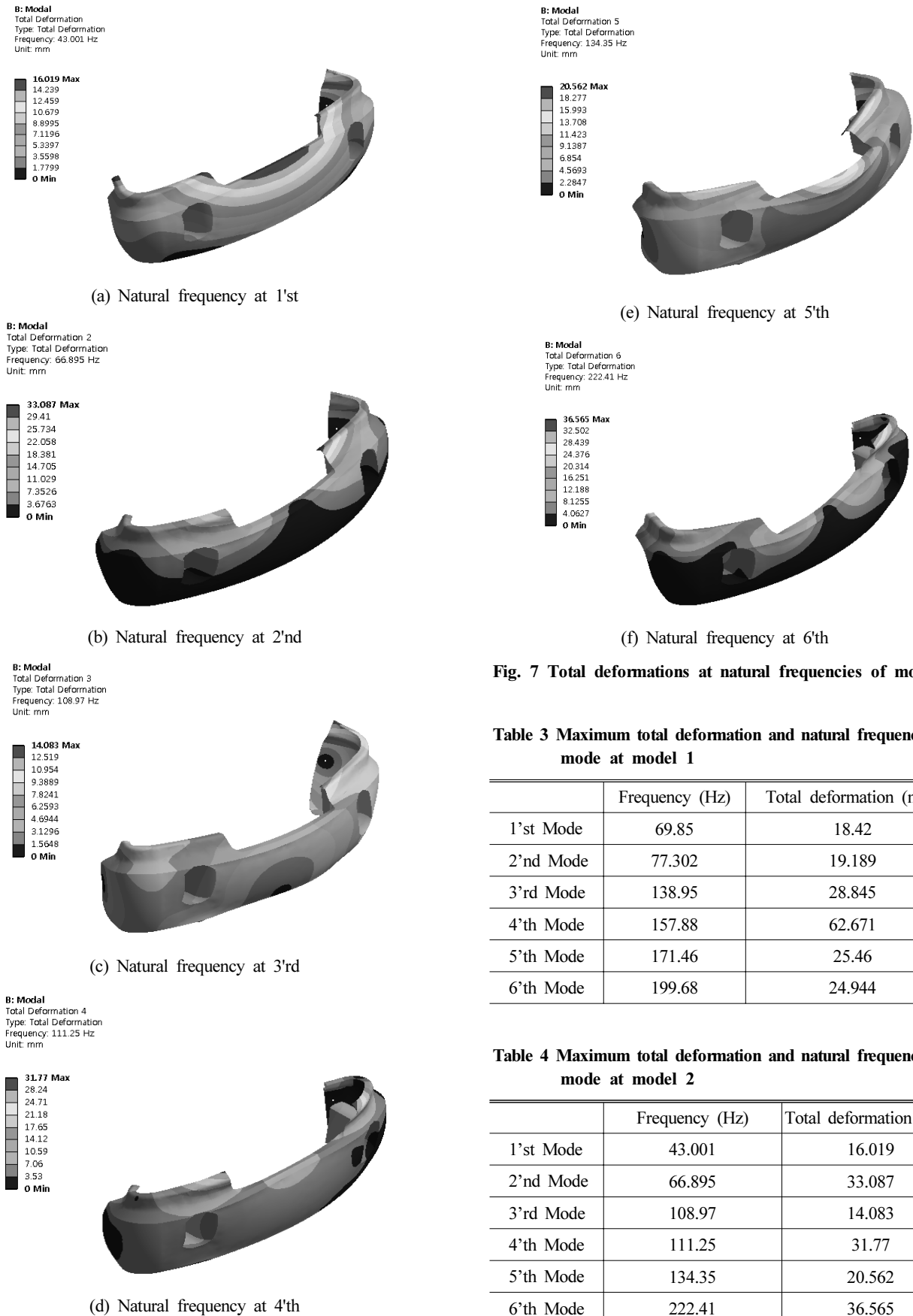


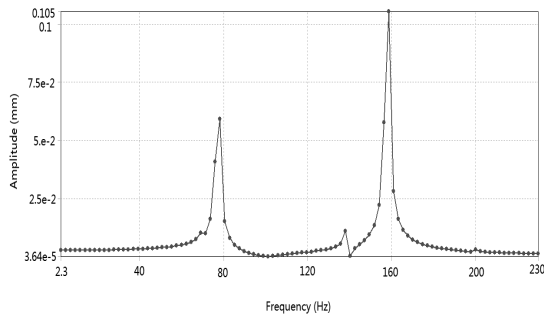
Fig. 7 Total deformations at natural frequencies of model 2

Table 3 Maximum total deformation and natural frequency per mode at model 1

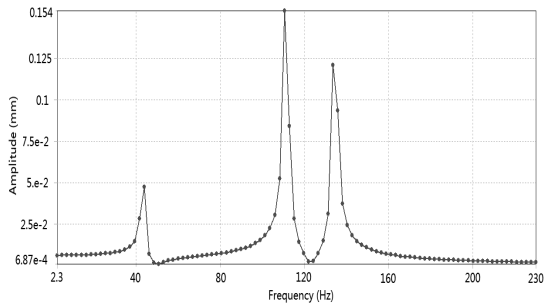
	Frequency (Hz)	Total deformation (mm)
1'st Mode	69.85	18.42
2'nd Mode	77.302	19.189
3'rd Mode	138.95	28.845
4'th Mode	157.88	62.671
5'th Mode	171.46	25.46
6'th Mode	199.68	24.944

Table 4 Maximum total deformation and natural frequency per mode at model 2

	Frequency (Hz)	Total deformation (mm)
1'st Mode	43.001	16.019
2'nd Mode	66.895	33.087
3'rd Mode	108.97	14.083
4'th Mode	111.25	31.77
5'th Mode	134.35	20.562
6'th Mode	222.41	36.565



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 8 Frequency responses of amplitude deformations

C: Harmonic Response
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 159. Hz
Phase Angle: 0. °
Unit: MPa

70.891 Max
63.016
55.141
47.266
39.391
31.516
23.64
15.765
7.8901
0.014976 Min



(a) 159 Hz at model 1

C: Harmonic Response
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 110. Hz
Phase Angle: 0. °
Unit: MPa

82.483 Max
73.32
64.156
54.993
45.83
36.666
27.503
18.34
9.1764
0.013004 Min



(b) 110 Hz at model 2

Fig. 10 Equivalent stresses at critical frequencies

C: Harmonic Response
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 159. Hz
Phase Angle: 0. °
Unit: mm

2.8524 Max
2.5355
2.2186
1.9016
1.5847
1.2677
0.95081
0.63387
0.31694
0 Min



(a) 159 Hz at model 1

C: Harmonic Response
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 110. Hz
Phase Angle: 0. °
Unit: mm

0.90816 Max
0.80726
0.70635
0.60544
0.50453
0.40363
0.30272
0.20181
0.10091
0 Min



(b) 110 Hz at model 2

Fig. 9 Total deformations at critical frequencies

수에서 그 진폭변위는 0.105 mm와 0.154 mm로 생김을 알 수 있다. 이러한 위험진동수가 클수록 모델의 내구성도 좋게 되는데, Model 1의 위험 진동수가 Model 2보다 크므로 Model 1의 내구성이 Model 2보다 더 양호해진다 것을 볼 수 있다. 따라서 Model 1과 2에서의 159 Hz와 110 Hz의 위험 진동수에서 Model 1과 2의 실제적인 등가 응력과 변형량은 각각 Fig. 9(a), (b) 및 Fig. 10(a), (b)과 같이 나타났다^[9].

4. 결론

본 연구에서는 주행 중인 자동차 앞 범퍼에 대한 구조 및 진동에 따른 강도 내구성을 해석하였다. 이에 대해 연구한 결과는 다음과 같다.

구조해석 결과, Mode1과 Mode2 앞 범퍼의 최대의 등가응력이 각각 187.09 MPa 및 278.4 MPa이고, 변형량이 각각 1.3772 mm 및 2.675 mm로서 최대로 나타났다. 2번 모델이 1번 모델보다 더 변형되는 것을 알 수 있다. 또한 Model 1과 Model 2에서 고유진동수는 공히 230 Hz이내에서 일어남을 알 수 있으며 실제적으로

변형이 쉬우며 공진이 일어날 가능성이 큰 것으로 보이는 Model 1의 4차 모드의 진동수는 157.88 Hz이고 Model 2의 6차 모드의 진동수는 222.41 Hz이다. 또한 진동수 응답을 본 Fig. 8(a), (b)에서 보면 알 수 있듯이 Mode1은 159 Hz에서와 Mode2은 110 Hz에서 최대의 진폭변위가 0.105 mm와 0.154 mm로 생김을 알 수 있다. 공진주파수 클수록 모델의 내구성이 양호하여 Mode1의 내구성이 Mode2보다 더 좋은 것을 볼 수 있다.

본 연구의 결과를 종합하여 자동차 앞 범퍼의 설계에 응용한다면 그 구조강도 및 내구성을 검토, 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다.

References

- [1] Sohn, I. S., Lee, J. G., 2008, A Study of Electrical Control Kit for Damping Force of Automotive Shock Absorber, Transactions of KSAE., 16:3 1-6.
- [2] Mariot, J. P., K'nevez, J. Y., Barbedette, B., 2004, Tripod and Ball Joint Automotive Transmission Kinetostatic Model Including Friction, Multibody System Dynamics, 11:2 127-145.
- [3] Kang, S. S., Cho, S. K., 2010, Structural Design and Analysis for the Reinforced Frame of Vehicle, Journal of KSMTE., 19:4 504-510.
- [4] Davoodi, M. M., Sapuan, S. M., Aidy, A., Osman, N. A. A., Oshkour, A. A., Wan Abas, W. A. B., 2012, Development Process of New Bumper Beam for Passenger Car: A Review, Materials & Design, 40 304-313.
- [5] Marzbanrad, J., Alijanpour, M and Kiasat, M. S., 2009, Design and Analysis of an Automotive Bumper Beam in Low-speed Frontal Crashes, Thin-Walled Structures, 47:8-9 902-911.
- [6] Swanson, J., 2008, Ansys 11.0, ANSYS. Inc.
- [7] Park, T. K., Kim, M. K., Won, J. H., 2010, Construction Stage Analysis of Hybrid Composite Cable-Stayed Girder Bridge using Eccentrically Loaded Derrick Crane, The Magazine of the Korean Society of Civil Engineers, 30:3 277-286.
- [8] Kim, Y. S., Cho, J. K., Kim, M. J., Cho, K. M., Hyun, C. T., 2010, A Productivity Analysis of Tower Crane Installation Progress Based on Simulation Technique, Journal of the Korea Institute of Building Construction, 10:2 33-40.
- [9] Seong, S. H., Lee, J. M., Lee, M. J., Kim, D. K., Yoon, S. H., 2006, Pressure Model Test of Container Crane, Journal of the Wind Engineering Institute of Korea, 10:1 109-118.