

유한요소법을 이용한 우레탄 휠의 구조 안전성에 관한 연구

송하중, 정일호*, 이수호(아주대 대학원 기계공학과), 박태원(아주대 기계공학부),
박중경, 이형, 조동협, 김혁(삼성전자㈜), 이경묵(대우중합기계㈜)

A Study on Structural Safety of a Urethane Wheel Using FEM

H. J. Song, I. H. Jung, S. H. Lee(Grad. Mecha. Eng. Dept., Ajou Univ.),
T. W. Park(Mechanical Eng. Div., Ajou Univ.), J. K. Park, H. Lee, D. H. Cho, H. Kim(Samsung Electronics)
M. K. Lee(Daewoo Heavy Industries & Machinery)

ABSTRACT

Urethane is a high polymeric and elastic material useful in designing mechanic parts that cannot be molded in rubber or plastic material. Especially, urethane is high in mechanical strength and anti-abrasive. Hereby, an urethane coated aluminum wheel is used for supporting of OHT vehicle moving back and forth to transport products. For the sake of verifying the safety of the vehicle, structural safety for applied maximum dynamic load on a urethane wheel needs to be carefully examined while driving. Therefore, we have performed the dynamic simulation on the OHT vehicle model. Although the area definition of applied load can be obtained from the previous study of Hertzian and Non-Hertzian contact force model when having exact properties of contact material, static analysis is simulated, since the proper material properties of urethane have not been guaranteed, after we have performed the actual contact area test for each load. In case of this study, the method of distributing load for each node is included. Finally, in comparison with result of analysis and load-displacement curve obtained from the compression test, we have defined the material properties of urethane. In the analysis, we have verified the safety of the wheel. After all, we have performed a mode analysis using the obtained material properties. With the result, we have the reliable finite element model.

Key Words : Finite Element Method(유한요소법), Urethane wheel(우레탄 휠), Contact patch(접촉면), Distributed force(분포 하중), Static Analysis(정적 해석), Modal Analysis(모드 해석)

1. 서론

우레탄은 성형이 자유롭고 경도가 30 ~ 95 까지 다양하고 다른 엔지니어링 플라스틱에서는 볼 수 없는 고분자 재료로써 고성능의 특성을 가진 합성 수지의 탄성체이며 고무의 탄성을 가지고 있어 여러가지 종래의 고무나 플라스틱으로써 불가능하였던 제품 설계 등에 다양하게 쓰이고 있다. 특히, 높은 기계적 강도, 내마모성, 내한성, 내유성, 내굴곡성 등이 뛰어나 이런 특성을 활용하여 튜브, 파이프, 봉 등의 각종 산업기계용 부품과 완충재, 흡진 방지 커버 등 많은 용도에 이용되고 있다.

Fig. 1 에서 보는 바와 같이 제품 이송이 목적인 OHT(Over Head Transportation) Vehicle 에 사용되는 우레탄 휠의 경우 전체 시스템의 무게를 지지하고

레일 위를 주행하는 중요한 역할을 한다. 우레탄 자체는 높은 기계적 강도의 특성을 가지고 있지만 전체 시스템의 중량이 상당히 클 때는 사용되는 우레탄 휠의 구조적 안전성 검토가 필요하다.

휠-레일 접촉 문제에 대한 기존의 연구⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾에서는 확보된 물성치를 이용하여 Hertzian 접촉이나 Non-Hertzian 접촉 이론을 통한 접촉면을 계산하거나 초음파를 이용한 접촉면 시험, 그리고 유한요소 해석을 하여 하중 범위를 결정하였다. 신뢰성 있는 정적 해석을 수행하기 위해서는 해석 대상의 물성치 확보가 선행되어야 하며, 적절한 경계조건 및 하중조건이 결정되어야 한다. 그러나 사용되는 시스템에 따라 우레탄 휠의 경도와 크기가 다양하게 생산되고 물성치 확보를 위한 모든 제품의 시험 시험이 어렵고, 특히 제품을 수입하는 경우 우레탄

휠의 물성치 확보가 쉽지 않다.

따라서 본 연구에서는 물성치 미확보 시 신뢰성 있는 유한요소 해석을 위한 새로운 과정을 제시하였다.

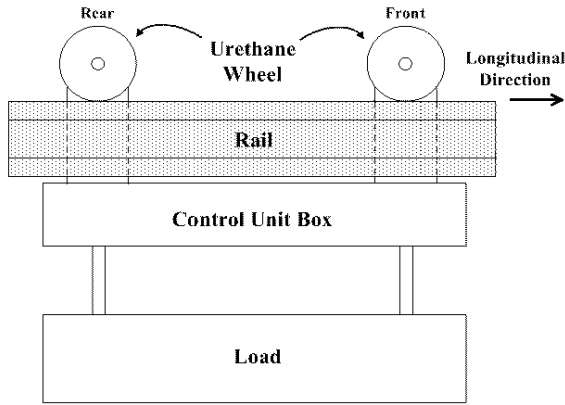


Fig. 1 Position of urethane wheels

우선 압축 시험을 수행하여 하중-변위 선도를 확보하는 동시에 스텝프와 모눈종이를 이용하여 접촉면의 형상을 확보하였다. 이 두 시험 결과와 동역학 해석 결과를 통하여 유한요소 해석시 하중 적용 범위와 크기를 결정하고 결과를 비교하여 물성치를 확보하였다. 이 물성치를 이용하여 정적 해석을 수행함으로써 우레탄 휠의 구조적 안전성을 검토하였다.

그리고 범용 유한요소 패키지를 이용하여 모드 해석을 수행하고 진동시험에 의한 고유진동수 측정과의 비교를 통해 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하여 확보된 물성치의 타당함을 보였다.

2. 우레탄 휠의 정적 해석

2.1 유한요소 모델링

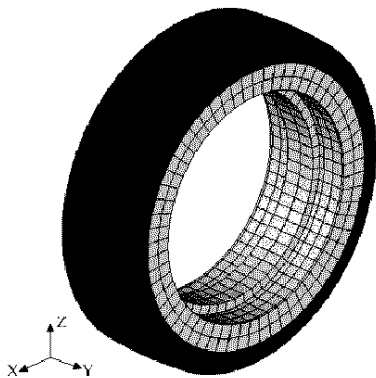


Fig. 2 Finite element model of a urethane wheel

알루미늄 휠에 우레탄이 코팅된 형상의 우레탄 휠의 정적 해석을 하기 위해 범용 유한요소 패키지인 Ansys 7.0 을 사용하여 Fig. 2 에서 보는 바와 같이 유한요소 모델링을 하였다. 사용된 좌표계는 우레탄 휠 기준으로 X(Longitudinal), Y(Lateral), Z(Vertical)축을 사용하였다. 모델링에 사용된 요소 형태, 요소와 절점의 수는 아래의 Table 1 과 같다.

Table 1 Element properties of finite element model

Element type	SOLID 45
Number of elements	2880
Number of nodes	3900

2.2 경계조건 / 하중조건

우레탄 휠은 축과 베어링에 구속되어 있고, 아래의 Fig. 3 과 같이 알루미늄 휠의 원주방향을 따라 6 자유도를 모두 구속하였다.

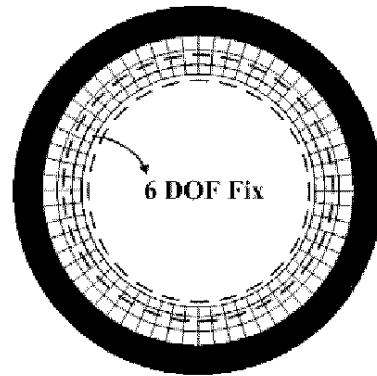


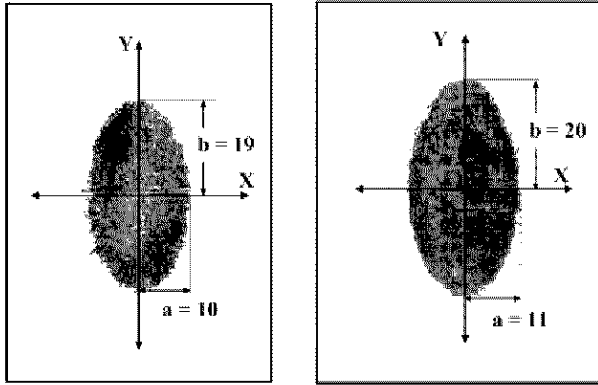
Fig. 3 Boundary condition of a urethane wheel

하중조건으로 작용되는 하중의 크기와 범위가 결정되어야 한다. 하중의 크기는 OHT Vehicle 의 동역학 해석을 통해서 결정된 최대 동하중인 500Kgf 을 적용하였고, 하중의 범위를 결정하기 위해 스텝프와 모눈종이를 이용하여 우레탄 휠에 대해 접촉면 시험을 수행하였다.

2.2.1 접촉면 시험

휠과 레일이 접촉할 때 생기는 접촉면과 접촉응력은 휠과 레일의 형상⁽⁴⁾, 하중의 크기, 접촉 물체의 재료⁽⁶⁾에 의존한다. 레일의 경우는 크라운을 가지지 않고, 우레탄 휠은 크라운을 가지고 있기 때문에 최초 접촉시 점접촉(Point contact)이 발생할 것이라 예상되었고, 시험을 통해 100, 200, 300, 400, 500Kgf의 압축력에 대한 각각의 접촉면을 확보 및 검증하였다. 시험 결과는 아래의 Fig. 4 와 Table 2 에

서 보는 바와 같다.



(a) 200Kgf (b) 300Kgf

Fig. 4 Results of contact patch test

Table 2 Contact patch of a urethane wheel for each force

Force(Kgf)	a(mm)	b(mm)
100	9	17
200	10	19
300	11	20
400	11.5	21
500	12	21.5

2.2.2 하중의 분포

정확한 유한요소 해석을 위해서는 접촉면 내에서 작용되는 하중의 적절한 분포가 필요하다. 접촉에 대한 기존의 연구^{(6),(7)}에 의하면 우레탄 휠과 같이 타원형의 접촉면이 발생할 시 하중의 분포는 Fig. 5 에서 보는 바와 같다. 분포되는 하중은 타원의 중심에서 가장 크고, 접촉시 레일의 변형량이 극히 적어 강체로 고려하면 Fig. 5 와 같이 우레탄 휠과 레일의 경계선에서의 경계조건은 아래의 식 (1)과 같다.

$$\tau_{xz} = 0, u_z = 0 \quad (1)$$

타원 내에 포함되는 유한요소 모델의 각 절점에 하중을 적용하고 그 하중은 위의 식(1)과 같이 경계조건과 최대 하중 위치를 고려하여 아래의 식 (2)과 같이 가정한다.

$$F_n = F_{\max} \cos\left(\frac{\pi x_n}{2a_n}\right) \cos\left(\frac{\pi y_n}{2b_n}\right) \quad (2)$$

또한 각 절점에 가해지는 힘의 합은 곧 우레탄 휠에 작용되는 하중이 된다.

$$F_{total} = \sum F_n \quad (3)$$

아래의 식 (4)를 이용하여 분포되는 최대 하중을 구한 후 각 절점에 적용시킬 하중을 결정한다.

$$F_n = \frac{F_{total}}{\sum \cos\left(\frac{\pi x_n}{2a_n}\right) \cos\left(\frac{\pi y_n}{2b_n}\right)} \quad (4)$$

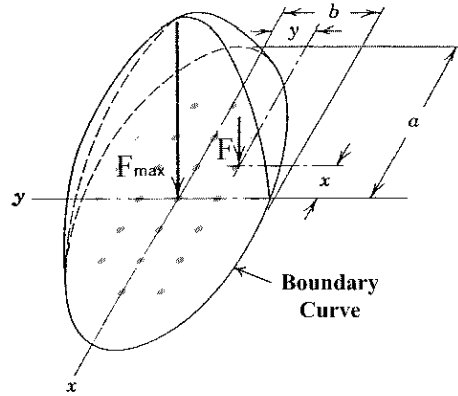


Fig. 5 Ellipsoidal surface force distribution of point Contact

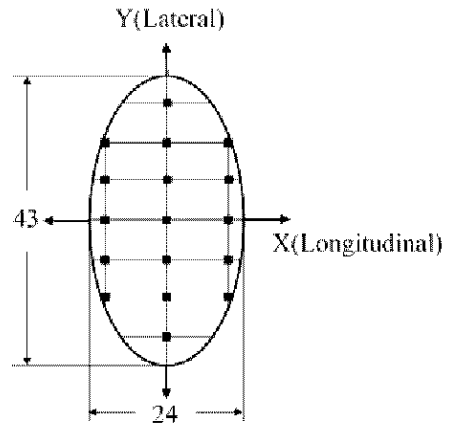


Fig. 6 Applied nodes of urethane wheel for 500Kgf

예를 들어 위의 Fig. 6 은 동역학 해석으로 예측된 만차시 직선부 주행에서의 최대 동하중인 500Kgf 를 적용했을 때의 접촉면 시험 결과인 타원 내에 포함되는 17 개의 절점들을 보여주고, 아래의 Table 3 은 식 (2)~(4)를 이용한 각 절점에 작용되는 힘의 계산 결과이다.

Fig. 7 은 유한요소 모델의 각 절점에 적용된 힘을 보여준다.

Table 3 Calculated force of each node for 500Kgf

Number of node	X(mm)	Y(mm)	$F_n(N)$
3022	9.9	11.3	4.55
3023	9.9	5.6	134.30
3024	9.9	0	216.03
3025	9.9	-5.6	134.30
3026	9.9	-11.3	4.55
3050	0	16.9	266.66
3051	0	11.3	548.8
3052	0	5.6	739.71
3053	0	0	807.2
3054	0	-5.6	739.71
3055	0	-11.3	548.8
3056	0	-16.9	266.66
3080	-9.9	11.3	4.55
3081	-9.9	5.6	134.30
3082	-9.9	0	216.03
3083	-9.9	-5.6	134.30
3084	-9.9	-11.3	4.55

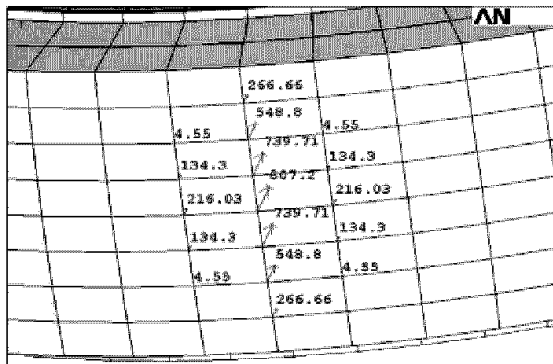


Fig. 7 Force distribution of a urethane wheel for 500Kgf

2.2.3 하중-변위 시험

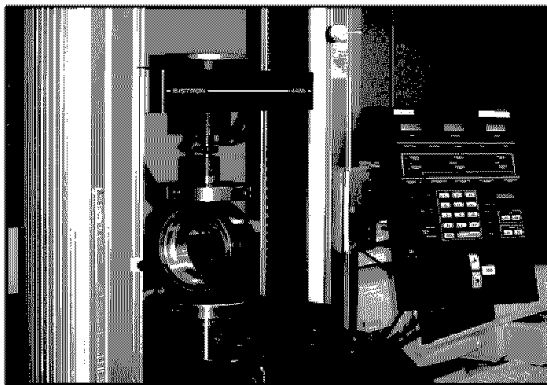


Fig. 8 Force-displacement test set

결정된 경계조건과 하중조건을 이용하여 정적 해석 결과와 시험과의 비교를 통해 적절한 물성치를 결정할 수 있다. 따라서 하중-변위 시험의 필요

성이 있다. 하중-변위 시험과 접촉면 시험에 사용된 인장압축 시험기와 장착된 우레탄 휠은 위의 Fig. 8에서 보는 바와 같다.

2.2.4 해석 및 시험 결과 비교

알루미늄과 우레탄으로 구성된 우레탄 휠의 물성치 중 제품에 사용된 알루미늄은 Al2017-T4 로써 문헌⁽⁸⁾을 통해 확보하였고, 우레탄의 물성치는 각 하중에 대한 시험 결과와 접촉면과 분포 하중을 적용한 해석 결과의 오차가 가장 작은 E(Young's Modulus)를 결정하였다. 우레탄의 ν 값은 통상 알려진 0.4 로 가정하고 해석을 수행한 후 3 장의 유효요소 모델의 모드 해석을 통해 물성치의 신뢰성을 확보하였다.

아래의 Fig. 9 는 시험과 해석 결과의 비교이며, 결정한 우레탄의 물성치는 아래의 Table 4 에서 보는 바와 같다.

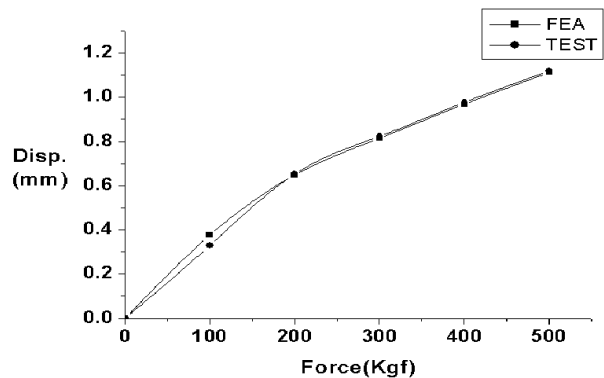


Fig. 9 Results of FEA and test for a urethane wheel

Table 4 Material properties of a urethane wheel

Material properties	Aluminum (Al2017-T4)	Urethane
E	72400Mpa	145Mpa
ν	0.33	0.4

Table 5 Displacement of each force for FEA and Test

Force(Kgf)	FEA(mm)	Test(mm)
100	0.3762	0.33
200	0.6484	0.653
300	0.8147	0.8235
400	0.9684	0.977
500	1.112	1.119

위의 Table 5 는 각 하중에 대한 시험과 해석 결과이고 Fig. 10 은 300Kgf 에 대한 변위 결과이다. Fig. 10 에서 보는 것처럼 시험 결과와 같이 해석 결과에서도 타원형의 접촉면의 형상을 확인할 수 있고, 적절한 하중 분포가 되었다고 판단된다.

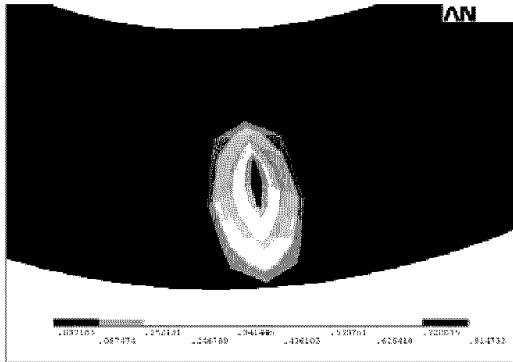


Fig. 10 Maximum displacement of a urethane wheel for 300Kgf : 0.8147mm

2.2.5 우레탄 휠의 응력 해석 결과

변위 해석에 사용된 Table 4 의 물성치를 이용한 응력 해석을 통해서 주행시 최대 동하중인 500Kgf 에 대한 응력 해석을 실시하였다.

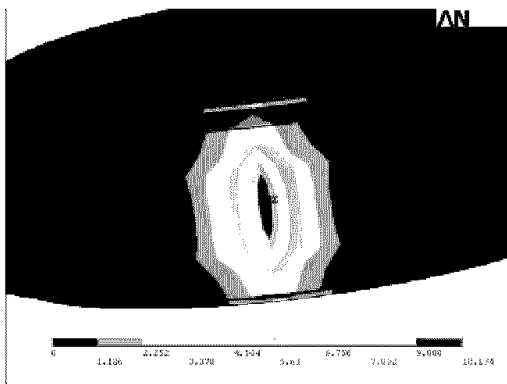


Fig. 11 Maximum stress of a urethane wheel for 500Kgf : 10.135MPa

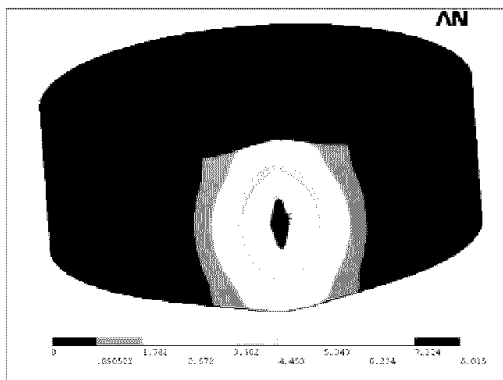


Fig. 12 Maximum stress of an aluminum wheel for 500Kgf : 8.015MPa

해석 결과 우레탄과 알루미늄에 발생하는 최대 응력은 10.134MPa 과 8.015MPa 이고, 위의 Fig. 11 과

Fig. 12 에서 보는 바와 같다. 아래의 Table 6 은 각 하중에 대한 최대응력과 우레탄과 알루미늄의 인장강도이다.

Table 6 Maximum stress of a urethane wheel for 500Kgf

Material	Maximum Stress(MPa)	Ultimate strength(MPa)
Urethane	10.135	46
Aluminum	8.015	427

위의 Table 6 에서 보는 바와 같이 최대 동하중 500Kgf 에 대한 각 부분의 최대응력이 인장강도에 비해 매우 낮은 수준이므로 주행시 충분히 안전할 것으로 판단된다.

3. 유한요소 모델의 신뢰성 검증

유한요소 해석에 사용된 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하기 위해 우레탄 휠의 모드 해석을 수행하였고, 진동시험을 통해 고유진동수 측정을 실시하였다.

3.1 모드 해석

우레탄 휠의 모드 해석에 사용된 물성치는 정적 해석을 수행하기 위해 결정되었던 Table 4 의 E, ν 값을 사용하였고, 밀도는 중량 측정을 통해 산출하였다. 아래의 Table 7 은 해석에 사용된 우레탄과 알루미늄의 밀도이다.

Table 7 Density of a urethane wheel

Material property	Urethane	Aluminum (Al2017-T4)
ρ (g/cm ³)	1.0586	2.79

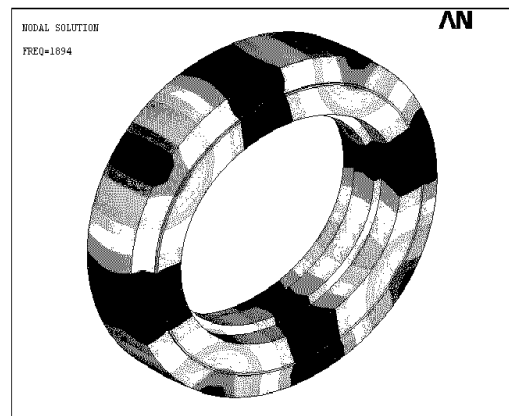


Fig. 13 Result of modal analysis for a urethane wheel : 1st natural frequency -1894Hz

위의 Fig. 13 에서 보는 바와 같이 우레탄 휠의 모드 해석 결과는 1 차 고유진동수가 1894Hz 로 확인되었다.

3.1 진동 시험

고유진동수 측정은 아래의 Fig. 14 에서 보는 바와 같이 별도의 치구를 사용하지 않고 우레탄 휠을 실로 매달아 고정시켜 시험을 수행하였다.

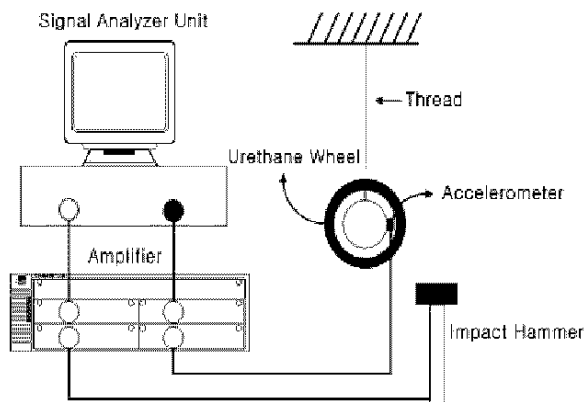


Fig. 14 Vibration test set of a urethane wheel

시험 결과는 아래의 Fig. 15 와 같이 우레탄 휠의 1 차 고유진동수가 1895Hz 로 측정되었고, Table 8 에서 보는 바와 같이 모드 해석 결과와 거의 일치함을 확인함으로써 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하였다.

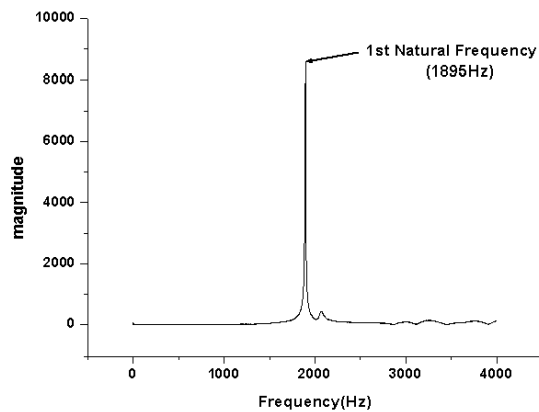


Fig. 15 Result of a vibration test for a urethane wheel : 1st natural frequency – 1895Hz

Table 8 Results of modal analysis and the vibration test

1 st Natural frequency(Hz)	Modal analysis	Vibration test
Urethane wheel	1894	1895

4. 결론

본 연구에서는 물성치를 확보하지 못한 상태에서 우레탄 휠의 힘-변위 시험, 접촉면 시험을 수행하였고, 범용 유한요소 패키지를 이용하여 유한요소 모델링, 정적 해석을 수행하였다.

시험과 해석을 병행함으로써 가장 적절한 물성치를 확보하였고, 유한요소 모델에 적용한 분포 하중의 신뢰성을 높일 수 있었다. 결정된 물성치와 동역학 해석을 통해 산출된 최대 동하중을 적용하여 응력 해석을 수행하였다. 그 결과 발생 최대응력과 재료의 인장강도의 비교를 통해 우레탄 휠의 구조적 안전성을 평가하였다.

그리고 해석에 사용된 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하기 위해 모드 해석 수행과 진동시험을 통한 고유진동수를 측정을 실시하였다. 시험(1895Hz)과 해석(1894Hz)의 결과가 거의 일치함을 확인하였고, 유한요소 모델의 신뢰성을 확보할 수 있었다.

본 연구를 통하여 우레탄 휠에 대한 정적 해석 과정을 정립함으로써 이후 우레탄 휠 안전성 판단을 할 수 있고, 설계시나 설계 변경시 적절히 적용하여 효율적이고 경제적인 개발에 기여할 것으로 판단된다.

참고문헌

1. 박동창, 서일성, 최진환, 강윤수, " 궤도차량의 Rubber Molded 로드휠 접촉하중에 대한 Non-Hertzian 접촉 해석", 한국 자동차공학회 논문집 제 7 권, 제 4 호, pp.228-237, 1999.
2. M. Pau, F. Aymerich, F. Ginesu, "Distribution of contact pressur in wheel-rail contact are", Wear 253, pp. 265-274, 2002.
3. R. Kovalev, V. N. Yazykov, G. S. Mikhailchenko, D. Yu. Pogorelo, "Railway Vehicle Dynamics : Some Aspects of Wheel-Rail Contact Modeling and Optimization of Running Gears", Mechanics based design of structures and machines, Vol. 31, No. 3, pp. 315-334, 2003.
4. 성기득, 양원호, 조명래, 허성필, "궤도차량용 휠과 레일의 형상설계에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제 23 권, 제 11 호, pp. 2033-2039, 1999.
5. 성기득, 양원호, 조명래, 허성필, 정기현, "궤도차량용 휠과 레일의 접촉특성 연구", 대한기계학회 추계학술대회 pp. 268-273, 1998.
6. Johnson, K. L., "Contact Mechanics", The press Syndicate of the University of Cambridge, 1985
7. Tedric A. Harris, "Rolling Bearing Analysis", John Wiley & Sons, Inc., 1966.
8. <http://www.matweb.com>