

# 자동차용 휠의 내구성능 예측을 위한 복합축 응력해석 및 실험적 검증

## Multi-axial Stress Analysis and Experimental Validation to Estimate of the Durability Performance of the Automotive Wheel

정 성 필\*·정 원 선\*·박 태 원†

Sung Pil Jung, Won Sun Chung and Tae Won Park

(2011년 3월 11일 접수 ; 2011년 9월 23일 심사완료)

**Key Words** : Finite Element Analysis Model(유한 요소 해석 모델), Multi-axial Wheel Durability Test(복합축 휠 내구 시험), Vertical Load(수직 하중), Lateral Load(횡 하중), Camber Angle(캠버 각)

### ABSTRACT

In this paper, the finite element analysis model of the multi-axial wheel durability test configuration is created using SAMCEF. Mooney-Rivlin 2nd model is applied to the tire model, and the variation of the air pressure inside the tire is considered. Vertical load, lateral load and camber angle are applied to the simulation model. The tire rotates because of the friction contact with a drum, and reaches its maximum speed of 60 km/h. The dynamics stress results of the simulation and experiment are compared, and the reliability of the simulation model is verified.

### 1. 서 론

자동차용 휠은 주행 시 작용하는 각종 하중에 의한 응력을 견딜 수 있는 강성은 물론, 차량 부품으로서의 요구 수명도 보유하여야 한다. 따라서 휠은 제품 개발 후 규격에 준하는 내구성을 평가하는 시험을 한다. 이 내구 시험은 일반적으로 ‘굽힘 모멘트 내구 시험(CFT)<sup>(1)</sup>’과 ‘반경 방향 부하 내구 시험(RFT)<sup>(2)</sup>’이 있으나, 이러한 실험은 일방향 단축 시험(uni-axial test)으로써 시험 환경이 실차 주행환경과 일치하지 않는다는 문제점이 있다<sup>(3)</sup>. 또한 현재의 시험방법으로는 필드에서 크랙이 발생하는 현상을 재현하는 것이 불가능하기 때문에<sup>(3)</sup>, 유럽과 미국의 완성차 업체에서는 복합축 휠 내구 시험 장비를

제작하여 휠의 내구 성능을 평가하고 있다. 복합축 내구 시험기는 기존의 단축 제어만 가능했던 시험 장비와는 달리 수직하중(radial load), 횡하중(lateral load) 및 캠버각(camber angle) 등 3자유도의 다축 시험이 가능하기 때문에 차량 주행 중에 휠 조립체에 인가되는 부하를 보다 실제적으로 휠에 적용시킬 수 있다<sup>(4-6)</sup>.

이 논문에서는 복합축 내구 시험을 모사할 수 있는 CAE 해석 모델을 생성하여 차량 선회 시 휠에 발생하는 응력을 예측하였다. 스트레인게이지를 이용하여 60 km/h의 속도로 선회하는 차량의 휠에서 발생하는 응력변화를 측정하였고, 해석 결과와 비교함으로써 해석 모델의 신뢰성을 검증하였다.

### 2. 휠 발생 응력 측정

자동차부품연구원 내 PG 선회로(반경 30 m)에서 운전자 포함 2명(1명은 60 kg 더미로 대신)이 탑승한

† 교신저자; 정희원, 아주대학교 기계공학부  
E-mail : park@ajou.ac.kr  
Tel : (031)219-2952, Fax : (031)219-1965  
\* 자동차부품연구원

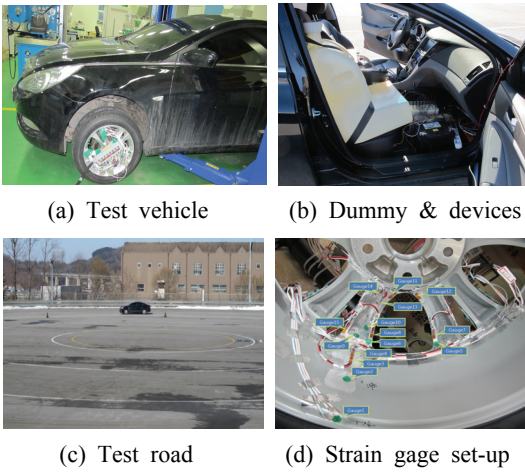


Fig. 1 Test configuration

Table 1 Test results

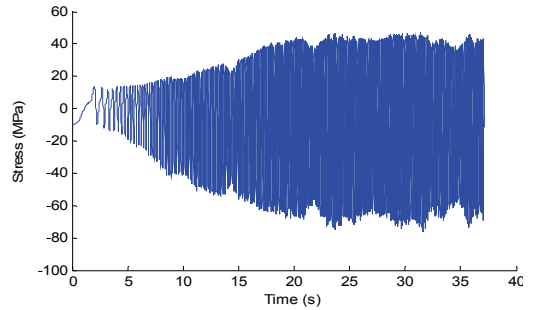
Point	Axis	Strain ( $\mu\epsilon$ )	
		Max	Min
Gage-1	a	-14.81	-386.43
	b	9.42	-91.44
	c	13.92	-199.95
Gage-2	a	-37.90	-257.47
	b	82.26	-91.26
	c	45.52	-39.76
Gage-3	Linear	-17.45	-49.98
Gage-4	Linear	155.76	-186.10
Gage-5	a	52.51	-124.30
	b	44.80	-65.79
	c	504.39	-322.17
Gage-6	a	28.45	-227.07
	b	62.85	-118.13
	c	539.55	-273.82
Gage-7	Linear	375.44	-252.04
Gage-8	Linear	437.60	-194.22
Gage-9	a	3.46	-157.46
	b	23.63	-156.63
	c	120.99	-98.97
Gage-10	a	57.11	-113.61
	b	159.39	-214.87
	c	8.03	-67.54
Gage-11	Linear	971.09	-1459.64
Gage-12	Linear	992.31	-1396.19
Gage-13	Linear	647.05	-1228.07
Gage-14	Linear	479.32	-1039.42
Gage-15	Linear	416.26	-354.86

차량을 시속 60 km/h의 속도로 선회 주행했을 때 휠에 발생하는 응력을 측정하였다. Fig. 1(a)는 시험 차량의 모습, Fig. 1(b)는 더미 및 측정 장비 장착 모습, Fig. 1(c)는 측정 도로, Fig. 1(d)는 휠에 장착된 스트레인게이지의 위치를 보여준다. 스트레인게이지는 알루미늄용 350  $\Omega$ 용 3축 게이지 4개(12채널)와 1축 게이지 9개(9채널)를 사용하였다.

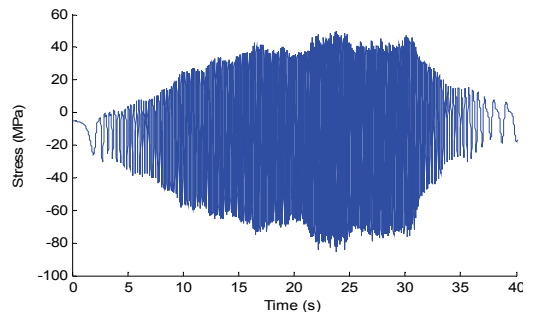
Table 1은 스트레인 측정 결과를 보여준다. Table 1에서 gage-11과 gage-12의 스트레인이 가장 크게



Fig. 2 Locations whose strains are larger than others



(a) Dynamic stress result at gage-11



(b) Dynamic stress result at gage-12

Fig. 3 Dynamic stress results

나타났으며(Fig. 2 표시 지점), 나머지 부위에서는 스트레인의 차이가 비슷하게 나타나고 있음을 알 수 있다. Gage-11과 gage-12의 스트레인을 응력으로 환산한 결과가 Fig. 3(a), (b)와 같다. 이때 알루미늄 휠의 탄성계수(elastic modulus)는 69 GPa로 설정하였다.

### 3. 복합축 내구 해석 모델

이 연구에서는 상용 구조 동역학 해석 프로그램인 SAMCEF<sup>(7)</sup>를 이용하여 휠 복합축 내구 해석 모델을 생성하였다.

#### 3.1 타이어 모델

타이어 유한요소 해석 모델은 비드, 카카스, 트레드 등 타이어 내부 복합 구조의 비선형성을 효과적으로 표현 할 수 있지만 해석하는데 매우 오랜 시간이 걸린다는 단점이 있다<sup>(8)</sup>. 또한, 타이어의 재질 및 적층구조를 매우 상세하게 모델하여도 타이어의 동특성, 즉 미끄럼각(slip angle) 및 캠버각(camber angle)에 따른 횡력 변화, 고무재질의 히스테리시스(hysteresis) 특성에 따른 운동에너지 소모 현상 등을 정확하게 나타내기에는 한계가 있다<sup>(9,10)</sup>. 이 연구에서는 휠에 발생하는 응력 집중 분포 및 응력의 크기가 주 관심대상이므로, 타이어를 최대한 단순하게 모델하여 해석 속도를 증가시켰다. 트레드 패턴이 없는 스무드(smooth) 타이어로 가정하였고, 타이어의 사이드 월(side wall)과 트레드(tread)부를 고무 모델을 적용시켰다. SAMCEF에서 제공하는 flow 요소<sup>(7)</sup>를 이용하여 타이어 내부 공기압 변화에 따른 타이어 변형을 계산하고, 차량 선회 시 휠에 가해지는 하중이 실제 차량과 유사한 조건으로 적용될 수 있게 하였다.

#### (1) 타이어 유한요소 모델

Fig. 4는 이 연구에서 임의로 생성한 타이어의 단면 형상, Fig. 5는 3차원 타이어 유한요소 모델을 보여준다. 두께 10 mm의 판요소(shell element)를 이용하여 생성하였고, Fig. 4에서 점선 윗부분은 트레드, 아랫부분은 사이드월로 가정하고, Mooney-Rivlin 2nd 고무 모델을 적용하였다<sup>(10)</sup>. 타이어 모델의 유한요소 정보 및 물성 정보가 Table 2와 Table 3에

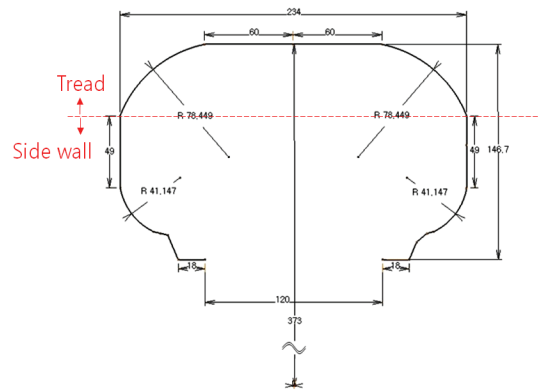


Fig. 4 Orthographic view of a tire

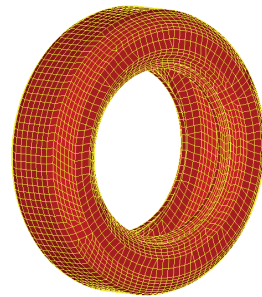
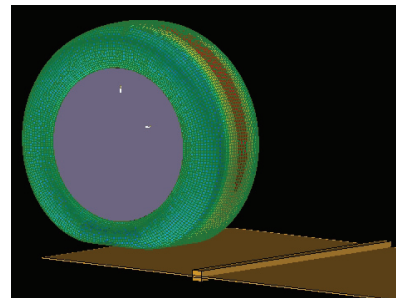
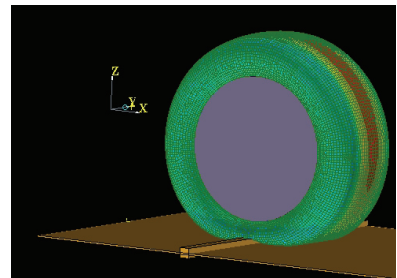


Fig. 5 3D finite element model of a tire



(a) Contacting the road



(b) Passing the bump

Fig. 6 3D finite element model of a tire

각각 나타나 있다.

(2) 타이어 내부 공기압 특성 모델

타이어 내부의 공기압은 타이어의 동특성을 결정 짓는 매우 중요한 요소이다<sup>(11)</sup>. 내부 공기압의 크기에 따라 지면으로부터의 가진 입력에 대한 하중 전달 성능 및 코너링 시 발생하는 횡력 및 수직 항력의 크기가 달라지기 때문에, 휠로 전달되는 하중의 크기도 변화하게 되고 이는 휠의 내구 성능에 직접적인 영향을 끼친다. 따라서 이 연구에서는 타이어 변형에 따른 타이어 내부 공기압 분포 변화를 정확하게 구현하기 위해 SAMCEF에서 제공하는 flow 요소를 이용하였다. Flow 요소는 Wang<sup>(12)</sup>이 개발한 에어백 시뮬레이션 모델을 기초로 하고 있는 요소로써, 요소에 대한 자세한 설명은 참고문헌<sup>(7)</sup>을 참조하기 바란다.

Fig. 6(a), (b)는 Fig. 5의 타이어 해석 모델에 flow 요소를 삽입하여 수행한 타이어 장애물 통과 해석 결과를 보여준다. 타이어 내부 공기압을 18 psi로 다소 낮게 설정하였기 때문에 공기압 변화에 의한 타이어 변형이 뚜렷하게 나타남을 확인할 수 있다.

3.2 휠 & 드럼 해석 모델

Fig. 7은 이 연구에서 대상으로 한 17"휠의 유한요소 모델을 보여준다. 휠의 형상이 매우 복잡하기 때문에 3차원 4절점 사면체 요소를 사용하여 모델을 생성하였다. 휠 모델의 유한요소 정보 및 물성 정보가 Table 2와 Table 3에 각각 나타나있다. Fig. 8은 내경이 0.5 m인 드럼 모델을 보여준다. 3차원 8절점 육면체 요소를 사용하여 모델하였고, 마찬가지로

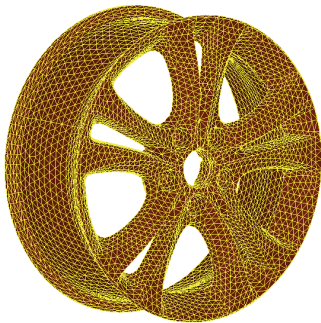


Fig. 7 3D finite element model of a wheel

유한요소 정보 및 물성 정보가 Table 2와 Table 3에 나타나 있다.

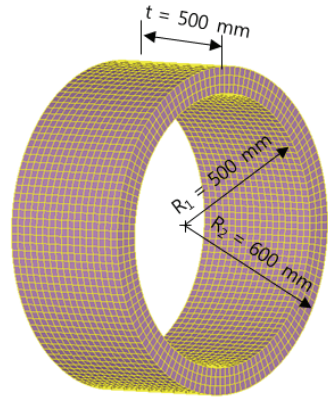


Fig. 8 3D finite element model of a drum

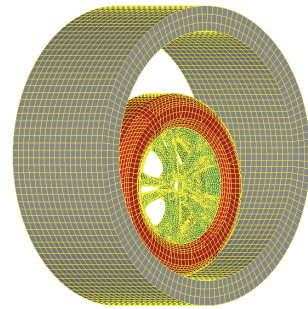


Fig. 9 Assembly model of a wheel, tire and drum

Table 2 FE information

Component	Element type	No. of nodes	No. of elements
Tire	• Tread : C10=140.4kPa, C01=427kPa • Side wall : C10=171.8kPa, C01=830.3kPa		
Wheel	4 nodes pentagonal	10,210	32,625
Drum	8 nodes hexagonal	9,072	6,426

Table 3 Material properties

Component	Elastic modulus	Poisson's ratio	Mass density
Tire	30 GPa	0.4	1500 kg/m <sup>3</sup>
Wheel	69 GPa	0.33	2710 kg/m <sup>3</sup>
Drum	210 GPa	0.3	7850 kg/m <sup>3</sup>

### 3.3 복합축 내구 해석 조건

Fig. 9는 드럼-타이어-휠 해석 모델을 보여준다. 휠과 타이어 모델의 요소의 크기가 다르기 때문에 노드 공유 등의 방법을 사용하여 두 모델을 연결시키는 것은 불가능하다. 따라서 이 연구에서는 휠과 타이어의 경계를 'Fix'조건을 이용하여 연결하였다.

Fig. 10의 복합축 하중 조건을 휠-타이어 조립체에 적용하였다. 휠-타이어 모델을 지면에 대해 기울임으로써 캠버각을 구현하였고, 드럼과 타이어간 마찰계수  $\mu=0.8$ 을 적용하였다. 해석기의 수렴성을 증대시키기 위해 하중 조건 및 드럼 회전 속도를 순차적으로 적용하였다. 먼저, 휠에 입력한 500 kgf의 수직 하중에 의해 타이어-드럼 접촉이 발생한다. 0.5s 이내에 접촉력 변동이 안정화되고,  $t=0.5$ s에 드럼이 회전하기 시작한다. 이때 타이어와 드럼간의 접촉에 의한 마찰력 발생으로 타이어 또한 회전하기 시작한다. 접촉 조건이 불안정할 경우 타이어가 드럼보다 빨리 회전하거나, 미끄러짐(slip) 현상이 발생할 수 있으므로, 접촉 조건 및 해석 솔버의 감쇠 조건을 조절하여 타이어와 드럼간 미끄러짐을 방지하였다. 드럼 회전 속도가 증가하는 동안 100 kgf의 횡력이 작용하고,  $t=3.5$ s에 드럼의 회전 속도가 최대(318 rpm)가 된다.  $t=3.5$ s에서 가속도가 급변하기 때문에 저크(jerk)에 의한 진동 현상이 발생할 수 있으므로, 수치 댐핑 효과를 이용하여 0.1 s 간의 동적 평형상태를 유지한 후  $t=3.6$ s부터 캠버각을 서서히 증가시켜  $t=5.0$ s일때 최대 캠버각  $1.5^\circ$ 가 되도록 설정하였다. 해석이 완료된 후 Fig. 2에

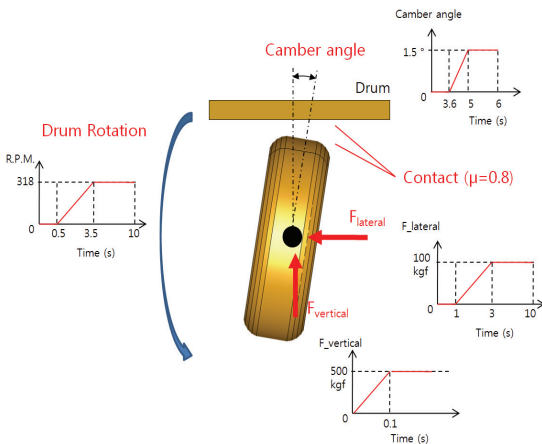


Fig. 10 Assembly model of a wheel, tire and drum

표시한 지점과 동일한 지점에서 동 응력 결과(dynamic stress history)를 추출하여 실험 결과와 비교하였다.

## 4. 해석 결과 분석

### 4.1 일반적 분석

복합축 시험 환경에서의 해석은 타이어와 드럼간 발생하는 마찰력에 의해 타이어가 미끄러짐 없이 회전하는 것이 매우 중요하다. 미끄러짐이 발생할 경우 타이어와 드럼 사이의 접촉이 발생하지 않고 타이어가 헛도는 현상이 발생하며, 이 경우 휠에 정확한 응력이 발생하지 않는다.

Fig. 11은 해석 시작 후 0.6 s동안 추출한 휠의 회전 중심점의 수직 방향 변위 결과를 보여준다. 타이어를 탄성체로 모델했기 때문에 타이어와 드럼 접촉 시 발생한 접촉력에 의해 타이어가 뒹기는 현상이 발생하는데, 접촉 조건의 감쇠 계수 및 적분 조건을 조절하여 이러한 현상을 최대한 없애야 한다.

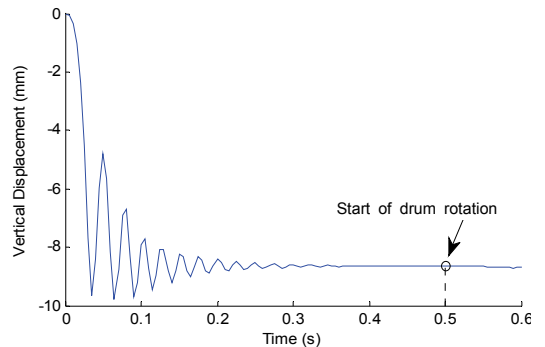


Fig. 11 Vertical displacement result of wheel center

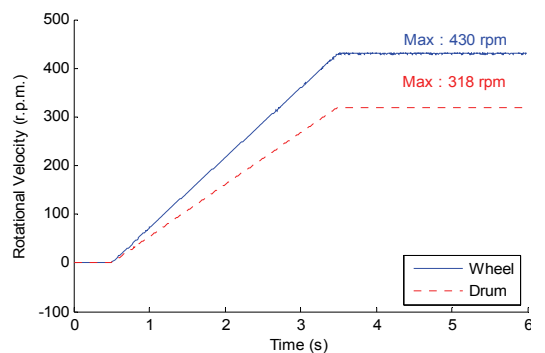


Fig. 12 Comparison of rotational velocities of wheel and drum

Fig. 11에서 확인할 수 있듯이 휠 회전이 시작되기 전에 휠의 수직방향 변위가 안정화 되고, 회전이 시작한 이후에는 일정한 값을 유지하고 있으므로, 타이어나 드럼간 접촉력이 안정적으로 발생하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12 휠과 드럼의 회전 속도를 보여준다. 드럼의 반지름이 500 mm, 타이어의 반지름이 373 mm로 드럼의 반지름이 약 1.34배 크다. Fig. 12에서 드럼의 회전속도가 500 rpm일때 타이어의 휠의 회전속도는 670 rpm으로 회전속도의 비 또한 1.34이므로, 드럼과 타이어간 미끄러짐 없이 타이어가 회전하고 있음을 알 수 있다. 반지름 500 mm의 타이어가 430 rpm으로 회전하는 것은 60 km/h의 실험 조건과 일치한다.

### 4.2 응력 분포 결과

Fig. 13(a), (b)는 휠에서 발생된 응력 분포 결과를 보여준다. Fig. 13(a)는 휠 전면부, (b)는 휠 후면부의 모습을 보여주고 있는데, 휠 전면부보다는 후면부에서 큰 응력이 주로 발생하고 있음을 알 수 있다. 이때 최대 응력은 약 62.4 MPa이다. 응력 집중이

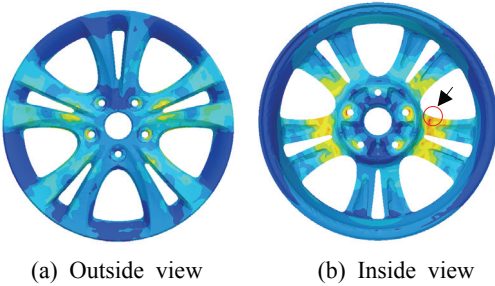


Fig. 13 Stress distribution of wheel

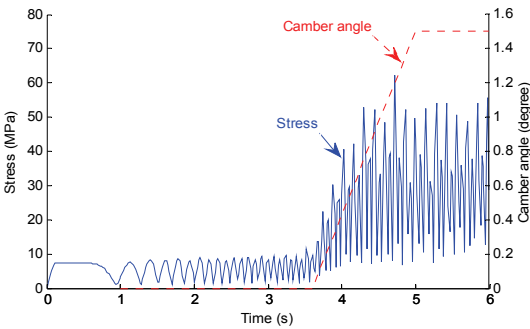
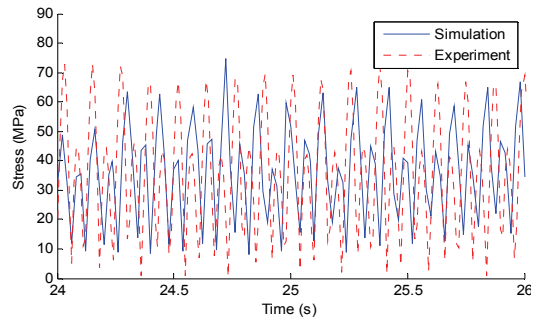


Fig. 14 Dynamic stress result

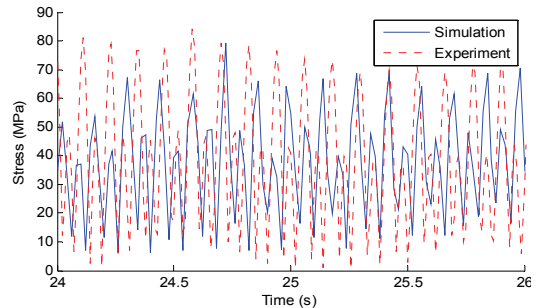
예상되는 휠 커넥터 중앙부 후면부(Fig. 13(b)에서 붉은원으로 표시)의 동응력 측정 결과가 Fig. 15에 나타나 있다. Fig. 14에서 실선은 동응력 변화, 점선은 캠버각 변화를 나타낸다. 캠버각이 증가하면서 응력의 크기도 증가하고, 캠버각이 1.5°로 일정하게 유지되는 구간에서는 동응력 또한 일정한 크기로 나타나고 있음을 확인할 수 있다.

### 4.3 실험 결과와의 비교

해석 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 Fig. 2의 표시지점과 동일한 곳에 위치한 절점에서 동응력 결과를 추출하였다. Fig. 15(a), (b)는 각각 Gage-11 및 Gage-12 지점에서 측정된 해석 결과와 실험 결과를 보여준다. 해석 모델에서 산출한 응력은 본-미세스 응력(Von-mises stress)이기 때문에, 결과 비교를 위해 실험에서 측정한 응력(Fig. 3)의 절대값을 취하였다. Fig. 15(a), (b)의 실험과 해석 결과에서 동응력 변동의 주기 및 크기 변화가 거의 비슷하게 나타남을 알 수 가 있다. 좀더 자세히 살펴보면, Fig. 15(a), (b)에서 실험에서 측정한 동응력 변동의



(a) Dynamic stress results at gage-11



(b) Dynamic stress results at gage-12

Fig. 15 Comparison of dynamic stress results between simulation and experiment

주기가 해석 보다 약간 짧음을 확인할 수 있다. 이는 실제 차량에 장착된 타이어의 유효 반경이 해석 모델에 적용한 타이어의 반지름 보다 짧아서 같은 속도(60 km/h)로 주행시 타이어 회전속도의 차이가 발생했기 때문이다. 또한, 응력의 크기도 어느 정도 차이가 발생했는데 이는 ‘타이어 모델의 부정확성’, ‘수직하중 및 횡하중의 부정확성’, ‘휠 메쉬의 거침(roughness)으로 인한 요소상장식의 부정확성’에 따른 오차라고 판단된다. 향후, 타이어를 보다 정확하게 모델하고, 휠을 육면체 요소를 이용하여 생성한 후 해석을 진행하면 보다 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다. 그러나 Fig. 15(a), (b)에서 확인할 수 있듯이, 실제 차량이 선회 시 발생한 동응력을 해석 모델이 훌륭하게 추종하고 있으므로, 이 논문에서 개발한 유한요소 휠 복합축 해석 모델이 유용하게 활용될 수 있다고 결론 내릴 수 있다.

## 5. 결 론

이 논문에서는 유한요소 해석 기법을 이용하여 휠 복합축 내구 해석 환경을 구현하였고, 실험 결과와의 비교를 통해 해석 모델의 신뢰성을 검증하였다. 상용 유한요소 해석 프로그램인 SAMCEF를 이용하여 휠, 타이어, 드럼에 대한 해석 모델을 생성하였다. 타이어의 경우 트레드부와 사이드월부를 구분하여 Mooney-Rivlin 2nd 모델을 적용하였고, flow 요소를 이용하여 내부 공기압 변동에 따른 타이어 변형을 구현하였다. 드럼과 타이어의 접촉 모델에서 접촉력 변동의 수렴성과 미끄러짐 여부를 확인하였다. 수직하중, 횡하중, 캠버각의 3가지 방향의 힘 성분을 고려한 상태에서 약 6s 동안 implicit code를 이용한 해석을 수행하였고, 이것은 매우 짧은 시간(1s 이내)동안 explicit code를 이용하여 수직하중+횡하중 정도만을 고려한 선행연구와의 큰 차이점이라 할 수 있다.

해석 결과 휠 커넥터 중앙부 후면부에 응력이 집중됨을 확인하였다. 실제 차량의 휠에 스트레인게이지를 장착한 지점과 동일한 지점에서 휠의 동응력 해석 결과를 측정하였고, 실험 결과와 해석 결과를 비교함으로써 해석 모델의 신뢰성을 검증하였다. 기존에 휠 내구 성능 예측을 위해 사용하였던 CFT, RFT의 시험 방법이 실제 필드에서 나타나는 휠 크

랙위치를 정확하게 예측하지 못하고 있는 상황에서, 이 논문에서 제시한 해석 모델 및 해석 기법이 대안이 될 수 있을 것을 판단된다. 향후 타이어 상세 모델을 추가하고, 좋은 메쉬(fine mesh)로 생성한 휠 모델을 적용함으로써 해석 결과의 정확성을 향상시킬 계획이다.

## 참 고 문 헌

- (1) Ramamurty, P., Satyanarayana, B., Ramji, K. and Babu, K. S., 2009, Evaluation of Fatigue Life of Aluminum Alloy Wheels under Bending Loads, *Fatigue & Fracture Engineering Materials & Structures*, Vol. 32, pp. 119~126.
- (2) Firat, M., Kozan, R., Ozsoy, M. and Mete, H., 2009, Numerical Modeling and Simulation of Wheel Radial Fatigue Tests, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, pp. 1533~1541.
- (3) Chung, S. S., Jung, W. W., Yoo, Y. S., Kang, W. J., Kim, D. S. and Kwon, I. K., 2008, A Study for Improvement of Cornering Fatigue Test by Eliminating a Fretting Effect on Steel Wheel to enhance Durability and Reliability, *Proceedings of the KSME Spring Conference*, pp. 1326~1330.
- (4) Dannbauer, H., Gattringer, O. and Steinbatz, M., 2005, Integrating Virtual Test Methods and Physical Testing to Assure Accuracy and to Reduce Effort and Time, *SAE World Congress and Exhibition*.
- (5) Abdullah, S., Al-Asady, N. A., Ariffin, A. K. and Rahman, M. M., 2008, A Review on Finite Element Analysis Approach in Durability Assessment of Automotive Components, *Journal of Applied Sciences*, Vol. 8, No. 12, pp. 2192~2201.
- (6) Ciavarella, M. and Monno, F., 2010, A Comparison of Multiaxial Fatigue Criteria as Applied to Rolling Contact Fatigue, *Tribology International*, Vol. 43, pp. 2139~2144.
- (7) SAMCEF User's Manual, SAMTECH, 2009.
- (8) Kim, K. W., Jeong, H. S. and Beom, H. G., 2003, Transient Dynamic Analysis of a Patterned Tire Rolling over a Cleat with Explicit Finite

Element Program, Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 11, No. 6, pp. 164~170.

(9) Narasimha, K. V. and Kumar, R. K., 2007, Simulation of Tire Dynamic Behavior Using Various Finite Element Technique, International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics, Vol. 8, pp. 363~372.

(10) Tonuk, E. and Unlusoy, Y. S., 2001, Prediction of Automobile Tire Cornering Force Characteristics by Finite Element Modeling and

Analysis, Computers and Structures, Vol. 79, pp. 1219~1232.

(11) Sung, K. G., Lee, H. G., Choi, S. B., Park, M. K. and Park, M. K., 2010, Performance Analysis with Different Tire Pressure of Quarter-vehicle System Featuring MR Damper, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 169~176.

(12) Wang, J. T. and Nefske, D. J., 1988, A New CAL3D Airbag Inflation Model, SAE paper 880654.