

승용차용 Wheel Bearing Hub Unit 설계를 위한 주행 하중조건에 대한 실험적 연구

Experimental Study of Driving Load Conditions for the Wheel Bearing Hub Unit of Passenger Car

김기훈*, 유영면*, 임종순*
Gihoon Kim, Yungmyun Yoo, Jongsoon Im

ABSTRACT

The wheel bearing hub unit is developed type of wheel bearing unified with the hub parts. It has advantage of reducing the weight and the number of components. And, it also improves uniformity of manufacturing quality. In order to design the wheel bearing hub units, many techniques are used such as load analysis, structure analysis and bearing characteristics analysis and so forth. These techniques need highly accurate load conditions founded on service conditions. In this study, to design the wheel bearing hub units used widespread in passenger cars, the service load was measured through driving tests on the public roads and in the special events. The public roads are classified into highway, intercity road, rural road, urban road, and unpaved road so as to know what the characteristics of the road loads are. The results of the tests showed that the wheel force was relative to the lateral acceleration, and also could be calculated from the lateral acceleration. The lateral acceleration was measured from 0.0G to 0.6G in general driving on the public roads, with different distributions in each road type. In special events, the maximum lateral acceleration was measured from 0.8G to 1.3G.

주요기술용어 : Wheel bearing hub unit(휠 베어링 허브 유니트), Load condition(하중 조건), Driving test(주행 시험), Wheel force(휠 하중), Lateral acceleration(횡 방향 가속도)

1. 서론

에너지 절감에 대한 요구가 증대함에 따라 자동차 부품은 경량화되고 컴팩트한 형태로 변화하게 되었다. 이와 같은 경향에 따라 허브 부품은 베어링과 일체를 이루게 되었으며, 인접 부품을 서로 공용으로 하는 형태의 휠 베어링 허브 유니트(wheel bearing hub units)로 발전하였다. 일체형

으로 발전하기 이전에 차량의 허브에는 단일 테이퍼 베어링 두 개가 휠 베어링으로 사용되었으나, 일체형으로 발전하면서 복렬형의 앵글러 볼 베어링이 승용차용으로 사용되었다. 또한, 설계 및 제조 기술의 발전에 따라 휠 베어링은 허브와 일체를 이루면서 볼트에 의해 조립될 수 있는 형태로 더욱 발전하였다. 이와 같은 발전 형태를 구분하여 복렬형의 휠 베어링을 유니트 형으로 발전한 1세대라 하고, 외륜에 플랜지를 설치하여

* 회원, 자동차부품연구원

간단하게 조립할 수 있는 형태를 2세대, 허브를 베어링과 일체가 되도록 하여 외륜과 내륜 모두에 플랜지를 설치한 것을 3세대형으로 구분한다.¹⁾

이와 같은 휠 베어링 허브 유니트는 베어링 생산단계에서 축방향 조립 틈새를 관리하여 안정적인 수명을 보장하며, 시일이 장착된 구조로 베어링 생산시 윤활 조건을 설정하여 베어링의 장수명화를 꾀할 수 있는 장점이 있다. 또한 차량의 허브 부분을 구성하는 부품 수를 줄여 차량의 경량화를 가능하게 하며, 간단한 방법에 의해 조립됨으로써 생산성 향상의 장점을 갖는다. 또한 보관시설을 줄이고 물류비용을 절감시키는 부수적인 이득도 얻을 수 있다.²⁾

휠 베어링 허브 유니트의 개발은 휠 베어링과 허브가 일체를 이루므로 베어링과 허브 부품의 설계 능력을 동시에 필요로 한다. 베어링에 대한 연구는 Lunberg와 Palmgren의 구름 베어링의 동정격하중 연구^{3,4)} 이후 많은 발전을 하여 하중 조건의 설정에 따라 설계된 베어링의 수명을 예측할 수 있게 되었다.⁵⁾ 현재에 이르러서는 베어링이 실제로 사용중에 겪게되는 하중을 정의하면 실제에 근접한 베어링 수명을 예측할 수 있게 되었다. 허브 부품은 차량의 주행 거동에 따라 급격한 하중을 받게 되고, 허브는 반복되는 하중에 대해 충분한 피로 수명과⁶⁾ 가혹하중 조건에서 안전한 강도를⁷⁾ 가져야 한다. 따라서 허브 부품의 경량화 및 최적 형상 설계 증진을 위해서는 실제 작용 하중조건(load condition)에 대한 연구가 필요하다.

휠 베어링과 허브 부품의 일체화 발전에 따라 휠 베어링의 수명을 예측하고 평가할 수 있는 시험방법들이 개발되었다.⁸⁾ 또한, 구조 안전성을 평가하기 위하여 내구하중(duty cycle)을 설계하여 사용하였다.^{9,10)} 특히, 최근에 와서는 제어기술의 발전에 의해 시험기술도 급격히 발전하였으며, 자동차 부품의 내구 평가를 위해 실제 도로에서 측정된 하중을 기초로 한 내구 하중 조건을 사용하여 부품의 내구성을 평가할 수 있게 되었다.¹¹⁾ 그러나 실제 사용조건에서의 작용하중을

얻는 것은 쉬운 일이 아니다. 도로 등급에 따라 노면 조건이 다르고, 지역에 따라 도로 형상의 굴곡이 다르며, 운전자의 운전 특성에 따라 차량 거동이 달라질 수 있기 때문이다.¹²⁾ 이에 휠 베어링 선도 기업에서는 자체적으로 설정한 조건에 대해 주행 시험(driving test)에 의해 취득한 하중과 경험을 기초로 하여 시험용 하중 모드를 개발하여 사용하고 있다.¹⁰⁾

현재 국내의 경우, 보다 정확한 시험 평가 기술을 정립하기 위하여 고가의 시험기를 도입하고, 해석 기술 개발을 위해 많은 노력을 경주하고 있는 상황이다. 그러나 사용 하중 조건의 설정을 위해 도로를 주행할 때 발생하는 하중을 측정하여 데이터베이스로 구축한 경우가 없으며, 국내 도로의 등급별 하중 특성도 분석된 바가 없어 많은 어려움을 겪고 있다.

따라서 본 연구에서는, 자동차 현가계의 경량화 발전 추세의 핵심이 되는 일체형 휠 베어링 허브 유니트의 설계 기술과 시험 평가 기술의 발전을 위해 하중조건의 기초가 되는 주행 휠 하중(wheel force)을 국내 도로의 주행 실험을 통해 구하였다. 또한, 도로 등급별 주행 하중 특성을 분석하고 기초자료로 제시하여 설계에 대한 해석 조건과 내구시험용 하중 조건의 설정을 위해 사용될 수 있도록 하였다.

2. 차량 주행과 휠 하중과의 관계

차량이 주행할 때 휠에 작용하는 하중은 주행하는 노면 상태에 의한 것과 차량의 주행 운동에 의한 것으로 구분해 생각할 수 있다. 평탄하고 고른 도로를 주행할 경우 바뀌는 노면에 수직인 방향으로 차축 하중만큼의 일정한 힘을 받게 되며, 상하로 굴곡이 있는 도로를 주행할 경우에는 일정하지 않은 수직 방향의 하중을 받게 된다. 또한 가속/감속(acceleration/braking)에 의해 차량 진행 방향에 대한 가속도가 발생할 수 있고, 이는 차량 무게에 대한 앞뒤 휠에서의 반력 크기를 변화시켜 휠의 수직방향 하중 크기를 다르게 할 수 있

다. 그러나 이들 영향에 의한 수직 방향 하중 변화는 노면의 굴곡과 차량 속력에 따라 다르고, 운전자의 운전 특성에 따라 다르게 되므로 하중 크기를 정확하게 정의하는 것은 매우 어렵다. 또한 이러한 영향에 의한 휠 하중 변화는 수직방향 성분이 주가 되며, 휠 허브에 가혹하게 작용하는 측면방향 하중 또는 휠 굽힘 모멘트의 변화는 미미한 편이다. 이에 비해 선회 주행(cornering)은 수직방향 하중뿐만 아니라 휠과 허브에 심한 손상을 가하는 측면 방향 하중¹³⁾도 동시에 발생시킨다. 차량이 평면을 주행한다고 해도 진행 방향의 조정을 위해 차량은 선회 운동을 하게 되며, 선회 운동 중에는 차체에 작용하는 측면(횡) 방향 가속도(lateral acceleration)에 의해 바뀌는 변화된 수직 방향 하중과 측면 방향 하중을 받게 된다. 이 경우에는 차량의 횡 방향 가속도를 통해 휠 하중을 고려하는 것이 가능할 것이다.

따라서 차량이 평평한 도로를 주행한다고 가정하고, 차량 선회에 의한 횡 방향 가속도를 a 라 하면 휠에 작용하는 수직, 수평 방향의 하중은 차축 하중과 차량 제원으로부터 구할 수 있다.¹⁴⁾ Fig. 1과 같이 차량이 선회운동을 할 경우, 차량의 차

축 하중이 W_f 이고, 양 쪽 타이어 중심간의 거리를 t , 지면에서 무게중심(CG)까지의 높이를 h 라 하면, 힘과 모멘트 평형식으로부터 식(1)과 같이 휠에 작용하는 수직방향 하중(F_{V1} , F_{V2})과 수평 방향 하중(F_{L1} , F_{L2})이 표현된다. 여기서 괄호 안의 부호는 차량이 우회전하는 경우이며, 좌회전인 경우에는 반대가 된다. 따라서 허브 유니트를 위해 고려해야 하는 주행 하중 조건은 차량 주행 시 발생하는 횡 방향 가속도의 분포로 특징 지워질 수 있으며, 차량의 휠 하중을 측정하는 것뿐만 아니라 횡 방향 가속도의 측정도 중요해진다.

$$F_{L1} = W_f \left[\frac{1}{2} \frac{a}{g} - \frac{h}{t} \left(\frac{a}{g} \right)^2 \right]$$

$$F_{V1} = W_f \left(\frac{1}{2} - \frac{h}{t} \frac{a}{g} \right)$$

$$F_{L2} = W_f \left[\frac{1}{2} \frac{a}{g} + \frac{h}{t} \left(\frac{a}{g} \right)^2 \right]$$

$$F_{V2} = W_f \left(\frac{1}{2} + \frac{h}{t} \frac{a}{g} \right)$$
(1)

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치의 구성

차량이 주행하는 동안 발생하는 휠 하중과 차체의 횡 방향 가속도를 측정하기 위하여 바퀴에 휠 하중을 측정하는 Michigan Scientific사의 6분력계(6-axis wheel force transducer, WFT)와 가속도계(accelerometer)를 Fig. 2와 같이 장착하였다. 휠 하중 6분력계는 차량의 바퀴에 장착되며, 휠의 림(rim)과 허브 사이의 휠 디스크를 대신하여 휠에 작용하는 하중을 측정하는 장치이다. 6분력계는 바퀴에 하중이 작용하면 스트레인 게이지를 통해 전압차를 발생하는 하중계(load cell)와 측정 신호를 증폭하는 증폭기(signal amplifier)부, 회전하는 바퀴로부터 차량으로 신호를 전달할 수 있게 하는 슬립 링(slip ring), 슬립 링 내에 위치한 회전자(resolver)의 신호를 사인(sin) 신호와 코사인(cos) 신호로 변환하는 resolver unit, 전

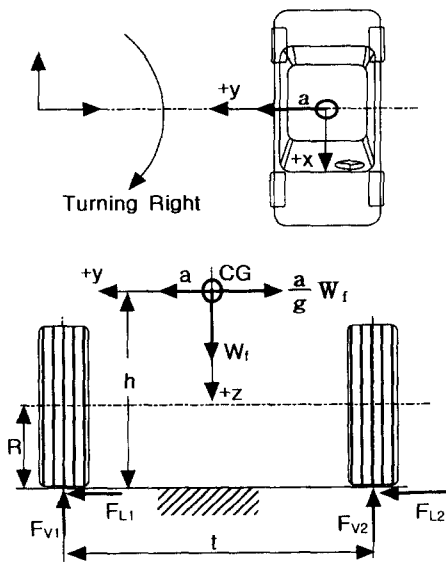


Fig. 1 Force diagram with driving conditions

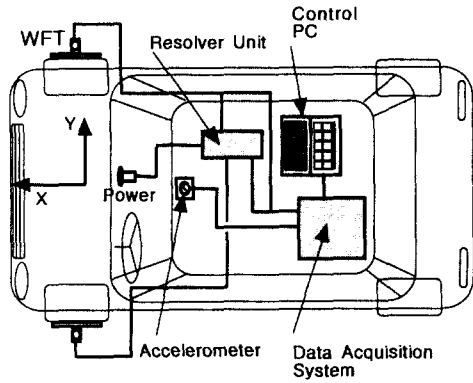


Fig. 2 Configuration of measurement system for wheel force and acceleration

원을 하중계 회로에 공급하는 장치로 구성된다. 횡 방향 가속도 측정을 위한 가속도계는 차량의 무게중심 위치에 부착하였으며, 무게중심은 측정에 의해 구하였다.

측정 데이터의 저장을 위하여 노트북 컴퓨터에 의해 제어되는 MEGADAC 데이터 측정 시스템(data acquisition system)을 사용하였다. 본 실험에서 사용된 차량은 엔진 배기량이 2000cc 급인 국산 중형 승용차이다.

3.2 실험방법

주행할 때 발생하는 휠 하중이 횡 방향 가속도에 의해 영향을 받으므로 횡 방향 가속도와 휠 하중과의 관계를 살펴보는 것이 필요하다. 이에 반경 30m의 원을 따라 선회주행을 하여 일정한 횡 방향 가속도가 발생하도록 하고, 이때 발생하는 휠 하중을 측정하여 횡 방향 가속도와 휠 하중간의 관계를 분석하였다. 또한, 실제 도로를 주행할 때 나타나는 휠 하중을 얻기 위하여 도로를 고속도로(highway)와 국도(intercity road), 지방도(rural road), 시내도로(urban road), 비포장도로(unpaved road)로 구분하여 휠 하중과 횡 방향 가속도 측정 실험을 실시하였다. 이때 측정된 도로 연장을 표시하면 Table 1과 같다. 실험을 위해 주행한 총 거리는 5,985km이다.

정상적인 도로를 주행할 때는 나타나지 않

Table 1 Measurement distance of each road types

Road type	Measurement distance(km)
Highway	1804
Intercity road	2194
Rural road	862
Urban road	1083
Unpaved road	42

나 사고 회피 등과 같이 가속한 상태와 특수한 도로에서 발생하는 휠 하중을 구하기 위하여 30km/h의 속력으로 급격한 선회 주행을 반복하는 S자 주행과 20km/h의 최소 회전반경 주행 실험을 실시하였으며, 특수 가속 도로인 벨지안로(belgian road), 자갈로(cobble-stone road)와 표준약로(standardized unpaved road)에서 주행실험을 30km/h로 실시하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 횡 방향 가속도와 휠 하중과의 관계 분석

30m 반경의 원을 따라 30, 40, 50km/h의 속력으로 주행할 때 측정된 횡 방향 가속도는 각각 0.34G, 0.43G, 0.77G이다. 이때 발생하는 수평방향 휠 하중은 Table 2에, 수직방향 휠 하중은 Table 3에 나타내었다. 앞의 식(1)을 이용하여 계산한 하중과 측정 하중을 비교해 보면, 수평방향 하중은 가속도가 커질수록 측정결과와 계산 결과가 근접하며, 수직방향 하중은 6% 이내의 작은 오

Table 2 Lateral load on wheel from the constant lateral acceleration test

Speed (km/h)	Lateral accel. (G)	Measurement (A, kgf)	Calculation (B, kgf)	Error ((B-A)/B,%)
0	0.0	0	0	-
30	0.34	129	189	32.7
40	0.43	226	251	10.0
50	0.77	545	528	-3.2

Table 3 Vertical load on wheel from the constant lateral acceleration test

Speed (km/h)	Lateral accel. (G)	Measurement (A, kgf)	Calculation (B, kgf)	Error ((B-A/B, %)
0	0.0	455	455	-
30	0.34	548	557	1.6
40	0.43	598	584	-2.4
50	0.77	646	685	5.7

차 범위 내로 모든 실험에서 근접한 결과를 보인다. 따라서 허브 유니트 구조에 영향이 큰 휠 하중은 횡 방향 가속도에 의해 정의될 수 있음을 알 수 있다.

4.2 도로 등급별 주행 하중 결과

도로를 등급별로 구분하고 주행 실험을 통해 횡 방향 가속도와 휠 하중을 측정된 결과 0.6G 정도의 범위까지 횡 방향 가속도가 발생하였다. 측정된 데이터에서 최대 횡 방향 가속도는 고속도로에서 0.60G, 국도에서 0.78G, 지방도에서 0.73G, 시내도로에서 0.82G, 비포장도로에서 0.59G이다. 또한, 0.01sec 이상을 유지하는 최대 횡 방향 가속도는 고속도로에서 0.58G, 국도에서 0.69G, 지방도에서 0.66G, 시내도로에서 0.64G, 비포장도로에서 0.54G이다. 각 도로 등급별로 횡 방향 가속도의 발생 범위에 차이가 나는 것은 도로의 선로 특성과 주행성의 차이에서 기인하는 것으로 추측된다. 상대적으로 작은 최대 횡 방향 가속도를 보이는 고속도로의 경우에는 차량 속도는 높으나 도로 선형이 완만하여 차량의 좌우 운동이 심하지 않기 때문이며, 비포장도로는 도로의 조건이 차량을 주행하기에는 적합하지 못하여 높은 속력을 낼 수 없기 때문인 것으로 보인다. 상대적으로 높은 횡 방향 가속도가 발생하는 국도의 경우에는 차량 주행을 위한 도로 조건이 양호하여 높은 속력을 낼 수 있고 고속도로에 비해 급격한 선회 굴곡을 갖기 때문이며, 시내도로는 격자형의 도로 특성에 따라 급격한 선회를 요구하기 때문으로 생각된다.

횡 방향 가속도와 휠 하중의 분포를 비교하기 위하여 측정된 데이터를 임의의 값에서 유지시간을 나타내는 time at level선도로 나타내었다. Fig. 3과 Fig. 4는 국도와 시내도로에서의 횡 방향 가속도(lateral acceleration)와 차축 무게 당 휠 하중(wheel force/axle weight)의 time at level선도 나타낸 것이다. 수직축에는 점유 시간을 나타낸 것이며, 수평축에는 차축 무게당 휠 하중 크기와 횡 방향 가속도 크기를 같이 나타내었다. Fig. 3과 Fig. 4를 살펴보면, 수평방향 하중은 횡 방향 가속도와 동일한 분포 형태가 나타남을 볼 수 있다. 이에 비해 수직방향 하중은 횡 방향 가속도와 다른 분포 형태를 보인다. 이는 도로의 높낮이 굴곡에 의한 수직방향 운동에 의해 나타나는 것으로 생각된다. 따라서 도로를 주행할 때 나타나는 수평방향 휠 하중은 차량의 횡 방향 가속도에 의해 특징 지워지고, 수직방향 하중은 횡 방향 가속도 뿐만 아니라 도로의 노면 조건도 고려되어야 함을 알 수 있다.

자동차는 도로를 주행할 때 시간에 따라 변화

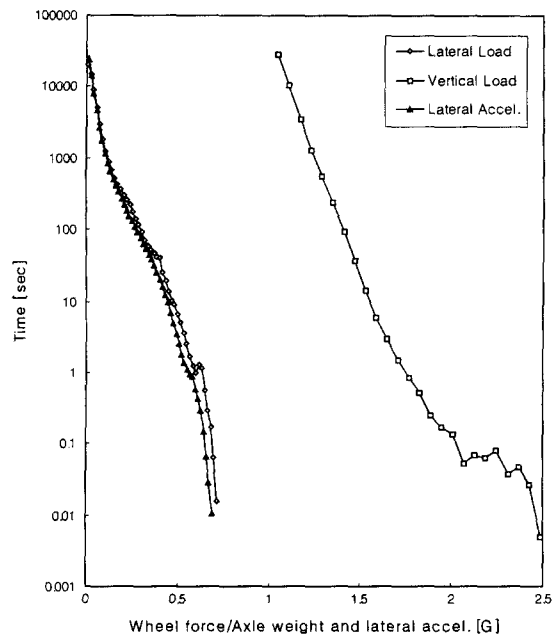


Fig. 3 Time at level versus lateral acceleration and wheel force on intercity road

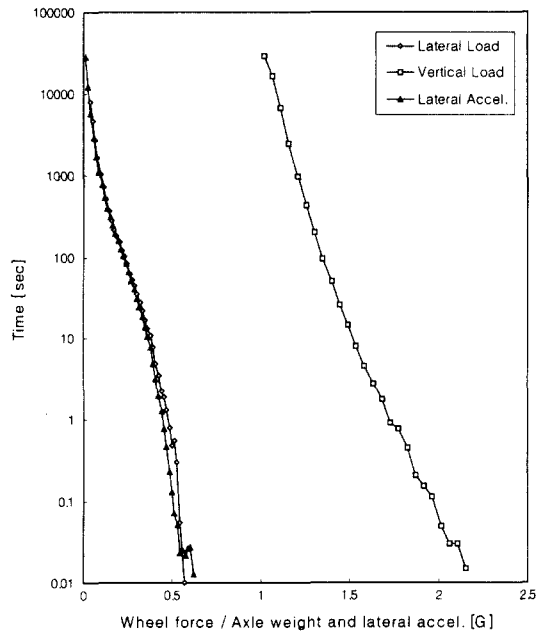


Fig. 4 Time at level versus lateral acceleration and wheel force on urban road

하는 속력을 가질 수밖에 없다. 그러므로 차량에 작용하는 횡 방향 가속도와 휠 하중이 허브 유니트 구조에 미치는 영향은 작용 시간보다는 작용 거리가 더 중요하다. 따라서 횡 방향 가속도가 측정된 시간에서 차량 속력을 고려하여 해당 횡 방향 가속도에 대한 주행 거리를 구하였다. 임의의 측정시간에서 횡 방향 가속도가 측정될 때 동시에 주행 속력을 측정하고, 그 속력에 측정 주기인 Δt 곱하여 해당 횡 방향 가속도 조건에서의 주행 거리 Δl 을 구한다. time at level 선도를 구하는 것과 마찬가지로, 임의의 횡 방향 가속도에 해당하는 주행 거리를 모두 더하여 횡 방향 가속도에 대한 주행 거리를 구할 수 있다. 이 횡 가속도 별 주행길이를 도로 등급에 해당하는 전체 주행길이를 나누어 해당 횡 가속도의 주행거리 점유율을 구하였다.

점유율을 구한 결과, 차량 측면 방향 운동이 거의 없는 0.0G 횡 방향 가속도의 발생 빈도는 시내 도로에서 제일 크며, 비포장 도로, 국도, 지방도, 고속도로의 순서를 보인다. 일반적인 선회 주행

에서 발생하는 것으로 생각되는 0.1G에서 0.4G 사이의 횡 방향 가속도 발생 빈도는 지방도에서 제일 높게 나타났고, 다음으로 국도와 비포장 도로가 비슷한 수준의 발생 빈도를 보이며, 고속도로, 시내도로의 순서로 나타났다. 0.6G 이상에서는 지방도가 제일 높고, 시내도로, 국도, 비포장 도로, 고속도로의 순서로 발생 빈도가 나타났다.

다음의 Fig. 5와 Fig. 6에 각 도로에서 횡 방향 가속도의 주행거리 점유율을 그래프로 나타내었다. 또한 국내 도로의 하중 발생 경향을 외국의 경우와 비교하기 위하여 Dunlop에서 발표한 데이터¹⁵⁾를 같이 표시하였다.

Fig. 5에 표시한 고속도로의 경우 국내 고속도로(highway)는 Dunlop에서 측정한 영국의 고속도로(highway-ref.)에 비해 횡 방향 운동이 많으며, 그 차이가 매우 현격하다. 시내도로(urban)의 경우에는 Dunlop의 경우(urban-ref.)와 유사한 분포 경향을 보이나, 횡 방향 가속도 발생이 상대적으로 큰 것을 볼 수 있다. Fig. 6에서 국도(inter-

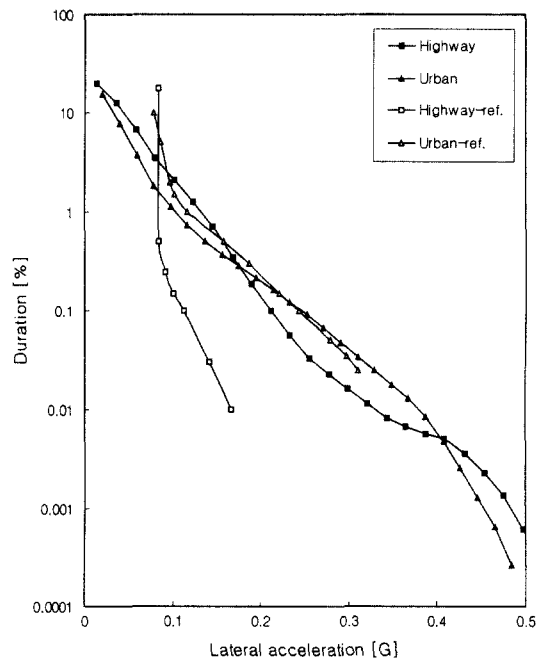


Fig. 5 The duration percentage of lateral accelerations on highway and urban road

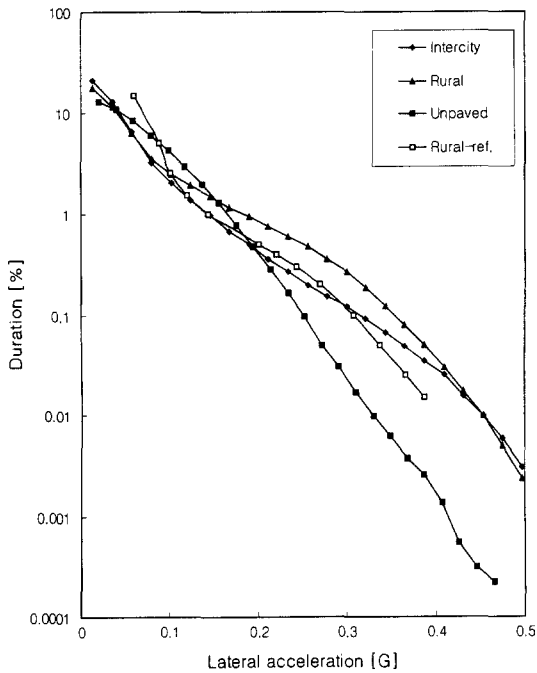


Fig. 6 The duration percentage of lateral accelerations on intercity road, rural road and unpaved road

city)와 지방도(rural)를 Dunlop에서 측정한 영국의 지방도(rural-ref.)와 비교하면, 국도의 경우 0.3G 이하에서는 상대적으로 낮은 발생 빈도를 보이며, 0.3G 이상에서는 높은 발생 빈도를 보여 영국의 지방도 보다 국내의 국도가 가혹한 하중을 발생한다. 지방도의 경우에도 0.1G 이상의 전 범위에서 발생 빈도가 높아 국내의 지방도가 가혹한 도로임을 알 수 있다. 비포장도로(unpaved)의 경우 횡 방향 가속도 발생 경향은 주행 속도가 낮아 다른 도로에 비해 작은 범위에 걸쳐 나타나나, 0.1G부근의 범위에서 다른 도로에 비해 높은 발생 빈도를 보인다.

4.3 가혹 조건에서의 주행 하중 결과

가혹한 주행상태를 상징하기 위하여 설정한 특수 주행로 실험 결과, 벨지안로와 표준악로에서의 주행 하중은 0.5G까지 발생하며, 표준악로가 벨지안로 보다 다소 넓은 하중 분포 형태를 보인다. 자갈로의 경우는 1.3G까지 최대 횡가속도가

발생하여 매우 높은 횡 방향 가속도 발생을 보였고, 이는 콘크리트에 박혀있는 자갈에 휠이 충돌함에 의해 차량 흔들림이 발생하기 때문으로 보인다. 세 특수로에서의 실험결과를 time at level 선도로 Fig. 7에 비교하여 나타내었다. 선회 주행상태를 가혹하게 하기 위하여 30km/h의 속력으로 S자 주행 실시한 결과 Fig. 8에 나타난 것과 같이 0.8G의 횡 방향 가속도가 선회 중에 계속해서 나타남을 볼 수 있다. 또한 20km/h의 최소 회전반경 실험에서는 최대 횡 방향 가속도가 0.7G 정

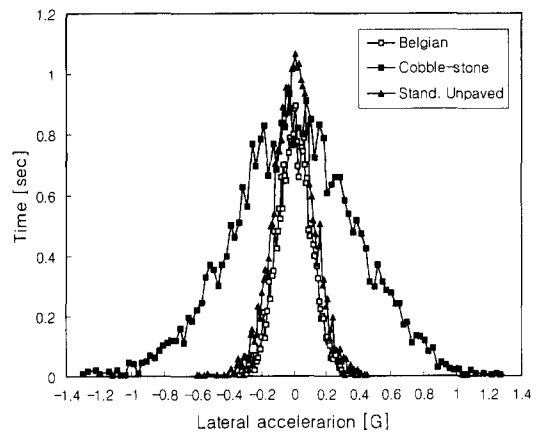
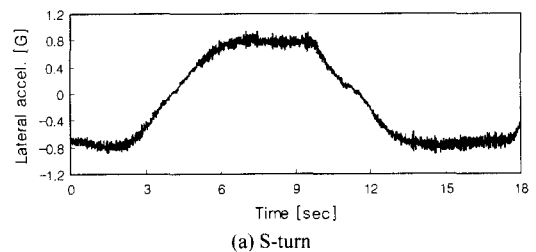
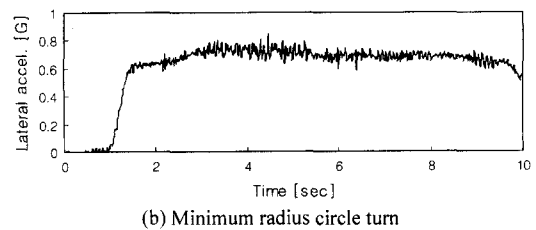


Fig. 7 Time at level of lateral accelerations on special roads



(a) S-turn



(b) Minimum radius circle turn

Fig. 8 Lateral acceleration in special events

도까지 발생한다. 두 실험 조건은 노면에 타이어 미끄러짐 자국이 발생하고, 차량이 측면 방향으로 심하게 쏠려서 운전이 힘겨운 상태이다.

5. 결 론

허브와 휠 베어링이 일체를 이루는 휠 베어링 허브 유니트의 개발을 위해 필요한 사용 환경의 하중조건을 주행실험을 통해 규명한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

일정한 횡 방향 가속도가 발생하는 선회 실험 결과 휠 하중은 횡 방향 가속도와 밀접한 관계를 가지며, 횡 방향 가속도에 의해 차량의 주행 중 발생하는 휠 하중을 정의할 수 있음을 알았다. 국내의 도로를 고속도로, 국도, 지방도, 시내도로, 비포장도로로 구분하여 실시한 휠 하중 측정 실험 결과 도로 주행시 발생하는 횡 방향 가속도는 0.6 G 정도 범위까지 발생하며, 도로 종류별로 상이한 분포형태를 보인다. 국도와 지방도와 시내도로가 고속도로와 비포장도로보다 가혹한 결과를 보이며, 각각의 도로 하중 분포는 미국의 도로 결과보다 더 가혹한 경향을 보인다. 가혹한 하중 조건으로 설정한 특수로 주행 실험결과 자갈로에서 1.3G까지의 최대 횡 방향 가속도가 발생하며, S자 주행에서 0.8G, 최소 회전반경 주행에서 0.7G의 최대 횡 방향 가속도가 발생하였다. 따라서, 휠 하중은 정상적인 도로 주행의 경우에는 0.0~0.6G 정도 범위의 횡 방향 가속도에 관계하여 발생하고, 가혹한 조건에서 0.8G 이상의 횡 방향 가속도에 관계하여 발생하는 것으로 정리할 수 있다.

참 고 문 헌

- 1) S. A. Benktander, "Automotive Hub Bearing Units - European Experience," SAE 810757, 1981.
- 2) Automotive Hub Design - Part 2, Automotive Engineering, February/March, pp.62-63, 1980.
- 3) G. Lundberg, A. Palmgren, "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series 1, Royal Swedish Acad. Eng., No.3, 1947.
- 4) G. Lundberg, A. Palmgren, "Dynamic Capacity of Roller Bearings," Acta Polytechnica 96, Mechanical Engineering Series 2, Royal Swedish Acad. Eng., No.9, 1952.
- 5) ISO 281/1, Rolling Bearing - Dynamic Load Rating and Rating Life, International Standardization Organization, 1977(E).
- 6) 박노식, 이상범, "Load Life법을 이용한 비조질강 Wheel Hub 피로수명 예측," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp.800-805, 1997.
- 7) 김기훈, 유영면, 임종순, 현준수, "Wheel Bearing Unit의 구조해석을 위한 경계조건 설정에 관한 연구," 자동차공학회논문집, 제8권 제6호, pp. 230-237, 2000.
- 8) S. Y. Poon, S. G. Williams, "Evaluation of a Hub Assembly," Automotive Engineer, August/September, pp.16-19, 1977.
- 9) G. G. Gilbert, W. E. Harbottle, "UNIPAC - An Independently Sprung Driving Wheel Bearing," SAE 790714, 1979.
- 10) G. G. Gilbert, M. R. Hoepflich, H. J. Wasik, "Computerized Bearing System Analysis Tuned for Front Wheel Drive Vehicle," SAE 800006, 1980.
- 11) P. Grote, J. Fash, Integration of Structural Dynamics Testing and Durability Analysis, Sound and Vibration, 1987.
- 12) V. V. Deshpande, S. Raju, "Generalization of Road Inputs to Vehicles," Symposium on Indian Automotive Technology '94, pp.325-331, 1994.
- 13) K. Maeda, H. Kashimura, K. Sahashi, "Properties of NKJ65 Long Life Medium Carbon Steel and its Application to Automobile Wheel Bearings," NTN Technical Review, No.65, pp.23-29, 1996.
- 14) W. F. Milliken, D. L. Milliken, "Race Car Vehicle Dynamics," SAE pp.665-708, 1995.
- 15) B. J. Cave, H. P. Nixon, "A Family of Tapered Roller Bearings for Front Wheel Drive Vehicles," SAE 810756, 1981.