

# 안내궤도 차량 부품의 피로 수명 예측에 관한 연구

이수호 † · 박태원\* · 윤지원\*\* · 전용호\*\* · 정성필\*\* · 박중경\*\*\*

## A STUDY ON THE FATIGUE LIFE PREDICTION OF GUIDEWAY VEHICLE COMPONENTS

Soo-ho Lee, Tae-won Park, Ji-won Yoon  
Yong-ho Jeon, Sung-pil Jung, Joong-kyung Park

**Key Words :** Dynamic Stress Time History(동응력이력), Fatigue life(피로수명), Guideway Vehicle(안내 궤도차량), Linear Damage Rule(선형손상법칙).

### Abstract

A guideway vehicle is used in automobile, semiconductor and LCD manufacturing industries to transport products efficiently. Since the operating speed of the guideway vehicle should be increased for maximum productivity, the weight of the vehicle has to be reduced. This may cause parts in the system to fail before the life of the system. Therefore estimation of the fatigue life of the parts becomes an important problem. In this study, the fatigue life of the driving wheel in the guideway vehicle is estimated using a S-N curve. To obtain the fatigue life of a part, the S-N curve, load time history applied on a driving wheel and material property are required. The S-N curve of the driving wheel is obtained using the fatigue experiment on wheels. Load time history of the wheel is obtained from multibody dynamics analysis. To obtain the material properties of the driving wheel, which is composed of aluminum with urethane coating, a compression hardware testing has been done with the static analysis of the FE model. The fatigue life prediction using computational analysis model guarantees the safety of the vehicle at the design stage of the product.

### 1. 서 론

안내궤도 차량은 생산 현장 위로 제품을 수송하는 차량으로 운송 속도 신속성과 작동 공간의 효율성 때문에 그 수요가 지속적으로 증가하고 있다. 생산량 증가에 따른 차량 속도와 수송 용량의 증가는 안내 궤도 차량 부품의 피로 파괴 발생 가능성을 크게 만들고 있다. 특히, 이 차량은 작업자 머리 위로 움직이기 때문에 작업자의 안전과 밀접한 관계가 있다. 그러므로

안내 궤도 차량 부품의 피로 수명 예측은 반드시 필요하다. 피로수명을 예측하기 위해서는 현장 주행 시험이나 내구 시험이 수행되어야 한다. 초기 설계 단계에서는 이러한 시험을 수행할 수 없으며, CAE 를 활용하여 피로 수명을 예측하여야 한다. CAE 를 이용한 피로 수명 예측은 개발 기간 단축과 비용절감 효과 때문에 다양한 연구가 진행되어왔다.<sup>(1-3)</sup> 특히, 유한 요소법과 다물체 동역학 해석은 이러한 피로 수명 예측에 중요한 역할을 해오고 있다. 피로 수명 예측을 위해서는 부품에 작용하는 동응력 이력이 필요하다. 기계 시스템에서 부품의 동응력 이력은 유한 요소법, 준정적방법(Quasi-static method) 그리고 모달 응력 합성을 통해 산출할 수 있다. 유한 요소법을 이용하여 동응력 이력을 산출하는 경우, 기구학적

† 회원, 아주대학교 기계공학과

E-mail : ssonaudo@empal.com

TEL : (031)219-2952 FAX : (031)219-1965

\* 아주대학교 기계공학부

\*\* 아주대학교 기계공학과 대학원

\*\*\* 삼성전자 생산기술연구소

구속관계를 고려한 기계 시스템의 특성을 나타낼 수 없고, 많은 해석 시간이 요구된다. 모달 응력 합성을 통한 동응력 이력 산출은 자동차의 현가 장치 부품과 같이 기계 시스템의 일부로 구속된 부품에 효율적으로 사용될 수 있다.<sup>(4-5)</sup> 그러나 바퀴와 같이 지속적인 표면 접촉이 이뤄지는 부품의 경우 모달 응력 합성을 통한 동응력 이력 산출이 어렵다. 지속적인 표면 접촉이 이뤄지는 기계 부품의 동응력 이력은 준정적방법을 통해 산출될 수 있다. 이 방법은 다물체 동역학 해석에 의한 동하중 이력과 유한 요소법에 의한 정적 응력의 중첩을 통해 동응력 이력을 산출하는 것이다.<sup>(6)</sup>

본 논문에서는 안내궤도 차량 바퀴의 피로 수명을 예측하였다. 안내궤도 차량의 바퀴는 알루미늄에 우레탄이 코팅된 제품이며, 궤도와 바퀴는 지속적인 접촉이 발생한다. 피로수명을 시험을 통해 얻은 바퀴의 S-N 곡선과 동응력 이력을 이용하여 예측하였다. 바퀴에 작용하는 동응력 이력은 준정적방법을 통해 구하였다. 동하중 이력은 다물체 동역학 해석으로 얻을 수 있으며, 정적 응력은 유한요소해석을 통해 얻을 수 있다. 특히, 해석에 필요한 바퀴의 물성치를 얻기 위해 유한요소모델을 통한 정적해석과 함께 압축시험을 수행하였다.

## 2. 다물체 동역학 모델

부품의 피로 수명 예측에 필요한 동응력 이력을 얻기 위해 각 부품에 작용하는 동하중 이력이 요구된다. 이를 위해 안내궤도 차량의 동역학 모델링과 해석이 필요하다. 안내궤도 차량의 구조는 Figure 1 과 같다. 안내궤도 차량은 주 바퀴와 레일, 보조 바퀴와 레일간의 구름 접촉 현상이 반복적으로 발생하고 있다. 바퀴의 동하중 이력은 접촉부에서의 각 방향 접촉력으로 알 수 있다. 본 논문에서는 설계 자료 및 단품 시험 데이터를 고려한 안내궤도 차량의 다물체 동역학 해석 모델을 개발하였다. 이 해석 모델을 이용하여 직선부, 곡선부에서의 동적 특성, 가·감속 변화에 따른 동적 특성을 예측할 수 있다. 또한 개발된 동역학 모델의 신뢰성을 주행 시험 결과와의 비교를 통해 검증하였다.

### 2.1 휠-레일 접촉 모델

전, 후 2 개씩 있는 주 바퀴는 전체 차량의 무게

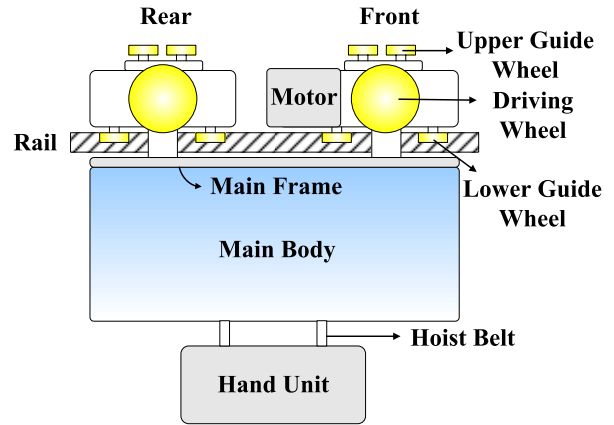


Fig. 1 Structure of guideway vehicle

를 지지하고 구동시키는 역할을 한다. 그 중 구동은 전륜 바퀴에서 전기 모터에 의해 이루어진다. 단순화 시킨 주 바퀴의 접촉 특성은 Figure 2 와 같이 나타낼 수 있다. 주 바퀴와 궤도 간의 접촉 모델은 3 차원 면 접촉을 구현할 수 있도록 바퀴 형상 정보에 따라 모델링 하였다. 또한, 구동부에서는 바퀴와 궤도 간 표면 점착력이 발생하게 되며, 이는 바퀴의 종 방향 힘을 발생시키는 요인이 되고 차량을 움직일 수 있게 한다. 또한, 구동부에서는 바퀴와 궤도 간 표면 점착력이 발생하게 된다. 이는 바퀴의 종 방향 힘을 발생시키는 요인이 되고 차량을 움직일 수 있게 한다. 이는 접촉 모델에 쿨롱 마찰 특성을 부여하여 해석 할 수 있다. 특히, 이것은 전체 차량 속도에 대한 차륜 회전 속도의 미끄럼 비율(Slip ratio)에 지배적인 영향을 받게 된다. 즉, 마찰력은 차량의 가, 감속을 위해 필요하며, 등속 구간에서는 미끄럼 비가 0 이기 때문에 수학적으로 영향을 미치지 않는다. 본 논문에서는 이와 관련된 동, 정 마찰 계수를 일반적인 고무-철에 작용하는 값들을 적용 시켜 해석하였다. 마찰에 따른 수직력은 식 (1) 과 같이 계산되며, 바퀴의 강성 값은 압축 시험을 통해 추정하였다.

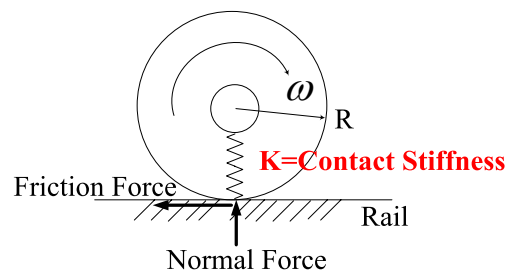


Fig. 2 Dynamic characteristic of a wheel

$$F_{normal} = K\delta^n + D\dot{\delta} \quad (1)$$

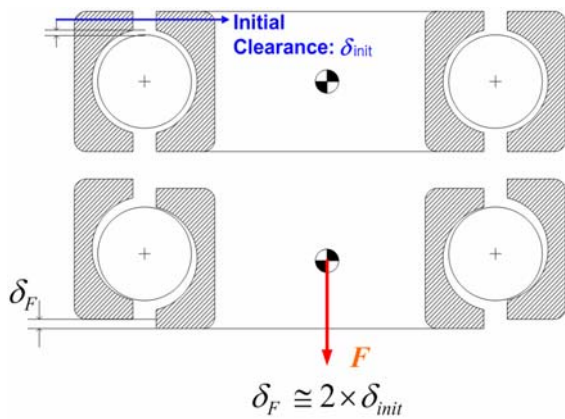


Fig. 3 The effect by the clearance between parts.

### 2.2 부품간 공차와 베어링의 탄성 효과

안내궤도 차량의 모든 주 바퀴와 보조 바퀴는 원활한 회전 운동을 위해 베어링이 적용되어 있다. 일반적으로 이러한 베어링은 회전 운동을 도와 주는 중요한 역할도 하지만, 베어링으로 인한 부품간의 공차는 시스템의 비선형 거동을 초래하는 원인이 되기도 한다. 안내궤도 차량의 경우 Figure 1에서 보는 바와 같이 상부에 장착된 다수의 바퀴로 인해 차량의 하단부에서는 베어링으로 인한 비선형 거동이 발생하게 된다. 차량의 이러한 운동 특성을 묘사하기 위해서는 부품간 공차와 베어링의 탄성효과를 고려하여야 한다. Figure 3에서는 베어링으로 인한 부품간 공차의 영향을 보여주고 있다. 일반적으로 안내궤도 차량의 본체와 바퀴를 이상적인 회전 조인트로 연결할 경우 부품의 공차로 인한  $\delta_F$ 를 고려할 수 없다. 이러한 공차가 다수의 장소에서 연성되어 나타날 때 차량의 가장 하단 부에서는 비선형적인 거동이 나타나게 된다. 본 논문에서는 안내궤도 차량에서 베어링이 장착된 부분은 Figure 3과 같이 모두 고려하여 모델링하였다.

베어링은 탄성 효과를 보이기 때문에 접촉 모델을 이용해 이를 묘사하였다. 일반적으로 베어링의 강성 계수는 베어링의 형상과 재질에 의해 결정된다.<sup>(8)</sup> 안내궤도 차량에서는 두 종류의 볼 베어링이 사용되었다. 베어링에 의한 접촉력은 식(2)와 같이 계산되며, 특히 볼 베어링의 접촉력 비선형 계수 ( $n$ )은 1.5로 알려져 있다.<sup>(8)</sup> 두 종류의 볼 베어링에 대한 강성 계수는 Table 1과 같다.

$$F_{ball} = K_{ball} \delta^n \quad (n = 1.5 \text{ for Ball bearing}) \quad (2)$$

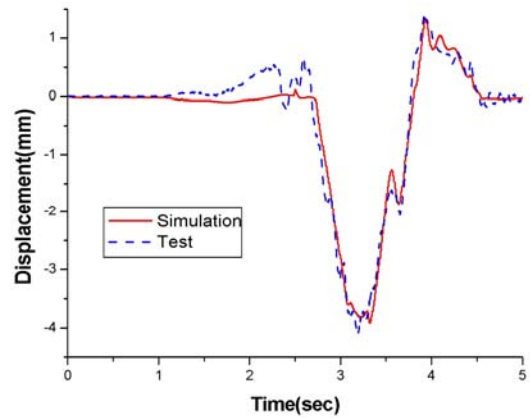


Fig. 4 Comparison of vertical displacements

Table 1 Bearing Contact stiffness

Bearing Type	Bearing radius (mm)	Contact Stiffness (N/mm)
Ball	5.67	108148
Ball	7.33	122847

### 2.3 변위 측정 시험과 해석 결과의 비교

레이저 트랙커는 지면 고정 위치에서 반사경 (tracker)까지의 거리를 레이저를 이용해 측정하는 장비로서 높은 정밀도와 분해능을 가지고 있다.

본 연구에서는 안내궤도 차량 하단부의 변위 변화를 측정하기 위해 3차원 레이저 트랙커를 이용한 실험을 실시 하였다. 차량이 0.5m/s의 속도로 곡선부 통과 시 3차원 변위를 측정하였으며, 같은 조건으로 동역학 해석을 수행하였다. Figure 4는 수직 방향에 대한 변위를 나타내고 있다.

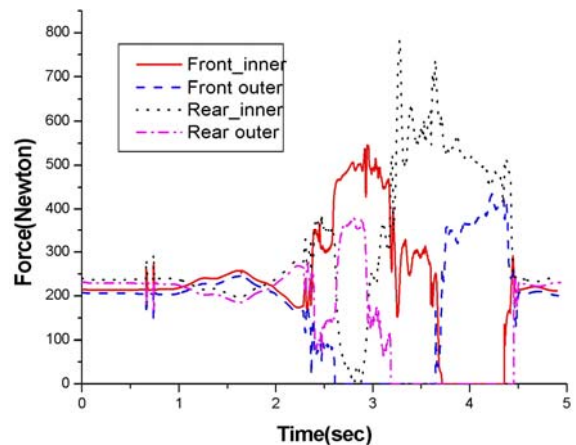
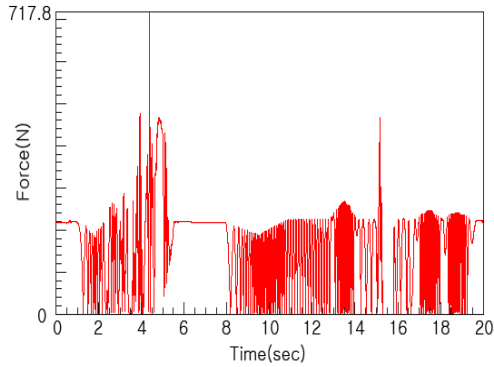
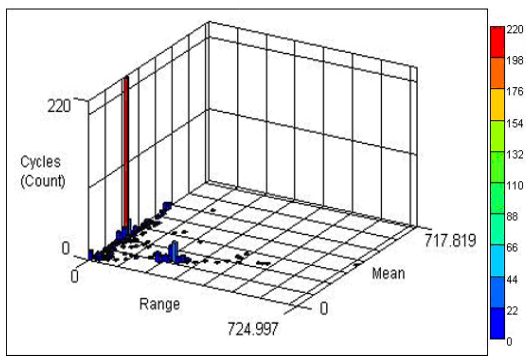


Fig. 5 Wheel contact force



**Fig. 6** Dynamic load history of rear- inner wheel



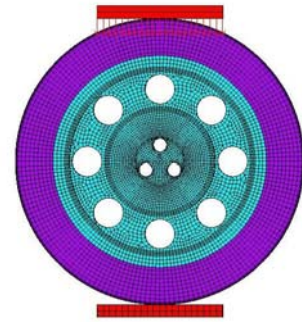
**Fig. 7** Cycle counting of dynamic loads of rear-inner wheel

#### 2.4 휠의 동하중 이력

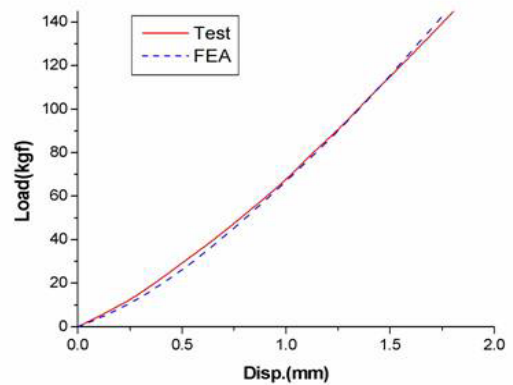
안내궤도 차량의 동역학 해석을 통해 각 휠의 접촉력 특성을 Figure 5 와 같이 확인할 수 있다. 휠의 피로 해석은 가장 큰 접촉력이 발생하는 Rear-Inner 휠에 대해서만 실시하였다. 휠에 작용하는 동하중 이력 선도는 최대 하중이 작용하는 부분의 값이다. 회전 속도를 고려하여 휠을 12 등분 하였을 때 최대 하중을 받는 지점의 동하중 이력 선도는 Figure 6 과 같다. Figure 6 과 같은 가변 진폭 하중(Variable amplitude load cycle) 이 작용할 때 사이클 집계를 통해 시험 데이터와 비교할 수 있는 몇 개의 단순한 하중 이력으로 줄이는 과정이 필요하다. 본 논문에서는 Rainflow counting 을 사용하였고, 사이클 집계 결과는 Figure 7 과 같다.

### 3. 휠의 유한 요소 해석

피로해석을 위해서는 바퀴에 대한 응력 해석이 필요하다. 응력해석을 하기 위해서는 경계조건, 하중 조건, 물성치가 요구된다. 특히, 안내궤도 차량의 바퀴는 알루미늄에 우레탄이 코팅된 제품이며, 알루미늄의 물성치는 잘 알려져 있지만, 우레탄과 같은 합성 수지 물질의 물성치는 잘 알려져 있지



**Fig. 8** Static analysis of the wheel



**Fig. 9** Comparison of test and FE analysis

않다. 우레탄의 물성치 확보와 응력해석은 유한요소해석을 통해 구할 수 있었다.

#### 3.1 우레탄 휠의 물성치 획득

우레탄의 물성치를 얻기 위해 바퀴 압축시험과 같은 선형 정적 해석을 수행하였다. Figure 8 와 같이 시험 조건과 같은 경계 조건 및 하중 조건을 부여하여 바퀴에 대한 정적 해석을 수행하였다. 압축 시험과 정적 해석을 통해 Figure 9 와 같은 변위-하중 선도를 비교하였고, 우레탄의 물성치를 확보할 수 있었다. 유한요소해석과 시험을 통해 얻은 바퀴의 물성치는 Table 2 와 같다.

**Table 2** Material property of the wheel

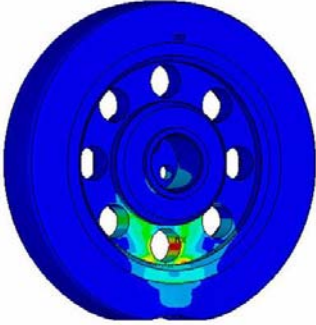
Type	Urethane	Aluminum
Young's modulus	70MPa	72.4Gpa
Poisson's ratio	0.4	0.33

#### 3.2 휠의 정적 해석

확보된 우레탄 물성치를 통해 바퀴에 대한 유한요소 해석을 실시하였다. 응력해석은 휠의 중심에서 중력방향으로 하중을 작용하는 조건을 부여하

**Table 3** Result of stress analysis of the wheel

Force	Static	Max. dynamic
	250N	1222N
Urethane Part(MPa)	1.4	3.6
Aluminum Part(MPa)	3.8	18.1



**Fig. 10** Maximum stress of the wheel (Static)

였다. 또한, 하중은 정적 상태의 하중과 동역학 해석을 통해 확인한 최대 동하중에 대해 수행하였으며, 그 결과는 Table 3 과 같다. Figure 10 은 최대 동하중 작용 시 정적 해석 결과이다.

#### 4. 휠의 피로 수명 예측

##### 4.1 목표 수명

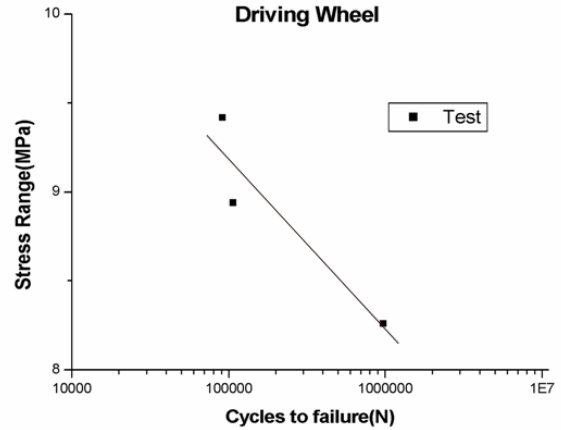
안내레도 차량은 65 초에 1 회전을 하게 된다. 작동 연한 (5 년), 사용 비율(70%) 과 안전 계수(계수: 3)를 알면 식 (3)과 같이 목표 수명이 계산된다. 피로 해석 및 시험 오차를 2~3 배수 정도 인정하므로, 안전계수를 3 으로 가정하였다. 최종 목표 수명은 약 510 만 회전이다.

따라서 피로해석에 의해 계산된 수명이 510 만 회전 보다 크면 휠의 피로 파괴가 목표 시간 안에 발생 하지 않을 것으로 판단할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 TL(\text{Target Life}) &= 5(\text{Years}) \times 365(\text{Days}) \times 24(\text{Hours}) \\
 &\quad \times 3600(\text{Seconds}) \times 0.7 \\
 &\quad \times 3 / 65(\text{Seconds}) \\
 &= 5,094,276 \text{ Turns}
 \end{aligned} \tag{3}$$

##### 4.2 S-N 선도 획득

피로 해석에 사용될 S-N 선도를 구하기 위하여 Driving Wheel 의 피로 시험을 진행했다. 우레탄의 찌그러짐이 발생하였을 경우, 알루미늄과 우레탄 부의 이탈이 발생하였을 경우 휠의 피로 파괴가



**Fig. 11** S-N curve for the wheel

일어났다고 가정하였다. 시험 결과에 의한 S-N curve 는 Figure 11 과 같고 이를 통해 추정된 수명 식은 식 (4)와 같다. 여기서  $\Delta\sigma$  는 응력폭,  $N_f$  는 응력 범위  $\Delta\sigma$  에서의 피로 수명을 나타낸다.

$$\Delta\sigma = 15.76N_f^{-0.04696} \tag{4}$$

##### 4.3 동응력 이력 계산

휠에 가해지는 동응력 이력은 준정적방법을 통해 구하였다. 임의의 한 노드에서 동하중  $i$  가 가해질 때, 동응력  $[\sigma_i](t)$  는 식 (5)와 같다.  $p_i(t)$  를 동하중 이력,  $[e]_{static}$  을 단위 하중에 의한 정적 응력이라고 할 때, 동응력 이력은 동하중 이력과 정적 응력의 선형 중첩으로 표현될 수 있다.

$$[\sigma_i](t) = p_i(t) \times [e]_{static} \tag{5}$$

복합 하중이 작용할 경우 동응력 이력은 식 (6)과 같이 각각의 하중에 대한 응력의 합으로 나타낼 수 있다.

$$[\sigma_i]_s(t) = \sum_{i=1}^n [\sigma_i](t) \tag{6}$$

안내레도 차량의 휠에 작용하는 동응력 이력은 동하중 이력(Figure 6)과 정적 응력(Figure 10)의 선형 중첩으로 나타낼 수 있다.

##### 4.4 피로 수명 예측

휠의 피로수명은 동응력 이력을 계산한 후 라인 플로 집계와 선형 손상 법칙을 이용하여 피로 수명을 계산하였다. 평균 응력이 존재할 경우, 피로 시험 결과는 Goodman 선도과 Gerber 선도 사이에서 나타나는 것을 알려져 있다. 안내레도 차량의

휠 또한 지속적으로 평균 응력을 받게 되므로, 휠의 피로수명을 Goodman 과 Gerber 의 평균 응력 고려 방법을 이용하여 예측하였다. 그 결과는 Table 4 와 같다. 이 중, 더 보수적으로 계산된 Goodman 식을 이용한 피로 해석 결과를 휠의 최종 피로 수명으로 예측하는 것이 타당할 것이다.

Goodman 방법에 의해 계산된 피로수명은  $2.94E+13$  turns 이다. 안전 계수를 포함한 최종 목표 수명이  $5.1E+6$  turns 임을 감안할 때 휠은 작동 시간동안 안전할 것으로 판단된다.

**Table 4** Result of wheel fatigue analysis

Goodman	Gerber
2.94E+13 turns	9.89E+13 turns

## 5. 결론

본 논문에서는 안내레도 차량의 전산 해석 모델과 휠 내구시험을 통해 우레탄 바퀴의 피로수명을 예측하였다. 특히 동응력 이력은 동역학 해석에 의한 동하중 이력 과 유한요소 해석에 의한 정적 응력의 선형 중첩, 즉 준정적방법을 이용하여 계산하였다. 동역학 해석 모델은 레이저 트랙커를 이용한 주행 시험과의 비교를 통해 신뢰성을 확보하였다. 특히, 유한 요소 모델을 이용한 정적 해석에 있어 압축 변위 시험과의 비교를 통해 우레탄의 물성치를 확보하였다. 휠 피로 시험으로부터 확보된 S-N 곡선과 전산 해석 모델에서 계산된 동응력 이력을 통해 휠의 피로수명을 예측하였다. 예측된 수명을 통해 안내레도 차량의 휠은 운용시간(5년)동안 안전할 것으로 예상되었다.

본 논문에서 사용된 피로 수명 예측 방법을 초기 설계 단계에서 사용한다면, 기계 부품의 피로 수명을 보다 효율적이고 경제적으로 사용할 수 있을 것으로 판단된다.

## 참고문헌

- (1) Landgraf, R. W. and Conle, F. A., 1989, "Vehicle Durability Analysis," Proceeding of the First Annual Symposium on Mechanical System Design in Concurrent Engineering Environment, The University of Iowa, pp. 239~259
- (2) Liu, T. S., 1987, "Computational Methods for Life Prediction of Mechanical Components of Dynamic Systems," Ph.D. Dissertation, The University of Iowa.
- (3) Yim, H. J., 1990, "Computational Methods for Stress Analysis of Mechanical Component in Dynamic Systems," Ph. D. Dissertation, The University of Iowa.
- (4) Yim, H. J. and Lee, S. B., 1996, "An Integrated CAE System for Dynamic Stress and Fatigue Life Prediction of Mechanical Systems," *Journal of the KSME*, Vol. 10, No. 2, pp. 158~168.
- (5) Lee, S. B., Park, T. W. and Yim, H. J., 2000, "A Study on Computational Method for Fatigue Life Prediction of Vehicle Structures," *Journal of KSNVE*, Vol. 10, No. 4, pp. 686~691.
- (6) Baek, W. K. and Stephens, R. I., 1990, "Integrated Computational Durability Analysis," Proceeding of the Second Annual Symposium on Mechanical System Design in Concurrent Engineering Environment, The University of Iowa, pp. 137~157
- (7) Bannantine, J. A., Comer, J. J. and Handrock, J. L., 1990, "Fundamental of Metal Fatigue Analysis," Prentice Hall, New Jersey.
- (8) Hernot, "Calculation of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings by Using the Analytical Approach," *Trans. ASME*, Vol.122, pp.83-90, 2000.