

CAE를 이용한 자동차용 휠(wheel)의 피로수명 예측기법 연구

김 만 섭¹⁾ · 고 길 주^{*1)} · 김 정 현¹⁾ · 양 창 근²⁾ · 김 관 뮤²⁾

한국타이어 중앙연구소 신소재연구팀¹⁾ · 에이에스에이 엔지니어링팀²⁾

The Study on the Fatigue Life Prediction on Wheels through CAE

Manseob Kim¹⁾ · Kilju Ko^{*1)} · Jeongheon Kim¹⁾ · Changgeun Yang²⁾ · Kwanmuk Kim²⁾

¹⁾Advanced Material Research Team, R&D Center, Hankook Tire Co., 23-1 Jang-dong, Yusung-gu, Daejeon 305-725, Korea

²⁾Engineering Team, ASA Co., 202 Guokri, Jewon, Kumsan, Chungnam 312-820, Korea

(Received 12 July 2003 / Accepted 16 February 2004)

Abstract : The fatigue life in wheels was predicted by simulating the experimental method using Finite-Element analysis. Based on a high frequency fatigue property, calculations of the stresses in wheels were performed by simulating the rotating bending fatigue test. Wheels made of an aluminum alloy(A356.2) were tested using a bending fatigue tester. Results from bending fatigue test showed a linear correlation between bending moment and stress amplitude. Consequently, Finite-Element calculations were performed by a linear analysis. In order to find stress-cycles curves, spoke parts of wheel were tested using a rotary bending fatigue tester. Also, highly accurate Finite-Element analysis requires regression lines and confidence intervals from these results. In conclusion, if the fatigue data related to the material and manufacturing procedure are reliable, the prediction on fatigue life in wheels can be carried out with high accuracy.

Key words : Wheel(자동차용 휠), Fatigue life(피로수명), Finite-Element analysis(유한요소 해석), Rotary bending fatigue test(회전굽힘 피로시험), Regression line(회귀직선), Confidence interval(신뢰구간)

Subscripts

- B/M : bending moment
S-N curve : stress-cycles curve
A, B, C : wheel model

1. 서 론

자동차 주행 시 휠(wheel)은 연속된 회전운동으로 인하여 반복응력을 받게 되며, 이 기간이 장기화되면 피로파괴가 일어날 수가 있다. 10년 이상 자동차가 주행되면 휠이 받는 반복응력은 몇 백만 번 이

상이 되기 때문에, 이때까지 피로 균열이 발생되지 않아야 휠로서의 역할을 기능적으로 수행할 수 있게 된다. 이 때의 피로(fatigue)는 탄성영역 내에서의 반복변형으로 인한 고주기 피로특성이 추가되므로, 피로 해석은 재료의 소성 및 경화는 무시하고 오직 탄성 특성만을 가정하여 수행하였다.

휠의 내구시험은 일반적으로 굽힘 피로시험과 수직하중 내구시험이 있다. 수직하중 내구시험은 1-piece 주조 합금 휠에서는 크게 문제가 되지 않으므로 본 연구에서는 알루미늄 합금(A356.2) 휠의 굽힘 피로시험에 대한 수명 예측 기법만을 고찰하였다.

*To whom correspondence should be addressed.

20200158@hanta.co.kr

또한, 구조물의 응력분포에서 가장 큰 응력은 일반적으로 표면에서 발생하며, 구조물 내부에 큰 결함이 없으면 피로 균열은 표면에서 발생하여 내부로 전파되어 진다. 본 연구에서도 훨 표면의 응력분포를 이용하여 피로수명을 예측하고자 한다.¹⁴⁾

2. 피로 시험

2.1 피로(fatigue)

일반적으로 피로란 반복 응력이나 변형에 의해 재료 내부에서 일어나는 변화를 말하며, 피로해석 접근방법에는 total-life approach, defect-tolerant approach, comparison of different approach 등이 있다.

알루미늄 같은 금속의 탄성 영역은 소성 변형이 전혀 없는 것이 아니라 내부에 전위(dislocation)라는 1차원 금속결함이 발생하여 이동한다. 전위가 반복 응력을 받게 되면 +, - 방향으로 이동하면서 특히, 표면에 무수한 결함을 만들게 된다. 이런 결함들이 모여 미세 균열이 발생하고 전파되어 큰 균열로 성장하게 되는 데, 이런 균열들로 인해서 최종적으로는 재료 파괴가 일어나게 된다. 따라서 본 연구는 수명 예측 기법 중에서 표면 결함의 발생을 중시한 total life approach를 사용하였고, 이런 일련의 가정들을 수식으로 나타낸 Basquin의 실험식을 사용하여 피로시험 및 해석을 고찰하였다.⁵⁾

$$\sigma_a = \frac{\Delta \varepsilon_e E}{2} \quad \sigma_f \cdot (2N)^b$$

$$\log \sigma_a = \log \sigma_f + b \log (2N) = c_1 + c_2 \log (2N) \quad (1)$$

σ_a (응력진폭) = (최대인장응력 - 최대압축응력) / 2

N = 피로 파괴가 일어날 때까지의 반복횟수

a : 전 인장응력

b : 피로강도지수

E : 탄성계수

ε : 변형율(strain)

2.2 굽힘 피로시험기

Fig. 1은 굽힘 피로시험기(Bending fatigue tester, made by BBS)를 나타내었으며, 원심력을 이용하여 훨에 B/M(bending moment)를 주는 장비이다. B/M는 길이와 힘의 곱으로 계산되며, 길이는 일정하게 정해져 있고 회전에 의한 원심력이 크게 작용하도록

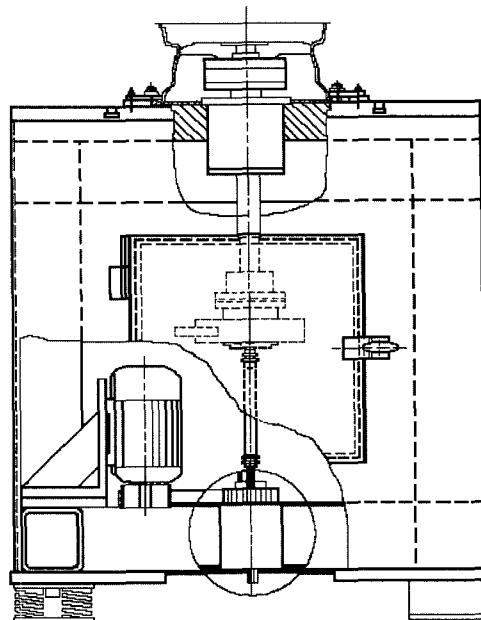


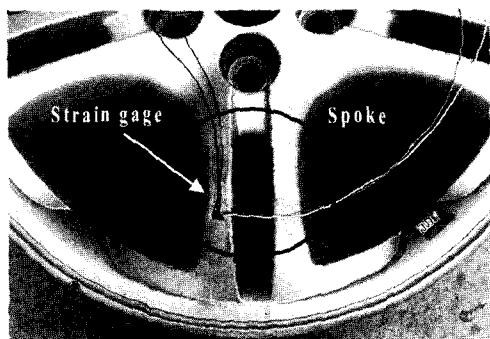
Fig. 1 Schematic diagram of bending fatigue tester

중량 추를 가운데 축에 달아 놓았다. 따라서 B/M는 축 회전수(rpm)로 조절되어 디지털 화면에 표시되어 진다. 훨은 피로시험기 상단에 단단히 고정되었고, 피로시험기는 스프링 위에 올려져 있는 형태지만 자중으로 인해 안정감 있게 고정되었다.

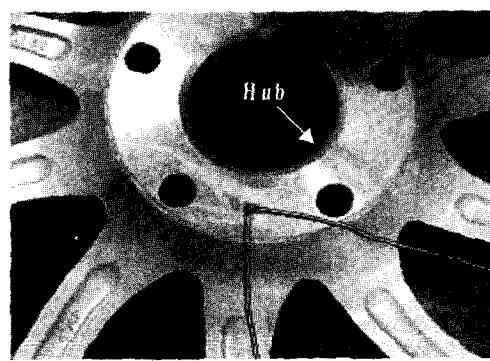
2.3 굽힘 피로시험에서의 응력측정

응력측정 시험은 굽힘 피로시험기(Fig. 1)를 사용하여 B/M를 변화시키면서 훨의 spoke와 hub 부분의 변형율을 측정하였다. 변형율은 strain gage (CEA-06-032WT-120, MM Inc.)를 이용하여 측정하였고, strain gage는 응력이 크게 발생하는 spoke와 hub 부분에 붙여 사용하였다(Fig. 2). 변형측정 장비는 직접 제작하였으며, 측정된 모든 자료는 2kHz의 sampling 처리속도와 12bit resolution을 가진 A/D convertor를 사용하여 저장하였다.⁶⁾

굽힘 피로시험은 훨의 탄성범위 내에서 시험하므로 응력집중을 받는 특정 부분도 소성변형 없이 탄성범위 내에 있다. 타이어를 장착하지 않고 훨 자체만으로 시험을 하기 때문에 외부에서 가해준 힘은 이론적으로 훨에만 저장된다. 따라서 외부 경계조건만 정확하게 설정해 주면 재료 내부의 응력분포



(a) Spoke part



(b) Hub part

Fig. 2 Spoke and hub part with strain gage

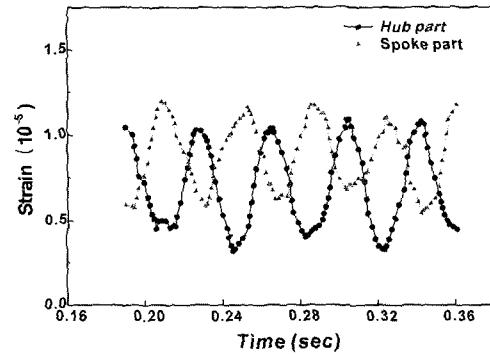


Fig. 3 Strain variation of spoke and hub

를 쉽게 예측할 수 있고, 최대 응력진폭도 선형해석 이므로 비교적 정확하게 예측할 수 있다. Fig. 3는 spoke와 hub 부분에 대한 변형을 변화를 나타낸 것으로 일정한 파형으로 진동을 하고 있다.

Fig. 3에 나타난 변형을 변화하는 불규칙한 파형이 흡수되어 있어서 응력진폭을 계산하기가 어렵다. 따라서 불규칙한 파형을 제거하기 위해서 smoothing을 실시하였으며, 이를 통하여 spoke와 hub의

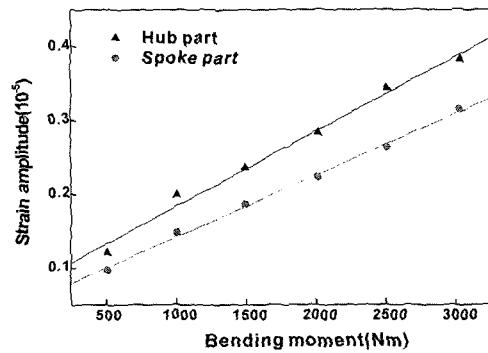


Fig. 4 Correlation between bending moment and strain amplitude

응력 진폭을 계산하였다. Fig. 4는 해석한 결과에 따라 B/M에 따른 최대 응력 부근의 spoke와 hub의 응력 진폭 변화를 나타내었다. 그림에서 보듯이 B/M과 응력진폭은 선형적인 관계를 보이고 있다. 이는 휠의 각 부분도 탄성 범위 안에 있다는 것을 의미한다.

2.4 Spoke 부분의 피로시험

FE 응력해석 시 필요한 S-N curve를 구하기 위해서 주로 파괴가 발생하는 spoke 부분에 대한 피로시험을 실시하였다. S-N curve는 주조결합 및 질량효과에 따른 열처리 차이 때문에 휠 모델마다 차이가 나므로, 정확한 해석을 위해서는 모델마다 피로시험을 실시해야 한다. Spoke의 피로시험은 회전굽힘 피로시험기(Fig. 5)를 사용하였고, 피로시험시편은 각 휠의 spoke에서 추출하여 봉시편으로 가공하였다(Fig. 6).

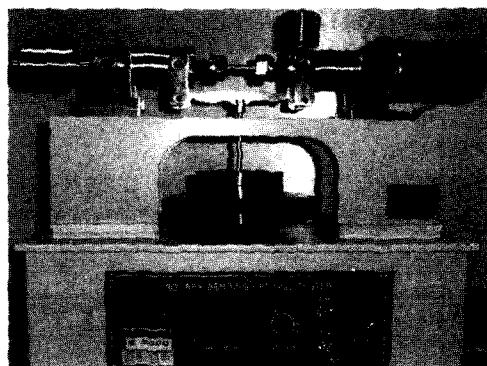


Fig. 5 Rotary bending fatigue tester

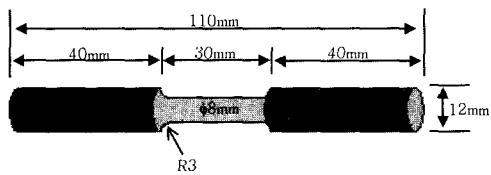


Fig. 6 Schematic diagram of a rotary bending fatigue specimen

표면처리에 따른 피로특성을 고찰하기 위해서, 피로시편(Fig. 6)을 #600의 sand paper와 $3\mu\text{m}$ 의 diamond powder로 표면처리하여 피로시험을 실시하였다. 두 시편의 피로시험 결과는 비슷하였고 모두 오차 범위 내에 존재하였다. 이는 재료조직의 피로 민감도가 표면 거칠기의 피로 민감도보다 더 크기 때문인 것으로 사료된다. 따라서 본 연구에서는 표면처리에 따른 피로특성의 편차가 무시할 수 있는 수준이었으므로, 피로시편은 CNC 선반에서 diamond cutting 가공하여 사용하였다. Fig. 7에는 #600의 sand paper로 표면처리된 시편과 $3\mu\text{m}$ 의 diamond powder로 표면처리된 시편의 피로시험 결과를 나타내었다.

Table 1에는 본 시험에 사용된 피로시편의 인장시험 결과를 나타내었다. 8.3% 정도의 높은 연신율은 주조결함이 비교적 적음을 나타내며, 기계적 성질들의 편차가 적은 것은 주조의 편차가 적음을 나타낸다.

FE 응력해석을 통해 휠의 피로수명을 예측하기 위해서는 예측된 결과가 높은 신뢰수준을 만족하여야 하므로 단순한 상관관계 식인 S-N curve만 구하는 것은 의미가 없다. 따라서 이 S-N curve를 이용하

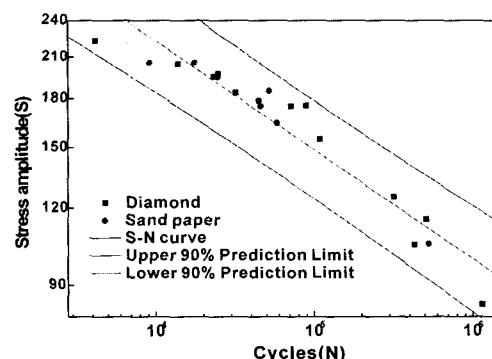


Fig. 7 Results according to surface treatments

Table 1 Mechanical properties

Specimen	항복강도(Mpa)	인장강도(Mpa)	연신율(%)
a	205.4	290.2	8.2
b	203.7	293.4	8.4
c	207.2	292.6	8.3
평균	205.4	292.1	8.3
표준편차	1.75	1.67	0.1

여 높은 신뢰도를 가지는 구간을 구해야 특정 응력에서의 피로수명을 비교적 정확히 예측할 수 있다. Spoke 부분의 피로시험 결과를 회귀분석하여 회귀직선을 구한 후, FE 응력해석 결과를 통한 피로수명 예측 자료로 활용하였다.^{7,9)}

3. 피로 해석

3.1 피로시험 모델

Fig. 8에는 피로해석을 위해 단순화시켜 만든 피로시험 모델을 나타내었다. 측정한 응력진폭이 B/M과 선형적인 상관관계를 가지고 있으므로(Fig. 4) FE 응력해석도 선형 해석을 하였다.

휠이 고정되어 있는 굽힘피로 시험기 상단이 고정된 면은 아니지만 휠과 피로시험기가 같이 붙어서 진동하므로 피로시험기 자체에서 발생하는 원심력만 휠에 외력으로 작용하는 것으로 가정하였다. 힘은 bolt hole과 hub 접촉면을 통해서 휠에 전달된다.

휠에 작용하는 피로응력은 sine 파형을 이루고 있기 때문에(Fig. 3) 최대 응력 peak 값을 구하여 피로수명 예측을 수행하면 된다. 휠 내부의 최대 응력을 구

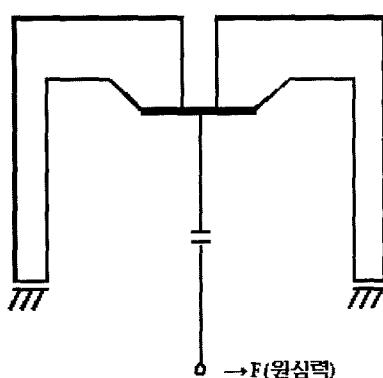


Fig. 8 Finite-Element model

하기 위해서는 360° 전 방향에 대해 해석을 수행하여야 하지만, 휠이 회전축에 대해 symmetry 특성을 가지고 있으므로 휠을 일정 구간으로 나누어 일정 각도로 회전시키며 해석을 수행하였다.

3.2 휠의 피로수명 예측 절차

휠의 피로시험에 대한 수명예측 절차는 다음과 같다.^{10,11)}

- 1) 휠의 3D CAD 설계(using I-DEAS)
- 2) 휠의 경계조건 설정
- 3) Meshing
- 4) 외력 부가
- 5) 휠을 회전시키면서 최대응력 및 진폭 계산
- 6) S-N curve를 기준으로 90%의 피로수명 구간 계산
- 7) 신뢰구간의 lower limit을 피로수명으로 간주

3.3 휠의 피로 해석

휠 모델 별로 FE 응력해석 기법을 적용하여 피로 해석한 후, 해석값과 실제 피로 시험값에 대한 검증을 하였다.

Fig. 9에는 피로시험 후의 변형율과 FE 응력해석 후의 변형율과의 상관관계를 나타내었다. 그림에서 보듯이 해석값과 시험값이 선형적인 상관관계를 보이고 있으며, 해석에서 구한 응력이 실제 휠에 분포하는 응력과 차이가 없음을 나타내고 있다.

Table 2에는 실제 피로 시험값과 피로해석 수명 구간을 나타내었다. 피로 시험값은 굽힘 피로시험 기기를 사용하여 모델 별로 3개씩 시험하여 측정하였

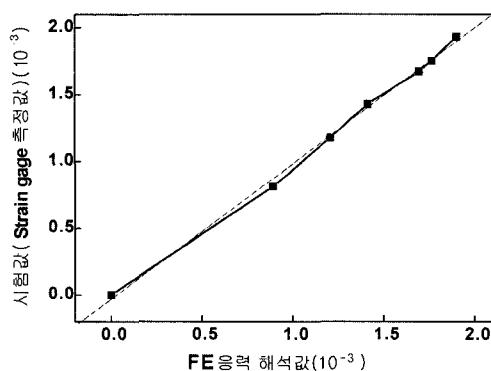


Fig. 9 Correlation between stress amplitude after fatigue test and stress amplitude after Finite-Element analysis

으며, 피로해석 수명구간은 피로 해석 후 spoke 부분의 회귀분석 식으로부터 예측한 값이다. 표에서 보듯이 모델 별 피로파괴가 피로해석 수명구간 내에서 일어나고 있다. 따라서 정확한 회귀분석 데이터가 있으면 신뢰성 있는 피로수명 예측이 가능하다.

Fig. 10은 피로 해석 후 A 모델의 응력 집중 부위를 나타냈으며, Fig. 11은 피로시험 후 A 모델의 피로파괴 부위를 나타내었다. 피로 파괴 부위와 응력 집중 부위가 일치함을 알 수 있다. 일반적으로 휠은

Table 2 Fatigue life and fatigue life interval

Model	A	B	C
B/M (Nm)	3,500	3,500	3,500
피로시험값 (cycles)	106,320	90,480	24,400
116,380	91,070	53,130	
125,800	139,390	63,380	
피로 해석 수명 구간	60,229	66,312	21,733
	188,106	158,028	88,419



Fig. 10 'A' model after Finite-Element analysis

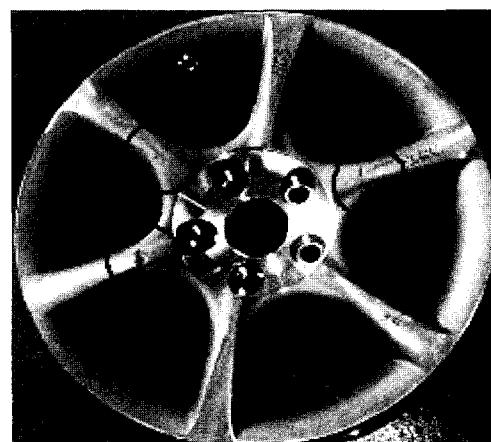


Fig. 11 'A' model after bending fatigue test

spoke의 뒷부분에서 피로균열이 발생하며, 이 균열이 앞부분으로 전파되어 파괴가 일어난다.

4. 결 론

- 1) 고주기 피로특성을 나타내는 알루미늄 합금 (A356.2) 휠에 대하여 굽힘 피로시험을 하였다. 그 결과 B/M와 응력진폭은 선형적인 상관관계를 나타내었다.
- 2) FE 응력해석 시 필요한 S-N curve를 구하기 위해서 spoke 부분에 대한 피로시험을 하였다. 또한 특정 응력에서의 피로수명을 정확히 예측하기 위해서 spoke 부분의 피로시험 결과를 회귀분석하여 회귀직선과 신뢰구간을 구하였다.
- 3) 피로시험 후의 변형율과 FE 응력해석 후의 변형율은 선형적인 상관관계를 나타내었고, 해석에서 구한 응력이 실제 휠에 분포하는 응력과 차이가 없음을 나타내었다.
- 4) 휠 모델 별로 FE 응력해석 기법을 적용하여 피로해석한 후, 해석값과 실제 피로 시험값에 대한 검증을 하였다. 그 결과 모델 별 피로파괴가 피로해석 수명구간 내에서 발생하였으며, 실제 피로파괴부위와 해석 상의 응력집중 부위가 일치하였다.

References

- 1) S. Suresh, Fatigue of Materials, pp.30-125, Cambridge University Press, 1996.
- 2) C. C. Wigant, R. I. Stephens, "Low Cycle Fatigue of A356-T6 Cast Aluminum Alloy," SAE 870096, 1987.
- 3) J. A. Ødegård, K. Pedersen, "Fatigue Properties of an A356(AlSi7Mg) Aluminum Alloy for Automotive Applications - Fatigue Life Prediction," SAE 940811, 1994.
- 4) S. K. Koh, "Low Cycle Fatigue Characteristics of A356 Cast Aluminum Alloy and Fatigue Life Models," Transactions of KSAE, Vol.1, No.1, pp.131-139, 1993.
- 5) S. Suresh, Fatigue of Materials, pp.126-140, Cambridge University Press, 1996.
- 6) Y. Park, Linear IC Data Book, Se Wha Ins., Korea, 1994.
- 7) N. R. Draper, H. Smith, Applied Regression Analysis, John Wiley & Sons, New York, 1966.
- 8) J. Neter, W. Wasserman, Applied Linear Statistical Models, R. D. Irwin Ins., Homewood, 1974.
- 9) G. A. F. Seber, Linear Regression Analysis, John Wiley & Sons, New York, 1977.
- 10) M. Riesner, R. I. Devries, "Finite Element Analysis and Structural Optimization of Vehicle Wheels," SAE 830133, 1983.
- 11) C. C. Chu, "Programming of a Multiaxial Stress-Strain Model for Fatigue Analysis," SAE 920662, 1992.