

## FEM을 이용한 벤틸레이티드 브레이크 디스크의 열균열 현상에 관한 연구

정진성 · 최명일\* · 이영인\*\* · 김호경\*\*\*

보원경금속(주), \*(주)덴티움, \*\*서울산업대학교 자동차공학과 대학원

### A Study on Thermal Cracking of Ventilated Brake Disk of a Car Using FEM Analysis

Chin-Sung Chung, Myung-Il Choi\*, Young-In Lee\*\* and Ho-Kyung Kim\*\*\*

Bowon Light Metal Co., Hwasung-si, Kyungki-do 445-893, Korea

\*Dentium Co., Hwasung-si, Kyungki-do 443-270, Korea

\*\*Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

**Abstract** – This study presents the thermal cracking on a commercial vehicle ventilated brake disk. Distributions of temperature and thermal stress of the disk were analysed, using FEM analysis, under the several driving conditions with actual vehicle specifications. The results from the fatigue tests on the disk material were compared with those from FEM analysis. In case of deceleration of 0.6 g with initial vehicle speed of 97, 140, and 160 km/h, the maximum compressive stress at the disk surface of disk due to braking was 224, 318, and 362 MPa, respectively. It was estimated that each damage fraction of 0.00005, 0.00050, 0.00136 per full stop was imposed on the brake disk in case of deceleration of 0.6 g with initial vehicle speed of 97, 140, and 160 km/h, respectively.

**Key words** – ventilated disc brake, thermal cracking, damage fraction, thermal stress, strain controlled fatigue test.

#### 1. 서 론

제동장치는 구동체의 관성질량이 빠른 속도로 운동할 때 가지는 운동 에너지를 마찰열의 형태로 소멸시켜서 감속 또는 정지시키고, 동시에 주차상태를 유지하기 위해 사용되는 매우 중요한 장치로서 자동차의 경우 운동 에너지를 되도록 단 시간 내에 열 에너지로 전환하는 장치이다. 제동시스템의 설계에 관련된 인자로는 차량의 사양, 제동조건, 주행조건, 환경조건, 브레이크의 형상 및 물성치, 냉각조건 등이 복합적으로 영향을 미친다.

디스크 브레이크의 경우, 차량의 디스크와 패드는 높은 압력 하에서 고속의 미끄럼 마찰을 함으로서 급격한 온도상승이 유발되고, 급속의 물리적 변화와 마찰계수의 변화를 수반하게 된다. 특히 반복적인 급제동시

마찰 표면과 외부에 발생하는 온도차에 의해 수축과 팽창이 반복되어 적열점(hot spots)과 같은 국부적인 고온부의 형성은 열적 저더(thermal judder)라 불리는 심각한 진동을 유발하며 브레이크 제동 표면에 미세한 크랙과 열변형을 발생시키게 된다[1-4]. 열균열 현상은 승용차에서는 흔한 현상은 아니나 가혹한 조건에서 운용되는 트럭에서는 비교적 흔한 현상으로 차량의 제동 안전성 확보차원에서 제동 설계시 중요한 문제이다.

본 연구에서는 실제 차량에 사용되고 있는 대형 승용차의 벤틸레이티드 브레이크 디스크 마찰면에서 종종 발생하는 열균열 현상을 규명하기 위하여 유한요소법을 이용하여 실제 차량의 주행조건과 동일한 조건을 부여, 그에 작용하는 온도 및 열응력과 열변형의 분포를 해석하였다. 또한 실제 차량의 제동디스크에서 채취한 시편을 상온에서 피로실험을 실시하여, 그 결과를 바탕으로 유한요소해석 결과와 비교 분석한 후 디스크 마찰면에 발생하는 열균열 현상을 고찰하고자 한다.

†주저자 · 책임저자 : kimhk@snut.ac.kr

## 2. 수치적 해석 및 실험 절차

### 2-1. 해석 조건 및 방법

브레이크 디스크 양면에서 접촉하고 있는 두 개의 패드는 조립되어 있는 위치에 따라 마찰력 및 마모량이 약간 다르나, 본 연구에서는 열속의 적용은 디스크 양면에 동일하게 작용한다고 가정하였다. 또한, 평면도로를 주행하며, 공기 항력에 의한 제동효과도 없다고 가정하였다. 전륜 브레이크에 걸리는 제동에너지 비율은 앞차축과 뒤차축이 독립되어 있는 분배식 승용차로서 전륜의 부담이 70%정도이고 후륜이 30%정도이므로, 0.70으로 선정하고, 열분배율  $\gamma$ 는 아래 식과 Table 1에 의해 0.871로 결정하였다.

$$\gamma = \frac{1}{1 + \left( \frac{\rho_c c_p k_p}{\rho_R c_R k_R} \right)^2}$$

여기서,  $\rho_R$ : 로터의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_c$ : 패드의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)

$c_R$ : 로터의 비열(J/kg·K)

$c_p$ : 패드의 비열(J/kg·K)

$k_R$ : 로터의 열 전도율(W/m·K)

$k_p$ : 패드의 열 전도율(W/m·K)이다.

제동조건으로는 각각 97 km/h, 140 km/h, 160 km/h의 속도로 주행중인 차량이 0.6 g의 감속도로 1회 완전 제동한 조건과, 국내 승용차용 브레이크 실차 시험

방법인 KS R 1117의 5.2.7(b)항 페이드 시험 방법[5]에 의거한 100 km/h의 승용차를 0.45 g의 감속도로 제동 후 0.15 g로 가속하여 100 km/h에 이르면 다시 제동과 가속을 반복하는 방법으로 10회를 실시하는 조건에 대하여 온도분포와 열응력의 결과를 산출하였다. 한편, KS R 1117의 5.2.7(b)항 페이드 시험 조건은 다음과 같다[5].

- 제동 초속도: 최고 속도가 140 km/h를 초과하는 차량 100 km/h

- 제동시 변속위치: 통상 구동위치

- 제동 전 브레이크 온도: 60°C

- 제동조각: 0.45 g의 제동 감속도 일정 방식

- 가속조건: 제동정지 후 즉시 최대 능력으로 실시

- 제동안격: 최고 속도가 140 km/h를 초과하는 차량 35초

- 제동횟수: 10회

각 제동조건에 대한 차량의 초기주행속도와 타이어 슬립을 제외한 이론적 제동거리, 제동시간, 차량의 초기속도에서 정지까지의 디스크 회전수를 Table 2에 요약하였다.

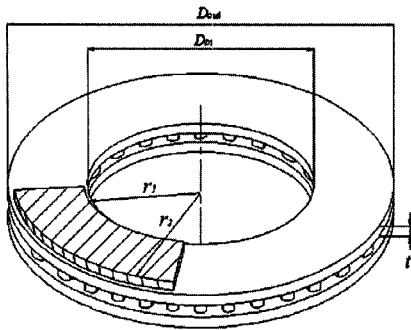
해석하고자 하는 디스크 브레이크는 총 48개의 방열 구멍이 있는 A사의 대형 고급 승용차에 장착된 벤틀레이티드 디스크 브레이크로 형상 및 제원은 Fig. 1과 같다. 브레이크 해석시의 모델은 Fig. 2와 같이 축대칭을 이용한 3차원 부분 Solid 모델로, 상용 유한요소해석 소프트웨어인 ANSYS V5.4[6]를 사용하였다. 열전달에 사용하는 Thermal 3D Solid 요소인 Solid87 육

**Table 1. Material properties for FEM analysis**

Material Properties	Disk (Gray Cast Iron)	Pad (Non-Asbestos)
Young's Modulus (GPa) $E$	115	15.7
Poisson Ratio $\nu$	0.28	0.25
Density (kg/m <sup>3</sup> ) $\rho$	7250	2500
Conductivity (W/m·K) $k$	54	2
Specific Heat (J/kg·K) $c$	583	1000
Thermal Expansion Coefficient (1/°C) $\alpha$	$11 \times 10^{-6}$	$57 \times 10^{-6}$

**Table 2. Braking conditions**

Initial velocity	Braking distance	Braking time	Revolution number of disk	Deceleration
97 km/h	61.7 m	4.6 s	29.75 rev	0.6 g
140 km/h	128.5 m	6.6 s	61.87 rev	
160 km/h	167.8 m	7.6 s	80.78 rev	0.45 g
100 km/h	87.4 m	6.3 s	42.0 rev	



Disk outer diameter ( $D_{out}$ )	290 mm
Disk internal diameter ( $D_{in}$ )	190 mm
Pad outer radius ( $r_2$ )	143 mm
Pad internal radius ( $r_1$ )	97 mm
Thickness ( $t$ )	8 mm
Tire radius ( $r_{in}$ )	331 mm

Fig. 1. Schematic of the disk brake with dimensions used in the present analysis.

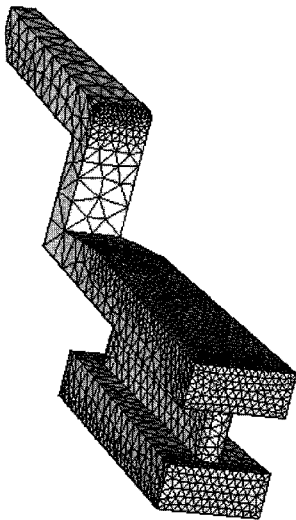


Fig. 2. Simulation model of a disk with a finite element mesh.

면체 요소를 적용하여 23787개의 절점과 14768개의 요소로 구성하였다. 온도해석의 결과를 열하중으로 변환하여 열응력 및 열변형 해석을 수행하였으며 3차원 구조해석을 위한 요소로 Solid 92를 적용하였다. 이때 열에 관련한 재료 물성치는 일정하다고 가정하였다.

제동시 복사열전달은 무시하였으며, 응력 해석시에 패드와 디스크간의 마찰력에 의한 응력 효과는 고려하지 않았다. 본 연구에 적용된 차량의 제원은 승용차의 중량은 차체 및 65 kg의 4인이 승차한 것으로 가정하여

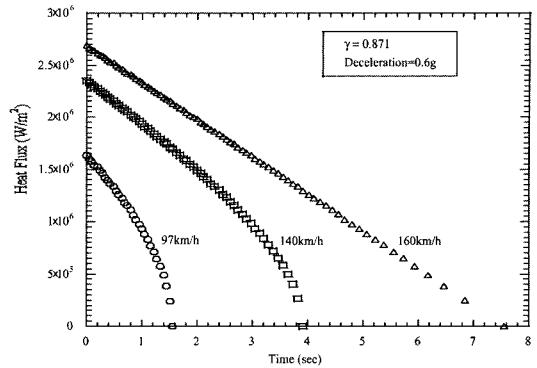


Fig. 3. Heat flux as a function of time for various braking conditions.

2125 kg으로 가정하였다. 외부 공기의 온도는 27°C, 브레이크 초기 온도는 30°C로 가정하였으며 마찰열로 인한 열속이 제동조건에 따라 디스크 회전 시간에 대하여 변하는 것으로 가정하였다. Fig. 3은 각각 97, 140, 160 km/h로 주행중인 차량을 0.6 g로 1회 급제동한 조건으로 디스크 한바퀴 회전 시간에서부터 제동시가지의 디스크 한쪽면 내로 유입되는 열속을 보여준다. 제동시의 디스크의 열전달 해석을 위하여 열속은 패드와 디스크의 접촉면에 수직인 방향으로 작용시켰으며 열속이 적용되는 부분 이외에 외부 공기와 접하게 되어 대류 냉각을 적용하였다. 이를 위하여 차량의 속도에 대한 대류 열전달 계수를 구하였다.

### 2-2. 대류 열전달 계수 결정

대류에 의한 방열은 차량의 속도에 따라 달라지므로 일정한 대류 열전달 계수를 적용하기보다는 차량의 속도에 따라 변하는 대류 열전달 계수를 적용하는 것이 바람직하다. 따라서 Rudolf Limpert의 실험식[7]에 의거하여 차량정지까지의 선형적으로 감소하는 디스크 분당 회전속도와 특성길이에 따른 레이놀즈 수를 구하고, 디스크 형상에 따라서 열속이 적용되지 않는 플랜지(flange), 후드(hud), 웨이브(web)부와 벤트홀부에 대한 대류 열전달 계수를 적용하였다. 디스크 벤트 홀의 형상 및 치수는 Fig. 4와 같다. 대류 경계층 조건을 적용하기 위해 초기 디스크 온도와 열에 대한 물성치가 일정하다는 가정 하에 열전달 계수(h)를 구하여 경계층 조건으로 입력하였고, 이에 대한 공기의 특성은 Table 3과 같다.

벤트 홀에서의 유동은 벤트 홀 내부(vent hole inboard)로부터 대류가 유입되어 벤트 홀 외부(vent hole outboard)

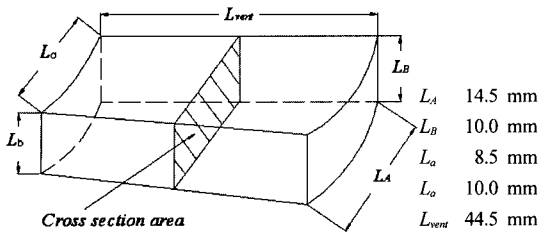


Fig. 4. Schematic of a disc brake vent hole with dimensions used in the present analysis.

Table 3. Properties of air

Temperature	300 K
Density (kg/m <sup>3</sup> ) $\rho_{air}$	1.1614
Thermal conductivity(W/m·K) $k_{air}$	$26.3 \times 10^{-3}$
Viscosity (N·s/m <sup>2</sup> ) $\mu_{air}$	$18.46 \times 10^{-6}$
Kinematic viscosity (m <sup>2</sup> /s)	$15.89 \times 10^{-6}$
Specific heat (kJ/kg·K) $c_{air}$	1.007

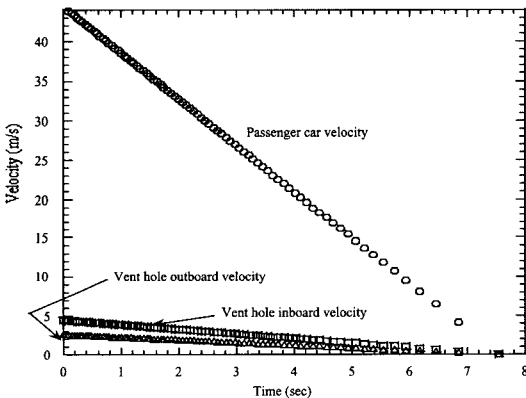


Fig. 5. Air velocities into vent hole inboard and outboard as a function of time at a vehicle speed of 97 km/h.

로 유출되면서 디스크내의 열방출을 효과적으로 제어한다. 차량의 속도와 디스크로 유입되는 대기의 속도가 같다는 가정하에 차량 정지시까지 선형적으로 감소하는 디스크 분당 회전수에 따라 벤트 홀로 유입되는 유속과 유출속도를 구할 수 있다. Fig. 5는 초기속도 97 km/h인 경우 제동중의 차량속도에 따른 벤트홀 내에서의 내부와 외부의 유속의 예이다.

대류 열전달 계수는 특성길이와 유속에 따른 레이놀즈 수를 구할 수 있으며, 열속이 적용되지 않는 플랜지, 후드, 웨이브 부는 특성길이를 디스크의 지름으로, 벤트 홀의 특성길이는 벤트 홀의 길이로 결정하였다[8]. 패드와의 마찰이 이루어지는 표면의 대류 열전달계수( $h$ )는

Rudolf Limpert의 실험식에 의해 다음과 같이 레이놀즈 수( $Re$ )에 따라 다음과 같이 층류와 난류일 때로 구분하여 결정하였다[7].

$$Re < 2.4 \times 10^5 \text{ 일 때 층류;}$$

$$h = 0.04 \left( \frac{k_{air}}{D} \right) Re^{0.8} \quad W/m^2 \cdot K$$

$$Re > 2.4 \times 10^5 \text{ 일 때 난류;}$$

$$h = 0.70 \left( \frac{k_{air}}{D} \right) Re^{0.55} \quad W/m^2 \cdot K$$

여기서  $k_{air}$ : 공기의 열 전도율(Nm/hKm),  $D$ : 디스크의 바깥 직경(m)이다. 레이놀즈 수는 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$Re = \frac{V \rho_{air} L_c}{\mu_{air}} = \frac{V L_c}{\nu}$$

여기서,  $V$ : 속도 (m/s),  $\rho_{air}$ : 공기의 밀도(kg/m<sup>3</sup>),  $\nu$ : 동점도(m<sup>2</sup>/s),  $\mu_{air}$ : 공기의 점성계수(N·s/m<sup>2</sup>),  $L_c$ : 특성 길이(m)이다.

한편, 디스크 벤트 홀의 대류열전달계수( $h$ )는 다음과 같은 식을 적용하여 결정하였다[7].

$$Re \leq 10^4 \text{ 일 때 층류;}$$

$$h = 1.86 (Re Pr)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0.33} \times \left( \frac{k_{air}}{d_h} \right) \quad W/m^2 \cdot K$$

$$Re > 10^4 \text{ 일 때 난류;}$$

$$h = 0.023 \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0.67} \right] Re^{0.8} Pr^{0.33} \times \left( \frac{k_{air}}{d_h} \right) \quad W/m^2 \cdot K$$

여기서,  $l$ : 벤트 홀의 특성길이(m)=( $D_{out}-D_{in}$ )/2,  $Pr$ : 프란틀 수,  $d_h$ : 수력반경(평균 유체통과반경) (m),  $d_h=4 \times \left( \frac{A_c}{P} \right)$ ,  $A_c$ : 벤트 홀의 평균 단면적(m<sup>2</sup>),  $P$ : 벤트 홀의 평균 단면 둘레(m)이다. 또한 이 때 사용되는 레이놀즈 수 및 프란틀 수에 따라 층류와 난류를 결정하는데 이에 대한 식은 다음과 같다[7].

$$Re = V_{vent \text{ ave}} \frac{\rho_{air} d_h}{\mu_a}$$

$$Pr = \frac{3600 c_{air} \mu_{air}}{k_{air}}$$

여기서,  $V_{vent \text{ air}}$ : 벤트 홀을 통과하는 평균 유속(m/s),

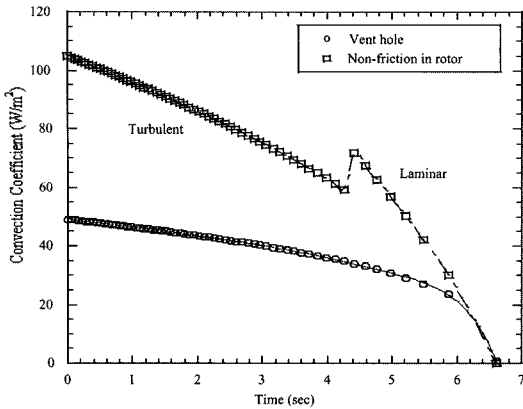


Fig. 6. Convection coefficient as a function of time at a vehicle speed of 140 km/h.

$C_{air}$ : 공기의 비열이다.

$$\text{또한, } V_{vent\ air} = \frac{(V_{in} + V_{out})}{2}$$

$$V_{in} = 0.0158n_r(D^2 - d^2)^{\frac{1}{2}} \text{ m/s}$$

$$V_{out} = V_{in} \left( \frac{A_m}{A_{out}} \right) \text{ 이다.}$$

여기서,  $V_{in}$ : 벤트 홀 초기 속도(m/s),  $V_{out}$ : 벤트 홀 나중 속도(m/s),  $A_m$ : 벤트 홀의 내부 단면적( $m^2$ ),  $A_{out}$ : 벤트 홀의 외부 단면적( $m^2$ ),  $n_r$ : 타이어의 분당 회전수(rpm)이다.

각각의 차량 초기속도에서 제동중의 대류 열전달계수를 계산한 결과 140 km/h의 경우 Fig. 6에서와 같이 열속이 유입되지 않는 디스크 표면에서는 제동시간 6.6초 중 4.5초 이후부터 레이놀즈 수에 따라 난류에서 층류로 변환하게 됨을 알 수 있다.

### 2-3. 디스크 재료 인장 및 피로강도

본 연구 대상인 디스크의 열 균열현상을 규명하기 위하여 해당 디스크의 미사용품에서 형상과 치수가 동일한 인장 및 피로 시험편을 채취하였다. 시험 게이지부의 길이와 폭이 각각 20 mm, 6.3 mm, 그립부와 게이지 부의 반경 6 mm이며 두께 6 mm인 시험편을 제작하였다. 인장 및 피로시험은 10 ton용 유압 서보식 피로 시험기(Instron 8516)를 사용하였으며 인장 속도는 1 mm/min으로 시행하였다. 이때 신장량은 게이지 길이 20 mm의 변위 신장계를 이용하여 측정하였다. 한편, 제동에 의한 디스크 답면에서의 열피로 현상은 저주기 수명에 해당하므로

저주기 수명 예측에 적합한 변형률제어 피로실험을 실시하였다. 이를 위하여 변형률 제어실험을 실시하였으며 변형률 진폭( $\Delta\epsilon/2$ )은 0.2%로 실시하였다.

## 3. 해석결과 및 고찰

### 3-1. 온도 분포

Fig. 7은 97 km/h일 때의 1회 제동온도 해석 결과로서 마찰면의 최고온도는 약 155°C로서 초기온도 30°C를 고려하면 상승최고 온도폭은 125°C 정도이다. 한편 Fig. 8은 디스크 면과 패드가 접촉하는 답면 중앙표면에서의 각 속도 97, 140, 160 km/h에 따른 온도 분포를 도시한 것으로 최고온도는 각각 155, 255, 290°C로 나타났으며 최고온도에 도달하는 시간은 전체 제동시간의 약 반에 해당한다는 것을 알 수 있다.

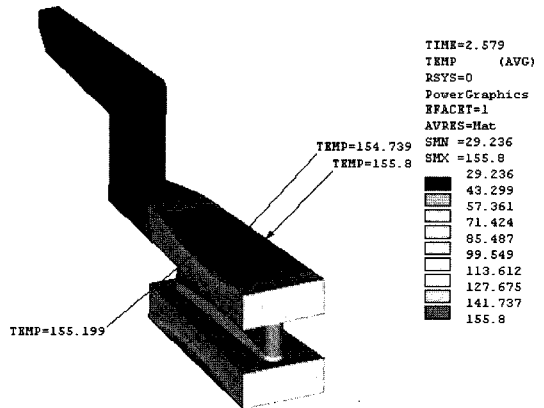


Fig. 7. Temperature distribution of the disk at 97 km.

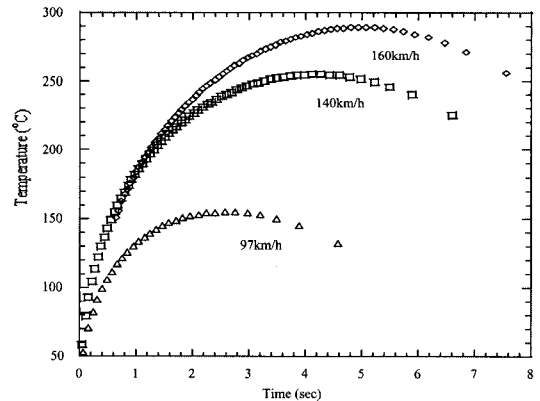


Fig. 8. Variations of temperature as a function of time during braking for various velocities.

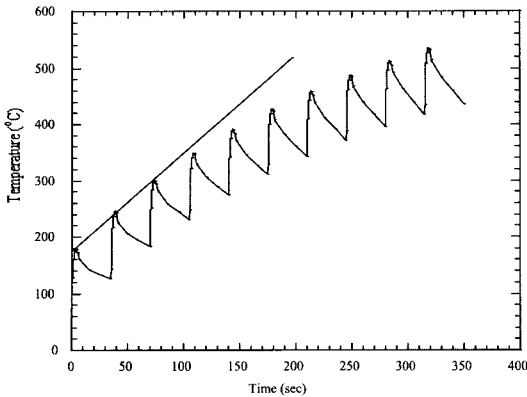


Fig. 9. Variation of temperature as a function of time during repeated braking at 100 km/h.

Fig. 9는 KS R 1117의 5.2.7(b)항의 페이드 시험의 조건[5]에 따라 10회 반복 제동한 경우에 대한 디스크의 최고온도를 시간에 따라 나타낸 그래프로, 최종 10회 시 최대 온도가 534.9°C라는 높은 온도를 보이고 있다. 각 사이클에서의 최고온도가 반복제동을 하면서 3번째 사이클부터 선형이 아닌 비선형적으로 점차 감소함을 볼 수 있다. 이는 제동 초기에는 디스크의 열 용량이 크기 때문에 한번제동의 경우는 디스크 내부로의 전도에 의한 냉각효과가 지배적이지만, 반복 제동이 진행됨에 따라 브레이크 소재의 물성치에 의존하는 열용량에는 한계가 있기 때문에 대류에 의한 냉각효과가 지배적이라는 것을 추정 할 수 있다. 그러므로, 브레이크의 성능을 향상시키기 위해서는 소재의 열용량 증대를 위한 마찰 접촉면의 폭 증가와 더불어, 대류에 의한 방열 효과를 극대화시키기 위한 형상의 설계 그리고 소재의 선택이 필요하다고 판단된다.

3-2. 열응력 해석 결과

물체가 심한 온도 변화를 받을 경우에 열응력이 발생하여 물체내의 열변형력도 커지고 재료의 항복점을 넘어서 소성변형을 일으키거나 파괴되는 수도 있으며 가열과 냉각이 반복됨으로써 열변형력이 반복되어 열피로에 의해 파괴되기도 한다. 디스크는 취성재인 까닭에 연성과 취성의 중간 재질에 적용되는 변형에너지 파단설에 기인하는 von Mises 응력보다는 인장에 약한 취성재의 파단에 적용되는 최대 주응력설에 기인하여 최대 주응력설로 해석하였다. 해석 결과 최대 주응력 및 최소 주응력이 모두 압축 응력으로서 절대값으로 환산할 경우 대단히 높은 상태이다. 예를 들어

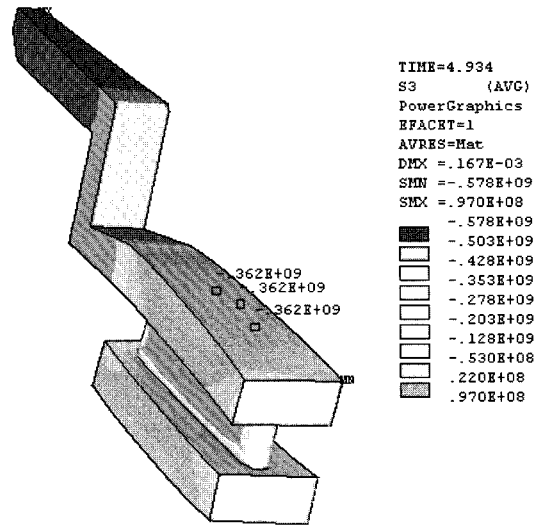


Fig. 10. Maximum compressive stress distribution on the disk at 160 km/h.

97 km/h의 경우 최대 주응력은 -0.4 MPa이며 최소 주응력은 -71 MPa이다. 그러므로 최대 압축응력인 최소 주응력  $\sigma_c$ 에 의한 해석 결과를 검토하였다.

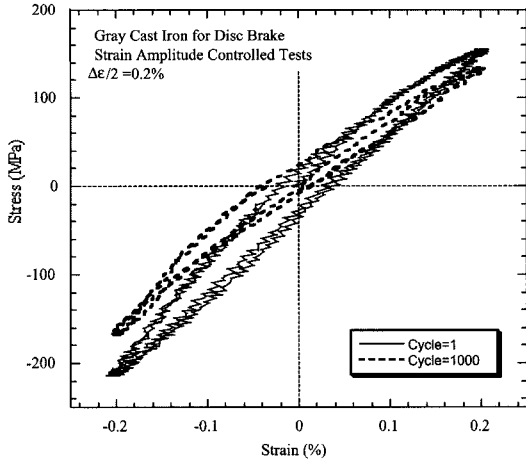
160 km/h인 경우의 응력해석 결과인 Fig. 10에서 보듯이, 디스크 마찰면 중앙에 국부적으로 다소 높은 열응력부가 생성되고, 벤트홀이 존재하는 마찰면 위와 웨이브가 존재하는 마찰면 위가 서로 다른 불균일한 응력차가 생성되는데, 벤트홀에 존재하는 곳은 대기에 의한 방열 효과가 다소 높게 나타났기 때문으로 판단된다. 또한 KS R 1117의 페이드 시험의 조건[5]에 따라 10회 반복 제동한 경우 초기 디스크 온도 60°C를 고려한 최대 온도는 534.9°C로 높지만 열응력 결과는 -168 MPa로서 최대온도가 높더라도 디스크 소재내에 충분한 전도와 냉각으로 인해 전체 온도차이가 크지 않았으므로 1회 제동인 경우보다 응력값이 적은 것으로 추정된다. 각 속도에서의 마찰면 중앙의 최대 압축응력과 그때의 시간을 Table 4에 요약 정리하였다.

Table 4. Maximum compressive stress values on the disk surface during braking for various velocities

Velocity (km/h)	Time (s)	Max. comp. $\sigma$ (MPa)
97	2.6	-224
140	4.1	-318
160	4.9	-362
100 (repeated)	318.7	-168

**Table 5. Material properties of brake disc cast iron**

Material	$\sigma_u$ (MPa)	$\sigma_y$ (MPa)	$E$ (GPa)	Elongation (%)	$\sigma_{Uc}$ (MPa)
Gray cast iron	238	185	115	0.65	786



**Fig. 11. Hysteresis loop of disc cast iron (1 cycle from 1000 cycle).**

**3-3. 기계적 물성치 실험 결과**

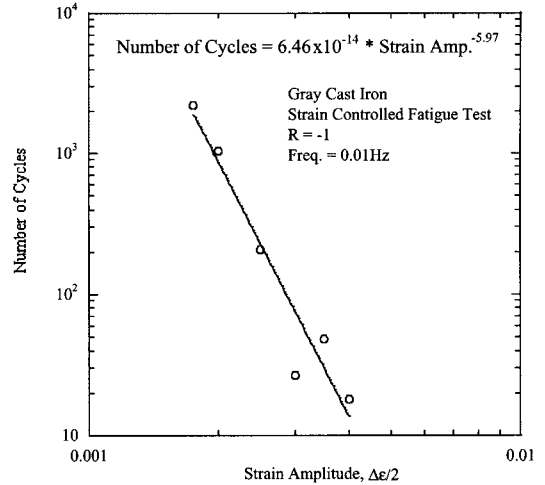
실차에서 채취한 인장시편에 대한 실험결과는 Table 5와 같다. Fig. 11은 1000 cycle까지의 응력-변형률 히스테리시스를 나타낸 그래프이며, 실험 결과 히스테리시스 곡선을 통하여 사이클에 대한 반복적 하중에 대하여 10 cycle까지는 최대 인장응력은 증가하며 최대 압축응력은 감소하며, 그 이후부터는 점차적으로 재료가 연화되는 것을 하는 것을 확인하였다. Fig. 12는 본 연구에 적용된 디스크 재료의 변형률-수명선도를 나타낸다.

**3-4. 제동시 피로손상 예측**

유한요소해석 결과 디스크의 표면이 최대 인장응력에 비하여 최대 압축응력이 대단히 크므로 압축응력으로 디스크 표면에 피로균열이 발생한다고 판단하여 해석 결과의 최대압축응력( $\sigma_s$ )값과 시편의 압축강도가 786 MPa인 시험결과를 토대로 다음과 같은 Goodman 식에 대입하여 피로 수명을 평가하였다.

$$\frac{\sigma_s}{S_c} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$$

여기서  $\sigma_s$ 는 응력진폭으로서 소재가 압축응력을 받을 때 최대 압축응력의 반에 해당한다. 또한  $\sigma_m$ 도 최대



**Fig. 12. Lifetime as a function of strain amplitude to predict lifetime to failure of the disc cast iron.**

**Table 6. Number of cycles to failure due to braking as a function of vehicle velocity**

Velocity	Strain Amp.	No. of cycles to failure
97 km/h	0.0011595	21704
140 km/h	0.0017332	1969
160 km/h	0.0020448	734
100 km/h (repeated)	0.0008178	174473

압축응력의 반에 해당하는 평균응력으로  $S_m$ 를 실험에 의한 최대 압축강도 786 MPa로서 실제 디스크 재료를 이용하여 피로 실험을 실시한 완전 교변응력(R=-1)이 작용하는 S-N 선도의 상당응력으로 환산하여 피로수명을 구하였다. 그리고, 이 상당응력을 후크의 법칙에 따라 탄성계수(=115 GPa)로 나누어 각각의 속도일 때 변형률을 구하였다. 한편 Fig. 12의 변형률 제어에 의한 피로실험의 결과를 토대로 한 변형률-수명곡선을 적용하여 각 속도에서의 변형률에 따라 해당하는 피로수명을 Table 6에 도시하였다. 예를 들어, 97 km/h로 주행 중 0.6 g의 제동을 1회 하였을 때 Miner가 제창한 선형피로손상 법칙에 의거하면 디스크에 1/21704 (=0.000046)의 손상이 가해질 수 있다. 본 해석의 최대 가속조건인 160 km/h로 주행 중 0.6 g로 제동하였을 경

우는 11회 제동시  $1/734(=0.00136)$ 의 손상을 받게 된다. 즉, Miner의 선형피로손상을 적용한다면 160 km/h로 주행 중 0.6 g의 제동을 734회 실시할 경우 최종 파단에 이른다고 판단된다. 그러므로, 본 대상 브레이크 디스크의 열균열 현상은 실제 현장에서 사용 중인 1년 미만의 차량에서 발생하는 경우가 종종 발생하는 상황에서 차량의 통상적 1년간의 제동횟수 및 차량속도를 고려할 경우 차량의 속도가 160 km/h, 감속도가 0.6 g 이상의 가혹한 조건에서의 디스크 소재내의 국부적 급열, 급냉 등에 의한 온도 구배와 잔류 응력이 실제 차량의 주행 조건에서 발생했다고 판단된다. 또한, 디스크 주물재의 특성상 결함 내재 혹은 주물 조건의 변화에 의한 기계적 물성치의 차이로 인하여 사용 초기 열균열 현상이 발생할 가능성도 배제할 수 없다고 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 벤틸레이티드 브레이크 디스크 마찰면에 발생하는 열균열 현상을 고찰하고자 유한요소법을 적용하여 속도 97, 140, 160 km/h에서의 0.6 g의 감속도로 제동한 상태와 KS R 1117의 100 km/h의 속도에서 0.45 g의 감속도로 연속반복제동(10회) 시험 조건에 대하여 그에 작용하는 온도 및 열응력과 열변형의 분포를 해석하였다. 또한 실제 차량의 디스크에서 채취한 시편에 대한 피로실험 결과를 바탕으로 유한요소해석 결과와 비교하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 97, 140, 160 km/h에서의 0.6 g의 감속도로 제동했을 경우 디스크 마찰 면에서의 온도 증가량  $\Delta T$ 는 각각 125°C, 225°C, 259°C를 나타냈다.

2. 97, 140, 160 km/h에서의 0.6 g의 감속도로 제동했을 경우 디스크 마찰 면에서의 최대 압축응력은 각각 -224, -318, -362 MPa로 온도가 높을 수록 응력이 높게 나타났다.

3. KS R 1117의 페이드 시험 방법에 대한 100 km/h의 속도에서 0.45 g의 감속도로 10회 연속 반복 제동하는 조건에서 디스크 초기온도 60°C를 고려한 최고온도는 534.9°C까지 증가하였으나, 디스크 소재 내에 충분한 전도와 냉각에 의해 전체 온도차이가 크지 않아 1번 제동인 경우 보다 응력값이 -168 MPa로 나타났다.

4. 97, 140, 160 km/h에서의 0.6 g의 감속도로 1회 제동했을 경우 디스크에 각각 0.00005, 0.00050, 0.00136의 손상이 가해지는 것으로 판단된다.

#### 참고 문헌

1. Kim, C.K., "The Effect of Thermoelastic and Wear on the Leakage of Compressible Gases in Shaft Seals," KSME J., Vol. 2, No. 2, pp. 133-139, 1988.
2. Lui, T. and Rhee, S.K., "High Temperature Wear of Semi-metallic Disk Brake Pads," Proc. of the Conference on Wear of Materials, pp. 552-554, 1977.
3. Rhee, S.K., Jacko, M.G. and Tsang, P.H.S., "The Role of Friction Film in Friction, Wear, and Noise of Automotive Brakes," SAE 900004, pp. 29-38, 1990.
4. Crolla, D.A. and Lang, A.M., "Brake Noise and Vibration - The State of Art," I. Mech. Eng, 1991.
5. 승용차용 브레이크 실차 시험방법 KS R 1117, 한국표준협회, 1999.
6. ANSYS User Manual Version 5.4.
7. Limpert, R., "Brake Design and Safety," Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
8. Sheridan, D.C., Kutchey, J.A. and Samie, F., "Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes," SAE, pp. 268-283, 1989.