

모터사이클 브레이크 디스크의 열응력 해석에 관한 연구

류미라[†] · 문성동^{*‡} · 박흥식^{**†}

동아대학교 기계공학과, *강릉대학교 산업경영공학과, **동아대학교 기계공학과

A Study on Thermal Stress Analysis of Motorcycle Disk Brake

Mira Ryu[†], Sungdong Moon^{*‡} and Heungsik Park^{**†}

Dept. of Mechanical Engineering, Dong-A University

**Dept. of Industrial and Management Engineering, Kangwon University*

***Dept. of Mechanical Engineering, Dong-A University*

(Received October 4, 2008; Revised November 6, 2008; Accepted November 10, 2008)

Abstract – The thermal stress have an effect on the frictional factor such as applied load, sliding speed, sliding distance and number of ventilated disk hole. However, it is difficult to know the mutual relation of these factors on thermal stress of motorcycle break disk. For this, temperature of motorcycle break disk is measured using a disk-on-pad type friction tester with full factorial design containing above 4 elements. and the thermal stress analysis of it was carried out using with ANSYS workbench. From this study, the result was shown that the regression equation which have a trust rate of 95% for thermal stress presumption of motorcycle break disk with frictional factor was composed. It is possible to apply for another automobile parts.

Key words – motorcycle(이륜자동차), ventilated hole(방열 홀), full factorial design(완전요인 배치법), regression equation(회귀방정식)

1. 서 론

최근 자동차나 철도 차량에 사용되고 있는 접촉식 제동시스템은 디스크와 패드에서 발생하는 마찰열을 마찰면에 균일하게 전이시킴과 함께 방열 홀(ventilated hole)을 통해 대류 냉각시켜 제동 안정성을 유지하도록 하고 있다. 제동 시스템은 디스크와 패드로 구성되어 있으며 주행하는 차량의 운동 에너지를 기계적인 마찰 에너지로 전환시킴으로서 차량을 안정하게 정지시키는 것을 목적으로 한다[1].

디스크와 패드로 구성되는 브레이크 시스템은 사용되는 재료의 강도가 온도의 영향을 크게 받게 된다. 즉,

디스크와 패드는 마찰면에 작용하는 하중과 미끄럼 속도 등에 따라 높은 마찰열에 의한 온도상승으로 열탄성마멸, 열 크랙, 페이드(fade), 이상떨림(judder) 등으로 인하여 제동성능이 급격히 떨어지게 된다[2]. 이처럼 제동성능에 문제가 되는 것을 해결하기 위하여 내마멸성과 열전도율을 높이기 위한 복합재료의 개발, 이상떨림의 발생원인과 해결책을 위한 연구와 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 열에 의한 해석 등의 연구가 진행되어 왔다[3].

정상적인 브레이크 시스템에서 마찰에너지는 마찰면에 고르게 발생되었다가 균일하게 소산되지만 디스크와 패드의 불평형 접촉이나 디스크 로터와 회전축의 불균형, 디스크의 표면조도 등에 의하여 마찰열이 국부적으로 축적되면 적열점(hot spot)에 따른 열탄성 불안정성(thermoelasticinstability)현상으로 제동시 소음과 진동이 발생하게 된다[4].

[†]주저자 : roriem@empal.com

[‡]공동저자 : sudom@kangwon.ac.kr

^{**}책임저자 : parkhs@dau.ac.kr

이를 위하여 최근 4륜 및 이륜 자동차의 브레이크 시스템에 사용되고 있는 방열 디스크 브레이크는 미끄럼 마찰면의 크기를 그대로 유지하면서 대류에 의한 냉각효과를 극대화시켜 열변형 거동을 가능한 줄여주고, 열탄성 마멸, 소음과 진동을 완화하여 브레이크의 안정성을 확보하면서 수명을 연장시킬 수 있는 장점을 가지고 있다[5-7]. 그러나 이러한 방열 디스크의 마찰 인자와 방열 홀의 개수에 따른 디스크와 패드의 마찰 열에 의한 열응력의 분포상황과 마찰인자에 따른 열응력의 예측은 아직 이루어지지 않고 있다.

따라서 본 연구에서는 이륜자동차의 디스크와 패드의 마찰실험을 행하고 마찰인자와 방열 홀수에 따른 열응력을 해석한 후, 실험계획법을 통하여 이들 마찰인자와 방열 홀 수에 따른 열응력을 예측하고자 한다.

2. 실험계획법에 의한 실험 및 해석

2.1. 실험계획법

완전요인 배치법은 인자의 각 수준에 따른 모든 조합에서 실시되는 실험계획법으로써 주효과와 교호작용의 효과를 분석할 수 있고 인자들의 특성을 파악하거나 최적수준 조합을 구하는데 적합한 특징을 가지고 있다. 또한 실험계획 초기에 관련된 인자가 많을 때 핵심 인자를 찾아내는데 좋은 기법이기도 하고, 중요한 인자 중에서 최적치를 찾아주고, 최적치 주위에서 변화를 알아볼 수도 있다.

완전요인 배치법에 사용된 수준과 인자를 통하여 실험한 데이터를 이용하여 열응력을 예측할 때 사용하고 자 하는 중회귀분석은 이륜자동차 디스크 브레이크 마찰실험에 있어서 디스크의 온도변화를 종속변수로 잡고 여기에 영향을 주는 독립변수(방열 홀 개수, 작용하중, 미끄럼 속도, 미끄럼 거리)를 선택하여 독립변수와 종속변수간의 관련성을 규명하려는 통계적 분석방법으로, 본 연구에서는 이를 이용하여 마찰인자간의 정량적인 함수관계를 파악하고자 하였다. 먼저 종속변수 y 와 n 개의 독립변수 x_1, x_2, \dots, x_n 에 대하여 i 번째 종속변수 y_i 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_{1i} + \beta_2 x_{2i} + \dots + \beta_k x_{ki} + \epsilon_i \quad (1)$$

여기서 각 인자에 대한 관찰점 $i=1, 2, \dots, n$ 이며, $\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_k$ 는 미지의 모수이다. 그리고 ϵ_i 는 오차값이며, 관찰점을 벡터로 표시하면

$$y_i = (1, x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{ki}) \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_k \end{bmatrix} + \epsilon_i$$

이며, n 개의 관찰점을 동시에 나타내기 위한 행렬표현식은 다음과 같다.

$$y = X\beta + \epsilon \quad (2)$$

여기서

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{21} & \dots & x_{k1} \\ 1 & x_{12} & x_{22} & \dots & x_{k2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_{1n} & x_{2n} & \dots & x_{kn} \end{bmatrix}$$

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_k \end{bmatrix} \quad \epsilon = \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \vdots \\ \epsilon_n \end{bmatrix} \quad (3)$$

이다.

그리고 최소제곱법에 의하여 최소화시키려는 오차제곱의 합을 행렬을 사용하여 표현하면

$$S = \epsilon'\epsilon = (y - X\beta)'(y - X\beta) = y'y - 2\beta'X'y + \beta'X'X\beta$$

가 되며, 이를 β 로 미분하여 0으로 두면 다음의 결과를 얻을 수 있으며, 여기서 $\hat{\beta}$ 은 β 의 최소 제곱 추정값의 벡터로서 $\hat{\beta} = (\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \dots, \hat{\beta}_k)$ 을 의미한다.

$$\hat{\beta} = (X'X)^{-1}X'y \quad (4)$$

따라서

$$\hat{\beta} = \begin{bmatrix} \hat{\beta}_0 \\ \hat{\beta}_1 \\ \hat{\beta}_2 \\ \vdots \\ \hat{\beta}_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n & \sum x_{1i} & \sum x_{2i} & \dots & \sum x_{ki} \\ \sum x_{1i} & \sum x_{1i}^2 & \sum x_{1i}x_{2i} & \dots & \sum x_{1i}x_{ki} \\ \sum x_{2i} & \sum x_{1i}x_{2i} & \sum x_{2i}^2 & \dots & \sum x_{2i}x_{ki} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum x_{ki} & \sum x_{1i}x_{ki} & \sum x_{2i}x_{ki} & \dots & \sum x_{ki}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sum y_i \\ \sum x_{1i}y_i \\ \sum x_{2i}y_i \\ \vdots \\ \sum x_{ki}y_i \end{bmatrix}$$

이 $\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_k$ 의 최소 제곱 추정 값들이 된다.

2.2. 실험방법

본 연구에서는 마찰실험에 있어서 특성치라 할 수 있는 이륜자동차 브레이크 디스크와 패드의 마찰특성

Table 1. Experimental conditions

Factors	Level		
	1	2	3
Hole number	0-Hole (solid)	3-Hole	6-Hole
Applied load (kg)	5.0	10.0	15.0
Sliding speed (m/s)	0.1	0.2	0.3
Sliding distance (m)	500	1500	2500

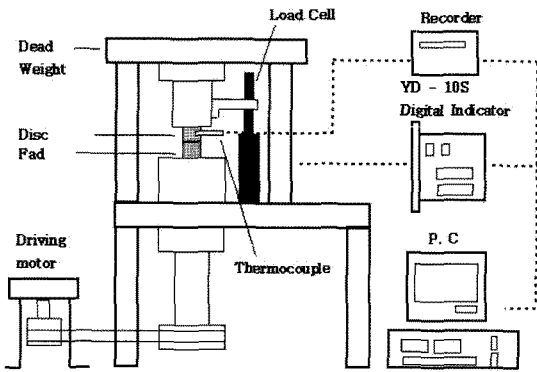


Fig. 1. Schematic diagram of wear tester.

에 영향을 미치는 작동조건 즉, 마찰인자를 선정하였다. 마찰인자로는 디스크의 방열 홀 개수, 작용하중, 미끄럼 속도, 미끄럼 거리로 4인자 3수준으로 실험횟수는 81번을 시행하였고, 각 인자에 대한 수준은 Table 1에 나타내었고, 실험계획을 통해 마찰실험을 실시하였다.

여기서 수준은 본 연구에서 설정한 마찰인자의 실험 조건의 설정값을 나타내며 디스크의 방열 홀 개수는 0 개 즉, 홀이 없는 것과 3개 및 6개, 작용하중의 크기는 5 kg, 10 kg 및 15 kg, 미끄럼 속도는 0.1 m/s, 0.2 m/s 및 0.3 m/s로 설정하였고, 미끄럼 거리는 500 m, 1500 m, 및 2500 m로 변화시켜 실험하여 디스크와 패드의 온도를 측정하였다. 그리고 본 연구에 사용한 재료는 현재 이륜자동차 브레이크 디스크용 소재로 사용되고 있는 SUS410M과 비석면계 패드를 사용하였다.

마찰실험을 위하여 Fig. 1의 수직형 건 마찰시험기를 사용하였으며, 마찰시험에 사용된 이륜자동차 디스크와 패드 시험편은 실차의 약 1/10으로 축소시켜 직경 24 mm, 두께는 디스크 4 mm, 패드 5 mm로 제작하였으며, 표면조도를 $0.5 \mu\text{mR}_{\text{max}}$ 로 일정하게 하여 마

찰실험을 행하였다. 그리고 열응력의 해석에는 ANSYS workbench를 사용하였다.

2.3. 열응력 해석

열응력은 물체 내부의 온도가 변화하는 동안 물체 전체 혹은 물체 일부분의 강제된 움직임 때문에 발생하는 응력으로써 열의 전도와 대류를 이용한다. 그러나 본 연구에서는 대류를 가정하여 해석을 하였으므로 열의 전도만을 사용하였고, 실험에서 얻어진 온도 변화를 해석에 적용하여 열응력 결과를 구하였다.

Fig. 2는 해석 시 사용한 모델 중 방열 홀 구멍이 3개인 것을 나타낸 것으로, (a)해석 모델을, (b)외부가 대기와 접해 있다고 가정을 한 것이고, (c)지그와 접촉하는 부분으로 접촉에 의해 열이 빠져나가는 부분을 가정한 것이며, (d)패드와 접촉하는 디스크와 디스크 표면에 열을 나타낸 것이다. 접촉하고 있는 전도체에서 열전달이 발생한다면, 그 디스크는 외적인 강제대류에 의하거나 내부 온도차에 의해 디스크 내부에서 생성되는 부력에 의해 운동한다. 대류를 가진 일차원 열전도의 검사체적에서 다시 에너지 보존에 대한 식 (5)에 의해서 식 (6)을 얻는다.

$$q_x A dt + Q A dx dt = \Delta + q_{x+dx} A dt \tag{5}$$

$$q_x A dt + Q A dx dt = c(\rho A dx) dT + q_{x+dx} A dt + q_h P dx dt \tag{6}$$

여기서, q_x 는 x 검사체적 표면을 통해 전도되어 들어오는 열유속이고, q_{x+dx} 는 $x+dx$ 검사체적 표면을 통해

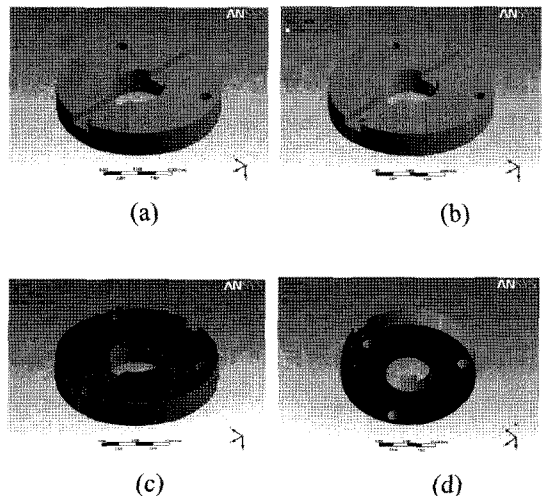


Fig. 2. Analysis model of motorcycle disk.

전도되어 나가는 열유속이다. 또한, t 는 시간이고, Q 는 내부적인 열원, A 는 열유속 q 에 수직인 단면의 면적이다. 또, c 는 비열, ρ 는 질량밀도이고, T 는 고체의 접촉면에서의 고체 표면온도, P 는 일정단면의 면적 A 를 둘러싸는 주변길이이다.

식 (5)의 모든 항들은 아래에 주어진 대류 열전달에 의한 열 유동을 제외하면 대류가 없는 열전도의 의미를 가지는 식 (7)과 같다.

$$q_h = h(T - T_\infty) \tag{7}$$

여기서, h 는 열전달계수 혹은 대류계수이고, T_∞ 는 유체온도이다. 식 (6)을 식 (5)에 대입하고, $A dx dt$ 로 나누면 식 (8)과 같은 대류를 가진 일차원 열전도에 대한 방정식이 얻어진다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(K_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + Q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{hP}{A} (T - T_\infty) \tag{8}$$

여기서, K_{xx} 는 x 방향의 열전도율이다. 식 (8)은 대류에 의한 열손실과 같은 여러 가지 가능한 경계조건들을 가진다. 고체의 접촉면에서 유체 내부의 열유동과 고체벽 내부의 열유동이 같으므로, 대류를 가진 열전도 문제에 대한 경계조건은 식 (9)와 같이 쓸 수 있다.

$$-K_{xx} \frac{dT}{dx} = h(T - T_\infty) \tag{9}$$

3. 해석 결과 및 고찰

3-1. 열응력 해석 결과

본 연구는 마찰 실험에 의해서 얻어진 온도변화를 해석에 적용하여 열응력 결과를 얻어서 경향성을 분석하였다. 그리고 해석은 실험과 마찬가지로 81회 해석하였다.

Fig. 3은 미끄럼 속도 0.1 m/s, 미끄럼 거리 500 m로 하였을 때, 작용하중의 변화에 따른 방열 홀 수의 열응력을 나타낸 그래프로써, 방열 홀 수가 3개 일 때가 열응력이 가장 적다.

Fig. 4는 작용하중 5 kg, 미끄럼 거리 500 m로 하였을 때, 미끄럼 속도의 변화에 따른 방열 홀 수의 열응력을 나타낸 그래프로써, 방열 홀 수가 3개 일 때가 열응력이 가장 적다는 것을 알 수 있다. Fig. 5는 작용하중 5 kg, 미끄럼 속도 0.1 m/s로 하였을 때, 미끄럼 거리의 변화에 따른 방열 홀 수의 열응력을 나타낸 그래프로써, 역시 방열 홀 수가 3개 일 때가 열응력이

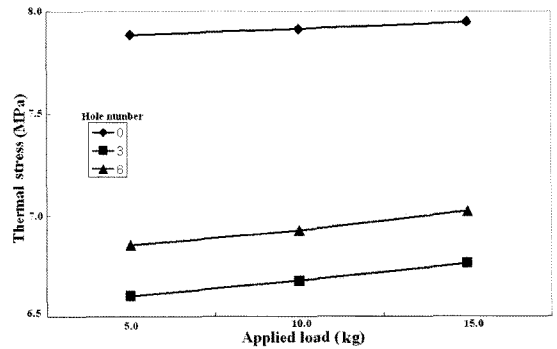


Fig. 3. Thermal stress with applied load.

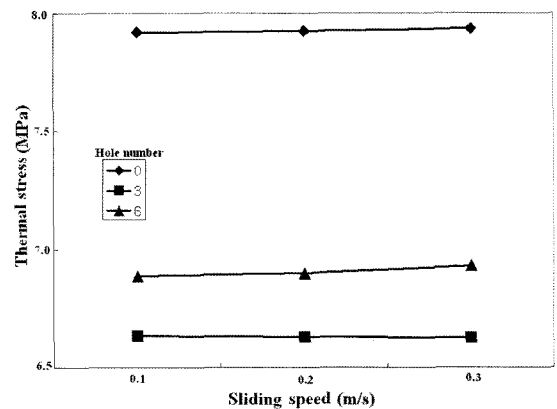


Fig. 4. Thermal stress with sliding speed.

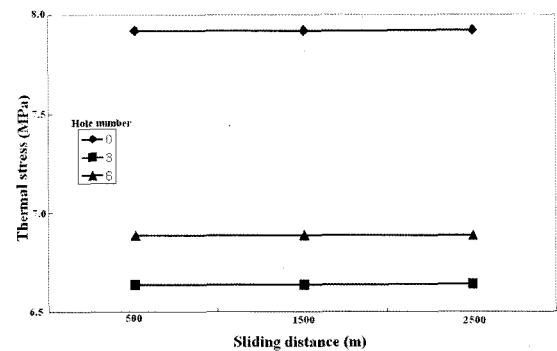


Fig. 5. Thermal stress with sliding distance.

가장 적다는 것을 볼 수 있다.

이것은 방열 홀이 없는 것 보다 홀이 있는 디스크의 경우가 방열의 효과를 나타내 주고 있다고 생각된다. 그러나 방열 홀 수가 3개의 경우가 6개 보다 열응력이 적은 값을 가지는 것은 방열 홀이 존재하는 홀 가장자리에 열 집중이 일어나 열응력이 증가 나타나게

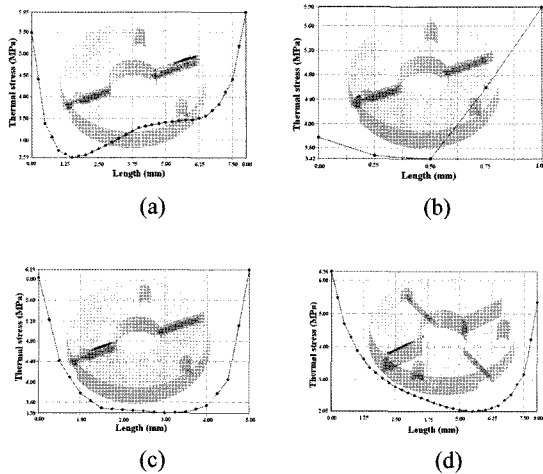


Fig. 6. Analysis result of cross section thermal stress.

되고 이에 따라 홀 수가 많으면 열응력이 오히려 크게 되기 때문이라 생각된다. 따라서 방열의 효과를 나타내기 위해서는 적당한 방열 홀 개수를 선정할 필요가 있다고 생각된다.

Fig. 6은 방열 홀 수가 3개인 디스크의 단면을 절단하여 열응력의 변화를 나타낸 것으로, 키 홈이 있는 부분의 방열 홀을 기준으로 하여 (a)좌우 대칭일 경우의 단면 중 홀이 없는 부분(검은 선으로 표시)의 열응력을 나타낸 것으로 디스크 안쪽부터 노드를 따라서 열응력 분포가 양쪽 가장자리 부분은 열응력이 5.95 MPa로 가장 크고 길이가 1.25 mm 근처에서의 열응력이 2.59 MPa로 가장 적다는 것을 알 수 있다. (b)키 홈이 있는 방열 홀 부분에서 디스크 바깥쪽의 단면의 열응력을 나타낸 것으로 홀 부분에서 0.5 mm 위치의 열응력이 3.42 MPa로 가장 적고 가장자리의 열응력이 5.9 MPa로 가장 크다는 것을 알 수 있다. 또한 (c)키 홈이 있는 방열 홀 부분에서 디스크의 안쪽부분의 단면의 열응력을 나타낸 것으로 홀 부분의 열응력이 디스크 안쪽 부분의 열응력 보다 높은데 홀 부분부터 길이가 3 mm인 곳의 열응력은 3.39 MPa로 가장 적고 디스크 외곽부분의 열응력은 6.19 MPa로 가장 크다. 그리고 (d)키 홈이 있는 방열 홀 부분이 있는 쪽과 직각인 부분의 단면의 열응력을 나타낸 것으로 디스크 가장자리 보다 디스크 안쪽 부분의 열응력이 크고 안쪽부터 6 mm 지점의 열응력이 2.05 MPa로 가장 적으며 디스크 안쪽 0 mm의 열응력이 6.26 MPa로 가장 크다는 것을 알 수 있다.

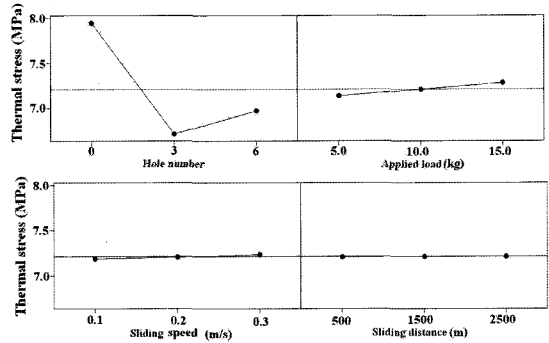


Fig. 7. Main effects plot for thermal stress.

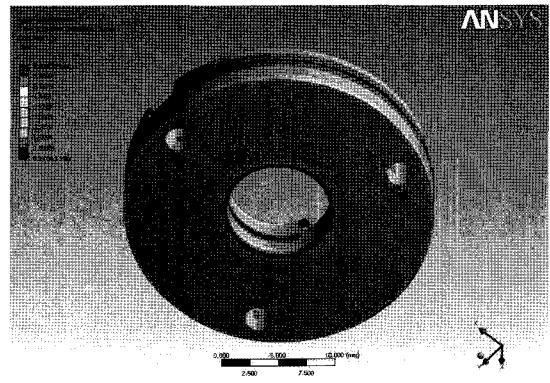


Fig. 8. Result of main effects for thermal stress.

3-2. 완전요인 배치법 결과 분석

본 연구는 완전요인 배치법으로 이륜자동차 디스크와 패드의 마찰실험을 하여 이들의 온도 변화를 구하였으며, 이 경우 측정된 온도를 해석에 적용하여 열응력을 구하였다.

Fig. 7은 열응력을 완전요인 배치법을 이용한 주응력을 나타내었다. 주효과는 각 인자의 수준을 효과적으로 파악할 수 있고, 최적조건을 구할 수가 있으며, 이것은 방열 홀의 수가 3개, 작용하중 5 kg, 미끄럼 속도가 0.1 m/s, 미끄럼 거리가 500 m일 때 열응력이 6.6123 MPa로 가장 적다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 최적조건으로 열응력을 해석한 결과를 나타내고 있는데 열을 디스크 면 전체에 고루 분포했음에도 불구하고 열응력이 크게 나타난 부분은 안쪽 가장자리와 홀 가장자리에 나타나 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 각 요인의 교호작용을 나타낸 것으로 교호작용은 2인자 이상의 특정한 인자수준의 조합에서 일어나는 효과를 말하므로 선이 평행하지 않으면 교호작용

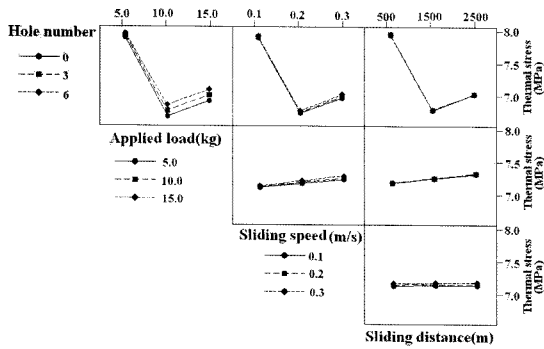


Fig. 9. Interaction plot for disk.

Table 2. ANOVA of thermal stress

	DF	SS	NS	F	P
Hole number	2	22.7473	11.3736	202.218	0.000
Applied load	6	0.3375	0.0562	29.310	0.000
Sliding speed	18	0.0345	0.0019	26.410	0.000
Sliding distance	54	0.0039	0.0001		
Total	80	23.1232			

용이 일어난다고 볼 수 있으므로 모든 인자가 다 교호 작용일 일어난다고 알 수 있다. 그러므로 디스크의 열 응력에는 마찰인자인 방열 홀, 작용하중, 미끄럼 속도, 미끄럼 거리가 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

Table 2는 이륜자동차 디스크 브레이크 해석에 있어서 특성치인 열응력에 대한 각 실험인자와 인자간의 상호작용을 분산 분석한 결과를 나타내고 있다. 여기서, 분산분석에 따른 표준정규 분포표에 의한 신뢰구간 95%일 경우 P 값이 0.05를 기준으로 검정을 실시할 수 있는 것으로 방열 홀 수, 작용하중, 미끄럼 속도가 0.05 이하이므로 신뢰구간에 유효하다는 것을 알 수 있다.

3-3. 열응력 예측

이상의 연구 결과를 이용하여 본 연구에서는 각 마찰인자를 고려한 디스크의 열응력을 예측하기 위하여 중회귀분석을 통해 수학적 모형으로 식 (10)과 같이 쓸 수 있다.

$$T_s = 7.48 - 0.161x_1 + 0.157x_2 + 0.248x_3 + 0.0083x_4 \quad (10)$$

여기서, x_1 는 방열홀수, x_2 는 작용하중, x_3 는 미끄럼 속도, x_4 는 미끄럼거리이다. 위 회귀분석을 통한 수학적 모형인 회귀식을 이용하여 방열 홀 개수 9개의 경우

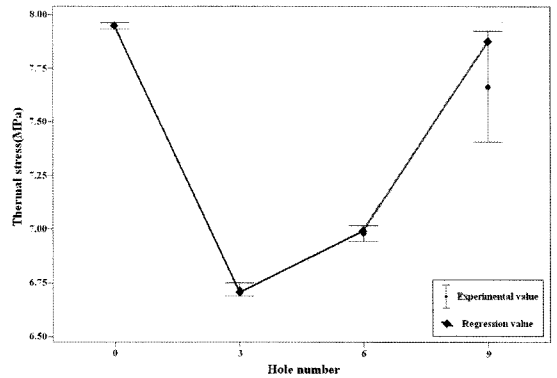


Fig. 10. Prediction of thermal stress with hole number.

디스크 열응력 예측을 검정하기 위하여 이륜자동차 디스크 브레이크 마찰실험 후 온도를 측정 후 이를 이용하여 열응력 해석을 한 것이다. 즉, 마찰인자인 방열 홀 수를 9개로 설정하여 작용하중, 미끄럼 속도, 미끄럼 거리는 회귀분석을 위한 실험계획과 동일한 수준으로 설정하여 실험하였다. 그리고 여기서 측정된 온도 데이터를 이용하여 해석한 특성치인 디스크의 열응력에 대한 95%신뢰구간과 회귀분석에 의한 회귀식을 이용하여 디스크의 열응력에 대한 예측을 Fig. 10에 나타내었다. 이 결과로부터 회귀식에 의한 예측에 있어서 해석한 디스크의 열응력에 대한 95%신뢰구간의 범위에 포함되고 있다는 것을 알 수 있다.

따라서 본 연구에서 구축한 회귀분석을 통한 수학적 모형을 이용하여 열응력에 대한 특성을 충분히 설명하고 있으며 회귀식에 의한 예측도 가능하다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 이륜자동차의 디스크와 패드의 마찰 실험을 행하고 마찰인자와 방열 홀 수에 따른 열응력을 해석한 후, 실험계획법을 통하여 이들 마찰인자와 방열 홀 수에 따른 열응력을 예측한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 완전요인 배치법을 사용하여 방열 홀 수에 따라서 마찰인자들을 변화시켜 열응력을 분석한 결과 방열 홀 수 3개, 작용하중 5 kg, 미끄럼 속도 0.1 m/s, 미끄럼 거리 500 m의 경우, 최소의 디스크의 열응력으로 6.6123 MPa이다.

2. 열응력 해석결과를 분산분석한 결과 P-검정을 통

하여 신뢰구간에 유효하며, 본 연구에서 구 측한 수학적 회귀모형식을 통하여 마찰인자를 고려한 디스크 열응력의 예측이 가능하였다.

3. 본 연구방법은 다른 자동차 제품에도 적용이 가능하며, 실험단계에서 보다 개선된 방법을 사용하여 실험하는데 유용할 것이다.

후 기

이 논문은 동아대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참고 문헌

1. C. K. Kim and J. T. Hwang, "Tribological Analysis on the Contact Behaviors of Disk Brakes Due to Frictional Heatings-Cooling Effects by Vent Holes", KSTLE, Vol. 15, No. 2, pp. 199-205, 1999.
2. J. T. Kim, "A Study of Thermal Behaviors on the Effect of Aspect Ratio of Ventilation Hole in Disk Brake", KSTLE, Vol. 18, No. 6, pp. 384-388, 2002.
3. Blau P. J., "Composition, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives", Oak Ridge National Laboratory, pp. 2-4, 2001.
4. 김대열, 김경훈, 최명진, "형상변화에 따른 디스크 브레이크 열응력 해석", 한국정밀공학회 2006년 추계학술대회논문집, pp. 281-284, 2006.
5. Yeo. T. I., "Finite Element Analysis of Thermoelastic Contact Stability with Sliding Friction", *J. of KSME, Series A*, Vol. 22, No. 7, pp. 1185-1192, 1998.
6. M. A. Tanvir, "On the Cooling of Disk Brakes on a Train", *Rail International*, March, pp. 37-42, 1988.
7. M Terhech, R.R. Menory, and J.H. Hensler, "The Friction and Wear of Automotive Gray Cast Iron under Dry sliding Conditions", *Wear*, 180, pp. 73-78, 1995.