

최소 열변형을 위한 자동차 디스크 브레이크 단면형상의 다구찌기법 기반 최적설계

김 철* · 하 태 준

경북대학교 기계공학부

Optimization of an Automotive Disc Brake Cross-section with Least Thermal Deformation by Taguchi Method

Cheol Kim* · Tae-jun Ha

Department of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu 41566, Korea

(Received 6 March 2015 / Revised 31 August 2015 / Accepted 13 October 2015)

Abstract : Optimum cross-sectional shape of an automotive disc brake was developed based on FEM thermal analyses and the Taguchi method. Frictional heat flux and convection heat transfer coefficients were first calculated using equations and applied to the disc to calculate accurate temperature distribution and thermal deformations under realistic braking conditions. Maximum stress was generated in an area with highest temperature under pads and near the hat of ventilated disc and vanes. The SN ratio from Taguchi method and MINITAB was applied to obtain the optimum cross-sectional design of a disc brake on the basis of thermal deformations. The optimum cross-section of a disc can reduce thermal deformation by 15.2 % compared to the initial design.

Key words : Ventilated disc(벤틸레이티드 디스크), Taguchi method(다구찌 방법), Disc optimization(디스크 최적화), Friction heat(마찰열), Heat flux(열유속)

1. 서 론

브레이크 디스크의 열적거동에 대한 과거 연구들을 살펴보면, Kim과 Sung¹⁾은 열전달해석을 통해서 제동시 차량 디스크의 표면온도를 계산하여 이론적 결과와 비교하였다. Kim과 Lee²⁾는 디스크의 1/4 3D 모델을 이용하여 열전달 및 열응력해석을 수행하여 트라이볼로지적 미끄럼마찰에 대한 연구를 진행하였다. 또한, Shin 등³⁾은 여러 2D 디스크 모델에 최고 온도조건을 주고 유한요소해석을 이용하여 열전달 및 열변형 해석을 수행 후 결과를 비교하여 최적의 디스크 2차원 형상을 설계하는 연구를 하였다. Lee 등⁴⁾은 Model Center를 이용하여 2D 디스크의 열전

달 및 열변형 해석에 기초한 디스크의 최적설계를 수행하였다.

Limpert⁵⁾는 브레이크의 복잡한 열 해석에 실험식을 결합하여 단일 및 반복 제동시 브레이크의 온도 및 열속을 계산하였고, Lee,⁶⁾ Valvano와 Lee⁷⁾는 수치해석을 이용하여 차량 제동시의 브레이크 액과 그 부품의 온도를 예측하였다. Gao와 Lin,⁸⁾ Gao와 Huang⁹⁾은 3D 디스크 모델로 열전달 및 열응력해석을 수행하여 과도온도조건에서 열피로 파괴에 대해 연구하였다. 또한, Hwang 등¹⁰⁾은 3D 모델의 열전달 해석으로 실차 강하주행시험(downhill road test)에서 발생하는 브레이크 디스크의 표면온도를 예측하고 실차시험 결과와 비교하였다. Kao 등¹¹⁾은 3D 축대칭 디스크 FEM을 사용하여 패드와 디스크의 마

*Corresponding author, E-mail: kimchul@knu.ac.kr

찰에 의해 발생하는 마찰열을 마찰계수와 접촉압력까지 고려하여 열전달 해석을 하였다. Pevec 등¹²⁾은 CFD와 FEM 해석을 통하여 디스크의 냉각요소(벤트, 열전달계수 등)들이 해석에 미치는 영향을 계산하였다.

앞의 연구를 살펴볼 때, 브레이크의 열해석을 수행함에 있어서 브레이크 시스템을 단순화하여 디스크의 표면온도 및 열변형을 예측하고, 실험값과 비교하는 접근법이 많다. 그러나 실제 제동시 시간에 따라서 발생하는 마찰열로 인한 열변형을 줄이기 위한 디스크의 최적설계에 대한 연구는 많지 않다. 본 연구에서는 제동 시에 발생하는 마찰열로 인한 디스크 열변형을 최소화하기 위해 유한요소해석으로 디스크 열 및 열변형 해석을 수행하고, 디스크의 특정부분의 치수를 변화시켜 다구찌 방법(Taguchi method)을 통하여 열변형을 최소화 할 수 있는 최적의 디스크 형상을 제시한다.

2. 디스크 열해석

2.1 열해석 모델링

설계 제동조건(65 km/h → 0 km/h, 감가속도 0.25 g)으로 제동 시에 디스크는 브레이크 패드와 접촉한 상태로 약 370 rpm의 속도로 회전하게 되므로, 패드와 디스크 사이에서 발생하는 마찰열이 디스크의 회전 표면에 균일하게 작용한다고 가정하였고, 디스크는 FEM 모델링 시 축대칭 2D 단면으로 가정하였으나 축대칭 요소를 사용할 수 없는 벤트 홀 부분은 관 유동에 의한 대류열전달 계수를 적용하였다.

디스크 양면에서 접촉하는 두 개의 패드에서의 마찰력 및 마모량의 편차는 작아서 무시하여 동일한 열속을 디스크 양면에 작용하였다. 제동 시 대류 열전달의 적용을 위해서 Limpert⁵⁾의 실험식을 사용하였고, 복사 열전달은 무시하였다. 응력 해석 시 패드와 디스크 간 마찰력에 관한 응력효과를 고려하지 않았다. 차량의 운동에너지는 제동 시 모두 열에너지로 변환된다고 가정하였으며, 제동 시 패드와 디스크 간에 발생하는 모든 마찰은 열에너지로 변환된다고 가정하였다.

해석에 사용된 벤틸레이티드 디스크는 국내 G사의 K차량에 적용중인 모델이다. Fig. 1과 Table 1은

해석에 사용된 벤틸레이티드 디스크의 형상과 물성값이며, Table 2는 디스크의 제원을 나타낸다. 디스크의 재질은 FC-250 회주철로 되어있다. 해석 시 사용된 공기 온도는 26 °C로 가정하였고, Table 3은 26 °C 일 때 공기의 물성값을 나타낸다. 위의 조건들을 이용하여 유한요소해석으로 ANSYS ETCHG 옵션을¹³⁾ 사용해서 벤틸레이티드 디스크 브레이크의 열 및 열응력 해석을 수행하였다.

디스크와 패드 사이의 마찰열에 의한 열전달은 열속을 계산하여 적용한다. 열속은 차량의 주행 중에 발생하는 운동에너지와 위치에너지를 가지고 계산하는데, 실제 차량의 중량을 기준으로 하며, 전륜의 제동 분담율을 80 %로 한다. 이때 발생하는 열속(heat flux)계산식은 열회로방법으로 구하여 식 (1)과 같이 정리할 수 있다.

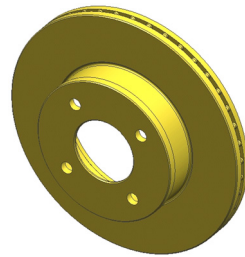


Fig. 1 Brake disc shape

Table 1 Mechanical properties of disc

| | |
|---|---------|
| Young's modulus (GPa) | 125 |
| Poisson's ratio (ν) | 0.29 |
| Thermal expansion coeff. ($\mu\text{m}/\text{m}^\circ\text{C}$) | 10 |
| Density (kg/m^3) | 7031.11 |
| Specific heat ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$) | 495 |
| Conductivity ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$) | 56.72 |

Table 2 Specifications of the disc

| | |
|-------------------|-----|
| Outer radius (mm) | 128 |
| Thickness (mm) | 24 |

Table 3 Properties of air at 26 °C

| | |
|--|------------------------|
| Density (kg/m^3) | 1.1614 |
| Viscosity (Ns/m^2) | 18.46×10^{-6} |
| Kinematic viscosity (m^2/s) | 15.89×10^{-6} |
| Specific heat ($\text{Nm}/\text{kg}\cdot\text{K}$) | 1007 |
| Conductivity ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$) | 0.0263 |

$$q = \frac{\alpha\gamma(m + \frac{I}{r^2})[2V_1 - at]}{10\pi(R_o^2 - R_i^2)} \quad (1)$$

여기서, I 는 바퀴의 회전관성모멘트, r 은 타이어 반경, V_1 은 차량의 초기속도, m 은 차의 질량, t 는 제동 시간, a 는 차량의 감가속도, γ 는 열분배율(heat partition ratio), R_o 와 R_i 는 각각 패드의 외/내 둘레원의 반경이다.

제동 시 감속구간, 가속구간, 등속구간과 같은 상황에 따라서 적용되는 열속과 대류 열전달계수가 달라진다. 감속일 경우 열속과 대류가 같이 적용되고, 가속 및 등속일 경우 열속은 없고, 대류만 적용된다. 따라서 정확한 대류 열전달계수를 구하여야 한다. 벤트홀(vent hole)부분과 나머지(solid) 부분에서 서로 다른 대류 열전달계수를 구하여 적용해야 한다. 벤트홀 부분은 관유동 특성을 보이므로 다른 부분과는 대류특성이 다르다. 또한 층류와 난류에서의 대류 열전달 계수의 값이 다르다. 레이놀즈수에 의해 어느 속도에서 층류와 난류가 되는가를 보고 이 값에 의해 대류 열전달계수 값을 구한다. 대류 열전달 계수는 특성길이와 유속에 따른 레이놀즈수와 연계된 식으로 구할 수 있으며, 열속이 적용되지 않는 부분은 특성길이를 디스크의 지름으로 한다.

패드와 마찰이 발생하는 디스크 솔리드부분의 대류 열전달 계수는 Limpert⁵⁾ 실험식에 의해 레이놀즈수에 따른 층류와 난류로 구분하여 나타낸다. 층류($Re < 2.4 \times 10^5$)에서 대류 열전달계수는,

$$h_d = 0.70(k_a/D)Re^{0.55}, [W/m^2K] \quad (2)$$

난류($Re > 2.4 \times 10^5$)에서 대류 열전달계수는,

$$h_d = 0.04(k_a/D)Re^{0.8}, [W/m^2K] \quad (3)$$

디스크 벤트 홀의 대류 열전달계수는 다음과 같은 식을 적용하여 계산하였다.

층류일 때 ($Re \leq 10^4$)

$$h = 1.86(Re Pr)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_h}{l}\right)^{0.33} \times \left(\frac{k_a}{d_h}\right), \quad (4)$$

$[W/m^2 \cdot K]$

난류일 때 ($Re > 10^4$)

$$h = 0.023\left[1 + \left(\frac{d_h}{l}\right)^{0.67}\right]Re^{0.8}Pr^{0.33} \times \left(\frac{k_a}{d_h}\right), \quad (5)$$

$[W/m^2 \cdot K]$

여기서, k_a 는 공기의 열전도계수, D 는 디스크 직경, Re 는 레이놀즈수, Pr 은 프란틀수, d_h 는 수력반경, l 은 벤트홀의 특성길이이다.

우선, 식 (1) ~ (5)와 Table 4의 조건을 사용하여 디스크의 열속 및 대류 열전달계수를 계산하였으며, Table 5에 정리하였다. Fig. 2는 2차원 유한요소 해석을 위한 축대칭 단면을 나타냈고, Fig. 3과 같이 해석 수행 시 요소의 크기는 1 mm가 되도록 메쉬한

Table 4 Braking conditions for thermal analyses

| | |
|------------------------------|--------|
| Deceleration (g) | 0.25 |
| Braking time (sec) | 7.24 |
| Speed reduction (km/h) | 65 → 0 |
| Vehicle weight (kN) | 18.639 |
| Front wheel braking rate (%) | 72 |
| Slip rate (%) | 8 |
| Braking pressure (MPa) | 13 |

Table 5 Computed heat flux and convection coefficients

| Elapsed time (sec) | Heat flux (W/m^2) | Disc convection coeff. (W/m^2K) | Vent hole convection coeff. (W/m^2K) |
|--------------------|-----------------------|-------------------------------------|--|
| 0.362 | 471599.8225 | 98.881979 | 599.831185 |
| 0.724 | 469193.26 | 95.984818 | 589.117615 |
| 1.086 | 466786.6975 | 93.014269 | 577.999524 |
| 1.448 | 464380.135 | 89.96398 | 566.436418 |
| 1.81 | 461973.5726 | 86.826613 | 554.380901 |
| 2.172 | 459567.0101 | 83.593611 | 541.776944 |
| 2.534 | 457160.4476 | 80.254892 | 528.557563 |
| 2.896 | 454753.8851 | 76.798432 | 514.64164 |
| 3.258 | 452347.3226 | 73.209703 | 499.929467 |
| 3.62 | 449940.7602 | 69.470859 | 484.296325 |
| 3.982 | 447534.1977 | 65.559563 | 467.582961 |
| 4.344 | 445127.6352 | 61.447209 | 449.580883 |
| 4.706 | 442721.0727 | 57.096119 | 430.008645 |
| 5.068 | 440314.5103 | 52.454875 | 408.47134 |
| 5.43 | 437907.9478 | 47.449995 | 384.386248 |
| 5.792 | 435501.3853 | 41.969681 | 356.832583 |
| 6.154 | 433094.8228 | 35.827735 | 324.203918 |
| 6.516 | 430688.2603 | 28.666137 | 283.218209 |
| 6.878 | 428281.6979 | 19.579548 | 224.790442 |
| 7.24 | 425875.1354 | 0 | 0.004276 |

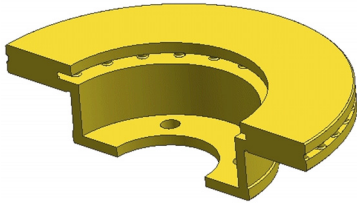


Fig. 2 Half sectional shape of a brake disc

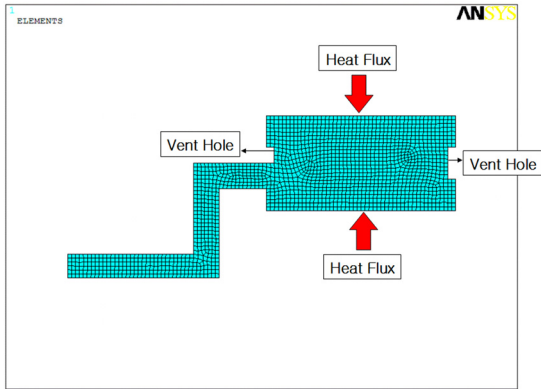


Fig. 3 The finite element mesh of a half disc cross-section

후 계산된 열전달계수 및 열속값으로 경계조건을 부여했다.

2.2 열해석 결과

Fig. 4는 FEA를 통해 계산된 디스크의 온도분포를 나타내며, 제동이 끝나는 7.24초일 때 최고온도가 발생했으며 119.09 °C로 계산되었다. Fig. 5는 최고온도를 나타낸 절점을 기준으로(A-B 선) 수직 배열된 절점의 온도분포를 나타낸다. 중심부로 갈수록 온도가 낮아지다가 다시 디스크 표면으로 가면 온도가 높아지는 것을 알 수 있다.

3. 디스크 열변형 최소화

3.1 디스크 열변형 해석

열변형 해석 시 경계조건으로 휠 볼트가 체결되는 부분을 고정하였고, 디스크의 외경과 패드의 표면은 미세한 거리를 유지하면서 서로 떨어져 있다. 앞서 계산된 절점별 온도분포를 이용한다.

Fig. 6은 열변형이 일어난 결과를 나타내며, 앞서 계산한 온도분포 결과에서 예측되듯 디스크의 온도

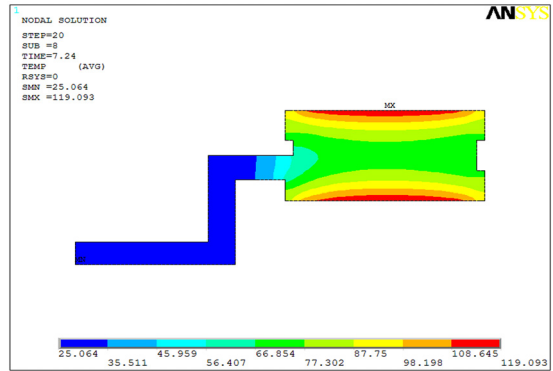


Fig. 4 Temperature distribution on the disc at stop

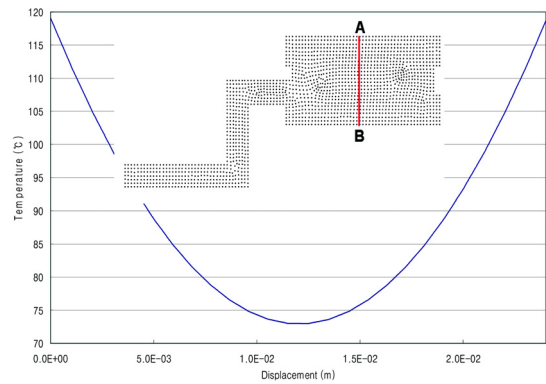


Fig. 5 Temperature distribution along the A - B line

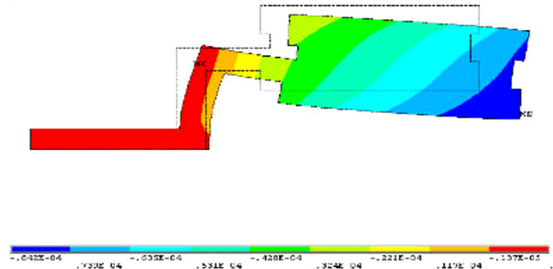


Fig. 6 Thermal deformation of a disc

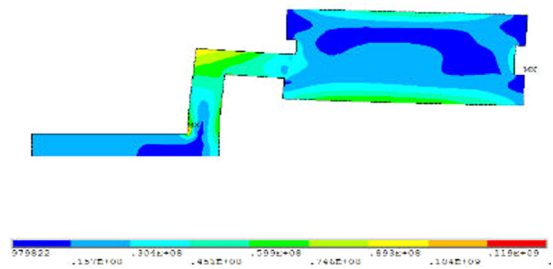


Fig. 7 Stress distribution of a disc

가 높은 패드접촉(열속적용) 부분이 열팽창으로 인해 부풀어 오른 모습을 볼 수 있다. Y축방향(그림의 세로)의 최대 열변형량의 값은 8.42×10^{-2} mm이다. Fig. 7은 열응력분포를 나타낸다. 최대응력은 제동 완료 시점인 7.24초에 133 MPa를 나타냈다. 패드와 접촉하는 부분에 응력이 분포되고, 최대응력은 디스크의 햇(hat)부분 안쪽과 베인(vane)부에서 나타났다.

3.2 디스크 열변형 최소화

열변형이 최소화되는 디스크 단면형상 도출을 위해서는 설정된 설계인자를 변경하여 총 81회의 해석을 수행하여야 하지만 다구찌 방법을 이용하면 9회의 해석만으로 가능하다. 짧은 해석시간과 적은 비용으로 효과적인 설계를 할 수 있는 다구찌 방법을 사용하였고 다음과 같이 진행하였다.

(1) 테마선정: 앞서 수행한 벤틸레이티드 디스크의 열변형을 최소화한다.

(2) 문제분석: 형상 변화에 따라서 열변형이 달라지며, 최적의 형상을 찾는다.

(3) 특성치 및 인자 선정: 열변형은 그 값이 작을수록 좋으므로 망소특성에 해당된다. 특성치에 영향을 주는 인자는 Fig. 8에서 제시된 4가지 부분의 치수를 변화시킨다. 이들 4 지점(변수)는 앞의 열전달 및 열변형 해석의 결과를 분석하여 영향이 큰 지점을 선택하였다.

(4) 실험 배치: 직교배열표를 사용하며, 여기서는 3수준 인자 4개를 배치하므로 $L_9(3^4)$ 인 직교배열표(Table 6)를 선택한다. A~D 4 지점의 치수에서 ①이 기존 디스크의 설계값이며, 이를 기준으로 실제 많이 사용되는 범위 내인 ± 2 mm 씩 증감하여 총 3개 수준으로 구분하였다.

(5) 실험 실시: 인자의 수준을 변경하여 앞서 실시한 열전달해석을 수행하고 이어 구속조건을 반영하여 FEM 열변형해석을 실시한다.

(6) 최적조건 선정: SN 비를 각 수준별로 계산하고, 최적조건이 되도록 인자를 선정한다.

(7) 재현 실험: 개선된 인자의 수준에서 재해석을 실시하여 최초 디자인의 열변형량과 비교하여, 개선 유무를 확인한다.

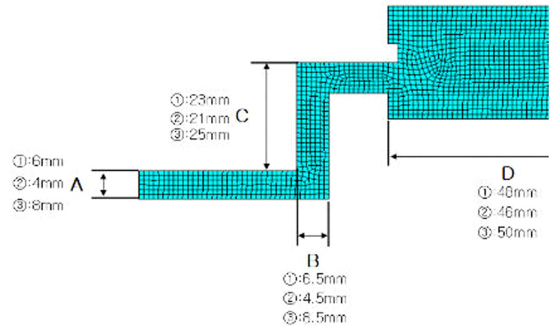


Fig. 8 Design factors and changes

Table 6 L_9 orthogonal array

| CASE | Size A | Size B | Size C | Size D |
|------|--------|--------|--------|--------|
| 1 | ① | ① | ① | ① |
| 2 | ① | ② | ② | ② |
| 3 | ① | ③ | ③ | ③ |
| 4 | ② | ① | ② | ③ |
| 5 | ② | ② | ③ | ① |
| 6 | ② | ③ | ① | ② |
| 7 | ③ | ① | ③ | ② |
| 8 | ③ | ② | ① | ③ |
| 9 | ③ | ② | ② | ① |

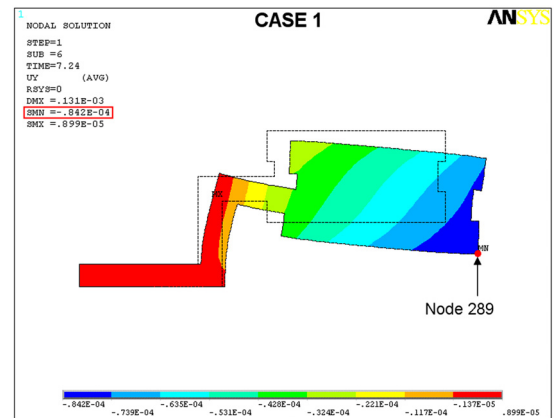


Fig. 9 Thermal deformation of case 1

직교배열표의 실험순서대로 총 9가지의 열변형 해석을 수행했으며, case 1을 Fig. 9, 10에 나타내었다. 다른 case도 같은 패턴으로 표현된다.

결과분석은 SN비(signal to noise ratio, 신호 대 잡음의 비)를 활용하여 분석을 한다. 열변형은 작을수록 좋은 특성이므로 다구찌 방법에 따라 망소 특성에 해당하며, SN비를 구하는 식은 아래와 같다.

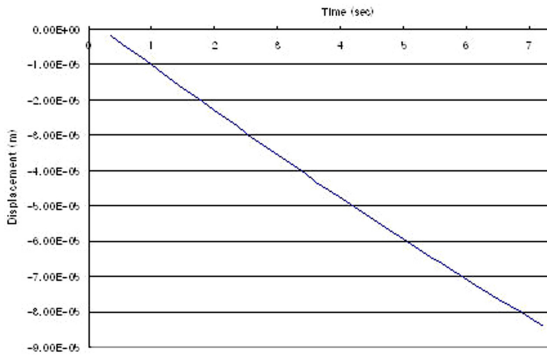


Fig. 10 Displacements in y-direction in case 1

단위는 dB이다.

$$SN = -10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right] \quad (6)$$

(n: 인자의 수준별 실험 횟수, y_i : 각 실험의 특성치)

실험결과 및 SN비를 계산하면 Table 7과 같고, SN비가 클수록 열변형은 작은 것을 의미한다. Table 8은 인자의 수준별 SN비를 나타내며, 델타(delta) 값은 인자의 수준별 SN비의 최대값과 최소값의 차이를 나타내고 있다. 랭크(rank)는 델타 값이 큰 순서대로 순위를 부여하였다. 델타의 값이 크다는 것은 인자의 수준별 SN비의 변화가 크다는 것을 의미하는 것이므로, 결국은 순위가 높은 인자일수록 특성치에 더 많은 영향을 주고 있음을 알 수 있다. SN비를 통계처리 프로그램인 Minitab을 이용하여 나타내면 Fig. 11과 같이 나타내어진다. 최적의 조합은 SN비가 가장 높은 조합인 치수 A: 2, 치수 B: 3, 치수 C: 2, 치수 D: 2 순의 조합이다.

3.3 최적 수준 선정 및 확인

최적 수준은 그림에서 각 인자들의 SN비가 최대가 되는 수준으로 결정한다. 최적 수준과 현 수준의 SN비를 예측하면 Table 9와 같다. 최적수준의 예상 SN비는 82.6704이며, 현재 수준의 SN비는 81.4938이다. 따라서 예상 SN비의 이득은 1.1766이 된다.

위의 결과를 바탕으로 얻어진 최적수준의 치수 A ~ D를 조합한 최적 수준의 단면형상으로 열변형 해석을 실시하였다. Fig. 12, 13은 최적 수준의 단면형상을 바탕으로 열해석 및 열변형 해석을 한 결과이

Table 7 Thermal deformation and signal to noise ratio

| CASE | Thermal deformation(m) | SN ratio |
|------|------------------------|----------|
| 1 | 8.42E-5 | 81.4938 |
| 2 | 8.03E-5 | 81.9057 |
| 3 | 8.27E-5 | 81.6499 |
| 4 | 7.94E-5 | 82.0036 |
| 5 | 8.18E-5 | 81.7449 |
| 6 | 7.66E-5 | 82.3154 |
| 7 | 8.59E-5 | 81.3201 |
| 8 | 8.75E-5 | 81.1598 |
| 9 | 7.83E-5 | 82.1248 |

Table 8 Signal to noise ratio vs levels

| Level | Size A | Size B | Size C | Size D |
|-------|--------|--------|--------|--------|
| 1 | 81.68 | 81.61 | 81.66 | 81.78 |
| 2 | 82.02 | 81.60 | 82.01 | 81.85 |
| 3 | 81.53 | 82.03 | 81.57 | 81.60 |
| Delta | 0.49 | 0.43 | 0.44 | 0.24 |
| Rank | 1 | 3 | 2 | 4 |

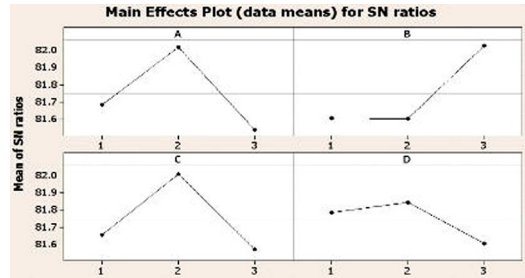


Fig. 11 Mean value of SN ratios

Table 9 SN ratio of a current level and an optimum level

| Level | Size A | Size B | Size C | Size D | S/N Ratio |
|---------|--------|--------|--------|--------|-----------|
| Current | 1 | 1 | 1 | 1 | 81.4938 |
| Optimum | 2 | 3 | 2 | 2 | 82.6704 |

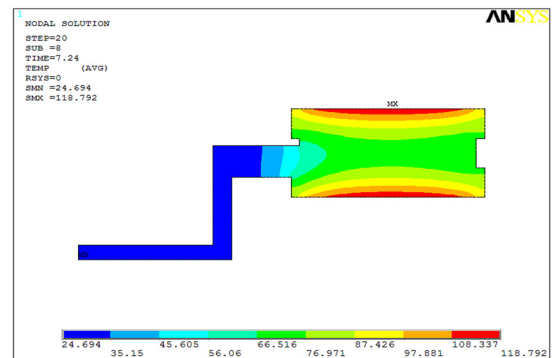


Fig. 12 Thermal analysis with an optimum level

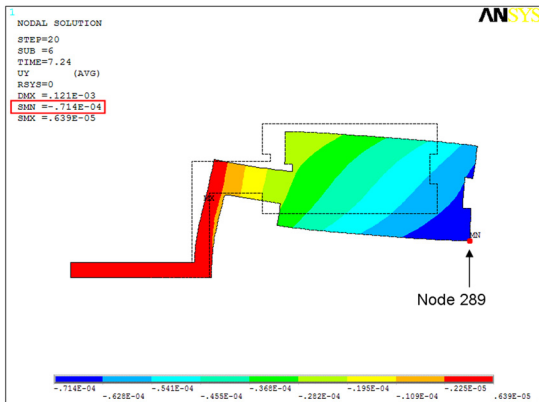


Fig. 13 Thermal deformation analysis with an optimum level

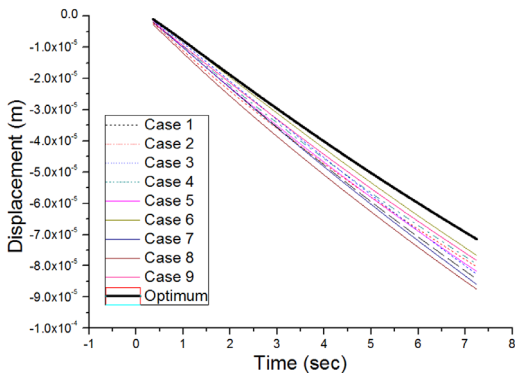


Fig. 14 Vertical displacements of all cases including an optimum case (node 289)

며, Fig. 14는 절점 289 (Fig. 13)에서 계산한 모든 경우의 시간에 따른 디스크 열변형량과 최적설계의 열변형량을 비교한 그래프이다. 최적수준 단면형상

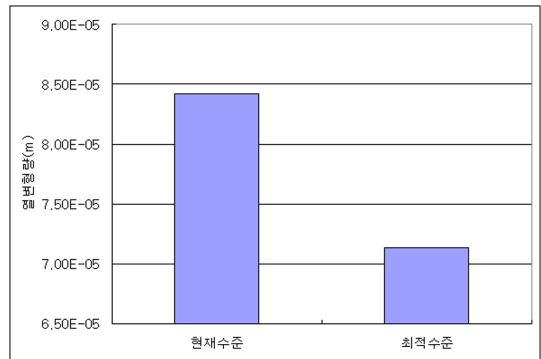


Fig. 15 Thermal deformations of present and optimum levels

의 시간에 따른 열변형량 값의 변화가 다른 어떤 수준의 열변형량의 값보다 작은 것을 알 수 있다. Fig. 15와 같이 현재수준의 열변형 값은 0.842×10^{-2} mm이고 최적 수준의 열변형량의 값은 0.714×10^{-2} mm이다. 결론적으로 최적수준은 현재 수준에 비해 0.128×10^{-2} mm의 열변형 값을 줄일 수 있다. 즉, 최적수준은 현재수준 대비하여 열변형량을 15.2% 줄일 수 있다.

4. 결론

다구찌 방법을 이용하여 제동 마찰열에 의한 브레이크 디스크의 열변형을 최소화할 수 있는 최적형상을 도출하였다. 도출된 최적 형상과 최초 형상의 열변형 해석결과를 비교하여 도출된 최적형상이 타당함을 증명하였다.

- 1) 최대응력은 최고 온도에서 발생하였고, 디스크의 핫부분의 안쪽과 베인부에서 나타났다.

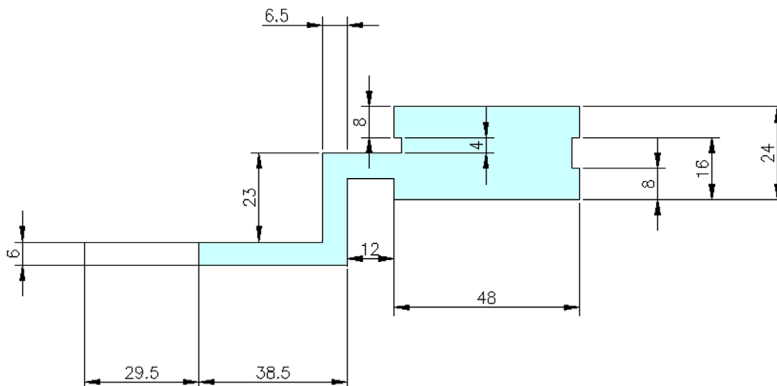


Fig. 16 Initial (present) disc cross-section before optimization

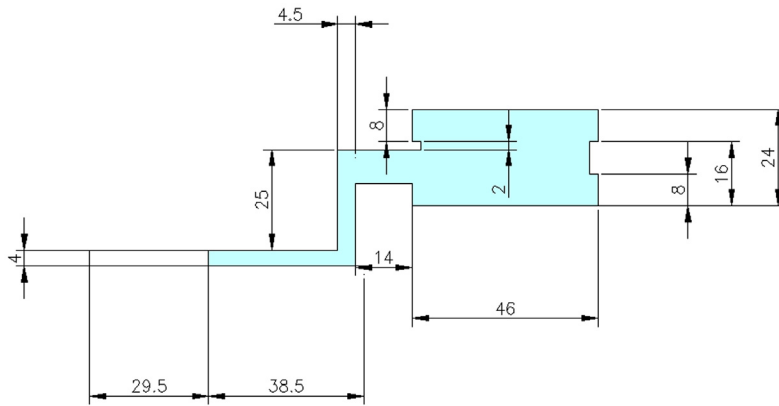


Fig. 17 Optimum disc cross-section after Taguchi optimization

- 2) 총 81회의 열변형 해석 대신, 다구찌 방법을 이용하여 9회의 열변형 해석 결과를 바탕으로 디스크의 최소 열변형 단면형상을 도출하였다.
- 3) 선정된 최적 수준의 디스크 단면형상(Fig. 17)은 기존 수준(Fig. 16)과 비교하면 열변형량을 15.2% 줄일 수 있음을 알 수 있다.
- 4) 브레이크 패드와 디스크의 접촉면 및 제동압력 작용 위치는 회전 미끄러짐으로 계속변하나(3D), 본 2D 단면 해석에서는 고려할 수 없기 때문에 약간의 열변형 오차가 존재할 수 있다.

References

- 1) C. K. Kim and B. Y. Sung, "Thermal Behavior Analysis of Disc Brake System during Quick Braking," Transactions of KSME-A, Vol.22, No.6, pp.1106-1113, 1998.
- 2) C. K. Kim and K. I. Lee, "Tribological Analysis on the Contact Behaviors of Disc Brakes due to Frictional Heatings," Transactions of KSME-A, Vol.23, No.10, pp.1845-1852, 1999.
- 3) D. C. Shin, T. J. Kim, T. S. Chi and K. Y. Kim, "Optimal Brake Disc Design Method for High Speed Judder Reduction," KSME Fall Conference Proceedings, pp.905-912, 2000.
- 4) T. H. Lee, K. K. Lee and S. J. Jeong, "Optimal Design for the Thermal Deformation of Disc Brake by Using Design of Experiments and Finite Element Analysis," Transactions of KSME-A, Vol.25, No.12, pp.1960-1965, 2001.
- 5) R. Limpert, Brake Design and Safety, 2nd Edn., Society of Automotive Engineers, USA, pp.103-117, 1999.
- 6) K. J. Lee, "Numerical Prediction of Brake Fluid Temperature Rise during Braking and Heat soaking," SAE 1999-01-0483, 1999.
- 7) T. Valvano and K. J. Lee, "An Analytical Method to Predict Thermal Distortion of a Brake Rotor," SAE 2000-01-0445, 2000.
- 8) G. H. Gao and X. Z. Lin, "Transient Temperature Field Analysis of a Brake in a Non-axisymmetric Three-dimensional Model," Journal of Materials Processing Technology, Vol.129, Issues 1-3, pp.513-517, 2002.
- 9) G. H. Gao, J. M. Huang, X. Z. Lin and X. S. Tang, "Stress Analysis of Thermal Fatigue Fracture of Brake Discs Based on Thermomechanical Coupling," Journal of Tribology Transaction of the ASME, Vol.129, No.3, pp.536-543, 2007.
- 10) P. Hwang, X. Wu and Y. B. Jeon, "Repeated Brake Temperature Analysis of Ventilated Brake Disc on the Downhill Road," SAE 2008-01-2571, 2008.
- 11) T. K. Kao, J. W. Richmond and A. Douarre, "Brake Disc Hot Spotting and Thermal Judder: An Experimental and Finite Element Study," Int. J. Vehicle Design, Vol.23, No.3/4, pp.276-296, 2000.
- 12) M. Pevec, I. Potrc, G. Bombek and D. Vranešević, "Prediction of the Cooling Factors of a

Vehicle Brake Disc and its Influence on the Results of a Thermal Numerical Simulation,” Int. J. Automotive Technology, Vol.13, No.5, pp.725-733, 2012.

13) S. Moaveni, Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS, 3rd Edn., Prentice Hall, USA, pp.426-463, 2008.