

벤틸레이티드 디스크 브레이크 로터의 최적설계

이수기 * · 성부용 ** · 하성규 ***
(1999년 1월 20일 접수)

Optimal Design of Ventilated Disc Brake Rotor

Su Ki Lee, Boo Young Sung and Sung Kyu Ha

Key Words : Brake Rotor(브레이크 로터), Disc Brake(디스크 브레이크), Thermal Judder(열적 저더), Coupled Field Problem(연성계 문제), Partitioning Technique(분리기법), Finite Element Method(유한요소법), Thermal Load(열하중)

Abstract

The shape optimization is performed to minimize the judder of ventilated disc brake rotor that is induced by the thermal deformation of the disc. A three-dimensional finite element is developed to analyze the coupled system of temperature and displacement field, and the thermal conductivity and mechanical stiffness matrices are simultaneously taken into account. To reduce computing time, an equivalent heat transfer rate is introduced approximating the heat transfer rate on the disc surface. A deformation factor is introduced to describe the thermal deformation causing the judder. The deformation factor is chosen as an objective function in the optimization process. Consequently an optimum design is then performed minimizing the deformation factor with the design variables of the shape of the disc. The optimum design procedure presented in this study is proven to be an effective method of minimizing the judder, and it reduces the thermal deformation by 23% of the initial geometry.

1. 서론

급격하게 증가하는 자동차와 더불어 교통사고의 지속적인 증가는 자동차의 제동 시스템, 즉 브레이크 계통에 대한 중요성을 크게 인식시키는 계기가 되고 있다. 자동차 엔진의 고출력화, 경량화, 고속화 추세에 따라서 제동장치는 더욱 가속한 상태에서 운전되어야만 하고, 더욱이 최근에는 제동거리를 대폭적으로 단축한 브레이크 개발에 많은 연구를 하고 있다.

디스크 브레이크는 디스크와 패드 사이의 마찰력을 이용하여 움직이는 장치의 운동속도를 가능한 빠른 시간 내에 감소시키거나 정지시키는데 그 목적이 있다. 정상주행 상태에서 브레이크는

제동과 주행을 반복하게 되며, 제동이 반복해서 일어날 때 마다 디스크는 마찰에 의한 열 발생과 전도와 대류에 의한 방열 과정을 반복하게 된다.

자동차가 이동할 때 발생된 운동에너지는 대부분 마찰열의 형태로 브레이크의 디스크에 전달되어 결과적으로는 디스크와 패드의 접촉면 사이의 온도를 급격하게 상승시키게 된다. 이와 같은 디스크와 패드 사이의 마찰은 브레이크 마찰면에서의 마멸, 열크랙 및 열변형 등의 열적 문제를 발생시키고 브레이크의 제동력을 불균일하게 변화시킨다. 이것이 디스크에 미소한 진동을 발생시키는 원인이 되고 브레이크 시스템의 수명단축이나 고장을 일으키는 원인으로 작용한다.

위와 같은 열적 요인에 의해 발생하는 약 100~1,000Hz의 저주파수 강제진동구간을 저더(judder)라고 하며, 일반적으로 브레이크의 제작공차(manufacturing tolerance)에 관련된 노크(knock), 저속 또는 낮은 제동력에서 주로 발생하는 스틱·슬립(stick slip) 현상에 관련된 100Hz 이하의 그로운(groan) 등도 저더를 발생시키는 원인이 된다.

* 한양대학교 대학원 기계설계학과

** 산업기술정책연구소

*** 회원, 한양대학교 기계공학과

E-mail : sungha@email.hanyang.ac.kr

TEL : (0345)400-5249 FAX : (0345)501-0754

100Hz 정도의 저주파수 영역은 운전자가 손이나 발에서 감지할 수 있을 정도의 진동 영역으로 이는 운전자에게 심리적불안을 야기시킬 수도 있다.

그 동안 디스크 브레이크의 설계는 경험에 크게 의존해 왔고, 제시되는 문제점의 대부분은 시행 착오적 방법에 의하여 해결되었다. 즉, 많은 양의 브레이크 원형 제작과 실험을 통하여 브레이크의 성능을 개선하려는 노력을 해왔기 때문에 개발기간이 오래 걸리고 적기에 향상된 제품을 생산할 수 없다는 문제점들이 제기되었다.

이와 같은 브레이크 개발상의 문제점을 전환시키는 방안으로 선진각국에서는 80년대 중반이후에 이미 컴퓨터를 이용한 해석 및 설계기법을 도입하였다. 국내에서도 디스크 브레이크 시스템의 열변형과 마멸, 열크랙 등에 대한 연구결과가 나와 있으며, (12) 열에 의해 유발되는 문제들을 해결하기 위한 많은 연구와 실험들이 이루어 지고 있다. 본 연구는 기술개발 기간을 단축하면서 우수한 브레이크 제품을 생산하기 위한 방법의 하나로 유한요소 해석법을 도입하여 저더를 줄이기 위한 해석방향을 제시하고, 그에 따른 최적설계 프로그램을 개발하는데 목적이 있다.

저더를 감소시키기 위해서는 열에 의한 변형을 줄일 수 있는 적절한 형상의 설계가 필요하다. 제동시 브레이크 디스크의 양면은 캘리퍼에 부착된 패드와의 마찰에 의해 고온의 열이 전달된다. 이러한 열은 시간에 따라 디스크 내부로 전달되고 디스크 브레이크는 열하중에 의해 변형을 일으키게 된다. 이러한 디스크 브레이크에 작용하는 열적 하중에 의한 변형을 해석하기 위해서는 온도장 및 변위장이 연성(coupled)되어 있는 연성장 문제를 다룰 수 있는 유한요소가 필요하다.

따라서, 본 연구에서는 온도장과 변위장이 연성된 연성장 문제의 효율적 해석을 위한 3차원 요소를 도입하였다. 또한 제동과정의 열 발생과 열전달 문제를 정식화하였고, 적절한 변형인자(deformation factor)를 도입하여 저더를 줄이기 위한 디스크 브레이크의 최적설계 방향을 제시함과 동시에 그 해석을 위한 최적설계 프로그램을 개발하였다.

2. 브레이크의 이론적 해석

2.1 연성장 해석이론

온도장과 변위장이 연성된 구조물 해석에 있어 다음과 같은 이론에 따라 개발된 유한요소를 사용하였다.(13)

2.1.1 지배방정식

적층 복합재료에서 3차원 비정상 상태 열전달 문제의 지배방정식은 다음 식으로 표시된다.

$$\nabla \cdot (\tilde{\mathbf{K}} \nabla T) + Q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

여기서, ρ 는 밀도, c 는 비열, Q 는 단위 체적당 에너지 발생률이며, T 는 온도, t 는 시간을 의미하고, $\tilde{\mathbf{K}}$ 는 열전도계수 행렬이다. 그리고, 3차원 응력 해석을 위한 요소 평형 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla \sigma + f = 0 \quad (2)$$

여기서, σ 는 응력벡터 f 는 체력벡터를 나타낸다. 열에 의한 하중이 고려된 경우 응력벡터는 다음과 같이 나타난다.

$$\sigma = \mathbf{D}(\epsilon - \alpha T) \quad (3)$$

여기서, \mathbf{D} 는 응력과 변형률의 관계를 나타내는 구성 행렬, ϵ 은 변형률 행렬, α 는 열팽창계수 행렬을 나타낸다.

2.1.2 유한요소 정식화

온도장과 변위장이 함께 고려되는 3차원 유한요소 해석을 위하여 요소당 8개의 절점과 각 절점에서 온도장에 대한 1개의 자유도(T^e)와 변위장에 대한 3개의 자유도(d^e)를 가지는 육면체 요소를 사용하였다. 특히 변위는 비적합 모드(incompatible mode)를 적용하여 굽힘 모드(bending mode)에서의 변형률과 응력 해의 정확성을 높였다. 이에 대한 깊은 수학적 표현은 본 논문의 주제과 거리가 있으므로 생략한다

식 (1)과 식 (2)에 Galerkin 방법을 적용하면 다음과 같은 온도장과 변위장이 연성된 행렬식을 얻게 된다.

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{C}^e & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{T}^e \\ \dot{d}^e \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{K}_T^e & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_d^e \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} T^e \\ d^e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_T^e \\ \mathbf{F}_d^e(T^e) \end{Bmatrix} \quad (4)$$

여기서, \mathbf{C}^e 는 열용량 행렬, \mathbf{K}_T^e 는 요소열전도행렬, \mathbf{K}_d^e 는 요소강성행렬, \mathbf{F}_T^e 는 열흐름 벡터이고, $\mathbf{F}_d^e(T^e)$ 는 온도장이 고려된 요소의 절점하중벡터이다.

식 (4) 의 1 행은 비정상 상태의 열전도 방정식을 나타낸다. 이 방정식을 시간해법으로 후방 Euler 방법(backward euler method)을 이용하여 정리하면 다음과 같은 식으로 표현 된다.

$$\mathbf{K}_{\text{eff}}^e T_i^e = \mathbf{F}_{\text{eff}}^e \quad (5)$$

여기서,

$$\mathbf{K}_{\text{eff}}^e = \frac{1}{\Delta t} \mathbf{C}^e + \mathbf{K}_T^e \quad (6)$$

$$\mathbf{F}_{\text{eff}}^e = \mathbf{F}_i^e + \frac{1}{\Delta t} \mathbf{C}^e T_{i-1}^e \quad (7)$$

이다. 이때, Δt 는 시간증분을, T_i^e, T_{i-1}^e 은 시간 i 각각 $t, t-1$ 에서 요소온도를 의미한다. $\mathbf{K}_{\text{eff}}^e$ 는 유효열전도행렬(effective conductivity matrix)이라 하고, $\mathbf{F}_{\text{eff}}^e$ 는 유효열흐름벡터(effective heat flow vector) 라 한다. 따라서, 식 (5)를 이용하여 식 (4)를 정리하면 다음과 같은 식을 얻게 된다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{\text{eff}}^e & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_d^e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_i^e \\ d_i^e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{\text{eff}}^e \\ \mathbf{F}_d^e(T_i) \end{bmatrix} \quad (8)$$

먼저 주어진 형상정보와 물성치들을 이용하여 전체강성행렬을 구성한다. 그리고 분리기법을 이용하여 계산 시 내부적으로 온도장과 변위장의 자유도를 각각 분리하고 시간 t 에서의 온도장을 해석한 후 그 결과치를 절점하중벡터에 적용한다. 그 다음 전체강성행렬로부터 강성행렬과 절점하중 벡터를 구성한 후 시간 t 에서의 변위장을 해석하게 된다.

2.2 제동시 발생하는 에너지

자동차가 제동하게 될 때 운동에너지는 패드와 디스크의 마찰에너지 뿐만 아니라 자동차 바퀴와 지면과의 마찰, 공기 저항에 의한 손실 등 많은 요인에 의해 기타 에너지로 변환되어 진다. 그러나 자동차 바퀴와 지면의 마찰은 무시할 정도로 작다고 가정하고 또한 기타 요인에 의한 에너지 손실도 무시할 수 있을 정도로 작다고 가정하면 주행중의 운동에너지가 모두 패드와 디스크의 마찰에너지로 변환된다는 가정은 마찰열에 의한 디스크의 변형 해석에 대해 충분히 강건한 조건이 된다. 또한 제동중 자동차의 감속도는 실제의 경우 운전 상태에 따라 불규칙적이기 때문에 모든

경우를 고려하기란 불가능하다. 따라서 제동중의 감속도는 일정하다고 가정하였다. 이러한 가정에 의거 제동시에 디스크에 전달되는 열량은 다음과 같이 유도되어 진다. 주행중인 자동차가 가지는 운동에너지는 제동 시 마찰에 의한 열에너지로 변환된다. 주행중인 자동차가 가지는 운동에너지는 다음과 같다.⁽¹⁾

$$E_b = \frac{M}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \frac{I}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (9)$$

여기서, M 은 자동차의 질량이며 v_1 은 초기속도, v_2 는 나중속도, I 는 바퀴의 질량 관성 모멘트, ω_1 은 바퀴의 초기 각속도, ω_2 는 바퀴의 나중 각속도이다.

자동차가 완전히 정지하였을 때 $v_2 = \omega_2 = 0$ 이 되고, 초기속도 $v_1 = r\omega_1$ 이므로 열에너지로 변환되는 전체에너지는 다음과 같이 정리된다.⁽¹⁾

$$E_b = \frac{M}{2} \left(1 + \frac{I}{r^2 M} \right) v_1^2 = \frac{kMv_1^2}{2} \quad (10)$$

여기서, $k = 1 + I/(r^2 M)$ 이다. 또한 브레이크 제동시의 감속도 a 가 일정하므로 $v(t) = v_1 - at$ 와 같고, 제동력 P_b 는 다음과 같이 주어진다.⁽¹⁾

$$P_b = kMa(v_1 - at) \quad (11)$$

따라서 자동차가 완전히 제동하게 될 때 마찰에 의해 디스크와 패드사이의 상호 접촉면의 단위 면적 당 작용하는 열량은 다음과 같다.⁽¹⁾

$$q_o(t) = \frac{1}{A_o} kMa(v_1 - at) \quad (12)$$

해석하고자 하는 디스크는 전체 4 개의 구동륜 중 1 개의 전륜 디스크이기 때문에 식 (12)에 전·후륜 브레이크 분담률과 한쪽 브레이크에 해당하는 가중치를 상수로서 적용하면 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$q_o = \frac{1}{A_o} C_1 C_2 kMa(v_1 - at) \quad (13)$$

여기서, C_1 은 전·후륜 브레이크 분담률이고, C_2 는 한쪽 브레이크만의 비율이다.

2.3 대류열전달 계수의 계산

해석하고자 하는 디스크 브레이크는 냉각구멍(vent hole)을 가지고 있는 종류이다. 이 형태의 디스크 브레이크는 디스크의 상하면과 냉각구멍을 통해서 공기와의 대류에 의해 냉각기능을 수행하기 때문에 냉각성능이 우수한 장점이 있다. 디스크 상하면과 냉각구멍을 통한 대류열전달 계수는 다음과 같이 계산하며 냉각구멍의 모식도는 Fig. 1에 나타내었다.

냉각구멍에서의 열전달은 차량의 진행속도에 따라 냉각구멍 속의 공기 유동이 난류일 때와 층류일 때로 구분된다. 제동중의 평균속도를 통하여 레이놀즈수를 계산한 후 난류일 경우 ($Re > 10^4$)에는 다음과 같은 실험식을 적용한다. ⁽¹⁾

$$h_v = 0.023 \left[1 + (d_h/l)^{0.67} \right] Re^{0.8} Pr^{0.33} \times (k_a/d_h) \quad (14)$$

그리고 층류일 경우 ($Re \leq 10^4$)에는 다음과 같이 대류 열전달 계수를 구하게 된다. ⁽¹⁾

$$h_v = 1.86(Re Pr)^{1/2} (d_h/l)^{0.33} \quad (15)$$

이때 사용되는 레이놀즈수 및 프란틀수는 다음의 식으로 계산된다.

$$Re = v_{ave} \frac{\rho_a d_h}{\mu_a} \quad (16)$$

$$Pr = \frac{3600 \cdot c_a \mu_a}{k_a} \quad (17)$$

여기서 d_h 는 수력반지름이며, v_{ave} 는 냉각구멍내의 공기의 평균 유동속도, ρ_a 는 공기의 밀도, μ_a 는 공기의 점성계수, k_a 는 공기의 열전도 계수, c_a 는 공기의 비열로서 수력반지름과 공기의 평균 유동 속도의 계산은 아래와 같다. ⁽¹⁾

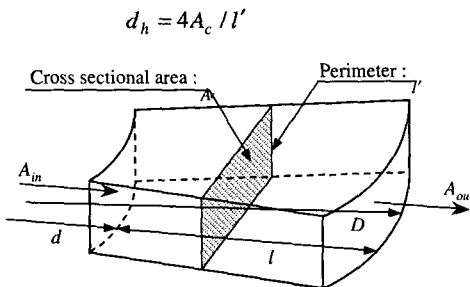


Fig. 1 The geometry of vent hole for calculating the heat transfer coefficient

$$v_{ave} = \frac{(v_{in} + v_{out})}{2}$$

$$v_{in} = 0.158 n_r (D^2 - d^2)^{1/2}$$

$$v_{out} = v_{in} (A_{in} / A_{out})$$

디스크 상하면을 통한 대류 열전달도 레이놀즈수를 구한 후 난류일 경우와 층류일 경우에 각각의 대류 열전달계수를 구하게 된다. 난류일 경우에는 다음의 식을 사용한다. ⁽¹⁾

$$h_d = 0.70(k_a / D) Re^{0.55} \quad (18)$$

또한 층류일 경우에는 아래의 식을 적용하여 구하게 된다. ⁽¹⁾

$$h_d = 0.04(k_a / D) Re^{0.8} \quad (19)$$

이때 사용되는 레이놀즈수는 다음과 같이 계산된다.

$$Re = v \frac{\rho_a D}{\mu_a} \quad (20)$$

2.4 등가열량의 정식화

브레이크 디스크는 회전하는 동안 전체 디스크의 일부(본 논문에서는 1/6 면적으로 가정)만이 패드와의 마찰에 의해 열을 받게 된다. 즉 전체 디스크의 1/6 면적만을 고려한다면 이 부분은 열을 받는 경우와 받지 않는 경우가 반복되어 발생한다. 유한요소해석을 수행함에 있어 이러한 반복적인 하중조건은 계산량을 증가시키고 열하중의 적용을 어렵게 만든다. 따라서 다음과 같은 방법에 의해 디스크 전체 면적에 대해 반복적인 열하중을 등가화시켜 디스크가 1회전할 때 동일한 등가열

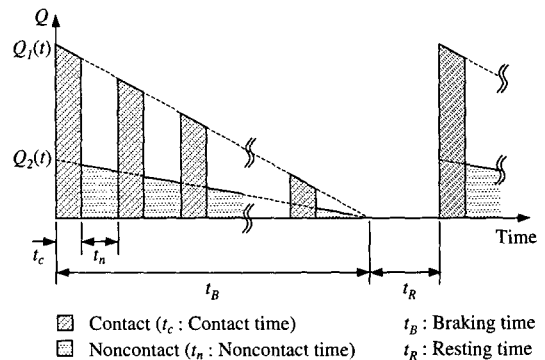


Fig. 2 The alternation heat transfer rates Q_1 and Q_2

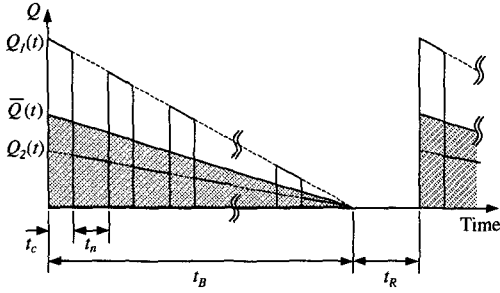


Fig. 3 The Effective heat transfer rate, equivalent to the alternating heat transfer rate Q_1 and Q_2 on the surface

량이 디스크 전체 면적에 가해지도록 하였다. 디스크의 전체 접촉 운동면 중에서 마찰에 의해서 열을 발생시키는 부분은 패드와 직접 접촉하는 디스크 마찰면이다. 따라서 회전하는 디스크는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 브레이크 패드와의 마찰에 의해 열을 받을 때와 주변공기에 의해 냉각이 일어나는 때를 반복하게 된다. 따라서 접촉할 때와 냉각될 때의 인입, 발산되는 열량은 다음과 같다.

$$\text{접촉이 일어나는 동안 : } Q_1(t) = q_o \bar{Q} \quad (21)$$

$$\text{냉각이 일어나는 동안 : } Q_2(t) = h(T - T_\infty) \quad (22)$$

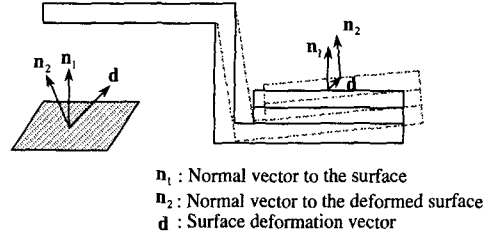
디스크가 1번 회전하는 동안 접촉면의 마찰을 통하여 전도되는 단위면적 당 열량은 디스크 전체 면적에 대한 접촉면적의 비에 마찰에 의해 전도되는 열량을 곱한 것과 같다. 또한 마찰이 발생하지 않는 동안의 디스크 표면을 통해 빠져나가는 열량은 디스크 전체면적에 대한 비접촉 면적의 비에 대류 방열량을 곱한 것과 같다. 이 면적의 비를 1회전 시간에 대한 접촉시간의 비 t_c 와 비접촉 시간의 비 t_n 로 바꾸어 나타내면 1회전 동안 디스크전체에 전달되는 평균 열량은 아래와 같다.

$$\int_0^{t_c+t_n} Q(t)dt = q_o \cdot t_c + h(T - T_\infty) \cdot t_n \quad (23)$$

위 식에서 t_c 시간 동안 디스크가 받는 열량과 t_n 시간동안 발산하는 열량을 다음과 같이 등가 열량으로 근사화 할 수 있다.

$$\int_0^{t_c+t_n} Q(t)dt = \{q_o w_1 + h(T - T_\infty) w_2\} (t_c + t_n) \quad (24)$$

여기서 w_1 과 w_2 는 가중치로서 아래와 같다.



n_1 : Normal vector to the surface
 n_2 : Normal vector to the deformed surface
 d : Surface deformation vector

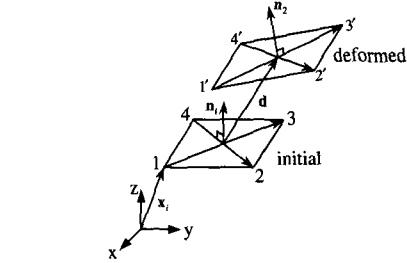


Fig. 4 Deformation showing the micro judder

$$w_1 = \frac{t_c}{t_c + t_n} \quad (25.a)$$

$$w_2 = \frac{t_n}{t_c + t_n} \quad (25.b)$$

위식은 아래와 같이 근사화 된다.

$$\int_0^{t_c+t_n} Q(t)dt = \bar{Q}(t)(t_c + t_n) \quad (26)$$

여기서 $\bar{Q}(t)$ 는 아래와 같다.

$$\bar{Q}(t) = w_1 q_o + w_2 h(T - T_\infty) \quad (27)$$

식 (27)는 브레이크 디스크가 1회전하는 동안 디스크 전체의 단위면적 당 작용하는 등가열량이다. 이 등가열량을 사용함으로써 제동하는 동안 디스크 표면에서 일어나는 복잡한 열전달을 간단히 표현할 수 있다. Fig. 3은 등가열량을 사용하여 디스크의 반복적 열전달을 근사화 하여 나타낸 것이다.

2.5 저더를 발생시키는 열변형

앞서 밝혔듯이 디스크에 발생하는 저더 현상은 열에 의한 디스크 표면의 변형이 그 주요한 원인이 되고 있다. 이 경우 디스크가 변형 후에 패드에 대해 가지는 각도변화 및 패드측으로의 변위가 저더를 발생시키는 가장 큰 원인이 되므로 패드와 접촉하게 되는 디스크의 모든 면이 변형 후에 가지게 되는 패드와 수직한 방향의 벡터 합과 디스크의 회전정도를 저더 발생의 기준으로 정할 수

있다.

즉 변형이 일어나기 전의 디스크표면의 수직방향 벡터를 \mathbf{n}_1 , 변형이 발생한 후의 디스크표면의 수직방향 벡터를 \mathbf{n}_2 , 변형이 발생한 후의 디스크 표면의 변형벡터를 \mathbf{d} 라 하면(Fig. 4), 패드와의 접촉이 일어나는 디스크 표면의 변형인자는 디스크의 수직변위와 회전을 각각 고려하여 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$S = \frac{\iint_{A_0} w(\mathbf{d} \cdot \mathbf{n}_1 + |\mathbf{n}_1 \times \mathbf{n}_2|) dA}{\iint_{A_0} w dA} \quad (28)$$

2.6 최적 설계 이론

최적설계시 목적함수는 식 (28)에서 주어진 변형인자의 함수를 사용한다. 주행 및 제동이 이루어진 각 시간단계에서 변형인자의 합을 목적함수로 취하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S = \sum_{i=1}^n S(\mathbf{b}, t_i) \quad (29)$$

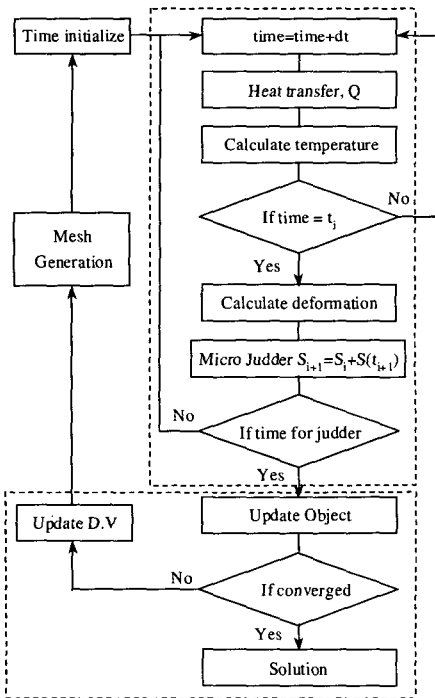


Fig. 5 The optimization procedure using the structural and thermal analysis

한편 Fig. 11 에서와 같이 주요 변형부의 각 치수를 설계변수로 취하였고, 구속조건으로는 질량과 강도비를 사용하였다. 질량조건은 모델링된 1/6 디스크의 질량이 설계조건에 한계질량보다 크지 않도록 하였고, 강도비는 안전계수를 적용하여 0.5 보다 작도록 하였다. 이상의 최적화 설계를 정식화하면 다음과 같다.

Find $\mathbf{b} = \{b_1, b_2, b_3, b_4\}^T$
 Minimize $S(\mathbf{b}, t_i)$
 Subject to mass of disk $< \text{mass}_{\text{all}}$
 Strength ratio $R = \frac{\sigma}{\sigma_Y} < 0.5$

위에서 정식화된 최적설계를 풀기 위해 사용한 코드는 D.O.T(Design Optimization Tools)⁽¹⁴⁾이다. 이때 사용된 알고리즘은 수정된 실행가능 방향법(modified feasible direction method)이며 선탐색(line search) 방법으로는 황금 분할법(golden section method)과 다항식(polynomial)에 의한 방법을 이용하였다. 디스크 브레이크의 유한요소해석과 최적 설계과정에 대한 연구의 흐름도를 Fig. 5 에 도시하였다.

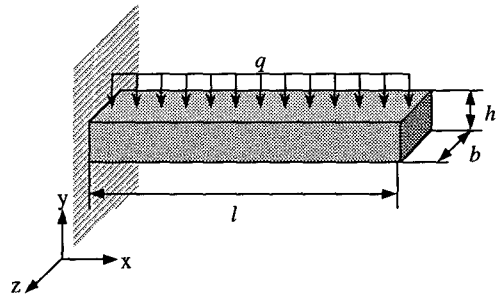


Fig. 6 The verification model for the stress analysis and optimization

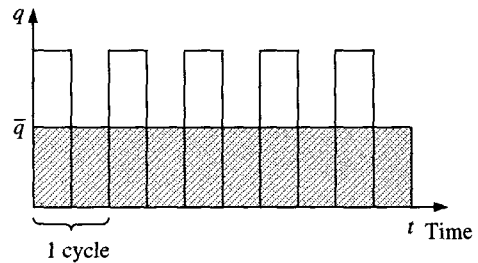


Fig. 7 Load table for the application of equivalent heat transfer

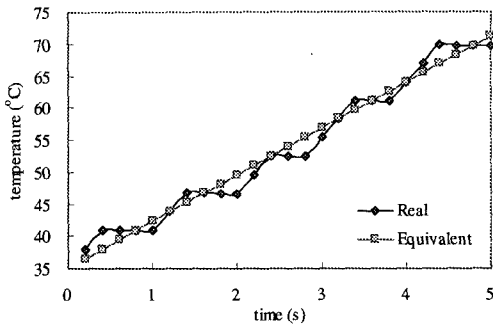
3. 프로그램의 검증

3.1 유한요소해석 프로그램의 검증

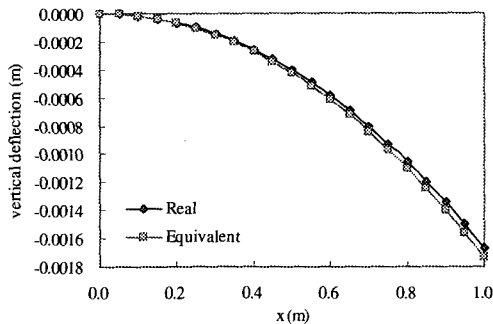
열 하중에 의한 온도장과 변위장이 연성된 연성장 문제의 효율적 해석을 위해 분리기법을 이용한 3 차원 요소를 도입하여 유한요소 해석을 수행하는 프로그램(HUSAP)이 개발되었다. 개발된 프로그램과 등가 열하중의 적용을 검증하기 위하여 한쪽 면이 고정단인 외팔보를 사용하였다. 형상 및 경계조건 그리고 하중조건은 Fig. 6 에서 보는 바와 같고 각 부분의 치수 및 작용하중은 Table 1 에 나타내었다.

Table 1 Geometrical parameters and the applied heat loading for the verification model

Material	0.6% Carbon Steel
Longitudinal length (<i>l</i>)	1 m
Width (<i>b</i>)	0.2 m
Thickness (<i>h</i>)	0.1 m
Heat flux (<i>q</i>)	$9 \times 10^5 \text{ J/m}^2 \cdot \text{s}$
Initial temperature	35 °C
Surrounding temperature	35 °C



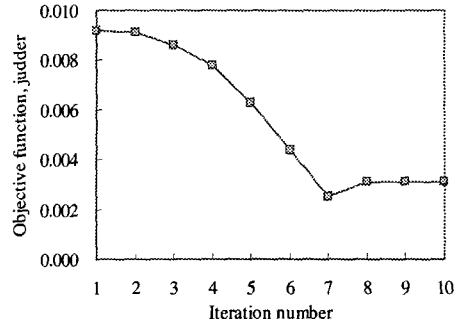
(a) The variation of the maximum temperature along the time



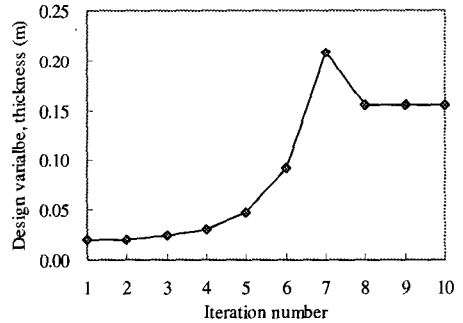
(b) Vertical deflection along the x-direction

Fig. 8 Verification of equivalent heat transfer

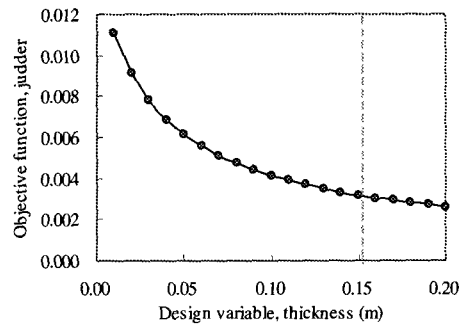
등가 열하중의 검증을 위해 Fig. 7 과 같이 열하중이 반복적으로 작용하는 경우와 등가 열하중이 적용된 경우를 비교하였고 이의 결과를 Fig. 8 에 도시하였다. 결과를 살펴보면 등가 열하중이 적용되었을 때와 반복하중이 적용되었을 경우 온도 곡선 및 외팔보의 처짐곡선이 일치하는 경향을 볼 수 있다. 본 검증 모델의 경우 약간의 오차가 있



(a) Convergence history of the objective function

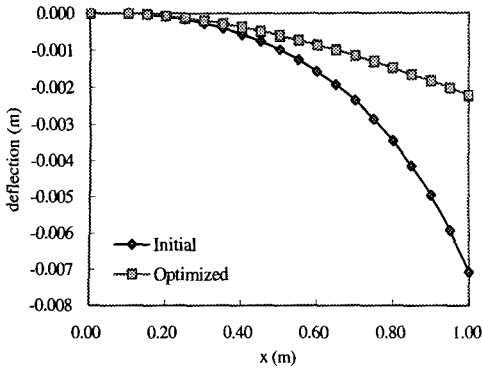


(b) Convergence history of the design variable

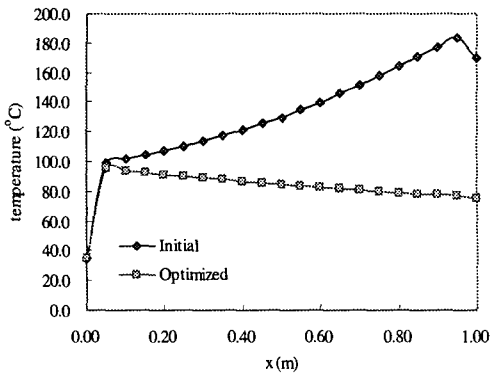


(c) Objective function value with varies of design variable

Fig. 9 Convergence history of the objective function and design variables for the verification model and Objective function value with varies of design variable



(a) Deflection along the x-direction



(b) Temperature distribution along the x-direction

Fig. 10 The comparison of the initial and optimum deflection for the verification model and their temperature distributions

음이 발견되는데 이것은 제동과 주행이 이루어지는 시간간격을 크게 적용하였기 때문에 발생하는 문제이다. 실제 디스크 브레이크의 경우 시간간격은 검증 모델보다 훨씬 짧기 때문에 실제 브레이크에 적용될 경우 이러한 오차는 사라지게 된다.

3.2 최적설계 프로그램의 검증

디스크 브레이크의 최적설계를 위한 최적설계 모듈이 사용되었다. 사용된 최적설계모듈의 검증을 위해 Fig. 6의 외팔보를 사용하였고, Table 1의 조건을 동일하게 적용하여 등가하중 하에서 시행하였다. 외팔보 끝단의 높이 h 를 설계변수로 취했고 목적함수와 구속조건은 2.6절에서 제시된 정식화를 사용하였다. 최적화 결과는 Fig. 9에 나타난 바와 같다. 등가열하중 q 에 의해 외팔보는 $-y$ 방향으로 처짐이 발생한다. 높이 h 가 증가할수록 목적함수 값은 줄어들고 이것은 제한된 목적함수

Table 2 Simulation data used in the finite element analysis

Mass of vehicle	1325 kg
Initial velocity	26.94 m/s
Heating time	4.5 s
cooling time	35.5 s
Brake type	ventilated disc brake
Material	0.6% Carbon Steel
Initial temperature	35 °C
Surrounding temperature	35 °C
Front brake efficiency	80%

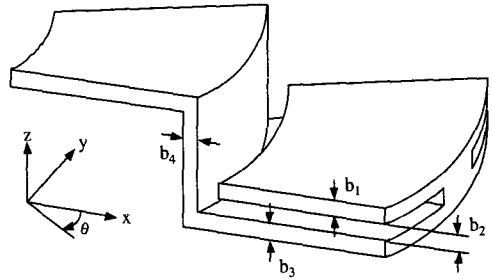


Fig. 11 The geometry of the ventilated brake disk and the design variable b_i ($i=1-4$)

값을 감소시키는 방향으로 진행된다. Fig. 9 (c)는 설계변수의 변화에 대해 목적함수의 변화를 보여주고 있다. Fig. 9에 나타난 바와 같이 높이 h 는 질량경계조건에서 더 이상 커지지 않고 이때 목적함수는 최적값을 가진다. Fig. 10의 결과를 살펴보면 최적화가 진행된 후에 열하중에 의한 처짐이 감소하였음을 알 수 있다.

4. 결과 및 고찰

디스크 브레이크에서 발생하는 저더를 줄이기 위해 최적화 기법을 이용하여 디스크의 형상을 결정하였으며 이를 위해 개발된 유한요소해석 및 최적설계 모듈이 사용되었다. 사용된 디스크 브레이크는 냉각구멍이 있고 Hat 부에 별도의 냉각홈이 있는 형태로 기하학적 형상은 Fig. 11과 같다. 또한 디스크와 접촉하는 패드는 디스크 전체의 1/6 면적을 차지한다고 가정하였다. 전체 디스크 브레이크는 축대칭의 형태를 가지므로 냉각 베인 (cooling vane)을 기준으로 1/18 모델을 사용하였다.

유한요소해석을 위해 생성된 절점 및 요소는 각각 1990, 1356 개이며 재료는 0.6% 탄소강이 사용되었다. 또한 경계조건으로는 디스크 브레이크의

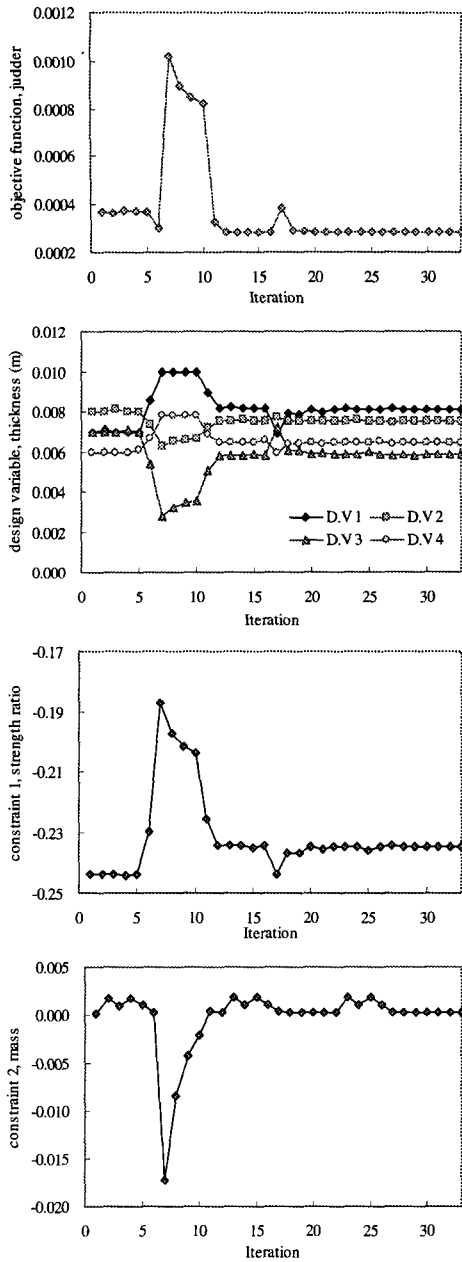


Fig. 12 Convergence history of objective function, design variables and constraints

뿌리부분의 모든 자유도를 고정하였고 1.2 절에서 계산된 대류경계조건이 사용되었다. 재료의 초기 온도와 주변온도는 동일하게 35°C로 설정하였다. 하중조건으로는 마찰에 의해 발생하는 열하중만을 고려하였다. 자동차의 주행조건은 4.5 초 동안의 제동단계와 35.5 초 동안의 가속단계로 이루어지며 2.3 절에서

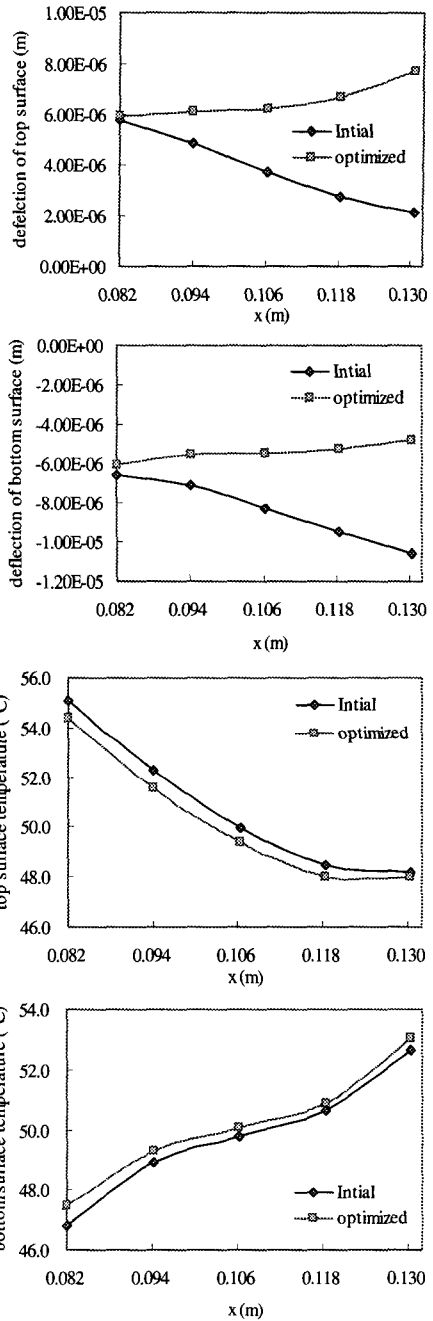


Fig. 13 The comparison of the initial and optimum deflections and their temperature distributions

정의된 등가 열하중을 적용하였다. 설계변수는 Fig. 11의 $b_i(i=1\sim4)$ 가 사용되었으며 각 설계변수의 초기치는 상용되고 있는 냉각구멍이 있는 디스크 브레이크의 치수를 사용하였다. 해석에 사용된 조건들은 Table 2에 나타난 바와 같다.

해석의 결과로 설계변수 $b_i(i=1\sim4)$ 와 목적함수 및 구속조건의 수렴과정은 Fig. 12에서 보는 바와 같고 설계변수의 최적해는 b_1 , b_2 , b_3 , b_4 가 각각 8.11, 7.54, 5.90 및 6.47 mm로 구해졌다. 이 때의 목적 함수값은 2.86×10^{-4} 으로 계산되었다. 이것은 최초 목적함수값 3.70×10^{-4} 에 비해 22.9% 향상된 결과를 보여준다. Fig. 13에서 나타난 바와 같이 최적화가 진행된 후 디스크의 상·하면에서의 처짐과 기울기가 줄어든 것을 알 수 있다.

결과적으로 높은 열하중을 받게 되더라도 디스크와 패드간의 접촉면 사이에서 패드에 대한 디스크의 평행성이 유지되므로 디스크와 패드간의 불균일한 접촉에 기인하는 저더를 줄일 수 있다.

5. 결론

제동시 브레이크에 발생하는 고열에 의해 브레이크 디스크가 변형을 일으켜 발생하는 저더를 최소화하기 위해 유한요소법에 의한 구조해석과 최적설계를 이용한 설계방향을 제시하였다. 시간에 따른 반복하중에 의한 계산량을 줄이기 위해 시간 변화에 따르는 등가 열전달식을 제안하였고 유한요소법에 의한 구조해석 모듈과 최적설계 모듈이 개발 및 검증되었다. 개발된 유한요소해석 프로그램과 최적설계 모듈은 실제 사용되는 브레이크 디스크에 적용되어 저더를 줄일 수 있는 형상의 결과를 도출하였다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Rudolf Limpert, 1992, *Brake Design and Safety*, SAE, Warrendale, pp.89~90
- (2) Yoshio Jimbo, Takahiro Mibe and Kouichi Akiyama, "Development of high Thermal Conductivity Cast Iron for Brake Disk Rotors," *SAE Technical Paper*, No. 90002.
- (3) Moriaki Gouya and Massaki Nishiwaki, "Study on Disk Brake Groan," *SAE Technical Paper*, No. 90007.
- (4) Alexander de vries, 1992, "The Brake Judder Phenomenon," *SAE Technical Paper*, No. 920554.
- (5) Burton R. A., 1980, "Thermal Deformation in Frictionally Heated contact," *Wear*, Vol. 29, pp.1~20.
- (6) Rhee S. K., 1991, "The Role of the Friction Film in Friction, wear and noise of Automotive Brakes," *Wear*, Vol. 146.
- (7) Crolla D. A. and Lang A. M., 1991, "Brake Noise and Vibration - the state of the Art," *I. Mech. E.*
- (8) Dow T. A., 1980, "Thermoelastic Effects in Brakes," *Wear*, Vol. 59, pp.213~221.
- (9) Milner N., 1978, "An analysis of Disk Brake Squeal," *SAE Technical Paper*, No. 780332,
- (10) Liies C. D., 1989, "Analysis of Disc Brake Squeal Using Finite Element Methods," *SAE Technical Paper*, No. 891150.
- (11) Limpert R., 1975, "Cooling Analysis of Disk Brake Rotors," *SAE Technical Paper*, No. 751014.
- (12) 홍기원, 김재수, 김중재, 김현영, 1993, "Disk Brake System 열변형 및 Caliper 강성해석," 한국자동차공학회 논문 5-1, No.933841.
- (13) 공영학, 1998, "열 및 응력 해석용 3 차원 적층 유한요소의 개발," 석사학위 논문. 한양대학교. 서울.
- (14) Vanderplaats Research & Development, 1995, *DOT-Design Optimization Tools*, VR&D, Inc.