

FFT-FEM 을 이용한 자동차용 디스크 브레이크의 열 해석

최지훈* · 김도형* · 이인†
(2001년 1월 2일 접수, 2001년 5월 29일 심사완료)

Thermal Analysis of Automotive Disc Brake Using FFT-FEM

Ji Hoon Choi, Do Hyung Kim and In Lee

Key Words : Disk Brake(디스크 브레이크), Thermoelasticity(열탄성), Fast Fourier Transform(푸리에 변환), Finite Element Method(유한요소법), Thermal Analysis(열 해석)

Abstract

Transient thermal analysis of a three-dimensional axisymmetric automotive disk brake is presented in this paper. Temperature fields are obtained using a hybrid FFT-FEM scheme that combines Fourier transform techniques and finite element method. The use of a fast Fourier transform algorithm can avoid singularity problems and lead to inexpensive computing time. The transformed problem is solved with finite element scheme for each frequency domain. Inverse transforms are then performed for time domain solution. Numerical examples are presented for validation tests. Comparisons with analytical results show very good agreement. Also, a 3-D simulation, based upon an automotive brake disk model is performed.

1. 서론

자동차의 고속 주행시 제동으로 인한 브레이크와 패드 사이의 마찰열은 디스크의 열변형을 유발하고 이로 인한 디스크와 패드 사이의 접촉 압력 분포를 불안정하게 만들게 된다. 이에 따라 디스크와 패드 사이의 마찰력에 변화가 생기게 되어 온도의 섭동 현상을 발생시키고 이것은 디스크와 패드 사이의 국부적인 접촉을 만들며, 이 국부적인 접촉은 열점(hot spot)으로 성장하게 되어 최종적으로 브레이크 시스템에 심각한 진동/소음 문제를 유발시키게 된다. 이와 같은 현상을 마찰에 의한 열탄성 불안정성(frictionally excited thermoelastic instability)로 알려져 있으며, 이 TEI 에 의하여 만들어지는 국부적인 고온 부는 마찰 재의 재질을 떨어뜨리고 열 균열(thermal cracking) 등을 유발시킨다.⁽¹⁻³⁾

위와 같이 마찰에 의한 열탄성 불안정성 현상

은 관련된 두 물체의 기계적, 열적 성질, 기하학적 형상, 마찰 계수 및 미끄럼 속도 등이 관련된 매우 복잡한 현상이다. 열탄성 문제를 해결하기 위해서는 열 해석(thermal analysis)과 열변형(thermal deformation) 및 접촉(contact) 문제들을 서로 연계하여 풀어야 하기 때문에 해석상 상당한 계산 시간이 소요되며 수치 해석상으로 어려움이 존재한다. 이와 같은 해석상 어려움 때문에 초기에는 주로 단순한 모델(무한 평판 모델)을 사용한 해석적 접근이 이루어졌으나,⁽⁴⁾ 최근에 들어서는 유한요소법을 이용한 연구가 수행되고 있다.^(5,6) 그러나 위의 대부분의 연구들이 디스크와 패드를 단순히 2차원 형상으로 모델링하여 정상상태에 대한 온도 선형 섭동(linear perturbation)을 적용하여 열탄성 문제를 해석하였다. 이러한 이유는 앞에서 언급했듯이 열탄성 문제가 열 문제와 열변형 및 접촉 문제들과 서로 복잡하게 연계되어 해석상 많은 계산 시간 비용과 수치적인 해석의 어려움 때문이다. 또한, 이와 같은 2차원 해석은 실제 브레이크 시스템에 대한 열탄성 문제에 정확한 결과를 주지 못해 오류를 범할 수 있다. 정확한 열탄성 해석을 수행하기 위해서는 실제 형상에 대한 열 해석 및 구조 해석이 병행하여 이루어져야 하며, 계산 시

* 한국과학기술원 기계공학과 항공우주전공
† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : inlee@asdl.kaist.ac.kr
TEL : (042)869-3757 FAX : (042)869-3710

간면에서 빠르고 효율적인 수치 해석 기법이 필요하다. 이러한 문제를 해결하기 위한 수단으로 Floquet^(7,8) 등이 축대칭(axisymmetric) 형상을 갖는 물체의 열 해석을 빠른 시간에 효율적으로 해석하는 방법(FFT-FEM)을 제안하였다. 이 방법은 푸리에 변환(fast fourier transform)과 유한요소법(finite element method)를 결합하여 해석하는 방법으로 수치적인 어려움 즉, 특이성(singularity) 문제를 제거하고 계산 시간을 상당히 줄일 수 있음을 보였다.

본 연구에서는 자동차용 디스크 브레이크의 열탄성 해석을 위한 선행 연구로 참고문헌⁽⁷⁾에서 제시한 방법을 디스크 브레이크에 적용하여 열 해석을 수행하여 디스크에서의 열적 특성을 고찰하였다.

2. 이론

Fig. 1 과 같은 원통 좌표계(cylindrical coordinate system)에서 기술된 비정상 열전도 방정식(unsteady heat conduction equation)은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = \frac{1}{D} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

또한, 각각의 표면에서의 경계 및 초기 조건(boundary and initial conditions)은 다음과 같다.

경계 조건 :

$$T(r, \theta, z, t) = T_c(r, \theta, z, t) \quad \text{on } S_1$$

$$k \frac{\partial T}{\partial n} = q_c(r, \theta, z, t) \quad \text{on } S_2 \quad (2)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h(T - T_a) \quad \text{on } S_3$$

초기 조건 :

$$T(r, \theta, z, 0) = T_i(r, \theta, z) \quad \text{at } t = 0 \quad (3)$$

여기서, S_1 는 온도가 정의된 표면, S_2 는 열 플럭스(heat flux)가 정의된 표면, S_3 는 자연 대류(natural convection)나 강제 대류(forced convection)가 정의된 표면을 각각 나타낸다. 또한, D 는 열확산 계수(thermal diffusivity coefficient), k 는 열전도 계수(thermal conduction coefficient), h 는 대류 열전달 계수(heat convection coefficient), T_a 는 주위 온도(ambient temperature), T_i 는 초기 온도(initial temperature)를 각각 나타낸다.

위의 식과 경계 조건, 초기 조건을 공간 변수(variable)인 θ 에 대해 푸리에 변환(Fast Fourier

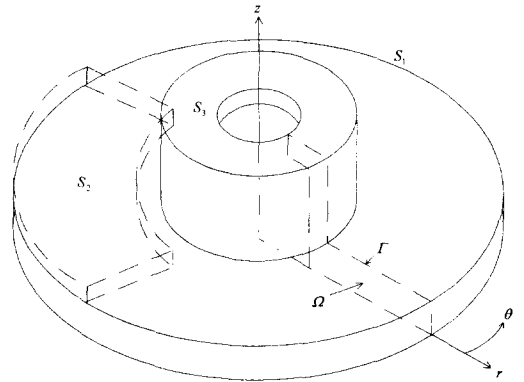


Fig. 1 Axisymmetric disk brake model

Transform)을 시키면 위의 3차원 문제를 2차원 문제로 줄일 수 있다. 주기 $L(=2\pi)$ 인 주기 함수 $g(\theta)$ 의 θ 에 대한 푸리에 적분 변환(Fourier Integral Transform)은 다음과 같이 정의 된다.

$$\bar{g}(f) = \int_0^L g(\theta) \exp(-j2\pi f\theta) d\theta, \quad f = \frac{n}{L}, \quad n \in N \quad (4)$$

식 (1)-(3)을 푸리에 변환 식 (4)를 적용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} - \frac{\alpha^2}{r^2} \bar{T} = \frac{1}{D} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} \quad \text{on } \Omega \quad (5)$$

경계 조건 :

$$\bar{T}(r, f, z, t) = \bar{T}_c(r, f, z, t) \quad \text{on } \Gamma_1$$

$$k \frac{\partial \bar{T}}{\partial n} = \bar{q}_c(r, f, z, t) \quad \text{on } \Gamma_2 \quad (6)$$

$$-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial n} = h(\bar{T} - \bar{T}_a) \quad \text{on } \Gamma_3$$

초기 조건 :

$$\bar{T}(r, f, z, 0) = \bar{T}_i(r, f, z) \quad \text{at } t = 0 \quad (7)$$

여기서, \bar{T}_c , \bar{T}_a , \bar{q}_c , \bar{T}_i 는 각각 표면에서의 온도, 주위 온도, 열 플럭스 그리고 초기 온도의 변환된 경계 및 초기 조건 값이다. 또한, $\alpha = 2\pi f$ 이다. θ 는 이산 변수(discrete variable)로 변환되었으며 해석 영역과 경계면들은 각각 Ω , Γ_1 , Γ_2 , Γ_3 로 변환되었다.

위 식들의 유한요소 정식화를 수행하기 위하여 가중 함수(weighting function) $W(r, z)$ ($r, z \in \Omega$)를 도입하여, Green의 제 1공식(Green's First Theorem)에

적용하면 다음과 같은 완화식(weak formulation)을 유도할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & - \int_{\Omega} \nabla \bar{T} \cdot \nabla W d\Omega + \int_{\Omega} \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} W d\Omega - \alpha^2 \int_{\Omega} \frac{\bar{T}}{r^2} W d\Omega \\
 & + \int_{\Gamma_c} \frac{\bar{q}_c}{k} W d\Gamma - \int_{\Gamma_k} \frac{h}{k} (\bar{T} - \bar{T}_a) W d\Gamma = \int_{\Omega} \frac{1}{D} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} W d\Omega
 \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
 \bar{T}(r, f, z, t) &= \bar{T}_c(r, f, z, t) \quad \text{on } \Gamma_1 \\
 \bar{T}(r, f, z, 0) &= \bar{T}_i(r, f, z) \quad \text{at } t = 0
 \end{aligned}$$

이 변환된 식들은 2 차원 유한요소법을 이용하여 해결할 수 있으며 유한요소법을 이용한 풀이에서 한 절점에서 실수부와 허수부, 두 개의 자유도가 고려된다. 식 (8)에서 \bar{T} 와 \bar{T}_j 의 관계는 형상 함수 N_j (shape function)를 이용하여 나타낼 수 있다.

$$\bar{T}(r, z) = \sum_{j=1}^n \bar{T}_j N_j(r, z) \tag{9}$$

여기서, \bar{T}_j 는 절점에서의 온도 값, n 은 요소 당 절점 수를 나타낸다. 유한요소법에서 형상 함수는 일종의 보간 함수이며, 또한 가중 함수(W)를 형상 함수로 사용할 수 있으므로 식 (9)을 이용하여 유한요소 정식화하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & \int_{\Omega} \frac{1}{D} N_i N_j \dot{\bar{T}}_j d\Omega + \int_{\Omega} \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right) \bar{T}_j d\Omega \\
 & - \int_{\Omega} \frac{1}{r} N_i \frac{\partial N_j}{\partial r} \bar{T}_j d\Omega + \alpha^2 \int_{\Omega} \frac{1}{r^2} N_i N_j \bar{T}_j d\Omega \\
 & + \int_{\Gamma_c} \frac{h}{k} N_i N_j \bar{T}_j d\Gamma = \int_{\Gamma_c} \frac{h}{k} N_i \bar{T}_a d\Gamma + \int_{\Gamma_c} \frac{\bar{q}_c}{k} N_i d\Gamma
 \end{aligned} \tag{10}$$

식 (10)를 행렬 형태(matrix form)로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 [C_T] \{\dot{\bar{T}}\} + ([K_{T_1}] - [K_{T_2}] + [K_{T_3}] + [H_T]) \{\bar{T}\} \\
 = \{R_a\} + \{R_{\bar{q}}\}
 \end{aligned} \tag{11}$$

여기서,

$$[C_T] = \int_{\Omega} \frac{1}{D} [N_T]^T [N_T] d\Omega$$

$$[K_{T_1}] = \int_{\Omega} [B_T]^T [B_T] d\Omega$$

$$[K_{T_2}] = \int_{\Omega} \frac{1}{r} [N_T]^T [D_T] d\Omega$$

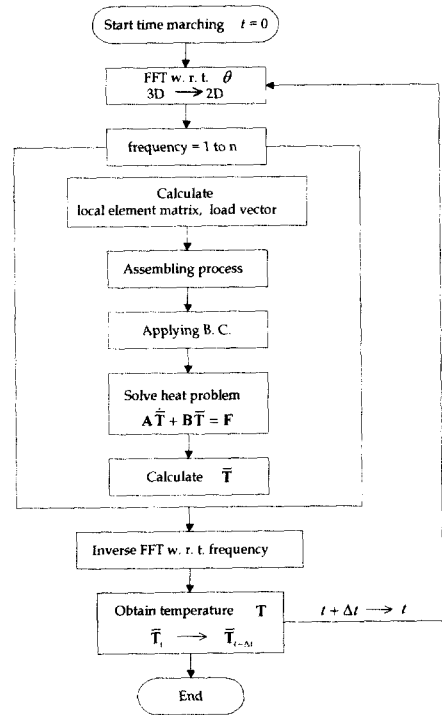


Fig. 2 Flowchart for the transient thermal analysis

$$[K_{T_3}] = \int_{\Omega} \frac{\alpha^2}{r^2} [N_T]^T [N_T] d\Omega$$

$$[H_T] = \int_{\Gamma_c} \frac{h}{k} [N_T]^T [N_T] d\Gamma$$

$$\{R_a\} = \int_{\Gamma_c} \frac{h}{k} [N_T]^T \bar{T}_a d\Gamma$$

$$\{R_{\bar{q}}\} = \int_{\Gamma_c} \frac{1}{k} [N_T]^T \bar{q}_c d\Gamma$$

$$[N_T] = [N_1 \ N_2 \ \dots]$$

$$[B_T] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial r} & \frac{\partial N_2}{\partial r} & \dots \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_2}{\partial z} & \dots \end{bmatrix}$$

$$[D_T] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial r} & \frac{\partial N_2}{\partial r} & \dots \end{bmatrix}$$

식 (11)을 계산하기 위하여 다음과 같이 간단하게 표현할 수 있다.

$$[A] \{\dot{\bar{T}}\} + [B] \{\bar{T}\} = \{F\} \tag{12}$$

위 식 (12)을 직접 적분(direct integration scheme)을 통해 계산하기 위하여 시간 t 에서 온도 $\{\bar{T}\}_t$

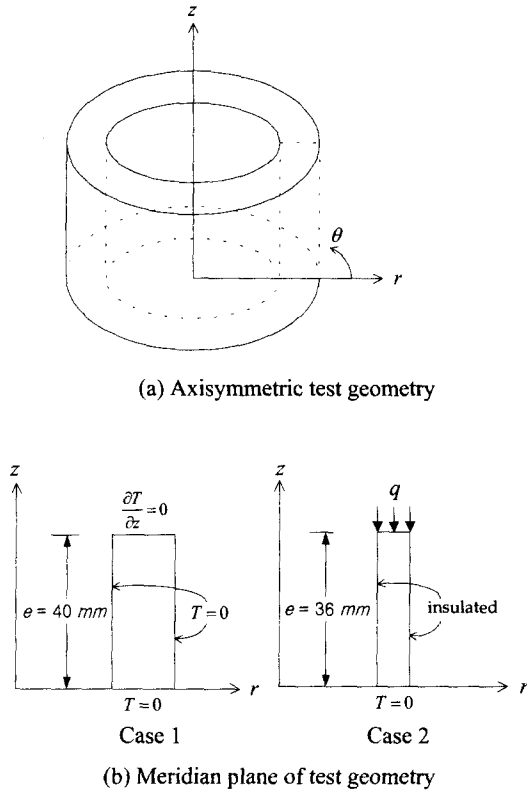


Fig. 3 Test geometry

와 시간 $t + \Delta t$ 에서 온도 $\{\bar{T}\}_{t+\Delta t}$ 와의 관계를 다음과 같이 가정한다.

$$\{\bar{T}\}_{t+\Delta t} = \{\bar{T}\}_t + [(1-\beta)\{\dot{T}\}_t + \beta\{\dot{T}\}_{t+\Delta t}]\Delta t \quad (13)$$

식 (13)을 식 (12)에 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$[[\mathbf{A}] + \Delta t \beta [\mathbf{B}]]\{\bar{T}\}_{t+\Delta t} = [[\mathbf{A}] - \Delta t(1-\beta)[\mathbf{B}]]\{T\}_t + \Delta t(1-\beta)\{\mathbf{F}\}_t + \Delta t \beta \{\mathbf{F}\}_{t+\Delta t} \quad (14)$$

여기서, β 는 수치 해석 상 선택되는 인자이며 $\beta \geq 0.5$ 인 경우 무조건 안정하게 된다 (unconditionally stable condition). 본 연구에서는 해석 상 $\beta = 0.8 \sim 1.0$ 값을 사용하였다.

위 식은 주파수 영역(frequency domain)에서의 식으로 공간 변수인 θ 가 소거된 상태이다. 초기 조건이 주어지는 경우 각 주파수에 대해서 2 차원 문제인 식 (14)을 풀고, 그 결과들을 역변환(Inverse-FFT)하여 시간(time domain)에 따른 3 차원 형상의 온도 분포를 구하게 된다(Fig. 2 참조).

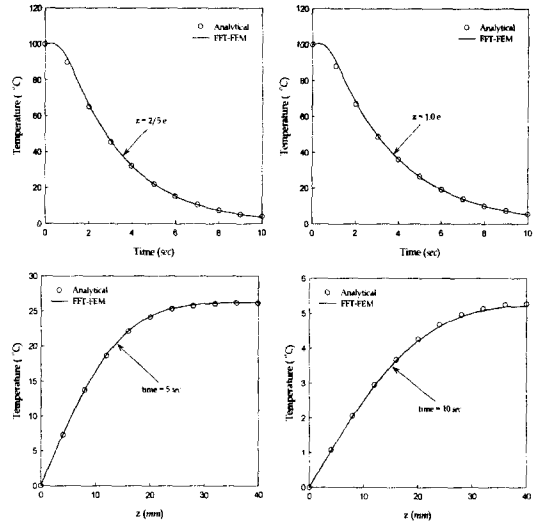


Fig. 4 Comparison of analytical solution and FFT-FEM results for Case 1

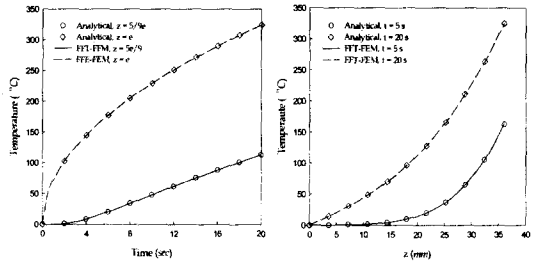


Fig. 5 Comparison of analytical solution and FFT-FEM results for Case 2

Table 1 Material properties

ρ [kg/m ³]	7800
C [J/kg°C]	500
h [W/m ² °C]	100
k [W/m°C]	50
D [m ² /s]	12.82×10^{-6}

3. 해석 결과 및 검토

본 장에서는 FFT-FEM 기법을 기초로 유도된 열전도 유한요소 방정식을 이용하여 개발된 해석 기법의 검증 및 디스크 형상의 열 해석(thermal analysis)을 수행하였다. 해석 코드의 검증 및 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1 과 같다.⁽⁷⁾

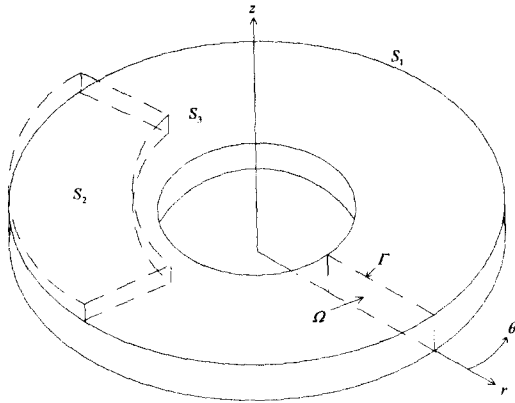


Fig. 6 Axisymmetric simple disk model

Table 1 에서 대류 열전달 계수는 여러 가지 무차원 수(Re, Pr)나 재질의 형상 및 물성치와 직접적으로 관련되어 있다.⁽⁹⁾ 그러나 본 논문에서는 참고 문헌⁽⁷⁾의 값을 사용하였다.

먼저 해석 코드의 타당성을 검증하기 위하여 해석 해(analytical solution)가 존재하는 Fig. 3 의 (a)의 형상을 갖는 두 가지 경우에 대해 해석하였다. Case 1 및 Case 2 의 경계 조건은 각각 Fig. 3 의 (b)와 같고 초기 조건은 Case 1 이 100°C , Case 2 가 0°C 인 경우이다. 또한, 위 두 경우의 해석 해는 참고문헌⁽¹⁰⁾을 참조하여 구하였다. Fig. 4 는 Case 1 의 경우로 시간에 따른 두 위치인 내부($z=2/5e$) 및 윗면($z=1.0e$)에서의 온도 분포 그리고 두께 방향(z)에 따른 두 시간 위치($t=5, 10\text{s}$)에서의 온도 분포를 나타낸 것이다. 참고문헌을 기초로 한 해석 해와 본 연구의 해석 기법의 결과인 시간 및 두께 방향에 따른 온도 분포가 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 5 는 Case 2 의 해석 결과로 윗면에서 열 플럭스(heat flux)가 존재하는 경우이다. 이 경우 윗면에서 가해진 열 플럭스는 $q=9 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ 으로 일정하다. 앞의 결과와 마찬가지로 시간에 따른 두 위치인 내부($z=5/9e$) 및 윗면($z=1.0e$)에서의 온도 분포 그리고 두께 방향에 따른 두 시간 위치($t=5, 20\text{s}$)에서의 온도 분포가 해석 해와 잘 일치함을 보이고 있다. 이상으로 본 연구에서 사용한 FFT-FEM 을 기반으로 개발된 코드의 타당성을 검증하였다.

다음은 Fig. 6 과 같은 단순한 디스크 형상에 국부적인 열 플럭스가 존재하는 경우에 대해 해석하였다. 또한, 모든 초기 온도와 주위 온도는 0°C , 시간 간격은 0.001 초이며 해석 시 디스크가 회전

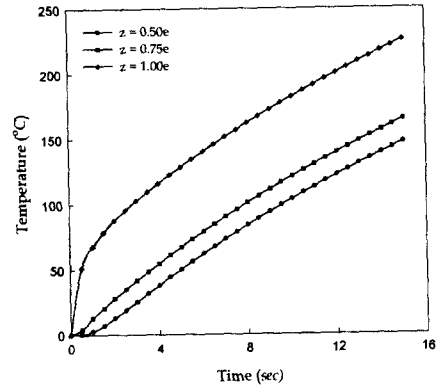


Fig. 7 Temperature field versus time for various depths at $\theta = 180^{\circ}$ ($\omega = 0 \text{ rad/s}$)

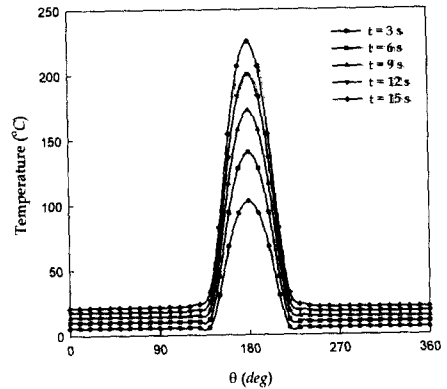


Fig. 8 Temperature field versus θ for various times at $z = e$ ($\omega = 0 \text{ rad/s}$)

하지 않을 때와 회전할 때로 나누어서 해석하였다. 먼저 회전하지 않는 경우 열 플럭스의 분포는 다음과 같다.

$$q(\theta) = q_0 \cos[2.5(\pi - \theta)] \quad (15)$$

$$\text{for } 4\pi/5 \leq \theta \leq 6\pi/5, q_0 = 10^6 \text{ W/m}^2$$

Fig. 7 은 위와 같은 경계 조건 하에 서로 다른 두께 방향 위치에서의 시간에 따른 온도 분포를 나타낸 것이다. 초기에 표면의 온도 상승은 급격하지만 내부에서는 열전달 효과로 기울기가 완만함을 알 수 있다. Fig. 8 은 표면에서의 시간에 따른 원주 방향의 온도 분포를 나타낸 것으로 열 플럭스가 존재하는 부분이 집중적으로 온도가 상승함을 알 수 있다. 다음으로는 일정한 각속도로 회전하는 경우에 대해 계산을 수행하였다. 일정한 각속도로 회전하는 경우 경계 조건은 다음과 같이 주었다.

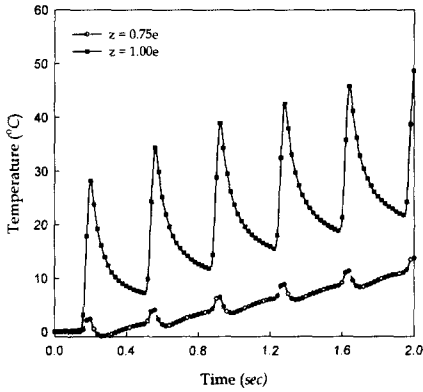


Fig. 9 Temperature field versus time for various depths ($\omega = 17.45 \text{ rad/s}$)

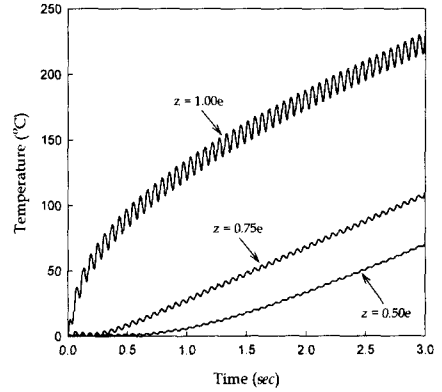


Fig. 11 Temperature field versus time for various depths ($\omega = 104.72 \text{ rad/s}$)

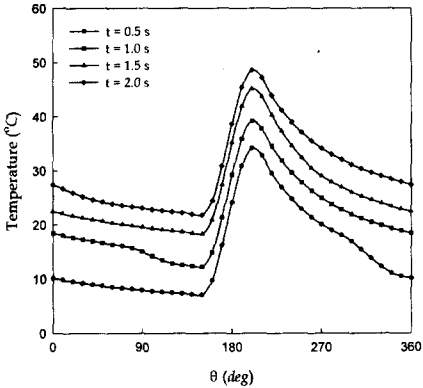


Fig. 10 Temperature field versus θ for various times at $z = e$ ($\omega = 17.45 \text{ rad/s}$)

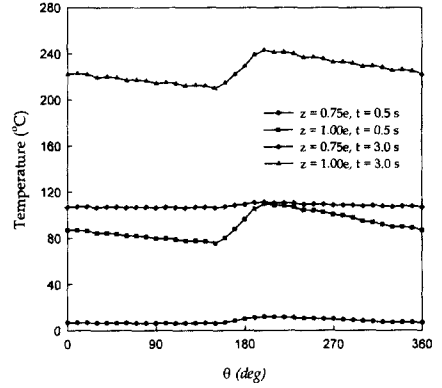


Fig. 12 Temperature field versus θ for various depths and times ($\omega = 104.72 \text{ rad/s}$)

$$q(\theta) = q_0 \cos[3(\pi - \theta)]$$

$$\text{for } 5\pi/6 \leq \theta \leq 7\pi/6, q_0 = 2.5 \times 10^6 \text{ W/m}^2 \quad (16)$$

우선 각속도 $\omega = 17.45 \text{ rad/s}$ (167rpm) 으로 저속 회전할 때 계산된 결과를 Fig. 9 와 Fig. 10 에 나타내었다. Fig. 9 는 표면 및 내부의 두 위치에서 시간에 따른 온도 변화를 그린 것으로 열 플럭스가 부과된 영역을 지나는 구간에서는 온도가 상승하고 나머지 영역에서는 감소하지만 결과적으로 조금씩 상승하는 경향을 나타내고 있다. 또한, 열전달 효과로 표면과 내부에서의 온도 변화 폭은 상당한 차이를 보이고 있다. Fig. 10 은 표면에서의 시간에 따른 원주 방향의 온도 분포를 나타낸 것으로 앞의 결과와 유사하게 열 플럭스가 부과된 영역에서의 온도 상승을 관찰할 수 있다. 다음은 고속으로 회전하는 경우로 $\omega = 104.72 \text{ rad/s}$ (1000rpm) 이고,

경계 조건은 저속인 경우와 같으며 열 플럭스의 크기가 $q_0 = 1.5 \times 10^7 \text{ W/m}^2$ 인 경우이다. 계산된 결과를 Fig. 11 와 Fig. 12 에 나타내었다. Fig. 11 은 서로 다른 두께 방향 위치에서 시간에 따라 계산된 온도 분포를 그린 것으로 특히, 표면에서 온도의 섭동 현상이 두드러지게 나타나고 있다. 이와 같이 고속 주행 시 제동으로 인한 디스크 표면에서의 온도 섭동 현상은 열변형(thermal deformation) 및 압력의 섭동(pressure perturbation)을 유발하게 되어 열탄성 불안정성을 초래할 중요한 원인으로 판단된다. Fig. 12 은 표면 및 내부의 위치에서 시간에 따른 원주 방향의 온도 분포를 나타낸 것으로 디스크 표면에서는 열 플럭스가 부과된 구간에서 온도 상승이 나타나지만 내부에서는 거의 일정한 분포를 보이고 있다. 이러한 현상은 디스크 내부 및 표면의 열 하중에 의한 열변형에 중요한 영향을 미치게 될 것으로 생각된다.

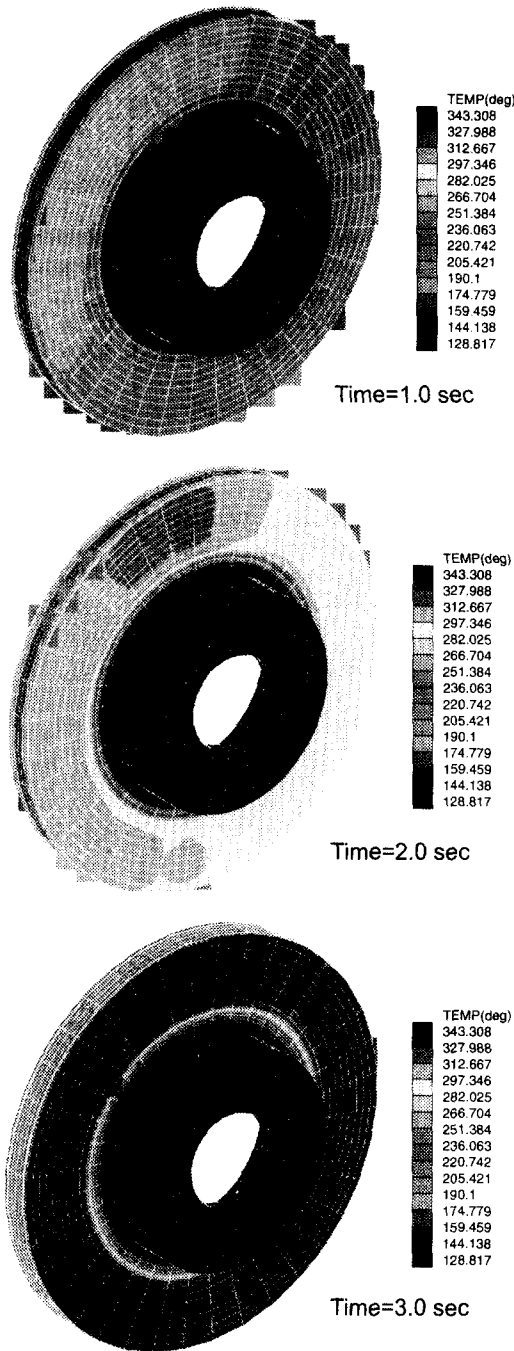


Fig. 13 Temperature contour plots of realistic disk brake model model ($\omega = 104.72 \text{ rad/s}$)

마지막으로 Fig. 1 처럼 실제 자동차용 디스크 브레이크 형상을 가지는 모델에 대하여 열 해석을 수행하였다. 계산에 사용된 브레이크 디스크의 초

기 온도는 120°C , 주위 온도는 20°C 로 가정하였다. 또한, 경계 조건 및 각속도는 앞의 예제의 고속 회전하는 경계 조건 및 각속도와 같다. 실제 디스크 형상인 경우 단면에 사용된 요소는 9 절점 요소 27 개, 절점은 141 개이고, 주파수는 36 개를 사용하였다. 또한, 시간 간격은 0.001 초로 설정하였다. 위와 같은 조건 하에 계산된 해석 결과를 Fig. 13 에 도시하였다. Fig. 13 은 3 초 동안 계산된 결과로 각 시간 스텝에 따라 패드(pad) 부분을 중심으로 전체적으로 온도가 상승하고 있음을 보여주고 있다. 위 예제와 같이 고속으로 회전하는 물체의 열 해석은 기존의 3 차원 유한요소법을 사용하여 풀 경우 상당히 많은 유한요소가 필요하고 이로 인한 계산 시간의 증가는 물론 고속 회전에 의한 수치적인 해석의 어려움이 존재한다.⁽⁷⁾ 그러나 본 연구에서 사용한 FFT-FEM 해석 기법은 이런 어려움을 해결할 수 있고 또한 계산 시간도 줄일 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 주행 중 제동 시 발생하는 자동차용 디스크 브레이크의 열 해석을 수행하였다. 열 해석을 수행하기 위하여 푸리에 변환(Fast Fourier Transform)과 유한요소법(Finite Element Method)을 결합한 FFT-FEM 해석 프로그램을 개발하였다. 3 차원 형상을 갖는 디스크 브레이크 모델을 FFT-FEM 을 이용하여 2 차원의 일반적인 유한요소법 문제로 변환하여 해결할 수 있다는 것을 보였으며, 그 결과 기존의 고전적인 유한요소법으로 해석 할 경우 발생하는 방대한 양의 계산 시간 및 수치적 문제들을 해결할 수 있었다. 이는 디스크 브레이크와 같은 열변형(thermal deformation) 및 열섬(hot spot) 현상이 복합적으로 연계되어 발생하는 열탄성(thermoelastic) 문제에 상당히 효율적으로 적용가능 할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 과학기술부 중점국가연구개발사업의 지원에 의해 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

(1) Barber, J. R., 1967, "The Influence of Thermal Expansion on the Friction and Wear Process," *Wear*, Vol. 10, pp. 155~159.

- (2) Barber, J. R., 1969, "Thermoelastic Instabilities in the Sliding of Conforming Solids," *Proc. Roy. Soc. Series A312*, pp. 381~394.
- (3) Dow, T. A. and Burton, R. A., 1972, "Thermoelastic Instability of Sliding Contact in the Absence of Wear," *Wear*, Vol. 19, pp. 315~328.
- (4) Lee, K. and Barber, J. R., 1993, "Frictionally Excited Thermoelastic Instability in Automotive Disk Brakes," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 115, pp. 607~614.
- (5) Du, Shuqin, Zagrodzki, P., Barber, J. R. and Hulbert, G. M., 1997, "Finite Element Analysis of Frictionally Excited Thermoelastic Instability," *Journal of Thermal Stresses*, Vol. 20, No. 2, pp. 185~201.
- (6) 여태인, 1998, "미끄럼 마찰시 열탄성 접촉의 불안정성에 대한 유한요소해석," 대한기계학회 논문집(A), 제 22 권, 제 7 호, pp. 1185~1192.
- (7) Floquet, A. and Dubourg, M. C., 1994, "Nonaxisymmetric Effects for Three-Dimensional Analysis of a Brake," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 116, pp. 401~408.
- (8) Floquet, A. and Dubourg, M. C., 1996, "Realistic Braking Operation Simulation of Ventilated Disk Brakes," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 118, pp. 466~472.
- (9) 김청균, 성부용, 1998, "벤틸레이티드 디스크 브레이크의 열적특성에 관한 수치해석," 한국윤활학회지, 제 14 권, 제 1 호, pp. 37~44.
- (10) Ozisik, N. M., 1980, *Heat Conduction*, Wiley, New York.
- (11) Ju, Y. and Farris, T. N., 1997, "FFT Thermoelastic Solutions for Moving Heat Sources," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 119, pp. 156~162.
- (12) 손현우, 1995, "탄소/탄소 복합재 브레이크 디스크의 열탄성 연구," 한국과학기술원 박사학위논문.
- (13) Kao, T. K., Richmond, J. W. and Douarre, A., 2000, "Brake Disc Hot Spotting and Thermal Judder : An Experimental and Finite Element Study," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 23, No. 3/4, pp. 276~296.
- (14) Du, Shuqin and Fash, J. W., 2000, "Finite Element Analysis of Frictionally Excited Thermoelastic Instability in 3D Annular Disk," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 23, No. 3/4, pp. 203~217.