

## 유한요소법에 의한 드럼 브레이크의 열탄성 접촉해석

### Thermoelastic Contact Analysis of Drums Brakes by Finite Element Method

구 병 춘\*, 서 정 원\*  
Byeongchoon Goo, Jungwon Seo

#### ABSTRACT

In the case of axisymmetric thermal analysis of drum brakes, the distribution of frictional heat produced on the interface and temperature difference between mating frictional faces are very interesting problems to computational researchers. In the first part, the influence of the s-cam load angles and elastic modulus of the pad on the contact pressure distribution between pad and drum was checked by a three dimensional model. In the second part heat conduction from the interface to the pad and the drum was modeled by using a thin interface element, so artificial division of the generated frictional heat between pad and drum is not necessary. Temperature difference between mating frictional faces is successfully modeled by using the interface element. The influence of some parameters on the thermal distribution is checked. The analysis was performed by ABAQUS/Standard code.

주요기술용어 : Commercial bus(상용 버스), Drum brake(드럼 브레이크), Thermoelastic contact analysis(열탄성접촉해석), Interface element(인터페이스 요소), Finite element method (유한요소법)

#### Nomenclature

$\alpha$  : thermal expansion coefficient,  $1/K$   
 $\nu$  : poisson's ratio  
 $\rho$  : density,  $kg/m^3$   
 $c$  : specific heat capacity,  $J/kgK$   
 $E$  : modulus of elasticity,  $N/m^2$   
 $h$  : heat transfer coefficient,  $W/m^2K$   
 $k$  : thermal conductivity,  $W/mK$   
 $M$  : 차량의 질량

$V$  : 차량의 속도

#### 1. 서 론

마찰식 제동시스템의 설계에는 마찰재의 재질, 형상, 냉각조건 등 여러 설계인자가 관련이 있다. 국내의 경우 이러한 여러 인자들을 고려한 설계기술이 아직 초보적인 단계로 주로 외국의 기술에 의존하고 있는 실정이다. 국내에서는 구병춘<sup>1)</sup>이 드럼을 축대칭으로 모델링하여 유한요소법으로 페이

\* 회원, 한국철도기술연구원

드 시험중에 발생하는 브레이크 드럼의 과도상태 열문제를 해석하였고, 박영철 등<sup>2)</sup>은 드럼을 2차원 축대칭으로 모델링하여 유한요소법으로 열응력을 해석하였고, 이계섭 등<sup>3)</sup>은 역시 2차원 축대칭 유한요소 모델링으로 반복제동시의 드럼의 온도분포를 해석하였다. 앞에서 소개한 3편의 연구에서는 마찰재 사이의 접촉에 대한 고려가 없이 주어진 열유속이 입력되는 경우의 연구이다. 접촉을 고려한 연구로는 H. W. Sonn *et al.*<sup>4)</sup>이 항공기용 복합재 디스크 브레이크를 축대칭으로 모델링하여 유한요소법으로 해석하였다. 국외의 연구로는 Newcomb 등<sup>5-7)</sup>이 지난 수십여년간 드럼 브레이크와 디스크 브레이크의 여러 분야에 대해 이론적, 실험적 폭넓은 연구를 하였고, 최근의 연구로는 N. Benseddiq *et al.*<sup>8)</sup>이 디스크와 패드의 마모에 의한 형상의 변화를 고려한 열탄성 접촉해석을 수행하였다.

본 연구에서는 상용 버스에 사용되는 드럼 브레이크의 드럼과 패드(라이닝)의 온도 분포에 미치는 여러 인자들의 영향을 살펴 보기 위하여 2차원 축대칭 접촉해석을 수행하였다. 드럼과 라이닝 사이에 인터페이스 요소를 사용하여 마찰열의 분배가 자연스럽게 되며 접촉하는 두 마찰면에서의 온도 불연속도 쉽게 예측될 수 있다.

## 2. 접촉압력 해석

접촉면에서의 열응력의 발생은 접촉압력에 따라 변화하게 되므로 3차원 접촉해석을 수행하여 접촉면에 발생하는 압력분포를 파악하였다.

### 2.1 해석모델

해석에 사용된 모델은 상용 버스에 사용하는 드럼브레이크를 사용하였으며 Fig. 1은 3차원 접촉해석 모델을 나타내고 있다. 해

석모델은 드럼, 패드와 슈로 구성되어 있으며 1/2만을 모델링하였고 해석에 사용된 요소는 8절점 블록 요소를 사용하였다.

경계조건으로는 드럼의 절단부에서의 원주방향의 변위와 드럼 장착부의 변위를 구속하였고, 슈는 아래쪽 끝단을 구속하였으며 하중은 슈의 위쪽 끝단에서 부가되도록 하였다. 해석에 사용된 물성치는 드럼 및 슈는 스틸과 같이  $E = 209\text{Gpa}$ ,  $\nu = 0.3$ 을 주었고 패드는  $E = 300\text{Mpa}$ ,  $\nu = 0.3$ 을 주었다.

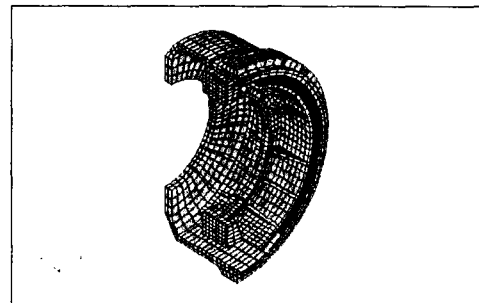
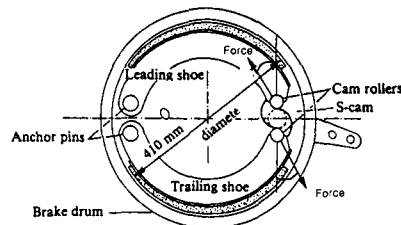


Fig. 1 Three dimensional model - leading shoe

### 2.2 하중각도에 따른 접촉압력의 변화

드럼브레이크는 하중이 S자 모양의 캠에 의하여 하중이 전달되므로 입력하중의 각도에 따른 접촉압력의 변화를 살펴보았다.

Fig. 2는 슈에 수직(각도=0)으로 하중이 작용할 때 드럼의 변형모양을 나타낸다. 그림과 같이 바깥 면으로 변형이 되는 모양을 나타내고 있다.

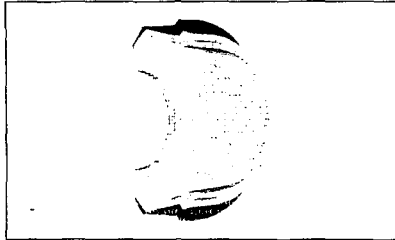


Fig. 2 Deformation of drum

Fig. 3은 패드 및 슈의 변형모양을 나타내고 있으며 그림과 같이 하중에 따라 한쪽 면이 회전하고 있으며 상대적으로 약한 패드부분이 변형되고 있다.

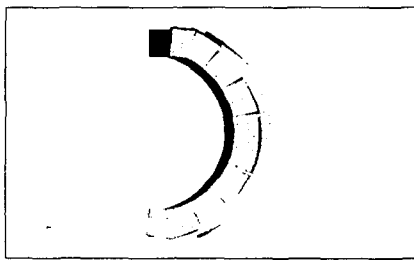


Fig. 3 Deformation of pad and shoe

Fig. 4는 하중각도 = 0일 경우 접촉면에서의 접촉압력을 나타내고 있다. 그림과 같이 접촉압력은 하중이 입력되는 부위 중앙에서 가장 크게 발생하고 있다. Fig. 5는 하중각도 15도일 경우에 발생한 접촉압력을 나타내고 있으며 그림과 같이 접촉압력은 하중이 입력되는 부위와 다른 끝단 부위에서 압력이 크게 발생하고 있다. 하중의 작용각도에 따른 접촉압력의 변화를 살펴보기 위하여 접촉압력이 가장 크게 발생한 중앙부의 압력을 패드의 길이방향으로 나타내면 Fig. 6과 같다. 하중각도가 0, 10, 15, 19도일 경우에는 하중이 작용하는 부위에서 가장 큰 접촉 압력이 발생하고 중앙부위에서 가장 작은 접촉압력이 받는다. 하중각도가 25, 30도일 경우에는 하중이 입력되는 부위에서

가장 작은 압력이 발생하고 있으나 중앙부위에서 압력이 증가하고 있음을 알 수 있다. 가장 좋은 입력각도는 접촉압력이 균일하게 분포되어 편마모가 발생하지 않는 각도이며 이는 19도이다.

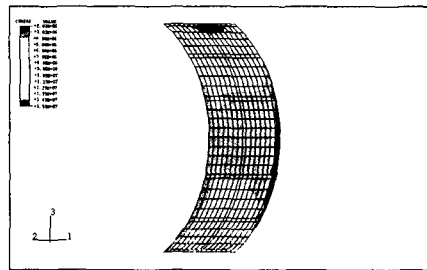


Fig. 4 Contact pressure (load angle = 0° )

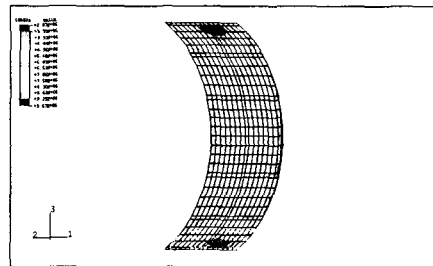


Fig. 5 Contact pressure (load angle = 15° )

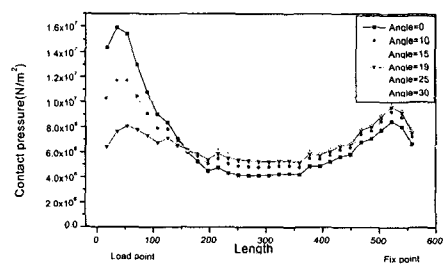


Fig. 6 Load angles versus contact pressure

### 2.3 탄성계수에 따른 접촉압력의 변화

디스크와 패드의 탄성계수의 변화에 따른 접촉압력의 변화를 살펴보기 위하여 전 절에서 접촉압력이 가장 균일하게 분포한 하중입력각도 19도에 대하여 접촉압력의 변화

를 살펴보았다. 탄성계수의 변화는 드럼의 경우  $E=209\text{Gpa}$ 로 고정하였고 패드에 대하여 탄성계수를 변화시켜가면서 접촉압력의 변화를 살펴보았다. Fig. 7은 탄성계수의 변화에 따른 접촉압력의 변화를 나타내고 있다.  $R = \frac{\text{패드의 탄성계수}}{\text{드럼의 탄성계수}} \times 10^4$ 이라 할 때 패드의 탄성계수가 작아짐에 따라 패드 끝단의 접촉압력이 낮아짐을 알 수 있으며 탄성계수의 비율이 4.78 이하일 경우에는 끝단의 압력이 중앙부보다 작아짐을 알 수 있다. 접촉압력이 균일한 분포를 갖는 비율은 2.87~4.78 사이임을 알 수 있다.

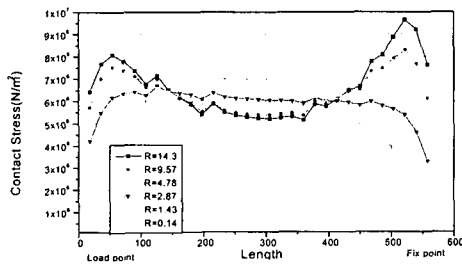


Fig. 7 Influence of elastic modulus of pad

### 3. 온도 및 열응력해석

드럼만을 모델링하였을 경우와 인터페이스 요소(Interface Element)를 사용하여 드럼 및 패드를 동시에 모델링하였을 경우 두가지에 대하여 해석을 수행하였다.

#### 3.1 해석조건

적용하는 조건은 다음과 같다.

- 초기속도: 86 km/h, 감속도 : 0.7 g
- 차량무게: 18,000 kgf 초기온도 : 20도
- 해석대상 드럼의 제동에너지 분담률:

전체 운동에너지  $E_b = \frac{hMV^2}{2}$ 의 13 %

여기서  $h=1.05$ 는 차량의 회전부분의 질량

을 고려한 수정계수이다.

하중조건으로는 접촉면에 제동력에 의해 발생하는 열유속(heat flux)을 주었다. 드럼과 패드의 물성치는 Table 1과 같다.

Table 1 Used values of parameters

Properties	Drum	Pad
E (N/m <sup>2</sup> )	209E9	300E6
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	7800	2250
$\alpha$ (1/K)	11.0E-6	14.0E-6
$\kappa$ (W/mK)	48	0.9
c (W/kgK)	452	1200
h (W/m <sup>2</sup> K)	Inner : 5, Outer : 40	

### 3.2 드럼만의 모델링

#### 3.2.1 해석 모델 및 변형

기존의 방법인 드럼만을 모델링하였고 발생하는 열은 제동에너지의 90%가 드럼으로 전달되는 것으로 하여 모델링하였다. Fig. 8은 제동 후 3.48초 후 변형 전후의 형상을 보여준다. 그림과 같이 S자 형태로 변형이 됨을 알 수 있다

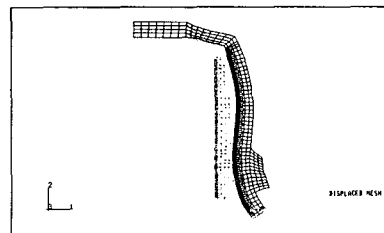


Fig. 8 Deformation of drum

#### 3.2.2 해석결과

Fig. 9는 열응력이 가장 크게 발생하는 부위인 접촉면 끝단부위에서 13mm 떨어진 곳에서 드럼의 두께 방향에 대해 시간에 따른 온도변화를 나타내고 있다. 그림과 같이 드럼표면에서 최고 온도는 1.6초 후에 142℃이고 제동마지막 단계에서는 102℃를 나타

내고 있다.

이러한 모델은 발생하는 열량을 임의로 분배해주어야 하고 패드부분의 온도변화를 예측할 수 없는 단점이 있다.

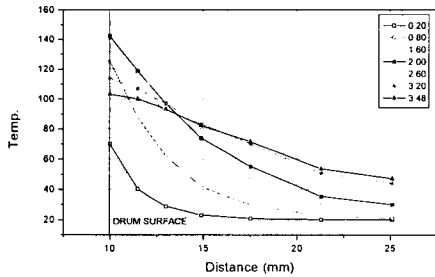


Fig. 9 Drum temperature versus time

### 3.3 인터페이스 요소를 이용한 모델링

#### 3.3.1 해석 모델

드럼 및 패드에 발생하는 온도변화를 살펴보기 위하여 드럼과 패드사이에 인터페이스 요소를 사용하여 모델링하였다. Fig. 10은 해석에 사용된 모델이다. 그림과 같이 드럼, 패드 및 슈를 모델링 하였다. Fig. 11는 해석에 사용된 인터페이스 요소주위의 유한요소를 상세히 보여주고 있다. 인터페이스 요소는 두께 0.5mm로 드럼과 라이닝 사이에 발생하는 마모입자, 산화막 등을 나타낸다.

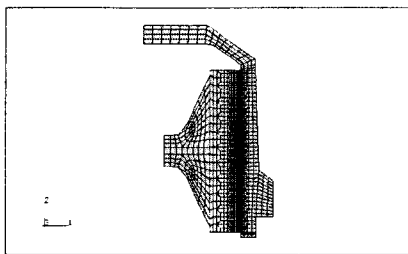


Fig. 10 Axisymmetrical model

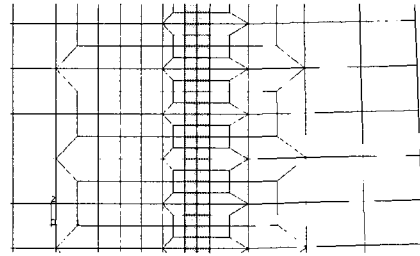


Fig. 11 Meshes around interface element

#### 3.3.2 해석 조건

인터페이스 요소를 사용하여 2가지 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 첫째로 제동시 발생된 열량이 인터페이스 중앙에서 발생하여 드럼 및 패드로 전달되도록 하는 경우와 둘째로 발생열량이 패드와 인터페이스 요소의 접촉면에서 발생하여 인터페이스 요소를 통하여 드럼에 전달되는 경우이다. 이 경우 인터페이스 요소는 제동시 마찰면에서 발생하는 마모입자와 산화막 등이 드럼에 부착된 것을 나타낸다고 할 수 있다.

Fig. 12는 온도에 의해 변형된 모습을 보여준다. 그림과 같이 드럼모델의 경우와 변형모습이 일치함을 보여준다. Fig. 13은 열량이 인터페이스 요소의 중앙면에서 발생한 경우의 시간에 따른 온도분포를 나타내고 있으며 최대치는 2.0초에서 138℃가 발생하였고 제동이 끝나는 시점에서는 103℃가 발생하였다. 인터페이스요소(Gap) 부분에서는 일정한 온도를 나타내고 있으며 패드는 열 전달계수가 작으므로 패드 표면으로부터 온도가 급격히 변화한다. 이러한 모델은 마찰면의 온도 불연속 현상과 패드부분의 온도 상승을 설명하지 못하고 있다.

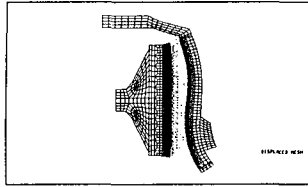


Fig. 12 Deformation (Time = 3.48s)

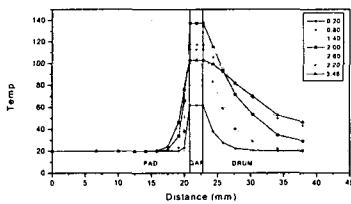


Fig. 13 Temperature when the frictional heat is given to the middle plane of the interface element

Fig. 14는 패드와 인터페이스 요소의 접촉면에서 열이 발생하여 인터페이스 요소를 통하여 열이 전달되었을 경우의 온도 분포이다. 인터페이스 요소의 물성치인 밀도와 비열은 패드의 물성치와 같게 하였고 열전달계수  $k$ 는 2배 크게 주었다( $k=1.8$ ). 그림과 같이 인터페이스 요소에 급격한 온도 불연속부분이 형성되었으며 패드의 온도는 1.4초에서 360°C까지 상승하였고 드럼의 온도는 2.6초 후에 118°C까지 상승하였다.

Fig. 15는 인터페이스 요소의 열전달계수  $k$ 의 변화에 따른 온도변화를 나타내고 있다. 그림과 같이 열전달계수의 값이 커질수록 패드의 최고온도는 급격히 작아지고 있으나 드럼의 온도는 작은 폭으로 상승하고 있음을 보여주고 있다. 인터페이스 요소의 물성치는 패드의 최고온도에 크게 영향을 미침을 알 수 있다.

Fig. 16은 제동이 끝나는 시점에서의 온도 분포를 3가지 경우에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 Interface\_v는 열이 패드와 인터페이스 요소의 접촉면 표면에서 발생했을

경우, Interface\_c는 열이 Interface 요소 중앙면에서 발생했을 경우이고 drum은 드럼만을 모델링하였을 경우에 대한 결과이다. 그림과 같이 드럼부분의 온도분포는 거의 일치함을 알 수 있다.

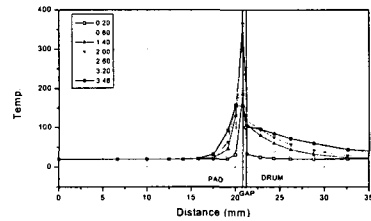


Fig. 14 Temperature distribution when the frictional heat is given to the interface of the pad and the interface element

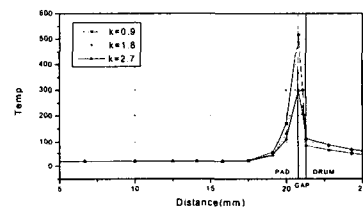


Fig. 15 Influence of the interface element  $k$

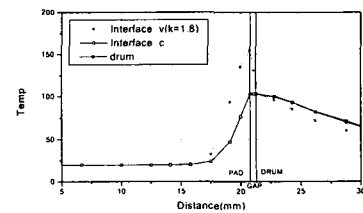


Fig. 16 Temperature comparison of three cases

### 3.4 패드 물성치 변화에 따른 드럼의 온도분포

#### 3.4.1 해석조건

드럼의 표면에 발생하는 최대온도는 대류

를 고려하지 않을 경우에 일차원 이론해에 의하면 근사적으로 식(1)로 표현된다.<sup>3)</sup> 그리고 드럼으로 유입되는 열의 분담비는 식(2)의  $\beta$ 로 표현된다.<sup>7)</sup>

$$\theta_{\max} = \left(\frac{5}{18}\right)^{1/2} \frac{q_0(t_s)^{1/2}}{\gamma_2^{1/2}} + \theta_i \quad (1)$$

$$\frac{1}{\beta} = 1 + \frac{A_1(\gamma_1)^{0.5}}{A_2(\gamma_2)^{0.5}} \quad (2)$$

여기서,  $\gamma_i = \rho_i c_i k_i$  ( $i=1$ 이면 패드, 2이면 드럼),  $q_0$ 는 드럼에 유입되는 열유속의 초기값이다. 물성치 변화에 따른 해석모델은 열이 인터페이스 요소 중앙에서 발생했을 경우이며 해석조건은 Table 2와 같다.

Table 2 Used values of parameters

case	$\rho_1 c_1 k_1 \times 10^3$	$\frac{\rho_1 c_1 k_1 (\text{pad})}{\rho_2 c_2 k_2 (\text{drum})}$	$k_1$	$\rho_1$	$C_1$
a1	2,430	0.0144	0.9	2,250	1,200
a2	27,000	0.160	10	2,250	1,200
a3	54,000	0.320	20	2,250	1,200
a4	81,000	0.470	30	2,250	1,200
a5	108,000	0.638	40	2,250	1,200
b1	2,430	0.0144	0.9	2,250	1,200
b2	27,000	0.160	0.9	25,000	1,200
b3	54,000	0.320	0.9	50,000	1,200
b4	81,000	0.470	0.9	75,000	1,200
b5	108,000	0.638	0.9	100,000	1,200
c1	2,430	0.0144	0.9	2,250	1,200
c2	27,000	0.160	0.9	2,250	13,333
c3	54,000	0.320	0.9	2,250	26,666
c4	81,000	0.470	0.9	2,250	39,506
c5	108,000	0.638	0.9	2,250	53,000

표2의 a1경우에 대해 수치해석에 의한 최대온도는 139℃이고 식(1)로부터 구한 최대온도는 151℃로 일차원 이론식이 해석과 유사한 결과를 나타냄을 알 수 있다.

$\gamma_1/\gamma_2$ 의 변화에 따른 드럼의 온도변화를 살펴보기 위하여 우선  $k$ 를 변화시켰을 때의 드럼의 온도분포는 Fig. 17과 같다. 그림과

같이 비율이 높아짐에 따라 열이 패드로 많이 분배되기 때문에 드럼의 온도가 낮아짐을 알 수 있다.

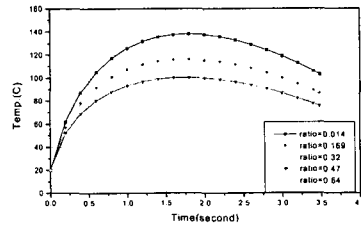


Fig. 17 Drum temperature versus  $\gamma$

Fig. 18은 비열의 변화에 따른 온도분포를 Fig. 19는 밀도의 변화에 따른 온도 분포를 보여준다. 그림과 같이 비율이 높아짐에 따라 드럼의 온도가 낮아짐을 알 수 있다. 열전달계수, 비열 및 밀도변화에 따른 드럼의 온도변화는 열전달계수의 변화가 가장 작은 영향을 미침을 알 수 있다.

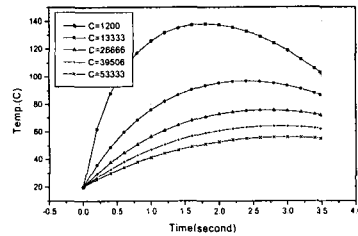


Fig. 18 Drum temperature versus  $c$  of the pad

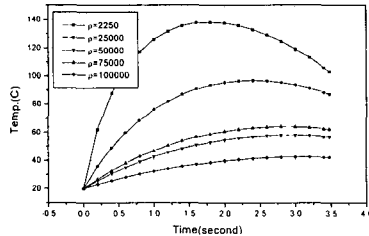


Fig. 19 Drum temperature versus  $\rho$  of the pad

#### 4. 결론

드럼브레이크의 3차원 접촉해석 및 2차원 열응력 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) S-캠 하중 입력 각도에 따라서 접촉면의 접촉압력의 변화가 발생함을 알았으며 가장 균일한 분포를 얻는 각도는 19도였다.
- 2) 패드와 드럼의 탄성계수 비율에 따라서 접촉압력분포의 변화가 발생하였으며 균일한 분포를 얻는 비율은 2.87에서 4.78 사이이다.
- 3) 드럼 브레이크의 온도해석을 위해 드럼과 패드 사이에 인터페이스 요소를 도입하여 마찰열을 임의로 분할하지 않고도 해석을 수행할 수 있는 간단한 방법을 제시하였다.
- 4) 인터페이스 요소를 사용하여 드럼 및 패드의 온도분포의 예측은 패드부의 온도 상승 및 마찰면에서의 온도 불연속 현상을 잘 설명해준다.
- 5) 패드의 물성치 변화에 따른 드럼의 온도 변화는 비열 및 밀도의 변화에 따라서는 온도가 크게 변화하지만, 열전달 계수의 변화에 대해서 상대적으로 작게 변화하였다.

#### 후 기

본 연구는 국방부 민군겸용기술사업의 지원으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- 1) 구병춘, "유한요소법에 의한 페이드 시험 중에 발생하는 브레이크 드럼의 열응력 해석," 쌍용자동차기보 제2호, pp.160-183, 1990.
- 2) 박영철, 박동성, 허선철, "FEA를 이용한 브레이크 드럼의 열응력 해석," 대한기계학회 1999년도 추계학술대회 논문집 A, pp.476-481, 1999.
- 3) 이계섭, 국종영, 천인범, "드럼 브레이크 시스템의 비정상 열전달 해석," SAE 99370295, pp.172-181, 1999.
- 4) H. W. Sonn, C. G. Kim, C. S. Hong and B. I. Yoon, "Axisymmetric Analysis of Transient Thermoelastic Behaviors in Composite Brake Disks," J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 10, No. 1, pp.69-75, 1996.
- 5) D. J. Evans and T. P. Newcomb, "Temperatures Reached in Braking When the Thermal Properties of Drum or Disc Vary With Temperature," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 3, No. 4, pp.312-324, 1961.
- 6) R. J. Ashworth, M. El-Sherbiny and T. P. Newcomb, "Temperature Distributions and Thermal Distortions of Braking Drums," Proc Instn Mech Engrs, Vol. 191 19/77, pp.169-176, 1977.
- 7) A. J. Day and T. P. Newcomb, "The dissipation of frictional energy from the interface of an annular disc brake," Proc Instn Mech Engrs, Vol. 198D No. 11, pp.201-209, 1984.
- 8) N. Benseddiq, D. Weichert, J. Seidermann and M. Minet, "Optimization of Design of Railway Disc brake Pads," pp.51-61, 1996.