Transactions of KSAE, Vol. 14, No. 6, pp.104-111 (2006)

Copyright © 2006 KSAE
1225-6382/2006/084-14

나선형 홈을 가진 브레이크 유로 내에서의 국소 열전달 측정 및 열 유동 해석

이 대 희[*1] · 박 성 봉[2] · 임 창 율[3] · 김 흥 섭[1] · 이 관 수[2]

인제대학교 기계자동차공학부[1] · 한양대학교 기계공학과[2] · 인제대학교 기계공학과[3]

Measurement of Local Heat Transfer Coefficients and Numerical Analysis in the Flow Passage of Disc Brake with Spirally Grooved Surfaces

D. H. Lee[*1] · S. B. Park[2] · C. Y. Lim[3] · H. S. Kim[1] · K. S. Lee[2]

[1]School of Mechanical and Automotive Engineering, Inje University, Gyeongnam 621-749, Korea
[2]Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea
[3]Department of Mechanical Engineering,, Inje University, Gyeongnam 621-749, Korea

(Received 21 February 2006 / Accepted 2 June 2006)

Abstract : A ventilated disc brake having spirally fluted surface has been proposed to improve the thermal judder by way of heat transfer enhancement. The local heat transfer coefficients were measured in the flow passage of disc brake. These measured local heat transfer data were utilized to do the finite element numerical analysis which predicts the maximum temperatures on the disc brake. The results show that the maximum temperatures on the disc surface with spirally fluted surface are approximately 26.6% lower than those without them.

Key words : Spirally grooved surface(나선형 홈), Disc brake(디스크 브레이크), Thermal judder(열적 져더), Local heat transfer coefficient(국소열전달계수), Finite element(유한 요소), Maximum temperature(최대 온도)

Nomenclature

Z : 튜브의 길이 방향 위치, mm
d : 튜브의 지름, mm
h : 국소 열전달 계수, W/m^2 °C
T_i : 초기 온도, °C
T_j : 유체의 유입 온도, °C
T_{LC} : 시험부의 벽면 온도, °C
Z/d : 유동 방향의 무차원 거리
L : 나사선의 꼭대기에서 골까지의 길이, mm
f : Gold Film Intrex의 균일도
N : 국소 Nusselt number
k : 열전도도, W/m °C
a : 차량의 감가속비
I : 바퀴의 회전 관성 모멘트
m : 차량 질량, kg
R_o : 패드의 외경, m
R_i : 패드의 내경, m

*Corresponding author, E-mail: mechdh1@inje.ac.kr

1. 서 론

현대 사회는 자동차의 급격한 증가와 더불어 교통사고의 증가가 큰 사회적 문제로 나타났다. 특히, 자동차의 고속화 추세에 따른 제동시스템, 즉 브레이크 계통에 대한 중요성이 부각되고 있으며, 제동거리를 대폭 단축시키는 연구들이 수행되고

있다.

브레이크 제동시 브레이크 패드와 디스크의 접촉면 사이에 마찰 및 온도의 급상승이 야기되고, 이것은 브레이크의 디스크 두께변화를 발생시켜서, 디스크의 마멸, 열 크랙, 여러 가지 열적 저더 현상을 일으킨다. 이 결과로 나타나는 소음과 진동은 결국 브레이크 시스템의 수명을 단축시키거나 고장으로 이어지게 되어 차량의 안정성에 큰 영향을 주게 된다. 제동시의 브레이크 시스템의 열 발산 능력은 브레이크의 성능과 수명에 많은 영향을 미치고 있으므로, 디스크 브레이크 설계시 하중에 의한 응력의 초과를 고려한 설계와 더불어 마찰열을 냉각시키기 위한 형상의 설계가 중요하다.

이런 문제를 해결하기 위해 많은 실험이나 수치적 연구들이 이루어졌다. 실험적 연구에서 Baughn[1], Han[2] 그리고 Ravigururajan[3] 등은 사각 덕트 내에 리브를 설치하여 열전달과 압력강하 실험을 수행하여 리브를 가진 경우가 없는 경우보다 약 1.5~2배의 열전달 향상이 되는 것으로 보고하였고, Yampolsky[4]와 Craft[5]는 나선형의 홈이진 원형관 내에서의 열전달계수를 측정하는 실험을 수행한 결과 매끈한 관보다 약 50~200% 열전달 향상을 가진다고 보고하였다.

수치적 연구에서 Lee and Barber[6,7]은 브레이크의 열해석 및 열변형 해석의 이론적 방법을 제안하였고, Hartsock[8]는 임계속도를 결정하는 파라미터 선정에 대한 연구를 진행하였다. 또한 Floquet[9,10]는 3차원 유한 요소 모델의 불안정성을 보완하기 위해서 움직이는 축대칭 부분(hub caps)은 3-D FEM으로, 반복적인 비축대칭 부분은 FFT-FEM을 이용한 해석을 수행하여 런닝 타임과 계산 용량을 줄였다.

본 연구에서는 이런 선행 연구들을 바탕으로 하여 벤틸레이티드 브레이크 디스크의 열 방출을 증가시키기 위한 방안으로 벤틸레이티드 디스크의 유로 내에 나선형 홈을 설치하여 액정을 이용한 shroud 비정상기법을 이용하여 국소 열전달 측정 실험 수행하였다.

기존의 연구자들은 벤틸레이티드 브레이크 디스크 유로 내의 국소 열전달 계수를 일정 상수값으로 주고 해석하는 방식을 사용하였다.

본 연구에서는 이를 대체하여 실험에서 측정된 국소 열전달 계수 값을 디스크 유로 내에 직접 적용하여 벤트 홀 부분의 형상에서의 온도 분포를 3차원 유한요소해석법을 통하여 해석하였다.

2. 국소 열전달 측정 실험

2.1 실험 장치

본 연구에 사용된 실험 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 유체의 유량은 ASME 오리피스와 0.01 mm(water column)의 정확도를 가지는 마이크로 마노미터(MERRIAM/32MB2-TM)로 측정되어지며, 유체와 대기의 주위의 온도 측정을 위해서 지름이 0.25mm인 Chromel-Constantan(E-type) 열전대를 이

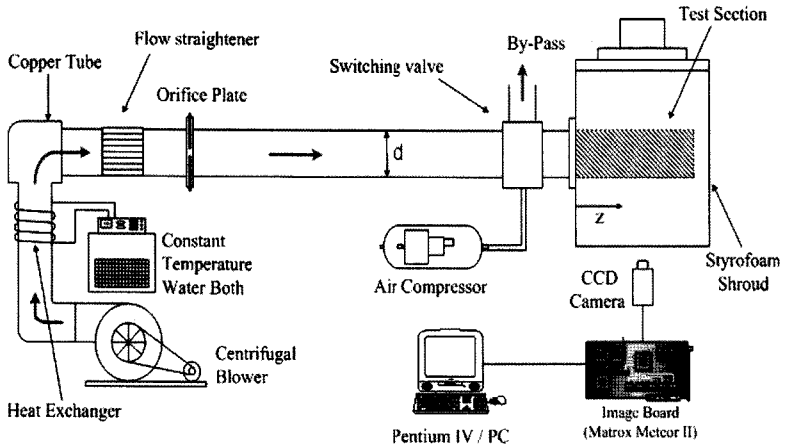


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

용하였으며, 사용된 열전대는 데이터 수집 시스템 (STRAWBERRY TREE/DATA Shuttle 12-bit A/D Board & Pentium IV/PC)에 연결되어 있다. 사용된 열전대는 오차가 ±0.01°C인 백금 센서에 의해서 교정하였다.

시험부는 지름이 11cm인 Cast Nylon (MC801) 봉을 helix angle이 45°인 나선형 형상의 홈이 진 원형관으로 가공한 후, 측정위치 부분에는 액정을 이용한 가시화를 위해서 관을 반으로 쪼개어 투명한 아크릴관을 설치한다. 나머지 한쪽 부분에 검정 페인트와 액정(R35C1W)을 균일하게 코팅한 후에 봉합하였다.

실험 시작 전에 실험 모델을 일정한 온도로 예열하기 위하여 제작한 항온상자 안에 넣고 설정된 온도로 가열한다. 시험부의 최대 온도차가 ±0.2°C를 넘지 않을 정도로 예열하여 정상상태에 도달한 후에 우회하던 유체를 Fig. 2와 같은 스위치 밸브를 작동하여 실험부로 보냄과 동시에 시험부를 감싸고 있는 항온상자를 제거시킨다.

스위치 밸브는 압축기에 의해 작동되며 압축기에 설치되어있는 solenoid valve를 열어 고압의 공기로 스위치를 작동시키게 된다. 이때, 유체가 시험부를 지나면서 냉각시키게 되고, 시간이 경과하면서 액정의 칼라가 나타나기 시작하여 모델의 전체에서 칼라가 나타나는 것을 볼 수 있다. 이때 소요된 시간과 화상을 디지털 칼라영상처리장치를 사용하여 화상을 분석함으로써 열전달 계수를 얻게 된다.

국소 열전달 계수는 Fig. 3과 같이 한 면이 10mm인 나선형 홈의 양쪽 면 즉, 유체가 불어오는 방향(windward side)의 꼭대기(crest)에서 나선형 홈의 골

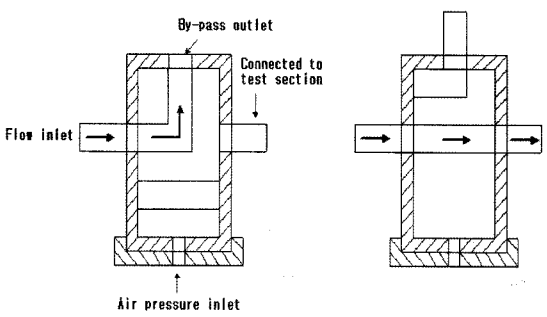


Fig. 2 Schematic diagram of the switching valve

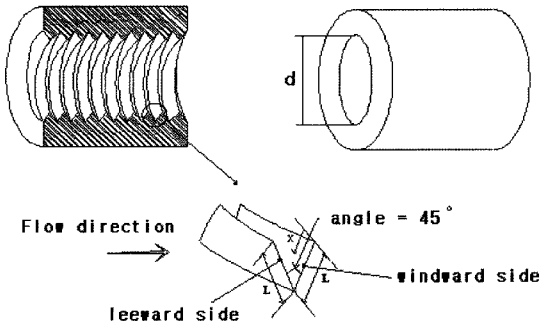


Fig. 3 Schematic diagram of the test model

(valley)을 지나 유체가 불어가는 방향(leeward side)의 꼭대기까지 측정하였다.

2.2 결과 해석

본 연구에서는 shroud 비정상기법을 이용하여 열전달 계수를 측정하였다. 이 방법은 실험 대상이 일정한 온도로 예열시킨 후 우회시켰던 유체를 유입시켜서 실험을 수행하는 방법이다.[11,12] 즉, 공기 항온상자에서 실험 모델을 액정의 칼라가 나타나기 시작하는 온도보다 높게 가열시킨 후 순간적으로 공기항온상자를 제거시켜 유체에 노출시킴으로써, 시간에 따른 실험모델의 표면에 코팅된 칼라(즉, 온도)의 변화를 이용하여 국소 열전달계수를 구하는 방법이다. 본 실험에서 사용된 실험모델의 표면에서 유동방향의 열전도손실은 무시하고, 대류 열전달 경계조건을 가지는 반무한 물체(semi-infinite) 라고 가정하면 비정상 열전도방정식에 의해서 무차원 온도 T^*를 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T^* = \frac{T_{LC} - T_j}{T_i - T_j} = e^{\gamma^2} erfc(\gamma) \tag{1}$$

여기서 T_{LC}는 액정에 의해서 측정되는 벽면온도, T_j는 유체온도, 그리고 T_i는 실험모델의 초기온도이다. 이제, 디지털 칼라영상처리장치를 이용하여 각각의 위치에서의 액정의 칼라와 시간을 측정함으로써 열전달계수를 다음과 같이 구할 수 있다. 이 때 식 (1)에서

$$\gamma = \frac{(h_c + h_r)\sqrt{t}}{\sqrt{\rho C k}} \tag{2}$$

여기서, t는 실험 시간, k는 실험부의 열전도 계수를 나타낸다. 식 (2)에서 대류 열전달계수 h_c를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_c = \frac{\gamma\sqrt{\rho Ck}}{\sqrt{t}} - h_r \quad (3)$$

여기서 h_r은 복사 열전달 계수를 나타내며 $(=\epsilon\sigma(T_{ref}+T_j)(T^2_{+T^2_{ij}ref})$, ε는 실험모델 표면에 코팅된 검정페인트와 액정의 방사율, σ은 Stefan-Boltzmann 상수, T_{ref}는 T_{LC}와 T_i의 평균온도(즉, $0.5(T_{LC}+T_i)$)를 나타낸다. 식 (3)에서 구한 h_c을 이용하여, Nusselt수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Nu = \frac{h_c d}{k_a} \quad (4)$$

2.3 실험 결과

Figures 4~5는 나선형 형상의 홈 길이(x/2L)에 대하여 Reynolds 수에 따른 국소 Nusselt 수 분포를 보여준다. 홈의 꼭대기(crest)에서 골(valley)까지의 거리가 L (L=10mm)이므로 x/2L=0과 x/2L=1 은 홈의 양쪽 꼭대기 부분이며, x/2L=0.5 는 홈의 골 부분을 나타낸다.

Fig. 4는 나선형 홈이 진 관의 입구로부터 유체흐름 방향으로의 거리(z/d)가 1.5인 경우의 Nusselt 수 분포를 나타내고 있다. Reynolds 수가 증가할 수록 Nusselt 수도 함께 증가하고 있는데, 나선형 홈의 양쪽 꼭대기에서 windward side와 leeward sied의 최대값을 보이며 전체적으로 홈이 깊어질수록 Nusselt 수가 감소하는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과는 유체가 나선형 홈 안쪽의 골 부분에서 재순환(recirculation)하기 때문으로 볼 수 있다. 그러나, 각 Reynolds 수에 따른 Nusselt 수의 분포가 일정한 형태를 보이고 있지는 않는다.

Fig. 5는 z/d = 3.0인 경우를 나타내고 있는 데 Fig. 4와 비교해 보았을 때 Nusselt 수의 분포가 각 Reynolds 수에 따라 일정한 곡선의 형태를 보여주고 있다. 이러한 경향은 z/d가 커질수록 더욱 뚜렷이 나타나는데 windward side와 leeward side 간 대칭적인 분포를 이루고 있다.

Fig. 6은 Reynolds 수와 z/d를 변화시켰을 때 0≤x/2L≤1에서의 평균 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. Reynolds 수가 증가할수록 평균 Nusselt 수 또한 증가하며 동일한 Reynolds 수일 경우, z/d=1.5에서

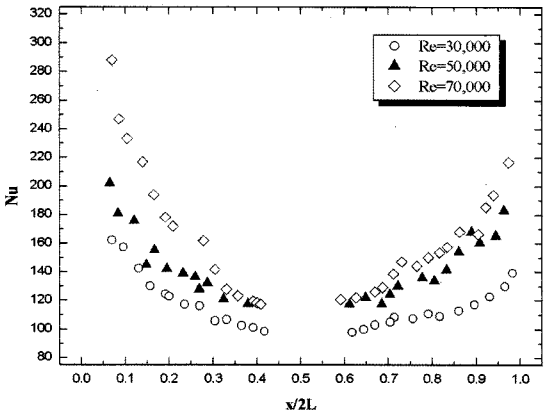


Fig. 4 Distributions of the local Nusselt number for z/D=1.5

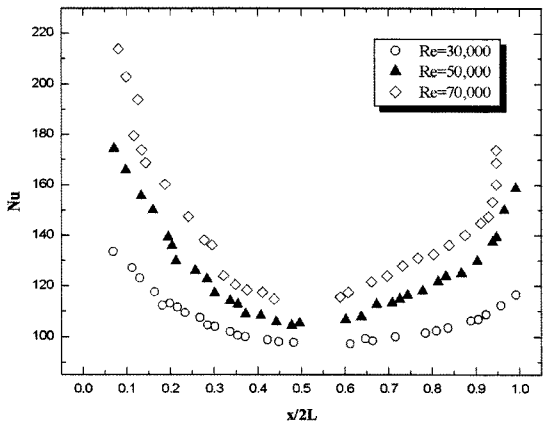


Fig. 5 Distributions of the local Nusselt number for z/D=3.0

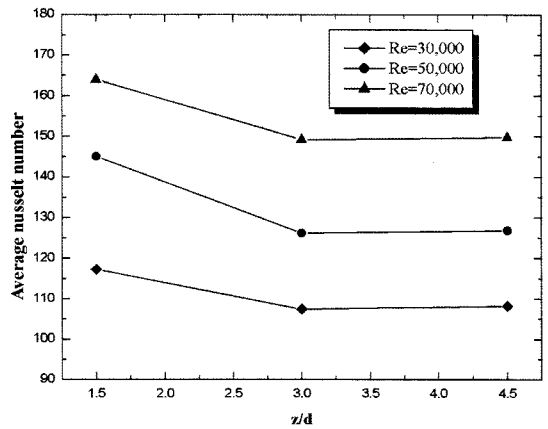


Fig. 6 The average Nusselt number distributions with z/d

z/d=3.0까지는 평균Nusselt 수에서 3.0까지의 구간이 급격히 감소하다가 z/d=3.0부터는 거의 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다. 이것은 z/d=1.5는 유동 경계층이 완전 발달된 영역(hydrodynamically fully-developed region)이지만 열경계층은 완전 발달 중인 영역(thermally fully-developing region)이기 때문이라 판단된다. 따라서, 열경계층이 완전 발달된 후인 z/d=3.0부터는 각 홈의 길이에 따라 일정한 국소 Nusselt 수를 가지는 것이다.

본 연구의 국소 열전달 측정 실험에 대한 불확실도는 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Nusselt number uncertainty analysis

X_i	*Value*	δX_i	$\left(\frac{\delta X_i}{N}\frac{\partial N}{\partial X_i}\right)\times 100(\%)$
$\sqrt{\rho Ck}$	1085.98	44.83	3.84
T_{LC}	34.83(°C)	0.25	2.89
T_i	40.2(°C)	0.15	1.90
T_j	24.46(°C)	0.15	0.59
d	0.07(m)	0.00005	0.23
t	658.97(sec)	0.03	0.2
Total Nu uncertainty			$\delta N/N = 4.68\%$

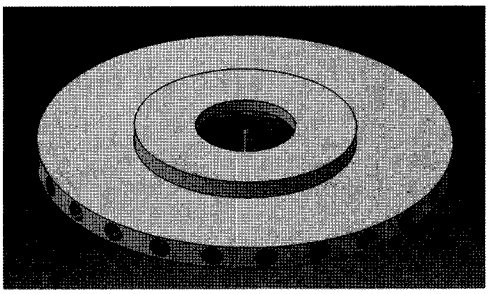
3. 수치 해석

3.1 디스크 브레이크 모델

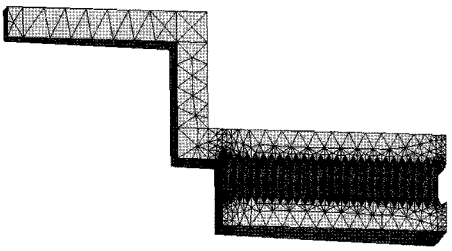
벤틸레이티드 디스크 브레이크의 열방출 성능을 개선하기 위해 나선형 홈(spirally fluted fins)을 가진 개량형 벤틸레이티드 디스크를 제안하였고, 그 개략도는 Fig. 7에 나타내었다.

본 연구에서는 나선형 홈을 가진 디스크 브레이크와 홈이 없는 경우의 열특성을 규명하기 위해서 3차원 유한요소 해석법을 이용하여 수치적 해석을 수행하였으며, 유한요소 해석시 디스크 브레이크의 해석을 용이하기 위해서 일반적으로 디스크 브레이크는 원주상에서 11.25도 간격으로 대칭을 이루고 있고, 다시 이것의 1/2 대칭을 이루므로, 실제 해석은 이 부분을 ANSYS 자동 격자 생성기를 이용하여 모델링하였다.

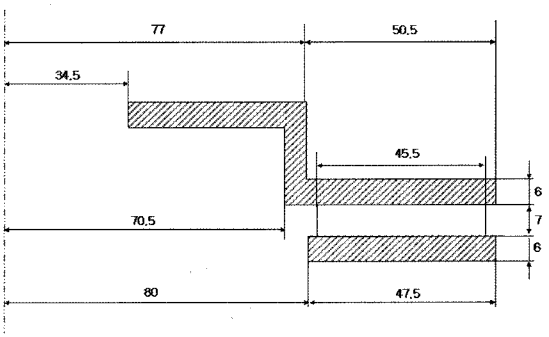
이 때 생성된 나선형 홈이 있는 경우와 홈이 없는 일반 디스크 브레이크 모델의 요소와 절점 수는 각



(a) Schematic View



(b) Finite element model



(c) Cross section

Fig. 7 Schematic diagram of ventilated disc brake

각 8115, 14239개 및 3420, 65561개 이며 요소는 10절점 사면체 고차요소를 사용하였다. . 사용된 나선형 홈이 잇는 경우의 형상은 Fig. 7(b)와 (c)에서 보여진다.

3.2 해석 조건

자동차가 제동하게 될 때 운동에너지는 패드와 디스크의 마찰에너지 뿐만 아니라 자동차 바퀴와 지면과의 마찰, 공기 저항에 의한 손실 등 많은 요인에 의해 기타 에너지로 변환되어진다. 그러나 자동차 바퀴와 지면의 마찰은 무시할 정도로 작다고 가정하고 또한 기타 요인에 의한 에너지 손실도 무시

할 수 있을 정도로 작다고 가정한다면 주행 중인 운동에너지가 모두 패드와 디스크의 마찰 에너지로 변환된다고 가정할 수 있다.[13,14] 마찰에 의한 열유속은 다음 식과 같다.

$$q=\frac{a\gamma(m+\frac{I}{r^2})[2V_1-a(t_2-t_1)]}{10\pi(R_o^2-R_i^2)} \quad (5)$$

I는 바퀴의 회전관성 모멘트, V_1은 차량의 초기속도, a는 차량의 감가속비, r은 타이어의 반경, R_o는 pad의 외측 둘레원의 반경, R_i는 pad의 내측 둘레원의 반경, m은 차량 질량을 나타낸다. 여기서, γ는 열분배율로 아래와 같다.

$$\gamma=\frac{q_d}{q_d+q_p}=\frac{1}{1+\left(\frac{\rho_p c_p k_p}{\rho_d c_d k_d}\right)^{1/2}} \quad (6)$$

여기서, ρ는 밀도, c는 비열, k는 열전도계수값이며, 첨자 d는 디스크 브레이크, p는 패드의 물성치를 의미한다.

열입력 조건은 Fig. 8에 보여지는 것과 같이 90km로 주행하던 차량이 감속을 하고 다시 가속을 반복하는 제동조건을 적용하여 계산하였고, 적용된 디스크 브레이크의 재질의 특성은 Table 2에 나타내었다.

벤트 홀 부분에 적용되는 열전달계수는 실험에서 얻어진 결과를 이용하여 평균 열전달계수가 아닌 국소 열전달계수를 이용하여 3차원 유한요소해석을 수행하였다.

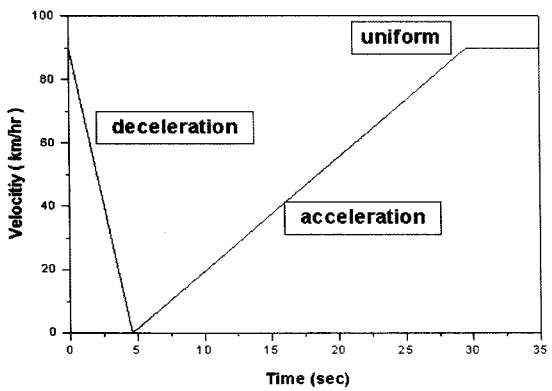


Fig. 8 Velocity for a braking condition

Table 2 Material properties for a disc brake

Material properties	Values
Elastic modulus, Mpa	1.25E5
Poisson's ratio	0.25
Mass density, kg/m^3	7100
Coefficient of thermal expansion, 1/degK	12E-6
Thermal conductivity, W/mK	54
Specific heat, J/kgK	586

3.3 해석 결과

1회 제동시 벤트 홀의 온도 변화 그래프를 Figures 9~11에 나타내었다. 유입부, 중앙부와 출구부로 나누어서 보면, 나선형 홈이 설치된 경우 홈의 영향으로 유체의 경계층 발달이 깨어져서, 열전달계수 값이 증가되고, 이 영향으로 홈이 없는 경우보다 열전달이 촉진되어서 디스크의 온도가 낮아지는 경향을 나타내었다. 특히 유입부에서는 홈이 없는 경우보다 온도 분포가 최대 23.5% 낮게 나타났고, 중간부와 출구부도 각각 15.1%, 12.3% 온도가 낮아지는 경향을 나타내었지만, 유입부, 중앙부와 출구부 사이의 온도차는 홈이 없는 경우에 비해서 증가되는 경향을 나타내었다.

Figures 12~14은 10회 반복 제동시의 결과이다. 1회 제동시보다 나선형 홈이 설치된 경우의 온도 감소가 급격히 나타나고 있음을 보여주고 있다. 이것은 1회 제동시에는 나선형 홈에 의해서 상승된 대류 열전달계수의 영향이 다소 미약하게 나타나지만 반복 제동으로 디스크의 온도가 상승이 되어서 대기와의 온도차가 커져 열전달계수에 의한 열전달량이 급격히 증가함으로써 나타나는 결과로 보여진다. 홈이 설치되 지 않은 경우와 비교하여 유입부, 중앙부와 출구부 온도가 각각 최대 44.3%, 36.8%, 36.6% 낮아지고 있다. 이는 브레이크의 전체 온도를 낮게 형성시켜서 브레이크의 고열로 인한 재질의 변화를 방지시키고, 브레이크 내의 열로 인한 크랙현상을 방지할 수 있는 좋은 결과이다.

4. 결 론

본 연구에서는 나선형 홈을 가진 디스크 브레이크 유로 내에서의 열전달 측정 및 수치 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

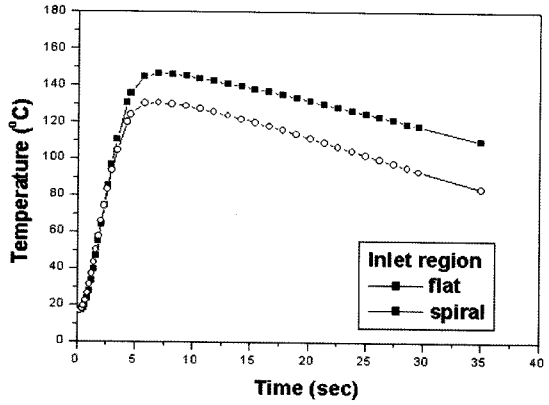


Fig. 9 Temperature distribution at inlet of vent hole(1cycle)

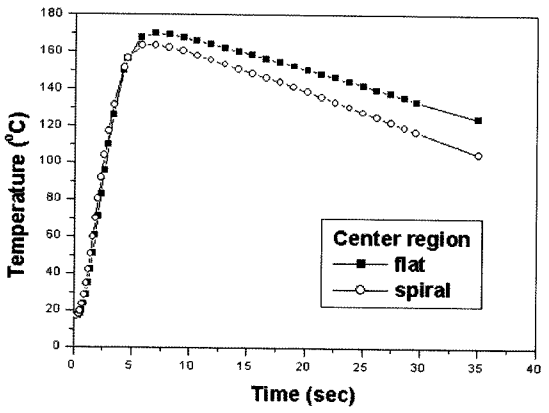


Fig. 10 Temperature distribution at center of vent hole(1cycle)

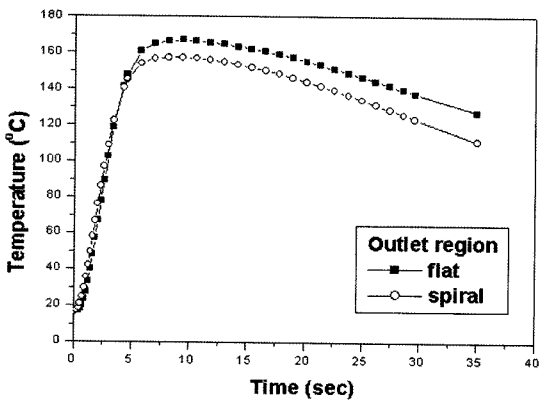


Fig. 11 Temperature distribution at outlet of vent hole(1cycle)

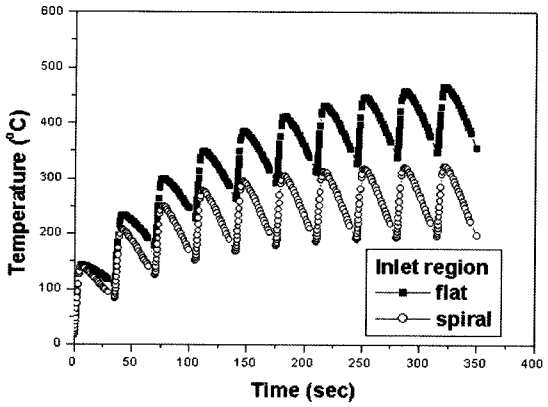


Fig. 12 Temperature distribution at inlet of vent hole(10cycles)

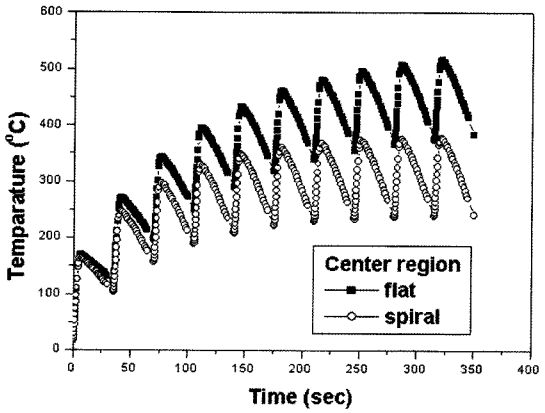


Fig. 13 Temperature distribution at center of vent hole(10cycles)

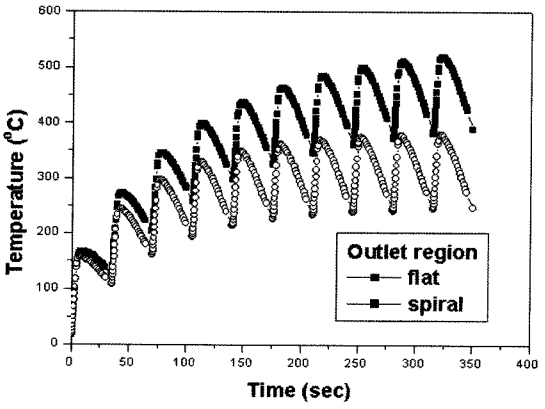


Fig. 14 Temperature distribution at outlet of vent hole(10cycles)

1) 유로 내에 나선형 홈이 설치된 경우 유입부에서 최대 열전달 계수 값을 가진 후 감소하다가 z/d=3.0 이후에는 비슷한 열전달 계수 값을 가졌다. 이것은 z/d=3.0부터 열경계층이 완전 발달되었기 때문이다.
2) 3차원 유한요소 해석을 이용한 수치해석 결과에서는 나선형 홈이 설치된 경우가 설치되지 않은 경우에 비해서 10회 제동시 최대 온도가 약 44.3

%감소되는 경향이 나타났다.

3) 10회 반복 제동 해석 시 대류 열전달 계수의 영향으로 전체 온도가 급격히 떨어지는 경향을 나타내었지만 유입부와 출구부 사이의 온도차는 홈이 없는 경우에 비해서 약 15°C 증가하였다.

이와 같은 결과로 디스크 브레이크 유로에 나선형 홈을 설치한 경우 디스크 브레이크 내의 온도를 낮게 형성함으로써 재질의 변화에 의한 브레이크의 성능 감소를 방지할 것으로 기대되지만, 유입부와 출구부 간의 온도차가 증가함으로써 재질의 비틀림 현상이 나타날 수 있다고 판단되어진다.

후 기

본 연구는 2004~2005년도 한국과학재단의 목적기초연구(과제번호 : M02-2004-000-10277-0)에 의하여 수행되었으며 재단의 연구비 지원에 감사드립니다.

References

1) J. W. Baughn and X. Yan, "Liquid Crystal Methods in Experimental Heat Transfer," Proceedings, 32nd Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, pp.15-40, 1991.
2) J. C. Han, Y. M. Zhang and C. P. Lee, "Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed, and V-Shaped Angled Ribs," ASME Transactions, Vol.113, pp.590-596, 1991.
3) T. S. Ravigururajan and A. E. Bergles, "General Correlations for Pressure Drop and Heat Transfer for Single Phase Turbulent Flow in Internal Ribbed Tubes," Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems. ASME HTD, Vol.52, pp.9-20, 1985.
4) J. Yampolsky, P. A. Libby, B. E. Launder and J. C. LaRue, "Fluid Mechanics and Heat Transfer in Spirally Fluted Tubing," General Atomic Technology Report, GA-A17833, 1984.
5) C. J. Craft, B. E. Launder and M. A. Leschziner, "On the Prediction of Turbulent Flow in Sprally Fluted Tubes," Fifth IAHR Conference on Refined-Flow Modelling and Turbulence Measurements, Paris, 1993.
6) J. R. Barber, "Thermoelastic Instabilities in the Sliding of Conforming Solids," Proc. Roy. Soc. Series A312. pp.381-394, 1989.
7) K. Lee and J. R. Barber, "Frictionally Excited Thermoelastic Instability in Automotive Disk Brakes," ASME Journal of Tribology, Vol.115, pp.607-614, 1993.
8) D. L. Hartsock and J. W. Fash, "Effect of Pad/caliper Stiffness, Pad Thickness, and Pad Length on Thermoelastic Instability in Disc Brake," ASME Journal of Tribology, Vol.122, pp.511- 518, 2000.
9) A. Floquet and M. C. Dubourg, "Realistic Braking Operation Simulation of Ventilated Disk Brakes," ASME Journal of Tribology, Vol.118, pp.466-472, 1996.
10) A. Floquet and M. C. Dubourg, "Nonaxisymmetric Effects for Three Dimensional Analysis of Brake," ASME Journal of Tribology, Vol.116, pp.401-408, 1994.
11) D. H. Lee, Y. S. Chung and D. S. Kim, "Turbulent Flow and Heat Transfer Measurement on a Curved Surface with a Fully Developed Round Impinging Jet," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.18, pp.160-169, 1997.
12) J. W. Baughn and X. Yan, "Liquid Crystal Methods in Experiemental Heat Transfer," Proceedings, 32nd Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, pp.15-40, 1991.
13) S. K. Lee, B. Y. Sung and S. K. Ha, "Optimal Design of Ventilated Disc Brake Rotor," Transaction of KSME(A), Vol.24, No.3, pp.593-602, 2000.
14) R. Limpert, Brake Design and Safety, SAE, Warrendale, pp.111-143, 1992.
15) S. W. Gang, C. J. Kim, D. H. Lee and H. S. Kim, "The Thermal Analysis of Brake Disc using the Solid Model and 2D Coupled Model," Transactions of KSAE, Vol.17, No.7, pp.93-100, 2003.
16) J. H. Choi, D. H. Kim, I. Lee, H. B. Cha and C. M. Kang, "Transient Thermoelastic Analysis of Disk Brakes Using Finite Element Method," Transactions of KSAE, Vol.10, No.5, pp.160-167, 2002.