韓國精密工學會 2005年度 秋季學術大會論文集

마찰면의 압력 분포를 고려한 제동디스크의 열응력 해석

이영민*(성균관대학교 대학원), 박재실, 석창성(성균관대학교 기계공학부),
이찬우, 김재훈(철도기술연구원)

Thermal Stress Analysis for a Brake Disk considering Pressure Distribution at a Frictional Surface

Y. M. Lee(Dept. of Mechanical Design, Sungkyunkwan Univ.),
J. S. Park, C. S. Seok(School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ.),
C. W. Lee, J. H. Kim(KRRI)

ABSTRACT

A brake disk and a pad are important parts that affect the braking stability of a railway vehicle. Especially, because a brake disk stops the vehicle using conversion of the kinetic energy to frictional energy, thermal fatigue cracks are generated by the cyclic thermal load, as frictional heat, on a frictional surface and these cracks cause the fracture of a brake disk. Therefore, many researches for the thermal stress must be performed to improve the efficiency of brake disk and ensure the braking stability.

In this study, we performed the thermal stress analysis for a ventilated brake disk with 3-D analysis model. For that, we simplified the shape of a ventilated hole to minimize problems that could be occurred in analysis process . Thermal stress analysis was performed in case that pressure distributions on a frictional surface is constant and is not. To determine pressure distributions of irregular case, pressure distribution analysis for a frictional surface was carried out. Finally using the results that were obtained through pressure distribution analysis, we carried out thermal stress analysis of each case and investigated the results of thermal stress analysis.

Key Words : Railway vehicle (철도 차량), Brake disk (제동디스크), Thermal stress (열응력), Finite element analysis (유한 요소 해석)

1. 서론

제동시스템을 이루는 부품들 중에서 제동디스크는 제동 시 차량의 운동에너지를 마찰에너지로 전환시킴으로써 차량에 제동력을 가하게 되는데, 이 과정에서 발생한 마찰(열)에너지로 인하여 제동디스크는 고온 환경에 놓이게 된다. 제동디스크의 실제 가동온도는 100℃ ~ 300℃ 범위이며, 급제동과 같은 상황에서는 온도가 500℃정도까지 상승한다. 재료의 강도가 여러 인자들 중, 온도의 영향을 크게 받는다는 것을 감안하면, 이러한 온도 변화는 제동디스크 소재의 강도 저하의 원인이 되며. 특히, 제동에 의한 온도상승(thermoelasto-plastic stress)과 냉각에 의한 온도하강(인장잔류응력)은 제동디스크 내에 반복적인 응력변화를 유발하기 때문에, 제동디스크는 반복적인 피로를 받게 된다. 이러한 열피로에 의해 제동디스크의 마찰면에는 열균열이 발생하게 되며, 이때 발생한 열균열이 성장하게 되어 부품의 안전성에 심각한 영향을 미치게 되고 균열로 인해 발생할 수 있는 제동디스크의 갑작스러운 파괴로 인하여 경제적으로 큰 손실은 물론 많은 인명 피해가 발생할 수 있다. 따라서 이러한 균열의 발생 원인이 되는 열적 피로에 대한 원인 분석 및 해결 방안에 대한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 철도 차량용 제동디스크(ventilated type)에 대한 열응력 해석을 수행하였다. 반경방향의 압력 분포 차이에 따른 영향을 알아보고자 마찰면의 반경방향 압력분포가 일정한 경우와 압력분포가 일정하지 않은 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 압력분포가 일정하지 않은 경우의 압력 분포를 결정하기 위하여 접촉압력해석을 수행하였고, 최종적으로 접촉압력해석을 통해 구한 마찰면의 압력분포를 이

Table 1. Thermal conductivity of a brake disk material

Test temperature[℃]	100	200	300
Thermal conductivity [W/m·K]	64.1	68.8	69.8

Table 2. Mechanical and thermal properties of a brake disk material, pad and analysis conditions

Properties	Disk	Pad
Elastic modulus[N/m^2]	108×10^9	1.029×10^9
Poisson's ratio	0.35	0.25
Mass density[kg/m^3]	7150	2150
Coefficient of thermal expansion[m/m·K]	10.5×10^{-6}	-
Specific heat[J/kg·K]	460.0	-
Friction energy[J]	2.623×10^6	-
Convection coefficient [$W/m^2\cdot K$]	50	-
	100	-
Initial braking velocity[km/h]	150	-
Friction coefficient	0.35	0.35
Initial temperature[℃]	100	-

용하여 열응력 해석을 수행하였고, 그 결과를 압력 분포가 일정한 경우와 비교, 검토하였다.

2. 해석모델 및 해석방법

2.1 해석모델 및 경계조건

해석에 사용된 모델은 새마을호 열차에 사용되는 디스크 브레이크이며 열응력해석에 이용된 3D 모델을 Fig. 1에 나타내었다. 해석의 모델이 된, 제동디스크의 소재는 회주철(GC25)이며, 소재의 열전도도를 Table 1에 나타내었다. Table 2에는 제동디스크와 패드의 기계적, 열적 물성과 초기조건을 나타내었으며 대상 모델이 대칭임을 감안하여 1/2 모델을 해석에 이용하였다.

접촉압력해석은 실제 회전하는 제동디스크에 작용하는 압력분포를 구하기 위한 해석으로 복잡한 형상으로 인하여 발생할 수 있는 문제점을 최소화하기 위해 Fig. 2와 같이 해석 모델을 단순화하였다. 경계조건으로는 마찰판 바닥면의 회전축 방향 변위와 회전축의 3차원 변위를 구속하였다[1].

열응력해석에서는 중간판 절단면의 3차원 변위를 구속[1]하였고, 대류경계조건으로는 중간판의 절단면을 단열하였고 휜 주위에 $50W/m^2K$, 그 이외의 부분에 $100W/m^2K$의 대류열전달계수를 적용하였다[2].

2.2 해석방법

패드의 상단에 제동력($1.6ton_f$ - 철도기술연구원자료참고)을 가하여 접촉압력해석을 수행하였다[3]. 차륜(wheel)의 반경을 이용하여 차량의 속도가 150km/h일 때, 제동디스크의 회전속도를 계산(97.712rad/s)하였고, 접촉압력해석은 정지상태의 제동디스크가 회전을 시작하여 계산된 회전속도에 도달할 때까지 수행되었다.

Fig. 1 Brake disk model for thermal stress analysis

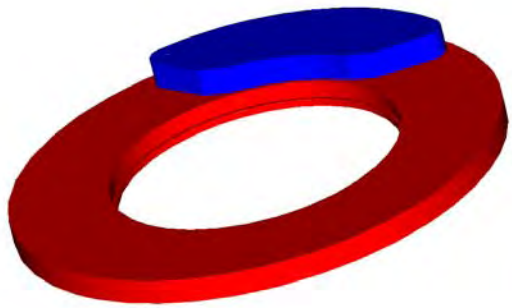

Fig. 2 Brake disk and pad model for contact pressure analysis

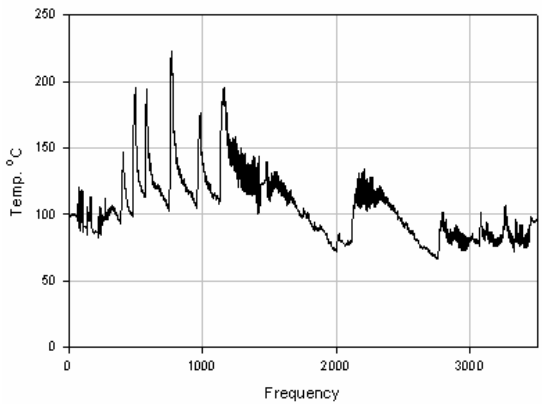

Fig. 3 Temperature variation of Seoul - Cheonan section for a brake disk

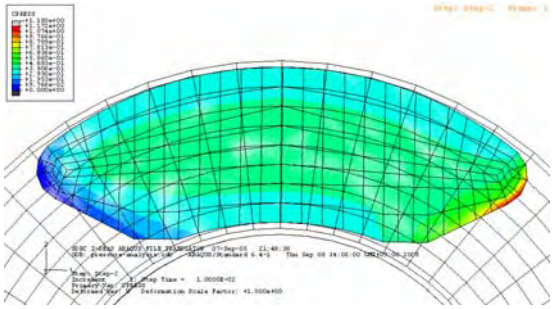

Fig. 4(a) Pressure distribution at a frictional surface (t=0s, rotation is start)

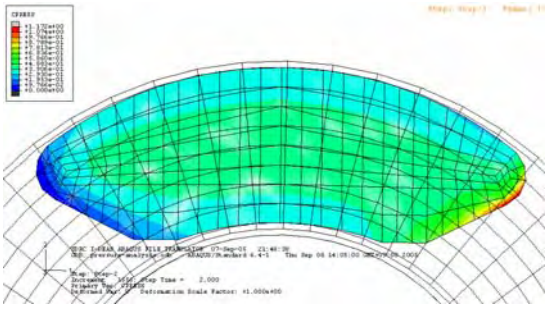

Fig. 4(b) Pressure distribution at a frictional surface (t=40s, rotation velocity = 97.712rad/s)

접촉압력해석에서 구한 압력분포를 이용하여 일정압력일 때와 분포압력일 때의 열응력해석을 수행하였다. 열응력해석 과정 동안, 제동력과 마찰력을 그대로 적용시켰으며 일정압력의 경우, 접촉압력해석에서 구한 마찰면의 압력분포를 전체 마찰면에 걸쳐 일정한 값으로 변환하였고 분포압력의 경우에는 접촉면의 압력분포를 반경방향위치에 따라서 일정한 값으로 변환하였다. 열응력 해석 시, 제동디스크의 초기 온도는 Fig. 3에 나타난 온도변화를 참고하여 100℃로 하였다. 또한 감속도가 제동시간 동안 일정하다고 가정하여 시간에 따라 일정한 크기로 감소하는 열속을 마찰면에 적용하였으며, 초기 제동속도는 150km/h로 하였고, 제동에 소요되는 시간은 40초로 하였다.

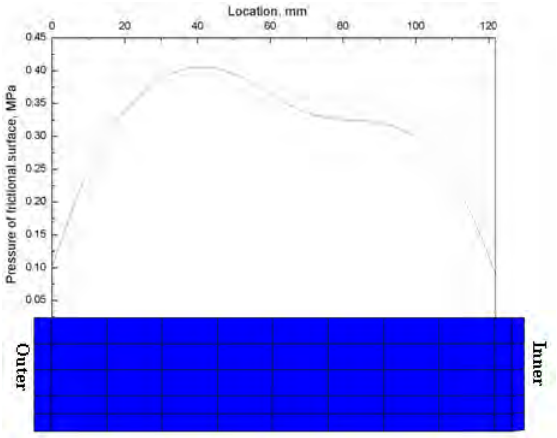

Fig .5 Contact pressure at a frictional surface as a radial direction

3. 해석결과

3.1 접촉압력해석결과

Fig. 4에는 회전속도에 따른 접촉면의 압력분포 변화를 나타내었다. 접촉면의 압력분포는 제동디스크가 회전을 시작할 때와 제동디스크의 회전속도가 97.712rad/s일 때, 모두 유사한 형태를 나타내었다. 접촉면압력은 마찰면의 중앙에 위치할수록 높았고, 중앙에서 멀어질수록 감소하였다. 또한, 제동디스크가 회전하여 들어오며 패드와 만나는 부분의 압력은 약 1.17MPa로, 접촉면의 다른 위치에 비해 약 3배정도 큰 압력 값을 나타내었으며 이로 인하여 마찰면 중심의 압력이 더욱 증가하게 됨을 알 수 있었다. 해석에서 구한 접촉면의 압력분포를 열응력해석에 적용하기 위하여 마찰면 전체에 걸쳐 일정한 압력분포와 반경방향에 따라 분포를 가지는 압력분포형태로 변환하였다. Fig. 5에는 반경방향 따른 접촉압력의 변화를 나타내었다.

3.2 열응력해석결과 – 일정압력

Fig. 6에는 제동력과 마찰력에 의해 나타난 최대 mises응력의 위치를 나타내었다. 최대 mises응력은

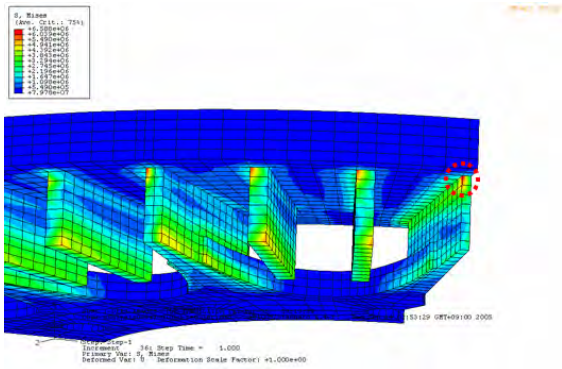

Fig. 6 Maximum mises stress in the model (Structure analysis - Constant pressure)

5.22MPa로 마찰판과 휜의 연결부에서 나타났다. 해석결과, 최고 온도와 최대 mises응력은 제동시작 후 21.5s, 23.5s 뒤에 각각 마찰면과 마찰판과 휜의 연결부에서 나타났으며 크기는 144.8℃와 50.66MPa였다. 마찰면 상의 최대 mises응력은 제동시작 후 23.5s뒤에 46.55MPa로 나타났다. 최대 변형과 축방향 최대 변위는 모두 마찰판의 외측에서 0.043mm와 0.029mm

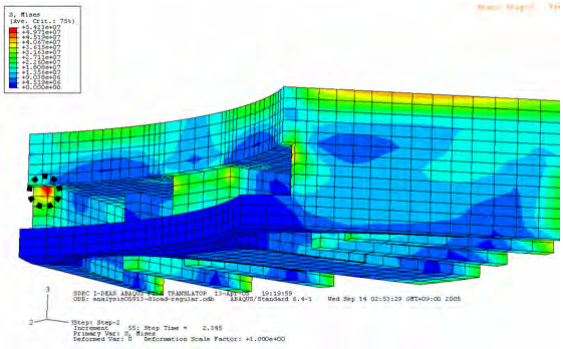

Fig. 9 Maximum mises stress in the model
(Thermal stress analysis - Constant pressure)

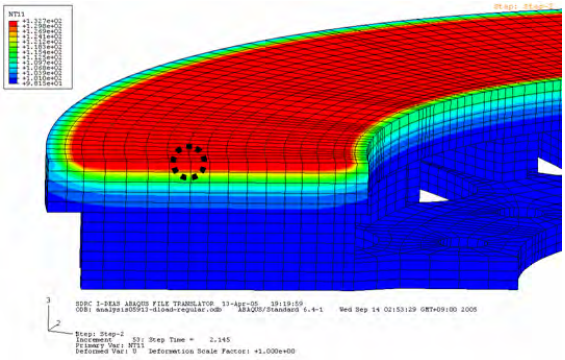

Fig. 8 Maximum temperature in the model
(Thermal stress analysis - Constant pressure)

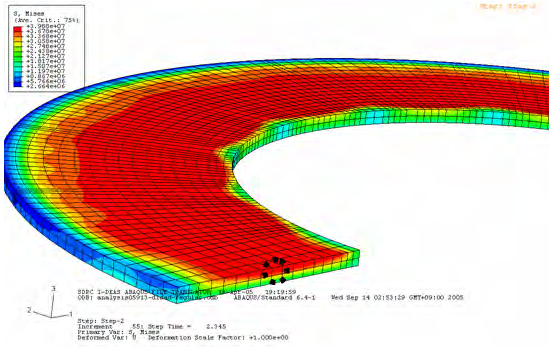

Fig. 9 Maximum mises stress at a frictional surface
(Thermal stress analysis - Constant pressure)

로 나타났으며, Fig. 7 ~ 10에는 해석결과를 나타내었다.

3.3 열응력해석결과 – 분포압력

Fig. 11에는 제동력과 마찰력에 의해 나타난 최대 mises응력을 나타내었다. 최대 mises응력은 5.05MPa로 중간판의 절단면에서 나타났다. 최고 온도와 최대 mises응력은 제동시작 후 20.5s와 21.5s뒤에 모두 마찰면 상에 각각, 157.1℃와 55.19MPa로 나타났다.

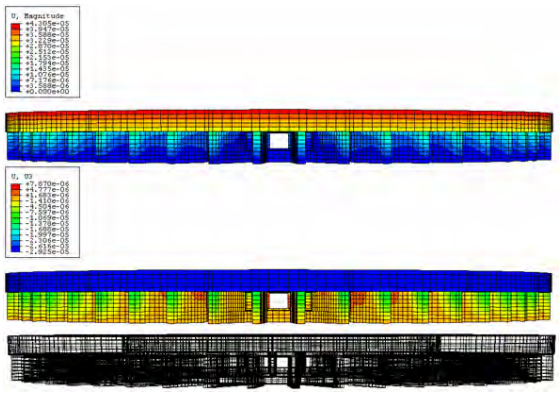

Fig. 10 Maximum deformation in the model
(Thermal stress analysis - Constant pressure)

최대 변형과 축방향 최대변위는 마찰판의 외측에서 0.045mm와 0.031mm로 나타났으며, Fig. 12 ~ 14에는 해석결과를 나타내었다.

4. 고찰

마찰면의 압력이 일정한 경우와, 반경방향 분포를 가지는 경우, 최고 온도와 최대 mises응력의 차이는 각각, 12.3℃와 4.53MPa로 나타났다. 마찰면상에서는 8.64MPa의 응력차이가 발생하였다. 또한 최대 mises응력이 나타난 위치가 일정압력은 마찰판과 휜의 연결부, 분포압력은 마찰면이며, 실제 가동 중인 제동디스크의 마찰면에 열균열이 발생하는 것을 감안하면 분포압력을 적용하여 해석을 하였을 경우에 보다 신뢰할 수 있는 값을 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다. 더불어 열응력에 의해 제동디스크에는 Fig. 10, 14와 같이 접촉면적에 영향을 미치는 변형이 발생하는데, 해석의 경우 접촉면의 압력 결정에 있어 이 변형이 무시되기 때문에 실제 제동디스크의 접촉압력을 해석에 적용하기 위해서는 접촉면 중심의 압력이 더욱 큰 압력분포를 해석에 적용해야 할 것이라 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 제동디스크의 열응력 해석 시, 마찰면의 압력분포에 의한 영향을 알아보고자 일정압력과 분포압력인 경우에 대하여 유한요소해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 유한요소해석을 이용하여 제동디스크와 패드의 접촉면 압력 분포를 구하였으며, 기존의 연구[4]와 같이 마찰면 중심에 위치할수록 접촉압력이 증가함을 알 수 있었다.

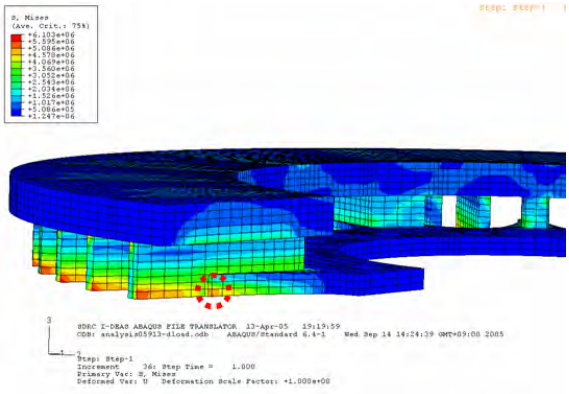

Fig. 11 Maximum mises stress in the model
(Structure analysis - Distribution pressure)

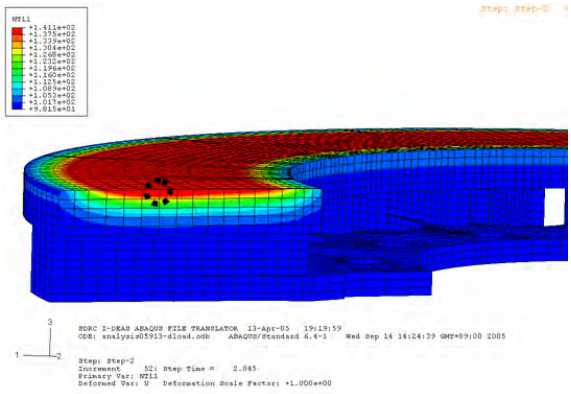

Fig. 12 Maximum temperature in the model
(Thermal stress analysis - Distribution pressure)

(2) 열응력 해석결과, 일정압력인 경우 분포압력에 비해 상대적으로 낮은 응력과 온도를 나타내었고, 일정압력의 경우 최대 mises응력이 마찰판과 휜의 연결부에서, 분포압력일 경우 최대 mises응력이 마찰면에서 나타났다. 따라서 실제 디스크 마찰면 상에 균열이 나타나는 것을 감안하면 해석시, 분포압력을 적용하는 것이 일정압력에 비하여, 보다 신뢰할 수 있는 데이터를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

후기

이 논문은 BK21사업과 한국철도기술연구원의 국가기본연구사업에 의하여 지원되었습니다.

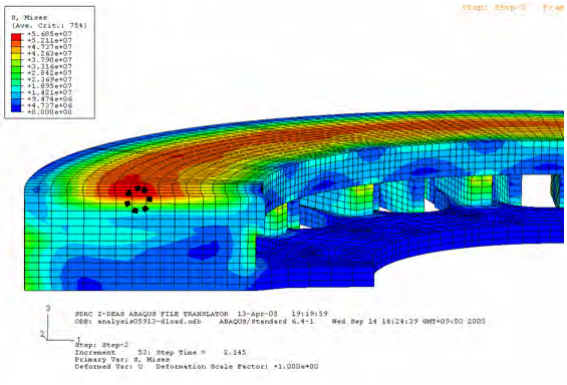

Fig. 13 Maximum mises stress in the model
(Thermal stress analysis - Distribution pressure)

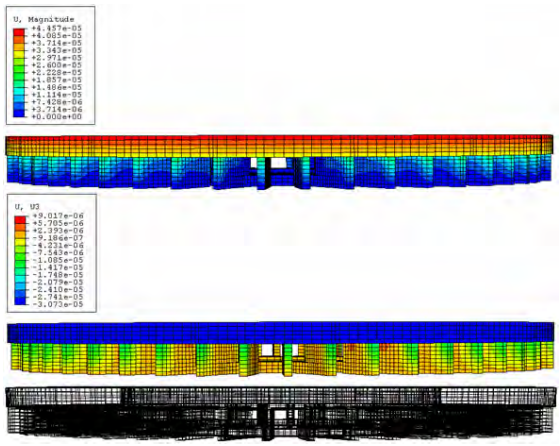

Fig. 14 Maximum deformaton in the model
(Thermal stress analysis - Distribution pressure)

참고문헌

1. 이영훈, “Ventilated Disk Brake의 피로수명해석,” 석사학위 논문, pp. 44-47, 2002.
2. 김청균, 성부용, “벤틸레이티드 디스크 브레이크의 열적특성에 관한 수치해석,” 한국윤활학회지 , 제14권 제1호, 1998.
3. "철도차량용 비석면 스폰지형 철계 제동라이닝의 개발연구,", 한국철도기술연구원, pp. 1-21, 75-92 , 1999.
4. D. Thuresson, "Influence of material properties on sliding contact braking applications,", Wear, Vol.257, Issue 7-8, pp.451-460, October 2004.