

세라믹 촉매 담체의 내구 설계 기준에 대한 실험 및 수치해석의 비교

Comparison of Experimental and Numerical Analysis for Durability Design Criteria in Ceramic Catalyst Substrate

백석흠¹, 조석수^{2,✉}

Seok Heum Baek¹ and Seok Swoo Cho^{2,✉}

¹ 동아대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.)

² 강원대학교 자동차공학과 (Department of Vehicle Engineering, Kangwon National Univ.)

✉ Corresponding author: sscho394@kangwon.ac.kr, Tel: 033-570-6394

Manuscript received: 2010.4.22 / Accepted: 2010.6.14

This study examines thermal safety on three-way catalyst that dominates 70 % among whole exhaust gas purification device in 2003. Three-way catalyst durability in the Korea requires 5 years/80,000 km in 1988 but require 10 years/120,000 km after 2002. Three-way catalyst durability in the USA requires 7 years/120,000 km but require 10 years/160,000 km after 2004. Three-way catalyst maintains high temperature in interior domain but maintains low temperature on outside surface. Therefore this device shows tensile stress on outside surface. Temperature distribution of three-way catalyst was acquired by thermal flow analysis for predicted thermal flow parameter. Thermal stress analysis for three-way catalysis was performed based on this temperature distribution. Thermal safety of three-way catalyst was estimated by power law dynamic fatigue life estimation and strength reduction methods for thermal stress.

Key Words: Thermal Durability (열적 내구성), Dynamic Fatigue (동적 피로), Fluid-Structure Interaction (유동-구조 상호 작용), Ceramic Catalyst Substrate (세라믹 촉매 담체)

기호설명

σ_r : Thermal stress in radial direction

σ_θ : Thermal stress in tangential direction

σ_z : Thermal stress in axial direction

S_{thr} : Design strength in radial direction

$S_{th\theta}$: Design strength in tangential direction

S_{thz} : Design strength in axial direction

n : Dynamic fatigue constant

MOR: Modulus of rupture

$MOR_{z(0)}/MOR_r$: Thermal stress ratio

1. 서론

자동차 배출가스를 단계적으로 줄이는 LEV, ULEV, SULEV 등의 규제를 받는 차량들은 세라믹 촉매 담체(ceramic catalyst substrate), 워시코트(washcoat), 촉매 변환기의 구조 설계, 엔진 제어 시스템 등의 진보된 기술이 필요하다.¹⁻³ 특히, 이들 부품 중에서 배출가스를 직접적으로 정화하는 세라믹 촉매 담체는 차량의 주행 거리에 대한 정화능이 감소되어도 규정된 주행거리에 도달할 때까지 유해 배출가스가 허용 기준치 이하로 유지되어야 한다. 이 허용기준의 만족을 위한 가장 중

요한 설계 기준은 고온의 배출가스에 대한 세라믹 담체의 열적 내구성(thermal durability)이다.⁴ 국내 삼원촉매변환기(three-way catalytic converter: TWC)용 세라믹 담체의 경우 배기가스 변환 효율이나 압력 강하 등은 엔진 효율 측면에서 만족되고 있지만 열적 내구성은 차량정비현장에서는 요구 내구 수명을 만족시키지 못하여 상당한 파손 사고가 발생된다고 보고되고 있다.^{5,6}

삼원촉매변환기용 세라믹 담체는 마운팅으로 인한 기계적 응력, 엔진 회전으로 인한 열응력, 돌충격(stone impact)으로 인한 충격 응력 등을 받고 있다. 담체 내구성이라는 관점에서는 위의 응력들을 모두 고려해야 하지만 그 중에서도 엔진의 광범위한 회전속도에 의하여 발생하는 열응력이 가장 가혹하고 발생 응력을 제어하기가 힘들다. 또한 엔진이 가동되는 동안 내부 영역의 경우 높은 온도가 유지되고, 외부 영역의 경우 낮은 온도가 발생되어 세라믹 담체는 일정 크기의 인장 응력을 받고 있다.

이러한 관점에서 세라믹 담체에서 발생하는 열응력을 평가하기 위한 접근으로는 열전달 방법(heat transfer simulation method)과 열유동 방법(thermal flow simulation method)이 있다. 전자는 담체 온도 분포를 직접 측정하여 열응력을 얻는다. 후자는 온도, 대류 열전달계수, 속도, 압력 등의 매개변수를 이용하여 담체의 온도 분포를 간접적으로 구하여 열응력을 계산할 수 있다. 열전달 방법은 담체 형상이 원형일 경우에는 매우 효과적이거나 타원형인 경우 비효율적이다.⁶

본 논문에서는 이러한 문제를 해결하기 위하여 국내 승용차용 세라믹 담체의 열유동 시험을 수행하여 온도분포와 유속 등의 데이터를 얻었다. 이 열유동 시험에 기반해 단순 열응력 모델과 열유동 구조 연성해석 모델을 제안하고 서로 비교하여 두 모델 중 어떠한 모델이 열적 내구성의 설계 기준으로 더 보수적인 평가 방법인지 설명하였다.

2. 삼원촉매변환기의 온도분포측정시험

2.1 삼원촉매변환기의 구조

Fig. 1 은 본 논문의 가솔린 엔진에 사용되는 삼원촉매변환기용 세라믹 촉매 담체(400/6.5 cells/in²)의 구조를 나타낸 것이다. 일반적으로 세라믹 담체는 촉방향의 과도한 온도구배를 억제하기 위해 두 개의 담체로 분리되어 설치된다.

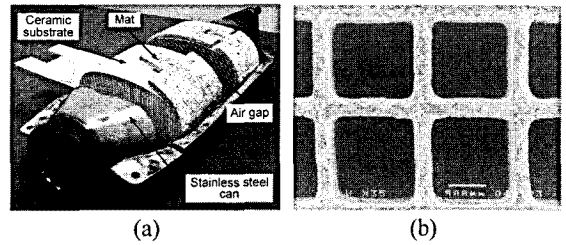


Fig. 1 (a) Structure of the three-way catalytic converter, (b) Ceramic substrate

Table 1 Specification of gasoline engine

Item	Specification
Engine type	SOHC, 4-Cylinder
Displacement volume	1997cc
Bore×Stroke	58 mm×88 mm
Compression ratio	8.6 : 1
Max. power	115 PS/5000 rpm
Max. torque	177 Nm/45 rpm
Firing order	1-3-4-2
Idle engine speed	750±100

Table 2 Test conditions for thermal mapping of the TWC

Engine speed (rpm)	1000	2000	3000	4000	5000

2.2 온도분포측정시험

Table 1 은 본 논문에서 사용한 가솔린 엔진 제원을, Table 2 는 엔진 실험 조건을 나타낸 것이다.

Fig. 2 는 실험 장치의 구성도를 나타낸 것으로, 가솔린 엔진(Hyundai, SONATA II SOHC 2000cc, Korea), 삼원촉매변환기(Mobis, Converter assy. No. 28950-33430, Korea), 온도측정장치(Graphtec, GL200, Japan), 배출가스측정장치(ECOM-A: JP/1F-18, KIS: MEGA-1010A, USA) 등으로 구성되어 있다. 열응력 모델에서 사용하기 위한 세라믹 촉매 담체의 온도 측정위치는 입구와 출구로 이 위치에 드릴을 사용하여 직경이 4 mm 인 열전쌍(thermocouple) 구멍을 뚫었다. 열전쌍은 각 구멍 당 1 개~2 개를 장착하였으며 직경이 1 mm 스테인리스 강철사를 이용하여 삼원촉매변환기 스틸 캔(steel can)에 고정하였다. 담체 내구성은 정적하중으로 인한 열피로에 의하여 결정되므로 정상 상태의 온도만을 기록하였다.

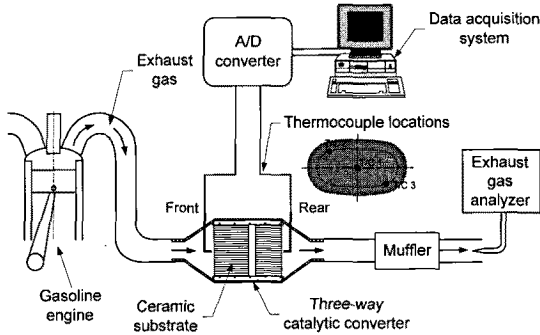


Fig. 2 Schematic of the test equipment for temperature distribution characteristics

3. 열응력 평가의 방법

Fig. 3 은 세라믹 촉매 담체의 이방성을 반영하기 위한 좌표계를 나타낸 것이다. 좌표계는 원통좌표계(cylindrical coordinate system)를 적용하고 반경방향, 접선방향, 축방향으로 각각 설정하였다. 일반적으로 세라믹 사출 성형품은 반경방향과 접선방향의 기계적 특성치는 동일한 것으로 평가되고 있어 본 연구에서도 반경방향과 접선방향의 기계적 특성치를 동일하게 가정하였다. 그러나 세라믹 담체의 열유동구조 해석 결과인 열응력은 담체 형상이 타원형인 것을 고려하여 반경방향과 접선방향 및 축방향 모두를 검토하였다.

Fig. 4 는 세라믹 담체에서 발생하는 대표적인 응력 발생 기구를 도식적으로 나타낸 것이다. 축방향 길이의 중간 영역에서 일어날 수 있는 최대 축방향 응력 σ_z 가 축방향 파단계수(modulus of rupture: MOR)를 초과하게 되면 환상 균열(ring-off crack)이 담체 표면에서 발생하여 열피로 사이클이 진행되는 동안 담체 내부로 성장하게 된다.^{4,7} 이와 동일한 기구로 담체 출구 표면에서 발생하는 최대 접선방향 응력 σ_θ 가 접선방향 MOR 을 초과하게 되면 반경방향 균열이 출구에서 발생하여 성장하게 된다.

3.1 탄성론에 의한 실험적 해석^{6,8-10}

3.1.1 반경방향 열응력

세라믹 담체가 실린더 형태의 단면을 가진 구조물에서 반경방향 온도구배는 뚜렷하나 축방향 온도구배는 무시할 수 있는 경우 담체 표면에서 발생하는 최대 열응력은 다음과 같다.

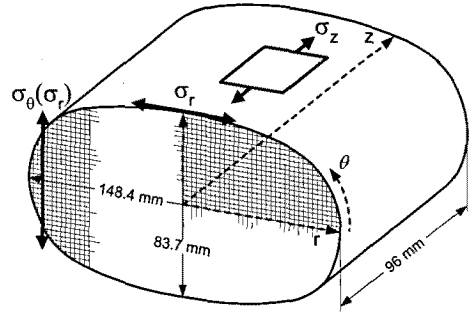


Fig. 3 Coordinate system of ceramic substrate

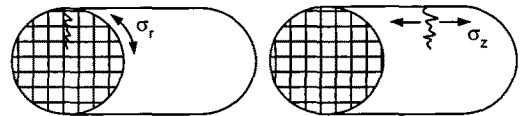


Fig. 4 Thermal cracking patterns in ceramic substrate

$$\sigma_r = E_r \left(\frac{1+\nu'}{1-K\nu'^2} \right) \left[\left(\frac{\Delta L}{L} \right) - \left(\frac{\Delta L}{L} \right)_{T_o} \right] \quad (1)$$

$$\sigma_z = E_z \left(\frac{1+\nu'}{1-K\nu'^2} \right) \left[\left(\frac{\Delta L}{L} \right) - \left(\frac{\Delta L}{L} \right)_{T_o} \right] \quad (2)$$

여기서 $\frac{\Delta L}{L} \Big|_{T_i}$: T_i 에서 열팽창률

$$\frac{\Delta L}{L} \Big|_{T_o} = A(T_o - 25) + B(T_o - 25)^2 + C(T_o - 25)^3$$

$$\frac{\Delta L}{L} \Big|_{T_c} = A(T_c - 25) + B(T_c - 25)^2 + C(T_c - 25)^3$$

T_c : 중앙영역의 온도(°C)

T_o : 표면영역의 온도(°C)

K : 탄성계수의 비($E_r/E_z = 0.5$)

$\nu_\theta = \nu_{rz} = \nu = 0.1, \nu_{\theta z} = \nu' = 0.25$

$\overline{\Delta L}/L$ 는 담체의 중간단면에서의 평균 열팽창률로 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\left(\frac{\overline{\Delta L}}{L} \right) = \frac{\Delta L}{L} \Big|_{T_i} \left(\frac{a}{b} \right)^2 + \lambda_1 \left(1 - \frac{a^2}{b^2} \right) + \frac{2}{3} b \lambda_2 \left(1 - \frac{a^3}{b^3} \right) + \frac{b^2}{2} \lambda_3 \left(1 - \frac{a^4}{b^4} \right) + \frac{2}{5} b^3 \lambda_4 \left(1 - \frac{a^5}{b^5} \right) \quad (3)$$

여기서 a : 가열된 영역의 담체 반경(mm)

b : 담체 외경(mm)

$$\lambda_1 = mA + m^2B + m^3C$$

$$\lambda_2 = -(nA + 2mnB + 3m^2nC)$$

$$\lambda_3 = n^2B + 3mn^2C$$

$$\lambda_4 = -n^3C$$

$$m = [b(T_c - 25) - a(T_o - 25)] / (b/a), \quad n = (T_c - T_o) / (b/a)$$

3.1.2 축방향 열응력

담체가 배출가스의 열유동 방향에 따라 축방향으로는 선형적인 온도 분포를 보이나 반경방향의 온도구배는 무시할 수 있는 경우, 담체 표면에서 발생하는 최대 열응력은 다음과 같다.

$$\sigma_z = 0.16 \left[3(1-\nu^2) \right]^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{E_z}{1-0.32\nu'} \right) \times \left(\frac{\Delta L}{L} \Big|_{inlet} - \frac{\Delta L}{L} \Big|_{midbed} \right) \quad (4)$$

$$\sigma_r = 0.5 \left(\frac{E_r}{1-\nu} \right) \left(\frac{\Delta L}{L} \Big|_{inlet} - \frac{\Delta L}{L} \Big|_{midbed} \right) \quad (5)$$

여기서 $\Delta L / L|_{inlet}$: 담체 입구에서의 열팽창률,

$\Delta L / L|_{midbed} = 1/2L \int_0^L [A(T-25) + B(T-25)^2 + C(T-25)^3] dz$
: 담체 입구와 출구 온도 사이의 평균 온도에서의 열팽창률 (단, L 은 담체 축방향 길이) 이다.

3.2 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 해석

열유동과 구조해석의 유체-구조 상호작용(fluid-structure interaction: FSI)은 CFX 와 ANSYS Multiphysics 를 이용하였다. 전체해석과정은 CFX 에 의한 열유동 해석결과는 3-D Thermal70 요소를 이용해서 *.cdb 파일로 저장되고 이 파일의 정보를 읽어서 ANSYS Multiphysics 에서 열전달 해석을 수행하였다.¹¹ 열전달 해석결과는 다시 열응력 계산을 위해 Solid185 구조 요소로 변경하고 열응력을 계산하였다. Fig. 5(a)는 열유동 해석을 위한 열유동 경계조건을 나타낸 것이다. Fig. 5(b)는 ANSYS ICEM CFD 를 이용한 계산 격자를 생성한 것으로 절점은 217,495 개이고 요소는 784,117 개이다. 구체적인 FSI 조건의 설명은 다음과 같다.

(1) 삼원촉매변환기의 배기관 내에 흐르는 3 차원 정상상태의 압축성 난류유동을 해석하기 위한

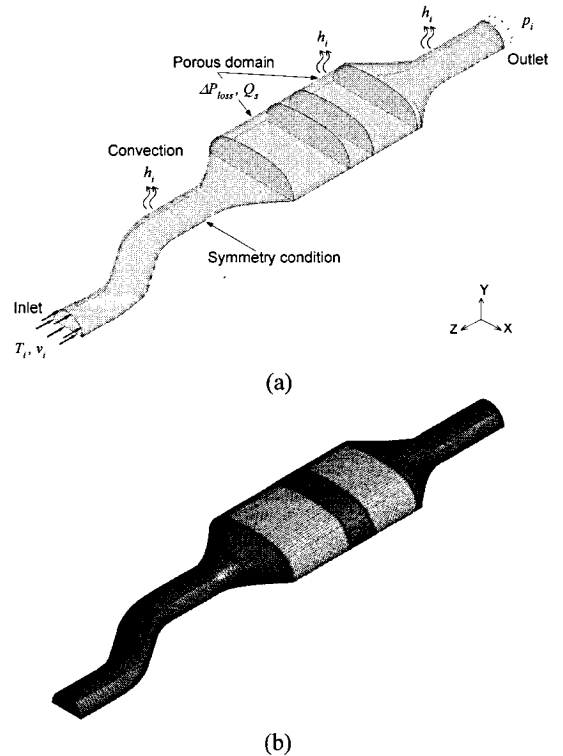


Fig. 5 (a) Schematic of boundary conditions for the TWC, (b) Computational grid system

지배방정식으로 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 난류모델은 k-ε 을 기반으로 한 SST(shear stress transport)모델, 대류항의 차분방정식은 high resolution 을 적용하여 계산하였다.¹²

(2) 입구의 속도와 온도분포는 Fig. 2 의 실험결과를 적용하고 출구는 대기압 0 Pa 로 설정하였다. 입구 및 출구 단면을 제외한 벽면은 점착(no-slip) 조건이다.

(3) 하니컴 셀 구조를 가진 모노리스 담체(monolithic substrate)는 압력강하를 고려한 다공성 매질(porous media)로 정의하였다. 담체 내부의 유동은 반경방향에 비하여 축방향의 속도가 지배적이므로 1 차원 층류 유동으로 가정한다. 촉매의 화학반응에 대한 발열량은 소스영역(source domain)에 의한 총 에너지로 적용하였다.

(4) 구조해석의 경계 조건은 세라믹 담체의 축방향 단면에 대해 대칭 경계조건을 적용하고 반경방향 외곽 벽면은 완전 단열로 가정한다.

Table 3 은 열유동 해석에 사용된 이상기체의 물리적 성질을 나타낸 것이다. Table 4 와 5 는 삼원

Table 3 Physical properties of ideal air

Molar mass (kg/kmol)	Dynamic viscosity (kg/ms)	Specific heat (J/kgK)	Thermal conductivity (W/mK)
28.96	1.831×10^{-5}	1004.4	0.026

Table 4 Mechanical properties of ceramic substrate

Longitudinal elastic modulus E (GPa)			Shear elastic modulus G (GPa)			Poisson's ratio		
Radial E_r	Tangential E_θ	Axial G_z	Radial G_r	Tangential G_θ	Axial G_z	ν_{xy}	ν_{yz}	ν_{zx}
2.5	2.5	4.3	0.6	0.6	1.4	0.22	0.3	0.3

Table 5 Physical properties of ceramic substrate

Properties	Radial direction	Axial direction
Density ρ (kg/m ³)	513	513
CTE α (1/°C)	6×10^{-7}	6×10^{-7}
Thermal conductivity k (W/m °C)	0.3	0.5
Specific heat C (J/kg °C)	1047.2	1047.2

축매변환기의 세라믹 축매 담체에 대한 기계적 성질과 물리적 성질을 나타낸 것이다. 기계적 물성치는 코제라이트와 알루미늄을 기초로 백석흙 등¹³에 제시된 결합계수 γ 를 이용하여 얻었다.

4. 열응력 해석 결과 및 요약

본 논문은 차량정비현장에서 자주 발생되는 세라믹 담체의 조기파손현상을 설명하고 세라믹 축매 담체의 열적 안전성 평가에 적합한 모델을 검토하기 위해 두 가지 관점: 탄성론에 기반한 멱급수 형태(power law)의 동적피로손상모델(dynamic fatigue damage model)^{6,14}과 열유동구조 연성해석에 기반한 강도저하계수(strength reduction factor)에 의한 평가 방법을 적용하였다.

4.1 동적피로수명의 평가 방법

Fig. 6은 승용차용 세라믹 담체에서 발생하는 열응력 발생 기구를 도식적으로 나타낸 것이다. 그림에는 세라믹 담체에 발생하는 열응력이 하한계 강도(threshold strength)를 초과하게 되면 그 때부터 피로 손상이 담체에 누적될 것이라는 사실을 나타내고 있다. 또한 세라믹 성분으로 된 구조용

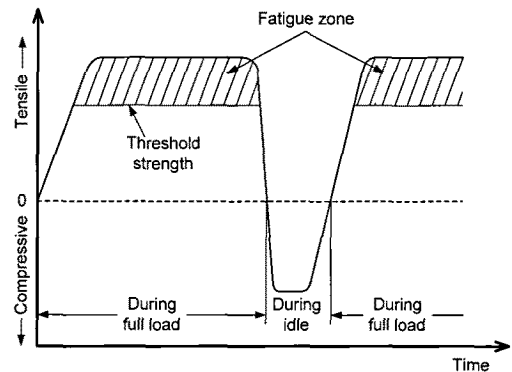


Fig. 6 Thermal fatigue and threshold strength

부품은 물이나 수증기 또는 특정 화합물에 노출되면 그 강도가 시간에 대하여 점진적으로 감소되는 응력 부식 균열을 발생시킨다. 즉, 이러한 개념은 기존의 피로손상이론으로는 설명할 수가 없으므로 식 (6)과 같은 멱급수 형태의 동적피로손상 모델을 이용한 설계 강도 S_{th} 에 의해 세라믹 담체의 열적 내구성을 평가할 수 있다.¹⁴

$$S_{th} = MOR \left[\frac{t_s}{t_f(n+1)} \right]^{1/n} \quad (6)$$

여기서 t_s 는 과단계수 MOR의 시험 시간, t_f 는 담체의 사용 수명(보증기간), n 은 코제라이트 세라믹 담체(cordierite ceramic substrate)의 동적 피로 상수(dynamic fatigue constant)를 각각 나타낸다.

축방향 MOR은 온도에 따른 과단계수시험에서 가장 작게 나타나는 150°C에서 2,700 kPa이고 반경과 접선방향 MOR은 축방향 MOR의 42%이며 그 값은 1,134 kPa이다. 또한, Gulati 등¹⁵은 코제라이트 세라믹의 피로상수를 실험 데이터의 평균값인 24로 제안하고 있으나 국내 삼원촉매변환기용 세라믹 담체의 경우 하중 속도에 따른 4점 굽힘 강도를 구하여 피로상수를 구한 결과 $n = 18.4$ 로서 국내 엔진용 담체는 국외 엔진용 담체에 비하여 내구성이 떨어짐을 알 수 있다. 식 (6)에서 $t_s = 30$ s, $n = 18.4$ 이고, t_f 은 차량속도를 80 km/h로 가정하여 담체의 보증기간을 120,000 km로 할 때의 세라믹 담체 사용 수명으로서 $t_f = 1,500$ h = 5,400,000 s이다. 따라서 식 (6)에 의한 촉매 담체의 설계 강도 S_{th} 는 반경과 접선 및 축방향 열응력이 각 방향의 과단 계수의 44%이므로 축방향 설계 강도 S_{thz} 는 1,188 kPa이고 반경과 접선방향 설계 강도 S_{thr} , $S_{th\theta}$ 는 476 kPa이다.

4.2 내구 설계 기준의 비교

Fig. 7은 세라믹 담체에서 전면 및 후면 중앙부에서의 온도 분포를 시간에 대하여 나타낸 것이다. 엔진 회전수가 증가함에 따라 온도는 지수적으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 이러한 결과는 자연 대류에 의한 열전달이 기준 온도에 대한 지수 형태로 표현되기 때문이다. 식 (1)과 식 (4)의 단순 열응력 모델에 사용되는 온도는 동적피로수명의

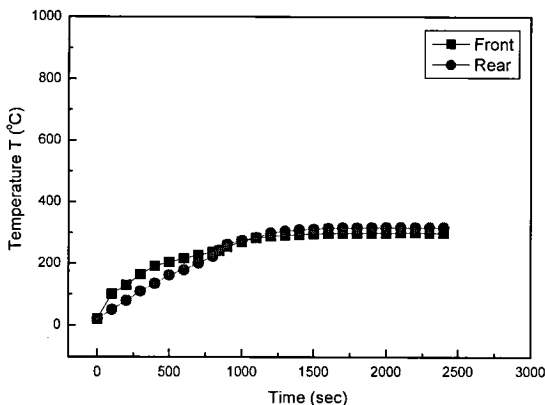


Fig. 7 Time vs. temperature at ceramic substrate

평가 방법에 사용되는 온도 영역을 선택하여야 하므로 천이상태를 지난 정상 상태에서의 평균 온도를 사용하였다.

Fig. 8은 엔진 회전수에 대한 접선과 축방향 열응력을 3.1절의 단순 열응력 모델을 이용하여 평가한 것이다. 접선은 열응력과 4.1절의 설계 강도를 표시하였다. 축방향 열응력이 접선방향 열응력에 비하여 더 크게 발생하고 있다. 또한 접선방향 열응력은 4867 rpm 이상에서 설계 강도를 초과하고 있어 탄성론에 기반한 단순 열응력 모델을 이용하여 촉매 담체를 평가하는 경우 축방향 열응력 보다는 접선방향 열응력을 우선 검토해야 한다. 또한 실차 주행시는 강제 대류 열전달 조건이 되는 것과 상용 엔진 회전수가 3000 rpm 이하라는 것을 고려하면 발생 열응력은 대부분 설계 강도의 아래에 있어 본 열응력 모델이 세라믹 촉매 담체의 조기 파손 현상을 설명할 수 없음을 알 수 있다.

Table 6은 열유동 해석에 사용된 매개변수를 나타낸 것이다. 출구 온도를 응답값으로 설정하고 Fig. 2에서 구한 온도 데이터를 기반으로 반응표면 방법(response surface method)과 최적화 방법을 이용하여 매개변수를 예측하였다.

Fig. 9는 Table 6의 열유동 경계조건을 이용하여 구한 열유동구조 연성해석 결과로서 엔진 회전수에 따른 열응력 해석 결과를 나타낸 것이다. 단순 열응력 해석 결과와 동일하게 축방향 열응력이 접선방향 열응력보다 높게 나타나고 있다. 또한 반경방향 열응력은 엔진 회전수가 4455 rpm 이상에서 설계 강도를 초과하고 있으나 접선방향 열응력은

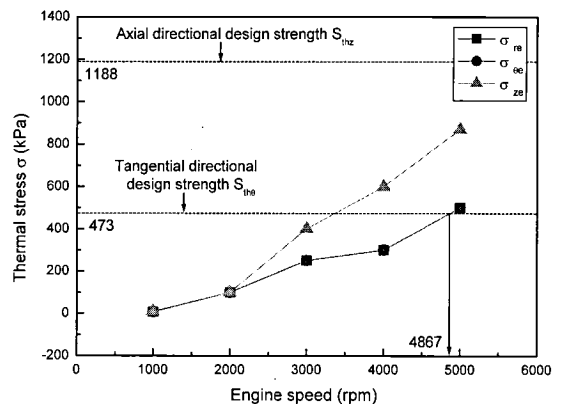


Fig. 8 Estimation of thermal durability of ceramic catalyst substrate using simple thermal stress model

Table 6 Thermal flow boundary conditions for indoor vehicle test

Engine speed (rpm)	Design variable					Response
	T_{inlet} (°C)	v_{inlet} (m/s)	Q_r (W/m ³)	Q_c (W/m ³)	h (W/m ² °C)	T_{outlet} (°C)
1000	242	12	42724	529418	12.7	278
2000	399	48	41695	529961	7.3	407
3000	466	45	399699	213171	13.2	471
4000	540	34	201791	489450	7.7	562
5000	680	39	467844	107524	24	661

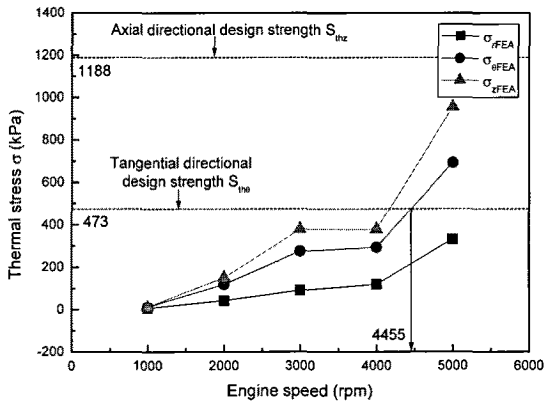


Fig. 9 Estimation of thermal durability of ceramic catalyst substrate using coupled thermal flow structural analysis model

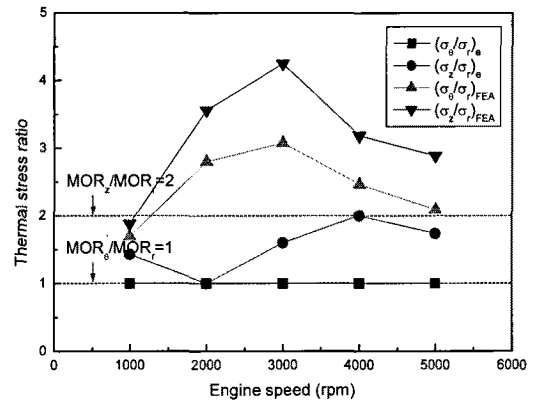


Fig. 10 Stress ratio vs. engine speed in ceramic catalyst substrate

설계 강도 아래에 존재하고 있어 단순 열응력 모델과 유사한 경향을 보이고 있다. 한편, 열적 내구성을 보장할 수 있는 임계 엔진 회전수는 단순 열응력 모델이 열유동 구조해석 의한 열응력 모델보다 훨씬 더 높아 후자의 모델이 보수적 평가 방법임을 알 수 있다.

Fig. 10 은 반경방향 열응력에 대한 접선 또는 축방향 열응력 비를 엔진 회전수에 대하여 나타낸 것이다. 코제라이트 세라믹에 대한 4 점 굽힘 강도 시험에서 반경방향 MOR 에 대한 접선방향 MOR 의 비는 거의 1 이나 반경방향 파단계수에 대한 축방향 MOR 의 비는 거의 2 에 가깝다. 단순 열응력 모델의 경우 반경방향 열응력에 대한 접선방향 열응력의 비는 거의 1 이나 반경방향 열응력에 대한 축방향 열응력의 비는 2 이하에 존재한다. 그러나 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 모델의 경우 반경방향 열응력에 대한 접선방향 열응력의 비

와 반경방향 열응력에 대한 축방향 열응력의 비 모두가 2 이상에 존재하고 있다. 이상의 결과에서 단순 열응력 모델은 접선과 축방향 열응력이 반경방향 열응력에 대하여 확대되고 있는 상황을 볼 수 없으나 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 모델의 경우 이러한 상황을 볼 수 있다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해 접선방향 열응력과 축방향 열응력이 열유동에 의하여 어느 정도 크기로 열응력에 기여하는가를 평가할 필요가 있다.

Fig. 11 은 엔진 회전수에 따른 수정 응력비를 나타낸 것으로 반경과 접선방향 응력의 비는 Fig. 10 과 동일하나 축방향 응력은 반경방향 응력의 2 배의 값으로 나누었다. 이러한 개념은 MOR 을 이용하여 설계 강도를 설정하는 경우 반경과 접선방향 성분은 동일하게 취급하나 축방향 성분은 반경방향의 2 배로 취급하는 것을 토대로 하고 있다. 단순 열응력 모델의 경우 수정 응력비가 2 이하에 있어 담체의 기하학적 형상이나 배기 가스 열전달

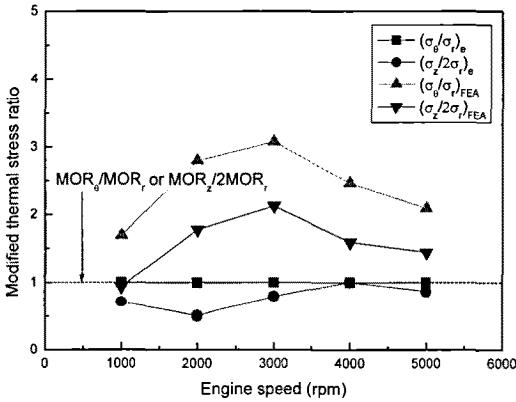
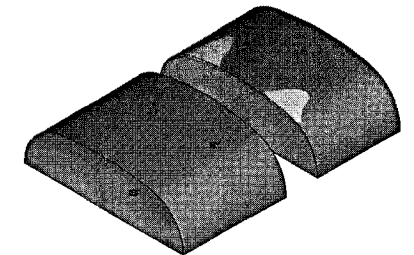
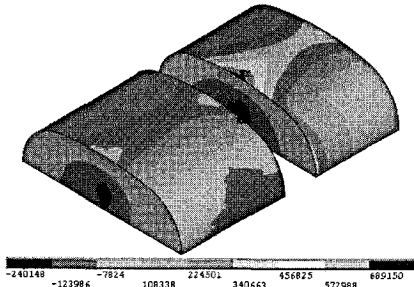


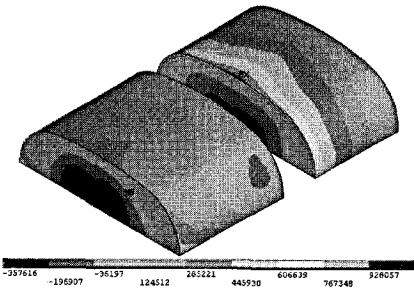
Fig. 11 Modified stress ratio vs. engine speed in ceramic catalyst substrate



(a) Thermal stress in radial direction



(b) Thermal stress in tangential direction



(c) Thermal stress in axial direction

Fig. 12 Stress distributions in ceramic substrate at vehicle driving test

에 의하여 접선과 축방향 열응력이 확대되지 못하고 있다. 그러나 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 모델은 접선 방향과 축방향 열응력 모두가 실제 강도에 비하여 급격하게 확대되고 있다. 특히, 접선방향 열응력은 엔진 회전수에 관계없이 반경방향 열응력에 비하여 확대되고 있어 세라믹 촉매 담체의 설계 응력은 접선방향 열응력으로 선정하여야 한다. 이러한 결과는 수정 응력비가 1 이하인 열응력 모델에서도 동일하게 나타나고 있다. 또한 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 모델의 경우 엔진 회전수에 따라 수정 응력비가 증가되나 대략 3000 rpm 을 기준으로 다시 저하된다. 이러한 경향은 온도 분포가 3000 rpm 까지는 자연대류에 의한 열전달이 이루어지나 3000 rpm 이상에서는 자연 대류에 의한 출력 열보다 배기가스에 의한 입력열이 과도해져 전체적인 온도 분포가 세라믹 촉매 담체의 기하학적 형상에 덜 의존하기 때문이라고 생각된다.

Fig. 12 는 차량 주행 시에서의 세라믹 담체에 대한 열응력 분포를 나타낸 것이다. 모든 방향의 최대 응력은 후방 담체 외부 끝단에서 생기고 있다. 따라서 담체의 최초의 열피로 균열발생 위치는 설계 강도에 비하여 발생 응력이 큰 후방 담체의 외부 끝단에서 접선방향일 것으로 평가된다.

5. 결론

세라믹 촉매 담체의 열적 내구성에 대한 설계 기준을 단순 열응력 모델과 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 모델을 비교 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 세라믹 촉매 담체의 조기 파손 현상은 단순 열응력 모델을 이용한 평가보다 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 모델을 이용한 설명이 더 합리적이다.

(2) 열적 내구성을 보장할 수 있는 임계 엔진 회전수는 단순 열응력 모델이 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 모델보다 훨씬 더 높아 후자의 모델이 보수적 설계 기준이다.

(3) 응력비를 이용하여 반경방향 응력에 대하여 접선방향과 축방향 열응력이 확대되는 것을 평가하기 위하여 단순 응력비보다는 방향에 따른 수정 응력비를 이용하는 것이 효율적이다.

(4) 단순 열응력 모델은 수정 응력비가 2 이하에 있어 담체의 기하학적 형상이나 배기 가스 열

전달에 의하여 접선과 축방향 열응력이 확대되지 못하고 있다. 그러나 열유동구조 연성해석에 의한 열응력 모델은 접선과 축방향 열응력 모두가 설계 강도에 비하여 급격하게 확대되고 있다.

(5) 촉매의 열피로에 대한 최초 균열발생 위치는 설계 강도에 비하여 발생 응력이 큰 후방 촉매의 외부 끝단에서 접선방향이다.

참고문헌

1. Shamim, T., Shen, H., Sengupta, S., Son, S. and Adamczyk, A. A., "A Comprehensive Model to Predict Three-way Catalytic Converter Performance," ASME J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 124, No. 2, pp. 421-428, 2002.
2. Pontikakis, G. and Stamatelos, A., "Three-Dimensional Catalytic Regeneration Modeling of SiC Diesel Particulate Filters," ASME J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 128, No. 4, pp. 421-433, 2006.
3. Lee, J. S. and Kim, N. Y., "Characterization of SCR System for No_x Reduction of Diesel Engine (II)," J. KSPE, Vol. 25, No. 11, pp. 83-89, 2008.
4. Gulati, S. T., "Long-Term Durability of Ceramic Honeycombs for Automotive Emissions Control," SAE Paper No. 850130, 1985.
5. Baek, S., Cho, S. S., Shin, S. G. and Joo, W. S., "Size Effect on the Modulus of Rupture in Automotive Ceramic Monolithic Substrate using Optimization and Response Surface Method," Trans. of the KSME(A), Vol. 30, No. 11, pp. 1392-1400, 2006.
6. Baek, S. H., Kim, S. Y., Seung, S. S., Yang, H., Joo, W. S. and Cho, S. S., "Experimental Estimation of Thermal Durability in Ceramic Catalyst Supports for Passenger Car," Trans. of the KSME(A), Vol. 31, No. 12, pp. 1157-1164, 2007.
7. Gulati, S. T. and Sherwood, D. L., "Dynamic Fatigue Data for Cordierite Ceramic Wall-Flow Diesel Filters," SAE Tech. Paper No. 910135, 1991.
8. Rawson, H., "A Theory of Stresses in Glass Butt Seals," British Journal of Applied Physics, Vol. 2, No. 6, pp. 151-156, 1951.
9. Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., "Theory of Elasticity: 3rd edition," McGraw-Hill, 1970.
10. Gulati, S. T., "Thermal Stresses in Ceramic Wall Flow Diesel Filters," SAE Paper No. 830079, 1983.
11. ANSYS, "ANSYS Theory Reference Release 11.0," SAS IP, Inc., 2007.
12. ANSYS CFX, "Release 11.0 User Manual," SAS IP, Inc., 2007.
13. Baek, S. H., Park, J. S., Kim, M. G. and Cho, S. S., "A Study on Thermal Shock of Ceramic Monolithic Substrate," Trans. of the KSME(A), Vol. 34, No. 2, pp. 129-138, 2010.
14. Helfinstine, J. D. and Gulati, S. T., "High Temperature Fatigue in Ceramic Honeycomb Catalyst Supports," SAE Paper No. 852100, 1985.
15. Gulati, S. T., Williamson, B., Nunan, J. and Anderson, K., "Fatigue and Performance Data for Advanced Thin Wall Ceramic Catalysts," SAE Tech. Paper No. 980670, 1998.