

엔진 실린더 헤드/블록의 유한 요소 해석

김 범 근* · 장 훈

현대자동차

Finite Element Analysis of Cylinder Head/Block Compound

Beomkeun Kim* · Hoon Chang

Research & Development Division for Hyundai Motor Company & Kia Motors Corporation, 772-1 Jangduk-dong,
Whasung-si, Gyeonggi-do 445-706, Korea

(Received 28 November 2002 / Accepted 4 April 2003)

Abstract : Finite element analysis of cylinder head/block compound under assembly, thermal and firing condition were performed. FE model including two cylinders with gasket, head bolts, liners and valve seats was used. FE modeling method and boundary conditions were introduced. Stress distribution and deformation of cylinder head and block under each loading condition were presented. Gasket pressure distribution and bore distortion level were predicted. Measured data of bore distortion was compared with the analysis results. The analysis result showed similar trends with the experimental data. High cycle fatigue analysis on the basis of this result has been performed in order to find the critical areas of the engine assembly.

Key words : Cylinder head(실린더 헤드), Cylinder block(실린더 블록), Finite element analysis(유한요소해석), Bore distortion(보어변형), Gasket pressure distribution(가스켓 면압 분포), High cycle fatigue(고주파 피로)

Nomenclature

E : young's modulus, GPa

ν : poisson's ratio

α : thermal expansion coefficient, 1/K

1. 서론

산업이 발전하고 자동차 시장이 확대됨에 따라 자동차 기술에 대한 관심도 한층 높아지고 있다. 최근 자동차 업계에서는 보다 경량화 된 엔진 설계를 위하여 엔진의 주요 부품들을 알루미늄으로 대체하고자 하는 움직임이 활발하다.

경량화된 엔진의 경우에는, 엔진의 출력 증가에

따른 가혹한 하중 조건 속에서 응력 집중부위가 생겨 엔진의 연소실이나 워터 자켓(Water jacket) 내부에 미세 균열(Hair crack)이 발생하고 성장하여, 결국에는 파손에 이르게 된다. 미세 균열이 발생될 수 있는 응력 집중부위를 설계 단계에서부터 예측하기 위하여 자동차 업계에서는 CAE(Computer aided engineering) 기법을 업무에 적용하고 있다. 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션을 통해 시험 기간 및 비용을 대폭 감소시킬 수 있기 때문이다. 종래에는 복잡한 구조를 지닌 엔진의 응력 집중 부위를 설계 단계에서 예측하는 것이 상당히 어려웠으나, 컴퓨터의 발달과 더불어 유한 요소법을 이용하여 광범위한 엔진 해석이 수행되고 있다.

국내에서도 김과 안¹⁾은 엔진 어셈블리에 대해 유한 요소 해석을 실시하고, 열응력 분포, 보어 변형,

*To whom correspondence should be addressed.
kimbk@hyundai-motor.com

가스켓 면압 분포 등을 파악하였다. 박과 주²⁾ 등은 엔진 어셈블리의 유한 요소 모델을 구축하여 열전달 및 열응력 해석을 실시하였으며, 실험을 통하여 온도 분포를 검증하였다. 그러나 이러한 연구들에서 사용된 해석 모델은 상당히 많은 시간의 수작업을 요구하고 설계 변경 시 많은 작업이 이루어져야 하기 때문에, 설계기간 단축 등 최근의 엔진 개발 추세에 대응하기가 어렵다. 또한, 가스켓의 거동을 선형적으로 단순화한 후 해석을 실시하였기 때문에, 엔진 어셈블리에서 발생하는 가스켓의 거동 특성 파악에 어려움이 있었다.

본 연구에서는 최근 경량화 추세에 따른 알루미늄 엔진 어셈블리를 대상으로 유한 요소 모델을 구축하고, 가스켓의 비선형성을 고려한 구조 해석을 수행하였다. 본 논문에서는 유한 요소 해석을 위한 모델링 기법을 기술하였으며, 엔진 작동시의 각 하중조건 하에서의 응력 집중 부위 및 변형 형상을 파악하였다. 또한, 헤드 가스켓의 면압 분포 및 보어의 변형 형상을 파악함으로써, 엔진 어셈블리의 구조적 특성 파악과 내구 평가를 포괄적으로 실시하였다.

2. 엔진 어셈블리

신뢰성 있는 해석 결과를 위해서는 엔진 어셈블리의 주요 부품을 해석 대상으로 포함하여야 한다. 이는 각 부품간의 체결 방법이나 재질에 의하여 변형 형상 및 응력 분포가 크게 달라질 수 있기 때문이다. 본 연구에서는 엔진 어셈블리의 응력 분포 및 변형 형상을 파악하기 위하여 실린더 헤드, 실린더 블록, 라이너, 헤드 볼트, 가스켓, 밸브 시트, 밸브 가이드를 포함하였다. 본 연구에 사용된 엔진 어셈블리에는 경량화를 위하여 알루미늄 실린더 블록이 사용되었다. 각 주요 구성 요소의 재질과 기계적 물성치를 Table 1에 나타낸다.

3. 유한 요소 해석

본 연구에서는 유한 요소 모델 구성 및 경계조건 입력을 위하여 EDS사의 유한 요소 해석 상용 프로그램인 IDEAS를 사용하였으며, ABAQUS를 이용하여 해석 결과를 산출하였다.

Table 1 Mechanical properties

Part	Material	E (GPa)	ν	α ($10^{-6}/K$)
Cylinder head	AC2B	71	0.33	23.5
Cylinder block	ADC10	72	0.33	23.5
Liner	FC25	114	0.25	11.1
Valve guide	Sintered alloy	91	0.29	11.5
Valve seat	Sintered alloy	180	0.3	11
Head bolt	Steel	210	0.3	11

3.1 엔진 어셈블리의 유한 요소 모델

엔진 어셈블리를 해석하기 위하여 사용된 유한 요소 모델을 Fig. 1에 나타낸다.

모두 4개의 실린더 중 첫번째 실린더의 1/2과 두번째 실린더, 그리고 세 번째 실린더의 1/2을 해석 모델 범위로 정하였다. 이는 4개의 실린더 모두를 이용하는 경우 해석 모델이 지나치게 커져서 컴퓨터의 용량을 초과하거나 해석 기간이 길어질 수 있기 때문이다. 솔리드 사면체 2차 요소(Solid parabolic tetrahedron) 또는 솔리드 웨지 2차 요소(Solid parabolic wedge)를 이용하여, 두개(1/2+1+1/2)의 실린더 범위에 해당하는 실린더 헤드, 실린더 블록, 라이너, 헤드 가스켓, 밸브 시트, 밸브 가이드, 헤드 볼트를 각각 모델링하였다. 전체 요소의 수는 152,475개이며, 절점의 수는 287,056개이다.

실린더 헤드는 부피가 크고 형상이 복잡하므로, 총 16개의 볼륨으로 나누어 모델링하였다.(Fig. 2) 우선 실린더 헤드 CAD를 총 16개의 볼륨으로 나누어 쉘 요소(Shell element)로 모델링한 후, 각각의 볼륨에 해당하는 쉘 요소로부터 솔리드 요소(Solid element)를 자동 발생시켰다. 모델 형상이 변경되었

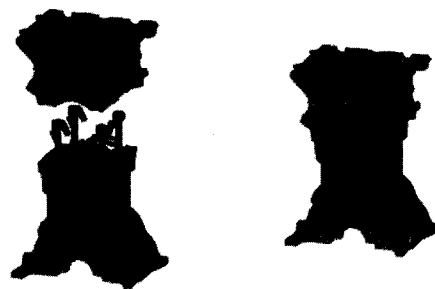


Fig. 1 FE model of engine assembly :
(a)FE model of engine parts, (b) Assembled model

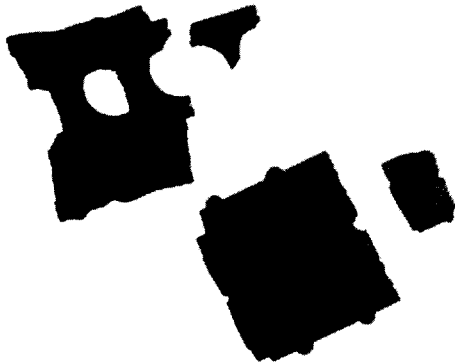


Fig. 2 Modeling cylinder head and block by small volume

을 경우에는, 변경된 볼륨의 쉘 요소들만을 수정하여 솔리드 요소를 재생성 시키는 방법을 이용하였다. 이것은 엔진 설계 시 빈번히 발생하는 형상 변경에 소요되는 모델링 시간을 단축시키기 위함이다.

헤드 볼트는 실린더 헤드와 접촉하는 면과 실린더 블록과 체결되는 쪽의 절점이 각각 실린더 헤드와 실린더 블록의 절점과 공유되도록 모델링하였다(Fig. 3(a)). 밸브 시트와 밸브 가이드의 절점은 실린더 헤드와 접하는 면에 경계조건을 부여하기 쉽도록 헤드면의 절점과 일치시켰다(Fig. 3(c)). 라이너는 변형 형상이 잘 묘사되도록 TDC 위치에서 첫 번째 피스톤 링과 접촉하는 부위를 세밀하게 모델링하였다(Fig. 3(d)). 이렇게 모델링 된 엔진의 주요 부품에는 Table 1에서와 같은 기계적 물성치를 입력하였다.

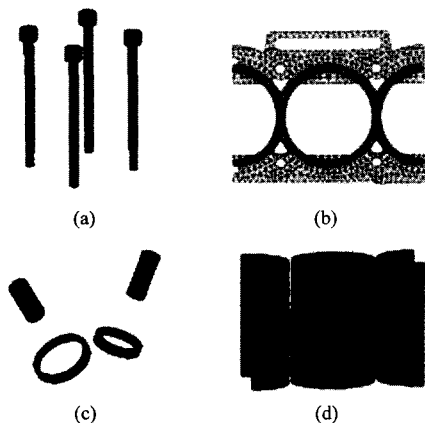


Fig. 3 FE model of parts : (a) Head bolt, (b) Gasket, (c) Valve seat and valve guide, (d) Liner

헤드 가스켓의 모델링은 크게 두 부분으로 나누었다. ABAQUS의 가스켓 요소를 이용하였으며, 가스켓의 각 부위마다 다른 비선형 거동을 고려하기 위하여, 가스켓을 비드(Bead)부와 바디(Body)부로 분리시켰다. 가스켓의 비드부와 바디부의 요소에는 각각의 비선형 특성 곡선(Load-unloading curve)의 데이터를 입력하였다.³⁻⁵⁾ Fig. 4는 비드부의 비선형 특성 곡선을 나타낸다.

경계조건 입력을 용이하게 하고 변형을 파악할 수 있도록 각 실린더의 중심 및 밸브 가이드의 중심에는 Cylindrical 좌표계를 설정하고, Z축은 엔진의 상면을 향하도록 하였다.

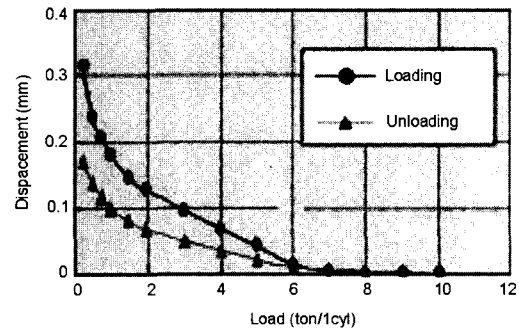


Fig. 4 Load-displacement curve of cylinder head gasket

3.2 경계조건

엔진 어셈블리에 가해지는 하중조건을 크게 조립, 열, 폭발 하중조건으로 나누어 각 하중조건에 적합한 경계조건을 입력하였다.

3.2.1 조립 하중

해석 모델의 절단면에는 대칭 경계조건을 부여하였다. 엔진 어셈블리 모델의 강체운동을 구속하기 위하여 벌크헤드의 하면부를 Z축으로 고정시켰으며, 그 중 4개의 절점은 엔진의 좌우 방향(Intake-exhaust 방향)으로 고정시켰다.

밸브 가이드와 실린더 헤드는 밸브 가이드가 밸브 가이드 축을 중심으로 회전하는 운동을 방지하기 위하여 원주 방향으로 커플링하였다. 밸브 시트와 실린더 헤드도 밸브 시트 축의 원주 방향으로 커플링하였다. 엔진 어셈블리의 각 부위간의 구속조건은 Table 2와 같다.

Table 2 Coupling between different parts

Part 1	Part 2	Coupling
Head bolt	Cylinder head	Merged
Head bolt	Cylinder block	Merged
Gasket	Cylinder head	Contact
Gasket	Cylinder block	Contact
Valve seat	Cylinder head	Contact, MPC(θ)
Valve guide	Cylinder head	Contact, MPC(θ)

3.2.2 열적 하중 및 폭발 하중

열적 하중과 폭발 하중조건에서는 같은 경계조건이 이용되었다. 해석 모델의 절단면 중 한쪽 면은 대칭 경계조건을 부여하여 엔진 어셈블리가 엔진 길이 방향(Front-rear방향)으로 강체 운동하는 것을 방지하였다.

또 다른 면에 속하는 절점(P)은 그 면의 가장 외곽 절점 A, B, C가 형성하는 평면 내에 존재하도록, 변위 P와 절점 A, B, C의 변위 A, B, C사이에 다음과 같은 관계식을 설정하였다.(Fig. 5)

$$\delta P = \alpha \cdot \delta A + \beta \cdot \delta B + \gamma \cdot \delta C$$

$$\alpha = \frac{\Delta BCP}{\Delta ABC}$$

$$\beta = \frac{\Delta ACP}{\Delta ABC}$$

$$\gamma = \frac{\Delta ABP}{\Delta ABC}$$
(1)

여기서 ABC는 절점 A, B, C가 이루는 삼각형의 면적을 나타낸다.

면내의 모든 절점에 식 (1)과 같은 관계를 부여함으로써, 절단면은 항상 평면을 유지하며 자유롭게 움직일 수 있게 된다. 이러한 경계조건은 열에 의하여 구조물이 팽창되어지는 경우를 고려한 것이다.

강체운동을 방지하기 위한 벌크헤드 하면부의 구속은 조립 하중조건 시와 같이 유지하였다. 밸브가

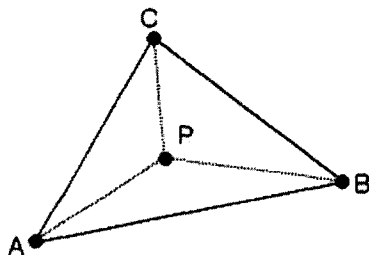


Fig. 5 Definition of points for plane remains plane condition

이드와 실린더 헤드간의 커플링, 밸브 시트와 실린더 헤드간의 커플링도 조립 하중조건 시와 같이 유지하였다.

헤드 볼트는 초기 인장 절점을 고정시켜 엔진 어셈블리의 열적인 팽창에 의한 축력 증대 효과가 고려될 수 있도록 하였다.

3.3 하중조건

3.3.1 조립 하중

밸브 시트와 밸브 가이드에 의한 압입력과 헤드 볼트 체결력을 엔진 조립 시 발생하는 하중으로 고려하였다. 실린더 헤드의 가공 중 압입되는 밸브 시트와 밸브 가이드는 실린더 헤드를 변형시킨다. 이러한 밸브 시트와 밸브 가이드의 억지 끼움을 고려하기 위하여 중복되는 공차의 평균값을 접촉 조건으로 입력하였다. 헤드 볼트 체결력을 부여하기 위하여, 초기 인장 절점에 볼트 체결력 7000N을 적용시켰다.^{3,4)}

3.3.2 열적 하중

열적 하중을 부여하기 위하여, 엔진이 작동할 때의 온도 분포를 조립 하중이 가해진 FE 모델에 적용하였다. 온도장 계산을 위하여 가스, 냉각수 및 오일과 접촉하는 화염면, 라이너면, 워터 자켓면과 오일 자켓면에 열전달 계수와 주위 온도를 적용하였다. 화염면, 라이너면 그리고 포트 내부면에는 Wave software의 IRIS해석을 통해서 구해진 열전달 계수와 가스 온도를 적용하였으며, 워터 자켓면에는 CFD해석을 통하여 구해진 열전달 계수와 냉각수 온도를 적용하였다. 오일 자켓면에는 경험적인 열전달 계수와 오일 온도를 부여하였다. 이러한 경계조건을 바탕으로 열전달 해석이 실시되었다. 이렇게 산출된 온도 분포는 FE 모델의 절점에 적용되었다.

Fig. 6은 열전달 해석을 통하여 계산된 엔진 어셈블리의 온도 분포를 나타낸다. 엔진 어셈블리의 온도 분포 계산을 위한 열전달 해석은 현대자동차 전산유체그룹에서 행하여졌다.

3.3.3 폭발하중

최대 폭발압 70bar를 연소실의 화염면 및 라이너의 상면으로부터 피스톤이 상사점에 위치할 때 첫



Fig. 6 Temperature distribution calculated from heat transfer analysis

번째 피스톤 링 위치까지 적용시켰다. 첫번째 피스톤 링으로부터 두 번째 피스톤 링 사이의 라이너면에는 폭발압이 선형적으로 감소하여 두 번째 피스톤 링 위치에서 0bar가 되도록 하였다.⁶⁾ 흡기 밸브면 및 배기 밸브면에 가해지는 폭발압에 상응하는 압력을 밸브 시트의 접촉면에 적용시켰다.

4. 해석결과

Table 3은 본 논문에서 논의될 엔진 어셈블리의 각 하중조건에 따른 주요 해석 결과와 검토사항을 나타낸다.

Table 3 FE analysis result of cylinder head/block compound

Loading condition	Analysis result
Assembly load	Global deformation
	Stress distribution
	Gasket pressure distribution
	Liner deformation
Thermal load	Global deformation
	Stress distribution
	Gasket pressure distribution
	Liner deformation
Firing load	Global deformation
	Stress distribution
	Gasket pressure distribution
Thermal-firing load	Dynamic safety factor

4.1 응력 분포 및 변형 형상

Fig. 7은 조립 하중조건에서 실린더 헤드와 블록

의 변형 형상을 나타낸다.

실린더 헤드와 블록이 모두 엔진의 좌우 방향(Intake-exhaust방향)으로 굽힘 현상이 나타났는데, 이러한 변형은 가스켓 비드부의 단차가 헤드 볼트의 체결 시 실린더 헤드 하부 데크의 굽힘 현상을 유발하기 때문인 것으로 판단된다.

이러한 하부 데크의 굽힘 현상은 하부 데크와 포트부가 접하는 부위에 인장 응력을 발생시켰다. 한편, 화염면에서는 밸브 시트 압입으로 인하여 밸브 브릿지 부위에서 인장 응력이 높게 나타났으며, 연소실부는 가스켓 비드부를 따라서 높은 압축 응력이 나타났다(Fig. 8). 실린더 블록측은 볼트 체결 부위를 제외하고는 특별한 응력 집중 부위가 나타나지는 않았다.(Fig. 9)

실린더 블록 상면의 최소 주응력 분포는 실린더 헤드와 가스켓이 체결될 때 형성되는 압축 응력의 분포를 잘 보여주고 있다(Fig. 10). 볼트 체결 부위 및 가스켓 비드 부위를 따라 압축 응력이 형성되어 가스켓과 실린더 헤드의 조립 상태를 잘 나타내고 있다.

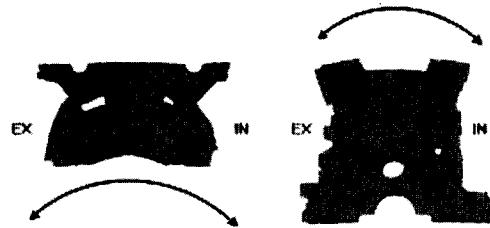


Fig. 7 Deformed shape of cylinder head and block (Assembly load case)

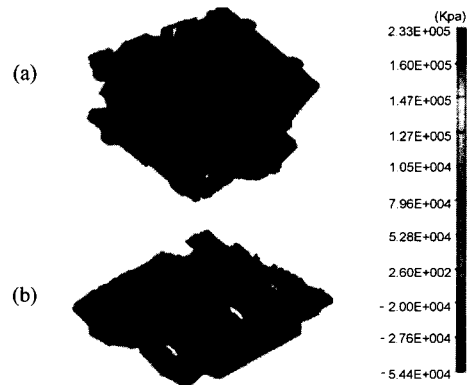


Fig. 8 Maximum principal stresses at the cylinderhead : (a) bottom deck-gas side, (b) bottom deck water side (Assembly load case)



Fig. 9 Maximum principal stresses at the cylinder block (Assembly load case)

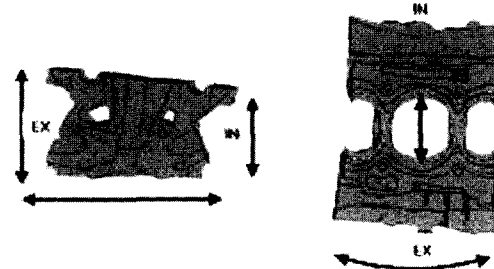


Fig. 11 Deformed shape of cylinder head (Thermal load case)

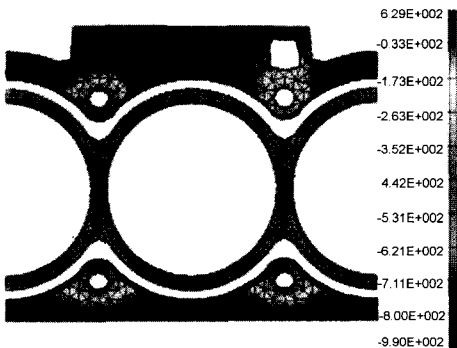


Fig. 10 Minimum principal stresses at the cylinder block top deck (Assembly load case)

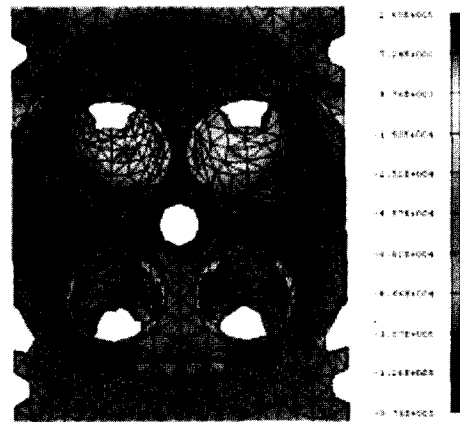


Fig. 12 Minimum principal stresses at the fire-deck (Thermal load case)

열적 하중 시 변형 형상은 실린더 헤드와 블록이 모두 열적으로 팽창되었음을 보여주었다. 실린더 헤드의 경우, 온도가 높은 하부 데크의 변형이 두드러졌으며 엔진의 상하 방향으로는 상대적으로 온도가 높은 배기쪽이 흡기 쪽에 비하여 더 많이 변형되었다.(Fig. 11)

열적 하중조건 하에서 최대 응력 집중은 화염면 쪽에서 나타났다. 온도가 높은 화염면에서는 열팽창 제약으로 인하여 압축 응력이 발생되었다. Fig. 12는 열적 하중조건 시 화염면에서의 최소 주응력 분포를 나타낸다.

Fig. 13은 실린더 블록 상면의 최소 주응력 분포를 나타낸다. 열적 하중에 의한 알루미늄 재질의 팽창으로 인하여 조립 하중의 경우보다 전반적으로 높은 압축 응력이 나타났다. 특히 보어 브릿지 부위는 상당히 높은 압축 응력이 발생하였는데, 이것은 이 부위의 온도가 타 부위에 비해 높아 재질의 팽창

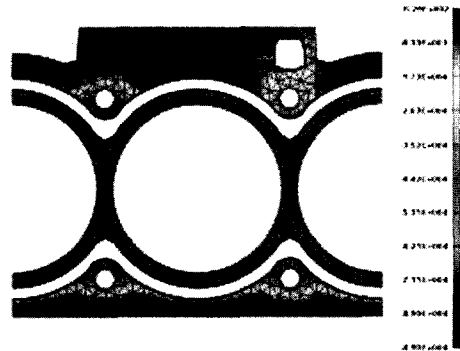


Fig. 13 Minimum principal stresses at the cylinder block top deck (Thermal load case)

이 더욱 커졌기 때문인 것으로 판단된다.

폭발 하중조건 시에는 하부 데크와 포트부가 접하는 부위에서 높은 인장 응력이 발생되었다(Fig. 14). 이 부위의 응력은 좌우 방향으로 늘어난 실린더 헤드 변형에 폭발압이 가해져서 더욱 집중된 것으로 파악된다. 이러한 인장 응력은 피로해석의 과정

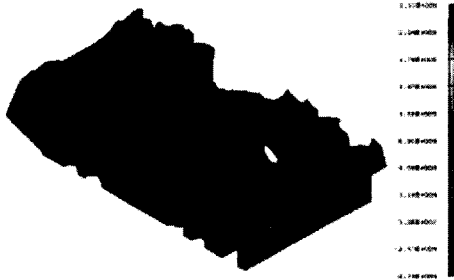


Fig. 14 Maximum principal stresses at the fire-deck-water side (Firing load case)

에서 동적 하중으로 입력되므로 많은 관심을 가져야 한다.

실린더 헤드와 블록의 변형 형상은 열적 하중 시와 큰 변화가 없었다. 이것은 본 연구 대상이 가솔린 엔진이어서 폭발압이 그다지 크지 않기 때문인 것으로 판단된다.

4.2 가스켓 면압 분포

각 하중조건에 따른 가스켓 면압 분포와 원주방향(θ)을 따른 비드 부위의 가스켓 면압 분포를 Fig. 15에 각각 나타낸다. 조립 하중조건 시에는 헤드 볼트가 체결되는 볼트 보스부에서 가장 높은 면압이 나타났다. 가스켓의 기밀성과 밀접한 관계가 있는 가스켓 비드 부위에서도 가스켓 비드부의 단차에 의하여 면압이 높게 나타났다. 원주방향(θ)을 따른 비드 부위의 가스켓 면압 분포에 따르면 볼트 주변 부위에서는 축력의 영향으로 면압이 부분적인 최고치(Peak)를 나타냈으며, 볼트에서 떨어진 부위에서는 부분적인 최저치(Valley)를 뚜렷하게 나타냈다. 특히 두개의 보어가 접하는 보어 브릿지 부분에서는 최소 면압이 나타났으며, 이는 Tronel⁷⁾의 연구결과와도 잘 일치하고 있다.

열적 하중조건 하에서는 실린더 헤드와 블록 재료의 열적인 팽창으로 인하여 조립 하중의 경우보다 면압이 전반적으로 높게 형성되었다. 볼트 축력에 의하여 형성된 볼트 주변부의 높은 면압(Peak)은 열적 하중의 경우에도 높게 유지되었다. 볼트에서 떨어진 흡기측 및 배기측에서는 낮은 면압이 나타났으나, 두 보어가 접하는 브릿지 부위에서는 볼트 주변 부위보다 면압이 높게 나타났다. 알루미늄재

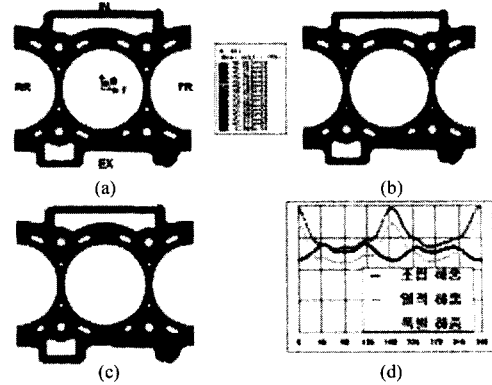


Fig. 15 Gasket pressure distribution: (a) Assembly load case, (b) Thermal load case, (c) Firing load case, (d) Pressure distribution around bead

질의 블록에서는 온도가 높은 브릿지 부위가 열팽창하고, 이로 인하여 가스켓의 브릿지 부위는 타 부위보다 더 높은 면압이 형성되는 것으로 판단된다.

폭발 하중조건 하에서는 전반적인 면압이 저감되었다. 가스켓 비드부에서는 열적 하중조건 대비 평균 9%정도 낮아졌으나 면압 분포 형태는 그대로 유지되었다.

4.3 실린더 보어 변형

조립 하중조건 시 실린더 블록의 주요 위치에서 평가된 보어의 수평 단면 형상을 Fig. 16에 나타내었다.

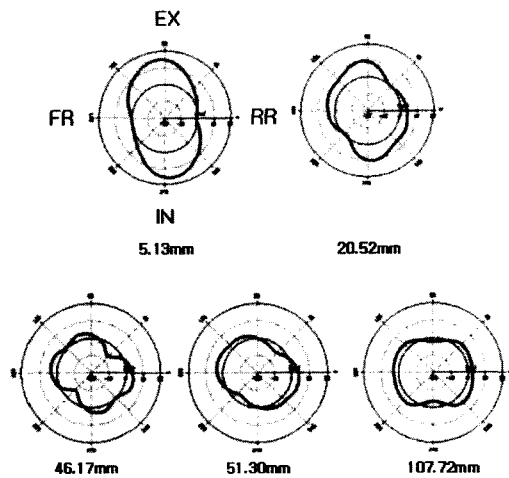


Fig. 16 Liner deformations at significant horizontal sections (FE analysis results)

블록의 상면에서는 실린더 보어가 엔진의 좌우 방향으로 늘어나는 변형 형상을 보였다. 이는 실린더 블록이 엔진 길이 방향에 비하여 좌우 방향의 강성이 약하기 때문인 것으로 판단된다. 블록의 상면 부분부터 아래로 내려갈수록 보어의 변형 형상이 4개의 헤드 볼트의 영향으로 클로버(Clover)형태로 바뀌었다.⁸⁾ 이러한 4볼트 형태의 변형은 블록 상면으로부터 50mm 떨어진 부근에서 잘 나타났는데, 이 위치는 볼트 체결이 시작되는 부위와 잘 일치하였다.

Fig. 17은 실린더 블록의 상면부에서 하면부로 내려가면서, 엔진 길이 방향 단면(0-180단면)과 좌우 방향 단면(90-270) 및 헤드 볼트 중심을 통과하는 단면(45-225단면, 135-315단면)에서 평가된 보어의 수직 변형 형상을 나타낸다. 수평 단면의 변형 형상에서 볼 수 있듯이, 상면부에서는 엔진 길이 방향보다는 좌우 방향으로의 변형이 두드러졌으며, 이러한 현상은 아래로 내려갈수록 둔화되었다. 헤드 볼트 중심을 통과하는 단면에서는 볼트 체결이 시작되는 50mm부근에서의 변형이 가장 두드러졌다.

본 연구에 사용된 실린더 블록의 구조적인 특성은 조화 해석 결과를 통해서도 잘 나타나고 있다. Fig. 18은 실린더 블록의 주요 수평 단면에서 파악된 조화항 4차 성분 형상을 나타낸다.

실린더 블록 상면에서는 조화항 4차 성분이 엔진

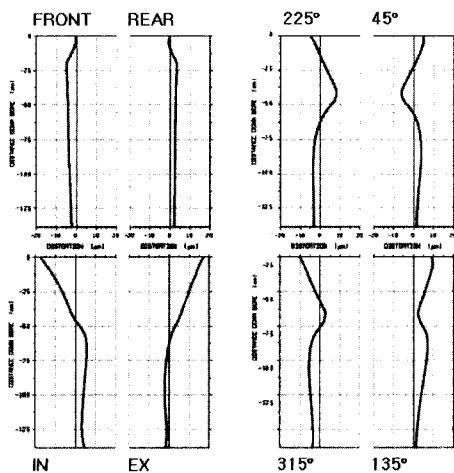


Fig. 17 Liner deformations at significant vertical sections (FE analysis results)

의 좌우 방향과 엔진 길이 방향에서 외측으로 돌출하는 형태를 보였으나, 볼트 체결이 시작되는 블록 상면으로부터 50mm떨어진 부위에서는 볼트 중심을 통과하는 단면의 외측으로 돌출하는 형태를 나타내었다. 이는 볼트 체결력이 실린더 블록의 워터 자켓 하면을 기점으로 라이너에 작용되어 Closed-deck블록의 상부 데크와 유사한 변형을 일으킨 것으로 판단된다. 이러한 4차 성분의 역전 현상은 실린더 블록이 Open-deck 구조임을 잘 나타내고 있다.

Fig. 19는 실린더 블록의 상면부로부터 보어 깊이에 따른 조화 해석 결과를 나타낸다.

블록의 상면부로부터 15mm부근 까지는 2차 성분에 의한 엔진의 좌우 방향 변형이 지배적인 것으

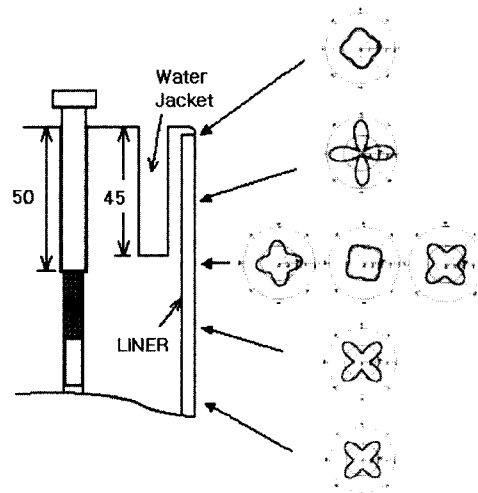


Fig. 18 Harmonic 4th order at significant horizontal sections (FE analysis results)

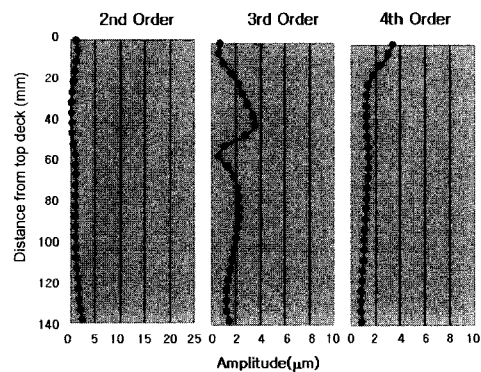


Fig. 19 Radial amplitudes of fourier coefficient based on liner deformations (Assembly load case)

로 나타났으나, 아래로 내려갈수록 볼트 체결 형태에 의한 4차 성분값이 커져 41mm 부근에서 최대값을 나타내었다.

Fig. 20과 Fig. 21은 열적 하중조건 하에서 평가된 실린더 블록 주요 수평 단면에서의 보어 변형 형상과 주요 수직 단면에서의 보어 변형 형상을 나타낸다.

열적 하중의 경우에는 열팽창에 의한 변형이 크게 나타났다. 블록의 상면부에서는 엔진의 좌우 방향으로의 변형이 크게 나타났다.⁹⁾ 이러한 변형은 조화 해석 결과를 통하여 잘 알 수 있었는데, 블록의 상면부에서는 조화항 2차 성분이 가장 크게 나타났

으며, 실린더 블록 상면으로부터 50mm 떨어진 부위에서는 4차 성분이 커졌다. 블록의 상면부에서 2차 성분이 큰 이유는 보어 브릿지부의 냉각을 위해 존재하는 슬롯(Slot)의 변형이 크기 때문인 것으로 사료된다. 열적 하중조건에서의 조화 해석 결과를 Fig. 22에 나타낸다.

Table 4는 조립 하중조건 및 열적 하중조건에서의 차수별 조화 해석 결과 최대치를 나타낸다. 조립 하중과 열적 하중의 경우 모두 2차 성분의 값이 가장 컸다. 열적 하중의 경우에는 조립 하중 조건대비 조화항 2, 3, 4차 성분 값이 모두 증가하였다.

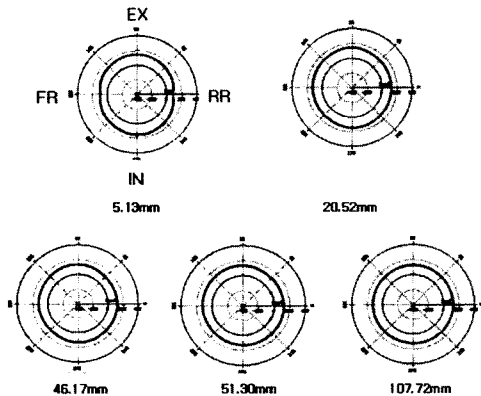


Fig. 20 Liner deformations at significant horizontal sections (Thermal load case)

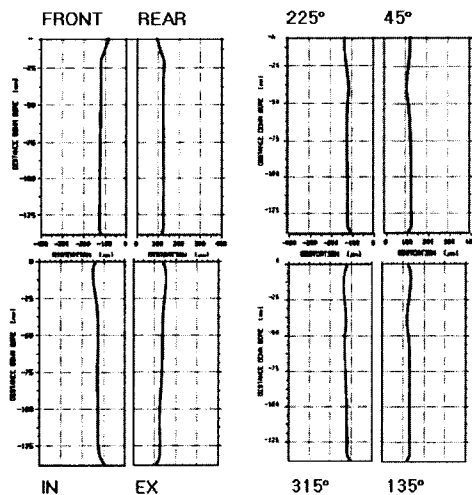


Fig. 21 Liner deformations at significant vertical sections (Thermal load case)

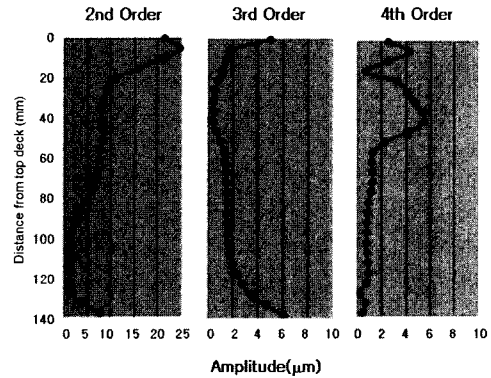


Fig. 22 Radial amplitudes of fourier coefficient based on liner deformations (Thermal load case)

Table 4 Harmonic analysis results (Radial distortion)

		Assembly load case (μm)	Thermal load case (μm)
Harmonic order	2nd	8.61	24.8
	3rd	0.99	5.0
	4th	3.58	5.5

4.4 High cycle fatigue 평가

실린더 헤드와 블록에서 내구성이 취약한 부위들을 파악하기 위하여, Goodman diagram을 이용한 High cycle fatigue 평가가 수행되었다. 열적 하중에 의한 정적 응력 값(S1)과 가운데 실린더에 폭발 하중이 가해졌을 때 발생하는 동적 응력 값(S2)이 반복되는 것으로 가정하여 각 절점에서의 피로안전 계수(Safety factor)를 다음의 식을 이용하여 산출하였다.¹⁰⁾

$$\begin{aligned}
 \text{Safety factor} &= \frac{1}{\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u}} \quad \text{for } S_m > 0 \\
 &= \frac{S_e}{S_a} \quad \text{for } S_m < 0
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

where S_a = alternating stress
 S_m = mean stress
 S_e = endurance limit
 S_u = ultimate strength

Fig. 23은 High cycle fatigue 평가에 의한 실린더 헤드 주요 부위에서의 피로 안전 계수를 나타낸다. 하부 데크와 포트가 접하는 부위에서 피로 안전 계수는 1.61이었으며, 배기 포트와 스파크 플러그(Spark plug) 보스와와의 연결부에서는 1.56이었다. 이러한 부위들에서 낮은 피로 안전 계수가 발생하는 것은, 조립 하중 및 열적 하중 시 엔진의 좌우 방향으로 늘어나는 변형이 주요한 원인으로 사료된다.

실린더 블록측에서의 최소 피로 안전 계수 발생 부위는 보어 브릿지 부위의 슬롯 주변으로, 2.10을 나타냈다(Fig. 24). 볼트 및 밸브 시트 체결 부위들에서 발견되는 낮은 피로 안전 계수는, 볼트 경계 조건 부위 및 밸브 시트 경계조건 입력에 의해 생긴 국부적인 수치 에러로 파악된다.

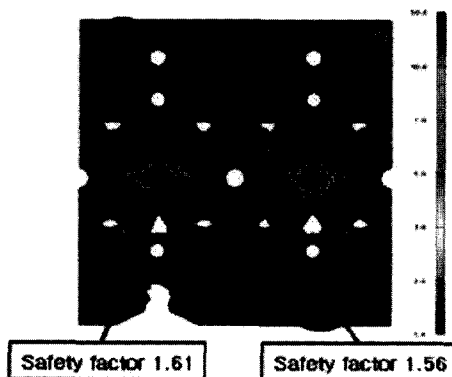


Fig. 23 Fatigue safety values of cylinder head at the bottom deck

5. 결론

유한 요소 해석을 통하여 엔진의 내구 취약 부위 예측 및 헤드 가스켓 면압 분포를 설계 단계에서 예

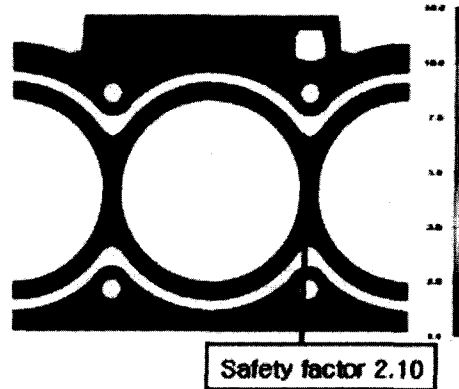


Fig. 24 Fatigue safety values of cylinder block

측할 수 있었다. 또한, 실린더 보어 변형에 대한 조화 해석을 통해, 실린더 블록의 구조적 특성을 유효 유 소모, 블로우-바이(Blow-by) 및 마찰 저감 측면에서 평가할 수 있었다.^{8,11)}

본 연구에 사용된 엔진 어셈블리에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 실린더 헤드의 스파크 플러그 보스와 포트가 만나는 접촉부위가 내구성이 가장 취약할 것으로 예측되었다. 이 부위에서의 피로 안전 계수는 1.56로서 설계 기준을 만족한 수준이다.
- 2) 실린더 헤드 가스켓 비드부에서의 면압 분포는 4볼트 형태의 알루미늄 실린더 블록의 구조적 특성을 잘 나타내었다.
- 3) 조립 하중조건 하에서 파악된 보어 변형에 대한 조화 해석을 실시한 결과, 조화항 4차 성분의 크기가 3.58m이었으며, 이는 설계 기준을 만족한다.
- 4) 열적 하중조건 하에서는 보어 변형량이 증가하였으며, 조화항 2차 성분의 변형이 두드러졌다.

현재까지 개발된 엔진 어셈블리의 변형 및 응력 해석 절차는, 설계 초기 단계에서의 적용을 통하여, 엔진 성능 및 내구성 증대에 많은 도움이 될 것으로 판단된다. 엔진이 작동하는 상태에서는 접근이 난해하여 구조적 현상을 측정하기가 어렵기 때문에 유한 요소 해석을 통하여 구한 해석 결과는 매우 귀중한 자료가 될 수 있을 것으로 판단된다. 이러한 해석 결과의 신뢰성을 높이기 위해서는 실험을 통한 검증이 필요하며, 해석 결과의 데이터 베이스화가 선행되어야 할 것이다. 본 연구소에서도 현재 이에

대한 보완 작업이 계속 추진되고 있다.

References

- 1) J. Kim, S. Ahn, "An Analysis of Diesel Engine Cylinder Block-Liner-Gasket-Head Compound by Finite Element Method," Transactions of KSAE, Vol.5, No.3, pp.47-158, 1997.
- 2) J. Park, W. Joo, K. Kim, "Thermal and Mechanical Behavior of Gasoline Engine Head and Block," Transactions of KSAE, Vol.7, No.2, pp.19-30, 1997.
- 3) Hibbit, Karlsson & Sorenson: Abaqus/Standard, Users Manual Volume I-III.
- 4) Hibbit, Karlsson & Sorenson: Abaqus/Standard, Example Problems I-II.
- 5) C. Chen, S. Obermaier, F. W. Popielas, "CAE Approach for Multi-Layer Steel Cylinder Head Gaskets," SAE 2000-01-1348, 2000.
- 6) U. Ergezen, "3D FE-Analysis of Cylinder Head/Block Compound," AVL LIST GmbH, 1999.
- 7) T. Tronel, G. Whitham, "Predictive and Measurement Techniques in Cylinder Head Gasket Development," T&N Technical Symposium, Paper 30, 1995.
- 8) K. Loenne, R. Ziemba, "The GEOTZE Cylinder Distortion Measurement System and the Possibilities of Reducing Cylinder Distortions," SAE 880142, 1988.
- 9) S. Abe, M. Suzuki, "Analysis of Cylinder Bore Distortion During Engine Operation," SAE 950541, 1995.
- 10) W. Eichlseder, B. Unger, "Prediction of the Fatigue Life with the Finite Element Method," SAE 940245, 1994.
- 11) S. J. Green and R. J. Tyrrell, "Analysis of Bore Distortion and Design for Low Oil Consumption," Autotech '89 Congress, 1989.