

디젤기관 실린더 라이너 변형에 대한 유한요소 해석

안상호*

A Finite Element Analysis on Cylinder Liner Deformation of a Diesel Engine

Sangho Ahn*

Key Words : Cylinder liner(실린더 라이너), Oil consumption(오일 소모), Fire deck(연소 데크), Assembly load(조립 부하), Thermal load(열 부하), Gas load(가스 부하), Particulate matters(입자상 물질)

ABSTRACT

In this study the cylinder liner deformation which is one of the most influencing factors in a diesel engine oil consumption was performed by the finite element analysis on the basic designed structure consisting of the cylinder block, head and liners under the conditions of assembly, thermal and gas loads. Compared with a large number of other cylinder blocks showing remarkable harmonic orders of the liner distortion, results are excellent. Namely, the higher harmonic order amplitudes of the radial liner deformation amount to 1 ~ 2 μ m maximally. The main reason lies in the relatively large wall thickness of the liner which amounts to 8.2% of the bore diameter. Besides, a very stiff and symmetrical cylinder block design in combination with a bolt force introduction approximately 1.5mm below the block top deck have a further share on these results. Therefore excellent low oil consumption can be expected.

1. 서론

디젤 엔진 차량에서 배출되는 질소산화물(NOx) 및 입자상 물질(Particulate matters) 등은 인체에 치명적인 성분으로 오늘날 전 세계적으로 그 규제가 날로 강화되고 있는 실정이다. 특히, 입자상 물질의 경우 그 규제치가 상당히 강화되어 이를 줄이기 위해 엔진제작사들은 엔진 최적설계 및 후처리장치 등에 대한 기술 개발을 수행해오고 있다. 입자상 물질의 성분은 크게 용해성 성분과 비용해성 성분으로 나눌 수 있고, 전자의 경우는 연료로부터 생성되는 것과 윤활유로부터 생성되는 것으로 분류되며, 후자의 경우는 Soot(그을음), SO₄ 및 Ash 등으로 구분된다.¹⁾ 이중 엔진제작사에서

최적설계 등으로 조절 가능한 요소로는 용해성 성분이며, 연료 및 오일 소모를 극소화함으로 배출가스를 줄이고 또한 소비자의 경제성 측면의 욕구 또한 충족시킬 수 있다.

일반적으로 엔진에서 오일 소모를 크게 일으키는 부분으로는 첫째, 피스톤링과 실린더 라이너 사이, 둘째, 밸브 스템 씸(Valve stem seal), 셋째는 과급기가 장착된 엔진의 경우 과급기 자체 등을 들 수 있다. 이중 첫 번째의 경우가 전체 엔진 소모의 80% 이상을 차지함으로 이에 대한 연구가 상당히 진행되어 왔다.²⁾ 실린더 라이너에서의 오일 소모는 실린더헤드 조립에 따라 실린더헤드 볼트의 축력이 실린더 라이너에 전달됨으로서 실린더 라이너의 변형을 초래하고, 이렇게 변형된 라이너와 피스톤링 사이에 연소가스의 누설방지 기능 저하로 블로우 바이(Blow-by) 가스가 오일을 연소 및 탄화시킨다.³⁾

* 신한대학교 자동차공학과
E-mail : drshahn@naver.com

따라서 적절한 실린더헤드 볼트의 축력과 이를 견딜 수 있는 실린더 라이너의 두께 그리고 실린더 블록과 라이너가 접촉하는 부위의 형상 등은 엔진 초기 설계시 결정되는 것으로, 앞선 연구들은 대체로 엔진 부품을 단품으로만 취급하여 해석 및 실험 등을 추진해왔다.⁶⁾ 그러나 실린더블록, 실린더헤드, 실린더 라이너 및 헤드가스킷으로 구성된 부품들은 서로에게 커다란 영향을 주기 때문에 어떤 목적을 위해 단지 한 부품만 최적화를 이루는 것은 엔진 전체적인 측면에서 그 효과는 상당히 미약할 수 있으므로 상기 부품들을 종합적으로 고려하여 목적에 맞게 최적화를 수행함으로써 보다 정확한 해석 및 커다란 해석 효과를 얻을 수 있다. 따라서 본 연구에서는 엔진의 실린더 블록, 실린더 라이너, 실린더 헤드가스킷 및 실린더 헤드 구조물에 대한 유한 요소해석을 수행한다.⁷⁾ 즉, 실린더헤드 볼트의 조립에 따른 볼트 축력의 조립부하, 연소가스의 최대 폭발에 따른 가스부하 그리고 연소가스 폭발에 따라 발생하는 열에 의한 열부하 등이 작용할 경우에 대해 엔진의 신뢰성 및 내구성 등의 향상 일환으로 피스톤링과 실린더 라이너의 친숙성 등이 고려된 실린더 라이너 변형을 파악하고자 한다.

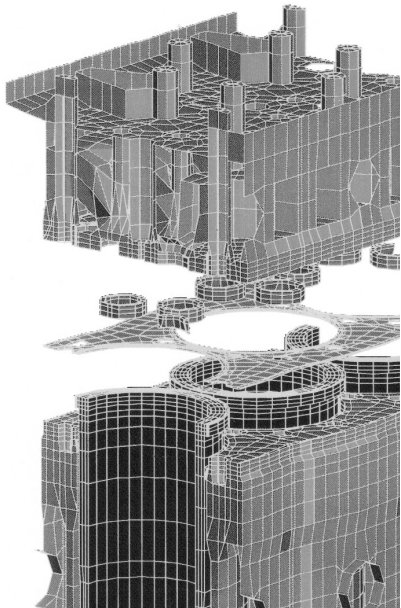


Fig. 1 F E. model(exploded view) for compound analysis

2. 유한요소 해석

2.1 유한요소 모델링

Fig.1에 보여준 바와 같이 한 개의 실린더와 그것과 인접한 두 실린더의 1/2 형상으로 구성된 엔진 전체의 일부를 본 해석을 위한 모델로 사용하고, 그 중 크랭크 케이스는 실린더블록의 하부 데크(Deck)에서 절단하여 모델링한다. 모델링에 적용된 상세 부품으로는 실린더헤드, 실린더헤드 가스킷, 실린더라이너, 실린더블록, 밸브 씨tring(Valve seat rings) 및 실린더헤드 볼트 등을 들 수 있다. 사용된 유한요소로는 밸브 씨tring을 포함한 실린더헤드 하단 연소 데크(Fire deck)는 물론 실린더블록의 상단 및 하단 데크, 실린더블록의 워터 재킷 벽(Water jacket wall), 실린더라이너 및 실린더 헤드가스킷은 6절 또는 8절 솔리드 요소(Solid element)로 모델링한다. 또한 실린더블록과 실린더헤드의 다른 모든 부품들 즉, 측벽(Side wall), 실린더헤드 상부 데크, 포트(Ports), 볼트 보스부(Bolt bosses) 및 리브(Ribs) 등은 4 또는 3절 셸 요소(Shell element)로 모델링한다. 한편, 실린더 헤드볼트는 볼트헤드와 나사산은 6절 솔리드 요소로 모델링하며 볼트축은 2절 바 요소(Bar element)로 모델링한다. 더불어 실린더블록 상부 데크의 하단 및 실린더헤드 연소 데크 상부의 솔리드 요소와 셸 요소(Shell element)의 연결은 지붕형상의 이중 열(Double row) 셸 요소로 구성한다. 실린더블록 하부 데크와 내부의 워터 재킷 벽 사이의 연결에서는 물론 실린더블록 내부의 리브(Ribs)의 경우에 이런 모우먼트 전달을 위해 한 개의 솔리드 요소 표면에 붙어있거나 두 개의 접해 있는 솔리드 요소의 표면 사이에 추가적으로 셸 요소를 삽입함으로써 얻도록 한다. 또한 실린더헤드 볼트의 축과 나사산 그리고 볼트헤드와 축과의 연결은 솔리드 요소 사이에 바 요소(Bar element)를 추가적으로 삽입하여 이루도록 한다. 전체적인 모델링에는 21,021절점과 15,804의 요소로 구성되며, 부하조건 및 경계조건에 따라 66,400~69,100의 자유도를 갖는 방정식을 갖는다. 본 해석에 사용된 전, 후처리 프로그램으로는 INTGEN과 PLTDIA를, 해석 프로그램은 MSC/NASTRAN을 사용한다.

2.2 경계 및 부하 조건

본 해석에서는 서로 다른 세 가지 부하조건 즉, 조립부하, 열부하 및 가스부하가 각각 작용하는 경우와 상기 부하들의 조합에 의해 작용하는 경우에 대하여

고려한다.

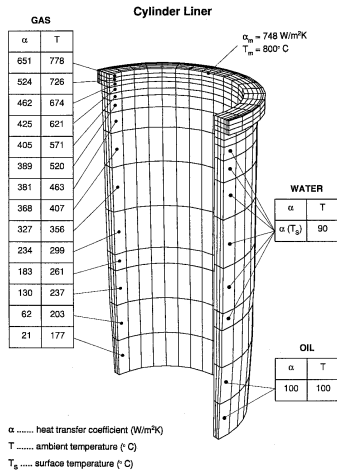


Fig. 2 Thermal boundary conditions for temperature field calculations(cylinder liner)

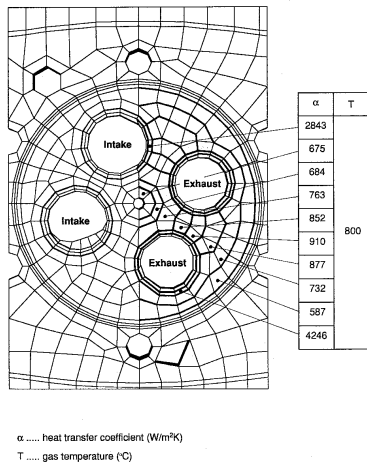


Fig. 3 Thermal boundary conditions for temperature field calculations(fire deck gas side)

2.2.1 온도장 계산을 위한 경계조건

온도장 계산을 위해 열전달계수 α 와 주위 온도 T를 가스, 냉각수 혹은 오일과 접촉하는 모든 표면에 부여한다. Fig.2에 보여준 바와 같이 실린더 라이너의 가스 접촉부의 열부하 조건은 평균 가스온도 $T = 800^\circ\text{C}$ 와 유사평균열전달계수 $\alpha = 748 \text{ W/m}^2$ 로 열역학 사이클 계산을 통해 결정된다. 이러한 값들은 실린더 라이너 상

부 모서리에 최대 열부하를 나타내며 피스톤의 일시적인 보호효과에 의해 라이너 표면을 따라 실제 열부하가 행정 증가에 따라 급격하게 감소한다. 또한 가스측 경계조건으로는 피스톤링을 통한 열전도 및 피스톤링과 실린더라이너 사이의 마찰력을 각각 4,830W 및 2,350W로 고려한다. 가스킷의 원통형 내부 표면은 엔진 전 행정 중 가스부하를 받기 때문에 위에 언급한 α 와 T의 최대 평균값으로 부하를 받도록 한다. 실린더 헤드 연소테크 가스측의 연소 가스는 800°C 로 일정하다고 가정하고, 열전달계수는 일정하지 않고 연료분사노즐 중심에서 최소, 연소실 하단 반경에서 대략적으로 최대, 그리고 피스톤 외부 모서리에서 다시 줄어드는 값으로 분포시킨다. 그러므로 연소테크에서의 유한요소모델은 Fig.3에 보여준 바와 같이 서로 다른 열전달계수를 갖도록 부과된 8개의 대략 동일한 동심을 갖는 링 열(Ring rows)로 나눈다. 흡기 및 배기 밸브는 모델에 포함시키지 않았기 때문에 이에 대응하는 열부하를 밸브 씨tring의 접촉표면에 적용시키며, 흡기의 경우 $2,843 \text{ W/m}^2\text{K}$, 그리고 배기는 $4,246 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 평가한다. 흡기 및 배기 포트 내부면의 열전달계수는 열역학 사이클 계산으로부터 얻은 각각의 주위 온도 50°C 및 607°C 에서 각각 $150 \text{ W/m}^2\text{K}$ 및 $300 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 고려한다. 한편 냉각수 온도는 90°C 로 가정하고 냉각수 측의 열전달계수는 열전달 메커니즘을 통해 결정하며 Fig.4에 냉각수가 접촉하여 냉각되는 모든 표면에 대해 적용할 수 있는 냉각수와 벽 표면사이의 평균 온도 대비 열전달 계수 곡선을 보여준다. Fig.2에 보여준 바와 같이 윤활유에 의한 실린더 외부 표면에서의 냉각효과를 고려하며 드레인 오일에 의해 접촉되는 이러

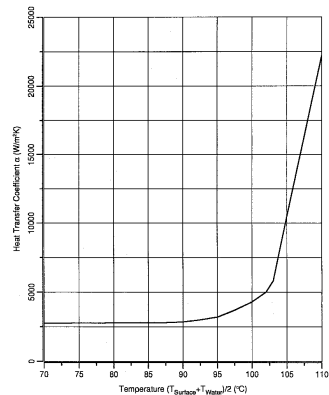


Fig. 4 Thermal boundary conditions for temperature field calculations(heat transfer at water side)

한 실린더라이너 표면은 $100W/m^2K$ 의 열전달계수를 적용하고, 이에 윤활유 온도는 $100^{\circ}C$ 로 가정한다. 앞서 언급한 바와 같이 실린더헤드, 가스킷, 라이너, 실린더블록, 밸브 씨트링 및 실린더헤드 볼트가 각각 개별부품으로서 그들의 접촉면에 서로 다른 절점 번호를 갖도록 모델링한다. 그러므로 대응하는 절점온도는 직접 접촉하는 모든 요소들 사이에 제한없는 열유속(Heat flux)을 가정하는 MPC(Multi-point constraints)로 커플링한다.

2.2.2 정적 경계조건 및 부하 적용

실린더블록의 하단 데크는 엔진 중 가장 강성이 강한 곳이기 때문에 실린더 축 방향으로 강제인 것으로 가정한다. 그러므로 모델 전체의 수직운동을 억제시키기 위해 하단 데크 하면의 모든 절점을 Z축(실린더 축 방향)으로 고정시킨다(Fig.5). 또한, 실린더헤드 상부 데크는 물론 실린더블록 하단 데크의 각각 한 쌍의 절점을 수평방향으로의 특이성을 피하기 위해 고정시킨다. 모델 양 끝에 이웃한 구조물의 강성 영향을 묘사하기 위해 유사 대칭면(Quasi-symmetry plane) - y축(transverse)과 z축(vertical)에 대한 회전자유도를 제한 - 을 양 끝에 규정한다. 가스킷 비드(Bead)의 비선형 거동을 선형해석으로 다룰 수 있도록 하기 위해 가스킷비드(Young's Modulus, $E=2,000N/mm^2$)를 나머

지 가스킷 구조물($E=207,000N/mm^2$)과 분리시킨다. 여기서 공통인 모서리를 따르는 두 영역은 수평방향 x와 y축으로 커플링을 하나 z축은 커플링하지 않는다. 또한, 실린더헤드 가스킷의 상면은 수직방향(z축)에 대해 MPC로 실린더헤드 하면과 커플링시킨다.

가스킷과 블록은 z방향으로 가스킷의 외곽 형상을 따라서는 물론 비드 영역에서도 연결시킨다. 한편 라이너 플랜지(Flange)와 실린더블록에 대응하는 절점은 수직방향으로 커플링시키고, 그 축을 중심으로 모델 중간에 위치한 라이너의 회전운동을 피하기 위해 라이너와 블록 사이의 한 쌍의 절점을 추가로 원주방향으로 연결시킨다. 실린더헤드 볼트는 분리된 구조물로 모델링하며, 실린더블록 및 헤드와 커플링한다. 솔리드 요소로 모델링된 나사산 영역은 블록에 대응하는 나사산 점과 z축 방향으로 커플링하고 수평 방향으로는 두 쌍의 수직 절점열(Node Rows)로 x 및 y 방향으로 각각 커플링하고, 볼트 헤드는 실린더헤드와 접촉하는 표면에서 z방향으로 커플링한다. 또한, 볼트 당 하나의 축 절점(Shaft node)을 그 축을 중심으로 볼트축의 회전운동을 방지하기 위해 SPC6(Single point constraint 6)로 고정시킨다. 밸브 씨트링과 실린더헤드 구조물은 수직방향으로는 물론 원주방향으로 커플링하며, z축을 중심으로한 회전운동은 대응하는 실린더헤드 절점과 링 당 한 절점을 커플링함으로써 제한시킨다. 한편, 각 부하조건에 따른 개별적 경계조건은 다음과 같다.

2.2.2.1 조립 부하(Assembly load)

실린더블록과 실린더라이너 사이의 수평방향으로의 상대운동을 억제하기 위해 두 구조물의 축방향 접촉면에 x와 y방향으로 커플링한다. 특히, 이 부하조건에서 가스킷 비드에서의 돌출은 가스킷 외부 윤곽선을 따르는 두 절점 열(Node rows)에 실린더블록 상부 데크와 가스킷 하면 사이의 변형량 차이(0.2mm)를 정하여 고려한다. 밸브 씨트링과 실린더헤드와의 원주방향 커플링의 경우, 원통 끼워맞춤 공차(H7/t6) 해당하는 치수($25\mu m$)의 원주방향 중복을 고려한다. 실린더헤드 볼트에 예비하중이 작용하는 경우 밸브스프링의 예비하중은 물론 노즐홀더 조립을 위한 힘을 고려한다. 볼트 축력은 나사산 부분 위의 한 개의 축 절점 및 볼트 헤드 아래 하나의 축 절점에서 각각 반대 방향으로 작용하는 한 쌍의 절점력을 적용한다. 노즐홀더 조립을 위한 힘은 항복강도의 90%까지 체결되는 M8-8.8 볼트에

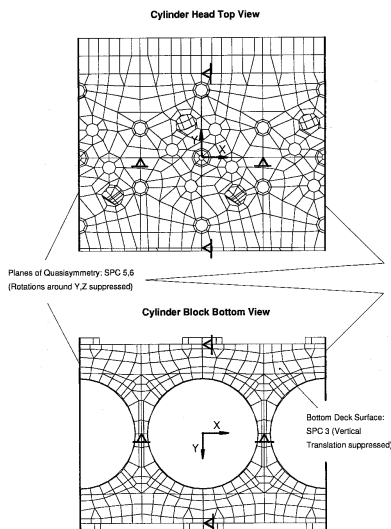


Fig. 5 Static boundary conditions

해당하는 9,200N으로 평가되고, 이 힘은 압력 33.82N/mm²으로 노즐홀더 씰링 영역에 적용하며, 실린더헤드에서 고정 볼트 및 홀더 지지부에 근접하게 대응하는 절점력을 고려한다. 밸브 씨트링과 실린더헤드 상부 데크는 흡기 및 배기측 각각에 300N 및 500N의 밸브 스프링에 대응하는 압력으로 부하를 가한다.

2.2.2.2 열 부하(Thermal load)

열부하가 작용하는 경우, 실린더블록과 라이너 사이의 원주방향 틈새(=H7/g6)는 두 물체의 열팽창 차이(23μm)에 의해 엔진 온간 시 없어지고 이에 따라 실린더블록과 라이너가 접촉한다고 가정한다. 따라서 라이너 절점과 대응되는 블록 절점 사이의 원주방향 변형 차이는 조립 시 상대 거동에 의해 끼워맞춤 이차로 그 크기가 결정되도록 규정한다. 상부/중간/하부 절점에서의 변형차이는 각각 23/28/31μm로 규정하며, 모델 전체의 비대칭 열팽창을 허용하도록 유사대칭면에 위치한 모든 절점의 y 및 z축 주위에 대한 회전 자유도를 제한하지 않는다. 앞서 계산한 온도장을 이 부하가 작용 시 고려하고, 쉘 요소를 통한 열유속(Heat flux)은 온도장 계산 시 고려될 수 없었기 때문에 쉘 요소로 모델된 모든 영역에서의 계산된 절점 온도를 보정시킨다. 즉, 배기 포트의 경우는 130℃로 일정한 온도를 갖는 것으로 하며 실린더헤드 구조물의 나머지 부분들에 대해서는 냉각수 온도인 90℃를 고려한다.

2.2.2.3 가스 부하(Gas load)

실린더블록과 라이너는 엔진 온간 시 전면이 접촉한다는 가정에 의해 라이너 플랜지 아래의 끼워맞춤 영역에서 원주방향으로 커플링하고 유한요소 모델의 중간 실린더에 적용된 가스부하를 Fig.6에 나타낸다. 최대 실린더압력 150bar를 실린더헤드 연소데크 하면, 가스켓 원통형 내부면 그리고 피스톤이 상사점에 위치할 때 라이너 상부로부터 톱링(top ring)의 위치까지 적용한다.⁴⁾ 또한, 라이너 표면에서 톱링 위치와 세컨드 링(2nd ring) 위치 사이에 연소 압력의 선형적 감소, 즉, 150bar에서 0bar까지 선형적으로 감소하는 가스부하를 고려한다. 밸브는 개별 부품으로 모델링하지 않았으므로 밸브에 작용하는 가스부하는 밸브 씨트링 접촉면에 작용하는 동등한 압력부하로 대체한다. 노즐에 작용하는 가스부하는 노즐홀더에서 2.19mm²만큼의 봉인 압력(Sealing pressure) 감소를 고려한다.

2.3 해석 결과

세 가지 부하에 따른 라이너 변형을 여러 수직 위치에서 보여주는 보다 정확한 해석 결과를 Fig.7~8에 일례로 나타내며 네 가지 특별한 수평 단면이 수평선으로 표시되어 있다. 즉, 상부의 두 선(라이너 상부 모서리 아래의 -16.5 및 -32.5mm지점)은 피스톤이 상사점에 위치할 때의 톱링과 세컨드링의 위치를 나타내고 -80mm인 셋째 수평선은 대략적으로 워터 재킷의 중심을 그리고 가장 낮은 -174mm의 수평선은 피스톤이 하사점에 위치할 때 톱링의 위치를 나타낸다. 세 가지 부하 상황에 따른 최대 라이너의 변형은 라이너 상부 모서리 아래의 작은 영역 내에서 발생함을 알 수 있다. 조립 및 가스부하에 따른 그 이외 라이너의 형상은 거의 변화가 없는 반면 열부하에 있어서 라이너의 형상은 온도 분포에 따른다.

조립조건에서 라이너 변형은 축방향의 라이너와 블록 접촉면의 뒤틀림 변형에 의해 일차적으로 결정된다. 열부하에 의한 라이너의 변형 형태로부터 라이너 전체 길이를 따라서 일반적인 라이너 팽창이 발생함을 알 수 있고 이는 가스부하의 조건과 유사하게 블록에서 라이너 지지부에 의해 상부 영역으로 제한되며 그 크기는 국부적인 라이너 표면 온도에 의해 결정된다.

가스부하에 따른 변형은 일반적인 라이너 변형 패턴인 하향 방향으로 감소하는 특성을 나타낸다. 그러

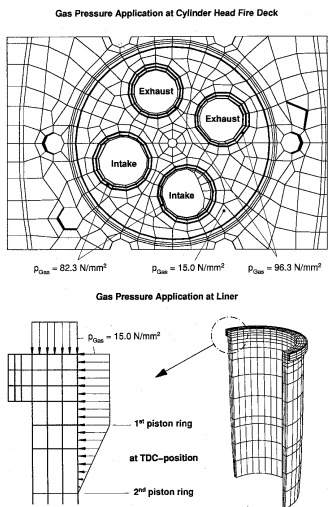


Fig. 6 Gas pressure application at cylinder head fire deck and cylinder liner

나 라이너 상부 모서리 근처에서는 블록 구조물에 의해 제한을 받는다. 이런 이유로 가스부하 조건과 관계되는 모든 곡선은 이런 경향의 모서리를 나타낸다. 네 개의 수평단면 -16.5, -32.5, -80 및 -174mm에서 원주방향의 라이너 변형을 일레로 Fig.9~10에 극선도(Polar diagram)로 나타낸다. 조립 및 열부하에 따른 변형도로부터 라이너 전체 주위에 매우 일정한 변형이 발생하는 것을 보여준다. 가스부하 조건하에서 라이너는 엔진 축방향으로 팽창하고 가로방향으로는 수축하기 때문에 타원형이 되며 이런 타원형 모습은 하향 방향으로 가면서 감소한다.

원주방향 변형에 대해 FFT분석을 수행하였으며 가장 중요한 결과인 처음 7개 변형 차수를 동일하게 선정한 단면에 대해서 Table 1에 나타낸다. 이 도표에서 0.5 μ m 이하의 모든 조화차수는 고려 대상에서 제외한다. Zero차수는 보어(Bore)의 전체적인 팽창과 수축을 나타내며, 1차수는 강체 오프셋(Offset)을, 2차수는 타원도(Ovality)를, 3~6차수는 보어 원형의 클로버를 닮은 변형을 나타낸다. 낮은 오일 소모를 위한 기준은 낮은 라이너 변형이고 특히, 보다 높은 차수가 가능한 작아야 한다.⁵⁾ Table 1에 보여준 바와 같이 조립 부하가 작용하는 경우 2차수는 최대 3~4 μ m 범위 내에 있으며, 6차수의 폭은 1 μ m이하로 유지되고 모든 나머지 차수는 무시할 수 있을 정도로 작다. 열부하가 작용하는 경우 2차수의 크기는 조립 부하가 작용 시와 동일한 크기로 모든 고차는 1.5 μ m보다 훨씬 작다.

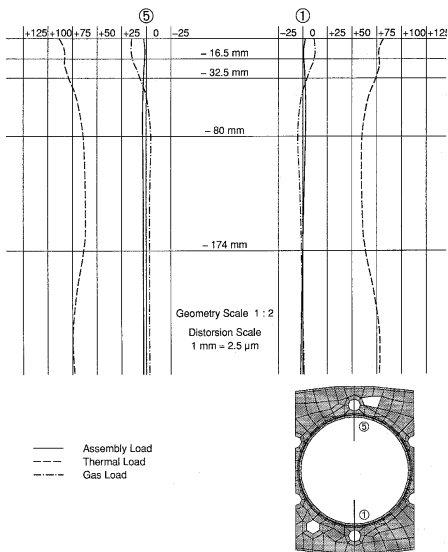


Fig.7 Liner distortion in transverse section 5-1

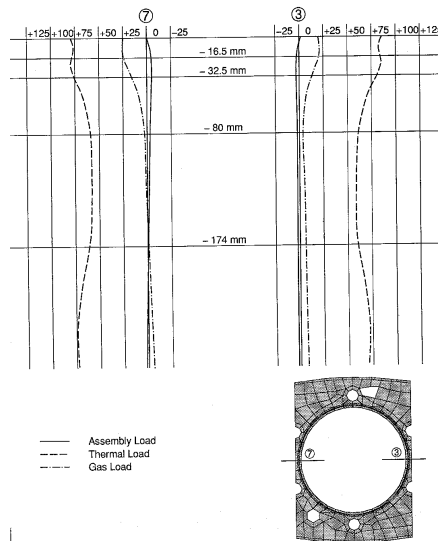


Fig.8 Liner distortion in longitudinal section 7-3

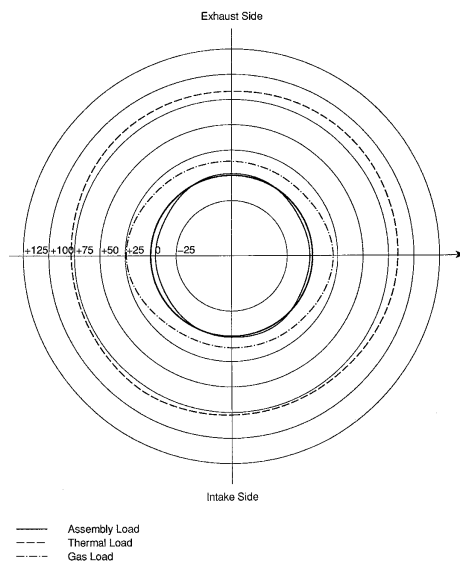


Fig.9 Liner distortion in horizontal section plane z=-16.5mm (First piston ring at TDC-position of piston)

3. 결론

본 연구에서는 유한요소해석을 이용하여 실린더 헤드와 블록 그리고 라이너로 구성된 구조물에 대해 엔진 오일 소모에 가장 커다란 영향을 미치는 라이너의 변형을 조립부하, 열부하 및 가스부하가 작용하는 조건 하에서 해석을 수행하였으며. 이러한 해석 과정을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구 대상 엔진의 실린더 라이너 변형은 유사 크기의 엔진 대비 상당히 낮은 수준을 보여준다. 즉, 원주방향의 변형에 대한 FFT분석에 따른 3~6차수에 해당하는 고차항의 조화차수 크기가 최대 1~2 μm 에 나타내므로 이를 통해 본 엔진은 매우 낮은 오일 소모가 기대된다.
- 2) 실제 엔진 시험을 통해 얻은 윤활유 소모량은 45g/h를 나타냄으로써 대연비 비율은 약0.07%로 매우 탁월하였으며, 해석결과를 통해 예상한 바와 동일한 경향을 보인다.
- 3) 이런 우수한 결과의 원인으로서는 실린더 보어의 8.2%에 해당하는 상대적으로 두꺼운 라이너 벽 두께에 기인한 것으로 여겨지며 또한 실린더블록의 상부 테크 아래의 약 15mm 지점에 볼트 축력이 작용하도록 하는 설계 도입과 매우 강성이 높고 대칭성을 유지하는 실린더블록 설계의 영향으로 분석된다.

이상과 같이 유한요소법을 이용하여 본 실린더 라이너의 변형에 관한 해석과정을 통해 설계기준을 만족함으로 안정된 설계가 이루어졌다고 평가할 수 있으며 또한 제시된 유한요소모델링이 해석시간 및 비용절감을 유도하면서 경계 및 부하조건이 설정이 적절함을 알 수 있었다. 따라서 본 해석 과정은 엔진의 윤활유 소모저감을 위한 엔진 설계 시 쉽게 유용가능하리라 판단되며 새로운 해석 모델링 및 해석 기법을 제공하였다.

REFERENCES

- (1) P.Triffhart, F.Ruhri and W.Cartellieri, 1990 "The Contribution of the Lube Oil Particulate Emissions on Heavy-Duty Diesel Engine", The

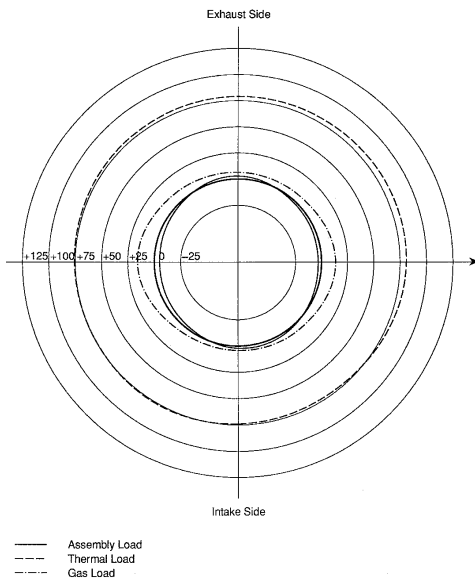


Fig.10 Liner distortion in horizontal section plane $z=-32.5\text{mm}$ (Second piston ring at TDC-position of piston)

Table 1 Harmonic orders of radial liner distortion(μm) in various horizontal section planes

		Harmonic Order						
		0	1	2	3	4	5	6
$z=-16.5\text{mm}$ (First Piston Ring at TDC Position)	Assembly Load	-1.5	1.3	3.1	-	-	-	0.5
	Thermal Load	81.2	3.7	1.0	1.1	0.5	-	-
	Gas Load	15.9	1.9	4.5	-	1.4	-	-
$z=-32.5\text{mm}$ (Second Piston Ring at TDC Position)	Assembly Load	-1.1	1.0	3.3	-	-	-	-
	Thermal Load	77.1	3.0	1.3	1.1	-	-	-
	Gas Load	8.8	1.4	4.4	-	1.1	-	-
$z=-80.0\text{mm}$	Assembly Load	-	0.5	3.3	-	-	-	-
	Thermal Load	61.2	2.2	1.1	0.5	-	-	-
	Gas Load	-1.1	0.7	4.0	-	-	-	-
$z=-174.0\text{mm}$ (First Piston Ring at BDC Position)	Assembly Load	-	1.7	2.4	-	-	-	-
	Thermal Load	62.2	-	1.5	-	-	-	-
	Gas Load	-	3.6	2.5	-	-	-	-

- International Colloquium on Automotive Lubrication
- (2) Rolf J.Jakobs and Keri Westbrooke "Aspects of Influencing Oil Consumption in Diesel Engines for Low Emission", SAE900586
 - (3) Stephen H. Hill, Triy C. Kantola, James R.Brown and Joseph C. Hamelink "An Experimental Study of the Effect of Cylinder Bore Finish on Engine Oil Consumption", SAE 950938
 - (4) H.J.Neuhaeuser, H.D.Jijina, R.Plant and G.Nicolini, 1995, "Steel Piston Rings - State of Development and Application Potential", T & N Symposium, Paper 16
 - (5) Klaus Loenne and Ron Ziemba "The GOETZE Cylinder Distortion Measurement System and the possibilities of Reducing Cylinder Distortions", SAE 880142
 - (6) M.A.Groeneweg "Current Applications of Finite Element Analysis to Diesel Engine Component Design", SAE 870813
 - (7) 김주연, 안상호, 1997.5 "유한요소법을 이용한 디젤 엔진의 실린더블록-라이너-가스킷-헤드 구조물에 대한 해석" 한국자동차공학회 논문집