

# 내연기관 실린더 헤드 가스켓의 밀봉에 관한 조사(1)

## Review of the Sealing on the Cylinder Head Gasket in the Internal Combustion Engine (1)

오 성 환

Oh Sung Hwan

### 1. 머릿말

엔진이 고성능화가 되어감에 따라 실린더 헤드 가스켓 재료나 밀봉(sealing) 구조가 계속해서 변천되어 가고 있고 이는 엔진의 성능향상이 헤드 가스켓에 의해 크게 좌우된다는 것을 알려 준다.

그러나 종래에는 헤드와 엔진보아(bore) 간의 밀봉문제가 가스켓만의 문제로 해서 검토하는 경우가 많았다. 거기에서 검토 되어지는 것도 엔진의 개발 최종단계에서 이기 때문에 엔진을 개선할 수 없어 여러가지 문제점을 가스켓이 부담하는 경우가 많았다. 그에 의한 무리한 대책은 나중에 여러가지 문제를 야기하는 결과를 가져다 준다. 그래서 여기서는 실린더 헤드 가스켓에 관한 전반적인 내용을 서술하고자 한다.

### 2. 헤드 가스켓의 기능

내연기관에 사용되고 있는 가스켓은 기계적 결합체로 분리될 수 있는 두 요소사이에 압축 체결된 한가지 또는 여러가지 재료의 복합물로서 상당한 기간동안 두 요소사이의 기밀을 유지시키는 것이라 할 수 있다. 이론적으로는 양요소의 접촉면이 평탄하고 평행하며 변형이 없는 강성을 가진 강체라면 가스켓이 없어도 볼트 1개로서 기밀 유지가 가능 할 것이나 실제에 있어서

는 이와 같은 조건을 만족시킬 수 없으며, 균일하지 못한 접촉 하중 및 접촉면 상태를 보완하고 접촉면의 변형에 순응해 나가는 가스켓이 필요하다.

특히 실린더 헤드 가스켓은 이러한 경우의 대표적인 예로서 다음과 같은 조건을 갖추어야 한다.

- (1) 강한 열에 연화 변질되거나 저온에서 경화됨이 없어야 한다.
- (2) 부동액등의 화학적 첨가물을 포함하고 있는 냉각수에 대한 기밀유지가 되어야 한다.
- (3) 제철에 따라 점도 특성이 달라지며 여러가지 화학적 첨가물을 포함하고 있는 윤활유에 대한 기밀 유지가 되어야 한다.
- (4) 동일한 압력에 의한 조임에 변형되거나 파괴됨이 없어야 한다.
- (5) 재질을 통해서 스며들지 않는 밀성을 지녀야 한다.
- (6) 밀접되어 새는 것이 방지될 수 있는 유연성과 탄력성을 갖추어야 한다.
- (7) 양접 금속에 의해 마모현상이 생기지 않아야 한다.

즉, 실린더 헤드 가스켓은 기밀 유지 대상이 되고 있는 연소가스, 냉각수, 윤활유등의 화학적 특성에 안전성이 있는 재질로 구성되어야 하고 열적 및 기계적 부하에 대한 강도가 충분하

여야 한다.

그런데 헤드 가스켓이 가지고 있는 어려움은 다음과 같다.

- (1) 표 1에 헤드 가스켓이 가지고는 유체 측 연소 가스, 냉각수, 윤활유의 온도 압력 및 점도를 표시하였으나, 각각에 대해서 요구되는 한계 면압은 상당히 큰 차이가 있다.

표 1. 각 유체의 특성

	연소가스	냉각수	윤활유
온도(℃)	200-300	90-110	-130
압력(kg/cm <sup>2</sup> )	100-200	2	10
점도(kg.s/m <sup>2</sup> )	(2-3) × 10 <sup>-6</sup>	3 × 10 <sup>-4</sup>	6 × 10 <sup>-3</sup>

- (2) 밀봉하는 3 가지 유체의 화학적, 물리적 특성이 크게 다르고 재료에 대한 요구가 각각 틀리다.
- (3) 헤드 가스켓의 치수는 꽤 큰 것으로 그 전면에 적절한 압력분포를 부여하는 것은 실린더 블록, 헤드, 조임 볼트등의 설계에 큰 영향을 준다.
- (4) 실린더 헤드는 엔진부품중 가장 압력 변동, 온도 변화가 심한 곳이므로 헤드 가스켓은 직접적으로 그 영향을 받는다.
- (5) 헤드 가스켓을 끼고 있는 실린더 블록, 헤드 면은 통상 기계가공 되어지나, 이 면은 이상 평면이 아니고 거시적으로 볼때 기복과 절삭 눈이 있다.
- (6) 헤드 가스켓은 장기에 걸쳐서 그 기능을 유지하지 않으면 안된다. 이를 위해 실린더 헤드 조임 볼트의 축력 저하를 가능한한 적게 할 필요가 있다.

이들의 문제를 가스켓 설계에만 의존하지 말고 엔진 전체 특히 관계 깊은 실린더 헤드, 블록, 볼트 설계등에서 균형을 맞추는 것이 필요하다.

### 3. 밀봉 환경 악화

#### (1) 헤드 강성 저하 경향

경량화로 인한 엔진 강성의 저하는 헤드 가스

보아직경 (mm)	φ84
볼트직경 (mm)	M12
볼트축력 (ton)	5.5

단위 : kg/cm<sup>2</sup>

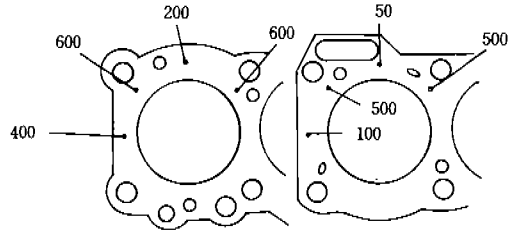


그림 1. 주철 헤드와 알루미늄 헤드의 강성

켓의 밀봉 기능을 저하시키게 되었다. 특히 헤드 강성에 의한 영향은 크다. 그림 1은 같은 종류의 엔진에 대해서 주철 헤드와 알루미늄 헤드의 강성이 다름으로 인한 면압 저하 현상을 나타낸 것이다.

볼트 체결력의 영향이 약한 부분인 볼트 간의 중심지점에서는 헤드 강성의 크기가 밀봉 면압에 큰 차이를 가져다 주는 것을 볼 수 있다.

#### (2) 체결 하중 감소

엔진의 고효율화에 위해서 폭발력에 대한 실린더당의 체결력이 약해지는 경향이 있다. 그것은 당초 설계한 엔진에서 보아 상승이나 터어보(turbo) 과급을 행하여 출력향상을 꾀함에 헤드 볼트 체결은 이들을 고려하지 않는 것이 대부분이기 때문이다. 표 2는 원래 엔진과 그것에 출력향상을 행할때 폭발력에 대한 기통당의 체결력 비를 표시한 것이다.

표 2. 출력향상 수단에 의한 밀봉 변화

엔진	Pmax (kg/cm <sup>2</sup> )	실린더보아 직경 (mm)	한실린더당 체결력 (kg)	폭발력 (kg)	한실린더당 체결력/폭발력
원 엔진	90	100	36,000	7,065	5.1
보아상승	90	103	↑	7,495	4.8
터어보과급	100	100	↑	7,850	4.6
보아상승+터어보과급	100	103	↑	8,328	4.3

### (3) 최대 폭발 압력의 증가

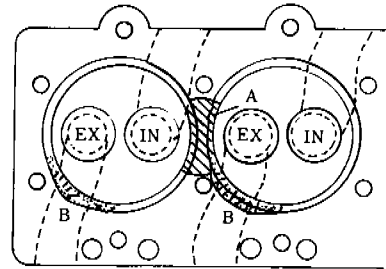
고출력 엔진설계는 터어보 과급을 촉진시킨다. 터어보 과급의 헤드 가스켓 밀봉에 대한 영향은 많지만 가장 큰 요인의 하나는 최대 폭발압력의 증가이다. 최대 폭발 압력의 증가는 헤드 볼트의 신장을 크게해서 헤드의 수직방향으로의 움직임을 증대시킨다. 헤드 움직임을 증대는 가스켓의 밀봉 면압을 저하시키거나 가스켓의 파손을 발생시킨다.

그림 2는 최대 폭발 압력의 증가가 가스켓에 미치는 과정을 나타낸 것이다.

### (4) 열부하 증대

엔진 고출력화는 열부하의 증대를 조래하는 경우가 많다. 그중에서도 터어보 과급 엔진이 대표적인 것이다. 가스켓 밀봉에 대한 영향은 그림 3에서와 같이 배기 port 부근, 실린더간의 좁은 영역 등 비교적 온도가 높아지는 부분에 있게 된다.

그 부분은 원래 헤드 가스켓 밀봉에 있어서 잠재적으로 문제가 되는 부분이어서 열부하의 증대에 의해서 가스켓 재료의 열에 의한 크리프 완



A: 실린더간 좁은 영역  
B: 배기 Port 부근

그림 3. 열부하 증대에 의한 가스켓 밀봉 문제 영역

화(Creep-relaxation)나 피로가 촉진되어 표면화될 수도 있다고 생각되어진다.

그림 4는 열부하 증대가 가스켓에 영향을 미치는 과정을 개략적으로 나타낸 것이다.

### 4. 가스켓 - 볼트의 탄성 변형도

헤드 가스켓의 설계가 복잡한 이유는 실린더 헤드, 블록의 볼트 연결에서 여러 부품의 강성이 관계되기 때문이다. 그림 5에 가스켓 주위의 탄성 변형도를 묘사한다. 가스켓은 전체 탄성계의 여러 성분중의 하나이다. 계의 여러강성 때문

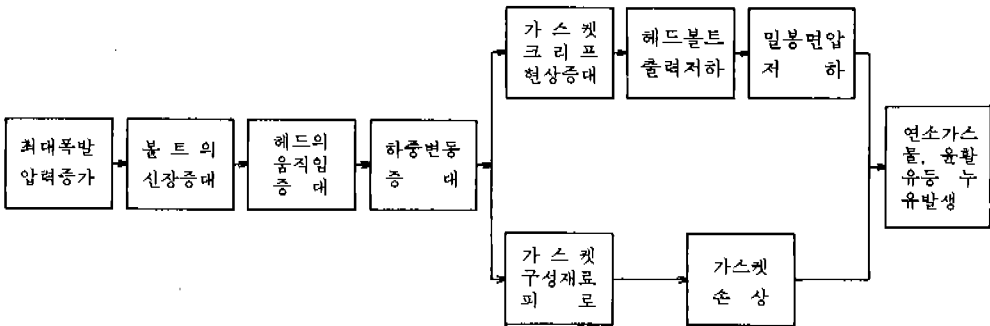


그림 2. 최대폭발 압력증가가 가스켓에 미치는 과정 경로

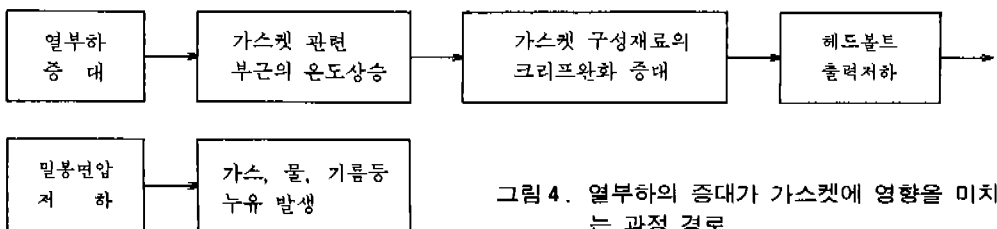


그림 4. 열부하의 증대가 가스켓에 영향을 미치는 과정 경로

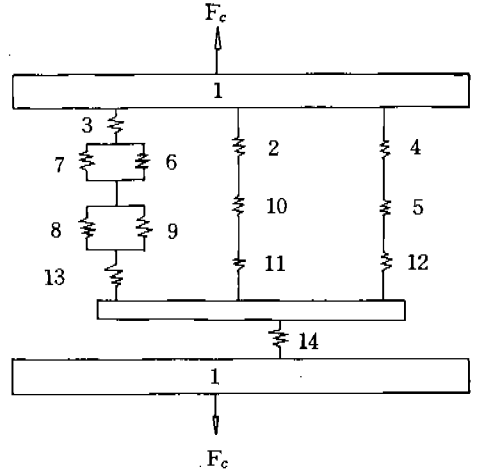
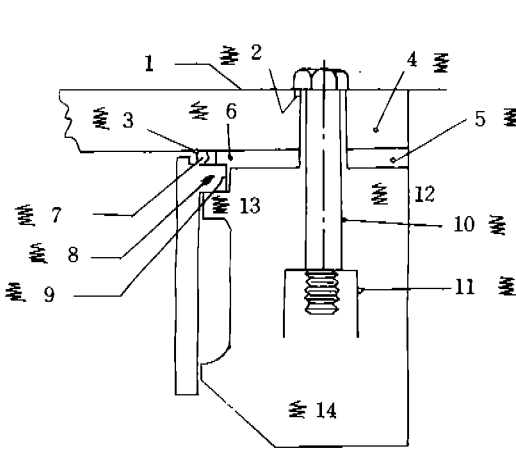


그림 5. 엔진계에서의 탄성 변형 개략도

**Spring Rates**

1; Reference datum

is that location from which spring rates of cylinder head and major part of block are established

2: Head 1-head area under bolt relative to reference

3; Head 2-head area at fire ring relative to reference

4; Head 3-head area at gasket body relative to reference

5; Gasket body 1-main gasket body

6; Gasket body 2-gasket body on liner

7; Fire ring-fire ring between head 2 and liner

8; Liner-liner at fire ring relative to block 3

9; Liner body-liner at gasket body 2 relative to block 3

10; Bolt-bolt (assumed the same for all)

11; Block 1-bolt boss relative to block 4

12; Block 2-upper block body under gasket 1 relative to block 4

13; Block 3-block liner support relative to block 4

14; Block 4-major part of block relative to reference

에 연소동안의 가스켓의 밀봉한계 면압을 구하는 것은 어렵다.

초기 면압이 전 밀봉면에서 밀봉한계 면압 이상일때 비로소 밀봉이 가능하게 된다. 곧 초기 면압을 정확하게 가스켓에 주는 기술과 내부 유체를 밀봉할 수 있는 면압을 주는 것이 요구된다.

그림 6에 헤드 가스켓 연결에서의 하중-변형 선도를 나타낸다. 그림에서 가스켓의 변형선은 압축되어 감에 따라 강성이 크게 되어 점차 경사가 급격하게 되는 모양을 하고 있다. 곡선 1은 최초 체결시의 상태를 나타내며 체결후 어느 정도의 시간이 경과함에 따라 가스켓 내부에 영구 변형이 생기게 되어 곡선 2로 변화된다. 이러한 영구 변형에 의하여 가스켓 하중은 R만큼 감소하게 된다. 또한 엔진이 작동됨에 따라 폭발하중  $F_c$ 가 체결력에 대하여 외력으로써 작용하므로 볼트 하중을 증가시키고 동시에 가스켓 하중은 P만큼 감소시켜 결국 기밀 유지에 유효한 가스켓 하중은 최초 체결 하중으로부터  $(R+P)$ 를 제외한 나머지 부분이 된다. 이때의 하중을 잔류 체결 하중이라 하며 기밀 유지에 필요한 한계 면압을 발생시킬 수 있는 최소 하중보다 커야 할 것이다.

연소동안에 가스켓과 접촉되어 있는 실린더 헤드면의 움직임은 M으로 표시되었다. 잔류 체결

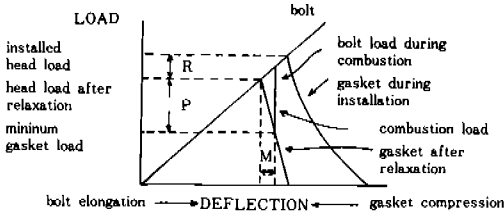


그림 6. 볼트와 가스켓의 하중-변형 곡선

하중을 크게 하기 위해  $P$ 를 감소시키는 방법으로 그림 7에 나타나는 것과 같이 스프링 상수가 낮은 가스켓을 사용하거나 그림 8에 나타나는 것과 같이 강한 볼트의 사용이다.

이의 두 방법은 가스켓 하중 감소량을 줄어주는 유리한 방향으로 되나 체결한 후의 가스켓 크리프 완화에는 볼트 하중의 감소라는 불리한 방향으로 가져간다. 연한 가스켓은 엔진 작동기간 동안에 강한 가스켓보다 더 많은 크리프 완화가 일어난다. 이의 관계는 그림 9의  $T$ 와  $R$ 의 값이다.

가스켓 재질내에서 크리프 현상이 일어나면 밀도와 스프링 상수가 증가하여 가스켓의 두께를 그림 10에서와 같이  $T$ 만큼 감소시킨다.

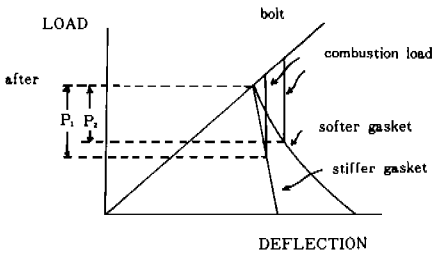


그림 7. 연소동안의 가스켓 감성의 영향

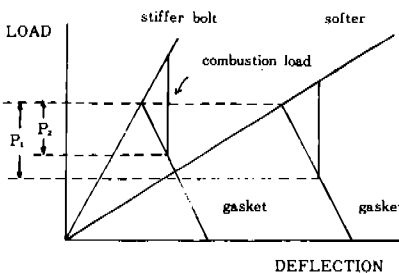


그림 8. 연소동안의 볼트 감성의 영향

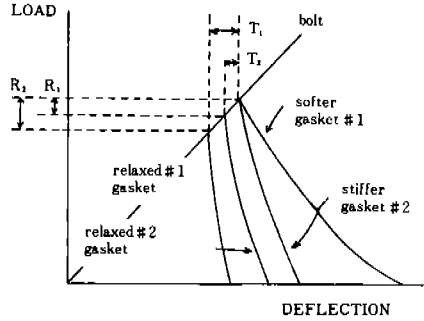


그림 9. 크리프 완화에 대한 가스켓 감성의 영향

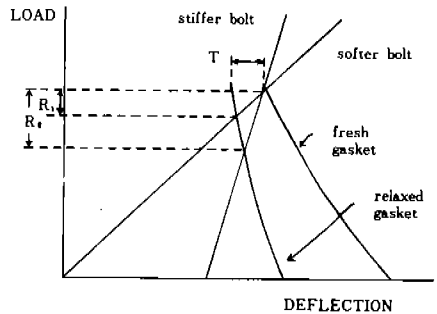


그림 10. 크리프 완화에 대한 볼트 감성의 영향

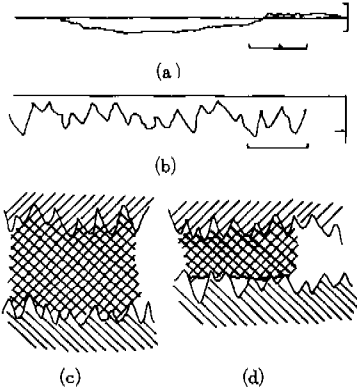
이것은 볼트 하중 감소를 초래하게 되어 볼트 강성이 클수록 볼트 하중 감소폭은 크게 된다.

이때에 가스켓의 면압이 적절하다면 밀봉이 가능할 것이고, 요구되는 최소 한계 면압보다 작다면 누유가 일어날 것이다.

알맞은 면압은 재료에 의해 결정되나 역시 유체, 점도의 영향을 받으며 가스켓의 두께, 형상 등에 따라 다르다. 특히 볼록과 헤드면의 조도의 영향은 크다.

이를 그림 11과 같이 거시적으로 볼 경우는 면의 평면도가 문제가 되고 미시적으로 보면 면의 표면조도가 문제가 된다. 그림 11의 (c)는 기밀 부위를 미시적으로 보았을 때 적절한 두께의 가스켓을 사용하여 양면의 요철에 가스켓이 완전히 충전되어 양호한 기밀 유지가 가능한 상태를 나타내며 (d)는 그렇지 못한 경우로 기밀 유지가 곤란한 경우를 나타내고 있다.

여기서 양접촉면의 요철에 가스켓 재료를 충전시키기 위해서는 가스켓 재료 및 양접촉면의 면



(a) 거시적으로 보는 경우  
 (b) 미시적으로 보는 경우  
 (c) 적절한 가스켓을 사용한 경우  
 (d) 그렇지 못한 가스켓을 사용한 경우

그림 11. 가스켓의 접촉면 상태

조도에 따라 어느 한계의 면압이 필요하다.

곧 유체의 내압이 높게 되면 당연히 누유가 쉽게 된다.

이 유체 내압  $p$ 와 밀봉 면압  $\sigma_m$ 사이에는 실험적으로 선형 계수가 발견되어져 있다.

$$\sigma_m = mP$$

여기서 정수  $m$ 은 액체의 상, 점도, 플랜지의 표면조도, 가스켓의 재질, 형상에 따른 가스켓 계수이며  $m$ 이 작을수록 밀봉이 어렵게 된다.

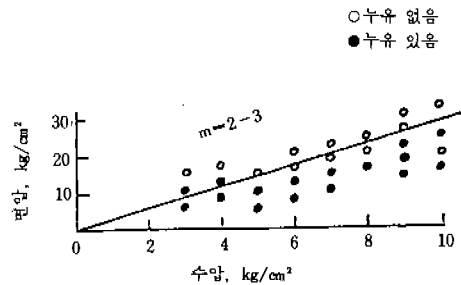
실제 헤드 가스켓의 가스켓 계수  $m$ 을 정적으로 구한 예를 그림 12에 나타낸다

이에서 보면 연소가스 밀봉부는  $m=5$ 가 되어 가솔린 및 디젤 엔진의 최고 폭발 압력이 각각  $60\text{kg/cm}^2$ ,  $100\text{kg/cm}^2$  일때 밀봉면압은 각각  $300\text{kg/cm}^2$ ,  $500\text{kg/cm}^2$ 를 확보하지 않으면 안된다. 마찬가지로 냉각수 밀봉부는 2-3이어서 헤드 가스켓 근방의 수압은 크게 잡아도  $2\text{kg/cm}^2$  정도이기 때문에 면압이  $10\text{kg/cm}^2$ 이면 충분하다고 할 수 있다.

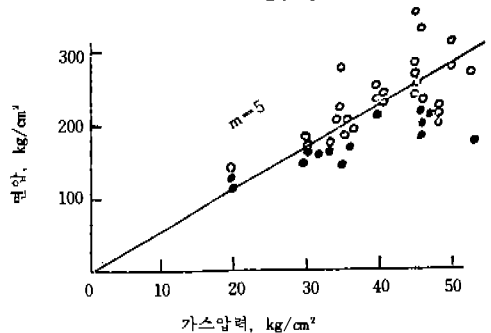
가스켓 밀봉 성능을 나타내는 다른 하나의 정수로 최소 체결 면압이라는 값이 있다. 이는 가스켓을 양면의 요철에 충분히 밀착시키기 위해서 초기에 주는 필요한 최소 면압으로써, 밀봉한계 면압과 구별되지 않으면 안된다.

밀봉을 유지하기 위해서는 체결 볼트의 축력 유지가 무엇보다 큰 요소이며 그외에 초기 면압의 문제, deck 강성, 볼트의 스프링 정수, Washer의 유무등이 관계하고 있다. 기타 볼트 주변의 온도관리, 강성등도 검토의 대상이 된다.

경험적으로 오늘날의 엔진에 대해서 실린더 헤드 볼트의 체결력은 과급이 없는 엔진에 대해서 연소에 의한 폭발력 보다  $2\frac{1}{2}$ 배보다 커야 하고 과급 엔진에 대해서는 적어도 3배상이 되어야 한다.



(a) 냉각수 밀봉 경우



(b) 연소가스 밀봉 경우

그림 12. 가스켓 계수를 정적으로 구한 예

### 5. 밀봉에 관한 헤드 가스켓과 엔진의 특성

밀봉 성능을 유지하는데는 밀봉 한계 면압을 항상 확보하지 않으면 안된다. 즉 가스켓의 면압 분포를 적절하게 할 필요가 있다. 그림 13에 헤드 가스켓의 면압 분포를 결정하는 각요소를 표시하였다. 이중 먼저 생각하지 않으면 안되는 것은 실린더 블록과 헤드의 강성이다. 실린더 헤드는 견고한 것처럼 보이나 내부 공간은 수로,

유로, 흡·배기 구멍이 대부분을 차지하고 있어 의외로 강성이 낮다.

엔진 운전중 밀봉에 관계하는 헤드 가스켓, 헤드 볼트, 실린더 헤드, 크랭크 케이스 등은 그림14에 표시한 것과 같이 유체의 화학적 영향, 연

소가스의 열적 영향, 기계적 영향을 받아 볼트 체결력과 가스켓 면압은 복잡하게 변화한다.

그 결과 헤드 볼트의 체결력은 운전시간의 진행과 함께 점차 저하하여 가나 그 저하율 즉 Torque drop은 실용상 40-50%의 곳에서 안전하

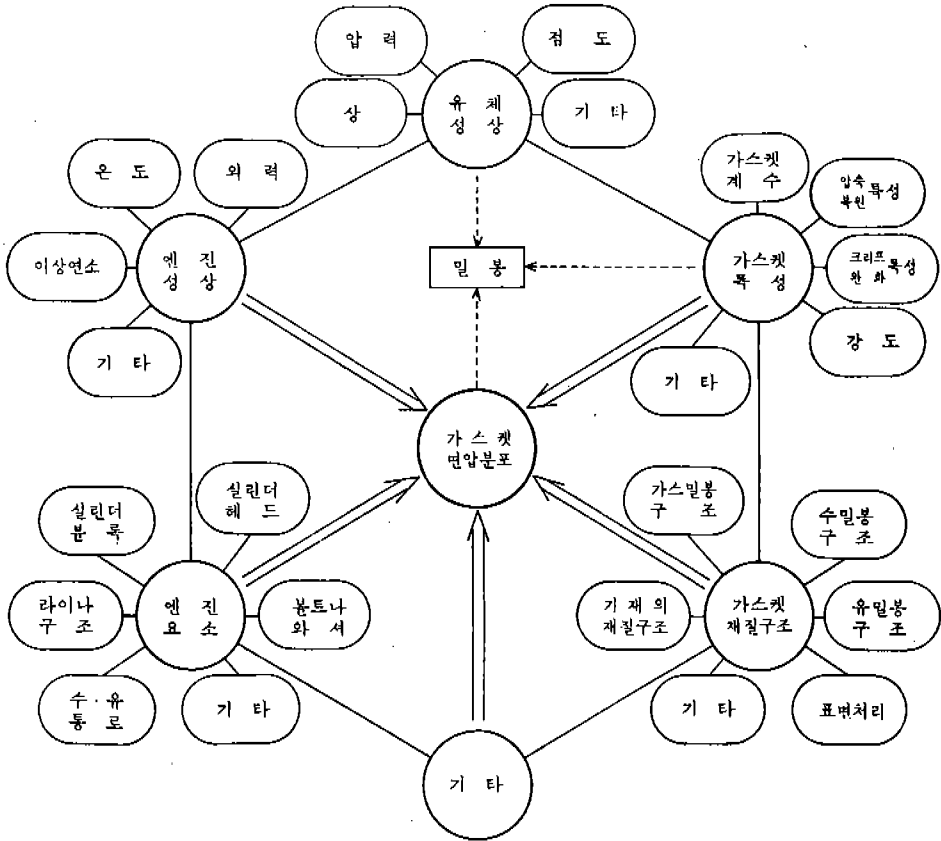


그림13. 헤드 가스켓의 면압 분포를 결정하는 요소

(요인)

(결과)

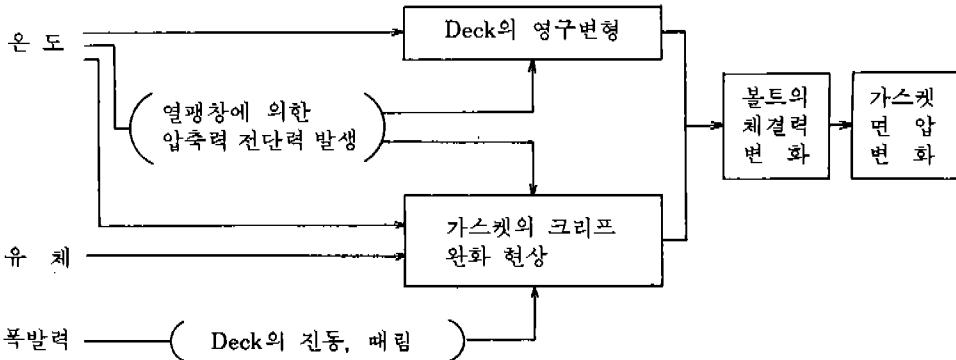


그림14. 헤드 가스켓 면압 변화 과정

다.

그림15는 그것을 나타내고 있으며 그 저하량은 운전시간의 대수에 비례하는 것을 알 수 있다.

여기서 주의해야 할 것은 헤드 볼트의 체결력이 저하했다고 해서 헤드 가스켓의 전면에 걸쳐서 면압이 저하한다고 하는 것은 아니라는 것이다. 예를 들면 가스밀봉 부분은 고온, 고압 가스에 노출되어 있기 때문에 면압을 크게 유지할 목적으로 특별히 크리프 완화가 적은 구조로 설계되었다.

이 경우 가스밀봉 부분과 그 이외부분의 크리프 완화에 큰 차이가 있으면 헤드 볼트 체결력의 저하에도 불구하고 가스 밀봉 부분의 면압은 증대하는 것을 알 수 있다.

그림15는 운전조건차로 인한 영향을 나타낸 것이나 일정 조건에서의 운전보다도 운전, 정지가 반복되는 cycling 운전쪽이 헤드 가스켓에게는 가혹하다는 것을 알 수 있다.

이것은 온도 변화에 의해 헤드 가스켓의 크리프 완화, 크랭크 케이스와 실린더 헤드의 열변형이 촉진되었기 때문이다.

이와 같이 헤드 가스켓에 대해서 온도의 영향이 대단히 크기 때문에 엔진설계시 헤드 가스켓 주위의 냉각을 충분히 검토해서 가능한한 균일하게 하는 한편 낮은 온도를 유지하도록 연구하지 않으면 안된다.

헤드 가스켓 주위의 평균 온도는 냉각수 온도, 냉각수 온도에 의해 대개 결정되나 Deck의 온도 분포는 디젤 엔진에서는 Ingection노즐, 부실의 위치, 흡·배기 밸브 배치의 영향이 크다.

그림16에 동일 엔진에서 흡·배기 밸브의 배치를 바꿨을때의 실린더 헤드 온도 분포의 예를 나타내고 있다. 냉각수에 근접한 물 밀봉 부분의 온도는 대개 수온에 가까우나 연소 가스에

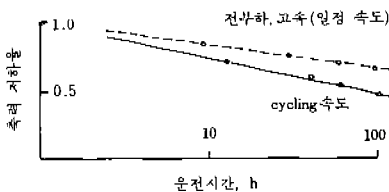
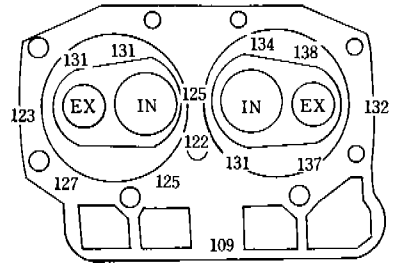
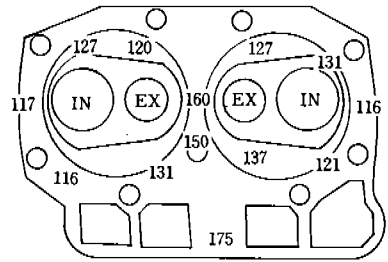


그림15. 헤드 볼트 체결력 저하의 예

단위는 °C



(a) 흡기 밸브가 내측인 경우



(b) 배기 밸브가 내측인 경우

그림16. 실린더 헤드 온도 분포의 예(가솔린 기관의 경우)

접하는 가스 밀봉 부분은 이보다 약 20-80°C 높다. 특히 배기공 가까이엔 충분한 냉각 공간을 확보할 수 없는 관계로 고온으로 되기 쉽다.

그림16(a)는 고온의 배기 밸브가 양쪽으로 분산하여 전체로서는 이상적인 온도분포로 되어 있다. 이에 대해 그림16(b)는 근접한 2개의 배기 밸브로 인하여 부분적으로 고온이 되어 있다.

그림17은 실린더 헤드가 알루미늄 합금인 가솔린 엔진의 헤드 볼트 체결력 변화를 표시한 것이다. 엔진 작동후 갑자기 전부하로 하면 헤드와 강제 헤드 볼트 사이의 열팽창 차로 인해 헤드 볼트에는 정부의 열팽창이 발생, 가스켓의 면압에 현저한 변동을 준다. 온도와 더불어 영향이 큰 것은 연소가스 압력이다. 가스압력이 크면 그것에 대해서 밀봉부분의 밀봉 한계 면압도 크게 되나 그것과는 별도로 헤드 가스켓의 체결력에 영향을 미친다.

이 하중을 헤드 볼트의 신장과 헤드 가스켓 두께의 변화로 분담하지 않으면 안된다. 엔진 운전시 헤드 가스켓 두께의 변동폭은 엔진 출력,



기 호	볼트 위치	운전 상태
1	고온부	idl → 전부하
2	↑	갑자기 전부하
3	저온부	

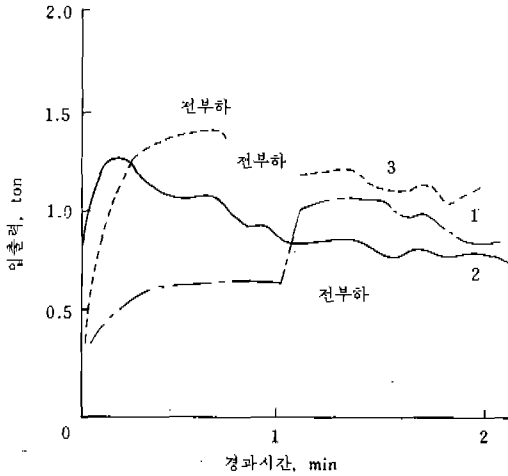


그림17. 헤드 볼트의 열출력(알루미늄 합금 가솔린 엔진)

볼트 체결력에 의해 약간의 증감이 있으나 약 2-3μ 정도이다.

한편, 헤드 볼트의 신장도 가스켓 두께의 변동분과 같은 값으로 이 관계는 그림 6에서 표시하였다. 여기에 표시된 것과 같이 헤드 가스켓의 스프링 상수는 헤드 볼트, 스프링 상수의 10-20배이기 때문에 폭발력의 90-95%를 가스켓 변

동폭에 부담하고 그 여분 만큼 면압이 저하하는 것이 된다. 이 값은 현저하게 크기 때문에 가스켓 설계상의 커다란 문제가 되어 있다.

초기 면압을 결정하는에는 이상의 요소를 포함해서 생각하지 않으면 아니된다. 지금 헤드 가스켓 초기 체결시의 면압을  $\sigma_0$ , 헤드 가스켓 크리프 완화와 desk의 영구변형에 의해 헤드 볼트 체결력이 저하한 후의 상온 정지시의 면압을  $\sigma_1$ , 열축력과 가스압력의 영향하에 있는 운전시의 면압을  $\sigma_2$ , 이들의 비를  $\sigma_0/\sigma_1 = \beta$ ,  $\sigma_1/\sigma_2 = \gamma$ 로 하고 밀봉 면압을  $\sigma_m$ 로 나타내면,

$$\sigma_0 = \alpha \cdot \beta \cdot \gamma \cdot \sigma_m$$

이 된다.

곧 어떤 밀봉면압  $\sigma_m$ 에 대해서  $\alpha \cdot \beta \cdot \gamma$ 의 계수를 곱하지 않으면 안되기 때문에 초기 체결면압은 상당히 높은 값이 된다.

이 가운데  $\sigma_m$ 은 기초 물성이고 간단히 구할 수 있다.

그러나,  $\alpha, \beta, \gamma$ 의 각 계수는 엔진과 사용조건에 따라 크게 변하여 실제로는 경험적으로 추정하는 것에 지나지 않는다.

표 3에는 헤드 가스켓 각 부분에 대한 초기 면압값을 나타낸다.

표 3. 가스켓 각부에 걸리는 면압

유 제	연 소 가 스		냉 작 수	운 활 유	
	다이젤	가솔린		급유구멍	Push Rod Case 구멍
초기면압 (kg/cm <sup>2</sup> )	1000-2000	500-1000	100-500	구조에 의해다름	50-100