

# 크랭크축-실린더블록 계의 진동해석

吳 星 煥

<대우중공업(주) 기술연구소>

## 1. 머리 말

엔진소음은 주로 연소 소음과 기계에 의한 소음으로 이룬다.

500 Hz에서 2.5 KHz의 주파수 범위에서의 진동은 주로 연소에 의해 일어난다. 연소실에서 생긴 연소 압력에 의한 진동이 엔진 표면으로 전달되는 경로를 그림 1에서 보여준다.

급속한 가스압력 상승에 의한 기진력은 피스톤, 실린더 벽에 작용하여 세 경로를 통해 전달된다.

하나는 기진력이 피스톤, 연결봉, 크랭크 축을 통하여 또는 피스톤 슬랩으로 인해 실린더 라이너를 통해 실린더 블록 표면과 오일팬으로 전달되는 경로이다. 둘째는 실린더 헤드와 헤드 볼트를 통하여 실린더 블록으로 전달되는 경로이다. 세번째는 연소에 의한 기진력이 모든 진동 부분으로부터 소음으로 발산되는 경로이다. 이 중에는 피스톤, 연결봉, 크랭크 축을 통해서 실린더 블록으로 통하는 소음 성분이 다른 경로

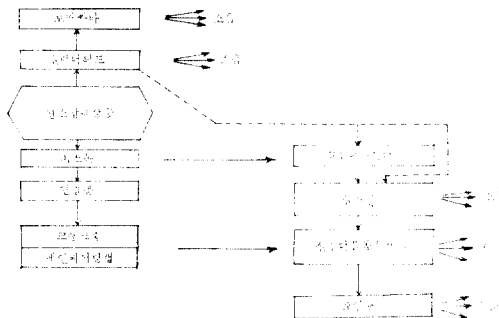


그림 1 연소 소음 발생 과정 경로

보다 지배적으로 크다.

연소압력에 의해 크랭크 축에서 메인 베어링으로 전달되는 기진력이 실린더 블록의 진동수와 일치할 때 공진 진동을 일으킨다.

4 실린더 가솔린 엔진에서 실험적으로 측정된 실린더 블록의 움직임에 관하여 엔진속도에 대하여 가속도를 측정한 값이 그림 2에서 보여준다. 이에 의한 블록의 움직임은 비틀림, 굽힘형, 스커어트형으로 나누어진다.

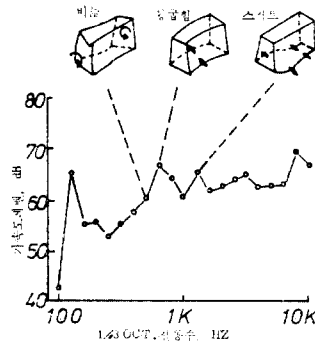


그림 2 엔진의 고유 진동형에 대한 진동수

그래서 연소실에서 생긴 가스압력의 갑작스러운 증가에 의한 주요 진동 전달경로인 크랭크 축과 메인 베어링의 움직임을 조사하고 이 움직임이 실린더 블록의 비틀림과 횡진동, 스커어트 진동에 미치는 원인을 연구하고자 한다. 동시에 실린더 블록의 진동을 감소시키는 방법을 찾아 보도록 한다.

## 2. 크랭크 축 움직임의 영향

먼저 크랭크 축의 종굽힘 변형에 의한 영향을

알아보기 위해서 그림 3은 실린더 중심선에서 10° 만큼 벗어난 위치의 메인 베어링 캠에 갭센서(gap sensor)를 달아 측정된 크랭크 저어널과 베어링 사이의 오일간격의 변화를 보여 주는데 화살표는 각 실린더에서 최대 연소압력의 주기를 나타낸다.

각 베어링의 정적 간격은 30~40 μm이다. 이 그림에서 다음과 같은 사실을 알 수 있다.

첫번째로 메인 베어링 주위의 오일 간격은 점화(firing)와 모우터링(motoring) 회전동안에 변한다. 점화상태에서 연소가 실린더에서 일어날 때 메인 베어링의 오일간격은 급속도로 원래의 상태로 돌아간다. 바꾸어 말하면 피스톤, 연결봉, 크랭크 축의 관성력에 의한 움직임은 오일 간격 변화의 첫번째 요인이다.

그 움직임은 연소압력에 의한 움직임이 중첩되어진다.

그림 3에서 보여준 최대 연소압력 밑에서 각

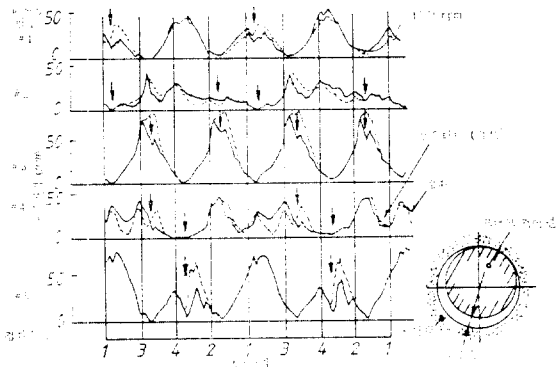


그림 3 메인 베어링과 크랭크 저어널 사이의 움직임

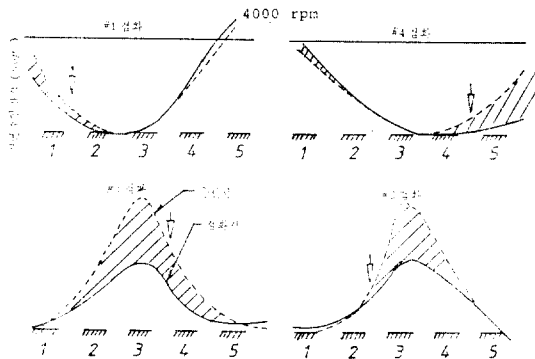


그림 4 연소중의 크랭크 축의 종균형 변형

베어링의 오일 간격을 측정된 결과, 크랭크 축의 굽힘형은 그림 4와 같이 나타나진다. 그림 4에서 점선은 모우터링 상태의 굽힘형을 보여주고 실선은 점화동안의 굽힘형을 보여 준다. 파형으로 그어진 지역은 크랭크 축이 연소 압력의 작용에 의해 낮아진다는 것을 나타낸다.

이와 같이 연소압력이 작용할 때 크랭크 축은 오일 필름을 통하여 베어링을 밀어 힘을 베어링으로 전달한다.

크랭크 축은 관성력의 효과 밑에서 U형으로 구부러진다. 그러므로 연소가 실린더 1에서 일어날 때 베어링 1의 오일 간격은 베어링 2의 오일 간격보다 더 크다. 더욱더 실린더 2의 연소동안에는 베어링 3의 오일 간격은 베어링 2의 오일 간격보다 더 크다. 결국 베어링 사이의 다른 오일 간격은 베어링으로 전달되어지는 연소하중의 변화를 일으킨다. 그림 3에서와 같이 더욱더 작은 오일 간격을 가진 베어링 2와 4는 다른 베어링보다 연소하중이 많이 전달 된다는 것을 알 수 있다. 즉, 크랭크 축이 연소하중을 베어링으로 전달할 때 연소 이전의 굽힘형이 베어링 하중분포에 영향을 미친다는 것이다. 따라서 평형추와 같은 질량의 분포, 크랭크 축 종굽힘 강성은 굽힘형에 영향을 미친다.

그림 5는 메인 베어링으로 전달된 힘과 연소압력사이의 관계를 비교한다. 그림에서 연소압력과 베어링 하중은 실린더 4와 베어링 4에서 측정된 값을 보여준다. 실린더 4의 연소와 더불어 다른 실린더에서의 연소압력이 베어링 4에 작용하기 때문에 이 두 파형은 서로 일치하지 않는다.

그러나, 연소가 실린더 4에서 일어날 때의 파형은 서로 일치하는 것을 볼 수 있다. 이것은 크랭크 축이 연소할 때 순간적으로 실린더 블록에 많은 힘을 전달한다는 것이다. 이 두 파형의 차이는 피스톤, 연결봉, 크랭크 축, 오일 필름 등을 이루는 진동계의 전달특성에 기인한다고 생각한다. 그림 6에서 실선은 실린더의 최대 연소 밑에서 일어난 변형을 나타내고 반면에 점선은 정적 상태인 원래의 형태를 나타낸 것이다.

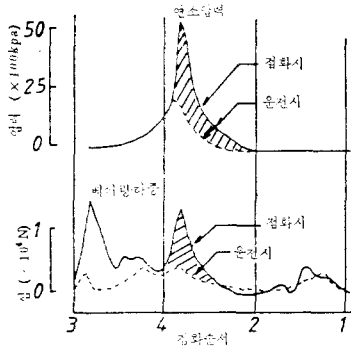


그림 5 연소압력과 메인 베어링 하중사이의 관계

이 그림에서 점화된 실린더 양측의 메인 베어링 하우스의 구멍은 크랭크 축의 종굽힘 변형으로 인해 격벽(bulkhead)과 함께 밑으로 당겨져 스커트( skirt)는 위로 움직인다.

또 하나 주목할 만한 것은 각 양쪽에서의 베어링 캠과 격벽은 그들이 서로서로 분리되는 것처럼 기울어져 굽힘 변형을 일으킨다. 연결봉으로부터 전달된 연소하중은 크랭크 축의 굽힘변형을 일으켜 메인 베어링에 모우멘트를 전달한다. 이것이 격벽을 굽힘 변형시킨다.

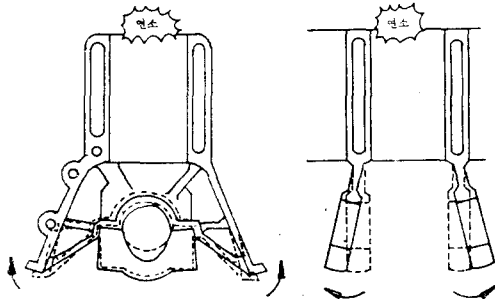


그림 6 연소하중 밑에서 실린더 블록의 변형

다음은 크랭크 축의 비틀림으로 인한 움직임이 실린더 블록에 미치는 영향을 알아 보기 위해 메인 베어링 캠에 갭 센서를 크랭크 축 방향에서 10° 만큼 기울어진 위치에 설치하였다.

실린더 1의 실린더 블록 스커트에 가속도계를 붙여 엔진의 횡진동을 측정한다. 실린더 1에서 측정된 횡진동의 가속도 레벨을 엔진 속도에 대해서 그림 7에서 보여 준다.

윗쪽 엔진은 디이프 스커트(deep-skirt) 실린더 블록을 가진 엔진이고, 아래쪽 엔진은 하아프

스커트(half-skirt) 실린더 블록을 가진 엔진이다.

이 두 엔진에서 횡진동 가속도는 엔진 속도의 홀수차가 실린더 블록의 공진 진동수와 일치할 때 공진을 일으킨다는 것을 알 수 있다.

그림 7에서의 실린더 블록의 진동형은 윗쪽은 굽힘형이고 아래쪽은 비틀림형이다. 크랭크 축의 비틀림속도는 가진 토오크의 상승과 함께 증가한다는 것도 볼 수 있었다.

가장 큰 비틀림 진폭은 연소가 실린더 1에서 일어날 때 생긴다. 베어링 캠 1의 횡진동 가속도는 크랭크 축의 비틀림 진동에 의한 진동이라는 것을 조사하고자 한다. 그림 7에서 윗쪽 실린더 블록은 엔진속도의 1차인 600 Hz에서 공진하고 크랭크 축은 엔진속도의 12차인 550 Hz에서 공진한다는 것을 알 수 있다.

크랭크 축은 엔진속도의 짝수차에서만 공진한다는 사실은 표 1에서 본 각변위로부터 명백하다.

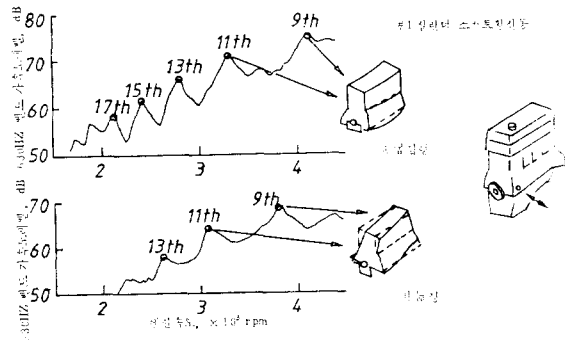


그림 7 엔진속도에 대한 실린더 블록 횡진동

표 1 엔진속도 치수와 크랭크 축 비틀림 진폭사이의 관계

엔진속도 (rpm)	공진진동수 (Hz)	차 수	크랭크축 비틀림진폭 (deg)
2,380	550	14th	0.026
2,560		13th	0.0076
2,760		12th	0.033

크랭크 축의 비틀림을 유한요소법과 실험을 통해 구해본 결과 500~550 Hz의 주파수 범위에서 제 1차 비틀림형이 찾아졌다. 절점은 크랭크

저어널 5에서 위치하였다. 진동형은 크랭크 축 각속도의 제 1차 형이기 때문에 연소가 실린더 1에서 일어날 때 중요하다. 연소가 실린더 4에서 일어날 때는 중요하지 않다는 것이다. 그러면 비틀 진동이 공진상태에 있을 때 기진력이 크랭크 축으로 부터 실린더 블록까지 어떻게 전달되는가에 있다. 이것을 알기 위해 크랭크 저어널과 메인 베어링 사이의 오일 간격 횡변화를 본다.

크랭크 축 비틀 진동의 공진 진동수 즉 엔진속도의 12차인 550 Hz에서는 오일 간격의 변화가 작다. 그러나, 오일 간격의 큰 변화는 엔진속도의 13차 즉, 실린더 블록의 굽힘 진동수인 600 Hz에서 관찰되었다. 이것은 크랭크 축이 실린더 블록에 대하여 횡으로 진동한다는 것을 나타낸다.

오일 간격의 종변화는 엔진속도 13차에 대해서는 크게 영향을 주지 못한다. 이것을 규명하기 위해 그림 8에서 보여주는 모델은 크랭크 축 비틀 진동이 엔진속도의 짝수차에서 일어날 때 횡기진력이 엔진속도의 홀수차인 이유를 조사하는 데 사용된다.

$\lambda$ 는 크랭크 반경에 대한 연결봉 길이의 비인  $r/l$ 이다.  $\omega$ 는 엔진속도의 각 속도를 표시한다. 지름 크랭크 축이 엔진속도의 짝수차에서 비틀 진동을 행하고 있을 때  $\Delta\theta$ 는 크랭크 축의 각 변위를 나타낸다고 가정하자.

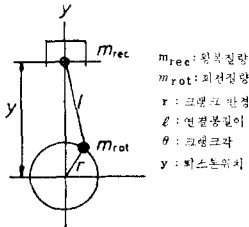


그림 8 관성력 계산 모델

그러므로 왕복질량에 의한 관성력은 다음과 같이 표시된다.

$$-m_{rec} \frac{d^2 y}{dt^2} = m_{rec} \omega^2 [\cos \omega t + \lambda \cos 2 \omega t + \frac{\Delta\theta}{2} (2n+1)^2 \cos (2n+1) \omega t]$$

$$-\frac{\Delta\theta}{2} 2(2n-1)^2 \cos (2n-1) \omega t + \frac{\Delta\theta}{4} \lambda (2n+2)^2 \cos (2n+2) \omega t - \frac{\Delta\theta}{4} \lambda (2n-2)^2 \cos (2n-2) \omega t]$$

회전질량에 의한 회전력의 X, Y 방향성분은 다음과 같이 표시된다.

$$-m_{rot} \alpha_x = -m_{rot} r \omega^2 [\sin \omega t + \frac{\Delta\theta}{2} (2n-1)^2 \sin (2n-1) \omega t + \frac{\Delta\theta}{2} (2n+1)^2 \sin (2n+1) \omega t]$$

$$-m_{rot} \alpha_y = -m_{rot} r \omega^2 [\cos \omega t - \frac{\Delta\theta}{2} (2n-1)^2 \cos (2n-1) \omega t + \frac{\Delta\theta}{2} (2n+1)^2 \cos (2n+1) \omega t]$$

이 계산에 대해 다음과 같은 가정이 사용되었다.

$$(\Delta\theta)^2 = 0, \cos(\Delta\theta \sin 2n \omega t) = 1, \sin(\Delta\theta \sin 2n \omega t) = \Delta\theta \sin 2n \omega t$$

계산결과,  $(2n \pm 1)$ 의 차수가 관성력과 회전력에서 나타나는 것을 볼 수 있다. 차수성분의 진폭을 비교할 때  $(2n+1)$ 차수가 훨씬 더 크다는 것을 알 수 있다.  $(2n+1)$  차수 성분에 대해 X와 Y 방향의 합력은 아래의 방정식으로 얻어진다.

$$F_x = m_{rot} r \omega^2 \frac{\Delta\theta}{2} (2n+1)^2 \sin (2n+1) \omega t$$

$$F_y = (m_{rot} - m_{rec}) r \omega^2 \frac{\Delta\theta}{2} (2n+1)^2 \cos (2n+1) \omega t$$

$$\left\{ \frac{F_x}{m_{rot} A} \right\}^2 + \left\{ \frac{F_y}{(m_{rot} - m_{rec}) A} \right\}^2 = 1$$

$$A = r \omega^2 \frac{\Delta\theta}{2} (2n+1)^2$$

따라서, 합력은 크랭크 축을 타원으로 움직이게 한다는 것이 입증되었다. 그림 9는 디어프스커어트 블록을 가진 엔진에서  $M_{rec}/M_{rot}$ 가 1.5일 때  $F_x, F_y$ 의 진폭비는 2:1이다. 횡관성력의 변동은 종관성력의 변동의 2배이다. 그러면 크랭크 축의 비틀 진동에 영향을 주는 요인을 생각해 본다.

크랭크 축의 비틀 진동은 연소가스 입력의 갑

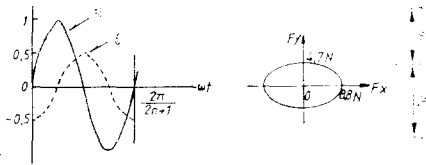


그림 9 관성력과 회전력의 합성

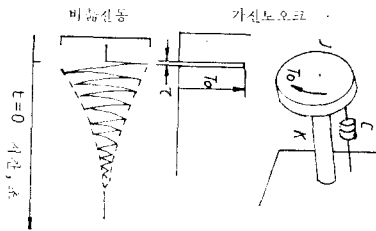


그림 10 크랭크 축 비틀림 진동 모델

작스런 상승에 의해 충격적으로 날아지는데 결과의 진동형은 제 1 차이다.

그러므로, 크랭크 축 비틀림계는 그림 10 과 같이 1 자유도로 생각할 수 있다. 토크  $T_0$  가 시간  $\mathcal{T}$  에서 가질 때 비틀림 진폭  $\theta$  는 다음과 같이 표시되어 진다.

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{T_0 \mathcal{T}}{J\beta} \exp(-\zeta\omega_n t) \sin \beta t \\ &= \frac{T_0 \mathcal{T}}{\sqrt{JK(1-\zeta^2)}} \exp(-\zeta\omega_n t) \sin \beta t \\ \beta &= \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}, \quad \zeta = c/\sqrt{JK}, \quad \omega_n = \sqrt{K/J} \end{aligned}$$

여기서,  $\beta$ : 댐핑 고유진동수

$c$ : 댐핑 계수

$J$ : 극관성 모우먼트

$K$ : 비틀림 강성

크랭크축 비틀림 진동의 진폭은 기진력  $T_0$  에 비례하고 극관성 모우먼트  $J$  와 비틀림강성  $K$  의 곱의 평방근에 반비례한다.

### 3. 실린더 블록 진동

4기통 가솔린 엔진의 점화동안에 메인 베어링에 낀 진동중에서 뚜렷한 진동수는 500 Hz, 600Hz, 1,260Hz, 1,333Hz 인데 500Hz 는 비틀림형이고, 600 Hz 는 횡굽힘형이다.

1,260~1,333 Hz 에서는 스커어트형이다. 그림 11 은 이 진동수에서 메인 베어링과 실린더 블록 관계의 움직임을 보여 준다.

이 그림은 실린더 블록 밑에서 본 변형되기 전과 변형 후를 점선과 실선으로 나타낸 것이다.

중간의 사각형은 메인 베어링을 나타낸다.

1,260 Hz 와 1,333 Hz 에서 실린더 블록 스커어트는 이 진동수에서 벌어져서 메인 베어링은 앞뒤로 움직인다. 바꾸어 말하면 양쪽에 인접해 있는 메인 베어링을 가진 실린더의 스커어트는 밖으로 벌어지고 다른 실린더의 스커어트는 안으로 오무러진다. 이 진동은 이미 앞에서 언급한 것과 같이 연소압력이 응용될 때 격벽은 크랭크 축의 굽힘을 통해서 변형한 스커어트형 진동이다.

스커어트의 벌어짐에 의한 진동은 스커어트의

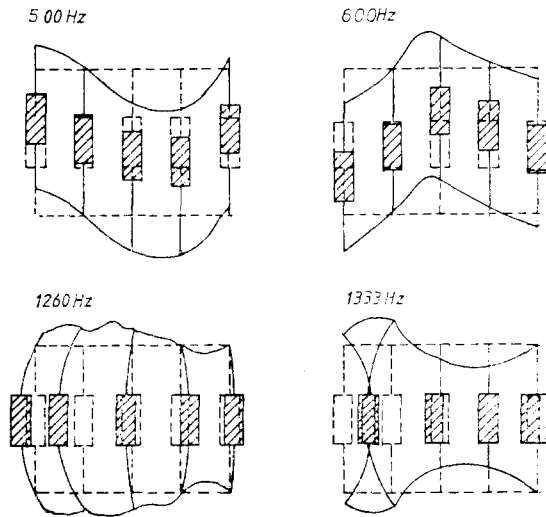


그림 11 메인 베어링과 스커어트 사이의 움직임

밑부위에 볼트로 부착되어 있는 오일팬에 대해서 기진력으로 작용하게 된다.

500 Hz 와 600 Hz 에서 메인 베어링과 실린더 블록은 일체로 하여 진동한다. 따라서 엔진의 강성은 진동을 억제하기 위하여 증가되어야 한다. 이 진동은 크랭크 축의 비틀림으로 인하여 실린더 블록에 기진력을 전달시켜 생긴 진동형이

다. 이것을 좀더 구체적으로 조사하기 위해 엔진 속도에 대하여 실린더 블록의 공진진동수 크랭크 축 비틀림 진동, 관성력의 주파수 변동을 그림 12에서 보여 준다. 크랭크 축은 제 1차 비틀림 진동에서 크랭크 축의 공진 진동수가 엔진 속도의 짝수차와 일치하는 엔진속도에서 비틀림 진동을 일으킨다. 그림에서 크랭크 축 비틀림 진동이 일어나는 점은 원으로 표시한다.

홀수차 진동수에 동일한 관성력의 변동은 크랭크 축의 횡진동을 일으켜 오일 필름을 통하여 실린더 블록을 가진진시킨다.

관성력이 크랭크 축에 횡진동을 일으키는 점은 삼각형으로 표시한다. 엔진속도가 상용 회전수인 2,000~3,000 rpm 까지 변환 때 관성력의 주파수 변동은 590 Hz에서 645 Hz 까지 변환다. 그러나, 실린더 블록의 공진 진동수가 횡진동 진동에서 600 Hz 이고 비틀림 진동에서는 500 Hz 이기 때문에 관성력의 진동수 변동에 가까운 횡진동 진동이 일어난다.

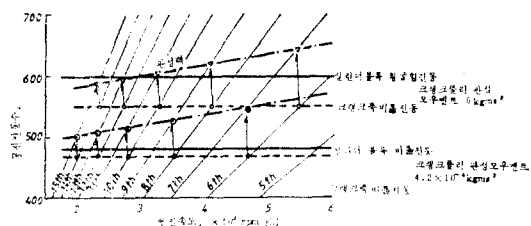


그림 12 공진 진동수의 위치

그림 7과 그림 12로부터 관성력 주파수 변동과 횡진동 진동의 공진주파수 사이의 차이가 20 Hz 이내일 때 심한 공진이 일어난다는 것을 알 수 있다. 크랭크 축에 비틀림 진동을 주는 관성력의 주파수가 실린더 블록의 공진 진동수에 가까워질 때 일어난다는 것이다.

지금까지의 서술을 도식적으로 나타낸 것이 그림 13이다.

#### 4. 엔진 진동 감소

먼저 스커어트 진동형을 개선하기 위해 메인 베어링에 연결시킨 베어링 보(beam)를 엔진에

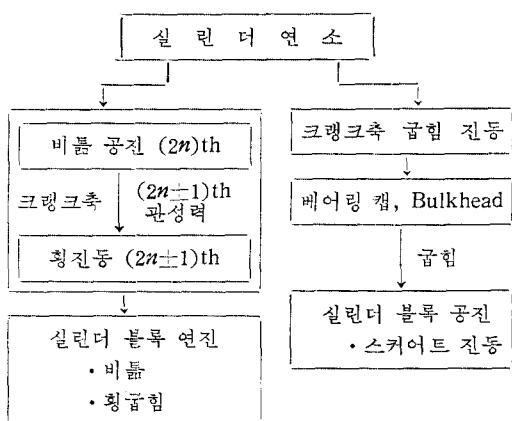


그림 13 실린더 블록 공진 발생 개요

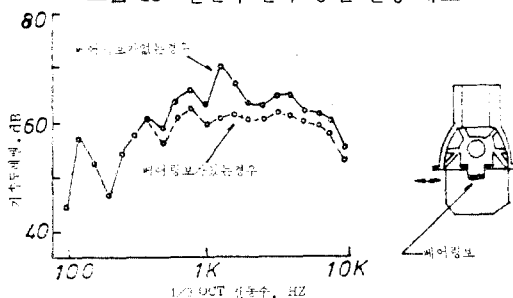


그림 14 베어링 캡 진동의 억제로 인한 스커어트 진동 감소

사용한다. 그림 14와 같이 베어링 전후의 진동이 감소되고, 엔진 소음 또한 이 주파수 범위에서 감소되었다.

크랭크 축 강성을 증가시킨 다른 엔진에서도 베어링 진동과 엔진소음을 감소시킨 결과를 얻었다.

다음은 크랭크 축의 횡진동에 의한 진동형을 개선하기 위한 한 예를 그림 13에서 나타내었다. 관성력의 변동 주파수는 공진을 피하기 위하여 실린더 블록 비틀림 진동 주파수와 횡진동 진동수 사이에 둔다.

이를 위해 그림에서와 같이 크랭크 풀리의 극관성 모우먼트를 변화시켜 크랭크 축의 비틀림 진동수를 변화시켰다. 그 결과를 그림 15에서 보여주는 것과 같이 적정으로 선정된 크랭크 풀리를 가질 때와 그렇지 않을 때 실린더 1의 스커어트에서 횡진동 가속도 레벨의 비교를 표시한

것이다. 약 5 dB 감소를 얻었다.

또, 비틀 강성을 증가시키기 위하여 크랭크 축 저어널과 크랭크 핀의 직경을 증가시킨 엔진에서도 실린더 블록의 진동과 엔진 소음을 감소시킨 결과를 얻었다.

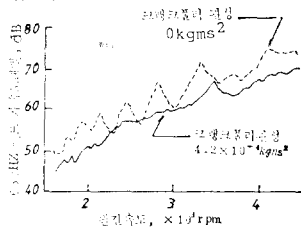


그림 15 실린더 블록 진동에 관한 크랭크 풀리의 극관성 모우먼트 효과

### 5. 맺음 말

(1) 연소 동안에 크랭크 축은 오일 필름을 통하여 연소압력이 실린더 블록으로 전달된다. 검화 전에 관성력에 의한 크랭크 축의 굽힘 변형은 크랭크 축으로부터 메인 베어링까지의 연소하중 전달에 큰 영향을 미친다.

(2) 메인 베어링에 베어링 보를 부착시키거나 크랭크 축의 굽힘 강성을 변화시켜 실린더 블록의 스커어트 진동을 감소시키는 효과를 얻었다.

(3) 크랭크 축의 비틀 진동을 일으키는 회전력과 관성력 변동의 합력은 크랭크 저어널의 횡진동을 일으킨다.

(4) 크랭크 축의 횡 강제진동은 베어링 1에서 최대값이기 때문에 실린더 블록의 굽힘, 비틀 진동에 대하여 기진력이 된다.

(5) 실린더 블록의 진동 진폭은 관성력 변동의 주파수가 실린더 블록의 공진진동수에 가까워지는 정도와 크랭크 축 비틀 진동의 진폭에 의존한다.

(6) 크랭크 풀리의 극관성 모우먼트와 크랭크 축 비틀 강성의 최적 설계는 실린더 블록의 횡 굽힘과 비틀 진동을 감소시키는데 효과를 준다.

### 6. 결 과

지금까지 발표된 논문중에서 발췌하여 엔진 소

음을 낚는 원인을 명백히 하기 위하여 크랭크 축의 움직임, 크랭크 축을 지지하는 베어링 캡으로 전달되는 힘, 실린더 블록의 변형 등이 조사되었다.

그 결과로서 관성력에 의해 변형되는 크랭크 축은 연소 압력 밑에서 격렬하게 베어링을 밀어 베어링의 종방향 진동을 일으켜 실린더 블록의 스커어트 진동을 일으키고, 크랭크 축의 비틀 진동을 일으키는 횡관성력의 변형에 의한 크랭크 축의 횡 강제 진동은 직접적으로 실린더 블록의 진동에 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.

### 참 고 문 헌

- (1) T. Murayama, N. Kojima, and Y. Satomi, A Simulation of Diesel Engine Combustion Noise, SAE Paper 760552.
- (2) T. Priede, E.G. Grover, and N. Lalor, Relation Between Noise and Basic Structural Vibration of Diesel Engines, SAE Paper 690450.
- (3) T. Priede, Problems and Development in Automotive Engine Noise Research, SAE Paper 790205.
- (4) D. Morrison, B.J. Challen, and T. Trella, Passenger Car Noise Control Measures and Their Effect on Fuel Economy, Weight, and Cost, SAE Paper 800439.
- (5) Yoshimasa Hayashi, Kunihiko Sugihara, Akira Toda, and Yuji Ushijima, Analytical Study on Engine Vibration Transfer Characteristics Using Single-Shot Combustion, SAE Paper 810403.
- (6) R.G. DeJong and N.E. Parsons, High Frequency Vibration Transmission through the Moving Parts of an Engine, SAE Paper 800405.
- (7) N. Lalor and M. Petyt, Modes of Engine Structure Vibration as a Source of Noise, SAE Paper 750833
- (8) B.J. Challen, The Effect of Combustion System on Engine Noise, SAE Paper 750798.
- (9) Masao Ishihama, Yoshimasa Hayashi, and Tokao Kubozuka, An Analysis of the Movement of the

(418 페이지에 계속)