

〈논 문〉 SAE NO. 933753

차량 실내소음 저감 및 음질향상을 위한 POWER PLANT 진동 개선에 관한 연구

A Study on Improvement of the Power Plant Vibration for the Noise Reduction and the Sound Quality Improvement in the Compartment.

이 상 권*, 최 병 욱,** 여 승 동***
S. K. Lee, B. U. Choi, S. D. Yeo

ABSTRACT

This paper shows the methods about an improvement of the sound quality, which is improvement for automobil market recently. Especially, the rumble noise in the passenger compartment makes driver uncomfortable. For an improvement of the rumble noise, in this paper, the increase of the number of balance weight of the crank shaft(from 4 to 8), the vibration constrainer of cylinder block and the flexible flywheel were applied to power plant. Among those kinds of applications, the application of the flexible flywheel to power plant makes not only the vibration of the engine mount boss reduce most effectly but also the interior noise. It also improves the sound quality and the rumble noise disappears in the passenger compartment.

주요기술용어 : Power Plant(파워 플랜트), Rumble noise(우르릉 소음), Flexible Flywheel(플렉시블 플라이 휠), Balance Weight(밸런싱 웨이트)

1. 서 론

차량의 실내소음은 일반적으로 저주파 “부우밍”소음(booming), 중간 주파수의 “우르릉” 소음(rumble noise), 고주파 영역의 엔진 투과음, 타이어 소음, 윈드소음(wind noise) 등으로 크게 분류된다. 저주파 “부우밍”은 주로 200Hz 이하의 주파수로서 엔진의 불평형 가진력(unbalance excitation)이 차체를 가진하여 차체의 진동에 의해 실내 소음을 증가시키는 고체 전달음과 흡기소음,

배기소음에 의한 공기 전달음 및 차량의 실내 공명음향 모드(cavity acoustic mode)에 의한 공명소음 등으로 표현되며, “우르릉” 소음은 (200 Hz-500Hz 사이) 엔진 흡기 시스템의 구조에 의한 공기 전달음과 마운팅 보스를 통하여 전달되는 파워 플랜트(power plant)의 진동이 차체를 가진하여 차체 진동에 의해서 발생하는 고체 전달음이 있다. 고주파 엔진소음(500Hz 이상)은 기계음(mechanical noise) 및 연소음(combustion noise) 등으로 분류되며 전자는 주로 베어링류의

* 현대자동차 마북리 연구소 선임 연구원
** 현대자동차 마북리 연구소 담임 연구원
*** 현대자동차 마북리 연구소 책임 연구원

간극에 의한 충격력에 의한 소음, 피스톤 슬랩 소음, 밸브계의 소음 등이고 후자는 급격한 연소에 의해서 고주파성분의 연소압력이 증대하여 고주파 영역에 있는 실린더 블럭의 공진 주파수를 가진하여 블럭의 진동을 유발시켜 발생하는 엔진 소음이다. 최근에는 고성능 엔진의 요구에 의해 엔진의 연소 소음이 증대하는 추세에 있다. 따라서 엔진의 소음 진동 개발이 중요시 되고 있다.

본 논문은 파워 플랜트의 진동에 의해 유도되는 고체 전달을 가운데 “우르릉”소음의 음색개선 및 음압레벨의 저감을 위해 파워 플랜트의 진동을 저감시키는 방법을 제시하고 개선 효과에 관한 연구결과를 논하고자한다. 개선 방법으로는 플렉시블 플라이휠(flexible flywheel)의 적용, 크랭크 샤프트의 밸런싱 웨이트(balance weight) 수를 4개에서 8개로 증대 적용 및 실린더 블럭 스킵트 진동 억제기(block skirt vibration constrainer)의 적용 등을 하였으며 “우르릉” 소음을 제거하는 가장 효과적인 방법을 플렉시블 플라이휠의 적용 이었다.

2. 연구배경

2.1 시험차량 및 연구 배경

본 연구에 사용된 차량의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Specification of test engine

Engine Type	In-Line 4 Cylinder
Valve System	SOHC 12 Valve
Firing order	1-3-4-2
Bore × Stroke	75.5mm×83.5mm
Displacement	1495cc
Intake System	Turbocharge
Maximum Torque	16.4kg m/4500rpm
Maximum Power	85KW/5500rpm

문제의 차량에서 가속중 3500rpm 이상에서 거친소음이 차량 실내에서 증대하여, 운전석에 마이크로폰(microphone)을 설치하고 음압(sound

pressure)을 측정한 결과 Fig.1과 같이 3750rpm과 4550rpm 부근에서 소음이 증대함을 알수 있었다. 이들 rpm에서의 소음을 주파수 분석한 결과 주요한 주파수는 전자의 경우 250Hz이고 후자의 경우 160Hz 이었다.(Fig.2 참조) 이 두 주파수의 소음을 필터(filter)를 통하여 분석한 결과 Fig.3과 같으며, 특히 250Hz의 필터된 신호를 오디오 앰프(audio amplifier) 및 스피커(speaker)를 통하여 청음 한 결과 필터를 통하기전의 차량실내의 거

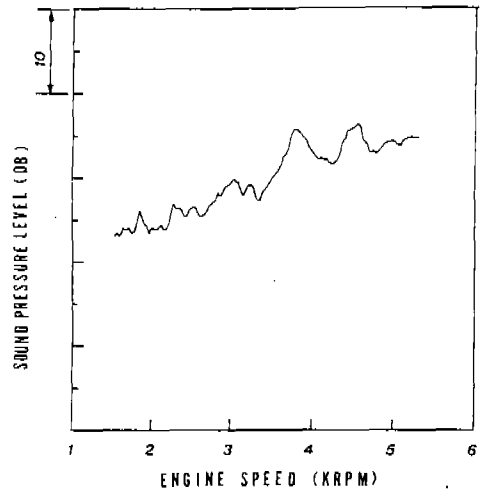


Fig.1 The interior noise of the vehicle during acceleration.

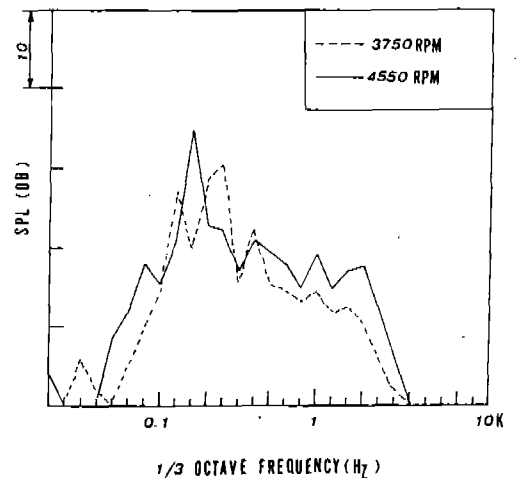


Fig.2 The spectrum analysis of Interior noise at peak rpm.

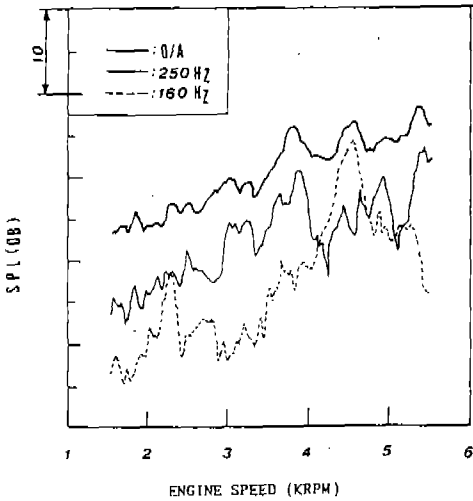


Fig.3 The filtered frequency signal of the interior noise.

친음과 필터된 신호의 음색(sound tone)이 거의 일치 하였으며, 이 거친음의 음색은 “우르릉” 한 소음으로 들렸으며 특히 가속시에 차량의 실내에서 심하게 발생하였다. 또한 160Hz의 필터된 신호는 운전자의 귀를 압박하는 저주파 “부우밍” 소음 이었다. 본 논문은 “우르릉” 소음을 개선 방법을 서술하고 “부우밍” 소음에 관해서는 논하지 않는다.

2.2 “우르릉” 소음(rumble noise)

일반적으로 “우르릉” 소음이란 인간의 청각 구조(hearing mechanism)와 밀접한 관계가 있는 주관적(subjective)인 현상이므로 아직 완전한 이해는 불가능하다. 그러나 인간의 귀를 전기적인 필터(electric filter)로 생각하면 인간의 임계 주파수 밴드위스(critical bandwith)의 최저 밴드 위스(minium bandwith)는 아주 크고 약 40Hz 부근이다^{1,2)}. 또한 귀의 임계 주파수 밴드 위스는 주파수의 함수이고 주파수가 증가하면 이 값도 증가한다. 그러므로 귀는 좁은 밴드 주파수 분석기(narrow band spectrum analyzer)만큼 주파수를 조개어 분별할 수 없고, 만약 귀의 임계 밴드위스 보다 더 작은 밴드위스로 여러개의 하모니(harmonics)를 가진 어떤 신호가 있다면 귀는

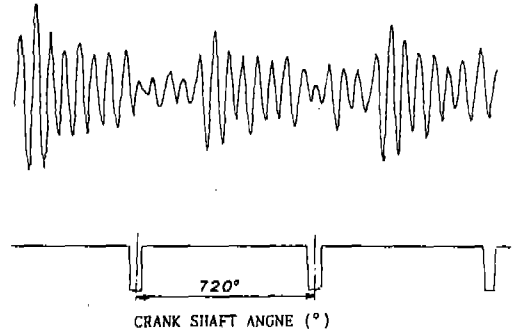


Fig.4 The waveform of the interior noise(b.p.f : 200~400Hz)

그들을 분석 할수 없으므로 인간의 두뇌에서는 이들 하모니의 합성된 신호를 인식하여 Fig4와 같은 음파로 인식하여 존재하지 않는 변조 주파수를 듣게 된다. 또한 사람마다 임계 주파수 밴드 위스가 다르기 때문에 이들 변조된 신호의 파형을 인식하는 정도는 관찰자마다 다르고 객관적일수가 없다. 따라서 이러한 현상은 주관적인 하쉬니스(harshness) 혹은 러프니스(roughness)의 결과를 낳는다.

시험에 사용된 차량에서 3750rpm의 거친음을 개선하기 위해서 3750rpm에서의 음압레벨을 좁은 밴드 주파수분석기(F.F.T)를 통하여 주파수 분석을 시행한 결과 Fig5와 같이 31.2Hz(1/2 order of engine revolution)의 하모니로 구성된 음압 신호이며 250Hz 부근에서 4개의 연속하는 하모니 오더(order)의 피크(peak)가 존재한다. 따라서 1/3 옥타브 밴드의 주파수 분석기에서는 250Hz의 피크로 표현된다(Fig.2 참조). 그러나 사람의 귀는 이들 하모니를 분해 하여 들수 없으므로 이들의 합성된 파형(주파수 변조)으로 인식하여 거친 음색으로 들린다. 일반적인 연구 자료에 의하면 이들 하모니 오더가 3~5개 연속하여 존재하고, 또한 이들의 각각의 오더의 진폭이 상대적으로 차이가 적다면 진폭변조는 심하고 소음은 더욱 거칠게 들린다³⁾. “우르릉” 소음은 각 하모니 오더의 상대적인 진폭차이가 3~5dBA 이하일 경우 심하게 느껴지고 각 하모니 오더의 주파수 차이가 (15Hz~35Hz)이면 심한 “우르릉” 소음을

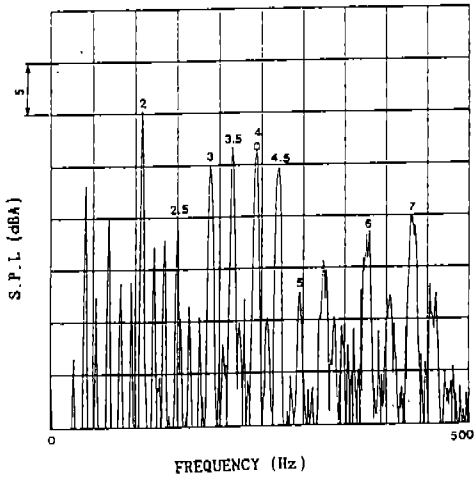


Fig.5 The spectrum analysis of the interior noise.

일으킨다. 실험에 사용된 차량의 250Hz 밴드의 거친 실내소음은 Fig.5에 의하면 3, 3.5, 4, 4.5 오더의 하모니 성분에 의해서 합성된 파형을 형성하여 발생하는 “우르릉” 소음이다. 이들의 파형을 수식으로 전개하면 식(1)과 같다.

$$An = \sum An e^{j[(2\pi f - (K-1) \Delta f)t + \phi_n]} \quad (1)$$

An : The waveform equation of the rumble noise

K : 0, 1, 2, 3

An : The amplitude of n order component

f : The center frequency

Δf : The modulation frequency of harmonics

ϕ_n : The phase of the n order component

여기서 n 은 3, 3.5, 4, 4.5이고 중심주파수(f)는 250 Hz이다. 또한 각 하모니의 변조 주파수는 3750 rpm에서 3125Hz이다. 따라서 250Hz 부근의 소음을 저감시킴과 동시에 각 오더 간의 상대적인 진폭비를 크게 하는 것이 “우르릉” 소음을 저감시키고 실내소음의 음질을 개선시키는 것이다.

3. 파워 플랜트(Power Plant) 진동 현상

3.1 실린더 블럭의 진동 특성시험

차량의 “우르릉” 소음은 일반적으로 Fig.8과 같은 전달 경로를 통하여 발생하는 고체 전달음이다⁴⁾.

고체 전달음의 전달 경로 가운데 차체(body)로 진동이 전달되는 최종적인 연결경로는 마운팅 보스(boss)이고, 이 보스 이전의 최종 진동 발생 부분은 실린더 블럭이므로 블럭의 진동 및 동특성을 파악하는 것이 중요하다. 따라서 Fig.7과 같이 가속도계 및 장비를 이용하여 실린더 블럭의

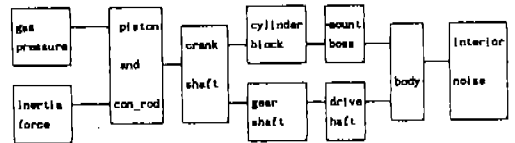
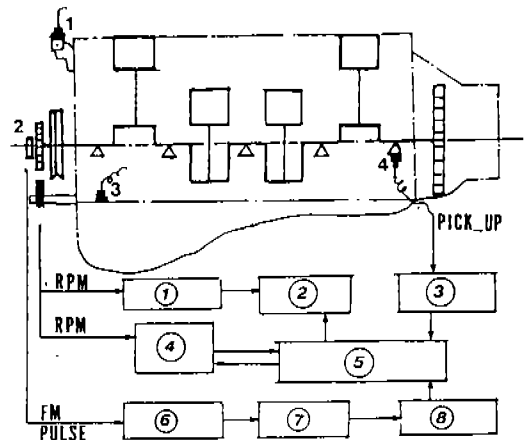


Fig.6 The transmission path of the structure-borne noise.



- ① Frequency voltage converter(onosokk I)
- ② x-y plot(hp)
- ③ Charge amplifier(b&k)
- ④ Tracking filter(b&k)
- ⑤ Measuring amplifier(b&k)
- ⑥ Pick-up(onosokk I)
- ⑦ Torsional adaptor(onosokk I)
- ⑧ Torsional angle converter(onosokk I)

Fig.7 The instrument set-up for the vibration measurement.

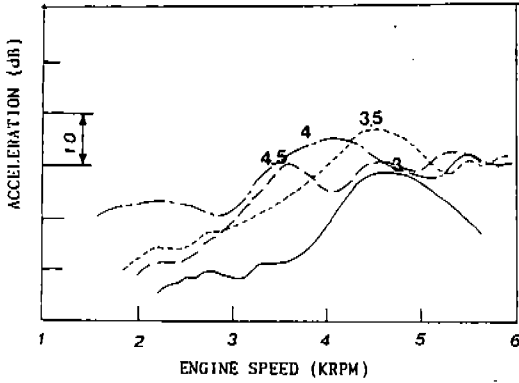
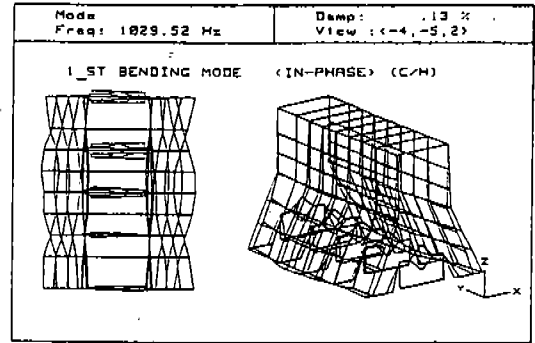


Fig.8 The order analysis of the acceleration of the cylinder block.



b) The 1st bending mode of the cylinder block.

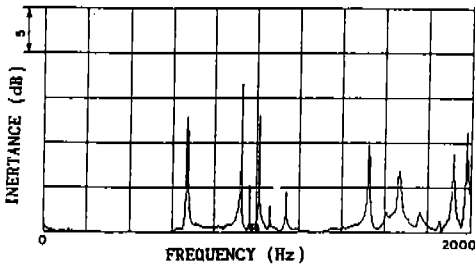
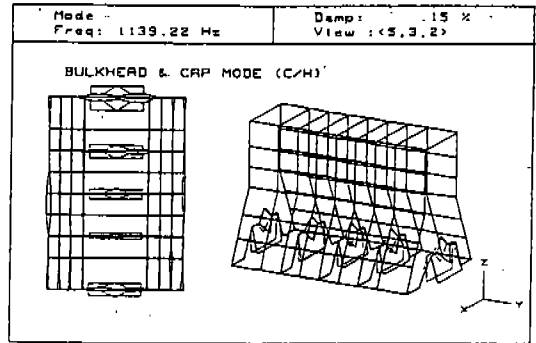
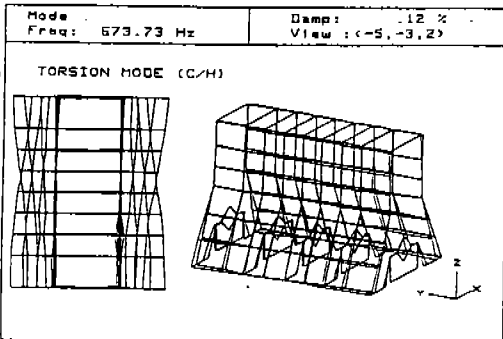


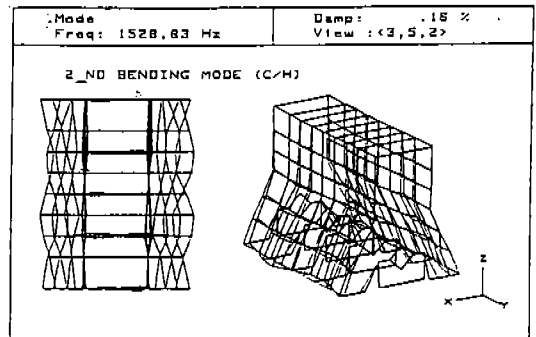
Fig.9 The frequency response function of cylinder block.



c) The bearing cap mode of the cylinder block.



a) The torsional mode of the cylinder block.



d) The 2nd bending mode of the cylinder block.

Fig.10 The frequency response function of power plant.

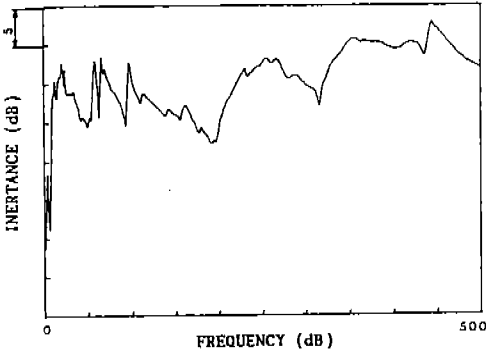
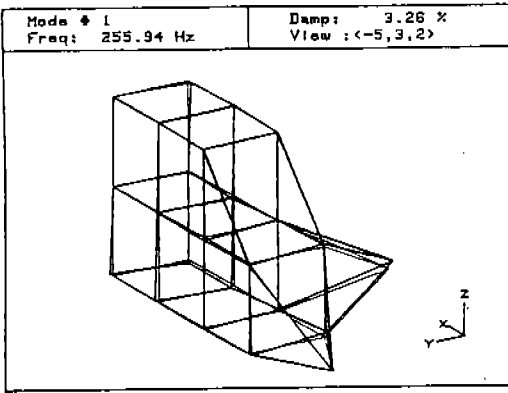
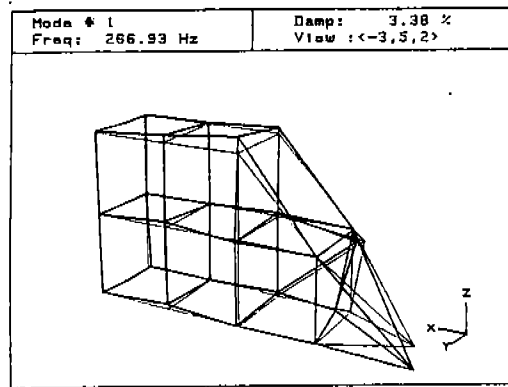


Fig. 11 The frequency response function of power plant.



a) The torsional mode.



b) The bending mode.

Fig. 12 The mode shapes of power plant.

가속도를 측정(측정점 3)하여 오더 분석(order analysis) 시행한 결과 Fig.8과 같이 250Hz 부근에서 각각의 오더의 공진이 발생함을 알 수 있다. (공진 주파수=공진rpm×order/60) 따라서 가진기를 이용하여 실린더 블럭의 단체에 대한 실험적 모드해석을 한 결과 Fig.9-Fig.10과 같다. Fig.9의 주파수 응답곡선에 의하면 약 600Hz 이하에서는 고유진동수가 없으므로 250Hz의 실린더 블럭의 진동은 블럭의 공진과 관계가 없음을 알 수 있다. 600Hz 이상의 일반적인 블럭의 고유진동수 및 모우는 비틀림(a), 1차 굽힘(b), 메인베어링 캠(c), 2차 굽힘(d) 등이고 이외의 블럭스커트의 모우드가 다수 있다. 이들 모우드의 진동은 주파수 엔진 소음 증대에 중요한 원인이 된다.

3.2 파워 플랜트의 진동 특성 시험

실린더 블럭 및 기어 박스의 결합된 상태의 파워 플랜트 진동특성을 조사하기 위해 가진 방법을 이용하여 실험적 모드해석을 시행한 결과 Fig.11 및 Fig.12와 같다. Fig.11의 주파수 응답곡선에 의하면 250Hz 부근에서 여러개의 모우드가 심한 댐핑값을 가지고 강하게 커플링 되어 있음을 알 수 있고 이들의 모우드를 다수 커어브 피팅법(multi curve fitting method)을 이용하여 커어브 피팅하고 모우드 형태를 구한 결과 Fig.12와 같은 비틀림(a) 및 굽힘(b) 형태의 모우드가 존재함을 알 수 있었다. 이들 모우드는 크랭크 샤프트의 비틀림 및 굽힘 모우드에 의해서 가진되어 파워 플랜트의 진동을 유발시키고 마운팅 보스를 통하여 차체에 진동을 전달하고 차체의 진동에 의해서 차량의 실내소음을 악화 시킴을 알 수 있다. 따라서 파워 플랜트 모우드를 가진시키는 크랭크 샤프트의 동 특성을 조사하고 운전중에 크랭크 샤프트의 운동을 실험적으로 측정 분석하였다.

3.3 크랭크 샤프트의 진동 특성

크랭크 샤프트의 동 특성 및 운동 형태는 파워 플랜트의 진동 발생에 중요한 기여를 하므로 크랭크 샤프트의 고유 진동수를 실험적 모드해석을 통하여 구하고, 운전중의 비틀림 진동 및

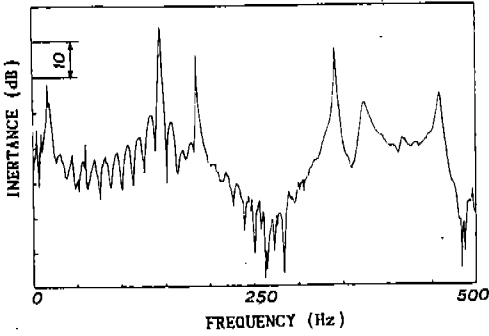
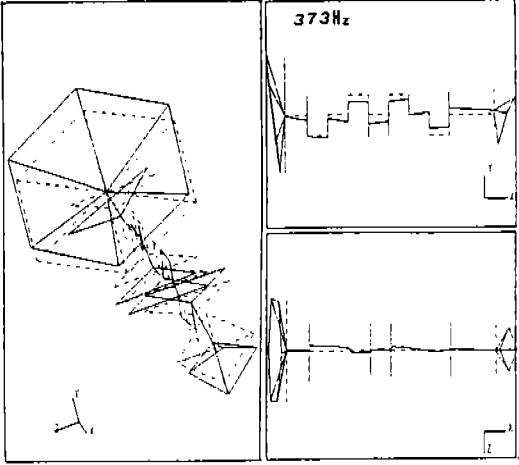


Fig.13 The frequency response function of crank shaft.



e) torsional mode

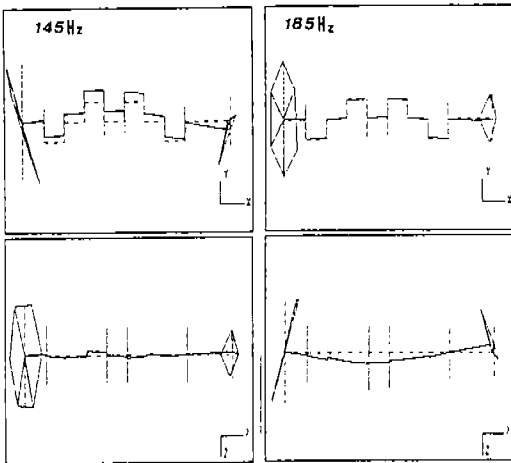
Fig.14 The mode shapes of crank shaft.

굽힘 진동을 측정했다. Fig.13은 충격 망치법(impact hammer test)을 이용하여 구한 크랭크 샤프트의 주파수응답곡선을 이고, 이것의 주요한 고유진동수 및 모우드형태를 구한 결과 Fig.14와 같다. 또한 시험 결과를 정리하면 Table.2와 같다.

Table 2 The mode shape and natural frequency of crank shaft

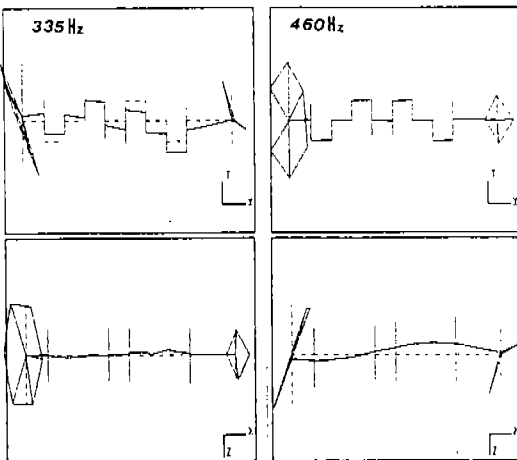
Natural Frequency	The mode shape explanation
145Hz	1st vertical bending(종 방향 굽힘)
185Hz	1st lateral bending(횡 방향 굽힘)
335Hz	2nd vertical bending
373Hz	torsional mode(비틀림)
460Hz	2nd lateral bending

운전중의 비틀림진동 및 굽힘진동을 측정하기 위하여 Fig.7과 같이 가속도계를 측정점 4)에, 비틀림 진동측정용 픽업(pick-up)을 측정점 2)에 설치하고 각 신호를 오더분석(order analysis)한 결과 Fig.15~Fig.17와 같다. Fig.15는 비틀림 진동용 댐퍼가 없는 상태에서 크랭크 샤프트의 선단에서 비틀림진동을 측정된 결과로서 6 오더의 심한 공진이 존재하며 공진 주파수는 Table.2에서



a) 1st vertical bending

b) 1st lateral bending



c) 2nd vertical bending

d) 2nd lateral bending

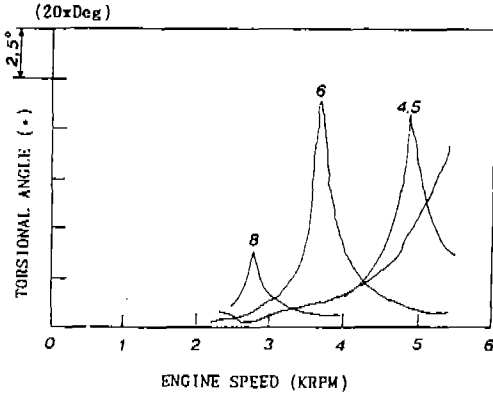


Fig. 15 The order analysis of the torsional vibration at the front-end of crank shaft (without damper)

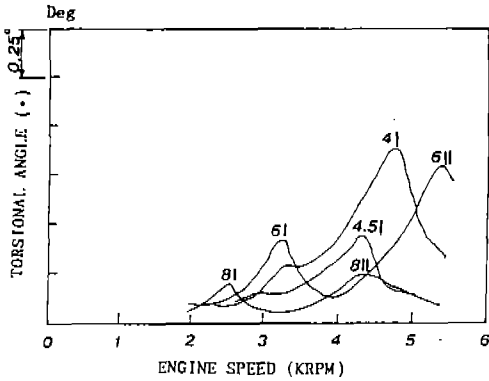


Fig. 16 The order analysis of the torsional at the front-end of crank shaft (with damper)

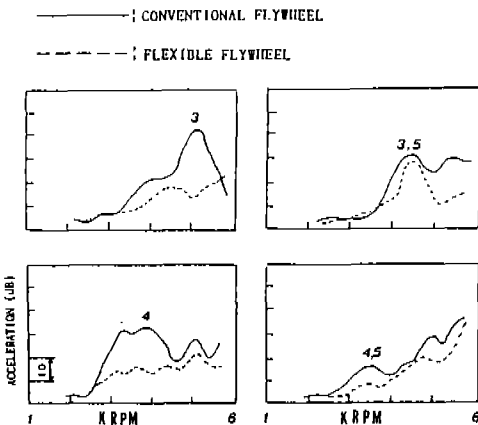


Fig. 17 The order analysis on the acceleration of the #5 main-bearing cap.

나타난 비틀림(torsion mode) 고유 진동수와 일치한다. 따라서 비틀림 진동을 저감하기 위해서 댐퍼(dynamic damper)를 튜닝하여 적절한 결과 Fig.15과 같이 비틀림 진동을 대폭 저감시켰다. 이 비틀림 진동은 메인 베어링의 오일 층(oil film)을 통하여 실린더 블럭에 전달되며 블럭에 전달될 때의 주파수는 $(n \pm 1)$ 오더의 성분으로 진동이 전달되므로 실제 크랭크 샤프트의 비틀림에 의한 공진 진동주파수는 댐퍼가 튜닝된 상태에서 「 $3200 * (6I \pm 1) / 60$ 」 및 「 $5500 * (6II \pm 1) / 60$ 」이다⁵⁾. 이 경우 250Hz 주파수에 근접한 주파수는 $(6I - 1)$ 에 의한 것이 나타나는데 일반적으로 $(n - 1)$ 오더에 의한 성분은 진동량이 적으므로 무시할 수 있다. 굽힘진동에 의한 영향은 가속도계 혹은 스트레인 게이지를 크랭크 샤프트에 부착하여 측정가능하나 시간이 많이 소요되므로 메인 베어링 캡에 가속도계를 크랭크 샤프트의 굽힘방향으로 부착하여 진동을 측정함으로써 예측가능하다⁶⁾. 단 이 경우에 주의 할것은 비틀림 진동에 의한 영향도 나타나므로 분석에 주의를 요한다. Fig.17은 메인베어링 #5(측정점 4)에서 크랭크 샤프트의 총방향 굽힘 진동을 측정한 결과인데 이 결과에 의하면 일반적인 플라일휘일에서는 250Hz 부근에서 공진이 발생함을 알 수 있다. 그런데 Fig.13에서 실험적 모드 해석 결과에 의하면 크랭크 샤프트 단체에서는 250Hz 영역의 공진 주파수는 존재하지 않는다. 따라서 크랭크 샤프트를 실린더 블럭에 구속한 상태에서 충격 망치를 이용하여 크랭크 샤프트의 굽힘진동 주파수 및 모드 형태를 구하면 Fig.18과 같다. 이 모드 형태에 의하면 크게 두가지의 굽힘형태가 존재하는데 엔진의 메인 베어링 #1과 #5를 고정점으로하여 크랭크 샤프트의 플리 및 플라일 휘일 질량에 의한 돌출보 모양의 굽힘 진동 모드가 존재한다. 특히 본 연구에 사용된 파워 플랜트의 경우, 255Hz의 크랭크 샤프트 후단 굽힘모드에 의한 운전중의 크랭크 샤프트의 심한 진동은 파워 플랜트의 비틀림 모드 및 굽힘 모드를 가진하여 250Hz의 진동을 증가시키는 요인이 된다. 크랭크 샤프트의 선단 굽힘진동은 플리의 질량 변화 및 선단부 길이의 조정

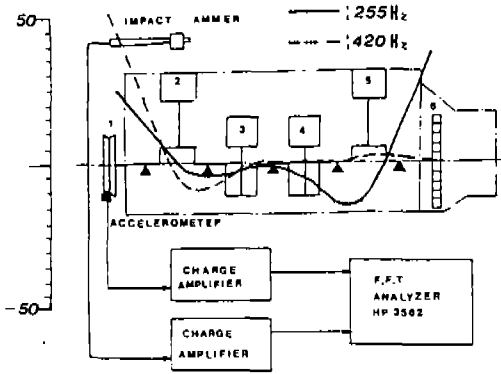


Fig.18 The apparatus for transfer function measurement and the mode shapes of the crank shaft.

해서 주파수 이동이 가능하고⁷⁾, 혹은 굽힘 댄퍼⁸⁾를 장착하여 선단 진동을 저감시킬수 있다. 후단 굽힘 진동 역시 여러가지 방법으로 진동을 억제할 수 있으나 속도의 변동을 및 연속성, 클러치의 연결동의 구속 조건에 의해서 플렉시블 플라이휠을 적용하고 있다⁹⁾.

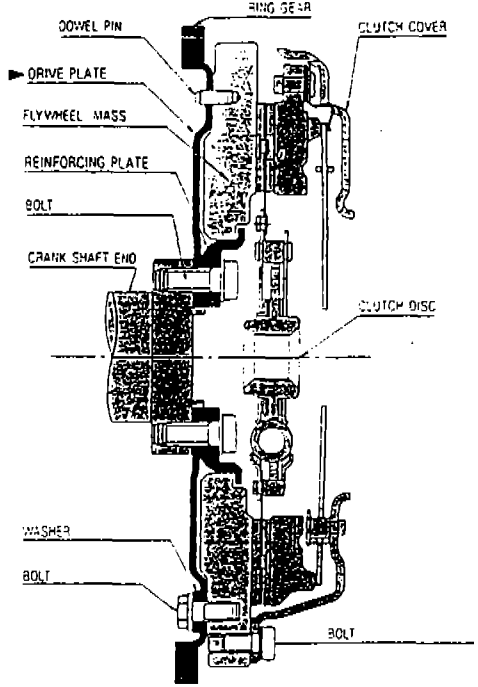


Fig.19 The lay-out of flexibel flywheel.

4. 파워 플랜트의 진동 특성 개선 실험

차량의 실내소음을 악화시키는 요인은 크랭크 샤프트의 굽힘진동 및 파워 플랜트의 진동 특성에 기인하는 것이므로 본 연구에서는 크랭크 샤프트의 굽힘진동에 의한 영향을 개선하기 위해서 밸런싱 웨이트의 증가 및 플렉시블 플라이 휠을 적용하고, 또한 파워 플랜트의 구조 개선 및 크랭크 샤프트, 블럭 스커트의 진동 억제를 위해서 블럭 스커트 진동 억제기를 적용하여 차량의 실내소음의 저감 및 음질을 개선하고자 한다.

4.1 플렉시블 플라이 휠 적용

크랭크 샤프트의 후단부의 굽힘진동의 공진 모우드를 개선하기 위해서 Fig.19와 같이 플라이 휠일을 크랭크 샤프트에 2mm의 플렉시블한 드라이브 플레이트(drive plate)를 이용하여 연결하면 크랭크 샤프트의 후단 굽힘 모우드는 600Hz 이상으로 증가하고 플렉시블 플레이트에 의한

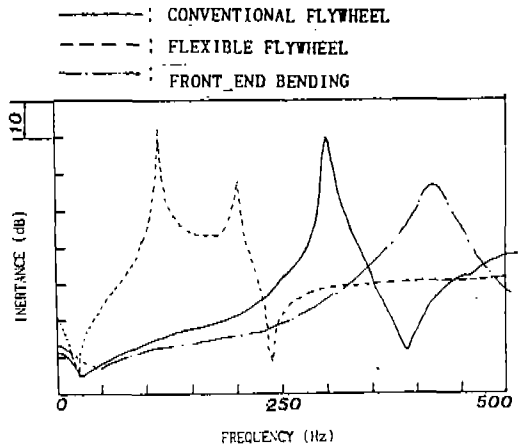


Fig.20 The transfer function of the crank shaft constreated by cylinder block.

플라이휠일의 강제 진동 모우드는 200Hz 이하로 저감된다. Fig.20은 기존 플라이 휠과 플렉시블 플라이 휠에 대한 후단 굽힘 진동에 대한 전달 함수 및 선단굽힘 진동에 대한 전달함수로서 플렉시블 플라이휠일의 적용에 의해 255Hz의 공진

주파수는 500Hz 이상으로 증가하고 대신 플렉시블 플라이 휠의 강제진동모우드가 110Hz 및 200Hz 부근에서 발생한다. 따라서 200-400Hz 영역에서 크랭크 샤프트 후단의 굽힘진동에 의한 실린더 블럭의 가진력은 저감되고, 차체로 전달되는 엔진 마운팅의 진동 전달도 저감된다. Fig.17은 메인 베어링 #5에서 측정된 종래의 플라이 휠과 플렉시블 플라이 휠 과의 진동을 비교한 것으로서 플렉시블 플라이 휠의 적용으로 인해 메인베어링에 전달되는 진동량이 훨씬 저감되었다. 따라서 파워 플랜트의 진동이 저감되고 또한 엔진마운팅으로 전달되는 진동량도 적게된다. Fig.23의 (a)는 플렉시블 플라이 휠과 기존 플라이 휠의 적용에 따른 엔진 마운팅 보스(Fig.7의 측정점 1)의 진동을 측정비교한 것으로서 3000rpm-4500rpm 영역에서 진동량이 약 7-8dB 정도 저감했다.

4.2 크랭크 샤프트의 밸런싱 웨이트의 증가

실험에 사용된 엔진의 크랭크 샤프트의 밸런싱 웨이트는 초기에 4 밸런싱 웨이트인데, 일반적으로 크랭크 샤프트의 핀, 웨브(web) 등의 관성에 기인하는 회전시의 원심력을 충분히 상쇄시키기 위한 밸런싱 웨이트가 되지않으면 메인 베어링에 가중되는 힘이 증가하고 또한 크랭크 샤프트의 굽힘 모멘트도 증가하므로 이들의 불 평형 밸런싱(unbalance ratio)을 최소화 하기위해서 Fig.21과 같이 8 밸런싱 웨이트를 적용하여 엔진 마운팅 보스에서 진동을 측정한 결과(Fig.7의 측정점 1) Fig.21의 (b)과 같다. 이 결과에 의하면 3600rpm 부근에서 진동이 3-4dB 정도 저감하지만 저속과 고속에서는 다소 불리하다.

4.3 블럭 스커트 진동 억제기

Fig.22는 블럭 스커트 진동 억제기의 외형 및 연결 방법에 관한 것으로서 이것의 진동 억제효과는 실린더 블럭 스커트의 고주파 진동 억제 및 메인 베어링을 연결하여 크랭크 샤프트의 굽힘진동을 억제하는 효과를 가진다. 또한 실린더 블럭의 강성도 증대하는 효과가 있다. 이것은 12mm 정도의 강철제 합석판을 용접하여 제작하여

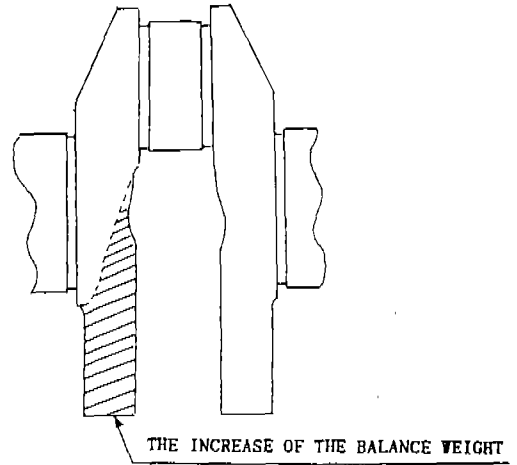


Fig.21 The lay-out of the crank shaft balance weight.

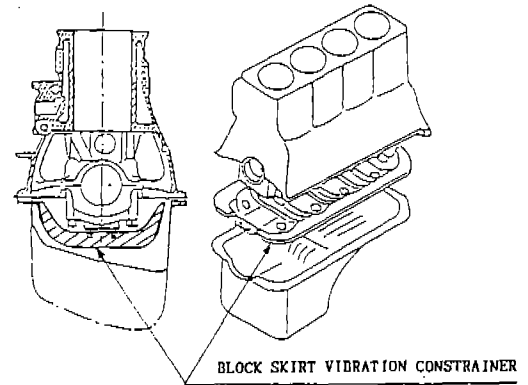


Fig.22 The lay-out of the Cylinder Block Skirt Vibration Constrainer.

만든다. Fig.23의 (c)는 이 억제기의 적용에 의한 마운팅 보스의 진동을 측정한 것으로서 3500rpm 부근에서 약 3-4dB의 진동 저감 효과는 있으나 고속에서 다소 불리하다.

5. 차량 실내소음

파워 플랜트의 진동 개선에 적용된 3가지 사양 가운데 가장 개선 효과가 좋은 플렉시블 플라이 휠을 적용하여 200-400Hz 밴드의 소음만을 필터하여 기준차량과 비교 평가한 결과 Fig.24와 같다. 이 결과에 의하면 심한 “우르릉” 소음이

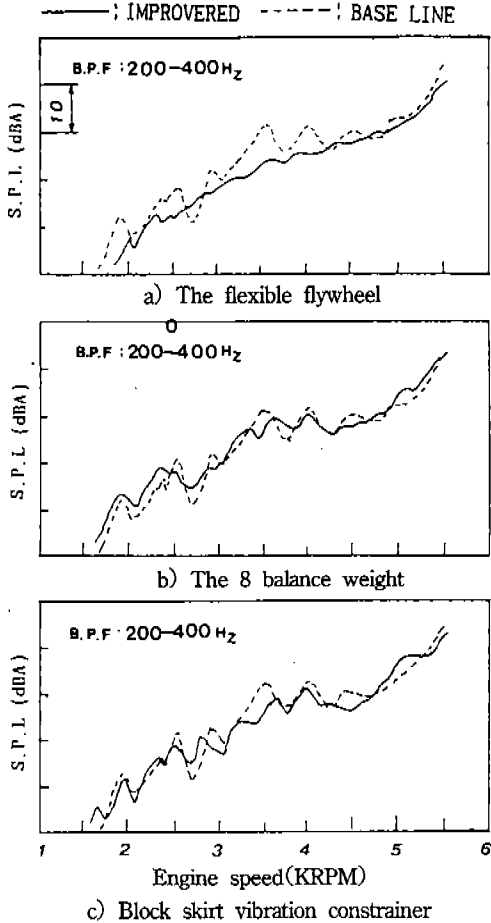


Fig.23 The acceleration comparison on engine mount boss between the improved power plant and the base one.

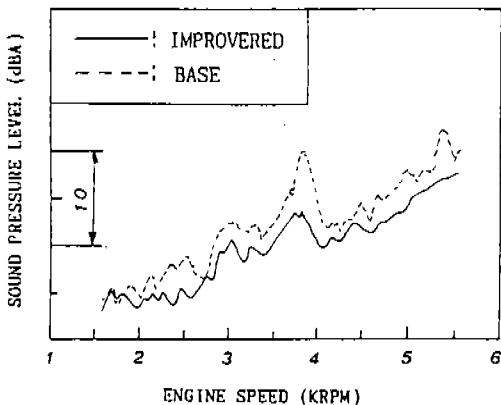


Fig.24 The interior noise comparison of the vehicles.

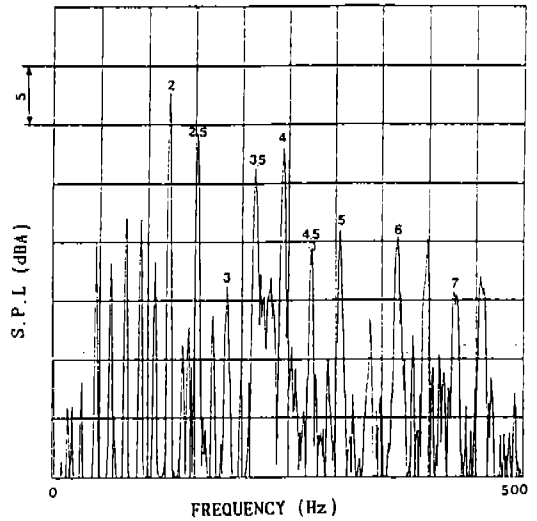


Fig.25 The spectrum analysis of interior noise.

발생하는 3750rpm 부근의 실내소음은 약 5dBA 정도 저감했다. 또한 이 운전 영역에 좁은 밴드 주파수 분석기를 이용하여 각 하모니 오더 사이의 관계를 조사한 결과(Fig.25 참조) 4오더 및 4.5 오더의 진폭차이가 약 8dBA 정도되어 “우르릉” 소음의 음질이 개선된다. 따라서 최종적인 청음 평가 결과 거친음은 사라지고 차량의 실내음질은 개선 되었다.

6. 결 론

- 1) 가속중 3750rpm 부근에서 운전자에게 거칠게 들리는 음색은 250Hz의 중간 주파수(center frequency)를 가진 “우르릉”소음 이었다.
- 2) 이 “우르릉” 소음은 엔진 회전수의 3, 3.5, 4, 4.5 오더 성분들의 합성된 파형으로 운전자에게 인식되어 음색이 거칠게 들린다.
- 3) 크랭크 샤프트의 후단 굽힘 진동 모우드가 255 Hz에 존재하며 또한 파워플랜트의 비틀림, 굽힘 진동 모우드도 250Hz 부근에 존재하여, 엔진의 운전중 연소력(combustion force) 및 관성력(inertia force)이 크랭크 샤프트를 가진하고 이것의 굽힘진동에 의한 가진력이 파워 플랜트를 가진하여 마운팅 보스를 통하여

차체에 전달되어 차량의 실내소음을 악화시킨다.

- 4) 파워 플랜트의 250Hz 부근의 진동을 저감하기 위해서 플렉시블 플라이 휠, 8벨런싱 웨이트, 블럭 스킨트 진동 억제기 등을 적용한 결과 플렉시블 플라이 휠의 적용이 가장 효과적이다.
- 5) 플렉시블 플라이 휠을 적용하여 차량의 실내소음을 평가한 결과 실내소음이 약 5dBA 저감되고 “우르릉” 소음도 개선 되었다.

참 고 문 헌

1. A. A. Andrews, et al, “The Analysis and Mechanism of Engine Crank Rumble”, I Mech E Conference Publication 1979-10(1979), p.99-109.
2. E. Zwicker “Subdivision of the audible frequency range into critical bands” J. Acoust. Soc. Am. 33, 248(1961).
3. Toshihiro Wakita, et al, “Objective Rating of Rumble in Passenger Compartment During Acceleration”, SAE Paper 891155.
4. Hirofumi Aoki, et al, “Effect of Power Plant Vibration on Sound Quality in the Passenger Compartment During Acceleration”, SAE Paper 870955.
5. Hideo Okamura, et al, “Experiments on Coupling and Transmisson Behavior of Crankshaft Torsional Bending and Longitudinal Vibraton in High Speed Engines”, SAE Paper 830882.
6. Takaya Fujita, et al, “Development of a New approach to Noise Reduction through Investigation of Crankshaft Behavior”, JSAE Paper 911111.
7. Sang-Kwon Lee, et al, “Identification of the Relation Between Crank Shaft Bending and Interior of A/T Vehicle in Idle State”, SAE 93Year Conference.