

실험적 모우드해석에 의한 디젤엔진의 진동, 소음 개선

Vibration and Noise Control of Diesel Engine
by Using Experimental Modal Analysis

강 승 천, 노 병 후
S. C. Kang, B. H. Rho



강 승 천
• 1959년 10월생
• 대우중공업 중앙연구소 엔진
제품기술부



노 병 후
• 1965년 12월생
• 대우중공업 중앙연구소 엔진
제품기술부

실험적 모우드 해석결과의 한 예이다. 이렇게 얻어진 모우드해석 결과는 유한요소해석에 의한 자유진동 모우드해석 모델의 검증에 사용되었으며 그 결과를 상호 비교한후 유한요소해석 모델의 전반적인 수정작업을 수행하였다. 이렇게 개선된 유한요소해석 모델을 이용하여 강제 진동 해석 및 소음의 예측 계산을 수행하였고 그러한 일련의 작업 결과로 부터 얻은 구조개선 대책을 실제 엔진에 적용하여 소음저감 효과를 얻었다. 그림 2는 이렇게하여 얻은 엔진의 소음개선 결과의 한 예이다.

1. 서 론

모우드 해석은 그 수행 방법에 따라 유한요소 해석법(F.E.A.)과 실험적모우드해석법(Experimental Modal Analysis)으로 구분할 수 있다. 실험적모우드해석은 주로 유한요소 해석을 위해 작성한 모델의 검증을 목적으로 수행되고 있으나 여기서는 실험적모우드 해석결과를 직접 활용하여 차량 및 산업용 디젤 엔진 개발 부문에서 진동, 소음을 개선한 사례들을 소개하고자 한다.

2. 소형엔진의 구조개선

그림 1은 70HP급 소형엔진의 소음저감을 위한

3. 중형엔진의 소음개선

그림 3은 230HP급 중형엔진의 실험적 모우드 해석 결과의 하나이다. 실험결과 엔진의 전체적인 진동과 함께 국부적인 진동이 과다한 것으로 나타나 이의 개선을 위하여 실린더블록, 플라이휠 하우징 등의 리브(Rib) 보강, 오일팬의 구조개선 등의 설계변경을 실시하여 소음 저감의 효과를 얻었다.

그림 4는 중형엔진의 타이밍기어케이스커버에 대한 음향파우어 측정결과이다. 이 실험결과 1kHz에서 소음의 피크가 발생하고 있음을 알 수 있으며 타이밍기어케이스커버에 대한 모우드 해석 실험결과 1kHz 부근 주파수 대역에서 그림

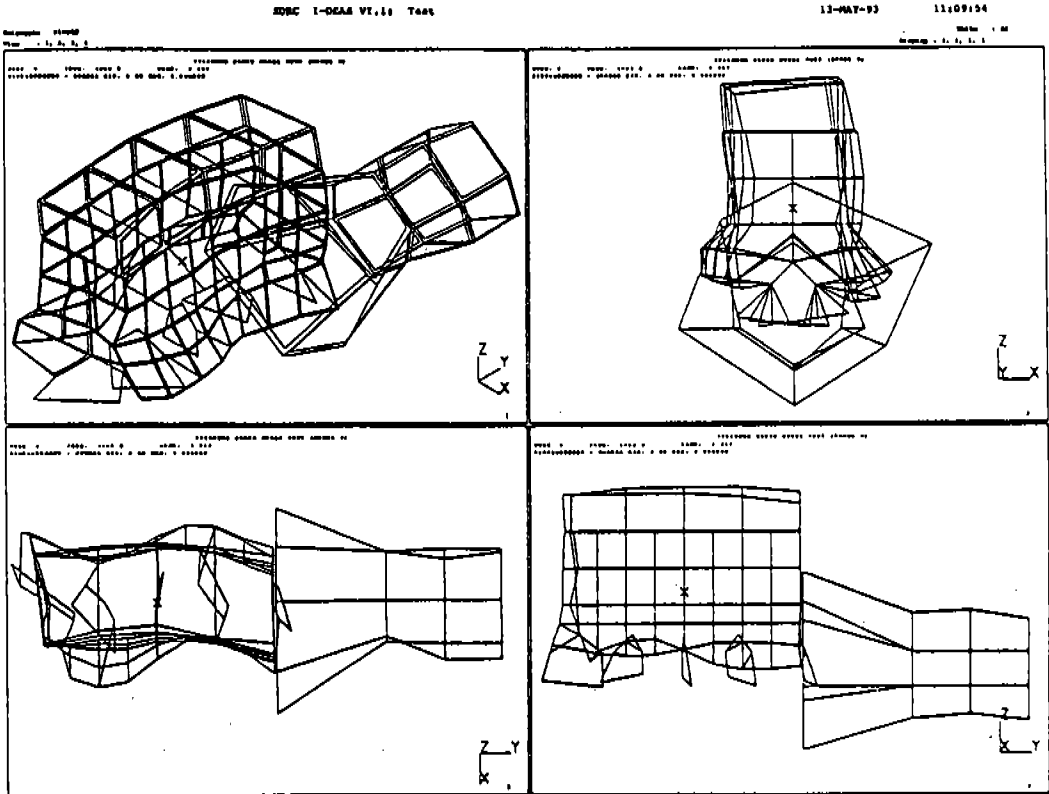


그림 1 소형디젤엔진의 실험적 모드 해석 결과

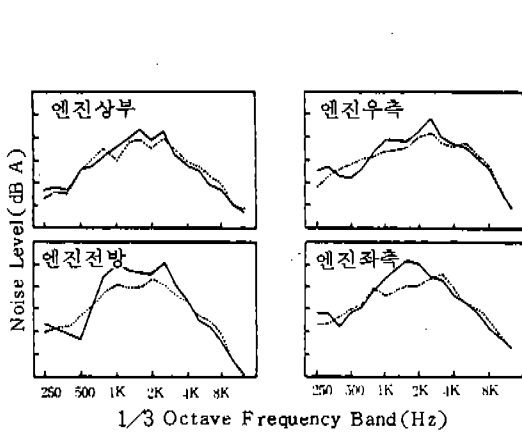


그림 2 소형엔진의 구조개선에 의한 소음저감 효과(실선: 개선전, 점선: 개선후)

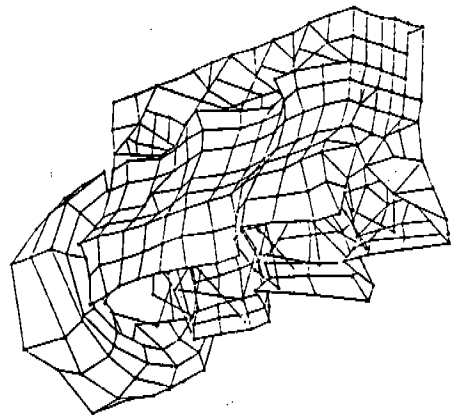


그림 3 230HP급 엔진 실린더 블록의 실험적 모드 해석 결과

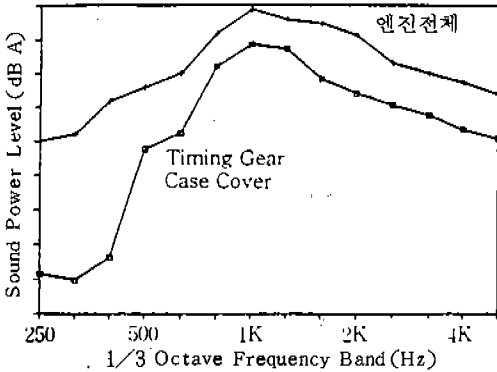


그림 4 230HP급 엔진 타이밍기어케이스 커버에서의 음향파우어 측정 결과

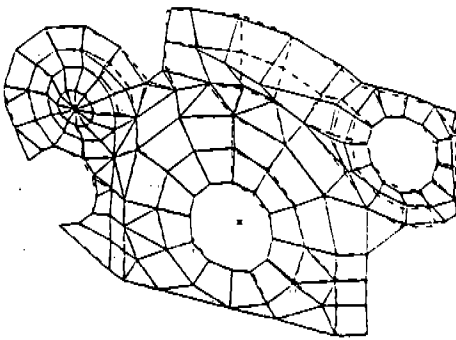


그림 5 타이밍기어케이스커버의 실험적 모드 해석결과 얻어진 1000Hz 대역의 주요 진동모우드

5와 같은 진동모우드가 있는 것으로 나타나 리브보강등의 대책을 적용하였다.

4. 연료 고압 분사관의 절손개선

직렬 4기통 직접분사식 디젤엔진에서 과도 내구시운전 중 연료분사펌프와 연료분사 노즐 사이에 위치한 연료고압분사관에서 빈번하게 절손이 발생하여 대책을 세운 사례이다. 직접분사식 디젤엔진의 경우 연료분사펌프에 의해 압송된 연료는 직경 약 2mm, 길이 약 600mm 정도의 연료고압분사관을 지나 공급되는 동안 최고 600-700Bar 정도의 압력을 발생하게 된다. 이러한 고압의 연료가 엔진 폭발주기에 동기하여 압송

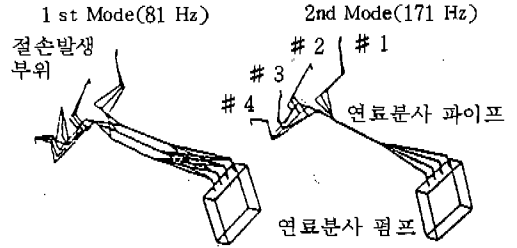


그림 6 디젤연료고압분사관의 실험적 모드 해석 결과(개선전)

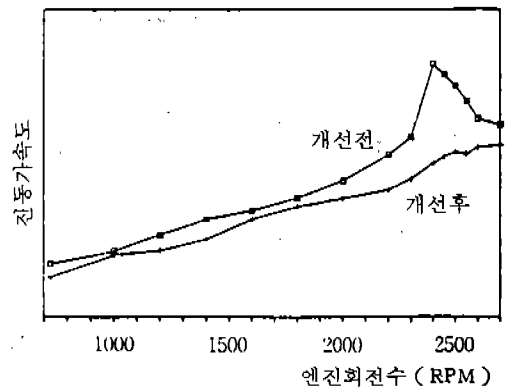


그림 7 엔진 운전중 디젤연료고압분사관의 진동 측정결과

됨에 따라 연료분사계는 상당한 크기의 주기적인 가진력을 받게된다.

본 건의 문제는 동일한 위치에서만 계속 절손이 발생하였기 때문에 진동측정 및 모드해석 실험을 수행하였고 그 결과 연료분사계의 공진에 의한 현상임이 밝혀져 설계변경에 의해 대책을 수립하였다. 즉, 연료고압분사파이프의 고유진동수가 81Hz에 있었고 직렬 4기통 엔진의 가진력은 엔진회전수의 2배수에 해당하는 주파수가 주된 성분이므로 $81 \times 60 / 2 = 2430\text{RPM}$ 부근에서 이 계에 공진이 발생할 가능성이 있다는 사실이 밝혀졌으며 실제 엔진 운전중 진동측정 결과 이것이 원인으로 확인되었다. 설계 변경에 의하여 엔진 운전중 발생할 수 있는 가진력 주파수 상한치보다 높아지도록 연료분사계의 공진주파수를 조정하여 공진현상을 피할수 있도록 하였다.(그림 6)(그림 7)

5. 엔진 이음의 개선

엔진에서 운전중 휘파람 소리와 같은 이음이 특정 회전수 영역에서 발생하였고 소음시험에 의하여 그림 8과 같은 결과가 얻어졌다. 이음현상이 엔진회전수의 43배 성분과 관련이 있으며 크랭크축기어가 43개의 이빨을 갖고 있어 기어의 회전에 의해 이음이 발생할 수 있음을 확인하였으나 왜 전체 회전수구간이 아닌 특정 회전수 영역에서만 발생하는가에 대한 분석이 요구되었다. 주요 부품의 모드 해석결과(그림 9 참조) 플라이휠의 고유진동수와 기어 회전에 의한 가진주파수가 일치하는 회전수에서만 이음이 발생한다는 사실이 밝혀졌고, 기어의 가공 불량에 의해 발생하는 주기적인 가진력이 금속대 금속의 접촉(Metal-to-Metal Contact)을 하고 있는 크랭크축을 따라 플라이휠까지 전달되어 플라이휠을 가진시킴으로서 이음을 발생한다는 이음발생기구를 확인할 수 있었다. 이러한 이음은 기어의 가공 정밀도 개선에 의해서 제거될 수 있다.

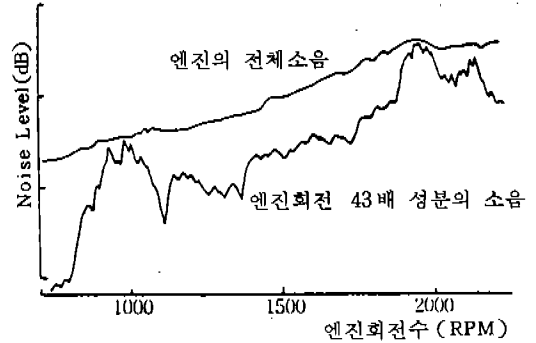


그림 8 디젤엔진의 이음 성분측정 결과

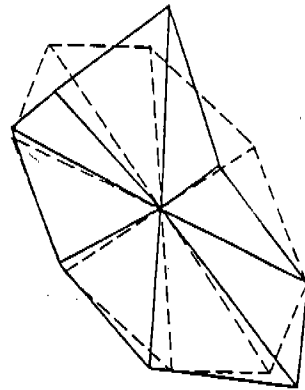


그림 9 엔진 플라이휠의 실험적 모드 해석 결과

6. 윤활유 보충관의 진동 문제 개선

직렬 6기통 엔진의 내구시험 진행도중 그림 10과 같이 엔진에 윤활유를 주입시키기 위한 윤활유보충관과 오일팬을 연결해 주는 플렌지 부근에서 오일팬에 자주 크랙이 발생하였다. 오일팬은 2mm정도 두께의 얇은 철판을 프레스 가공한 것이다. 오일팬의 크랙이 플렌지와 오일팬을 연결하는 용접 부위의 경계선을 따라 발생하고 있다는 점에 주목하여 플렌지 주위의 용접불량, 용접후 열변형에 의한 잔류응력 발생, 용접시 과도한 열부하에 의한 금속조직 열화등의 가능성을 원인으로 추정하여 크랙 발생부위 주변의 절단면에 대한 재질 분석을 실시하였으나, 재질 불량이나 용접 결함등은 발견되지 않았고, 파단면 주위에 반복응력이 작용하여 발생한 피로파괴로 추정된다는 결론이 얻어졌다. 이에 따라 윤활유 보충관의 진동에 의한 반복응력 발생을 원인으로 예상하고 윤활유 보충관에 대한 진동 측정을 실시하였으며, 그 결과는 그림 11과 같다.

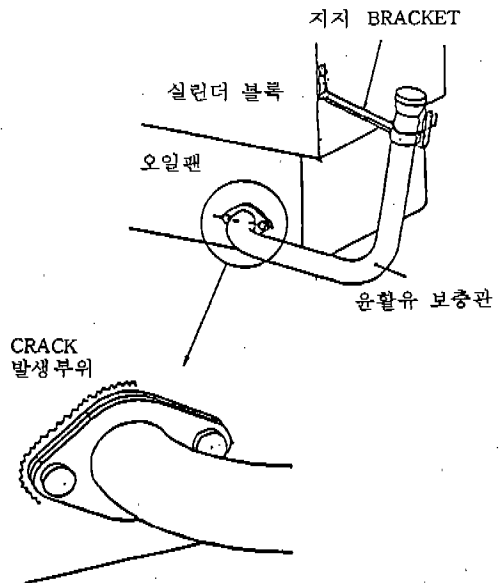


그림 10 엔진의 윤활유 보충관 구조

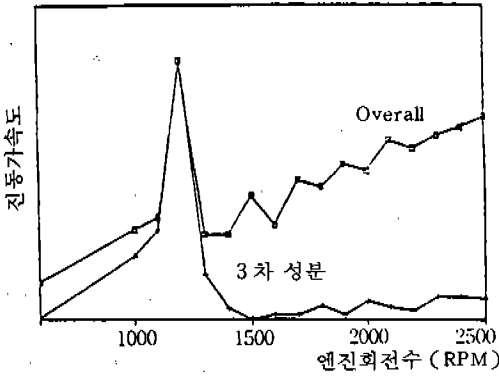


그림 11 윤활유 보충관의 진동측정 결과

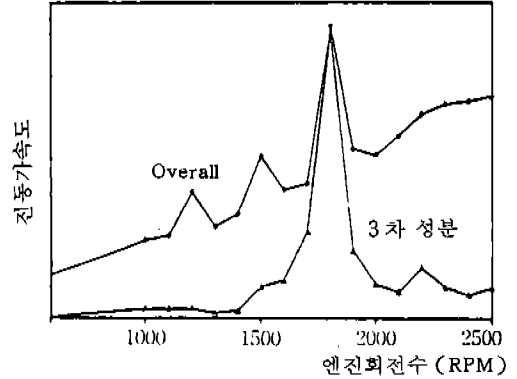


그림 12 윤활유 보충관의 실험적 모드 해석 결과

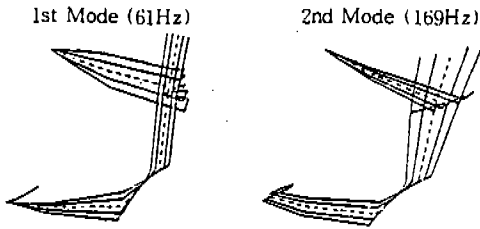


그림 13 설계변경안 적용시 윤활유 보충관의 진동 측정 결과

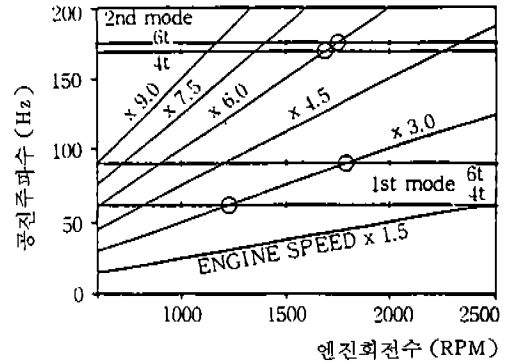


그림 14 윤활유 보충관계의 공진가능성 검토

이 결과로부터 엔진회전수 1200RPM 부근에서 윤활유 보충관이 엔진의 연소폭발에 의한 주가진력(엔진회전수의 3배 성분)에 의해 공진될 가능성이 높다는 사실이 확인되었다. 이에 따라 윤활유보충관의 공진 확인과 공진모우드의 정확한 파악을 위하여 이 계에 대한 실험적 모우드 해석을 실시하였다. 그림 12는 모우드해석 결과 얻은 진동 모우드이다. 이러한 결과를 이용하여 구조감도 해석을 실시한 후 적절한 구조 변경안을 예측할 수도 있으나, 변경안의 현실적인 적용 가능성을 생각하면 단순히 윤활유 보충관지지브라켓의 두께를 증가시키는 방안이 가장 유력한 것으로 판단되어 이것을 변경안으로 결정하고 샘플을 제작하여 평가를 실시하였다. 표 1은 변경부품 부착전·후 윤활유보충관 계의 고유진동수 변화이다. 또한 변경품을 적용하여 엔진운전시 윤활유 보충관의 진동을 측정한 결과는 그림 13과

표 1 윤활유 보충관 계의 고유진동수 변화

구 분	브라켓두께	1차 고유진동수	2차 고유진동수
변경 전	4mm	61Hz	169Hz
변경 후	6mm	90Hz	175Hz

같다. 이러한 결과는 엔진의 주가진력 주파수 성분과 진동계의 고유진동수와의 관계를 이용하여 공진발생 가능성을 검토하는데 사용하는 그림 14와 같은 도표에서도 예상할 수 있었다. 공진주파수가 증가되기는 하였으나 주요 가진력 성분인 엔진 회전3차 성분과의 공진점이 아직 상용회전수 영역내에 있으므로 항구적인 대책으로는 미흡하다는 것을 알 수 있다.

이상과 같은 시험을 통하여 이 문제는 이러한 정도의 부품두께 증대로는 완전한 대책에 도달할

수 없으며, 추가로 두께를 더욱 두껍게할 경우 프레스 가공등 실제 제품화에 상당한 곤란이 따를 것으로 결론지어졌다. 이에따라 윤활유 주입관의 역할은 그대로 유지하면서 진동계를 완전히 바꾸기로 하고 윤활유 주입관의 설치 위치를 재료의 연성이 큰 얇은 철판계의 오일팬으로부터 강성이 높은 주물계 부분으로 옮김으로서 근본적인 문제해결에 도달하였다.

7. 맺음말

이상과 같이 차량 및 산업용 디젤 엔진에 있어서 실험적 모우드 해석의 활용 사례 몇가지를 살펴보았다. 첫 머리에서도 언급했던 바와 같이 실험적 모우드 해석은 유한요소 해석에 의한 구조개선시 유한요소해석 모델의 검증용으로 주로 소개되며 활용되어 왔다. 그러나 이와 함께 실제 산업계에서는 각종 진동, 소음, 이음, Crack, 절손등의 문제들에 있어서 단지 실험적 모우드 해

석결과 만을 이용해서도 상당한 효과를 거둘 수 있다. 즉 실제의 모델을 단순화함으로써 유한요소해석 과정과 비교하여 시험준비와 시험에 소요되는 시간이 비교적 짧은 반면 그 결과는 원인 불명이나 복잡한 진동문제의 해결을 위한 결정적인 실마리를 제공해 주는 경우가 많아 짧은 시간에 정확한 원인 분석과 함께 대책을 수립하는 효과를 거두고 있으며, 결과적으로 각종 제품의 소음, 진동 저감과 함께 내구신뢰성의 개선에도 기여하고 있다.

참 고 문 헌

1. 강승천, "실험적 모우드 해석에 의한 엔진 진동 문제 개선" '92 Korea Ideas/Caeds Users Conference, 1992년 10월.
2. 강승천, 노병후, "엔진개발 부문에서의 실험적 모우드 해석 응용", 대우기보, 제29호, 1993년 9월, pp20-26.