

# 밸런스샤프트가 장착된 직렬 4기통 엔진의 진동 해석

## Vibration Analysis of In-line 4 Cylinder Engine with Balance Shaft

김중환\* · 천광욱\*\* · 최연선†

Jong-Hwan Kim, Kwang-Wook Chun and Yeon-Sun Choi

### 1. 서 론

직렬 4기통 디젤 엔진은 피스톤의 왕복운동으로 관성력이 발생하고 엔진 진동을 유발한다. 이때 발생한 1차 관성력은 크랭크샤프트의 불평형질량으로, 2차 관성력은 밸런스샤프트 장착을 통해 상쇄 가능하다. 밸런스샤프트는 불평형 질량을 가진 2개의 로터가 크랭크샤프트의 2배속으로 회전하여 2차 관성력을 상쇄한다. 이론적으로 밸런스샤프트에 의해 엔진의 2차 관성력은 모두 상쇄 가능하나, 설계조건과 기하학적 특성으로 완벽한 상쇄가 어렵다.

본 연구에서는 직렬 4기통 엔진에서 밸런스샤프트 장착에 따른 엔진 불평형력의 원인을 분석하기 위해 밸런스샤프트 모듈의 동하중, 장착위치, 기어의 전달오차를 해석하였고, 실험결과와 비교를 통해 검증하였다. 또한 엔진 마운트의 비선형 강성 적용을 통한 진동전달특성을 확인하였다.

### 2. 밸런스샤프트의 동특성

#### 2.1 밸런스샤프트 동하중

밸런스샤프트의 동하중이 엔진의 미치는 영향을 확인하기 위해 엔진과 결합되는 밸런스샤프트의 하우징을 강체로 가정하고 4개의 엔진 결합부에서 작용하는 하중을 계산하였다. 밸런스샤프트의 회전으로 발생하는 동하중은 회전속도에 따라 증가하고 불평형 질량이 집중된 베어링에서 크게 나타난다. 각 베어링에서 발생한 동하중 차이로 인해 엔진의 연결부에 작용하는 하중의 차이가 발생하고 엔진의 불평형력으로 작용한다.

#### 2.2 불평형 롤링 모멘트

엔진의 대표적인 모멘트는 엔진 무게중심과 크랭크샤프트

의 무게중심의 차로 발생하는 피칭 모멘트와 피스톤과 연결봉 사이 슬라이딩 운동으로 발생하는 롤링모멘트로 나눌 수 있다. 피스톤과 연결봉의 운동은 왕복운동을 회전운동으로 변환하기 위해 반드시 필요한 운동으로 롤링모멘트의 발생은 불가피하지만 4개의 실린더의 중심과 엔진의 무게중심의 오차를 줄인다면 대부분의 피칭 모멘트를 저감할 수 있다. 직렬 4기통 엔진은 크랭크 회전으로 발생하는 롤링 모멘트는 슬라이딩 모멘트와 피스톤 압력에 의한 모멘트로 구분할 수 있으며 속도증가에 따라 모멘트의 영향도 증가한다.

#### 2.3 헬리컬 기어 전달오차

고속회전 동력전달에 적합한 헬리컬 기어계로 구성되어있는 밸런스샤프트의 동적거동을 예측하기 위해 각 기어쌍의 전달오차를 계산하였다. 각 기어쌍의 전달오차는 기어 구동시 각 기어치의 굽힘응력과 접촉응력으로 발생하는 변형을 표준 기어랙에 대한 유한요소해석과 접촉변형식을 사용하여 계산하였다. 각 기어쌍의 전달오차는 계산되었으나, 크기가 미미하여 전달오차로 인한 영향도가 낮음을 확인하였다.

### 3. 밸런스샤프트 장착된 엔진 진동

#### 3.1 엔진 모델

밸런스샤프트가 장착된 직렬 4기통 엔진 진동을 파악하기 위해 밸런스샤프트가 장착된 엔진-마운트계의 해석을 수행하였다. 본 연구에서는 엔진-마운트계를 엔진과 트랜스미션으로 구성된 집중질량계를 4개의 마운트가 지지하는 강체 모델로 구성하고, 밸런스샤프트로 발생하는 불평형력을 모두 적용하여 해석하였다. 6자유도 강체 엔진모델의 운동방정식은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다. 강체 모델에서 강성행렬 [K]와 감쇄행렬 [C]는 마운트에서 변위와 속도를 무게중심에서 각 마운트까지 거리  $l$ 과 각 방향의 강성과 감쇄의 곱으로 계산할 수 있고 형태는 동일하다.  $x$  방향의 병진과 회전 운동은 식(2), 식(3)과 같이 계산되며, 나머지 방향도 동일한 형태로 구할 수 있다.

$$[M]\ddot{Q} + [C]\dot{Q} + [K]Q = [F] \quad (1)$$

† 교신저자; 정회원, 성균관대학교 기계공학과  
E-mail : yschoi@yurim.skku.kr  
Tel: (031) 290-7440, Fax: (031) 290-5889

\* 성균관대학교 대학원 메카트로닉스공학과

\*\* 성균관대학교 대학원 기계공학과

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} + \sum_{i=1}^4 \{ & k_{i,xx}x + k_{i,yy}y + k_{i,xz}z - (k_{i,xy}l_{iz} - k_{i,xz}l_{iy})\theta_x \\
& - (k_{i,xz}l_{ix} - k_{i,xx}l_{iz})\theta_y - (k_{i,xx}l_{iy} - k_{i,xy}l_{ix})\theta_z \} \\
& + \sum_{i=1}^4 \{ c_{i,xx}x + \dots \} = F_x
\end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
I_{xx}\ddot{\theta}_x - I_{xy}\ddot{\theta}_y - I_{xz}\ddot{\theta}_z - \sum_{i=1}^4 \{ & (k_{i,zx}l_{iy} - k_{i,yz}l_{ix})x \\
& - (k_{i,zy}l_{iy} - k_{i,yy}l_{iz})y - (k_{i,zz}l_{iy} - k_{i,yz}l_{iz})z \\
& - (k_{i,zy}l_{iy}l_{iz} - k_{i,zz}l_{iy}l_{iy} - k_{i,yy}l_{iz}l_{iz} + k_{i,yz}l_{iz}l_{iy})\theta_x \\
& + (k_{i,zx}l_{iy}l_{iy} - k_{i,zz}l_{iy}l_{ix} - k_{i,yx}l_{iz}l_{iz} + k_{i,yz}l_{iz}l_{ix})\theta_y \\
& + (k_{i,zy}l_{iy}l_{ix} - k_{i,zx}l_{iy}l_{iy} - k_{i,yx}l_{iz}l_{iy} + k_{i,yz}l_{iz}l_{ix})\theta_z \} \\
& - \sum_{i=1}^4 \{ (c_{i,zx}l_{iy} - \dots) \} = M_x
\end{aligned} \quad (3)$$

### 3.2 정지가속시험

밸런스샤프트 장착 효과를 시험하기 위해 직렬 4기통 엔진 차량의 엔진블록과 각 마운트에 가속도계를 설치하였다. 밸런스샤프트 장착 유/무에 따른 진동특성을 파악하고 순수한 엔진에서 발생하는 진동원을 측정하기 위해 정지가속시험을 수행하였으며, 밸런스샤프트 장착 및 탈착조건에 대하여 시험하였다. 해석결과와 시험결과를 Fig. 1과 같이 비교하여 밸런스샤프트 장착에 따른 진동저감 효과를 확인하고 밸런스샤프트 장착 후 발생 가능한 불평형력의 원인을 적용하여 밸런스샤프트 동하중과 장착 위치가 주요 오차의 원인을 확인하였다.

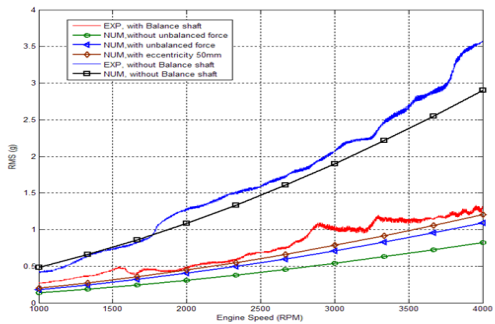


Fig. 1 Results applied unbalanced force

### 3.3 엔진 마운트 비선형성

엔진에서 유발된 진동은 마운트를 통해 차체로 전달되어 승차감 저감의 원인이 된다. 이러한 힘이 차체로 전달되는 것을 최소화시키기 위해 일반적으로 고무 엔진 마운트가 사용되고 있다. 엔진 마운트는 고무의 특성과 구조적 특성으로 인해 비선형성 특성을 갖지만 편의를 위해 선형적으로 해석해왔다. 엄밀한 해석을 위해 마운트의 비선형 특성을 3차 함수로 가정하여 해석을 수행하였다. 엔진 마운트의 선형 강성과 비선형 강성의 적용에 따른 엔진 마운트에서의 전달력 비교를 위해 비선형 강성을 비선형 마운트의 일반적 강성의 형태인 4가지 경우로 가정하여 해석하였다.

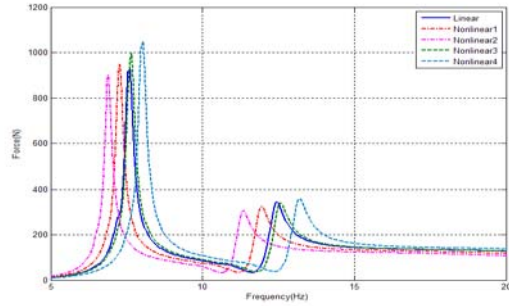


Fig. 2 Transmitted force at engine mount

선형과 비선형 강성을 적용한 결과 Fig. 2의 해석결과와 같이 주파수 범위와 전달력 크기의 차이를 확인할 수 있다. 또한 서로 다른 형태의 비선형 강성을 갖는 ①, ②와 ③, ④를 비교한 결과 ③, ④ 형태의 강성은 전달력이 커지고 주파수가 올라가 강성 설계 변수가 중요함을 확인하였다.

## 4. 결론

직렬 4기통 엔진 마운트계의 진동 특성을 파악하기 위해 수치해석과 시험을 통해 해석을 수행하였다. 직렬 4기통 엔진에서는 가진원을 해석하고, 밸런스샤프트를 장착으로 정적 및 동적 평형상태에서 엔진의 특성을 파악하여 크랭크 회전각에 따라 2차관성력이 영향을 확인하였다.

(1) 직렬 4기통 엔진에서 피스톤의 왕복운동으로 발생한 2차 관성력은 밸런스샤프트 장착을 통해서 대부분 감쇄가 가능하나 완전한 상쇄는 이루어 지지 않는다.

(2) 엔진의 속도가 증가할수록 관성력 영향의 커져 진동이 발생하고, 고속 회전하는 밸런스샤프트의 동하중과 엔진 블록, 크랭크샤프트, 밸런스샤프트의 무게중심의 차로 인해 발생하는 모멘트는 엔진 진동의 주요 원인으로 볼 수 있다.

(3) 밸런스샤프트의 동력전달계인 헬러컬 기어는 고속회전전과 기어전달력으로 인해 치변형이 생겨 전달오차가 발생한다. 하지만 그 크기가 미미하여 위상과 진동에 큰 영향을 미치지 않는다.

(4) 비선형성이 높은 엔진 마운트는 해석의 편의를 위해 선형으로 해석하지만 비선형성을 고려한 해석이 선형과 엄밀한 차이를 보임을 확인하였으며, 강성의 설계에 따른 엔진 마운트계의 주파수와 전달력에 영향을 미친다.