건설기계 엔진마운트 최적설계에 관한 실용적 연구

# A Practical Research of Engine Mount Optimization in a Construction Equipment

신명호\*·주경훈\*·김우형\*\*·김인동\*\*·강연준**†** Myung-Ho Shin, Kyung-Hoon Joo, Woo-Hyung Kim, In-Dong Kim, Yeon-June Kang

Key Words : Engine Mount Optimization(엔진마운트 최적설계), Dynamic Stiffness(동강성 계수), Pre-load(초기하중), Engine Excitation Force(엔진가진력), Transmitted Force(전달력), Transfer Path Analysis(전달경로분석)

#### ABSTRACT

A practical process to optimize engine mounts on construction equipment is presented in this research. Transmitted force from the engine is estimated by using stiffness of the mount rubber which varies with frequency, amplitude and pre-load, and by the engine excitation force that comes from piston mass and gas pressure and so on. The transmitted force is measured through TPA(Transfer Path Analysis) and is then compared with the estimated force. The optimum mount position and stiffness are solved using MATLAB. The result shows the improvement on engine mount vibration.

### -----기호설명------

 $x_{g}, y_{g}, z_{g}, \theta_{x}, \theta_{y}, \theta_{z}$ : 무게중심의 각 방향 변위

  $F_{r}$ : 왕복관성력

  $T_{r}$ : 왕복관성토크

  $T_{g}$ : 가스폭발토크

  $T_{p}$ : Pitch 모멘트

  $M_{r}$ : 피스톤, 커넥팅로드 등가질량

 R: 크랭크 길이

 L: 커넥팅로드 길이

 w: 각속도

  $A_{p}$ : 피스톤 단면적

 $l_i$ : 무게중심에서 각 실린더중심까지 거리

# 1. 서 론

최근 건설기계는 새로운 배기규제의 도입으로 인 한 엔진시스템의 변경 및 연비저감을 위한 신규 유 압시스템 장착 등 큰 폭의 기술적 변화를 시도하고 있다. 또한 승용차와 마찬가지로 정숙하고 안락한 운전실에 대한 요구도 점점 증가하고 있다.

신규 엔진시스템 및 유압시스템의 장착은 소음, 진동측면에서 예상치 못한 문제점을 발생시킬 수 있 으며 장비가 개발된 이후에 문제점을 개선하기 위해 서는 추가적인 비용이 소요된다. 그러므로 신규 시 스템을 탑재하기 전에 소음, 진동측면에서 엔진마운 트 설계의 적정성 여부를 확인하고 검증하는 것은 매우 중요하다.

운전실 진동에 영향을 미치는 가장 큰 인자는 엔 진가진력에 의한 진동 전달이며 이러한 진동을 저감

<sup>↑</sup> 교신저자 ; 정회원, 서울대학교 기계항공공학부 E-mail : yeonjune@snu.ac.kr

Tel:(02) 880-1691, Fax:(02) 888-5950 \* 정회원,서울대학교 대학원 기계항공공학부

<sup>\*\*</sup> 두산인프라코어(주)

시키기 위한 많은 연구들이 진행되어 왔다. 특히 최 근에는 기존의 고무제품을 이용한 수동형 엔진마운 트(Passive engine mount) 보다는 유체 엔진마운트 (Hydraulic engine mount) 또는 능동형 엔진마운트 (Active engine mount)에 관한 연구가 더 활발하게 이루어지고 있다.

그러나 비용이나 내구성측면에서 수동형 엔진마 운트가 더 큰 장점을 가지고 있으므로 일반적으로 수동형 엔진마운트를 많이 사용하고 있다. 그런데 수동형 엔진마운트를 이용한 기존의 연구들은 엔진 마운트의 특성을 추출하여 해석에 반영하고 실차에 서 검증하는 등 실용적인 부분에서 많이 미흡하다.

따라서 본 연구에서는 주파수, 변위, 초기하중 조 건에 의해 변화하는 수동형 엔진마운트의 특성을 추 출하여 해석에 반영함으로써 입력데이터의 정확도를 높였다. 또한 엔진가진력을 바탕으로 전달력을 해석 한 결과와 전달경로분석(Transfer Path Analysis)을 통한 시험결과를 서로 비교함으로써 해석모델의 정 합성을 확인하였다.

마지막으로 전달력 해석 모델을 바탕으로 목적함 수, 설계변수, 제한조건을 포함하는 최적설계를 수행 하였고 최적설계를 통해 도출된 결과를 실제 장비에 적용하여 진동이 저감됨을 확인하였다.

# 2. 전달력 해석

# 2.1 전달력 해석모델

일반적인 강제진동운동 방정식은 식(1)과 같다.

$$([K] - w^{2}[M])[X]e^{jwt} = [F]e^{jwt}$$
(1)

여기서 [K]는 6x6 강성행렬, [M]은 6x6 질량행 렬, [X]는 6x1 무게중심의 변위행렬, [F]는 6x1 엔 진가진력 행렬이다.



Fig.1 Engine mount system (6-DOF)

엔진마운트 시스템은 Fig.1과 같이 3방향 병진운 동과 3방향 회전운동을 가지는 6자유도(DOF) 시스 템으로 표현할 수 있다. x, y, z축 병진운동을 각각 Longitudinal, Lateral, Bounce라고 하며 x, y, z축을 중심으로 하는 회전운동을 각각 Roll, Pitch, Yaw라 고 한다.

엔진에 의한 강제진동을 조화진동(Harmonic Vibration)이라고 하면 무게중심에서의 변위[X]는 식(2)와 같이 표현할 수 있다.

$$[X] = ([K] - w^{2}[M])^{-1}[F]e^{jwt}$$
(2)

엔진마운트 시스템의 무게중심으로부터 i번째 마 운트까지 x, y, z축 좌표를  $X_i, Y_i, Z_i$ 라고 하면 각 i 번째 마운트의 x, y, z 방향 변위는 식(3)과 같다.

$$\begin{split} U_{ix} &= x_g + X_i \theta_y - Y_i \theta_z \\ U_{iy} &= y_g - Z_i \theta_x + X_i \theta_z \\ U_{iz} &= z_g - X_i \theta_y + Y_i \theta_x \end{split} \tag{3}$$

각 마운트의 동강성계수(K<sub>i</sub>) 및 변위(U<sub>i</sub>)를 알면 식(4)와 같이 각 마운트에서 전달되는 힘(F<sub>i</sub>)을 계 산할 수 있다.<sup>(1),(2)</sup>

$$F_{ti} = -[K_i][U_i] \tag{4}$$

# 2.2 마운트러버 동 강성계수

엔진마운트의 강성(Stiffness)은 크게 정강성계수 (Static stiffness)와 동강성계수(Dynamic stiffness)로 구분된다. 정강성계수는 정적인 상태에서 하중 (Load)이 가해졌을 때 처짐량(Deflection)을 나타낸 것으로 엔진마운트의 내구성과 관련이 있다. 반면 동강성계수는 엔진이 작동중인 상태에서 마운트 러 버가 가지고 있는 강성을 나타낸 것으로 엔진마운트 의 진동특성과 관련이 있다.

따라서 진동측면에서는 정확한 엔진마운트의 동 강성계수를 알아내는 것이 중요하다. 그러나 엔진마 운트의 동강성계수는 주파수, 진폭, 초기하중에 따라 값이 변하기 때문에 장비 조건에 맞는 동강성계수를 구하기 위해서는 Fig.2과 같이 실제 차량조건과 동 일한 조건으로 축방향(Axial), 전단방향(Shear)의 강 성을 추출하는 시험을 진행하여야 한다.



Fig.2 Dynamic stiffness measurement

Fig.3의 그래프는 동일한 엔진마운트에 대하여 주 파수, 진폭, 초기하중에 따른 동강성계수를 나타내고 있다. 주파수가 높을수록 진폭이 작을수록 초기하중 이 클수록 동강성계수가 커짐을 알 수 있다.



또한 엔진마운트 외 Fig.4와 같이 엔진과 연결되 어 있는 파이프나 호스 등도 강성을 가지고 있는 마 운트로 간주하여 해석을 수행하면 해석모델의 정확 도는 높아진다. 본 연구에서는 유압호스의 동강성계 수를 추출하여 해석모델링에 포함시켰다.





# 2.3 엔진가진력

엔진가진력은 크게 피스톤과 커넥팅로드에 의한 왕복관성력과 왕복관성토크 및 가스폭발에 의한 가 스폭발토크로 구분할 수 있다. 또한 무게중심에서 각 실린더의 왕복관성력이 작용하는 거리에 의한 Pitch 모멘트도 발생한다.

왕복관성력, 왕복관성토크 및 가스폭발토크는 식 (5)~(7)과 같으며 Pitch 모멘트는 식(8)과 같다.<sup>(3)</sup>

$$F_r = -M_r R w^2 [\cos\theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta] \tag{5}$$

$$T_r = -M_r \left[ -\frac{R}{4L} \sin\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta + \frac{3R}{4L} \sin 3\theta + \frac{R^2}{4L^2} \sin 4\theta \right]$$
(6)

$$T_g = -pA_p R[\sin\theta + \frac{R}{2L}\sin2\theta] \tag{7}$$

$$T_p = -M_p R w^2 \sum l_i [\cos\theta_i + \frac{R}{L} \cos 2\theta_i] \qquad (8)$$

식(8)에서 크랭크 각도에 따른 Pitch 모멘트를 퓨 리에 변환(FFT - Fast Fourier Transform)을 수행하 면 Fig.5와 같이 각 주파수별로 주요 가진력 성분을 확인할 수 있다. 주파수별 주요 가진력 성분들을 식 (2)의 엔진가진력 성분[F]으로 입력한다.



#### 2.4 전달력 시험

전달력 측정에는 로드셀(Load Cell)을 이용한 직 접적인 측정방법과 전달경로분석(Transfer Path Analysis)의 마운트 강성법(Mount Stiffness Method)을 이용한 간접적인 측정방법이 있다. 로드 셀은 엔진이 탑재된 상태에서 장착하기가 쉽지 않기 때문에 본 연구에서는 전달 경로 해석의 마운트 강 성법을 이용하여 전달력을 측정하였다. 마운트 강성 법을 사용하기 위해서는 2.2절에 언급된 바와 같이 사전에 엔진마운트에 대한 동강성계수가 확보되어야 한다. 마운트 강성법을 이용하여 전달력(F<sub>i</sub>)을 구하 는 방법은 아래 식(9)과 같다. 엔진마운트의 동강성 계수(K<sub>i</sub>), 엔진의 가속도(a<sub>a</sub>)와 프레임의 가속도(a<sub>p</sub>) 를 측정하면 각 주파수별로 전달력을 구할 수 있다.

$$F_{i}(w) = K_{i}(w) \frac{a_{a(w)} - a_{p(w)}}{-w^{2}}$$
(9)

Fig.6은 폭발력에 의한 엔진마운트 z방향 전달력 에 대한 해석과 시험결과를 비교한 그래프로서 해석 과 시험결과가 비교적 일치함을 볼 수 있다.





# 3. 최적설계 수행

# 3.1 목적함수

엔진마운트 최적설계의 목적함수는 각 엔진마운 트를 통해 전달되는 힘의 조합으로 표현된다.<sup>(5)</sup> 하 지만 각 엔진마운트별로 운전실 진동에 기여하는 정 도가 다르며 엔진 rpm이나 엔진가진 성분에 의한 기여도도 다르다. 그러므로 엔진마운트 최적설계의 목적함수는 식(10)과 같이 rpm 구간( $\alpha_{rpm}$ ), 마운트 위치( $\beta_i$ ), 엔진가진 성분( $\gamma_{orderi}$ )에 따라 각각 다른 가중치를 부여하여야 한다.

$$Obj: \alpha_{rpm} \sum [\beta_i \bullet \gamma_{orderi} \bullet F_{orderi}]$$
(10)

저 rpm이 다른 rpm대비 아이들(Idle) 진동성능에 더 큰 영향을 미치므로 저 rpm에 더 큰 가중치를 부여하였다. 또한 시험과 해석결과를 보면 저 rpm 에서는 폭발에 의한 Roll모드 성분이 더 크고 고 rpm에서는 Pitch 모드 성분이 더 크기 때문에 각 rpm별로 주파수 성분의 가중치도 다르게 하였다. 마지막으로 엔진마운트별 가중치는 전달 경로 분석 (TPA)을 통해 어느 엔진마운트가 더 큰 기여도를 가지는지 파악하여 결정하였다. 즉, 각 엔진마운트가 동일한 전달력을 가지더라도 더 많은 기여도를 가지 는 마운트위치의 전달력을 낮춤으로써 보다 효과적 으로 진동을 저감할 수 있다.

#### 3.2 설계변수 및 제한조건

엔진마운트 최적설계에서 설계변수는 엔진마운트 의 강성과 엔진마운트 위치이다. 일반적으로 엔진마 운트 각도를 설계변수로 추가하는 경우도 있으나 건 설기계의 특성상 각도를 주게 되면 엔진마운트 전단 방향의 내구성이 문제될 수 있으므로 마운트 각도는 설계변수에서 제외하였다.

제한조건은 설계변수(마운트 강성, 마운트위치)의 상한값과 하한값 및 주요 모드에 대한 고유주파수로 한다. 엔진마운트 러버의 하한값은 각 러버가 보증 하는 정적처짐량(Static Deflection)을 고려하여 선정 하는데 일반적으로 2~4mm이내이다. 엔진마운트 위 치는 엔진마운트가 지지하는 하중의 분산 및 조립 및 정비성을 고려하여 선정하여야 한다.

또한 주요 모드에 대한 고유주파수 범위를 선정 하는 이유는 전달률을 1.0 이하가 되도록 하여 절연 을 극대화하고 공진을 회피하는데 목적이 있다. 전 달률이 1.0 이하가 되기 위해서는 각 모드에서의 주 파수비(Frequency Ratio)가 1.414이상이 되어야 한 다.<sup>(4),(6)</sup>

# 3.3 최적설계 수행 및 실차적용

최적설계 수행은 MATLAB의 Fmincon 모듈을 이용하여 진행하였다. 하지만 최적설계 결과로 도출 된 엔진마운트 강성은 현실적으로 제작 및 수급이 힘들기 때문에 가장 유사한 성능을 가진 러버를 선 택하여 전달력 해석을 수행하는 것이 바람직하다. 만약 유사한 성능을 가진 러버가 없을 경우에는 장 비에 맞는 최적의 엔진마운트 러버를 새로 개발해야 한다.

Table 1은 최적설계를 바탕으로 선정된 마운트 강성 및 마운트위치를 나타내고 있으며 최적설계를 통해 도출된 마운트 강성, 마운트 위치를 실제 장비 에 적용하여 시험한 결과, Fig.7와 같이 기존대비 프레임측의 진동이 크게 감소함을 확인하였다.

Mount No.		Mount Stiffness [N/m]	Mount Position [m]
1	х	640000	0.778
	у	640000	0.396
	Z	1740000	-0.079
2	х	640000	0.778
	у	640000	0.396
	Z	1740000	-0.079
3	Х	1430000	-0.353
	у	1430000	-0.391
	Z	3000000	-0.212
4	х	1430000	-0.353
	у	1430000	0.343
	Z	3000000	-0.212
Objective Function Value : 52.68 [N]			

Table 1 Optimization result



Fig.7 Vibration test result

# 4.결 론

본 연구에서는 건설기계 엔진마운트 최적설계를 위한 해석 모델링을 수립하고 이를 실제 장비에 적 용하여 실효성을 확인하는 것에 주안점을 두었다. 이를 위해서 주파수, 진폭, 초기하중에 따라 다른 값을 가지고 있는 엔진마운트 러버의 특성을 해석모 델에 반영하여 해석의 정확도를 높였으며 rpm, 엔 진마운트 위치 및 엔진가진력 성분별로 가중치가 부 여된 목적함수를 구성함으로써 보다 현실적이고 효 과적인 최적설계를 수행할 수 있었다. 마지막으로 일련의 엔진마운트 최적설계 프로세스를 통해 도출 된 결과를 실제 장비에 반영하여 진동수준이 감소함 을 확인하였다.

# 후 기

이 연구는 두산인프라코어(주)와 한국연구재단 (BK21 사업)의 지원으로 이루어졌습니다.

# 참 고 문 헌

(1) J. S. TAO, G. R. LIU, K. Y. LAM, 2000, DESIGN OPTIMIZATION OF MARINE ENGINE-MOUNT SYSTEM, Journal of Sound and Vibration, pp. 477~494.

(2) Seyed Ahmad Mireei, Seyed Saeid Mohtasebi, Mahmoud Omid, Reza Alimardani, 2008, Modeling, Dynamic Analysis and Optimization of Budsan Truck Engine Mount, Journal of Applied Science, pp. 2369~2377.

(3) Taylor. C. F, 1995, The internal Combustion Engine in Theory and Practice, M.I.T PRESS, vol. 2, chapter. 8.

(4) Yunhe Yu, Nagi G. Naganathan, Rao V. Dukkipati, 2001, A literature review of automotive vehicle engine mounting, Mechanism and Machine Theory, pp. 123~142.

(5) N. G. Park, 1996, An investigation of the Mount Design of Engine Power System in Vehicles, The Korean Society for Automotive Engineering, pp. 36~54.

(6) Yoon-Chul Song, Dae-Woo Lee, Yoon-Kyung Son, Tae-Un Um, 2009, Vibration reduction of forklift at Idle using Engine mount shape optimization, KSNVE, pp. 436~437.