

〈논 문〉 SAE NO. 96370004

차량 엔진동력계의 마운트 설계에 관한 연구

An Investigation of the Mount Design of Engine Power System in Vehicles

박 노· 길*
N. G. Park

ABSTRACT

This paper presents a design procedure of engine power system for vehicle. The implementation and operation environment of engine plant is somewhat diversified through the various kind of vehicles. Regarding this point, we adopt a multi-purposed design objective function which can be easily modified to reflect diverse mount design rules which have been recommended and used generally by relating fields. To search the mount parameters which provide the optimal performance, a direct search method based on an orthogonal array is developed and applied. Through several simulated results, the effectiveness of the developed design tool is investigated and discussed.

주요기술용어 : Engine Mount, Orthogonal Array, Direct Search Method, Optimal performances, Multi-purposed objective function.

1. 서 론

차량의 고도화 추세로 말미암아 엔진 마운트의 설계 방식도 점차 복잡해지고 있다. 엔진 마운트(Mount)에 관한 설계 지침들은 마운트 전문 제작업체들로부터 몇가지 제시되고 있는데 대부분 엔진 동력계를 단순화하여 유추된 결과이기 때문에 다양성있게 설계 사양들을 충족시키기에는 미흡한 점이 있다. 최적화 기법을 이용하면 이러한

문제들을 체계적으로 해결할 수 있는데 설계 변수의 갯수가 많고 고려해야할 설계사양들이 많아짐으로 말미암아 적용에의 복잡성과 수렴성 문제들 때문에 아직은 최적 기법을 이용한 체계적인 마운트 설계 프로그램이 실무에 활용되지 못한 실정이다.

CUMINS¹⁾사에서 제시하는 주요 설계 지침으로는, 엔진 플랜트(plant)의 굽힘 모멘트가 한계치를 넘지 않아야 할 것, 엔진 유동이 한계치를 넘지 않아야 할 것, 위험속도가 운전속도 범위내에 존재하지 않도록 할 것, 그리고 충격에 대한 방지책을 마련할 것 등이 있다. Perkins²⁾사의

* 정희원, 부산대학교 공과대학 생산기계공학과, 기계기술연구소

경우도 CUMINS사의 내용과 기본적으로는 대동 소이하나 특별히 마운트 위치 설계와 방향 설계에 대한 중요성을 강조하고 있다. Barry Controls³⁾사는 타 회사에서 제시한 일반적인 내용 외에 고무 마운트의 발열에 대한 설계식을 제시하여 고무 마운트의 피로강도를 고려하고 있다. 지금까지 발표된 일반적인 마운트 설계 지침을 요약한다면 롤 모드(roll mode) 운동을 비연성화(decoupling)시키고 롤 고유진동수를 낮추므로서 엔진가진토크를 차단하는 방법⁴⁾과 엔진 무게에 의한 마운트 정적 처짐량을 조정하여 진동차단을 피하는 방법¹⁾으로 대별된다. 그런데 차량의 기능이 점차로 다양화되고 고도화되면서 rule of thumb 방식에 입각한 기존의 설계지침들만으로는 다양한 설계 사양을 충족시킬 수 없게 되었다. 급경사법의 최적화를 통하여 육상 차량^{5), 6)} 및 비행기⁷⁾의 엔진 마운트를 설계한 연구들도 발표되고 있으나 이 경우에도 설계 사양들을 다양하게 고려하지 않았다.

본 연구에서는 기존 마운트 전문업체 설계 방안^{1)~4)} 및 발표 논문의 내용^{5)~12)}들을 포괄적으로 고려한 마운트 설계 프로그램을 개발하고자 한다. 설계사양들을 적용하기에 편리하고 설계변수를 자유롭게 선택할 수 있도록 직접탐색법을 도입하되 계산량을 줄이기 위해서 직교 배열에 따른 모사실험을 수행하고자 한다. 설계의 최적화를 위한 목적함수는 설계 사양들을 포함시킨 Penalty 함수로 정의하고 고려된 설계 사양들의 중요도를 가중치를 부여함으로써 다양한 요구에 유연하게 적용할 수 있도록 한다. 프로그램의 효용성 검증을 위해 실제 제품화된 중장비 굴삭기 차량의 엔진-동력계에 적용하여 모사실험하고, 결과로부터 차량 엔진 마운트계의 설계 방안을 검토하고자 한다.

2. 엔진 마운트계의 운동방정식

일반 차량에서 엔진 마운트계는 Fig.1과 같이, 6자유도 집중질량계로 볼 수 있으므로 질량부에 뉴우튼 운동법칙을 적용하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$[M] \ddot{\underline{x}} - \sum \underline{f}_i - \underline{f}_{ex} = 0 \quad (1)$$

여기서 $[M]$, $\ddot{\underline{x}}$, \underline{f}_i , \underline{f}_{ex} 는 각각 질량행렬(6×6), 무게중심의 일반화된 가속도벡터(6×1), 마운트 i 의 반력 \underline{R}_i 에 의한 무게중심의 일반화된 힘벡터(6×1), 가진력에 의한 무게중심의 힘벡터(6×1)이다. \sum 는 마운트 전체에 대한 합산을 뜻한다.

무게중심에서 마운트 i 까지 위치벡터를 \underline{L}_i 라 하면, \underline{f}_i 는

$$\underline{f}_i = \begin{Bmatrix} -\underline{R}_i \\ -\underline{L}_i \times \underline{R}_i \end{Bmatrix} \quad (2)$$

이다. 마운트 i 의 국부 좌표계에 대한 반력은

$$\underline{R}'_i = [K'_i] \underline{u}'_i \quad (3)$$

로 정의되며 여기서 $[K'_i]$ 는 고무의 복소강성행렬, \underline{u}'_i 는 고무의 변위벡터이다. 마운트 i 의 국부 좌표계(\underline{x}'_i)와 엔진 마운트 시스템의 기준좌표계(\underline{x})사이의 관계를,

$$\underline{x}'_i = [T_i] \underline{x} \quad (4)$$

로 놓으면, 기준좌표계에 기준으로 한 마운트 반력 \underline{R}_i 와 마운트 변위 \underline{u}_i 는 각각

$$\underline{R}_i = [T_i]^T \underline{R}'_i \quad (5)$$

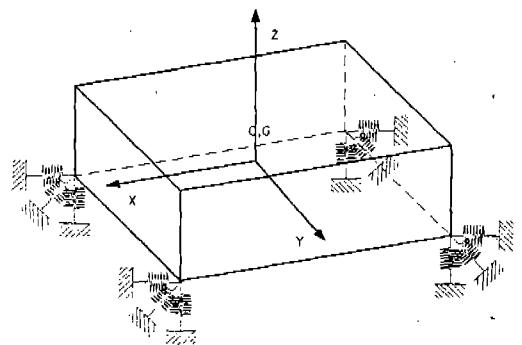


Fig.1 Schematics of lumped parameter model for the engine mount system.

$$\underline{u}_i = [T_i]^T \underline{u}'_i \quad (6)$$

이다. 따라서 식 (3), (6)을 식(5)에 적용하면 다음과 같은 관계식을 얻는다.

$$\underline{R}_i = [\underline{K}_i] \underline{u}'_i \quad (7)$$

여기서 $[\underline{K}_i] = [T_i]^T [K'_i] [T_i]$ 이다.

한편, 마운트 i의 변위벡터 \underline{u}_i 와 엔진 마운트계의 무게중심 기준의 병진변위 \underline{u}_G 및 회전 변위 θ 와의 관계는, 강제 운동을 하므로,

$$\underline{u}_i = \underline{u}_G - \underline{L}_i \times \underline{\theta} \quad (8)$$

이다. 벡터 외적 항을 $-\underline{L}_i \times \underline{\theta} = [\underline{Z}_i] \underline{\theta}$ 로 놓으면,

$$[\underline{Z}_i] = \begin{bmatrix} 0 & L'_{iz} & -L'_{iy} \\ -L'_{iz} & 0 & L'_{ix} \\ L'_{iy} & -L'_{ix} & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

이다.

엔진 마운트계 질량부의 회전변위는 작으므로 가속도에서 원심력항과 Coriolis항을 무시할 수 있다. 따라서 무게중심의 가속도 벡터는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\ddot{\underline{u}}_i = [[I] [\underline{Z}_i]] \begin{Bmatrix} \ddot{\underline{u}}_G \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

식 (2)~(10)을 식 (1)에 적용하여 정리하면 무게중심에 대한 운동방정식은 아래와 같다.

$$\begin{bmatrix} m[I] [0] \\ [0] [J] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\underline{u}}_G \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \Sigma[\underline{K}_i] & \Sigma[\underline{K}_i][\underline{Z}_i] \\ \Sigma[\underline{Z}_i]^T[\underline{K}_i] & \Sigma[\underline{Z}_i]^T[\underline{K}_i][\underline{Z}_i] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \underline{u}_G \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \underline{F}_{ex} \\ \underline{M}_{ex} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

고무 마운트의 감쇠계수는 가진진동수 ω_{ex} 에 따라 크게 변화하므로 일반적으로 손실계수 η^i 로 주어지는 경우가 많다. 따라서 등가점성계수는 다음과 같이 정의된다.

$$c^i_j = \frac{k^i_j \eta^i}{\omega_{ex}} \quad (12)$$

여기서 c^i_j, k^i_j 는 마운트 i의 등가 점성감쇠상수와 등가 강성계수로서 국부 좌표계의 j방향 성분이다.

식 (11)의 $[\underline{K}_i]$ 는 복소 강성 행렬이므로, 식 (12)의 관계식을 적용하여, 강성행렬과 점성행렬로 분리하면 식 (11)은 다음과 같이 된다.

$$[M] \ddot{\underline{x}} + [C] \dot{\underline{x}} + [K] \underline{x} = \underline{f}_{ex}(t) \quad (13)$$

여기서 $\underline{x}(t)$ 는 무게중심에서의 일반화된 변위벡터(3방향 병진운동 및 3방향 회전운동)이다. $[M], [C], [K]$ 는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬로서, 엔진동력계의 질량 및 강제체관성모멘트, 마운트 설치 방향, 그리고 고무 마운트의 동강성계수 및 손실계수로 정의된다.

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix},$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 & 0 & c_{15} & c_{16} \\ 0 & c_{22} & 0 & c_{24} & 0 & c_{26} \\ 0 & 0 & c_{33} & c_{34} & c_{35} & 0 \\ 0 & c_{24} & c_{34} & c_{44} & c_{45} & c_{46} \\ c_{15} & 0 & c_{35} & c_{45} & c_{55} & c_{56} \\ c_{16} & c_{26} & 0 & c_{46} & c_{56} & c_{66} \end{bmatrix},$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 & 0 & k_{15} & k_{16} \\ 0 & k_{22} & 0 & k_{24} & 0 & k_{26} \\ 0 & 0 & k_{33} & k_{34} & k_{35} & 0 \\ 0 & k_{24} & k_{34} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{15} & 0 & k_{35} & k_{45} & k_{55} & k_{56} \\ k_{16} & k_{26} & 0 & k_{46} & k_{56} & k_{66} \end{bmatrix} \quad (14)$$

[C], [K]의 각 성분들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 c_{11} &= \sum c_1^i, & c_{15} &= \sum c_1^i L_x^i, & c_{16} &= -\sum c_1^i L_y^i, \\
 c_{22} &= \sum c_2^i, & c_{24} &= -\sum c_2^i L_x^i, & c_{26} &= \sum c_2^i L_z^i, \\
 c_{33} &= \sum c_3^i, & c_{34} &= -\sum c_3^i L_y^i, & c_{35} &= -\sum c_3^i L_x^i, \\
 c_{44} &= \sum c_2^i L_x^2 + \sum c_3^i L_y^2, & c_{45} &= -\sum c_3^i L_x^i L_y^i, \\
 c_{46} &= -\sum c_2^i L_x^i L_z^i, & c_{55} &= \sum c_1^i L_x^2 + \sum c_3^i L_z^2, \\
 c_{56} &= -\sum c_1^i L_y^i L_z^i, & c_{66} &= \sum c_1^i L_y^2 + \sum c_2^i L_z^2, \\
 k_{11} &= \sum k_1^i, & k_{15} &= \sum k_1^i L_x^i, & k_{16} &= -\sum k_1^i L_y^i, \\
 k_{22} &= \sum k_2^i, & k_{24} &= -\sum k_2^i L_x^i, & k_{26} &= \sum k_2^i L_z^i, \\
 k_{33} &= \sum k_3^i, & k_{34} &= -\sum k_3^i L_y^i, & k_{35} &= -\sum k_3^i L_x^i, \\
 k_{44} &= \sum k_2^i L_x^2 + \sum k_3^i L_y^2, & k_{45} &= -\sum k_3^i L_x^i L_y^i, \\
 k_{46} &= -\sum k_2^i L_x^i L_z^i, & k_{55} &= \sum k_1^i L_x^2 + \sum k_3^i L_z^2, \\
 k_{56} &= -\sum k_1^i L_y^i L_z^i, & k_{66} &= \sum k_1^i L_y^2 + \sum k_2^i L_z^2
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

엔진부의 질량관성모멘트는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 I_{xx} &= \int_v (y^2 + z^2) dm, & I_{yy} &= \int_v (x^2 + z^2) dm \\
 I_{zz} &= \int_v (x^2 + y^2) dm, & I_{xy} &= \int_v x y dm \\
 I_{xz} &= \int_v x y dm, & I_{yz} &= \int_v y z dm
 \end{aligned}$$

3. 엔진 가진력

엔진 동력계의 가진력은 엔진의 피스톤과 커넥팅 로드의 왕복운동에 의한 상하 방향 관성력, 상하 가진력에 의한 피칭 모멘트, 크랭크의 회전운동에 의한 원심력, 그리고 개스폭발에 의한 토오크로 나뉜다.

실린더 i내의 피스톤과 커넥팅 로드의 왕복운동으로 인한 관성력 벡터 \underline{F}_{rec}^i 는,

$$\underline{F}_{rec}^i(\theta_i) = \underline{n}_{\sigma^i} \tilde{m}_i r_i \omega^2 (\cos \theta_i + \frac{1}{q_i} \cos 2\theta_i)
 \tag{16}$$

이다. 여기서 \tilde{m}_i 는 왕복운동체에 대한 크랭크 반경기준 등가질량, r_i 는 크랭크 반경, ω 는 크랭크

축 회전속도, \underline{n}_{σ^i} 는 실린더 방향벡터, q_i 는 크랭크 비, θ_i 는 크랭크 각도이다.

불평형 회전체로는 크랭크 핀, 커넥팅로드의 회전부, 크랭크 웨브(web)가 있으며, 실린더 i에서 발생하는 회전운동으로 인한 관성력 벡터 \underline{F}_{rot}^i 는,

$$\underline{F}_{rot}^i(\theta_i) = m_i r_i \omega^2 (\underline{n}_{\sigma^i} \cos \theta_i + \underline{n}_i \sin \theta_i)
 \tag{17}$$

이다. 여기서, m_i 는 회전운동체의 크랭크 반경기준 등가질량이고, $\underline{n}_i = \underline{n}_{\sigma^i} \times \underline{n}_{\sigma^i}$ 이며, \underline{n}_{σ^i} 는 크랭크 축 방향벡터이다.

개스 폭발력은 부하 축 크랭크 축으로부터의 반발 우력으로 엔진 마운트계에 작용하게 된다. 개스 압력에 의한 Tangential Effort(T.E. : 토오크를 피스톤 면적과 크랭크 반경으로 나눈 값)는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 t_g(\theta_i) &= p(\theta_i) (\sin \theta_i + a \sin 2\theta_i - b \sin 4\theta_i \\
 &\quad + c \sin 6\theta_i \dots)
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

여기서

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{1}{2q} + \frac{1}{8q^3} + \frac{15}{51q^5}, & b &= \frac{1}{16q^3} + \frac{3}{64q^5}, \\
 c &= \frac{3}{256q^5}
 \end{aligned}$$

이다. 4행정 엔진은 폭발-팽창-배기-압축의 과정을 한 사이클로 반복하게 되므로 실린더 i의 개스압력 $p(\theta_i)$ 는 크랭크 축 2회전을 한 주기로 한다.

커넥팅 로드의 왕복운동에 의한 크랭크 축방향 가진 토오크는 다음의 식으로 계산한다⁽¹⁴⁾.

$$t_{rec}(\theta_i) = \sum_{k=0}^{\infty} (c_k \cos \frac{k}{l} \theta_i + d_k \sin \frac{k}{l} \theta_i)
 \tag{19}$$

$k=1, 2, 3 \dots$ 일때 $c_k=0$, $n=1/2, 1 1/2, 2 1/2 \dots$ 일때 $d_k=0$, 그리고 $n=1, 2, 3, \dots$ 일때 $d_k = \tilde{m}_i \omega^2 r_i \frac{H_n}{A}$ 이다. 그리고 H_n 은 각자,

$$H_1 = \frac{1}{4q} + \frac{1}{16q^3} + \frac{15}{512q^5}$$

$$H_2 = \frac{1}{2q^2} - \frac{1}{32q^4} - \frac{1}{32q^6}$$

$$H_3 = -\frac{1}{4q} - \frac{9}{32q^3} - \frac{81}{512q^5}$$

$$H_4 = -\frac{1}{4q^2} - \frac{1}{8q^4} - \frac{1}{16q^6}$$

$$H_5 = \frac{5}{32q^3} + \frac{75}{512q^5}$$

$$H_6 = \frac{3}{32q^4} + \frac{3}{32q^6}$$

이다.

다기통 엔진일 경우, 각 기통 마다 발생하는 가진력과 상당 우력들은 시스템의 무게중심을 기준으로 환산하여 합성해야 한다. 크랭크 선도는 각 크랭크와의 상대 위상각을 나타내고 점화순서는 일련번호로 정의되는 실린더의 점화 순서를 나타내므로 점화순서와 크랭크 선도로부터 점화 위상차를 구할 수 있다. Fig.2는 4기통 엔진의 크랭크 선도, 1-3-4-2와 점화위상각, β_i (i 는 실

린더 번호)의 관계를 도시한다.

임의의 시간 t 에서, 실린더 i 의 크랭크각 θ_i 은 다음과 같다.

$$\theta_i = \omega t - \beta_i \tag{20}$$

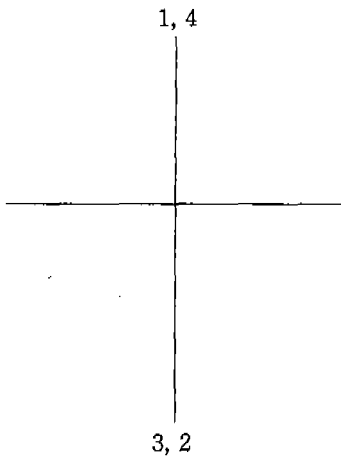
N 기통의 엔진의 총 병진 가진력 \underline{F}_{total} 은 다음과 같다.

$$\underline{F}_{total} = \sum_{i=1}^N \{ \underline{F}_{rec}^i(\theta_i) + \underline{F}_{rot}^i(\theta_i) \} \tag{21}$$

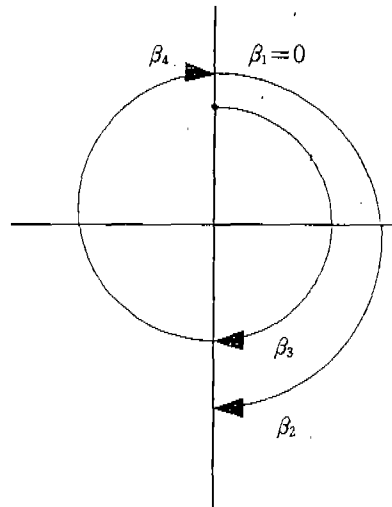
또한 총 모멘트 벡터 \underline{M}_{total} 는,

$$\underline{M}_{total}(t) = \underline{n}_{cr} A r \sum_{i=1}^N \{ t_{\tau}(\theta_i) + t_{rec}(\theta_i) \} + \sum_{i=1}^N \underline{L}_{\sigma}^i \times \{ \underline{F}_{rec}^i(\theta_i) + \underline{F}_{rot}^i(\theta_i) \} \tag{22}$$

이다. 여기서 \underline{L}_{σ}^i 는 실린더 번호 i 의 위치벡터로서, 엔진 마운트계의 무게중심으로부터 실린더축까지의 위치벡터이다.



(a) Crank diagram



(b) Ignition phase angle

Fig.2 Crank diagram and Ignition phase angles of 4 stroke 4 cylinder engine.

4. 엔진 마운트계의 설계 정식화

4.1 자려가진 진동의 저감을 위한 설계 방안

진동원은 엔진으로부터의 자려가진원과 차대로부터의 외부 가진원으로 나뉜다. 따라서 마운트 설계는 자려가진원에 대한 진동 고립과 외부 가진원에 대한 진동에너지 유입을 차단시키는 방향에서 실시되어야 한다. 먼저 자려 가진원에 대한 진동 고립을 생각하기로 한다.

엔진의 운전속도가 저속일 때는 롤 가진 토오크가 가장 큰 에너지 수준을 가지고 있고 고속으로 갈 수록 바운스와 피칭 가진의 진동 에너지가 증가된다. 현재 통용되고 있는 차량 진동 저감 대책 중의 대표적인 것으로는, 롤 모우드(roll mode)를 다른 모우드와 비연성화(decoupling)시키고, 롤 토크가진에 대한 위험속도를 공회전이하로 낮추며, 바운스와 피칭(pitching) 모우드의 공진 위치를 고속 운전속도 범위 밖에 위치하도록 조절하는 것이다. 그런데 경사 마운트를 자유롭게 선택할 수 없는 차량인 경우에 롤 모우드 비연성화는 구조상 불가능할 경우도 있다.

고속 운전속도 범위에서는 바운스 가진력과 피칭 가진 모멘트가 증가하므로 바운스 모우드 진동과 피칭 모우드 진동이 차량의 진동 소음에 영향을 줄 수 있다. 따라서 해당 운전속도 범위 내에서 바운스 및 피칭 진동 응답을 해석하여 한계치 이하가 되도록 질량, 감쇠 및 감쇠 피라미터 제어를 실행해야 한다.

차량에 따라서는 엔진-마운트계 자체를 동흡진기 기능을 부여하여 차체 바퀴로부터 전달되는 튼 운동에너지를 흡수하도록 하는 경우도 있다. 이와같은 기능을 부여하려면 바운스 고유진동수를 차체의 튼 진동까지 낮추어야 한다. 반면에 엔진 유동의 증가를 가져오므로 적절한 조정이 요구된다.

엔진 바운스진동수가 낮은 경우에 차체의 상하 진동을 유발시켜 승차감을 악화시킬 수도 있으므로 바운스 고유진동수를 적정 수준 이상이 되어야 한다. 이와같이 서로 부합되는 조건들에 대해서는 설계자가 차량의 특성에 따라 우선순위를 주어 적절한 타협점을 찾아야 한다.

이상에서 차량의 주요 진동 에너지를 내포하고 있는 롤 모우드, 바운스 모우드 그리고 피칭 모우드에 대한 튼닝 내용을 살펴 보았는데, 이를 수식화하면 다음과 같다.

$$(f_n^{(b)} - f_l^{(b)})(f_n^{(b)} - f_u^{(b)}) \leq 0 \quad (23)$$

$$(f_n^{(r)} - f_l^{(r)})(f_n^{(r)} - f_u^{(r)}) \leq 0 \quad (24)$$

$$(f_n^{(p)} - f_l^{(p)})(f_n^{(p)} - f_u^{(p)}) \leq 0 \quad (25)$$

여기서 $f_n^{(b)}$, $f_l^{(b)}$, $f_u^{(b)}$ 는 각각 바운스 모우드의 고유진동수와 그의 하한값, 상한값, $f_n^{(r)}$, $f_l^{(r)}$, $f_u^{(r)}$ 는 각각 롤 모우드의 고유진동수와 그의 하한값, 상한값, $f_n^{(p)}$, $f_l^{(p)}$, $f_u^{(p)}$ 는 각각 피칭 모우드의 고유진동수와 그의 하한값, 상한값이다.

4.2 엔진 유동의 제한

식 (23), (24), (25)에 의해서 주요 진동 모우드에 대한 고유진동수를 조절한다는 것은 곧 마운트 위치와 방향을 변경한다거나 강성을 바꾸는 것을 의미하는데 진동 차단을 향상시키게 되면 강성이 낮아지는 것은 일반적인 경향이다. 대신에 엔진 유동은 증가되어 인접한 구조물과 충돌할 수 있으므로 엔진 유동량을 제한해야 한다.

충격하중은 주로 바퀴로부터 전달되는데 충격 응답을 정확히 해석하기 위해서는 차량전체에 대한 동역학 모델링이 선행되어야 한다. 그러나 본 연구에서 고려된 시스템은 차대 위에 실려있는 엔진 마운트계에 국한하기 때문에, 충격 응답 해석을 위하여 다음과 같이 단순화된 모델을 생각하기로 한다. 즉, 차대로부터 전달되는 충격하중은 마운트 지지부에서 측정된 가속도로 대신하고 이들의 가속도 데이터로부터 엔진유동량을 계산하기로 한다. 지지부 가속도는 실제 차량의 주행 시험시에 가속도계를 부착하여 실차 측정된 데이터를 사용하는 것으로 한다.

지지부 가속도를 적분하여 얻은 변위를 u_{fi} 라 할 때, 지지부 반력은 식 (7)으로부터 다음과 같

이 정의된다.

$$\underline{R}_i = [K_i] (\underline{u}_i - \underline{u}_{f_i}) \quad (26)$$

식 (26)을 식 (2)에 대입하고 운동방정식 (1)에 대입하여 정리하면

$$[M] \ddot{\underline{x}} + [C] \dot{\underline{x}} + [K] \underline{x} = \underline{f}_{e,q}(t) \quad (27)$$

이 되고 여기서 $\underline{f}_{e,q}(t)$ 는

$$\underline{f}_{e,q}(t) = \left\{ \begin{array}{l} \sum [K_i] \underline{u}_{f_i} \\ \sum [Z_j]^T [K_i] \underline{u}_{f_i} \end{array} \right\} \quad (28)$$

이다.

식 (28)을 수치적분하면 무게중심에서의 충격변위가 산출된다. 산출된 충격변위에서 차대의 강제운동을 빼면 엔진유동량이 나오는데 이를 $\underline{U}_{impact}(t)$ 라 하면, 엔진 유동에 대한 제한식은 다음과 같다.

$$\max_i | \underline{U}_{impact}(t) | \leq \underline{U}_0^{impact} \quad (29)$$

여기서 \underline{U}_0^{impact} 는 엔진 유동에 대한 한계치이다.

4.3 고무 마운트 형상 설계에 필요한 제한

엔진 마운트의 형은 압축방향 및 전단 방향 강성계수의 비율로 구분하며 크기는 인장/압축 강도와 피로 강도 측면에서 설계된다. 마운트 형상 설계에 필요로 하는 설계 사양들은 압축/전단 강성비에 대한 제한, 정적 변형률의 제한, 그리고 동적 변형 진폭의 제한 등을 들 수 있다.

고무 마운트는 압축/전단 강성 비에 따라 압축형, 전단형 및 복합형으로 구분하는데 압축형은 강성비 4.5이상으로 큰하중을 받고 고무 설치공간이 작은 경우에 사용되는 형이고 전단형은 강성비 0.2이하인 경우로서 경하중, 저회전 기계의 지지에 사용된다. 복합형은 강성비 0.2이상 4.5이하인 마운트로서 압축형 혹은 전단형으로 불가능한 강성비 설계에 사용된다. 마운트 형을 결정하기 위한 압축/전단 강성비 제한식은 다음

과 같다.

$$R_{lower}^i \leq \frac{K_c^i}{K_s^i} \leq R_{upper}^i \quad (30)$$

여기서 R_{lower}^i, R_{upper}^i 는 각각 마운트 i에 대한 압축/전단 강성비의 하한값, 상한값이고 K_c^i, K_s^i 는 각각 마운트 i의 압축강성계수, 전단강성계수이다.

과도한 변형률로 인한 강철 보강재와 고무 접촉부 사이의 이탈이나 찢어짐을 방지하기 위하여 마운트 j에서 발생하는 정적 변형량 \underline{U}_{static}^j 의 크기를 제한할 필요가 있다. 이에 대한 제한식은 다음과 같다.

$$\max_j \underline{U}_{static}^j \leq \underline{U}_{static}^{upper} \quad (31)$$

여기서 $\underline{U}_{static}^{upper}$ 은 정적변형량의 한계값이다.

마운트의 동적 변형은 마운트의 피로 강도와 관계하기 때문에 마운트 피로 강도 측면에서 응답 크기를 제한할 필요가 있다. 마운트 j에서 발생하는 정상상태 응답을 $\underline{U}_j(\omega_{ex})$ 라 할 때, 제한식은 다음과 같다.

$$\max. \underline{U}_j(\omega_{ex}) \leq \underline{U}_j^{upper} \quad (32)$$

여기서 ω_{ex} 는 엔진의 가진진동수, \underline{U}_j 는 응답의 한계치이다.

4.4 마운트 설치 위치 및 설치 방향에 대한 제한

엔진 마운트의 설치는 인접한 차량 구조물의 여유 공간에 의하여 제한을 받는다. 무게중심에서 마운트 지지점 i까지의 위치 벡터를 \underline{L}_i 라 할 때, 설치 가능한 공간 범위를 수식화하면 다음과 같다.

$$H_k^i(\underline{L}_i, \underline{C}^0) \leq 0, k=1, 2, \dots, N_k \quad (33)$$

여기서 \underline{C}^0 는 공간 함수에 따라 정해지는 상수이다.

마운트 i의 설치 방향은 Fig.3과 같이 공간고정좌표계에 대하여 오일러 3-2-3 각 $\phi_i - \theta_i - \psi_i$ 으로 정의된다. 마운트 압축방향, 전단방향 1 및 전단방향 2의 방향벡터는 다음과 같다.

$$\underline{n}_c^i = \begin{Bmatrix} c\psi \ c\theta \ c\phi - s\psi \ s\phi \\ c\psi \ c\theta \ s\phi - s\psi \ c\phi \\ -c\psi \ s\theta \end{Bmatrix}_i \quad (34)$$

$$\underline{n}_{s1}^i = \begin{Bmatrix} -s\psi \ c\theta \ c\phi - c\psi \ s\phi \\ -s\psi \ c\theta \ s\phi - c\psi \ c\phi \\ s\psi \ s\theta \end{Bmatrix}_i \quad (35)$$

$$\underline{n}_{s2}^i = \begin{Bmatrix} s\theta \ c\phi \\ s\theta \ s\phi \\ c\theta \end{Bmatrix}_i \quad (36)$$

마운트 설치 방향에 대한 제한은 오일러 각 ϕ_i, θ_i, ψ_i 에 대하여 일정 범위로 제한하거나 공간고정좌표계에서의 방향벡터, $\underline{n}_c^i, \underline{n}_{s1}^i, \underline{n}_{s2}^i$ 에 대하여 일정 범위로 제한한다.

4.5 목적 함수

엔진 동력계 마운트의 진동 차단 성능을 개선하기 위한, 물리적 의미를 갖는, 목적함수는 정

의하지 않기로 하고 앞에서 언급한 제한 조건식들,

$$g_l(\underline{b}, \omega^*, t^*) \leq 0, \quad l=1, 2, \dots, N_i \quad (37)$$

을 만족하는 설계값을 최종 설계값으로 정한다. 따라서 목적함수 없이 제한식 (37)로 하는 수학적 모델을 제한식없는 목적함수로 바꾸면,

$$J(\underline{b}) = \sum_{l=1}^{N_i} W_l \{g_l(\underline{b}, \omega^*, t^*) + |g_l(\underline{b}, \omega^*, t^*)|\} \quad (38)$$

와 같다. 여기서 \underline{b} 는 설계변수, ω^* 는 특정 운전 속도, t^* 는 특정 시간, N_i 은 제한식의 개수, W_l 은 제한식에 대한 가중치이다.

5. 설계 기법

제한식을 갖는 최적설계 문제를 해석하기 위한 최적화 기법으로 직접탐색법, 급경사법, 뉴우튼법 등이 있다. 본 연구에서는 적용하기에 비교적 간편한 직접탐색법을 사용하되, 설계 변수 탐색을 위한 모사실험을 직교배열에 의거하여 실시하므로써 계산 시간을 줄이고자 한다.

정식화된 설계 문제에서의 n개의 설계변수를 실험계획에서의 인자(factor)로 보고 수준(level)은 중앙값(\underline{b}_0), 증가값(\underline{b}_+) 및 감소값(\underline{b}_-), 3개로 한다. 수준번호를 l라 할 때, l=1이면 감소값, l=2이면 중앙값, l=3이면 증가값으로 한다. 따라서 본 연구에서 제안한 직접탐색법의 기본 내용은 n인자 3수준의 모사실험을 직교배열에 따라 수행하여 최소값의 배열을 찾는 기법이다. 직교배열은 $L_n B^c$ 의 규칙을 따랐으며 여기서 a는 실험 횟수, B는 수준 수, c는 인자 수이다.

모사실험의 과정은 다음과 같다. 직교배열에 의거한 실험횟수 마다 목적함수값을 계산하여 그 중에서 최소값을 찾는다. 최소값에 해당하는 수준은 다음 단계의 출발값이 되고 각 인자마다 중분을 주어 증가값과 감소값을 다시 정한다. 새로 정의된 중분값을 기준으로 직교배열에 의거한 실험

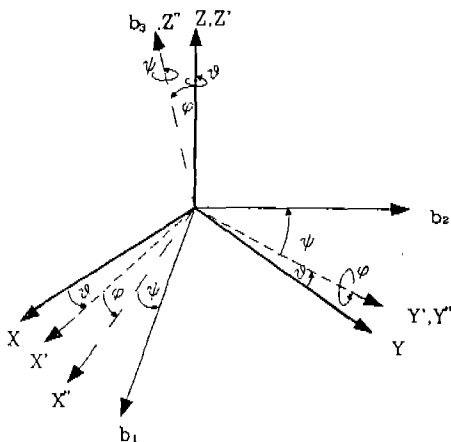


Fig.3 The relationship initial frame and local coordinate system of mount.

험횟수대로 같은 과정을 반복한다. 각 인자들에 대한 증분의 크기는 반복횟수에 따라 변화시키어 수렴 속도를 가속시킨다. 인자들의 증분 크기를 정하는 방법은 황금 분할 탐색법¹⁵⁾에 기초하여 다음과 같이 정한다. 반복횟수 k 에서 목적함수를 최소로 하는 인자 $b_i^{*(k)}$ ($i=1, 2, \dots, n$)의 수준번호를 $l_i^{(k)}$ ($=1, 2, \text{ or } 3$)라 할 때, (1) $l_i^{(k-1)}=1, l_i^{(k)}=1$ 혹은 $l_i^{(k-1)}=3, l_i^{(k)}=3$ 이면 $\delta b_i^{(k+1)}=1.618\delta b_i^{(k)}$ 로 한다. (2) $l_i^{(k-1)}=2$ 이면 $\delta b_i^{(k+1)}=0.2368\delta b_i^{(k)}$ 로 한다. (3) $l_i^{(k-1)}=1, l_i^{(k)}=3$ 혹은 $l_i^{(k-1)}=3, l_i^{(k)}=1$ 이면 $\delta b_i^{(k+1)}=0.618\delta b_i^{(k)}$ 로 하여 증분 변화를 완화시키므로서 계산상의 진동을 피한다. 이상의 방법을 요약하면 아래와 같다.

단계 1. 설계변수 초기값 $\underline{b}^{(0)} (\in R^N)$ 를 준다.

단계 2. n 개의 인자(설계 변수)와 3 수준에 대한 모사실험계획을 직교배열(표 1)에 의해 정의한다.

단계 3. 반복횟수 k 에 대하여 설계변수의 증분 $\delta b^{(k)}$ 을 주고 증가값과 감소값을 정의한다.

$$\underline{b}_+^{(k)} = \underline{b}_0^{(k)} + \delta b^{(k)}, \underline{b}_-^{(k)} = \underline{b}_0^{(k)} - \delta b^{(k)}$$

단계 4. 실험횟수 마다 목적함수 $(\mathcal{J}(\underline{b}))$ 를 계산하여 이 중에 최소값을 찾고 이에 대응하는 수준번호($l^{(k)}$)와 수준값 ($b^{*(k)}$)을 얻는다.

단계 5. 단계 4.에서 얻은 수준값($b^{*(k)}$)을 다음 반복 계산의 중앙값 ($\underline{b}_0^{(k+1)}$)으로 놓는다. $\underline{b}_0^{(k+1)} = \underline{b}^{*(k)}$

단계 6. 설계변수 $b_i^{(k)}$ ($i=1, 2, \dots, n$)의 증분 $\delta b_i^{(k+1)}$ 을 다음과 같이 정의한다.

- 1) $l_i^{(k-1)}=1, l_i^{(k)}=1$ 혹은 $l_i^{(k-1)}=3, l_i^{(k)}=3$ 이면 $\delta b_i^{(k+1)}=1.618\delta b_i^{(k)}$ 로 한다.

- 2) $l_i^{(k)}=2$ 이면 $\delta b_i^{(k+1)}=0.2368\delta b_i^{(k)}$ 로 한다.

- 3) $l_i^{(k-1)}=1, l_i^{(k)}=3$ 혹은 $l_i^{(k-1)}=3, l_i^{(k)}=1$ 이면 $\delta b_i^{(k+1)}=0.618\delta b_i^{(k)}$ 로 한다.

단계 7. 설계변수의 증분 $\|\delta b^{(k)}\|$ 이 한계값 이하가 될 때까지 단계 3~6을 반복한다.

직교배열에 의한 모사실험 계획을 도입한 직접 탐색법의 수렴성을 조사하기 위하여 몇가지 문제들¹⁵⁾에 대하여 최적화하여 급경사법 및 뉴우튼-랩슨법을 이용한 결과들과 비교해 보았다. 선정된 목적함수들과 계산 결과가 Table 2에 있다.

ill-condition의 함수 f_1, f_2 에 대하여 살펴보면, 제안한 직접탐색법이 급경사법보다 수렴성이 좋게 나왔다. 뉴우튼법은 제안한 직접탐색법과 급경사법에 비하여 수렴성이 좋은 것으로 나타났 사용하였다. 마운트 압축강성계수는 정특성 실험하여 3.56×10^6 (N/m)의 값을 얻었고 마운트 고무의 손실계수는 동트성 실험하여 0.10의 값을 얻었고 전단강성계수는 0.70×10^6 (N/m)로 추정하였다.

엔진은 직립형 개솔린 내연기관으로서 상세한 동역학 제원은 Table 6과 같다.

가스 폭발력에 의한 토오크 계산은 WILSON¹⁴⁾의 데이터를 사용하였고 T.E.를 후리에 급수로 표시하면,

$$t_g(\theta_i) = t_{g0} + \sum_{k=0}^{\infty} t_k \cos\left(\frac{k}{l} \theta_i - \alpha_k\right) \quad (39)$$

이며 급수의 계수와 위상각은 각각 다음과 같다.

$$t_{g0} = \frac{745.7 H_p}{A r \omega} [N/m^2],$$

$$t_k = \frac{6.89 \times 10^6}{50 + n^3} + \frac{10\pi t_{g0}}{18 + n^3} \quad (40)$$

$$n = \frac{k}{l}, \ell \text{ (엔진 차수)} = \begin{cases} 1 : 2\text{기통} \\ 2 : 4\text{기통} \end{cases}$$

H_p = 실린더의 등가마력
 α_k 's = $88^\circ, 70^\circ, 55^\circ, 45^\circ, 40^\circ, 38^\circ, 30^\circ, 25^\circ, 20^\circ$

Table 1 The relationship of proposed direct search method and Taguchi's experimental method

Taguchi's experimental method	Proposed direct search method
experiment number	search number
level number	3
factor number	number of design variables

Table 2 Convergency of proposed search method and typical optimization techniques

$$f_1(x_1, x_2) = 100(x_2 - x_1)^2 + (1 - x_1)^2, \text{ exact solutions : } (1, 1), f_1(1, 1) = 0.0$$

$$f_2(x_1, x_2, x_3, x_4) = (x_1 + 10x_2)^2 + 5(x_3 - x_4)^2 + (x_2 - 2x_3)^4 + 10(x_1 - x_4)^4$$

exact solution : (0, 0, 0, 0) $f_2 = 0.0$

	$f_1(x_1, x_2)$				$f_2(x_1, x_2, x_3, x_4)$			
	i	Tagu.	Steep.	Newton	i	Tagu.	Steep.	Newton
I T E R A T I O N	0	404.0	404.0	404.0	0	122.0	122.0	122.0
	1	382.1	19.97	3.981	1	98.67	16.43	2.137
	2	373.4	0.8654	3.403	2	66.24	16.31	.0496
	3	344.4	0.3180	2.588	5	0.338	16.03	.00001
	4	301.1	0.3048	1.549	6	.1812	15.06	.00000
	5	239.6	0.2929	0.953	9	.0043	12.25	—
	6	159.9	0.2828	0.473	10	.0043	3.00	—
	7	73.8	.	0.203	12	.0033	1.380	
	8	11.9	.	0.0531	16	.0021	1.040	
	9	3.44	.	0.0042	38	.0000	1.039	
	10	0.067	.	0.0002	74	—	1.039	
	11	0.067	.	0.0000				
	29	.00011		0.1752				
	74			0.1071				
sol.	x_1	.9897	.6729	1.0003	x_1	-.0627	-1.008	-.007
	x_2	.9794	.4517	1.0007	x_2	.00633	0.0968	.0007
					x_3	-.0274	-.373	.0078
					x_4	-.0279	-.6019	.0079

엔진 가진력은 무게중심에서의 일반화된 힘벡터로 계산되었으며 엔진 속도에 따른 힘성분이 Fig.5에 도시되었다. bouncing힘과 pitching모멘트는 운동체의 관성효과로 인한 것이므로 엔진 속도가 증가할수록 증가한다. rolling 토크는 개스폭팔에 의한 것과 관성으로 인한 것 두가지가 있으나 개스폭팔로 인한 토크가 지배적이므로 엔진속도가 증가할 수록 크기가 감소한다.

운전속도는 750~2,500rpm이며 굴삭기는 주행뿐만 아니라 정지중 작업 기능이 있기 때문에 작업운전속도가 1,000rpm와 2,000rpm 근처에 고정되어 있다. 따라서 작업속도 근처에서 공진이 발생하는지를 검토하였다. 진동 성능 계산치가 Table 7에 수록되었다.

롤 고유진동수가 36.4Hz이므로 롤 가진의 위험속도가 1,100rpm 근처에 존재한다. 이는 작업

Table 3 The experiment number and the factor number

Factor number	Experiment number
1	3
2	9
3	12
4	18
more 4	36

속도 1,000rpm에 가까운 지점이므로 작업중 운전석에서의 심한 진동이 발생할 것으로 예상된다. 바운스 진동 역시 850rpm 근처에 존재하는 것으로 나왔다. 현재의 마운트 강성이 높게 설계된 것으로 판단되며 엔진유동 제한 범위 내에서 마운트 강성의 하향 조정이 요구된다.

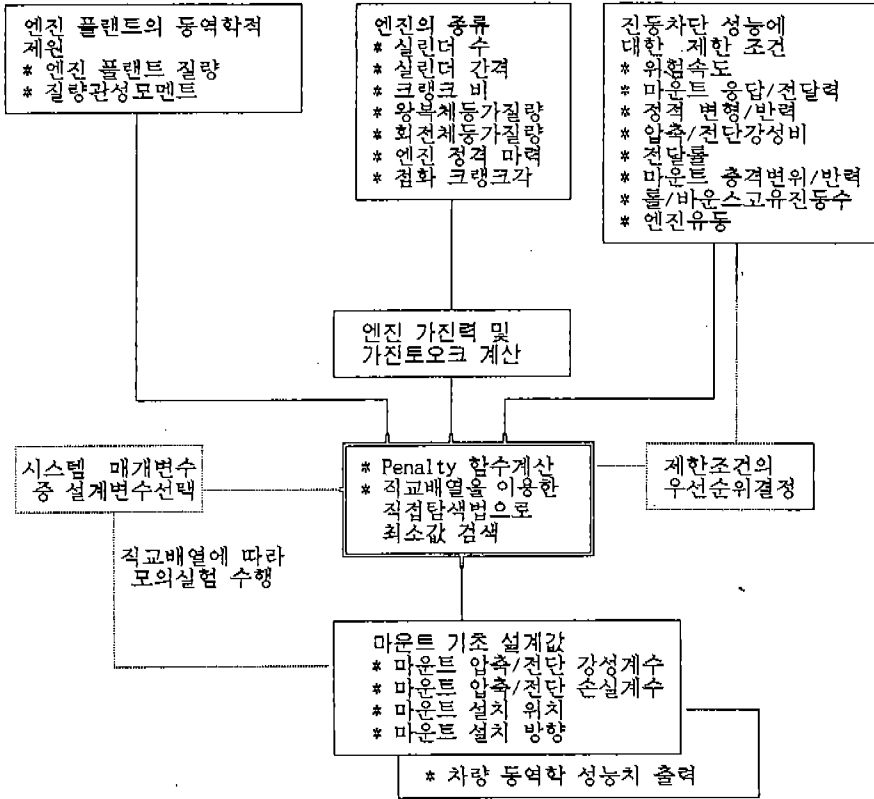


Fig.4 Flow Chart of Developed Program.

지만 초기값에 따라 발산할 가능성이 가장 많기 때문에 안정성에 있어서는 다른 두 기법보다 떨어진다. 수식이 복잡할수록 직접탐색법의 편이성은 다른 두 기법에 비하여 상대적으로 커지기 때문에 엔진 마운트 설계를 위해서는 제안한 직접탐색법이 효율적인 것으로 사료된다.

Table 4 Mass and Moments of inertia of engine mount system

m(kg)	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	$I_{zx}(kg-m^2)$
510	28.0	3.34	7.0	67.9	0.11	64.5

6. 모사실험

6.1 프로그램 개요

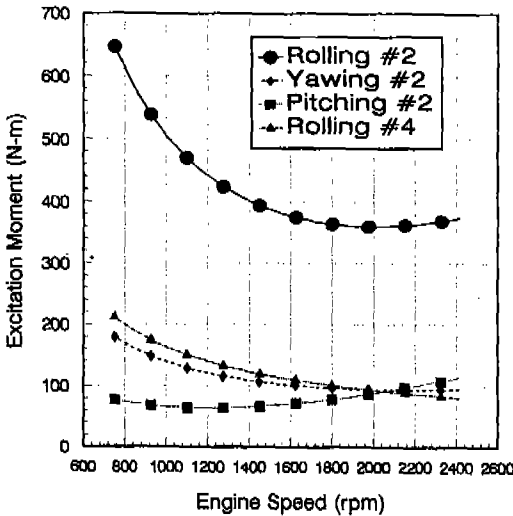
제안한 직접탐색법을 이용한 엔진-동력계 마운트 설계 프로그램의 입력 데이터는 엔진 마운트계의 시스템 파라미터, 엔진 제원, 제한식의 상/하한값들, 그리고 설계 계산 과정에 필요한

Table 5 Location of engine mounts

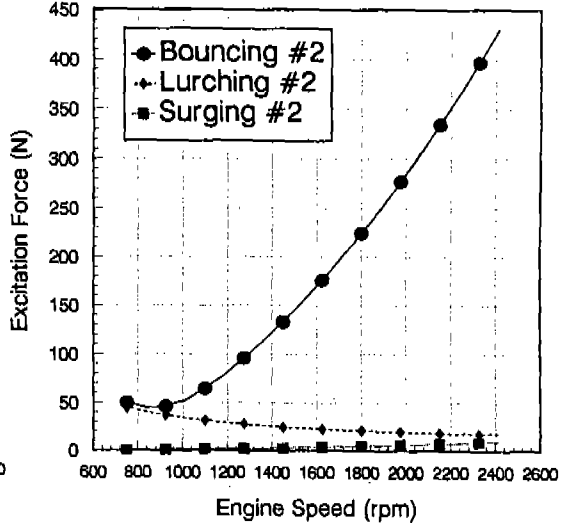
Mount #	x component	y component	z component (mm)
1	177	298	-275
2	177	-322	-275
3	-350	263	-275
4	-350	-244	-275

Table 6 Engine Parameters

Engine type : 4 stroke 4 cylinder Avg. Horse Power : 70 PS/cylinder Cylinder Direction : Vertical Cylinder Locations(mm) cy. #1(43.6, 66.5, 178.5) cy. #2(-76.4, 66.5, 178.5) cy. #3(-196.4, 66.5, 178.5) cy. #4(-316.4, 66.5, 178.5) Direction of Crank axis : x dir. Operating Speed : 750~2,500rpm	Number of Mounts : 4 STROKE : 120mm CONNECTING ROD LENGTH : 198mm Equiv. mass of reciprocal part : 2kg Equiv. mass of rotating part : 2kg Firing Order : 1-3-4-2 Ignition Angle : 0, 540, 180, 360(degree) Crank Diagram : 0, 180, 360, 540(degree) Cylinder Distance : 120mm Bore diameter : 105mm
--	--



(a) Excited Moment



(b) Excited Force

Fig.5 Excitation force vector components. #2, #4 mean engine order number.

제어 파라미터들로 구성되어 있다. 엔진 마운트계의 시스템 파라미터들에는 질량 관성 매개변수, 마운트의 압축 및 전단 강성계수와 상당 손실계수, 마운트의 위치 좌표성분, 그리고 마운트의 설치 방향각이다. 시스템 파라미터의 갯수는 질량관성 매개변수 7개와 각 마운트 당 강성계수, 손실계수, 위치, 및 방향을 합하여 12개이므로, 4점 지지 마운트계이면 $7+4 \times 12=55$ 개가 된다. 이 중에서 설계 변수가 될 수 있는 것은 질

량관성 매개변수를 제외한 파라미터들로서, 48개가 된다.

프로그램은 시스템 파라미터들 중에서 설계변수로 할 것인지 고정 파라미터로 할 것인지를 입력화일에서 결정할 수 있도록 하였다. 실험횟수는 선택된 인자 수에 따라 변경되도록 하였으며 그 내용은 Table 3과 같다.

Fig.4는 프로그램 유통도이다. 설계된 시스템에 대한 진동 성능들; 즉, 최대 응답진폭, 최대

엔진 유동량, 마운트 동변형량, 마운트 정적 변형량, 최대 전달력, 6자유도 진동 모우드의 고유치, 위험속도, 운전속도 범위 내에서의 응답곡선들이 출력된다. 설계된 시스템 파라미터들, 즉, 마운트 위치, 방향, 강성계수 및 손실계수가 출력된다. 기존의 설계 지침을 검토하기 위하여 물 모우드 연성의 정도를 정량화한 성능치가 출력된다. 그밖에 엔진 가진력, 마운트 충격 변형량, 마운트 정적 하중, 그리고 각 모우드에 대한 전달률이 출력된다.

6.2 굴삭기 엔진 마운트계의 진동 성능 평가

개발한 프로그램을 이용하여 MX 6W 굴삭기의 엔진 마운트계에 대한 진동 성능을 평가하였다. 6자유도엔진-동력계의 질량과 관성모멘트는 진자법으로 직접 측정하여 얻었으며 Table 4에 수록되어 있다.

마운트는 4개로 되어있으며 설치 위치는 무게 중심을 원점으로하는 기준좌표계에 대하여

Table 5와 같다.

마운트는 원통형이고 4개 모두 같은 종류를

6.3 성능 개선을 위한 설계

6.3.1 입력 데이터

굴삭기 엔진 지지부에 사용되는 마운트의 형은 중첩형 중공 원통식으로 압축/전단 강성비로 분류한다면 압축형이다. 그러나 혼합형도 가능하도록 선택의 폭을 넓혀서 강성비 범위를 0.3~10.0으로 주었다. 마운트 한 개가 엔진하중에 의해 변형되는 변형량은 허용변형도를 10%로 잡는 것이 보통이다. 기존에 사용된 마운트의 단면적이 대략 0.01m², 높이가 0.05m이므로 기존 마운트 크기에 준하여 압축방향 허용 정적변형량을 추정하여 5.0mm로 하였다. 진동에 의한 동하중 크기를 정하중 크기의 40%정도로 가정하여 응답진폭의 허용량을 2.0mm로 주었다.

굴삭기 차량에서 충격하중에 대한 표준 시험 데이터 입수가 용이하지 않은 관계로 본 연구에

Table 7 The performances of the MX 6W engine mount system in excavator

Max. static deformation	=0.47[mm] at mount #1
Max. response	=4.77[mm] at 1100[rpm], mount #3
Max. engine movement due to the impact load	
@ surging	=9.10[mm] at x-direction
@ lurching	=6.76[mm] at y-direction
@ bouncing	=0.06[mm] at z-direction
Critical speeds	= 850[rpm] by bouncing mode 1,094[rpm] by rolling mode
Natural frequencies	
@ rolling mode	=36.4 [Hz]
@ bouncing mode	=28.3 [Hz]
@ pitching mode	=20.6 [Hz]
@ surging mode	=10.3 [Hz]
@ lurching mode	=10.3 [Hz]
@ yawing mode	=13.3 [Hz]
Max. transmissibility	=9.84 by rolling model at 1100[rpm]
Stiffness ratio	=5.10
Max. static reaction force at mount	=1,683[N] at mount #1
Max. transmitted force at mount	=12,230[N] mount #2 at 1,100[rpm]
Degree of decoupling on roll mode	=0.545

서는 다음과 같은 단순 모델을 생각하였다. 문제를 간단히 하기 위하여 지지부에서의 변위를 Half-sine형 충격변위로 주었다. 식 (27)의 u_{fi} 는 다음과 같다.

$$u_{fi} = U_{fi} n_{fi} H_s(t) \quad (41)$$

여기서 U_{fi} 는 충격변위의 피크 값, n_{fi} 는 방향벡터, 그리고 $H_s(t)$ 는 크기 1이고 작용시간 t_{imp} 인 Half-sine 곡선이다. Table 8에는 모사실험에서 사용한 충격변위의 종류, 방향, 그리고 크기가 수록되어 있다. 엔진 유동량에 대한 상한값은 바운스 19mm, 전후 15mm, 좌우 19mm로 주었다.

바운스 고유진동수의 허용범위는 3Hz-100Hz 범위로 주었고 피칭 고유진동수는 제한을 두지 않았다. 롤 고유진동수는, Cumins, Perkins, Barry Control 등에서 추천하는 10Hz 근처인 9.8Hz-10.2Hz로 주었다.

6.3.2 모사실험

1) 위치설계, 방향설계 및 동종 강성설계

개발한 프로그램을 이용하여 마운트 위치 설계, 마운트 방향 설계, 마운트 강성 설계로 구분하여 모사실험하여 인자들의 기여도를 살펴보았다. 마운트 설치 위치 변경의 폭은, x, y 방향에 대해서는 기존의 위치에서 각각 ± 10 mm씩 주었

고, z방향은 기존의 위치에서 -20mm에서 +100mm까지 주었다. 방향의 변경 폭은 각각 ± 60 도씩 주었다. 강성설계는 위치와 방향을 고정시키고 강성만을 변화시키되 4개의 마운트를 모두 같은 종류로 설계하였다.

Table 9는 엔진 마운트 계의 설계 전 성능과 위치 설계, 방향 설계 및 강성설계한 진동 성능치를 비교한 것이다. 위치설계는 초기 응답 크기와 비교할 때 크게 개선된 것이 없는데 그 이유는 구조상 위치의 대폭적인 변경이 허용되지 않기 때문인 것으로 사료된다. 방향설계는 충격하중에 대한 엔진유동이 다소 개선되었고 진동 응답 크기도 40%정도 저감되었다. 강성설계는 위치와 방향을 그대로 둔 채 고무의 강성만 변경하는 것으로서, 진동 성능이 크게 개선되었음을 알 수 있다. 위치설계와 방향설계의 결과는 운전속도 범위 내에 위험속도가 존재한다. 방향설계는 진동 특성이 개선되었지만 강성설계와 비교할 때는 설치 비용이 많이 들 것으로 예상되므로 비경제적이다. 강성설계는 6자유도 모우드에 의한 위험속도가 모두 공회전속도 이하로 낮추어졌고 엔진유동량도 제한범위 내에 있게 되었다. 결국, 강성설계는 설계변경이 간단하여 측면에서도 유리한 것으로 사료된다.

2) 롤 모우드 비연성화 및 고유진동수의 튜닝

Table 8 Impact displacements transmitted in engine through the frame

Impact load type	Mount #	Peak Value U_f (mm)	Acting time t_{imp} (sec)	Direction vector		
				n_x	n_y	n_z
Bouncing	1	5.0	2.0	0.0	0.0	1.0
	2	5.0	2.0	0.0	0.0	1.0
	3	5.0	2.0	0.0	0.0	1.0
	4	5.0	2.0	0.0	0.0	1.0
Lurching	1	5.0	2.0	0.0	1.0	0.0
	2	5.0	2.0	0.0	1.0	0.0
	3	5.0	2.0	0.0	1.0	0.0
	4	5.0	2.0	0.0	1.0	0.0
Surging	1	5.0	2.0	1.0	0.0	0.0
	2	5.0	2.0	1.0	0.0	0.0
	3	5.0	2.0	1.0	0.0	0.0
	4	5.0	2.0	1.0	0.0	0.0

앞에서 언급한 바대로 엔진 블록의 롤 모드, 바운스 모드 및 피칭 모드에 대한 고유진동수는 차량의 진동 특성을 설정하는 중요한 특성치이다. 따라서 차량의 특성을 부여하기 위하여 이들 모드의 고유진동수를 튜닝하는 작업이 종종 발생한다. 개발한 프로그램은 고유진동수 제한식에 가중치를 부여함으로써 상기의 작업을 가능케 한다. 기존의 마운트 전문업체에서 추천하는, 롤 모드의 비연성화와 롤 모드 고유진동수를 10Hz로 고정시키는 작업을 수행하여 프로그램의 효용성을 보이고자 한다. 동종 마운트 설계로는 설계변수가 너무 한정되어 있어서 요구조건을 만족하는 튜닝이 불가능하므로 이종 마운트(different mount) 설계하기로 한다. 설계변수는 각 마운트의 압축 및 전단강성 계수로하여 총 8개로 하였다.

롤 모드에 대한 연성의 정도를 정량화하기 위한 성능치를 정의하면 다음과 같다. 운동방정식 (11)에서 모드 해석(modal analysis)하면 각 고유 모드에 대하여 비연성화된 6개의 모드 방정식을 얻는데, 산출되는 주좌표계 기준의 일반화된 가진력벡터를 $\underline{Q}(t)$ 라 하자. 6개 성분의 $\underline{Q}(t)$ 중에서 롤 모드 가진력을 $Q_{roll}(t)$ 라 할 때, 연성의 정도를 나타내는 값으로 다음과 같이

정의한다.

$$C = \frac{|Q_{roll}|}{\|Q\|} \quad (42)$$

C 값은 롤 모드가 비연성화될수록 증가된다.

모사실험은 최대/최소 강성비에 대한 제한식, 최대 응답에 대한 제한식, 엔진유동에 대한 제한식, 롤 고유진동수에 대한 제한식을 고려하였고 비연성화의 정도를 나타내는 성능치 식 (42)를 목적함수에 포함시켰다. 제한식에 대한 가중치를 달리하여 설계한 결과가 Table 10에 수록되어 있다. 모사실험은, 롤 모드 비연성화를 최우선으로 하고 롤 모드 고유진동수의 튜닝을 차선으로 하여 설계한 경우(Design with decoupling), 롤 모드 고유진동수 튜닝을 최우선으로 하고 비연성화를 차선으로 하여 설계한 경우(Design with tuning), 그리고 비연성화 및 튜닝을 하지않고 진동 응답 크기와 엔진유동 제한을 우선으로 하여 설계한 경우(Design without tuning)로 나누어 실시하였다.

롤 모드 비연성화를 최우선으로 한 경우와 튜닝을 하지 않은 경우가 대체로 비슷한 성능치를 얻었고 응답 크기와 엔진유동량이 적정 수준

Table 9 The Performances on Location, Direction, and Stiffness Design, compared with initial case.

Performance Index	Before Design	Location Design	Direction Design	Stiffness Design
Maximum static deformation(mm)	0.47	0.47	1.92	2.86
Maximum response(mm)	4.77	4.93	3.46	2.42
Max. transmitted force(N)	12,230	14,790	10,949	1,125
Critical speeds(rpm)	850(b) 1,094(r)	839(b) 1,000(r)	719(s) 1,068(r)	-
Maximun engine movement(mm)				
@ surging load	9.21	9.47	7.25	9.63
@ lurching load	8.03	9.76	6.76	1.07
@ bouncing load	0.08	8.20	3.94	9.95
Bounce natural frequency(Hz)	28.3	27.96	14.64	11.9
Roll natural frequency(Hz)	36.4	33.36	35.60	16.7

Table 10 The Performances by roll mode tuning

Constraints	INITIAL	Design with decoupling		Design with tuning		Design without tuning	
	Performance	logWi	Performance	logWi	Performance	logWi	Performance
Stiffness Ratio	5.1-5.1	20.	6.6-10.0	20.0	8.1-10.0	0.0	0.64-9.72
Max. static deformation(mm)	0.47	0.0	<u>5.43</u>	0.0	<u>12.74</u>	0.0	<u>6.46</u>
Max. response(mm)	<u>4.71</u>	0.0	1.60	0.0	2.60	4.0	1.54
Max. transmitted force(N)	12,230	0.0	435	0.0	14,621	0.0	421
critical speed(rpm)	1,094-(r) 850-(b)	0.0	—	0.0	1,164(r)	0.0	—
Maximum engine movement(mm)	5.10	0.0	10.20	0.0	13.50	0.0	9.77
Bounce natural frequency(Hz)	28.3	0.0	8.14	0.0	38.8	0.0	6.42
Roll natural frequency(Hz)	<u>36.5</u>	12.	10.23	15.	9.81	15.	9.7
Decoupling of roll mode	0.545	15.	0.284	12.	3.280	0.0	0.463

* (r), (b) mean rolling mode, bouncing mode, respectively.

* under lines mean to be violated.

Table 11 The Performances on the Full Design

Max. static deformation	=4.72[mm] at mount #1
Max. response	=1.77[mm] at 750[rpm], mount #4
Max. engine movement due to the impact load	
@ surging	=3.71[mm] at y-direction
@ lurching	=9.49[mm] at y-direction
@ bouncing	=1.28[mm] at z-direction
Critical speeds	=Not existed within operating speed range
Natural frequencies	
@ rolling mode	=12.8 [Hz]
@ bouncing mode	=7.25 [Hz]
@ pitching mode	=3.17 [Hz]
@ surging mode	=23.8 [Hz]
@ lurching mode	=5.66 [Hz]
@ yawing mode	=9.07 [Hz]
Max. transmissibility	=4.27 by surging mode at 750[rpm]
Stiffness ratio	=1.3-9.97
Max. static reaction force at mount	=2,492[N] at mount #1
Max. transmitted force at mount	=1,762[N] mount #2 at 750[rpm]
Degree of decoupling on roll mode	=0.848

Table 12 System parameters designed by proposed search method

System Parameters		Before design				Location design				Direction design			
		Mount Number				Mount Number				Mount Number			
		#1	#2	#3	#4	#1	#2	#3	#4	#1	#2	#3	#4
Location [mm]	x	177	177	-350	-350	187	167	-340	-348	177	177	-350	-350
	y	298	-322	263	-244	288	-312	253	-234	298	-322	263	-244
	z	-275	-275	-275	-275	-175	-175	-175	-175	-275	-275	-275	-275
	ϕ	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-20.	-57.	-26.	60
Direction [degree]	θ	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-58.	-43.	-43.	-33.
	ψ	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Complex Stiffness $\times 100000$ [N/m]	K_{S_1}	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0
	η_1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
	K_{S_2}	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0
	η_2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
	K_c	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6
	η_c	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
System Parameters		Same stiffness				Different stiffness				Full design			
		Mount Number				Mount Number				Mount Number			
		#1	#2	#3	#4	#1	#2	#3	#4	#1	#2	#3	#4
Location [mm]	x	177	177	-350	-350	177	177	-350	-350	184	168	-353	-351
	y	298	-322	263	-244	298	-322	263	-244	301	-347	255	-270
	z	-275	-275	-275	-275	-275	-275	-275	-375	-175	-225	-227	-290
	ϕ	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-0.2	-0.1	0.0	-56.
Direction [degree]	θ	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-7.9	-45.	2.3	-4.2
	ψ	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Complex Stiffness $\times 100000$ [N/m]	K_{S_1}	2.57	2.57	2.57	2.57	0.39	0.37	0.35	0.42	5.28	1.1	0.0	3.57
	η_1	.25	.25	.25	.25	0.1	0.1	0.1	0.1	.06	.06	.05	.06
	K_{S_2}	2.57	2.57	2.57	2.57	0.39	0.37	0.35	0.42	5.28	1.1	0.0	3.57
	η_2	.25	.25	.25	.25	0.1	0.1	0.1	0.1	.06	.06	.05	.06
	K_c	5.89	5.89	5.89	5.89	0.89	2.65	2.33	3.44	52.7	2.54	0.0	4.64
	η_c	.25	.25	.25	.25	0.1	0.1	0.1	0.1	.25	.09	.25	.05

에 머물렀다. 반면에 롤 모드 고유진동수 튜닝을 최우선으로 하는 경우는 진동 응답크기와 엔진유동량에 있어서 불량하게 나왔다. 롤 모드 비연성화와 고유진동수의 튜닝을 동시에 실시하므로 말미암아 성능이 개선됨을 보였다.

3) 종합설계

마운트 위치, 설치 방향, 강성 계수 및 손실 계수를 모두 설계변수로 한 종합 설계를 실시해 보았다. 고려한 설계변수의 총수는 36개이다. 계

산 결과가 Table 11에 수록되어 있다.

결과는 진동 성능에 관한 제한조건을 모두 만족하는 결과를 얻어 개발된 프로그램이 다변수 설계에도 강인함을 보여 주었다.

Fig.6과 Fig.7은 각각 모사실험한 경우의 응답 곡선과 전달력 곡선을 도시하고 있다. 방향 설계의 경우는 위치 설계의 경우와 비슷한 경향을 보여주고 있는데, 위치 설계의 결과는 운전속도 범위 내에 공진 피크가 존재함을 보여주고 있다.

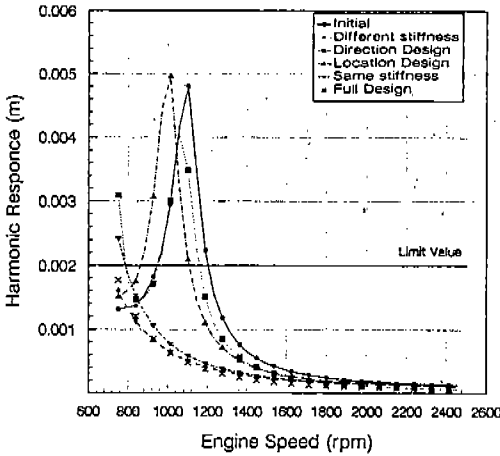


Fig.6 Harmonic response curves on the initial case and simulations.

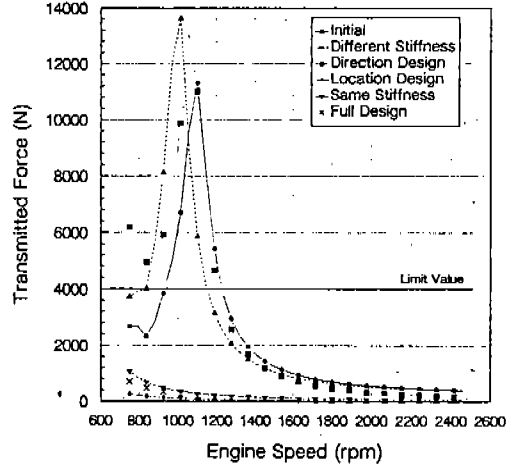


Fig.7 Transmitted force curves on the initial case and simulations

강성 설계에서는 위험속도가 공회전속도 이하로 떨어짐으로 말미암아 진동 특성이 개선되었음을 보여주고 있다.

Table 13에는 지금까지 모사실험한 시스템 파라미터의 설계 최종값이 수록되어 있다.

7. 결 론

제안된 기법으로 엔진동력계 마운트 설계를 위한 프로그램을 개발하여 굴삭기 차량의 엔진 마운트 설계에 적용해서 모사실험을 수행한 결과 다음의 결과를 얻었다.

- 1) 위치 설계나 방향설계에 비하여 강성 설계가 경제적이고 효과적임을 보였다.
- 2) 개발한 프로그램을 통하여 특정 모드와의 고유진동수를 튜닝하는 작업이 가중치를 부여해줌으로 해서 효과적으로 수행됨을 보였다.
- 3) 롤 모드 비연성화를 부여하므로 말미암아 진동 성능이 개선됨을 보였다.
- 4) 설계변수를 36개로 하는 종합 설계를 수행한 결과 주어진 설계 사양을 만족하는 결과를 얻음으로서 개발한 프로그램이 다변수 설계에도 강인함을 보였다.

후 기

굴삭기 엔진 동력계의 제반 재원을 제공해주고 재정적 지원을 해주신 삼성중공업 시험 연구실 및 엔진개발실 관계자들에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. CUMMINS JAPAN, Mounting System Recommendations, Application Engineering Bulletin, AEB #130. 04, 1988.
2. Perkins, Diesel-engine general installation manual, Chapter 6 Mounting Systems.
3. R. Sr. Racca, "How to Select Power-Train Isolators for Good Performance and Long Service Life," SAE Paper 821095, 1982.
4. B. E. Geck and R. D. Patton, "Front Wheel Drive Engine Mount Optimization," SAE Paper 840736, 1984.
5. J. E. Bernard and J. M. Starkey, "Engine Mount Optimization," SAE Paper No. 830257, 1983.
6. P. A. Orlin and M. A. Cutcins, "Optimum

- Vibration Isolation System Design Using Linear Programming," AIAA Journal Vol. 12, No.11, pp.1517-1521, 1974.
7. H. Ashrafian, 1993, "Design Optimization of Aircraft Engine-Mount System," Transactions of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.115, October, pp.463-467, 1993.
 8. M. Bernuchon, "A New Generation of Engine Mounts," SAE Paper No.840259, 1984.
 9. R. L. Straw, "The Development of Isolation Mounts," SAE Paper No.840781, 1984.
 10. D. M. Ford, "Analysis and Application of a Decoupled Engine Mount System for Idle Isolation," SAE Paper No.850976, 1985.
 11. S. R. Johnson and J. W. Subhedur, "Computer Optimization of Engine Mounting System-s," SAE Paper No.790974, 1978.
 12. W. V. Nack, "Optimization For Vibration Isolation," Int. Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.29, pp.915-929, 1984.
 13. 이종원 외, "가변기통 엔진에서의 최소 진동 마운트계 설계를 위한 전산 시뮬레이션," 대한기계학회 논문집, 제10권 3호, 1986.
 14. W. Ker Wilson, Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Vol.2, CHAPMAN & HALL LTD., 3-RD., pp.216-217, 1963.
 15. J. S. Arora, Introduction of Optimum Design, McGraw-Hill, 1989.