<論 文>

可變기통 엔진에서의 最小振動 마운트系 設計를 위한 電算시뮬레이션

李鍾元* · 鄭京烈* · 李在哲** · 郭潤根***

(1985年 12月 21日 接受)

Computer Simulation for Design of Minimum Vibration Mount System in Variable Displacement Engine

C.W. Lee, K.R. Chung, J.C. Lee and Y.K. Kwak

Key Words: Variable Displacement Engine(가변기통엔진), Minimal Vibration(최소진동), 3 Degree-of-Freedom(3 자유도), Engine Mount(엔진 마운트), Design Variable(설계변수), Gradient Projection Method(미분벡터 투영법), Computer Simulation(전산시뮬레이션)

Abstract

Redesign of the mounting system to minimize vibration of a variable displacement engine through computer simulation is considered. A three degree of freedom model is established for an in-line four-cylinder automobile engine with a three point mounting cystem. The engine mount locations and angles, and isolator sizes are chosen as design parameters. Constraints on isolator deformations and design parameters are imposed. The gradient projection method is utilized for optimization. Simulation studies show significant vibration reduction can be obtained especially at idling speed.

1. 서 론

실린더 내에서 지시되어 나타난 도시일(indicated work)이 축 출력으로 변환될 때 생기는 손실을 감소시킴으로써 자동차 엔진의 연료소비가 절감될 수 있다. 엔진의 손실로는 마찰손실과 펌프손실(pumping loss)로 나뉘어진다. 마찰손실은 엔진속력에 크게 의존하며, 피스톤 엔진의 구조상 불가피한 피스톤 링과 실린더 벽 사이의 마찰, 밸브기구의 마찰, 베어링의 마찰 등에 기인한다. 마찰손실은 부하변동에 비교적 둔감하나, 펌프손실은 부하가 감소됨에 따라 급격히 증가하므로 엔진은 전부하(full load) 운전일 때 출력이 가장 효율적이다. 그러나 가속이나 등판(hill climbing)등을 고려하여 승용차는 도로부하에 대하여 매우 크게 설계되므로 엔진은 펌프손실이 큰 부분부하(part load)상태에서 대부분의 운전시간을 소비하게 되어 최고효율을 발휘하지 못한다. 최근에 부분부하에서 연료소비의 절감을 위해 현재의 엔진을 변경설계하는 연구가 행해지고 있다. 대부분의 제안된 설계는 가변배기량(variable displacement)의 형태로 변경시켜 운전조건에 따

* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
** 정회원, 한국기계연구소
*** 정회원, 한국과학기술대학

라 엔진의 유효크기를 변환시키는 것들이다. 가변 배기량의 한가지 형태는 가변 행정 엔진(variable stroke engine)[1,2]으로서 감소된 부하조건에 따라 엔진의 행정을 짧게하는 기구가 필요하다. 가변 행정엔진은 부분부하에서 펌프손실을 감소시킬 뿐 아니라 피스톤의 행정이 짧아져 마찰손실을 감소시킬 수 있다. 이러한 착상은 1890년대로 거슬러 올라가지만 행정을 변환시키는 기구(stroke-varing mechanism)에서 일어나는 마찰손실과 부하의 증가 때문에 생산되지 않고 있다. 최근 활발히 연구되고 있는 가변 배기량 엔진의 다른 형태는 유효배기량을 감소시키기 위해 실린더의 일부를 작동시키지 않는 것이다[3~7]. 그러나 이 경우 전체 엔진의 마찰손실은 여전히 존재한다. 엔진의 부하에 따라 연료유입을 차단 시키거나, 새로운 혼합기 대신에 배기가스를 재순환 시키거나, 또는 밸브기구를 작동하지 못하게 하여 일부 실린더를 정화시키지 않는다. 여러 방법 중 작동시키지 않고자 하는 실린더의 흡·배기 밸브 모두를 닫는 방법이 연료소비를 가장 크게 절감시킬 수 있으며[7], 여러가지 밸브선택기구를 사용한 엔진이 설계 및 생산되고 있다. 이러한 4사이클 가솔린 엔진은 여러 운전조건에 따라 10%에서 40%까지 연료를 절감할 수 있다[6,7]. 그러나 동작기통수를 줄임으로써 심한 진동이 초래되며 엔진 마운트의 재설계 및 개선이 요구된다. 그 동안 일반 차량 및 마운트에 대한 수식화 및 개선에 관한 많은 연구가 이루어져 왔다[8~12]. 본 논문에서는 가변 기통 엔진의 동특성을 규명하기 위해 세곳으로 지지되는 직렬 4기통 디이젤 엔진에 대한 3자유도 모델을 설정하였고, 이 모델에서 각 마운트의 위치와 경사각 및 방진고무의 크기를 변경시킬 때의 최적화 문제를 컴퓨터 시뮬레이션으로 고찰하였다.

2. 엔진의 동력학적 모델 및 해석

2.1 엔진 블록(Engine Block)

엔진 운전시 엔진 블록의 동적특성을 파악하기 위한 수학적 모델에서는 대개 엔진 블록은 강체로 가정되어진다. 일반적으로 강체의 운동은 6자유도이지만 설정되는 모델의 목적과 주어진 조건에 따라 단순하게 가정되어진다. 이와 같은 예는 여러 참고문헌에서 찾아볼 수 있는데[8,9,10,12], 본 연구에서도 참고문헌(12)에서와 같이 수직운동, 피칭운동(pitchirg motior) 및 로울링운동(rolling motion)이 전후운동, 좌우운동 및 편요운동(yawing motion)보다 훨씬 지배적이므로 3자유도를 가정하여 모델을 설정하였다. 엔진 블록의 질량 및 관성 모우멘트는 참고문헌 (14)를 참고하였다.

2.2 엔진 마운트

엔진이 차체에 장착되는 형태는 용도에 따라 여러가지가 있겠지만 본 연구에서는 승용차에서 많이 사용되고 있는 세점 지지 마운트형식에 대해 고려하기로 한다. 대개 이 경우에는 변속기의 상부쪽에 1개, 엔진의 좌·우에 각각 1개씩이 적당한 각도를 유지하면서 고정되어 있고, 개개의 마운트는 철제 케이스 속에 고무(elastomeric mounting rubber)가 내장되어 있다. 마운트용 고무는 실제 엔진이 장착되어진 상태에서 진동하는 변위가 작다는 가정하에서 등가 선형 스프링과 감쇠기로 나타낼 수 있는데 이때의 각각의 변수, 즉 강성도(stiffness)와 감쇠계수(damping coefficient)는 실험적인 방법으로부터 얻어진다. 실제로 실험을 통하여 임의의 방향에 대한 마운트용 고무의 등가 강성도와 감쇠계수를 파악하는 것은 매우 번거로운 작업이므로 실험을 통해서는 주축(principal axis)방향에 대한 특성만을 얻어내고 이로부터 장착 각도에 따른 동적특성을 유추하는 방법이 널리 쓰이고 있다[13]. 일반적으로 마운트용 고무의 강성도 및 감쇠계수는 주파수에 따라 변화하는데 실제 엔진의 고유진동수 영역(5~25 Hz)내에서는 영향이 매우 적으므로 일정하게 가정하여도 큰 오차가 발생되지 않는다[15].

2.3 운동 방정식

Fig. 1에서 보여주고 있는 엔진 모델에 대해서 Lagrange방정식으로부터 행렬형태의 운동방정식을 얻을

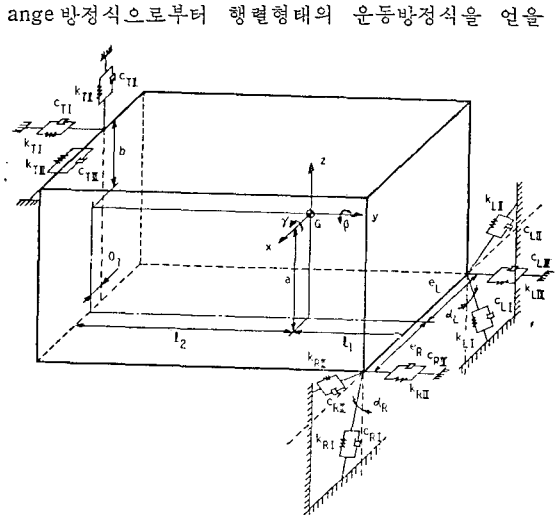

Fig. 1 Dynamic model of the automobile engine

수 있다.

$$[M]\{\ddot{\eta}\}+[C]\{\dot{\eta}\}+[K]\{\eta\}=\{q\} \tag{1}$$

여기서

$$\{\eta\}=\{z,\gamma,\beta\}^t$$
$$\{q\}=\{F,M,T\}^t$$

그리고 행렬 $[M],[C]$ 및 $[K]$는 참고문헌 (14)에 실려있다.

2.4 엔진의 작용력

직렬 4기통 4사이클 엔진에서의 총 수직력 F는 다음과 같다.

$$F=\frac{4M_pR^2\omega^2}{L}\cos 2\omega t \tag{2}$$

여기서 M_p, L, ω 및 R은 각각 피스톤의 등가왕복질량, 커넥팅 로드의 길이, 크랭크의 각속도 및 크랭크 아암의 길이를 나타낸다.

총 수직력의 작용점과 엔진의 질량중심이 일치하지 않으면 모우멘트가 작용한다. 모우멘트 M은 엔진 질량중심으로부터 총 수직력이 작용하는 지점까지의 길이 l_r와 총 수직력 F의 곱으로서 다음과 같다.

$$M=l_r\frac{4M_pR^2\omega^2}{L}\cos 2\omega t \tag{3}$$

엔진의 질량중심에 대한 토오크는 왕복질량의 관성력에 의한 것과 실린더 내의 가스압에의한 것 및 커넥팅로드의 각운동에 의한 수정토오크의 합으로 이루어진다[14]. 이로부터 전체 토오크 T는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T=\mathrm{Re}[\hat{T}_a e^{j2\omega t}+\hat{T}_b e^{j4\omega t}]+\sum_{i=1}^{4}T_p(\theta_i) \tag{4}$$

여기서

$$\hat{T}_a=(u^2+v^2)^{1/2}e^{j\alpha}$$
$$\hat{T}_b=4t_4M_p\omega^2R^2e^{-j\pi/2}$$
$$u=4M_p\omega^2R^2o_1/L$$
$$v=-4t_2M_p\omega^2R^2-4s_2\omega^2(l_pl_qM_c-I_c)$$
$$\alpha=\tan^{-1}(v/u)$$

이며, t_2, t_4 및 s_2는 R/L의 함수이다[14]. l_p와 l_q는 커넥팅 로드의 질량중심에서 각각의 집중질량의 중심까지의 거리이고 M_c와 I_c는 커넥팅 로드의 전체 질량과 질량중심에 관한 관성 모우멘트를 각각 나타낸다. 4사이클 엔진에서 점화되는 실린더내의 가스압은 $\omega/2$를 기본 주파수로 하는 주기함수이므로 식(4)의 가스압에 의한 토오크 T_p는 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$T_p=\sum_{k=-\infty}^{\infty}\hat{T}_p(k)e^{jk(\omega/2)t}$$
$$=\sum_{k=-\infty}^{\infty}T_k e^{j\left(k\frac{\omega}{2}t+\theta_k\right)}$$
$$=T_0+2\sum_{k=1}^{\infty}T_k\cos\left(k\frac{\omega}{2}t+\theta_k\right) \tag{5}$$

한편 점화되지 않는 실린더내의 가스압은 ω를 기본주파수로 하는 주기함수가 되며 식(5)는 아래와 같이 약간 변경된다.

$$T_p'=\sum_{k=-\infty}^{\infty}\hat{T}_p'(k)e^{jk\omega t}$$
$$=\sum_{k=-\infty}^{\infty}T_k'e^{j(k\omega t+\theta_k')}$$
$$=T_0'+2\sum_{k=1}^{\infty}T_k'\cos(k\omega t+\theta_k') \tag{6}$$

2.5 시간 응답 및 RMS 변위

식(1)에서 힘 벡터$\{q\}$는 조화함수(harmonic function)의 합으로 표시될 수 있고 운동방정식이 선형이므로 응답을 아래와 같이 구할 수 있다. 우선 n번째의 조화함수만으로 힘 벡터를 표시하면 $\{q\}=\{\hat{q}\}_n e^{j\omega_n t}$가 된다. 따라서 식(1)은

$$[-\omega_n^2[M]+[K]+j\omega_n[C]]\{\hat{\eta}\}_n=\{\hat{q}\}_n$$
$$[Z]_n\{\hat{\eta}\}_n=\{\hat{q}\}_n$$
$$\{\hat{\eta}\}_n=[Z]_n^{-1}\{\hat{q}\}_n \tag{7}$$

따라서 원점이 엔진의 질량중심에 있는 좌표계에서의 임의의 점(x_1, y_1, z_1)에서의 응답치는 아래와 같다.

$$r(t)=\sum_{n=1}^{\infty}\mathrm{Re}[\{d\}^t\{\hat{\eta}\}_n e^{j\omega_n t}] \tag{8}$$

여기서 $\{d\}^t=\{1, y_1, -x_1\}$이다.

그리고 응답 $r(t)$의 자승평균(mean square)값 MS는 Parseval의 관계식에서 쉽게 구할 수 있다.

$$\mathrm{MS}=\frac{1}{2}\sum_{n=1}^{\infty}(\{d\}^t\{\hat{\eta}\}_n)^*\cdot(\{d\}^t\{\hat{\eta}\}_n) \tag{9}$$

따라서 식(7)과 (9)로부터 MS가 구해지고 이것으로부터 RMS변위가 구해진다.

3. 마운트의 최적 설계

엔진의 진동을 감소시키기 위해서는 엔진에 가해지는 가진력과 엔진의 동적특성이 동시에 고려되어야 한다. 일반적으로 엔진 자체의 임의 변경은 매우 곤란하므로 엔진 마운트의 특성을 변경시킴으로써 엔진의 진동을 감소시키고 있다. 본 논문에서는 엔진 진동을 억제시키기 위한 마운트 최적설계 문제를 다루었다.

3.1 목적함수(Objective Function)

엔진의 진동상태를 잘 대변해주는 적당한 위치에서의 RMS 변위를 목적함수의 기본으로 설정하였다. RMS 변위값은 엔진 마운트의 수명, 엔진의 진동공간(rattle space) 및 소음 등과 밀접한 관계가 있다. 본 연구에서는 여러가지 엔진운전 상태에서의 자승평균(mean square)변위값에 가중치를 도입한 환산치를 목적함수로하여 이 값을 최소화하고자 한다. 따라서 목적함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\phi_0=\sum_{l=1}^{7}\sum_{m=1}^{2}\sum_{n=1}^{\infty}W_{lm}[(\{d\}^t\{\hat{\eta}\}_{lmn})^*\cdot(\{d\}^t\{\hat{\eta}\}_{lmn})] \quad (10)$$

여기서

l : 엔진속도를 표시하는 지수(600, 1000, 1500, …, 3500 rpm)

m : 고려하는 가변 기통 운전형태(L-4, L-2 a)

W : 엔진속도 및 운전형태에 대한 가중치(=1)

3.2 설계변수(Design Variable)

마운트에 관한 변수는 Fig. 1에서 보면 알 수 있듯이 마운트의 위치 및 각도를 나타내는 $l_1, l_2, a, e_R, e_L, b, \alpha_R, \alpha_L$과 마운트용 고무의 물성치, 즉 전단탄성계수와 형상계수(shape factor)이다. 여기서 엔진 좌・우의 마운트용 고무의 재질이 동일하면, 좌・우 고무의 직경 d_f와 변속기 부분의 고무 직경 d_t 및 각각의 형상계수 S_f와 S_t가 설계변수가 된다. S_f와 S_t는 원통형 마운트인 경우에 고무의 높이로써 대치될 수 있다. 이와 같이 설정된 설계변수를 벡터로 나타내면 다음과 같다.

$$\{v\}=\{l_1, l_2, a, \alpha_R, \alpha_L, e_R, e_L, b, d_f, d_t, S_f, S_t\}^t \quad (11)$$

3.3 제약조건(Constraints)

최적화된 결과치가 실제적인 효용성을 가지기 위해 설계변수는 여러가지 제약조건을 만족하여야 한다. 각각의 설계변수는 허용 상한치와 하한치를 넘지 않아야 한다. 즉

$$v_i^L\leqq v_i\leqq v_i^U,\ i=1, 2, \cdots, 12 \quad (12)$$

여기서 v_i^L과 v_i^U는 i번째 설계변수의 하한치와 상한치를 각각 나타낸다. 또한 고무의 변형(strain)도 고려되어야 한다. 일반적으로 자동차인 경우 허용압축변형률과 전단변형률이 각각 20%와 30%이다[13]. 정적 하중과 기하학적 제약조건으로부터 고무의 변형률에 관한 제약조건은 다음과 같이 구해진다. Fig. 1로부터

$$\delta_{R\text{I}}=(P_R\cos\alpha_R+Q\sin\alpha_R)/k_{R\text{I}}\leqq 0.2\,h_f \quad (13)$$

$$\delta_{R\text{II}}=(P_R\sin\alpha_R-Q\cos\alpha_R)/k_{R\text{II}}\leqq 0.3\,h_f \quad (14)$$

$$\delta_{L\text{I}}=(P_L\cos\alpha_L+Q\sin\alpha_L)/k_{L\text{I}}\leqq 0.2\,h_f \quad (15)$$

$$\delta_{L\text{II}}=(P_L\sin\alpha_L-Q\cos\alpha_L)/k_{L\text{II}}\leqq 0.3\,h_f \quad (16)$$

$$\delta_{T\text{II}}=P_T/k_{T\text{II}}\leqq 0.3\,h_t \quad (17)$$

여기서 P_R, P_L 및 P_T는 각각 엔진의 무게에 의해서 작용되는 힘이고 h_f와 h_t는 고무의 높이이다. 즉

$$P_R=\frac{W(e_Ll_2+o_1l_1)}{(e_R+e_L)(l_1+l_2)} \quad (18)$$

$$P_L=\frac{W(e_Rl_2-o_1l_1)}{(e_R+e_L)(l_1+l_2)} \quad (19)$$

$$P_T=\frac{Wl_1}{(l_1+l_2)} \quad (20)$$

인데, 여기서 W는 엔진의 무게를 나타낸다. Q는 엔진이 차체에 창작될 때 고무의 변형과 엔진의 기하학적 제약조건 때문에 야기되는 엔진 앞쪽의 마운트에 작용하는 힘(statlc load)으로서 다음 식에서 구해진다.

$$\delta_{R\text{I}}\sin\alpha_R-\delta_{R\text{II}}\cos\alpha_R+\delta_{L\text{I}}\sin\alpha_L-\delta_{L\text{II}}\cos\alpha_L=0 \quad (21)$$

즉

$$Q=\frac{(P_R\sin 2\alpha_R+P_L\sin 2\alpha_L)(k_{R\text{I}}-k_{R\text{II}})}{2\{k_{R\text{I}}(\cos^2\alpha_R+\cos^2\alpha_L)+k_{R\text{II}}(\sin^2\alpha_R+\sin^2\alpha_L)\}} \quad (22)$$

이 된다.

3.4 최적화 기법 및 설계 민감도

본 연구에서 고려하는 목적함수는 비선형이고 제약조건이 주어지고 있다. 따라서 최적설계변수를 구하기 위해서 미분 벡터 투영법(gradient projection method)을 사용하였다[16]. 식(10)에서 주어진 목적함수의 설계변수에 대한 민감도는 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{\partial\phi_0}{\partial v_i}=\sum_{l=1}^{7}\sum_{m=1}^{2}\sum_{n=1}^{\infty}W_{lm}\left[\left(\{d\}^t\frac{\partial\{\hat{\eta}\}_{lmn}}{\partial v_i}\right)^*\cdot(\{d\}^t\{\hat{\eta}\}_{lmn})+(\{d\}^t\{\hat{\eta}\}_{lmn})^*\left(\{d\}^t\frac{\partial\{\hat{\eta}\}_{lmn}}{\partial v_i}\right)\right] \quad (23)$$

여기서

$$\frac{\partial\{\hat{\eta}\}}{\partial v_i}=-[Z]_n^{-1}\frac{\partial[Z]_n}{\partial v_i}\{\hat{\eta}\}_n$$

이고, $\frac{\partial[Z]_n}{\partial v_i}$는 식(7)로부터 구할 수 있다.

4. 실 험

4.1 실린더내 가스 압력과 토오크

실린더 압력은 엔진용 압력센서와 갭 센서(gap sensor)를 사용하여 크랭크각도에 따라 측정한다. 실린더 상부의 예열 플러그(glow plug)자리에 압력 센서를 장치하여 압력을 측정하고, 상사점(TDC)은 크랭크 풀리에 접착된 작은 쇠붙이가 회전함에 따라 갭 센서에

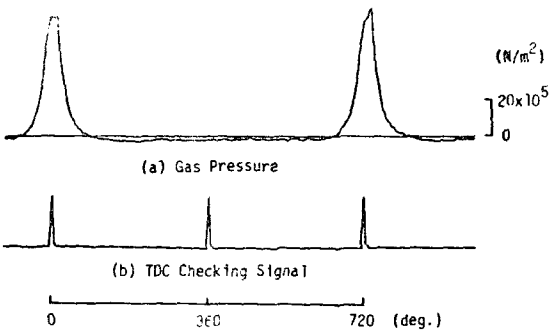

Fig. 2 Gas pressure data for a firing cylinder: S 2 engine; 1500 rpm; no load; normal firing

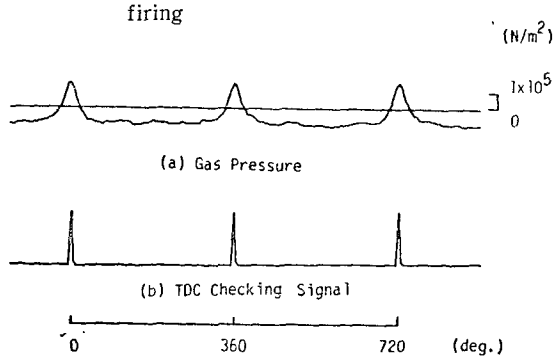

Fig. 3 Gas pressure data for a misfiring cylinder: S 2 engine; 1500 rpm; no load; one cylinder misfiring

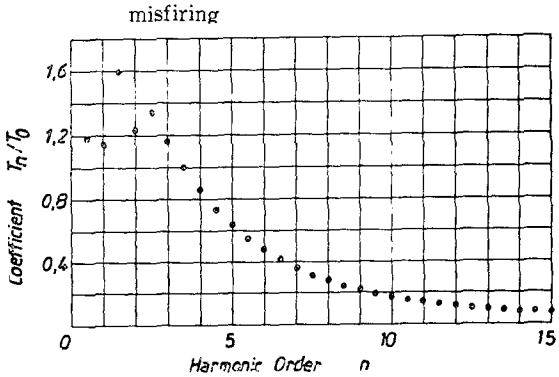

Fig. 4 Harmonic coefficients of gas-pressure torque $T_p/T_0=1+2\sum_{n=1/2}^{\infty}(T_n/T_0)\cos(n\omega t+\theta_n)$

의해 측정된다. 가스압력에 의한 토오크의 Fourier 급수전개를 위해 측정 데이터는 마이크로 컴퓨터에 의해 처리된다. 여기서 Fourier 복소급수는 FFT 프로그램에 의해 처리된다[17]. 실험에 사용된 엔진은 직렬 4기통 디이젤 엔진(S 2, 기아산업(주))이다. 압력 센서는 스트레인 게이지 형태(PE 100 KJ, Kyowa)이며, 냉각효율을 높이기 위해 냉각수를 사용했다. 갭 센서(2525-

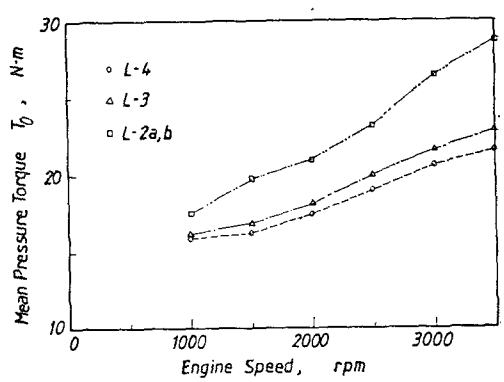

Fig. 5 Mean pressure torques on various operating modes: S 2 engine; no load; normal firing

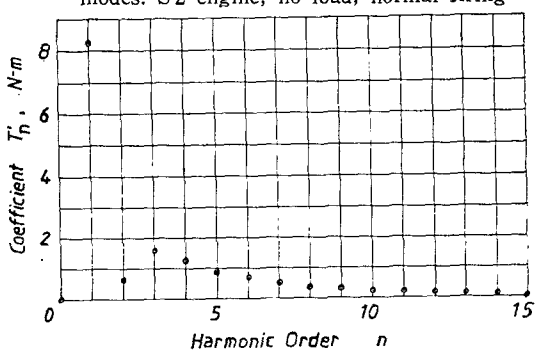

Fig. 6 Harmonics of gas torque in the non-working cylinder $T_p'=T_0'+2\sum_{n=1}^{\infty}T_n'\cos(n\omega t+\theta_n')$

05, AEC)로부터의 신호전압은 A/D 변환을 위한 트리거(trigger)신호로 사용되며 TDC를 감지한다. 무부하 상태의 1500 rpm에서 점화되는 기통과 점화되지 않는 기통에 대한 압력과 트리거 신호를 각각 Fig. 2와 3에 나타내었다. 가스압력에 의한 토오크의 Fourier 복소급수를 FFT 프로그램으로 구하기 위해 주어진 rpm에서 한 주기에 512(=2^9)개의 압력 데이터를 얻었으며 100주기의 평균값을 취했다. 즉 4사이클 엔진의 경우 주기에 따른 압력의 변화가 적기 때문에 이를 고려하지 않았다. 점화되는 기통의 경우 가스압력에 의한 토오크의 Fourier계수의 크기를 Fig. 4에 나타내었고, 운전조건과 운전속력에 따른 평균 토오크는 Fig. 5에 나타내었다. 점화되지 않는 기통의 경우 가스압력에 의한 토오크의 Fourier급수는 같은 방법으로 구해진다. 그러나 점화되지 않는 기통에서는 흡·배기 밸브의 작동중지에 따라 연소 가스가 배기행정에서 배출되지 못하므로 처음 몇 사이클 동안은 연소 가스가 피스톤 링을 통한 블로우 바이(blow-by)의 형태로 누

출되어 매 피스톤 행정의 윗부분 동안은 양압력(게이지 압력), 아랫부분 동안은 음의 압력상태인 평형에 도달한다. 즉 점화되지 않는 기통에서의 가스압력 토오크의 평균에 거의 영에 가까와 무시된다. Fig. 6에 점화되지 않는 기통에 대한 가스압력에 대한 Fourier 계수를 나타내었다.

4.2 방진고무의 물성치 측정[8, 13]

(1) 스프링 상수

정적인 상태에서의 하중-변위 곡선으로부터 주어진 하중에 대한 방진고무의 스프링 상수를 구할 수 있다. 인장·압축시험기(MTS)를 사용하여 엔진의 좌우방진고무와 변속기 상부의 방진고무에 대해 전단 스프링상수는 각각 74,400 N/m 와 78,600 N/m 로 측정되었다. 원통형 방진고무에 대한 압축 스프링상수는 다음의 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$k_{shear}=G\pi d(1+1/36\,S^2)^{-1} \tag{24}$$

$$k_{compr}=G\pi dS(3+4.935\,S^2) \tag{25}$$

G와 d는 각각 전단탄성계수와 방진고무의 직경이며, S는 방진고무의 형상계수이다. 원통형의 경우 $S=d/(4h)$로 계산되며 h는 방진고무의 높이이다. 측정결과로부터 G는 자동차용 방진고무의 표준치인 10 kgf/cm 로 계산되었고, 엔진 좌우의 방진고무와 변속기 상부의 방진고무에 대한 압축 스프링상수는 각각 489,300 N/m, 383,600 N/m 로 계산되었다.

(2) 등가 감쇠 계수

감쇠는 복잡한 현상으로서 한 문제에 대해 여러 형태로 나타나며, 동작조건과 감쇠 이력(past history) 또는 감쇠기의 형상에 의존한다. 그러나 수학적 모형으로 간편화하기 위해 방진고무의 등가 점성감쇠를 구하고자 한다. 외부에서 가한 일과 소산된 에너지는 같으며 방진고무에서 소산된 에너지는 히스테리시스(hysteresis) 폐곡선의 면적으로 측정될 수 있으므로, 주기당 소산된 에너지와 점성감쇠력에 대한 다음의 관계식으로부터 등가 감쇠 계수 c_{eq}를 구한다.

$$\Delta E_{cyc}=\omega c_{eq}X^2 \tag{26}$$

여기서 X는 변위 주기 함수의 진폭이다. 한 주기당 같은 양의 에너지가 소산된다고 가정하였다. 인장·압축시험기를 사용하여 엔진 좌우의 방진고무에 대한 압축방향과 전단방향 감쇠계수는 각각 3,586.0 N/m/sec, 306.6 N/m/sec 으로 측정되었고, 변속기상부의 방진고무에 대한 이 값들은 각각 3,788.4 N/m/sec, 658.8 N/m/sec 으로 측정되었다.

5. 컴퓨터 시뮬레이션 결과 및 검토

5.1 엔진 진동의 컴퓨터 시뮬레이션

엔진의 동력학적 모델에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 입력 데이터는 참고문헌 (14)에 나타나 있다. 엔진 진동을 파악하기 위해 각 진동 모우드에 대한 정지점(nodal point)으로부터 떨어진 한 위치를 선택하였다. 선택된 점은 변속기 쪽에서 볼 때 엔진의 좌측 상단에 위치하며, Fig. 1에 나타낸 좌표계에서 미터 단위로 $(x, y, z)=(-0.1605,\ 0.1658,\ 0.2440)$으로서 수직 병진운동, 피칭 및 로울링 운동이 현저하게 관찰되는 점이다. 동력학적 모델에 대한 고유진동수는 5.113 Hz, 6.187 Hz, 8.986 Hz 로 계산되었으며, 5.113 Hz 에서는 피칭운동이 현저하고 6.187 Hz 에서는 로울링운동이 현저함을 알 수 있다. 8.989 Hz 에서는 수직 병진운동과 로울링운동이 복합되어 나타난다. 정상점화(L-4)일 때와 한 기통이 점화되지 않는 경우(L-3), 두 기통이 점화되지 않는 경우(L-2a; #1, #4 또는 #2, #3이 점화되지 않는 경우, L-2b; 그외의 경우)에 대해 각각 600~4,000 rpm 의 엔진속력에서 위에서 선정한 점의 수직방향의 RMS 변위를 Fig. 7에 나타내었다. 엔진속력이 증가하면 각 경우의 RMS 변위는 감소하고, 고속운전일 때 위 4가지 운전상태의 RMS 변위는 거의 차이가 없음을 알 수 있다. 그러나 저속운전에서는 그 차이가 상당히 큼을 알 수 있다. 즉 L-2와 L-3 운

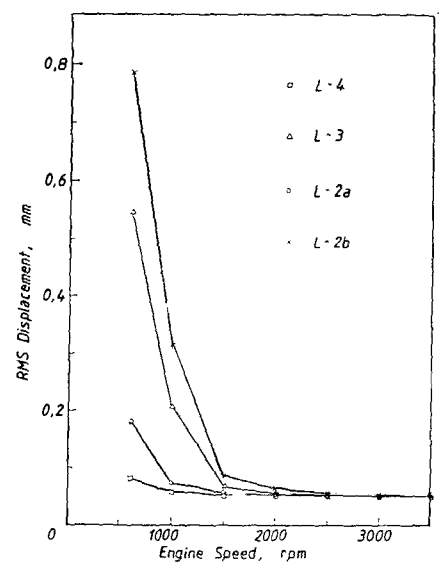

Fig. 7 RMS displacement of the test point for the present dynamic model of the engine

Table 1 Harmonics of the resultant pressure torque for a variable displacement engine: S 2 engine; 1000 rpm; no load

Operating mode	Harmonic order (Frequency; Hz)							
	1/2	1	3/2	2	5/2	3	7/2	4
	(8.333)	(16.667)	(25.000)	(33.333)	(41.667)	(50.000)	(58.333)	(66.667)
L-4	0	0	0	156.757	0	0	0	109.145
L-3	38.449	26.626	51.724	120.313	43.549	34.365	32.559	84.577
L-2a	0	58.862	0	88.866	0	74.867	0	65.010
L-2b	58.821	0	79.131	88.866	66.624	0	49.810	65.010

Operating mode	Harmonic order (Frequency; Hz)							
	9/2	5	11/2	6	13/2	7	15/2	8
	(75.000)	(83.333)	(91.667)	(100.000)	(108.333)	(116.667)	(125.000)	(133.333)
L-4	0	0	0	60.673	0	0	0	35.705
L-3	23.724	18.829	17.677	46.962	13.328	10.833	10.115	27.569
L-2a	0	41.017	0	35.933	0	23.581	0	20.887
L-2b	36.294	0	27.044	35.933	20.389	0	15.447	20.887

(Unit; N-m)

Table 2 Values of design variables

Design variable	Unit	Lower limit	Initial value	Upper limit
l_1, forward distance of front mounts from the engine mass center	m	0.0062	0.0362	0.1862
l_2, backward distance of the rear mount from the engine mass center	m	0.5727	0.7327	0.7827
a, vertical distance of front mounts	m	0.0568	0.1068	0.1368
α_R, inclined angle of the right mount from the vertical line	deg.	0.0	35.0	90.0
α_L, inclined angle of the left mount form the vertical line	deg.	0.0	35.0	90.0
e_R, lateral distance of the right mount from the engine mass center	m	0.1685	0.1885	0.2685
e_L, lateral distance of right mount from the engine mass center	m	0.1883	0.2083	0.2883
b, vertical distance of the rear mount from the engine mass center	m	0.0340	0.0350	0.0850
d_f, diameter of front isolators	m	0.0150	0.0750	0.0900
d_t, diameter of the rear isolator	m	0.0150	0.0588	0.0900
S_f, shape factor of front isolators	·	0.35	0.50	0.70
S_t, shape factor of the rear isolator	·	0.35	0.50	0.70

* Shear modulus, $G=10\ \mathrm{kgf/cm^2}$

* Damping coefficients, $c_{R\text{I}}=c_{L\text{I}}=3586.0\ \mathrm{N/m/sec}$

$c_{R\text{II}}=c_{R\text{III}}=c_{L\text{III}}=c_{L\text{II}}=306.6\ \mathrm{N/m/sec}$

$c_{T\text{I}}=3586.0\ \mathrm{N/m/sec}$

$c_{T\text{III}}=c_{T\text{II}}=658.8\ \mathrm{N/m/sec}$

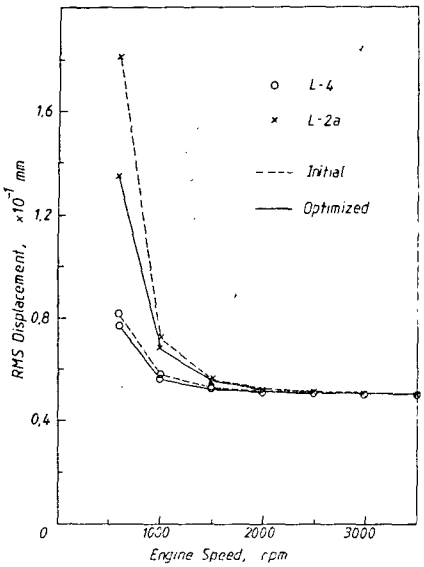

Fig. 8 RMS displacement of the test point for the dynamic model optimized with the shape parameters of isolators (case 1)

전의 RMS변위는 L-2a, L-4운전일 때보다 훨씬 큼을 알 수 있다. Fig. 7로부터 L-2b와 L-3운전 상태에서 진동이 상당히 증가하므로 가급적 이 운전상태는 피하는 것이 좋겠다. 점화되는 기통수에 따라 엔진에 작용하는 힘들중 가스압력 토오크만이 변동하는데 Table 1에 1,000 rpm에서의 주파수에 따른 성분을 계산하였다. Table 1에서 엔진속력의 1/2에 해당하는 8.333 Hz는 동력학적 모델의 고유진동수에 접근해 있으므로 관심의 대상이 된다. 이 주파수 성분은 L-3와 L-2b운전상태에서 존재하여 엔진의 진동이 다른 운전상태보다 심하게 된다. 그러므로 최적화 문제에서는 L-4와 L-2a운전상태만 고려하였다.

5.2 최적설계 결과 및 검토

엔진마운트를 최적화하기 위해 사용된 설계변수들의 현재값과 한계치를 함께 Table 2에 나타내었다. 마운트 설치 위치에 대한 상한치와 하한치는 실제 차체의 가능 위치를 고려하여 설정하였고, 방진고무 크기의 상한치와 하한치는 한국공업규격(KS B 9426)과 일본공업규격(JIS D 4602)으로부터 취해졌다. 최적화과정에서 다음 세가지 경우를 고려하였다.

경우 1 ; 방진고무의 크기만을 변경한다.

경우 2 ; 마운트의 위치와 경사각을 변경한다.

경우 3 ; 마운트의 위치와 경사각, 방진고무의 크기를 동시에 변경한다.

최적화 프로그램은 포트란Ⅳ언어로 구성하여 Cyber 170-885컴퓨터에서 대화식으로 수행되었다. 경우 1에 대한 최적치를 Table 3에 나타내었는데, 변속기 상부의 방진고무의 직경과 모든 방진고무의 높이는 거의 변하지 않은 반면 엔진 좌우의 방진고무의 직경은 상당히 감소된 것을 알 수 있다. 엔진좌우 방진고무의 정적 변형률은 증가하며 엔진우측 방진고무의 압축 변형률은 상한치에 도달됨을 알 수 있다. 경우 1에 대한 모든 고유진동수는 현재보다 감소되고 고유벡터들도 현재값에서 상당히 변화함을 알 수 있다. Fig. 8에 나타낸 바와 같이 L-4와 L-2a운전상태의 RMS변위가 현재보다 많이 감소되어 600과 1,000 rpm에서 L-2a운전의 경우 각각 현재보다 25.8%, 5.8%로 감소됨을 알 수 있다. 경우 2, 즉 마운트의 위치와 경사각

Table 3 Optimization results with the shape parameters of the isolators at the design variables (case 1)

Output variables	Unit	Initial value (present)	Final value (optimized)
d_f	m	0.0750	0.0505
d_t	m	0.0588	0.0560
$S_f(h_f)$	. (m)	0.500(0.0375)	0.350(0.0361)*
$S_t(h_t)$	. (m)	0.500(0.0294)	0.471(0.0297)
Objective function	m^2	0.149927×10^{-6}	0.116576×10^{-6}
Compression strain of the right isolator	%	7.75	20.00**
Shear strain of the right isolator	%	6.18	15.81
Compression strain of the left isolator	%	7.18	18.50
Shear strain of the left isolator	%	4.28	11.15
Shear strain of the rear isolator	%	5.11	5.71

* Lower limit value

** Limit value

Table 4 Optimization results with the mounting positions and inclined angles as the design variables (case 2)

Output variables	Unit	Initial value (present)	Final value (optimized)
l_1	m	0.0362	0.0291
l_2	m	0.7327	0.6977
a	m	0.1068	0.0662
α_R	deg.	35.0	53.5
α_L	deg.	35.0	78.0
e_R	m	0.1885	0.2343
e_L	m	0.2083	0.1883*
b	m	0.0350	0.0340*
Objective function	m^2	0.149927×10^{-6}	0.111733×10^{-6}
Compression strain of the right isolator	%	7.75	7.42
Shear strain of the right isolator	%	6.18	9.70
Compression strain of the left isolator	%	7.18	6.20
Shear strain of the left isolator	%	4.28	30.00**
Shear strain of the rear isolator	%	5.11	4.34

* Lower limit value
** Limit value

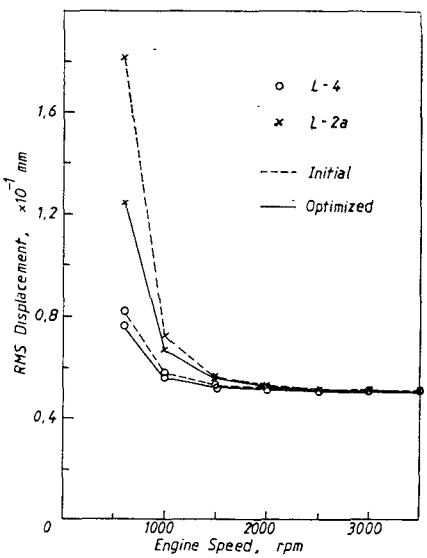

Fig. 9 RMS displacement of the test point for the dynamic model optimized with mounting positions and inclined angles (case 2)

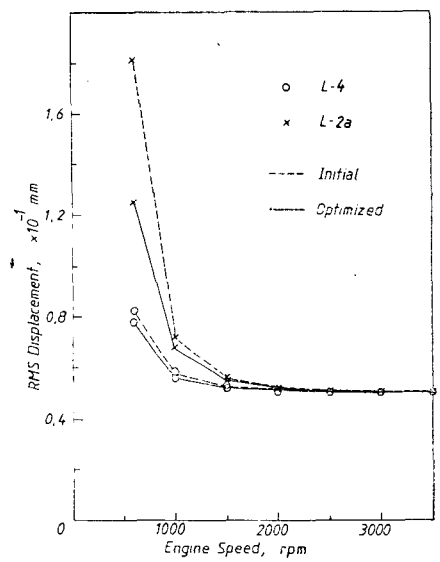

Fig. 10 RMS displacement of the test point for the dynamic model optimized by the combined study (case 3)

을 변경하였을 때의 최적치를 Table 4에 나타내었다. 엔진 좌우마운트의 경사각은 모두 증가되었고, 엔진무게중심으로부터 측면거리가 좌측마운트는 감소되었으나 우측마운트는 증가되었으며, 다른 위치들은 모두 무게중심쪽으로 접근하게 됨을 알 수 있다. 엔진 좌측마운트의 전단 변형률이 상한치에 도달되고, 모든 고유진동수가 현재보다 상당히 감소되며, 고유벡터들은 현재값 및 경우 1의 결과치와도 다른 새로운 값으로 변화됨을 알 수 있다. Fig. 9에 나타낸 바와 같이 RMS 변위가 현재보다 많이 감소되며, 600과 1,000 rpm에서 L-2a 운전의 경우 각각 현재보다 30.9%, 7.1%로 감소됨을 알 수 있다. 경우 3, 즉 마운트의 위치와 경

Table 5 Optimization results of the combined study (case 3)

Output variables	Unit	Initial value (present)	Final value (optimized)
l_1	m	0.0362	0.0351
l_2	m	0.7327	0.7097
a	m	0.1068	0.0905
α_R	deg.	35.0	38.8
α_L	deg.	35.0	55.3
e_R	m	0.1885	0.1605*
e_L	m	0.2083	0.1883*
b	m	0.0350	0.0343
d_f	m	0.0750	0.0522
d_t	m	0.0588	0.0580
$S_f(h_f)$	. (m)	0.500(0.0375)	0.350(0.0373)*
$S_t(h_t)$	. (m)	0.500(0.0294)	0.492(0.0295)
Objective function	m^2	0.149927×10^{-6}	0.110477×10^{-6}
Compression strain of the right isolator	%	7.75	20.00**
Shear strain of the right isolator	%	6.18	12.42
Compression strain of the left isolator	%	7.18	17.30
Shear strain of the left isolator	%	4.28	30.00**
Shear strain of the rear isolator	%	5.11	5.28

* Lower limit value
** Limit value

사각, 방진고무의 크기를 동시에 변경할 때의 최적치는 Table 5에 나타낸 바와 같이 엔진무게중심으로부터 측면거리가 엔진 우측 마운트의 경우에 감소되는 점을 제외하고는 경우 2와 경우 1에서의 최적치와 같은 경향을 보인다. 그런데 경우 3에서는 모든 설계변수가 동시에 복합되어 변경되므로 비교적 적은 변화가 생김을 알 수 있다. 이 경우 600과 1,000 rpm에서 L-2a 운전상태의 RMS 변위는 Fig. 10에 나타낸 바와 같이 각각 31.3%, 7.2%로 감소됨을 알 수 있다. 위 세 가지 경우의 결과로부터 모든 고유진동수가 현재보다 감소되고 고유 벡터들도 상당히 변화하며, 각 경우 공회전에 해당하는 600 rpm에서의 RMS 변위가 상당히 감소됨을 알 수 있다.

6. 결 론

세곳으로 지지되는 4기통 직렬 엔진에 대하여 3차원 동력학적 모델을 설정하였고, 가변 기통 엔진의 동작 기통수에 따른 가진력을 해석하였다. 마운트의 위치와 경사각, 방진고무의 크기를 설계변수로 선정하여 최적화 문제를 미분벡터투영법으로 해결하였고, 그 최적설계 결과를 제시하였다. 가변 기통 엔진의 마운트계를 변경시킬 경우 시뮬레이션 결과로부터 엔진의 진동은 특히 공회전시에 감소될 수 있음을 알 수 있다.

후 기

본 연구를 위해서 협조하여 주신 기아산업(주)의 관계자와 KAIST-산업체 Consortium 담당자에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) H.N. Pouliot, et al., "A Variable-Displacement Spark Ignition Engine", SAE Paper No. 770114, 1977

(2) D.C. Siegle and R.W. Siewert, "The Variable Stoke Engine-Problems and Promises", SAE Paper No. 780700, 1978

(3) L. Givens, "A New Approach to Variable Displacement", Automotive Engineering, Vol. 85-5, pp. 30~34, 1977

(4) B. Bates, et al., "Variable Displacement by

Engine Valve Control", SAE Paper No. 780145, 1978

(5) N. Yamada and T. Itoh, "Improvements in Automotive Fuel Economy", J. of JSME, Vol. 34, pp. 1004～1012, 1980

(6) L. Givens, "Engineering Highlights of the 1981 Automobiles", Automotive Engineering, Vol. 88-10, pp. 51～54, 1980

(7) T. Fukui, et al., "Mitsubishi Orion-MD—A New Auto mobiles," Variable Displacement Engine", SAE Paper No. 83 1007, 1983

(8) 정해일, "가변기통화에 따른 소형 디이젤 엔진의 진동 특성 연구", 석사학위논문, 한국과학기술원 생산공학과, 1984

(9) 곽윤근, "디이젤 엔진의 진동절연체계에 관한 연구(Ⅰ)", 한국과학재단연구보고서, 1981

(10) 곽윤근, "디이젤 엔진의 진동절연체계에 관한 연구(Ⅱ)", 한국과학재단연구보고서, 1983

(11) T. Yonezawa and T. Kato, "The Research of Vibration Isolation for Small Size Engines for Ships", 內然機關, Vol. 22-11, pp. 9～16, 1983

(12) 정백기, 김수현, 곽윤근, 이장무, "승용차 엔진의 진동절연체계에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제 8 권, 제 4 호, pp. 335～342, 1984

(13) H. Tohara, et al., 防振ゴム, 日本鐵道車輛工業會, 1975

(14) 이재철, "가변기통화 엔진의 마운트 최적설계", 석사학위논문, 한국과학기술원 기계공학과, 1985

(15) 박석태, 정경렬, 이종원, 김광준, "엔진마운트계의 모형화 및 동적해석", 대한기계학회 제 2 회 동력학 및 제어부문 학술강연회 초록집, pp. 39～42, 1985

(16) E.J. Haug and J.S. Arora, Applied Optimal Design, pp. 77～88, John Wiley and Sons, 1979

(17) R.K. Otnes and L. Enochson, Applied Time Series Analysis, Vol. 1, Chap 6, John Wiley and Sons, 1978