

〈논 문〉

피스톤 슬랩 충격력 예측을 위한 충돌점 모델

A Model of Collision Point to Estimate Impact Force Related to Piston Slap

조성호* · 안상태* · 김양한**

Sung-Ho Cho, Sang-Tae Ahn and Yang-Hann Kim

(2000년 2월 7일 접수 : 2000년 5월 12일 심사완료)

Key Words : Piston Slap(피스톤 슬랩), Motoring Condition(모터링 조건), Model of Collision Point(충돌점 모델), Impact Force(충격력), Point Mobility(점 모델리티)

ABSTRACT

Piston slap is not only one of the major sources of noise and vibration in internal combustion engines but also a cause of the deterioration of engine performance. The basic mechanism associated with the piston slap seems to be quite simple, but the phenomenon is in fact complicated with regard to many mechanical elements associated. First of all, the impact force of piston slap must be identified to estimate engine block surface vibration. In this paper, model of collision point is proposed to calculate the impact force when slap occurs. The parameters of the model are estimated by employing the concept of point mobility. The predicted and experimentally observed vibration results confirm that the proposed method is practically useful.

1. 서 론

일반적인 기계 구조물에서의 충돌 현상은 소음/진동을 야기하는 피할 수 없는 원인이다. 많은 충돌 현상 중에서도, 내연 기관을 비롯한 모든 크랭크-슬라이더 기구(crank-slider mechanism)에서는 피스톤과 실린더 내벽 사이의 간극(clearance)과 주기적으로 방향이 변하는 측면 주력(side thrust force)의 영향으로 왕복 운동을 하는 피스톤이 실린더 내벽과 충돌하는데, 이런 충돌 현상을 피스톤 슬랩(piston slap)이라 한다. 피스톤 슬랩은 피스톤과 실린더 사이의 열팽창 차이 때문에 간극이 넓고 실린더 내부의 압력 변화가 빠르지 않은(즉, 낮은 엔진 회전수(rpm)로 운전되는) 디젤 엔진(diesel engine)에서는 기계적인 소음/진동을 발생시키는 주요 원인으로 인식되고 있다.

지난 약 50년간 여러 분야의 연구자들에 의해 지속적으

로 연구되어져 온 피스톤 슬랩은 주로 슬랩 발생 시의 충격력과 직접적으로 관련된 측면 주력을 피스톤 및 커넥팅로드의 관성력과 연소실 내부의 폭발 압력의 향으로 보다 정확하게 표현하고자 노력하였다^(1~3). 최근 들어서는 전산기의 발달로 인해 피스톤과 실린더 내벽 및 커넥팅로드를 탄성체로 모델링하여 유한요소해석(finite element analysis)을 수행하는 방향으로 연구가 진행되어져 왔다^(4~5). 이러한 전산기 원용 해석에서 가장 관심의 대상이 되는 부분은 피스톤과 실린더 내벽의 충돌 시(슬랩 발생 시)의 충격력(impact force)을 규명하는 부분이다^(4~6). 하지만, 단순한 원인에 의해서 발생하는 피스톤 슬랩이지만, 관련 변수와 현상의 복잡성으로 인해서 유한요소해석은 많은 노력에 비해 그 결과는 만족스럽지 못한 것이 사실이었다. 이에 반하여 안상태 등⁽⁶⁾은 피스톤과 실린더 내벽이 충돌할 경우에 충돌이 일어나는 부분을 등가 진동계로 표현하여 단순하지만 물리적인 특징을 잘 표현하는 충돌점 모델을 제안한 바 있다. 본 논문에서는 피스톤 슬랩에 의한 엔진 소음/진동을 해석하기 위하여 가장 중요한 부분인 충격력을 계

* 한국과학기술원 대학원 기계공학과

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

산하기 위한 충돌점 모델에 대한 물리적인 타당성을 살펴보고자 한다. 또한, 그로부터 계산된 충격력의 오차 원인과 실린더 내벽과 엔진 블록 표면 사이의 충격 응답과의 중첩적분으로 구해진 엔진 블록 표면의 예측된 진동 신호를 실험에 의해 취득된 진동 신호와 비교함으로써 제안된 모델의 유용함을 살펴보기로 한다.

2. 피스톤-실린더 내벽의 모델 및 운동 방정식

피스톤은 간극을 통해 측면 방향으로 운동을 함과 동시에 회전 운동도 하게 될 것이다. 이러한 피스톤의 측면 및 회전 운동을 상,하 운동과 구별하여 피스톤의 2차적인 운동(piston secondary motion)이라 부른다. 피스톤의 2차적인 운동을 묘사하기 위해서는 피스톤을 평면 운동을 하는 3자유도(x, y, θ 방향) 물체로 간주할 수 있다. 한편, 상,하 운동 중인 피스톤에서는 측면 운동과 회전 운동이 동시에 일어나므로, 피스톤 스커트(piston skirt : A, B, C, D)가 실린더 내벽과 충돌한다고 생각할 수 있다(Fig. 1). Fig. 2를 참조하여 피스톤의 운동 방정식을 세우면 다음과 같다.

x 방향:

$$F_{ix} = m_p \ddot{x}_{COG} = A_x + F_A + F_B - F_C - F_D \quad (1)$$

y 방향:

$$F_{iy} = m_p \ddot{y}_{CDG} = -A_y - F_{gas} - f_{fric} - m_p g \quad (2)$$

θ 방향:

$$M_i = I_p \ddot{\theta}_p = F_{gas}(x_{BO} - x_p) + F_A l_{yA} - F_B l_{yB} - F_C l_{yC} + F_D l_{yD} + m_p g \cdot s \sin(\gamma + \theta_p) - T_{fp} + m_p \ddot{x}_p l_y - m_p \ddot{y}_p l_x \quad (3)$$

여기서, F_A, F_B, F_C, F_D 는 Fig. 2의 피스톤 스커트 A, B, C, D 에 작용하는 충격력을 나타내고, F_{gas} 는 연소에 의한 폭발력, f_{fric} 은 피스톤의 수직면에 작용하는 마찰력, T_{fp} 는 피스톤 핀에서의 마찰 토크(friction torque)이며, 이들이 피스톤에 작용하는 외력(external force)이라 생각할 수 있다. 그리고, A_x, A_y 는 커넥팅 로드로부터 피스톤으로 전달되는 x 및 y 방향의 반력이며, 특히 A_x 는 크랭크 축의 회전에 따라 주기적으로 방향이 변하는 측면 주력으로서 피스톤의 2차적인 운동을 일으키는 원동력이다. 그 외에 x_{BO} 는 크랭크 축과 실린더의 중심과의 오프셋 거리를 나타내는 보어 오프셋(bore offset)이며, l_x, l_y 는 x 및 y 방향의 피스톤 핀 오프셋 거리를 나타낸다. 또한,

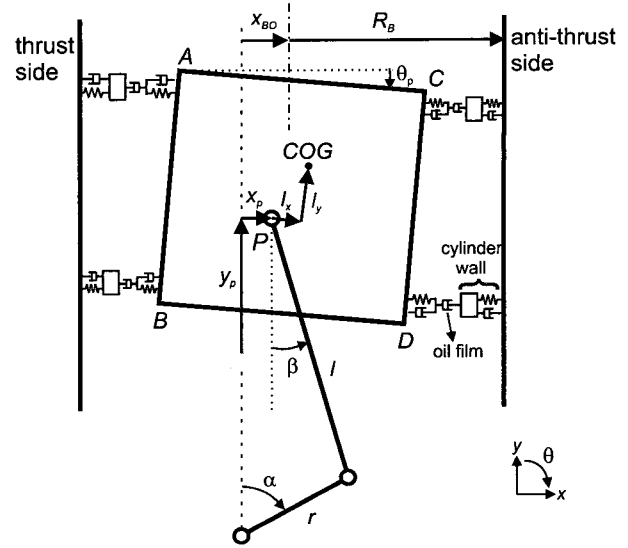


Fig. 1 Model of piston and cylinder inner wall (COG: center of gravity)

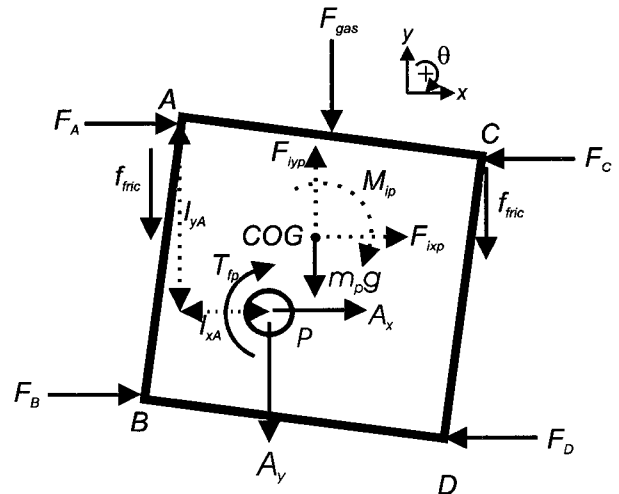


Fig. 2 Free body diagram of piston (COG: center of gravity)

$l_{yA}, l_{yB}, l_{yC}, l_{yD}$ 는 피스톤 핀과 피스톤 스커트 A, B, C, D 사이의 y 방향 거리를 나타낸다.

피스톤의 운동 방정식 식 (1)~(3)에서 2차적인 운동을 묘사하기 위한 관심있는 변수는 피스톤의 운동에 관련된 피스톤 질량 중심에서의 x, y, θ 방향으로의 가속도이다. 더불어, 커넥팅 로드로부터 피스톤에 가해지는 측면 주력 (A_x)과 y 방향으로의 반력(A_y), 그리고 실린더 내벽으로부터 피스톤 스커트에 가해지는 반력들(F_A, F_B, F_C, F_D)도 함께 풀어야 하는 변수이다. 따라서, 3개의 운동방정식에 총 9개의 미지수가 있으므로 추가적인 6개의 운동방정식이 필요하게 된다. 하지만, 피스톤 질량 중심에서의 x, y

방향 가속도는 독립적인 변수가 아니라, θ_p , $\dot{\theta}_p$,와 $\ddot{\theta}_p$ 의 함수이다. 결국, x 및 y 방향으로의 피스톤 변위, 속도, 가속도는 크랭크-슬라이더 기구의 운동학(kinematics)으로부터의 정보와 피스톤 회전에 관한 정보 θ_p , $\dot{\theta}_p$, $\ddot{\theta}_p$ 를 알면 계산할 수 있으므로 더 이상 독립 변수가 아니며, 추가적인 운동방정식은 4개만 필요하게 되고, 4개의 피스톤 스퀘트에 제안하는 충돌점 모델을 적용함으로써 유도할 수 있다.

3. 충돌점 모델과 운동 방정식

3.1 점 모빌리티(Point Mobility)⁽⁷⁾

단위 입력(힘)에 대한 응답(속도)으로써 임피던스의 역수로 표현되는 모빌리티(mobility)를 시스템의 경계의 특성을 표현하는 물리량으로 선택할 수 있다. 이 때, 계의 경계 즉, 한 점에서의 입력(힘)과 출력(속도)의 비를 나타낸 모빌리티를 전달 모빌리티(transfer mobility)와 구분하여 점 모빌리티(point mobility)라고 명명하며, 이 값은 한 점에서의 입력에 대한 반응 정도(출력)를 증가시키는 집중 계수 시스템(lumped parameter system)의 계수 추정에 사용될 수 있다. 따라서, 피스톤과 실린더 내벽이 외부 가진에 의해 어떻게 반응을 보이는지를 알고 있다면 역으로 증가의 진동계의 계수들을 추정해 낼 수 있을 것이다. Fig. 3과 Fig. 4는 막대(bar)의 경우를 예로 들어 점 모빌리티의 특성을 개념적으로 설명하고 있다. 먼저, Fig. 3의 경우는 오른쪽 고정, 왼쪽 자유인 막대(fixed-free bar)의 점 모빌리티이다. 이 경우 점 모빌리티는

$$M = j \frac{c}{EA} \tan kl \tag{4}$$

와 같이 표현되며, E 는 막대의 탄성 계수, A 는 단면적, ρ 는 밀도, l 은 막대의 길이를 나타낸다. 또한, c 는 음파의 속도이며, k 는 파수(wave number)이다. Fig. 3의 아래 그림에서 알 수 있듯이, 첫번째 공진(resonance)이 나타나기 이전의 주파수 영역에서는 막대(bar) 전체가 마치 하나의 스프링처럼 거동하여 점 모빌리티가 20 dB/octave로 증가하는 것을 알 수 있으며, 첫번째 공진을 포함하는 주파수 영역에서는 한쪽 벽에 고정된 1자유도 진동계의 점 모빌리티와 같은 응답을 보이므로, 관심 주파수 영역이 하나의 공진 영역을 포함하는 경우에는 그와 동일한 충돌에 의한 응답 즉, 동일한 점 모빌리티를 가지는 1자유도 집중 계수 계로 진동계를 생각할 수 있다는 것을 말해준다. 한편, Fig. 4의 양단 자유인 막대의 점 모빌리티는

$$M = j \frac{c}{EA} \cot kl \tag{5}$$

로 표현되기 때문에, 첫번째 반-공진 주파수(anti-resonance frequency) 이전의 주파수 영역에서는 오직 하나의 질량처럼 거동하여 점 모빌리티가 20 dB/octave로 감소함을 알 수 있고, 첫번째 반-공진점을 포함하는 주파수 영역에서는 Fig. 4에서 보는 것과 같이 1자유도 진동계의 기저(base)를 가진할 때와 같다고 생각할 수 있다. 따라서, 자유 조건에서의 임의의 구조물의 점 모빌리티는 저주파 영역에서는 마치 하나의 질량만이 있는 집중 계수계처럼 거동하여 항상 반-공진점이 먼저 나타남을 쉽게 유추할 수 있다.

3.2 피스톤 스퀘트와 실린더 내벽의 점 모빌리티

모의 실험 시에 사용될 충돌점 모델 계수는 기본적으로 실험으로 취득한 점 모빌리티(point mobility)를 Fig. 5와 같은 자유조건에서의 1자유도 진동계의 점 모빌리티의 이

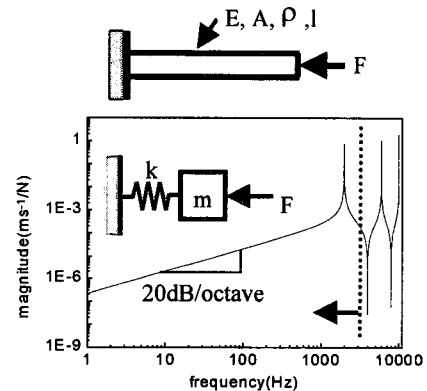


Fig. 3 Point mobility of fixed-free bar and equivalent lumped parameter system in interested frequency range

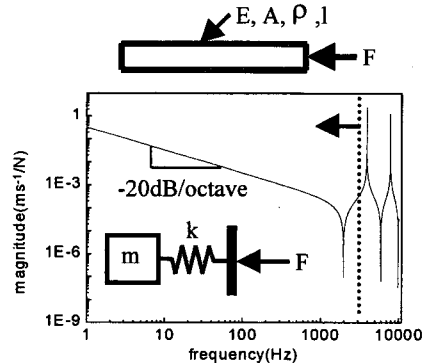


Fig. 4 Point mobility of free-free bar and equivalent lumped parameter system in interested frequency range

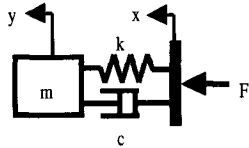
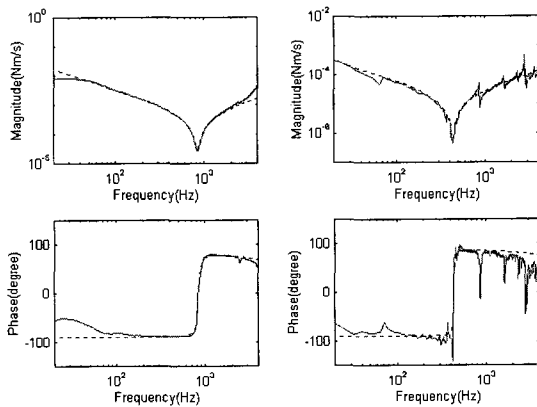


Fig. 5 1-DOF vibratory system excited at base in freely suspended condition

Table 1 Parameters estimated by curve fitting with experimental point mobility

	m(kg)	k(N/m)	c(Ns/m)
Piston skirt	0.5	1.4*10 ⁷	200
Cylinder wall	25	1.9*10 ⁸	3000



(a) Piston skirt (b) Cylinder wall
(--: simulation : experiment)

Fig. 6 Comparison of point mobility curves of piston skirt and cylinder wall

론치와의 곡선 맞춤(curve fitting)으로 추정할 수 있다. Fig. 5와 같은 자유 상태(free condition or freely suspended condition)의 1자유도 시스템에서, 가진점에서의 점 모빌리티는 식 (6)과 같다.

$$M(j\omega) = \frac{V(j\omega)}{F(j\omega)} = -\frac{j\omega((k - m\omega^2) + jc\omega)}{m\omega^2(k + jc\omega)} \quad (6)$$

식 (6)은 각 주파수마다 단위 입력에 대한 가진점의 반응 정도를 나타내는 것으로서 일종의 주파수 응답 함수라고 볼 수 있다. 이론적인 점 모빌리티 식 (6)의 관심 주파수 영역에서 전체적인 특성은 다음과 같다. 반-공진 주파수 ($\omega_a = \sqrt{k/m}$)를 중심으로 $\omega \ll \omega_a = \sqrt{k/m}$ 일 때는 점 모빌리티가 $M(j\omega) \approx -j/m\omega$ 가 되어, 점 모빌리티의 크기 $|M(j\omega)|$ 가 주파수에 따라 -20 dB/octave가 된다.

$\omega \gg \omega_a = \sqrt{k/m}$ 일 때는 $M(j\omega) \approx -j\omega/k$ 가 되어, 점 모빌리티의 크기 $|M(j\omega)|$ 는 주파수에 따라 +20 dB/octave의 기울기를 가진다. 또한, 반-공진 주파수보다 낮은 주파수 영역에서는 점 모빌리티 값의 전체적인 크기는 질량 (m)에 의해서 결정되며, 반 공진-주파수보다 높은 주파수 영역에서는 강성 계수 (k)에 의해 결정됨을 알 수 있다. 따라서, 이러한 성질을 이용하여 점 모빌리티에 관한 이론식 (6)을 실험에 의해 구한 점 모빌리티 값과 곡선 맞춤 (curve fitting)을 함으로써 등가의 질량 m , 강성 계수 k , 감쇠 계수 c 를 구할 수 있다. Fig. 6은 피스톤과 실린더 내벽의 점 모빌리티의 측정치와 곡선 맞춤을 위해 추정된 계수들을 식 (6)에 대입하여 계산한 이론치와 비교하고 있다. 추정된 계수들을 이용한 피스톤과 실린더의 점 모빌리티가 관심 주파수 영역 내에서 실험적으로 취득한 점 모빌리티와 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 하지만, 실린더 내벽의 점 모빌리티에서는 주파수가 약 500 Hz 이상인 영역에서는 1자유도 진동계 모델로는 설명할 수 없는 숨겨진 모드(hidden mode)가 존재함을 발견할 수 있다. 따라서, 이 주파수 영역에서는 충돌점을 1자유도 진동계로 생각함에 무리가 있으며, 이것은 충돌점 모델로부터의 충격력 계산에서의 오차를 발생시키는 원인이 된다. Table 1은 곡선 맞춤으로부터 추정된 피스톤 스커트와 실린더 내벽의 계수들의 값이다.

3.3 충돌점 모델의 운동 방정식

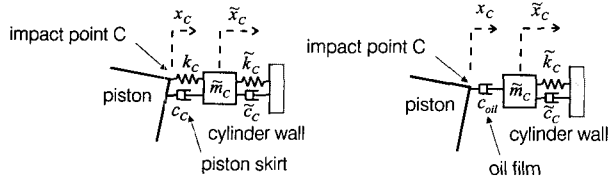
피스톤의 질량 중심과 피스톤 핀의 위치가 서로 상이하므로 커벡팅 로드로부터 받는 측면 주력은 피스톤의 질량 중심에 대해 모멘트(moment)를 발생시킨다. 따라서, 피스톤의 회전 운동은 필연적으로 일어나게 되며, 피스톤이 실린더 내벽에 충돌할 때는 이러한 회전 운동의 영향으로 피스톤의 수직면 전체가 충돌하는 것이 아니라, 피스톤 스커트가 먼저 충돌한다고 볼 수 있다. 그 후 계속되는 측면 주력의 영향으로 결국 피스톤의 수직면이 실린더 내벽에 완전히 밀착된다고 생각할 수 있다. 충돌점 모델은 충돌 시의 피스톤과 실린더 내벽의 반응 정도(점 모빌리티)를 등가시킨 집중 계수계의 계수들로 이루어진 등가의 진동계로 생각한다. Fig. 7을 참조하여 피스톤과 실린더 내벽의 충돌점에 대한 운동방정식을 구하면 아래와 같다.

스커트가 충돌하는 경우:

$$\tilde{m}_i \ddot{\tilde{x}}_i + \tilde{c}_i \dot{\tilde{x}}_i + \tilde{k}_i \tilde{x}_i = k_i(\tilde{x}_i - x_i) + c_i(\dot{\tilde{x}}_i - \dot{x}_i) = F_i \quad (7)$$

스커트가 충돌하지 않는 경우:

$$\tilde{m}_i \ddot{\tilde{x}}_i + \tilde{c}_i \dot{\tilde{x}}_i + \tilde{k}_i \tilde{x}_i = c_{oi}(\dot{\tilde{x}}_i - \dot{x}_i) = F_i \quad (8)$$



(a) When impact occurs (b) When impact doesn't occur
Fig. 7 Model of collision point. The subscript C and oil represent the piston skirts C and oil film, respectively and tilde is used for cylinder wall parameter.

여기서, 아래 첨자 i 는 네 개의 피스톤 스킵트 A, B, C, D를 나타내며, 똑같은 형태의 4개의 운동방정식이 구성된다. 또한, 변수 위의 \sim (tilde)표시는 실린더 내벽에 대한 변수임을 나타내고, c_{oil} 은 오일 필름(oil film)의 효과를 등가적으로 나타낸 감쇠 계수(damping coefficient)⁽⁵⁾이다.

4. 수치 모의 실험 및 실험적 검증⁽⁶⁾

본 논문은 1행정 동안, 엔진 블록 표면 8개의 지점에서의 진동 속도 신호를 시간적, 공간적 평균하여 예측치와 실험치를 비교한다. Fig. 8은 엔진 블록의 진동 속도 레벨을 모의 실험에 의한 예측값과 실험에 의한 값을 엔진 회전수에 따라 옥타브 밴드(octave band)별로 dB레벨로 비교한 것이다. 여기서, dB레벨로 비교하는 이유는 구조물의 진동에 의한 소음 방사량의 인지도가 dB레벨의 차이에 비례하기 때문이다. 중심 주파수가 250 Hz이하인 영역에 대부분의 진동 에너지가 존재함을 알 수 있으며, 모의 실험에 의한 예측 결과와 실험 결과가 중심 주파수 250 Hz이하의 영역에서는 대체로 잘 일치하고 있지만, 중심 주파수 500 Hz이상의 영역에서는 무시할 수 없는 오차가 발생함도 확인할 수 있다. 이는 충돌점 모델의 계수를 규명하기 위한 점 모빌리티 곡선 맞춤에서 500 Hz이상의 주파수 영역에서는 1자유도 진동계로는 표현할 수 없는 모드들이 실제로 존재하기 때문이며, 등가의 질량, 강성 계수, 감쇠 계수로 이루어진 충돌점 모델로부터의 충격력 계산에 오차가 발생했기 때문이다. 그러나, 많은 진동 에너지가 분포하는 중심 주파수 250 Hz이하의 영역에서는 대체로 잘 일치하고 있으며, 전체 진동 속도 레벨(overall vibration velocity level)을 그린 Fig. 9를 보면, 엔진 회전 속도에 따른 엔진 블록 표면의 전체 진동 속도 레벨 레벨의 예측 결과는 실험 결과와 최대 13%의 오차(1200rpm 일 때의 dB레벨 오차)가 나타나기도 하지만, 엔진 회전 속도 증가에 따른 전체 진동 속도 레벨의 증가율은 유사함을 확인할 수 있다.

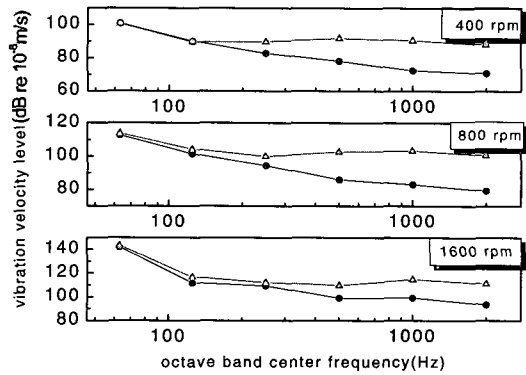


Fig. 8 Comparison of estimated (triangle) and measured (circle) vibration velocity level at engine block surface in various motoring conditions

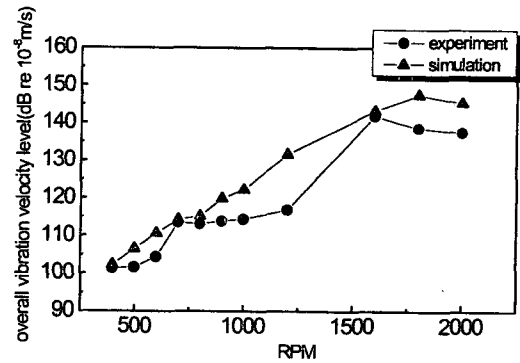


Fig. 9 Comparison of estimated (triangle) and measured (circle) overall vibration velocity level at engine block surface with respect to rpm.

5. 결론

제안된 충돌점 모델에 근거하여 피스톤과 실린더 내벽의 충돌시의 충격력을 예측하였으며, 실험적으로 취득한 실린더 내벽과 엔진 블록 표면 사이의 충격 응답과의 중첩 적분으로 엔진 블록 표면에서의 진동 속도를 예측하였다. 모터링 조건에서의 상용 디젤 엔진 실험 결과와의 비교로 제안된 방법의 타당성 및 유용성을 살펴보았다. 피스톤 슬랩에 의한 엔진 블록의 진동은 엔진 운전 속도와 동일한 주파수 영역에 많은 에너지가 분포한다. 즉, 250 Hz이하의 주파수 영역에 98%이상의 진동 에너지가 분포하는데, 이론적인 예측은 250 Hz이상의 주파수 영역에서는 충돌점 모델의 한계로 많은 오차를 보이지만, 많은 진동 에너지가 분포하는 250 Hz이하의 주파수 영역에서는 실험에서의 결과와 유사하여, 엔진 회전수에 따른 엔진 블록 표면의 전체 진동 속

도 레벨 예측에서는 제안하는 모델이 유용함을 살펴보았다.

참 고 문 헌

(1) Ungar, E. E., and Ross, D., 1965, "Vibration and Noise due to Piston Slap in Reciprocating Machinery," J. Sound and Vibration, Vol. 2 (2), pp.132~146.

(2) Griffiths W. J., and Skorecki, J., 1964, "Some Aspects of Vibration of a Single Cylinder Diegel Engine," J. Sound of Vib., Vol. 1 (4), pp.345~364.

(3) 권기웅, 김양한, 1993, "피스톤 슬랩에 의한 엔진 진동 현상의 분석과 예측," 대한기계학회논문집, 제 17 권, 제 12 호, pp.3045~3054.

(4) Ohta, K., Irie, Y., Yamamoto, K., and Ishikawa, H., "Piston Slap Induced Noise and Vibration of Internal Combustion Engines(1st Report, Theoretical Analysis and Simulation)," SAE Paper 870990.

(5) Nakada, T., Yamamoto, A., and Abe, T., "A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise," SAE Paper 972043.

(6) 안상태, 조성호, 김양한, 이동수, 1999, "피스톤 슬랩에 의해 발생하는 엔진 블록의 표면 진동 속도 예측 모델," 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 3 호, pp. 587~591.

(7) Ewins, D. J., 1986, "Modal Testing : Theory and Practice," Research Studies Press Ltd, p. 153.