

〈논 문〉

## 피스톤 슬랩에 의해 발생하는 엔진 블록의 표면 진동 속도 예측 모델

### A Prediction Model of Piston Slap Induced Vibration Velocity of Engine Block Surface

안상태\* · 조성호\* · 김양한\*\* · 이동수\*\*\*

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

(1999년 2월 26일 접수 : 1999년 4월 27일 심사완료)

**Key Words** : Piston Slap(피스톤 슬랩), Motoring Condition(모터링 조건), Impulse Response(충격응답), Impact Force (충격력), Convolution(합성적), Point Mobility(점 모빌리티)

#### ABSTRACT

Piston slap is one of the sources producing engine block surface vibration and mechanical noise. To analyze piston slap-induced vibration, a realistic but simple model is proposed and verified experimentally. A piston is modeled by 3 degree of freedom system and an impact point between piston skirt and cylinder wall by 2 degree of freedom system. Numerical simulation estimates impact forces of piston in cylinder, and the engine block surface vibration response is predicted by the convolution of the impact forces with measured impulse responses. Experimental verification on the predicted response has been also performed by using a commercial 4-cylinder diesel engine. The predicted and experimental vibration responses confirm that the suggested model is practically useful.

#### 1. 서 론

차량 엔진과 관련된 소음은 연소에 의한 소음과 기계적 소음으로 구분할 수 있다<sup>(1)</sup>. 기계적 소음원의 하나인 피스톤 슬랩은, 운행 중인 엔진에서 피스톤과 실린더 내벽 사이에 간극이 존재함으로써 발생하는 피스톤의 측면 운동으로 인해 피스톤이 실린더 내벽에 충돌하는 현상을 말한다. 이 충돌은 엔진 블록을 가진하는 진동원이 되고, 엔진 블록 표면의 진

동은 인접한 유체와의 상호작용으로 소음을 발생시킨다.

피스톤 슬랩 현상의 역학적 해석은 피스톤에 작용하는 마찰력 성분이나 엔진 오일에 의한 감쇠 효과, 연소압과 피스톤의 불균일한 온도분포에 의한 피스톤의 변형 등을 정확히 모델링하기 어려운 면에서 상당히 제한적이다. 또한, 방사되는 소음 역시 복잡한 경로를 통해 외부로 전달되므로 정확한 예측은 어려운 것이 사실이다. 따라서, 피스톤 슬랩 현상을 잘 대표하면서도 간단한 모델을 정립하고, 이를 이용하여 관련된 변수들의 영향을 수치모의실험을 통해 알아보는 방법은 제반 물리적 현상을 알아볼 수 있는 기초 연구로서 대단히 가치있는 일일 것이다.

피스톤 슬랩의 대표적 연구로는 E. E. Ungar, D.

\* 한국과학기술원 대학원 기계공학과  
\*\* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과  
\*\*\* 대우중공업(주)

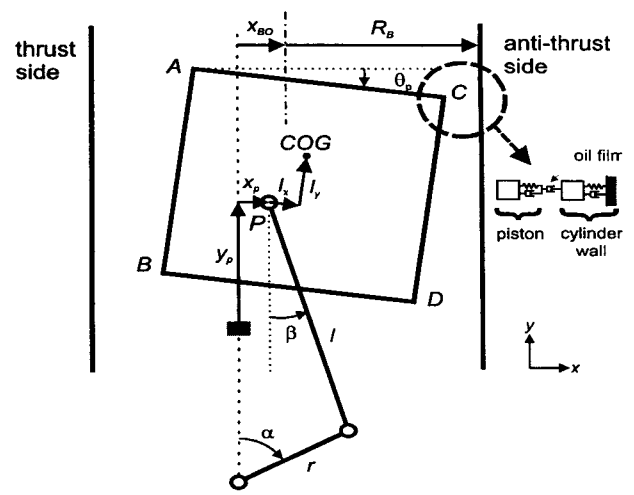
Ross<sup>(1)</sup>와 W. J. Griffiths, J. Skorecki<sup>(2)</sup>의 연구를 들 수가 있는데, 슬랩을 유발시키는 측면 주력(side thrust force)의 이론적인 해석을 시도하였다. 특히, E. E. Ungar, D. Ross<sup>(1)</sup>는 피스톤의 왕복운동에 의해 발생하는 기계적 에너지( mechanical power)와 엔진 블록 표면으로부터 방사되는 음향에너지( acoustical energy)의 비, 즉 엔진 블록의 방사 효율을 이용하여 피스톤 슬랩에 의한 소음량을 계산하였다. T. Nakada, A. Yamamoto, and T. Abe<sup>(3)</sup>와 K. Ohta, Y. Irie, K. Yamamoto, and H. Ishikawa<sup>(4)</sup>는 피스톤 슬랩 현상을 역학적으로 모델링하고, 제안된 모델에 근거한 수치모의실험을 수행하여 상용 엔진 실험과의 비교로 타당성을 검증한 바 있다.

피스톤의 충돌로 인한 구조물의 진동은 인접한 유체와의 상호작용으로 소음을 방사하고, 방사되는 음향 에너지는 구조물의 표면 진동 속도의 제곱에 비례한다. 따라서, 피스톤 슬랩에 의한 엔진 블록 표면 진동 속도를 예측할 수 있으면, 발생하는 소음도 정성적으로 예측할 수 있을 것이다. 본 연구에는 이를 위하여 피스톤 슬랩과 관련된 피스톤 운동을 면밀히 묘사하기 위해 단순하지만 실용적인 모델을 제시한다. 제시한 모델에 의해 계산된 충격력(impact force)으로부터 엔진 블록 표면 진동 속도를 예측하고, 상용 엔진을 이용한 실험 결과와 비교함으로써 제시한 모델의 타당성을 검증한다.

## 2. 피스톤 슬랩의 역학적 해석

### 2.1 피스톤-실린더 내벽의 모델링

피스톤의 운동은 피스톤 핀에 대한  $x$ 방향,  $y$ 방향,  $\theta$ 방향 운동 등 3개의 자유도로 기술될 수 있다 (Fig. 1). 상하 운동 중인 피스톤에서는 측면 운동과 회전 운동이 동시에 일어나므로, 피스톤과 실린더의 충돌은 피스톤 스커트(piston skirt : 점 A, B, C, D)에서 일어난다고 할 수 있다. 충돌점에서, 피스톤은 스커트에 등가의 스프링과 감쇠기를 가진 것으로, 실린더 내벽도 등가의 질량, 스프링, 감쇠기로 이루어진 1자유도계로 각각 생각할 수 있으므로, 충돌점의 모델은 간단한 2자유도계로 볼 수 있다 (Fig. 3). 또한, 피스톤이 운행 중 받는 힘은 연소압에 의한 힘  $F_{gas}$ , 커넥팅 로드에서 의한 반력  $F_l$ , 각 충돌점에서의 반력  $F_A, F_B, F_C, F_D$ , 피스톤 링과 실린더 사이의 마찰력  $f_{ring}$  등으로 나타낼 수 있고 Fig. 2에 잘 도시되어 있다.



- A, B, C, D : Impact point
- P : Piston pin,
- COG : Center of gravity
- $x_{BO}$  : Bore offset
- $x_P$  :  $x$  position of piston pin
- $y_P$  :  $y$  position of piston pin
- $\gamma$  : Radius of crank shaft
- $l$  : Length of connecting rod
- $R_B$  : Bore radius

Fig. 1 Piston-cylinder inner wall model

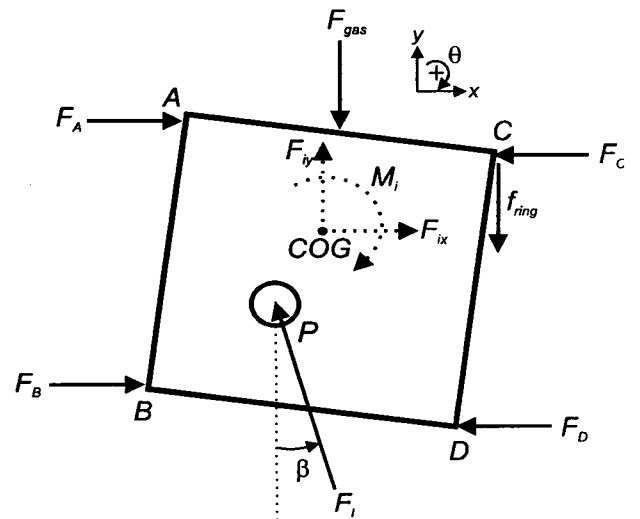


Fig. 2 Free body diagram of piston

### 2.2 피스톤의 운동 방정식

피스톤의 회전변위가 선형근사가 가능할 만큼 작다고 가정 ( $\theta_p \ll 1$ )하면, 각 방향의 관성력은

$$x \text{ 방향 관성력} : F_{ix} \cong m_P(\ddot{x}_P + l_y \ddot{\theta}_P) \quad (1)$$

$$y \text{ 방향 관성력} : F_{iy} \cong m_p(\ddot{y}_p + l_x \ddot{\theta}_p) \quad (2)$$

$$\theta \text{ 방향 관성력} : M_i \cong I_G \ddot{\theta}_G = I_G \ddot{\theta}_P \quad (3)$$

과 같이 표현할 수 있다. 여기서,  $m_p$ 는 피스톤의 질량,  $I_G$ 는 질량중심에 대한 피스톤의 질량 관성 모멘트(mass moment of inertia)이다. 피스톤에 작용하는 외력과 관성력과의 평형으로부터 운동 방정식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$x \text{ 방향} : F_{ix} = F_S - F_l \sin \beta \quad (4)$$

$$y \text{ 방향} : F_{iy} = F_{gas} - F_l \cos \beta + f_{ring} \quad (5)$$

$$\theta \text{ 방향} : M_i = M_l + M_{gas} + M_S + M_{ring} \quad (6)$$

여기서,  $F_S$ 는 각 충돌점(A, B, C, D)에서 받는 반력의 합으로  $F_S = F_A + F_B - F_C - F_D$ 이며,  $M_S$ 는  $F_S$ 에 의한 모멘트이다.  $F_{ring}$ 은 피스톤 링과 실린더 내벽 사이에 작용하는 마찰력이며,  $M_{ring}$ 은  $F_{ring}$ 에 의한 모멘트이다.  $M_l$ 은  $F_l$ 에 의한 모멘트로,

$$M_l \cong F_l \sin \beta (l_y - l_x \theta_p) + F_l \cos \beta (l_x + l_y \theta_p) \quad (7)$$

이며,  $M_{gas}$ 는  $F_{gas}$ 에 의한 모멘트로

$$M_{gas} \cong -F_{gas} (x_p + l_x + l_y \theta_p - x_{BO}) \quad (8)$$

이다. 또한, Fig. 1로부터

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin \alpha - \frac{x_p}{l}\right) \quad (9)$$

의 관계가 성립함을 알 수 있으며, 크랭크 축의 회전속도가 일정 ( $\dot{\alpha} = \omega = const.$ ) 하다고 가정하면,

$$\ddot{y}_p \cong -r\omega^2 \left(\frac{r}{l} \cos 2\alpha + 1\right) \quad (10)$$

로 표현된다. 식 (4)~(6)에서  $F_l$ 을 소거하면  $x_p$ ,  $\theta_p$ 에 대한 2개의 방정식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_p \ddot{x}_p + m_p (l_y - l_x \tan \beta) \ddot{\theta}_p = F_x - \tan \beta (m_p \ddot{y}_p + F_{gas} - f_{ring}) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} (I_G + l_x l_y m_p \tan \beta + l_x^2 m_p) \ddot{\theta}_p &= [(l_y - l_x \tan \beta)(m_p \ddot{y}_p + F_{gas} + f_{ring}) + \\ & (F_A + F_B)w_1 - (F_C + F_D)w_2 - F_{gas} l_y] \theta_p \\ &+ (m_p \ddot{y}_p + F_{gas} + f_{ring})(l_y \tan \beta + l_x) \\ &+ (F_A - F_C)h_1 - F_{gas}(x_p + l_x - x_{BO}) \\ &+ (F_D - F_B)h_2 \end{aligned} \quad (12)$$

### 2.3 충돌점 모델에 대한 운동방정식

식 (11)~(12)에서 미지수는 각 충돌점에서의 피스톤 스커트에 작용하는 힘( $F_A, F_B, F_C, F_D$ )이다. 따라서 방정식이 일의적으로 풀리기 위해서는 추가적인 4개의 방정식이 필요하며, 이는 충돌점 모델에 대한 운동 방정식을 구함으로써 해결된다.

피스톤 스커트가 실린더 내벽에 충돌할 때, 충돌점의 운동 방정식은 충돌이 일어난 경우와 충돌이 일어나지 않은 경우로 나누어 생각할 수 있다(Fig. 3). 충돌점 A, B, C, D에서 실린더 내벽의 변형을 나타내는  $x$ 방향의 좌표를  $\tilde{x}_A, \tilde{x}_B, \tilde{x}_C, \tilde{x}_D$ 로 각각 정의하고, 피스톤과 실린더 내벽을 각각 질량, 스프링, 감쇠기로 이루어진 계로 모델링하면, 피스톤 스커트와 실린더 내벽의 충돌시의 운동 방정식을 구할 수 있다. 충돌점 C에서의 충돌을 예로 보면,

충돌이 일어난 경우 :

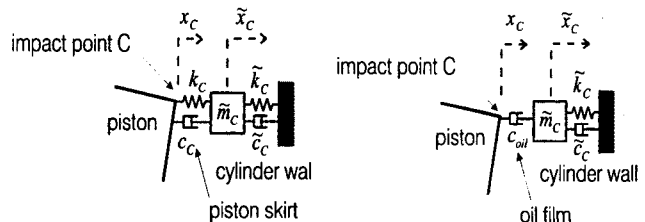
$$\tilde{m}_C \ddot{\tilde{x}}_C + \tilde{c}_C \dot{\tilde{x}}_C + \tilde{k}_C \tilde{x}_C = k_C (x_C - \tilde{x}_C) + c_C (\dot{x}_C - \dot{\tilde{x}}_C) \quad (13)$$

충돌이 일어나지 않은 경우 :

$$\tilde{m}_C \ddot{\tilde{x}}_C + \tilde{c}_C \dot{\tilde{x}}_C + \tilde{k}_C \tilde{x}_C = c_{oil} (\dot{x}_C - \dot{\tilde{x}}_C) \quad (14)$$

과 같이 얻을 수 있다. 여기서,  $\tilde{m}_C, \tilde{c}_C, \tilde{k}_C$ 는 각 충돌점 C에서의 실린더 내벽 충돌점의 등가 질량, 감쇠 계수, 스프링 상수이며,  $k_C, c_C$ 는 각각 충돌점 C에서 피스톤 스커트 충돌점의 스프링 상수, 감쇠 계수이고,  $c_{oil}$ 은 오일 필름에 의한 감쇠 계수이다. 충돌점에서의 등가 질량과 스프링 상수 그리고 감쇠 계수는 피스톤과 실린더의 점 모델리티를 측정함으로써 구할 수 있다.

결론적으로, 피스톤 슬랩의 역학적 해석을 위한 운동 방정식은 식 (11)~(12)이며, 추가적인 4개의 방정식은 피스톤과 실린더의 충돌점에서 식 (13)~(14)와 동일한 형태로 얻을 수 있다.



(a) When impact occurs (b) When impact doesn't occur

Fig. 3 Impact point model

### 3. 수치모의실험과 실험적 검증

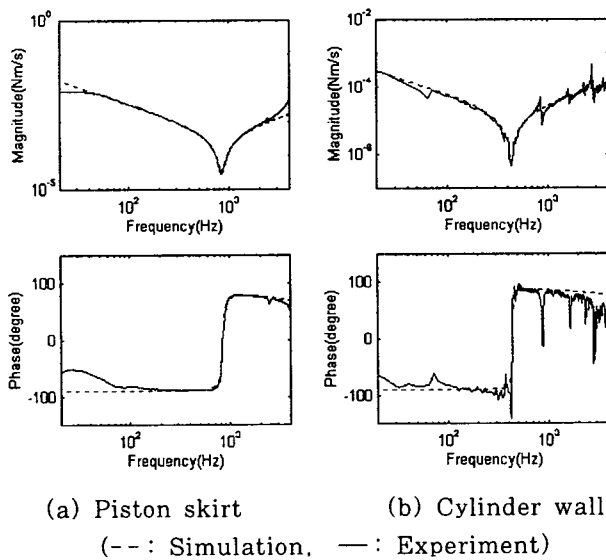
#### 3.1 충돌점 모델의 규명과 수치모의실험

수치모의실험을 수행하기 위해서는 먼저 충돌점에서의 등가 질량, 스프링 상수, 감쇠 계수를 알아야 한다. 충돌점 모델에 대한 운동 방정식(식 (13)~(14))은 등가의 스프링과 감쇠기 그리고 질량으로 이루어진 계를 묘사하고 있다. 충돌점의 점 모빌리티(point mobility) 측정을 통해 파라미터 값(질량, 스프링 상수, 감쇠 계수)들을 얻을 수 있다.

점 모빌리티란 어떤 위치에서 속도에 대한 힘의 주파수 응답으로 임피던스(impedance)의 역수이다. 점 모빌리티는 충돌점에 가속도계를 붙이고, 충돌점 부근을 가진 망치(impact hammer)로 가진시킴으로써 측정된 가속도와 힘으로부터 측정한다<sup>(9)</sup>. Table 1은 피스톤 스커트와 실린더 내벽의 모빌리티 값으로부터 추정된 질량 ( $m$ ), 스프링 상수 ( $k$ ), 감쇠 계수 ( $c$ )를 보여주고 있으며<sup>(6)</sup>, Fig. 4는 측정된 점 모빌리티와 추정된 점 모빌리티의 비교를 보여준다.

**Table 1** Parameters estimated by using point mobility

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



**Fig. 4** Point mobility of piston skirt and cylinder wall

앞에서 구한 충돌점에서의 등가 질량, 스프링상수, 감쇠 계수와 운동 방정식(식 (13)~(14))을 피스톤의 운동 방정식(식 (11)~(12))과 동시에 4차 런지-쿠타 방법(fourth-order Runge-Kutta method)을 이용하여, 관련된 변수 즉, 피스톤의  $x, y, \theta$ 방향로의 가속도, 속도, 변위와 충돌시의 충격력(impact force)을 1행정 동안 계산하고, 수렴할 때까지 반복하면 방정식의 해를 구할 수 있다.

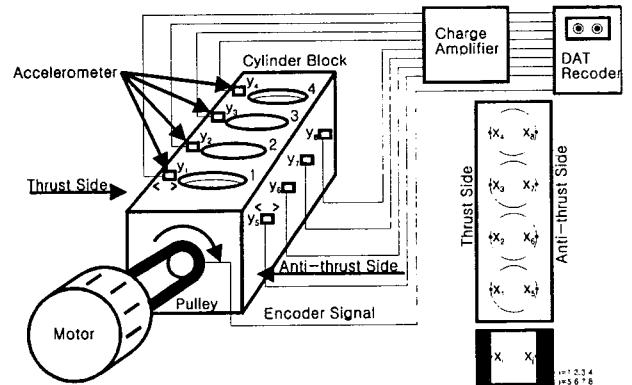
실험 대상으로 4기통 상용 디젤 엔진을 사용하였으며, 엔진 블록에 대해서 8개의 충돌점—쓰러스트 쪽(thrust side)의 4개의 충돌점  $x_i (i=1,2,3,4)$ 과 안티쓰러스트 쪽(anti-thrust side)의 4개의 충돌점  $y_j (j=5,6,7,8)$ 을 가진점으로 하고 8개의 측정점  $y_k (k=1,2,3,4,5,6,7,8)$ —를 응답점으로 하였다(Fig. 5). 측정점  $y_k$ 에서의 응답 ( $A_{y_k}$ )은

$$A_{y_k} = \sum_{i=1}^8 F_i H_{ik} \quad (15)$$

로 구할 수 있으며, 수치적으로 계산된 가진력  $F_i$ 과, 실린더 내벽 충돌점과 엔진 블록 외벽 사이의 측정된 충격 응답(impulse response)  $H_{ik}$ 을 합성적(convolution)하면 8개의 측정점(Fig. 5)에서의 엔진 블록 표면 진동 응답을 계산할 수 있다.

#### 3.2 실험결과와 수치모의실험결과와의 비교

Fig. 5는 개략적인 실험 장치를 나타내고 있다. 8개 측정점에서 진동 가속도를 측정했으며, 이 데이터로부터 옥타브 밴드(octave band)별 진동 속도 레벨을 구해서 공간 및 시간적 평균을 취한 진동 속도 레벨을 수치모의실험 결과와 비교하여 보면 Fig. 6,7과 같다. 엔진 블록 표면 진동 속도를 옥타브 밴



**Fig. 5** Experimental set-up

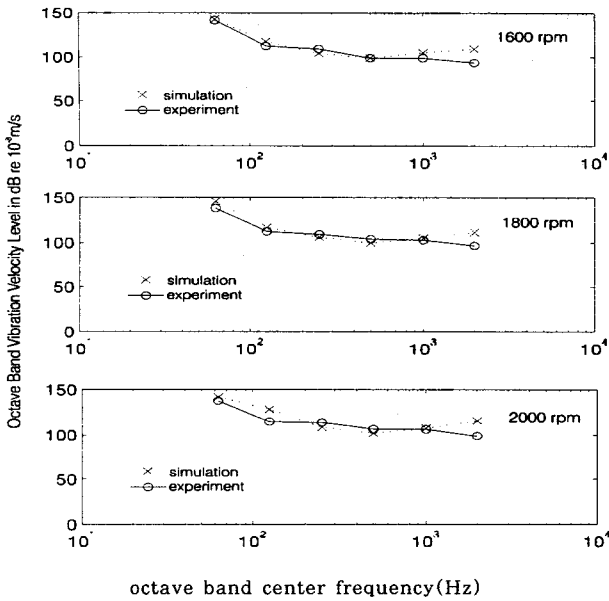


Fig. 6 Octave band vibration velocity level in motoring condition (1600, 1800, 2000 rpm)

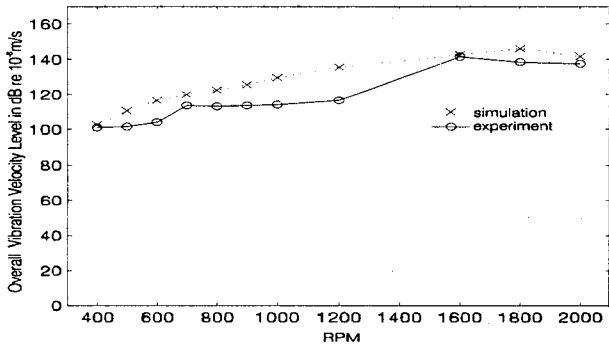


Fig. 7 Overall vibration velocity level vs. rpm in motoring condition

드별(octave band)로 비교하여 보면, 중심 주파수가 1 kHz이하의 영역에 많은 에너지가 존재함을 알 수 있다. 또한, 엔진 회전 속도(rpm)가 높아지면, 충돌시의 충격력과 충돌속도가 증가하므로 피스톤으로부터 엔진 블록으로 더 많은 에너지가 전달되므로 엔진 블록 표면 진동 속도가 증가함을 쉽게 확인할 수 있고, 수치모의실험도 경향을 비교적 잘 예측한다(Fig. 7).

하지만, 수치모의실험 결과와 실험 결과간에는 오차가 존재하는데, 그 원인은 크게 충돌점 모델의 불확실성과 실험 시 취득한 신호의 불확실성으로 볼 수 있다. 첫번째 오차의 원인인 충돌점 모델의 불확실성은 실린더 벽이 제시된 모델의 모빌리티로는 1 kHz이상에서 정확한 묘사가 되지 않음(Fig. 4)에

기인한다. 따라서, 중심주파수 1 kHz이하의 영역에서는 예측된 결과와 실험 결과가 비교적 잘 일치하지만, 중심주파수 1 kHz이상의 영역에서는 많은 오차가 존재한다(Fig. 6). 두번째 오차의 원인은 취득 신호의 불확실성인데, 이것은 엔진 표면에 부착한 가속도계로부터의 신호가 정확히 슬랩에 의한 신호만을 취득하는 것이 아니라, 다른 여러 가지 요인에 의한 진동 신호도 동시에 취득하는 것에 기인한다. 또한, 피스톤에 작용하는 마찰력 성분이나 엔진 오일에 의한 감쇠 효과의 부정확한 정량화와 엔진 블록의 전달 함수 측정 시 실린더의 중앙 부분을 대표가진점으로 삼은 데서 오는 전달 함수 측정의 부정확성도 오차의 원인으로 생각된다. 그러나, 중심주파수 1 kHz 이하의 저주파 영역에서는 수치모의실험 결과와 실험 결과가 대체로 잘 일치하며(Fig. 6), 전체 진동 에너지가 중심주파수 1 kHz이하의 영역에 많이 포함되어 있다는 사실로부터, 제시된 모델로부터의 전체 진동 속도 예측(dB척도)은 실용성이 있으며, 제안된 모델은 타당하다고 할 수 있다.

### 3.3 간극과 편 옵셋의 변화에 따른 응답의 변화

다양한 실제 엔진의 제작을 통한 관련 변수들의 영향 조사는 시간적, 경제적으로 매우 어려우므로, 타당한 모델에 근거한 수치모의실험으로 알아보는 것이 현명한 방법일 것이다. 제안된 모델에 근거하여, 엔진 회전 속도 2000 rpm, 모터링 조건(motoring condition)에서 간극과 편 옵셋의 영향을 수치모의실험으로 예측하였다. 실험에 사용된 엔진에서는 간극은 50  $\mu\text{m}$ ,  $x$  및  $y$ 방향 옵셋(offset)은 0 mm와 +10 mm이다.

#### 간극의 변화에 따른 응답 변화

간극의 증가는 피스톤의 측면 운동을 더 원활하게 하여 전체 진동 속도 레벨을 증가시킨다. Fig. 8-(a)는 간극이 1  $\mu\text{m}$ 부터 100  $\mu\text{m}$ 까지 변할 때의 응답 변화이며, 최소제공오차 1차 근사를 하면,

$$\begin{aligned} \text{Overall vibration velocity level (dB)} \\ = 13.01 * \text{clearance (mm)} + 133.28 \end{aligned}$$

이며, 간극의 증가에 따른 전체 진동 속도 레벨의 증가는 13.01 dB/mm임을 추정할 수 있다.

#### 편 옵셋의 변화에 따른 응답 변화

Fig. 8-(b),(c)는  $x$  및  $y$ 방향으로 편 옵셋을 주었을 때의 결과이다. 피스톤 편 위치와 피스톤의 질량 중심과의 거리인 편 옵셋은 슬랩의 발생 시기, 충격력, 충돌 속도를 변화시켜 충돌 에너지를 변화

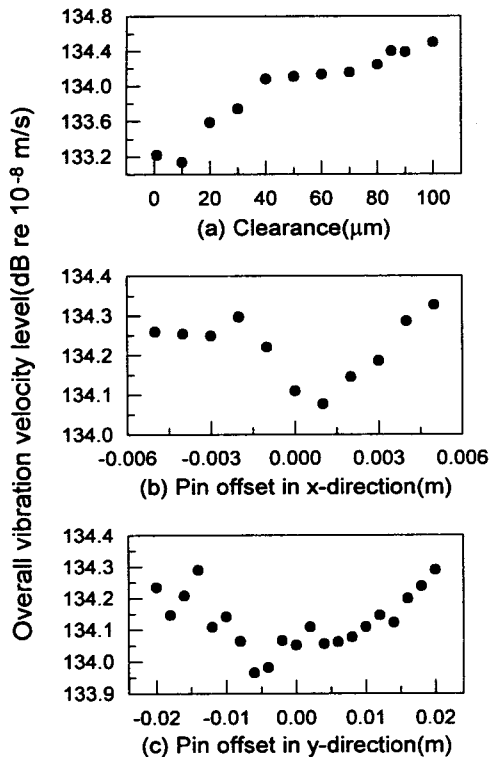


Fig. 8 Overall vibration velocity level vs. clearance and pin offset

시키는 원인이 된다. 수치모의실험 결과, 핀 읍셋을  $x$  방향으로 +1 mm 주었을 때(Fig. 8-(b)),  $y$  방향으로 -6 mm 주었을 때(Fig. 8-(c)), 가장 작은 진동 응답을 보이는 것으로 추정된다. 이 결과는 피스톤의 충격력과 충돌 속도의 곱(충돌 에너지)이 최소가 되기 때문이며, 피스톤 핀의 적절한 위치 선정으로 보다 적은 진동 응답을 보이는 엔진 설계가 가능함을 말해준다.

#### 4. 결론 및 향후 계획

피스톤 슬랩에 의한 엔진 블록의 진동을 예측하는 모델을 수립하고, 엔진 속도 변화에 따른 전체 진동 속도 측정값과 수치 모의 실험값을 비교하여 제안된 모델의 타당성을 보였다. 이 모델로 수치모의 실험을 수행하여, 간극과 핀 읍셋의 변화가 피스톤

슬랩에 의한 진동에 미치는 영향을 전체 진동 속도 레벨로써 조사하고, 이로부터 간극의 감소와 핀 읍셋의 적절한 설계를 통해 피스톤 슬랩 진동 감소가 가능함을 알아보았다.

향후, 실린더 내에서 피스톤의 운동을 관찰할 수 있는 실험을 수행하여 제시한 모델의 타당성을 다른 각도에서도 조사해야 할 것이다.

#### 참고 문헌

- (1) E. E. Ungar and D. Ross, 1965, "Vibration and Noise due to Piston Slap in Reciprocating Machinery," J. Sound and Vibration, Vol. 2(2), pp. 132~146.
- (2) W. J. Griffiths and J. Skorecki, 1964, "Some Aspects of Vibration of a Single Cylinder Diesel Engine," J. Sound of Vib., Vol. 1 (4), pp. 345~364.
- (3) T. Nakada, A. Yamamoto, and T. Abe, "A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise," SAE Paper 972043.
- (4) K. Ohta, Y. Irie, K. Yamamoto, and H. Ishikawa, "Piston Slap Induced Noise and Vibration of Internal Combustion Engines(1st Report, Theoretical Analysis and Simulation)," SAE Paper 870990.
- (5) 권기웅, 김양한, 1993, "피스톤 슬랩에 의한 엔진 진동 현상의 분석과 예측," 대한기계학회, 제 17 권, 제 12 호, pp. 3045~3054.
- (6) 박연규, 안상태, 김양한, 1998, "피스톤 슬랩 소음 해석 시스템 개발," (주)대우중공업 산학협동과제 최종보고서.
- (7) K. C. Vora and B. Ghosh, "Vibration due to Piston Slap and Combustion in Gasoline and Diesel Engines," SAE Paper 911060.
- (8) M. Okubo, H. Kanda and T. Yonezawa, "Analysis and Reduction of Piston Slap Noise in Diesel Engines," SAE Paper 890127.
- (9) D. J. Ewins, 1986, "Modal Testing : Theory and Practice," Research Studies Press Ltd.