

<論 文>

乾性 摩擦音에 관한 研究

—乾性 미끄름接觸時의 振動과 騒音에 관한 實驗的 考察—

金 載 昊* · 金 石 三*

(1984年 10月 2日 接受)

A Study on Dry Friction-Induced Sound

—An Experimental Study on Vibration and Noise during Sliding of Dry Metal Surfaces—

Chae Ho Kim and Seok Sam Kim

Key Words: 接觸共振, 接觸剛性, Wave Number Spectrum, 音壓係數

Abstract

The results of measurements showing normal vibrations and rubbing noise generated during unlubricated smooth sliding between metal surfaces are presented. The measurements were made on pin-on-disc type apparatus instrumented with piezoelectric acceleration transducers and microphones. Spectral analysis of the both signals up to frequency of 10kHz indicates that they are closely correlated.

The major components of both signals in this frequency range are primarily associated with the normal contact vibrations which are excited by surface irregularities being swept through the contact region during sliding. As an approximation to the seismic input of surface irregularities, an effective surface wavenumber spectrum was assumed in the form of an inverse forth power law of the spatial wavenumber. This gave a good agreement with the normal vibration and noise measurements for a number of surface finishes and mean loads.

The predominant frequency component of which levels of the normal vibration and noise are close to overall levels of the both signals is induced by contact resonance between the two bodies and its frequency can be calculated from the Hertzian theory.

1. 緒 論

機械部品 상호간의 接觸振動에 의해 發生하는 接觸音이 騒音問題에 차지하는 比重은 자못크다. 固體接觸音발생의 基本形態를 衝突, 구름, 미끄름으로 분류하

여, 각각에 대한 振動과 騒音발생의 機構를 규명하여 보는 것은 의미가 있다고 하겠다.

本 論文에서는 固體상호간 미끄름接觸에 의해 發生하는 振動과 騒音의 特性을 조사하기 위해서 實驗과 理論解析을 행하였다. 미끄름接觸과 관련된 騒音에는 brake squeal 혹은 wheel screech 등과 같이 stick-slip 형태의 動的 不安定 상태와 관련이 있는 squeal noise

* 正會員, 慶北大學校 工科大学 機械工學科

와, 걸보기로 動的 安定 상태에 있으나 미끄름接觸面間에 內在하는 미끄름接觸 固有의 不規則한 動特性에 기인하여 발생하는 rubbing noise가 있다. 本 研究의 대상은 보다 基本的인 형태인 後者에 한한다.

미끄름接觸의 動特性중 특히 rubbing noise(摩擦音)와 관련된 사항은 표면거칠기에 의해 야기되는 접촉면에 수직한 不規則微小振動이다. 구름 및 미끄름 접촉의 경우 표면거칠기에 의해 발생하는 接觸振動은 접촉부의 피로, 접촉표면에 주름이 생기는 현상등을 해명하기 위해서 연구되고 된 것이 있다⁽¹⁻³⁾. 미끄름接觸의 경우 미끄름면에 수직한 진동이 摩擦力에 미치는 영향에 대하여 Tolstoi⁽⁴⁾, Antoniou⁽⁵⁾, Soom 과 C. Kim^(6,7) 등이 보고한 바가 있다. Kragelskii⁽⁸⁾는 미끄름접촉을 하는 표면의 물기가 수직방향으로 振動하는 것이 摩擦音의 원인이 된다고 하고, 수직하중이 증가하면 수직진동의 振動數가 감소를 하고, 미끄름速度가 증가하면 그 振動數가 증가한다고 했다. 横井⁽⁹⁾등도 stick-slip에 의한 摩擦騷音연구와 병행하여 摩擦音에 미치는 표면거칠기의 영향을 보고한 바가 있다.

本 研究에서는 구동장치와 주변부속 장비들의 勵振작용을 받지 않게끔 제작이 된 pin-disc type의 마찰 시험장치를 이용하여 마찰현상의 動的 特性和 摩擦音間的 상관적인 관계를 고찰하여 摩擦音의 발생기구를 조사하고자 하는 것으로 動摩擦현상의 연구에도 간접적인 도움이 될 것으로 생각한다.

2. 實驗裝置 및 實驗方法

Fig. 1은 實驗測定裝置의 개략도를 보여준다. 이 장치는 鋼材의 圓板상에 일정하중의 슬라이드를 접촉시켜, 乾性상태에서 발생하는 미끄름接觸 振動과 摩擦音을 측정하고자 하는 裝置이다. 回轉圓板과 슬라이드는 고무로서 지지를 하고, 圓板을 올려 놓은 구동판은 얇은 고무판으로 피복을 하는 등, 구동장치와 지지대로

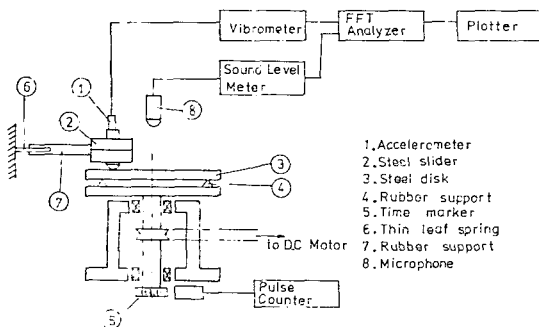


Fig. 1 Experimental apparatus

부더의 振動과 騷音의 영향을 제거하기 위하여 노력하였다. 구동은 무단변속이 가능한 直流모우터를 사용하였다. 슬라이드를 回轉圓板에 접촉시키지 않고 空回轉시켰을 때 측정장치로부터의 騷音은 聽覺上으로 감지가 되지 않을 정도였다. 摩擦音은 回轉圓板 中心의 鉛直上方 30 cm 되는 지점에 설치한 콘덴사마이크로폰에 의해 측정하였다. 슬라이드의 振動加速度는 摩擦方向(水平方向)과 荷重方向(垂直方向)의 2方向에 대해서 측정을 하였으나, 마찰방향의 진동은 摩擦音과의 상관성을 보여 주지 않기 때문에 記述을 생략하였다. 슬라이드의 垂直方向 振動加速度는 슬라이드의 回轉圓板과의 접촉지점 연직상방에 부착한 피에조형 가속도 픽업으로 측정을 하였다. 슬라이드의 接觸先端은 鋼材의 半球形이고, 熱處理한 후 에머리페이파로 鏡面研磨 加공을 하였다. 圓板의 표면거칠기는 研削가공 후 샌드블라아스트 가공을 하여, 不規則한 표면거칠기 상태를 조성한 표면과 研磨가공을 한 표면을 사용하였다. Table 1에 回轉圓板과 슬라이드의 규격 및 재질을 보았다. 슬라이드와 圓板과의 접촉은 圓板上 直徑 15.5 ± 0.25 cm 되는 圓周上의 接觸路를 유지하였다. 슬라이드와 圓板이 접촉을 유지하는 속도의 범위에서 實驗測定을 수행하도록 하였으며, 접촉여부의 관찰은 슬라이드의 垂直方向振動加速度 파형을 오실로스코프를 통하여 관찰함으로써 가능하였다. 측정하기 전에 슬라이드와 圓板은 아세톤으로 세척을 하고, 슬라이드의 先端에 마멸의 흔적이 나타나면 再研磨 혹은 교체사용하였다. 圓板上에 미끄름에 의한 광택의 자취가 나타나면

Table 1 Specifications of test specimen

Rotating disk	
Material	: S 45 C
Diameter(cm)	: 20
Thickness(cm)	: 1.4
Hardness(Hv)	: 155
Surface Roughness($\mu\text{m } R_a$)	: 0.04, 0.28, 0.30, 0.80, 1.00, 1.25, 1.95, 5.00
Slider	
Material	: S 45 C
Contact Radius(mm)	: 12, 22, 32
Hardness(Hv)	: 320
Weight of Slider(kg)	: 0.11, 0.30, 0.66
Surface Roughness($\mu\text{m } R_a$)	: less than 0.02 (mirror surfaced)

接觸路를 0.25 cm 범위 이내로 이동하거나 혹은 새로운 圓板으로 교체하였다. 暗騒音의 영향을 줄이기 위하여 측정은 밤 9~12시 사이 혹은 새벽 6~8시 사이에 행하였고, 구동장치 및 기타 제반장치를 가동시킨 후 空回轉中の 暗騒音레벨은 36~38 dB(A)의 범위를 넘지 않았다. 騒音計는 B & K 2209, 콘덴서마이크로폰은 B & K 4145, 가속도 픽업은 B & K 4367 및 4375, 振動計는 B & K 2626, 周波數 分析은 SD 375 dynamic twochannel FFT analyzer를 사용하였다. 圓板과 기타 장치의 固有振動數, 固有振動形 및 각종 inertance 측정에는 PCB K-2914 impulse hammer kit을 사용하였다.

3. 測定結果

Fig. 2는 垂直荷重 0.66 kg, 슬라이드의 先端半徑 22 mm, 圓板의 표면거칠기 0.28 μm 의 경우, 미끄럼 상대속도 27.8 cm/sec 및 46.8 cm/sec에 대한 슬라이드의 垂直方向 振動加速度 波形과 摩擦音壓 波形 및

각각의 周波數 分析結果를 보여준다. 슬라이드의 가속도와 摩擦音壓의 지배적인 周波數 成分이 1100 Hz 근방이고, 이 성분은 슬라이드와 圓板間의 彈性接觸剛性에 의해 발생된 接觸共振 振動數(contact resonance frequency) 성분이며, 그 외의 高周波 成分들은, 슬라이드와 圓板間의 탄성접촉공진 진동수 성분과 주년 경계조건이 자유인 圓板의 고유진동수 성분과의 逆成작용에 의해 발생된 성분들임을 별도의 실험과 이론해석으로 알 수 있었다. 미끄럼속도 27.8 cm/sec에서는 슬라이드와 圓板이 상호접촉을 유지하고 있는 상태이나, 46.8 cm/sec의 미끄럼속도에서는 슬라이드가 圓板을 이탈하여 튀어 오르고 있음을 슬라이드의 加速度파형을 보면 알 수가 있다. 이탈속도에서의 周波數 分析結果는 접촉유지 속도의 것과 동일한 경향을 보이고 있으며, 다만 레벨이 전체적으로 증가를 하고 있다. Fig. 3은 圓板의 각종 표면거칠기에 대하여 미끄럼상대 속도에 따른 슬라이드의 垂直方向 振動 加速度 레벨과 摩擦音壓 레벨의 변화를 보여주고 있다. 加速度 레벨은 1.0g

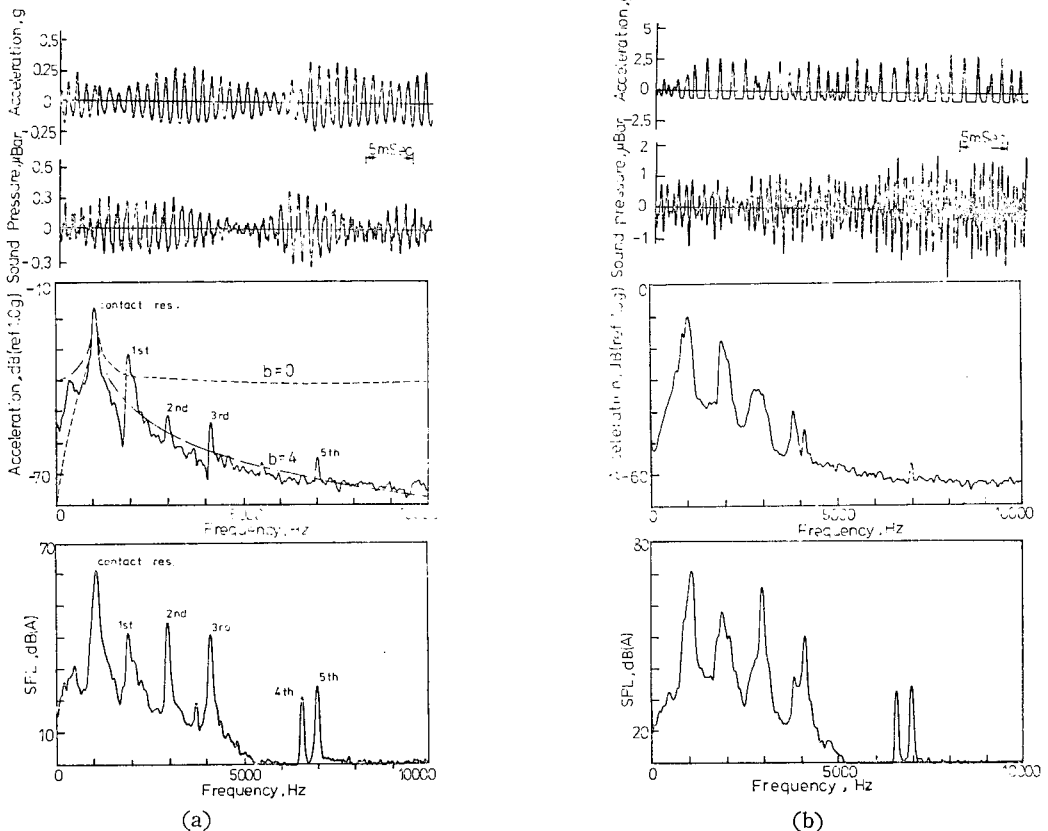


Fig. 2 Normal acc. of slider and SPL (load: 0.66 kg, radius of slider: 22 mm, surface roughness of disk: 0.28 μm , sliding speed: a) 27.8 cm/sec b) 46.8 cm/sec)

를 0 dB로 하여 dB 표시하였다. 미끄럼 상대속도가 증가함에 따라 슬라이드가 圓板을 이탈하여 튀게 되는데 0.04 μm 로 研磨加工을 한 圓板의 경우 44 cm/sec의 상대속도에서 튀기 시작하였고, 표면이 거칠수록 낮은 상대속도에서 튀기 시작한다. 그러나 이탈속도에서 振動 가속도 레벨이나 音壓 레벨의 급격한 변화는 볼 수 없고 속도와 함께 점차 증가하고 있다. 슬라이드의 가속도와 摩擦音壓은 미끄럼상대속도 V 에 대하여 $V^{3/2}$ 에 비례하여 증가하고 있다. Kragelskii⁽⁸⁾의 지적과는

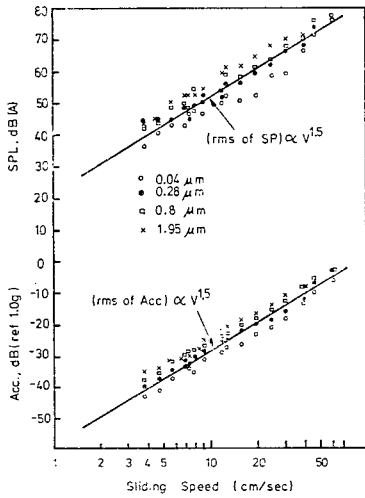


Fig. 3 Normal acc. of slider and SPL versus sliding speed (load : 0.66 kg, radius of slider : 22 mm)

달리 摩擦音의 振動數는 미끄럼속도와는 무관하다. 슬라이드의 垂直方向 振動 加速度와 摩擦音의 周波數 成分中, 접촉공진 진동수 성분 및 접촉공진 진동수 성분과 圓板의 1, 2차 고유진동수 성분과의 連成作用으로 발생된 성분들의 미끄럼상대속도에 대한 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 슬라이드의 가속도 전체레벨과 摩擦音壓의 전체 레벨은 접촉공진 振動數 성분의 레벨과 거의 일치하고 있다. Fig. 5는 슬라이드의 垂直振動 加速度

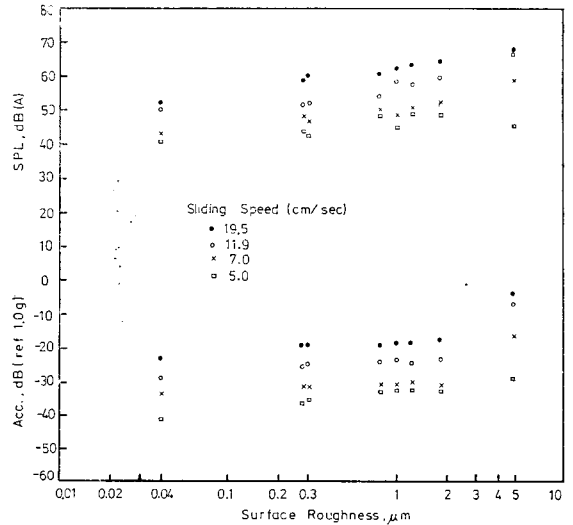
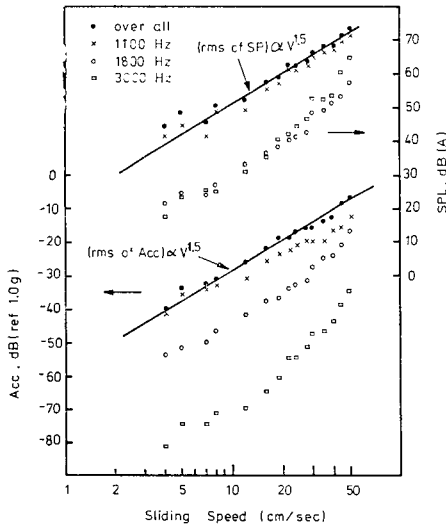
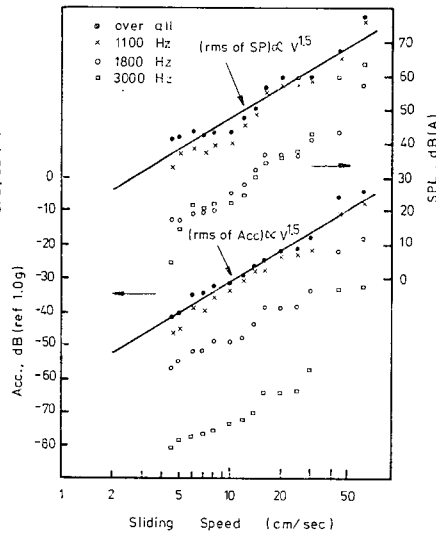


Fig. 5 Normal acc. of slider and SPL versus surface roughness (load : 0.66 kg, radius of slider : 22 mm)



(a)



(b)

Fig. 4 Normal acc. of slider and SPL versus sliding speed (load : 0.66 kg, radius of slider : 22mm, surface roughness of disk: a) 0.28 μm b) 0.04 μm)

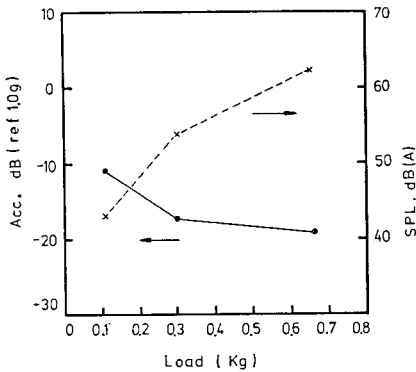


Fig. 6 Normal acc. of slider and SPL versus load (radius of slider : 22 mm, sliding speed : 23.2 cm/sec, surface roughness : 0.28 μm)

레벨 및 摩擦音壓 레벨과 圓板의 표면거칠기와의 관계를 보여준다. 표면거칠기 R_a 에 대하여 가속도와 음壓은 R_a^m 에 비례하여 증가하고, 이 때 m 의 값은 0.15~0.35의 범위이다. Fig. 6은 垂直荷重변화에 대한 슬라이드의 垂直振動 加速度 레벨과 摩擦音壓 레벨의 변화를 나타낸 것이다. 荷重의 증가에 대하여 슬라이드의 垂直振動 加速度 레벨은 감소하지만 摩擦音壓 레벨은 증가하고 있다.

以上の 測定結果들은 슬라이드의 接觸半球的 半徑이 22 mm인 경우의 것들이나, 荷重을 일정하게 유지하고, 슬라이드의 接觸半球的 半徑을 변화시켰을 때의 測定結果는 支配的인 周波數成分이 되는 接觸共振 振動數가 半徑이 감소함에 따라 감소를 하고, 그 外의 전체적인 경향은 동일하였다. 이것은 理論 해석에서 後述하는 Hertz의 彈性接觸理論에 의하면 接觸共振 振動數는 接觸半徑과 垂直荷重에 反比例로 감소를 하기 때문이다. Kragelskii⁽⁶⁾가 지적한 垂直荷重이 증가하면 垂直振動的 振動數가 감소를 하는 현상도 Hertz 理論에 의하여 설명이 된다.

4. 考 察

4.1. 미끄럼接觸에 의한 垂直振動

슬라이드와 圓板간의 摩擦音은 슬라이드의 垂直振動과 相關性이 있음을 실험을 통해서 알 수가 있었다. 슬라이드의 垂直振動은 圓板의 굽힘振動과 直接相關이 있고, 본 실험의 경우 摩擦音壓은 圓板의 굽힘振動에 의해 放射된 音이 지배적이다. 고체간 미끄럼 운동을 하고있는 단순한 모델로서 Fig. 7과 같이 슬라이드가 平板上을 一定速度 V 로 미끄러지고 있는 系를 생각하

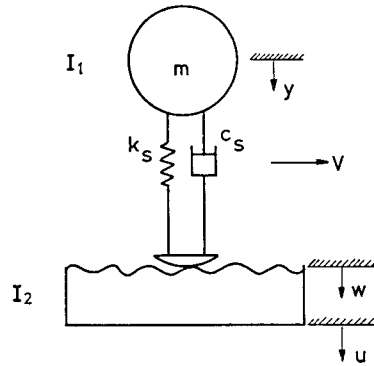


Fig. 7 Lumped-mass representation of sliding system

여 보기로 한다. 일반적으로 표면거칠기에 의한 接觸面에서의 不規則한 變位는 接觸面간에 動的인 荷重을 발생시키고, 이것이 系에 振動入力으로 작용하게 된다. 質量 m 인 슬라이드의 垂直方向 微小振動的 運動方程式은 다음과 같이 표시된다.

$$m\ddot{y} = -c_s(\dot{y} - \dot{u}_c - \dot{w}) - k_s(y - u_c - w) \quad (1)$$

$y(t)$ 는 靜荷重상태로부터 측정된 슬라이드의 질량중심의 下向變位, $u_c(t)$ 는 平板의 接觸點變位, $w(t)$ 는 表面거칠기에 의한 變位入力이다. 表面거칠기에 의한 變位入力 w 는 接觸彈性變形이 발생되기 이전에 두 固體의 表面에 존재하는 表面돌기의 嵩으로 주어진다. 그러나 본 實驗의 경우와 같이 先端이 硬球, 鏡面加工이 된 슬라이드와 보다 硬度가 軟한 平板과의 미끄럼 접촉의 경우에는 變位入力 w 는 平板단의 表面거칠기에 의해 결정된다고 생각할 수가 있다. 그리고 變位入力 w 는 슬라이드와 平板과의 接觸移動거리 s 의 함수 $w(s)$ 로 주어지는 不規則過程이지만 入力 $w(s)$ 는 미끄럼상대속도 $V = s/t$ 의 관계식에 의해 時間함수 $w(t)$ 로 變換된다. c_s 는 접촉면간에 逸散되는 에너지 및 재료의 粘彈性 특성의 영향으로 생기는 접촉부의 減衰效果를 나타낸다. 減衰反應의 기구는 대단히 복잡할 것으로 예상되지만 여기서는 간단히 슬라이드와 平板간의 垂直相對速度에 비례하는 減衰力이 작용하는 것으로 가정하고, c_s 의 값을 실험에 의해 구한다. $y - u_c - w = z$ 는 두 物體간의 상대적인 접촉변위로서 $z < 0$ 일 때 접촉이 분리된다. 接觸剛性係數 k_s 는 일반적으로 z 의 非線形함수이나, 靜接觸荷重상태로 부터의 상대적인 변위가 미소한 경우에는 Hertz의 彈性接觸 이론식에 의해 線形화가 가능하다. Hertz 이론에 의하면, 同一한 材質로된 球面體와 平面體間 접촉의 경우, 彈性接觸變位 z 는 $z = 1.23 \sqrt[3]{p^2/E^2R}$ 로 주어지고, 이때 p 는 접

觸荷重, E 는 두 물체의 縱彈性係數, R 는 球面の 半徑이다⁽¹⁰⁾. 靜接觸荷重 $p_s=mg$ 일 때의 接觸變位를 z_s 라고 하면, 線形化된 接觸剛性係數 k_s 는 $k_s = \left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_{z=z_s}$ 로 주어진다. 式 (1)을 재정리하면

$$\ddot{y} + 2\zeta_s \omega_s \dot{y} + \omega_s^2 y - 2\zeta_s \omega_s \dot{u}_c - \omega_s^2 u_c = g(t) \quad (2)$$

여기서 $\omega_s^2 = k_s/m$, $\zeta_s = c_s/2\sqrt{k_s m}$ 이다. ζ_s 는 접촉부의 감쇠효과를 나타내는 等價粘性 減衰比이다. 荷重 0.66 kg, 接觸半球의 半徑 22 mm 인 슬라이드를 固定圓板에 올려 놓고 自由振動을 시켰을 때의 減衰波형으로부터 구한 ζ_s 의 값은 0.027~0.03 범위였다. 式 (2) 중 $g(t)$ 는 $g(t) = 2\zeta_s \omega_s \dot{w} + \omega_s^2 w$ 로서 표면거칠기에 의한 變位入力 $w(t)$ 에 相當하는 系의 等價起振力이라고 볼 수가 있다. 變位入力 $w(t)$ 는 不規則 時間함수나 표면거칠기의 wave number spectrum 으로부터 $w(t)$ 의 power spectral density 를 구할 수가 있다. 그러나 接觸面의 기하학적인 조건과 荷重에 의한 接觸變位등의 원인으로 실제변위 입력의 effective wave number spectrum 은 表面거칠기計로 측정된 wave number spectrum 과는 상이하다. 본 실험의 경우에는 effective wave number spectrum 으로서 Nayak⁽²⁾이 제시한 근사식 $P_w(K) = LK^{-b}$ 를 사용하였더니 측정결과와 잘 일치하였다. 근사식중 K 는 표면거칠기의 spatial wave number 이고, L 는 거칠기의 정도를, b 는 거칠기의 波長이 감소함에 따라 effective wave number spectrum 이 감소하는 정도를 나타내는 常數들이다. 미끄럼 상대속도가 V 라고 하면, $KV = \omega$ 이므로 변위입력 $w(t)$ 의 PSD 는 $\frac{1}{V} P_w\left(\frac{\omega}{V}\right)$ 가 되고, 상당기진력 $g(t)$ 의 PSD 는

$$P_g(\omega) = \frac{1}{V} (4\zeta_s^2 \omega_s^2 \omega^2 + \omega_s^4) P_w\left(\frac{\omega}{V}\right) \quad (3)$$

이고, 슬라이드의 수직변위 $y(t)$ 및 가속도 $\ddot{y}(t)$ 의 PSD 는

$$P_y(\omega) = |H_y(j\omega)|^2 P_g(\omega) \quad (4)$$

$$P_{\ddot{y}}(\omega) = \omega^4 |H_y(j\omega)|^2 P_g(\omega) \quad (5)$$

로 각각 주어진다. 여기서 $H_y(j\omega)$ 는 슬라이드의 수직 변위 $y(t)$ 의 周波數 應答函數이다. 슬라이드의 inertiace 를 $I_1(\omega) = \frac{1}{m}$, 접촉점에 관한 원판의 driving point intertance 를 $I_2(\omega)$ 라고 하면, $H_y(j\omega)$ 는 다음과 같이 유도된다.

$$H_y(j\omega) = \frac{1}{(\omega^2 - \omega_s^2) + j 2\zeta_s \omega_s \omega - (j 2\zeta_s \omega_s \omega + \omega_s^2) I_2(\omega) / I_1(\omega)} \quad (6)$$

접촉점에 관한 원판의 수직가속도 $\ddot{u}_c(t)$ 의 PSD 는

$$P_{\ddot{u}_c}(\omega) = |I_2/I_1|^2 P_y(\omega) = |m I_2|^2 P_y(\omega) \quad (7)$$

로 주어진다. 원판의 driving point intertance $I_2(\omega)$ 는 원판을 주변경계조건이 자유라는 가정하에, 이론해석에 의해서도 근사적으로 구할 수가 있으나, impulse test 를 통하여 오히려 간단히 구할 수가 있다. 실험장비에 설치가 된 상태에서 측정된 접촉점에 관한 圓板의 driving point intertance 를 Fig. 8에 나타내었다.

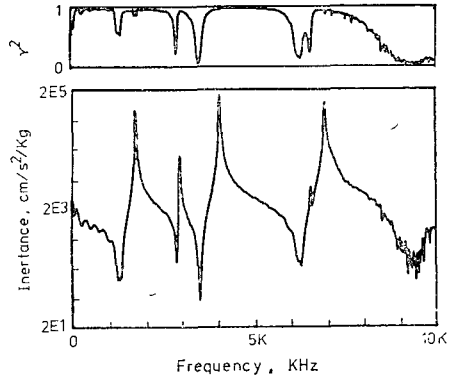


Fig. 8 Driving point intertance of disk at contact point with slider

슬라이드의 수직가속도 $\ddot{y}(t)$ 의 rms 값은 $P_{\ddot{y}}(\omega)$ 를 주파수영역에서 적분하여 그 평방근을 취하면 구하여진다. Nayak의 근사식 $P_w(K) = LK^{-b}$ 에서 $b=4$ 를 취하면 式 (3)과 (5)로부터 $P_{\ddot{y}}(\omega)$ 는

$$P_{\ddot{y}}(\omega) = LV^3 (4\zeta_s^2 \omega_s^2 \omega^2 + \omega_s^4) |H_y(j\omega)|^2 \quad (8)$$

이 된다. 상기식에 의하면 $\ddot{y}(t)$ 의 rms 값은 $V^{3/2}$ 에 비례증가하게 되며, 이것은 측정결과와 일치한다. 式 (7)에 의하면 圓板의 진동역시 $V^{3/2}$ 에 비례증가함을 알 수 있다. L 는 표면거칠기의 정도를 표시하는 常數이나 접촉면의 기하학적인 형태와 수직하중에 따라 그 값이 복잡하게 변할 것으로 예상된다. 荷重 0.66 kg, 슬라이드의 접촉반구의 반경 22 mm 인 경우, $\zeta_s = 0.03$, $f_s = 1100$ Hz, $L = 0.04$ 및 $b = 4$ 를 式 (8)에 대입하여, 속도 27.8 cm/sec에 대해 주파수당 슬라이드 가속도의 rms 값을 구하여 그린 곡선이 Fig. 2에 표시된 일점쇄선이다. 圓板의 固有振動數 부근의 피크점을 제외한 일반경향은 실험결과와 잘 일치한다. Fig. 2 중 점선으로 표시된 곡선은 $b=0$ 즉 표면거칠기에 의한 변위입력을 白色雜音으로 가정하였을 경우의 곡선으로서 참고로 부가하였다.

4.2. 圓形板의 振動과 放射音

無限大의 剛體壁에 半徑 a m인 圓板이 振動速度 $\dot{u} = \sum \dot{u}_n \max e^{j\omega n t}$ 로 퍼스톤振動을 하고 있을 때, 퍼스톤 軸上 거리 r m만큼 떨어진 點의 音壓 P 는 $r \gg a$ 인 경

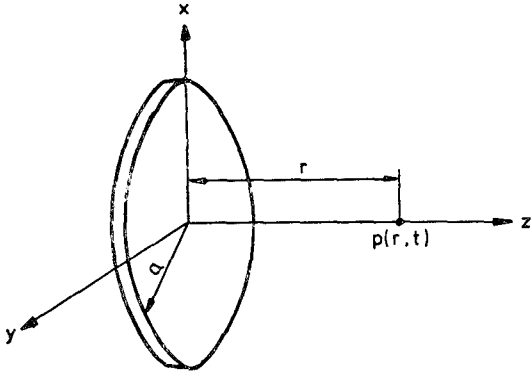


Fig. 9 Sound radiation from a circular plate

우 다음 식과 같이 표시된다⁽¹¹⁾. 空氣의 密度를 ρ_0 kg/m³, 空氣中の 音速을 c m/sec 라고 하면, $P = \rho_0 \frac{a^2}{2r} \sum_n \{j\omega_n \dot{u}_{nmax} e^{i(\omega_n t - knr)}\}$, 여기서 k_n 는 音波의 wave number ω_n/c 이다. 式中 $\omega_n \dot{u}_{nmax}$ 는 振動加速度에 비례하는 값이므로 圓板의 中心軸上 遠距離點의 音壓은 圓板의 振動加速度에 비례한다. 音壓 實効值 P_e 는 $P_e = \rho_0 \frac{a^2}{2r} \sqrt{\sum_n \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \alpha_{nmax}\right)^2}$ 이고, 式中 $\alpha_{nmax} = \omega_n \dot{u}_{nmax}$ 이다. 따라서 音壓레벨 SPL는 다음과 같다.

$$SPL = 20 \log_{10}(P_e/P_{ref}) = 20 \log_{10} \left\{ \rho_0 \frac{a^2}{2r} \sqrt{\sum_n \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \alpha_{nmax}\right)^2} / P_{ref} \right\} \quad (8)$$

實際 構造物의 경우 音의 放射에 가장 큰 원인이 되는 振動은 板의 굽힘振動이므로 위 式을 실제의 경우에 적용하기 위해서는 수정을 할 필요가 있다. 피스톤振動에 적용이 되는 위의 式을 굽힘振動에 적용할 수 있게 변환하기 위해서 音壓係數 ν 를 다음과 같이 導入한다⁽¹²⁾.

$$P_e^2 = \nu \left\{ \rho_0 \frac{a^2}{2r} \sqrt{\sum_n \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \alpha_{nmax}\right)^2} \right\}^2$$

위의 式을 對數표시하면

$$10 \log_{10}(P_e/P_{ref})^2 = 10 \log_{10} \nu + 20 \log_{10} \left(\frac{\rho_0 a^2 \alpha_{ref}}{2r P_{ref}} \right) + 10 \log_{10} \sum_n \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \alpha_{nmax}\right)^2 / \alpha_{ref}^2 \text{ 이 되고,}$$

音壓레벨의 基準值 P_{ref} 를 2×10^{-5} Pa 振動加速度 레벨의 基準值 α_{ref} 를 1.0 g로 하면

$$SPL = 10 \log_{10} \nu + VAL + 20 \log_{10} \frac{a^2}{r} + 109 \quad (9)$$

여기서 VAL는 板진동의 가속도 레벨 dB(ref. 1.0g)이다. 音壓係數 ν 는 周波數의 函數일뿐 아니라 板진동의 가속도 측정점에 따라서 그 값이 달라진다. 實測의 SPL, VAL, r , a 를 式 (9)에 代入하여 ν 의 값을 구하는 것이 一般의이다. 본 實驗의 경우, 板振動的의 加速

도레벨 VAL는 式 (7)에 의해서 슬라이드의 加速度 레벨로부터 다음과 같이 구하여 진다.

$$VAL = VALS + 20 \log_{10} |m I_2(\omega)| \quad (10)$$

여기서 VALS는 슬라이드의 加速度 레벨 dB(ref. 1.0g)이다. 式 (9) 및 式 (10)에 實測의 VALS, m , r , a 및 Fig. 8에서 측정된 $I_2(\omega)$ 를 代入하여 接觸共振振動數 및 圓板의 固有振動數에 관한 音壓係數를 구하여 Table 2에 보였다. Hertz의 彈性接觸이론에 의한 관계식 $z = 1.23 \sqrt[3]{p^2/E^2R}$ 및 $k_s = \left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_{z=z_s}$ 을 이용하여 약간의 계산을 거치면 靜荷重 $p_s = mg$ 에 대한 接觸共振 振動數 f_s 가 다음과 같이 간단히 구하여 진다.

Table 2 Values of ν for contact resonance frequency and natural frequencies of disk

	Contact Resonance	1st.	2nd.	3rd.	Remarks
Frequency	927 1,100	1,842 1,800	3,185 3,000	4,189 4,100	Calculated Measured
$10 \log_{10} \nu$	11	-33	0	-24	

$$f_s = 17.4 E^{1/3} R^{1/6} p_s^{-1/3} \quad (11)$$

式 (11)에 鋼材에 대한 $E = 2.1 \times 10^4$ kg/mm², 球面의 半徑 $R = 22$ mm, 靜荷重 $p_s = 0.66$ kg을 각각 代入하여 산출한 것이 表중의 接觸共振 振動數 계산치 927 Hz이다. 그러나 實驗上의 接觸共振 振動數는 1100 Hz 근방으로서 이론계산치보다 높다. 그 이유는, 平板이 완전고정 혹은 半無限體라는 가정하에서 이론식이 계산된데 反하여 實驗의 圓板은 대단히 약한 탄성지지로 되어 있기 때문이다. 圓板의 1, 2, 3次 固有振動數의 계산치는, 實驗의 圓板이 대단히 약한 탄성지지로 되어 있기 때문에, 周邊 境界조건이 완전 자유인 圓板으로 근사시켜, 그 固有振動數 계산식

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi a^2} \left\{ \frac{Eh^3}{12\rho(1-\alpha^2)} \right\}^{1/2} \quad (12)$$

을 이용하여 계산하였다⁽¹³⁾. 여기서 a , h 는 圓板의 半徑과 두께, ρ , α 는 圓板의 밀도와 프와송의 비를 각각 나타낸다. 固有值 λ_i^2 은 圓板의 1, 2, 3次 固有振動數에 대하여 각각 5.253, 9.084 및 12.23의 값을 갖는다. Table 2의 結果에 의하면 圓板의 1次 및 3次 固有振動數에 관한 音壓係數 ν 는 대단히 미소하다. 그 이유는 다음과 같다. 音壓放射效率는 表面振動的의 平均變位 振幅에 직접 비례하여 나타나는데, Fig. 10에 각 振動數에 관한 實驗測定과 理論解析에 의하여 구한 板振動的의 振動形을 보인바와 같이, 圓板의 1次 및 3次

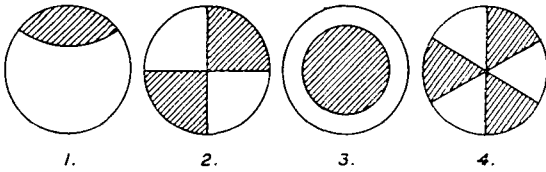


Fig. 10 Modes of vibration of the disk 1. 1100 Hz 2. 1800 Hz 3. 3000 Hz 4. 4100 Hz

固有振動形の 理論的 平均變位振幅은 실제로 零이기 때문이다.

5. 結 論

Pin-disc 형식의 實驗裝置를 이용하여 乾性 미끄름接觸時의 미끄름면에 수직인 振動과 摩擦音에 대하여 實驗的, 理論的으로 검토한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 미끄름接觸에 의해 發生되는 摩擦音(rubbing noise)은 接觸面に 垂直한 振動과 관련되어 發生하며, 이 振動은 接觸表面의 거칠기에 의한 不規則變位入力에 말미암은 것이다.

(2) 表面 거칠기에 의한 變位入力으로서는 spatial wave number의 4 乘에 反比例하여 감소하는 surface wave number spectrum을 근사함으로써 實驗測定과 잘 일치하는 결과를 얻을 수 있었고, 상기의 모델에 의하면 垂直振動과 發生音壓은 相對미끄름 速度 V 에 대하여 $V^{1.5}$ 에 비례증가한다.

(3) 鏡面加工面으로부터 $5 \mu m R_a$ 범위까지의 表面 거칠기를 가진 表面들에 대하여 接觸壓力이 表面에 커다란 塑性變形의 자국을 내지 않는 荷重의 범위내에서는 垂直振動과 摩擦音壓은 表面거칠기 R_a 에 대하여 R_a^m 에 비례 증가하고, 이때 m 의 값은 0.15~0.35의 범위이다.

(4) 垂直振動과 摩擦音의 支配的인 周波數 成分은 두 物體間의 接觸共振 振動에 의해 야기된 것이며, 그 振動數는 Hertz의 彈性接觸理論에 의해 계산이 가능하다.

上記의 定量的인 결과들을 異種의 부하방법이나, 異種의 接觸表面 조건등의 경우에 단순하게 확장 적용하는 것은 무리한 일이다. 그러나 可聽의 摩擦音이 發生하는 미끄름接觸의 경우에는 언제나 本 研究에서 관찰된 종류의 경향은 뚜렷하게 나타날 것으로 생각한다.

後 記

本 研究는 1983年度 韓國科學財團의 研究費에 의하여 이루어 졌으며, 同 財團 關係諸位께 깊은 謝意를 表

합니다. 그동안 實驗測定과 資料정리에 수고를 많이한 本 學科 機械力學室 소속 대학원 학생들에게 感謝의 뜻을 表한다.

參 考 文 獻

- (1) G.G. Gray and K.L. Johnson, The Dynamic Response of Elastic Bodies in Rolling Contact to Random Roughness of Their Surfaces, J. of Sound and Vibration, Vol. 22, pp.323, 1972
- (2) P.R. Nayak, Contact Vibrations, J. of Sound and Vibration, Vol. 22, pp.297, 1972
- (3) 中川正紀, 遠藤滿, 坂田勝, 轉動する固體の振動, 日機論, Vol. 44, No. 382, pp.1943, 1978
- (4) D.M. Tolstoi, Significance of the Normal Degree of Freedom and Natural Normal Vibrations in Contact Friction, Wear, Vol. 10, pp.199, 1967
- (5) S.S. Antoniou, A. Cameron and C.G. Gentle, The Friction-Speed Relation from Stick-Slip Data, Wear, Vol. 26, pp.235, 1976
- (6) A. Soom and C. Kim, Interactions Between Dynamic Normal and Frictional Forces During Unlubricated Sliding, Trans. ASME. J. of Lubrication Technology, Vol. 105, pp.221, 1983
- (7) A. Soom and C. Kim, Roughness-Induced Dynamic Loading at Dry and Boundary-Lubricated Sliding Contacts, Trans. ASME. J. of Lubrication Technology, Vol. 105, pp.514, 1983
- (8) I.V. Kragelskii, Friction and Wear, Butterworths, London and Washington, D.C. pp.185, 1965
- (9) 横井雅之, 中井幹雄, 摩擦音の發生機構に関する研究, 日機論(c), Vol. 47, No. 421, pp.1169, 1981
- (10) S. Timoshenko and J.N. Goodier, Theory of Elasticity, 3rd ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, NY pp.409, 1951
- (11) L.E. Kinsler, A.R. Frey, A.B. Coppens and J.V. Sanders, Fundamentals of Acoustics, 3rd ed., John Wiley & Sons, New York, pp.179, 1982
- (12) 福田基日一, 和泉晴夫, 牛島優示, 小形エンジンのパッケージに関する研究, 日機論(2), Vol. 44, No. 377, pp.260, 1978
- (13) R.D. Blevins, Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, Van Nostrand Reinhold Company, New York, pp.240, 1979