

# 窓ガラスに発生する摩擦振動および騒音の抑制

## Reduction of the Friction-Induced Vibration of a Glass Window

森 博輝\*

Hiroki MORI

When a plate-like object is rubbed by rubber, friction-induced vibration is generated. For reducing the friction-induced vibration, we experimentally investigate the characteristics of the vibration of a rectangular glass plate. The results show that the frequency of the friction-induced vibration is almost the same as the natural frequency of a glass plate. Then, we examine the effect of a dynamic absorber. The results demonstrate that the damping of a dynamic absorber is effective for reducing the friction-induced vibration.

**Keywords: Friction-induced Vibration, Self-Excited Vibration, Vibration Control, Noise, Bouncing**

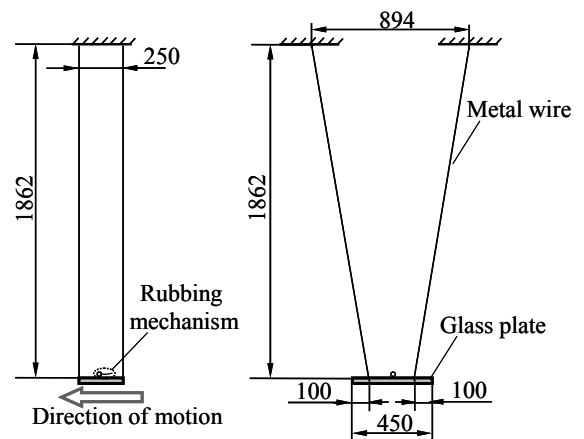
### 1. はじめに

自動車のパワーウィンドウに摩擦振動が発生すると、周辺の空気に振動が強く伝わるため、騒音問題を引き起こすことが多い。本研究では、このような摩擦振動の低減を目的として、平板がゴムで擦られることにより生じる振動の基本的な特性を調べるとともに、平板に取り付けられた動吸振器の効果について検討した。

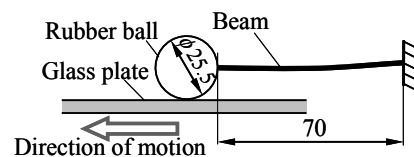
### 2. 実験装置

実験装置を図 1 に示す。装置は、4 本のワイヤによって水平に吊るされたガラス板と、図 1(c)に示すゴムボールおよび片持ちはりからなる摩擦機構で構成される。ガラス板の寸法およびパラメータは図 2 および表 1 に示すとおりである。ガラス板を図 1(a)に示す方向に水平に移動させると、ガラス板は図 2(a)に示す中央部

分をゴムボールによって擦られ、自励振動が発生する。また、ガラス板は図 2(a)に示す 1 次の曲げ振動モードの節の位置でワイヤと接触している。実験で用いたセンサの位置は図 2(b)に示すとおりである。



(a) Front view (b) Side view



(c) Rubbing mechanism

Fig.1 Experimental Apparatus

\*埼玉大学 大学院 理工学研究科

Graduate School of Science and Engineering,  
Saitama University, 255 Shimo-Okubo, Sakura-ku,  
Saitama, Saitama, 338-8570, Japan

(原稿受付日：平成22年5月30日)

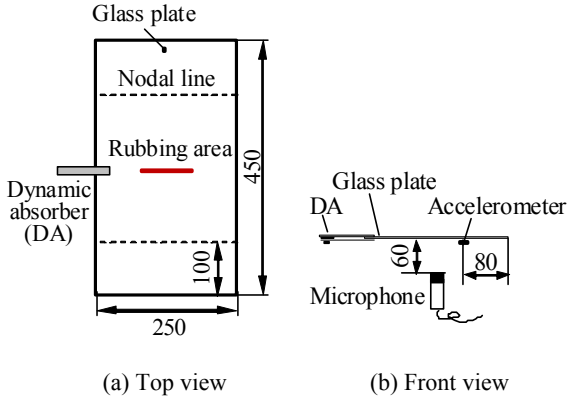


Fig. 2 Glass plate and sensors

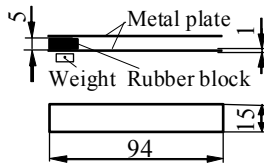


Fig. 3 Schematic of a dynamic absorber (DA)

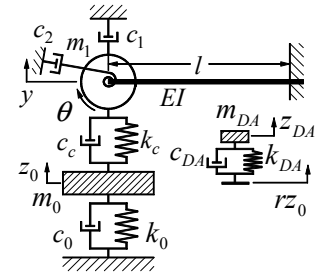
Table 1 Parameters of glass plate

Length (mm)	450	Young's modulus (GPa)	71.6
Width (mm)	250	Poisson's ratio	0.23
Thickness (mm)	4.85	1st natural frequency	133
Mass (kg)	1.365	Damping ratio	0.001

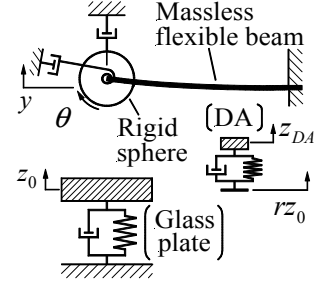
図 3 に示す概略図のように、動吸振器は 2 枚の金属板、おもり、およびゴムブロックからなり、図 2 のようにガラス板長辺の中央部分に設置されている。

### 3. 解析モデル

動吸振器の効果について考察するために、数値シミュレーションによる検討を行う。本研究で用いた解析モデルを図 4 に示す。動吸振器を設置していないガラス板に摩擦振動が発生した場合の振動数は、ガラス板の 1 次の固有振動数に近いことから、ガラス板をモード質量  $m_0$ 、モード減衰  $c_0$ 、モード剛性  $k_0$  からなる 1 自由度系でモデル化する。ゴムボールとはりからなる摩擦機構は、質量のない長さ  $l$  および曲げ剛性  $EI$  の片持ちりの先端に質量  $m_1$  および半径  $a$  の球が取り付けられた系として取り扱う。ガラス板およびゴムボールの並進変位を  $z_0$  および  $y$  で表し、ゴムボールの回転



(a) Contact state



(b) Bouncing state

Fig. 4 Analytical models

角を  $\theta$  で表す。

また、振動成長時にゴムボールが跳びはねることを考慮して、ゴムボールがガラス板と接しているときは図 4(a)を、跳びはねているときは図 4(b)のモデルを用いる。ゴムボールとガラス板の接触部における剛性および減衰は簡単のために線形の剛性  $k_c$  および減衰  $c_c$  とする。さらに、ガラス板と接触しているゴムボールには、ガラス板との間ですべりが生じないと仮定し、ガラス板の移動速度  $V$  は一定であると仮定する。

動吸振器は質量  $m_{DA}$ 、剛性  $k_{DA}$  および減衰  $c_{DA}$  からなる一自由度系でモデル化し、変位を  $z_{DA}$  とする。図中の  $r$  はガラス板のモード形状によって決まる定数であり、動吸振器設置位置における変位とゴムボール接触位置における変位の比を表す。

ゴムボール、ガラス板および動吸振器の並進変位に関する運動方程式は以下ようになる。

$$m_1 \ddot{y} + c_1 \dot{y} + (12EI/l^3)y - (6EI/l^2)\theta - F_n = 0 \quad (1)$$

$$m_0 \ddot{z}_0 + (c_0 + r^2 c_{DA}) \dot{z}_0 - r c_{DA} \dot{z}_{DA} + (k_0 + r^2 k_{DA}) z_0 - r k_{DA} z_{DA} + F_n = 0 \quad (2)$$

$$m_{DA} \ddot{z}_{DA} + c_{DA} (\dot{z}_{DA} - r \dot{z}_0) + k_{DA} (z_{DA} - r z_0) = 0 \quad (3)$$

ここに、 $\dot{\phantom{x}} = d/dt$  であり、 $F_n$  はゴムボールとガラス板の接触部における垂直抗力を表す。ゴムボールの回転角に関する運動方程式および垂直抗力  $F_n$  の式は接

Table 2 Parameters used for calculation

$a$ (mm)	12.8	$\omega_0$ (rad/s)	$133 \times 2\pi$	$\zeta_0$	0.001
$l$ (mm)	82.8	$\omega_b$ (rad/s)	$13 \times 2\pi$	$\zeta_1$	0.005
$m_0$ (kg)	1.06	$d_s$ (mm)	0.023	$\zeta_2$	0.01
$m_1$ (g)	8.1	$V$ (m/s)	0.07	$\zeta_c$	0.03
$k_c$ (N/m)	$1.7 \times 10^4$	$r$	1.2		

触状態に応じて切り換えが必要であり、ゴムボールがガラス板と接触している図 4(a)の場合には、以下のようになる。

$$\dot{\theta} = V/a \quad (4)$$

$$F_n = -c_c(\dot{y} - \dot{z}_0) - k_c(y - z_0) \quad (5)$$

ゴムボールがガラス板から跳びはねている図 4(b)の場合には、以下のようになる。

$$J\ddot{\theta} + c_2\dot{\theta} - (6EI/l^2)y + (4EI/l)\theta = 0 \quad (6)$$

$$F_n = -k_c d_s \quad (7)$$

ここに、 $J = (2/5)m_1 a^2$  であり、 $d_s$  は静的平衡状態における接触ばね  $k_c$  の静変位を表す。

表 2 に数値シミュレーションに用いたパラメータ値を示す。ここに、以下のパラメータを導入している。

$$\left. \begin{aligned} \zeta_0 &= c_0 / (2m_0\omega_0), \quad \zeta_1 = c_1 / (2m_1\omega_b), \\ \zeta_2 &= c_2 / (2J\omega_b), \quad \zeta_c = c_c / (2m_1\omega_c), \quad \omega_0 = \sqrt{k_0 / m_0}, \\ \omega_b &= \sqrt{3EI / m_1 l^3}, \quad \omega_c = \sqrt{k_c / m_1} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$m_0$  および  $r$  は、ガラス板の長辺および短辺を  $10 \times 8$  に分割し、薄板の長方形要素を用いた有限要素法により求められた質量行列および固有モードベクトルから決定した<sup>1)</sup>。

#### 4. 結 果

図 5 は、実験において動吸振器を設置していないガラス板に摩擦振動が発生したときの、ガラス板加速度と音圧の波形および周波数解析結果を示したものである。実験室の暗騒音レベルはおおよそ 30dB 以下であった。加速度と音圧の波形形状が似ていることから、測定された騒音はガラス板の振動によって発生していることがわかる。摩擦振動の振動数は 134Hz であり、表

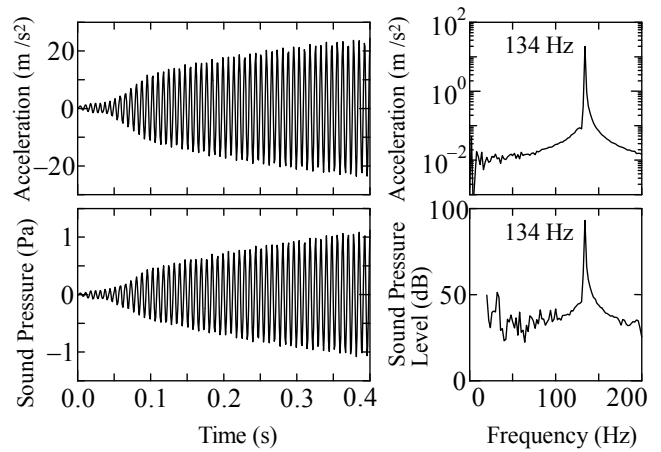


Fig.5 Vibration of a glass plate without a dynamic absorber

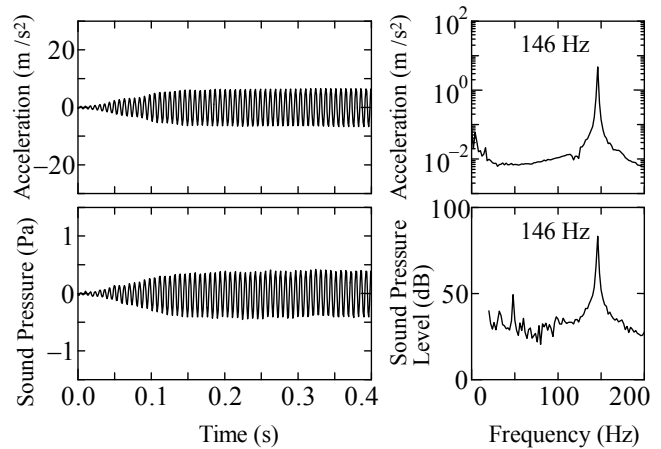


Fig.6 Vibration of a glass plate with a dynamic absorber ( $m_{DA} = 12$  g,  $f_{nDA} = 131$  Hz,  $\zeta_{DA} = 0.02$ )

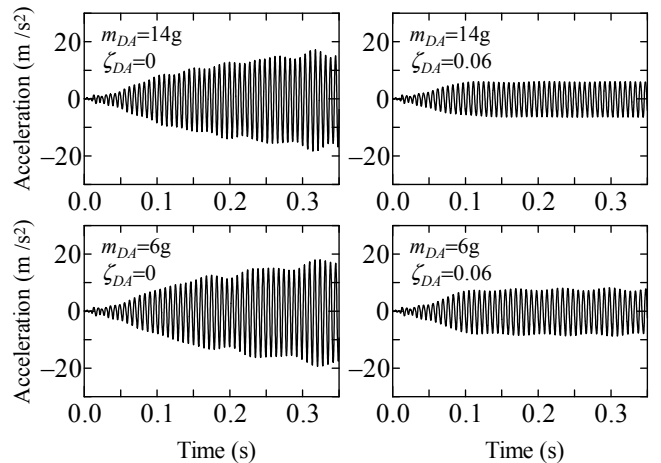


Fig.7 Calculated effect of mass and damping ratio of a dynamic absorber

1 に示したガラス板の 1 次の固有振動数(133Hz)とほぼ一致する。結果の表示は省略するが、図 1 のはり部分の長さを変化させて振動発生の有無を調べた結果、はりがある程度長くなると振動は発生しなくなることがわかった<sup>2)</sup>。

次に、このようなガラス板の摩擦振動に対して、動吸振器を適用した。動吸振器を設置した実験におけるガラス板の振動波形および周波数解析結果を図 6 に示す。図 5 と図 6 を比較すると、ガラス板の振動および発生音が動吸振器により大きく低減していることがわかる。解析結果の一例として、平板に質量および減衰が異なる動吸振器を取り付けたときの、平板の加速度波形の計算結果を図 7 に示す。計算においては、動吸振器の固有角振動数  $\omega_{DA}$  を平板の固有角振動数  $\omega_0 = 133 \times 2\pi$  rad/s に一致させた。図中の  $m_{DA}$  および  $\zeta_{DA}$  は、動吸振器の質量および減衰比の値を示している。図より、 $m_{DA} = 6\text{g}, 14\text{g}$  の場合ともに、 $\zeta_{DA} = 0.06$  の波形は  $\zeta_{DA} = 0$  の波形に比べて振動が非常に小さい。これは、摩擦振動の低減に対して動吸振器の減衰が有効であることを示している<sup>3)</sup>。

## 5. ま と め

平板がゴムで擦られたときに発生する摩擦振動の基本的な特性、および平板に取り付けられた動吸振器の効果を実験と数値シミュレーションによって調べた。その結果、動吸振器の減衰が摩擦振動の低減に対して有効であることが示された。

## 参考文献

- 1) 背戸・松本, パソコンで解く振動の制御, 丸善, 1999.
- 2) Hiroki Mori, Oleksandr Mikhayev, Takuo Nagamine, Mizue Mori, Yuichi Sato, Effect of a Dynamic Absorber on Friction-Induced Vibration of a Rectangular Plate, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.24, No.1, pp.93-96, 2010.
- 3) Oleksandr Mikhayev, Hiroki Mori, Takuo Nagamine, Mizue Mori, Yuichi Sato, Suppression of Friction-Induced Vibration of a Glass Plate by a Dynamic Absorber, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 3, No. 3, pp.380-390, 2009.