振動床面上の移動機構の研究*
(第 2 報, 二次元平面運動)山口 秀 谷^{*1}, 八 島 真 人^{*1}Mobile Mechanism on Vibratory Floor Under Harmonic Excitation
(2nd Report, Planar Motion)Hideya YAMAGUCHI^{*2} and Masahito YASHIMA^{*2} Dept. of Mechanical Systems Engineering, National Defense Academy,
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka-shi, Kanagawa, 239-8686 Japan

This paper investigates moving characteristics of a mobile mechanism. The mechanism is the combination of a pair of the bodies which are consisted of the particle and the slant leg with the rotational spring at the joint. Each component body alone travels forward and backward in straight line on the floor under harmonic excitation, and the moving velocity depends on the exciting frequency. This is caused by the difference in friction force between forward and backward directions during stick-slip motion. By combining these bodies, new motion is obtained, *i. e.*, the mobile mechanism can achieve rotation as well as straight movement. This characteristics is obtained by tuning natural frequencies of the component bodies. Numerical simulation and experimental results show that the moving and angular velocities are controlled by the exciting frequency.

Key Words: Moving Machine, Moving Robot, Stick-Slip Motion, Friction, Vibration, Planar motion

1. 緒 言

振動を利用した移動機構は種々の方式が提案され, 細管内の移動ロボット⁽¹⁾⁽²⁾や, マイクロマシンの応用など^{(3)~(6)}に関する研究が行われている. この種の研究の一つとして, 著者らは回転ばねを介して斜板を取付けられた物体が調和変位加振された床上で滑りながら移動する機構について運動特性を調べ, 加振振動数によって移動速度を制御できることを示している⁽⁷⁾. すなわち, 移動機構の固有振動数付近では負方向に移動し, これより振動数が高くなるにつれて正方向に移動するようになる. また, 斜板の傾き角が大きい場合には正方向, 小さい場合には負方向の移動速度が大きくなり, これらの移動速度は床と足部の摩擦係数が 0.13 付近で最大になることを明らかにした. この研究およびほかに見受けられる研究は直線運動のみを取扱っているが, 二次元平面上で任意に方向を変えられるような移動機構があれば応用範囲も広がることが期待される.

そこで, 本研究では先に著者らが取扱った移動機構

を二つ並列に組合せ, 両者の運動特性に若干の差をもたせることにより, 直進および回転運動を行うような移動機構を提案し, その挙動を実験および数値シミュレーションにより解明している.

2. モデルと基礎式

図 1 は質量 m_{An} の主部に剛体斜板 $A'B'$ および $A''B''$ より成る脚部と質量 m_{Bn} の足部を取付けた系 2 組を並列に組合せた移動機構を示す. 二つの系は水平方向には一体に運動するが, 互いに上下方向の運動を

Fig. 1 System Model

* 原稿受付 2000 年 8 月 11 日.

^{*1} 正員, 防衛大学校 (〒239-8686 横須賀市走水 1-10-20).

E-mail: hideya@nda.ac.jp

拘束しないように、足部2箇所をリニアガイドを介して接続されている。二つの系を本体1および2とし、それぞれ関連するパラメータに添字 $n=1, 2$ を付けて区別する。剛体斜板 $A'B'$ および $A''B''$ の長さ l_n は等しく、平行に取付けてあり、これらの上端、下端は主部、足部とピン接続され、上端と主部の間にはばね剛性 k_n の回転ばねと粘性減衰係数 c_n のダッシュポットが取付けられている。この機構の運動を解析するため、図2に示すように簡略化し、座標系を設定する。この際、図1に示した剛体斜板 $A'B'$ と $A''B''$ をまとめて AB で置き換え、質量を m_{Ln} とする。また、主部、脚部および足部の重心を G_{An} , G_{Ln} および G_{Bn} とし、これらは静止状態では同一鉛直線上にあるものとする。床の静止位置を原点とする静止座標系を $O-XYZ$ 、足部全体の重心 C を原点とする移動座標系を $C-xyz$ とし、静止状態の脚部傾き角を α_n 、運動中の脚部回転角を θ_n として、各重心の座標を移動座標系で表すと

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{r}_{An} &= \begin{bmatrix} x_{An} \\ y_{An} \\ z_{An} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_n \{ \cos(\theta_n + \alpha_n) - \cos \alpha_n \} \\ \mp e \\ l_n \sin(\theta_n + \alpha_n) \end{bmatrix} \\ \mathbf{r}_{Bn} &= [x_{Bn}, y_{Bn}, z_{Bn}]^T = [0, \mp e, 0]^T \\ \mathbf{r}_{Ln} &= \begin{bmatrix} x_{Ln} \\ y_{Ln} \\ z_{Ln} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_n l_n \{ \cos(\theta_n + \alpha_n) - \cos \alpha_n \} \\ \mp e \\ r_n l_n \sin(\theta_n + \alpha_n) \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

となる。ここに、 e は足部全体の重心 C から各本体足部の重心までの y 方向長さで、複号は本体1, 2($n=1, 2$)でそれぞれ負, 正となる。また、 r_n は脚部の下端 B から重心 G_{Ln} までの長さの l_n に対する比である。

Fig. 2 Simplified model and coordinates

本機構の運動状態は、足部が床に固着している場合、足部が床に接して滑っている場合、足部が床から離れて跳躍している場合の3とおりに分類されるが、なるべく滑らかに移動させるために、本研究では跳躍がない範囲で考える。そこで、運動座標系と静止座標系の間の角(姿勢角)を ϕ とすると、これらの座標系の関係は

$$\mathbf{R} = \mathbf{R}_C + \mathbf{T} \mathbf{r}, \quad \mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos \phi & -\sin \phi & 0 \\ \sin \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (2)$$

で表される。ここに、 $\mathbf{R} = [X, Y, Z]^T$ であり、添字 C は重心 C の座標を表す。

この機構全体の運動エネルギー T 、ポテンシャルエネルギー V および散逸エネルギー D は

$$T = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^2 (m_{An} \dot{\mathbf{R}}_{An} \cdot \dot{\mathbf{R}}_{An} + m_{Bn} \dot{\mathbf{R}}_{Bn} \cdot \dot{\mathbf{R}}_{Bn} + m_{Ln} \dot{\mathbf{R}}_{Ln} \cdot \dot{\mathbf{R}}_{Ln} + I_{yn} \dot{\theta}_n^2 + I_{zn} \dot{\phi}^2) \dots\dots\dots (3)$$

$$V = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^2 \{ k_n (\theta_n - \theta_{Sn})^2 + m_{An} g (Z_C + z_{An} - l_n \sin \alpha_n) + m_{Ln} g (Z_C + z_{Ln} - r_n l_n \sin \alpha_n) + m_{Bn} g Z_C \} \dots\dots\dots (4)$$

$$D = \frac{1}{2} (c_1 \dot{\theta}_1^2 + c_2 \dot{\theta}_2^2) \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 I_{yn} は脚部の重心に関する y 軸まわりの慣性モーメント、 I_{zn} は本体 n の重心に関する Z 軸まわりの本体 n の慣性モーメント、 g は重力加速度、また、

$$\theta_{Sn} = (m_{An} + r_n m_{Ln}) g l_n \cos \alpha_n / k_n \dots\dots\dots (6)$$

は重力による回転ばねの静止時の回転角である。

さて、足部下面には摩擦パッドが2箇所張り付けてあり、ここで床面と接している。床面との間に作用する垂直力を N_{Pn} , N_{Qn} とし、図3に示すように水平力の X, Y 方向成分を F_{PnX} , F_{PnY} , F_{QnX} , F_{QnY} とする。なお、力の作用点を P_n , Q_n とし、点 C からの x, y 方向長さを d, e とする。垂直力については本体1, 2のおおの合計、水平力については点 C に作用する集中力、モーメントに置き換えて

Fig. 3 Friction Force

$$N_n = N_{Pn} + N_{Qn} \dots\dots\dots (7)$$

$$F_X = -F_{P1X} - F_{Q1X} - F_{P2X} - F_{Q2X} \dots\dots\dots (8)$$

$$F_Y = -F_{P1Y} - F_{Q1Y} - F_{P2Y} - F_{Q2Y} \dots\dots\dots (9)$$

$$\begin{aligned} M = & \{ (F_{P1X} - F_{Q1X} + F_{P2X} - F_{Q2X})d \\ & + (-F_{P1Y} - F_{Q1Y} + F_{P2Y} + F_{Q2Y})e \} \sin \phi \\ & + \{ (-F_{P1X} - F_{Q1X} + F_{P2X} + F_{Q2X})e \\ & + (-F_{P1Y} + F_{Q1Y} - F_{P2Y} + F_{Q2Y})d \} \sin \phi \\ & \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

とする。式(2)の関係を考慮して、式(3)～(5)に式(1)を代入し、 X_c , Y_c , Z_c , ϕ , θ_1 および θ_2 を一般座標としてラグランジェの方程式を用いると運動方程式が得られ、 $\theta_n \ll 1$ とし、非線形項を無視して整理すると

$$\ddot{X}_c - (\kappa_1 \ddot{\delta}_1 + \kappa_2 \ddot{\delta}_2) \cos \phi = F_X^* \dots\dots\dots (11)$$

$$\ddot{Y}_c - (\kappa_1 \ddot{\delta}_1 + \kappa_2 \ddot{\delta}_2) \sin \phi = F_Y^* \dots\dots\dots (12)$$

$$\ddot{Z}_c + \gamma_1 \ddot{\delta}_1 + g = N_1^* / \rho_1 \dots\dots\dots (13)$$

$$\ddot{Z}_c + \gamma_2 \ddot{\delta}_2 + g = N_2^* / \rho_2 \dots\dots\dots (14)$$

$$\begin{aligned} & \ddot{\delta}_1 + 2\zeta_1 p_1 \dot{\delta}_1 + p_1^2 \delta_1 \\ & - \beta_1 (\ddot{X}_c \cos \phi + \ddot{Y}_c \sin \phi) + \varepsilon_1 \ddot{Z}_c = 0 \dots (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \ddot{\delta}_2 + 2\zeta_2 p_2 \dot{\delta}_2 + p_2^2 \delta_2 \\ & - \beta_2 (\ddot{X}_c \cos \phi + \ddot{Y}_c \sin \phi) + \varepsilon_2 \ddot{Z}_c = 0 \dots (16) \end{aligned}$$

$$\ddot{\phi} - \eta_1 \ddot{\delta}_1 + \eta_2 \ddot{\delta}_2 = M^* / \tau \dots\dots\dots (17)$$

となる。ここに

$$\left. \begin{aligned} \delta_n &= \theta_n l_n, \quad M^* = M / m_T, \quad N_n^* = N_n / m_T, \\ F_X^* &= F_X / m_T, \quad F_Y^* = F_Y / m_T, \\ \kappa_n &= m_{En} \sin \alpha_n / m_T, \quad \gamma_n = m_{En} \cos \alpha_n / m_{Tn}, \\ p_n^2 &= (k_n - m_{En} g l_n \sin \alpha_n) / I_{yTn}, \\ \zeta_n &= c_n / 2 p_n I_{yTn}, \quad \beta_n = m_{En} l_n^2 \sin \alpha_n / I_{yTn}, \\ \varepsilon_n &= m_{En} l_n^2 \cos \alpha_n / I_{yTn}, \quad \eta_n = m_{En} e \sin \alpha_n / I_{zT}, \\ \rho_n &= m_{Tn} / m_T, \quad \tau = I_{zT} / m_T, \\ m_{Tn} &= m_{An} + m_{Bn} + m_{Ln}, \quad m_T = m_{T1} + m_{T2}, \\ m_{En} &= m_{An} + r_n m_{Ln}, \quad I_{zT} = I_{z1} + I_{z2} + m_T e^2, \\ I_{yTn} &= I_{yn} + (m_{An} + r_n^2 m_{Ln}) l_n^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

3. 運動状態の場合分け

前述したように本機構の運動状態は、(A)足部が床に固着している状態、(B)足部が床に接して滑っている状態、(C)足部が床から離れて跳躍している状態の3とおりに分類される。ここでは、(C)の状態を除いて、二つの状態について検討する。

(A)足部が固着している状態 足部は X , Y 方向に移動せず、 Z 方向に床と一緒に運動するので

$$\ddot{Z}_c = \ddot{w} = -\omega^2 W \sin \omega t \dots\dots\dots (19)$$

$$\ddot{X}_c = \ddot{X}_c = \ddot{Y}_c = \ddot{Y}_c = \ddot{\phi} = \ddot{\phi} = 0 \dots\dots\dots (20)$$

である。ここに、床の変位 $w = W \sin \omega t$ であり、 ω

および W は加振振動数および振幅である。これより式(15), (16)は

$$\ddot{\delta}_n + 2\zeta_n p_n \dot{\delta}_n + p_n^2 \delta_n = \varepsilon_n \omega^2 W \sin \omega t \dots\dots\dots (21)$$

となって、 δ_n について解くことができる。この結果を式(11)～(14), (17)に代入し

$$F_X^* = -(\kappa_1 \ddot{\delta}_1 + \kappa_2 \ddot{\delta}_2) \cos \phi \dots\dots\dots (22)$$

$$F_Y^* = -(\kappa_1 \ddot{\delta}_1 + \kappa_2 \ddot{\delta}_2) \sin \phi \dots\dots\dots (23)$$

$$N_n^* = \rho_n (-\omega^2 W \sin \omega t + \gamma_n \ddot{\delta}_n + g) \dots\dots\dots (24)$$

$$M^* = \tau (-\eta_1 \ddot{\delta}_1 + \eta_2 \ddot{\delta}_2) \dots\dots\dots (25)$$

より、力、モーメントが決定される。なお、この状態が継続するのは、接触面に作用する垂直力が正で、水平方向の力が最大静止摩擦以下、すなわち

$$N_n^* > 0 \dots\dots\dots (26)$$

$$\sqrt{F_X^{*2} + F_Y^{*2}} < \mu_1 N_1^* + \mu_2 N_2^* \dots\dots\dots (27)$$

の条件を満たしている場合である。ここに μ_n はクーロン摩擦を仮定した場合の摩擦係数である。

(B)足部が床に接して滑っている状態 この場合も式(26)が成立する。一方、点 P_n , Q_n に作用する垂直力は等しいと仮定して

$$N_{Pn}^* = N_{Qn}^* = N_n^* / 2 \dots\dots\dots (28)$$

とすると、摩擦力の大きさは

$$|F_{Pn}^*| = |F_{Qn}^*| = \mu_n N_n^* / 2 \dots\dots\dots (29)$$

となる。また、摩擦力の方向は速度ベクトルと逆方向になる。点 P_1 における速度ベクトル成分は

$$\begin{aligned} \dot{X}_{P1} &= \dot{X}_c + (-d \sin \phi + e \cos \phi) \dot{\phi} \\ \dot{Y}_{P1} &= \dot{Y}_c + (d \cos \phi + e \sin \phi) \dot{\phi} \end{aligned} \dots\dots\dots (30)$$

となるので、 X 軸に対する速度ベクトルの方向 φ_{P1} は

$$\varphi_{P1} = \tan^{-1} (\dot{Y}_{P1} / \dot{X}_{P1}) \dots\dots\dots (31)$$

となる。他の点についても同様にして摩擦力の大きさと方向を求め、式(8)～(10)を考慮して F_X^* , F_Y^* および M^* が N_1^* および N_2^* を含む式によって表される。

この結果を式(11)～(17)に代入して整理すると

$$\begin{aligned} & (1 - \beta_1 c_1) \ddot{\delta}_1 + 2\zeta_1 p_1 \dot{\delta}_1 + p_1^2 \delta_1 - \beta_1 c_2 \ddot{\delta}_2 \\ & = -\beta_1 c_3 g + \omega^2 (\beta_1 c_3 + \varepsilon_1) W \sin \omega t \dots\dots (32) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (1 - \beta_2 c_2) \ddot{\delta}_2 + 2\zeta_2 p_2 \dot{\delta}_2 + p_2^2 \delta_2 - \beta_2 c_1 \ddot{\delta}_1 \\ & = -\beta_2 c_3 g + \omega^2 (\beta_2 c_3 + \varepsilon_2) W \sin \omega t \dots\dots (33) \end{aligned}$$

$$\ddot{X}_c = c_4 \ddot{\delta}_1 + c_5 \ddot{\delta}_2 + c_6 (g - \omega^2 W \sin \omega t) \dots\dots (34)$$

$$\ddot{Y}_c = c_7 \ddot{\delta}_1 + c_8 \ddot{\delta}_2 + c_9 (g - \omega^2 W \sin \omega t) \dots\dots (35)$$

$$\ddot{\phi} = c_{10} \ddot{\delta}_1 + c_{11} \ddot{\delta}_2 + c_{12} (g - \omega^2 W \sin \omega t) \dots\dots (36)$$

を得る。ここに

$$\begin{aligned}
C_1 &= \kappa_1 - \rho_1 \gamma_1 a_1, \quad C_2 = \kappa_2 - \rho_2 \gamma_2 a_2, \\
C_3 &= \rho_1 a_1 + \rho_2 a_2, \\
C_4 &= C_1 \cos \phi + \rho_1 \gamma_1 a_3 \sin \phi, \\
C_5 &= C_2 \cos \phi + \rho_2 \gamma_2 a_4 \sin \phi, \\
C_6 &= -C_3 \cos \phi + (\rho_1 a_3 + \rho_2 a_4) \sin \phi, \\
C_7 &= C_1 \sin \phi - \rho_1 \gamma_1 a_3 \cos \phi, \\
C_8 &= C_2 \sin \phi - \rho_2 \gamma_2 a_4 \cos \phi, \\
C_9 &= -C_3 \sin \phi - (\rho_1 a_3 + \rho_2 a_4) \cos \phi, \\
C_{10} &= \eta_1 + \rho_1 \gamma_1 a_5 / \tau, \quad C_{11} = -\eta_2 + \rho_2 \gamma_2 a_6 / \tau, \\
C_{12} &= (\rho_1 a_5 + \rho_2 a_6) / \tau, \\
a_1 &= \mu_1 \{ \cos(\varphi_{P1} - \phi) + \cos(\varphi_{Q1} - \phi) \} / 2, \\
a_2 &= \mu_2 \{ \cos(\varphi_{P2} - \phi) + \cos(\varphi_{Q2} - \phi) \} / 2, \\
a_3 &= \mu_1 \{ \sin(\varphi_{P1} - \phi) + \sin(\varphi_{Q1} - \phi) \} / 2, \\
a_4 &= \mu_2 \{ \sin(\varphi_{P2} - \phi) + \sin(\varphi_{Q2} - \phi) \} / 2, \\
a_5 &= -ea_1 - d\mu_1 \{ \sin(\varphi_{P1} - \phi) - \sin(\varphi_{Q1} - \phi) \} / 2, \\
a_6 &= ea_2 - d\mu_2 \{ \sin(\varphi_{P2} - \phi) - \sin(\varphi_{Q2} - \phi) \} / 2 \\
&\dots\dots\dots (37)
\end{aligned}$$

4. 数値シミュレーションおよび実験結果

図4は作製した移動機構の外観を示し、表1に諸元を示す。脚部的一方と主質量をL形の板ばねで接続

Table 1 Parameters

	Body 1	Body 2
m_{An} (g)	569	570
m_{Bn} (g)	191	191
m_{Ln} (g)	212	212
I_{yn} (g·mm ²)	1.67×10^5	1.61×10^5
l_n (mm)	60	60
r_n	0.8	0.8
α_n (deg)	36	37
μ_n	0.12	0.12
f_n (Hz)	4.89	4.64
ζ_n	0.011	0.005
I_{ZT} (g·mm ²)	1.11×10^7	
d (mm)	43	
e (mm)	41

Fig. 4 Appearance of mobile mechanism used in experiments

して回転ばねの働きをさせ、足部の下面には長さ 30 mm、幅 12 mm の長円形の摩擦パッド(フッ素樹脂のシート)を貼って摩擦係数を調整している。表1において、 $f_n = p_n / 2\pi$ および ζ_n は本体 1, 2 の足部を固定して自由振動させた場合のそれぞれの固有振動数および減衰比である。図5に示すように、図4の移動機構を油圧加振器の加振台上載せ、上方から高速カメラ(フォトロン社, Fatscam-Net)で撮影した画像を二次元運動解析ソフトウェア(ディテクト社, DIPP-Motion)により軌跡、変位 X_c, Y_c および姿勢角 ϕ を求めた。なお、以降の実験では振幅 $W=0.8$ mm で加振している。図6は、本体 1, 2 を分離して、それぞれ単独に直進運動させた場合の平均移動速度 v_{mean} と加振振動数の関係を示す。平均移動速度は、文献(7)と同様に変位の時間変化において、運動が定常状態になってからの範囲を一次関数で最小自乗近似し、その傾きから求めている。文献(7)と同様に、加振振動数によって移動方向が変化し、本装置では固有振動数 f_n 付近の 4~6 Hz の範囲で負方向に移動するが、本体 1, 2 の固有振動数を $f_1=4.89$ Hz, $f_2=4.64$ と設定して、本体 1 が 2 に比べ若干高い振動数範囲で負方向に移動するようにしてある。図7は本体 1, 2 をリニアガイドを介して組合せた機構を 4.7 Hz で加振した場合の X_c, Y_c 平面上の軌跡、姿勢角 ϕ および軌跡に沿った

Fig. 5 Experimental setup

Fig. 6 Individual average moving velocity when Bodies 1 and 2 are separated

(a) Trajectory

(b) Time history of angle ϕ

(c) Time history of displacement along trajectory

Fig. 7 Experimental and numerical results for excitation frequency $f=4.7$ Hz

移動距離 s の時間変化の実験および数値シミュレーション結果を示す。なお、移動機構の運動座標 y 方向変位が微小であるので、軌跡に沿った移動距離は、実験ではサンプリング時間 $\Delta T=1/30$ 秒間の X_c , Y_c の増分 ΔX_c , ΔY_c の ϕ 方向成分の和 $\Delta s = \Delta X_c \cos \phi + \Delta Y_c \sin \phi$ を順次加算し、数値シミュレーションでは運動座標の x 方向速度を積分して求めている。また、数値シミュレーションは Matlab の Simulink を使用して行った。この際、ソルバとして ode 45 を用いて最大ステップサイズ 0.002 とし、式 (27) の条件を外れる瞬間および滑りが停止する瞬間を判定して、固着状態および滑り状態に応じて運動方程式を切替えるために、ゼロクロッシングを使用している。図 7 に

(a) Angular velocity

(b) Moving velocity

Fig. 8 Average velocity

いて、 ϕ , s は微小に振動しながら、全体的にはほぼ一様に増加あるいは減少しており、姿勢角速度および軌跡に沿った移動速度は平均して一定であるため、軌跡は円弧状になっている。図 8 は平均姿勢角速度 ω_{mean} および平均移動速度 v_{mean} と加振振動数 f の関係を示す。平均速度は、図 7 の時間変化を一次関数で最小自乗近似し、その傾きから求めている。 $f=4.78$ Hz 付近では角速度がほぼ零で移動速度が負であるため移動機構は負方向に直進し、 $f=4.3 \sim 4.78$ Hz の範囲では正、 $f=4.78 \sim 5.5$ Hz の範囲では負の角速度であるため、それぞれ左回りおよび右回りの回転運動をしながら負方向に移動することがわかる。さらに加振振動数を上げると、角速度はほぼ零のままであるが、9 Hz 付近から移動速度が増加し、正方向に直進ようになる。このように、加振振動数によって移動機構の運動を制御できる。なお、実験結果と数値シミュレーション結果は、全体的には合っているが、 $f=4.85 \sim 5.3$ Hz および 16 Hz 以上の範囲では差異が大きい。また、実験では 16 Hz 以上で摩擦パッドの一部がかわずかながら床から離れて跳躍を始める場合もあった。このおもな原因として、実験では回転ばねとして用いた L 形の板ばねの非線形性、質量の重心位置を仮定したようにそろえられないこと、数値シミュレーションでは、非線形項を無視したこと、足部に貼り付けた摩擦パッド全体に作用する摩擦力をパッド中心部の点 P_n , Q_n

(a) Angular velocity

(b) Moving velocity

Fig. 9 Average velocity

Fig. 10 Individual average moving velocity of Bodies 1 and 2

に集中して作用すると仮定し、また、ここに作用する垂直力が運動中も等しいと仮定したことなどが考えられる。図8に示したような運動特性は、本体1, 2の固有振動数 f_1, f_2 によって調節できるが、これらが運動特性に及ぼす影響を数値シミュレーションによって調べた結果を図9に示す。図9は $f_2=4.64$ Hzを一定にして、 f_1 を5.5, 4.7 Hzの2とおりに設定した場合を

比較している。なお、本体1, 2それぞれ単独の場合の特性を図10に示す。図9において、実線で示した $f_1=5.5$ Hzの場合は f_2 との差が大きいため、加振振動数 $f=4.5\sim 4.86$ Hzの範囲ではおもに本体2が移動して正方向回転、 $f=5.3\sim 6.2$ Hzの範囲では本体1が大きく移動するため、負方向に回転しながら負方向に移動するが、この間の $f=4.86\sim 5.3$ Hzの範囲では角速度、移動速度とも零になって、負方向の直線運動を行わない。一方、破線で示した $f_1=4.7$ Hzの場合は f_2 との差が小さく、本体1, 2ともほぼ同じように移動するため、回転運動は小さくなり、 $f=4.7$ Hz付近では負方向の直進運動が大きくなっている。なお、いずれの場合も9 Hz以上では単独の場合の移動速度が本体1, 2ともほとんど同じなので、正方向の直進運動である。

5. 結 言

本研究では回転ばねを介して斜板を取付けられた物体を二つ並列に組合せた機構が調和変位加振された床上で滑りながら移動する場合の運動特性について、数値シミュレーションおよび実験により検討した。この結果、回転運動あるいは直線運動およびそれらの方向を加振振動数によって制御できることを検証した。なお、機構を構成する二つの系の固有振動数の差がこれらの運動特性に重要であることを示した。また、本研究では詳しく調べていないが、以前に著者らが行った研究⁽⁷⁾の結果から、斜板の取付け角度も運動特性に大きく影響するものと予測される。

文 献

- (1) 森光武則・坂田秀明・野村由司彦, 機論, 53-489, C (1987), 1019-1027.
- (2) 青島伸一・森光武則・辻村健, 機論, 55-516, C(1989), 1934-1940.
- (3) 福田敏男・光本直樹・新井史人・松浦英雄, 機論, 59-562, C(1993), 1787-1794.
- (4) 安田隆・下山勲・三浦宏文, 日本ロボット学会学術講演会, (1993), 579-582.
- (5) 谷和男, 日本ロボット学会誌, 14-8 (1996), 1133-1137.
- (6) 五百井清, 日本ロボット学会誌, 17-3 (1999), 396-401.
- (7) 山口秀谷・八島真人, 機論, 65-638, C(1999), 3951-3956.