二重トラック振動フィーダの研究 (第1報)*

—輸 送 速 度—

横 山 恭 男** 岡 部 佐 規 一**

Study on Double Trough Vibratory Feeder (1st Report)

—Mean Conveying Velocity—

Yasuo YOKOYAMA, Sakiichi OKABE

This paper describes the mode of the motion and mean conveying velocity of the work on a double trough vibratory feeder. The double trough vibratory feeder is made up of two sets of troughs which are arranged alternately and vibrated each other in opposite phase. In this case, one of the troughs conveys the work effectively in the first half cycle of the vibrations and the other trough conveys in the second half cycle. When the work is carried from one trough to the other, a certain collision occurs in normal direction against the sliding surface and results, the frictional impulse forces in the same direction. In case of the rectilinear vibration type feeder, this frictional impulse force accelerates the work considerably and the mean conveying velocity becomes over twice compared with that of the single trough feeder. When the troughs are driven by the circular vibrations, the work can be conveyed without slip motion. In this case, the mean conveying velocity can be controlled easily, especially in low rate near to zero, because it varies linearly with the driving conditions. It has been confirmed that the above theoretical studies agree well with the experimental results.

1. 緒 言

振動フィーダは各種の材料や部品の輸送に利用されるだけでなく、ワークを選別、整列しながら移送できる機能を活用して、自動組立システムをはじめとする各分野の自動装置におけるワークの自動供給機構として広く利用されている。

現在、実用されている振動フィーダは構造が簡単で取扱いが容易なことから直線正弦振動を利用したものがほとんどを占めているが、扱うワークによっては輸送速度が不足することや、ワークの跳躍に伴う騒音が大きいことなどが問題点として指摘されることが多くなってきた。特に大型のワークではこの問題は無視できない傾向にある。

このような問題を解決する方策として、たとえば円振動を利用した振動フィーダ¹⁾²⁾や非正弦波振動を利用した振動フィーダ³⁾⁴⁾などについて研究がなされ、また一部実用化もなされている。

本報告では輸送効率向上の有力な方法の一つとして、トラックを2組用い互いに異なった位相で駆動する新し

い方式の振動フィーダ、いわゆる二重トラック振動フィーダについて報告する。

2. 二重トラック振動フィーダの構造

図1に示すように、トラックを2本あるいは2群設定し互に対称的に逆位相に振動させ、半周期ずつ交互に利用するようにした装置が直線振動型二重トラック振動フィーダである。このフィーダでは斜めに取付けた2組の平行ばねによってトラックI、IIを近似的に直線運動させ、電磁石を用いて相対的に駆動させることにより互いに逆位相の振動を得るような構造になっている。

また、二重トラック振動フィーダにおいて振動形状を円振動にした場合、ワークは相対すべりを伴うことな

図1 直線振動型二重トラック振動フィーダの構造

* 原稿受付 昭和53年8月26日、昭和51年度精機学会春季大会学術講演会(昭和51年4月5日)にて発表。

** 正 会 員 金沢大学工学部(金沢市小立野2-40-20)

図2 円振動型二重トラック振動フィーダの構造

図3 輸送ワークに作用する力

く輸送可能となる。ここでは比較的発生しやすい円振動の場合について考える。すなわち、図2に示されるようにトラックIとトラックIIが半径 r のクランクによって駆動され、互いに半周期位相のずれた円振動を行う場合について取扱う。

3. 運動の式

図3に示すように質量 m のワークが角度 θ だけ傾いたトラック上に置かれているとする。すべりの方向を X 方向(斜面に沿って上昇する方向を正とする)、すべり面に垂直な方向を Z 方向とし、ワークの運動の各方向成分を x, z 、トラックIおよびトラックIIの運動をそれぞれ X_I, Z_I および X_{II}, Z_{II} で表す。

いま、それぞれのトラックが次式で示されるように X 方向の振幅 a 、 Z 方向の振幅 c 、角振動数 ω 、 $X-Z$ 間の位相差 δ をもって正弦振動しているとする。

$$\left. \begin{aligned} X_I &= a \sin(\omega t + \delta), & Z_I &= c \sin \omega t \\ X_{II} &= -a \sin(\omega t + \delta), & Z_{II} &= -c \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

このとき輸送ワークは常に相対的に上方に位置するトラック上に乗っており、 n を任意の整数とするならば輸送に関与するトラックは式(1)より

$$2n\pi \leq \omega t \leq (2n+1)\pi \quad \text{のとき, トラック I}$$

$$(2n+1)\pi \leq \omega t \leq 2(n+1)\pi \quad \text{のとき, トラック II}$$

となることがわかる。すなわちワークは $\omega t_0 = n'\pi$ ($n' = 0, 1, 2, \dots$)で表される時刻 t_0 においてトラックを乗り換える。

一方、輸送ワークの運動は跳躍のない条件のもとに解析するとすれば、一般にはすべり運動と相対静止運動の時間的な接続によって表され、運動方程式は次のように表される。

・相対すべり運動を行っている場合

$$2n\pi \leq \omega t \leq (2n+1)\pi \quad \text{のとき}$$

$$\ddot{x}_{\pm} = -g \sin \theta \pm \mu(g \cos \theta - c\omega^2 \sin \omega t) \quad (2)$$

$$(2n+1)\pi \leq \omega t \leq 2(n+1)\pi \quad \text{のとき}$$

$$\ddot{x}_{\pm} = -g \sin \theta \pm \mu(g \cos \theta + c\omega^2 \sin \omega t) \quad (3)$$

・相対静止運動の場合

$$2n\pi \leq \omega t \leq (2n+1)\pi \quad \text{のとき}$$

$$\dot{x} = \dot{X}_I (= a\omega \cos(\omega t + \delta)) \quad (4)$$

$$(2n+1)\pi \leq \omega t \leq 2(n+1)\pi \quad \text{のとき}$$

$$\dot{x} = \dot{X}_{II} (= -a\omega \cos(\omega t + \delta)) \quad (5)$$

ここで μ は摩擦係数であり、複号は同順で $\dot{x} < \dot{X}$ (以後“負のすべり”と呼ぶ)のとき上、 $\dot{x} > \dot{X}$ (“正のすべり”)のとき下をとる。

また、ワークがトラック面より跳躍しない条件は

$$c\omega^2/g \leq \cos \theta \quad (6)$$

で与えられる。

次にトラック交替時のワークの挙動について考察する。ワークはトラックIからトラックIIに乗り換えるとし、交替直前のワーク速度の X, Z 方向成分を $\dot{x}_0, \dot{z}_0$ 、直後の速度を $\dot{x}_0', \dot{z}_0'$ 、また交替時のトラックIおよびIIの速度*をそれぞれ $\dot{X}_{I0}, \dot{X}_{II0}, \dot{Z}_{I0}, \dot{Z}_{II0}$ 、交替に要する微小時間を Δt 、ワークに作用する力の X, Z 方向成分を F_x, F_z とすると、ワークに作用する衝撃力積は

$$F_x \cdot \Delta t = m(\dot{x}_0' - \dot{x}_0) \quad (7)$$

$$F_z \cdot \Delta t = m(\dot{z}_0' - \dot{z}_0) \quad (8)$$

で求められる。ワークはトラック面から跳びはねないとするれば

$$\dot{z}_0 = \dot{Z}_{I0}, \quad \dot{z}_0' = \dot{Z}_{II0} \quad (9)$$

となり、またトラックIとトラックIIは等振幅で互いに逆位相で振動していることから

$$\dot{Z}_{I0} = -\dot{Z}_{II0} \quad (10)$$

となる。一方、 F_x と F_z の間には

$$F_x = \pm \mu F_z \quad (11)$$

なる関係があり、したがってワークの速度変化を表す式として

$$\dot{x}_0' = \dot{x}_0 \pm 2\mu \dot{Z}_{II0} \quad (12)$$

が導かれる。ここで複号は $\dot{x}_0 < \dot{X}_{II0}$ のとき上、 $\dot{x}_0 > \dot{X}_{II0}$ のとき下をとる。ただし $|\dot{x}_0'|$ は $|\dot{X}_{II0}|$ を越えることはありえず、式(12)の右边が $|\dot{X}_{II0}|$ より大きくなる場合は $\dot{x}_0' = \dot{X}_{II0}$ となる。

* 厳密にはトラックの運動はワークの運動の反力を受けるため、トラックの交替直前と直後では速度が異なるはずであるが、ワークの重量がトラックの重量に比べて十分小さい場合ほとんどワークの影響を受けないと仮定することができる。

図4 直線振動型二重トラック振動フィーダにおける輸送ワークとトラックの運動

4. 直線振動による振動フィーダ

4.1 運動の形態とすべりの時間的關係

振動条件や摩擦条件によってワークはいろいろな運動形態をとるが、ワークが跳躍しない場合、“正のすべり”、“負のすべり”、“相対静止”の3運動の組合せとして8種の運動形に分類することができる。図4はそのうちの基本的な運動形の一例を図示したものである。図中の実線はトラックの運動波形を表しており、半周期ごとにトラックIとトラックIIが交替するため速度波形はのこぎり歯状の不連続な波形を呈する。

一方、破線は輸送ワークの運動を示したものであり、トラックの交替時に摩擦力インパルスが作用する特徴的な挙動を呈する。

図に示す運動形では、単一トラックの場合と同様に、 $\ddot{x} = \ddot{X}$ となる時刻、すなわち

$$\sin \omega t_1' = \frac{g \sin(\theta + \rho)}{A \omega^2 \sin(\gamma + \rho)} = \frac{1}{Q_a} \quad (13)$$

なる時刻 t_1' において正の相対すべりを始める。ここで A, γ は便宜上トラックの振動表示を Z 軸基準の極座標表示に変換したものであり、

$$\left. \begin{aligned} A &= \sqrt{a^2 + c^2} \\ \gamma &= \tan^{-1}(a/c) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

なる関係がある。また ρ は摩擦角であり、 $\rho = \tan^{-1} \mu$ で表される。

なお、一般に正すべりの開始時刻を t_1 で表すとすれば、 t_1 は式(13)で算出される t_1' とは運動形によっては必ずしも一致しないことは単一トラックフィーダの場合と同様である。

次に正すべりの停止時刻 t_2 について考える。いまワークがすべり始めと同一トラック上にあるうちに停止してしまう場合、 t_2 は

$$\frac{\cos \omega t_2 - \cos \omega t_1}{\omega(t_2 - t_1)} = -\frac{g \sin(\theta + \rho)}{A \omega^2 \sin(\gamma + \rho)} \quad (15)$$

の関係から求められ、同一トラック上で停止しない場合は、トラックの交替と同時にワークは相対静止または負のすべり運動に移行するため、 t_2 は

$$t_2 = \pi / \omega \quad (16)$$

で表される。

時刻 $t_0 = \pi / \omega$ に達すると前述のようにトラックIとトラックIIの交替によってワークには摩擦力インパルスが作用し、ワークの速度は $\dot{x}_0$ から $\dot{x}_0'$ に急激に変化する。この $\dot{x}_0'$ は式(12)より

$$\dot{x}_0' = \dot{x}_0 + 2\mu A \omega \cos \gamma \quad (17)$$

で表される。次にワークは $\dot{x}_0'$ を初期条件として負のすべりを始める。さらに負のすべりの停止する時刻 t_4 と t_1' の大小関係によって相対静止運動を行う場合と、相対静止することなくただちに正のすべり運動に移行する場合 ($t_1 = t_4 - \pi / \omega$) の運動形に分けられる。

なお、式(17)において右辺の値が $A \omega \sin \gamma$ より大きくなる場合は

$$\dot{x}_0' = A \omega \sin \gamma \quad (18)$$

となって、負のすべりを行うことなく $t_1' + \pi / \omega$ に達し、再び正すべりを繰返す。

これらの時間的關係と運動形についてまとめたのが表1である。

4.2 輸送速度の計算

いま $\dot{x}$ を1周期について平均した値を輸送速度 v とすれば、 v の一般式として

$$\begin{aligned} v &= \frac{\omega}{2\pi} \int_t^{t+\frac{2\pi}{\omega}} \dot{x} dt = \frac{\omega}{\pi} \int_t^{t+\frac{\pi}{\omega}} (\dot{x} - \dot{X}) dt \\ &= \frac{\omega}{\pi} [-A(\mu \cos \gamma + \sin \gamma) \\ &\quad \times \{\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1 - \omega(t_2 - t_1) \cos \omega t_1\} \\ &\quad - g\{(t_2 - t_1)^2(\mu \cos \theta + \sin \theta) \\ &\quad - (t_4 - t_3)^2(\mu \cos \theta - \sin \theta)\}/2 \end{aligned}$$

表1 各運動形のすべりの関係 (直線振動型二重トラック振動フィーダの場合)

運動形	時 間		各 時 刻 の 相 互 関 係	$ Q_a -1$	κ
	$t_1 \rightarrow t_2$	$t_3 \rightarrow t_4$			
I	○	○		-0	+0
IIa	↗	○	$t_1=t_1', t_2<\pi/\omega$	+	+0
IIb	↗	○	$t_1=t_1', t_2=\pi/\omega$	+	+0
III	○	↘	$t_3=\pi/\omega$	-0	-
IVa	↗	↘	$t_1=t_1', t_2<\pi/\omega, t_3=\pi/\omega, t_4<t_1'+\pi/\omega$	+	-
IVb	↗	↘	$t_4=t_1+\pi/\omega, t_1>t_1', t_2<\pi/\omega, t_3=\pi/\omega$	+	-
IVc	↗	↘	$t_2=t_3, t_1=t_1', t_2=\pi/\omega, t_4<t_1'+\pi/\omega$	+	-
IVd	↗	↘	$t_2=t_3, t_4=t_1+\pi/\omega, t_1>t_1', t_2=\pi/\omega$	+	-

○: すべりなし, ↗: 正方向のすべり, ↘: 負方向のすべり, $\kappa = \dot{x}_0 + A\omega(2\mu \cos \gamma - \sin \gamma)$

$$-A(\mu \cos \gamma - \sin \gamma)(\sin \omega t_4 - \sin \omega t_3) \\ + (\mu A \omega \cos \gamma \cos \omega t_3 + \dot{x}_0')(t_4 - t_3)] \quad (19)$$

が得られる。これにワークの運動形態を考慮し t_1 から t_4 までの時間的関係および $\dot{x}_0'$ の値を代入することによって輸送速度を算出することができる。

図5は輸送速度の計算例であり、振動方向 γ と v の関係を振幅 A をパラメータとして図示したものである。図中、実線は二重トラックフィーダによる場合を示しており、破線は比較のために単一トラックフィーダによる計算結果を示したものである。振動方向と輸送速度との関係は二重トラック式と単一トラック式ではよく似た傾向を示しているが、定量的には二重トラック式の方が、特に振幅の大きな条件で2倍以上の輸送速度を示すことがわかる。

4.3 最適輸送条件

図5に示す輸送速度計算例に見られるように振幅、振動数を一定にして振動方向を変えていった場合、ある γ の値 (γ_{opt} とおく) において輸送速度は極値をとる。この $|\gamma_{opt}|$ の値は振幅の増大とともに γ の大なる方向に移行し、また振動面の傾きの増大とともに γ の小なる方向に移る。一般にワークの運動は前述のように輸送条件によって各種の運動形をとるのみならず、運動の接続時間が超越関数の解となるため厳密に最適条件について検討することは難しい。ワークのとりうる運動形態を実用上の範囲に絞って考えると、ワークの運動は振幅の増大とともに III 形から IIb 形に移って、さらに跳躍運動に至る場合が多く、この場合の最適振動方向を近似的に計算すると、比較的振幅の小さい条件では γ_{opt} は

$$\cos^{-1} \left[\frac{29.5 + 11.6\theta - \sqrt{371.6\theta^2 + 265.7\theta + 214.1}}{26.1 - 9.4\theta} \right] \frac{g}{A\omega^2} \quad (20)$$

図5 輸送速度の計算例 (直線振動型振動フィーダの場合)

で表される。ただし $\theta = \tan \theta / \mu$ 。また、振幅が大きくなって跳躍運動境界近くなると

$$\gamma_{opt} = \tan^{-1}(1/\mu) \quad (21)$$

で与えられる。

また、振動方向 γ が与えられた場合輸送速度は振幅の増大とともに増加する傾向をとり、跳躍運動との境界では輸送速度は近似的に

$$v = \frac{\mu g \cos \theta}{\pi \omega} \left[\pi(1+\Gamma) \left\{ 1 - \frac{(1+\theta)^2}{2(1+\Gamma)^2} \right\} - \frac{1}{2} \left(\pi - \frac{1+\theta}{1+\Gamma} \right)^2 (1+\theta) \right] \quad (22)$$

で与えられる。ここで $\Gamma = \tan \gamma / \mu$ 。この式からも単一トラックの場合に比べ輸送速度をかなり大きくとれることがわかる。

5. 円振動による振動フィーダ

5.1 運動の形態

図2に示されるようにトラック I と II が半径 r のクランクによって駆動される場合, トラックおよびワークの運動の式は (1)~(6) において

$$\delta = -\pi/2, \quad a = c = r$$

とおいた形で表される。

まず, トラックの振動加速度が小さくワークに相対すべりが無い場合について考えてみる。 $t=0$ において $x=-r$ にあったワークは半周期後の $t=\pi/\omega$ には $x=r$ となり, 半周期間に $2r$ だけ輸送されて別のトラックに乗り移る。この乗り移る時点での運動に着目するとトラック I および II の Z 方向成分の速度は

$$\dot{Z}_{I0} = -r\omega, \quad \dot{Z}_{II0} = r\omega$$

となり, ワークには抗力インパルスが作用する。しかし X 方向の運動には相対すべりが無いため摩擦インパルスは作用することなく $\dot{x}=0$ のままワークはもう一方のトラックに乗り移って, さらに同様の運動を繰返す。

トラックの振動加速度が大きくなり

$$\left| \frac{r\omega^2}{g \sin(\theta \pm \rho)} \right| > 1 \quad (23)$$

になるとワークは相対すべりを始める。ここで複号は+のとき負のすべり, -のとき正のすべりの存在条件を表す。図6は円振動による輸送におけるワークの運動形を分類したものであるが, たとえば IV_a 形では t_1, t_3 がそれぞれ負, 正のすべり始めの時刻, t_2, t_4 が各すべりの停止時刻を表している。このように相対すべりが存在し $t=\pi/\omega$ において $\dot{x} \neq \dot{X}$ となる場合, トラックの交替に伴ってワークには摩擦インパルスが作用しワークの速度は式(12)に従って急激に減少する。

なお, すべり始めの時刻 t_1, t_3 と停止の時刻 t_2, t_4 の間には

$$\frac{\sin(\omega t_2 - \rho) - \sin(\omega t_1 - \rho)}{\omega(t_2 - t_1)} = -\frac{g \sin(\theta - \rho)}{r\omega^2} \quad (24)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sin(\omega t_4 + \rho) + \sin(\omega t_3 + \rho)}{\omega(t_4 - t_3)} &= -\frac{g \sin(\theta + \rho)}{r\omega^2} \\ &(\dot{x}_0 > 2\mu r\omega \text{ のとき}) \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

$$\omega t_4 = \pi \quad (\dot{x}_0 \leq 2\mu r\omega \text{ のとき})$$

なる関係式が成り立つ。

5.2 輸送速度の計算

トラックの振動加速度が小さくワークに相対すべりが無い場合, ワークは1週間に $4r$ だけ輸送され, したがって輸送速度 v は

図6 円振動型二重トラック振動フィーダにおける輸送ワークの運動形の分類

$$v = \frac{4\omega r}{\pi} = 4fr \quad (f: \text{振動数}) \quad (26)$$

で表される。さらに振動加速度が大きくなって相対すべりを伴う場合, 輸送速度の一般式は

$$\begin{aligned} v = a\omega[\omega(t_2 - t_1)\{ &(\sin \omega t_2 + \sin \omega t_1) \\ &- \mu(\cos \omega t_2 + \cos \omega t_1)\}/2 \\ &+ \mu(\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) + (\cos \omega t_2 - \cos \omega t_1) \\ &- \omega(t_4 - t_3)\{(\sin \omega t_4 - \sin \omega t_3) \\ &+ \mu(\cos \omega t_4 - \cos \omega t_3)\}/2 \\ &+ \mu(\sin \omega t_4 + \sin \omega t_3) - (\cos \omega t_4 + \cos \omega t_3)\}]/\pi \end{aligned}$$

$$(\dot{x}_0 > 2\mu r\omega \text{ のとき}) \quad (27\cdot a)$$

$$\begin{aligned} v = a\omega[\omega(t_2 - t_1)\{ &(\sin \omega t_2 + \sin \omega t_1) \\ &- \mu(\cos \omega t_2 + \cos \omega t_1)\}/2 \\ &+ \mu(\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) + (\cos \omega t_2 - \cos \omega t_1) \\ &- g(\pi - \omega t_3)^2(\sin \theta + \mu \cos \theta)/2\omega \\ &+ r(\mu \sin \omega t_3 - \cos \omega t_3) \\ &+ r(\pi - \omega t_3)(\mu \cos \omega t_3 + \sin \omega t_3) + r\}/\pi \end{aligned}$$

$$(\dot{x}_0 \leq 2\mu r\omega \text{ のとき}) \quad (27\cdot b)$$

で表され, これに $t_1 \sim t_4$ の時刻を代入することによって輸送速度を算出できる。

図7は $\mu=0.25$ のもとに $\theta=0^\circ$ の場合の輸送速度 v と

図7 円振動型振動フィーダにおける輸送速度と輸送効率

振動数 f の関係を図示したものである。振幅を一定にして振動数を高めていった場合、加速度の小さい領域では式(28)に従って比例的に輸送速度は増大するが、すべり領域に入ると ($\theta \approx 0$ の場合わずかに増加の傾向を示すがすぐに減少傾向を取り) ほぼ直線的に輸送速度は小さくなってゆく。ワークはこのとき IV_d 形の運動形をとり、輸送速度は近似的に

$$v = \frac{r\omega(\pi + 2\mu)}{2\pi} \cdot \frac{\pi g \sin(\theta - \rho) + 2r\omega^2 \sin \rho}{g \sin(\theta - \rho) - r\omega^2 \cos \rho} \quad (28)$$

で計算することができる。

なお図7には輸送速度とトラックの振動速度の比をとった、いわゆる輸送効率に相当する値 $V (= \pi v / 2r\omega)$ を参考までに示しているが、すべり運動領域ではこの値は振動数の増大とともに急激に減少する傾向をとる。したがって円振動型二重トラック振動フィーダでは相対すべりのない運動領域で用いる方が効果的で輸送速度も大きくできることがわかる。

5.3 円振動型二重トラック振動フィーダの特長

前節に示すような輸送のメカニズムおよび輸送速度の傾向を総合することにより、この方式のフィーダの利点として次に述べるようなものがあげられる。

- (1) 輸送に關与するトラックの運動はいわゆる負の速度成分を持たず、すべりが存在してもワークは負の速度をとることはなく従来のフィーダに比べて輸送効率が著しく向上する。
- (2) ベルトコンベアと類似の機能を持ち、かつ振動フ

図8 輸送速度の実験結果 (直線振動型二重トラック振動フィーダの場合)

ィーダとしての整列機能も失わない。

- (3) 輸送速度は振幅、振動数に比例し、コントロールが容易である。
- (4) 共振型振動フィーダのようにワークの量の変化による輸送速度の変化などがなく、動作が安定である。
- (5) 振動数を低くすることができ、従来のフィーダのような振動機械特有の振動音の発生が少ない。

6. 実 験

図1に示すような直線振動型振動フィーダを用い、銅円板 (直径 23 mm, 厚さ 1.5 mm, 重さ約 4.5 g) を輸送ワークに用いて輸送実験を行った結果を理論曲線と対比させて図8に示す。理論計算ではワークとトラックとの間の反発係数をゼロとして取扱ったが、実際にはゼロでないためトラックの交替時に若干の跳躍現象が見られ、このため、特に振幅が大きくなると実験値は理論値よりも小さくなる傾向が見られる。なお砂をつめた布袋をワークとして用いた実験では反発係数がゼロに近いため実験値と理論値はよく一致した傾向を示している。

同様に円振動型振動フィーダを用いて行った実験結果の例を図7の中に示す。他の多くの実験結果もほとんど同程度に理論曲線とよく一致した傾向を示している。

7. 結 論

I. 直線振動による二重トラック振動フィーダ

- (1) 二重トラック構造にすることにより、従来の単一トラックの場合より大いに輸送速度を向上させることが可能となる。
- (2) ワークがトラックを乗り換えるとき、ワークには

摩擦ラインパルスが作用し、この力が等価的にワークを正方向に加速する役割を果たす。

- (3) 振幅を一定にして振動方向を変えていった場合、正方向輸送、負方向輸送いずれの場合にも輸送速度は1個の極値(いわゆる最適振動方向角)を持つ。この最適振動方向角は近似的に θ と $g/A\omega^2$ の関数で表され、振幅が増大して跳躍運動に近づくと $\tan^{-1}(1/\mu)$ に収束する。
- (4) ワークとトラックとの間の反発係数がゼロでない場合、トラックの交替時にワークに跳躍運動が加わり、このため反発係数をゼロとして計算した理論値より輸送速度は若干低くなる傾向が見られる。

II. 円振動による二重トラック振動フィーダ

- (1) 直線振動型の場合と異なり、ワークとトラックの間に相対すべりが無い状態で使用する方が有利である。
- (2) この場合輸送速度 v と振動数 f 、振幅 r の間には $v=4fr$ なる関係があり、輸送速度のコントロールが容易であるとともに動作が安定である。
- (3) たとえば振動数や振幅が大きくなって相対すべりを伴う運動形をとる場合、これらの量の増大とともに輸送速度は減少する傾向をとり、トラックの振動

速度に対する輸送速度の割合(輸送効率)は著しく低下する。

- (4) トラック交替時に作用する摩擦ラインパルスは直線振動型の場合とは逆にワークの正方向すべりを減速させる役割を果たす。なお、相対すべりのない運動形では摩擦ラインパルスは運動に無関係である。
- (5) 実験結果は理論結果とよく一致している。

終わりに実験に際し協力された金沢大学・野村久直氏、当時の金沢大学学生・伊藤立氏、伊東康氏、南部伴充氏に感謝いたします。

なお、この研究は精機学会自動組立専門委員会における共同研究の一環であることを付記し、研究補助に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) A. H. Redford & G. Boothroyd: Vibratory Feeding, Proc. Inst. Mech. Engrs., pt. 1, 182, 6, (1968) 135.
- 2) 岡部佐規一, 横山恭男, 神保泰雄: 振動輸送の研究(第3報), 精密機械, 40, 10 (1974) 810.
- 3) 石坂昭夫, 木村幹雄, 小滝富雄: 高次振動を利用した振動輸送機, 精密機械, 39, 1 (1973) 93.
- 4) 井沢 実, 野崎卓二: 複合振動板による振動輸送の研究(第1報), 精密機械, 41, 5 (1975) 453.

情 報

通産省, 光応用計測制御システム開発推進

通産省工業技術院は大型プロジェクトとして光応用計測制御システムを開発するため、この10月をメドに電機、鉄鋼、化学メーカーなどを結集した技術研究組合を発足させ、研究に乗り出すことになった。同システムは電気信号の代わりに光を利用し、工業団地、大規模プラント内での情報伝送、計測、制御などを行うというもので、約200億円を投入、実用化を目指すことになっている。この種のシステムとしては、大量情報伝送をねらいに電電公社の電気通信研究所で光通信システムの研究開発が進められているが、工技院は開発段階で、この技術も反映させていく意向である。

電気信号を光に代えて応用するシステムは、これまで、主に通信用として研究開発が進められてきた。すでに一

部では実用化されているが雨や霧とか気象条件によって信号が減衰するというデメリットがあり、まだ本格的に普及していない。

工技院が開発に着手するのは、こうした通信方式とは別に銅などの通信ケーブルの代わりにグラスファイバを用い、電流の代わりに光を使って工業団地内、あるいは大規模プラント内など一定の区域内で発生する大量情報を悪環境下でも有機的に計測制御できるシステムを目指す。

この計画は実用化に8年程度をかける意向で、電機、鉄鋼など関連業界による技術研究組合はこの10月をメドに発足させ、実施計画に入る予定だが、初年度は情報伝送、計測、制御の各サブシステムについて基礎研究を開始する方針である。(服部 敏夫)