

田植機における植付爪の振動消去に関する研究

山下 光司^{*}・市川 真祐・森 邦男

Studies on Control of Vibrations Originating in Rice
Transplanting Mechanism Consisting of the Four Bar Linkage

Mitushi YAMASHITA, Masasuke ICHIKAWA, Kunio MORI

I. 緒 言

わが国における稲作作業体系のうちで田植作業の機械化が最も遅れていたが、10年ほど前に土付の稚苗または中苗の移植法が確立され、従来の根洗い苗移植法に比較してその植付精度とくに欠株率の面において非常に優れているため急速に普及した。¹⁾最近の統計資料によるとその普及台数は全国で約160万台に達しており、大部分の面積が田植機によって植付けられている。

田植機の性能において最も重要なことは、安定した植付精度を有することすなわち欠株をなくし、しかも浮苗を生ぜずによい植付姿勢を確保することである。苗を植付ける方法としていろいろな機構が考案されているが、現時点では4節リンク機構が植付精度の面において最も優れているとされている。²⁾

しかし、この植付機構は原動節を除いて不等速運動を行なうため不つり合いによる振動が発生し、また植付部の駆動系にトルク変動を起す大きな欠点を有する。^{3), 4), 5)}最近作業能率を向上させるために、歩行用においては4条植さらに乗用では8条植のように多条化の傾向がみられ、植付機構の不つり合いによる影響が無視できなくなってきた。したがって本研究は植付機構における力学的特性を明らかにし、その機構に起因する振動を抑制する方法について考察したものである。

II. 予 備 実 験

歩行用2条2輪1フロート田植機における植付機構の不つり合い運動がもたらす走行時の影響は植付部と機体本体とが一体であるため、主として機体本体の前後方向の回転運動(ピッチング運動)、上下運動に現われる。左

右方向の回転運動はほぼ植付爪の配列が同位相であれば引き起こされない。現時点では同位相が一般的であり、供試機(ヤンマーYP-200)も異にしない。フロートは代かき土壤面上に密着しているためこれらの運動が発生する場合、フロートと機体本体との結合点に作用する力(フロート分担荷重)も変動する。したがって図1に示す台上試験機を用いてピッキング角変位とフロート分担荷重の変動を測定した。図1において、供試機の車軸①は軸受②を介して台⑨に固定されており、フロート⑥下の代かき土壤に相当する部分には厚さ10cmのスポンジマット⑦を敷き、さらにそのマットは等辺山形鋼で構成された枠⑧によって支持されている。供試機における

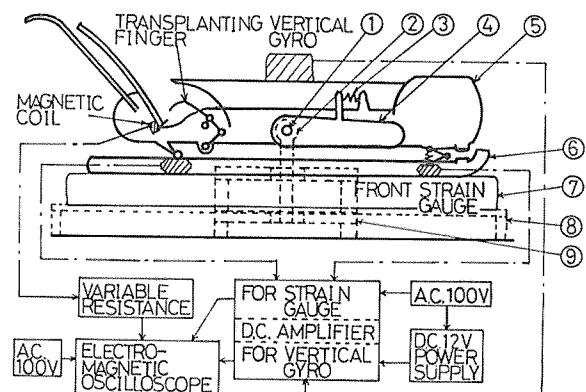


図1 台上試験機の概要

車軸部④は機体本体⑤との間にねね③を有し、回転するようになっており段階的にその取付角が調整できる。またフロートも後部の結合点を回転中心として同様の構造をもっている。そのため各部の設定如何でフロート分担荷重の初期荷重が大きく異なり測定値が変化する。本予備

実験では植付機構が作動していないつり合い状態（初期状態）において機体のほぼ全重量がフロートを介して支持されるようにして行なった。

ピッキング角変位の検出は供試機中央上部に取り付けた揺動測定装置（垂直ジャイロ）によって、分担荷重はひずみ計を固着した応力集中型分力計によって行い、電磁オシログラフに記録させた。植付爪のクランク軸回転角と回転数は永久磁石にコイルを巻いたマグネットックコイルで1回転毎にパルスを発生させ算出した。図2は後部の垂直方向分担荷重の変動 F_{RY} とピッキング角変位PI-TCHの実測例を示している。 F_{RY} , PITCHとも初期状態からの変化分である。200rpmときの方がこれらの振幅が大きいのはスポンジマットとの関係で共振現象が生じたためと考えられる。 F_{RY} における圧縮側と引張側との振幅の差異はフロートとスポンジマットとの間が接着されておらずただ接触しているだけであるため引張力が変位に応じて有効に作用しなかったことによる。圧縮側の急激な変化は機体のピッキング運動による衝撃作用によるものである。PITCHについては最大振幅は約0.7°であり、これは植付部の変位に換算すると約6 mm（回転中心を車軸とした）ゆえ、植付深さの変動は約12mmとなる。通常の植付深さが30mm前後であることを考えればかなりの変動といえる。ことわっておくがこれらの変動は植付爪の周期と同じであるため植付の瞬間の変動を示すものではないが、植付爪のクランク軸回転数や作業条件等の変化に伴って複合的に植付精度に影響を与える可能性は大きいと考える。

III. 植付爪の運動解析

本報では植付爪とは静止節、クランク節、中間節、揺動節で構成される単体の4節リンク機構を意味し、植付機構と呼ぶ場合は植付爪全体を意味するものとする。以下の仮定条件のもとに解析を行なう。

①植付爪の静止節は慣性系に固定されているものとする。②植付爪の運動に伴う空気抵抗、対偶摩擦を無視する。③植付時の土壤貫入抵抗、苗の切取り、苗の搬送、さらに中間節内部のカム機構の影響は考慮しない。

植付爪の特性値すなわち対偶間距離、各節の質量、重心位置、慣性モーメント及びクランク軸回転角が時間的に如何なる変化をするかを指定すれば、それをなすために必要な外力やクランク軸に加わるべきトルクは決定さ

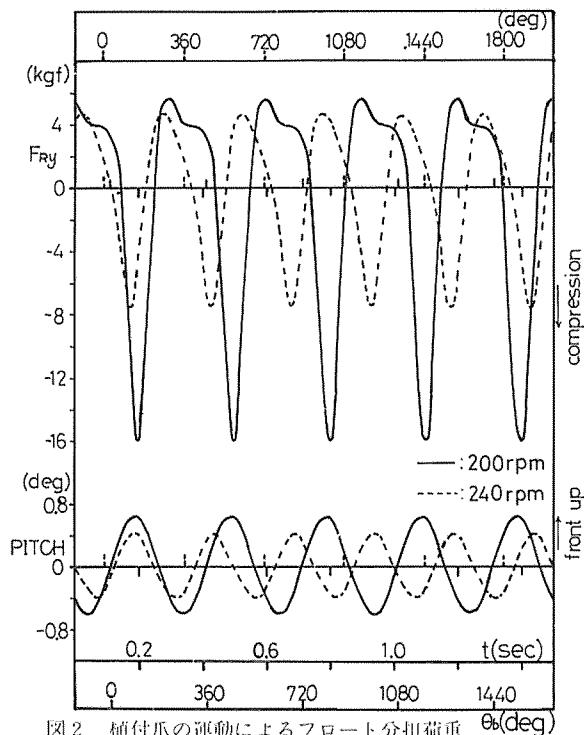


図2 植付爪の運動によるフロート分担荷重の変動とピッキング角変位の実測値
れる。

3-1 記号

植付爪のモデルを図3に示すように定め以下に記号等の説明をする。

(1) 基準座標系

Ⓐ A-xyz 系は慣性系であり、 x , y , z 方向の単位ベクトルをそれぞれ i , j , k とし k は図3において紙面に垂直とする。 i , j , k を成分に持つ3次元行ベクトル e を次のように定義する。

$$e = [\begin{array}{ccc} i & j & k \end{array}]$$

Ⓑ A-x'y'z', B-x'y'z', D-x'y'z' 座標系は各節に固着した運動座標系であり、 z' 軸は z 軸と平行である。慣性系と同様に各座標系の単位ベクトルを成分に持つ3次元行ベクトルをそれぞれ、A-x'y'z' 系を e_b' , B-x'y'z' 系を e_c' , D-x'y'z' 系を e_d' とする。

(2) 位置ベクトル

A, B, C, Dは各々対偶中心であり、 G_b , G_c , G_d はクランク節、中間節、揺動節の重心、Gはこれら3節の合成重心である。

$$AB = \mathbf{r}'_{AB} = \mathbf{e}'_b \begin{pmatrix} b \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad b; A, B \text{ 対偶中心間距離}$$

$$BC = \mathbf{r}'_{BC} = \mathbf{e}'_c \begin{pmatrix} c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad c; B, C \text{ 対偶中心間距離}$$

$$DC = \mathbf{r}'_{DC} = \mathbf{e}'_a \begin{pmatrix} d \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad d; D, C \text{ 対偶中心間距離}$$

$$AD = \mathbf{r}'_{AD} = \mathbf{r}_D = \mathbf{e} \begin{pmatrix} a \cos \phi \\ -a \sin \phi \\ 0 \end{pmatrix}, \quad a; A, D \text{ 対偶中心間距離}$$

$$AG_b = \mathbf{r}'_{AGb} = \mathbf{e}'_b \begin{pmatrix} g_{b1} \\ g_{b2} \\ 0 \end{pmatrix} \quad g_{b1}, g_{b2}; \quad A - x' y' z' \text{ 座標系から見た } G_b \text{ の } x', y' \text{ 座標}$$

$$BG_c = \mathbf{r}'_{BGC} = \mathbf{e}'_c \begin{pmatrix} g_{c1} \\ g_{c2} \\ 0 \end{pmatrix} \quad g_{c1}, g_{c2}; \quad B - x' y' z' \text{ 座標系から見た } G_c \text{ の } x', y' \text{ 座標}$$

$$DG_d = \mathbf{r}'_{DGD} = \mathbf{e}'_a \begin{pmatrix} g_{d1} \\ g_{d2} \\ 0 \end{pmatrix} \quad g_{d1}, g_{d2}; \quad D - x' y' z' \text{ 座標系から見た } G_d \text{ の } x', y' \text{ 座標}$$

$$AG = \mathbf{r}_G = \mathbf{e} \begin{pmatrix} X_G \\ Y_G \\ 0 \end{pmatrix} \quad X_G, Y_G; \quad \text{慣性系から見た } x, y \text{ 座標}$$

$$AG_b = \mathbf{r}_{Gb}, \quad AG_c = \mathbf{r}_{Gc}, \quad AG_d = \mathbf{r}_{Gd}$$

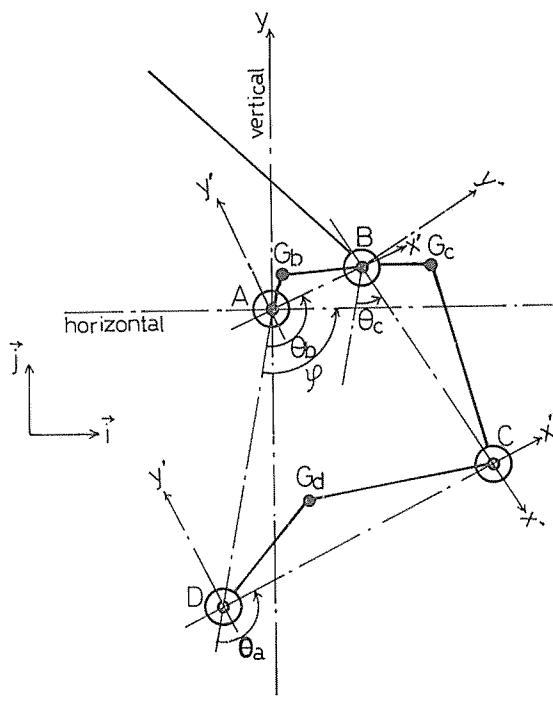


図3 植付爪モデル

(3) 質量、慣性モーメント

m_b, m_c, m_d ; それぞれクランク節、中間節、揺動節の質量。

I_{ba}, I_{cb}, I_{ad} ; それぞれクランク節、中間節、揺動節の A, B, D 対偶点まわりの慣性モーメント。

I_b, I_c, I_d ; それぞれ各節の重心 G_b, G_c, G_d 点まわりの慣性モーメント。

(4) 角度

$\theta_b, \theta_c, \theta_d$; すべて静止節を基準とする反時計まわりの回転角。

$\theta_b, \theta_c, \theta_d$; 慣性系 x 軸を基準とする反時計まわりの回転角。

ψ ; 静止節を基準とした反時計まわりの水平方向角 (植付爪の取付角)

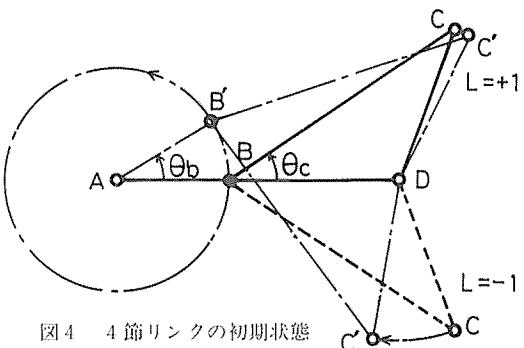


図4 4節リンクの初期状態

3-2 植付爪の4節リンク機構としての成立条件と $\theta_c, \theta_a, \dot{\theta}_c, \dot{\theta}_a, \ddot{\theta}_c, \ddot{\theta}_a$ の算出

(1) 成立条件

植付爪が成立するためにはクランク節が1回転でき、かつ、1つの θ_b の値に対して1つの θ_c, θ_a が存在することが必要である。この条件は4節リンクの基礎式から導くことができる。すなわち基礎式は、 $a, d, c, d > 0$ で、

$$b \sin \theta_b + c \sin \theta_c - d \sin \theta_a = 0 \quad \cdots (1)$$

$$b \cos \theta_b + c \cos \theta_c - d \cos \theta_a = a \quad \cdots (2)$$

であり、これより θ_c あるいは θ_a を消去すれば、

$$R_c \cos(\theta_c + \phi) = E_c \quad \cdots (3)$$

$$R_a \cos(\theta_a + \phi) = E_a \quad \cdots (4)$$

ここで、 $R_c = 2 c (d^2 + b^2 - 2 a b \cos \theta_b)^{1/2}$, $R_a = R_c d / c$,

$$E_c = d^2 + b^2 + c^2 - d^2 - 2 a b \cos \theta_b$$

$$E_a = 2 c^2 - 2 d^2 - E_c$$

$$\tan \phi = \frac{b \sin \theta_b}{a - b \cos \theta_b}$$

したがって(3), (4)式よりすべての θ_b に対して 1 つの θ_c , θ_a が存在するためには次の条件を満たさなければならぬ。

$$\left| \frac{E_c}{R_c} \right| \leq 1, \quad \left| \frac{E_a}{R_a} \right| \leq 1, \quad a \neq b \quad \cdots(5)$$

また, $a + b = c + d$, $b + c = a + d$ のときには, それぞれ $\theta_b = \pi$, $\theta_b = 0$ において θ_c , θ_a は 1 つだけ決定されるが, 次の瞬間どちらの方向に θ_c , θ_a が変化するかは対偶間距離だけでは決定されない。よって

$$a + b \neq c + d, \quad b + c \neq a + d \quad \cdots(6)$$

なる条件が必要である。

(2) θ_c , θ_a , $\dot{\theta}_c$, $\dot{\theta}_a$, $\ddot{\theta}_c$, $\ddot{\theta}_a$ の算出

次に θ_c , θ_a を(3), (4)式より求める場合, $0 \leq \theta_c, \theta_a \leq 2\pi$ の範囲では数学的に 4 つの値が可能である。しかし現実の植付爪においては回転方向と対偶中心間距離が定まっている場合 2 種類しかない。図 4 に示すように $\theta_b = 0$ のとき C 対偶が上にある状態から始まる場合と下にある状態から始まる場合とである。以後前者を L=1, 後者を L=-1 とする。したがって θ_c , θ_a は θ_b の変化に対して連続的に変化しなければならないという条件から, 表 1 のように表わされる。

表 1 θ_b に対する θ_c , θ_a の値

$a > b$		$b > a$			
すべての θ_b について		$\cos \theta_b > \frac{a}{b}$	$\cos \theta_b < \frac{a}{b}$	$\theta_c = (\cos^{-1} \frac{a}{b})_c$	$\theta_c = -(\cos^{-1} \frac{a}{b})_c$
ϕ	$f(\theta_b)$	$f(\theta_b) + \pi$	$f(\theta_b)$	$\frac{\pi}{2}$	$-\frac{\pi}{2}$

$a > b$		$b > a$	
L=1	L=-1	L=1	L=-1
θ	$\psi_c - \phi$	$-\psi_c - \phi$	$-\psi_c - \phi$
θ_a	$\psi_a - \phi$	$-\psi_a - \phi$	$\psi_a - \phi$

ここで,

$$f(\theta_b) = \left(\tan^{-1} \frac{b \sin \theta_b}{a - b \cos \theta_b} \right)_c$$

$$\psi_c = \left(\cos^{-1} \frac{E_c}{R_c} \right)_c, \quad \psi_a = \left(\cos^{-1} \frac{E_a}{R_a} \right)_c$$

であり, ()_c におけるサフィックス C は電算機による計算値であることを示す。

次に(1), (2)式を時間微分すると

$$-b\dot{\theta}_b \sin \theta_b - c\dot{\theta}_c \sin \theta_c + d\dot{\theta}_a \sin \theta_a = 0 \quad \cdots(7)$$

$$b\dot{\theta}_b \cos \theta_b + c\dot{\theta}_c \cos \theta_c - d\dot{\theta}_a \cos \theta_a = 0 \quad \cdots(8)$$

となる。(7), (8)式より

$$\sin(\theta_a - \theta_c) \neq 0 \quad \cdots(9)$$

を満たすとき, $\dot{\theta}_c$, $\dot{\theta}_a$ は次式で与えられる。

$$\dot{\theta}_c = \frac{-b\dot{\theta}_b \sin(\theta_a - \theta_b)}{c \sin(\theta_a - \theta_c)} \quad \cdots(10)$$

$$\dot{\theta}_a = \frac{-b\dot{\theta}_b \sin(\theta_c - \theta_b)}{d \sin(\theta_a - \theta_c)} \quad \cdots(11)$$

$\ddot{\theta}_c$, $\ddot{\theta}_a$ については(7), (8)式をさらに時間で微分し同様に(9)式を満たすとき次のようになる。

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_c = & \frac{-b\ddot{\theta}_b \sin(\theta_a - \theta_b) + b\dot{\theta}_b^2 \cos(\theta_c - \theta_b) + c\dot{\theta}_c^2 \cos(\theta_a - \theta_c)}{d \sin(\theta_a - \theta_c)} \\ & - d\dot{\theta}_a^2 \end{aligned} \quad \cdots(12)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_a = & \frac{-b\ddot{\theta}_b \sin(\theta_c - \theta_b) + b\dot{\theta}_b^2 \cos(\theta_c - \theta_b) + c\dot{\theta}_c^2 \cos(\theta_a - \theta_c) - d\dot{\theta}_a^2}{d \sin(\theta_a - \theta_c)} \\ & \times \frac{\cos(\theta_c - \theta_a)}{} \end{aligned} \quad \cdots(13)$$

(9)式が不成立のときは中間節と揺動節が一直線になったときであり θ_b が限界となるときがある。

III-3 変動荷重の算出

植付爪の変動荷重はクランク節, 中間節, 揆動節の合成重心の変化に基づくものである。合成重心の位置ベクトル r_G は重心の定義より,

$$Mr_G = m_b r_{Gb} + m_c r_{Gc} + m_d r_{Gd},$$

$$\text{ただし, } M = m_b + m_c + m_d \quad \cdots(14)$$

で与えられる。ここで図 3 のように慣性系の y 軸を鉛直方向にとれば、位置ベクトルは次のように表現できる。

$$\begin{aligned} r_{Gb} = r_{AGb} = e'_b \begin{bmatrix} g_{b1} \\ g_{b2} \\ 0 \end{bmatrix} &= e \begin{bmatrix} g_{b1} \cos \theta_b - g_{b2} \sin \theta_b \\ g_{b1} \sin \theta_b + g_{b2} \cos \theta_b \\ 0 \end{bmatrix} \\ r_{Gc} = r_{AB} + r_{BGC} = e'_b \begin{bmatrix} b \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + e'_c \begin{bmatrix} g_{c1} \\ g_{c2} \\ 0 \end{bmatrix} &= e \begin{bmatrix} b \cos \theta_b \\ b \sin \theta_b \\ 0 \end{bmatrix} + e \begin{bmatrix} g_{c1} \cos \theta_c - g_{c2} \sin \theta_c \\ g_{c1} \sin \theta_c + g_{c2} \cos \theta_c \\ 0 \end{bmatrix} \\ &= e \begin{bmatrix} d \cos \theta_b \\ b \sin \theta_b \\ 0 \end{bmatrix} + e \begin{bmatrix} g_{c1} \cos \theta_c - g_{c2} \sin \theta_c \\ g_{c1} \sin \theta_c + g_{c2} \cos \theta_c \\ 0 \end{bmatrix} \\ r_{Gd} = r_{AD} + r_{DGD} = e \begin{bmatrix} a \cos \phi \\ -a \sin \phi \\ 0 \end{bmatrix} + e'_d \begin{bmatrix} g_{d1} \\ g_{d2} \\ 0 \end{bmatrix} & \end{aligned}$$

$$= \mathbf{e} \begin{bmatrix} a \cos \phi + g_{d_1} \cos \theta_b - g_{d_2} \sin \theta_b \\ -a \sin \phi + g_{d_1} \sin \theta_b + g_{d_2} \cos \theta_b \\ 0 \end{bmatrix}$$

したがって \vec{r}_c の成分 X_c, Y_c は以下のように表現される。

$$\begin{aligned} MX_c &= m_b(g_{b_1} \cos \theta_b - g_{b_2} \sin \theta_b) + m_c(b \cos \theta_b + g_{c_1} \cos \theta_b \\ &\quad + g_{c_2} \cos \theta_c - g_{c_3} \sin \theta_c) \\ &\quad + m_d(a \cos \phi + g_{d_1} \cos \theta_b - g_{d_2} \sin \theta_b) \quad \dots(15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} MY_c &= m_b(g_{b_1} \sin \theta_b + g_{b_2} \cos \theta_b) + m_c(b \sin \theta_b + g_{c_1} \sin \theta_b \\ &\quad + g_{c_2} \cos \theta_c) + m_d(-a \sin \phi + g_{d_1} \sin \theta_b \\ &\quad + g_{d_2} \cos \theta_b) \quad \dots(16) \end{aligned}$$

合成重心の加速度成分は(15), (16)式を2度時間微分して求められる。

$$\begin{aligned} \ddot{MX}_c &= m_b \{ \dot{\theta}_b (-g_{b_1} \sin \theta_b - g_{b_2} \cos \theta_b) + \dot{\theta}_b^2 (-g_{b_1} \\ &\quad \cos \theta_b + g_{b_2} \sin \theta_b) \} + m_c \{ -\dot{\theta}_b b \sin \theta_b - \dot{\theta}_b^2 \cdot b \cos \\ &\quad \theta_b \} + m_c \{ \dot{\theta}_c (-g_{c_1} \sin \theta_c - g_{c_2} \cos \theta_c) + \theta_c (- \\ &\quad -g_{c_1} \cos \theta_c + g_{c_2} \sin \theta_c) \} \\ &\quad + m_d \{ \dot{\theta}_A (-g_{d_1} \sin \theta_A - g_{d_2} \cos \theta_A) + \dot{\theta}_A^2 (-g_{d_1} \\ &\quad \cos \theta_A + g_{d_2} \sin \theta_A) \} \quad \dots(17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{MY}_c &= m_b \{ \dot{\theta}_b (g_{b_1} \cos \theta_b - g_{b_2} \sin \theta_b) + \dot{\theta}_b^2 (-g_{b_1} \sin \theta_b \\ &\quad - g_{b_2} \cos \theta_b) \} + m_c (\dot{\theta}_b b \cos \theta_b - \dot{\theta}_b^2 b \sin \theta_b) \\ &\quad + m_c \{ \dot{\theta}_c (g_{c_1} \cos \theta_c - g_{c_2} \sin \theta_c) \dot{\theta}_c (-g_{c_1} \sin \theta_c \\ &\quad - g_{c_2} \cos \theta_c) \} \\ &\quad + m_d \{ \dot{\theta}_A (g_{d_1} \cos \theta_A - g_{d_2} \sin \theta_A) \\ &\quad + \dot{\theta}_A^2 (-g_{d_1} \sin \theta_A - g_{d_2} \cos \theta_A) \} \quad \dots(18) \end{aligned}$$

この(17), (18)式で表わされる値が変動荷重の水平, 垂直方向成分であり, 静止節からこれらに等しい外力が合力として与えられなければならない。したがって静止節が慣性系に固定されている場合, これと逆方向に同じ大きさで静止節に作用することになる。

3-4 変動トルクの算出

クランク節に生ずるトルクは各節における並進運動方程式と回転運動方程式から導かれる。最初に示した仮定②より, 節と節の間の作用力 $\mathbf{F}_A, \mathbf{F}_{bc}, \mathbf{F}_{cd}, \mathbf{F}_p$ の作用線は対偶中心を通る。実際の植付爪においては必ず対偶摩擦は存在するが対偶をなす軸受部の直径が小さく摩擦係数が小さければあまり問題とはならないと考えられる。

クランク節における外力は静止節からの力 $\mathbf{F}_A = e \begin{bmatrix} F_{Ax} \\ F_{Ay} \\ 0 \end{bmatrix}$ と中間節からの力 $\mathbf{F}_{cb} = e \begin{bmatrix} F_{cex} \\ F_{cay} \\ 0 \end{bmatrix}$ と重力 $-m_b g \mathbf{j}$ であり, さ

らにクランク軸に生ずるトルク T が存在する。 $\mathbf{F}_{cb} = -\mathbf{F}_{bc}$ より並進運動方程式は次のようになる。以下の図は $|z|$ 内のZ成分を示す。

$$m_b \ddot{r}_{cb} = \mathbf{F}_A - \mathbf{F}_{bc} - m_b g \mathbf{j}, \text{ ただし, } g: \text{重力加速度} \quad \dots(19)$$

クランク節回転運動方程式は A 点まわりより導かれる。

$$I_{ba} \ddot{\theta}_B = T_k - r'_{AB} \times \mathbf{F}_{bc} + r'_{AGb} \times (-m_b g \mathbf{j})_z \quad \dots(20)$$

中間節については, 外力として \mathbf{F}_{bc} と振動節からの \mathbf{F}_{bc} と重力 $-m_cg \mathbf{j}$ を考える。 $\mathbf{F}_{dc} = -\mathbf{F}_{cd}$ より, 並進運動方程式は

$$m_c \ddot{r}_{gc} = \mathbf{F}_{bc} - \mathbf{F}_{cd} - m_cg \mathbf{j} \quad \dots(21)$$

回転運動方程式は, 固定軸を持たない場合は重心まわりの角運動量変化から導かれる。

$$I_c \ddot{\theta}_c = r'_{GCB} \times \mathbf{F}_{bc} - r'_{GCC} \times \mathbf{F}_{cd} |_z \quad \dots(22)$$

振動節については, クランク節と同様であるが D 対偶にはトルクは摩擦を無視しているので存在しない。外力は \mathbf{F}_{cd} と静止節からの作用力 $\mathbf{F}_p = e \begin{bmatrix} F_{px} \\ F_{py} \\ 0 \end{bmatrix}$ と重力 $-m_ag \mathbf{j}$ が作用する。よって次式を得る。

$$m_d \ddot{r}_{cd} = \mathbf{F}_{cd} + \mathbf{F}_p - m_ag \mathbf{j} \quad \dots(23)$$

$$I_{ab} \ddot{\theta}_A = r'_{bc} \times \mathbf{F}_{cd} + r'_{BGd} \times (-m_b g \mathbf{j})_z \quad \dots(24)$$

以上で基礎方程式 6 個が定まったことになる。(19), (21), (23)式を成分に分解すれば 2 倍になり合計 9 個の方程式が得られる。したがって $\mathbf{F}_A, \mathbf{F}_{bc}, \mathbf{F}_{cd}, \mathbf{F}_p$ の成分 8 個と T の計 9 個を未知量と考え, 他のパラメータ $a, b, c, d, m_b, m_c, m_d, g_{b_1}, g_{b_2}, g_{c_1}, g_{c_2}, g_{d_1}, g_{d_2}, I_{ba}, I_{ab}, \phi, L$ の値及び $\theta_b(t)$ を設定しさえすればこれらの未知量は θ_b あるいは時間 t の関数として求めることができる。すなわち,

$$F_{cdx} = \frac{1}{R(\theta_c, \theta_A)} (F(c) d \cos \theta_A + F(d) c \cos \theta_c) \quad \dots(25)$$

$$F_{cdy} = \frac{1}{R(\theta_c, \theta_A)} (F(c) d \sin \theta_A + F(d) c \sin \theta_c) \quad \dots(26)$$

$$F_{bcx} = F_{cdx} + (m_c \ddot{r}_{gc})_x \quad \dots(27)$$

$$F_{bcy} = F_{cdy} + (m_c \ddot{r}_{gc})_y + m_cg \quad \dots(28)$$

$$F_{Ax} = F_{bcx} + (m_b \ddot{r}_{cb})_x \quad \dots(29)$$

$$F_{Ax} = F_{bcy} + (m_b \ddot{r}_{cb})_y + m_bg \quad \cdots(30)$$

$$F_{bx} = -F_{cad} + (m_d \ddot{r}_{cd})_x \quad \cdots(31)$$

$$F_{by} = -F_{cad} + (m_d \ddot{r}_{cd})_y + m_dg \quad \cdots(32)$$

ここで、 $F(c) = (I_c \ddot{\theta}_c k + r'_{BGC} \times m_c \dot{r}_{gc} + r'_{BGC} \times m_cgj)_z$

$$F(d) = (I_{ad} \ddot{\theta}_A k + r'_{BGA} \times m_dgj)_z$$

$$R(\theta_c, \theta_A) = c d \sin(\theta_c - \theta_A)$$

であり、(27)～(32)式中の $(\)_x, (\)_y$ はそれぞれ $()$ 内の x, y 成分を意味する。また(20)式に(27), (28)式を代入すれば変動トルク T は

$$T = \frac{1}{R(\theta_c, \theta_A)} (T_{ac} + T_{tm} + T_{sg}) \quad \cdots(33)$$

と求まる。

ここで、 T_{ac} は中間節の並進加速度による項であり、次式で表わされる。

$$\begin{aligned} T_{ac} &= \{ r'_{AB} \times m_c \ddot{r}_{BGC} cd \sin(\theta_c - \theta_A) + r'_{BGC} \times \\ &\quad m_c r'_{AB} bd \sin(\theta_A - \theta_B) \}_z \\ &= bcdm_c \{ (g_{c1} \ddot{\theta}_c - g_{c2} \dot{\theta}_c^2) \cos(\theta_c - \theta_B) - (g_{c2} \ddot{\theta}_c \\ &\quad + g_{c1} \dot{\theta}_c^2) \sin(\theta_c - \theta_B) \} \sin(\theta_c - \theta_A) \\ &\quad + b^2 dM_c \{ (g_{c1} \dot{\theta}_B + g_{c2} \dot{\theta}_B^2) \cos(\theta_c - \theta_B) \\ &\quad - (g_{c2} \dot{\theta}_B - g_{c1} \dot{\theta}_B^2) \sin(\theta_c - \theta_B) \} \sin(\theta_A - \theta_B) \cdots(34) \end{aligned}$$

T_{tm} は各節の回転角加速度に起因する項であり、次のように表現される。

$$T_{tm} = c d (I_{ba} + m_c b^2) \ddot{\theta}_B \sin(\theta_c - \theta_A) bd I_{cb} \ddot{\theta}_c \sin(\theta_c - \theta_A) + bcd I_{ad} \ddot{\theta}_A \sin(\theta_c - \theta_B) \cdots(35)$$

T_{sg} は鉛直面内回転を想定しているために得られた重力項であり、 θ_B が一定で静止しているときにクランク軸に生じる静的なトルクに起因している。

$$\begin{aligned} T_{sg} &= r'_{AGb} \times m_b g j c d \sin(\theta_c - \theta_A) + r'_{AB} \times m_c g j cd \\ &\quad \times \sin(\theta_c - \theta_A) + r'_{BGC} \times m_c g j bd \sin(\theta_A - \theta_B) \\ &\quad + r'_{BGA} \times m_d g j bd \sin(\theta_c - \theta_B) \\ &= c d G(b) \sin(\theta_c - \theta_A) + bd G(c) \sin(\theta_A - \theta_B) \\ &\quad + bcd m_c g \cos \theta_B \sin(\theta_c - \theta_A) \\ &\quad - G(d) \cdots(36) \end{aligned}$$

ここで、 $G(b) = m_b g (g_{b1} \cos \theta_B - g_{b2} \sin \theta_B)$

$$G(c) = m_c g (g_{c1} \cos \theta_c - g_{c2} \sin \theta_c)$$

$$G(d) = m_d g (g_{d1} \cos \theta_A - g_{d2} \sin \theta_A)$$

である。 $T_{sg}/R(\theta_c, \theta_A)$ が上で述べた静的トルクに等しい。

以上によって植付爪の変動荷重と変動トルクを理論的に解明し得た。したがってこれらの式における各々のパラメーターがどのような影響を与えるかは計算によって知ることができる。

IV. 植付爪振動測定装置における特性

4-1 装置の概要

台上試験機による予備実験の結果をふまえて、より正確に植付爪の特性を把握するため、植付爪振動測定装置を試作した。図5に示すように、装置は水平振動部①と固定台②より成っている。水平振動部は一端が軸受で、他端が円筒形コイルばね（ばね定数 182kg f/m）③で水平に支持されており、植付爪④は水平振動部上に取り付けられ、同振動部に固定された電動機⑤によって一定回転（193 rpm）で強制チェーン駆動される。水平振動部先端中央における垂直変位の検出はインダクタンス型変形にて行った。

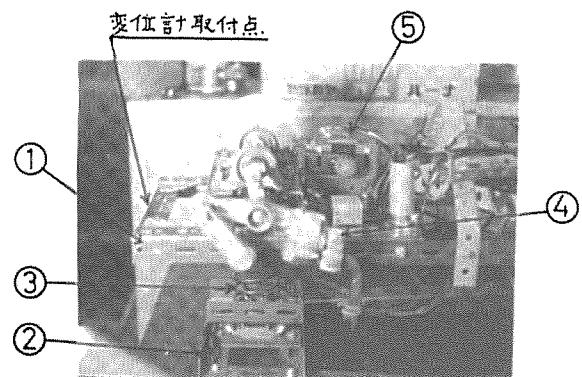


図5 植付爪振動測定装置

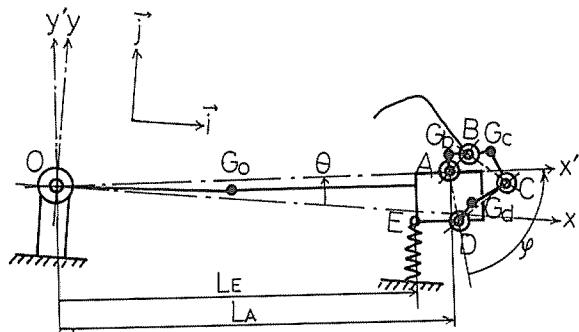


図6 植付爪振動測定装置モデル

4-2 装置の運動方程式

歩行用フロート型田植機が田面や耕盤に凹凸のない水田を定速走行する場合、苗の減少や苗乗せ台のスライド運動を無視すれば植付機構の運動による影響だけとなり、この状態は台上試験機での予備実験の状態と極めて近い。なぜなら相対点はフロート底面に作用する土壤抵抗と車輪の駆動力及び転動抵抗の存在であるが、フロートをも含めた機体の姿勢の変動がそれほど大きくなれば、これらの抵抗と駆動力は常に打ち消し合っていると考えることができるからである。そして予備実験での機体本体の運動は、慣性系に対してほぼ一定位置の回転中心を持つと考えられるため、装置の水平運動部の運動とは近似的に等しく、どちらも揺動運動とみなせる。

したがってこの運動を明らかにすることは、植付爪の運動が機体に与える影響を間接的に推定する手がかりとなる。逆に田面の凹凸などによる機体の動きが植付爪の変動荷重や変動トルクに与える影響をも明らかにすることができる。

装置の運動方程式は次のような連成方程式より成り立つ。すなわち、変動トルクを求めた場合と同様な手法によればよい。ただ各節の回連運動方程式は各節の重心まわりの角運動量変化から与えられなければならない。この装置を図6のようにモデル化すれば、まずクランク節について、

$$m_b \ddot{r}_{gb} = F_a - F_{bc} - m_b g j \quad \cdots(37)$$

$$I_b \theta_b = \{ T k + r'_{cba} \times F_a + r'_{gab} \times (-F_{bc}) \} \quad \cdots(38)$$

中間節について

$$m_c \ddot{r}_{gc} = F_{bc} - F_{cd} - m_c g j \quad \cdots(39)$$

$$I_c \ddot{\theta}_c = \{ r'_{ccb} \times F_{bc} + r'_{ccc} \times (-F_{cd}) \} z \quad \cdots(40)$$

揺動節について

$$m_d \ddot{r}_{gd} = F_b + F_{cd} - m_d g j \quad \cdots(41)$$

$$I_d \ddot{\theta}_d = \{ r'_{gdb} \times F_b + r'_{gcd} \times F_{cd} \} z \quad \cdots(42)$$

そして、植付爪を除いた装置の水平運動部について、O点まわりについて次式を得る。

$$\begin{aligned} I_0 \ddot{\theta} = & \{ r'_{oa} \times (-F_a) + r'_{ob} \times (-F_b) + (-T) k \\ & + r'_{oe} \times F_k + r'_{ogd} \times (-m_d g j) \} z \end{aligned} \quad \cdots(43)$$

ここで、 I_0 ；植付爪を除いた水平運動部のO点まわりの慣性モーメント。

m_0 ；同水平運動部の質量。

G_0 ；同水平運動部の重心。

F_k ；ばねから水平運動部に作用する力。

以上の運動方程式において、各節の θ_b , θ_c , θ_d は静止節が慣性系に固定されている場合とは異なり次のようになる。

$$\theta_b = (\theta_b - \psi) + \theta, \quad \theta_c = (\theta_c - \psi) + \theta,$$

$$\theta_d = (\theta_d - \psi) + \theta \quad \cdots(44)$$

上式における θ_b , θ_c , θ_d は静止節基準の回転角であり、前節と同じである。各節の重心位置ベクトルは

$$\left. \begin{aligned} r_{gb} &= r_{oa} + r_{agb} = r_{oa} + r'_{agb} \\ r_{gc} &= r_{oa} + r_{agc} = r'_{oa} + r'_{ab} + r'_{bgc} \\ r_{gd} &= r'_{ob} + r_{bgd} = r'_{ob} + r'_{bgd} \end{aligned} \right\} \quad \cdots(45)$$

となる。 (45) 式における r_{agb} , r_{agc} , r_{bgd} が前節での静止節固定の場合の r_{gb} , r_{gc} , r_{gd} に相当するものである。

さて、 (43) 式の運動方程式において F_k , F_b , T が静止節固定の場合とどう異なるかを検討する。いま

$$r'_{oa} \doteq r'_{od} \quad \cdots(46)$$

すなわち \overline{OA} , \overline{OD} の長さに対して \overline{AD} が無視できるならば (43) 式は

$$\begin{aligned} I_0 \ddot{\theta} = & \{ r'_{oa} \times (-F_a - F_b) + (-T) k + r'_{oe} \times F_k \\ & + r'_{ogd} \times (-m_d g j) \} z \end{aligned}$$

ところで (37) , (39) , (41) を加え合せると、

$$M \ddot{r}'_{oa} + M \ddot{r}'_{ag} = F_a + F_b - M g j \quad \cdots(47)$$

ここで r_{ag} は A 対偶点から見た植付爪の合成重心位置ベクトルであり、静止節固定の場合の r_g に相当する。すなわち式の形は (17) , (18) 式と同じであるが θ_b , θ_c , θ_d は (44) 式に従う。これを前式に代入すると、

$$\begin{aligned} I \ddot{\theta} = & \{ r'_{oa} \times (-M r_{ag}) + (-T) k + r'_{oe} \times F_k \\ & + r'_{ogd} \times (-M g j) + r'_{ogd} \times (-m_d g j) \} z \end{aligned}$$

ここで、 $I = I_0 + M |r'_{oa}|^2$ であり、 r'_{oa} , r'_{ogd} の変化が微小であれば第4, 5項は一定値とみなせる。

$$\left. \begin{aligned} r'_{oa} \times (-M g j) &\doteq \text{const} \\ r'_{ogd} \times (-m_d g j) &\doteq \text{const} \end{aligned} \right\} \quad \cdots(48)$$

この項の前式からの消去は、ばね変位の基準の適当な変更を行なうことによってなされる。すなわち F_K はばねの自由長さからの変位をもとにした真の力であるが、このうち(48式)で与えられる一定力とつり合っている部分だけ基準を回転したと考え、 F_K は θ の変化分から計算される値として再定義する。したがって、

$$\ddot{\theta} = \dot{r}'_{OA} \times (-M \ddot{r}_{AG}) + (-T_a) k + r'_{OE} \times F_K \quad \dots(49)$$

と表わされる。

次に T については、基礎方程式(37)～(38)から適当な消去演算を行なえば次のように表現できる。

$$T = T_a + T_r \quad \dots(50)$$

$$\begin{aligned} T_r &= \frac{1}{R(\theta_c, \theta_A)} [c d m_b r'_{AB} \times r'_{OA} \cdot \sin (\theta_c - \theta_b) \\ &\quad + c d m_c r'_{AC} \times \dot{r}'_{OA} \cdot \sin (\theta_c - \theta_A) \\ &\quad + b d m_c r'_{BC} \times m_c \dot{r}'_{OA} \cdot \sin (\theta_A - \theta_b) \\ &\quad + b c m_d r'_{DC} \times \dot{r}'_{OB} \cdot \sin (\theta_c - \theta_b)]_z \end{aligned} \quad \dots(51)$$

T_a は静止節を固定した場合のクランク節に生じるトルクに相当するものであるが、前節の(33式)と異なるのは各節の回転角が厳密には(44式)に示すように θ の値にも関係しているということである。しかし水平揺動部の変位角 θ が $\theta_b, \theta_c, \theta_A$ の変化に比較して無視できるならば、 T_a は(33式)のトルクと近似的に一致する。(50式)における T_r は水平揺動部が運動することによって生じるトルク変動の項である。つり合い状態において r'_{OA} が水平方向にあるとすると、 $r'_{OA} = e' \left[\begin{array}{c} L_A \\ 0 \\ 0 \end{array} \right]$ と表わせ、 θ が微小であれば、

$$\sin \theta \approx \theta, \cos \theta \approx 1, \quad \dots(52)$$

とできるから T_r は次のようになる。

$$\begin{aligned} T_r &= \frac{L_A}{R(\theta_c, \theta_A)} [c d m_b \dot{\theta} (g_{b1} \cos \theta_b - g_{b2} \sin \theta_b) \\ &\quad + \dot{\theta}^2 (g_{b1} \sin \theta_b + g_{b2} \cos \theta_b) \cdot \sin (\theta_c - \theta_b) \\ &\quad + b d m_c \dot{\theta} (g_{c1} \cos \theta_c - g_{c2} \sin \theta_c) + \dot{\theta}^2 (g_{c1} \sin \theta_c \\ &\quad + g_{c2} \cos \theta_c) \cdot \sin (\theta_A - \theta_b) + b c m_d \dot{\theta} (g_{d1} \\ &\quad \cos \theta_A - g_{d2} \sin \theta_A) + \dot{\theta}^2 (g_{d1} \sin \theta_A + g_{d2} \cos \theta_A) \cdot \\ &\quad \sin (\theta_c - \theta_b) + b c d m_c (\dot{\theta} \cos \theta_b + \dot{\theta}^2 \sin \theta_b) \times \\ &\quad \sin (\theta_c - \theta_A)] \end{aligned} \quad \dots(53)$$

したがって水平揺動部の運動方程式は

$$\ddot{\theta} = \dot{r}'_{OA} \times (-M \ddot{r}_{AG}) + (-T_a) k + (-T_r) k + r'_{OE} \times F_K \quad \dots(54)$$

となる。右辺第1項は植付爪の変動荷重によるO点まわりのモーメントであり、第2、3項はクランク軸に生じる変動トルクであり、第2項は静止節固定の場合におけるものと近似的に等しく、第3項は植付爪の運動と水平揺動部が連成していることによるトルクの影響項である。第4項は装置のばねによる項である。成立条件は(46式)の $r'_{OA} = r'_{OB}$ と θ が微小であることである。(54式)において θ が大きく変動する場合には(48式)の重力項を追加し、 T_r は(53式)ではなく(51式)を用い、かつ $\theta_B, \theta_C, \theta_A$ はすべて(44式)を考慮に入れなくてはならない。しかし θ が微小という条件によって重力項は一定とみなせ、

$$\begin{aligned} \theta_B &= \theta_b - \phi, \quad \theta_C = \theta_c - \phi, \quad \theta_A = \theta_a - \phi, \\ \dot{\theta}_B, \dot{\theta}_C, \dot{\theta}_A &\gg \dot{\theta}, \quad \ddot{\theta}_B, \ddot{\theta}_C, \ddot{\theta}_A \gg \ddot{\theta} \end{aligned} \quad \dots(55)$$

とすることによって \ddot{r}_{AG} , T_a から $\theta(t)$ を消去できるのである。しかし線形の運動方程式とするためには T_r が無視されねばならない。いま(44式)より、

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_B &= \dot{\theta}_b + \dot{\theta}, \quad \dot{\theta}_C = \dot{\theta}_c + \dot{\theta}, \quad \dot{\theta}_A = \dot{\theta}_a + \dot{\theta} \\ \ddot{\theta}_B &= \ddot{\theta}_b + \ddot{\theta}, \quad \ddot{\theta}_C = \ddot{\theta}_c + \ddot{\theta}, \quad \ddot{\theta}_A = \ddot{\theta}_a + \ddot{\theta} \end{aligned} \quad \dots(56)$$

\ddot{r}_{AG} については(56式)を用い、 $r'_{OA} = e' \left[\begin{array}{c} L_A \\ 0 \\ 0 \end{array} \right]$ については(52式)式は適用して $(r'_{OA} \times M \ddot{r}_{AG})_z$ を計算し、 $\ddot{\theta}, \ddot{\theta}^2$ 項だけを集めれば次のようになる。

$$\begin{aligned} L_A [m_b \dot{\theta} (\dot{g}_{b1} \cos \theta_b - \dot{g}_{b2} \sin \theta_b) + \dot{\theta}^2 (-g_{b1} \sin \theta_b \\ - g_{b2} \cos \theta_b)] + m_c (\dot{g}_{c1} \cos \theta_c - \dot{g}_{c2} \sin \theta_c) \\ + m_c \dot{\theta} (\dot{g}_{c1} \cos \theta_c - g_{c2} \sin \theta_c) + \dot{\theta}^2 (-g_{c1} \sin \theta_c \\ - g_{c2} \cos \theta_c) + m_d \dot{\theta} (g_{d1} \cos \theta_A - g_{d2} \sin \theta_A) \\ + \dot{\theta}^2 (-g_{d1} \sin \theta_A - g_{d2} \cos \theta_A) \end{aligned}$$

これは(53式)と比較すれば同程度の値であり、 \ddot{r}_{AG} において(55式)を適用して $\ddot{\theta}, \dot{\theta}$ の項を無視することは T_r を無視することともなる。すなわち、(55式)の適用は、 \ddot{r}_{AG} , T_a における $\ddot{\theta}, \dot{\theta}$ の項を無視することであり、かつ T_r を無視することである。したがって(54式)は

$$\ddot{\theta} = \dot{r}'_{OA} \times (-M \ddot{r}_{AG}) + (-T_a) k + r'_{OE} \times F_K \quad \dots(57)$$

となり、 $r'_{OE} = e' \left[\begin{array}{c} L_E \\ 0 \\ 0 \end{array} \right]$ として展開すると

$$\ddot{\theta} = -L_A M \ddot{Y}_{AG} - T_a - L_E^2 K \theta, \quad K : \text{ばね定数} \quad \dots(57)$$

ここで \ddot{Y}_{AG} , T_a は(55式)の条件により静止節固定の場合の \ddot{Y}_G (18式), T (33式) に等しくなり線形の運動方程式の形として表わすことができた。さらにまた、(57式)におい

て L_A が長くなればなるほど第1項は大きくなるが第2項は変わらない。よって

$$L_A M \ddot{Y}_G \gg T \quad \dots(58)$$

とできるときには

$$1\ddot{\theta} + L_E^2 K \theta = -L_A M \ddot{Y}_G \quad \dots(59)$$

と簡単に表わされる。

装置のモデルに対する運動方程式は、厳密式から簡略式まで各々において必要な仮定・条件を考慮しながら導いた。この装置の本報における目的はあくまで植付爪の運動の影響を調べるためにあり、最も簡明な運動方程式を利用することが望しい。また植付爪の変動荷重と変動トルクを解析的に導いたわけであるが、ここでは変動荷重の影響を実験的に明らかにすることにした。したがつて上記の内容からわかるように測定装置は、水平振動部の回転中心と植付爪の位置がつり合い状態において水平となるように支持ばねを調節し、 L_A をb, c, dに対しても十分長く、 I_0 によって θ が小さくなるように設定した。

4-3 数値計算結果と実測値との比較

植付爪が一定回転する場合について(59)式によって水平振動部の角変位 θ を計算し、実測値と比較検討を行なった。前節の解析では粘性減衰項や摩擦項は除いたが、実験に際してO点まわりの慣性モーメント I_0 の測定と同時に

粘性減衰係数 C_r の測定を行なったのでこれらの影響も考慮した。 I_0 , C_r 等は装置の自由振動の周期 $\frac{2\pi}{\beta}$ とその減衰曲線から求められる。2階線形同次方程式 $I_0 \ddot{\theta} + C_r \dot{\theta} + K_f \theta \pm T_f = 0$ (T_f : 乾性摩擦項, $K_f = L_E^2 K$) の場合、 θ の減衰曲線の山から次の谷までの高さを θ_i 、その谷から次の山までの高さを θ_{i+1} とし、縦軸に θ_{i+1} を横軸に θ_i をとりプロットすれば直線関係が得られる。⁹⁾いまその得られた直線関係を $\theta_{i+1} = m\theta_i + n$ (ただし m , n ; 実験定数) とすれば I_0 , C_r , T_f は次式から求められる。

$$I_0 = \frac{K_f}{\beta^2 \left(\frac{1}{\pi} \log_e n \right)^2 + 1} \quad [\text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^2] \quad \dots(60)$$

$$C_r = \frac{2}{\pi} I_0 \beta \log_e n \quad [\text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}] \quad \dots(61)$$

$$T_f = -\frac{m K_f}{2(1+n)} \quad [\text{kgf} \cdot \text{m}] \quad \dots(62)$$

このような方法で求めた特性値を表2に他の寸法等とともに示す。表2でIは $I_0 + M |r'_{\alpha}|^2$ を示している。また、供試植付爪の特性値は表3に示す。

この装置に用いた植付爪はタイプIで、IIの植付爪は後の章で用いる。この表における寸法の測定精度は±0.5 mm程度、重心座標については±1.0 mm程度である。これは回転中心の正確な割り出しが困難であったことや懸垂法による重心測定を行なったためである。また各節の質量は対偶部を構成している玉軸受の質量をどちらに加えるかによって大きく変化するが、本報における測定ではクランクー中間節間の軸受は内輪外輪とも中間節に、振

表2 装置の特性値

K kgf/m	I kgf m sec ²	C_r kgf m sec ²	T_f kgf m	β rad/sec	L_A m	L_E m	変位計の位置 m
182.0	2.152	0.333	0	12.4	1.34	1.35	1.5

表3 植付爪の特性値

記号 タブ	a	b	c	d	g_{b1}	g_{b2}	g_{c1}	g_{c2}
						mm		
I	88	33.5	71.5	80	12	0	-50	-20
II	85	40	70	80	17	0	-45	-20

記号 タブ	g_{d1}	g_{d2}	m_b g	m_c g	m_d g	ϕ degree	L —	θ_b rpm
I	32	0	199	687	259	83	1	193
II	12	0	226	761	226	100	1	200

動一中間節間の軸受は揺動節に含めた。

図7はタイプIの植付爪を装置に取付けた場合の計算値と実際の測定値を比較図示したものである。ここで計

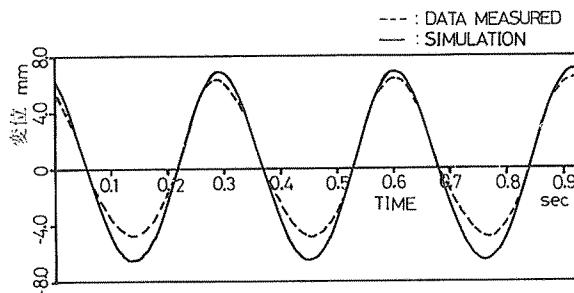


図7 植付爪振動測定装置における定常振動 (193 rpm)

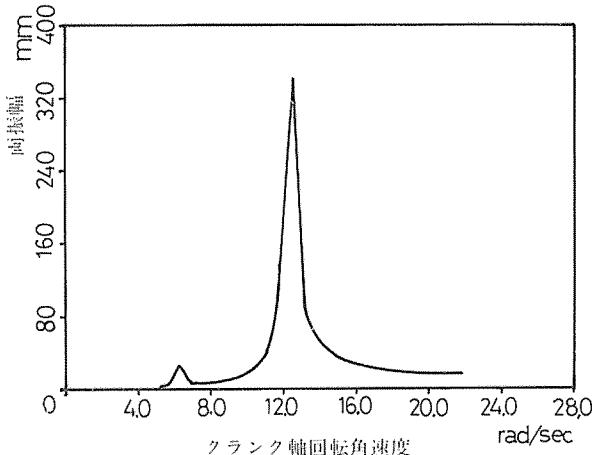


図8 植付爪振動測定装置における周波数特性

算値は線形方程式(59式)に粘性減衰項を加えた方程式から求めたものである。両者を比較すると、かなりの波形の相似性と振幅の近似性が図より読みとれる。しかし、計算値の方が実測値よりも20%程度大きく変動しているが、この理由としては、①対偶摩擦を無視したこと。② $r_{oa} = r_{ob}$ ：かつ水平としたこと。③ $\dot{\theta}_b = \text{一定}$ としたこと。④ $\dot{\theta}$ 、 $\ddot{\theta}$ の影響を無視したこと。⑤特性値の誤差。⑥変動トルクを無視したこと。⑦左右のねじり振動の影響を考えてないこと等が考えられる。これらのうち②は表2、3の L_A 、 a の値よりほぼ5%程度、⑤は表3の測定精度から5%程度の影響を持つと推定できるから、他は $\dot{\theta}_b$ の変動と変動トルクを考慮していないためであると考えられる。①の影響は変動トルクのみに表われる（変動荷重の解析には①は無関係であり対偶点に関して問題があるとすればそれはガタである）。④については図7の実測値

より θ の振幅 θ_b は約 $\frac{6}{1500} = 4 \times 10^{-3} \text{ rad}$ 、そして θ の変動を正弦波とみなせば $\dot{\theta}$ の振幅 $\dot{\theta}_b$ は $\theta_b \dot{\theta}_b = 0.08 \text{ rad/sec}$ 、 $\ddot{\theta}$ の振幅 $\ddot{\theta}_b$ は $\theta_b \dot{\theta}_b^2 = 1.62 \text{ rad/sec}^2$ 、したがって θ は θ_b 、 θ_c 、 θ_a に比して約 $\frac{1}{100} \sim \frac{1}{1000}$ であり、 $\dot{\theta}$ は $\dot{\theta}_b$ 、 $\dot{\theta}_a$ に比して約 $\frac{1}{100} \sim \frac{1}{250}$ 、 $\ddot{\theta}$ は $\ddot{\theta}_c$ 、 $\ddot{\theta}_a$ に比して $\frac{1}{100} \sim \frac{1}{150}$ ゆえ(55式)を十分満たしているから④の影響は小さいとみてよい。(7)のねじり振動については実験観測上は非常に高い高周波成分だけであり（水平揺動部右側に取り付けた加速度計にて測定した）、水平揺動部先端中央における変位にはほとんど影響がなかった（このことは図7の実測値からも確認できる）。 $\dot{\theta}_b$ の変動は変動荷重、変動トルクの値に大きな影響を持ち、伝達機構をも含めた駆動側の動的負荷特性に依存している。換言すれば駆動側の運動方程式がもう1つ追加されねば $\theta_b(t)$ は決定ないのである。本報における解析ではクランク軸の回転がある定まった動きをするという仮定のもとに、その動きをなすために必要な軸トルクあるいは静止節に作用する変動荷重を求めている。

この装置における成果は植付爪の変動荷重が装置と植付爪の連成系における最も大きな変動要因であるということが実験的にまた理論的にも明らかになったことである。

次にこの装置の周波数特性を粘性減衰項を加えた(59式)から検討する。すなわち植付爪のクランク軸回転数をパラメータとして装置の強制振動について数値計算を行なった。図8はこの結果得られたタイプIの植付爪の周波数応答曲線であり、図における両振幅とは変位計取付点における強制振動の最大変位と最小変位との差を示す。以後両振幅はこの定義に従う。その応答曲線の極値の最大値は明らかに装置の固有角振動数 $\beta = 12.4 \text{ rad/sec}$ に一致するとき現われている。そして第2の極値は $\theta_b = 6.2 \text{ rad/sec}$ で生じているが、これは植付爪の垂直方向変動荷重に基本波項だけでなく高次の高調波項も含まれているためである。すなわち θ_b が β の $\frac{1}{2}$ 、 $\frac{1}{3}$ 、……のとき第2、3…次の高調波項の角振動数が β に一致するため極値を生じたといえる。表4はタイプIの植付爪の垂直方向変動荷重の調和解析結果であり第2次以上の項は漸次小さくなっている。タイプIIの植付爪も同様の傾向をもっている。

表4. 植付爪(タイプI)の \ddot{Y}_G の調和解析結果

n	A_n m/sec ²	B_n m/sec ²	R_n m/sec ²	R _n kgf	φ_n degree
0	0.0209	0.0	0.021	0.0	—
1	13.6464	-5.1904	14.600	1.706	162.5
2	0.8922	-2.8232	2.961	0.344	162.5
3	1.1574	-1.3254	1.760	0.206	138.9
4	0.6724	-0.7729	1.024	0.120	139.0
5	0.4078	-0.4065	0.576	0.067	134.9
6	0.2346	-0.2097	0.315	0.037	131.8
7	0.1355	-0.0941	0.165	0.019	124.8
8	0.0724	-0.0345	0.080	0.009	115.5
9	0.0343	-0.0087	0.099	0.012	106.2

$$\ddot{Y}_G = \sum_{n=0}^{\infty} (A_n \cos n\theta_b + B_n \sin n\theta_b) = R_0 + \sum_{n=0}^{\infty} R_n \sin(n\theta_b + \varphi_n)$$

V. 植付爪の振動抑制と消去

植付爪の振動抑制について、一般的に考えれば、植付爪の外的条件の最適化による抑制と植付爪自身の最適化による抑制と考えられる。前者には支持部の構造、駆動方法、駆動側の特性、支持位置、さらにはバランサー機構等もその問題として含まれよう。後者では、基本的には機構そのものの検討も含まれるが、本報では4節リンク機構を対象としているから、各節の対偶中心間距離、重心位置、質量、慣性モーメント、対偶の構造、クランク軸回転数等が問題とされる。前者の検討は通常後者によっては解決不可能なため、あるいは実用性や経済性の要求から為されることが多く、どちらかといえば従属的方法であると考える。したがって本報では植付爪自身の問題として促らえ、その解決のための方策を提言する。

5-1 抑制法

植付爪の特性については、第III、IV章で明らかにし、変動荷重が主要因子であることを示した。したがってこの変動荷重の抑制あるいは消去について検討した。変動荷重を構成するパラメータは、各節の対偶中心間距離、重心位置、質量、 $\dot{\theta}_b$ 、 $\ddot{\theta}_b$ 、さらに植付爪間のクランク軸回転角位相差である。各節の対偶中心間距離は植付爪の作動軌跡を決定するものであるため検討を除外した。また各節の質量と重心位置の座標は変動荷重の成分を示す(17)(18式より)、それに対する影響度は等価であるから重心座標を代表とした。 $\dot{\theta}_b$ も苗の植付に直接影響を与える因子であるから一定とし、重心位置と植付爪間のクランク軸

回転角位相差についての最適値問題とみなした。

最適重心位置の問題として考える場合、クランク節、中間節、揺動節の3つの重心位置が問題となる。クランク節の重心の最適化はクランク軸と同軸の付加質量の検討に他ならない。変動荷重の成分のうち垂直方向が特に問題となるが、この抑制を考える方法には平坦化と正弦波化の2通りがある。平坦化は直接垂直方向変動荷重の消去を目指すものであり、正弦波化はクランク軸回転角に位相差や回転形付加質量を設ける場合非常に有効である。

植付爪の変動荷重の系への影響を考える場合、その系の外力に対する応答振幅の周波数特性が問題となる。周波数特性は系に固有なものであるから、厳密には逐一系の外力に対する応答を調べねばならない。しかし一般的には外力の振動数が系の固有振動数よりも十分大きければ、その応答振幅は小さくなる。したがって植付爪の場合、変動荷重の基本波の振動数が系の固有振動数よりも大きければ、その基本波の影響が最も大きくそれ以上の高調波の影響は漸次小さくなる。

ところで台上試験機においてフロート固定の場合の機体の自由振動の角振動数は約10 rad/secであり、植付爪の回転角振動数は約20~30 rad/secで使用されている。それゆえ変動荷重の平坦化を計るだけでも機体への影響は小さくなると考える。平坦化の効果は第IV章における植付爪振動測定装置で測定あるいは推定できる。

5-2 植付爪単独の変動荷重の抑制

中間節は内部に植付のための機構を有しており、質量は他の節に比較して大きい。したがってその変動荷重に

おける影響は大きいと思われる所以、まず中間節重心位置をパラメータとして垂直方向加速度 \ddot{Y}_c の平担化を計った。平担化の基準として \ddot{Y}_c の1周期分の標準偏差Uを用いた。

$$U = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (\ddot{Y}_c - \bar{\ddot{Y}}_c)^2 d\theta_b}$$

$$\bar{\ddot{Y}}_c = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \ddot{Y}_c d\theta_b \quad \dots(63)$$

計算は本学の計算機センターで行った。手順は、中間節重心座標 g_{c1}, g_{c2} の初期推定値を定め、その値の前後を各々ある範囲だけ分割して、各座標値に対する \ddot{Y}_c のUを計算し、Uが最小となる座標値をそれらの中から選び出す。次にこの選び出された座標値を新たに推定値 g_{c10}, g_{c20} として、その前後を同様な方法で調べ、必要精度が得られるまでこれを繰り返すという方法をとった。図9は g_{c1}, g_{c2} 以外はタイプIIの植付爪の特性値を用いた場合の g_{c1}, g_{c2} 座標に対応するUを表わしており、図10はこのようして得られた最適 g_{c1}, g_{c2} 座標($g_{c1} = 5.8\text{mm}, g_{c2} = 27.8\text{mm}$)の場合と、タイプIIの供試爪の場合との \ddot{Y}_c の比較図である。Uの減少率は供試爪と比較して約40%となった。水平方向加速度については変動の程度及びピーク値も供試爪の場合とあまり変化はない、全体的には合成重心の加速度ベクトルが垂直方向に押しつぶされたような形となった。最適値の場合について、植付爪振動測定装置における強制振動の数値計算を行なってみたが、供試爪の場合と比較すると両振幅で40%の減少率が得られ、電算機における平担化のための最適重心の決定法の有効性が示された。

他の振動節やクランク節重心についても同様な手法が適用できることは明らかであり、クランク節については、同軸付加質量の検討と同意義であるため後で述べる。各節それぞれにおいて変動荷重を平担化する最適重心が存在する。

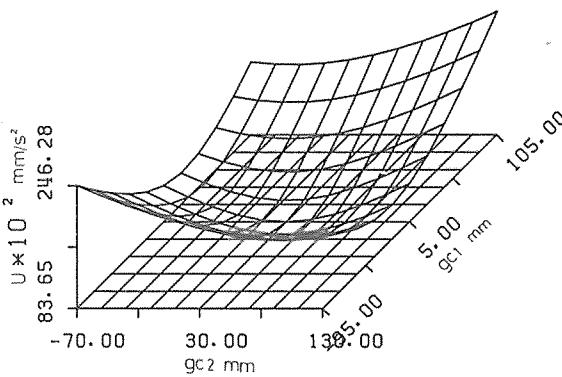


図9 g_{c1}, g_{c2} に対するU

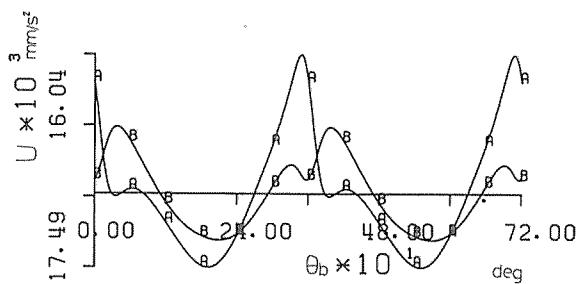


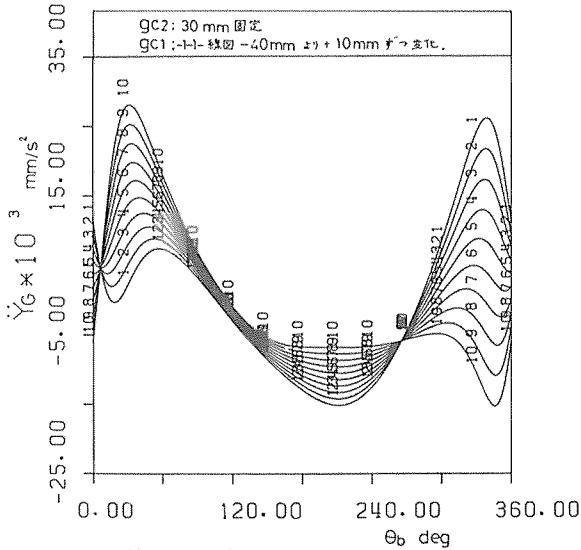
図10 供試爪の Y_G (A-A)と中間節重心を最適化した場合の Y_G (B-B)との比較図

ここで各パラメータの垂直方向変動荷重に対する影響を調べてみる。(18式より $m_b, m_c, m_d, g_{b1}, g_{b2}, g_{c1}, g_{c2}, g_{d1}, g_{d2}$ はすべて1次項であり、それら単独での \ddot{Y}_c への影響は直線的であるといえる。すなわち $\dot{\theta}_b = \text{const}$ とする

$$\begin{aligned} M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial g_{b1}} &= -m_b \dot{\theta}_b^2 \sin \theta_b, \\ M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial g_{b2}} &= -m_b \dot{\theta}_b^2 \cos \theta_b, \\ M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial g_{c1}} &= m_c (\ddot{\theta}_c \cos \theta_c - \dot{\theta}_c^2 \sin \theta_c), \\ M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial g_{c2}} &= -m_c (\ddot{\theta}_c \sin \theta_c + \dot{\theta}_c^2 \cos \theta_c), \\ M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial g_{d1}} &= m_d (\ddot{\theta}_d \cos \theta_d - \dot{\theta}_d^2 \sin \theta_d), \\ M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial g_{d2}} &= -m_d (\ddot{\theta}_d \sin \theta_d + \dot{\theta}_d^2 \cos \theta_d), \\ M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial m_b} &= -\dot{\theta}_b^2 (g_{b1} \sin \theta_b + g_{b2} \cos \theta_b), \\ M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial m_c} &= -\dot{\theta}_b^2 b \sin \theta_b + \dot{\theta}_c (g_{c1} \cos \theta_c - g_{c2} \sin \theta_c) \\ &\quad - \dot{\theta}_c^2 (g_{c1} \sin \theta_c + g_{c2} \cos \theta_c), \\ M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial m_d} &= \dot{\theta}_d (g_{d1} \cos \theta_d - g_{d2} \sin \theta_d) \\ &\quad - \dot{\theta}_d^2 (g_{d1} \sin \theta_d + g_{d2} \cos \theta_d) \end{aligned} \quad (64)$$

それぞれのパラメータが真に他のパラメータと無関係であるならば、このようにこれらの式にはそのパラメータを含まない形になり、 \ddot{Y}_c とは正負の直線関係になる。例えば $M \frac{\partial \ddot{Y}_c}{\partial g_{b1}}$ において、 $0 < \theta_b = \theta_b - \psi < \pi$ である θ_b に対しては $\ddot{Y}_c = g_{b1}$ の増加に対して正比例し、 $\theta_b = \psi \pm n\pi$ ($n = 0, 1, \dots$)であれば g_{b1} はいくら変化しても \ddot{Y}_c は変化しない。 \ddot{Y}_c の増加率あるいは減少率は θ_b によって異なる。 $g_{c1}, g_{c2}, g_{d1}, g_{d2}, m_c, m_d$ についても同じようなことがいえるが、解析的に明らかにするためには各々の微係数を零とした場合についての θ_b に関する方程式を解

かねばならないから非常に面倒である。しかし1つのパラメータを変化させていったときの \ddot{Y}_G の変動を作図すれば近似的な解が求まる。その1例として g_{c1} を変化させたときの図11を示す。この図から $\theta_b=10^\circ \sim 267^\circ$ とき \ddot{Y}_G は g_{c1} の変化にかかわらず一定である。 $10^\circ \sim 267^\circ$ では増加し、 $267^\circ \sim 10^\circ$ までは逆に減少する。 \ddot{Y}_G が一定となる θ_b の値は、 $g_{c1}, g_{c2}, g_{d1}, g_{d2}$ では対偶中心間距離としだけで決定され、 m_c, m_d ではこれらに加えてそれぞれ $b, g_{c1}, g_{c2}, g_{d1}, g_{d2}$ が関係する。 g_{c2} については $\theta_b=30^\circ, 215^\circ, 320^\circ$ の3点において \ddot{Y}_G は変化しない。

図11 中間節重心と \ddot{Y}_G

5-3 クランク軸同軸付加質量の設計

植付爪の垂直方向変動荷重を回転運動する質量の遠心力によって抑制、消去しようとするものであり、一般的にはエンジンや各種振動源の消去のための方法として多く利用されているバランスシャフトの設計と同じである。バランスシャフトの設計には不つり合いの大きさだけでなく、軸の本数や配置、回転方向、回転数等が問題となるであろうが、植付爪の場合にはクランク軸と同軸の付加質量が最も簡単であり経済的と考える。

(1) 数値計算

具体的方法は、一定付加質量の重心の回転半径と位相差をパラメータとして、植付爪の垂直方向加速度 \ddot{Y}_G を基準に、これに付加質量の垂直方向加速度 \ddot{Y}_{ba} を重ね合わせたときの加速度の変動、すなわち1周期分の標準偏差Uが最小となるようにした。いま、付加質量を M_{ba} 、クラ

ンク軸中心から付加質量重心までの距離をR、位相差Xとすれば、付加質量の垂直方向変位 \dot{Y}_{ba} は

$$\dot{Y}_{ba} = R \sin (\theta_b + X) \quad \cdots(65)$$

ここで θ_b はクランク節の静止節基準の回転角であるからXは $\theta_b = 0$ ときの水平面からの角度を示す。したがって θ_b と付加質量との位相差は植付爪の取付角 ϕ を加えたX+ ϕ である。 $\theta_b = 0$ のとき \dot{Y}_{ba} は、

$$\ddot{Y}_{ba} = -R \dot{\theta}_b^2 \sin (\theta_b + X) \quad \cdots(66)$$

ゆえこれによる求心力 F_{Yba} は $F_{Yba} = M_{ba} \ddot{Y}_{ba} = -M_{ba} R \dot{\theta}_b^2 \sin (\theta_b + X)$ となる。植付爪の運動節の全質量 $M = (m_b + m_c + m_d)$ と M_{ba} との比 $CO = M_{ba}/M$ とすると

$$F_{Yba}/M = -CO \cdot R \cdot \dot{\theta}_b^2 \sin (\theta_b + X) \quad \cdots(67)$$

となり、これと \ddot{Y}_G との和の変動が最小になるように計算した。その手法は重心をパラメータとしたときと同様である。

図12は、 $M_{ba}=M$ の場合のRとXの組に対応するUの値を示すグラフであり、基準となる \ddot{Y}_G は表3のタイプIの植付爪の特性値を用いている。最終的に、最適値は、 $M_{ba}=M$ のとき $R=35.7\text{mm}$ 、 $X=111^\circ$ の組が得られた。このときRは最適値から±5%変化してもUは1%しか増加しない。だがXは同様に±5%変化すればUは3%増加する。図13において、-A-A-線図は対象としている供試爪の \ddot{Y}_G であり、-B-B-線図は付加質量の \ddot{Y}_{ba} である。これらを重ね合わせたとき、すなわち付加質量を設けた場合の垂直方向加速度が-※-※-線図で表わされている。効果は付加質量を設けない供試爪の \ddot{Y}_G と比較して、最大値で72%、最小値で54%減小することが計算によってわかった。水平方向についても同様な傾向が表われた。垂直、水平方向とも $\theta_b=0$ 前後で高調波項の影響がみられる。このとき植付爪は土壤に貫入し苗を植付け土壤から離脱するときであり、図13からもわかるように加速度変化が著しいときである。

(2) 検討

対象としている植付爪の \ddot{Y}_G が有限項のフーリエ級数で表現できるとする。クランク軸と同軸の付加質量の \ddot{Y}_{ba} は基本波だけで構成される加速度である。ところで、 $R_1 \sin (\theta + \phi_1)$ で $R_2 \sin (2\theta + \phi_2)$ を抑制できるか。つまり、

$$P = R_2 \sin (2\theta + \phi_2) + R_1 \sin (\theta + \phi_1) \quad \cdots(68)$$

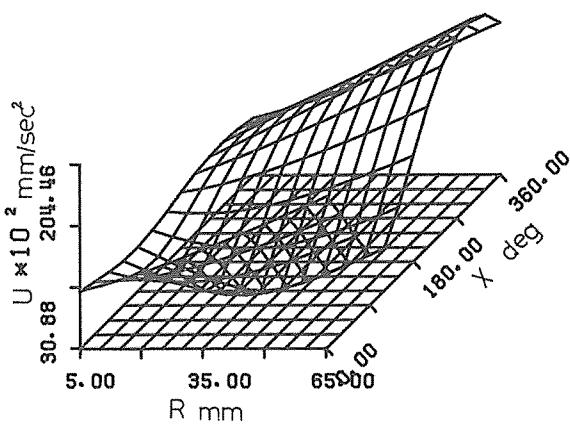


図12 R、Xに対するU

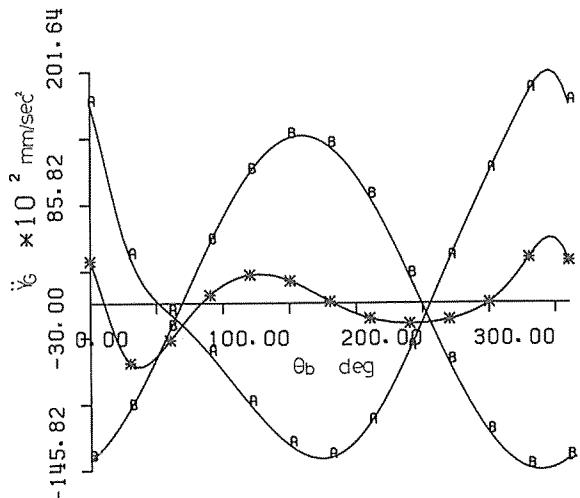


図13 クランク軸同軸付加質量の効果

なるPがあるて、このPの変動と $R_2 \sin(2\theta + \phi_2)$ の変動を比較するとき、Pの変動の方が小さくなる R_2, y_2 があるだろうか。1周期を考える場合 $\phi_2 = 0$ とする。Pの最大値については $R_2 \sin 2\theta$ が最大値をとると、 $R_1 \sin(\theta + \phi_1)$ が零以下であれば $R_2 \sin 2\theta$ の最大値を越えない。しかし $R_2 \sin 2\theta$ の周期は $R_1 \sin(\theta + \phi_1)$ の2倍であるから $R_2 \sin 2\theta$ の次の最大値までは π であり $R_1 \sin(\theta + \phi_1)$ は逆に正となる。重ね合わせれば、Pは $R_2 \sin 2\theta$ の最大値を越える。同様に最小値もPは $R_2 \sin 2\theta$ の最小値より小さくなる。したがって変動の程度を（最大値－最小値）で定義すれば、 $R_2 \sin 2\theta$ を $R_1 \sin(\theta + \phi_1)$ で抑制することはできないといえる。

また、変動の程度を1周期分の標準偏差Uで定義する

と、Pの平均値 $\bar{P} = 0$ ならば、 $U = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P^2 d\theta}$ となり、これに68式を代入し、 $2\pi U^2$ を計算すると次のようになる。

$$2\pi U^2 = \int_0^{2\pi} |R_2 \sin 2\theta + R_1 \sin(\theta + \phi_1)|^2 d\theta \\ = \pi(R_2^2 + R_1^2) \quad \cdots(69)$$

したがって、Uを最小にするには $R_1 = 0$ としなければならない。以上は第2高調波の場合であるが、これ以上の高次の場合でも基本波では抑制できないことがわかる。すなわち、クランク軸同軸付加質量の計算は上に述べたように、植付爪の \dot{Y}_c において単にその基本波項を打ち消す回転付加質量を計算すればよいということになる。表4にタイプIの供試爪の \dot{Y}_c の調和解析結果を示してあるが、この節での計算結果と、基本波項の振幅とは、

$$R \dot{\theta}_b^2 = 35.7 \times (2\pi \cdot 193/60)^2 = 14,584 \text{ mm/sec}^2$$

ゆえ一致する。

計算によって求めた付加質量を供試爪に設けた場合の効果について、植付爪振動測定装置における両振幅の計算を行なったが、その結果約1.0mm以内におさまり、設けない場合（図7計算値）に比較して90%以上の減小となった。回転型の付加質量の設計は変動トルクを考慮しないで、変動荷重のみに対処することを考えるならば、変動荷重をフーリエ級数で表現し、そのうち最も振幅が大きい項を消去するように設定すればよい。

5-4 実験によるクランク軸同軸付加質量の決定と計算結果との比較

実験は数値計算によって求めた値の裏付け、あるいは精度を知るために植付爪振動測定装置を用いて行なった。実験方法は次の手順による。①一定重さの適当な重錘を植付爪（タイプI）と反対側に取りつけ位相Xを変化させていく、最も強制振動が小さくなる位置をさがす。②求まった最適位相を維持しながら付加質量である重錘の回転半径Rを変えていく、さらに強制振動が小さくなる回転半径をさがす。そしてその回転半径において位相を変えその位相が最適であることを確認する。

①の位相を求める実験結果は図14に示す。実験での両振幅の値は植付爪の周期毎にかなりのばらつきがみられたため、この図における両振幅の値は20個の測定値を平均した。このばらつきはX=170°～360°～50°あたりにおいて発生し、最も激しいときには両振幅の最大値に比較してその最小値が1/3程度となつた。これは自由振動が

減衰しきっていなかったことよりも、その位相で重錘が負荷変動を増大させ、クランク軸回転角速度 θ_b が周期内かつ周期毎で等しくならなかつたためと考えられる。特に θ_b の周期毎の変動が植付爪と重錘による負荷を周期毎に変化させ、強制振動の周期毎のばらつきを生じさせた。装置の電動機の駆動トルクは常に θ_b を一定に保持しうるほど強力ではなかったことや、チェーン駆動等のためにによる駆動側の遊びもこれの原因にかなり関係していると思われる。

実験による最適位相差は $M_{ba}=1.143\text{kgf}$, $R=30.0\text{mm}$ とき $X=110^\circ$ となった。これは数値計算による結果とかなりよく一致し、図14は図12のX方向とその変化傾向において相似性が見られる。そのため位相に関しては前節の計算の考え方が回転型付加質量の決定に適用できるといえる。

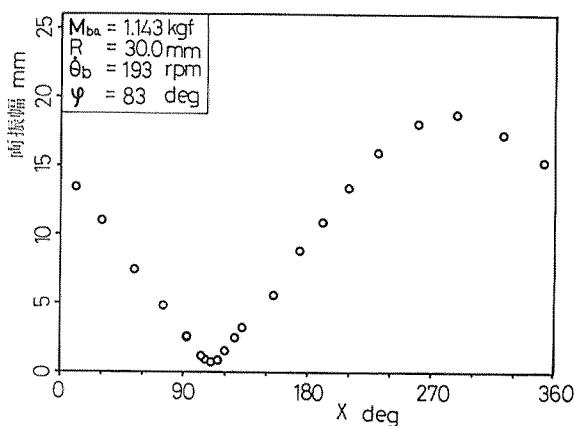


図14 付加質量の位相Xと両振幅の実験による関係

②の実験結果は図15に示す。この場合には $M_{ba}=0.307\text{kg}$ の円板状の重錘を用いたが、変動荷重のみを考慮する場合、 M_{ba} と R の積が一定であれば付加質量の効果はほぼ一定となる。厳密には付加質量の大小による装置の水平揺動部全体の慣性モーメントの変化が考慮されねばならない。付加質量の大きさの最適値は $R=110\text{mm}$, $M_{ba}=0.307\text{kg}$ となり、電算機の計算結果 $R=35.7\text{mm}$, $M_{ba}=1.145\text{kg}$ より21%小さい値であった。この原因は第IV-3節の図7における計算値と実測値との誤差とほぼ同じであることから、その原因も同様であると考えられる。実験において位相差、回転半径が最適である場合の強制振動の両振幅は $M_{ba}=1.143\text{kg}$, 0.307kg ともにほぼ1mm以内であり、これは計算結果とほぼ等しく付加質量を設ける場合の効果はかなり期待できる。

5-5 クランク軸回転角に位相差を与える場合

現在使用されている植付け機構はほとんど偶数個で構成されており、それらは主として苗送りの問題からほぼ同位相で取りつけられている。振動問題としてみた場合望ましいものではない。この節では2本の植付け爪のクランク軸回転角に位相差を与え、その効果について推定し最適位相差を算出した。その場合について台上試験機を用いてピッキング角変位及びフロート分担荷重を実測し同位相の場合と比較検討した。

数値計算の方法は位相差Xをパラメータとして2つの垂直方向加速度を定義し、この両者を重ね合わせたときの1周期分の標準偏差Uを最小にする位相差Xを探し出す方法をとった。具体的な手法は中間節重心をパラメータとしたときと同様である。計算のためのデータはタイプIIの植付け爪の特性値を利用した。図16はXを 0° ~ 360° まで変化させたときのUを示しており、最終的には、 $X=180^\circ$ (±1.440)ときが最適位相差であることが明らかになった。2本の植付け爪の同位相の場合と比較して最大垂直加速度で約77%，最小加速度で60%減少することになる。図17は一方の植付け爪の垂直方向加速度 \ddot{Y}_c と位相差 180° を与えた他方の垂直方向加速度 \ddot{Y}_{G1} さらにそれら両者を重ね合わせたときの加速度を同一図に示したものである。重ね合わせ加速度における周期がクランク節の周期の $\frac{1}{2}$ となっていることがわかる。また水平方向についても効果はほぼ同様である。

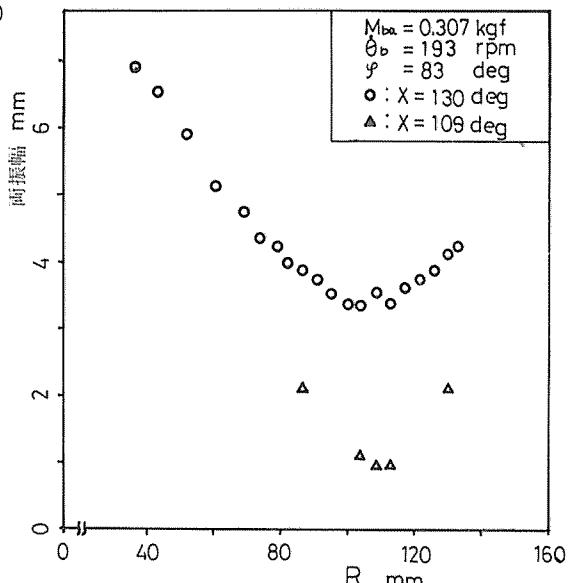


図15 付加質量の回転半径Rと両振幅の実験による関係

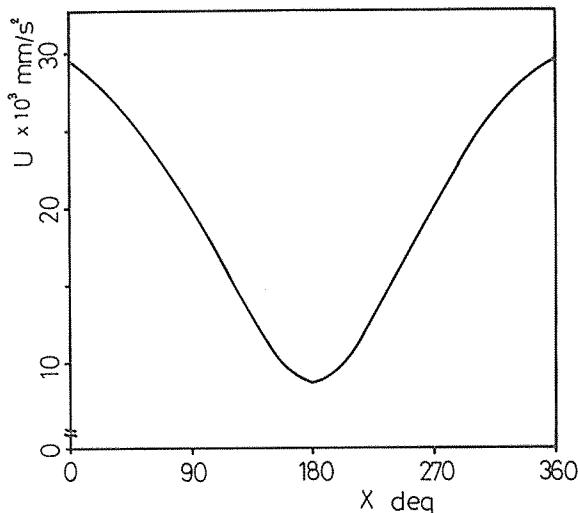


図16 クランク軸回転位相差XとU（2本爪）

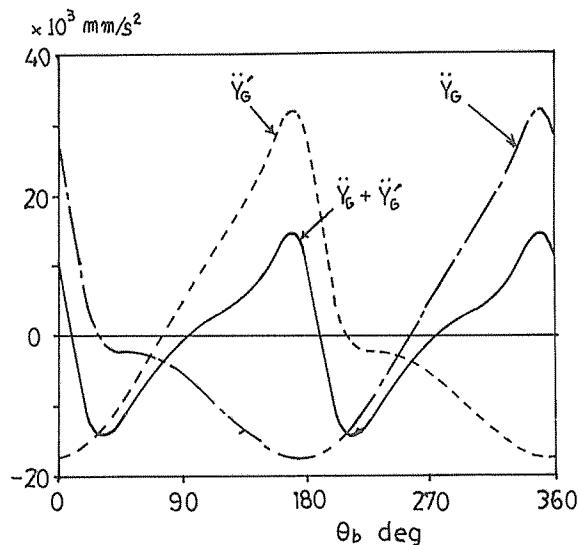


図17 クランク軸回転位相差X=180°を与えた場合の効果

次にこの結果を用いて実際に予備実験で使用した台上試験機において、植付爪のクランク軸回転角を左右180°ずらして後方垂直方向分担荷重の変動 F_{Ry} を測定し同位相の場合と比較した。ピッティング角変位は、揺動測定装置では計測できず、ほとんど零であった。フロート等の設定は予備実験時と同一である。したがって図18から位相を180°ずらしたときの効果は高速時で同位相と比較して90%，低速時で45%分担荷重が減少している。若干ではあるが高速時よりも低速時の方が分担荷重が大きくな

っている。これは回転が低下して田植機とその支持系の固有振動数に接近したためであると考えられる。同位相のときは回転数を増加させるにしたがって植付爪による機体への影響は大きくなるが、位相差180°を与えたときにはその逆の傾向がみられた。また高速、低速時ともに植付爪1周期の間に F_{Ry} は2周期分あり、これは計算結果と一致している。

5-6 植付爪の配列

前節において2本の植付爪の最適位相差は180°となりその重ね合わせ効果によって非常に変動荷重が減少することを示した。

いま、植付爪の垂直方向加速度 \ddot{Y}_G が次のフーリエ級数で表現されているとすれば、

$$\ddot{Y}_G = R_o + \sum_{n=1}^{\infty} R_n \sin(n\theta_b + \psi_n) \quad \dots(70)$$

180°の位相差を与えたときの加速度 \ddot{Y}_G は

$$\ddot{Y}_G = R_o + \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n R_n \sin(n\theta_b + \psi_n) \quad \dots(71)$$

両者(70), (71)を重ね合わせればnが偶数の項だけが残ることになるから、

$$\ddot{Y}_G + \ddot{Y}'_G = 2R_o + \sum_{m=1}^{\infty} R_{2m} \sin(2m\theta_b + \psi_{2m}) \quad \dots(72)$$

これより位相差180°を与えることはその植付爪の \ddot{Y}_G から互いに基本波項を含む奇数次の高調波項を消去することを意味している。植付爪の場合の調和解析結果は、基本波項から漸次振幅が小さくなることから、最適位相差が180°となったことになる。重ね合わせ加速度と分担荷重における $\frac{1}{2}$ 周期性も(72)式より説明がつく。一般的に(71)式において R_n 項を消去するには $\frac{\pi}{n}$ だけずらして重ね合わせればよいことになる。

植付爪の配列について、さらに植付爪の本数が4, 6, 8, ……, 2mとなった場合について検討する。基本的には、①(2m-1)個の位相差をパラメータとして全ての Y_G を重ね合わせた加速度を平坦化するように数値計算をして決定するという方法と、②2本の植付爪を1組として考え、組と組との間の最適位相差を求めていくという方法等が考えられ、位相差の決定がなされれば、左右のバランスを考慮して配列すればよい。

①の方法は非常に計算に時間がかかり面倒である。②の方法は植付爪の変動荷重の調和解析結果が知れている場合、その振幅の値だけで最適位相差を決定することが

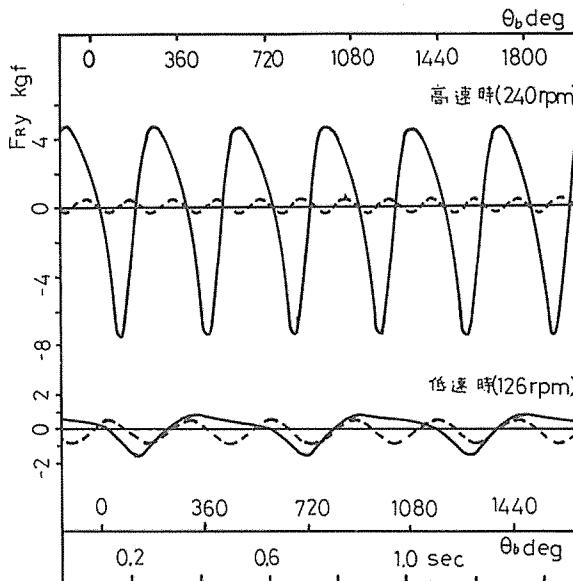


図18 同位相(実線)と180°位相差(破線)の場合の比較実験データ

できる。例えば4本爪の場合については次のように組と組との間の位相差の決定について2通り考えられる。④植付爪1組でまず変動荷重を最小にする位相差を決定し、その組で生じる重さね合せ変動荷重を1つの変動荷重と考え、組と組との間の位相差を最適にする方法、⑤植付爪1組で生じる変動荷重を正弦波に近づけるような位相差を最初に定め、次に組と組との間の位相差を180°とする方法である。高次になるにしたがって振幅が小さくなる変動荷重を持つ場合には、④の方法が妥当であり、2本の植付爪間の位相差は π とし、組と組との間は $\frac{\pi}{2}$ とすればよいということになる。表5に④の考え方で配列する場合の一例について示す。

5-7 変動荷重の正弦波化

1本の植付爪あるいは組の変動荷重が正弦波的であれば、植付爪間に位相差を設けたときや付加質量を設ける場合に有利である。

変動荷重の垂直成分は(17)式で表わされるが $\dot{\theta}_b = \ddot{\theta}_b$ 一定という条件では

$$\begin{aligned} M\ddot{Y}_c &= -m_b \dot{\theta}_b^2 (g_{b1} \sin \theta_b + g_{b2} \cos \theta_b) - m_c \dot{\theta}_b^2 b \sin \theta_b \\ &\quad + m_c \dot{\theta}_c (g_{c1} \cos \theta_c - g_{c2} \sin \theta_c) \\ &\quad - \dot{\theta}_c^2 (g_{c1} \sin \theta_c + g_{c2} \cos \theta_c) \\ &\quad + m_d \dot{\theta}_A (g_{d1} \cos \theta_A - g_{d2} \sin \theta_A) \\ &\quad - \dot{\theta}_A^2 (g_{d1} \sin \theta_A + g_{d2} \cos \theta_A) \end{aligned} \quad \dots(73)$$

となり、ここで Y_c が正弦波となるためには、 \cos, \sin の係数に $\theta_b = \theta_b - \phi$ とともに変化する変数がなければよいことになるから

表5. 植付爪の配列例

4本爪の場合

組み合せ	植付爪番号				特徴
	1	2	3	4	
⑦	0	π	$\frac{3}{2}\pi$	$\frac{\pi}{2}$	ねじれあり、4本の4m項がのこる。
⑧	0	π	π	0	じれなし、4本の2m項がのこる。

6本爪の場合

組み合せ	植付爪番号						特徴
	1	2	3	4	5	6	
⑦	0	π	0	π	π	0	ねじれあり、6本の2m項がのこる。
⑧	0	π	π	0	0	π	〃
⑨	0	π	0	π	$\frac{3}{2}\pi$	$\frac{\pi}{2}$	ねじれあり、4本の4m項と2本の2m項がのこる。
⑩	0	π	$\frac{3}{2}\pi$	$\frac{\pi}{2}$	π	0	〃

$$g_{c1} = g_{c2} = g_{d1} = g_{d2} = 0 \quad \dots(74)$$

であれば完全な正弦波となる。 X_c も同様に完全正弦波となる。(75)式が成立するとき(74)式は、

$$M\ddot{Y}_c = -\dot{\theta}_b^2 (m_b g_{b1} + m_c b) \sin \theta_b + m_b g_{b2} \cos \theta_b \quad \dots(75)$$

となり、これは求心力が $-\dot{\theta}_b^2 \sqrt{(m_b g_{b1} + m_c b)^2 + (m_b g_{b2})^2}$ の円運動に等しい。さらに

$$g_{b2} = 0, \quad g_{b1} = -\frac{m_c}{m_b} b \quad \dots(76)$$

とすれば、変動荷重は零となることが明らかである。(74), (76)式を満たすことはさほど非現実的ではないが、設計条件の設定が非常にせばまるために、さらに一般的な場合についての正弦波化条件が存在するという推定のもとに計算を行なった。

(1) 数値計算

計算手法は、中間節重心座標 g_{c1}, g_{c2} 、あるいは揃動節重心座標 g_{d1}, g_{d2} をパラメータとして、基本波項を除いた高調波項だけで生じる垂直方向加速度を考え、その

1周期分の標準偏差を最小にする重心位置を探し出した。
そのフローチャートを図19に示す。

g_{c1}, g_{c2} をパラメータとした場合、他の植付爪の特性値はタイプIIのデータを利用して計算した。その結果、 $g_{c1} = -3.0 \text{ mm}$, $g_{c2} = 0.0 \text{ mm}$ のとき基本波の振幅 $R = 12853 \text{ mm/sec}^2$ となり、ほぼ完全な正弦波が得られた。すなわち $g_{b1} \neq 0$, $g_{a1} \neq 0$ とき (74式を満たさないとき) でも g_{c1}, g_{c2} を調節することで正弦波化することができるところがわかった。

次に中間節重心座標 g_{d1}, g_{d2} をパラメータとし、同様に計算したところ、最終的に $g_{d1} = 172.0 \text{ mm}$, $g_{d2} = 76.0 \text{ mm}$, $R = 19708 \text{ mm/sec}^2$ なる値においてほぼ完全なる正弦波が得られた。この結果は、中間節重心やクランク軸重心はタイプIIの植付爪の特性値を用いている。この結果の意味を把握するために、合成重心の速度、位置も求めてみたが、垂直、水平成分ともほぼ完全な正弦波的変化することが示された。したがって、各節の重心座標の間に変動荷重を正弦波化、あるいは零とする条件が(74), (76)式以外に存在することになる。

(2) 検討

合成重心の位置ベクトルの垂直成分 Y_G は(16)式より、

$$\begin{aligned} M Y_G &= m_b (g_{a1} \sin \theta_B + g_{b2} \cos \theta_B) + m_c b \sin \theta_B \\ &\quad - m_d a \sin \phi + m_c g_{c1} \sin \theta_C + m_d g_{d1} \sin \theta_A \\ &\quad + m_c g_{c2} \cos \theta_C + m_d g_{d2} \cos \theta_A \end{aligned} \quad \cdots (77)$$

と変形でき、ここで4節リンクの基礎式は次のように表現できる。

$$\left. \begin{aligned} a \sin \theta_C - d \sin \theta_A &= -a \sin \phi - b \sin \theta_B \\ c \cos \theta_C - d \cos \theta_A &= a \cos \phi - b \cos \theta_B \end{aligned} \right\} \quad \cdots (78)$$

(78)式右辺は θ_B の変化に対して、正弦波的変化をするから、(77)式において、 θ_C, θ_A の正弦、余弦項の係数比が

$$\frac{m_d g_{d1}}{m_c g_{c1}} = \frac{m_d g_{d2}}{m_c g_{c2}} = -\frac{d}{c} \quad \cdots (79)$$

であれば、 Y_G は θ_B に対して常に正弦波的変化を行ない、 X_G も同様である。合成重心の速度、変動荷重成分も完全な正弦波的変化することになる。すなわち、植付爪の合成重心の運動は、円運動と等価になる。(79)式は2つ式に分解できるから正弦波化条件は、

$$\left. \begin{aligned} m_d g_{d1} c + m_c g_{c1} d &= 0 \\ m_d g_{d2} c + m_c g_{c2} d &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \cdots (80)$$

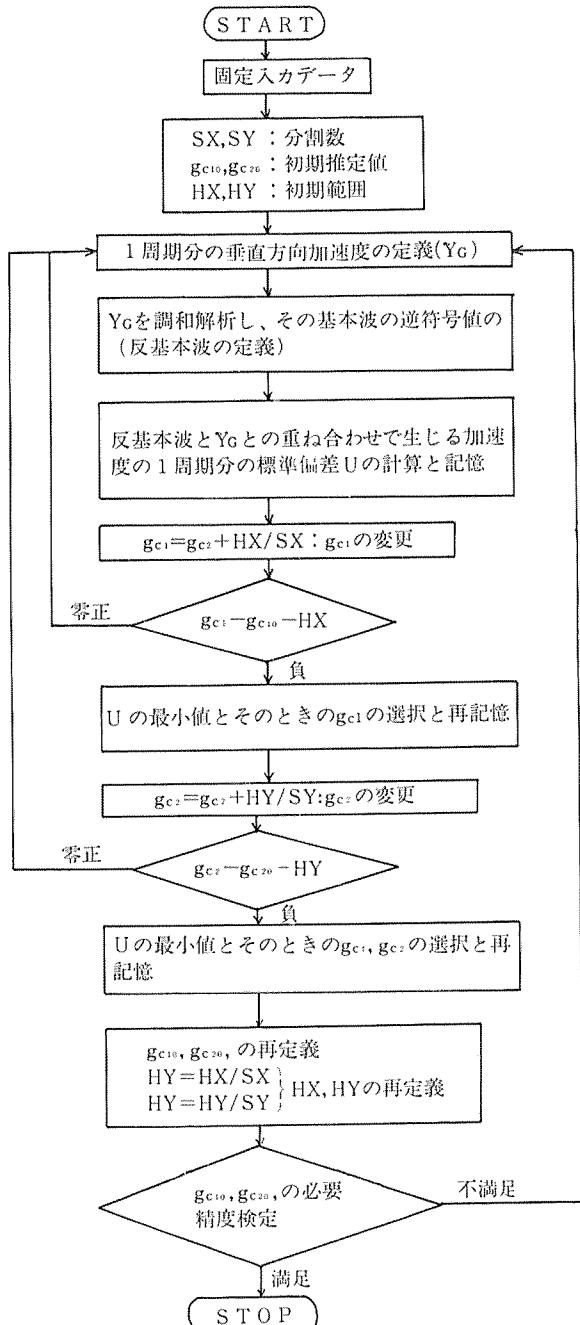


図19 正弦波化のためのフローチャート

となり、また、 $g_{c2}/g_{c1} = g_{d2}/g_{d1}$ なる関係も導かれる。中間節重心がB対偶点にない場合には揺動節重心もD対偶点にあっては変動荷重を正弦波化することができないことになる。

(80)式を満足するときの Y_G は、(78), (80)式を(78)式に代入す

ることによって θ_c , θ_A を消去すると

$$\begin{aligned} MY_c = & RS \sin \theta_B + RT \cos \theta_B + \frac{m_d a}{d} \{ - (d - g_{d1}) \times \\ & \sin \psi - g_{d2} \cos \psi \} \end{aligned} \quad \cdots (81)$$

ここで

$$\begin{aligned} RS = & m_b g_{b1} + m_c b + \frac{m_d g_{d2} b}{d}, \\ RT = & m_b g_{b2} + \frac{m_d g_{d2} b}{d} \end{aligned}$$

となる。同様に水平成分は、

$$\begin{aligned} MX_c = & RS \cos \theta_B - RT \sin \theta_B + \frac{m_d a}{d} \{ (d - g_{d1}) \cos \psi \\ & - g_{d2} \sin \psi \} \end{aligned} \quad \cdots (82)$$

で表わされる。したがって変動荷重を零とする条件は、
 $RS = RT = 0$ を満たすときであり次のように表わされる。

$$\begin{aligned} m_b g_{b1} d + m_c b d + m_d g_{d1} b = 0 \\ m_b g_{b2} d + m_d g_{d2} b = 0 \end{aligned} \quad \cdots (83)$$

正弦波化条件は、中間節重心と揺動節重心のみによって決定され、クランク節重心は変動荷重の振幅を決定し、零とする時に考慮されるべき因子である。この節の最初で示した(74), (76)式の条件はそれぞれ(80), (83)式の条件に含まれるものである。

植付爪の変動荷重をそれ自身で消去する場合、例として、各節の寸法が決定され中間節内部の補助植付機構の決定に伴ってその重心位置と質量が定まっているとする。
(80)式より

$$m_d g_{d1} = -m_c g_{c1} \frac{d}{c}, \quad m_d g_{d2} = -m_c g_{c2} \frac{d}{c} \quad \cdots (84)$$

(83), (84)式より

$$m_b g_{b1} = -m_c \frac{b}{c} (c - g_{c1}), \quad m_b g_{b2} = m_c \frac{b}{c} g_{c2} \quad \cdots (85)$$

となる。使用されている植付爪の多くは $g_{c1}, g_{c2} < 0$ であるから $g_{d1}, g_{d2} > 0, g_{b1}, g_{b2} < 0$ である必要がある。しかし(84), (85)式右辺にタイプIの供試爪の特性値を代入すれば、 $m_d g_{d1} = 38433.6$ (gmm), $m_d g_{d2} = 15373.4$ (gmm), $m_b g_{b1} = -39108.6$ (gmm), $m_b g_{b2} = -6437.6$ (gmm)となり、クランク節、揺動節はかなり供試爪とは異なった形状にしなければならない。

経済的設計を考えるとき、機能性と強度により決定される質量と重心位置と、(84), (85)式を満たすために付加される質量と重心位置との関係において、付加される質量

と重心座標の積が小さければよい。いま、クランク節、揺動節の機能と強度より決定された質量と重心位置をそれぞれ $m_{b0}, g_{b10}, g_{b20}, m_{d0}, g_{d10}, g_{d20}$ とし、付加される質量と重心位置をそれぞれ $m'_b, g'_{b1}, g'_{b2}, m'_d, g'_{d1}, g'_{d2}$ とすると、(85), (86)左式は

$$\begin{aligned} m'_d g'_{d1} + m_{d0} g_{d10} &= -m_c g_{c1} \frac{d}{c} \\ m'_b g'_{b1} + m_{b0} g_{b10} &= -\frac{m_c b}{c} (c - g_{c1}) \end{aligned} \quad \left. \right\}$$

ここで $M_{d0} = m_{b0} g_{b10}$, $M_{b0} = m_{b0} g_{b10}$ とおくとき、1つの考え方として次の量

$$SU = (m'_d g'_{d1})^2 + (m'_b g'_{b1})^2 \quad \cdots (86)$$

を最小にすることを考える。(86)式に前式を代入し整理すると、

$$\begin{aligned} \frac{c^2}{m_c^2} SU &= g_{c1}^2 (b^2 + d^2) + g_{c1} \{-2b^2 c + 2 \frac{c}{m_c} \\ &(M_{d0} d - M_{b0} b)\} + \frac{c^2}{m^2} (M_{d0}^2 + m_c^2 b^2 \\ &+ 2M_{b0} m_c b + M_{b0}^2) \end{aligned}$$

であり、SUが最小となるときは $\frac{\partial(SU)}{\partial g_{c1}} = 0$ のときであるから、

$$g_{c1} = \frac{1}{b^2 + d^2} \{ b^2 c + \frac{c}{m_c} (M_{b0} b - M_{d0} d) \} \quad \cdots (87)$$

を得る。植付爪の場合右辺第2項は第1項に比較して小さいと考えられることが多いから、 $g_{c1} \approx b^2 c / (b_2 + d_2)$ であるとき SU は小さくなるといえる。(84), (85)右式も同様のことを行なえば $g_{c2} = 0$ が(87)式にかわって得られる。以上では SU を機能と強度より決定される重心からのずれを小さくするという考え方で(87)式を定義したが、対偶間線分 (\overline{AB} , \overline{DC}) から付加すべき質量がなるべくずれないようにするという考え方では、 $(g'_{d1} - d)$, $(g'_{b1} - b)$ を任意に選んでもよいと考える。また最も付加質量を設け易い位置からのずれを用いても SU を定めることができる。

次に、変動荷重の正弦波化条件、消去条件の変動トルクへの適用について検討する。すなわちこれらの条件を満たすときの変動トルクはどう表現されるかである。変動トルクは(33)式で表わされるが、 T_{ac} , T_{im} , T_{sg} のそれぞれについて考える。

T_{ac} 項については次のように書き換えることができる。

$$\frac{T_{ac}}{R(\theta_c, \theta_A)} = m_c b [\cos \theta_B \frac{d^2}{dt^2} (g_{c1} \sin \theta_c + g_{c2} \cos \theta_c)]$$

$$\begin{aligned}
 & -\sin \theta_B \frac{d^2}{dt^2} (g_{c1} \cos \theta_c - g_{c2} \sin \theta_c) \\
 & + \frac{m_c b^2 \sin (\theta_A - \theta_B)}{c \sin (\theta_c - \theta_A)} [(g_{c1} \cos \theta_c \\
 & - g_{c2} \sin \theta_c) \frac{d^2}{dt^2} (\sin \theta_B) - (g_{c1} \sin \theta_c \\
 & + g_{c2} \cos \theta_c) \frac{d^2}{dt^2} (\cos \theta_B)] \quad \cdots(88)
 \end{aligned}$$

結果的には、 T_{ac} 項は(80), (83)式の正弦波化条件あるいは消去条件で、正弦波または零となることはない。しかし、 $g_{c1}=g_{c2}=0$ のとき明らかに、 T_{ac} 項は零となる。中間節重心をB対偶点に設定した場合、 θ_c の変化による中間節の並進加速度への影響がなくなるためである。

T_{tm} 項については直接パラメータに重心位置を含まないため、(80), (83)式で正弦波または零となることはない。ただし、 I_{ba} , I_{cb} , I_{dp} は各々A, B, D対偶中心まわりの慣性モーメントゆえ、質量が同じであれば重心は対偶中心点に近い方が有利である。

T_{sg} については、次式のように書き換えると

$$\begin{aligned}
 T_{sg} = & \{ (m_b g_{a1} d + m_c b d) g \cos \theta_B - (m_b g_{a2} d) g \sin \theta_B \} \\
 & c \sin (\theta_B - \theta_A) \\
 & + \{ (m_d g_{a1} b) g \cos \theta_A - (m_d g_{a2} b) g \sin \theta_A \} \\
 & c \sin (\theta_c - \theta_B) \\
 & + \{ (m_c g_{c1} b) g \cos \theta_A - (m_c g_{c2} b) g \sin \theta_A \} \\
 & d \sin (\theta_A - \theta_B) \quad \cdots(89)
 \end{aligned}$$

となり、もし $\cos \theta_B \sin (\theta_c - \theta_A) = \cos \theta_A \sin (\theta_c - \theta_B)$, $\sin \theta_B \times \sin (\theta_c - \theta_A) = \sin \theta_A \sin (\theta_c - \theta_B)$ であれば消去条件が第1項と第2項に適用できるが、一般には等号は成立しないので適用できない。また、 $\cos \theta_A \sin (\theta_c - \theta_B) = \cos \theta_C \sin (\theta_A - \theta_B)$, $\sin \theta_A \sin (\theta_c - \theta_B) = \sin \theta_C \sin (\theta_A - \theta_B)$ であれば正弦波条件が適用できるが、同様な理由によって適用不能となる。しかし、 $g_{b1} = g_{a2} = g_{c1} = g_{c2} = 0$ 、かつ、 $g_{b2} = 0$, $g_{a1} = -\frac{m_c}{m_b} b$ であるとき、 θ_B の値に無関係に零となる。

以上 T_{ac} , T_{tm} , T_{sg} について、変動荷重の正弦波化あるいは消去条件が成立するときについて検討したが、(80), (83)式の一般的条件では、Tは正弦波化あるいは消去されないことが理論式から明らかになった。しかし、 $g_{c1} = g_{c2} = 0$ とき、 T_{ac} 項が消去され、さらに $g_{a1} = g_{a2} = 0$ を加えるならば T_{sg} 項が θ_B に対して正弦波的変動をし、 $g_{b2} = 0$, $g_{a1} = -\frac{m_c}{m_b} b$ を同時に満たすことによって変動トルクTは T_{tm} 項を残して他は零となる。すなわち、(80), (83)式の特別の場合である(74), (76)式が成立するとき、変動トルクTは

$$T = \frac{T_{tm}}{R(\theta_c, \theta_A)} \quad \cdots(90)$$

で表わされる。

VI. 摘 要

本報においてはまず植付爪の運動がその支持部に与える影響、すなわちその運動がどのようなメカニズムで支持部を振動させるかを調べるために植付爪振動測定装置を試作し、その連成系としての動的特性を把握し、その結果植付爪の変動荷重が最も大きな要因であることを理論及び実験を通じて示した。

この結果を受けて、植付爪の変動荷重の抑制あるいは消去の方法について電算機を用いて検討し、その結果

1) 植付爪の運動とその支持部への影響は、厳密には連成系として処理されなければならないが、実用上はほとんど植付爪静止節が固定されていると考え処理してよい。

2) 植付爪が支持部の回転中心（支持部が慣性系に回転中心を持つ場合）あるいは支持部の重心（支持部が慣性系に回転中心を持たない場合）から離れるに従って、変動荷重の影響が変動トルクの影響よりも相対的に大きくなる。

3) 植付爪の各節それぞれに変動荷重を抑制する最適重心が存在することを示し、タイプIIの植付爪では中間節重心の最適化によって計算値で約40%垂直方向変動荷重が減少することを例示した。

4) クランク節重心の最適化を回転型付加質量の設計の問題に帰し、その計算法を明らかにし、実験による確認を行なった。計算法では変動荷重のみを考慮するなら、そのフーリエ級数展開において振幅が最大の項を消去するような回転付加質量を決定すればよい。実験による結果では付加質量の位相に関しては計算結果と一致したが、回転半径については約20%程度計算値より小さくてよいという結果が得られた。

5) 植付爪のクランク軸回転角位相差を与える効果について検討し、2本の植付爪間では180°とき最も効果があることが計算と実験から判明した。台上試験機における実験では同位相と比較して、植付爪クランク軸回転数240vpmとき、90%程度フロート分担荷重が減少し、ピッキング角変位は検出不能であった。

6) フーリエ級数展開された植付爪の変動荷重において、第n次の高調波項を消去するには2本の植付爪の間

の位相差を π/n とすればよい。多くの植付爪は基本波項の振幅を最大として、漸次高次になるにつれて小さくなるため、その配列では 2 本の植付爪間は π とし、2 本 1 組とすると組と組の間の位相差は $\frac{\pi}{2}$ とするのが、変動荷重を抑制するのには有利である。しかし横方向のローリングや苗送りの構造をも考慮して配列と位相差は決定されねばならない。

7) 植付爪の水平、垂直変動荷重は、クランク軸回転角速度が一定であれば、次の式を満足するとき正弦波的変化をする。

$$\begin{aligned} m_a g_{d1} c + m_c g_{c1} d &= 0 \\ m_d g_{d2} c + m_e g_{c2} d &= 0 \end{aligned}$$

このとき、合成重心の水平、垂直変位、速度も正弦波的変化をする。すなわち合成重心の位置ベクトルの座標は円周上にある。変動荷重を零とする条件は上式と次式を同時に満足することである。

$$\begin{aligned} m_b g_{b1} d + m_c b d + m_d g_{d1} b &= 0 \\ m_b g_{b2} d + m_d g_{d2} b &= 0 \end{aligned}$$

このとき合成重心の位置ベクトルは不変である。

8) 7) 項の 2 つの条件式が成立するとき変動トルクは、一般的には、正弦波の変化あるいは零となることはないが、7) 項の条件式の特別な場合、すなわち

$$\begin{aligned} g_{c1} = g_{c2} = g_{d1} = g_{d2} &= 0 \\ g_{b2} = 0, \quad g_{b1} &= -\frac{m_c}{m_b} b \end{aligned}$$

とき、変動トルクは節の回転角速度変化にもとづく回転トルク変動だけが残り、中間節の並進運動による影響や重力による影響は消去される。

参考文献

- 1) 農林水産省統計情報部：ポケット農林水産統計—昭和55年度版—，P 156～164，1980.
- 2) 並河清：田植機の回転型植付爪の形状、農業機械学会誌，Vol 35, No. 4, P 353, 1974.
- 3) 小川潔：リンク・カムの設計，P 39～オーム社，昭和42年。
- 4) 並河清：リンク式田植機植付け機構の解析、農業機械学会誌，Vol 37, No. 3, P 295～，1975.
- 5) 並河清：リンク式田植機植付け機構の総合、農業機械学会誌，Vol 37, No. 4, P 533～，1976.
- 6) 森、市川他：田植機の植付爪の運動が機体に及ぼす影響について、農業機械学会関西支部報、第48号，P 54, 1980.
- 7) 梅田、穂波他：田植機に関する研究（その2）植付爪の運動とその作用について、農業機械学会関西支部報第42号，P 92, 昭和52年。
- 8) 梅田、穂波他：田植機の植付け機構の動特性（第一報）、農業機械学会誌，Vol 42, No. 1, p51～，1980
- 9) 谷口修他：振動工学ハンドブック，養賢堂。

Summary

An apparatus that measures vibrations originating in the motion of a rice transplanting mechanism consisting of the four bar linkage was produced. Its purpose was to make clear influences of the motion on the supporting member, that is, how the motion makes the member vibrate. The dynamic characteristics in a coupled system of this apparatus and mechanism were analyzed, and it was shown by theory and experiment that the fluctuating force caused by the motion had the most influence on the supporting member. Methods of controlling the fluctuating force were examined. The main results were as follows.

- 1) Influences of the fluctuating force may be estimated by assuming that the stationary link is fixed on the inertial system.
- 2) The more the transplanting mechanism is removed from the center of rotation of the supporting member when the center is stationary in inertial system, or from the center of gravity of the same member when the center is not stationary, the larger becomes the influence of the fluctuating force, compared to that of the fluctuating torque on the crank shaft.
- 3) The optimum center of gravity to control the fluctuating force exists in every link. In type II of the transplanting finger, according to optimization of the center of gravity on the coupler, the fluctuating force decreased about 40% by calculation.

4) To be balanced with maximum term in the fluctuating force expanded to Fourier series, the rotating additional mass may be determined by calculation methods. Concerning the phase of the mass, the experimental result agreed with the calculation result, but concerning the radius of rotation of the mass, the former was acceptable being about 20% smaller than the latter.

5) Effects produced by the phase difference between one crank and the other crank were best at 180 degrees. Comparad with the same phase, the fluctuating force sustained by the float in the rice transplanter decreased about 90%. It was impossible to detect the placement of pitching angle at 240 rpm (rotation speed of the crank shaft) in the experiment using the test bed.

6) The phase difference between two transplanting fingers should be $180/n$ degrees in to eliminate n dimensional higher harmonic term. In many transplanting fingers, fundamental wave's amplitude in maximum, and the higher the dimension becomes, the smaller the amplitude of higher harmonic becomes. Therefore it is good to control the fluctuating force so that the phase difference between two fingers is 180 degrees and between two sets (1 set=2 fingers) is 90 degrees. The practical arrangement and phase difference, however, must be determined allowing for a lateral rolling and the construction of seedling feeding mechanism in addition to the fluctuating force.

7) The position vector of resultant center of gravity in the transplanting finger moves in a circuit under conditions described by equation (80). Components of the fluctuating force are cycled sinusoidally. From equation (80), (83), the fluctuating force still becomes zero, and the position vector is constant.

8) The relationship in equation (80), (83) generally never makes the fluctuating torque change as a sine curve nor makes it to be zero. In a special case of the relationship (equation (74), (76)), only the effect of the inertial moment in each link remains, and the torque can be expressed by equation (90).