

고속 식부 기구 설계를 위한 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 개발(I)

— 식부 궤적과 운동 분석 —

Development of A Computer Simulation Program for the Design of High Speed Transplanting Mechanism(I)

— Planting Loci and Motion Analysis —

박홍제*

H. J. Park

김경욱*

K. U. Kim

Summary

Kinematic analysis was made on a gear type high speed planting mechanism for riding-type rice transplanters. The kinematic equations thus derived were computer coded to simulate its motion characteristics such as a planting locus, velocities and accelerations of gears and planting knife, etc. Using the simulation program a sensitivity analysis of design parameters was also carried out to determine their effects on the planting performance. Of the design parameters the eccentricity of the gear was found most influential.

1. 서론

最近, 移秧機는 주로 乘用化와 식부 작업의 高速化 方向으로 改善되고 있다. 현재 국내 시장에 서 승용형은 보행형 이앙기에 비하여 條當 2.5~3.7배 정도 비싸다. 그러나, 作業 能率은 1.0~1.5 배 정도에 지나지 않기 때문에 작업 능률에 비하여 過度한 기계 구입비를 지출하는 결과가 된다.

이앙기의 작업 능률을 높이기 위해서는

- 1) 作業 幅의 擴大
- 2) 作業 速度의 增加
- 3) 作業 效率의 增加

등의 방법이 있으나, 작업 폭은 기계의 運搬, 保管, 運轉上의 制約 때문에 어느 한계 이상으로

확대할 수 없으며, 작업 효율도 苗 補給의 自動化, 旋回 時間의 最小化 등을 통하여 증대할 수 있으나 투자에 비하여 큰 효과를 기대하기는 어렵다. 따라서, 현재의 여건하에서는 작업 속도를 높이는 것이 가장 효과적인 방안으로 판단된다.

보행형 이앙기의 작업 속도는 보통 0.7~0.8 m/sec이고, 식부 기구의 크랭크축 속도는 이 속도를 기준으로 하여 최대 300rpm 정도로 설계되어 있다. 따라서, 작업 속도를 증가시키기 위해서는 크랭크축의 속도를 증가시켜야 한다. 그러나, 식부 기구의 크랭크축 속도를 300rpm 이상으로 증가시키면 加振 모멘트에 의한 振動이 크게 증가하여 작업 精度가 떨어지고 機體가 불안정하게 된다. 따라서, 크랭크식 식부 기구를 승용 이앙기에 채택할 경우에는 보행형 이앙기

* 서울대학교 농업생명과학대학 농공학과

보다 작업 속도를 높일 수 없기 때문에 고속 작업을 위해서는 고속 식부 장치를 채택하여야 한다.

最近, 일본에서 개발된 고속 식부 기구에는 기어열을 이용한 것과 캠 기구를 이용한 것이 있다. 本研究는 편심 기어열을 이용한 고속 식부 기구를 分析하고, 주요 설계 변수에 따라 식부 궤적과 운동을 豫測할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하기 위해서 試圖되었다. 이러한 시뮬레이션 프로그램은 기존 편심 기어열을 이용한 고속 식부 기구의 改善과 새로운 기구의 開發에 사용될 수 있다.

본 연구의 具體的인 目的是 다음과 같다.

- 1) 편심 기어열을 이용한 高速 植付 機構의 運動을 分析한다.
- 2) 분석 내용을 模型化하여 설계 변수의 변화에 따라 식부 궤적과 운동을 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 開發한다.

2. 연구사

고속 식부 기구에 대한 연구는 1984년부터 일본에서 시작되었으며(山影征男 등, 1986), 현재 일본에서 市販되고 있는 승용 이앙기에는 모두 고속 식부 장치가 채택되어 있다. 일본 農業機械化研究所에서 실시한 편심 기어열을 이용한 고속 식부 장치의 試驗 結果(山影征男 등, 1989)에 의하면 이 고속 식부 기구에는 다음과 같은 特徵이 있다.

- 1) 高能率化 : 平均 作業 速度를 1.0 m/sec 以上으로 증가시킬 수 있다. 또한, 2개의 식부 날을 사용함으로써 理論的으로 크랭크식 기구보다 2배의 작업 속도를 얻을 수 있다.
- 2) 耐久性의 向上 : 진동과 토크의 變化가 減少하여 기계의 耐久性이 向上되었다.
- 3) 植付 精度의 向上 : 진동이 감소함으로써, 고속 이앙 작업에서도 植付 精度가 높고 특히, 얇은 심기에서 安定된 移秧이 가능하고 一株當 苗의 數를 一定하게 維持할 수 있었다.

- 4) 苗 損傷의 節減 : 같은 작업 속도에서 식부 날 先端의 周速度는 크랭크식 기구에 비하여 약 1/2 정도로 分苗과 插苗에서 묘 손상이 적어 식부 후 生育 狀態가 양호하였다.

국내에서 시판되고 있는 승용 이앙기에는 크랭크식 식부 기구를 採擇한 것과 일본에서 수입한 고속 식부 기구를 採擇한 것이 있다. 고속 식부 기구에 대한 國產化는 아직 이루어지지 않고 있으며, 일본에서 개발된 고속 식부 기구는 국내에서 公開 特許로 登錄되어 있다(公開特許 公報 No. 88-10653, 1988).

3. 고속 식부 기구의 주요 설계 변수

편심 기어열을 이용한 고속 식부 기구의 主要 設計 變數는 植付 軌跡, 苗取 速度, 植付 速度, 加振力 등에 영향을 미치는 변수로서 그림 1에서와 같다.

ϵ : 기어의 편심률(편심량/피치원의 반경)

α : 편심 기어의 회전 중심과 기하학적 중심이 동일 직선상에 놓여있을 때 이 직선과 수평선이 이루는 각

β : 기어의 편심과 중심이 일렬로 배열되었을 때 식부날을 부착한 위성 기어의 회전 중심과 식부날 선단을 잇는 직선이 기어 배

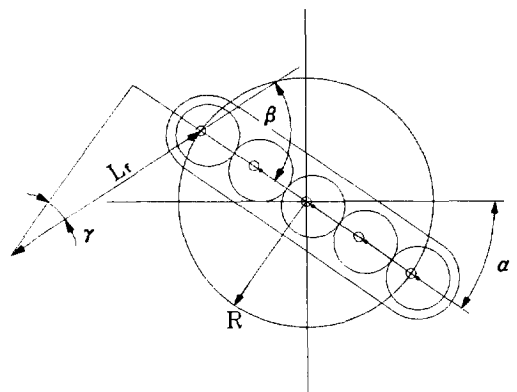


Fig. 1 Important design parameters of high speed transplanting mechanism

열의 중심선과 이루는 각

R : 식부날을 부착한 위성 기어의 회전 중심이 그리는 원형 궤적의 반경

L_1 : 식부날을 부착한 위성 기어 회전 중심으로부터 식부날 선단까지의 거리

γ : 식부날 선단과 식부날을 부착한 위성 기어의 회전 중심을 잇는 직선과 식부날 선단에서 기어 배열의 중심선에 내린 수선이 이루는 각

주요 설계 변수에서 편심률(ϵ)은 0~0.2 사이의 값을 갖는다. 편심률 ϵ 가 0인 경우는 일반적인 원형 기어가 되고 0.2 이상인 경우에는 기어간의 간섭을 없애기 위해 비원형 기어의 특성이 나타난다(Mitome 와 Ishida, 1974).

4. 편심 기어의 운동

가. 편심 기어의 각변위

그림 2에서와 같이 편심량이 d인 한 쌍의 편심 기어에서 피니언 A가 O_1 을 중심으로 φ 각을 회전하였을 때 기어 B가 O_2 를 중심으로 θ 각을 회전하였다고 하면, 피니언 A의 중심 C_1 에 대한 회전각은 $\varphi + \xi$ 가 되고 기어 B의 중심 C_2 에 대한 회전각은 $\theta - \xi$ 가 된다. 여기서 角 ξ 는 선분 C_1C_2 의 회전각이다.

피니언과 기어의 크기가 같고 피치원의 반경을 R이라 하면 피치원상에서 두 기어의 접촉 길이는 같으므로

$$R(\varphi + \xi) = R(\theta - \xi)$$

가 된다. 즉

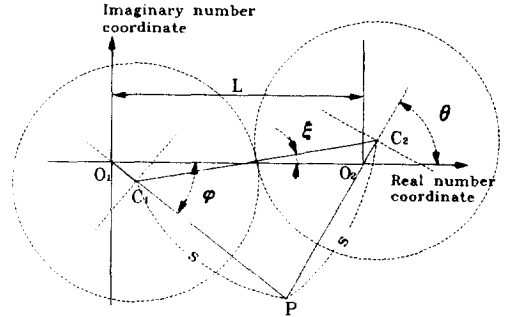
$$\varphi + \xi = \theta - \xi$$

이다. 따라서, 각 기어의 회전 중심과 도심을 연결한 연장선의 교점을 P라고 하면

$$\angle PC_1C_2 = \varphi + \xi = \theta - \xi = \angle PC_2C_1$$

이 되어 $\triangle PC_1C_2$ 는二等邊 三角形이 된다.

$PC_1 = PC_2 = s$ 라고 하면, O_1 을 原點으로 하고 O



O_1, O_2 : 기어 A, B의 회전 중심
 C_1, C_2 : 기어 A, B의 기하학적 중심
 $O_1O_2 = L$
 $O_1C_1 = O_2C_2 = d$
 편심률 $\epsilon = 2d/L$

Fig. 2 Motion of eccentric gearing

O_2 를 實數軸으로 하는 複素數 平面에서 벡타식

$$(s+d)e^{i(2n-\varphi)} = L + (s-d)e^{i(n+\theta)} \dots \dots \dots (1)$$

가 成立한다. 좌변과 우변을 실수 부분과 허수 부분으로 분리하여 각 부분을 제곱하여 더하면,

$$(s+d)^2 = \{(d-s)\cos\theta + L\}^2 + (d-s)^2\sin^2\theta$$

가 된다. 이 식에서 s를 구하면,

$$s = \frac{2Ld \cos\theta + L^2}{4d + 2L \cos\theta} \dots \dots \dots (2)$$

이다. 식 (1)에서 좌변과 우변의 實數部는 같으므로

$$(s+d) \cos\varphi = L - (s-d) \cos\theta \dots \dots \dots (3)$$

가 된다. 식 (2)를 식 (3)에 代入하여 정리하면

$$(\epsilon^2 + 1 + 2\epsilon \cos\theta) \cos\varphi = (\epsilon^2 - 1)\cos\theta + 2\epsilon + 2 \cos\theta$$

$$\varphi = \cos^{-1} \frac{(\epsilon^2 + 1) \cos\theta + 2\epsilon}{2\epsilon \cos\theta + 1 + \epsilon^2}$$

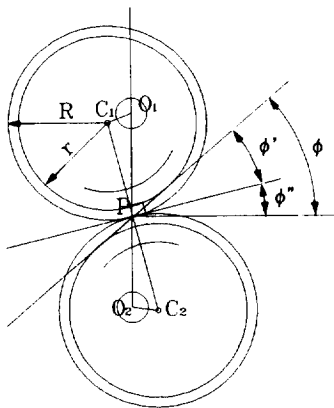
가 된다. θ 와 φ 의 회전 방향은 서로 반대이므로, θ 와 φ 의 關係式은 다음과 같이 表現된다.

$$\varphi = -\cos^{-1} \frac{(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta + 2\varepsilon}{2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2} \dots\dots\dots (4)$$

따라서 편심률이 ε 인 한 쌍의 편심 기어에서 기어가 θ 만큼 회전하는 데 필요한 피니언의 회전각 φ 는 (4)식으로부터 구할 수 있다.

나. 편심 기어의 압력각

편심 기어의 압력각 φ 는 그림 3에서와 같이 初期 壓力角(initial pressure angle) φ' 과 運動 壓力角(operating pressure angle) φ'' 의 합으로 表現되며, 운동 압력각 φ'' 이 連續적으로 변화하기 때문에 壓力角 φ 는 1회전 중에도 連續적으로 變化하게 된다.



R=pitch circle radius
 r=dedendum circle radius
 $\varphi' = \tan^{-1} \frac{r}{R}$
 $\varphi = \varphi' + \varphi''$

Fig. 3 Pressure angle in eccentric gearing

5. 식부 기구의 운동 분석

가. 식부 궤적

1) 靜的 식부 궤적

식부날의 軌跡을 分析하기 위하여 그림 4에서

와 같이 太陽 기어의 回轉 中心을 原點으로 하고, 이양기의 水平 進行 方向을 +x축, 鉛直 上向을 +y축으로 한 이양기 고정 기준 좌표계를 설정하였다. 回轉 方向은 反時計 方向을 +방향으로 설정하였다.

위성 기어 G2의 회전 중심의 좌표를 (x_{r2}, y_{r2}) 위성 기어 G3의 회전 중심의 좌표를 (x_{r3}, y_{r3}) 라고 하면, 기어의 회전 중심과 도심이 일렬로 배열되었을 때를 기준으로 양이 θ 각을 회전하였을 때,

$$x_{r2} = \frac{R \cos \theta}{2}$$

$$y_{r2} = \frac{R \sin \theta}{2}$$

$$x_{r3} = R \cos \theta$$

$$y_{r3} = R \sin \theta$$

가 된다. 양이 θ 각을 회전하면, 태양 기어가 θ 각을 회전하는 것과 같으므로 위성 기어 G2의 기하학적 중심은 식 (4)로부터 구할 수 있다. 식 (4)를 양의 회전각 θ 의 함수로 표현하면

$$f(\theta) = -\cos^{-1} \left[\frac{(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta + 2\varepsilon}{2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2} \right]$$

가 된다. 이제, 양의 각변위가 θ 일 때, 양과 같이 회전하는 위성 기어 G2의 각변위 φ_2 은 다음과 같이 구한다.

$$\varphi_2 = -f(\theta) \quad (0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ)$$

$$\varphi_2 = -f(\theta) - 2\pi \quad (180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ)$$

위성 기어 G3의 각변위 φ_3 는 위성 기어 G2가 φ_2 만큼 회전하였을 때의 각변위이므로,

$$\varphi_3 = f(\varphi_2) - 2\pi \quad (0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ)$$

$$\varphi_3 = f(\varphi_2) \quad (180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ)$$

가 된다. 위성 기어 G2과 G3의 기하학적 중심의 좌표를 각각 $(x_{g2}, y_{g2}), (x_{g3}, y_{g3})$ 라고 하면, 양의 회전각이 θ 이고 편심량이 d일 때,

$$x_{g2} = x_{r2} + d \cos(\varphi_2 - \theta)$$

$$y_{g2} = y_{r2} + d \sin(\varphi_2 - \theta)$$

$$x_{g3} = x_{r3} + d \cos(\theta - \varphi_3)$$

$$y_{g3} = y_{r3} + d \sin(\theta - \varphi_3)$$

가 된다.

식부날 선단의 좌표는 그림 4에서와 같이 위성 기어 G3의 회전 중심(x_{r3}, y_{r3}), 기하학적 중심(x_{g3}, y_{g3}), 길이 L_f 와 각 α, γ 에 의하여 결정된다. 식부날 선단의 좌표를 (x_a, y_a)라고 하면,

$$\begin{aligned} x_a &= x_{r3} - L_f \sin(\theta - \varphi_3 + \gamma + \alpha) \\ y_a &= y_{r3} + L_f \cos(\theta - \varphi_3 + \gamma + \alpha) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (5)$$

가 된다.

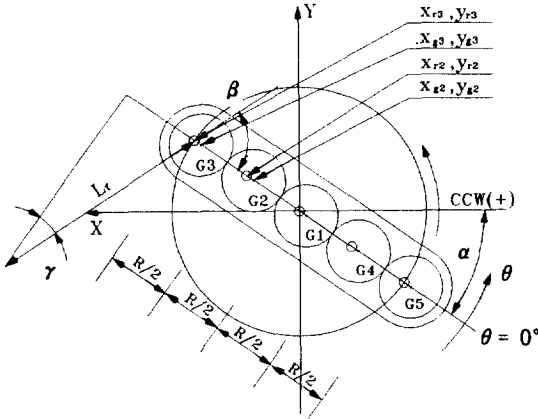


Fig. 4 Standard x-y rectangular coordinate system

2) 動的 식부 궤적

이양기의 작업 속도를 v (m/sec)라고 하면 궤적의 y 좌표는 靜의 狀態의 軌跡에서와 같고, x 좌표는 이양기의 前進 距離를 더하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$x_{da} = x_a + v t$$

암의 속도가 n rpm이면, 암이 $\Delta\theta$ 만큼 회전하는 데 필요한 시간은 $t = \frac{60}{n\Delta\theta}$ (sec)이므로 동적 식부 궤적의 좌표(x_{da}, y_{da})는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} x_{da} &= x_a + \frac{60v}{n\Delta\theta} \\ y_{da} &= y_a \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (6)$$

나. 속도 분석

1) 위성 기어의 각속도

식 (4)를 媒介 變數 x 로 表現하면,

$$\begin{aligned} \varphi &= -\cos^{-1}x \quad \dots\dots\dots (7) \\ x &= \frac{(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta + 2\varepsilon}{2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2} \end{aligned}$$

가 된다. 위성 기어의 각변위 φ 는 이제 x 의 함수가 되고, x 는 θ 의 함수, θ 는 다시 t 의 함수가 되므로 시간 t 에 대한 식 (7)의 1次 導函數는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} &= \frac{d\varphi}{dx} \cdot \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \\ \dot{\varphi} &= \frac{d\varphi}{dt} = \left(\frac{\varepsilon^2 - 1}{2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2} \right) \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

가 된다. 편심 기어열에서 기어의 각속도는 편심률, 피니언의 각변위와 각속도에 따라 변화됨을 알 수 있다. 이제, 위성 기어 G2의 각속도 $\dot{\varphi}_2$ 은 암의 각속도를 $\dot{\theta}$ 이라 하면

$$\dot{\varphi}_2 = \left(\frac{\varepsilon^2 - 1}{2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2} \right) \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (9)$$

가 되며, 위성 기어 G3의 각속도는 피니언의 각속도가 $\dot{\varphi}_2$ 이 되므로

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_3 &= \left(\frac{\varepsilon^2 - 1}{2\varepsilon \cos \varphi_2 + 1 + \varepsilon^2} \right) \dot{\varphi}_2 \\ &= \frac{(\varepsilon^2 - 1)^2}{4\varepsilon(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta + 4\varepsilon^2 + (1 + \varepsilon^2)^2} \cdot \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

가 된다.

2) 식부날 선단의 속도

식부날 선단의 速度는 식부날 선단의 軌跡을 微分하여 구하였다. 즉, 식 (5)를 시간 t 에 대하여 미분하면

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} x_a &= \frac{d}{d\theta} [x_{r3} - L_f \sin(\theta - \varphi_3 + \gamma + \alpha)] \\ &\quad \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} y_a &= \frac{d}{d\theta} [y_{r3} + L_f \cos(\theta - \varphi_3 + \gamma + \alpha)] \\ &\quad \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

이므로, 이를 식 (11)과 (12)에 대입하여 정리하면 식부날 선단의 x 및 y 방향의 속도 성분은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d}{dt}x_a = [-R \sin \theta - L_f \cos(\theta - \varphi_3 + \gamma_3 + \alpha) \cdot A] \cdot \dot{\theta} \dots\dots\dots (13)$$

$$\frac{d}{dt}y_a = [R \cos \theta - L_f \sin(\theta - \varphi_3 + \gamma_3 + \alpha) \cdot A] \cdot \dot{\theta} \dots\dots\dots (14)$$

여기서,

$$\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt}$$

$$A = 1 - \frac{(\varepsilon^2 - 1)^2}{4\varepsilon(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta + 4\varepsilon^2 + (1 + \varepsilon^2)^2}$$

다. 가속도 분석

1) 위성 기어의 각가속도

식 (9)를 시간 t에 대하여 미분하면 위성 기어 G2의 각가속도 $\ddot{\varphi}_2$ 은

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{d\dot{\varphi}_2}{dt} = \frac{2\varepsilon(\varepsilon^2 - 1) \sin \theta}{(2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2)^2} \dot{\theta}^2 \dots\dots\dots (15)$$

가 된다. 위성 기어 G3의 각가속도 $\ddot{\varphi}_3$ 는 식 (10)을 미분하면,

$$\ddot{\varphi}_3 = \frac{d\dot{\varphi}_3}{dt} = \frac{4\varepsilon(\varepsilon^2 - 1)^2(\varepsilon^2 + 1) \sin \theta}{(4\varepsilon^2 + (1 + \varepsilon^2)^2 + 4\varepsilon(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta)^2} \dot{\theta}_2 \dots\dots\dots (16)$$

가 된다.

2) 식부날 선단의 가속도

식 (13)과 (14)를 시간 t에 대하여 미분하여 정리하면 식부날 선단의 x 및 y 방향의 가속도 성분은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d^2}{dt^2}x_a = [-R \cos \theta + L_f \sin(\theta - \varphi_3 + \gamma_3 + \alpha) \cdot A^2 - L_f \cos(\theta - \varphi_3 + \gamma_3 + \alpha) \cdot B] \cdot \dot{\theta}^2 \dots\dots\dots (17)$$

$$\frac{d^2}{dt^2}y_a = [-R \sin \theta + L_f \cos(\theta - \varphi_3 + \gamma_3 + \alpha) \cdot A^2 - L_f \sin(\theta - \varphi_3 + \gamma_3 + \alpha) \cdot B] \cdot \dot{\theta}^2 \dots\dots\dots (18)$$

여기서

$$\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt}$$

$$A = 1 - \frac{(\varepsilon^2 - 1)^2}{4\varepsilon(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta + 4\varepsilon^2 + (1 + \varepsilon^2)^2}$$

$$B = 1 - \frac{4\varepsilon(\varepsilon^2 - 1)^2(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta}{\{4\varepsilon(\varepsilon^2 + 1) \cos \theta + 4\varepsilon^2 + (1 + \varepsilon^2)^2\}^2}$$

5. 시뮬레이션 프로그램 개발

운동 분석의 결과를 이용하여 식부 기구의 설계 변수가 변화함에 따라 식부날 先端의 軌跡, 速度, 加速度와 각 衛星 기어의 角速度, 角加速度를 理論적으로 算出할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 開發하였다. 이 시뮬레이션 프로그램은 주요 설계 변수가 운동에 미치는 影響을 豫測하고 이를 식부 기구의 개선에 사용 가능토록 하였다. 시뮬레이션에서 사용한 고속 식부 기구는 시판중인 승용 이앙기에 부착된 것으로서 주요 설계 변수의 값은 표 1에서와 같다.

Table 1 Values of design parameters

Parameter	Value
ε	0.13
α	-35 deg.
β	76 deg.
R	76.8mm
L_f	138mm
γ	14 deg.

6. 시뮬레이션

가. 궤적 시뮬레이션

식부 궤적은 묘의 식부 자세를 豫測하는 데 필요한 資料이다. 경사진 모판으로부터 分苗할 때의 식부 궤적은 모판과 직각을 이루고, 매끄러운 주기 운동을 위해 원의 궤적과 유사한 형태 이어야 하고 插苗할 때의 식부 궤적은 토양 내에서 루프(loop)가 형성되지 않는 것이어야 한

다. 이러한 동적 식부 궤적을 얻기 위해서는 정적 식부 궤적이 逆三角形에 가까운 橢圓形 軌跡이어야 한다. 그림 5는 이앙기의 전진 속도가 1.0 m/sec이고 암의 회전 속도가 200rpm일 때 식부날 선단의 정적 궤적과 동적 궤적에 대한 시뮬레이션의 결과를 나타낸 것이다.

주요 설계 변수들의 변화가 식부 궤적에 미치는 영향을 구명하기 위하여 식부 궤적의 변화를

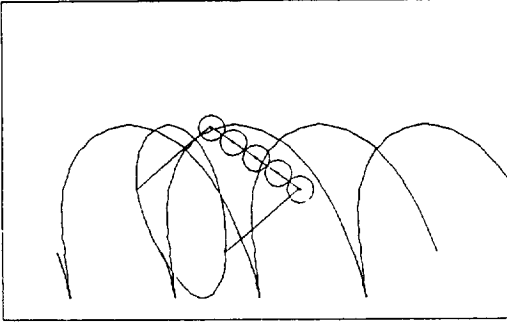


Fig. 5 Simulated static force and dynamic locus of planting knife when arm rotates with a speed of 200 rpm and forward velocity of 1.0 m/sec

시뮬레이션 하였으며 그 결과 각 설계 변수가 식부 궤적에 미치는 영향은 다음과 같았다.

- 1) 편심률이 0에 가까울수록 편심 기어는 圓形 기어와 같게 되어 식부 궤적은 圓에 가깝게 되고, 편심률이 커질수록 식부 궤적은 상하 방향으로 긴 橢圓形에 가깝게 되었다.
- 2) 식부날을 부착한 위성 기어의 회전 반경 R은 각 기어의 크기에 영향을 미치며, 궤적의 크기를 결정한다. R이 클수록 식부날 선단이 土層에 토층에 형성하는 植付穴의 크기와 깊이가 커진다.
- 3) 편심 기어의 회전 중심과 기하학적 중심이 동일 직선 상에 놓여있을 때 이 직선과 수평선이 이루는 각 α 는 절대값이 커질수록 식부 궤적은 기체의 진행 방향으로 치우치게 된다.
- 4) 위성 기어 중심으로부터 식부날 선단까지의 거리 L는 그 값이 커질수록 식부 궤적이 식부축으로부터 멀어지고 전체 식부 궤적의

크기도 커진다.

- 5) 식부날이 고정된 위성 기어의 회전 중심과 식부날 선단을 잇는 직선이 식부날의 중심선과 이루는 각 $\gamma(90^\circ - \beta)$ 는 그 값이 커질수록 α 의 영향과 유사한 영향을 미친다. 즉, 식부 궤적이 기체의 진행방향 쪽으로 이동하나 그 영향은 각 α 의 영향보다 鈍感하다.

나. 기어의 각속도, 각가속도 시뮬레이션

암이 일정한 각속도로 회전할 때 위성 기어 G2, G3의 속도비를 시뮬레이션한 결과는 그림 6과 같다. 위성 기어 G2의 속도비는 암의 회전 방향과 같기 때문에 (+)값을 가진다. 속도비의 변화는 G2의 회전 중심과 태양 기어와의 접촉점까지의 거리가 가까울수록 속도비가 증가하고 멀어질수록 속도비가 감소한다.

위성기어 G3의 회전 방향은 암의 회전 방향과 반대가 되므로 (-)값을 가지며 속도비는 암과 기어 G2의 영향이 중첩되므로 기어 G2의 속도비보다 변화폭이 커지게 된다.

위성 기어 G4, G5의 속도비 변화는 각각 G2, G3와 180°의 位相差를 가지며 偏心率 ϵ 가 증가함에 따라 속도비의 변화폭도 증가한다.

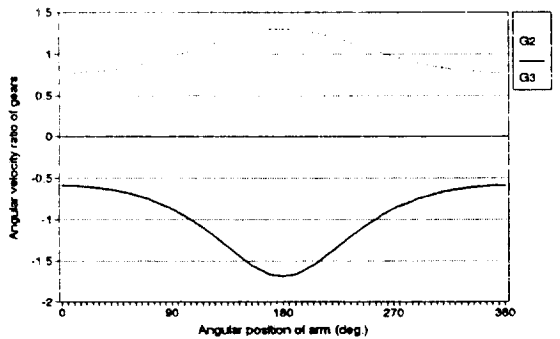


Fig. 6 Simulated angular velocity ratio of planetary gear G2 and G3

암이 일정한 각속도로 회전할 때 위성 기어 G2, G3의 角加速度 變化를 시뮬레이션한 결과는 그림 7과 같다. 각 기어의 각속도가 큰 부분에서 각가속도의 변화폭이 커지게 된다. 기어 G4, G5의 각가속도 변화는 각각 G2, G3와 180°의 位相

차를 가진다.

偏心率 ϵ 와 암의 回轉 速度(n)가 증가하면 각 가속도의 변화폭도 증가한다.

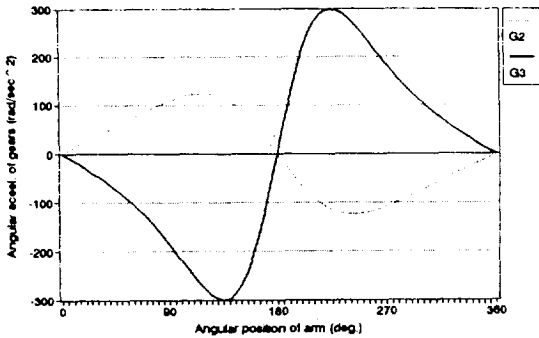


Fig. 7 Simulated angular accelerations of planetary gear G2 and G3

다. 식부날 선단의 속도와 가속도 시물레이션

식 (13)과 (14)을 이용하여 암이 200rpm으로 등속 회전할 때 靜의 狀態에서 위성 기어 G3에 固定된 식부날 선단의 速度를 시물레이션한 結果는 그림 8에서와 같다. 水平 方向(x)의 速度가 垂直 方向(y)의 速度보다 變化의 폭이 크다. 정적 상태에서 식부날 선단의 가속도는 식 (17)과 (18)을 이용하여 시물레이션하였으며 암의 회전 속도가 200rpm일 때 식부날 선단의 가속도는 그림 9에서와 같다. 속도 변화와 같이 가속도도 수평 방향의 변화가 큰 것으로 나타났다.

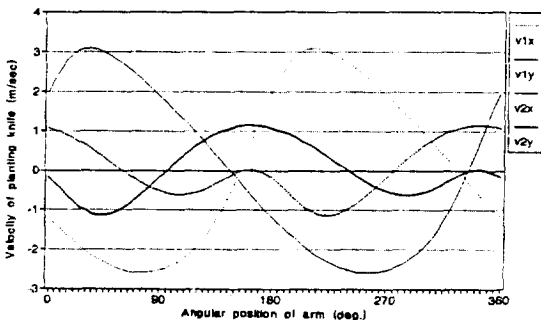


Fig. 8 Simulated velocities of planting knife at arm velocity of 200 rpm

위성 기어 G5에 고정된 식부날은 태양 기어의 회전 중심에 대하여 위성 기어 G3에 부착된 식부날과 대칭이므로 G5 부착 식부날의 속도와 가속도는 G3 부착 식부날의 속도 및 가속도와 180°의 位相差가 있으며, 크기의 변화는 같다.

그림 8에서 $v1x, v1y$ 는 각각 위성 기어 G3에 부착된 식부날 선단의 x, y방향의 速度 成分을 나타내고 $v2x, v2y$ 는 위성 기어 G5에 부착된 식부날 선단의 x, y방향의 속도 成分을 나타낸다. 그림 9에서 $a1x, a1y$ 와 $a2x, a2y$ 도 같은 방법으로 식부날 선단의 加速度 成分을 表示한 것이다.

식부날 先端의 速度, 加速度에 影響을 미치는 主要 設計 變數는 $\epsilon, R, L, \gamma, \alpha$ 이었으며 그 影響은 다음과 같다.

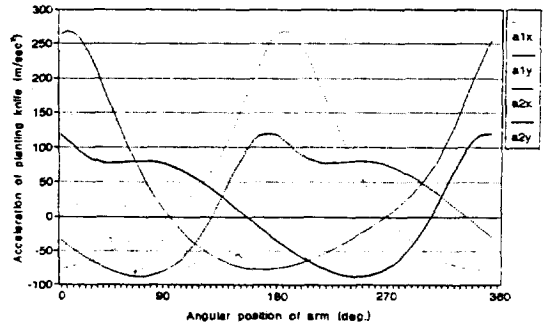


Fig. 9 Simulated accelerations of planting knife at arm velocity of 200 rpm

- 1) ϵ, R, L 를 증가시키면 식부날 선단의 속도, 가속도의 변화폭도 증가한다.
- 2) γ, α 의 절대값을 증가시키면 식부날 선단의 속도는 변화폭이 감소하며, 가속도의 수평 방향(x)은 변화폭이 감소하는 반면 수직 방향(y)은 변화폭이 증가한다.

7. 결 론

본 연구는 승용 이앙기에 사용되고 있는 고속 식부 기구의 운동 특성을 식으로 유도하여 컴퓨터 시물레이션 프로그래밍하여, 입력되는 주요 설계 변수에 따라 운동 특성들을 그래픽으로 나

타나게 하였다. 그 결과, 고속 식부 기구의 주요 설계 변수들을 변화시켰을 때 식부 레적 및 기어와 식부날 선단의 속도, 가속도의 변화를 고찰함으로써 각 설계 변수들이 식부 기구의 운동에 미치는 영향과 편심 기어의 편심률이 가장 민감한 변수임을 구명할 수 있었다.

본 연구의 제2보에서는 식부 기구에 작용하는 힘, 구동 토크, 가진력, 가진 모멘트를 결정하기 위한 연구를 수행할 것이다.

參 考 文 獻

1. 박홍제. 1993. 고속 식부 기구 설계를 위한 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 개발. 석사 학위 논문. 서울대학교 대학원
2. 이정기. 1990. 크랭크식 이앙기 식부 기구의 동적 균형에 관한 연구. 석사 학위 논문. 서울대학교 대학원
3. 임인건. 1990. 터보C정복. 가남사. 서울
4. Boas, M. L. 1983. Mathematical methods in the physical sciences. 2nd ed. John Wiley & Sons, Singapore.
5. Mitome, K. and K. Ishida. 1974. Eccentric Gearing. Transactions of the ASME, Vol. 96, Series B, No. 1, pp 94~100.
7. 梅田重夫, 穂波信雄. 1980. 田植機の植付け機構の動特性(4節リンク式植付け機構の理論解析), 農業機械學會誌, 第42卷 第1號.
8. 山影征男. 1986. 回轉式植付機構による高速田植機の開發研究, 昭和60年度研究報告會資料, 農業機械化 研究所.
9. 山影征男, 小西達也, 堀尾光廣, 吉田清一. 1989. 高速田植機の開發研究, 農業機械化研究所報告第24號, 農業機械化研究所.
10. 山影征男, 小西達也, 堀尾光廣, 吉田清一. 1989. 高速田植機の開發, 農業機械學會誌 第51卷 第5號.

학 회 광 고

한국농업기계학회지에 게재할 원고를 다음과 같이 모집하오니 많은 투고 있으시길 바랍니다.

-아 래-

1. 원고의 종류 : 논문, 자료, 신간소재, 강좌 등
2. 원고작성요령 : "아래한글"을 사용하여 워드프로세스하여 디스켓에 수록하고 사용한 한글의 소프트웨어를 명기하여 우송함.
3. 원고접수 : 수시접수(원고 제출부수는 원본포함 3부와 디스켓, 18권 3호에 게재할 원고는 8월 10일까지)
4. 제 출 처 : 441-744, 경기도 수원시 권선구 서둔동 103
서울대 농업생명과학대 농공학과내 한국농업기계학회.