

콤바인 刈取裝置의 切斷現象 및 動的特性 에 관한 研究(I)

— 往復動 刈取裝置의 動的特性 —

Dynamic Characteristics of the Reciprocating Cutter-bar of Combine Harvester(I)

鄭昌柱*
C. J. Chung

李成範**
S. B. Lee

盧光模***
K. M. Noh

Summary

This study was conducted to investigate the dynamic motion of knife drive system of combine harvester. A computer program was developed to simulate the dynamic motion of the knife drive linkage and its algorithm was evaluated through experiments.

The results are summarized as follows :

1. The theoretical horizontal (the direction of knife's reciprocating motion) reaction forces at the supporting point of rocker arm and crank arm were changed in the similar sinusoidal trends with the measured reaction forces.
2. The maximum values of shaking moment and reaction force per one revolution of crank arm followed polynomial trends as the rotational speed of crank shaft increased. The unbalanced force acting on the driving system increased at high speed. Therefore, the rotational speed of crank shaft should be maintained in proper range at increased forward speed to decrease vibration of the knife drive system.
3. The added mass to the crank arm increased the dynamic unbalanced force at the supporting point of rocker arm. It counterbalanced the reaction force at the supporting point of crank arm.

1. 緒論

현재 콤바인은 大型化, 高速化되어 가는 추세에 있으며 이에 따라 많은 문제점이 발생할 것으로 예상되고 있다. 그 중의 하나가 高速化에

따른 刈取機構의 動的 均衡이 제대로 이루어지지 않아 振動 發生의 原因이 될 수도 있는 점이다. 왕복동식 예취장치의 구동기구는 회전운동을 왕복운동으로 바꾸는 메카니즘으로 되어 있기 때문에 관성력이 문제가 되어 잘못 설계하게

* 서울대학교 농업생명과학대학 농공학과
** 안성산업대학교 농업기계학과
*** 건국대학교 자연과학대학 농업기계공학과

되던 기체에 심한 진동을 일으키며, 이러한 기체의 진동은 기계의 수명단축은 물론 운전자의 육체적 피로를 증가시킬 수 있다. 따라서, 이와같은 예상할 수 있는 문제점들을 해결하기 위한 한 방법으로서 우선刈取機構에 대한 動的 特性的 究明이 이루어져야 할 것이다.

일반적으로 機械裝置의 分析에 있어서는 다음과 같은 3종류의 分析方法, 즉 機構學의 分析方法(kinematic analysis), 動力學의 分析方法(dynamic analysis), 逆動力學的 分析方法(inverse dynamic analysis) 등이 이용되고 있다. 그런데, 역동역학적 분석방법은 기구학적 분석방법과 동역학적 분석방법의 합성이라고 할 수 있다. 즉, 시스템의 自由度가 驅動 拘束函數로 주어지면 기구학적 방정식으로부터 시스템 구성 링크들에 대한 位置, 速度, 加速度 등을 완전하게 分析할 수 있으며 이들 값이 완벽하게 구해짐으로 해서 시스템의 運動方程式은 대수식으로만 되고 결국 시스템의 운동과 관련하여 시스템에 작용하는 모든 힘은 쉽게 分析할 수 있는 특징이 있다.

따라서, 本 研究에서는 이러한 역동역학적 분석을 할 수 있는 분석 알고리즘과 프로그램을 개발하여 실제 콤바인 刈取機構의 運動特性을 究明하고자 하였으며 그 구체적인 목적은 다음과 같다.

가. 왕복동 예취기구의 기구학적·동역학적 분석을 통하여 고속화에 따른 예취장치의 동적 특성을 구명하고,

나. 예취장치에서 칼날의 구동으로 인하여 발생하는 진동을 줄이기 위해 사용된 균형추의 역할을 구명하고자 하였다.

2. 理論的 分析

가. 機構學的 分析

콤바인의 往復動 刈取機構는 그림 1과 같이 4 절 링크의 조합으로 구성되어 있다. 여기서 링크

2는 刈取機構를 驅動하는 크랭크, 링크 3은 크랭크와 로커암을 연결하는 연결봉, 링크 4는 실제 칼날을 往復으로 구동하는 로커암, 링크 5는 예취칼날이다.

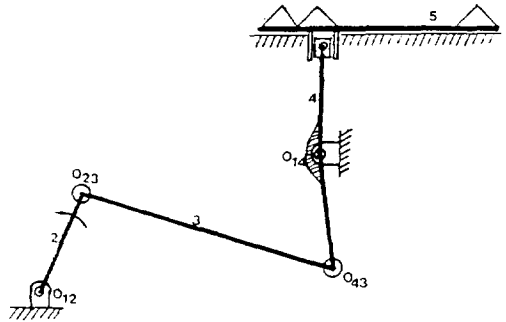


Fig. 1. Schematic diagram for the driving mechanism of reciprocating knife employed in combine harvester

이 刈取機構의 運動特性을 分析하기 위하여 (1)식과 같이 11개의 독립변수를 설정하였으며 이들은 공간고정 절대좌표계(global coordinate)에 대한 각 링크의 중심좌표와 각 링크 고정좌표계의 상대각변위를 나타낸다. 각 변수들은 그림 2에 표시한 바와 같이 정의될 수 있다.

$$\{q\} = [x_2, y_2, \varphi_2, x_3, y_3, \varphi_3, x_4, y_4, \varphi_4, x_5, y_5]^T \dots \dots \dots (1)$$

여기서,

x_i, y_i : 링크 i 重心의 x, y 座標

φ_i : 링크고정좌표계의 공간고정 절대좌표계에 대한 각변위

이 시스템에서 정의된 독립변수들은 서로 완전 독립적이지 않기 때문에 독립변수의 수에서 시스템의 자유도를 뺀 만큼의 拘束函數(constraint equations)를 필요로 한다.

콤바인 刈取機構에 대한 구속함수는 다음 (2)식과 같이 된다.

$$\{\Phi(q, t)\} = \left\{ \begin{array}{l} \{\Phi^k(q)\} \\ \{\Phi^p(q, t)\} \end{array} \right\} \quad \left(\begin{array}{l} \text{(변위구속함수)} \\ \text{(구동구속함수)} \end{array} \right)$$

$$= \begin{bmatrix} r_{2x} + s_{21x} \\ r_{2y} + s_{21y} \\ \varphi_2 - f(t) \\ r_{3x} + s_{32x} - r_{2x} - s_{23x} \\ r_{3y} + s_{32y} - r_{2y} - s_{23y} \\ r_{4x} + s_{43x} - r_{3x} - s_{34x} \\ r_{4y} + s_{43y} - r_{3y} - s_{34y} \\ r_{4x} + s_{41x} - l_{1x} \\ r_{4y} + s_{41y} - l_{1y} \\ r_{4x} + s_{45x} - r_{5x} \\ r_{5y} - l_2 \end{bmatrix} = \{0\} \dots\dots\dots (2) \quad (11 \times 1)$$

$$[\Phi_q] = \begin{bmatrix} -1 & 0 & -s_{21y} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & s_{21x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & s_{23y} & 1 & 0 & -s_{32y} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & -s_{23x} & 0 & 1 & s_{32x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & s_{34y} & 1 & 0 & -s_{43y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -s_{34x} & 0 & 1 & s_{43x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -s_{41y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & s_{41x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -s_{45y} & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5) \quad (11 \times 11)$$

여기서,

$f(t)$: 구동함수, 즉 φ_2 의 시간에 대한 함수

r_{ix}, r_{iy} : 공간고정절대좌표계에 대한 링크 i 중심의 x, y 좌표

l_{1x}, l_{1y} : O_{12} 점에서 O_{14} 점까지의 x, y 방향거리

l_2 : O_{12} 점에서 링크 5 중심까지의 y 방향거리

s_{ijx}, s_{ijy} : 링크 i 의 중심에서 링크 j 와의 연결점까지의 x, y 방향거리

$$\{s_{ij}\} = [A] \{s'_{ij}\}$$

$[A_i] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_i & -\sin\varphi_i \\ \sin\varphi_i & \cos\varphi_i \end{bmatrix}$ 변환행렬 (transformation matrix)

그러면, (2)식의 구속함수로부터 각 독립변수들에 대한 속도, 가속도는 다음 (3), (4)식과 같이 구할 수 있다.

$$\{\dot{\Phi}\} = [\Phi_q] \{\dot{q}\} + \{\Phi_t\} = \{0\}$$

$$\text{또는 } [\Phi_q] \{\dot{q}\} = -\{\Phi_t\} \dots\dots\dots (3)$$

$$[\Phi_q] \{\ddot{q}\} + \{([\Phi_q] \{\dot{q}\})_q\} \{\dot{q}\} + [\Phi_{qt}] \{\dot{q}\} = -\{([\Phi_{qt}] \{\dot{q}\})_t\} - \{\Phi_{tt}\}$$

$$\text{또는, } [\Phi_q] \{\ddot{q}\} = -\{([\Phi_{qt}] \{\dot{q}\})_q\} \{\dot{q}\} - 2[\Phi_{qt}] \{\dot{q}\} - \{([\Phi_{tt}] \{\dot{q}\})_t\} \dots\dots\dots (4)$$

($[\Phi_{qt}] = [\Phi_{qt}]^T$ 이므로)

여기서 $[\Phi_q]$ 는 구속함수를 각 독립변수에 대하여 미분한 야코비안(Jacobian)으로서 다음과 같이 된다.

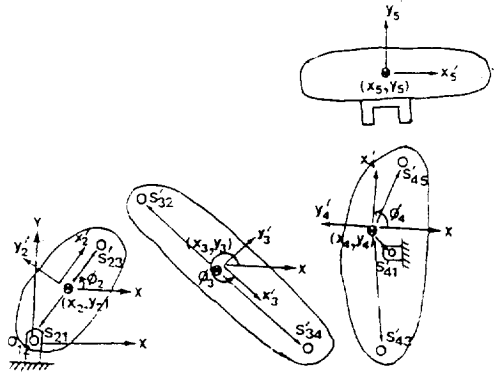


Fig. 2. Generalized coordinates and link-fixed cartesian coordinates for the dissected driving mechanism of reciprocating knife

한편,

$$\{\dot{q}\} = [\dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{\varphi}_2, \dot{x}_3, \dot{y}_3, \dot{\varphi}_3, \dot{x}_4, \dot{y}_4, \dot{\varphi}_4, \dot{x}_5, \dot{y}_5]^T$$

$$-\{\Phi_t\} = [0, 0, \dot{f}(t), 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0]^T$$

$$\{\gamma\} = \begin{bmatrix} \omega_2^2 s_{21y} \\ \omega_2^2 s_{21y} \\ f(t) \\ -\omega_2^2 s_{23x} + \omega_3^2 s_{32x} \\ -\omega_2^2 s_{23y} + \omega_3^2 s_{32y} \\ -\omega_3^2 s_{34x} + \omega_4^2 s_{43x} \\ -\omega_3^2 s_{34y} + \omega_4^2 s_{43y} \\ \omega_4^2 s_{41x} \\ \omega_4^2 s_{41y} \\ \omega_4^2 s_{45x} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11 \times 1)$$

$$\{\dot{q}\} = [\ddot{x}_2, \ddot{y}, \phi_2, \ddot{x}_3, \ddot{y}_3, \phi_3, \ddot{x}_4, \ddot{y}_4, \phi_4, \ddot{x}_5, \ddot{y}_5]^T$$

그리고, 往復動 刈取機構를 구성하는 각 링크들의 시간에 따른 위치는 다음과 같이 뉴턴-라프슨법(Newton-Raphson's Method)을 이용하여 분석하였다. 즉,

① 기구의 구속함수 $\{\Phi(q, t)\} = \{0\}$ 을 만족하는 초기값 $\{q^{(0)}\}$ 를 근사값으로 추정한다.

② 반복계산(iteration)을 통하여 $[\Phi_q(q^{(i)})] \cdot \{\Delta q\} = -\{(\Phi q^{(i)})\}$ 의 관계식에서 $\{\Delta q\}$ 를 구한다.

③ $\{q^{(i+1)}\} = \{q^{(i)}\} + \{\Delta q\}$ 식을 이용하여 $\{q^{(i+1)}\}$ 를 구한다.

④ $\{q^{(i+1)}\}$ 의 값을 이용하여 $\{s\}$ 벡터, 변환행렬 $[A]$, $\{r\}$ 벡터를 다시 구한다.

⑤ 계산값의 차이 $(\{q_k^{(i)}\} - \{q_k^{(i-1)}\})$ 가 오차 허용치(ϵ_c)보다 작으면 반복계산을 끝낸다. 그렇지 않으면 ② 번부터 다시 반복한다.

나. 動力學的 分析

本 研究에서는 가상 일(virtual work) 또는 變分法(calculus of variations)을 적용하여 각 링크와 전체시스템에 대한 운동방정식으로 變分方程式을 구하고, 라그랑지의 乘數理論(Lagrange multiplier theorem)으로 기구의 각 연결점에서의 반력을 구하였다.

(1) 시스템의 變分方程式

二次元에서 링크들로 구성된 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 링크고정 좌표계에 대한 變分方程式으로 나타낼 수 있으며,

$$\sum_{i=1}^n [\{\delta r_i\}^T (m_i \{\ddot{r}_i\} - \{F_i\}) + \delta \phi_i (J_i \phi_i - n_i)] = 0$$

이 식을 全體 시스템의 운동방정식으로 표현하면 다음과 같이 간단한 형태로 된다.

$$\{\delta q\}^T [\{M\}\{\ddot{q}\} - \{Q^A\}] = 0 \quad \cdots \cdots \cdots (6)$$

여기서,

$$\{q\} = \{\{q_1\}^T, \{q_2\}^T, \dots, \{q_n\}^T\}^T$$

$$[\{M\}] = \text{diag} [\{M_1\}, \{M_2\}, \dots, \{M_n\}]$$

$$\{Q\} = \{\{Q_1\}^T, \{Q_2\}^T, \dots, \{Q_n\}^T\}^T$$

여기서, $\{Q\}$ 는 각 링크 연결점에서의 반력 ($\{Q^A\}$)과 각 링크에 작용하는 힘($\{Q^A\}$) 모두가 포함된 값이다. 그런데 뉴턴의 법칙에 의하면 각 링크 연결점의 반력은 크기는 같고 방향은 서로 반대로 작용하므로 $\{\delta q\}^T \{Q^A\} = 0$ 이 되어 (6)식과 같이 된다.

그리고, 이 시스템은 $\{\Phi(q, t)\} = 0$ 과 같은 구속함수가 존재하므로 시스템 독립변수의 가상변위 $\{\delta q\}$ 도 이와 같은 구속조건을 만족해야 한다. 시스템 구속함수를 만족하는 가상변위 $\{\delta q\}$ 의 조건은 다음과 같이 주어질 수 있다.

$$[\Phi_q] \{\delta q\} = 0 \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

따라서, (6), (7)식으로부터 라그랑지 乘數理論에 의하면 다음과 같은 식을 만족하는 라그랑지 乘數 $\{\lambda\}$ 가 존재한다.

$$[\{M\}\{\ddot{q}\} - \{Q^A\}]^T \{\delta q\} + \{\lambda\}^T [\Phi_q] \{\delta q\} = [\{M\}\{\ddot{q}\} + [\Phi_q]^T \{\lambda\} - \{Q^A\}]^T \{\delta q\} = 0 \quad \cdots \cdots (8)$$

그런데, 가상변위 $\{\delta q\}$ 는 임의의 값이므로 다음 식이 성립한다.

$$[\{M\}\{\ddot{q}\} + [\Phi_q]^T \{\lambda\}] = \{Q^A\} \quad \cdots \cdots \cdots (9)$$

이 (9)식이 多體시스템의 운동을 나타내는 구속 운동방정식(constraint equations of motion)이며 이 식은 앞에서 구한 변위 구속함수에 의한 속도, 가속도 방정식을 만족시켜야 한다. 따라서, 시스템의 운동에 대한 완전한 구속방정식은 (3), (4), (9)식으로 나타낼 수 있다.

여기서,

$$[\{M\}] = \begin{bmatrix} m_2 & & & & & \\ & m_2 & & & & \\ & & J_2 & & & 0 \\ & & & m_3 & & \\ & & & & m_3 & \\ & & & & & J_3 \\ & & & & & & m_4 \\ & & & & & & & m_4 \\ & & & & & & & & m_4 \\ & & & & & & & & & 0 \\ & & & & & & & & & & J_4 \\ & & & & & & & & & & & m_5 \\ & & & & & & & & & & & & m_5 \end{bmatrix} (11 \times 11)$$

$$\{Q^A\} = \{0\}$$

(2) 힘 분석

콤바인 예취기구에 대한 역동역학적 분석에서는 시스템의 자유도와 같은 수의 구동구속함수가 주어졌으므로, 이 시스템은 (3), (4)식만을 가지고 속도와 가속도 등 시스템의 운동이 완전하게 구명되며, (9)식으로부터 힘에 대한 분석도 쉽게 할 수 있다. 그런데, 야코비안(Jacobian)의 행렬값(determinant)이 0이 아니기 때문에 (5), (9)식으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\{\ddot{q}\} = [\Phi_q]^{-1}\{\lambda\}$$

$$\{\lambda\} = [\Phi_q]^{-T}\{Q^A\} - [M]\{\ddot{q}\}$$

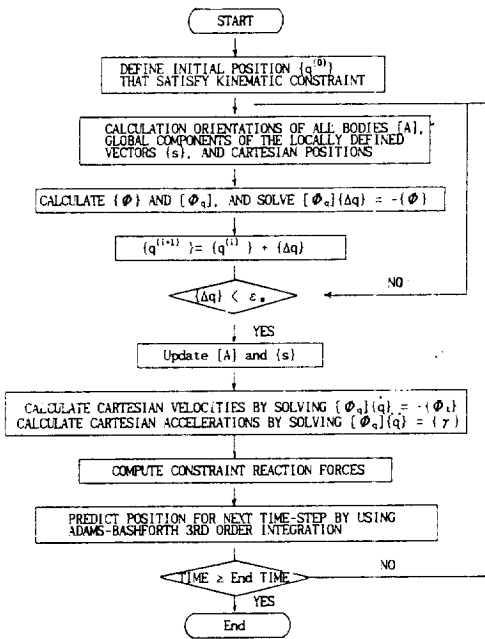


Fig. 3. Flow chart of the program for analyzing the dynamic characteristics of the knife drive system

이 $\{\lambda\}$ 의 값은 시스템에 작용하는 모든 힘을 유일하게 구명해 주며, 다음과 같은 식으로 예취기구의 각 링크 연결점에서의 반력과 토크를 구할 수 있다. (Haug, 1989)

$$\{F_i\} = -[\Phi_{pi}]^T\{\lambda\}$$

$$\{T_i\} = [\{s'_{ij}\}^T[B_i]^T[\Phi_{pi}]^T - [\Phi_{qi}]^T]\{\lambda\} \dots (10)$$

다. 분석 프로그램 개발

콤바인 往復動 세취機構의 動的 特性을 究明하기 위하여 앞 節에서 행한 이론적 분석을 토대로 動的 特性을 分析할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램은 C-언어를 사용하여 작성하였으며 이 프로그램의 흐름도는 그림 3과 같다. 이 프로그램에 입력된 자료들은 현재 국내에 가장 많이 보급되고 있는 D社 4條式 콤바인의 세취機構를 기준으로 하였으며 分析 프로그램에 인용된 모든 明細는 表 1에 나타난 바와 같다.

한편, 國內의 2, 3條式 콤바인에는 크랭크암에 균형추가 附加되어 있지 않았으나, 4條式 콤바인에는 균형추가 附加되어 있었다. 따라서, 균형추의 附加가 세취機構의 動的 特性에 미치는 영향도 함께 究明하고자 프로그램에 반영하였다.

3. 實驗裝置 및 方法

가. 實驗裝置

本 實驗에서는 크랭크축의 토크와 로커암 지점의 반력을 직접 콤바인에서 측정을 할 수 없기 때문에 그림 4에 나타난 바와 같이 往復動 세취機構를 구동시키기 위한 장치를 별도로 제작하였다. 세취機構의 구동 동력원은 가변속모터(variable speed motor)를 사용하였으며 본 실험에 사용된 세취機構는 既存 製品을 사용하였다. 한편, 균형추가 없는 크랭크는 表 1에 표시된 明細대로 제작·사용하였다.

Table 1. Description of the reciprocating knife and its driving system used in the analysis

Item		Description	
Mass (kg)	Crank arm	0.354 (1.457*)	
	Connecting rod	1.119	
	Rocker arm	1.087	
	Knife	3.058	
Length (m)	Crank arm	0.025	
	Connecting rod	0.205	
	Rocker arm	0.186	
Mass moment of inertia (kg · m ²)	Crank arm	1.509 × 10 ⁻⁴ (9.228 × 10 ⁻⁴ *)	
	Conneting rod	8.921 × 10 ⁻³	
	Rocker arm	1.130 × 10 ⁻³	
Link-fixed position vector (m)	{s' ₂₁ }	x	y
		-0.0125 (-0.0459*)	0 (-0.0032*)
	{s' ₂₃ }	0.0125 (-0.0209*)	0 (-0.0032*)
		{s' ₃₂ }	-0.1025
	{s' ₃₄ }	0.1025	0
	{s' ₄₃ }	-0.1089	-0.015
	{s' ₄₅ }	0.0708	-0.015
{s' ₄₁ }	-0.015	0.016	
Position vector from O ₁₂ to O ₁₄ (m)	{l ₁ }	0.159	0.159
r _{5y}	l _{2y}	-	0.252099

Note ; * : Attached with balance weight

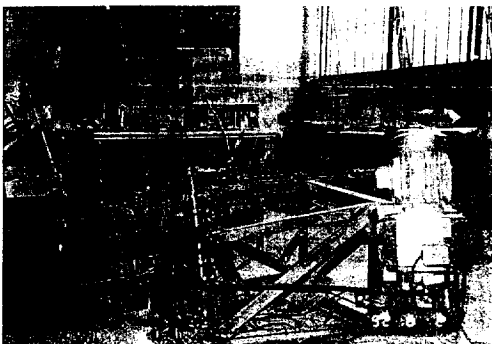


Fig. 4. View of the experimental equipments for measuring driving torque and reaction forces

나. 測定裝置

크랭크 구동축에 작용하는 토크는 스트레인 게이지를 이용하여 측정하였으며, 측정된 토크와 반력을 크랭크 1회전 즉, 예취칼날의 1왕복행정에 대한 변화하는 경향으로 분석하고자 크랭크의 회전각도와 회전주기 즉, 회전수를 측정하였다. 크랭크의 회전수와 회전각도는 비접촉식 회전계(tachometer)와 마이크로 스위치를 이용하였다.

다. 資料蒐集裝置 및 프로그램

本 實驗에 사용된 資料蒐集裝置는 그림 5에 나타난 바와 같으며, 資料蒐集裝置를 制御하기

위한 制御 프로그램은 그림 6에 나타난 흐름도와 같고, C-언어로 작성하였다.

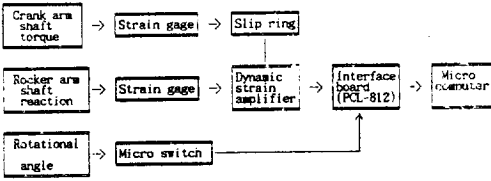


Fig. 5. Block diagram for the data acquisition system

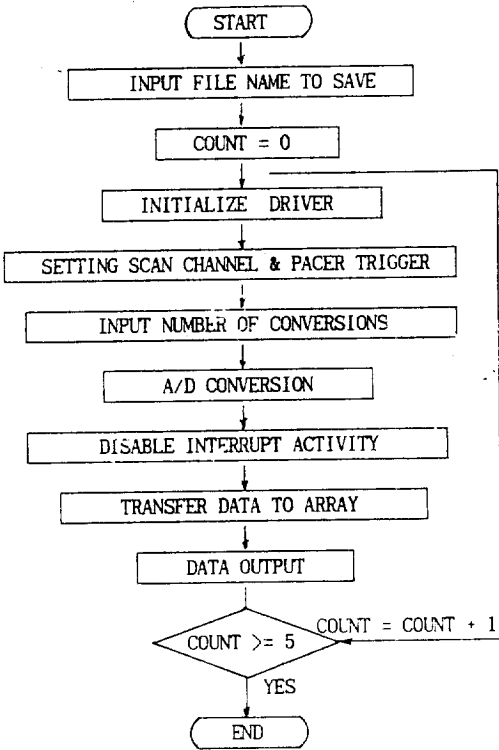


Fig. 6. Flow chart of the control program for data acquisition

라. 實驗方法

本 實驗에서는 크랭크의 회전속도를 500rpm으로 하여 측정하였는데 이는 실제 콤바인에서 예취칼날의 최고 절단속도가 약 1.2m/s 정도이

므로 이 切斷速度에 맞추어 설정한 것이다. 실험은 크랭크암에 균형추가 附加된 것과 附加되지 않은 것으로 나누어 실시하였으며 각각 3회 반복 測定하였다.

4. 結果 및 考察

가. 예취칼날의 速度와 加速度

그림 7은 이론적인 분석에 의한 것으로 크랭크 1회전 사이의 예취칼날(구동칼날)의 속도 와 가속도 변화를 나타낸 것이다. 刈取칼날의 速度는 往復行程의 중앙부분 즉, 예취칼날이 두 고정칼날 사이의 중앙부분을 통과할 때 가장 큰 값을 나타냈으며 가속도는 行程의 양 끝에서 가장 큰 값을 나타냈다.

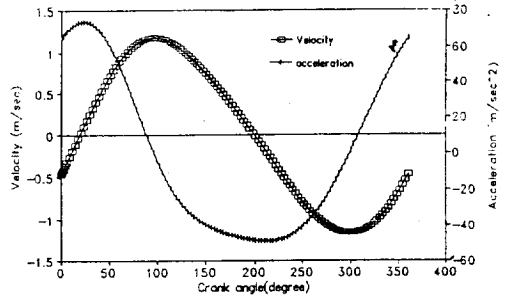


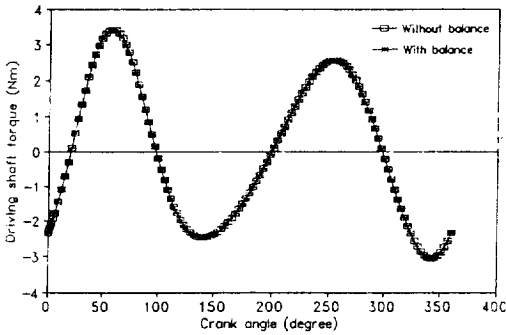
Fig. 7. Changes in cutting velocity and acceleration of the reciprocating knife during one revolution of crank arm

그리고 속도와 가속도 곡선은 완전한 조화운동 곡선이기 보다는 중앙부분이 약간 넓은 형태로 나타났다. 즉, 속도곡선을 보면 처음에 속도가 0에서 최고속도로 되는 크랭크 회전각도는 20°에서 96°로 나타났으나 최고속도에서 다시 0으로 되는 각도는 96°에서 200°로 나타나 약 28° 정도 차이가 있었다. 이와 같은 속도곡선의 특성이 그대로 가속도곡선에도 영향을 미쳐 중앙부분이 상대적으로 넓은 가속도 곡선을 나타냈다.

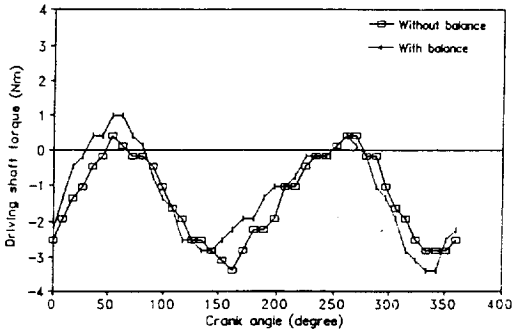
한편, 크랭크암에 균형추가 附加된 경우와 附加되지 않은 경우 모두 刈取칼날의 속도, 가속도는 균형추의 영향을 받지 않고 각각 같은 水準을 나타냈다.

나. 크랭크 驅動軸의 토크

그림 8은 크랭크 1회전 사이의 크랭크 구동축의 토크 변화상태를 나타낸 것으로 이론적인 분석결과와 실험에 의한 측정결과를 비교한 것이다. 이 그림에 의하면 토크의 변화양상은 이론적인 분석결과와 시험결과가 같은 경향을 나타냈으나 절대값에서는 약간의 차이가 있었다.



(a) Theoretically analyzed



(b) Experimentally measured

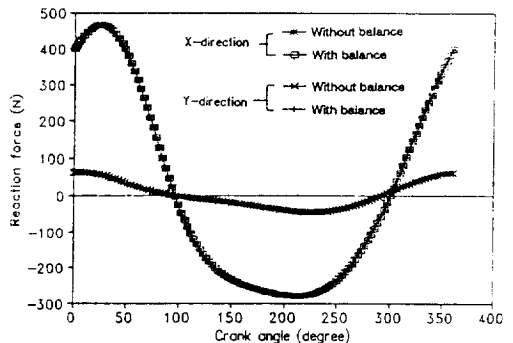
Fig. 8. Driving torque of crank shaft

한편, 크랭크암에의 균형추 附加여부가 크랭크 구동축의 토크에는 영향을 미치지 않는 것으

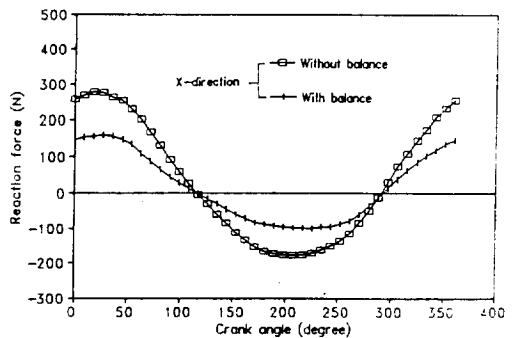
로 나타났으며, 실험결과에서의 약간의 차이는 실험장치 및 측정에서의 오차에 기인한 것으로 생각된다.

다. 로커암 支持點에서의 反力

그림 9는 로커암 지지점에 작용하는 反력을 나타낸 것으로 이론적인 분석에서 알 수 있듯이 수직방향(機體의 進行方向 : Y방향)의 반력은 수평방향(칼날의 運動方向 : X방향)의 반력에 비해서 극히 작은 값을 나타냈다. 그리고, 수평방향의 반력은 이론치와 실험치가 회전각의 변화에 따라 거의 비슷한 사인곡선의 형태로 변화하였으며 최대의 힘은 대체로 가속도가 최대로 되는 점에서 나타났다.



(a) Theoretically analyzed



(b) Experimentally measured

Fig. 9. Reaction forces at supporting point of rocker arm

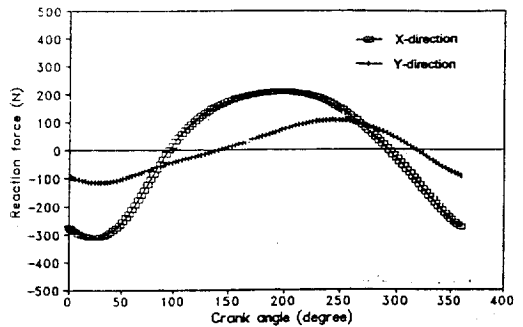
한편, 이론적인 분석에서는 균형추의 附加여부에 상관없이 로커암 지지점의 반력은 같은 값으로 나타났으나 실제 실험에 의하면 균형추를 附加한 경우가 附加하지 않은 경우보다 작아지는 것으로 나타났다. 이것은 다음의 크랭크암 지지점의 反力 분석으로부터 유추하면 다음과 같은 이유라고 생각된다. 즉, 크랭크암 지지점의 수평방향 反力を 보면 균형추가 있는 경우가 없는 경우보다 약 65% 증대된 것으로 나타났는데 이것은 로커암 지지점에서의 실험에 의한 反力の 차이(약 70%)와 비슷한 수준이다. 따라서, 크랭크암 지지점의 균형추에 의한 反力の 영향이 로커암 지지점으로 전달된 것으로 생각할 수 있으며 실제로 본 실험장치에서는 크랭크암 지지점 즉, 크랭크축은 구동모터로부터의 動力入力軸으로 되어 있기 때문에 제대로 反力を 지지해 주지 못하여 크랭크암 지지점의 反力の 변화가 로커암 지지점의 反력에 영향을 미친 것으로 判斷되었다.

라. 크랭크암 支持點에서의 反力

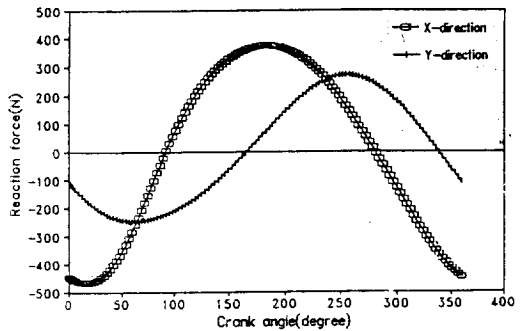
그림 10은 이론적 분석에 의한 크랭크암 지지점에 작용하는 反력을 나타낸 것으로 사인곡선 형태의 변화에 따르나 그의 최대값은 로커암 지지점의 반력과 180° 정도 위상차를 두고 나타났다. 그리고, 이 지지점의 反力에서는 균형추의 영향이 확실히 나타나, 균형추가 없는 경우에는 수평방향의 反력이 약 -310~220N 범위에서 변화하였으나 균형추가 있는 경우에는 약 -480~380N 범위에서 변화하는 것으로 나타났다. 이것은 균형추에 의한 질량의 증가로 인하여 慣性力이 증가되었기 때문인 것으로 判斷되었다.

한편, 크랭크암 지지점(O₁₂)과 로커암 지지점(O₁₄)의 反력을 비교해 보면 서로 반대방향으로 작용하며, 균형추가 있는 경우의 크랭크암 지지점의 反력과 로커암 지지점의 反력이 서로 비슷한 水準의 값을 나타내 균형추가 있음으로 해서

어느 정도 힘의 均衡이 이루어지는 것으로 判斷할 수 있었다. 즉, 크랭크암에의 균형추 附加는 크랭크 회전속도 증가에 따른 로커암 지지점의 증가된 動的 不均衡을 반대방향으로 작용하는 크랭크암 支持力으로 잘 平衡되는 효과를 나타냈다.



(a) Without balance weight



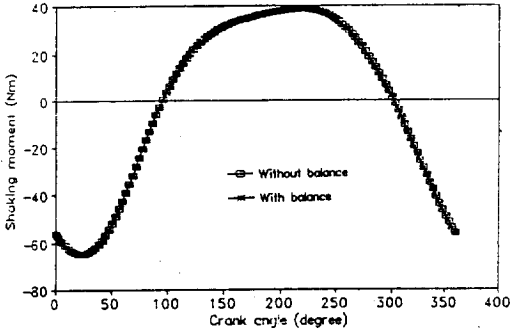
(b) With balance weight

Fig. 10. Changes in reaction force at supporting point of crank arm during one revolution of crank shaft(theoretically analyzed)

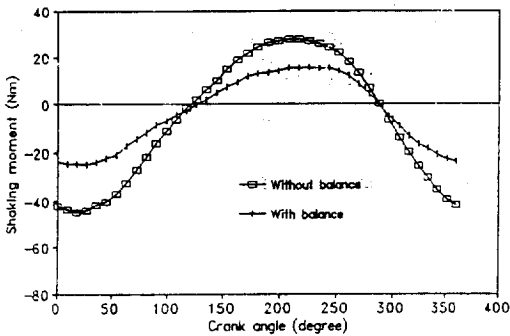
마. 加振모멘트

크랭크 구동축의 토크와 로커암 지지점(O₁₄)에서의 反력을 이용하여 크랭크암 지지점(O₁₂)에서의 加振모멘트를 구하였으며 그 결과는 그림 11에 나타낸 바와 같다. 칼날이 行程의 양 끝

부분에 위치할 때 가장 큰 加振 모멘트 값을 나타냈으며 이론적인 분석결과와 실험 결과와는 변화하는 경향은 잘 一致하는 것으로 나타났다.



(a) Theoretically analyzed

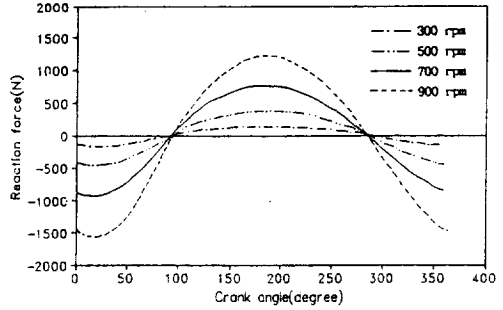


(b) Experimentally measured

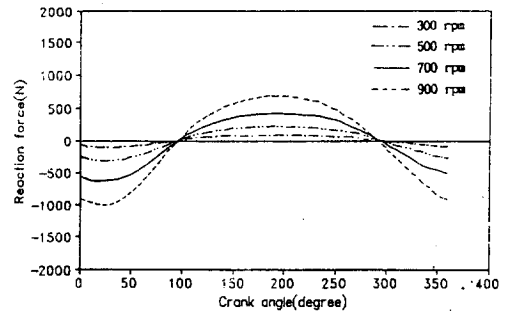
Fig. 11. Shaking moment at supporting point of crank arm

바. 回轉數 變化에 따른 反力 및 加振모멘트의 變化

한편, 크랭크의 회전속도 증가에 따른 加振모멘트의 변화를 분석하기 위하여 크랭크의 회전수를 300rpm에서 900rpm까지 200rpm씩 증가시키면서 각 지지점에서의 反力과 加振모멘트를 이론적으로 분석하였으며 그 결과는 그림 12, 13, 14에, 그리고 회전수 증가에 따른 이들의 최대값의 변화를 그림 15에 나타냈다. 이들에 의하면 크랭크의 회전수가 증가할수록 각 지지점에서의



(a) Without balance weight



(b) With balance weight

Fig. 12. Horizontal reaction force at O12 with the increase of rotational speed of the crank shaft

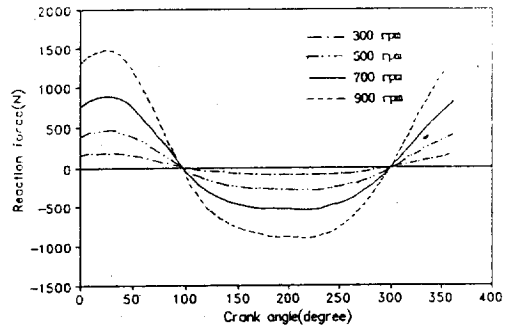


Fig. 13. Horizontal reaction forces at O14 with the increase of rotational speed of the crank shaft

反力과 加振모멘트가 증가하는 것으로 나타났으며, 또한, 크랭크 회전속도의 변화에 따른 加振

모멘트의 최대값과 크랭크 및 로커암 지지점 反力の 최대값의 변화는 회전속도가 빨라질수록 不均衡을 더욱 加重시키는 다항식적 변화현상으로 나타났다. 따라서, 기계진동을 감소시키기 위해서는 기계 전진속도의 변화에 따른 크랭크의 적정 회전수의 유지가 필요할 것으로 판단되었다.

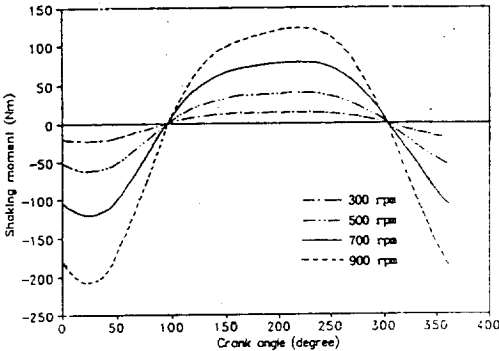


Fig. 14. Shaking moment in accordance with the increase of rotational speed of the crank shaft

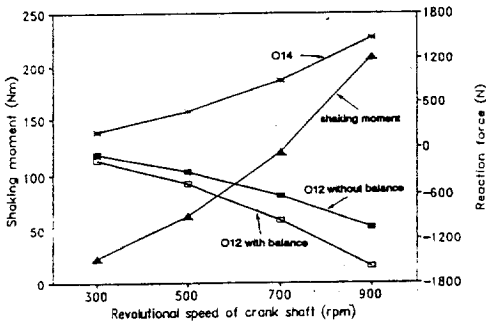


Fig. 15. Shaking moment and reaction forces at O₁₂ and O₁₄ with the increase of speed of crank shaft

5. 要約 및 結論

콤바인의 大型化, 高速化 추세에 따라 예상할

수 있는 콤바인 세취機構의 힘의 不均衡 문제를 구명하고자 예취칼날 구동기구에 대한 動的特性 분석 프로그램을 개발하였으며, 예취칼날의 속도와 가속도 그리고 세취機構를 구성하는 각 링크에 작용하는 힘 등을 분석하여 全體 시스템에 작용하는 힘의 平衡狀態를 구명하였다. 한편, 실제 실험을 통하여 이론적 분석의 타당성을 검증하였다.

그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 크랭크 구동축의 토크와 로커암 지지점의 反力에 대한 이론적인 분석결과와 실험결과를 比較한 결과, 회전각의 변화에 따른 이들의 변화는 대체로 잘 一致하는 것으로 나타나 이론적인 분석방법이 妥當한 것으로 判斷되었다.

2) 로커암과 크랭크암 支持點의 칼날운동방향의 反力은 이론치와 실험치가 회전각의 변화에 따라 거의 비슷한 사인곡선의 형태로 변화하였다.

3) 크랭크 회전속도에 따른 加振모멘트의 최대값과 크랭크 및 로커암 支持點 反力の 최대값의 변화는 회전속도가 빨라질수록 不均衡을 더욱 加重시키는 다항식적 변화현상으로 나타나, 機體 전진속도에 따른 크랭크의 적정 회전수의 유지가 機體 振動의 감소에 필요할 것으로 判斷되었다.

4) 크랭크암에의 均衡추 附加는 크랭크 회전속도의 증가에 따른 로커암 지지점의 동적불균형력의 증가를 반대방향으로 작용하는 크랭크암 支持力으로 잘 平衡시키는 효과를 나타냈으나 加振모멘트에는 큰 효과가 없는 것으로 나타났다.

參 考 文 獻

1. 鄭昌柱. 1988. 農作業機械學, 서울대학교 출판부. 서울, p. 200~230
2. George, H.M. 1982. Kinematics and dynamics of machines, AVI, p. 171~193
3. Haug, E.J. 1989. Computer aided kinematics

- and dynamics of mechanical systems, Volume I : Basic methods, Allyn and Bacon, USA.
4. Kanafojski,Cz. and T.Karwowski. 1976. Agricultural machines-theory and construction, Vol(2), Crop harvesting machines
 5. Martin,G.H. 1982. Kinematics and dynamics of machines, 2nd Edition, Prentice-Hall
 6. Noh,K.M. and D.E.Erbach. 1991. A semi-recursive dynamic algorithm using variational vector approach, Trans.of ASAE 34(4) : 1566~1574
 7. Ogata,K. 1978. System Dynamics, John & Wiley, p. 1~97
 8. Raczkowski,G. 1979. Principles of machine dynamics, Gulf publishing Co., USA, p. 1~85