

자탈형 콤바인 탈곡부 設計要因의 適正化를 위한 연구(I) — 扱胴軸 토포크 파형의 推定 —

Optimizing the design factors of the head-fed type combine(I) — Estimation of the threshing drum torque curve —

南 相 一*, 鄭 昌 柱*, 細川 明**
S. I. Nam, C. J. Chung, A. Hosokawa

Summary

The threshing action of the head-fed type threshing unit occurs mainly by the impact between threshing tooth and grains. It may be therefore the most fundamental step to calculate the time and order of the occurrence of impact by the tooth for predicting the performance of threshing unit.

The threshing teeth arrangement was defined by length and diameter of threshing drum, number of spiral arrays, number of threshing teeth by kind per one spiral array, number of windings of spiral array around the threshing drum, delay angle of impact line.

The linear equations for locus of left and right margin of paddy bundle, spiral array, impact line on the development figure of the threshing drum were expressed by factors of the threshing teeth arrangement. In the computer program, the teeth which inflict impact were searched successively along the impact line. Searching range and impact condition were defined by the relation between four linear equations. If the impacting tooth was found, time and the kind of threshing tooth was derived from the coordinate of the threshing tooth. At this time the unit torque curve was accumulated on the array of computer memory. At last the completed torque curve of threshing drum shaft was described on the computer screen. Remarkably the peak value and fluctuation of torque curve was decreased by adopting the delay angle of impact line.

1. 緒 論

自脫型 콤바인 脫穀部の 設計要因을 適正化하기 위하여는 임의의 扱齒排列과 임의의 作業條件에서 脫穀性能을 豫測할 수 있어야 한다. 특히 自脫型 脫穀部에서 脫穀作用을 誘發시키는 主因이 扱齒의 공급벚단에 대한 打撃인 만큼 임의의 扱齒排列이 주어졌을 때 어떠한 扱齒가 어느 시점에서 打撃을 가하는가를 把握하는 일은 脫穀現象을 豫測하는데 있어서 가장 기본적인 일이라고 할 수 있다.

임의의 扱齒排列이 주어졌을 때 공급벚단에 가해지는 총타격횟수에 관한 연구는 江崎등(1972)에 의해 이루어졌다. 그러나 이 연구에서는 임의의 扱齒排列을 扱胴의 길이와 직경, 螺旋排列의 수, 螺旋排列内 扱齒의 수만으로 정의하였고 시간과의 관계가 고려되어 있지 않아서 각개 扱齒의 打撃을 하나씩 順次的으로 계산할 수 없었으며 따라서 급치의 종류별 급치배열에 의한 脫穀現象 자체에 대한 세밀한 연구에 미흡하였다.

본연구에서는 임의의 扱齒排列을 扱胴의 길이와

* 서울대학교 農科大學 農工學科

** 日本 宇都宮大學 農學部 農業開發工學科

직경, 螺旋排列內的 종류별 급치의 수, 螺旋排列의 捲線數, 打撃遲延角으로 정의하였으며 이 拔齒排列의 要素들을 이용하여 공급벧단 좌우단의 軌跡方程式, 螺旋排列의 方程式, 打撃線 排列의 方程式을 만들었고 이들의 관계에 의하여 檢索範圍와 打撃發生條件을 設定했다. 컴퓨터 프로그램내에서는 打撃線 排列을 따라 檢索點을 이동시키며 타격을 가하는 拔齒를 順次的으로 하나씩 檢索하여 가도록 하였고 타격을 가하는 拔齒가 발견되면 이때의 座標를 이용하여 時刻과 拔齒의 種類를 判別하여 그에 해당하는 기본토오크과형을 累積하도록 하였다. 이를 기초로 拔齒軸 토오크과형을 推定하여 自脫型 脫穀部의 作業性能을 豫測할 수 있는 방법을 제시코자 하였다.

2. 打撃拔齒 檢索을 위한 數學的 모델 開發

가. 拔齒排列의 規定

일반적으로 拔齒의 둘레에 拔齒를 배열하는 방법은 拔齒 둘레에 몇 줄의 螺旋을 設定하고 그 螺旋 上에 일정간격으로 拔齒를 배치하는 것이다. 이렇게 배열된 拔齒는 螺旋狀으로 열을 지을 뿐 아니라 인접 나선상으로도 규칙적으로 나타나게 되어 拔齒의 軸方向으로도 열을 짓게 된다. 특히 축방향으로 형성된 排列은 拔齒의 打撃順序를 결정하게 된다. 본 논문에서는 편의상 螺旋上으로 형성된 拔齒의 排列을 螺旋排列이라 칭하고 拔齒의 軸방향으로 형성된 拔齒의 排列을 打撃線排列이라 칭하도록 한다.

본연구에서는 拔齒의 排列을 결정하는 要素로서 拔齒의 길이(W), 拔齒先端 軌跡의 直徑(D), 螺旋 排列의 數(C), 螺旋排列의 捲線數(N_w), 하나의 螺旋 排列內에 있는 종류별 拔齒의 數(N_p), 打撃遲延 角(θ)을 사용하였으며 打撃遲延角은 打撃線排列이 拔齒의 軸과 이루는 각을 말한다.

컴퓨터 프로그램내에서 벧단에 打撃을 가하는 拔齒를 찾기 위하여는 먼저 拔齒의 座標를 拔齒의 排列을 결정하는 要素들로서 나타낼 수 있어야 한다. Fig. 1은 拔齒의 展開圖를 그의 회전에 따라서 연속적으로 이어 나타낸 回轉展開圖이다. 拔齒의 軸방향으로 x축을, 회전방향으로 y축을 설정했으며 이

展開圖에 나타나 있는 점들은 拔齒의 頂點의 위치를 나타내고 있다. 이 점들의 좌표는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P(x,y) = P \left((n-1) \cdot P_a, \frac{Pr}{P_a} (n-1) \cdot P_a + (m-1) \cdot \frac{D}{C} \pi \right) \quad (1)$$

여기서 P_a는 하나의 螺旋排列內에서 軸방향 급치 간격이며 P_r는 원주방향 급치간격으로서 $\frac{Pr}{P_a}$ 는 회

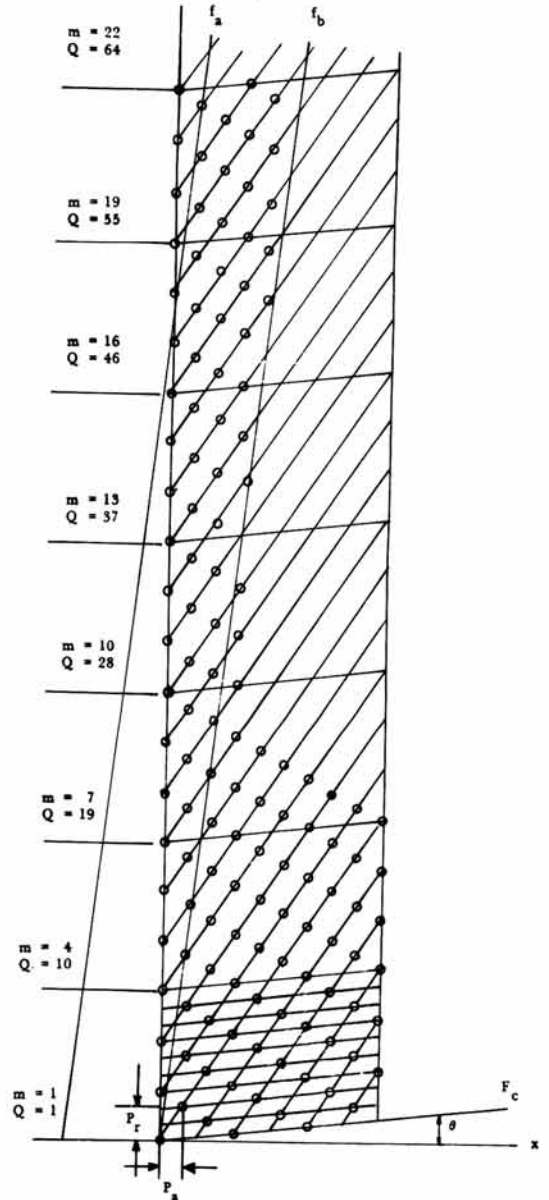


Fig. 1. Rotational development figure of threshing drum.

轉展開圖上에서의 螺旋排列의 기울기를 나타내게 된다. P_a 와 P_r 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_a = \frac{W}{(N_p-1)} \dots\dots\dots(2)$$

$$P_r = \frac{(kD \cdot N\omega + W \cdot \tan\theta)}{(N_p-1)} \dots\dots\dots(3)$$

여기서 撥胴의 길이를 나타내는 W 는 螺旋排列上의 첫번째 撥齒로부터 마지막 撥齒까지의 길이를 나타내며 $(\pi D \cdot N\omega + W \cdot \tan\theta)$ 는 螺旋排列의 y 축상의 투영길이를 나타낸다.

回轉展開圖上의 모든 撥齒의 座標는 螺旋排列上에 나타나게 되므로 x 좌표는 螺旋排列內에서의 x 축 방향 간격 P_a 에 順序를 나타내는 n 에서 1을 뺀 값을 곱하여 나타낼 수 있으며 y 좌표는 각 螺旋排列의 y 축 절편을 나타내는 $(m-1) \cdot \frac{D}{C} \pi$ 에 각 급치의 x 좌표 $(n-1) \cdot P_a$ 에 螺旋排列의 기울기 $\frac{P_r}{P_a}$ 를 곱한 값을 합하여 나타내었다.

나. 回轉展開圖上에서의 직선의 방정식

1) 공급벧단의 軌跡方程式

撥齒의 打擊現象은 공급벧단의 左·右側端의 軌跡內에서만 발생한다. 공급벧단의 撥室과 공급체인의 경계선에서의 左側端의 軌跡方程式을 $f_a(x)$, 右側端의 軌跡方程式을 $f_b(x)$ 라 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_a(x) = \frac{Vd}{Vf} (x + W_p) \dots\dots\dots(4)$$

$$f_b(x) = \frac{Vd}{Vf} x \dots\dots\dots(5)$$

두 직선의 기울기는 撥齒頂點의 圓周速度와 공급체인의 速度의 比로써 나타내게 되며 벧단의 右側端이 첫번째 撥齒와 만나는 점을 원점으로 하면 $f_b(x)$ 는 원점을 지나는 直線方程式이 되고 $f_a(x)$ 는 $f_b(x)$ 를 좌측으로 공급벧단의 폭만큼 이동시킨 直線方程式이 된다.

여기서 앞으로의 설명의 便易를 위하여 $f_a(x)$ 를 y 에 대하여 전개한 식을 $f_a'(y)$ 로 표기하고 $f_b(x)$ 에 대하여는 $f_b'(y)$ 로 표기하였다.

2) 螺旋排列의 방정식

螺旋排列은 回轉展開圖上에서 직선으로 나타나게 되며 식(6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_m(x) = \frac{P_r}{P_a} x + \frac{D\pi}{C} (m-1) \dots\dots\dots(6)$$

回轉展開圖上에서 螺旋排列은 무수히 나타나게 되는데 모든 螺旋排列의 방정식은 기울기는 같으나 y 축절편이 다른 직선의 방정식이다. 이때 각 절편은 절편의 간격 $\frac{D\pi}{C}$ 에 나선배열의 順序를 나타내는 m 에서 1을 뺀 값을 곱하여 나타내었다. 또 앞으로의 설명의 便易를 위하여 $f_m(x)$ 를 y 에 대하여 전개한 식을 $f_m'(y)$ 로 표기하도록 한다.

3) 打擊線 排列의 방정식

打擊遲延角 θ 를 0° 로 하였을 때 인접한 螺旋排列上의 撥齒들이 x 축에 대하여 평행한 직선상에 놓이게 되고 이러한 직선은 回轉展開圖上에서 규칙적으로 나타나게 된다. 이때의 규칙적으로 나타나는 직선이 打擊線排列이고 이 직선들은 y 축절편을 중심으로 回轉시킬 수 있으며 이때의 x 축에 대한 각이 打擊遲延角이다. 특히 打擊遲延角 θ 가 0° 이면 벧단의 軌跡內에 존재하는 동일 타격선상의 撥齒들은 동시에 타격을 가하게 되어 撥胴軸 토오르크의 변화를 크게 하는 원인중 하나라고 할 수 있다.

규칙적으로 나타나는 打擊線의 y 축절편의 간격 P_g 는 螺旋排列의 간격 $\frac{D\pi}{C}$ 와 螺旋排列內 撥齒의 y 축 방향 간격 P_r 과의 최대공약수로 나타나게 되며 打擊線의 기울기는 설계자가 임의로 줄 수 있는 打擊遲延角 θ 에 의해 나타낼 수 있으므로 打擊線排列의 방정식은 다음과 같이 나타내었다.

$$f_c(x) = \tan\theta \cdot X + Y \dots\dots\dots(7)$$

여기서 Y 는 打擊線排列의 y 축 절편이다. 앞으로의 설명의 便易를 위하여 함수 $f_c(x)$ 를 y 에 대하여 전개한 식을 $f_c'(y)$ 로 표기하였다. 컴퓨터 프로그램 내에서 타격을 가하는 撥齒의 檢索을 打擊線排列을 따라서 진행하고 있으므로 Y 는 검색위치를 증가시켜 나가는 값으로 사용하였다. 따라서 Y 는 검색간격 P_g 와 양의 정수 Q 를 사용하여 다음과 같이 나타내었다.

$$Y = P_g \cdot (Q-1) \dots\dots\dots(8)$$

최종검색위치는 $f_a(x)$ 가 $x=W$ 인 直線과 만나는 점을 통과하는 打擊線排列이 되므로 그때의 Q_L 은 다음과 같이 결정하였다.

$$Q_L = U_s \left[\frac{f_a(W)}{P_g} + 1 \right] \dots\dots\dots(9)$$

여기서 U_s 는 정수화 함수이다.

다. 檢索範圍

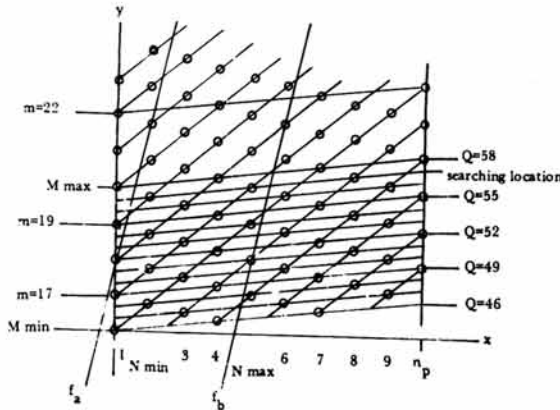


Fig. 2. Configuration of tooth searching which inflict impact.

컴퓨터 프로그램 내에서 타격을 가하는 拔齒에 대한 檢索은 Fig. 2와 같이 打擊線排列을 따라 실행하고 있으므로 y축방향의 檢索範圍는 Q가 1부터 Q_L까지인 범위이나 x축방향의 檢索範圍는 공급벧단이 공급체인에 의해 이동되고 있으므로 y축방향의 檢索位置가 결정되면 이에따라 결정되도록 하는 것이 컴퓨터의 계산시간을 단축할 수 있다. 즉 x축방향의 檢索位置가 결정됨에 따라 결정된 打擊線排列의 f_a(x)와 f_b(x)와의 양교점 내의 구간을 통과하는 螺旋排列의 m의 최대·최소값과 x좌표의 범위를 나타내는 n의 최대·최소값의 범위에 대하여만 檢索을 실시하도록 하였다. 특히 x축방향 檢索範圍의 계산은 벧단이 拔室에 투입되고 있는 途中으로서 아직 완전히 투입되지 않은 경우와 拔室 內에 완전히 투입된 경우와 벧단이 拔室로부터 방출되고 있으나 완전히 방출되지 않은 경우에 대하여 달라져야 한다.

1) 벧단이 拔室에 투입되는 途中의 경우

이 경우는 f_a(y)가 y축과 만날 때까지를 의미하므로 식(10)과 같은 조건으로 정의할 수 있다.

$$X = fa'(y) < 0 \dots\dots\dots(10)$$

f_c'(y)와 f_b'(y)와의 교점의 좌표는 식(11)로부터 식(12), (13)과 같이 나타낼 수 있다.

이 교점으로부터 打擊線 區間內에서 가장 가까운

$$\frac{Vf}{Vd} y = \frac{y - Y}{\tan\theta} \dots\dots\dots(11)$$

$$X_{cn} = \frac{Vf}{Vd} \cdot \frac{Y}{(1 - \frac{Vf}{Vd} \cdot \tan\theta)} \dots\dots\dots(12)$$

$$Y_{cn} = \frac{Y}{(1 - \frac{Vf}{Vd} \cdot \tan\theta)} \dots\dots\dots(13)$$

위치의 螺旋排列은 f_b'(y_{cn}) = f_m'(y_{cn}) = X_{cn}이어야 하므로 식(14)로부터 m을 구하여 정수화함수 U_s에 적용시키면 m_{min}은 식(15)와 같다.

$$\frac{Vf}{Vd} \cdot Y_{cn} = (Y_{cn} - \frac{D\pi}{C} (m-1)) \cdot \frac{Pa}{Pr} \dots\dots\dots(14)$$

$$M_{min} = U_s [Y_{cn} (1 - \frac{Vf}{Vd} \cdot \frac{Pr}{Pa}) \cdot \frac{C}{D\pi} + 1] \dots\dots\dots(15)$$

이 구간에서 m_{max}은 打擊線의 y축과의 교점에 의하여 결정되므로 m_{max}은 檢索位置 Y를 螺旋排列의 간격 $\frac{D\pi}{C}$ 로 나누어서 식(16)과 같이 나타내었다.

$$M_{max} = U_s [Y \cdot \frac{C}{D\pi} + 1] \dots\dots\dots(16)$$

n_{max}은 식(12)의 x_{cn}을 P_a로써 나눈 값이 되므로 식(17)과 같이 나타낼 수 있으며 이 구간에서 n_{min}은 항상 1이어야 한다.

$$N_{max} = U_s [\frac{Vf}{Vd} \cdot \frac{Y}{(1 - \frac{Vf}{Vd} \cdot \tan\theta)} \cdot \frac{1}{Pa} + 1] \dots\dots\dots(17)$$

$$N_{min} = 1 \dots\dots\dots(18)$$

2) 벧단이 拔室에 완전히 투입된 경우

이 경우는 식(19)와 같은 조건으로 정의할 수 있다.

$$fa'(y) \geq 0, fb'(y) \leq W \dots\dots\dots(19)$$

f_c(x)와 f_a(x)와의 교점의 좌표는 식(20) 으로부터 식(21), (22)와 같이 구할 수 있다.

$$\frac{Vd}{Vf} (x + Wp) = \tan\theta \cdot x + Y \dots\dots\dots(20)$$

$$X_{cx} = \frac{(Y - \frac{Vd}{Vf} \cdot Wp)}{(\frac{Vd}{Vf} - \tan\theta)} \dots\dots\dots(21)$$

$$Y_{cx} = \frac{Vd}{Vf} (X_{cx} + Wp) \dots\dots\dots(22)$$

이 교점으로부터 打擊線 區間內에서 가장 가까운 螺旋排列은 f_a(x) = f_m(x)로부터 m을 구하여 정수화함수 U_s를 적용시키면 m_{max}은 식(23)과 같다.

$$M_{max} = U_s [(Y_{cx} - (\frac{Vf}{Vd} \cdot Y_{cx} - Wp) \cdot \frac{Pr}{Pa}) \cdot \frac{C}{D\pi} + 1] \dots\dots\dots(23)$$

m_{min}은 식(15)가 그대로 이 구간에서도 정의될 수

있다.

n_{min} 은 식(21)을 P_a 로 나눈 값이므로 식(24)와 같이 나타내었다.

$$N_{min} = U_s \left[\frac{(Y - \frac{V_d}{V_f} \cdot W_p)}{(\frac{V_d}{V_f} - \tan\theta)} \cdot \frac{1}{P_a} + 2 \right] \dots\dots(24)$$

n_{max} 은 식(17)이 그대로 이 구간에서도 정의될 수 있다.

3) 벧단이 扱室로부터 방출되는 途中의 경우 이 경우 식(25)와 같은 조건으로 정의될 수 있다.

$$X = fb'(y) > W \dots\dots\dots(25)$$

이 구간에서의 m_{max} 은 $f_a(x)$ 와 $f_c(x)$ 의 교점으로부터 정의되므로 식(23)과 같게 나타낼 수 있으며 m_{min} 은 $f_b(y)$ 와 $f_c(y)$ 의 교점으로부터 정의되므로 식(15)와 같게 나타낼 수 있다. n_{min} 역시 $f_a(x)$ 와 $f_c(x)$ 에 의해 정의되므로 식(24)와 같게 나타낼 수 있다. n_{max} 은 이 구간에서 항상 N_p 이어야 한다.

$$N_{max} = N_p \dots\dots\dots(26)$$

라. 打擊發生條件

공급벧단에 타격을 가하는 扱齒는 Fig. 2에서와 같이 檢索線이 결정되면 이 검색선의 打擊區間內를 통과하는 모든 螺旋排列의 교점에 존재하는 것이 아니고 각 螺旋排列에 대하여 x값을 P_a 간격으로 증가시키면서 그때의 $f_c(x)$ 와 $f_m(x)$ 의 값이 일치할 때만 타격을 가하는 扱齒가 존재하고 있다. 즉 m과 n을 檢索範圍 m_{min} 과 m_{max} , n_{min} 과 n_{max} 사이에서 변화시킬 때 m의 m_{min} 부터 m_{max} 사이의 값을 TC, n의 n_{min} 부터 n_{max} 사이에서의 값을 NC라 한다면 각 檢索點에서의 x좌표는 식(27)과 같이 나타낼 수 있고 타격을 가하는 扱齒가 존재하는 條件은 식(28)과 같이 나타낼 수 있다.

$$X = Pa(NC - 1) \dots\dots\dots(27)$$

$$f_{m=TC}(X) - f_c(x) = 0 \dots\dots\dots(28)$$

실제의 컴퓨터 프로그램에서는 計算誤差를 고려하여 식(29)를 打擊發生條件으로 사용하였다.

$$\left[\frac{Pr}{Pa} \cdot Pa \cdot (NC-1) + \frac{D\pi}{C}(TC-1) \right] - [\tan\theta \cdot Pa \cdot (NC-1) + Y]$$

$$< \text{Test error} \dots\dots\dots(29)$$

여기서 Test error는 검색간격의 1%에 해당하는 값을 사용하였다.

打擊을 가하는 扱齒가 발견되면 그 점의 y좌표를 扱齒頂點의 圓周速度로 나누어 벧단이 공급되고 나서 몇 초 후에 打擊이 발생하였는가를 계산하였으며 이를 기초로 컴퓨터 프로그램에서는 排列變數에 그 扱齒에 해당하는 토오크의 基本波形을 累積하도록 하였다. 이때 扱齒의 種類는 打擊을 가한 扱齒의 x좌표를 참조하여 螺旋排列內 몇번째 扱齒인가를 판단하여 구별하도록 하였다.

마. 기본토오크파형

하나의 扱齒가 여러가지 條件下에서 벧단에 打擊을 가할 때 어떠한 토오크 파형을 나타내는가는 아직 명확한 연구가 이루어져 있지 않다. 따라서 본 연구에서는 扱齒의 排列에 따른 예상되는 扱胴軸 토오크파형에 주안점을 두어 이 基本波形을 Fig. 3과 같이 삼각파형으로 가정하였다. 이 삼각파형을 規定하기 위하여 Q_h , Q_L , Q_r 의 파라메타를 사용하였으며 이 파라메타를 여러가지 作動要因과 결합시켜 식(30), (31), (32)와 같이 가정하였다.

$$Q_h(i) = A_0(i) + A_1(i)Z + (A_2(i) \cdot RPM + A_3(i) \cdot Ft) \dots\dots\dots(30)$$

$$Q_L(i) = B_0 + B_1(i) \cdot \frac{RPM}{Ft} \cdot Z \dots\dots\dots(31)$$

$$Q_r(i) = C_0 + C_1(i) \cdot \frac{RPM}{Ft} \cdot Z \dots\dots\dots(32)$$

여기서 Q_h 는 기본토오크파형의 최대값이며 Q_L 은 기본토오크파형의 頂點으로부터 좌측부의 길이이며 Q_r 은 우측부의 길이이다. i는 扱齒의 種類를 나타내기 위한 변수이며 z는 扱齒의 벧단에 대한 累積 打擊回數이다. 따라서 벧단을 투입한 직후의 z의 값은 0이므로 벧단의 공급깊이는 식(33)과 같이 나타낼 수 있다.

$$L = B_0 + C_0 \dots\dots\dots(33)$$

3. 結果 및 考察

Fig. 5, 6, 7, 8, 9는 이상의 방법을 Fig. 4의 flow chart와 같이 프로그램하여 그 결과를 마이크로컴퓨터 화면에 출력한 것이다.

Fig. 5는 공급벧단의 폭이 0.2m이고 투입깊이가 0.3m이며 하나의 나선배열에 10개의 扱齒를 배열하고 다시 이 螺旋排列을 3줄 채택하여 扱胴 둘레에

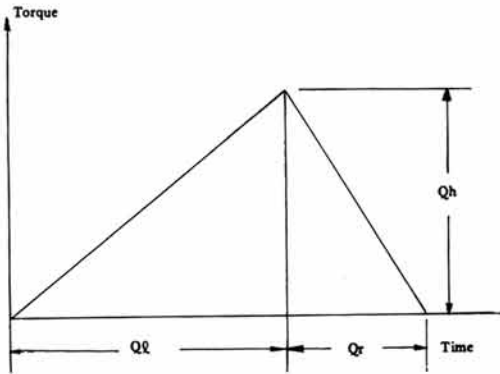


Fig. 3. Unit torque curve model.

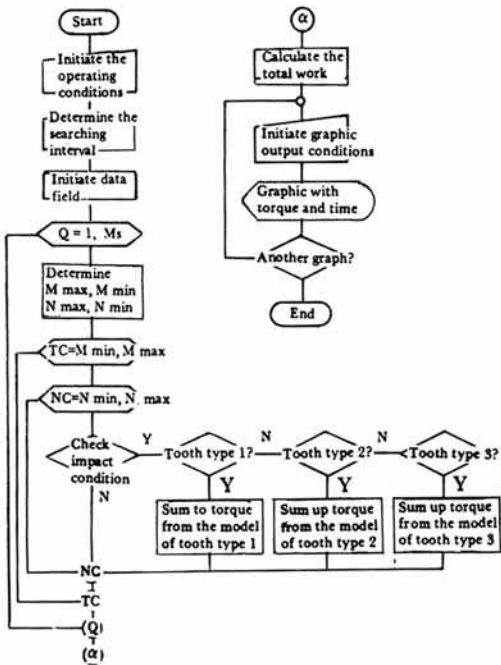


Fig. 4. Flow chart of searching program.

2 바퀴 감고 打擊遲延角을 0° 로 하였을 때 즉 Fig. 1 과 같은 拔齒排列에 대하여 예상되는 拔齒軸의 토오 크파형이다. 초기에 하나의 拔齒가 斷續的으로 打擊을 가하다가 拔齒의 打擊이 시간적으로 重複되면서 최대 토오크에 이르렀다가 累積打擊回數가 증가함에 따라 토오크가 감소하여 가는 것이 잘 나타나 있다. 이때의 총타격횟수는 167회이었다. Fig. 6은 Fig. 5의 결과를 부분적으로 확대 출력하여 基本波形이 들어있는 모양을 확인한 것이다.

Fig. 7, 8, 9는 공급벚단의 폭이 0.2m이고 투입 깊이가 0.3m이며 하나의 螺旋排列內 拔齒가 19개인

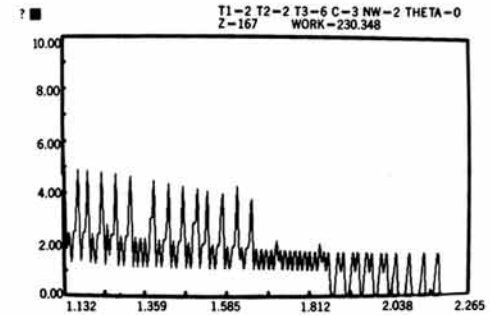
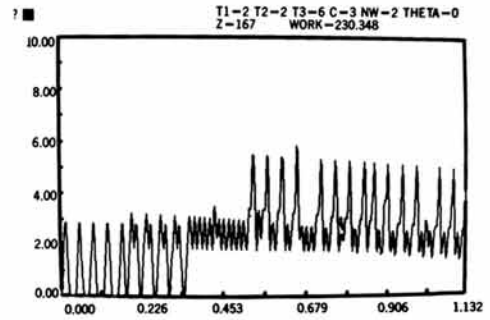


Fig. 5. Predicted torque curve when $N_p = 10, \theta = 0^\circ$.

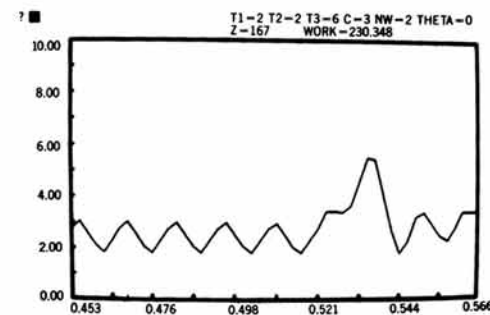
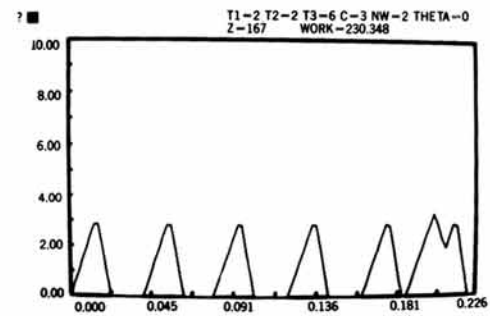


Fig. 6. Accumulated unit torque curves.

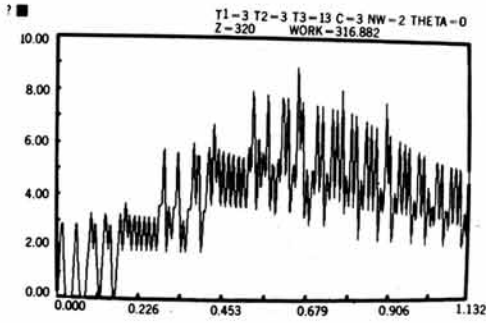


Fig. 7. Predicted torque curve $N_p = 19, \theta = 0^\circ$.

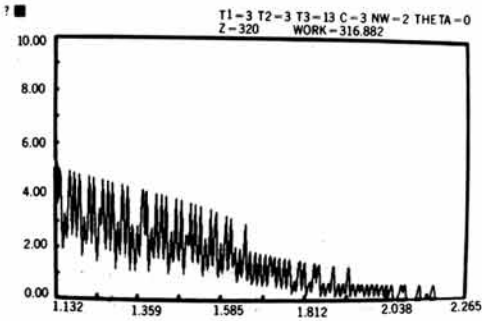


Fig. 8. Predicted torque curve $N_p = 19, \theta = 30^\circ$.

螺旋排列을 3 줄 채택하여 拔胴의 둘레에 2바퀴 감

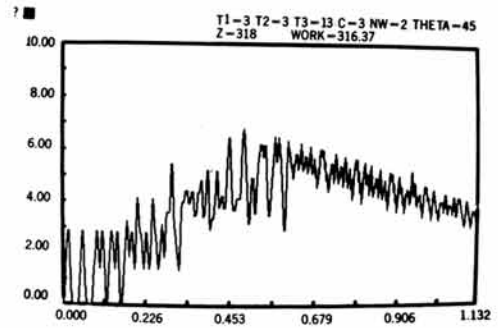
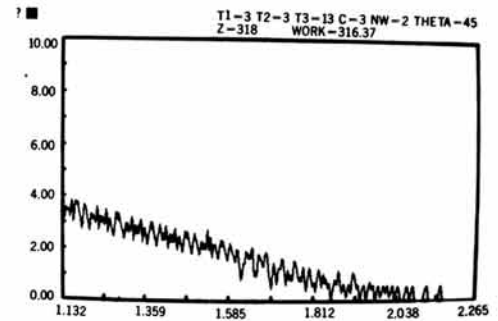


Fig. 9. Predicted torque curve $N_p = 19, \theta = 45^\circ$.



은 拔齒排列을 打擊遲延角이 $0^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ 인 경우의 결과를 컴퓨터 화면에 출력한 것이다. 打擊遲延角을 도입함에 따라 拔胴軸 토오크의 최대값이 감소되고 벧단이 투입되어 방출될 때까지 토오크의變動이 감소되는 것을 알 수 있다.

4. 結 論

本研究에서는 自脫型 脫穀部에서 脫穀作用을 誘發시키는 主因인인 拔齒의 공급벧단에 대한 打擊作用이 拔齒의 排列에 따라서 어느 拔齒가 언제 타격을 가하는가를 계산하는 방법을 개발하였는바,

1) 拔齒의 排列을 拔胴의 길이와 직경, 螺旋排列의 數, 螺旋排列內 종류별 拔齒의 數, 螺旋排列의 捲線數, 打擊遲延角을 이용하여 數式化하였다.

2) 정의된 拔齒排列에 대하여 回轉展開圖上的 모든 拔齒의 좌표를 결정하고 打擊線排列을 따라 打擊範圍內의 檢索點에서 打擊發生條件을 검사하여 타격을 가하는 拔齒를 찾아내었으며 이때의 y 좌표를 拔齒頂點의 圓周速度로 나누어 打擊時刻를 계산하였고 이 時點에서 해당 拔齒의 기본토오크과형을累

積함으로써 扱胴軸 토오크파형을 推定할 수 있었다.

3) 扱齒의 排列方法에 打擊遲延角을 도입함으로써 扱胴軸 토오크의 최대값과 負荷變動을 현저히 저하시킬 수 있을 것으로 판단되었다.

2. 江崎春雄, 三浦恭志郎, 今園支和, 鈴木正壯, 間中正雄. 1972. 自脱コンバインの高性能化に関する研究. 日本農業機械化研究所報告第9号:45~47.

3. 柴田安雄, 坂井純. 1978. 로타리耕なた刃の耕うん抵抗特性-1本刃のトルク波形-. 日農機誌 39(4): 447-457.

4. 坂井純, 柴田安雄. 1978. 트랙타용 로타리耕なた刃의 配列設計理論. 日農機誌 40(1): 29-40.

參考文獻

1. 鄭昌柱, 南相一. 1985. 自脱型 콤바인의 脱穀過程의 數學的 模型 開發에 관한 研究. 農業機械學會誌 10(2): 36~46.

(NOMENCLATURE)

Symbol	Description	Units
W	Length of threshing drum	m
D	Diameter of threshing drum	m
C	Number of spiral array	
N_p	Number of teeth per one spiral array	
N_w	Number of windings of spiral array	
θ	Delay angle of impact line	
RPM	Rotational velocity of threshing drum	rpm
Vd	Velocity of threshing tooth top	m/s
V_f	Velocity of feed chain	m/s
n	Order of threshing tooth in spiral array	
m	Order of spiral array	
Q	Order of impact line	
P_g	Interval between impact lines	m
i	Subscript which indicates the kind of threshing tooth	
fa	Locus equation of left margin of paddy bundle	
fb	Locus equation of right margin of paddy bundle	
fm	Equation of impact line	
Us	Integer transform function	
Y	Intersection of each impact line	
Z	Accumulated number of impact	
Wp	Width of paddy bundle	m
Ft	Feeding thickness of paddy bundle	m
L	Feeding depth of paddy bundle	m
Qh	Peak value of unit torque curve	N·m
Ql	Length of left part of unit torque curve from peak point	m
Qr	Length of right part of unit torque curve from peak point	m