

# 統一벼의 脱粒에 關한 力學的 分析

## Dynamic Analysis of Shattering of Tongil Paddy

姜 永 善\* · 鄭 昌 柱\*

Kang, Young Sun · Chung, Chang Joo

### Summary

This study was intended to analyze the dynamic force system which induced the shattering of paddy grains. A model to predict the shattering of paddy grains was developed, and physical quantities, such as mass distribution and rigidity of rice plant, needed for evaluating the minimum shattering forces were also measured. Under the assumption that rice plant right before harvesting is a vibratory system, the mathematical model of the vibratory system was developed and solved with the varied conditions of forcing functions.

The results of the study were summarized as follows:

1. The shattering of grain occurred at the abscission layer of grain by the bending moments resulted from the impact force due to the collision of panicles of rice plant.
2. The vibratory model developed for milyang 23 rice variety was analyzed to give the natural frequencies of 7-9 Hz, which were closely related with the excitation frequencies of 4-10 Hz caused by various machine parts besides engine. Thus, avoiding the resonance should be taken into consideration in the design of the harvesting machinery.
3. It was analyzed to predict the lowest frequency that could develop the shattering when the excitation force was applied to the lower end of stem. The lowest frequency for the Milyang 23 rice variety ranged from 8.33 Hz to 11.66 Hz as the amplitude varied from 1 cm to 2.5 cm.
4. The degree of shattering depended upon the magnitude of the impact force and its application point. For Milyang 23 rice variety, the minimum impact force developing the shattering was  $5g_f$  when it was applied at 1 cm above the lower end of stem and  $1g_f$  when applied at 5 cm above the lower end of stem.
5. The minimum colliding velocity of the panicle, when it was on the ground that would just develop the shattering, was given as follows,

$$V = \sqrt{\frac{K_t}{mg} \cdot \phi^2}$$

where V : The colliding velocity of the panicle against ground to cause the shattering of rice grain. (cm/sec)

$K_t$  : The minimum spring constant for bending at the abscission layer of grain. (dyne-cm/rad)

$\phi$  : The minimum shattering angle of grain (rad)

$mg$  : The maximum mass of grain. (g)

### 1. 緒 論

食糧増産을 위하여 統一系 品種이 높은 比率로 栽

培되고 있으나, 一般系 品種에 比하여 統一系 品種은 一般的으로 脱粒이 심하여 收穫作業中 많은 穀物 損失이 發生하고 있다. 특히 普及되고 있는 바인더

\*서울대 農大 農工學科

나 콤바인收穫機는 日本에서 開發되어 非脫粒性인 一般系 品種에 適合하도록 設計·製作되어 있어서 收穫機의 機械的 補完없이 脫粒성이 높은 統一系 品種을 收穫할 경우 많은 脫粒損失이 不可避하다.

이 問題를 解決하기 위하여 많은 研究가 進行되어 왔으나 主로 脫粒損失量의 測定을 통한 問題點의 提示에 그쳤다. 最近에 收穫機의 機械的 分析 및 圃場 實驗이 이루어졌으며 이를 바탕으로 收穫機의 改良, 設計가 이루어지고 있다. 이러한 修正·改良을 통하여 脫粒損失을 크게 減少시킬 수 있었으나 脫粒損失을 줄이기 위한 理論的 分析은 아직 없었다. 그러나 機械收穫時의 脫粒損失을 根本的으로 줄이기 위해서는 벼의 物理的 特性을 바탕으로 한 脫粒現象 및 그 原因에 對한 力學的 分析이 收穫機에 對한 機械的 分析 및 實驗보다 先行되어야 할 것으로 判斷된다.

이에 本 研究에서는

1. 收穫適期의 試料를 取하여 벼의 物理的 特性 (單位길이當 質量, 굽힘剛性度)을 調査하고
2. 統一벼의 脫粒發生 振動數, 衝擊力 및 衝突速度의 크기를 찾기 위하여 實驗值에 根據한 數學的 模型을 만들어 分析하였으며
3. 그 結果를 利用하여 脫粒의 主原因을 究明하고 앞으로 收穫機의 設計, 製作에 必要한 基礎資料를 提供하고자 하였다.

## 2. 벼알의 脫粒模型

### 가. 벼알의 脫粒模型

벼를 收穫할 경우 벼에 人力 또는 機械力을 가하

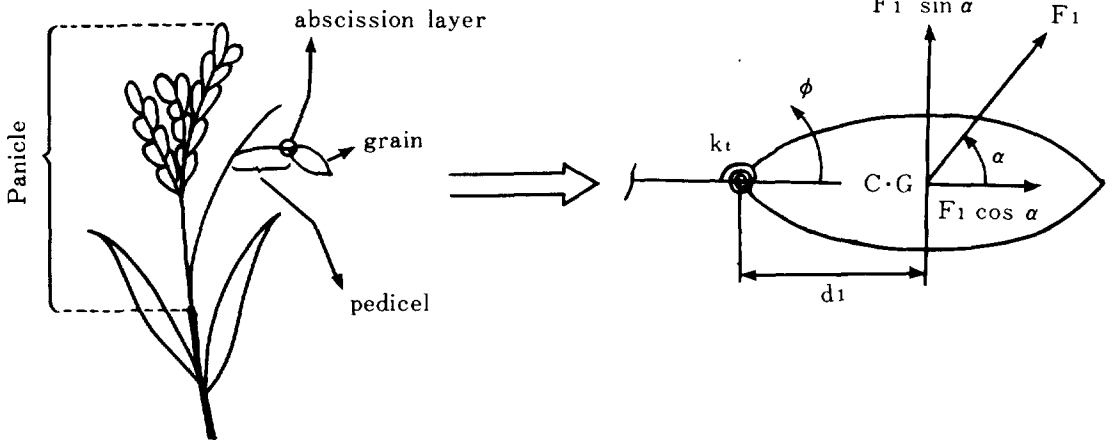


Fig. 1. The structure of rice grain and inertia force exerted on grain

게 되며 그 힘의 크기, 作用位置 및 方法에 따라 이 삭부의 運動狀態는 달라진다. 그러나 이삭부의 運動은 벼알에 加速度를 發生시키거나 이삭끼리의 衝突을 誘發시켜 벼알이 慣性力 또는 衝擊力을 받도록 한다. 그리고 脫粒은 慣性力 또는 衝擊力이 脫粒引張力보다 크거나, 慣性力 또는 衝擊力이 脫粒層에 꺾임을 誘發시키는 힘이 脫粒層에서 抵抗하는 힘보다 크면 發生한다. 앞으로는 이러한 꺾임을 비틀림에 準하여 分析하되 굽힘이라고 命名한다.

慣性力에 의해 脫粒이 發生하는 경우 脫粒引張力을  $F_s$ 라 하면 脫粒이 發生하는 경우는 다음의 2가지 이다.

$$\textcircled{1} F_s < F_1 \cdot \cos \alpha \quad (1)$$

$$\textcircled{2} K_t \cdot \phi < F_1 \cdot \sin \alpha \cdot d_1 \quad (2)$$

여기에서  $F_1$ : 벼알의 慣性力(dyne)

$\alpha$ : 벼알의 中心軸과 벼알의 加速度方向이 이루는 角(rad)

$\phi$ : 벼알의 脫粒時 變形角(rad)

$d_1$ : 벼알의 中心에서 脫粒層까지의 거리(cm)

$K_t$ : 脫粒層의 굽힘에 相當하는 스프링 常數(dyne-cm/rad)

衝擊力에 의해 脫粒이 發生하는 경우 脫粒이 發生하는 경우는 다음의 2가지 이다.

$$\textcircled{3} F_s < F_2 \cdot \cos \beta \quad (3)$$

$$\textcircled{4} K_t \cdot \phi < F_2 \cdot \sin \beta \cdot d_2 + F_2 \cdot \cos \beta \cdot e = F_2 \cdot H \cdot \sin(\beta + \theta) \quad (4)$$

여기에서  $H = \sqrt{d_2^2 + e^2}$ ,  $\theta = \tan^{-1}(e/d_2)$

$F_2$ : 벼알이 받는 衝擊力(dyne)

- $\beta$  :  $F_2$ 와 벼알의 中心軸이 이루는 角 (rad)
- $d_2$  :  $F_2$ 가 作用하는 位置에서 脫粒層까지 垂直거리 (cm)
- $e$  :  $F_2$ 가 作用하는 位置에서 벼알의 中心軸까지 垂直거리 (cm)

그리고 慣性力  $F_1$ 의 크기는 다음과 같다.  

$$F_1 = m_g \cdot a_g \quad (5)$$

여기에서  $m_g$  : 벼알의 質量 (g)  
 $a_g$  : 벼알의 加速度 (cm/s<sup>2</sup>).

衝擊力  $F_2$ 의 크기는 다음과 같이 求할 수 있다. 衝突直前의 벼알의 速度를  $v_1$ , 衝突直後의 벼알의 速度를  $v_2$ , 벼알과 衝突하는 이삭部分의 速度를  $V_1$  (그림 2)이라 하면, 衝突時間  $\Delta t$ 가 極히 짧고 衝擊을 받는 벼알에 비해 이삭部分의 質量이 충분히 크므로 벼알과 衝突하는 이삭部分의 衝突直後의 速度를  $V_1$ 으로 볼 수 있다. 즉 衝突로 인한 이삭部分의 影響은 無視하고 벼알에만 影響이 있는 것으로 한다.

이러한 경우 反撥係數는

$$e = \frac{v_2 - V_1}{v_1 - (-V_1)} \quad (6)$$

으로 求해지나 穀物의 경우<sup>10)</sup>  $e \approx 0$  이므로 式(6)에 의해서  $v_2 \approx V_1$  이 된다. 그러므로 脫粒되는 벼알이 받는 衝擊力은

$$F_2 = \frac{m_g \cdot \Delta V}{\Delta t} = \frac{m_g \cdot (v_1 - (-V_1))}{\Delta t} = \frac{m_g \cdot (v_1 + V_1)}{\Delta t} \quad (7)$$

이 되며 式(5)와 式(7)을 式(1)~式(4)에 代入하여 整理하면 다음과 같다.

$$\frac{F_s}{m_g} \leq a_g \cdot \cos \alpha \quad (8)$$

$$\frac{K_1 \cdot \phi}{m_g \cdot d_1} \leq a_g \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

$$\frac{F_s \cdot \Delta t}{m_g} \leq (v_1 + V_1) \cdot \cos \beta \quad (10)$$

$$\frac{K_1 \cdot \phi \cdot \Delta t}{m_g \cdot H} \leq (v_1 + V_1) \cdot \sin(\beta + \theta) \quad (11)$$

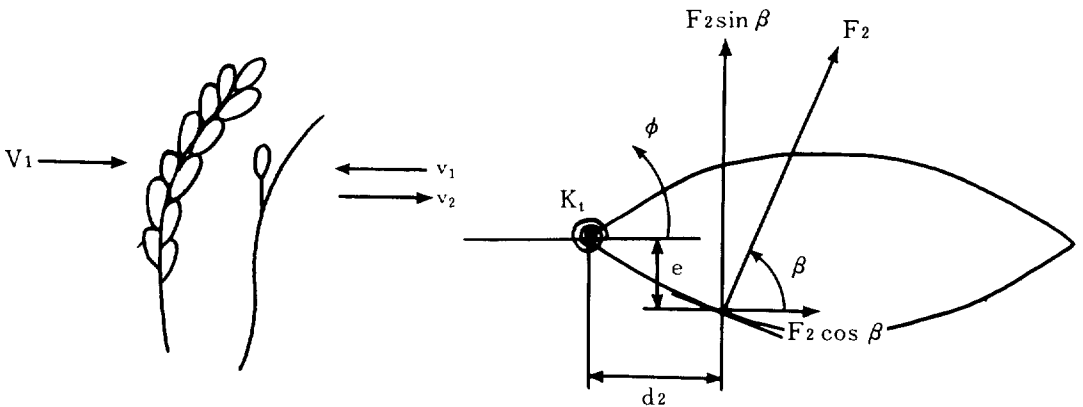


Fig. 2. Impact force due to collision in panicle of grain

脫粒이 發生하지 않기 위해서는 慣性力이나 衝擊力을 받는 벼알의 加速度 또는 速度의 成分이 式(8)~式(11)의 左側項의 最小値보다 작은 값을 가져야 하며 그러한 最小値를 決定하기 위해서는 式(8)~式(11)의 左側項에 文字로 表示된 값들이 주어져야 한다.

#### 나. 벼알의 脫粒模型分析에 必要한 特性値의 調査 實驗

統一系 品種中 脫粒이 特히 심한 것으로 알려진 密陽23號와 一般系 品種中 미네히가리를 選擇하여

物理的 量들을 調査測定하였다. 또한 벼줄기를 20cm 間隔으로 切斷, 한 끝을 固定시키고 다른 끝에 既知의 힘을 가해 정적 처짐량을 測定한 후 벼줄기部分은 외팔보의 처짐으로, 이삭部分은 외팔보에 等分布荷重이 걸리는 것으로 假定하여 굽힘剛性度(EI)를 구하였다.

小枝基 양끝의 굽힘스프링常數는 그림 3과 같이 Dial balance의 0 점조절을 하는 끝部分에 플라스틱 板을 附着시키고, 小枝基에 荷重을 가하는 部分이 線接觸을 하도록 플라스틱 板의 한 끝에 칼날을 附

着하여 測定했다. 다이알을 돌리면 칼날이 내려오면서 小枝莖에 힘을 가하게 된다.

脱粒始作振動數는 그림 4와 같이 變速모터와 캠裝置로 벼줄기에 振動을 주어 구하였다.

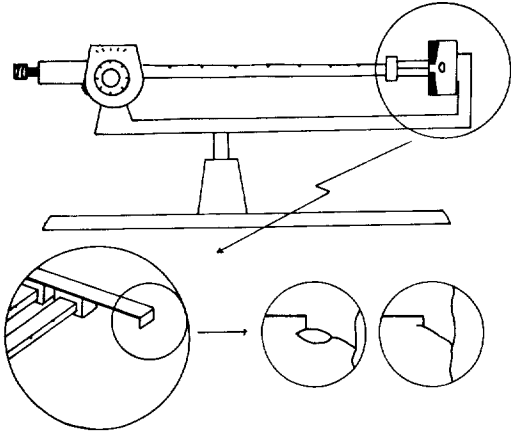


Fig. 3. Schematic diagram of the experimental device for obtaining the spring constant for bending of a pedicel

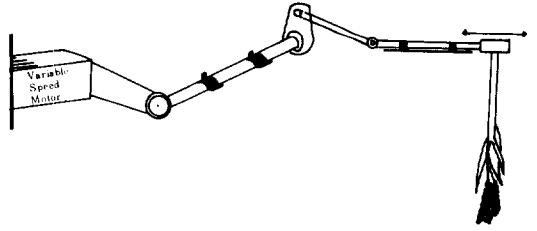


Fig. 4. Schematic diagram of the experimental device for obtaining the frequency developing the shattering

表 1은 벼의 굽힘剛性도와 質量으로, 벼의 길이에 따라 각각 等分布하는 것으로 假定하였다. 表 2는 벼알 및 小枝莖의 Dimension이다.

그림 5에서 添字 a, b는 각각 벼줄기, 벼이삭部分을 나타낸다.

脱粒始作振動數를 測定한 結果 振幅이 1cm일 때 振動數가 11.67 Hz (700rpm)부터 脱粒이 發生하였다.

小枝莖과 벼알이 附着된 部分(脱粒層)에서의 脱粒發生角은 測定結果 힘을 가하는 方向에 따라 다르

Table 1. The physical properties of Milyang 23 and Minehikari

Variety	Milyang 23	Minehikari
Item (unit)		
$M_a$ (x) (g/cm)	$-0.0208 \times X - 0.0494 + 0.00203 \times L$	$-0.000775 \times X - 0.0381 + 0.00112 \times L$
$M_b$ (g)	$-5.284 + 0.039 \times L + 0.203 \times Lb$	$0.219 \times Lb - 0.931$
$EL_a$ (x) (dyne-cm <sup>2</sup> )	$-90813 \times X + 0.153E6 \times L - 0.716E7$	$-66406 \times X + 0.17E6 \times L - 0.102E8$
$EL_b$ (dyne-cm <sup>2</sup> )	$-0.556E6 + 35513 \times Lb$	$-0.305E6 + 26155 \times L$

(\* Float decimal notation ; 1E5 =  $1.0 \times 10^5$ )

Table 2. Dimensions for the grain and the pedicel of Milyang

Item (unit)	Mean	Max	Min
a (cm)	0.83	0.88	0.76
b (cm)	0.31	0.32	0.28
c (cm)	0.22	0.23	0.19
Lp (cm)	0.30	0.35	0.19
$m_g$ (g)	0.032	0.033	0.027
$K_t$ (dyne-cm/rad)	6025	10535	2687
St (dyne-cm/rad)	4424	6203	2694

게 나타났다. 그림 6에서  $\phi_H$ 를 b를 包含한 平面이 z軸을 中心으로 回轉하는 角이라 하고, 또  $\phi_A$ 를 c를 包含한 平面이 y軸을 中心으로 回轉하는 角이라 할 때, 測定結果 각각  $\phi_H = 50^\circ$ ,  $\phi_A = 30^\circ$ 였다. 앞으로는  $\phi_H$ 를 벼알의 높이方向,  $\phi_A$ 를 벼알의 넓이方向이라고 命名한다.

#### 다. 實驗值에 의한 벼알의 脱粒模型 分析

式(8)~式(11)의 左側項의 最小值를 計算하기 위한 數值들은  $F_g \cdot \min = 75g_i^2$ ,  $\Delta t \min = 0.002 \text{ sec}^2$ , 表 2에 의해서  $m_g \cdot \max = 0.033g$ ,  $H_{\max} = 0.44 \text{ cm}$ ,  $d_1 =$

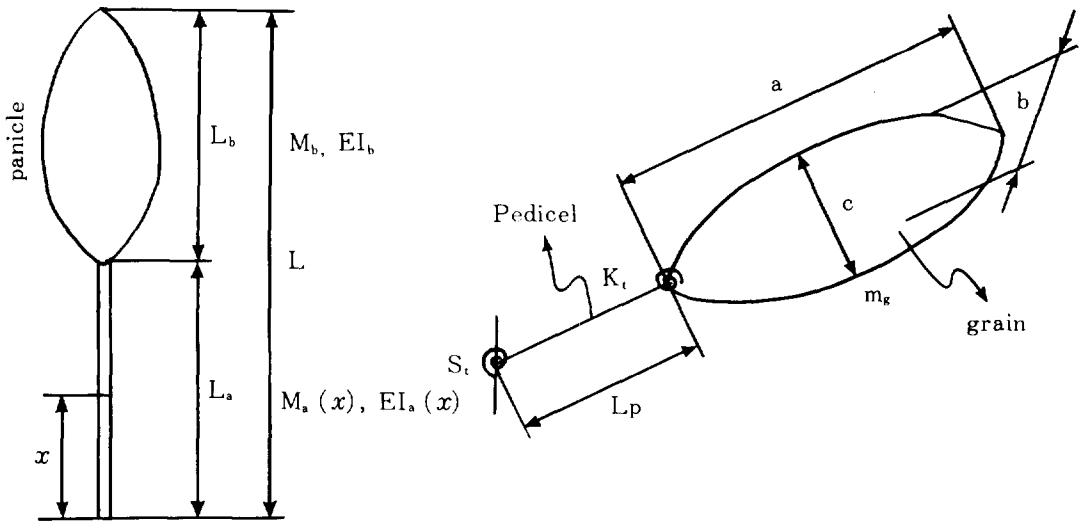


Fig. 5. Notation for developing the theoretical model of rice

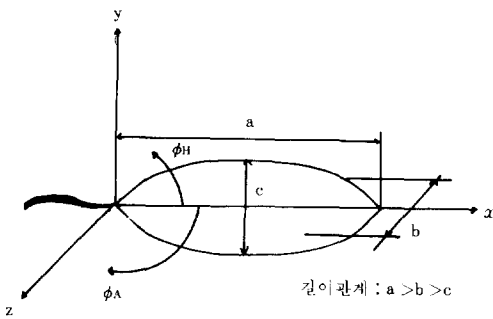


Fig. 6. Defining the rotational angles of grain in relation to pedicel which induce the breakage at abscission layer

0.44 cm,  $K_t \cdot \min = 2687 \text{ dyne} \cdot \text{cm}/\text{rad}$ ,  $\phi_H \cdot \min = 50^\circ$ ,  $\phi_A \cdot \min = 30^\circ$ 로 주어졌다. 이 數值들을 式(8)~式(11)에 代入整理하면 表3, 表4와 같다.

表3은 慣性力에 의한 結果이며 表4는 衝擊力에 의한 結果이다. 表3, 表4에서 比고란은 差異가 있

Table 3. Minimum acceleration developing the shattering (cm / sec<sup>2</sup>)

脫粒原因	加速度	비고
引張力	2227272	$\leq a_g \cdot \cos \alpha$
굽힘	$\phi_H = 50^\circ$	$\leq a_g \cdot \sin \alpha$
힘	$\phi_A = 30^\circ$	$\leq a_g \cdot \sin \alpha$

으나 굽힘項의 加速度와 速度의 크기가 引張力項의 加速度나 速度의 크기보다 매우 작기 때문에 脫粒은 굽힘에 의해서 發生되는 것으로 推定할 수 있다.

Table 4. Minimum velocity developing the shattering (cm / sec)

脫粒原因	速度	비고
引張力	4455	$\leq (v_1 + V_1) \cdot \cos \beta$
굽힘	$\phi_H = 50^\circ$	$\leq (v_1 + V_1) \cdot \sin (\beta + \theta)$
힘	$\phi_A = 30^\circ$	$\leq (v_1 + V_1) \cdot \sin (\beta + \theta)$

### 3. 벼의 脫粒發生模型의 開發

收穫直前の 벼는 그림 7과 같이 줄기, 잎, 이삭등으로 構成되어 있다. 이러한 構成要素들의 物理的 量은 品種에 따라 다르며, 같은 品種이라도 成長過程이나 成熟度에 따라 달라진다. 이것을 數學的 模型으로 나타내기 위해서는 여러가지 簡略化 過程이 必要하다. 本 研究에서는 그림 8과 같이 벼줄기에서는 質量 및 굽힘剛成도가 길이 x에 따라서 一次式으로 變하며, 이삭部分에서는 質量 및 굽힘剛成도가 一定한 것으로 假定하였다.

그림 8에서  $M_a(x)$ 는 줄기部分의 單位길이當 質量 (g/cm),  $M_b$ 는 이삭部分의 全体質量 (g),  $EI_a(x)$ 는 줄기部分의 굽힘剛成도 (dyne-cm<sup>2</sup>),  $EI_b$ 는 이삭部

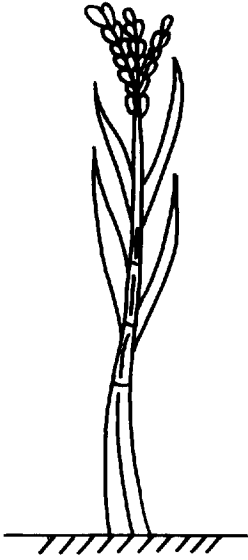


Fig. 7. Rice plant before harvesting

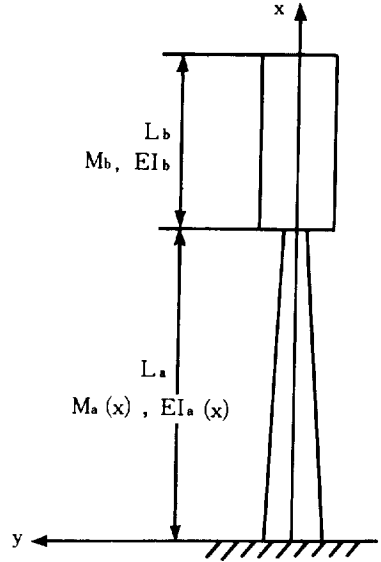


Fig. 8. Theoretical model of rice plant before harvesting

分の 굽힘剛性度 (dyne-cm<sup>2</sup>) 로써 表 1 에 提示되어 있다.

一般的인 境遇로 그림 9 와 같이 模型에 單位길이 當 外力  $p(x, t)$  가 作用할 때 Shear effect와 Inertia effect 를 無視하면 주어진 模型의 Kinetic energy  $T$ 와 Potential energy  $V$ 는 다음과 같다.

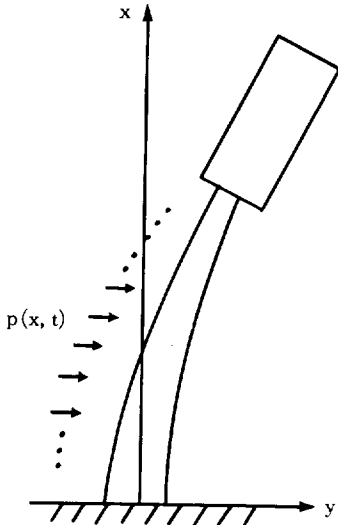


Fig. 9. Extrnal force exerted on the idealized model of rice

$$T = \int_0^{L_a} \frac{1}{2} \cdot m(x) \cdot \left[ \frac{\partial y(x, t)}{\partial t} \right]^2 dx \quad (12)$$

$$V = \int_0^{L_a} \frac{1}{2} \cdot EI(x) \cdot \left[ \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right]^2 dx \quad (13)$$

外力에 의해 행해진 일  $W$ 는

$$W = \int_0^{L_a} p(x, t) \cdot y(x, t) dx \quad (14)$$

이며 variational principle에 의해서

$$\delta I = \delta \int_0^{L_a} (T - V + W) dt = 0 \quad (15)$$

이 成立되므로 式(12)~式(14)를 式(15)에 代入整理하면 다음과 같은 運動方程式이 誘導된다.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ EI(x) \cdot \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right] + m(x) \cdot \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = p(x, t) \quad (16)$$

式(16)의  $p(x, t)$ 의 變化에 따라 이삭부의 運動이 달라지며, 이삭부의 運動으로 發生되는 벼알의 速度, 加速度가 表3, 表4의 부등식을 만족시키면 脫粒이 發生된다. 그러므로 앞으로의 分析은 實驗에 根據해서 外力  $p(x, t)$ 의 變化에 따른 이삭부의 運動을 究明하여 脫粒發生外力 및 外力의 條件을 究明하고자 한다. 또한 앞으로의 分析은 다음 假定을 前提로 한다.

- [假定]:
1. 空氣의 抵抗은 無視한다.
  2. 벼알은 Symmetrical ellipsoid이다.
  3. 運動中 物理的 特性值의 變化는 없다.

4. 慣性效果와 剪斷效果에 의한 에너지는 無視한다.

#### 4. 몇가지 脫粒誘發外力에 對한 脫粒發生 模型의 풀이

脫粒誘發外力이란 벼알에 慣性力이나 衝擊力을 誘發시켜 脫粒을 發生시키는 外力으로서 그림 9나 式(16)의  $P(x, t)$ 를 意味한다.

가. 外力이 없을 경우 - Natural mode.

式(16)에서  $P(x, t) = 0$  일 때이며 完全解를 求하기 어려우므로 Rayleigh-Ritz Approximation method<sup>9)</sup>를 利用하기로 한다. 이 方法에 의해서 mass matrix와 stiffness matrix는 다음과 같다.

$$m_{ij} = \int_0^L m(x) \cdot \phi_i(x) \cdot \phi_j(x) dx \quad (17)$$

$$K_{ij} = \int_0^L EI(x) \cdot \phi_i''(x) \cdot \phi_j''(x) dx \quad (18)$$

주어진 模型과 同一한 境界條件을 가지는 均一한 棒의 Eigenfunction  $\beta_i(x)$ 는

$$\beta_i(x) = \sin \frac{(2i-1)}{2L} \pi x, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (19)$$

이므로  $\beta_i(x)$ 를 式(17), (18)의  $\phi_i(x)$ 로 代用할 수 있다. 式(17), (18)을 利用, 컴퓨터를 使用하여 試料의 natural mode를 求한 結果는 表 5와 같다.

바인더나 콤파인 收穫機에서 엔진을 除外한 채取, 移送部나 脫穀部の 振動數는 약 4~10 Hz이다. 이와 表 5의 natural frequency와 比較해 볼 때, 外部振動에 의해서 벼에 共振現象을 誘發시킬 수 있는 mode는 3rd mode이므로 이 점을 收穫機 設計時 考慮해야 할 것으로 여겨진다.

Table 5. Natural frequencies and Modes of the rice varieties obtained by theretical computation

Variety	Milyang 23							
	1				2			
Material No.								
Natural freq. (Hz)	0.11	2.15	7.71	14.56	0.09	2.20	8.73	18.06
Natural Mode	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	-0.08	1.959	-0.13	-1.51	-0.16	1.231	-0.35	-0.90
	0.016	-0.47	-1.87	0.162	0.059	-0.70	-1.50	0.319
	-0.003	0.116	0.498	7.388	-0.02	0.267	0.720	4.380
Variety	Minchikari							
	1				2			
Material No.								
Natural freq. (Hz)	0.14	2.00	7.00	15.27	0.11	7.75	7.75	16.51
Natural Mode	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	-0.33	0.586	-2.05	-0.85	-0.57	0.475	-6.85	-1.18
	0.188	-0.67	-2.02	-18.9	0.397	-0.67	-5.13	-5.78
	-0.11	0.490	2.154	-19.4	-0.26	0.553	7.272	-3.84

#### 나. 줄기部分에 가해지는 振動

system base가 調和運動을 하는 境遇로서, 채取된 벼가 收穫機內에서 移送되는 過程을 例로 들 수 있다. 이 때 調和運動의 振幅을 A라 하면 base의 運動  $W_0(t)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_0(t) = A \cdot \sin wt \quad (20)$$

또한 base가  $W_0(t)$ 로 運動할 때 주어진 模型의 運動이  $W(x, t)$ 라고 하면 式(16)에서의  $y(x, t)$  (絶對運動)는

$$y(x, t) = W_0(t) + W(x, t) \quad (21)$$

으로 表現되며, 外力은 없으므로

$$P(x, t) = 0 \quad (22)$$

이 된다.

式(21), (22)를 式(16)에 代入整理하면 다음과 같은 運動方程式이 誘導된다.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ EI(x) \cdot \frac{\partial^2 W(x, t)}{\partial x^2} \right] + m(x) \cdot \frac{\partial^2 W(x, t)}{\partial x^2} = -m(x) \cdot \frac{\partial^2 W_0(t)}{\partial t^2} \quad (23)$$

式(23)을 operator를 使用하여 다시 쓰면 다음과 같은 表現이 可能하다.

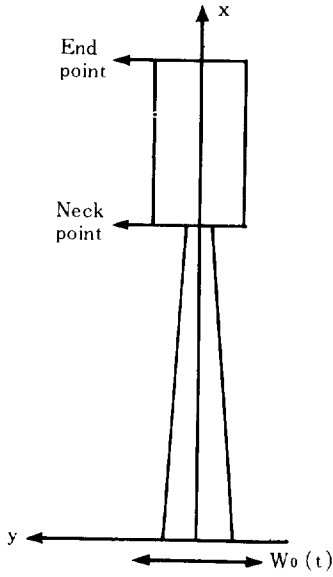


Fig. 11. Base motion model

$$L\{W(x, t)\} + M\{x\} \cdot \frac{\partial^2 W(x, t)}{\partial t^2} = f(x, t) \quad (24)$$

여기에서  $L = \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ EI(x) \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right]$

$M = m$

式(23)과 式(24)에 의해서  $f(x, t)$  는

$$f(x, t) = -m(x) \cdot \frac{\partial^2 W_0(t)}{\partial t^2} \quad (25)$$

이므로 式(20)을 式(25)에 代入整理하면 다음과 같다.

$$f(x, t) = m(x) \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \quad (26)$$

式(24)의 完全解는 求하기 어려우므로 Galerkin's Approximation method<sup>9)</sup>를 利用하기로 한다. 이 方法

에 의해서 近似解  $W(x, t)$ 가 求해지면  $y(x, t)$ 의 절대운동은 式(21)에 의해서 決定된다. 즉  $y(x, t)$ 는 다음과 같다.

$$y(x, t) = A \cdot \sin \omega t + \sum_{r=1}^n \phi_r(x) \cdot q_r(t) \quad (27)$$

여기에서  $\phi_r(x)$  : 주어진 模型과 같은 境界條件을 만족시키는 Eigenfunction

$$\left( = \sin \frac{(2r-1)}{2L} \pi x \right)$$

$q_r(t)$  : 一般化한 座標

式(27)에서 振幅  $A = 1\text{cm}$ 로 하여 이삭목과 이삭끝 부분의 速度와 加速度를 컴퓨터를 利用하여 求한 結果는 表6, 表7과 같다.

表6, 表7은 그림12에서 A와 B의 速度와 加速度를 나타낸다. 이삭 中間部의 速度와 加速度는 表6, 7에 提示된 數値의 中間 값을 갖는다. 그림 12에서 벼이삭 ①과 ②가 衝突하는 境遇, C의 位置에 있는 벼알들은 같은 速度와 加速度를 가지고 衝突한다. 이러한 境遇 表4에서의  $v_1$ 은  $V_1$ 과 같은 값을 갖는다.

表7의 數値中 表3의 부등식을 만족시킬 項이 없으며, 이는 脱粒이 慣性力에 의해서가 아니라 衝擊力에 의해서 發生함을 나타낸다.

表6의 數値中 表4의 부등식을 만족시킬 수 있는 項은 500rpm에서 0.6sec, 700rpm에서 0.1sec, 0.6sec, 900rpm에서는 全時間에서 나타나고 있다. 530~800rpm 사이를 細分하여 컴퓨터로 分析한 結果 710rpm 부터 表4의 부등식을 滿足시키는 速度가 나타났다. 즉 710rpm 부터 脱粒發生可能性을 시사하며 이는 實驗值 700rpm과 거의 一致하는 數値로, 設定한 模型과 假定의 妥當性을 立證해 주고 있다.

Table 6. Velocity of the neck and end points of panicle for the forcing frequency with 1cm amplitude. (neck, end) (cm / sec)

forcing (Hz) freq. (rpm)	5.00 300	8.33 500	11.66 700	15.00 900
Time (sec)				
0.10	(52, 22)	( 96, 31)	( 182, 4)	( 266, 4)
0.20	( 3, 73)	( 117, 45)	(65, 125)	( 258, 58)
0.40	(28, 36)	(138, 1225)	(-8, 125)	( 387, -7)
0.60	(10, 57)	(294, -886)	(182, 27)	( 731, -262)
0.80	(19, 46)	(-85, 1447)	(31, 109)	( 915, -384)
1.00	(13, 34)	( 17, 55)	( 74, 47)	(1091, -534)



Table 7. Acceleration of the neck and end points of panicle for the forcing frequency with 1cm amplitude (neck, end) (cm / sec<sup>2</sup>)

forcing (Hz) freq. (rpm)	8.33 500	11.66 700	15.00 900
Time (sec)			
0.10	( -805, 899)	(-7756, 5087)	(-16080, 10235)
0.20	( 4872, -2889)	(-3366, 2155)	(25955, -14960)
0.40	( -2163, 1061)	(8439, -5403)	(44748, -27359)
0.60	( -4444, 3131)	(1105, - 255)	(44839, -26452)
0.80	(13056, -8574)	( 138, -652)	(36979, -22861)
1.00	(-13104, 8499)	(2539, -1130)	( 8923, -4951)

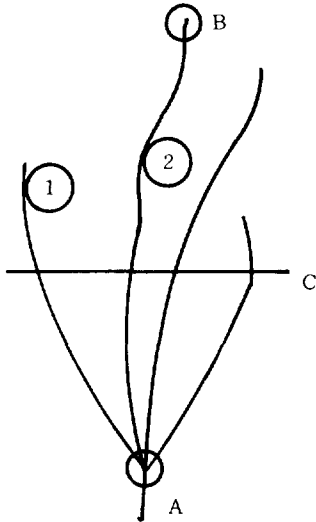


Fig. 12. Panicle of rice plant in motion

表8은 system base運動의 振幅別로 예상되는 脫粒始作振動數를 나타낸 것이다.

Table 8. Predicted lowest frequency that would cause shattering for the given amplitude of forced vibration acting on the end of the stem of rice plant

Amplitude (cm)	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
Frequency (Hz)	-	11.66	11.66	10.00	8.33
Frequency (rpm)	-	700	700	600	500

다. 줄기部分에 가해지는 衝擊力

줄기部分이 衝擊力을 받는 경우로서, 收穫機로 벼 줄기를 刈取하는 過程을 例로 들 수 있다. 이 때 衝擊力의 크기를  $A_m$ 이라 하면 式(16)의  $p(x, t)$ 는

$$p(x, t) = A_m \cdot \delta(t) \cdot \delta(x-a) \quad (28)$$

여기에서  $\delta$ : Dirac's delta function

$p(x, t)$ 가 式(28)과 같이 決定되었을 때 式(16)의 完全解를 求하기 어려우므로 Galerkin's Approximation method<sup>9)</sup>를 利用하여 컴퓨터로 이삭부의 速度와 加速度를 求했다. 이 境遇에도 表3의 부등식을 滿足

Table 9. Velocity of the neck and end points of panicle simulated with the varied position of 1g<sub>f</sub> impact force (neck, end) (cm / sec)

Acting. pt. (cm)	3	4	5
Time (sec)			
0.1	(-111, 82)	(-146, 107)	(-178, 132)
0.2	(171, -60)	( 225, -79)	( 277, -96)
0.3	( -44, 62)	( -57, 81)	( 569, 100)
0.4	( 7, 0 )	( 8, 1 )	( 9, 2)
0.5	( -39, 20)	( -51, 27)	( -63, 33)

사키는 加速度項은 없었으며, 衝擊力의 作用位置에 따른 이삭부의 速度는 表9와 같다.

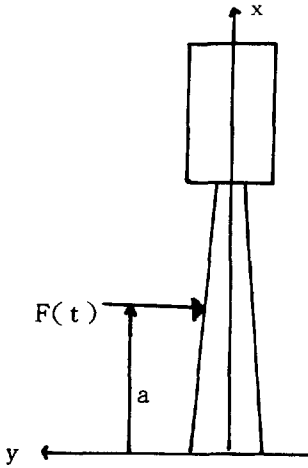


Fig. 13. Idealized vibratory system having impact force that exerted on varied positions of rice plant.

表9의 數値를 表4에 代入計算해 보면 衝擊力의 크기가 1g일 때 地面으로부터 5cm以上되는 位置에 힘이 가해지면 脱粒發生이 可能함을 알 수 있다. 表10은 벼줄기에 作用하는 衝擊力의 크기와 脱粒이 發生되지 않을 衝擊力作用位置의 限界높이를 나타낸 것이다.

Table 10. Predicted lowest height from ground that would cause shattering for the given impact force acting on the stem of rice plant

Force (g <sub>f</sub> )	1	2	3	4	5
Height (cm)	5	3	2	2	1

라. 이삭部分에 가해지는 衝擊

정지된 이삭에 衝突하는 物体의 速度는 衝突時間이 앞부분의  $\Delta t \cdot \min = 0.002 \text{ sec}$ 와 같다면 表4에 의해서 2~3m/sec 이하이어야 脱粒發生可能性이 희박해진다. 이삭부가 地面과 衝突할 때 地面과 衝突時 消耗되는 에너지를 無視하면 脱粒에 必要한 最少 에너지보다 더 큰 에너지를 地面과 衝突直前에 가지고 있을 때 脱粒이 發生한다. 하나의 벼알에 대하

여, 地面과 衝突直前速度를  $V_1$ , 衝突直後速度를  $V_2$ 라 하면,

$$V_2 = e \cdot V_1 \quad (e: \text{반발계수}) \quad (29)$$

地面과 衝突直前 벼알의 運動에너지  $E_{ki} = \frac{1}{2}$

$$E_{ki} = \frac{1}{2} \cdot m_g \cdot V_1^2 \quad (m_g: \text{벼알의 질량}) \quad (30)$$

地面과 衝突同時에 脱粒이 發生되며 脱粒되는 순간의 速度를 地面과 衝突直後 速度  $V_2$ 와 같다고 假定할 때 脱粒時 벼알의 運動에너지  $E_{kf}$ 는

$$E_{kf} = \frac{1}{2} \cdot m_g \cdot V_2^2 = \frac{1}{2} \cdot m_g \cdot e^2 \cdot V_1^2 \quad (31)$$

脱粒時 韌性에 相當하는 變形에너지  $E_{kt}$ 는

$$E_{kt} = \frac{1}{2} \cdot k_t \cdot \phi^2 \quad (32)$$

여기에서  $\phi$ : 脱粒層의 脱粒時 變形角(rad)

$k_t$ : 脱粒層의 韌性에 相當하는 스프링常數 (dyne-cm/rad)

脱粒時 位置에너지  $E_p$ 는

$$E_p = m_g \cdot g \cdot \frac{a}{2} \cdot \sin \phi \quad (33)$$

여기에서  $g$ : 중력가속도

$a$ : 벼알의 最長길이

그러므로 脱粒이 發生되는 地面과 衝突直前의 벼알의 速度  $V_1$ 은 다음 關係에 의해서 求해진다.

$$E_{ki} = E_{kf} + E_{kt} + E_p \quad (34)$$

즉,  $\frac{1}{2} \cdot m_g \cdot V_1^2 = \frac{1}{2} \cdot m_g \cdot e^2 \cdot V_1^2 + \frac{1}{2} \cdot k_t \cdot \phi^2$

$$+ m_g \cdot g \cdot \frac{a}{2} \cdot \sin \phi \quad (35)$$

그러나 穀物에서  $e^2 \ll 1$ ,  $\mu \cdot \frac{a}{2} \cdot \sin \phi \ll 1$  이므로 式(35)는 다음과 같이 된다.

$$\frac{1}{2} \cdot m_g \cdot V_1^2 \approx \frac{1}{2} \cdot k_t \cdot \phi^2 \quad (36)$$

式(36)에 의해서 脱粒이 發生되는 地面과 衝突直前의 벼알의 速度  $V_1$ 은

$$V_1 = \sqrt{\frac{k_t}{m_g} \cdot \phi^2} \quad (37)$$

이 된다. 表2의 값을 式(37)에 代入整理하면 表11을 얻을 수 있다.

이삭부가 地面과 衝突時 衝突直前의 速度가 3m/sec일 때 脱粒이 始作되어 4m/sec 이상이면 脱

Table 11. Predicted velocity that would develop the shattering just before colliding against the ground (cm/sec)

	Min.	Mean	Max.
$\phi_H = 50^\circ$	274	417	600
$\phi_A = 30^\circ$	149	227	327

粒量이 急激히 增加한다고 報告<sup>6)</sup> 되었다. 이와 一致하는 굽힘 變形角은  $\phi_H = 50^\circ$ 이며, 地面과 衝突時 벼알은 높이方向으로 꺾임을 알 수 있다. 그러므로 地面과 衝突하는 이삭부의 速度가 2.7 m/sec 이상이 되면 脫粒이 發生한다.

## 5. 要約 및 結論

統一系 品種의 機械收穫에 의한 脫粒損失을 줄이기 위한 研究의 一環으로 脫粒發生力學系를 設定 理論的인 分析을 하였다. 이를 위하여 벼알의 脫粒 模型을 開發하고, 脫粒時 벼알이 받는 外力의 크기를 究明하기 위하여 벼의 單位길이당 質量, 굽힘剛性度 등의 物理的 量을 測定, 究明하였다. 또한 收穫直前의 벼를 줄기部分에서는 質量 및 굽힘剛性도가 길이에 따라서 一次的으로 變하고, 이삭部分에서는 두 값이 一定하다는 假定下에서 振動學的 模型에 作用하는 外力에 따라서 自由振動, base運動, 衝擊力 등으로 區分하여 脫粒에 關聯된 運動을 分析하였다.

本 研究의 結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 벼알의 脫粒은 이삭부의 衝突로 誘發되는 衝擊力이 벼알에 作用할 때 脫粒層 部分의 굽힘에 의해서 發生하는 것으로 나타났다.

2. 벼의 脫粒發生模型 分析에 의하면 密陽23號의 natural mode 중 3rd mode의 振動數가 7~9Hz로 나타났다. 이는 收穫機에서 엔진을 除外한 部分의 振動數인 4~10Hz사이의 값에 包含되어 共振現象에 의한 脫粒發生可能性이 크므로 收穫機設計時 고려해야 할 事項으로 여겨진다.

3. 벼의 脫粒發生模型 分析 結果, 벼줄기 끝에 振動이 가해지는 경우 脫粒이 始作되는 最小振動數를 豫測할 수 있었으며, 密陽23號의 境遇 줄기 끝에 가해지는 振動의 振幅이 1cm에서 2.5cm로 變할 때 脫粒始作振動數는 11.66Hz에서 8.33Hz로 變하였다.

4. 벼의 脫粒發生模型 分析 結果, 벼줄기에 가해지는 衝擊力의 크기에 따라서 脫粒이 始作되는 衝擊力의 作用點의 位置를 豫測할 수 있었으며, 密陽23號의 境遇 衝擊力의 크기가 1g<sub>r</sub>에서 5g<sub>r</sub>로 變할 때 脫粒이 發生하는 衝擊力의 作用點의 地面으로 부터의 높이는 5cm에서 1cm로 變하였다.

5. 벼이삭부가 地面과 衝突時 脫粒이 發生되는 地面과 衝突直前의 速度는 다음과 같이 誘導되었다.

$$V = \sqrt{\frac{k_1}{m_g} \cdot \phi^2}$$

여기에서 V : 地面과 衝突直前의 이삭부의 速度 (cm/sec)

$k_1$  : 脫粒層의 굽힘에 相當하는 最小 스프링常數 (dyne-cm/rad)

$\phi$  : 벼알의 最小 脫粒角(rad)

$m_g$  : 벼알의 最大 質量(g)

## 參考文獻

1. 權容雄, 申辰澈. 1980. 水稻의 收穫適期 決定을 위한 基礎的 研究. 韓國作物學會誌, 25(4); pp. 1~9.
2. 權容雄, 申辰澈, 鄭昌柱. 1982. 벼알의 引張強度 및 脫粒性的 登熟中 變化와 品種間差異 및 圃場損失과의 關係. 韓國作物學會誌, 27(1); pp. 1~10.
3. 서울大學校 農科大學 附設 農業開發研究所. 1981. 脫粒性水稻 品種에 適合한 바인더 收穫機의 改良開發에 關한 研究; pp. 48~49.
4. 崔熙昇, 鄭昌柱. 1982. 脫粒性 短稈種인 統一系 品種에 適合한 바인더의 改良開發에 關한 研究 (I). 韓國農業機械學會誌 7(1); pp. 17~32.
5. Ching, Y. and R.B. Fridley. 1975. Simulation of Vibration of Whole Tree System Using Finite Elements. Trans. of the ASAE 18(3); pp. 475-481.
6. Chung, C.J. et al. 1983. Final Report of Postproduction Rice Systems (Korea) Phase III Project; pp. 45-117.
7. Cooke, J.R. and R.H. Rand. 1969. Vibrating Fruit Harvesting; A Linear Theory of Fruit-Stem Dynamics. JAER 14(3); pp. 195-209.
8. Davis, D.C. and G.E. Rehkugler. 1971. A theoretical and Experimental Analysis of the Apple-Limb Impact Problem. Trans. of the ASAE 14(2); pp. 234-239.
9. Meirovitch, Leonard. 1967. Analytical Methods in Vibrations. The McMillan Co.; pp. 11-327.
10. Upadhyaya, S.K. et al. 1981. Dynamics of Fruit Tree Trunk Impact. Trans. of the ASAE 24(4); pp. 846-855.