

윤거, 축거, 차축 하중 분포가 트랙터 진동에 미치는 영향

Effects of Tread, Wheelbase and Axle Load Distribution on Tractor Vibrations

조춘환* 김경욱*
 정희원
C. H. Jo K. U. Kim

ABSTRACT

Effects on the tractor vibrations of tread, wheelbase and axle load distribution were analyzed by using mathematical models of tractor and random road surface. A 4 degrees of freedom tractor model was developed to predict the bounce, pitch and roll motions of tractor. The front axle which is constrained to roll with respect to tractor body was also included in the model. A random road profile was generated and used as an excitation input to the tractor. Output vibrations of the model were predicted and analyzed by a computer simulation method.

In general, longer tread tends to reduce rolling and longer wheelbase does bouncing and pitching motions. Tractor vibrations were minimum when the ratio of front to rear axle loads was in the range of 30:70-35:65. Sensitivity analysis showed that rolling and pitching motions most sensitively varied with changes in tread and wheelbase while bouncing motion did with the location of mass center.

주요 용어(Key Words) : 트랙터 진동(Tractor vibration), 노면(Road profile), 차축 하중 분포 (Axle load distribution)

1. 서론

진동 감소 대책은 트랙터 설계에서 가장 중요한 문제 중의 하나이다. 트랙터 진동은 기관, 변속기 등 차량 자체에서 발생하는 진동과 불규칙한 지면에서 기인되는 진동으로 구성되어 있다. 일반적으로 차체에서 발생하는 진동은 고주파 진동에 해당되며, 지면으로부터 발생하는 진동은 상대적으로 저주파 진동에 해당된다 (Kim et al. 1985). 트랙터에는 현가 장치가 없기 때문에 지면으로부터 발생하는 저주파 진동은 거의 직접적으로 차체와 운전자에게 전달된다. 이러한 저주파 진동은 인체에 나쁜 영향을 미치기 때문에 많은 연구자들의 관심의 대상이 되어 왔다

(Stayner, 1984). 진동은 또한 기계적으로도 차체의 파손과 고장의 원인이 되며, 특히 롤링과 피칭이 심한 경우에는 전도 사고의 위험이 높다.

설계 단계에서 트랙터의 진동을 완전히 제거하는 것은 거의 불가능하다. 그러나, 트랙터의 주요 설계 변수가 진동에 미치는 영향을 구명하고, 이를 설계에 반영하여 진동을 최소화시켜야 한다. 트랙터는 윤거, 축거, 전후 차축의 하중 분포에 따라서 수직, 수평 진동은 물론 롤링(rolling), 피칭(pitching), 요잉(yawing) 진동이 민감하게 변화되는 것으로 알려져 있다 (Crolla, 1984). 본 연구는 지면 가진에 의한 트랙터의 동적 반응을 예측할 수 있는 수학적 모형을 개발

+ 서울대학교 농업생명과학대학 농공학과 농업기계전공

하고 이를 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 트랙터의 운거, 축거 및 차축의 하중 분포가 트랙터의 진동에 미치는 영향과 그 민감도를 구명한 것이다.

2. 트랙터의 모형화

가. 트랙터 모형

일반적으로 트랙터의 운동은 종방향, 횡방향, 수직 방향으로의 병진 운동과 롤링, 피칭, 요잉 운동으로 구성된다. 그러나 본 연구에서는 직진시의 동적 반응을 연구의 대상으로 하였으며, 직진시 동적 반응에 상대적으로 큰 영향을 미치는 수직 운동과 피칭, 롤링만을 진동 분석의 대상으로 하였다. 트랙터의 앞차축이 본체에 미치는 영향은 앞차축의 수직 운동만을 고려하였다. 이는 앞차축이 차체에 피벗으로 연결되어 일정한 회전각 범위 내에서는 앞차축의 롤링이 차체의 롤링에 거의 영향을 미치지 않기 때문이다.

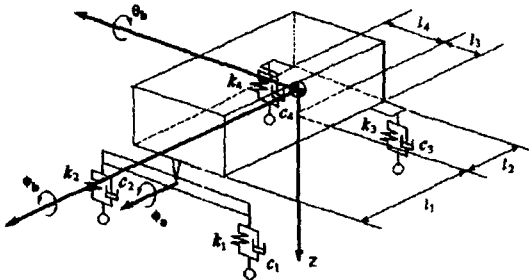


Fig. 1. 4 degree of freedom model of tractor with a front axle.

트랙터를 그림 1과 같이 모형화하여 차체의 수직, 롤링, 피칭 운동과 앞차축의 롤링 운동으로 구성된 자유도 4의 진동계를 구성하였다. 모형화에서는 트랙터의 조건을 다음과 같이 가정하였다.

- 1) 차체는 강체이다.
- 2) 결합 부분에서 마찰은 없다.

- 3) 타이어는 스프링과 감쇠기의 결합체이다.
- 4) 타이어와 지면은 단순 점접촉이며, 전달되는 힘의 방향은 지면에서 수직이다.
- 5) 지면은 변형되지 않는다.
- 6) 트랙터는 일정한 속도로써 직진한다.

나. 운동 방정식

Newton의 제2법칙을 이용하여 모형 트랙터의 수직, 피칭, 롤링 운동에 대한 운동 방정식을 다음과 같이 유도하였다(조, 1996).

$$\begin{aligned}
 & M_b \ddot{z}_b + c_1(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + k_1(z_1 - q_1) \\
 & + c_2(\dot{z}_2 - \dot{q}_2) + k_2(z_2 - q_2) \\
 & + c_3(\dot{z}_3 - \dot{q}_3) + k_3(z_3 - q_3) \\
 & + c_4(\dot{z}_4 - \dot{q}_4) + k_4(z_4 - q_4) = 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 & I_{b\theta} \ddot{\theta}_b - l_1\{c_1(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + k_1(z_1 - q_1)\} \\
 & - l_1\{c_2(\dot{z}_2 - \dot{q}_2) + k_2(z_2 - q_2)\} \\
 & + l_2\{c_3(\dot{z}_3 - \dot{q}_3) + k_3(z_3 - q_3)\} \\
 & + l_2\{c_4(\dot{z}_4 - \dot{q}_4) + k_4(z_4 - q_4)\} = 0
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 & I_{b\phi} \ddot{\phi}_b - \frac{l_3 - l_4}{2}\{c_1(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + k_1(z_1 - q_1)\} \\
 & - \frac{l_3 - l_4}{2}\{c_2(\dot{z}_2 - \dot{q}_2) + k_2(z_2 - q_2)\} \\
 & - l_3\{c_3(\dot{z}_3 - \dot{q}_3) + k_3(z_3 - q_3)\} \\
 & + l_4\{c_4(\dot{z}_4 - \dot{q}_4) + k_4(z_4 - q_4)\} = 0
 \end{aligned} \tag{3}$$

또한, 앞 차축의 롤링 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 & I_{a\phi} \ddot{\phi}_a - \frac{l_3 + l_4}{2}\{c_1(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + k_1(z_1 - q_1)\} \\
 & + \frac{l_3 + l_4}{2}\{c_2(\dot{z}_2 - \dot{q}_2) + k_2(z_2 - q_2)\} = 0
 \end{aligned} \tag{4}$$

식 (1), (2), (3), (4)에서 z_b, z_2, z_3, z_4 는 각각 다음과 같이 정의되며, 운동 방정식에서 사용된 기호의 정의는 부록에서와 같다.

$$z_b = z_0 - l_1\theta_b - \frac{l_3 - l_4}{2}\phi_b - \frac{l_3 + l_4}{2}\phi_a \tag{5}$$

$$z_2 = z_b - l_1\theta_b - \frac{l_3 - l_4}{2} \phi_b + \frac{l_3 + l_4}{2} \phi_a \quad (6)$$

$$z_3 = z_b + l_2\theta_b - l_3\phi_b \quad (7)$$

$$z_4 = z_b + l_2\theta_b + l_4\phi_b \quad (8)$$

식 (5), (7), (8)을 식 (1), (2), (3), (4)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 행렬 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (9)$$

$$\text{여기서, } [M] = \begin{bmatrix} m_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{\theta b} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{\phi b} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{\phi a} \end{bmatrix}$$

$$\{x\} = \{z_b, \theta_b, \phi_b, \phi_a\}$$

다. 모형의 검증

트랙터 모형의 검증은 문헌(Pershing, 1968)에 발표된 트랙터 제원을 이용하여 모형으로 예측한 진동과 문헌의 결과를 비교하는 방법으로 실시하였다. 표 1은 검증에 사용된 트랙터 제원을 나타낸 것이다. 주행 로면은 길이와 높이가 각각 3ft(90.0cm), 0.416ft(12.6cm)이고 경사가 18.4°인 사인 곡선형 범프로 하였다. 그림 2, 3, 4는 각각 모형으로써 예측한 수직, 롤링, 피칭 진동을 문헌의 결과와 비교한 것이다. 그림에서와 같이 예측치는 문헌의 결과와 잘 일치하였다. 0.3~0.4초 부근에서 나타난 차이는 모형의 자유도 때문인 것으로 판단되나, 그 크기는 최대 상대 오차 15% 정도로서 전체적인 변화에는 영향을 미치지 않았다. 이상의 결과로부터 개발된 모형은 트랙터의 진동 특성을 예측하고 이를 상대적

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_3 + k_4 & -l_1(k_1 + k_2) + l_2(k_3 + k_4) & -\frac{l_3 - l_4}{2}(k_1 + k_2) - l_3k_3 + l_4k_4 & -\frac{l_3 + l_4}{2}(k_1 - k_2) \\ l_1^2(k_1 + k_2) + l_2^2(k_3 + k_4) & l_1\frac{l_3 - l_4}{2}(k_1 + k_2) + l_2(-l_3k_3 + l_4k_4) & l_1\frac{l_3 + l_4}{2}(k_1 - k_2) \\ & \left(\frac{l_3 - l_4}{2}\right)^2(k_1 + k_2) + l_3^2k_3 + l_4^2k_4 & \frac{l_3^2 - l_4^2}{4}(k_1 - k_2) \\ & & \left(\frac{l_3 + l_4}{2}\right)^2(k_1 + k_2) \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 + c_3 + c_4 & -l_1(c_1 + c_2) + l_2(c_3 + c_4) & -\frac{l_3 - l_4}{2}(c_1 + c_2) - l_3c_3 + l_4c_4 & -\frac{l_3 + l_4}{2}(c_1 - c_2) \\ l_1^2(c_1 + c_2) + l_2^2(c_3 + c_4) & l_1\frac{l_3 - l_4}{2}(c_1 + c_2) + l_2(-l_3c_3 + l_4c_4) & l_1\frac{l_3 + l_4}{2}(c_1 - c_2) \\ & \left(\frac{l_3 - l_4}{2}\right)^2(c_1 + c_2) + l_3^2c_3 + l_4^2c_4 & \frac{l_3^2 - l_4^2}{4}(c_1 - c_2) \\ & & \left(\frac{l_3 + l_4}{2}\right)^2(c_1 + c_2) \end{bmatrix}$$

$$\{F\} = \begin{bmatrix} c_1\dot{q}_1 + k_1q_1 + c_2\dot{q}_2 + k_2q_2 + c_3\dot{q}_3 + k_3q_3 + c_4\dot{q}_4 + k_4q_4 \\ -l_1(c_1\dot{q}_1 + k_1q_1 + c_2\dot{q}_2 + k_2q_2) + l_2(c_3\dot{q}_3 + k_3q_3 + c_4\dot{q}_4 + k_4q_4) \\ -\frac{l_3 - l_4}{2}(c_1\dot{q}_1 + k_1q_1 + c_2\dot{q}_2 + k_2q_2) - l_3(c_3\dot{q}_3 + k_3q_3) + l_4(c_4\dot{q}_4 + k_4q_4) \\ -\frac{l_3 + l_4}{2}(c_1\dot{q}_1 + k_1q_1 - c_2\dot{q}_2 - k_2q_2) \end{bmatrix}$$

으로 비교하는 데는 충분한 정도의 것으로 판단되었다.

3. 불규칙 지면의 모형화

일반적으로 트랙터의 진동원으로 사용되는 지형은 주파수 영역의 모형으로써 표현된다. 그러나 주파수 영역의 모형은 지면의 형상을 직접 나타낼 수 없으며, 경사지와 같은 특정한 지형을 구현하기가 어렵다. 따라서, 실제 노면과 유사한 지형을 시뮬레이션하기 위하여 다음과 같은 시간 영역의 모형을 개발하였다 (조, 1996).

$$y_{i+\frac{1}{2}} = \frac{y_i + y_f}{2} + a_n \text{RND}(n) \quad (10)$$

여기서 $a_n = a_0 b^{n-1}$, $-1 \leq \text{RND}(n) \leq 1$
 $n = 1, 2, \dots, k$

Table 1. Parameter values of the model tractor and input bump

Dimensions, ft	l_1	3.67
	l_2	2.33
	l_3	2.83
	l_4	2.83
Mass, lb · sec ² /ft	m_b	150.66
Mass moment of inertia, lb · ft ² · sec ²	I_{ψ}	1023.02
	I_{bb}	556.48
	$I_{\phi\phi}$	26.88
Damping coefficient, lb · ft/sec	c_1	186
	c_2	186
	c_3	248
	c_4	248
Spring rate, lb/ft	k_1	22600
	k_2	22600
	k_3	20500
	k_4	20500
Forward speed, ft/sec	v	4.4
Bump size	H	0.146
	L	3.0

$y_{i+\frac{1}{2}}$ 는 지면의 총길이를 2분법으로 나누어 갈 때 시작점 i 와 끝점 f 의 중간 지점에서 지면의 굴곡을 나타낸다. $n=i$ ($i=1, 2, \dots, k$)에서 굴곡이 계산되는 지점의 수는 2^{i-1} 이 되며 지면의 총길이를 나타내는 지점의 총수는 2^k 이다.

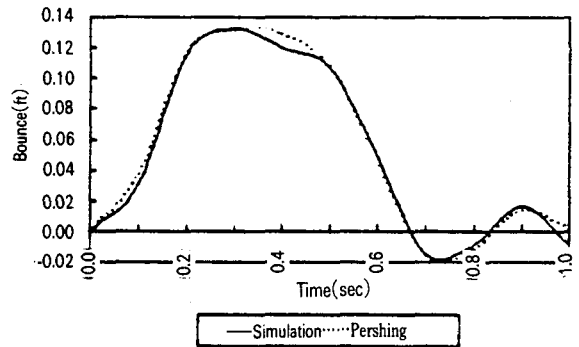


Fig. 2. Bounce motion.

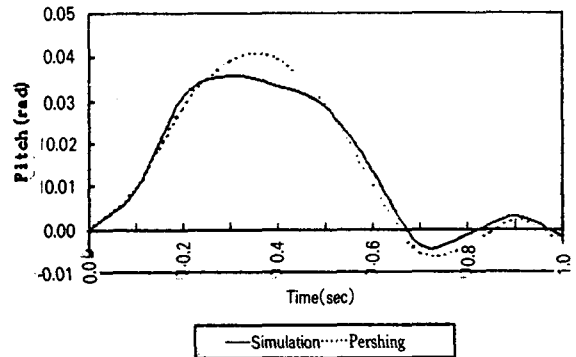


Fig. 3. Pitch motion.

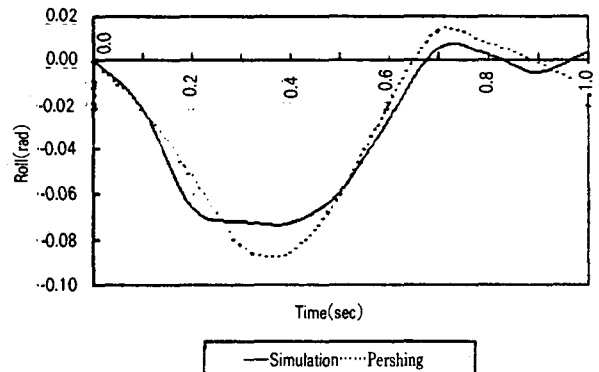


Fig. 4. Roll motion.

지형 모형은 기본적으로는 랜덤 함수를 이용하였으며, 랜덤 함수의 잡음과 로컬 피크의(local peak) 수를 줄이기 위하여 랜덤 함수를 누적하는 방법을 취하였다. 또한 모형의 시작과 끝을 지정할 수 있도록 두 지점의 가운데 점에서의 랜덤 값은 두 지점의 랜덤 값의 평균에 가중치를 곱한 랜덤 값을 더하여 구하도록 하였다. 식 (10)에서 a_0 는 초기 가중치이며, b 는 가중치의 감소비를 나타낸다. b 를 변화시키면서 랜덤 수의 변화를 고찰한 결과 지형 형상을 구현하는 데는 $b = 0.5 \sim 0.8$ 가 적절한 것으로 판단되었다. 그림 5는 이와 같은 방법으로 구현한 100cm 길이의 지면 형상을 나타낸 것이다. 이 때 $a_0 = 10\text{cm}$, $b = 0.7$, $n = 1$ 로 하였으며, 시작점과 끝점의 높이 y_i , y_f 는 각각 0으로 하였다.

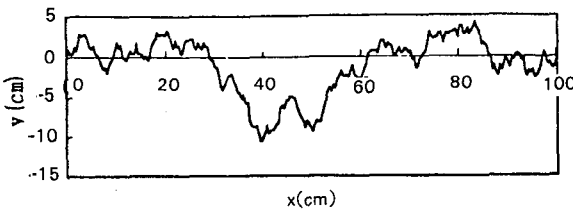


Fig. 5. Random ground profile.

모형에 의하여 구현된 형상이 실제 지형으로서 타당한 것인가를 검증하기 위하여 그림 5의 지형 형상에 대한 자기상관함수(autocorrelation function)와 PSD(power spectral density)를 구하였다. 지형 형상의 자기 상관함수는 식(11)에서와 같이 정의되며, 그림 6에서와 같이 두 지점 간 거리의 함수로서 표현된다.

$$R(\tau) = \frac{1}{100} \int_0^{100} y(x) \cdot y(x+\tau) dx \quad (11)$$

$\tau = 0$ 가 되는 부분을 제외한 영역에서 $R(\tau)$ 가 작은 값을 나타냄으로써 이 지형 표면 형상이 불규칙하다는 것을 나타내고 있다. 자기상관함수를 푸리에 변환(Fourier transform)시킨 PSD는 그림 7에서와 같다.

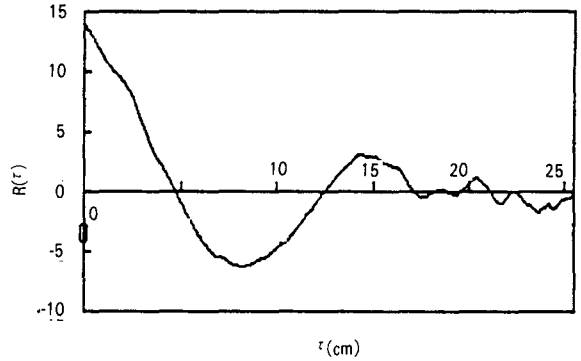


Fig. 6. Autocorrelation function of the simulated random ground profile

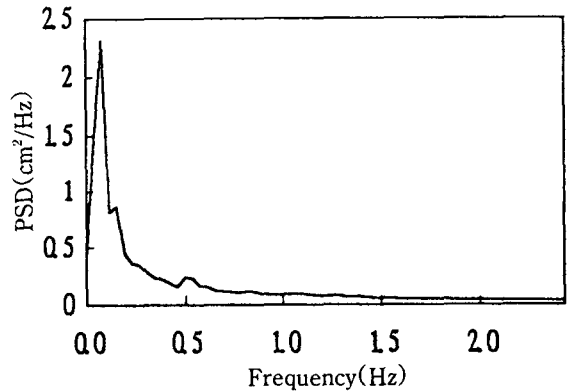


Fig. 7. Power spectral density function of the simulated random ground profile.

PSD는 0.5Hz 이하에서 큰 값을 나타내고 있다. 이러한 특성은 실제 지형 데이터에서와 같은 현상으로서 지형 모형으로서의 유용성과 타당성이 있는 것으로 판단되었다.

4. 시뮬레이션

가. 모형의 해와 알고리즘

트랙터 모형의 운동 방정식의 해는 Newmark 방법을 이용하여 구하였으며, 시간 함수로서 표현된 해를 주파수 함수로 변환할 때는 FFT(Fast

Fourier Transform) 알고리즘을 이용하였다. 시뮬레이션에서 필요한 미분은 다음 식으로 표현되는 five-point 방법을 이용하였으며, h는 크기를 조정하면서 안정적으로 해를 구할 수 있는 가장 큰 값을 취하였다.

$$f'(x_0) = \frac{1}{12h} (f(x_0 - 2h) - 8f(x_0 - h) + 8f(x_0 + h) - f(x_0 + 2h)) \quad (15)$$

그림 8은 트랙터와 지형 모형을 이용하여 트랙터의 진동을 예측하기 위한 시뮬레이션 프로그램의 흐름도를 나타낸 것이다.

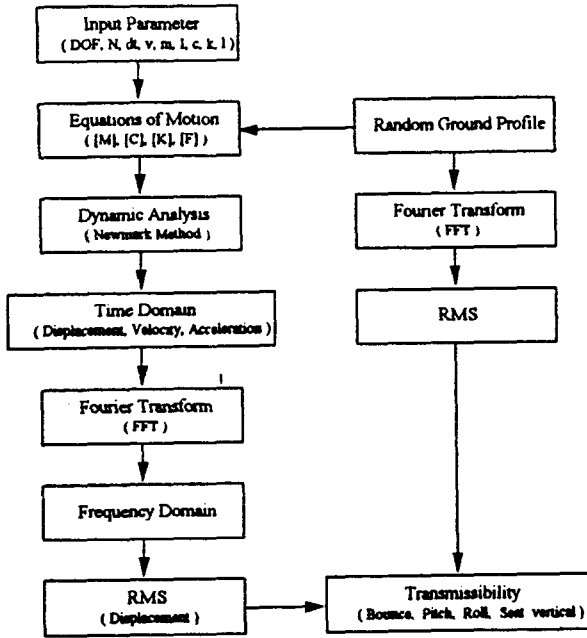


Fig. 8. Flow chart of model simulation.

나. 입력과 출력

트랙터 모형의 기본 설계 변수는 표 2에서와 같이 입력하였으며, 가진원으로서 좌우 차륜이 통과하는 노면은 식 (10)의 모형을 이용하였다. 그러나 보다 실제적인 트랙터 진동을 예측하기 위하여 좌우 차륜의 지면 형상을 다르게 하였다. 이 트랙터-지형 모형을 이용하여 기본 설계 변수 중 윤거, 축거, 차축 하중 분포를 변화시키면

서 트랙터의 수직, 피칭, 롤링 및 좌석 위치의 진동을 시뮬레이션하였다. 차축의 하중 분포는 중심의 위치로써 변화시켰다.

시뮬레이션의 결과는 입력 변위에 대한 출력 변위의 비, 즉 전달률(transmissibility)로써 나타내었으며, 차체의 수직 진동과 롤링, 피칭, 좌석 진동에 대한 전달률은 각각 다음과 같이 정의하였다.

$$T_{bounce} = \frac{rms\ displ.\ of\ bounce(m)}{rms\ displ.\ off\ input(m)} \quad (13)$$

$$T_{pitch} = \frac{rms\ angular\ displ.\ of\ pitching(rad)}{rms\ displ.\ of\ input(m)} \quad (14)$$

$$T_{roll} = \frac{rms\ angular\ displ.\ of\ rolling(rad)}{rms\ displ.\ of\ input(m)} \quad (15)$$

$$T_{seat} = \frac{rms\ displ.\ of\ seat\ vert.\ (m)}{rms\ displ.\ of\ input(m)} \quad (16)$$

여기서, 입력과 출력 변위는 모두 rms 값으로 나타내었다.

Table 2. Values of design parameters of model tractor

Dimensions, m	l_1	1.584
	l_2	0.576
	l_3	0.8
	l_4	0.8
	l_5	0.036
	l_6	0
Mass, kg	m_t	2,707
Mass moment of inertia, kg.m ²	I_{b0}	3,000
	$I_{0\phi}$	1,500
	$I_{a\phi}$	200
Damping coefficient, N · s/m	c_1	4,500
	c_2	4,500
	c_3	5,000
	c_4	5,000
Spring rate, N/m	k_1	330,000
	k_2	330,000
	k_3	400,000
	k_4	400,000
Forward speed, m/s	v	2

5. 결과 및 고찰

가. 설계 변수의 영향

1) 전후 차축의 하중 분포

전후 차축의 하중비를 20 : 80에서 50 : 50까지 6단계로 변화시켰을 때 수직, 피칭, 롤링 및 좌석 위치의 전달율은 각각 그림 9, 그림 10, 그림 11, 그림 12에서와 같다. 그림에서 ■표는 모형 트랙터에 대한 값을 나타낸 것이다.

수직 진동은 그림 9에서와 같이 하중비가 20 : 80일 때 가장 심한 상태를 나타내었으며 50 :

50으로 균등화되면서 점차 감소되었다. 특히 35 : 65부터는 감소율이 저하되어 완만한 진동 감소가 일어났다. 따라서 수직 진동을 감소시키기 위해서는 차축의 하중비를 35 : 65~50 : 50 범위로 하는 것이 효과적인 것으로 판단되었다.

피칭의 경우에는, 하중비가 균등화되면서 초기에는 진동이 감소되었으나, 35 : 65부터는 앞 차축의 하중이 증가되면서 진동은 다시 증가되었다. 즉, 35 : 65에서 피칭 진동이 최소인 상태가

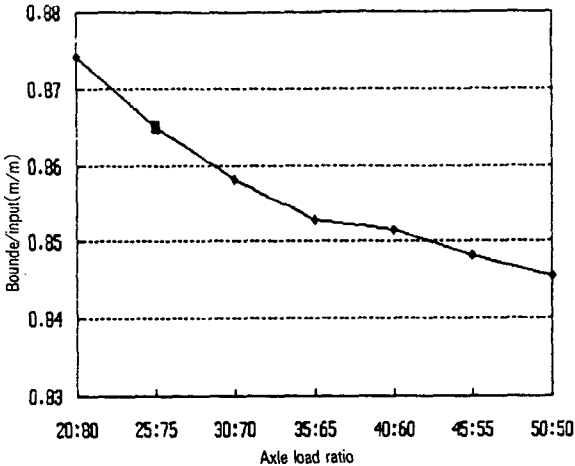


Fig. 9. Vertical motion vs. axle load ratio.

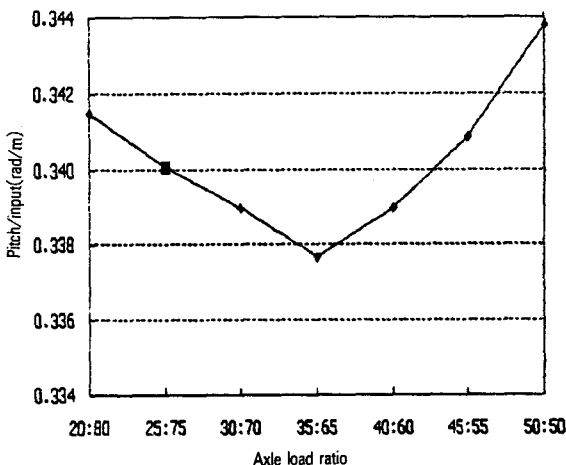


Fig. 10 Pitching motion vs. axle load ratio.

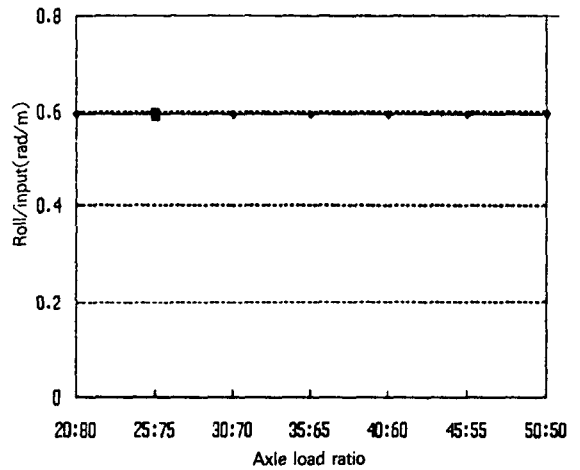


Fig. 11. Rolling motion vs. axle load ratio.

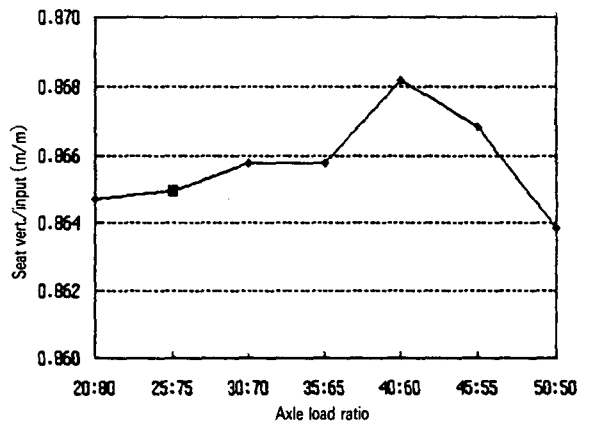


Fig. 12. Vertical motion of seat vs. axle load ratio.

되었다. 그러나 롤링의 경우에는 하중비가 진동에 영향을 미치지 않았다. 좌석 위치에서는 하중

비가 균등화되면서 초기에는 서서히 수직 진동이 증가하였으나, 40 : 60 이후에는 다시 감소되었다. 이상의 결과로부터 전후 차축의 하중 분포는 수직과 피칭 진동에 큰 영향을 미치며, 적절한 하중비는 30 : 70~35 : 65 범위인 것으로 판단되었다.

2) 무게 중심의 횡방향 편중

트랙터의 무게 중심을 종방향 중심선으로부터 횡방향으로 이동시켰을 때 진동 변화는 그림 13-그림 16에서와 같다. 무게 중심의 위치는 후륜

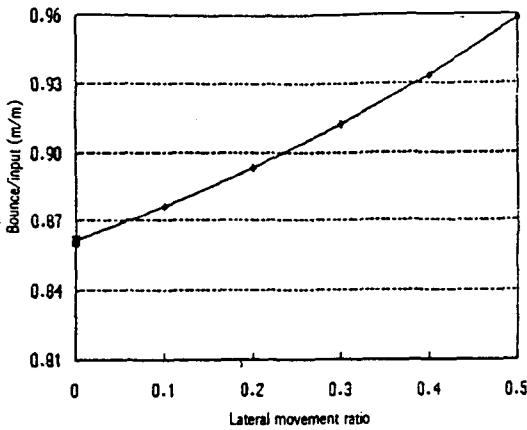


Fig. 13. Vertical motion vs. lateral movement of mass center.

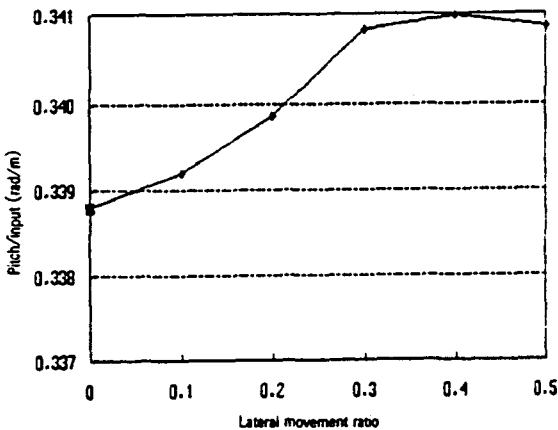


Fig. 14. Pitching motion vs. lateral movement of mass center.

윤거의 1/2에 대한 비로써 식 (17)에서와 같이 나타내었다.

$$B_{CG} = \frac{2l_6}{l_3 + l_4} \quad (17)$$

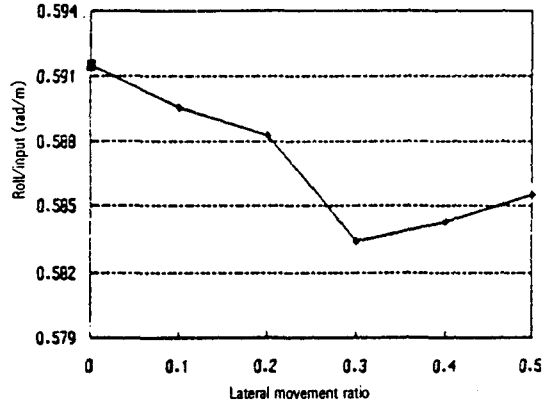


Fig. 15. Rolling motion vs. lateral movement of mass center.

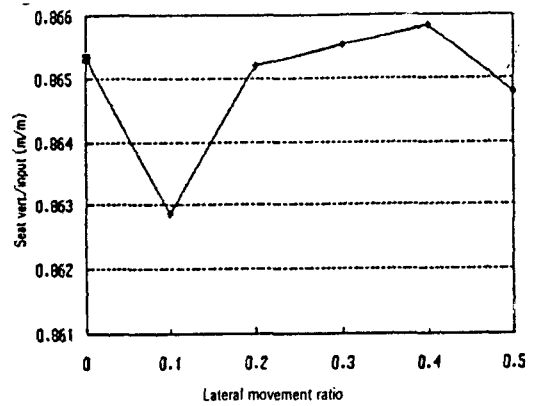


Fig. 16. Vertical seat motion vs. lateral movement of mass center.

수직 진동은 B_{CG} 의 값이 0일 때, 즉 무게 중심이 횡방향으로 이동하지 않고 종방향의 중심선에 위치하였을 때 최소가 되었으며, 횡방향으로 이동함에 따라 증가하였다. 피칭도 유사한 경향을 나타내었으나 B_{CG} 가 0.4 정도일 때 피크 상태가 되었으며 그 이후에는 다시 감소하는 경향을 나타내었다. 롤링은 피칭과 반대 현상을 나타내

있으며, B_{CG} 가 증가할수록 롤링은 감소하였으나 B_{CG} 가 0.3 이상일 때는 다시 증가하였다. 좌석의 수직 진동은 B_{CG} 가 0.1 정도에서 최소가 되었으나, 무게 중심의 횡방향 이동에 따른 진동의 변화는 크지 않았다.

실제 트랙터의 중량 분포는 종방향 중심선에 대하여 비대칭이므로 무게 중심이 종방향 중심선에 위치하는 경우는 거의 없으며 무게 중심이 한쪽으로 편심되어 있는 것이 일반적이다. 따라서 트랙터의 무게 중심을 횡방향으로 적절히 이동시킴으로써 진동을 감소시킬 수 있을 것으로 판단되었다.

3) 윤거와 축거

트랙터의 구조를 결정하는 데 가장 기본적인 것은 윤거와 축거이다. 윤거는 작업 폭과 관계되며 ISO 4004에서는 $1500 \pm 25\text{mm}$, $1800 \pm 25\text{mm}$, $2000 \pm 25\text{mm}$ 를 권장하고 있다. 트랙터의 윤거는 축거의 0.6~0.8배가 일반적이다. 시뮬레이션에서 윤거와 축거는 모형 트랙터의 윤거와 축거를 기준으로 각각 50mm 씩 순차적으로 증감하였다. 그림 17~그림 20은 윤거와 축거를 변화시켰을 때 트랙터의 진동 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 윤거와 축거는 모형 트랙터의 윤거와 축거에 대한 변화량으로써 표시하였다.

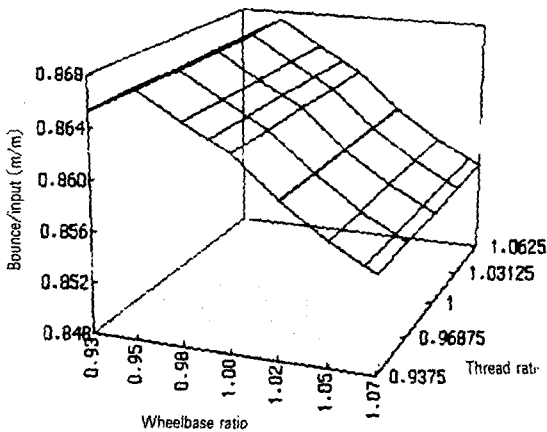


Fig. 17. Vertical motion vs. wheelbase and tread ratio.

수직과 피칭 진동은 그림 17과 그림 18에서와 같이 축거가 증가함에 따라 감소되었으며, 윤거의 변화에는 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. 반대로 롤링은 그림 19에서와 같이 축거의 변화에는 영향을 받지 않으며 윤거가 증가함에 따라 감소되었다.

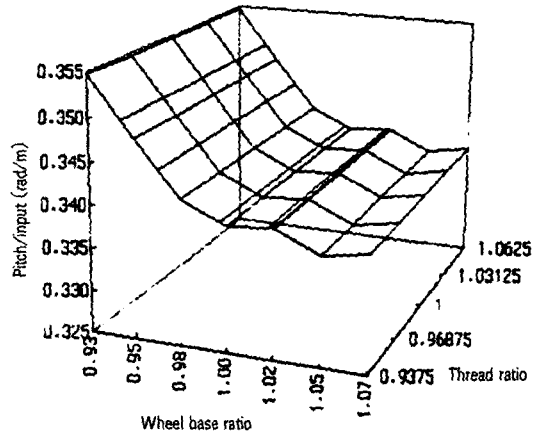


Fig. 18. Pitching motion vs. wheelbase and tread ratio.

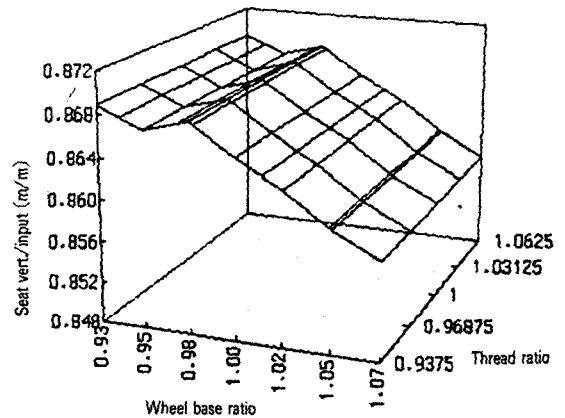


Fig. 19. Vertical seat motion vs. wheelbase and tread ratio.

이러한 결과로부터 롤링은 윤거를 조정함으로써 감소시킬 수 있으며, 수직 운동과 피칭은 축거를 조정함으로써 감소시킬 수 있는 것으로 판단된다.

4) 좌석의 위치

좌석의 위치는 승차 진동에 직접적인 영향을 미친다. 좌석이 뒤 차축 바로 위에 있는 경우를 0, 무게 중심 위에 위치하는 경우를 1로 하여 좌석의 위치를 식 (18)에서와 같이 정의하고, 이를 변화시키면서 좌석의 수직 진동을 시뮬레이션하였다. 식 (18)에서 음수가 되는 경우는 좌석이 뒤 차축보다 뒤쪽에 위치하는 경우를 나타낸다.

$$P_s = 1 - \frac{l_5}{l_2} \quad (18)$$

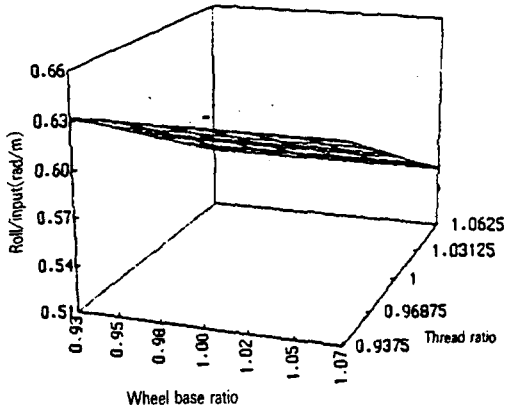


Fig. 20. Rolling motion vs. wheelbase and tread ratio.

그림 21에서와 같이 좌석이 무게중심 바로 위에 위치하는 경우, 좌석 진동이 최소로 나타났다.

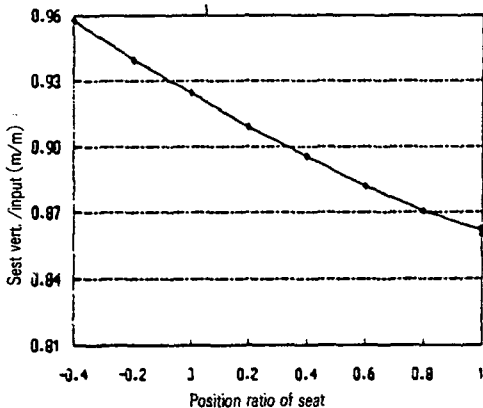


Fig. 21. Vertical seat motion vs. seat position.

이는 좌석이 무게중심 바로 위에 있으면 롤링과 피칭에 의한 영향이 최소가 되기 때문이다. 즉, 좌석의 위치를 트랙터의 무게중심 쪽으로 가깝게 배치하는 것이 승차 진동을 감소시킬 수 있는 방안으로 판단된다.

나. 설계 변수의 민감도

각 진동에 대한 설계 변수의 민감도를 구명하기 위하여 그림 22 - 그림 25에서와 같이 각 진동에 대한 반응 곡선을 비교하였다.

수직 진동은 그림 22에서와 같이 무게 중심의 횡방향 편중에 대하여 가장 민감하게 반응하였으나, 전후 차축의 하중 분포와 윤거/축거(T/W)의 변화에 대해서는 영향이 크지 않았다. 반대로 피칭은 그림 23에서와 같이 무게중심의 횡방향 편중에 대해서는 변화의 정도가 작았으나, 전후 차축의 하중 분포 및 윤거/축거의 변화에 대해서는 민감하게 변화되었다. 롤링은 그림 24에서와 같이 윤거/축거에 대하여 민감한 것으로 나타났다. 전후 차축의 하중 분포와 무게 중심의 횡방향 편중에 대해서는 변화가 없었다.

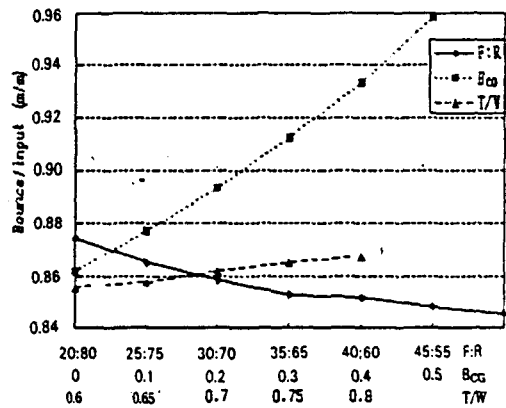


Fig. 22. Sensitivity of design variables on pitching motion.

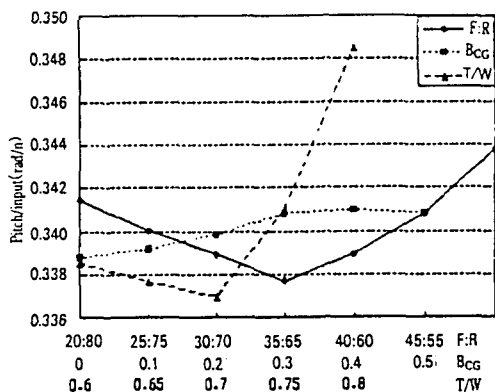


Fig. 23. Sensitivity of design variables on vertical seat motion.

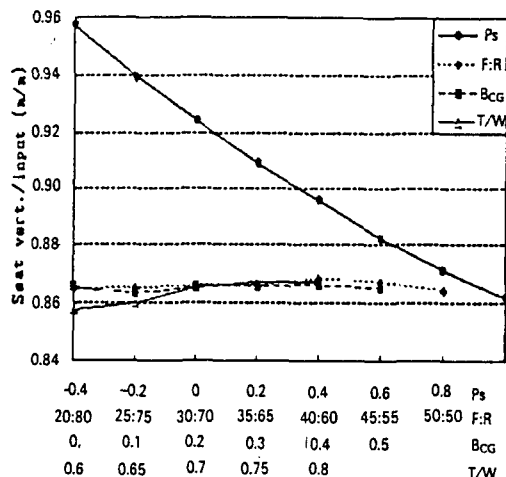


Fig. 25. Sensitivity of design variables on vertical seat motion.

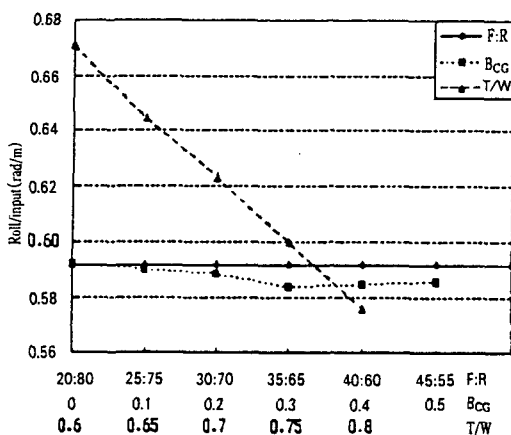


Fig. 24. Sensitivity of design variables on rolling motion.

좌석 진동은 그림 25에서와 같이 좌석의 위치에 따라 민감하게 반응하였으나, 다른 설계 변수에 대해서는 변화의 정도가 작았다.

6. 요약 및 결론

본 연구는 지면 가진에 의한 트랙터의 진동을 예측할 수 있는 수학적 모형과 시뮬레이션 프로그램을 개발하고, 이를 이용하여 트랙터의 윤거, 축거, 차축의 하중 분포가 진동에 미치는 영향을

이론적으로 구명하였다.

지면 모형은 실제 지면과 유사한 불규칙 지면 형상을 구현할 수 있도록 개발하였으며, 트랙터는 차체의 수직 (bounce), 롤링(rolling), 피칭 (pitching) 및 앞차축 롤링으로 구성된 4자유도의 모형으로 모형화하였다. 본 연구의 주요 결과는 다음과 같다.

1) 차축 하중 분포에 의한 수직 진동은 하중비가 35 : 65까지 급격히 감소하였으나 그 이후에는 앞차축의 하중이 증가함에 따라 완만하게 증가하였으며, 피칭은 35 : 65 부근에서 최소인 상태가 되었다. 좌석의 경우에는 35 : 65까지 완만하게 증가하였으나 그 이후에는 급증하였다. 이러한 결과로부터 트랙터의 진동 감소를 위한 전후 차축의 하중비는 30 : 70~35 : 65가 가장 적절한 것으로 판단되었다.

2) 수직 진동과 피칭은 무게 중심이 종방향 중심선으로부터 횡방향으로 이동함에 따라 증가하였으나, 롤링과 좌석의 진동은 후차축 윤거의 1/2에 대한 편심량의 비가 각각 0.3, 0.1일 때 최소값을 나타내었다. 즉, 롤링과 좌석 진동을 감소시키기 위해서는 무게중심을 종방향 중심선으로부터 횡방향으로 적절히 이동시켜야 한다.

3) 윤거를 증가시키면 롤링이 감소하고, 축거

를 증가시키면 수직 진동과 피칭이 감소하는 경향을 나타내었으며, 좌석은 무게중심과 가깝게 배치할수록 진동이 감소하는 경향을 보였다.

4) 차체의 수직 진동은 무게 중심의 횡방향 편중에 가장 민감하게 반응하였으며, 롤링과 피칭은 윤거와 축거의 변화에 대하여 민감하게 반응하였다.

본 연구의 결과는 트랙터의 진동을 감소시키기 위한 윤거, 축거 및 차축 하중 분포를 결정하는데 사용될 수 있으며, 트랙터의 진동 개선을 위한 기초 자료로서 활용될 수 있을 것이다. 또한 가진원으로서 개발된 불규칙 지면 형상의 모형은 실제 지면과 유사한 지형 데이터가 필요한 경우에 활용될 수 있을 것이다.

부록

기호 설명

M = mass

c_j = damping coefficient

k_j = stiffness coefficient

z_j = vertical displacement

q_j = ground excitation

j=1 front left wheel

j=2 front right wheel

j=3 rear left wheel

j=4 rear right wheel

ϕ =roll

θ =pitch

l_i =length

i=1 from front to center of mass

i=2 from center of mass to rear

i=3 from left to center of mass

i=4 from center of mass to right

i=5 longitudinal from center of mass to seat

i=6 horizontal from center of mass to seat

I =mass moment of inertia

v =forward velocity

H =height of bump

L =base length of bump

Subscript

a =axle

b =body

ϕ =roll direction

θ =pitch direction

참고 문헌

1. 정창주, 류관희, 김경옥. 1992. 농업동력학. 문운당.
2. 이장무. 1994. 모달해석의 이론과 응용. 서울대학교 공과대학.
3. 정수식. 1993. 농용 트랙터의 승차 진동 평가에 관한 연구. 서울대학교 농공학과 농업기계 전공 석사학위논문.
4. 조병관. 1986. 노면가진에 의한 차체의 동적 반응에 관한 연구. 서울대학교 기계설계학과 석사학위논문.
5. 조춘환. 1996. 진동 감소를 위한 트랙터의 설계에 관한 연구. 서울대학교 농공학과 농업기계전공 석사학위논문.
6. Bathe, K. J. 1982. Finite element procedures in engineering analysis. Prentice-Hall, Inc.
7. Crolla, D. A. and D. N. L. Horton. 1984. Factors affecting the dynamic behaviour of higher speed agricultural vehicles. Journal of Agricultural Engineering Research 30: 277-288.
8. Crolla, D. A., D. N. L. Horton and R. M. Stanyer. 1990. Effect of tire modelling on tractor ride vibration predictions. Journal of Agricultural Engineering Research 47: 55-77.
9. Dodds, C. J. and J. D. Robson. 1973. The description of road surface roughness. Journal of Sound and Vibration 31(2): 175-183.
10. Gillespie, T. D. 1992. Fundamentals of vehicle dynamics. SAE11. Kim, K. U., D. L. Hoag and D. R. Hunt. 1985. Ride simulation of

- passive, active, and semi-active seat suspensions for off-road vehicles. Trans. of the ASAE. 28(1): 56-64. 12. Lines, J. A. 1987. Ride vibration of agricultural tractors: transfer functions between the ground and the tractor body. Journal of Agricultural Engineering Research 37: 81-91.
13. Pershing, R. L. and R. R. Yoerger. 1968. Simulation of tractors for transient response. Trans. of the ASAE. 12(5): 715-719.
 14. Quinn, B. E. and K. Hagen. 1967. Problems encountered in using elevation power spectra as criteria of pavement condition. Highway Research Record 189: 166-181.
 15. Rao, S. S. 1990. Mechanical vibrations. 2nd Ed. Addison-Wesley.
 16. Stayner, R. M., T. S. Collins and J. A. Lines. 1984. Tractor ride vibration simulation as an aid to design. Journal of Agricultural Engineering Research 29: 345-355.



學位取得

姓 名：崔 光 在

生 年 月 日：1948年 5月 5日

勤 務 處：農業機械化研究所

取得學位名：農學博士

學位授與大學：慶北大學校 大學院

學位取得年月日：1995年 8月 25日

學位論文：느타리버섯의栽培環境管理自動化에 관한研究

