

## 농용 트랙터의 동특성 시뮬레이션(Ⅱ)<sup>†</sup>

— 동적 모델의 검증 —

## Simulation of Dynamic Characteristics of Agricultural Tractors(Ⅱ)<sup>†</sup>

— Verification of Dynamic Model —

박 흥 제\*

김 경 옥\*

정희원

정희원

H. J. Park

K. U. Kim

### ABSTRACT

The dynamic model of a tractor-trailer system developed in the first part of this paper was verified in this article by comparing the simulated acceleration responses of the system with actually measured ones. A commercially available tractor and a trailer were used for the verification test. Values of the model parameters were measured or theoretically derived if the measurement was practically impossible. The tractor-trailer system was operated with different forward speeds over three equally spaced half-sine bumps on the flat concrete surface. Results of the verification tests showed that autospectra of the measured and simulated accelerations of the tractor-trailer system agreed well up to the frequencies slightly greater than the fundamental frequencies of the ground excitations and at the frequencies of engine excitations. The mean of normalized errors of the simulated responses to the measured ones was estimated to be less than 10% for all the test runs. The peak responses in the autospectra also coincided well both in the frequency and magnitude.

**주요용어 (Key Words):** 트랙터-트레일러 시스템(Tractor-Trailer System), 모델 검증(Model Verification), 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램(Computer Simulation Program)

### 1. 서 론

본 연구의 1보에서는 기관, 트레일러, 지면에 의한 가진이 트랙터의 동특성과 좌석 진동에 미치는 영향을 구명하기 위하여 16 자유도의 트랙터-트레일러 시스템을 모형화하고 운동 방정식을 유도하였다(박

등, 1997).

제2보는 개발된 동적 모델의 유효성을 검증하기 위한 것으로서, 본 연구에서는 모델 검증에 사용될 트랙터와 트레일러를 선정하고, 필요한 변수의 값을 직접 측정하거나 유도하였으며, 트랙터-트레일러 시스템의 응답을 예측하기 위한 컴퓨터 시뮬레이션

<sup>†</sup> 본 연구는 한국과학재단 핵심전문연구과제(961-0610-087-2) 연구비 지원으로 수행되었음

\* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부 농업기계전공

프로그램을 개발하였다. 다양한 주행 조건에서 트랙터-트레일러 시스템의 실제 응답과 컴퓨터 시뮬레이션으로 예측한 응답을 비교, 분석하여 개발된 모델의 유효성을 검증하였다.

모델 검증에 사용된 트랙터와 트레일러에 대한 주요 장치의 질량, 질량 중심, 질량관성모멘트는 표 1과 2에서와 같다.

## 2. 계수 행렬의 결정

제1보에서 개발된 트랙터-트레일러 시스템의 16개 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M] \{\ddot{x}(t)\} + [C] \{\dot{x}(t)\} + [K] \{x(t)\} = \{f(t)\} \dots (1)$$

운동 방정식 (1)의 해를 구하기 위해서는 먼저 방정식의 계수 행렬을 결정하여야 한다. 현재 국내에서 시판되고 있는 L사의 47마력 트랙터와 D사의 트레일러를 모델 검증용으로 선정하고, 이 시스템에 대한 계수 행렬을 다음과 같이 결정하였다.

### 가. 관성 행렬

관성 행렬  $[M]$ 의 각 요소는 트랙터-트레일러 시스템을 구성하는 차체, 기관, 캡, 좌석 베이스, 좌석, 그리고 트레일러의 질량, 질량 중심, 질량관성모멘트의 함수로 표현된다. 트랙터-트레일러 시스템을 구성하는 각 장치의 질량과 질량 중심의 위치는 하중계와 디지털 수준기를 이용하여 측정하였으며, 질량관성모멘트는 고감도의 저주파용 가속도계를 이용한 현수 측정법으로 결정하였다(박 등, 1998; Martin, 1982).

### 나. 감쇠 및 강성 행렬

감쇠 행렬과 강성 행렬  $[C]$ ,  $[K]$ 의 각 요소는 시스템을 구성하는 감쇠기와 스프링의 감쇠 계수 및 강성 계수의 함수로 주어진다. 감쇠기와 스프링의 동적 파라미터는 피크 추출법(peak picking method)과 직접 시스템 결정법(direct system identification method)을 적용하여 결정하였다(Butsuen et al., 1987; Ewins, 1984; Park, 1998).

이와 같은 방법으로 결정한 트랙터-트레일러 시스템의 캡 현가장치, 좌석 현가장치 및 공기압에 따른 타이어의 감쇠계수와 강성계수는 표 3에서와 같다.

### 다. 가진 벡터

동적 모델에 작용하는 가진력은 기관에 의한 가진력과 지면에 의한 가진력으로 구별된다. 기관 가진력은 기관의 특성과 회전 속도에 의하여 결정되며, 지면 가진력은 지면의 형상과 트랙터 속도에 의하여 결정된다. 표 4는 기관의 특성을 나타낸 것이다. 기관의 회전 속도는 기관에 부착된 가속도계를 이용하여 측정하였으며, 주행 속도는 차체에 부착된 속도

Table 1 Masses and positions of mass centers of tractor-trailer components

Components	Mass (kg)	Coordinates of mass center (mm)			Origin of local coordinate systems
Body	1,665.5	( -510,	+12,	-266)	Center of driveshaft in back side of engine
Front-end assembly	304.0	( -7,	-6,	-5)	Center of front-axle driveshaft
Trailer	490.5	(-2031,	+974,	-463)	Trailer hinged joint
Engine assembly	292.5	( -302,	-3,	+69)	Center of crankshaft pulley
Cab assembly	325.3	( -968,	0,	+869)	Center of driveshaft in back side of engine
Seat-base	3.0	(-1178,	0,	+218)	Center of driveshaft in back side of engine
Seat	17.0				

Table 2 Mass moments of inertia of tractor-trailer components

Components	Mass moment of inertia (kg · m <sup>2</sup> )	Radius of gyration (m)	Origin of local coordinate systems
Body			Mass center
Rolling	159.431	0.309	
Pitching	1542.789	0.926	
Front-end assembly			Center of front-axle driveshaft
Rolling	111.029	0.604	
Trailer			Mass center
Rolling	124.560	0.504	
Pitching	308.197	0.793	
Engine assembly			Mass center
Rolling	14.987	0.226	
Pitching	22.777	0.279	
Cab assembly			Mass center
Rolling	171.693	0.726	
Pitching	174.538	0.732	
Seat-base			Mass center
Rolling	0.120	0.200	
Pitching	0.188	0.250	
Seat	—	—	

Table 3 Stiffness and damping properties of tractor-trailer system

Components	Inflation pressure (kPa)	Stiffness coefficient (N/m)	Damping coefficient (N/m/sec)	Damping factor ( $\xi$ )
Front tire	60	638,909	4,706.10	0.127273
	80	615,887	4,706.10	0.129630
	100	512,302	4,538.03	0.137056
	120	565,632	4,201.88	0.120773
	140	604,534	4,369.95	0.121495
	160	638,909	4,033.80	0.109091
	180	680,213	3,865.73	0.101322
	200	698,311	4,033.80	0.104348
	220	710,509	4,033.80	0.103448
Rear tire	60	587,703	10,252.59	0.289100
	80	587,703	10,924.89	0.308057
	100	610,197	11,597.19	0.320930
	120	621,603	11,597.19	0.317972
	140	722,812	14,122.10	0.238316
Trailer tire	275.8	400,000	2,000.00	0.100964
Cab suspension	—	3,693,500	1,558.70	0.044968
Seat-base suspension	—	3,214,300	1,328.00	0.073342
Seat suspension	—	12,876	677.00	0.161413

Table 4 Physical properties of engine

Parameters	Description	Value
$M_p$	Mass of piston assembly (kg)	0.9129
$M'_p$	Dynamically equivalent mass of connecting rod at piston (kg)	0.3372
$R$	Length of crank (m)	0.0515
$L$	Length of connecting rod (m)	0.1520
$l_f$	Offset between longitudinal mass center of engine assembly and line of action of vertical force (m)	0.0036
$I_f$	Mass moment of inertia of flywheel ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )	0.3870

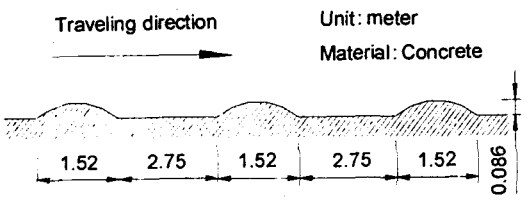


Fig. 1 Three half-sine bumps constructed on the flat concrete surface for a validation test.

센서(오차 $\leq \pm 5\%$ )를 이용하여 측정하였다. 검증을 위한 주행 시험은 그림 1에서와 같이 4.27 m 간격으로 폭이 152 cm이고 높이가 8.6 cm인 반사인(half-sine)형 범프가 설치된 콘크리트 노면에서 실시하였다.

3. 시뮬레이션 프로그램

천이 행렬법을 적용하여 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 TDA(tractor dynamic analysis)를 개발하였다. TDA는 크게 전처리기, 처리기, 후처리기 3개의 주 모듈로 구성하였으며, MATLAB의 함수를 이용하여 개발하였다.

전처리기는 운동 방정식의 해를 구하는 데 필요한 데이터를 입력하여 트랙터-트레일러 시스템의 계수 행렬  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 를 결정한다. 동적 모델의 자유도가 16이기 때문에 각 계수 행렬은  $16 \times 16$  정방 행렬이 된다.

처리기는 계수 행렬을 이용하여 천이 행렬(transition matrix)과 입력 유동 행렬(input disturbance matrix)을 계산하고, 다시 계산된 천이 행렬과 입력 유동 행렬을 이용하여 기관 가진과 지면 가진에 대한 주요 장치의 시간 응답을 결정한다. 이 때 시간 응답은 질량 중심의 시간 응답으로 나타낸다. 또한, 트랙터-트레일러 시스템의 고유치와 고유 벡터를 구하고, 고유 진동수와 고유 모드를 결정한다.

후처리기는 처리기에서 계산된 결과를 시간, 주파수 영역에서 다양한 형태로 나타낸다.

4. 동적 모델의 검증

3차원 동적 트랙터-트레일러 모델과 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 TDA를 검증하기 위하여, 실제 주행 시험에서 측정한 주요 장치의 응답 신호와 동일한 조건에서 TDA로써 예측한 응답 신호를 비교하였다.

강체의 질량 중심에는 가속도계를 부착할 수 없기 때문에 질량 중심의 가속도를 직접 측정할 수는 없다. 지정된 위치에서 가속도를 측정하고, 이를 질량 중심의 가속도로 변환하거나, 식 (2)에서와 같이 질량 중심의 가속도를 예측하여 가속도계가 부착된 위치의 가속도로 변환할 수 있다(이, 1994).

$$\{x\}_i = [T] \{x\}_g \dots \dots \dots (2)$$

여기서,

$\{x\}_i$  = 가속도계가 부착된 위치의 가속도 벡터

$\{x\}_g$  = 질량 중심의 가속도 벡터

[7] = 좌표 변환 행렬

본 연구에서 개발된 동적 모델은 수직, 롤링, 피칭 운동의 자유도를 가지기 때문에 주요 장치의 질량 중심의 가속도로부터 임의의 지점에 대한 수직 방향 가속도를 구할 수 있다. 따라서, 가속도계를 이용하여 임의의 지점에서 실측한 수직 방향 가속도와, 모델로써 예측한 같은 지점의 수직 방향 가속도를 비교하여 모델을 검증하였다.

수직 가속도를 비교하기 위하여 설정한 임의의 점은 각 장치의 질량 중심을 원점으로 한 기준 좌표계에서 정의하였으며, 이 지점에 가속도계를 부착하였다. 표 5는 수직 가속도를 비교하기 위하여 설정한 점의 좌표를 나타낸 것이다.

가. 응답 측정 실험

동적 모델을 검증하기 위하여 주행 시험에서 좌석, 기관, 트레일러, 차체, 캡의 응답을 측정하였으며, 동시에 트랙터의 주행 속도와 기관 속도를 측정하여 시뮬레이션 프로그램 TDA의 입력 데이터로 사용하였다. 그림 2는 트랙터-트레일러 시스템의 응답을 측정하기 위한 자료 수집 장치와 분석 시스템을 나타낸 것이다.

그림 2에서 자기 기록기에 저장한 실측 신호는 실험실에서 재생, 여과(filtering)하여 A/D 변환한 후 분석하였다. 기관 가진은 지면 가진보다 상대적으로 주파수가 크기 때문에, 4기통의 경우 기관 속도가 3,000 rpm일 때 가진 주파수가 100 Hz 임을 고려하

여, 여과 주파수는 100 Hz 이하로 하였으며, 100 Hz 이하로 여과한 시간 함수의 응답을 주파수 영역에서 분석할 때는 신호 분석기를 사용하였다. 본 연구에서 사용한 신호 분석기는 2채널 평균 스펙트럼 모드에서 800-라인 FFT 분석이 가능하였기 때문에 100 Hz 이하의 신호를 분석하기 위해서는 식 (3)에서와 같이 주파수, 분해능의 역수와 같은 시간 동안의 데이터가 요구된다.

$$T = \frac{800}{F} = \frac{1}{\Delta f} \dots\dots\dots (3)$$

따라서, 800-라인 FFT에서 100 Hz 이하의 신호를 0.125 Hz의 분해능으로 분석하기 위해서는 8초간의 데이터가 요구되며, 측정된 신호의 길이가 8초를 초과하면 데이터가 상실된다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여, 800-라인 FFT뿐만 아니라 1,600, 3,200-라인 FFT로 데이터를 처리할 수 있는 루틴을 개발하였다. FFT 라인의 수가 증가되면 주파수 분해능이 향상되는 이점이 있다. 3,200-라인 FFT의 주파수 분해능은 0.03125 Hz로서 1,600-라인 FFT의 0.0625 Hz보다 2배로 분해능이 향상된다.

Table 5 Coordinates of accelerometer mounting positions

Component	Coordinates (mm)		
Engine	( +84.0,	- 15.2,	0)
Trailer	( +106.1,	- 66.0,	0)
Chassis	( - 77.7,	+ 38.1,	0)
Cab	( - 31.9,	- 36.5,	0)
Seat	( +12.0,	- 30.0,	0)

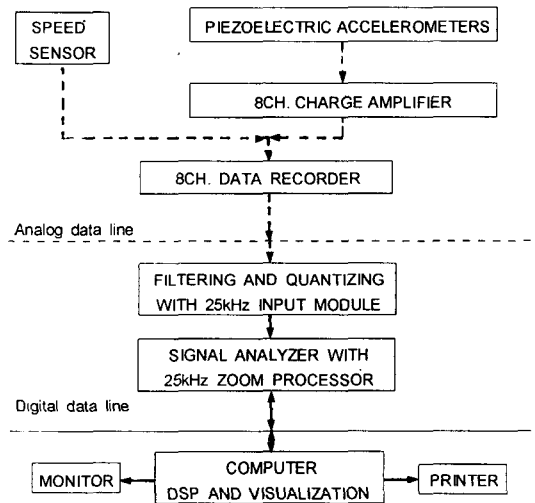


Fig. 2 Instrumentation for data acquisition and analysis.

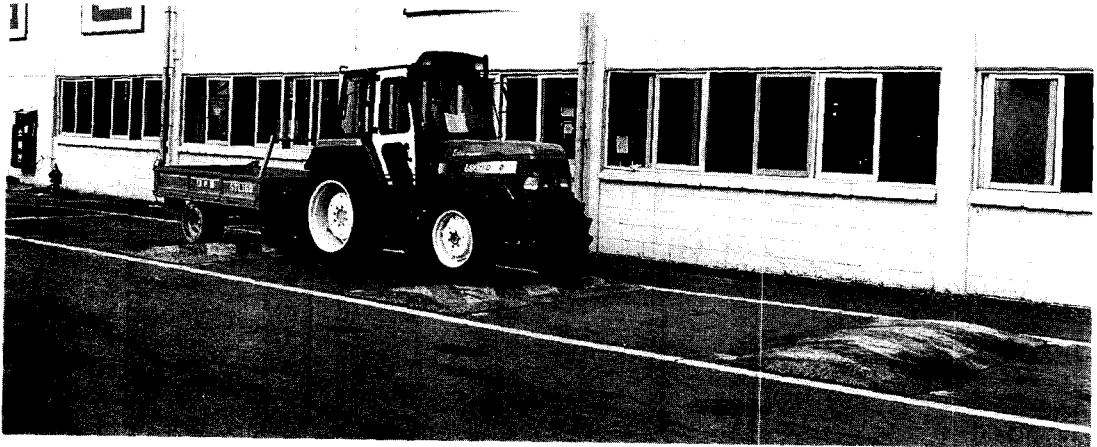


Fig. 3 Validation test on the road of three half-sine bumps.

FFT 루틴으로 구한 측정 데이터의 자기 스펙트럼 (autospectrum)과 TDA로써 예측한 자기 스펙트럼의 차이를 나타내기 위하여 식 (4)에서와 같이 정상 오차(normalized error)를 정의하였다(Bendat, 1991).

$$\varepsilon(f) = \frac{G_{measured} - G_{simulated}}{G_{measured}} \times 100 \dots\dots\dots (4)$$

여기서,

$\varepsilon(f)$  = 자기 스펙트럼의 주파수  $f$ 에서의 정상 오차

$G_{measured}$  = 주파수  $f$ 에서 측정된 자기 스펙트럼

$G_{simulated}$  = 주파수  $f$ 에서 예측된 자기 스펙트럼.

또한, 특정 주파수 범위에서 정상오차 평균(mean of normalized error)은 식 (5)와 같이 정의하였다.

$$\overline{\varepsilon}_i = \frac{\sum_{f=i}^j \varepsilon(f)}{N} \dots\dots\dots (5)$$

여기서,

$\overline{\varepsilon}_i$  = 주파수  $i$ 에서부터  $j$ 까지의 평균 오차

$N$  = 주파수  $i$ 에서부터  $j$ 까지의 FFT 라인 수

그림 3은 3개의 반사인(half-sine) 범프를 통과하고 있는 트랙터-트레일러 시스템의 주행 시험을 나타낸 것이다.

#### 나. 기 관

그림 4는 기관 속도가 1,029.4 rpm일 때 측정된 가속도 신호와 예측한 가속도 신호의 자기 스펙트럼을 비교한 것이다. 그림 4에서와 같이 기관의 기본 가진 주파수는 34.3 Hz로서 실측 신호와 잘 일치하였다. 이 기본 가진 주파수는 기관 속도의 2배에 해당된다. 실측 신호와 예측 신호를 비교하였을 때, 예측된 기본 주파수는 실측 가진 주파수와 대체로 일치하였으며 정상 오차는 약 7.1%이었다. 이 오차는 기관의 전후, 좌우, 요잉 방향의 응답이 운동 방정식에 포함되지 않았기 때문인 것으로 판단된다. 기관의 기본 가진 주파수 외에 그림 4에 나타난 피크 주파수는 기관 속도가 변화되었을 때에도 변화되지 않았다. 따라서, 이 피크 주파수는 시스템의 고유 진동수인 것으로 판단된다.

#### 다. 트레일러

그림 5는 트랙터와 트레일러의 좌우 차륜이 1.94 m/sec의 속도로써 3개의 반사인 범프를 통과할 때, 트레일러에서 실측한 가속도 신호와 TDA로써 예측한 가속도 신호의 자기 스펙트럼을 나타낸 것이다. 이 주행 속도에서 기관 속도는 1,616.3 rpm 이었다.

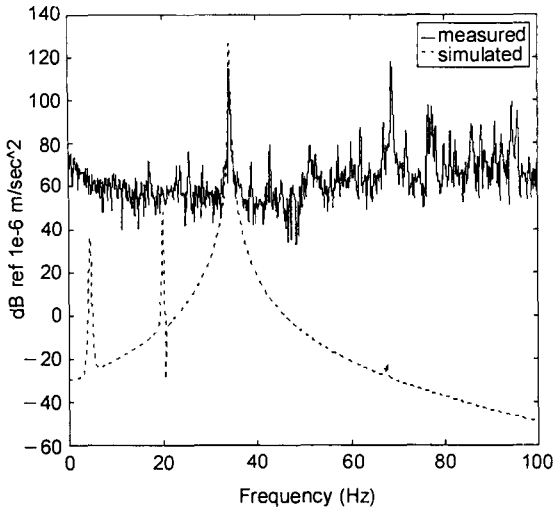


Fig. 4 Acceleration autospectra of engine at 1,029.4 rpm.

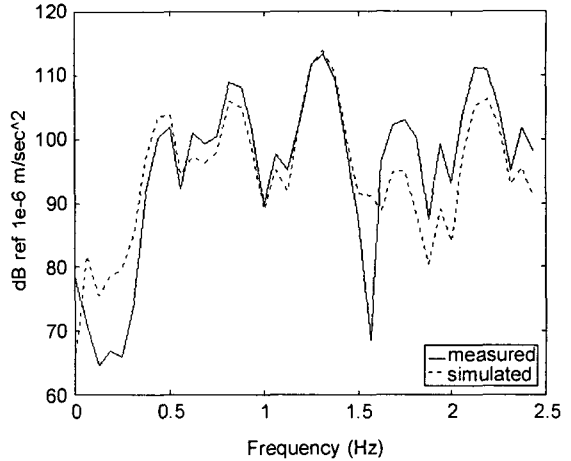


Fig. 5 Acceleration autospectra of trailer when both the left and right tires overrode the half-sine bumps with a tractor velocity of 1.94 m/sec.

Table 6 Mean of normalized errors of simulated autospectra of the trailer accelerations when both the left and right tires overrode the half-sine bumps

Tractor speed (m/sec)	$\bar{\epsilon}_f$ , % (frequency band in Hz) (with effect of charge amplifier)	$\bar{\epsilon}_f$ , % (frequency band in Hz) (without effect of charge amplifier)
1.31	11.41 (0.0000~1.0000)	6.59 (0.3125~1.0000)
1.40	7.59 (0.0000~1.0625)	5.83 (0.3125~1.0625)
1.80	9.58 (0.0000~1.2500)	3.74 (0.3125~1.2500)
1.94	5.99 (0.0000~1.4375)	2.96 (0.3125~1.4375)

길이가 1.52 m인 반사인 범프를 1.94 m/sec의 속도로 통과할 때, 지면 가진의 기본 주파수는 1.28 Hz가 된다. 그림 5에서 보는 바와 같이 예측한 트레일러의 수직 방향 가속도와 실측한 가속도의 자기 스펙트럼은 기본 주파수 부근까지 대체로 잘 일치하였다. 기본 주파수까지 자기 스펙트럼의 평균 오차는 약 6.0%이었다. 실제 범프는 완전한 반사인 범프가 아니었기 때문에 기본 주파수보다 높은 주파수 영역에서는 실측한 가속도의 자기 스펙트럼이 예측한 가속도의 자기 스펙트럼보다 큰 값을 나타내었다. 0.3 Hz 이하의 주파수 영역에서는 전치 증폭기의 성능 저하를 고려하면 실측 자기 스펙트럼에 대한 예측

자기 스펙트럼의 평균 정상 오차는 약 3.0%로서, 증폭기의 성능 저하를 고려하지 않을 때보다 약 50%가 감소되었다. 트랙터의 속도를 변화시켰을 때 트레일러의 실측 가속도와 예측 가속도의 자기 스펙트럼의 평균 정상 오차는 표 6에서와 같다. 표 6은 전치 증폭기의 영향을 고려한 경우와 무시한 경우를 모두 나타낸 것이다.

트랙터와 트레일러의 왼쪽 차륜만이 3개의 반사인 범프를 통과하고 오른쪽 차륜은 평지를 통과할 때, 기본 주파수 범위에서 실측한 트레일러 가속도의 자기 스펙트럼과 TDA로써 예측한 가속도 자기 스펙트럼의 평균 정상 오차는 표 7에서와 같다.

**Table 7 Mean of normalized errors of simulated autospectra of trailer accelerations when both the left tires only overrode the half-sine bumps**

Tractor speed (m/sec)	$\bar{\epsilon}_1$ , % (frequency band in Hz) (with the effect of charge amplifier)	$\bar{\epsilon}_2$ , % (frequency band in Hz) (without effect of charge amplifier)
1.39	16.57 (0.0000~1.1250)	3.27 (0.3125~1.1250)
1.43	2.58 (0.0000~1.1875)	2.01 (0.3125~1.1875)
1.94	13.25 (0.0000~1.5000)	4.75 (0.3125~1.5000)

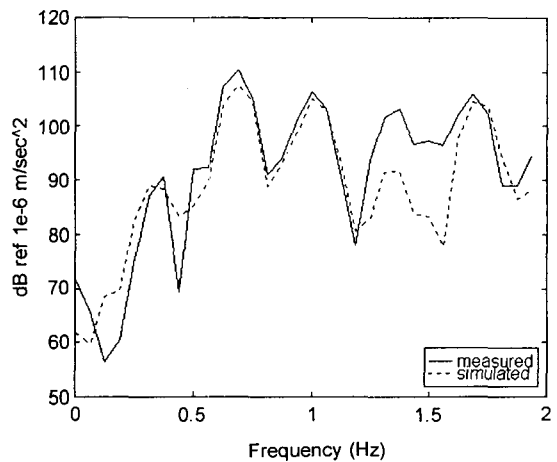
**Table 8 Mean of normalized errors of simulated autospectra of chassis accelerations when both the left and right tires overrode the half-sine bumps**

Tractor speed (m/sec)	$\bar{\epsilon}_1$ , % (frequency band in Hz) (with the effect of charge amplifier)	$\bar{\epsilon}_2$ , % (frequency band in Hz) (without the effect of charge amplifier)
1.36	7.59 (0.0000~1.0625)	3.65 (0.3125~1.0625)
1.50	6.40 (0.0000~1.1250)	3.71 (0.3125~1.1250)
1.62	9.56 (0.0000~1.1875)	3.08 (0.3125~1.1875)
1.84	7.97 (0.0000~1.3750)	3.96 (0.3125~1.3750)
2.25	4.75 (0.0000~1.8125)	5.16 (0.3125~1.8125)

라. 차 체

그림 6은 1.50 m/sec의 주행 속도로써 좌우 차륜이 모두 반사인 범프를 통과할 때 실측한 차체 가속도의 자기 스펙트럼과 TDA로써 예측한 가속도의 자기 스펙트럼을 비교한 것이다. 길이가 1.52 m인 반사인 범프를 1.50 m/sec의 속도로써 통과할 때 지면 가진의 기본 주파수는 1.0 Hz가 된다. 그림 6에서와 같이 시뮬레이션에 의한 자기 스펙트럼과 실측에 의한 자기 스펙트럼은 기본 주파수 범위에서 그 경향이 일치하였다.

기본 주파수까지 실측 자기 스펙트럼에 대한 예측 자기 스펙트럼의 평균 정상오차는 6.40%이었으며, 0.3 Hz 이하에서 전치 증폭기의 성능 저하를 고려하면 평균 정상오차는 3.71%로 감소되었다. 표 8은 좌우 차륜이 동시에 범프를 통과할 때, 실측한 차체 가속도의 자기 스펙트럼과 예측 가속도의 자기 스펙트럼의 평균 정상 오차를 주행 속도에 따라 나타낸 것이다.



**Fig. 6 Acceleration autospectra of chassis when both the left and right tires overrode the half-sine bumps with a tractor velocity of 1.50 m/sec.**

다른 장치의 응답에서와 같이 차체의 속도가 증가되면 평균 정상 오차는 감소되는 것으로 나타났다. 저주파 영역에서 전치 증폭기의 성능 저하를 고려하



면 평균 정상 오차는 더욱 감소된다.

표 9는 왼쪽 차륜만이 반사인 범프를 통과할 때, 실측한 차체 가속도의 자기 스펙트럼과 예측 가속도의 자기 스펙트럼의 평균 정상 오차를 주행 속도에 따라 나타낸 것이다.

마. 캡

트랙터의 주행 속도가 2.27 m/sec일 때 지면 가친의 기본 주파수는 1.49 Hz이다. 그림 7에서와 같이 TDA로써 예측한 캡 가속도의 자기 스펙트럼은 기본 주파수까지 실측한 가속도의 자기 스펙트럼과 그 경향이 잘 일치하였으며, 평균 정상오차는 6.87%이었다. 0.3 Hz 이하의 주파수 영역에서 전치 증폭기의 성능 저하를 고려하면 평균 정상오차는 6.20%로 감소된다. 자기 스펙트럼에서 피크 위치의 차이는 주행 속도의 측정 오차 때문인 것으로 판단된다. 따라서, 속도 센서의 오차 범위(±5%)에 존재하는 2.20 m/sec의 주행 속도를 TDA에 입력하였을 때 평균 정상오차는 5.0%로 감소되었다. 즉, 입력 데이터로서 정확한 트랙터의 주행 속도가 사용되면 TDA의 예측

결과에 대한 정확성도 더욱 증가될 것으로 판단된다.

표 10은 좌우 차륜이 동시에 범프를 통과할 때, 주행 속도에 따라 예측한 캡 가속도의 자기 스펙트럼에 대한 평균 정상오차를 나타낸 것이다. 주행 속도가 증가되면 자기 스펙트럼의 평균 정상 오차는 감

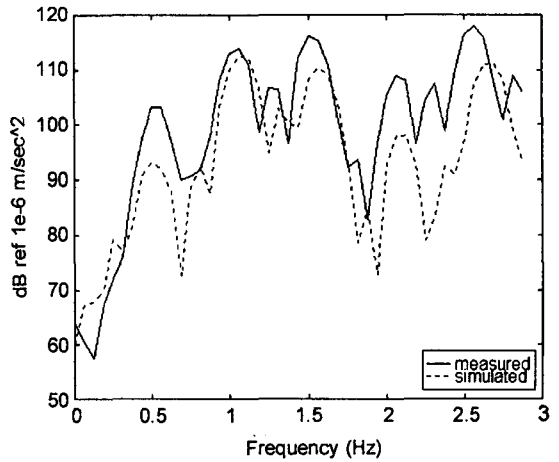


Fig. 7 Acceleration autospectra of cab when both the left and right tires overrode the half-sine bumps with a tractor velocity of 2.27 m/sec.

Table 9 Mean of normalized errors of simulated autospectra of chassis accelerations when the left tires only overrode the half-sine bumps

Tractor speed (m/sec)	$\overline{\epsilon}_b^l$ % (frequency band in Hz) (with the effect of charge amplifier)	$\overline{\epsilon}_b^r$ % (frequency band in Hz) (without the effect of charge amplifier)
0.88	23.37 (0.0000~0.6875)	7.57 (0.3125~0.6875)
1.81	10.06 (0.0000~1.3750)	7.68 (0.3125~1.3750)

Table 10 Mean of normalized errors of simulated autospectra of cab accelerations when both the left and right tires overrode the half-sine bumps

Tractor speed (m/sec)	$\overline{\epsilon}_b^l$ % (frequency band in Hz) (with the effect of charge amplifier)	$\overline{\epsilon}_b^r$ % (frequency band in Hz) (without the effect of charge amplifier)
0.99	8.48 (0.0000~0.7500)	3.95 (0.3125~0.7500)
1.16	6.86 (0.0000~0.8750)	5.02 (0.3125~0.8750)
2.27	6.87 (0.0000~1.6875)	6.20 (0.3125~1.6875)

소되며, 기본 주파수 영역에서 전치 증폭기의 성능 저하를 고려하면 평균 정상오차는 더욱 감소된다.

표 11은 주행 속도에 따라 왼쪽 차륜만이 반사인 범프를 통과할 때 예측한 가속도의 자기 스펙트럼에 대한 평균 정상 오차를 나타낸 것이다.

왼쪽 차륜만이 반사인 범프를 통과할 때 캡의 응답은 좌우 차륜이 모두 범프를 통과할 때보다 작았다. 이는 좌우 차륜이 동시에 범프를 통과할 때, 캡의 질량 중심에서 수직 방향의 응답은 이론적으로 왼쪽 차륜만이 통과할 때의 2배이기 때문이다. 그러나 실제 2배가 되지 않는 것은 가속도계를 부착한 위치에서 롤링 방향의 응답이 포함되었기 때문인 것으로 판단된다.

바. 좌 석

트랙터-트레일러가 1.17 m/s의 속도로써 좌우 차륜 모두 반사인 범프를 통과할 때 실측한 좌석 가속도와 예측한 좌석 가속도의 자기 스펙트럼은 그림 8에서와 같다. 그림 8에서 기관의 기본 가진 주파수 46.30 Hz에서 예측치의 정상 오차는 5.76%이었다. 차륜이 그림 1에서와 같이 이상적인 반사인 범프를 통과할 때 지면 가진 주파수는 이론적으로 기본 주파수뿐이다. 그러나, 실제 주행 시험에서는 이상적인 반사인 범프가 아니기 때문에 기본 주파수 외에도 많은 가진 주파수가 발생된다. 따라서, 실제 주행 시험에서 측정된 가속도의 자기 스펙트럼은 TDA로써 예측한 자기 스펙트럼보다 기본 주파수 이상의 주파수 영역에서는 그림 8에서와 같이 더 큰 값을 나타낸다.

길이가 1.52 m인 반사인 범프를 1.17 m/sec의 속도로 통과할 때 지면 가진의 기본 주파수는 0.8 Hz가 된다. 그림 9는 0.8 Hz 부근까지 TDA로써 예측한 좌석 가속도의 자기 스펙트럼과 실측 가속도의 자기 스펙트럼을 비교하여 나타낸 것이다. 피크의 주파수와 크기는 잘 일치하였으며, 기본 가진 주파수까지 실측치에 대한 예측치의 평균 정상 오차는 17.70%이었다. 전치 증폭기의 성능이 0.3 Hz 이하에서는 저하되므로 이를 고려하면 평균 정상 오차는 6.81%로 감소된다.

표 12는 좌우 차륜이 반사인 범프를 통과할 때 예측한 좌석 가속도의 자기 스펙트럼에 대한 평균 정

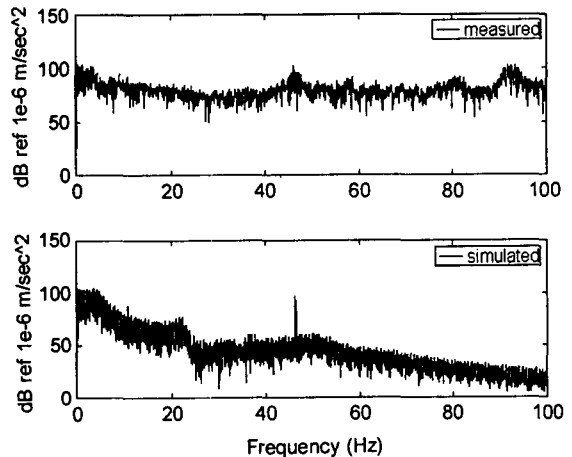


Fig. 8 Acceleration autospectra of seat below 100Hz when both the left and right tires overrode the half-sine bumps with a tractor velocity of 1.17 m/sec.

Table 11 Mean of normalized errors of simulated autospectra of cab accelerations when the left tires only overrode the half-sine bumps

Tractor speed (m/sec)	$\overline{\epsilon}_n$ , % (frequency band in Hz) (with the effect of charge amplifier)	$\overline{\epsilon}_n$ , % (frequency band in Hz) (without the effect of charge amplifier)
1.13	17.68 (0.0000~1.8750)	8.18 (0.3125~0.8750)
1.52	7.96 (0.0000~1.1875)	6.90 (0.3125~1.1875)

Table 12 Mean of normalized errors of simulated autospectra of seat accelerations when both the left and right tires overrode the half-sine bumps

Tractor speed (m/sec)	$\overline{\varepsilon}'_s$ , % (frequency band in Hz) (with the effect of charge amplifier)	$\overline{\varepsilon}'_s$ , % (frequency band in Hz) (without effect of charge amplifier)
1.17	17.70 (0.0000~0.9375)	6.81 (0.3125~0.9375)
1.28	17.50 (0.0000~1.0000)	7.63 (0.3125~1.0000)
1.70	8.89 (0.0000~1.3125)	3.68 (0.3125~1.3125)
1.97	3.08 (0.0000~1.5625)	2.39 (0.3750~1.5625)

Table 13 Mean of normalized errors of simulated autospectra of seat accelerations when the left tires only overrode the half-sine bumps

Tractor speed (m/sec)	$\overline{\varepsilon}'_s$ , % (frequency band in Hz) (with the effect of charge amplifier)	$\overline{\varepsilon}'_s$ , % (frequency band in Hz) (without effect of charge amplifier)
1.22	14.46 (0.0000~0.9375)	7.16 (0.3125~0.9375)
1.27	12.35 (0.0000~1.0000)	5.07 (0.3125~1.0000)
1.94	6.47 (0.0000~1.5625)	3.99 (0.3750~1.5625)
2.52	6.89 (0.0000~1.9375)	4.76 (0.3750~1.9375)

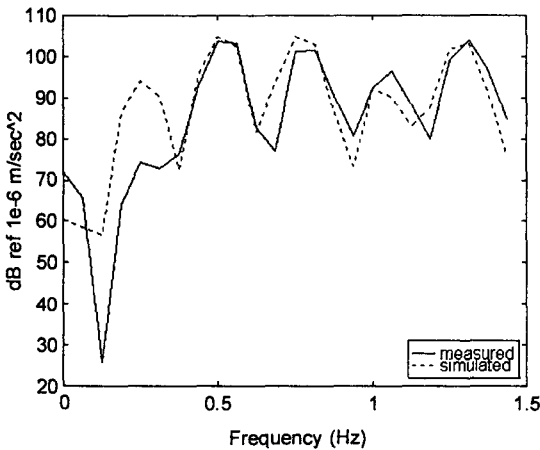


Fig. 9 Acceleration autospectra of seat when both the left and right tires overrode the half-sine bumps with a tractor velocity of 1.17 m/sec.

상 오차를 주행 속도에 따라 나타낸 것이다. 속도가 증가할수록 평균 정상 오차는 감소되는 경향을 나타내었다. 표 13은 왼쪽 차륜만이 반사인 범프를 통과

할 경우의 평균 정상 오차를 주행 속도에 따라 나타낸 것이다.

### 5. 결 론

본 연구는 시판 중인 트랙터와 트레일러를 이용하여 제1보에서 개발된 동적 모델과 시뮬레이션 프로그램을 검증하기 위하여 수행되었다. 검증에 사용된 트랙터-트레일러 시스템의 변수는 실제 측정하거나 이론적으로 유도하였다.

검증은 가속도계를 이용하여 실제 측정한 트랙터-트레일러 시스템의 가속도와 동일한 조건에서 시뮬레이션으로써 예측한 가속도를 비교하는 방법으로 수행하였다.

트랙터-트레일러 시스템이 평지에서 밀면이 152 cm이고 높이가 8.6 cm인 3개의 반사인 콘크리트 범프를 통과할 때 트레일러, 차체, 캡, 좌석에서 실측한 가속도의 자기 스펙트럼과 시뮬레이션으로 예측한 자기 스펙트럼은 잘 일치하였으며, 기본 지면 가

진 주파수의 범위에서 실측치에 대한 예측치의 평균 정상 오차는 10% 이내 이었다. 또한, 실측한 자기 스펙트럼의 피크점에서 가진 주파수는 예측치와 잘 일치하였다. 그러나, 지면 가진의 기본 주파수보다 높은 주파수 영역에서는 예측된 가속도의 크기가 실측치보다 작았다. 이는 반사인 범프에 의한 가진이 완전한 정현파 형태가 아니고, 많은 고주파 성분을 포함하고 있으나, 실제 시뮬레이션에서는 고주파 성분의 지면 가진이 포함되지 않았기 때문인 것으로 판단된다.

검증된 동적 모델과 시뮬레이션 프로그램은 트랙터-트레일러 시스템이 지면과 기관에 의하여 가진될 때 시스템의 주요 설계 변수가 수직 방향의 좌석 가속도에 미치는 영향과 각 변수의 민감도를 구명하는 데 사용될 수 있을 것이다.

### 참 고 문 헌

1. 박홍제, 김경욱. 1997. 농용 트랙터의 동특성 시뮬레이션(I) - 3차원 동적 트랙터-트레일러 모델 개발 -. 한국농업기계학회지 22(4):421-432.
2. 박홍제, 조진상, 김경욱. 1998. 현수 측정법을 이용한 강체의 질량관성모멘트 측정. 한국농업기계학회 하계학술대회논문집. 3(2):7-13.
3. 이장무. 1994. 모드 해석의 이론과 응용. 서울대학교 기계설계학과.
4. Bendat, J. S. and A. G. Piersol. 1991. Random data analysis and measurement procedures. 2nd ed. John Wiley & Sons Inc.
5. Butsuen, T. and A. Nagmatsu. 1987. Application of direct system identification method for engine rigid body mount system. SAE Paper No. 860551.
6. Ewins, D. J. 1984. Modal testing: theory and practice. Research and Studies Press. Letchworth.
7. Martin, G. H. 1982. Kinematics and dynamics of machines. McGraw-Hill Inc. New York.
8. MATLAB User's Guide. 1882. The MathWorks Inc.
9. Meirovitch, L. 1986. Elements of vibration analysis. McGraw-Hill Book Inc. New York.
10. Park, H. J. 1998. Simulation of dynamic characteristics of agricultural tractors. Unpublished Ph.D. Thesis. Seoul National University.