

## Tractor-Semitrailer 차량의 제동특성 프로그램 개발

### A Simulation Program for the Braking Characteristics of Tractor-Semitrailer Vehicle

서명원\*, 박윤기\*\*, 권성진\*\*, 양승환\*\*\*, 박병철\*\*\*  
Myungwon Suh , Yoonki Park , Seongjin Kwon , Seunghwan Yang , Byungchul Park

#### ABSTRACT

Recently safety systems for the commercial vehicle have been rapidly developed. However, we still have many problems in the vehicle stability and the braking performance. Especially, a commercial vehicle may meet a dangerous braking condition when the vehicle is lightly loaded or empty and when the road is wet or slippery. Under these conditions, the truck can spin out or the tractor can jackknife or the trailer can swing out. To design the air brake system for the commercial vehicle, since the air brake system has many design variables, there must have been intensive researches on a method how to prevent dynamic instability and how to maximize the vehicle deceleration.

In this study, mathematical models about the tractor-semitrailer and the air brake system including an ABS controller have been constructed for computer simulation. Also, simple examples are applied to show the usefulness of the program. Designers can use this simulation program for understanding the braking characteristics such as trajectory, braking distance, longitudinal deceleration, lateral deceleration, and yaw rate on various road conditions.

주요기술용어 : Tractor-semitrailer(트랙터-세미트레일러), Air brake system(공압 브레이크 시스템), ABS(차량 미끄럼 방지장치)

#### 1. 서론

자동차의 증가와 더불어 급증하고 있는 교통사고는 국내는 물론 해외의 자동차 선진국에서도

커다란 사회 문제를 야기시키고 있으며, 안전에 대한 기술은 자동차 산업의 핵심기술로 부각되어 연구개발이 활발히 진행되고 있다. 소형차량의 경우 70년대 이후 급속한 전자제어 기술의 발달과 더불어 개발된 ABS(Antilock Brake System), TCS(Traction Control System)는 대표적인 예방 안전장치이다.

대형차량의 경우 기존 공압 브레이크 시스템(Air Brake System)의 성능을 크게 향상시키고

\* 회원, 성균관대학교 기계공학부

\*\* 회원, 성균관대학교 대학원

\*\*\* 회원, 현대자동차 상용제품개발연구소

ABS/TCS기능을 보유한 EBS(Electronically Controlled Brake System)가 개발되어 장착되고 있으며, EBS를 기본으로 VDC(Vehicle Dynamics Control)의 개발이 외국에서 이루어지고 있다.<sup>1)</sup>

이러한 능동적인 사고예방 장치에 대하여 차량 동적 거동의 영향을 분석하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 동적 특성 연구가 매우 유용한 방법으로 인식이 되고 있으며, 컴퓨터 성능의 향상과 더불어 급속히 연구가 진행되고 있다. 또한 차량의 동적 특성 해석을 통한 설계인사들에 관한 연구들도 진행되고 있다. 대형차량에 관한 규제의 강화로 인하여 설계기준으로 컴퓨터 시뮬레이션 기술의 이용이 활성화되고 있으며, 시뮬레이션을 이용한 롤오버(Rollover) 특성의 연구와 현가장치에 관한 연구도 수행되었고, 차량 동역학 모델을 이용한 다양한 시뮬레이션이 시도되고 있다.

Elwell과 Kimbrough<sup>2)</sup>는 공압 브레이크 시스템을 장착한 트랙터-세미트레일러(Tractor-Semitrailer) 차량에 대하여 기존의 ABS 제어장치가 전체적인 시스템의 안정성에 대한 고려 없이 장착되고 있음을 인지하였다. 이에 대한 개선책으로 차량의 안정성에 기준을 두고 각 차륜의 슬립율을 조절할 수 있는 LP(Linear Program) 제어방법에 대한 연구와 시뮬레이션을 수행하였다. 그리고 Sakakura 등<sup>3)</sup>은 트랙터-세미트레일러 차량의 선회 제동시 선회 안정성을 향상시키기 위해 하중 감지와 요잉 모멘트(Yawing Moment) 제어방법을 제안하고, 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

앞서 기술하였듯이 트랙터-세미트레일러 연결 차량에 장착된 브레이크 시스템의 제어방법에 관한 연구는 많이 진행되어 왔으나 연결차량의 제동 특성, 조향 및 주행 안정성, 브레이크 시스템 설계에 관한 연구는 미비한 상태이다.

트랙터-세미트레일러 차량은 트랙터와 세미트레일러가 제 5축(Fifth Wheel)에 연결되어 있으므로 선회 제동시 민감한 제동특성을 나타낸다. 주로 짐을 실지 않았을 때나, 가벼운 짐을 실었을 때, 빗길 또는 눈길일 경우 차륜의 로크(Lock)가

일어날 수 있고, 다음의 세 가지 위험 상황<sup>6)</sup>이 일어날 수 있다. 트랙터 조향축에서 로크가 발생할 경우 진행방향으로만 운동하고 조향이 되지 않는 플로-아웃(Plow-Out) 현상을 나타내며, 트랙터 구동축에서 로크가 발생할 경우 구동축이 과도 회전하는 잭나이프(Jackknife) 현상을 초래하며 이 상황에 이르면 차량의 자세가 회복 불가능하다. 또한 세미트레일러 차축에서 로크가 발생할 경우에는 세미트레일러의 뒷부분이 차선을 벗어나는 트레일러-스윙(Trailer-Swing) 현상이 나타날 수 있다. 이러한 현상들에 대하여 시뮬레이션에 의한 고찰이 필요시 된다.

본 연구에서는 트랙터-세미트레일러 차량의 수학적 차량 모델을 구성하여 동특성 연구를 수행하고, 차량의 제동장치 설계에 직접적으로 활용할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 다양한 운전조건에서의 차량의 제동 특성을 해석하고자 한다.

## 2. 차량모델

### 2.1 운동방정식

차량의 운동시 동특성을 해석하기 위하여 종방향, 횡방향, 차량 수직축 방향 회전 운동(Yaw), 트랙터와 세미트레일러 간의 체결각 및 각 차륜의 회전운동에 대한 14자유도 차량모델을 수립하였고, 각 차륜 및 탠덤 축(Tandem Axle)에 관한 차량의 하중이동을 고려하였다. 본 연구에서 구성한 차량의 수학적 모델을 Fig.1과 같이 나타내었다.

#### - 트랙터 종방향 운동

차량의 종방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$M(\dot{V}_x - V_y \dot{\theta}) = F_{x1} \cdot \cos \delta_1 - F_{y1} \cdot \sin \delta_1 + F_{x2} \cdot \cos \delta_2 - F_{y2} \cdot \sin \delta_2 + F_{x3} + F_{x4} + F_{x5} + F_{x6} + P \quad (1)$$

여기서,  $V_x$ 는 차량의 종방향 속도,  $V_y$ 는 횡방향 속도,  $\dot{\theta}$ 는 요잉속도,  $M$ 은 차량의 질량,  $\delta$ 는 조향각이며,  $P$ 는 트랙터와 세미트레일러간의  $x$ 방향 연결력이다. 아래첨자  $x, y$ 는  $x$ 방향,  $y$ 방향을 뜻하며, 1, 2, 3, 4, 5, 6은 각각 Fig. 1에서 트랙터의 각 타이어를 뜻한다.  $F_x$ 와  $F_y$ 은 타이어 모델을 통하여 계산된 힘들로써 타이어에 작용하는 종방향과 횡방향 힘의 성분이다. 위에서 구해진 변수들을 이용하면 종방향의 운동방정식을 얻을 수 있으며 가속도  $\dot{V}_x$ 를 얻을 수 있다.

- 트랙터 횡방향 운동

차량의 횡방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$M(\dot{V}_y + V_x \dot{\theta}) = F_{x1} \cdot \sin\delta_1 + F_{y1} \cdot \cos\delta_1 + F_{x2} \cdot \sin\delta_2 - F_{y2} \cdot \cos\delta_2 + F_{y3} + F_{y4} + F_{y5} + F_{y6} + S \quad (2)$$

여기서,  $S$ 는 트랙터와 세미트레일러간의  $y$ 방향 연결력이다. 그리고 식(2)에서 구하고자 하는 가속도  $\dot{V}_y$ 를 얻을 수 있다.

- 트랙터 요잉 운동

차량의 요잉방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$I_z \ddot{\theta} = FT_1 + FT_2 + FT_3 + FT_4 + FT_5 + FT_6 - d \cdot S \quad (3)$$

여기서,  $I_z$ 는  $z$ 축의 질량 관성 모멘트이며,  $FT$ 는 타이어에서 발생하는 종방향 성분의 힘 및 횡방향 성분의 힘에 의하여 차체의 무게 중심에서 발생하는 모멘트를 의미하고,  $d$ 는 트랙터의 질량중심에서 연결부분까지의 거리이다. 식(3)에서 구하고자 하는 가속도  $\ddot{\theta}$ 를 구할 수 있다.

- 세미트레일러 종방향 운동

$$M_t(\dot{V}_{tx} - V_{ty} \dot{\theta}_t) = F_{x7} + F_{x8} + F_{x9} + F_{x10} - P \cdot \cos\Phi + S \cdot \sin\Phi \quad (4)$$

여기서,  $M_t$ ,  $V_{tx}$ ,  $V_{ty}$ ,  $\dot{\theta}_t$ 는 각각 세미트레일러의 질량, 종방향 속도, 횡방향 속도, 요잉 속도이며, 아래첨자  $t$ 는 세미트레일러를 나타내는 것

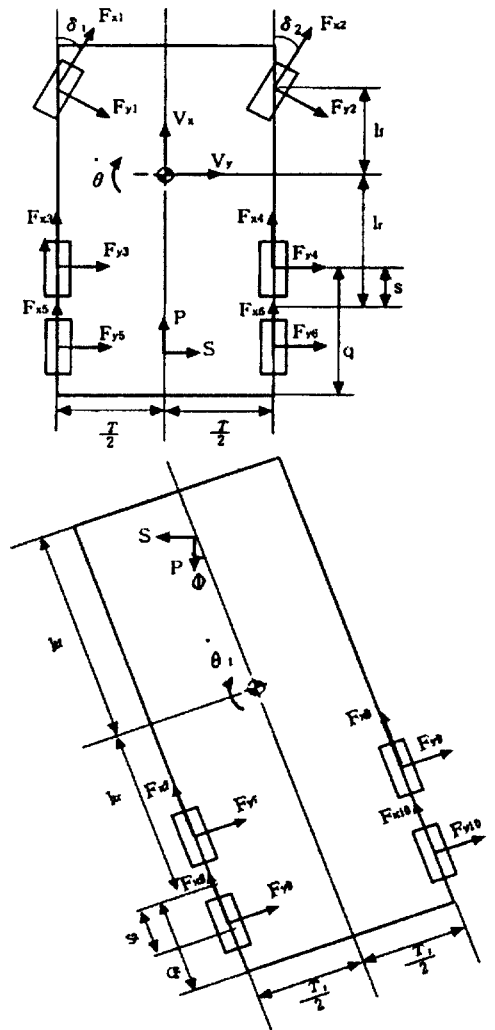


Fig. 1 Tractor-semitrailer vehicle model

이고, 7, 8, 9, 10은 Fig. 1에서 세미트레일러의 각 타이어를 뜻한다.  $\Phi$ 는 트랙터와 세미트레일러가 이루는 연결 각도이다.

- 세미트레일러 횡방향 운동

$$M_i(\dot{V}_{iy} + V_{ix} \dot{\theta}_i) = F_{y7} + F_{y8} + F_{y9} + F_{y10} - P \cdot \sin\Phi - S \cdot \cos\Phi \quad (5)$$

- 세미트레일러 요잉 운동

$$I_{zz} \ddot{\theta}_i = FT_7 + FT_8 + FT_9 + FT_{10} + I_{yf}(-P \cdot \sin\Phi - S \cdot \cos\Phi) \quad (6)$$

여기서,  $l_{yf}$ 는 세미트레일러의 질량중심으로부터 연결부분까지의 거리이다.

- 운동 구속조건

트랙터와 세미트레일러는 다음의 운동 구속조건을 만족하여야 한다.

$$V_{ix} = V_x \cdot \cos\Phi - (V_y + d \cdot \dot{\theta}) \sin\Phi \quad (7)$$

$$V_{iy} = V_x \cdot \sin\Phi + (V_y + d \cdot \dot{\theta}) \cos\Phi - l_{if} \cdot \dot{\theta}, \quad (8)$$

$$\dot{\Phi} = \dot{\theta} - \dot{\theta}_i, \quad (9)$$

## 2.2 브레이크 모델

트랙터-세미트레일러와 같은 대형 상용차량의 제동시 브레이크 압력은 공압을 사용하게 되며, 여러 가지 밸브의 사용유무에 의하여 브레이크 챔버에 가해지는 압력의 응답속도는 차량에 따라 모델링하는 것이 현실적으로 불가능하다. 이를 위해 챔버 브레이크 압력이 제동 시작 시간으로부터 최대 제동압력의 86.5%에 도달하는 시간을 압력상승시간(Build Up Time)으로 프로그램에서 입력변수로 받아 들였다. 또한 챔버 브레이크 압

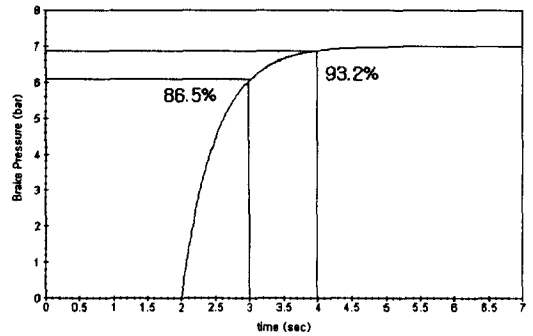


Fig. 2 Build-up time model

력은 압력상승시간의 2배후에 최대 제동압력의 93.2%에 도달하게 되며, 시간에 대한 1차 지연요소를 가지는 식(10)과 같이 표현할 수 있다.

$$P = \frac{1}{2\tau_s + 1} \times P_{max} \quad (10)$$

여기서,  $P$ 는 계산되어지는 챔버 브레이크 압력이며  $\tau$ 는 브레이크 압력상승시간,  $P_{max}$ 는 입력값으로 받아들이는 최대 제동압력(Maximum Brake Pressure)이다. Fig. 2에는 제동 시작 시간 2초 브레이크 압력상승시간 1초, 최대 제동압력 7bar일 때의 압력상승곡선이 나타나 있다.

## 2.3 차륜 모델

브레이크 토크는 Fig. 3과 같이 브레이크 챔버에 가하여지는 압력이 푸쉬로드, 슬랙 어드저스터(Slack Adjuster), 브레이크 드럼을 통하여 전달되므로, 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$M_b = P \cdot A \cdot SAL \cdot Bf \quad (11)$$

여기서, 브레이크 효율 계수( $Bf$ )는 브레이크 드럼의 S-캠에 전달되는 토크에 대한 브레이크 토크의 비율로써 실제 차량에 장착되고 있는 브

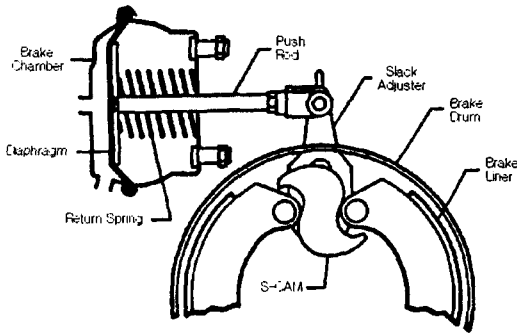


Fig. 3 Cam/drum brake assembly

레이크 드럼 효율 계수를 사용하였다. 그리고  $M_b$ 는 브레이크 토크,  $P$ 는 브레이크 라인압력,  $A$ 는 챔버 면적,  $SAL$ 는 슬랙 어드저스터 길이를 나타낸다.

이를 이용하여 노면과의 마찰력과 브레이크력에 의한 차륜의 운동방정식을 식(12)과 같이 구성할 수 있으며 이를 Fig. 4에 표현하였다

$$M_T = M_t - M_b$$

$$I_T \dot{\omega} = F_x R - M_b \tag{12}$$

여기서,  $I_T$ 는 휠의 관성 모멘트,  $\dot{\omega}$ 는 휠의 각 가속도,  $F_x$ 는 브레이크력을 뜻하며,  $M_t$ 는 타이어와 노면간의 마찰력에 의한 타이어 토크,  $M_b$ 는 브레이크 토크를 각각 나타낸다. 위의 식으로부터 차륜의 회전속도를 구할 수 있다.

### 2.4 ABS 모델

ABS 장착 차량에 대한 적용성을 보여주기 위해서 Fig. 5와 같은 비교적 간단한 형식의 ABS 제어 모듈을 적용 예로 하였다. 즉, 목표 슬립율을 임의의 구간으로 정하여 목표 슬립율 구간보다 슬립율이 낮으면 빠른 증압, 목표 슬립율 구간보다 슬립율이 높으면 빠른 감압, 목표 슬립율 구간 이내에서는 브레이크 압력을 유지하는 세 가

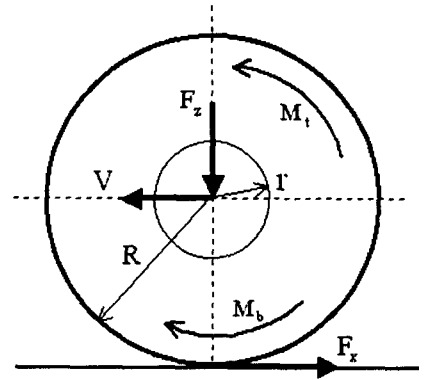


Fig. 4 Dynamic wheel model

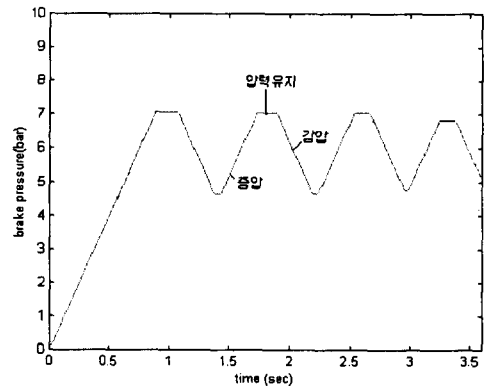


Fig. 5 ABS control model

지의 모드로 구성하였고, 시뮬레이션 프로그램 상에서는 목표 슬립율과 증압 및 감압시 압력 제어의 기울기(bar/sec)를 입력값으로 받아 슬립율에 따른 브레이크 압력을 제어하였다.

### 2.5 타이어 모델

타이어는 차량의 비선형성을 증가시키는 가장 중요한 인자들 중 하나이며, 타이어에서 발생하는 힘이 차체의 운동을 발생시킴으로 차량의 주행특성을 예측하는데 있어서 대단히 중요하다.

특히 슬립율 변화에 따른 타이어와 노면사이의 마찰계수가 다르기 때문에 본 연구에서는 타이어의 힘을 슬립율, 슬립각과 타이어의 수직하중으로 표현하는 파세카(Pacejka)<sup>4)</sup>에 의해 제안된 승

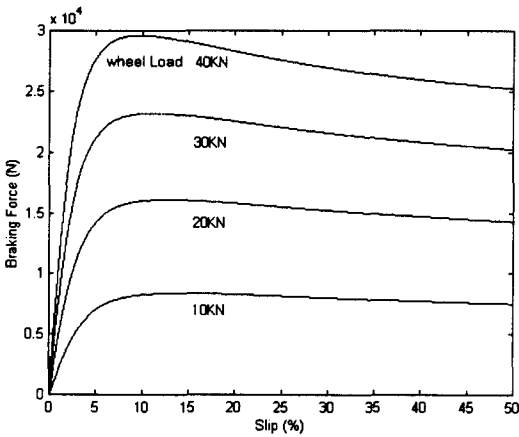


Fig. 6 Braking force of Pacejka tire model

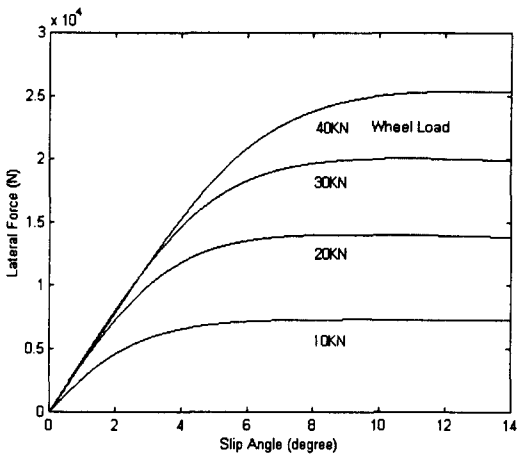


Fig. 7 Lateral force of Pacejka tire model

용차 타이어 모델을 이용하였다. 그리고 승용차에 사용되는 파세카 타이어 모델을 대형 상용차에 적용하기 위해서는 승용차에 비해 상용차의 타이어 수직하중이 매우 큰 값을 가지므로 타이어 모델의 변수를 변환하여야 했다. 또한 타이어 모델의 검증은 위하여 종방향 및 횡방향 타이어 힘을 Mercedes-Benz사의 실험치<sup>7)</sup>와 비교하여 일치하는 결과를 얻었다. 상용차에 적용한 타이어 모델을 이용하여 슬립율에 따른 종방향 타이어 힘을 Fig. 6에 나타내고, 슬립각에 따른 횡방향 타이어 힘을 Fig. 7에 나타내었다.

### 3. 프로그램 개발

트랙터-세미트레일러 차량의 제동특성을 해석하기 위해 개발된 시뮬레이션 프로그램은 다양한 운전조건에서 차량의 주행 안정성 및 제동특성을 분석하기 위해서 Fig. 8과 같이 구성되었다. 다양한 설계변수의 입력과 해석 결과의 분석이 용이하도록 차량의 운동방정식을 컴퓨터 프로그램으로 구성하였으며, 사용한 컴파일러는 Microsoft Visual C++ 6.0이다. 프로그램은 크게 입력부, 해석부, 출력부 세 부분으로 나누어지며 각각의 역할 및 기능은 다음과 같다.

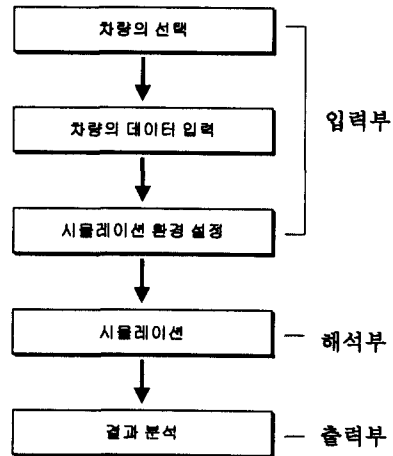


Fig. 8 Overview of the program

#### 3.1 입력부

입력부에서는 시뮬레이션 하고자 하는 차량의 데이터(무게중심의 높이, 휠베이스, 차량 요잉 관성 모멘트, 제 5축의 위치, 차륜 관성 모멘트, 타이어 구름 반경, 축하중), 트랙터와 세미트레일러의 탠덤 축 데이터(비현가 하중, 탠덤 축 제원), 브레이크 데이터(챔버 면적, 브레이크 효력 계수, 최대 제동압력, 압력상승시간), ABS 데이터(목표 슬립율 범위, 증감압시 압력 기울기) 및 선회 데이터(조향 시작 시간, 조향각 기울기, 최종 조향

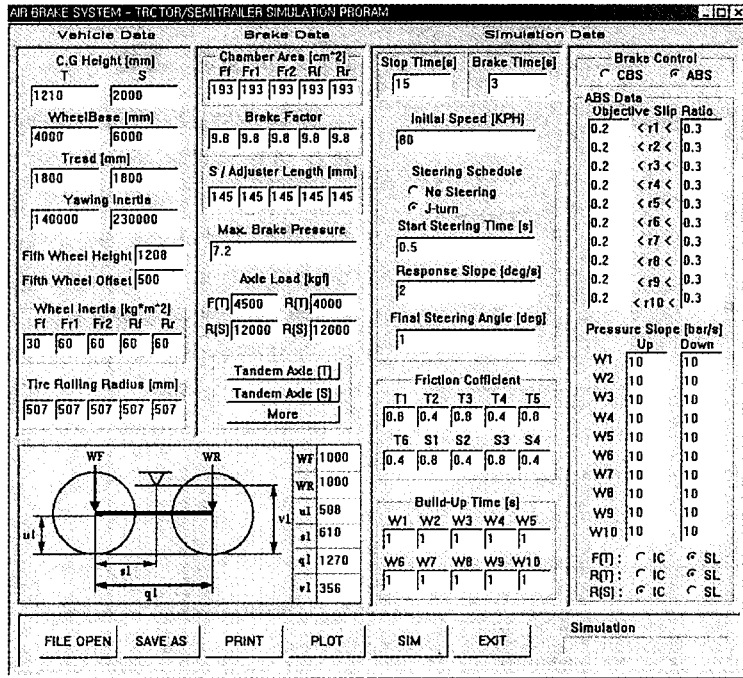


Fig. 9 Screen of simulation input data

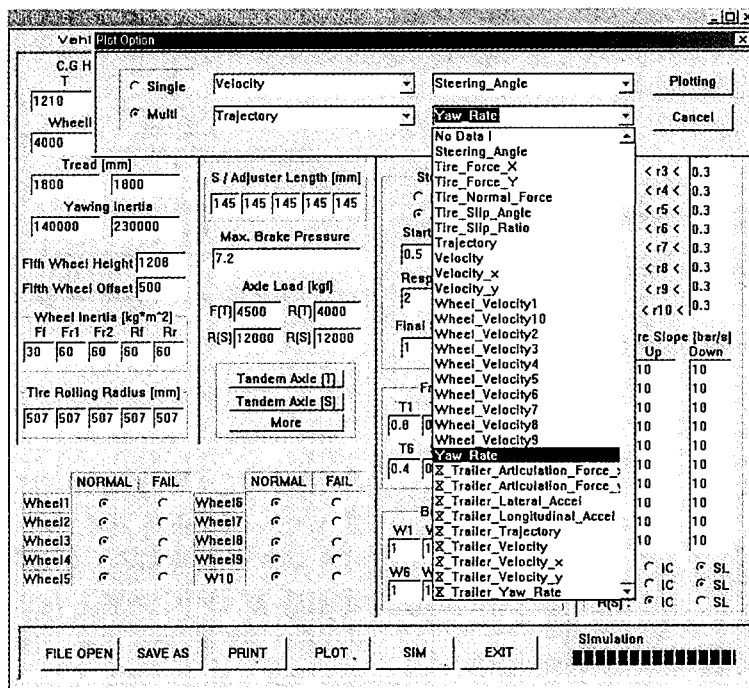


Fig. 10 Screen of simulation plot option

각도)를 입력할 수 있도록 Fig. 9와 같이 구성하였다. 그리고 시뮬레이션 환경 데이터(초기 차량 속도, 노면 마찰계수, 제동 시작 시간, 시뮬레이션 시간)를 설정할 수 있도록 하였다. 또한 데이터베이스를 통하여 기존에 저장된 입력 데이터를 로딩>Loading)할 수 있는 기능도 개발되었다.

### 3.2 해석부

해석부에서는 입력부에서 설정된 각각의 변수를 인식하고, 읽어들이는 변수에 따른 시뮬레이션을 수행한다. 차량의 직진 주행 및 선회 주행(J-turn)에 대한 해석을 수행할 수 있으며, CBS (Conventional Brake System) 및 ABS 적용 선택, ABS 제어 방법의 선택에 따른 차량의 제동특성을 해석할 수 있도록 구성되었다. 또한 임의의 차륜의 제동불능(Brake Failure)에 따른 차량의 제동특성도 해석할 수 있다.

시뮬레이션은 차량 동역학 모델과 브레이크 모델로 구성된 프로그램의 내부적 모듈에서 이루어지게 된다. 그리고 시간에 대한 변수의 적분방법으로는 시뮬레이션시 보편적인 방법인 룬지-쿠타(Runge-Kutta) 4차 시간적분법을 이용하였다.

### 3.3 출력부

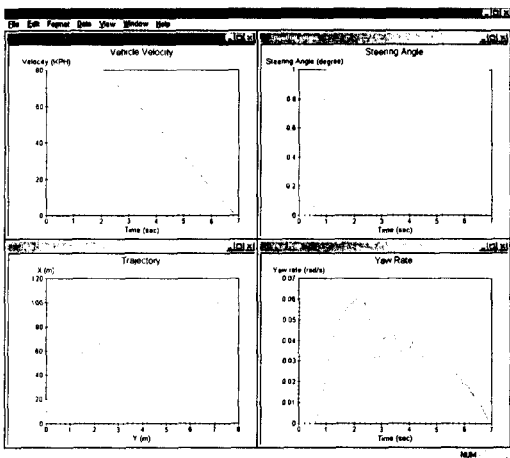


Fig. 11 Screen of output data plot

시뮬레이션이 끝난 후 출력부에서는 Fig. 10과 같이 다양한 데이터의 분석이 이루어수 있도록 출력 데이터를 그래프 화하여 시간에 따른 제동 압력, 제동토크, 종가속도, 횡가속도, 타이어 수직 하중, 조향각, 제동력, 횡력, 슬립각, 슬립율, 각 차륜속도, 차체속도, 요율, 제동거리의 변화를 분석할 수 있도록 하였으며, Fig. 11과 같은 형태로 동시 4개의 출력이 가능하여 다양한 데이터를 비교할 수 있도록 하였다. 또한 사용자가 결과를 프로그램 상에서 확인하는 방법 이외에 출력(Print)하여 확인할 수 있는 모듈도 개발되었다.

## 4. 시뮬레이션 적용 예

제동특성 해석의 유용성을 확인하기 위해 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 Table 1의 제원을 갖는 차량에 적용하였다. 시뮬레이션은 선회 제동시, 이면도로 직진 제동시, 이면도로 선회 제동시의 세 가지 환경에 대하여 수행하였으며, 선회 조향각의 입력은 Fig. 12와 같다. 또한, 차량의 정상상태 유지시의 제동특성을 알아보려고 시뮬레이션 시작 후 3초에서 제동을 가하였다. 시뮬레이션에 사용된 차량의 ABS 시스템은 다음의 3가지 제어기준을 적용하였다.

#### 1) IC/IC/IC

모든 차륜이 독립적으로 슬립율의 변화에 대하여 브레이크력을 조절하는 경우로써, 독립 제어(Independent Control-IC) 방식은 차륜제어 방식으로 좌우 차륜을 독립 제어한다. 첫 번째 IC는 트랙터 조향축에 대하여 좌우 독립제어를 행하는 것을 뜻하고, 두 번째 IC는 트랙터의 탠덤 축에 대하여 좌우 독립 제어를 행하는 것을 뜻한다. 또한 세 번째 IC는 세미트레일러의 탠덤 축에 대하여 좌우 독립 제어를 행하는 것을 뜻한다. 탠덤 축의 독립 제어방식은 후륜의 슬립율을 기준으로 좌측 두 차륜과 우측 두 차륜은 동일하게 제어된다.

#### 2) SL/IC/IC

저마찰 노면 기준>Select Low-SL) 제어방식이



란 마찰력이 낮은 쪽의 브레이크력을 기준으로 제어하는 방식이다. 즉 저마찰 노면의 슬립율을 기준으로 좌우 차륜을 동일하게 제어하는 축제어 방식이다. SL/IC/IC의 경우 트랙터의 조향축은 저마찰 노면 기준 제어방식, 나머지 차륜은 독립 제어 방식으로 제어를 수행한다.

3) SL/SL/IC

트랙터의 조향축과 탠덤 축에 대하여 저마찰 노면 기준 제어방식으로, 세미트레일러의 탠덤 축은 독립 제어방식으로 제어를 수행한다. 탠덤 축의 저마찰 노면 기준 제어방식은 후륜의 저마

찰 노면 슬립율을 기준으로 네 차륜이 동일하게 제어된다.

4.1 선회 제동시 차량동특성

타이어와 노면간의 마찰계수가 0.4인 빗길 노면에서 초기 차량속도 80 km/hr인 차량의 선회 제동 특성을 알아보기 위해 CBS 차량과 ABS 차량에 대하여 각각 시뮬레이션을 수행하였다.

CBS차량은 Fig. 13에서 나타난 바와 같이 제동시 차량의 속도에 비하여 차륜의 속도가 급속히 감소하여 모든 차륜에서 로크가 발생함을 알 수 있다. 또한 Fig. 14와 같이 차량이 정지하기 전에 트랙터와 세미트레일러간의 요율과 횡가속도의 차이가 크게 나고, 요율이 양(+)의 방향으로 크게 증가하며 횡가속도는 음(-)의 방향으로 크게 증가하는 것으로 미루어 차량이 정지하지 않은 상태에서 매우 불안정한 상태에 진입함을 알 수 있다.

ABS 차량은 IC/IC/IC 제어방법으로 제동하였으며, Fig. 15에서 나타난 바와 같이 목표슬립율 0.2~0.3에 대한 제어를 수행하였으며, 차량의 속도에 대하여 차륜의 속도가 비슷하게 제어되어 모든 차륜에서 로크가 발생하지 않음을 알 수 있다. 또한 Fig. 16과 같이 요율과 횡가속도가 안정적으로 제어되며 제동이 이루어짐을 알 수 있다.

결과에서 알 수 있듯이 제동시 탠덤 축의 전륜에서는 타이어 하중이 증가함에 따라 타이어의 제동력도 증가하여 차륜의 슬립이 늦게 일어나게 된다. 반면 탠덤 축의 후륜은 하중이 상대적으로 감소하여 차륜의 슬립이 일찍 일어나 차륜의 로크가 발생하기 쉽게 된다. 이 경우에 ABS가 슬립율에 따른 브레이크 압력제어를 수행하여 차륜의 로크를 방지하는 역할을 하게 된다.

Fig.13과 Fig. 15에서는 트랙터-세미트레일러 차량의 모든 차륜을 각각 도시한 것으로 위에서부터 차례로 트랙터 조향축의 좌우 차륜, 트랙터 탠덤 축 전륜과 후륜의 좌우 차륜, 세미트레일러 탠덤 축 전륜과 후륜의 좌우 차륜을 나타낸다.

Table 1 Vehicle parameter for simulation

Tractor Mass	8500 Kg
Tractor Inertia	140000 Kg <sup>m<sup>2</sup></sup>
Tractor C.G. Height	1.21 m
Trailer Mass	24000 Kg
Trailer Inertia	230000 Kg <sup>m<sup>2</sup></sup>
Trailer C.G. Height	2.0 m
Tire Rolling Radius	0.507 m
Fifth Wheel Height	1.208 m
Steering-Axle Wheel Inertia	30 kgm <sup>2</sup>
Tandem-Axle Wheel Inertia	60 kgm <sup>2</sup>

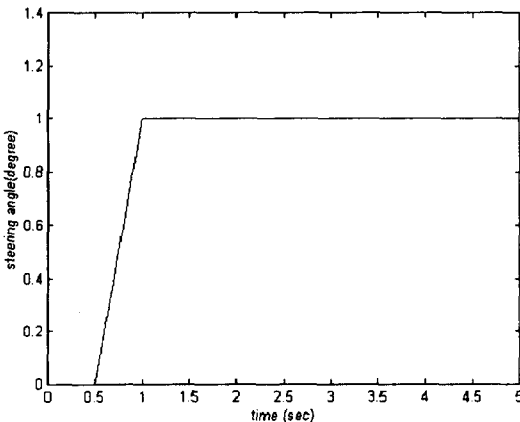


Fig. 12 Steering input schedule for J-truck

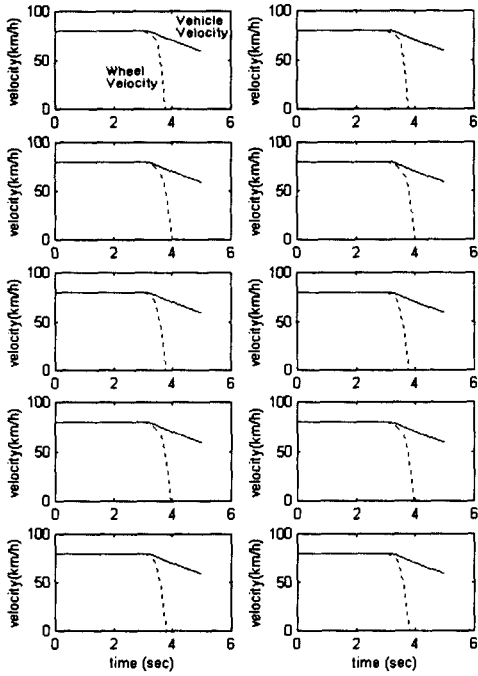


Fig. 13 CBS vehicle velocity and wheel velocity during J-turn

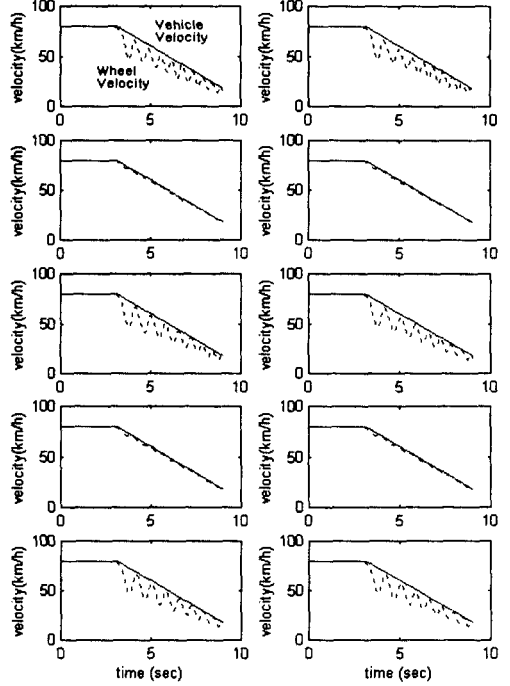


Fig. 15 ABS vehicle velocity and wheel velocity during J-turn

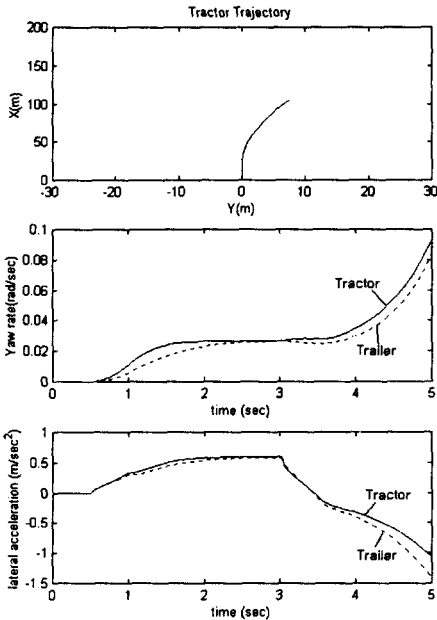


Fig. 14 The braking performance of CBS during J-turn

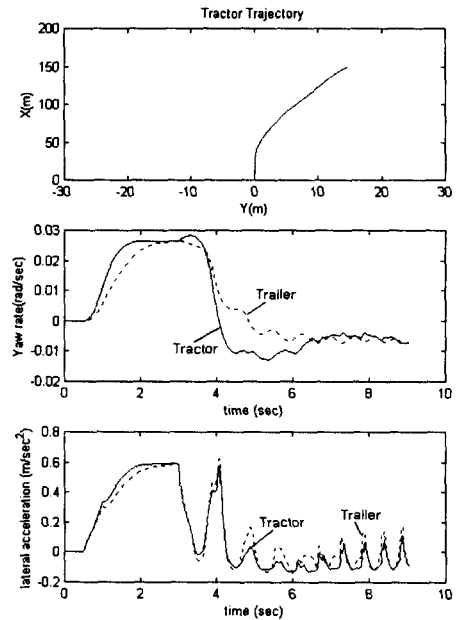


Fig. 16 The braking performance of ABS during J-turn

## 4.2 이면도로 제동시 차량동특성

도로노면의 마찰계수가 다른 이면도로(Split- $\mu$ ) 상황에서 차량이 급제동하는 경우, 마찰계수가 높은 방향으로 차량이 크게 이탈하여 트랙터-세미트레일러 차량에서는 잭나이프 현상이 쉽게 발생할 수 있다. 이러한 현상을 해결하기 위한 방법으로 저마찰 노면의 슬립율을 기준으로 좌우를 동일하게 제어하는 SL(Select Low) 제어방법이 이용되고 있으며 본 논문에서도 이러한 특성을 알아보기로 IC/IC/IC, SL/IC/IC, SL/SL/IC의 세 가지 ABS 제어 시스템을 적용하였으며 SL/SL/SL의 경우는 제동거리가 매우 길어지는 단점으로 인하여 시뮬레이션 대상에서는 제외하였다. 그리고 노면의 마찰계수는 좌측은 건조 아스팔트 노면인 0.8로 가정하였고 우측의 노면은 마찰계수가 0.4인 빗길 노면으로 가정하여 시뮬레이션을 수행하였다.

### 4.2.1 직진 제동시 차량동특성

이면도로에서 직진주행 제동시 좌우의 제동 압력이 동일할 경우는 마찰계수가 높은 노면에서 제동력이 크게 발생하게 되고 이로 인하여 차량은 마찰계수가 높은 방향으로 선회하는 경향이 있다. CBS 차량의 경우는 차륜의 로크가 발생하고, Fig. 17에서 알 수 있듯이 세미트레일러의 요율이 극도로 증가하며 트랙터와 세미트레일러 간의 요율과 횡가속도 차가 크게 생겨서 잭나이프 현상이 이루어짐을 알 수 있다.

Fig. 18, Fig. 19, Fig. 20에서는 이면도로 직진 제동시에 ABS의 세 가지 제어방식에 따른 IC/IC/IC, SL/IC/IC, SL/SL/IC 차량의 거동, 요율, 횡가속도를 나타내고 있으며, Fig. 21, Fig. 22, Fig. 23에서는 각 ABS 제어 차량의 거동, 요율, 횡가속도 차이를 비교할 수 있게 동시에 나타내었다.

IC/IC/IC 차량은 각 차륜의 슬립율을 독립적으로 제어하여 마찰계수가 높은 방향으로 차량이 궤도를 이탈하고 있음을 알 수 있다. 또한 요율과

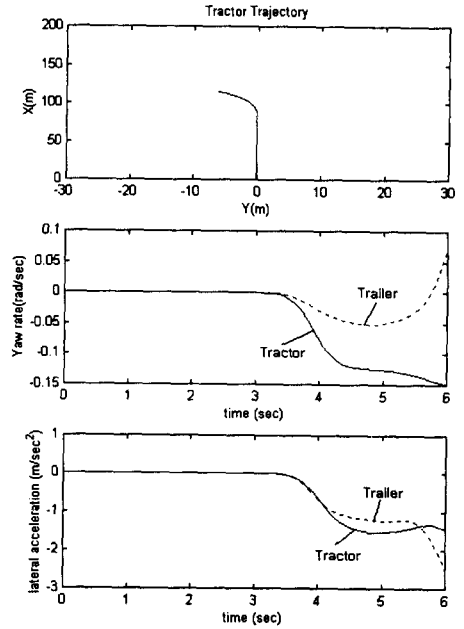


Fig. 17 The braking performance of CBS without steering on a split- $\mu$  surface

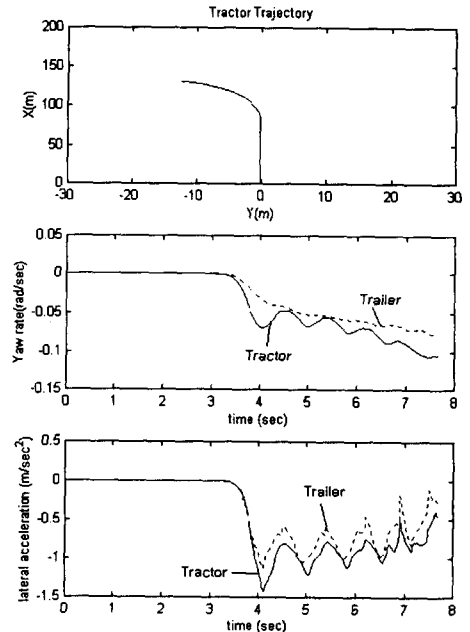


Fig. 18 The braking performance of IC/IC/IC without steering on a split- $\mu$  surface

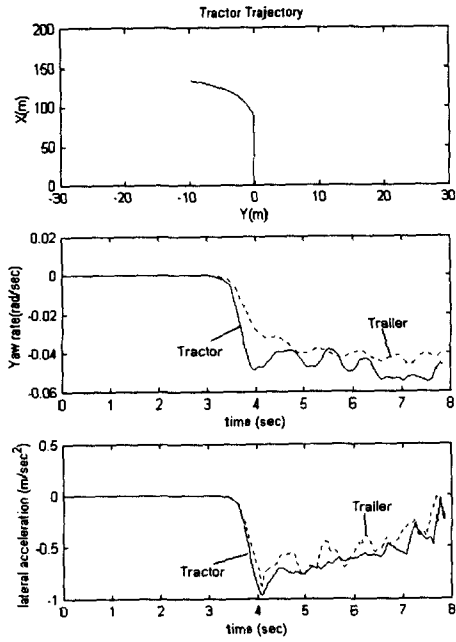


Fig. 19 The braking performance of SL/IC/IC without steering on split- $\mu$  surface

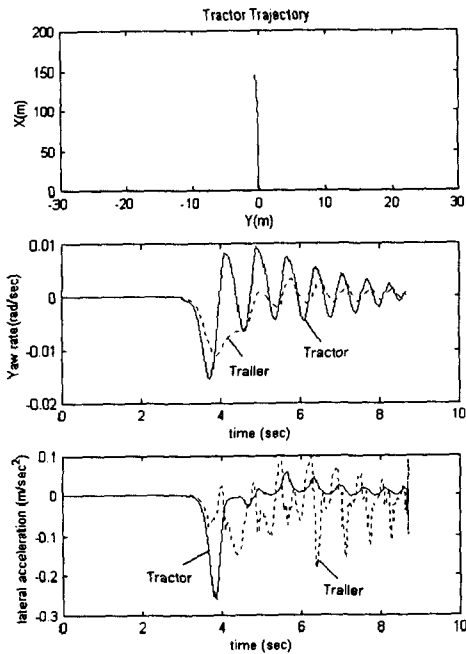


Fig. 20 The braking performance of SL/SL/IC without steering on a split- $\mu$  surface

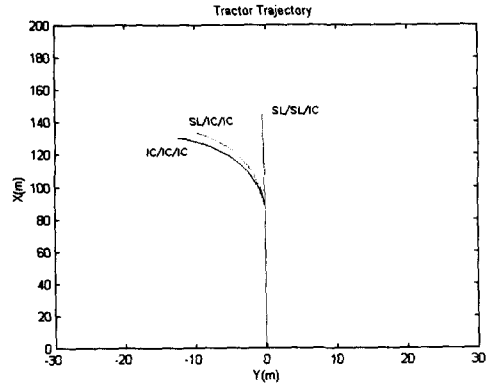


Fig. 21 Tractor trajectory without steering on a split- $\mu$  surface

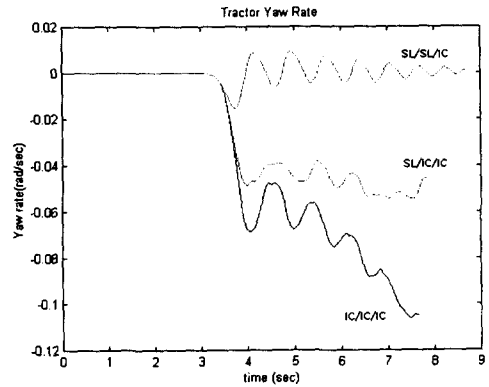


Fig. 22 Tractor yaw rate without steering on a split- $\mu$  surface

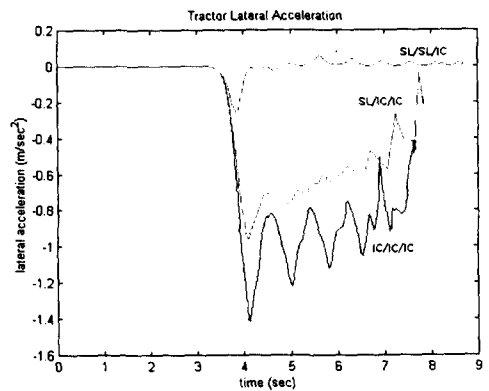


Fig. 23 Tractor lateral acceleration without steering on a split- $\mu$  surface

횡가속도가 음(-)의 방향으로 크게 증가하였다.

SL/IC/IC 차량의 제동시간은 IC/IC/IC 차량에 비하여 약간 더 길지만 요율과 횡가속도가 더 적은 영역에서 차량이 정지하였다. SL/SL/IC 차량은 궤도를 크게 이탈하지 않고 IC/IC/IC, SL/IC/IC 차량에 비하여 제동시간이 증가하며 요율과 횡가속도의 변화가 적게 나타나 안정적으로 정지함을 알 수 있다.

#### 4.2.2 선회 제동시 차량동특성

이면도로 주행중 조향 입력을 행한 후 제동력을 가하면 CBS 차량은 Fig. 24와 같이 트랙터와 세미트레일러간의 요율, 횡가속도가 크게 변화하며 잭나이프 현상이 나타나게 된다.

Fig. 25, Fig. 26, Fig. 27에서는 이면도로 선회 제동시에 ABS의 세 가지 제어방식에 따른 IC/IC/IC, SL/IC/IC, SL/SL/IC 차량의 거동, 요율, 횡가속도를 나타내고 있으며, Fig. 28, Fig. 29, Fig. 30에서는 각 ABS 제어 차량의 거동, 요율, 횡가속도 차이를 비교할 수 있게 동시에 나타내었다.

IC/IC/IC 차량은 선회 궤도를 크게 이탈하면서 정지하며, 요율과 횡가속도는 음(-)의 방향으로 크게 증가하였다. SL/IC/IC 차량은 선회궤도를 이탈하기는 하지만 그 정도가 IC/IC/IC 차량보다는 양호하며, SL/SL/IC 차량은 선회 궤도를 이탈하지 않고 정지하며, 요율과 횡가속도를 양(+)의 값으로 유지하고 있음을 알 수 있다.

즉, SL/SL/IC 차량은 선회 궤도를 유지하며 정지하였으나 나머지 차량은 궤도를 이탈하고 있음을 알 수 있다. 제동거리와 제동시간이 약간 길어지는 단점을 가지고 있지만 요율과 횡가속도 또한 SL/SL/IC 차량은 변화량이 적어 더욱 안정적인 임을 알 수 있다.

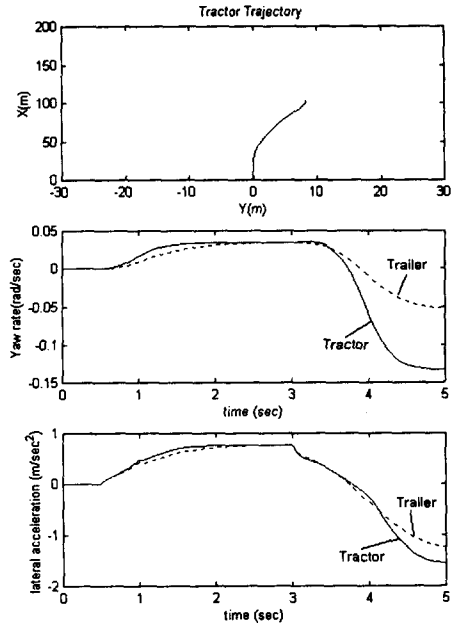


Fig. 24 The braking performance of CBS during J turn on a split- $\mu$  surface

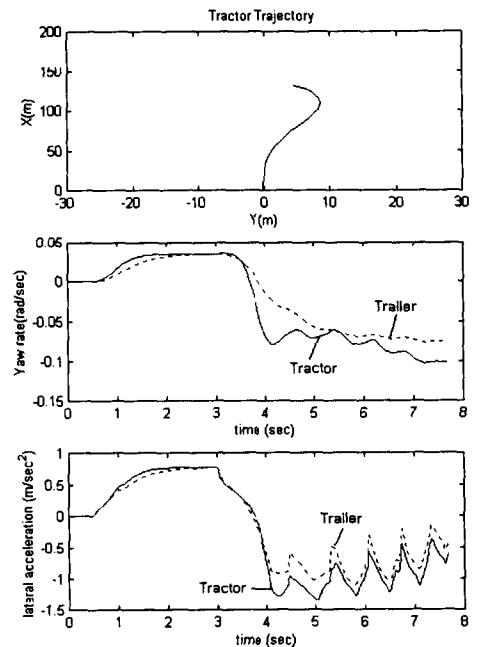


Fig. 25 The braking performance of IC/IC/IC during J-turn on a split- $\mu$  surface

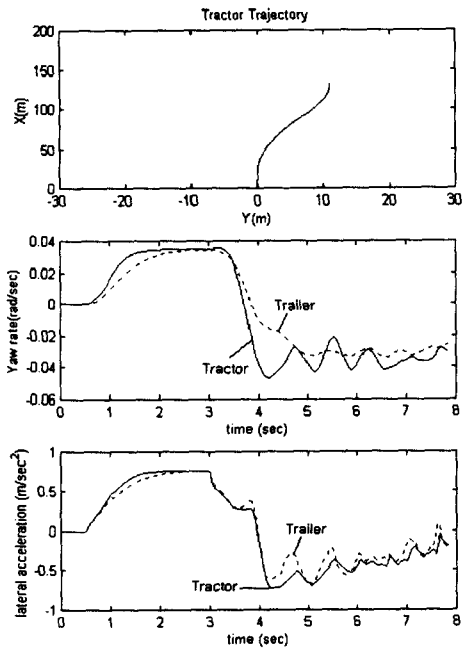


Fig. 26 The braking performance of SL/IC/IC during J-turn on a split- $\mu$  surface

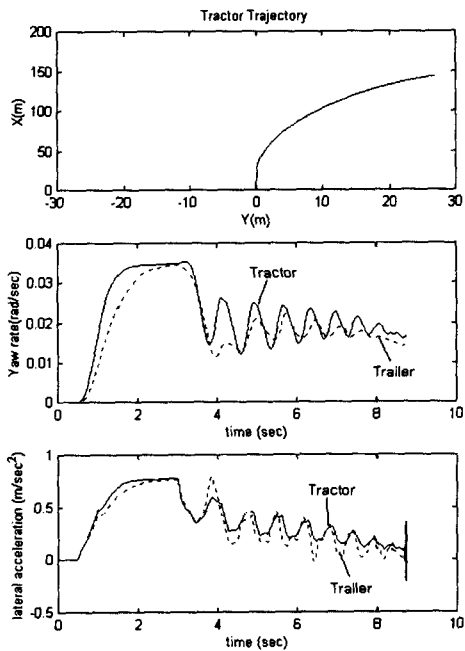


Fig. 27 The braking performance of SL/SL/IC during J-turn on a split- $\mu$  surface

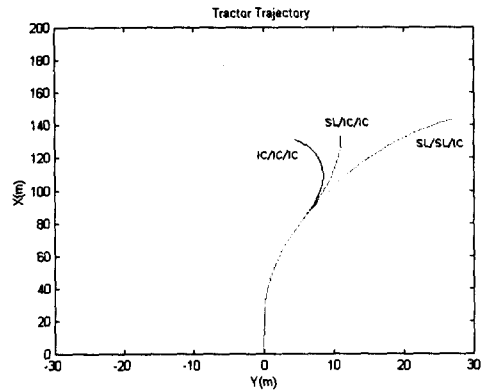


Fig. 28 Tractor trajectory during J-turn on a split- $\mu$  surface

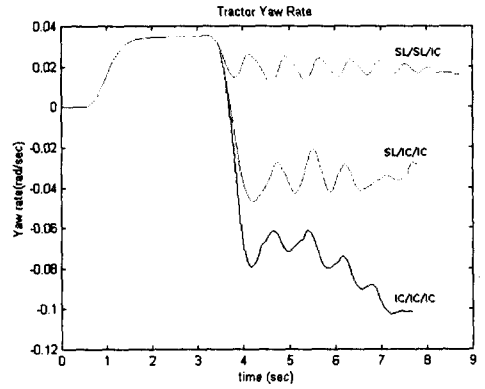


Fig. 29 Tractor yaw rate during J-turn on a split- $\mu$  surface

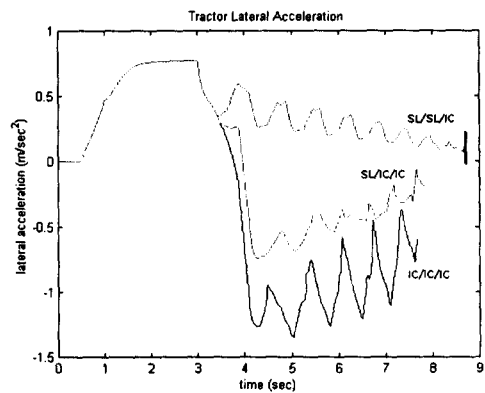


Fig. 30 Tractor lateral acceleration during J-turn on a split- $\mu$  surface

## 5. 결 론

본 연구에서는 트랙터-세미트레일러 연결차량에 대하여 14자유도 수학적 차량모델을 구성하였고, 브레이크 시스템 모델 및 ABS 제어 모델을 포함한 전 차량 모델을 구성하여 각 차량의 입력 데이터에 따른 단일노면과 이면도로시의 제동, 직진과 선회시의 제동, 임의의 바퀴의 제동불능에 따른 제동시 차량의 거동 및 상태를 분석할 수 있도록 하였다. 또한 입력 및 출력 데이터의 저장을 위한 데이터베이스 시스템을 구축하였으며, 모든 상태량의 출력 및 그래프 출력이 가능한 출력 프로그램을 개발하였다.

본 시뮬레이션 프로그램을 이용하면 차량데이터의 입력, 시뮬레이션, 결과분석의 순차적인 작업으로 다양한 설계변수에 따른 제동결과를 해석하는 것이 가능하며 이를 차량의 설계에 직접적으로 이용한다면 실차 실험의 부담을 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

또한 본 연구에서는 트랙터-세미트레일러 차량의 단일노면 선회 제동, 이면도로 직진 주행시 제동, 이면도로 선회 주행시 제동에 관한 차량 동특성의 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 마찰계수가 낮은 노면조건에서 ABS 시스템을 장착하지 않은 트랙터-세미트레일러 차량은 잭나이프 현상과 같은 매우 위험한 상황에 이를 수 있음을 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

2) 이면도로에서 세 가지 ABS 제어방식을 각각 시뮬레이션 하였으며 저마찰 노면 기준 제어 방식은 차량의 주행 안전성 향상에 크게 기여함을 알 수 있었다.

3) 트랙터-세미트레일러 차량은 많은 제어인자를 가지고 있으며, ABS보다 세밀한 제어기능을 갖는 EBS 및 VDC의 제어기능을 부가하여 제어 모델을 구성한다면 더욱 안정적이고 효율적인 제어가 이루어 질 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- 1) F. Hecker, S. Hummel, O. Jundt, K. D. Leimbach, I. Faye, H. Schramm, "Vehicle Dynamics Control for Commercial Vehicles", SAE 973284, 1997.
- 2) M. Elwell, S. Kimbrough, "An Advanced Braking and Stability Controller for Tow-Vehicle and Trailer Combinations", SAE 931878, 1993.
- 3) T. Sakakura, H. Shimosaka, N. Ehara, "A Study on the Braking Stability of an Articulated Vehicle by Controlling Braking Force", pp.637-642, AVEC'98, 1998.
- 4) E. Bakker, H. B. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies", SAE 890087, 1989.
- 5) R. Limpert, "Brake Design and Safety", Society of Automotive Engineers, pp. 201-239, 1992.
- 6) W. A. Leasure, Jr., S. F. Williams, Jr. "Antilock Systems for Air-Braked Vehicles", SAE 890113, 1989.
- 7) E. Gohring, E. C. von Glasner, H.C. Pflug, "Contribution to the Force Transmission Behavior of Commercial Vehicle Tires", SAE 912692, 1991.

- 8) S. Tanaka, K. Kubota, T. Iwasaki, H. Hatanaka, "The Compatibility of Air Disc Brakes and S-cam Brakes Installed on Combination Vehicle", SAE 902201, 1990.
- 9) 정병만, 안기원, 황원걸, "대형 차량의 ABS에 관한 연구", 한국자동차공학회 1998년도 추계학술대회 논문집, Vol.2, pp.774-785, 1998.
- 10) 서명원, 김태기, 여지환, 석창성, 김영진, 이재천, "ABS 차량의 동특성 해석을 위한 차량모델 개발", 한국자동차공학회 논문집, Vol.7, No.2, pp.228-241, 1999.
- 11) 김태기, 박윤기, 서명원, "VDC 장착 차량의 거동 특성에 관한 연구", 한국자동차공학회 논문집, Vol.7, No.9, pp. 146-157, 1999.