

## Tractor-Semitrailer 차량의 브레이크 시스템 설계 프로그램 개발

### Development of the Design Program of the Brake System for the Tractor-Semitrailer Vehicle

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

#### ABSTRACT

In this paper, the braking performance considering the dynamic weight is analyzed about the tractor-semitrailer vehicle. The basic brake performance, the parking brake performance, the emergency brake performance and the locking point deceleration etc. are to be calculated for the brake system design of the tractor-semitrailer vehicle. This braking performance is related to traffic regulations and braking characteristics according to the vehicle deceleration, the tire-road friction coefficient and specifications of the air brake system.

The design program for the braking performance based on various design variables of the vehicle and the air brake system is developed integrating the analysis functions. This design program is developed by an object oriented programming method that is windows based. GUI (Graphic User Interface) function and the convenience of operating are greatly considered.

주요기술용어 : Tractor-semitrailer(트랙터-세미트레일러), Air brake system(공압 브레이크 시스템), Weight transfer(하중 천이)

#### 1. 서론

최근 들어 자동차의 증가와 더불어 교통사고가 급증하고 있으며, 대형 상용차량은 사고 발생시

많은 인명과 재산상의 피해를 초래한다. 이러한 사고 발생의 대처 방안으로 브레이크 시스템의 설계는 대단히 중요하다고 할 수 있으며, 소비자의 차량 안전도에 대한 요구 증대라는 세계적 추세에 편승하여 차량의 안전장치가 더욱 중요시되고 있다.

상용차량에서 사용되고 있는 공압 브레이크 시스템(Air Brake System)은 많은 설계인자를 가지고 있으며, 가장 중요시되는 문제는 차량의 로크

\* 회원, 성균관대학교 기계공학부

\*\* 회원, 성균관대학교 대학원

\*\*\* 회원, 현대자동차 상용제품개발연구소

(Lock) 발생 여부를 판단하는 것이다. 로크 발생 시 차량의 타이어는 노면에 대하여 횡 미끄럼 마찰력이 거의 없어지고, 방향 안정성의 저하, 조향력의 저하, 정지거리의 연장과 같은 위험한 문제를 발생시킨다. 그러므로, 차량의 제동장치 설계 시 차륜의 로크 발생을 방지하며 차량의 로크 한계 감속도를 최대로 증가시키는 설계방법이 요구되어 진다.<sup>1-3)</sup>

또한 트랙터-세미트레일러(Tractor-Semitrailer)와 같은 연결차량은 짐을 싣는 세미트레일러와 구동을 하는 트랙터가 제 5축(Fifth Wheel)에 연결되어 있어서 민감한 제동 특성을 나타낸다. 주로 짐을 싣지 않았을 때나, 가벼운 짐을 실었을 때, 빗길 또는 눈길일 경우 차륜의 로크가 발생할 수 있고, 다음의 세 가지 위험 상황<sup>5)</sup>이 일어날 수 있다. 트랙터의 조향축에서 로크가 발생하면 진행방향으로만 운동하고 조향이 되지 않는 플로우아웃(Plow-Out) 현상이 나타나며, 트랙터의 구동축에서 로크가 발생할 경우에는 구동축이 과도 회전하는 잭나이프(Jackknife) 현상을 초래하며 이 상황에 이르면 차량의 자세가 회복 불가능하다. 그리고 세미트레일러 차축에서 로크가 발생할 경우에는 세미트레일러 뒷부분이 차선을 벗어나는 트레일러 스윙(Trailer-Swing) 현상이 나타날 수 있다. 이러한 현상은 제동시 트랙터 혹은 세미트레일러의 차륜 중 한 부분에서 로크가 발생함으로써 일어나는 현상들이므로, 이를 방지하기 위한 제동장치의 설계가 요구된다.

본 연구에서는 트랙터-세미트레일러 상용차량의 공압 브레이크 시스템 설계인자에 관한 제동 성능 해석을 수행하여, 제동장치 설계에 직접적으로 활용할 수 있는 설계 프로그램을 개발한다. 연결차량의 제동성능 해석에 있어서는 트랙터와 세미트레일러의 연결 부분인 제 5축의 반력이 중요한 변수로 작용하며, 트랙터의 구동축과 세미트레일러의 차축은 탠덤 축(Tandem Axle)으로 구성되어 있으므로 이를 고려한 차량의 제동성능 해석이 필요하다.

이를 바탕으로 사용자의 임의 브레이크 설계인

자 입력에 대한 성능 계산을 수행하고, 감속도와 노면 마찰계수 등의 입력 데이터 변화에 따라 능동적인 반응을 하는 제동장치 설계 프로그램을 PC기반으로 운영할 수 있게 개발하였다.

## 2. 차량 모델과 브레이크 모델

### 2.1 동하중 차량모델

차량이 정적상태에 있을 때는 감속도가 존재하지 않으므로 감속도에 따른 하중 이동은 일어나지 않고, 차량 전체 하중에 대한 타이어 하중만이 작용한다. 즉, 각각의 타이어와 노면간의 접촉면에 타이어 하중이라는 수직방향의 힘이 작용하여 차량의 하중을 지탱하게 되고, 이 타이어 하중은 동적상태에서 제동시 제동력에 의해 나타나는 차량의 무게중심에 작용하는 관성력으로 변화한다.

제동시 차량은 각 차축 제동력의 총합에 비례하여 감속되지만, 이 힘과 같은 크기의 반대방향 관성력이 차량의 무게중심에 작용하여 각 차축에는 하중 천이가 발생한다. Fig. 1과 Fig. 2의 트랙터와 세미트레일러의 차량 모델과 Fig. 3과 Fig. 4의 트랙터와 세미트레일러의 탠덤 축 모델을 통하여 각 축의 동하중 관계식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$W_{Dff} = \frac{1}{WB_T} (BF_{fr} \cdot v_{l_T} + W_{TS} \cdot b_T + \frac{\alpha}{g} \cdot W_{TS} \cdot (h_T - v_{l_T}) + P(h_c - v_{l_T}) + Q \cdot c) \quad (1)$$

$$W_{Dff1} = \frac{1}{q_T} \left( \frac{\alpha}{g} \cdot u_{l_T} (W_{TF} + W_{TR}) + (q_T - s_T) Y_T + X_T \cdot v_{l_T} + q_T \cdot W_{TF} \right) \quad (2)$$

$$W_{Dff2} = \frac{1}{q_T} \left( q_T \cdot W_{TR} - \frac{\alpha}{g} \cdot u_{l_T} (W_{TR} + W_{TF}) + s_T \cdot Y_T - X_T \cdot v_{l_T} \right) \quad (3)$$

$$W_{Dff} = \frac{1}{q_S} \left( \frac{\alpha}{g} \cdot u_{l_S} (W_{SF} + W_{SR}) + (q_S - s_S) Y_S + X_S \cdot v_{l_S} + q_S \cdot W_{SF} \right) \quad (4)$$

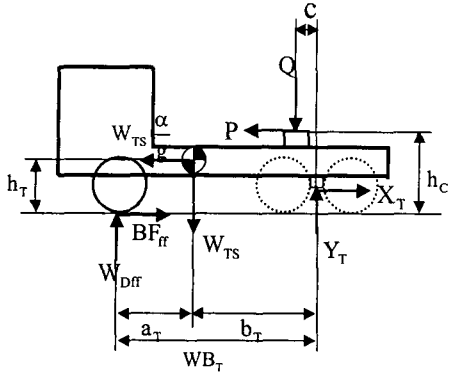


Fig. 1 Tractor model

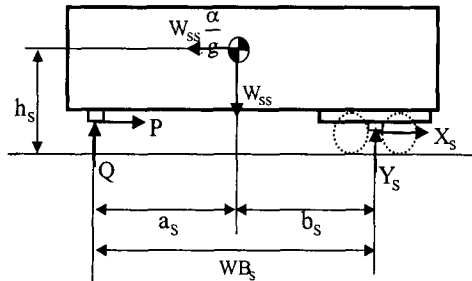


Fig. 2 Semitrailer model

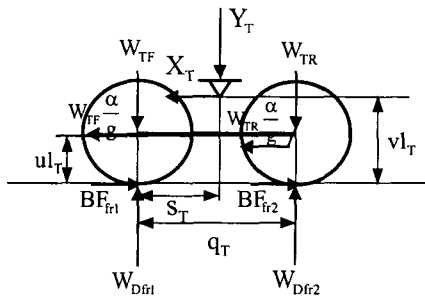


Fig. 3 Tandem axle model of tractor

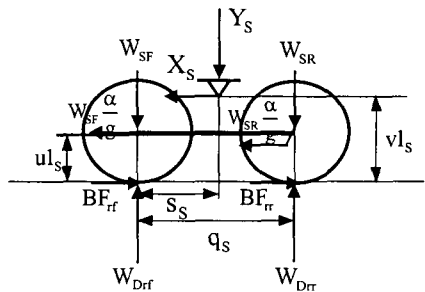


Fig. 4 Tandem axle model of semitrailer

$$W_{Drr} = \frac{1}{q_S} (q_S \cdot W_{SR} - \frac{\alpha}{g} \cdot ul_S (W_{SR} + W_{SF}) + s_S \cdot Y_S - X_S \cdot vl_S) \quad (5)$$

여기서, 첨자 ff, fr1, fr2, rf, rr 은 각각 트랙터의 조향축, 트랙터 탠덤 축의 전륜, 트랙터 탠덤 축의 후륜, 세미트레일러 탠덤 축의 전륜, 세미트레일러 탠덤 축의 후륜을 의미한다. 그리고  $W_D$  는 동하중, BF는 제동력,  $W_{TF}$  와  $W_{TR}$  는 트랙터 탠덤 축에서 전륜과 후륜의 비현가 하중 (Unsprung Weight),  $W_{SF}$  와  $W_{SR}$  는 세미트레일러 탠덤 축에서 전륜과 후륜의 비현가 하중,  $W_{TS}$  와  $W_{SS}$  는 탠덤 축의 비현가 하중을 제외한 트랙터와 세미트레일러의 차량 하중,  $WB_T$  와  $WB_S$  는 트랙터와 세미트레일러의 휠베이스(Wheelbase),  $a_T$  와  $b_T$  는 트랙터 무게중심에서 조향축과 탠덤 축까지의 거리,  $a_S$  와  $b_S$  는 세미트레일러 무게중심에서 제 5축과 탠덤 축까지의 거리,  $c$  는 트랙터 탠덤 축에서 제 5축까지의 거리,  $h_T$  는 트랙터 무게중심 높이,  $h_S$  는 세미트레일러 무게중심 높이,  $h_c$  는 제 5축의 높이이다. 그리고  $q_T, s_T, vl_T, ul_T$  는 트랙터 탠덤 축의 제원이고,  $q_S, s_S, vl_S, ul_S$  는 세미트레일러 탠덤 축의 제원이다. 또한  $g$  는 중력가속도이고,  $\alpha$  는 감속도(Deceleration)이다.

동하중에 관계된 항으로 트랙터의 탠덤 축 수평방향 반력  $X_T$  및 수직방향 반력  $Y_T$  과 세미트레일러의 탠덤 축의 수평방향 반력  $X_S$  및 수직방향 반력  $Y_S$  은 Fig. 1, Fig. 2, Fig. 3과 Fig. 4에서 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$X_T = (BF_{fr1} + BF_{fr2}) - \frac{\alpha}{g} (W_{TF} + W_{TR}) \quad (6)$$

$$Y_T = \frac{1}{WB_T} (X_T \cdot v_{1T} + a_T W_{TS} - \frac{\alpha}{g} \cdot W_{TS} \cdot h_T + Q(WB_T - c) - P \cdot h_c) \quad (7)$$

$$X_S = (BF_{fr} + BF_{rr}) - \frac{\alpha}{g} (W_{SF} + W_{SR}) \quad (8)$$

$$Y_S = \frac{1}{WB_S} (-X_S(h_c - v_{1S}) + W_{SS} \cdot a_s - \frac{\alpha}{g} \cdot W_{SS}(h_s - h_c)) \quad (9)$$

또한 제 5축의 수평방향 반력 P 및 수직방향 반력 Q은 Fig. 1과 Fig.2에서 다음 식으로 정리 된다.

$$Q = \frac{1}{WB_s} (-P(h_c - v_{1S}) + W_{SS} \cdot b_s + \frac{\alpha}{g} \cdot W_{SS}(h_s - v_{1S})) \quad (10)$$

$$P = BF_{fr} + X_T - \frac{\alpha}{g} \cdot W_{TS} \quad (11)$$

이상과 같이 탠덤 축의 반력과 제 5축의 반력은 감속도의 항과 관계되며, 동하중 관계식 역시 차량의 감속도에 따른 항임을 알 수 있다.

### 2.2 브레이크 모델

공압 브레이크 시스템을 장착한 차량은 Fig. 5와 같이 브레이크 라인 압력(Line Pressure)이 브레이크 챔버(Brake Chamber)에 힘을 가하고 이 힘에 의하여 푸시로드(Push Rod)가 직진방향으로 운동을 하게 되면 S-캠(S-cam)에 의하여 회전 방향으로 힘이 변환된다. 이 때 라이닝(Lining)이 드럼(Drum)에 밀착되면서 마찰력을 발생시켜 차륜은 제동하게 된다. 차량 제동시 차륜에 작용하는 브레이크 압력에 의한 브레이크 토크를 (12)

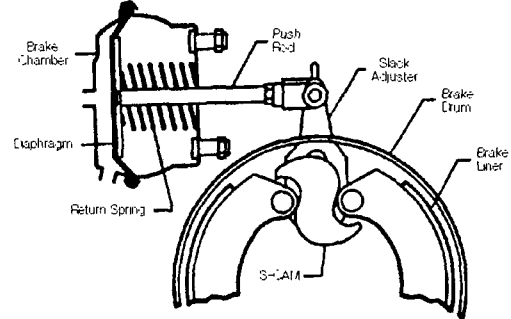


Fig. 5 Cam/drum brake assembly

식으로, 타이어와 노면의 접촉면에 작용하는 마찰력, 즉 제동력에 의한 타이어 토크를 (13)식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Brake Torque} = & (2 \cdot A_{Cff} \cdot P_{ff} \cdot Bf_{ff} \cdot SAL_{ff}) \\ & + (2 \cdot A_{Cfr1} \cdot P_{fr1} \cdot Bf_{fr1} \cdot SAL_{fr1}) \\ & + (2 \cdot A_{Cfr2} \cdot P_{fr2} \cdot Bf_{fr2} \cdot SAL_{fr2}) \\ & + (2 \cdot A_{Crf} \cdot P_{rf} \cdot Bf_{rf} \cdot SAL_{rf}) \\ & + (2 \cdot A_{Crr} \cdot P_{rr} \cdot Bf_{rr} \cdot SAL_{rr}) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{Tire Torque} = & (\mu_{ff} \cdot W_{Dff} \cdot R_{ff}) + (\mu_{fr1} \cdot W_{Dfr1} \cdot R_{fr1}) \\ & + (\mu_{fr2} \cdot W_{Dfr2} \cdot R_{fr2}) + (\mu_{rf} \cdot W_{Drf} \cdot R_{rf}) \\ & + (\mu_{rr} \cdot W_{Drr} \cdot R_{rr}) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서,  $\mu$ 는 노면 마찰계수(Tire-Road Friction Coefficient), R은 타이어 구름 반경(Tire Rolling Radius),  $A_c$ 는 브레이크 챔버 면적(Chamber Area), P는 라인 압력, SAL은 슬랙 어드저스터 길이(Slack Adjuster Length)이다. Bf는 브레이크 효력 계수(Brake Effective Factor)를 나타내며 브레이크 드럼의 S캠에 전달되는 토크에 의한 브레이크 토크의 비율로써 실제 차량에 장착되고 있는 브레이크 드럼의 효력 계수를 사용하였다.

### 3. 제동성능 해석

트랙터-세미트레일러 차량에 장착된 공압 브레

이크 시스템은 많은 설계인자를 가지고 있으며, 브레이크 시스템을 설계하기 위해서는 설계인자에 대한 다양한 성능 분석과 해석이 필요하다. 이를 위하여 브레이크 시스템의 성능을 평가하는 성능 관계식을 기본 제동성능(Basic Brake Performance), 비상 제동성능(Emergency Brake Performance), 로크 한계 감속도(Locking Point Deceleration), 주차 제동성능(Parking Brake Performance) 등의 항목으로 해석하였으며, 이러한 성능 해석 결과로 제동시 차륜의 로크 발생을 방지하며 차량의 로크 한계 감속도를 최대로 증가할 수 있는 설계방법을 제시할 수 있다.

### 3.1 기본 제동성능

기본 제동성능은 차량의 감속도에 따른 브레이크의 기본적인 제동성능을 나타내는 것으로 제동 안전 범위의 만족여부와 관계되는 성능 해석 관계식이며, 다음과 같은 항목으로 세분화하여 나타낼 수 있다.

#### 1) 유효 면적

차량 각 축의 제동력은 유효 면적(Effective Area-EA)과 라인 압력의 곱으로 표현할 수 있다. 즉, 유효 면적은 브레이크 라인 압력이 브레이크 챔버에 가해져 그 힘이 S-캠을 거쳐 실질적으로 브레이크를 제동하는 힘으로 작용하는 과정을 포함하여 나타낸 것이다.

따라서 트랙터 조향축에서의 유효 면적  $EA_{fr}$ 은 (14)식과 같이 구할 수 있으며, 트랙터 조향축에서의 브레이크 라인 압력이 이 유효면적에 작용하면 그 힘이 바로 트랙터 조향축의 제동력이 된다. 이와 같은 방법으로 각 축에서의 유효 면적을 구할 수 있다.

$$EA_{fr} = \frac{2 \cdot A_{cfr} \cdot Bf_{fr} \cdot SAL_{fr}}{R_{fr}} \quad (14)$$

#### 2) 유효 라인 압력

유효 라인 압력 (Effective Line Pressure-ELP)은 (15)식과 같이 각 축의 유효 면적에 작용하는 브레이크 라인 압력을 차량 전체의 유효 면적에 작용하는 평균적인 라인 압력으로 구한 것이다. 즉, 전체 유효 면적에 균일하게 압력이 작용한다고 볼 수 있으며, 브레이크 챔버 내의 THP (Threshold Pressure)에 의한 힘까지 고려해서 나타낼 수 있다.

$$ELP = \left\{ \left( W \cdot \frac{\alpha}{g} \right) + (EA_{fr} \cdot THP_{fr}) + (EA_{fl1} \cdot THP_{fl1}) + (EA_{fl2} \cdot THP_{fl2}) + (EA_{rr} \cdot THP_{rr}) + (EA_{rn} \cdot THP_{rn}) \right\} / (EA_{fr} + EA_{fl1} + EA_{fl2} + EA_{rr} + EA_{rn}) \quad (15)$$

여기서, W는 트랙터-세미트레일러 차량의 총 중량이고 THP는 슈(Shoe)를 드럼에 밀착시키기 위해서 슈 리턴 스프링(Shoe Return Spring)의 저항을 이겨내는데 필요한 라인 압력이다.

#### 3) 제동 분배비율

차량의 전체 제동력에 대한 각 축에 작용하는 제동력의 비율을 나타낸 것이 제동 분배비율(Braking Ratio-BR)이며 (16)식과 같이 유효 면적과 유효 라인 압력의 항으로 표현할 수 있다. 차륜의 로크를 방지하기 위해서는 각 축에 제동력을 적절히 배분하여야 할 필요성이 있으며, 이 제동력 분배 문제는 제동장치 설계시 매우 중요한 설계인자로 작용한다.

$$BR = \frac{EA \cdot (ELP - THP) \cdot g}{W \cdot \alpha} \quad (16)$$

#### 4) 라이닝 드래그와 드럼 드래그

차륜의 제동은 라이닝이 드럼에 밀착되면서 마찰력을 발생하기 때문이다. 이 경우 라이닝이 드럼에 밀착되는 면적인 라이닝 면적(Lining Area-LA)은 (17)식과 같이 라이닝 폭(Lining

Width-LW), 라이닝 아크의 각도(Lining Arc Angle-Arc)의 항으로 계산할 수 있다. 라이닝 드래그(Lining Drag-LD)는 브레이크 토크에 해당하는 힘이 라이닝 면적에 반대 방향으로 작용하는 것으로 라이닝의 내구성에 큰 영향을 미치게 된다. 이는 라이닝의 단위면적 당 브레이크 토크에 의하여 발생하는 힘이며 (18)식과 같다.

$$LA = 4\pi D \cdot \frac{\text{Arc}}{360} \cdot LW \quad (17)$$

$$LD = \frac{2 \cdot BT}{D \cdot LA} \quad (18)$$

여기서, D는 드럼의 직경(Drum Diameter), BT는 브레이크 토크이다.

드럼 드래그(Drum Drag-DD)는 라이닝 드래그와 유사한 개념으로, 드럼이 라이닝으로부터 힘을 받는 면적인 드럼 면적(Drum Area-DA)은 (19)식과 같이 나타낼 수 있고, 드럼 드래그는 드럼 면적의 단위면적 당 힘으로 표현되며 (20)식에서 구할 수 있다.

$$DA = 2\pi D \cdot LW \quad (19)$$

$$DD = \frac{2 \cdot BT}{D \cdot DA} \quad (20)$$

#### 5) 열에너지 흡수

차량의 운동 에너지(Kinetic Energy)를 브레이크가 흡수한다고 생각하면 평균 제동 에너지(Average Braking Energy-ABE)는 (21)식과 같이 구할 수 있다.

$$ABE = (1 - \lambda) \cdot W \cdot (V_0 + V_1) \cdot \frac{\alpha}{2 \cdot g} \quad (21)$$

여기서,  $\lambda$ 는 슬립율,  $V_0$ 은 차량 초기속도,  $V_1$ 는 차량 최종속도이다.

브레이크 제동시에 발생하는 열에너지는 브레이크 드럼에 의해 흡수되거나, 브레이크 라이닝에 의해 흡수된다. 이러한 열에너지의 흡수 비율을 나타낸 것이 열플럭스 비율  $\psi$ (Heat Flux Ratio)이며 (22)식과 같이 표현하였다. 그리고 라이닝에서 소모된 에너지(Power Absorption in Lining Area-PAL)는 (23)식과 같고, 드럼에서 소모된 에너지(Power Absorption in Drum Area-PAD)는 (24)식과 같이 구할 수 있다.

$$\psi = \frac{Q_D}{Q_D + Q_L} \quad (22)$$

$$PAL = \frac{(ABE \cdot BR \cdot (1 - \psi))}{LA} \quad (23)$$

$$PAD = \frac{(ABE \cdot BR \cdot \psi)}{DA} \quad (24)$$

여기서,  $Q_D$ 는 드럼으로 흡수되는 열플럭스,  $Q_L$ 은 라이닝으로 흡수되는 열플럭스,  $\psi$ 는 전체 열플럭스 중 드럼으로의 열플럭스 비율이다.

### 3.2 비상 제동성능

비상 제동성능(Emergency Brake Performance)은 하나의 축을 제외한 나머지 전체 축의 브레이크가 제동불능(Brake Fail)인 경우에, 제동불능이 일어나지 않은 축의 브레이크에서 나타낼 수 있는 제동성능을 말한다.

총 중량 W인 차량이 감속도  $\alpha$ 로 제동할 때 차량의 전체 제동력은 각 축에서의 제동력의 합력과 같으며 (25)식으로 나타낼 수 있다. 따라서 트랙터 조향축에서의 브레이크가 정상적으로 작동하고 나머지 축에서의 브레이크가 제동 불능일 경우, 트랙터 조향축에

서의 제동력은 (26)식과 같이 표현할 수 있으며, 나머지 축에서도 같은 방법으로 표현할 수 있다. 이러한 비상제동시 트랙터 조향축에서 로크 한계 감속도는 (27)식에서 감속도 항을 정리하여 구할 수 있다.

$$BF_{fr} + BF_{fr1} + BF_{fr2} + BF_{fr} + BF_{fr} = W \cdot \frac{\alpha}{g} \quad (25)$$

$$BF_{fr} = \mu \cdot W_{Dfr} = (W \cdot \frac{\alpha}{g}) \quad (26)$$

$$\mu = \frac{W}{W_{Dfr}} \cdot \frac{\alpha}{g} \quad (27)$$

### 3.3 로크 한계 감속도와 정지거리

차량의 제동력은 각 축에서 제동력 분배 비율의 향으로 나타낼 수 있으며, 이상적 제동력 배분 상태는 일정한 노면 마찰계수 하에서 최대 제동력을 얻기 위해 모든 차륜에서 동시에 로크가 발생하는 상태이다. 이 경우 모든 차륜의 감속비, 즉 로크 한계 감속도를 중력 가속도로 나누어 무차원화 한 값과 마찰계수는 같은 크기의 값을 가지며 노면의 마찰계수를 가장 유용하게 이용하는 상태라 할 수 있다.

반면, 실제 차량에서 제동력 배분은 브레이크 챔버 면적, 슬랙 어드저스터 길이, 브레이크 효율 계수 등에 의하여 결정되며, 일반적으로는 각 차륜에서 동시에 로크가 발생하지 않는다.

트랙터 조향축에서의 실제 제동력은 (28)식으로 나타낼 수 있으며, (29)식은 (28)식에서 노면 마찰계수와 감속도의 관계를 표현한 향으로 이 식을 이용하면 일정한 노면 마찰계수에서 최대 제동력을 발생하는 트랙터 조향축에서의 로크 한계 감속도(Locking Point Deceleration)를 구할 수 있다. 나머지 축에서의 로크 한계 감속도도 같은 방법으로 구할 수 있다.

$$BF_{fr} = \mu W_{Dfr} = (W \cdot \frac{\alpha}{g}) \cdot BR_{fr} \quad (28)$$

$$\mu = \frac{W \cdot BR_{fr}}{W_{Dfr}} \cdot \frac{\alpha}{g} \quad (29)$$

로크 한계 감속도는 일정한 마찰계수를 가지는 노면에서 로크가 일어나기 시작하는 순간의 감속도를 각각의 축에 대하여 계산한 결과 값이며, 각 축의 로크 감속도 중에서 가장 먼저 로크가 발생하는 축의 감속도가 차량이 낼 수 있는 최대 감속도(Max. Deceleration)이다. 로크 한계 감속도는 각각의 브레이크가 제동불능인 경우가 아니라, 제동력이 실제적으로 배분된 상태에서 각 축에 대한 성능관계식이다.

차량의 정지거리(Stopping Distance-S)는 차량의 초기속도, 최대감속도, 운전자가 제동하기 위해 판단하고 브레이크 페달을 밟는 시간인 공주 시간을 고려하여 계산할 수 있다.

$$S = \frac{V_0^2}{2 \cdot \alpha_{max}} + T \cdot V_0 \quad (30)$$

여기서,  $V_0$ 는 차량 초기속도, T는 공주시간,  $\alpha_{max}$ 는 최대 감속도이다.

### 3.4 주차 제동성능

Fig. 6과 같이 차량이 경사가 있는 곳에 주차할 경우에는 주차 제동력이 필요하며, 주차 제동력은 차량이 일정한 경사가 있는 곳에서 차량하중에 의한 미끄러지는 현상을 방지하게 한다. 이를 위해 차량에는 스프링 챔버(Spring Chamber)가 장착되어 (31)식과 같은 주차 제동력을 발생시킨다. 차량이 오르기 방향 또는 내려가기 방향으로 주차되어 있는 경우 각각은 브레이크 효율

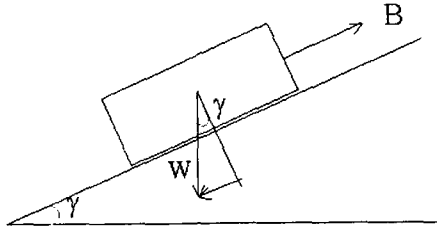


Fig. 6 Parking brake performance

계수가 달라질 수 있으므로, 이를 고려하여 해석한다면 각각의 상태에 따른 주차 제동성능을 해석할 수 있다. (32)식은 차량의 중량에 의한 힘을 견디며 차량이 미끄러지지 않고 주차할 수 있는 경사 기울기를 구한 식이며, 제동 안전 법규와 관계된 성능 관계식이다.

$$B = \frac{2 \cdot (F_c) \cdot (SAL) \cdot (Bf)}{R_s} \quad (31)$$

$$B = W \cdot \sin \gamma$$

$$\therefore \gamma = \sin^{-1} \left( \frac{B}{W} \right) \quad (32)$$

여기서, B는 주차 제동력,  $F_c$ 는 챔버의 스프링 힘,  $R_s$ 는 타이어의 정하중 반경(Static Tire Radius),  $\gamma$ 는 주차 경사 기울기이다.

#### 4. 설계 프로그램 개발

##### 4.1 프로그램의 구성

트랙터-세미트레일러 차량의 브레이크 시스템 설계 프로그램은 차량 및 브레이크 데이터의 입력, 제동성능 해석, 결과 분석의 순차적인 작업으로 다양한 설계변수에 따른 브레이크 시스템의 성능 해석이 가능하도록 개발되었다. 또한 사용자의 입력에 대해 능동적인 반응을 하고, GUI(Graphic User Interface)를 강화한 설계 프로

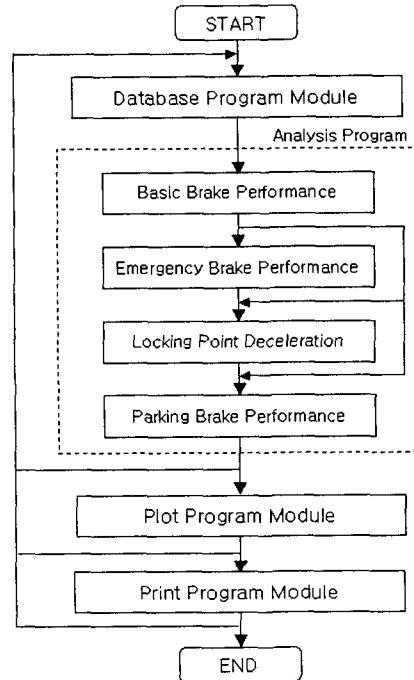


Fig. 7 Flow chart of the design program of air brake system

그램으로 개발되었으며, 사용한 컴파일러는 Microsoft 사의 Visual C++ 6.0이다.

브레이크 시스템 설계 프로그램은 차량의 제동성능을 나타내는 각각의 항목에 대한 독립적인 프로그램 모듈로 구성되었으며, 이를 전체적으로 통합한 형태로 운영된다.

Fig. 7에서와 같이 프로그램의 흐름을 살펴보면, 사용자의 입력 데이터(차량 데이터, 브레이크 데이터, 탠덤 축 데이터 등)를 포함한 데이터베이스를 이용하여 우선적으로 기본 제동성능 해석을 수행한다. 기본 제동성능에서 계산된 각 차축의 제동력 분배비율, 브레이크 유효면적, 유효 라인 압력 등을 이용하여 비상 제동성능, 로크 한계 감속도 및 주차 제동성능을 해석한다. 이를 바탕으로 그래프 출력 프로그램과 프린트 출력 프로그램은 보다 효율적인 결과 분석이 가능하도록 하며, 모든 상태량에 대한 입출력 데이터베이스 프로그램은 설계변수를 달리하는 차량과의 성능 비



교가 가능할 수 있도록 한다.

### 4.1.1 해석 프로그램

브레이크 시스템 설계 프로그램을 시작하면 Fig. 8과 같은 형식의 메인 윈도우가 생성된다. 사용자가 차량 제원, 브레이크 제원, 기타 입력 데이터를 입력하고 Fig. 9와 같이 탠덤 축 제원을 입력한 후 성능 해석 결과를 확인하고자 할 경우에는 프로그램 오른쪽 상단에 있는 트리 구조의 해석 결과 데이터 항목을 선택하면 새로운 창이 오버랩 되면서 결과를 확인할 수 있다.

제동성능 해석 데이터는 기본 제동성능, 비상 제동성능, 로크 한계 감속도, 주차 제동성능으로 유사한 항목별로 그룹화 되어 있다. Fig. 10은 차량의 감속도에 따른 기본 제동성능의 해석 결과 화면이고 Fig. 11은 비상 제동성능의 해석 결과 화면이다. 또한 Fig. 12는 로크 한계 감속도와 정지거리를 해석한 결과이고 Fig. 13은 주차 제동성능을 해석한 결과이다.

비상제동 성능과 로크 한계 감속도 및 정지거리 는 노면 마찰계수가 사용자의 입력의 값 이외에 0.8과 1.0인 경우를 비교 할 수 있도록 구성되어 있으며 주차 제동성능은 차량의 오르기 방향과 내려가기 방향에서의 성능을 각각 해석하였다. 또한 제동성능의 해석은 차량의 각 축 단위로 해석하였으며 프로그램 상의 기호 FF, FR1, FR2, RF, RR은 각각 트랙터 조향축, 트랙터 탠덤 축의 전륜과 후륜, 세미트레일러 탠덤 축의 전륜과 후륜을 의미한다.

### 4.1.2 서브 프로그램

데이터베이스 프로그램은 사용자의 입력 데이터와 성능 해석 결과 데이터를 파일 형태로 저장하여 다양한 설계인자에 대한 성능 해석을 수행하여 결과를 비교할 수 있도록 개발되었다. 그리고 그래프 출력을 할 수 있는 제동성능 해석 데이터에는 동하중 선도(Dynamic Weight Curve), 노면 마찰계수-로크 한계 감속도 선도(Tire-Road

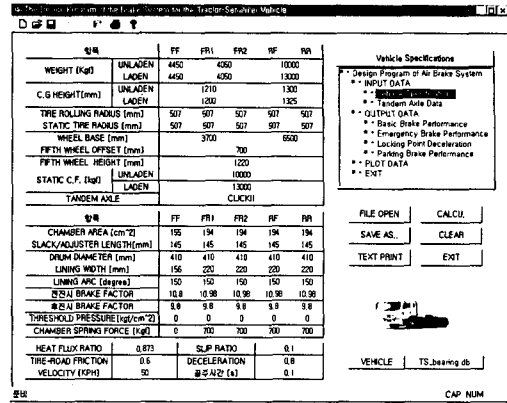


Fig. 8 Main window

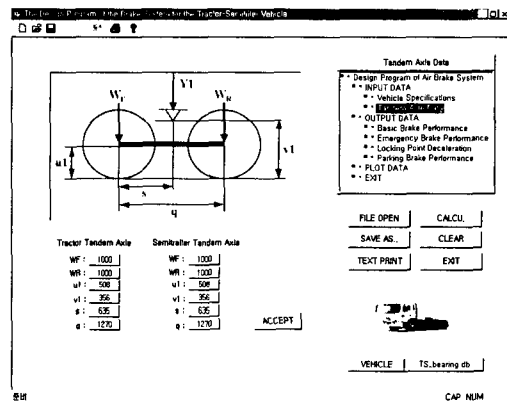


Fig. 9 Tandem axle window

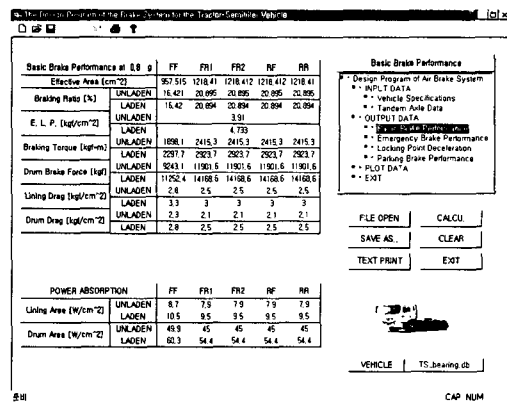


Fig. 10 Basic brake performance

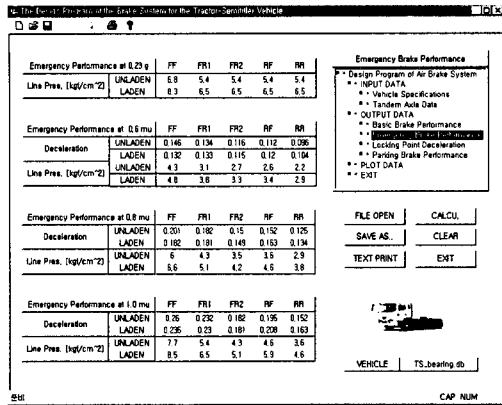


Fig. 11 Emergency brake performance

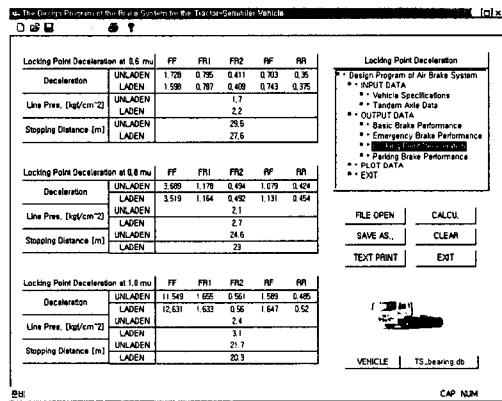


Fig. 12 Locking point deceleration

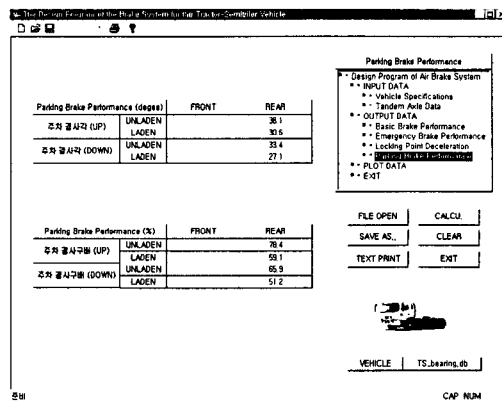


Fig. 13 Parking brake performance

Friction Utilization Curve), 정지거리 선도 (Stopping Distance Curve)가 있으며, 각 항목은 그래프 출력 프로그램으로 연결되어 결과를 확인할 수 있도록 개발되었다. 또한 프린트 프로그램은 제동성능 해석 수행 후 입력 데이터와 출력 데이터를 프로그램 상에서 확인하는 방법 이외에, 사용자가 프린트하여 확인할 수 있도록 개발된 프로그램이다.

### 5. 브레이크 시스템 설계

브레이크 시스템 설계 프로그램을 이용하여, 해석하고자 하는 차량 제원은 Table 1과 같다. 그리고 브레이크 시스템의 설계인자에 관한 비교를 위하여 브레이크의 제원이 각각 다른 브레이크 모델 A와 브레이크 모델 B를 Table 2와 Table 3에 나타내었다.

제동성능 해석은 마찰계수 0.8인 건조 아스팔트 노면에서 차량의 초기속도는 50 km/h, 공주시간은 0.1 sec로 설정하여 해석을 수행하였다.

Table 1 Vehicle parameter

Vehicle Parameter	Tractor	Semitrailer
Weight [Kgf]	8500	18000
C.G Height [mm]	1038	1200
Tire Rolling Radius [mm]	507	507
Static Tire Radius [mm]	505	505
Wheel Base [mm]	4000	7000
Fifth Wheel Offset [mm]	800	
Fifth Wheel Height [mm]	1150	

Table 2 Brake Model A

Brake Model A	FF	FR1	FR2	RF	RR
Chamber Area [cm <sup>2</sup> ]	181	181	181	181	181
Slack/Adjust Length [mm]	145	145	145	145	145
Drum Diameter [mm]	410	410	410	410	410
Lining Width [mm]	220	220	220	220	220
Lining Arc [degree]	150	150	150	150	150
Brake Factor	10.8	10.8	10.8	10.8	10.8
Chamber Spring Force [Kgf]	0	370	370	370	370

Table 3 Brake model B

Brake Model B	FF	FR1	FR2	RF	RR
Chamber Area [cm <sup>2</sup> ]	195	195	130	181	120
Slack/Adjust Length [mm]	185	182	115	160	100
Drum Diameter [mm]	410	410	410	410	410
Lining Width [mm]	250	250	250	250	250
Lining Arc [degree]	150	150	150	150	150
Brake Factor	10.8	10.8	8.2	10.8	8.2
Chamber Spring Force [Kgf]	0	470	500	470	500

브레이크 모델 A는 각 설계변수에 대하여 모든 차축에 동일한 입력값으로 제동장치를 설계한 것으로 Fig. 14의 마찰계수-로크 한계 감속도 선

도에서 알 수 있듯이 마찰계수가 0.8인 노면에서 트랙터 탠덤 축 후륜과 세미트레일러 탠덤 축 후륜에서 로크가 발생함을 알 수 있다. 또한 이 경우 차량이 낼 수 있는 최대 감속도는 세미트레일러 탠덤 축 후륜의 로크 한계 감속도인 0.426g이다. Fig. 15는 브레이크 모델 A의 차량 동하중 선도를 나타낸 것으로 차량의 감속도가 커질수록 하중천이량이 커짐을 알 수 있다. 탠덤 축의 전륜에서는 하중천이에 의해 동하중이 증가하고 탠덤 축의 후륜에서는 하중천이에 의해 동하중이 감소한다. 즉, 차량의 로크를 방지하기 위해서는 차량의 동하중을 고려하여 각 축의 제동력을 분배해야 함을 알 수 있지만 브레이크 모델 A는 각 축에서의 브레이크 설계변수가 동일하여 제동력이

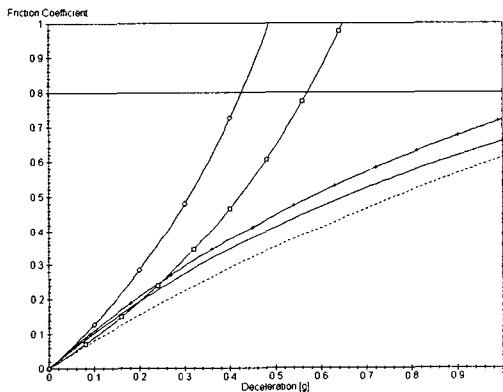


Fig. 14 Tire-road friction utilization curve of brake model A

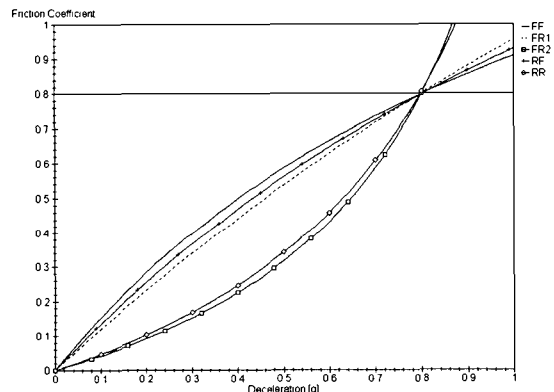


Fig. 16 Tire-road friction utilization curve of brake model B

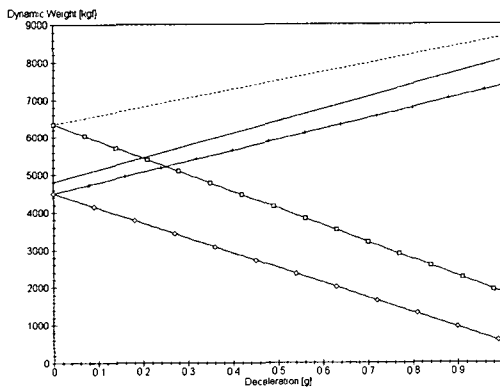


Fig. 15 Dynamic weight curve of brake model A

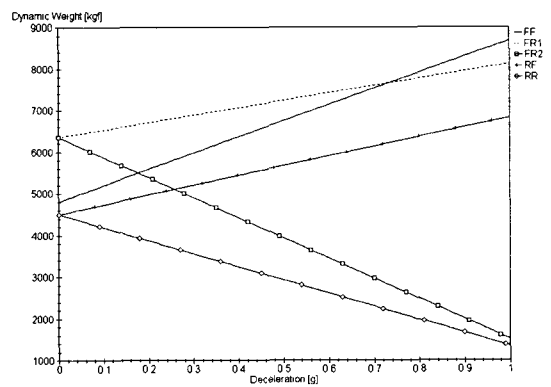


Fig. 17 Dynamic weight curve of brake model B

모두 같은 비율로 배분되었다. 따라서 트랙터와 세미트레일러 탠덤 축 후륜은 동하중이 감소하는 반면 상대적으로 큰 제동력이 작용한 상태이어서 차륜에서 로크가 발생하였다.

브레이크 모델 B는 Fig. 16에서 알 수 있듯이 모든 차륜에서 로크 한계 감속도가 약 0.8g의 값을 가지며 이는 이상적 제동력 분배에 근접한 설계 모델이라 할 수 있다. 브레이크 모델 B에서는 탠덤 축 후륜의 조기 로크 발생을 방지하기 위하여 제동력 분배를 조절하여 탠덤 축 후륜에는 제동력 분배를 감소시키고, 탠덤 축 전륜이나 트랙터 조향축에는 제동력 분배를 증가시키고자 하였다. 이로 인하여 차륜의 로크 한계 차량 최대 감속도를 향상시킬 수 있다.

이와 같은 제동력 분배를 조절하기 위해 브레이크 모델 B는 트랙터와 세미트레일러 탠덤 축 후륜의 브레이크 챔버 면적을 줄이고 슬랙 어드저스터 길이를 줄이며 브레이크 효율 계수도 줄여서 탠덤 축 후륜의 제동력 분배를 감소시켰다.

또한 브레이크 효율 계수가 낮아지면 주차 제동력이 저하되는 것을 방지하기 위해 챔버 스프링 힘을 증가하여 주차 제동력을 향상시켰다. 그리고 탠덤 축 후륜을 제외한 나머지 축에서는 제동력 분배를 증가시키기 위해 브레이크 챔버 면적을 증가시키고 슬랙 어드저스터 길이를 증가시켰다. Fig. 17은 브레이크 모델 B의 설계인자로 제동력이 분배되었을 때 감속도에 따른 동하중 선도를 나타낸 것이다.

따라서 Table 4에서와 같이 브레이크 모델 A와 브레이크 모델 B를 비교해보면 브레이크 모델

B가 차량의 로크 한계 최대 감속도가 큰 값을 가지며 정지거리도 줄어들어 제동성능이 향상되는 브레이크 설계모델이라고 할 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 트랙터-세미트레일러 연결차량에 대하여 차량의 감속도와 각 축에서의 하중이동을 고려한 제동성능을 해석하였다. 그리고 성능 해석을 위해 수학적 차량모델을 확립하였고, 이를 브레이크 시스템 설계 프로그램과 연계하여 개발하였다.

이를 기반으로 사용자의 브레이크 설계인자 입력에 대한 성능 계산을 수행하고 감속도와 노면 마찰계수 등에 따라 다양하게 변화하는 제동성능 해석을 기존의 구조적 프로그래밍 방법을 탈피하여 윈도우 기반의 객체 지향 프로그래밍 방법을 도입해 PC기반으로 운영할 수 있게 하였다. 또한 입력 및 출력 데이터를 파일 형태로 저장하여 데이터베이스화하였으며 모든 상태량의 출력 및 그래프 출력이 가능한 프로그램을 개발하였다.

제동장치 설계시 본 프로그램을 이용하면 다양한 브레이크 설계인자에 대한 제동성능 해석을 수행할 수 있으며, 차량의 제동력 분배를 최적화하여 차량 안정성을 향상시키는 제동장치를 설계할 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) R. Limpert, "Brake Design and Safety", Society of Automotive Engineers, 1992.
- 2) S. Tanaka, K. Kubota, T. Iwasaki, H.

Table 4 Comparison of brake models

	Brake Model A	Brake Model B
Braking Ratio [%]	20 20 20 20 20	30 29 9 24 8
Effective Line Pressure [kgf/cm <sup>2</sup> ]	3 792	4 113
Max Deceleration [g]	0 426	0 799
Stopping Distance [m]	24 5	13 7
Parking Slope [degree]	20 3	23 0

- Hatanaka, "The Compatibility of Air Disc Brakes and S-cam Brakes Installed on Combination Vehicle", SAE 902201, 1990.
- 3) J. Aurell, S. Edlund, "The Influence of Steered Axles on the Dynamic Stability of Heavy Vehicles", SAE 892498, 1989.
- 4) F. Hecker, S. Hummel, O. Jundt, K. D. Leimbach, I. Faye, H. Schramm, "Vehicle Dynamics Control for Commercial Vehicles", SAE 973284, 1997.
- 5) W. A. Leasure, Jr. and S. F. Williams, Jr., "Antilock Systems for Air-Braked Vehicles", SAE 890113, 1989.
- 6) T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle dynamics", Society of Automotive Engineers, 1992.