

〈논 문〉 SAE NO. 97370090

지게차량 제동장치 시스템 강도설계를 위한 주요 내력 계산 프로시저 개발

Development of a Procedure to Calculate Principal Internal Forces for the Strength Design of a Forklift Truck Brake System

유 흥 희*, 박 근 배**, 신 상 호**, 김 태 일**
H. H. Yoo, K. B. Park, S. H. Shin, T. I. Kim

ABSTRACT

For the strength design of the brake system of a forklift truck, a procedure to calculate the internal forces acting on the system is presented in this paper. Vehicle dynamics, brake system kinematics, and internal force equilibrium analysis are integrated into the procedure. Design parameters such as stopping distance, maximum deceleration, and maximum torque generated by pedal force are considered in the vehicle dynamics, and geometric parameters of the brake system are considered in the brake system kinematics. With the two analysis results obtained, the internal forces acting on the brake system are finally calculated in the procedure.

주요기술용어 : Forklift Truck(지게차량), Brake Systems(제동 장치), Strength Design(강도 설계), Vehicle Dynamics(차량 동역학), Brake System Kinematics(제동장치 기구학), Internal Force Equilibrium Analysis(내력 평형 해석)

1. 서 론

제동장치는 마찰을 이용하여 차량을 정지시키거나, 속도를 조절하고, 경사 지면에서 일정속도를 유지시키거나 정지상태를 유지시키는 역할을 한다. 따라서 제동장치는 승객 및 화물의 안전한 운송을 위한 핵심적인 부품이라 할 수 있으며 이의 적절한 설계는 우수한 차량의 설계를 위한 필수적인 전제조건이라 할 수 있다.

제동장치는 마찰을 발생시키는 기구학적 형태에 따라 크게 Drum형과 Disk형으로 분류되는데 이를 구성하는 부품으로는 제동을 위한 에너지 발생과 관련된 부분, 에너지 전달과 관련된 부분 그리고 구성부품들이 제 위치에서 적절한 성능을 발휘하도록 고정하거나 지지하는 조임쇠 부분들로 이루어져 있다. 따라서 우수한 제동장치의 설계란 이들 구성부품들을 어떻게 잘 설계하느냐에 달려있다 할 수 있다.

제동장치의 설계시 고려해야 하는 사항들은 여러 가지가 있으나 이들은 대개 성능과 내구성의 2가지로 연관되어진다. 제동장치의 성능과 연관

*정회원, 한양대학교

**대우중공업 산차사업본부

된 항목으로는 차량제동거리, 제동시 최대 가속도, 페달 답력, 동이 있고, 내구성과 연관된 항목으로는 항복 및 피로 강도, 열변형, 마모, 진동, 그리고 부식성 등이 있다. 이들 이외에도 설계의 상황에 따라 검사 및 수리의 용이성, 제작용이성 등 여러 가지 항목들이(참고문헌 1 참조) 중요하게 고려될 수 있다.

제동장치의 설계를 할 때, 부딪히게 되는 어려운 점중 하나는 앞에서 언급된 고려해야 하는 여러 가지 항목들이 서로 해석상 연성되어(Coupled) 있다는 점이다. 예를들어 성능과 관련된 제동거리나 최대가속도 등은 되도록 작은 값을 갖는 것이 좋으나 그러면 내구성의 항목인 항복 강도나 내마모성 등이 커져야 하며 이는 제작비용의 증가를 가져온다. 이같이 대부분의 설계항목들은 서로 밀접히 연관되어 있다. 따라서 일반적으로 이들은 순차적인 해석에 의해 결정될 수 있는 것이 아니고 동시에 해석이 이루어져야 하는데 이는 설계비용 및 시간의 증가 등 여러 가지 어려운 문제들을 발생시킨다. 본 논문에서는 연구의 초점을 제동 장치의 구성부품 강도설계를 위해 이러한 해석간 연성을 극복한, 적절한 설계 과정을 어떻게 구축할 수 있는가에 두었다. 본 연구에서는 제동장치의 성능과 관련되어서는 제동거리 및 제동가속도의 항목들이 고려되었고 내구성과 관련되어서는 최대 발생 토크, 그리고 각 부품에 작용하는 작용력 등이 고려 되었다. 이러한 항목들의 효과적 계산을 위해 차량동역학 해석, 제동장치 기구학 해석, 그리고 제동시 제동장치 구성부품에 작용하는 힘들의 평형해석 등을 위한 모델링들이 유도되었으며, 이들로 구성된 부품 강도설계에 필요한 주요 내력들을 산출하는 하나의 종합된 절차를 제시하였다.

2. 차량 동역학

그림 1은 경사면에 위치한 지게차량의 모습을 이상화하여 나타내고 있다. 지게차량의 제동장치는 대부분 전륜에 설치되어 있으며 제동시 설계와 관련된 조건은 통상 차량의 전진시 보다 후진시에 발생한다. 차량이 전진하다 급정거할 경우

는 화물의 중량으로 인해 차량이 앞으로 쏠리더라도 화물을 지탱하는 쇠스랑이 지면에 닿아 추가적인 제동효과가 발생하게 되므로 별 문제가 없다. 그러나 차량이 후진할 경우는 제동시 지면과 바퀴간의 마찰에 의해 발생하는 하중을 제동장치가 모두 지탱하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 경사진 지면을 따라 지게차량이 후진하다 급제동하는 경우로부터 설계조건을 설정하였다.

최대 제동거리, 제동시간, 그리고 최대 제동토크 등을 계산하려면 차량 동역학 해석을 수행하여야 하며 이를 위해서는 운동방정식의 유도가 필요하다. 그림 2는 경사 지면을 후진하다 급제동하는 지게 차량의 본체, 전륜부 그리고 후륜부의 자유물체도들을 나타낸다. 여기서 전륜의 회전운동은, 페달답력에 의해 제동장치의 드럼에

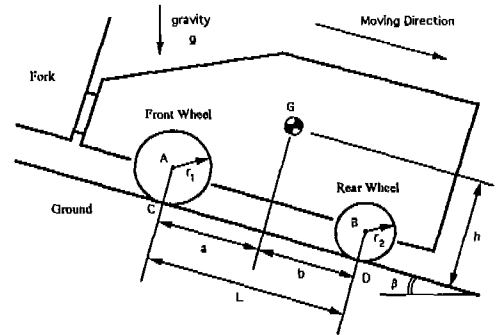


Fig.1 Forklift Truck Moving Backward in a Declined Plane

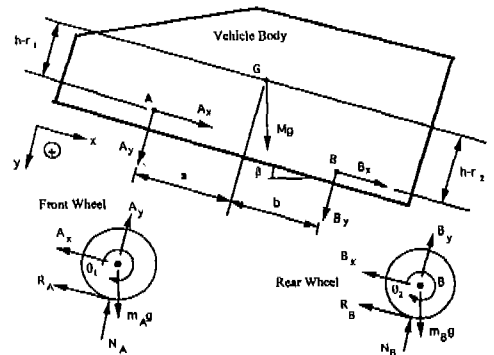


Fig.2 Free Body Diagram of the Forklift Truck

작용하는 수직 작용력의 크기와 드럼의 정지 및 운동 마찰계수 크기에 의해 결정되므로, 제동장치 구성부에 작용하는 힘의 해석과 차량동역학 해석을 연성하여 수행하여야만 정확한 해석이 가능하다. 그러나 실제의 경우 운전자는 급제동시 대부분 전륜의 회전이 멈추도록 제동장치를 작동시키므로 제동시 전륜의 회전은 없다는 가정을 사용하였고 따라서 전륜부는 차량의 제동시 지면과 계속 미끄럼마찰을 일으킨다. 이때 후륜부는 제동력을 받지 않으므로 차량이 정지할 때까지 미끄럼 없이 구른다. 전륜에 관한 이상의 가정하에 구해진 차량본체 및 후륜부, 그리고 전륜부의 운동방정식들은 다음과 같다.

$$Mg\sin\beta + A_x + B_x = M\ddot{x} \quad (1)$$

$$Mg\cos\beta + A_y + B_y = 0 \quad (2)$$

$$bB_y - aA_y - (h - r_1)A_x - (h - r_2)B_x = 0 \quad (3)$$

$$m_B g\sin\beta - R_B - B_x = m_B \ddot{x} \quad (4)$$

$$m_B g\cos\beta - N_B - B_y = 0 \quad (5)$$

$$r_2 R_B = I_B \ddot{\theta}_2 \quad (6)$$

$$m_A g\sin\beta - R_A - A_x = m_A \ddot{x} \quad (7)$$

$$m_A g\cos\beta - N_A - A_y = 0 \quad (8)$$

여기서 M 은 화물을 포함한 차량본체의 질량(차량본체의 질량이 m , 화물의 질량이 m_L 이라면 $M = m + m_L$ 의 관계를 갖는다), m_A 와 m_B 는 각각 전륜과 후륜의 질량, I_B 는 후륜의 관성모멘트, g 는 중력가속도, β 는 라디안으로 표시된 지면 경사각, h 는 차량중심의 지면으로부터 높이, a 는 전륜중심에서 차량중심까지의 수평거리, b 는 후륜중심에서 차량중심까지의 수평거리, r_1 과 r_2 는 각각 전륜과 후륜의 반경을 나타낸다. 또한 위의 식들중 x 는 차량의 수평이동거리, θ_2 는 후륜의 회전각을 각각 나타낸다. 운동시 후륜은 미

끄럼이 없으므로 후륜의 회전각과 차량본체의 이동거리는 다음 관계를 갖는다.

$$x = r_2 \theta_2 \quad (9)$$

또한 전륜은 제동시에 구름이 없이 미끄럼만 발생한다고 가정하였으므로 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$R_A = \mu_k N_A \quad (10)$$

여기서 μ_k 는 운동마찰계수를 나타낸다.

식(1-10)에서 식과 미지수의 개수가 각각 10개이므로 이들은 모두 독립적이라는 조건을 만족하며 유일한 값으로 결정된다. 이들을 해석적으로 풀이하면 다음 식과 같이 요약될 수 있다.

$$\ddot{x} = A = \frac{N}{D} \quad (11)$$

여기서

$$N = (M + m_A + m_B)g_s - \frac{\mu_k}{e} \left[(Mb + am_A + bm_A)g_c + (m_A h_1 + m_B h_2)g_s \right] \quad (12)$$

$$D = M + m_A + m_B + \frac{I_B}{r_2^2} - \frac{\mu_k}{e} \left[m_A h_1 + m_B h_2 + \frac{I_B h_2}{r_2^2} \right] \quad (13)$$

또 위의 두 식 (12)와 (13)에서

$$e = a + b + (h - r_1)\mu_k \quad (14)$$

$$h_1 = h - r_1 \quad (15)$$

$$h_2 = h - r_2 \quad (16)$$

$$g_s = g\sin\beta \quad (17)$$

$$g_c = g \cos \beta \quad (18)$$

식 (12)와 (13)에서 두 바퀴의 질량 및 관성모멘트의 효과는 실제 계산시는 무시하기도 한다. 설계자가 전륜 및 후륜부의 관성 데이터를 조사하여 입력하는 것은 상당한 노력이 요구되는 데 비해 이로 인한 계산 정확도의 변화는 미미하기 때문이다.

차량 제동은 통상 다음과 같은 세 단계의 운동 과정을 통해 발생한다. 첫단계는 운전자가 제동의 필요성을 인지하게 되는 시점으로부터 실제로 페달을 통해 제동력을 가하게 되는 시점까지의 시간이다. 이 과정중 차량은 일정 속도로 움직이며 경사면의 중력에 의해 발생하는 가속력은 운전자의 부분제동 혹은 엔진제동 등에 의해 상쇄되므로 이 과정중 차량은 항상 일정한 속력을 유지한다고 가정한다. 이 첫 단계에서 소요되는 시간을 공주시간 혹은 반응시간이라(Reaction Time) 부르며 운전자에 따라 차이가 있으나 통상 0.5초가량인 것으로 알려져 있다. 둘째단계는 제동토크가 가해지기 시작해서부터 일정 제동토크에 다다를 때까지의 과정을 나타낸다. 이 과정에서는 제동력이 변화하여 감속도의 크기가 변화하게 되므로 그 소요시간을 통상 감속도 상승시간이라(Deceleration Rise Time) 부르며 0.3초가량으로 알려져 있다. 여기서 일정 제동토크로는 회전이 멈춘 상태에서 전륜이 받는 제동토크가 사용된다. 이 제동토크의 크기는 연성을 고려하면 실제로 발생하는 최대 제동토크보다 작은 값이나 본 논문에서는 연성을 고려하지 않으므로 이를 최대제동토크로 사용하였다. 마지막 셋째단계는 최대제동토크에 도달한 시점으로부터(둘째 단계가 끝난 시점), 그 제동력을 계속받아 차량이 일정하게 감속되어 정지하는 시점까지의 과정을 나타낸다.

반응시간을 t_1 , 감속도 상승시간을 t_2 라 하면 이들은 운전자나 차량에 따라 정해지는 시간이다. 감속도 상승시간 동안에(t_2 의 시간 동안) 가속도는 0에서 $-A$ 로 선형적으로 변화 하며 이로 인한 이동거리 효과는 아래의 식(21)에 나타난다. 차량의 초기속도를 V , 최대 제동토크가

가해져서 차량이 정지할 때까지의 시간을 t_3 라 할 때,

$$t_3 = -\frac{V}{A} \quad (19)$$

또한 t_1 , t_2 , t_3 의 각 시간동안의 차량 이동거리를 각각 s_1 , s_2 , s_3 라 할 때,

$$s_1 = V \cdot t_1 \quad (20)$$

$$s_2 = \frac{A}{6} t_2^2 + V \cdot t_2 \quad (21)$$

$$s_3 = -\frac{V^2}{2A} \quad (22)$$

따라서 제동에 소요되는 총 시간을 t 라 하고 그 때 움직인 총 거리를 s 라 하면

$$t_s = t_1 + t_2 + t_3 \quad (23)$$

$$s = s_1 + s_2 + s_3 \quad (24)$$

식 (1-10)에서 지게차량이 최대 제동토크로 제동될 때, 전륜에 작용하는 마찰력 R_A 는 다음과 같이 구해진다.

$$R_A = \frac{\mu_k}{e} \left[(M_b + m_{AA} + m_{BB}) g_c + (m_A h_1 + m_B h_2) g_s - (m_A h_1 + m_B h_2 + \frac{h_2 I_B}{r_2^2}) A \right] \quad (25)$$

따라서 마찰력에 의한 토크와 평형을 이루는 제동 토크 T_{max} 는 다음과 같이 구해진다.

$$T_{max} = r_1 R_A \quad (26)$$

식 (1-10)들로부터 또한 지면으로부터 바퀴들에 작용하는 수직 반력과 제동시 전륜과 후륜부 축

에 작용하는 힘들도 계산될 수 있다. 이들의 계산에 있어서도 앞의 가속도 계산과정에서와 마찬가지로 전륜부와 후륜부의 질량 및 관성모멘트 값들은 통상 차량 본체의 질량에 비해 그 값이 미미하므로 무시되어도 계산결과에는 큰 영향을 미치지 않는다. 또한 차량운동의 모델링 과정에서 사용된 가정과 이상화된 내용들은 실제로 여러 가지가 있으므로 이 부분만 상세한 모델링을 하는 것은 별로 일관성이 없는 작업인 것이다.

3. 제동장치 기구학

본 연구에서는 지게차량에 사용되는 여러 종류의 드럼형 제동장치중 대표적인 Duo-servo Cylinder Anchor형 제동장치를 대상으로 하였다. 다른 형태의 제동장치도 동작원리가 서로 비슷하므로 여기서 제시될 과정과 유사한 방법으로 해석과정이 다루어질 수 있다. 그림 3은 제동장치 구성부품들을 나타내는데 Master Cylinder로부터 유압을 전달받는 Wheel Cylinder, 차륜과 함께 회전하는 Drum과 마찰을 일으키는 Shoe, Wheel Cylinder로부터 유압을 받아 Shoe를 밀어주는 Piston, Adjuster Lever, Support Plate 그리고 Spring 등으로 이루어져 있다. 여기서 Wheel Cylinder는 Support Plate에 볼트 등으로 고정되어 있고 다른 부품들은 서로 접속되어 기구학적으로 작동한다. 드럼의 회전방향이 반시계 방향이라 할 때, 그림의 오른쪽에 위치한 Shoe

를 Leading Shoe라 하고 왼쪽에 위치한 Shoe를 Trailing Shoe라 부른다.

제동장치의 기구학 해석은 첫째로 제동시 이들이 정상적으로 작동하는 가를(예를들어 부품간 간섭은 일어나지 않는가) 확인하는데 필요하며, 둘째로는 제동시 하중을 받게될 부품들의 위치를 파악하는데 필요하다. 이는 제동시 부품들의 위치에 따라 이들이 받는 하중이 변화하기 때문이며 따라서 부품들이 받는 내력들의 계산을 위해서는 제동장치의 기구학 해석은 꼭 필요하다. 실제 제동장치의 연결은 단순한 조인트뿐 아니라 접촉에 의한 구속조건들도 있는 등 완전한 수학적 모델을 유도하기가 매우 어렵고 또한 복잡하다. 설계의 목적을 위해서는 이러한 복잡한 실제 시스템을 어느정도의 적절한 오차범위에서 간명한 모델링으로 이상화하는 일이 필요하다. 본 연구에서는 제동장치 작동시 구성부품들의 기구학적 운동을 다음과 같은 2단계의 기구학적 운동으로 이상화 하였다. 1단계는 양 피스톤이 Shoe를 밀어 Shoe의 Lining이 Drum에 닿을 때까지의 운동이며, 이 때 기구학적 Topology는 그림 4와 같은 형태로 이상화 된다. 즉 피스톤은 Wheel Cylinder와 Translational 조인트로 연결되며 Shoe와의 접촉은 Pin 조인트와 Translational 조인트로 이상화 되었고 Adjuster Lever는 고정된 것으로 가정하였다. 그림의 Dummy Part는 미끄럼 접촉을 이상화하기 위해 도입된 것이다. 1단계에서는 피스톤의 운동을 입력으로 하여 다

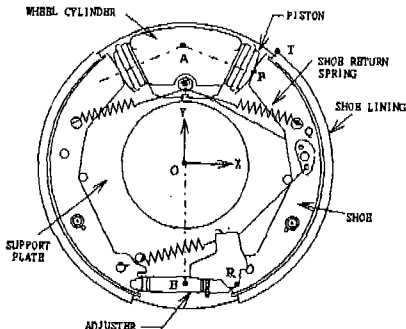


Fig.3 Duo-Servo Cylinder Anchor Type Brake System

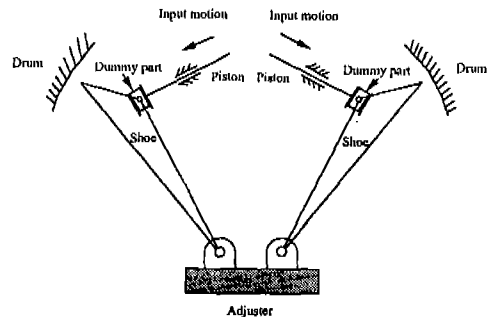


Fig.4 First Stage Kinematic Modeling of the Brake System

큰 부분들의 운동을 출력으로 한다. 2단계는 Drum의 회전으로 Shoe Lining이 Drum에 닿은 점을 회전시키는 것으로 이상화 되었으며 그림 5와 같은 기구학적 Topology로 이상화 되었다. 이 단계는 Drum의 회전이 입력운동이며 Leading Shoe쪽 피스톤이 완전히 밀려 들어가 더 이상 들어갈 수 없을 때 종료되게 된다. 이상에서 설명된 기구학적 모델링은 비교적 간단하므로 그 수식의 유도는 본 논문에서 생략하였으며 이에 대한 상세한 내용은 참고문헌 3을 참조할 수 있다.

4. Force Analysis

제동장치 구성 부품들에 작용하는 힘들은 연결 부품들 간의 작용력과 반작용력이다. 이러한 힘들은 예를들어 피스톤과 Shoe사이, Drum과 Shoe Lining사이, 그리고 Adjuster Lever와 Shoe사이에 작용한다. 이러한 힘들의 크기를 알아낸다면 부품들의 강도설계에 적절히 이용될 수 있을 것이다. 이들 힘들은 제동장치가 최종적으로 작동하는 위치에서 작용하므로 제동장치 기구학 해석이 끝난 시점에서 해석이 시작되어야 한다.

그림 6은 Leading Shoe와 Trailing Shoe에 작용하는 각 힘들을 대표적으로 나타내고 있다. 그림에서 \vec{A} , \vec{B} , \vec{C} , \vec{D} , 는 Drum과 Shoe Lining 사이에 작용하는 힘들이다. 이들은 원래 분

포하중이나 항상 이와 같이 대치될 수 있다(참고 문헌 2 참조). \vec{Q} 는 Adjuster Lever와 Shoe사이에 작용하는 힘이고, \vec{P}_L 은 Leading Shoe와 피스톤 사이에 작용하는 힘이며 \vec{P}_T 는 Trailing Shoe와 피스톤 사이에 작용하는 힘이다. 또한 r 은 Drum의 중심에서 마찰면까지의 반경이고 a_1 , a_2 , b_1 , b_2 는 힘들의 회전중심에 대한 모멘트 팔길이들이며 α_1 과 α_2 는 \vec{P}_L 과 \vec{P}_T 가 각각 수평선과 이루는 각도들이고 γ 는 \vec{Q} 가 수평선과 이루는 각도들이다. 이 기구학적 제원들은 기구학 해석에서 구해지며 \vec{P}_T 는 Wheel Cylinder의 압력으로부터 결정된다.

그림 6에 나타난 두 강체들에 대한 평형 관계식을 기술하면 각각 3개로 다음 6개의 관계식이 유도될 수 있다.

$$A_x + B_x + P_L \cos \alpha_1 + Q \cos \gamma = 0 \tag{27}$$

$$A_y + B_y - P_L \sin \alpha_1 + Q \sin \gamma = 0 \tag{28}$$

$$Br + Qb_1 - P_L a_1 = 0 \tag{29}$$

$$C_x + D_x - P_T \cos \alpha_2 - Q \cos \gamma = 0 \tag{30}$$

$$C_y + D_y - P_T \sin \alpha_2 - Q \sin \gamma = 0 \tag{31}$$

$$Dr + P_T a_2 - Qb_2 = 0 \tag{32}$$

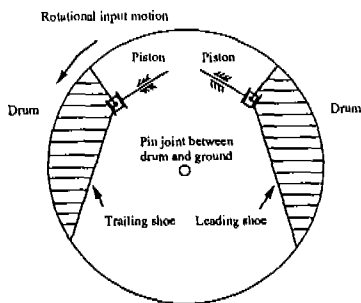


Fig.5 Second Stage Kinematic Modeling of the Brake System

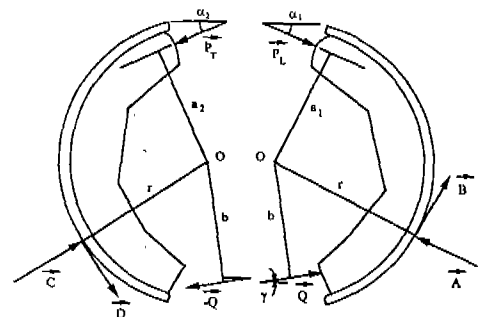


Fig.6 Free Body Diagrams for Leading and Trailing Shoes

또한 \vec{A} 와 \vec{B} 그리고 \vec{C} 와 \vec{D} 가 서로 수직이므로 다음 두 식이 성립한다.

$$A_x B_x + A_y B_y = 0 \quad (33)$$

$$C_x D_x + C_y D_y = 0 \quad (34)$$

그리고 \vec{A} 와 \vec{B} 의 크기의 비는 \vec{C} 와 \vec{D} 의 크기의 비와 같으므로

$$AD - BC = 0 \quad (35)$$

또한 제동장치의 토크는 \vec{B} 와 \vec{D} 에 의해서만 발생하므로 다음 식이 성립한다.

$$(B + D)r = T_{max} \quad (36)$$

여기서 아래첨자 x 와 y 는 해당 벡터의 x 와 y 방향 성분을 의미하고 P_L, Q, A, B, C, D 는 해당 벡터들의 크기를 의미한다. 또한 T_{max} 는 차량 동역학 해석에서 결정된 값으로 하나의 제동장치에 걸리는 최대 토크를 의미한다. 이들중 미지의 스칼라 변수 수는 10개이며 관계식도 10개이므로 Newton-Raphson 방법을 사용하여 구할 수 있다(참고문헌 4 참조).

5. 계산 절차 및 예제

앞에서 설명된 차량동역학, 제동장치 기구학, 그리고 작용력의 해석은 엄밀히 말해서는 서로 연성되어 있으나, 간단하고 효율적인 설계를 위해서 그 해석의 절차를 다음과 같은 순서로 독립적으로 분할하여 수행할 수 있다.

5.1 차량동역학 해석

설계 매개변수로 최대 지면경사도, 최대주행속도, 지면과 차륜간의 운동마찰계수, 차량 및 전후륜의 계원들이 주어지면 제동거리, 최대 감속도, 최대 제동 토크 등이 계산된다. 따라서 설계조건으로 목적함수의 크기나 범위 등을 주고 설계 매개변수들을 변화시키며 원하는 값들을 찾아내

고 그들의 영향을 검토할 수 있다. 여기서 계산된 최대 제동토크는 제동장치 구성부품의 하중 해석을 위한 데이터로 공급한다.

그림 7은 2절에 유도된 이론에 근거하여 개발된 Graphic User Interface 프로그램의 화면이다. 왼쪽에는 해석을 위해 입력되어야 할 데이터들을 보여주며 오른 쪽에는 출력자료들을 보여준다. 설계자는 프로그램을 Interactive하게 이용함으로써 설계조건을 만족시키는 차량의 제원을 추출할 수 있으며, 이 때 계산되는 최대 제동 토크는 나중에 하중해석을 위한 입력자료로서 다시

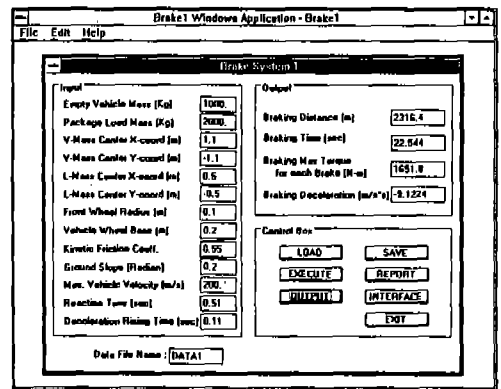


Fig.7 Graphic Template of Vehicle Dynamics Program

Table 1 Vehicle Dynamics Input Parameters of a Forklift Truck

제원명칭	기호	제원의 값
공차질량	m	5950kg
공차질량좌표	(x, y)	(1.049m, 0.359m)
화물질량	m_L	3500kg
화물질량좌표	(x_L, y_L)	(-1.20m, 0.450m)
전륜반경	r_1	0.40m
축간거리	L	1.89m
운동마찰계수	μ_k	0.7
최대경사도	β	17.3degree
최대운행속도	V	20km/h
공주시간	t_1	0.5초
감속상승시간	t_2	0.3초
유압피스톤힘	P_T	11650Newton

사용되게 된다. 표 1은 개발된 프로그램을 시험해보기 위해 사용된 기준 데이터의 값들이다. 여기에 나타난 좌표값들은 전륜의 중심부를 원점으로 하여 지면의 수평과 수직 방향으로 측정된 값들이다. 표 2-4는 프로그램을 이용하여 구한 설계 매개변수들의 차량 제동성능에의 영향을 보여주고 있다. 표 2는 지면/바퀴간 마찰계수 및 차량속도가 제동거리에 미치는 영향을 보여주고 있으며, 표 3은 화물질량 및 경사도가 제동거리와 가속도의 크기에 미치는 영향을 보여주고 있다. 표 4는 전륜반경 및 공차질량이 제동거리 및 가속도의 크기에 미치는 영향을 보여주고 있다. 표 3에서 발견할 수 있는 중요한 사실은 급경사면을 화물없이 후진한다면 화물이 있는 경우보다도 적절한 제동이 이루어지지 않는다는 사실이다.

5.2 제동장치 기구학 해석

제동장치의 기하학적 제원이 주어지면 3절에서 주어진 기구학적 모델링을 이용하여 기구학 해석을 수행한다. 이 해석에서는 Wheel Cylinder

Table 2 Braking Distance vs. Friction Coeff. and Max Velocity

V μ _k	V		
	15km/h	20km/h	25km/h
0.6	7.320m	11.56m	16.69m
0.7	6.190m	9.560m	13.57m
0.8	5.540m	8.420m	11.80m

Table 3 Braking Distance and Maximum Deceleration Magnitude vs. Ground Slope and Load Mass

β	m _L		
	0kg	1750kg	3500kg
0	9.37m -3.10m/s ²	7.49m -4.95m/s ²	6.88m -6.10m/s ²
0.1510	13.86m -1.64m/s ²	8.85m -3.46m/s ²	7.73m -4.60m/s ²
0.3019	120.5m -0.13m/s ²	12.56m -1.90m/s ²	9.56m -2.99m/s ²

Piston의 속도나 Drum의 회전속도가 주어지면 각 부품의 시간별 위치나 속도를 구할 수 있으나 가장 필요로 하는 결과는 최종적으로 제동장치가 작동하는 위치에서의 각 부품의 위치 및 자세이다. 여기서 구한 각 부품의 위치 및 자세는 다음 단계의 제동장치 구성부품 하중해석을 위한 데이터로 제공된다. 그림 8은 제동장치 기구학 해석을 위한 Graphic User Interface 프로그램의 입출력 화면을 나타낸다. 화면에는 가장 널리 쓰이는 Duo Servo Type 제동장치가 나타나 있다. 이 프로그램은 해석을 위한 제동장치의 주요 점들의 위치를 X-Y 좌표로 입력하게 되어 있으며 해석결과들은 다음 단계의 하중해석을 위해 저장되며, 일부는 화면을 통해 설계자가 해석결과를 볼 수 있게 하였다. 예제의 계산을 위해 사용된

Table 4 Braking Distance and Maximum Braking Torque vs. Front Wheel Radius and Empty Vehicle Mass

r ₁ m	0.35m	0.40m	0.45m
5500kg	9.50m 9218N·m	9.32m 10731N·m	9.15m 12300N·m
5950kg	9.75m 9450N·m	9.56m 11000N·m	9.37m 12610N·m
6500kg	10.1m 9733N·m	9.84m 11330N·m	9.64m 12987N·m

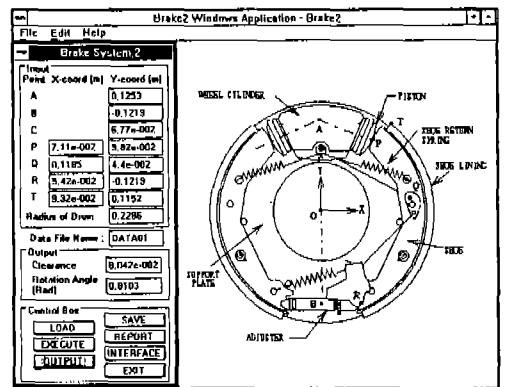


Fig.8 Graphic Template of Brake Kinematics Program

제동장치는 Bendix D/S Type 12.5" 모델이다.

5.3 제동장치 부품 하중해석

이 해석과정에서는 차량동역학 해석과 제동장치 기구학 해석에서 구한 결과값들을 입력으로 사용하여 4절에서 제시된 비선형 방정식들을 풀어 각 부품에 작용하는 힘들을 계산한다. 이 힘들은 각 구성부품의 강도나 내구성을 평가하는데 사용된다. 이러한 계산은 1)과 2)의 설계 매개 변수들을 변화시키며 반복적으로 수행할 수 있다. 예를들어 후판에(Support Plate) Wheel Cylinder를 고정시키는 볼트들에 걸리는 응력등이 계산될 때, 제동장치의 기구학적 연결부의 기하학적 제원을 변화시키며 응력의 변화 등을 관찰할 수 있다. 그림 9는 제동장치의 양쪽 Shoe에 작용하는 힘들의 값들을 출력으로 하는 Graphic User Interface 프로그램의 화면을 보여준다. 이 해석과정에서 입력으로 사용될 값들은 앞의 두 해석과정에서 계산된 값들이 주로 제공되며 여기서는 유압에 의한 피스톤의 힘만을 추가된 입력으로 사용자가 제공한다.

표 5는 최대제동토크의 변화에 따른, 표 6은 피스톤 힘의 변화에 따른, 그리고 표 7은 제동장치 Shoe Lining과 Drum사이의 유격의 변화에 따른 작용힘들의 변화를 각각 보여주고 있다. 여기서 구해진 힘들은 구성부품들의 강도평가나 설계를 위한 자료로 사용될 수 있다. 예를 들어 그

Table 5 Internal Forces vs. Maximum Braking Torque Variation

T_{max}	A	B	Q	P_L
10000 N·m	109000N	45700N	33200N	88500N
11000 N·m	117000N	50900N	34800N	96300N
12000 N·m	125000N	56000N	36200N	104000N

Table 6 Internal Forces vs. Piston Hydraulic Force Variation

P_T	A	B	Q	P_L
10000 N·m	112500N	51800N	32080N	94900N
11650 N·m	117000N	50900N	34800N	96300N
13300 N·m	121700N	50100N	37306N	97800N

Table 7 Internal Forces vs. Clearance Between Drum and Shoes

c_L	A	B	Q	P_L
0.0052	122100N	51600N	34100N	100900N
0.0106	117000N	50900N	34800N	96300N
0.0211	107300N	49600N	35300N	88000N

림에 나타난 힘 P_T 나 P_L 은 Wheel Cylinder를 후판에 고정하고 있는 볼트들의 강도설계를 위해서 사용될 수 있다.

6. 결 론

제동장치를 구성하는 부품들의 강도설계를 위해서는 그들에 가해지는 내력들을 구해야 한다. 본 논문에서는 이 계산을 위한 프로그램 개발시 고려되어야 하는 해석과정들을 유도하고 그들이 어떤 형태로 연결되는 지를 보여주고 있다. 이 해석과정으로는 차량의 동역학적 모델링, 제동장치의 기구학적 모델링, 그리고 제동장치 부품의 힘 해석을 위한 모델링이 제시되었다. 이 각각의 해석과정들은 제동장치 부품의 설계자가 쉽게 사용할 수 있도록 한 Graphic User Interface 프로그램으로 종합되었다. 본 연구에서 제시된 제동장치 부품의 강도설계를 위한 계산절차는 종래에

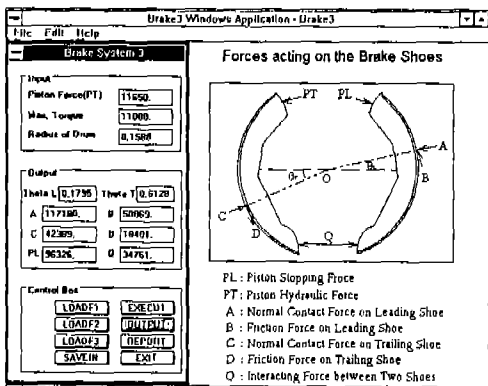


Fig.9 Graphic Template of Internal Force Program

설계자들에 의해 사용되던 수계산 과정을 일관성 있게 종합하여 적용의 효율성을 높이게 되었다는 점과 Graphic User Interface 개념을 이용하여 사용의 편리성을 제고하였다는 데에 그 의의를 갖는다고 할 수 있다.

후 기

본 논문의 연구결과는 1996년도 대우중공업에 의해 연구과제로 지원을 받아 수행된 것이며, 저자들은 이에 관계기관에 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. R. Limpert, 1992, Brake Design and Safety, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania.
2. Kane, T. and Levinson, D., 1985, Dynamics : Theory and Applications, McGraw-Hill Book Co., New York, N.Y.
3. Shigley, J. and Uicker, J., 1995, Theory of Machines and Mechanisms, McGraw-Hill Book Co., New York, N.Y.
4. Chapra, S. and Canale, R., 1988, Numerical Methods for Engineers, McGraw-Hill Book Co., New York, N.Y.