

# 트럭 캡 틸팅 시스템의 성능 향상 및 설계 파라미터의 자동 선정 프로그램의 개발

## The Improvement of Cab Tilting System in Heavy Truck and the Development of Program for Automatic Design Parameter Selection

박 성 환, 이 진 걸  
(Sung-Hwan Park, and Jin-Kul Lee)

**Abstract** : In this paper, the improvement of cab tilting system in heavy truck and the development of program for automatic design are discussed. Cab tilting system takes some important roles in heavy truck, absorbing discomfort vibration from road, increasing repair efficiency and making sure of safety. Common manual cab tilting system cannot be easily tilt up in sloped road, giving difficulty to driver as cab tilting up/down. So recently, hydraulic cab tilting system is in wide use. But some problem such as tilting up/down speed is not constant and sudden swing of cab has brought discredit from user. Therefore, this paper presents advanced cab tilting system which prevents sudden swing of cab and development of program for selecting design parameters automatically.

**Keywords** : cab tilting system, hydraulic system, heavy truck, automatic design program

### I. 서론

신속한 물류의 수송을 위하여 대형 트럭의 수요 증가와 더불어 사용자의 요구 조건 또한 다양화되고 있다. 국내 대형 트럭의 사용자들의 요구사항을 조사해 보면, 구입할 때에는 적재 능력과 엔진의 파워 등 차량의 제원을 제일 중요시하지만, 차량을 운용할 때에는 안전과 관련된 성능, 기동성 그리고 운전의 편의성 등을 중시하고 있다. 이와 같이 사용자들의 요구가 계속 고급화되어지는 추세에 따라 차량 제작사들은 차량에 각종 전자 장비 및 유압 장치를 장착하여 승차감 및 주행 안정성의 향상을 도모하고 있으며, 또 운전자의 편의성 향상을 추구하고 있다[1][2].

본 연구에서 대상으로 하는 캡 틸팅 시스템(cab tilting system)은 차량의 정비와 점검을 편리하게 하기 위하여 캡을 상승 및 하강시키며, 주행시에는 캡으로 전달되는 주행진동 및 충격을 최대한으로 흡수하여 운전자의 피로도를 낮추도록 하는 기구이다. 한편, 캡 틸팅 시스템 중에서 수동식은 경사진 곳에서의 캡의 틸팅이 어렵고, 캡의 상승, 하강(tilting up-down) 및 캡의 고정(locking) 시 운전자가 불편하였으나, 전동 유압식 캡 틸팅 시스템은 간단한 버튼(button) 조작만으로 캡의 상승, 하강 및 캡의 고정이 가능하다. 그러나 현재 시판되고 있는 국내의 캡 틸팅 시스템은 대형 트럭에만 탑재되어 있을 뿐 아니라 또한 제작사에 따라 다국적 기업인 APPLIED POWER사나 일본의 HINO 모델을 근간으로 설계되어 있으며, 적재량에 따라 다양하게 생산되는 트럭의 차종에 적합한 캡 틸팅 시스템을 설계할 수 있는 독자 설계 기술을 갖추고 있지 않다.

따라서 본 연구에서는 트럭 캡 틸팅 시스템의 동적 거동을 해석하여 기존에 생산되고 있는 캡 틸팅 시스템의 문제점을 해결하고, 적재량에 따라 다양하게 생산되는 트럭의 차종에 적합한 캡 틸팅 시스템의 설계 파라미터를 자동으로 결정할 수 있는 프로그램을 개발하고자 한다.

### II. 기존의 트럭용 캡 틸팅 시스템의 구성 및 문제점

현재 시판되고 있는 캡 틸팅 시스템의 구성은 제작사에 따라 약간의 차이는 있으나 개략적인 구성은 그림 1과 같다.

그림 1에서 보는 바와 같이 캡 틸팅 시스템은 유압을 발생시키는 DC 모터 구동의 파워 유니트와 비상시에 사용하는 수동 펌프, 캡의 작동 방향을 조절하는 수동밸브,

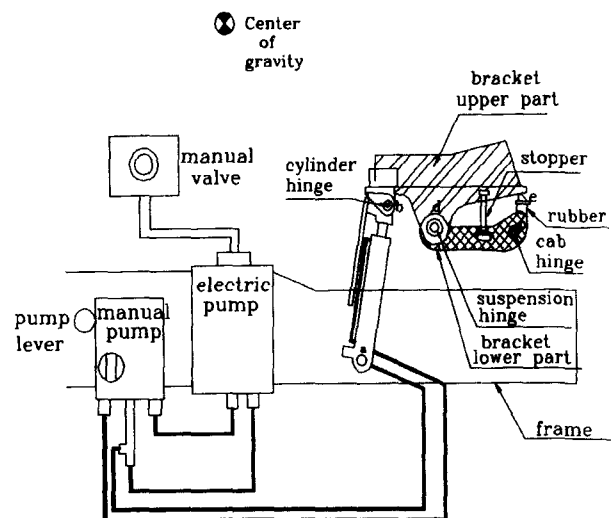


그림 1. 대형 트럭 캡 틸팅 시스템의 개략도.  
Fig. 1. Schematic diagram of the cab tilting system in heavy truck.

접수일자 : 1998. 11. 11. 수정완료 : 1999. 4. 6.

박성환: 부산대학교 기계기술연구소 및 동경공업대학 제어시스템 공학과

이진걸: 부산대학교 기계공학부

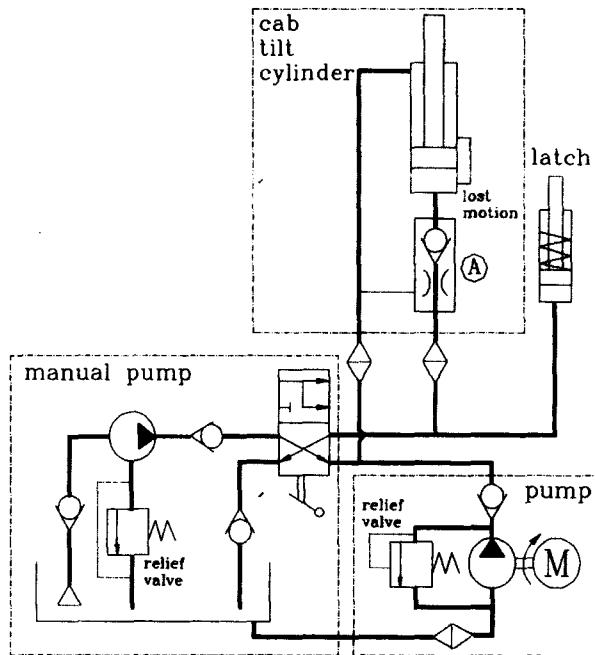


그림 2. 캡 틸팅 시스템의 유압 회로.  
Fig. 2. Hydraulic circuit of the cab tilting system.

캡 틸팅용 액츄에이터와 차량 주행시 현가장치(suspension)의 역할을 동시에 하는 편로드 유압 실린더 및 이중 구조의 힌지(hinge)로 구성된 틸팅 브라켓(bracket)으로 구성되어 있다.

그림 2는 트럭용 캡 틸팅 시스템의 유압 회로도를 나타낸다. 유압 파워 장치는 정격 토출 압력  $210[\text{kg}/\text{cm}^2]$ , 이론 배제 용적  $0.109[\text{cm}^3/\text{rev}]$ 인 고정 실린더 방식의 레이디얼 피스톤 펌프를 사용하고 있다. DC 모터는 정격 회전수  $3800 \pm 300[\text{rpm}]$ 이며 정격 전류는  $22[\text{A}]$ 이다. 한편, 전동 유압 시스템의 고장시에 사용되는 수동 펌프의 이론 배제 용적은  $4.22[\text{cm}^3/\text{stroke}]$ 이다. 캡 틸팅 시스템의 액츄에이터로 사용되는 편로드 실린더는 주행시에 캡으로 전달되는 주행 진동 및 충격을 흡수하는 현가장치의 역할[3]을 하기 위하여 블랭크 엔드 포트(blank end port) 측을 확장하여 일부의 작동유가 피스톤과 실린더 튜브 사이로 상하 이동이 가능하게 설계되어 있으므로 편로드 실린더의 블랭크 엔드 포트 근방에서 로스트 모션(lost motion)이 존재한다. 실린더 헤드 측에 압유를 공급하고 실린더 로드 측의 기름을 귀환하는 복동 회로는 현가장치의 역할을 위한 이러한 로스트 모션 때문에 캡의 상승이 불가능하다. 따라서 캡 틸팅 시스템의 유압회로는 캡을 원활하게 상승시키고 캡의 상승 시간을 최소화하기 위하여 수동밸브를 작동하면 압유가 실린더의 헤드 측과 로드 측에 동시에 공급되고, 편로드 실린더의 수압 면적의 차이로 실린더 로드가 상승하면서 실린더 로드 측에서 귀환되는 기름은 다시 실린더 헤드 측으로 공급되는 차동 회로[4]로 작동 되도록 설계되어 있다. 한편, 캡의 하강시에 실린더 로드 측으로 압유를 공급하면 실린더 헤드 측의 기름이 파일럿 작동형 체크밸브를 통과하여 배압을 유지하면서 귀환하는 형태로 설

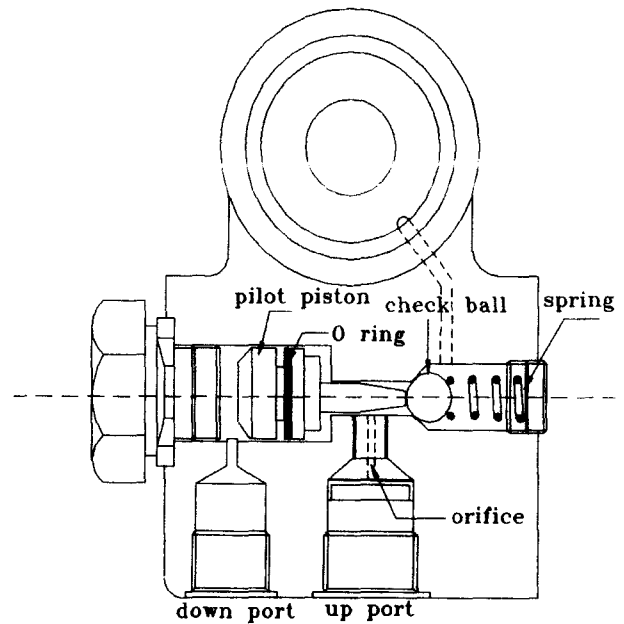


그림 3. 캡 틸팅 시스템 내의 파일럿 작동 체크밸브.  
Fig. 3. Pilot operating check valve in the cab tilting system.

계되어 있다. 이 편로드 실린더의 행정은  $300[\text{mm}]$ 이며 실린더 튜브의 내경은  $35[\text{mm}]$ , 실린더 로드의 지름은  $28[\text{mm}]$ 이다.

그림 1 및 그림 2의 설명과 같이 설계된 캡 틸팅 시스템의 설계상의 문제점은 다음과 같다. 먼저, 그림 1에 나타난 캡 틸팅 브라켓의 구조는 캡 힌지와 서스펜션 힌지의 이중 구조로 되어 있다. 캡 틸팅 브라켓의 이와 같은 이중 구조의 힌지는 주행 상태에서 캡으로 전달되는 진동 및 충격을 완충시키는 현가장치의 작용과 정지 상태에서의 틸팅 작용을 동시에 수행하기 위하여 설계된 것이다. 그러나 캡이 상하로 상승 또는 하강하는 경우, 캡의 무게 중심의 이동 위치에 따라서 캡의 회전 중심이 변화한다.

캡이 상승하는 경우, 캡의 무게 중심은 그림 1에 나타난 바와 같이 캡 힌지보다 훨씬 좌측에 위치하므로 브라켓 상단부와 브라켓 하단부는 그림과 같이 사이가 벌어진 상태에서 캡 힌지를 중심으로 우측으로 회전한다. 그러나 캡의 무게 중심이 서스펜션 힌지의 상단 지점을 통과하는 순간부터는 캡의 무게 중심은 서스펜션 힌지를 중심으로 회전하게 된다. 이 때 브라켓 상단부의 우측 끝단이 동시에 아래 방향으로 회전하여 그림에서 ⊙로 표시된 고무(rubber)에 닿으면 캡의 무게 중심은 다시 캡 힌지(cab hinge)를 회전 중심으로 하여 회전하게 된다. 이와 같이 캡 틸팅 시스템은 캡 틸팅 브라켓의 이중 구조로 인하여 기구학적으로 연속적인 틸팅이 불가능한 구조로 설계되어 있다.

그림 2에서 ④로 표시된 파일럿 작동형 체크밸브 부분의 상세도는 그림 3과 같다. 그림에 나타난 파일럿 작동형 체크밸브 내부에 설치되어 있는 오리피스(ori-fice)는 캡이 하강할 때 실린더에서 빠져나가는 기름의 양을 조절하여

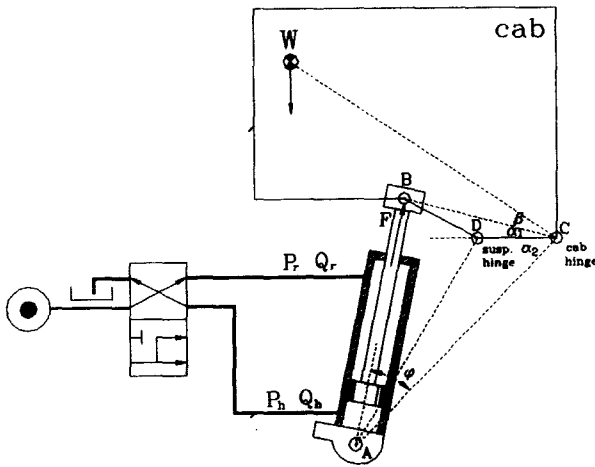


그림 4. 틸팅 기구의 개략도.  
Fig. 4. Schematic diagram of the tilting mechanism.

자중에 의한 급하강을 방지하는 역할을 한다. 즉 캡의 하강은 펌프의 유량 공급으로 발생한 압력에 의해서만 캡이 하강되도록 설계되어 있으므로 비정상적으로 하강하는 현상을 방지한다. 그러나 캡이 상승할 때는 그림 2에 나타난 ④의 오리피스가 아무런 역할을 하지 않으며, 오히려 심한 압력 강하 현상을 수반하여 시스템 최고압력을 매우 높게 설정하여야 하므로 에너지의 소모 및 고압용 배관의 사용등 경제성이 저하하는 문제점을 가지고 있다.

III. 캡 틸팅 시스템의 동적 거동 해석 및 성능 향상 [4][5]

그림 4는 캡 틸팅 시스템의 해석을 위하여 유압 펌프와 수동 방향 제어 밸브 및 유압 실린더로 구성된 유압 회로를 간략화하여 나타낸 그림이다. 본 연구에서 사용하는 밸브는 수동으로 조작되는 방향 제어 밸브로서, 중립 위치에서는 일반적인 복동회로와 같은 형태로 작동되도록 구성되어 있다. 한편, 밸브의 위치를 전환하면, 스톱의 이동에 의하여 유압 회로가 차동회로(differential circuit)로 전환되면서 캡이 상승한다. 수동 방향 제어 밸브는 단순히 온-오프(on-off) 작동만 하는 온-오프 밸브로서, 이론 해석의 단순화를 위하여 약 40[ms]의 시정수를 갖는 것으로 가정하였다.

캡이 상승하는 경우, 수동 방향 제어 밸브를 조작하면 캡 틸팅 시스템의 유압 실린더는 같은 압력 하에서도 피스톤 수압 면적의 차이로 인하여 위쪽 방향으로 움직이며, 이때 귀환하는 압유는 다시 실린더 헤드 측으로 유입되어 피스톤의 이동 속도가 빨라지는 차동회로로 작동된다.

방향 제어 밸브를 사용하는 경우, 펌프로부터 밸브를 통과하여 시스템에 공급되는 유량  $Q_p(t)$ 는 (1)에 나타난 오리피스 유량 방정식[5]으로 나타낼 수 있다.

$$Q_p(t) = C_d w Z(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P(t))} \quad (1)$$

여기서,  $C_d$ 는 밸브 스톱의 오리피스 유량계수,  $Z$ 는 밸

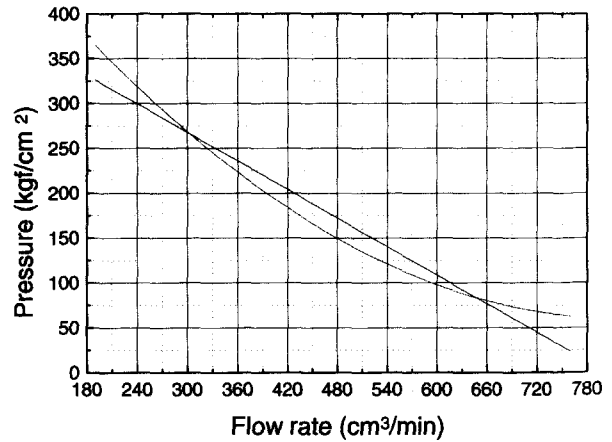


그림 5. 부하압력에 따른 유량 변화.  
Fig. 5. Variation of flow rate according to load pressure.

브의 스톱 변위[cm],  $w$ 는 밸브의 개구면적 구배[cm<sup>2</sup>/cm],  $\rho$ 는 작동유의 밀도[kg·s<sup>2</sup>/cm<sup>4</sup>],  $P_s$ 는 공급압력[kg/cm<sup>2</sup>] 그리고  $P(t)$ 는 유압 실린더에 부가되는 압력[kg/cm<sup>2</sup>]이다.

그러나 본 시스템에서 사용된 수동 방향 제어 밸브의 경우, 밸브는 단순히 온-오프 작동만 하며, 스톱변위  $Z$ 와 밸브의 개구 면적구배  $w$ 가 모두 큰 것을 사용하고 있으므로 (1)로는 실제로 시스템에서 발생하는 부하압력의 영향에 의한 시스템측 공급 유량의 변화를 표현하기 힘들다. 한편, 일반적으로 유압 시스템에 사용되는 유압 펌프는 용적형 펌프로서 전동 모터의 회전수가 일정한 경우 토출 유량은 부하압력의 변동과는 무관하다. 그러나 트럭용 캡 틸팅 시스템의 경우, DC 모터를 사용하고 있으므로 부하에 따라 회전수가 심하게 변화하여 유압 펌프로부터 밸브를 통하여 시스템에 공급되는 유량이 그림 5에 나타난 곡선과 같이 부하에 따라 변화한다. 따라서 본 연구에서는 이론 해석의 단순화를 위하여 펌프로부터 밸브를 통하여 시스템에 공급되는 유량  $Q_p$ 를 최소화방법을 이용하여 그림 5의 직선과 같이 선형 근사하였으며, 부하 압력과의 관계를 (2)와 같이 나타내었다.

$$Q_p = 13.406 - 0.031 \times P_h \quad (2)$$

유압 실린더의 좌·우 챔버에서 기름의 압축성을 고려하여 연속방정식을 적용하면, 실린더 헤드측 공급 유량  $Q_h(t)$ [5]와 실린더 로드측 귀환 유량  $Q_r(t)$ [5]는 각각 (3), (4)와 같다.

$$Q_h(t) = C_{ip}(P_h(t) - P_r(t)) + C_{ep}P_h(t) + \frac{dV_h(t)}{dt} + \frac{V_h(t)}{\beta_e} \frac{dP_h(t)}{dt} \quad (3)$$

$$Q_r(t) = C_{ip}(P_h(t) - P_r(t)) - C_{ep}P_r(t) - \frac{dV_r(t)}{dt} - \frac{V_r(t)}{\beta_e} \frac{dP_r(t)}{dt} \quad (4)$$

여기서,  $C_{ip}$  및  $C_{ep}$ 는 각각 내부, 외부 누설 계수[cm<sup>5</sup>/

kgf/s],  $\beta_e$ 는 작동유의 체적 탄성 계수[kgf/cm<sup>2</sup>],  $P_h(t)$ ,  $P_r(t)$ 는 각각 유압 실린더 헤드 측과 로드측의 압력[kgf/cm<sup>2</sup>],  $V_h(t)$ ,  $V_r(t)$ 는 각 유압 실린더 헤드측과 로드측의 체적[cm<sup>3</sup>]이다.

파스칼의 법칙으로부터 차동회로로 작동되는 유압 실린더 헤드측의 압력  $P_h(t)$ 와 유압 실린더 로드측의 압력  $P_r(t)$ 은 (5)와 같이  $P(t)$ 로 동일하다.

$$P(t) = P_h(t) = P_r(t) \quad (5)$$

한편, 유압 펌프로부터의 토출 유량  $Q_p(t)$ , 유압 실린더 헤드측 공급 유량  $Q_h(t)$  그리고 유압 실린더 로드측의 귀환 유량  $Q_r(t)$ 의 관계는 (6)과 같다.

$$Q_h(t) = Q_p(t) + Q_r(t) \quad (6)$$

유압 실린더 헤드측의 공급 유량  $Q_h(t)$ 가 (6)과 같이 표현되는 것은 캡 틸팅 시스템의 유압 관로는 작동유가 채워져 있는 상태에서 작동되므로 유압 실린더 로드측으로 작동유의 압축성에 의하여 극소량의 흐름이 발생할 수 있으나, 대부분의 작동유의 흐름은 실린더 챔버의 부피 팽창에 의해서 발생하게 된다. 따라서 캡 틸팅 시스템에서 캡이 상승하는 경우, 실린더 로드는 전진 방향으로 진행하며 실린더 로드측 챔버 내의 작동유는 실린더 밖으로 배출되어 펌프에서 토출 되는 작동유와 합류하여 다시 실린더 헤드측으로 유입되기 때문이다.

(3)과 (4)를 (6)에 대입하고 (5)의 관계를 이용하여 차동회로에서의 유량방정식을 구하면 (7)과 같다.

$$\begin{aligned} Q_p(t) &= Q_h(t) - Q_r(t) \\ &= 2C_{ep}P(t) + \frac{dV_h(t)}{dt} + \frac{dV_r(t)}{dt} \\ &\quad + \frac{V_h(t) + V_r(t)}{\beta_e} \frac{dP(t)}{dt} \end{aligned} \quad (7)$$

유압 실린더 헤드측 체적, 로드측 체적  $V_h(t)$ ,  $V_r(t)$ 는 (8)과 같다.

$$\begin{cases} V_h(t) = V_{0h} + A_h x_p(t) \\ V_r(t) = V_{0r} - (A_h - A_r) x_p(t) \end{cases} \quad (8)$$

여기서,  $V_{0h}$ 과  $V_{0r}$ 는 캡이 상승되기 전의 초기상태에서의 각 유압 실린더 양측 챔버의 초기 용적이며,  $A_h$ 와  $A_r$ 은 각각 유압 실린더의 피스톤 헤드측과 로드측의 유효 단면적이다. (8)을 1차 미분하면 (9)와 같다.

$$\begin{cases} \dot{V}_h(t) = A_h \dot{x}_p(t) \\ \dot{V}_r(t) = -(A_h - A_r) \dot{x}_p(t) \end{cases} \quad (9)$$

한편, 유압 실린더의 전체 체적은 (10)과 같다.

$$V_i = V_h + V_r \quad (10)$$

(8), (9)를 (7)에 대입하고 (10)의 관계를 이용하여 (7)을 정리하면 (11)과 같다.

$$Q_p(t) = 2C_{ep}P(t) + A_r \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_i}{\beta_e} \frac{dP(t)}{dt} \quad (11)$$

여기서,  $V_i$ 는 실린더 전체의 체적[cm<sup>3</sup>]이다.

(11)로부터 유압 실린더에 인가되는 압력을 계산할 수 있다. 캡이 상승하는 경우, 유압 시스템은 차동회로로 작동되므로 유압 실린더로부터 출력되는 힘은 (11)에서 계산된 압력을 이용하여 (12)와 같이 계산 할 수 있다.

$$F = A_r \cdot P(t) \quad (12)$$

그림 4에 나타낸 캡 틸팅 시스템에서 틸팅 기구의 기구학적인 구조에서 먼저, 캡 틸팅 시스템이 정적인 상태라고 가정하면 캡의 질량 관성 모멘트가 없는 경우로서 유압 실린더로부터 캡으로 가해지는 힘  $F$ 는 (12)와 같으며, 캡을 강체로 가정하여 운동 역학 관계를 고려하여 캡의 정적인 회전 운동 방정식을 계산하면 (13)과 같다.

$$\begin{aligned} F \cdot b \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2 + \phi) \\ - W \cdot d \cdot \cos(\beta + \alpha_1) = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

캡의 질량 관성 모멘트를 고려한 동적인 상태의 운동 방정식은 (14)와 같다.

$$\begin{aligned} F \cdot b \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2 + \phi) \\ - W \cdot d \cdot \cos(\beta + \alpha_1) = I \cdot \ddot{\alpha}_1 \end{aligned} \quad (14)$$

여기서,  $I$ 는 캡의 질량 관성 모멘트[kg·cm<sup>2</sup>]이며  $\ddot{\alpha}_1$ 은 캡의 회전 가속도[rad/s<sup>2</sup>]이며,  $b$ 와  $d$ 는 각각 회전 중심에서의 캡에 작용하는 힘과 캡의 무게 중심까지의 거리[cm]를 나타낸다. 그리고  $\alpha$ 는  $\alpha_1$ 과  $\alpha_2$ 의 합이고,  $\alpha_1, \alpha_2, \phi$ , 그리고  $\beta$ 는 그림 4에 나타낸 각 부분의 각도이다.

(12)를 (14)에 대입하여 정리하면 (15)와 같다.

$$P \cdot A_r = \frac{I \cdot \ddot{\alpha}_1 + W \cdot d \cdot \cos(\beta + \alpha_1)}{b \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2 + \phi)} \quad (15)$$

이상의 식들로부터 캡이 상승하는 도중에 임의의 위치에 정지했을 때 유압 실린더에 인가되는 부하를 시뮬레이션 한 결과는 그림 6과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 캡의 상승 초기에 가장 큰 부하가 인가되며, 이중 힌지 구조로 인하여 회전 중심이 이동하는 29.11°~33.61° 구간에서 유압 실린더를 당기는 음의 부하가 발생하고 있음을 알 수 있다. 또, 캡의 상승 종료 직전인 약 43° 이후에서 캡의 무게 중심이 캡 힌지의 수직선상을 넘게 되어 유압 실린더를 당기는 음의 부하가 발생하고 있다. 따라서 캡 틸팅 시스템은 부하가 양에서 음으로, 음에서 양으로 변화하는 특성때문에 정속 작동이 어려울 것이라는 것을 정적 부하 특성으로부터도 예측할 수 있다.

그림 7은 유압 실린더에 인가되는 동적인 부하 특성을 시뮬레이션 한 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 최대 부하는 약 1720[kgf]로서 정적인 경우의 최대 부하인 약 1600[kgf]보다 부하가 다소 높게 나타난다. 또, 캡의 상승이 완료되기 직전인 18[s]-24[s] 구간에서 시스템에 인가되는 부하가 양에서 음으로, 음에서 양으로 변동

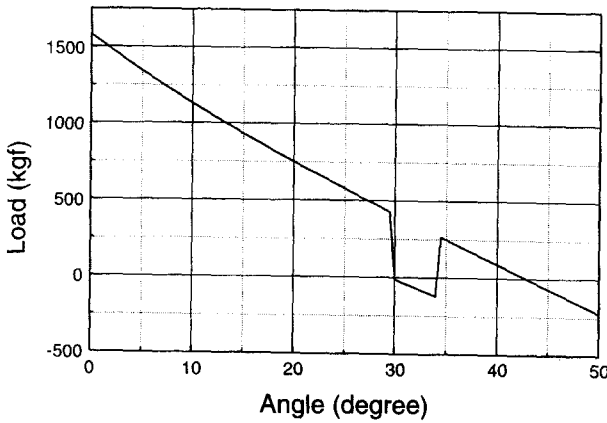


그림 6. 캡 틸팅 시스템의 정특성(부하).  
Fig. 6. Static characteristic of the cab tilting system (load).

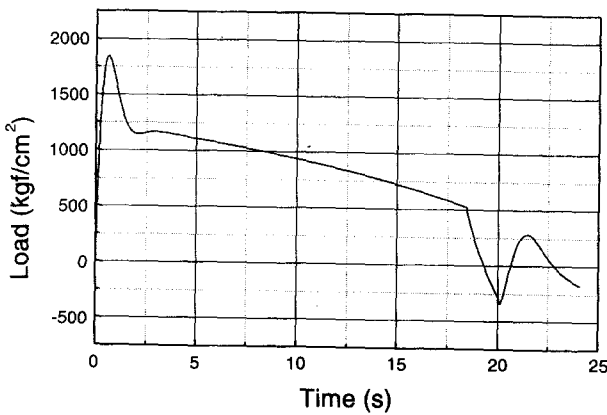


그림 7. 유압 실린더에 가해지는 부하.  
Fig. 7. Load applied to the hydraulic cylinder.

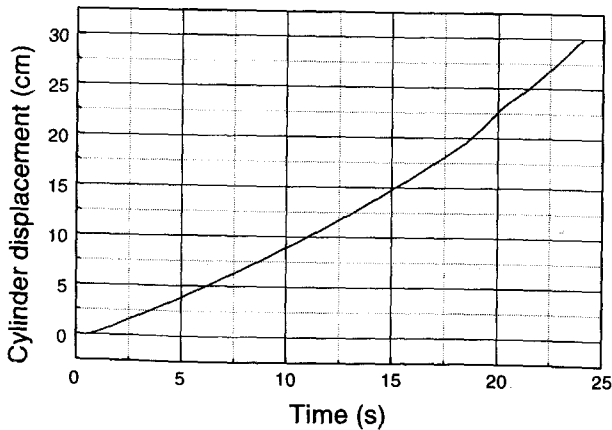


그림 8. 유압 실린더의 변위.  
Fig. 8. Displacement of the hydraulic cylinder.

함으로써 심한 압력 변화와 속도의 변동을 초래하고 있다.

그림 8은 캡 틸팅 시스템의 유압 실린더의 변위를 시뮬레이션 한 결과이다. 약 18[s] 이후의 구간에서 부하가 음으로 바뀌면 실린더를 잡아당기는 힘이 가해지므로 유압 실린더의 변위가 가속되고 있음을 알 수 있다.

그림 6, 그림 7, 그림 8에서 언급한 바와 같이 인가되

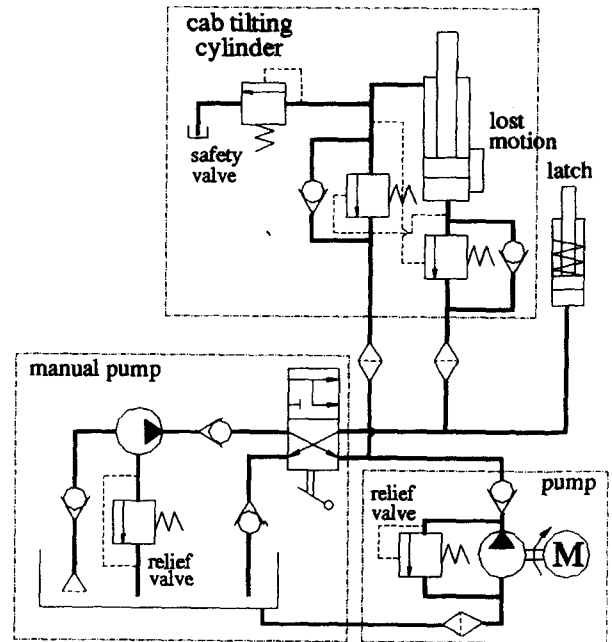


그림 9. 개선된 캡 틸팅 시스템의 유압회로.  
Fig. 9. The improved hydraulic circuit for the cab tilting system.

는 부하의 방향 변화에 의한 작동상의 문제점은 유압 실린더의 배압을 유지시켜야 할 것이 요구되고, 일반적으로 배압 유지 목적으로 사용되는 대표적인 밸브인 카운터 밸런스 밸브(counter balance valve)가 제어하는 부하 상태는 주로 항상 일정한 부하가 작용하는 경우, 끊임없이 부하가 변동하는 경우, 작동 중에 부하가 양(positive)에서 음(negative), 음에서 양으로 변화하는 경우이다[6]. 따라서 캡의 상승·하강 작동시 정속의 안정된 작동을 위해서는 그림 9와 같이 유압 실린더의 양측 포트에 카운터 밸런스 밸브를 설치하여 회로를 구성하여야 한다.

또, 그림 9의 카운터 밸런스 밸브의 전단에 설치된 안전 밸브(safety valve)는 일반적인 유압 회로에서는 카운터 밸런스 밸브를 통과한 기름은 기름탱크로 바로 귀환되기 때문에 카운터 밸런스 밸브의 후단에 배압이 인가되지 않으나, 그림 9에 나타난 캡 틸팅 시스템에서 캡의 상승 작동시에는 카운터 밸런스 밸브를 통과한 기름이 실린더 헤드측으로 다시 흐르는 차동 회로를 구성하므로, 실린더의 로드측의 유압 관로에 항상 시스템의 작동 압력이 인가되고 있다. 따라서 캡 틸팅 시스템의 작동 중에 음의 부하가 인가되어 파일릿 압력의 감소로 카운터 밸런스 밸브가 닫히면 실린더 로드 앤드 포트와 카운터 밸런스 밸브 사이의 유압 관로에 급격한 압력 상승이 예상되므로 시스템의 안전을 고려하여 반드시 설치되어야 한다.

그림 10은 캡의 상승 작동시 카운터 밸런스 밸브를 사용하여 배압을 110[kg/cm<sup>2</sup>]로 유지하였을 때, 유압 실린더의 변위를 시뮬레이션 한 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 18[s]이후의 구간에서 기존의 캡 틸팅 시스템과는 달리 인가되는 부하의 방향 변화에 따른 가속

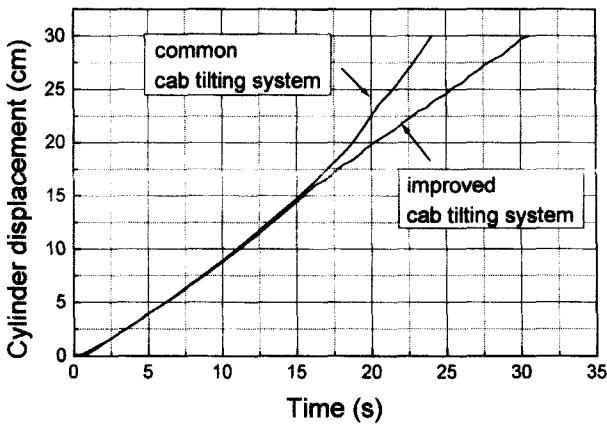


그림 10. 카운터 밸런스 밸브를 사용한 캡 틸팅 시스템의 개선된 성능.

Fig. 10. Improved performance of the cab tilting system using counter balance valve.

표 1. 유압 실린더의 설계 파라미터.

Table 1. Design parameters of hydraulic cylinder.

	Parameter	Designed value	Calculated value	Unit
①	유압 실린더에 인가되는 최대 부하	·	1720	[kgf]
②	유압 실린더에 인가되는 최고 압력	·	300	[kgf/cm <sup>2</sup> ]
③	유압 실린더의 로드경	28	28	[mm]
④	유압 실린더의 피스톤경	35	40	[mm]
⑤	유압 실린더 튜브의 두께	4	5.53	[mm]

구간이 존재하지 않고 거의 정속의 성능을 나타내고 있다. 따라서 캡 틸팅 시스템의 성능을 개선하기 위해서는 그림 9와 같은 유압 회로를 구성해야 할 것이 요구된다.

IV. 캡 틸팅 시스템 설계 파라미터의 자동 선정 프로그램 개발

캡 틸팅 시스템은 현재 대형 트럭에만 주로 장착되고 있으나 점차 소형 트럭 및 특수차량으로 그 적용 범위가 확대되고 있다. 따라서 차량 제작사는 적재량 및 차종에 따라 적합한 캡 틸팅 시스템을 설계해야 함으로 본 연구에서 개발된 캡 틸팅 시스템의 설계 파라미터 자동 선정 프로그램을 사용하면 설계 파라미터의 자동 선정은 물론 설계된 시스템의 성능까지도 예측이 가능하다. 설계 파라미터 자동 선정 프로그램의 프로그래밍 과정에서 고려된 설계 파라미터는 다음과 같다.

표 1은 캡 틸팅 시스템의 액츄에이터로 사용되는 유압 실린더의 선정에 필요한 파라미터를 나타낸다. 표 1에서 항목①과 ②는 캡 틸팅 시스템의 동적 거동 시뮬레이션 결과에서 결정되며, 항목③과 ④는 좌굴을 고려한 오일러(Euler)의 기동공식[7]과 시스템에서 필요한 유압 실린더의 추력을 근거로 산출하였으며, 계산된 값을 근거로 가장 근접한 표준품 유압 실린더를 선정할 수 있도록 표준품 유압 실린더의 치수를 프로그램 내부에 데이터 베이스화 하였다. 또 항목⑤의 유압 실린더 튜브의 두께는 실린더 튜브를 내압을 받는 원통형 튜브로 간주

표 2. 유압 펌프의 설계 파라미터.

Table 2. Design parameters of hydraulic pump.

	Parameter	Designed value	Calculated value	Unit
①	최고 압력	350	300	[kgf/cm <sup>2</sup> ]
②	작동 압력	210	0~300	[kgf/cm <sup>2</sup> ]
③	이론 배제용적	0.109	·	[cm <sup>3</sup> /rev]
④	출력	0.13	P×Q/612	[kW]
⑤	탱크 용량	440	433	[cm <sup>3</sup> ]

표 3. 수동펌프의 설계 파라미터.

Table 3. Design parameters of manual pump.

	Parameter	Designed value	Calculated value	Unit
①	탱크 용량	440	433	[cm <sup>3</sup> ]
②	이론 배제 용적	4.22	·	[cm <sup>3</sup> /stroke]

하여 안전율을 고려하여 산출하였다[8].

표 2는 캡 틸팅 시스템의 동력원인 유압 펌프 및 탱크 용량의 선정에 필요한 파라미터를 나타낸다. 표 2에서 항목①과 ②는 캡 틸팅 시스템의 동적 거동 시뮬레이션 결과를 근거로 산출되며, 항목③은 사용할 전동 모터의 회전수 및 시스템의 필요 유량과 작동 소음의 저감을 고려하여 전동 모터의 회전수는 줄이고 배제용적을 크게 하는 형태로 선정하였다. 항목④는 시스템의 최고 압력과 유량의 곱으로 결정되며, 항목⑤의 탱크 용량은 기능면에서 클수록 바람직하나 일반적으로는 펌프의 1분당 토출량의 3배 정도로 선정하는 것이 통례이다[9]. 그러나 캡 틸팅 시스템의 탱크의 위치는 공기 중에 위치하고 있으므로 자동 공냉되는 구조이고, 캡을 1-2회 정도 상승 및 하강할 뿐 장시간 연속적으로 사용하지 않으므로 유은 제어와 소포 작용에 큰 무리가 없다. 따라서 캡 틸팅 시스템의 탱크의 용량은 캡이 상승 동작시에는 차동회로로, 하강시에는 복동회로로 작동하는 특성을 고려하여 이때 필요한 유량의 1.5배로 선정하였다.

표 3은 캡 틸팅 시스템을 수동으로 조작하는 경우 사용되는 수동 펌프의 선정에 필요한 파라미터를 나타낸다. 표 3에서 항목①은 수동 펌프가 전동 펌프와 같은 기름 탱크를 사용하므로 표 2에서 결정된 탱크 용량을 그대로 사용한다. 항목②는 전동 펌프와는 달리 사람이 작동하는 것이므로 이론 배제 용적이 크면 힘이 많이 들고, 이론 배제 용적이 작으면 힘은 작게 들지만 펌핑 횟수가 늘어난다. 즉, (17)에서 일(work)은 일정하므로 힘(F)를 크게 할 것인가 또는 변위(S)를 크게 할 것인가에 따라 설계자의 의도대로 결정될 문제이다.

$$W = F \cdot S \tag{17}$$

수동 펌프에서는 S가 커지면 사람이 느끼는 피로도가 증가하므로 시스템에서 필요한 압력은 언제나 일정하므로 단면적 A를 크게 하면 F가 증가한다. 따라서 수동 펌프는 펌핑 피스톤(pumping piston)의 단면적을 크게

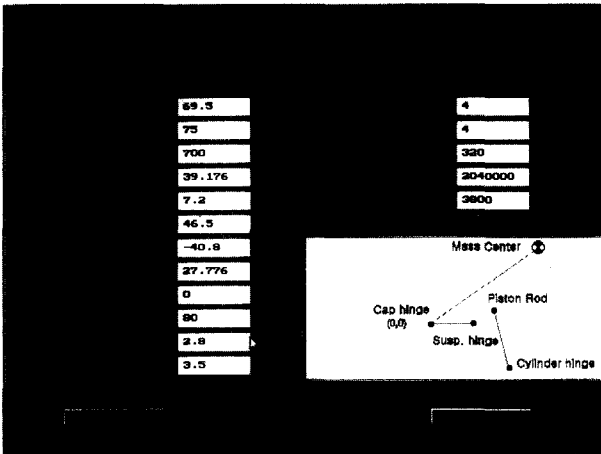


그림 11. 개발된 프로그램의 초기화면.  
Fig. 11. Initial page of developed program.

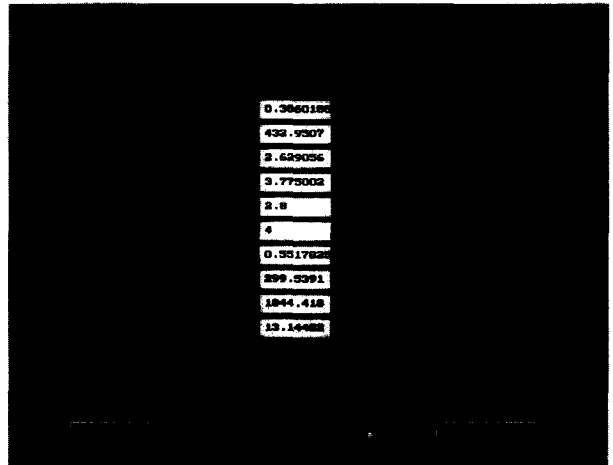


그림 14. 자동으로 선택된 설계 파라미터.  
Fig. 14. Automatically selected design parameters.



그림 12. 도시화한 모의실험 결과.  
Fig. 12. Graphical simulation result.

의 실행 예는 그림 11-14와 같다.

그림 11은 캡 틸팅 시스템이 장착될 차량의 기구학적 구조와 요구사양을 입력하는 초기화면을 나타낸다. 그림에 나타난 초기화면에서 데이터의 입력을 완료한 후에 시작 버튼을 마우스로 클릭하면, 그림 12와 같이 실제 차량에서의 무게 중심의 이동 경로 및 유압 실린더의 변위가 동화상으로 나타난다[11].

그림 13은 설계된 캡 틸팅 시스템의 동적 거동을 항목별로 나타낸 예로서 설계자가 요구하는 성능의 만족 여부를 확인할 수 있다.

그림 14는 자동으로 선정된 캡 틸팅 시스템의 각종 파라미터를 나타내는 화면이다

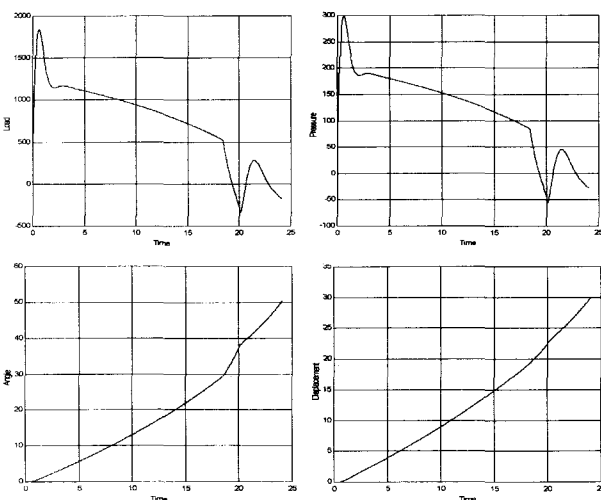


그림 13. 캡 틸팅 시스템의 동적 거동.  
Fig. 13. Dynamic behavior of cap tilting system.

**V. 결론**

본 연구에서는 트럭 캡 틸팅 시스템의 동적 거동을 수학적 해석하고 컴퓨터 시뮬레이션 하였으며, 설계 파라미터 자동 선정 프로그램을 개발하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 캡 틸팅 시스템의 동적 거동을 수학적 해석함으로써 캡 틸팅 시스템을 체계적으로 설계할 수 있도록 하였다.
2. 캡 틸팅 시스템의 실린더 양측 포트에 배압 유지용 카운터 밸런스 밸브를 장착하면 기존에 시판 되고 있는 캡 틸팅 시스템의 문제점인 캡의 갑작스런 회전을 방지할 수 있음을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.
3. 캡 틸팅 시스템의 설계 파라미터 자동 선정 프로그램을 개발하여 적재량 및 차종에 적합한 캡 틸팅 시스템을 간편하게 설계할 수 있게 하였다.
4. 캡 틸팅 시스템의 가격 경쟁력 향상을 위해서는 배압 유지를 위해서 사용되는 카운터 밸런스 밸브를 보다 간단한 구조의 캡 틸팅 시스템 전용으로 설계하는 것이 필요하다.

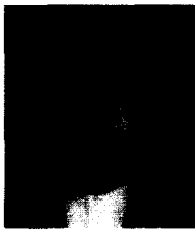
설계하는 것이 더 유리하다[10].

이상과 같은 설계 파라미터의 산출 방식을 근거로, C언어로 프로그램 된 설계 파라미터 자동 선정 프로그램

**참고문헌**

[1] 오춘식, "대형 카고 트럭의 주요 trend 고찰," ASIA technical review, 통권14호, 1992, 12.

- [2] 이금주, "An introduction of 8×4 super cargo truck," 통권18호, 1993, 4.
- [3] 박범수, "승차감 개선을 위한 트럭 Cab 현가 장치의 최적설계," 석사학위논문, 경북대학교, 1985, 2.
- [4] 佐藤俊雄, "油壓裝置設計の實際," 大河出版, 東京, 1974.
- [5] E. Merritt, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Cincinnati, 1967.
- [6] ダイキン工業油機技術グループ, "疑問にこたえる機械の油壓(上・下)," 技術評論社, 東京, 1974.
- [7] 不二越油壓研究グループ, "知りたい油壓," ジャパンマシニスト社, 東京, 1974.
- [8] 박재춘, 송지복, 정재천, 남궁재현, "신기계설계학," 청문각, 서울, pp. 47-60, 1995.
- [9] 新井登夫, "油壓回路設計便覽," 세화, 서울, 1971.
- [10] Anthony Esposito, *Fluid Power with Applications 4th Ed.*, Prentice-Hall, New Jersey, 1997.
- [11] J. R. Hanly, *C Program Design for Engineers*, Addison Wesley, New york, 1995.



**박 성 환**

1967년 11월 8일생. 1990년 부산대 정밀기계공학과 졸업. 1992년 동대학원 석사, 1996년 동대학원 박사. 1994년-현재 부산대학교 기계기술연구소 전임연구원. 관심분야는 유압제어 및 강인제어.



**이 진 길**

1940년 9월 10일생. 1969년 건국대 축산대 졸업. 1973년 Kyoto 대학 대학원 석사, 1976년 동대학원 박사. 1977년-현재 부산대학교 기계공학부 교수. 관심분야는 유압제어 및 계측.