

## 자동운반차량용 서스펜션의 스프링 상수와 감쇠계수의 변화에 따른 진동 모드에 관한 연구

주만식, 김민주\*, 이승수, 최영철, 추정근, 김중완, 전언찬\*\*

A Study on the Vibration of Suspension According to the Variation of the Spring Coefficient and Damping Coefficient for Automated Guided Vehicle

M.S.Joo · M.J.Kim · S.S.Lee · Y.C.Choi · J.G.Choi · J.W.Kim · J.U.Jeon

**Key words :** 자동운반차량(AGV), 시뮬레이션프로그램(Matlab), 스프링상수(Spring coefficient), 감쇠계수(Damping coefficient), 정착시간(Settling time)

### Abstract

This study is to choose the most proper model for AGV throughout simulation of behavior of suspension to reduce trial and error because there is no AGV treating heavy weight at harbor loading and unloading at home.

Therefore, we estimate the vibration modes of the various suspensions applied to AGV, which is over 75 ton included the weight of two containers using the Matlab in the case of G and 5G, one of the simulation programs.

### 1. 서 론

전 세계적인 해운 물동량 증대에 대한 대안으로 항만의 자동화가 이루어지고 있다. 항만의 자동화에는 AGV, Network, 하역장비 등 여러 분야의 자동화 장비가 필요하고 이에 대한 충분한 검토가 필요하다. 자동화 장비 중 무인 운송차량인 AGV(Automated Guided Vehicle)의 개발은 그 중에서도 핵심 기술이며 AGV 설계시 55 톤, 40 피트 중량물의 컨

테이너(Container)를 무인으로 운송하여야 하는 사용환경에 대한 충분한 검토가 필요하다.

최근 공학의 여러 분야에서 컴퓨터해석을 이용하고 있으며 차량의 주행시험에도 운전자와 위험부담, 과도한 시작차 제작비용 및 제한된 성능시험 등의 문제를 해결하기 위해서 적합한 시뮬레이터를 설계·활용하고 있다.

\* 학생회원, 동아대학교 대학원

\*\* 정회원, 동아대학교

시뮬레이터를 이용한 대표적인 차량 시험방법은

사뮬레이터를 이용한 대표적인 차량 시험방법은 두 가지로 거론 할 수 있다. 첫 번째는 차량의 동적 특성에 관한 것이며 차량의 진동 모우드 평가와 각종 도로조건에 대한 승차감, 진동, 강성 평가가 주된 내용이다.

두 번째는 차량구조의 내구성을 평가한 것이며 실제 내구연한을 압축하여 평가할 수 있도록 등가의 극한 도로조건을 재현하여 시간과 비용을 절감하는 효과를 얻을 수 있다.

대부분의 논문에서 실제기구를 먼저 제작하고 시행착오를 거치면서 적합한 구성요소들을 보완해 나간다. 하지만 국내에는 아직 대용량의 항만용 AGV 가 전무한 실정이다. 따라서 AGV의 개발단계에서 시행착오를 줄이기 위하여 구성요소인 서스펜션 장치를 시뮬레이션함으로써 AGV 차량에 가장 적합한 장치를 선정하고자 한다.

따라서 AGV 차량의 서스펜션에 시뮬레이션 프로그램인 Matlab을 전체 중량 75ton 이상(컨테이너 무게 포함)이 작용할 때 본 연구의 물리적 모델 및 수학적 해석을 바탕으로 G와 5G의 진동모드를 비교·검토하고자 한다.

## 2. 이론적 해석

### 2.1. 물리적 시스템의 수학적 모델

Fig 1과 같이 스프링-댐퍼 시스템은 입력되는 힘의 크기( $F$ )에 따라 출력되는 스프링과 댐퍼의 움직임( $x$ )이 달라진다.

일정한 힘의 압력이 주어졌을 때 스프링 상수( $k$ )와 댐퍼상수( $B$ )의 값에 따라 질량이  $M$  인 물체의 진동폭과 진동시간을 조절할 수 있다.

이러한 스프링-댐퍼 시스템의 움직임은 다음과 같은 이차미분방정식으로 표현된다.

$$M \ddot{x}(t) + B \dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (1)$$

대부분의 시스템은 이차 미분 방정식으로 표현이 되지만 삼차 미분 방정식으로 표현이 되더라도 이차식으로 근사화 시킬 수 있다.  $F(t) = 0$  일 때 식(1)의 미분 방정식을 풀면, 다음과 같은 움직임  $x$ 의 출력 방정식을 구할 수 있다.

$$x(t) = \frac{x(0)}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1-\xi^2} t + \cos^{-1}\xi) \quad (2)$$

$x(0)$ 는 초기 위치이고

$$\xi = \frac{B}{2\sqrt{K/M}}, \quad \omega_n = \sqrt{K/M} \quad \text{이다.}$$

물체의 위치  $x$ 는 감소함수인 지수 함수의 Envelope 안에서 사인 함수처럼 진동하면서 정지함을 알 수 있다.  $\xi$  와  $\omega_n$  은 물체의 진동 폭과 진동 주기 그리고 운동의 감쇠율등과 관계가 있으며 계수들  $B$  와  $K$  를 적당히 선택하므로 출력인  $x$  의 움직임을 조절할 수 있다.

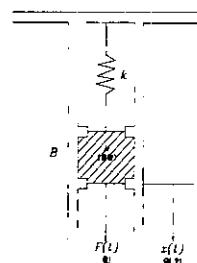


Fig. 1 Spring-damper system

### 2.2 AGV의 물리적 모델 및 수학적 해석

Fig. 2는 컨테이너가 상차되지 않은 AGV의 차체의 구조이며 Fig. 3은 첫 번째 컨테이너( 20ft )가 상차될 때 AGV의 상태를 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 4는 두 번째 컨테이너가 상차될 때 AGV의 상태를

나타낸 것이다.

Fig. 2, Fig. 3, Fig. 4에서  $l$ 은 차량의 전체길이이며  $d_{1r}$ 은 컨테이너가 상차되지 않았을 때의 차체프레임과 바퀴의 간격이며  $d_{2r}$ 는 컨테이너가 상차되었을 때의 간격이다. 본 연구에서  $l_a=10\text{ m}$ ,  $l_1=3.875\text{ m}$ ,  $l_2=2.75\text{ m}$ 로 하였다.

컨테이너가 상차될 때, 컨테이너의 중량( $F$ )을 고려하여 앞바퀴가 받는 하중( $R_A$ )과 뒷바퀴가 받는 하중( $R_B$ )을 계산하면 다음 식과 같다. 앞뒤바퀴는 각각 2개씩 있다.

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \\ 2R_A + 2R_B &= F \quad (3)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ -F \times (l_a + l_2 - l_1) + 2R_a \times l_a &= 0\end{aligned}$$

따라서

$$R_A = \frac{F(l_a + l_2 - l_1)}{4l_a} \quad (4)$$

$$R_B = \frac{F(l_1 - l_2)}{4l_a}$$

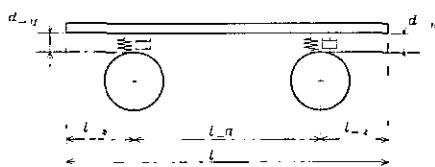


Fig. 2 The physical model of AGV

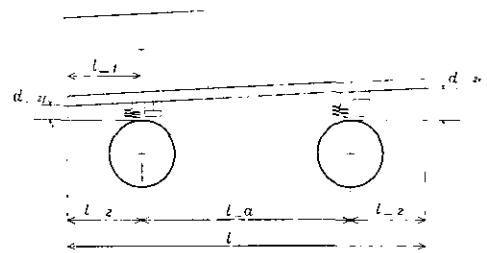


Fig. 3 The physical model of AGV at the moment that the first container is loaded

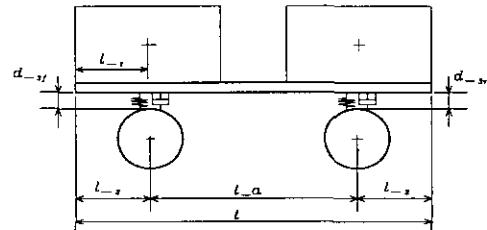


Fig. 4 The physical model of AGV at the moment that the second container is loaded

### 2.3. 해석 및 시뮬레이션

Fig. 2에서 Fig. 4의 과정으로 컨테이너가 상차될 때 AGV의 서스펜션 운동방정식을 구하고 아래와 같은 과정으로 해석하였다.

컨테이너가 AGV상단에 조심스럽게 살며시 올려지고 감쇠기와 스프링은 앞뒤바퀴에 각각 2 조씩 모두 4 조가 있다.

컨테이너 트레이러가 가하는 하중은

$$F = mg = 25,000 \text{ kgf}$$

이고, 5G인 경우는 125,000 kgf 이다.

컨테이너가 급격하게 상차하는 경우는 5G라고 가정하였으므로 하중의 5배를 가하여야 한다.

자중에 의한 스프링의 초기 압축량( $\delta_0$ )은

$$\delta_0 = \frac{20,000/4}{k}$$

이다.

$\delta_0$  는 임의의 지정값이며,  $k$ 는  $\delta_0$ 에 종속된다.

첫 번째 컨테이너의 상차시의 운동방정식은

$$m_v \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (5)$$

$$\text{즉, } (\frac{5000}{g}) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t) \quad (6)$$

$$(\frac{5000}{g}) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_B(t) \quad (7)$$

여기서

$m_v$  : 차량 질량 ( $= 5000/g$ )

(차량 전체의 질량은 20 ton 이며 바퀴 하나 당 걸리는 질량은  $20/4 = 5$  ton 임)

$c$  : 등가 감쇠계수

$k$  : 타이어와 차량 프레임 및 스프링을 포함한 등가 스프링 상수

$f(t)$  : 컨테이너 중량에 의해 바퀴가 받는 하중

단, 앞바퀴의  $f(t) = R_A(t)$ ,

뒷바퀴의  $f(t) = R_B(t)$  이다.

두번째 컨테이너(Container)의 상차시에는 첫 번째 컨테이너가 이미 상차되어 있으므로 운동방정식은

$$(m_v + m_c) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (8)$$

$$\text{즉, } (\frac{5000}{g} + \frac{R_A}{g}) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_B(t) \quad (9)$$

$$(\frac{5000}{g} + \frac{R_B}{g}) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t) \quad (10)$$

여기서

$m_c$  : 첫 번째 컨테이너에 의한 유효질량

$\frac{R_A}{g}$  : 첫 번째 컨테이너에 의해 앞바퀴에 작용하는 유효질량

$\frac{R_B}{g}$  : 첫 번째 컨테이너에 의해 뒷바퀴에 작용하는 유효질량

전체 하중(자중 + 컨테이너2개)에 의한 스프링의 압축량( $\delta_f$ )은 다음식에서 구한다.

$$\delta_f = \frac{70,000/4}{k}$$

윗 식과 같이  $k$ 가 결정되면  $\delta_f$ 의 계산이 가능해진다. 한편  $\delta_f$ 를 우선 결정하고  $k$ 를 계산하는 방법도 가능하다.

따라서  $\delta_0$ 와  $\delta_f$  중 어느 것이 우선해야 될지 결정하고 이에 의해  $k$ 가 계산된 이 후 전동모드를 보면서  $c$ (감쇠계수)를 결정한다

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 자중에 의한 초기 변위량  $\delta_0$ 를 1~5 cm까지 1cm 간격으로 변화시켰고, 이에 따른  $k$  값을 계산하였고, 또한 최종 변위량  $\delta_f$ 를 계산하였다. 그리고 등가감쇠계수  $c$ 는 각각 2,500, 5,000, 7,500으로 변화시켰고 컨테이너가 조심스럽게 상차하는 경우와 급격히 상차하는 경우를 들어 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션 결과는 다음과 같다.

Fig. 5는 컨테이너가 조심스럽게 상차되는 경우를 나타낸 것으로 첫 번째 컨테이너가 상차될 시,  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른 앞바퀴의 최대 치짐량이 3.25cm에서 17.44cm 까지 큰 폭으로 다양하게 발생하였다. Fig. 6은 컨테이너가 급작스럽게 상차하는

경우 앞바퀴의 최대처짐량으로서 16.26cm에서 87.18cm 까지 큰 폭으로 다양하게 발생하였다.

Fig. 7은 컨테이너가 조심스럽게 상차하는 경우 뒷바퀴의 최대 처짐량으로서 0.41cm에서 2.21cm 까지 작은 폭으로 발생하였다. Fig. 8은 컨테이너가 갑작스럽게 상차하는 경우 뒷 바퀴의 최대 처짐량으로서 2.06cm에서 11.05cm 까지 작은 폭으로 발생하였다.

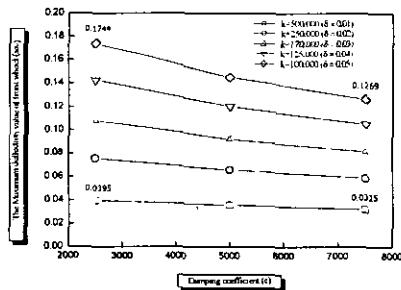


Fig. 5 The maximum deflection values of front wheel at the moment that first container is loaded in the case of G

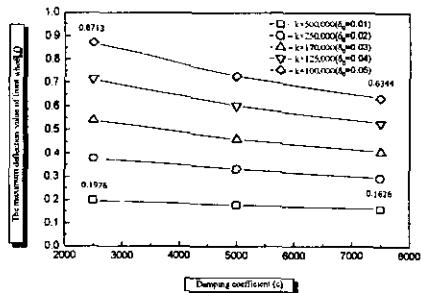


Fig. 6 The maximum deflection values of front wheel at the moment that the first container is loaded in the case of 5G

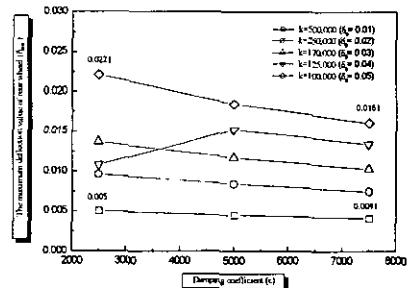


Fig. 7 The maximum deflection values of rear wheel at the moment that the first container is loaded in the case of G

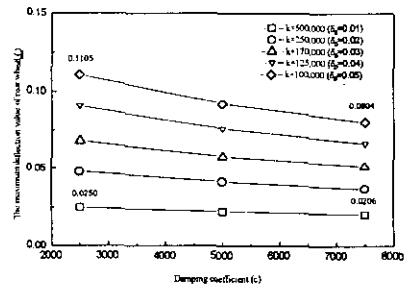


Fig. 8 The maximum deflection values of rear wheel at the moment that the first container is loaded in the case of 5G

Fig. 9는 두 번째 컨테이너가 조심스럽게 상차될 시  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른 앞바퀴의 최대 처짐량으로서 2.69cm에서 13.53cm 까지 비교적 큰 폭으로 다양하게 발생하였고, Fig. 10은 갑작스럽게 상차되는 경우 앞바퀴의 최대 처짐량으로서 13.64cm에서 68.5cm 까지 비교적 큰 폭으로 다양하게 발생하였고, Fig. 11은 조심스럽게 상차되는 경우 뒷바퀴의 최대 처짐량으로서 3.62cm에서 19.28cm 까지 큰 폭으로 발생하였다. Fig. 12는 갑작스럽게 상차되는 경우 뒷 바퀴의 최대 처짐량으로서 19.35cm에서 101.29cm 까지 큰 폭으로 발생하였다.

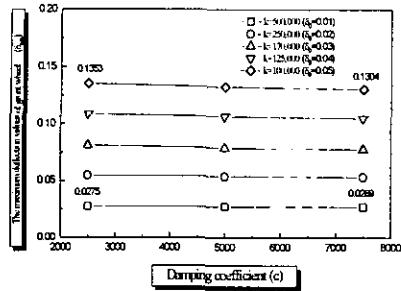


Fig. 9 The maximum deflection values of front wheel at the moment that the second container is loaded in the case of G

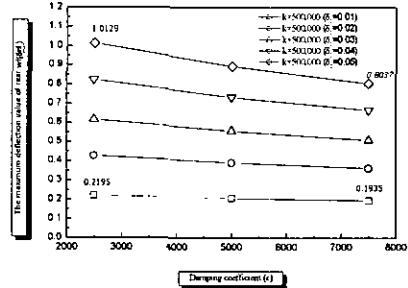


Fig. 12 The maximum deflection values of rear wheel at the moment the second container is loaded in the case of 5G

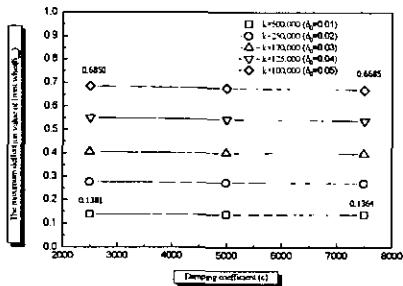


Fig. 10 The maximum deflection value of front wheel at the moment that the second container is loaded in the case of 5G.

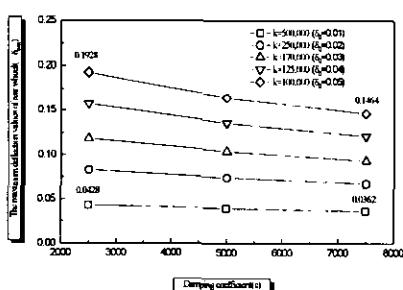


Fig. 11 The maximum deflection values of rear wheel at the moment the second container is loaded

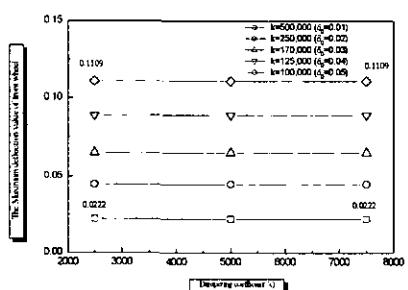


Fig. 13 The final deflection value of front wheel at the moment that the first container is loaded in the case of G

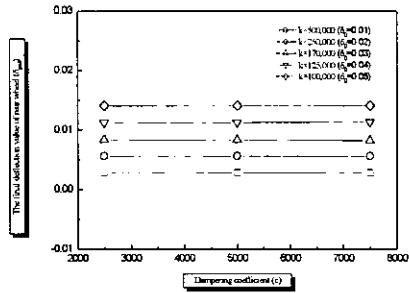


Fig. 14 The final deflection value of rear wheel at the moment that the first container is loaded in the case of G

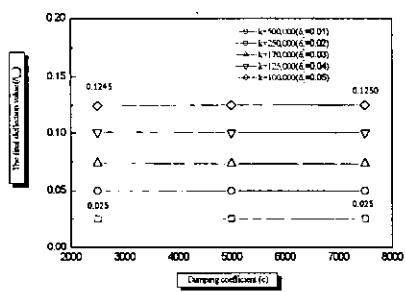


Fig. 15 The final deflection value of front and rear wheel at the moment that the second container is loaded in the case of G

Fig. 16는 첫 번째 컨테이너가 조심스럽게 상차되는 경우 앞바퀴의 정착시간으로서 최종 처짐량이 증가함에 따라 0.78초에서 2.34초까지로 나타났고 Fig. 17은 뒷 바퀴의 정착시간으로서 0.59 초에서 1.58 초까지로 나타났다. Fig. 18은 두 번째 컨테이너가 상차될 경우의 정착시간으로서 최종 처짐량이 증가함에 따라 1.41 초에서 3.8초까지로 나타났다.

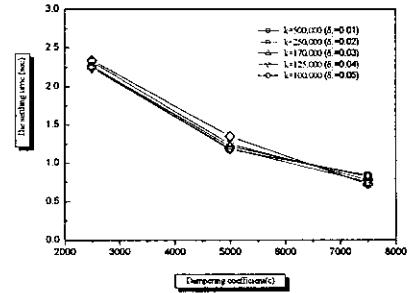


Fig. 16 The settling time of front wheel at the moment that the first container is loaded in the case of G

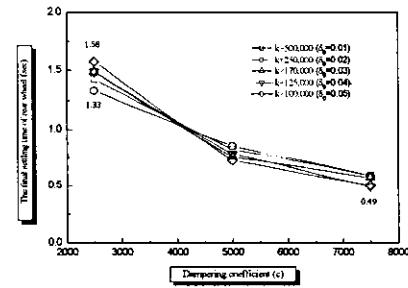


Fig. 17 The settling time of rear wheel at the moment that the first container is loaded in the case of G

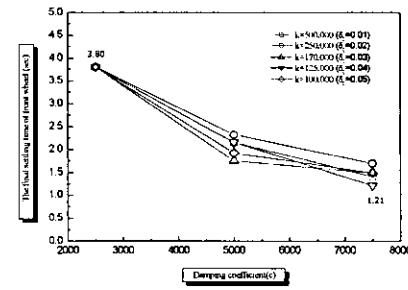


Fig. 18 The settling time of front and rear wheel at the moment that the second container is loaded in the

## case of G

따라서 컨테이너가 조심스럽게 상차되는 경우, 첫 번째와 두 번째 컨테이너가 상차될 시, 최대 처짐량이 증가함에 따라 최대 처짐까지 걸리는 시간도 함께 증가하는 경향을 나타내었다. 갑작스럽게 상차할 경우를 5G로 가정한 결과 최대 처짐량 및 최종 처짐량이 G인 경우에 대해 비례적으로 증가하였으며 처짐 시간 및 정착 시간 또한 증가하는 경향을 나타내었다. 그리고  $k$  값과  $c$  값이 증가함에 따라 처짐량이 줄어들고 처짐시간 및 정착시간 또한 줄어들었다.  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따라 G에 대한 5G에서의 처짐량 및 처짐시간이 일정하게 변하는 경향을 나타내었다.

## 4. 결론

본 연구에서는 자동에 의한 초기 변위량  $\delta_0$  를 변화시켜 가면서  $k$  와  $c$  의 값에 의해 최대 처짐량  $\delta_{max}$  , 최종 처짐량  $\delta_{final}$  을 시뮬레이션 한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 최대 처짐량을 고려할 때, 등가감쇠계수  $c$ 에 관계없이 등가스프링 상수  $k$ 의 값은 안전성을 고려하여 170,000 이상의 값이 선택되어야 할 것으로 판단된다.

2) 등가 감쇠계수  $c$ 의 값이 증가할수록 정착시간이 다소 단축되며 등가 감쇠계수  $c$ 의 값이 작아질수록 진동이 많이 발생하였다.

3) 이상과 같은 결과에 따라 서스펜션 설계시 초기 처짐량  $\delta_0$ , 최대 처짐량  $\delta_{max}$  , 또는 최종 처짐량  $\delta_{final}$  등 어느 것을 기준할 것인지 또한 그 값을 얼마로 할 것인지에 따라 AGV 설계 기준이 달라질 것이다.

4) 본 연구에서 적용한 수학적 · 물리적 모델을 이용하여 AGV 차량의 실제 시뮬레이터에 대한 적용 가능성을 검토하였으며 효과적으로 실제 시험을 대

체할 수 있는 방안이 될 수 있음을 보였다.

## 후기

본 연구는 현대 중공업과 동아대학교 RRC 센터의 연구비 지원으로 이루어졌으며 관계자 여러분의 후원에 감사 드립니다.

## 참고문헌

1. Maxwell,W.L and Muckstadt,J.A, 1982," Design of Automatic Guided Vehicle Systems", IIE Transactions, Vol. 14, No. 2, pp.114-124
2. Ozden,M.,1988," A simulation Study of Multiple-Load-Carrying Automated Guided Vehicle in a Flexible Manufacturing System ", International Journal of Production Research, vol.26, No. 8, pp. 1353-1366
3. 정슬, 제어 시스템의 분석과 Matlab의 활용, 청문각
4. 황원걸, 김우영, 임형은, "차량현장장치의 최적설계시스템 공학", 한국 자동차 공학회 논문집, 제7권 제3호, pp.339~349, 1999.
5. 안기원, 김우영, 임형은, 황원걸, "대형버스의 승차감 평가에 관한 연구", 한국자동차공학회 논문집, 제7권 제3호, pp.339~347, 1999.
6. 오재웅, 기계 진동 소음 공학, 교학사,
7. 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, "승용차용 능동 제어식 현가시스템의 개발", 한국자동차 공학회 논문집 제2권 제2호, pp.73~82, 1994.