

고무차륜 AGT시스템 경전철의 동특성 해석

Dynamics of an AGT System Light Rail Transit with Rubber Tires

전광식*
Jeon, Kwang-Sik

이우식**
Lee, USik

윤성호***
Yun, Seong-Ho

ABSTRACT

This paper deals with dynamic characteristics of automated guideway transit vehicle with rubber tires. Several models for guideway system of LRT(Light Rail Transit) have been proposed because of the necessity of guideway system for LRT with rubber tires on exclusive rail unlike steel tires. Here, steering system and bogie system are investigated to compare with dynamic characteristics. On selecting guideway system, the way of vehicle operation should be considered and simultaneously the dynamic characteristics of the vehicle must be evaluated with respect to each guideway. The results show that stability is essential for vehicle with steering system, and that single-axle bogie system gives the good stability, though it is necessary to reduce the guide-wheel force

1. 서론

주거 및 도심지역을 통과하는, 단거리 노선에 주로 적용되는 고무차륜형 경전철은 도시 및 도시 인근지역의 출퇴근용 교통수단으로써 승객 수송 분담률이 높고, 운행의 정시성과 안전성이 높을 뿐 아니라 환경 및 도시 개발성의 요인 등으로 이들의 도입을 추진하고 있다. 차량 정원이 60~90 명으로 기존의 중량전철에 비해 규모와 용량이 30~50%정도이며, 차량 크기에 제한이 있어 2~6 량이 편성, 운행되며 주행륜과는 별도로 안내/분기륜 및 안내/분기레일을 설치해야 한다. 경전철에 고무차륜을 도입함으로써 진동·소음이 적고, 급곡선이나 급구배에서 대응능력이 뛰어날 뿐만 아니라 급가속/급감속 등 차량의 운행 성능을 향상시킬 수 있는 특성을 얻을 수 있다. 그러나, 철제 차륜과는 달리 차량 안내방식이 필요하기 때문에 지금까지 다양한 차량 안내시스템이 제안되어 왔다. 고무차륜형식 경전철의 차량 안내방식은 크게 스티어링(Steering) 방식과 1축 보기(Bogie) 방식 두 종류로 분류된다. 서로 다른 두 안내방식은 상호간의 장단점이 있을 수 있으므로 경전철 대차시스템의 결정단계에서 이들에 대한 주행거동 특성이 사전에 비교, 검토되어야 한다[1]. 본 연

* 인하대학교 기계공학과 대학원

** 인하대학교 기계공학과 교수, 정회원

*** 한국철도기술연구원

구에서는 AGT(Automated Guideway Transit) 경전철 대차시스템의 동특성을 비교, 검토하여 신뢰성을 평가 제시하는데 있다.

2. AGT시스템의 안내장치

2.1 차량의 안내방식

경전철에 사용되는 대표적인 조향장치로서 기계식 안내방식을 그림 1에 나타내었다[2,3]. 이들 안내방식은 크게 2종류로 분류된다. 하나는 궤도에 대한 차량의 상대적 변위를 검출하여 주행륜을 조타하는 방식으로서 비구속 유도방식이 있으며, 이를 스티어링 방식이라고 부른다. 이 방식에서는 차량의 자세를 제어하는데 필요한 횡력은, 주로 주행륜이 옆으로 미끄러지는 것에 따라 발생하는 코너링력에 의존하고 있다. 다른 하나는 주행륜의 전후에 설치된 4개의 안내륜에 의해 안내레일에 구속되어 주행하는 구속식 유도방식으로서 1축 보기 방식이 있다. 이 방식에서는 차량의 안내에 필요한 횡력은 안내륜이 직접 맡게 된다[2].

2.2 조향장치의 구조

스티어링 방식의 안내 조향장치는 안내궤도와 차체와의 좌우방향의 위치관계에 의해 주행륜을 조향하고, 차량을 안내궤도에 따라 원활하게 주행하도록 하는 장치이다. 안내 조향장치는 크게 안내륜, 가이드바, 전후진변환장치, 로드류 등으로 구성되어 있다. 구조는 그림 1(a)에서 보는 바와 같이 4개의 주행륜이 조향 가능하도록 되어 있고, 차량 끝부분에 안내 조향장치를 배치하여 전위 및 후위의 주행륜이 각각 대응하는 안내 조향장치에 따라 독립적으로 조향될 수 있다.

1축 보기 방식의 안내장치의 기본원리는 주행륜의 전후에 위치한 안내륜이 안내레일에 구속되어 주행하는 것이다. 이것은 구조가 간단해서 전후진의 구별이 필요가 없다. 반면, 차량의 유도에 필요한 횡력을 안내륜이 직접 받으므로 안내륜에 작용력이 크게 된다. 무엇보다도 보기 방식의 잇점은 스티어링 방식에 비하여 기구적으로 간단하다는 것이다. 구조는 그림 1(b)에 나타내듯이 4개의 주행륜이 축에 고정, 일체로 조향하게 되어 있고, 주행륜의 전·후에 안내륜을 배치하여 전위 및 후위의 주행륜이 안내 조향장치에 의해 종속되어 조향된다[1]. 보기 방식에서는 횡력을 주로 안내륜이 직접 받으므로 주행륜에 미치는 코너링력의 영향이 비교적 적다. 보기 방식의 구조는 크게 안내륜, 차축과 가이드바 등으로 구성되어 있어 스티어링 방식보다 훨씬 간단하다.

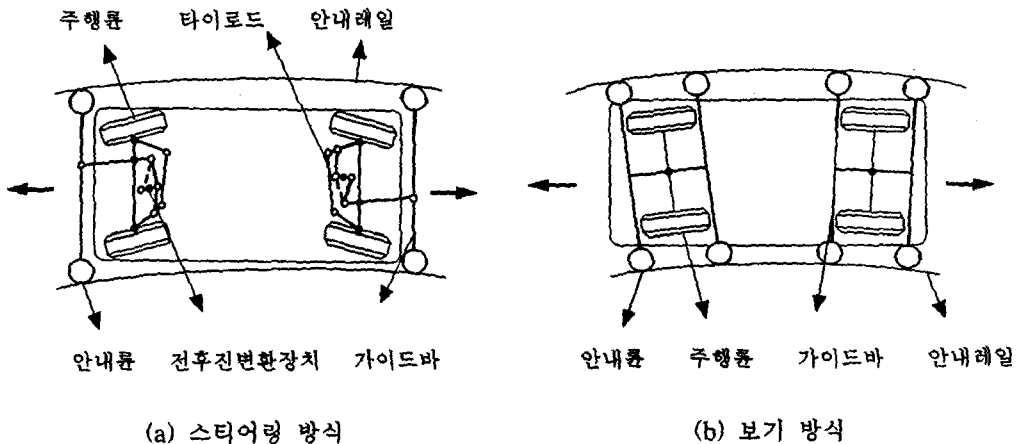


그림 1 AGT시스템의 안내방식

3. AGT 시스템의 동역학 모델링

3.1 운동방정식

차량의 역학 모델 및 좌표계를 그림 2에 나타냈다. 피칭운동을 무시하면 차량의 운동은 참고문헌[2-5]에 소개된 다음의 식으로 기술할 수 있다.

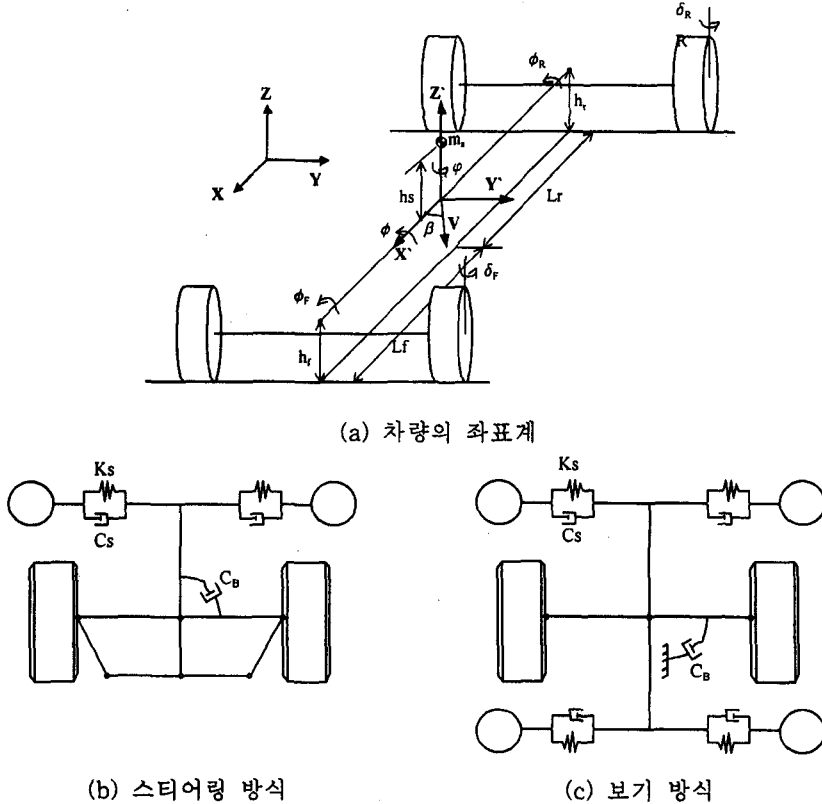


그림 2 AGT시스템의 동역학 모델

(1) 차량의 횡 운동방정식

$$mV(\beta + \dot{\psi}) - m_s h_s \ddot{\psi} = F_F + F_R + F_{GFF} + F_{GFR} + F_{GRF} + F_{GRR} \quad (1)$$

여기서 F_F, F_R 는 코너링력이고, $F_{GFF}, F_{GFR}, F_{GRF}, F_{GRR}$ 은 안내륜에 작용하는 힘이며 각각 다음과 같다.

$$F_F = C_p W_F (\delta_F - \beta - \frac{L_f}{V} \dot{\psi})$$

$$F_R = C_p W_R (\delta_R - \beta + \frac{L_r}{V} \dot{\psi})$$

$$F_{GFF} = K_s (y_{GFFL} + y_{GFFR}) + C_s (\dot{y}_{GFFL} + \dot{y}_{GFFR})$$

$$F_{GFR} = K_s (y_{GFRL} + y_{GFRR}) + C_s (\dot{y}_{GFRL} + \dot{y}_{GFRR})$$

$$F_{GRF} = K_s (y_{GRFL} + y_{GRFR}) + C_s (\dot{y}_{GRFL} + \dot{y}_{GRFR})$$

$$F_{GRR} = K_s (y_{GRRL} + y_{GRRR}) + C_s (\dot{y}_{GRRL} + \dot{y}_{GRRR})$$

(2) 차체의 요 운동방정식

$$I_Z \ddot{\psi} = L_f(F_{GFF} + F_{GFR} + F_F) - L_r(F_{GFR} + F_{GRR} + F_R) + C_B \dot{\delta}_F + C_B \dot{\delta}_R \quad (2)$$

(3) 전륜 및 후륜의 요 운동방정식

$$I_{ZF}(\ddot{\delta}_F + \ddot{\psi}) = d(F_{GFF} - F_{GFR}) - t_p F_F - C_B \dot{\delta}_F$$

$$I_{ZR}(\ddot{\delta}_R + \ddot{\psi}) = d(F_{GFR} - F_{GRR}) - t_p F_R - C_B \dot{\delta}_R \quad (3)$$

(4) 차체의 롤 운동방정식

$$I_\phi \ddot{\phi} = -K_{\phi F}(\phi - \phi_F) - C_{\phi F}(\dot{\phi} - \dot{\phi}_F) - K_{\phi R}(\phi - \phi_R)$$

$$- C_{\phi R}(\dot{\phi} - \dot{\phi}_R) + m_s g h_s \phi + m_s h_s V(\beta + \psi) \quad (4)$$

(5) 차축의 롤 운동방정식

$$I_{\phi F} \ddot{\phi}_F = -K_{\phi F}(\phi_F - \phi) - C_{\phi F}(\dot{\phi}_F - \dot{\phi}) - K_Z \frac{t_d^2}{2} \phi_F + h_F F_F$$

$$I_{\phi R} \ddot{\phi}_R = -K_{\phi R}(\phi_R - \phi) - C_{\phi R}(\dot{\phi}_R - \dot{\phi}) - K_Z \frac{t_d^2}{2} \phi_R + h_R F_R \quad (5)$$

(6) 안내륜의 운동방정식

$$m_G \ddot{y}_{GFLL} = -C_s \dot{y}_{GFLL} - K_s y_{GFLL} - K_s \epsilon - m_G d \ddot{\delta}_F - m_G V(\beta + \psi) - m_G L_f \ddot{\psi}$$

$$m_G \ddot{y}_{GFFR} = -C_s \dot{y}_{GFFR} - K_s y_{GFFR} + K_s \epsilon - m_G d \ddot{\delta}_F - m_G V(\beta + \psi) - m_G L_f \ddot{\psi}$$

$$m_G \ddot{y}_{GFRL} = -C_s \dot{y}_{GFRL} - K_s y_{GFRL} - K_s \epsilon + m_G d \ddot{\delta}_F - m_G V(\beta + \psi) - m_G L_f \ddot{\psi}$$

$$m_G \ddot{y}_{GFRR} = -C_s \dot{y}_{GFRR} - K_s y_{GFRR} + K_s \epsilon + m_G d \ddot{\delta}_F - m_G V(\beta + \psi) - m_G L_f \ddot{\psi} \quad (6)$$

$$m_G \ddot{y}_{GRFL} = -C_s \dot{y}_{GRFL} - K_s y_{GRFL} - K_s \epsilon - m_G d \ddot{\delta}_R - m_G V(\beta + \psi) + m_G L_r \ddot{\psi}$$

$$m_G \ddot{y}_{GRFR} = -C_s \dot{y}_{GRFR} - K_s y_{GRFR} + K_s \epsilon - m_G d \ddot{\delta}_R - m_G V(\beta + \psi) + m_G L_r \ddot{\psi}$$

$$m_G \ddot{y}_{GRRL} = -C_s \dot{y}_{GRRL} - K_s y_{GRRL} - K_s \epsilon + m_G d \ddot{\delta}_R - m_G V(\beta + \psi) + m_G L_r \ddot{\psi}$$

$$m_G \ddot{y}_{GRRR} = -C_s \dot{y}_{GRRR} - K_s y_{GRRR} + K_s \epsilon + m_G d \ddot{\delta}_R - m_G V(\beta + \psi) + m_G L_r \ddot{\psi}$$

여기서

β	= 옆 미끄럼 각 (side slip angle)
ψ	= 차체의 요각
ϕ, ϕ_F, ϕ_R	= 차체, 전축, 후축의 롤각
δ_F, δ_R	= 전, 후륜의 스티어링각
y_{Fi}, y_{Ri}	= 전, 후 안내륜과 안내축의 상대변위
$\epsilon_{Fi}, \epsilon_{Ri}$	= 전, 후 안내륜과 궤도의 상대변위
m, m_s, m_G	= 차량, 차체, 안내륜의 질량
V	= 주행속도
I_Z, I_{ZF}, I_{ZR}	= 차체, 전, 후 차축의 요 관성모멘트
$I_\phi, I_{\phi F}, I_{\phi R}$	= 차체, 전, 후 차축의 롤 관성모멘트
$K_{\phi F}, K_{\phi R}$	= 전, 후 차축의 롤 강성
$C_{\phi F}, C_{\phi R}$	= 전, 후 차축의 롤 감쇠계수

K_s, K_z	= 안내축, 주행륜 강성
L_f, L_r	= 중심과 전, 후 차축간의 거리
h_s	= 중심의 롤축에서의 높이
C_p	= 코너링 파워
W_F, W_R	= 전, 후축의 하중
C_B, C_S	= 조타계, 안내축 감쇠계수
d	= 주행륜과 안내륜 사이의 거리
t_b	= 뉴메틱트레일
g	= 중력가속도
t_d	= 트레드
h_F, h_R	= 전, 후축의 높이

보기 방식은 스티어링 방식보다 안내륜이 4개 많다. 따라서, 식(1)~식(3)의 F_{GFR}, F_{GRF} 와 식(6)의 $y_{GFRL}, y_{GFRR}, y_{GRFL}, y_{GRFR}$ 은 1축 보기 방식에만 추가되는 항이다. 따라서, 안내륜에 작용하는 힘과 안내륜의 운동방정식의 수가 스티어링 방식에 비하여 더 증가하게 된다.

3.2 안내륜에 작용하는 힘

경전철은 안내륜이 안내레일을 따라 접촉과 비접촉을 반복하면서 주행륜을 조향하여 주행한다. 안내륜과 안내레일의 상호작용력, 즉 안내륜에 작용하는 힘은 접촉과 비접촉으로 나뉘어서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_G = \begin{cases} 0 & , l_0 \leq l \\ K_S(l_0 - l) - C_S l & , l_0 > l \end{cases}$$

여기서 F_G 는 안내륜에 작용하는 힘, l_0 는 안내륜과 안내축과의 초기길이, l 는 접촉시 안내축과 안내레일과의 거리이다. 따라서, 안내륜이 안내레일과 비접촉시는 안내륜에 작용하는 힘은 없지만 접촉이 시작되면서 안내륜은 안내레일로부터 힘을 받는다.

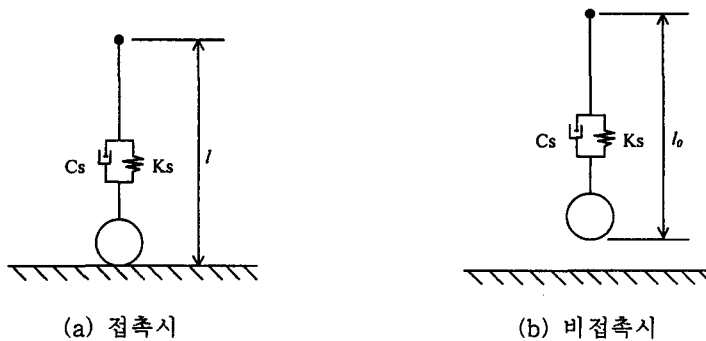


그림 3 안내륜과 안내레일의 상호작용력

4. 주행특성비교

계산에 사용된 AGT시스템의 주요 제원은 도표 1과 같다.

도표 1. 시뮬레이션에 사용한 AGT시스템의 주요 제원[2]

제 원	값	제 원	값
m	18000 Kg	C_p	4.8 1/rad
m_s	15000 Kg	d	0.7 m
I_z	110500 Kgm^2	t_p	0.03 m
I_{ZF}, I_{ZR} (steering)	100 Kgm^2	L_F, L_R	2.5 m
I_{ZF}, I_{ZR} (bogie)	1000 Kgm^2	C_B	1000 Nms/rad
I_ϕ	30000 Kgm^2	h_F, h_R	0.6 m
$I_{\phi F}, I_{\phi R}$	100 Kgm^2	h_s	0.7 m
$K_{\phi F}, K_{\phi R}$	250000 Nm/rad	K_Z	200000 N/m
$C_{\phi F}, C_{\phi R}$	6000 Nms/rad		
K_s	300000 N/m		
C_s	10000 Ns/m		

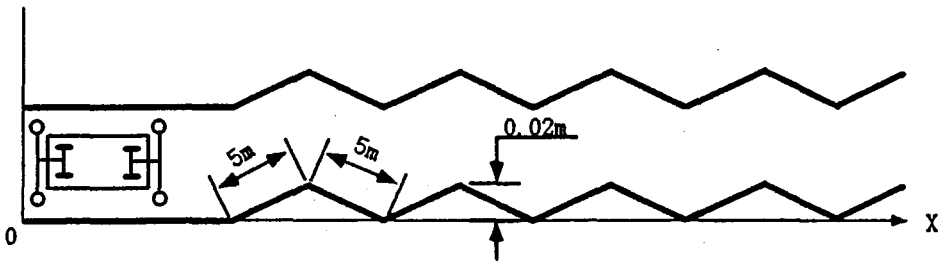


그림 4 Guide Rail의 형상

AGT 차량은 주어진 안내레일을 따라 주행한다. 계산에 사용된 안내레일의 형상은 그림 4와 같다. 즉, 스펠 5m의 직선 안내레일이 파장 10m, 부정량 20mm로 접은 상태의 궤도를 도표 1의 제원을 갖고 안내방식만 다른 차량을 시속 60Km/h로 20초간 주행시키고, 그 결과를 그림 5~9까지 나타내었다.

스티어링 방식과 보기 방식을 비교하면 우선 그림 5에서 스티어링 방식은 Yaw Rate가 더 큰 값을 보이고 있으므로 보기 방식보다 더 불안정하다. 이는 스티어링 방식에서는 차량의 자세 제어에 필요한 횡력을 주로 차륜의 코너링력에 의존하기 때문이다. 또 그림 8의 Tracking Error와 그림 9의 Side Slip Angle도 마찬가지로 스티어링 방식이 더 큰 값을 보인다. 승차감 측면에서도 그림 6로부터 스티어링 방식의 횡가속도가 더 크므로 승차감 또한 좋지 않다. 따라서, 보기 방식이 주행 안정성과 승차감면에서 더 우수하다고 볼 수 있다. 한편, 보기 방식은 횡력을 주로 안내륜이 받으므로 그림 7에서처럼 Guide Wheel Force가 더 크게 된다.

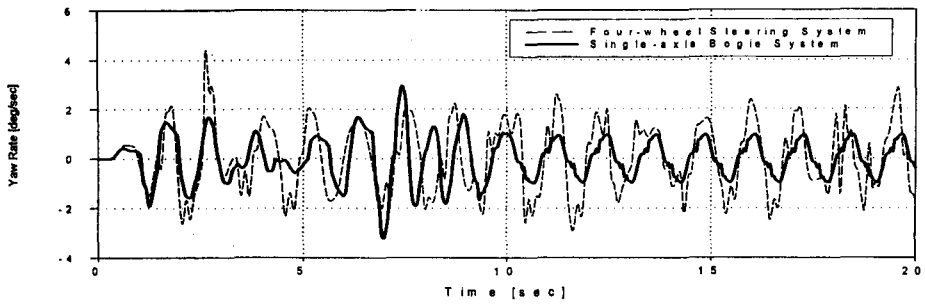


그림 5 스티어링 방식과 보기 방식의 Yaw Rate 비교

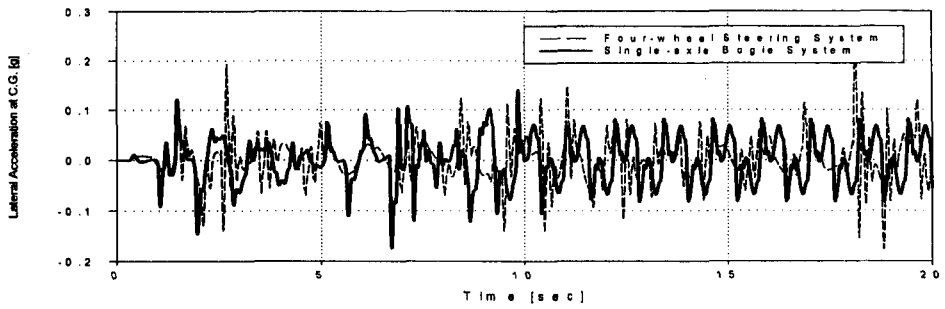


그림 6 스티어링 방식과 보기 방식의 횡가속도 비교

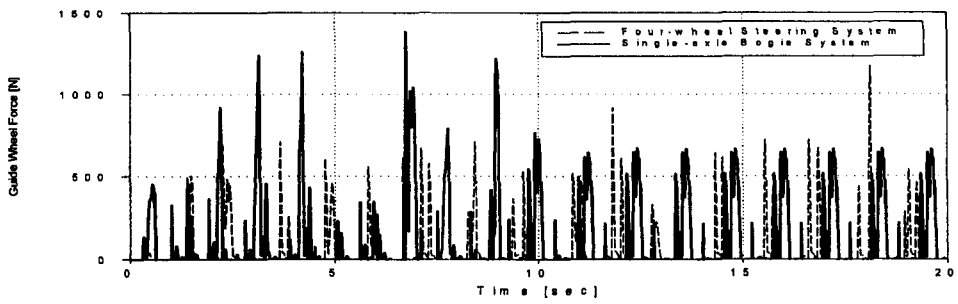


그림 7 스티어링 방식과 보기 방식의 Guide Wheel Force 비교

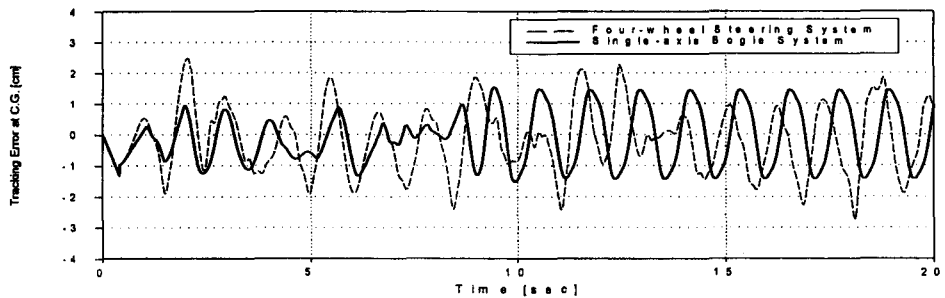


그림 8 스티어링 방식과 보기 방식의 Tracking Error 비교

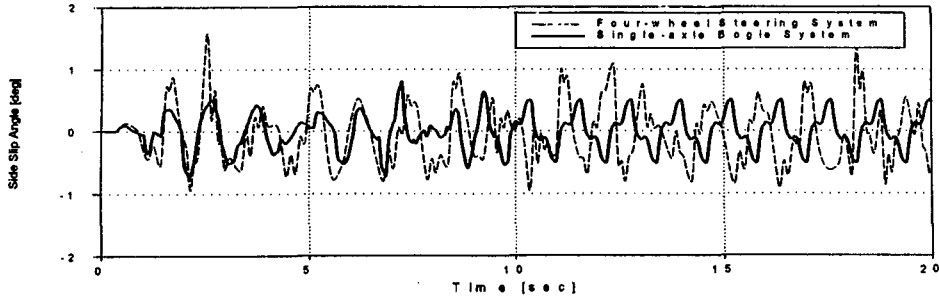


그림 9 스티어링 방식과 보기 방식의 Side Slip Angle 비교

5. 결론

경전철의 대표적인 안내방식에 관해 같은 제원의 차량으로 각각의 특성을 비교 검토했다. 그 결과 스티어링 방식의 차량에 있어서는 스티어링 계인에 의해 차량의 주행안정성이 크게 변하므로 이 값의 적절한 설정이 특히 중요하다. 이에 비해 1축 보기 방식에서는 횡력을 주로 안내륜이 직접 받으므로 차량의 코너링력의 영향이 적고 굉장히 넓은 안정 영역을 갖고 있다. 주행안정성 및 승차감면에서 가장 뛰어난 방식이며 스티어링 방식 차량에 비하여 기구적으로 간단하다는 잇점이 있다. 한편, 횡력을 모두 안내륜이 받기 때문에 안내륜에 작용하는 힘이 스티어링 방식보다 크게 된다. 종합적으로 볼 때 스티어링 방식에서는 주행안정성의 확보가, 1축 보기 방식에서는 안내륜에 작용하는 힘의 경감이 각각 중요하다고 하겠다.

참고문헌

1. 이우식, 유형선, 1998, *교무차륜형식 경전철(AGT) 주행장치의 시스템개발 연구*, 한국철도기술연구원 연구보고서, pp 11-15, pp 21-27
2. Y. Fuknmoto, 1987, "新交通 KRT 拘束式誘導裝置의 시뮬레이션과 走行實驗" 神戸製鋼技報, 제 37권, 제1호, pp 79-82
3. H. Tsunashima, Y. Fuknmoto, 1987, "新交通車輛의 走行 시뮬레이션" 神戸製鋼技報, 제37권, 제4호, pp 49-52
4. T. D. Gillespie, 1992, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Inc. pp 257-268
5. J. C. Dixon, 1996, *Tires, Suspension and Handling*, Society of Automotive Engineers, Inc. pp 234-242