

안내궤도 차량의 조향 안정성 평가

An Evaluation on the Steering Stability of the Guideway Vehicle

윤 성 호*
Seong-Ho Yun

ABSTRACT

A study of the guideway vehicle was made for a comparison of ride stabilities between its two primary steering types; one is the front wheel steering and the other the front-rear wheel. A numerical model as a closed loop system was built for an investigation of various factors to have an influence on the vehicular critical speed which is closely associated with ridabilities. It was shown that dynamics stabilities of the front steering type was much better over a large value of steering gain and the longer distance between front axle and guide link for both types provided better stabilities as well. A large steering gain ratio of the front to the rear significantly plays an important role in an improvement of stability in the front-rear steering. To observe a qualitative trend on stability behaviors, the root locus was obtained by considering a time lag which may be frequently caused by the complicated steering mechanism. In performing so, the appropriate selection of steering gain had a greater effect on the front-rear steering vehicle for more ride comfort. In addition, the dynamics model proposed here can be utilized for a more accurate evaluation on the vehicle design in lateral or yawing absorber and moreover expanded for the analysis of independent four-wheel steering vehicle.

주요기술용어 : Guideway vehicle(안내궤도 차량), Critical speed(임계속도), Steering gain(조향이득), Front wheel steering(전륜조향), Front-rear wheel steering(전·후륜조향), Steering time lag(조향지연시간), Feedback loop(귀환루프), Root locus(근궤적)

1. 서 론

안내궤도 차량의 대차(Bogie)는 차체의 하중을 지지하고 구속된 안내궤도를 주행하게 하는 기계장치로서 차량의 안정성, 주행성능 및 승차감에 영향을 미치는 핵심 구조물이다. 고무차륜형 AGT(Automated Guideway Transit) 대차 시스템으로서 주행륜의 전·후에 설치된 4개의 안내

륜에 의해 안내궤도에 구속되어 주행하는 구속식 유도방식은 차량의 안내에 필요한 횡력은 안내륜이 부담하게 된다.^{1,2)} 이것은 기존의 전동차 대차에 4개의 주행륜을 1축에 설치하여 일체로 조향하도록 되어있고, 주행륜 전·후에 안내륜을 배치하여 전위 및 후위의 주행륜이 안내 조향장치에 의해 종속되어 조향된다. 이 보기식에서는 횡력을 주로 안내륜이 직접 받으므로 주행륜에 미치는 횡력(Lateral Force or Cornering Force)

* 회원, 금오공과대학교 기계공학부

의 영향이 비교적 적다. 구조는 크게 안내륜, 차축과 안내축으로 구성되어 있어 비교적 간단하며 전·후진의 구별이 필요 없다. 반면, 차량의 안내에 필요한 횡력을 안내륜이 직접 받으므로 안내륜의 작용력은 크게 되며 안내궤도의 연속적인 불규칙성으로 인하여 차량의 동적인 거동은 안내륜에 의하여 좌우된다고 볼 수 있다.

이와는 달리 궤도에 대한 차량의 상대적 변위를 검출하여 주행륜을 조타하는 방식으로서 비구속 유도방식이 있으며 이를 조향(Steering)방식이라고 부른다. 이 방식에서 차량의 자세를 제어하는데 필요한 횡력은 주로 주행륜이 옆으로 미끄러지는 것에 따라 발생하는 횡력에 의존하고 있다. 차량의 전·후륜에서 각각 변위를 검출하여 각각의 주행륜을 제어하는 이 방식은 자동차의 조향기구와 유사한 기능을 하고 있다. 안내조향장치는 안내궤도와 차체의 좌우방향 위치관계에 의해 주행륜을 조향하고, 차량을 안내궤도에 따라 원활하게 주행하도록 하는 장치이다.³⁾ 안내 조향장치는 크게 안내륜, 안내장치, 로드류 등으로 구성되어 있다. 그 종류로서 Fig. 1에서 보는 바와 같이 차량전단의 변위를 검출하여 전륜만을 조향시키고 후륜은 단지 주행 역할만 하는 전륜조향(Front Wheel Steering)방식이 있으며, Fig. 2와 같이 안내륜에서 주행륜까지 조향제어에 응답지연을 어느 정도 발생시키지만, 차량전단의 변위를 추출하여 링크기구를 이용

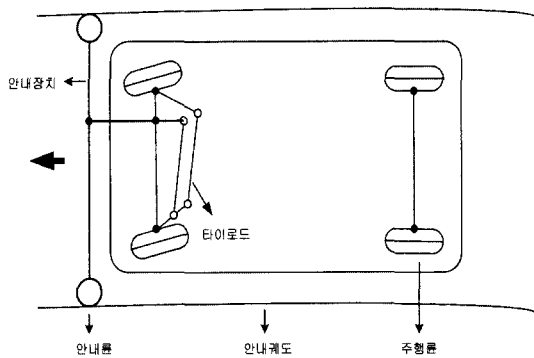


Fig. 1 A schematic of the bogie with the front wheel steering system

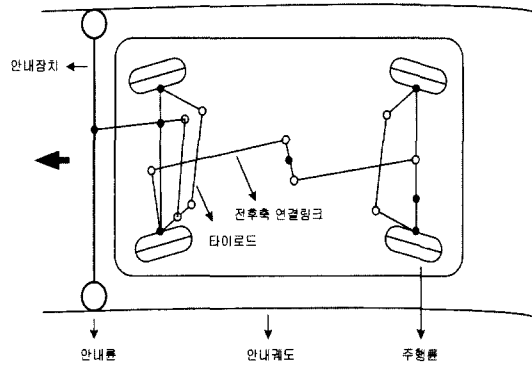


Fig. 2 A schematic of the bogie with the front-rear(or four) wheel steering system

하여 전·후륜을 연동하여 조향시키는 4륜 조향 방식인 전·후륜조향(Front-Rear Wheel Steering) 방식이 있다.^{4,5)}

본 연구에서는 전륜조향방식과 전·후륜조향 방식에 대하여 조향 안정성을 조사하고, 주어진 차량제원에 따른 임계속도에 미치는 영향들을 비교 및 검토하고자 한다.

2. 이론

2.1 운동방정식

안내궤도를 따라서 고무 타이어로 직선로를 주행하는 차량에 대하여 생각하면, 궤도에 따라 차량을 안내하기 위하여는 주행륜과는 별개의 안내륜을 필요로 한다. 안내궤도에 대한 상대 변위를 안내륜으로 검출한 후, 검출량에 따라 주행륜을 조향시킴으로써 주행륜에 횡력을 발생시킨다.

Fig. 3은 지상에 고정된 좌표계에서 차량의 위치를 나타내며, 직선궤도의 방향을 X축으로, 이와 직각방향을 Y축으로 표시하였다. 차량이 곡률 반경이 큰 직선로를 주행시 안내궤도의 미세한 불규칙성 때문에 어느 순간 궤도를 이탈하여 차량중심이 θ 만큼 회전하거나 횡방향으로 y 만큼 변위를 일으켜 안내륜의 조향링크가 작동되어 전륜의 조향각 δ_f 를 필요로 한다. 그러나 직선 궤도로부터 자세가 변화된 차량은 회전각(Yaw

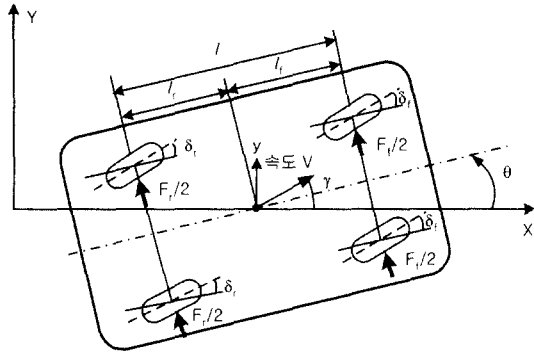


Fig. 3 A vehicular dynamics model in which running tires are subjected to lateral forces

Angle) $\chi = (\theta + \delta_i)$ 방향으로 원래의 주행속도 V 로 진행하려 하며, 이때 궤도 이탈 속도에 대한 전·후륜의 옆 미끄럼각 α_f 와 α_r 은 다음과 같다.

$$\alpha_f = \theta + \delta_f - \frac{\dot{y}}{V} - \frac{l_f \dot{\theta}}{V} \quad (1.a)$$

$$\alpha_r = \theta + \delta_r - \frac{\dot{y}}{V} + \frac{l_r \dot{\theta}}{V} \quad (1.b)$$

미끄럼각에⁶⁾ 의한 전륜 및 후륜의 횡력은 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$F_f = C_f \left(\theta + \delta_f - \frac{\dot{y}}{V} - \frac{l_f \dot{\theta}}{V} \right) \quad (2.a)$$

$$F_r = C_r \left(\theta + \delta_r - \frac{\dot{y}}{V} + \frac{l_r \dot{\theta}}{V} \right) \quad (2.b)$$

여기서, C_f 와 C_r 은 전륜 및 후륜의 코너링 강성이다. 또한 차량은 직선운동 및 회전운동을 함으로써 다음과 같은 운동방정식이 기술된다.

$$m \dot{y} = F_f + F_r \quad (3.a)$$

$$I \dot{\theta} = l_f F_f - l_r F_r \quad (3.b)$$

여기서, m 과 I 는 차량의 질량과 회전관성이다. 식 (2.a)와 (2.b)를 식 (3.a)와 (3.b)에 대입하여 정리하면, 지상에 고정된 좌표계에 대하여 다음과 같은 차량 운동방정식이 성립한다.

$$\dot{y} = a_1 \left(\theta - \frac{\dot{y}}{V} \right) - a_2 \frac{\dot{\theta}}{V} - b_1 \delta_f + b_2 \delta_r \quad (4.a)$$

$$\dot{\theta} = a_3 \left(\theta - \frac{\dot{y}}{V} \right) - a_4 \frac{\dot{\theta}}{V} + b_3 \delta_f - b_4 \delta_r \quad (4.b)$$

여기서, 계수 a_i 와 b_i ($i=1, \dots, 4$)는 차량의 제원에 따라서 결정되는 값으로 다음과 같다.

$$a_1 = \frac{C_f + C_r}{m} \quad (5.a)$$

$$a_2 = \frac{l_f C_f - l_r C_r}{m} \quad (5.b)$$

$$a_3 = \frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} \quad (5.c)$$

$$a_4 = \frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{I} \quad (5.d)$$

$$b_1 = \frac{C_f}{m}, \quad b_2 = \frac{C_r}{m} \quad (5.e, f)$$

$$b_3 = \frac{l_f C_f}{I}, \quad b_4 = \frac{l_r C_r}{I} \quad (5.g, h)$$

2.2 전륜조향시상태공간 모델

식(4.a)와 (4.b)를 상태공간으로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\dot{x} = Fx + Gu \quad (6.a)$$

$$y = Hx + Ju \quad (6.b)$$

여기서, 시스템 상태 x , 입력벡터 u , 출력벡터 y , 입력시스템 행렬 F , 입력행렬 G , 출력행렬 H , 직접전달항 J 는 다음과 같다.

$$x = [y \quad \dot{y} \quad \theta \quad \dot{\theta}]^T \quad (7.a)$$

$$u = [\delta_f \quad \delta_r]^T \quad (7.b)$$

$$y = [y \quad \theta]^T \quad (7.c)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{a_1}{V} & a_1 & -\frac{a_2}{V} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{a_3}{V} & a_3 & -\frac{a_4}{V} \end{bmatrix} \quad (8.a)$$

$$G = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ b_1 & b_2 \\ 0 & 0 \\ b_3 & -b_4 \end{bmatrix} \quad (8.b)$$

$$H = \begin{bmatrix} 1 & 0 & a_f + l_f & 0 \\ 1 & 0 & a_f + l_f & 0 \end{bmatrix} \quad (8.c)$$

$$J = [0] \quad (8.d)$$

2.3 전·후륜 연동조향

식(6.a)와 (6.b)는 차량이 평면 안에서 자유로이 운동하는 경우를 기술한 것이므로 Fig. 4와 같이 전·후륜의 조향각 δ_f 와 δ_r 을 제어입력으로 설정하고 전·후륜에서 검출된 상대변위를 귀환시켜 제어하기 위한 피드백 기구가 Fig. 5에 나타나 있다. 차량 전단위치에 장착된 안내륜이 안내 링크기구에 의하여 검출된 상대변위 ϵ_f 는 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_f = y + (a_f + l_f)\theta \quad (9)$$

여기서, a_f 와 l_f 는 앞축과 안내륜간 거리와 차량의 무게중심과 앞축과의 거리이다.

전·후륜을 동시에 조향하기 위하여 입력으로 귀환되는 조향각은 전륜의 조향이득(Steering Gain) G_f 를 설정하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} = -K \begin{bmatrix} 1 & a_f + l_f \\ 1 & a_f + l_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \end{bmatrix} \quad (10.a)$$

여기서, K 는 다음과 같다.

$$K = G_f \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \quad (10.b)$$

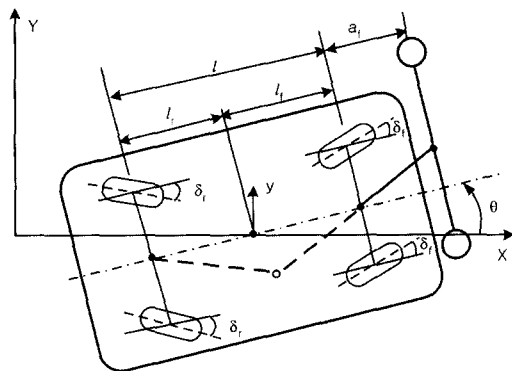


Fig. 4 A combined model of the front wheel steering system drawn by solid lines and the front-rear wheel steering one by dashed lines

여기서, k 는 전륜의 조향각을 후륜의 조향각으로 변환하는 비율이며 전륜만 조향할 때는 $k=0$ 이다. 그러므로 식(10.b)는 Fig. 5에서 피드백 계인 K 를 나타낸 것이다. 또한 식(10.a)와 출력행렬식 H 를 비교할 때, 상대변위 검출량이 연동조향시 $k>0$ 이면 주행륜의 자세는 Fig. 3에 나타난 바와 같고, $k<0$ 이면 Fig. 4에 나타난 것과 같다.

2.4 주행 안정성

Fig. 5로 표현한 페루프 시스템의 상태방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{x} = (F - GKH)x \quad (11)$$

차량의 주행 안정성은 식(11)의 계수로부터 결정되는 특성방정식을 통하여 검토한다. 유도식의 단순화를 위하여 코너링 강성은 $C_f=C_r=C$, 축간 거리는 $l_f=l_r=l/2$, 안내링크 거리는 $a_f=a$, 회전관성은 $I=ml^2/4$ 로 할 때 특성방정식은 다음과 같다.

$$|sI - F + GKH| = c_0 s^4 + c_1 s^3 + c_2 s^2 + c_3 s + c_4 = 0 \quad (12)$$

여기서, 계수 c_i ($i=0, \dots, 4$)는 다음과 같고 a 는 차량 무게중심에서 안내링크까지의 거리이다.

$$c_0 = 1, \quad c_1 = \frac{2a_1}{V} \quad (13.a, b)$$

$$c_2 = \frac{a_1^2}{V^2} + a_1 G_f \left\{ \frac{1}{2}(1+k) + \frac{a}{l}(1-k) \right\} \quad (13.c)$$

$$c_3 = -\frac{a_1^2}{V^2} G_f \left\{ \frac{1}{2}(1+k) + \frac{a}{l}(1-k) \right\} \quad (13.d)$$

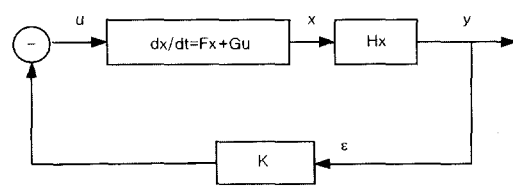


Fig. 5 A combined block diagram of both the front wheel steering system and the front-rear for the feedback control

$$c_4 = \frac{2}{l} a_1^2 G_f(1-k) \quad (13.e)$$

$$a = \frac{l}{2} + a \quad (13.f)$$

시스템 안정도를 평가하기 위하여 Routh의 기법을 이용하면 다음 식이 성립해야 된다.⁷⁾

$$k < 1 \quad (14)$$

$$\frac{Cl}{mV^2} + \frac{G_f\{l+(1-k)a\}}{4} - \frac{k(1-k)}{l+(1-k)a} > 0 \quad (15)$$

식(15)는 속도가 증가하면 이를 만족하지 못하고 차량은 불안정하게 되며, 이때의 임계속도 V_{cr} (Critical Speed)은 다음 식에서 얻을 수 있다.

$$V_{cr} = \sqrt{\frac{Cl}{m} \frac{D}{k(1-k) - \frac{G_f}{32} D^2}} \quad (16.a)$$

여기서, D는 다음과 같다.

$$D = 2\{l+(1-k)a\} \quad (16.b)$$

3. 결과 및 고찰

전륜조향시와 전후륜 연동조향시의 임계속도를 비교하기 위하여 Table 1의 차량제원을 사용

Table 1 Vehicle parameters⁸⁻⁹⁾

Variable	Unit	Value
Front-Rear steering ratio, k	-	-1
Full loaded mass, m	kg	1,939
Wheelbase l	m	5
Wheelset to guide link distance, a	m	2.20 2.42
Cornering stiffness, C	kgf/rad	22,848
Max. Speed, V_{max}	km/h	80
Dwelling Speed, V_d	km/h	30

하였다.

Fig. 6은 앞축과 안내링크간의 거리 $a=2.20m$ 와 $2.42m$ 일 때, 조향이득 G_f 를 변화시켜 전륜조향과 연동조향 각각에 대하여 임계 속도를 비교한 것이다. 조향이득의 모든 영역에서는 전륜조향의 경우가 더욱 안정함을 관찰할 수 있다. 또한 거리 a 가 커지면 안정영역이 증가함을 관찰할 수 있다. 예를 들면, 최고속도 80km/h로 주행할 때 계인을 0.3으로 선택하고, 궤도로부터 이탈되는 안내륜의 최대변위가 10mm라고 가정하면, 전륜의 조향각은 0.18° 이고 후륜은 반대방향의 같은 양만큼 조향되어 차량은 안정하게 주행할 수 있다.

Fig. 7은 안정조건인 식(14)를 만족하는 범위에서 전륜과 후륜의 조향각 비율 $k=0.5$ 와 -1 을 선택하여 임계속도에 미치는 영향을 살펴보았다. 비율이 크면 양의 값으로 접근함에 따라 차량의 안정성이 더욱 높아진다.

Fig. 8은 거리가 $a=2.20m$ 이고 차량속도가 전륜조향시 30km/h, 연동조향시 26km/h일 때 조향이득값 증가에 따른 근궤적을 보여주고 있다. 이것은 설정된 속도에서, Fig. 6에서 보는 바와 같이 전륜조향과 연동조향 모두 안정영역에 있어 s 평면의 좌반면으로 근궤적이 이동한다는 것을 알 수 있다. 그러나 속도를 50km/h로 설정하면 하면

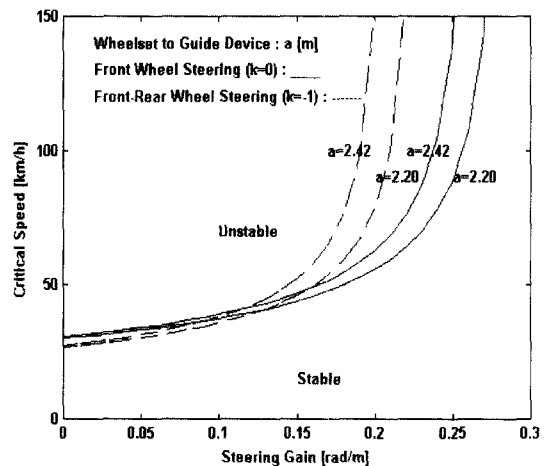


Fig. 6 A variation in critical speed depending on the distance a between wheelset and guide link

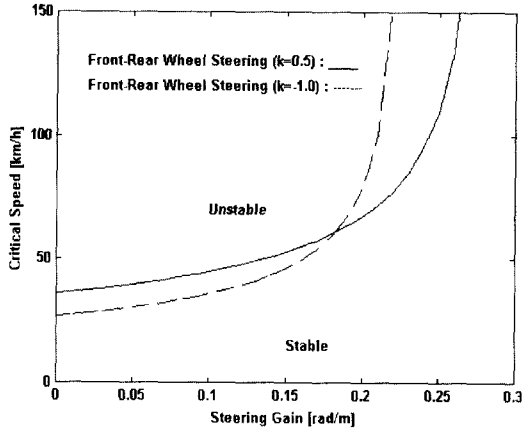


Fig. 7 A comparison of critical speed with $a=2.20\text{m}$ depending on steering gain ratio of the front wheel to the rear wheel

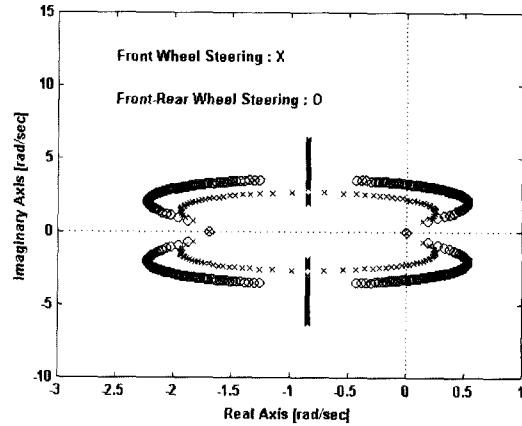


Fig. 9 The root locus in the s-plane with no steering time lag in case of a combination of stable and unstable speeds

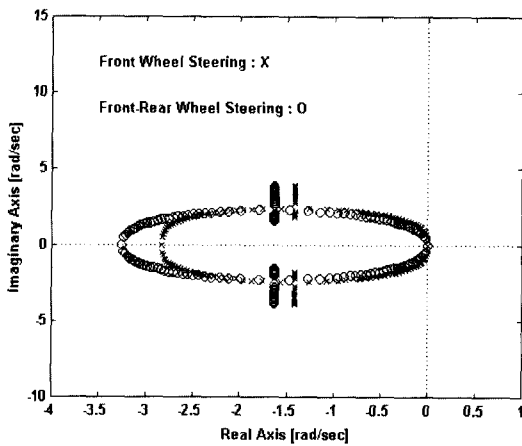


Fig. 8 The root locus in the s-plane with no steering time lag in case of stable speeds

Fig. 9에 나타난 바와 같이 근궤적은 불안정영역인 우반면을 향하다가 다시 안정영역으로 귀환함을 알 수 있다. 그러므로 차량의 임계속도를 결정함에 있어 조향이득값의 적절한 선택은 차량 안정성에 큰 역할을 한다.

다음은 안내링크에서 검출된 변위로부터 전·후륜에 조향각을 전달할 때까지 시간지연(Time Lag) λ 가 존재할 때 식(10.a)는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} \delta_f(t) \\ \delta_r(t) \end{bmatrix} = -K \begin{bmatrix} 1 & a_f + l_f \\ 1 & a_f + l_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y(t-\lambda) \\ \theta(t-\lambda) \end{bmatrix} \quad (17)$$

상기 식을 Fig. 5의 블록선도에 적용하여 식(12)의 특성방정식으로 다시 유도해야 한다. 라플라스 변환(Laplace Transform)을 하는 과정에서 식(17)의 변위벡터는 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} \mathcal{L} \begin{bmatrix} y(t-\lambda) \\ \theta(t-\lambda) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} Y(s) \\ \Theta(s) \end{bmatrix} e^{-\lambda s} \\ &\approx \begin{bmatrix} Y(s)(1-\lambda s) \\ \Theta(s)(1-\lambda s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (18)$$

따라서 식(8.c)의 출력행렬 H 는 다음과 같이 수정된다.

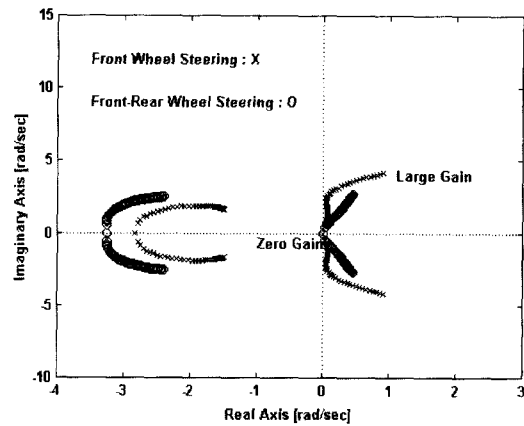


Fig. 10 The root locus in the s-plane for both the front wheel steering and the front-rear wheel with a steering lag $\lambda=0.2$ second

$$H = \begin{bmatrix} 1 & -\lambda & a_f + l_f & -\lambda(a_f + l_f) \\ 1 & -\lambda & a_f + l_f & -\lambda(a_f + l_f) \end{bmatrix} \quad (19)$$

Fig. 8에 적용한 운행조건과 동일하게 하고 시간지연을 0.2초로 하여 주행 안정성을 평가하였다. Fig. 10은 조향이득값이 증가함에 따라 근궤적이 우반면으로 이동하여 불안정함을 보여주고 있다. 불안정도는 연동조타의 경우가 더욱 민감함을 관찰할 수 있다. 이는 안내링크의 관성, 조향기구들에 의하여 시간지연을 초래함으로써 적절한 조향이득의 선정이 중요하다는 것을 알 수 있다.

4. 결론

안내궤도 차량이 직선로를 주행할 때, 안내궤도의 불규칙성으로 인하여 발생하는 상대변위가 차량의 임계속도에 미치는 영향을 전륜조향과 전·후륜 연동조향 차량에 대하여 비교 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 차량의 임계속도는 차량전단과 안내링크간의 거리에 따라 영향을 받으며, 간격이 클수록 고속영역에서 더욱 안정하다. 또한 전륜조향 차량은 전·후륜 연동조향 차량에 비하여 더욱 안정하다.
- 2) 전·후륜 연동조향 비율을 달리했을 때, 비율이 양의 값에 접근함에 따라서 안정성이 더욱 높아진다.
- 3) 안정영역과 불안정영역의 속도에 대하여 근궤적을 이용하여 안정도를 정성적으로 판단함에 있어, 차량 안정에 필요한 조향이득값의 적절한 선정이 중요하다는 것을 보였다.
- 4) 안내링크에서 검출된 변위로부터 전·후륜에 조향각을 전달할 때까지 시간지연 대하여 전륜조향이 더욱 유리하다.
- 5) 본 연구에 적용된 모델을 사용하면 차량의 동적거동에 영향을 미치는 요댐퍼(Yaw Damper), 횡댐퍼(Lateral Damper) 등의 특성을 파악하

는데 활용될 수 있고, 시간지연을 이용한 조향계의 특성을 파악할 수 있음은 물론, 전·후륜 독립조향 차량에 대하여도 안정성을 평가할 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 2000년도 금오공과대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구된 논문임.

참 고 문 헌

- 1) 유형선, 권혁수, 윤성호, “고무차륜형 AGT 주행장치의 구조 및 피로 해석,” 한국철도학회지, 제2권 제2호, pp.31-38, 1999.
- 2) 권혁수, 유형선, 윤성호, “고무차륜형 AGT 주행장치의 구조해석,” 한국자동차공학회 춘계 학술대회논문집, pp.379-385, 1999.
- 3) 유형선, 윤성호, 변상윤, 편수범, “고무차륜형 AGT 주행장치의 진동피로 해석,” 한국철도학회지, 제3권 제3호, pp.117-124, 2000.
- 4) Y. Fukumoto, “Computer Simulation and Running Test of Restrained Guidance System for KRT Vehicle,” Kobe Steel Engineering Report, Vol. 37, No.1, pp.79-82, 1987.
- 5) H. Tsunashima, Y. Fukumoto, “Computer Simulation of Guidance System for KRT Automated Guideway Transit Vehicle,” Kobe Steel Engineering Report, Vol.37, No.4, pp.49-52, 1987.
- 6) T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc. pp. 195-211, 1992.
- 7) G. F. Franklin, D. J. Powel, Abbas E.-N., Feedback Control of Dynamic System, Addison-Wesely, pp.539-685, 1994.
- 8) 건설교통부, 도시철도차량표준사양, 1999.
- 9) H. Tsunashima, T. Naneko, “Dynamics of Lateral Guidance System for Dual Mode Truck,” Proc. of 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Society of Automotive Engineers of Japan, Inc. pp.317-322, 1998.