

틸팅차량의 준 정적상태 전복 안전성과 탈선 안전성에 관한 연구

A Study on the Quasi-static Overturning and Derailment Safety of Tilting Train

서 병 일†·이 병 훈*

Byungyil Souh and Byung Hoon Lee

(2010년 2월 17일 접수 ; 2010년 5월 28일 심사완료)

Key Words : Tilting Train(틸팅차량), Overturning Safety(전복안전), Derailment Safety(탈선안전), Tilting Mechanism(틸팅기구)

ABSTRACT

This study presents a method to evaluate overturning safety and derailment safety of korean tilting train using kinematic analysis of four-bar linkage tilting mechanism. The safety is evaluated considering tilting vehicle body CG displacement. The design sensitivity for stable and safe maximum speed is evaluated around current korean tilting train design data. The current design shows minimum center of gravity displacement. Higher speed can be achieved with larger center of gravity displacement.

1. 서 론

틸팅차량은 곡선부를 주행 시 차체를 곡선부 안쪽으로 기울여 곡선부 주행속도를 높이는 차량으로 여러 나라에서 운행 중인 철도차량이다. 고속철도와 달리 기존의 궤도를 사용하여 속도를 높이므로 작은 투자로 여행시간을 줄이는 장점이 있다⁽¹⁾. 한국에서는 시제차량을 제작하여 일부 구간에서 시험 운행 중이며 상용화 운전이 계획 중이다.

국내외적으로 틸팅차량을 준비 중인 단계에서 관련 연구가 이루어져 왔으며 국내에서도 2000년 이후 틸팅의 기대효과, 틸팅 방식, 제어방법, 틸팅차량의 안전성 등에 관한 많은 연구가 이루어져왔다. 외국의 기존 틸팅차량의 현황 파악과 틸팅방식에 대한 연구의 결과로 링크형, 능동구동 방식을 채택하였으며 이에 따라 링크형 틸팅차량에 관한 연구가

이어졌다. 링크형 틸팅차량의 연구로 단진자 모델을 사용한 허용속도 증가에 관한 연구⁽²⁾, 링크 구동력 연구⁽³⁾, 링크의 운동학적 해석을 통한 순간중심과 무게중심 이동에 관한 연구^(4,5), 강제동역학 응용프로그램을 이용한 전복안전성 연구⁽⁶⁾, 틸팅시 궤도의 부담력 연구⁽⁷⁾, 틸팅차량의 진동특성에 관한 연구⁽⁸⁾ 등이 있다.

이 연구는 기존의 무게중심이동을 정확하게 고려하지 않은 허용속도증가에 관한 연구⁽²⁾와 링크 운동학을 고려한 순간중심과 무게중심 이동 연구^(4,5)를 수정 보완한다. 수치적 방법의 전복안전성 연구⁽⁶⁾가 있으나 해석적인 방법의 전복안전성 판단 방법이 유용하다.

이 연구에서는 링크형 틸팅차량의 무게중심 이동을 고려하여 설계변수와 최고 전복 안전속도 사이의 관계를 밝힌다. 또한 전복안전성을 만족하는 경우 설계변수와 탈선안전도 사이의 관계를 밝힌다. 이 연구의 가정으로 준 정적 상태를 가정하고 궤도의 불 균일을 무시한다. 차량의 현가장치도 선회시 차체의 자세에 영향을 미치나 틸팅의 영향에 비하

† 교신저자; 정회원, 동양대학교

E-mail : bys@dyu.ac.kr

Tel : (054)630-1112, Fax : (054)630-1145

* 부산대학교

여 작으므로 이 연구에서는 무시한다.

곡선부를 고속으로 주행하면 철도차량은 원심력에 의하여 전도 혹은 탈선한다. 전도와 탈선의 원인이 되는 궤도 평면에서 수평 방향 힘을 줄이기 위하여 궤도면 캔트를 이용하여 왔다. 캔트의 다른 용어로 *super elevation*, 혹은 *bank angle* 등의 용어를 사용한다. 궤도면의 횡방향 경사는 차량이 일정한 속도로 주행한다는 가정 하에는 궤도면 횡방향 힘을 줄이는데 효과적이나 차량은 정지 할 수도 있고 여러 다른 속도로 주행하여야 하므로 수평방향 궤도면 경사는 표준 궤간의 경우 최대 높이 차이가 0.16 m로 제한된다.

곡선부 주행시 차량의 전도 속도는 상당히 높으며 이때의 횡 가속도는 승객에게 큰 불편을 줌으로 전도 속도를 기준으로 고속 주행할 수 없고 따라서 전도 속도보다 낮은 속도로 운행한다. 틸팅차량은 곡선부 주행시 차체를 기울여 차체면 횡 가속도 성분을 줄이는 차량으로 줄어든 횡 가속도는 승객이 느끼는 횡 방향 힘을 줄여 승차감 향상에 기여하며 따라서 고속으로 운행 가능한 차량이다. 차체의 틸팅은 승객의 승차감 향상에 목적이 있고 속도 증가에 따른 횡 방향 힘에 의한 레일의 안전성을 높이지 못한다. 틸팅차량의 곡선부 고속주행에 따른 레일에 대한 악영향을 줄이기 위하여 조향 대차, 횡방향 능동현가, 경량 차축, 축하중 감소 등이 이용된다⁽¹⁾. 횡 방향 가속도가 상쇄 되도록 차체를 틸팅하여 횡 가속도를 보상하여 운행하면 승객은 시각 정보와 자세 감각기관의 사이에 불일치가 생기므로 어지러움을 느낀다⁽⁹⁾. 따라서 약간의 횡 가속도를 신체의 평형기관이 느끼도록 횡 가속도 보상이 이루어지는 각도보다 틸팅 각도를 줄여 운행한다.

철도차량은 바퀴와 일차 현가장치로 구성된 대차, 대차와 이차 현가장치로 연결된 차체로 이루어진다. 틸팅차량은 대차와 2차 현가장치 사이에 4절 링크가 설치되어 차체가 대차에 대한 회전운동을 할 수 있도록 설계된다. 곡선부 운행시 횡가속도는 차체평면에서 0.08 g 이내 에 있도록 차량운행 속도를 제한한다⁽²⁾.

2. 전복 안전성

차량의 선회운동은 원운동으로 가정하며 일정속

도로 가정한다. 곡률의 변화에 따라 횡 가속도의 변화가 있으나 이를 무시하고 준 정적상태에 있는 것으로 가정한다.

차량의 전복은 바퀴에 작용하는 레일 반력과 차체, 대차 등의 무게중심에 작용하는 중력과 원심력의 모멘트에 의하여 결정된다. 즉 외력에 의한 모멘트가 커지면 내측 바퀴의 수직 하중이 줄어들어 내측의 반력이 0이 되는 조건에서 차체가 전복되기 시작하는 것으로 판단한다. 전복안전도는 무게중심에 작용하는 외력의 합력의 작용선이 레일 중앙에 가까이 통과할수록 크다. 동적하중, 바람 등의 영향을 고려하여 전복 안전도는 합력의 작용선이 레일 중심의 1/3 범위 이내에 있도록 여유를 둔다⁽¹⁰⁾.

대차와 차체는 사절기구로 연결되어 차체의 회전운동을 허용한다. 각 변의 길이가 *a*, *b*, *d*인 사다리꼴 모양의 사절기구로 대차와 차체가 연결되어 있다. 길이 *a*인 좌우 쌍의 연결링크는 길이 *d*인 대차 링크와 길이 *b*인 차체링크를 연결한다.

사다리꼴 모양의 사절기구의 높이 *h'*는 Fig. 1을 참조하여 아래 식 (1)와 같이 나타낸다.

$$h' = \sqrt{a^2 - (b-d)^2/4} \tag{1}$$

Fig. 1에서 *h*는 궤도면에서 대차링크 높이, *h_{CG}*는 차체기준에서 차체 무게중심 높이이다. 캔트와 차체 경사각이 없으면 Fig. 1이 기준위치가 되고 기준위치에서 무게중심의 위치벡터는 식 (2)와 같다.

$${}^r r_{CGO} = \begin{bmatrix} 0 \\ h - h' + h_{CG} \end{bmatrix} \tag{2}$$

궤도면 경사각 θ_c , 대차와 차체를 연결하는 링크의

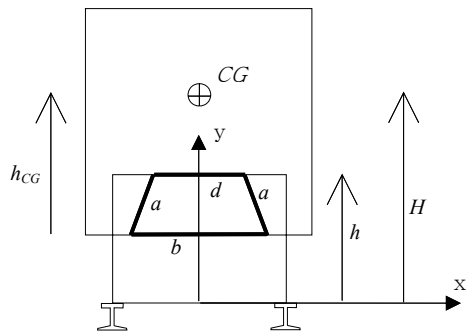


Fig. 1 Reference position

경사각 θ_2 , 차체 틸팅각 θ_t 로 기울어진 경우 관성 좌표계 x - y 에서 차체 무게중심의 위치벡터는 Figs. 2, 3을 참조하면 아래 식 (3)과 같다.

$$r_{CG} = T(\theta_c) \left(\begin{bmatrix} 0 \\ h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -d/2 \\ 0 \end{bmatrix} \right) + T(\theta_2) \begin{bmatrix} a \\ 0 \end{bmatrix} + T(\theta_t) \begin{bmatrix} b/2 \\ h_{CG} \end{bmatrix} \quad (3)$$

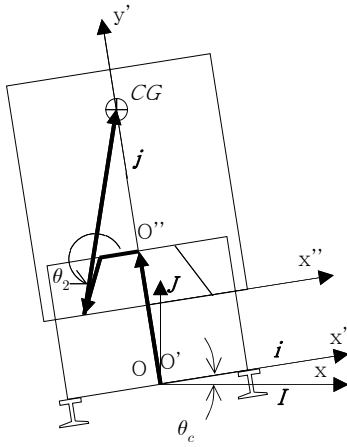


Fig. 2 Track cant

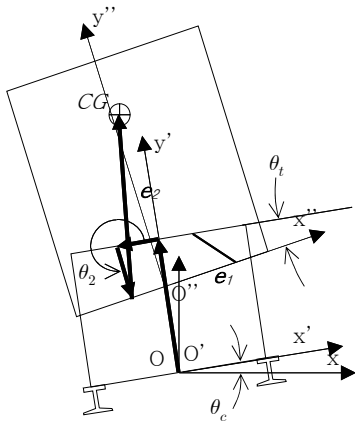


Fig. 3 Track cant and body tilting

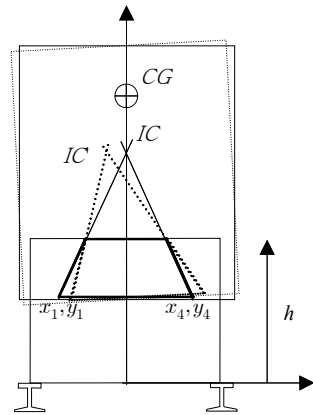


Fig. 4 Instantaneous center

여기서 회전 변환행렬 T 는 아래 식 (4)와 같다.

$$T(\theta) = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (4)$$

레도면 좌표계 x' - y' 에서 차체 무게중심의 위치벡터는 식 (5)와 같다.

$$r_{CG}' = \begin{bmatrix} 0 \\ h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -d/2 \\ 0 \end{bmatrix} + T(\theta_2) \begin{bmatrix} a \\ 0 \end{bmatrix} + T(\theta_t) \begin{bmatrix} b/2 \\ h_{CG} \end{bmatrix} \quad (5)$$

차체 무게중심의 위치는 순간중심으로부터 회전으로 구할 수 있다. 차체의 운동을 정성적으로 설명하는데 순간중심의 궤적과 무게중심의 궤적을 이용한다.

차체 틸팅시 순간중심의 위치는 Fig. 4를 참고하면 연결링크 연장 직선의 교점이 순간중심이므로 순간중심의 위치는 식 (6), (7)로 정리된다. 여기서 d 는 Fig. 1에서와 같이 대차에 고정된 대차링크의 길이, h 는 레도면에서 대차링크의 높이이고 (x_1, y_1) , (x_4, y_4) 는 대차와 차체를 연결하는 좌우 두 연결링크와 차체 링크의 피벗점의 위치이다.

선회 운동시 차체의 무게와 구심력은 식 (8)과 같이 표시된다.

$$x_{IC} = \frac{d(2h(x_1 + x_4) + (d - 2x_4)y_1 - (d + 2x_1)y_4)}{4(h(x_1 - x_4) + x_4y_1 - x_1y_4) + d(4h - 2(y_1 + y_4))} \quad (6)$$

$$y_{IC} = \frac{2h^2(x_1 - x_4) - 2dy_1y_4 + h(2x_4y_1 - 2x_1y_4 + d(y_1 + y_4))}{2dh + 2hx_1 - 2hx_4 - dy_1 + 2x_4y_1 - (d + 2x_1)y_4} \quad (7)$$

$$\mathbf{F} = m \left(\frac{v^2}{\rho} \mathbf{I} + g \mathbf{J} \right) \quad (8)$$

여기서 m 은 차체질량, v 는 차량속도, ρ 는 곡률반경, g 는 중력가속도, \mathbf{I}, \mathbf{J} 는 관성좌표계 단위벡터이다. 무게와 구심력을 기울어진 궤도면에 관하여 표시하면 식(9)와 같다.

$$\mathbf{F} = m \left(-g \sin \theta_c + \frac{v^2}{\rho} \cos \theta_c \right) \mathbf{i} + m \left(g \cos \theta_c + \frac{v^2}{\rho} \sin \theta_c \right) \mathbf{j} \quad (9)$$

여기서 \mathbf{i}, \mathbf{j} 는 궤도면 좌표계 단위벡터이다. 무게와 구심력을 각도로 틸팅된 차체면에 관하여 표시하면 식(10)과 같다.

$$\mathbf{F} = m \left(-g \sin(\theta_c + \theta_t) + \frac{v^2}{\rho} \cos(\theta_c + \theta_t) \right) \mathbf{e}_1 + m \left(g \cos(\theta_c + \theta_t) + \frac{v^2}{\rho} \sin(\theta_c + \theta_t) \right) \mathbf{e}_2 \quad (10)$$

여기서 $\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2$ 는 차체면 좌표계 단위벡터이다. 무게 중심에 작용하는 힘의 연장선은 전복안전을 위한 1/3 조건을 만족하도록 Fig. 5의 A점 이내를 통과하여야 하므로 무게중심에 작용하는 합력의 성분비는 힘의 기울기와 같아야 한다. 이를 수식으로 표시하면 식(11)과 같다.

$$\frac{H + \Delta r_{CGy}'}{\frac{1}{6}G - \Delta r_{CGx}'} = \frac{g \cos \theta_c + \frac{v^2}{\rho} \sin \theta_c}{-g \sin \theta_c + \frac{v^2}{\rho} \cos \theta_c} \quad (11)$$

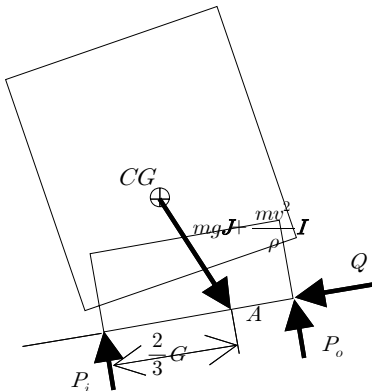


Fig. 5 Overturning and derailment safety

여기서 $\Delta r_{CGx}'$ 는 틸팅에 의한 무게중심 x' 변위, $\Delta r_{CGy}'$ 는 틸팅에 의한 무게중심 y' 변위 이다. 이는 궤도면에서의 무게중심 변위이며 틸팅각의 함수로 사절기구 위치해석 조건식의 비선형 방정식을 풀어 구한다. 위 조건식 (11)을 속도 v 에 대하여 풀어 전복안전 최고속도를 구한다.

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{gr \{ (\Delta r_{CGx}' - G/6) \cos \theta_c + (\Delta r_{CGy}' + H) \sin \theta_c \}}{(\Delta r_{CGy}' + H) \cos \theta_c - (\Delta r_{CGx}' + G/6) \sin \theta_c}} \quad (12)$$

여기서 H 는 틸팅이 없을 때 궤도면에서 차체 무게 중심까지 높이 이고 G 는 레일궤간이다.

3. 탈선 안전성

안전성의 다른 조건으로 탈선 조건이 있으며 탈선은 궤도면에 작용하는 수평방향 힘과 수직력의 비가 크면 외측 바퀴 플렌지가 레일을 타고 올라가 바퀴가 레일을 이탈하여 탈선이 일어나는 것으로 판단한다. 궤도면에 작용하는 수직력과 수평력은 차체의 무게, 횡가속도, 무게중심의 위치, 경사각에 의하여 결정되며 두 힘의 비는 0.8 이내에 있어야 탈선에 대해 안전한 것으로 판단한다⁽³⁾.

차체에 작용하는 합력의 작용선은 전복 안전성의 1/3조건으로부터 Fig. 5와 같이 차체 무게중심과 레일 궤간 내의 2/3지점 이내를 통과하여야 한다. 궤도면의 레일은 직진 안전성과 전복안전성 확보, 탈선을 방지하기 위하여 1/20~1/40의 작은 rail inclination 경사가 있도록 설치되나 이를 무시하면 Fig. 5와 같이 선회시 내측 레일의 반력은 궤도면에 수직이 되고 외측 레일에는 수직력과 바퀴 플렌지에 의한 수평력이 발생된다. 차체에 작용하는 힘을 준 정적 평형 상태로 가정하면 궤도면 방향의 힘의 평형조건은 식(13)과 같다.

$$-mg \sin \theta_c + m \frac{v^2}{\rho} \cos \theta_c - Q = 0 \quad (13)$$

여기서 Q 는 외측 레일에 의한 수평반력이다. 궤도면에 수직방향의 힘 평형조건은 식(14)와 같다.

$$P_i + P_o - mg \cos \theta_c - m \frac{v^2}{\rho} \sin \theta_c = 0 \quad (14)$$

여기서 P_i , P_o 는 각각 내측, 외측 레일의 수직반력이다. 전복 안전성을 만족하는 경우 차체와 대차에 작용하는 힘의 외측 레일 접촉점에 관한 모멘트 평형식은 식(15)와 같다.

$$-P_i G + (mg \cos \theta + \frac{mv^2}{\rho} \sin \theta) \frac{G}{3} = 0 \quad (15)$$

위 세 평형식과 전복안전 조건식(11)을 정리하여 수직, 수평힘을 구한다.

$$P_i = \frac{gm(\Delta r_{CGy}' + H)/3}{(\Delta r_{CGy}' + H)\cos \theta_c + (\Delta r_{CGx}' - G/6)\sin \theta_c} \quad (16)$$

$$P_o = \frac{2gm(\Delta r_{CGy}' + H)/3}{(\Delta r_{CGy}' + H)\cos \theta_c + (\Delta r_{CGx}' - G/6)\sin \theta_c} \quad (17)$$

$$Q = \frac{gm(-\Delta r_{CGx}' + G/6)}{(\Delta r_{CGy}' + H)\cos \theta_c + (\Delta r_{CGx}' - G/6)\sin \theta_c} \quad (18)$$

전복에 안전한 외측 수직 반력은 내측의 두 배이다. 전복 안전성을 만족하는 조건에서 외측 레일에 작용하는 수평힘과 수직힘의 비인 탈선계수는 식(19)와 같다.

$$\frac{Q}{P_o} = \frac{3}{2} \frac{G - \Delta r_{CGx}'}{H + \Delta r_{CGy}'} \quad (19)$$

궤도면에 작용하는 수직력과 수평력은 차체의 무게, 횡 가속도, 무게중심의 위치에 의하여 결정되며 두 힘의 비는 0.8 이내에 있어야 탈선위험이 없는 것으로 간주된다. 틸팅에 의한 무게중심의 이동이 없으면 식(20)과 같이 간략하게 표시된다.

$$\frac{Q}{P_o} = \frac{1}{4} \frac{G}{H} \quad (20)$$

무게중심 이동이 없는 경우 전복 안전성을 만족하면 탈선계수는 규정치 0.8 보다 작다.

승객이 느끼는 횡 가속도는 차체 평면에서의 횡

가속도이다. 횡 가속도는 승차감의 요소이다. 식(10)의 x 성분은 차체면 횡 가속도이다.

$$a_x = -g \sin(\theta_t + \theta_c) + \frac{v^2}{r} \cos(\theta_t + \theta_c) \quad (21)$$

횡 가속도의 완전한 보상은 횡 가속도가 0이 되도록 하는 것이나 틸팅에 의한 횡 가속도 보상은 가속도의 일부를 보상하여 0.08 g 이내에 있도록 한다.

4. 결과 및 토의

유도된 본문 2, 3장의 수식을 이용, 전복 안전도와 탈선 안전도를 계산한다. 링크의 길이, 무게중심 높이는 참고문헌의 값을 이용하였다^(3,6). 회전반경은 500 m로 가정한다.

참고문헌의 설계값은 사다리꼴 모양의 링크이며 이러한 사절기구의 순간중심은 링크의 위쪽에 위치한다. 또한 순간중심과 무게중심의 위치를 가까이 하는 설계로 틸팅시 무게중심의 이동이 적은 특징이 있다.

역 사다리꼴 모양의 설계는 순간중심이 링크의 아래에 위치하고 틸팅시 차체는 밖으로 기울어지는 경향이 크다. 순간중심과 무게중심의 거리가 크므로 틸팅에 따른 무게중심의 이동이 크며 차체 이동이 커서 기존 궤도 주변시설과 간섭이 일어난다.

최대 8도의 차체 틸팅시 차체의 무게중심은 이동

Table 1 Tilting train linkage and CG data^(3,6)

a(m)	b(m)	d(m)	h(m)	h _{CG} (m)	G(m)
0.55	1.0798	0.65	0.77	1.3363	1.435

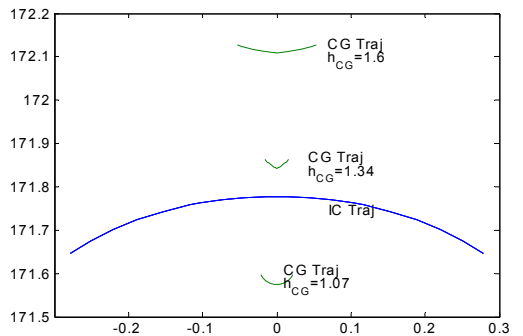


Fig. 6 Trajectory of IC and CG vs h_{CG}

한다. 식 (5), (7) 그리고 사절기구 위치해석방법과 표의 링크자료, 차체링크로부터 무게중심 높이 h_{CG} 를 변화시켜 차체 무게중심 궤적과 순간중심 궤적을 계산하여 Fig. 6에 나타낸다.

Fig. 6에서 $h_{CG} = 1.34$ m인 경우는 순간중심 궤적과 가장 가까운 궤적으로 무게중심의 이동량이 가장 작다. 순간중심과 무게중심을 일치 시키면 틸팅에 따른 무게중심의 이동은 0이 된다. 무게중심이 순간중심의 상부에 위치하면 차체 틸팅시 무게중심은 곡선부 내측으로 이동하므로 최고속도를 높이는 데 도움이 된다. 그림에서 $h_{CG} = 1.07$ m의 경우와 같이 무게중심이 순간중심의 하부에 위치하면 틸팅시 무게중심이 외측으로 이동하므로 최고속도를 높이는 데 불리하게 작용한다.

틸팅링크 길이를 변화하며 무게중심의 궤적을 계산하여 Fig. 7에 도시하였다. Fig. 7은 연결링크 길이 a 의 변화에 대한 무게중심궤적이다. 연결링크의 길

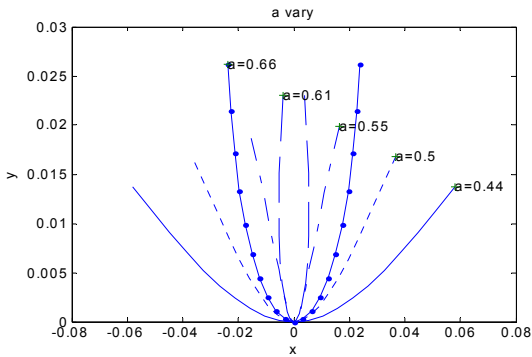


Fig. 7 Trajectory of body CG vs connecting link length

이는 0.55~0.61 사이에 값이 무게중심 변위를 최소화 한다. 즉 현재 설계치는 무게중심 변위를 최소화 하는 설계이다.

Fig. 8은 차체링크 길이 변화에 대한 무게중심 궤적이다. 차체링크 길이는 1.08 m인 경우에 무게중심 이동이 최소이다.

Fig. 9는 대차링크길이 변화에 대한 무게중심 궤적이다. 대차링크 길이는 0.65m인 경우 변위가 최소이다.

Figs. 7,8,9는 현재 설계가 무게중심의 변화가 가장 작은 설계인 것을 나타낸다. 이는 최고 속도를 위한 설계와 차이가 있으며 철로 주변의 터널, 교량 등과의 간섭을 고려한 설계로 보인다.

틸팅링크 길이 변화에 대한 최고 속도와 탈선계수 관계는 전복안전을 만족하는 경우 최고속도는 식 (12), 탈선계수는 식 (19)에 의한다. 무게중심 변위가 없으면 탈선계수는 식 (20)에 의하여 0.23이다. 현재 설계는 틸팅에 의한 무게중심 변위가 작으므로 탈선계수 0.8에 비해 충분히 작으며 전복안전을 만족하면 탈선에 대하여 안전하다.

전복안전을 만족하는 최고 속도와 설계변수 사이의 관계를 얻기 위하여 현 설계를 변화하여 최고속도를 계산하여 설계민감도를 구한다. Fig. 10은 연결링크 길이와 대차링크 높이를 변화시켜 최고속도를 구한 결과이다. 연결링크 길이가 짧아질수록, 대차링크 높이가 낮을수록 최고속도는 증가한다. 긴 연결링크는 순간중심이 무게중심보다 위에 위치하고 따라서 틸팅은 무게중심을 곡선 외측으로 이동 전복 모멘트를 크게 한다. 대차링크 높이가 낮으면, 무게중심 높이가 감소하여 하중이동을 줄여 최고속

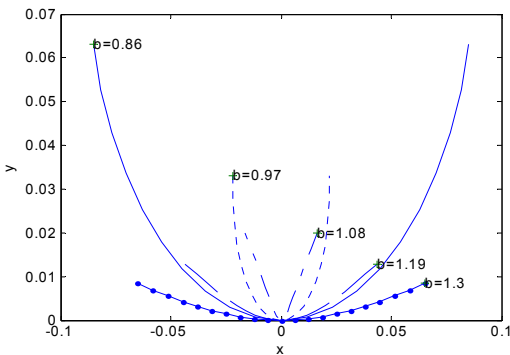


Fig. 8 Trajectory of CG vs body link length

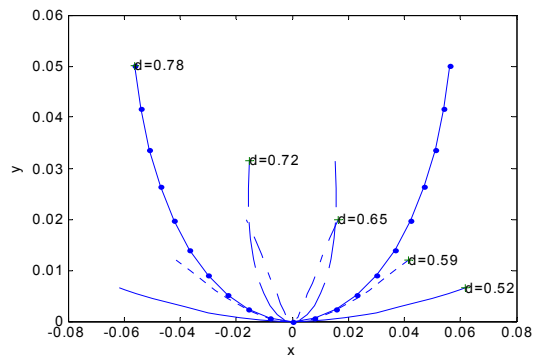


Fig. 9 Trajectory of CG vs bogie link

도를 높이는 것으로 설명할 수 있다.

Fig. 11은 연결링크 길이와 차체 무게중심 높이 h_{CG} 를 변화시켜 최고속도를 구한 결과이다. 연결링크 길이가 짧아질수록 최고속도는 증가한다. 연결링크의 길이 영향은 Fig. 10 설명과 같다. 최고속도와 무게중심 높이는 연결링크 길이에 따라 다른 경향을 보인다. 이는 무게중심 높이와 순간중심의 상대적인 위치에 따른 것으로 무게중심 높이가 높을수록 하중 이동에 따른 전복안전성이 나빠지나 순간중심이 낮아지면 내측으로 무게중심이 이동하고 이에 따른 하중에 의하여 높이 영향을 보상하는 것으로 설명할 수 있다.

Fig. 12는 차체링크 길이와 대차링크 높이를 변화시켜 최고속도를 구한 결과이다. 차체링크 길이가 길어질수록 최고속도는 증가한다. 대차링크 높이가 높아질수록 최고속도는 감소한다. 차체링크가 길어지면 무게중심에 비해 순간중심은 낮아지고 틸팅시

무게중심은 곡선 내측으로 이동 안정성이 높아진다. 대차링크 높이가 높아지면 무게중심에 비해 순간중심은 낮아지고 틸팅시 무게중심은 곡선 외측으로 크게 이동 안정성이 낮아진다.

Fig. 13은 차체링크 길이와 차체 무게중심 높이를 변화시켜 최고속도를 구한 결과이다. 차체링크 길이가 길어질수록 최고속도는 증가한다. 차체링크의 길이 영향은 Fig. 12 설명과 같다. 차체 무게중심 높이는 차체링크 길이 1.03 m를 중심으로 영향이 달라진다. 이는 무게중심 이동에 따른 하중 이동은 차체링크가 1.03 m보다 짧은 경우 순간중심과 무게중심위치가 바뀌어 무게중심은 내측으로 이동하여 무게중심이 높아지는 영향을 보상하는 것으로 설명할 수 있다.

Fig. 14는 대차링크 길이와 대차링크 높이를 변화시켜 최고속도를 구한 결과이다. 대차링크 길이가 길어질수록 최고속도는 감소한다. 대차링크 높이가

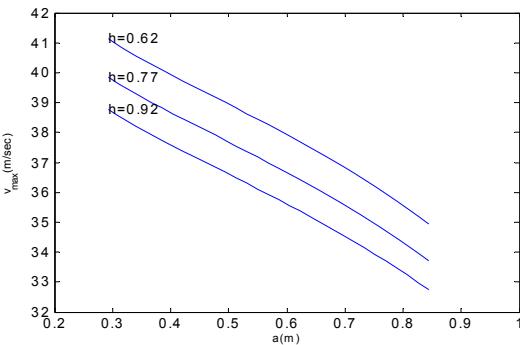


Fig. 10 Max speed vs connecting link length and bogie height

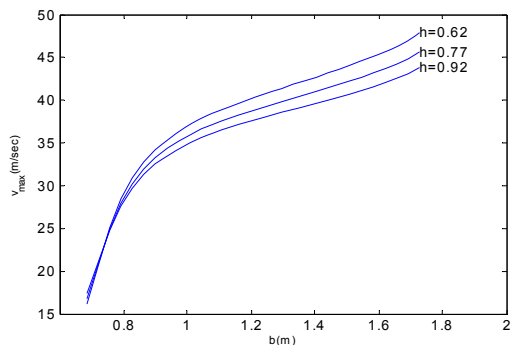


Fig. 12 Max speed vs body link length and bogie height

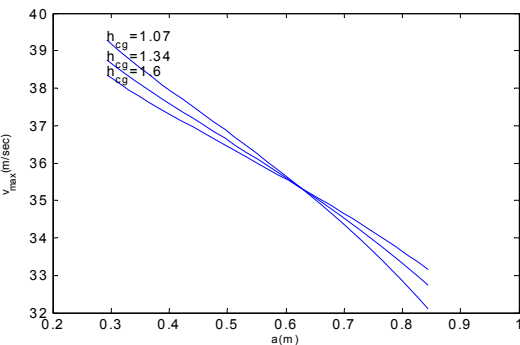


Fig. 11 Max speed vs connecting link length and CG height

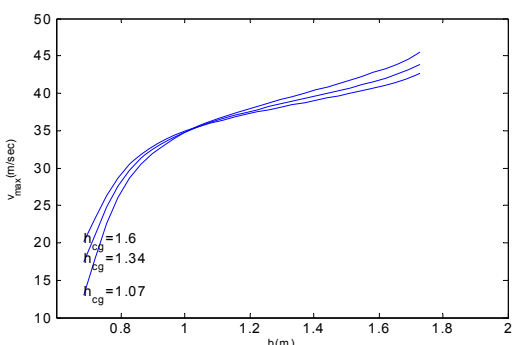


Fig. 13 Max speed vs body link length and body CG height

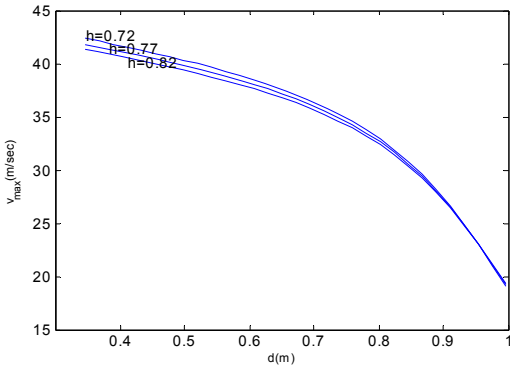


Fig. 14 Max speed vs bogie link length and bogie height

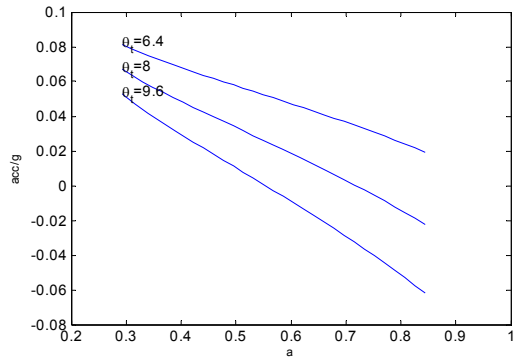


Fig. 16 Lateral Acc. vs connecting link length and tilting angle

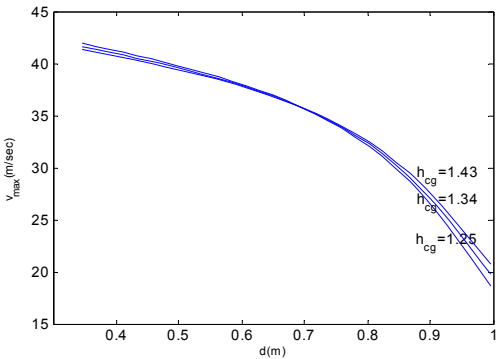


Fig. 15 Max speed vs bogie link length and body CG height

높아질수록 최고속도는 감소한다. 대차링크가 길어지면 무게중심에 비해 순간중심은 높아지고 틸팅시 무게중심은 곡선 외측으로 이동 안정성이 낮아진다.

Fig. 15는 대차링크 길이와 차체무게중심 높이를 변화시켜 최고속도를 구한 결과이다. 대차링크 길이가 길어질수록 최고속도는 감소한다. 대차링크가 길이 영향은 Fig. 14 설명과 같다. 차체 무게중심 높이는 차체링크 길이 0.69 m를 중심으로 영향이 달라진다. 이는 무게중심 이동에 따른 하중 이동은 0.69 m보다 큰 경우 순간중심과 무게중심위치가 바뀌어 무게중심은 내측으로 이동하여 무게중심이 높아지는 영향을 보상하는 것으로 설명할 수 있다.

Fig. 16은 식 (21)을 이용한 횡가속도를 계산결과이다. 캔트 각은 6.3도를 적용하였다. 여러 틸팅 각도로 틸팅시 횡 가속도는 연결링크 길이 변화시 승차감 조건인 횡가속도 0.08 g를 만족한다. 다른 설

계치 변화에도 기준값을 기준으로 조금 변화시킬 경우에는 모두 승차감 조건을 만족한다.

식 (19)로 유도된 탈선안전도는 무게중심 이동량에 의존하는 것으로 정리되었다. 설계 기준치 부근의 값에서 틸팅시 무게 중심의 변위는 Fig. 6에 표시된 대로 최대 Δr_{CGx} '는 0.06, Δr_{CGy} '는 0.02의 작은 값이다. 이러한 작은 변위는 탈선 안전도 조건에 영향을 미치지 못한다. 전복 안전도를 만족하는 경우에 최대 틸팅의 경우에도 탈선 안전도가 만족된다.

4. 결 론

무게중심 이동을 고려한 링크형 틸팅차량의 전복 안전도와 탈선안전도를 구하는 새로운 방법을 제시하였다.

이를 이용하여 전복안전 최고속도를 구하고 탈선 안전도를 판단하였다. 기존의 링크자료를 중심으로 설계치를 변화, 설계 민감도를 구하여 최고 속도를 높이기 위한 설계방향을 제시하였다. 설계변수에 대한 민감도는 무게중심의 이동에 의한 하중이동으로 설명된다. 무게중심의 이동은 사절기구형 틸팅기구의 틸팅에 의한 순간중심 즉 회전중심의 이동과 회전중심으로부터 차체의 틸팅에 의한 무게중심의 상대적인 이동의 합으로 설명 할 수 있다.

이 연구의 가정 하에서는 전복 안전도를 만족하기만 하면 탈선에 대하여 안전한 것으로 판단된다. 기존의 설계는 무게중심 이동량이 최소인 설계로 판단되고 최고 속도를 높이는 설계는 무게중심의 이동이 커지는 단점이 있는 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) "First Report on Tilting Train Technology the State of the Art," Paris, June 1998, UIC.
- (2) Um, J.-H., Eum, K.-Y., Yeo, I.-H. and You, Y.-H., 2004, "Evaluation of Tilting Trains Speed in Conventional Railways Curves Considering Passenger's Comfort in Transition Area," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 7, No. 4, pp. 360~366.
- (3) Koo, D.-W., Kim, N.-P. and Han, H.-S., 2003, "Dynamic Analysis of a Bogie Tilting Mechanism," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 6, No. 4, pp. 300~307.
- (4) Kim, J.-S., Kim, N.-P., 2005, "Characterization of the Tilting Link Mechanism for the Tilting Train," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 8, No. 1, pp. 34~40.
- (5) Kim, N.-P., Koo, D.-W. and Han, H.-S., 2003, "Parametric Study of a Bogie Tilting Mechanism," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 6, No. 4, pp. 294~299.
- (6) Kim, J.-S., Kim, N.-P. and Seo, S.-I., 2006, "Evaluation of Overturning Safety for a Tilting Train by Carbody Tilting," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 9, No. 2, pp. 145~150.
- (7) Um, J.-H., Eum, K.-Y., Yang, S.-C. and Sin, S.-K., 2005, "Performance Evaluation of Conventional Curved Track by Tilting Trains," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 8, No. 6, pp. 550~558.
- (8) Kim, N.-P., Kim, J.-S. and Park, T.-W., 2008, "The Study on the Vibrational Characteristics of Korean Tilting Train Hanvit200," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 8, pp. 864~871.
- (9) Rickard, P., "Motion Sickness in Tilting Trains Description and Analysis of the Present Knowledge," Royal Institute of Technology, Aeronautical and Vehicle Engineering, Stockholm.
- (10) International Union of Railways, 1989, UIC Code 703, Layout Characteristics for Lines used by Fast Passenger Trains, 2nd Edition.