

## 차체 틸팅에 따른 전복안전도 특성 평가

### Evaluation of Overturning Safety for a Tilting Train by Carbody Tilting

김정석<sup>†</sup> · 김남포<sup>\*</sup> · 서승일<sup>\*</sup>

Jung-Seok Kim · Nam-Po Kim · Sung-Il Seo

#### Abstract

In this study, overturning safety for a tilting train has been evaluated. In the tilting train, the overturning safety is one of the most important factors because the carbody inclines inward a curve during curve negotiation. Dynamic analysis considering unbalanced lateral acceleration and carbody tilting has been carried out and the overturning safety for the tilting train has been evaluated according to height of CG of carbody. From these studies, the overturning safety for the tilting train under unbalanced lateral acceleration of  $2 \text{ m/s}^2$  was superior to the conventional one at the same running speed.

**Keywords :** Tilting Train(틸팅열차), Overturning(전복), Safety(안전), Curve(곡선), Unbalanced Lateral Acceleration(不平衡 횡가속도)

#### 1. 서 론

틸팅(tilting)이란 곡선부 주행시 차체를 곡선의 내측으로 기울이게 하는 기술로 곡선부 주행시 발생하는 원심가속도의 횡방향 성분을 중력가속도의 횡방향 성분으로 상쇄시켜 승객이 느끼는 횡가속도를 저감시키는 기술이다[1]. 따라서 곡선부에서 약 20~30%정도의 속도향상이 가능하다. 곡선부 열차운행속도는 차량성능보다는 켄트 등 궤도여건이나 탈선 등 전복안전성 측면에서 제한된다. 틸팅차량(tilting train)은 곡선부를 일반차량보다 높은 속도로 주행하므로 이에 따른 원심력이 속도의 제곱에 비례하여 증가하여 전복에 대한 위험도가 상대적으로 높아진다.

또한 차체틸팅에 의해 무게중심이 이동하므로 전복에 대한 특성이 일반차량에 비해 규명하기 어렵다. 따라서 틸팅차량의 개발에 있어서 전복에 대한 안전도는 면밀히 검토되어야 한다. 전복안전도(overturning safety)에 대한 이전 연구들은 대부분 측풍(cross wind)의 영향을 평가하기 위한 공기저항계수 측정이나, 이에 근거하여 차량이 교량이나 둑과 같은 지역 통과 시 전복특성을 고찰한 연구가 대부분이

다[2-5]. 또한 차량동역학 해석을 통해 객차 및 전기기관차의 전복안전도를 평가한 연구가 있다[6]. 그러나 틸팅열차에 대한 전복안전도에 대한 연구는 찾아보기 어려운 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 현재 개발중인 한국형 틸팅열차의 전복안전도를 해석적인 기법을 통해 평가 하였다. 또한 틸팅차량의 무게중심높이 변화에 따른 무게중심의 이동궤적을 고려한 전복안전도를 평가하였다.

#### 2. 전복 안전도

차량전복은 곡선통과시에 원심력, 횡진동 가속도와 측면에서 부는 강한 바람에 의한 힘이 차량 중량에 의한 복원모멘트보다 클 경우 발생한다. 곡선부 통과시 차량을 전복시키려는 요인은 정상 초과 원심력에 의한 전복모멘트, 횡방향 및 롤진동에 의한 동적 전복 모멘트 및 풍압에 의한 전복 모멘트이다. 국내에서 적용되고 있는 전복안전도에 대한 정의는 Fig. 1과 같이 원심력과 중력에 의한 영향을 전복안전도 식에 적용하고, 예측하기 어려운 진동이나 풍압 등에 의한 영향은 안전율에 포함하여 적용하고 있다.

Fig. 1에 표기된 변수의 의미는 아래와 같다.

H : 레일면에서 차량무게중심까지 거리

G : 좌우 차륜/레일 접촉점간 거리

† 책임저자 : 회원, 한국철도기술연구원, 기존철도기술개발사업단  
E-mail : jskim@ktrri.re.kr

TEL : (031)460-5663 FAX : (031)460-5699

\* 책임연구원, 한국철도기술연구원, 기존철도기술개발사업단

- c : 캔트(superelevation)  
 b : 레일의 중심에서 중량과 원심력의 합력이 캔트 평면과 교차되는 점까지의 거리  
 $F_{lat}$  : 미보상 횡가속도에 의한 원심력  
 W : 차량의 중량  
 $F_L, F_R$  : 좌우측 휠에 발생하는 윤중(wheel load)

Fig. 1에 근거해서 유도되는 전복안전도는 식 (1)과 같이 표현된다[7].

$$S = \frac{(G/2)}{b} \quad (1)$$

식 (1)에서 전복에 대한 안전율은  $b = G/2$ 에서 왼쪽 휠의 하중이 영이 되면서 전복이 시작되는데 이때 안전율은 1이

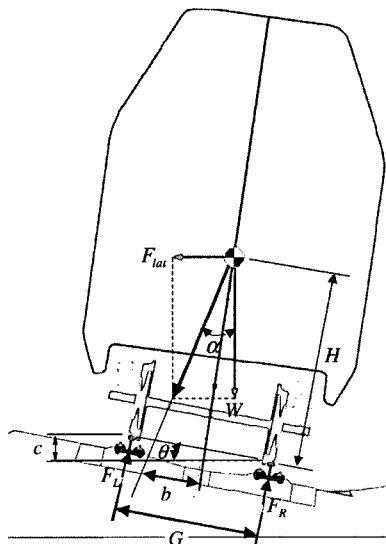


Fig. 1. Schematic diagram of a train running on curved track

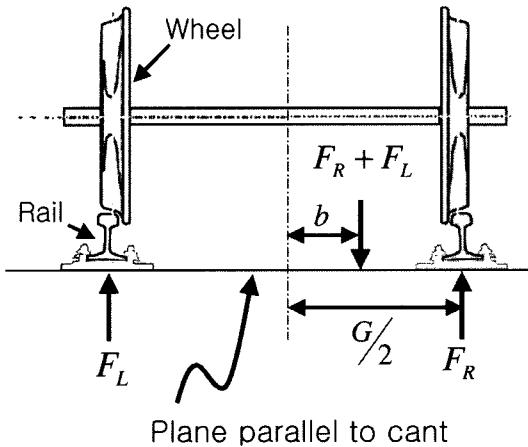


Fig. 2. Applied forces on the cant plane

고,  $b=0$ 이면 완전한 직선궤도조건이므로 안전율이 무한대이다.

본 연구에서는 식 (1)의 전복안전도를 캔트평면에서 차체의 양쪽 휠/레일 접촉부에서 발생하는 윤중의 비로 변환하여 전복안전도를 평가하였다.

캔트평면에서 휠/레일 접촉부에서 작용하는 수직력은 Fig. 2와 같이 표현되고 차체가 곡선부 통과시 원심력과 중력의 합력은 게이지(track gauge) 중심에서  $b$ 만큼 떨어진 부분에 좌우 수직하중의 합의 크기로 작용하게 된다. Fig. 2에서 게이지 중심에 대한 모멘트에 합은 식 (2)와 같이 표현된다.

$$\Sigma M = F_L \frac{G}{2} + (F_L + F_R)b - F_R \frac{G}{2} = 0 \quad (2)$$

식 (2)를  $b$ 에 대해서 정리하면 식 (3)과 같이 표현된다.

$$b = \frac{|F_R - F_L|}{(F_R + F_L)} \frac{G}{2} \quad (3)$$

본 연구에서는 식 (3)을 식 (1)에 대입하여 식 (4)와 같은 전복안전도식을 적용하여 평가하였다.

$$S = \frac{(F_L + F_R)}{|F_R - F_L|} \quad (4)$$

## 2.1 전복안전도 평가를 위한 모델링

일반적으로 틸팅차량은 곡선부에서 기존차량 대비 약 20~30%정도 증가된 속도로 운행하게 된다. 또한 이렇게 증가된 속도에서 승차감을 향상시키기 위해 Fig. 3과 같이 차체

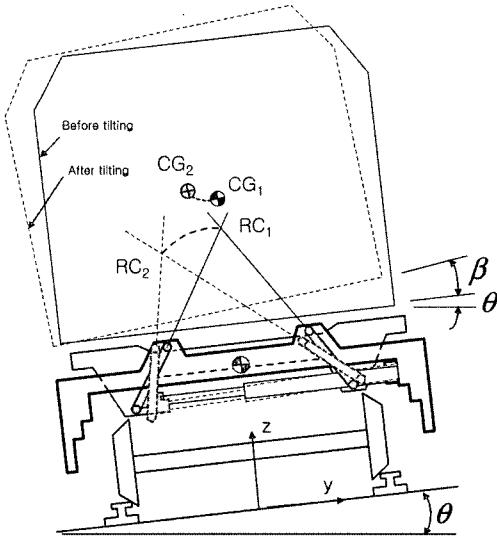


Fig. 3. Movement of CG by tilting

를 곡선내측으로 기울이게 된다. Fig. 3과 같이 캔트가  $\theta$ 인 선로에서 차체를  $\beta$ 만큼 틸팅시킬 경우 차체의 초기 무게중심위치는  $CG_1$ 은  $CG_2$ 로 이동하게 된다. 따라서 이러한 곡선부 속도증가와 차체 틸팅이 전복안전도에 미치는 영향을 평가하는 것은 틸팅열차의 특성고찰에 있어 필수적이다.

본 연구에서는 틸팅 차량이 곡선부를 최대 틸팅각으로 통과할 경우 차량의 전복안전도를 평가하는 것이 목적이다. 따라서 Fig. 4와 같은 동역학 모델을 통해서 아래와 같은 항목들을 고려하여 틸팅차량의 전복안전도를 평가하였다.

- ① 차체 틸팅에 따른 무게중심의 수직 및 횡변위의 영향
- ②  $2m/s^2$ 에 해당하는 미보상 횡가속도의 영향
- ③ 차체의 횡방향 및 둘 관성력의 영향

Fig. 4의 동역학 모델에서는 동력차 1량의 1/2을 모델링하였다. 본 모델에서는 차체(carbody), 2차 현수장치(air spring), 횡 범퍼스탑(bumper stopper), 차체 스톱퍼(carbody stopper), 틸팅링크(tilting linkage), 틸팅볼스타(tilting bolster), 대차(bogie) 및 틸팅액츄에이터(tilting actuator)를 모델링하였다. 차체와 틸팅볼스타 사이의 2차 현수장치는 선형 스프링요소로 구현하였다. 본 해석모델에서는 해석의 단순화를 위해 훨과 레일의 접촉은 고려하지 않았다.

해석모델은 캔트에 평행한 평면위에 모델링하였고 횡방향 미보상 횡가속도에 의한 초과원심력은 이 면에 평행하게 작용하도록 하였다. 해석모델은 상용 다물체 동역학 해석프로그램인 ADAMS[8]를 이용하였으며 해석모델의 주요 제원은 Table 1과 같다.

틸팅차량의 전복안전도를 평가하기 위한 해석에 적용된 선로조건은 곡선반경(R)이 300m, 캔트가 100mm이다. 차량

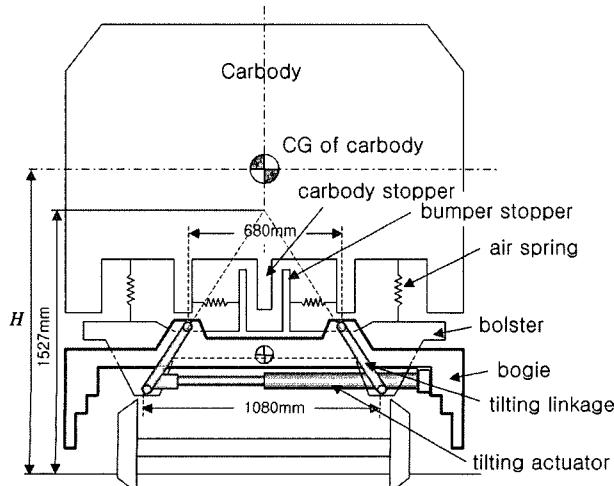


Fig. 4. Dynamic analysis model of TTX

은 Fig. 5와 같은 곡선을  $100km/h$ 의 속도로 통과하는 조건을 부여하였다. 이 경우 곡선통과시 캔트평면(cant plane)에서 약  $2m/s^2$ 의 미보상 횡가속도가 발생하게 된다. Fig. 6은 Fig. 5의 곡선에서의 곡선통과시 차체의 틸팅각의 이력을 나타낸 것이다. 본 연구에서 개발중인 틸팅열차의 최대틸팅조건인 틸팅각 8도까지 최대 틸팅 각속도  $4^\circ/s$ 로 2초만에 도달하도록 설정하였다.

### 3. 해석결과

#### 3.1 해석모델의 검증

해석결과의 검증을 위해 차체의 틸팅없이 Fig. 5의 곡선을  $1m/s^2$ 의 미보상 횡가속도가 발생하는 속도로 주행할 경우와 틸팅을 하면서 미보상 횡가속도가  $2m/s^2$ 이 발생하는 속도로 주행하는 조건하에서 해석을 수행하여 Table 2와 같이 기존 결과[9]와 비교하였다. Table 2에서 알 수 있듯이 일반차량과 같이  $1m/s^2$ 의 미보상 횡가속도 조건하에서 곡선을 통과할 경우 동일차축의 좌우측 훨에서 축중의 분포는 60:40으로 외측 훨은 10%증가하고 내측 훨은 10%정도 감

Table 1. Main data of the dynamic model

Data	Values
Carbody weight	388kN
Height of tilting center from rail top	1527mm
Lateral stiffness of secondary suspension	450N/mm
Vertical stiffness of secondary suspension	180N/mm

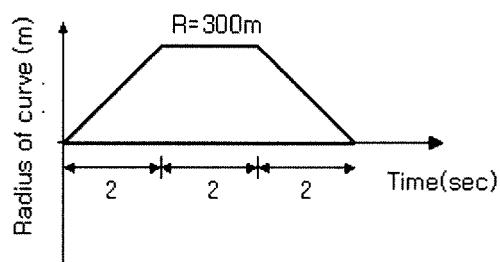


Fig. 5. Histories of radius of curve

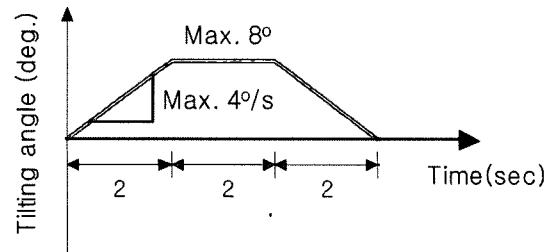


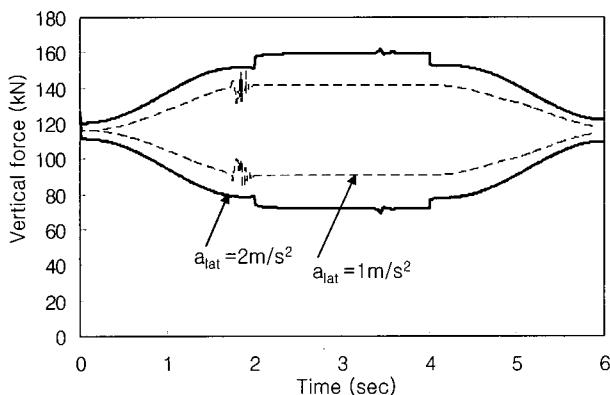
Fig. 6. Histories of tilting angle

소하게 된다. 그러나  $2m/s^2$ 으로 곡선을 틸팅하면서 통과할 경우에는 축중의 분포가 70:30으로 외측 훨은 20%의 축중 증가를 보인다. 이것은 미보상 횡가속도와 차체 틸팅의 효과가 전복 안전도 저하에 영향을 미치게 된다. Table 2의 결과로부터 해석결과는 기존결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 7은 Table 2의 두 결과에 대한 동일차축의 좌우 훨에서 발생하는 축중의 이력을 나타낸 것이다. Fig. 7에서 초기 2초 동안은 원곡선 진입전 완화곡선통과 영역이고, 2~4초 동안 원곡선 통과 영역이다. 그리고 4~6초 동안 원곡선 통과후 2초동안 완화곡선을 통과하는 영역을 의미한다. Fig. 7에서 좌우 축중의 이력은 대칭적인 형상을 보이고 있고  $1m/s^2$ 의 미보상 횡가속도조건하에서 약 1.76초 정도에서 고주파의 성분이 나타나는데 이것은 틸팅볼스터의 범퍼스탑(bumper stopper)과 차체 스톱퍼(carbody stopper)가 충돌하면서 발생하는 충격하중성분이다. 실제 차량에서 범퍼스탑은 고무로된 충격완화부가 설치되어 있어 이러한 현상은 완화될 것이다. 본 해석에서는 대차의 범퍼스탑과 차체 스톱퍼를 강체로 고려하였기 때문에 이러한 현상이 나타난 것이다. 그러나 미보상 횡가속도가  $2m/s^2$ 일 경우에는 틸팅볼스터의 범퍼스탑(bumper stopper)과 차체 스톱퍼(carbody stopper)

**Table 2.** Comparison of axle load distributions between previous and present results

Results	Nontilting with uncompensated lateral acceleration of $1m/s^2$		Tilting with uncompensated lateral acceleration of $2m/s^2$	
	Outside wheel	Inside wheel	Outside wheel	Inside wheel
Schmid [9]	60	40	70	30
Present	61.0	39.0	69.9	30.1



**Fig. 7.** Axle load histories under uncompensated lateral acceleration of  $1m/s^2$  and  $2m/s^2$

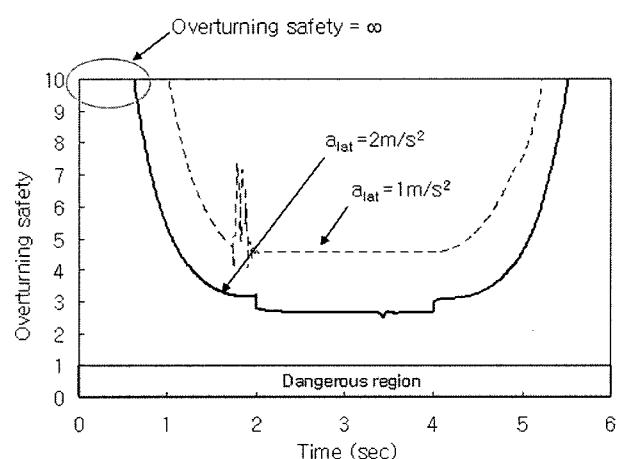
가 충돌이 발생하지 않았다.

차체를  $8^\circ$ 까지 틸팅하면서  $2m/s^2$ 의 미보상 횡가속도조건하에서 통과할 경우 좌우 훨에서의 축중분포로 각각 162.5kN과 70kN으로 Table 2에서 언급한 바와 같이 비가 약 69.9 : 30.1이다.

Fig. 8은 Fig. 7의 좌우 축중 분포하에서 식(4)를 이용하여 계산된 전복안전도의 이력이다. 초기 곡선진입직전에는 전복안전도가 무한대로 나타나고 완화곡선부를 진입하면서 전복안전도가 감소하기 시작한다. 원곡선 통과구간인 2~4초 구간에서 전복안전도가 최소값을 가짐을 알 수 있다. 틸팅을 하지 않은 상태에서  $1m/s^2$ 의 미보상 횡가속도조건하에서 곡선을 통과할 경우 최소 전복안전도는 4.55였고 틸팅하면서  $2m/s^2$ 의 미보상 횡가속도조건하에서는 약 2.64였다. 이것은 틸팅차량이 곡선부에서 기존차량에 비해 약 30%정도 고속으로 주행하기 때문에 초과원심력과 무게중심이동의 영향 때문에 판단된다.

### 3.2 무게중심위치의 영향

본 절에서는 전복안전도에서 무게중심위치와 횡가속도의 영향 정도를 평가하기 위해 무게중심 높이별 전복안전도를 평가하였다. Fig. 4에서 알 수 있듯이 본 틸팅차량의 경우 차량 회전중심의 높이가 레일면에서 1527mm이다. 따라서 본 연구에서는 차량의 무게중심이 회전중심보다 낮은 경우 (1300mm와 1400mm), 회전중심과 일치하는 경우 및 회전중심보다 높은 경우(1600mm, 1700mm, 1800mm 및 1900mm)에 대해 고찰하였다. 본 연구에서 무게중심에 대한 정의는 기존 열차와 달리 틸팅메커니즘을 이용해서 경사시켜야 하는 총무게의 중심높이를 의미한다.



**Fig. 8.** Overturning safety under uncompensated lateral acceleration of  $1m/s^2$  and  $2m/s^2$

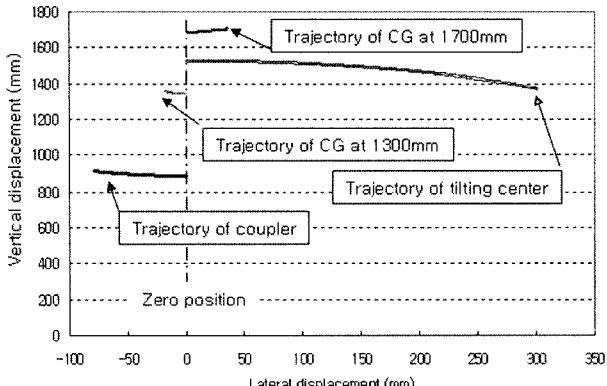


Fig. 9. Trajectory of CG and tilting center

Fig. 9는 무게중심이 레일에서 1300mm와 1700mm에 위치할 경우 차체 틸팅에 따른 이동궤적을 나타낸 것이다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 무게중심의 높이가 차체의 회전중심보다 높으면 이동궤적이 동일한 방향이지만 무게중심이 회전중심보다 낮을 경우에는 반대방향이다. 무게중심이 1700mm이고 차체가 8도 틸팅할 경우 최대 횡변위와 수직변위는 각각 약 32.7mm와 20.7mm였다.

본 연구에서는 무게중심위치별로 차체를 틸팅하지 않은 운행상태로 Fig. 5의 선로를 미보상 횡가속도가  $1\text{m/s}^2$ 과  $2\text{m/s}^2$ 으로 통과할 경우와 틸팅하면서  $2\text{m/s}^2$ 으로 통과할 경우 3가지에 대해서 Fig. 10과 같이 좌우 휠의 축중비와 전복안전도를 평가하였다.

Fig. 10의 세가지 경우를 비교해 볼 때 틸팅에 의한 영향보다 미보상 횡가속도의 영향이 축중분포에 지배적임을 알 수 있다. 그리고 동일한 횡가속도 조건에서 틸팅하지 않을 경우와 틸팅할 경우를 비교해보면 차체의 무게중심이 약 1650mm이하에서는 틸팅하지 않을 경우가 축중비가 적고 1650mm이상에서는 반대 경향을 보였다.

Fig. 11은 Fig. 10의 결과에 근거하여 계산된 무게중심높이에 따른 전복안전도를 나타낸 것이다. 차체의 무게중심이 높아지면 전복안전도가 감소하고 Fig. 10의 결과에서 고찰한 바와 같이 차체의 무게중심이 1650mm이하에서는 틸팅하지 않고  $2\text{m/s}^2$ 으로 곡선을 통과할 경우가 전복안전도가 높지만 1650mm이상에서는 틸팅을 할 경우가 오히려 전복안전도가 높음을 알 수 있다. 그 이유는 곡선부에서 차체를 곡선내측으로 틸팅하게 되면 차체의 무게중심이 곡선내측으로 이동하게 되는데 Fig. 9에서 설명한 바와 같이 무게중심이 높을수록 내측으로 이동량이 증가하기 때문이다. 즉 무게중심이 곡선내측으로 이동하면 내측 휠의 축중비를 증가시키기 때문이다.

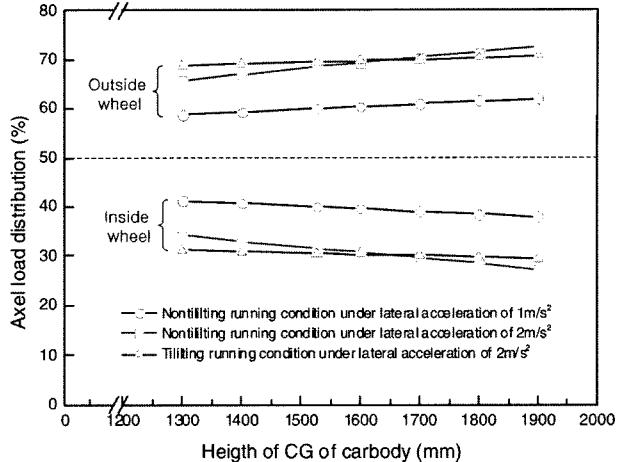


Fig. 10. Axle load distribution according to height of CG of carbody

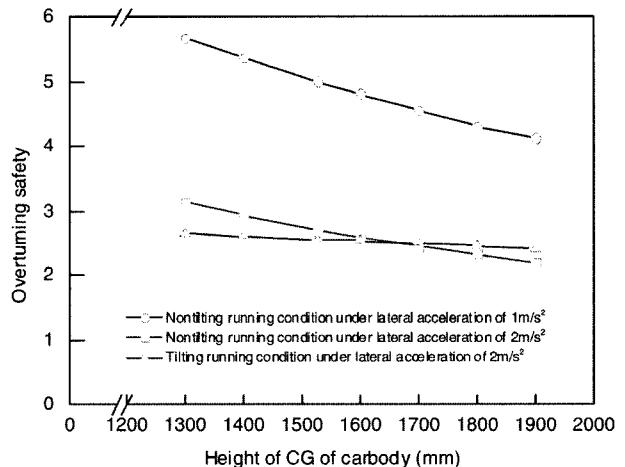


Fig. 11. Overturning safety under uncompensated lateral acceleration according to height of CG of carbody

#### 4. 결 론

본 연구에서는 현재 개발중인 한국형 틸팅열차의 전복안전도를 고속주행에 따른 초과원심력의 영향, 차체 틸팅의 효과 및 무게중심의 높이를 고려하여 평가하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 곡선반경 300m의 곡선을 틸팅을 하지 않은 상태에서  $1\text{m/s}^2$ 의 초과 원심력하에서 곡선을 통과할 경우 최소 전복안전도는 4.55였다. 틸팅차량의 경우 곡선부에서 기존차량에 비해 약 30%정도 고속으로 주행하는 조건에서 최소전복안전도는 약 2.64였다. 이것은 초과원심력과 무게중심이동의 영향 때문이다.
- (2) 차량회전 중심이 1527mm인 본 논문의 틸팅차량에 대

해서 검토결과, 차체의 무게중심이 1650mm이하에서는 틸팅하지 않고  $2m/s^2$ 으로 곡선을 통과할 경우가 전복안전도가 틸팅할 경우에 비해 높았다. 그러나 1650mm이상에서는 차체 틸팅에 의한 무게중심의 이동으로 틸팅할 경우가 오히려 전복안전도가 높았다. 그러나 차량설계시 차량의 무게중심을 높이는 것은 실제적으로 무리가 있으므로 차량회전중심을 낮게 할 수 있도록 틸팅메커니즘 설계에 고려되어야 할 것이다.

## 참고문헌

1. 김정석, 김남포 (2005), “틸팅차량용 틸팅 링크메커니즘의 특성 연구,” 한국철도학회논문집, 제 8권, 제1호, pp.34-40.
2. Minoru S., Katsuji T and Tatsuo M. (2003), “Aerodynamic characteristics of train/vehicles under cross wind”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.91, pp.209-218.
3. Davenport A. G. (1995), “How can we simplify and generalize wind load?”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.54, pp.657-669.
4. Stephane S., Christian B., Marc D. and Louis M. (2004), “Effect of cross winds on high-speed trains: development of a new experimental methodology”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.92, pp.535-545.
5. Baker C. J., Jones J., Lopez F. and Munday J. (2004), “Measurement of the cross wind forces on trains”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.92, pp.547-563.
6. 김필환 (1998), “철도차량 틸팅 특성에 대한 고찰”, 한국철도학회 1998년도 추계학술대회논문집, pp.512-521.
7. 한국철도기술연구원 (1999), 곡선부 고속주행용 대차설계기술 개발 보고서.
8. Manual of MSC ADAMS Multibody Dynamic Analysis Software Package, MSC.
9. F. Schmid (1998), “Control and Operation of Tilting train Services”, Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.212, Part F, pp.73-84.