

## 틸팅차량용 틸팅 링크메커니즘의 특성연구

### Characterization of the Tilting Link Mechanism for the Tilting Train

김정석<sup>1</sup> · 김남포<sup>2</sup>

Jung-Seok Kim · Nam-Po Kim

#### Abstract

This study presents parametric studies for design of a tilting mechanism to be used in 180km/h tilting train. The tilting mechanism is composed of 4 links, a tilting bolster and an electro-mechanical actuator. The movements of the tilting center, CG of the train body, coupler center and tilting actuator along variation of upper and lower span length have been verified by the kinematic analysis. Moreover, the inclination angle and the stroke of the tilting actuator according to the variation of the tilting angle from +8 degrees to -8 degrees have been investigated. From this study, the relation between the movements of the CG of the train body, coupler center and tilting actuator and the height of the tilting center could be evaluated.

**Keywords** : Tilting Train(틸팅 열차), Tilting Link Mechanism(틸팅링크 메커니즘), Tilting Center(틸팅 회전 중심), Tilting Actuator(틸팅 액츄에이터)

#### 1. 서론

철도차량 분야에서 틸팅기술은 곡선부에서 차체를 곡선 내측으로 기울여서 승객이 느끼는 미보상 횡가속도를 저감하여, 곡선을 고속으로 주행하도록 하는 기술이다. 이러한 틸팅기술의 도입은 곡선부 주행속도 증가에 따른 여행 시간단축, 곡선부 승차감향상 및 에너지 절감등의 장점이 있다. 따라서 이러한 틸팅기술을 적용한 열차는 1968년 스웨덴에서 최초로 틸팅기술에 대한 이론 및 시험적 연구가 시작된 이후 현재 14개국에서 성공적으로 운행중이다. 국내에서는 현재 운행중인 틸팅열차가 없으며, 한국철도기술연구원에서 180km/h 급 틸팅열차를 개발하고 있다. 틸팅열차와 관련된 연구로는 Koyanagi등이 곡선부 틸팅시 승차감 향상을 위한 제어기법 연구를 통해 곡선부 승차감 평가기수를 제안하였다[1].

그 외에도 승차감을 저해하는 미보상 횡가속도 저감을 위한 틸팅제어기법에 대한 연구가 많이 이루어졌다[2-7]. 또한 김남포 등은 틸팅기구의 매개변수분석을 통해 링크

길이, 링크의 상부설치폭, 링크의 설치각도 및 무게중심의 높이 변화에 따른 회전중심 및 무게중심의 거동을 고찰하였고[8], 구동회 등은 링크길이, 링크의 상부설치폭 및 링크의 설치각도에 따른 좌우링크에 부과되는 하중과 틸팅액츄에이터에 부과되는 하중을 고찰하였다[9].

틸팅 열차에서 무게중심과 틸팅메커니즘을 구성하는 링크의 배치에 따라 결정되는 회전중심의 높이사이의 상대적 차이는 실제 곡선부 주행시 차체 틸팅에 따른 무게중심의 이동궤적 및 이동량을 결정하는 중요한 변수이다. 따라서 본 연구에서는 이전 연구와 달리 무게중심이 회전중심상부에 위치할 경우와 하부에 위치할 경우에 대해 무게중심의 이동궤적과 이동량을 고찰하였다. 이러한 고찰의 목적은 무게중심의 이동궤적에 따라 틸팅시 동일 축(axel)에서 좌우휠에 부과되는 하중을 변화시켜 윤증감소 및 횡압에 영향을 미치게 되고, 이동량은 차량한계와의 간섭검토 및 윤증감소량과 횡압의 크기에 영향을 미치기 때문에 틸팅링크메커니즘 설계시 중요한 변수이기 때문이다. 또한 틸팅열차에서 차체는 선두차량부터 순차적으로 틸팅이 되기 때문에 틸팅된 차량과 틸팅이 되지않은 차량간에는 상대 변위가 발생하게 된다. 따라서 이러한 상대변위는 차량연결기에서

1 정회원, 한국철도기술연구원, 선임연구원, 책임저자  
2 정회원, 한국철도기술연구원, 선임연구원

흡수되어야 하는데 이러한 측면에서 연결기의 변위량 역시 검토되었으며, 링크배치에 따른 틸팅을 위한 톨모멘트를 발생시키는 액츄에이터의 변위와 요구되는 스크로크도 검토하였다. 이러한 연구결과는 틸팅차량용 연결기 및 액츄에이터 선정에 필수 데이터로 활용될 것이다. 본 연구에서 틸팅 메커니즘에 대한 특성분석연구를 수행한 틸팅열차(Tilting Train eXpress : TTX)의 편성은 Fig. 1과 같다.

본 연구에서는 틸팅링크 해석시 틸팅링크의 상부쪽과 하부쪽을 설계변수로 선택하였는데 상부쪽과 하부쪽에 따라 차체회전중심의 위치가 결정되기 때문이다.

## 2. TTX의 틸팅메커니즘

TTX에 적용되는 틸팅메커니즘은 틸팅볼스타, 틸팅링크 및 틸팅액츄에이터로 구성된다. 틸팅볼스타는 두쌍의 틸팅링크에 의해 Fig. 2와 같이 대차프레임과 연결된다. 차체는 틸팅볼스타 상면에 설치된 2차 현수장치인 공기스프링위에

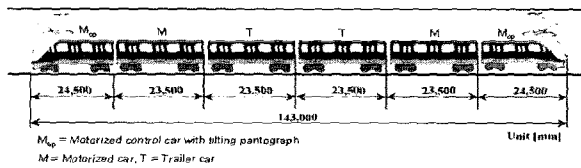


Fig. 1. Formation of TTX.

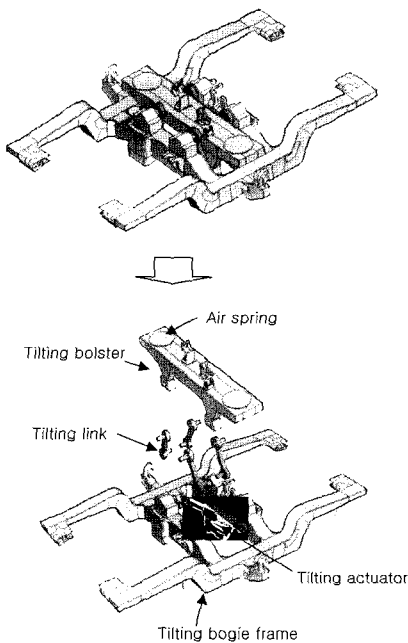


Fig. 2. Tilting mechanism of TTX.

설치되고, 곡선부 주행시 차체를 기울이는 역할을 하는 전기 기계식 틸팅액츄에이터(electro-mechanical tilting actuator)는 틸팅볼스타 하부에 설치되어 한쪽은 대차에 고정되고 다른 한쪽은 틸팅볼스타에 연결되어 액츄에이터의 신장과 수축에 의해 차체를 기울이게 된다.

## 2.1 틸팅 기구 메커니즘

본 연구에서는 기구해석을 통해 틸팅링크의 배치에 따라 차체가 +8도에서 -8도로 틸팅될 경우 회전중심높이, 차체 무게중심의 변위량, 차간연결기의 변위량, 액츄에이터의 변위량 등을 고찰하였다.

Fig. 3은 TTX 틸팅메커니즘의 개략도를 나타낸 것이다. 여기서 A와 B점은 대차 프레임에 고정된 부분이고, C와 D는 틸팅볼스타에 존재하게 된다. BC와 AD는 틸팅링크를 나타낸 것이다. EF는 틸팅 액츄에이터이며 틸팅액츄에이터의 E점은 대차프레임에 F점은 틸팅볼스타에 존재하게 된다. G, P와 Q점은 각각 차체 무게중심, 틸팅회전중심 및 연결기의 중심을 의미한다. 차체가  $\theta$ 만큼 틸팅되었을 경우, C와 D점은 C'과 D'으로 이동한다. AD, BC, CD의 길이는 일정하므로 식 (1)과 같은 관계식을 유도할 수 있다.

$$\begin{aligned} (y_{C'} - y_B)^2 + z_{C'}^2 &= (y_C - y_B)^2 + z_C^2 \\ (y_{D'} - y_A)^2 + z_{D'}^2 &= (y_D - y_A)^2 + z_D^2 \\ (y_{C'} - y_{D'})^2 + (z_{C'} - z_{D'})^2 &= (y_C - y_D)^2 + (z_C - z_D)^2 \quad (1) \\ \tan \theta &= \frac{(z_{C'} - z_{D'})}{(y_{C'} - y_{D'})} \end{aligned}$$

식 (1)은 미지수  $y_{C'}$ ,  $y_{D'}$ ,  $z_{C'}$ ,  $z_{D'}$ 를 갖는 비선형 방정식이다. 본 연구에서는 위와 같은 틸팅메커니즘을 설계하기 위해 상용 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하였다.

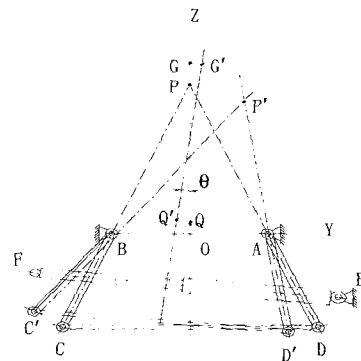


Fig. 3. Schematic diagram of tilting linkage system of TTX.

## 2.2 틸팅차량 모델링

본 연구를 수행하는 과정에서 차체의 틸팅각은 Table 1과 같이 정의하였다. 즉 차체가 틸팅하지 않은 상태를 0도로 정의하고 액츄에이터가 신장하여 차체를 시계방향으로 틸팅시키는 경우를 +8도로 액츄에이터가 수축하여 차체를 반시계방향으로 틸팅시키는 경우를 -8도로 정의하였다. 본 연구에서는 틸팅 액츄에이터 설치높이는 420mm로 고정하고 틸팅 링크 메커니즘의 상부설치 폭과 하부설치 폭의 변화에 따른 틸팅 메커니즘의 특성을 고찰하였다. 여기서 액츄에이터 설치높이 420mm는 차체가 8도 틸팅시 액츄에이터가 타 구조물과 간섭을 발생시키지 않는 높이이다.

본 연구에서 수행한 틸팅메커니즘 특성고찰은 TTX의 6량 편성 중 가장 중량이 무거운 Mcp 차량에 대해서 수행하였고, 중요한 변수인 Mcp차량의 틸팅볼스타 상부구조물 무게(틸팅메커니즘을 이용해서 경사시켜야 하는 총무게)와 차간연결기의 높이는 각각 38.8톤과 890mm이다. 또한 무게중심의 높이(틸팅메커니즘을 이용해서 경사시켜야 하는 총무게의 중심높이)는 회전중심의 상부인 1700mm와 회전중심의 하부인 1340mm 두가지 경우에 대해서 해석을 수행하였다. 무게중심의 경우 차량설계과정에서 전장품 및 옥상기 등의 배치를 다양하게 고려하여 가능한 최저(最高)와 최고(最低)높이를 고려한 것이다. 본 연구에서 틸팅링크 메커니즘의 설계변수는 링크의 상부 폭(Uspan)과 하부 폭(Lspan)이다. 하부폭의 길이는 기본설계의 결과에 근거하여 1060mm와 1080mm 두가지에 대해서 고려하였고, 상부폭 길이의 경우 각 하부폭의 길이에 대해 640mm에서 20mm씩 증가시키면서 최대 700mm까지 고려하였다.

Fig. 4는 본 연구에서 수행한 기구해석(kinematic analysis)에 적용된 틸팅차량의 모델이다. 본 연구의 목적이 틸팅 링크메커니즘의 특성연구이므로 이를 평가하기 위한 동역학 모델에서는 기존 차량모델과 달리 아래와 같은 곡선부에서 차체 틸팅과 관련된 장치들이 모델링 되어야 한다.

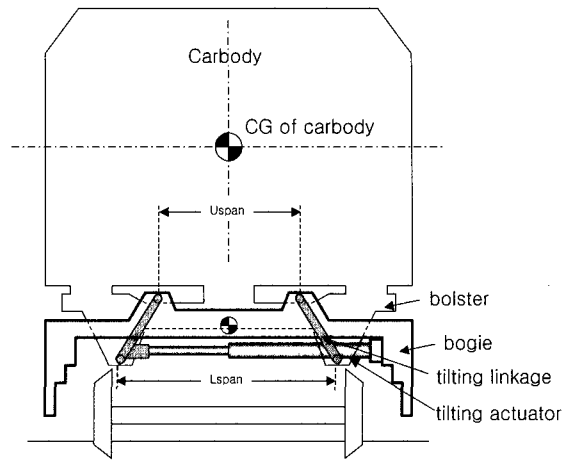


Fig. 4. Analysis model of the TTX.

- ① 틸팅볼스타
- ② 틸팅링크시스템
- ③ 차체 틸팅 액츄에이터

따라서 본 연구에서는 Fig. 4와 같이 틸팅관련 장치를 모델링 하였고 차체와 틸팅볼스타는 구속조건에 의해 동일한 거동을 하도록 하였다. 본 해석에서는 해석의 시간단축 및 단순화를 위해 차량의 휠과 레일부의 인터페이스 현상은 고려하지 않았다.

## 3 틸팅 메커니즘의 기구해석 결과

### 3.1 무게중심이 회전중심 상부에 존재할 경우

본 절에서는 무게중심이 회전중심의 상부에 위치하는 경우인 1700mm일 경우에 대한 해석결과이다. Fig. 5-6은 하부 폭이 1060mm과 1080mm이고 상부 폭이 640mm에서 700mm까지 변할 때 차체가 +8도에서 -8도로 틸팅시 차체 무게중심의 횡변위와 상하변위를 나타낸 것이다. 여기서 횡변위와 상하변위는 틸팅전 차체의 좌표에 대한 변위를 의미한다.

Fig. 5에서 알 수 있듯이 동일한 하부 폭에 대해 상부 폭이 좁을수록 차체 무게중심의 횡변위는 증가하고 상하변위는 감소함을 알 수 있다. 또한 Fig. 6과 비교해 볼때 Fig. 6의 경우는 하부폭이 Fig. 5의 경우에 비해 상대적으로 넓기 때문에 회전중심이 낮게 되므로 Fig. 5에 비해 동일한 상부폭을 갖는 조건에서 횡변위가 크고 상하변위는 적은 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 하부 폭이 1080mm이고 상부 폭이 680mm일때

Table 1. Definition of tilting angle.

Tilting angle	Positions	Comments
0 (degree)		Initial position
+8 (degrees)		Tilting in a clockwise direction
-8 (degrees)		Tilting in a counterclockwise direction

차체의 8도 틸팅에 따른 틸팅회전중심, 무게중심, 연결기중심 및 틸팅 액츄에이터의 볼스타 연결부의 횡변위와 상하변위를 나타낸 것이다.

Fig. 7에서 알 수 있듯이 하부 폭이 1080mm이고 상부 폭이 680mm일 때 틸팅회전중심의 초기높이는 1527mm로 무게중심보다 약 173mm정도 하부에 위치함을 알 수 있다. 또한 차체가 곡선부에서 곡선내측으로 기울어질 때 차체의 무게중심뿐만 아니라 회전중심 역시 그 중심점이 계속해서 변하게 된다. 틸팅회전중심의 좌우변위가 다른 변위에 비해 상대적으로 크며, 무게중심이 틸팅회전중심보다 상부에 위치하므로 틸팅시 회전중심궤적과 동일한 방향으로 이동하게 된다. 즉 차체가 곡선내측을 틸팅시 무게중심 역시 곡선내측으로 이동하게 된다. 이러한 무게중심의 이동은 전복안전도 측면에서는 유리하게 작용할 수 있다. 그러나 만약 무게중심이 회전중심에 비해 낮은 위치에 존재할 경우에는 이와 반대 거동을 보이게 되어 곡선외측으로 이동하게 된다.

Table 2는 하부 폭이 1060mm와 1080mm인 경우에 대해 상부 폭이 640mm-700mm일 때의 회전중심의 높이, 회전중심의 변위 및 무게중심의 변위를 정리한 것이다. Table 2에서 알 수 있듯이 회전중심은 링크시스템의 상부폭이 좁을수록, 하부폭은 넓을수록 높은 지점에 형성됨을 알 수 있다. 또한 회전중심의 높이가 높을수록 회전중심의 횡변위와 상하변위는 증가함을 알 수 있다. 무게중심의 횡변위는 회전중심이 높을수록 감소하고 상하변위는 반대현상을 보인다.

틸팅차량의 경우에는 일반차량과 달리 곡선에서 차체틸팅에 의해 차량간을 연결하는 연결기에도 일반차량에 비해 많은 변위가 발생하게 된다. 따라서 이러한 연결기의 변위 역시 틸팅차량에서는 중요한 변수이다. 따라서 Table3과 같이 차간연결기 중심의 변위 또한 고찰하였다. Table 3은 기구해석을 통해 얻어진 연결기의 횡변위와 상하변위를 나타내었다. 연결기는 회전중심하부에 위치하므로 차체 틸팅시 Fig. 7에서 보이는 것과 같은 궤적으로 움직이게 된다.

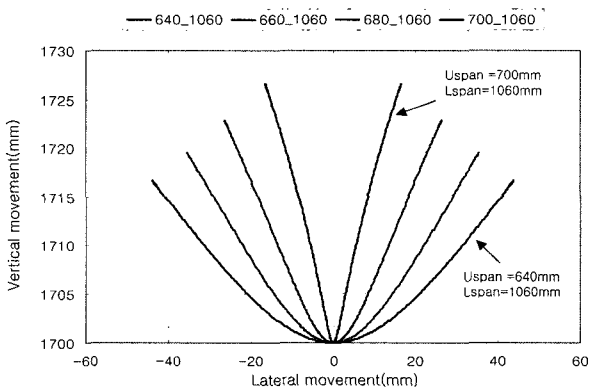


Fig. 5. Lateral and vertical movement of the CG of carbody (Lspan=1060mm).

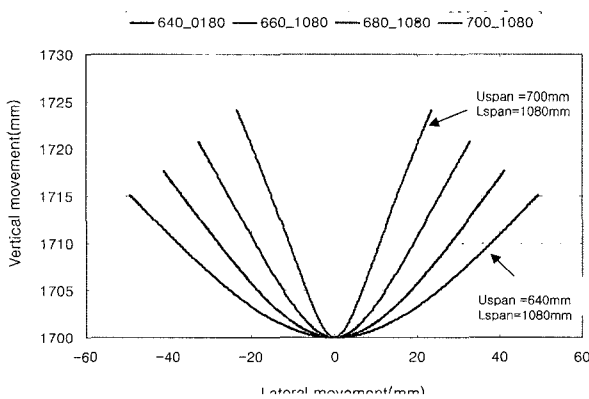


Fig. 6. Lateral and vertical movement of the CG of carbody (Lspan=1080mm).

Table 2. Variation of the tilting center and CG for height of CG=1700mm.

Lspan (mm)	Uspan (mm)	틸팅 회전중심 최대 변위량(mm)			틸팅 무게중심 최대 변위량 (mm)	
		회전중심 높이	횡변위	상하변위	횡변위	상하변위
1060	640	1434.6	260.7	123.8	±43.83	16.6
	660	1504	289	145.6	±35.4	19.5
	680	1579.8	321.1	172.2	±26.3	22.8
	700	1663.3	357.6	204.8	±16.47	26.6
1080	640	1391	246.6	113.2	±49.26	15.1
	660	1456	272.4	132.4	±41.29	17.7
	680	1527	301.6	155.5	±32.7	20.7
	700	1604	334.6	183.6	±23.52	24.1

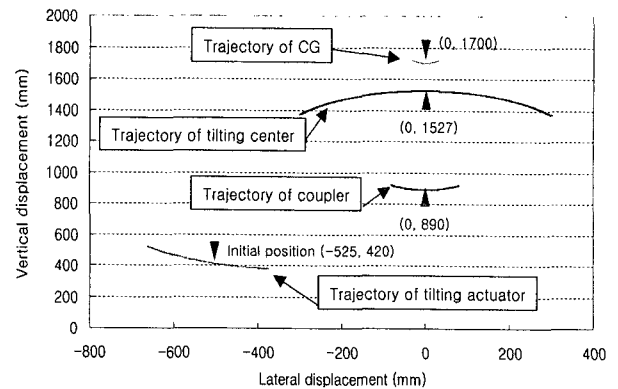


Fig. 7. Lateral and vertical movement of the CG of carbody, tilting center, coupler and actuator(Uspan=680mm, Lspan= 1080mm).

또한 톨딩 회전중심 하부에 위치하므로 회전중심의 무게 중심과 반대로 회전중심과 이동궤적이 반대이다. 연결기 중심의 횡변위와 상하변위는 회전중심이 높을수록 증가함을 알 수 있다. 차체 톨딩의 동력원이 톨딩액츄에이터는 차체를 요구되는 각도까지 기울이기 위해 중립위치에서 실린더를 신장 또는 수축시킨다. Table 3에 나타난 액츄에이터 스트로크는 차체를 +8도와 -8도로 기울이기 위해 요구되는 중립위치로 부터의 신장량과 수축량이다. Table 3에서 알 수 있듯이 회전중심이 높을수록 요구되는 변위가 증가함을 알 수 있다.

Fig. 8은 상부 폭이 680mm이고 하부 폭이 1080mm일 경우에 톨딩각에 따른 액츄에이터의 변위를 나타낸 것이다. Table 3과 Fig. 8에서 알 수 있듯이 차체를 +8도와 -8도로 톨딩시 요구되는 액츄에이터의 길이에는 약간 차이가 있음을 알 수 있다. 이것은 액츄에이터의 한쪽은 대차에 고정되어 있고 반대쪽은 톨딩 볼스타에 고정되어 있기 때문에 차체를 +8도와 -8도로 기울일 때 약간 비대칭적인 거동을 보이게 된다.

Table 3. Coupler movement and actuator stroke for height of CG=1700mm.

Lspan (mm)	Uspan (mm)	연결기중심 최대변위량 (mm)		액츄에이터 스트로크 (mm)	
		횡변위	상하변위	+8°	-8°
1060	640	68.9	24.5	133.6	138.4
	660	77.34	27.34	142.3	147
	680	86.44	30.67	151.7	156.2
	700	96.3	34.5	161.8	166.2
1080	640	63.47	22.94	128.1	132.9
	660	71.44	25.58	136.3	141
	680	80	28.6	145.1	149.7
	700	89.2	32	154.5	159

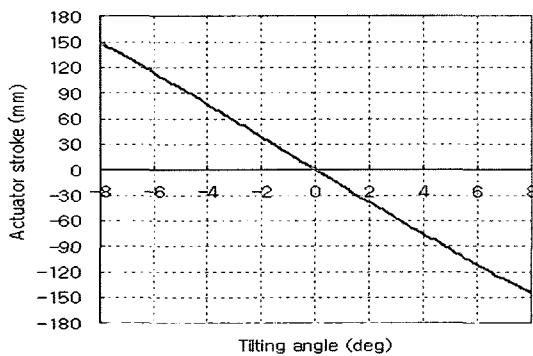


Fig. 8. Actuator stroke according to tilting angle(Uspan=680mm, Lspan=1080mm).

Fig. 9는 개발중인 톨딩열차에 적용되는 액츄에이터의 배치도이다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 1량의 차량에서 액츄에이터는 전위대차와 후위대차에서 반대방향으로 설치되게 된다. 따라서 차체를 일정한 각도로 톨딩시키기 위해서는 전위대차에 설치된 액츄에이터는 신장해야 하고 후위대차의 액츄에이터는 수축해야 한다. 그러나 이전에 해석결과와 같이 +8도와 -8도 톨딩시 액츄에이터의 스트로크가 다르기 때문에 톨딩제어 알고리즘 구성시 이러한 부분을 반영하여야 한다. 그렇지 않을 경우 차체에 비틀림하중을 발생시키게 된다.

Fig. 10은 Fig. 8과 동일한 링크배치에서 톨딩각에 따른 액츄에이터의 변위를 나타낸 것이다. Fig. 10에서 알 수 있듯이 차체가 +8도 기울어질 경우에 액츄에이터는 약 5.1도 기울어지고, +8도 기울어질 경우에는 -2.54도 기울어짐을 알 수 있다.

### 3.2 무게중심이 회전중심 하부에 존재할 경우

이전 절에서는 무게중심이 회전중심 상부에 위치할 경우에 대해 링크메커니즘의 특성을 고찰하였다. 본 절에서는 무게중심이 회전중심 하부에 위치할 경우에 대해 고찰하였

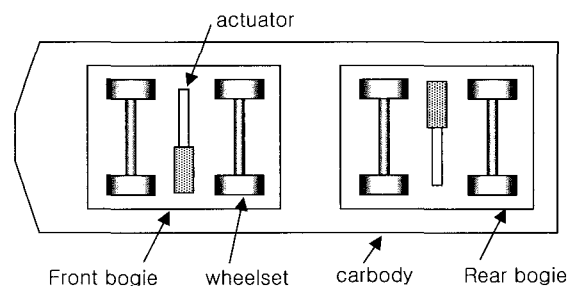


Fig. 9. Actuator arrangement of TTX.

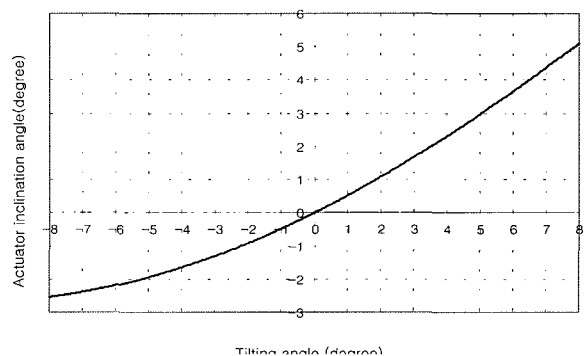


Fig. 10. Actuator inclination angle according to tilting angle (Uspan=680mm, Lspan=1080mm).

#### 4. 결론

본 연구에서는 기구해석(kinematic analysis)을 통해 무게중심이 차체 틸팅시 회전중심의 상부와 하부에 존재할 경우에 대해 틸팅 링크 시스템의 상부 쪽과 하부 쪽의 변화에 따른 링크메카니즘의 특성을 고찰하였다. 이를 통해 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- ▷ 무게중심이 틸팅회전중심 상부에 존재할 경우
  - (1) 회전중심은 링크시스템의 상부쪽이 좁을수록, 하부쪽은 넓을수록 높은 지점에 형성됨을 알 수 있다. 또한 회전중심의 높이가 높을수록 회전중심의 횡변위와 상하변위는 증가함을 알 수 있다. 그러나 회전중심의 변위차체는 차량의 거동에 영향을 미치지 않는다.
  - (2) 무게중심의 이동궤적의 방향이 회전중심의 궤적과 일치하였는데 이것은 곡선부에서 차체가 곡선내측으로 틸팅할 경우 무게중심역시 곡선내측으로 이동하는 것을 의미한다. 이것은 곡선부에서 미보상 횡가속도에 의한 내측차륜의 윤증감소를 보상해 주어 전복안전도 측면에서 유리할것으로 판단된다.
  - (3) 무게중심의 횡변위는 회전중심이 높을수록 감소하고 상하변위는 반대현상을 보였다. 본 경우에서 무게중심의 횡변위는 이전 언급과 같이 전복안전도 측면에서는 클수록 유리하다. 그리고 상하변위의 경우 상하변위의 증가는 무게중심에 작용하는 미보상횡가속도에 의한 모멘트를 증가시킴으로 적을수록 유리할 것으로 판단된다.
  - (4) 연결기 중심의 횡변위와 상하변위는 회전중심이 높을수록 증가함을 알 수 있었다.
  - (5) 차체를 +8도와 -8도로 틸팅시 요구되는 액츄에이터의 길이에는 약간차이가 있음을 알 수 있었다. 이것은 액츄에이터의 한쪽은 대차에 고정되어 있고 반대쪽은 틸팅 볼스타에 고정되어 있기 때문이다. 본 차량에 적용될 액츄에이터의 최대 스크로크가 170mm이므로 해석에 적용된 모든 경우에 대해서 요구조건은 만족하고 있다. 따라서 액츄에이터에 부과되는 하중 측면에 대한 고려를 통해 적절한 액츄에이터를 선정하는 것이 바람직 할것으로 판단된다.
- ▷ 무게중심이 틸팅회전중심 하부에 존재할 경우
  - (6) 무게중심의 이동궤적의 방향이 회전중심의 궤적과 반대방향으로 틸팅시 곡선 외측으로 이동하게 된다. 그러나 무게중심이 낮게 위치함으로 미보상 횡가속도에 의한 롤모멘트는 상대적으로 적을 것으로 판단된다.

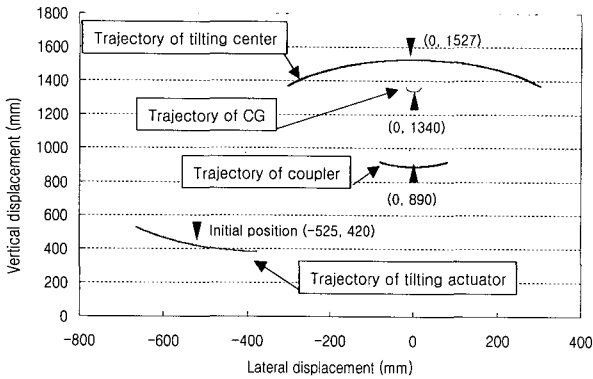


Fig. 11. Lateral and vertical movement of the CG of carbody, tilting center, coupler and actuator(Usan=680mm, Lspan=1080mm).

Table 4. Variation of the tilting center and CG for height of CG=1340mm.

Lspan (mm)	Usan (mm)	틸팅 회전중심 최대 변위량(mm)			틸팅 무게중심 최대변위량 (mm)	
		회전중심 높이	횡변위	상하변위	횡변위	상하변위
1060	640	1434.6	260.7	123.8	±6.27	20
	660	1504	289	145.6	±14.7	23
	680	1579.8	321.1	172.2	±23.8	26.3
	700	1663.3	357.6	204.8	±33.6	30.1
1080	640	1391	246.6	113.2	±2.90	18.6
	660	1456	272.4	132.4	±8.82	21.2
	680	1527	301.6	155.5	±17.37	24.2
	700	1604	334.6	183.6	±26.6	27.6

다. Fig. 11은 하부 쪽이 1080mm이고 상부 쪽이 680mm일 때 차체의 ±8도 틸팅에 따른 틸팅회전중심, 무게중심, 연결기중심 및 틸팅 액츄에이터의 볼스타 연결부의 횡변위와 상하변위를 나타낸 것이다. Fig. 7과 유사한 궤적을 보이나 무게중심이 회전중심 하부에 위치하기 때문에 무게중심의 궤적에 차이가 있음을 알 수 있다. 또한 무게중심이 틸팅회전중심보다 하부에 위치하므로 틸팅시 회전중심궤적과 반대방향으로 이동하게 된다. 즉 차체가 곡선내측을 틸팅시 무게중심은 곡선외측으로 이동하게 된다.

Table 4에서 무게중심의 변위는 이전 절의 결과와 달리 횡변위는 회전중심이 높을수록 증가하고 상하변위 역시 동일한현상을 보인다.

따라서 추후 연구에서는 무게중심의 위치, 이동궤적방향과 이동량과 이에 따른 윤증감소량 및 전복안전도에 대한 고찰이 필요할 것으로 판단된다.

### 후 기

본 연구는 철도청 철도기술연구개발사업으로 지원된 “틸팅시스템 실용기술개발” 과제의 연구결과의 일부입니다.

### 참 고 문 헌

1. S. Koyanagi, I. Okamoto, S. Fujimori and K. Terada, “An Active Tilting System for Railway Cars,” JSME International Journal, Series III, Vol.32, No.2, pp.316-322, 1989
2. N. R. Harris, F. Schmid and R. A. Smith, “Introduction : Theory of Tilting Train Behavior,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.212, Part F, pp.1-5, 1998
3. F. Schmid, “Control and Operation of Tilting train Services,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.212, Part F, pp.73-84, 1998
4. A. Elia, “Fiat Pendolino : Development, Experiences and Perspective,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.212, Part F, pp.7-17, 1998
5. B. H. Hubber, “The Bogie-Based Tilt Option- Simplicity and Flexibility,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.212, Part F, pp.19-32, 1998
6. J. T. Pearson, R. M. Goodall and I. Pratt, “Control system Studies of an Active Anti-Roll Bar Tilt System for Railway Vehicles,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.212, Part F, pp.43-60, 1998
7. F. Cheli, G. Diana and F. Resta, “Numerical Model of a Tilting Body Railway Vehicles Compared with Rig and on Track Tests,” Vehicle System Dynamics, Vol.35, No.6, pp.417-442, 2001
8. 김남포, 구동회, 한형석, “대차 틸팅기구의 매개변수 분석연구,” 한국철도학회논문집, 제6권, 제4호, 2003, pp.294-299.
9. 구동회, 김남포, 한형석, “대차 틸팅기구의 동적해석,” 한국철도학회논문집, 제6권, 제4호, 2003, pp.300-307.