

대차 틸팅 기구의 매개변수 분석 연구

Parametric Study of a Bogie Tilting Mechanism

김남포¹, 구동희², 한형석³

Nam-Po Kim, Dong-Whe Koo, Hyung-Suk Han

Keywords : Tilting Bogie(틸팅대차), Kinematics(기구학), Parametric Study(매개변수 분석), Tilting Mechanism(틸팅 기구)

Abstract

Using a conventional railway, a tilting train was applied as a means of improving vehicle speed during curve negotiation without any modification of infrastructure. As a study for the optimum design of the tilting mechanism of a tilting vehicle, the kinematics sensitivity of the tilting mechanism was analyzed. Using the geometric relationship of the linkage-type tilting mechanism, the relationship of the parameters and the performance index was defined using nonlinear algebraic equations. With the defined relation, the effect of change in the parameters on the performance was analyzed. The analysis result can be used in the optimum design of a tilting mechanism that considers the track environment, vehicle and operational condition in which the tilting vehicle is applied.

1. 서론

틸팅 차량은 차체의 자세 제어에 의하여 승차감 저하 없이 일반 차량보다 곡선궤도를 상대적으로 빠르게 주행할 수 있는 차량이다. 틸팅 차량을 적용하면 기존의 궤도를 그대로 이용하면서 차량의 운행 속도를 증가시킬 수 있는 장점이 있어 14개국 이상에서 운행되고 있다[1-3]. 국내에서도 기존의 궤도를 이용하면서 운행 최고 속도 180 km/h로의 속도향상을 위한 방안으로 틸팅 차량이 개발되고 있다[4]. 틸팅 기구로 이용되는 방식에는 링크 방식, 베어링 방식, 센터 피봇 방식이 있는데 각각 그 특성이 다르며 전 세계적으로 링크 방식이 많이 이용되고 있다[4]. 국내선에 적용하기 위하여 개발되는 차량의 틸팅 방식도 기

술적 성능과 유지보수성이 우수한 링크 방식이 고려되고 있다. 틸팅 기구의 최적 설계에 있어서 기본적으로 기구학적 검토가 선행적으로 이루어져야 한다. 기구학적 검토는 주어진 틸팅 기구의 기하학적 설계 변수와 틸팅 각의 변화에 따른 차체 및 주요한 위치 점들의 거동을 분석하는 것이다. 국내 기존선의 궤도 환경을 고려한 기구학적 검토는 무엇보다도 선행되어야 할 과제이다[5].

본 논문에서는 국내 궤도 환경에 적합한 틸팅 기구 설계를 위한 기하학적 설계변수 변화에 따라 성능 평가 지수에 대한 영향도 분석을 목표로 한다. 이를 위하여 틸팅 기구에 대한 기하학적 관계식이 정의되고 정의된 식에 의하여 매개변수 즉 설계변수 변화에 대한 성능지수 영향을 고찰한다. 이러한 결과는 틸팅 기구 설계변수의 성능 지수에 대한 영향도를 명확하게 이해할 수 있도록 하여주고 최적 설계 방향을 제시하게 된다.

¹ 정회원, 한국철도기술연구원

² 정회원, 한국철도기술연구원

³ 정회원, 한국기계연구원

2. 기하학적 관계

본 논문에서 대상으로 하는 링크 식 틸팅 기구를 가진 대차를 Fig. 1에서 보여주고 있다. 틸팅 볼스터는 스윙 암에 의하여 대차프레임에 연결된다. 차체는 볼스터의 공기 스프링에 의하여 지지된다. 구동기는 볼스터와 대차프레임 사이에 설치되어 제어 규칙에 따라 스윙 암을 밀거나 당겨 볼스터를 회전시키게 된다. 그러면 곡선주행에서 원심력이 자중에 의하여 상쇄되도록 차체가 곡선 안쪽으로 회전하게 된다. 결과적으로 승객으로 하여금 횡 방향 가속도 증가에 의한 승차감 저하를 능동적으로 제어함으로써 차량의 속도 향상을 달성하게 된다[6-8]. 이러한 틸팅 기구의 기구학적 관계식을 도출하기 위하여 볼스터와 차체간의 상대적 운동은 없는 것으로 가정한다. Fig. 1의 대차에서 틸팅 기구만을 나타내면 Fig. 2와 같고 Fig. 2에서 θ 가 틸팅 각을 나타낸다. 고정 점 A, B 는 대차프레임에 그리고 C, D 는 볼스터에 위치한다. EF 는 구동기로 E 는 대차프레임에, F 는 볼스터에 위치한다. G 는 차체 질량 중심, P 는 틸팅 중심, Q 는 연결기 중심을 각각 나타낸다. 좌표계 $OYZ(y-z)$ 는 Fig. 2에서와 같이 AB 의 중앙점에 원점 O 가 위치하도록 한다. 만일 차체가 θ 만큼 기울어지면 C, D 는 C', D' 로 각각 이동할 것이다. 암들이 변형되지 않는다고 가정하면 다음과 같은 대수방정식이 성립한다.

$$\begin{aligned} ((y_C - y_A)^2 + z_C^2)^{1/2} &= ((y_C - y_A)^2 + z_C^2)^{1/2} \\ ((y_D - y_B)^2 + z_D^2)^{1/2} &= ((y_D - y_B)^2 + z_D^2)^{1/2} \\ ((y_C - y_D)^2 + (z_C - z_D)^2)^{1/2} &= ((y_C - y_D)^2 + \\ &\quad (z_C - z_D)^2)^{1/2} \end{aligned} \quad (1)$$

$$(z_C - z_D)/(y_C - y_D) = \tan \theta$$

식(1)은 네 개의 미지변수 (y_C, y_D, z_C, z_D)로 구성된 비선형 대수방정식이고 Newton-Raphson 법에 의하여 해를 구할 수 있다. C', D' 의 좌표가 결정되면 차체에 있는 임의 점의 좌표 (y, z)를 계산할 수 있다. 차체상의 임의의 점 $S(y_0, z_0)$ 가 있다면 S, C, D 는 모두 차체에 존재하는 점들이고 차체가 θ 만큼 회전하면 S', C', D' 로 이동할 것이다. 여기서, 초기 위치에서의 SC 와 y 축간의 각과 SD 와 y 축간의 각은 다음 식과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \tan^{-1} \left(\frac{z_S - z_C}{y_S - y_C} \right) \\ \theta_2 &= \tan^{-1} \left(\frac{z_S - z_D}{y_S - y_D} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

차체가 θ 만큼 회전한 후 $S'C'$ 와 $S'D'$ 에 대한 방정식은 식(3)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \tan(\theta_1 + \theta) &= \frac{z_S - z_C}{y_S - y_C} \\ \tan(\theta_2 + \theta) &= \frac{z_S - z_D}{y_S - y_D} \end{aligned} \quad (3)$$

그러면 식(3)을 이용하여 차체에 있는 점 S 의 위치를 알 수 있다. 이러한 관계식을 이용하면 차체에 있는 점 G, Q, F 를 θ 의 함수로 식(2)와 식(3)을 이용하여 계산할 수 있게 된다. 회전 중심 P 는 AC 와 BD 의 교차점에 위치하며 식(4)와 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \frac{z_P}{y_P - y_A} &= \frac{z_C}{y_C - y_A} \\ \frac{z_P}{y_P - z_B} &= \frac{z_D}{y_D - y_B} \end{aligned} \quad (4)$$

3. 매개변수 분석

3.1 매개변수

Fig. 2의 틸팅 기구에서 매개변수 분석에 이용되는 변수는 Table 1과 같다. Table 2는 매개변수 이외의 고정된 값 또는 초기 값을 보여주고 있다. θ 가 $-8^\circ \leq \theta \leq +8^\circ$ 로 변할 때 Table 1매개변수의 변화에 따른 성능 변화를 다음과 같이 분석하였다.

Table 1 Parameters

Parameter	Description	Initial	Range
L_1	length of AB	650 mm	500~750
L_2	length of AC and BD	550 mm	450~650
α	angle of swing arm AC, BD	23°	20~25
H_C	height of G	160 mm	1500~1900

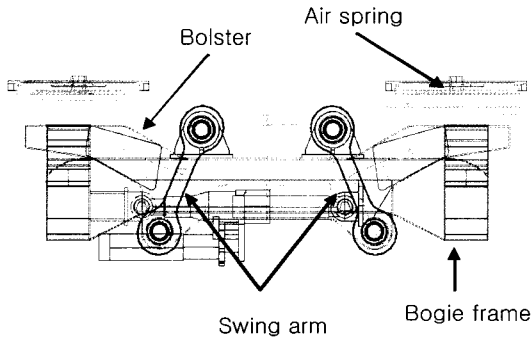


Fig. 1 Tilting bogie

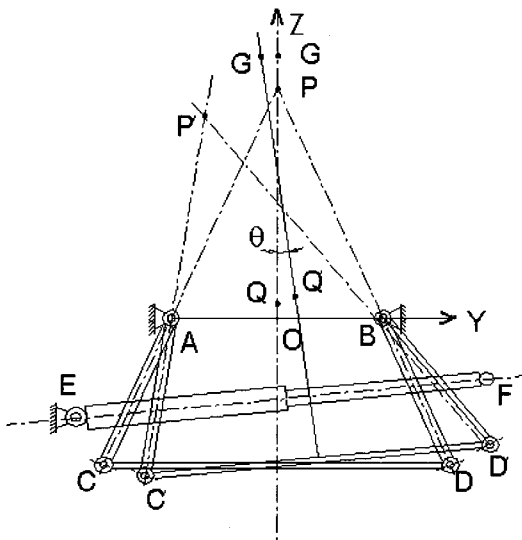


Fig. 2. Tilting Mechanism
Table 2 Initial design value

Design	Description	Initial
H_1	height of points A, B to rail top	770 mm
EF	length of EF	1050 mm
H_Q	coupler center Q to rail top	890 mm
H_P	tilting center to rail top	1535.65 mm
Coordinate	A(-325,0), B(325,0), C(-539.9,-506.28), D(539.9,-506.28), E(-625,-320), F(425,-320), G(0,830), Q(0,120), P(0,765.65)	

3.2 L_1 영향도 분석

Fig. 3은 L_1 의 변화에 따른 틸팅 중심 높이를 보여주고 있다. 결과에서 보듯이 L_1 이 증가함에 따라 틸팅 중심 높이가 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 4는 틸팅 중심의 거동 즉 변위를 보여주는 데 L_1 이 증가하면 틸팅 중심의 횡, 수직 변위가 증가하는 것을 알 수 있다. 틸팅 중심의 변위를 줄이기 위해서는 L_1 을 감소시켜야 함을 알 수 있다. Fig. 5는 차체 질량 중심의 거동을 보여주고 있다. Fig. 5에서 보듯이 L_1 의 변화는 차체 질량 중심의 횡, 수직 변위에 상반된 영향을 주는데 L_1 이 증가하면 차체 질량 중심의 수직 변위는 증가하나 횡 방향 변위는 감소한다. 그러므로 적절한 절충 선택이 요구된다. Fig. 6은 스윙 암의 수직 축에 대한 각 변화를 보여주고 있다. L_1 이 증가하면 스윙 암 각도 변화가 큰 것을 알 수 있다. $L_1=750$ mm 이고 $\theta=8^\circ$ 방향으로 변할 때 스윙 암 각이 0° 로 수렴하는 경향을 보이고 있다.

3.3 L_2 영향도 분석

스윙 암의 길이 L_2 의 변화에 따른 틸팅 중심 변위를 Fig. 7에서 보여주고 있다. L_2 가 감소하면 틸팅 중심의 횡 방향, 수직 방향 변위는 증가한다. 틸팅 중심의 변위를 줄이기 위해서는 L_2 를 증가시켜야 함을 알 수 있다. Fig. 8은 차체 질량 중심의 거동으로 L_2 가 감소하면 횡 방향, 수직 방향 변위는 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 9는 스윙 암의 각으로 L_2 를 증가시키는 것이 스윙 암 각의 변화를 줄이기 위한 방향인 것을 알 수 있다.

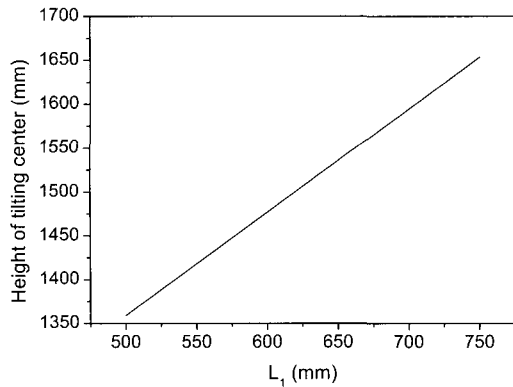


Fig. 3 Influence of L1 on the height of tilting center

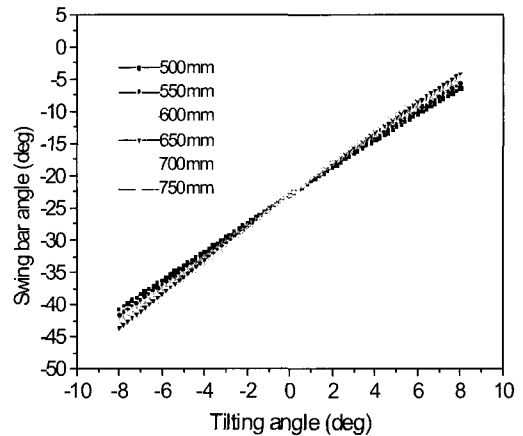


Fig. 6 Influence of L1 on the swing arm angle

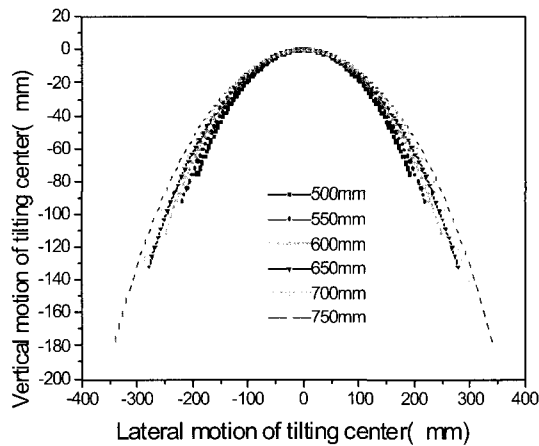


Fig. 4 Influence of L1 on the motion of tilting center

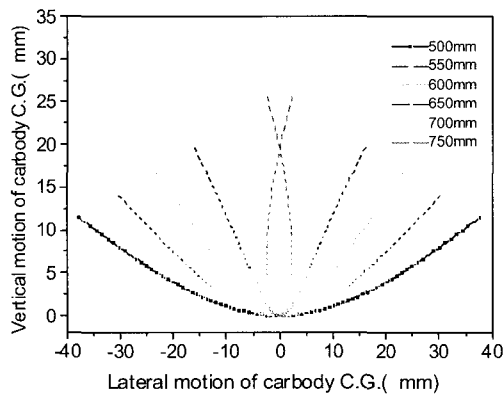


Fig. 5 Influence of L1 on the motion of carbody center of gravity

3.4 α 영향도 분석

스윙 암의 수직 축에 대한 초기 각 α 에 따른 틸팅 중심의 높이를 Fig. 10에서 보여주고 있다. α 가 증가하면 틸팅 중심의 높이는 감소하는 경향을 보여주고 있다. Fig. 11은 틸팅 중심의 변위를 보여주고 있는데 α 가 증가하면 틸팅 중심의 횡 방향, 수직 방향 변위는 감소한다. 차체 질량 중심 변위는 Fig. 12에서와 같이 횡 방향과 수직 방향에 상반된 경향을 보이고 있다. 즉 α 가 증가하면 횡 변위는 증가하고 α 가 감소하면 수직 방향 변위가 증가한다. 그러므로 차체 질량 중심의 변위 감소를 위하여 적절한 절충이 요구된다. Fig. 13은 α 의 스윙 암 수직 각에 대한 영향으로 α 가 작으면 스윙 각 변화는 크고, $\alpha=20^\circ$, $\theta=8^\circ$ 일 때, 스윙 암은 수직 위치를 통과한다.

3.5 Hc 영향도 분석

차체질량 중심 위치는 틸팅 중심 변위, 스윙 암 각에 영향을 주지 않는 것은 명확하다. 단지, 차체 질량 중심의 변위에 영향을 준다. Fig. 14에서 보듯이 차체 질량 중심 높이를 증가시키면 차체 질량 중심의 횡 방향 변위는 증가한다. 반면에 수직 변위는 약간 감소하는 것을 알 수 있다.

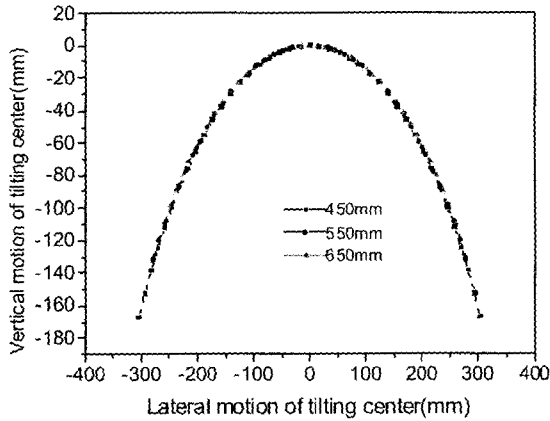


Fig. 7 Influence of L2 on the motion of tilting center

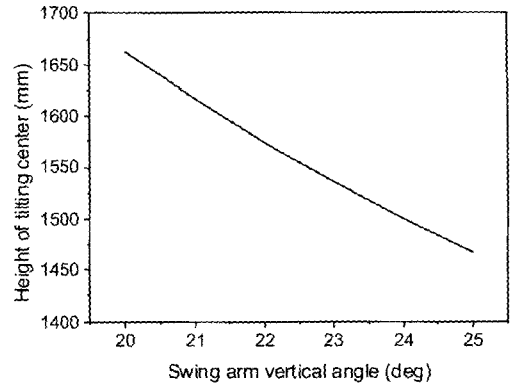


Fig. 10 Influence of α on the height of tilting center

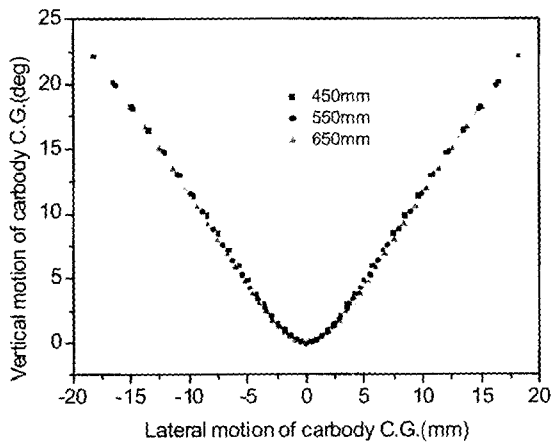


Fig. 8 Influence of L2 on the motion of carbody center of gravity

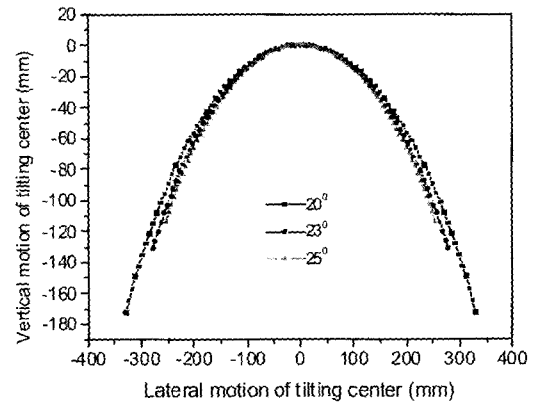


Fig. 11 Influence of α on the motion of tilting center

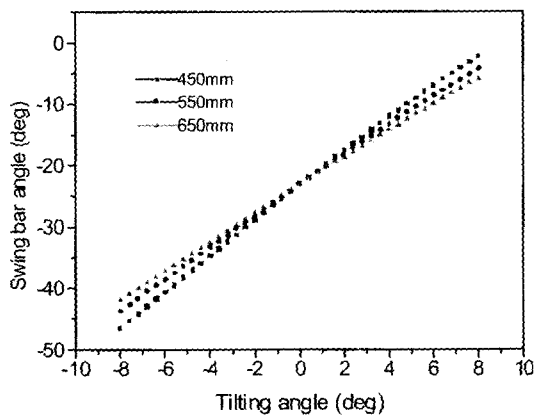


Fig. 9 Influence of L2 on the swing arm angle

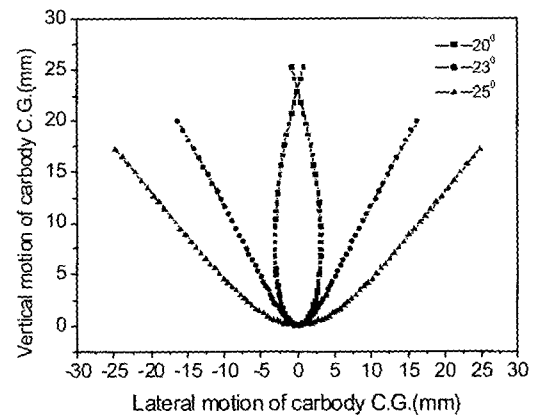


Fig. 12 Influence of α on the motion of carbody center of gravity

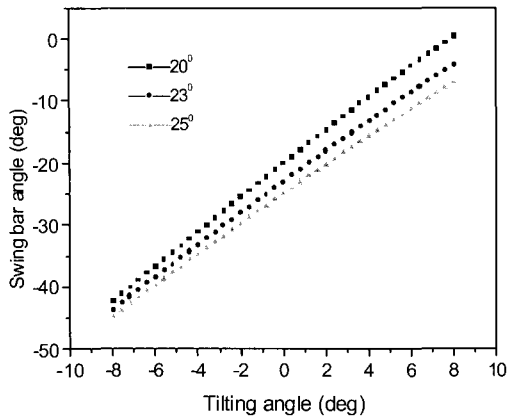


Fig. 13 Influence of α on the change of swing arm angle

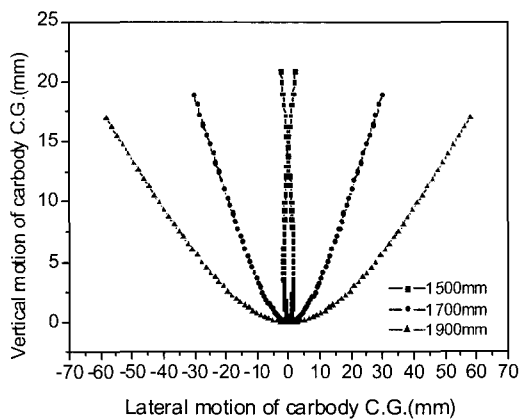


Fig. 14 Influence of height of carbody C.G. on carbody C.G. motion

4. 결론

이상과 같이 틸팅 차량의 틸팅 기구의 기구학적 분석을 수행하여 설계 변수 즉 매개 변수의 영향도를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 스윙 암과 대차 프레임의 연결점 간 거리 L_1 이 증가하면 틸팅 중심 높이 증가, 틸팅 중심 변위 감소, 차체 질량 중심 수직 변위 증가, 차체 질량 중심 횡 변위 감소 영향과 스윙 암의 수직 축에 대한 각 변화를 증가시킨다.
- (2) 스윙 암 길이 L_2 가 증가하면 틸팅 중심의 횡, 수직 방향 변위 감소, 차체 질량 중심의 횡, 수직

방향 변위 감소, 그리고 스윙 암 각의 변화도 감소한다.

- (3) 스윙 암 각 α 가 증가하면 틸팅 중심 높이를 감소시킨다. 틸팅 중심의 횡, 수직 방향 변위도 감소한다. 차체 질량 중심 변위에 있어서는 횡 변위는 증가시키나 수직 변위는 감소시키는 상반된 영향을 나타낸다. 스윙 암의 각도 변화는 감소시키는 영향을 보인다.
- (4) 차체 질량 중심 높이 H_C 의 증가는 차체 질량 중심의 횡 변위는 증가시키나 수직 변위는 약간 감소시킨다.

이와 같이 틸팅 차량의 틸팅 기구를 구성하는 설계 변수의 변화는 성능 지수에 서로 다른 영향을 주고 때로는 상반된 영향을 주고 있기 때문에 국내의 궤도 환경, 운행 조건, 차량 조건에 따라 적절한 선택이 요구된다.

참고 문헌

1. B. Mueller, U. Rosenkranz and U. Lehmann, "New Train Control System for the Second Generation of Tilting Vehicles of German Railways", Journal for Railway and Transport, Vol. 124, Issue 7, pp. 401-406, 2000.
2. K. Sasaki, "Lateral Semi-active Suspension of Tilting Train", Quarterly Report of RTRI, Vol. 41, Issue 1, pp. 11-15, 2000.
3. S. Worbs and R. Jueke, "Tilting Train System of ET 2000 TT Experimental Vehicle", Journal for Railway and Transport, Vol. 122, Issue 8, pp. 329-336, 1998.
4. 김남포, 유원희, 최성규, "기존선 고속화 차량의 틸팅 시스템 개념설계 연구", 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp. 351-358, 2002.
5. 김남포, 구병춘, "틸팅차량의 최대 동적 운동범위 산정 연구", 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp. 312-316, 2002.
6. N R Harris, F Schmid and R A Smith, "Introduction: Theory of Tilting Train Behaviour", IMexhE, Vol. 212 Part F, pp. 1-5, 1998
7. Leo O'Connor, "Tilting Train Smooths Out The Curves", Mechanical Engineering, Tran. ASME, Vol. 107, pp. 324-331, 1985
8. H. liu and J. Zeng, "Study on Dynamic Curving Behaviour of Tilting Passenger Cars", Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 15, Issue 4, pp. 360-365, 2002.