

대차 틸팅 기구의 동적 해석

Dynamic Analysis of a Bogie Tilting Mechanism

구동희¹, 김남포², 한형석³

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

Keywords : Tilting Car(틸팅 차량), Dynamics(동역학), 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. In order to achieve the optimal car-body position control through the tilting mechanism, a dynamics analysis was required after the kinematics analysis of the tilting mechanism. For this, the geometric relationship of the linkage-type tilting mechanism was defined. Then, the equations of motion for the half car-body were derived. With the derived equations, the effect of the parameter change on 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 conditions 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 전세계적으로 링크 방식이 많이 이용되고 있다[4]. 국내선

에 적용하기 위하여 개발되는 차량의 틸팅 방식도 기술적 성능과 유지보수성이 우수한 링크 방식이 고려되고 있다. 틸팅 기구의 최적 설계에 있어서 기본적으로 기구학적 검토가 선행적으로 이루어져야 한다[5]. 그런 후 동적 해석에 의한 차체의 자세 제어 성능 검토가 요구된다. 이를 위하여 제어 법칙과 동적 응답에 대한 분석이 이루어져야 한다[6-7]. 특히, 틸팅 차량의 제어기는 틸팅 차량이 적용될 노선의 궤도 형상에 종속적으로 개발되기 때문에 국내 노선을 고려한 제어기 설계 및 그에 따른 동적 응답 예측 기술 연구가 필요하다.

본 논문에서는 국내 궤도 환경에 적합한 틸팅 기구 설계를 위한 기하학적 설계변수 즉 매개변수들의 동적 성능 평가 지수에 대한 영향도 분석을 목표로 한다. 이를 위하여 틸팅 기구에 대한 기하학적 관계식과 1/2 차량에 대한 운동방정식이 정의된다. 주어진 차체 틸팅 각 변위, 각속도, 각 가속도와 운동방정식

¹ 정회원, 한국철도기술연구원

² 정회원, 한국철도기술연구원

³ 정회원, 한국기계연구원

을 이용하여 틸팅 기구에 대한 동적 해석이 이루어진다. 해석 결과는 틸팅 기구의 설계변수의 동적 성능지수에 대한 영향도를 명확하게 이해할 수 있도록 하여주고 최적 설계 방향을 제시하게 된다.

2. 시스템 방정식

2.1 기하학적 관계

본 논문에서 대상으로 하는 링크식 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.

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

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

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 결정되

면 차체에 있는 임의의 점의 좌표 (y, z)를 계산할 수 있다. Table 1은 Fig. 2의 기하학적 설계 값을 보여주고 있다.

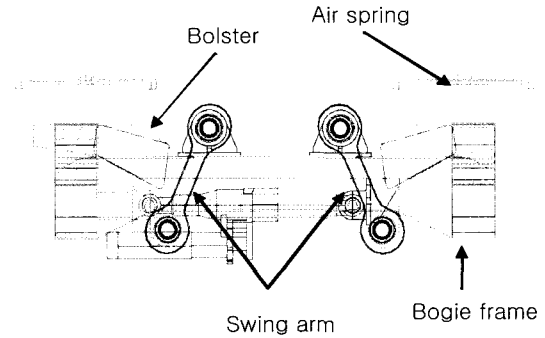


Fig. 1 Tilting bogie

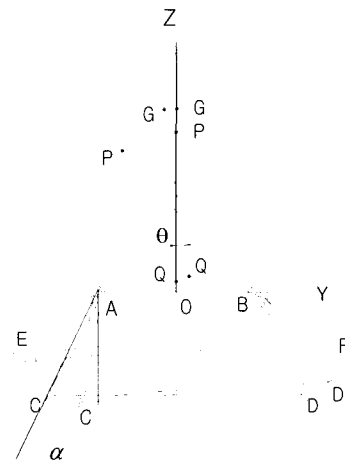


Fig. 2 Tilting mechanism

Table 1 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
H_C	height of G	160mm
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)	

2. 2 틸팅 제어

틸팅 제어를 위한 제어기 설계 연구들이 여러 연구자들에 의하여 이루어지고 있는데, 승차감을 확보하기 위하여 차체 틸팅의 각 가속도는 시간 t 에 대하여 연속적인 함수이어야 한다[9-10]. 연속적인 함수의 하나로 본 논문에서는 식(2)와 같은 각 가속도 형상 함수가 이용된다.

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \varepsilon_m \sin \frac{\pi}{T_1} t & 0 \leq t \leq T_1 \\ \varepsilon &= 0 & T_1 \leq t \leq T_1 + T_2 \\ \varepsilon &= -\varepsilon_m \sin \frac{\pi}{T_1} (t - T_1 - T_2) & T_1 + T_2 \leq t \leq 2T_1 + T_2 \end{aligned} \quad (2)$$

식(1)에서 ε_m 는 최대 각 가속도, T_1 차량 속도가 0에서 최대 속도에 이르는 시간 또는 최대 속도에서 0 속도에 이르는 시간을 나타낸다. T_2 는 일정속도 유지 시간을 나타낸다. 가속도 관계식 (2)를 적분하면 식(3), 식(4)와 같이 각속도, 각을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{T_1 \varepsilon_m}{\pi} (1 - \cos \frac{\pi}{T_1} t) & 0 \leq t \leq T_1 \\ \omega &= \frac{2T_1 \varepsilon_m}{\pi} & T_1 \leq t \leq T_1 + T_2 \\ \omega &= \frac{T_1 \varepsilon_m}{\pi} (1 + \cos \frac{\pi}{T_1} (t - T_1 - T_2)) & T_1 + T_2 \leq t \leq 2T_1 + T_2 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{T_1 \varepsilon_m}{\pi} (t - \frac{T_1}{\pi} \sin \frac{\pi}{T_1} t) & 0 \leq t \leq T_1 \\ \theta &= \frac{T_1 \varepsilon_m}{\pi} (2t - T_1) & T_1 \leq t \leq T_1 + T_2 \\ \theta &= \frac{T_1 \varepsilon_m}{\pi} [t + T_2 + \frac{T_1}{\pi} \sin \frac{\pi}{T_1} (t - T_1 - T_2)] & T_1 + T_2 \leq t \leq 2T_1 + T_2 \end{aligned} \quad (4)$$

식(3), 식(4)에서 최대 각 가속도 $\varepsilon_m = 15^\circ / s^2$, 최대 각속도 $\omega_m = 5.05^\circ / s$ 로 설정하였다. 주어진 각 가속도, 각속도와 식(3), 식(4)로부터 $T_1 = 0.5236s, T_2 = 1.0764s$ 을 각각 계산할 수 있다. 그러므로 틸팅 각 $\theta = 8^\circ$ 에 도달하는 총 시간은 $T = 2T_1 + T_2 = 2.1236s$ 이 되고 평균 각속도는 $3.767^\circ / s$ 가 된다. 식(2)~식(4)을 도식적으로 나타내면 Fig. 3~Fig. 5와 같다.

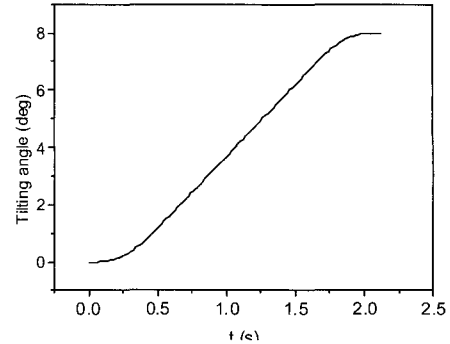


Fig. 3 Carbody tilting angle

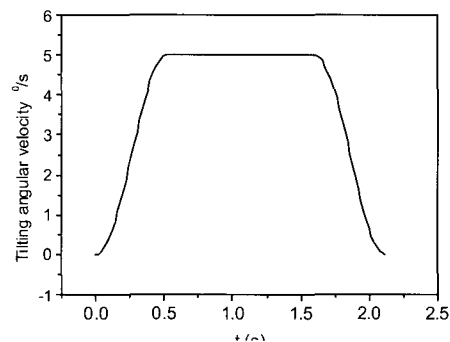


Fig. 4 Carbody tilting angular velocity

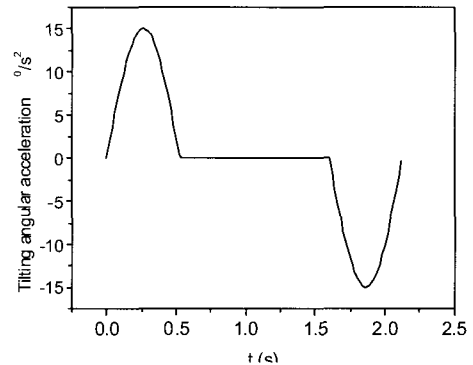


Fig. 5 Carbody tilting angular acceleration

2. 3 틸팅 기구 운동 방정식

틸팅 기구에 의하여 차체에 작용한 힘은 Fig. 6에서와 같다. Fig. 6에서 F 는 구동기의 출력 힘, F_1, F_2 는 스윙 암의 인장력, Mg 는 차체 중량의 1/2를 나타낸다. C, D, G, F 는 2.1의 기하학적 관계식에 의하여 얻을 수 있다. 길이 GT, GS , 좌우 스윙 암의 각

θ_1, θ_2 구동기 각 β , 수평 축에 대한 $G'C, G'D'$ 의 각 α_1, α_2 도 쉽게 얻을 수 있다. 곡선 궤도에서의 차체의 최대 불평형 원심 각속도는 $g_m = 2.0m/s^2$ 라고 하면 곡선궤도 진입을 위한 과도구간에서의 불평형 원심 가속도는 $g_m\theta/8$ 라고 근사시킬 수 있다. 1/2 차체 모델의 운동방정식은 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} M\ddot{y} &= F\cos\beta + F_1\cos\theta_1 - F_2\cos\theta_2 + Mg\theta/8 + F_e \\ M\ddot{z} &= F\sin\beta + F_1\sin\theta_1 + F_2\sin\theta_2 - Mg \\ I\ddot{\theta} &= F_1(\cos\theta_1 \overline{G'C} \sin\alpha_1 - \sin\theta_1 \overline{G'C} \cos\alpha) \\ &\quad - F_2(\cos\theta_2 \overline{G'D'} \sin\alpha_2 + \sin\theta_2 \overline{G'D'} \cos\alpha_2) \\ &\quad + M_f + F \overline{G'T} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, M, I 는 1/2 차량의 질량과 회전관성 모멘트를 나타낸다. 차체의 횡 방향, 수직방향 가속도는 톨딩 각 θ 와 차체의 순간 회전 중심 S 로 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \ddot{y} &= -\ddot{\theta} \overline{G'S} \cos\theta \\ \ddot{z} &= -\ddot{\theta} \overline{G'S} \sin\theta \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)을 식(5)에 대입하면 미지의 힘 F, F_1, F_2 를 계산할 수 있다. 그런 후 구동기의 출력 속도와 동력을 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$V_a = \dot{\theta} \overline{ST}, \quad P_a = FV_a \quad (7)$$

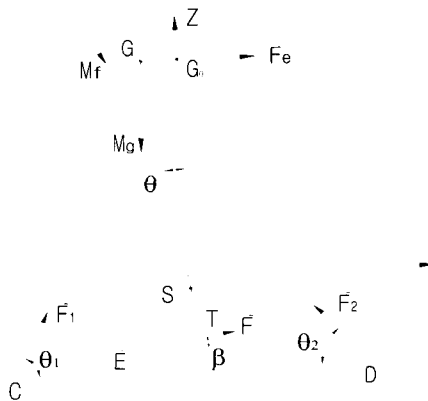


Fig. 6 Forces acted on carbody

3. 매개변수 분석

3.1 매개변수

검토되는 매개 변수와 각 매개변수의 변화는 Table 2와 같다. 차체 질량과 질량 관성 모멘트는 $M = 22,500kg, I = 50,000kgm^2$ 이다. Table 2의 매개 변수와 θ 가 $-8^\circ \leq \theta \leq +8^\circ$ 로 변할 때 매개변수의 변화에 따른 성능 변화를 다음과 같이 분석하였다.

Table 2 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

3.2 L_1 영향도 분석

Fig. 7, Fig. 8에서 스윙 암과 대차 프레임의 연결점 간 거리 L_1 이 증가하면 F_1 은 증가하고 F_2 는 감소하는 것을 볼 수 있다. 여기서 θ 에 따라서 F_1 과 F_2 에 상반된 영향을 주는 것을 볼 수 있다. F_1 과 F_2 의 횡방향 성분에 의하여 생성된 톨딩 기구의 횡 방향 복원력을 Fig. 9에서 보여주고 있다. L_1 이 증가하면 톨딩 기구의 횡 방향 복원력을 증가시킬 수 있음을 알 수 있다. Fig. 10은 구동기 출력 힘으로 L_1 을 감소시키면 그에 따라 구동기 출력 힘도 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 11은 구동기 출력 속도 결과로 L_1 이 감소하면 구동기 출력 속도도 감소함으로 구동기 출력 속도를 감소시키기 위해서는 L_1 을 작게하는 것이 유리함을 알 수 있다.

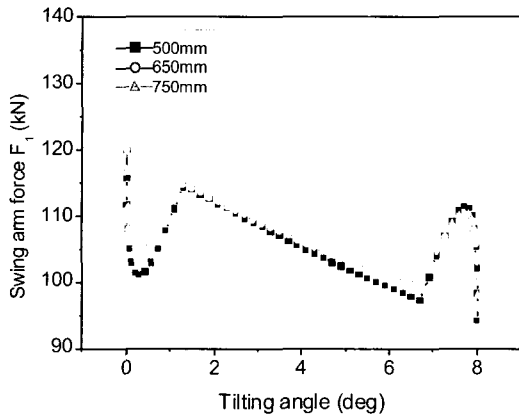


Fig. 7 Influence of L1 on the swing arm force F1

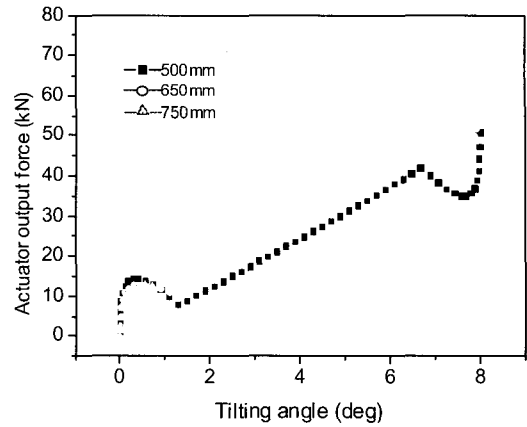


Fig. 10 Influence of L1 on actuator output force

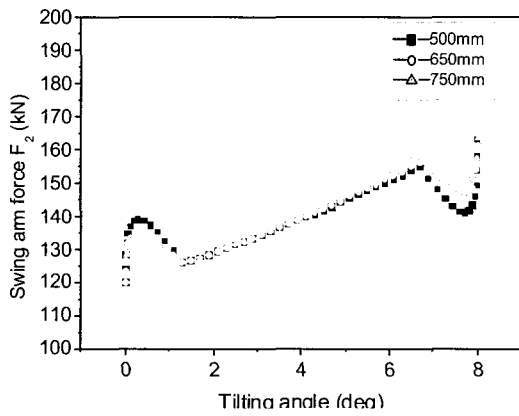


Fig. 8 Influence of L1 on the swing arm force F2

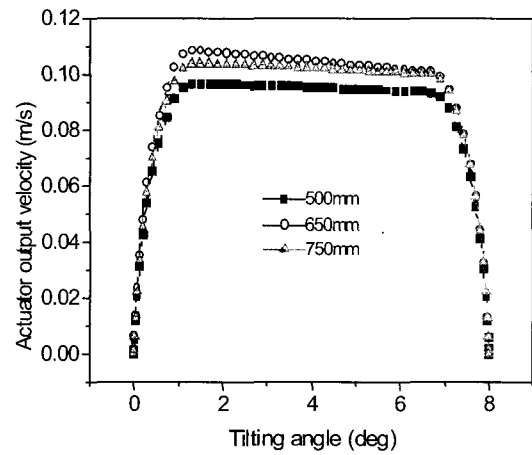


Fig. 11 Influence of L1 on actuator output velocity

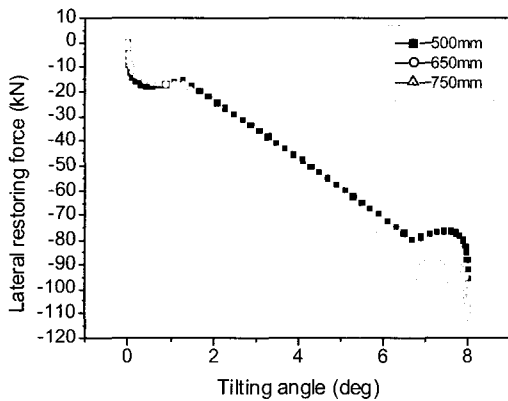


Fig. 9 Influence of L1 on the lateral restoring force

3.3 L₂ 영향도 분석

스윙 암의 길이 L_2 의 변화에 따른 스윙 암 인장력을 Fig. 12, Fig. 13에서 보여주고 있다. 틸팅 각이 증가함에 따라 F_1 은 증가하고 F_2 는 감소하는 경향을 보이고 있다. L_2 가 증가하면 F_1 은 증가, F_2 는 감소하며 상반된 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 틸팅 기구의 횡 방향 복원력 변화에 대한 영향을 Fig. 14에서 보여주고 있는데 L_2 가 작으면 횡 방향 복원력을 증가시키는 것을 알 수 있다. Fig. 15는 구동기 출력 힘에 대한 영향도로 L_2 가 작으면 구동기 출력힘은 증가한다. 구동기 출력 속도에 대한 영향은 미미한 것을 Fig. 16에서 알 수 있다.

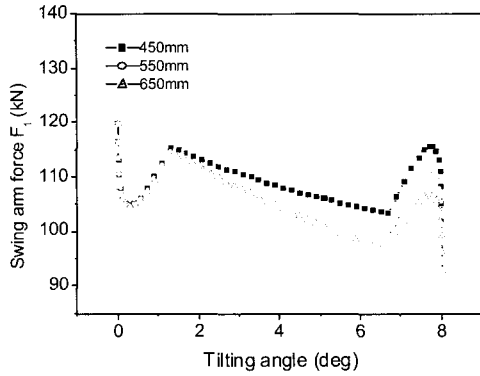


Fig. 12 Influence of L2 on the swing arm force F_1

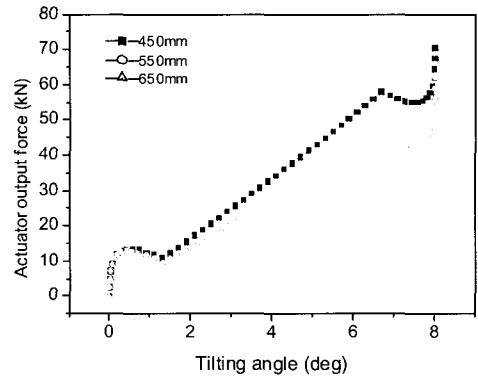


Fig. 15 Influence of L2 on actuator output force

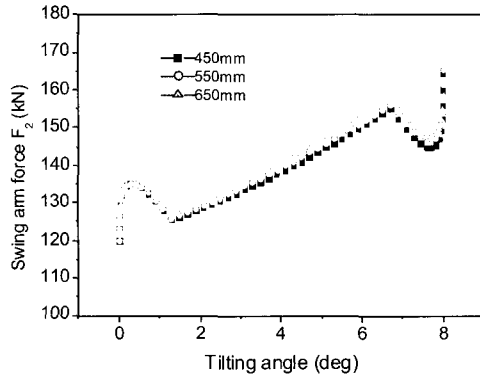


Fig. 13 Influence of L2 on the swing arm force F_2

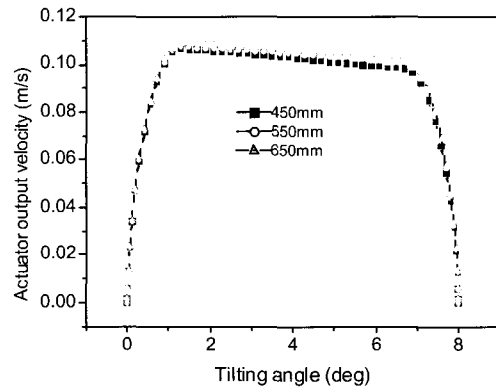


Fig. 16 Influence of L2 on actuator output velocity

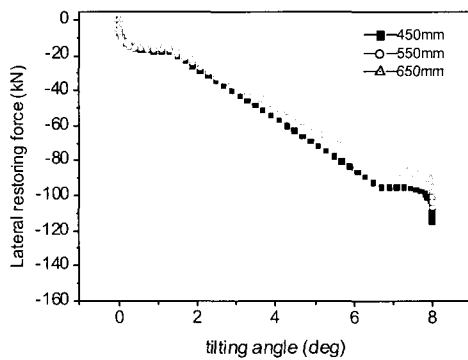


Fig. 14 Influence of L2 on the lateral restoring force

3.3 α 영향도 분석

스윙 암의 수직 축에 대한 초기 각 α 에 스윙 암에 작용하는 인장력 F_1, F_2 를 Fig. 18, Fig. 19에서 보여 주고 있다. α 가 작으면 F_1, F_2 도 작아지는 것을 알 수 있다. 틸팅 기구의 횡방향 복원력에 대하여는 α 가 작으면 복원력이 증가하는 것을 Fig. 20에서 알 수 있다. Fig. 21은 구동기 출력 힘으로 α 가 감소하면 구동기 출력 힘은 증가하는 것을 알 수 있다. 마지막으로 Fig. 22에서 보듯이 구동기 출력 속도 변화에는 영향이 적은 것을 알 수 있다.

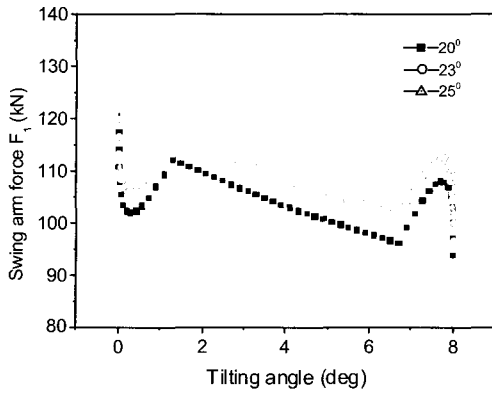


Fig. 17 Influence of α on swing arm force F_1

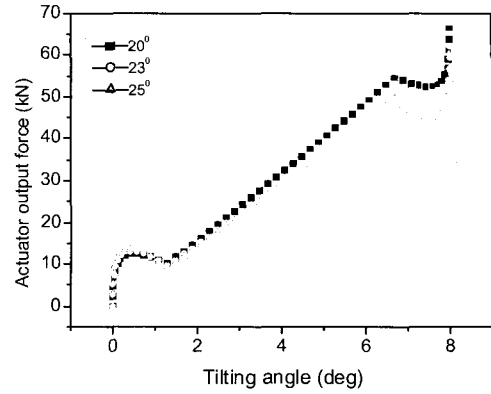


Fig. 20 Influence of α on actuator output force

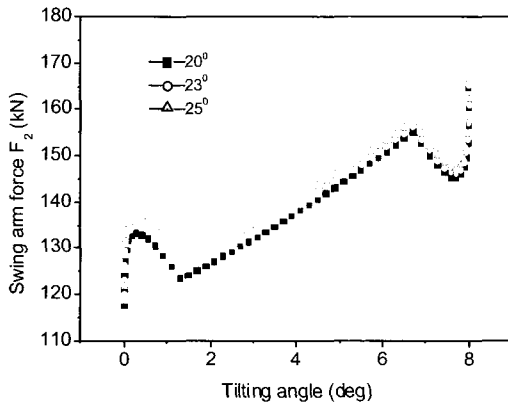


Fig. 18 Influence of α on swing arm force F_2

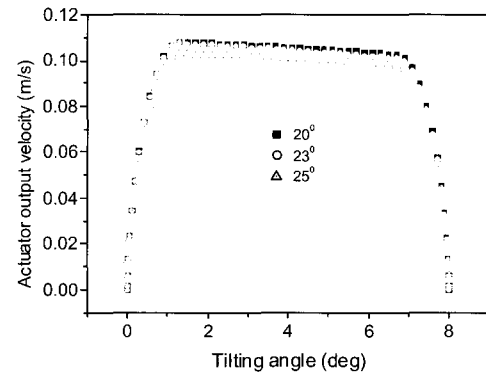


Fig. 21 Influence of α on actuator output velocity

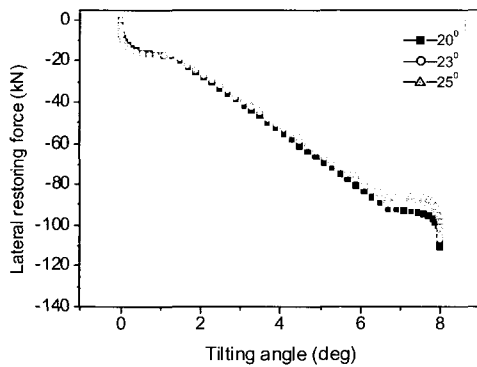


Fig. 19 Influence of α on the lateral restoring force

4. 결론

이상과 같이 틸팅 차량의 틸팅 기구의 동역학 해석을 통하여 설계 변수 즉 매개 변수의 영향도를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 스윙 암과 대차 프레임의 연결점 간 거리 L_1 이 증가하면 스윙 암 인장력 F_1 은 증가하고 F_2 는 감소하는 것을 볼 수 있다. L_1 이 증가하면 틸팅 기구의 횡 방향 복원력을 증가시킬 수 있음을 알 수 있다. L_1 을 감소시키면 그에 따라 구동기 출력 힘도 감소하는 것을 알 수 있다. L_1 이 감소

하면 구동기 출력 속도도 감소함으로 구동기 출력 속도를 감소시키기 위해서는 L_1 을 작게하는 것이 유리함을 알 수 있다.

- (2) 스윙 암의 길이 L_2 가 증가하면 F_1 은 증가, F_2 는 감소하며 상반된 영향을 미치는 것을 알 수 있다. L_2 가 작으면 횡 방향 복원력 증가, 구동기 출력 힘도 증가한다.
- (3) 스윙 암의 수직 축에 대한 초기 각 α 가 작으면 F_1, F_2 도 작아지는 것을 알 수 있다. 틸팅 기구의 횡방향 복원력에 대하여는 α 가 작으면 복원력이 증가, 구동기 출력 힘도 증가하는 것을 알 수 있다.

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

참 고 문 헌

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. A. C. Zolotas, R. M. Goodall, G. D. Halikias, "New Control Strategies for Tilting Train", Vehicle System Dynamics, Vol. 37, Issue Suppl, pp. 171-182, 2003.
7. A. Suescun, L. M. Martin, J. G. Gimenez, J. Vinolas, "Use of Inverse Dynamics in the Development of Tilt Control Strategies for Rail Vehicles", Vehicle System Dynamics, Vol. 25, Issue Suppl, pp. 655-667, 1996.
8. N R Harris, F Schmid and R A Smith, "Introduction: Theory of Tilting Train Behaviour", IMexhE, Vol. 212 Part F, pp. 1-5, 1998
9. Leo O'Connor, "Tilting Train Smooths Out The Curves", Mechanical Engineering, Tran. ASME, Vol. 107, pp. 324-331, 1985
10. 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.