

급곡선 주행 산악트램의 거동 특성 및 설계에 관한 연구

서승일

한국철도기술연구원 차세대철도차량본부

A Study on Design and Characteristic Behaviors of a Mountain Tram Running on Sharp Curves

Sungil Seo

Division of Advanced Railroad Vehicle, Korea Railroad Research Institute

요약 산악 트램은 급경사와 급곡선의 산악지역 도로 위를 지형과 기후 조건에도 구애됨 없이 운행할 수 있는 친환경 대중 교통수단이다. 지역 주민에게는 교통 기본권을 보장하고, 관광객에게는 이동 편의성을 제공해 줄 수 있다. 본 연구에서는 반경10m의 급곡선을 주행하는 산악 트램 차량의 거동 특성을 이론적 방법을 이용하여 해석하고 CAD를 이용한 수치 결과를 도출한 후, 이론적 해석의 정확성을 입증하였고, 1/20 축소 모형 시험을 통해서 확인하였다. 이를 기초로 하여 3차체-3대차 구조의 산악 트램 차량 초기 설계안에 대한 성능을 확인하고 문제점을 검토하여 대안을 제시하였다. 3차체-3대차 구조의 산악 트램 차량은 급곡선을 원활하게 주행할 수 있는 차량 시스템임을 확인하였으나, 차체와 차체 사이, 차체와 대차 사이에서 상대 각변위가 발생하였다. 차체와 차체 사이의 상대 각변위는 연결기의 회전 성능으로 흡수가 가능하나, 차체와 대차 간의 상대 각변위는 차체에 붙은 견인 전동기와 대차에 붙은 감속기 사이를 연결해 주는 추진축의 과도한 신축을 발생시켜 추진축의 안전성 문제를 초래하였다. 이 문제를 해결하기 위해 3차체-2대차 구조의 차량으로 설계를 변경한 결과, 차체와 대차 사이에 상대 각변위가 발생하지 않아 문제 해결을 확인할 수 있었다.

Abstract A mountain tram is an eco-friendly public transportation system that runs on steep and sharp mountain roads regardless of geographic and climatic conditions. It provides transportation for residents and comfort mobility for tourists. In this study, the characteristic behaviors of the cars in a mountain tram on a sharp curve with 10m radius were analyzed using a theoretical method. The method's accuracy was verified with numerical results by CAD. It was also confirmed by a 1/20-scale model test. Based on this confirmation, the performance of a tram that had 3 cars and 3 bogies was reviewed, and problems with the initial design were found so that the alternatives could be presented. It was concluded that the tram passes through the sharp curve smoothly, but relative angular displacements occurred between carbodies and between a carbody and bogie. The displacements between carbodies could be absorbed by the coupler's rotation, but those between the carbody and bogie generated excessive expansion of the shaft connecting the traction motor on the carbody and the reduction gear on the bogie. This caused safety issues. To solve these problems, the initial design was changed to a tram with 3 cars and 2 bogies. After the change, the displacements did not occur, and the problems were fixed.

Keywords : Coupler, Mountain Tram, Relative Angular Displacement, Sharp Curve, Theoretical Analysis

본 논문은 국토교통부 연구개발사업 산악벽지용 친환경 전기열차 기술개발사업 연구과제로 수행되었음.

*Corresponding Author : Sungil Seo(Division of Advanced Railroad Vehicle, Korea Railroad Research Institute)

email: siseo@krrri.re.kr

Received October 18, 2022

Revised November 11, 2022

Accepted December 7, 2022

Published December 31, 2022

1. 서론

산악 트램은 급경사와 급곡선이 많은 산악 지역의 기존 도로를 이용하여 매립형 톱니 궤도를 설치하고 그 위에 철계 차륜의 경전철 시스템이 주행하게 되는 대중 교통수단을 의미한다. 자연 경관이 뛰어난 산악지역마다 도로망이 잘 발달되어 있으나, 겨울철에는 폭설과 결빙이 많아 교통이 두절되는 사례가 많고, 통행이 금지되는 구간도 있다. 따라서 지역 주민들이 교통에 불편을 겪고 있을 뿐만 아니라, 관광객도 급감하여 지역 경제가 어려운 상황에 놓이게 된다. 산악 트램은 기존 도로를 활용하고, 무가선(wireless)으로 운행하므로 환경 훼손을 방지하고, 폭설과 결빙시에도 주행 가능하므로 이용객들에게 안전한 이동의 편의성을 제공해 줄 수 있는 유용한 교통수단이다. 해외에도 다양한 산악 열차가 운행하고 있으나 전차선과 전용 궤도를 이용하여 운행하고 있고, 운행 최소 곡선 반경이 30m이상이므로[1], 곡선 반경이 10m나 되고 전차선도 허용하지 않는 국내 여건상 적용이 불가하다. 국내 산악 도로에서 산악트램이 운행하기 위해서는 경사 180%과 곡선반경 10m 주행할 수 있는 차량의 개발이 필수적이다[2]. 이러한 산악 트램 차량을 개발하기 위해서는 급경사와 급곡선에서 차량의 거동을 정확히 분석하고, 각 거동 특성에 대한 성능 검증이 중요한 과업이다.

저자는 기존에, 급곡선 급경사 산악 트램 차량의 설계를 위해 3차체-3대차의 차량 배치 설계안을 제시하고 곡선반경 10m의 급곡선 주행을 위해 적합한 구조임을 확인하였다[3]. 또한 3대차-3차체 구조에 적합한 3차원 회전 가능한 연결기 구조를 제안하였고[3], 이러한 연구 결과를 바탕으로 산악트램의 차량초기설계가 이루어졌다[2]. 차량 초기 설계안을 기초로 다양한 주행 조건에 대해 차량의 거동을 해석하고 문제점을 검토하여 확인해야 다음 단계인 상세 설계가 진행될 수 있다. 곡선에서 차륜이 레일과 이루는 공격각(angle of attack)은 차륜의 마모와 스킵 소음(squeal noise), 주행 안전성 저하 등의 문제를 일으켜서 가능한 한 회피해야할 대상이다[4]. 일반적인 철도차량의 1차체-2대차 구조에서는 곡선 구간에서 공격각을 피할 수 없게 된다. 그러나 선행 연구에서 제안된 3차체-3대차 구조는 일반적인 철도차량의 1차체-2대차 구조와 차별화를 이룬 차량 구조로서 차륜과 레일의 공격각을 감소시켜 곡선 통과 성능이 향상된 우수한 차량 구조이다[3]. 그런데, 3차체-3대차 구조에서도 차체와 대차와의 상대 변위가 많이 발생하는 새로운 문

제점이 노출되었다. 본 연구에서는 차량 초기 설계안에 대해 급곡선 주행시의 차량 거동 특성을 분석하여 예상 문제점을 점검하고 해결 방안을 제시하고자 한다.

2. 차량 초기설계안

산악트램의 주요 특성으로, 차체의 길이는 반경10m의 급곡선에서 유연하게 회전하도록 가능한 한 단축시켰고, 차체와 차체 사이에는 회전과 비틀림이 자유로운 연결기를 적용하였다. 대차에서 공간이 부족하여 견인 동기는 차체에 붙이고 차륜 동력은 유연한 추진축을 통하여 전달하도록 하였다. 차량의 초기설계안은 Fig. 1과 같고 주요한 성능 사양은 Table 1과 같다[2].

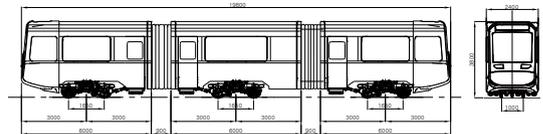


Fig. 1. Mountain tram of 3cars with 3bogies

Table 1. Major specifications of mountain tram

Specification	Dimension	Remarks
Carbody	Length	6m
	Breadth	2.4m
	Height	3.8m
Train	Length	19.8m 3 Cars
Bogie	Wheel Diameter	610mm
	Wheel Base	1650mm
	Pinion Center Distance	427mm Rack&pinion
Speed	50km/h	Normal
	10km/h	at Curve

3. 차량의 거동 해석

3.1 급곡선에서 차체의 상대변위 분석

산악트램 차량의 초기 설계 시에는 차체와 연결부의 설계를 위해 Fig. 2와 같이 급곡선에서 차체와 차체 사이의 상대 변위를 구하였다[3]. 선두 차체의 대차와 중간 차체 대차가 모두 곡선에 놓인 조건에서 차체와 차체의 상대 회전각은 다음 식과 같이 구해진다.

$$\theta_0 = 2 \tan^{-1} \left(\frac{L}{R} \right) \quad (1)$$

Where, θ_0 denotes the relative angular displacement between cars, L denotes the half length between coupler and coupler, and R denotes the curve radius.

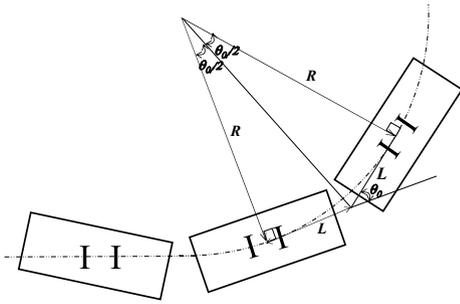


Fig. 2. Relative angular displacement between the first car and the second car on the curve

3.2 급곡선에서 차체와 대차의 상대변위 분석

산악 도로에서는 직선 도로가 급곡선과 연결되는 경우가 많다. 직선이 곡선과 만나게 될 때 대차는 분리되어 있어서 직선과 곡선 상에 각각 놓이게 되지만 차체는 연결되어 있어서 대차와는 어긋나게 된다. 직선과 곡선이 만나는 선로에서 대차와 차체를 표시해 보면 Fig. 3과 같다.

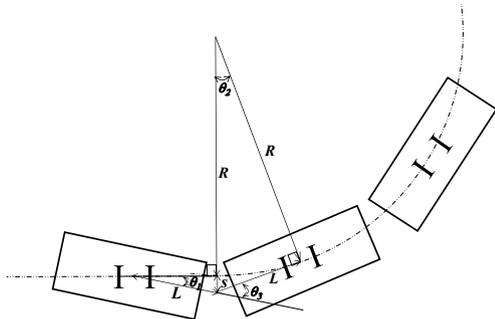


Fig. 3. Relative angular displacement between the second car and the third car on the curve entrance

후두 차체와 중간 차체의 연결기가 직선이 끝나는 지점에 있고 선두 차체와 중간 차체는 곡선에 위치하고 있을 때, 차체와 대차의 상대 회전 변위가 가장 크게 나타난다. Fig. 3의 기하학적 관계로부터 다음 식들이 성립한다.

$$s = \sqrt{R^2 + L^2} - R \quad (2)$$

$$\theta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{s}{L} \right) \quad (3)$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R} \right) \quad (4)$$

$$\theta_3 = \theta_1 + \theta_2 \quad (5)$$

Where, s denotes the length between the curve and the coupler, θ_1 denotes the relative displacement between the third carbody and the straight line, θ_2 denotes the rotation between the carbody center and the coupler, and θ_3 denotes the relative displacement between the second carbody and the third carbody.

3.4 이론 계산 결과의 확인

기하학 이론으로부터 얻어진 상대 변위 결과를 확인하기 위해 CAD를 이용하여 급곡선 상에서 차량의 거동을 분석하였다[5]. 먼저 곡선반경 10m인 구간에서 차량이 주행하는 경우 차량 간의 상대 각변위를 분석하였다. 먼저 곡선 구간에 완전히 진입한 선두 차체와 중간 차체의 상대 회전 변위를 구한다.

대차 중심에서 연결기 중심까지의 거리 $L = 3.45m$, 곡선반경 $R = 10m$ 를 Eq. (1)에 대입하면, 곡선 구간에 완전히 진입한 선두 차체와 중간 차체의 상대 변위 $\theta_0 = 0.3322rad = 38.07^\circ$ 이 된다.

다음으로 직선 구간에 있는 후두 차체와 중간 차체의 상대 각변위를 구한다.

$L = 3.45m$, $R = 10m$ 를 Eq. (2)에 대입하면 $s = 0.5784m$ 가 되고, 대차와 차체의 상대 변위 $\theta_1 = 9.65^\circ$ 가 되며, $\theta_2 = 19.03^\circ$ 가 되며, 후부 차체와 중간 차체의 상대 변위 $\theta_3 = 28.69^\circ$ 가 된다.

이론 계산 결과를 수치적으로 확인하기 위해 CAD의 기능을 이용하여 차량 3량이 10m 곡선에서 이동할 때 차체간의 상대 각변위를 수치적으로 구하였다[5].

Fig. 4는 CAD에서 차체의 위치와 상대적 각변위를 표기한 것이다. 차체 간 상대 변위는 Table 2에 정리하여 이론 결과와 비교하였다. Table 2의 결과를 보면 이론적인 상대 회전 변위 계산 결과는 CAD의 수치적 결과와 정확히 일치하고 있음을 확인할 수 있다.

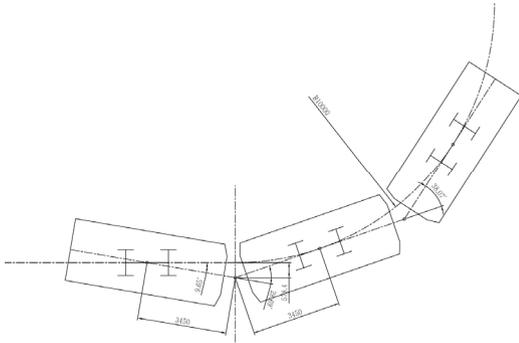


Fig. 4. Relative angular displacements between cars calculated by CAD(the first car and the second car on the curve entrance)

Table 2. Comparison of theoretical relative angular displacements with numerical ones

Rotation	Theoretical Calculation	CAD	Remarks
θ_0	38.07°	38.07°	The first car and the second car are located on the circle.
θ_1	9.65°	9.65°	The third car is located on the straight line and the coupler on the end of the line.
θ_3	28.69°	28.69°	

3대차-3차체 구조의 급곡선 주행 특성 및 상대 변위를 확인하기 위해 Fig. 5와 같이 1/20의 축소 모형을 제작하여 급곡선에서 시험을 실시한 결과, 이론 및 CAD 해석 결과와 동일함을 확인하였다.



Fig. 5. 1/20 scaled model running on the curve

4. 차량 초기설계의 보완

차체간의 상대 각변위와 차체와 대차의 상대 각변위가 해석됨에 따라 초기 설계 결과에 대해 검토하고 문제점을 분석한 후 대안을 제시하였다.

4.1 초기설계의 검토

차체와 차체의 최대 상대 각변위는 연결부에서 38.07° 발생하는데, 연결기는 볼조인트 방식의 연결기를 적용하고 있어서 최대 허용 각변위는 45°이므로 차체간의 각변위를 충분히 흡수할 수 있다. 따라서 차체와 차체 사이의 상대각변위 발생은 큰 문제가 없게 된다.

다음으로, 초기 설계안에 따르면 추진을 위한 견인 전동기는 대차의 공간이 협소하여 차체에 붙어 있고, 감속기는 대차에 붙어 있으며, 전동기와 감속기 사이에는 추진축이 연결되어 동력을 전달한다. Fig. 6은 차체 하부에 붙어 있는 전동기와 추진축 및 대차의 감속기를 보여주는 평면도이다.

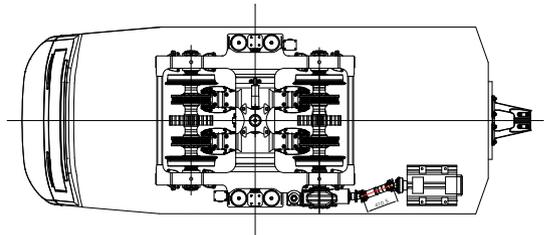


Fig. 6. Plan view of the bogie under the carbody

그런데 차체와 대차 사이에서 상대 각변위가 발생하면 감속기와 전동기 사이의 거리가 변화한다. 곡선에 진입한 중간 차체는 인터페이스 조건에 따라 아직 직선에 머물러 있는 후두 차체를 연결기를 통해 회전시킨다. Fig. 7은 후두 차체와 중간 차체의 연결기가 직선에서 곡선으로 변경되는 지점에 있을 때, 감속기와 추진축, 전동기의 상대 위치를 추진축이 늘어나는 경우에 대해 확대하여 표시한 것이다. 곡선을 진출입하면서 후두 차체의 회전을 대차의 회전과 같은 효과로 보고, 원래 위치와 회전된 위치의 상대 변위와 상대 각을 나타낸 것이다. 차체에 붙어 있는 견인 전동기는 차체와 함께 움직이므로 대차에

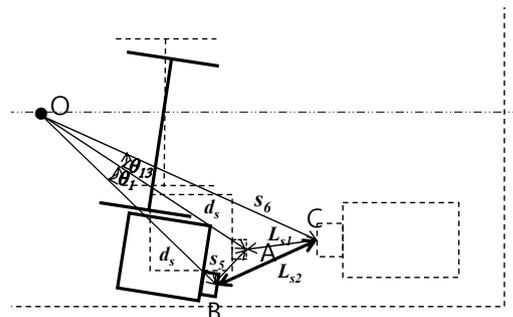


Fig. 7. Relative angular displacement between the carbody and the bogie

붙어 있는 감속기와 상대 변위를 증가시켜서 이 둘을 연결하는 추진축을 늘어나게 한다.

견인전동기와 감속기가 동일한 직선에 위치할 때 추진축은 AC 사이를 연결하였으나, 중간 차체의 회전이 발생하였을 때에는 BC사이를 연결하도록 변화된다. Fig. 7에서 $\angle AOC$ 인 θ_{13} 는 코사인 법칙을 이용하여 다음 식과 같이 구해진다.

$$\theta_{13} = \cos^{-1} \left(\frac{d_s^2 + s_6^2 - L_{s1}^2}{2d_s s_6} \right) \quad (6)$$

Where, θ_{13} denotes the angular displacement of $\angle AOC$, d_s denotes the length of the line \overline{OA} , s_6 denotes the length of the line \overline{OC} , and L_{s1} denotes the length of the line \overline{AC} (initial length of the shaft).

대차와 차체 사이 상대 각변위가 발생하였을 때의 추진축의 길이인 BC사이의 거리 L_{s2} 는 다음 식과 같이 구해진다.

$$L_{s2} = \sqrt{d_s^2 + s_6^2 - 2d_s s_6 \cos(\theta_1 + \theta_{13})} \quad (7)$$

Where, L_{s2} denotes the length of the line \overline{BC} .

초기 설계안에 따르면 대차와 차체 사이의 상대 변위가 발생하기 전을 기준으로 OA사이의 거리 $d_s = 1.6855m$, OC사이의 거리 $s_6 = 1.9486m$, AC사이의 거리 $L_{s1} = 0.4105m$ 로 주어진다. 이를 Eq. (6)에 대입하면 $\theta_{13} = 9.97^\circ$ 이 되고, 이를 다시 Eq. (7)에 대입하면 $L_{s2} = 0.6714m$ 이 된다. 추진축의 길이가 $0.4105m \rightarrow 0.6714m$ 로 변경되어 원래 길이보다 63%(261mm) 만큼 늘어나야 하는 상황이 발생한다. 추진축의 길이가 410.5mm임을 고려하면 205mm이상은 연장이 불가하다. 따라서 설계 변경을 통한 개선이 필요하다.

4.2 설계 변경

견인 전동기가 차체에 부착된 3차체-3대차 구조에서 추진축의 과도한 신축 문제를 해결하기 위해 차량을 3차체-2대차 구조로 변경하였다. 중간 차체는 대차가 없고 연결기에 의해서만 지지된다. 중간 차체의 길이는 축소하고 그 만큼 선두 차체와 후두 차체의 길이를 늘려주어 전

체 편성 길이는 동일하게 유지한다. 3차체-2대차 차량이 직선에서 곡선에 진입할 때, 첫 번째 연결기가 직선과 곡선 접속부에 있을 경우 차체간 거동은 Fig. 8과 같다. 대차와 차체간의 상대각변위는 발생하지 않게 되고, 차체와 차체간 상대각변위는 연결기에서 모두 흡수할 수 있다. 두 번째 연결기가 직선과 곡선의 접속부에 있을 때도 마찬가지로 Fig. 9와 같이 대차와 차체의 상대 각변위는 발생하지 않고 차체간 상대 각변위는 연결기에서 모두 흡수할 수 있게 된다. Fig. 8 및 Fig. 9에 보여지듯이, 선두 차체와 후두 차체에서 차체와 대차 사이에 상대 변위가 발생하지 않는 것은 차체 3량의 인터페이스 조건 중에 하나가 사라졌기 때문이다. 3차체-3대차 구조에서 중간 차체는 선두 차체 및 후두 차체와 연결되어 있어야 할 뿐만 아니라 궤도 위에 있는 하부 대차와 연결되어야 하므로 구속조건이 2가지가 있는 셈이다. 그러나 3차체-2대차 구조에서 중간 차체의 하부 대차가 궤도 위에 있을 필요가 없으므로 구속 조건 하나가 사라지게 된다. 과잉 구속 조건을 제거함으로써 차체와 대차의 상대 회전각은 없어지게 된 것이다. 따라서 설계 변경을 통해 견인 전동기와 감속기 사이의 추진축의 과도한 신축 문제를 해결할 수 있다.

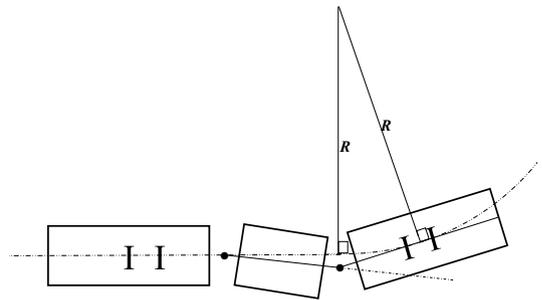


Fig. 8. 3cars with 2bogies on the curve(the first coupler on the start of the curve)

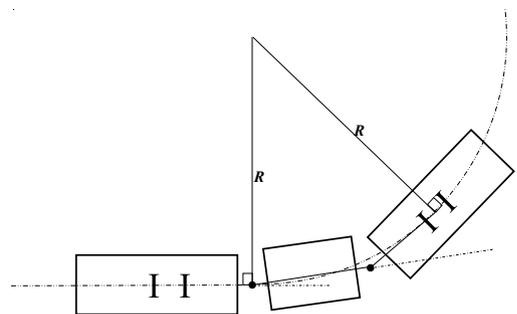


Fig. 9. 3cars with 2bogies on the curve(the second coupler on the start of the curve)

Fig. 10은 설계 변경이 된 3차체-2대차 구조의 차량 배치도로서, 과잉 구속을 주는 차체 하부 대차는 제거되었다.

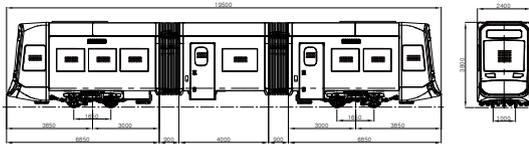


Fig. 10. Mountain tram of 3cars with 2bogies

3. 결론

급곡선을 주행하는 산악 트램 차량의 주행 특성을 해석하고 초기 설계안에 대해 성능을 검토한 결과 다음의 결과가 얻어졌다.

- (1) 3차체-3대차로 구성된 차량의 차체와 차체간, 차체와 대차간 상대 각변위를 이론적인 방법 구하고 CAD를 이용한 수치 결과와 비교하여 정확한 일치를 확인하였다.
- (2) 3차체-3차체 구조에서 후두 차체와 대차 사이에서 최대 9.65°의 상대 각변위가 발생하여 차체 견인 전동기와 대차 감속기 사이를 연결해 주는 추진축이 원래 길이보다 63%나 늘어나게 되어 과도한 신축으로 인한 추진축의 안전성 문제가 예상되었다.
- (3) 3차체-3대차 구조를 3차체-2대차 구조의 차량으로 설계를 변경한 결과, 중간 차체의 대차를 없애므로 대차로 인한 과잉 구속 조건을 제거하여, 후두 차체와 대차 사이에 상대 각변위가 발생하지 않게 되어 추진축의 신축 문제를 해결할 수 있었다.

References

[1] https://en.wikipedia.org/wiki/Jungfrau_Railway (accessed Sep. 15, 2022)

[2] S. I. Seo, H. S. Mun, M. E. Suk, J. H. Moon, "Development of a bogie for running on a track having a steep gradient and sharp curves", *Journal Rail and Rapid Transit*, Vol.232, No.4, pp. 1121-1134, Dec. 2018.
DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409717709108>

[3] S. I. Seo, H. S. Mun, "Development of technologies for mountain trams driven through sharp curves", *Journal*

of Mechanical Science and Technology, Vol.33, No.5, pp.2019~2027, May 2019.

DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-019-0404-0>

- [4] N. J. Lee, J. H. Kim, H. G. Nam, "Conceptional study of the contact between wheel tread and rail on curve line" *Proceedings of the Korea Society for Railway Conference*, 2006 Spring, pp. 1128-1133, May 2006.
- [5] Autodesk, *AutoCAD 2021*, <http://www.autodesk.co.kr>, 2021.

서 승 일(Sungil Seo)

[정회원]



- 1984년 2월 : 서울대학교 조선공학과 (공학사)
- 1994년 2월 : 서울대학교 대학원 조선해양공학과 (공학박사)
- 1986년 2월 ~ 2002년 3월 : 한진중공업기술연구소 수석연구원
- 2002년 4월 ~ 현재 : 한국철도기술연구원 수석연구원

<관심분야>

철도차량시스템, 용접구조 강도, 시스템 신뢰성 평가