

여객차량의 질량비 변수가 상하진동에 미치는 영향

Effect of the Parameter of Mass Ratio on the Vertical Vibration of the Passenger Vehicle

최경진* · 장동욱** · 유원희** · 김완두***

K. J. Choi, D. U. Jang, W. H. You, W. D. Kim

Key Words : Vertical Vibration(상하진동), Passenger Vehicle(여객차량), Mass Ratio(질량비), 승차감(Ride Quality)

The purpose of this study is to analyze the effects of the parameters of the mass ratio of the car body and the bogie frame in railway rolling-stock for KT-23 type passenger vehicle. According to the results of simulation and the small scale car test, optimal condition was obtained for the mass ratio of the car body and the bogie frame. Also, it is usefull to improve the technology of the ride quality of passenger vehicle.

1. 서론

철도차량의 특징은 급속 궤도 위를 급속 차륜이 회전하면서 궤도 안내 형태로 수송되는 교통 수단이다. 장거리 대량 수송에서 안정성을 유지하는 것은 매우 중요하다.

차량의 운동은 차륜과 레일의 동특성¹⁾에 의해 지배되고 차륜과 대차 및 차체의 운동영향이 상호 작용하는 특성을 가지고 있으며, 이러한 철도 차량의 주행 안정성(stabilty)을 평가하는 방법으로 객실에서 차량의 진동 가속도를 측정 한 후 진동 수준을 평가하는 방법^{2,3)}과 여객차량에서 인체에 미치는 진동값을 주파수 대역별 가중 변환하여 승차감(ride quality)을 dB기준으로 평가하는 방법이 이용되고 있다.^{4,5,6)}

여객차량은 다양한 종류의 현가장치가 있으며 승객의 변화에 따른 최대 하중을 중심으로 현가장치를 설계하고 있는 데 차중과 강성에 의한 다양한 인자중에서 차체와 대차의 질량비의 변화가 차체의 진동에 미치는 영향에 관한 기술자료가 필요

하게 된다. 이때 실차에 필요한 실험에 대하여 영업선로에서 하중을 변화하여 실험을 하는 데 장애 요인과 비용이 많이 드는 문제가 있다.

국내에서 제작한 KT-23형 대차를 적용한 여객차량에 대하여 빈차와 만차시의 질량비(mass ratio)인 대차 후레임과 차체의 질량 변화시 차체의 진동과 승차감에 미치는 영향을 분석하였다. 먼저, 실물차량에 대하여는 동력학 해석 패키지인 VAMPIRE를 이용하여 해석하였으며, 실험장치는 여객차량 및 차량 주행 장치를 축소형으로 제작하고 차체 중량을 바꾸어 질량비를 변화시키고, 주행에 따른 상하 진동(vertical vibration)을 비교 분석하여 여객차량의 상하 방향 진동 특성을 개선할 수 있는 방안을 검토하였다.

2. 진동 해석

2.1 진동 이론

여객차량의 진동에는 상하, 좌우, 전후, 로링, 요잉, 피칭 등이 있고 이들이 연성(couple)되어 나타나기도 한다. 본 연구에서는 4륜인 보기차의 진동에 대하여 철도 궤도와 구름 마찰하는 바퀴를 포함한 축상, 대차의 후레임, 차체로 구성되어 있고 각각의 질량 사이에 현가장치가 있는 진동계로 구

* 한국철도기술연구원
E-mail : kjchoi@krii.re.kr
Tel : (031)461-8531, Fax : (031)461-8561

** 한국철도기술연구원

*** 한국기계연구원

성하였다. 이때의 상하방향 진동계의 고유 진동수를 구하기 위하여 Fig. 1과 같은 2자유도계로 모델링하였다.⁷⁾

Fig. 1에서 m 는 대차당의 차체 질량, m' 는 대차 가운데 윤축을 제외한 스프링 사이의 질량이다. 현가장치는 대차의 편측당으로서 k_1 는 1차 현가장치로서 축상 스프링 정수, k_2 는 2차 현가장치로서 공기 스프링의 스프링 정수를 나타낸 것이다.

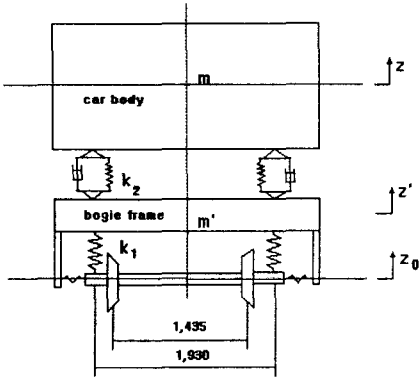


Fig. 1 Suspension of the vehicle

차체 및 대차의 평형 위치로부터의 변위를 z, z' 로 하면 감쇠를 무시할 경우 2자유도의 상하진동 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{z} + 2k_2(z - z') = 0 \quad (1)$$

$$m'\ddot{z}' + 2k_1z' - 2k_2(z - z') = 0 \quad (2)$$

$z = a \cos \nu t$ 및 $z' = a' \cos \nu t$ 를 대입 후 식 (1)에서 a 및 a' 를 제거하면 고유 진동수 방정식을 얻을 수 있다. 두 개의 근으로 진동수를 구할 수 있는 데 낮은 값의 차체 고유 진동수 ν_z 는 식 (3)과 같고, 식(3)를 다시 정리하면 식 (4)와 같다.

$$\nu_z^2 = \frac{1}{2} \left\{ \nu_2^2 + \nu'^2 - \sqrt{(\nu_2^2 - \nu'^2)^2 + 4\nu_2^4 \cdot \frac{m}{m'}} \right\} \quad (3)$$

$$\frac{\nu_z^2}{\nu_2^2} = \frac{1 + \kappa}{2\mu\kappa} \left\{ 1 + (1 + \mu)\kappa - \sqrt{[1 + (1 + \mu)\kappa]^2 - 4\mu\kappa} \right\} \quad (4)$$

$$\nu_2^2 = \frac{2k_2}{m}, \quad \nu'^2 = \frac{2(k_1 + k_2)}{m'}$$

$$\frac{1}{\nu^2} = \frac{2k}{m} = \frac{2k_1k_2}{m(k_1 + k_2)}$$

$$\mu = \frac{m'}{m}, \quad \kappa = \frac{k_2}{k_1}$$

μ 는 대차와 차체의 질량비, κ 는 공기 스프링과 축상 스프링의 스프링 정수비, ν_z 는 대차를 고정 한 차체의 고유 진동수, $\bar{\nu}$ 는 대차 중량을 무시한 차체의 고유 진동수, ν' 는 차체를 고정한 대차의 고유 진동수를 나타낸다.

Fig. 2는 1997년도에 설계된 KT-23형 무공화호 객차의 κ, μ 와 $\nu_z/\bar{\nu}$ 의 관계를 나타낸 것이다. 빈차시 $\mu=0.152$, 만차(정원의 150%)의 $\mu=0.1196$ 인 파라미터와 이때의 설계 조건 스프링정수비는 $\kappa=0.147$ 및 k_2 가 2배의 $\kappa=0.294$ 를 도사하였다. 고유 진동수비 $\nu_z/\bar{\nu}$ 는 μ, κ 가 적을수록 1에 접근하고 있다.

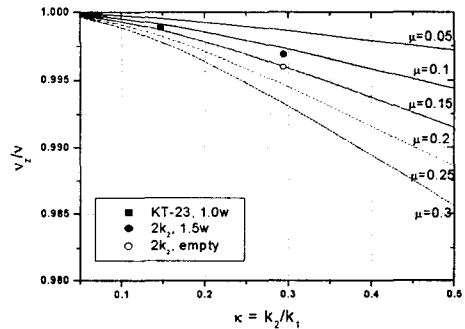


Fig. 2 Variation of the vertical natural frequency ratio of the car body with κ & μ

철도차량의 승차감은 차체에서 적용하는 기준으로 ISO-2631의 승차감 측정 방법 및 기준 또는 UIC Ride Index를 적용하고 있으며, 승차감 레벨을 구하는 식은 (5)와 같다.

$$L_{eq}(dB) = 20 \cdot \text{Log} \frac{A_w}{A_{ref}} \quad (5)$$

L_{eq} 는 승차감 레벨, A_w 는 의자에서 측정된 진동 가속도값, A_{ref} 는 진동 기준값으로 ISO-2631은 $10^{-6} (m/s^2)$ 일본은 $10^{-5} (m/s^2)$ 를 적용하고 있으며, A_w 는 0.5~80Hz대역으로 각각 보정한 진동 가속도의 실효값(rms)를 말하고, 여객차량 등급에 따라 적용 기준을 달리 정하여 성능 평가 항목으

로 다루고 있다.⁵⁶⁾

2.2 진동 해석

철도차량의 상하 방향 진동 변화를 예측하기 위하여 해석 패키지인 영국 AEA Technology 사의 VAMPIRE(Vehicle dynAMic Modelling Package In a Railway Environment, Ver. 3.25)를 이용하였다.

본 연구의 해석모델은 철도청에서 운용하는 무궁화호 KT-23형 여객차량으로 주요 제원은 부록에 첨부하였으며 Fig. 3은 해석 모델링을 나타낸다.

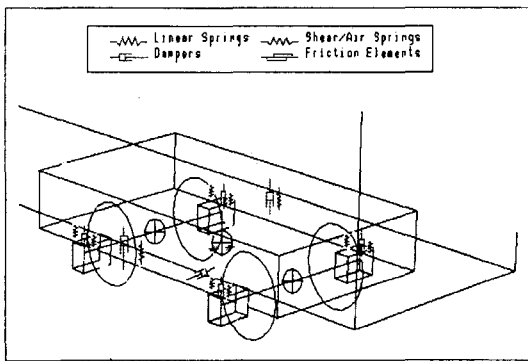


Fig. 3 Analysis modeling of KT-23 vehicle

객차 질량 요소는 차체, 전·후위 대차 및 4개의 차륜을 자체 진동 모드가 없는 강체로 하였으며 변위 벡터는 X 로 표현된다. 각 자유도에 대한 질량과 관성은 질량 행렬 $[M]$ 을 구성하고, 변위와 속도 및 힘들은 강성 행렬 $[K]$ 와 감쇠 행렬 $[C]$ 로 구성된다. 운동 방정식은 식 (6)의 형태가 된다. Table 1은 차량 질량 요소를 나타낸다.

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [K]X = F \quad (6)$$

해석 조건은 질량비 변화로서 차체의 빈차와 승객의 150% 만차시에 대한 $\mu=0.152$, $\mu=0.1196$ 일 경우를 비교하였다. 이때의 강성비 변화는 2차 현가장치를 설계 조건인 강성비 $\kappa=0.147$ 및 2배일 때 강성비 $\kappa=0.294$ 와 비상 스프링이 접촉한 강성비 $\kappa=17.65$ 의 경우의 질량비 영향을 비교하였다.

Table 1. Mass element of the vehicle

No	Divide	W (Mg)	COG(m)			MOI(Mg m ²)		
			X	Y	Z	I _x	I _y	I _z
1	body	27.8	0.0	0.0	1.82	60.0	110.0	110.0
2	Bogie1	2.12	7.95	0.0	0.57	1.10	1.10	2.20
3	Bogie2	2.12	-7.95	0.0	0.57	1.10	1.10	2.20
4	Axle1-1	1.78	9.1	0.0	0.43	0.965	0.03	0.965
5	Axle1-2	1.78	6.8	0.0	0.43	0.965	0.03	0.965
6	Axle2-1	1.78	-6.8	0.0	0.43	0.965	0.03	0.965
7	Axle2-2	1.78	-9.1	0.0	0.43	0.965	0.03	0.965

진동 응답은 차체 및 대차 후레임으로 구분하여 해석하였으며, 데이터 분석은 일정 주파수 대역으로 필터링한 후 주파수와 시간 영역으로 샘플링하고 해석 조건별로 비교하였다.

Fig. 4는 빈차 $\mu=0.152$ 의 차체 진동을 시간영역으로 분석한 결과를 나타내고 있으며, 강성비 $\kappa=0.147$ 보다 $\kappa=17.65$ 일 때 진동값이 3배 이상 높아지는 경향이다.

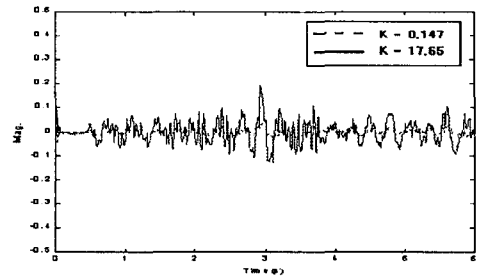


Fig. 4 Vibration analysis on the car body

Fig. 5는 빈차 질량비 $\mu=0.152$ 의 대차 진동을 나타내고 있으며 강성비가 $\kappa=0.147$ 일 때 보다 $\kappa=17.65$ 일 때는 진동값은 약 1/2로 낮아지고 있다.

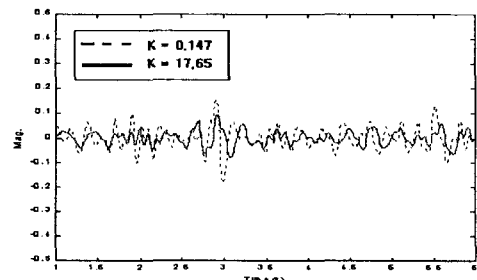


Fig. 5 Vibration analysis on the bogie frame

Table 2는 차체 진동을 질량비 $\mu=0.152, 0.1196$ 로 변화하고 이때 강성비에 변화에 의한 영향도 분석하였다.

강성비 $\kappa=0.147$ 에서 질량비가 감소하면 차체 진동값은 낮아지며, 강성비가 증가할수록 진동값은 증가하지만 질량비 만차 $\mu=0.1196$ 보다 빈차 $\mu=0.1520$ 시에 더욱 증가하는 현상이다.

승차감 레벨은 $\kappa=0.147$ 일 때 102.3dB 에서 $\kappa=0.294$ 는 105.1dB, $\kappa=17.65$ 는 113.1dB로서 각각 2.8dB, 10.8dB가 높아짐을 알 수 있다.

여기서 차체 진동값은 질량비를 작게함에 따라 진동값이 작아지고 강성비를 크게 할수록 영향이 큼을 알 수 있다.

Table 2. Estimated acceleration on the car body (rms, m/s^2)

Hz	μ	$\kappa=0.147$		$\kappa=0.294$		$\kappa=17.65$	
		0.152	0.1196	0.152	0.1196	0.152	0.1196
30		0.13	0.11	0.18	0.16	0.45	0.38
10		0.12	0.10	0.17	0.16	0.39	0.33

Table 3은 대차 진동을 분석한 결과로서 강성비 $\kappa=0.147$ 에서 질량비가 감소하면 대차 진동값은 약간 높아지는 경향이거나, 강성비가 증가할수록 100 Hz 영역은 진동값이 증가하지만 30Hz 영역은 진동값이 줄어드는 경향이 있다.

대차 진동의 질량비의 영향은 강성비가 2배로 증가시까지는 작은 변화를 보이지만 강성비가 클 경우 고주파 대역의 진동값이 증가하고, 저주파 대역은 작아지는 경향임을 알 수 있다.

Table 3. Estimated acceleration on the bogie frame(rms, m/s^2)

Hz	μ	$\kappa=0.147$		$\kappa=0.294$		$\kappa=17.65$	
		0.152	0.1196	0.152	0.1196	0.152	0.1196
100		2.62	2.63	2.62	2.63	2.84	2.97
30		1.30	1.30	1.29	1.30	1.27	0.92

3. 실험

3.1 실험 방법

실험방법은 축소형 주행 실험 장치를 고안하여 차체 중량과 주행속도를 변화시키는 구조로 제작

하였으며 실험 장치 구성도는 Fig. 6과 같다.

차량의 바퀴를 궤도의 역할을 하는 구동륜이 한 개로 수행시키는 구조이고, 축소형 여객차량을 1량을 수행시키면서 1대차에서 실험하였다.

축소형의 여객차량은 무궁화호 객차로서 KT-23형 대차를 대상으로 하였으며, 축소 주행 실험 장치는 실물크기의 1/15, 중량은 약 1/1000 로 축소하여 설계·제작하였으며, Table 4는 주요사양이고, Photo 1은 축소형 주행 실험 장치와 객차를 설치하고 실험 주행하는 장면을 보여주고 있다.

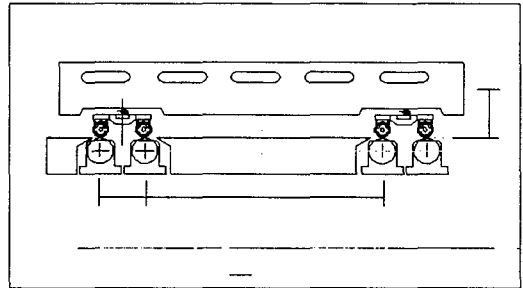


Fig. 6 Concept design of the small scale vehicle

Table 4 Specification of the small scale vehicle

Specification		Data
bogie & wheel sets	wheel diameter(mm)	57
	vehicle velocity(km/h)	0~160
	distance of flange(mm)	94 ± 1.5
	distance between axles(mm)	130
	weight of axle(ton)	max. 0.156
empty vehicle(ton)		38/1000

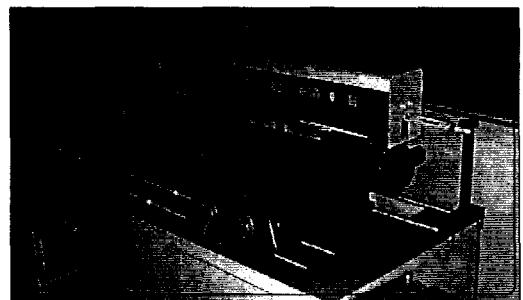


Photo. 1 Experimental set up for the measurement of the small scale vehicle

실험 조건은 2차 현가 장치인 공기 스프링의 강성비가 $\kappa=0.147$ 인 경우로 실험하였으며, 축소형 객차의 대차 및 차체의 상하 방향 진동 측정을 위한

가속도 센서를 설치하고 진동값을 측정한 후 데이터를 분석하였다. 질량비에 의한 조건은 빈차 $\mu = 0.1520$, 여객 100% 승차인 $\mu = 0.1287$, 여객 150% 승차인 $\mu = 0.1196$ 의 질량비 변화 조건은 축소 차량 실내에 판재로 차체 중량을 변화하였다.

차량 속도는 차륜이 일회전할 때 1개의 신호가 발생하도록 포토 센서를 설치하였으며, 1회전의 이동 거리 및 시간 영역 신호를 이용하여 차량 속도를 계산하였으며, 축소형 여객차량은 실물 차량과 동일 회전수(rpm)로 환산하여 실험하였다.

3.2 실험 결과 및 고찰

축소형 여객차량에 적용한 현가장치에 대하여 정적 강성을 실험하였으며, Fig. 7은 축소형의 스프링 정수의 실험 결과이다. 1차 현가장치는 코일 스프링을 사용하여 선형적인 특성을 나타내고 있으며, 2차 현가장치는 공기스프링에 근사한 형태의 고무볼(Rubber Ball)을 이용하였으며 비선형을 나타내고 있으므로 질량에 따라 강성위치를 적용하였다.

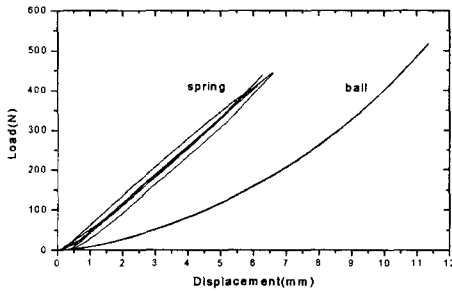


Fig. 7 Stiffness of the small scale suspension

Table 5는 실험조건에서 적용한 질량비와 강성비를 나타내고 있으며, 강성비는 2차 현가장치의 비선형에 의한 변화를 계산하였으며, 강성비의 변화는 무시할 정도이다.

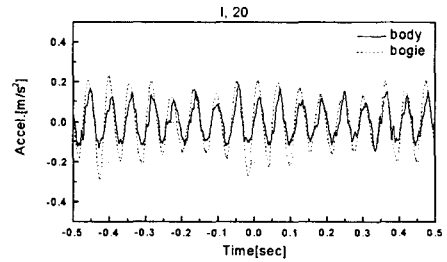
Table 5. Experimental ratio of μ and κ

Item	mass	weight condition(empty+persons)		
		0%	100%	150%
μ		0.1520	0.1287	0.1196
κ		0.326	0.334	0.334

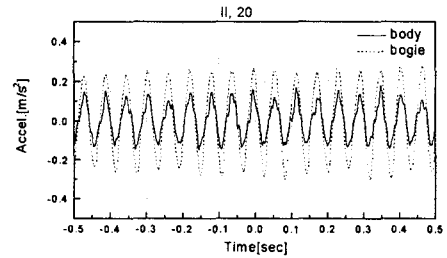
Fig. 8은 질량비를 변화하면서 실험한 값을 분석

한 결과이며 차체와 대차 후레임에서의 진동크기를 시간영역으로 비교하였다.

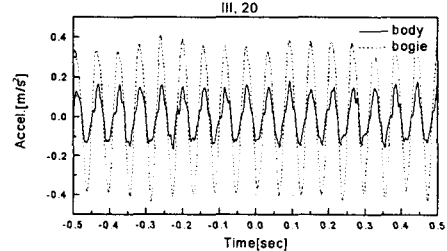
질량비 $\mu = 0.1520, 0.1287, 0.1196$ 으로 질량비가 작아짐에 따라 차체의 진동값은 약간 줄어드는 경향으로 나타나고 있으며, 대차 후레임의 진동값은 증가하고 있어 해석 결과와 일치하는 경향으로 나타남을 알 수 있다.



(a) $\mu = 0.1520$



(b) $\mu = 0.1287$



(c) $\mu = 0.1196$

Fig. 8 Vibration experiment in the vehicle

다음은 질량비를 변화하면서 동일 주파수 영역으로 비교한 결과이다. Fig. 9는 차체 진동을 나타내며 질량비의 변화에도 주파수 영역에서는 큰 변화가 보이지 않고 있는 데 이는 동적변위가 작아 저주파수 대역인 차체 진동값이 매우 적은 변화로 판단된다.

Fig. 10에서 대차 진동은 주파수 영역으로 해석

결과는 큰 변화가 있으며 질량비가 빈차 $\mu = 0.1520$ 에서 보다 150% 만차인 $\mu = 0.1196$ 에서는 진동최고값이 2배 정도로 증가하는 경향을 보이고 있다.

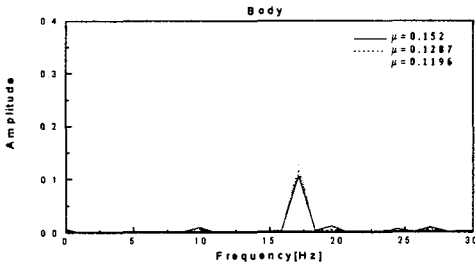


Fig. 9 Vibration experiment on the car body

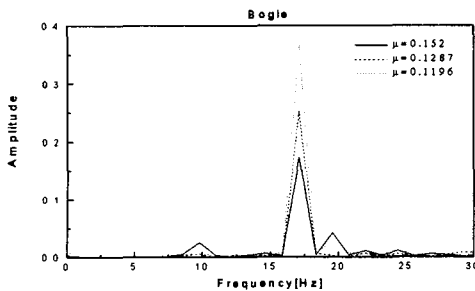


Fig. 10 Vibration experiment on the bogie frame

Table 6은 rms값을 종합한 결과로서 차체 진동은 질량비에 따라 약간의 변화를 보이고 있으나, 대차 진동은 주파수 영역으로 분석한 결과와 같이 빈차인 $\mu = 0.1520$ 보다 만차인 $\mu = 0.1196$ 에서 진동값이 2배 정도 증가함을 보여주고 있다.

Table 6. The vibration experiment in the vehicle (rms, %, 30Hz filtering)

position	μ		
	weight condition(empty+persons)	0.1520	0.1287
car body	0.746	0.711	0.775
bogie frame	1.267	1.694	2.535

4. 결론

본 논문에서는 여객차량의 상하 방향 진동에 미

치는 질량비의 영향을 통하여 KT-23형 무궁화호 여객차량의 개선 방안을 도출하기 위한 진동 해석과 축소형 실험을 수행하였다. 해석과 실험결과는 정량적인 차이는 있으나 경향은 일치하였다. 질량비 변화에 따른 상하 진동값을 분석한 결과를 정리하면 다음과 같다.

승객의 영향에 의하여 질량비가 감소하면 차체 진동값은 약간 낮아지는 경향으로 승차감이 좋아지고, 이때의 대차 진동값은 크게 높아진다.

해석 결과에서 차체 진동에 미치는 영향은 질량비가 작아질수록 강성비의 증가에 의한 영향을 많이 받게 된다. 이는 질량비를 작게 할때는 강성비도 줄이는 것이 유효할 것으로 보인다.

축소형 여객차량의 실험은 실차 운행 시험과 달리 동적 변위가 적어 정량적 비교는 어려우나, 질량비 변화가 진동에 미치는 영향을 비교하여 해석 결과를 검증하는 데는 유용성을 확인할 수 있다.

참고문헌

- (1) Gray, V. K., Dynamics of Railway Vehicle Systems, Toronto, ACADEMIC PRESS, 1984, pp. 103~105,
- (2) 黄重殿, 1971, "走行安全性の評価とその測定法", 鐵道のための試験法・計測法, pp. 1~4,
- (3) 三芳功達, 1971, "車輛振動の測定および判定法", pp. 100~107
- (4) 최경진, 이동형외, 1997, "수도권 통근용 전기동차의 주행진동 실차시험", 한국소음진동공학회 추계 학술대회논문집, pp. 295~301
- (5) 허현무, 최경진, 2000, "대차현가계 구성요소 진단방법에 관한 연구", 한국철도학회 추계 학술대회 논문집, pp. 476~483
- (6) 유원희, 최경진, 고성순, 박규환, 2001, "여객열차 승차감평가 및 향상방안 연구", 대한기계학회 춘계 학술대회논문집 B, pp. 170~175
- (7) 大塚誠之, 鐵道車輛, 昭和32年9月, 日刊工業新聞社, pp. 362~365

후기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 기계설비요소 기술 개발사업과 철도연구원 기본연구사업의 일환으로 수행되었으며 관계자에게 감사 드립니다.

Appendix. Specification of the KT-23 vehicle

Index	Terms	Units	Input
Body	Length	m	23.5
	Weight of the Car Body	ton	27.89
	Moment of Inertia Roll, Pitching & Yaw	Mgm ²	60.0 1100.0
	Height of Center of Gravity on the Car Body	m	1.826
Bogie Frame	Weight of the Bogie	ton	2.12
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	Mgm ²	1.10 2.20
	Height of Center of Gravity on Bogie	m	0.57
Axle	Weight of the Axle	ton	1.78
	Moment of Inertia(Roll,Yaw)	Mgm ²	0.965
	Moment of Inertia(Pitch)	Mgm ²	0.03
	Half of Wheel Diameter	m	0.43
1'st S/P	Longitudinal Stiffness	MN/m	12.0
	Lateral Stiffness	"	4.90
	Vertical Stiffness	"	1.02
2'nd S/P	Longitudinal Stiffness	MN/m	0.16
	Lateral Stiffness	"	0.16
	Vertical Stiffness	"	0.30