

载重状态对某三编组铰接式客车侧倾影响分析

熊 峰

西华大学汽车与交通学院, 四川 成都

收稿日期: 2026年1月26日; 录用日期: 2026年2月19日; 发布日期: 2026年2月25日

摘 要

本文围绕三编组铰接式客车转向过程中的车身侧倾动力学特性开展系统研究。基于MATLAB平台建立整车七自由度横摆-侧倾耦合动力学模型, 并引入Fiala轮胎模型以表征轮胎侧向力的非线性特性。在满足相关国家标准约束条件下, 设置角阶跃转向工况, 对整备、满载及超载三种载重状态进行组合分析, 系统对比三编组铰接客车的侧倾角、侧倾角速度及横向载荷转移特性。研究表明, 在车辆实际运营中应避免第1、3节车整备而第2节车超载, 或第1、3节车超载而第2节车整备的载荷分配形式; 同时, 车辆单元沿纵向由前向后侧倾响应逐渐增强, 侧倾稳定性呈现明显的逐级劣化特征。

关键词

铰接式客车, 载重状态, 横向载荷转移率, 后部放大效应, 侧倾稳定性

Analysis of the Effects of Loading Conditions on the Roll Behavior of a Three-Unit Articulated Bus

Feng Xiong

School of Automobile and Transportation, Xihua University, Chengdu Sichuan

Received: January 26, 2026; accepted: February 19, 2026; published: February 25, 2026

Abstract

This study systematically investigates the body roll dynamics of a three-unit articulated bus during steering maneuvers. A full-vehicle seven-degree-of-freedom yaw-roll coupled dynamic model is developed on the MATLAB platform, in which the Fiala tire model is incorporated to capture the non-linear characteristics of tire lateral forces. Subject to relevant national standard constraints, step-steering inputs are applied, and combined analyses are conducted under curb, fully loaded, and

overloaded conditions. The roll angle, roll rate, and lateral load transfer characteristics of the three-unit articulated bus are comparatively evaluated. The results indicate that, in practical operation, load distribution patterns in which the first and third units are in the curb condition while the second unit is overloaded, or the first and third units are overloaded while the second unit is in the curb condition, should be avoided. Moreover, the roll response of vehicle units progressively intensifies from the front to the rear along the longitudinal direction, leading to a pronounced stepwise deterioration in roll stability.

Keywords

Articulated Bus, Loading Condition, Lateral Load Transfer Ratio, Rearward Amplification Effect, Roll Stability

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

铰接式客车通过增加车辆长度、采用多车厢铰接结构等方式,有效提升了单车单程的乘客运输能力。与传统单体式公交车辆相比,多铰接式汽车列车在满足大运量需求的同时,能够显著提高能源利用效率,其单位运量能耗可降低约 30% [1]。

Bako [2]等人通过综述半挂车铰接车辆稳定性研究,重点分析了铰接结构参数、质心高度及铰接刚度对侧倾稳定性的影响。结果表明,铰接点位置与刚度显著影响横向载荷转移和侧倾临界速度,合理设计铰接结构可有效抑制转向及侧向扰动下的侧倾风险。李月[3]针对新一代货运挂车列车进行了使用参数与结构参数上的行驶稳定性分析,得出在高速、空载、牵引货车轴距越小以及前铰接点位置距离牵引货车后轴距离越远的情况下,列车横向稳定性越差。王睿[4]等人构建了横向载荷转移的七自由度单车模型,仿真分析得出增大各轴轮距、降低簧上质量质心高度、提高客车悬架侧倾刚度,能够有效地提高客车的侧倾稳定性。Kemp [5]等人通过对 9 种铰接车辆进行动态测试、静态倾斜实验及模拟,分析了几何布局、重心高度、悬挂特性及第五轮位置对侧倾稳定性的影响。结果表明,重心越高侧倾阈值越低,静态倾斜法有效评估稳定性;优化第五轮位置和悬挂刚度可提高滚转安全裕度,降低转向侧倾风险。Nguyen [6]采用新型 4D 图表同时描述最大侧倾角、最小轮胎垂直力与速度和重心高度的依赖关系,得出重心高度和速度同时增加会导致最大侧倾角显著增大、轮胎垂直力急剧下降至零引发翻滚。杨雨杰[7]等人针对大货车分析了车辆重心高度、车速、转弯半径等结构或参数对侧翻临界条件的影响,提出建议装货物时应尽可能降低车的质心高度、不能超载、不能超速,且低速入弯比进入弯道后再减速更安全。Lei [8]等人建立了铰接车辆的非线性动力学模型和液压转向系统模型,通过结合特征值方法与多个车辆状态参数得出质心位置和液压系统对车辆稳定性的影响比其他参数更为显著。

现有侧倾稳定性研究主要聚焦于重型单节车辆或半挂车辆体系;针对三编组及以上多编组车辆的研究相对匮乏,且多集中于重心位置、行驶速度及铰接点布置等因素,对载重状态变化的系统性分析仍显不足,尤其缺乏针对多节车辆单元不同载重状态进行系统排列组合并量化其对侧倾响应影响的深入研究。鉴于此,本文以三编组铰接客车为研究对象,构建横摆-侧倾耦合动力学模型,重点揭示不同载重状态下车辆侧倾稳定性的演化特征与内在机理,旨在为多编组虚拟轨道列车的结构设计与关键参数优化提供可靠的理论支撑与工程参考。

2. 三编组铰接式客车侧倾动力学模型

2.1. 三编组铰接客车概述

本文研究对象为某公司自主研发的新能源数字无轨列车，其结构形式为 MC-TP-MC 对称编组的三编组铰接式客车。整车共布置六个车轴，其中第 1 轴与第 6 轴为驱动转向桥，第 2~5 轴为非驱动转向桥。各车轴按车辆纵向对称关系依次命名为 A、B、C、C、B、A，且均采用整体式车轴结构，左右车轮安装于同一车轴上。整车总体结构及编组形式如图 1 所示。

六根车轴均采用非独立悬架形式，如图 2 所示。左右车轮通过整体式车轴刚性连接，其上布置减振器、空气弹簧、横向稳定杆以及转向横拉杆、直推杆与斜推杆等关键部件，用以提升承载与整车稳定性。

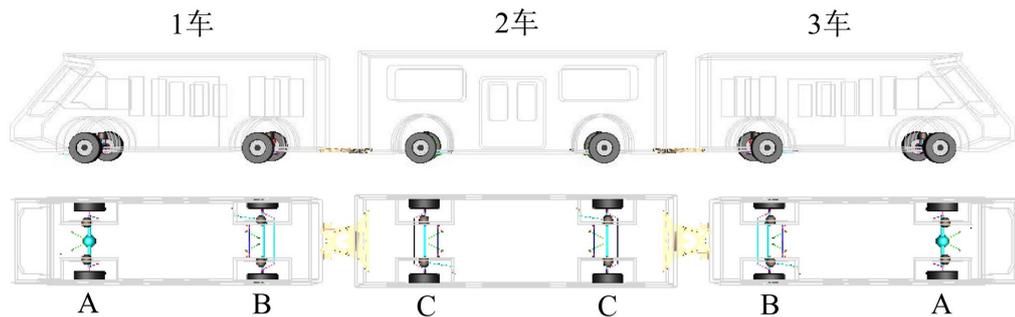


Figure 1. Schematic diagram of the structure of a three-car virtual track train

图 1. 三编组虚拟轨道列车结构示意图

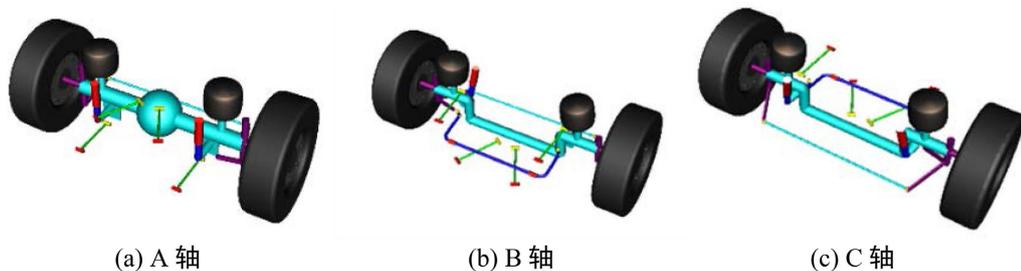


Figure 2. Axle structure diagram

图 2. 车轴结构图

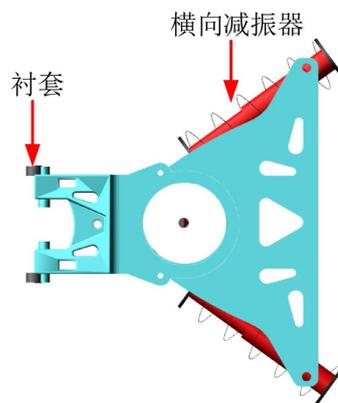


Figure 3. Structural diagram of articulated disc

图 3. 铰接盘结构图

车辆各编组之间通过单向铰接盘系统相连，两处铰接盘位于中间车体的对称位置。铰接盘结构包括左右对称布置的衬套与横向减振器，其中心位置为前、后车体的铰接旋转中心。铰接盘结构如图3所示。

为准确表征三编组铰接客车的动力学特性，本文在结构建模中采用双轨模型，以精细刻画各轮胎受力分布及其侧向响应行为，与此同时，在兼顾计算效率与模型有效性的前提下，对铰接系统进行适度简化，如图4所示。笛卡尔坐标系包括惯性坐标系与车辆坐标系，定义惯性坐标系为 $X-O-Y$ ，每节编组车辆的车辆坐标系分别为 $x_1-o_1-y_1$ 、 $x_2-o_2-y_2$ 、 $x_3-o_3-y_3$ 。

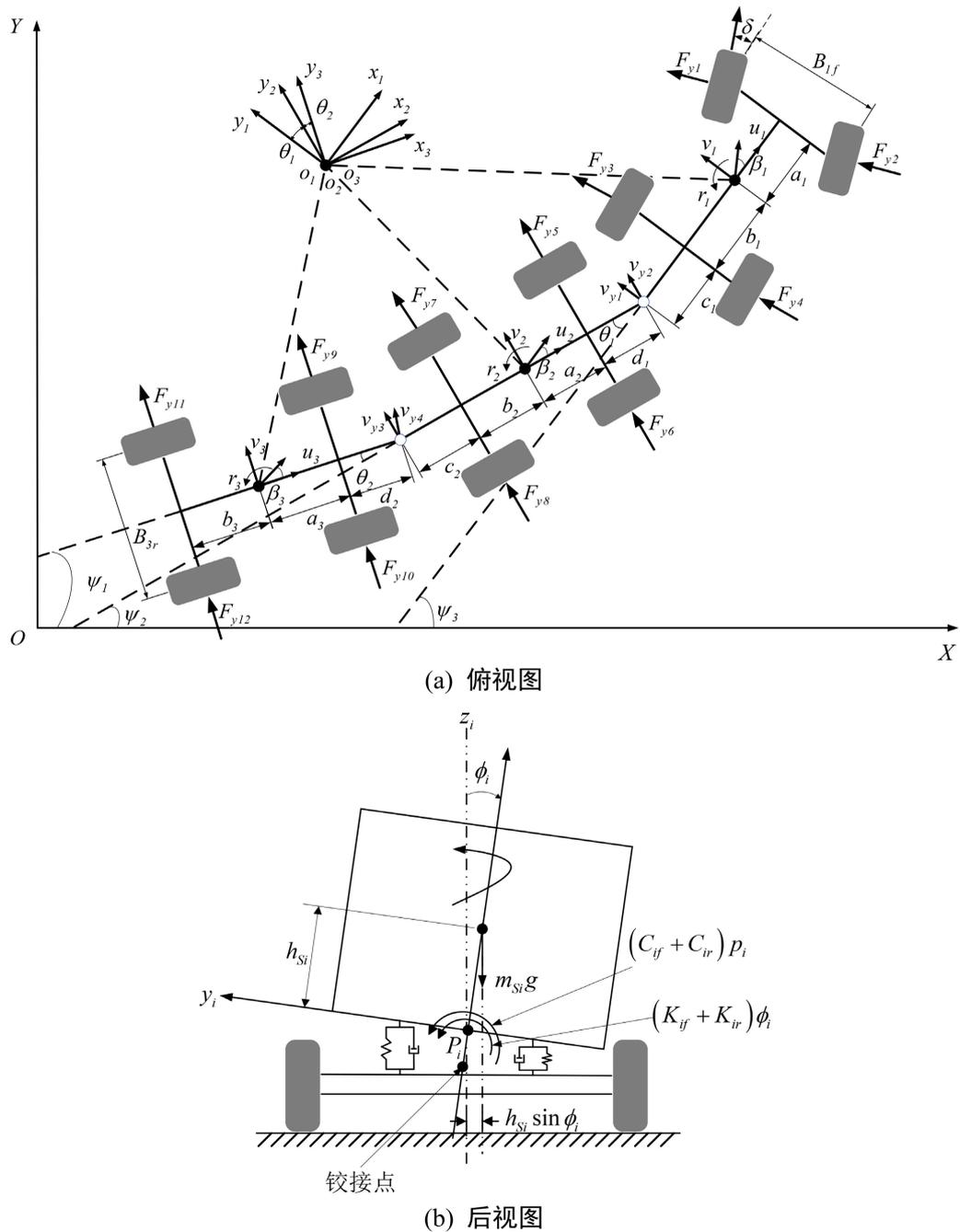


Figure 4. Three-group articulated bus coordinate system yaw-roll model
图4. 三编组铰接客车的坐标系横摆-侧倾模型

图中, Ψ_i 表示 i 车的横摆角; θ_1 表示 1 车和 2 车之间的铰接角, θ_2 表示 2 车和 3 车之间的铰接角; δ 表示前轮转角; β_i 表示 i 车质心侧偏角; a_i 、 b_i 分别表示 i 车质心到前轴、后轴的距离; c_i 表示 i 车后轴到铰接点的距离; d_i 表示 $i+1$ 车前轴到铰接点的距离; u_i 、 v_i 分别表示 i 车的纵向与侧向速度; B_{if} 、 B_{ir} 分别表示 i 车的前、后轮距; r_i 、 p_i 分别表示 i 车横摆角速度、侧倾角速度; $F_{y1} \sim F_{y12}$ 分别表示每个车轮受到的侧偏力; h_{si} 、 ϕ_i 、 m_{si} 、 m_{ui} 分别表示 i 车簧上质量质心到侧倾轴线的距离、侧倾角、簧上质量、簧下质量; C_{if} 、 C_{ir} 、 K_{if} 、 K_{ir} 分别为 i 车前、后轴减振器侧倾阻尼系数、侧倾角刚度; ϕ_i 表示 i 车侧倾角; P_i 表示 i 车侧倾轴线; v_{y1} 表示牵引车体坐标系下后铰接点处的侧向速度; v_{y2} 、 v_{y3} 分别表示中间车体坐标系下前、后铰接点处的侧向速度; v_{y4} 表示尾车体坐标系下前铰接点处的侧向速度。

2.2. 铰接点关系

2.2.1. 力约束

在铰接盘的铰接点处, 前后车体间的铰接力并非相互独立, 而是受到几何与力学条件的共同约束。两个铰接点处的力约束为

$$F_{A1} = F_{T1} \cos \theta_1; F_{K1} = F_{P1} \cos \theta_2 \quad (1)$$

式中, F_{A1} 、 F_{T1} 、 F_{K1} 、 F_{P1} 分别为两个铰接点处前后车体受到的横向铰接力。

2.2.2. 速度约束

同时, 利用铰接点处侧向速度相等可得两个铰接点处的速度约束关系为

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_2 &= \dot{\beta}_1 - \frac{\dot{r}_1(b_1 + c_1)}{u} - \frac{\dot{r}_2(a_2 + d_1)}{u} + \frac{\dot{p}_2 h_t}{u} + \frac{\dot{p}_1 h_a}{u} + \dot{\theta}_1 \\ \dot{\beta}_3 &= \dot{\beta}_2 - \frac{\dot{r}_2(b_2 + c_2)}{u} - \frac{\dot{r}_3(a_3 + d_2)}{u} - \frac{\dot{p}_3 h_p}{u} - \frac{\dot{p}_2 h_t}{u} + \dot{\theta}_2 \end{aligned} \quad (2)$$

式中, h_a 、 h_t 、 h_p 分别为每节车侧倾轴线到铰接点的距离; u 为三编组铰接客车的纵向车速。

2.2.3. 横摆角关系

由几何关系可以得到各节车辆单元之间的横摆角关系为

$$\begin{aligned} r_2 &= r_1 - \dot{\theta}_1; r_3 = r_2 - \dot{\theta}_2 \\ \dot{r}_2 &= \dot{r}_1 - \ddot{\theta}_1; \dot{r}_3 = \dot{r}_2 - \ddot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1 \end{aligned} \quad (3)$$

2.3. 轮胎模型

由于侧倾分析工况下车速较高且伴随明显横向载荷转移, 轮胎易进入非线性工作区。为准确描述载荷变化条件下轮胎侧向力特性, 本文采用简化的 Fiala 轮胎模型进行建模。该模型以侧偏角正切 $z = \tan \alpha$ 为自变量, 采用分段形式描述轮胎由线性区向饱和区的过渡过程: 在未饱和状态下, 侧向力由侧偏刚度主导, 并通过高阶非线性项表征接地印迹剪切变形逐渐饱和的特性; 当侧偏角超过临界值 α_s 后, 轮胎进入完全滑移状态, 侧向力幅值受轮胎-路面附着极限约束。该模型物理意义明确、计算效率较高, 能够满足本文三编组铰接式客车侧倾稳定性分析的建模需求, 简化的 Fiala 轮胎计算的轮胎侧向力数学公式如下[9]:

$$F_y = \begin{cases} -K_\alpha z + \frac{K_\alpha^2}{3\mu F_z} |z| z - \frac{K_\alpha^3}{27\mu^2 F_z^2} z^3, & |z| < \tan \alpha_s \\ -\mu F_z \operatorname{sgn} \alpha, & |z| \geq \tan \alpha_s \end{cases}$$

$$z = \tan \alpha \quad (4)$$

式中, F_y 为侧向力, α 为侧偏角、 K_α 为侧偏刚度、 μ 为路面摩擦系数、 F_z 为垂直载荷。

2.4. 整车数学模型建立

建立的是以安部正人[10]固定侧倾轴线概念为基础的动力学方程, 三节车方程如下:

1 车

$$\begin{aligned} m_1 u (\dot{\beta}_1 + r_1) - m_{S1} h_{S1} \dot{p}_1 &= F_{y1} \cos \delta + F_{y2} \cos \delta + F_{y3} + F_{y4} - F_{A1} \\ I_{z1} \dot{r}_1 - I_{xz1} \dot{p}_1 &= (F_{y1} \cos \delta + F_{y2} \cos \delta) a_1 - (F_{y3} + F_{y4}) b_1 \\ &\quad + F_{A1} (b_1 + c_1) + (F_{y1} \sin \delta - F_{y2} \sin \delta) \frac{B_{1f}}{2} - K_{\psi 1} \theta_1 \\ I_{x1} \dot{p}_1 - I_{xz1} \dot{r}_1 - m_{S1} h_{S1} u (\dot{\beta}_1 + r_1) \\ &= -(K_{1f} + K_{1r}) \phi_1 + m_{S1} g h_{S1} \sin \phi_1 - (C_{1f} + C_{1r}) p_1 - F_{A1} h_a \cos \phi_1 \end{aligned} \quad (5)$$

2 车

$$\begin{aligned} m_2 u (\dot{\beta}_2 + r_2) - m_{S2} h_{S2} \dot{p}_2 &= F_{y5} + F_{y6} + F_{y7} + F_{y8} + F_{T1} - F_{K1} \\ I_{z2} \dot{r}_2 - I_{xz2} \dot{p}_2 &= (F_{y5} + F_{y6}) a_2 - (F_{y7} + F_{y8}) b_2 \\ &\quad + F_{T1} (a_2 + d_1) + F_{K1} (b_2 + c_2) + K_{\psi 1} \theta_1 - K_{\psi 2} \theta_2 \\ I_{x2} \dot{p}_2 - I_{xz2} \dot{r}_2 - m_{S2} h_{S2} u (\dot{\beta}_2 + r_2) \\ &= -(K_{2f} + K_{2r}) \phi_2 + m_{S2} g h_{S2} \sin \phi_2 - (C_{2f} + C_{2r}) p_2 + (F_{K1} - F_{T1}) h_t \cos \phi_2 \end{aligned} \quad (6)$$

3 车

$$\begin{aligned} m_3 u (\dot{\beta}_3 + r_3) - m_{S3} h_{S3} \dot{p}_3 &= F_{y9} + F_{y10} + F_{y11} + F_{12} + F_{P1} \\ I_{z3} \dot{r}_3 - I_{xz3} \dot{p}_3 &= (F_{y9} + F_{y10}) a_3 - (F_{y11} + F_{y12}) b_3 + F_{P1} (a_3 + d_2) + K_{\psi 2} \theta_2 \\ I_{x3} \dot{p}_3 - I_{xz3} \dot{r}_3 - m_{S3} h_{S3} u (\dot{\beta}_3 + r_3) \\ &= -(K_{3f} + K_{3r}) \phi_3 + m_{S3} g h_{S3} \sin \phi_3 - (C_{3f} + C_{3r}) p_3 + F_{P1} h_p \cos \phi_3 \end{aligned} \quad (7)$$

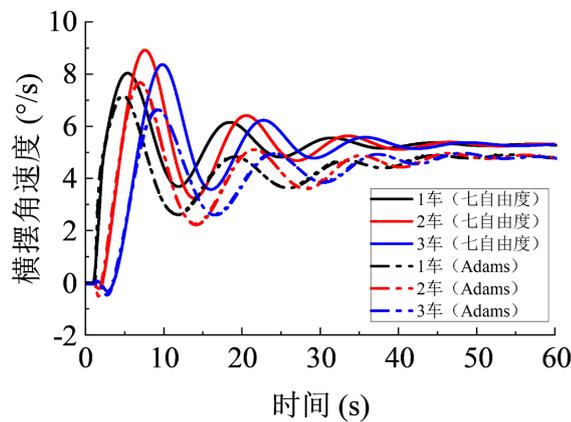
式中, m_i 为 i 车质量; I_{xi} 、 I_{zi} 、 I_{xzi} 分别为每节车的车身侧倾转动惯量、横摆转动惯量、绕 x 、 z 轴转动的惯性积 $K_{\psi 1}$ 、 $K_{\psi 2}$ 分别为两个铰接点处的横摆刚度。

在此基础上, 将三节车辆各自的独立动力学方程式(5)~(7)与铰接点处的几何与力学约束关系式(1)~(3)进行联立求解。通过引入铰接约束条件, 可有效消除方程中的铰接力项, 并对原始方程组进行系统化简与重构。最终, 得到能够完整表征三编组虚拟轨道列车整体动力学行为的 7 自由度非线性运动微分方程组, 得到的 7 个自由度分别为 r_1 、 β_1 、 ϕ_1 、 ϕ_2 、 ϕ_3 、 θ_1 、 θ_2 。

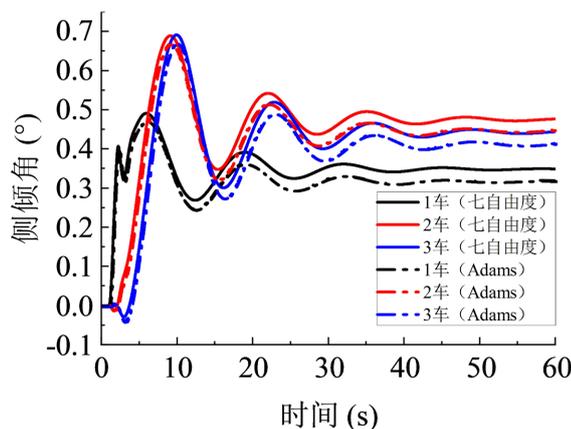
3. 模型验证

本文在 MATLAB 平台上选用隐式求解器 ode15i 进行数值求解。受限于实车尚处于研发阶段, 暂无法开展实车试验验证。为此, 本文进一步利用与实车特性较为接近的车辆动力学软件 Adams/Car 建立铰接客车型开展对比验证。

在 MATLAB 与 Adams/Car 中选取相同的角阶跃工况输入, 1 s 时前轮转角开始阶跃, 2 s 时达到 5° , 纵向车速为 20 km/h 进行仿真对比实验, 结果如下所示。



(a) 横摆角速度



(b) 侧倾角

Figure 5. Response validation comparison

图 5. 响应验证对比

由图 5 可知,横摆与侧倾两种响应曲线的整体变化趋势基本一致。横摆角速度的最大误差约为 $1^\circ/\text{s}$,侧倾角的最大误差约为 0.03° 。在建模过程中对三编组铰接客车进行了合理的简化与假设,而 Adams/Car 模型中包含多种衬套及部件,其所产生的力与力矩难以在数学模型中得到完整表征,整体对比结果表明,所建立的模型能够较为有效地验证其合理性与正确性。

4. 仿真分析

在研究虚拟轨道车辆的侧倾响应上选择的是侧倾常规分析响应侧倾角、侧倾角速度。侧倾稳定性分析选择三节车辆单元的载重状态排列组合。评价指标为各响应的后部放大系数、横向载荷转移率(LTR),后部放大系数计算方式为随动车辆单元运动变量的峰值与第一车辆单元运动变量的峰值之比。

其中横向载荷转移率定义为

$$\Delta f = \frac{F_{z1} - F_{z2}}{F_{z1} + F_{z2}} \quad (8)$$

式中, F_{z1} 、 F_{z2} 分别为左右侧车轮的垂直载荷, $\Delta f = \pm 1$, 表明某一侧车轮的垂直载荷减小至零并开始离开地面,此时车辆已发生轮胎离地现象,侧倾稳定性丧失,存在发生侧翻的风险。

参考国家标准 GB/T6323-2014《汽车操纵稳定性试验方法》[11],选取角阶跃转向工况开展仿真分析。

在保证稳态侧向加速度不超过 4.0 m/s^2 的前提下预设前轮转角输入。鉴于研究侧重车辆侧倾响应特性，仿真车速取 60 km/h 以增强侧倾激励，仅前轮转向下前轮转角自 1 s 起施加阶跃输入，历时 1 s ，于 2 s 时达到 5° 并保持不变，用于分析车辆在突变转向条件下的侧倾动态响应与稳定性特征。

载重状态对客车侧倾影响

三编组铰接客车结构复杂、车身较长、铰接处柔性特征明显，不同载荷水平下各编组之间的侧倾耦合效应亦可能发生变化，进一步影响整车侧倾稳定性与乘坐舒适性。且在三编组铰接客车实际运营中，各车辆单元载重分布往往不均，可能出现单一编组乘客集中的情况。基于此，本文对整备、满载及超载三种典型工况进行排列组合分析，考虑到第 1 节车与第 3 节车结构对称，共得到 9 种载荷配置组合形式。具体组合形式如表 1 所示，仿真所用车辆参数来源为文献[12]。

Table 1. Configuration combination scheme for load-bearing state

表 1. 载重状态配置组合方案

配置方案	1 车	2 车	3 车
①	整备	整备	整备
②	整备	满载	整备
③	整备	超载	整备
④	满载	整备	满载
⑤	满载	满载	满载
⑥	满载	超载	满载
⑦	超载	整备	超载
⑧	超载	满载	超载
⑨	超载	超载	超载

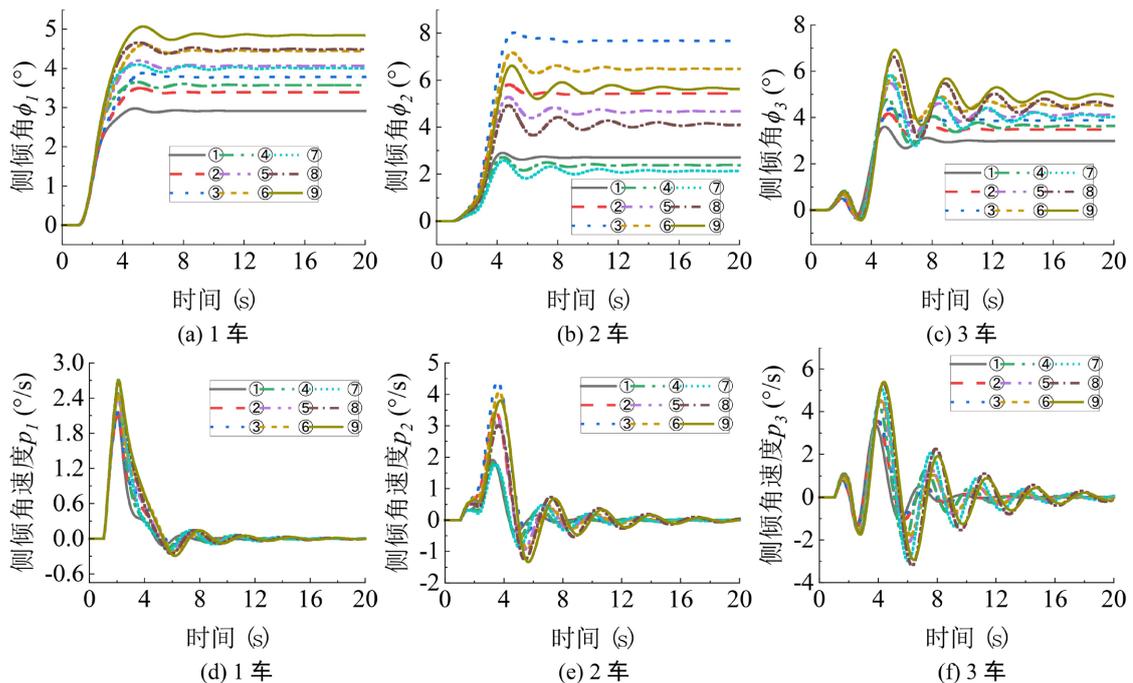


Figure 6. Roll response under different load state configuration schemes

图 6. 不同载重状态配置方案下的侧倾响应

较接客车其在满载与超载时的部分参数见附录。基于上述内容对三编组铰接式客车侧倾角、侧倾角速度进行仿真分析。

由图 6 可见，三节车辆单元的侧倾角及侧倾角速度在稳态值与峰值上均随载荷状态由整备、满载向超载逐级增大。沿车辆纵向，侧倾响应由前向后逐渐放大，后部车辆单元动态响应更为剧烈，且稳定恢复时间明显延长。不同载荷分配方案对比表明，方案③中第 2 节车侧倾角显著高于方案⑥与方案⑨，说明载荷集中于中间车辆单元会明显加剧其侧倾响应，应在运营中予以避免。

根据 3 节车辆单元在不同载重状态配置方案下的侧倾响应峰值得到其 2、3 车的后部放大系数如表 2 所示。

Table 2. Rear amplification factor of roll response under different load configurations

表 2. 不同载重状态配置方案下侧倾响应后部放大系数

配置方案		①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨
侧倾角	2 车	0.98	1.66	2.06	0.75	1.25	1.55	0.63	1.06	1.31
	3 车	1.24	0.72	0.55	1.76	1.04	0.8	2.25	1.35	1.05
侧倾角速度	2 车	0.89	1.61	2.03	0.73	1.29	1.63	0.65	1.12	1.41
	3 车	1.78	1.03	0.80	2.36	1.41	1.12	2.86	1.76	1.42

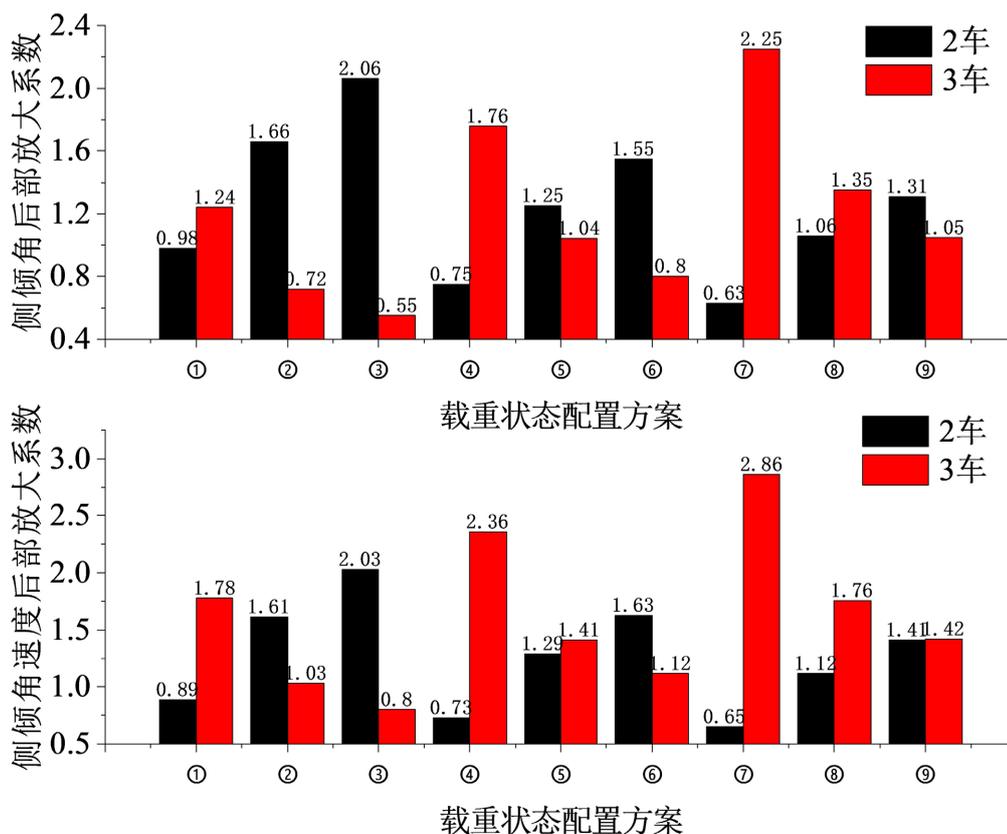


Figure 7. Lateral tilt response rear amplification factor

图 7. 侧倾响应后部放大系数

结合表 2 与图 7 可知，方案⑦中当第 1、3 节车超载而第 2 节车为整备状态时，第 3 节车侧倾响应后

部放大最为显著，显著削弱整车侧倾稳定性，对行驶安全性与乘坐舒适性均不利。总体而言，超载工况下车辆总质量及簧上质量占比增加，使转向或侧向扰动作用下的侧向惯性力与侧倾力矩显著增大，从而进一步放大车身侧倾响应。

基于上述动力学仿真结果，提取铰接客车在稳态圆周运动工况下的载荷转移率(LTR)稳态值，如表 3 与图 8 所示，以分析其侧倾稳定性。

Table 3. Steady-state values of LTR for each axle under different load state configuration schemes

表 3. 不同载重状态配置方案下各轴 LTR 稳态值

	配置方案	1 轴	2 轴	3 轴	4 轴	5 轴	6 轴
LTR 稳态值	①	0.254	0.238	0.264	0.264	0.239	0.255
	②	0.297	0.278	0.345	0.345	0.279	0.298
	③	0.331	0.310	0.408	0.408	0.311	0.333
	④	0.24	0.225	0.233	0.233	0.226	0.241
	⑤	0.274	0.257	0.297	0.297	0.258	0.275
	⑥	0.3	0.281	0.346	0.346	0.282	0.301
	⑦	0.227	0.213	0.209	0.209	0.213	0.228
	⑧	0.255	0.239	0.263	0.263	0.239	0.256
	⑨	0.275	0.258	0.302	0.302	0.259	0.276

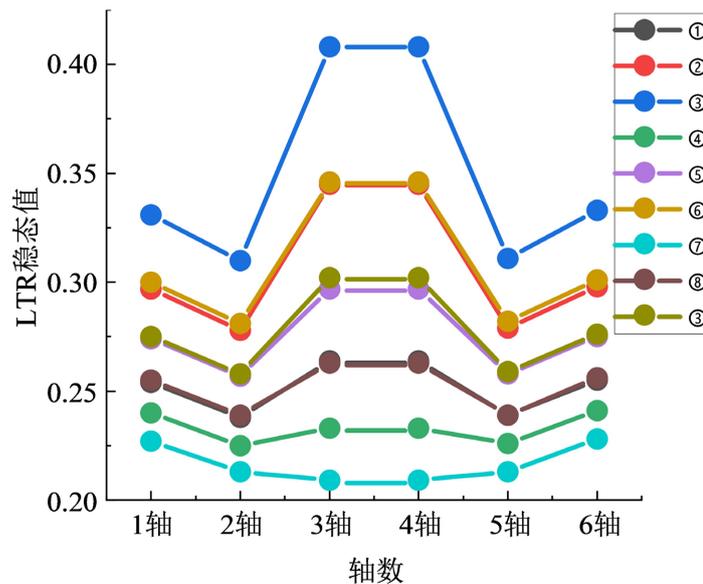


Figure 8. LTR steady-state value

图 8. LTR 稳态值

由表 3 与图 8 可见，载荷转移率分析显示，方案③各轴载荷转移率均处于较高水平，从载荷转移角度验证了中间车辆单元载荷集中，其它车辆单元载荷较小，时不利于侧倾稳定性的结论。

5. 结论

本文针对某三编组铰接客车，在满足研究需求的前提下对结构进行合理简化，建立了 7 自由度横摆-侧倾耦合的非线性动力学模型。结合相关国家标准，选取典型工况中的角阶跃工况开展仿真研究，重

点分析了铰接客车在整备、满载及超载三种典型工况进行排列组合下对车辆侧倾稳定性的影响规律。研究结果表明:

(1) 载荷分配方式对车辆侧倾稳定性具有重要影响, 三节车辆单元的侧倾角与侧倾角速度在稳态值和峰值上均随载荷状态由整备、满载向超载呈现逐步增大的变化趋势。当运营过程中载荷相对集中于第2节车而第1、3节车处于整备状态时, 各车辆单元的侧倾响应整体水平有所提高。

(2) 从后部放大系数变化规律可知, 当第1节车与第3节车处于超载而第2节车为整备状态时, 尾车侧倾响应的后部放大效应最为显著, 侧倾动态放大程度明显增强。在车速 60 km/h 条件下, 该载荷分配显著削弱整车侧倾稳定性, 应在实际运营中予以避免。

参考文献

- [1] 李洋. 铰接式虚拟轨道列车运动特性研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2019.
- [2] Bako, S. (2021) Stability Analysis of a Semi-Trailer Articulated Vehicle: A Review. *International Journal of Automotive Science and Technology*, **5**, 131-140. <https://doi.org/10.30939/ijastech.855733>
- [3] 李月. 新一代货运挂车列车-双挂汽车列车行驶稳定性研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 交通运输部公路科学研究所, 2020.
- [4] 王睿, 李显生, 任园园, 等. 基于横向载荷转移量的客车侧倾稳定性分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2013, 40(5): 49-54.
- [5] Kemp, R.N., Chinn, B.P. and Brock, G. (1978) Articulated Vehicle Roll Stability: Methods of Assessment and Effects of Vehicle Characteristics.
- [6] Nguyen, T.A. (2023) Assessing the Dependence of Vehicle Rollover on Many Factors Based on New 4D Graphs. *PLOS ONE*, **18**, e0284018. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0284018>
- [7] 杨雨杰, 邱信明. 大货车转弯侧翻的影响因素分析[J]. 力学与实践, 2019, 41(4): 393-397.
- [8] Lei, T., Wang, J. and Yao, Z. (2021) Modelling and Stability Analysis of Articulated Vehicles. *Applied Sciences*, **11**, Article 3663. <https://doi.org/10.3390/app11083663>
- [9] Hindiyeh, R.Y. and Christian Gerdes, J. (2014) A Controller Framework for Autonomous Drifting: Design, Stability, and Experimental Validation. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **136**, Article 051015. <https://doi.org/10.1115/1.4027471>
- [10] 安部正人. 车辆操纵动力学[M]. 喻凡, 译. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [11] 中国国家标准化管理委员会. GB/T 6323-2014 汽车操纵稳定性试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2014.
- [12] 李琳玉, 田国英, 孙树磊. 某多编组铰接客变变速转向特性及影响分析[C]//中国公路学会, 中国航海学会, 中国铁道学会, 中国航空学会, 中国汽车工程协会. 2025 世界交通运输大会(WTC2025)论文集(中册). 2025: 70-78. <https://kns.cnki.net/kcms2/article/abstract?v=HHZEz91P5iLHfdcm9ZBOXwpe02G-kZb11WCygn-J5eKx0BURhwW9O9f37LdoDdUo6BZut77BDDEkgDxf9ssoIMEUqiyJmX-USmC9vAV0twqG6X5slDkzhWBhFCs28wE0W5-Ut8sHG-Rg1vD6jiUIRV4zIG9E97D8zwJEuiThqF-waq8kcVVVWxtwwJqFFPQpRM&uniplatform=NZKPT&language=CHS>

附录

参数(满载/超载)	1 车	2 车	3 车
质量 kg	15,076/17,737	15,386/18,101	15,076/17,737
簧上质量 kg	13,480/15,859	13,963/16,427	13,480/15,859
横摆转动惯量 kg·m ²	160,288/188,574	174,157/204,890	160,288/188,574
侧倾转动惯量 kg·m ²	59,339/69,811	62,768/73,845	59,339/69,811
横摆 - 侧倾转动惯量 kg·m ²	4564/5369	3802/4473	4564/5369