

户外型AGV越障仿真方法与实验研究

赵英博¹, 修世超¹, 洪远¹, 步新宇²

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 三一机器人科技有限公司, 北京 102200)

摘要: 针对改善户外型自动导引车(AGV)的避振性和通过性的技术发展需求,提出并设计了一款户外型AGV的随动轮避振系统,并以此为研究对象,根据车辆悬架动力学理论,为其构建了7自由度动力学模型以及各方向运动的微分方程.并基于Simulink软件环境建立了仿真模型.在此基础上,以三角波输入为路面激励,对评价AGV稳定性的3个指标进行仿真分析.对AGV的越障通过性进行了实验,同时进行了AGV越障仿真方法效率对比实验,实验结果表明,AGV簧载质量最大位移均值为13.42 mm,本文建立的仿真模型的预测误差为4.6%,小于传统Adams软件的仿真预测误差.使用本文设计的基于Simulink的越障仿真方法比传统的Adams仿真方法节省了设计人员约28%的工作时间.

关键词: 户外型;自动导引车;7自由度动力学模型;越障;仿真分析

中图分类号: TH 122 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2024)08-1107-08

Obstacle-Crossing Simulation Method of Outdoor AGV and Experimental Study

ZHAO Ying-bo¹, XIU Shi-chao¹, HONG Yuan¹, BU Xin-yu²

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. SANY Robotics Technology Co., Ltd., Beijing 102200, China. Corresponding author: ZHAO Ying-bo, E-mail: feitianbo123@163.com)

Abstract: In response to the technical development needs of improving the vibration resistance and crossing ability of outdoor AGV (automated guided vehicle), a follow-up wheel vibration isolation system for outdoor AGVs is proposed and designed. Based on the vehicle suspension dynamics theory, a 7-DOF dynamic model and differential equations for motion in all directions are constructed. A simulation model is established using Simulink software environment. Based on this, three evaluation indicators for AGV stability are simulated and analyzed using triangular wave input as road excitation. Experimental tests are conducted on the obstacle-crossing capability of the AGV, along with efficiency comparison experiments between different obstacle-crossing simulation methods. The experimental results show that the mean maximum displacement of spring-loaded mass in the AGV is 13.42 mm, and the prediction error of the established simulation model is 4.6%, which is lower than that of the traditional Adams software's simulation prediction error. The use of the proposed Simulink-based obstacle-crossing simulation method saves approximately 28% working time for designers compared to the traditional Adams simulation method.

Key words: outdoor type; automated guided vehicle; 7-DOF dynamics model; obstacle-crossing; simulation analysis

自动导引车(automated guided vehicle, AGV)是现代制造企业物流系统中的重要运输设备和组成单元,主要用来搬运各类物料,为系统

柔性化、集成化、高效运行提供了重要保证^[1].当前比较主流的AGV底盘驱动形式是采用“两驱四随”型,即车体四周分布4个随动轮负责承担车

体质量,中间两侧 2 个驱动轮承担驱动力^[2-3].由于使用环境通常为室内,此底盘轮系驱动形式往往采用不包含任何减振设备的随动轮,导致现今投入使用的 AGV 避振性能较差.随着现代智能工业技术的快速发展,AGV 的使用环境将不局限于室内,越来越多的项目提出了户外使用 AGV 的业务需求,例如在港口、重型设备生产等行业^[4].室外的运行环境往往对 AGV 的避振性能和通过性提出了更高的要求^[5],而提高避振性能最直接的方式就是将简单的随动轮替换成拥有悬挂结构的随动轮.

关于 AGV 轮系设计的参数选择以及 AGV 的通过性验证问题,目前行业内的普遍做法是通过项目需求计算设备负载以及尺寸,根据计算所得的数据选择相应的设计参数和外购件型号,并建立三维模型.三维模型完成后将其导入 Adams 等动力学仿真软件中进行越障仿真虚拟实验,得到关键点的受力以及位移曲线,以此判断相关参数以及组件的选择合理性.当发现设备关键点的振幅超标时,重新选择更合理的参数修改三维模型.重复上述步骤,直至虚拟实验结果达到预期后方可进行出图、制造、装配等工作.但是大多数 AGV 属于非标设备,其三维模型的建立往往需要投入大量时间,模型完成后若一个零件尺寸参数需要修改,那么与其相关联的一系列零件也将进行尺寸变更,导致工作效率降低,成本增加.如果能够设计一种模型仿真方法,在三维模型尚未建立时就得到 AGV 越障关键参数的仿真曲线,将大大提高生产效率.

Tong 等^[5]提出了一种基于超声传感器的 AGV 避振调节系统,通过探测位于车辆正前方的障碍物形状、距离、高度等信息,提示 AGV 提前改变运行的速度以达到减小障碍物对 AGV 运行稳定性的影响. Ruiz 等^[6]为提高 AGV 的行进精度,方便系统更好地跟踪 AGV 的行进状态,开发了一个基于 IEC61131 的仿真工具,以评估不同轨迹下控制器的性能,并搜索提供最小导向误差的配置.该工具可以在计算机或 AGV 所携带的 PLC (programmable logic controller) 上运行. Ahmadian^[7]提出了提高车辆越障稳定性的能量缓释理论,即车辆越障时输入车辆系统的能量缓冲时间越久,车辆所受的冲击越小.郑丽辉等^[8]提出了一种基于 Simulink 的车辆 1/4 悬挂模型. Abdi 等^[9]提出了一种带输入约束的非线性 AGV 悬架系统最优控制方法. Roebuck 等^[10]将一种半

主动阻尼添加到 AGV 的驱动轮系统中,提高了车辆的稳定性.王振峰^[11]提出了一种 AGV 的垂向与横向运动学模型. Hamed 等^[12]提出了一种 AGV 的起升模型及新的侧翻检测准则,为 AGV 的侧翻标准提供了参考.刘博等^[13]提出了一种 AGV 橡胶轮胎的模型简化方法,解决了 AGV 动力学模型建立时的轮胎简化问题. Besselink 等^[14]分析了不同形状的障碍物对 AGV 行进时的稳定性影响,指出低速时半圆形障碍物对车辆的冲击较大,中高速时三角形障碍物对车辆的平顺性影响较大.

本文依据提高仿真效率的技术需求,为解决户外型 AGV 随动轮减振系统的参数选择以及三维模型尚未建立时的通过性仿真问题,提出了一种随动轮配备悬挂系统的 AGV 方案.并以此为研究对象,在 Simulink 软件中建立了 7 自由度动力学模型,为户外 AGV 的越障仿真方法提供了新的思路.

1 AGV 的 7 自由度动力学模型

根据本文设计的满足户外使用需求的料架型 AGV(图 1),建立了 AGV 的三维模型(图 2).其随动轮减振机构如图 3 所示.其中,减振弹簧和阻尼器共同组成了随动轮的减振器,阻尼器上端与车架相连,下端穿过固定在车架上的直线轴承与随动轮的万向支架相连.



图 1 料架型 AGV

Fig. 1 Material rack type AGV



图 2 AGV 三维模型

Fig. 2 AGV 3D model

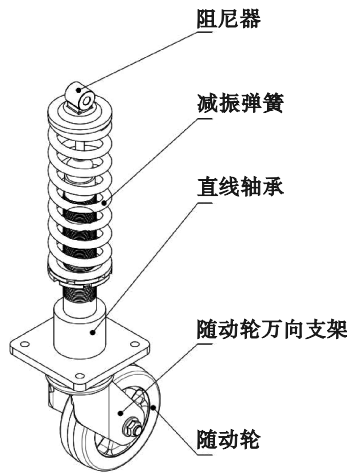


图 3 AGV 随动轮减振机构

Fig. 3 Vibration dampening mechanism for AGV follow-up wheel

本文设计的 AGV 悬挂系统与传统 AGV 比较更为复杂,因此首先对其力学系统进行以下简化:

- 1) 忽略簧载质量的形变,假设其为刚体;
- 2) AGV 在越障过程中车轮始终与地面接触;
- 3) 由于车体的质量主要由随动轮承担,因此忽略两侧驱动轮对系统的作用;
- 4) 车轮刚度 k_2 和悬架减振弹簧刚度 k_1 均为线性,忽略悬架减振器阻尼迟滞现象;
- 5) 此 AGV 属于对称式设计,忽略其内部电气设备分布造成的质心偏移.

简化后建立了包含车身垂向运动、车身俯仰运动、AGV 的侧倾运动以及 4 个随动轮的垂直运动 AGV 的 7 自由度模型,如图 4 所示.

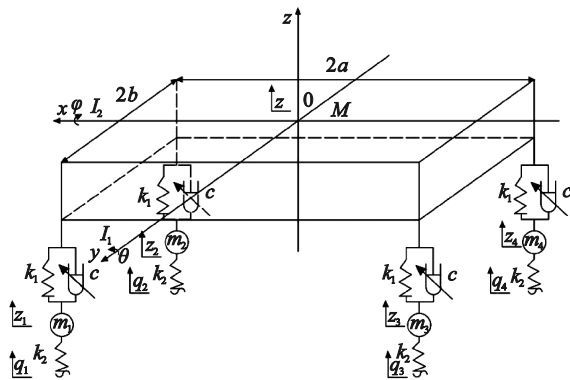


图 4 AGV 的 7 自由度模型

Fig. 4 7-DOF model of AGV

图 4 中各参数如表 1 所示.

根据牛顿第二定律对图 4 中的模型各方向运动进行分析,可建立如下动力学微分方程:

AGV 簧载质量垂向动力学方程为

表 1 AGV 随动轮 7 自由度动力学模型参数
Table 1 Parameters of 7-DOF dynamics model of AGV follow-up wheel

符号	参数名称	单位
M	AGV 簧载质量	kg
a	1/2 前后随动轮距	m
b	1/2 左右随动轮距	m
k_2	随动轮等效刚度	N/m
z	AGV 簧载质量位移	m
z_1	左前轮非簧载质量位移	m
z_2	右前轮非簧载质量位移	m
z_3	左后轮非簧载质量位移	m
z_4	右后轮非簧载质量位移	m
k_1	随动轮减振器刚度	N/m
c	随动轮减振器阻尼	N·s/m
q_1	左前轮路面激励	m
q_2	右前轮路面激励	m
q_3	左后轮路面激励	m
q_4	右后轮路面激励	m
I_1	AGV 俯仰转动惯量	kg·m ²
I_2	AGV 侧倾转动惯量	kg·m ²
θ	AGV 簧载质量俯仰角	(°)
φ	AGV 簧载质量侧倾角	(°)

$$\begin{bmatrix} k_1(z_1 - z - a \sin \theta - b \sin \varphi) + \\ c(\dot{z}_1 - \dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1(z_2 - z - a \sin \theta + b \sin \varphi) + \\ c(\dot{z}_2 - \dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta + b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1(z_3 - z + a \sin \theta - b \sin \varphi) + \\ c(\dot{z}_3 - \dot{z} + a\dot{\theta} \cos \theta - b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1(z_4 - z + a \sin \theta + b \sin \varphi) + \\ c(\dot{z}_4 - \dot{z} + a\dot{\theta} \cos \theta + b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} - M\ddot{z} = 0. \quad (1)$$

AGV 簧载质量俯仰角动力学方程为

$$\begin{bmatrix} k_1 a(z_1 - z - a \sin \theta - b \sin \varphi) + \\ ca(\dot{z}_1 - \dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 a(z_2 - z - a \sin \theta + b \sin \varphi) + \\ ca(\dot{z}_2 - \dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta + b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_1 a(z_3 - z + a \sin \theta - b \sin \varphi) + \\ ca(\dot{z}_3 - \dot{z} + a\dot{\theta} \cos \theta - b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_1 a(z_4 - z + a \sin \theta + b \sin \varphi) + \\ ca(\dot{z}_4 - \dot{z} + a\dot{\theta} \cos \theta + b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} - I_1 \ddot{\theta} = 0. \quad (2)$$

AGV 簧载质量侧倾角动力学方程为

$$\begin{bmatrix} k_1 b(z_1 - z - a \sin \theta - b \sin \varphi) + \\ cb(\dot{z}_1 - \dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_1 b(z_2 - z - a \sin \theta + b \sin \varphi) + \\ cb(\dot{z}_2 - \dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta + b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 b(z_3 - z + a \sin \theta - b \sin \varphi) + \\ cb(\dot{z}_3 - \dot{z} + a\dot{\theta} \cos \theta - b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_1 b(z_4 - z + a \sin \theta + b \sin \varphi) + \\ cb(\dot{z}_4 - \dot{z} + a\dot{\theta} \cos \theta + b\dot{\varphi} \cos \varphi) \end{bmatrix} - I_2 \ddot{\varphi} = 0. \quad (3)$$

左前轮非簧载质量垂向动力学方程为

$$k_1(z_1 - z - a \sin \theta - b \sin \varphi) + c(\dot{z}_1 - \dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - b\dot{\varphi} \cos \varphi) - k_2(q_1 - z_1) + m_t \ddot{z}_1 = 0. \quad (4)$$

右前轮非簧载质量垂向动力学方程为

$$k_1(z_2 - z - a \sin \theta + b \sin \varphi) + c(\dot{z}_2 - \dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta + b\dot{\varphi} \cos \varphi) - k_2(q_2 - z_2) + m_t \ddot{z}_2 = 0. \quad (5)$$

左后轮非簧载质量垂向动力学方程为

$$k_1(z_3 - z + a \sin \theta - b \sin \varphi) + c(\dot{z}_3 - \dot{z} + a\dot{\theta} \cos \theta - b\dot{\varphi} \cos \varphi) - k_2(q_3 - z_3) + m_t \ddot{z}_3 = 0. \quad (6)$$

右后轮非簧载质量垂向动力学方程为

$$k_1(z_4 - z + a \sin \theta + b \sin \varphi) + c(\dot{z}_4 - \dot{z} + a\dot{\theta} \cos \theta + b\dot{\varphi} \cos \varphi) - k_2(q_4 - z_4) + m_t \ddot{z}_4 = 0. \quad (7)$$

2 AGV 的 7 自由度动力学 Simulink 仿真模型

为方便输入路面激励后可一次性输出簧载质量位移曲线、车辆俯仰角曲线、车辆侧倾角曲线,在 Matlab/Simulink 中使用 Function 模块对已经定义好的各物理量进行汇总运算,将式(1)~式(7)进行编程写入到 Function 模块中,各物理量的二阶导数利用 Integrator 模块进行积分处理 1 次可得到一阶导数,角度变量积分处理 2 次后通过余弦以及正弦模块处理后可得到其余弦或正弦变量,再利用 Scope 模块输出曲线即可得到相应的结果.模型的工作流程如图 5 所示.

在 Simulink 软件环境下建立 AGV 的 7 自由度动力学仿真模型,如图 6 所示.

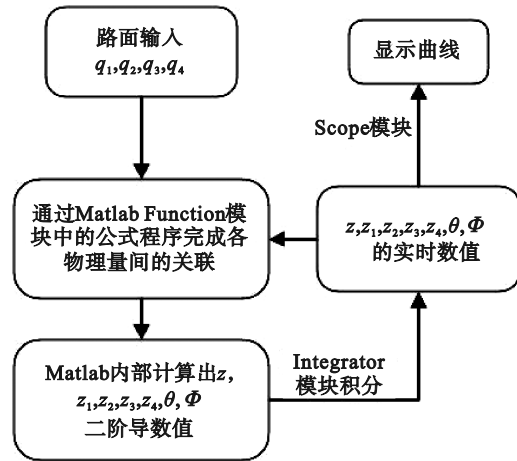


图 5 Simulink 仿真模型工作流程

Fig. 5 Flow chart of the simulation model for Simulink

3 仿真分析

3.1 路面输入模型设计

由于 AGV 双轮同时越过障碍时将只获得前后俯仰角的变化,只有单侧通过路障时才能获得侧倾角的变化,因此为获取 AGV 所有方向的仿真结果,设计了单侧三角形路面障碍^[15],即同一侧两轮先后压过图 7 所示路面障碍.其路面激励输入为三角波.

假设 AGV 通过障碍时速度为最大额定速度 2 m/s,则随动轮上坡的时间为 0.1 s,随动轮的输入上升速度为 0.4 m/s.由此经推导可得出随动轮 1 的输入如下:

$$q_1(t) = \begin{cases} 0.4t, & 0 < t < 0.1; \\ 0.08 - 0.4t, & 0.1 < t < 0.2; \\ 0, & 0.2 < t. \end{cases} \quad (8)$$

车辆前后轮距 $2a=2$ m.可推导出随动轮 3 的输入如下:

$$q_3(t) = \begin{cases} 0, & 0 < t < 1; \\ 0.4t - 0.4, & 1 < t < 1.1; \\ 0.48 - 0.4t, & 1.1 < t < 1.2; \\ 0, & 1.2 < t. \end{cases} \quad (9)$$

路面激励输入如图 8 所示.

3.2 AGV 越障仿真

将 AGV 实际参数值(表 2)代入 Simulink 模型. AGV 行驶的稳定性主要由簧载质量位移、AGV 车身俯仰角、AGV 车身侧倾角衡量,其获得的仿真结果如图 9 所示.

由图 9a 可看出,AGV 簧载质量质心的位移在前轮通过路障时达到峰值,约为 12.5 mm,远小于未添加避振系统时的理论值 20 mm,证明避振

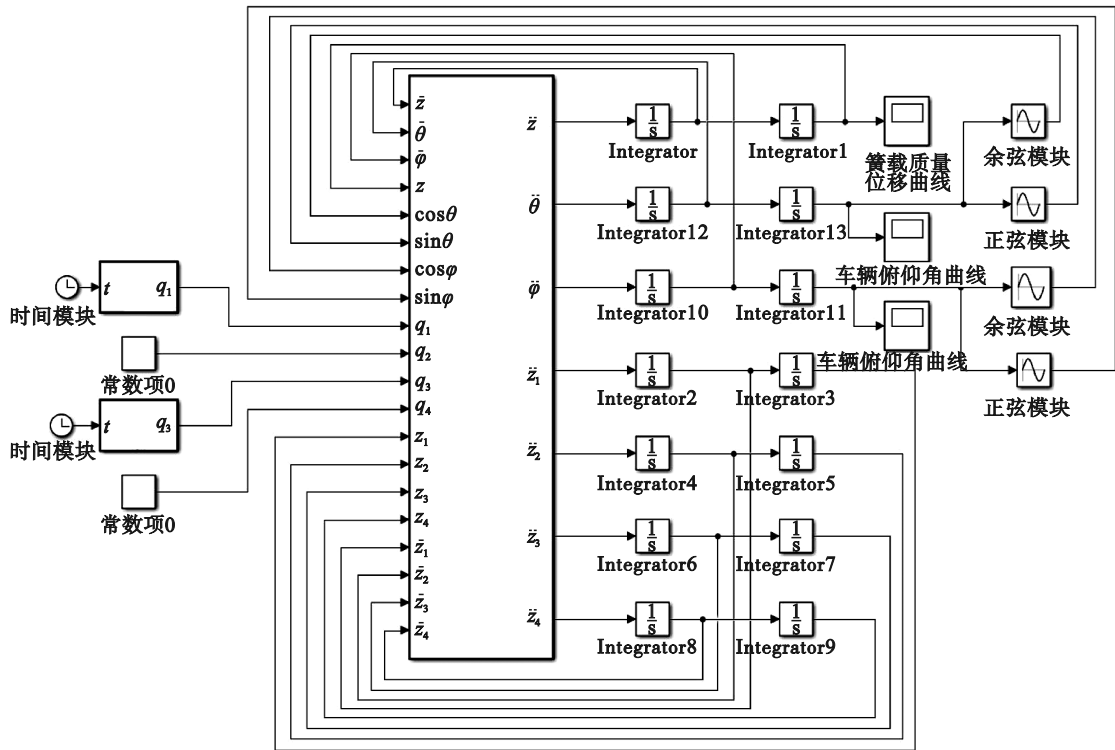


图 6 AGV 的 7 自由度动力学 Simulink 仿真模型

Fig. 6 Simulation model of AGV 7-DOF dynamics for Simulink

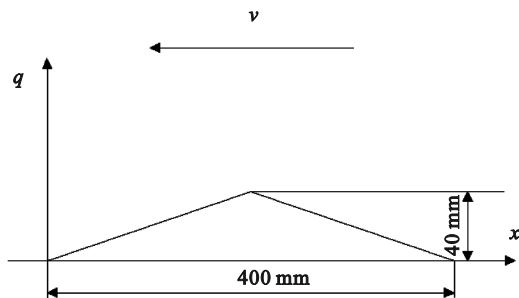


图 7 路面障碍示意图

Fig. 7 Road obstacle diagram

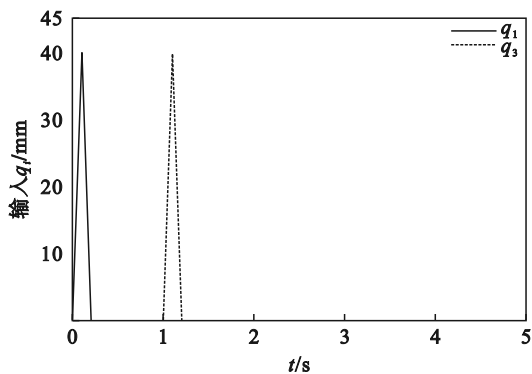


图 8 路面激励输入

Fig. 8 Road excitation input

系统的添加确实提升了 AGV 的户外运行稳定性. 由图 9b 可看出, 当 AGV 通过第二个路障时, AGV 在俯仰方向上正处于逆时针的行程中, 此时的路

表 2 AGV 实际参数值

Table 2 Actual parameter values of AGV

符号	参数名称	单位	数值
M	AGV 簧载质量	kg	483
a	1/2 前后随动轮距	m	1
b	1/2 左右随动轮距	m	0.75
k_2	随动轮等效刚度	N/m	150 000
k_1	随动轮减振器刚度	N/m	15 000
c	随动轮减振器阻尼	N·s/m	1 200
I_1	AGV 俯仰转动惯量	kg·m ²	53
I_2	AGV 侧倾转动惯量	kg·m ²	38

面输入也是逆时针的, 由于能量的叠加效应, 所以 AGV 的第二个路面输入导致的俯仰角峰值大于通过第一个路障时的峰值. 由图 9c 可看出, 当 AGV 通过第二个路障时, AGV 的侧倾运动正处于顺时针方向的行程中, 此时的路面输入是逆时针方向的, 由于能量的抵消效应, 因此, AGV 的第二个路面输入导致的俯仰角峰值小于通过第一个路障时的峰值. 由图 9a 和图 9b 可推理出, 当经历第二个路面输入以后, 无论俯仰角或侧倾角峰值大小如何变化, 其能量化解的时间均大于只经历一个路面输入后所需的时间, 这是因为第二个路面输入时, 4 个随动轮的避振装置中均储存了

第一次输入时的弹性势能,因此在第二次输入后其总的弹性势能呈增加趋势,无论峰值变大或变小,两个路面输入后弹性势能的消耗时间都是增加的.

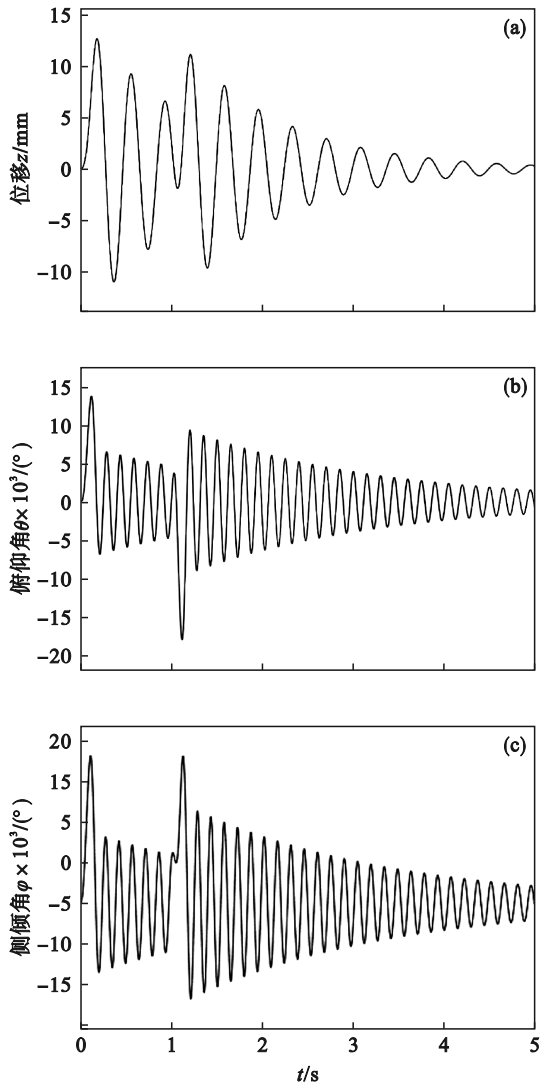


图9 AGV 仿真曲线

Fig. 9 AGV simulation curves

(a)—位移曲线; (b)—俯仰角曲线; (c)—侧倾角曲线.

4 基于 Adams 的 AGV 越障运动仿真

在 Adams 中对 AGV 进行了相同参数的越障仿真分析作为对比参考.

Adams 中的模型建立流程如图 10 所示.簧载质量位移仿真实验结果如图 11 所示.本文以实际使用环境中的 AGV 越障实验结果为基准,分别将 Simulink 仿真模型结果与 Adams 的仿真实验结果与其对比,从而比较两种仿真方法的准确度.

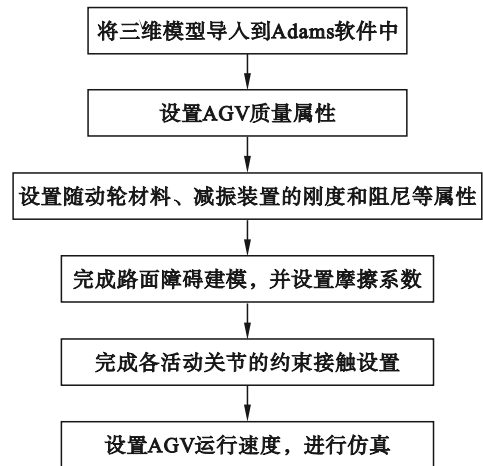


图 10 Adams 中的模型建立流程

Fig. 10 Flow chart of model building in Adams

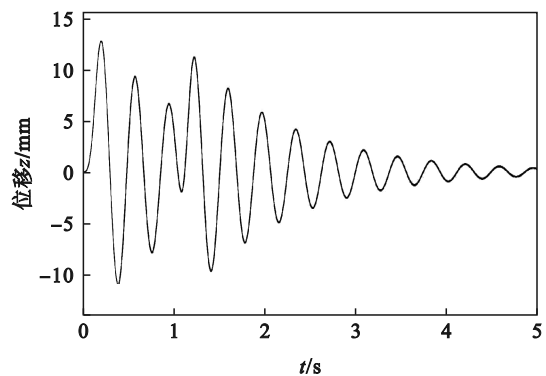


图 11 Adams 中簧载质量位移仿真曲线

Fig. 11 Spring-loaded mass displacement simulation curve in Adams

5 AGV 越障实验与仿真方法分析

5.1 AGV 越障实验

本文进行了 AGV 的越障通过性实验. AGV 运行速度为 2 m/s,障碍物选择高度为 40 mm,水平长度为 400 mm 的斜坡障碍(与图 7 一致),实验场景如图 12 所示.本文选用手持式测振仪(VM-63A)跟随 AGV 进行 AGV 簧载质量位移振幅的测试.在实验过程中读取 AGV 通过障碍时的最大振幅值.



图 12 实验场景

Fig. 12 Experimental scene

进行了 10 次通过性实验,其实验结果如表 3 所示.由实验结果可得,10 次通过性实验的簧载质量振幅最大值的平均值为 13.42 mm.

5.2 仿真方法预测值对比

Adams 仿真过程过于依赖三维模型的建立,本文建立的 Simulink 仿真模型可帮助专业人员获取三维模型建立前的仿真结果,因此有必要采用 Adams 环境下的仿真实验与建立的 Simulink

模型进行仿真结果对比分析.其簧载质量位移曲线对比图如图 13 所示.

Simulink 仿真模型的簧载质量振幅预测最大值为 12.8 mm,预测误差约为 4.6%. Adams 仿真的簧载质量振幅预测最大值为 12.54 mm,预测误差为 6.56%.可得所建立的 Simulink 仿真模型的预测准确度高于传统的 Adams 仿真方法.

表 3 实验振幅
Table 3 Experimental amplitude

实验次数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
最大振幅/mm	13.51	14.52	12.78	14.36	12.37	14.11	13.66	13.58	12.89	12.44

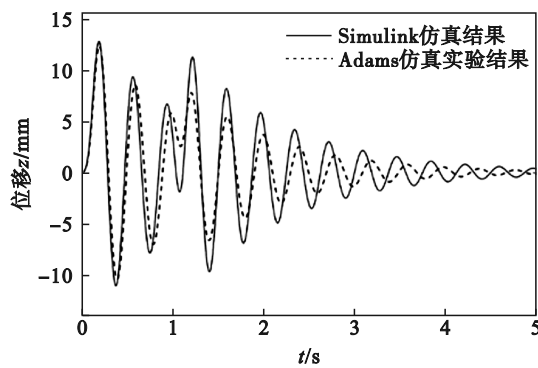


图 13 位移曲线对比

Fig. 13 Displacement curve comparison

5.3 仿真方法效率对比

本文进行了 AGV 越障仿真方法效率对比实验.分别使用本文的 Simulink 仿真模型和 Adams 仿真方法对 3 个在设计的 AGV 项目进行 AGV 越障仿真实验.统计了从 AGV 越障仿真到依据仿真结果进行参数修改至完成 AGV 三维模型的时间.结果如表 4 所示.

由统计可得,使用本文设计的基于 Simulink 的越障仿真方法比传统的 Adams 仿真方法节省了设计人员约 28% 的工作时间.

表 4 仿真方法所用的时间

AGV 项目	Simulink	Adams
1	24	36
2	18	24
3	44	60
合计	86	120

6 结 论

1) 本文为户外型 AGV 的“两驱四随”型轮系

构建了 7 自由度动力学模型,并建立了各方向运动的微分方程.基于 Simulink 软件构建其仿真模型.将 AGV 实际参数输入模型,以三角波为路面激励对评价 AGV 稳定性的 3 个指标进行仿真研究.

2) 通过为 AGV 的随动轮添加避振装置可有效地降低 AGV 通过路面障碍时的质心波动峰值,缓慢释放路面输入的能量,提高 AGV 的户外通过性.此外当 AGV 前后两轮连续通过路面障碍时,无论第二个路面输入与当时的运动方向是否相同,都将增加弹性势能的释放时间.

3) 通过 Adams 软件进行虚拟仿真实验得到 AGV 簧载质量位移曲线.在室内环境进行了 AGV 的越障通过性实验,以实验所得的 AGV 簧载质量最大位移均值 13.42 mm 为基准,本文建立的仿真模型的预测误差为 4.6%,Adams 仿真的预测误差为 6.56%.证明本文提出的仿真模型较传统方法更为准确.

4) 进行了 AGV 越障仿真方法效率对比实验.由统计可得,使用本文设计的基于 Simulink 的越障仿真方法比传统的 Adams 仿真方法节省了设计人员约 28% 的工作时间.在三维数字化模型尚未建立时,专业人员就可以使用该模型与方法有效地进行 AGV 的越障模拟,减少企业的设计成本与生产时间.

参考文献:

[1] Sabattini L, Aikio M, Beinschob P, et al. The PAN-robots project: advanced automated guided vehicle systems for industrial logistics [J]. *IEEE Robotics & Automation Magazine*, 2018, 25(1): 55-64.
 [2] Pham Q H, Tran N H, Ton T P. Design and control of automated guided vehicle [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2020, 902: 33-42.
 [3] De Ryck M, Versteijhe M, Debrouwere F. Automated guided

