

基于构架状态测量的轨道车辆车体横向振动估计

王道忠, 李 广, 宋亚东, 姚 远

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

摘 要: 针对轨道车辆实际线路运行中振动状态的测量问题, 提出了一种根据滑模理论算法设计的滑模观测器, 利用可测振动数据对车辆振动状态实时估计的方法。建立简化轨道车辆横向动力学模型, 基于该简化横向模型设计出具有鲁棒性的滑模观测器, 通过实时测量构架的横移速度及摇头角速度, 估计其横向振动位移以及车体横向振动状态。为了验证该观测器的有效性, 利用 SIMPACK 动力学软件建立具有 54 自由度的某型国内高速列车整车仿真模型, 通过动力学计算对其实际运行过程进行仿真, 利用该方法得到的车体振动状态估计值与仿真结果进行对比。结果表明直线工况下车体的横向振动速度和位移通过观测器估计精度较高, 而曲线上车体横向振动速度精度能满足要求, 研究表明了所提出的滑模观测器的科学性与可行性。

关键词: 轨道车辆; 车辆动力学; 滑模观测器; 状态估计; 动力响应

中图分类号: U270.1

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2023.07.019

Estimation of lateral vibration of rail vehicle body based on frame state measurement

WANG Daozhong, LI Guang, SONG Yadong, YAO Yuan

(State Key Lab of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Here, aiming at the measuring problem of vibration state of rail vehicle in actual line operation, a sliding mode observer designed based on sliding mode theory algorithm was proposed to use measurable vibration data for estimating vehicle vibration state in real time. A simplified lateral dynamic model of rail vehicle was established. Based on the simplified lateral model, a robust sliding mode observer was designed. Through real-time measuring transverse velocity and shaking angular velocity of frame, vehicle body's lateral vibration displacement and vibration state were estimated. In order to verify the effectiveness of the designed observer, a whole train simulation model of a certain type domestic high-speed train with 54-DOF was established using SIMPACK dynamic software. The actual operation process was simulated through dynamic calculation. The vehicle body vibration state estimation obtained with the proposed method was compared with the simulation results. The results showed that the estimation accuracy with the designed observer for lateral vibration velocity and displacement of vehicle body under straight line condition is higher, while the accuracy for lateral vibration velocity of vehicle body on curves can meet requirements; the scientific nature and feasibility of the proposed sliding mode observer are demonstrated.

Key words: rail vehicle; vehicle dynamics; sliding mode observer; state estimation; dynamic response

在轨道车辆实际线路运行中, 车辆系统各部件在外界干扰下会不可避免发生振动, 并随着运行速度不断提高, 相应振动状态也愈加剧烈^[1]。车辆振动特性的研究对于了解其运行状态和安全运营具有重要意义, 可用于车辆系统动力学的状态健康监测以及振动控制反馈。为提高轨道车辆的动力学性能, 主动悬挂

技术因其显著优势得到了大量研究, 主要可分为提高车辆稳定性的主动一系悬挂技术和改善乘坐舒适性的主动二系悬挂技术^[2-4]。其中, 由于轮轨高频激励作用, 一系簧下的振动状态难以有效获得, 因此主动一系悬挂技术具有很大挑战性, 而改善乘坐舒适性的主动或半主动二系悬挂技术较为成熟, 已在日本新干线轨道车辆中得到实际应用^[5]。

主动悬挂技术需要利用车辆系统的某些状态参数对作动器控制输出进行调整, 从而产生实际情况需要的控制力, 故需要放置惯性传感器进行实时测量, 以获得振动状态反馈量^[6]。在提高高速列车运行稳定性方

基金项目: 国铁集团科研开发计划课题(N2020J026; N2021J028); 牵引

动力国家重点实验室自主研究课题(2019TPL-Q07)

收稿日期: 2022-01-10 修改稿收到日期: 2022-04-16

第一作者 王道忠 男 硕士生, 1995 年生

通信作者 姚远 男 研究员 博士生导师, 1983 年生

面,文献[7-8]提出了一种转向架间接主动控制方法,通过将惯性作动器放置在构架上控制其横向振动,从而提高高速列车转向架整体的稳定性。现有轨道车辆运行中,一般在转向架上放置有传感器,而车体实际中不放置传感器,此外车辆振动测量中,加速度计和陀螺仪传感器可靠性较高且安装方便被广泛采用,而横向位移和摇头角位移等状态需要对测量信号进行积分获得。但直接对其积分不是实用方法,积分过程中由于零漂和趋势项等影响,会产生相应误差,在车辆振动测量中存在一定局限性^[9]。

对于上述问题,基于模型的系统状态估计可成为替代方法,用于估计一些需要的状态量,从而满足实际测量方案。因此通过放置在构架上的传感器,以构架部分振动状态为可测输出,估计构架其余振动状态并实时估计车体横向振动状态,以节约传感器数量,从而降低经济成本。近年来,基于滑模理论的状态估计算法发展迅速,在一些领域得到了推广和应用,该算法具有对模型不确定性及外部干扰鲁棒性强、计算量小和动态响应快等特点^[10-11]。

文中提出了一种根据滑模理论算法设计的滑模观测器,对车辆振动状态进行估计。通过建立简化轨道车辆横向动力学模型设计滑模观测器,测量构架振动状态实时估计车体横向振动状态,并利用 SIMPACK 软件建立具有 54 自由度的某型国内高速列车整车仿真模型,设置实测的轨道不平顺谱模拟实际运行状态,对设计的滑模观测器进行验证。

1 高速列车动力学建模

以国内运行的某型高速列车为研究对象,根据高速列车实际结构和悬挂参数,通过 SIMPACK 动力学软件建立在空间中具有 54 自由度的整车仿真模型,用于精确模拟轮轨非线性接触关系、悬挂元件的非线性特性等。该软件通过对仿真模型的动力学计算,从而对高速列车的实际运行性能进行预测等^[12]。如图 1 所示,该整车仿真模型由一个车体、两个转向架构架、八个转臂轴箱体、四个轮对以及四个驱动电机组成。其中刚体如车体、转向架构架和轮对在空间中都具有六个自由度,而转臂轴箱体只具有点头自由度和驱动电机只有横向运动。轮对和轨道分别使用 LMA 踏面和 CN60 轨面进行创建,轮轨接触力使用 FASTSIM 算法在接触界面产生^[13]。

1.1 转向架动力学仿真模型

作为高速列车重要组成部分,转向架动力学仿真模型如图 2 所示。一系悬挂用于连接构架和轮对,包括轴箱弹簧、轴箱转臂节点和垂向减振器,其中轴箱弹簧主要提供垂向刚度,而轴箱转臂节点为轮对提供纵

向和横向的定位刚度。二系悬挂作用于车体和构架之间,包括空气弹簧、横向减振器和抗蛇行减振器等元件。考虑各减振器元件的卸荷特性,用分段阻尼函数模拟,并考虑连接阻尼器两端的橡胶节点刚度,其实际建模中均是串联的弹簧阻尼器^[14]。除了弹簧和减振器元件,二系悬挂还考虑了横向止挡、牵引拉杆和抗侧滚扭杆等元件。

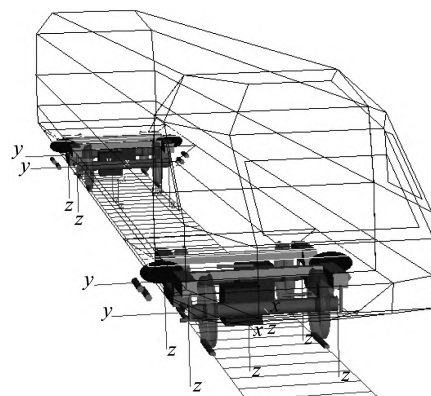


图1 高速列车仿真模型

Fig.1 High-speed train simulation model

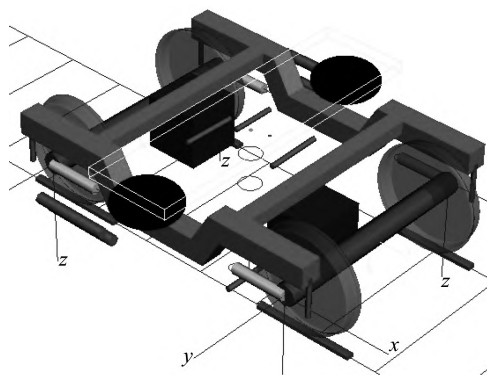


图2 转向架动力学仿真模型

Fig.2 Bogiedynamics simulation model

2 简化轨道车辆横向动力学模型

高速列车整车仿真模型较为复杂,难于直接用在控制算法设计,考虑建立需要的简化轨道车辆模型,进行相应研究设计。

2.1 简化横向模型建立

建立简化轨道车辆横向动力学模型,如图 3 所示,进行滑模观测器设计,由一个车体,两个构架和四个轮对组成。车体通过二系悬挂和构架连接,包括纵向和横向的悬挂刚度和阻尼,而轮对由一系悬挂与构架连接,如轴箱转臂的纵向和横向定位刚度。模型中车体具有横移和摇头运动 y_c, ϕ_c , 构架分别有横移和摇头运动 $y_{b1}, \phi_{b1}, y_{b2}, \phi_{b2}$, 轮对分别有横移和摇头运动 $y_{w1}, \phi_{w1}, y_{w2}, \phi_{w2}, y_{w3}, \phi_{w3}, y_{w4}, \phi_{w4}$, 如图 3 中前转向架所示,将其作为外部干扰激励,如后转向架所示。因此模型

共有 14 自由度,其运动微分方程列出如式(1)~(6),列车主要动力学参数如表 1 所示。

$$m_c \ddot{y}_c - 4k_{sy} y_c - 2k_{sy} y_{b1} - 2k_{sy} y_{b2} + 4c_{sy} \dot{y}_c - 2c_{sy} \dot{y}_{b1} - 2c_{sy} \dot{y}_{b2} = 0 \quad (1)$$

$$I_{cz} \ddot{\phi}_c + (4k_{sy} l_c^2 + 4k_{sx} l_c^2) \phi_c - 2k_{sy} l_c y_{b1} - 2k_{sx} l_c^2 \phi_{b1} + 2k_{sy} l_c y_{b2} - 2k_{sx} l_c^2 \phi_{b2} + (4c_{sy} l_c^2 + 4c_{yaw} l_c^2) \dot{\phi}_c - 2c_{sy} l_c \dot{y}_{b1} - 2c_{yaw} l_c^2 \dot{\phi}_{b1} + 2c_{sy} l_c \dot{y}_{b2} - 2c_{yaw} l_c^2 \dot{\phi}_{b2} = 0 \quad (2)$$

$$m_b \ddot{y}_{b1} - 2k_{sy} y_c - 2k_{sy} l_c \phi_c + (2k_{sy} + 4k_{py}) y_{b1} - 2k_{py} y_{w1} - 2k_{py} y_{w2} - 2c_{sy} \dot{y}_c - 2c_{sy} l_c \dot{\phi}_c + 2c_{sy} \dot{y}_{b1} = 0 \quad (3)$$

$$I_{bz} \ddot{\phi}_{b1} - 2k_{sx} l_b^2 \phi_c + (2k_{sx} l_b^2 + 4k_{py} b^2 + 4k_{px} l_b^2) \phi_{b1} - 2k_{py} b y_{w1} - 2k_{px} l_b^2 \phi_{w1} + 2k_{py} b y_{w2} - 2k_{px} l_b^2 \phi_{w2} - 2c_{yaw} l_b^2 \dot{\phi}_c + 2c_{yaw} l_b^2 \dot{\phi}_{b1} = 0 \quad (4)$$

$$m_b \ddot{y}_{b2} - 2k_{sy} y_c + 2k_{sy} l_c \phi_c + (2k_{sy} + 4k_{py}) y_{b2} - 2k_{py} y_{w3} - 2k_{py} y_{w4} - 2c_{sy} \dot{y}_c + 2c_{sy} l_c \dot{\phi}_c + 2c_{sy} \dot{y}_{b2} = 0 \quad (5)$$

$$I_{bz} \ddot{\phi}_{b2} - 2k_{sx} l_b^2 \phi_c + (2k_{sx} l_b^2 + 4k_{py} b^2 + 4k_{px} l_b^2) \phi_{b2} - 2k_{py} b y_{w3} - 2k_{px} l_b^2 \phi_{w3} + 2k_{py} b y_{w4} - 2k_{px} l_b^2 \phi_{w4} - 2c_{yaw} l_b^2 \dot{\phi}_c + 2c_{yaw} l_b^2 \dot{\phi}_{b2} = 0 \quad (6)$$

表 1 列车主要动力学参数

Tab. 1 The main dynamic parameters of the train

参数	数值
车体质量 m_c /t	36.4
构架质量 m_b /kg	2 600
车体摇头惯量 I_c / (kg · m ²)	1.67×10^6
构架摇头惯量 I_b / (kg · m ²)	2 800
二系横向跨距之半 l_2 /m	1.18
一系横向跨距之半 l_1 /m	1
定距之半 l_c /m	8.75
轴距之半 l_b /m	1.25
一系横向刚度 k_{py} / (N · m ⁻¹)	5.49×10^6
一系纵向刚度 k_{px} / (N · m ⁻¹)	13.7×10^6
二系横向刚度 k_{sy} / (N · m ⁻¹)	0.167×10^6
二系纵向刚度 k_{sx} / (N · m ⁻¹)	0.167×10^6
二系横向阻尼 c_{sy} / (N · s · m ⁻¹)	50×10^3
抗蛇行减振器阻尼 c_{yaw} / (N · s · m ⁻¹)	2.453×10^6

对上述运动微分方程进行整理得到如下形式

$$M\ddot{z} + C\dot{z} + Kz = Eu + Wd \quad (7)$$

式中: z 为系统自由度向量; 矩阵 M 、 C 和 K 分别是质量阵、阻尼阵和刚度阵; E 为控制影响矩阵; u 为作动器输出的控制力; W 为外部干扰矩阵; d 为轮对横向运动。

2.2 状态空间方程

通过引入新状态变量 $x = [z \quad \dot{z}]$, 对运动微分方程降阶, 得到状态空间形式为

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Fd \\ y &= Dx \end{aligned} \quad (8)$$

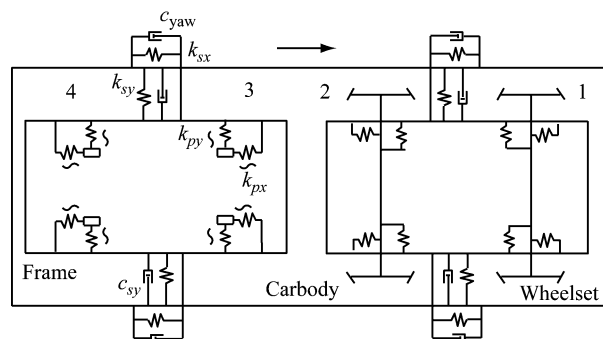


图 3 简化轨道车辆横向动力学模型

Fig. 3 Simplified rail vehicles lateral dynamics model

系统状态变量及干扰激励变量定义为

$$x = [y_c \quad \phi_c \quad y_{b1} \quad \phi_{b1} \quad y_{b2} \quad \phi_{b2} \quad \dot{y}_c \quad \dot{\phi}_c \quad \dot{y}_{b1} \quad \dot{\phi}_{b1} \quad \dot{y}_{b2} \quad \dot{\phi}_{b2}]^T \in \mathbb{R}^n$$

$$d = [y_{w1} \quad \phi_{w1} \quad y_{w2} \quad \phi_{w2} \quad y_{w3} \quad \phi_{w3} \quad y_{w4} \quad \phi_{w4}]^T \in \mathbb{R}^q$$

$y \in \mathbb{R}^p$ 为系统可测输出, 转换后系统矩阵 A 、 B 和 F 定义如下

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{6 \times 6} & I_{6 \times 6} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ M^{-1}E \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ M^{-1}W \end{bmatrix} \end{aligned}$$

矩阵 D 是可测输出矩阵, 通过选择实用且经济的传感器测量车辆振动状态。车体与两个转向架构架直接连接, 车辆运行中其受到两构架振动的影响, 考虑测量两构架振动状态估计车体振动状态, 构成的可测输出矩阵如下

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_{4 \times 8} \quad (9)$$

由可测输出矩阵可知, 构架横移速度和摇头角速度作为测量输出, 横移速度由加速度计测量积分得到, 而摇头角速度由陀螺仪直接测得, 加速度计和陀螺仪传感器是实用和经济的。

3 状态观测器设计

上述建立了简化轨道车辆横向动力学模型, 基于该简化横向模型, 根据滑模理论算法, 进行滑模观测器设计。

3.1 滑模观测器建立

对于系统工作在不确定性及外界干扰下的实际估计情况, 滑模理论算法提供了一个吸引力的解决方法^[15]。该算法是一种通过设计滑模面的变结构控制理论, 利用鲁棒项的不连续高频控制切换约束适当选择的滑模面, 以克服实际系统中的不确定性, 从而实现预期的系统控制性能^[16]。滑模理论具有对模型不确定性

及外部干扰不敏感性(鲁棒性)特点,在控制领域得到了广泛研究和应用。但实际系统控制中并非所有状态量都可以直接测量,可通过设计状态观测器估计系统状态,基于滑模理论设计的滑模观测器可用于系统状态估计,并具有滑模理论的鲁棒性。

基于建立的状态方程(8)进行滑模观测器设计,考虑一个可逆矩阵进行坐标变换 $x_N = T_N x$, 该可逆矩阵定义如下

$$T_N = \begin{bmatrix} N^T \\ D \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中 N 为构成该可逆矩阵的子矩阵从而使其可逆,应用坐标变换得到变换系统矩阵如下

$$A_N = T_N A T_N^{-1} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad B_N = T_N B$$

$$F_N = T_N F \quad D_N = D T_N^{-1} = [0 \quad I_p] \quad (11)$$

式中,矩阵 $A_{11} \in R^{(n-p) \times (n-p)}$, 则设计的滑模观测器形式如下

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}_N &= A_N \hat{x}_N + B_N u - G_l e_y + G_n v \\ \hat{y} &= D_N \hat{x}_N \end{aligned} \quad (12)$$

式中,变量 $\hat{x}_N$ $\hat{y}$ 分别为状态 x_N y 的估计,定义 $e_N(t) = \hat{x}_N(t) - x_N(t)$ 和 $e_y(t) = \hat{y}(t) - y(t)$ 分别为状态估计误差和输出估计误差。 G_n 为滑模增益,在变换后系统(11)坐标中设计为和干扰激励矩阵相匹配,即 $F_N = G_n X$ 对于某一矩阵 $X \in R^{p \times q}$,具体形式如下

$$G_n = \begin{bmatrix} L \\ -I_p \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中: L 为滑模增益的子矩阵; G_l 为反馈增益,具体形式如下式

$$G_l = \begin{bmatrix} A_{12} \\ A_{22} - A_{22}^s \end{bmatrix} \quad (14)$$

向量 v 是滑模观测器鲁棒项,定义如下式

$$v_i = \rho \text{sign}(e_{y_i}) \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (15)$$

式中: ρ 为正标量; sign 为符号函数。

3.2 误差动态及收敛证明

根据矩阵(10)的坐标变换关系,状态估计误差可以划分为 $e_N = [e_{1N} \quad e_y]^T$, 其中 $e_{1N} \in R^{n-p}$ 。根据 $e_N(t)$ 定义以及式(11)和(12),可得该观测器的误差动态如下

$$\dot{e}_{1N} = A_{11} e_{1N} + L v - L X d \quad (16a)$$

$$\dot{e}_y = A_{21} e_{1N} + A_{22}^s e_y - v + X d \quad (16b)$$

可以将式(16b)写成分量形式

$$\dot{e}_{y_i} = A_{21_i} e_{1N} + A_{22_i}^s e_{y_i} - \rho \text{sign}(e_{y_i}) + X_i d$$

为迫使滑动运动得以执行,根据式(16b)创造相应的条件如下

$$\begin{aligned} e_{y_i} \dot{e}_{y_i} &= e_{y_i} (A_{21_i} e_{1N} + A_{22_i}^s e_{y_i} + X_i d) - \rho |e_{y_i}| < \\ &- |e_{y_i}| (\rho - |A_{21_i} e_{1N} + A_{22_i}^s e_{y_i} + X_i d|) \end{aligned} \quad (17)$$

如果选择的正标量足够大使得

$$\rho > |A_{21_i} e_{1N} + A_{22_i}^s e_{y_i} + X_i d| \quad (18)$$

该式满足滑模理论可达性条件,从而保证理想滑动运动有限时间内发生,在滑动过程中 $e_y = \dot{e}_y = 0$,而误差动态(16a)和(16b)变换成以下形式

$$\dot{e}_{1N} = A_{11} e_{1N} + L v - L X d \quad (19a)$$

$$0 = A_{21} e_{1N} - v + X d \quad (19b)$$

通过式(19a)和(19b)替代 v 鲁棒项,得到降阶滑动运动的表达式

$$\dot{e}_{1N} = (A_{11} e_{1N} + L A_{21}) e_{1N} \quad (20)$$

上式表示 $n-p$ 阶的降阶误差动态,矩阵 L 使具有稳定的特征值从而保证式(20)中降阶滑动运动是稳定的,因此该观测器具有有限时间收敛特性,估计状态可以收敛于实际状态。

3.3 降低抖振效应

抖振效应是影响滑模观测器精度的因素,通过降低抖振效应可以对观测器进行优化。滑模理论使用符号函数作为切换函数,符号函数定义为

$$\text{sign}(e) = \begin{cases} 1 & e > 0 \\ 0 & e = 0 \\ -1 & e < 0 \end{cases} \quad (21)$$

式中 e 是符号函数变量,即选择的观测器滑模面。鲁棒项通过不连续高频控制切换以克服实际系统中的不确定性,从而使系统状态收敛。但由于系统惯性、时间和空间滞后等原因,不连续高频控制切换会引起一定抖振效应。该效应会增大状态估计误差,从而影响估计结果。为减小抖振效应影响,采用继电特性对符号函数(21)进行连续化

$$\text{sign}_{eq}(e, \varepsilon) = \frac{e}{|e| + \varepsilon} \quad (22)$$

式中 $\varepsilon > 0$ 为正标量,用来调节符号函数的斜率,如图4所示。当出现状态估计误差且符号改变时,符号函数在 ± 1 之间高频切换,引入的抖振频率较快,而采用继电特性对符号函数进行连续化,将滑模面变成连续平缓函数以抑制抖振效应。

4 数值仿真和验证

利用 SIMPACK 软件建立的高速列车整车仿真模型,轨道不平顺设为武广高铁轨道谱^[17],模拟实际线路运行,该谱通过检测车现场测量得到,被广泛用于国内轨道车辆的动力学计算。

4.1 直线运行时车辆状态估计

通过动力学计算对实际运行过程进行仿真,结果作为数值模拟值,提取构架的横移速度和摇头角速度

为系统可测输出,并在 MATLAB 软件环境搭建滑模观测器,对该系统进行状态估计,将观测器获得的估计值与仿真结果进行对比。车辆运行速度设为 300 km/h,以测试该观测器的高速性能。当车辆直线运行时,前构架和后构架的横移速度和摇头角速度作为可测输出,分别如图 5(a)~(b)和图 6(a)~(b)所示,而构架位移状态分别如图 5(c)~(d)和图 6(c)~(d)所示以及车体横向振动估计结果如图 7 所示。

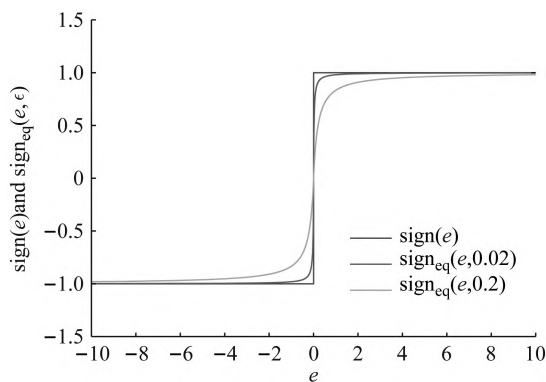


图 4 符号函数

Fig. 4 Sign function

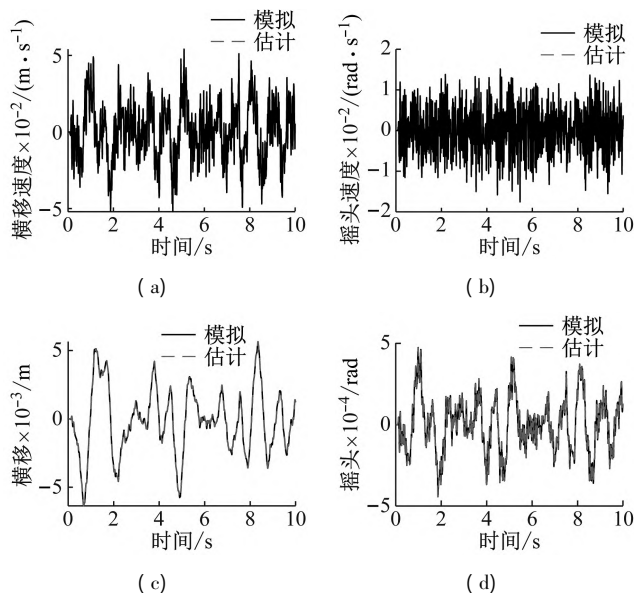


图 5 直线运行时前构架的可测输出与状态估计

Fig. 5 The measurable output and state estimation of front frame during straight-line operation

车辆直线运行时,由图 5(c)~(d)和图 6(c)~(d)估计结果可看出,前后构架的横向位移和摇头角位移估计值能迅速收敛于整车模型的数值模拟值,动态响应快并且重合度较高,适合实际运行中的车辆系统进行实时估计。而由图 7 中估计结果可以得到车体的横向振动速度及位移和整车模型的数值模拟值吻合较好,通过观测器估计精度较高,该基于简化轨道车辆横向动力学模型,设计的滑模观测器其估计值能很好地跟踪整车模型的数值模拟值,表现出良好的状态估计

性能。

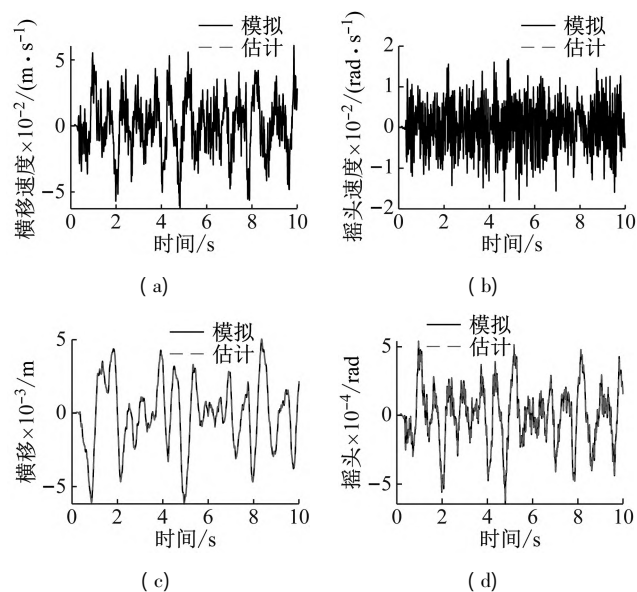


图 6 直线运行时后构架的可测输出与状态估计

Fig. 6 The measurable output and state estimation of latter frame during straight-line operation

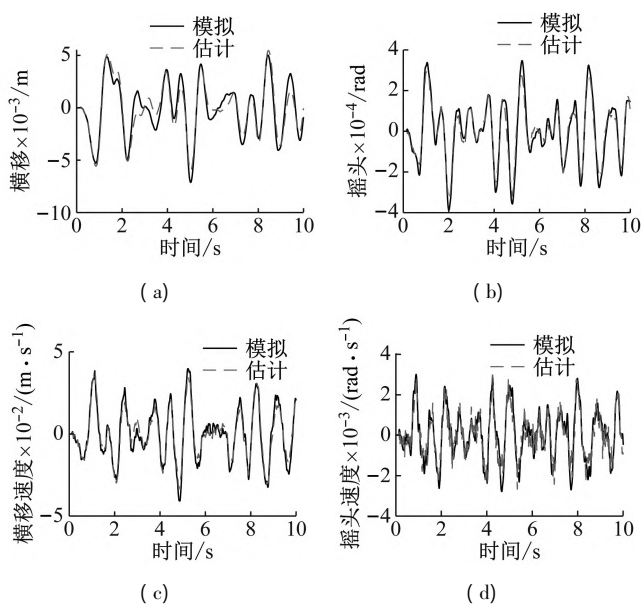


图 7 直线运行时车体的状态估计

Fig. 7 The state estimation of carbody during straight-line operation

4.2 曲线通过时车辆状态估计

车辆曲线通过估计时,其运行速度和轨道不平顺等设置和直线运行时相同。根据 TB 10621—2014《高速铁路设计规范》可知^[18],行车速度 300 km/h 条件下,线路曲线半径使用范围为 4 000 ~ 12 000 m。为测试曲线上对车辆振动状态估计的一般性,选择曲线半径为 5 000 m 和外轨超高 0.15 m,设直线段为 80 m、缓和曲线为 420 m 及圆曲线为 340 m。

前构架和后构架的横移速度和摇头角速度作为系统可测输出,分别如图 8(a)~(b)和图 9(a)~(b)所示,而构架位移状态分别如图 8(c)~(d)和图 9(c)~

(d) 所示以及车体横向振动的估计结果如图 10 所示。

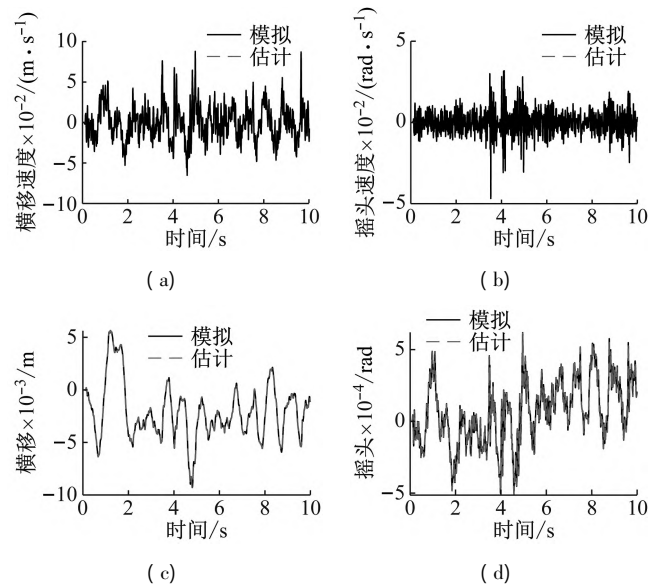


图 8 曲线通过时前构架的可测输出与状态估计
Fig. 8 The measurable output and state estimation of front frame when curve pass

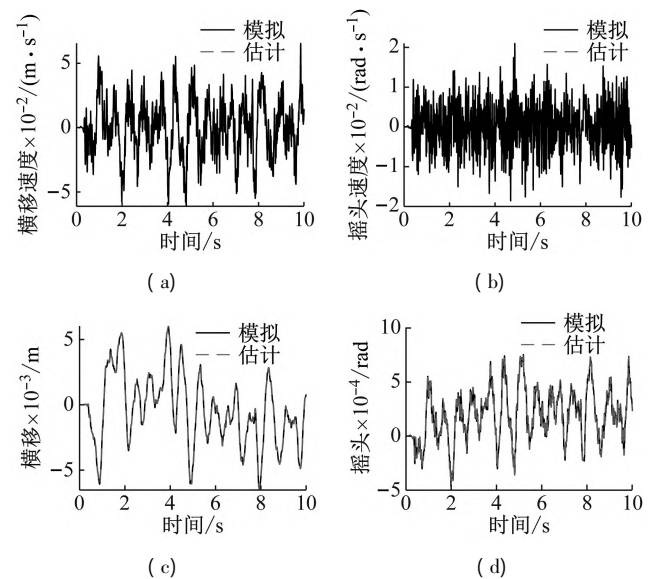


图 9 曲线通过时后构架的可测输出与状态估计
Fig. 9 The measurable output and state estimation of latter frame when curve pass

车辆曲线通过时,由图 8(c) ~ (d) 和图 9(c) ~ (d) 可看出,前后构架的横向位移和摇头角位移估计值和整车模型数值模拟值吻合较好,表明了设计滑模观测器的正确性,可以准确估计车辆振动状态。而由图 10 中可得到车体横向振动速度估计值和模拟值吻合较好,而振动位移估计结果和模拟值有一定偏差,分析可知车辆曲线通过时受离心力和超高等影响,该观测器可以准确估计其动态作用过程,而对车体振动位移的估计存在差别。

4.3 车轮磨耗后车辆状态估计

上述高速列车采用 LMA 新轮,针对直线运行和曲

线通过工况,利用滑模观测器对车辆振动状态进行了估计。但随着车辆运营里程增加,车轮踏面会发生磨耗,轮轨接触等效锥度变大,LMA 新轮与磨耗轮等效锥度对比如图 11 所示。

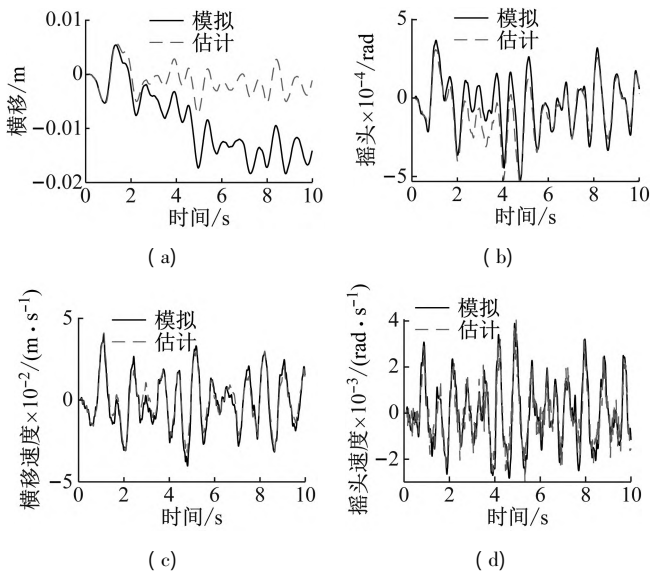


图 10 曲线通过时车体的状态估计
Fig. 10 The state estimation of carbody when curve pass

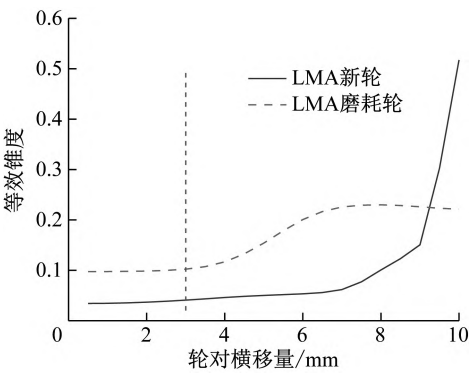


图 11 新轮与磨耗轮等效锥度对比
Fig. 11 The comparison of equivalent taper of new wheel and wear wheel

因此针对该高速列车采用 LMA 磨耗轮时,利用滑模观测器对车辆振动状态进行估计,以测试车轮磨耗后的高速列车直线和曲线工况下的观测器估计性能,结果表明均有较好的估计性能。此处以直线工况为例进行说明。其中,车辆运行速度和轨道不平顺等设置和前述相同。

前构架和后构架的横移速度和摇头角速度作为系统可测输出,分别如图 12(a) ~ (b) 和图 13(a) ~ (b) 所示,而构架位移状态分别如图 12(c) ~ (d) 和图 13(c) ~ (d) 所示以及车体横向振动的估计结果如图 14 所示。

由图 12(c) ~ (d) 和图 13(c) ~ (d) 估计结果可知,前后构架的横向位移和摇头角位移估计值和数值模拟值重合度较高,表明了该观测器由速度状态估计

位移状态精度较高。而由图 14 中可得到车体的横向振动速度及位移和模拟值吻合较好。对比高速列车分别采用新轮和磨耗轮的仿真结果,即图 5~7 和图 12~14,可看出采用磨耗轮时,构架和车体振动更加剧烈,但该方法仍能对其进行有效估计,因此可用于车辆横向运动稳定性演化的研究。

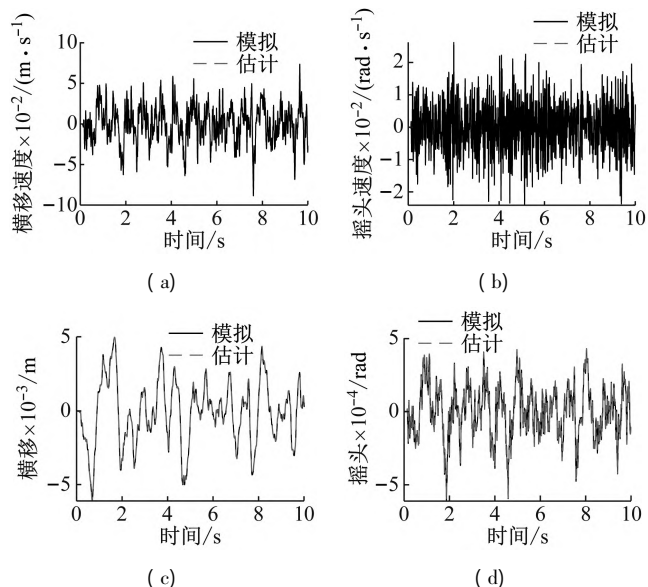


图 12 车轮磨耗后前构架的可测输出与状态估计

Fig. 12 The measurable output and state estimation of front frame after wheel wear

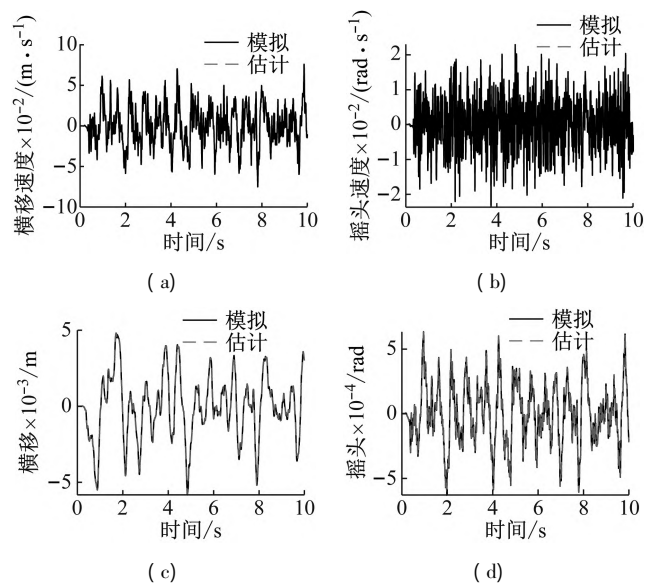


图 13 车轮磨耗后后构架的可测输出与状态估计

Fig. 13 The measurable output and state estimation of latter frame after wheel wear

5 结论

提出了一种基于滑模理论算法的滑模观测器对车辆振动状态进行估计,并利用 SIMPACK 动力学软件建立某型国内高速列车整车仿真模型,设置实测的轨道不平顺谱进行了仿真验证。

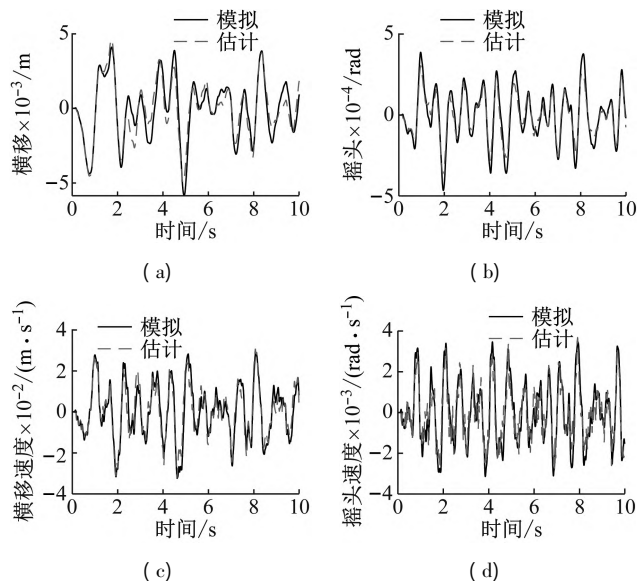


图 14 车轮磨耗后车体的状态估计

Fig. 14 The state estimation of carbody after wheel wear

(1) 该观测器获得的状态估计值能迅速收敛于整车模型的数值模拟值,动态响应快且精度较高,适合实际运行中的车辆系统进行实时估计。

(2) 基于简化轨道车辆横向动力学模型,测量构架的横移和摇头角速度实时估计其振动位移,结果表明估计值和数值模拟值重合度较高,表明了设计滑模观测器的正确性。

(3) 车辆直线运行时,滑模观测器对车体横向振动状态的估计效果较好,而曲线通过时对车体的横移和摇头角速度估计较为准确,对其振动位移的估计存在一定的偏差。

(4) 高速列车采用 LMA 磨耗轮时,该方法仍能对车辆振动状态进行有效估计,因此可用于车辆横向运动稳定性演化的研究。

参考文献

- [1] ZHAI W M, LIU P F, LIN J H, et al. Experimental investigation on vibration behaviour of a CRH train at speed of 350 km/h [J]. International Journal of Rail Transportation, 2015, 3(1): 1-16.
- [2] FU B, GIOSSI R L, PERSSON R, et al. Active suspension in railway vehicles: a literature survey [J]. Railway Engineering Science 2020, 28(1): 3-35.
- [3] 吴学杰, 王月明, 张立民, 等. 高速列车横向悬挂主动、半主动控制技术研究 [J]. 铁道学报, 2006, 28(1): 50-54. WU Xuejie, WANG Yueying, ZHANG Limin, et al. Research on active and semi-active vibration control technology for lateral suspension systems of high-speed trains [J]. Journal of the China Railway Society 2006, 28(1): 50-54.
- [4] 杨绍普, 刘永强. 轨道车辆动力学与控制研究进展 [J]. 动力学与控制学报, 2020, 18(3): 1-4. YANG Shaopu, LIU Yongqiang. Development of railway vehicle dynamics and control [J]. Journal of Dynamics and Control 2020, 18(3): 1-4.
- [5] GOTO O, NEGORO S, KOIZUMI S, et al. Practical use of

active suspension system for railway vehicles ,the second report [C] // The Proceedings of the Transportation and Logistics Conference. Tokyo: JSME ,2002.

- [6] 黄彩虹,曾京,魏来. 铁道车辆蛇行稳定性主动控制综述[J]. 交通运输工程学报 2021 21(1):267-284.
HUANG Caihong,ZENG Jing,WEI Lai. Review on active control of hunting stability for railway vehicles[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(1): 267-284.
- [7] YAO Yuan, LI Guang, SARDAHI Y, et al. Stability enhancement of a high-speed train bogie using active mass inertial actuators [J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 57(3): 389-407.
- [8] YAO Yuan, WU Guosong, SARDAHI Y, et al. Hunting stability analysis of high-speed train bogie under the frame lateral vibration active control[J]. Vehicle System Dynamics, 2019 56(2): 297-318.
- [9] 卢凡,陈思忠,刘畅,等. 基于 Kalman 滤波器的车辆振动速度估计[J]. 振动与冲击 2014 33(13):111-116.
LU Fan,CHEN Sizhong,LIU Chang,et al. Vehicle vibration velocity estimation based on Kalman filter [J]. Journal of Vibration and Shock 2014 33(13): 111-116.
- [10] 麻颖俊,郭洪艳,陈虹,等. 基于滑模观测器的汽车轮胎力级联估计方法[J]. 信息与控制 2016 45(2):177-184.
MA Yingjun, GUO Hongyan, CHEN Hong, et al. Cascade tire-force estimation method based on sliding-mode observer [J]. Information and Control 2016 45(2):177-184.
- [11] 赵林辉,刘志远,陈虹. 一种车辆状态滑模观测器的设计方法[J]. 电机与控制学报 2009 13(4):565-570.
ZHAO Linhui,LIU Zhiyuan,CHEN Hong. Design method of sliding mode observer for vehicle state [J]. Electric Machines

and Control 2009 13(4): 565-570.

- [12] 朱海燕,曾庆涛,王宇豪,等. 高速列车动力学性能研究进展[J]. 交通运输工程学报 2021 21(3):57-92.
ZHU Haiyan,ZENG Qingtao,WANG Yuhao,et al. Research progress on dynamics performance of high-speed train [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(3): 57-92.
- [13] 刘孟奇,陶功权,肖国放,等. 中高频激励下轮轨不同建模方法对轮轨动态相互作用的影响[J]. 振动与冲击 2021, 40(10):150-158.
LIU Mengqi,TAO Gongquan,XIAO Guofang,et al. Influence of wheelset and track modelling approaches on wheel-rail dynamic interaction under the excitation of medium-high frequency [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(10):150-158.
- [14] 白瑾瑜,曾京,石怀龙,等. 抗蛇行减振器对高速列车稳定性的影响[J]. 振动与冲击 2020 39(23):78-83.
BAI Jinyu,ZENG Jing,SHI Huailong,et al. Effects of anti-hunting shock absorber on stability of high-speed train [J]. Journal of Vibration and Shock 2020 39(23): 78-83.
- [15] SPURGEON S K. Sliding mode observers: a survey [J]. International Journal of Systems Science, 2008, 39(8): 751-764.
- [16] SHTESSEL Y,EDWARDS C,FRIDMAN L,et al. Sliding mode control and observation [M]. New York: Springer, 2014.
- [17] LI J Y, LIU L Y, KOU D H. Wu Guang high-speed rail track irregularity power spectrum analysis [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014 638/639/640: 1224-1228.
- [18] 国家铁路局. 高速铁路设计规范: TB 10621—2014 [S]. 北京: 中国铁道出版社 2014.

(上接第142页)

- [11] TIAN Y, ZHANG Y, FU Y, et al. Tdan: Temporally-deformable alignment network for video super-resolution [C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2020.
- [12] XUE T, CHEN B, WU J, et al. Video enhancement with task-oriented flow [J]. International Journal of Computer Vision, 2019, 127(8): 1106-1125.
- [13] DAI J, QI H, XIONG Y, et al. Deformable convolutional networks [C] // Proceedings of the IEEE International Conference on Computer Vision. 2017.
- [14] WANG X, CHAN K C K, YU K, et al. Edvr: Video restoration with enhanced deformable convolutional networks [C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition Workshops. 2019.
- [15] FUKAMI K, FUKAGATA K, TAIRA K. Super-resolution reconstruction of turbulent flows with machine learning [J]. Journal of Fluid Mechanics, 2019, 870: 106-120.
- [16] XIANG X, TIAN Y, ZHANG Y, et al. Zooming slow-mo: Fast and accurate one-stage space-time video super-resolution [C]//Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer

Vision and Pattern Recognition. 2020.

- [17] SHI W, CABALLERO J, HUSZÁR F, et al. Real-time single image and video super-resolution using an efficient sub-pixel convolutional neural network [C]// Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2016.
- [18] PAN J, BAI H, TANG J. Cascaded deep video deblurring using temporal sharpness prior [C] // Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2020.
- [19] XU Y, GAO L, TIAN K, et al. Non-local convlstm for video compression artifact reduction [C]//Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision. 2019.
- [20] SHI X, CHEN Z, WANG H, et al. Convolutional LSTM network: A machine learning approach for precipitation nowcasting [J]. Advances in Neural Information Processing Systems, 2015, 28: 802-810.
- [21] LAI W S, HUANG J B, AHUJA N, et al. Deep laplacian pyramid networks for fast and accurate super-resolution [C]// Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2017.