

DOI:10.11918/202405065

基于复模态分析与并行遗传算法的车辆动力参数识别

施剑锋¹, 丁勇¹, 沈伯衡¹, 韩凌霄¹, 谢旭²

(1. 宁波大学 土木工程系, 浙江 宁波 315211; 2. 浙江大学 建筑工程学院, 杭州 310058)

摘要: 获取准确的车辆动力参数是车桥耦合振动分析与桥梁健康监测的前提, 为此, 提出了一种基于复模态分析与多核并行遗传算法的车辆动力参数快速识别方法。首先, 改进了复模态理论结合有限元方法获取车辆自振频率、阻尼比、模态振型的算法; 然后, 提出了车辆动力参数识别的多核并行遗传算法, 采用多目标适应度评价, 以快速、准确地识别车辆刚度、阻尼、转动惯量; 最后, 采用车轮跌落振动实验和环境激励峰值法实测车辆的模态, 获取用于适应度评价的自振频率、阻尼比和振型。通过对轻型汽车、重型卡车的动力参数进行识别进行验证, 结果表明: 用识别的车辆动力参数计算得到的车辆振动模态, 与实测振动模态吻合, 其中前3阶固有频率的最大误差为0.8%、阻尼比最大误差为1.3%, 计算与实测振型向量之间的夹角余弦接近1; 车辆的分析模型有必要增加车体的扭转阻尼, 以准确反映实际车辆的扭转振动特性; 多核并行算法大大加速了识别过程。16核心CPU在15核心并行时的加速比达到最大值12.5, 在复杂车辆的多目标、多参数识别中, 采用多核并行算法是非常有效的。

关键词: 车桥耦合振动; 车辆有限元模型; 复模态分析; 动力参数识别; 多核并行计算; 遗传算法

中图分类号: U441 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2025)07-0042-10

Vehicle parameter identification based on complex mode analysis and parallel genetic algorithm

SHI Jianfeng¹, DING Yong¹, SHEN Boheng¹, HAN Lingxia¹, XIE Xu²

(1. Department of Civil Engineering, Ningbo University, Ningbo 315211, Zhejiang, China;

2. College of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China)

Abstract: Accurate vehicle dynamic parameter identification is a prerequisite for vehicle-bridge coupling vibration analysis and bridge health monitoring. This study proposes a rapid identification method for the vehicle dynamic parameters based on complex modal analysis and multi-core parallel genetic algorithm. Firstly, an algorithm combining the complex modal theory with the finite element method is improved to calculate the natural frequencies, damping ratios, and modal shapes of vehicles. Subsequently, a multi-core parallel genetic algorithm for the vehicle dynamic parameter identification is proposed, in which the fitness evaluation of multiple objectives including natural frequencies, damping ratios and mode shapes is adopted, and the dynamic parameters including stiffness coefficient, damping coefficients and moments of inertia of the vehicle model can be rapidly and accurately identified. Finally, the wheel-drop-vibration experiment and ambient-excitation peak method are used in modal analysis of practical vehicle to obtain the measured natural frequencies, damping ratios and vibration modes, which are used in the fitness evaluation. The above methods have been validated by the dynamic parameters identification of the practical light car and heavy truck, and the results show that: vehicle vibration modes calculated with the identified vehicle dynamics parameters are in good agreement with the measured vibration modes, in which the maximum error of the first three natural frequency is 0.8%, the maximum error of the damping ratio is 1.3%, and the cosines of the angle between the calculated and measured vibration mode vectors are close to 1; incorporating body torsional damping is critical to accurately capture the torsional vibration characteristics of real vehicles; the multi-core parallel algorithm greatly accelerates the identification process. The acceleration ratio of 16-core CPU reaches the maximum value of 12.5 when 15 cores are in parallel. Therefore, the multi-core parallel algorithm is very effective in multi-objective and multi-parameter identification of complex vehicles.

Keywords: vehicle-bridge coupling vibration; vehicle finite element model; complex modal analysis; dynamic parameter identification; multi-core parallel computing; genetic algorithm

收稿日期: 2024-05-28; 录用日期: 2024-08-22; 网络首发日期: 2025-02-20

网络首发地址: <https://link.cnki.net/urlid/23.1235.t.20250219.1730.005>

基金项目: 国家自然科学基金(52178174); 浙江省自然科学基金(LTGS24E080002); 宁波市交通运输科技项目(202447)

作者简介: 施剑锋(2000—), 男, 硕士研究生; 丁勇(1975—), 男, 教授, 博士生导师

通信作者: 丁勇, dingyong@nbu.edu.cn

车辆在桥梁上行驶时,其与桥梁结构的振动相互影响,形成车桥耦合振动。对车桥耦合振动进行准确的分析,是桥梁冲击荷载、振动与噪声、健康监测等研究的基础;而获取准确的车辆动力参数,则是车桥耦合振动分析的前提条件^[1-3]。因此,车辆动力参数识别具有重要的应用价值。

获取车辆动力参数主要有3种方法。第1种方法是整车物理参数实验,该方法在车辆设计制造阶段进行,可以获得准确的动力参数,但是这些参数往往是车辆的技术机密,很难被桥梁结构研究者得到^[4-5]。第2种方法是对既有车辆进行静、动态测试。在静态测试中,通过压载称重和位移测量的方法,得到车辆的质量、部分弹簧参数,但是无法得到阻尼参数。在动态测试中,通过振动模态分析和参数反演的方法,获取车辆的阻尼、转动惯量等参数。由于采用了理论车辆模型,目前这种动态测试方法仅识别了简单车辆模型的少数参数^[6-7]。待识别参数较多时,存在着识别精度不足、识别结果不唯一、计算速度较慢等缺点,不适应复杂车辆模型的多参数识别,以及桥梁健康监测所需的快速实时的动力参数识别。第3种方法是直接选用文献中提供的车辆动力参数,这些动力参数通常来自统计数据、文献调研与分析^[8-9]。在实际的车桥耦合振动实验中,由于车辆的类型不同、生产厂家不同、新旧程度不同,其动力参数往往与文献中的数据存在差别,因此有必要通过实测与分析,获取准确的车辆动力参数。

基于上述背景,本文提出了一种通用的车辆动力参数识别方法,主要分为以下几步:1)通过三维有限单元法建立能适应各类车辆的计算模型。2)提出用复模态分析和遗传算法,识别车辆弹簧刚度、阻尼系数、转动惯量等动力参数的理论方法;采用综合频率、阻尼比、振型的多目标适应度评价方法,确保识别精度。3)发展了车辆识别的多核并行算法,提高了多目标、多参数识别的速度。4)通过跳车实验

与振动峰值激励法,获取动力参数识别所需的自振频率、阻尼比、振型等模态参数;最后,通过轻型汽车、重型卡车等两种典型车辆的实例研究,验证了本方法可以快速、准确地得到车辆的动力参数,从而为车桥耦合振动、桥梁健康监测等后继应用打下基础。

1 车辆模型的动力参数识别方法

1.1 车辆与有限元模型

本文采用有限元法,以轻型汽车、重型卡车为例,建立了能适应各类车辆的三维计算模型。

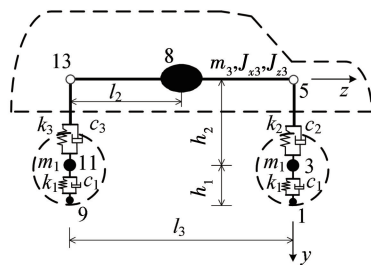
1.1.1 轻型汽车

图1为某轻型汽车及其有限元模型,该模型由14个单元、15个节点组成,其中与地面接触的4个弹簧—阻尼单元代表轮胎,轮胎与车体之间的4个弹簧—阻尼单元代表车体悬架,其余6个刚性梁单元代表车体。与以往的车辆模型相比^[4,10],本模型增加了扭转阻尼单元(c_4),以反映车体扭转时的阻尼特性。

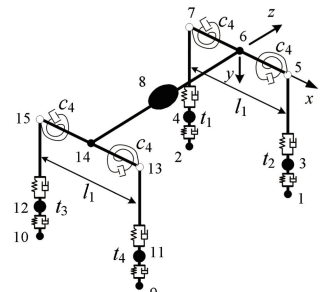
车辆模型的部分参数由静态称重和长度测量得到,其中车辆实测参数包括:前轴质量为900 kg、后轴质量为655 kg、左右轮间距为1.6 m、前后轮间距为2.71 m、后轴到质心的距离为1.56 m,其他参数主要通过识别得到。轻型汽车的待识别参数以及取值包括:车轮刚度取200~400 kN/m、前悬架刚度取20~80 kN/m、后悬架刚度取20~80 kN/m、车轮阻尼取0.1~0.3 kN·s/m、前悬架阻尼取0.5~2.0 kN·s/m、后悬架阻尼取0.5~2.0 kN·s/m、车体扭转阻尼取0.1~2.0 kN·s/m、车体质量取1 200~1 400 kg、车体绕x轴转动惯量取1 200~1 800 kg·m²、车体绕z轴转动惯量取1 200~1 600 kg·m²,其中刚度的取值范围参考简单加载试验,阻尼的取值范围由文献数据及试算确定^[10]。给定合理的待识别参数取值范围,是保证后继多参数识别获得唯一解的重要措施。



(a) 轻型汽车照片



(b) 模型侧视示意图



(c) 模型透视示意图

图1 轻型汽车及其三维有限元模型

Fig.1 3D Finite element model of light car

图 1 中轻型汽车的质心位置由车体的平衡方程得到,即

$$l_2 = \frac{M_1 l_3}{M_1 + M_2} \quad (1)$$

式中: l_2 为后轴到质心的距离, l_3 为测量得到的前后轴距, M_1 、 M_2 分别为称重得到的前、后轴质量。

车轮质量为

$$m_1 = \frac{M_1 + M_2 - m_3}{4} \quad (2)$$

式中 m_3 为待识别的车体质量。因此车轮质量 m_1 是 m_3 的关联量,不需要单独识别。需要指出的是,无论是轻型汽车还是重型卡车,识别得到的车轮质量包含轮胎、轮毂、车轴的簧下质量,均比单独轮胎的质量大得多。

1.1.2 重型卡车

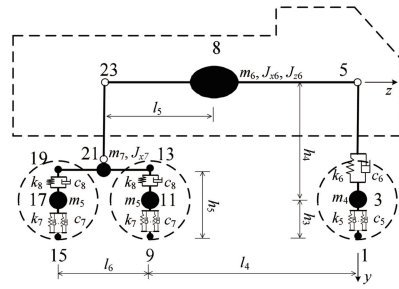
图 2 为某重型卡车及其有限元模型。该模型由 28 个单元、25 个节点组成,其中与地面接触的 6 个弹簧—阻尼单元代表轮胎,轮胎与车体之间的 6 个弹簧—阻尼单元代表车体悬架,其余 16 个刚性梁单元代表车体各部分。与以往的重型卡车模型相

比^[11-12],本模型增加了扭转阻尼单元(c_9 、 c_{10}),以反映车体扭转时的阻尼特性。

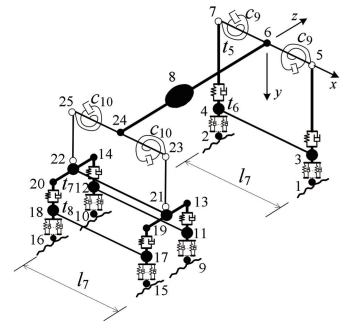
车辆模型的部分参数由静态称重和长度测量得到,其中车辆实测参数包括:前轴质量 9 870 kg、中后轴质量 9 870 kg、左右轮间距 1.8 m、前中轮间距 4.3 m、中后轮间距 1.35 m、中后轴的中心到质心的距离 1.28 m,其余参数通过识别得到。重型卡车的待识别参数以及取值包括:前轮刚度取 800 ~ 2 000 kN/m、前悬架刚度取 1 000 ~ 2 000 kN/m、中后轮刚度取 1 500 ~ 3 500 kN/m、中后悬架刚度取 1 500 ~ 3 000 kN/m、前轮阻尼取 0.5 ~ 6.0 kN·s/m、前悬架阻尼取 12 ~ 20 kN·s/m、中后轮阻尼取 1 ~ 12 kN·s/m、中后悬架阻尼取 40 ~ 80 kN·s/m、车体前部扭转阻尼取 10 ~ 30 kN·s/m、车体后部扭转阻尼取 10 ~ 40 kN·s/m、车体质量取 34 000 ~ 36 000 kg、车后桥质量取 200 ~ 300 kg、车体绕 x 轴转动惯量取 80 000 ~ 100 000 kg·m²、车体绕 z 轴转动惯量取 70 000 ~ 90 000 kg·m²、后桥绕 x 轴转动惯量取 25 ~ 35 kg·m²,其中刚度的取值范围由简单加载测量得到,阻尼的取值范围则参考文献[12-13]数据。



(a) 重型卡车照片



(b) 模型侧视示意图



(c) 模型透视示意图

图 2 重型卡车及其三维有限元模型

Fig.2 3D Finite element model of heavy truck

图 2 中,重型卡车的质心位置 l_5 由车体的平衡方程得到,即

$$l_5 = \frac{M_3 l}{M_3 + M_4} \quad (3)$$

式中 l 为中后轴的中心到前轴的距离,计算方法为

$$l = l_4 + \frac{l_6}{2} \quad (4)$$

由于图 2 中卡车的前轮为单轮、中后轮为双轮,根据平衡方程,得到前轮、中后轮的质量分别为

$$m_4 = \frac{m_5}{2} = \frac{M_3 + M_4 - m_6 - m_7}{10} \quad (5)$$

式中: m_4 为单个前轮质量、 m_5 为单个中后轮质量,都是待识别量中车体质量 m_6 、车后桥质量 m_7 的关联量。

1.2 车辆振动的复模态分析

为了识别车辆模型的物理参数,首先提出车辆振动特性的复模态分析方法。以图 1、2 所示的车辆有限元模型为例,其振动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (6)$$

式中: \mathbf{u} 为系统的位移向量, \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别为系统的质量、阻尼、刚度矩阵。引入状态变量 $\mathbf{Z} = [\mathbf{u} \ \dot{\mathbf{u}}]^T$,则式(6)转变^[14]为

$$\dot{\mathbf{Z}} - \mathbf{A}\mathbf{Z} = \mathbf{0} \quad (7)$$

其中 \mathbf{A} 为 $2n \times 2n$ 阶的系统状态矩阵, n 为车辆模型的自由度数,即

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} \quad (8)$$

其中 \mathbf{I} 为对角元素为 1 的 n 阶单位矩阵。

方程(7)的特解为

$$\mathbf{Z} = \boldsymbol{\varphi} e^{\lambda t} = \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\psi} \\ \lambda \boldsymbol{\psi} \end{Bmatrix} e^{\lambda t} \quad (9)$$

式中: $\boldsymbol{\varphi}$ 为复特征向量, $\boldsymbol{\psi}$ 为系统模态向量, λ 为复模态特征值(复频率)。

将式(9)代入式(7),得到

$$(\lambda \mathbf{I} - \mathbf{A}) \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{0} \quad (10)$$

方程(10)的特征方程为

$$|\lambda \mathbf{I} - \mathbf{A}| = 0 \quad (11)$$

解上述特征值问题得到 $2n$ 个共轭特征值 λ_i 、 λ_i^* , 其中 $i=1, 2, \dots, n$, 有

$$\begin{cases} \lambda_i = -\sigma_{mi} + j\omega_{mdi} \\ \lambda_i^* = -\sigma_{mi} - j\omega_{mdi} \end{cases} \quad (12)$$

复模态阻尼固有频率 f_{di} 计算公式为

$$f_{di} = \frac{\omega_{mdi}}{2\pi} \quad (13)$$

系统的复模态阻尼比 ζ_{mi} 计算公式为

$$\zeta_{mi} = \frac{\sigma_{mi}}{\sqrt{\sigma_{mi}^2 + \omega_{mdi}^2}} \quad (14)$$

将特征值 λ_i 、 λ_i^* 代入式(10), 得到 $2n$ 个共轭复特征向量 $\boldsymbol{\varphi}_i$ 、 $\boldsymbol{\varphi}_i^*$:

$$\boldsymbol{\varphi}_i = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\psi}_i \\ \lambda_i \boldsymbol{\psi}_i \end{bmatrix}, i=1, 2, \dots, n \quad (15)$$

$$\boldsymbol{\varphi}_i^* = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\psi}_i^* \\ \lambda_i^* \boldsymbol{\psi}_i^* \end{bmatrix}, i=1, 2, \dots, n \quad (16)$$

式中 $\boldsymbol{\psi}_i$ 、 $\boldsymbol{\psi}_i^*$ 为一组振动系统的共轭模态向量, 为 n 维复向量。

由于车辆结构一般不是黏滞比例阻尼, 因此不能进行实数分析, 也不存在固有振型, 可以复模态分析得到物理坐标系中自由振动的位移响应^[14]:

$$\mathbf{u} = \sum_{i=1}^n [T_i e^{-\sigma_{mi} t} (\boldsymbol{\psi}_i e^{j(\omega_{mdi} t + \theta_i)} + \boldsymbol{\psi}_i^* e^{-j(\omega_{mdi} t + \theta_i)})] \quad (17)$$

式中: \mathbf{u} 为系统各物理坐标点在 t 时刻的位移向量, 该向量由复模态阻尼固有频率为 ω_{mdi} ($i=1, 2, \dots, n$) 的各阶振型叠加得到; θ_i 为第 i 阶振型对应的初相位。根据上式, 系统中的某个物理坐标点 k 以复模态阻尼固有频率 ω_{mdi} 作振动时, 振动规律为

$$u_{ki} = 2T_i \eta_{ki} e^{-\sigma_{mi} t} \cos(\omega_{mdi} t + \theta_i + \gamma_{ki}) \quad (18)$$

其中 $2T_i$ 为第 i 阶复模态的总体幅值, η_{ki} 为振型幅值, $\theta_i + \gamma_{ki}$ 为振动初相位, $i, k=1, 2, \dots, n$ 。由此可见, 系统主模态振型以行波形式展现, 各点初相位与其物理坐标相关, 数值不一定相同, 振动过程中也不是同时到达平衡位置或最大位置。以第 i 阶复模态

下的坐标点 k_1 和 k_2 为例, 其分别在 t_1 和 t_2 时刻达到振动最大位置, 即

$$u_{k_1 i} = 2T_i \eta_{k_1 i} e^{-\sigma_{mi} t_1}, x_{k_2 i} = 2T_i \eta_{k_2 i} e^{-\sigma_{mi} t_2} \quad (19)$$

两者之比为

$$\frac{u_{k_1 i}}{u_{k_2 i}} = \frac{\eta_{k_1 i}}{\eta_{k_2 i}} e^{-\sigma_{mi}(t_1 - t_2)} \quad (20)$$

由此可见, k_1 点和 k_2 点位移比值与振型幅值之比并不相等。在小阻尼情况下, 用复模态分析求得物理系统各点在各阶振动下的振型幅值 η_{ki} , 然后获取各点振型幅值的比值, 近似得到结构振型。

1.3 车辆动力参数识别的多核并行遗传算法

基于 1.2 节的复模态分析理论, 结合多核并行遗传算法, 可以由车辆振动模态快速识别车辆模型的弹簧刚度、阻尼系数、惯性质量等物理参数。

1.3.1 车辆动力参数识别的遗传算法

遗传算法通过模拟生物体进化规律, 将问题的求解过程转换成类似生物进化中的选择、交叉、变异等过程, 得到反问题的最优解^[15]。

1) 待识别参数。车辆模型中待识别的物理参数是单元刚度、阻尼、转动惯量等, 为了提高识别的效率与准确率, 首先根据文献调研与加载实测, 确定轻型汽车和重型卡车的待识别参数的取值范围分别见上文。

2) 适应度。计算结果的适应度以实测得到的车辆模态参数为比较对象, 为了提高识别精度, 提出用固有频率、模态阻尼比、振型的综合误差来评价适应度:

$$R_i = \sum_{j=1}^n \left| \frac{f_{i,j} - f_j}{f_j} \right| + \sum_{j=1}^n \left| \frac{\zeta_{i,j} - \zeta_j}{\zeta_j} \right| + \sum_{j=1}^n (1 - |\cos \theta_{i,j}|) \quad (21)$$

式中: R_i 为第 i 个样本的综合误差; n 为能够反映振动特征的低阶振型个数; $f_{i,j}$ 、 $\zeta_{i,j}$ 分别为第 i 个样本的第 j 个计算自振频率和阻尼比, f_j 、 ζ_j 分别为第 j 个实测自振频率和阻尼比; $\cos \theta_{i,j}$ 为第 i 个样本的第 j 个计算振型向量与实测振型向量的夹角余弦, 定义为

$$\cos \theta_{ij} = \frac{\mathbf{a} \cdot \mathbf{b}}{|\mathbf{a}| |\mathbf{b}|} \quad (22)$$

其中 \mathbf{a} 、 \mathbf{b} 分别为计算和实测得到的结构振型向量, 有

$$\mathbf{a} = (a_1, a_2, \dots, a_3), \mathbf{b} = (b_1, b_2, \dots, b_3) \quad (23)$$

其中 a_k 、 b_k ($k=1, \dots, n$) 分别为车辆模型第 k 个自由度上的振型分量。| $\cos \theta_{i,j}$ | 越接近 1, 说明计算与实测得到的振型向量越相似。

样本的综合误差越小, 适应度就越大, 因此可用误差的倒数来定义适应度:

$$F_i = 1/R_i \quad (24)$$

式中 F_i 表示第 i 组样本的适应度。各样本适应度按从大到小排列,排序越靠前,适应度越高。当最小样本误差小于允许值、或者遗传代数超过设定值时,终止迭代并输出最优样本。

3) 选择。选择是保留适应度大的样本,淘汰适应度小的样本。因为所有样本的适应度在选择前已经生成,所以具体操作时,只需将样本按照适应度从高到低排序,根据给定的存活概率 p_s ,保留适应度前 p_s 的样本,其余淘汰,并用交叉繁殖的样本来代替。

4) 交叉。交叉是把两个父体的部分结构加以替换重组,生成新样本的操作。本文两个父样本交叉时,采用离散重组方式,即子样本的每个变量按照等概率随机选取父样本的对应变量^[16]:

$$\mathbf{X}' = \mathbf{X}_a + \alpha(\mathbf{X}_b - \mathbf{X}_a) \quad (25)$$

式中: \mathbf{X}' 为交叉后产生的子样本, \mathbf{X}_a 、 \mathbf{X}_b 分别为父样本 a 和 b 。

$$\mathbf{X}' = (x'_1, x'_2, \dots, x'_m) \quad (26)$$

$$\mathbf{X}_a = (x_{a,1}, x_{a,2}, \dots, x_{a,m}) \quad (27)$$

$$\mathbf{X}_b = (x_{b,1}, x_{b,2}, \dots, x_{b,m}) \quad (28)$$

α 是 0 或 1 之间随机取值的对角矩阵:

$$\alpha = \text{diag}\{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m\} \quad (29)$$

其中各个分量 α_i ($i = 1, 2, \dots, m$) 随机取为 0 或 1, m 为每个样本的待识别参数数量。

交叉的父系样本来自适应度排在前 p_s 比例的样本,生成的子样本 \mathbf{X}' 用于替换淘汰下来的样本。

5) 变异。变异是为了提高遗传算法的局部寻优能力,随机选择比例为 p_m 的样本发生变异:

$$\mathbf{X}' = \mathbf{X}_{\min} + \beta(\mathbf{X}_{\max} - \mathbf{X}_{\min}) \quad (30)$$

式中: \mathbf{X}' 为变异后的新样本, \mathbf{X}_{\min} 为各变量取值的下限数组, \mathbf{X}_{\max} 为各变量取值的上限数组。

$$\mathbf{X}' = (x'_1, x'_2, \dots, x'_m) \quad (31)$$

$$\mathbf{X}_{\min} = (x_{\min,1}, x_{\min,2}, \dots, x_{\min,m}) \quad (32)$$

$$\mathbf{X}_{\max} = (x_{\max,1}, x_{\max,2}, \dots, x_{\max,m}) \quad (33)$$

β 是对角矩阵:

$$\beta = \text{diag}\{\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_m\} \quad (34)$$

其中各个分量 β_i ($i = 1, 2, \dots, m$) 为 0 ~ 1 之间的随机数。

1.3.2 遗传算法的多核并行计算

因为参与演化的种群由多个独立样本组成,样本的适应度、交叉、变异等计算都可独立进行,所以遗传算法具有内在的并行性^[17]。近年来,随着多核 CPU 的普及,在单台微机上实现并行计算成为可能。软件支持方面,OpenMP 作为一种用于共享内存的多线程并行方案,可以方便地支持 C、Fortran 等并行计算程序^[18]。本文编制了遗传算法识别车辆物理参数的程序,流程如图 3 所示,并行计算占比

高,并行区域主要有 3 处:1) 初代样本的生成与适应度计算;2) 淘汰样本的交叉繁殖与适应度计算;3) 变异样本与适应度计算。

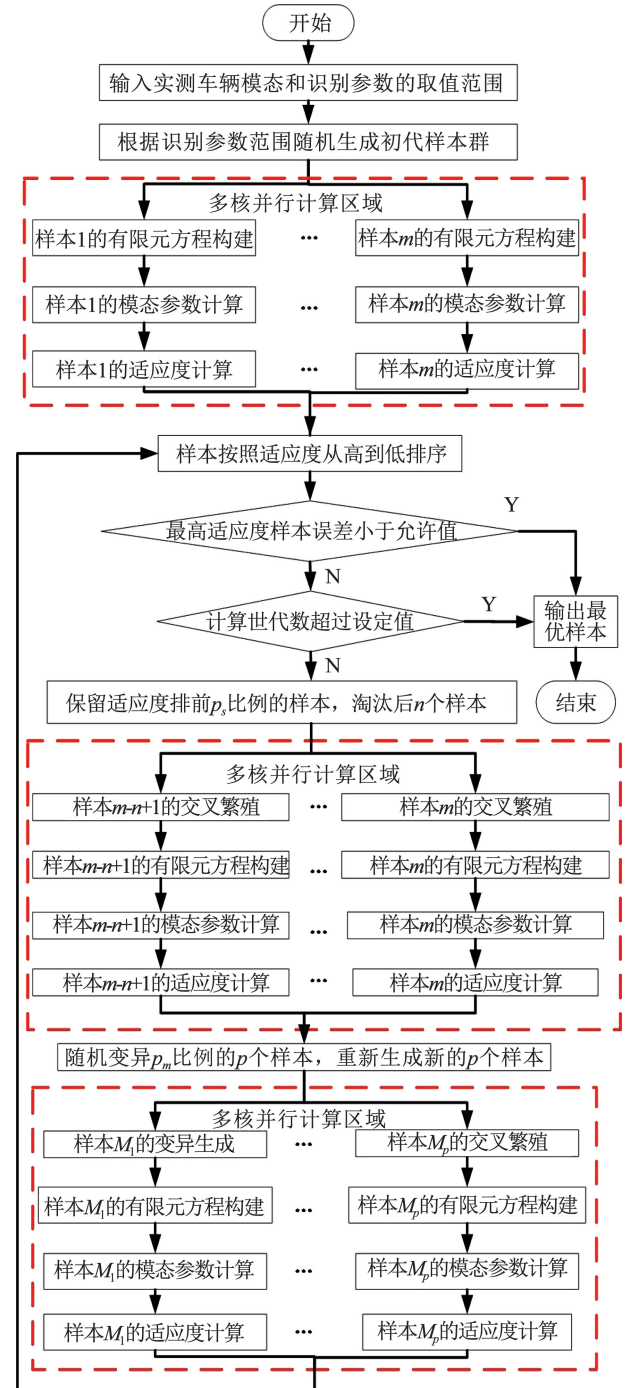


图 3 车辆动力参数识别的并行遗传算法流程

Fig. 3 Flow chart of parallel genetic algorithm for vehicle dynamic parameter identification

2 车辆振动测试与模态分析

上述车辆动力参数识别的适应度评价中用到的自振频率、阻尼比、振型等模态参数,由车辆振动测试与模态分析得到。

2.1 车辆振动测试

对图 1、2 车辆进行振动测试,采用简易的车轮

跌落实验,即将车轮开上一个台阶,慢慢行驶使轮胎跌落,利用频率响应为0.5~6 000 Hz的DH131E加速度传感器,获得模态分析所需的车辆振动数据。

2.1.1 轻型汽车车轮跌落实验

对轻型汽车分别进行前轮、后轮、左轮的跌落实验,由此得到前后、左右等振动模态,全面反映车辆的振动特性。实验过程中,测试了 t_1 、 t_2 、 t_3 、 t_4 (图1(b))4个车轮轴心位置的加速度。以轻型汽车左轮跌落实验为例,实测加速度如图4所示。

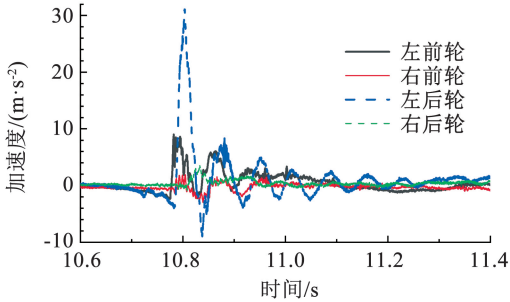


图4 轻型汽车左轮跌落实验中各测点加速度

Fig. 4 Accelerations in left-wheel-drop test of light car

2.1.2 重型卡车车轮跌落实验

对重型卡车分别进行前轮、后轮、左轮跌落实验,由此来分析重型卡车的振动模态。实验过程中,测试了 t_5 、 t_6 、 t_7 、 t_8 (图2(b))左侧轮轴及其上方车体等4个位置的加速度。以重型卡车左轮跌落实验为例,实测加速度如图5所示。

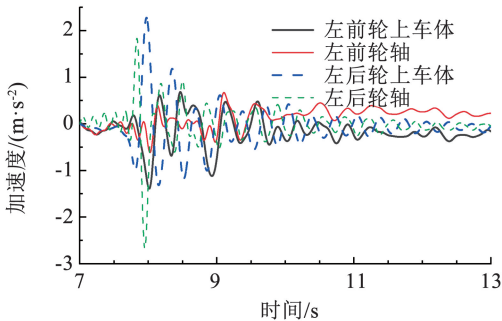


图5 重型卡车左轮跌落实验各测点加速度

Fig. 5 Acceleration in left-wheel-drop test of heavy truck

2.2 车辆的模态分析

2.2.1 模态分析方法

根据上述车轮跌落实验得到的振动加速度,采用环境激励峰值法来识别车辆模态^[19]。首先计算各测点振动加速度的自功率谱密度,并以结构上响应较大的点作为统一的参考点,来计算互功率密度函数的幅值和相位。在这个过程中,用自功率谱密度函数 $G_{xx}(f)$,描述振动信号在单位频率带宽内的平均功率,即

$$G_{xx}(f) = \frac{1}{\Delta f} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t, f, \Delta f) dt \quad (35)$$

式中:振动信号 x 在本文中选取为加速度, f 为频率, Δf 为频率带宽, T 为时间段长度, t 为时间。互功率谱密度函数, $G_{xy}(f)$,则是两组振动信号对应的互相关函数的傅里叶变换,即

$$G_{xy}(f) = \frac{1}{\Delta f} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t, f, \Delta f) y(t, f, \Delta f) dt \quad (36)$$

式中 x 、 y 分别为两个测点的加速度。

然后,通过峰值拾取法从自功率谱或者互功率谱图中获取峰值频率,即为可能的结构自振频率。同时根据互谱相位判断该频率点是否为假峰,一般来说,若峰值点的互谱相位在 0° 或 180° 附近,可认为该频率点为结构的固有频率点。必要时可以进一步引入相干函数加强判断。

结构阻尼比 ζ 由自功率谱密度函数的共振峰值结合半功率带宽法计算,计算公式为

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \quad (37)$$

式中 ω_n 为自功率谱中拾取的峰值频率,取峰值纵坐标的 $1/\sqrt{2}$ 做一水平线可得与功率谱曲线的两个交点,即为半功率点 ω_1 、 ω_2 。

最后,由固有频率点处的传递函数得到各阶振型,近似地将传递函数的幅值作为振型的大小,由互谱的相位判断响应点的振型方向,通常认为相位差在 0° 附近的两个测点为同向振动,而相位差在 $\pm 180^\circ$ 附近的则为反向振动。

2.2.2 轻型汽车的模态分析

以图1所示轻型汽车的左轮跌落实验为例,测点 t_3 (左后轮轴)的振幅较大,因此选为参考点。测点 t_1 (左前轮轴)与 t_3 测点的互功率谱密度函数如图6所示,其峰值频率即为可能的自振频率,进一步可以得到互谱相位和相干系数,如表1所示。

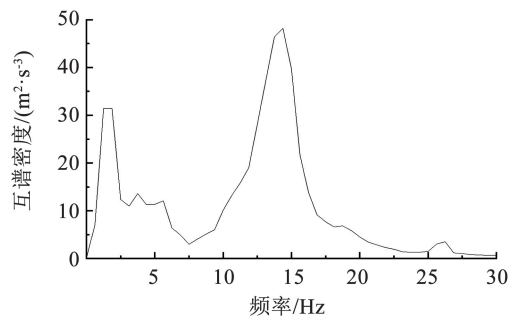


图6 轻型汽车左轮跌落实验测点 t_3 与 t_1 的加速度互功率谱
Fig. 6 The cross power spectral of the accelerations of points t_3 and t_1 in left-wheel-drop test of light car

表 1 轻型汽车左轮跌落实验结果

Tab. 1 Results of left-wheel-drop test of light car

自振频率/Hz	响应点	参考点	互谱相位	相干系数
1.25	t_1	t_3	4.6	0.985
	t_2	t_3	-164.0	0.950
	t_4	t_3	7.1	0.959
12.50	t_1	t_3	-22.8	0.973
	t_2	t_3	-159.5	0.926
	t_4	t_3	172.7	0.908

类似的,对前轮跌落、后轮跌落实验就行互谱分析与模态分析,可以得到车辆主要的低阶自振频率。由自谱函数的共振峰值结合半功率带宽法的公

式(37)可以得到自振频率对应的阻尼比,由传递函数可以得到各阶振型。汇总得到轻型实验汽车的模态参数见表 2,对应的模态如图 7 所示。

表 2 轻型汽车的模态参数实测结果

Tab. 2 The measured modal parameters of light car

编号	频率/Hz	模态	阻尼比
1	1.250	车身侧倾振动	0.192
2	1.563	车身垂向振动	0.160
3	1.875	车身俯仰振动	0.134
4	10.938	车轮垂向振动	0.126
5	12.500	车轮侧倾振动	0.139
6	13.750	车轮俯仰振动	0.133

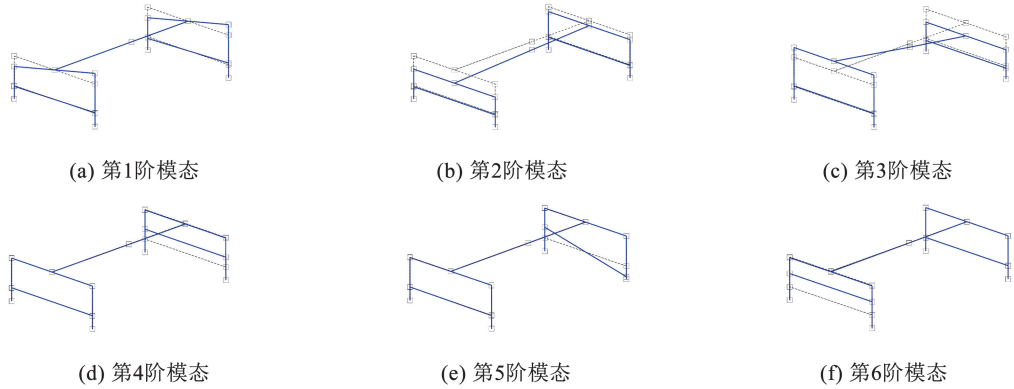


图 7 轻型汽车的实测自振模态
Fig. 7 Measured modes of light car

2.2.3 重型卡车的模态分析

以图 2 所示重型卡车的左轮跌落实验为例,因为测点 t_5 (左前轮上车体) 的振幅较大,所以选为参考点。测点 t_7 (左后轮上车体) 与测点 t_5 的互功率谱密度函数如图 8 所示,其峰值频率为可能的自振频率,进一步可以得到互谱相位和相干系数。

类似的,对前轮跌落、后轮跌落实验就行互谱、自谱分析与模态分析,得到重型卡车低阶自振频率与阻尼比见表 3,对应的模态如图 9 所示。

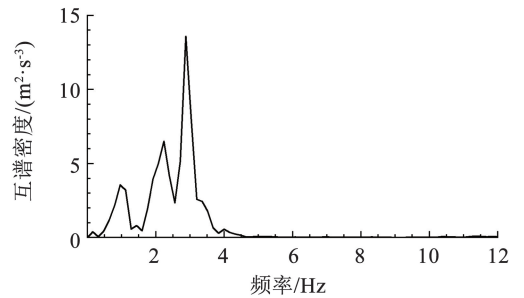


图 8 重型卡车左轮跌落实验中 t_5 与 t_7 的加速度互功率谱
Fig. 8 The cross power spectral of accelerations of t_5 and t_7 in left-wheel-drop test of heavy truck

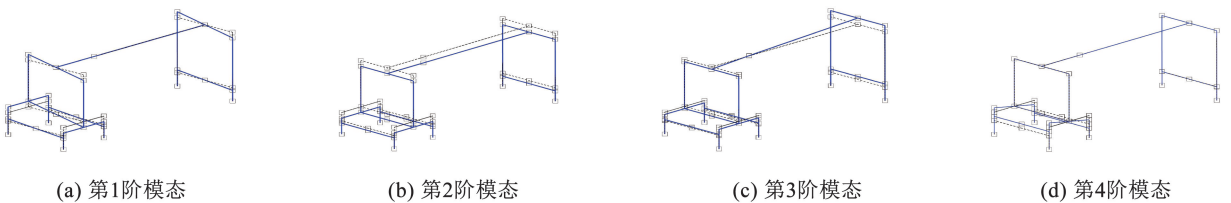


图 9 重型卡车的实测自振模态
Fig. 9 Measured modes of heavy truck

表3 重型卡车的模态参数实测结果

Tab.3 The measured modal parameters of heavy truck

频率/Hz	模态	阻尼比
1.28	车身侧倾振动	0.131
2.24	车身后点头振动	0.093
2.88	车身前点头振动	0.088
10.88	车上中后桥点头振动	0.121

3 典型车辆的动力参数识别结果

3.1 并行遗传计算的软硬件设置

采用1.2、1.3节的计算方法,利用2.2节的车辆实测与模态分析结果,分别对图1、图2的轻型汽车和重型卡车进行动力参数识别。并行遗传计算所采用的计算机硬件和软件设置如下:硬件采用组装电脑,CPU为AMDRyzen 9 3950X,16计算核心,1~32线程,CPU基频3.5 GHz,动态最高加速频率4.7 GHz;软件设置为Windows 10操作系统,自编有限元与多核并行遗传算法识别程序,Fortran开发语言,Intel Parallel Studio XE 2020并行计算编译器;并

行遗传算法参数设置为种群规模2 000,最大遗传1 000代,交叉概率0.5,变异概率0.5,每10代变异1次,样本误差允许值为0.000 1。

3.2 动力参数识别结果

3.2.1 轻型汽车的动力参数识别结果

图1所示轻型汽车,各物理参数的识别结果如下:车轮刚度335.6 kN/m、前悬架刚度49.56 kN/m、后悬架刚度25.60 kN/m、车轮阻尼0.164 4 kN·s/m、前悬架阻尼1.105 kN·s/m、后悬架阻尼0.998 5 kN·s/m、车体扭转阻尼0.584 3 kN·s/m、车体质量1 311 kg、车轮质量61 kg、车体绕x轴转动惯量1 702 kg·m²、车体绕z轴转动惯量1 322 kg·m²,根据识别结果计算得到的模态参数及其与实测值的比较见表4。结果表明,动力参数识别结果较好地反映了实际车辆的振动特性,前3阶频率误差最大为0.8%,4~6阶频率误差最大为11%,阻尼比最大误差2.2%,振型向量的夹角余弦接近1。需要指出的是,车辆模型考虑了车体扭转阻尼单元(c₄),因此识别结果较好地反映了车体的第1阶扭转振动特性。

表4 轻型汽车的动力参数识别精度

Tab.4 Dynamic identification precision of light car

编号	自振频率/Hz		自振频率相对误差/%	阻尼比		阻尼比相对误差/%	振型向量的夹角余弦 cos θ
	实测	计算		实测	计算		
1	1.25	1.26	0.8	0.192	0.190	-1.0	0.972
2	1.56	1.55	-0.6	0.160	0.162	1.3	0.995
3	1.88	1.87	-0.5	0.134	0.135	0.8	0.986
4	10.94	12.07	10.3	0.126	0.128	1.6	0.996
5	12.50	12.48	-0.2	0.139	0.136	-2.2	0.995
6	13.75	12.51	-9.0	0.133	0.132	-0.8	0.983

3.2.2 重型卡车的动力参数识别结果

图2所示重型卡车,各物理参数的识别结果如下:前轮刚度取1 724 kN/m、前悬架刚度1 680 kN/m、中后轮刚度3 279 kN/m、中后悬架刚度2 200 kN/m、前轮阻尼5.486 kN·s/m、前悬架阻尼19.10 kN·s/m、中后轮阻尼11.44 kN·s/m、中后悬架阻尼56.14 kN·s/m、车体前部扭转阻尼24.45 kN·s/m、车体后部扭转阻尼32.24 kN·s/m、车体质量34 650 kg、车后桥质量241.5 kg、前轮质量324.8 kg、中后轮质量649.5 kg、

车体绕x轴转动惯量93 000 kg·m²、车体绕z轴转动惯量85 150 kg·m²、后桥绕x轴转动惯量29.71 kg·m²。根据识别结果计算得到的模态参数与实测的比较如表5所示。结果表明,重型卡车的物理参数识别结果较好地反映了实际车辆的振动特性,前4阶振型的频率、阻尼比最大误差为0.6%,振型向量的夹角余弦接近1。图2车辆模型也考虑了车体扭转阻尼单元(c₉、c₁₀),因此识别结果较好地反映了车体的第1阶扭转振动特性。

表5 重型卡车的动力参数识别精度

Tab.5 Dynamic identification precision of heavy truck

编号	自振频率/Hz		自振频率相对误差/%	阻尼比		阻尼比相对误差/%	振型向量的夹角余弦 cos θ
	实测	计算		实测	计算		
1	1.28	1.28	0	0.131	0.131	0	0.935
2	2.24	2.24	0	0.093	0.093	0	0.956
3	2.88	2.89	0.4	0.088	0.088	0	0.971
4	10.88	10.95	0.6	0.121	0.121	0	1.000

3.2.3 多核并行遗传算法的效率分析

在遗传算法的求解中,遗传代数和样本组数是两个重要的影响因素,由于本文算法考虑了样本组的变异,因此在适当的样本数情况即可得到较高精度的识别量。图 10 表明,2 000 样本组,每遗传 10 代变异 1 次情况下,遗传 200 代之后重型卡车的综合误差收敛,遗传 300 代之后轻型汽车的综合误差收敛。

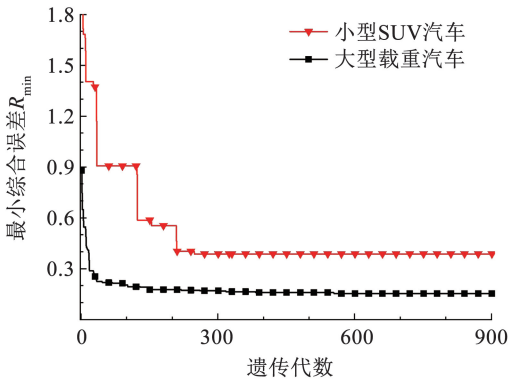


图 10 样本最小综合误差 R_i 与遗传代数的关系

Fig. 10 Relationship between the minimum combined error of samples, R_i , and the number of genetic generations

车辆参数识别用时如图 11 所示。结果表明,并行计算的核心数越多,计算时间越短,但是当并行计算核心数接近 CPU 总核心数(16 个)时,计算时间不再缩短。当并行计算核心数为 15 时,计算时间最短,此时剩余一个核心可独立用于操作系统等其他操作。

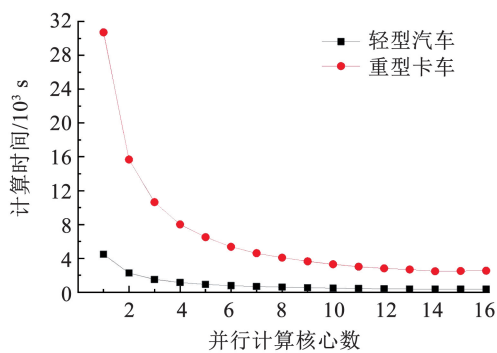


图 11 识别时间与并行遗传计算核心数的关系

Fig. 11 Identification time versus the number of cores in parallel genetic computation

进一步采用并行加速比 S_p 和系统效率 E_p 来评估多核并行遗传算法的效率,定义为

$$S_p = T_s/T_p, E_p = S_p/n \quad (33)$$

式中: T_s 为单线程串行计算用时, T_p 为多线程并行计算用时, n 为线程数。

图 12 所示为车辆识别的并行加速比,结果表明,并行加速比一开始随着并行计算核心数的增加

而线性增加;15 核心时,并行加速比达到最大值约 12.5;全部 16 核心都参与并行计算时,并行加速比反而有所下降,原因在于计算核心除了用于车辆参数识别外,还需要运行操作系统。因此,当所有核心都参与并行计算时,由于存在与其他应用的竞争,并行加速比反而有所降低。

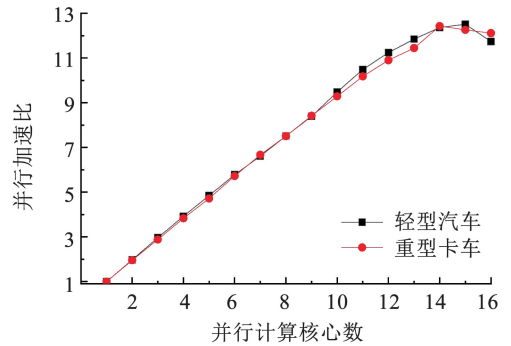


图 12 并行加速比与并行遗传计算核心数的关系

Fig. 12 Parallel speedup factor versus the number of cores in parallel genetic computation

图 13 所示为本文车辆识别的系统效率,结果表明,随着并行计算核心的增加,系统效率有所下降,说明并行计算中不是每个核心都可以得到充分利用。并行计算核心不超过 14 个时,系统效率超过 0.88。并行计算核心超过 14 个时,系统效率加速下降,16 核心都参与并行计算时,系统效率为 0.73。

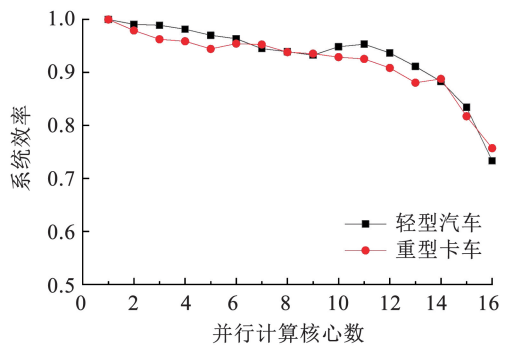


图 13 系统效率与并行遗传计算核心数的关系

Fig. 13 System efficiency versus the number of cores in parallel genetic computation

4 结 论

1) 提出了基于复模态与有限元分析,计算汽车振动频率、阻尼比、振型的理论与算法;提出了车辆动力参数识别的多核并行遗传算法、以及综合频率、阻尼比、振型的多目标适应度评价方法,实现了复杂车辆的刚度、阻尼、转动惯量等多个参数的快速识别。

2) 采用车轮跌落自由振动实验和环境激励峰值法,通过各个振动测点的自、互功率谱密度、共振

峰值结合半功率带宽法、传递函数等获得了车辆各阶振动频率、阻尼比与振型。

3)实例分析表明,遗传算法结合复模态分析准确识别了两类汽车的动力参数,计算得到的自振频率、阻尼比、振型与实测非常接近;且车辆模型考虑了车体的扭转阻尼,因此很好地反映了扭转振动特性。

4)并行效率分析分析表明,并行核心数目越多,计算时间越短;但是16核心微机的最短机时出现在15核心并行时,并行加速比达12.5;随着并行计算核心的增加,系统效率有所下降,并行计算核心不超过14个时,系统效率超过0.88。通过本文方法,可以快速、准确地识别车辆动力参数,为车桥耦合振动分析、桥梁健康监测等打下基础。

参考文献

- [1] YIN X F, HUANG Z, LIU Y. Framework of vehicle-bridge coupled analysis for suspension bridges under refined vehicle modeling considering realistic traffic behavior[J]. Structures, 2023, 47(1): 1991
- [2] 李岩, 张振浩, 林国伟, 等. 基础冲刷对多种车激作用下桥梁动力行为的影响[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2021, 53(9): 17
LI Yan, ZHANG Zhenhao, LIN Guowei, et al. Scour effect on dynamic performance of bridges under excitations of vehicles with various driving conditions [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2021, 53(9): 17. DOI:10.11918/202012024
- [3] SONG X D, LI Q. Numerical and experimental study on noise reduction of concrete LRT bridges [J]. Science of the Total Environment, 2018, 643(1): 208
- [4] 郑敏毅. 基于车辆模态特性分析的物理参数识别研究及其应用[D]. 长沙: 湖南大学, 2016
ZHENG Minyi. Study of physical parameter identification based on vehicle modal characteristic analysis and its application [D]. Changsha: Hunan University, 2016
- [5] OBRIEN E J, CANTERO D, ENRIGHT B, et al. Characteristic dynamic increment for extreme traffic loading events on short and medium span highway bridges [J]. Engineering Structures, 2010, 32(12): 3827
- [6] FENVES S J, VELETOS A S, SIESS C P. Dynamic studies of bridges on the AASHO test road [R]. Champaign: University of Illinois at Urbana-Champaign, 1962
- [7] 谢旭, 李季隆, 赵俊亮, 等. 基于遗传算法的车辆参数识别方法[J]. 浙江大学学报(工学版), 2010, 44(9): 1818
XIE Xu, LI Jilong, ZHAO Junliang, et al. Identification method of vehicle parameters based on genetic algorithms [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2010, 44(9): 1818
- [8] HARRIS N K, OBRIEN E J, GONZÁLEZ A. Reduction of bridge dynamic amplification through adjustment of vehicle suspension damping[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 302(3): 471
- [9] 邓露, 段林利, 何维, 等. 中国公路车-桥耦合振动车辆模型研究[J]. 中国公路学报, 2018, 31(7): 92
DENG Lu, DUAN Linli, HE Wei, et al. Study on vehicle model for vehicle-bridge coupling vibration of highway bridges in China [J]. China Journal of Highway and Transport, 2018, 31(7): 92
- [10] DONG G, CHEN J, ZHANG N. Investigation into on-road vehicle parameter identification based on subspace methods [J]. Journal of Sound & Vibration, 2014, 333(24): 6760
- [11] Task Committee on Bridge Vibration, JSCE. Measurement and evaluation of bridges vibration [M]. Tokyo: Gihodo Shuppan, 1993
- [12] DING Y, ZHANG W, AU F T K. Effect of dynamic impact at modular bridge expansion joints on bridge design [J]. Engineering Structures, 2016, 127(1): 645
- [13] 丁勇, 俞丹波, 邹毓颖, 等. 车辆-模数式伸缩缝耦合振动与冲击荷载分析[J]. 中国公路学报, 2018, 31(7): 167
DING Yong, YU Danbo, ZOU Yuying, et al. Analysis of impact load and coupling vibration of vehicle and modular bridge expansion joint [J]. China Journal of Highway and Transport, 2018, 31(7): 167
- [14] 曹树谦, 张文德, 萧龙翔. 振动结构模态分析: 理论, 实验与应用 [M]. 2版. 天津: 天津大学出版社, 2014
CAO Shuqian, ZHANG Wende, XIAO Longxiang. Modal analysis of vibration structures: theory, experiment and application [M]. 2nd ed. Tianjin: Tianjin University Press, 2014
- [15] HOLLAND J H. Adaptation in natural and artificial systems [M]. Cambridge, MA: MIT Press, 1992
- [16] 王小平, 曹立明. 遗传算法: 理论、应用与软件实现 [M]. 西安: 交通大学出版社, 2002
WANG Xiaoping, CAO Liming. Genetic algorithm: theory, application and software implementation [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2002
- [17] 史腾, 朱劲松, 王子挺, 等. 基于并行计算和遗传算法的钢-UHPC 华夫板组合梁优化设计 [J]. 计算力学学报, 2023, 40(3): 357
SHI Teng, ZHU Jinsong, WANG Ziting, et al. Optimal design of steel-UHPC composite beam with waffle slab using parallel computing and genetic algorithm [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2023, 40(3): 357
- [18] 雷洪, 胡许冰. 多核并行高性能计算 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2016
LEI Hong, HU Xubing. Multi core parallel high-performance computing [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2016
- [19] 刘习军, 张素侠. 工程振动测试技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2016
LIU Xijun, ZHANG Suxia. Engineering vibration testing technology [M]. Beijing: China Machine Press, 2016