

doi: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2025.05.019

基于联合IHHO算法的车架轻量化研究*

马春龙^{1,2,3}, 夏文俊¹, 李胜国¹, 郭言语¹, 苏清源¹(1. 黑龙江工程学院汽车与交通工程学院, 哈尔滨 150000; 2. 哈尔滨工程大学船舶与海洋工程学院, 哈尔滨 150000;
3. 哈尔滨工程大学国家级大学科技园, 哈尔滨 150000)

[摘要] 提出一种联合IHHO算法的优化方法,对桁架式清雪车车架进行轻量化研究。首先,构建了车架的有限元仿真模型,在多种工况下对其强度、刚度、模态进行定量分析,得其强度性能、刚度性能及固有频率。其次,利用响应面法以最大变形量和最大应力为响应值,优化车架各梁截面尺寸,得到3组最优解。在此基础上,对HHO算法进行改进,提出IHHO算法,采用IHHO算法验证最优解的有效性。优化结果表明,车架整体质量减轻33.6%,最大变形量减小6.33%,最大应力增加3.01%,1阶模态频率降低19.48%,有效避开了共振范围。本研究为桁架式车架的轻量化设计提供了一种高效、可行的优化策略,该方法在模型构建和获取准确估算结果方面具有显著优势,为相关领域的工程应用提供理论参考。

关键词: 桁架式车架;轻量化研究;有限元仿真;响应面法;IHHO算法

Research on Vehicle Frame Lightweight Based on the IHHO Algorithm

Ma Chunlong^{1,2,3}, Xia Wenjun¹, Li Shengguo¹, Guo Yanyu¹ & Su Qingyuan¹1. School of Automobile and Traffic Engineering, Heilongjiang Institute of Technology, Harbin 150000;
2. College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150000;
3. Harbin Engineering University National University Science and Technology Park, Harbin 150000

[Abstract] An optimization method incorporating the Improved Harris Hawks Optimization (IHHO) algorithm is proposed for the lightweight research of a truss-type snowplow frame. Firstly, a finite element simulation model of the frame is constructed, and its strength, stiffness, and modal characteristics are quantitatively analyzed under various working conditions to determine its strength performance, stiffness performance, and natural frequencies. Subsequently, the Response Surface Methodology is employed, using maximum deformation and maximum stress as response variables, to optimize the cross-sectional dimensions of the frame beams, yielding three sets of optimal solutions. On this foundation, the IHHO algorithm is proposed by improving the HHO algorithm, and the effectiveness of the optimal solutions is verified using the IHHO algorithm. The optimization results show that the overall mass of the frame is reduced by 33.6%, with the maximum deformation decreased by 6.33%, the maximum stress increased by 3.01%, and the first-order modal frequency decreased by 19.48%, effectively avoiding the resonance range. This study provides an efficient and feasible optimization strategy for the lightweight design of truss-type frames. The method demonstrates significant advantages in model construction and obtaining accurate estimation results, offering theoretical references for engineering application in related fields.

Keywords: truss frame; lightweighting research; finite element simulation; response surface method; IHHO algorithm

* 国家自然科学基金面上项目(12172100)和中国博士后科学基金第73批面上项目(2023M730833)资助。

原稿收到日期为2024年10月29日,修改稿收到日期为2025年01月09日。

通信作者:苏清源,教授,硕士,E-mail:machunlong@hrbeu.edu.cn。

前言

无人清雪破冰车旨在有效应对繁重的清雪任务。由于清雪车结构复杂,且须在恶劣工况下运行,其匹配的车架将承受更大的簧上质量和悬架冲击等多种耦合作用^[1]。因此,开展车架刚度分析和轻量化研究,已成为清雪车设计领域的研究重点^[2]。

国内外学者对车架结构优化与轻量化领域进行了大量研究。目前,多数研究针对特殊工况通过数值模拟分析与参数优化,实现了轻量化目标^[3-7],部分研究基于仿生学理论,并结合拓扑优化等方法取得显著的轻量化设计效果^[8-10]。近年来,轻量化设计主要以智能算法和多目标优化为核心,通过建立整体数学模型,利用优化算法进行求解,为轻量化研究提供了新方法^[11-14]。此外,还有学者通过构建大量框架截面参数模型,从多目标优化的角度出发,实现了零部件的轻量化,进而达到了车架整体轻量化的效果,为今后发展模型精简的优化方法奠定了基础^[15-17]。

目前,国内外关于利用多工况数值模拟仿真结合优化算法对桁架式车架进行轻量化研究的文献相对较少,多数研究对象为传统乘用车白车身,且存在算法求解时间长、精度低、优化过程繁琐等问题^[18-20]。为此,本文提出一种基于联合IHHO算法的优化方法,旨在满足桁架式车架轻量化设计的要求,同时提供一种模型建立便捷、结果获取准确的优化方案,以实现更高的优化精度。

1 确定车架参数并构建模型

车架梁结构有多种形式,如管状梁、槽型梁、方形梁等。鉴于车架在抗弯、抗扭性能和制造成本方面的考量,本文选取槽型梁、方形梁、工字梁、管状梁等作为车架横梁的主体结构。车架整体三维模型如图1所示。

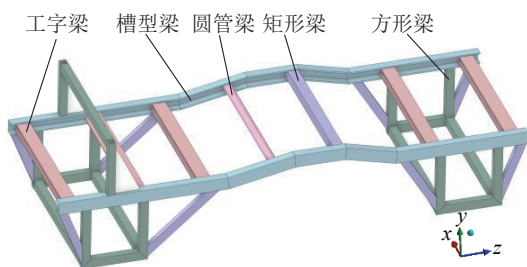


图1 车架整体三维模型图

车架材料采用Q235钢,材料性能参数如表1所示。将材料参数导入Ansys后,计算得到车架质量为50 kg。分析车架的各项性能须考虑到不同载荷,根据设计车辆的使用场景确定各载荷参数,载荷参数如表2所示。

表1 Q235的材料性能参数

材料名称	泊松比	弹性模量/ MPa	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	屈服强度/ MPa
Q235	0.3	2.1×10^5	7 850	235

表2 载荷参数

载荷名称	载荷/N	载荷方向
动力电池	2 200	-Y轴
增程器	1 500	-Y轴
电机	500	-Y轴
扫雪设备	800	-Y轴与-Z轴45°夹角
破冰设备	1 000	-Y轴
车身与其它硬件	1 800	-Y轴

2 车架有限元分析

车架作为承载车身及各部件的关键结构,须确保其能承受不同载荷的耦合作用。本文在分析时选用弯曲与扭转工况下车架的刚度与强度以及自由模态下车架固有频率作为指标,检验车架整体性能。

2.1 网格灵敏度分析与前处理

分析网格灵敏度能够确保有限元仿真的有效性与可靠性^[21]。将网格单元尺寸设置4、4.5、5、5.5、6 mm 5组,分别计算对应模型应力最大值进行对比验证。结果如表3所示,当网格尺寸大于5 mm时应力变化幅值较大,当网格尺寸小于5 mm时最大应力值趋于收敛。综合考虑,确定网格尺寸为5 mm。车架有限元网格划分模型如图2所示。

表3 不同网格尺寸下最大应力值

网格尺寸/mm	网格数量	最大应力值/MPa
6	62 081	77.210
5.5	63 015	80.290
5	86 509	83.635
4.5	119 715	84.114
4	150 185	84.959

添加的弯曲工况和扭转工况约束条件如表4所示。此外,施加标准地球重力于Y轴负方向,动载系数设定为2.5,依据表2将车架载荷施加至相应的作

用面,载荷分布见图3。

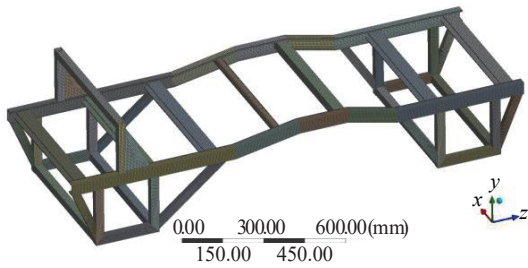


图2 车架有限元网格划分模型图

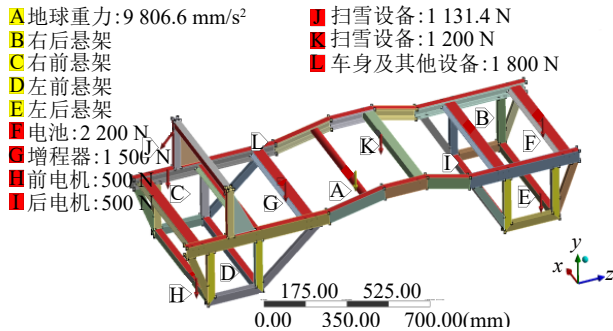


图3 车架载荷分布图

表4 车架弯曲工况和扭转工况下的约束条件

工况	左前悬架	右前悬架	左后悬架	右后悬架
弯曲工况	U_y, U_z	U_y, U_z	U_y, U_z	U_y, U_z
扭转工况	$U_y = 2000\text{ N}$	U_x, U_y, U_z	U_x, U_y, U_z	U_x, U_y, U_z

2.2 静力学分析

弯曲工况约束模拟车辆在满载状态下匀速行驶在平坦路面上时车架所产生的变形与应力。扭转工况约束模拟车辆在颠簸路面上行驶,左前轮收到向上2 000 N的作用,其余车轮在同一平面时车架所受变形与应力^[22]。

由图4和图5车架变形云图可知,车架在两种工况下最大变形量分别为0.479和0.631 mm。弯曲工况下出现较大变形量的位置在横梁3和4附近,扭转工况下出现较大变形量的位置在横梁3、4、5附近,以及左前悬架处。许用挠度是反映车架刚度的一项

重要指标,其计算公式为

$$[f] = \frac{L}{\alpha} \quad (1)$$

式中:[f]为许用挠度; L 为梁的长度; α 为许用挠度系数,取500。

车架7根横梁长度均为591 mm,两根纵梁长度为1 800 mm,根据式(1)计算得出横纵梁的许用挠度分别为1.182和3.600 mm。

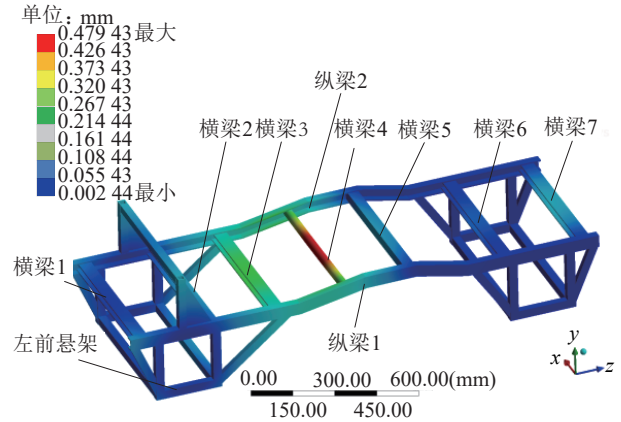


图4 弯曲工况车架变形图

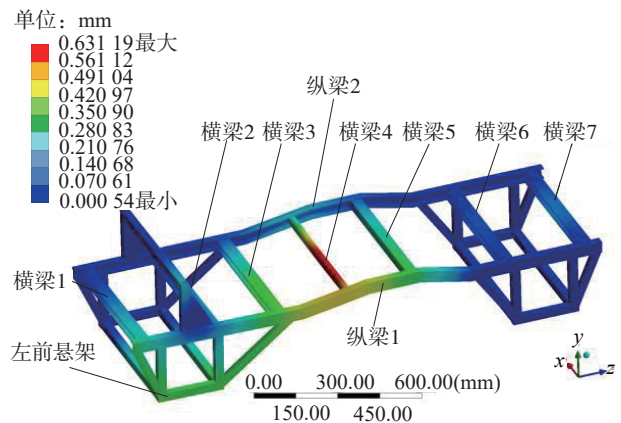


图5 扭转工况车架变形图

对比表5中各主梁最大变形量与横纵梁许用挠度可知,各主梁均满足刚度要求,可进行轻量化设计。

表5 主梁最大变形量

工况	横梁1	横梁2	横梁3	横梁4	横梁5	横梁6	横梁7	纵梁1	纵梁2
弯曲工况	0.083	0.105	0.222	0.479	0.105	0.063	0.119	0.213	0.213
扭转工况	0.256	0.140	0.376	0.631	0.306	0.074	0.097	0.503	0.171

图6和图7为车架的应力云图,由其可知两种工况下最大应力分别为83.63和142.66 MPa,位置在

横梁2、3和两根纵梁上。许用应力的计算公式为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{s} \quad (2)$$

式中: $[\sigma]$ 为材料的许用应力; σ_s 为材料屈服强度; s 为安全系数, 取 $1.5^{[23]}$ 。

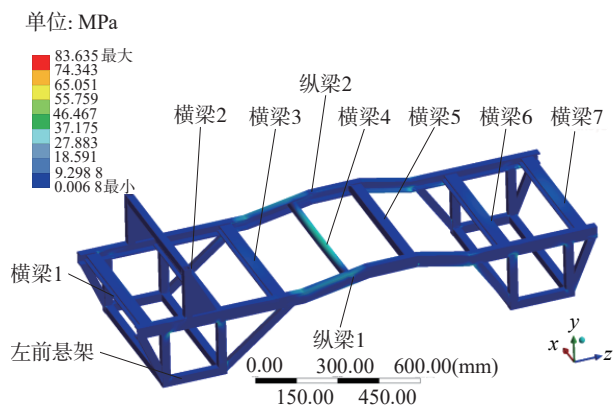


图6 弯曲工况车架应力云图

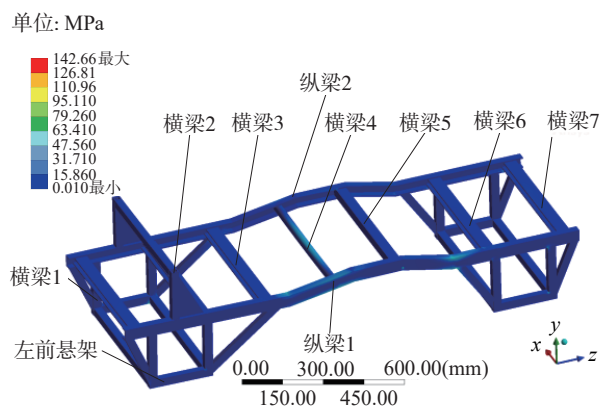


图7 扭转工况车架应力云图

车架所选用的材料的许用应力为 156.7 MPa 。比较得出两种工况下最大应力值小于许用应力, 初步设计的车架符合强度要求, 且存在强度冗余。

2.3 模态分析

多自由度结构运动微分方程的一般表达式为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (3)$$

式中: $[M]$ 为结构质量矩阵; $[C]$ 为结构阻尼矩阵; $[K]$ 为结构刚度矩阵; $\{\ddot{x}\}$ 、 $\{\dot{x}\}$ 、 $\{x\}$ 分别为节点的位移矢量、速度矢量、加速度矢量; $\{f\}$ 为外载荷函数。模态分析时忽略阻尼与外载荷影响, 表达式变形为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (4)$$

本文对车架进行自由模态分析, 提取前6阶模态参数, 其频率和振型如表6所示, 模态振型云图如图8所示。

车架在行驶过程中所受到的外部激励振动频率主要包括: 电机工作频率和地面反馈激励频率。本

表6 车架前6阶模态频率和振型

阶数	频率/Hz	振型
1	33.67	绕Z轴扭转
2	45.10	绕X轴弯曲
3	95.49	绕Z轴扭转、绕Y轴弯曲
4	102.11	绕Y轴扭转
5	129.20	绕Y轴弯曲
6	139.49	绕X轴扭转

车设计最高时速为 30 km/h , 电机正常工作时最高转速为 350 r/min , 电机工作时产生的频率表达式和地面产生激励频率表达式分别为

$$f_1 = \frac{P \times n}{120} \quad (5)$$

$$f_2 = \frac{v}{\pi D} \quad (6)$$

式中: f_1 为电机产生的频率; P 为电机的极对数; n 为电机的转速; f_2 为轮胎每转一圈地面所产生的激励频率; v 为车辆行驶的最高速度; D 为轮胎直径。

经计算, 电机所产生的频率为 11.70 Hz , 地面对车架的激励为 5.30 Hz 。当外部激励在结构固有频率的 $85\% \sim 115\%$ 之间时, 将会对结构产生共振效果进而破坏结构本身^[24]。本文共振带范围为 $4.50 \sim 13.50 \text{ Hz}$, 对比车架前6阶模态频率均不在共振带范围之内, 初步设计的车架满足模态要求。

3 响应面优化

根据上文研究, 初步设计的车架满足强度刚度与模态要求。响应面优化具有计算量小等优点, 因此本文选用响应面优化进行优化设计。

3.1 确定设计变量及响应值

梁单元作为车架结构的一部分, 单独对其进行优化相对于整车而言具有建模建立便捷等优势。因此以车架中的工字梁实体单元优化过程为例展开说明。

将工字梁的截面尺寸作为设计变量, 变形量 P_6 、应力 P_7 、质量 P_8 作为响应值。工字梁三维模型及截面尺寸参数如图9所示, 工字梁截面尺寸初始值及取值范围如表7所示。设置各设计变量取值范围后, 采用中心复合试验设计方法, 生成相应25组设计点, 计算得到的数据如表8所示。

3.2 灵敏度分析

灵敏度大小可以反映出设计变量对响应值的影响程度。由图10工字梁4个设计变量所对应响应值

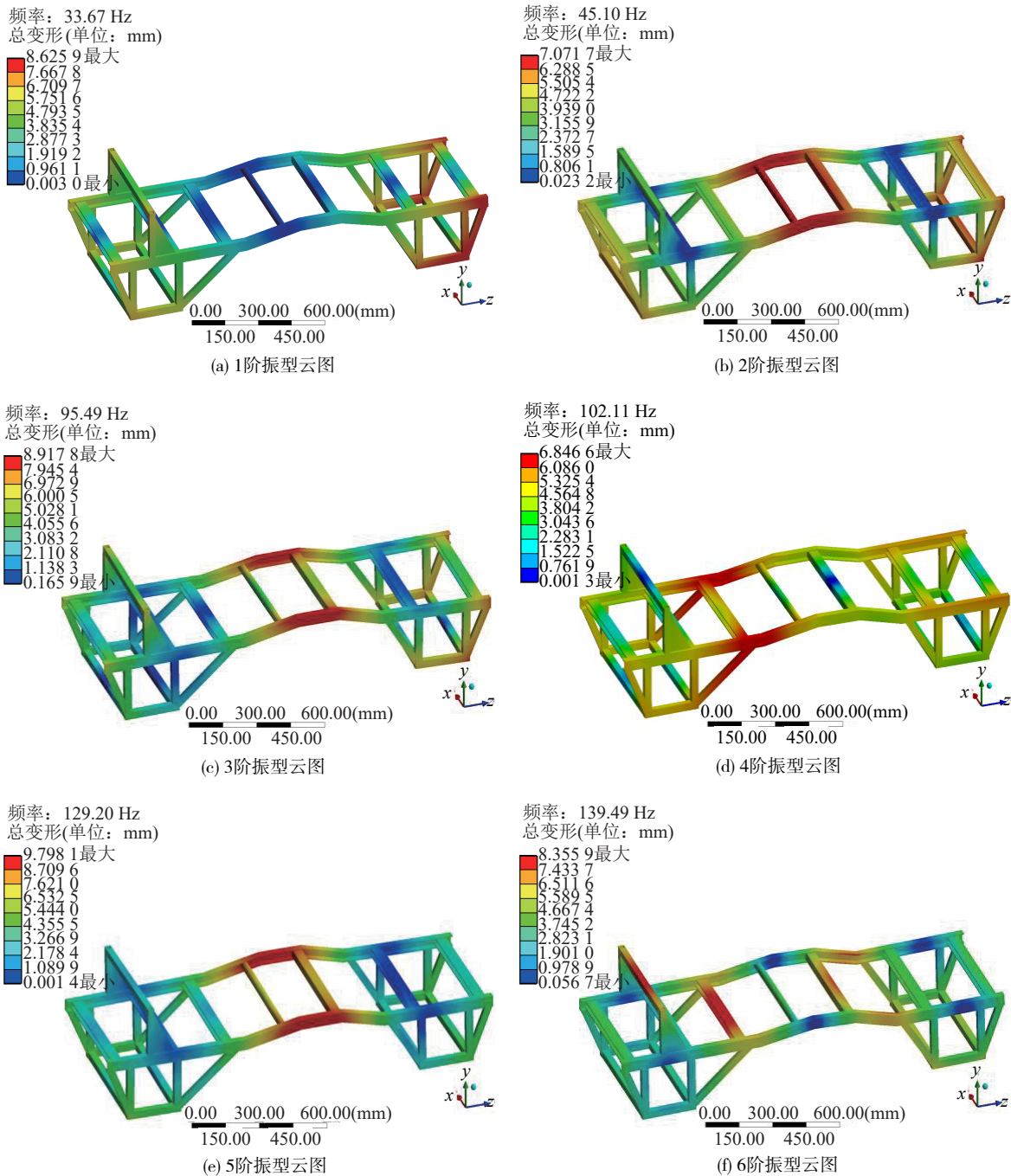


图8 车架前6阶模态振型云图

的局部灵敏度得出,各设计变量与最大变形量和最大等效力均呈负相关, P_1 对最大变形量和最大应力的灵敏度最小;各设计变量与质量均呈正相关, P_2 对质量的灵敏度最小。因此4个设计变量对响应值均有影响,为保证优化质量与准确性,在后续的优化中继续保留4个设计变量。

3.3 响应面模型的建立与验证

利用响应面分析可获得设计变量与响应值的最

优组合,被广泛应用在结构优化中。利用得到的25组中心复合试验设计点,应用标准2阶响应面法构建响应面模型,其表达式^[25]为

$$y(x) = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^n a_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (7)$$

式中: $y(x)$ 为拟合函数; x_i 为设计变量; a_0 、 a_i 、 a_{ii} 、 a_{ij} 为待定系数; ε 为精度误差。

本文展示部分响应面,如图11所示。拟合精度

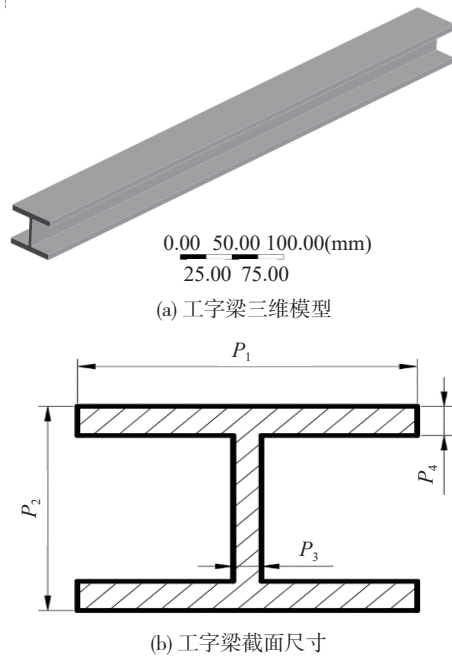


图9 工字梁参数及模型

能够更好地判断响应面模型的有效性,在工程中通常使用决定系数 R^2 来反映响应面的拟合精度,其计算公式为

表7 工字梁截面尺寸初始值及取值范围

设计变量	初始值/mm	上限/mm	下限/mm
P_1	48	50	40
P_2	35	45	30
P_3	4	8	1
P_4	5	8	1

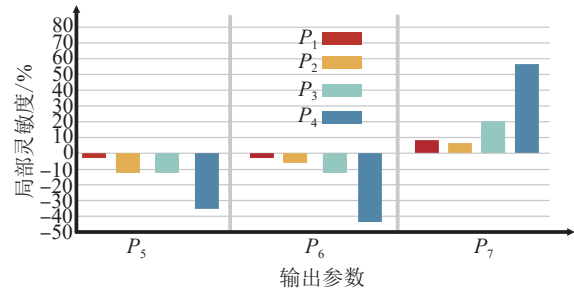


图10 工字梁各设计变量所对应响应值的局部灵敏度

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (8)$$

式中: R^2 为决定系数; y_i 为第*i*个观测值; \bar{y} 为观测值平均数; \hat{y}_i 为模型对第*i*个观测值的预测值。

表8 中心复合试验设计点计算数据

设计点	P_1 /mm	P_2 /mm	P_3 /mm	P_4 /mm	P_5 /mm	P_6 /MPa	P_7 /kg
1	45.000 00	37.500 00	4.500 000	4.500 000	0.068 153	25.927 08	2.511 608
2	40.000 00	37.500 00	4.500 000	4.500 000	0.073 298	26.617 31	2.299 658
3	50.000 00	37.500 00	4.500 000	4.500 000	0.064 142	22.884 94	2.723 558
4	45.000 00	30.000 00	4.500 000	4.500 000	0.109 536	33.127 09	2.352 645
5	45.000 00	45.000 00	4.500 000	4.500 000	0.047 111	21.252 31	2.670 570
6	45.000 00	37.500 00	1.000 000	4.500 000	0.114 233	51.177 94	2.041 785
7	45.000 00	37.500 00	8.000 000	4.500 000	0.058 947	22.239 98	2.981 430
8	45.000 00	37.500 00	4.500 000	1.000 000	0.251 339	110.395 70	1.176 323
9	45.000 00	37.500 00	4.500 000	8.000 000	0.051 753	19.575 74	3.846 893
10	41.478 97	32.218 46	2.035 279	2.035 279	0.197 688	69.763 51	1.065 079
11	48.521 03	32.218 46	2.035 279	2.035 279	0.186 727	65.329 38	1.200 092
12	41.478 97	42.781 54	2.035 279	2.035 279	0.117 786	53.626 58	1.166 338
13	48.521 03	42.781 54	2.035 279	2.035 279	0.115 807	51.325 12	1.301 351
14	41.478 97	32.218 46	6.964 721	2.035 279	0.140 781	55.535 27	1.718 607
15	48.521 03	32.218 46	6.964 721	2.035 279	0.134 392	53.581 65	1.853 620
16	41.478 97	42.781 54	6.964 721	2.035 279	0.076 214	40.636 16	2.065 117
17	48.521 03	42.781 54	6.964 721	2.035 279	0.076 695	40.473 58	2.200 130
18	41.478 97	32.218 46	2.035 279	6.964 721	0.097 660	33.113 56	2.896 660
19	48.521 03	32.218 46	2.035 279	6.964 721	0.088 816	30.660 94	3.358 673
20	41.478 97	42.781 54	2.035 279	6.964 721	0.057 497	23.892 29	2.997 920
21	48.521 03	42.781 54	2.035 279	6.964 721	0.053 193	23.882 78	3.459 933
22	41.478 97	32.218 46	6.964 721	6.964 721	0.074 817	25.168 51	3.321 288
23	48.521 03	32.218 46	6.964 721	6.964 721	0.066 650	21.965 64	3.783 302
24	41.478 97	42.781 54	6.964 721	6.964 721	0.039 220	17.677 10	3.667 798
25	48.521 03	42.781 54	6.964 721	6.964 721	0.035 449	15.562 29	4.129 811

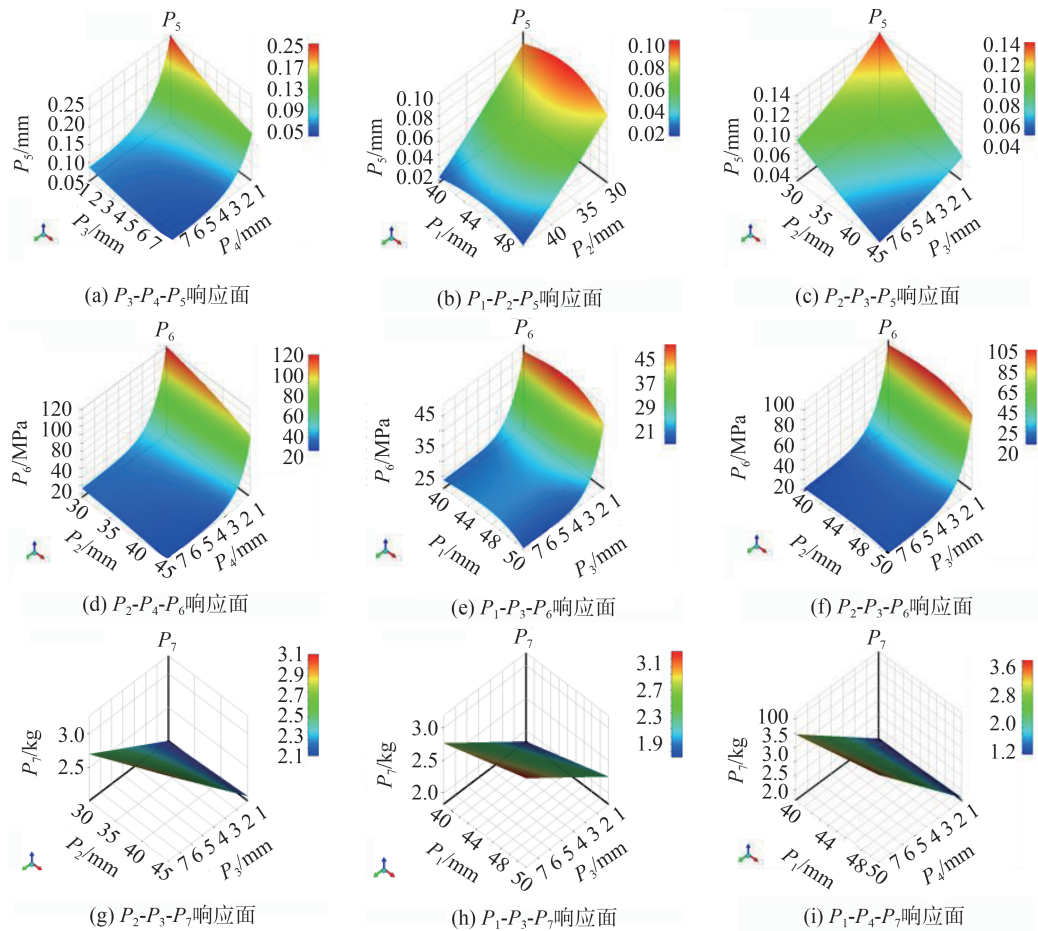


图 11 响应面模型

当 R^2 为1时,响应面拟合精度最高。计算得到各响应值的 R^2 如表9所示,得出各响应值的决定系数均大于0.97,说明响应面模型达到代替真实物理模型的要求。

表 9 各响应值的决定系数 R^2

响应值	P_5	P_6	P_7
决定系数 R^2	0.977 79	0.993 55	1

3.4 响应面优化求解

在响应面优化中将质量 P_7 作为目标,最大变形 P_5 、最大等效应力 P_6 作为约束,设置 $P_5 \leq 0.25134$ mm, $P_6 \leq 110.4$ MPa,优化设计变量 P_1, P_2, P_3, P_4 ,得到3组候选点,为后文使用优化算法求解提供验证依据。求解后得到的3组设计变量候选点如表10所示。

表 10 优化结果

候选点	1	2	3
P_1 /mm	40.093	40.537	40.062
P_2 /mm	44.756	44.965	43.754
P_3 /mm	1.196	1.197	1.256
P_4 /mm	1.204	1.202	1.219

4 优化哈里斯鹰算法(IHHO)设计

4.1 HHO算法原理

HHO算法包含搜索、判断、捕猎3个阶段,具有全局搜索和局部开发的能力。

在搜索阶段,算法采用机会对等策略,其表达式为

$$X(t+1) = \begin{cases} X_{\text{rand}}(t) - r_1 |X_{\text{rand}}(t) - 2r_2 X(t)|, & q \geq 0.5 \\ [X_{\text{rabbit}}(t) - X_m(t)] - r_3 [lb + r_4(ub - lb)], & q < 0.5 \end{cases} \quad (9)$$

$$X_m(t) = \sum_{k=1}^M X_k(t) / M \quad (10)$$

式中: t 为迭代次数; $X(t), X(t+1)$ 为当前和迭代后哈里斯鹰个体的位置; $X_{\text{rand}}(t)$ 为随机选出的个体位置; $X_{\text{rabbit}}(t)$ 为野兔位置; $r_n(n=1, 2, 3, 4)$ 表示野兔逃脱概率; q 为 $[0, 1]$ 之间的随机数; u_b, l_b 为搜索空间上下限; $X_m(t)$ 为哈里斯鹰种群的平均位置。

在判断阶段,算法根据野兔逃逸能量 E 实现转换,随着迭代次数的增长而衰减,逃逸能量变化的表达式为

$$E = 2E_0 \left(1 - \frac{t}{iter}\right) \quad (11)$$

式中: E_0 为原始能量, $E_0 \in [-1, 1]$; t 为已迭代次数; $iter$ 为最大迭代次数。

在 E 的衰减过程中,当 $|E| \geq 1$ 时野兔逃脱概率增加;当 $|E| < 1$ 时逃脱概率减小,鹰群进入捕猎阶段,鹰群根据 E 和 r 选择4种捕猎方式。

当 $|E| \geq 0.5$ 、 $r \geq 0.5$ 时,利用软围攻捕猎策略,其表达式为

$$X(t+1) = \Delta X(t) - E |JX_{rabbit}(t) - X(t)| \quad (12)$$

$$\Delta X(t) = X_{rabbit}(t) - X(t) \quad (13)$$

$$J = 2(1 - r_s) \quad (14)$$

式中: $\Delta X(t)$ 为野兔位置与当前位置之差; J 为 $[0, 2]$ 之间的随机数; r_s 为 $[0, 1]$ 之间的随机数。

当 $|E| < 0.5$ 、 $r \geq 0.5$ 时,使用硬围攻的捕猎策略,其表达式为

$$X(t+1) = X_{rabbit}(t) - E |\Delta X(t)| \quad (15)$$

当 $|E| \geq 0.5$ 、 $r < 0.5$ 时,引入 Levy 飞行函数,其表达式为

$$X(t+1) = \begin{cases} Y, f(Y) < f(X(t)) \\ Z, f(Z) < f(X(t)) \end{cases} \quad (16)$$

$$Y = X_{rabbit}(t) - E |JX_{rabbit}(t) - X(t)| \quad (17)$$

$$Z = Y + S \times LF(D) \quad (18)$$

$$LF(D) = 0.01 \times \frac{u \times \sigma}{|v|^{\frac{1}{\beta}}},$$

$$\sigma = \left[\frac{\tau(1 + \beta) \times \sin\left(\frac{\pi\beta}{2}\right)}{\tau\left(\frac{1 + \beta}{2}\right) \times \beta \times 2^{\frac{\beta-1}{2}}}\right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (19)$$

式中: $f(\sim)$ 是适应度函数; D 是求解问题的维度; S 是 $1 \times D$ 的随机向量; $LF(\sim)$ 是 Levy 飞行函数; β 为常数取 1.5^[26]; u 、 v 为 $[0, 1]$ 之间的随机变量。

当 $|E| < 0.5$ 、 $r < 0.5$ 时,形成硬包围圈,当野兔体能耗尽时发起突袭,其表达式为

$$X(t+1) = \begin{cases} Y, f(Y) < f(X(t)) \\ Z, f(Z) < f(X(t)) \end{cases} \quad (20)$$

$$Y = X_{rabbit}(t) - E |JX_{rabbit}(t) - X_m(t)| \quad (21)$$

$$Z = Y + S \times LF(D) \quad (22)$$

4.2 HHO 优化算法的改进

HHO 优化算法具有诸多优点,但在实际工程应

用中暴露出不足,如收敛速度慢、精度低、易陷入局部最优解、难以平衡搜索和捕猎等。本文针对以上问题基于其算法原理提出改进策略。

4.2.1 种群初始化改进

Bernoulli 混沌映射具有分布均匀、遍历性好等特点,能有效提升 HHO 算法性能。其表达式为

$$Z_{k+1} = \begin{cases} Z_k / (1 - \beta), & Z_k \in (0, 1 - \beta) \\ (Z_k - 1 + \beta) / \beta, & Z_k \in (1 - \beta, 1) \end{cases} \quad (23)$$

式中: β 为调节系数,用于调节映射的分布特性; Z_k 为种群中第 k 个个体。

为验证 Bernoulli 混沌映射对种群初始化性能提升,设定种群数为 100,分别使用随机数发生器 Random 和 Bernoulli 混沌映射生成种群,对比两种方式的分布均匀性,对比结果如图 12 所示, Bernoulli 混沌映射生成的种群分布更均匀、重叠个数少、搜索遍历性高。

4.2.2 逃逸能量优化

逃逸能量是判别捕猎方式的重要参数,在应用中发现 HHO 算法在计算后期易陷入局部最优解,导致计算精度降低。引入基于对数的非线性收敛因子来提升算法收敛精度、算法寻优性能并降低算法收敛时间。其表达式为

$$E = 2 \times e^{-\left(\frac{4t}{iter}\right)^2} \quad (24)$$

通过 Matlab 验证逃逸能量迭代过程中的性能提升,对比结果如图 13 所示,改进后计算前期收敛速度加快,计算后期能够更早地进入收敛状态,提升了算法收敛速度和寻优能力。

4.2.3 位置更新策略优化

秃鹰搜索 (bald eagle search, BES) 算法具有寻优能力强、收敛精度高等特点,广泛应用于工程问题中。本文结合 BES 算法中搜索阶段的位置更新策略,提升 HHO 算法的寻优能力和收敛精度。

$q \geq 0.5$ 时,采用大面积搜索策略,此时引入 BES 算法中大面积搜索策略,其表达式为

$$P(t+1) = P_{best}(t) + \alpha r (P_m(t) - P(t)) \quad (25)$$

式中: $P_{best}(t)$ 为迭代时最佳搜索位置; α 为控制位置更新参数; $P_m(t)$ 为前一迭代结束后鹰群平均位置; $P(t)$ 为第 t 只鹰的位置。

$q < 0.5$ 时,缩小搜索面积,引入 BES 算法中螺旋搜索策略,加速搜索进程。其表达式如下:

$$\theta(t) = \alpha \pi \times rand \quad (26)$$

$$r(t) = \theta(t) + R \times rand \quad (27)$$

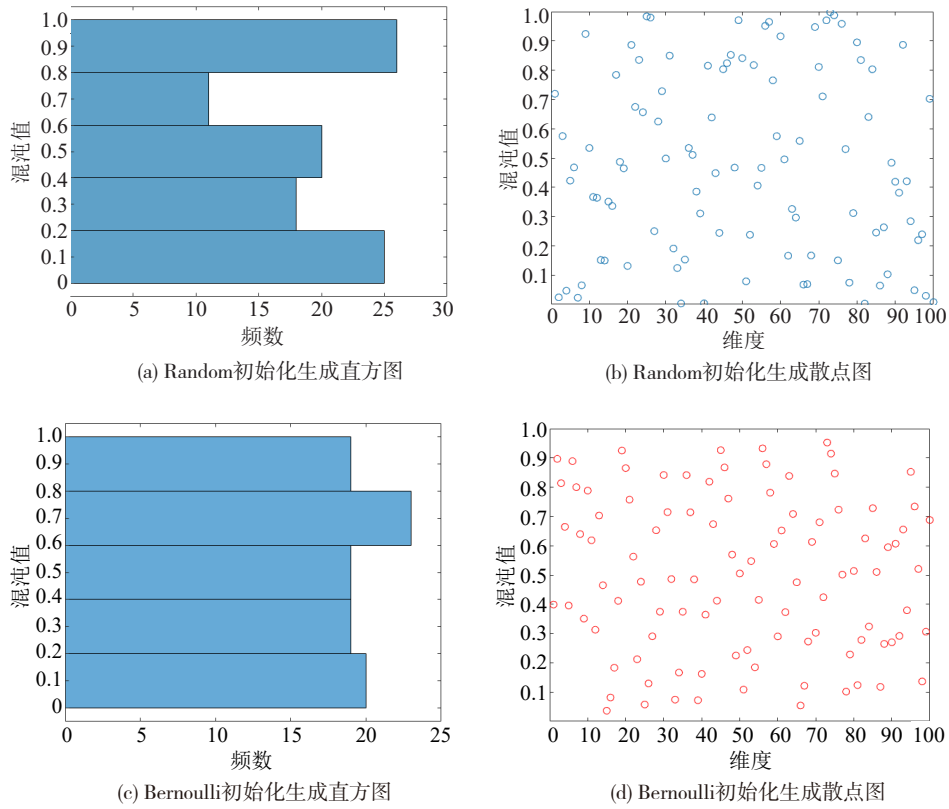


图12 改进前后种群的分布均匀性对比

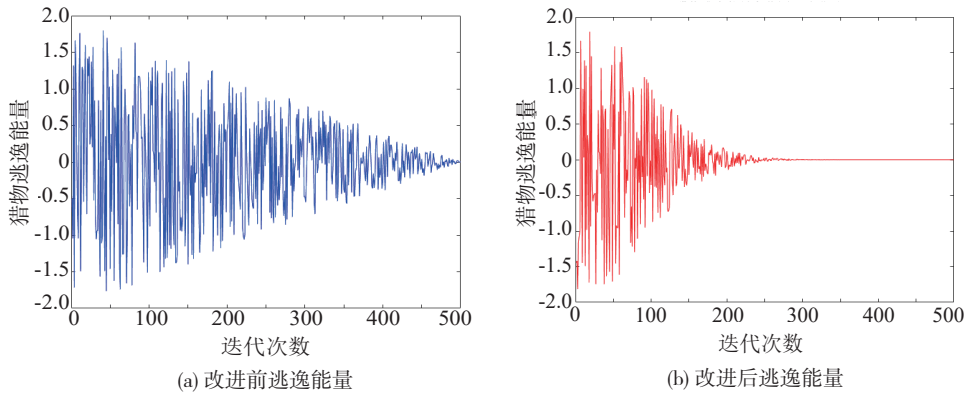


图13 改进前后逃逸能量变化过程对比

$$x_r(t) = r(t) \sin(\theta(t)) \quad (28)$$

$$y_r(t) = r(t) \cos(\theta(t)) \quad (29)$$

$$x(t) = \frac{x_r(t)}{\max(|x_r|)} \quad (30)$$

$$y(t) = \frac{y_r(t)}{\max(|y_r|)} \quad (31)$$

式中： $\theta(t)$ 为螺旋方程极角； $r(t)$ 为螺旋方程极径； α 和 R 为控制参数； $rand$ 为随机变量； $x(t)$ 和 $y(t)$ 为哈

里斯鹰在极坐标中的位置。搜索时位置更新方式的表达式如下：

$$P(t+1) = P(t) + x(t) \times (P(t) - P_m(t)) + y(t) \times (P(t) - P(t+1)) \quad (32)$$

4.2.4 IHHO算法流程

综上所述,本文针对优化后的HHO算法提出Improving HHO (IHHO)算法,算法流程如图14所示。

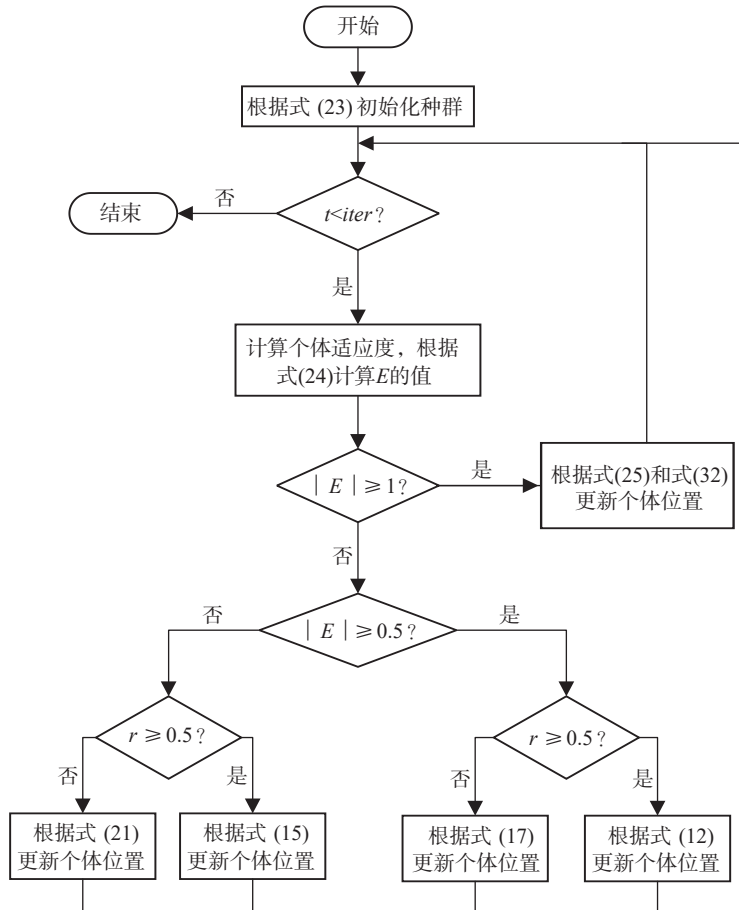


图14 IHHO算法流程

4.3 车架优化应用

依据前文所述,设置相同约束条件与目标函数,建立工字梁实体单元优化数学模型。

设计变量的约束范围表达式为

$$40 \leq i_1(x) = P_1 \leq 50 \quad (33)$$

$$30 \leq i_2(x) = P_2 \leq 45 \quad (34)$$

$$1 \leq i_3(x) = P_3 \leq 8 \quad (35)$$

$$1 \leq i_4(x) = P_4 \leq 8 \quad (36)$$

梁最大挠度约束条件表达式为

$$l_{\max} \leq [l] \quad (37)$$

$$l_{\max} = \frac{5\omega L^4}{384EI} \quad (38)$$

$$I = \frac{P_1 P_2^3 - (P_1 - P_3)(P_2 - 2P_4)^3}{12} \quad (39)$$

式中: l_{\max} 为最大挠度值; ω 为均布载荷; L 为梁长度; E 为材料弹性模量; I 为梁截面惯性矩。整理上式后得:

$$i_5(x) = 1 - \frac{[l]}{l_{\max}} \leq 0 \quad (40)$$

车架在使用过程中所受最大应力值应小于材料的许用应力,表达式为

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad (41)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{My}{I} \quad (42)$$

式中: σ_{\max} 为最大应力值; M 为梁所受弯矩。整理上式后得:

$$i_6(x) = 1 - \frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}} \leq 0 \quad (43)$$

各梁临界屈服应力表达式为

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{cr} \quad (44)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{F_{cr}}{A} \quad (45)$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (46)$$

式中: σ_{cr} 为梁的临界屈服应力; A 为梁截面面积。整理上式后得:

$$i_7(x) = 1 - \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_{\max}} \leq 0 \quad (47)$$

目标函数如下:

$$M_{\min} = \rho AL \tag{48}$$

$$A = 2P_1P_4 + (P_2 - 2P_4)P_3 \tag{49}$$

$$\text{s. t} \begin{cases} \text{min size: } M(x) = M \\ \text{find: } X = X_i, i = 1, 2, \dots, N \\ \text{subjectto: } \begin{cases} L \leq L_{\max} \\ \sigma \leq \sigma_{\max} \end{cases} \end{cases} \tag{50}$$

式中： M 为质量； X_i 为截面尺寸； L 、 σ 分别为约束条件变形量、应力。

利用 IHHO 算法对梁优化表达式进行求解，算法的参数设置如表 11 所示。

算法所生成的最优通解具有随机性，因此生成 3 组最优通解进行参考，并与前文中使用响应面优

表 11 IHHO 算法参数设置

参数名称	初始种群量级	迭代次数	维度	限制条件个数
参数设置	100	500	4	7

化所生成的 3 组候选点进行对比，得到最终的优化结果，如表 12 和图 15 所示。

表 12 设计变量的 3 组最优通解

最优通解	1 组	2 组	3 组
P_1/mm	44.830 1	45.051 8	44.691 1
P_2/mm	44.619 6	44.532 3	44.674 6
P_3/mm	1	1	1
P_4/mm	1	1	1

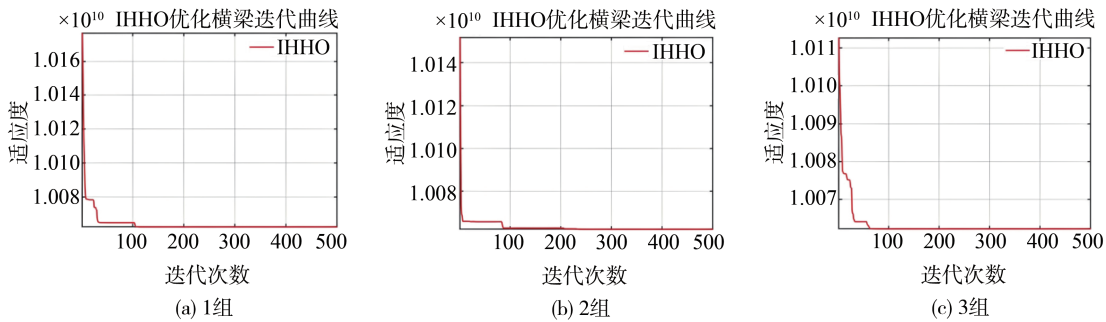


图 15 IHHO 优化梁截面迭代曲线

图 15 所示的迭代曲线表明，3 组曲线均趋于收敛，证明了算法在实际应用中具有可行性。为验证 IHHO 算法在解决实际工程问题时相较于传统优化算法的性能提升，决定选用第二代遗传算法(NSGA-II)对车架进行相同的优化计算，优化结果的对比如表 13 所示。

表 13 优化计算结果对比

参数	IHHO	NSGA-II	变化率
P_1/mm	44.830	45.037	0.46% ↓
P_2/mm	44.619	44.638	0.04% ↓
P_3/mm	1	1	
P_4/mm	1	1	
时间/s	0.102	0.421	75.77% ↓

通过表 13 可知 IHHO 算法与 NSGA-II 计算结果相近但计算时间缩短了 75.77%，有效提升模型计算效率。

5 改进车架性能验证

5.1 刚度与强度验证

将响应面法所得到的 3 组候选点与 IHHO 算法

得到的 3 组最优通解进行对比，发现两种方法所求出的 P_2 、 P_3 、 P_4 值差值均小于 0.5 mm，但 P_1 存在较大差异。原因是车架整体受力是一个复杂的数学模型，在使用优化算法对单根工字梁实体单元优化时进行简化，但在本次工程应用中依然存在参考价值。考虑到加工制造工艺后确定梁截面的最终参数，如表 14 所示。

表 14 最终梁截面尺寸

截面参数	P_1	P_2	P_3	P_4
最终值/mm	40	44	1	1

将车架剩余梁实体单元按照同样方法进行优化处理，得到车架整体的优化结构，并对修改后的车架进行有限元仿真，求证车架最终的性能指标。

通过表 15 车架优化前后性能指标对比可知，车

表 15 车架优化前后性能指标对比

参数	原始量	最终量	变化率
质量/kg	50.0	33.2	33.60% ↓
最大变形量/mm	0.631	0.591	6.33% ↓
最大应力/MPa	142.66	146.96	3.01% ↑
1 阶模态频率/Hz	33.67	27.11	19.48% ↓

架整体质量减轻 33.6%,最大变形量减少 6.33%,小于许用挠度,最大等效应力增大 3.01%,小于许用应力,1阶模态频率减少 19.48%,避开共振带范围。设计满足刚度与强度要求。

5.2 疲劳寿命验证

对优化后的车架进行疲劳寿命分析能够更好体现车架应用价值^[27]。Q235的抗拉强度约为 450 MPa,根据其抗拉强度估算 S-N 曲线^[28],材料 S-N 曲线如图 16 所示。本文选用高周疲劳对车架计算,考虑到平均应力对仿真结果的影响,选用 Goodman 理论进行修正,其表达式为

$$\sigma = \sigma_a \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right) \quad (51)$$

式中: σ 为等效应力; σ_a 为应力幅值; σ_m 为平均应力; σ_u 为抗拉强度。

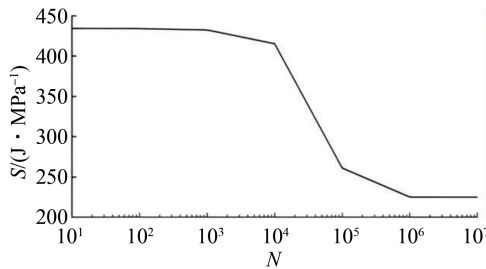


图 16 S-N 曲线

疲劳寿命分析方法如图 17 所示。图 18 和图 19 为车架疲劳寿命分布云图。由图可见,在两种工况下,车架中最小疲劳寿命循环分别为 487 411 与

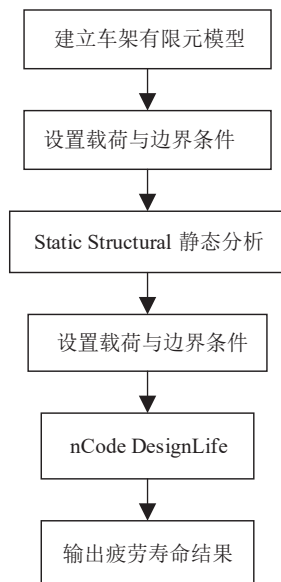


图 17 疲劳寿命分析步骤

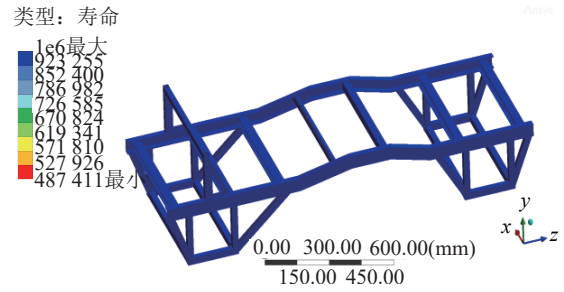


图 18 弯曲工况车架疲劳寿命分布云图

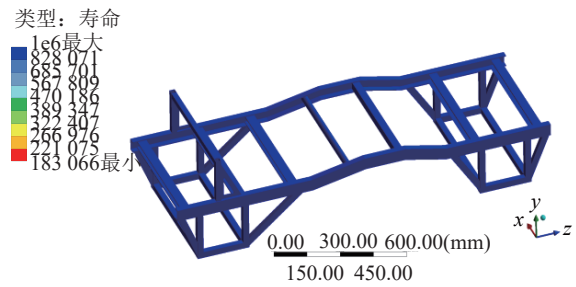


图 19 扭转工况车架疲劳寿命分布云图

183 066,这些薄弱环节主要发生在梁与梁的连接点上。产生这一现象是因为梁与梁之间通过焊接固定,而焊接部位的强度显著低于梁体自身结构强度。车架其它部分疲劳寿命循环次数均达到 10^6 数量级,由图 16 材料 S-N 曲线可见,当疲劳循环次数达到 10^6 数量级以后材料疲劳强度趋近于 225 MPa,而本文所研究车架的疲劳强度约为 235 MPa,即循环次数达到 10^6 数量级以后材料疲劳强度小于车架的疲劳强度,这一水平可以被视作无限寿命。因此,除了焊接连接点外,车架的整体结构在疲劳强度方面表现良好,符合设计要求。

6 结论

(1) 车架在弯曲、扭转工况和模态要求下均满足强度和刚度要求。通过优化车架中工字梁的响应面,确定设计变量的相关性、约束条件和目标函数,并生成 3 组候选点,为后续使用优化算法提供检验标准,为车架优化奠定基础。

(2) 提出 IHHO 优化算法,该算法在 HHO 算法的基础上,利用 Bernoulli 混沌映射、对数收敛因子以及秃鹰优化算法对其改进获得。提升了算法的寻优能力和收敛精度,并有效缩短了收敛时间,为车架优化工作提供参考。

(3) 基于本文提出的联合 IHHO 算法的优化方法对车架轻量化进行了研究。算例结果表明:车架整体质量减轻 33.6%,最大变形量减小 6.33%,最大等效应力增大 3.01%,1 阶模态频率减少 19.48%,成功避开共振带范围,满足疲劳强度要求。上述数据表明,优化方法效果显著,车架轻量化研究取得良好结果。

(4) 本文研究方法存在一定局限性。例如,在利用算法对车架中工字梁进行分析时,未考虑到连接时焊点的作用力,导致存在一定误差。此外,针对提出的 IHHO 算法在求解复杂多维优化问题时,须合理调整变量的离散约束,否则易出现局部最优解的问题。

参考文献

- [1] 金红杰,周忠胜,臧利国,等.基于实测载荷谱的车架结构仿真优化方法及应用[J].振动与冲击,2023,42(1):181-189.
JIN H J, ZHOU Z S, ZANG L G, et al. Simulation and optimization method of vehicle frame structure based on measured load spectrum and its application[J]. Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(1): 181-189.
- [2] 范子杰,桂良进,苏瑞意.汽车轻量化技术的研究与进展[J].汽车安全与节能学报,2014,5(1):1-16.
FAN Z J, GUI L J, SU R Y. Research and development of automotive lightweight technology [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2014, 5(1): 1-16.
- [3] 赵帅,隰大帅,王世朝,等.FSAE 赛车车架的强度和刚度分析[J].计算机辅助工程,2011,20(4):53-56.
ZHAO S, XI D S, WANG S C, et al. Strength and stiffness analysis on FSAE racing car frame [J]. Computer Aided Engineering, 2011, 20(4): 53-56.
- [4] ZHANG J, DENG Y, ZHENG B, et al. Lightweight design of low-load electric vehicle frame [J]. Journal of Computational Methods in Sciences and Engineering, 2020, 21(3): 1-11.
- [5] MA W Y, LU Y H, WANG P Y, et al. Double optimization design of the formula racing car frame based on the variable density method and the joint variable method [J]. Applied Sciences, 2023, 13: 10155.
- [6] 吴钟鸣,徐礼辉,郭语.小型电动汽车车架的设计与轻量化改进[J].现代制造工程,2020(4):77-82.
WU Z M, XU L K, GUO Y, et al. Design and lightweight improvement of small electric vehicle frame [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2020(4): 77-82.
- [7] 于真玉,李伟亮,李励.微型电动汽车车架结构轻量化设计研究[J].现代制造工程,2019(1):75-81.
YU Y Z, LI W L, LI L. Research on lightweight design of the frame structure for micro electric vehicles [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2019(1): 75-81.
- [8] 付为刚,程文明,于兰峰,等.正轨箱梁横向肋的竹子结构仿生学设计[J].西南交通大学学报,2013,48(2):211-216.
FU W G, CHENG W M, YU L F, et al. Bionics design of transverse stiffener in the upright rail box girder based on bamboo structure [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2013, 48(2): 211-216.
- [9] 李兴山,乔捷,李明昊.仿生机器鱼框架机构动力学分析与轻量化设计[J].机械强度,2023,45(5):1199-1204.
LI X S, QIAO J, LI H M. Dynamics analysis and light-weight design of bionic robotic fish frame mechanism [J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(5): 1199-1204.
- [10] 丁友,周洲,刘红军,等.基于基结构法的机翼仿生曲面网格结构设计[J].西北工业大学学报,2022,40(2):271-280.
DING Y, ZHOU Z, LIU H J, et al. Designing bionic surface grid structure with base structure method [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2022, 40(2): 271-280.
- [11] 张健,谢禹琳.某微型电动商用车车架轻量化优化研究[J].机电工程,2020,37(3):283-287.
ZHANG J, XIE Y L. Optimization of lightweight frame for a micro-electric commercial vehicle [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(3): 283-287.
- [12] 顾方秋,苏小平,缪小冬.某半挂车车架性能分析及结构优化设计[J].重庆理工大学学报(自然科学),2022,36(7):94-101.
GU F Q, SU X P, MIU X D. Performance analysis and structural optimization design of a semi-trailer frame [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2022, 36(7): 94-101.
- [13] LIU F, XU Y L, LI M, et al. Optimization of automotive battery pack casing based on equilibrium response surface model and multi-objective particle swarm algorithm [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2023, 237(6): 1183-1194.
- [14] XU T, YANG J L, ZHU L L, et al. Lightweight design optimization of nonpneumatic tires under radial-stiffness constraints [J]. Machines, 2022, 10(10): 889-889.
- [15] JIANG R C, CI S K, LIU D, et al. A hybrid multi-objective optimization method based on NSGA-II algorithm and entropy weighted TOPSIS for lightweight design of dump truck carriage [J]. Machines, 2021, 9: 156.
- [16] CHENG L, LIN H B, ZHANG Y L. Optimization design and analysis of mobile pump truck frame using response surface methodology [J]. PLoS ONE, 2023, 18(8): e0290348.
- [17] 马芳武,王卓君,杨猛,等.汽车后副车架轻量化概念设计方法研究[J].汽车工程,2021,43(5):776-783,790.
MA F W, WANG Z J, YANG M, et al. Research on light-weight conceptual design method of vehicle rear subframe [J]. Automotive Engineering, 2021, 43(5): 776-783, 790.
- [18] 陈静,崔晓凡,郑晋军,等.基于加点多目标粒子群算法的碳纤维防撞梁优化设计[J].湖南大学学报(自然科学版),2022,49(8):21-28.
CHENG J, CUI X F, ZHENG J J, et al. Optimization design of carbon fiber anti-collision beam based on multi-objective particle swarm with additional points [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2022, 49(8): 21-28.

- [19] 杨海洋,丁娟,蔡珂芳,等.基于粒子群-细菌觅食混合优化算法的汽车碳纤维复合材料地板铺层设计[J].汽车技术,2024(8):53-62.
YANG H Y, DING J, CAI K F, et al. Ply design of automotive carbon fiber composite floor based on PSO-BFO algorithm [J]. Automobile Technology, 2024(8):53-62.
- [20] WANG D F, XIE C, LIU Y C, et al. Multi-objective collaborative optimization for the lightweight design of an electric bus body frame[J]. Automotive Innovation, 2020, 3(3): 250-259.
- [21] 张亮,张继业,李田,等.超高速列车流线型头型多目标优化设计[J].机械工程学报,2017,53(2):106-114.
ZHANG L, ZHANG J Y, LI T, et al. Multi-objective optimization design of the streamlined head shape of super high-speed trains [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53 (2) : 106-114.
- [22] 王万林,徐从昌,王震虎,等.铝合金车体的有限元分析和结构评估方法研究[J].汽车工程,2019,41(6):607-614,640.
WANG W L, XU C C, WANG Z H, et al. A study on finite element analysis and structural assessment method for aluminum-alloy vehicle body[J]. Automotive Engineering, 2019, 41(6):607-614,640.
- [23] 徐灏.机械强度设计中的安全系数和许用应力[J].机械强度,1981(2):39-45.
XU H. Safety factor and allowable stress in mechanical strength design[J]. Journal of Mechanical Strength, 1981(2):39-45.
- [24] 刘长钊,张铁,宋健,等.纯电动汽车电驱动系统耦合动力学研究[J].汽车工程,2022,44(12):1896-1909.
LIU C Z, ZHANG T, SONG J, et al. Study on coupling dynamics of electric drive system of pure electric vehicle [J]. Automotive Engineering, 2022,44(12):1896-1909.
- [25] 高岳林,杨钦文,王晓峰,等.新型群体智能优化算法综述[J].郑州大学学报(工学版),2022,43(3):21-30.
GAO Y L, YANG Q W, WANG X F, et al. Overview of new swarm intelligent optimization algorithms [J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2022,43(3):21-30.
- [26] 汤安迪,韩统,徐登武,等.混沌精英哈里斯鹰优化算法[J].计算机应用,2021,41(8):2265-2272.
TANG A D, HAN T, XU D W, et al. Chaotic elite Harris hawks optimization algorithm [J]. Journal of Computer Applications, 2021,41(8):2265-2272.
- [27] GURAGAIN N, BISTA R, NEPAL P, et al. An experimental and numerical investigation on fatigue life cycle of leaf spring [J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2024, 1314 (1):012002-012002.
- [28] 荣吉利,李先航,王玺,等.某大型运输车的耐久性虚拟试验研究[J].北京理工大学学报,2022,42(2):111-117.
RONG J L, LI X H, WANG Y, et al. Virtual research on durability of large special freight vehicle [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2022,42(2):111-117.

(上接第991页)

- [14] ERIKSSON A. Implementation and evaluation of a mass estimation algorithm [D]. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, 2009.
- [15] VAHIDI A, STEFANOPOULOU A, PENG H. Recursive least squares with forgetting for online estimation of vehicle mass and road grade theory and experiments [J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(1):57-75.
- [16] 褚文博,罗禹贡,罗剑,等.电驱车辆的整车质量与路面坡度估计[J].清华大学学报(自然科学版),2014,54(6):724-728.
CHU W B, LUO Y G, LUO J, et al. Vehicle mass and road slope estimates for electric vehicles [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2014, 54(6):724-728.
- [17] 苏庆列,黄鹏.卡尔曼滤波方法估计车辆质量与道路坡度对比分析[J].机械设计,2021,38(7):105-109.
SU Q L, HUANG P, Comparative analysis on vehicle mass and road slope with the Kalman Filter approach [J]. Journal of Machine Design, 2021, 38(7):105-109.
- [18] SUN Y, LI L, YAN B J, et al. A hybrid algorithm combining EKF and RLS in synchronous estimation of road grade and vehicle mass for a hybrid electric bus [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 68-69:416-430.
- [19] LI B Y, ZHANG J, DU H P, et al. Two-layer structure based adaptive estimation for vehicle mass and road slope under longitudinal motion [J]. Measurement, 2017, 95:439-455.
- [20] LI X, MA J, ZHAO X, et al. Intelligent two-step estimation approach for vehicle mass and road grade [J]. IEEE Access, 2020, 8: 218853-218862.
- [21] FATHY H, KANG D, STEIN J, et al. Online vehicle mass estimation using recursive least squares and supervisory data extraction [C]. 2008 American Control Conference. IEEE, 2008.
- [22] LIU X Y, ALFI S, BRUNI S. An efficient recursive least square-based condition monitoring approach for a rail vehicle suspension system [J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(6):814-830.