

# 基于工况风险评估的叉车门架多工况拓扑优化

邹坤 侯亮 卜祥建 方奕凯

厦门大学航空航天学院, 厦门, 361005

**摘要:**以某3T型内燃叉车的标准门架为例,实现了典型工况下门架系统的整体非线性有限元分析;基于工况数据(工作时长、结构应力及形变位移),提出了工况风险评估方法及工况风险指标(RI)的概念;依据工况风险指标,提出了一种分配多工况拓扑优化权重系数的方法;采用折中规划法,以多工况下门架加权柔度最小为目标函数对门架结构进行拓扑优化;根据优化结果对门架结构进行改进设计,并进行了有限元分析。研究表明:风险评估法较传统平均分配法能得到更优的目标值;与原门架结构相比,新门架结构在3种典型工况下的最大应力分别减小10.05%、10.25%和1.58%,最大位移分别减小13.17%、12.93%和8.28%,质量减小7 kg。

**关键词:**叉车门架;工况风险指标;权重系数;折中规划法;多工况拓扑优化

**中图分类号:** TH122

**DOI:** 10.3969/j.issn.1004-132X.2019.05.010

**开放科学(资源服务)标识码(OSID):**



## Multi-working Condition Topology Optimization of Forklift Door Frames Based on Working Condition Risk Assessments

ZOU Kun HOU Liang BU Xiangjian FANG Yikai

School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen, Fujian, 361005

**Abstract:** The standard door frame of a 3T internal-combustion forklift was taken as an example, the global nonlinear finite element analyses of the door frame systems were realized under the typical conditions. Based on working condition data (work durations, structure stresses and deformation displacements), the working condition risk assessment method and the concept of working condition RI were put forward. According to the working condition RI, an objective weighting coefficient distribution method was proposed for multi-working condition topology optimization. Using the compromise programming approach, taking the door frames weighted flexibility minimum as the goal function under the multi-working conditions, the topology optimization of door frames was realized. According to the optimization results, the structures of the door frames were redesigned, and the finite element analyses were carried out. The results show that compared with the traditional average distribution method, the risk assessment method may get better target values. Compared with the original structures of door frames, the maximum stresses of the new door frames under three typical conditions are reduced by 10.05%, 10.25% and 1.58% respectively, the maximum displacements are reduced by 13.17%, 12.93% and 8.28% respectively, and the mass is reduced by 7 kg.

**Key words:** forklift door frame; working condition risk index(RI); weighting coefficient; compromise programming approach; multi-working condition topology optimization

### 0 引言

门架系统作为叉车提升货物的主要承重结构,其强度及刚度对叉车的安全性起着决定性作用<sup>[1]</sup>,分析门架系统的准确力学特性是门架结构设计及优化的基础。但门架系统各部分之间存在大量的接触,高度的接触非线性使门架在整体有限元分析时难以收敛,无法实施进一步的结构优化,因此在进行叉车门架结构的拓扑优化前需解

决其非线性仿真分析问题。此外,叉车门架作业工况繁多,进行优化设计需考虑各工况的综合影响。现有的多工况拓扑优化方法在分配工况权重系数时,主要依靠经验等主观因素,缺乏客观、准确的工况权重系数分配方法。

在门架系统的有限元分析方面,文献[2-3]采用局部分析的方法,分别计算门架各部件的载荷及边界条件,各部件单独进行有限元分析。而叉车作业工况繁杂,局部分析法不仅效率低下,也无法满足拓扑优化的要求。在多工况拓扑优化领

收稿日期:2018-02-05

基金项目:福建省科技重大专项(2016HZ0001-9)

• 568 •

域,文献[4-5]采用线性加权方法将多工况下最优问题转化为单目标问题,但对于非凸优化问题(即有两个目标冲突时),线性加权法不能确保得到所有的 Pareto 最优解。折中规划法能够很好地解决上述问题。文献[6-10]采用带权重的折中规划法,解决了优化中柔度最小与一阶固有频率最大之间的冲突。但无论采用线性加权法还是折中规划法进行多目标转化,都会遇到如何分配工况权重的问题。多数研究人员在分配工况权重时依靠经验或采取平均原则:文献[11]根据经验分配多工况下刚度目标与频率目标的权重;文献[4-6,8-10]在分配不同工况权重时视各工况同等重要,即不同工况取相同的权重系数;文献[7]采用决策论中层次分析法来计算不同工况的权重系数。但不论经验法、平均分配法还是层次分析法,都存在较多的主观因素。文献[12]虽然使用正交试验法来获取客车车身结构多工况拓扑优化的最优权重,但需要进行反复试验,在实际操作时比较繁琐。

本文研究了接触非线性有限元分析理论,构建了基于固体各向同性材料惩罚(solid isotropic material with penalization, SIMP)法的单工况拓扑优化数学模型及基于带权重的折中规划法的多工况拓扑优化数学模型;在3种典型工况下进行了叉车门架系统的整体非线性静力学分析,并通过算例验证非线性分析的准确性;根据优化结果对门架结构进行改进设计,并对改进结果进行分析和讨论。

## 1 非线性有限元分析理论及拓扑优化数学模型

### 1.1 非线性有限元分析理论

接触问题在力学上属于高度非线性问题,包括由大变形引起材料非线性和几何非线性,以及接触界面边界非线性。接触界面非线性源于2个方面<sup>[13]</sup>:其一,接触区域的大小和位置事先未知,且随着时间变化,需要在求解过程中确定;其二,接触条件的非线性,接触条件包括①接触物体的不可相互侵入,②接触力的法向分量只能是压力,③接触面切向的摩擦条件。上述条件区别于一般的约束条件,属于单边性不等式约束,具有强烈的非线性。

借助有限元软件,可以准确地模拟接触条件,解决模型中接触非线性难收敛的问题。接触面之间的接触属性包括法向作用和切向作用<sup>[14]</sup>。①法向作用:默认为“硬接触”(即接触面之间的接触力大小不受限制),当接触压力变为负值或零时,

解除接触面相应节点上的接触条件,两接触面分离。②切向作用:常用库仑摩擦模型,库仑摩擦计算公式为 $\tau_{crit} = \mu p$ (其中, $\tau_{crit}$ 为临界切应力, $p$ 为接触的法向压力, $\mu$ 为摩擦因数)。此外,接触设置还有滑移公式的选择及接触面过盈量的设置。

对于非线性问题,有限元软件多采用 Newton-Raphson 算法来求解。即把分析过程划分为一系列的载荷增量步,每个增量步依次进行迭代求解,所有增量响应的线性叠加即为非线性分析的近似解。

### 1.2 拓扑优化数学模型

SIMP 法是在相对密度法的基础上提出的,即带有惩罚因子的相对密度法。SIMP 法引入一种假想的相对密度在 0~1 之间可变的材料,假设设计材料的宏观弹性模量与材料密度成某种非线性关系,采用惩罚因子约束抑制相对密度介于 0 和 1 之间的单元<sup>[15]</sup>,使材料相对密度向 0 或 1 聚集。

在拓扑优化领域,最常用的方法是刚度拓扑优化。工程中通常把刚度最大问题等效为柔度最小化问题来研究,柔度值为单元总应变能值,计算与提取较方便<sup>[8]</sup>。基于 SIMP 变密度法,以结构的柔度最小为目标函数,以体积为约束条件的单工况拓扑优化数学模型如下:

$$\begin{aligned} \min \quad & C(\mathbf{X}) = \mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} = \sum_{e=1}^N (x_e)^p \mathbf{u}_e^T \mathbf{k}_e \mathbf{u}_e \\ \text{s.t.} \quad & \frac{V(\mathbf{X})}{V_0} = f \\ & \mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{F} \\ & 0 < x_{\min} \leq x_e \leq x_{\max} \leq 1 \end{aligned}$$

式中, $\mathbf{X}$ 为设计向量(即所有单元的相对密度向量); $C(\mathbf{X})$ 为结构的柔度; $\mathbf{F}$ 为载荷矩阵; $\mathbf{U}$ 为位移矩阵; $\mathbf{K}$ 为整体刚度矩阵; $x_e$ ( $e = 1, 2, \dots, N$ ,  $N$ 为单元总数)为单元相对密度; $\mathbf{u}_e$ 、 $\mathbf{k}_e$ 分别为单元位移矩阵和单元刚度矩阵; $V(\mathbf{X})$ 为在设计变量状态下的结构有效体积; $V_0$ 为结构原始体积; $f$ 为材料用量的百分比(体积系数); $x_{\max}$ 、 $x_{\min}$ 分别为单元相对密度的上下限,取 $x_{\max} = 1$ , $x_{\min} = 0.01$ ;  $p$ 为惩罚因子,该模型一般取 $p = 3$ 。

在多工况下的刚度拓扑优化问题中,每一个载荷工况将对应不同的最优拓扑结构<sup>[16]</sup>,因此,多工况拓扑优化属于多目标拓扑优化问题,可利用折中规划法将其转化为单目标问题。由折中规划法可得多工况拓扑优化的数学模型:

$$\left. \begin{aligned} \min \quad & C(\mathbf{X}) = \left[ \sum_{i=1}^m w_i^p \left( \frac{C_i(\mathbf{X}) - C_i^{\min}}{C_i^{\max} - C_i^{\min}} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} \\ \text{s.t.} \quad & \frac{V(\mathbf{X})}{V_0} \leq f \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中, $i$ 为载荷工况种数(在本文中分别为叉车门架工作的3种典型工况:标准工况、偏载工况、举升工况); $m$ 为工

况总数,取  $m = 3$ ;  $w_i$  为第  $i$  个工况的权重系数;  $p$  为惩罚因子,该模型中  $p \geq 2$ ;  $C_i(X)$  为第  $i$  个工况的柔度目标函数;  $C_i^{\max}$  为第  $i$  个工况柔度的最大值(即由优化前原结构分析得到的应变能);  $C_i^{\min}$  为第  $i$  个工况柔度的最小值(即填充材料后的模型进行分析得到的应变能)。

## 2 叉车门架的接触非线性有限元分析及准确性验证

以某平衡重式内燃叉车 3 m 标准门架为例进行静力学仿真分析。根据叉车作业过程中货物位置状态的不同,将叉车作业过程划分为 3 种典型的工况:运输状态下的标准工况,货物重心偏移的偏载工况,举升货物时的举升工况。由于门架系统的模型较大,故为了提高计算效率、节约计算成本,只选取门架系统的内门架、货叉架及货叉部分作为研究对象,在有限元软件 ABAQUS 中,通过合理设置接触条件,实现了 3 种典型工况下内门架-货叉架-货叉系统的整体非线性静力学分析。

### 2.1 叉车门架接触非线性有限元分析

叉车门架接触非线性有限元分析流程见图 1。

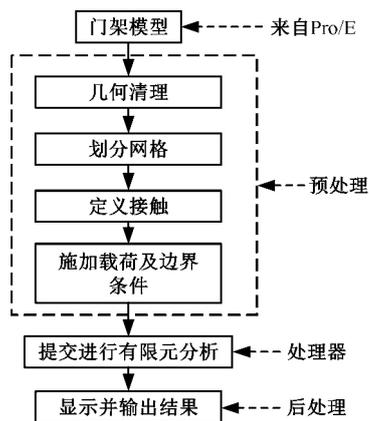


图 1 有限元分析流程

Fig.1 Finite element analysis process

(1) 几何清理。去除小尺寸圆角、倒角、孔及凸缘等;删除链条、液压缸等连接及动力传递型零部件,并用耦合、约束、载荷等方式进行等效替代;将轴承简化为套筒,轴承轴简化为阶梯轴。简化后的门架模型如图 2 所示。

(2) 网格的划分。门架零件板材的厚度为 18 mm 及以上,因接触部位的直接接触面与对应背面的应力差值较大,为保证分析的准确性,采用体网格对门架进行网格划分。为保证网格质量,整体采用线性六面体单元 C3D8R 进行网格划分;局部网格不协调处采用线性四面体单元 C3D4 进行划分;板厚方向依据材料厚度不同,划分单元层数为 2~4。模型共有六面体单元 104 910 个,四面体单元 7 030 个,节点 153 887 个。门架材料为

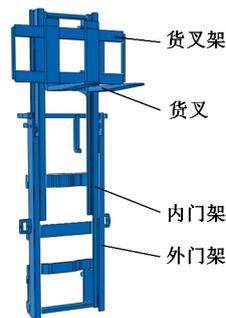


图 2 简化后叉车门架模型

Fig.2 Simplified model of door frame of forklift

16Mn,密度为 7 870 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量为 212 GPa,泊松比为 0.310,屈服强度为 345 MPa。

(3) 接触的定义。所有接触均采用面对面接触<sup>[17]</sup>,因为接触体刚度相近,主从面的选择对结果无影响;滑移公式为“有限滑移”,法向作用为“硬接触”,且接触后可分离;切向作用采用 Penalty 摩擦公式,设置无摩擦与摩擦因数为 0.15 两种情况。具体接触设置情况见表 1。

表 1 接触设置

Tab.1 Contact setting

接触部位	接触类型	滑移公式	接触容差 (mm)	法向行为	切向行为
接触 1:内门架槽钢与叉架滚轮(圆柱面)	面对面	有限滑移	3	硬接触	无摩擦
接触 2:内门架槽钢与叉架滚轮(侧面)	面对面	有限滑移	5	硬接触	无摩擦
接触 3:叉架与货叉	面对面	有限滑移	3	硬接触	摩擦因数为 0.15

(4) 载荷及边界条件的设置,提交计算。该型号叉车的额定载荷为 3T,安全系数取 1.5,计算时载荷取额定载荷的 1.5 倍(即 45 kN)。3 种典型载荷工况的门架有限元模型及载荷见图 3。3 种载荷工况的约束条件均相同,见图 4。详细工况参数及载荷、约束施加情况见表 2。其中,标准工

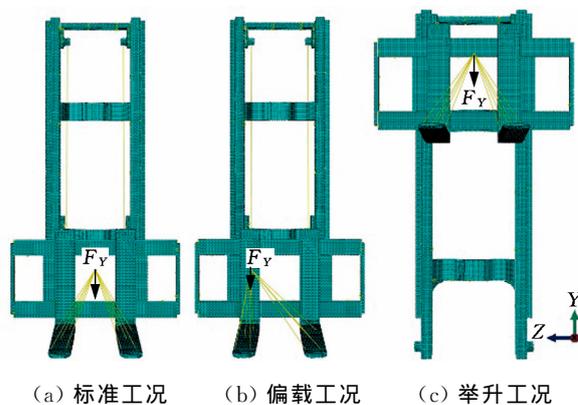


图 3 各载荷工况有限元模型及载荷

Fig.3 Finite element models and loads of different loads conditions

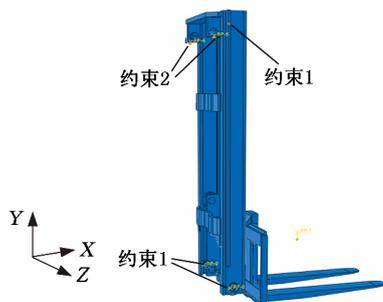


图 4 各载荷工况约束

Fig.4 Constraints of different load conditions

表 2 典型工况载荷及约束施加情况

Tab.2 Loads and constraints application under different working conditions

工况	载荷高度 (mm)	偏载量 (mm)	载荷中心距 (mm)	载荷 $F_y$ (kN)	约束
标准	300	0	600	-45	约束 1: 内门架挡板与下滚轮轴 $X$ 移动方向自由度 约束 2: 液压杆上支座 $X, Y, Z$ 移动及旋转方向自由度
偏载	300	175	600	-45	
举升	1 600	0	600	-45	

况为低位运输状态;偏载工况取极端工作状态,即货物重心偏移到一侧货叉上;举升工况取最危险状态,即货物在最高点。

原始门架结构在不同工况下的应力云图和位移云图分别见图5和图6。由于在实际工作过程

中货叉不易损坏,故本文只研究内门架和货叉架的强度及刚度状况,其静力学分析结果如下:

(1) 在标准、偏载、举升 3 种工况下,内门架和货叉架的最大应力依次为 196.0 MPa、231.2 MPa、221.2 MPa,最大位移依次为 4.732 mm、4.781 mm、4.492 mm。门架强度满足各载荷工况的强度要求,在偏载工况下门架的强度及刚度最差,所以叉车作业中应尽量避免偏载的发生。

(2) 内门架上下横梁和货叉架左右中板在三种工况下综合的最大应力为 231.2 MPa,且绝大部分区域的应力小于 100 MPa,远小于门架材料的屈服强度 345 MPa,门架结构存在强度冗余,有轻量化设计的空间。

### 2.2 准确性验证

为了验证整体非线性有限元分析的准确性,以标准工况下的叉车货叉架为例,进行非线性分析及线性分析对比。非线性分析(整体分析)的边界条件同前文标准工况;线性分析(独立分析)的边界条件见图 7,线性分析中货叉架原接触 1 的位置用  $X$  移动方向( $U_x$ ) 约束代替;原接触 2 位置用  $Z$  移动方向( $U_z$ ) 约束代替;原链条位置用  $Y$  移动方向( $U_y$ ) 约束代替。整体约束关于  $OXY$  平面对称,其他条件设置同非线性分析中的条件设置(见表 1 和表 2)。

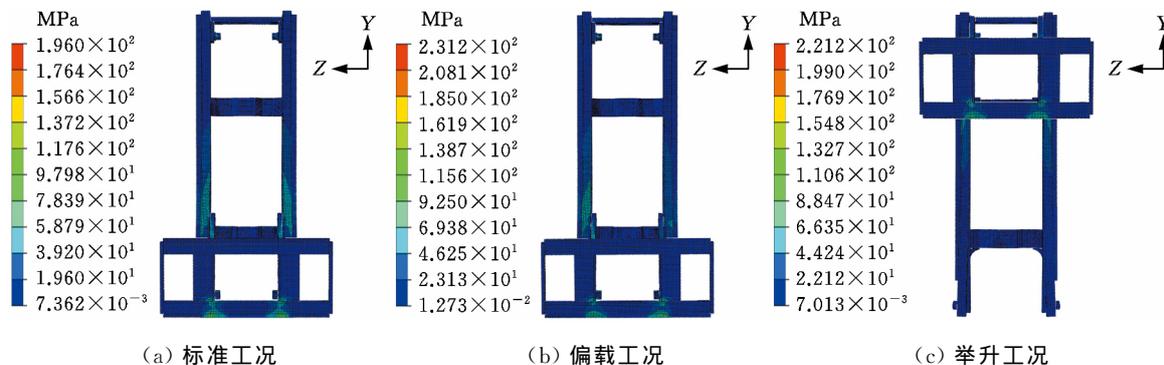


图 5 原始门架结构不同工况下应力云图

Fig.5 The stress cloud chart of the original door frame under different working conditions

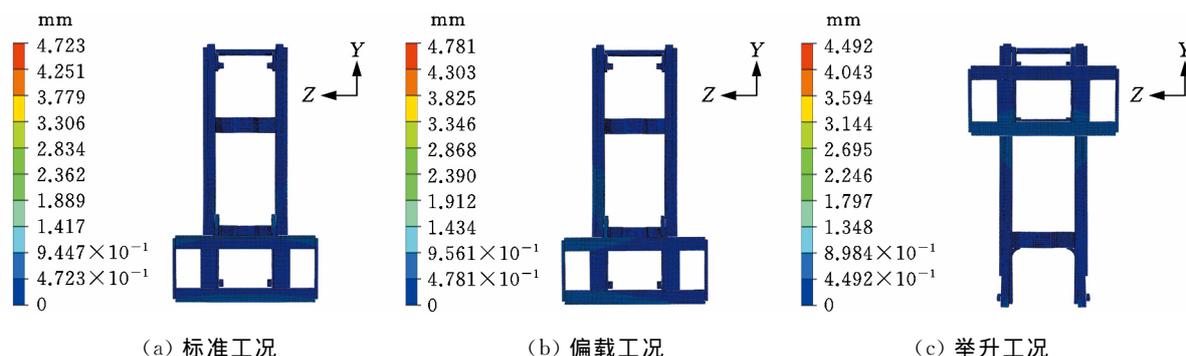


图 6 原始门架结构不同工况下位移云图

Fig.6 The displacement cloud chart of the original door frame under different working conditions

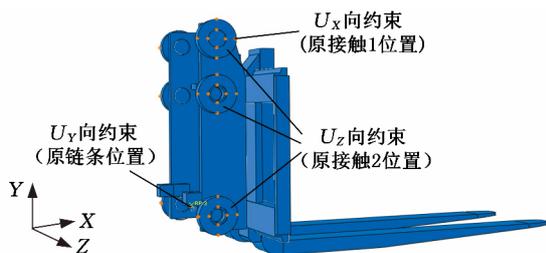
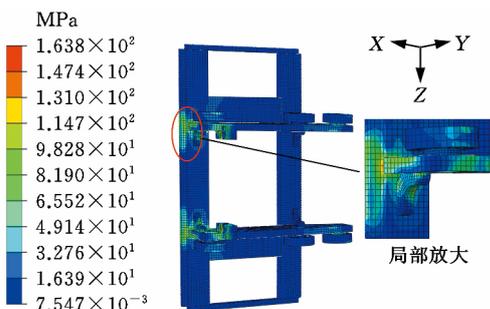


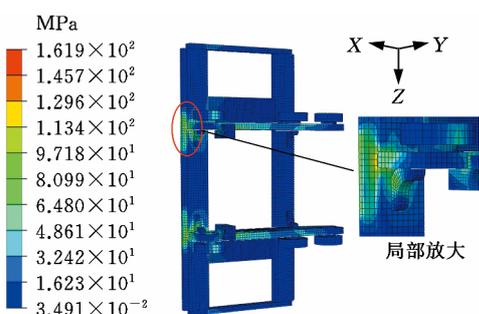
图 7 货叉架线性及非线性分析边界条件

Fig.7 Boundary conditions of fork frame under linear and nonlinear analysis

货叉架非线性及线性分析的结果见图 8。从图 8 中可以看出,非线性及线性分析得到的货叉架最大应力分别为 163.8 MPa 和 161.9 MPa,相对偏差为 1.2%,在合理范围内;整体应力分布基本上是一致的,且最大应力均出现在货叉架滚轮板与下横梁焊接位置(见图 8 局部放大部位)。结果表明:非线性分析结果与线性分析结果是吻合的,非线性分析结果是准确的。



(a) 非线性分析



(b) 线性分析

图 8 货叉架非线性及线性分析应力云图

Fig.8 The stress chart of fork frame under nonlinear and linear analysis

同时,非线性分析由于使用接触作为边界条件,会更加接近真实状态。对于零部件较多的结构,使用带接触的非线性分析虽然增加了计算机的计算量,但能显著减少分析人员的工作量,从而提高了工作效率。

### 3 工况风险评价方法及门架结构多工况拓扑优化

在多工况拓扑优化或多目标拓扑优化领域,

一直缺乏客观有效的工况权重系数分配方法。为此,笔者基于 Miner 准则(即疲劳损伤累积假说<sup>[18]</sup>)及工况雷达图<sup>[19]</sup>,依据工况数据,提出评估不同工况对门架损伤程度的工况风险评价方法及工况风险指标(risk index, RI)的概念;然后基于工况风险指标分配工况权重系数进行多工况拓扑优化,并与传统平均分配法得到的结果进行对比分析。基于工况风险评估的多工况拓扑优化流程见图 9。

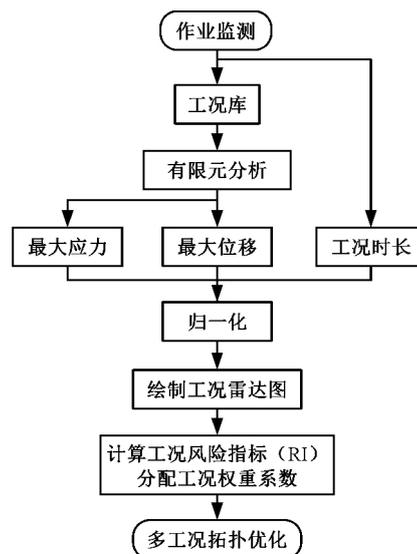


图 9 基于工况风险评估的多工况拓扑优化流程

Fig.9 Multi-working condition topology optimization process based on working condition risk assessment

#### 3.1 工况风险评价方法

依据 Miner 法则<sup>[18]</sup>,材料在一定应力水平下工作一段时间后会受到某种程度的损伤,当损伤累积到一定水平就会造成材料的疲劳破坏。由此可知,材料的疲劳损伤与其应力水平及工作时间有关,因此,本文提取应力及工作时长作为工况风险评估的 2 个特征参数。此外,门架结构在工作过程中会产生变形,若变形较大则会造成结构干涉或碰撞,对结构造成意外损伤。故在应力及工作时长的基础上,选取结构形变位移作为工况风险评估的第 3 个特征参数。

同时,为了准确地评估 3 个特征参数对结构的影响程度,选取最大应力比应力阈值、最大位移比位移阈值及工作时长所占比重,对工况特征应力、位移及工作时长分别进行归一化处理,并分别定义为应力指标  $I_S$ (stress index, SI)、位移指标  $I_D$ (displacement index, DI)、时长指标  $I_T$ (time index, TI)。计算表达式分别如下:

$$I_S(i) = S(i)/S_T \quad (2)$$

$$I_D(i) = D(i)/D_T \quad (3)$$

$$I_T(i) = T(i) / \sum_{i=1}^m T(i) \quad (4)$$

式中,  $S(i)$ 、 $D(i)$ 、 $T(i)$  分别为第  $i$  个工况的结构最大应力、最大位移及工作时长;  $S_T$ 、 $D_T$  分别为结构的应力阈值和位移阈值。

为保证门架不发生塑性变形, 取 16Mn 的屈服强度 345 MPa 为应力阈值; 同时为保证门架的刚度满足工况的刚度要求, 根据设计经验取位移阈值为 5 mm。

通过对叉车某一作业流程进行监测, 得到叉车在 3 种典型工况下的工作时长, 根据式(4) 计算各工况工作时长的占比, 从而得到各工况时长指标数值, 见表 3。

表 3 叉车某作业状态下工况时长及时长指标

Tab.3 Working duration and time index of a working condition of forklift trucks

工况	工作时长 (min)	时长指标 $I_T$
标准	3.0	0.667
偏载	0.5	0.111
举升	1.0	0.222

此外, 需要计算叉车门架在不同工况下的应力指标  $I_S$  和位移指标  $I_D$ 。前文已进行门架结构在 3 种典型工况下的静力学有限元分析, 得到门架在不同工况下的最大应力及最大位移, 根据式(2)、式(3) 分别计算工况应力指标  $I_S$  及位移指标  $I_D$ 。通过归一化处理后得到的 3 种工况指标值见表 4。

表 4 叉车某作业状态下工况指标

Tab.4 Working condition index of a working condition of forklift trucks

工况	应力指标 $I_S$	位移指标 $I_D$	时长指标 $I_T$
标准	0.568	0.945	0.667
偏载	0.670	0.956	0.111
举升	0.641	0.898	0.222

雷达图是一种应用广泛的综合评价方法, 其最鲜明的特点是可视化, 能够直观地显示被评估对象的状态, 同时可通过数值比例组合实现定量评价<sup>[19]</sup>。为了准确地评价 3 种工况指标对门架的综合损伤程度, 根据表 4 中的数据, 绘制工况风险单位面积雷达图(图 10)。其中, 以各工况在雷达图中所围多边形面积(工况雷达图面积) 来评估不同工况对门架的损伤程度。

依据工况风险雷达图(图 10), 本文提出一种衡量不同工况相对重要程度的指标, 定义为工况风险指标  $I_R$  (risk index, RI), 其表达式如下:

$$I_R(i) = A_i / \sum_{i=1}^m A_i \quad (5)$$

式中,  $I_R(i)$  为第  $i$  个工况的工况风险指标;  $A_i$  为第  $i$  个工况的工况雷达图面积。

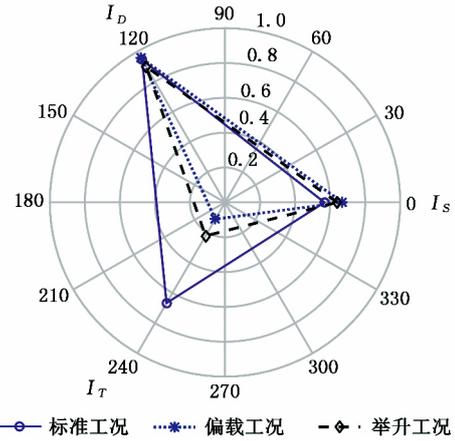


图 10 工况风险雷达图

Fig.10 Working condition risk radar chart

通过 MATLAB 编程计算各工况的雷达图面积, 并根据式(5) 计算工况风险指标  $I_R$ , 结果见表 5。工况风险指标  $I_R$  越大, 表明在该工况下工作门架的损伤风险越大(即该工况更为重要), 因此, 本文提出的基于工况风险指标  $I_R$  的多工况拓扑优化权重系数分配方法更具客观性。

表 5 工况雷达图面积及工况风险指标

Tab.5 The area of radar chart and the RI of working condition

	标准工况	偏载工况	举升工况
雷达图面积	0.669 4	0.355 5	0.397 2
工况风险指标 $I_R$	0.471	0.250	0.279

### 3.2 叉车门架的多工况拓扑优化

(1) 构建门架结构的拓扑优化模型。由第 2 节有限元分析结果可知: 内门架的上下横梁及货叉架的两中梁的最大应力为 231.2 MPa, 远小于门架材料的屈服强度 345 MPa, 且多数区域的应力小于 100 MPa, 内门架横梁及货叉架中梁存在强度冗余, 门架结构有轻量化设计空间, 因此, 在内门架左右槽钢及货叉架上下梁之间进行材料填充并作为设计区域, 构建门架结构的拓扑优化模型(图 11)。

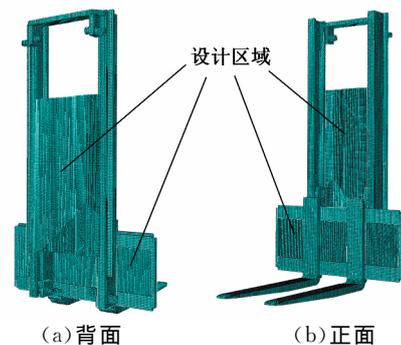


图 11 门架的拓扑优化模型

Fig.11 Topology optimization model of door frame

(2)采用带权重系数的折中规划法构建门架结构的多工况拓扑优化目标函数。根据式(1),取门架在 3 种工况下的工况风险指标  $I_R = 0.471, 0.250, 0.279$ , 分别作为工况权重系数  $w_i$  的值。将多工况刚度最大转换为单目标刚度最大问题,在 ABAQUS 的 Optimization 模块中设置目标函数,设置体积系数(设计变量状态下的结构有效体积与初始体积的比值)为 0.2;同时,为了避免最终拓扑结构中出现细小的传力路径<sup>[20]</sup>,保证结构具有较好的工艺性,设置最小拓扑尺寸为 20 mm,最大拓扑尺寸为 120 mm,设置对称几何约束。采用平均分配法作为对比,取 3 种载荷工况的权重系数均为 0.333,其余条件保持不变来进行拓扑优化。

风险评估法及平均分配法分别经过 27 次和 26 次迭代后收敛,迭代过程见图 12。从图 12 中可以看出,迭代过程中门架加权柔度不断减小,最终趋于稳定。其中,平均分配法得到的最终柔度为 89 738.22 N/m;而风险评估法得到的最终柔度值为 88 615.67 N/m,较平均分配法的最终柔度值小 1 122.55 N/m,因此,相对于传统的平均分配法,风险评估法能得到更小的加权柔度值。

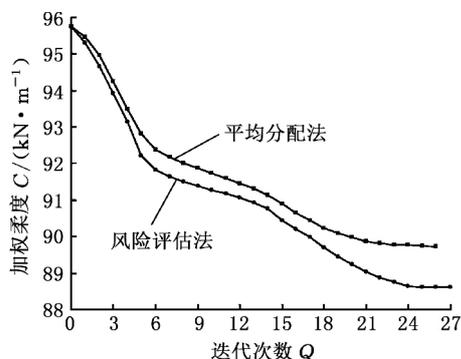
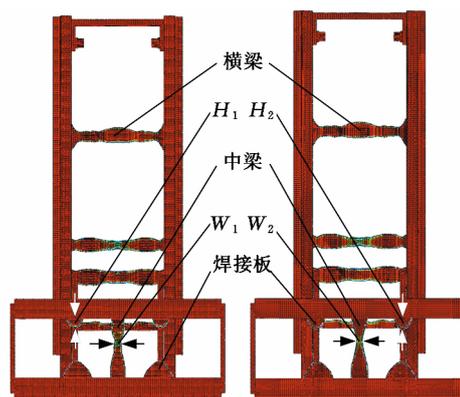


图 12 拓扑优化迭代过程

Fig.12 Iterative process of topology optimization

图 13 所示为门架拓扑优化结果,  $W_1$ 、 $W_2$  分别为采用风险评估法和平均分配法得到的货叉架中梁最窄处宽度;  $H_1$ 、 $H_2$  分别为采用风险评估法和平均分配法得到的焊接板(上部 2 个)高度方向长度。由图 13 可以看出,风险评估法和平均分配法得到的门架拓扑结构基本相同。内门架槽钢之间的横梁由原来较宽的 2 根变成不同尺寸呈一定距离排列的 4 根;货叉架的中梁由 2 根变为 1 根,并在原结构 2 根中梁的位置拓扑生成 4 个焊接板。整体结构在空间中呈平面对称分布。

通过测量得到  $W_1 = 35$  mm,  $W_2 = 25$  mm;  $H_1 = 30$  mm,  $H_2 = 40$  mm。通常来说,尺寸越大,强度越高。 $W_1 > W_2$ ,表明在标准工况下,采



(a)风险评估法 (b)平均分配法

图 13 拓扑优化结果

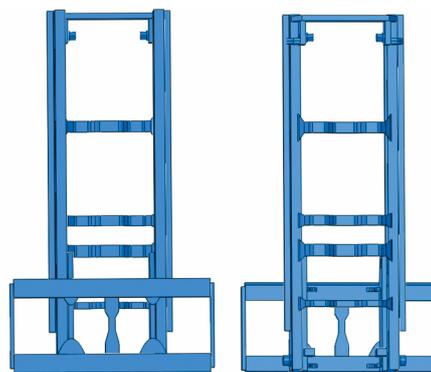
Fig.13 Result of topology optimization

用风险评估法得到的结构较平均分配法得到的结构,其强度更大;且风险评估法中标准工况的权重系数也更大(风险评估法中的权重系数为 0.471,平均分配法中的权重系数为 0.333)。两种方法中,工况权重系数大小与结构强度大小的规律一致,间接证明了拓扑优化结果的合理性。

综上所述,风险评估法相对于平均分配法在权重分配上更加合理有效,但是否有更优的工况权重分配方法需要进一步研究。

### 3.3 门架结构再设计及结果分析

综合考虑门架在 3 种载荷工况下的性能,选取风险评估法得到的门架结构(加权柔度更小)作为设计参考。结合可加工性及加工经济性,采用三维软件 SolidWorks 对门架结构进行再设计,得到新的门架结构,见图 14。新门架槽钢间 4 根横梁的宽度从上到下依次为 60 mm、55 mm、65 mm、35 mm,原始门架的 2 根横梁宽度均为 120 mm,对比可知新门架的总耗材量有所减少。货叉架中梁上下宽中间窄,宽处为 75 mm,窄处为 35 mm;焊接连接板轮廓呈类抛物线状。



(a)正面 (b)背面

图 14 新门架结构

Fig.14 New structure of door frame

为了验证新门架结构的力学性能,建立新门架有限元模型,边界条件及载荷与第2节相同,分别在标准、偏载、举升3种典型工况下进行有限元分析,新门架结构在不同工况下的应力云图和位移云图分别见图15和见图16。由图15和图16

可以看出,在3种工况下,新门架的最大应力分别为176.3 MPa、207.5 MPa、217.7 MPa;最大位移分别为4.109 mm、4.163 mm、4.120 mm。对比前后有限元分析结果可知:

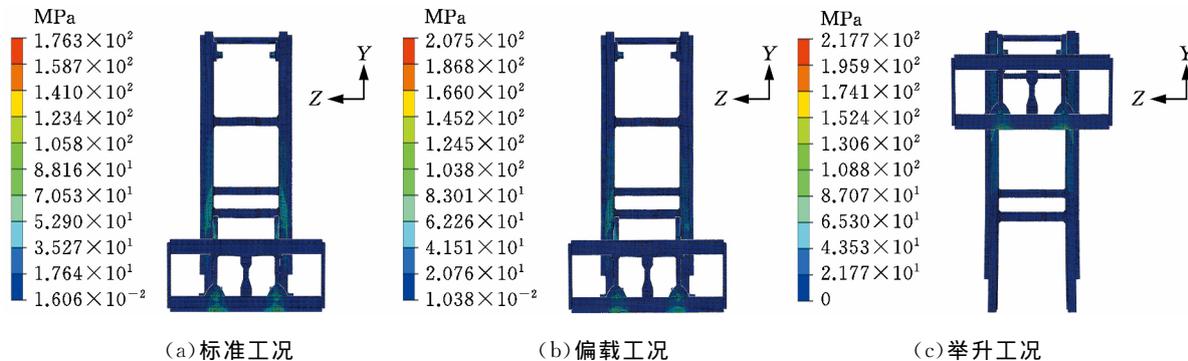


图15 新门架结构不同工况下应力云图

Fig.15 The stress cloud chart of the new door frame under different working conditions

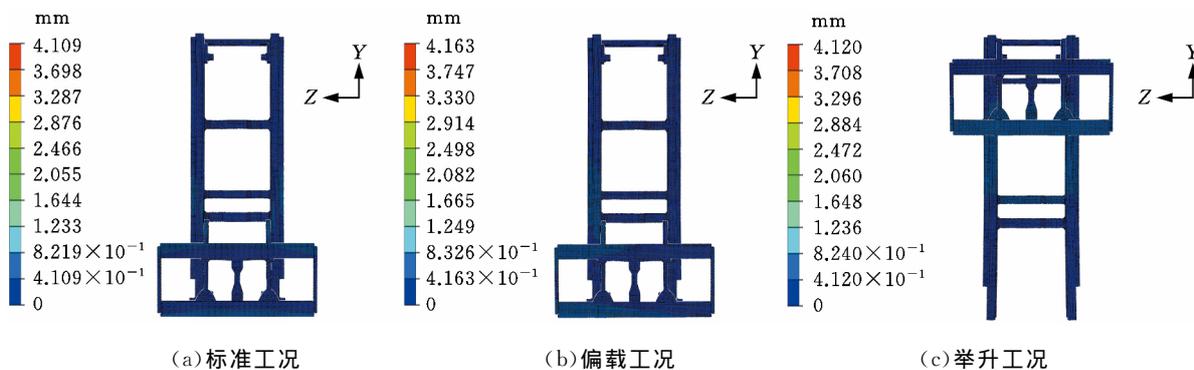


图16 新门架结构不同工况下位移云图

Fig.16 The displacement cloud chart of the new door frame under different working conditions

(1)相对于原门架结构,优化后的门架结构在3种典型工况下的最大应力分别减小10.05%、10.25%和1.58%,最大位移分别减小13.17%、12.93%和8.28%,质量减小7 kg。新门架结构具有更高的强度及刚度,且质量更小。门架原始结构与新结构的对比数据见表6。

表6 门架原始结构与新结构强度及刚度对比

Tab.6 Comparison of strength and stiffness between original structure and new structure of door frame

	标准工况		偏载工况		举升工况	
	最大应力 (MPa)	最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)	最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)	最大位移 (mm)
优化前	196.0	4.732	231.2	4.781	221.2	4.492
优化后	176.3	4.109	207.5	4.163	217.7	4.120
变化率 (%)	-10.05	-13.17	-10.25	-12.93	-1.58	-8.28

(2)标准工况下门架的最大位移减小最多,刚度提升最为显著,这与拓扑优化中标准工况的权重系数最大是一致的,一定程度上验证了基于工

况风险评估的权重系数分配方法的合理性。

#### 4 结论

(1)通过对叉车门架系统的合理简化、准确的接触设置,实现叉车门架的整体非线性有限元分析,并与线性分析结果进行对比,验证了非线性分析结果的准确性,同时避免了工况多变需要反复分析计算边界条件而带来的繁琐。

(2)基于工况数据(工作时长、结构应力及形变位移),提出了工况风险评估方法及工况风险指标的概念,并据此提出一种分配多工况拓扑优化权重系数的方法,该方法较平均分配法在多工况拓扑优化中能得到更优的目标值,为工程实践中处理多工况优化权重系数分配问题提供了新的思路。

(3)结合折中规划法,实现叉车门架结构多工况拓扑优化,并根据优化结果对门架结构进行改进设计。新门架结构在不同工况下的强度及刚度均得到提升,且实现了减重,为设计性能更优的叉

车门架结构提供了参考。

参考文献:

- [1] 尹辉俊, 王祖皓, 洪晓莉, 等. 叉车门架系统中滚轮所受作用力的计算分析[J]. 机械设计与制造, 2015(5): 80-82.  
YIN Huijun, WANG Zuhao, HONG Xiaoli, et al. The Calculation and Analysis of the Force on the Wheels in the Forklift Door Frame System [J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(5): 80-82.
- [2] 徐杰君. 叉车门架的有限元分析及动态仿真分析[D]. 西安:西北农林科技大学, 2009.  
XU Jiejun. The Finite Element Analysis and Dynamic Simulation Analysis of the Forklift Mask [D]. Xi'an, Northwest Agriculture and Forestry University, 2009.
- [3] 彭振. 中吨位叉车门架的有限元分析与结构优化[D]. 锦州:辽宁工业大学, 2014.  
PENG Zhen. Middle Tonnage Forklift Truck Door Frame Finite Element Analysis and Structure Optimization to Improve[D]. Jinzhou: Liaoning University of Technology, 2014.
- [4] 许华阳, 关立文, 王立平, 等. 惯性载荷下飞行模拟器大臂结构的拓扑优化[J]. 机械工程学报, 2014, 50(9): 14-23.  
XU Huayang, GUAN Liwen, WANG Liping, et al. Topology Optimization for the Arm of Flight Simulator under Inertial Loads[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 14-23.
- [5] 魏静, 李震, 孙伟, 等. 基于 SIMP 及应变能理论的高速动车齿轮箱结构优化[J]. 机械强度, 2011, 33(4): 558-564.  
WEI Jing, LI Zhen, SUN Wei, et al. Shape and Topology Optimization for Gear Box of High Speed-train Based on SIMP Model and Strain Energy Theory[J]. Journal of Mechanical Strength, 2011, 33(4): 558-564.
- [6] 范文杰, 范子杰, 桂良进, 等. 多工况下客车车架结构多刚度拓扑优化设计研究[J]. 汽车工程, 2008, 30(6): 531-533.  
FAN Wenjie, FAN Zijie, GUI Liangjin, et al. Multi-stiffness Topology Optimization of Bus Frame with Multiple Loading Conditions[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(6): 531-533.
- [7] 兰凤崇, 赖番结, 陈吉清, 等. 考虑动态特性的多工况车身结构拓扑优化研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(20): 122-128.  
LAN Fengchong, LAI Fanjie, CHEN Jiqing, et al. Multi-case Topology Optimization of Body Structure Considering Dynamic Characteristic[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(20): 122-128.
- [8] 兰凤崇, 张浩锴, 王家豪, 等. 汽车转向节拓扑优化方法研究及应用[J]. 汽车工程, 2014, 36(4): 464-468.  
LAN Fengchong, ZHANG Haokai, WANG Jiahao, et al. Study and Application of Topology Optimization Technique for Vehicle Steering Knuckles[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(4): 464-468.
- [9] 范文杰, 范子杰, 苏瑞意. 汽车车架结构多目标拓扑优化方法研究[J]. 中国机械工程, 2008, 19(12): 1505-1508.  
FAN Wenjie, FAN Zijie, SU Ruiyi. Research on Multi-objective Topology Optimization on Bus Chassis Frame[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(12): 1505-1508.
- [10] 张兰春, 赵清海, 张洪信, 等. 汽车动力总成悬置支架的多目标拓扑优化[J]. 汽车工程, 2017, 39(5): 551-555.  
ZHANG Lanchun, ZHAO Qinghai, ZHANG Hongxin, et al. Multi-objective Topology Optimization for the Mount Bracket of Vehicle Powertrain [J]. Automotive Engineering, 2017, 39(5): 551-555.
- [11] 谢伦杰, 张维刚, 常伟波, 等. 基于 SIMP 理论的电动汽车车身多目标拓扑优化[J]. 汽车工程, 2013, 35(7): 583-587.  
XIE Lunjie, ZHANG Weigang, CHANG Weibo, et al. Multi-objective Topology Optimization for Electric Car Body Based on SIMP Theory[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(7): 583-587.
- [12] 高云凯, 王婧人, 汪翼. 基于正交试验的大型客车车身结构多工况拓扑优化研究[J]. 汽车技术, 2011(11): 16-19.  
GAO Yunkai, WANG Jingren, WANG Yi. Multi-case Topology Optimization of Bus Body Structure Based on Orthogonal Test[J]. Automobile Technology, 2011(11): 16-19.
- [13] 于少春. 变速器齿轮齿面接触分析建模与仿真[D]. 长春:吉林大学, 2007.  
YU Shaochun. Modeling and Simulation for Tooth Face Contact Analysis of Transmission Gears[D]. Changchun: Jilin University, 2007.
- [14] 石亦平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京:机械工业出版社, 2016.  
SHI Yiping, ZHOU Yurong. ABAQUS Finite Element Analysis Example Detailed[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2016.
- [15] BENDSØE M P, SIGMUND O. Material Interpolation Schemes in Topology Optimization[J]. Archive of Applied Mechanics, 1999, 69(9/10): 635-654.

# 生物去除加工现状综述及其技术分析

马飞 黄辉 徐西鹏

华侨大学制造工程研究院, 厦门, 361021

**摘要:**介绍了生物去除加工技术产生的背景、发展概况和加工机理。着重对生物去除加工的材料种类、生物去除加工所用的微生物种类和培养基种类进行了详细的综述。分析了目前生物去除加工尚未得到应用的原因,展望了生物去除加工技术未来的研究方向,为深入研究生物去除的加工机理、拓展生物去除加工的应用领域提供参考。

**关键词:**微生物;生物去除加工;加工机理;去除率

**中图分类号:** TS758.7

**DOI:** 10.3969/j.issn.1004-132X.2019.05.011

**开放科学(资源服务)标识码(OSID):**



## State Overview and Technology Analysis of Biomachining

MA Fei HUANG Hui XU Xipeng

Institute of Manufacturing Engineering, Huaqiao University, Xiamen, Fujian, 361021

**Abstract:** The technical background, development situation and machining mechanism of biomachining were introduced. The types of materials, microorganism species and the kinds of culture media used in machining processes were reviewed in detail. The reasons of no commercial applications yet were analyzed and the probable further trends of biomachining were forecasted. There will be reference values provided herein for further studying machining mechanism and expanding the application fields of biomachining.

**Key words:** microorganism; biomachining; machining mechanism; removal rate

### 0 引言

目前能对工程材料进行去除加工的手段多种

多样,大体上可以分为传统机械加工方法和特种加工方法。传统的机械加工是通过刀具、磨具等直接利用机械能去除多余材料的方法,如车削加工、铣削加工、刨削加工和磨削加工等。特种加工是利用

收稿日期:2017-09-25

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375179,51235004)

[16] 祝小元,方宗德,申闪闪,等.汽车悬架控制臂的多目标拓扑优化[J].汽车工程,2011,33(2):138-141.

ZHU Xiaoyuan, FANG Zongde, SHEN Shanshan, et al. Multi-objective Topology Optimization for the Control Arm of Vehicle Suspension[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(2): 138-141.

[17] 冯剑军,谭援强.刚性圆柱和半平面之间摩擦滑动接触中的应力计算[J].工程力学,2010,27(8):40-47.

FENG Jianjun, TAN Yuanqiang. The Stress Calculation in the Frictionally Slipping Contact between a Rigid Cylinder and a Half Plane[J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(8): 40-47.

[18] 濮良贵,陈国定,吴立言.机械设计[M].北京:高等教育出版社,2013.

PU Lianggui, CHEN Guoding, WU Liyan. Mechanical Design [M]. Beijing: Higher Education Press, 2013.

[19] WANG S, HOU L, LEE J, et al. Evaluating Wheel Loader Operating Conditions Based on Radar Chart[J]. Automation in Construction, 2017, 84: 42-49.

[20] 邱瑞斌,雷飞,陈园,等.基于权重比的车架多工况拓扑优化方法研究[J].工程设计学报,2016,23(5):444-452.

QIU Ruibin, LEI Fei, CHEN Yuan, et al. Research on the Method of Multi-case Topology Optimization of Frame Structure Based on the Weight Ratio[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2016, 23(5): 444-452.

(编辑 胡佳慧)

作者简介:邹坤,男,1992年生,硕士研究生。研究方向为CAE/NVH。E-mail: 963250100@qq.com。侯亮(通信作者),男,1974年生,教授、博士研究生导师。研究方向为产品大批量定制技术/振动噪声控制/工业大数据。E-mail: hliang@xmu.edu.cn。