DOI: 10.19659/j.issn.1008-5300.20250305009

大吨位货梯轿架轻量化设计*

江 楠¹,陈志平²

(1. 杭州电子科技大学,浙江杭州 310018; 2. 浙江大学城市学院,浙江杭州 310015)

摘 要:为提高大吨位电梯轿架的力学性能,实现轿架结构减重的目的,文中通过 ANSYS Workbench 平台建立参数化轿架模型, 进行静载、动载力学分析以及模态分析,采用变密度法对轿底底架和拉杆建立拓扑优化模型,并基于拓扑优化结果对原轿底底架和 拉杆的结构布局进行重构。然后,以轿架结构的总质量最小为优化目标,以构件标准参数的取值范围和轿架的最大变形值为约束条 件,构建轿架构件尺寸优化模型。为提高求解速度,针对钢截面提出一种离散型参数拟合设计方法,并对轿架构件参数进行装配尺 寸关联,依据参数拟合提出选型设计,完成优化求解后的参数选型。结果表明:优化后的轿架结构达到了轻量化的设计要求,并且 满足安全性需求和各项力学性能指标。

关键词:大吨位货梯;拓扑优化;轻量化设计;尺寸优化

中图分类号:TU857 文献标识码:A 文章编号:1008-5300(2025)02-0017-06

引用格式:江楠,陈志平.大吨位货梯轿架轻量化设计[J].电子机械工程,2025,41(2):17-22.

JIANG N, CHEN Z P. Lightweight design of large-tonnage elevator car frame[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2025, 41(2): 17–22.

Lightweight Design of Large-tonnage Elevator Car Frame

JIANG Nan¹, CHEN Zhiping²

(1. Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China;

2. Hangzhou City University, Hangzhou 310015, China)

Abstract: In order to improve the mechanical properties of large-tonnage elevator car frame and further reduce the weight of the car frame structure, a parametric car frame model is established by ANSYS Workbench. The static load & dynamic load analysis and modal analysis are carried out. The topology optimization model of the bridge bottom frame and pull rod is established with variable-density method. Based on the topology optimization results, the structure layout of the original bridge bottom frame and pull rod is reconstructed. Then, taking the minimum total mass of the car frame structure as the optimization objective and the value range of the standard parameters of the component and the maximum deformation value of the bridge as the constraint conditions, the size optimization model of the bridge frame is constructed. In order to improve the solving speed, a discrete parameter fitting design method is proposed for the steel cross-section, the parameters of the car frame are related to the assembly size and the selection design is proposed according to the parameter fitting. The parameter selection after optimization is completed. The results show that the optimized car frame structure can meet the design requirements of lightweight, safety requirement and the mechanical performance index.

Key words: large-tonnage elevator; topology optimization; lightweight design; size optimization

引 言

目前,大吨位电梯^[1]的垂直运输常配以叉车的水 平搬运,促成厂房及生产线向空间发展,因此轿架结 构的强度和刚度成为电梯设计考虑的主要因素。在传 统的电梯设计过程中,为了使承载结构的强度和刚度 满足要求,设计的承载结构质量会很大,轿架本身的质 量在设计承载载荷中占相当大的比例^[2]。轿架的质量 过大,不仅会增加其制造成本,而且会使电机的曳引力 大部分消耗在自重上面,导致电梯的有效搬运载荷减少 及整体运输效率下降^[3]。因此,在满足强度和刚度可 靠性的前提下,需有效地优化货梯的承载结构,使货梯 质量变小,达到减少能源消耗、降低制造成本的目的^[4]。 在结构轻量化领域,国内外学者主要是对多工况

* 收稿日期:2025-03-05

基金项目:国家自然科学基金资助项目 (51805124); 浙江省自然科学基金资助项目 (LZY22E050001)

载荷下的结构进行有限元分析^[5-7],对不满足技术指标的结构采用拓扑优化、尺寸优化等方法进行优化设计,从而实现轻量化。在电梯结构优化方面,主要通过经验法、拓扑优化等,解决电梯变形和应力集中的问题,在结构轻量化和电梯结构优化方面已经取得了很好的效果,但针对大吨位货梯的相关研究仍较匮乏。

针对以上问题,本文以初步设计的5t货梯为研 究对象,从货梯轿架的结构需求出发,利用有限元分析 和优化设计理论对货梯轿架进行结构轻量化技术研究。

1 轿架模型构建

在建立轿架三维模型时,为确保有限元分析既准确又高效,需对电梯轿架进行简化。由于本文主要研究在各种工况下货梯承载部件的承载能力,因此只对承载部件进行分析。螺栓、螺母等连接件的相对体积较小,主要起连接作用,且它们的接触面积较小,只在局部产生集中应力,对整体构件并没有太大影响,因此不对这些连接件进行三维建模。此外,也不对导向轮、安全钳、导靴等部件进行建模,因为不需要分析导向轮、安全钳、导靴等结构内部的受力情况,只去除这些部件有利于减少计算量和避免计算结果不收敛的部分^[8]。导向轮、安全钳和导靴起到的限位和约束作用在有限元分析中等效施加,保留其在实际中起到的作用。

简化后货梯的主要承载部件的结构模型如图1及图2所示。



2 货梯轿架力学分析

通过对轿架模型的静载、动载和模态分析,判断 构件的强度和刚度是否满足要求,为货梯轿架的拓扑 优化提供优化目标。该货梯使用的槽钢、拉杆和轿底 底板的材料均为 Q235,模型的材料属性见表 1。

表 1 Q235 材料属性

密度/(kg·m ⁻³)	屈服极限/MPa	杨氏模量/GPa	泊松比
7 850	235	210	0.3

根据电梯制造标准,不同工况下选取的不同安全 系数 n_s≥1.5。文中静载分析安全系数取 3.0,动载分 析安全系数取 1.5;标准构件的刚度指标小于等于 L / 1 000(L 为构件长度),因此对应的强度指标在静载分 析时取 78.3 MPa,在动载分析时取 156.7 MPa。

在 ANSYS Workbench 中构建了由梁单元和壳 单元组成的参数化轿架模型。对轿架进行超载、偏 载、极限偏载三种工况的静力学分析,冲击载荷、安全 制停两种工况的动力学分析以及模态分析。其中模态 分析以及超载、偏载、极限偏载和冲击载荷工况下的 约束条件为:在导向轮所在的上梁部位采用位移约束, 其中 Z向(货梯垂直运行方向)设置为 0, X向和 Y向 自由移动;在导靴所在的直梁端部采用位移约束,其 中 X向和 Y向(货梯水平方向)设置为 0, Z向自由移 动。安全制停工况下的约束条件为:在安全钳所在的 中间直梁的下端部施加固定约束,在导靴所在的两侧 直梁端部施加 X向和 Y向的位移约束。通过上述约 束条件的合理设置,确保了模型在不同工况下的力学 行为能够准确反映实际运行状态,为后续优化设计提 供了可靠的仿真基础。

在超载工况下,将货梯 125% 的额定载重以力的 方式(62 500 N)均匀施加在轿底底板上;在偏载工况 下,将货梯的额定载重(5 t)以力的方式均匀施加在 *X/Y*方向 3/4 的轿底底板面积上;在极限偏载工况 下,将货梯 80% 的额定载重以力的方式均匀施加在入 口处的轿底底板 20% 的面积上;在冲击载荷工况下, 将货梯 150% 的额定载重以力的方式均匀施加在轿底 底板上;在安全制停工况下,对轿架施加随时间变化 的加速度。超载分析变形云图和应力云图如图 3 及图 4 所示,轿架力学分析结果见表 2。

由表 2 可知,在 125% 超载工况下的最大变形量 和应力值分别为 1.910 mm 和 19.780 MPa。经分析, 最大应力出现在直梁和直梁连接件的连接处,最大变 形出现在轿底底架和轿底底板上。如表 3 所示,模态 分析中前两阶的模态最大变形量分别为 5.224 mm 和 16.160 mm,最大变形均发生在拉杆部位。综上所述, 拉杆和轿底底架的变形较大但均满足强度、刚度条 件,各构件应力远小于相应材料的屈服强度,在改善 拉杆和轿底底架结构的基础上,可进行轻量化设计。



图 3 超载变形云图



图 4 超载应力云图

夜 2 万子万仞 4 木			
工况	最大 变形量/mm	最大 应力 / MPa	最大应力位置
超载	1.910	19.780	直梁和连接件连接处
偏载	1.870	20.690	直梁和连接件连接处
极限偏载	1.967	14.898	直梁和连接件连接处
冲击载荷	2.610	6.510	直梁和连接件连接处
安全制停	2.198	23.860	直梁和连接件连接处

恚	2	力学分析结果
12	4	刀子刀划知术

	衣 3 八阴 快心 今 奴 旧 忌	
阶次	频率/Hz	变形/mm
1	13.284	5.224
2	13.989	16.160
3	13.999	16.940
4	14.076	16.900
5	14.078	18.810
6	14.090	16.600

3 货梯轿架拓扑优化

3.1 拓扑优化数学模型的建立

建立轿架拓扑优化的数学模型采用的是变密度 法^[9],将结构的柔度值作为优化目标,以质量分数为 约束条件,以单元的伪密度值为设计变量,故轿架拓 扑优化的数学模型为:

find
$$\boldsymbol{X} = (x_1, x_2, x_3, \cdots, x_N)^{\mathrm{T}} \in \mathbb{R}$$

min $f(\boldsymbol{X}) = \sum_{i=1}^{N} \boldsymbol{u}_i^{\mathrm{T}} k_i \boldsymbol{u}_i$
s.t. $V(\boldsymbol{X}) \leqslant \theta V_0 = \sum_{i=1}^{N} x_i V_i$
 $\boldsymbol{K} \boldsymbol{U} = \boldsymbol{F}$
(1)

式中: X和 x_i 分别为 N个单元的伪密度矢量和第 i个 单元的伪密度值([0,1]区间); R为实数集; f(X) 为结 构静态刚度目标函数; V(X) 和 V_i 分别为体积的约束 函数和单元体积; V_0 为单个单元的体积; θ 为体积约 束值([0,1]区间); U和 u_i 分别为结构位移矢量和单 元位移矢量; K和 k_i 分别为结构刚度矩阵和插值后的 单元刚度; F 为载荷矢量。

3.2 轿底和拉杆拓扑优化分析

轿底底架拓扑优化^[10]的模型由轿底底架填充区 和下梁组成。根据模型的组成及其结构特点,在 ANSYS中首先将轿底底架和下梁的网格划分尺寸分 别设置为20mm和6mm,对轿底和下梁采用扫掠法 划分网格,使其得到六面体网格,再采用Bond接触方 式连接轿底底架填充区和下梁,最后划分出491418 个单元,690696个节点。主要载荷类型为满载,因此 在轿底拓扑优化中施加与超载工况相同的载荷条件。

在 ANSYS 中设置约束条件和目标函数, 创建设 计响应 Compliance 表示结构的柔度值, 同时创建整 个模型质量分数的约束响应。约束条件是原模型质量 0.2 倍的质量分数, 代表设计区域内变量达到其 0.2 倍 质量后停止收敛。根据已施加的满载边界条件进行力 学分析, 得出拓扑优化结果, 再以梁单元的线框图走 线(黄色线)代替实体单元的均匀分布, 如图 5 所示。

C: Topology Optimization Topology Density Type: Topology Density Iteration Number: 56 2023/11/4 21:53 Remove (0 to 0.4) Marginal (0.4 to 0.6) Keep (0.6 to 1.0)



图 5 轿底底架梁单元归整

拉杆拓扑优化的模型由轿底和拉杆填充区域组成,为了减少拓扑优化的计算量和计算时间,只选择 其中的 1/4 模型作为拓扑优化的对象,相关的边界条 件也进行相应的对称处理以减少计算量和计算时间。 首先将整个模型的划分尺寸设置为 20 mm,对整个 模型自动划分网格,使其得到六面体网格,再采用节 点耦合的接触方式连接不同的构件,最后划分出 79 447 个单元,76 229 个节点。

对叉车搬运工况下在轿底门口处的集中载荷(大吨位货梯常遇到)进行静力学分析时,拉杆的拓扑优化 需要考虑偏载和叉车搬运两种工况,因此对轿底填充 区分别施加偏载和叉车载荷进行求解。其拓扑优化与 轿底的拓扑优化相同,最后以梁单元的线框图走线(黄 色线)代替实体单元的均匀分布,如图 6 所示。



图 6 拉杆梁单元归整

3.3 轿架模型重构

根据轿底和拉杆的拓扑优化结果,在原有轿架基础上对轿底和拉杆进行结构的重新设计和布置。原有轿底构件由槽钢组成,拉杆是半径为r的圆钢。为了不增加购买其他型材的成本,重新设计的轿底组成构件依旧为槽钢,栏杆依旧为圆钢,只是对应的尺寸发生了变化。原轿架梁单元模型重构如图7所示。



图 7 原轿架梁单元模型重构

4 离散型货梯轿架构件尺寸优化

4.1 尺寸优化数学模型建立

优化设计问题^[10]是计算在规定的范围内由一系 列可变基本参数构成的等式的预期值。等式是优化设 计中的目标函数,构成等式的可变基本参数是优化设 计中的设计变量,在规定的范围内是优化设计中的约 束条件,故货梯轿架构件尺寸优化设计的数学模型为:

$$\min f(\boldsymbol{y}) = f(y_1, y_2, \cdots, y_n) \tag{2}$$

$$\boldsymbol{y} = [y_1, y_2, \cdots, y_n] \tag{3}$$

$$\begin{cases} h_j(\boldsymbol{y}) = 0 & (j = 1, 2, \cdots, p) \\ g_k(\boldsymbol{y}) = 0 & (k = 1, 2, \cdots, q) \\ y_i^{\mathrm{L}} \leqslant y_i \leqslant y_i^{\mathrm{U}} \end{cases}$$
(4)

式中: f(y)为尺寸优化目标函数, y为设计变量; g(y)为不等式约束函数; y_i为货梯轿架的构件尺寸; h(y)为等式约束函数; 上角标 L 为下限, 上角标 U 为 上限。

4.2 槽钢截面尺寸参数拟合及选型设计

轿架主要部件全部采用槽钢(标准件),槽钢有 A, B, C 三种型号。本文的模型以Q公司的轿架模型 为基础,槽钢型号为B型,所以在软件中将B型槽钢 的高度 h、腿宽 b、腰中间厚度 d、腿中间厚度 t中的 一个参数作为变量,另外几个参数与该参数进行拟 合,最终得出以下结果:

$$\begin{cases} b = 0.19h + 31.1 \\ d = 0.021h + 3.8 \\ t = 0.028h + 5.5 \end{cases}$$
(5)

参数拟合完成之后,参数由原来的32个减少到7个,不仅减少了计算量及计算时间,结果还可直接作为选型的依据。

为使整体优化后的轿架模型在满足最大有效面积 的同时能满足强度和刚度的要求,本文只针对轿架构 件中的槽钢截面参数进行优化,只是槽钢截面的参数 优化后,原来构件之间的装配关系会发生改变。因此, 对主要构件之间的装配尺寸进行关联设置,以确保满 足轿厢最大有效面积和求解精度。

不更改直梁的位置,对上梁与直梁、下梁与直梁、 直梁连接件与上梁进行装配尺寸设置,如图 8 所示。 图中 L₁为上梁与直梁装配参数,L₂为直梁连接件与 上梁装配参数,L₃为下梁与直梁装配参数。上梁槽钢 高度为 h₁,直梁槽钢高度为 h₂,直梁连接件槽钢高度 为 h₃,那么装配参数之间的关系如下:

$$\begin{cases} L_1 = \frac{1}{2}h_2 \\ L_2 = \frac{1}{2}(h_1 + h_3) \\ L_3 = \frac{1}{2}h_2 \end{cases}$$
(6)



4.3 轿架模型构件尺寸的直接优化

由于文中的轿架结构优化设计只针对单一的超载 工况分析,所以选择自适应单目标法。设定轿架的设 计变量、约束条件、目标函数的数学模型为:

$$\min f(P) = f(p_1, p_2, \cdots, p_7)$$

$$find P \in \mathbb{R}$$

$$s.t. \quad 40 \leq p_1, \cdots, p_5 \leq 400$$

$$8 \leq p_6, p_7 \leq 20$$

$$deformation \ p_8 \leq 1.9$$

$$(7)$$

式中: f(P)为优化目标函数, P为多个截面参数的集 合; p₁为轿底底板厚度的集合; p₂为直梁槽钢高度的 集合; p₃为上梁槽钢高度的集合; p₄为直梁连接件槽 钢高度的集合; p₅为下梁槽钢高度的集合; p₆为轿底 底架槽钢高度的集合; p₇为拉杆半径的集合; p₈为模 型最大变形量。

设置上述优化模型后开始计算,逐步生成样本 点。经过 20 次迭代计算后,计算过程停止,共得到 130 个样本点。Workbench 自动选取了其中三组结果 较好的候选样本点(表 4),其中第 3 组样本点不符合 轻量化的设计目标。因此,针对第 1 组和第 2 组候选 点(分别称为方案 1 和方案 2)的输入参数(轿底底板 的厚度皆为 8 mm,拉杆半径皆为 15 mm)进行选型, 具体型号见表 5。

表 4	候选点样本	Σ.	
候选点	第1组	第2组	第3组
轿底底板厚度/mm	8.000 0	8.113 5	11.686 0
直梁槽钢高度/mm	50.00	105.42	206.01
上梁槽钢高度/mm	315.16	266.50	316.82
直梁连接件槽钢高度/mm	149.140	154.590	85.333
下梁槽钢高度/mm	274.56	299.72	197.63
轿底底架槽钢高度/mm	50.000	69.873	183.990
拉杆半径/mm	14.840	15.179	17.940
模型最大变形量/mm	1.892 1	1.802 2	1.401 8
轿架质量/kg	2 598.8	2 757.4	3 984.3

表 5	优化后模型构件型号	<u>1</u>
描刊切件	型부	
楔型构件	方案1	方案2
直梁	5B	10B
上梁	32B	27B
直梁连接件	14B	16B
下梁	27B	30B
轿底底架	5B	6.3B

4.4 轿架优化结果对比与分析

通过对轿架模型的直接优化求解,获得了各构件 的参数以及轿架的最大变形量和质量的候选点,但求 解得出的构建参数并非实际槽钢的尺寸参数,只能作 为参考值。因此,需要按照候选点选型设计中的方案 重新进行力学校核。

按照标准及优化方案 1 和方案 2 分别进行超载和 偏载的静刚度分析以及模态分析。施加与初始轿架模 型分析相同的载荷和约束条件,其中方案 2 的超载静 刚度分析结果如图 9 和图 10 所示。



图 9 方案 2 超载变形云图



按照优化方案1对各个构件赋予相应的截面参数 后,最终整个轿架模型的质量为2531.7 kg,在原模型 质量 3 200 kg 的基础上,质量降低了 20.7%,取得了 较好的轻量化效果。从静力学求解结果可以看出,方 案 1 在变形和应力略微增加的基础上(在要求范围 内),轻量化效果显著。

按照优化方案 2 对各个构件赋予相应的截面参数 后,最终整个轿架模型的质量为 2 658.5 kg,在原模型 质量 3 200 kg 的基础上,质量降低了 16.9%,取得了 较好的轻量化效果。从静力学求解结果可以看出,与 初始轿架模型相比,方案 2 模型的变形和应力略有增 加,但都在要求的范围内。由模态分析的结果可知,前 两阶模态频率有所降低,但对应的变形在原模型基础 上也有明显的改善。

与方案1相比,方案2在变形和应力方面表现更 好,集中变形区域和集中应力都更为均匀,其质量也 只比方案1增加了126.8 kg。因此,方案2在变形和 应力略微增加的基础上(在要求范围内),轻量化的效 果明显,并且强度和刚度更能满足要求。

5 结束语

本文通过静载、动载与模态分析,系统评估了大 吨位货梯轿架结构的力学性能,确定轿厢底与拉杆为 最大变形区域。原设计冗余度高,轻量化潜力大,为后 续拓扑优化与尺寸优化提供了数据支撑。通过拓扑优 化与尺寸优化相结合的方法,实现了大吨位货梯轿架 结构的轻量化设计。优化后,轿架质量显著降低,其中 方案1降低了20.7%,方案2降低了16.9%,同时力学 性能满足强度与刚度要求。

文中提出离散型参数拟合方法以提升尺寸优化的 效率,建立装配尺寸关联模型以确保优化后构件的兼 容性,并通过多工况分析验证优化结构的鲁棒性。结 果表明,优化方案2在质量与性能间取得更优的平 衡,其应力分布均匀性及模态特性优于原设计,为实 际工程应用提供了可靠依据。

本文对大吨位货梯进行尺寸与拓扑优化,实现了 其轻量化设计,但仍有以下不足:

1)本文得出的拉杆拓扑优化模型是将单一工况

下的两个拓扑优化结果相结合得出的新拉杆结构布局,但在实际中应考虑几种工况共存下的拓扑优化;

2)虽对货梯轿架模型进行了结构轻量化技术研究,在模型分析中取得了较好的效果,但因受限于项目阶段与资源条件,暂未开展实物样机实验验证。未来需结合动态加载测试与疲劳试验,量化优化模型的工程适用性,并基于实测数据修正仿真边界条件,以完善轻量化设计的可靠性验证体系。

参考文献

- [1] 高晟, 李伟, 杨毅, 等. 有限元分析在提升输送机轿厢结构 优化上的应用[J]. 机械工程与自动化, 2016(1): 68-70.
- [2] 王亮,周晗,简显科,等.特大载重货梯轿厢结构设计与轻量化[J].工程机械,2022,53(4):46-51.
- [3] 洪睿. 曳引驱动乘客电梯能耗测量及能效评定方法的研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2018.
- [4] 夏艳光,夏崇俊,许迪. 电梯轿厢架轻量化的分析研究[J].
 节能, 2012, 31(1): 63-66.
- [5] 邹玉静. 针对电梯结构强度的 CAE 分析 [J]. 起重运输机 械, 2007(11): 59-61.
- [6] AYTAC O, ERDEM İ. Reliability analysis of elevator car frame using analytical and finite element methods
 [J]. Building Services Engineering Research & Technology, 2012, 33(3): 293–305.
- [7] 姜程. 曳引电梯轿架力学性能分析及结构优化[D]. 广州: 华南理工大学, 2020.
- [8] 余琛. 基于参数化水平集的结构多尺度拓扑优化方法研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2022.
- [9] 李照阳. 主动航天服关节助力外骨骼机器人关键技术研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2022.
- [10] 白建涛. 考虑制造约束的薄壁结构优化设计与应用[D]. 吉林: 吉林大学, 2021.

江 楠 男,2000年生,硕士研究生,主要从事结构设计和仿真分析研究。

陈志平 男,1970年生,教授,主要从事光机电一体化、天文技术与方法、精密仪器及机械研究。