

基于知情构造理论的单材料柔性机构拓扑优化

苏珂^{1*} 王颖¹ 梁腾腾¹ 魏义礼² 张楠楠²

1. 齐鲁工业大学(山东省科学院)艺术设计学院, 济南, 250353

2. 威海广泰空港设备股份有限公司, 威海, 264200

摘要: 针对柔性机构在拓扑优化过程中因设计子域数增加而使设计域外径与内径的子域交接点产生材料分布进而导致拓扑结构设计子域内优化空间过少影响结构整体性能的问题, 基于知情构造理论提出了单材料柔性机构拓扑优化模型, 该模型通过材料属性的描述以及属性参数计算, 使设计子域数的取值在适应材料特征与分布的基础上进行, 保证了结构具有足够的优化空间。以机构的几何增益最大为目标, 建立了基于无网格伽辽金法(EFG)的单材料柔性机构拓扑优化模型。在拓扑优化过程中引入无网格伽辽金法进行EFG相对密度场的构造, 利用设计域中的EFG节点来构造变形函数, 在预先完成材料属性有效描述的情况下节点能够灵活布局, 避免出现数值不稳定的现象从而影响性能优化效果。对典型算例应力分布进行分析, 验证了提出模型的有效性。

关键词: 知情构造理论; 柔性机构; 拓扑优化; 材料属性描述

中图分类号: TB472

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2025.04.025

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Topology Optimization of Single Material Flexible Mechanisms Based on Informed Tectonics Theory

SU Ke^{1*} WANG Ying¹ LIANG Tengteng¹ WEI Yili² ZHANG Nannan²

1. School of Art and Design, Qilu University of Technology(Shandong Academy of Sciences), Jinan, 250353

2. Weihai Guangtai Airport Equipment Co., Ltd., Weihai, Shandong, 264200

Abstract: In the topology optimization processes, the number of subdomains would increase, so that the material distribution would occur at the junctions between the outer diameter and the inner diameter, and the too little optimization spaces in the subdomain of topology design would affect the overall performance of the structures. Therefore, the topological optimization models of single material flexible mechanisms were proposed based on the ITT. Through the description of material properties and attribute parameter calculation, the models made the value of the design subdomain number on the basis of adapting to the material characteristics and distribution of materials, so as to ensure that the structures had enough optimization spaces. Aiming at the maximum geometric gain of the mechanisms, the topological optimization models of single material flexible mechanisms were established based on the element-free Galerkin(EFG). In the topology optimization processes, the grid-less Galerkin method was introduced to construct the EFG relative density field, and the EFG nodes in the design domain were used to construct the deformation function. Under the conditions that the material properties were effectively described in advance, the nodes might be flexibly arranged, so as to avoid the phenomenon of numerical instability, which might affect the performance optimization effectiveness. The typical analysis examples demonstrate the effectiveness of the proposed method.

Key words: informed tectonics theory(ITT); flexible mechanism; topology optimization; material property description

0 引言

柔性机构是指能够通过自身的可弯曲柔顺性

来完成某一特定任务的结构, 这种具有自身变形特性的现象在自然界中也能大量发现, 如人的心脏、蜜蜂的翅膀、大象的鼻子, 都是通过自身柔顺性来实现特定任务的“柔性机构”^[1]。研究人员的对比研究表明, 相较于传统刚体机构, 柔性机构具有无摩擦、无间隙、免装配、轻量化、降噪性、易于小型化等特点, 已被应用在微电子装配、仿生机器

收稿日期: 2023-11-30

基金项目: 国家自然科学基金(51405252); 中国博士后科学基金(2020M672101); 山东省中小企业创新能力提高计划(2023TSGCO200); 齐鲁工业大学(山东省科学院)校(院)地产学研协同创新基金(2021CXY-04)

人、生物医疗设备以及超精密定位等领域^[2-3]。

拓扑优化为柔性机构的主要设计方法之一,研究人员对柔性机构的拓扑优化设计进行了大量研究。LARSEN 等^[4]提出以几何增益与机械增益的最小误差在规定范围内为目标构建函数,对柔性机构设计的多输出问题进行了研究。朱本亮^[5]提出的矫正构造方法和敏度过滤方法提高了水平集法的计算效率。甘为等^[6]针对柔性机构的稳定性要求,研究了屈曲约束下无铰链多输入多输出柔性机构柔度最小化的拓扑优化问题。然而,上述方法均在拓扑优化过程中使用了网格法,这种方法的计算精度依赖网格的类型和质量,利用网格局部近似经常出现误差,在计算过程中易出现数值不稳定的现象,并且在分析结构变形等问题时需要反复地进行网格划分,影响计算效率^[7]。

目前,无网格法已广泛应用于拓扑优化等领域,该方法通过用节点离散设计域来摆脱网格的束缚,得以确保相对密度场的高阶连续性,从而使相对密度场的平滑度有所提高,这种方法能够有效抑制如棋盘格、中间密度材料等数值计算不稳定的现象。无网格法中最成熟的一种方法为无网格伽辽金(element-free Galerkin, EFG)法。龚曙光等^[8]基于 EFG 法建立了多载荷工况下的连续体结构拓扑优化模型,解决了非线性超弹性结构的位移问题。ZHANG 等^[9]提出了基于 EFG 的拓扑优化设计方法,并实现了 EFG 法与 FEM 的直接耦合,从而使计算效率得以提高。杜义贤等^[10]提出了基于节点密度的自适应 EFG 法拓扑优化方法,减少了结构分析和优化的设计变量数目,提高了优化效率,又将 EFG 法与拓扑优化理论相结合提出了反向器的拓扑优化设计方法^[11]。ZHAO^[12]基于 EFG 法和变密度法,以节点相对密度为设计变量建立了规定柔度最小的连续体结构拓扑优化模型。KHAN 等^[13]基于 EFG 法和水平集法(LSM)建立了针对二维线性弹性问题的拓扑优化模型,并利用该模型进行拓扑优化设计从而验证模型的可行性。ZHAO^[14]基于一种改进的无网格密度变量逼近方法与双向渐进结构优化法(BESO)的结合建立了连续体结构拓扑优化模型。SHOBEIRI^[15]基于 EFG 法和 BESO 法求解了规定柔度最小的含裂纹结构拓扑优化问题,并对裂纹尺寸和位置对拓扑优化结果产生的影响进行了分析。上述研究基本都是将 EFG 法直接应用于结构的拓扑优化中,缺少基于无网格法的拓扑优化过程中设计子域数增加问题的解决

方式,无法使设计域内的每种材料都能在拓扑优化模型求解前被有效描述,导致拓扑结构因设计子域数过多致使设计子域内优化空间过少,最终结构的整体性能变差^[16]。

知情构造理论作为基于材料的设计中心概念已在建筑设计、工业设计等领域得到广泛应用,该理论是由 Oxman 在建筑理论领域的基于材料的设计中提出的^[17]。知情构造强调从材料角度入手,通过系统化的数据计算,融合产品形式和结构来进行产品创新设计^[18-19]。基于知情构造理论进行的拓扑优化设计能够在前处理阶段优先确定材料属性,并对其相关边界条件、疲劳性能进行有效描述与分析,使拓扑优化过程中设计子域数的取值在适应材料特征与分布的基础上进行,以确保优化过程中柔性机构具有足够的优化空间,进而保证最终生成结构的整体性能^[20-21]。

基于此,本文提出一种基于知情构造理论的单材料柔性机构拓扑优化方法,并将 EFG 法引入结构的拓扑优化设计中,利用 EFG 节点离散设计域,避免出现因对网格的依赖性而造成的数值不稳定现象。以机构的几何增益最大为目标,构建基于 EFG 法的单材料柔性机构拓扑优化方法,在结构拓扑优化的初始阶段对材料的特征与分布进行描述和计算,使设计子域数的定义在合理范围内取值,避免拓扑优化过程中设计域内优化空间过少的问题,从而保证性能优化效果。

1 知情构造理论在柔性机构拓扑优化设计的应用方式

基于知情构造理论的单材料柔性机构拓扑优化方法的详细过程如图 1 所示。为了解决前述采用 EFG 法的拓扑优化模型的局限性,本文基于知情构造理论的材料属性描述通过基于单元堆积法的多相材料插值模型来完成。在设计域内定义每一单元的每一相材料对应一个单元刚度,进而完成对材料相关边界条件的描述。基于单元堆积法的多相材料插值模型描述为

$$\mathbf{G}_a(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{D_m} [(x_{a,i})^{q_1} \prod_{j=1, j \neq i}^{D_m} (1 - (x_{a,j})^{q_2} \mathbf{G}_{a,i}^{(n)})] \quad (1)$$

式中: \mathbf{G}_a 为单元 a 的刚度矩阵; $\mathbf{G}_{a,i}^{(n)}$ 为充满第 i 相材料的单元刚度矩阵; n 为材料相的编号; \mathbf{x} 为设计变量; $x_{a,i}$ 、 $x_{a,j}$ 分别为单元 a 对应于第 i 相材料和第 j 相材料的设计变量; q_1 、 q_2 均为惩罚系数; D_m 为选用多相材料的数目。

考虑到实际工作中柔性机构需承受多次往复运动,交变应力易导致机构发生疲劳损伤或失效,所以柔性机构的优化设计应考虑疲劳性能,即根据材料的疲劳强度指数、疲劳强度系数以及屈服

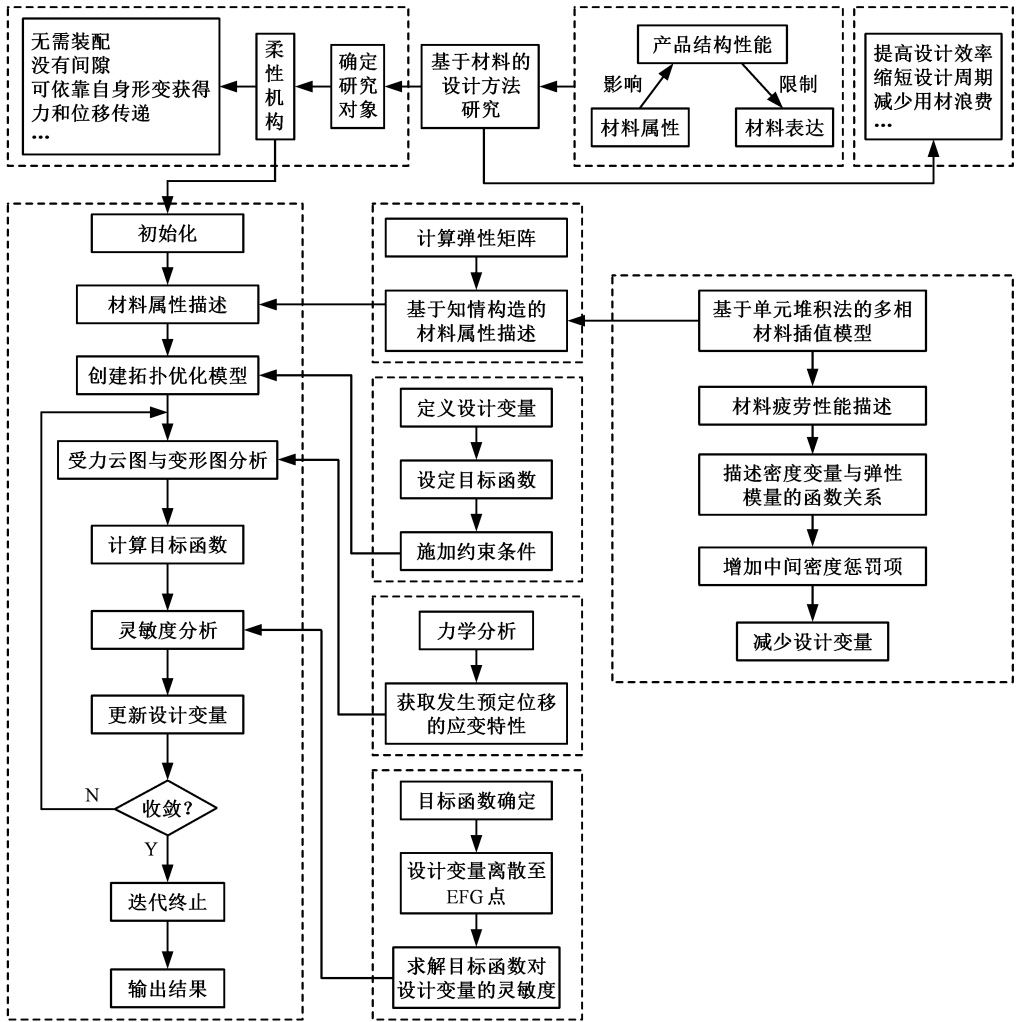


图1 基于知情构造理论的单材料柔性机构拓扑优化设计方法

Fig.1 Topology optimization design method of single material flexible mechanism based on ITT

强度等数值信息对柔性机构进行疲劳分析。将柔性机构疲劳寿命与应力幅值、应变幅值等恒幅交变载荷相关联,用应变幅值与寿命之间的关系来表征材料疲劳性能。一般采用 Coffin-Manson 关系式来表达应变幅值 ϵ_a 与寿命之间的关系:

$$\epsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b + \epsilon'_f (2N)^c \quad (2)$$

式中: $\sigma'_f, \epsilon'_f, b, c$ 分别为疲劳强度系数、疲劳延性系数、疲劳强度指数、疲劳延性指数,是描述应变幅值与寿命之间关系的拟合参数; $2N$ 为材料在交变载荷作用下的循环反复数; E 为材料在交变载荷作用下的应力应变关系比值。

采用平均应力模型 Walker 模型将应力峰值与应力幅值整合为一个等效应力 σ_{eq} ,再为等效应力与柔性机构疲劳寿命建立联系,以用于后续的拓扑优化设计,Walker 模型表达式为

$$\sigma_{eq} = \sigma_{\max}^{1-y} \sigma_a^y \quad (3)$$

式中: σ_{\max}, σ_a 分别为应力峰值和应力幅值; y 为疲劳性指数。

在对材料属性进行描述后,利用 EFG 节点离散设计域及其边界,将整个设计域划分为设计子

域和子域连接边界。设计子域个数为 $C_x \times C_y$, C_x 和 C_y 分别代表 x, y 两个方向上设计子域个数;设计子域内的节点数量为 $H_x \times H_y$, H_x 和 H_y 分别为设计子域内 x, y 两个方向上的的节点个数;采用 r, s 表示节点相对密度, r 为设计子域及连接边界的编号, s 为设计子域及连接边界内节点的编号,各设计子域及连接边界内对应位置处节点编号相同。在对材料属性进行描述以及划分设计子域后设定 EFG 节点相对密度作为设计变量,设计子域、连接边界节点与相对密度值和移动最小二乘函数(moving least squares, MLS)形函数的关系表达式如下:

$$\rho_{r,g} = \sum_{s=1}^{IQ} \varphi_{r,s} \rho_{r,s} \quad (4)$$

其中, $\rho_{r,g}$ 为节点 r 和方向 g 相关的密度值; g 为空间方向的索引; $\rho_{r,s}, \varphi_{r,s}$ 分别为第 r 个设计子域内及连接边界上第 s 个节点的相对密度值和 MLS 形函数,MLS 形函数表示的是计算点 x 时的邻域内局部近似; IQ 为支持域内的节点数量。

利用固体各向同性材料惩罚模型(SIMP)对柔性机构材料弹性模量 $E(\mathbf{x})$ 进行插值处理,设定最大允许体积分数值和最小允许体积分数值,表达式如下:

$$\left. \begin{aligned} E(\mathbf{x})_{\min} \leq E(\mathbf{x}) &= (\rho(\mathbf{x}))^q E_0 \leq E(\mathbf{x})_{\max} \\ \min_x C(\mathbf{x}) &= -\mathbf{d}_2^T \mathbf{K} \mathbf{d}_1 \\ \text{s.t. } \mathbf{K}[\mathbf{d}_1 \quad \mathbf{d}_2] &= \mathbf{F} \\ V(\mathbf{x})/V_0 &= c \\ \mathbf{0} < \mathbf{x}_{\min} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{I} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \max_x C(\mathbf{x}) &= -\mathbf{d}_2^T \mathbf{K} \mathbf{d}_1 \\ \text{s.t. } \mathbf{K}[\mathbf{d}_1 \quad \mathbf{d}_2] &= \mathbf{F} \\ V(\mathbf{x})/V_0 &= c \\ \mathbf{0} < \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_{\max} \leq \mathbf{I} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: q 为弹性模量的惩罚因子; E_0 为初始弹性模量; $C(\mathbf{x})$ 为目标函数; \mathbf{d}_1 为输入力作用下的全局位移矢量; \mathbf{d}_2 为输出力作用下的全局位移矢量; \mathbf{K} 为全局刚度矩阵; \mathbf{F} 为全局力矢量; \mathbf{x} 为设计变量矢量; \mathbf{x}_{\min} 、 \mathbf{x}_{\max} 分别为最小允许相对密度值向量和最大允许相对密度值向量; $V(\mathbf{x})$ 、 V_0 分别为设计结构的总体积和材料充满整个设计域下的总体积; c 为体积分数; $\mathbf{K}[\mathbf{d}_1 \quad \mathbf{d}_2]$ 表示矩阵运算的形式。

在使用 SIMP 模型对材料弹性模量插值处理后,整体力刚度矩阵转变为

$$\mathbf{k}_{c_{IJ}} = \int_{\Omega} \rho_{i,s}^q \mathbf{B}_I^T \mathbf{T}_s \mathbf{K} \mathbf{T}_s^T \mathbf{B}_J \mathrm{d}\Omega \quad (7)$$

式中: $\mathbf{k}_{c_{IJ}}$ 为分子矩阵; I 、 J 为矩阵的行列索引; Ω 为设计域; \mathbf{B}_I^T 为函数导数矩阵; \mathbf{T}_s 为坐标转换矩阵; \mathbf{B}_J 为转置矩阵。

2 EFG 法求解基于知情构造理论的柔性机构拓扑优化模型

2.1 EFG 法建立柔性机构拓扑优化模型

由于柔性机构须同时满足柔性和刚性的需求以承受载荷并得到预定的位移传递,因此,在柔顺机构拓扑优化模型中需通过在输出端固定一个已知刚度的弹簧来模拟工件与柔顺机构之间的相互作用,并且在建立基于 EFG 法的柔性机构拓扑优化模型的过程中,需要对材料的弹性模量施加一定的约束条件,通过定义机构输出端位移传递和刚度特性变化的优化目标函数来实现柔性机构的拓扑优化设计。

根据知情构造的基本思想,将材料疲劳强度系数的峰值与幅值描述为一个等效应力,并与柔性机构疲劳性能建立联系,以 EFG 节点相对密度为设计变量,以结构柔度为目标函数,在体积以及式(3)表述的疲劳性能作为约束条件下,建立基于 EFG 法的柔性机构多目标拓扑优化模型:

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{\rho} &= (\rho_{1,1}, \rho_{1,2}, \dots, \rho_{2,1}, \rho_{2,2}, \dots, \rho_{i,j}) \\ \min C(\boldsymbol{\rho}) &= \bar{\mathbf{F}} \mathbf{d} = \frac{C(\bar{\rho})}{C_{\max}} = \frac{\bar{\mathbf{F}} \mathbf{d}_r}{C_{\max}} \\ \max s &= U_0(\boldsymbol{\rho}) \\ \text{s.t. } (\tilde{\mathbf{k}}_i + \mathbf{k}_{f_i}) \mathbf{d}_s &= \bar{\mathbf{k}}_i \mathbf{d}_s = \mathbf{F} + \mathbf{F}_e = \bar{\mathbf{F}} \\ V &= \int_{\Omega} \rho_{i,j} \mathrm{d}\Omega = CV_1 \\ \sigma_{\text{eq}} &= \sigma_{\max}^{1-y} \sigma_a^y \\ \rho_{1,j} &= \rho_{2,j} = \dots = \rho_{(C_x+1)(C_y+1),j} \\ 0 < \rho_{\min} &\leq \rho_{i,j} \leq \rho_{\max} \leq 1 \\ i &= 1, 2, \dots, C_x + 1; j = 1, 2, \dots, n \\ C_x + 1 &= (C_x + 1)(C_y + 1) \quad n = H_x H_y \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中: $\bar{\mathbf{F}}$ 为整体承受力的载荷均值; $\bar{\mathbf{F}}$ 为总外力向量; \mathbf{d}_s 为位移矢量; $\bar{\rho}$ 为节点密度均值; \mathbf{d}_r 为节点位移列向量; $\tilde{\mathbf{k}}_i$ 、 \mathbf{k}_{f_i} 为整体力刚度矩阵及其惩罚项; \mathbf{d} 为位移参数列矢量; \mathbf{F} 、 \mathbf{F}_e 分别为整体力载荷列矢量及其惩罚项; C_{\max} 为迭代过程中的最大柔度; ρ_{\min} 为最小节点相对密度值; $\max s = U_0(\boldsymbol{\rho})$ 表示柔性机构输出端的位移最大值; V 和 V_1 为优化后和优化前的材料体积; C 为指定的材料体积分数。

2.2 灵敏度分析

采用伴随法以柔性结构的输出位移最大为式(8)的目标函数进行灵敏度分析。EFG 法将设计变量离散到 EFG 节点上,目标函数对设计变量的灵敏度可表示为

$$\frac{\mathrm{d}U_0(\boldsymbol{\rho})}{\mathrm{d}\rho_i} = (\mathbf{L}^T \boldsymbol{\varphi} + \boldsymbol{\mu}^T \tilde{\mathbf{k}}_i) \frac{\mathrm{d}\mathbf{d}}{\mathrm{d}\rho_i} + \boldsymbol{\mu}^T \frac{\partial \boldsymbol{\varphi}(\mathbf{d})}{\partial \rho_i} \quad (9)$$

求解 $\boldsymbol{\mu}$ 的值使得下式成立:

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{\mu} + \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{L} &= \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\mu} &= \frac{-\boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{L}}{\tilde{\mathbf{k}}_i} \\ \tilde{\mathbf{k}}_i &= 1 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: $\boldsymbol{\mu}$ 为极值乘子向量; \mathbf{L} 为伴随列向量(除了在输出点处的相应分量值设为 1 外,其他节点值均为 0); $\boldsymbol{\varphi}(\mathbf{d})$ 为结构载荷残差; ρ_i 为 EFG 节点 i 处的离散密度值。

根据 SIMP 模型进行值的替换求得 $\boldsymbol{\mu}$, 将 $\boldsymbol{\mu}$ 的值代入式(9),目标函数的灵敏度值可以表示为

$$\frac{\mathrm{d}U_0(\boldsymbol{\rho})}{\mathrm{d}\rho_i} = \boldsymbol{\mu}^T \frac{\partial \boldsymbol{\varphi}(\mathbf{d})}{\partial \rho_i} \quad (11)$$

2.3 优化求解

将目标函数灵敏度代入优化准则的迭代公式中,按照优化准则对设计变量进行惩罚或极化并使保留下来的单元结构继续参与迭代优化。根据迭代准则判断是否收敛于最优解,若收敛则输出最优结果,否则转到有限元分析,继续迭代。

以材料疲劳性能、应力信息和边界构造方式等设计信息为指导最终生成优化结构,并根据优化结果在柔性机构层面对材料的用量比、体积分布、表面处理等变量做出规划设计,以生成满足

设计目标的产品结构。

3 应用实例

以应用于某机场电动行李牵引车的反向器为例,对本文提出的基于知情构造理论的柔性机构拓扑优化设计方法进行验证。该反向器的作用是实现样机试验的降损,降低样机的破坏性。该电动行李牵引车主要技术参数如表 1 所示。设计材料确定为弹簧钢 60Si2Mn(GB/T1222—87),其密度为 7850 kg/m^3 ,弹性模量为 210 GPa ,泊松比为 0.3 ,拉伸强度为 1.275 MPa ,屈服强度为 1.18 MPa 。对材料属性进行描述后,根据牵引车技术参数和工作条件对反向器施加一定载荷,对机构各局部如曲轴、固定处、臂和机构整体进行变形分析与应力分析,然后利用求解出的相关数值对反向器整体进行拓扑优化分析,实现结构性能与质量等方面的优化,再与传统无网格法条件下进行的拓扑优化结果进行对比分析。

表 1 牵引车技术参数

Tab.1 Technical parameters of the tractor

参数	数值
自重/kg	4680
最高车速/($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	24.2
最大牵引力/kN	24.88
许可牵引质量/kg	20 000
外形尺寸/mm×mm×mm	2970×1460×1345
最小转弯半径/mm	3450
轴距/mm	1495

3.1 材料描述与赋予

根据弹簧钢的弹性模量 210 GPa 、泊松比 0.3 ,反向器的设计域、边界条件以及输入力与输出力的作用如图 2 所示。设计域的总体尺寸 $L_1 \times L_2 = 120 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$,施加载荷 F_1 和 F_2 大小为 500 N ,分别作用于左上端的垂直方向和水平方向,输入 F_1 在右下端产生水平方向的预定位移 U_1 ,输入 F_2 在右下端产生垂直方向的预

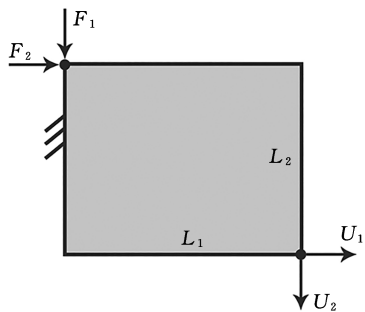


图 2 反向器的设计域和边界条件以及输入力与输出力的作用

Fig.2 Design domain and boundary conditions of the reverser and the role of input force and output force

定位移 U_2 。弹簧钢材料的最小体积分数为 0.4 。

弹簧钢 60Si2Mn 的材料疲劳性能用应变幅值与寿命之间的关系(即 $\epsilon-N$ 曲线)表示,如图 3 所示,使用 Walker 模型将应力峰值与应力幅值整合为等效应力,作用载荷的大小为 $F_{\max} = 1.5 \text{ N}$, $F_{\min} = -0.9 \text{ N}$ 。

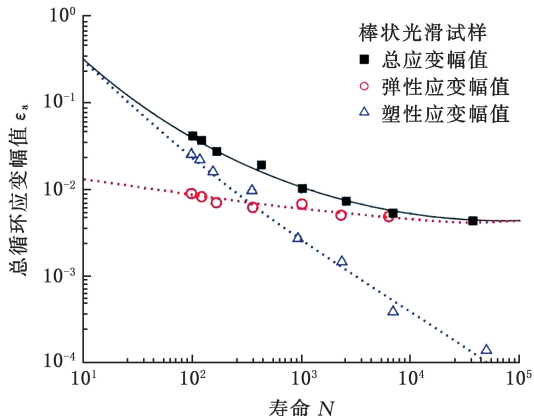


图 3 弹簧钢 60Si2Mn 的材料疲劳性能表征

Fig.3 Characterization of the material fatigue properties of the spring steel 60Si2Mn

反向器模型的创建秉承精简化原则,使用 Proe/E|CREO 软件构建的应用于牵引车样机试验中的反向器模型来最终建模。在草图的绘制过程中首先将 mm 设定为系统的初设单位,便于提高模型的精度。同时在建立反向器参数化模型之前对其整体进行一定程度的简化,降低模型建立的难度,便于后续的结构优化设计。在对参数化模型进行有限元分析之前,将构建好的反向器模型在 ANSYS Workbench 的 Geometry 模块完成导入,如图 4 所示。基于材料的描述信息在 ANSYS 中进行材料属性参数赋予。

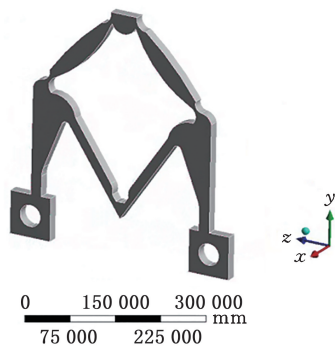


图 4 反向器模型导入

Fig.4 Reverse-back model import

3.2 模型仿真分析

设计域的划分与分析结果的准确性密切相关,模型划分设计域后生成的单元和节点的数量将影响计算速度和计算规模。在对材料属性进行描述后,利用 EFG 节点离散设计域及其边界,将

整个设计域划分为设计子域和子域连接边界。划分设计域时要综合考虑计算结果的准确性和计算效率两个因素,前处理中对材料的有效描述将会使设计域的划分更为合理。在设计域划分过程中需对曲轴等重要的危险部位进行细化,如过渡圆角处,对非重要部位则反之,通过合理地细化反向器主要结构部位可以有效提高计算效率且计算结果较为精确。划分设计域后的曲轴系模型有 23 725 个节点和 3958 个设计子域单元,设计域划分结果可用于后续的结构分析。

约束的施加是否合理将直接影响计算结果的准确性,不同的约束条件,结果相差很大。在该模型下边两小孔内壁处施加固定约束,约束添加结果如图 5a 所示的蓝色区域。以该电动行李牵引车的最大牵引力 24.88 kN、许可牵引质量 20 000 kg 等技术参数为依据,预设牵引车内该反向器数量为 70~90 个,在反向器模型的上顶面施加沿着一 Y 方向的 500 N 载荷,载荷添加结果如图 5b 所示的红色区域。

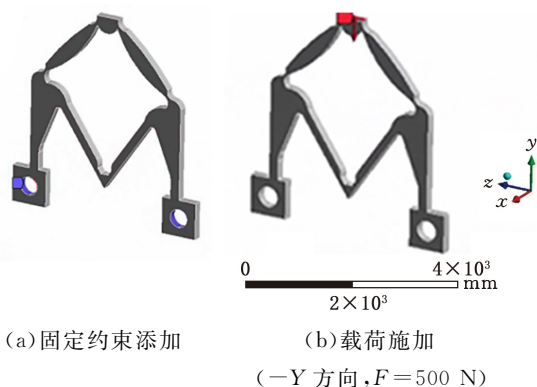


图 5 约束与载荷施加

Fig.5 Constraints and load application

3.2.1 曲轴

对反向器主要结构部位进行逐一分析,图 6 为模型曲轴处及其变形结果云图。对模型进行设计域划分后该处具有 9090 个节点和 1508 个单元。由图 6 可以看出,在力的作用下,该部位总体处于最大变形位置,其中过渡圆角处为变形数值峰值,达到 0.005 58 mm,过渡臂一处变形数值为 0.003 10 mm,属曲轴处变形数值最小处。图 7 为曲轴处应力云图,折弯圆弧处为最大应力位置,应力数值达到 0.434 MPa。综上,模型该部位强度符合要求。

3.2.2 固定处

模型下端小孔处在实际牵引车内部零件装配中,需与其他部件进行连接,故在此处施加固定约束,图 8 为该处建模细节及其施加载荷与约束后

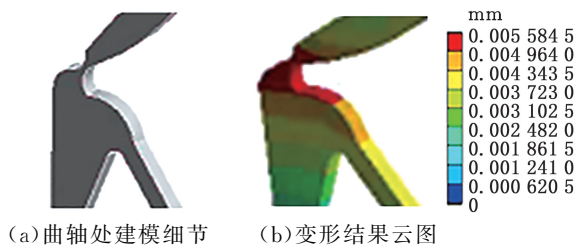


图 6 模型曲轴处

Fig.6 The model crankshaft

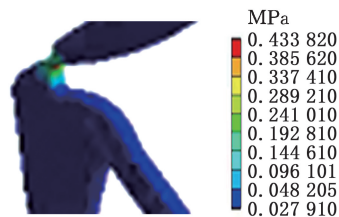


图 7 模型曲轴处应力云图

Fig.7 The stress cloud map at the model crankshaft

的变形结果云图。该处完成设计域的划分后具有 6498 个节点和 1076 个单元。如图 8 所示,在力的作用下,该部位总体未发生变形,符合工况条件下对该固定处的稳定性要求。图 9 为固定处应力云图,最大应力位置为臂底部衔接处,数值为 0.096 MPa,未对工况条件要求下的固定处稳定性产生消极影响。由此,该部位符合强度要求。

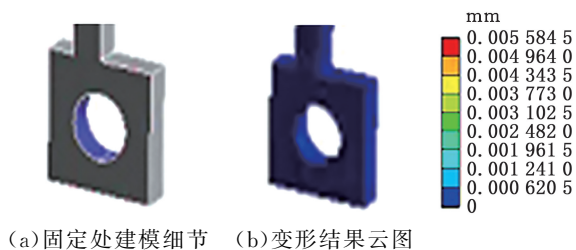


图 8 模型固定处

Fig.8 The model fixation

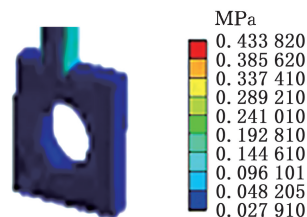


图 9 模型固定处应力云图

Fig.9 Stress cloud map at the model fixation

3.2.3 支撑臂

图 10 为支撑臂建模细节及其施加载荷与约束后的变形结果云图。该处完成设计域的划分后具有 8137 个节点和 1374 个单元。从图 10 中可以看出,在力的作用下,上支撑臂由臂中心到曲轴处延伸的变形数值呈增大趋势,其中曲轴过渡处为变形最高数值 0.004 96 mm,最小变形位置的臂中处变形数值为 0.003 10 mm;下支撑臂沿曲

轴过渡处至固定处的变形数值呈减小趋势,其中最大变形数值为 0.003 72 mm,衔接固定处部位未发生变形情况,符合工况条件下的稳定性要求。图 11 为上下支撑臂两处应力云图,最大应力位置为衔接固定处,为 0.096 MPa,总体未出现明显尺寸突变。综上所述,该部位符合强度要求。

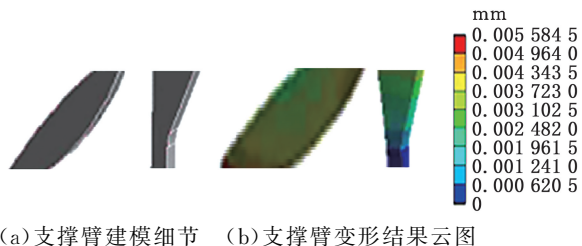


图 10 支撑臂

Fig.10 The support arm

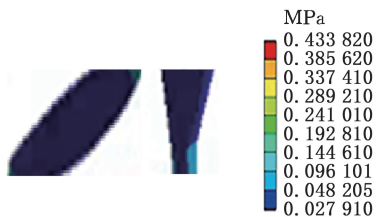


图 11 支撑臂应力云图

Fig.11 Cloud diagram of supporting arm stress

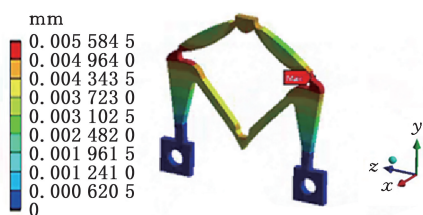
3.2.4 机构整体

最后对反向器整体进行变形与应力分析,图 12a 为提取的整体模型的变形结果云图,可以看出,在力的作用下,整体模型的最大变形数值为 0.005 58 mm,位于模型中部折弯处,同时可以由图得知模型固定处未出现变形情况,保证了零件在实际工况条件下的连接稳定性。图 12b 为提取的模型应力结果云图,可以看出,最大应力数值为 0.434 MPa,位于模型的折弯圆弧处,该处存在尺寸突变。该模型总体上既满足了变形要求,又符合稳定性要求,强度能够达到工况条件下标准。

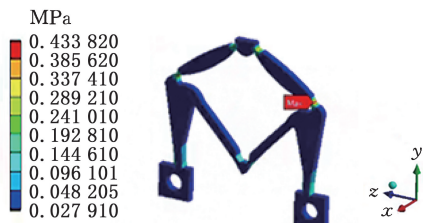
3.3 拓扑优化

根据前述模型局部以及整体的静力学分析结果,该模型在受力之后的变形以及应力都较小,变形位置比较少且相对集中,模型整体有很大的冗余,远小于该结构材料的强度与刚度,因此接下来需要利用本文提出的基于知情构造理论的柔性机构拓扑优化方法进行优化设计,使该模型在满足强度与刚度的情况下减小模型质量,节省材料,使牵引车整体得以减重。

设置该模型的拓扑优化区域为除去载荷施加面以及约束施加面的其余区域,为实现该结构的减重,以结构柔度为优化目标,并给定质量分数 $m=0.4$ 和疲劳性能作为约束条件,经过 11 次的



(a)变形结果云图

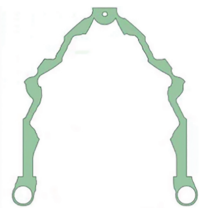


(b)应力结果云图

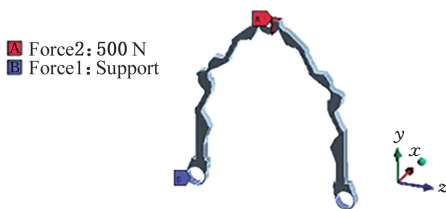
图 12 变形与应力结果云图

Fig.12 Cloud diagram of deformation and stress results

迭代,拓扑优化达到收敛,获得优化后的结构。在 SCDM 软件中对该模型进行重构,模型重构结果如图 13a 所示。仍以牵引车的主要技术参数为依据,在反向器模型的顶面沿着一Y 施加 500 N 的力,并在模型的底部两个小孔内表面施加固定约束,载荷与约束施加结果如图 13b 所示。



(a)模型重构($v=0.4$)



(b)约束添加(蓝色标识)与载荷施加(-Y 方向, $F=500\text{ N}$)

图 13 模型重构与载荷和约束再施加
Fig.13 Model reconstruction with load and constraint reimposed

拓扑优化后模型重构的再分析如图 14 所示。拓扑优化后,模型的质量只是原来的 0.42,接近 0.4;模型的变形为 0.000 15 mm,满足刚度要求;应力数值为 0.0049 MPa,强度满足要求。通过拓扑优化,达到了减重的目的。根据仿真设计数据,相比于传统无网格法,基于知情构造理论的柔性机构拓扑优化方法在前处理阶段采用基于单元堆积法的多相材料插值模型对材料进行有效描述,

在同样满足刚度与强度的设计需求前提下,设计结果更能满足结构轻量化的需求,在达成减重目的的同时节省了材料的使用。

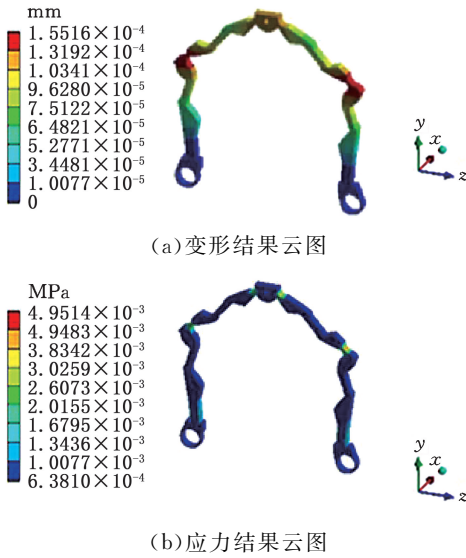


图 14 模型重构应力分析

Fig.14 Stress analysis of the model reconstruction

表 2 所示为基于知情构造理论的拓扑优化方法与传统无网格法的反向器优化设计结果对比。相较于传统无网格法,基于知情构造理论的拓扑优化方法在前处理阶段使设计子域单元数量减少约 50%,有效抑制了因设计子域数过多致使设计子域内优化空间过少的现象,使结构具备了充足的优化空间,最终所获得的结构拓扑构型能够同时满足结构柔度和质量多性能指标的要求,在整体稳定性不受影响的前提下模型质量减小到优化前质量的 42%,实现了结构的轻量化。

表 2 基于知情构造理论的拓扑优化方法与传统无网格法的反向器优化设计结果比较

Tab.2 Comparison of inverter topology optimization design results between topology optimization method based on ITT and traditional meshless method

不同方法分析	设计子域单元/个	设计节点/个	计算时间/min	优化后模型减重
基于知情构造理论的拓扑优化方法	3958	23 725	7.23	42%
传统无网格法	7450	45 450	9.15	69%

4 结论

为使优化结构的设计子域数的取值在适应材料特征与分布的基础上进行,保证结构具有足够的优化空间,基于知情构造理论提出单材料柔性机构拓扑优化模型。该模型以材料特性为依据、以材料属性计算为基础,以机构的几何增益最大为目标,建立基于 EFG 法的单材料柔性机构拓扑

优化模型,为产品质量、性能等方面的优化设计提供了一种可行的设计方法。通过在前处理阶段使设计子域单元数量减少约 50%,有效地缓解了因子域数量过多导致的优化空间设定问题。以应用于某型号机场电动行李牵引车的反向器为例进行验证,并将模型质量减小到优化前质量的 42%,实现了结构的轻量化。本文研究针对的对象主要是柔性机构,并在其中成功验证了方法的有效性。这种方法在所有的结构类型中是否全部适用,在其他特殊类型的结构中进行运用时是否存在一定的偏差,仍需在之后的研究中作进一步的探讨、验证。

参考文献:

- [1] HOWELL L L, MAGLEBY S P, OISEN B M. 柔顺机构设计理论与实例[M]. 陈贵敏,于靖军,马洪波,等,译. 北京:高等教育出版社, 2015. HOWELL LL, MAGLEBY S P, OISEN B M. Flexible Mechanism Design Theory and Examples [M]. CHEN Guimin, YU Jun, MA Hongbo, et al. Trans. Beijing: Higher Education Press, 2015.
- [2] ARUMUGAM P, KUMAR A. Design Methods for Compliant Mechanisms Used in New Age Industries—a Review[J]. Journal of Applied Engineering Science, 2016, 2(374): 223-232.
- [3] 于靖军,郝广波,陈贵敏,等. 柔性机构及其应用研究进展[J]. 机械工程学报, 2015, 51(13): 53-68. YU Jingjun, HAO Guangbo, CHEN Guimin, et al. Research Progress on Flexible Mechanisms and Their Applications[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 53-68.
- [4] LARSEN U D, SIGMUND O, BOUWSTRA S. Design and Fabrication of Compliant Mechanisms and Material Structures with Negative Poissons Ratio[C]// Int. Workshop on Microelectromechanical Systems. San Diego, CA, 1996: 99-106.
- [5] 朱本亮. 基于水平集方法的分布式柔顺机构拓扑优化设计研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2014. ZHU Benliang. Research on Topology Optimization Design of Distributed Compliant Mechanism Based on Level Set Method[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2014.
- [6] 甘为, 荣见华, 赵磊, 等. 考虑屈曲约束的无铰链多输入多输出柔性机构拓扑优化设计方法[J]. 机械强度, 2022, 44(6): 1371-1379. GAN Wei, RONG Jianhua, ZHAO Lei, et al. Topology Optimization Design Method of Hingeless Multi-input Multi-output Flexible Mechanism Considering Buckling Constraints [J]. Mechanical

- Strength, 2022, 44(6):1371-1379.
- [7] 李戈, 秦权, 董聪. 用遗传算法选择悬索桥监测系统中传感器的最优布点[J]. 工程力学, 2000, 17(1):25-34.
LI Ge, QIN Quan, DONG Cong. Optimal Placement of Sensors for Monitoring Systems on Suspension Bridges Using Genetic Algorithms[J]. Engineering Mechanics, 2000, 17(1):25-34.
- [8] 龚曙光, 刘翔, 谢桂兰, 等. 多载荷工况下无网格 Galerkin 法的拓扑优化[J]. 机械工程学报, 2009, 45(12):137-142.
GONG Shuguang, LIU Xiang, XIE Guilan, et al. Topology Optimization of Meshless Galerkin Method under Multiple Load Conditions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(12):137-142.
- [9] ZHANG Y, GE W, ZHANG Y, et al. Topology Optimization of Hyperelastic Structure Based on a Directly Coupled Finite Element and Element-free Galerkin Method[J]. Advances in Engineering Software, 2018, 123:25-37.
- [10] 杜义贤, 陈德, 胡金润, 等. 基于节点密度的自适应 EFG 法拓扑优化方法研究[J]. 固体力学学报, 2014, 35(2):160-166.
DU Yixian, CHEN De, HU Jinrun, et al. Research on Topology Optimization Method of Adaptive EFG Method Based on Node Density[J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2014, 35(2):160-166.
- [11] 杜义贤, 方子帆, 田启华. 基于无网格法的反向器拓扑优化设计及性能测试[J]. 工程力学, 2010, 27:266-271.
DU Yixian, FANG Zifan, TIAN Qihua. Topology Optimization Design and Performance Test of Inverter Based on Meshless Method[J]. Engineering Mechanics, 2010, 27:266-271.
- [12] ZHAO F. A Meshless Pareto-optimal Method for Topology Optimization[J]. Engineering Analysis with Boundary Elements, 2013, 37(12):1625-1631.
- [13] KHAN W, SIRAJ UL I, ULLAH B. Structural Optimization Based on Meshless Element Free Galerkin and Level Set Methods[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2019, 344:144-163.
- [14] ZHAO F. Topology Optimization with Meshless Density Variable Approximations and BESO Method[J]. Computer-Aided Design, 2014, 56:1-10.
- [15] SHOBEIRI V. Topology Optimization Using Bi-directionalevolutionary Structural Optimization Based on the Element-free Galerkin Method[J]. Engineering Optimization, 2016, 48:380-396.
- [16] 徐兵兵. 多物理场耦合分析中的分域自由单元法及其软件开发[D]. 大连:大连理工大学, 2022.
XU Bingbing. Domain Free Element Method and Software Development in Coupling Analysis of Multiphysics Fields[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2022.
- [17] OXMAN R. Informed Tectonics in Material-based Design[J]. Design Studies, 2012, 33(5):427-455.
- [18] OXMAN N. Material-based Design Computation [D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2010.
- [19] ANNAMARIA P, PATRIZIA T. A Multifield Continuum Model for the Description of the Response of Microporous/Microcracked Composite Materials.[J] Mechanics of Materials, 2021, 160:103965.
- [20] 苏珂, 王来杰. 基于知情构造理论的产品设计材料选择研究[J]. 机械设计, 2019, 36(4):134-139.
SU Ke, WANG Laijie. Research on Product Design Material Selection Based on Informed Construction Theory[J]. Mechanical Design, 2019, 36(4):134-139.
- [21] 苏珂, 刘雪娇. 基于知情构造理论的新产品开发方法研究[J]. 机械设计, 2017, 34(12):105-110.
SU Ke, LIU Xuejiao. Research on New Product Development Method Based on Informed Construction Theory[J]. Mechanical Design, 2017, 34(12):105-110.

(编辑 袁兴玲)

作者简介: 苏珂*, 女, 1980年生, 博士研究生。研究方向为产品创新设计。E-mail: coco_su0716@163.com。

本文引用格式:

苏珂, 王颖, 梁腾腾, 等. 基于知情构造理论的单材料柔性机构拓扑优化[J]. 中国机械工程, 2025, 36(4):873-881.
SU Ke, WANG Ying, LIANG Tengting, et al. Topology Optimization of Single Material Flexible Mechanism Based on Informed Construction Theory[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(4):873-881.