

基于协同仿真与赫兹理论的真空断路器凸轮优化设计

郭良超, 王文博, 柴子元, 孙钢钢, 郑志鑫, 汪泽栋

(平高集团有限公司, 河南 平顶山 467000)

摘要: 随着真空断路器电压等级提升, 弹簧操动机构凸轮动态接触载荷增大, 接触疲劳失效风险上升。传统凸轮设计多将接触强度作为后验校核指标, 缺乏动态接触应力反馈驱动的轮廓优化机制。为此, 提出一种基于协同仿真与赫兹接触理论的凸轮轮廓优化方法。以 NURBS 曲线控制点为设计变量, 以最大动态接触应力最小化为优化目标, 并以接触强度准则和机构运动约束为边界条件, 建立凸轮轮廓优化模型, 采用序列二次规划算法实现 Adams-MATLAB 协同迭代求解。以 252 kV 真空断路器为例进行验证, 结果表明: 优化后最大接触应力由 1 287.8 MPa 降至 1 019.6 MPa, 降幅 20.8%; 最大法向接触力由 87.1 kN 降至 72.8 kN, 降幅 16.4%; 最大工作压力角和从动件角加速度均有所降低, 凸轮传动特性得到改善。经 10 000 次机械寿命试验后, 凸轮工作表面未出现点蚀、剥落和异常磨损。结果表明, 该方法可在保证合闸机械特性的同时降低凸轮动态接触应力, 为高压真空断路器关键传动部件的可靠性优化设计提供参考。

关键词: 真空断路器; 凸轮; 协同仿真; 赫兹接触理论; 序列二次规划算法

Optimization Design of Vacuum Circuit Breaker Cam Based on Co-simulation and Hertz Contact Theory

GUO Liangchao, WANG Wenbo, CHAI Ziyuan, SUN Ganggang, ZHENG Zhixin, WANG Zedong
(Pinggao Group Co., Ltd., Henan Pingdingshan 467000, China)

Abstract: With the increasing voltage level of vacuum circuit breakers, the dynamic contact load on the cam of the spring operating mechanism increases, raising the risk of contact fatigue failure. Conventional cam design usually treats contact strength as a post-checking index and lacks profile optimization driven by dynamic contact stress feedback. To address this issue, a closing profile optimization method based on co-simulation and Hertz contact theory is proposed. NURBS control points are used as design variables, the maximum dynamic contact stress is minimized, and contact strength criteria and mechanism motion constraints are imposed. The optimization model is solved by sequential quadratic programming within an Adams-MATLAB co-simulation framework. A 252 kV vacuum circuit breaker is used for verification. The results show that the maximum contact stress decreases from 1287.8 MPa to 1019.6 MPa, and the maximum normal contact force decreases from 87.1 kN to 72.8 kN, with reductions of 20.8% and 16.4%, respectively. The maximum operating pressure angle and follower angular acceleration are also reduced, indicating improved cam transmission characteristics. After 10 000 mechanical endurance cycles, no pitting, peeling, or abnormal wear is observed on the cam working surface. The proposed method reduces the dynamic contact stress while ensuring closing mechanical characteristics, providing a reference for reliability optimization of key transmission components in high-voltage vacuum circuit breakers.

Key words: vacuum circuit breaker; cam; co-simulation; Hertz contact theory; sequential quadratic programming (SQP)

0 引言

在新型电力系统建设与高压开关设备绿色低碳发展的双重驱动下, 高压真空断路器因无六氟化硫气体排放、运维成本低、环境适应性强等优势, 正向更高电压等级和更高运行可靠性方向发展^[1-2]。在 72.5 kV 及以上电压等级的真空断路器中, 弹簧操动机构仍是最广泛采用的驱动机构之一。凸轮作为弹簧操动机构的核心传

动元件, 其轮廓曲线直接决定传动系统的运动规律、载荷传递路径和冲击响应, 进而影响断路器合闸机械特性与长期运行可靠性^[3-6]。

随着断路器电压等级与开断容量的不断提升, 合闸过程中的自闭力、触头弹簧反力、分闸弹簧反力、机构惯性力和冲击载荷显著增大, 使得凸轮-滚子副接触区承受较高的时变法向载荷和冲击作用, 易诱发点蚀、剥

基金项目: 河南省重大科技专项项目(231100240200)。

Project Supported by Major Science and Technology Projects of Henan Province(231100240200)。

落、塑性压痕及异常磨损等接触疲劳失效现象^[7-11]。因此,如何在保证机械特性的前提下有效降低凸轮局部接触应力和疲劳风险,已成为高压真空断路器设计中亟待解决的关键问题。

围绕上述问题,现有研究主要分为两类。一类侧重于机构运动性能优化,通过调整凸轮轮廓、传动尺寸及从动件运动规律来改善合闸速度、压力角及动作平稳性^[12-17]。Kang 等^[18]针对真空断路器弹簧驱动凸轮—连杆机构开展了动态分析与优化设计,表明凸轮轮廓及传动参数对机构合闸动态特性具有显著影响。Todorović 等^[19]以最小跃度为目标对凸轮位移曲线进行优化,说明从动件运动规律优化能够有效改善凸轮机构的动力学平稳性。另一类研究则聚焦于动力学分析与接触应力评估,借助多体动力学仿真探究机构冲击并结合赫兹接触理论开展凸轮—滚子副的接触强度分析^[20-21]。Matin 等^[22]针对中压开关柜真空断路器凸轮开展了理论与数值应力分析,为真空断路器凸轮接触强度评价提供了参考。

上述工作为凸轮设计提供了重要参考,但仍存在两方面不足:一方面,凸轮轮廓优化多以运动平稳性、合闸速度、压力角或最小跃度等运动学和动力学指标为主要目标,未充分考虑接触应力;另一方面,凸轮接触应力研究多侧重于给定结构下的应力分析、数值计算或试验验证。接触强度通常作为轮廓设计后的被动校核指标,未充分参与凸轮轮廓的修正过程,因而缺少以动态接触应力驱动轮廓更新的闭环协同优化机制。

针对上述问题,文中提出一种面向高压真空断路器凸轮的接触强度反馈协同优化方法。该方法以 NURBS 曲线控制点为设计变量,构建凸轮参数化轮廓模型;基于刚柔耦合虚拟样机提取法向接触力、凸轮转角和从动件摆角等动态响应参数;结合赫兹线接触理论计算凸轮—滚子副动态接触应力,将最大动态接触应力作为优化

目标;并采用序列二次规划算法实现凸轮轮廓参数、机构动力学响应和接触强度之间的闭环优化;以 252 kV 真空断路器为研究对象,系统开展了数值仿真分析与机械寿命试验验证。

1 凸轮动态接触强度建模

1.1 合闸动作原理与载荷特征

合闸动作原理图见图 1。如图 1 所示,某 252 kV 真空断路器合闸过程中,合闸弹簧释放能量,驱动凸轮顺时针转动。凸轮空转一定角度后与主拐臂上的滚子接触,并通过凸轮—滚子副推动主拐臂转动。主拐臂的运动一方面经传动系统压缩分闸弹簧,实现分闸储能;另一方面通过绝缘拉杆推动动触头向静触头方向运动。当动、静触头接触后,动触头位移受到限制,凸轮继续推动机构运动并压缩触头弹簧,直至主拐臂转动至设计位置,随后由合闸锁扣装置保持断路器处于合闸状态。

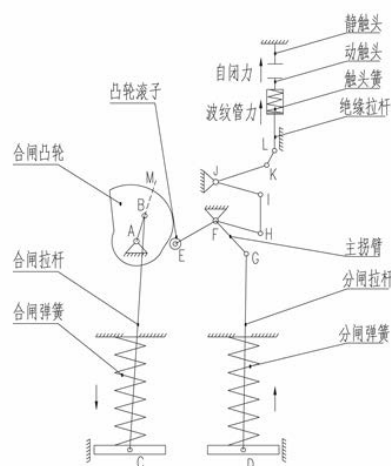


图 1 合闸动作原理图

Fig. 1 Principle diagram of circuit breaker closing operation

在上述过程中,凸轮—滚子副承受的法向接触载荷并非恒定值,而是由多因素耦合而成的时变载荷,主要包括合闸弹簧驱动力、分闸弹簧反力、触头弹簧反力、运动部件惯性力、运动副摩擦阻力以及接触冲击载荷。由于弹簧操动机构存在多级传动关系,且触头接触前后机构约束状态发生变化,法向接触力在合闸过程中具有

明显的非线性和冲击特征。

凸轮轮廓是决定上述载荷传递过程的核心因素。一方面,轮廓曲线决定接触点处的局部曲率半径,直接影响凸轮—滚子副接触区域的应力集中程度;另一方面,轮廓形状决定机构瞬时传动比、从动件运动规律及压力角变化,从而影响法向接触力的幅值和时程分布。因此,凸轮接触强度不能仅从静态载荷或单一几何参数进行评价,而应同时考虑轮廓曲率、机构动力学响应和动态接触载荷之间的耦合关系。

1.2 凸轮—滚子副赫兹接触应力模型

凸轮与滚子接触可近似为两弹性曲面体之间的线接触。假设接触过程处于弹性范围内,接触区尺寸远小于接触体曲率半径,接触表面连续光滑;忽略润滑膜厚度、表面粗糙度、制造误差、摩擦切向力和局部塑性变形对最大接触应力的影响。采用赫兹接触理论建立凸轮—滚子副接触应力模型^[19]

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi L \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (1)$$

式(1)中: σ_H 为最大接触应力, MPa; F_n 为凸轮与滚子法向接触载荷, N; L 为凸轮与滚子的接触长度, mm; ρ_1 为凸轮轮廓在接触点的曲率半径, mm; ρ_2 为滚子半径, mm。 μ_1 、 μ_2 分别为凸轮和滚子材料泊松比; E_1 、 E_2 为凸轮和滚子材料的弹性模量, MPa。

实际工程中,凸轮与滚子均为钢制材料,弹性模量 $E_1=E_2=2.06 \times 10^5$ MPa,泊松比 $\mu_1=\mu_2=0.3$,式(1)可简化为

$$\sigma_H = 189.8 \sqrt{\frac{F_n}{L} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (2)$$

由式(2)可知,凸轮—滚子副接触应力主要受两个因素影响:一是法向接触力 F_n ,其反映机构动力学载

荷水平;二是接触点处等效曲率项 $(1/\rho_1+1/\rho_2)$,其反映凸轮轮廓局部几何特征。因此,降低凸轮接触应力需要同时从载荷传递平稳性和轮廓曲率分布两个方面进行控制。

1.3 凸轮轮廓参数—接触应力模型

真空断路器凸轮传动系统为摆动滚子从动件盘形凸轮机构,其运动学原理见图2。

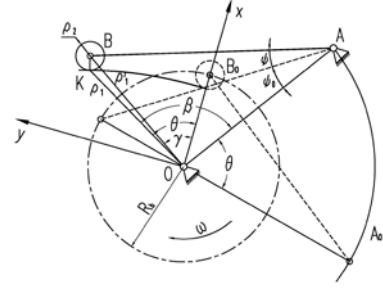


图2 摆动滚子从动件盘形凸轮运动关系解析图

Fig. 2 Analytical diagram of the kinematic relationship of an oscillating roller follower plate cam

设凸轮转动中心为O,摆杆转动中心为A,滚子中心为B,摆杆长度为 L_{AB} ,中心距为 L_{OA} ,从动件初始角为 φ_0 ,从动件相对摆角为 $\varphi(\theta)$,凸轮转角为 θ 。将结构参数记为

$$\mathbf{C} = [L_{AB}, L_{OA}, \varphi_0]^T \quad (3)$$

基于坐标系反转原理,凸轮理论轮廓曲线矢量可表示为

$$\vec{r}(\theta) = L_{OA} e^{j(\theta-\beta)} - L_{AB} e^{j(\theta-\beta-\varphi_0-\varphi(\theta))} \quad (4)$$

式(4)中, β 为机构初始安装角。式(4)表明 L_{AB} 、 L_{OA} 、 φ_0 、 ρ_2 等结构参数确定时,从动件运动规律 $\varphi(\theta)$ 是决定凸轮轮廓的主导设计因素。

根据微分几何理论,理论轮廓曲线在任意位置处的曲率半径可由位置矢量的一阶和二阶导数得到

$$\rho'_1 = \frac{\left| \frac{d\vec{r}}{d\theta} \right|^3}{\left| \frac{d\vec{r}}{d\theta} \times \frac{d^2\vec{r}}{d^2\theta} \right|} \quad (5)$$

式(5)中, ρ'_1 为凸轮理论轮廓曲率半径。考虑到滚

子半径后, 凸轮实际工作轮廓曲率半径可表示为

$$\rho_1 = \rho_1' - \rho_2 \quad (6)$$

将式(6)代入赫兹接触应力模型, 可得到凸轮—滚子副接触应力与轮廓曲率、法向接触力和从动件运动规律之间的关系

$$\sigma_H(\theta) = 189.8 \sqrt{\frac{F_n(\theta)}{L} \left(\frac{1}{\rho_1(\mathbf{C}, \theta, \varphi)} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (7)$$

式(7)表明, 从动件运动规律 $\varphi(\theta)$ 通过改变凸轮轮廓曲率半径 ρ_1 影响局部接触应力; 同时, 轮廓变化还会改变机构传动比、压力角和动态载荷传递路径, 进而影响法向接触力 F_n 。因此, 凸轮轮廓、从动件运动规律、法向接触力和接触应力之间存在双重耦合关系。

1.4 动态接触应力时程模型

在实际合闸过程中, 式(7)中 F_n 、 θ 和 φ 均为时间相关的动力学响应量。由于弹簧力、触头反力、惯性力以及凸轮—滚子接触建立过程中的碰撞冲击载荷之间存在非线性耦合, 难以通过解析方法对 $F_n(\theta)$ 进行准确求解。因此, 文中通过刚柔耦合虚拟样机获取合闸过程中的时域响应参数。

设多体动力学仿真输出的法向接触力、凸轮转角和从动件摆角分别为

$$F_n = F_n(t), \theta = \theta(t), \varphi = \varphi(t) \quad (8)$$

在合闸有效工作区间内, 凸轮转角 $\theta(t)$ 单调递增, 可将时域响应映射至凸轮转角域。结合式(2)和式(7), 可得到凸轮—滚子副动态接触应力时程模型

$$\sigma_H(t) = 189.8 \sqrt{\frac{F_n(t)}{L} \left(\frac{1}{\rho_1(\theta(t), \varphi(t))} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (9)$$

式(9)中, $F_n(t)$ 由多体动力学模型中凸轮—滚子接触对直接提取, 包含合闸过程中凸轮与滚子碰撞冲击所引起的动态法向载荷变化, 并作为输入参与后续赫兹接触应力计算。

合闸过程中的最大动态接触应力为

$$\sigma_{H, \max} = \max \{ \sigma_H(t) | t \in [0, T] \} \quad (10)$$

式(10)中, T 为合闸仿真时长。式(9)和式(10)将机构动力学响应与局部接触应力计算联系起来, 可用于识别合闸过程中接触应力峰值及其对应时刻, 为后续轮廓优化提供目标函数。

1.5 动态接触强度判据

为评价凸轮在循环冲击载荷下的接触强度, 采用安全系数形式进行校核

$$\sigma_{H, \max} \leq \frac{\sigma_{H, \lim}}{[S]} \quad (11)$$

式(11)中: $\sigma_{H, \lim}$ 为凸轮材料接触疲劳强度极限; $[S]$ 为安全系数。该式不仅可用于优化结果的强度校核, 也可将 $\sigma_{H, \max}$ 作为优化目标函数, 实现凸轮轮廓参数、机构动力学响应和接触强度之间的闭环协同设计。

2 凸轮协同闭环优化设计方法

上节建立了凸轮轮廓参数、动态法向接触力和接触应力之间的映射关系以及接触强度的判定规则。传统设计中, 当应力不满足设计要求时, 通常依赖经验反复调整轮廓并重新仿真, 优化方向不明确、迭代效率较低。为此, 本节提出一种以凸轮轮廓控制点为设计变量、以最大动态接触应力最小化为目标、以接触强度和运动性能为约束条件的凸轮轮廓优化设计方法。

2.1 凸轮轮廓优化模型

2.1.1 设计变量

从上述建模过程可知, 从动件运动规律 $\varphi(\theta)$ 是凸轮理论轮廓生成的基础。但若直接以 $\varphi(\theta)$ 的解析参数作为设计变量, 每次迭代均需重新生成轮廓、更新三维模型并完成动力学模型重构, 数据交互较复杂。为提高协同优化效率, 文中采用 NURBS 曲线对由初始运动规律生成的凸轮轮廓进行参数化表达, 并以工作轮廓段 NURBS 控制点坐标作为优化变量。

NURBS 曲线可表示为

$$\mathbf{C}_{(u)} = \frac{\sum_{i=0}^n N_{i,p}(u) \omega_i \mathbf{P}_i}{\sum_{i=0}^n N_{i,p}(u) \omega_i}, 0 \leq u \leq 1 \quad (12)$$

式(12)中: $\mathbf{C}_{(u)}$ 为 NURBS 曲线上的点; $\mathbf{P}_i$ 为第 i 个控制点; ω_i 为对应权因子; $N_{i,p}(u)$ 为 p 次 B 样条基函数; u 为曲线参数。NURBS 曲线由控制点、权因子和节点矢量共同确定, 具有局部可调性强、曲线连续光滑和便于参数化优化等特点, 适合用于凸轮工作轮廓的表达与修正。

文中, NURBS 凸轮轮廓曲线的生成过程如下: 首先, 根据给定从动件运动规律及凸轮机构结构参数, 采用坐标反转法计算凸轮理论轮廓离散点集。其次, 以理论轮廓离散点作为型值点, 采用弦长参数化方法确定各离散点对应的参数值, 并构造 3 次非均匀节点矢量。然后, 通过 NURBS 曲线拟合反求控制点坐标, 使拟合曲线能够逼近由初始运动规律生成的理论轮廓。最后, 考虑滚子半径对理论轮廓进行法向偏置, 得到凸轮实际工作轮廓。由此, 可将原本由运动规律决定的凸轮轮廓转化为由 NURBS 控制点描述的参数化曲线。

在优化过程中, 过渡段首末端控制点保持固定, 以保证优化前后轮廓闭合和非工作段连续; 其余工作轮廓段控制点在给定边界范围内进行调整, 以避免曲线自交并保证加工可行性。设计变量表示为

$$\mathbf{P} = [x_1, y_1, x_2, y_2, \dots, x_m, y_m]^T \quad (13)$$

式(13)中: m 为参与优化的 NURBS 控制点数量, x_i 和 y_i 分别为第 i 个控制点在凸轮坐标系中的坐标。通过调整控制点坐标, 可在保持凸轮轮廓整体连续光滑的基础上改变局部曲率分布和机构传动特性, 从而为降低凸轮—滚子副动态接触应力提供设计自由度。

2.1.2 目标函数

以合闸过程中凸轮—滚子副最大接触应力最小化为优化目标

$$\min f(\mathbf{P}) = \sigma_{H,max}(\mathbf{P}) \quad (14)$$

2.1.3 约束条件

依据真空断路器凸轮接触强度、合闸机械特性、凸轮机构的运动特性及轮廓的可制造性要求, 建立以下约束方程:

1) 接触强度约束

$$g_1(\mathbf{P}) = \sigma_{H,max}(\mathbf{P}) - \frac{\sigma_{H,lim}}{[S]} \leq 0 \quad (15)$$

依据机械设计手册接触疲劳强度校核推荐值, 并结合弹簧操动机构工程设计经验, 取 $[S]=1.2$ 。凸轮材料采用渗碳合金钢, 表面渗碳淬火处理, 硬度 58~62 HRC, 结合材料性能数据, 取 $\sigma_{H,lim}=1500$ MPa。

2) 合闸速度的约束

$$g_2(\mathbf{P}) = |\bar{V}(\mathbf{P}) - \bar{V}_{Target}| - \Delta \bar{V}_{max} \leq 0 \quad (16)$$

式(16)中, $\bar{V}(\mathbf{P})$ 为合闸速度(即在给定轮廓和转角时的动触头在规定行程区间内的平均线速度)。依据断路器技术条件, 目标合闸速度 $\bar{V}_{Target}$ 取 1.0 m/s, 允许速度偏差 $\Delta \bar{V}_{max}$ 取 ± 0.2 m/s。

3) 压力角约束

$$g_3(\mathbf{P}) = \alpha(\mathbf{P}) - \alpha_{Target} \leq 0 \quad (17)$$

式(17)中, $\alpha(\mathbf{P})$ 为给定轮廓和转角时的凸轮压力角; 依据摆动滚子从动件盘形凸轮机构设计准则, 并考虑弹簧操动机构紧凑性和传动效率, 目标压力角 α_{Target} 取 35° 。

4) 从动件角加速度约束

$$g_4(\mathbf{P}) = \max|\alpha_{rot}(\mathbf{P})| - [\alpha_{rot}] \leq 0 \quad (18)$$

式(18)中, $\max|\alpha_{rot}(\mathbf{P})|$ 为合闸动作过程中, 从动件的最大角加速度; 依据弹簧操动机构凸轮传动系统动力学分析, 结合机构平稳性要求, 许用最大角加速度

$[\alpha_{rot}]$ 取 1200 rad/s²。

5) 轮廓光顺性约束

$$g_5(\mathbf{P}) = \max \|\mathbf{P}_{i-1} - 2\mathbf{P}_i + \mathbf{P}_{i+1}\| - \varepsilon_0 \leq 0 \quad (19)$$

式(19)中: $\mathbf{P}_i$ 为第 i 个 NURBS 控制点坐标; ε_0 为相邻 3 个控制点允许二阶差分模长上限。依据凸轮轮廓数控磨削的精度及轮廓光顺性设计要求, 取 0.05 mm。

2.2 序列二次规划求解策略

凸轮轮廓优化属于典型的非线性约束优化问题, 难点在于目标与设计变量强非线性耦合、多约束相互影响、设计空间存在局部极值。序列二次规划算法通过迭代求解二次规划子问题逼近最优解, 兼具快速收敛与强非线性约束处理能力, 适用于此类工程优化问题^[27]。在第 k 次迭代中的子问题表述为

$$\begin{aligned} \min & \frac{1}{2} \mathbf{d}^T \mathbf{H}^{(k)} \mathbf{d} + \nabla f(\mathbf{P}^{(k)})^T \mathbf{d} \\ \text{s.t. } & g_i(\mathbf{P}^{(k)}) + \nabla g_i(\mathbf{P}^{(k)})^T \mathbf{d} \leq 0, \quad i = 0, 1, 2, \dots, m \\ & \mathbf{P}^L \leq \mathbf{P}^{(k)} + \mathbf{d} \leq \mathbf{P}^U \end{aligned} \quad (20)$$

式(20)中: $\mathbf{H}^{(k)}$ 为拉格朗日函数的 Hessian 矩阵, 采用 BFGS 方法更新; $\mathbf{d}$ 为搜索方向。

算法从初始设计点出发, 将参与优化的 NURBS 控制点二维坐标组成设计变量向量, 通过协同仿真获取当前轮廓对应的目标函数值与约束函数值, 计算目标函数及约束函数对控制点坐标的灵敏度信息, 求解二次规划子问题得到搜索方向, 并经线搜索确定步长后更新控制点坐标。初始设计点可不完全满足全部约束条件, 算法在迭代过程中通过二次规划子问题和约束违反度控制逐步修正设计变量, 使目标函数值降低并使各约束条件趋于满足。

每次迭代结束后, 同时满足数学上的一阶最优性、约束方程的可行性和数值计算的稳定性 3 个准则, 则认为算法已收敛至满足工程要求的最优解, 其数学表述见式(20)。

$$\begin{cases} \|\nabla_{\mathbf{P}} L(\mathbf{P}^{(k)}), (\lambda^{(k)})\| \leq \varepsilon_1 \\ \max |g_i(\mathbf{P}^{(k)})| \leq \varepsilon_2 \\ \frac{|f(\mathbf{P}^{(k)}) - f(\mathbf{P}^{(k-1)})|}{|f(\mathbf{P}^{(k-1)})|} \leq \varepsilon_3 \end{cases} \quad (21)$$

式(21)中, $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ 为依据问题精度预设的收敛容差。此外, 设置最大迭代次数 $K_{\max}$ 作为防止异常情况的安全上限, 若满足收敛条件或迭代次数达到 $K_{\max}$ 时, 算法终止并输出当前设计参数 $\mathbf{P}^*$ 作为最优解。

3 252 kV 真空断路器实例验证

为验证文中提出的凸轮优化设计方法的有效性和工程实用性, 以 252 kV 真空断路器凸轮为研究对象, 系统开展了从 Adams 与 MATLAB 协同优化设计到样机试验的全流程验证。

3.1 刚柔耦合虚拟样机的构建

为实现凸轮轮廓设计变量、三维几何模型与机构动力学响应之间的映射, 构建了包含参数化凸轮模型和刚柔耦合动力学模型的真空断路器虚拟样机。该模型能够随优化变量更新完成凸轮几何重构, 并输出接触应力计算所需的法向接触力、凸轮转角和从动件摆角等动态响应参数^[28-29]。

首先建立参数化凸轮模型。根据第 2.1.1 节所述 NURBS 轮廓生成与参数化方法, 将由初始运动规律得到的凸轮工作轮廓转化为由控制点描述的参数化曲线, 并以控制点坐标作为优化变量。综合考虑轮廓表达精度、曲线光顺性和优化效率, 选取 120 个 NURBS 控制点作为优化控制变量。通过 Adams 用户自定义子程序读取 MATLAB 输出的设计变量文件, 更新控制点坐标并重构凸轮三维实体, 从而实现优化变量对动力学模型的直接驱动。

在参数化凸轮模型基础上, 进一步建立包含完整传

动链的真空断路器刚柔耦合虚拟样机, 见图 3。考虑到绝缘拉杆长细比较大、在合闸冲击载荷作用下易产生明显弹性变形, 且其变形会影响机构瞬态响应, 因此将绝缘拉杆作为关键柔性体处理, 其余构件按刚体处理。柔性绝缘拉杆采用有限元方法建立模态中性文件, 并导入 Adams 中替代原刚体模型, 以表征其质量、刚度及模态特性。合闸弹簧、分闸弹簧及触头压力弹簧均采用非线性力—位移特性建模, 相关参数由试验标定数据确定; 各构件之间依据实际结构尺寸与装配关系定义转动副、移动副及相应几何约束, 以保证传动链运动关系的准确传递。

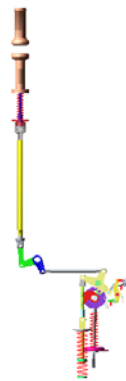


图 3 真空断路器刚柔耦合虚拟样机

Fig. 3 Rigid-flexible coupling virtual prototype of vacuum circuit breaker

为考虑合闸过程中凸轮与滚子从动件之间的碰撞作用, 在 Adams 动力学模型中建立凸轮工作轮廓与滚子外圆之间的接触对, 采用非线性接触碰撞模型描述二者由非接触到接触以及接触过程中的动态载荷传递。当凸轮空行程结束并与滚子发生接触时, 接触模型根据二者的相对位置、法向接近速度、接触刚度和阻尼等参数计算瞬态法向接触力。因此, 仿真输出的法向接触力不仅反映弹簧驱动力、机构惯性力和触头反力等作用, 也包含凸轮—滚子接触建立过程中的碰撞冲击效应。

基于上述建模, 虚拟样机能够输出合闸过程中的法向接触载荷、凸轮转角、从动件转角及压力角等关键动

态响应, 为后续接触应力计算及协同优化提供基础。

3.2 Adams-MATLAB 协同优化平台

为实现凸轮“参数化建模—动力学仿真—性能评估—优化迭代—结果输出”的自动闭环, 建立了以 MATLAB 为优化主控端、以 Adams 为动力学求解端的协同优化平台^[30-31], 其总体流程见图 4。该平台按照“参数化初始建模与基准分析—协同仿真自动优化—最优设计输出”3 个阶段运行, 实现了设计变量、几何模型与动力学响应之间的自动映射。

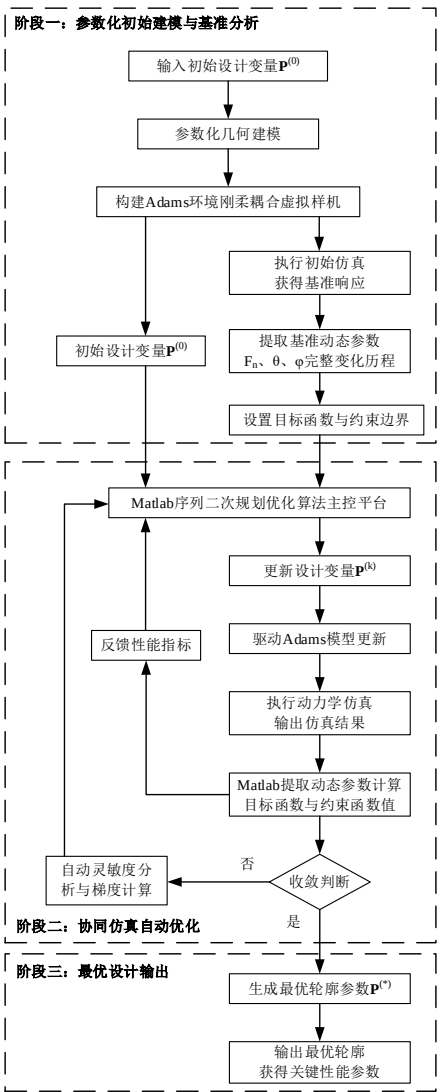


图 4 优化设计方法总体框架流程图

Fig. 4 Flowchart of the overall framework for optimization design method

阶段一，输入初始设计变量 $\mathbf{P}^{(0)}$ ，完成凸轮参数化几何建模，并在 Adams 中构建断路器刚柔耦合虚拟样机。通过初始动力学仿真获得基准响应，提取凸轮—滚子副法向接触力、凸轮转角和从动件摆角的完整变化历程，并据此计算优化问题的初始目标函数值及各约束函数值，同时将初始设计变量与基准响应传递至 MATLAB 主控平台，作为后续自动优化的起点。

阶段二，MATLAB 作为优化决策中心执行序列二次规划算法，根据当前设计变量、目标函数值和约束函数值生成新一轮设计变量 $\mathbf{P}^{(k)}$ 。更新后的设计变量写入 Adams 模型参数文件后，驱动参数化凸轮模型完成 NURBS 轮廓重构和三维几何更新，并执行新一轮刚柔耦合动力学仿真。仿真结束后，MATLAB 自动提取 Adams 输出的动态响应数据，计算当前设计对应的目标函数值与约束函数值并将其反馈至 SQP 优化模块。

在每轮迭代末端，对当前设计是否满足预设收敛准则进行判定。若未满足收敛条件，则启动自动灵敏度分析模块，计算目标函数及约束函数对设计变量的梯度信息，并反馈给序列二次规划算法，进入下一轮协同优化迭代；若满足收敛条件，则终止自动优化循环。

阶段三，平台输出最优轮廓参数 $\mathbf{P}^*$ ，并生成优化后的凸轮轮廓及相关性能参数。

通过协同优化平台的搭建，可实现参数化建模、动力学仿真、性能评估与非线性优化求解的集成，为后续优化结果分析与样机试验验证提供基础。

3.3 优化设计过程与结果对比

为验证所建协同优化平台的有效性，以 252 kV 真空断路器凸轮为对象开展优化设计分析。依据前述优化模型，对约束条件、动力学仿真及算法参数进行统一设定，相关参数见表 1。

表 1 优化设计参数设置表

Table 1 Optimization parameters design table			
参数类别	参数名称	符号	设定值
优化算法参数	一阶最优性容差	ε_1	10^{-4}
	约束违反度容差	ε_2	10^{-4}
	函数相对变化容差	ε_3	10^{-4}
	最大迭代次数	K_{max}	200
动力学仿真参数	仿真时长/ms	T	150
	仿真步数	a	15 000

在此基础上，采用序列二次规划算法进行求解。优化过程从初始设计点出发，经过 176 次迭代后满足收敛条件。最大接触应力的迭代历程见图 5，目标函数在迭代初期由 1 287.8 MPa 快速下降，随着设计变量逐步调整，接触强度约束、压力角约束和从动件角加速度约束的违反度逐步减小，目标函数进一步降低并趋于稳定，最终收敛至 1 019.6 MPa，对应实际接触疲劳安全系数 1.47，满足设计要求。

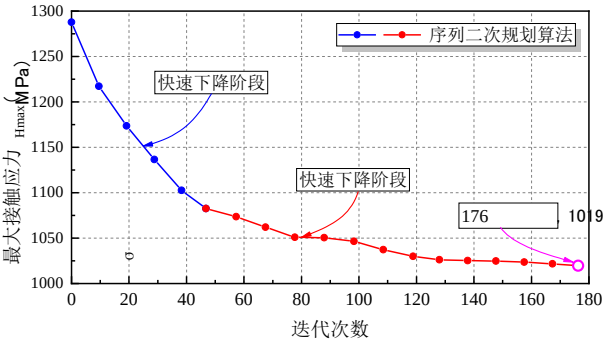


图 5 最大接触应力优化迭代历程

Fig. 5 Optimization iteration history of maximum contact stress

优化前后凸轮的关键性能指标，见表 2。结果表明，在满足断路器合闸特性要求的前提下，优化后最大接触应力、合闸速度、最大工作压力角等参数均有所降低。综合来看，优化后凸轮在接触强度、载荷传递平稳性及运动学性能等方面均得到改善。优化前后凸轮轮廓曲线对比见图 6，优化前后凸轮—滚子副法向接触力时程曲线对比见图 7。

表 2 优化前后性能参数对比表

Table 2 Comparison table of performance parameters before and after optimization

性能指标	初始设计	优化设计	变化率/%
最大接触应力/MPa	1 287.8	1 019.6	-20.8
合闸速度/(m·s ⁻¹)	1.15	1.02	-11.3
最大工作压力角/(°)	38.7	32.1	-16.8
从动件最大角加速度/(rad·s ⁻²)	1 350	1 083	-19.8
最大法向接触力/kN	87.1	72.8	-16.4

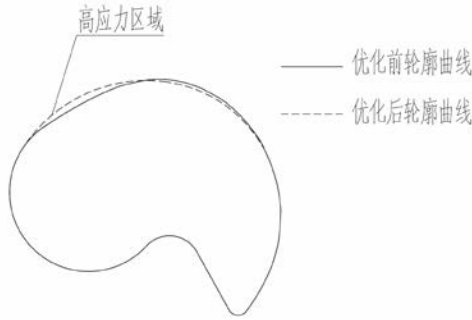


图 6 优化前后凸轮轮廓曲线对比

Fig. 6 Comparison of cam profile curves before and after optimization

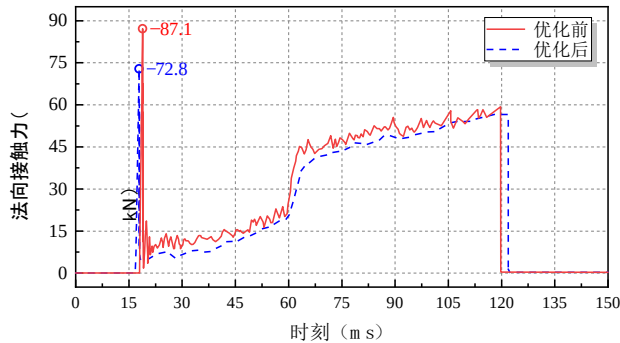


图 7 优化前后凸轮—滚子法向接触力时程曲线对比

Fig. 7 Comparison of the normal contact force time-history curves between the initial and optimized cam-roller pair

结合图 6 和图 7 可知,性能提升主要源于凸轮轮廓曲率分布与系统动力学响应的协同改善。优化后通过对高应力区域附近 NURBS 曲线控制点的协同调整,凸轮轮廓更加平滑,局部当量曲率半径增大,有效降低了接触应力集中;同时法向接触力峰值由 87.1 kN 降至 72.8 kN,表明轮廓修正改善了载荷传递路径,并减弱了冲

击效应。由此说明,文中方法能够通过轮廓曲线与动力学响应的协同调控,实现接触应力与动态接触载荷的同步降低。

3.4 机械寿命试验验证

为验证文中所提协同优化方法的工程有效性,依据“GB/T 1984—2024《高压交流断路器》”,对装配优化凸轮的 252 kV 真空断路器样机进行了 10 000 次机械寿命试验。

试验前后凸轮工作表面形貌对比见图 8。机械寿命试验后,凸轮工作表面未出现点蚀、剥落或异常磨损等典型接触疲劳失效特征,接触痕迹均匀,表明优化轮廓有效提高了凸轮的接触疲劳抗力。



图 8 机械寿命试验前后凸轮工作表面形貌对比

Fig. 8 Comparison of cam working surfaces morphology before and after mechanical endurance test

试验后实测断路器合闸机械特性曲线与仿真曲线对比见图 9。由图 9 可见,二者运动趋势整体一致,吻合度较高,实测合闸速度为 1.10 m/s,与协同优化仿真平台计算值 1.02 m/s 相比,相对误差为 7.3%,处于工程允许范围内。该误差主要由运动副摩擦系数、弹簧刚度离散性、装配间隙及接触阻尼参数等实际工况与仿真模型差异所致。综合仿真与试验结果可知,文中所建立的刚柔耦合动力学模型能够较好地预测断路器合闸过程中的主要机械特性,所提出的接触强度反馈协同优化

方法具有较好的工程适用性。

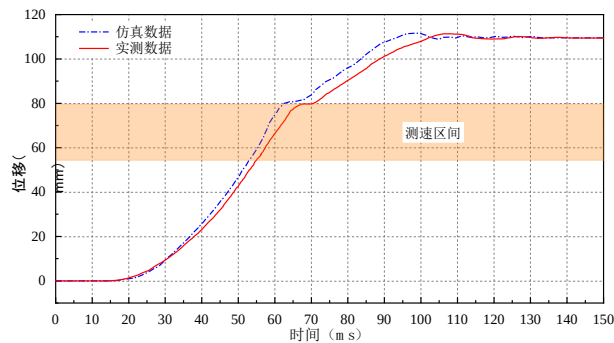


图 9 实测与仿真合闸机械特性曲线对比

Fig. 9 Comparison of measured and simulated closing mechanical characteristics curves

4 结论

针对高压真空断路器凸轮在高载荷循环工况下易发生接触疲劳失效的问题,文中提出了一种融合刚柔耦合动力学仿真、赫兹接触理论和序列二次规划算法的协同闭环优化方法,并以 252 kV 真空断路器为对象开展了数值分析与试验验证,主要结论如下:

1)建立了面向凸轮的动态接触应力计算方法。通过构建真空断路器刚柔耦合虚拟样机,获得了合闸过程中凸轮—滚子副法向接触力、凸轮转角和从动件摆角等关键动态响应参数,并结合赫兹接触理论实现了多体动力学响应与接触应力计算的耦合。

2)构建了以最大动态接触应力最小化为目标,以合闸速度、压力角、从动件角加速度、接触强度、轮廓曲率和几何边界为约束的凸轮轮廓协同优化模型,实现了接触强度对凸轮轮廓修正的反馈驱动。

3)252 kV 真空断路器优化结果表明,优化后最大接触应力降幅 20.8%;最大法向接触力降幅 16.4%;最大压力角和从动件最大角加速度均满足设计约束,说明优化轮廓可在保证合闸机械特性的前提下,有效降低接触疲劳风险。

4)机械寿命试验结果表明,优化后凸轮经 10 000

次循环动作后,工作表面未出现点蚀、剥落及异常磨损;实测合闸速度与仿真值的相对误差为 7.3%,验证了所建协同仿真模型与优化方法的工程可行性。

参考文献:

[1] 钟建英,孙广雷,杨葆鑫,等. 高电压等级真空断路器研究现状及展望[J]. 高电压技术, 2024, 50(2): 451-466.
Zhong Jianying, Sun Guanglei, Yang Baoxin, et al. Research status and prospect of high voltage vacuum circuit breaker[J]. High Voltage Engineering, 2024, 50(2): 451-466.

[2] 黄小龙,赵双伟,王 勇,等. 环保型高压电力开关设备研究进展综述[J]. 工程科学与技术, 2023, 55(3): 14-29.
Huang Xiaolong, Zhao Shuangwei, Wang Yong, et al. A review of research progress on environment-friendly high-voltage power switchgear[J]. Advanced Engineering Sciences, 2023, 55(3): 14-29.

[3] 王建华,耿英三,刘志远. 输电等级单断口真空断路器理论及其技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2017.
Wang Jianhua, Geng Yingsan, Liu Zhiyuan. The theory and technology on electrical transmission voltage level single break vacuum interrupter theory and technology on electrical transmission voltage level single break vacuum interrupter[M]. Beijing: China Machine Press, 2017.

[4] 于 宁,曾建斌,游一民,等. 真空断路器弹簧操动机构的优化[J]. 高压电器, 2024, 60(3): 25-31.
Yu Ning, Zeng Jianbin, You Yimin, et al. Optimization of spring operating mechanism for vacuum circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2024, 60(3): 25-31.

[5] 陆 静,郭良浩,王志峰,等. 断路器弹簧操动机构常见问题及检修方法[J]. 电气时代, 2022(10): 67-70.
Lu Jing, Guo Lianghao, Wang Zhifeng, et al. Common problems and maintenance methods of circuit breaker spring operating mechanism[J]. Electric Age, 2022(10): 67-70.

[6] 杨志轶,蒋 舒. 大功率弹簧操动机构凸轮机构设计分析[J]. 机械设计与研究, 2017, 33(3): 1-5.
Yang Zhiyi, Jiang Shu. Research on design method of cam mechanism of high power spring operating mechanism[J]. Machine Design & Research, 2017, 33(3): 1-5.

[7] 徐鲁杰,张海娟,程江伟,等. 某型中速柴油机配气凸轮—摇臂滚轮异常磨损研究[J]. 内燃机, 2022, 38(2): 32-37.
Xu Lujie, Zhang Haijuan, Cheng Jiangwei, et al. Analysis and improvement research for abnormal wear of valve CAM and roller of diesel engine[J]. Internal Combustion Engines, 2022,

- 38(2): 32-37.
- [8] 刘怀举, 张博宇, 朱才朝, 等. 齿轮接触疲劳理论研究进展[J]. 机械工程学报, 2022, 58(3): 95-120.
Liu Huaiju, Zhang Boyu, Zhu Caichao, et al. State of art of gear contact fatigue theories[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(3): 95-120.
- [9] 汤凯航, 顾 乐, 苏海博, 等. 真空断路器弹簧操动机构的凸轮优化设计[J]. 高压电器, 2025, 61(7): 73-81.
Tang Kaihang, Gu Le, Su Haibo, et al. Optimized design on cam of spring operation mechanism for vacuum circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2025, 61(7): 73-81.
- [10] 王宝谭. 凸轮机构从动件非线性动力学特性分析[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2022.
Wang Baotan. Analysis of nonlinear dynamic characteristics of follower of cam mechanism[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2022.
- [11] 吴小钊, 郑晓果, 李燕燕. 五连杆弹簧操动机构的凸轮优化设计方法[J]. 高压电器, 2023, 59(3): 150-155.
Wu Xiaozhao, Zheng Xiaoguo, Li Yanyan. Optimal design method of cam for five-linkage spring operating mechanism[J]. High Voltage Apparatus, 2023, 59(3): 150-155.
- [12] 刘晓明, 梁 澳, 陈 海, 等. 真空断路器弹簧机构凸轮优化与虚拟样机验证分析[J]. 真空科学与技术学报, 2024, 44(10): 878-884.
Liu Xiaoming, Liang Ao, Chen Hai, et al. Optimization of cam structure of vacuum circuit breaker spring actuator and virtual prototyping validation analysis[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2024, 44(10): 878-884.
- [13] 郭良超, 韩国辉, 刘 宇, 等. 高压断路器弹簧操动机构合闸凸轮优化设计[J]. 高压电器, 2019, 55(10): 13-18.
Guo Liangchao, Han Guohui, Liu Yu, et al. Optimum design of the closing cam in spring operating mechanism of high-voltage circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2019, 55(10): 13-18.
- [14] 熊显智, 王 平. 真空断路器弹簧操动机构凸轮优化设计[J]. 高压电器, 2020, 56(11): 116-123.
Xiong Xianzhi, Wang Ping. Cam optimization design of spring operating mechanism of vacuum circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2020, 56(11): 116-123.
- [15] 李永林, 余 砾, 李旭旭, 等. 基于最优合闸速度设计 126 kV 真空断路器操动机构凸轮轮廓[J]. 高压电器, 2017, 53(3): 197-204.
Li Yonglin, Yu Li, Li Xuxu, et al. Optimization design of operating mechanism cam profile for a 126 kV vacuum circuit breaker based on an optimal closing velocity[J]. High Voltage Apparatus, 2017, 53(3): 197-204.
- [16] 孙栋翀, 刘晓明, 陈 海, 等. 10 kV 真空断路器弹簧操动机构合闸传动优化设计[J]. 真空科学与技术学报, 2021, 41(8): 745-750.
Sun Lichong, Liu Xiaoming, Chen Hai, et al. Optimal design of closing drive for spring operating mechanism with 10 kV vacuum circuit breaker[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2021, 41(8): 745-750.
- [17] Kang Y H, Huang H C, Yang B Y. Optimal design and dynamic analysis of a spring-actuated cam-linkage mechanism in a vacuum circuit breaker[J]. Machines, 2023, 11(2): 150.
- [18] Ahn K Y, Kim S H. Modelling and analysis of a high-speed circuit breaker mechanism with a spring-actuated cam[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2001, 215(6): 663-672.
- [19] Kim J H, Ahn K Y, Kim S H. Optimal synthesis of a spring-actuated cam mechanism using a cubic spline[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2002, 216(9): 875-883.
- [20] Todorović M, Marković G, Bulatović R. Cam displacement curve optimization for minimal jerk using search and rescue optimization algorithm[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2024, 238(21): 10332-10343.
- [21] Zhang P F, Chen S, Zhang Z Y, et al. Dynamic analysis and optimization of spring-actuated cam-linkage mechanism in a vacuum circuit breaker[J]. Machines, 2023, 11(2): 119.
- [22] 于海成, 吴孝军, 王 坤, 等. 高压开关用弹簧操动机构关键部件失效分析[J]. 电气开关, 2022, 60(1): 20-25.
Yu Haicheng, Wu Xiaojun, Wang Kun, et al. Failure analysis of key components of spring operating mechanism used in high voltage switches[J]. Electric Switcher, 2022, 60(1): 20-25.
- [23] Matin M, Fatahi E, Darijani H, et al. Theoretical and numerical stress analysis in the cam of a medium voltage switchgear vacuum circuit breaker supported by image processing of deformation[J]. Forces in Mechanics, 2024(1 失): 100298.
- [24] 波波夫 V L, 李 强, 雒建斌. 接触力学与摩擦学的原理及其应用[M]. 第 2 版. 北京: 清华大学出版社, 2019.
Bo Bofu. Contact mechanics and friction: physical principles and applications[M]. 2nd ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2019.
- [25] Pozo-Palacios J, Fulbright N J, Voth J A F, et al. Comparison of forward and inverse cam Generation methods for the design of cam-linkage mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023(190): 105465.
- [26] Nguyen V T, Nguyen T T N. Optimization of NURBS

- parameters for computing kinematic characteristics of the cam oscillating roller follower[J]. Engineering Technology & Applied Science Research, 2025, 15(3): 23211-23216.
- [27] Nocedal J, Wright S J. Numerical optimization[M]. 2nd ed. New York: Springer, 2006: 529-562.
- [28] 吴淑窈, 马少华. 真空断路器操动机构动力学仿真及推杆疲劳寿命分析[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2022.
- Wu Shuyao, Ma Shaohua. Dynamic simulation on operating mechanism of vacuum circuit breaker and fatigue life analysis on push rod[D]. Shenyang : Shenyang University of Technology, 2022.
- [29] 王 超. 动力学仿真在双动自能式断路器开发中的应用[J]. 电工电气, 2024(3): 65-69.
- Wang Chao. Application of dynamic simulation in the development of dual-motion self-blast circuit breakers[J]. Electrotechnics Electric, 2024(3): 65-69.
- [30] 刘树鑫, 张海新, 曹云东. 真空断路器弹簧操动机构机械特性的仿真与优化[J]. 高压电器, 2023, 59(8): 71-77.
- Liu Shuxin, Zhang Haixin, Cao Yundong. Simulation and optimization of mechanical characteristics of vacuum circuit breaker spring operating mechanism[J]. High Voltage Apparatus, 2023, 59(8): 71-77.
- [31] 刘向阳, 陈 兴, 林晓煌. 真空断路器动态特性仿真与优化设计研究[J]. 高压电器, 2022, 58(10): 121-127.
- Liu Xiangyang, Chen Xing, Lin Xiaohuang. Research on dynamic characteristics simulation and optimization design of vacuum circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2022, 58(10): 121-127.

郭良超(1982—), 男, 高级工程师, 主要从事高压开关设备产品研发(E-mail: pgguolc@163.com)。