

真空断路器弹簧机构凸轮优化与虚拟样机验证分析

刘晓明^{1*} 梁澳¹ 陈海¹ 史红菲¹ 李培源¹ 史政凯²

(1. 省部共建电工装备可靠性与智能化国家重点实验室 河北工业大学电气工程学院 天津 300401;

2. 天津耀华鼎鑫智能科技有限公司 天津 300308)

Optimization of Cam Structure of Vacuum Circuit Breaker Spring Actuator and Virtual Prototyping Validation Analysis

LIU Xiaoming^{1*}, LIANG Ao¹, CHEN Hai¹, SHI Hongfei¹, LI Peiyuan¹, SHI Zhengkai²

(1. State Key Laboratory of Reliability and Intelligence of Electrical Equipment, Hebei University of Technology, School of Electrical Engineering, Tianjin 300401, China; 2. Tianjin Yaohua Dingxin Intelligent Technology Co., Ltd, Tianjin 300308, China)

Abstract The initial closing speed characteristic of the actuator is a key factor affecting the closing reliability of the vacuum circuit breaker. In order to reduce the dynamic impact and achieve reliable closing performance, the spring operating actuator of a 10 kV AC vacuum circuit breaker is taken as the research object, the initial closing motion characteristics of the vacuum circuit breaker are determined as the design goal, and the response surface method is applied to optimize the cam structure parameters. The motion characteristics have been optimized by adjusting the cam structure parameters and the preload of the closing spring. The comparative analysis results indicate that under the premise of ensuring the motion characteristics of the actuator, the reliability of the closing operation can be improved by optimizing the cam with the initial closing speed.

Keywords Vacuum circuit breaker, Spring operating mechanism, Cam, Closing motion characteristics, Response surface method

摘要 机构刚合速度特性是影响真空断路器合闸可靠性的关键因素,为减小机构动态冲击实现可靠关合,文章以10 kV交流真空断路器用弹簧操动机构为研究对象,以真空灭弧室动触头刚合运动特性为设计目标,采用响应面法对凸轮结构进行参数化设计。通过改变凸轮结构形面参数以及合闸簧预紧力,实现机构运动特性的优化。比对分析结果表明,在保证机构运动特性的前提下,选择以刚合速度时间特性优化凸轮轮廓可以提高机构合闸运动的可靠性。

关键词 真空断路器 弹簧操动机构 凸轮 合闸运动特性 响应面法

中图分类号: TM561.2 文献标识码: A doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202312015

真空断路器^[1-2]因其具有环境友好、无污染、免维护等优点在电力系统中得到广泛应用,特别是在中压开关领域,约占85%的市场份额^[3]。据统计,在开关设备服役过程出现的失效案例中,由操动机构失灵所造成的设备失效占比超过65%^[4]。弹簧机构作为真空断路器常用驱动系统,具有操作灵活可控的特点,且其动作时间受温度和电压的变化影响较小。弹簧操动机构主要由储能单元、传动单元、输出单元以及限位单元构成。其中,分闸簧与合闸簧

承担储能功能,凸轮与四连杆作为主要传动零件通过输出轴将力与速度特性传递至动触头,各传动单元与限位零件配合,完成分合闸运动^[5]。弹簧机构在长期服役过程中,由于其出力特性与开关负载特性的动态配合性能的劣化,导致动触头在合闸过程中容易产生冲击和振动^[6]。

此外,机构传动环节较为复杂,运动部件较多,故障率相对偏高。其中,凸轮机构作为传动单元的核心部件,其形面特征成为影响机构运动特性、力

特性以及整机寿命的关键因素^[7]。为简化凸轮设计过程, Iriarte X 等^[8]提出了一种基于反转法和瞬时旋转中心法的凸轮轮廓表达式。为减小凸轮扭矩脉动, Pozo-Palacios J 等^[9]在多叶凸轮和多联动机构的液压马达设计分析中,通过反向连杆运动学分析方法,实现凸轮轮廓的设计。

凸轮外形一般认为是一条样条曲线,由若干段圆弧相切而成。熊显智等为了提升机构传力性能与运动可靠性,以凸轮输出力矩为目标函数,分析凸轮外廓线各段半径数值、半径圆心位置以及圆周角大小对目标函数的敏感度,并对凸轮形面参数进行了优化设计^[10]。李永林等^[11]以合闸过程中动熔焊时间最短为目标,设计合闸速度特性,根据真空断路器目标合闸行程曲线,确定曲线上各点对应的输出轴转角,根据合闸弹簧所需要能量确定储能轴转角,根据输出轴转角与储能轴转角的传动比确定凸轮轮廓曲线。郭良超等^[12]以弹簧操动机构合闸过程中凸轮与主拐臂的力学和几何关系建立约束方程,以刚合速度最大值为优化目标,采用粒子群算法确定设计变量最优值,并得出凸轮轮廓曲线。

机构合闸速度是影响真空断路器动作可靠性的关键因素之一^[13],而凸轮作为传动机构核心部件,其形面特征直接影响机构合闸速度特性。为此,本文以 10 kV/3150A 真空断路器弹簧机构为对象,基于虚拟样机分析平台对机构合闸过程进行动力学分析及参数化设计。以机构刚合前 6 mm 平均速度作为刚合速度,并以刚合速度为目标函数,采用响应面法,以合闸簧预紧力、凸轮圆弧半径和圆弧圆心位置为优化变量,刚合速度(机构刚合前 6 mm 平均速度)最小值为目标,进行合闸速度特性优化设计。

1 合闸动作原理

真空断路器弹簧操动机构合闸工作原理如图 1 所示,其中 $L_1 \sim L_4$ 为四连杆; L_5 为合闸簧拐臂; A 、 B 、 C 、 D 分别为四连杆销轴; E 为滚子中心; F 为合闸簧与凸轮拐臂连接端点; G 、 I 分别为合闸簧和触头簧固定端点; H 为凸轮旋转中心。

运动过程分析如下:

Step1. 由齿轮系统带动凸轮绕旋转中心 H 顺时针旋转,合闸簧进入储能状态。

Step2. 在合闸指令作用下,合闸簧收缩,带动凸轮拐臂转动,驱动凸轮逆时针旋转,与滚子接触并

使之沿凸轮表面运动;通过销轴 D 将力传递至四连杆,使 L_1 、 L_2 、 L_3 顺时针转动,带动输出轴转动、动触头运动,直至动静触头接触。

Step3. 进入超程阶段,输出轴继续转动,带动触头限位外壳向下运动压缩触头簧,合闸过程结束。

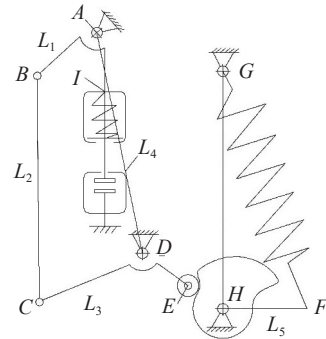


图1 弹簧操动机构合闸工作原理图

Fig. 1 Schematic diagram of spring actuator in closing operation

2 合闸运动模型建立

合闸运动阶段^[14],合闸力用于克服各种阻力,包括分闸弹簧形变所产生的弹力、超程阶段触头簧所产生的弹力,以及机构元件之间摩擦力。由于传动单元多且各零件表面形状不规则,传动过程中难以量化各运动副以及零件接触面之间的摩擦力以及摩擦力所带来的能量损失。为此,选取机械效率 η 作为机构传动过程中输出功与输入功的比值。空载状态下,合闸过程模型如下:

$$\left(\int_{A_1}^{A_2} F dx - \int_{B_1}^{B_2} F_A dx - \int_{C_1}^{C_2} F_C dx - \int_{Z_1}^{Z_2} F_Z dx \right) \eta = \sum_i^n \frac{J_i \omega_i^2}{2} + \frac{m_D v_D^2}{2} \quad (1)$$

式中, F 为合闸簧预紧力; F_A 为分闸簧预紧力; F_C 为触头簧预紧力; F_Z 为灭弧室自闭力; J_i 、 ω_i 、 m_D 分别为各旋转部件转动惯量、角速度、触头和各运动部件等效质量; v_D 为动触头运动速度。

3 凸轮结构参数化分析

凸轮(如图 2 所示)作为合闸过程关键传动元件,其轮廓由 4 段圆弧组成。合闸过程中,凸轮与滚子直接接触,将合闸簧弹力通过滚子传递给连杆。

凸轮结构形面参数化分析如下:

R_1 段: 凸轮与滚子接触至动静触头达到刚合点, R_1 段除了克服机构阻力以外,还决定着刚合速度。

R_2 段: 超程运动的前期, 其数值大小与触头簧预压力相关, 并直接影响机构弹跳性能。

R_3 段: 超程运动的后期, 与输出轴相配合, 保证输出轴完成转动。

R_4 段: 凸轮转动至此, 输出轴不随之转动, 使各锁定元件复位, 保证合闸动作可靠。

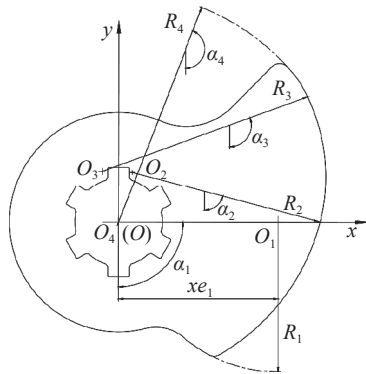


图2 凸轮轮廓示意图

Fig. 2 CAM profile

如图2所示, 以凸轮旋转中心为原点 O , 以水平方向为 x 轴, 以凸轮旋转中心和分闸簧固定点连线为 y 轴建立坐标系。将 R_1 段圆弧圆心 O_1 置于 x 轴, 设第 $i(i=1,2,3,4)$ 段圆弧圆心坐标为 (xe_i, ye_i) 。

$$\begin{cases} xe_1 = xe_1 \\ ye_1 = 0 \\ xe_i = xe_{i-1} + (R_{i-1} - R_i) \sin \alpha_{i-1} \\ ye_i = ye_{i-1} + (R_{i-1} - R_i) \cos \alpha_{i-1} \\ i = 2, 3, 4 \end{cases} \quad (2)$$

R_4 段圆心与凸轮旋转中心 O 重合, 则

$$\begin{cases} \tan \alpha_3 = \frac{xe_3}{ye_3} \\ R_4 = \sqrt{(xe_3 + R_3 \sin \alpha_3)^2 + (ye_3 + R_3 \cos \alpha_3)^2} \end{cases} \quad (3)$$

综上, 凸轮轮廓受 $xe_1, R_1, R_2, R_3, R_4, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 影响。合闸过程中, 合闸簧作为机构动力源, 在凸轮形面轮廓中, R_1 段圆弧决定着机构刚合速度。为此, 选取圆弧圆心位置 xe_1, R_1 以及合闸簧预紧力 F , 分析三者对机构刚合速度的影响。

4 虚拟样机建模与影响因素分析

构建弹簧机构运动模型(如图3所示), 机构各零件间运动副如表1所示。设置凸轮初始参数 R_1, xe_1 和 F 分别为 27.3 mm, 28.5 mm 和 3800 N。

对 R_1 的单因素分析中, 仅改变 R_1 , 机构刚合速度对 R_1 敏感度如图4所示。

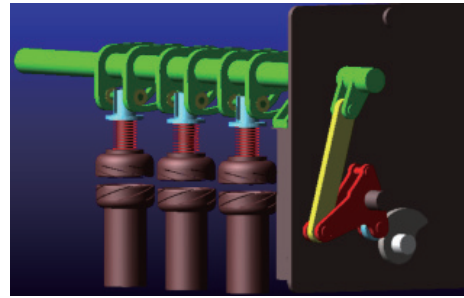


图3 弹簧操动机构示意图

Fig. 3 Diagrammatic sketch of spring actuator

表1 弹簧操动机构虚拟样机运动副设定

Tab. 1 Motion pair setting of virtual prototype for spring actuator

零件	运动副名称
静触头 1-地	JOINT_1: 固定副
静触头 2-地	JOINT_2: 固定副
静触头 3-地	JOINT_3: 固定副
动触头 1-触头簧压杆	JOINT_4: 滑动副
动触头 2-触头簧压杆	JOINT_5: 滑动副
动触头 3-触头簧压杆	JOINT_6: 滑动副
动触头滚子 1-销轴 1	JOINT_7: 转动副
动触头滚子 2-销轴 2	JOINT_8: 转动副
动触头滚子 3-销轴 3	JOINT_9: 转动副
输出轴-断路器主板	JOINT_10: 固定副
分闸簧拐臂-分闸簧拉杆	JOINT_11: 转动副
分闸簧拉杆-分闸簧底板	JOINT_12: 球副
分闸簧拉杆-地	JOINT_13: 滑动副
连杆 1-输出轴	JOINT_14: 转动副
连杆 1-连杆 2	JOINT_15: 转动副
连杆 2-断路器主板	JOINT_16: 转动副
滚子-连杆 2	JOINT_17: 转动副
凸轮-凸轮轴	JOINT_18: 固定副
分闸簧拐臂-凸轮轴	JOINT_19: 固定副
凸轮轴-断路器主板	JOINT_20: 转动副
断路器主板-地	JOINT_21: 固定副

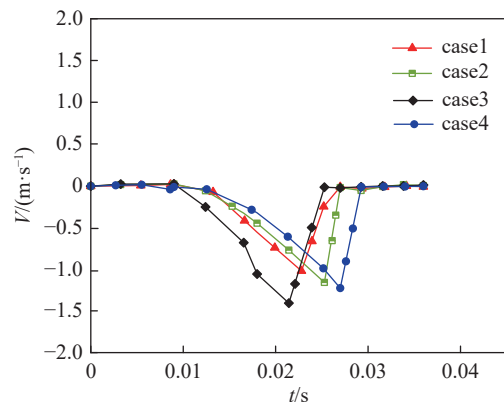


图4 R_1 单因素试验结果

Fig. 4 R_1 single factor test result

case1 ($R_1=24.3$ mm): 合闸时间 28.3 ms, 合闸速度峰值为 1.08 m/s。

case2 ($R_1=25.3$ mm): 合闸时间 29.2 ms, 合闸速度峰值为 1.15 m/s。

case3 ($R_1=26.3$ mm): 合闸时间 28.1 ms, 合闸速度峰值为 1.41 m/s。

case4 ($R_1=27.3$ mm): 合闸时间 32.5 ms, 合闸速度峰值为 1.22 m/s。

对 xe_1 的单因素分析中, 仅改变 xe_1 , 刚合速度对 xe_1 敏感度如图 5 所示。

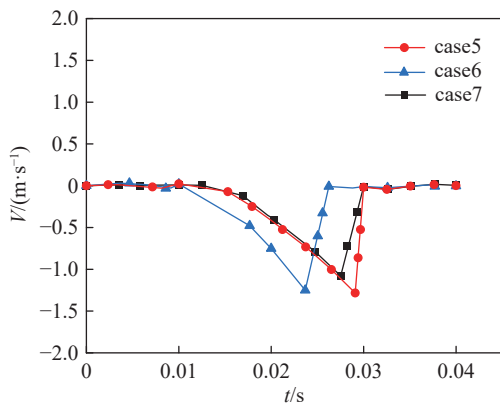


图5 xe_1 单因素试验结果

Fig. 5 xe_1 single factor test results

case5 ($xe_1=27.5$ mm): 合闸时间 29.4 ms, 合闸速度峰值为 1.32 m/s。

case6 ($xe_1=28.5$ mm): 合闸时间 25.9 ms, 合闸速度峰值为 1.25 m/s。

case7 ($xe_1=29.5$ mm): 合闸时间 29.1 ms, 合闸速度峰值为 1.08 m/s。

对合闸簧预紧力 F 单因素分析中, 仅改变 F , 刚合速度对 F 敏感度如图 6 所示。

case8 ($F=3600$ N): 合闸时间 27.9 ms, 合闸速度峰值为 1.36 m/s。

case9 ($F=3800$ N): 合闸时间 26.3 ms, 合闸速度峰值为 1.25 m/s。

case10 ($F=4000$ N): 合闸时间 24.8 ms, 合闸速度峰值为 1.36 m/s。

case11 ($F=4200$ N): 合闸时间 23.4 ms, 合闸速度峰值为 1.61 m/s。

上述研究表明, 单因素分析难以表征多参数下最优目标解。为此, 提出三因素分析技术路线(如图 7 所示)。

Step1. 确定初始参数 $R_1=27.3$ mm, $xe_1=28.5$ mm,

$F=3800$ N。

Step2. 采用单因素分析方法, 比对分析机构刚合速度对 R_1 、 xe_1 和 F 的敏感度。

Step3. 基于单因素结果, 确定三因素分析路线。

Step4. 建立响应面模型, 以 R_1 、 xe_1 和 F 为参数, 动触头刚合速度最小为目标, 最短合闸时间作为寻优停止准则进行优化设计。

Step5. 将优化后参数更新至虚拟样机模型中, 仿真后与机构初始合闸运动特性进行对比。

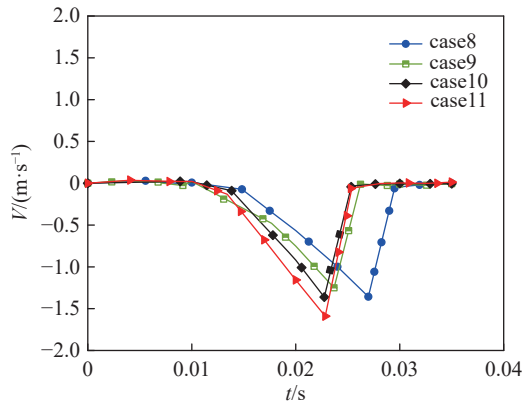


图6 F 单因素试验结果

Fig. 6 F single factor test results

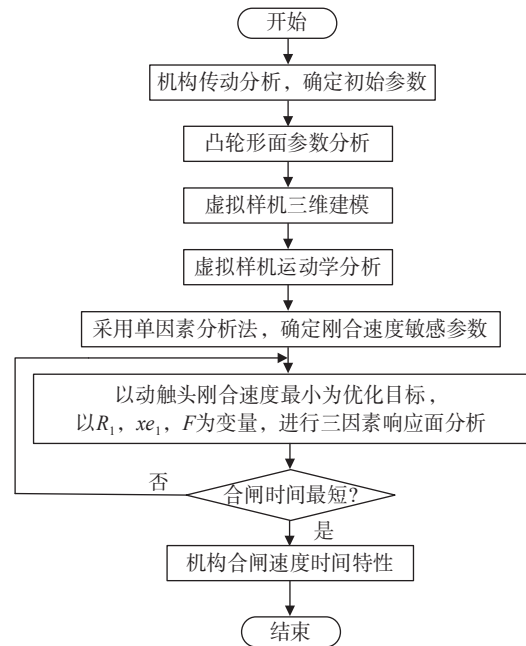


图7 技术路线图

Fig. 7 The technology roadmap

5 响应面分析

在单因素/三因素分析基础上, 建立响应面模型:

$$y(x) = k_0 + \sum_{i=1}^n k_i x_i + \sum_{i=1}^n k_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^n k_{ij} x_i x_j \quad (4)$$

式中, n 为设计变量组数, x_i 、 x_j 为设计变量, k_0 , k_i , k_{ii} , k_{ij} 为未知系数, 其个数 $L=(n+1)(n+2)/2$, 未知系数通过最小二乘法确定。

目标函数为

$$f(x) = \min V_i (i \in N+) \quad (5)$$

约束条件为

$$\begin{cases} 40^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ \\ 93^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ \end{cases} \quad (6)$$

式中, V_i 为优化后动触头刚合速度, $N+$ 为非零自然数, γ 为连杆与连架杆间传动角, 作为压力角的余角, 其值表示机构传动性能的优劣。设计中, 两杆间夹角应介于 40° 与 90° 之间, φ 角为凸轮转角, 为保证合闸结束后凸轮与滚子可靠脱离, φ 值应介于 93° 与 360° 之间, 如表 2 所示。

表 2 采用响应面法分析的三因素及响应值

Tab. 2 Three factors and response using response surface method

样本点	R_1/mm	x_{e_1}/mm	F/N	$V/(\text{m/s})$
1	24.3	27.5	4700	0.647
2	27.3	27.5	4700	1.764
3	24.3	29.5	4700	1.935
4	27.3	29.5	4700	1.33
5	24.3	28.5	3800	1.016
6	27.3	28.5	3800	1.224
7	24.3	28.5	5600	1.578
8	27.3	28.5	5600	1.621
9	25.8	27.5	3800	1.016
10	25.8	29.5	3800	1.5
11	25.8	27.5	5600	2.144
12	25.8	29.5	5600	1.875
13	25.8	28.5	4700	1.875
14	25.8	28.5	4700	1.87
15	25.8	28.5	4700	1.868
16	25.8	28.5	4700	1.876
17	25.8	28.5	4700	1.874

回归计算后, 得到响应面模型:

$$\begin{aligned} V = & 1.83 + 0.095A + 0.13B + 0.31C - 0.43AB \\ & - 0.041AC - 0.19BC - 0.34A^2 - 0.07B^2 \\ & - 0.13C^2 \end{aligned} \quad (7)$$

式中, A 为凸轮第一段轮廓半径 R_1 的无量纲变量, B 为 R_1 圆心坐标 x_{e_1} 的无量纲变量, C 为合闸弹簧预紧力 F 的无量纲变量。

采用响应面法的回归模型方差分析如表 3 所示。

表 3 回归模型方差分析

Tab. 3 Regression model analysis of variance

方差来源	离差平方和	df	MS	f 值	P 值	结果
Model	2.49	9	0.28	14.91	0.0009	显著
A	0.073	1	0.073	3.91	0.0884	/
B	0.14	1	0.14	7.68	0.0276	/
C	0.76	1	0.76	40.75	0.0004	/
AB	0.74	1	0.74	39.87	0.0004	/
AC	0.0068	1	0.007	0.37	0.5643	/
BC	0.14	1	0.14	7.62	0.0281	/
A^2	0.50	1	0.50	26.87	0.0013	/
B^2	0.021	1	0.021	1.13	0.3240	/
C^2	0.071	1	0.071	3.81	0.0918	/
Residual	0.13	7	0.032	/	/	/
失拟项	0.097	3	0.008	3.83	0.1137	不显著

离差平方和 (*Sum of Squares*) 表示总平均值与变异量之差的平方和; 自由度 (df) 用于计算数据平方和的估计参数个数; 均方 (MS) 表示平方和与自由度的商值; f 值 (f -Value) 用以检验数据源均方和与残差均方的比较效果。模型 f 值为 14.91 说明由于噪声出现此 f 值的可能性为 0.09%; 模型的 p 值 ($Prob>f$) 小于 0.05, 说明所建响应面模型具有高拟合精度和显著回归性; 失拟项 (*Lack of Fit*) 的 p 值 ($Prob>f$) 大于 0.05, 说明失拟项为不显著。回归模型 (式 7) 精度可靠, 可依此对敏感参数进行分析。

回归模型误差分析表明, 各参数均在合理数值区间内, 回归模型满足检验原则, 具有较高适应性。多元相关系数 R^2 为 0.9504, 表明回归模型计算值与实际值拟合较好; $Adj-R^2$ 为 0.8867, 表征回归模型中均值附近数值变化; $Pred-R^2$ 为 0.3915, 表征回归模型中新数据的变化。 $Adj-R^2$ 与 $Pred-R^2$ 差值大于 0.2, 说明试验中存在其他影响因素, 在此表现为机构间的摩擦力。由于机构运动副较多, 在运动学仿真时采用接触力替代摩擦力。变异系数 $C.V.\%$ 为 8.64%, 表明分析具有高可信度; 精密度 (*Adeq Precision*) 为 11.824, 根据检验原则, 回归分析合理。响应面模型实际值与预测值、预测值与残差如图 8 和图 9 所示, 实际值与预测值呈线性分布, 预测值与残差分布呈随机分布, 说明模型适应性较好。

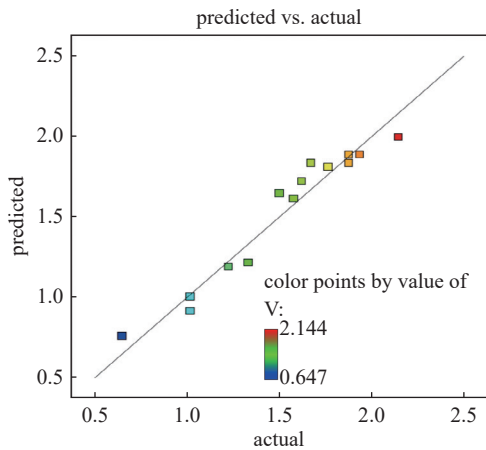


图8 真实值与回归模型预计值分布关系图

Fig. 8 Distribution of actual value and predicted value of regression model

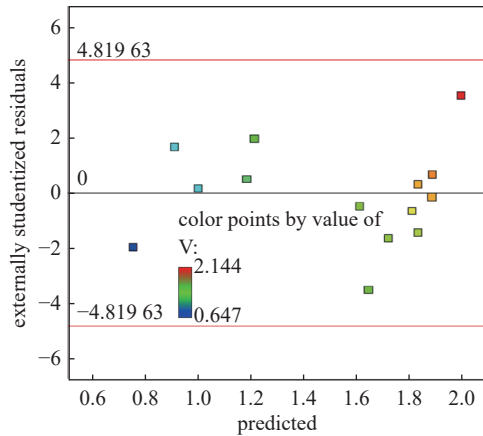


图9 回归模型预计值与残差值分布关系图

Fig. 9 Distribution of predicted value of regression model and residual value

响应曲面图如图 10 所示。分析表明: x_{e1} 与 R_1 交互作用时, R_1 对刚合速度影响更显著; F 与 R_1 交互作用时, F 对刚合速度影响更显著; F 与 x_{e1} 交互作用时, R_1 对刚合速度的影响更显著。

6 虚拟样机验证分析

以刚合速度最小为目标, 优化前(case12)和优化后(case13)机构合闸速度时间特性如图 11 和表 4 所示。优化后, 合闸时间缩短, 速度峰值降低, 刚合速度由 1.224 m/s 降至 0.857 m/s。

7 结论

建立 10 kV 真空断路器弹簧机构运动模型; 与机构凸轮面参数化设计相结合, 进行机构速度时间特性影响因素分析。此外, 采用响应面法以刚合

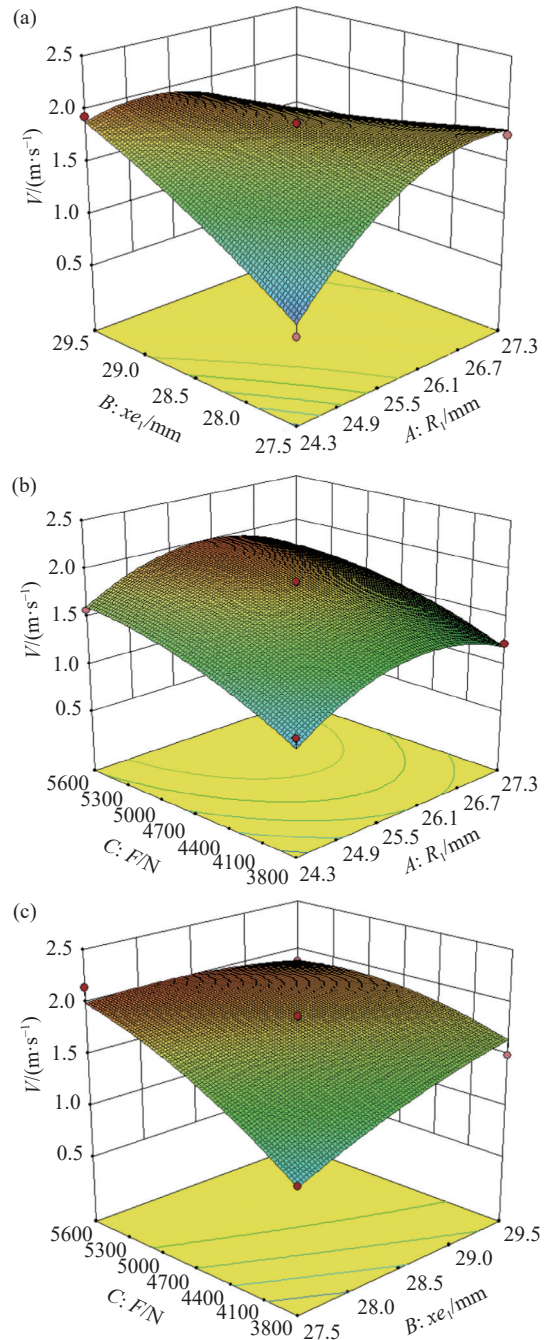


图10 响应曲面图(a) x_{e1} 与 R_1 对 V 的影响(b) F 与 R_1 对 V 的影响(c) F 与 x_{e1} 对 V 的影响

Fig. 10 Response surface diagram. (a) Effect of x_{e1} and R_1 on V , (b) effect of F and R_1 on V , (c) effect of F and x_{e1} on V

速度最小为目标, 对凸轮轮廓半径 R_1 , 圆心位置 x_{e1} , 合闸簧预紧力 F 进行参数化设计。研究表明, 刚合速度由 1.224 m/s 降至 0.857 m/s。 R_1 从 27.3 mm 减至 24.4 mm, x_{e1} 从 28.5 mm 减至 27.64 mm, 合闸簧预紧力 F 从 3800N 降至 3600N; 在满足合闸可靠性要求的前提下, 减小了凸轮尺寸并降低了合闸功。

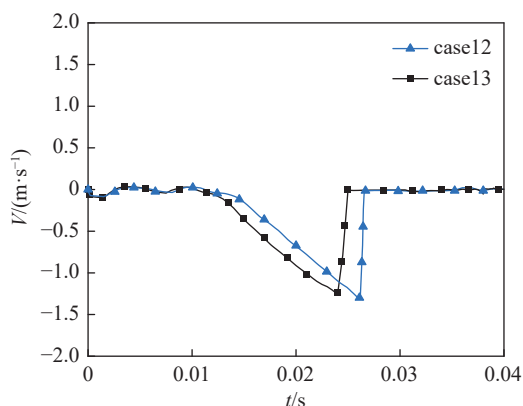


图11 优化前后合闸速度曲线

Fig. 11 Closing speed with and without optimization

表4 优化前后参数对比

Tab. 4 Comparison of parameters with and without optimization

对象	刚合速度 $V/(m/s)$	R_1/mm	x_{e1}/mm	F/N
优化前	1.224	27.3	28.5	3800
优化后	0.857	24.4	27.64	3600

参 考 文 献

- [1] Zou J Y, Chen J P, Liu X M, et al. Vacuum switch technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2021 (邹积岩, 陈军平, 刘晓明, 等. 真空开关技术 [M]. 机械工业出版社, 2021 (in Chinese))
- [2] Nitu S, Nitu C, Tuluca G, et al. Dynamic behavior of a vacuum circuit breaker mechanism[C]. 23rd International Symposium on Discharges and Electrical Insulation in Vacuum, 2008, 181–184
- [3] Li M, Zhao Y, Niu Y K. Analysis and solution of the vacuum circuit breaker closing bounce fault in a 40.5 kV inflatable cabinet[J]. Electrotechnics Electric, 2023(10): 49–52+71 (李猛, 赵莹, 牛英凯. 40.5 kV 充气柜真空断路器合闸弹跳故障分析及解决方法 [J]. 电工电气, 2023(10): 49–52+71 (in Chinese))
- [4] Hong L T, Miu X R. Research situation and new development trend of operating mechanism[J]. Electrical & Energy Management Technology, 2017(22): 1–7 (洪礼通, 缪希仁. 操动机构研究现状与发展新趋势 [J]. 电器与能效管理技术, 2017(22): 1–7 (in Chinese))
- [5] Shi H Q, Zhou S T. Simulation of the spring operating mechanism[J]. Marine Electric & Electronic Engineering, 2014, 34(6): 43–45 (师慧倩, 周书堂. 弹簧操动机构的仿真分析 [J]. 船电技术, 2014, 34(6): 43–45 (in Chinese))
- [6] Attak S, Wu A C, Claeys J P, et al. Medium voltage vacuum circuit breakers bouncing time overall study[C]. 30th International Symposium on Discharges and Electrical Insulation in Vacuum, 2023, 445–448
- [7] Yang Z Y, Jiang S. Research on design method of cam mechanism of high power spring operating mechanism[J]. Machine Design & Research, 2017, 33(3): 1–5 (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 (in Chinese))
- [8] Iriarte X, Bacaicoa J, Plaza A, et al. A unified analytical disk cam profile generation methodology using the instantaneous center of rotation for educational purpose[J]. Mechanism and Machine Theory, 2024(196): 105625
- [9] 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
- [10] Xiong X Z, Wang P. Cam optimization design of spring operating mechanism of vacuum circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2020, 56(11): 116–123 (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 (in Chinese))
- [11] Li Y L, Yu L, Li X X, 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 (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 (in Chinese))
- [12] Guo L C, Han G H, Liu Y, 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 (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 (in Chinese))
- [13] Sun Y C, Liu X M, Chen H, 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 (孙栎翀, 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 (in Chinese))
- [14] Zheng X, Liu R H, Yang Y C, et al. Dynamics simulation analysis on CT14 spring operating mechanism of high-voltage circuit breaker based on Adams[J]. High Voltage Apparatus, 2017, 53(7): 118–124 (郑欣, 刘荣海, 杨迎春, 等. 基于 Adams 的 CT14 型高压断路器弹簧操动机构动力学仿真分析 [J]. 高压电器, 2017, 53(7): 118–124 (in Chinese))