DOI:10.13296/j.1001-1609.hva.2026.11.003

高压真空断路器操动机构脱扣系统扣接公差分析

赵 晶[1]， 谢坚胜[1,2]， 赵子凡[3]， 李兴宇[1,2]， 赵 彪[4]， 游一民[1,2]
（1. 厦门理工学院电气工程与自动化学院，福建 厦门 361024；2. 厦门市高端电力装备及智能控制重点实验室，福建 厦门 361006；3. 陕西送变电工程有限公司，西安 710003；4. 厦门斯玛特思智能电气有限公司，福建 厦门 361006）

摘要：高压真空断路器弹簧操动机构中脱扣器扣接量为关键技术指标，文中为了避免各零件公差积累导致的扣接深度过大或过小，影响操动机构动作可靠性。通过分析得出影响合、分闸可靠性的关键零部件，利用极值法和蒙特卡洛法得出断路器合闸保持时脱扣机构的扣接量范围，并且用脱扣功及合闸保持稳定时分析得出其应有的合理范围，发现现有的产品并不处于这一范围内。通过敏感度以及公差贡献度分析，找出影响这一扣接大小的关键零部件，对这些工件进行公差优化设计，使其最大程度上处于应有合理范围内。最终优化后的方案在99%以上处于应在范围内，很大程度下避免了零件公差的积累而影响断路器可靠运行的问题。

关键词：脱扣系统；公差；扣接深度；脱扣功；蒙特卡洛法；敏感度；贡献度

Analysis of Latching Tolerance in the Tripping System of Operating Mechanism for High-voltage Vacuum Circuit Breaker

ZHAO Jing[1], XIE Jiansheng[1,2], ZHAO Zifan[3], LI Xingyu[1,2], ZHAO Biao[4], YOU Yimin[1,2]
(1. School of Electrical Engineering and Automation, Xiamen University of Technology, Fujian Xiamen 361024, China; 2. Xiamen Key Laboratory of Frontier Electric Power Equipment and Intelligent Control, Fujian Xiamen 361006, China; 3. Shaanxi Power Transmission and Transformation Engineering Company Limited, Xi'an 710003, China; 4. Xiamen Simatesi Intelligent Electric Co., Ltd., Fujian Xiamen 361006, China)

Abstract: The latch engagement amount of the tripping system in the spring operating mechanism of high-voltage vacuum circuit breaker is a key technical indicator. To avoid excessive or insufficient latching depth caused by the accumulation of tolerance of various components and influence of the operational reliability of the operatign mechanism, in this study the key components influencing closing and opening reliability are identified. Using the worst-case method and the Monte Carlo method, the range of latch engagement during circuit breaker's closing and holding state is obtained. The reasonable range of engagement amounts is then determined through analysis of the trip power and the stability of the closing holding state. It is found that the existing products do not fall within this reasonable range. Key components affecting the latch engagement are identified through sensitivity and tolerance contribution analysis, and tolerance optimization design for those components are designed so to bring them within reasonable range to the greatest extent possible. The finally optimized solution remains within the specified range over 99%, significantly avoiding the problem of accumulated component tolerancess affecting reliable operation of the circuit breaker.

Key words: tripping system; tolerance; latching depth; tripping work; Monte Carlo method; sensitivity; contribution rate

0 引言

高压真空断路器的操动机构是其执行机构[1]，据有关数据统计，高压断路器出现故障时，有近7成的因素是其操动机构造成的[2-6]，其中，脱扣器又是操动机构中较为重要的一部分，能够占到总故障的

收稿日期：2026-04-21； **修回日期：**2026-07-10
基金项目：福建省科技项目(2024H0040)。
Project Supported by Science Foundation of Fujian Province(2024H0040).

30%～40%[7-9]。在高压断路器进行合闸及分闸时，需要脱扣器进行保持及脱扣动作。以往的高压断路器设计中，基本很少考虑到各个零部件生产时产生的公差，装配到一起后产生的累积公差，进而传递到需要严格控制精度的技术指标，例如脱扣器扣接量，这种累积公差的传递，很容易使高压断路器多次动作，或者不可抗力磨损后，使扣接量总是在波动，一旦波动至合理范围之外，容易造成拒合以及脱不了扣，或者脱扣速度慢等问题[10-12]。

文[13]详细介绍了脱扣机构的设计以及能量功等计算过程，但是不包括求取扣接量的方法；文[14]引用了公差链的方法直接计算扣接量，详细细致。但是计算前置条件太理想；文[15]给出了以蒙特卡洛的统计方法计算混凝土结构安装柱高度量公差分布，并对构件进行了公差优化。

在国内外文献中提及了装配尺寸链计算[16-18]，一种新的平面公差分配优化法[19]，及汽车座椅[20]、车前大灯[21]、变速箱[22]上的应用。但均未提及任何关于断路器的脱扣系统公差问题。文中介绍了如何通过两种计算方法求取脱扣器的扣接量以及深度，最后用多种优化方案选取了合适方案进行公差优化。

1 高压断路器合闸保持及脱扣原理

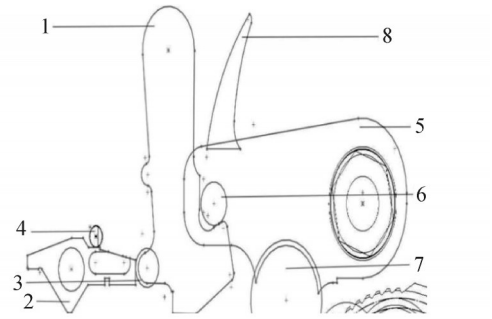
该断路器弹簧操动机构中，断路器接合闸信号后，凸轮推动内拐臂滚子6转动，带动内拐臂5转动。动触头到位后，大挚子1受扭簧复位并逆时针旋转，与内拐臂滚子6接触，滚子6扣入大挚子1槽口啮合，形成凸轮锁闩。因为存在来自分闸簧的负载等，这时候大挚子1会受到来自内拐臂滚子6向下分量的接触力，迫使其顺时针旋转。这时候小挚子2受扭簧迅速逆时针旋转，抵住大挚子滚轮3使其保持平衡，挚子锁闩结构成型，合闸保持机构整体形成。

分闸时，小挚子2受分闸顶杆作用力迅速顺时针旋转，使大挚子滚轮3脱开，合闸时的负载得以释放，大挚子1快速顺时针旋转，内拐臂滚子6消耗完保持扣入深度，完成脱扣。示意图见图1。

2 合闸保持时凸轮锁闩机构的扣接深度

2.1 前置条件

图2上的各个代数尺寸标记均有自身公差δ，以及自身所代表含义，表1有解释各个参数变量所代表的含义以及工程图尺寸，θ是顺时针旋转取负，



1—大挚子；2—小挚子；3—大挚子滚轮；4—小挚子上销；5—内拐臂；6—内拐臂滚子；7—凸轮滚子；8—尖顶挚子。

图1 高压断路器合闸保持时机构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the closing holding mechanism of a high-voltage circuit breaker

e是位于坐标原点下方取负，注意，下文所有表中的θ和e均是按绝对值表示。且d，e的公差根据式(1)、(2)求得，θ则是名义角度。T取对称公差带，默认均匀分布。

$$T_0 = \sum 增环 - \sum 减环 \tag{1}$$

$$T = \sum T_i \tag{2}$$

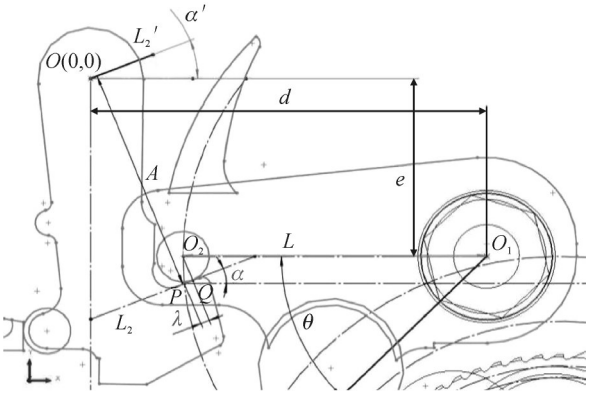


图2 影响扣接深度的各个参数符号示意

Fig. 2 Symbolic representation of parameters influencing latching depth

表1 各组成环符号的代表含义及尺寸

Table 1 The significance and dimensions of each component link

符号	含义	基本尺寸
α	大挚子锁闩槽口啮合面与水平夹角/(°)	22.5±0.5
A	大挚子槽口啮合面与辅助线法线长度/mm	88.0±0.2
θ	摆臂旋转到指定位置时的角度/(°)	174.0±0.5
e	摆臂旋转中心相对于原点的垂直长度/mm	70.0±0.2
d	摆臂旋转中心相对于原点的水平长度/mm	150.0±0.2
L	滚子中心到摆臂旋转中心长度/mm	115.0 + 0.14
λ	合闸保持大挚子扣接量(扣入深度)/mm	待求解

2.2 数学理论求取基本尺寸

首先明确要求的值，即合闸保持时的啮合深度，也可是扣入量。为了保证内拐臂扣入大挚子后不会反方向旋转(即防脱落)，很有必要对啮合深度

这一数值进行分析。

$|PQ|$的距离即是所要求得的值，即首先锁定P、Q的坐标值，后用两点距离公式即可求得。P是内拐臂滚子圆心O_2的轨迹圆与直线l_1的交点，Q则是内拐臂滚子圆O_2与直线l_2的相切点，即实际接触点。直线l_2'和直线l_2是平行的，而直线l_2'则是辅助线，为了获取实际啮合线l_2而需要，依据为所给工程图3。

内拐臂滚子其轨迹是绕O_1旋转的，根据工程图，其所绕名义角度是$\theta\in\left[-\pi,-\frac{3}{4}\pi\right]$，后到达啮合点后，与$l_2$相切，其接触点则是$Q$点。$l_2'=\tan\alpha\cdot x$；$l_2=\tan\alpha\cdot x-\sec\alpha\cdot A$，$A$为直线之间的法线长度；滚子轨迹：$\begin{cases}x_Q=d+L\cos\theta\\y_Q=e+L\sin\theta\end{cases};\theta\in\left[-\pi,-\frac{3}{4}\pi\right]$。

O_2Q线

$$y_3=-\cot\alpha\cdot x+35\cot\alpha-70 \tag{3}$$

由式(3)，联立方程l_2和O_2Q线即可得到实际接触点，即Q点；联立l_2和滚子轨迹圆弧即可得到进深点P。

$$\begin{cases}x_p=35\cos^2\alpha-70\sin\alpha\cos\alpha+A\sin\alpha\\y_p=35\sin\alpha\cos\alpha-70\sin^2\alpha-A\cos\alpha\end{cases} \tag{4}$$

$$\begin{cases}x_Q=d+L\cos\theta\\y_Q=e+L\sin\theta\end{cases} \tag{5}$$

据式(4)、(5)即可求出两点的距离公式，即公差设计函数；将坐标代入，即可得最终公式

$$\begin{cases}\lambda=f(\varepsilon_i)\\\lambda=\sqrt{\mu^2+\tau^2}\\\mu=d+L\cos\theta-35\cos^2\alpha+70\sin\alpha\cos\alpha-A\sin\alpha\\\tau=e+L\sin\theta+70\sin^2\alpha-35\sin\alpha\cos\alpha+A\cos\alpha\end{cases} \tag{6}$$

式(6)中：ε为各组成环；λ为所求的扣接深度。

扣接深度可由6个变量影响，而这6个变量又有其公差范围δ，因此接下来做公差分析时，工作量会比较繁杂。下面会用到极值法，即最坏情况法以及借助MATLAB用蒙特卡洛法进行分析其扣接量的尺寸范围。

2.3　带公差计算结果

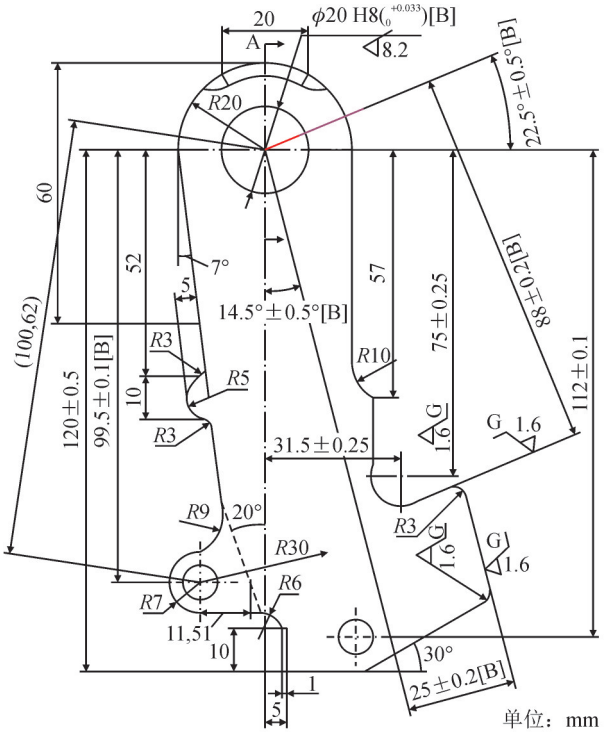
根据2.2小节的理论得出其基本尺寸，现据此进行公差分析。

2.3.1　极值法计算结果

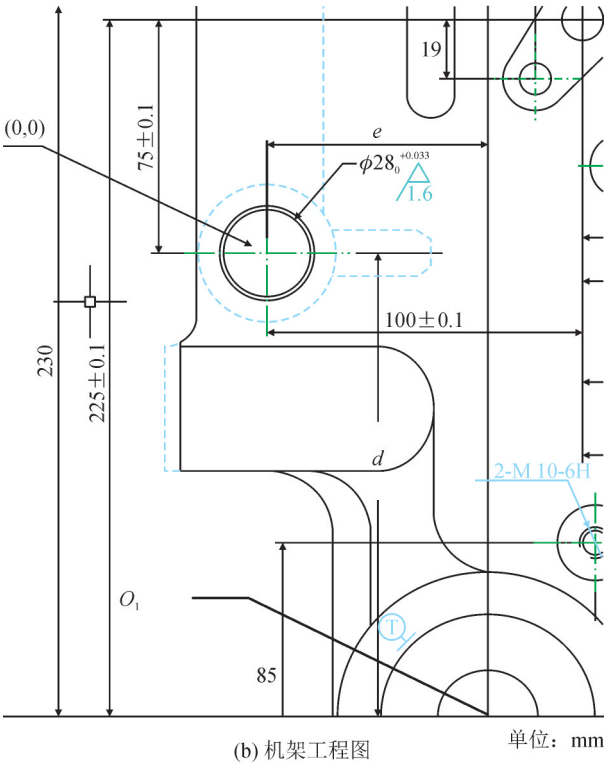
首先用偏导数分析各参数对距离λ的影响方向，推断表1中列出的各个影响对扣接量是增环还是减环。

为了求偏导方便，已对λ的公式进行μ，τ的分解

$$\begin{cases}x=[\alpha\ \theta\ L\ A\ e\ d]^{\mathrm{T}}\\\nabla\lambda=\left[\frac{\partial\lambda}{\partial\alpha}\frac{\partial\lambda}{\partial\theta}\frac{\partial\lambda}{\partial L}\frac{\partial\lambda}{\partial A}\frac{\partial\lambda}{\partial e}\frac{\partial\lambda}{\partial d}\right]^{\mathrm{T}}\end{cases} \tag{7}$$



(a) 大挚子工程图



(b) 机架工程图

图3　大挚子与机架的工程图

Fig. 3　Engineering drawing of the large holder and the frame

根据表2知其组成环性质，即可用式(1)、(2)求得极值法结果见表3(λ_{min}=3.380 mm；λ_{max}=5.485 mm)。

表2 各组成环性质

Table 2 Nature of each component link

参数	影响方向	偏导数值
α	正相关(增环)	0.195 683
θ	正相关(增环)	1.176 253
L	正相关(增环)	0.810 431
A	负相关(减环)	−0.331 495
e	负相关(减环)	−0.667 324
d	负相关(减环)	−0.744 657

表3 极值法计算结果

Table 3 Calculation results of the extreme value method

参数	最小组合	最大组合
α/(°)	22	23
θ/(°)	173.50	174.50
L/mm	115.00	115.14
A/mm	88.20	87.80
e/mm	70.2	69.8
d/mm	150.20	149.80

经过计算得到,其标称距离等于4.259 1 mm,而其变动范围是2.105 mm。

2.3.2 蒙特卡洛法计算结果

蒙特卡洛方法也称为随机模拟法、随机抽样法或者统计试验法,这在实际工程中很难得到应用,因此需要计算软件参与计算。文中借助MATLAB软件进行计算,其分析流程见图4,计算结果可见图5。

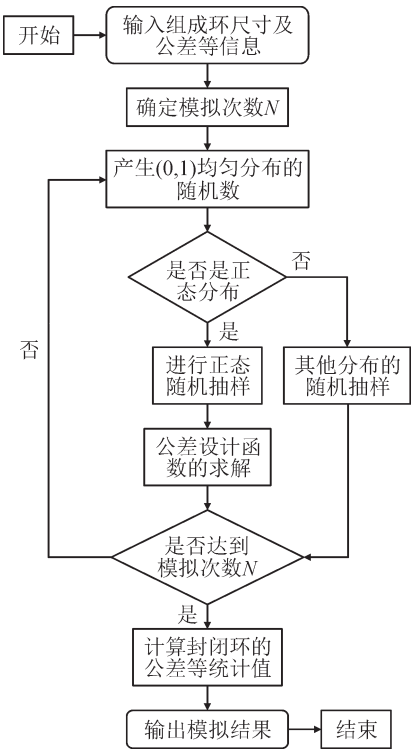


图4 蒙特卡洛法求封闭环流程

Fig. 4 Monte Carlo method-based closed loop calculation procedure

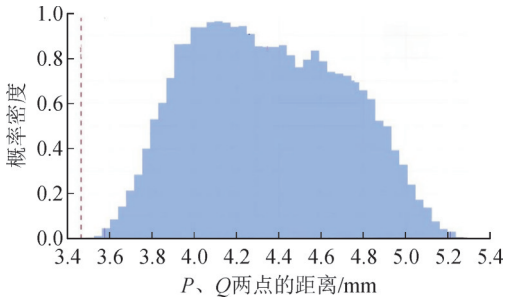


图5 扣接量概率分布范围

Fig. 5 Probability distribution range of latching amount

分析结果很明确清晰,蒙特卡洛分析得知,扣接量λ绝大多数都是处于3.8 mm到4.5 mm之间,且其范围在[3.465 7,5.349 4]。

3 合闸保持时扣入深度的公差贡献及敏感度分析

3.1 公差贡献分析

每个单独的公差变化引起封闭环即目标值变化范围,除以所有参数共同引起的目标变化的范围

$$S_i=\frac{\Delta\lambda_i}{\Delta\lambda_{totol}}\cdot 100\% \tag{8}$$

式(8)中:$\Delta\lambda_i$为单个参数i单位变化引起扣接深度变化范围;$\Delta\lambda_{totol}$为所有能耐数共同引起的扣接量的变化范围。

由表4结果显然得知,θ对扣接深度的影响是最大,其次分别是e、d。因此,要想增大或者减少其扣接深度,可以适量的放缓或者严格要求某个贡献率占比较大的参数,以适应高性价比的装配。

表4 公差贡献率排序

Table 4 Tolerance contribution rate ranking

参数(组成环)	引起的变化范围/mm	贡献率/%	参数影响排序
α	0.195 714	9.05	4
θ	1.155 638	53.44	1
L	0.114 224	5.28	6
A	0.132 510	6.13	5
e	0.266 793	12.34	3
d	0.297 737	13.77	2

3.2 敏感度分析

3.2.1 局部敏感法(偏导数法)

局部敏感度衡量的是当某个参数发生微小变化时,总目标的变化情况[23],即文中研究是扣接深度的变化率。其数学的定义为

$$P_i=\left|\frac{\partial\lambda}{\partial t_i}\right|\times T_i \tag{9}$$

式(9)中:P_i为参数i的敏感度指数;$\left|\frac{\partial\lambda}{\partial t_i}\right|$为扣接量对参数$i$的偏导数;$T_i$为参数$i$的公差带。局部敏

感法是反映标称点附近的敏感性。

3.2.2　全局敏感度分析(sobol 分析)

全局敏感度分析[24]是一种量化输入参数在整个分布范围内对输出结果影响程度的方法。与局部敏感法(仅关注名义值附近的线性影响)不同。

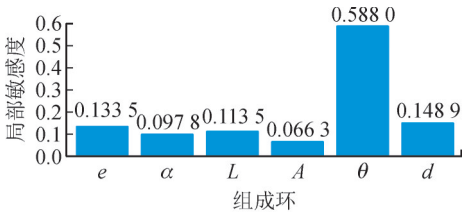
则总敏感指数

$$P_{Ti}=1-\frac{Var[E(Y|T_{\sim i})]}{VarD(Y)} \tag{10}$$

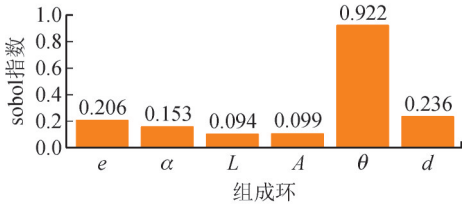
式(10)中：$T_{\sim i}$ 为除 T_i 外所有参数的集合；P_{Ti} 包含的 T_i 所有单独作用及与其他参数的交互作用。

3.2.3　两种分析结果以及比较

由于这两种方法需要大量的运算，第二种方法更是借助蒙特卡洛分析。两种敏感度分析方法结果见图6。



(a) 局部敏感法



(b) 全局敏感法

图6　两种敏感度分析方法结果

Fig. 6　Results of two sensitivity analysis methods

4　合闸保持大小挚子扣接量分析

4.1　合闸保持时大小挚子扣接公差分析

现进行大小挚子间扣接量进行公差分析，合闸保持时锁闩结构的二维示意见图7。图7中：B 为合闸保持小挚子接触处的最边缘位置；a 为扣接直接接触点。

各尺寸汇总以及含义见表5。计算式见式(1)、(2)。

4.2　极值法和蒙特卡洛法求封闭环结果

继续使用最坏情况法以及蒙特卡洛法求取封闭环的范围，即大小挚子扣接量的大小。此处直接给出结果即可。其中，其公称尺寸是0.5 mm，其公差带是±0.2 mm，两个组成环的公差都一样，$\frac{\partial T_0}{\partial T_i}=\pm1$，$i$=1，2，都等于常数，因此，对封闭环的公差分析，针对公差贡献比的分析意义并不大，又因

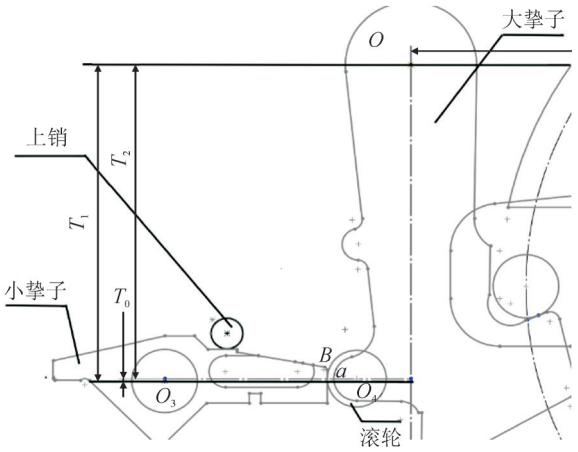


图7　合闸保持时锁闩结构的示意

Fig. 7　Schematic diagram of the latch mechanism during closing holding

表5　各组成环符号的代表含义及尺寸

Table 5　The significance and dimensions of each component link

符号	含义	基本尺寸	组成环
T_1	大小挚子旋转中心间的垂直距离$\|OO_3\|$/mm	100.0±0.1	增环
T_2	大挚子旋转中心到滚轮中心的垂直距离$\|OO_4\|$/mm	99.5±0.1	减环
T_0	偏心距$\|O_3O_4\|$/mm	待求解	封闭环

为 T_2 的尺寸是最小的，因此其变化率对整个封闭环的影响也是最大的。极值法计算结果见表6(T_{0min}=0.3 mm；T_{0max}=0.7 mm)，蒙特卡洛 n=10^6 时计算结果见图8。得出：0.300 2 mm≤T_0≤0.699 8 mm。

表6　极值法计算结果

Table 6　Calculation results of the extreme value method

参数	最小组合/mm	最大组合/mm
T_1	99.90	100.10
T_2	99.60	99.40

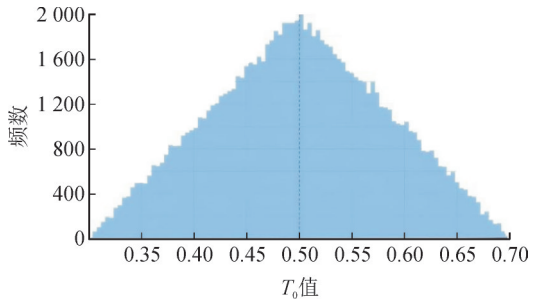


图8　T_0概率分布范围

Fig. 8　Probability distribution range of T_0 quantity

蒙特卡洛模拟计算的结果和最坏情况法计算的结果相差非常小，仅相差了零点几微米，且绝大

部分均落在了0.5(公称尺寸)的范围内。

5 扣接量、深度合理范围讨论

在上一章中讨论了合闸保持时的大小挚子的偏心距的尺寸范围,这一尺寸决定了锁闩结构能否不靠外力的情况下处于平衡静止状态,接下来讨论这一范围的要求范围,这个范围尺寸亦决定了第一节分析的凸轮锁闩机构动作状态,即自锁时看挚子间扣接量T_0,脱扣时看凸轮锁闩的扣接深度λ。

5.1 扣接保持时的自锁

当大小挚子扣接到位后,为了让其达到锁定状态,因此偏心距即$\left|O'_3O'_4\right|$\|O_3O_4|必须小于等于摩擦圆半径,而摩擦圆半径为轴颈半径乘上摩擦系数,在此处摩擦系数均为0.1,且挚子轴颈直径为13 mm,滚轮轴颈半径为8 mm,因此等效摩擦圆半径为0.76 mm。即T_0必须小于等于0.76 mm才能达到自锁状态,通过式(11)

$$\rho_{\text{total}}=\sqrt{(\mu_g r_g)^2+(\mu_z r_z)^2} \tag{11}$$

式(11)中:ρ_{total}为等效摩擦圆半径;μ_g、μ_z为滚轮摩擦系数这里设为0.1;r_g、r_z为滚子、挚子轴颈半径。

根据上一节分析中,在最坏情况法的情况下,T_0的范围在0.3 mm≤T_0≤0.7 mm,因此结果是100%包含在范围内的;又因为凸轮锁闩结构的状态是由大小挚子锁闩结构决定的,因此当T_0≤0.76 mm时,并且没有外力参与的情况下,合闸保持机构是能够确认的。

显然,T_0越大,脱扣器越不容易脱扣,即脱扣情况下范围分析不考虑大小挚子扣接量,且T_0已有上限要求,即T_0不作下限,大于临界自锁状态即0 mm即可,这里留个工程裕度,为0.3 mm即可,最后要求合理范围取:0.3 mm≤T_0≤0.76 mm。上节公差分析实际工程图后,全部处于这一范围中。

5.2 求最小脱扣功确定扣接深度

T_0范围已确定,在确定脱扣机构能够在保持状态的前提下,利用最小的脱扣功实现快速脱扣,公差分析时λ下限已大于1/3的半径,能够稳定保持,即下限合理范围已确定,接下来对凸轮锁闩机构脱扣分析λ上限。其脱扣过程有如下阶段,设大挚子转角为β,内拐臂滚子与大挚子保持相切关系的最大转角为β_1,即若再出现dβ,滚子轨迹线脱离大挚子扣接面包络,此时不需借助外力即可脱扣。P为拐臂滚子对大挚子的力作用线,K为力臂,a为扣接点,1.0 < β≤β_1(相切关系保持的临界时刻)。脱扣临界时刻见图9。

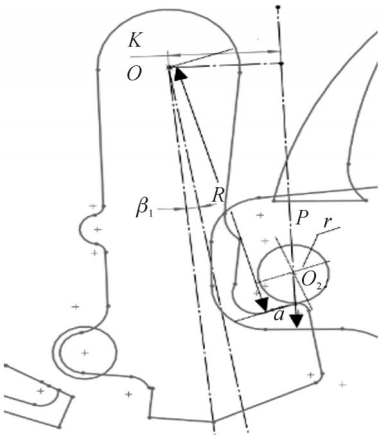


图9 脱扣临界时刻

Fig. 9 Critical moment of tripping

此时的脱扣功为

$$\begin{cases}\int M\mathrm{d}\beta=P\cdot\rho_{\text{dazhi}}\mathrm{d}\beta+P\cdot\rho_{\text{gunzi}}\mathrm{d}\alpha+W\mathrm{d}\beta-PK\mathrm{d}\beta\\ \dfrac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}\alpha}=\dfrac{R}{r}\end{cases} \tag{12}$$

式(12)中:dβ为大挚子微转角;dα为滚子微转角;W为扭簧能量剩余;ρ_{dazhi}、ρ_{gunzi}为摩擦圆半径,摩擦系数均取常数0.1。将式(12)代入(13)可得脱扣总功为

$$A=\int_0^{\beta_1}P\cdot\rho_{\text{dazhi}}\mathrm{d}\beta+P\cdot\rho_{\text{gunzi}}\frac{r}{R}\mathrm{d}\beta+W\mathrm{d}\beta-PK\mathrm{d}\beta \tag{13}$$

对A求导求出其A的最小值对应的β_1再利用三角关系求出最大允许扣接长度。最后得出λ的合理要求的取值范围为:3.4 mm≤λ≤5.0 mm。

显然2.3节求出的范围的上限已超过式(13)范围,需要进行分析进行公差优化。

6 扣接深度量公差优化

大小挚子的扣接量尺寸范围已全部分布在合理范围内,但是凸轮锁闩结构的扣接深度并未完全在合理要求范围内,现对此进行尺寸参数优化,根据敏感度系数以及公差参与率考量,现有如下5种方案可选,见表7,利用蒙特卡洛法进行方案验证得出结果见图10。

综上所示,方案1-3绝大多数情况下都满足要求,达到约为99.8%到99.9%的合格率。其余方案根据图10示明显难以符合要求,方案4、5虽然使到均值尽量往小的值移动,但效果不明显,为了高技术指标要求,其有超过最大的合格要求,不宜采用。各方案的优缺点均已在表7列出。

方案4、5以及原设计的公差设计仅有85%的合格率,有额外15%的扣入长度落入到超过5 mm处,

表7　扣入深度公差优化方案

Table 7　Latching depth tolerance optimization scheme

方案	α公差/(°)	θ公差/(°)	d公差/mm	A公差/mm	e公差/mm	L公差/mm	设计思路
原始	±0.50	±0.50	±0.20	±0.20	±0.20	+0.14	原设计
1	±0.50	±0.30	±0.20	±0.20	±0.20	+0.14	仅收紧θ(最重要参数)
2	±0.50	±0.30	±0.15	±0.20	±0.20	+0.14	收紧θ+d(两个关键参数)
3	±0.50	±0.50	±0.20	±0.25	±0.30	+0.14	放宽A、e(易加工，最适宜)
4	±0.45	±0.35	±0.17	±0.23	±0.25	+0.16	平衡优化
5	±0.40	±0.28	±0.14	±0.25	±0.32	+0.20	激进优化(最大程度左移)

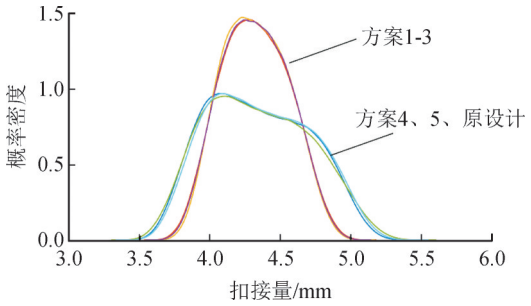


图10　λ的概率分布范围

Fig. 10　Probability distributione of λ

此设计会导致脱扣功增加，假如按线性叠加方法，有15%～17%概率致使脱扣时间过长，从而分闸速度慢于设定值。随着使用次数的增加，大挚子复位弹簧疲劳，内拐臂滚子尝试脱扣时，导致扣入深度还没消耗完，在临界时刻复位弹簧能量小于脱扣所需能量，最终导致脱扣不成功，分闸失败。方案1-3最大程度上保证了扣入最大深度往左移，即减少最大值，使其既能在系统合闸时稳定合闸保持状态，又能减少所需脱扣功，实现快速分闸。

7　结语

文中确定了影响分合闸可靠性的核心构件，采用极值法与蒙特卡洛法测算合闸保持状态下脱扣机构扣接量区间，结合脱扣功与合闸保持稳定性明确合理取值范围，发现现有产品参数不符合标准。随后经敏感度与公差贡献度分析，锁定影响扣接量的核心零件并优化公差。最终优化方案使99%以上的产品扣接量处于合理范围，大幅降低了公差积累对断路器运行可靠性的影响，显著提升了断路器整体运行的可靠性。

参考文献：

[1] 孙　鹏，马少华. 电器学[M]. 北京：科学出版社，2012.
Sun Peng, Ma Shaohua. Electrical appliances[M]. Beijing: Science Press, 2012.

[2] 李　宜. 某水轮发电机出口断路器操动机构故障原因分析[J]. 电气技术，2025，26(4)：61-64.
Li Yi. Analysis on the operating mechanism fault of a generator circuit breaker[J]. Electrical Engineering, 2025, 26(4): 61-64.

[3] 汤龙飞，陈明俊，栾世旭. 双稳态永磁操动机构气隙磁通解耦控制技术[J]. 电工技术学报，2025，40(8)：2441-2450.
Tang Longfei, Chen Mingjun, Luan Shixu. Air gap flux decoupling control technology for bi-stable permanent magnet actuator[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2025, 40(8): 2441-2450.

[4] 李燕燕，张　杰，王俊伟. 真空断路器弹簧操动机构分闸弹簧的优化设计方法[J]. 电器与能效管理技术，2024(9)：29-33.
Li Yanyan, Zhang Jie, Wang Junwei. Optimal design method for opening spring of vacuum circuit breaker spring operating mechanism[J]. Electrical & Energy Management Technology, 2024(9): 29-33.

[5] 王　镔，赵大勇，李　谦. 弹簧操动机构分闸扣板冲击疲劳寿命估算[J]. 电器与能效管理技术，2024(1)：31-37.
Wang Bin, Zhao Dayong, Li Qian. Estimation of impact fatigue life of spring operating mechanism's opening gusset plate[J]. Electrical & Energy Management Technology, 2024(1): 31-37.

[6] 赵陈琛，张国钢，刘　洁，等. 基于物理信息和迁移网络的高压断路器弹簧操动机构机械参数辨识及故障诊断[J]. 电工技术学报，2026，41(6)：2073-2085.
Zhao Chenchen, Zhang Guogang, Liu Jie, et al. Mechanical parameter identification and fault diagnosis of spring operating mechanism of high-voltage circuit breaker based on physical information and transfer network[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2026, 41(6): 2073-2085.

[7] 赵　阳，赵　越. SF_6断路器运行常见故障及预防措施[J]. 电气技术与经济，2024(6)：165-167.
Zhao Yang, Zhao Yue. Common operational faults and preventive measures of SF_6 circuit breaker[J]. Electrical Equipment and Economy, 2024(6): 165-167.

[8] 耿立新，江镇伟. 脱扣器执行元件的动态仿真和试验验证[J]. 电器与能效管理技术，2019(10)：31-35.
Geng Lixin, Jiang Zhenwei. Dynamic simulation and experimental verification of release actuator[J]. Electrical & Energy Management Technology, 2019(10): 31-35.

[9] 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.

[10] 苏东青，张国灿，陈志鹏. 断路器合闸脱扣器故障处理及防范措施[J]. 电工技术，2010(2)：41.

Su Dongqing, Zhang Guocan, Chen Zhipeng. Preventive measures and treatment of breaker closing release malfunction[J]. Electric Engineering, 2010(2): 41.

[11] 杨 光, 孙龙勇, 李森然, 等. 基于冲击载荷下SF_6高压断路器关键零部件动力学分析[J]. 高压电器, 2025, 61(6): 77-84.
Yang Guang, Sun Longyong, Li Senran, et al. Dynamic analysis on key parts of SF_6 high-voltage circuit breaker based on impact load [J]. High Voltage Apparatus, 2025, 61(6): 77-84.

[12] 杨俊明, 游一民, 戴冬云, 等. 12 kV真空断路器闭锁失效故障分析及改进方案[J]. 高压电器, 2023, 59(7): 186-192.
Yang Junming, You Yimin, Dai Dongyun, et al. Lockout failure analysis and improvement strategy of 12 kV vacuum circuit breaker [J]. High Voltage Apparatus, 2023, 59(7): 186-192.

[13] 田 佳. 真空断路器弹簧操动机构的分析与设计[D]. 北京: 清华大学, 2004.
Tian Jia. Analysis and design of spring operating mechanism for vacuum circuit breaker[D]. Beijing: Tsinghua University, 2004.

[14] 涂朝阳, 柯展煌, 杨灿丽, 等. 基于可靠性的断路器操动机构公差链的研究与分析[J]. 高压电器, 2021, 57(6): 233-239.
Tu Chaoyang, Ke Zhanhuang, Yang Canli, et al. Study and analysis on tolerance chain of operating mechanism for circuit breaker based on reliability[J]. High Voltage Apparatus, 2021, 57 (6): 233-239.

[15] 董 霜. 基于尺寸链的装配式混凝土结构安装公差控制方法研究[D]. 长沙: 中南大学, 2022.
Dong Shuang. Research on installation tolerance control method of prefabricated concrete structure based on dimensional chain[D]. Changsha: Central South University, 2022.

[16] 闫春艳, 李会超, 张 卫, 等. 几何公差之位置度公差值设计计算准则[J]. 建筑机械, 2025(4): 220-222.
Yan Chunyan, Li Huichao, Zhang Wei, et al. Design and calculation criteria for positional tolerance values of geometric tolerances[J]. Construction Machinery, 2025(4): 220-222.

[17] 梁娟峰, 陈 硕, 范 翔, 等. 基于红外连续变焦机构尺寸链构建与公差设计[J]. 激光与红外, 2024, 54(8): 1250-1257.
Liang Juanfeng, Chen Shuo, Fan Xiang, et al. Construction of dimension chain and tolerance design based on infrared continuous zoom mechanism[J]. Laser & Infrared, 2024, 54(8): 1250-1257.

[18] 郑闻博. 液力变矩器关键装配间隙公差分析与优化[D]. 武汉: 华中科技大学, 2024.
Zheng Wenbo. Tolerance analysis and optimization of key assembly clearances for hydraulic torque converters[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2024.

[19] 李景森, 刘竹丽, 陈小锋. 基于雅可比旋量的复杂串并联结构公差分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2025(6): 134-139.
Li Jingsen, Liu Zhuli, Chen Xiaofeng. Tolerance analysis of complex series-parallel structures based on jacobi screw theory[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2025(6): 134-139.

[20] 雷志强. 公差配合在汽车专业装配设计中的应用[J]. 汽车画刊, 2024(5): 185-187.
Lei Zhiqiang. Application of tolerance and fit in automotive assembly design[J]. Auto Magazine, 2024(5): 185-187.

[21] 姜 来. 基于尺寸工程的JR95乘用车前大灯系统装配质量研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2018.
Jiang Lai. Research on assembly quality of JR95 passenger car headlamp system based on dimensional engineering[D]. Chongqing: Chongqing University, 2018.

[22] 全 毅. 箱体公差对变速箱力学性能的影响[D]. 广州: 华南 理工大学, 2015.
Quan Yi. The influence of housing tolerance on the mechanical performance of gearboxes[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2015.

[23] 衡德正, 陈 伟, 胡轶敏, 等. 基于Sobol序列的装配公差分析[J]. 机械设计与制造, 2016(12): 227-230.
HENG Dezheng, CHEN Wei, HU Yimin, et al. Assembly tolerance analysis based on the Sobol sequence[J]. Machinery Design & Manufacture, 2016(12): 227-230.

[24] 郭 放. 面向形性协同的阵列结构公差设计方法及其在阵列天线中的应用[D]. 杭州: 浙江大学, 2022.
Guo Fang. Tolerance design method for array structures facing morphology - performance synergy and its application in array antennas[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2022.

赵 晶(1974—), 女, 博士, 教授, 主要从事电气智能化、电网智能监测与控制、在线检测及故障预测诊断技术等的研究(E-mail: ztulipwork@139. com)。

谢坚胜(1999—), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为高压电器设备技术的应用分析(通信作者)(E-mail: 1628768376@qq. com)。