

真空断路器弹簧操动机构中分闸弹簧的多目标综合优化

陈刚^{1,2}, 孙波^{1,2}, 王尔智¹

(1. 沈阳工业大学电机工程学院, 辽宁 沈阳 110023; 2. 沈阳理工大学信息科学与工程学院, 辽宁 沈阳 110168)

Multi-target Optimization Design for Breaking Spring of Spring Actuator in Vacuum Circuit Breaker

CHEN Gang^{1,2}, SUN Bo^{1,2}, WANG Er-zhi¹(1. School of Electrical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110023, China;
2. Faculty of Information Science and Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang 110168, China)

摘要: 针对弹簧设计中簧丝直径、弹簧中径、工作圈数等结构参数均为标准值或是离散变量,且不可避免地存在加工误差等因素使弹簧实际尺寸偏离设计值,导致弹簧力特性改变等实际问题,提出了以弹簧刚度误差最小、在弹簧尺寸变化时弹簧刚度的可能最大变化量最小,并使弹簧的质量最轻的多目标综合优化方案。通过定义功效系数来协调各子目标之间的关系而使多目标综合优化降为单目标优化。结合分闸弹簧的结构特点及技术指标,采用混合离散优化等技术手段进行求解,获得了满足工程实际要求的分闸弹簧的最佳结构参数,使分闸弹簧的力特性得到了改善。

关键词: 弹簧操动机构; 分闸弹簧; 多目标综合优化; 离散规划

中图分类号: TM561; TH135 文献标志码: A

Abstract: In view of the existence of discrete variables for material diameter, medium diameter and number of operating in spring design, and that of the machine error changed the spring's dimensions and characteristic, the multi-target optimal design model was set up with the purpose of the lightest weight of breaking spring, the minimum rigidity error and the minimum rigidity deviation at the specified change of the spring's dimensions. The model was determined by mixed discrete optimization method and effective ratio method, etc., the optimal solution satisfied all restrain conditions.

Key words: the spring actuator; breaking spring; multi-target optimal design; discrete program

0 引言

高压断路器配用的弹簧操动机构是利用已储能的弹簧为动力来使断路器动作的。合闸时,释放合闸弹簧的能量实现合闸操作,同时给分闸弹簧储能,分闸弹簧表现为阻力;通过释放分闸弹簧的能量实现断路器的分闸操作,这时分闸弹簧表现为动力源。若

分闸弹簧的刚度系数偏大,则在分闸过程中,分断速度过大而使冲击力太大造成断路器的损坏,在合闸过程中阻力太大,甚至可能导致合闸不成功。若分闸弹簧的刚度系数偏小,则在分闸过程中,分断速度过小,甚至分闸动作实现不了而带来更大的损失,在合闸过程中阻力又太小,合闸速度过大,对波纹管冲击力太大甚至造成破坏。因此,分闸弹簧利用它的弹力来保证断路器分、合闸过程的动力学特性,这就对弹簧的设计刚度提出了严格的要求,即分闸弹簧刚度系数的准确性、稳定性对断路器的性能而言是极为重要的。

要使分闸弹簧具有准确性的刚度系数,利用优化设计技术可以在给定工况下最大限度地满足各种功能要求和约束条件如强度、质量等,使结构参数即簧丝直径、弹簧中径和工作圈数获得最优值。由于:
①在机加工中存在着不可避免的加工误差;
②材料随工作环境温度的变化而热胀冷缩;
③优化时将结构参数作为连续量进行优化,然后再圆整成标准值或系列值等这些因素,都将导致弹簧尺寸的改变而使按常规优化结果制成的弹簧可能为非最优设计,甚至是不可行设计^[1,2]。因此,为了保证分闸弹簧良好的动力特性,笔者选择簧丝直径、弹簧中径和工作圈数为设计变量,以弹簧刚度误差最小、在弹簧尺寸变化时弹簧刚度的变化量最小并使弹簧的质量最轻为优化设计的目标,建立多目标综合优化设计的数学模型,并进行了优化设计。

1 数学模型

10 kV、12.5 kA 的真空断路器配用的弹簧操动机构中的分闸弹簧是由两个同心套装的圆柱型压缩螺旋弹簧组成,结构见图 1。且这个组合弹簧的内、外两层弹簧均有二个死圈,工作特性线参数见表 1。

收稿日期: 2007-05-13; 修回日期: 2007-07-19

作者简介: 陈刚(1962-),女,副教授,在读博士研究生,主要从事电路理论、高压断路器的仿真及其优化方面的研究。

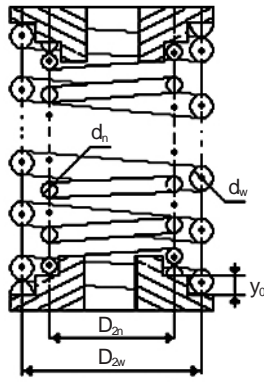


图1 分闸弹簧的结构

表1 分闸弹簧工作特性线的数据表

簧长/mm		力/N	
内簧	外簧	内簧	外簧
181.50	193.50	0	0
121.50	133.50	337	599
99.74	111.74	459	816
91.50	103.50	505	898

1.1 设计变量的选取

在弹簧设计中,对设计质量有显著影响且能直接控制的独立参数是弹簧的结构参数,其中簧丝直径 \$d\$、弹簧中径 \$D_2\$ 和有效工作圈数 \$n\$ 常常被作为优化设计的设计变量^[3]。故该优化设计的设计变量选为:内、外两层弹簧的簧丝直径 \$d_n, d_w\$、弹簧中径 \$D_{2n}, D_{2w}\$ 及有效工作圈数 \$n_n, n_w\$ (下标 \$n, w\$ 分别表示内、外两层弹簧)。即 \$X=[d_n, D_{2n}, n_n; d_w, D_{2w}, n_w]\$。

1.2 目标函数的建立

(1) 圆柱压缩螺旋弹簧重量 \$W\$ 的计算^[4]

$$W=(n+n_2) D_2 \frac{\rho d^2}{4}$$

式中 \$\rho\$ 为簧丝材料的密度; \$n_2\$ 为弹簧的死圈数。当取 \$n_2=2\$ 时,可得以重量最轻为设计原则下的第1子目标为

$$\text{Min}\{f_1=(n_n+2) D_{2n} d_n^2+(n_w+2) D_{2w} d_w^2\} \quad (1)$$

(2) 圆柱压缩螺旋弹簧刚度 \$K\$ 的计算^[4]

$$K=\frac{Gd^4}{8nD_2^3}$$

式中 \$G\$ 为弹簧材料的剪切弹性模量, \$N/mm^2\$。从而弹簧刚度的相对误差为

$$f_2(x)=\frac{K-K_b}{K_b} \times 100\%$$

式中 \$K_b\$ 是以表1为依据计算所得的分闸弹簧内、外层弹簧刚度之和, \$N/mm\$。其是设计弹簧刚度的目标值。\$K\$ 为设计点 \$X\$ 处分闸弹簧内、外层弹簧刚度之和。以弹簧刚度误差最小为设计原则下的第2子目标为

$$\text{Min}\{f_2(x)\} \quad (2)$$

(3) 考虑加工误差等各种不确定因素后,设弹簧尺寸的可能最大变化量为

$$x_{cha}=[d_n, D_{2n}, 0; d_w, D_{2w}, 0]$$

因而当结构参数在 \$[X-x_{cha}, X+x_{cha}]\$ 范围内变

化时,分闸弹簧内、外层弹簧的刚度也将变化,变化范围分别为 \$[K_{1n}, K_{2n}]、[K_{1w}, K_{2w}]\$, 其中

$$K_{1i}=\frac{G(d_i-d_i)^4}{8n(D_{2i}+D_{2i})^3}; K_{2i}=\frac{G(d_i+d_i)^4}{8n(D_{2i}-D_{2i})^3}, i=n, w$$

则分闸弹簧的刚度相对设计值 \$K_b\$ 的可能最大变化量为 \$f_3(x)=\max\{|K_{1n}+K_{1w}-K_b|, |K_{2n}+K_{2w}-K_b|\}\$

为保证分闸弹簧力特性的稳定,要求 \$f_3\$ 最小,即第3子目标为

$$\text{Min}\{f_3(x)\} \quad (3)$$

(4) 多目标统一为单目标

此处是多目标的最优化问题,各个子目标函数 \$f_1(x)、f_2(x)、f_3(x)\$ 的优化可能是互相矛盾的,不能期望它们的极小点重叠在一起,即不能同时达到最优解。因此通过定义功效系数来协调它们之间的关系,以期获得一个最佳的结果^[5]。

在工程实践中,弹簧刚度的允许误差至多为10%,因此规定:当 \$f_2(x)>0.1\$ 时,功效系数 \$\gamma_1=0\$; 当 \$f_2(x) \le 0.1\$ 时,功效系数 \$\gamma_1=-10 f_2(x)+1\$, 从而使 \$\max\{\gamma_1\}\$ 等价于式(2)。同理定义:当 \$f_3(x)>0.2\$ 时,功效系数 \$\gamma_2=0\$; 当 \$f_3(x) \le 0.2\$ 时, \$\gamma_2=-5f_3(x)+1\$, 从而使 \$\max\{\gamma_2\}\$ 等价于式(3)。

因该优化的目的是使分闸弹簧刚度误差进一步减小,在额定容差下刚度的动态范围减小,故只要保证弹簧的重量不变大即可。令原设计方案中弹簧的

$$f_1 \text{ 值为 } f_v, \text{ 则定义 } f(x)=\begin{cases} 1-2 f_1 / f_v & f_1 \leq f_v \\ 0 & f_1 > f_v \end{cases}$$

从而优化的目标可表达为 \$\max\{f(x)\}\$。

1.3 约束条件的建立

为了保证分闸弹簧的正常工作,充分发挥其内、外层弹簧的作用,两层弹簧应选用相同的材料(60S₂Mn),同时为了保证这个圆柱组合压缩螺旋弹簧的同轴度,防止内、外层弹簧圈相互卡住,两层弹簧的旋向应相反,并符合以下基本要求^[4,6]。

(1) 各设计变量应满足边界及自然条件(各边界条件可按实际需要确定)

机械工程中大量应用着标准、优先系列值,其中圆柱压缩螺旋弹簧的簧丝直径 \$d\$ 优先选用尺寸序列为 \$N_6=\{1, 1.2, 1.6, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 6, 8, 10, 12, 16, \dots\}\$, mm; 弹簧中径 \$D_2\$ 为0.5的整数倍, mm; 为保证变形稳定,有效工作圈数当 \$n>15\$ 时,取 \$n\$ 为整数, \$n \le 15\$ 时,取 \$n\$ 为0.5的整数倍。

(2) 由图1可知,内、外层弹簧之间的径向间隙为 \$a=\frac{(D_{2w}-D_{2n})+(d_w+d_n)}{2}\$, 为了防止内、外层弹簧工作时相互接触以及便于装配,令 \$a \ge \frac{d_w-d_n}{2}\$。

(3) 弹簧承受载荷时,所承受的剪应力为

$$\tau=\frac{8K_q F_2 D_2}{d^3}$$

其中 K_q 为弹簧的曲度系数, $K_q = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$; C 为弹簧的旋绕比, $C = D_2/d$; F 为弹簧的工作载荷, N 。

分闸弹簧承受载荷时, 内、外层弹簧所承受的剪应力应不大于材料的许用剪应力并且剪应力应接近相等, 即 $n []$, $w []$, $\left| \frac{w-n}{n} \right| \leq 2\%$ 。

(4) 弹簧指数(旋绕比) C 是弹簧的主要参数之一, 它影响着弹簧的强度、刚度、稳定性及制造的难易。设计中一般推荐取值见表 2。

表 2 旋绕比 C 的荐取值

d/mm	C	d/mm	C
0.20~0.40	7~14	2.5~6.0	4~9
0.45~1.00	5~12	7.0~16.0	4~8
1.20~2.20	5~10	18.0~50.0	4~6

(5) 压缩弹簧在最大工作载荷下应不碰圈, 且内、外层弹簧受载压缩到并紧时并紧高度应接近相等。表达成数学形式为

$$H_{0n} - \max H_{bn}; H_{0w} - \max H_{bw} \text{ 且 } H_{bw} - H_{bn} - 2y_0$$

式中 H_0 为弹簧的自由高度, \max 为弹簧在最大工作载荷下的变形量, H_b 为弹簧的并紧高度, 当支承圈为 2 且弹簧两端磨平时, $H_b = (n+1.5)d$ 。

(6) 弹簧承受外载荷时的轴向变形量为

$$= \frac{8FD_2^3n}{Gd^4}$$

分闸弹簧的内、外层弹簧在承受外载荷时的轴向变形应接近相等, 即

$$n = w \text{ 或 } \left| \frac{w-n}{w} \right| \leq 2\%$$

(7) 由图 1 可知, 分闸弹簧的两端是由分簧座所固定的, 故其稳定性要求为高径比小于 5.3, 即 $H_0/D_2 < 5.3$ 。

2 优化策略

这是一个六维 7 个约束条件的非线性离散规划问题, 利用某些约束条件使搜索空间变小, 同时结合设计变量为离散变量的特点来简化搜索过程, 具体步骤如下:

步骤 1: 在 N_d 数集内选一个数作为内簧簧丝直径 d_n ;

步骤 2: 以表 2 中旋绕比 C 的约束条件来确定弹簧中径的搜索范围 ND_2 , 并在此范围内取一个离散数作为 D_{2n} ;

步骤 3: 进行稳定性验算。若不满足, 到步骤 4; 若满足, 到步骤 5;

步骤 4: 检验是否遍及 ND_2 中的每一个离散点。若是, 返步骤 1, 否则返步骤 2;

步骤 5: 类似步骤 1~4, 产生一组离散的外簧簧

丝直径 d_w , 弹簧中径 D_{2w} ;

步骤 6: 检验内、外层弹簧之间的径向间隙的约束条件是否满足。不满足, 到步骤 1; 满足, 到步骤 7;

步骤 7: 强度验算。不满足, 到步骤 1; 满足, 到步骤 8;

步骤 8: 根据分闸弹簧的内、外层弹簧在承受外载荷时的轴向变形应接近相等来估算有效工作圈 n_n, n_w 。对 $Gd^4/(8K_b D_2^3)$ 向零取整并记作 $n_i^0 (i=n, w)$, 这时 $n_i^0 + b_i$ 也是一个满足轴向变形接近相等的有效工作圈数。其中, 当 $n_i^0 > 15$ 时, $b_i = 1$; $n_i^0 \leq 15$ 时, $b_i = 0.5$ 。从而构成内、外层弹簧有效工作圈数的 4 种可能组合

$$\begin{bmatrix} n_n^0 \\ n_w^0 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} n_n^0 + b_n \\ n_w^0 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} n_n^0 \\ n_w^0 + b_w \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} n_n^0 + b_n \\ n_w^0 + b_w \end{bmatrix}$$

在这 4 种可能组合中选择内、外层弹簧受载压缩到并紧时并紧高度最接近的一组作为 n_n, n_w , 并令 $X = [d_n, D_{2n}, n_n; d_w, D_{2w}, n_w]$;

步骤 9: 计算目标函数值 f 。若 $f > f_{biao}$, 则 $f_{biao} = f$, $X_{yao} = X$; 否则步骤 10;

步骤 10: 检验是否遍及可行域中的每一个离散点。若是, 输出 X_{yao} 及此设计点处的刚度系数值 K 、刚度偏差量 $K - K_b$ 和在弹簧尺寸变化 $xcha$ 时刚度系数偏离 K_b 的可能最大值 K_{dqg} ; 否则返步骤 1。按上述步骤设计的优化设计流程图见图 2。

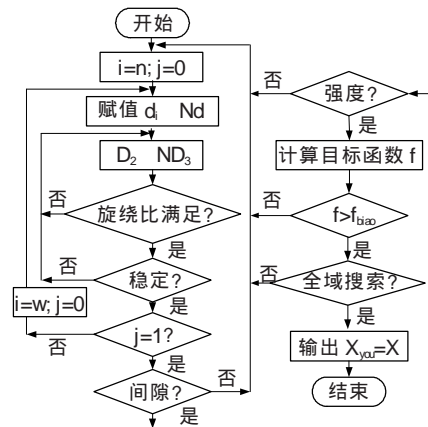


图 2 优化设计流程图

3 优化结果

在 Matlab 环境下, 按上述步骤编程并运行, 得到最佳结果见表 3。为了对比, 也计算了原设计尺寸下弹簧的刚度系数值 K 、刚度偏差量 $K - K_b$ 和在弹簧尺寸变化同为 $xcha = [0.1 \ 0.3 \ 0; 0.1 \ 0.3 \ 0]$ 时刚度系数偏离 K_b 的可能最大值 K_{dqg} , 并将其也列于表 3 中。

由表 3 可看出, 通过对分闸弹簧的多目标综合优化, 相对原设计方案, 实现了使弹簧重量减轻刚度误差减小及在弹簧尺寸的变化量不超过 $xcha$ 时, 弹簧刚度相对 K_b 的可能最大变化量不超过 1.559 8, 相对原设计方案也减小。因而改善了(下转第 459 页)

关的电路就可以用 PSpice 进行模拟。这种基于实验数据的模拟方法原理简单、计算迅速,但是模拟准确性依赖于实测的 $-g$ 曲线的准确性和测定 $-g$ 曲线的实验条件与待模拟的实验条件的相似性,二者越相似则结果越准确。

在选定金属材料为银之后,使用 PSpice 对负载大小对电路特性的影响进行了计算,以验证模型的适用性。由于爆炸丝在爆炸时的峰值电阻并不太大,在 20 Ω 左右,如果负载电阻与其相当,则爆炸丝断路开关和理想断路开关的工作状态差别很大,换流效果随负载不同而差别很大。图 4 给出了负载变化时的丝上电流电压曲线,计算的主要参数为:储能电容 2 μF ,回路电感(包括储能电感和分布电感)1.5 μH ,金属丝直径 0.07 mm,长度为 400 mm,充电电压 60 kV,负载分别为 10、30、50、70 和 100 Ω 。

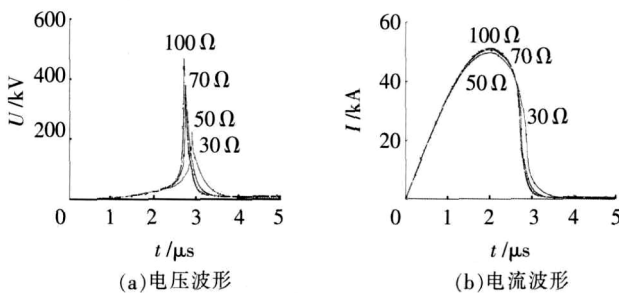


图 4 不同负载时金属丝上电压与电流波形

由图 4 可见负载对丝电压的影响比较明显,这和实验结果相符,在丝长 500 mm、充电 60 kV、30 根丝的情况下,电路带 8 Ω 左右负载得到的丝电压为 400 kV 左右,而不带负载(相当于无穷大)时的丝电

压为 600 kV 左右。

分析认为这是由于丝电压主要由爆炸过程中的干路(储能电容)电流变化在储能电感上产生,当负载较大(大于爆炸丝峰值电阻)时,不管在金属丝爆炸前还是爆炸后干路电流都主要由爆炸丝通过,此时爆炸丝电阻的变化会直接反映到干路电流大小上,从而强烈影响干路电流,使感生电压更高。当负载较小时,金属丝爆炸时电流有相当部分从负载上流走,而这部分基本是不发生快速变化的,所以较小的负载实际上弱化了爆炸丝的爆炸效应,使干路电流波形后沿变柔和,感生电压随之降低。

3 结语

从以上分析可以看出,使用 PSpice 软件可以方便的进行含电爆炸元件电路的集总参数电路模拟,迅速的、低成本的得到和实验结果相符的电路运行规律性结论,为不同参数下的实验结果提供预测,增强实验的目的性,对电爆炸断路开关的设计和运行有重要意义。

参考文献:

- [1] 龚兴根. 电爆炸断路开关 [J]. 强激光与粒子束, 2002, 14 (4): 577-582.
- [2] TUCKER T J, EBW1 A. A Computer Code for the Prediction of the Behavior of Electrical Circuits Containing Exploding Wire Elements[J]. NTIS: SAND750041.
- [3] 杨宇, 谢卫平, 蒋吉昊, 等. 电爆炸金属丝电路特性的研究 [J]. 电工技术, 2005(6): 54-57.

(上接第 450 页)

表 3 分闸弹簧的数据表

	原设计		优化后	
	内	外	内	外
d/mm	4.5	6.0	4.5	6.0
D ₂ /mm	33.5	45.0	36.5	47.5
n	19.0	14.0	14.5	12.0
K/(N·mm ⁻¹)	5.633 0	9.968 3	5.706 9	9.888 3
K-K ₀	+0.006 7		+0.000 6	
K _{avg}	+1.590 0		+1.559 8	
f ₁ /(10 ⁻³)	4.016 6		3.613 6	

分闸弹簧的力特性,提高了弹簧刚度的抗干扰能力。

另在原设计方案中,内簧的高径比大于 5.4,不满足稳定性要求。经过优化后,内簧的高径比降为 5.0,满足稳定性要求。

4 结语

笔者关于分闸弹簧的多目标综合优化设计考虑了加工误差等各种影响设计质量的因素,比传统常规设计及普通优化设计更接近客观实际,且弹簧刚

度的抗干扰能力强,质量好。由于采用离散变量优化方法实现,优化结果无需圆整,设计更精确。与传统设计相比,优化过程简单易行,设计结果理想并使功能参数得到优化。

参考文献:

- [1] 刘久富, 沈春林, 王宁生. 圆柱螺旋弹簧刚度的稳健性设计 [J]. 中国机械工程, 2003, 14(5): 389-391.
- [2] GREENWOOD W H, CHASE K W. Worst Case Tolerance Analysis With Nonlinear Problems [J]. Trans of the ASME, J. of Mech. Design, 1988, 110(8): 232-235.
- [3] 侯顺强, 张丽丽. 螺旋圆柱压缩弹簧优化设计 [J]. 煤矿机械, 2006, 27(2): 202-204.
- [4] 苑舜. 高压断路器弹簧操动机构 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [5] 刘惟信. 机械最优化设计(第2版)[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [6] 刘泽深. 圆柱组合压缩螺旋弹簧的优化设计 [J]. 山东交通大学学报, 2002, 10(3): 11-14.