

弹簧应力松弛对 GIS 故障关合接地开关 关合特性的影响研究

朱青¹, 刘波², 李万民², 曹亚钊²

(1. 思源电气股份有限公司, 上海 201108; 2. 上海思源高压开关有限公司, 上海 201108)

摘要: 圆柱螺旋压缩弹簧是故障关合接地开关的关键储能零件, 并长期处于压缩状态, 对于长期压缩状态下的弹性元件, 应力松弛是其主要的失效形式。为研究全寿命周期内弹簧应力值是否仍然满足故障关合接地开关关合特性要求, 先通过实验的方法得出使用弹簧应力松弛曲线, 推算出全寿命周期内弹簧载荷损失率。再通过 ADAMS 软件仿真得到全寿命周期内的弹簧作用下故障关合特性曲线, 并与技术要求值进行对比分析, 为提高故障关合接地开关产品可靠性提供理论依据。

关键词: GIS; 故障关合接地开关; 弹簧应力松弛; 动力学仿真计算

中图分类号: TM564 文献标志码: A 文章编号: 1003-6954(2020)01-0031-04

DOI:10.16527/j.cnki.cn51-1315/tm.2020.01.007

Research on Effect of Spring Stress Relaxation on Shut Properties of GIS Faults Closing Earthing Switches

Zhu Qing¹, Liu Bo², Li Wanmin², Cao Yazhao²

(1. Sieyuan Electric Co., Ltd., Shanghai 201108, China;

2. Shanghai Sieyuan High Voltage Switchgear Co., Ltd., Shanghai 201108, China)

Abstract: Cylinder spiral compression spring is the key energy storage part of the faults closing earthing switch, and it is in the compression state for a long time. For the elastic element in the long-term compression state, stress relaxation is its main failure form. In order to study whether the spring force value still satisfies the closing characteristics of the faults closing earthing switch in life cycle, the spring stress relaxation curve is obtained by experimental method, and the spring load loss rate in life cycle is calculated. Then the faults closing characteristic curve under the action of spring is obtained by ADAMS software simulation, and compared with the technical requirement value, which provides a theoretical basis for improving the reliability of the faults closing earthing switch product.

Key words: GIS; faults closing earthing switch; spring stress relaxation; dynamic simulation calculation

0 引言

应力松弛是指在恒应变条件下, 金属材料或元件的应力随时间延续而减小的现象。1868 年 J. C. Maxwell 对应力松弛的规律及其影响做出了解释, 但至今人们对应力松弛机制及发生的条件等还没有统一的结论。故障关合接地开关通过电动机带动弹簧储能后再释放, 完成开关关合动作。所以研究弹簧的应力松弛规律对提高开关运行可靠性有一定的参考价值。

下面采用各国在弹簧研究上通常采用的计算、

仿真与测试思路进行研究。

1 弹簧应力松弛试验

圆柱螺旋压缩弹簧的应力松弛程度常用负荷损失率 $(p - p_0) / p_0$, 即 $\Delta p / p_0$ 来表示, p_0 为弹簧的初始载荷, p 为弹簧在任意时刻 t 时所承受的负荷。将设计改进的螺旋弹簧试验装置测试的负荷值换算成负荷损失率, 得出负荷损失率与时间的关系曲线。

目前较为适用的压缩螺旋弹簧的应力松弛方程^[1]为

$$\Delta p / p_0 = a + b \ln t \quad (1)$$

表1 分析记录

弹簧编号	第一阶段方程式	第二阶段方程式	转折点 t/h	全生命周期 / %
1	$\Delta p/p = -0.2326 + 0.03249 \ln t$	$\Delta p/p = -0.0214 + 0.00572 \ln t$	2668.9	5.0
2	$\Delta p/p = -0.2693 + 0.03781 \ln t$	$\Delta p/p = -0.0233 + 0.00607 \ln t$	2322.7	5.2
3	$\Delta p/p = -0.2887 + 0.04091 \ln t$	$\Delta p/p = -0.0246 + 0.00655 \ln t$	2178.2	5.7
加权平均	$\Delta p/p = -0.2635 + 0.03707 \ln t$	$\Delta p/p = -0.0231 + 0.00611 \ln t$	2356.3	5.3

式中: p_0 为弹簧初始载荷, N; Δp 为弹簧载荷损失量, N; t 为松弛时间, h; a, b 为与温度有关的常数。

试验弹簧: 弹簧材料为 60Si2CrVA, 弹簧参数线径 11 mm, 中径 56 mm, 自由高度 H_0 为 223 mm, 有效圈数 n 为 10.5, 取样 3 件。

试验条件: 采用改进的应力松弛试验构造, 在常温(25 °C)下将弹簧压缩到工作高度 H_1 为 156 mm 保持不变, 每间隔一定时间, 重新测量应力值, 总压缩时间持续 14 个月。

试验结果: 1 号至 3 号弹簧试验数据走势见图 1, 对弹簧试验数据处理得到的应力松弛回归方程见表 1。然后对应阶段的方程加权平均后得到应力松弛回归方程, 应力松弛曲线见图 2。根据应力松弛回归方程推算出该类弹簧 30 年后的载荷损失率。

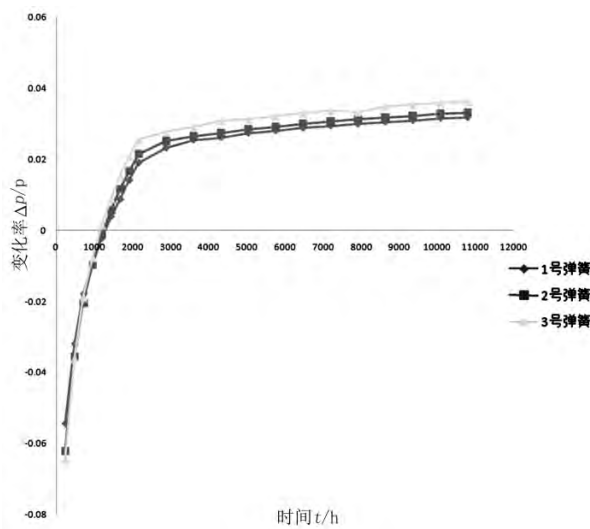


图1 弹簧试验记录数据

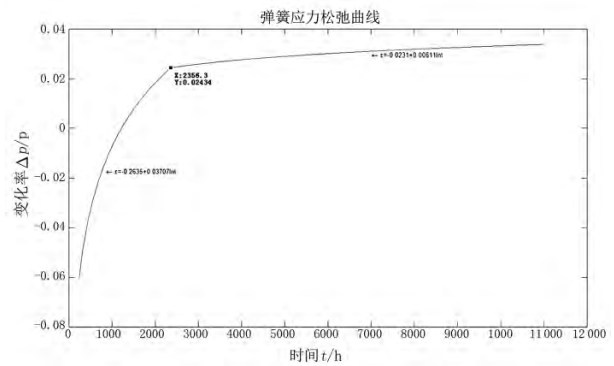


图2 弹簧应力松弛曲线

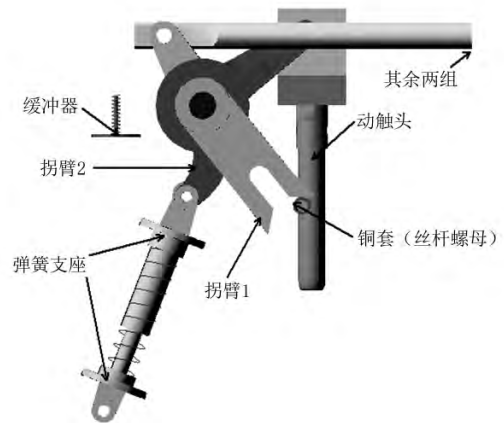


图3 动力学仿真模型

2 关合特性动力学仿真

2.1 仿真模型

对三维模型进行合理的简化, 去掉不必要的倒角、花键等特征, 简化后的动力学仿真模型见图 3。

2.2 约束副

约束副的设置根据机构运动关节处的运动副性质而定。并调整接触刚度 K_n 、力指数 n 、阻尼系数 d 、穿透深度 δ 的设置。

2.3 运动输入

未对电动机及丝杠螺母副进行建模, 直接输入螺母的直线运动。根据转速 n_0 、齿轮副减速比 i 、丝杠导程 s_0 , 计算出螺母速度 $v = \frac{n_0 i s_0}{60} = 72.65 \text{ mm/s}$ 。

2.4 弹簧设置

弹簧参数按如下两种状态进行设置:

状态 1: 按弹簧设计理论参数设置, 详细设置见图 4。

状态 2: 根据试验得出 30 年后的弹簧载荷损失

表 2 仿真结果

弹簧状态	行程/mm	合闸速度 $/(m \cdot s^{-1})$	动触头瞬时速度 $/(m \cdot s^{-1})$	行程技术要求 /mm	合闸速度技术要求 $/(m \cdot s^{-1})$	是否关合到位
状态 1	129.7	2.61	3.14	131 ± 6.5	2.4 ~ 2.8	是
状态 2	129.6	2.53	3.08			是

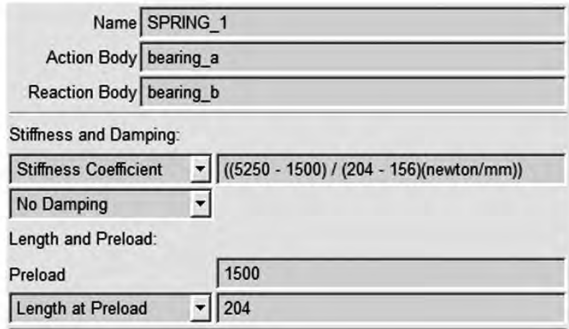


图 4 弹簧理论参数

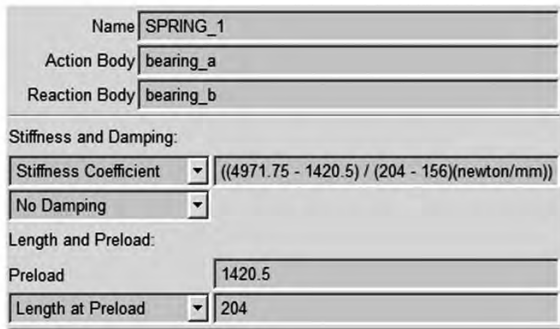


图 5 30 年后弹簧理论参数

率为 5.3% , 则 30 年后弹簧的应力值应分别衰减为 $P_1 = 1\ 420.5\ N$ 、 $P_2 = 4\ 971.75\ N$ 。所以 30 年后的弹簧参数设置见图 5。

2.5 模型负载

计算故障关合接地开关的关合特性, 需要获得动触头的插入阻力的特性。为提高仿真效率, 对触头座模型单独建模, 并将仿真数据导出到本体模型中作为输入。

模型负载主要来源于机械阻力和电动力, 为了准确获得该模型负载大小, 根据实测无电动力时阻力值大小, 仿真得到合理动触头与弹簧触指间的摩擦系数 f 。然后考虑电动力的影响, 仿真得到合闸时三相本体负载大小见图 6 所示。

2.6 仿真结果

开关在状态 1 弹簧作用下合闸特性曲线见图 7 所示; 在状态 2 弹簧作用下合闸特性曲线见图 8 所示。仿真结果见表 2。

根据仿真结果显示, 30 年后, 在弹簧载荷损失 5.3% 的情况下, 开关依然能够关合到位。

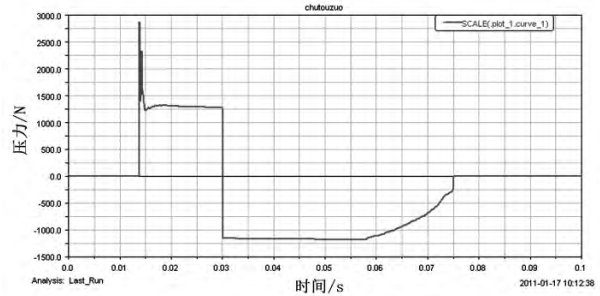


图 6 带电动力时的插入阻力

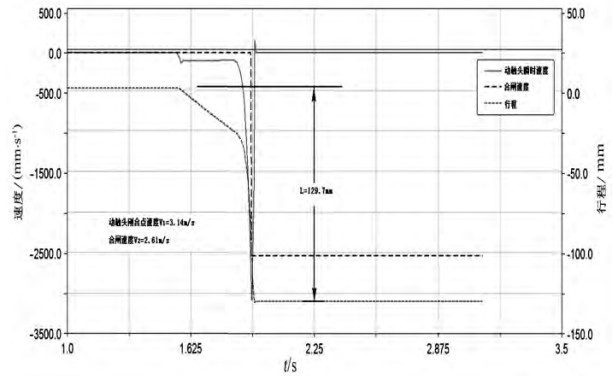


图 7 状态 1 弹簧作用下合闸特性曲线

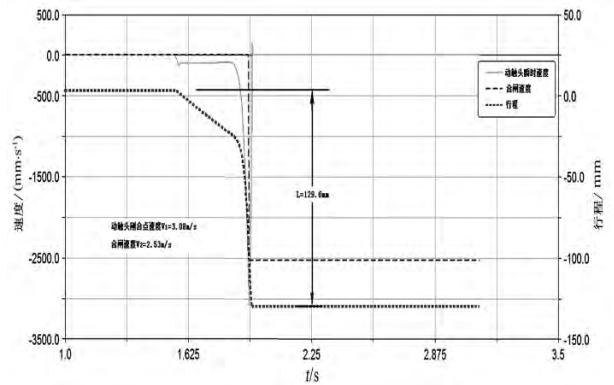


图 8 状态 2 弹簧作用下合闸特性曲线

图 7、图 8 中的曲线含义如下: 浅色实线为本体动触头瞬时速度; 长虚线为本体合闸速度; 短虚线为本体行程。

3 解析计算验证

3.1 仿真模型

为了进一步验证仿真结果, 对合闸过程中的能

量进行解析计算。图9至图12是开关关合过程的示意图。从图中可以看出,在整个关合过程中:弹簧力在做正功;动触头所受的关合阻力和缓冲器的阻力在做负功。

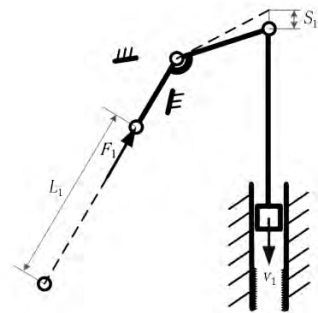


图9 死点位置(弹簧开始作用)

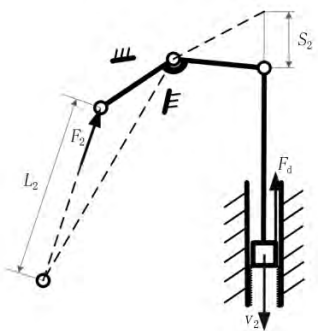


图10 电动力开始作用

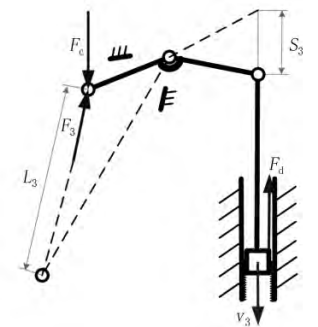


图11 缓冲器开始作用

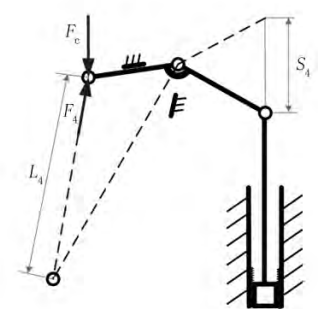


图12 关合到底

图9至图12中各字母代表的含义如下: $F_{1, \dots, 4}$ 为不同压缩高度下弹簧力, N; $L_{1, \dots, 4}$ 为弹簧不同压缩高度, mm; $S_{1, \dots, 4}$ 为不同时刻本体行程, mm; $v_{1, \dots, 3}$ 为

不同时刻本体瞬时速度, m/s。

3.2 动触头受到的关合阻力功

1) 关合阻力做功

$$W_1 = F_d L_1 + F_{fd} L_2 = 21.8 \text{ J} + 55.3 \text{ J} = 77.1 \text{ J}$$

(2)

式中: W_1 是关合阻力所做的功; $F_d L_1$ 、 $F_{fd} L_2$ 分别为刚合点之前和之后的阻力所做的功。 $F_d L_1$ 也即预击穿导致的电动阻力所做的功。预击穿位置 $F_d = 0$ 从预击穿点到刚合点之间, 该力值线性增加到最大值^[2-3]。经讨论, 该值应比实际值大, 因此对关合能力的计算偏保守。 $F_{fd} L_2$ 根据图6的阻力曲线对位移积分得来。

2) 缓冲器吸收能量

缓冲器吸收的能量为

$$W_2 = \bar{F}_c s = c \bar{v} s \quad (3)$$

式中: c 为阻尼系数; \bar{v} 为缓冲器平均速度; s 为缓冲行程。

按 $c = 1.05 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$, $\bar{v} = 2.5 \text{ m/s}$, $s = 5 \text{ mm}$ 估算出 $W_2 = 13.1 \text{ J}$, 保守起见取 $W_2 = 14 \text{ J}$ 。

3) 合闸所需能量

合闸所需的最小能量为关合阻力做的功和缓冲器吸收的能量之和:

$$W_c = W_1 + W_2 = 77.1 \text{ J} + 14 \text{ J} = 91.1 \text{ J} \quad (4)$$

4) 弹簧合闸功

考虑到传动效率和保证可靠合闸的裕度, 弹簧提供的能量应在合闸所需能量的基础上除以一个系数:

$$W_s = W_c \times \frac{1}{\eta} = 91.1 \text{ J} \times \frac{1}{0.6} = 151.8 \text{ J} \quad (5)$$

式中, η 为考虑机械效率和可靠合闸裕度的系数, 通常取 $0.6 \sim 0.7$ ^[2]。

因此, 按现模型计算, 要使开关能够关合到位, 要求的弹簧操作功大于 151.8 J 。

状态1的弹簧功为

$$W_{s1} = \frac{(5250 + 1500) \text{ N} \times 0.048 \text{ m}}{2} = 162 \text{ J}$$

$162 \text{ J} > 151.8 \text{ J}$, 因此能关合到位。

状态2的弹簧功为

$$W_{s2} = \frac{(4971.75 + 1420.5) \text{ N} \times 0.048 \text{ m}}{2}$$

$$= 153.4 \text{ J}$$

$153.4 \text{ J} > 151.8 \text{ J}$, 因此也能够关合到位。

(下转第66页)

TC 为过渡触头; a、b 各代表一个分接。在切换过程中,如果切换开关没有在短时间内完成正常切换,将导致切换开关各触头之间发生非正常通断及虚接,产生拉弧放电,造成切换开关机构中各触头烧损。同时,由于切换开关没有完成切换动作,即切换开关中各触头没有断开,造成分接选择器与分接开关部分回路形成环流,导致分接选择器部分导电环及 4 挡、5 挡部分触头发生烧蚀。

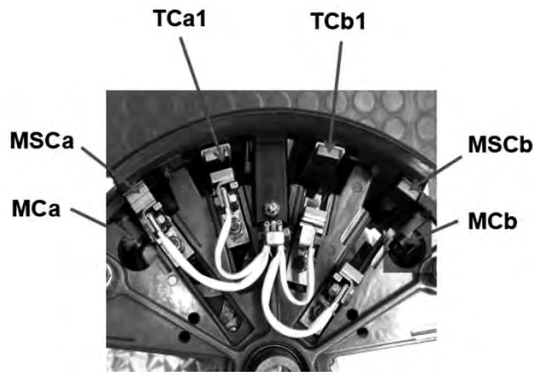


图 8 典型 M 型分接开关切换开关结构

这次事故发生的原因因为开关工艺控制不到位,有载开关筒底导线与筒底齿轮的距离不够,导致切换开关筒底齿轮与分接选择器导线摩擦使得导线断股,造成重瓦斯保护动作;同时,导线对筒底齿轮运动的阻碍影响切换开关的切换过程,使得有载分接开关中出现拉弧及环流,造成有载分接开关烧蚀。

5 结 语

有载分接开关是大型变压器的核心组件之一,是在变压器正常运行状态下唯一能够运动的部件。加强变压器监造、交接等过程中有载分接开关的相

关工作,对于确保变压器质量及电网安全可靠运行有重要作用。

针对此次事故发现的问题,提出以下建议:

1) 复核近几年该厂家此型号的投运变压器现场吊罩时的照片,重点观察有载筒底导线与齿轮的距离是否满足绝缘要求。对不满足绝缘距离的变压器开展检修进行整改。

2) 加强验收工作,尤其是厂内监造时的关键点验收以及现场吊罩器身检查时对隐蔽部位验收。

3) 有载分接开关动作次数或运行时间达到制造厂规定值时,要及时对开关进行吊芯检查大修。重点检查螺栓、螺母、线卡紧固情况,检查各触头压力和磨损情况。

参考文献

- [1] 姚志松,姚磊.有载分接开关实用手册[M].北京:中国电力出版社,2002.
- [2] 胡启凡.变压器试验技术[M].北京:中国电力出版社,2010.
- [3] 谢毓城.电力变压器手册[M].北京:机械工业出版社,2014.
- [4] 张德明.变压器分接开关选型与使用[M].北京:中国电力出版社,2006.
- [5] 变压器油中溶解气体分析和判断导则:GB/T 7252-2001[S],2001.
- [6] 运行中变压器油质量:GB/T 7595-2008[S],2008.

作者简介:

谢 茜(1990),工程师,博士,主要从事变压器类设备状态评价、故障分析及新技术研究。

(收稿日期:2019-09-22)

(上接第 34 页)

4 结 论

1) 通过试验验证,故障关合接地开关用压缩弹簧 30 年后应力松弛率为 5.3%。

2) 通过动力学仿真和解析计算,均得出了 30 年后弹簧能量依然能够满足故障关合接地开关关合特性的要求,开关能够关合到位。

参考文献

- [1] 魏芳荣,李家俊,李群英,等.螺旋压缩弹簧应力松弛

性能的动态试验研究[J].金属热处理,2007,32(4):47-50.

[2] 苑舜.高压断路器弹簧操动机构[M].北京:机械工业出版社,2001.

[3] 黎斌.SF₆高压电器设计[M].北京:机械工业出版社,2010.

作者简介:

朱 青(1984),本科,工程师,主要从事高压开关研发设计、动力学仿真优化和产品可靠性基础研究。

(收稿日期:2019-10-24)