

800 kV 交流隔离开关的机构运动分析及平衡弹簧优化设计*

MECHANISM KINEMATIC ANALYSIS AND BALANCE SPRING OPTIMIZATION DESIGN OF 800 kV AC DISCONNECTOR

孙玉洲^{**1,2} 李付永^{1,2} 郭海涛^{1,2} 王巧红^{1,2} 夏立国^{1,2} 师丽芳^{1,2} 刘本学³ 柴影辉¹

(1. 平高集团有限公司, 平顶山 467001)

(2. 河南平高电气股份有限公司, 平顶山 467001)

(3. 郑州大学 机械与动力工程学院, 郑州 450001)

SUN YuZhou^{1,2} LI FuYong^{1,2} GUO HaiTao^{1,2} WANG QiaoHong^{1,2} XIA LiGuo^{1,2}

SHI LiFang^{1,2} LIU BenXue³ CHAI YingHui¹

(1. Pinggao Group Co., Ltd., Pingdingshan 467001, China)

(2. Henan Pinggao Electric Co., Ltd., Pingdingshan 467001, China)

(3. School of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

摘要 800 kV 交流隔离开关是超高压变电站关键装备之一,其平衡弹簧是减轻所需外载荷、提高装备可靠性的重要组件。围绕 800 kV 高压隔离开关开展研究,首先基于运动简图进行主闸刀的机构运动分析,获得隔离开关结构势能的理论方程。然后通过虚拟样机技术,利用 Adams 平台建立隔离开关的动力学仿真模型,得到开、合闸动作时初始设计条件下平衡弹簧的弹性势能与运动机构重力势能差值的仿真结果。为进一步缩小弹簧势能和机构势能的差值,对平衡弹簧进行优化设计,仿真分析结果表明,优化后的平衡弹簧势能与机构势能差值的最大变化量比初始方案减少了约 28%,即隔离开关工作时所需外载荷大大减小。

关键词 交流隔离开关 平衡弹簧 机构运动分析 优化设计 Adams 仿真

中图分类号 TH213

Abstract 800 kV AC disconnecter is one of the key equipment for extra high voltage (EHV) substation, and the balance spring is an important component to reduce external load and improve equipment reliability. Aiming at 800 kV EHV disconnecter, the mechanism kinematic analysis of main knife mechanism is completed based on the motion diagram, and the theoretical equation of the structural potential energy for disconnecter is obtained. Then, the dynamic simulation analysis model of disconnecter is established in ADAMS through virtual prototype technology. The difference between the elastic potential energy of the balance spring and the potential energy of the mechanism under the initial design condition is simulated. In order to further narrow the gap between the spring energy and the gravitational potential energy, this paper optimizes the spring system design. The simulation results show that the max-gap change between the optimal balance spring potential energy and the mechanism potential energy is reduced by about 28% than that of the initial. When the disconnecter works, the external load required is greatly reduced.

Key words AC disconnecter; Balance spring; Mechanism kinematic analysis; Optimization design; ADAMS simulation

Corresponding author: SUN YuZhou, zxs2003@163.com

The project is supported by the Science and Technology Project of State Grid Corporation of China (No. SGHA0000KXJS1900304).

Manuscript received 20200714, in revised form 20200827.

引言

800 kV 交流输电具有容量大、输送远、经济性好

的显著优势,是我国西北地区重要的输电网架之一^[1]。800 kV 交流隔离开关是超高压送变电所必须的一项关键装备,起到分闸隔离断口、合闸长通电流的

* 20200714 收到初稿, 20200827 收到修改稿。国家电网公司科技项目 (SGHA0000KXJS1900304) 资助。

** 孙玉洲, 男, 1981 年 2 月生, 重庆巫山人, 汉族, 河南平高电气股份有限公司高级工程师, 主要从事高压开关设备研发。

作用^[2-3]。隔离开关长期在户外恶劣的环境下工作,极易受到环境、安装质量等因素的影响,导致开关出现操作异常等情况,对电力系统的正常、稳定运行造成极为不利的影响^[4],故开展 800 kV 交流隔离开关的机构运动分析及优化设计对降低装备能耗,提高装备可靠性,保障电力系统安全具有重要的工程实际意义。

由于制造工艺、维护管理、服役环境等因素的影响,户外高压隔离开关在运行中存在运动卡滞、分合闸不到位等机械故障^[5-7]。针对隔离开关运行过程中存在的机械故障问题,秦岭^[8]、于颖^[9]和江海等^[10]进行了户外隔离开关传动系统和主闸刀展开机构的运动分析,并进行了优化设计。司小伟等^[11]进行了水平伸缩式高压隔离开关平衡弹簧设计方法的研究,建立了平衡弹簧的数学模型,得到了理论平衡弹簧的刚度曲线。邢宏昌等^[12]以某 816 kV 特高压直流隔离开关为研究对象,利用最小二乘法拟合平衡弹簧实际刚度曲线,设计出了比较理想的平衡弹簧刚度曲线。

相关学者对高压隔离开关进行了广泛研究,但针对超高压隔离开关运动及机械特性分析的研究还十分有限,本文通过理论和仿真方法,建立超高压隔离开关主闸刀运动机构的理论分析模型,进行开合闸过程中机构势能及其变化引起的需补偿外力大小的研究,并基于此,完成平衡弹簧在开合闸动作过程中所需弹力大小的仿真分析与优化。

1 超高压隔离开关结构组成及工作原理

800 kV 交流隔离开关是超高压送变电站必须的关键装备,本文所述的超高压隔离开关采用单臂水平折叠插入式结构,如图 1 所示,主要由电动操作机构、传动系统、安装底座、主闸刀、旋转及支撑瓷瓶、静触头等结构组成。

其工作原理如下:底座通过绝缘瓷柱与固定支座连接,电机通过绝缘瓷柱与四连杆机构的调节螺杆相连。电机通电启动后,通过安装在减速箱上方的联轴器带动旋转瓷瓶转动,继而通过调节螺杆带动空间四连杆运动。由于调整螺杆装配与下导电管的铰接点不同,使与调整螺杆装配上端铰接的内拉杆相对于下导电管做轴向运动,而操作内拉杆的上端与齿条固定,齿条的移动推动齿轮转动,从而使与齿轮轴相连的上导电管相对于下导电管做伸展或折叠运动,完成开、合闸动作。

导电杆运动的同时,会带动弹簧拉杆运动,此时平衡弹簧将按预定的要求进行储能或释能,最大限度地平衡主闸刀运动机构的重力势能,助力主闸刀的开、合运动。论文对隔离开关的机构运动进行分析,得到开合闸过程中的机构势能的变化,并通过合理设计弹簧

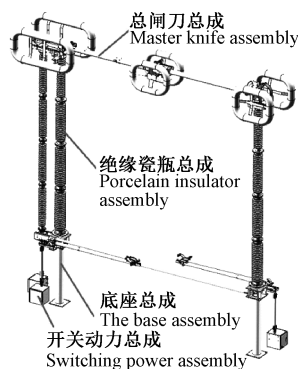


图 1 高压隔离开关结构组成示意图

Fig.1 Schematic diagram of 800 kV high voltage disconnector structure

拉杆系统,使得平衡弹簧弹力势能变化与重力势能变化接近,从而有效减小装备工作时的使用能耗。

2 隔离开关主闸刀机构运动分析

2.1 主闸刀机构组成及运动简图

主闸刀机构作为隔离开关开、合闸动作的主要执行机构,它主要包括底座、空间连杆机构、上导电杆总成、下导电杆总成、弹簧拉杆总成(在下导电管内部,图中未画出)等机构,其结构组成如图 2 所示。

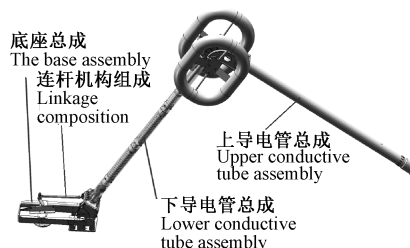


图 2 800 kV 隔离开关主闸刀结构组成

Fig.2 Structure of 800 kV disconnector main switch

如图 3 所示,主闸刀机构的动力传递路线为:操作电机输出的驱动力矩通过动力系统传递给旋转瓷瓶,使旋转瓷瓶转动。空间四连杆机构中曲柄的转动与轴旋转瓷瓶同轴,瓷瓶带动曲柄转动,进而驱动下导电杆(四杆机构中的摇杆)运动;下导电杆转动带动内拉杆的轴向运动。齿条安装于内拉杆末端,齿轮固定在上导电杆末端,内拉杆与下导电杆的相对运动,带动齿轮齿条的运动,进而使上导电杆随齿轮一起相对于下导电杆做回转运动。

根据图 2 和图 3 对隔离开关主闸刀进行机构运动分析,得到如图 4 所示的主闸刀机构运动简图。由图 4 可知,该主闸刀机构分别由曲柄 AB 、空间连杆 BC 、下导电杆 CDH 、连杆 EF 、内拉杆 FG 以及上导电杆 HI 等 6 个构件组成;包含有 2 球面副、5 个转动副、1 个移动副、1 个齿轮平面高副等 9 个运动副。整体上主闸刀机构由驱动摇杆等组成的空间四连杆机构和上下导

电杆等组成的平面连杆机构组成,其中 DE 为连杆机构中的机架,即开关的传动底座。机构的整体自由度为 1,与输入原动件数目相同,因此其具有唯一确定的运动条件。

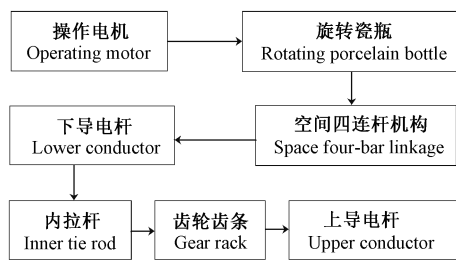


图 3 主闸刀机构动力传递路线图

Fig.3 Power transmission route of main knife switch mechanism

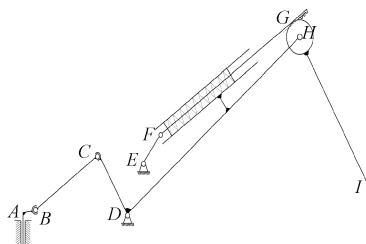


图 4 隔离开关主闸刀机构运动简图

Fig.4 Movement diagram of main switch mechanism of disconnector

2.2 机构的运动学分析

2.2.1 空间驱动四连杆机构分析

主闸刀空间四连杆机构的数学模型如图 5 所示。图中 A' 、 B' 、 C' 分别为点 A 、 B 、 C 在 ZZ' 轴上的投影, AB 在 P 平面内绕 A 做旋转运动, C 点在 Q 平面内, Q 平面绕 ZZ' 轴旋转。在 Q 平面做点 C'' , 使得 $CC'' = B'C'$ 。设平面 P 与 Q 的瞬时角为 β , AB 与 ZZ' 轴的瞬时夹角为 ϖ , 并令 $AB = L_1$; $BC = L_2$; $C'' = L_3$; $C'A' = L_4$; $AA' = L_5$, $L_1 \sim L_5$ 均为定值。

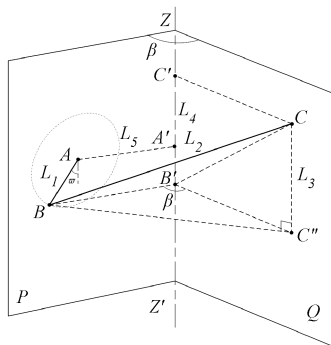


图 5 空间四连杆机构分析模型

Fig.5 Analysis model of spatial four-bar linkage

BC 杆为空间杆, 并通过球节点 C 与 Q 平面连接, 当电机驱动 AB 杆旋转时, ZZ' 轴将随多连杆运动而旋转, 并带动 Q 平面内的机构运动。根据图 5 中各杆件

间的几何关系, 可得到如下公式

$$A'B' = L_1 \cos \varpi \quad (1)$$

$$CC'' = C'B' = C'A' + A'B' \quad (2)$$

将式(1)带入式(2)得

$$CC'' = C'B' = L_4 + L_1 \cos \varpi \quad (3)$$

在 $\triangle BB'C''$ 中, 由三角形定律, 可得

$$BC'' = \sqrt{(BB')^2 + (B'C'')^2 - 2(BB')(B'C'')_1 \cos \beta} \quad (4)$$

其中

$$BB' = AA' + AB \sin \varpi = L_5 + L_1 \sin \varpi \quad (5)$$

$\triangle BC''C$ 为直角三角形, 其中 $\angle BC''C$ 为直角, 则其三边关系为

$$(BC)^2 = (BC'')^2 + (CC'')^2 \quad (6)$$

将 $BC = L_2$ 和式(3)、式(4)带入式(6), 整理可得

$$\cos \beta = \frac{L_1^2 + L_3^2 + L_4^2 + L_5^2 - L_2^2 + 2L_1L_4 \cos \varpi + 2L_1L_5 \sin \varpi}{2L_3(L_5 + L_1 \sin \varpi)} \quad (7)$$

式(7)确立了曲柄 AB 的旋转角 ϖ 与平面 Q 的旋转角 β 间的函数关系, 再分别对式(7)求解关于时间的一阶和二阶导数, 即可得到两者间的速度及加速度关系。

旋转机构通过旋转座带动上、下导电杆运动, 并与其内部的拉杆带动齿轮齿条运动完成开、合闸动作。因此, 已知电机驱动的摇臂运动参数(含角度、速度和加速度)时, 可以得到旋转座的转动速度, 并进一步计算上、下导电杆的姿态和运动参数。根据(7)式, 可推导出上、下导电杆及其内部的弹簧和齿轮齿条等构件的几何及运动参数关系。

2.2.2 导电杆展开机构运动分析

为进一步明确上、下导电杆及其内部的弹簧和齿轮齿条等构件的几何及运动参数关系, 并为平衡弹簧的优化设计提供理论指导。建立如图 6 所示的导电杆展开机构运动简图。图 6 为一个平面运动机构, 其中 ED 、 DH 、 HI 、 GH 和 θ 均为常数。设 $ED = R$ 、 $DH = L_6$ 、 $HI = L_7$ 、 $GH = r$ 、 $EG = T$ 。连接 EH , 则 $\triangle EGH$ 为直角三角形, $\angle EGH$ 为直角。

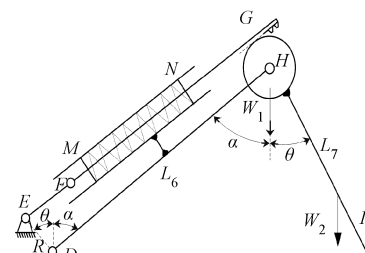


图 6 导电杆展开机构运动简图

Fig.6 Movement diagram of conducting rod deployment mechanism

由图 4 分析可知,由于空间四连杆机构的运动带动了导电杆展开机构的运动,因此,图 5 中 β 与图 6 中的 α 相一致。根据图 6 可知,上导电杆 HI 与齿轮为同一整体,在机构运动时,其将随齿轮一起转动。故开、合闸过程中齿轮转动的弧长增加量等于拉杆 EG 的增加量,也是弹簧的压缩变形,则可得到下式

$$\Delta EG = T - T_0 = r[\alpha + \theta - (\alpha_0 + \theta_0)] \quad (8)$$

在 $\triangle EGH$ 和 $\triangle EDH$ 中,根据余弦定理

$$EH^2 = EG^2 + GH^2 = ED^2 + DH^2 - 2ED \times DH \times \cos(\alpha + \theta) \quad (9)$$

$$\text{即 } T^2 + r^2 = R^2 + L_6^2 - 2L_6R\cos(\alpha + \theta)$$

将式(8)带入式(9)可得

$$[r(\alpha + \theta - (\alpha_0 + \theta_0)) + T_0]^2 + r^2 = R^2 + L_6^2 - 2L_6R\cos(\alpha + \theta) \quad (10)$$

式中, θ 为 α 的隐函数

$$\theta = \frac{\sqrt{R^2 + L_6^2 - 2L_6R\cos(\alpha + \theta)} - r^2 - T_0}{r} - \alpha - (\alpha_0 + \theta_0) \quad (11)$$

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{RL_6\sin(\alpha + \theta)}{\sqrt{R^2 + L_6^2 - 2L_6R\cos(\alpha + \theta)} - r^2} \quad (12)$$

根据文献[13-14]中所述的重力迭代方法,隔离开关机构运动过程中的总势能变化可由式(15)求得。运动机构的总重力势能为

$$E_{\text{重力}} = W_1L_6\cos\alpha - W_2(L_7\cos\theta - L_6\cos\alpha) \quad (13)$$

机构伸缩过程中平衡弹簧的变形量为 ΔEG , 则机构工作中平衡弹簧的弹簧势能表达式为

$$E_{\text{弹簧}} = \frac{1}{2}k(\Delta EG)^2 = \frac{1}{2}k[r(\alpha + \theta - (\alpha_0 + \theta_0))]^2 \quad (14)$$

由式(13)和式(14),可得隔离开关运动过程中机构重力势能与弹簧势能的能量差为

$$\begin{aligned} \Delta E_{\text{总}} &= E_{\text{重力}} - E_{\text{弹簧}} = \\ &W_1L_6\cos\alpha - W_2(L_7\cos\theta - L_6\cos\alpha) - \\ &\frac{1}{2}k[r(\alpha + \theta - (\alpha_0 + \theta_0))]^2 \end{aligned} \quad (15)$$

由式(15)可以得到隔离开关运动过程中重力势能和弹簧势能的总能量差,此能量差需要外部输入能量进行平衡,因此机构重力势能与平衡弹簧的弹簧势能间势能差越小,需要外部输入能量越小,机构越节能越可靠。因此,寻找并优化初始参数,使两者总能量差变得更小是论文仿真优化的目标。

3 平衡弹簧的仿真分析及优化

3.1 开关主闸刀动力仿真模型

根据隔离开关主闸刀机构的设计图纸,忽略螺栓、垫片、轴套等次要零部件,在 SolidWorks 中建立底座、调节螺杆、内拉杆、齿轮齿条、上下导线杆等刚体部件,并完成其材料属性设置。将各刚体部件导入 Adams 中,基于图 4 中对机构运动简图的相关分析,分别对各刚体部件添加对应的约束。平衡弹簧通过柔性力单元—拉压弹簧阻尼器进行定义。在各运动副构件上同时添加静摩擦和动摩擦因数模拟机构运动中的摩擦力。基于 Adams 建立的超高压隔离开关主闸刀动力学仿真模型如图 7 所示。



图 7 主闸刀 Adams 动力学仿真模型

Fig.7 Dynamic simulation model of main switch of disconnector based on ADAMS

3.2 仿真结果分析

根据隔离开关实际运行设计需要,开、合闸驱动过程设定为:开闸动作全过程 10 s,其中电机加速 1 s,机构展开时电机匀速转 8 s,完成开闸后电机减速 1 s。合闸动作为开闸动作的逆向过程,开合闸过程中驱动电机的速度变化曲线如图 8 所示。

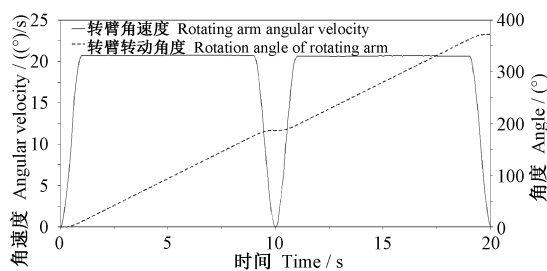


图 8 隔离开关开合闸驱动速度图

Fig.8 Opening and closing speed diagram of disconnector

隔离开关开合闸过程中,弹簧储能可有效补充结构势能的变化。在 Adams 中对曲柄 AB 添加如图 8 所示的速度驱动,并进行开关开、合闸过程的动力仿真分析,得到了机构位置变化引起的结构势能和平衡弹簧提供的弹性势能变化曲线,以及弹簧势能与结构势能在开合、闸过程中的差值变化曲线,分别如图 9a、图 9b 所示。

由图 9a 可见,整个机构在开、合闸过程中,机构的结构重力势能变化曲线和弹簧弹性势能变化曲线趋势十分接近,但弹簧势能小于结构重力势能。开合、闸过程中,弹簧弹性势能全部用于克服机构整体的结构重力势能,弹簧势能和结构重力势能之间的差值则需由外力补偿,因此二者之间越接近,需要的外载荷越小,装备整体能耗也越小。根据图 9b 可知,本文所述的隔离开关平衡弹簧所提供的弹性最大势能与机构整体结构势能间的差值为 $2.4 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$, 占结构势能的 48.21%。故需对平衡弹簧系统进行优化设计,以减小其弹性势能与机构结构重力势能差。

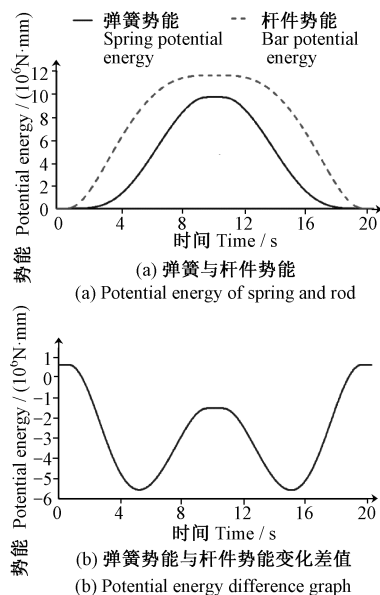


图 9 开合闸过程中机构势能变化曲线(初始参数)
Fig.9 Potential energy change curve of mechanism during opening and closing (Initial parameters)

3.3 平衡弹簧优化分析

3.3.1 弹簧系统优化设计

隔离开关的平衡弹簧装在内拉杆 FG 上,机构运

动过程中,如不需要额外载荷来克服势能变化产生的力,理想的外力补偿是在机构伸缩过程中,平衡弹簧产生的弹簧力 $F_{\text{弹}}$ 时刻无限接近外载荷 F [15-16]。如图 5 和图 6 所示,机构运动时 α 会通过连接底座随同 β 一起做等幅运动,在电机的驱动下,当摇杆 AB 的扭转角 ϖ 变化时,将引起的弹簧间的距离 MN 发生变化。克服重力势能变化的所需的弹簧弹力为

$$F_{\text{弹}} = F = k_{\text{综}} \Delta T \quad (17)$$

式中, $F_{\text{弹}}$ 为弹簧力, $k_{\text{综}}$ 为整体弹簧的综合等效刚度, ΔT 为弹簧拉杆随 $\varpi(t)$ 的瞬时变化值。

为降低外力补偿(即驱动电机功率),减小设备能耗,可对平衡弹簧系统进行优化设计,调整弹簧刚度,以减小结构势能与弹簧弹性势能之间的差值,使得两者尽可能接近。改进前后的弹簧系统参数如表 1 所示。表 1 中,为了降低加工成本,初始设计时选择了平衡弹簧 1 和平衡弹簧 2 参数一致,优化也按照两者相同进行优化。

3.3.2 优化结果对比

提取平衡弹簧系统参数改进后机构的动力学仿真分析结果,如图 10 所示。由图 10 可知,平衡弹簧改进后,开合闸过程中,高压隔离开关的结构势能变化和弹簧的储能变化趋势一致,误差更小,改进前后两者势能变化曲线如图 10a 所示,优化前后二者差值变化曲线如图 10b 所示。根据图 10b,优化前后平衡弹簧的最大弹性势能与机构重力势能差值的变化量为 $1.5 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$,与原始方案相比,平衡弹簧优化后,开、合闸过程中其弹簧势能与机构重力势能差的最大相对变化量减少了约 28%,说明在开合闸过程中,杆件总势能与弹性势能之间的转换效率更高,根据能量守恒定律,需要外部输入的能量越少,相同位移下需要输入的外载荷就越小。

表 1 改进前后的弹簧系统参数对比

Tab.1 Parameters of spring system before and after improvement

名称 Title	改进前后 Before and after optimization	预压量 Pre-compression/mm	最终量 Final quantity/mm	预紧力 Preload/N	刚度 Rigidity/ ($\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$)
平衡弹簧 1 Balance spring 1	改进前 Before	232	550	12 528	54
	改进后 After	305	550	26 535	87
平衡弹簧 2 Balance spring 2	改进前 Before	232	550	12 528	54
	改进后 After	305	550	26 535	87
平衡弹簧 3 Balance spring 3	改进前 Before	256	218	8 670	39
	改进后 After	305	218	18 910	62

4 结论

围绕超高压送变电所必须的 800 kV 超高压隔离开关开合闸过程中相关理论和技术,在理论研究的基础上通过仿真分析得到如下结论:

1) 建立了基于空间多连杆运动的 800 kV 超高压隔离开关的理论模型,并进行了理论推导,为其工程应用开发提供了理论依据;

2) 针对 800 kV 超高压隔离开关初始设计的机构和弹簧储能系统,运用 Adams 软件进行了动力学仿真

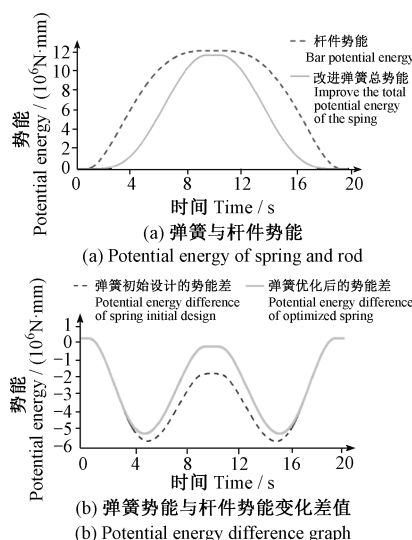


图 10 平衡弹簧改进后机构势能变化曲线

Fig.10 Potential energy change curve of improved balance spring mechanism

分析,得到了开合闸过程中机构的势能变化和弹簧势能的关系;

3) 为了使得外部输入的外载荷更小,优化改进了弹簧的相关参数,进一步进行了 Adams 仿真,仿真结果表明,改进后开合闸过程中弹簧势能与机构势能的最大差值变化量减少了约 28%。这对降低装备能耗,减小机构受力,提高装备可靠性具有重要的工程意义。

参考文献 (References)

- [1] 刘振亚. 超高压电网[M]. 北京:中国经济出版社, 2005: 3-5.
LIU ZhenYa. Ultra high voltage power grid [M]. Beijing: China Economic Publishing House, 2005:3-5 (In Chinese).
- [2] 欧阳振国, 马宗雄, 游一民, 等. 基于 Ansys Workbench 的隔离开关连杆设计与分析[J]. 机械强度, 2015, 37(5): 988-991.
OUYANG ZhenGuo, MA ZongXiong, YOU YiMin, et al. Design and analysis of connecting rod of disconnector based on ANSYS WORKBENCH[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(5): 988-991 (In Chinese).
- [3] 高文. 特高压直流输电系统用开关设备研发现状与结构分析[J]. 高压电器, 2012, 48(11): 134-138.
GAO Wen. Development and structure analysis of the switchgear applied to UHVDC transmission system [J]. High Voltage Apparatus, 2012, 48(11): 134-138 (In Chinese).
- [4] 盛明学, 王志清. 户外高压隔离开关常见故障的原因分析与处理[J]. 高压电器, 2010(10): 93-96.
SHENG MingXue, WANG ZhiQing. Cause analysis and treatment of common faults of outdoor high-voltage disconnector[J]. High Voltage Apparatus, 2010(10): 93-96 (In Chinese).
- [5] 邱志斌, 阮江军, 黄道春, 等. 高压隔离开关机械故障分析及诊断技术综述[J]. 高压电器, 2015, 51(8): 171-179.
QIU ZhiBin, RUAN JiangJun, HUANG DaoChun, et al. Mechanical faults analysis of high voltage disconnectors and review of diagnosis technology[J]. High Voltage Apparatus, 2015, 51(8): 171-179 (In

Chinese).

- [6] 董洪达, 冯世涛, 黄涛, 等. 高压隔离开关典型机械故障与检测方法分析[J]. 电工技术, 2018(7): 36-39.
DONG HongDa, FENG ShiTao, HUANG Tao, et al. Analysis of detection methods and typical mechanical faults of high voltage disconnectors [J]. Electric Engineering, 2018 (7): 36-39 (In Chinese).
- [7] 张学强. 浅谈高压隔离开关常见故障的分析及排除方法[J]. 应用能源技术, 2019(4): 37-39.
ZHANG XueQiang. Analysis and elimination of common faults of high voltage isolation switch[J]. Applied Energy Technology, 2019 (4): 37-39 (In Chinese).
- [8] 秦岭. 高压隔离开关传动系统的研究及导电杆运动机构的优化设计[D]. 上海: 上海交通大学, 2005: 34-103.
QIN Ling. Research on transmission system of high voltage disconnector and optimization design of conductive rod motion mechanism [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2005: 34-103 (In Chinese).
- [9] 于颖. GW17 型折臂式高压隔离开关传动与展开机构的分析与优化[D]. 南京: 东南大学, 2011: 9-30.
YU Ying. Analysis and optimization of transmission and deployment mechanism of the GW17 high-voltage switchgear [D]. Nanjing: Southeast University, 2011: 9-30 (In Chinese).
- [10] 江海, 于英民, 陈凤君. 采用四连杆传动的 800 kV 双柱水平伸缩式隔离开关机械结构的研究[J]. 高压电器, 2013, 49(10): 82-87.
JIANG Hai, YU YingMin, CHEN FengJun. Studies of mechanical structure of 800 kV double-column fold-type disconnector with four-connecting-rod linkage driving system[J]. High Voltage Apparatus, 2013, 49(10): 82-87 (In Chinese).
- [11] 司小伟, 康鹏. 水平伸缩式高压隔离开关平衡弹簧的设计方法[J]. 机械设计与制造工程, 2017, 46(12): 59-62.
SI XiaoWei, KANG Peng. Design method of external balance spring in horizontal telescopic high-voltage disconnectors [J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2017, 46(12): 59-62 (In Chinese).
- [12] 邢宏昌, 周昊明. 最小二乘法在隔离开关平衡弹簧设计中的应用[J]. 机械设计与制造工程, 2016, 45(6): 95-97.
XING HongChang, ZHOU HaoMing. The application of least square method in the isolating switch balance spring [J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2016, 45(6): 95-97 (In Chinese).
- [13] 沈聿修. 高压隔离开关、接地开关中平衡件的设置与平衡力特性的计算[J]. 高压电器, 1995(1): 14-20.
SHEN JinXiu. Setting of balance parts and calculation of balance force characteristics in high voltage disconnector and grounding switch [J]. High Voltage Apparatus, 1995 (1): 14-20 (In Chinese).
- [14] 沈聿修. 高压开关运动系统等效质量的计算[J]. 高压电器, 1994(6): 10-18.
SHEN JinXiu. Calculation of equivalent mass of high voltage switch motion system [J]. High Voltage Apparatus, 1993 (6): 10-18 (In Chinese).
- [15] 王巧红, 孙玉州, 李付永, 等. 水平伸缩式隔离开关主闸刀特性分析及平衡弹簧的设计[J]. 高压电器, 2019, 55(7): 101-106.
WANG QiaoHong, SUN YuZhou, LI FuYong, et al. Characteristic

analysis and balance spring design of main blade of the horizontal retractable disconnecter[J]. High Voltage Apparatus, 2019, 55(7): 101-106(In Chinese).

[16] 邱正新, 杨庆宇, 梁 波. 水平折叠型隔离开关平衡弹簧结构优

化设计[J]. 电器制造, 2008(1): 54-57.

QIU ZhengXin, YANG QingYu, LIANG Bo. Structure optimization design of balance spring of horizontal folding type disconnecter[J]. Electrical Manufacturing, 2008 (1): 54-57(In Chinese).