

DOI:10.13296/j.1001-1609.hva.2019.06.002

液压碟簧操动机构机械特性仿真与试验研究

刘 焱¹, 崔博源¹, 占自涛², 曾晨晖², 刘 昭², 梁传涛³, 王 超³

(1. 中国电力科学研究院有限公司, 北京 100192; 2. 中国航空综合技术研究所, 北京 100028; 3. 山东泰开高压开关有限公司, 山东 泰安 271000)

摘要: 分析CTY-20型液压碟簧操动机构组成及工作原理, 构建先导式高速大流量控制阀、工作缸、碟簧、负载等关键部件的数学模型与仿真模型。对液压操动机构的电磁阀电流、分合闸位移、速度特性分别进行仿真分析与试验测试, 对比分析所得仿真数据与试验数据, 验证仿真模型的准确性。在此基础上, 通过仿真讨论结构与系统参数对表征分合闸特性的分合闸时间、速度的影响, 为液压碟簧操动机构的性能优化提供依据。

关键词: 液压碟簧操动机构; 机械特性; 参数影响; 性能优化

Simulation and Experimental Research on the Mechanical Characteristic of Hydraulic Spring Operating Mechanism

LIU Yan¹, CUI Boyuan¹, ZHAN Zitao², ZENG Chenhui², LIU Zhao²,
LIANG Chuantao³, WANG Chao³

(1. China Electric Power Research Institute, Beijing 100192, China; 2. AVIC China Aero-Polytechnology Establishment, Beijing 100028, China; 3. Shandong Taikai High Voltage Switchgear Co., Ltd., Shandong Tai'an 271000, China)

Abstract: According to the analysis result on the composition and operation principle of the type CTY-20 hydraulic spring operating mechanism, mathematical models simulation models of the piloted high-speed great flow control valve, the main hydraulic cylinder, the disc spring and the load are built, which are also the key components of operating mechanism. Simulation analysis and experimental tests on solenoid valve current, displacement, speed characteristic curve of the hydraulic spring operating mechanism are conducted respectively. Therefrom, by comparative analysis the simulation result and test result, the accuracy of the simulation model is validated. Based on the verified simulation model above, the influence of structural parameters and system parameters on the opening and closing motion characteristic represented by time and speed of it are discussed, providing the basis for performance optimization of hydraulic spring operating mechanism.

Key words: hydraulic spring operating mechanism; mechanical characteristic; parameter influence; performance optimization

0 引言

高压断路器是电力机械设备中关键的开关电器设备, 在电网中承担着保护与控制的双重作用, 一般由操动机构与灭弧室组成^[1]。其中, 操动机构

的主要作用是接受外部的分合闸指令电信号, 通过信号转换装置将电信号转为机械信号, 即工作油缸带动断路器动触头迅速动作, 从而完成高压断路器分合闸任务。高压断路器的开断过程中, 操动机构的分合闸特性直接影响断路器动触头的运动性能,

收稿日期: 2019-01-14; 修回日期: 2019-03-17

基金项目: 国家电网公司科技项目(极寒条件下特高压交流主设备性能及高寒地区特高压试验基地建设规划研究)。

Project Supported by Science and Technology Project of State Grid Corporation of China(Study on the Performance of UHV AC Main Equipment and the Construction Planning of UHV Test Base in the Cold Area).

进而影响电网的运行安全。因此,开展对操动机构分合闸性能的相关研究,对提高高压断路器整体性能,乃至电网运行的安全性与可靠性具有十分重要的现实意义。

根据驱动形式,操动机构可分为气动、弹簧、电磁、液压等几种常见类型。相比于其它类型,液压操动机构具有功重比、推力质量比大,响应快、时滞小、运行平稳及负载特性配合好,速度可调性好等优势,因此在高压、超高压电压等级的断路器领域有广泛应用^[2]。

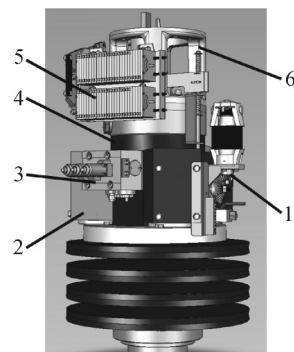
目前,液压操动机构主要有氮气储能和弹簧储能两种类型。其中,液压碟簧操动机构通过压缩组合碟簧的方式进行储能,具有结构紧凑、机械操作特性稳定、密封性能优越、受温度影响小等显著优势,已成为液压操动机构的重要发展方向^[3-4]。

文中以某公司生产的CTY-20型液压碟簧操动机构为研究对象,介绍其组成及原理,对该型液压碟簧操动机构进行建模与仿真分析,并通过试验测试验证模型准确性。基于已经验证的模型,研究结构参数与系统参数对液压碟簧操动机构分合闸特性的影响,为液压碟簧操动机构的优化设计提供理论指导与数据支持。

1 组成及原理

CTY-20型液压碟簧操动机构结构图与工作原理图分别见图1、2。该型操动机构由充压、储能、控制、工作、监测、附件等6大功能模块构成。充压模块提供工作油源,在分合闸动作完成后启动电机驱动泵向储能模块补油。工作模块的活塞杆通过连杆机构与断路器灭弧室机构相连,工作缸的有杆腔始终处于高压状态,通过控制模块控制工作缸无杆腔油液压力即可实现断路器分合闸动作。控制模块由合闸先导阀、分闸先导阀与主阀组成。为提高分闸动作可靠性,分闸先导阀有一个热备份。

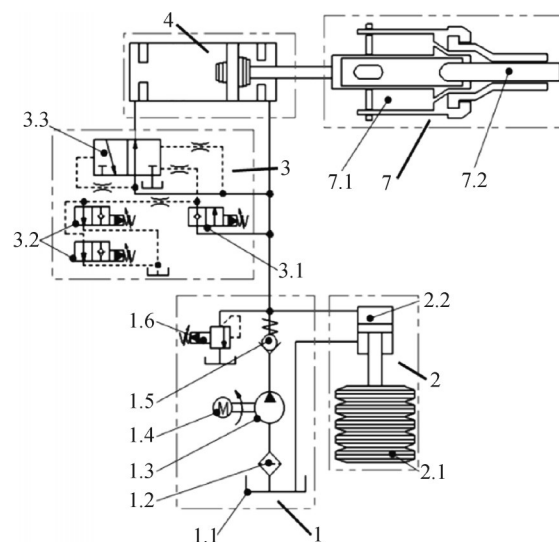
碟簧操动机构分、合闸动作完成时间一般不超过100 ms,分闸速度一般为8~12 m/s,合闸速度一般为4~6 m/s。因此,一方面需要高速大流量控制阀提供最高达2 000 L/min的瞬时流量满足机构高速动作的要求,另一方面在靠近工作缸行程终点处需设置缓冲装置,以避免高速运动引起过大的液压冲击和机械撞击,而导致操动机构或断路器本体构件损坏,从而影响断路器的产品安全和可靠运行。



1—充压模块;2—储能模块;3—控制模块;
4—工作模块;5—监测模块;6—附件。

图1 CTY-20型液压碟簧操动机构结构图

Fig. 1 Structure diagram of CTY-20 hydraulic spring operating mechanism



1—充压模块;1.1—油箱;1.2—过滤器;1.3—定量泵;
1.4—直流电机;1.5—单向阀;1.6—安全阀;2—储能模块;
2.1—碟簧;2.2—储能缸;3—控制模块;3.1—合闸先导阀;
3.2—分闸先导阀;3.3—主阀;4—工作模块;7—灭弧室;
7.1—运动件;7.2—静触头。

图2 CTY-20型液压碟簧操动机构工作原理图

Fig. 2 Schematic diagram of CTY-20 hydraulic spring operating mechanism

2 数学模型

2.1 控制模块

2.1.1 电磁球阀

操动机构所用分、合闸是典型电磁球阀,结构见图3^[5]。其工作原理是励磁线圈得电产生电磁力通过推杆推动球阀运动,完成球阀的开启过程;励磁线圈失电时,电磁力逐渐减小到零,球阀在弹簧力及液压力作用下复位,球阀关闭。

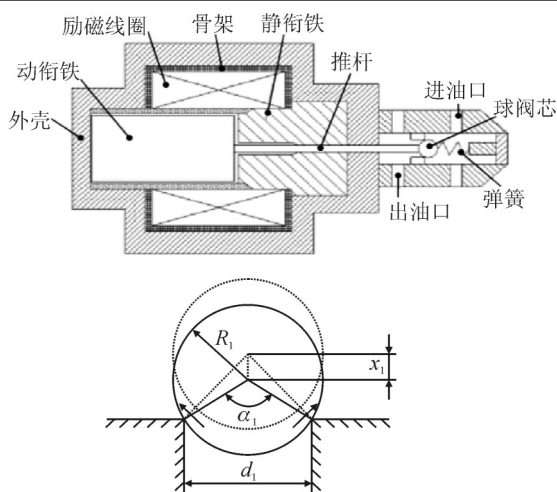


图3 电磁阀结构及节流口示意图

Fig. 3 Structure of solenoid electric valve and choke

电压平衡方程^[6]

$$U = i(R + r) + i \frac{dL}{dt} + L \frac{di}{dt} \quad (1)$$

式(1)中: U 为电磁铁励磁线圈两端电压, V; i 为励磁线圈电流, A; R 为回路串联电阻, Ω ; r 为励磁线圈等效电阻, Ω ; L 为励磁线圈等效电感, H。

电磁铁输出力

$$F_M = \frac{(Ni)^2}{2R_g l} \quad (2)$$

式(2)中: F_M 为电流在衔铁上产生的电磁吸力, 该吸力也是推杆推力, N; N 为励磁线圈匝数, 无量纲; R_g 为气隙磁阻, $R_g = l/(\mu_0 A)$; l 为气隙长度, m; μ_0 为真空磁导率, $4\pi \times 10^{-7}$ N/A²; A 为气隙部位垂直于磁力线面积, m²。

电磁球阀运动方程

$$F_M - F_{v1} - F_N - F_{s1} = m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} \quad (3)$$

式(3)中: F_N 为电磁阀弹簧力, N; m_1 为电磁球阀芯质量, kg; x_1 为阀芯位移, m; 稳态液动力轴向力 F_{s1} 、油液黏性摩擦力 F_{v1} 可进一步分别表示为:

$$F_{s1} = 2C_{d1} A_1 \Delta p_1 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (4)$$

$$F_{v1} = \frac{\mu \pi d_1 L_1}{\Delta r_1} \frac{dx_1}{dt} \quad (5)$$

式(4)-(5)中: C_{d1} 为电磁阀阀口流量系数, 无量纲; A_1 为球阀阀口过流面积, m²; Δp_1 为球阀口压降, Pa; 阀口截面母线的锥角 α_1 可进一步表示为

$$\alpha_1 = 2 \arctan \left(\frac{d_1/2}{\sqrt{R_1^2 - (d_1/2)^2} + x_1} \right) \quad (6)$$

式(6)中: d_1 为阀座孔直径, m; R_1 为球阀阀芯

钢球直径, m; μ 为油液动力黏度, N·s/m²; L_1 为阀芯与阀体接触长度, m; Δr_1 为阀芯与阀套空配合间隙, m。

电磁阀阀口流量方程

$$Q_1 = C_{d1} A_1 \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}} \quad (7)$$

$$A_1 = \pi \left(\frac{d_1}{2} + R_1 \sin \frac{\alpha_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{d_1}{2 \sin \frac{\alpha_1}{2}} - R_1 \right) \quad (8)$$

式(8)中: Q_1 为电磁阀流量, m³/s; ρ 为油液密度。

2.1.2 主阀

主阀结构采用差动原理见图4。阀芯3个压力截面 C_1 、 C_2 、 C_3 , 并且截面面积 A_{C1} 、 A_{C2} 、 A_{C3} 满足 $A_{C1} < A_{C2} < A_{C3}$, $A_{C1} + A_{C2} > A_{C3}$ 的关系, 其中 C_1 截面油压可变, C_2 截面和 C_3 截面油压保持高压。当合闸先导阀动作将低压油引入 C_1 截面时, 由于 $C_2 < C_3$, 主阀芯向右运动, 主阀T口通过Z口与工作缸的无杆腔接通, 机构分闸; 当合闸先导阀动作将高压油引入 C_1 截面时, 主阀芯向左运动, 主阀P口通过Z口与工作缸的无杆腔接通, 机构合闸。

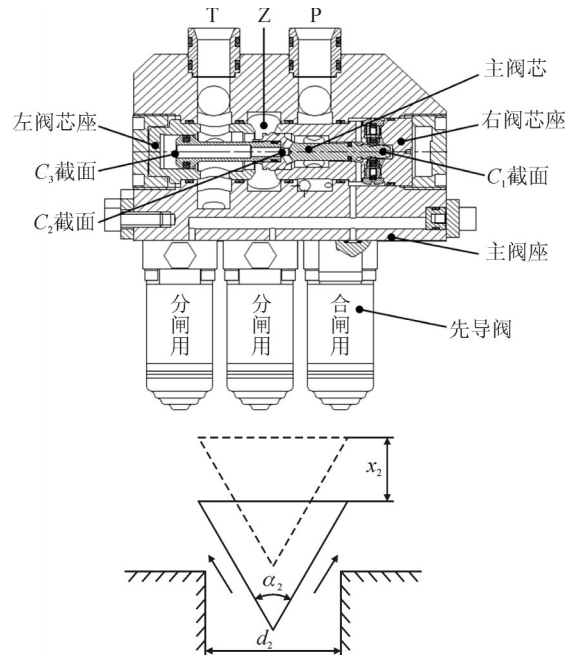


图4 主阀结构及节流口示意图

Fig. 4 Structure of main electric valve and choke

分闸过程中, 主阀流量方程为

$$Q_2 = C_{d2} A_2 \sqrt{\frac{2(p_z - p_\tau)}{\rho}} \quad (9)$$

$$A_2 = \pi d_2 x_2 \sin \frac{\alpha_2}{2} \left(1 - \frac{x_2}{2d_2} \sin \alpha_2 \right) \quad (10)$$

式(9)-(10)中: Q_2 是主阀分闸流量, m³/s; p_z 、

p_T 分别是主阀Z口、T口压力, Pa; C_{d2} 是分闸阀口流量系数, 无量纲; A_2 是主阀分闸阀口过流面积, m^2 ; d_2 为阀座孔直径, m; x_2 为阀芯位移, m; α_2 为主阀阀芯锥角, $^\circ$ 。

分闸过程中, 主阀阀芯运动方程为

$$p_0 A_{C2} + p_D A_{C1} - p_0 A_{C3} - F_{v2} - F_{s2} = m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} \quad (11)$$

$$F_{v2} = \frac{\mu \pi d_2 L_2}{\Delta r_2} \cdot \frac{dx_2}{dt} \quad (12)$$

$$F_{s2} = 2C_{d2}^2 A_2 (p_Z - p_T) \sin \frac{\alpha_2}{2} \quad (13)$$

式(11)-(13)中: p_0 为 C_2 、 C_3 截面油压, Pa; p_D 为分闸时 C_1 截面的油压, Pa; A_{C1} 、 A_{C2} 、 A_{C3} 分别为 C_1 、 C_2 、 C_3 截面有效面积, m^2 ; F_{v2} 为黏性摩擦力, N; F_{s2} 为稳态液动力, N; m_2 为主阀阀芯质量, kg; L_2 为主阀芯与阀体接触长度, m; Δr_2 为主阀芯与阀套配合间隙, m。

合闸过程中, 主阀流量方程为

$$Q_3 = C_{d3} A_3 \sqrt{\frac{2(p_P - p_Z)}{\rho}} \quad (14)$$

式(14)中: Q_3 为合闸阀口流量, m^3/s ; p_P 为主阀P口压力, Pa; C_{d3} 是分闸阀口流量系数, 无量纲; A_3 为合闸阀口过流面积, m^2 。

合闸过程中, 主阀阀芯运动方程为

$$p_0 A_{C2} + p_D A_{C1} - p_0 A_{C3} - F_{v3} - F_{s3} = m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} \quad (15)$$

式(15)中, F_{v3} 、 F_{s3} 分别为分闸过程中液体黏性摩擦力与稳态液动力, N。

2.2 工作缸

分闸阶段, 在不考虑外泄漏及活塞偏心情况下工作缸的流量连续性方程可表示为:

$$Q_2 = \frac{\pi D_0^2}{4} \frac{dx_3}{dt} - \frac{V}{E} \frac{dp_Z}{dt} + Q_i \quad (16)$$

$$Q_i = \frac{\pi(p_P - p_Z)}{12\mu L_3} \Delta r_3^3 D_0 \quad (17)$$

式(16)-(17)中, D_0 为液压缸活塞直径, m; V 为工作缸无杆腔容积, m^3 ; E 为油液体积模量, Pa; Q_i 为工作缸内泄漏, m^3/s ; L_3 为活塞长度, m; Δr_3 为活塞与缸筒配合间隙, m。

合闸阶段, 不考虑内外泄漏情况下工作缸的流量连续性方程可表示为

$$Q_3 = \frac{\pi D_0^2}{4} \frac{dx_3}{dt} + \frac{V}{E} \frac{dp_Z}{dt} - Q_i \quad (18)$$

工作缸运动方程为

$$p_P A_4 - p_Z A_5 - F_h - F_{f1} - F_{v4} - F = m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad (19)$$

式(19)中, A_4 、 A_5 为 $A_4 = \pi(D_0^2 - d_0^2)/4$ 、 $A_5 = \pi D_0^2/4$;

d_0 为活塞杆直径, m; F_h 、 F_{f1} 、 F_{v4} 分别为活塞所受缓冲力、库伦摩擦力、黏性摩擦力, N; F 为压气反力, N; m_3 为活塞、活塞杆及负载质量, kg; x_3 为活塞位移, m。

2.3 碟簧

在一定条件下, 单片碟形弹簧载荷变形关系可表示为^[7]:

$$F_0 = \frac{4E_s}{1 - \mu_s^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{f}{t_s} \cdot \left[K_4^2 \left(\frac{h_0}{t_s} - \frac{f}{t_s} \right) \left(\frac{h_0}{t_s} - \frac{f}{2t_s} \right) + 1 \right] \quad (20)$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{[(C-1)/C]^2}{(C+1)/(C-1) - 2/\ln C} \quad (21)$$

$$K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{C_1}{2}\right)^2 + C_2}} \quad (22)$$

$$C = D/d \quad (23)$$

$$C_1 = \frac{(t'/t_s)^2}{\left[(1/4) \cdot (H_0/t_s) - t'/t_s + 3/4 \right]} \cdot \frac{1}{\left[(5/8) \cdot (H_0/t) - t'/t_s + 3/8 \right]} \quad (24)$$

$$C_2 = \frac{C_1}{(t'/t_s)^3} \left[\frac{5}{32} \left(\frac{H_0}{t_s} - 1 \right)^2 + 1 \right] \quad (25)$$

式(25)中: F_0 为单片碟簧所受载荷, N; E_s 为碟簧材质的弹性模量, Pa; D 、 d 分别为碟簧外径、内径, m; μ_s 为碟簧材质泊松比, 无量纲; h_0 为碟簧平时碟簧变形量, m; t 为碟簧厚度, m; f 为单片碟簧变形量, m; t' 为有支撑面碟簧减薄厚度, m; H_0 为单片碟簧自由高度, m。

复合组合碟簧由 k 组相向同规格的叠和组合弹簧组成, 在不计摩擦时, 有:

$$F_Z = n \cdot F_0 \quad (26)$$

$$f_Z = k \cdot f \quad (27)$$

$$H_Z = k \cdot [H_0 + (n-1) \cdot t_s] \quad (28)$$

式(26)-(28)中: F_Z 为复合组合弹簧负载, N; f_Z 、 H_Z 分别复合组合弹簧变形量、自由高度, m; k 、 n 分别为复合组合碟簧对合数、碟簧片数, 无量纲。

2.4 负载

灭弧室结构示意图见图 5。灭弧室机构连杆运动时,压气室内的气体压缩和膨胀使压气室外出现压力差而产生负载反力。灭弧室分闸运动过程主要包含气体预压缩、气吹和缓冲 3 个阶段^[4],前两个阶段产生的反力是系统主要的负载,反力方程为^[3,8-9]

$$F=P_0A_l\left[\left(\frac{V_0}{m_0}\frac{m_l}{V_l}\right)^{\kappa}-1\right]$$

(29)

式(29)中: V_0 、 V_l 分别为压气室初始容积、当前容积, m^3 ; m_0 、 m_l 分别为压气室气体初始质量、当前质量, kg ; P_0 为压气室气体初始压力, N ; A_l 为压气反力作用面积, m^2 ; κ 为气体比热容比,无量纲。

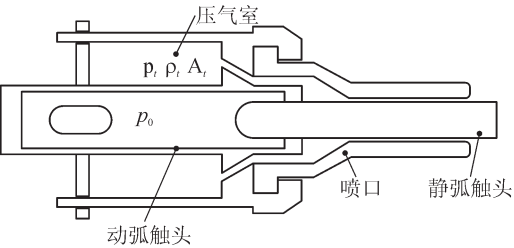


图 5 灭弧室结构示意图

Fig. 5 Structure of arc extinguish chamber

3 仿真与试验分析

根据式(1)–(29),在 AMESim 中构建液压碟簧操动机构仿真模型^[10–14],见图 6。其仿真分析参数设置模型见表 1,其液压油型号为 HVI13。搭建碟簧操动机构试验台见图 7,对仿真结果进行了试验验证。

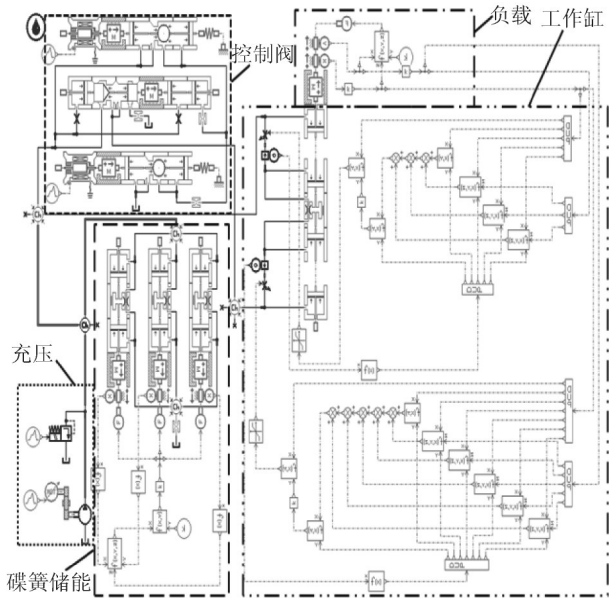


图 6 液压碟簧操动机构仿真模型

Fig. 6 Simulation model of hydraulic spring operating mechanism

表 1 模型主要仿真参数

Table 1 Main simulation parameter of model

参数	数值
液压油体积模量 E/Pa	1.05×10^9
液压油黏度 $\mu/(N \cdot s^{-1} \cdot m^{-2})$	0.012
液压油密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	870.50
系统压力 p_P/Pa	5.70×10^7
工作缸行程 s_1/mm	240.00
工作缸内径 D_0/mm	55.00
工作缸杆径 d_0/mm	24.20
工作缸活塞及负载质量 m_3/kg	60.20
碟簧初始压缩量 f_{z0}/mm	83.20
主阀通径 d_2/mm	34.50
主阀芯质量 m_1/kg	0.53
先导阀通径 d_1/mm	6.00
先导阀芯质量 m_2/kg	0.05

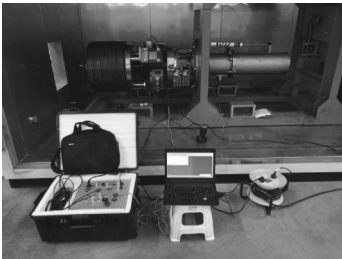


图 7 碟簧液压操动试验台

Fig. 7 Experiment table of hydraulic spring operating mechanism

3.1 分闸

分闸过程中电磁阀电流特性见图 8。分闸过程中,电磁阀驱动电流试验与仿真结果趋势一致,计算值与仿真值均稳定在 1.51 A 左右。考虑到电磁阀铁心磁化特性理论与工程实际的差距,认为电磁阀驱动电流仿真结果与试验结果一致。

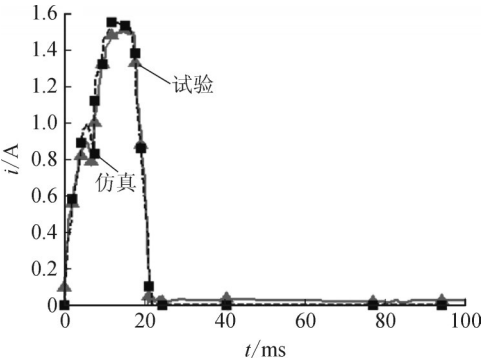


图 8 电磁阀电流特性(分闸)

Fig. 8 Current characteristic of solenoid electric valve(opening)

分闸过程中工作缸位移、工作缸速度特性分别见图9-10。工作缸分闸动作执行时间试验、仿真结果分别是41.6、44.2 ms,最大速度分别为8.8、8.85 m/s。

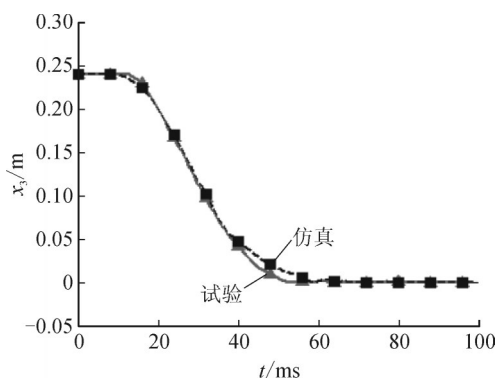


图9 工作缸位移特性(分闸)

Fig. 9 Displacement characteristic of working cylinder (opening)

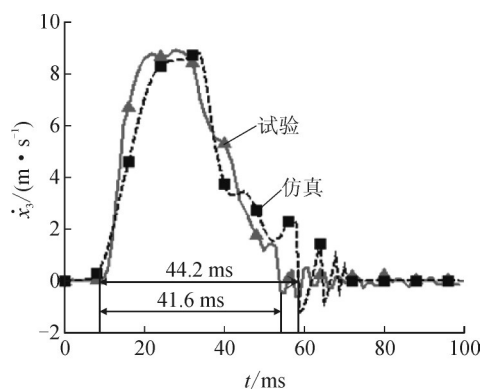


图10 工作缸速度特性(分闸)

Fig. 10 Speed characteristic of working cylinder (opening)

分闸速度与分闸时间试验值与仿真值对比见表2。相对误差不超过5%。其中,分闸时间定义为从电磁铁带电到灭弧室触头分离的时间间隔;分闸速度定义为从刚分点10 ms行程区段内的平均速度^[3]。

表2 分闸时间与分闸速度对比

Table 2 Comparison of opening time and speed

参数	分闸时间/ms	分闸速度/(m·s ⁻¹)
试验值	19.8	8.66
仿真值	20.0	8.29

3.2 合闸

分闸过程中电磁阀电流特性见图11。分闸过程中,电磁阀驱动电流试验与仿真结果趋势一致,计算值与仿真值均稳定在1.47 A左右。

合闸过程中工作缸位移、工作缸速度特性分别见图12、13。工作缸合闸动作执行时间试验、仿真结果分别是62.3、60.7 ms,最大速度分别为5.04、5.31 m/s。操动机构在合闸时间与合闸速度对比见

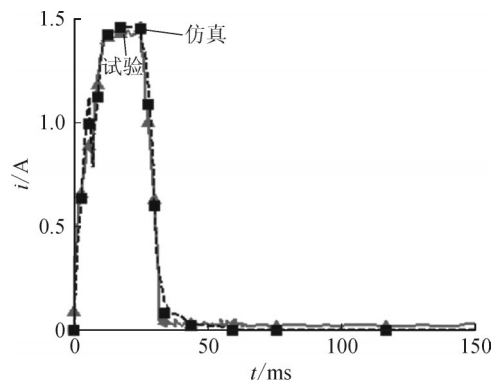


图11 电磁阀电流特性(合闸)

Fig. 11 Current characteristic of solenoid electric valve(closing)

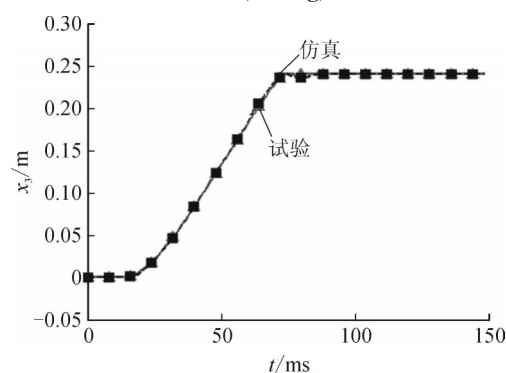


图12 工作缸位移特性(合闸)

Fig. 12 Displacement characteristic of working cylinder (closing)

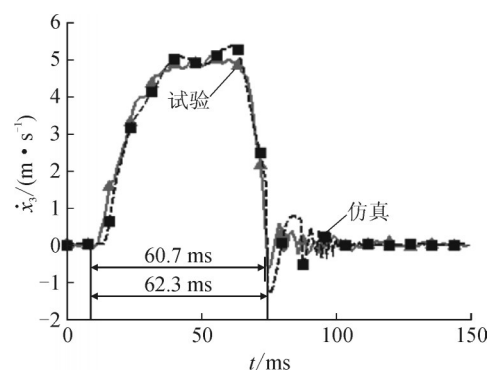


图13 工作缸速度特性(合闸)

Fig. 13 Speed characteristic of working cylinder (closing)

表3,相对误差不超过5%。其中,合闸时间定义为从电磁铁带电到灭弧室触头刚接触的时间间隔;合闸速度定义为从刚分点前10 ms行程区段内的平均速度。

表3 合闸时间与合闸速度对比

Table 3 Comparison of closing time and speed

参数	合闸时间/ms	合闸速度/(m·s ⁻¹)
试验值	63.9	4.95
仿真值	63.4	5.17

4 参数影响分析

液压操动机构中,影响断路器分合闸特性的关键参数有液压系统压力 p_p 、工作缸活塞直径 D_0 、工作缸杆径 d_0 ^[9]。此外,考虑到操动机构工作的环境温度变化较大的现实情况,因此需要分析油液黏度 μ 的影响^[15-20]。

4.1 系统压力影响

随着液压系统压力的升高,在工作缸有效作用面积、负载力、活塞及负载质量不变的情况下,工作缸输出力增加,使得分合闸动作响应加快,分合闸时间变短,分合闸速度增加。液压系统压力对分合闸速度与时间的影响见图 14。图 14 表明液压系统压力在 55 MPa 左右较为合适,既满足分合闸时间与速度等机构电气特性要求,也兼顾了密封、安全、可靠等方面的要求。

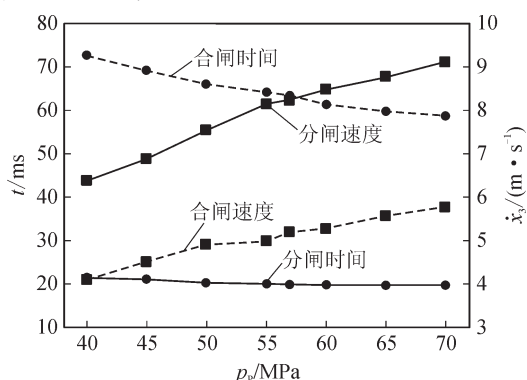


图 14 液压系统压力对分合闸速度与时间的影响

Fig. 14 Influence of opening and closing time and speed from the pressure of hydraulic system

4.2 工作缸活塞直径的影响

分闸过程中,一方面随工作缸活塞直径(内径)增大,有效作用面积增大,输出力增大;另一方面,活塞直径的增加导致流量增大,控制阀阀口压损增大,降低了输出力。合闸过程中,工作缸差动工作,其有效作用面积不随内径变化,但随着内径增加,流量加大,控制阀阀口压损增大,输出力减小导致合闸速度减小,合闸时间增加。工作缸活塞直径对分合闸速度与时间的影响见图 15。图 15 表明工作缸活塞直径在 50 mm 左右比较合适,分闸速度较大、分闸时间较短,同时合闸速度、合闸时间均满足要求。

4.3 工作缸杆径的影响

分闸过程中,随着工作缸活塞杆直径(杆径)增大,有效作用面积减小,输出力较小,导致分闸速度降低,分闸时间增加。合闸过程中,随着杆径增大,差动工作缸有效面积增大,输出力增加导致合闸速

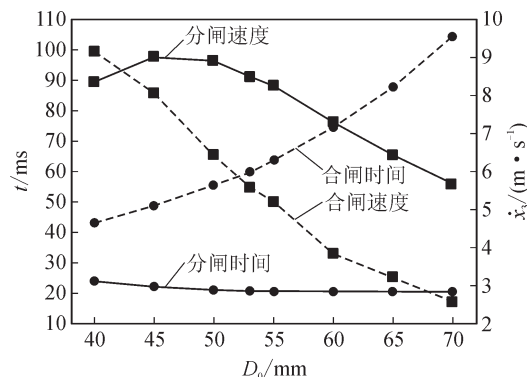


图 15 工作缸活塞直径对分合闸速度与时间的影响

Fig. 15 Influence of opening and closing time and speed from the diameter of piston in working cylinder

度增大,合闸时间减小。工作缸活塞杆直径对分合闸速度与时间的影响见图 16。图 16 表明活塞杆直径在 22 mm 左右比较合适,既满足分合闸时间、速度等机构电气特性要求,也满足工作缸刚度及稳定性要求。

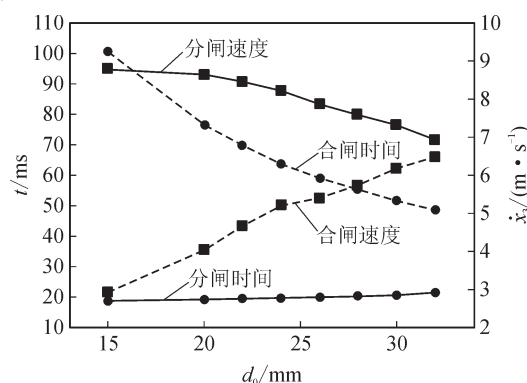


图 16 工作缸活塞杆直径对分合闸速度与时间的影响

Fig. 16 Influence of opening and closing time and speed from the diameter of piston rod in working cylinder

4.4 油液黏度的影响

随着油液黏度的增加,分合闸动作过程中能量损失增大,工作缸及控制阀敏感性降低,导致分合闸速度降低,分合闸时间增加。油液黏度对分合闸速度与时间的影响见图 17。图 17 表明,油液黏度较小时,有利于满足分合闸时间、速度要求。但在实际工程中,对特定液压油,黏度较低意味着油温较高,容易导致油液变质,密封件加剧老化等问题。因此综合权衡下,推荐油液粘度在 $12 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 附近。针对 CTY-20 型液压碟簧操动机构建议采用 15 号航空液压油,该粘度所对应的油温为 40 ℃。

5 结论

1) 根据所推导的液压碟簧操动机构关键部件数学模型,建立系统仿真模型。对比分析表征机构分合闸特性指标的仿真结果与试验结果,验证模型的

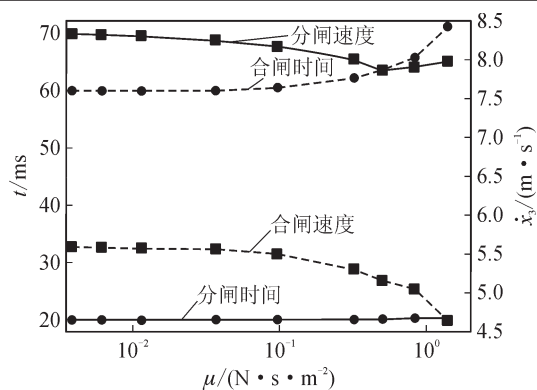


图 17 油液黏度对分合闸速度与时间的影响

Fig. 17 Influence of opening and closing time and speed from the oil viscosity

准确性。

2)基于所验证的模型,分析工作缸结构参数及系统压力、油液黏度等因素对机构分合闸特性——分合闸时间、分合闸速度的影响。根据分析结果,结合工程实际给出液压碟簧操动机构上述参数的推荐值:系统工作压力 55 MPa,工作缸活塞直径 50 mm,活塞直径 22 mm,油液黏度 $12 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$ 。

3)上述研究结果对液压碟簧操动机构的设计提供了理论参考,研究的流程为类似机构的分析研究提供了新思路。

参考文献:

- [1] 刘伟,徐兵,杨华勇,等. 高压断路器液压操动机构特性分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(10): 148-155.
LIU Wei, XU Bing, YANG Huayong, et al. Characteristic analysis of high voltage circuit breaker with hydraulic operating mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(10): 148-155.
- [2] 苑舜. 高压断路器液压操动机构[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
YUAN Shun. High voltage circuit breaker with hydraulic operating mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 2000.
- [3] 雷琴,王永良,李宁,等. 碟簧液压操动机构的建模与仿真[J]. 液压与气动, 2015(1): 92-100.
LEI Qin, WANG Yongliang, LI Ning, et al. Modeling and simulation of hydraulic spring operating mechanism[J]. Chinese Hydraulic & Pneumatics, 2015(1): 92-100.
- [4] 施文耀. 开关液压机构[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
SHI Wenyao. Hydraulic mechanism of switchgear[M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [5] 李彬杰. 球阀式高速开关阀用电磁铁设计[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2017.
LI Binjie. Design of Electromagnet for high-speed on-off valve of ball valve type[D]. Lanzhou: Lanzhou University of

Technology, 2017.

- [6] 王旭平. 电液比例阀用电磁铁输出特性的理论分析及试验研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2014.
WANG Xuping. Theoretical analysis and experiment study on the output characteristics of electromagnet used in proportional valve[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2014.
- [7] 碟形弹簧: GB/T 1972—2005[S]. 2005.
Disc spring: GB/T 1972—2005[S]. 2005.
- [8] 王连鹏, 王尔智. SF₆断路器空载开断下液压操动机构与灭弧室联合仿真研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(20): 118-123.
WANG Lianpeng, WANG Erzhi. Investigation of joint simulation under no load breaking for hydraulic actuator and arc-quenching chamber of SF₆ circuit breaker[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(20): 118-123.
- [9] 丁凡, 路甬祥. 新型 500 kV 超高压断路器液压操动机构的研究[J]. 中国机械工程, 1998, 9(6): 50-52.
DING Fan, LU Yongxiang. New 500 kV type ultra-high voltage circuit breaker with hydraulic operating mechanism[J]. China Mechanical Engineering, 1998, 9(6): 50-52.
- [10] 匡海华, 朱杉. 基于 MATLAB simulink 的液动力机构的建模与仿真[J]. 煤矿机械, 2007, 28(3): 32-34.
KUANG Haihua, ZHU Shan. Modeling and simulation of hydraulic dynamical outfit based on MATLAB simulink[J]. Coal Mine Machinery, 2007, 28(3): 32-34.
- [11] 孙艳玲, 王永良, 雷琴, 等. 特高压断路器液压操动机构仿真研究[J]. 高压电器, 2014, 50(10): 15-19.
SUN Yanling, WANG Yongliang, LEI Qin, et al. Simulation study on ultra-high voltage circuit breaker with hydraulic operating mechanism[J]. High Voltage Apparatus, 2014, 50(10): 15-19.
- [12] 魏俊梅, 林莘. SF₆高压断路器压力特性与机械特性耦合数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(15): 110-116.
WEI Junmei, LIN Xin. Pressure character and mechanism character coupling computation of SF₆ high voltage circuit breaker[J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(15): 110-116.
- [13] 李海文, 王永良, 胡月萍, 等. 碟簧液压操动机构缓冲特性仿真与优化[J]. 高压电器, 2015, 51(1): 110-114.
LI Haiwen, WANG Yongliang, HU Yueping, et al. Simulation and optimization on buffering characteristics of the disc spring hydraulic operating mechanisms[J]. High Voltage Apparatus, 2015, 51(1): 110-114.
- [14] 张作状. 液压弹簧操动机构缓冲结构的仿真研究[J]. 液压与气动, 2018(4): 115-119.
ZHANG Zuozhuang. Simulation on the buffer structure of hydraulic spring operating mechanisms[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018(4): 115-119.
- [15] 丁孺琦, 徐兵, 刘伟, 等. 百万伏大功率操动机构液

(下转第 30 页)

- 用导则:DL/T 1250—2013[S]. 2013.
- Application guidelines for charged gas-insulated metal-enclosure switchgear device partial discharge detection with ultrasonic method:DL/T 1250—2013 [S]. 2013.
- [14] GARCIA B,BURGOS J C,ALONSO A M. Transformer tank vibration modeling as a method of detecting winding deformations - Part I: Theoretical foundation[J]. IEEE Transactions on Power Delivery,2006,21(1): 157-163.
- [15] GARCIA B,BURGOS J C,ALONSO A M. Transformer tank vibration modeling as a method of detecting winding deformations-Part II: Experimental verification[J]. IEEE Transactions on Power Delivery,2006,21(1): 164-169.
- [16] 凌卫家,张 浩,管敏渊. 互感器振动对GIS超声波局部放电检测的影响[J]. 电工电能新技术,2016,35(5): 74-80.
- LING Weijia,ZHANG Hao,GUAN Minyuan. Impact of instrument transformer vibration on GIS ultrasonic-based partial discharge detection[J]. Advanced Technology of Electrical Engineering and Energy,2016,35(5): 74-80.
- [17] GAO Wensheng,ZHAO Dongbo. Investigation of frequency characteristics of typical PD and the propagation properties in GIS[J]. IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation,2015,22(3): 1654-1662.
- [18] 刘志刚. Hilbert-Huang 变换及其在电力系统中的应用[M]. 北京: 科学出版社,2016.
- LIU Zhigang. Hilbert-Huang transform and its applications in power system [M]. Beijing: Science Press,2016.
- [19] HUANG N E, SHEN Z, LONG S R. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for non-linear non-stationary time series[J]. Proceeding of Royal Society, 1998,1971(45): 903-995.
- [20] RILLING G, FLANDRIN P, GONCALVES P. On empirical mode decomposition and its algorithms[C]//in Proc. IEEE-EURASIP Workshop on Nonlinear Signal and Image Processing NSIP-03.Grado[s.n.],2003:3.
- [21] 戎 琳,郑文栋,钱 勇,等. 基于信号包络谱的GIS局部放电超声诊断方法研究[J]. 高压电器,2011,47(12): 39-43.
- RONG Lin,ZHENG Wendong,QIAN Yong, et al. Study of ultrasonic diagnosis method for partial discharge in GIS based on signal envelope spectrum[J]. High Voltage Apparatus,2011,47(12): 39-43.

管敏渊(1985—),男,博士,高级工程师,研究方向为模块化多电平换流器和柔性直流输电技术、电力设备试验和检修、电力系统分析、新能源并网技术。

(上接第22页)

- 压系统优化设计[J]. 液压气动与密封,2012(9): 4-8.
- DING Ru-qi, XU Bing, LIU Wei, et al. The optimization design of hydraulic operating mechanisms for 1 100 kV high voltage circuit breakers[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals,2012(9): 4-8.
- [16] 刘 伟,徐 兵,杨华勇,等. 高压断路器液压操动机构特性分析[J]. 机械工程学报,2010,46(10): 148-155.
- LIU Wei, XU Bing, YANG Huayong, et al. Characteristic analysis of high voltage circuit breaker with hydraulic operating mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010,46(10): 148-155.
- [17] TAKAGI H. Improvement in the response of hydraulic systems for circuit breakers[J]. Journal of Nihon Yukuatsu Gakkai Ronbunshu,2001(32): 124-130.
- [18] 陈保伦. 液压操动机构设计[J]. 电气制造,2009(4):48-54.
- CHEN Baolun. Design on hydraulic operating mechanisms [J]. Electrical Manufact,2009(4):48-54.
- [19] 周仙娥,陈保伦,苟 轲. 高压断路器配液压操动机构分
- 闸速度特性优化[J]. 电气时代,2015(7): 92-97.
- ZHOU Xian'e, CHEN Baolun, GOU Ke. Optimization of breaking speed characteristics of high voltage circuit breaker with hydraulic operating mechanisms[J]. Electric Age,2015(7):92-97.
- [20] 李艳利,刘志奇,董 朋,等. 液压缸缓冲结构和缓冲原理的研究[J]. 流体传动与控制,2013(6): 5-8.
- LI Yanli, LIU Zhiqi, DONG Peng, et al. Study on buffer structure and buffer principle of hydraulic cylinder[J]. Fluid Power Transmission and Control,2013(6):5-8.
- 刘 焱(1988—),男,工程师,研究方向为开关设备的故障分析和特殊环境下的适应性研究。
- 崔博源(1982—),男,高级工程师,研究方向为开关设备的设计、运维和标准化等。
- 占自涛(1989—),男,工程师,研究方向为复杂机电系统建模、可靠性分析等。