

DOI:10.13296/j.1001-1609.hva.2016.10.018

弹簧操动机构中液压缓冲器的建模和仿真

朱苛娄¹, 闫广超¹, 刘宇¹, 叶虎勇², 宋超¹

(1. 国家电网平高集团有限公司, 河南 平顶山 467001; 2. 上海相虎软件科技有限公司, 上海 200003)

摘要: 为了使断路器与弹簧操动机构分闸末尾缓冲器发挥最佳缓冲作用, 保证断路分闸曲线末尾无反弹且平稳, 需要对缓冲器及其断路器进行联合建模和仿真计算。文中基于节流原理和多体系统动力学的计算方法建立了弹簧操动机构中液压缓冲器的计算模型, 通过 C 语言编译计算缓冲器缓冲力动态链接库与 ADMAS 仿真计算进行交互, 完成了弹簧操动机构中液压缓冲器的仿真。仿真结果与实际测试结果进行对比, 验证了计算、仿真方法的正确性, 得出了一条仿真计算和试验相结合的技术路线, 为实际工程应用和液压缓冲器设计奠定了基础。

关键词: 液压缓冲器; 弹簧操动机构; C 语言; 多体系统动力学; 动态链接库

Modeling and Simulation of Hydraulic Buffer in the Spring Operation Mechanism

ZHU Kelou¹, YAN Guangchao¹, LIU Yu¹, YE Huyong², SONG Chao¹

(1. State Grid Pinggao Group Co., Ltd., Henan Pingdingshan 467001, China;

2. Shanghai STC Software Technology Co., Ltd., Shanghai 200003, China)

Abstract: In order to achieve the circuit breaker and spring operation mechanism of the late buffer to play the best buffer and ensure the end of the circuit breaker is not rebound and smooth, this requires modeling and simulation for joint the buffer and the circuit breaker. In this paper, the simulation modeling of hydraulic buffer in the spring operation mechanism which is based on the calculation method principle of throttling principle and multi-body system dynamics. The simulation of hydraulic buffer in spring operating mechanism is done through interaction of C language compiler buffer force link library and ADMAS simulation. Comparing the simulation results and the actual test results, the correctness of the simulation and calculation method is verified; and a hydraulic buffer design route combined simulation and test is practiced, the foundation for the practical engineering application and design of hydraulic buffer is laid.

Key words: hydraulic buffer; spring operation mechanism; C language; multi body system dynamics; dynamic link library

0 引言

液压缓冲器是弹簧操动机构中常用的一种缓冲形式, 液压油是液压缓冲器中使用的一种工作介质, 其不可压缩性和流动性可使缓冲器受外界冲击时, 通过节流孔吸收转化为液压油的热能并散发掉, 缓冲效率高和衰减系数大^[1-8]。因此, 液压缓冲器(以下简称缓冲器)被广泛应用到起重运输、工程机械、轨道交通、高压开关等多个领域。

缓冲器是高压断路器用弹簧操动机构(简称机

构)的核心部件之一, 对断路器合、分闸起到缓冲作用, 文中研究的弹簧操动机构缓冲器只对分闸起缓冲作用, 其缓冲特性直接影响着断路器的分闸特性^[9-13]。其力学特性及其理论计算经过多年的研究也比较清楚, 但如何和工程应用的紧密结合, 能够方便快速地指导设计, 目前在弹簧机构领域还没有文献能够参考。文中通过具体的科研项目, 得出了一条仿真、试验、优化相互结合的缓冲器分析计算方法。

高压开关上的液压缓冲器主要功能是为了降低高压开关在分合闸的工作过程中产生的巨大冲

击力,吸收其瞬间产生的冲击能量。液压缓冲器的性能直接影响着机构的整体性能。液压缓冲力的大小和运动的速度、冲击能量等密切相关,缓冲力的精确计算是一件比较困难的事情。文中采用缓冲力的理论计算公式,编制相应的缓冲力计算程序,和多体动力学软件 Adams 联合仿真分析^[14-19]方法实现缓冲力的精确模拟。

1 缓冲器的设计原理

机构中使用的缓冲器的结构形式见图 1。此缓冲器为排孔型缓冲器。当机构合闸时,缓冲器活塞杆开始向图 1 中所示右方向运动,并带动活塞一起向右运动,活塞和端盖产生间隙,液压油从活塞上的大腰型孔和活塞端盖之间的间隙流出,由于出油孔很大,产生的液压阻力很小,因此合闸过程中此种液压缓冲器没有起到缓冲作用。

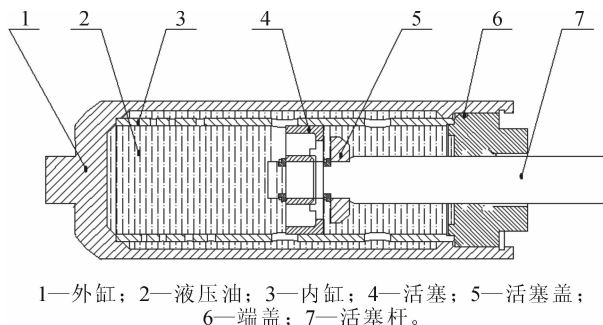


图 1 液压缓冲器结构示意图

Fig. 1 The schematic diagram of hydraulic buffer structure

当机构分闸时,缓冲器活塞杆开始向图 1 中所示左方向运动,带动活塞一起向左运动,活塞和端盖的间隙被活塞杆压住,液压油只能从内缸的小孔处流出,由于出油孔设计由大变小,随着活塞的向左运动,小孔逐渐减小,产生的液压阻力也是由小变大,最后只有一个 $\phi 3 \text{ mm}$ 的小孔出油,产生巨大的缓冲阻力,直到活塞运动到活塞缸体底部。

2 缓冲器的分析计算方法

缓冲器在机构的位置见图 2,内缸出油孔结构见图 3。孔的位置和大小是根据机械特性的需要和缸体承受的缓冲力来设计;缓冲器是否能够完成能量的吸收,以及吸收效率如何,这个在设计的时候需要详细考虑。但是设计的时候并不知道高压开关对缓冲器的作用力大小究竟如何,需设计好模型参数,然后在仿真中优化参数,找到适合机构和断路器缓冲特性匹配的参数,最后投制样机进行试验,缓冲器仿真计算流程见图 4,整个系统是在

Admas 软件中进行建模计算。

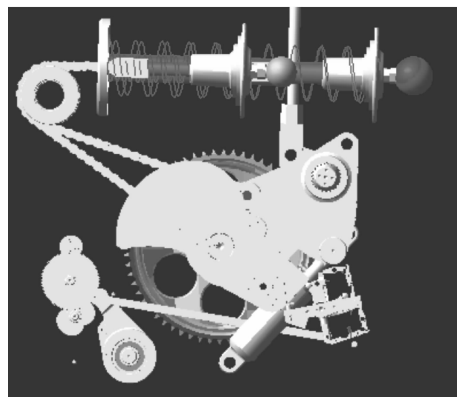


图 2 机构中缓冲器安装位置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of buffer installation position in mechanism

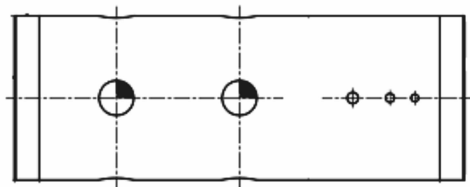


图 3 内缸出油孔结构

Fig. 3 The structure of inner cylinder oil hole

断路器整机模型的动力学分析采用多体动力学知识和 Adams 软件来完成。Adams 软件是经过工程长期验证的经典的的多体动力学分析软件,其计算结果准确,可信。缓冲器缓冲力的计算采用经典的小孔节流公式进行计算,使用 C 语言编写缓冲力计算程序,通过编译动态链接库与 Adams 软件进行联合仿真,得到缓冲器的力学性能及其断路器分闸特性曲线。

经典的节流公式中有些参数(如液压油流量系数)采用经验推荐数值和试验来获得。试验让活塞按照不同的速度运动来测量相应的缓冲力,通过得到的试验曲线和仿真曲线对比来确定缓冲力计算中的参数,保证计算出来的缓冲力曲线和试验曲线一致。整个 Adams 的动力学分析结果和试验结果进行相互验证,从而确认分析方法的正确性。

最后开发缓冲器计算软件,利用缓冲器计算软件对缓冲器进行优化设计,再结合 Adams 仿真查看缓冲器在整个系统中的缓冲性能。两者结合进行缓冲器的开发、设计,一方面提供计算方法和固化的计算流程,可以提供大量的计算数据以及经验的积累;另一方面大大提高缓冲器设计、分析以及优化的效率,提高产品的质量。

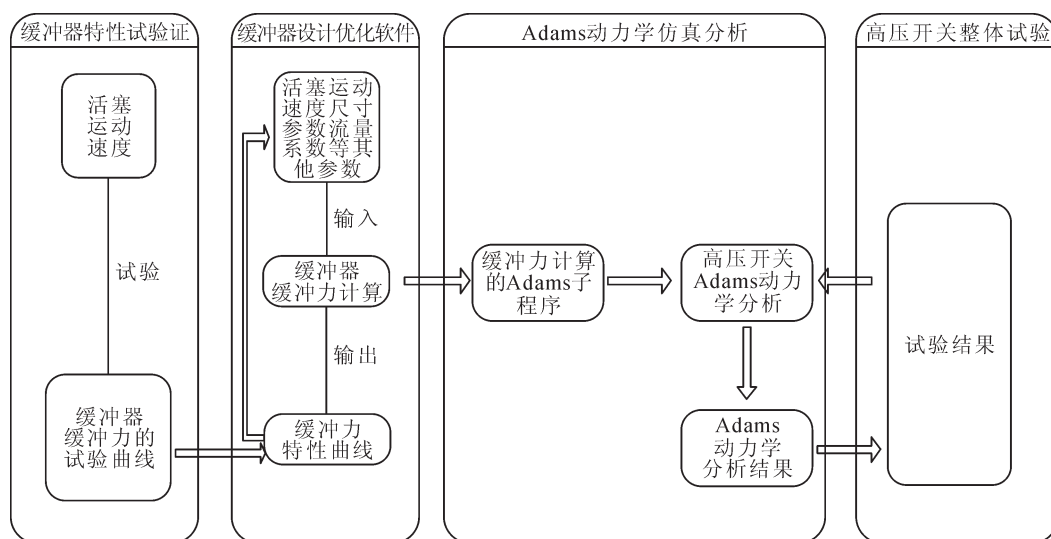


图 4 缓冲器仿真计算流程图

Fig. 4 Buffer simulation calculation flow chart

3 缓冲器的力学计算

3.1 节流公式

文中建模和仿真的缓冲器是排孔型缓冲器,在缓冲器设计时活塞与内缸体之间有环形缝隙,由于此环形缝隙非常小,环形缝隙面积约活塞盖上面的小孔面积的 2/3。因此,把环型缝隙缓冲面积等效到活塞盖上面的小孔面积计算,计算结果接近真实情况,文中采用小孔节流公式进行计算^[20]。

$$q = C_d A \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

式(1)中: q 为孔出油流量; C_d 为流量系数; Δp 为节流孔前后压力差; A 为小孔的过流面积; ρ 为液压油密度。式(1)在 $l/d \leq 0.5$ 时适用。

3.2 缓冲力计算

液压缓冲器中的液压油是不可压缩的,因此缓冲器缸体内的液压油不是满装的,需要留出一部分空气空间,利用空气的可压缩性来抵消活塞杆的进入和出去引起的体积的变化。

空气的体积变化会对活塞杆产生压力,但这部分的压力相比缓冲器阻尼力来说可以忽略不计,以下在缓冲力公式推导过程都是忽略空气压缩膨胀产生的力。

缓冲器有两个工作状态,第 1 工作状态是活塞压缩阶段,当活塞压缩时,活塞盖盖住活塞上面的 4 个大腰型孔,液压油只能从内缸、活塞与内缸之间的环形缝隙、活塞上面的小孔流出,液压油不可压缩起到缓冲阻尼作用。第 2 工作状态时拉伸阶段,

活塞盖和活塞分离,就会形成很大的缝隙,绝大部分油直接从活塞上面 4 个大腰型孔流出,活塞压缩内缸的体积与液压油流出内缸的体积基本相当,活塞产生的阻尼力就大大减少,液压油的运动路径和压缩的时候不一样,阻尼效果也就不一样,拉伸阶段阻尼小是设计时候就考虑了,并且这个阶段的阻尼越小越好,不是关注的重点(针对单向缓冲器)。

第 1 工作状态,压缩阶段:

$$q = V_e A_e; \quad (2)$$

$$F = \Delta p A_e. \quad (3)$$

式(2)、(3)中: A_e 为活塞面积; V_e 为活塞运动速度。

A 是小孔过流面积,只需要考虑活塞前面内缸上的小孔,不需要考虑活塞后面内缸上面的孔。当活塞被拉到顶端的时候,空气也聚在顶端,活塞上面有一个小孔可以平衡活塞两边的空气压,使得活塞两侧气压平衡。

$$A = \sum (A_1 + A_2 + \dots + A_n). \quad (4)$$

式(4)是计算缓冲器活塞压缩液压油流出的小孔面积公式,里面包含了活塞与刚体的配合环隙的面积,计算结果要与设计的结构相匹配。

联立式(1)–(3)可得

$$F = \frac{\rho V_e^2 A_e^2}{2 C_d^2 A^2}. \quad (5)$$

式(5)就是缓冲器的液压缓冲力方程,通过式(5)和式(3)进行 C 语言编程,并编译成 dll 文件。从式(5)得到的力值作用到机构上就产生对机构的阻尼,继而作用到断路器分闸后期的机械特性。

4 缓冲器力在 Admas 中的应用

为了说明缓冲力如何使用,按照如下步骤建立缓冲器的模型,介绍子程序计算辅助工具,并进行缓冲力的测试,整机模型见图2。

分别在缓冲器模型上建立两个 Marker 点,这是为了确定内缸出油孔面积的确定,见图5,然后施加 Sforce 于缓冲器活塞上面,步骤如下:

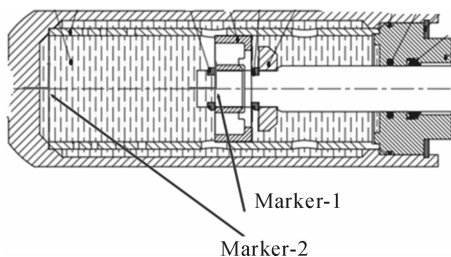


图5 缓冲力计算辅助说明

Fig. 5 Buffer force calculation help messages

1)在活塞上建立一个 Marker 点,其 Z 方向指向滑动方向。图5中是 Marker-1, Z 方向斜指向下。该 Marker 点代表了活塞面的位置。

2)在内缸上再建立一个 Marker 点,方向和前面的 Marker 一致,其位置代表内缸的基准点,图5中是 Marker-2。

Marker-1 和 Marker-2 沿 Z 轴方向的位移差代表了活塞面和内缸之间的位置。

在计算模型中对应见图6,分别在活塞上面建立 Marker.qidian (ID 号 7) 和内缸底部的 Marker.Zhongdian(ID 号 12)两个 Marker 点,定义 Sforce 为: Subroutine 类型,参数里面填写两个 Marker 的编号 12,7,7 (12,7,7 这3个参数是用来计算 Marker7 和 Marker12 两者之间的位移和速度的,则在子程序中构成了 $DZ(12,7,7)$, $VZ(12,7,7)$ 这两个函数)。

在求解器的设置中,要把 dll 选择上,见图7。

5 缓冲器仿真计算结果

由于设计缓冲器起作用是在灭弧室测分闸速度的位移区间之后起作用,因此,为了使得计算和实际测试曲线的对比,笔者选择计算分闸速度与实际试验仪器测试的速度相同为前提条件。缓冲器的缓冲阻尼力在缓冲器结构一定、液压油一定、流量系数一定的情况下只与活塞相对运动速度有关,这样计算的结果与实际对比,可以看出仿真计算的正确性。整机仿真计算分闸曲线见图8。图8是仿真计算了断路器整机的合闸、分闸动触头行程曲线,根据断路器分闸速度定义,分闸速度为 $(3\ 192.3 -$

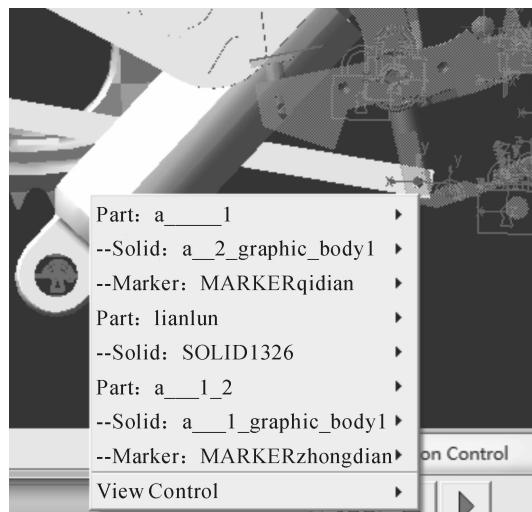


图6 缓冲器 Admas 模型参数设置

Fig. 6 Buffer Admas model parameter settings

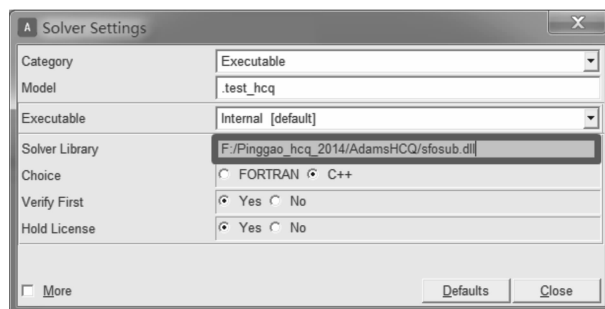


图7 Admas 求解器设置

Fig. 7 Admas solver settings

3 151.1)/10 s=4.12 m/s,仿真分闸曲线中看到分闸后出现分闸反弹波动较大,这是因为仿真计算过程中没有使用缓冲器,分闸后系统中多余能量不能消除,分闸弹簧出现振动引起的现象。实际测试分闸曲线见图9。Kocos 仪器测试分闸速度为 4.1 m/s,分闸速度定义为:灭弧室动触头从刚分点之分后 10 ms 内的平均速度。

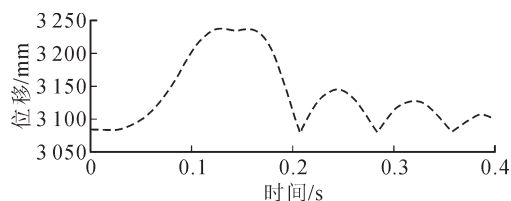


图8 断路器整机仿真合闸、分闸行程曲线(无缓冲器)

Fig. 8 The whole breaker closing, opening simulation stroke curve(without buffer)

图10是缓冲器产生的缓冲器阻力随仿真计算时间变化的曲线。从图10可以看出,缓冲器最大缓冲阻力约为 137 540 N;图11是缓冲器活塞随仿真时间变化的曲线。从图11可以看出,缓冲器前期速度变化较大,后期变化较缓慢;联合图10、11可

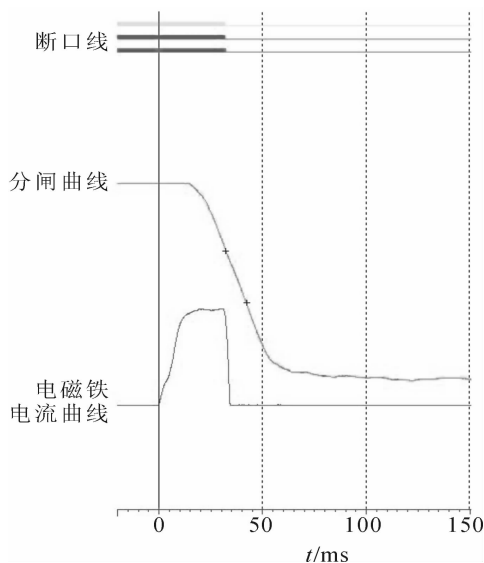


图 9 试验 KoCoS 测试分闸曲线(有缓冲器)

Fig. 9 KoCoS test brake curve in circuit breaker test (with buffer)

以看出,在缓冲器前 15 mm 内,缓冲器出油孔设计较大,缓冲力很小,都在 5 000 N 以内,活塞再往后运动,活塞出油孔迅速变小,缓冲力很快变大,使得活塞的速度变慢,然后,出油孔继续减小,由于活塞运动速度迅速减小,缓冲力也迅速减小,直到缓冲器停止运动。

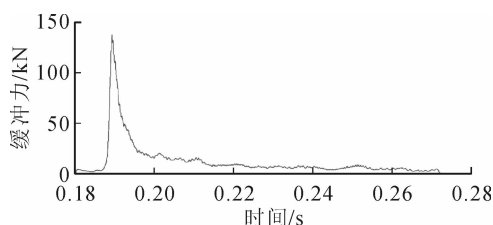


图 10 缓冲力随时间变化曲线

Fig. 10 The curve of buffer force varying with time

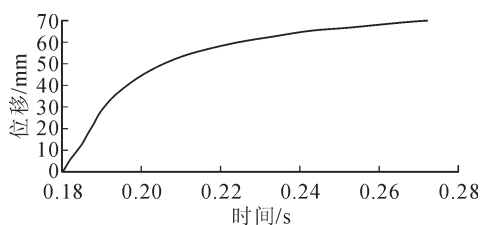


图 11 缓冲器位移随时间变化曲线

Fig. 11 The curve of buffer displacement varying with time

图 12 是缓冲器缓冲力随缓冲器活塞位移变化的曲线,缓冲力对活塞位移曲线积分,得到缓冲器吸收的能量,缓冲器吸收的能量与活塞位移曲线关系见图 13,吸收总能量约为 1 548 J。从图 13 中可以看出,缓冲吸收的能量在活塞运动到约 25 mm 后迅速增大,然后随活塞运动逐渐变大,缓冲器是在

活塞运动到小出油孔后迅速吸收能量,使得活塞运动速度迅速减小,然后吸收能量逐渐增加。

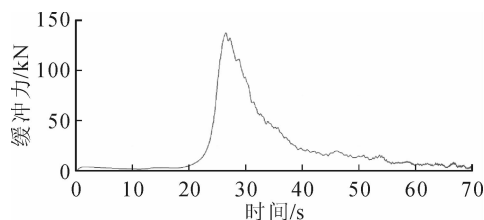


图 12 缓冲力随位移变化曲线

Fig. 12 The curve of buffer force varying with displacement

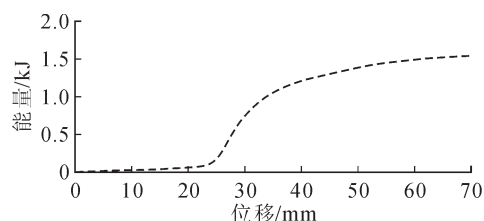


图 13 缓冲器吸收能量随活塞位移变化曲线

Fig. 13 The curve of buffer absorbed energy varying with piston displacement

仿真分闸曲线和实际测量分闸曲线对比见图 14。

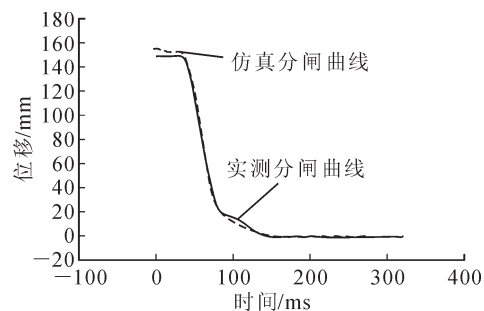


图 14 仿真计算与实测曲线对比

Fig. 14 Comparison between simulation and measured curves

仿真计算采用的流量系数为 0.7。由图 14 仿真结果对比可以看出,缓冲器起作用的拐点与实际拐点重合;仿真计算的缓冲比较平缓,实际曲线波动较大;仿真曲线自拐点重合处到分闸位置时,仿真曲线与实际曲线出现两个交点,说明仿真曲线围绕实际曲线波动,趋势一致,缓冲效果明显。

6 结论

笔者给出了弹簧操动机构中排孔型液压缓冲器的联合仿真计算方法。利用 Adams 动力学仿真软件和 C 语言编程建立弹簧操动机构计算模型和液压缓冲器数学模型,能够实时真实的反映出缓冲器所受的力和运动状态,通过与试验测试断路器分闸

曲线的对比, 验证了仿真计算的结果的正确性, 得出以下结论:

1)文中提出弹簧操动机构中液压缓冲器的仿真计算方法, 并介绍了仿真计算流程, 实践出了一条仿真、试验、优化相结合的液压缓冲器计算、分析、设计技术路线。

2)根据文中的计算方法, 编写了缓冲器计算程序, 改变了缓冲器开发依靠试验反复调整的局面, 大大提高了缓冲器的开发效率。

3)文中仿真计算结果与样机试验测试曲线进行对比, 仿真曲线与试验曲线重合度较高, 验证了计算正确性, 并为今后的弹簧机构中缓冲器的研制奠定了坚实的基础。

4)文中所提液压缓冲器的仿真计算方法具有普适性, 可以应用到其他使用液压缓冲器的机械系统中。

参考文献:

- [1] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京:机械工业出版社, 1980. SHENG Jingchao. Hydraulic fluid mechanics[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 1980.
- [2] 金朝铭. 液压流体力学[M]. 北京:国防工业出版社, 1994. JIN Chaoming. Hydraulic fluid mechanics[M]. Beijing: National Defence of Industry Press, 1994.
- [3] 李艳丽, 刘志奇. 多孔式液压缓冲器的设计与仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2014(5):22-25. LI Yanli, LIU Zhiqi. Research and design on multi-orifice hydraulic buffer[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2014(5):22-25.
- [4] 刘永东. 新型缓冲油缸机构及其性能研究[J]. 液压气动与密封, 2012(10):68-70. LIU Yongdong. Study on a novel buffering device of hydraulic cylinder and its performance[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2012(10):68-70.
- [5] 黄红. 气动缓冲和液压缓冲器的原理和特性研究[D]. 杭州:浙江大学, 2003. HUANG Hong. Study on the principle and characteristics of pneumatic buffer and hydraulic buffer[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003.
- [6] 张学洵. 液压缸内部控制节流缓冲特性分析[J]. 液压工业, 1987(4):18-20. ZHANG Xuexun. Analysis on the characteristics of throttling buffer in hydraulic cylinder[J]. Hydraulic Industry, 1987(4):18-20.
- [7] 阳雄, 张锡文, 王学芳. 油压缓冲器的优化设计[J]. 液压与气动, 2003(4):33-35. YANG Xiong, ZHANG Xiwen, WANG Xuefang. Optimal design of oil pressure buffer[J]. Chinese Hydraulic and Pneumatic, 2003(4):33-35.
- [8] 卓耀彬. 液压缓冲器特性及其检测方法研究[D]. 杭州:浙江大学, 2006. ZHUO Yaobin. Study for the characteristic of hydraulic bumper and its test method[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006.
- [9] 徐国政. 高压断路器原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2000. XU Guozheng. The principle and application of high voltage circuit breaker[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2000.
- [10] 苑舜. 高压断路器弹簧操动机构[M]. 北京:机械工业出版社, 2001. YUAN Shun. High voltage circuit breaker spring operating mechanism[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2001.
- [11] 楼家法. 高压开关机构设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1981. LOU Jiafa. The design of high voltage switch mechanism[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 1981.
- [12] 陈宝伦, 文亚宁. 断路器弹簧操动机构介绍[J]. 高压电器, 2010, 46(10):75-80. CHEN Baolun, WEN Yaning. Introduction of spring operating mechanism for CB[J]. High Voltage Apparatus, 2010, 46(10):75-80.
- [13] 谭蓉, 姜琦. 高压真空断路器弹簧操动机构的设计[J]. 甘肃工业大学学报, 2000, 26(1):36-40. TAN Rong, JIANG Qi. A design method for the spring operated mechanisms of high voltage vacuum circuit breakers[J]. Journal of Gansu University of Technology, 2000, 26(1):36-40.
- [14] 郑建荣. Adams 虚拟样机技术入门与提高[M]. 北京:机械工业出版社, 2005. ZHENG Jianrong. Introduction and improvement of Adams virtual prototyping technology[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2005.
- [15] 邢俊文, 陶永忠. MSC. ADAMS/View 高级培训教程[M]. 北京:清华大学出版社, 2004. XING Junwen, TAO Yongzhong. MSC. ADAMS/View advanced training course[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [16] Mechanical Dynamic, Inc. ADAMS help documents[Z]. Jilin: MDI, 1999.
- [17] 李军, 邢俊文, 覃文洁, 等. ADAMS 实例教程[M]. 北京:北京理工大学出版社, 2007. LI Jun, XING Junwen, TAN Wenjie, et al. ADAMS example tutorial[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2007.
- [18] 齐朝晖. 多体系统动力学[M]. 北京:科学出版社, 2008. QI Zhaozhui. Multi body system dynamics[M]. Beijing: (下转第 119 页)

- [M]. Beijing: Beijing Science & Technology Press, 1998.
- [4] 徐政. 交直流电力系统动态行为分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- XU Zheng. Dynamic behaviour analysis of AC/DC system [M]. Beijing: China Machine Press, 2014.
- [5] 汪峰, 徐政, 黄莹, 等. 高压直流输电主回路稳态参数计算[J]. 电工技术学报, 2009, 24(5): 135-140.
- WANG Feng, XU Zheng, HUANG Ying, et al. Calculation of main circuit parameters for HVDC transmission[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2009, 24(5): 135-140.
- [6] 曾果, 李兴源, 段毅, 等. 基于内模控制理论的 HVDC IMC-PID 控制器设计[J]. 电力自动化设备, 2014, 34(4): 162-167.
- ZENG Guo, LI Xingyuan, DUAN Yi, et al. Design of IMC-PID controller based on internal model control theory for HVDC control system[J]. Electric Power Automation Equipment, 2014, 34(4): 162-167.
- [7] 杨汾艳, 徐政, 张静, 等. 直流输电比例—积分控制器的参数优化[J]. 电网技术, 2006, 30(11): 15-20.
- YANG Fenyang, XU Zheng, ZHANG Jing, et al. Study on parameter optimization of HVDC PI controllers[J]. Power System Technology, 2006, 30(11): 15-20.
- [8] 罗隆福, 付颖, 李勇, 等. 直流输电控制器原理及稳态特性分析[J]. 电力自动化设备, 2009, 29(1): 65-69.
- LUO Longfu, FU Ying, LI Yong, et al. Controller of HVDC transmission system and its steady-state performance analysis[J]. Electric Power Automation Equipment, 2009, 29(1): 65-69.
- [9] KUNDUR P. Power system stability and control[M]. New York: McGraw-Hill, 1994.
- [10] 周孝法, 陈陈, 宋正强, 等. 基于改进 PSO 算法的 HVDC PI 控制器优化设计[J]. 高电压技术, 2009, 35(2): 408-414.
- ZHOU Xiaofa, CHEN Chen, SONG Zhengqiang, et al. Optimal design for HVDC PI controllers based on improved PSO algorithm[J]. High Voltage Engineering, 2009, 35(2): 408-414.
- [11] 王纪亮, 焦晓红. 具有遗传算法优化 BP 神经网络调节的 HVDC PID 控制器设计[J]. 化工自动化及仪表, 2010, 37(4): 5-9.
- WANG Jiliang, JIAO Xiaohong. Design of HVDC PID controller with BP neural network optimized by genetic algorithm[J]. Control and Instruments in Chemical Industry, 2010, 37(4): 5-9.
- [12] 伍家驹, 孙红艳, 刘斌, 等. 基于 CIGRE HVDC 控制器的 PI 参数可视化整定方法[J]. 电力自动化设备, 2012, 32(10): 115-120.
- WU Jiaju, SUN Hongyan, LIU Bin, et al. Visualized tuning of PI parameters for CIGRE HVDC controller[J]. Electric Power Automation Equipment, 2012, 32(10): 115-120.
- [13] KATSUHIKO O. Modern control engineering [M]. New Jersey, USA: Prentice Hall, 2010.
- [14] HILL R J, LUO F L. Stability analysis of thyristor current controllers [J]. IEEE Trans. on Industry Applications, 1987, IA-23(1): 49-56.
- [15] TAN N, KAYA I, ATHERTON D P. Computation of stabilizing PI and PID controllers[C]//Proceedings of 2003 IEEE Conference on Control Applications. Malatya. Turkey: [s.n.] 2003: 876-881.
- [16] ABB. The three Gorges-Changzho ± 500 kV DC transmission project: DC power and current control modes and features [Z]. Ludvika: ABB, 1999.
- [17] 吴凤江, 孙醒涛. 直流微电网中光伏发电系统的比例—积分—谐振控制[J]. 电网技术, 2014, 38(2): 271-280.
- WU Fengjiang, SUN Xingtao. Proportional-integral-resonant control of photovoltaic generation system in DC microgrid [J]. Power System Technology, 2014, 38(2): 275-280.

魏亮(1990—), 男, 硕士研究生, 研究方向为高压直流输电、电力系统稳定与控制。

王渝红(1971—), 女, 教授, 硕士研究生导师, 研究方向为高压直流输电、电力系统稳定与控制。

(上接第 113 页)

- Science Press, 2008.
- [19] 刘延柱, 洪嘉振, 杨海兴. 多刚体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1989.
- LIU Yanzhu, HONG Jiazhen, YANG Haixing. Multi rigid body system dynamics[M]. Beijing: Higher Education Press, 1989.
- [20] 雷天觉. 新编液压工程手册[K]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- LEI Tianjue. The new hydraulic engineering handbook [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1998.
- 朱苛婁(1983—), 男, 硕士, 工程师, 主要从事高压开关及其弹簧操动机构、永磁、磁力、斥力、电磁机构的研发和仿真分析技术。