

DOI:10.13296/j.1001-1609.hva.2015.04.021

# 长操作循环断路器用 HDA-3B 液压机构的设计

张 浩<sup>1</sup>, 贾 宁<sup>1</sup>, 伊 波<sup>2</sup>

(1. 新东北电气集团有限公司, 沈阳 110025; 2. 宁夏吴忠供电公司, 宁夏 吴忠 751100)

**摘要:** 根据美洲市场不同于国内市场的操作循环需求, 笔者所在公司开发出了满足其长操作循环要求的 362 kV 断路器。文中介绍了长操作循环 362 kV 断路器用 HDA-3B 液压机构的研制, 以国内 363 kV 断路器用 HDA-3 液压机构为基础, 通过增大储能器容积, 强化充压系统和密封结构等方式进行改进和设计。试验结果表明, 计算值能满足工程使用需要, 和试验实测值基本吻合, 综合技术性能达到设计的预想要求。

**关键词:** 长操作循环; 断路器; 液压机构; 储能器

## Design of the HDA-3B Hydraulic Operating Mechanism for Long Operating Cycle Circuit Breaker

ZHANG Hao<sup>1</sup>, JIA Ning<sup>1</sup>, YI Bo<sup>2</sup>

(1. New Northeast Electric Group Co., Ltd., Shenyang 110025, China;

2. Ningxia Wuzhong Power Supply Company, Ningxia Wuzhong 751100, China)

**Abstract:** Because the operating cycle for the American markets is different from the domestic market, a 362 kV circuit breaker that could satisfy the requirement of long operating cycle. This paper introduces the design of the HDA-3B hydraulic operating mechanism of the long operating cycle 362 kV circuit breaker, based on the HDA-3 hydraulic operating mechanism of the domestic 363 kV circuit breaker, through increasing energy storage barrel volume, improving the pressurized system and in the form of sealing structure to improve the design. The test results show that the calculated values can meet the practical project needs, and basically consistent with testing value, the comprehensive technical performance has reached the desired design requirements.

**Key words:** long operating cycle; circuit breaker; hydraulic operating mechanism; energy storage

## 0 引言

随着国内市场竞争的日益激烈, 为长远发展分散风险, 新东北电气集团积极开拓海外市场, 其中美洲市场将成为方向之一。但美洲电网与中国电网有一些差异, 其中标准操作循环就不尽相同。因此为了适应美洲市场的需求, 新东北电气集团高压开关有限公司为其特意开发了新的 362 kV 的断路器(包括 GIS 用断路器), 为配合断路器的使用专门开发了符合其标准操作循环的液压操动机构<sup>[1-6]</sup>。

## 1 新 362 kV 断路器对机构的要求

1) 带合闸电阻。由于加上合闸电阻后运动部件质量增加, 机构输出操作功需少许增大, 动能增大,

缓冲性能需改善。

2) 机构额定操作功的能量应至少满足 4 个 CO 操作循环。美洲电网要求额定操作循环 OCO-15 s-CO-70 s-CO。若机构在 70 s 内能够完成一个 CO 的储能, 也可以是在储能电机不启动的情况下, 机构额定操作功的能量应至少满足 3 个 CO 操作循环。

3) 主要参数见表 1。

表 1 362 kV 断路器主要参数

Table 1 The of 362 kV circuit breaker

| 项目名称        | 额定参数                |
|-------------|---------------------|
| 额定电压/kV     | 362                 |
| 额定电流/A      | 3 000               |
| 额定短路开断电流/kA | 50                  |
| 额定操作顺序      | OCO-15 s-CO-70 s-CO |

收稿日期: 2014-10-15; 修回日期: 2014-11-16

由于新 362 kV 的断路器主要参数与 LW56-363 断路器基本一致, 所以新的机构也是以 LW56-363 断路器使用的 HDA-3 氮气储能液压机构为基础研制, 见图 1。



图 1 HDA-3 液压机构配 LW56-363 型断路器

Fig. 1 HDA-3 hydraulic operating mechanism with LW56-363 CB

## 2 新机构的设计

### 2.1 改进的方向

根据新断路器的要求, 新机构需要在 HDA-3 氮气储能液压机构基础上做如下方向的改进: ①储能模块的改进; ②充压模块的改进; ③增加操作功的改进; ④缓冲系统的改进; ⑤密封结构的改进。

### 2.2 储能模块的改进设计

对于增加操作循环, 实际上最大的改进就是储能器, 只有具备充足的能量储备才有能力满足长操作循环的操作要求, 因此需要对储能器进行计算。首先对储能器压降与总容积的计算公式推导, 见图 2<sup>[7]</sup>。

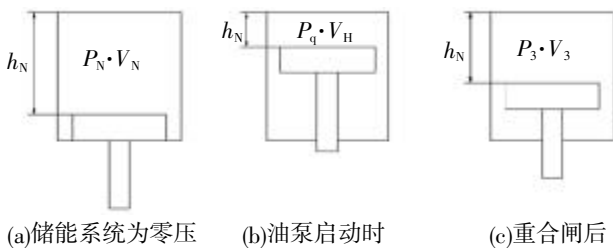


图 2 储能系统压力状态图

Fig. 2 The state of energy storage

机构进行分合闸操作的过程极短(以 ms 计), 一般认为是绝热过程; 而储能器从预充压力打压至停泵压力的过程则认为是等温过程<sup>[7]</sup>, 因此, 根据气体状态方程, 有  $V_H = \frac{P_N \cdot V_N}{P_q}$ , 重合闸过程中压力变化为

$$\frac{P_q}{P_3} = \left( \frac{V_H + n_c \cdot \eta_{03} \cdot V_{03}}{V_H} \right)^k \quad (1)$$

则有

$$\Delta P_z = P_q \left[ 1 - \left( \frac{P_N \cdot V_N}{P_N \cdot V_N + P_q \cdot n_c \cdot \eta_{03} \cdot V_{03}} \right)^k \right] \approx P_q \left( 1 - \frac{P_N \cdot V_N}{P_N \cdot V_N + P_q \cdot n_c \cdot \eta_{03} \cdot V_{03} k} \right) \quad (2)$$

式(1)、(2)中:  $n_c$  为工作缸数量, 这里取 1;  $\eta_{03}$  为 3 个 CO 操作过程中油量损耗系数, 一般取 1.3<sup>[8]</sup>, 为了增加裕度, 减小压降, 在这里取 1.5;  $\Delta P_z$  为 3 个 CO 操作一次的压降;  $k$  为气体绝热系数。

由式(1)、(2)进一步得出储能器的原始容积为

$$V_N = \frac{a_H \cdot P_q \cdot n_c \cdot \eta_{03} \cdot V_{03}}{P_N(1 - a_H)} \quad (3)$$

式(3)中,  $a_H = \left( \frac{P_q - \Delta P_z}{P_q} \right)^{1/k}$ , 即由假设的  $\Delta P_z$ , 就可以求取储能器的原始容积。

#### 2.2.1 原始容积的设计计算

1)  $\Delta P_q$  及  $\Delta P_z$  的确定。根据分闸闭锁压力下机构应具有的操作功及综合考虑工作缸的尺寸, 可定出分闸闭锁压力 ( $P_2 = 30.5$  MPa, 分闸一次压降 1 MPa, 合闸一次压降 0.5 MPa)。为了保证 3 个 CO 操作后操作功不至降太多, 在此设定  $\Delta P_z = 5$  MPa; 令  $P_q = 35$  MPa。这样就能保证压力在  $P_q$  的公差范围内时, 3 个 CO 操作后的系统压力在分闸闭锁压力  $P_2$  之上, 同时还有一定的裕度。

2) 3 个 CO 操作一次耗油量  $V_{03}$  的确定。工作缸参数为: 缸孔直径  $D = 60$  mm; 杆径  $d = 30$  mm; 行程  $H = 225$  mm。  $V_{03} = 3 \left[ (D^2 - d^2) \times \pi \times H / 4 \right] + 3 \times d^2 \times \pi \times H / 4 = 1.908 \times 10^6$  mm<sup>3</sup>。

3)  $a_H$  的计算。氮气的绝热系数  $k = 1.4$  则,  $a_H = \left( \frac{35 - 5}{35} \right)^{1/1.4} \approx 0.9$ 。

4) 预充氮气压力  $P_N$  的确定。考虑到操动机构的使用工况, 一般情况下, 储能器所储存的能量在启泵压力下要满足 3 个合分。把完成 3 个合分后的系统压力定为最低工作压力(设为  $P_1$ )。由于预充压力所对应的环境温度为 +20 °C, 考虑到温度升高的影响, 根据经验公式, 一般有

$$P_N = 0.9 P_1 \quad (4)$$

在启泵压力下完成 3 个合分后的压力降  $\Delta P_z = 5$  MPa, 则  $P_1 = P_q - \Delta P_z = 30$  MPa,  $P_N = 27$  MPa。把以上数值代入式(3), 得  $V_N = 3.339 \times 10^7$  mm<sup>3</sup>。储能筒内径为 135 mm, 则  $h_N = \frac{V_N}{D \times D \times \pi / 4} = 2\,330$  mm, 此数值为储能筒的净长度。考虑到油筒中的活塞以及气筒中端帽所占用的长度, 储能筒总长度  $h_N = 1\,250$  mm。

最终确定气筒总长度为 1 300 mm, 油筒总长度为 1 250 mm。循环压降在 35 MPa 压力下一次 3 个 CO 操作后实际系统压力为  $\frac{P_q}{P_3} = \left( \frac{V_H + n_c \cdot \eta_{03} \cdot V_{03}}{V_H} \right)^k$ ,  $P_3 = 32.2$  MPa。

图 3 为 HDA-3B 液压机构配 ZF15-363 型 GIS 用断路器试验。从试验结果来看, 在启泵压力  $P_q =$

35 MPa 下,进行一次 3 个 CO 操作后实际系统压力在 32 MPa 以上(3 个 CO 操作一次的实际压降仅为不到 3 MPa),完全符合理论计算。



图 3 HDA-3B 液压机构配 ZF15-363 型 GIS 用断路器试验  
Fig. 3 The test of HDA-3B hydraulic operating mechanism with ZF15-363 CB for GIS

### 2.2.2 储能器预充压力 $P_N$ 受温度影响的验证

在确定了储能器容积后,接下来验证其在温度变化情况下是否满足使用要求。根据气体状态方程可知,在容积一定的情况下,压力与温度成反比。即

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \frac{\Delta P}{\Delta T} \quad (5)$$

前面提到,预充压力  $P_N$  的参考温度为 +20 °C,因此,不同的温度变化范围对应不同的压力变化量,即

$$\Delta P = \frac{\Delta T \cdot P_N}{T_{20} + 273} = \frac{\Delta T \cdot P_N}{293} \quad (6)$$

$P_N = 27 \pm 0.5$  MPa,如果按上限考虑,则  $P_N = 27.5$  MPa。

考虑到阳光直射作用造成机构内温度高于环境温度的这一因数,设机构内最高温度为 +50 °C,则  $\Delta T = 30$  °C。

根据式(5),  $\Delta P = 2.8$  MPa 因此,在 +50 °C 时的预充压力  $P_N = 30.3$  MPa。

通过实际验证,从 34.5 MPa 下进行一个 OCO-CO 操作,压降仅不到 3 MPa。

上面的计算结果说明,即使是在 +50 °C 时的极端温度下,在重合闸闭锁压力(34.5 MPa)下进行重合闸操作后的系统压力仍然在预充压力之上,满足使用要求。图 4 为改进后的储能模块。

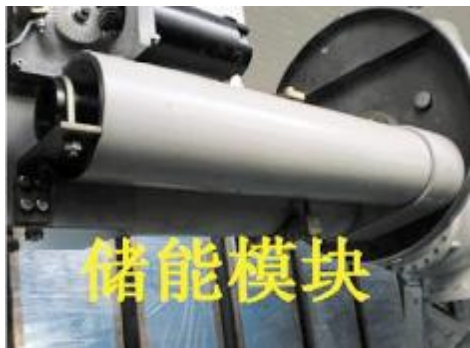


图 4 HDA-3B 液压机构储能模块

Fig. 4 The energy storage module of HDA-3B hydraulic operating mechanism

图 5 为原充压模块,图 6 为新充压模块。

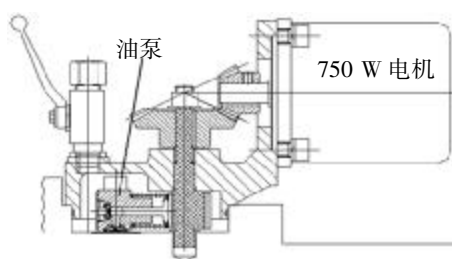


图 5 原充压模块(1 个油泵和 750 W 电机)  
Fig. 5 The original pressurized module (one pump and 750 W motor)

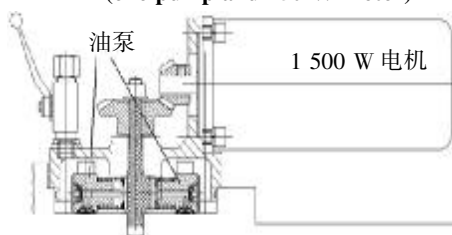


图 6 新充压模块(2 个油泵和 1500 W 电机)  
Fig. 6 The new pressurized module (two pump and 1500 W motor)

### 2.3 充压模块系统的改进

由于储能系统的改进加大了气体的体积,相应的储能过程中注入储能筒的液压油的体积也要增大,耗油量增加。若用原来的储能系统,那么充压的时间将大大延长,无法满足储能时间的需要,因此新机构的储能系统进行了加强设计,增强后的储能时间满足要求。

#### 2.3.1 增加注油效率。

从 2 方面改进:一个是油泵数量由原来的一个增加到 2 个;一个是更换功率更大的电机,由原来的 750 W 改为 1500 W,以及相应结构和油路进行修改。

#### 2.3.2 增大油箱储油量

由于储能筒加长,压缩氮气储能的用油量也相应的增加,为满足用油量的要求,油箱做出了相应的加大,新油箱的容积增加了 40%。

### 2.4 增加操作功的改进

由于断路器加上合闸电阻后运动部件质量增加、动能增大,机构输出操作功会增大,但增加的并不多。所以主要通过以下 2 个方面增加操作功。

#### 2.4.1 增加系统压力

新机构分闸闭锁压力为 30.5 MPa 高于原机构的 28.5 MPa,提高了分闸闭锁的系统压力,即增加了分闸闭锁压力下的操作功。

#### 2.4.2 减小操作压力降低值

原 HDA-3 机构合分操作一次压力降低值为 3 MPa, HDA-3B 机构通过储能筒体积的增加减小了压降,实际合分操作一次压力降低值不足 1 MPa,

新机构压降低于原机构。同等初始压力下, 新机构实际每次操作的平均压力要高于原机构, 即增加了每次操作的操作功。

通过样机所作的试验来看, HDA-3B 机构的速度特性完全满足设计的预想要求。

## 2.5 缓冲系统的改进

HDA-3B 液压操动机构分、合闸缓冲均采用了阶梯形柱塞缓冲结构。该缓冲属于变截面定缓冲压力的缓冲结构, 结构简单、加工方便、缓冲压力基本稳定适于大批量生产<sup>[9]</sup>。由于操作功的增加, 新机构的缓冲套由原来的铝合金材质改为钢材质以加强结构强度抗击更大的缓冲力。另外增大了缓冲环缝面积减小缓冲压力, 使能量得到更好的吸收以求合适的缓冲性能<sup>[10-16]</sup>。图 7、8 为试验样机的实测特性曲线。

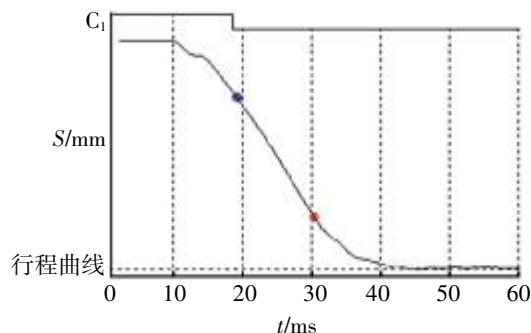


图 7 实测分闸缓冲特性曲线

Fig. 7 The actual open buffering characteristic curve

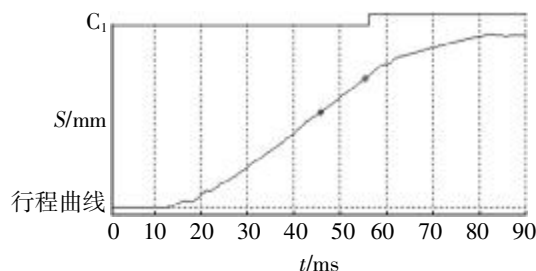


图 8 实测合闸缓冲特性曲线

Fig. 8 The actual close buffering characteristic curve

## 2.6 密封结构的改进

断路器及其配用的操动机构处于长期静止的状态, 接到命令要瞬时快速动作且要求动作可靠特性稳定。反映到动密封上, 就要求不但密封性能良好, 且具有稳定的摩擦系数和动态泄漏少的特点。原 HDA-3 机构部分动密封结构还是主要靠橡胶密封圈作为动密封, 在实践中不能很好的满足上述要求, 有渗漏油现象, 甚至有气蚀现象破坏液压元件<sup>[17-18]</sup>。

因此在新机构中将使用填充聚四氟乙烯组合密封圈结构, 见图 9, 其由聚四氟圈和弹性预压 O 型圈组合而成。利用 O 型橡胶圈自身的拉伸或压缩和受

外压力的作用产生的径向力使聚四氟乙烯圈紧贴壁表面来防止介质泄漏起到密封作用。通过修改储能器活塞处的设计结构来尽可能的降低密封圈的摩擦系数和热膨胀系数; 同时通过降低预充压力、增大储能器的原始容积来进一步提高设计裕度<sup>[19-20]</sup>。

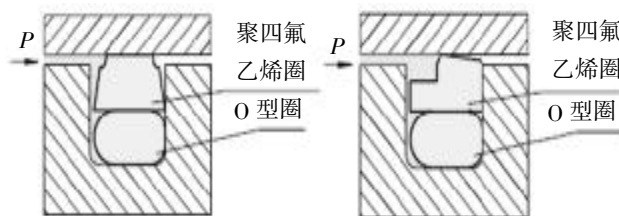


图 9 组合密封圈结构示意图

Fig. 9 The structure of combined sealing ring

## 3 结语

试验结果表明, 计算的数据满足美洲市场的长操作循环工况需要, 与试验得到的数据基本吻合。目前新的 HDA-3B 液压机构已经配 ZF15-363 型断路器完成了特性试验和机械寿命试验, 各项性能达到了设计的预期要求。

## 参考文献:

- [1] 陈保伦. 液压操动机构的设计与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.  
CHEN Baolun. Hydraulic operating mechanism design and application[M]. Beijing: China Machine Press, 2011.
- [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 hydraulic operating mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 2000.
- [3] 徐国政, 张节荣, 钱佳骊, 等. 高压断路器原理和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2000.  
XU Guozheng, ZHANG Jierong, QIAN Jiali, et al. Principle and application of high voltage breaker transmission [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2000.
- [4] SPEED W R. Utility evaluates circuit-breaker operating mechanisms[J]. Transmission & Distribution Word, 2001, 53(5): 32-35.
- [5] 陈保伦, 周仙娥, 姜章兰, 等. 大功率液压操动机构可靠性设计[C]// 第一届电器装备及其智能化学术会议论文集. 北京: [s.n.], 2007: 551-564.  
CHEN Baolun, ZHOU Xian'e, JIANG Zhanglan, et al. Reliability design on high power hydraulic operation mechanism[C]// The First Electric Equipment and Intelligent Academic Conference Proceeding. Beijing: [s.n.], 2007: 551-564.
- [6] 西安高压开关厂. 新编简明高压电器培训教材[M]. 西安: 西安高压开关厂, 1992.

- Xi'an High Voltage Switchgear Factory. New concise high-voltage electrical training material [M]. Xi'an: Xi'an High Voltage Switchgear Factory, 1992.
- [7] 楼家法. 断路器的操作和机械特性[M]. 西安: 西安高压开关厂, 1992.
- LOU Jiafa. Circuit breaker operation and mechanical properties[M]. Xi'an: Xi'an High Voltage Switchgear Factory, 1992.
- [8] 施文耀. 开关液压机构[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- SHI Wenyao. Switch's hydraulic operating mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [9] 张旭宏, 陈保伦. 断路器用大功率液压操动机构的设计[J]. 高压电器, 2010, 46(1): 1-4.
- ZHANG Xuhong, CHEN Baolun. Design of the high power hydraulic operating mechanism for CB [J]. High Voltage Apparatus, 2010, 46(1): 1-4.
- [10] 黎 斌. SF<sub>6</sub> 高压电器设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- LI Bin. Design of the SF<sub>6</sub> high voltage apparatus[M]. Beijing: China Machine Press, 2003.
- [11] 陈保伦. 机构可靠性分析及采取对策[J]. 高压开关行业通讯, 2007(8): 16-18.
- CHEN Baolun. Reliability and countermeasure analysis of operating mechanism [J]. High-pressured Switch Trade, 2007(8): 16-18.
- [12] 施文耀. 弹簧机构与液压机构的最佳组合[J]. 高压开关行业通讯, 2001(4): 40-44.
- SHI Wenyao. The best combination of spring mechanism and hydraulic mechanism[J]. High-pressured Switch Trade, 2001(4): 40-44.
- [13] 刘志远. 操动机构技术讲座[M]. 西安: 西安交通大学, 2005.
- LIU Zhiyuan. Technology lectures of operation mechanism [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2005.
- [14] 陈保伦. 操动机构技术讲座[M]. 西安: 西安西开高压电气股份有限公司, 2004.
- CHEN Baolun. Technology lectures of operation mechanism[M]. Xi'an: Xi'an XD Switchgear Electric Co., Ltd., 2004.
- [15] 成大先. 机械设计手册[K]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- CHEN Daxian. Handbook of mechanical design[K]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002.
- [16] 贾玉兰, 蔡耀辉. 实用机械设计手册(下)[K]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
- JIA Yulan, CAI Yaohui. Practical handbook of mechanical design (part II)[K]. Beijing: Machinery Industry Press, 1985.
- [17] 皱高鹏. 液压机构液压系统的气体污染与控制[J]. 高压电器, 2011, 47(9): 84-86.
- ZOU Gaopeng. Air contamination control of hydraulic system for hydraulic mechanism[J]. High Voltage Apparatus, 2011, 47(9): 84-86.
- [18] 李流远. 油液含气量对液压系统的影响[J]. 液压与气动, 2001, 1(1): 27-28.
- LI Liuyuan. The influence of air content in oil in the hydraulic system[J]. Helicopter Technique, 2001, 1(1): 27-28.
- [19] 朱志坚, 陈宏伟. 气泡对液压系统的危害及防范措施[J]. 液压与气动, 2002(1): 36-38.
- ZHU Zhijian, CHEN Hongwei. The harm of air bubble on hydraulic system and preventive measures[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2002(1): 36-38.
- [20] 陈保伦. 超高压断路器及其操动机构的新型动密封结构[J]. 高压电器, 1988, 24(5): 25-29.
- CHEN Baolun. New dynamic seal structure of high-voltage circuit breaker and its operation mechanism[J]. High Voltage Apparatus, 1988, 24(5): 25-29.
- 张 浩(1982—), 男, 工程师, 本科, 从事高压电器的设计研发及液压机构的设计研发。
- 贾 宁(1972—), 女, 工程师, 本科, 从事高压开关设备的研制和管理工作。
- 伊 波(1982—), 女, 工程师, 本科, 从事继电保护整定计算工作。

(编辑 袁 妮)

(上接第 113 页)

- GAN Yan, RUAN Jiangjun, CHEN Yunping. Application of unidimensional finite element method (FEM) coupled with three dimensional FEM in characteristics analysis of grounding mesh property [J]. Power System Technology, 2004, 28(9): 62-66.
- [16] 黄道春, 阮江军, 刘 佳, 等. 330 kV 绝缘子串电压分布和屏蔽环位置的优化[J]. 高电压技术, 2007, 33(1): 91-94.
- HUANG Daochun, RUAN Jiangjun, LIU Jia, et al. Calculation of voltage distribution along insulator string of 330 kV transmission line and position optimization of grading ring[J]. High Voltage Engineering, 2007, 33(1): 91-94.
- [17] 江 汛, 王仲奕. 330 kV 带均压环的棒形悬式复合绝缘子电场有限元法分析[J]. 高压电器, 2004, 40(6): 215-217.
- JIANG Xun, WANG Zhongyi. Analysis of the electric field of 330 kV composite insulator with grading rings[J]. High Voltage Apparatus, 2004, 40(6): 215-217.
- [18] 沈鼎申, 张孝军, 万启发, 等. 750 kV 线路绝缘子串电压分布的有限元计算[J]. 电网技术, 2003, 27(12): 54-57.
- SHEN Dingshen, ZHANG Xiaojun, WAN Oifa, et al. Calculation of voltage distribution along insulators of 750 kV by finite element method[J]. Power System Technology, 2003, 27(12): 54-57.
- 刘世念(1971—), 男, 硕士, 高级工程师, 主要从事电力设备化学清洗、腐蚀与防护的研究。
- 胡 珊(1989—), 女, 硕士, 主要从事电力设备带电清洗、有限元计算与仿真的研究。

(编辑 袁 妮)