

高压断路器液压操动机构油缸缓冲过程仿真与试验*

魏忠永¹ 赵鸿飞² 刘伟¹ 徐兵¹ 杨华勇¹

(1. 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027;

2. 河南平高电气股份有限公司, 平顶山 467001)

【摘要】 对550 kV超高压断路器液压操动机构中高速油缸的台阶型内缓冲结构进行仿真分析与试验研究,提出了通过判别雷诺数来选择缓冲过程中节流损失方程的建模方法,结合CFD流场分析对其缓冲节流过程进行了分阶段建模。仿真分析了油缸缓冲过程的压力、速度、位移等动态特性,并与试验测试结果进行了对比。结果表明,仿真分析结果与试验测试结果吻合较好,证明了建模方法的有效性,揭示了高速油缸缓冲过程的运动机理,指出了现有缓冲结构峰值压力和末速度过高的原因,可指导台阶型内缓冲结构的优化。

关键词: 高压断路器 液压操动机构 高速液压缸 缓冲 仿真 试验

中图分类号: TH137.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)06-0216-06

Cushion Process of the Hydraulic Cylinder of Hydraulic Operating Mechanism for High Voltage Circuit Breaker

Wei Zhongyong¹ Zhao Hongfei² Liu Wei¹ Xu Bing¹ Yang Huayong¹

(1. State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

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

Abstract

Cushion structure of high-speed cylinder of the 550 kV high voltage circuit breakers was analyzed. The flow characteristics of the cushion structure were estimated by Reynolds number and a simulation model was built with the results of CFD analysis. Pressure, velocity and displacement characteristics of the cylinder were simulated. The simulation results and the test results were compared. It indicated that the simulation method was effective and the simulation model was accurate. Dynamic characteristics of the cushion process of high speed hydraulic cylinder were revealed, and reasons for high peak pressure and high end-velocity were pointed out. The proposed method could help the optimization of cushion structure.

Key words High voltage circuit breaker, Hydraulic operating mechanism, High speed hydraulic cylinder, Cushion, Simulation, Experiment

引言

高速大功率液压控制系统中,液压缸活塞的运动速度很高,会在行程终端时产生强烈的冲击、噪声甚至机械碰撞,所以在结束运动前必须进行适当的

制动和缓冲^[1],以保证系统平稳可靠工作,提高其工作性能和寿命。一般常用的缓冲方法有液压缸外部控制和内部控制两种。国内外对液压缸和气动缸的外部缓冲控制研究较多,由于其控制增加了复杂性,外部缓冲基本没有应用在高压断路器上。而内

部缓冲装置结构简单,体积小,不需附加任何流量控制阀等元件,所以高压断路器液压操动机构中基本都采用内缓冲结构。浙江大学学者曾对高压断路器液压操动机构中油缸的各种内部节流缓冲方式有所研究,包括圆锥型内缓冲、平板节流内缓冲等形式的缓冲装置,以不同节流阶段转折点流量相等为原则进行建模分析^[1-2],但是这种节流状态转折判断只是建模过程中的一种假设分析方法,并没有确切反映出实际运动的节流转换过程。

以 550 kV 超高压断路器液压机构中高速油缸多级台阶型内缓冲装置为研究对象,对其缓冲过程进行分析研究。通过雷诺数判别流场状态来选用相应的节流损失模型,根据流场分析结果修正节流系数,建立缓冲过程的仿真模型,并通过试验验证模型的正确性。

1 数学建模

1.1 缓冲过程流场分析

液压操动机构中的高速油缸缓冲采用多级台阶型内缓冲结构,当油缸处于缓冲阶段时,其内部流场的变化非常复杂,缓冲过程的节流方程不能简单定义为某一种状态而采用相应的工程节流公式来分析与建模^[2]。在液压缸缓冲阶段,随着缓冲柱塞周围内部流场的变化,其雷诺数也在时刻发生变化,因此可以通过雷诺数判断流场状态来选择不同的节流损失方程,从而建立精确的油缸缓冲模型。

针对上述情况,从油缸运动过程中压力损失的各个阶段出发,将其缓冲过程分为几个不同的阶段,先后经历了阀口节流、沿程损失节流等过程。图 1 为缓冲柱塞在进入到缓冲腔某位置时的流场状态。CFD 流场仿真结果显示:a 到 b 过程系统处于阀口节流损失阶段,b 到 c 过程则是一环形流道的沿程压力损失阶段。基于流体力学的基本规律,精确地

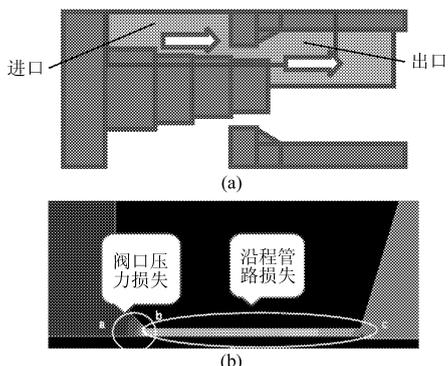


图 1 缓冲区域流场分析图

Fig. 1 CFD model of cushion structure

- (a) 缓冲结构有限元流场仿真模型
- (b) 缓冲结构 CFD 流场仿真结果

建立各个缓冲阶段的压力损失方程,进而建立油缸缓冲过程的仿真模型。

节流损失系数是缓冲过程建模中非常重要的参数,以往常采用工程方法来确定,这种方法在高速大流量状态下存在一定的误差。如图 2 所示,当油缸运动速度比较低的时候,CFD 仿真结果与 Matlab 仿真结果比较接近;但是随着速度的增大,两者之间的误差越来越大,两种方法中节流损失系数的差距也越大。其主要原因是传统工程方法中将节流损失系数当作一个常数,忽略了流体各种状态变化的影响^[2]。图 2 中 Matlab 修正模型仿真结果是根据 CFD 流场分析结果对 Matlab 中参数模型进行修正后的缓冲腔压力与速度关系曲线,与流场分析结果基本吻合。

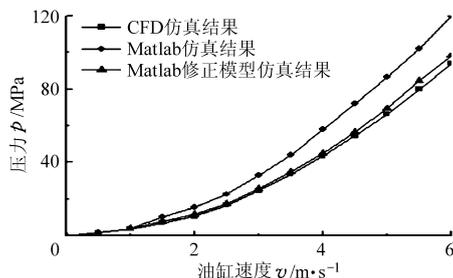


图 2 某位置时的压力-速度曲线

Fig. 2 Pressure - velocity characteristic at a certain location

1.2 数学模型

1.2.1 油缸活塞受力平衡方程

图 3 为油缸活塞受力示意图,由牛顿第二定律,其运动学方程为

$$p_B A_p - p_0 A_q - F - F_b = m \frac{d^2 x_1}{dt^2} \quad (1)$$

式中 x_1 ——液压缸位移

m ——负载当量质量

p_B ——液压缸无杆腔压力

A_p ——液压缸无杆腔作用面积

p_0 ——液压缸有杆腔压力

A_q ——液压缸有杆腔压力作用面积

F ——负载力 F_b ——缓冲反力

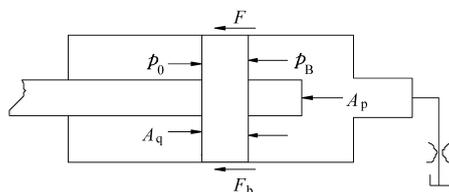


图 3 活塞受力示意图

Fig. 3 Schematic diagram of force on piston

其中, m 为灭弧室动触头以及连杆机构折算到活塞杆上的负载当量质量^[3],其大小在断路器开合过程中不断变化,实际仿真中输入的是当量质量随

液压缸行程而变化的函数;负载力 F 包括压气室反力和连杆机构摩擦力等,主要受灭弧过程 SF_6 气体流动特性影响,最大值可达 38 kN,实际仿真中输入的是实测负载力随液压缸行程而变化的函数。

1.2.2 缓冲节流模型

高速油缸缓冲过程中流场极其复杂,以合闸运动为例,合闸缓冲柱塞结构如图 4 所示。缓冲柱塞

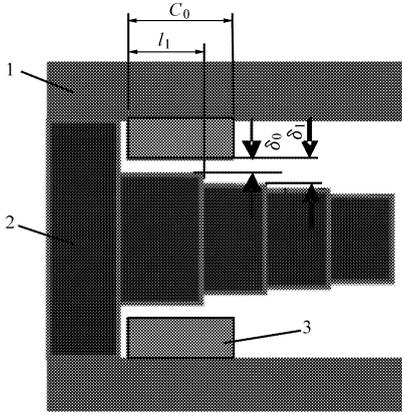


图 4 合闸端缓冲柱塞结构示意图

Fig. 4 Cushion piston structure

1. 缸壁 2. 缓冲柱塞 3. 缓冲套

与缓冲套之间先后经历局部压力损失阶段、阀口压力损失阶段及长孔节流和缝隙节流阶段,各阶段的流量方程如下:

(1) 局部压力损失阶段

$$Q_1 = C_d \pi d \delta \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}} \quad (2)$$

式中 Q_1 ——阀口流量

C_d ——阀口流量系数

Δp_1 ——进出口压力差

d ——缓冲柱塞直径

δ ——缓冲柱塞与缓冲套之间的间隙

ρ ——油液密度

(2) 阀口压力损失及长孔节流和缝隙节流阶段由伯努利方程

$$\frac{p_B}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_b^2}{2g} = \frac{p_C}{\rho g} + h_f + \alpha_2 \frac{v_c^2}{2g} \quad (3)$$

式中 p_C ——液压缸缓冲腔出口压力

v_b ——液压缸缓冲腔内部流体平均流速

v_c ——液压缸缓冲腔出口处流体平均流速

h_f ——沿程压力损失

α_1, α_2 ——动能修正系数

当雷诺数小于 1 000 时,流场为层流状态,其流量方程为

$$\Delta p_2 = \frac{12v_b \mu x}{\delta^2 (1 + 1.5\varepsilon^2)} \quad (4)$$

将式(4)应用于多级台阶型内缓冲结构中,可

得多级阶梯型缝隙缓冲流量公式为

$$Q_s = \frac{\pi d \Delta p_2}{12\mu \left[\frac{l_1}{\delta_1^3 (1 + 1.5\varepsilon_1^2)} + \frac{C_0 - l_1}{\delta_0^3 (1 + 1.5\varepsilon_0^2)} \right]} \quad (5)$$

当雷诺数大于 1 300 时,流场为紊流状态,其流量方程采用长孔节流损失计算公式

$$\Delta p_2 = \lambda \frac{l_1 \rho v_b^2}{d} \quad (6)$$

其中 $\lambda = \frac{0.3614}{Re^{\frac{1}{4}}}$

式中 λ ——损失系数 Re ——雷诺数

Δp_2 ——进、出口压力差

$\varepsilon, \varepsilon_1, \varepsilon_0$ ——偏心率

δ_0 ——第 1 级缓冲柱塞与缓冲套之间的间隙

δ_1 ——第 2 级缓冲柱塞与缓冲套之间的间隙

C_0 ——缓冲套总长度

l_1 ——进入缓冲套的台阶长度

μ ——油液粘度

当雷诺数大于 1 000 而小于 1 300 时,为便于计算,取式(5)和式(6)的平均值。

1.2.3 分闸流量连续性方程

分闸过程中液压缸缓冲腔流量连续性方程为

$$Q_2 = A_p \frac{dx_2}{dt} - \frac{V_p dp_B}{\beta dt} \quad (7)$$

式中 Q_2 ——分闸过程中液压缸无杆腔流量

V_p ——液压缸无杆腔容积

β ——油液压缩性系数

1.2.4 合闸流量连续性方程

合闸过程中液压缸缓冲腔流量连续性方程为

$$Q_3 = A_q \frac{dx_2}{dt} + \frac{V_q dp_0}{\beta dt} \quad (8)$$

式中 Q_3 ——合闸过程中液压缸无杆腔流量

V_q ——液压缸有杆腔容积

2 仿真与试验

550 kV 超高压断路器液压操动机构可简化为“蓄能器—管路—控制阀—液压缸”系统,如图 5 所示。蓄能器给液压系统供油,大流量二位三通换向阀切换系统的分合闸动作^[4-6]。分闸时 P、Z 口连通,油缸活塞杆向左运动,合闸时 Z、T 口连通,活塞杆向右运动。通过安装在分闸缓冲腔和合闸缓冲腔的压力传感器以及油缸位移传感器测试系统分合闸过程中的缓冲性能,验证系统模型。

表 1 为液压系统的主要参数。

液压缸采用多级台阶型缓冲柱塞的内缓冲结构,由于分闸缓冲压力冲击较大,分闸缓冲柱塞共设

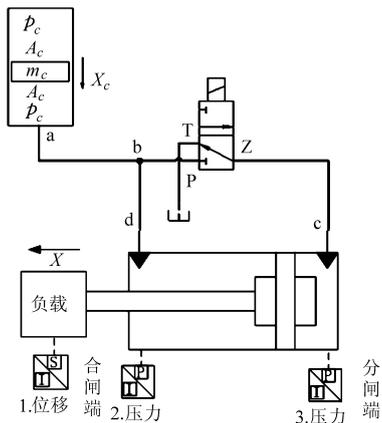


图 5 液压系统试验测试原理图

Fig. 5 Experimental principle of hydraulic system

置 7 个台阶,如图 6 所示;合闸缓冲柱塞设置 4 个台阶。各台阶的具体结构参数见表 2。

表 1 系统主要参数

Tab. 1 Main parameters of system

参数	数值
液压系统额定压力/MPa	32.6
液压缸行程/mm	180
液压缸内径/mm	70
液压缸杆径/mm	35
蓄能器容积/L	17
环境温度/℃	20
液压油液密度/g·cm ⁻³	0.85
液压油型号	10 号航空液压油

基于上述数学模型,在仿真软件 AMESim 中建立液压操动机构中控制阀系统、油源、管道、负载力、液压缸以及内缓冲结构的仿真模型,分析操动机构分合闸运动特性。以 550 kV 超高压断路器为基体,搭建了图 7 所示的液压操动机构试验台,试验测试其分、合闸运动特性以及压力/流量特性,对仿真结果进行验证。

2.1 缓冲腔压力特性

图 8 所示为断路器分闸过程中分闸缓冲腔压力特性与合闸过程中合闸缓冲腔压力特性的仿真与试验曲线。结果显示,仿真与试验结果吻合较好,验证了仿真模型具有很高的准确度。其中,分闸缓冲腔峰值压力试验值与仿真值的相对误差为 2.6%;合

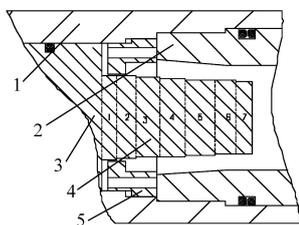


图 6 分闸端缓冲柱塞台阶结构示意图

Fig. 6 Structure of cushion piston (open motion)

1.缸壁 2.下螺母 3.缓冲柱塞 4.分闸台阶 5.缓冲套

闸缓冲腔峰值压力试验值与仿真值的相对误差为 4.3%。

表 2 缓冲柱塞结构参数

Tab. 2 Structure parameters of cushion piston

分闸台阶序号	间隙尺寸 (半径)/mm	台阶长度/mm	合闸台阶序号	间隙尺寸 (半径)/mm	台阶长度/mm
1	0.50	7	1	0.175	10
2	0.45	10	2	0.125	10
3	0.40	14	3	0.07	10
4	0.30	12	4	0.05	10
5	0.225	11			
6	0.15	9			
7	0.09	7			

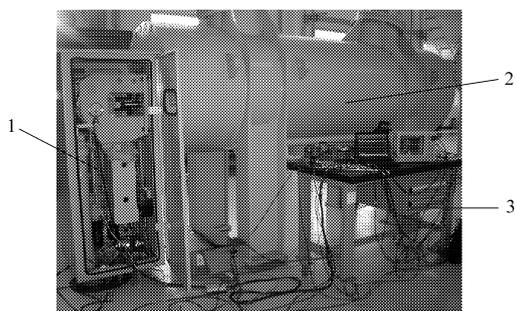


图 7 液压操动机构试验台

Fig. 7 Hydraulic mechanism test bed

1. 液压操动机构及测试系统 2. 灭弧室 3. 数据采集装置

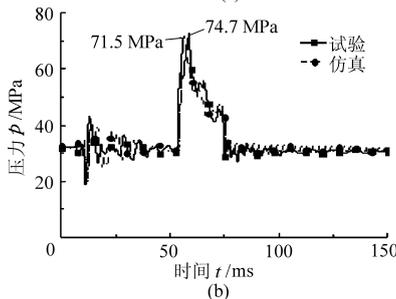
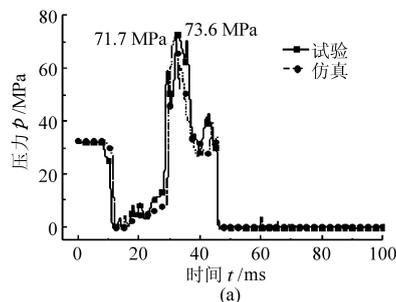


图 8 缓冲腔压力特性曲线

Fig. 8 Pressure characteristic curve in cushion chamber

(a) 分闸试验 (b) 合闸试验

图 9 所示为不同系统压力下分闸试验与合闸试验所测得的油缸缓冲腔压力特性曲线。结果显示,随着系统压力的降低,油缸缓冲柱塞进入缓冲腔的时间变长,缓冲腔峰值压力降低,但是其大小基本上

是相应系统压力的 2.2 ~ 2.3 倍。

从油缸缓冲腔压力特性分析中可以得出,当缓冲柱塞刚进入缓冲腔时,由于缓冲间隙过小,出现了比较高的峰值压力;而在后几级台阶的缓冲过程中,缓冲腔压力偏小,缓冲效果不是很理想。因此在结构优化设计中可以适当增加前两级台阶的缓冲间隙,减小末端台阶间隙,从而使缓冲腔的峰值压力降低,维持缓冲阶段的压力在缓冲平均值附近。

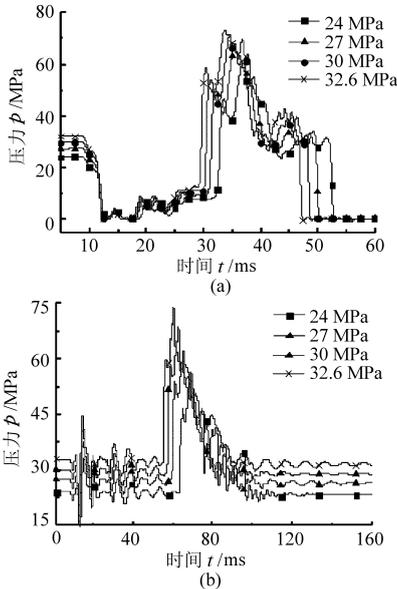


图9 系统压力对分合闸缓冲腔压力特性的影响曲线
Fig.9 System pressure influence on cushion pressure
(a) 分闸试验 (b) 合闸试验

2.2 液压缸位移特性

图 10 所示为断路器分闸过程与合闸过程中液压缸位移特性仿真与试验曲线。结果显示,仿真结果与试验数据基本吻合。其中,分闸时断路器分闸

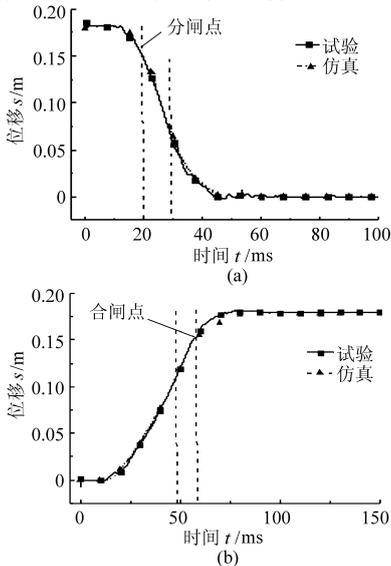


图 10 液压缸位移特性曲线
Fig.10 Characteristic curve of cylinder displacement
(a) 分闸试验 (b) 合闸试验

时间和分闸速度分别为 19.5 ms、8.9 m/s,液压缸在 28 ms左右进入缓冲,45 ms左右完成分闸动作。合闸过程液压缸工作在差动方式,断路器合闸时间与合闸速度分别为 58.1 ms、4.53 m/s,液压缸在 52 ms左右进入缓冲,76 ms左右完成动作。

由于分闸过程中油缸速度大于合闸过程,所以分闸缓冲柱塞的台阶数和缓冲距离都要大于合闸时。此外,在缓冲结构的设计与优化过程中,除了缓冲腔的峰值压力外,其压力/速度与位移的关系以及缓冲柱塞的末速度都是重要的设计参数。良好的缓冲结构将减小缓冲腔压力变化;使峰值压力适中,不超过系统压力的 2 倍;并能有效降低活塞末速度。

2.3 压力/速度-位移特性

图 11 所示为分闸过程与合闸过程中压力和速度与位移之间的关系曲线。从压力-位移特性曲线可以看出:油缸缓冲腔的压力在整个缓冲过程中落差比较大,并非是一个理想的缓冲过程。尤其在缓冲柱塞刚进入缓冲腔时,缓冲腔压力突增,产生了很大的峰值压力;而在后几级台阶中缓冲压力迅速降低,缓冲效果不明显,使得缓冲运动结束时活塞末速度偏高。

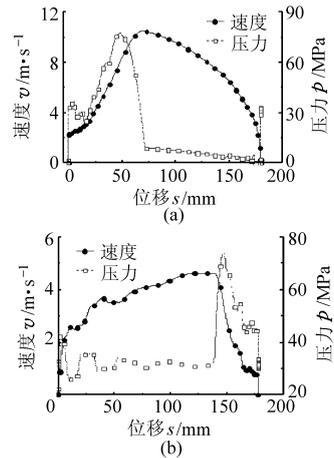


图 11 油缸速度/压力-位移特性曲线
Fig.11 Pressure/velocity-displacement characteristics
(a) 分闸过程 (b) 合闸过程

从速度-位移特性曲线可以看出:分合闸过程的活塞末速度远大于缓冲设计的一般要求,使系统产生强烈的冲击,降低了系统的使用寿命和可靠性。为进一步降低油缸缓冲腔峰值压力,减小活塞末速度,在保持现有缓冲行程以及缓冲柱塞直径、缓冲台阶数量等参数不变的情况下,可以通过改变各级台阶的间隙以及对各级缓冲长度进行合理配置,从而优化油缸台阶型内缓冲结构,降低系统缓冲压力峰值,减小其缓冲压力的变化,使油缸的缓冲运动过程接近等减速运动。

3 结束语

通过雷诺数来判别流场状态,结合缓冲过程的流场 CFD 仿真分析,基于 AMESim 仿真软件对液压操动机构中高速油缸台阶型内缓冲装置的缓冲过程进行分阶段建模。对比仿真与试验结果,分析了缓冲过程中油缸缓冲腔压力、速度和位移等动态特性,

仿真与试验结果基本一致,验证了建模方法的有效性以及仿真模型的准确性。现有高压断路器液压操动机构中高速油缸内缓冲结构的缓冲效果不理想,缓冲柱塞上各台阶的间隙和长度匹配不合理,使得油缸缓冲腔的峰值压力较高,缓冲末速度较大,严重影响了液压系统及元件的可靠性和寿命,有待进一步改进设计。

参 考 文 献

- 1 刘波,吴嵩,丁凡,等. 高速液压缸平板节流缓冲过程的研究[J]. 机床与液压, 2004(9): 40~41.
Liu Bo, Wu Song, Ding Fan, et al. Study on flat plate throttle cushion process of high speed hydraulic cylinder[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2004(9): 40~41. (in Chinese)
- 2 伍中宇. 超高压断路器液压操动机构特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2008.
Wu Zhongyu. Research on characteristics of hydraulic operating mechanism of the super-high voltage circuit breaker[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2008. (in Chinese)
- 3 Liu Wei, Yang Huayong, Xu Bing. Simulation study on the control valve in hydraulic operating mechanism of the high voltage circuit breaker[C]//2008 Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Boston, 2008.
- 4 Jiang Zemin, Zhang Baihai. Modeling and simulation of the characteristics of pneumatic cushion cylinders[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2002, 11(2): 129~132.
- 5 刘伟,杨华勇,徐兵,等. 高压断路器液压操动机构管道特性研究[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 182~187.
Liu Wei, Yang Huayong, Xu Bing, et al. Pipe characteristics of high voltage circuit breaker with hydraulic operating mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 182~187. (in Chinese)
- 6 杨武,荣命哲,王小华,等. 考虑电动力效应的高压断路器动力学特性仿真分析[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(5): 103~107.
Yang Wu, Rong Mingzhe, Wang Xiaohua, et al. Dynamic simulation of high-voltage circuit breaker concerning electrodynamic force[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(5): 103~107. (in Chinese)

(上接第 198 页)

- 10 Sofronis P, McMeeking R M. Numerical analysis of hydrogen transport near a blunting crack tip[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 1989, 37(3): 317~350.
- 11 Kumnick A J, Johnson H H. Deep trapping states for hydrogen in deformed iron[J]. Acta Metallurgica, 1980, 28(1): 33~39.
- 12 Krom A H M, Koers R W J, Bakker A. Hydrogen transport near a blunting crack tip[J]. Journal of the Mechanics and Physics of solids, 1999, 47(4): 971~992.
- 13 Sofronis P, Liang Y, Aravas N. Hydrogen induced shear localization of the plastic flow in metals and alloys[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2001, 20(6): 857~872.
- 14 Kotake H, Matsumoto R, Taketomi S, et al. Transient hydrogen diffusion analyses coupled with crack-tip plasticity under cyclic loading[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2008, 85(8): 540~549.
- 15 Tracey D M. Finite element solutions for crack-tip behavior in small-scale yielding[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 1976, 98(2): 146~151.
- 16 Robertson I M. The effect of hydrogen on dislocation dynamics[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2001, 68(6): 671~692.