

◀ 钻井技术与装备 ▶

XJ250 修井机液压盘式刹车液压控制系统仿真分析

张连业¹ 吴文秀² 刘 威³

(1. 中石化西南油气田分公司物资供应处 2. 长江大学机械工程学院 3. 新疆农垦科学院机械装备研究所)

摘要: 以 XJ250 修井机液压盘式刹车的液压控制系统为研究对象, 通过分析液压盘式刹车的液压控制系统结构, 建立了基于全局流量与液压缸活塞运动方程的数学模型; 构建了液压控制系统的 AMESim 仿真模型, 设置了模型参数及仿真参数。以典型的正弦曲线液压源信号及激励电磁阀信号变化仿真研究工作制动液压控制系统响应性能, 以阶跃开关信号突然开启模拟分析紧急制动液压系统响应。得到了工作制动及紧急制动过程中液压控制系统主要阀口处液压动态响应曲线, 仿真结果与实际运行情况相符。该仿真分析为修井机液压盘式刹车液压控制系统性能的改进与完善提供了参考。

关键词: 液压盘式刹车; 液压控制系统; AMESim; 仿真; 动态响应

中图分类号: TE935.03 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4578 (2012) 09-0049-05

Simulation Analysis of the Hydraulic Control System of the Hydraulic Disc Brake on the XJ250 Workover Rig

Zhang Lianye¹ Wu Wenxiu² Liu Wei³

(1. Material Supply Department, SINOPEC Southwest Oil and Gas Field Company 2. College of Mechanical Engineering, Yangtze University 3. Research Institute of Mechanical Equipment, Xinjiang State Farm Academy)

Abstract: Taking as the object of study the hydraulic control system of the hydraulic disc brake on the XJ250 workover rig, the mathematical model on the basis of global flow and hydraulic cylinder piston motion equation was established by analyzing the structure of the control system. The AMESim simulation model for the hydraulic control system of the braking system was constructed and the model parameters and simulation parameters were set. The variation of the typical sine curve hydraulic source signal and excitation electromagnetic valve signal was used to carry out a simulation study of the response system of the operating brake hydraulic control system. The sudden opening of the step switch signal was used to conduct a simulation analysis of the urgency brake hydraulic system response. The hydraulic dynamic response curve of the main valve port of the hydraulic control system in the process of operating brake and urgency brake was derived. The simulation result is in agreement with the practical operation. The simulation analysis offers a reference for the improvement of the performance of the hydraulic control system of the workover rig disc brake.

Key words: hydraulic disc brake; hydraulic control system; AMESim; simulation; dynamic response

0 引 言

液压盘式刹车系统具有刹车力矩容量大、制动效能稳定、耐衰退性能好、制动灵敏、更换维修方便、结构紧凑、易于专业化、系列化生产及大大减

轻司钻劳动强度等优点, 因而能很好地满足钻修井需要, 并得到了广泛的应用^[1]。但该系统在复杂打捞、修复油井套管等修井作业过程中存在制动力大小难以调节、控制目标波动大、响应滞后和操作手感差等问题。为此, 笔者对 XJ250 修井机液压盘式刹车液压系统典型的工作及安全刹车制动过程进

行建模和仿真分析。

1 液压盘式刹车液压控制系统

1.1 组成

XJ250 修井机液压盘式刹车的液压控制系统主要由制动执行机构、液压站、操作台及连接它们的各种液压管线等组成。制动执行机构主要由滚筒、刹车盘、工作钳、安全钳、钳架及过渡板等部分构成，如图 1 所示。液压站是动力源，为执行机构提供作业所需的液压动力，操作台是动力调节控制环节，主要通过各种液压气动控制阀来实现，气控换向阀、气控先导阀及所接气路起到辅助保护作用，如图 2 所示。

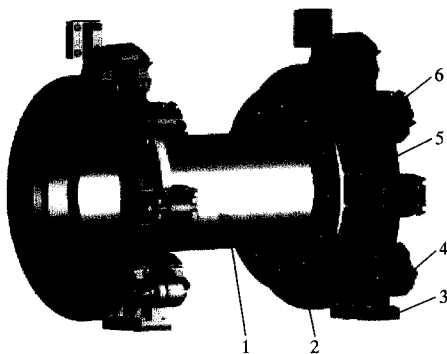


图 1 液压盘式刹车制动执行机构示意图

Fig. 1 Diagram of braking actuator of hydraulic disc brake

- 1—滚筒；2—刹车盘；3—过渡板；
- 4—安全钳；5—钳架；6—工作钳。

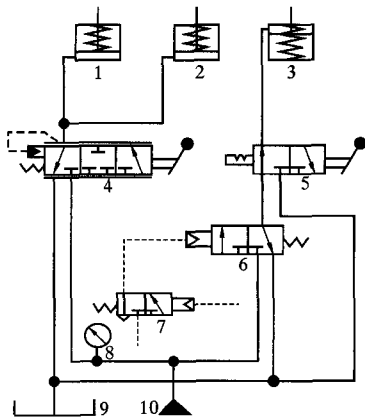


图 2 盘式刹车液压系统原理图

Fig. 2 Principle diagram of disc brake hydraulic system

- 1、2—工作钳液压缸；3—安全钳液压缸；4—手动刹车阀；5—
- 自定位手动换向阀；6—气控换向阀；7—气控先导阀（右接防碰
- 阀气路，下接主气路）；8—压力表；9—油箱；10—可变液源。

1.2 工作原理

刹车钳靠油缸产生的液压力与弹簧力的共同作用来实现松刹和制动。工作钳刹车部分有 1 个刹

把，司钻可通过刹把调整刹车减压阀出口压力的大小及速度快慢，以获得不同的刹车力矩。安全钳刹车部分有 1 个手动换向阀，平时都处于关闭状态，当遇到紧急制动情况，开启手动换向阀，安全钳刹车块将刹车盘抱死。司钻凭手感和压力表及指重表控制刹车力矩的大小。通过控制工作钳与安全钳的刹车力矩，实现起升系统工作制动、紧急制动和驻车制动。工作制动由工作钳液压缸输出制动力实现，紧急制动由工作钳和安全钳输出制动力共同实现，驻车制动仅由安全钳实现。当修井机不工作或司钻要离开操作台时，拉下刹车系统的驻车手柄，安全钳刹车启动，防止大钩等滑落，此时修井机起升系统处于静止状态。

2 液压控制系统的数学模型

2.1 流量模型

建模过程中，忽略管路的沿程压力损失和局部压力损失，忽略制动阀开启时液压油的瞬时冲击与泄漏，忽略制动油管、制动液缸体弹性变形。工作钳的工作过程是典型的阀控单作用缸的模型，对进入（流出为负）开式钳制动液缸的流量 Q 进行分析，则有^[2]：

$$Q = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{A_p x_p + V_0}{E} \frac{dp}{dt} \quad (1)$$

式中 A_p ——活塞有效面积， m^2 ；

x_p ——活塞移动距离， m ；

V_0 ——工作钳液压缸的初始体积， m^3 ；

E ——液体弹性模量， N/m^2 。

制动压力是指制动片出现制动力时液压缸内的工作压力。液压盘式刹车主要通过调节制动压力来调节制动力矩的大小，从而控制制动效果。当制动压力产生时，摩擦块与制动盘的间隙消失。在封闭的液压缸容积中，随着活塞的运动，设 $V = A_p x_p + V_0$ ，假设温度不变，则式 (1) 可简化为：

$$Q = \frac{V}{E} \frac{dp}{dt} \quad (2)$$

进入或流出液缸的流量等于流过比例阀的流量。对于压力调节阀，无论是手动司钻阀还是电磁阀，均满足以下流量方程：

$$Q = \frac{dV}{dt} = CA \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta p^m \quad (3)$$

式中 C ——阀口流量系数；

A ——阀口流通面积， m^2 ；

Δp ——节流口压差， Pa ；

m ——节流指数, $m = 0.5 \sim 1.0$, 与节流口两端的压力差、过流面积及节流口形式有关。

2.2 动力学模型

在刹车制动过程中, 刹车阀制动力的反复变化使液压缸活塞的受力和运动状态不断变化。因此, 在建立液压缸活塞模型时, 应考虑动态特性的影响, 图3为液压缸活塞的动力学模型。活塞动力学方程为^[3]:

$$m_p \ddot{x}_p + C_p \dot{x}_p + K_p x_p = P_b A_p - F_{k0} \quad (4)$$

式中 m_p ——制动液缸活塞质量;
 C_p ——制动器粘性阻尼系数;
 K_p ——等效制动器刚度;
 F_{k0} ——系统干摩擦力。

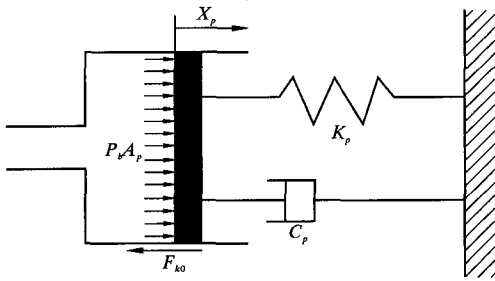


图3 液压缸活塞动力学模型

Fig.3 Dynamic model of brake clamp piston

3 仿真模型的建立

3.1 典型制动的 AMESim 仿真模型

AMESim 软件是由法国 Imagine 公司开发的一款新型的高级建模和仿真软件, 采用物理模型的图形化建模方式, 软件中包含丰富的应用元件库, 方便搭建及组合成用户仿真所需的仿真模型^[4]。

3.1.1 工作钳制动仿真模型

依据液压盘式制动器工作钳制动系统的工作原理, 从 AMESim 模型库中选取合适的元器件, 并按照原理图连接好, 即可构成工作钳制动的 AMESim 仿真模型, 如图4所示。

工作钳上的回位弹簧有初始安装弹力, 当活塞处于0位置时, 安装弹力通过活塞等作用到缸筒右端, 当活塞离开0位置后, 安装弹力由一部分液压力来平衡, 筒端对活塞的正应力瞬间消失。为了准确表达这一特性, 采用位移传感器检测活塞的位移, 将此位移信号传给信号自动选择器, 根据判断条件选择出力信号。

3.1.2 紧急制动仿真模型

紧急制动时, 工作钳与安全钳均参与制动, 液

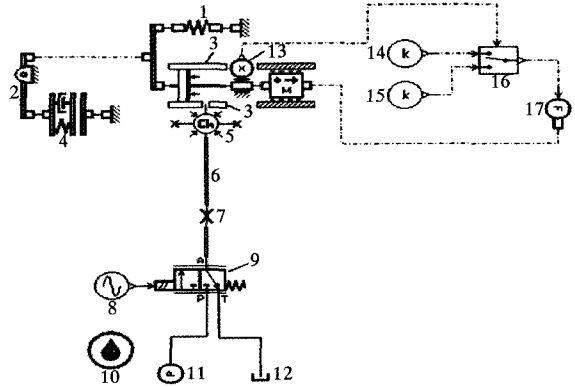


图4 工作钳制动的 AMESim 仿真模型

Fig.4 AMESim model of operating clamp braking

1—复位弹簧; 2—杠杆; 3—液压缸; 4—刹车块及刹车盘; 5—四通通道可变容腔; 6—连接油管; 7—节流阀; 8—激励信号; 9—压力调节阀; 10—液压油; 11—液源; 12—油箱; 13—位移传感器; 14、15—信号显示器; 16—信号自动选择器; 17—力转化器。压系统仿真模型如图5所示。此时, 压力调节阀有控制信号, 阀心处于左位; 电磁开关阀的线圈处于失电状态, 阀心处于右位, 元件1、2、3、7及连接管路等构成安全钳的仿真模型。

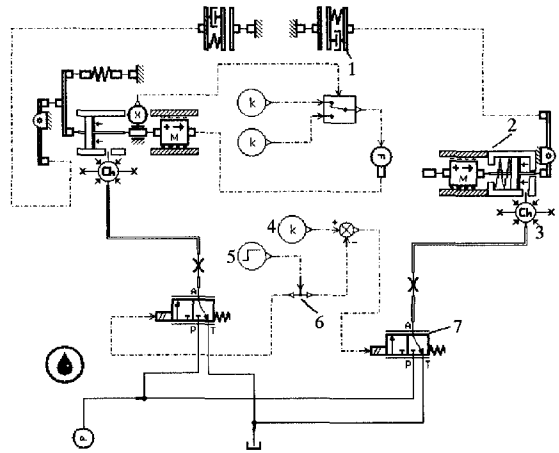


图5 紧急制动 AMESim 仿真模型

Fig.5 AMESim model of urgency braking

1—安全钳刹车块及刹车盘; 2—安全钳液压缸; 3—安全钳四通通道可变容腔; 4—常源信号; 5—电磁开关信号; 6—信号分路器; 7—电磁开关阀。

3.2 子模型模式

进入 AMESim 子模型模式, 为系统的各个模块选择合适的子模型。根据液压盘式刹车的现场使用情况, 选择液压控制系统元件子模型: 制动液用 FP04, 复位拉簧为 SPR000A, 活塞缸为 BAP11, 滑块为 MS004。刹车系统选择 LSTP00A, 四通液容积选择 HC01, 节流阀选用 OR000, 杠杆选择 LML002, 连接管路选择 HL01, 二位三通电磁阀选择 HSV23_02 - 2, 恒压源选用 PS00, 油箱选用

TK001, 开关信号等不需要选择。

3.3 模型参数设置

在选完元件子模型后, 需要进入到参数模式对各个模型进行参数设置。AMESim 对于每个模型都给出了参数选项和初始值, 需要将参数设为合适的值。对工作制动各个元件模型参数的设置如下。

3.3.1 制动液

盘式刹车制动液分为 2 种, 夏季用具有很好抗磨性的 HM46 液压油, 冬季用具有粘温性的 HV32 液压油。以 HM46 液压油为模型制动液, 其密度为 850 kg/m^3 , 体积模量为 1700 MPa , 绝对粘度为 $46 \text{ mPa} \cdot \text{s}$, 温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

3.3.2 工作钳复位拉簧

依据现场试验数据, 选择拉簧刚度系数为 183 kN/m , 初始力为 6.294 kN 。

3.3.3 安全钳复位碟簧

依据现场试验数据, 选择碟簧的刚度系数为 4735 kN/m , 初始力为 73.578 kN 。

3.3.4 工作钳液缸

活塞直径 120 mm , 活塞杆直径 60 mm , 质量 4.87 kg , 粘性阻尼系数 $50 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 忽略库伦力及静摩擦力。

3.3.5 安全钳液缸

活塞直径 140 mm , 活塞杆直径 70 mm , 质量为 5.43 kg , 粘性阻尼系数 $50 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 忽略库伦摩擦力。

3.3.6 工作钳节流阀

采用计算比较方便的“分析孔的直径”方法, 特征流量设为 15 L/min , 相对压降设为 0.1 MPa , 临界雷诺系数设为 1000 。

3.3.7 工作钳与安全钳连接油管

管径 8 mm , 长度 6.5 m , 壁厚 1 mm , 弹性模量 206 GPa , 定义额定有效体积模量。

3.3.8 安全钳压力阀

额定电流 40 mA , 频率 20 Hz , 阀阻尼比为 0.8 。

3.3.9 刹车盘与摩擦片

接触刚度 $1 \times 10^9 \text{ N/m}$, 接触阻尼 $1 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 开始接触间隙为 0.5 mm , 满接触深度 0.05 mm 。

3.3.10 油箱

油箱压力为 0 。

3.4 运行模式

设置开始时间为 0 s , 结束时间为 0.3 s , 采样周期为 0.0001 s , 误差精度 0.001% , 选择时间监

控及动态仿真, 点击开始, 运行 AMESim 的仿真。

4 仿真结果及分析

4.1 正弦函数液源

给定输入的液压源的信号为振幅 6 MPa 、频率 10 Hz 、初始相位及振幅 0 的正弦信号, 仿真结果如图 6 所示。

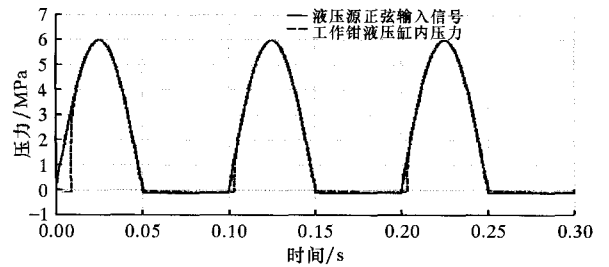


图 6 液压源正弦输入及液缸内压力变化曲线
Fig.6 Variation curves of hydraulic source sine input signal and hydraulic cylinder pressure

在绘图模式下, 选择 File-Export Values, 命名“data.xls”, 并用 Excel 程序打开, 得到 3 组数据, 分别是时间变量、正弦压力源信号和工作钳液缸内的压力。在相同时间下, 计算工作钳液缸内压力, 将该压力减去正弦压力源信号值, 并绘制其随时间变化的平滑散点曲线, 如图 7 所示。

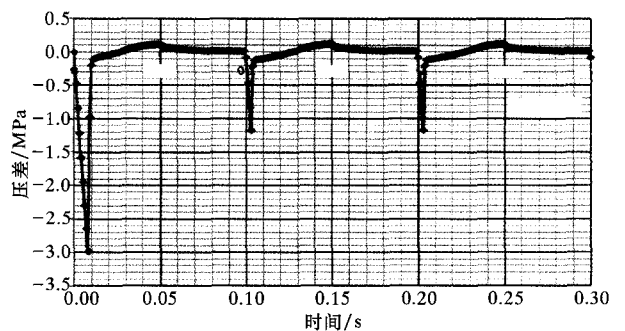


图 7 压差随时间变化曲线
Fig.7 Variation curve of pressure difference value with time

从图 6 和图 7 可知, 输入为正弦源信号时, 液压盘式刹车系统存在开启冲击与输出滞后现象, 进入第 3 个周期达到稳定。最大滞后量发生在第 1 个周期上, 约为 3 MPa , 滞后时间约为 0.010 s , 稳定后的系统最大滞后约为 1.2 MPa , 时间约为 0.006 s 。输入的信号源与工作钳液缸内的压力 (简称缸压) 曲线基本一致。

4.2 正弦激励电磁阀信号

液压源固定为 6 MPa , 给定输入液压源的电磁阀信号为振幅 40 mA 、频率 10 Hz 、初始相位及振幅 0 的正弦信号, 仿真结果如图 8 所示。

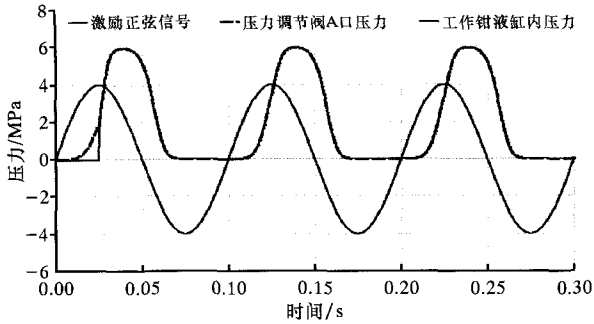


图8 正弦控制信号频率为10 Hz时的压力变化曲线
Fig. 8 Pressure variation curve when sine control signal frequency is 10 Hz

从图可看出, 激励正弦信号与压力调节阀的缸压不同步, 激励信号处于上半周期上升阶段, 其他两者均反应“迟缓”, 当激励信号处于上半周期下降段, 其他两者才达到压力最大值6 MPa, 然后再缓慢下降。当输入负向信号源时, 两者将滞后的显示为0。比较几个周期大小, 第1个输出波形小, 第2、第3个波形正常。提高正弦控制信号的频率时, 液压缸内压力滞后将非常明显, 能调节压力幅值变化不大(液缸压力几乎为固定值1.2 MPa), 如图9所示。

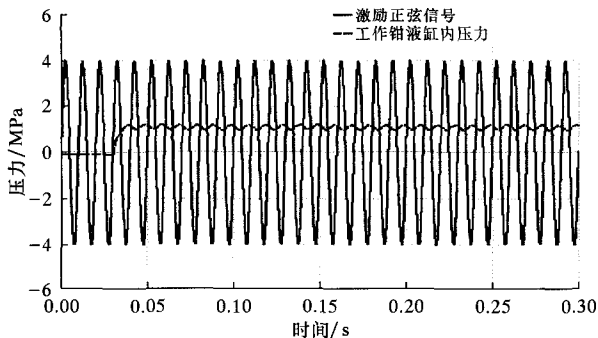


图9 正弦控制信号频率为100 Hz时压力变化曲线
Fig. 9 Pressure variation curve when sine control signal frequency is 100 Hz

4.3 紧急制动仿真

安全钳液源为6 MPa, 制动之前处于打开状态, 当遇到紧急情况时, 操作人员发出闭合信号, 安全钳及工作钳瞬间抱死刹车盘。设工作钳开关信号为: 0.01 s由0阶跃变为40 mA, 安全钳的开关信号为: 0.01 s由40 mA阶跃变为0, 其仿真结果如图10、图11所示。从图10可知, 紧急制动时, 输入开关信号, 工作钳压力调节阀与液缸压力均缓慢增加, 约0.040 s时刻达到60 MPa, 滞后时间约为0.030 s。液压压力与压力调节阀也存在一定的滞后关系, 其主要原因与连接管路长度、材料、变形和液压缸的死区容积等有关。

从图11可知, 刚开启安全钳时, 安全钳液缸

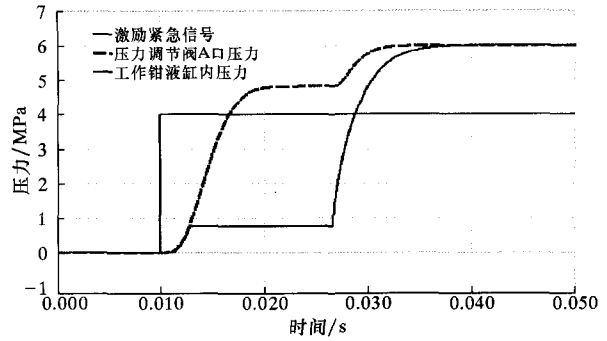


图10 紧急制动工作钳内压力随信号变化曲线
Fig. 10 Pressure variation curve with signal in urgency braking operating clamp

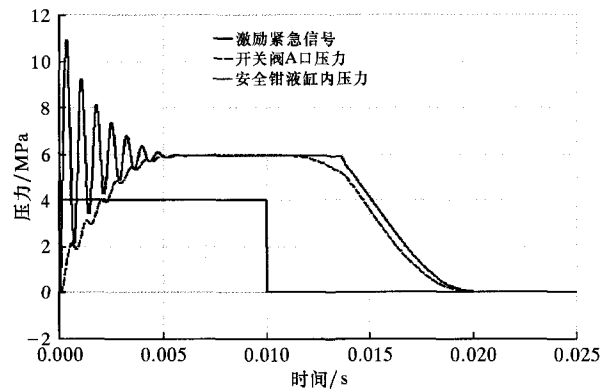


图11 紧急制动安全钳内压力随信号变化曲线
Fig. 11 Pressure variation curve with signal in urgency braking safety clamp

内压力有一定波动, 约0.006 s达到稳定。这是由于弹簧蓄能释放引起的, 当紧急制动时开关阀先保压后减压, 增压时间约为0.003 s, 减压时间约为0.007 s。开关信号开启后, 开关阀压力开始下降, 时间比较同步, 缸内压力先保压, 在0.014 s时开始下降, 至0.020 s时降为0。从图10、图11可知, 紧急制动启动后, 安全钳抱死所需时间约为0.010 s, 工作钳抱死所需要时间约为0.030 s。此外, 通过仿真还可得如下曲线: 各个端口流量、活塞及杆位移、速度、加速度、推杆力、刹车块与刹车盘接触间隙、接触正应力以及回复弹簧(或碟簧)弹力、位移和速度等曲线。

5 结论

(1) 仿真系统可以用来分析液压盘式刹车制动系统内部各环节的压力、流量特性及系统输出特性。

(2) 盘式刹车的液压系统存在开启压力输出滞后现象; 随着输入频率升高, 液压系统反应变慢, 并不再具备可调节和控制功能, 需对XJ250修

(下转第77页)

(2) 含有多点蚀的试件, 在未互相干扰时, 各点蚀点的应力分布都呈对称性;

(3) 点蚀坑的影响范围与点蚀的开口直径、 h/d 无关;

(4) 计算套管疲劳损害及剩余强度时, 应选用 h/d 值最大的点蚀点的 K_f 值进行计算。

4 结论与建议

(1) Abaqus 数值模拟在一定程度上验证了理论公式的正确性, 应力集中系数 K 随腐蚀深度的增加而变大。

(2) 利用有限元数值模拟得出在套管外径、壁厚一定的情况下, K_f 与腐蚀深度 h 呈线性增加关系, 而不是指数关系。

(3) 应力集中系数 K_f 主要与 h/d 的变化有关, 套管的壁厚对 K_f 的影响较小。

(4) 双坑点蚀交汇能够增大应力集中, 临界点为 $L/r = 2$, 对于不交汇点蚀群最大危险点为腐蚀深度最大点。

参 考 文 献

- [1] 石晓兵, 陈平, 徐进, 等. 油气井套管 CO_2 点状腐蚀剩余强度分析 [J]. 天然气工业, 2006, 26 (2): 95-97.
- [2] 王小燕, 杨峥, 方政, 等. 碳钢表面腐蚀沟槽

(上接第 53 页)

井机液压盘式刹车的液压系统进行改进与完善。

(3) 安全钳开启后, 安全钳液压缸内压力短时间内存在剧烈衰减式振荡, 将会对制动系统的响应性能和制动平稳性产生不利影响, 需对安全钳的弹簧力-液压力结构改进, 并做进一步研究与分析。

(4) 利用所构建的修井机液压盘式刹车液压控制系统仿真模型, 可以较方便地获得典型工作制动及紧急制动过程中系统各环节的特性参数及其变化规律, 可更加真实、准确、有效地研究液压盘式刹车的液压控制回路工作过程中的动态特性, 并优化控制策略设计与过程。

参 考 文 献

- [1] 张嗣伟, 樊启蕴. 关于发展我国钻机盘式刹车技术的几点认识 [J]. 石油机械, 2000, 28 (1): 1-4.
- [2] 王瑜, 林立, 姜建胜. 基于 AMESim 液压盘式刹车系统建模与仿真研究 [J]. 石油机械, 2008,

的形成原因 [J]. 全面腐蚀控制, 2010, 24 (2): 8-12.

- [3] Sun Kai, Robello S, Guo Boyun. Effect of stress-concentration factors caused by corrosion on production-string design [R]. SPE 0090094.
- [4] Sun Kai, Guo Boyun, Ghalmor A. Casing strength degradation due to corrosion-application to casing pressure [R]. SPE 88009.
- [5] Timoshenko S P, Goodier J N. Theory of Elasticity [M]. 2nd. New York: McGraw-Hill, 1951; 359.
- [6] 徐芝纶. 弹性力学 (上) [M]. 北京: 高等教育出版社, 1996.
- [7] 赵增新, 高德利, 覃成锦. 二维类圆形腐蚀孔应力集中对套管强度的影响 [J]. 石油钻探技术, 2008, 36 (6): 44-47.
- [8] 卢亚锋, 林元华, 赵铁, 等. 高腐蚀环境下油井管剩余抗挤强度的理论解 [J]. 石油机械, 2010, 38 (8): 17-20.
- [9] 钻井手册 (甲方) 编写组. 钻井手册 (甲方) [M]. 北京: 石油工业出版社, 1990: 151-157.

第一作者简介: 李 杨, 生于 1988 年, 2009 年毕业于长江大学石油工程专业, 现为在读硕士研究生, 主要研究方向为石油工程岩石力学及套管腐蚀。地址: (102249) 北京市昌平区。电话: (010) 89733911。E-mail: 198853ly@163.com.

收稿日期: 2012-04-11

(本文编辑 王刚庆)

36 (9): 31-35.

- [3] 杨武双. 基于 AMESim 的车辆防抱死制动系统的仿真研究 [D]. 长沙: 湖南大学机械与汽车工程学院, 2008.
- [4] 胡安平. 基于 AMESim-Simulink 联合仿真的再生制动系统研究 [D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2008.

第一作者简介: 张连业, 生于 1959 年, 1998 年毕业于四川联合大学机械设备与管理专业, 现从事生产采购计划与安全管理工作。地址: (610016) 四川省成都市。

通讯作者简介: 吴文秀, 教授, 生于 1965 年, 现从事机械工程测控技术与材料成型技术的教学与研究。地址: (434023) 湖北省荆州市。E-mail: wuwenxiu22@163.com.

收稿日期: 2012-07-11

(本文编辑 丁莉萍)