

# Optimum Design of Mechanical System for Casing Resistivity Logging Tool

Hua Huang, Xiaolei Li, Fei Xu

Research Institute of Petroleum Engineering Technology, Zhongyuan Oilfield Branch, Puyang Henan  
Email: caoxudong0707@163.com

Received: Mar. 8<sup>th</sup>, 2019; accepted: Mar. 27<sup>th</sup>, 2019; published: Apr. 3<sup>rd</sup>, 2019

---

## Abstract

In order to solve the previous casing formation resistivity logging instrument of logging limitation, through the study of the resistivity logging principle and technology characteristics, combining with the logging instrument design experience of domestic and overseas, we research and design a new generation instrument. In the process of the detailed design and analysis of the pushing assembly's main structure, an electrode assembly is designed, which has the advantages of easy installation, disassembly, replacement and insulation, and has the characteristic that electrode can be withdrawn in the fault state. At the same time, the mechanics and optimization design models of pushing device are established, with the maximum logging diameter and minimum demand driving force, and the pushing device is optimized effectively based on complex method. In addition, hydraulic transmission system is designed on the premise that the pushing assembly's working condition is analyzed in detail, which has the advantages of simple structure, complete function, pressure balance, position indicator and double safety overflow. And it can be simulated and analyzed with AMESim. Finally, the main performance parameters of the prototype are practically tested, including the force loaded by measuring electrode on casing, insulation among measuring electrodes, closing and opening consuming time of pushing device and temperature and pressure resistant performance of pushing assembly. As a result of the test, pushing assembly's defect is discovered and design is improved. At the same time, the rationality of design and analysis of pushing assembly are fully validated by the test.

## Keywords

Cased Hole Resistivity Logging, Four-Link Device, Pushing Assembly, Optimization Design

---

# 过套管电阻率测井仪机械系统优化设计

黄 华, 李晓蕾, 徐 菲

中原油田分公司石油工程技术研究院, 河南 濮阳  
Email: caoxudong0707@163.com

收稿日期：2019年3月8日；录用日期：2019年3月27日；发布日期：2019年4月3日

## 摘要

为了解决以往过套管地层电阻率测井仪器在生产测井中的局限性，通过对电阻率测井原理以及技术特点的研究，设计新一代测井仪机械系统。仪器利用四连杆式机械推靠装置，通过建立具有最大测井直径和最小需求驱动力推靠装置的力学与优化设计模型，并结合复合形法有效地对推靠装置进行了优化设计，实现电极探针与套管内壁的良好接触和脱离，保证了探针采集信号的准确性和稳定性；最后，通过对仪器的性能参数、耐高温性能等进行了实际测试，验证仪器设计与分析的合理性。

## 关键词

过套管电阻率测井，四连杆装置，推靠总成，优化设计

Copyright © 2019 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

过套管地层电阻率测井技术，是近些年国外发展得最快、应用最流行的确定井下剩余油饱和度新技术。过套管电阻率测井仪推靠装置设计，是过套管电阻率测井关键技术之一。推靠装置，即安置测量电极，是实现电极探针与套管内壁结合和脱离的装置，直接影响测井仪采集信号的准确性和稳定性，以及整支仪器的测井速度。

目前，国内外具有代表性的过套管电阻率测井仪器主要包括：斯伦贝谢公司以四连杆为推靠装置的CHFR产品和以液压缸为推靠装置的俄罗斯ECOS仪器[1]。

ECOS 液压缸式推靠装置，通过液压力推挤活塞式的管内壁接触，并利用液压力维持电极探针对套管内壁的作用，最后通过泄压令电极探针收回，从而与套管内壁脱离。CHFR 四连杆式推靠装置，采用板弹簧的形变回复力作为支撑电极探针与套管内壁接触的作用力，并通过作用在四连杆推靠臂施力端上的作用力，令四连杆推靠装置收回，从而促使电极探针与套管内壁脱离。相比较而言，CHFR 的板弹簧回复力作用下的四连杆式推靠装置设计方案相比 ECOS 液压力作用下的液压缸式推靠装置更显“柔性”，使推靠装置更能适应不同的井况且不受温度和液压油泄漏的影响。

本文在对过套管电阻率测井技术研究和应用现状深入调研基础上，结合实际测井要求，提出了采用双极供电测量的推靠总成总体设计方案。通过建立具有最大测井直径和最小需求驱动力推靠装置的力学与优化设计模型，并结合复合形法有效地对推靠装置进行了优化设计，实现电极探针与套管内壁的良好接触和脱离，保证了探针采集信号的准确性和稳定性。

## 2. 过套管电阻率测井原理

过套管电阻率测井通过套管上电压降的测量来实现地层电阻率的测量。套管本身是一个巨大的导体，大部分电流会沿套管向上或向下流动，只有小部分电流会渗漏到周围的地层中，再流回地面回路电极中。通过测量渗漏到地层中电流的大小，可以计算出地层电阻率值。如图 1 所示，测量电极 M1、M2 和 N 组

成三测量电极系，测量电极 M1、M2 距离中间电极 N 的距离均为 0.5 m；上、下供电电极 A1、A2 距离电极 N 均为 1.8 m；电位电极 U 距离电极 N 为 1 m。仪器记录点为 N 点，该仪器的垂直分辨率为 1 m。电流通过上、下供电电极 A1 或 A2 轮流加到钢套管柱上，返回于地面的回流电极 B（通常利用邻井套管柱的井口）。利用公式 1 可以计算出地层电阻率值。

$$R_d = K \left( \frac{\Delta^2 U(I_{A_1}) - \Delta U_{M_2 M_1}(I_{A_1})}{I_{A_1}} + \frac{\Delta^2 U(I_{A_2}) + \Delta U_{M_2 M_1}(I_{A_2})}{I_{A_2}} \right) \times \left( \frac{U_N(I_{A_1}) \cdot \Delta U_{M_2 M_1}(I_{A_2}) - U_N(I_{A_2}) \cdot \Delta U_{M_2 M_1}(I_{A_1})}{-\Delta U_{M_2 M_1}(I_{A_1}) \cdot \Delta^2 U(I_{A_2}) + \Delta U_{M_2 M_1}(I_{A_2}) \cdot \Delta^2 U(I_{A_1})} \right) \quad (1)$$

其中， $K$  为电极系的系数，通过测量电极 M1、M2、U 的电位，分别计算出第一差分、第二差分，并测量电路中的电流  $I$ 。当上供电电极 A1 供电时，M1 和 M2 两点之间电位的第一差分；M1 和 M2 两点之间电位的第二差分；为中心测量电极与套管接触点的电位；为上供电电极 A1 与套管接触点的电流。当下供电电极 A2 供电时，M1 和 M2 两点之间电位的第一差分；M1 和 M2 两点之间电位的第二差分；为中心测量电极与套管接触点的电位；为下供电电极 A2 与套管接触点的电流。当仪器上、下供电电极交替供电一次后，分别将上述 8 个参数代入公式(1)，即可计算出仪器测量电极 N 点所在的地层电阻率值。

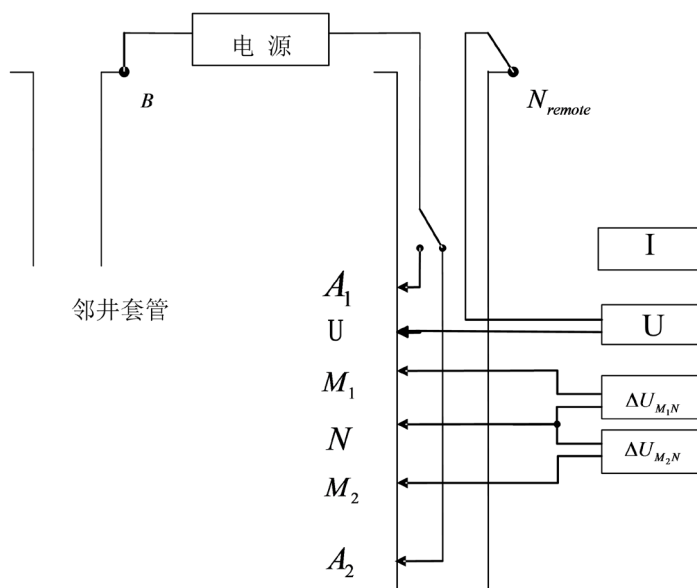


Figure 1. Principle for through casing resistivity logging

图 1. 过套管测量原理

### 3. 系统方案总体设计

过套管电阻率测井仪，采用液压作为动力源，能够提供驱动 18 组四连杆式推靠装置同时动作的强大驱动力，同时设有安全阀组，能够实现故障等导致的过压保护：其液压油通过电机和液压泵作用加压后，被输送、贯穿 A1、U、A2 和动力短节，作用在 6 个独立的小型液压缸上(每个小型液压缸同时驱动同一截面上的 3 组四连杆式推靠装置)。

每段电极测量点的截面处，其周向都均布着 3 个电极探针，且每个电极探针，均依靠四连杆式推靠装置来实现其与套管内壁的接触和脱离(如图 2 所示)，以充分保证探针采集信号的准确性和稳定性。

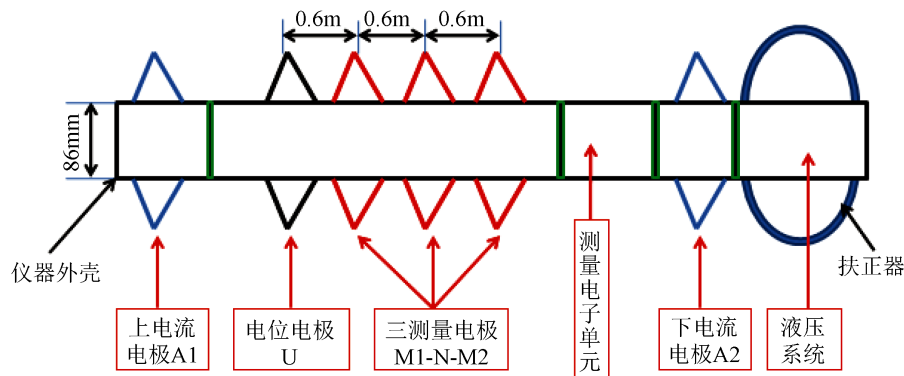


Figure 2. Layout of push assembly for through-casing tool  
图 2. 过套管电阻率测井仪推靠总成结构组成及布局

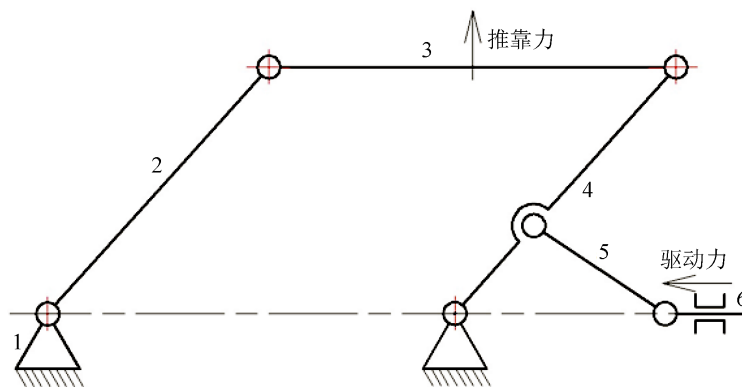
#### 4. 推靠总成优化参数设计与分析

推靠装置，即安置测量电极，实现电极探针与套管内壁结合和脱离的装置，其直接影响整支仪器采集信号的准确性、稳定性以及测井速度。

推靠装置采用四连杆式推靠设计，以板弹簧的形变回复力，作为推靠电极探针的作用力，使得测井仪的推靠装置能够适应井径突变的情况[2]；四连杆式推靠装置的探针总成有绝缘设计，且各组探针都能牢固地扎在套管上(其作用力至少为 70 N，足以保证探针与套管内壁的牢固接触)，所以能够有效地保证测井仪测量信号的准确性和稳定性[3]。

##### 4.1. 问题描述

设计的推靠装置采用平行四边形形式如图 3 所示，其主要由板弹簧、从动推靠臂、极板、主动推靠臂和推杆组成，收拢所需外力由直接施加在主动推靠臂上的外加液压力驱动提供，而外张所需作用力则由被压缩的板弹簧来提供。



1、机身；2、从动推靠臂；3、极板；4、主动推靠臂；5、连杆；6、驱动杆

Figure 3. Parallelogram pushing device  
图 3. 平行四边形推靠装置机构简图

对测井仪推靠装置而言，当它处于完全自由外张状态时，必须满足测井的最低需求，即极板上电极探针对套管内壁的作用力必须满足最小值，此时，推靠装置有最大测井直径；当推靠装置完全收拢至测井仪外壳里时，需要主要克服板弹簧形变回复力，此时，在主动推靠臂作用端所需的驱动力最大。换言之

之, 测井仪推靠装置, 在满足测井要求的前提下, 需要增大其最大测井直径以便获得更广的测井范围, 并需要控制所需最大驱动力, 减少功耗。

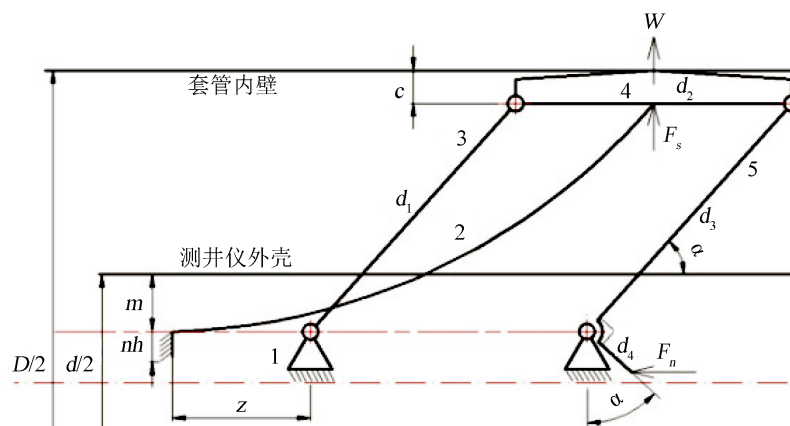


Figure 4. Structure diagram of pushing device

图 4. 推靠装置结构简图

图 4 中,  $d$  和  $D$  分别为测井仪外壳外径和所测最大套管内径,  $c$  为极板厚度,  $z$  为板弹簧轴向安装间距,  $m$  为板弹簧径向安装间距,  $\alpha$  为推靠臂与测井仪中轴线的夹角,  $d_1, d_2, d_3, d_4$  分别为从动推靠臂长度、极板长度、主动推靠臂两铰接点间距、主动推靠臂驱动臂长,  $F_s$  为作用在极板上的板弹簧形变回复力,  $F_n$  为施加在推靠装置上的所需驱动力,  $W$  为电极探针作用在套管内壁所需的最小作用力。

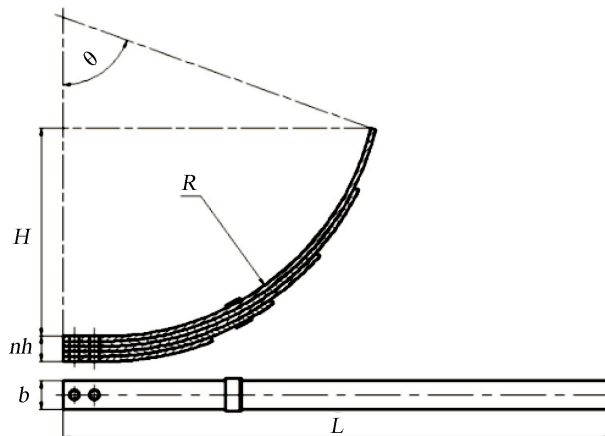


Figure 5. Leaf spring of pushing device

图 5. 推靠装置板弹簧

图 5 中,  $\theta$  为板弹簧自由状态下主片两端夹角,  $R$  为板弹簧自由状态下主片半径,  $H$  为板弹簧自由状态下弧高,  $b$  为每个簧片宽度,  $h$  为每个簧片厚度,  $n$  为组成板弹簧簧片个数,  $L$  为板弹簧最大展开长度。

## 4.2. 优化设计模型建立

### 4.2.1. 选取设计变量

推靠装置中的板弹簧刚度  $k$  和主动推靠臂的结构尺寸  $d_3, d_4$  直接影响测井仪推靠装置的最大测井直径  $D$  和所需最大驱动力  $F_{nmax}$ ; 而板弹簧的刚度主要由最大展开长度  $L$ , 组成板弹簧簧片个数  $n$ , 每个簧片

厚度  $h$ , 每个簧片宽度  $b$ , 则是间接影响。本文选取板弹簧最大展开长度  $L$ , 每个簧片厚度  $h$ , 主动推靠臂两铰接点间距  $d_3$ , 主动推靠臂驱动臂长  $d_4$  作为优化设计变量, 其它参数看作常数。

$$X = [x_1, x_2, x_3, x_4] = [h, L, d_3, d_4] \quad (2)$$

#### 4.2.2. 优化设计目标函数

1) 当推靠装置处于最大外张状态时, 施加在推靠装置上的驱动力  $F_{n0} = 0$ , 板弹簧的形变回复力  $F_{s0}$ , 则全部作用在极板上(推靠臂与测井仪中轴线的夹角表示为  $\alpha_0$ ), 使其满足:

$$F_{s0} = W = f_0 k \quad (3)$$

$$f_0 = H + \frac{d}{2} - m - \frac{D}{2} + c \quad (4)$$

式中,

$f_0$  ——最大外张状态板弹簧的挠度, 单位: mm。

2) 当推靠装置处于完全收拢状态时, 板弹簧的最大形变回复力  $F_{smax}$  和能将推靠装置完全收回的最小驱动力  $F_{nmin}$ , 满足(推靠臂与测井仪中轴线的夹角表示为  $\alpha_{min}$ ):

$$F_{smax} = f_{max} k \quad (5)$$

$$f_{max} = H - (m - c) \quad (6)$$

式中,

$f_{max}$  ——完全收拢状态板弹簧的挠度, 单位: mm。

3) 最大测井直径  $D$  的函数:

$$f_1(X) = 2 \left( R + \frac{d}{2} + c - m - R \cos \frac{L}{R} - \frac{4\delta WL^3}{Enbh^3} \right) \quad (7)$$

最小驱动力  $F_{nmin}$  的函数:

$$f_2(X) = \frac{Enbd_3 h^3}{4\delta d_4 L^3} \left( R + c - m - R \cos \frac{L}{R} \right) \quad (8)$$

因为在确保接触力的同时, 需要获得最大测井直径和控制所需的最大驱动力, 所以该优化设计是一个多目标混合优化问题。对于该问题的求解, 要想使每个函数都同时达到最优, 一般是不可能的, 因为这些目标函数可能是相互矛盾的。所以, 该问题可采用分目标乘法, 即:

$$\min f(X) = \frac{f_2(X)}{f_1(X)} \quad (9)$$

#### 4.2.3. 确定约束函数

约束条件主要考虑板弹簧的静强度和推靠装置的几何约束等。

1) 静强度条件

推靠装置处于完全收拢状态时, 板弹簧不应产生永久变形, 要求:

$$\sigma_{max} = \frac{3Ehf_{max}}{2\delta L^2} \leq [\sigma_p] \quad (10)$$

式中,

$\sigma_{max}$  ——板弹簧的最大弯曲应力, MPa。

$[\sigma_p]$ ——板弹簧的许用弯曲应力, MPa。

## 2) 位置、尺寸约束

当推靠机构处于最大外张状态时, 为保证板弹簧的端点处在极板中心处, 要求:

$$H_0 = R_0 \left( 1 - \cos \frac{180L}{\pi R_0} \right) \quad (11)$$

$$H_0 = \frac{d}{2} - m - \frac{D}{2} + c \quad (12)$$

$$d_3 \sin \alpha_0 + c = \frac{D}{2} - \left( \frac{d}{2} - m \right) \quad (13)$$

$$\sqrt{R_0^2 - (R_0 - H_0)^2} = z + \frac{d_2}{2} + d_3 \cos \alpha_0 \quad (14)$$

式中,

$H_0$ ——最大外张状态板弹簧弧高, mm。

$R_0$ ——最大外张状态板弹簧主片半径, mm。

当推靠装置处于完全收拢状态时, 为保证板弹簧的端点不脱离极板; 同时, 为避免推靠臂过长, 导致在既定的电极距下, 无法安置, 要求:

$$H_{\min} = R_{\max} \left( 1 - \cos \frac{180L}{\pi R_{\max}} \right) \quad (15)$$

$$H_{\min} = m - c \quad (16)$$

$$d_3 \sin \alpha_{\min} + c = m \quad (17)$$

$$\sqrt{R_{\max}^2 - (R_{\max} - H_{\min})^2} > z + d_3 \cos \alpha_{\min} \quad (18)$$

$$2d_3 \cos \alpha_{\min} < l \quad (19)$$

式中,

$H_{\min}$ ——完全收拢状态板弹簧弧高, mm。

$R_{\max}$ ——完全收拢状态板弹簧主片半径, mm。

$l$ ——推靠总成的电极距, mm。本为取  $l = 1200$  mm。

为保证测井仪在同一截面处, 周向布置三套推靠机构, 要求:

$$\frac{b\sqrt{3}}{6} + nh + m < \frac{d}{2} \quad (20)$$

$$m + d_4 < \frac{d}{2} \quad (21)$$

### 4.3. 设计及优化结果分析

根据电极探针对套管内壁作用力至少为 70 N, 结合仪器外壳直径为 86 mm, 电极距为 1.2 m 的设计要求, 设计出依靠板弹簧回复的四连杆式推靠装置, 而后利用上述优化方法, 对其进行优化, 其优化前后的结构参数如表 1 所示。该推靠装置板弹簧材质选用 60Si2CrVA, 杨氏模量  $E = 97$  GPa, 许用弯曲应力  $[\sigma_p] = 1167$  MPa。

**Table 1.** Optimization for structural parameters of push device**表 1.** 推靠装置优化前后的结构参数

参数名	设计值	优化值
板弹簧各片厚度 $h/\text{mm}$	3	3.53
板弹簧最大展开长度 $L/\text{mm}$	300	282.32
主动推靠臂铰接点间距 $d_3/\text{mm}$	145	130.34
主动推靠臂驱动臂长度 $d_4/\text{mm}$	30	45.13
最大测井直径 $D/\text{mm}$	210.31	273.68
所需最小驱动力 $F_{\min}/\text{N}$	1903.73	1386.67

对过套管电阻率测井仪推靠总成推靠装置的主要结构参数,进行优化前后的比较。优化后的最大测井直径为 273.68 mm,比原设计增大了 30.04%,取其对应的套管规格后,推靠总成理论上能适应的套管直径为  $4\frac{1}{2}\sim 11\frac{3}{4}$  in,比 CHFR 的测井范围  $4\frac{1}{2}\sim 9\frac{5}{8}$  in 还要广[4];同时,优化后所需最小驱动力仅为 1386.7 N,比原设计减少了 27.16%。由此说明,利用上述优化方法,成功地对推靠装置进行了优化,且优化效果明显。

## 5. 性能测试分析

过套管电阻率测井仪推靠总成在具体设计的时候,就已经从材料的选择、总成密封腔室的设计、密封件的选型等环节保证了总成的耐温和耐压性能。但是,考虑到所选材料和密封件,可能存在质量缺陷或加工零部件精度达不到设计要求等问题,同时也是为了进一步验证总成的耐温和耐压设计,必须要对过套管电阻率测井仪样机,进行耐温和耐压测试。

测试实验装置为有效测试直径为 200 mm,有效测试深度为 11 m,能提供 250℃高温和 180 MPa 高压的测试条件的高温实验井[5]。如图 6 所示。

**Figure 6.** High temperature and high pressure experimental device**图 6.** 高温高压实验装置

一般来说,温度升高,液压油的粘度会降低,容易导致液压油泄漏;而且高温作用下,材料的性能会出现变化。所以在高温高压装置加温、加压的过程中,当达到测试的最高温度 175℃和最高压力 140 MPa



时, 必要至少保温保压 30 min, 高温高压装置压力温度记录曲线如图 7 所示。

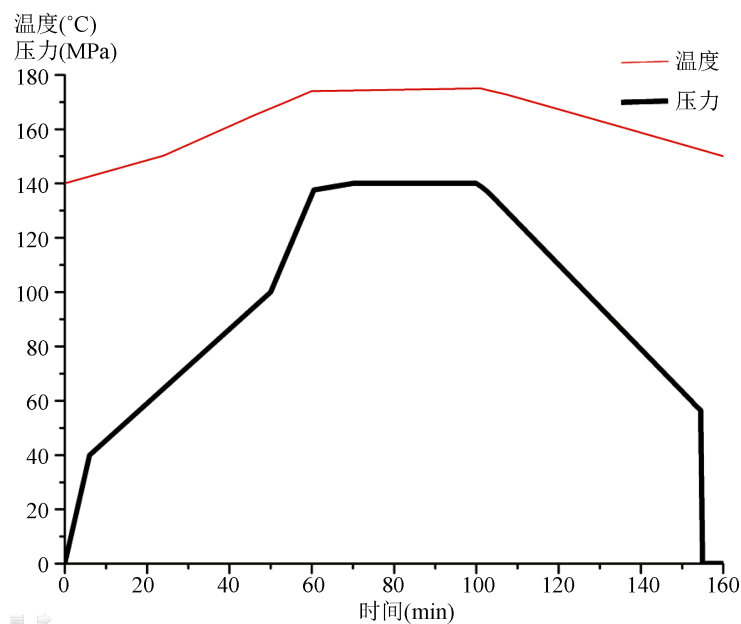


Figure 7. Pressure record curve for through-casing tool

图 7. 推靠总成温度压力记录曲线

拆解完成高温高压测试后的推靠总成, 通过对零部件外观检查和吸水纸检查, 可以发现, 所有的密封圈完好无损, 且电子舱承压外壳等承压零部件完好无损, 压力平衡装置和提升阀表征情况正常。

## 6. 结论

通过上述高温高压测试, 可以得出结论: 过套管电阻率测井仪推靠总成的耐温和耐压性能完全符合耐压 140 MPa 和耐温 175°C 的设计要求。

## 参考文献

- [1] 魏学良, 李俊杰, 曹卫东, 等. 过套管地层电阻率测井仪的研发设计[J]. 电子设计工程, 2017, 25(9): 87-91.
- [2] 赵宏林, 陆应辉, 付国伟, 等. 过套管电阻率测井仪推靠机构优化设计[J]. 石油矿场机械, 2014, 43(9): 37-41.
- [3] 赵宏林, 梁华庆, 陆应辉, 等. 一种用于过套管电阻率测井仪中的可收回探针装置[P]. 中国专利, CN103821503A. 2014-08-13.
- [4] 任尚华. 过套管地层电阻率测井仪的试制及现场试验[J]. 石油仪器, 2012, 26(4): 55-57.
- [5] 张凤歧. 过套管电阻率测井在大庆油田剩余油监测上的应用分析[J]. 国外测井技术, 2013(6): 47-49.

**知网检索的两种方式：**

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>  
下拉列表框选择：[ISSN]，输入期刊 ISSN：2167-6631，即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>  
左侧“国际文献总库”进入，输入文章标题，即可查询

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：[met@hanspub.org](mailto:met@hanspub.org)