文章编号:1673-2677(2026)01-0049-09 DOI:10.12388/j.issn.1673-2677.2026.01.006
引用:连威,刘献博.基于热力耦合超深井封隔器胶筒密封失效研究[J].新疆石油天然气,2026,22(1):49-57.
Cite:LIAN Wei,LIU Xianbo.Study on seal failure of rubber cylinder of ultra-deep well packers based on thermal-mechanical coupling[J].Xinjiang Oil & Gas,2026,22(1):49-57.

基于热力耦合超深井封隔器胶筒密封失效研究

连威[1],刘献博[2]
(1.中国石油大学(北京)克拉玛依校区,新疆克拉玛依 834000;2.中国石油长庆油田公司油气工艺研究院,陕西西安 710018)

摘 要:随着油气勘探开发日渐走向深层、超深层,井筒温压条件逐渐趋向复杂化,封隔器胶筒密封失效问题也受到越来越多的关注。基于热力耦合原理,结合超深井井筒温度分布特征,建立了超深井封隔器胶筒数值计算模型,揭示了超深井井筒温度对胶筒密封能力、胶筒安全性的影响规律。研究表明,随着井筒温度的升高,胶筒轴向压缩形变、径向膨胀形变均增大,胶筒密封性能提高,但是坐封后胶筒服役的安全性降低。基于四川盆地某超深井射孔完井过程中井筒动载荷分布特征,计算出封隔器与射孔段的安全极限距离为220 m,建议封隔器设计坐封位置从6 810 m向井底方向下移90 m,以提高封隔器坐封时胶筒的密封性能。研究结果为超深井完井封隔器坐封位置优化提供技术参考与借鉴。

关键词:超深井;热力耦合;完井封隔器;胶筒;密封失效
中图分类号:TE931 **文献标识码**:A

Study on Seal Failure of Rubber Cylinder of Ultra-Deep Well Packers Based on Thermal-Mechanical Coupling

LIAN Wei[1],LIU Xianbo[2]
(1. Karamay Campus,China University of Petroleum (Beijing),Karamay 834000,Xinjiang,China;2. Oil and Gas Technology Research Institute,PetroChina Changqing Oilfield Company,Xi'an 710018,Shaanxi,China)

Abstract:With the oil and gas exploration and development shifting toward deep and ultra-deep formations,the temperature and pressure conditions of the wellbore are becoming more and more complicated,and the problem of seal failure of packer rubber cylinders attracts increasing attention. Based on the principle of thermal-mechanical coupling,a numerical calculation model of the rubber cylinder of packers in ultra-deep wells was established according to the temperature distribution characteristics of the wellbore of ultra-deep wells,which revealed the influence of the wellbore temperature in ultra-deep wells on the sealing ability and safety of the rubber cylinder. It is shown that with the increasing wellbore temperature,the axial compressive deformation and radial expansion deformation of the cylinder both grow,and the sealing performance of the cylinder climbs up. However,the safety of the cylinder after setting is degraded. Based on the dynamic load distribution characteristics of the wellbore during perforation completion of an ultra-deep well in Sichuan Basin,the limit distance between the packer and the perforation section is calculated to be 220 m. Therefore,it is recommend-

基金项目:国家自然科学基金青年科学基金项目"页岩气井多级压裂诱发断层滑移量化计算模型与套管变形控制方法研究"(52204018);国家自然科学基金联合基金重点支持项目"四川盆地深层超深层气井环空带压预防与管控基础研究"(U22A20164);国家自然科学基金联合基金集成项目"复杂环境下水泥环全生命周期密封理论与控制方法"(U22B6003)。
作者简介:连威(1990-),2021年毕业于中国石油大学(北京)油气井工程专业,博士,副教授,现从事井筒完整性技术研究。(E-mail)lianweidyx@163.com

ed that the packer be designed to be set at a position 90 m further down from 6 810 m toward the well bottom to improve the sealing performance of the rubber cylinder after setting. The research provides technical references for the optimization of packer setting positions in ultra-deep well completion.

Key words: ultra-deep well; thermal-mechanical coupling; completion packer; rubber cylinder; seal failure

随着社会经济对石油、天然气等能源需求的逐步增加，石油与天然气勘探开发逐渐向深层、超深层发展，但超深井的高温高压特征给井下完井封隔器带来了巨大的技术挑战[1-4]。超深井完井封隔器能够在井筒中形成对油-套环空的压力封隔，防止射孔完井作业引起的井筒完井液压力波动对井口装置造成冲击[5-6]。然而，完井封隔器坐封位置因井筒高温引发的胶筒密封性能降低问题，阻碍了油气勘探开发向超深井迈进的步伐[7-9]。

封隔器胶筒是橡胶高分子材料组成的超弹性体，封隔器坐封过程中胶筒轴向产生压缩变形，相应地在径向上发生膨胀变形[10-11]。王云学等[12]开展了封隔器胶筒非线性接触力学行为，明确了不同坐封载荷作用下胶套接触压力分布规律。郝地龙等[13]基于网格重构、自动稳定、准静态分析等方法开展了封隔器胶筒大变形特征下的气密性研究，提出了封隔器胶筒最佳结构设计参数。王晓龙等[14]基于有限元数值计算方式开展了分段式胶筒坐封数值模拟研究，改善了封隔器胶筒密封性能，同时提高了胶筒的服役寿命。封隔器坐封后胶筒与套管之间形成接触压力，这是评价胶筒密封能力的重要指标[15-16]。

超深井井下高温复杂环境严重影响了封隔器胶筒的密封性能。李维等[17]基于新型橡胶材料试验，结合封隔器高温力学性能有限元模型，明确了耐高温管外封隔器适用的井下温度、井径扩大范围。刘祖林等[18]考虑井筒温度对封隔器密封性能的影响，建立了封隔器坐封过程中密封系统的接触模型，优化了封隔器密封系统结构，提高了封隔器胶筒的密封能力。封隔器胶筒橡胶材料受井筒高温环境影响，更易老化及被井筒酸性环境腐蚀[16,19-20]。超深井射孔完井过程中形成的完井封隔器至射孔段井筒内完井液波动的动载荷，引起完井封隔器胶筒密封失效[21]。

超深井完井封隔器坐封过程中，封隔器胶筒承受坐封载荷的同时还受到井筒高温引起的复杂载荷影响[22-24]。本文基于超深井井筒-地层径向热量传递影响下井筒温度分布特征，建立了封隔器坐封过程中胶筒承受载荷与井筒温度耦合的数值计算模型。基于封隔器胶筒坐封热力耦合数值计算模型，开展了超深井井下完井封隔器坐封过程中胶筒密封性能、胶筒安全性的分析，揭示了井筒温度对胶筒密封能力和服役安全性的影响规律。同时，基于四川盆地某超深井，开展了射孔工况下封隔器胶筒密封失效分析，并对封隔器坐封位置提出了优化建议。

1 封隔器胶筒坐封井筒环境及力学特征

1.1 井筒温度分布

深井、超深井井筒与储层温度存在两种形式的热量传递，分别是井筒流体与储层流体、井筒与储层间的热量交换；深井、超深井往往通过射孔完井的方式建立井筒与储层间流体流动通道，储层流体通过井筒向井口方向流动，储层流体与井筒流体的温度差异导致两种流体间的热交换。井筒通过水泥环实现了井筒与储层的热交换，通过水泥环、套管、井筒液体间的热量传递，完成储层与井筒的热交换。

基于能量守恒定律，单位时间内储层流体流入井筒热量变化、流出井筒热量变化、沿井筒方向流动中单位时间井筒热量损失可用公式(1)~(3)表达。

$$Q_{\mathrm{in}} = Q_{\mathrm{t}}(z) = W_{\mathrm{z}} C_{\mathrm{pm}} T_{\mathrm{f-in}} \tag{1}$$

$$Q_{\mathrm{out}} = Q_{\mathrm{t}}(z + \mathrm{d}z) = W_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{pm}} T_{\mathrm{f-out}} \tag{2}$$

$$Q_{\mathrm{he}} = Q_{\mathrm{rl}}(z) = 2\pi r_{\mathrm{to}} U_{\mathrm{to}} (T_{\mathrm{f}} - T_{\mathrm{h}}) \mathrm{d}z \tag{3}$$

式中：Q_{in}为单位时间流入井筒的热量，J/s；Q_{t}为流体热量变化，J/s；z为井筒轴向方向，m；W_{t}为流体的质量流量，kg/s；C_{pm}为流体的定压比热，J/(kg·℃)；$T_{\mathrm{f-in}}$为流入井筒时的流体温度，℃；Q_{out}为单位时间流出井筒的热量，J/s；$T_{\mathrm{f-out}}$为流出井筒时的流体温度，℃；Q_{he}为单位时间内井筒损失热量，J/s；Q_{rl}为井筒径向热量变化，J/s；r_{to}为油管的外半径，m；U_{to}为井筒径向总传热系数，J/(s·m²·℃)；T_{f}为第一界面井筒温度，℃；T_{h}为第二接触面处的温度，℃。

基于储层流体与井筒流体、储层与井筒之间的热量传递特征，考虑井筒流体流动过程中沿井筒径向的非稳态热交换形式，建立全井筒温度分布计算模型，见公式(4)。

$$\begin{cases} T_{\mathrm{f-out}} = T_{\mathrm{e-out}} + e^{A(H_{\mathrm{in}} - H_{\mathrm{out}})}\left(T_{\mathrm{f-in}} - T_{\mathrm{e-in}} - G_{\mathrm{T}}\dfrac{\sin\theta}{A}\right) + G_{\mathrm{T}}\dfrac{\sin\theta}{A} \\ z = 0\text{时}, T_{\mathrm{f-in}} = T_{\mathrm{e-bo}}, T_{\mathrm{e-in}} = T_{\mathrm{e-bo}} \end{cases} \tag{4}$$

式中：e为井底；A为温度系数，无因次；$T_{\mathrm{e-bo}}$为地层温度，℃；G_{T}为原始地温梯度，℃/100 m。

1.2 坐封后胶筒力学特征

井下封隔器坐封后井筒中液体的压力波动引起

胶筒上下压差的变化，可能导致封隔器胶筒的密封失效，井下封隔器坐封后胶筒轴向方向的受力特征如图1所示。图1中，P_u为封隔器胶筒上端面的合力，P_d为封隔器胶筒下端面的合力。

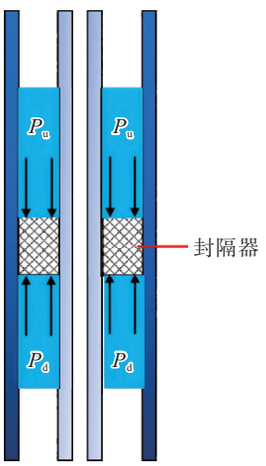


图1　封隔器密封后胶筒受力分析

Fig. 1　Force analysis of the packer rubber after sealing

井下封隔器胶筒上端面合力是由上部环空密闭压力与井筒上部液柱压力组成，表达式见公式(5)。

$$P_u = P + \rho_l g h_l \tag{5}$$

式中：P_u为封隔器上端面压力，MPa；P为封隔器上部环空密闭压力，MPa；h_l为环空液柱高度，m；ρ_l为环空液体密度，kg/m^3。

其中，封隔器上部环空密闭压力受到油套环空流体温度、油套环空流体质量的影响。封隔器上部环空密闭压力偏微分方程表达式见公式(6)。

$$\mathrm{d}P = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{V,m}\mathrm{d}T + \left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_{T,m}\mathrm{d}V + \left(\frac{\partial P}{\partial m}\right)_{T,V}\mathrm{d}m \tag{6}$$

式中：T为环空流体温度，K；V为环空流体体积，m^3；m为环空流体质量，kg。

考虑液体等压膨胀系数α_P、等温压缩系数k_t，对上式进行积分得到公式(7)。

$$\int_T \alpha_P V\mathrm{d}T - \int_P k_t V\mathrm{d}P = \int_V \mathrm{d}V \tag{7}$$

其中，$\alpha_P = \frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P$，$k_t = \frac{-1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T$

假设流体等压膨胀系数和等温压缩系数保持不变，同时温度和压力变化时，对流体的影响相同，则上式可化简为公式(8)。

$$P = \frac{\alpha_P}{k_t}\Delta T - \frac{1}{k_t V_{an}}\Delta V_{an} + \frac{1}{k_t V_f}\Delta V_f \tag{8}$$

式中：ΔT为环空温度变化量，℃；ΔV_{an}为环空体积变化量，m^3；ΔV_f为质量变化导致的流体体积变化，m^3。

井下完井封隔器下部受力通常认为是油管液柱压力与封隔器至井底环空液柱压力的合力，方程表达式见公式(9)。

$$P_d = \rho g H - \rho_c g(H - h_l) \tag{9}$$

式中：P_d为封隔器下端面压力，MPa；ρ为油管液体密度，kg/m^3；ρ_c为井筒射孔液密度，kg/m^3；H为井深，m。

2　封隔器密封系统数值模型

2.1　物理模型

完井封隔器密封系统的核心元件是胶筒，坐封过程中通过在封隔器轴向方向施加坐封载荷，胶筒被挤压后发生径向膨胀变形。通常认为胶筒的变形阶段分为自由变形阶段、约束变形阶段。坐封载荷初始作用时刻，封隔器胶筒在初始形态下发生自由径向膨胀变形；坐封载荷持续作用下，胶筒径向变形的内壁面与中心管外壁面、胶筒径向变形的外壁面与套管内壁面发生接触，并在中心管、套管双向约束下发生变形，直至封隔器坐封结束。

封隔器密封系统几何模型中胶筒高度为63.6 mm，初始状态下封隔器胶筒壁厚为13.97 mm，如图2所示。考虑胶筒为超弹性材料，坐封过程中胶筒非线性变形严重，同时为了防止坐封过程中胶筒肩凸破坏，胶筒肩角较大，因此在进行离散化过程中对胶筒及上下隔环等部分采用非结构网格，如图3所示。

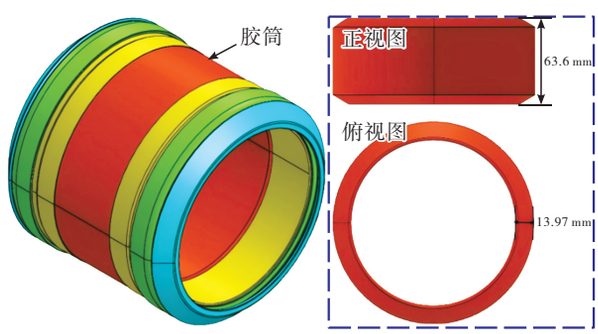


图2　封隔器密封系统几何模型

Fig. 2　Geometric model of the packer sealing system

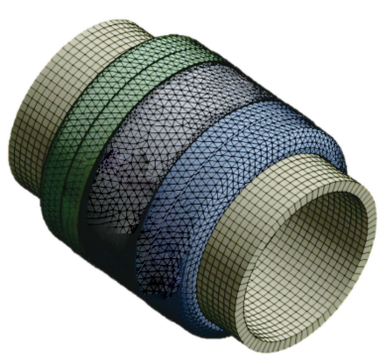


图3　封隔器密封系统模型网格

Fig. 3　Grids of the packer sealing system

2.2 材料模型

封隔器胶筒为超弹性材料，存在Neo-Hooken、Mooney-Rivlin、Yeoh、Ogden等多种材料本构模型。Neo-Hooken与Mooney-Rivlin模型对封隔器坐封过程中胶筒大变形阶段的应力突增行为较为敏感，在数值计算过程中胶筒大变形不易收敛；Ogden模型能够很好适用封隔器坐封过程中胶筒大变形甚至超高变形下的状况，但是通过实验手段拟合Ogden模型过程需要足够多的数据覆盖变形范围，因此Ogden模型应用并不多；Yeoh模型不仅能够很好描述封隔器坐封过程中胶筒在高温环境中的大变形力学特性，同时获取拟合Yeoh模型的数据较为简单。因此，本文封隔器密封系统数值研究中采用Yeoh_3rd类型为胶筒本构模型，模型表达式见公式(10)，模型材料参数见表1。

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (10)$$

式中：W为应变能密度函数；C_{10}、C_{20}、C_{30}为材料本构模型参数；I_1为第一主应变不变量。

2.3 边界条件

井下封隔器坐封过程中，通过完井管柱将封隔器放置设计井深后迅速提拉管柱剪断销钉，从而完成封隔器的密封与锚固。在封隔器密封系统数值计算模型中，由于胶筒轴向上的两个表面存在肩角，不能直接对胶筒施加坐封载荷。因此，对胶筒上、下推环施加相同轴向坐封载荷实现双向挤压胶筒完成封隔器的密封，如图4所示。坐封载荷作用下的胶筒上、下推环仅发生沿中心管轴向运动，与中心管不存在径向上的作用力，使坐封载荷能够通过上、下推环完全施加至胶筒本体上。考虑完井封隔器密封系统工作原理，数值计算过程中将套管外壁、中心管内壁设置为固定约束，套管及中心管在计算过程中不存在轴向或者径向方向上的运动。坐封过程中胶筒与中心管、推环、套管之间的摩擦系数均设置为0.1[15]。

表1 数值模型材料参数

Tab. 1 Material parameters of the numerical model

元件	材料参数		
胶筒	C_{10}	C_{20}	C_{30}
	1.34	−0.64	0.34
套管	弹性模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa
	205	0.26	758

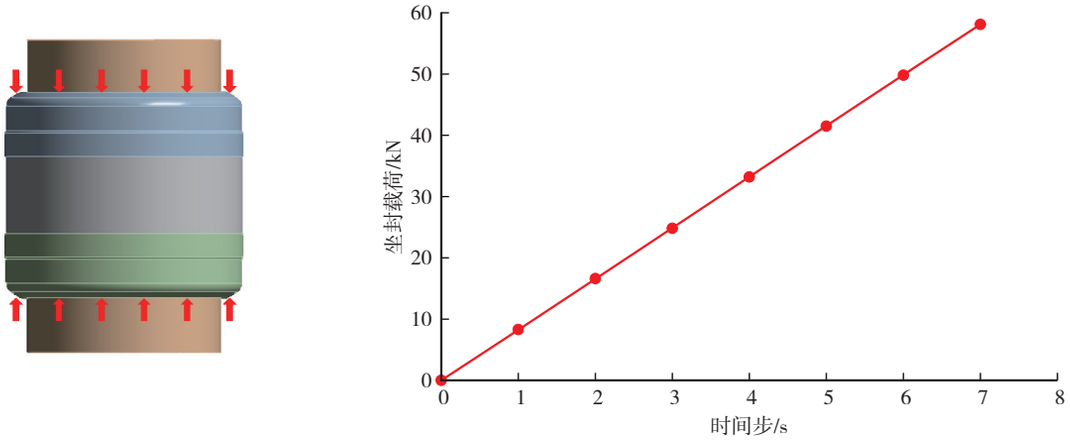


图4 完井封隔器坐封载荷曲线

Fig. 4 The setting load curve of the completion packer

封隔器密封系统中存在隔环、中心管等金属材料的元件，同时也存在胶筒等橡胶材料的元件，封隔器下井后各部件温度难以预测，尤其是胶筒温度。为防止封隔器提前坐封，完井管柱携带封隔器下入过程的速度通常较慢，这就给予了封隔器与井筒环境进行热量传递的充足时间，并且封隔器坐封这一过程时间极短，胶筒温度变化极小。因此，本文数值计算中封隔器坐封时胶筒不存在温度变化，同时胶筒温度与井筒环境温度一致。

3 超深井完井封隔器服役可靠性评价

3.1 封隔器胶筒密封性能分析

封隔器密封系统在坐封载荷作用下，胶筒轴向发生挤压变形，径向发生膨胀变形，如图5所示。胶筒挤压变形的压缩距及径向变形距离是评价胶筒变形的重要指标。胶筒径向上的变形边界是中心管外壁面、套管内壁面，胶筒内、外壁面与中心管、套管接触后，径向变形结束。由于油套环空空间限制了胶筒最大

径向变形，但是在坐封载荷作用下胶筒轴向还是会被挤压，直至坐封载荷加载完毕或者胶筒硬度足够抵抗坐封载荷的作用。考虑封隔器密封时胶筒坐封的这两种可能，本文封隔器密封系统数值模拟中坐封终止的条件是坐封载荷全部加载至胶筒上。

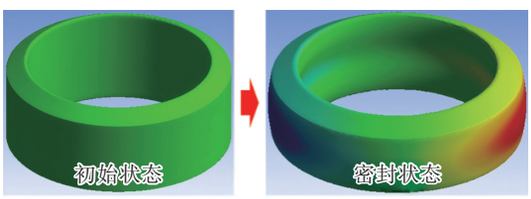


图5　密封过程中胶筒变形

Fig. 5　Rubber deformation during the sealing process

基于封隔器密封系统热力耦合数值计算模型，结合实际工况下作用至封隔器密封系统上的坐封载荷为58.2 kN时，开展了20～200 ℃井筒温度大范围变化下封隔器密封系统数值计算。计算结果表明，随着封隔器密封系统坐封时井筒温度的升高，相同坐封载荷作用下封隔器胶筒轴向压缩距离及径向膨胀变形量逐渐增大，如图6所示。封隔器胶筒为高分子橡胶材料类型，随着胶筒温度升高胶筒逐渐软化，因此，在相同坐封载荷作用下胶筒轴向与径向变形量均呈现增加趋势。

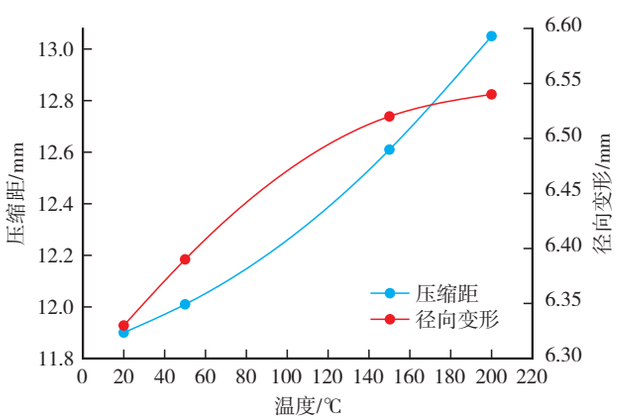


图6　不同坐封温度下胶筒变形特征

Fig. 6　Deformation characteristics of rubber cylinder vs setting temperatures

随胶筒温度升高，相同坐封载荷作用下封隔器密封系统胶筒-套管接触压力逐渐增大，如图7所示。这是由于胶筒温度升高后，相同坐封载荷作用下的胶筒变形量增大，导致胶筒与套管之间的接触压力增大。

3.2　封隔器胶筒安全性分析

胶筒坐封过程中应力强度可以作为评价胶筒工作过程中材料安全的指标。胶筒应力强度可定义为

$$\sigma_1 = \max\left(\left|\sigma_1-\sigma_2\right|,\left|\sigma_2-\sigma_3\right|,\left|\sigma_1-\sigma_3\right|\right) = 2\tau_{\max} \quad (11)$$

式中：σ_1为坐封过程中胶筒应力强度，MPa；σ_1、σ_2、σ_3分别为胶筒坐封过程中的三个主应力，MPa；τ_{max}为坐封过程中胶筒最大剪切主应力，MPa。

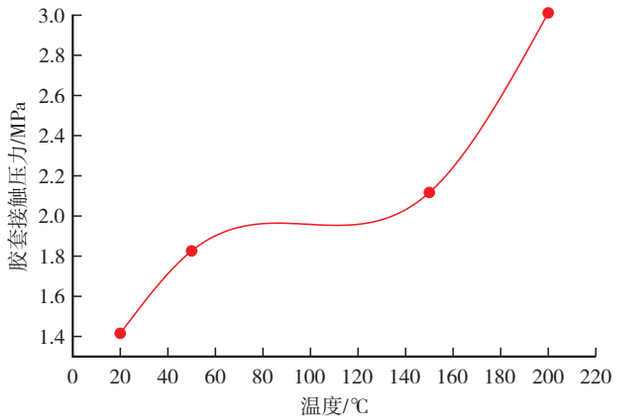


图7　不同坐封温度下胶筒-套管接触压力曲线

Fig. 7　Rubber-casing contact pressure vs setting temperatures

随着封隔器密封系统坐封过程中坐封载荷的增加，不同井筒环境温度下胶筒的应力强度逐渐增加，如图8所示。这是由于在胶筒坐封过程中随着坐封载荷的增加，胶筒轴向、径向变形量逐渐增大，胶筒逐渐硬化，导致胶筒应力强度、抗剪强度增加。图8表明坐封过程中胶筒的硬化是一个非线性的过程。图9是统计了相同坐封载荷作用下封隔器坐封时胶筒应力强度随井筒温度环境的变化曲线，表明随封隔器坐封时井筒温度环境的升高，相同坐封载荷作用下封隔器胶筒应力强度逐渐降低。

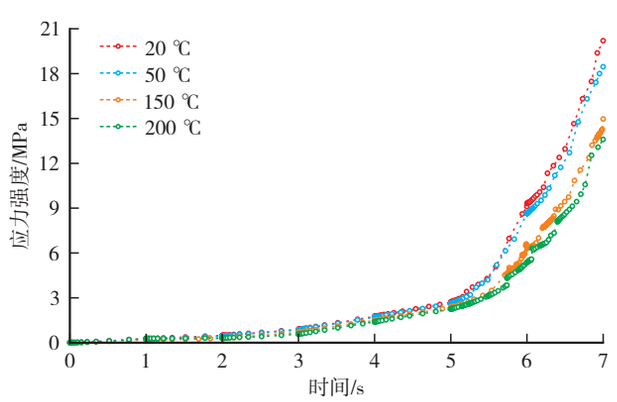


图8　胶筒坐封过程中应力强度时程曲线

Fig. 8　Stress intensity vs. time during the setting process of the rubber cylinder

超深井封隔器下入及坐封位置处于井筒温度区间的超高温范畴，封隔器密封系统坐封过程中由于井筒温度环境较高，通常具有较大的胶筒-套管接触压力，这表明超深井中封隔器密封系统往往具有较好的密封性能。但是，超深井中由于井筒环境温度较高，坐封过程中胶筒应力强度大幅降低，导致封隔器服役过程中存在胶筒安全性失效问题。

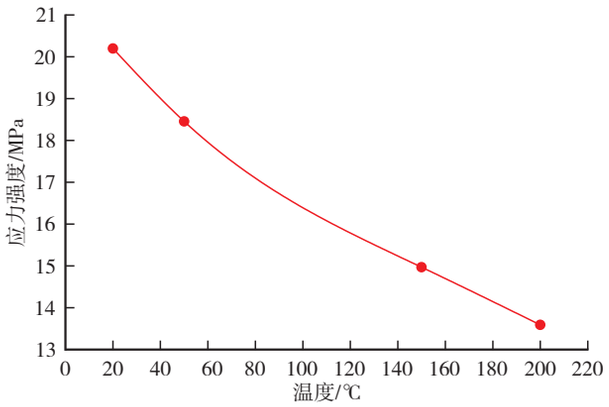


图9 胶筒应力强度随井筒环境温度变化曲线

Fig. 9 Stress intensity of the rubber cylinder vs. wellbore temperature

4 超深井实例分析

4.1 超深井工程背景

随着四川盆地油气资源勘探开发逐渐走向深层、超深层，油气井完井管柱结构也趋于复杂化。四川盆地某超深井完钻井深7 500 m，尾管外径139.7 mm，尾管位于井下6 700～7 500 m位置处。该井地质设计了3个试油层位，分别是灯4段、沧1段和龙王庙组，其中龙王庙组为备用层。灯4段地层压力系数1.10，预测灯4段产层中部地层压力为76.24 MPa，纯产天然气时的井口关井压力为55.52 MPa。该井完钻层位为灯3段，灯4段射孔采用清水射孔、投球丢枪、分段延时射孔工艺。射孔段位于7 120 m位置处，采用延时起爆的方式，完井中在6 810 m位置处下入RTTS永久型封隔器，如图10所示。钻井过程中钻井液密度范围为1.05～2.40 g/cm^3，钻井液黏度为38～65 mPa·s。

深井、超深井射孔完井过程中，需要使用完井封隔器用于封隔油套环空压力。射孔过程中由于射孔弹在狭小空间爆炸，形成携带巨大能量爆轰冲击波，冲击波在井筒中分别向井底、井口方向传播[25]。爆轰冲击波向井口方向传播过程中，引起井筒中完井管柱及井下工具剧烈振动，增大了完井管柱或井下工具断裂、失效的风险。通过下入井下封隔器能够减少爆轰冲击波传播距离，从而降低井下安全风险。完井封隔器能够有效封隔井下爆轰冲击波的同时，尽可能降低爆轰冲击波及其他异常压力波动的传播距离。深井、超深井封隔器下入位置的确定不仅要考虑井筒温度分布还要考虑爆轰冲击波引起波动压力在井筒中的分布，两者分别影响封隔器密封系统服役过程中的密封性与安全性。

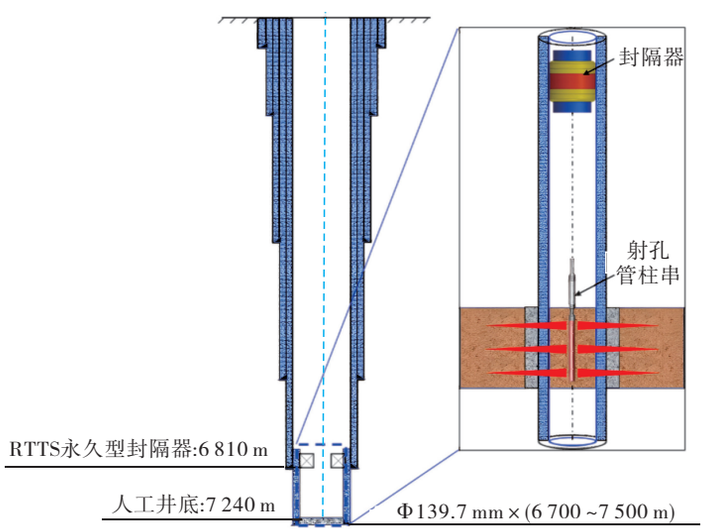


图10 工程模型

Fig. 10 Engineering model

4.2 射孔完井井筒动载荷及胶筒失效分析

射孔是一个时间极短且存在复杂能量转换的过程，在射孔这个时间级为微秒的过程中存在多种能量形式，例如金属射流的动能、爆轰产物的内能以及爆炸产生的热能等。热能与爆轰产物的内能都是危害井筒安全的因素。射孔爆炸具有放热性，井筒温度迅速升高引发射孔段套管材料的相变，导致套管剩余强度的降低[26]。爆轰产物的内能能引起井下完井管柱的剧烈振动和井筒内完井液的激烈波动，这对井下完井封隔器密封系统产生了严重影响。

射孔完井过程中射孔弹爆炸后形成极易失稳而又携带巨大内能的爆轰产物，爆轰产物失稳后压缩井筒完井液，形成爆轰冲击波。基于冲击动力学原理，考虑超深井井下真实射孔工况及储层压力特征，计算了射孔段至封隔器段井筒完井液在射孔过程中的运动特征，如图11所示。射孔引起井筒完井液向井口方

向的轴向运动，随着与射孔段距离的增加，井筒完井液运动速度逐渐降低。射孔段至封隔器位置处井筒完井液的密度在射孔过程中均高于初始完井液密度（1 513 kg/m³），表明射孔过程中井筒完井液被挤压，导致井筒中完井液密度的增加，同时这也证明了爆轰波的发生原理是井筒完井液的压缩与膨胀[27]。

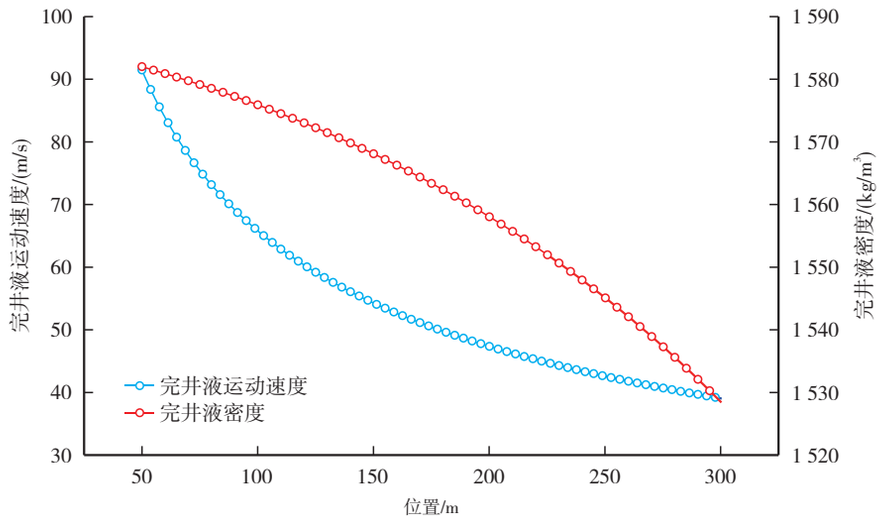


图11　井筒完井液在射孔过程中的运动速度与密度变化曲线

Fig.11　Flow velocity and density of wellbore completion fluids vs. position during perforating

井下封隔器坐封后井筒中液体的压力波动引起胶筒上下压差的变化，可能导致封隔器胶筒的密封失效，井下封隔器胶筒上端面合力是由上部环空密闭压力与井筒上部液柱压力组成，见公式(12)。

$$P_u = P + \rho_1 g h_1 \tag{12}$$

式中：P_u为封隔器上端面压力，MPa；P为封隔器上部环空密闭压力，MPa；h_1为环空液柱高度，m；ρ_1为环空液体密度，kg/m³。其中，封隔器上部环空密闭压力受到油套环空流体温度、质量的影响。

井下完井封隔器下部受力通常认为是油管液柱压力与封隔器至井底环空液柱压力的合力，见公式(13)。

$$P_d = \rho g H - \rho_c g (H - h_1) \tag{13}$$

式中：P_d为封隔器下端面压力，MPa；ρ为油管液体密度，kg/m³；ρ_c为井筒射孔液密度，kg/m³；H为井深，m。

4.3　封隔器下入位置分析

四川盆地某超深井井筒温度在200 ℃左右，井下完井封隔器坐封位置与射孔段距离大于300 m，分析该井射孔时封隔器的稳定性和安全性。考虑射孔爆轰冲击波传播过程中井筒完井液的运动特征，结合动量定理，可计算井筒中由于射孔导致的动载荷分布特征，如图12所示。图12显示射孔作业过程中产生的动载荷引起封隔器胶筒坐封后上、下端面压差改变，封隔器位置距离射孔段越近，压差变化幅度越大，当压差变化幅度超过胶套接触压力时，就会导致封隔器密封失效。图12显示当井筒温度200 ℃时，在封隔器位置与射孔段距离220 m处，井筒动载荷与封隔器坐封后胶筒-套管接触压力相同，表明距离射孔段220 m位置处就是该井完井封隔器极限的安全坐封位置。由此确定当完井封隔器坐封位置距离射孔段大于220 m时，可以确保射孔作业引起的井筒动载荷不会超过胶筒密封压力。

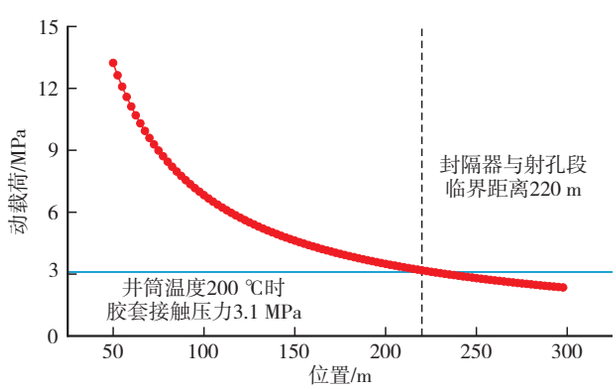


图12　射孔过程中不同位置处动载荷预测曲线

Fig. 12　Dynamic load prediction vs position during perforating

该井封隔器坐封位置与射孔段距离为310 m，射孔完井引起的井筒动载荷不会导致封隔器胶筒密封失效，建议封隔器坐封在6 900 m的井深位置处。调整封隔器胶筒上、下端面油套环空液体密度、油管内液体密度及液柱高度，保证无射孔动载荷作用时封隔器坐封后胶筒上、下端面压差接近0。同时，井深6 900 m位置处井筒温度更高，可以提高封隔器坐封时胶筒的温度。相同坐封载荷作用下，封隔器胶筒在井深6 900 m处能够产生更大的胶筒-套管接触压力，提高封隔器胶筒密封能力。

5 结论

超深井完井封隔器坐封过程中，坐封位置井筒温度越高，相同坐封载荷作用下胶筒轴向压缩量与径向膨胀变形量越大，同时胶筒-套管接触压力升高，封隔器密封能力增强。但是，胶筒应力强度随着井筒环境温度的升高而降低，胶筒易发生破坏。

基于四川盆地某超深井完井封隔器坐封位置的分析，射孔作业过程使封隔器胶筒下部油套环空中产生了较大的动载荷，导致胶筒上下压差过大，从而产生密封失效。考虑井筒温度对封隔器胶筒-套管接触压力的影响特征，结合封隔器下部动载荷分布曲线，建议封隔器从6 810 m位置处向井底方向下移90 m，在避免井筒动载荷引起的封隔器胶筒密封失效的同时，提高胶筒坐封过程中胶筒-套管接触压力。

参考文献

[1] DOANE J, DENG G, COLLINS S. A completion technology milestone-the first 25,000 psi 500° F packer seal system[C]// SPE Annual Technical Conference and Exhibition. SPE, 2012: SPE-159182-MS.

[2] 韩传军，彭雪峰，李林涛.封隔器卡瓦锚定力学行为与高温高压实验分析[J].天然气工业，2020，40(7)：76-82.
HAN Chuanjun, PENG Xuefeng, LI Lintao. Anchoring mechanical behavior of packer slips and its HTHP experimental analysis[J]. Natural Gas Industry, 2020, 40(7): 76-82.

[3] 李友培，蒋韦，刘殷韬，等.高性能裸眼封隔器关键机构测试及优化[J].石油机械，2020，48(11)：71-77.
LI Youpei, JIANG Wei, LIU Yintao, et al. Test and optimization of key mechanism of high-performance openhole packer [J]. China Petroleum Machinery, 2020, 48 (11): 71-77.

[4] 张智，祝效华，许建波. 基于正交试验的压缩式封隔器胶筒的结构参数优化[J]. 天然气工业 ，2019，39(3)：80-84.
ZHANG Zhi, ZHU Xiaohua, XU Jianbo. Structural parameters optimization of compression packer rubber based on orthogonal test[J]. Natural Gas Industry, 2019, 39(3): 80-84

[5] 李桐，马庆贤，崔奋. 封隔器卡瓦咬合过程受力模拟研究[J]. 石油矿场机械. 2004，33(1)：11-13.
LI Tong, MA Qingxian, CUI Fen. Simulation study on mechanical conditions in working process of packer slip[J]. Oil Field Equipment, 2004, 33(1): 11-13.

[6] 祝效华，晁圣棋，刘祖林，等.基于试验和数值仿真的封隔器卡瓦结构优化[J].系统仿真学报，2016，28(11)：2729-2735.
ZHU Xiaohua, CHAO Shengqi, LIU Zulin, et al. Structure optimum of packer slips based on test and numerical simulation [J]. Journal of System Simulation, 2016, 28(11): 2729-2735.

[7] DENG G, KENDALL A, COOK C, et al. A completion technology milestone: a HPHT ultra-high expansion openhole packer for multi-stage completions[C]//SPE Annual Technical Conference and Exhibition. SPE, 2019: D011S002R002.

[8] DONG L, LI K, ZHU X, et al. Study on high temperature sealing behavior of packer rubber tube based on thermal aging experiments [J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 108: 104321.

[9] 程维恒，王立军，李光辉，等. 阿姆河右岸高温、高压、高含硫气田DST测试管柱优化设计[J].天然气工业，2014，34(4)：76-82.
CHENG Weiheng, WANG Lijun, LI Guanghui, et al. An optimal design of a DST string for high temperature, high pressure and sour gas fields on the Right Bank of the Amu Darya River, Turkmenistan[J]. Natural Gas Industry, 2014, 34(4): 76-82.

[10] LIU J, DENG K, LIU S, et al. Mechanical behavior and structure optimization of compressed PHP packer rubber[J]. Journal of Materials Engineering and Performance, 2021, 30: 3691-3704.

[11] YU C, XU Z, SHYU G D, et al. Development of advanced seal material and downhole packer for high temperature applications[C]. Offshore Technology Conference. OTC, 2017: D011S010R005.

[12] 王云学，许仁波，孟奇龙，等.压缩式封隔器胶筒接触力学行为有限元分析[J].武汉科技大学学报，2017，40(1)：61-64.
WANG Yunxue, XU Renbo, MENG Qilong, et al. Mechanical behaviors of contact of compressive packer's rubber sleeve: a finite element analysis [J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 40 (1): 61-64.

[13] 郝地龙，何霞，王国荣，等. 胶筒大变形仿真分析及结构尺寸参数优化[J].应用力学学报，2020，(6)：2503-2512.
HAO Dilong, HE Xia, WANG Guorong, et al. Simulation analysis of large deformation of packing element and optimization of structural size parameters [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2020, (6): 2503-2512.

[14] 王晓龙，李斌，郑旭，等. 封隔器分段式胶筒密封结构研究[J].应用力学学报，2020，(6)：2650-2656.
WANG Xiaolong, LI Bin, ZHENG Xu, et al. Study on sealing structure of compressed packer of new rubber [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2020, (6): 2650-2656.

[15] 王捷力，高宝奎，马超，等.套管磨损对封隔器密封性能的影响[J].石油机械，2021，49(9)：55-60.
WANG Jieli, GAO Baokui, MA Chao, et al. Influence of Casing wear on sealing performance of packer [J]. China Petroleum Machinery, 2021, 49(9): 55-60.

[16] LI C, GUAN Z, ZHANG B, et al. Failure and mitigation study of packer in the deepwater HTHP gas well considering the temperature-pressure effect during well completion test [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 26: 101021.

[17]李维，郑有成，常洪渠，等. 新型压缩式耐高温管外封隔器高温力学性能分析[J]. 钻采工艺，2011，34(6)：63-64.
LI Wei，ZHENG Youcheng，CHANG Hongqu，et al. High temperature mechanics analysis of modern compression thermal external casing packer[J]. Drilling & Production Technology，2011，34(6)：63-64.

[18]刘祖林，张向宁，陈波，等. 带金属护肩封隔器的密封特性研究[J].石油机械，2015，43(5)：96-100.
LIU Zulin，ZHANG Xiangning，CHEN Bo，et al. A Study on sealing properties of a packer with metal shoulder pad[J]. China Petroleum Machinery，2015，43(5)：96-100.

[19]ZHU D，LIU Y，MA H，et al. Experimental studies on CO_2 corrosion of rubber materials for packer under compressive stress in gas wells[J]. Engineering Failure Analysis，2017，80：11-23.

[20]WANG K，LIU S，LIU H，et al. Experience and lessons from production packer selection and operations in the HPHT gas fields of Kuqa Foreland Basin，Western China[C]//Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference. SPE，2020：D012S116R109.

[21]DENG Q，ZHANG H，CHEN A，et al. Effects of perforation fluid movement on downhole packer with shock loads[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering，2020，195：107566.

[22]王龙.高温高压完井封隔器结构优化[J].石油机械，2023，51(6)：112-118.
WANG Long. Structure optimization for high-temperature high-pressure well completion[J]. China Petroleum Machinery，2023，51(6)：112-118.

[23]胡改星，王薇，王俊涛，等.安83水平井智能分段注水工艺研究与试验[J].石油机械，2017，45(6)：87-90.
HU Gaixing，WANG Wei，WANG Juntao，et al. Experiment on horizontal well intelligent separate section water injection technology[J]. China Petroleum Machinery，2017，45(6)：87-90.

[24]曾永锋，褚洪金，赵薇，等.连续管压裂封隔器失效分析与优化研究[J].石油机械，2022，50(9)：131-136.
ZENG Yongfeng，CHU Hongjin，ZHAO Wei，et al. Packer failure analysis and optimization in coiled tubing fracturing[J]. China Petroleum Machinery，2022，50(9)：131-136.

[25]刘怀亮，刘献博，刘宇，等. 超深井射孔爆轰波非线性传播及影响因素[J]. 新疆石油天然气，2024，20(1)：31-37.
LIU Huailiang，LIU Xianbo，LIU Yu，et al. Nonlinear propagation and influencing factors of perforation detonation waves in ultra-deep wells[J]. Xinjiang Oil & Gas，2024，20(1)：31-37.

[26]贾曦雨，王树山，马峰，等.射孔冲击相变对射孔套管抗挤性能的影响[J].石油学报，2017，38(3)：348-355.
JIA Xiyu，WANG Shushan，MA Feng，et al. Influence of perforation shock-induced phase transformation on the collapsing strength of perforated casing[J]. Acta Petrolei Sinica，2017，38(3)：348-355.

[27]刘献博，薛亮，刘敏，等.连续波钻井液脉冲发生器压力波波形优化研究[J].石油机械，2020，48(12)：44-51.
LIU Xianbo，XUE Liang，LIU Min，et al. Research on optimization of pressure wave waveform of continuous wave drilling fluid pulse generator[J]. China Petroleum Machinery，2020，48(12)：44-51.

（修改回稿日期：2025-12-30　编辑：张国红）