

高压高产气井油管柱特殊螺纹密封动力学研究

张 颖¹, 练章华², 周 谧¹, 林铁军²

(1. 四川轻化工大学机械工程学院, 四川自贡 643000;
2. 西南石油大学油气藏地质及开发工程国家重点实验室, 四川成都 610500)

摘要:针对高产气井中油管柱振动问题建立特殊螺纹接头密封面在动载荷作用下接触应力的力学模型。分析密封面接触应力、密封球面半径、密封面表面摩擦系数对特殊螺纹密封性能的影响。针对油管柱的高频振动,提出特殊螺纹密封面之间将会产生微振磨损,并基于能量耗散模型,分析不同螺纹锥度情况下,振荡载荷对油管柱接头能量耗散的影响。结果表明:公接头密封球面半径越小,接触应力越集中,接触应力也就越大,密封接触宽度也越小;同时,螺纹密封面锥度越小,密封面能量耗散值也越小,而当密封面锥度小于 11° 时能量耗散几乎与锥度无关;建议在高压高产气井中,应适当减小特殊螺纹密封面锥度,且密封面结构优先采用锥面对锥面密封结构形式,其次采用球面对锥面结构。

关键词:高产气井; 特殊螺纹; 振动; 密封性能; 动力学

中图分类号:TE 931.2 **文献标志码:**A

引用格式:张颖,练章华,周谧,等. 高压高产气井油管柱特殊螺纹密封动力学研究[J]. 中国石油大学学报(自然科学版),2020,44(3):134-140.

ZHANG Ying, LIAN Zhanghua, ZHOU Mi, et al. Study on sealing dynamics about tubing premium connections in high-pressure and high-production gas wells [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2020,44(3):134-140.

Study on sealing dynamics about tubing premium connections in high-pressure and high-production gas wells

ZHANG Ying¹, LIAN Zhanghua², ZHOU Mi¹, LIN Tiejun²

(1. School of Mechanical Engineering, Sichuan University of Science & Engineering, Zigong 643000, China;
2. State Key Laboratory of Oil and Gas Reservoir Geology and Exploitation, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China)

Abstract: Aiming at the vibration of tubing string in the high production gas well, the mechanical model of contact stress in the premium connection's sealing surface under the dynamic load was established. Furthermore, the effects of contact stress, radii of sealing sphere surfaces, and frictional coefficient of the sealing surface on the premium connection's sealing performance were discussed. Aiming at the vibration of tubing string with a high frequency, the fretting wear in the sealing surface was put forward. Based on the energy dissipation model, the influence of vibrational load on the premium connection sealing surface's energy dissipation was analyzed when the sealing surface has different cone angles. The results show that, the smaller the spherical radius on the pin's sealing surface is, the bigger contact pressure on the sealing surface is, and the smaller the contact length is. Moreover, the smaller taper of the sealing surface is, the smaller energy dissipation is. At the same time, the smaller taper leads to a smaller energy consumption. Especially when the taper is less than 11° , the taper almost has no influence on the energy dissipation. It is suggested that, in the gas well with a high pressure and a high production,

收稿日期:2019-07-23

基金项目:国家自然科学基金项目(51574198);四川轻化工大学人才引进项目(2019RC17);四川省高校重点实验室开发基金项目(GK201914);自贡市重点科技计划项目(2019YYJC01)

作者简介:张颖(1988-),男,讲师,博士,研究方向为机械设计、油气井工程安全、管柱力学等。E-mail:hello_913@126.com。

appropriately reducing the taper of sealing surface's structure designing is preferred. Furthermore, the cone-to-cone sealing structure is highly recommended, and the sphere-to-cone structure is the second hand choice.

Keywords: high production gas well; spherical thread; vibration; sealing performance; dynamics

深井、超深井高压高产气井勘探开发过程中,管柱接头气密封性能是一项复杂而又难以解决的问题。接头螺纹是油管柱中最薄弱的环节,螺纹泄漏或断裂是油管柱最普遍的失效形式,90%以上的气井管柱损坏是由于管柱螺纹接头密封完整性被破坏,直接影响气井的开采周期和寿命^[1]。国内外学者针对广泛用于深井超深井、高温高压气井等复杂恶劣工况条件下的特殊螺纹接头开展了大量的理论研究和室内评价试验。日本住友金属工业公司最早研发了带有金属对金属密封结构的特殊螺纹接头^[2]。Bradley等^[3-4]介绍了高温高压酸性气井中特殊螺纹扣气密封的设计和检测方法。王建东等^[5]采用有限元分析方法研究了不同密封结构形式下特殊螺纹接头密封能力随载荷的变化规律。许志倩等^[6-8]研究了表面粗糙度对非API螺纹密封性能的影响。许红林等^[9-10]基于密封接触能机制和密封面屈服条件,建立了特殊螺纹气密封性能定性的评价方法。Emens等^[11-12]开展了特殊螺纹金属对金属气密封性能模拟实验,分析了影响金属气密封性能的因素。目前关于特殊螺纹密封性能的研究大多从弹塑性力学有限元分析出发,考虑特殊螺纹密封面在静力学作用下的密封接触问题^[13-18],未考虑振动载荷作用下特殊螺纹密封面接触动力学与气密封性能的关系,没有形成关于高温高压高产气井特殊螺纹密封动力学的完整理论。因此,笔者引入接触动力学理论,根据高产气井高频振动特点,研究特殊螺纹密封面上受动载影响下密封面力学特性,开展密封面结构和油管所受冲击载荷对密封面接触应力影响的敏感性研究。

1 特殊螺纹密封面接触动力学模型

1.1 理论模型

在高产气井中,油管受到高速气流冲击产生颤振,母接头和公接头密封面之间产生相对滑动。以特殊螺纹密封面锥面对球面密封形式为例,特殊螺纹密封面上滑动接触力学模型见图1。螺纹上扣拧紧完成后,螺纹密封面在径向方向限制其自由移动,即图1中 y 轴方向,同时受高速气流冲击,螺纹接头密封面在水平表面上左右往返运动,并取 x 轴平行于滑动方向。

由于特殊螺纹接头密封表面的滑动运动,在螺纹密封表面上将会产生一个切向摩擦力 Q ,该力分别作用在母接头和公接头的密封接触面位置,其方向与运动方向相反,该切向力代表接触表面之间的“动摩擦”力。

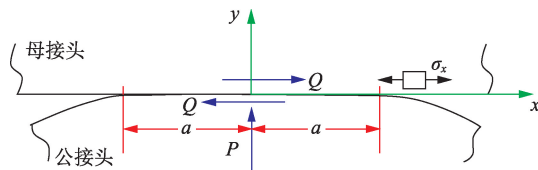


图1 特殊螺纹密封面滑动接触力学模型

Fig. 1 Mechanical model of premium connection sealing surface sliding contact

为了计算由切向力引起的弹性应力和位移,采用Hertz^[19]理论的基本假设,即在接触区附近两个物体都可以被认为是一个弹性半空间体,并且假设由于法向压力和切向力的作用而产生的应力和变形是相互独立的,即接触面的总应力等于其分应力的叠加。

滑动接触中切向力和法向压力之间的关系为

$$\frac{|q(x, y)|}{p(x, y)} = \frac{|Q|}{P} = \mu. \quad (1)$$

式中, μ 为动摩擦的一个常系数,它是由材料和接触面的物理环境所决定; Q 、 $q(x, y)$ 为切向力,N; P 、 $p(x, y)$ 为接触法向压力,N。

由图1所示,接箍和管体密封面间的接触宽度为 $2a$,根据Hertz理论,其法向压力分布为

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - x^2}. \quad (2)$$

式中, P 为母接头与公接头密封面接触的法向压力,N; $p(x)$ 为在 x 位置处的接触法向力,N; a 为接触面接触宽度,mm。

根据式(1)和(2),其接触面上的切向力为

$$q(x) = \pm \frac{2\mu P}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - x^2}. \quad (3)$$

式中,切向力的正负号与表面运动方向有关,取向右为正; $q(x)$ 在接触面 x 位置处的切向力,N。

在特殊螺纹密封面上的接触应力 $\sigma_x = \sigma_y = -p(x)$ 。在接头密封面非接触区域内,表面上的所有应力分量为零。由于正压力在接触区域边缘降为零,其接触区域内最大接触压力为

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a} = \frac{4}{\pi} p_m = \sqrt{\frac{PE^*}{\pi R}} \quad (4)$$

式中, E^* 为螺纹接头弹性模量, MPa; R 为特殊螺纹密封面球面半径, mm; p_m 为接触面平均接触压力, N; p_0 为接触区域内最大接触压力, N。

沿着载荷作用方向(y 轴), 其应力分量为

$$\begin{cases} \frac{\sigma_x}{p_0} = -\left(1 + \frac{2y^2}{a^2}\right) \left(1 + \frac{y^2}{a^2}\right)^{-1/2} - \frac{2y}{a}, \\ \frac{\sigma_y}{p_0} = -\left(1 + \frac{y^2}{a^2}\right)^{-1/2}, \\ \frac{\tau_{xy}}{p_0} = \frac{y}{a} - \frac{y^3}{a^3} \left(1 + \frac{y^2}{a^2}\right)^{-1/2}. \end{cases} \quad (5)$$

式中, p_0 为密封面上的最大接触压力, N; σ_x 和 σ_y 分别为 x 和 y 方向的应力, MPa; τ_{xy} 为切向的应力, MPa。

从式(5)可以看出, 这些应力分量均与泊松比 ν 无关。对于平面应变问题, 第三主应力的表达式为 $\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$ 。

由式(5)可以求出 σ_x 、 σ_y 和 σ_z 在密封面 xy 平面上的应力分布。平面上主剪应力的计算公式为

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}), \quad (6)$$

$$\sigma_z = \nu(\sigma_x - \sigma_y). \quad (7)$$

式中, $\sigma_{\max}$ 和 $\sigma_{\min}$ 分别为最大和最小主应力, MPa; σ_z 为 z 方向应力, MPa。

1.2 接触应力对密封性能影响

假设特殊螺纹公接头密封面球面半径 R 为 100 mm, 弹性模量 E 为 207 GPa, 泊松比为 0.3, 密封面上最大接触压力为 1 000 N。

Von-Mises 应力强度表达式为

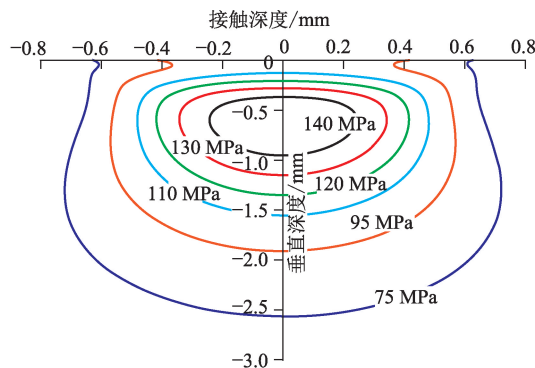
$$\sigma_{\text{von}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2}. \quad (8)$$

式中, σ_{von} 为 Von-Mises 应力, MPa。

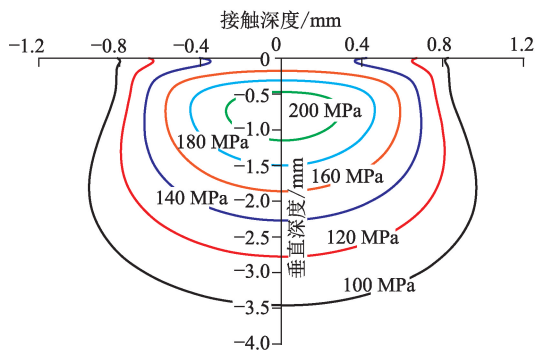
根据式(8)可以绘出特殊螺纹上扣拧紧后, 当最大接触压力为 1 000 N 时, 密封接触面下的 Von-Mises 应力分布见图 2(a)。从图 2 中可以看出, 最大的 Von-Mises 应力为 140 MPa, 发生在接触面的正下方 0.5 mm 位置。通过计算, 该螺纹密封面接触宽度为 $2a = 1.7$ mm。

最大接触压力 P_0 上升至 2 000 N 时, 螺纹密封接触表面下的 Von-Mises 应力等值线见图 2(b)。可以看出, 在不同最大接触压力作用下, Von-Mises 应力等值线分布相似, 但是在 Von-Mises 应力等值线数值有所不同, 表现为密封面上接触压力增加,

Von-Mises 应力值增大。



(a) 最大接触压力 $P_0 = 1\,000$ N



(b) 最大接触压力 $P_0 = 2\,000$ N

图2 螺纹密封接触表面下的 Von-Mises 应力等值线

Fig. 2 Von-Mises stress contour of under premium connection sealing surface

1.3 球面半径对密封性能影响

由于在设计特殊螺纹密封结构时, 球面对锥面密封结构设计主要是通过改变球面半径来改善密封面上的 Von-Mises 应力分布的影响进行讨论。假设螺纹材料、结构等参数不变, 密封面上最大接触压力为 2 000 N, 球面半径分别增至 150 和 200 mm, 其密封面接触面下的 Von-Mises 应力分布见图 3。从图 3 中可以看出, 球面对锥面的密封形式中球面半径对接触应力的分布大小有显著影响。球面半径越小, 接触应力越集中, 接触应力也就越大, 且接触宽度也越小。

1.4 摩擦系数对密封性能影响

根据 Johnson^[19] 研究计算发现由切向力产生的应力和由法向力产生的应力之间存在某些相似之处, 它们可以表示为

$$\frac{(\sigma_z)_q}{q_0} = \frac{(\tau_{xz})_p}{p_0}, \quad (9)$$

$$\frac{(\tau_{xz})_q}{q_0} = \frac{(\sigma_x)_p}{p_0}. \quad (10)$$

式中, $q_0 = \mu p_0$, 是在 $x = 0$ 处的切向力, 且下标 p 和 q

表示由法向压力和切向力单独作用而产生的应力分量; τ_{xz} 为 xz 平面上的切应力。

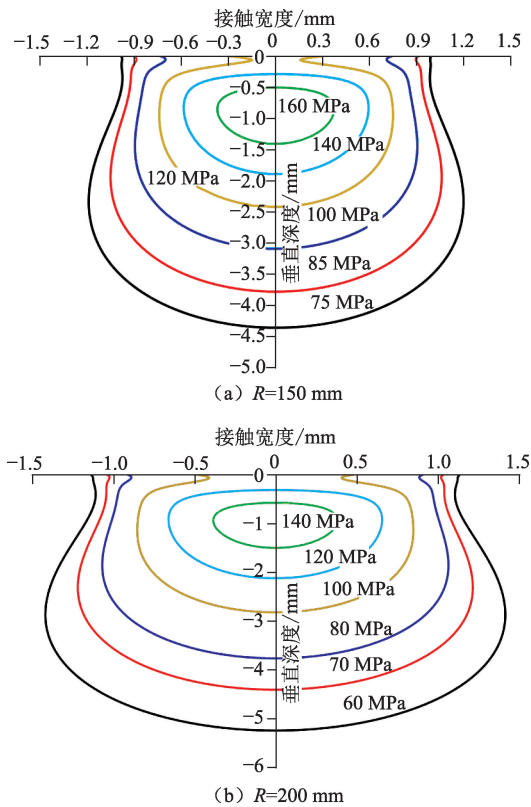


图 3 最大接触压力为 2000 N 时螺纹密封接触表面下的 Von-Mises 应力等值线

Fig. 3 Von-Mises stress contour of under premium connection sealing surface at maximum contact stress of 2000 N

根据式(5)所给出的关于 $(\tau_{xz})_p$ 和 $(\sigma_x)_p$ 的表达式,并利用式(9)和(10)可直接求出切向应力所产生的 $(\sigma_z)_q$ 和 $(\tau_{xz})_q$ 应力分量,表示为

$$(\sigma_z)_q = \mu p_0 \frac{n}{a} \times \frac{m^2 - z^2}{m^2 + n^2}, \quad (11)$$

$$(\tau_{xz})_q = \mu p_0 \left(-\frac{m}{a} \left(1 + \frac{y^2 + n^2}{m^2 + n^2} \right) + \frac{2z}{a} \right). \quad (12)$$

其中

$$\begin{cases} m^2 = 0.5(A+B), \\ n^2 = 0.5(A-B); \\ A = \sqrt{(a^2 - x^2 + y^2)^2 + 4x^2 y^2}, \\ B = a^2 - x^2 + y^2. \end{cases}$$

但是平行于表面的正应力 $(\sigma_x)_q$ 必须单独计算,按照上述表达方法,可以将它表示为

$$(\sigma_x)_q = \frac{q_0}{a} \left[n \left(2 - \frac{z^2 - m^2}{m^2 + n^2} \right) - 2x \right]. \quad (13)$$

对于螺纹密封面接触表面,如果接触表面产生相对滑动,假设接触表面运动方向向右,那么作

用在滑动平面上的切向力方向向左,而在接触区域的边缘 $(x=a)$ 处正应力达到一个最大拉应力 $2q_0$,在 $x=-a$ 位置有一个最大压应力 $-2q_0$ 。由于力的相互作用性,在接触区域内法向压力在表面处产生一个相等的压应力 $(\sigma_x)_p = -p(x)$,在接触区域外应力分量为零。因此不管接触表面摩擦系数如何,在滑动接触过程中最大合成拉应力产生在 $x=a$ 处,其值为 $2\mu p_0$ 。

根据第四强度理论,在滑动接触中塑形屈服的开始是其应力场中最大 Von-Mises 应力达到材料屈服强度。当考虑螺纹密封面之间的摩擦系数,即特殊螺纹密封面球面和锥面相互滑动时,利用式(11)~(13),假设接头密封面之间的摩擦系数为 0.2,由法向压力和切向力共同作用产生的 Von-Mises 应力等值线绘在图 4 中。如图 4 所示,此时的最大 Von-Mises 应力发生在靠近表面的接触边缘两侧。

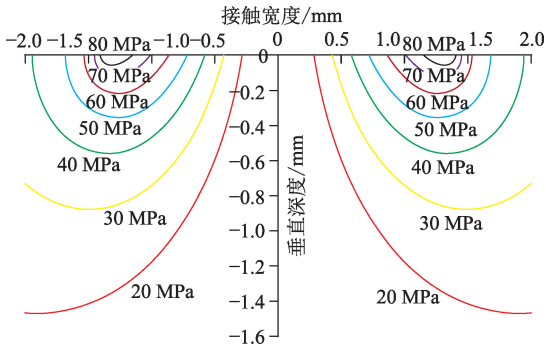


图 4 滑动接触下接触面 Von-Mises 应力等值线

Fig. 4 Von-Mises stress contour under sealing surface in sliding contact

为了方便计算,以 Tresca 屈服准则为例,计算密封面开始初始屈服时的接触应力 P_0 ,并且假设该最大剪应力等于纯剪切应力 k 。Tresca 屈服准则表达式为

$$\tau_{\max} = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| = k. \quad (14)$$

将 $(\sigma_z)_q$ 和 $(\sigma_x)_q$ 的表达式代入式(14)中,可得

$$\mu p_0 \left(\frac{n}{a} - \frac{x}{a} \right) = k. \quad (15)$$

从式(15)可以看出, $p_0 \propto \frac{k}{\mu}$,那么最大许用压力 p_0 与接触面的摩擦系数呈反比,即接触面的摩擦系数越小,接触面上的最大许用压力也就越大。因此,为了避免螺纹接头密封位置材料进入屈服状态,同时又要满足密封压力可靠,应尽量提高螺纹密

封面表面光洁度,减小密封接触面之间的摩擦系数。

2 特殊螺纹密封接头受振荡载荷作用的计算

油管在井下受气流颠簸,密封面受到振荡载荷 Q 的作用。振荡力从零开始增加,当振荡力上升到最大值 Q_m 时,此时振荡力开始下降,相当于在切向力中施加一个反方向的增量。当振荡力下降到零之后,振荡力开始沿反方向增加,直至增加到最大值,最后振荡载荷沿正方向减小至零,循环作用。其力学载荷位移循环图见图 5。振荡载荷首先沿 OA 段上升至最大值 Q_m ,此时密封接触面有最大位移 δ_m 。然后沿 ABC 段反方向增大至 $-Q_m$,此时对应最大负向位移 $-\delta_m$ 。最后沿正方向 CDA 段逐渐上升,完成循环。整个过程类似于加载、卸载、加载的往复循环过程。

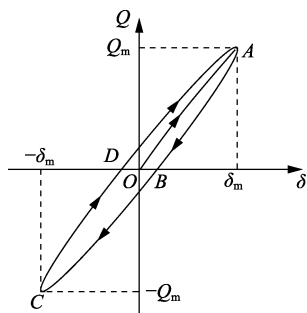


图 5 振荡载荷与位移关系

Fig. 5 Relationship between oscillating load and displacement

在一个完整的循环中,切向力(振荡力)所作的功用回线面积表示,如图 5 所示。且该功被圆环 $c \leq r \leq a$ 中微滑方向的倒转所耗散。每一个循环能量耗散的表达式^[19-20]为

$$\Delta W = \frac{9\mu^2 p_0^2}{10a} \left(\frac{2-\nu_1}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \right) \times \left\{ 1 - \left(1 - \frac{Q}{\mu p_0} \right)^{\frac{5}{3}} - \frac{5Q}{6\mu p_0} \left[1 - \left(1 - \frac{Q}{\mu p_0} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \right\}. \quad (16)$$

式中, ΔW 为能量耗散值,J; a 为接触表面正应力产生的接触半径,mm; μ 为摩擦系数; ν_1 、 ν_2 为材料的泊松比; G_1 、 G_2 为材料的剪切模量,MPa。

在反复出现振荡过程中,切向力将会在发生振荡滑动的圆环内产生一些界面磨损。即能量耗散值将会以密封接触面之间的磨损表现出来。

上述情况属于密封面为球面与柱面接触,振荡力 Q 的作用线与密封表面相切。而对于井下工况,振荡力 Q 将会作用于螺纹接头法向方向。以特殊螺纹接头密封结构锥面与球面密封形式为例,密封

接触面与油管中心轴线有固定夹角 θ ,如图 6 所示。从图 6 中可以发现,振荡力 Q 作用线与母接头密封接触表面间的夹角为 $\frac{\pi}{2} - \theta$ 。

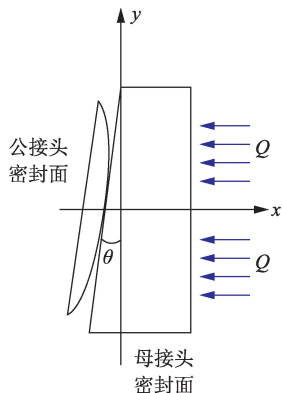


图 6 锥面与球面密封接触

Fig. 6 Sealing contact with conical surface and spherical surface

因此,在考虑密封面锥度时,油管振动过程中接头螺纹密封面上每个循环的能量耗散可表示为

$$\Delta W = \frac{9\mu^2 p_0^2}{5a} \times \frac{2-\nu}{G_1} \times \left\{ \frac{1}{4\lambda} \left[\frac{1+\lambda}{1-\lambda} (1-\lambda L_*)^{5/3} - \frac{1-\lambda}{1+\lambda} (1+\lambda L_*)^{5/3} \right] - \frac{6-L_*-5\lambda^2 L_*}{6(1-\lambda^2)} (1-L_*)^{2/3} \right\}. \quad (17)$$

其中

$$\begin{cases} L_* = \frac{Q \sin \theta}{\mu p_0}, \\ \lambda = \frac{\mu}{\tan \theta}. \end{cases} \quad (18)$$

式中, θ 为母螺纹密封面的锥角, ($^\circ$)。

如果振荡力作用方向与母接头密封接触面的切向法向相同,即 $\theta = 0$,特殊螺纹密封球面与柱面接触即为此种类型的特例。

针对特殊螺纹球面和锥面的接触形式,分析振荡载荷对油管柱接头能量耗散的影响。假设特殊螺纹密封面锥面和球面之间的摩擦系数为 0.12,母接头螺纹密封面的锥角在 $8^\circ \sim 16^\circ$ 变化。根据式 (18),由气流产生的振荡力,在接头螺纹密封面之间的能量耗散见图 7。图 7 中横坐标 x 轴为振荡力与密封面上的接触力比值,纵坐标 y 轴为能量耗散与材料相关系数比值 $\left(\frac{5Ga\Delta W}{9(2-\nu)(\mu P)^2} \right)$ 。从图 7 中可以看出,母接头密封面锥角越小,能量耗散的也就越小。同时当 $Q/P < 0.3$ 时,即在采气量较低时,此时密封面接触位置能量耗散值较低;当密封面锥度

小于 11° 情况下,能量的耗散几乎与锥度无关。因此,如果在高产气井中,气体流量较大,油管所受振荡力 Q 较大,可以适当提高密封接触面的接触压力 P ,从而减小密封面的能量耗散,降低密封面接触磨损。

在受到振荡力作用的两个表面之间的接触位置,振荡微滑通常与腐蚀相结合产生特有的表面破坏,称之为“微振磨损”。在高温高压气井中,由于微振磨损的存在,能够导致油管特殊螺纹接头因疲劳而形成过早的破坏或者泄漏。为了尽量避免微振磨损,在特殊螺纹密封面结构设计的过程中,应该尽量减小母接头密封面锥角。其次,应当尽量避免接触区域切向应力的高度集中。即避免接触区域边缘产生“尖锐切口”。也就是说球面对球面、球面对锥面、锥面对锥面3种密封形式中,锥面对锥面最好,其次是球面对锥面,球面对球面最差。

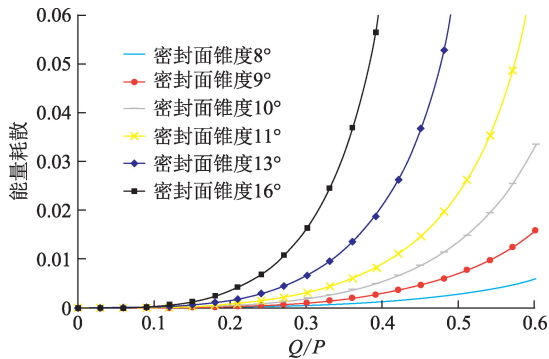


图7 不同密封面锥角下能量耗散对比

Fig.7 Comparison of energy dissipation under different cone angle of sealing surface

3 结 论

(1)公接头密封球面半径对接触应力分布有显著影响。公接头密封球面半径越小,接触应力越集中,接触应力也就越大,密封接触宽度也越小。

(2)根据微振磨损与能量耗散呈正关联特性,针对特殊螺纹球面和锥面的接触形式,建立的高产气井特殊螺纹密封面上的能量耗散力学模型,能够分析不同螺纹锥度情况下振荡载荷对油管柱接头能量耗散的影响。

(3)为尽量避免微振磨损,建议合理优化特殊螺纹主密封面锥度,适当减小母接头密封面的锥角设计;特殊螺纹主密封面结构优先采用锥面对锥面密封结构形式,其次采用球面对锥面结构形式。

参考文献:

[1] 王建军,孙建华,薛承文,等.地下储气库注采管柱气

密封螺纹接头优选[J].天然气工业,2017,37(5):76-80.

WANG Jianjun, SUN Jianhua, XUE Chengwen, et al. Optimization of gas-tight thread connectors on injection-production strings in underground gas storage wells[J]. Natural Gas Industry, 2017,37(5):76-80.

[2] YOSHIHIRO N, SEIICHI N, TETSURO K, et al. Leak-proof tests of special joints for oil country tubular goods[J]. Sumitomo Metal, 1974,26(1):97-105.

[3] BRADLEY A B, NAGASAK U S, VERGE R E. Premium connection design, testing, and installation for HPHT sour well[R]. SPE 97585, 2005.

[4] GABRIEL C. The design of tubing and casing premium connections for HTHP wells[R]. SPE 97584, 2005.

[5] 王建东,冯耀荣,林凯,等.特殊螺纹接头密封结构比对分析[J].中国石油大学学报(自然科学版),2010,34(5):126-130.

WANG Jiandong, FENG Yaorong, LIN Kai, et al. Comparison analysis of premium connection's seal structure[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2010,34(5):126-130.

[6] 许志倩,闫相祯,杨秀娟,等.微观泄漏机理在非API套管接头密封性能评估中的应用[J].石油学报,2014,35(5):963-971.

XU Zhiqian, YAN Xiangzhen, YANG Xiujuan, et al. Application of micro-leakage mechanism for evaluating the sealing performance of non-API casing connections[J]. Acta Petrolei Sinica, 2014,35(5):963-971.

[7] 许志倩,闫相祯,杨秀娟,等.非API套管接头主密封结构气密性能实验分析[J].压力容器,2014,31(4):7-12.

XU Zhiqian, YAN Xiangzhen, YANG Xiujuan, et al. Analysis of gas sealing performance test for non-API casing connection with radial cone sealing structure[J]. Pressure Vessel Technology, 2014,31(4):7-12.

[8] 许志倩,闫相祯,杨秀娟.特殊螺纹套管接头连接性能的安全可靠性分析[J].北京科技大学学报,2011,33(9):1146-1153.

XU Zhiqian, YAN Xiangzhen, YANG Xiujuan. Safety reliability analysis of connection capability of non-API casing connection joints[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2011,33(9):1146-1153.

[9] 许红林.油套管特殊螺纹连接强度和密封理论研究[D].成都:西南石油大学,2015.

XU Honglin. Study on joint strength and sealing theory for casing and tubing premium connections[D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2015.

[10] 许红林,杨斌,施太和,等.球面对锥面特殊螺纹气密

- 封性能影响因素分析[J]. 西南石油大学学报, 2017, 39(6):162-166.
- XU Honglin, YANG Bin, SHI Taihe, et al. Analysis of factors influencing hermetic seal performance with a spherical-conical surface and special screw threads[J]. Journal of Southwest Petroleum University, 2017, 39(6):162-166.
- [11] DENNIS E, FRANCESC P, DENNIS V H, et al. On the sealability of metal-to-metal seals with application to premium casing connections [R]. SPE 194146, 2019.
- [12] ERNEN D, RIET E J, ROOIJ M B, et al. The role of phosphate-conversion coatings in the makeup and sealing ability of casing connections [R]. SPE 184690, 2017.
- [13] TOSHIMICHI F, MASATAKA N. Proposition of helical thread modeling with accurate geometry and finite element analysis [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2008, 130(11204):1-6.
- [14] 张永强, 刘立, 陆金福, 等. 基于 API 圆螺纹的气密封螺纹开发及评价[J]. 天然气工业, 2017, 37(5):68-75.
- ZHANG Yongqiang, LIU Li, LU Jinfu, et al. Development of gas threads based on API round threads and its evaluation[J]. Natural Gas Industry, 2017, 37(5):68-75.
- [15] 练章华, 梁红军, 施太和, 等. 超深井小钻工具接头螺纹结构研制与应用[J]. 石油钻采工艺, 2016, 38(2):160-165.
- LIAN Zhanghua, LIANG Hongjun, SHI Taihe, et al. Development and application of screw structure of miniature drilling tool for super-deep wells[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2016, 38(2):160-165.
- [16] 祝效华, 高原, 贾彦杰. 弯曲载荷作用下偏梯形套管连接螺纹参量敏感性分析[J]. 工程力学, 2012, 29(10):301-307.
- ZHU Xiaohua, GAO Yuan, JIA Yanjie. The parameter sensitivity analysis of buttress casing connecting thread under action of bending loading [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(10):301-307.
- [17] 周先军, 吴延泽, 刁晓勇, 等. 两种油管气密封螺纹接头性能仿真[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2018, 42(5):166-173.
- ZHOU Xianjun, WU Yanze, DIAO Xiaoyong, et al. Simulation on performance of two kinds of tubing air tight screw joints[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2018, 42(5):166-173.
- [18] WEI C, QINFENG D, HE Z, et al. The sealing mechanism of tubing and casing premium threaded connections under complex loads [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2018, 171:724-730.
- [19] 徐秉业. 接触力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992:255-262.
- [20] 李玲, 蔡安江, 阮晓光, 等. 栓接结合部在动载荷下的能量耗散特性[J]. 机械工程学报, 2016, 52(13):141-148.
- LI Ling, CAI Anjiang, RUAN Xiaoguang, et al. Energy dissipation characteristics of bolted joints under dynamic loading[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(13):141-148.

(编辑 沈玉英)