

◀ 钻井完井 ▶

doi:10.3969/j.issn.1001-0890.2011.01.011

套管全管壁屈服挤毁压力计算

孙永兴^{1,2} 林元华² 施太和² 刘素君¹ 陈丽萍¹ 张帆¹

(1. 中国石油川庆钻探工程有限公司 钻采工程技术研究院, 四川 广汉 618300; 2. CNPC 石油管工程重点实验室(西南石油大学), 四川 成都 610500)

摘要: 分析了 API 屈服挤毁公式和 ISO 全管壁屈服挤毁压力公式, 认为: API Bulletin 5C3 屈服挤毁设计的基本原理是管内壁屈服即失效, 实际上, 内壁开始屈服时套管还有很大的抗挤余量, 对于 $D/t < 15$ 的厚壁及特厚壁套管, 若按 API 提供的这种最小屈服挤毁公式计算, 会造成管材浪费或选择套管难的问题; 而 ISO 全管壁屈服挤毁压力公式并非是全管壁屈服公式, 可能并不适合所有壁厚段套管强度的计算。为此, 根据弹塑性力学理论推导出了任意屈服半径处及全管壁屈服时的挤毁强度公式。通过计算对比可知, 对于 $D/t \leq 15$ 的厚壁管 (API Bulletin 5C3 用屈服公式计算套管强度) 用 von Mises 屈服准则计算的套管内壁起始屈服挤毁强度值, 要比现行的 API Bulletin 5C3 屈服挤毁值高 15.45%, 而全管壁屈服挤毁值至少要比 API Bulletin 5C3 屈服挤毁值高出 32.78%。

关键词: 套管; 屈服应力; 抗压强度

中图分类号: TE925⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-0890(2011)01-0048-04

Calculation of Yield Collapse Pressures for Casing Through-Wall

Sun Yongxing^{1,2} Lin Yuanhua² Shi Taihe² Liu Sujun¹ Chen Liping¹ Zhang Fan¹

(1. Drilling & Production Technology Research Institute, Chuangqing Drilling Engineering Company Limited, Guanghan, Sichuan, 618300, China; 2. The Key Laboratory for Mechanical and Environmental Behavior of Tubular Goods, Southwest Petroleum University, Chengdu, Sichuan, 610500, China)

Abstract: The analysis of API 5C3 yield collapse formula and ISO through-wall yield collapse formula shows that the basic design principle of API 5C3 is the failure of inner wall. In fact, casing wall still has a great of collapsing when yielding. For casing ($D/t < 15$) and special thick casing, the formula for determination of minimum yield collapsing provided by API will result in the casing waste or the difficulty in choosing casing. While the ISO through-wall yield collapse formula is not completely through-wall yield collapse formula which cannot be used for all casing. The yield collapse formula for arbitrary radius and the through-wall yield is obtained by elastic-plastic mechanics theory. The comparison shows that for casing ($D/t < 15$), initial yield collapse strength for inner casing calculated by von Mises yield criterion is 15.45% higher than that of using API 5C3, and the through-wall yield collapse strength is 32.78% higher than that of using API 5C3's.

Key words: casing; yield stress; compressive strength

套管是油气井生产中重要的设施, 一般要承受较高的外挤压力, 当这种压力超过套管本身强度时(非 API 值), 套管就会被挤毁, 影响钻井施工, 严重时甚至导致全井报废。目前, API Bulletin 5C3 公式是世界石油工业中应用比较普遍的挤毁压力计算公式^[1-2]。但 API Bulletin 5C3 给出的屈服挤毁公式是最小挤毁公式, 套管设计时, 按套管内壁开始屈服时即失效的原则进行强度设计, 实际上, 管子内

收稿日期: 2009-05-05; 改回日期: 2010-11-30

基金项目: 国家新世纪优秀人才支持计划项目“高含 H₂S 气藏完井管柱设计及其可靠性研究”(编号: NCET-08-0907) 和四川省杰出青年学科带头人培养基金项目“石油膨胀管关键技术研究”(编号: 06ZQ026-028) 资助

作者简介: 孙永兴(1977—), 男, 吉林永吉人, 2002 年毕业于西南石油学院应用物理专业, 2008 年获西南石油大学油气井工程专业博士学位, 现主要从事酸性油气田油、套管设计方面的研究工作。

联系方式: (0838)5152076, yohance@163.com

壁开始屈服时并未丧失压力完整性,仍有很大的抗挤余量^[3]。准确计算出全管壁屈服挤毁值,对优化当前深井、超深井的厚壁及设计特厚壁套管的安全系数具有重要的参考价值。

1 API 屈服挤毁公式

API Bulletin 5C3^[1] 中套管屈服挤毁抗挤强度公式是根据 Lamé 公式和 Tresca 准则推导出来的理论公式:

$$p_{\text{API}} = 2\sigma_y \frac{D/t - 1}{(D/t)^2} \quad (1)$$

式中, p_{API} 为内壁起始屈服时的抗挤强度, MPa; σ_y 为最小屈服强度, MPa; D 为名义外直径, mm; t 为管壁厚, mm。

式(1)只能用来预测径厚比 $D/t < 15$ 时的套管强度(如图 1 所示),而 $D/t < 15$ 的厚壁及特厚壁套管正是当前超高压(100 MPa 以上)、超深井(5 000 m 以上)中急需的。对于此厚壁段套管强度设计,若按式(1)计算,在常规井中会造成管材浪费,在非常规井中导致选择套管难的问题。

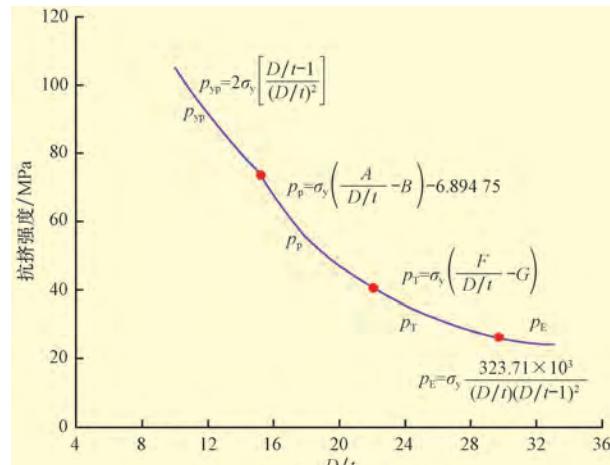


图1 API 5C3 公式与 D/t 的关系

Fig.1 The correlation between API Bulletin 5C3 collapse formulas and D/t

2 ISO 全管壁屈服挤毁压力公式

用 $\xi = \frac{t}{D-t}$ 对应力进行二阶校正后, ISO10400:2007 给出了仅有外压作用时的全管壁屈服挤毁压力 p_y 的计算公式^[3-5]:

$$p_y = 2\sigma_y \xi \left(1 - \frac{1}{2}\xi\right) \quad (2)$$

Tamano 两端堵口全管壁屈服公式为^[6]:

$$p_y^T = 2\sigma_y \frac{D/t - 1}{(D/t)^2} \left(1 + \frac{f_{ac}}{D/t - 1}\right) \quad (3)$$

Tamano 通过有限元分析,建议 $f_{ac} = 1.47$ ^[6]。当 $f_{ac} = 1.5$ 时式(2)与式(3)有如下关系:

$$p_y \approx p_y^T = 2\sigma_y \frac{t}{D} \left(1 + \frac{t}{2D}\right) \quad (4)$$

ISO 10400:2007 抗挤新模型主要与全管壁(through-wall thickness)屈服挤毁公式(式(4))和弹性挤毁公式 p_E 有关^[5],而管子的抗外挤极限压力是处于弹性挤毁值和全管壁屈服挤毁值之间的一个数值^[6]。实际研究中发现式(4)并非是全管壁屈服公式,采用非全管壁屈服挤毁公式与弹性挤毁公式相综合的结果,就有可能导致 ISO 10400:2007 抗挤新模型并不适合所有壁厚段套管强度计算。

3 任意屈服半径和全管壁屈服挤毁压力

3.1 任意屈服半径处挤毁强度公式

设处于轴对称的外压作用下的厚壁理想圆管的材料为理想弹塑性,其内半径为 a ,外半径为 b ,外压强度为 p (如图 2 所示)^[3,7-8],则应力函数为:

$$\varphi = Alnr + Br^2 lnr + Cr^2 + D \quad (5)$$

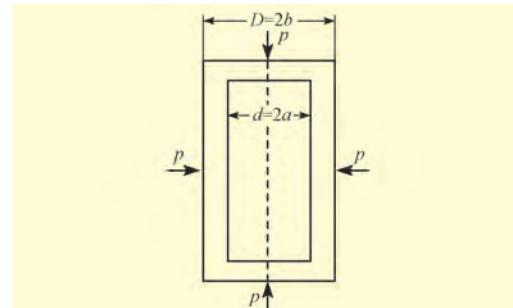


图2 理想圆管受力示意

Fig.2 Schematic diagram of force on ideal pipe

套管是一个多连体,故需满足位移单值条件^[7-8]。可以证明,应力函数中 $Br^2 lnr$ 项必须为 0,故 $B=0$ 。于是:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{\partial \varphi}{r \partial r} + \frac{\partial^2 \varphi}{r^2 \partial \theta^2} = \frac{A}{r^2} + 2C \\ \sigma_\theta = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} = -\frac{A}{r^2} + 2C \\ \tau_{rt} = -\frac{\partial \varphi}{\partial r} \left(\frac{\partial \varphi}{r \partial \theta} \right) = 0 \end{cases} \quad (6)$$

边界条件:

$$\begin{cases} \sigma_r |_{r=a} = p \\ \sigma_r |_{r=b} = 0 \\ \tau_{\theta r} |_{r=a} = 0 \\ \tau_{\theta r} |_{r=b} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

由式(6)、(7)可得径向应力和环向应力:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{p}{1 - \frac{a^2}{b^2}} \left(\frac{a^2}{r^2} - 1 \right) \\ \sigma_\theta = \frac{-p}{1 - \frac{a^2}{b^2}} \left(\frac{a^2}{r^2} + 1 \right) \\ \sigma_z = -\frac{pb^2}{b^2 - a^2} \end{cases} \quad (8)$$

Mises 屈服条件:

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 + \sigma_z^2 - \sigma_r \sigma_\theta - \sigma_r \sigma_z - \sigma_z \sigma_\theta + 3\tau_{\theta z}^2} \quad (9)$$

随着外挤压力 p 的增加,理想圆管的内侧开始塑性变形,在靠近理想圆管壁的内侧形成塑性区,弹塑性区交界处用 r_s 表示, $a \leq r \leq r_s$ 内为塑性区(如图 3 所示); $r_s \leq r \leq b$ 内为弹性区(如图 4 所示),令在弹塑性交界处的 σ_r 为 $[\sigma_r]_{r=r_s}=q$, r_s 和 q 都未知。

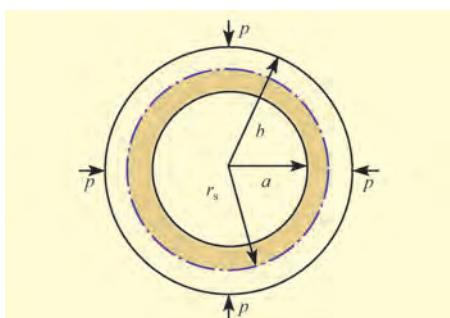


图3 塑性区示意

Fig.3 Schematic diagram of plastic zone

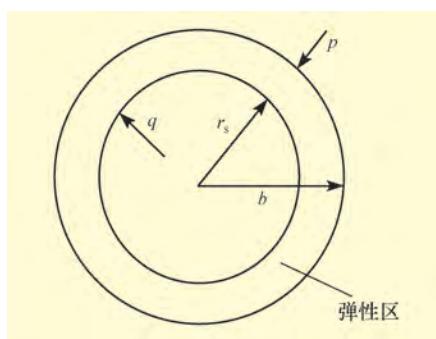


图4 弹性区示意

Fig.4 Schematic diagram of elastic zone

当套管开始屈服时,塑性屈服首先发生在套管内壁,将 $r=a$, $b=D/2$, $a=D/2-t$ 带入式(8),当

$\tau_{\theta z}=0$,由式(8)和(9)可得内壁起始屈服时的抗挤强度公式为^[8]:

$$p_{iy} = 2.309 \sigma_y \frac{D/t-1}{(D/t)^2} \quad (10)$$

式中, p_{iy} 为内壁起始屈服时的抗挤强度, MPa。

内壁开始发生屈服时,式(10)中的系数为 2.309,而 API Bulletin 5C3 公式(1)中的系数为 2。按 API 5C3 屈服挤毁设计套管时,套管内壁开始屈服时即失效,但实际上套管抗挤强度值要比现行的 API 值高出 15.45%,这对于改进现行的油套管安全系数的设计具有重要的价值。

在塑性区轴对称平衡方程为:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (11)$$

当 $\tau_{\theta z}=0$,由式(9)和式(11)得径向应力为:

$$\sigma_r = A - \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \ln r \quad (12)$$

由边界条件 $\sigma_r |_{r=a} = 0$ 得:

$$A = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \ln a \quad (13)$$

$$\sigma_r = -\frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \ln \frac{r}{a} \quad (14)$$

设 $r=r_s$ 处为弹塑性区域的交界,此处的径向正应力设为 $-q$,则由式(14)可得 q 与 r_s 之间的关系为:

$$q = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \ln \frac{r_s}{a} \quad (15)$$

对于外层弹性区,可以看作内径为 r_s 、内表面径向应力为 $-q$ 、外径为 b 、外压为 p 的圆筒(如图 4 所示),其内表面为初始屈服状态,则根据受内外压的弹性圆筒的应力分布可得 $r=r_s$ 处的应力为^[8]:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{qr_s^2 - pb^2}{b^2 - r_s^2} - \frac{(q-p)b^2}{b^2 - r_s^2} \\ \sigma_\theta = \frac{qr_s^2 - pb^2}{b^2 - r_s^2} + \frac{(q-p)b^2}{b^2 - r_s^2} \end{cases} \quad (16)$$

当 $\tau_{\theta z}=0$ 时,由式(9)和式(16)可得 q 与 r_s 之间的关系为:

$$p = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \frac{b^2 - r_s^2}{b^2} + q \quad (17)$$

由式(15)和(17)可确定 p 和 r_s 之间的关系为:

$$p = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \frac{b^2 - r_s^2}{b^2} + \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \ln \frac{r_s}{a} \quad (18)$$

任意屈服半径处($a \leq r_s < b$)的抗挤强度公式具有重要的工程意义及理论价值,由式(18)能够计算出任意屈服半径处的套管屈服挤毁值,这为改进套

管设计提供了重要的理论价值。

3.2 全管壁屈服挤毁压力公式

随着载荷 p 的增加,塑性区不断扩大,最后全管壁进入塑性状态,塑性变形不再受限制而可以自由发展,这时应力达到极限状态,载荷如在继续增加,全管壁将会被挤毁。在此极限状态下 $r_s=b, q=p_{fy}, b=D/2, a=D/2-t$, 则有:

$$p_{fy} = \frac{2\sigma_y}{\sqrt{3}} \ln \left(\frac{D/t}{D/t-2} \right) \quad (19)$$

式中: p_{fy} 为全管壁屈服的挤毁压力, MPa。

式(19)解决了 ISO 10400:2007 新抗挤模型不适合所有壁厚段套管强度计算的问题^[3]。图 5^[3]为笔者推导的全管壁屈服挤毁公式(式(19))与 API Bulletin 5C3 屈服公式(式(1))、ISO 全管壁屈服挤毁公式(式(4))抗挤强度贡献系数的对比情况(屈服公式中除去屈服强度 σ_y 项)。图 5 中, C_{API} 、 C_p 的实线部分($D/t < 15$)用 API 屈服公式计算抗挤强度, 虚线部分($D/t > 15$)要用 API 其他 3 个挤毁公式计算强度。

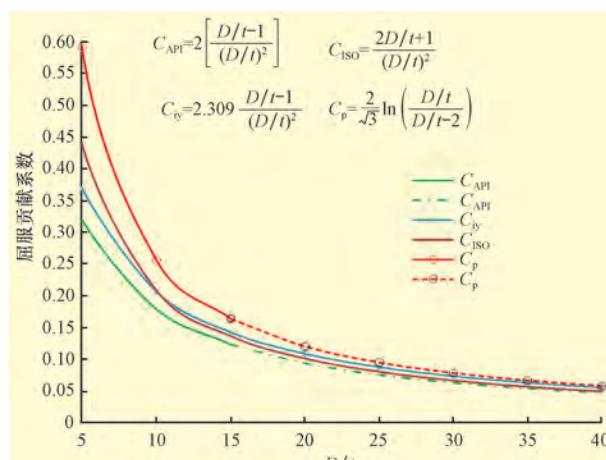


图5 各公式中的屈服抗挤系数对比

Fig.5 Coefficient comparison of the yield collapse models

从图 5 可以看出:

1) 对于井下用厚壁套管($D/t < 15$), C_p 明显大于 C_{ISO} , C_{API} 值最小, C_{ISO} 与 C_{fy} 基本相等($10 < D/t < 15$), 这进一步说明 ISO 全管壁屈服挤毁公式(式(4))并非是全管壁屈服公式;

2) 若按 API Bulletin 5C3 设计套管, 套管内壁开始屈服即失效的原则, 对于厚壁套管($D/t < 15$), 内壁开始屈服时套管的实际抗挤余量比 API 值高出 15.45%, 而式(19)计算值至少要比 API 值高出 32.78%;

3) 推导出的全管壁屈服公式, 对于改善套管设计、优化套管安全系数具有重要的参考价值。

全管壁屈服挤毁公式, 解决了 ISO 10400:2007 新抗挤模型不适合所有壁厚段套管强度计算的问题。

4 结 论

1) 根据弹塑性力学理论推导出了任意屈服半径处及全管壁屈服挤毁抗挤强度公式, 对套管的屈服挤毁设计及厂家改进套管质量控制提供了重要的理论依据。

2) 套管内壁开始屈服时, 套管还有很大的抗挤余量, 计算对比表明, 按 Mises 屈服准则计算的抗挤强度要比 API 值高 15.45%; 而全管壁屈服时的抗挤强度值要比 API 值高出 32.78%, 这对于改善套管设计, 提高套管安全系数具有重要的理论价值。

参 考 文 献

- [1] API Bulletin 5C3, 6th Edition, 1994. Bulletin on formulas and calculations for casing, tubing, drill pipe and line properties[S].
- [2] 孙永兴, 林元华, 舒玉春, 等. ISO 10400 油套管强度新模型[J]. 石油钻探技术, 2008, 36(1): 42-44.
Sun Yongxing, Lin Yuanhua, Shu Yuchun, et al. New model for tubing and casing strength: ISO 10400[J]. Petroleum Drilling Techniques, 2008, 36(1): 42-44.
- [3] 孙永兴. 油套管抗内压抗挤强度研究[D]. 四川成都: 西南石油大学石油工程学院, 2008.
Sun Yongxing. Study on collapse resistance strength and internal pressure strength of casing and tubing[D]. Sichuan Chengdu: Southwest Petroleum University, School of petroleum engineering, 2008.
- [4] K lever F J, Tamano T. A new OCTG strength equation for collapse under combined loads[R]. SPE 90904, 2004.
- [5] ISO 10400:2007. Petroleum and natural gas industries-formula and calculation for casing, tubing, drill pipe and line pipe properties[S].
- [6] Tamano T, Mimaki T, Yanagimoto S. A new empirical formula for collapse resistance of commercial casing[R]. Kanagawa, Japan: Nippon Steel Corp., R&D Products Laboratories, 1985.
- [7] 韩建增. 套管抗挤强度研究[D]. 四川南充: 西南石油学院石油工程系, 2001.
Han Jianzeng. Research on casing collapse resistance[D]. Sichuan Nanchong: Southwest Petroleum Institute, Department of petroleum engineering, 2001.
- [8] 吴家龙. 弹性力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001: 173-176.
Wu Jialong. Elastic mechanics[M]. Beijing: China Higher Education Press, 2001: 173-176.