

膨胀管膨胀参数优化和膨胀模拟

朱海波^{1,2}, 余增硕³, 唐成磊², 芦琳³, 马新沛³

(1. 西南石油大学油气藏地质与开发工程国家重点实验室, 610500, 成都; 2. 胜利石油管理局钻井工艺研究院, 257017, 山东东营; 3. 西安交通大学金属材料强度国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了使膨胀管的膨胀过程顺利进行, 研究了膨胀锥锥角、膨胀锥与膨胀管之间的摩擦因数等参数对壁厚减薄量、轴向长度收缩量和膨胀力的影响, 并优化了膨胀参数. 在参数优化的基础上, 利用 ANSYS 有限元分析软件对 X52 膨胀管的实际膨胀过程进行了模拟, 结果表明: 膨胀管膨胀后壁厚变薄, 轴向长度收缩; 轴向和环向的残余应力较大, 其他方向的残余应力较小; 膨胀力随着膨胀过程的进行呈现一定的变化规律. 通过试验结果和模拟结果的比较, 验证了模拟的合理性.

关键词: 膨胀管; 有限元法; 残余应力; 膨胀成形力

中图分类号: TG142 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)01-0103-05

Expansion Parameter Optimization and Expansion Simulation for Expandable Tubular

ZHU Haibo^{1,2}, YU Zengshuo³, TANG Chenglei², LU Lin³, MA Xinpei³

(1. State Key Laboratory of Oil and Gas Reservoir Geology and Exploitation, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China;
2. Drilling Technology Research Institute of Shengli Petroleum Administration, Dongying, Shandong 257017, China;
3. State Key Laboratory for Mechanical Behavior of Materials, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To lead a successful expansion, the effects of expansion cone and friction coefficient on the reduction ratio of tubular wall thickness, the axial length contraction and deformation force were investigated, and the corresponding parameters were optimized. The expansion process of X52 expandable tubular was simulated by ANSYS FEM software according to the optimized parameters. The simulation shows that after expansion, the wall thickness gets thinner and the axial length contracts; the axial and circumferential residual stress becomes larger than that in other directions. The deformation force varies with the expansion with a certain trend. The simulation is verified by the experiments.

Keywords: expandable tubular; finite element method; residual stress; deformation force

膨胀管技术是皇家荷兰壳牌石油公司于 1991 年提出的技术设想, 经过多年的研究与开发, 被认为是 21 世纪油气钻采行业的核心技术之一^[1]. 膨胀管技术的原理类似于金属的冷变形加工, 在机械力或液压力的作用下, 膨胀锥通过心轴的带动由上向下或由下向上移动, 使管体发生永久塑性变形, 从而扩大井眼直径. 膨胀管技术可应用于钻井、完井、采油、修井等作业中^[2]. 实际工程应用表明, 膨胀管技术能

够大幅度地降低钻采成本并缩短施工周期, 被称为是石油钻采行业的一次技术革命.

膨胀管的膨胀过程非常复杂, 整个膨胀过程既有物理非线性, 又有几何非线性, 用解析方法很难求得精确解, 而基于非线性连续介质力学原理的有限元分析方法的出现, 则为解决塑性大变形等非线性问题提供了有效的方法^[3]. 基于有限元的数值模拟技术能够预测工艺的最终结果, 现已广泛应用于

收稿日期: 2011-06-03. 作者简介: 朱海波(1975—), 男, 博士生, 胜利石油管理局钻井工艺研究院工程师; 马新沛(通信作者), 女, 教授. 基金项目: 国家高技术研究发展计划资助项目(2006AA06A105).

网络出版时间: 2011-10-13

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20111013.1746.003.html>

诸多工程领域^[4-6],利用 ANSYS 来模拟膨胀管的膨胀过程,可以提高膨胀试验研究的效率.本文首先对膨胀锥锥角和摩擦因数进行了优化,随后模拟了膨胀管的膨胀过程,并与试验结果进行了比较,验证了模拟的合理性.

1 膨胀管材的力学性能和尺寸

1.1 膨胀管材的力学性能及膨胀前后的尺寸

本研究所采用的膨胀管材为 X52 直缝焊管(以下简称膨胀管),规格为 $\Phi 108\text{ mm}\times 6.8\text{ mm}$,弹性模量 $E=203\text{ GPa}$,泊松比 $\mu=0.3$,屈服强度 $\sigma_y=460\text{ MPa}$.

在 Instron 1195 电子拉伸试验机上进行拉伸试验,得到膨胀管材的应力-应变关系,如图 1 所示.

表 1 膨胀管膨胀前后的壁厚

状态	基体壁厚/mm								平均壁厚/mm	壁厚不均度/%	焊缝厚度/mm
	6.70	6.74	6.82	6.87	6.90	6.76	6.90	6.80	6.80	2.9	6.94
膨胀前	6.70	6.74	6.82	6.87	6.90	6.76	6.90	6.80	6.80	2.9	6.94
膨胀后	6.42	6.28	6.29	6.35	6.60	6.48	6.43	6.52	6.42	5.0	6.49
变化量/%	-4.2	-6.8	-7.8	-7.7	-4.3	-4.1	-6.8	-9.6	-5.6	72.4	-6.5

1.2 膨胀管膨胀后的残余应力

膨胀管的膨胀是一个冷变形过程,膨胀后必然会产生一定的残余应力.膨胀管的残余应力是衡量其可膨胀性能的一个重要方面.使用 SDY2205 静态应变仪,利用应力释放法^[7]测量了膨胀管膨胀后其内、外壁表面以及焊缝熔合区和热影响区的轴向、周向残余应力,结果见表 2.

表 2 X52 膨胀管膨胀后的残余应力测量数据

测点序号	位置	残余应力/MPa
1	焊缝热影响区周向	-74
2	焊缝热影响区轴向	-350
3	焊缝轴向	-523
4	焊缝周向	-54
5	基体轴向	-477
6	基体周向	-63

2 模型的建立

在膨胀管膨胀过程中,膨胀锥的锥角、膨胀锥和管体之间的摩擦因数以及膨胀锥定径段的长度等参数对膨胀管的膨胀变形有很大影响,它们甚至决定了膨胀过程的成功与否.为此,我们重点研究膨胀锥

膨胀管的壁厚是其承载抗挤能力的重要参数之一,壁厚误差会影响膨胀管的抗挤强度.采用超声波测厚仪对膨胀前、后的 X52 膨胀管壁厚进行了测试,结果见表 1.

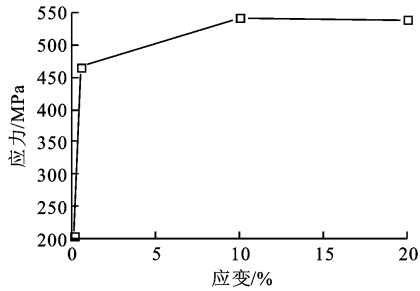


图 1 X52 膨胀管材的应力-应变曲线

的锥角和摩擦因数对膨胀的影响.

按照 ANSYS 建立模型的步骤,对 $\Phi 108\text{ mm}\times 6.8\text{ mm}$ 规格的 X52 膨胀管进行膨胀模拟(内径膨胀率为 10%),相关参数如下:膨胀锥半锥角分别为 4° 、 6° 、 8° 、 10° 、 12° 、 15° ;摩擦因数分别选定为 0、0.05、0.1、0.2、0.3;膨胀锥定径段长 $h_1=50\text{ mm}$;膨胀管长度选取 200 mm (为节省膨胀时间);膨胀锥行程为 300 mm .

半锥角 $\alpha=8^\circ$ 、摩擦因数 $f=0.1$ 时的二维 1/2 膨胀模型示意图如图 2 所示. X52 膨胀管膨胀前的外径 $d=108\text{ mm}$,壁厚 $t=6.8\text{ mm}$;膨胀后外径 $D=117.6\text{ mm}$.根据膨胀前、后体积不变的原理,膨胀锥锥头的半径

$$r = [D^2 - d^2 + (d - 2t)^2]/2$$

膨胀锥锥角长度

$$l = (r - d + 2t)/\tan\alpha = 38.6\text{ (mm)}$$

3 结果及分析

3.1 参数优化结果及分析

根据不同的参数取值建立模型,施加边界约束和载荷进行求解后,可研究不同参数对膨胀结果的影响.

(1)在不同摩擦因数下,膨胀锥半锥角和膨胀成形力之间的关系如图 3 所示。

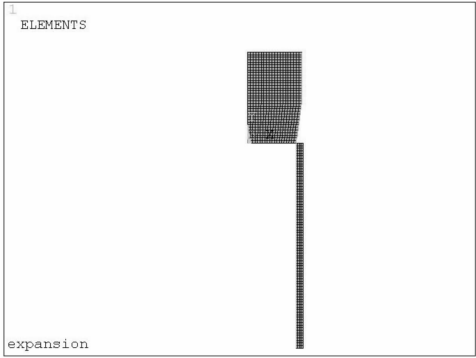


图 2 1/2 膨胀模型示意图(上为膨胀锥,下为膨胀管)

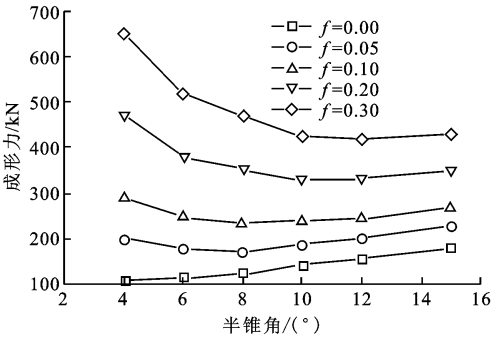


图 3 不同摩擦因数下膨胀成形力与半锥角的关系

由图 3 可见,在摩擦因数一定的情况下,不论其取何值,随着膨胀锥半锥角的增大,膨胀所需的成形力基本上都遵循先由大变小、然后再逐渐变大的规律,只有摩擦因数为 0.3 时除外。对于每一个摩擦因数而言,都有一个膨胀成形力最小的半锥角与之相对应。具体来说,对于内径膨胀率为 10% 的 $\Phi 108\text{ mm}\times 6.8\text{ mm}$ 规格的 X52 膨胀管来说,在不同的摩擦因数下,膨胀成形力为最小值时的膨胀锥半锥角分别为 $4^\circ(f=0)$ 、 $8^\circ(f=0.05)$ 、 $9^\circ(f=0.1)$ 、 $11^\circ(f=0.2)$ 和 $12^\circ(f=0.3)$ 。

此外,不论膨胀锥半锥角取何值,膨胀成形力都是随着摩擦因数的增大而增大的。

(2)在不同摩擦因数下,膨胀锥半锥角和壁厚减薄量的关系如图 4 所示。由图 4 可见,在摩擦因数一定的情况下,不论其取何值,随着膨胀锥半锥角的增大,壁厚减薄量均遵循先由大变小、再由小变大的规律,而且随着半锥角的进一步增大,壁厚减薄的趋势将会加剧。对于内径膨胀率为 10% 的 $\Phi 108\text{ mm}\times 6.8\text{ mm}$ 规格的 X52 膨胀管来说,无论摩擦因数取何值,当半锥角取 $6^\circ\sim 8^\circ$ 时,壁厚的减薄量最小。

此外,不论膨胀锥半锥角取何值,壁厚减薄量都是随摩擦因数的增大而增大的。

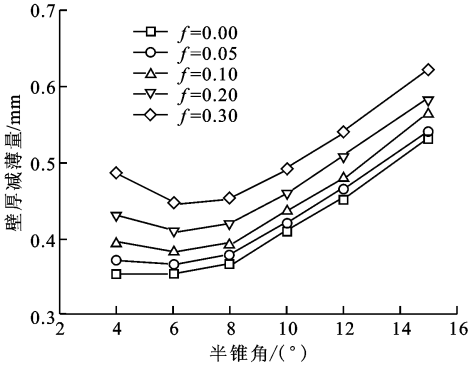


图 4 不同摩擦因数下半锥角与壁厚减薄量的关系

(3)在不同摩擦因数下,膨胀锥半锥角和膨胀管轴向收缩量的关系如图 5 所示。

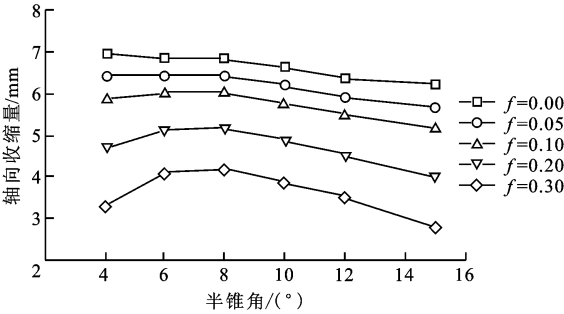


图 5 不同摩擦因数下半锥角与轴向收缩量的关系

由图 5 可见,在摩擦因数一定的情况下,不论其取何值,随着半锥角的增大,轴向收缩量基本上都遵循先由小变大、然后再由大变小的规律,这与上述半锥角和壁厚减薄量的关系恰恰相反,但与管材膨胀过程体积不变的原理相吻合。

此外,不论膨胀锥的半锥角取何值,壁厚减薄量都随着摩擦因数的增大而减小。

通过上述对不同摩擦因数下膨胀锥半锥角与膨胀成形力、半锥角与膨胀管壁厚减薄量、半锥角与膨胀管轴向收缩量之间关系的讨论,可以得出以下结论:对于内径膨胀率为 10% 的 $\Phi 108\text{ mm}\times 6.8\text{ mm}$ 规格的 X52 膨胀管来说,选取摩擦因数 $f=0.1$ 、半锥角 $\alpha=8^\circ$ 比较适宜。

3.2 X52 膨胀管的膨胀模拟结果及分析

3.2.1 壁厚减薄量 在所建立的膨胀管膨胀模型上,沿轴向从上到下依次选取 5 对内、外壁节点,每对节点的轴向坐标值相同。膨胀后这 5 对节点沿径向的偏移量如表 3 所示。

表 3 X52 膨胀管模型内外壁节点对的径向偏移量

节点对	内壁节点 偏移量/mm	外壁节点 偏移量/mm	壁厚变化 量/mm	壁厚减薄 率/%
1	5.78	5.33	0.45	6.62
2	5.77	5.32	0.45	6.62
3	5.78	5.33	0.45	6.62
4	5.78	5.33	0.45	6.62
5	5.81	5.37	0.47	6.91

由表 3 可见,膨胀管膨胀后内、外壁均发生了径向偏移,内壁的偏移量大于外壁的偏移量,从而使得壁厚减薄,这与膨胀管膨胀后壁厚减薄的实际结果相符.壁厚减薄率的模拟结果约为 6.68%,而试验测得膨胀管实际膨胀后的壁厚减薄率为 6.11%,模拟结果与试验结果相吻合.

3.2.2 轴向收缩量 在所建模型的膨胀管上、下端面上,从左到右依次选取 5 对节点,每对节点的径向坐标值相同.这 5 对节点的轴向偏移量如表 4 所示.

表 4 X52 膨胀管模型上下端面不同节点对的径向偏移量

节点对	上端面节点 偏移量/mm	下端面节点 偏移量/mm	轴向变化 量/mm	轴向收缩 率/%
1	0.00	7.41	7.14	3.57
2	0.00	7.10	7.10	3.50
3	0.00	7.34	7.34	3.67
4	0.00	7.26	7.26	3.63
5	0.00	7.18	7.18	3.59

膨胀管膨胀后,由于上端面的轴向自由度为 0,下端面沿轴向都发生了一定的偏移,且偏移量为正值,所以管材的轴向长度发生了收缩,平均轴向收缩率为 3.59%.

3.2.3 残余应力 在膨胀管模型上,从内壁起依次选择同一水平线上的 5 个节点,得到其对应的径向残余应力(S_x)、轴向残余应力(S_y)、环向残余应力(S_z)、剪切残余应力(S_{xy})和等效残余应力(S_{eq}),如图 6 所示.

由图 6 可见:

(1)径向残余应力的值不大,且从内壁到外壁的变化也不大;

(2)轴向残余应力的值很大,从内壁到外壁先由小变大,然后再由大变小,内壁处为拉应力,外壁处为压应力,中间存在应力为 0 的过渡区,在外壁处压应力达到最大值-517 MPa;

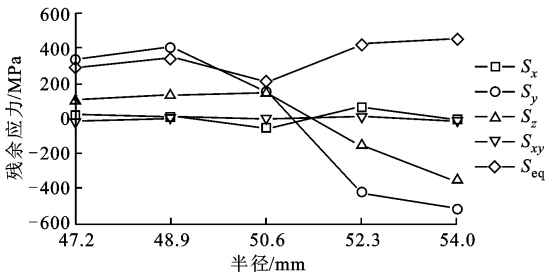


图 6 膨胀后不同壁厚处各方向的残余应力

(3)环向残余应力的值也是从内壁到外壁先由小变大,然后再由大变小,内壁处为拉应力,最大值约为 150 MPa,外壁处为压应力,且达到最大值-355 MPa;

(4)残余剪切应力的值非常小,且从内壁到外壁几乎没有变化;

(5)等效残余应力的值沿内壁到外壁不断变化,先是从内壁由小变大,再由大变小,在壁厚中间位置达到最小值,约为 210 MPa,最后再不断变大,外壁处达到最大值 449 MPa.

由表 2 可知,采用应力释放法实际测得的外壁处轴向残余应力最大,达-477~-523 MPa,取其中间值为-500 MPa,模拟所得轴向残余应力最大值为-517 MPa,相对误差为 3.4%,符合工程要求.

3.2.4 膨胀成形力 通过模拟可以得到膨胀锥顶端各节点在膨胀过程中的反作用力随求解步骤的变化情况,将所有顶端节点的力相加即可得到膨胀所需要的成形力值.图 7 为膨胀成形力随时间变化的模拟结果.

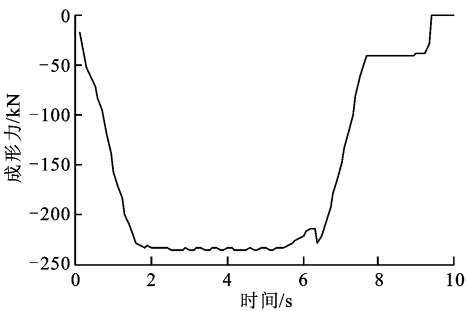


图 7 膨胀成形力随时间的变化

由图 7 可见:随着膨胀过程的进行,挤压接触力和摩擦力不断增大,成形力先从 0 逐渐变大,当膨胀锥完全进入膨胀管时,成形力达到最大;当膨胀锥完全进入膨胀管后,膨胀进入到了稳定的状态,成形力也维持在某一值不再变化;当膨胀锥开始从膨胀管末端出来时,接触力和摩擦力不断减小,膨胀成形力也随之不断减小,直至膨胀锥完全脱离膨胀管,膨胀

成形力减小到 0. 模拟得到的膨胀所需的最大成形力为-234 kN.

4 结 论

模拟结果表明,膨胀锥锥角、摩擦因数等参数对膨胀过程和结果的影响很大. 对于 $\Phi 108\text{ mm}\times 6.6\text{ mm}$ 规格的 X52 膨胀管的膨胀过程来说,摩擦因数选择 0.1、半锥角选择 8° 比较适宜.

对于 $\Phi 108\text{ mm}\times 6.8\text{ mm}$ 规格的 X52 膨胀管的膨胀模拟结果显示,管材膨胀后壁厚变薄,轴向收缩,壁厚收缩率约为 6.68%,平均轴向收缩率为 3.59%,试验测得的壁厚减薄量为 6.11%.

管材膨胀成形后,径向和切向的残余应力较小,环向和轴向存在较大的残余应力. 试验测得的外壁处轴向残余应力值在 $-477\sim -523\text{ MPa}$ 之间,平均值为 -500 MPa ,模拟所得轴向残余应力最大值为 -517 MPa ,相对误差为 3.4%,符合工程要求.

膨胀成形力随着膨胀过程的进行先由 0 逐渐变大,达到最大值后便稳定在某一值,当膨胀锥开始从管材中出来时,成形力又开始不断地减小,最终回到 0. 模拟得到的膨胀所需最大成形力为-234 kN.

参考文献:

[1] 杨明. 可膨胀管明显提高钻井效率[J]. 世界石油工业, 2000, 7(3): 35-37.
YANG Ming. Expandable tubular improves the efficiency of drilling [J]. World Petroleum Industry, 2000, 7(3): 35-37.

[2] CANTU J, SMITH P, NIDA R. Expandable liner hanger application in arduous well conditions proves reliability; a case history [C]// SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition. Richardson, TX, USA: Society of Petroleum Engineers, 2004: 18-20.
[3] 付胜利,高德利,易先中,等. 实体可膨胀管变形力与膨胀工具模角关系研究[J]. 石油机械, 2006, 34 (1): 25-27.
FU Shengli, GAO Deli, YI Xianzhong, et al. On the relationship between the deformation force of solid expandable tubular and model angle of expandable tool [J]. China Petroleum Machinery, 2006, 34(1): 25-27.
[4] 张波. ANSYS 有限元数值分析原理与工程应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2005: 1-5.
[5] 刘永刚. 膨胀套管结构设计及其机理研究[D]. 四川南充:西南石油学院, 2004.
[6] PERVEZ T, SEIBI A C, KARRECH A. Simulation of solid tubular expansion in well drilling using finite element method [J]. Petroleum Science and Technology, 2005, 23(7): 775-794.
[7] 唐明,王璐璐,马建忠,等. 石油膨胀管的力学性能及膨胀后残余应力的研究[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 90-92.
TANG Ming, WANG Lulu, MA Jianzhong, et al. Study of mechanical properties of expansion casing and residual stress after expansion [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(7): 90-92.

(编辑 葛赵青)