

油气井井下高压射流除垢机器人可行性分析

袁晓红 邹龙泉

乐山职业技术学院, 四川乐山, 614000;

摘要: 在油气井开采过程中, 油井结垢问题一直是开采工程中的一个重大难点。如何能够更好更快速的解决这个问题是目前工程上的一个重大难点, 而高压射流技术则能够很好的处理结垢问题, 并且对环境所造成的影响能达到最低。本文模拟了工具在井下除垢时的工作情况, 并根据模拟的结果可以更加系统地验证射流反作用力工具实现井下除垢的工作任务的可行性。

关键词: 可行性分析; 射流除垢; 数值模拟

DOI: 10. 64216/3080-1508. 25. 06. 017

1 射流除垢原理

在油气井开采过程中, 油井结垢问题一直是开采工程中的一个重大难点^[1]。如何能够更好更快速的解决这个问题是目前工程上的一个重大难点, 而高压射流技术则能够很好的处理结垢问题, 并且对环境所造成的影响能达到最低^[2]。

近些年高压水射流清洗技术已成为油田常用一项清洗技术^[3]。该技术是通过高压泵泵出高压水流并经至喷嘴处, 而喷嘴则能够把由高压泵泵出的水流转换成有着极高速度的射流, 射流通过不同的方向冲击在物体表面, 由于射流冲击在垢层或杂质上会产生极大的压强使其破裂, 从而实现对油井的除垢^[4]; 其工作原理是当垢层的表面被破坏之后, 水流会进入垢层和物体之间的表面, 使垢层破裂并显现出物体的原本表面; 层状及多孔状的污垢容易被高压水射流冲击破碎, 这是因为这类垢层表面有着许多细小的孔, 由于喷射水流在冲刷污垢的过程中, 可集中一个孔使垢层的内部形成极大的压强使上部垢层破裂, 而在射流在冲刷过程中被冲碎的污垢颗粒则掺杂在射流中增大了冲击的压强, 从而加速了污垢的破碎, 因而能很好的完成除垢任务^[5]。

2 模型建立

2.1 中心轴

在射流除垢工具中, 中心轴有着非常重要的作用。因为在工作过程中, 中心轴将会受到极大的拉力, 因此, 它必须具有较大的抗拉强度; 并且由于中心轴与密封组合需要形成过盈配合, 如此既才能保证运转过程中不会对密封组合造成破坏, 又同时满足其本身的抗磨损性能需求, 因此必须对中心轴表面的粗糙度严格控制, 并加以特殊表面处理以增加其耐磨损的稳定性。同时中心轴也可以采取阶梯轴形式, 从而保证各部件在中心轴上位

置的分布, 这样不至于会出现卡死的现象。综上所述, 根据本次设计的要求, 本次拟设计一根总长为 822mm, 内径为 66mm, 外径 75mm 的中心轴, 材料选取为 40CrMnMo, 调质硬度为 260-280HB, 以保证中心轴自身的强度能够支撑本次设计。本文所设计的中心轴具体结构见图 1。

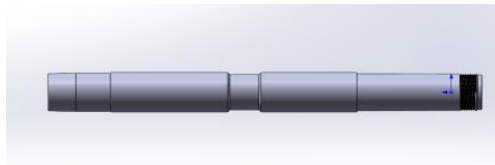


图 1 除垢工具中心轴三维模型

如图 1 所示, 在工具进行工作时所承受的来自工具内部的压力是所有工具中最大的, 而且中心轴在工具中属于承接所有工具的中心结构, 因此中心轴自身所起到的作用是最大的。同时考虑到因为中心轴属于轴类零件, 所以其内部的结构应进行对应的受力分析, 以确保工具整体的稳定。对中心轴的结构进行有限元分析, 以保证中心轴自身结构的合理性。

以本次除垢工具的关键受力部件中心轴作为研究对象, 首先建立中心轴实体模型, 为方便受力分析, 实体模型建立后进行网格划分。因为网格能够将整体的受力都进行细化处理, 从而更加真实显示物体的真实情况。采用智能单元尺寸的方式划分网格, 构建出的有限元网格模型如图 2 所示。



图 2 除垢工具中心轴网格模型

在对中心轴施加扭矩时, 要对中心轴进行分割, 因

为中心轴并不是整体都受到转矩，所以需要分割中心轴。选择测试主轴材料为 40CrMnMo。对于扭矩载荷的施加，在分割端面上，以轴线为方向施加旋转转矩。研究中采用 Von Mises 强度准则进行强度校核。考虑到井下工具的实际工作环境，对工具正常除垢工作及地面测试时的强度进行模拟分析，假定各种工况下的载荷如表 1 所示。

表 1 中心轴模拟工况表

模拟编号	工作扭矩	工作压强	工况描述
1	1000 N·mm	0 MPa	地面工况
2	1000 N·mm	30MPa	井下正常工作工况
3	1000 N·mm	50MPa	高压强下工作工况
4	2000 N·mm	30MPa	高转速下工作工况

2.2 工具外壳

除垢工具设计的整体结构都需要在外壳的保护之下，所以外壳是本次工具设计中，最需要保证自身强度的设计。因此根据前部的零件设计，本次外壳所采用的材料为 40CrMnMo，这种材料能够充分保证外壳自身的强度，同时考虑外壳壁厚为 20mm，总长为 480mm。故本次设计的外壳示意图如图 3 所示。

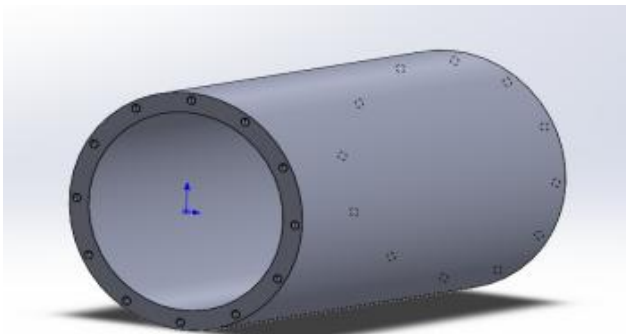


图 3 除垢工具外壳示意图

外壳体装配在工具外径上，也是关键部件之一，它对工具整体的内部结构起到了非常重要的作用，保护壳体主要承受外压，所以外壳是保证工具能够进行工作的重要基础，因此考虑对外壳进行对应的应力分析，以确保外壳的稳定。因此需要对保护外壳进行抗压强度校核。同时考虑到外壳在工具进行对应的除垢工作时，并不受到转矩的影响，因此只对外壳体施加对应的载荷压强。故以此对保护壳体划分网格，构建出对应的网格模型。如图 4 所示是保护外壳的网格模型。

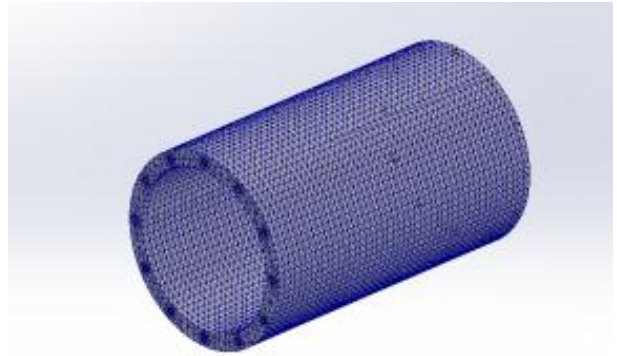


图 4 除垢工具外壳网格模型

3 结果分析

3.1 中心轴

3.1.1 工况 1（地面模拟）强度分析

工况 1 是指模拟情况下只考虑工具在受到扭矩时所施加的载荷，施加的扭矩大小为 1kN·m，再对有限元进行计算分析可得中心轴的应力云图如图 5 所示。由图可知：中心轴在模拟时的最大应力大约为 57.23MPa，最大应力出现在切割端面上方分界处的位置，且此时的最大应力明显小于屈服强度 $\sigma_s=785\text{MPa}$ ，说明中心轴在正常工作情况下能够满足本次的设计要求；最小应力大约为 0.00000378MPa，出现在中心轴的下部位置。说明在中心轴下部出现了一定强度的应力集中现象。测试主轴的合位移图如 6 所示，由图可知在测量主轴的分割端面附近的位移变化最大值为 0.0632mm，与外径 75mm 相较完全符合要求。

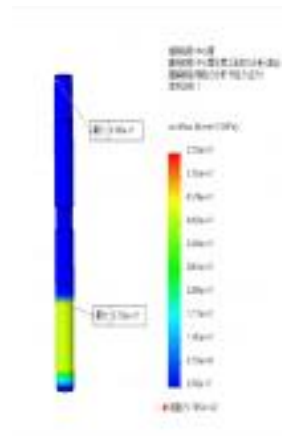


图 5 模拟情况下应力图

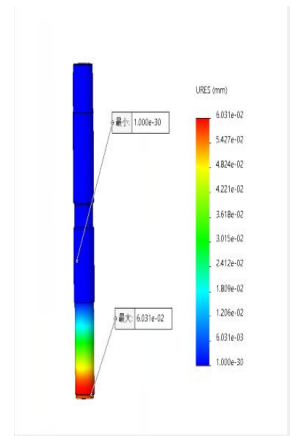


图 6 模拟情况下位移图

3.1.2 工况 2（井下工作）强度分析

工况 2 是指在正常工作情况下工具在受到扭矩时所施加的载荷，施加的扭矩 1kN·m，所承受的工作压强为 30MPa。然后对整体的模型进行计算分析后可得中心轴的应力云图如图 7 所示。此时在中心轴处在工作时所受

的最大应力大约为 179.4MPa,最大应力发生于切割端面上方分界点,而这时最大应力明显小于屈服强度 $\sigma_s=78$ 5MPa,所以可知此时的安全系数为 4.37,说明正常工作情况下中心轴自身的安全系数能够满足要求;最小应力大约为 0.000129MPa,出现在中心轴的下部位置。说明在中心轴上端处及下半部位都出现了一定强度的应力集中现象。测试主轴的合位移图如 8 所示,由图可知在测量主轴的分割端面附近的位移变化最大值为 0.0675mm,远小于中心轴自身的外径大小。因此与外径 75mm 相较完全符合要求。

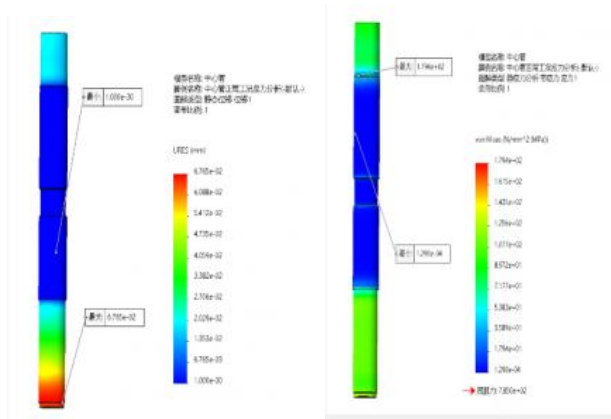


图 7 井下工作情况下位移图 图 8 井下工作情况下应力图

3.1.3 工况 3 (高压强) 强度分析

工况 3 是指在高压强工作情况下工具在受到扭矩时所施加的载荷,施加的扭矩 $1\text{kN}\cdot\text{m}$,所承受的工作压强为 50MPa。然后对整体的模型进行计算分析后可得中心轴的应力云图如图 9 所示。此时在中心轴处在工作时所受的最大应力大约为 333.2MPa,最大应力发生于切割端面上方分界点,而这时最大应力明显小于屈服强度 $\sigma_s=78$ 5MPa,所以可知此时的安全系数为 2.35,由于通常安全系数为 2-5 均可,故可知在高压强的工作情况下中心轴自身的安全系数能够满足要求;最小应力大约为 0.000129MPa,出现在中心轴的上部分界点处的位置。说明在中心轴上端处及下半部分区域出现了一定强度的应力集中现象。测试主轴的合位移图如 10 所示,由图可知在测量主轴的分割端面附近的位移变化最大值为 0.4658mm,远小于中心轴自身的外径大小。因此与外径 75mm 相较完全符合要求。

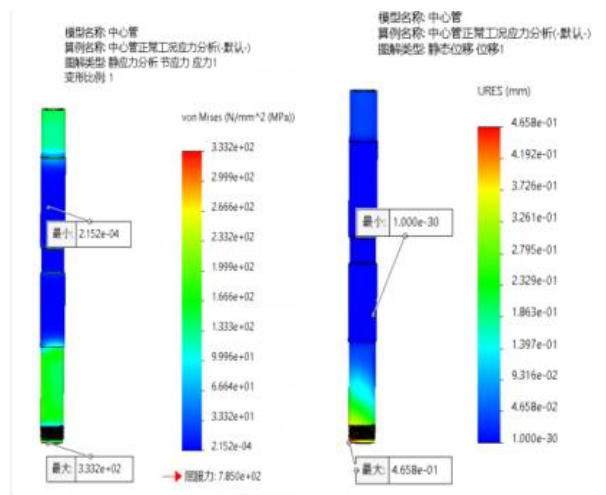


图 9 高压强情况下应力图 图 10 高压强情况下位移图

3.1.4 工况 4 (高转速) 强度分析

工况 4 是指在正常工作情况下工具在受到扭矩时所施加的载荷,施加的扭矩 $2\text{kN}\cdot\text{m}$,所承受的工作压强为 30MPa。然后对整体的模型进行计算分析后可得中心轴的应力云图如图 11 所示。此时在中心轴处在工作时所受的最大应力大约为 203.7MPa,最大应力发生于中心轴下部分界点,而这时最大应力明显小于屈服强度 $\sigma_s=78$ 5MPa,所以可知此时的安全系数为 3.85,说明正常工作情况下中心轴自身的安全系数能够满足要求;最小应力大约为 0.000129MPa,出现在中心轴的上部分界点处的位置。说明在中心轴上端处及下半部位都出现了一定强度的应力集中现象。测试主轴的合位移图如 12 所示,由图可知在测量主轴的分割端面附近的位移变化最大值为 0.3608mm,远小于中心轴自身的外径大小。因此与外径 75mm 相较完全符合要求。

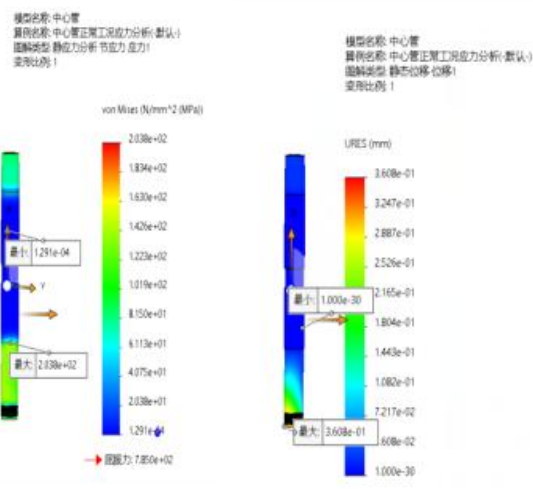


图 11 高转速情况下应力图 图 12 高转速情况下位移图

3.2 工具外壳

考虑到设计的井下工具在正常工作时的工作压力为 30MPa, 因此对外壳进行施加载荷, 拟定载荷为 30MPa, 然后过有限元算例对外壳进行对应的强度分析以及位移结果如图 13 和 14 所示。

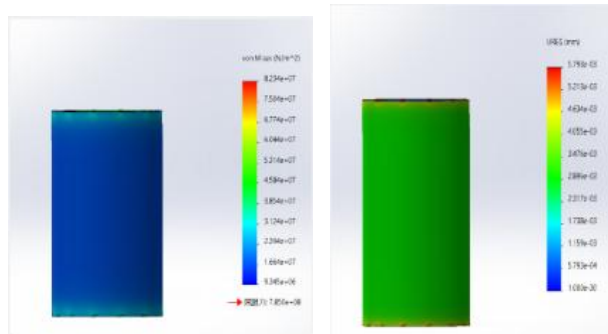


图 13 井下工作情况下外壳应力图 图 14 井下工作情况下外壳位移图

由图可知外壳体在工作时的最大应力出现在上下边缘处, 且最大应力为 82.3MPa, 明显低于屈服强度 785MPa, 所以可知此时的安全系数为 9.53, 说明该工况下保护外壳也能满足工程需求。保护外壳合位移由图可知在保护外壳下端面将产生最大位移量 0.00579mm, 与外径 260.4mm 相较完全符合要求。

4 结束语

总体而言, 高压射流除垢工具在我国还并未实现大规模应用。本文对自主设计的井下除垢工具进行数值模拟, 验证了其在井下高温高压下的可靠性, 为后续相应装备的研制提供了可行性分析, 以进一步降低我国油气资源开采成本。

参考文献

[1] 李静红. 油井结垢积垢问题的井下治理方法[J]. 中国石油和化工标准与质量, 2011, 31(06): 131.

[2] 秦国治, 田志明. 高压水射流清洗技术及其应用[J]. 管道技术与设备, 2001, (01): 38-40.

[3] 张乐尧, 焦阳, 张齐庄. 再论高压水射流清洗技术应用的专业化、规模化与社会化[J]. 中国安全科学学报, 1997, (06): 75-79.

[4] 赖金荣, 徐依吉, 马永乾. 高压水射流技术在清洗钻杆中的应用[J]. 清洗世界, 2005, (05): 16-20.

[5] Sourd X, Zitoun R, Hejjaji A, et al. Plain water jet cleaning of titanium alloy after abrasive water jet milling: Surface contamination and quality analysis in the context of maintenance[J]. Wear, 2021, 477: 203833.

[6] S. C. King, J. E. Johnson, M. L. Hash, A. J. Ryan, J. T. Anoka's, K. A. Burns. Summary results from a pilot study conducted around an oil production platform on the Northwest Shelf of Australia. Marine Pollution Bulletin(R), 50(2005): 1163-1172.

[7] 李永太, 高毅, 温哲豪. 长庆低渗透油藏地层结垢防治技术[J]. 油田化学, 2007, 24(2): 179-184.

[8] Qi, N., Zhang, K., Xu, G. et al, "Structure optimization of gas-liquid combined loop reactor using a CFD-PBE coupled model," Pet. Sci. 9(3), 379-388(2012).

[9] 李树林. 中亚油田油井结垢规律与防垢方法研究[D]. 东北石油大学, 2011.

[10] 朱义吾, 赵作滋, 巨全义. 油田开发中的结垢机理及其防治技术[M]. 西安: 陕西科学技术出版社, 1995: 58-61.