

修井机井架的应力分析及结构改进

沙市石油钢管厂(湖北沙市 434001) 张见明

摘要 对修井机井架进行有限元分析,同时也对井架的应力分布及危险截面进行了分析。在此基础上,分析了几种结构形式的优缺点,并用“方案选择方法”对井架进行反复计算,得出了一些对井架设计工作具有借鉴意义的结论。

叙词 修井机 井架 有限元分析 结构

中图法分类号 TE835.03

修井机是油田修井作业的设备,目前国产修井机技术基本上是从美国引进的。井架是修井机的主要受力部件,现文通过对 XJ450 型修井机井架结构所做的有限元分析,得到了井架的应力分布规律,然后分析了井架斜撑的布置形式对井架大腿应力的影响、门框结构的作用、危险截面产生的原因等,并提出了相应的改进方案。为消化引进的技术,进一步提高设计质量提供了参考。

1 井架应力分布规律

XJ450 型修井机的井架结构如图 1 所示,它是伸缩式结构,由上体和下体两个主要构件组成。下体的截面形状为“ Π ”形,其开口在井口一侧。在非工作状态,上体套在下体内;当工作时,由伸缩油缸将上体顶出到下体上端,然后由锁紧装置锁紧。其大钩设计最大静载为 1 300 kN。

根据 API 4E^[1]第 3.38 条,修井机井架计算分 4 种工况,即操作条件、风载、起升安装、绷绳负荷。计算表明,后 3 种工况井架应力都小于第 1 种工况。根据 API 4E,第 1 种工况下的载荷有大钩重力 20 kN、大钩最大

静载 1 300 kN、绷绳负荷和井架自重。大钩重力和大钩最大静载按 8 根绳计算出每根绳的张力,由此得到死绳和快绳的张力,然后将它们分别加到天车上的相应部位(死绳和快绳的张力还加到大梁的相应位置上,见后)。在试验过程中发现,当大钩静载达到 1 300 kN 时,载车大梁的前支腿油缸被抬起并离开地面,4 根外绷绳中井架倾向一侧的那两根和二层台绷绳垂弯而失去张力,只有井

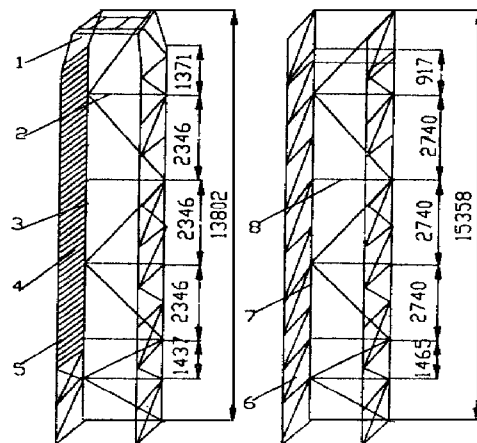


图 1 井架结构简图

1. 天车承载框架 2. 上体门框 3. 上体后大腿 4. 上体前大腿 5. 梯子 6. 下体前大腿 7. 下体后大腿 8. 下体门框

参 考 文 献

1 NACE Standard RP-01-75. Control of Internal Corrosion in Steel Pipe Lines and Piping Systems.

2 姚 晓,冯玉军,李颖川. 国内外气田开发中管内 CO₂ 腐蚀研究进展. 油气储运, 1996, 2(15): 12 (收稿日期: 1997-08-27)

架倾向背侧的另两根外绷绳和内绷绳的拉紧力。这时整个井架、载车和外绷绳基本上是一个静定结构(见图2)。因此,可将井架倾向背侧两根的外绷绳及内绷绳简化为二力杆,外绷绳与地面接触端位移约束为零,井架

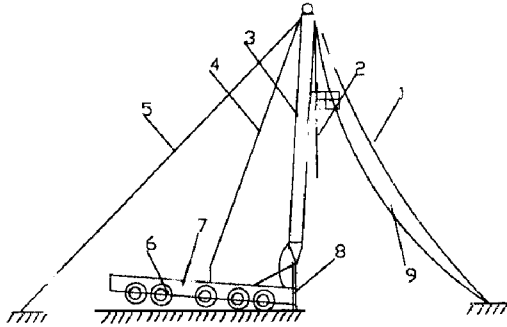


图2 井架静定结构图

- 1.5. 前、后外架绳 2. 大钩载荷 3. 井架 4. 闪绷绳
- 6.8. 前、后支腿油缸 7. 载车 9. 二层台绷绳

倾向一侧的两根外绷绳和二层台绷绳略去不计。井架自重由程序计算。这样,将井架、载车及内外绷绳一共划分为481个梁单元、4个杆单元,389个结点(这里主要目的是计算井架,考虑载车只是为了方便处理井架的边界条件,使其更接近实际情况,所以载车的单元划分很粗略,其应力情况本文将不再叙述),用SAP84程序计算得到井架应力情况。

a) 井架大腿应力 井架大腿除与天车下第一层门框联结处应力偏高外,其它部位应力分布比较均匀,都在200 MPa左右,而且前后左右差别最多不超过30 MPa。

b) 横撑和斜撑应力 井架横撑和斜撑除天车下第一层门框外,其它撑杆的应力都较小,只有几根横撑应力达到100 MPa,绝大部分都低于50 MPa;另外,斜撑应力普遍较横撑应力大,侧面斜撑应力较背面斜撑应力大。

c) 危险截面 井架天车下的第一层门框上的斜撑最大应力为181 MPa,横梁的最大弯曲应力为130 MPa。井架大腿与此门框联结处的最大应力为297 MPa。此值是整个

井架应力的最大值,因此该处为井架的危险截面。

2 对井架设计的几点建议

2.1 斜撑的布置

井架侧面斜撑布置有平行式和波浪式两种。井架背面斜撑布置有4种形式,即平行式、波浪式、平行人字形、交叉人字形(如图3所示)。下文简要分析比较这几种形式的优缺点。

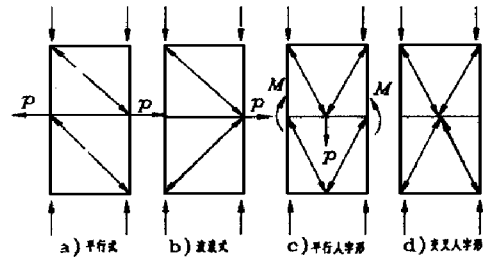


图3 斜撑的不同形式

结构形式的好坏与其受力相关联。在大钩载荷作用下,井架大腿和背面、侧面斜撑均受压应力。

a) 对波浪式结构而言,其斜撑压应力在水平方向上的分力(如图3b中 p)垂直作用于大腿,使大腿产生弯曲应力。同时,两斜撑分担了一边大腿的压应力,而不减小另一边大腿的压应力,使得两边大腿应力不均匀。因此,这种结构形式不仅不能有效地分担大腿的压应力,反而使大腿产生弯曲应力。

b) 对于平行式结构,两斜撑压应力在水平方向上的分力(图3a中 p)在横撑上相互抵消,两斜撑又同时分担了两边大腿的压力,使两边大腿应力既均匀又不产生附加弯曲应力,从而致使应力状况变得较为合理。因此,对井架结构而言,平行式结构比波浪式结构好。

将图1中井架上下体的侧面和背面斜撑都改成平行布置,然后再进行有限元计算,结果是,井架大腿的平均应力比原结构降低

1/7。

c) 平行人字形结构斜撑压力在竖直方向上的分力(图 3c 中 p) 垂直作用于横撑上, 使横撑形成一个简支梁, 从而产生弯曲变形。由于杆件的弯曲刚度比拉压刚度小得多, 这样斜撑就起不到多大的作用。而且, 斜撑作用于横撑的力使横撑产生的弯矩(图 3c 中 M) 传递到大腿上, 增大了大腿的应力。

d) 对于交叉人字形结构, 斜撑上的压力在横撑上的垂直分力上下抵消, 就不产生弯矩。同时在垂直方向上的刚度大, 斜撑能够产生较大的压力, 分担了大腿上一部分压力, 因此, 交叉人字形结构比平行人字形结构好。但是, 交叉人字形结构与平行式结构相比, 平行式结构则结构简洁、节省材料、制造简单。

2.2 门框形式

门框分上体门框和下体门框, 都是一边开口的矩形结构(见图 4、图 5)。上体门框内

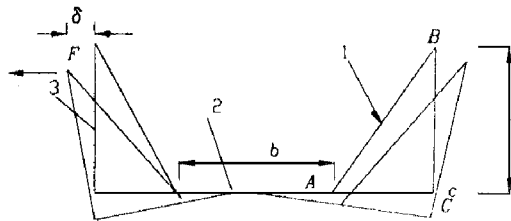


图 4 上体门框

1. 斜撑(63 × 8/Q235)
2. 横梁(152 × 76 × 6/16Mn
 $I = 0.7607 \times 10^{-5} \text{ m}^4$ $a = 758 \text{ mm}$ $b = 760 \text{ mm}$)
3. 侧立柱(63 × 40/Q235)

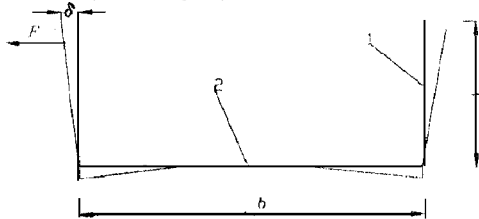


图 5 下体门框

1. 侧立柱(102 × 76 × 6.3/Q235 $I_1 = 0.2946 \times 10^{-5} \text{ m}^4$ $A = 20.84 \text{ cm}^2$)
2. 横梁(152 × 76 × 6/16Mn $I_2 = 0.7607 \times 10^{-5} \text{ m}^4$
 $A = 25.92 \text{ cm}^2$
 $a = 821 \text{ mm}$ $b = 1686 \text{ mm}$)

有两根对称的水平斜撑, 使得其刚度比下体门框大。从有限元计算结果知, 除上体天车

下第一层门框外, 其它各层门框应力都很小。由于门框结构的主要作用是保证井架的稳定性, 所以门框对于井架的重要性在其刚度而不在其强度, 门框横梁和立柱截面尺寸的大小比其材质更为重要。除上体天车下第一层门框外, 其它门框材料都可以采用普通的 Q235 钢而不必要用 16Mn 钢。

上下体前大腿的稳定性由门框张开刚度支撑, 其计算模型可简化为如图 6 所示的中间带弹簧支撑的连续梁, 其弹簧刚度 K 等价于门框开口端的张开刚度(图 4、图 5 所示, 以下简称门框刚度)。

$$K = F / \delta$$

式中 F ——作用于门框开口端的横向力, N
 δ ——横向位移, mm

对于上体门框, 忽略三角形 ABC 的变形, 则 A 点转角 θ 为^[2]

$$\theta = Fab / (2EI)$$

式中 E ——弹性模量, GPa
 I ——横梁的轴惯性矩, m^4
 $\delta = \theta a = Fa^2b / (2EI)$
 $F / \delta = 7.3 \times 10^6, \text{ N/m}$

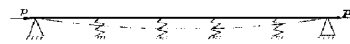


图 6 计算模型简化图

对于下体门框, 先考虑侧立柱的变形^[2]

$$\delta = Fa^3 / (3EI_1)$$

再考虑横梁的变形^[2]

$$\delta = \frac{Fa^3}{3EI_1} + \frac{Fab/2a}{EI_2}$$

式中 I_1, I_2 ——侧立柱和横梁的轴惯性矩, m^4

$$F / \delta = 1.5 \times 10^6, \text{ N/m}$$

当弹簧刚度 K 满足^[3]

$$K \geq mp / (\nu l)$$

时, 弹性支撑就等价于刚性支撑, 梁将不发生图 6 形式的失稳。这时整个梁的极限压力就等于单跨梁的欧拉载荷。式中 m 是门框跨

间数; $p = m^2 \pi^2 EI / l^2$, 是单跨长度 l/m 梁的欧拉载荷; ν 是与跨间数相关的因子, 当 $m = 5$ 时, $\nu = 0.276$ 。井架大腿材料是角钢 $\angle 140 \times 140 \times 12/16Mn$, $I = 0.6037 \times 10^{-5} m^4$ 。将上体井架最上面一层门框跨间距 (1371 mm) 和下面第二层门框跨间距 (1437 mm) 都当作 2346 mm, 这样上体门框就成为等跨间距 (见图 1 中井架上体, 这样计算偏于安全), 于是,

$$\frac{mp}{\nu l} = \frac{m^3 \pi^2 EI}{\nu l^3} = 3.5 \times 10^6, \quad N/m$$

此值小于门框刚度, 说明上体门框刚度是足够的, 上体前的大腿不会发生整体失稳。对于下体门框, 将井架最上面一层门框跨间距 (917 mm) 和下面第二层门框跨间距 (1465 mm) 都当作 2740 mm, 这样下体门框也成为等跨间距 (见图 1 中井架下体。没有考虑最下面一层门框间距, 是因为下面第二层门框是在起升油缸支撑处, 此门框横梁材料是矩形钢管 $254 \times 254 \times 16/15 MnV$, 侧立柱材料是矩形钢管 $254 \times 98 \times 16/16 Mn$, 门框刚度为 $12.7 \times 10^6 N/m$ 。此值远大于其它门框刚度, 因此, 可以把它看成是刚性的), 于是:

$$\frac{mp}{\nu l} = \frac{m^3 \pi^2 EI}{\nu l^3} = 2.2 \times 10^6, \quad N/m$$

此值大于下体门框刚度, 说明下体前大腿有可能整体失稳。若把门框横梁及侧立柱材料改成截面面积相当的工字钢 $160 \times 88 \times 6/Q235$ 和 $140 \times 80 \times 5.5/Q235$, 它们的截面面积和轴惯矩分别是 $26.1 cm^2$ 、 $1.13 \times 10^{-5} m^4$, $21.5 cm^2$ 、 $0.712 \times 10^{-5} m^4$, 根据上述公式计算得下体门框刚度为 $2.8 \times 10^6 N/m$ 。此值大于 $2.2 \times 10^6 N/m$, 这时下体井架前大腿就不会张开失稳。Q235 工字钢比 16Mn 矩形钢管便宜得多, 可见, 用工字钢代替矩形钢管, 不仅提高井架的性能, 也降低成本。

2.3 危险截面的结构改进

井架上体第一层门框是整个井架的危险截面。造成这一层门框特殊的原因是由于天车的宽度比井架宽度小, 井架大腿在第一层门框以上向内弯曲, 从而使大腿的轴向压力在此门框上产生了一个向两边撑开的水平分力 (图 7 中 p)。对于这一层门框, 不仅其本身要求具有较高的强度, 而且其刚度也直接影响大腿的应力。因为刚度越小, 井架上部前大腿张开就越大, 使得井架大腿顶部的弯矩 (图 7 中 M) 也越大。因此, 改进此门框结构对整个井架十分有意义。由于这一层门框应力分布复杂, 仅靠增加杆件的截面尺寸取得的效果往往不大。现文用方案选择法^[4], 即反复更改此门框结构, 进行有限元计算, 然

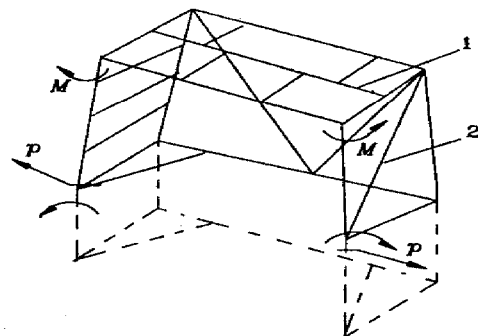


图 7 井架上体顶部结构
1. 天车 2. 天车下第一层门框

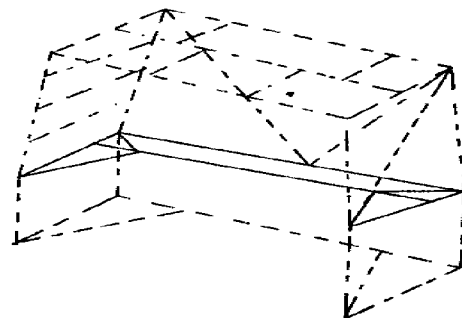


图 8 改进后的门框结构

后分析、比较这些结构, 最后挑选出一个最好的结构 (如图 8 所示)。该结构大腿上部最大

热采井首次注蒸汽后井筒应力分析

石油大学(北京)(北京 102200) 毛东风 崔孝秉 张 宏

摘要 用有限元法计算了热采井在首次注蒸汽后井筒及周围水泥环和岩石中的应力分布,并分析热采井套管损坏的主要原因,为防治热采井套管损坏提供理论依据。

叙词 热采井 套管损坏 应力分析

中图法分类号 TE834.502

在我国原油生产中,稠油的热采开发占有越来越重要的地位,辽河、新疆、中原及胜利油田先后拥有一定产量的稠油热采井,其中辽河油田注蒸汽热采井已占其总井数的 2/3 以上。注蒸汽热采稠油对于提高稠油产量有很好的效果,但同时由于热蒸汽在井下形成的高温温度场,对套管的正常使用也构成很大威胁。辽河油田目前发生套管损坏的热采井占其总井数的 10%,其中 20% 发生在首次注蒸汽吞吐循环中。热采井套管损坏造成的经济损失是巨大的,必须对其损坏机理进行分析,特别是定量分析,从而达到防治的目的。

现文采用 SAP5 有限元通用程序定量计算了热采井首次注蒸汽后井筒的应力场,根

据计算结果对热采井套管损坏机理及防治进行了探讨。

1 井筒计算模型

1.1 井筒计算模型的结构及边界

计算模型是一个以套管轴线为中心,周围有水泥环、围岩的有限半径的轴对称空心柱体(如图 1)。上边界为地表自由面、下边界为油层底部基岩,略去底部基岩对井筒的径向位移约束及油层下面的井筒内表面的轴向位移,并处理为活动铰支。由于模型外表面径向尺寸取得足够大而且超过了温度影响范围,该表面可以认为是固定边界,井筒内表面为自由面。

为简化计算,假设,

应力比原结构降低 20 MPa,门框横梁弯曲应力降低 40 MPa,从而使井架的整体稳定性得到提高。新结构经实验验证,效果良好。

3 结论

1) 用有限元分析是理解和消化国外技术的良好途径,通过有限元分析可以为技术引进厂家从模仿设计走向自觉设计铺平道路。

2) 在理解国外设计的基础上,对其进行改进,使国产产品在设计上优于国外产品,从而增大了技术引进的价值和意义。

参 考 文 献

- 1 API SPEC 4E. 钻井和修井井架、底座规范. 第 2 版, 1974.
- 2 林毓琦, 陈 瀚, 楼志文. 材料力学. 西安: 西安交通大学出版社, 1986. 124~ 125
- 3 Timoshenko S, James Gere M. Theory of Elastic Stability. 2nd Edition. McGraw-Hill Inc., 1961. 70~ 76
- 4 张见明. 用方案选择法改进抽油机支架的结构. 石油机械, 1997, 25(6): 30~ 32

(收稿日期: 1997- 09- 12)

test and application of subsurface safety control system are also introduced in this article.

Study and Practice for Working Lifetime of the Screen of the Single-axle Oval Shaker
... .. *Si Dianwen Bai Xueming* (12)

The single-axle oval shaker has the advantage of simple structure, easy fabrication and convenient application and maintenance. This article describes the studying, optimum seeking and testing for the common single-axle oval shaker and overcoming the disadvantage, that the solid phase particle are easy to accumulate at the outlet end or partial flow backwards. So the working lifetime of the screen is increased significantly.

Design and Application of Coupons Unit for Evaluating the Oil Tube Corrosion
... .. *Zhang Xueyuan Wang Fengping*
Du Yuanlong Chang Zeliang Yang Zhizhao Ma Xiuqing Xu Yongzhong (15)

A safe, simple, reliable, practical coupons unit was devised. Moreover, it was used in the Tarim oil field. The reliable data was acquired, which proved the coupons unit useful.

Stress Analyse and structural Improvement of Rig Derrick *Zhang Jianming* (17)

The stress distribution and critical section etc are cleared through the finite element analyse. The advantages and shortcomings of several structural forms are analyzed also. Some useful result for Derrick design is obtained through repeatedly calculation with "plan selection method".

Stress Analysis of Well After First Heat Injection
... .. *Mao Dongfeng Cui Xiaobing Zhang Hong* (21)

The thesis establishes a wellbore model and analyses stress in casing, in cement as well as in surrounding rock with finite element method. Finding that harsh super-stress in casing near packet, because of big temperature gradient, is main reason causing heat inject well casing damaged. Then, the thesis try to give some possible suggestions to prevent it.

A Method to Decrease the Using Expense of the Screw Drill
... .. *Zhu Guoxin Hu Jianing* (24)

By analysing the special structure, a method of elongating the using lifetime of the main part of the screw drill have been given. It can largely decrease the using expense of the screw drill. The feasibility have been proofed by some tests.

Some Experiment of Excretion Trouble for Type WK-3 m³/min Compressed Air Regenerated and Dried Device Without Heat
... .. *Wang Naipeng Li Guangzhi* (27)

Type WK-3 m³/min air drying device is the device in which the compressed air will be dried and regenerated without heat. In the winter, it will be guarantee against the freeze for the drilling air circuit, then the drilling will can be done successfully and safely. Some experiment about usage, repair and prevention breakdown is presented of recent years.

• MONOGRAPHIC STUDY •

Choosing Proper Flow Rate and Cut Point for Centrifuge
... .. *Song linsong Yang Dejing Wang Chang* (29)

How to calculate and choose proper flow rate and cut point for a centrifuge are an important problem deserving the designer's and the users' attention. The pattern between flow rate and cut point and its effect on usage are dis-