



应用研究

# 修井机井架的试验研究

江汉钻采设备研究所 张有志 王德彬

几年来,为配合XJ350修井机的研制工作,我们对修井机井架的强度、刚度和稳定性进行了一系列的试验研究,为设计和制造修井机井架提供了依据。

## 一、井架的电测试验

在井架实物上贴电阻应变片,用应变仪测量井架各主要杆件在大钩载荷下的应变和应力,是一种对井架强度直观的考核方法。由于实际条件的限制,通常不可能在每根杆件上都贴应变片,因而也只能是局部的考核。

### (一) Pemco104/225伸缩式井架的电测试验

1980年,对美制修井机的Pemco104/225伸缩式井架(高31.7m,额定载荷102t)进行了电测试验。试验条件为:绷绳全部绷紧,初拉力500~700kgf,游动系统6根钢丝绳,二层台无载荷,风载不大。

通过试验,对这种井架有了初步认识。

1. 当大钩载荷为102.012tf时,外载引起的最大应力在靠司钻一侧的井架前大腿下部,其值为-147.59MPa(-1505kgf/cm<sup>2</sup>)。此井架材料相当于16MnCu,取屈服极限为353MPa(3600kgf/cm<sup>2</sup>),安全系数为2.39。

2. 井架四条大腿中的应力分布规律:前腿大,后腿小,下部大,上部小,左右相差不大。

3. 安装(如地基支承)和绷绳拉力对四条大腿顶部的应力影响较小,而对大腿底部的应力影响较大。

4. 井架大腿底部比顶部对动载更敏感。不挂水刹车快速提升下放时,平均动载系数为1.30;急刹车时动载系数高达2.40。

5. 井架绷绳的拉力和井架顶端位移都随大钩载荷的增加而增加。当钩载为102.01tf时,后绷绳拉力达3.16tf,井架顶端位移达32mm。

### (二) JJ<sub>1</sub>109/31-W修井机井架的电测试验

1983年,我们对仿制的JJ<sub>1</sub>109/31-W型修井机井架进行了静载和起升的应力测试。这次布置测点较多(51处),对井架强度和变形情况取得了更为丰富的资料,加深了对此类井架

的了解。

1. 大腿从底部向上数第二节的应力达到最大值, 为  $-159.7\text{MPa}$  ( $-1628\text{kgf/cm}^2$ )。大腿材料为  $16\text{Mn}$ , 实测机械性能:  $\sigma_s = 299\text{MPa}$  ( $3050\text{kgf/cm}^2$ ), 实际安全系数仅  $1.87$ 。若材料性能达到标准, 安全系数可达  $2.15$ 。

2. 由表 1 可知, 国产的  $\text{JJ}_1109/31\text{-W}$  修井机井架的大腿强度与进口井架基本相当, 但因材料的机械性能比标准低  $13\%$ , 因而强度裕度也较小。

102tf 大钩载荷下, 两种井架大腿应力比较,  $\text{MPa}$  ( $\text{kgf/cm}^2$ ) 表 1

测点号	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$	$D_{14}$	$D_{21}$	$D_{22}$	$D_{23}$	$D_{24}$
井架部位	井架下部				井架中部	井架顶部			
$\text{JJ}_1109/31\text{-W}$	-111.6 (-1138)	-75.2 (-767)	-84.5 (-862)	-147.6 (-1505)	-86.2 (-879)	-102.1 (-1041)	-97.4 (-993)	-121 (-1234)	-118.4 (-1207)
$\text{Pemco}104/225$	-154.2 (-1572)	-50.7 (-517)	-99.6 (-1016)	-129 (-1315)	-104.4 (-1065)	-101 (-1030)	-117.8 (-1201)	-101.6 (-1036)	-112.6 (-1148)

3. 除井架顶部向下数第一横杆外, 其余横杆的应力都不大于  $19.6\text{MPa}$  ( $200\text{kgf/cm}^2$ ), 横杆向前弯曲。

测试中发现, 顶部向下数第一根横杆应力值很高, 在  $102\text{tf}$  钩载时, 最大应力达  $-222.3\text{MPa}$  ( $-2267\text{kgf/cm}^2$ ), 而且应力符号也与其它横杆不一样, 有向前弯曲倾向。为了验证这一特殊现象, 又在该横杆上与上述测定相对应的一侧贴一枚应变片, 在  $104\text{tf}$  钩载下测得应力达  $343.2\text{MPa}$  ( $3500\text{kgf/cm}^2$ ), 超过井架所用材料 ( $16\text{Mn}$ ) 的许用应力。经分析, 井架大腿倾斜  $7^\circ 09'$ , 引起大腿侧向弯曲, 第一横杆受拉伸和弯曲联合作用, 是造成这一现象的主要原因。

4. 侧面斜杆内的应力在顶部最大, 达  $-60.6\text{MPa}$  ( $-618\text{kgf/cm}^2$ )。

5. 井架起升在  $0 \sim 6^\circ$  之间时, 各杆应力值最大, 以后随起升角度增大, 应力逐渐减小, 最大应力为  $94.7\text{MPa}$  ( $966\text{kgf/cm}^2$ )。

井架顶部第一横杆应力过大, 井架局部强度薄弱, 是这次电测试验中一项重要的发现。因此, 制造厂曾试图以加大该横杆截面的办法来改善这一情况, 后经电测试验证明, 未能达到预定目的。

此外, 1983年10月还对新进口的  $\text{Franks-400}$  修井机用  $120'/250\text{K}$  型井架进行了电测试验。1985年6月, 在江汉石油管理局总机厂对新设计试制的  $\text{XJ-250}$  修井机井架进行了电测试验。

## 二、井架的理论计算和分析

### (一) $\text{JJ}_1109/31\text{-W}$ 修井机井架的计算与分析

1983年5月,在Siemens7760机上,利用较大型有限元计算程序SAP-5计算了JJ<sub>1</sub>109/31-W修井机井架的强度和刚度。整个井架划分为206个节点,314个梁元,22个杆元(见图),取得了4种工况(表2)下的下列数据:

- 全部节点三个方向的线位移和转动位移;
- 全部梁元的轴向力、剪力、弯矩及应力;
- 全部杆元的轴向力;
- 全部支座反力。

JJ<sub>1</sub>109/31-W修井机井架计算工况 表2

工 况	最大钩载 (tf)	风 载	备 注
1	102	0	自 重
2	70	20m/s, $W_0=264.8\text{Pa}(27\text{kgf}/\text{m}^2)$ (8级风,背风)	二层台满负荷,悬挂器满负荷
3	70	20m/s, $W_0=264.8\text{Pa}(27\text{kgf}/\text{m}^2)$ (8级风,侧风)	二层台满负荷,悬挂器满负荷
4	102	0	不计自重,电测状态

通过分析,得出以下结论:

1. 在102tf钩载(工况4)下,井架顶端向井口方向平移181mm,实测平移186mm。由于井架载荷的不完全对称性,造成井架扭转变形,井架顶端向司钻方向歪斜21mm。井架上部开口向外张开,从顶部向下数第三节张开最大,达16mm。井架顶部节点3在三个方向的位移如表3所列。由表可见,风载将使井架顶端位移大大增加。

井架顶端节点3的位移, mm 表3

工 况 方 向	1	2	3	4
X	180	574	676	137
Y	-15	-8	-5	-14
Z	-17	-16	-40	-28

2. 与电测的结果一样,在102tf钩载下,井架大腿受压,前腿比后腿应力大,最大应力为-201.5MPa(-2055kgf/cm<sup>2</sup>)。大腿除受压应力外,还承受较大的扭转应力,特别是井架顶部5小节内,由扭矩产生的剪力最大为93.5MPa(953kgf/cm<sup>2</sup>),最大压应力为-233MPa(-2377kgf/cm<sup>2</sup>),由计算可得相应的主应力:

$\sigma_1 = 33.2\text{MPa}(339\text{kgf}/\text{cm}^2)$ ,  $\sigma_3 = -262\text{MPa}(-2676\text{kgf}/\text{cm}^2)$ , 第三强度的当量应力 $\sigma_{e3} = 295.7\text{MPa}(3015\text{kgf}/\text{cm}^2)$ 。

3. 井架横杆中的应力一般小于58.8MPa(600kgf/cm<sup>2</sup>),但井架顶部向下数第一横杆应力较大,靠井口一侧高达367.7MPa(3750kgf/cm<sup>2</sup>),靠绞车一侧应力为-274.5

MPa ( $-2799\text{kgf}/\text{cm}^2$ )。

4. 在井架斜杆中的应力不大, 都为压应力, 最大达 $-32.1\text{MPa}$  ( $-372\text{kgf}/\text{cm}^2$ )。

用有限元法对井架强度、刚度的计算。我们对井架每根杆件的受力情况有了较深入的了解, 形成了对这类井架较完整的概念。有限元计算结果与上述各次电测结果基本一致, 说明把井架作为空间框架处理的力学模型及其计算方法是成功的。

1984年8月, 我们在IBM/138计算机上用SAP-5程序对JJ<sub>1</sub>109/31-W修井机井架进行了补充计算。这次计算了在7种载荷下(表4)的最大应力及最大位移(表5)。计算时将绷绳作井架顶端的弹性支承来处理, 这样更接近实际情况。

表 4

工 况	大 钩 载 荷 (tf)	风 载	其 它 负 荷
1	102	0	结 构 自 重
2	80	6级风(风速 $13.8\text{m}/\text{s}$ 背风状态)	自 重、二 层 台 悬 挂 器 满 负 荷
3	80	6级风(对角线方向)	同 上
4	50	6级风(背风)	同 上
5	50	6级风(对角线方向)	同 上
6	0	11级风(风速 $30.84\text{m}/\text{s}$ 、背风)	同 上
7	0	11级风(对角线方向)	同 上

表 5

工 况	1	2	3	4	5	6	7
横杆最大应力, MPa ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ )	-363 (-3706)	-282.5 (-2881)	-270 (-2753)	-175 (-1788)	-168.8 (-1721)	16.3 (116)	53 (542)
大腿最大应力, MPa ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ )	-269 (-2746)	-244 (-2490)	-240.7 (-2454)	-195.7 (-1996)	-192.9 (-1967)	-171.5 (-1749)	-153.8 (-1568)
节点最大水平位移 (cm)	16.4	14.1	13.8	10.6	10.5	10.2	13.7

由上述计算可见, 井架在最大钩载(工况1)作用下, 应力最大, 变形也最大, 风载对复杆影响不大, 对大腿影响很大, 风载应力为第一种工况的64%, 应予以重视。

## (二) XJ—250修井机井架的计算和分析

在以上工作的基础上, 1985年我们又在华中工学院计算中心的大型计算机上, 对XJ—250修井机井架进行了几种结构的对比分析, 得到了较满意的结果。其中一种方案是: 井架大腿仍采用16Mn, 其余杆件用A3, 在50tf钩载和七级风载的工作条件下, 最大应力下降了17.4%, 重量下降23.6%, 型材从原来的9种减到5种。

与此同时, 还用传统的桁架计算方法, 手工计算了井架的强度、刚度和稳定性, 也取得

了相同的规律性结论。

### 三、井架的局部模拟试验

XJ—250修井机井架最大钩载70tf, 比XJ—350修井机井架的最大钩载(102tf)减少31%, 而高度从31m减到29m。形状及其它尺寸都不变, 原以为这样局部强度不再会有问题了, 但用有限元法计算结果表明, 井架顶部强度依然薄弱。这一理论分析结果被随后的电测所证实。电测结果井架顶部向下数第一横杆最大应力为216MPa (2207kgf/cm<sup>2</sup>), 而且因为材料错用为20号钢, 屈服强度( $\sigma_s = 205.9\text{MPa}$  (2100kgf/cm<sup>2</sup>))比16Mn ( $\sigma_s = 343.2\text{MPa}$  (3500kgf/cm<sup>2</sup>))降低40%。为此, 设计单位希望在不作较大更改的情况下提出补救办法。

为了获得更准确的结果, 我们在用有限元法计算的基础上, 用1:30的井架局部模型, 进行了光弹性模拟冻结试验, 结果表明:

1. 井架顶部背面的两根斜杆使向下数第一横杆承受了附加的上下方向的弯曲应力。

2. 井架顶部向下数第一横杆受井架前开口向外张开的影响, 向后严重弯曲; 再加上井架大腿在此处弯斜产生的横杆轴向拉力, 大大恶化了该横杆的受力状况。

显然, 加大井架大腿在弯斜部份的局部刚度和横杆本身的强度, 是改善该横杆受力状态的一种较好办法。半定量的光弹模拟试验表明: 仅加大井架两根前大腿的刚度, 横杆前后弯曲应力就减少了大约三分之一。

设计单位和制造单位参照我们提出的方案, 加大了井架的局部刚度, 获得了较好的结果。在最大钩载70tf下, 电测应力为189.9MPa (1936kgf/cm<sup>2</sup>), 比加大前(原实测应力为216.4MPa (2207kgf/cm<sup>2</sup>))降低了12%。

### 四、井架型材缺陷的试验研究

1983年, JJ<sub>1</sub>109/31—W型修井机井架在出厂试验时, 发现型材有不少缺陷, 井架大腿上就有七处。缺陷集中分布在矩形钢管的过渡圆角上, 长度方向与拉制方向相同, 最大倾角8°, 最长19mm, 深2~5mm (壁厚6.7mm)。

美国API Spec 2B预制结构钢管规定要求: “有害的缺陷应打磨到无缺陷金属层, 打磨深度不超过壁厚的7%, 不允许对深度深于名义壁厚20%和长度大于公称直径20%的缺陷进行修补”。

YB231—70《无缝钢管》也对无缝钢管作了相应的规定。为了确定型材缺陷对井架的危害程度, 我们作了一系列室内试验。

#### (一) 带穿透裂纹型材的静压试验

试验在WPM50拉力机上进行。试样从型材上切取, 裂纹用线切割机预制, 长25mm, 钢丝直径0.11mm, 裂纹与试样受压轴线的夹角分别为0°、10°。用微形应变片测取裂纹

尖端应力场, 试样受压屈服时的应力分别为319.7MPa (3260kgf/cm<sup>2</sup>) 及305.9MPa (3120kgf/cm<sup>2</sup>)。屈服时, 夹角为0°的试样裂纹尖端无明显变化, 夹角为10°的试样裂纹尖端有明显塑性区。尖端附近应变随载荷的增加而明显增大, 在接近屈服时, 尖端处应变比远处均匀压缩应变大3倍以上。

试样的平面光弹性试验也证明, 夹角为0°的试样裂纹尖端只有很小的应力集中, 而夹角为10°的试样裂纹尖端有明显的应力集中。

## (二) 带穿透裂纹型材的疲劳试验

动载试验在2 DM100tf和PM50tf脉冲试验机上进行。根据104/225型井架电测结果, 井架大腿应力159.8MPa (1630kgf/cm<sup>2</sup>), 平均动载系数1.3, 试验峰值应力在-277.5~-21.6MPa (-2830~-220kgf/cm<sup>2</sup>) 之间脉动。当试验超过 $2 \times 10^5$ 周次时, 仍未见裂纹有任何扩张。

由上述试验可见, JJ<sub>1</sub>109/31-W修井机井架大腿现有缺陷, 对其静强度和常温疲劳强度无大影响。

# 五、讨 论

## (一) 修井机井架的设计工况

修井机井架的实际工作情况比较复杂, 要完全按照井架的实际载荷来进行设计计算不仅不可能, 而且也没有必要。目前尚未见到修井机实际载荷谱的报道和有关统计资料。

对于带钢丝绳的轻便井架, 美国API Spec 4E规定了三种必须达到的设计工况: 起升工况; 最大钩载; 当立根满载, 大钩空载时, 任意方向的风暴(相当于11级风, 风速31m/s, 风压 $W_0 = 588.4 \text{ Pa}$  (60kgf/cm<sup>2</sup>))。

修井机井架, 采取伸缩结构, 竖立后再将上节伸起。几次电测均证明, 起升时各杆件应力都不大, 设计计算时可以不考虑这一工况, 目前似乎是只考虑最大钩载, XJ-250修井机井架最大钩载70tf; XJ-350的最大钩载102tf, 并以此载荷对井架进行强度考核。当二层台有立根负荷和风载时, 如何确定大钩载荷, 长期以来都是一个难题。文献〔1〕假定按4E规范设计的井架, 在各种工况下每一杆件的应力应该相等的前提下, 导出了当风载和立根负荷同时存在时, 确定大钩载荷的公式和图表。

考虑到我国的传统习惯, 还应有额定钩载的规定, 这样对现场使用者也比较方便。文献〔2〕提出以名义修井深度进行换算, 井架设计计算时还应考虑作业工况, 即: 额定钩载、二层台满载负荷和风载同时存在的情况。

GB2034-80《石油修井机型式与基本参数》中有关于额定钩载和最大钩载的规定, 实际上似乎都没有执行。目前生产或设计的修井机, 井架载荷都比标准规定的高。到底如何规定为好, 尚需制定出一个切实的、统一的标准。

关于工作时的风载, 4E上根本没有规定, 文献〔3〕建议对修井机取七级。从实际计算结果来看, 这样大的风力对修井机井架似过于恶劣, 而且也没有必要(偶尔碰到可以停止作

业)。参照建筑施工的规定,似取六级风载就可以了。

根据上述分析,我们建议:目前我国修井机井架的设计必须满足下列工况条件,并在铭牌上注明:

1. 最大钩载;
2. 额定钩载、二层台满负荷和任意方向的6级风载;
3. 二层台满负荷、大钩空载、11级任意方向风载。

### (二) 井架力学模型的简化

井架一般是按空间桁架进行计算的,杆间铰接,载荷全部作用在节点上,各杆只承受轴向力。但这样的简化过于粗略,实际上,杆之间是焊接的刚性结构,而且杆的抗弯、抗扭截面模数都很大,能承受相当大的弯矩和扭矩。因此,一般应把井架作为一个空间框架处理,两节点间杆作梁元。

天车梁刚度一般都很大,将天车与井架作为整体来计算比将天车梁简化为简支梁、把载荷移到井架大腿上来计算更方便,更符合实际,这样,钩载、死绳拉力、快绳拉力都可作为集中力来处理。

上、下体之间的连接用相应节点的线位移约束来代替。

带绷绳的轻便井架用有限元法计算,最困难的问题是绷绳的处理。因为绷绳是一种悬索结构,SAP—5程序中无相应单元,而绷绳力,特别是在有风载的情况下,对井架下体受力影响极大。我们曾采用过以下几种办法:将实测的有钩载时的绷绳力作为集中力作用于井架上;将绷绳作为只能承受拉力的直杆;将绷绳简化为弹性支承,其弹簧刚度由井架的顶端位移和悬索方程来求得,等等。这些方法都不很理想,专门在程序中增加一个悬索元,可能是一个较好的办法。

利用有限元法计算井架强度和刚度,其计算准确性、计算速度以及处理复杂结构和工况的能力,经典手算是无法比拟的。但其计算误差,即与实际结构中发生的应变和变形的差别,尚未经过严格考核。与电测结果相比,一般偏大,原因尚不清楚。

### (三) 井架的结构和选材

用矩形管焊接井架是轻便井架制造中的一大进步。每隔一段加一粗横杆,相对增加了井架的刚性,大大提高了材料的利用率,减轻了井架重量,取消了连接板,简化了焊接工艺。但这类结构设计明显地暴露出一些缺点,井架重量仍嫌过大(特别是XJ—250井架),而其局部强度仍严重不足。

1. 井架上下体截面尺寸和形状基本一样,简化了制造工艺,但又加大了风载,增加了重量。
2. 井架顶部大腿弯斜角度过大,而又未采取加强措施,从而造成井架局部强度薄弱。
3. 井架前后大腿型材一样。实际上,这种前倾井架总是前腿受力大。
4. 井架横杆、斜杆受力都很小,主要起加强整体刚度的作用,其型材尺寸、布置方向、形式都有改进的必要。
5. 井架顶部载荷的不对称性造成井架向一边歪斜和扭转,削弱了井架的稳定性。

目前,这种结构的井架在使用中未发现强度、刚度、稳定性有什么大的问题,主要是井架设计最大钩载比实际使用的载荷大得多,井架强度未得到考验。这样匹配未必经济。

井架选材,美国API Spec 4E规定:结构型钢最小屈服强度不得低于227.5MPa (2320 kgf/cm<sup>2</sup>)。钢管最小屈服强度不得低于241.3MPa (2461kgf/cm<sup>2</sup>)。第一台XJ—350修井机井架全部用16Mn型材,小批量生产的XJ—250修井机井架以及新试制的XJ—250修井机井架,除大腿仍采用16Mn外,其余斜杆、横杆都改为10号钢和20号钢。

从国外井架及起重机臂架的发展来看,使用高强度合金钢是减轻井架自重的主要措施。美国用A—441合金钢 ( $\sigma_s = 460.9\text{MPa}$  (4700kgf/cm<sup>2</sup>)) 制造井架。进口的Franks—400修井机的102'/250k型井架,大腿材料为4130,最小屈服强度为586.5MPa (5981 kgf/cm<sup>2</sup>)。日本用784.5MPa (80kgf/mm<sup>2</sup>) 级别的调质无缝钢管制作起重机的弦杆,用490MPa (50kgf/mm<sup>2</sup>) 级别的电焊钢管和588.4MPa (60kgf/mm<sup>2</sup>) 级别的无缝钢管制作腹杆,大大改善了起重机的性能(文献[4])。

#### (四) 研制新型修井机井架

如前所述,目前几种修井机井架的结构和选材都有待于改进。如果只在原来的井架上修修补补,这种改进不能解决根本问题。我们认为,在近几年的试验研究的基础上,应该、也能够设计出结构精巧、选材合理、重量轻而又安全可靠的修井机井架。目前,通过优化设计和各种方案的比较计算,我们已获得几种颇有希望的结构,其强度、刚度、稳定性、重量、材料使用等各项性能指标,都有较大幅度的改善。我们相信,通过各方面的共同努力,我们一定能研制成我国自己的、性能优良的修井机井架。

#### 参 考 文 献

- [1] 王惠森译:轻便井架承载能力随风载、立根载荷的变化而变化;《石油矿场机械》,1984年,第3期
- [2] 李赞昆:自行式修井机的参数匹配;《石油矿场机械》,1983年,第6期
- [3] 杨敏嘉等:井架的风载荷;《石油矿场机械》,1984年,第4期
- [4] 高强度钢管在起重机臂架上的应用;《机械设计》(日文),1972年,第3期
- [5] 江汉钻采设备研究所:LTO—350修井机负荷试验井架应力电测试验报告,1980年6月20日
- [6] 江汉钻采设备研究所:JJ<sub>1</sub>109/31—W井架及提升系统应力测定报告,1983年6月
- [7] 江汉钻采设备研究所:Franks—400修井机102'/250K型井架电测应力试验报告,1983年10月27日
- [8] 江汉钻采设备研究所:XJ—250修井机井架电测应力分析报告,1985年6月27日
- [9] 江汉钻采设备研究所:对JJ<sub>1</sub>109/31—W修井机井架结构的有限元分析,1983年5月
- [10] 江汉钻采设备研究所:XJ—250修井机井架计算结果,1985年6月
- [11] 江汉钻采设备研究所:XJ—250修井机井架结构局部改进试验,1985年5月28日
- [12] 江汉钻采设备研究所:JJ<sub>1</sub>109/31—W修井机井架型材缺陷的试验研究,1983年9月22日

张凤歧 孙庆夫 (通化石油化工机械厂)

**在C630车床上加工绞车滚筒绳槽**

《石油机械》第14卷第4期, 1986, 第17~20页

图7

钻机和修井机滚筒上的绳槽是一种由直槽-斜槽-直槽-斜槽相间推进的“双级螺旋绳槽”。本文介绍了为加工这种绳槽对C630车床所采取的改装方案, 包括间歇机构中各零件的结构特点、工作原理以及传动比的计算公式。

张有志 王德彬 (江汉钻采设备研究所)

**修井机井架的试验研究**

《石油机械》第14卷第4期, 1986, 第21页~28页

图1, 表5

本文简述了对进口修井机的104/225型井架和国产的JJ<sub>1</sub> 109/31-W修井机井架所作的电测试验、理论计算、局部模拟试验和型材缺陷研究情况, 并对修井机井架的设计工况、力学模型、选材选型进行了分析探讨。

龚伟安 (长庆石油勘探局钻采工艺研究所)

**振动筛网的力学分析与绷紧结构(上)**

《石油机械》第14卷第4期, 1986, 第1页~10页

图4

本文将泥泵振动筛网当作双向柔性悬索处理, 建立了筛网的力学模型, 并应用能量法分析了抖动筛网的静载、动载、振动与疲劳强度问题。文章指出, 绷紧力的大小是影响筛网使用寿命的重要因素, 并讨论了钩边叠层筛网及筛网绷紧结构的有关问题。

刘崇鑫 (江汉石油学院矿机教研室)

**定相曲柄平衡后置式抽油机的结构特点及尺寸计算**

《石油机械》第14卷第4期, 1986, 第11页~16页

图5, 表2

本文重点分析了定相曲柄平衡后置式抽油机结构的三大特点及其四连杆机构各杆件尺寸的计算方法, 并将电算过程编制成程序, 供各油田和有关设计者参考。

**Liu Chongxin**

**Structural Features and Design Calculation of Rear Mounted Pumping Units with Phased Counterbalance**

CPM Vol.14 No.4, 1986, p11—16, 5 fig, 2 tab.

This paper describes and illustrates the three main features of Rear Mounted Pumping Units with Phased Counterbalance and presents the computer program for the design calculation of the four-bar linkage of these units.

**Zhang Youzhi, Wang Debin**

**Investigation on Portable Masts**

CPM Vol.14 No.4, 1986, p21—28, 1 fig., 5 tab.

An investigation carried on two different portable masts by means of strain-gauging, experimental-analogic test, defect detecting test, as well as theoretical analysis is briefly described in this paper. And the design criteria, mechanical models, and the evaluation of properties and shapes of structural steels for portable masts are discussed as well

**Gong Weian**

**Mechanical Analysis of Shale Shaker Screens and Discussion on Screen Tensioning Mechanism**

CPM Vol.14 No.4, 1986, p1—10, 4 fig.

The shale shaker screen is treated as a bidirectional flexible suspension cable in this paper. Relevant model is then established and the static load, dynamic load, vibration and fatigue strength of the screen are discussed in the light of energy method. The author points out that the screen life depends largely on the tension-adjustment. Problems in "hook-strip" overlapping screens and screen tensioning mechanism are discussed as well.

**Zhang Fengqi, Sun Qingfu**

**Machining Spiral Grooving on Rig Drums with Conventional Lathes**

CPM Vol.14 No.4, 1986, p17—20, 7 fig.

For machining the staged spiral grooving on drilling/workover rig drums, the authors introduce a procedure with the aid of a conventional lathe equipped with a intermittent motion mechanism, including the structural features working principle and design calculation of the mechanism.

