

基本馆藏
高等学校教学用书

197075

钻井力学

苏联 В.И.沃兹德维任斯基等著



石油工业出版社

高 等 学 校 教 学 用 书

钻 井 力 学

苏联 Б·И·沃兹德维任斯基等著

楊惠民 王志剛合譯

李世忠 刘士迈校审

苏联高等教育部批准作为地質勘探系

勘探技术專業教学参考書

石油工业出版社

內 容 提 要

此書對旋轉鉆井、取心鑽井和頓鑽的某些理論問題進行了深入的探討，分析了取心鑽頭、魚尾鑽頭和牙輪鑽頭在井底破碎岩石的理論，介紹了鑽進所需功率的計算方法。同時還分析了鉆機各主要部件如絞車、泥漿泵和轉盤的工作情況和載荷計算方法，對井架、鑽桿和套管的受力情況也進行了研究，對泥漿的流動、岩屑的運動問題以及各種給進方式都作了深入的分析。

本書在1943年于蘇聯問世，1954年第三次再版，內容很好，故由蘇聯高等教育部批准作為地質勘探的教學參考書。

此書不僅可作為地質勘探和石油院校的教材和教學參考書，同時還可以作為地質和石油部門的鑽井工程技術人員學習參考之用。

Б.И.ВОЗДВИЖЕНСКИЙ

М.Г.ВАСИЛЬЕВ

БУРОВАЯ МЕХАНИКА

根據蘇聯國立地質保礦科技書籍出版社(ГОСГЕОЛТЕХИЗДАТ)

1954年莫斯科增訂第三版翻譯

統一書號：15037·413

鉆井力學

楊惠民 王志學合譯

李世忠 劉士迪校訂

*

石油工業出版社出版（地址：北京大柵欄石油工業部內）

北京市書刊出版業營業許可證出字第088號

石油工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

*

850×1168 $\frac{1}{2}$ 開本 * 印張15 $\frac{3}{8}$ * 350千字 * 印1—2,000冊

1958年8月北京第1版第1次印刷

定價(9)2.10元

目 录

出版者的話

第一章 井架	1
1. 井架的主要規格	1
2. 垂直載荷	2
3. 水平載荷	19
4. 井架的豎立	35
5. 井架的搬移	39
6. 三腿井架各部件所受的力	41
7. 輕便井架	48
8. 井架的基础	49
第二章 提升設備	51
1. 絞車	51
2. 絞車的制車	59
3. 絞車的軸和傳動軸	73
4. 繩索	80
5. 滾筒和滑輪	90
6. 吊昇系統	94
7. 大鉤	98
8. 千斤頂	102
第三章 套管	110
1. 套管的类型	110
2. 套管的斷裂計算	111
3. 接箍連接的計算	112
4. 套管焊接連接的計算	117
5. 套管的打入	119
6. 單流凡尔	121

7. 套管中的內压力	124
8. 套管在外压力下的挤压	125
9. 弯曲应力	129
10. 因温度变化所产生的应力	130
11. 振荡器	131
第四章 鑽桿	135
1. 旋轉鑽井时鑽桿的工作情况	135
2. 鑽桿柱上部的应力	139
3. 鑽桿柱下部的应力	145
4. 岩心的極限直徑	157
5. 鑽桿柱的慣性应力	158
6. 鑽桿柱的振動	160
7. 鑽桿柱在弯曲的井中的弯曲应力	162
8. 鑽銑在鑽桿柱下部的使用	162
9. 鑽桿鋼材的許用应力	164
10. 取心鑽井所用的鑽桿	165
11. 接箍和接头連接的鑽桿	169
第五章 頓鑽的若干理論問題	173
1. 頓鑽的基本原理	173
2. 岩石的硬度	174
3. 鑽具重量的計算	175
4. 頓击力与鑽具重量間的关系	182
5. 鑽具的相对重量和井徑	183
6. 鑽具的最大頓击高度	185
7. 頓击时鑽头的吃入深度	186
8. 每次頓击后鑽头的迴轉角	187
第六章 繩式頓鑽鑽机	191
1. 鑽机	191
2. 頓击機構的工作情况	193
3. 頓击機構的补償器	201

4. 合理的頓击次数	204
5. 頓击机柵和提升机柵的載荷	209
6. 頓鑽所消耗的功率	211
第七章 旋轉鑽井的若干理論問題	214
1. 鑽頭在井底的工作情况	214
2. 旋轉鑽井所消耗的功率	222
3. 起鑽所消耗的功率	241
4. 液壓頓击器	245
5. 螺旋桿旋轉鑽井	246
第八章 取心鑽井用鑽機	250
1. 取心鑽井用鑽機的概述	250
2. 鑽具的手把給進	252
3. 立軸的油壓給進	265
4. 利用絞車滾筒的油壓給進	280
5. 螺旋差勁給進	283
6. 手把和差勁的聯合給進	290
7. 使用加壓裝置的給進	294
8. 取心鑽井立軸給進自動化的可能性	293
9. 迴轉器某些零件的載荷分析	301
10. 取心鑽井用鑽機的絞車	307
11. 變速箱	318
第九章 轉盤鑽井用鑽機	320
1. 轉盤鑽井用鑽機的概述	320
2. ABB-400 型鑽機	320
3. 固定式鑽井設備	324
4. 鑽井設備的胎式氣動离合器	333
5. TTM 型水利車	335
6. 絞車的工作情况	336
7. 轉盤的工作情况	341
8. 指重表	344
9. PHT 2-2 型油壓給進調節器 (M. A. 奧洛維雅諾夫和 A. A. 格里查式)	340

10. 轉盤鑽井所用的給進自動調節器	354
第十章 井底動力鑽具	360
1. 渦輪鑽井的一般概念	360
2. 無減速器式渦輪鑽具	384
3. 渦輪鑽具的計算原理	369
4. 電動鑽具	374
第十一章 泵的選擇	375
1. 泵量	375
2. 泵壓	386
3. 泥漿泵用的發動機的功率及其工作條件	395
第十二章 活塞泵	401
1. 活塞泵的分類	401
2. 泵的排量	403
3. 活塞泵排量的分析	405
4. 抽吸高度	409
5. 壓送	412
6. 機動式活塞泵的傳動機構	412
7. 活塞泵的主要尺寸	416
8. 空氣包	417
9. 凡爾	418
10. 對泥漿泵的基本要求	420
11. 供水管綫的計算	422
第十三章 動水位用深井泵	426
1. 揚水設備的類型	426
2. 單作用桿式泵	426
3. 雙作用桿式泵	435
4. 空氣升液裝置	437
5. 離心泵	459
6. 螺旋式自流泵	469
結論	472
參考文獻	473
附錄	

第一章 井 架

1. 井架的主要規格

井架(又名鑽塔和桅桿)的功用是起下鑽具和套管。

鑽井用的井架有三腿的和四腿的。三腿井架一般用於鑽淺井；而四腿井架多半用來鑽深度在 250—300 公尺以上的井。鑽深度在 500 公尺以下的斜井時，使用三腿井架。

車裝鑽機裝有井架。在車裝鑽機行駛時，可以將井架放平或者斜着放在車上。

井架有木制的(圓木的或木板的)和鋼制的。鋼制井架的大腿是用各種型鋼制成的。最常用的是管子和角鋼。井架的橫撐和斜拉筋也是用鋼材制成的。

井架的主要技術規格如下：

- 1) 井架底部尺寸；
- 2) 井架頂部尺寸；
- 3) 井架高度(從底部到天車軸的距離)；
- 4) 井架二層平台的高度；
- 5) 有效載荷。

底部和頂部的尺寸決定於鑽井設備和工具的佈置情況。

井架的高度是根據井深及鑽井方法來選擇的。旋轉鑽井時，井架的高度決定於立根的長度。井愈深，立根則愈長。

取心鑽井(又名岩心鑽井)的深度在 100 公尺以下時，一般使用 6 公尺長的立根；井深為 100—300 公尺時，立根長度為 9 公尺；鑽更深的井時，立根長度為 12—18 公尺。

井架的高度要大於立根長度。其目的在於：便於以岩心管和鑽桿立根進行工作，在起下鑽時能夠使游動滑車、大鉤(又名提

引鉤、水龙头(又名提引水接头)或吊卡(又名提引器)有上下活动的可能。

繩式頓鑽(又名鋼繩冲击鑽井)所用井架的高度決定於全套鑽具(鑽頭、鑽桿、活环和繩帽)的長度。

假如用 l 表示立根長度或全套鑽具的長度，則井架的高度为

$$H = kl, \quad (1)$$

式中 k ——考虑到吊卡、大鉤和游动滑車的高度以及起鑽所必須的高度的系数。一般取 1.3—1.5。大鉤的提升速度愈高，系数 k 也應該愈大。

作用於井架上的主要載荷可分为垂直的和水平的。

屬於垂直載荷的有：

- 1) 鑽桿柱最重时的大鉤載荷；
- 2) 活繩和死繩中的拉力；
- 3) 井架的自重；
- 4) 繩繩拉力的垂直分力。

屬於水平載荷的有：

- 1) 作用於井架各構件上的風压；
- 2) 作用於靠在井架上的鑽桿上的風压的水平分力；
- 3) 靠在井架上的鑽桿自重的水平分力；
- 4) 繩繩拉力的水平分力。

2. 垂直載荷

有效載荷即大鉤上的最大載荷。此載荷和井架的負荷量決定於井身結構和所採用的鑽井方法。

根据选定的井身結構来計算下到井內的套管柱和鑽桿柱的重量。根据最重的管柱重量来計算井架的載荷。處於泥漿中的管柱的重量可以按下列公式确定

$$Q = qL(1 - \frac{\gamma_z}{\gamma}), \quad (2)$$

式中 q ——每公尺管子的重量，公斤；

L ——管柱的長度，公尺；

γ_m ——泥漿的比重；

γ ——管材的比重。

鑽桿在泥漿中所失掉的重量可忽略不計。可是要考慮有可能卡鑽，此時大鉤載荷將大於 Q ，因為起鑽時必須克服鑽桿與井壁間的摩擦力，有時還要在坍塌的地層中起拔被卡住的鑽桿，因此大鉤載荷

$$Q_{np} = \beta Q = \beta qL, \quad (3)$$

式中 β ——考慮阻力和卡鑽的係數（地質勘探鑽井一般 $\beta = 1.5 - 2.0$ ）；

鑽淺井時，鑽桿柱的重量小，井架的負荷量應有較大的儲備。

井架的負荷量應該超過吊升機械可能作用於大鉤上的最大力。在地質勘探方面，為了安全地進行鑽井，要求遵守下列原則

$$Q_0 > Pm,$$

式中 Q_0 ——井架的負荷量；

P ——鋼絲繩的抗斷力；

m ——吊升系統中所用鋼絲繩的數目，

如井架裝有一個滑輪時，應遵守下列原則

$$Q_0 > P.$$

根據大鉤載荷和絞車的負荷量決定游動滑車的穿繩數目、游動滑車鋼絲繩的數目，即纏在滾筒（又名卷筒）上的活繩和死繩以外的鋼絲繩數目為

① 鑽油井時 $\beta = 1.25$ 。

$$m = \frac{Q_{kp}}{P_{\eta}}, \quad (4)$$

式中 P_{η} — 絞車的負荷量，公斤；

η — 吊升系統的效率^①。

游動滑車的效率隨其繩數而不同，其大致數值見表1。

表 1

m	1	2	3	4	6	8
η	0.97—0.96	0.95—0.93	0.92—0.90	0.90—0.88	0.87—0.85	0.85—0.82

活繩和死繩中的拉力決定於絞車的負荷量。

作用於天車上的總的垂直載荷 Q_0 按下列公式確定：

1) 當鋼絲繩的一端固定在游動滑車上時(圖1)

$$Q_0 = Q_{kp} + P_A \cos \alpha_1,$$

式中 α_1 — P_A 力的方向與鉛垂綫間的夾角。

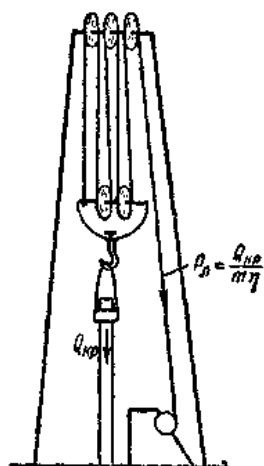


圖 1 裝有死繩的游動滑車

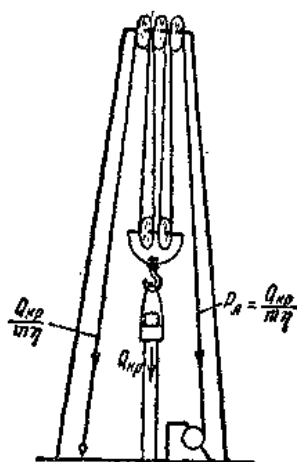


圖 2 未裝死繩的游動滑車

① 為了使計算簡化，死繩和活繩端的拉力可不考慮游動滑車的效率。這樣計算，誤差不大。

当 α_1 角很小时, $\cos \alpha_1$ 接近於 1, 它所产生的影响很小, 故

$$Q_0 = Q_{kp} + P_s = Q_{kp} + \frac{Q_{kp}}{m\eta} = Q_{kp} \left(1 + \frac{1}{m\eta} \right); \quad (5)$$

2) 当死繩未裝在游动滑車上时(圖 2)

$$Q_0 = Q_{kp} + 2P_s = Q_{kp} + \frac{2Q_{kp}}{m\eta} = Q_{kp} \left(1 + \frac{2}{m\eta} \right). \quad (5a)$$

此式按活繩的拉力取死繩的拉力, 因而使 Q_0 值略为增高。
死繩拉力的精确計算方法見第二章第六节吊升系統。

比較公式(5)和(5a)后可看出: 在同样的大鉤載荷下, 假如鋼絲繩的一端固定在游动滑車上, 則作用於天車和井架上的載荷將小些。可是当死繩不固定在游动滑車上时, 井架所受的載荷比較对称。因此鑽深井时, 游动滑車都按圖 2 那样裝置, 並且在死繩上裝一个指重表。

安裝天車时, 应使力 Q_0 作用於井架頂部的中心。当死繩固定在鑽台上时, 有效載荷可能垂直地作用於頂部的中心, 因而使井架受到均匀的載荷。因此死繩應該固定在絞車对面大門的旁边, 使死繩和活繩尽可能地对称。

井架各層承受着它上面的全部重量。

只有当繩繩受力时, 即在承受風載荷的情況下計算井架載荷时, 才考虑繩繩拉力的垂直分力; 而当繩繩起保險作用时, 为了簡化載荷的計算, 可以不計算其垂直分力。

四腿井架各部份受力的分析

假如力 Q_0 作用於 $DD_1D_2D_3$ 平面內, 它与鉛垂綫的交角为 α (圖 3)。当鋼絲繩的一端固定在游动滑車上时, Q_{kp} 和 P_s 兩力的合力与鉛垂綫所形成的夾角 α 小於力 P_s 与鉛垂綫間的夾角 α_1 , 在以后的計算中可以忽略不計; 当死繩固定在鑽台上时, 角 α 实际等於零。

D 和 D_1 兩支点的反作用力的垂直分力等於 $\frac{Q_0}{2}$ ，

井架頂部橫樑支持在井架的 B 、 B_1 、 C 和 C_1 四点上，該四点的反作用力的垂直分力均等於

$$P = \frac{Q_0}{4}. \quad (6)$$

这些力可以用下列方法来分解：

1) 作用在井架每个大腿上的力均为

$$P_1 = \frac{P}{\sin \gamma} = \frac{Q_0}{4 \sin \gamma}, \quad (7)$$

式中 γ ——井架大腿与水平面間的夾角；

2) 作用在頂部對角綫 BC_1 上的力

$$P_2 = P \operatorname{ctg} \gamma = \frac{Q_0}{4} \operatorname{ctg} \gamma; \quad (8)$$

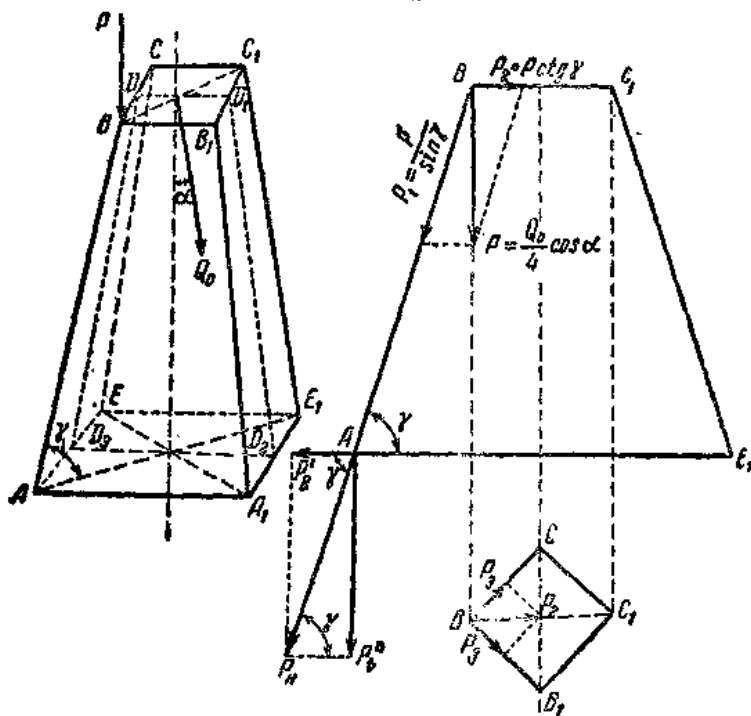


圖 3 四腿井架載荷的分佈

3) 作用在橫樑 BB_1 、 B_1C_1 、 CC_1 和 BC 上的力均為

$$P_3 = P_2 \cos 45^\circ = \frac{Q_0}{4\sqrt{2}} c; g \gamma. \quad (9)$$

計算井架的有效載荷時，也可以使用 A. M. 史坦別爾格工程師所提出的計算方法。

假定有效載荷為垂直的作用力，此力平均地作用在井架頂部的各結點上。同時假定頂部 $A_1B_1D_1C_1$ 和底部 $ABDC$ 均為正方形（圖 4）。那麼在井架頂部各結點上的載荷為

$$\frac{Q_0}{4} = P \text{ 公斤。}$$

必須把力 P 分解為三個分力：作用在井架大腿上的一個分力和沿 A_1B_1 、 A_1C_1 方向作用的兩個水平分力。

按照一定的比例，可用線段 A_1E 來代表合力 P 。 A_1E 等於井架的高度 H 。那麼所求的作用力 P 的三個分力可按同樣的比例分別用線段 AF 、 FE 和 A_1A 來代表。因為井架的橫截面是正方形的，所以

$$AF = FE = \frac{AB - A_1B_1}{2}.$$

因為井架大腿 A_1A 是稜邊為 AF 、 FE 和 A_1E 的平行六面體的对角線，因此

$$A_1A = \sqrt{AF^2 + FE^2 + A_1E^2}.$$

按照上面的公式算出 AF 、 FE 和 A_1A 的值以後，就得到所求的分力 P_1 和 P_2 ：

1) 井架大腿上的力

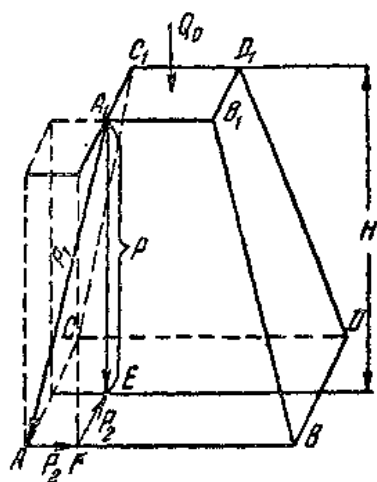


圖 4 四腿井架有效載荷的分佈

$$P_1 = P \frac{A_1 E}{A_1 E},$$

2) 正方形各边上的力

$$P_2 = P \frac{A E}{A_1 E},$$

用 a 代表上下兩边差的一半

$$a = \frac{AB - A_1 B_1}{2},$$

用 b 代表井架四个側平面的斜長

$$b = \sqrt{H^2 + a^2},$$

並用 c 代表井架大腿的長度

$$c = \sqrt{H^2 + a^2 + a^2} = \sqrt{H^2 + 2a^2}.$$

此时

$$P_1 = P \frac{C}{H}, \quad (10)$$

$$P_2 = P \frac{a}{H}, \quad (11)$$

式中 $A_1 E$ ——井架的高度 H 。

作用於井架頂部上的力 P_1 和 P_2 將使井架大腿和頂部四个橫樑受到壓縮(圖 4a)。

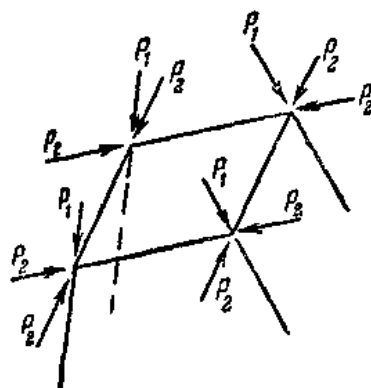


圖 4a 井架上部的作用力

假如說井架的側平面是靜定的，則各側面中的構件的主要應力是由水平載荷所產生的。垂直載荷僅使頂部構件和井架大腿中產生應力。水平力 P_2 的力系自相平衡；井架大腿中的四个斜向力 P_1 与基礎的反作用力相平衡。

假如井架側平面是靜不定的，則在各側面的構件中可能由

於溫度的改變和安裝的不精確而產生應力。當井架大腿和各構件截面間的比例採用一般的數值時，側面各構件的應力比井架大腿甚至比頂部四個橫樑的應力要小。

根據這種情況，並考慮到靜不定結構的計算既複雜又繁瑣，因而在計算靜不定結構的井架時，往往不考慮多餘的一些連接構件，而將井架作為靜定的結構來計算。這樣，由於未考慮一些連接構件，井架的安全系數將增大。

井架的自重

井架自重所產生的載荷可以根據井架上部的重量來計算，或者可以近似地在力 P_1 和 P_2 上乘一個系數。

在計算井架自重所產生的載荷時，應考慮井架圍板的重量。假如在橫撐上裝有圍板時，則應當對這些橫撐進行彎曲驗算。此時可把橫撐看作為兩端自由支撐的樑。

自重的垂直力分別作用於井架大腿上的各個結點上。這些垂直力可以根據各結點處所有桿件重量之半來算出。

每個結點所受的力，除包括根據有效載荷計算出的力 P 外，還有作用於該結點上的自重；並且在結點上的橫撐上還作用有水平力 P'_2 ，在該結點下部還作用有力 P'_1 。

井架大腿的最底部承受著最大的自重載荷。用 Q_0 代表井架上部的重量；在底座和第一層橫撐間的每一段井架大腿上所承受的自重載荷

$$P_0 = \frac{Q_0}{4 \sin \gamma}.$$

井架下部大腿內所受的合力

$$P_n = P_1 + P_0 = (Q_0 + Q_0) \frac{1}{4 \sin \gamma}. \quad (12)$$

作用在井架底部對角綫上的合力

$$P'_2 = P_n \cos \gamma = \frac{1}{4} \operatorname{ctg} \gamma (Q_0 + Q_a). \quad (13)$$

可將此力分解為作用在底部兩邊上的兩個水平分力

$$P'_3 = P'_2 \cos 45^\circ = \frac{1}{4} \frac{\operatorname{ctg} \gamma}{\sqrt{2}} (Q_0 + Q_a). \quad (14)$$

井架各構件垂直載荷的計算

井架各構件除承受靜載荷外，在鑽進和起下鑽過程中還承受各種動載荷以及振動。因此，井架載荷不可能計算得很精確。井架大腿的縱彎曲可根據雅辛斯基公式或第二種情況下（桿件兩端鉸支）的歐拉公式近似地求出；也可以利用系數 φ 按設計構筑物的技術條件來計算。

一般僅計算底座和第一層橫撐間的一段井架大腿的載荷。這一段大腿既承受有效載荷，又承受所有井架上部的自重載荷。該段大腿的長度往往大於其它上部各段大腿的長度。

第二種情況下的歐拉公式如下：

$$P_n = \frac{\pi^2 EJ}{\eta_y l^2}, \quad (15)$$

式中 E ——縱向彈性系數，公斤/公分²；

l ——兩個橫撐間的大腿長度，公分；

η_y ——穩定安全系數（對木材 $\eta_y = 4-7$ ；對鋼材 $\eta_y = 3-4$ ）；

J ——最小軸慣性矩，公分⁴。

對於圓斷面

$$J = \frac{\pi}{64} d^4 \approx 0.05 d^4 \approx 0.785 r^4,$$

對於環形斷面（管子）

$$J = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4) \approx 0.05 (d^4 - d_1^4),$$

式中 d ——外徑，公分；

d_1 ——內徑，公分；