

第二章 抽油井系统设计

抽油以其结构简单、适应性强和使用寿命长等特点，是目前主要的机械采油方法之一。对于抽油井进行系统设计，不仅可以进一步掌握所学过的理论知识，而且可以培养实际工程应用能力。

对于新投产或刚转抽的油井，一旦确定采用有杆泵采油方式进行生产时，便要对“三抽”设备（抽油泵、抽油杆和抽油机）进行合理的选择；当油井投产后，还必须检验抽油设备是否达到了设计要求。同时，当设备的工作性能及油层工作状态发生变化时，还要对原有的系统设备进行重新选择或调整。因此，对抽油井各设备的选择或工作状态判断是抽油井生产过程中需要经常进行的重要工作。

抽油井中的“三抽”设备彼此不是孤立的，而是相互联系和制约的。某一设备的工作状况发生的变化，必将影响其它设备是的正常工作。同时，抽油设备的选择又受地层条件、井筒条件、流体性质等多因素的制约。因此，要对抽油井进行合理地设计，应将油层到地面看作统一的整体来进行。

抽油井的系统设计，就是根据油井条件，选择合适的抽油设备，即选择抽油泵、抽油杆、抽油机及减速箱和电动机。油井产量和下泵深度是选择抽油设备的基本依据，而油井产量和下泵深度又是油井产能所决定的。因此，抽油井的系统设计，应从油层入手。

第一节 设计目的及要求

一、设计目的

抽油井系统设计是将抽油井从油层到地面看作是一个完整的系统，通过相关理论知识的学习和运用，掌握抽油井系统设计方法。具体讲就是学习和掌握油井产能计算方法、油井温度分布计算方法、原油粘温关系数据的回归分析方法、抽油设备的选择方法及抽油杆柱设计方法。

抽油井系统设计的目的是让学生通过自选一组基础数据，利用所学过的专业知识，在指导教师的指导下独立地完成并提交整个抽油井系统的设计方案，从而掌握抽油井系统中各个环节的设计方法，将理论知识运用到解决实际问题中去，通过该专题设计的训练，加强学生理论适应运用能力、掌握相关学科知识的综合能力、计算机技术应用能力，以及解决实际问题的工程应用能力。

二、设计要求

该专题设计的基本要求是利用基础生产数据、原油粘温关系数据，结合抽油机参数和有关抽杆、抽油泵等参数，对一口抽油井进行综合、系统分析、确定出合理的设计参数，选择

出合理的抽油设备，从而完成抽油井系统设计方案。

1.基础数据

进行抽油井系统设计时，需要一系列的基础数据，可在石油工程设计数据库及软件系统中自由选择。软件中提供的基础数据包括三个方面，即基础生产数据、原油粘温关系数据和抽油机参数。这些数据是抽油井系统设计的重要依据。

(1) 基础生产数据

基础生产数据主要有稳定试井、井下管柱、生产动态及有关物理化学数据，它是抽油井系统设计的基础，如表 2-1 所示。其中，有关热传导数据是计算井温分布的依据，是稠油井系统设计所必须的基础数据。

表 2-1 基础生产数据表

| | | | |
|-------|-----------|--------|--------------------------|
| 油层深度: | 1500.00m | 试油产液量: | 25m ³ /d |
| 套管内径: | 124.00mm | 试油流压: | 5.00MPa |
| 油管内径: | 62.00mm | 体积含水率: | 30% |
| 井底温度: | 75℃ | 原油密度: | 997.40kg/m ³ |
| 地层压力: | 10.00MPa | 地层水密度: | 1000.00kg/m ² |
| 饱和压力: | 7.00MPa | 原油比热: | 2100J/kg·℃ |
| 传热系数: | 2.5W/m·℃ | 地层水比热: | 4168.8J/kg·℃ |
| 地温梯度: | 3.3℃/100m | 设计沉没度: | 200.00m |

(2) 原油粘温关系数据

原油粘温关系数据是指现场实测的原油粘度随温度变化关系数据，它是稠油井确定摩擦载荷所必不可少的原油物性参数，如表 2-2 所示。

表 2-2 原油粘温关系数据表

| | | | | | | | | |
|-----------|------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| 温度, °C | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 |
| 粘度, mPa·s | 2680 | 1820 | 1240 | 900 | 600 | 420 | 310 | 230 |

(3) 抽油机参数

抽油机参数中主要用到其许用载荷、冲程与冲次配合数据，此外，许用扭乱及许用电机功率也是扭矩校核和功率校核的重要依据。石油工程设计数据库及软件系统可提供目前常用的 90 余种型号抽油机的规格参数，如表 2-3 所示。

表 2-3 宝鸡 CYJ10-3-48 型抽油机参数表

| 游梁前臂 (mm) | 游梁后臂 (mm) | 连杆长度 (mm) | 曲柄半径/冲程 (mm/m) | 冲次 (1/min) |
|--------------|--------------|--------------|---|----------------|
| 3000 | 2000 | 3330 | $\frac{570}{1.8}, \frac{745}{2.4}, \frac{895}{3.0}$ | 6.0, 9.0, 12.0 |

此外，如抽油杆和抽油泵规格参数等数据，也是系统选择设计所不可缺少的重要参数，可根据设计需要，查阅《采油技术手册》及有关文献资料。

2.设计要求

该专题设计的最终要求是，学生通过自由选择如上所示的基础数据，利用所学过的知识，完成规定的设计内容，并提交规范的设计报告。

（1）设计内容

抽油井系统设计内容如下：

- ① 计算出油井温度分布；
- ② 通过回归分析确定出原油粘温关系表达式；
- ③ 确定出该井的合理下泵深度；
- ④ 确定合适的冲程和冲次；
- ⑤ 选择合适的抽油泵；
- ⑥ 确定抽油杆直径及其组合；
- ⑦ 计算出悬点的最大和最小载荷；
- ⑧ 选择合适的减速箱和电动机。

（2）设计报告

要求学生自由选择基础数据（100 口井任一口井的基础数据）在教师的指导下独立地完成设计任务，最终以提交报告的形式完成本专题设计。设计报告的具体内容如下：

- ① 前言；
- ② 基础数据（可附后）
- ③ 基本理论；
- ④ 计算机程序及框图（可附后）；
- ⑤ 设计结果及分析；
- ⑥ 认识或结论；
- ⑦ 参考文献。

设计报告统一采用 A4 纸、碳素墨水书写或打印，要求文字端正、图表清晰、语言流畅，公式、参考文献等书写规范，论据充分，说服力强，达到工程设计的基本要求。

第二节 设计基础理论

在进行“三抽”设备选择之前，还应具备一定的基础理论，即需要确定油井产能、确定井温分布，以及确定原油粘温关系。这些基础理论是“三抽”设备选择和系统设计的重要依据。

一、抽油井系统组成及抽油设备

图 2-3 为游梁式有杆泵采油井的系统组成。它是以抽油机、抽油杆和抽油泵“三抽”为主的有杆抽油系统。其工作过程是：由动力机（通常为电动或柴油机、天然气发动机）经传动皮带将高速的旋转运动传递给减速箱，经三轴二级减速后，再由曲柄连杆机构将旋转运动变化游梁的上、下摆动。挂在驴头上的悬绳器通过抽油杆带动抽油泵柱塞作上、下往复运动，从而将原油抽汲至地面。抽油井所使用的设备，主要是指抽油机、抽油杆和抽油泵。此外，还有与抽油机相配合的减速箱和电动机。

1. 抽油机

抽油机是有杆泵采油的主要地面设备，按是否有游梁可将其分为游梁式和无游梁式两种类型。其中，按结构不同游梁式抽油机可为常规型、前置型和变型三种类型，无游梁式抽油机可分为链条式、增距式和宽带式三种类型：

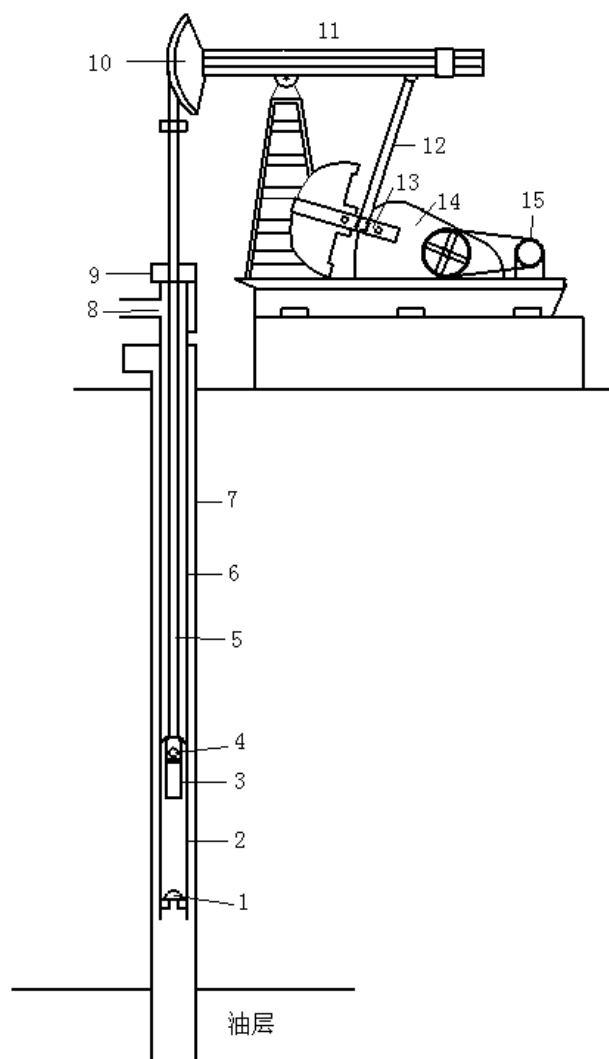
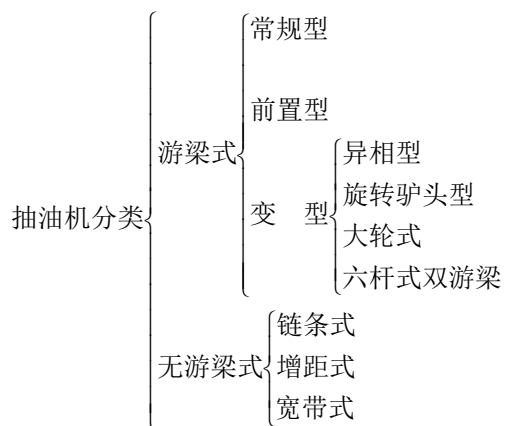


图 2-3 有杆泵抽油井的系统组成

1-吸入凡尔；2-泵筒；3-活塞；4-排出凡尔；5-抽油杆；6-油管；7-套管；8-三通；
9-盘根盒；10-驴头；11-游梁；12-连杆；13-曲柄；14-减速箱；15-动力机(电动机)



该专题特指游梁式抽油机，其特点是支架在驴头和曲柄连杆之间，上、下冲程时间相等，如图 2-4 所示。

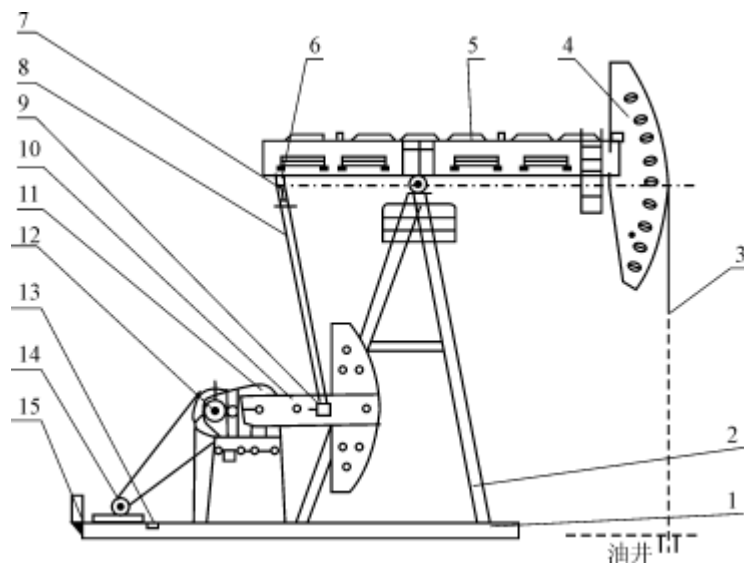
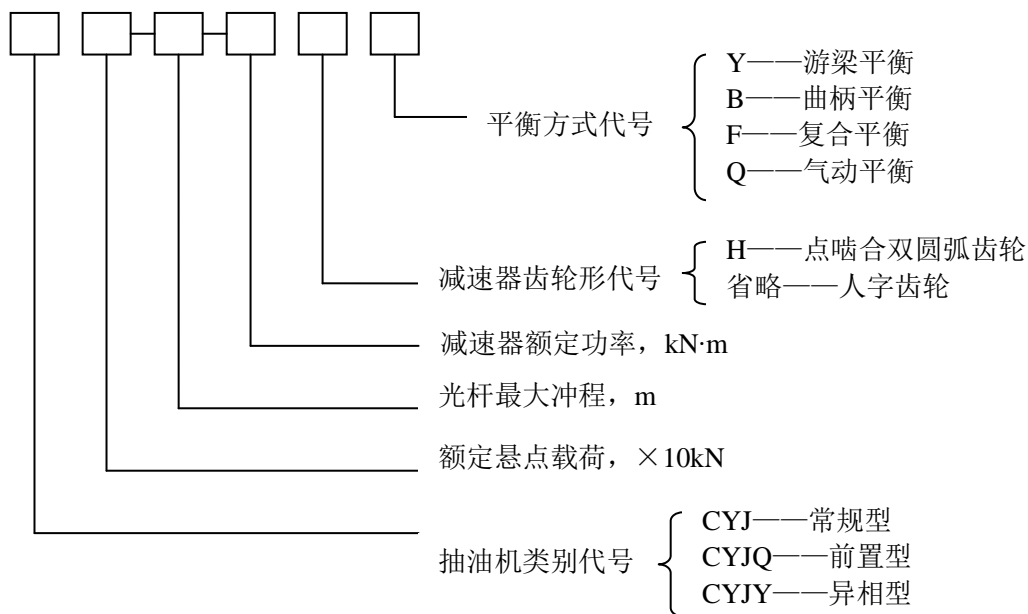


图 2-4 常规型游梁式抽油机结构示意图

- 1—底座；2—支架；3—悬绳器；4—驴头；5—游梁；
6—横梁轴承座；7—横梁；8—连杆；9—曲柄销装置；
10—曲柄装置；11—减速器；12—刹车保险装置；
13—刹车装置；14—电动机；15—配电箱。

游梁式抽油机的型号常表示如下：



例如，型号 CYJ8-3-37HB 代表的是常规型游梁式抽油机，其悬点载荷为 80kN，光杆的最大冲程为 3m，减速箱的额定扭矩为 37kN·m，减速器是采用点啮合又圆弧齿轮，并且抽油机采取曲柄平衡方式。

目前，常规型游梁式抽油机有 90 余种，其部分型号抽油机的基本参数见表 2-4，技术规

范见表 2-5，几何尺寸见表 2-6 所示，其它型号的有关参数可查阅《采油技术手册》。

表 2-4 部分型号游梁式抽油机基本参数

| 序号 | 抽油机规格代号 | 额定悬点载荷/kN | 光杆最大冲程/m | 减速器额定扭矩/kN•m |
|----|-----------|-----------|----------|--------------|
| 1 | 2-0.6-2.8 | 20 | 0.6 | 2.8 |
| 2 | 3-1.2-6.5 | 30 | 1.2 | 6.5 |
| 3 | 3-1.5-6.5 | | 1.5 | |
| 4 | 3-2.1-1.3 | | 2.1 | 13 |
| 5 | 4-1.5-9 | 40 | 1.5 | 9 |
| 6 | 4-2.5-13 | | 2.5 | 13 |
| 7 | 4-3-18 | | 3 | 18 |
| 8 | 5-1.8-13 | 50 | 1.8 | 13 |
| 9 | 5-2.1-13 | | 2.1 | |
| 10 | 5-2.5-18 | | 2.5 | 18 |
| 11 | 5-3-26 | | 3 | 26 |
| 12 | 6-2.5-26 | 60 | 2.5 | 26 |

表 2-5 部分型号游梁式抽油机技术规范

| 序号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|-----------------------|----------------------------------|---------------|---------------|-----------------|--------------------|
| CYJ3-1515A | CYJ-1.5-6.5HB | CYJ3-2.1-13HB | CYJ3-2.1-13HB | CYJ5-2.1-13HB | CYJ5-1.8-13HF |
| 制造厂 | 大安 | 玉门 | 二机 | 二机 | 玉门 |
| 许用载荷, kN | 30 | 30 | 30 | 50 | 50 |
| 冲程, m | 0.75,0.90,1.03 1.17,1.31,1.45 | 0.9,1.2,1.5 | 1.4,1.7,2.1 | 1.4,1.8,2.1 | 0.9,1.2 1.5,1.8 |
| 曲柄回旋半径, mm | 370,445,511,503 655,725 | 365,435,505 | 495,595,720 | 380,500,620,740 | |
| 冲 次 min ⁻¹ | 7,10,15 | 9,12,15 | 6,9,12 | 6,8,12 | 6,9,12 |
| 皮带轮直径直 径,mm | 102,142,212 | | 167,245,322 | 170,250,328 | |
| 结构不平衡重, kN | 0.90 | | 33.5 | 33.5 | |
| 曲柄重心, mm | 350 | | 540 | 540 | |
| 单块曲柄质量, kg | 466 | 530 | 467 | 467 | 522.5 |
| 平衡块数量 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| 单块平衡块质量, kg | 210 | 310 | 230 | 470 | 500 |
| 总质量,kg | 4945 | 4570 | 6139 | 6139 | 8780 |

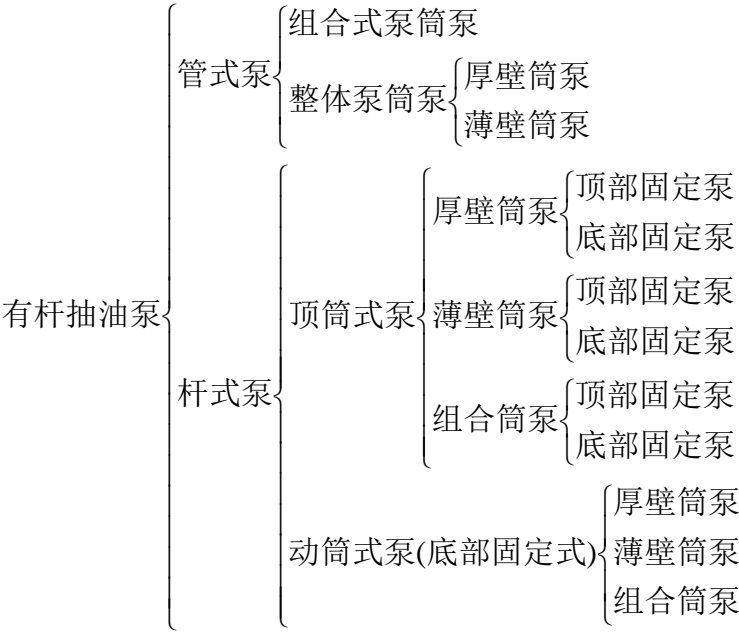
表 2-6 部分型号游梁式抽油机几何尺寸

| 序 号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|--------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| CYJ3-1515A | CYJ3-1.5-6.5HB | CYJ3-2.1-13HB | CYJ3-2.1-13HB | CYJ5-2.1-13HB | CYJ5-1.8-13HF |
| 制造厂 | 大安 | 玉门 | 二机 | 二机 | 玉门 |
| a,mm | 1500 | 1790 | 2100 | 2100 | 2100 |
| b,mm | 1500 | 1320 | 1500 | 1500 | 1500 |
| L,mm | 1670 | 1960 | 1800 | 1800 | 2100 |
| H,mm | 3075 | 3120 | 3200 | 3200 | 3500 |
| G,mm | 1105 | 1260 | 1400 | 1400 | 1400 |
| H-G,mm | 1970 | 1860 | 1800 | 1800 | 2100 |
| I,mm | 1425 | 1845 | 1320 | 1320 | 1320 |
| R,mm | 1000 | | 1300 | 1300 | |
| R,mm | 1500 | 1774 | 2100 | 2100 | 2080 |
| 曲柄偏置角/° | 0 | 14 | 0 | 0 | 0 |
| 外形尺寸（长× 宽×高）/mm | 5310×1400×4030 | 5770×1340×3985 | 5490×1940×4374 | 5490×1940×4374 | 5870×1768×4720 |

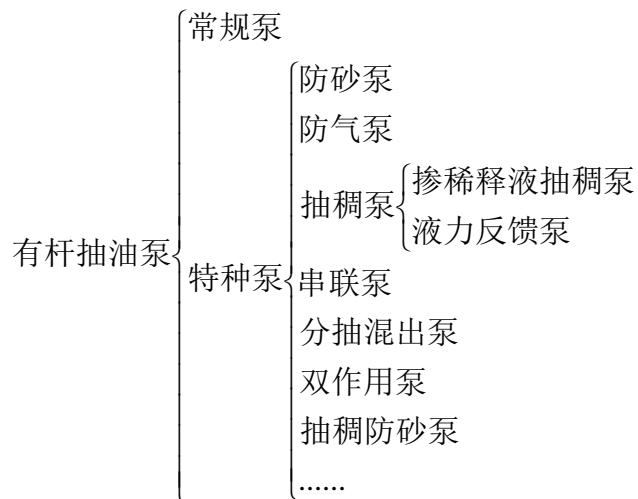
2.抽油泵

抽油泵是有杆泵抽油系统中的主要设备，作业时在下井油管柱的下部，沉没在井液中，通过抽油机、抽油杆传递动力直接进行油井内液体的抽汲。

抽油泵按其结构不同，可分为管式泵和杆式泵：



从用途上又可分为常规泵和特种泵：



(1) 抽油泵的结构与工作原理

抽油泵的结构组成如图 2-5 所示。抽油泵的工作原理如图 2-6 所示。

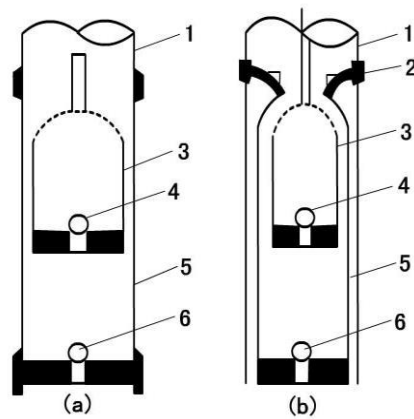


图 2-5 抽油泵结构示意图

(a)-管式泵; (b)-杆式泵

1-油管; 2-锁紧卡; 3-活塞; 4-游动凡尔; 5-工作筒; 6 固定凡尔

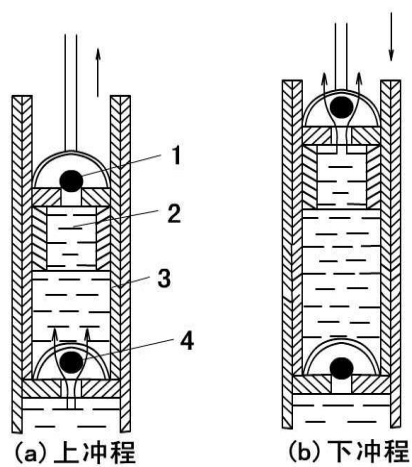


图 2-6 抽油泵的工作原理

1-排出阀; 2-活塞; 3-衬套; 4-吸入阀

游动阀又叫做排出阀，固定阀又叫做吸入阀。

① 管式泵

如图 2-5(a)所示，管式泵是把外筒和衬套在地面组装好，接在油管下部先下入井内，然后投入固定凡尔，最后把活塞接在抽油杆柱下端下入泵筒内。

管式泵的特点是：结构简单、成本低；在相同油管直径下允许下入的泵径较杆式泵大，因而排量较大；但检泵时需起出油管，修井工作量大。因此，管式泵适用于下泵深度不大、产量较高的井。

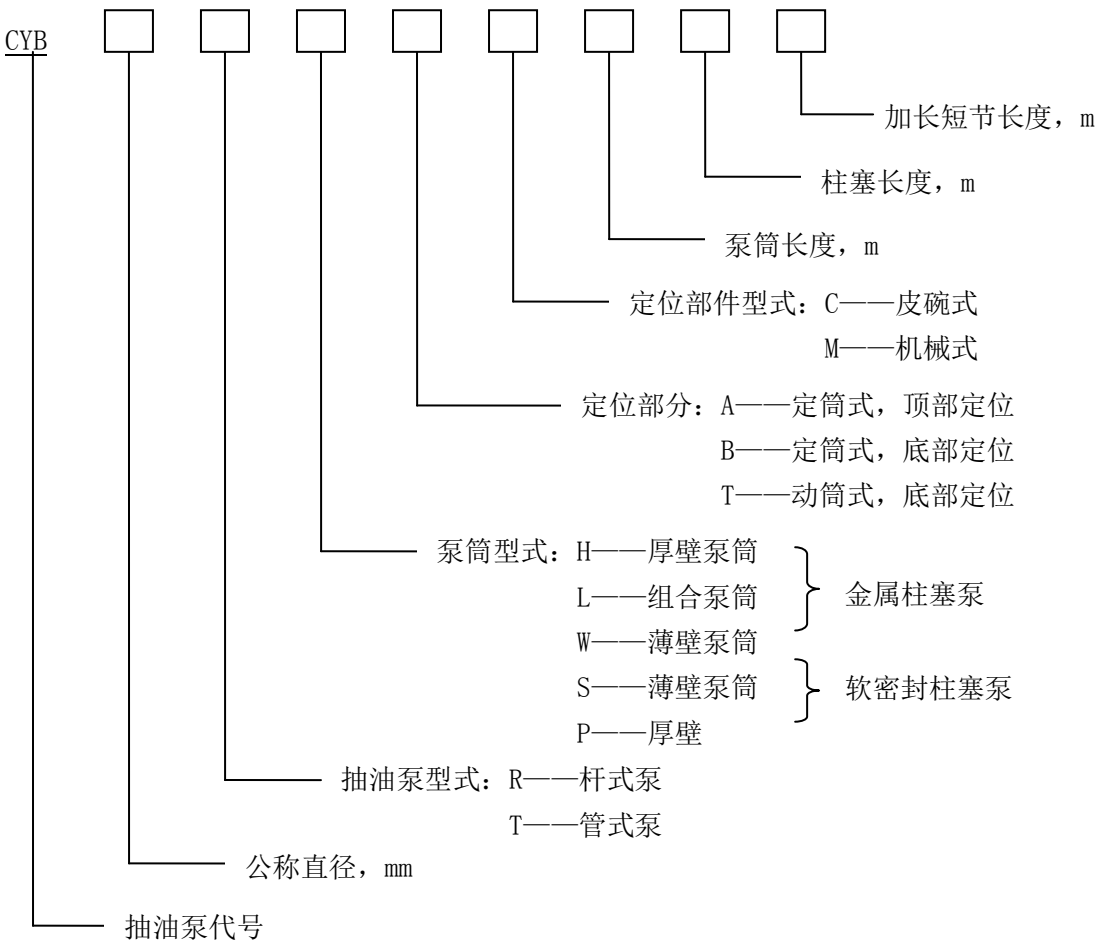
② 杆式泵

如图 2-5(b)所示，杆式泵是整个泵在地面组装好后接在抽油杆柱的下端，整体通过油管下入井内，由预先安装在油管预定位置上的卡簧固定在油管上。

杆式泵的特点是：检泵不需起出油管，检泵方便；结构复杂，制造成本高，在相同油井下允许下入的泵径比管式泵小，排量较小。因此，杆式泵适用于下泵深度较大，但产量较低的井。

(2) 抽油泵的结构型式的表示方法

抽油泵的型号采用下列表示法：



(3) 抽油泵及泵阀的基本参数

根据 SY5059-91 标准，杆式泵具有 6 种直径规格，整体泵筒管式泵具有 7 种直径规格，而组合泵筒管式泵具有 5 种直径规格，如表 2-7 所示。它们分别适应于不同管柱条件和排量

范围的油井。

对于一定规格的抽油泵，将有一定规格的球阀与之相对应。表 2-8 为国产抽油泵常用的阀球规格参数。

表 2-7 抽油泵参数表（SY5059-91）

| 基本 泵型 | | 泵的直径 mm | | 柱塞 长度 系列 m | 加长 短节 长度 m | 联接油管 外径 mm | 柱塞冲程 长度范围 m | 理论 排量 M³/d | 联接轴 油杆螺纹 直径 mm | | |
|-------------|------------------|------------|----------|---------------------|---------------------|------------------|-------------------|------------------|-------------------------|--|--|
| | | 公称 直径 | 基本 直径 | | | | | | | | |
| 杆 式 泵 | | 32 | 31.8 | 0.6 | 0.3 | 48.3,60.3 | 1.2~6 | 14~69 | 23.813 | | |
| | | 38 | 38.1 | 0.9 | | 60.3,73.0 | 1.2~6 | 20~112 | 26.988 | | |
| | | 44 | 44.5 | 1.2 | 0.6 | 73.0 | 1.2~6 | 27~138 | 26.988 | | |
| | | 51 | 50.8 | 1.5 | | 73.0 | 1.2~6 | 35~173 | 26.988 | | |
| | | 57 | 57.2 | 1.8 | 0.9 | 88.9 | 1.2~6 | 44~220 | 26.988 | | |
| | | 63 | 63.5 | 2.1 | | 88.9 | 1.2~6 | 54~259 | 30.163 | | |
| 管 式 泵 | 整 体 泵 阀 | 32 | 31.8 | 0.6 | 0.3 | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 7~69 | 23.813 | | |
| | | 38 | 38.1 | | | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 10~112 | 26.988 | | |
| | | 44 | 44.5 | | | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 14~138 | 26.988 | | |
| | | 44 | 45.2 | | | 73.0 | 0.6~6 | 22~220 | 26.988 | | |
| | | 57 | 57.2 | 0.9 | 0.6 | 88.9 | 0.6~6 | 33~328 | 30.163 | | |
| | | 70 | 69.9 | | | 101.6 | 1.2~6 | 93~467 | 30.163 | | |
| | | 83 | 83 | | | 114.3 | 1.2~6 | 122~613 | 34.925 | | |
| | | 95 | 95 | | | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 7~69 | 23.813 | | |
| | 组 合 泵 筒 | 32 | 32 | 1.2 | 0.9 | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 10~128 | 26.988 | | |
| | | 38 | 38 | | | 73.0 | 0.6~6 | 13~128 | 26.988 | | |
| | | 44 | 44 | | | 73.0 | 0.6~6 | 21~220 | 26.988 | | |
| | | 56 | 56 | | | 88.9 | 0.6~6 | 33~328 | 30.163 | | |
| | | 70 | 70 | | | 1.5 | | | | | |
| | | | | | | | | | | | |

表 2-8 标准阀球直径规格

| 序号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 尺寸符号 | V11-125 | V11-150 | V11-175 | V11-200 | V11-225 | V11-250 |
| 阀球直径 | 19.050 | 23.813 | 28.575 | 31.750 | 34.925 | 38.100 |
| 序号 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 126 |
| 尺寸符号 | V11-250 | V11-275 | V11-325 | V11-375 | V11-425 | V11-475 |
| 阀球直径 | 42.683 | 50.800 | 57.150 | 63.500 | 69.850 | 76.200 |

游动阀直径与抽油泵直径的配合关系，可由下式近似表示

$$D_f = 0.7D_p - 3.6 \quad (2-14)$$

式中 D_f ——阀球直径，mm；

D_p ——抽油泵直径，mm。

根据计算结果，应取最为接近的标准球。

对于固定阀，阀球直径应比游动阀大 0~2 个档位。

抽油井系统设计计算主要是悬点载荷计算。其中，计算摩擦载荷时将要涉及到阀孔直径等参数，这里由表 2-9 给出。

表 2-9 阀孔直径规格

| 序号 | 项 目 | 带护锥式 | 不全研合式 | 圆倒角式 |
|----|--------|----------|--|--|
| 1 | 阀口简图 | | | |
| 2 | 阀球直径 | D_f | 由表 2-9 选取 | |
| 3 | 密封锥半锥角 | a | 推荐 $a = 35^\circ$ | |
| 4 | 研合宽度 | a | 推荐 $a = 0.4\sqrt{D_f}$ | $a = 0 \quad (D_f < 25)$ $a = 1.6 \quad (25 < D_f < 50)$ $a = 2.4 \quad (50 < D_f < 80)$ |
| 5 | 下段母线长度 | a_1 | $a_1 = 0 \quad (D_f < 25)$ $a_1 = 1.6 \quad (25 < D_f < 50)$ $a_1 = 2.4 \quad (50 < D_f < 80)$ | |
| 6 | 圆倒角半径 | r | $r = 0.5 \quad (D_f < 25)$ $r = 1.0 \quad (25 < D_f < 50)$ $r = 1.5 \quad (50 < D_f < 80)$ | $r = 2.5 \quad (D_f < 25)$ $r = 4.0 \quad (D_f > 25)$ |
| 7 | 研合深度 | δ | $\delta = 0.04$ | $\delta_r = 0.5(2r - \sqrt{4r^2 - a^2})$ $\delta_D = 0.5(D_f - \sqrt{D_f^2 - a^2})$ $\delta = \delta_r + \delta_D$ |
| 8 | 节径 | d | $d = D_f \cos \alpha$ | |
| 9 | 阀座孔径 | d_0 | $d_0 = D_f \cos \alpha - a \sin \alpha$ | $d_0 = d - (a + 2a_1) \sin \alpha$ |
| | | | | $d_0 = d + 2(r - \delta) \cos \alpha - 2r$ |

3.抽油杆

常用的抽油杆主要有普通抽油杆、玻璃纤维抽油杆和空心抽油杆三种类型。设计所用抽油杆是指普通型抽油杆，如图 2-7 所示。

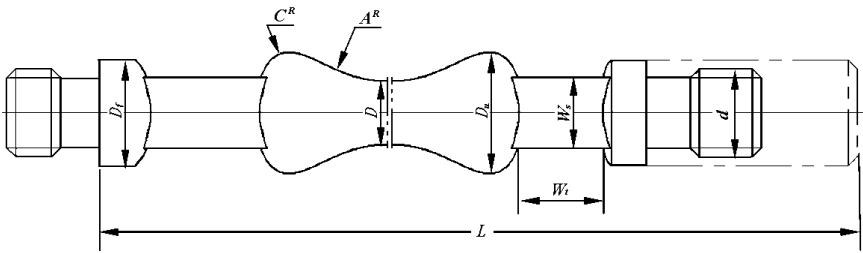


图 2-7 普通抽油杆

抽油杆的直径规定为 13, 16, 19, 22, 25, 29mm 六种规格，抽油杆的长度一般为 8000mm 或 7620mm.为了调节抽油杆柱的长度，还有长度各为 410, 610, 910, 1220, 1839, 2440, 3050, 3660mm 的短抽油杆（见表 2-10）。

表 2-10 普通抽油杆规格参数表

| 规格 | 杆体 直径 D | 螺纹 公称 直径 in | 推承面台肩 外圆直径 D_f | 扳手方颈 宽度 $W_s \pm 0.8$ | 扳手方 颈长度 W_t | 凸缘 直径 D_u | $C^{R+1.60}_{-0.40}$ | $A^R \pm 3.17$ | 抽油杆长度 $L \pm 50$ | |
|-------|----------------------|------------------------|------------------------|-----------------------------|---------------------|------------------------|----------------------|----------------|---------------------|---|
| | | | | | | | | | 抽油 杆 | 短抽 油杆 |
| CYG13 | $13^{+0.25}_{-0.36}$ | $\frac{3}{4}$ | $25.4^{+0.13}_{-0.25}$ | 15.9 | 19.1 | $22.2^{+0.13}_{-3.17}$ | 3.17 | 38.1 | 8000 | 410 610 910 1220 1830 2440 3050 3660 |
| CYG16 | $16^{+0.25}_{-0.36}$ | $\frac{5}{16}$ | $31.8^{+0.13}_{-0.25}$ | 22.2 | 31.8 | $31.0^{+0.13}_{-3.17}$ | 3.17 | 47.6 | | |
| CYG19 | $19^{+0.25}_{-0.41}$ | $1\frac{1}{16}$ | $38.1^{+0.13}_{-0.25}$ | 25.4 | 31.8 | $35.7^{+0.13}_{-3.17}$ | 3.17 | 57.1 | | |
| CYG22 | $22^{+0.30}_{-0.41}$ | $1\frac{3}{16}$ | $41.3^{+0.13}_{-0.25}$ | 25.4 | 31.8 | $38.1^{+0.13}_{-3.17}$ | 4.76 | 66.7 | | |
| CYG25 | $25^{+0.30}_{-0.46}$ | $1\frac{3}{8}$ | $50.8^{+0.13}_{-0.25}$ | 33.3 | 38.1 | $48.4^{+0.13}_{-4.76}$ | 4.76 | 76.2 | | |
| CYG29 | $29^{+0.30}_{-0.51}$ | $1\frac{9}{16}$ | 57.2 ± 0.38 | 38.1 | 41.3 | $55.6^{+0.13}_{-4.76}$ | 4.76 | 85.7 | 7620 | |

表 2-11 抽油杆的奥金格许用应力[]值

| 适用泵径 mm | 钢牌号 | 热处理类型 | 许用应力 $[\delta_{-1}]$ |
|--------------|-------------|-------|----------------------|
| | | | MPa |
| 28、32、38、43 | 40 号碳钢 | 正 火 | ≤ 70 |
| | 20NiMo 合金钢 | 正 火 | ≤ 90 |
| 28、32、38、43 | 40 号碳钢 | 高频淬火 | ≤ 120 |
| 55、70、83、95 | 40 号碳钢 | 高频淬火 | ≤ 100 |
| 28、32、38、43 | 20 NiMo 合金钢 | 高频淬火 | ≤ 130 |
| 55、70、83、95 | 20NiMo 合金钢 | 高频淬火 | ≤ 110 |

一些规范和标准常将普通抽油杆分为 C 级、D 级和 K 级三个等级，分别采用碳钢或锰钢、

碳钢或合金钢、镍铝合金钢等材料制造。C 级抽油杆用于轻、中负荷的油井，D 级用于中、重负荷的油井，K 级则用于轻、中负荷并有腐蚀性的油井。

二、油井产能

所谓油井产能，是指油井的生产能力，常用采油指数来衡量。采油指数是指油井产量随流压的变化率，用公式表示

$$J_0 = -\frac{dq_0}{dp_{wf}} \quad (2-1)$$

采油指数太小，反映了油层物性、流体参数，泄油面积以及完井条件对油井产量的综合影响。采油指数越大，表明油层向该井的供油能力越强，即在相同流压条件下，采油指数越大，则油井量就越高。

对于单相渗流 ($p_{wf} > p_b$)，由于各参数随压力变化很小，可忽略这种变化，流入动态曲线则呈现线性关系，即：

$$q_0 = J_0 (\bar{p}_r - p_{wf}) \quad (2-2)$$

式中： q_0 ——对应于井底流压 p_{wf} 下的油井产量；

p_{wf} ——井底流压；

\bar{p}_r ——平均地层压力；

p_b ——饱和压力；

J_0 ——采油指数。

对于两相渗流 ($\bar{p}_r < p_b$)，流入动态曲线则呈现非线性关系，可由沃格尔 (Vogel) 方程来描述，即：

$$q_0 = q_{o\max} \left[1 - 0.2 \frac{p_{wf}}{\bar{p}_r} - 0.8 \left(\frac{p_{wf}}{\bar{p}_r} \right)^2 \right] \quad (2-3)$$

式中： q_0 ——对应于井底流压 p_{wf} 下的油井产量；

$q_{o\max}$ ——油井的极限产量；

p_{wf} ——井底流压；

p_b ——饱和压力；

\bar{p}_r ——平均地层压力。

对于单相与两相相合型 ($p_{wf} < p_b < \bar{p}_r$)，则流入动态方程为一段函数，可由如下一组方程表达：

$$\begin{cases} q_0 = J_0 (\bar{p}_r - p_f) & (p_f > p_b) \end{cases} \quad (2-4)$$

$$\begin{cases} q_0 = q_b + q_c \left[1 - 0.2 \frac{p_f}{p_b} - 0.8 \left(\frac{p_f}{p_b} \right)^2 \right] & (p_f < p_b) \end{cases} \quad (2-5)$$

$$q_b = J_0 (\bar{p}_r - p_b) \quad (2-6)$$

$$q_c = \frac{p_b}{1.8} J_0 \quad (2-7)$$

式中： q_o ——对应于井底流压 p_{wf} 下的油井产量；

q_b ——单向流的极限产量；

q_c ——两相流的极限产量；

p_{wf} ——井底流压；

p_r ——平均地层压力；

p_b ——饱和压力；

J_o ——采油指数。

根据以上相应类型的产能计算公式，便可绘制出油井的流入动态曲线。利用该曲线，便可确定出设计排量（开发方案或调整方案中给出）所对应的井底流压，以便进一步根据油井条件确定沉没度，最终确定下泵深度。

当设计排量未知时，可根据油井条件和现场实际，确定出设计排量大小。确定时，应注意使 $q_o/q_{o\max}$ 的值具有一个合理水平。其值越大，油井产量越高，但井底压力过低将增加井筒举升的难度；反之，液面过高而产量过小，将不能充分发挥出油井产量的作用。

三、井温分布计算

由地面到油层温度是按地温梯度逐渐增加的。所谓地温梯度，即深度每增加 100m 地层温度的升高值。而在井筒中，由于地层流体不断地向上流动，地层流体便作为热载体将热量也不断地携带上来。通过套管、水泥环向地层传导。因此，井温总是比地温要高。

原油的粘度随温度变化非常敏感，即表现为升温降特性。并且，原油越稠，这种升温降粘作用越显著。原油或流体的粘度大小，将直接影响摩擦载荷，从而影响悬点载荷和杆柱设计结果。因此，实际中，应采用井温而不应采用地温来进行系统设计。

对于稀油井，由于摩擦载荷很小，用地温代替井温对设计结果不会产生较大误差；但对于稠油井来说，由于摩擦载荷很大，将导致悬点最大载荷增加和最小载荷减小。由于下行阻力过大，还将出现抽油杆弯曲和抽油杆漂浮现象。而稠油井常常采取加热降粘来生产，因此稠油井设计时，必须采用井温而不能用地温。

在井筒上截取 dL 长的一段微元（如图 2-1 所示），假设：

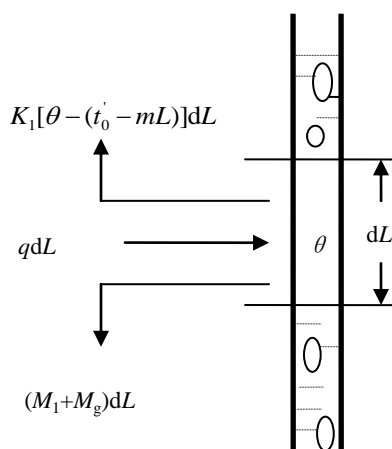


图 2-1 井筒微元的能量平衡

（1）脱气及气体的膨胀功正好等于油气混合物举升所需要的功；

(2) 析蜡所释放的熔解热均匀分布于全井筒, 并作为一种内热源。
则, 可写出能量平衡方程式如下

$$\left[K_1 [\theta - (t'_0 - mL)] + (M_1 + M_g)g - q_1 \right] dL = -Wd\theta \quad (2-8)$$

式中 θ ——油管中 L 位置处原油的温度, $^{\circ}\text{C}$;

K_1 ——总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^{\circ}\text{C})$;

t'_0 ——井底原油温度, $^{\circ}\text{C}$;

m ——地层温度梯度, $^{\circ}\text{C}/\text{m}$;

M_1 ——井液的质量流量, kg/s ;

M_g ——井筒中气体质量流量, kg/s ;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

q_1 ——内热源, W/m ;

W ——水当量, $\text{W}/^{\circ}\text{C}$ 。

水当量 W 可如下计算:

$$W = M_1 C_1 + M_g C_g \quad (2-9)$$

式中 C_1 ——产出液体的比热, $\text{J}/(\text{kg}^{\circ}\text{C})$;

C_g ——产出气体的比热, $\text{J}/(\text{kg}^{\circ}\text{C})$ 。

式 (2-8) 之通解为:

$$\theta = C \exp\left(-\frac{K_1}{W} L\right) + (t'_0 - mL) + \frac{Wm + q_1}{K_1} \quad (2-10)$$

其中

$$C = \left[(\theta_0 - t'_0 + mL_0) - \frac{Wm + q_1}{K_1} \right] \exp\left(-\frac{K_1}{W} L_0\right) \quad (2-11)$$

式中 θ_0 ——计算段起点温度, $^{\circ}\text{C}$;

L_0 ——计算段起点高度, m 。

当取井底为计算段起点位置时, 即 $L_0 = 0, \theta_0 = t'_0$, 则

$$C = -\frac{Wm + q_1}{K_1}$$

将上式代入到 (2-10) 中, 可得到井筒的能量方程为:

$$\theta = \frac{Wm + q_1}{K_1} \left[1 - \exp\left(-\frac{K_1}{W} L\right) \right] + (t'_0 - mL) \quad (2-12)$$

式(2-12)便是计算常规采油和井筒加热时沿井深温度分布的基本能量方程式。对于常规采油来说,可取 $q_1 = 0$

在同一口油井,地温梯度 m 和井底温度 t'_0 都是不变的,传热系数 K_1 则受地层物性和地层热阻、油管环形空间介质及其物性和油井的产量等多种因素的影响,而产量对 K_1 的影响较小。故在一定的地层条件及井筒状况下,也可近似地认为 K_1 为一常数。这样,整个井筒的温度分布就只受与油井产量有关的水当量 W 和距井底的距离 L 的影响。

以表 2-1 为基础数据,根据式(2-12)计算出任一深度算的井温和地温值,然后绘制出温度分布曲线,如图 2-2 所示。

温度分布曲线表明,对于 1500m 井深,井底温度为 80℃时,井口温度为 42℃。而按地温计算,井口温度则为 32℃。井口处的井温与地温相差近 10℃.由此可以看出,用地温代替井温,将会给系统设计带来很大的误差。

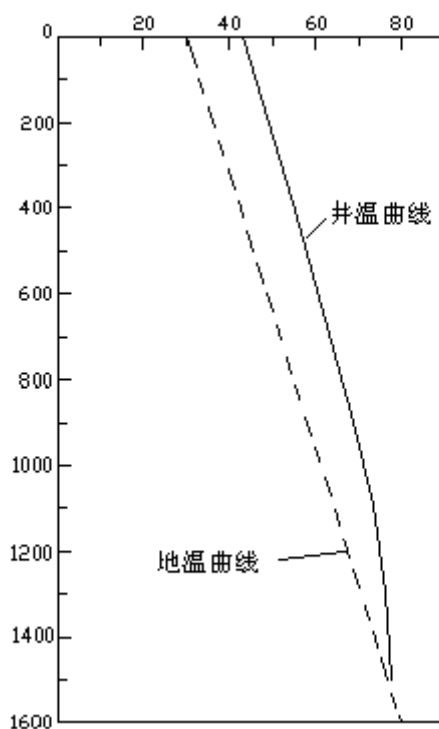


图 2-2 井温分布

四、原油粘温关系

原油的粘度是随温度的升高而下降,而且原油的粘度越高,其随温度升高而下降的幅度就越大。因此,与稀油相比,稠油的粘度随温度变化而为敏感。准确地确定原油粘度随温度的变化关系,对于合理地进行抽油井系统选择设计具有重要意义,尤其对稠油井来说,其粘温关系尤为重要。

确定原油粘温关系的另一方面的意义,是便于计算程序化。目前,计算机应用技术已广泛应用于石油工程领域,从而可以解决以往人工所难以解决的许多问题。为便于计算程序化,

往往将一些实测关系数据，通过回归分析拟合出相关式。

研究表明，大部分原油的粘温关系服从指数规律，可用下式表达：

$$\mu = \frac{a}{t^b} \quad (2-13)$$

式中 μ ——原油的动力粘度，mPa·s；

t ——原油的温度，℃；

a ——系数常数；

b ——温度指数。

表 2-2 所示的实测粘温数据拟合（拟合程序参见附录 2）得： $a = 10^{9.786}$ ， $b = 3.9482$ 。
对于不同区块原油 a 、 b 的取值不，见表 2-12。

表 2-12 某油田部分区块原油粘温关系的 a 、 b 值

| 区块名 | a | b |
|------|---------------------------|-------|
| 齐 40 | 5.348059×10^9 | 3.814 |
| 欢 17 | 1.923503×10^{10} | 4.189 |
| 于 I | 6.882476×10^{12} | 5.458 |
| 于 II | 2.414668×10^{11} | 4.829 |
| 兴 I | 6.090534×10^9 | 4.137 |
| 兴 II | 8.642859×10^9 | 3.948 |
| 冷 37 | 7.890418×10^{14} | 5.979 |

由上分析可知，井筒中任一点处的温度都不相同，将使原油及混合物的粘度变化很大，从而使得各段杆柱的摩擦载荷大不相同。为了使抽油杆柱设计结果更加符合实际，应充分考虑井液粘度的变化情况。即根据油井温场分布，计算出某一点的温度，由该温度求出原油的粘度以及混合物的粘主，再进行抽油杆柱设计。

五、抽油机悬点载荷计算

抽油机在工作时悬点所承受的载荷，是进行抽油设备选择及工作状况分析的重要依据。因此，在进行抽油设备选择之前，必须掌握抽油机悬点载荷的计算方法。

抽油机在正常工作时，悬点所承受的载荷根据其性质可分为静载荷、动载荷以及其它载荷。静载荷通常是指抽油杆柱和液体住所受的重力以及液柱对抽油杆柱的浮力所产生的悬点载荷；动载荷是指由于抽油杆柱运动时的振动、惯性以及摩擦所产生的悬点载荷；其它载荷主要有沉没压力以及井口回压在悬点上形成的载荷。

1. 抽油杆柱的重力产生的悬点静载荷

抽油杆柱所受的重力在上、下冲程中始终作用在悬点上，其方向向下，故意增加悬点载荷，抽油杆柱的重力为：

$$W_r = \rho_s g f_r L \quad (2-15)$$

式中 W_r ——抽油杆柱的重力, N;

ρ_s ——抽油杆材料(钢)的密度,

g ——重力加速度, 取 9.807m/s^2

f_r ——抽油杆截面面积, m^2

L ——抽油杆柱长度, m。

2.液柱的重力及对抽油杆柱的浮力产生的悬点载荷

在上冲程中, 液柱的重力作用于悬点上, 其方向向下, 使得悬点载荷增加; 而在下冲程中, 液柱的重力作用于油管上, 因而对悬点载荷没有影响。但是, 由于液柱对抽油杆柱产生浮力, 其方向向上, 因而使得悬点载荷减小。上、下冲程中由液柱产生的悬点载荷的大小分别为:

$$W_1 = \rho_1 g (f_D - f_r) L \quad (2-16)$$

$$W_{1r} = \rho_1 g f_r L \quad (2-17)$$

式中 W_r ——上冲程中由液柱的重力产生的悬点载荷, N;

W_{1r} ——下冲程中由液柱对抽油杆的浮力产生的悬点载荷, N;

f_p ——活塞截面积, m^2

ρ_1 ——抽汲液体的密度, kg/m^3 。

3.振动载荷与惯性载荷

抽油机从上冲程开始到液柱载荷加载完毕, 这一过程之为初变形期。初变形期之后, 抽油杆才带动活塞随悬点一起运动。

抽油杆柱本身是一个弹性体, 在周期性交变力的作用下做周期性变速运动, 因而将引起抽油杆柱做周期性的弹性振动。这种振动还将产生振动冲击力, 这个力作用于悬点上形成振动载荷。同时, 变速运动将产生惯性力, 作用于悬点上便形成惯性载荷。

据资料和实践, 液柱载荷一般都不会在活塞上(即抽油杆下端)产生明显的动载荷。因此, 在下面的讨论中忽略了液柱对抽油杆柱动载荷的影响。

(1) 抽油杆柱的振动引起的悬点载荷

在初变形期末激发起的抽油杆柱的纵向振动, 可用一端固定、一端自由细长杆的自由纵振动微分方程来描述:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (2-18)$$

式中 u ——抽油杆柱任一截面的弹性位移;

x ——自悬点到抽油杆柱任意截面的距离;

a ——弹性波在抽油杆柱中的传播速度, 等于抽油杆中的声速;

t ——从初变形期末算起的时间。

假定悬点载荷在初变形期的变化接近于静变形, 沿杆柱的速度按直线规律分布, 则微方程的初始条件和边界条件分别为:

初始条件

$$u|_{t=0} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial t}|_{t=0} = -v \frac{x}{L}$$

边界条件

$$u|_{x=0} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=L} = 0$$

式中 v ——初变形期末抽油杆柱下端（活塞）相对于悬点的运动速度。

根据分离变量法，令 $u(x,t)=X(x) \cdot T(t)$ ，则式（9-17）可化成：

$$\frac{X''(x)}{X(x)} = \frac{T''(t)}{a^2 T(t)} \quad (2-19)$$

令

$$\frac{X''(x)}{X(x)} = \frac{T''(t)}{a^2 T(t)} = -\lambda$$

则得：

$$X''(x) + \lambda X(x) = 0 \quad (2-20)$$

$$T''(t) + a^2 \lambda T(t) = 0 \quad (2-21)$$

式中 λ ——待定常数。

在以上初始条件和边界条件下，当 $\lambda > 0$ 时方程组才有解。方程组的解为：

$$u(x,t) = \frac{-8v}{\omega_0 \pi^2} \sum_0^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^3} \sin(2n+1)\omega_0 t \sin \frac{2n+1}{2} \frac{\pi}{L} x \quad (2-22)$$

式中 ω_0 ——抽油杆柱自由振动的固有频率， $\omega_0 = \frac{\pi a}{2L}$ 。

抽油杆柱的自由纵振动在悬点处产生的振动载荷 P_v 为：

$$P_v = -Ef_r \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=0} = \frac{8Ef_r v}{\pi^2 a} \sum_0^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^2} \sin(2n+1)\omega_0 t \quad (2-23)$$

式中 E ——抽油杆材料的弹性模量。

由上式可看出，悬点的振动载荷是 的周期性函数，其周期为 2π 。初变形期末激发的抽油杆柱的自由纵振动，在悬点处产生振动载荷的振幅，即最大振动载荷为：

$$P_{v \max} = \frac{Ef_r}{a} v \quad (2-24)$$

最大振动载荷发生在 $\omega_0 t = \frac{1}{2}\pi, \frac{5}{2}\pi, \dots$ 处。但实际上由于存在阻尼，振动将会随时间衰减，故最大振动载荷发生在 $\omega_0 t = \frac{1}{2}\pi$ 处，出现最大振动载荷的时间则为：

$$t_m = \frac{\pi}{2\omega_0} = \frac{L}{a} \quad (2-25)$$

(2) 抽油杆柱与液柱的惯性产生的悬点载荷

驴头带动抽油杆柱和液柱做变速运动时存在加速度，因而将产生惯性力，如果忽略抽油杆柱和液柱的弹性影响，则可以认为抽油杆柱和液柱各点和悬点的运动规律完全一致。抽油杆柱与液柱的惯性力的大小与其质量和加速度的乘积成正比，方向则与加速度方向相反。

由前面分析知道，悬点载荷在上死点附近方向下上，减小悬点载荷；在下死点附近方向上下，增加悬点载荷。

如果采用曲柄滑块机械机构模型来计算加速度，抽油杆柱和液柱在上、下冲程中产生的最大惯性载荷值分别为：

$$I_{ru} = \frac{W_r}{g} \frac{S}{2} \omega^2 (1 + \lambda) = W_r \frac{Sn^2}{1790} (1 + \lambda) = W_r \frac{Sn^2}{1790} (1 + \lambda) \quad (2-26)$$

$$I_{lu} = \frac{W_l}{g} \frac{S}{2} \omega^2 (1 + \lambda) = W_r \frac{Sn^2}{1790} (1 + \lambda) = W_r \frac{Sn^2}{1790} (1 + \lambda)^\varepsilon \quad (2-27)$$

$$I_{rd} = \frac{W_r}{g} \frac{S}{2} \omega^2 (1 - \lambda) = W_r \frac{Sn^2}{1790} (1 - \lambda) = W_r \frac{Sn^2}{1790} (1 - \lambda) \quad (2-28)$$

式中 I_{ru} 、 I_{lu} ——抽油杆柱和液柱在上冲程中产生的最大惯性载荷，N；

I_{rd} ——抽油杆柱在下冲程中产生的最大惯性载荷，N；

ε ——油管过流断面扩大引起液柱加速度降低的系数，可由下式计算：

$$\varepsilon = \frac{f_p - f_r}{f_{ff} - f_r}$$

式中 f_{ff} ——油管的流通断面面积。

实际上，由于抽油杆柱和液柱的弹性，抽油杆柱和液柱各点的运动与悬点的运动并非一致，因此，上述按悬点最大加速度计算的惯性载荷将大于实际数值。下面讨论考虑抽油杆柱弹性时，抽油杆柱产生的惯性载荷。

初变形期末抽油杆柱随悬点做变速运动，必然会由于强迫运动而在抽油杆柱内产生附加的惯性载荷。惯性载荷的大小取决于抽油杆柱的质量、悬点加速度及其在杆柱上的分布。了讨论问题方便，将悬点运动近似地看做简谐运动。这时，悬点运动的加速度为：

$$a_0 = \frac{S}{2} \omega^2 \cos \omega t'$$

式中 a_0 ——悬点加速度；

t' ——从悬点下死点算起的上冲程时间。

抽油杆柱上距悬点 x 处的加速度 a_x 为：

$$a_x = \frac{S}{2} \omega^2 \cos(t' - \frac{x}{a}) \quad (2-30)$$

在 x 处单元体上的惯性力 dF_i 则为：

$$dF_i = \frac{q_r}{g} \frac{S}{2} \omega^2 \cos(t' - \frac{x}{a}) dx \quad (2-31)$$

对上式求积分，可得任一时刻作用在整个抽油杆柱上的总惯性力 F_i 为：

$$F_i = \int_0^L \frac{q_r S \omega^2}{2g} \cos(t' - \frac{x}{a}) dx \quad (2-32)$$

考虑到 $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ ，则式 (2-32) 的解为：

$$F_i = \frac{E f_r S}{a} \frac{\omega}{2} \left[\sin \omega t' - \sin \omega(t' - \frac{L}{a}) \right] \quad (2-33)$$

4. 摩擦载荷

抽油机在工作时，作用在悬点上的摩擦载荷由以下五部分组成。

(1) 抽油杆柱与油管的摩擦力

该摩擦力在上、下冲程中都存在，其大小在直井内通常不超过抽油杆重量的 1.5%。

(2) 柱塞与衬套之间的摩擦力

该摩擦力在上、下冲程中都存在，当泵径不超过 70mm 时，其值小于 1717N。

(3) 抽油杆柱与液柱之间的摩擦力

抽油杆柱与液柱之间的摩擦发生在下冲程，其摩擦力的方向向上，是稠油井内抽油杆柱下行遇阻的主要原因。阻力的大小与随抽油杆柱的下行速度而变化，其最大值可近似确定为：

$$F_{rl} = 2\pi\mu L \left[\frac{m^2 - 1}{(m^2 + 1) \ln m - (m^2 - 1)} \right] v_{\max} \quad (2-34)$$

式中 F_{rl} ——抽油杆柱和液柱之间的摩擦力，N；

μ ——井内液体的动力粘度，Pa·s；

m ——油管内径与抽油杆直径之比， $m = d_t / d_r$ ；

d_t ——油管内径，m；

d_r ——抽油杆直径，m；

v_{\max} ——抽油杆柱最大下行速度，m/s。

v_{\max} 可按悬点最大运动速度来计算，当把悬点简化成简谐运动时可得：

$$v_{\max} = \frac{S}{2} \omega = \frac{\pi S n}{60}$$

由式 (2-34) 看出，决定 F_{rl} 的主要因素是井内液体的粘度及抽油杆柱的运动速度。因此，在抽汲高粘度液体时，往往采用低冲次、长冲程工作方式。

(4) 液柱与油管之间的摩擦力

液柱与油管之间的摩擦力发生在上冲程，其方向向下，故增大悬点载荷。据资料表明，下冲程液柱与抽油杆之间的摩擦力 F_{rl} 约为摩擦力的 1.3 倍。因此，可根据 F_{rl} 来估算 F_{rl} ：

$$F_{rl} = \frac{F_{rl}}{1.3} \quad (2-35)$$

(5) 液体通过游动阀的摩擦力

在高粘度大产量油井内，液体通过游动阀产生的阻力往往是造成抽油杆柱下部弯曲的主要原因，对悬点载荷也会造成不可忽略的影响。液流通过游动阀时产生的压头损失为：

$$h = \frac{1}{\mu^2} \frac{v_f^2}{2g} = \frac{1}{\mu^2} \frac{f_p^2}{f_0^2} \frac{v_p^2}{2g} \quad (2-36)$$

式中 h ——液体通过游动阀的压头损失，m；

v_f 、 v_p ——分别为液体通过阀时的流速和活塞运动速度，m/s；

f_p 、 f_0 ——分别为活塞和阀孔截面积，cm²；

μ ——阀流量系数，对于常用的标准型阀，可根据雷诺数 Re 查图 2-8。

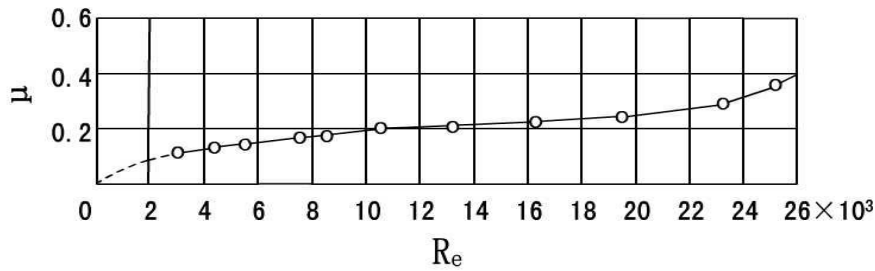


图 2-8 标准阀的流量系数

其中

$$Re = \frac{d_0 v_f}{\nu_1}$$

式中 d_0 ——阀孔径；

v_f ——液流速度；

ν_1 ——液体的运动粘度。

如果把活塞运动看成简谐运动，则式 (2-36) 可写成：

$$h = \frac{1}{729} \frac{1}{\mu^2} \frac{f_p^2}{f_0^2} \frac{(Sn)^2}{g} \quad (2-37)$$

由液体通过游动阀的压头损失而产生的活塞下行阻力：

$$F_v = \rho_1 g f_p h = \frac{1}{729} \frac{\rho_1}{\mu_2} \frac{f_p^3}{f_0^2} (Sn)^2 \quad (2-38)$$

5. 其它载荷

除上述各种载荷以外，还有如沉没压力和管线回压产生的载荷等都会影响到悬点载荷。

沉没压力的影响只发生在上冲程，它将减小悬点载荷。液流在地面管线中的流动阻力所造成的井口回压，将对悬点产生附加载荷。其性质与管内液体的作用载荷相同，即上冲程中增加悬点载荷，下冲程中减小悬点载荷。因二者可以部分抵消，一般计算中常可忽略。

6. 悬点的最大和最小载荷

抽油机在上、下冲程中悬点载荷的组成是不同的。最大载荷和最小载荷分别计算如下：

$$P_{\max} = W_r + W_l + I_u + P_{bu} + F_u + P_v - P_t \quad (2-39)$$

$$P_{\min} = W_r - W_{lr} - I_d - P_{bd} - F_d - P_v \quad (2-40)$$

式中 P_{\max} 、 P_{\min} ——悬点随的最大和最小载荷；

P_{bu} 、 P_{bd} ——上、下冲程中井口回压造成的悬点载荷；

F_u 、 F_d ——上、下冲程中的最大摩擦载荷；

P_v ——振动载荷；

P_t ——上冲程中沉没压力产生的悬点载荷。

在下泵深度及沉没度不是很大，井口回压及冲数不很高的稀油直私内，常可以忽略 P_v 、 F_u 和 F_d 、 P_t 、 P_b 及 I_1 。则最大和最小载荷分别简化为：

$$P_{\max} = W_r + W_l + I_{ru} = W_r + W_l + \frac{W_r S n^2}{1790} (1 + \lambda) \quad (2-41)$$

$$P_{\min} = W_r - W_{lr} - I_{rd} = W_r - W_{lr} - \frac{W_r S n^2}{1790} (1 - \lambda) \quad (2-42)$$

令

$$W'_r = W_r - W_{lr} = (\rho_s - \rho_l) g f_r L$$

$$W'_l = W_l + W_{lr} = \rho_l g f_p L$$

式中 W'_r ——抽油杆在液柱中的重量，即抽油杆柱所受的重力与液体对其浮力之差；

W'_l ——占据整个油管流通面积的液体重量，亦为上、下冲程静载荷差。

则悬点所承受的最大和最小载荷公式可分别写成另一种形式：

$$P_{\max} = W'_r + W'_l + \frac{W_r S n^2}{1790} \left(1 + \frac{r}{l}\right) \quad (2-43)$$

$$P_{\min} = W'_r - \frac{W_r S n^2}{1790} \left(1 - \frac{r}{l}\right) \quad (2-44)$$

对于稠油来说，摩擦载荷是构成悬点载荷的重要因素，它将使悬点最大载荷增大，使最小载荷减小，是抽油杆下行遇阻弯曲和产生抽油杆漂浮现象的主要原因，因此，对于稠油井设计，摩擦载荷是重要的一项，万不可忽略。这也是稠油井不同于稀油井的根本之所在。

抽油杆柱在工作时的受力情况是相当复杂的，所有用来计算悬点大载荷的公式都只能得到近似结果。除了一般计算公式外，国内外还采用了一些其它比较简便的公式进行计算。

六、抽油井系统设计方法

新投产或转抽的油井，需要合理地选择抽油设备。油井投产后，还必须检验设计效果。当设备的工作状况和油层工作状况发生变化时，还需要对原有的设计进行调整。

进行有杆泵采用井的系统选择设计应遵循的原则是：符合油井及油层的工作条件、充分

发挥油层的生产能力、设备利用率较高有较长的免修期，以及有较高的系统效率和经济效益。

这些设备相互之间不是孤立的，而是作为整个有杆泵抽油系统相互联系和制约的。因此，应将有关杆泵系统从油层到地面，作为统一的系统来进行合理地选择设计，其步骤如下

- (1) 根据油井产能和设计排量确定井底流压；
- (2) 根据油井条件确定沉没度和沉没压力；
- (3) 应用多相垂直管流理论和相关确定下泵高度和下泵深度；
- (4) 根据油井条件和设备性能确定冲程和冲次；
- (5) 根据设计排量、冲程和冲次，以及油井条件选择抽油泵；
- (6) 选择抽油杆，确定抽油杆柱的组合；
- (7) 选择抽油机、减速箱、电动机及其它附属设备。

抽油井系统设计的框图如图 2-9 所示。

1. 井底流压的确定

井底流压是根据油井产能和设计排量来确定。当设计排量一定时，根据油井产能便可确定相应排量下的井底流压。设计排量一般是由配产方案给出的。

2. 沉没度和沉没压力的确定

沉没度是根据油井的产量、气油比、原油粘度、含水率以及泵的进口设备等条件确定。沉没度的确定原则是：

- (1) 气油比小于 $80\text{Sm}^3/\text{m}^3$ 的稀油、定时或连续放套管气生产时，沉没度应大于 50m。
- (2) 气油比大于 $80\text{Sm}^3/\text{m}^3$ 并且控制套管压力生产时，沉没度应保持在 150m 以上。
- (3) 当产液量高、液体粘度大（如稠油或油水乳化液时），沉没度还应更高一些。

由于稠油不仅进泵阻力大，而且脱出的溶解气不易与油分离，往往被液流带入泵内而降低泵的充满程度。因此，稠油井需要较高的沉没度。这样，既有利于克服进泵阻力，又可减少脱气，以便保持较高的充满程度。一般情况下，稠油井的沉没度应在 200m 以上。

当沉没度确定后，便可利用有关方法计算或根据静液柱估算沉没压力 p_s 。

3. 下泵深度的确定

当井底流压 p_{wf} 和泵吸入口压力 确定下来后，应用多相垂直管流理论，便可计算出对应这一压力区间的高度 H_p 下泵深度 L_p 则为油层中部深度 H 减去下泵高度 H_p 。

4. 冲程和冲次的确定

冲程和冲次是确定抽油泵直径、计算悬点载荷的前提，选择时应遵循以下原则：

- (1) 一般情况下应采用大冲程较小泵径的工作方式。这样，即可以减小气体对泵效的影响，也可以降低液柱载荷，从而减小冲程损失。
- (2) 对于原油比较稠的井，一般是选用大泵径、大冲程和低冲次的工作方式。
- (3) 对于连抽带喷的井，则选用高次快速抽汲，以增强诱喷作用。
- (4) 深井抽汲时，要充分注意振动载荷影响的 S 和 n 配合不利区。
- (5) 所选择的冲程和冲次应属于抽油机提供的选择范围之内。

设计时，应根据自己的基础数据，选择合适的冲程、冲次。

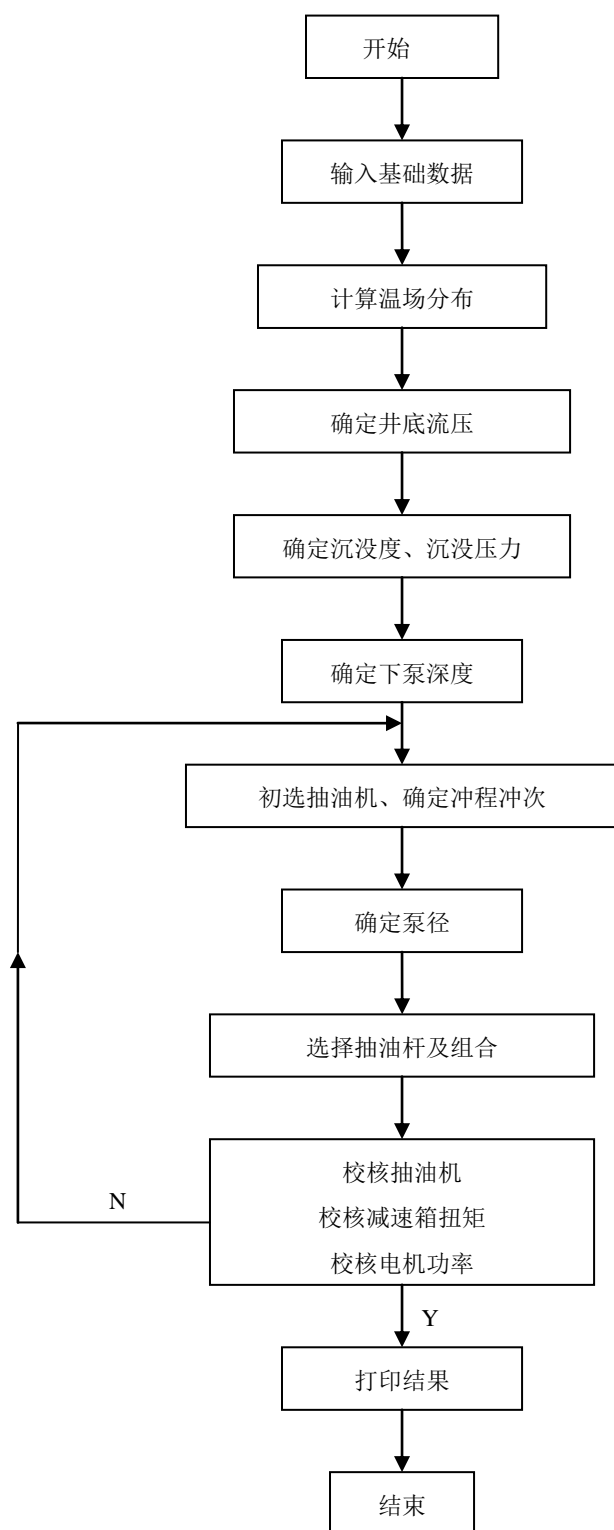


图 2-9 抽油井系统设计框图

5.抽油泵的选择

抽油泵的选择包括泵径、泵的类型及配合间隙的选择。

泵径 D_p 是根据前面确定的冲程 S 和 n 、配合方案给出的设计排量 Q 以及统计给出的泵效 η ，由式

$$Q = 1440 \frac{\pi}{4} D_p^2 S n \eta$$

计算得出，并从抽油泵的规格参数表中选出最为接近计算值的泵径。

泵型取决于油井条件，在 1000m 以内的油井，含砂量小于 0.2%，油井结蜡较严重或油较稠，应采用管式泵；产量较小的中深或深井，可采用杆式泵。

活塞和衬套的配合间隙，要根据油井条件，即原油的粘度、井温以及含砂量等资料来选择，可参见表 2-13。

表 2-13 活塞与衬套的配合间隙选择

| 配合等级 | 配合尺寸 | 适用条件 |
|------|-----------|------------------|
| 一级 | 0.02~0.07 | 下泵深度、含砂少、粘度较低的油井 |
| 二级 | 0.07~0.12 | 含砂不多的油井 |
| 三级 | 0.12~0.17 | 含砂多、粘度高的浅井 |

6.抽油杆的选择

抽油杆的选择主要包括确定抽油杆柱的长度、直径、组合及材料。当下泵深度确定后，抽油杆柱的长度就确定下来。抽油杆的制造材料决定了抽油杆的强度及其它性能，应根据油井中的流体性质和井况来确定。不同直径抽油杆的组合，应保证各种杆径的抽油杆在工作时都能够满足强度要求。下面首先介绍一下关于抽油杆强度校核问题。

(1) 抽油杆强度校核方法

抽油杆强度校核，是保证抽油杆安全工作的前提条件，其校核方法有计算法和图表法。

① 计算法

抽油杆柱在工作时承受着交变负荷，因此，抽油杆受着由最小应力 到最大应力 变化的非对称循环应力作用：

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{\min}}{f_r}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{f_r}$$

根据研究，在非对称循环应力条件下的抽油杆强度条件为：

$$\sigma_c \leq [\sigma_{-1}] \quad (2-45)$$

其中

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_a \sigma_{\max}} \quad (2-46)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2-47)$$

式中 σ_c 、 σ_a 分别为抽油杆柱的折算应力、循环应力的应力幅值；

$[\sigma_{-1}]$ ——非对称循环疲劳极限应力，亦即抽油杆的许用应力，它与抽油杆的材质有关。

例 1 已知泵径为 70mm，冲程 $S=2.7\text{m}$ ，冲次 $n=91/\text{min}$ ，井液密度 $\rho=960\text{kg/m}^3$ 。如采用 7/8in、许用应力为 90N/mm^2 的抽油杆，试求其最大下入深度 ($r/l=0.20$)。

解：计算得抽油杆与活塞截面积分别为 $f_r = 387.948\text{mm}^2$ ， $f_p = 3848.451\text{mm}^2$ 。应用基本载荷公式计算得最大载荷和最小载荷分别为：

$$P_{\max} = 66.825L \text{ (N)}$$

$$P_{\min} = 23.295L \text{ (N)}$$

则

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{P_{\max}}{f_r} \\ &= 17.225 \times 10^{-2} L \text{ (N/mm}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{P_{\max} - P_{\min}}{f_r} \\ &= 5.610 \times 10^{-2} L \text{ (N/mm}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \sqrt{\sigma_a \sigma_{\max}} \\ &= 9.830 \times 10^{-2} L \text{ (N/mm}^2\text{)} \end{aligned}$$

因此

$$\begin{aligned} L &\leq \frac{[\sigma_{-1}]}{\sigma_c} \\ &= \frac{90}{9.830 \times 10^{-2}} \\ &= 915.52 \text{ (m)} \end{aligned}$$

计算结果表明：该例抽油杆的最大下入深度为 915.52m。当下泵深度较大时，该直径抽不同杆将不能满足强度要求，需要换大直径抽油杆。这样，既浪费了抽油杆，又增加了悬点

载荷。为此，往往采用上粗下细的多级组合抽油杆。

选择组合抽油杆时，要遵循等强度原则，即要求各级杆柱上部断面上的折算应力 σ_c 相等。

② 图表法

近年来国内多采用美国石油学会(API)推荐的方法，即利用修正古德曼图的方法，如图 2-10 所示。图中的阴影区为安全区，其条件为：

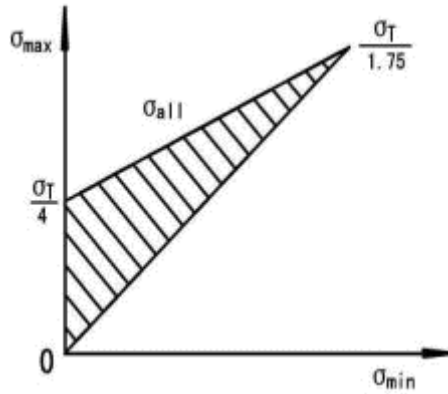


图 2-10 修正古德曼图

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{all} \quad (2-48)$$

式中 σ_{all} ——抽油杆许用最大应力，计算如下：

$$\sigma_{all} = \left(\frac{T}{4} + 0.5625\sigma_{\min} \right) \overline{SF}$$

式中 σ_{all} 、 T ——最大应力和最小抗张强度；

\overline{SF} ——抽油杆使用系数，见表 2-14。

修正古德曼图给出的是许用应力范围，常用应力范围比 \overline{PL} 来衡量抽油杆柱使用情况。

$$\overline{PL} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{all} - \sigma_{\min}} \times 100\% \quad (2-49)$$

式中 $\sigma_{all} - \sigma_{\min}$ ——抽油杆的许用力范围；

$\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ ——抽油杆实际使用的应力范围。

\overline{PL} 的值反映了抽油杆的安全性与利用率，因此，一方面要求 \overline{PL} 小于 100%，以满足强度要，另一方面要求其具有较高的值，以提高抽油杆的使用效率。

表 2-14 抽油杆的使用系数

| 使用介质 | APID 级杆 | APIC 级杆 |
|------|---------|---------|
| 无腐蚀性 | 1.00 | 1.00 |
| 矿化水 | 0.90 | 0.65 |
| 含硫化氢 | 0.70 | 0.50 |

(2) 抽油杆组合的确定步骤

通常人们把确定抽油杆柱组合称之为抽没柱设计。其具体设计计算步骤如下：

① 以抽油泵为起点，其高度为 $H_0 = H_p$ ；给抽油杆直径变量数组 $dr0$ 赋值；给定最下一级抽油杆直径 dr （最小直径）；假定一个液柱载荷 W_{10} （可用中等直径抽油杆进行估算）；

② 最大和最小载荷分别赋值为

$$P_{\max} = W_{10} + \text{上冲程载荷常量}, P_{\min} = \text{下冲程载荷常量};$$

③ 假设计算段长度 ΔH ，则计算段的起点高度为 H_0 ，末点高度为 $H_1 = H_0 + \Delta H$ 。如果 $H_1 > H$ 时，则令 $H_1 = H$ ，该段的长度则为 $\Delta H = H - H_0$ ；

④ 计算段的平均高度为 $\bar{H} = H_0 + \Delta H/2$ ，计算该平均高度下对应的温度，并计算原油的粘度及混合物的粘度；

⑤ 分别计算该计算段 最大载荷 dP_{\max} 与最小载荷 dP_{\min} ；

⑥ 分别计算累积最大和最小载荷：

$$P_{\max} = P_{\max} + dP_{\max}$$

$$P_{\min} = P_{\min} + dP_{\min}$$

⑦ 计算抽油杆的折算应力 σ_c ，进行该段抽油杆强度校核；

⑧ 如不满足强度要，则换次一级抽油杆直径，返回到步骤 ③ 重新计算；如满足强度要求，则以 H_1 作为下一计算段的起点 H_0 ，进行下一段计算；

⑨ 当 $H_0 = H$ 时则结束，否则返回到 ③ 继续计算，直到 $H_0 = H$ 为止。

⑩ 最后应检验假定的液柱载荷 W_1 。如与计算值不相等，则重新假设并计算。

抽油杆柱设计框图如图 2-11 所示。

7. 抽油机、减速箱

选择抽油机时，要使计算的悬点最大载荷小于所选择抽油机的许用载荷，同时所选择的抽油机能够提供前面确定的冲程冲次。

选择减速箱时，要使计算的最大扭矩小于所选择减速箱的许用扭矩。

选择电动机时，要使计算的电机最大功率小于所选择电动机的许用功率。

其它附属设备要根据油井具体情况和某些特殊要求进行选择。

此外，还要考虑这些设备应满足以后调参以及油井条件变化的需要。

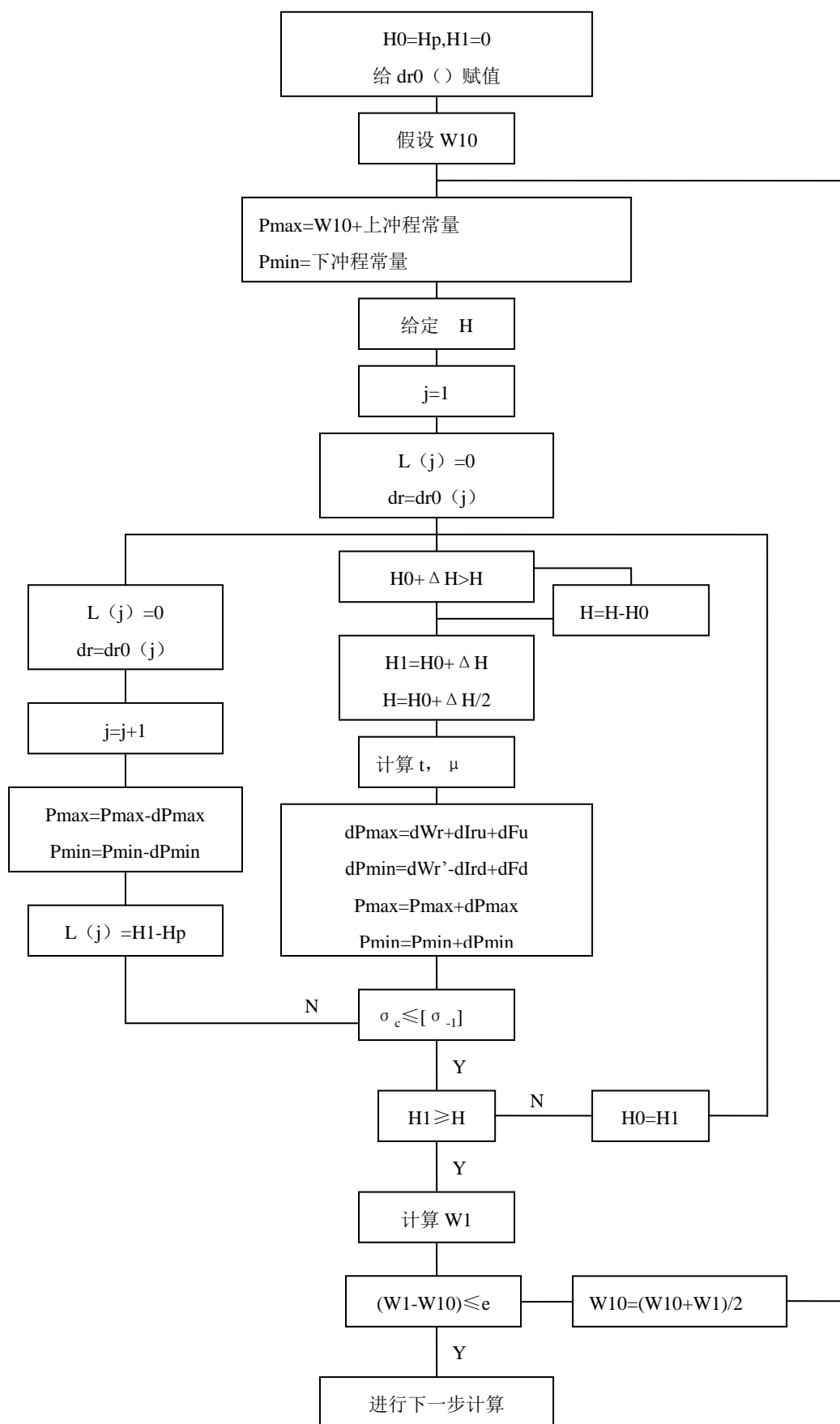


图 2-11 抽油杆设计框图

第三节 设计实例

一、基础数据

抽油井系统杆柱设计所必须的基础数据主要有基础生产数据、原油粘温关系数据、抽油机型参数、抽油杆参数、抽油泵参数。其中,抽油机型、抽油泵这三方面的参数、抽油杆参数、抽油泵参数。其中,抽油机型、抽油杆、抽油泵这三方面的参数均可由《采油技术手册》(修订本四)查得。

1.基础生产数据

基础生产数据是进行抽油井系统设计的基本条件,它包括油井井身结构、油层物性、流体(油、气、水)物性、油井条件,传热性质以及与油井产能有关的试井参数等,表 2-15 为某井基础生产数据。

表 1 某井基础生产数据

| | |
|-------------------|----------------------------------|
| 油层深度: 1500.00 m | 试井产液量: 25 m ³ /d |
| 套管内径: 124.00 mm | 试井流压: 5.00 MPa |
| 油管内径: 88.90 mm | 体积含水率: 30 % |
| 井底温度: 80℃ | 原油密度: 997.40 kg/m ³ |
| 地层压力: 10.00 Mpa | 地层水密度: 1000.00 kg/m ³ |
| 饱和压力: 7.00 Mpa | 原油比热: 2100 J/kg·℃ |
| 传热系数: 2.5 W/M·℃ | 地层水比热: 4186.8 J/kg·℃ |
| 地温梯度: 3.3 °C/100m | 设计沉没度: 200.00 m |

2.原油粘温关系数据

原油粘度是影响摩擦载荷的主要因素,因此原油粘度数据的准确度是影响设计结果合理性的重要参数。原油粘度随温度变化非常敏感,通过对现场实测原油粘温关系数据进行回归分析,可以得到原油粘度随温度变化的关系式。这样,不仅可以提高抽油井系统设计结果的准确度,而且还易于实现设计的程序化。

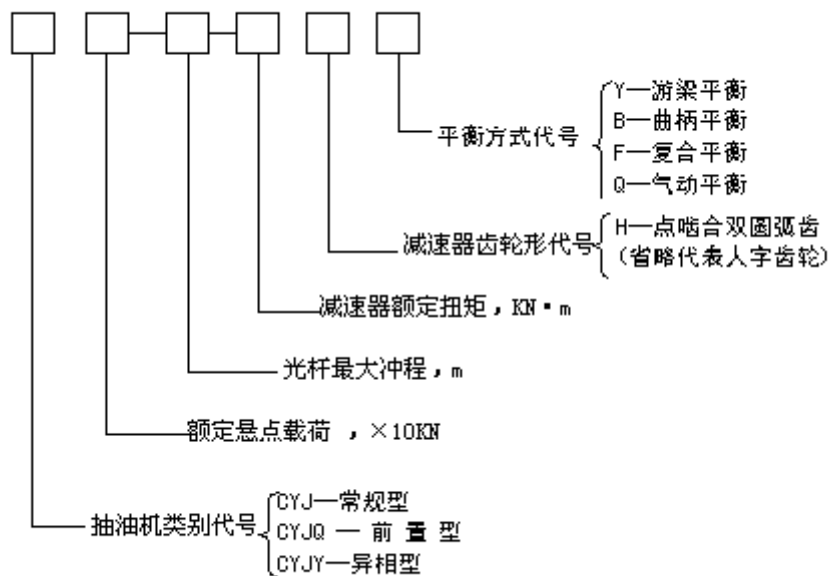
现场可以提供的原油粘温关系数据,如表 2-16 所示。

表 2-16 某区块原油粘温关系数据

| 温度, °C | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 |
|-----------|------|------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| 粘度, mPa s | 4367 | 2546 | 1572 | 1016 | 682 | 473 | 337 | 245 | 183 |

3.抽油机参数

抽油机参数是指常规型游梁式抽油机的型号、结构参数、可以提供的冲程冲次大小。目前已有 93 种不同型号的常规型抽油机,其型号意义如下:



不同型号抽油机的参数可见《采油技术手册》（修订本四）。这里，以宝鸡产 CYJ10-3-48 型抽油机为例，其有关参数见表 2-17。

表 2-17 抽油机参数

| 游梁前臂 (mm) | 游梁后臂 (mm) | 连杆长度 (mm) | 曲柄 半径/冲程 (mm/m) | 冲次 (1/min) |
|--------------|--------------|--------------|---|----------------|
| 3000 | 2000 | 3330 | $\frac{570}{1.8}, \frac{745}{2.4}, \frac{895}{3.0}$ | 6.0, 9.0, 12.0 |

另外，由抽油机型号 CYJ10-3-48，根据型号意义可直接得出：

许用载荷 $[P_{\max}] = 100 \text{ kN}$ ；许用扭矩 $[M_{\max}] = 48 \text{ kN}$

4.抽油杆参数

抽油杆的材质为普通碳钢，其许用应力一般为 90 N/mm^2 、 100 N/mm^2 ，可提供的直径有：16 mm、19 mm、22 mm 、25 mm 和 29 mm。

二、设计要求

根据以上的基础数据，在产液量为 $28.29 \text{ m}^3/\text{d}$ 时，对该井进行系统选择设计以下内容：

- (1) 确定出该井的井温分布；
- (2) 确定出原油粘温关系表达式；
- (3) 确定合理的下泵深度；
- (4) 选择合适的冲程和冲次；
- (5) 选择合适的抽油泵；
- (6) 确定出抽油杆直径及组合；
- (7) 计算出悬点的最大和最小载荷；
- (8) 计算并校核减速箱扭矩；

- (9) 计算电机功率并选电机;
- (10) 选择出合适的抽油机。

三、设计步骤

针对该井的已知条件, 系统设计的步骤如下:

- (1) 根据油井条件, 建立热传导能量方程, 计算出井温沿井深的温度分布;
- (2) 通过对原油粘温关系数据进行回归分析, 拟合出原油粘温关系表达式;
- (3) 根据试井参数, 确定出该井的流入动态方程, 并进一步确定出在设计排量条件下的井底流压;
- (4) 根据设计沉没度确定泵吸入口压力;
- (5) 根据井底流压和泵吸入口压力, 确定下泵高度, 并进一步确定下泵深度;
- (6) 初选抽油机, 并根据油井条件, 选择合适的冲程和冲次;
- (7) 根据冲程、冲次和设计排量, 确定抽油泵的直径;
- (8) 自下而上, 计算并确定抽油杆直径及组合;
- (9) 计算悬点最大和最小载荷, 并对所选择的抽油机进行载荷校核;
- (10) 计算减速箱的最大扭矩, 并进行扭矩校核;
- (11) 计算需要的电机功率, 并进行电机功率校核;
- (12) 选择抽油机。

四、设计原理及计算

1. 油井温度分布

原油越稠, 原油粘度随井温变化就越敏感。因此, 井温分布对抽油井系统选择设计是十分重要的。

根据热传导, 可建立井筒的能量方程为:

$$\theta = \frac{Wm + q_1}{K_1} \left[1 - \exp\left(-\frac{K_1}{W} L\right) \right] + (t'_0 - mL)$$

式中 θ ——油管中 L 位置处原油的温度, $^{\circ}\text{C}$;

K_1 ——总传热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$;

t'_0 ——井底原油温度, $^{\circ}\text{C}$;

m ——地层温度梯度, $^{\circ}\text{C}/\text{m}$;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

q_1 ——内热源, W/m ;

W ——水当量, $\text{W}/^{\circ}\text{C}$ 。

水当量 W 可如下计算:

$$W = M_o C_o + M_w C_w$$

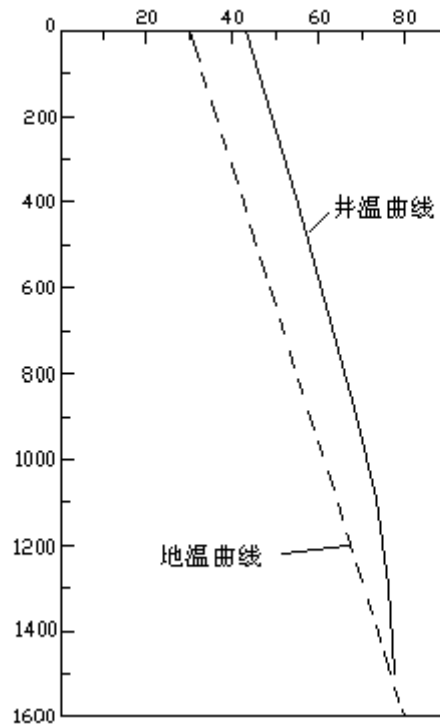
式中 C_o ——产出原油的比热, $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$;

C_w ——地层水的比热, J/(kg·°C);

M_o ——原油的质量流量, kg/s;

M_w ——地层水的质量流量, kg/s。

将已知数据代入井筒的能量方程, 可计算出任意深度所对应的油井温度, 由此温度便可以计算出处于该深度处原油的粘度, 从而可以进一步计算摩擦载荷、选择抽油设备。另外, 还可以根据计算结果做出井温沿井深的分布曲线, 如下图所示。



2. 原油粘温关系

将现场实测原油粘温数据通过回归分析, 发现原油粘度随温度的变化服从指数规律, 可用下式表达:

$$\mu = \frac{a}{t^b}$$

式中: μ ——原油的动力粘度, mPa s;

t ——原油的温度, °C;

a ——系数常数;

b ——温度指数。

其中, $a=10^{10.975}$, $b=4.5786$ 。对于不同区块原油, a 、 b 的取值不同。

3. 井底流压

井底流压是确定下泵深度的重要参数, 因此, 进行抽油井系统设计时必须首先确定。井底流压主要是利用油井产能并根据设计排量来确定。油井流入动态具有多种类型:

对于单相渗流 ($p_{wf} > p_b$), 由于各参数随压力变化很小, 可忽略这种变化, 流入动态曲线则呈现线性关系, 即:

$$q_0 = J_0 (\overline{p_r} - p_{wf})$$

式中： q_0 ——对应于井底流压 p_{wf} 下的油井产量；

p_{wf} ——井底流压；

p_r ——平均地层压力；

p_b ——饱和压力；

J_0 ——采油指数。

根据 $P_{wf_{test}}$ 可求出 $J_0 = \frac{Q_{otest}}{\overline{P_r} - P_{wf_{test}}}$ ，然后可求出设计排量下的 P_{wf} 。

对于两相渗流（ $\overline{p_r} < p_b$ ），流入动态曲线则呈现非线性关系，可由沃格尔（Vogel）方程来描述，即：

$$q_0 = q_{o_{max}} \left[1 - 0.2 \frac{p_{wf}}{\overline{p_r}} - 0.8 \left(\frac{p_{wf}}{\overline{p_r}} \right)^2 \right]$$

式中： q_0 ——对应于井底流压 p_{wf} 下的油井产量；

$q_{o_{max}}$ ——油井的极限产量；

p_{wf} ——井底流压；

p_b ——饱和压力；

$\overline{p_r}$ ——平均地层压力。

根据 $P_{wf_{test}}$ 可求出 $q_{o_{max}}$ ，然后可求出设计排量下的 P_{wf} 。

对于单相与两相相合型（ $p_{wf} < p_b < \overline{p_r}$ ），则流入动态方程为一段函数，可由如下一组方程表达：

$$\begin{cases} q_0 = J_0 (\overline{p_r} - p_f) & (p_f > p_b) \\ q_0 = q_b + q_c \left[1 - 0.2 \frac{p_f}{p_b} - 0.8 \left(\frac{p_f}{p_b} \right)^2 \right] & (p_f < p_b) \\ q_b = J_0 (\overline{p_r} - p_b) \\ q_c = \frac{p_b}{1.8} J_0 \end{cases}$$

式中： q_0 ——对应于井底流压 p_{wf} 下的油井产量；

q_b ——单向流的极限产量；

q_c ——两相流的极限产量；

p_{wf} ——井底流压；

p_r ——平均地层压力；

p_b ——饱和压力；

J_0 ——采油指数。

当 $P_{wf_{test}} \geq p_b$ 时， $J_0 = \frac{Q_{otest}}{\overline{P_r} - P_{wf_{test}}}$ ，进而求出 P_{wf} 。

$$\text{当 } P_{\text{wf test}} < P_b \text{ 时, } J_o = \frac{Q_{\text{otest}}}{\bar{P}_r - P_b + \frac{P_b}{1.8} \left[1 - 0.2 \left(\frac{P_{\text{wf test}}}{P_b} \right) - 0.8 \left(\frac{P_{\text{wf test}}}{P_b} \right)^2 \right]}, \text{再求出 } q_b \text{ 和 } q_c,$$

进而求出 P_{wf} 。

将已知数据代入上式,在设计排量为 $q_1=28.29 \text{ m}^3/\text{d}$ 的条件下,求得该井流压为: $p_{\text{wf}}=4.50 \text{ MPa}$ 。

4. 泵吸入口压力

泵吸入口压力是确定下泵深度的重要参数, 主要根据设计沉没度来估算。

沉没段油、水混合液的平均密度为:

$$\bar{\rho} = \rho_o(1 - f_w) + \rho_w f_w$$

代入已知数据, 得 $\bar{\rho}=998.18 \text{ kg/m}^3$ 。

再根据沉没度 $h_s=200 \text{ m}$, 可求得泵吸入口压力 $p_s=1.958 \text{ MPa}$ 。

5. 下泵深度

下泵深度是抽油井系统设计的重要数据, 它决定了抽油杆的总长度, 并且影响着悬点载荷、冲程损失以及泵效。

下泵深度主要是根据井底流压与泵吸入口压力的差值, 应用相应的方法来确定。确定方法主要有三类:

1. 将油、气、水看成是三相, 应用相应的相关式来计算;
2. 将油、水处理成液相, 这样便应用气、液两相垂直管流理论来计算;
3. 对于稠油井, 气体较少, 从而可不考虑气体, 只考虑单相液体进行估算。

这里采用单相估算法。

自油层中部到泵吸入口之间的压差为 2.542 Mpa , 根据静液柱估算, 该压差对应的高度 H_p 为 259.38 m 。因此, 下泵深度则为:

$$\begin{aligned} L_p &= H - H_p = 1500 - 259.38 \\ &= 1240.62(\text{m}) \end{aligned}$$

6. 确定冲程和冲次

冲程和冲次是确定抽油泵直径、计算悬点载荷的前提, 选择原则为:

1. 一般情况下应采用大冲程较小泵径的工作方式。这样, 即可以减小气体对泵效的影响, 也可以降低液柱载荷, 从而减小冲程损失。
2. 如原油比较稠, 一般选用大泵径、大冲程和低冲次的工作方式。
3. 对于连抽带喷的井, 则选用高冲次快速抽汲, 以增强诱喷作用。
4. 深井抽汲时, 要充分注意振动载荷影响的 S 和 n 配合不利区。
5. 所选择的冲程和冲次应属于抽油机提供的选择范围之内。

对于该井, 由于油比较稠, 因此将冲程确定为最大值 $S=3 \text{ m}$, 冲次确定为最小值 $n=6 \text{ 次/min}$ 。

所选择的的冲程和冲次, 应与下面的泵径相互配合, 满足设计排量的要求。

7. 确定泵径

根据设计排量, 以及上一步确定的冲程、冲次, 按照泵的实际排量公式来确定。

$$Q = 1440 \frac{\pi}{4} D_p^2 S n \eta$$

式中： Q ——泵的实际排量，m³/d；

D_p ——泵径，m；

S ——光杆冲程，m；

n ——冲次，1/min；

η ——泵效，小数，取 0.7。

抽油泵已是规格化的系列产品，计算得出抽油泵直径，应从规格参数表(见表 2-18)中选出最为接近的值作为设计值。

表 2-18 抽油泵基本参数表 (SY5059-91)

| 基本 泵型 | | 泵的直径 | | 联接油管外径 mm (YB239-63) | 柱塞冲程 长度范围 m | 理论排量 m³/d | 联接抽油杆 螺纹直径 mm (Sy5029-83) |
|-------------|------------------|------|-------|----------------------------|-------------------|--------------|------------------------------------|
| | | m | | | | | |
| | | 公称直径 | 基本直径 | | | | |
| 杆式泵 | | 32 | 31.8 | 48.3,60.3 | 1.2~6 | 14~69 | 23.813 |
| | | 38 | 38.1 | 60.3,73.0 | 1.2~6 | 20~112 | 26.988 |
| | | 44 | 44.5 | 73.0 | 1.2~6 | 27~138 | 26.988 |
| | | 51 | 50.8 | 73.0 | 1.2~6 | 35~173 | 26.988 |
| | | 57 | 57.2 | 88.9 | 1.2~6 | 44~220 | 26.988 |
| | | 63 | 63.5 | 88.9 | 1.2~6 | 54~259 | 30.163 |
| 管 式 泵 | 整 体 泵 筒 | 32 | 31. 8 | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 7~69 | 23.813 |
| | | 38 | 38. 1 | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 10~112 | 26.988 |
| | | 44 | 44. 5 | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 14~138 | 26.988 |
| | | 44 | 45. 2 | | | | |
| | | 57 | 57. 2 | 73.0 | 0.6~6 | 22~220 | 26.988 |
| | | 70 | 69. 9 | 88.9 | 0.6~6 | 33~328 | 30.163 |
| | | 83 | 83 | 101.6 | 1.2~6 | 93~467 | 30.163 |
| | | 95 | 95 | 114.3 | 1.2~6 | 122~613 | 34.945 |
| | 组 合 泵 筒 | 32 | 32 | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 7~69 | 23.813 |
| | | 38 | 38 | 60.3,73.0 | 0.6~6 | 10~128 | 26.988 |
| | | 44 | 44 | 73.0 | 0.6~6 | 13~128 | 26.988 |
| | | 56 | 56 | 73.0 | 0.6~6 | 21~220 | 26.988 |
| | | 70 | 70 | 88.9 | 0.6~6 | 33~328 | 30.163 |

将已知数据代入式(4)，并由表 4 查得最为接近的泵径为 56 mm。

8.悬点载荷计算及抽油杆强度校核方法

(1) 悬点载荷计算

在下泵深度及沉没度不是很大，井口回压及冲次不是很高的油井内，在计算最大和最小载荷时，通常可以忽略振动、沉没压力、井口回压、液柱惯性产生的悬点载荷，此时，悬点最大和最小载荷可表示为：

$$P_{\max} = W_r' + W_l' + I_u + F_u$$

$$P_{\min} = W_r' - I_d - F_d$$

式中 P_{\max} 、 P_{\min} — 悬点承受的最大和最小载荷，kN；

W_r' — 上冲程中抽油杆柱所受的重力与浮力之差产生的载荷，kN；

W_l' — 下冲程中液柱的重力与对抽油杆的浮力产生的载荷，kN；

I_u 、 I_d — 上、下冲程中抽油杆产生的最大惯性载荷，kN；

F_u 、 F_d — 上、下冲程中的最大摩擦载荷，kN。

其中

$$W_r' = (\rho_s - \rho_l) g f_r L$$

$$W_l' = \rho_l g f_p L$$

$$I_u = \frac{W_r S n^2}{1790} \left(1 + \frac{r}{l} \right)$$

$$I_d = \frac{W_r S n^2}{1790} \left(1 - \frac{r}{l} \right)$$

$$F_u = 0.015 W_r + \frac{F_{rl}}{1.3} + 1717$$

$$F_d = 0.015 W_r + F_{rl} + \frac{1}{729} \frac{\rho_l}{\mu^2} \frac{f_p^2}{f_o^2} (S n)^2 + 1717$$

式中 L — 抽油杆长度，m；

ρ_s — 抽油杆材料的密度，kg/m³；

ρ_l — 抽汲液的密度，kg/m³；

f_r — 抽油杆截面积，m²；

f_p — 抽油泵活塞截面积，m²；

f_o — 游动凡尔孔截面积，m²；

r — 抽油机曲柄回旋半径，m；

l — 抽油机连杆长度，m；

F_{rl} — 抽油杆与液柱之间的摩擦力，N；

μ — 凡尔流量流数。

其中

$$F_n = 2\pi\mu L \left[\frac{m^2 - 1}{(m^2 + 1) \ln m - (m^2 - 1)} \right] V_{\max}$$

式中 μ ——井内液体的动力粘度，Pa s；

m ——油管内径与抽油杆直径之比， $m = \frac{d_t}{d_r}$ ；

d_t ——油管内径，m；

d_r ——抽油杆直径，m；

V_{\max} ——抽油杆柱最大下行速度，m/s；

V_{\max} 可按悬点最大运动速度来计算，当采用简谐运动模型时，其值为：

$$V_{\max} = \frac{S}{2} \omega = \frac{\pi S n}{60}$$

(2) 抽油杆强度校核

抽油杆柱在工作时承受着交变负荷，因此，抽油杆受到非对称循环应力的作用。其强度条件为：

$$\sigma_c \leq [\sigma_{-1}]$$

式中 σ_c ——抽油杆的折算应力；

$[\sigma_{-1}]$ ——非对称循环疲劳极限应力，与抽油杆的材质有关。

其中

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_a \sigma_{\max}}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2f_r}$$

式中 σ_a ——循环应力的应力幅值。

9. 确定抽油杆直径及组合

当下泵深度确定后，抽油杆的总长度便确定下来。下面将进一步确定抽油杆的直径及组合。抽油杆的直径及组合是抽油井系统选择设计的核心内容，确定的具体步骤如下：

- (1) 以抽油泵处为起点。其高度为 $H_0 = H_p$
- (2) 假定一个液柱载荷 W_{10} (初值)；
- (3) 给定最下一级抽油杆直径(最小直径)；
- (4) 设计算段长度 ΔH ，则该计算段的起点高度和末点高度分别为：

$$H_1 = H_0, \quad H_2 = H_0 + \Delta H$$

如果 $H_2 > H$ ，则令 $H_2 = H$ ，该段的长度应为：

$$\Delta H = H_2 - H_1$$

- (5) 该计算段的平均高度为 $\bar{H} = \frac{H_2 + H_1}{2}$ ，计算该点的温度和混合物的粘度；

- (6) 分别计算该计算段的最大载荷 ΔP_{\max} 与最小载荷 ΔP_{\min} ；

(7) 分别计算累积最大和最小载荷:

$$P_{\max} = P_{\max} + \Delta P_{\max}, \quad P_{\min} = P_{\min} + \Delta P_{\min}$$

(8) 计算抽油杆的折算应力 σ_c , 进行该段抽油杆强度校核;

(9) 如不满足强度要求, 则换次一级抽油杆直径, 返回到步骤(3)重新计算;

(10) 如满足强度要求, 则以 H_1 作为下一计算段的起点 $H_0=H_1$, 进行下一段计算;

(11) 当 $H_2=H$ 时则结束, 否则返回到(3)继续计算, 直到 $H_2=H$ 为止;

(12) 校核液柱载荷。如果计算值与假设值的误差达到精度要求, 则计算结束; 如果未达到精度要求, 则以计算值作为新的假设值, 重新计算。

应用计算机程序对核例进行计算, 所得到的抽油杆直径及组合如下:

| 项 目 | 一 级 杆 | 二 级 杆 | 三 级 杆 | 四 级 杆 |
|-------|--------|--------|--------|-------|
| 直径,mm | 19.00 | 22.00 | 25.00 | 29.00 |
| 长度, m | 395.00 | 483.50 | 246.60 | 18.92 |

10.计算与校核载荷

在进行抽油杆直径及组合确定计算结束时, 便可得到悬点的最大载荷和最小载荷, 它们分别为:

$$P_{\max} = 78.21 \text{ kN}, \quad P_{\min} = 20.97 \text{ kN}$$

由于该抽油机的许用载荷为 $[P_{\max}]=100 \text{ kN}$, 因此满足载荷要求。

11.计算与校核扭矩

曲柄轴处的最大扭矩可采用如下任一公式计算:

$$M_{\max} = \frac{S}{4} (P_{\max} - P_{\min})$$

$$M_{\max} = 0.3S + 0.236S(P_{\max} - P_{\min})$$

$$M_{\max} = 1.8S + 0.202S(P_{\max} - P_{\min})$$

式中: M_{\max} ——曲柄轴最大扭矩, kN m;

S ——光杆冲程, m;

P_{\max} ——悬点最大载荷, kN;

P_{\min} ——悬点最小载荷, kN。

三个公式计算最大扭矩 M_{\max} 分别为: 42.93、41.43、40.09 kN m。

由于该抽油机的许用扭矩为 $[M_{\max}]=48 \text{ kN m}$, 因此满足扭矩要求。

12.计算需要的电机功率

电机实际输出的最大功率可如下计算:

$$N_{\max} = \frac{M_{\max} n}{9.549\eta}$$

式中： N_{\max} ——电机实际输出的最大功率，kW；

M_{\max} ——曲柄轴最大扭矩，kN m；

n ——冲次，1/min；

η ——传动效率，取 0.9。

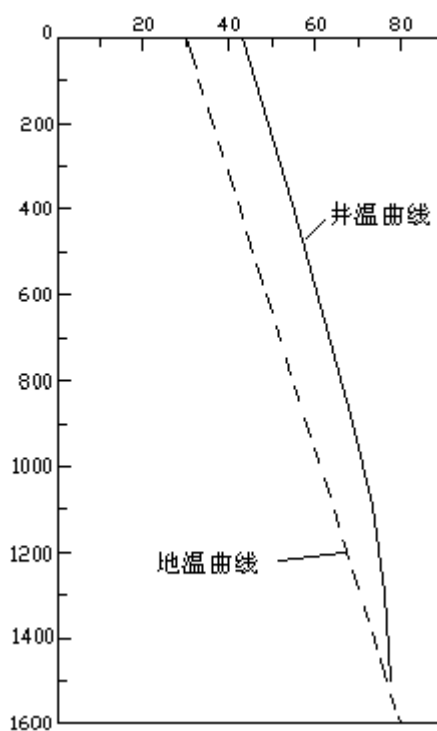
将 $M_{\max}=40.09$ kN m, $n=6$ 1/min 代入上式，可得需要的最大电机功率为 $N_{\max}=27.99$ kW。

五、设计结果

按照设计要求，最终设计结果如下：

1.井温分布

该井的井温度分布如下图所示。



2.原油粘温关系

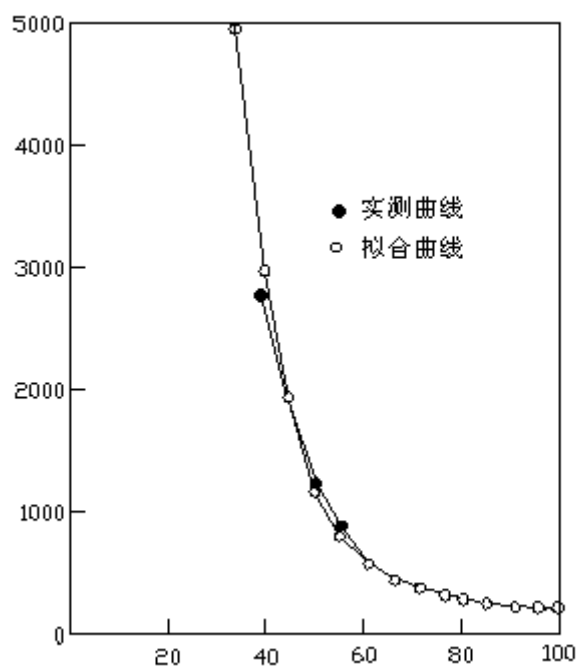
原油粘温关系附合： $\mu = \frac{a}{t^b}$

经确定， $a=10^{10.975}$, $b=4.5786$ 。

原油粘温关系曲线如下图所示。

3.下泵深度

经确定， $L_p=1240.62$ m。



4.冲程和冲次

经确定， $S=3\text{m}$, $n=6\text{ l/min}$ 。

5.选择抽油泵

选择泵径为 56 mm 的抽油泵。

6.抽油杆直径及组合

确定的抽油杆直径及组合如下表

| 项 目 | 一级杆 | 二级杆 | 三级杆 | 四级杆 |
|-------|--------|--------|--------|-------|
| 直径,mm | 19.00 | 22.00 | 25.00 | 29.00 |
| 长度,m | 391.60 | 483.50 | 346.60 | 18.92 |

7.悬点最大和最小载荷；

计算的悬点最大载荷和最小载荷分别为：

$$P_{\max} = 78.21\text{ kN}, \quad P_{\min} = 20.97\text{ kN}$$

8.计算并校核减速箱扭矩

经计算： $M_{\max}=40.09\text{ kN m}$

9.计算电机功率并选择电机

电机最大功率为 $N_{\max}=40.09\text{ kW}$

10.选择出合适的抽油机

选择宝鸡 CYJ10-3-48 型抽油机较为合适。