

第二章 自喷与气举采油

按油层能量是否充足,可将举升方式分为自喷和人工举升。油层能量充足时,利用油层本身的能量就能将油举升到地面的方式称为自喷。当油层能量较低时,可采用人工给井筒流体增加能量的方法将油从井底举升到地面上来,即采用人工举升方式。

自喷井和气举井在井筒中的流动—多相流(或垂直、倾斜、水平)管流—具有基本相同的规律,因此把自喷及气举放在同一章讲授。

2.1 自喷井生产系统分析

2.1.1 自喷井生产系统组成

任何油井的生产都可分为三个基本流动过程:从油藏到井底的流动—油层中的渗流;从井底到井口的流动—井筒中的流动;从井口到分离器—在地面管线中的水平或倾斜管流。对自喷井,原油流到井口后还有通过油嘴的流动—嘴流。所以,自喷井可以分为四个基本流动过程。一口较完整和较复杂的自喷井系统及各段的压力损失如图2-1所示。

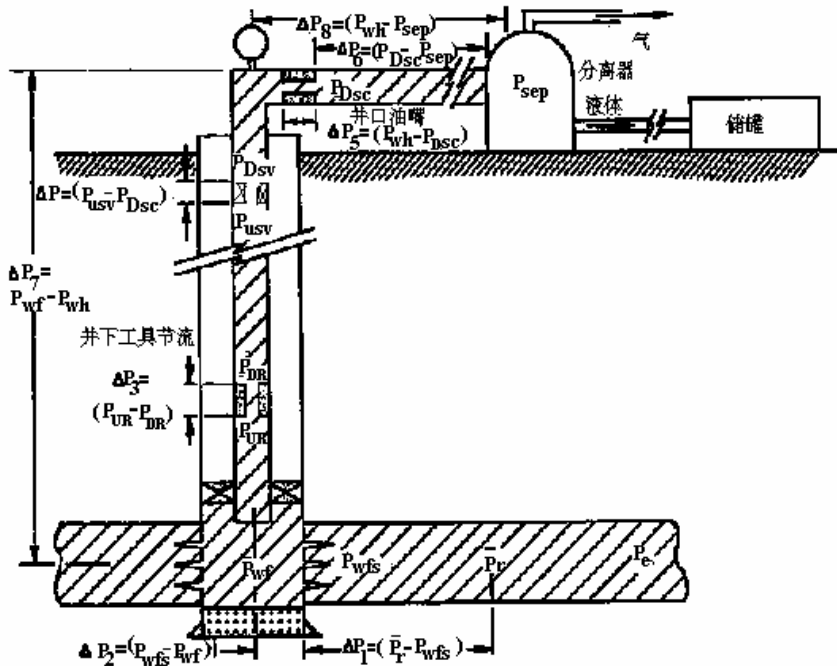


图2-1 完整的自喷井生产系统的压力损失示意图

图中 $\Delta P_1 = \bar{P}_r - P_{wfS}$ —油藏中的压力损失;

\bar{P}_r —平均油藏压力;

P_{wfs} —井底油层面上的压力；

$\Delta P_2 = P_{wfs} - P_{wf}$ —穿过井壁(射孔孔眼、污染区)的压力损失；

P_{wf} —井底流动压力；

$\Delta P_3 = P_{UR} - P_{DR}$ —穿过井下节流器的压力损失；

P_{UR} 、 P_{DR} —井下节流器上、下游压力；

$\Delta P_4 = P_{USV} - P_{DSV}$ —穿过井下安全阀的压力损失；

P_{USV} 、 P_{DSV} —井下安全阀的上、下游压力；

$\Delta P_5 = P_{wh} - P_{DSC}$ —穿过地面油嘴的压力损失；

P_{wh} —井口油管压力；

P_{DSC} —地面油嘴下游压力(井口回压)；

$\Delta P_6 = P_{DSC} - P_{sep}$ —地面出油管线的压力损失；

P_{sep} —分离器压力；

$\Delta P_7 = P_{wf} - P_{wh}$ —油管中的损失，包括 ΔP_3 和 ΔP_4 ；

$\Delta P_8 = P_{wh} - P_{sep}$ —地面管线总损失，包括 ΔP_5

大多数自喷井的生产系统较为简单，除海上油井外都不设置井下安全阀和节流器。

油井稳定生产时，整个流动系统必然满足混合物的质量和能量守恒原理。要使油井连续稳定自喷，就必须使这四个不同流动过程既相互衔接又相互协调起来，其中任何一个流动过程发生变化。都会影响其它过程，从而改变自喷井的整个生产状况。

2.1.2 自喷井节点分析

80年代以来，为了进行油、气生产系统设计及生产动态预测，广泛使用节点系统分析(Nodal Systems Analysis)方法。它是应用系统工程原理，以油井生产系统为对象把从油藏到地面分离器所构成的整个油井生产系统按不同的流动规律分成若干流动子系统，在每个流动子系统的起始及衔接处设置节点。在分析研究各子系统流动规律的基础上分析各子系统的相互关系及其各自对整个系统工作的影响，为优化系统运行参数和进行系统的调控提供依据。图2-2是与图2-1所示系统相对应的各节点位置。

节点1描述分离器压力 P_{sep} ，通常可调节为定值。节点8描述平均油藏压力 \bar{P} 。在整个生产系统中，节点1和节点8上的压力 P_{sep} 和 \bar{P} 并不是流量的函数。因此，任何用来求解总系统问题的试算法都必须从节点1或8开始。如果以其它中间节点作为使问题获得解决的节点即求解点(Solution node)，则要分别从节1和节点8两点开始。一旦求解点选定之后，就可以把某一流量下从开始节点起的全部压力降加起来，一直到达求解点为止。

求解点的选择主要取决于所要研究解决的问题。通常是选用(见图2-3)井口(节点3)或井底(节点6)，即求解不同条件下系统协调生产时的井口压力或井底流压及相应的产量，也可以选在其它节点上。

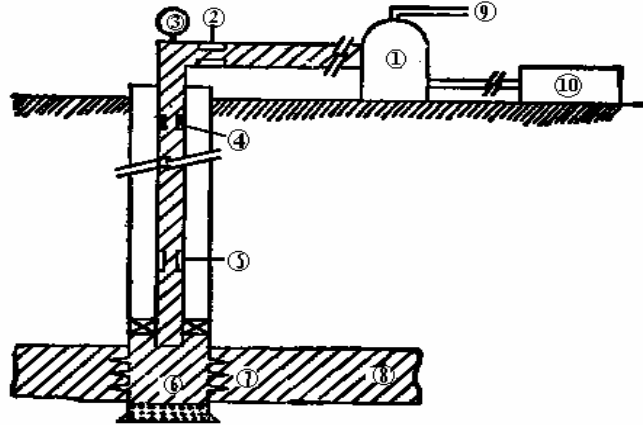


图2-2 自喷井生产系统节点位置

1—分离器;2—地面油嘴;3—井口;4—安全阀;5—节流器;
6— P_{wf} ;7— P_{wh} ;8— \bar{P}_r ;9—集气管网;10—油罐

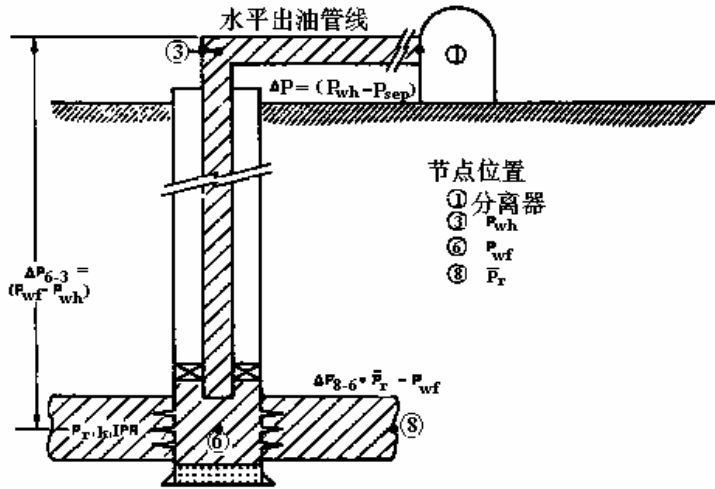


图2-3 简单系统的节点

(1) 油藏与油管两个子系统的节点分析

给定的已知条件：油藏深度；油管直径；气油比；含水；油、气、水密度；油藏压力 \bar{P}_r ；饱和压力 P_b (低于油层压力) 及单相流时的采油指数 J_1 。

1) 井底为求解点

当油压为已知时，可以以井底为求解点。IPR曲线为节点6的流入曲线。若已知油压，则设定一组产量，通过井筒多相流计算可得一组井底流压，此流压与产量的关系曲线便为节点6的流出曲线。把这两条曲线绘制在同一座标中，其交点便为该系统在所给条件下在井底得到的解，即在所给条件下可获得的油井产量及相应的井底流压(图2-4)。

2) 井口为求解点

有时也不一定要求保持固定的油压，这时设定一组产量，通过 IPR 曲线 A 可计算出一组井底流压，然后通过井筒多相流计算可得一组井口油压曲线 B，此油压与产量的关系曲线便为节点 3 的流入曲线。如图 2-5 所示。

图 2-5 上，当产量为 Q 时，此时油层与油管的产量都是 Q ，井底流压与管鞋压力都为 P_a ，油压为 P_b ， $P_a - P_b$ 是在油管中消耗的压力。

在这里要说明曲线 B 的形状，油管的上下压差 ($P_a - P_b$) 并不总是随着产量的增加而加大，而是在 Q_c 时有一个较低的值。这种现象符合前面所讲的多相管流规律。产量低时，管内流速低，滑脱损失大；产量高时，摩擦损失大，这两种情况均可造成管内压力损耗大。而只有某一产量范围，滑脱与摩擦都不是很高的时候，可得到较低的管内压力损耗。

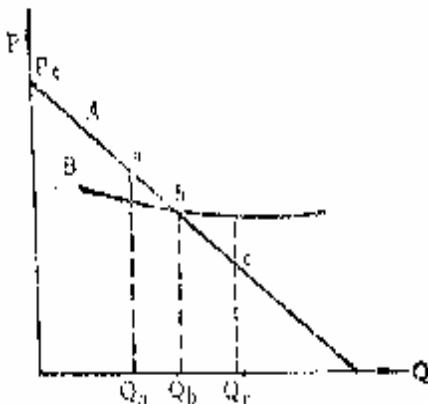


图 2-4 管鞋压力与产量关系曲线

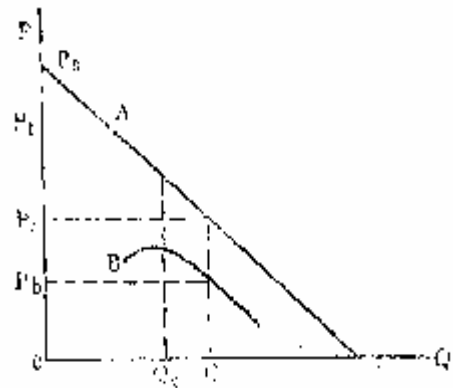


图 2-5 油压与产量的关系曲线

这种方法可以计算出任意产量下的井口油压的大小，并用于预测油井能否自喷。

(2) 从油藏到分离器无油嘴系统的节点分析方法

下面就以图 2-3 所示的简单系统为例来说明选取不同求解点时，进行系统分析的方法。

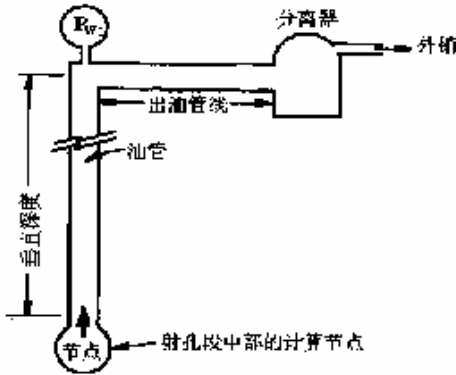
给定的已知条件：分离器压力 P_{sep} ；出油管线直径及长度；油藏深度；油管直径；气油比；含水（本例为零）；油、气密度；油藏压力 \bar{P}_r ；饱和压力 P_b （低于油藏压力）及单相流时的采油指数 PI。

1) 井底为求解点

整个生产系统将从井底（节点 6）分成两部分：一部分为油藏中的流动；另一部分为从油管鞋到分离器的管流系统，如图 2-6 所示。

由于选取中间节点 6（井底）为求解点，所以求解时，要从两端（节点 8 和节点 1）开始，设定一组流量，对这两部分分别计算至求解点上的压力（井底流压，亦即油管鞋压力）与流量的关系曲线。表示油藏中流动的 IPR 曲线为节点 6 的流入曲线；以节点 1（分离器压力）为起点通过水平或倾斜管流计算得井口油压，再通过井筒多相流计算得油管入口压力与流量的关系曲线，此曲线为节点 6 的流出曲线。把这两条曲线绘制在同一座标中，

其交点便为该系统在所给条件下在井底得到的解，即在所给条件下可获得的油井产量及相应的井底流压(图2-7)。



2-6 简单管流系统

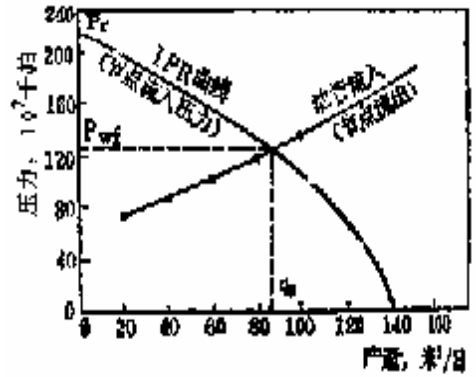


图2-7 求解点在井底的解

选取井底(节点6)为求解点，便于预测油藏压力降低后的未来油井产量(图2-8)及研究油井由于污染或采取增产措施后引起的完善性(或流动效率)改变所带来的影响(图2-9)。

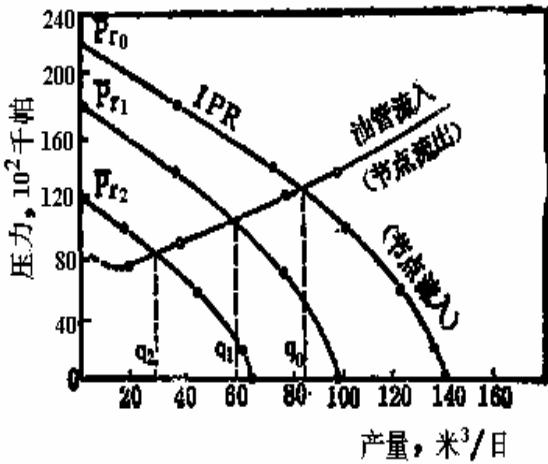


图2-8 预测未来产量

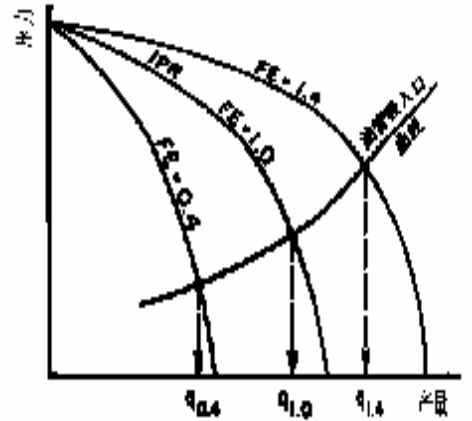


图2-9 油井流动效率改变的影响

2) 井口为求解点

整个生产系统将从井口分为如图2-10和图2-11所示的两大部分。



图2-10 地面管线和分离器部分
(井口为求解点)

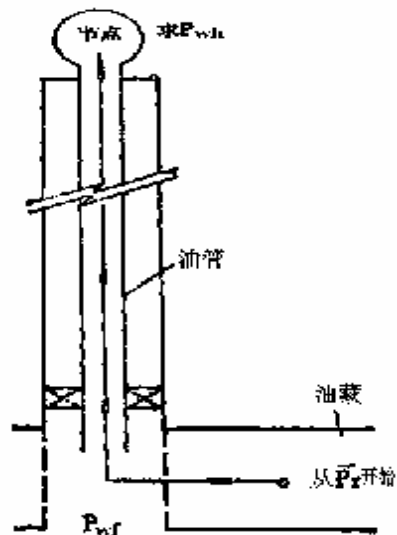


图2-11 油管和油藏部分
(井口为求解点)

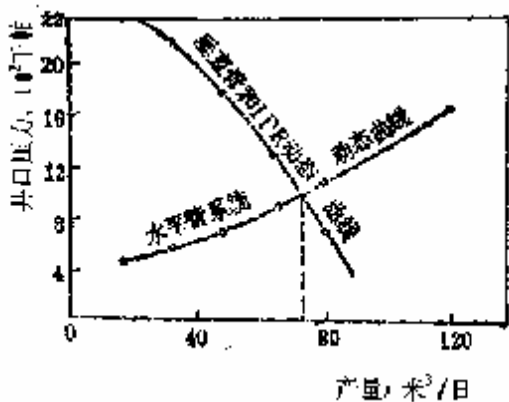


图2-12 求解点在井口的解

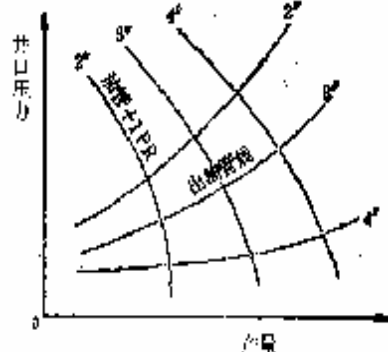


图2-13 不同直径的油管和出油管线的井口解

求解压力为井口压力 P_{wh} 。在假定一组流量后，分别以给定的分离器压力 P_{sep} 和油藏压力 \bar{P} 为起点计算不同流量下的井口压力 P_{wh} 。这样就可绘出以井口为求解点的节点流入曲线(油管及油藏的动态曲线)和节点流出曲线(水平管流动态曲线)，如图2-12所示。由两条曲线的交点就可求出该井在所给条件下的产量及井口压力。

求解点选在井口可用来研究不同直径的油管和出油管线对生产动态的影响(图2-13)，便于选择油管及出油管线的直径。

3) 分离器为求解点

以油藏为起点，分离器为终点(图2-14)计算不同流量下的分离器压力，并绘出分离器压力与产量关系曲线(图2-15)。

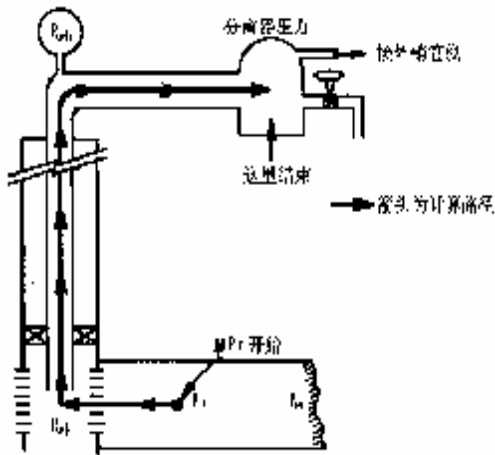


图2-14 分离器为求解点

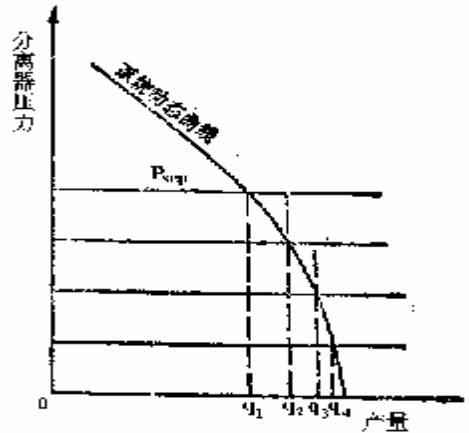


图2-15 分离压力与产量关系

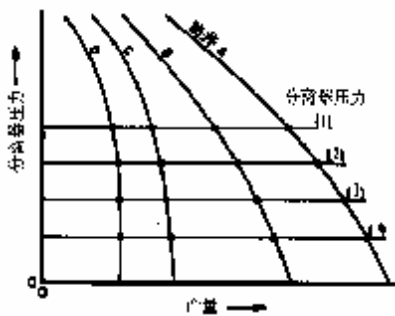


图2-16 分离器压力对不同油井产量的影响

实际生产时，分离器压力调节为定值。由图2-15就可得到选定分离器压力后的产量。

对不同类型的井，以分离器为求解点可做出类似于图2-15的曲线从而可得到分离器压力对各类井生产的影响情况。图2-16为四口不同类型的油井以分离器为求解点的曲线。由图2-16可看出，虽然降低分离器压力可提高油井产量，但各井增产的程度不同，A井增产明显而D井则增产很少。分离器压力与集气管网有关。对于需要增压外输或用于气举时，它直接关系到压缩机的吸入压力，从而

而影响压缩气体需要的功率及压缩机的选择。显然，分离器压力低时，由于压缩比高而需要较高的功率。在这种情况下，分离器压力临界值的确定要进行经济技术方面的综合考虑，其中会涉及到油气分离方式和分离效率以及出油管线直径的选定问题。

4) 平均油藏压力为求解点

以分离器为起点(图2-17)计算不同流量下的油藏压力，并绘出油藏压力与流量关系曲线(图2-18)。计算时，先假定一组流量，并以给定的分离器压力为起点计算各假定流量下相应的井口压力。然后，以计算得的井口压力为起点计算各对应流量下的井底压力。最后，根据假定的一组流量及计算得的井底压力，利用IPR曲线或相关式就可求得相应的油藏平均压力 \bar{P}_r 。以油藏压力为求解点所得的曲线可以用来研究在给定条件下油藏平均压力对油井生产的影响及预测不同油藏平均压力下的油井产量。

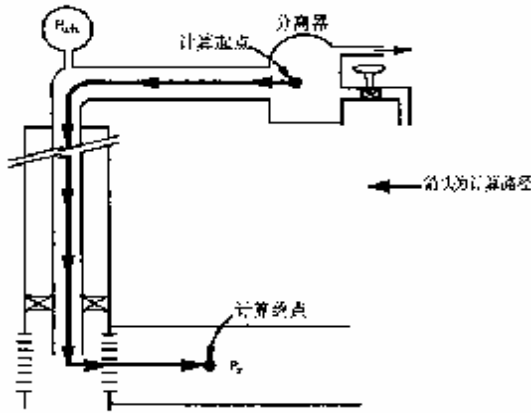


图2-17 求解点为 \bar{P}_r

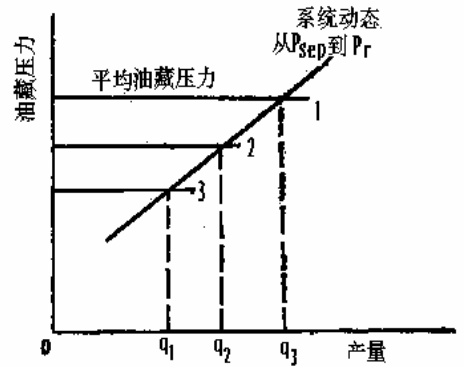


图2-18 \bar{P}_r 变化的影响

(3) 从油藏到分离器有油嘴系统的节点分析方法

1) 嘴流规律

在进行有油嘴系统的节点分析之前，先来分析油气混合物通过油嘴时的流动—嘴流规律。

如图2-19所示，油、气混合物从井底到达井口时，在油嘴前的油压 P_i 和油嘴后的回压 P_b 作用下通过油嘴。由于此处气体膨胀，混合物流量很大，而油嘴直径又很小，因此，混合物流经油嘴时流速极高，可能达到临界流动。所谓临界流动是流体的流速达到压力波在流体介质中的传播速度即声波速时的流动状态。此时可以把混气液体在油嘴中的流动看成热工中流体在临界条件的喷管流动。在临界流动条件下，气体或液体经喷管的质量流量与喷管前后的压力比的关系 P_2/P_1 如图2-20所示。

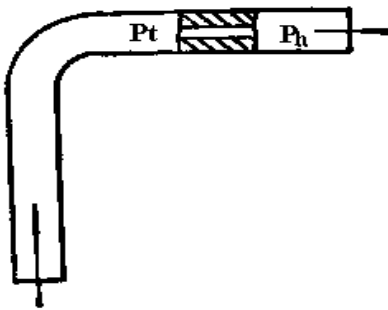


图2-19 嘴流示意图

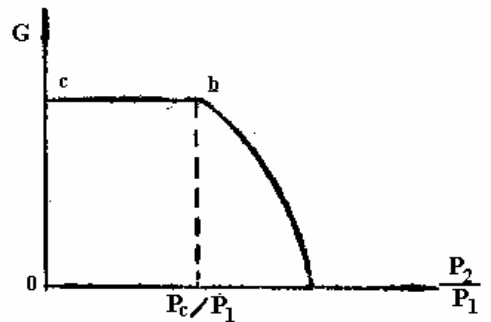


图2-20 $G=f(P_2/P_1)$ 关系

图2-20中 G 是流体的质量， P_1 与 P_2 是喷管前后的压力。从图2-20中看出，当 $P_1=P_2$ 时， $G=0$ 。在曲线 ab 段上，当压力比 P_2/P_1 逐渐减小时，流量 G 逐渐增加。但当流量 G 增加到某一定值(最大值)时，继续减小压力比，流量并不增加，而保持定值如直线段 bc 所示。

对应于最大流量时的压力比 P_c/P_1 称为临界压力比，根据热力学理论，气体流动的临界压力比为：

$$\frac{P_c}{P_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2-1)$$

式中 k —气体的绝热指数。

在临界压力比条件下的最大流量，就是在声速下的流量。

在空气、油、盐水中的声速分别是 335.4m/s，1216m/s 和 1700m/s，在油气混合物中的声速与混合物组成及其性质有关。

空气流过喷管的临界压力比为：

$$\frac{P_c}{P_1} \approx 0.528 \text{ (天然气为 } 0.546) \quad (2-2)$$

油气混合物在油嘴中的流动近似于单相气体的流动，从上式可以看出，当压力比等于或小于 0.546，大体上在嘴内产生等于声速的流动速度。在临界流动条件下，即 $\frac{P_2}{P_1} \leq \frac{P_c}{P_1} = 0.546$ ，流量不受嘴后压力变化的影响，而只与嘴前的压力、嘴径及气油比有关。根据矿场资料统计，它们之间的关系可表示为：

$$q = \frac{P_r d^m}{c R^n} \quad (2-3)$$

$$\text{或} \quad P_r = \frac{c R^n q}{d^m} \quad (2-3a)$$

式中 P_r —油压(即 P_1)；

R —气油比；

q —产油量；

d —油嘴直径；

n 、 m 、 c —常数。

式(2-3)表示了临界流动条件下油气混合物通过油嘴时主要流动参数之间的基本关系。由于流体性质的差别及油气混合方式的不同使得嘴流复杂化。根据国内外数百口井资料统计，通常采用的嘴流计算公式为：

$$q = \frac{4d^2}{R^{0.5}} P_r \quad (2-4)$$

式中 P_r —油压，MPa；

q —产油量，t/d；

R —气油比，m³/t；

d —油嘴直径，mm。

对于含水井可采用下式

$$q_r = \frac{4d^2}{R^{0.5}} P_r (1-f_w)^{0.5} \quad (2-5)$$

式中 q_r —产液量，t/d；

f_w —含水，小数。

应当指出，油嘴流动等式有很大的经验性，与油田条件有关。所以，在实际应用时，应根据油田具体条件，收集及分析与油嘴有关参数的资料，对上式加以校正，得出适合于本地区的计算公式。

当油嘴直径和气油比一定时，产量 q 和井口油压 P_t 成线性关系。如图2-21所示。只有满足油嘴的临界流动，整个生产系统才能稳定生产。即使井口回压有所变化，油井产量也不发生变化。

2) 有油嘴系统的节点分析方法

对图 2-1 所示的复杂系统，计算中则需要考虑 ΔP_s 、 ΔP_t 及 ΔP_b 。如果为了选择地面油嘴、井下安全阀及井下节流器，则求解点可分别选择在节点 2、节点 4 及节点 5 上来进行分析。与前面所讲的其它节点之不同处在于，这些节点上的压力是不连续的，液流穿过节点时产生压差。把这种压力不连续，即存在压差的节点统称为“功能节点”(Functional node)，即在这些节点位置上装有可起特殊作用的设备。当以功能节点为求解点时，先要以系统两端为起点分别计算不同流量下节点上、下游的压力，并求得节点压差和绘出压差—流量曲线。然后，根据描述节点设备(油嘴、安全阀等)的流量—压差公式或相关式，求得设备工作曲线。由两条压差—流量曲线的交点便可求得问题的解，即节点设备产生的压差及相应的油井产量。设备规格不同，则求解得到的压差及产量亦不相同，从而可根据要求选出合适的节点设备。

对有油嘴的生产系统，必须以油嘴为求解点。可设定一系列的产量，从油层和分离器开始分别计算出油嘴处一系列的油压和回压。将满足回压低于油压一半(油嘴临界压力比近似取 0.5)的点绘制成 $P_t \sim q$ 的曲线 B，此曲线上的任一点都满足油嘴的临界流动。曲线 B 与油嘴特性曲线 G 的交点即为该油嘴下的产量与油压，如图 2-22 所示。

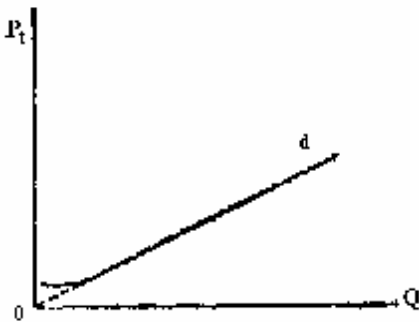


图2-21 油嘴、油压与产量的关系曲线

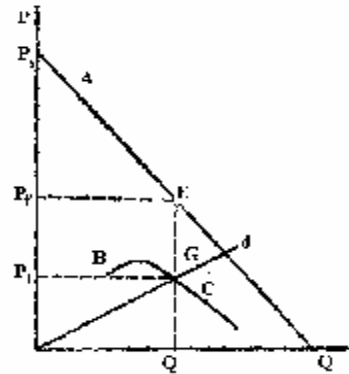


图2-22 自喷井三个流动过程关系

图 2-22 中， $P_s - P_f$ 表示在油层流动中所消耗的压力， $P_s - P_t$ 表示在油管垂直流动中所消耗的压力， P_t 表示井口油压。

(4) 节点分析在设计及预测中的应用

1) 不同油嘴下的产量预测与油嘴选择

对一口井根据生产上要求的产量 Q 选择合适的油嘴直径 d 时，以油嘴为求解点，绘制出满足油嘴临界流动的 $P_t \sim Q$ 曲线即油管工作曲线 B ，再根据可供选用的油嘴直径分别作出相应的油嘴曲线，如4、6、8、10、16分别与曲线 B 相交，其交点所对应的产量分别为 Q_6 、 Q_8 、 Q_{10} 、 Q_{16} ，然后根据要求的产量 Q 确定与之对应的(或较接近的)油嘴直径。如图2-23所示。

从图2-23上可以看出，油嘴4与曲线 B 无交点，说明选用油嘴4在油管中的油流速度很低，则生产不正常。在更换油嘴预测产量的时候，应当注意油嘴的更换不应引起绘制曲线 B 时各给定参数的变化。例如因更换油嘴使参数气油比改变，那么三条曲线的位置将发生改变，图2-23就是在更换油嘴时参数不变的情况下得到的。

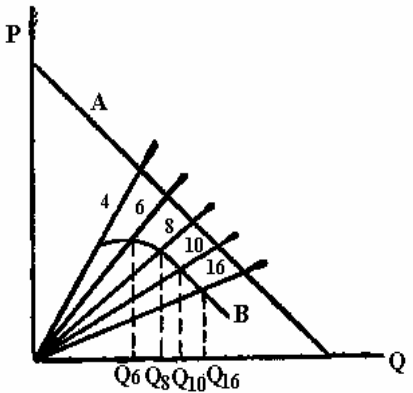


图2-23 不同油嘴直径时的产量

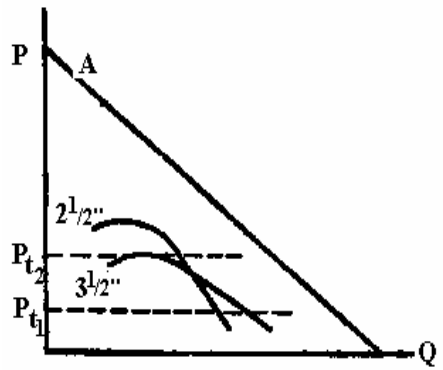


图2-24 不同油管直径对产量的影响

2) 油管直径的选择

在相同参数下，将不同直径油管的工作曲线画在 $P-Q$ 图上，以比较在某种产量范围内选用何种油管直径更为有利。如图2-24分别作出油层工作曲线 A 和相应的 $2\frac{1}{2}$ "和 $3\frac{1}{2}$ "或其他直径的油管工作曲线。油管工作曲线的形状和给定的具体参数有关，图2-24上的油管工作曲线是其中的一例，从这两种管径的油管工作曲线看到一种有意义的情况。当井口油压较低为 P_{t1} 时，大直径油管的产量比小直径的要高，这是容易理解的。但是，同样这两种管径的油管，当油压高时，如 P_{t2} ，大直径油管的产量反而比小直径的要低。这是由于在大直径管中滑脱损失使总损失增大之故。由此可见，在某种条件下，大直径油管不一定比小直径油管的产量高。

在这里要强调一下选择油管的重要性。要考虑到在高产井中(千吨及上万吨的井)，倘若没有考虑到油管直径的问题，很可能由于选用了过小的油管直径而限制了产量。国外有的高产自喷井油管用到 $3\frac{1}{2}$ "， $4\frac{1}{2}$ "的，如中东及阿拉斯加等地区。

由于油管尺寸的加大，自然影响到套管直径及其配套的井下工具。因此，在完井工程设计确定生产套管尺寸时首先应确定油管直径。而油管直径的选择不仅要考虑到开发初期的产能，而且要考虑到开发后期的产能及举升工艺和可能采取的井下措施。

3) 预测油藏压力变化对产量的影响

油藏在开采过程中，油藏压力会发生某种程度的降低，可以用类似的方法预测油藏压力下降后产量的变化。

首先讨论油嘴直径不变时，油藏压力降低后产量 Q 的变化。

如图2-25所示，A、B分别为某一开采阶段的油层工作与油管工作曲线。经过一定时间后，油藏压力降低，相应的油层工作曲线和油管工作曲线为 A' 、 B' 。如果所用的油嘴直径 d_1 不变，该井的产量将由原来的 Q_1 下降为 Q_2 。倘若已知油藏压力下降的速度也可以估计出产量从 Q_1 降低到 Q_2 所需的时间。

如果要求保持原来的产量 Q_1 ，就必须换用较大的油嘴直径 d_2 。问题在于换用大直径油嘴 d_2 后，井口油压要随之下降，能否满足生产上对井口油压的要求，也是需要考虑的。也可以采用绘制图2-18的方法分析油藏压力变化对油井产量的影响。

4) 停喷压力预测

如图2-26所示，油井在生产过程中，由于油藏压力连续下降，油层工作曲线分别变为 A_1 、 A_2 、 A_3 ，相应的油管工作曲线也要向横轴方向移动，如 B_1 、 B_2 、 B_3 。如果要求油压 P_i 在大于某值(例如 $P_i=0.6\text{MPa}$)的条件下生产，在纵轴上取 $P_i=0.6\text{MPa}$ 的E点作一水平线交油管曲线 B_2 于C点。从图中可以看出，EC线不与油管曲线 B_3 相交，说明油藏压力下降到 A_3 以前，油井已不能正常自喷生产。

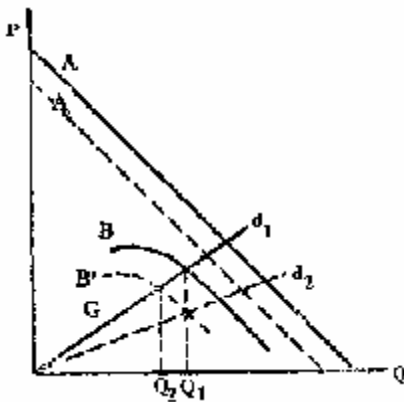


图2-25 油藏压力下降对产量的影响

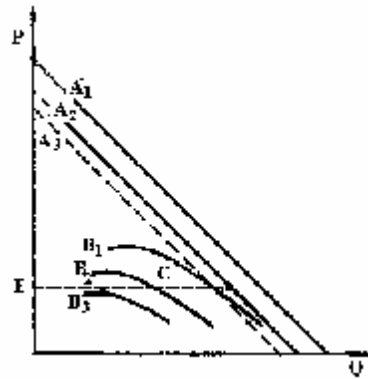


图2-26 停喷压力预测

在研究自喷油井工作时，实际情况是比较复杂的。上面讨论中，尚有下列因素未加考虑：

- a .多油层的情况；
- b .油井生产过程中的一些复杂情况，如油井出砂、结蜡、井下节流器及安全阀等。

需要强调的是，在节点分析计算过程中，可以看到多相管流计算方法的重要性，为了提高计算的准确，应选取与实际情况较符合的计算方法。

2.2 气举采油原理及油井举升系统设计方法

气举是利用从地面注入高压气体将井内原油举升至地面的一种人工举升方式。气举井的井筒流动与自喷井相同，但用于举升原油的气体主要来自地面的高压气，而不是来自地层和原油的溶解气。气举采油是机械采油法中对油井生产条件适应性较强的一种，常用于高产量的深井和含砂量少、含水低、气油比高和含有腐蚀性成分低的油井。气举采油时必须有足够的气源，一般为气井和油井产出的天然气，气举采油的井口和井下设备比较简单，但由于气举需要压缩机组和地面高压气管线，地面设备系统复杂，一次性投资较大，而且系统效率较低，特别是受到气源的限制，一般油田很少采用。随着气举技术及有关配套工艺的完善，在高气油比油藏的开发中气举方式已被广泛应用，特别是对高气油比、高产量的深井，海上油井，水平井，定向井，丛式井，气举方式具有广泛的应用前景。

2.2.1 气举采油原理

气举采油是依靠从地面注入井内的高压气体与油层产出流体在井筒中的混合，利用气体的膨胀使井筒中的混合液密度降低，将流入到井内的原油举升到地面的一种采油方式，其流程如图 2-27 所示。

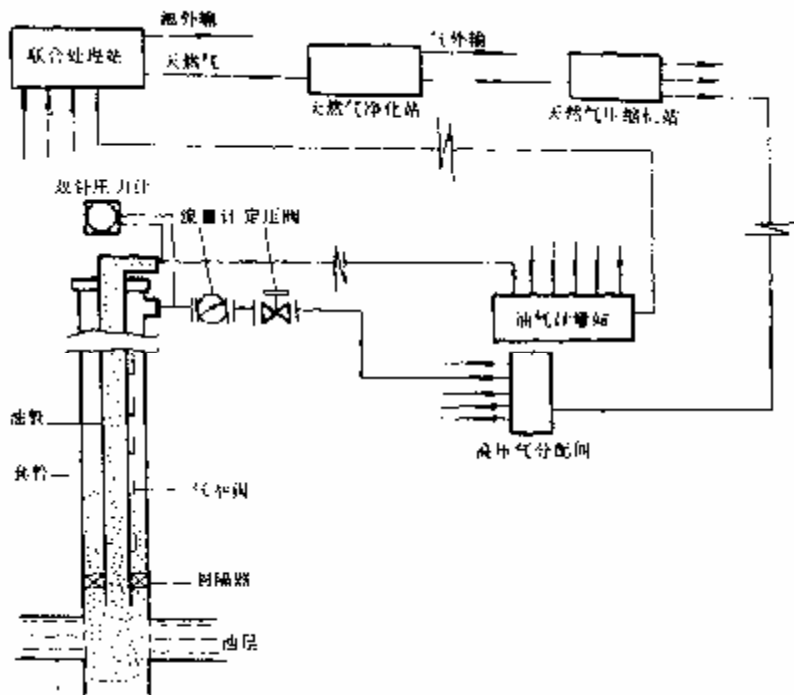


图 2-27 气举采油系统示意图

气举按注气方式可分为连续气举和间歇气举。所谓连续气举就是将高压气体连续地注入

井内，排出井筒中液体的一种举升方式，适应于供液能力较好、产量较高的油井。间歇气举就是向井筒周期性地注入气体，推动停注期间在井筒内聚集的油层流体段塞升至地面从而排出井中液体的一种举升方式。间歇气举主要用于油层供给能力差，产量低的油井。

气举井与自喷井，有许多相似之处，气举井的主要能量是依靠外来高压气体的能量，而自喷井主要依靠油层本身的能量。为了获得最大的油管工作效率，应当将油管下到油层中部，这样可使油管在最大的沉没度下工作，即使将来油层压力下降，也能使气体保持较高的举油效率。

2.2.2 气举启动

在中深油井，特别是深井和超深油井中，如果油管下入较深，地面供给气体的压缩机将需要足够的压力，才能将气体注入环空的预定深度使油井投入正常工作。当油井停产时，井筒中的积液将不断增加，油套管内的液面在同一位置，当启动压缩机向油套环形空间注入高压气体时，环空液面将被挤压下降，如不考虑液体被挤入地层，环空中的液体将全部进入油管，油管内液面上升。随着压缩机压力的不断提高，当环形空间内的液面将最终达到管鞋（注气点）处，此时的井口注入压力达到最高值称为启动压力。当高压气体进入油管后，由于油管内混合液密度降低，液面不断升高，液流喷出地面，井底流压随着高压气体的进一步注入，也将不断降低，最后达到一个协调稳定状态。图 2-28 为气举井（无凡尔）启动过程示意图。在此过程中，井口注入压力随时间的变化如图 2-29 所示。当井底流压低于油层压力时，液流则从油层中流出，这时混合液密度又有所增加，压缩机的注入压力也随之增加，经过一段时间后趋于稳定。气举井的上述启动过程实际上是降低井内流体载荷的过程。因此，也称为“卸荷”过程。

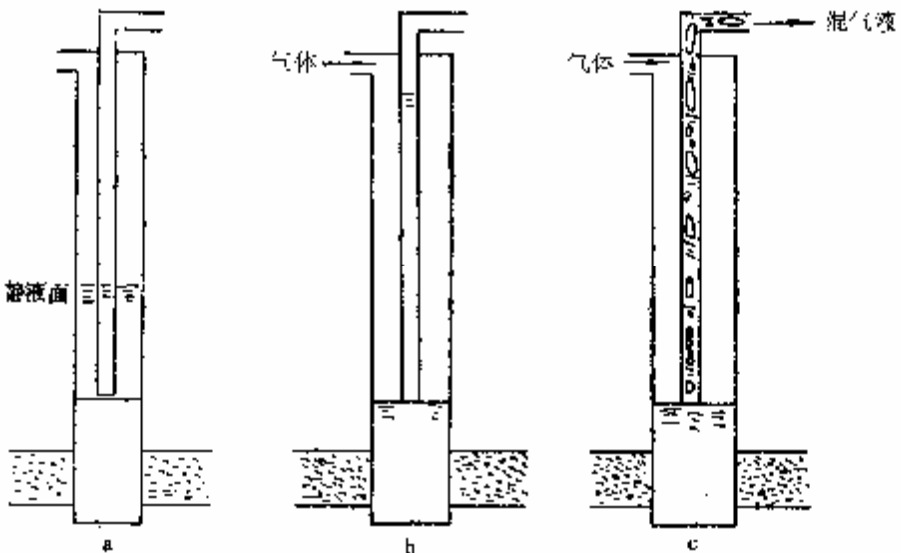


图 2-28 气举井（无凡尔）的启动过程
a—停产时；b—环形液面到达管鞋；c—气体进入油管

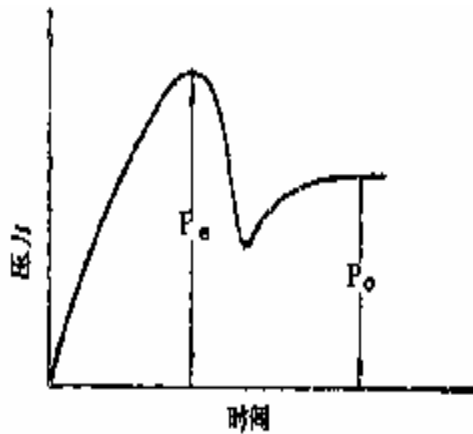


图 2-29 气举井启动时的压缩机压力随时间的变化曲线

图 3-29 中, P_e 为启动压力, 它是气举井启动过程中的最大井口注入压力。 P_o 为趋于稳定时的井口注入压力, 称为工作压力。

如果当压缩机的最大额定压力小于启动压力时, 气举将无法举出井筒的液体。启动压力与油管下入的深度、油管直径以及静液面的深度有关。当静液面深度一定时, 降低油管下入深度, 可降低启动压力, 但随着静液面的下降, 油井将无法正常工作。所以, 计算启动压力时, 必须考虑下述两种情况。

第一种情况: 环空液面降低到管鞋时, 液体并未从井口溢出, 启动压力与油管液柱相平衡。即

$$P_e = (h^* + \Delta h)rg \quad (2-6)$$

$$\Delta h \text{ 由下式确定: } \frac{p}{4}(D^2 - d^2)h^* = \frac{p}{4}d^2\Delta h \quad (2-7)$$

式中 h^* ——静液面距管鞋的深度;

Δh ——油管液面上升的高度。

由(2-7)式求出 Δh 后代入(2-6)式得:

$$P_e = h^*rg \frac{D^2}{d^2} \quad (2-8)$$

第二种情况: 静液面接近井口, 环形空间的液面还没有被挤到油管鞋时, 油管内的液面已达到井口, 液体中途溢出井口。此时, 启动压力就等于油管中的液柱压力:

$$P'_e = Lrg \quad (2-9)$$

式中 P'_e ——最大启动压力;

L ——油管长度;

r ——液体密度。

当油层的渗透性较好时, 且被液体挤压的液面下降很缓慢时, 则从环形空间挤压出的液体有部份被油层吸收。在极端情况下, 液体全部被油层吸收, 当高压气到达油管鞋时, 油管中的液面几乎没有升高。在这种情况下, 启动压力由油管中静液面下的沉没深度确定, 即

$$P_e'' = h^* rg$$

式中 P_e' —最小启动压力。

一般情况下，气举系统的启动压力只能在 P_e' 和 P_e'' 之间。

2.2.3 气举凡尔

(1) 气举凡尔工作原理

气举生产过程中，由于启动压力较高，这就要求压缩机额定输出压力较大，但由于气举系统在正常生产时，其工作压力比启动压力小得多，势必造成压缩机功率的浪费，增加投入成本。为了降低压缩机的启动压力与工作压力之差，必须降低启动压力。假设在油管不同深度装上阀孔，当注入高压气体时，气体从阀孔进入油管，降低阀孔上部油管的混合液密度从而排出上部油管液体。进一步的设想，当油管内的压力下降到某一界限的时候，阀孔关闭，高压气体又推动环空液面下行，到第二个阀孔。依此类推，从而排出井筒中的积液，使油井正常工作。这个智能的阀孔就是所谓的气举凡尔，其作用就是降低启动压力和排除油套环形空间的液体。

气举凡尔在气井生产系统中，关系到气举井能否正常生产。气举凡尔按安装方式分为：绳索投入式和固定式。按使凡尔保持打开或关闭的加压元件分为：封包充气凡尔、弹簧加压凡尔及充气室和弹簧联合加压的双元件凡尔。按井下凡尔对套压和油压的敏感程度又分为：套压控制凡尔与油压控制凡尔。下面对常用的几种凡尔分别作简要介绍。

套压控制凡尔也称气压控制凡尔，当其关闭时，有 50%~100% 是对套压敏感，而打开状态时则有 100%，打开或关闭凡尔，必须提高或降低套压。液压控制凡尔也称油压凡尔，在关闭状态时，有 50%~100% 对油压敏感，打开状态时有 100% 对油压敏感，打开或关闭凡尔，则要相应的提高或降低油压。

气举凡尔实质上是一种用于井下的压力调节器。图 2-30 是地面上常用的简单压力调节器的简图。弹簧张力 F 使与阀杆相连的阀坐于阀座上。上游压力 P_u 作用于响应元件弹簧膜(面积 A_b)上，产生使阀杆上移试图打开凡尔的力 $P_u(A_b - A_p)$ ；下游压力 P_d 作用在阀球上，也产生试图打开凡尔的力 $P_d A_p$ 。

当 $F > P_u(A_b - A_p) + P_d A_p$ 时，凡尔处于关闭状态。 A_p 为阀孔截面积。

一旦 $P_u(A_b - A_p) + P_d A_p > F$ ，则凡尔被打开。

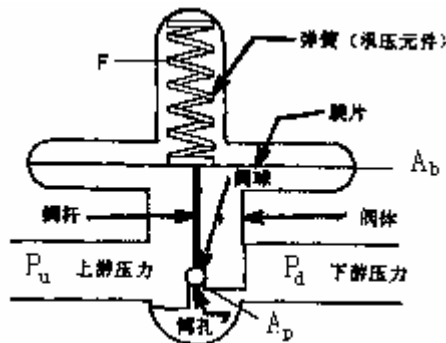


图 2-30 压力调节器结构示意图

此时，使凡尔保持打开的力则为 $P_u A_b$ 。当上游压力降低(下游压力也随着降低)使 $P_u A_b < F$ 时，则凡尔又重新关闭。重新关闭后，在下游压力已降低的情况下，即使上游压力恢复到原来打开凡尔时的数值，也不能打开凡尔。由于 $A_b > A_p$ ，它对上游压力的敏感性大；如果改变流动方向，则对下游压力的敏感性大。

下面我们对常用的套压控制凡尔和油压控制凡尔作简要介绍。

(2) 套管压力操作凡尔参数计算

这是封包式凡尔中的一种，图 2-31 所示为处于关闭状态时的示意图；图 2-32 是开启状态示意图。

1) 工作条件下凡尔开启压力

在图 2-31 所示的关闭状态下，凡尔球受油管压力产生的上顶力，封包受套管压力产生的上顶力，两者都试图打开凡尔，而作用在封包面积上的气室压力则力图使凡尔保持关闭状态。

试图打开凡尔的力

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_t A_p \quad (2-10)$$

$$\text{保持凡尔关闭的力 } F_c = P_d A_b \quad (2-11)$$

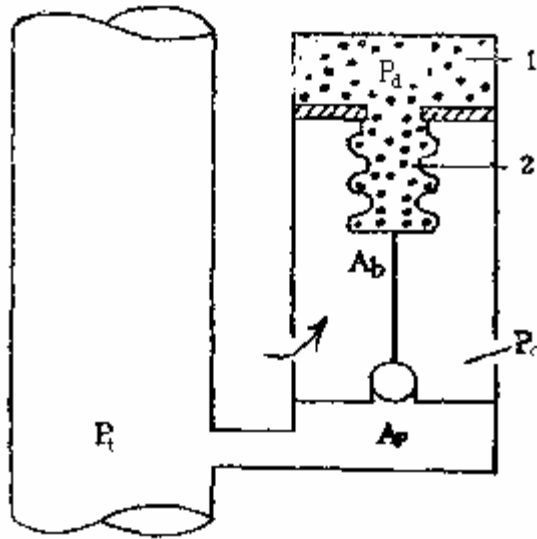


图 2-31 套管压力操作阀（关闭状态）

1—充气室（加压元件）；2—封包（响应元件）； P_c —套管压力；

P_t —油管压力； P_d —气室压力； A_b —封包面积； A_p —凡尔孔（座）面积

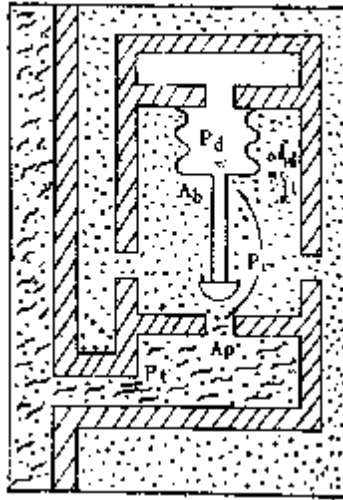


图 2-32 套管压力操作凡尔（开启状态）

若以 P_{op} 表示凡尔将要开启瞬间凡尔处的套管压力(称凡尔开启压力), 则根据凡尔力的平衡条件, 凡尔开启压力为:

$$P_{op} = \frac{P_d - RP_t}{1 - R} \quad (2-12)$$

式中 P_{op} ——凡尔在井下的开启压力, MPa;

P_d —— 凡尔在井下时封包内的压力, MPa;

P_t ——凡尔处的油管压力, MPa;

R ——凡尔孔面积与封包面积之比, 即 $R = A_p / A_b$

为了研究油管压力对凡尔开启压力的影响, 将(2-12)式改写为:

$$P_{op} = \frac{P_d}{1 - R} - \frac{RP_t}{1 - R} \quad (2-12a)$$

由上式看出, 随着油管压力增加, 打开凡尔所需要的套管压力减小。式中的油管压力项(第二项)称油管效应(T.E.)。

$$T.E. = P_t \frac{R}{1 - R} \quad (2-13)$$

式中, $R/(1-R)$ 称为油管效应系数(T.E.F.)。

2)工作条件下的凡尔关闭压力

当凡尔处的套管压力 $P_c \geq P_{op}$ 之后, 凡尔就会被打开。凡尔打开后:

$$\text{保持凡尔开启的力 } F_o = P_c(A_b - A_p) + P_c A_p$$

$$\text{试图关闭凡尔的力 } F_c = P_d A_b$$

当 $F_o \leq F_c$ 时, 凡尔就会关闭。以 P_{vc} 表示凡尔即将关闭瞬间凡尔处的套管压力(称凡尔关

闭压力), 则

$$P_{vc} = P_d \quad (2-14)$$

由上式可看出, 凡尔关闭压力仅与封包内的压力有关, 与油管压力无关。

3) 工作压差

凡尔开启压力与关闭压力之差称为凡尔的距, 是表征封包式凡尔工作特性的一个主要参数, 其值为:

$$\Delta P = P_{op} - P_{vc} = \frac{P_d - P_t R}{1 - R} - P_{vc} \quad (2-15)$$

将 $P_{vc} = P_d$ 代入上式, 整理后可得:

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{R}{1 - R} (P_d - P_t) \\ &= T.E.F. (P_d - P_t) \end{aligned} \quad (2-15a)$$

凡尔的距随油管压力的增大而减小。当 $P_t = P_d$ 时为最小, 且等于零; 当 $P_t = 0$ 时, 其值最大。由此,

最大距 = T.E.F. (P_d) ; 最小距 = 0

凡尔的距还与油管效应有关, 由于 T.E.F. 随面积比 R (或凡尔孔径) 增大而增大, 故增大凡尔孔径可明显地提高凡尔的距。

在气举设计中, 都需要知道在一定的井口压力下气柱的压力分布, 以便计算凡尔处的气体压力(套管的压力)。静气柱压力分布的计算公式为:

$$P_g(x) = P_{so} \exp\left(\frac{r_{go} g x T_0}{P_0 T_{av} Z_{av}}\right) \quad (2-16)$$

- 式中
- x —— 从井口算起的深度, m;
 - g —— 重力加速度, m/s^2 ;
 - T_0 、 P_0 —— 标准状况下的温度和压力, K, MPa;
 - r_{g0} —— 标准状况下的气体密度, kg/m^3 ;
 - T_{av} 、 Z_{av} —— 平均温度及平均温度和压力下的气体压缩因子;
 - P_{so} —— 井口压力(绝对), MPa;
 - $P_g(x)$ —— x 处的气柱压力(绝对), MPa。

通常大多采用下式进行近似计算:

$$P_g(x) = P_{so} \left(1 + \frac{r_{go} g T_0 x}{P_0 T_{av} Z_{av}}\right) \quad (2-16a)$$

上式说明, 气柱的压力近似于直线分布。

凡尔下井前在车间装配时, 应根据气举设计所提出的凡尔位置及开启压力进行充气。为此, 首先要根据设计的开启压力 P_{op} 及油管压力 P_t , 用下式计算出在操作条件下凡尔所在位置的气室压力, 亦即关闭压力:

$$P_d = P_{op} (1 - R) + R P_t \quad (2-17)$$

车间装配时的气室压力, 通常是指标准温度(293K, 即 20°C)下的压力。为此, 需对 P_d

进行温度修正。根据气体状态方程，则有：

$$\frac{P_d}{Z_d T_d} = \frac{P_{do}}{293 Z_o}$$

$$P_{do} = \frac{293 Z_o}{Z_d T_d} P_d = C_t P_d \quad (2-18)$$

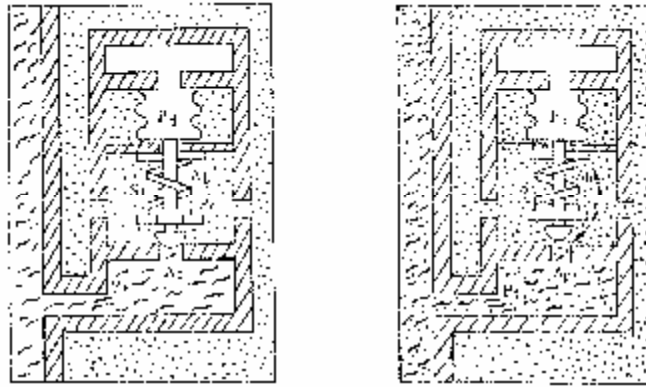
式中 P_{do} —— 293K 下的气室压力，即车间充气压力，MPa；
 Z_o —— 293K 和 0.1MPa 下的气体压缩因子， $Z_o = 1$ ；
 T_d 、 Z_d —— 凡尔所在深度处的温度及相应的气体压缩因子；
 C_t —— 温度修正系数， $C_t = \frac{293}{Z_d T_o}$ 。

在车间测试架上，凡尔开启压力是在油管压力 $P_i = 0$ 的条件下进行测试的。所以，测试架上的凡尔开启压力为：

$$P_{tro} = \frac{P_{do}}{1 - R} \quad (2-19)$$

(3) 双元件套压操作凡尔参数计算

图 2-33 所示为带有气室及弹簧加压的双元件套压操作凡尔。它与前面所讲的套压操作凡尔所不同的只是增加了一个加压弹簧，保持凡尔关闭的力是由弹簧和气室压力联合提供的。它可用较低的气室压力达到与单元件凡尔相同的关闭压力。也可不用充气，而完全由弹簧来提供关闭力。



a

b

(a) 关闭状态

(b) 开启状态

图 2-33 双元件套压操作凡尔

1) 工作条件下凡尔开启压力

根据凡尔上力的平衡条件，这种凡尔关闭后：

试图打开凡尔的力 $F_o = P_c (A_b - A_p) + P_i A_p$

保持凡尔关闭的力 $F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p)$

式中 S_t —— 由弹簧张力所产生的等效压力，假定作用在 $(A_b - A_p)$ 面积上，即

$$S_t = \frac{F_{st}}{A_b - A_p}$$

其中， F_{st} 为弹簧张力；其余符号同前。

同样，以 P_{op} 表示的凡尔开启瞬间在凡尔处的套管压力作为凡尔开启压力，则可得

$$P_{op} = \frac{P_d}{1-R} - \frac{P_t R}{1-R} + S_t \quad (2-19)$$

2) 工作条件下凡尔关闭压力

凡尔开启后：

试图关闭凡尔的力 $F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p)$

保持凡尔开启的力 $F_o = P_c (A_b - A_p) + P_c A_p$

同样以 P_{vc} 表示凡尔关闭瞬间在凡尔处的套管压力，并作为凡尔的关闭压力，则可得

$$P_{vc} = P_c + S_t (1-R) \quad (2-20)$$

由(2-19)和(2-20)式可得

$$P_{op} = \frac{P_{vc} - P_t R}{1-R} \quad (2-19a)$$

$$\text{或} \quad P_{vc} = P_{op} (1-R) + P_t R \quad (2-20a)$$

3) 凡尔的工作压差

凡尔的距为：

$$\Delta P = P_{op} - P_{vc} = \frac{R}{1-R} [P_d + S_t (1-R) - P_t] \quad (2-21)$$

$$\text{或} \quad \Delta P = T.E.F [P_d + S_t (1-R) + P_t]$$

在车间装配时，293K 下的气室压力

$$P_{do} = C_t P_d$$

车间测试的开启压力应为：

$$P_{tro} = \frac{P_{do}}{1-R} + S_t \quad (2-22)$$

如气室不充气，则 $P_{tro} = S_t$ 。在车间装配时，这种凡尔的测试步骤如下：

j 在不充气的条件下，调节弹簧张力，使凡尔开启压力 P_{tro} 等于预定的 S_t 。

k 给气室充气增加压力，并冷却到 293K。

l 气室放气，直到在用(2-22)式计算的压力 P_{tro} 下打开为止。

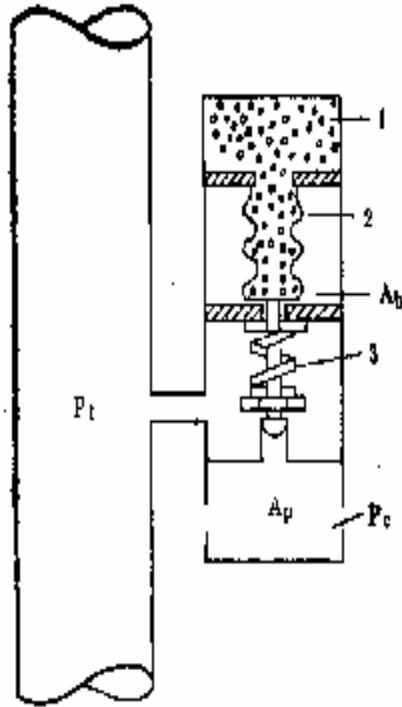


图 2-34 双元件液体操作凡尔

1—气室 2—封包；3—弹簧

(4) 液体操作凡尔

图 2-34 所示为带有气室及弹簧的双元件液体操作凡尔。它与双元件套压操作凡尔之间不同之处是，在关闭条件下，由油管中液体负荷产生的油管压力作用在封包上，而套管压力则作用在凡尔球上。与套压操作凡尔相反，它对油管压力敏感性大。利用与前面相同的分析方法可得：

$$\text{凡尔开启压力} \quad P_{op} = \frac{P_d}{1-R} - P_c \frac{R}{1-R} + S_t \quad (2-23)$$

$$\text{凡尔关闭压力} \quad P_{vc} = P_t$$

$$P_{vc} = P_d + S_t(1-R)$$

对于液体操作凡尔需做如下几点说明：

j 开启压力系指凡尔打开瞬间的油管压力，而不是套管压力 P_c ，(2-23)式只是调换了(2-19)式中的 P_c 和 P_t 位置；

k $C \cdot E = \frac{R}{1-R} P_c$ 称套管效应，而把 $C \cdot E \cdot F = \frac{R}{1-R}$ 称为套管效应系数；

l 随着套压的增加，打开凡尔所需要的油管压力(凡尔开启压力)降低；

m 在测试架上气源加到凡尔上的压力相当于作用在封包上的油管压力，而套压 $P_c = 0$ 。

注意到以上几点之后，液体操作凡尔的计算和测试则与套压操作凡尔相同。

(5) 弹簧凡尔

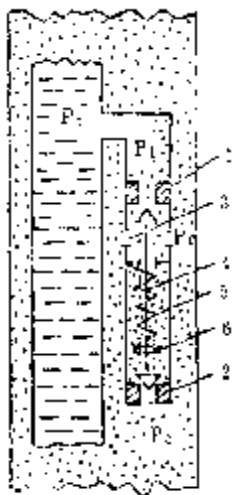


图 2-35 压差式（弹簧）凡尔工作示意图

1、2—上、下凡尔座；3—节流孔；4—双面凡尔；5—弹簧；6—调节螺母

图 2-35 为带有加压弹簧的双面凡尔示意图。由于这种凡尔的关闭和开启操作都取决于凡尔所在位置的油管与套管(凡尔内外)压力之差, 所以, 也称为压差式凡尔。正常情况下, 在弹簧张力作用下, 凡尔球坐在下凡尔座上, 凡尔处于开启状态, 气体通过节流孔而产生压力降, 油管压力将小于套管压力。当压差小于弹簧张力作用之后, 凡尔便会关闭。

1)工作条件下凡尔关闭压力及关闭压力差。

凡尔处于开启位置时:

保持凡尔开启的力 $F_o = A_d S_t + P_t A_d$

式中 S_t ——弹簧张力折算到 A_d 面积上的等效压力;

A_d ——下凡尔座孔眼截面积。

试图关闭凡尔的力 $F_c = P_c A_d$

当 $F_c \geq F_o$ 时, 凡尔即行关闭。在平衡条件下, $F_c = F_o$, 即

$$P_c A_d = A_d S_t + P_t A_d$$

以关闭瞬间的油管压力 $P_{t(close)}$ 代替上式中的 P_t , 便可得到凡尔的关闭压力

$$P_{t(close)} = P_c - S_t \quad (2-24)$$

凡尔关闭压差

$$\Delta P_c = P_c - P_{t(close)} = S_t \quad (2-24a)$$

气举井启动过程中, 凡尔进气后, 油管压力减小, 将使 $(P_c - P_t)$ 不断增大。当 $P_t \leq P_{t(close)}$ 或 $(P_c - P_t) > \Delta P_c$ 后, 凡尔将会关闭。

凡尔关闭后:

保持关闭的力 $F_c = P_c A_u$

试图打开的力 $F_o = A_d S_t + P_t A_u$

当 $F_o \geq F_c$ 时, 凡尔即行开启。平衡条件下,

$$A_d S_t + P_t A_u = P_c A_u$$

式中 A_u ——上凡尔座孔眼截面积。

以开启瞬时的油管压力 $P_{t(open)}$ 代替上式中的油管压力 P_t ，可得凡尔开启压力：

$$P_{t(open)} = P_c - \frac{A_d}{A_u} S_t \quad (2-25)$$

凡尔开启压差：

$$\Delta P_o = P_c - P_{t(open)} = \frac{A_d}{A_u} S_t \quad (2-25a)$$

这种压差式凡尔通常都用作启动凡尔(排出井筒内的液体)，一旦关闭，就已完成用来启动气举井的作用。希望它能在正常气举过程中一直处于关闭状态。正常气举过程中，只要 $P_t < P_{t(open)}$ 或 $(P_c - P_t) > (P_c - P_{t(open)})$ 时，凡尔将不会打开。

由(2-24)和(2-25)式可得

$$P_{t(open)} = P_{t(close)} + (1 - \frac{A_d}{A_u}) S_t \quad (2-26)$$

由于 $A_d < A_u$ ，所以 $P_{t(open)} > P_{t(close)}$ ， $(P_c - P_{t(open)}) < (P_c - P_{t(close)})$ 。这说明，在生产过程中，即使油管压力 P_t 等于或稍低于关闭瞬时的压力 $P_{t(close)}$ ，凡尔也不会开启。也就是说，这种凡尔一旦关闭就不容易打开。所以，这种凡尔很适于作启动凡尔。为了减小下井凡尔数，要求凡尔有尽可能大的关闭压差。为了提高 ΔP_c 需要增大 S_t ；要获得小的 ΔP_o ，则应增加上、下凡尔孔径差，即减小 A_d / A_u 。

由于压差式凡尔的开启和关闭压力是用液体负荷引起的油管压力来定义的，所以它也属于液体操作凡尔。

2.2.4 气举设计

气举设计是根据给定的设备条件(可提供的注气压力及注气量)和油井流入动态(IPR 曲线)确定。设计内容包括：气举方式和气举装置类型；气举点深度、气液比和产量；凡尔位置、类型、尺寸及装配要求。

一口井进行气举设计时，应先确定是采用连续气举还是间歇气举。对于低压、低采油指数的油井通常都采用间歇气举。对于不能立即确定究竟采用哪种方式最合适的井，则需要根据油井的具体条件做出不同设计，从技术和经济方面进行综合考虑。

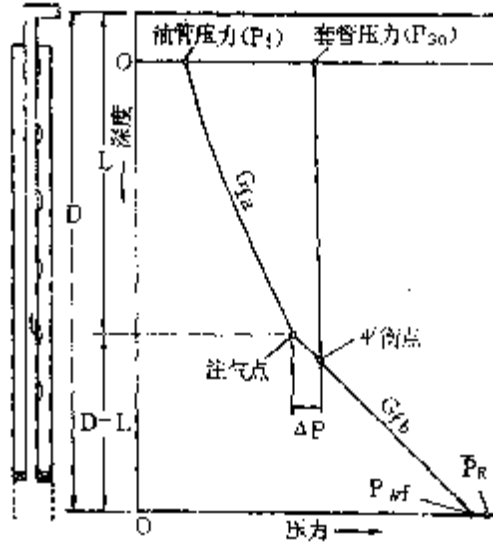


图 2-36 气举井压力及其分布

(1) 气举装置类型

气举装置的类型主要取决于油井采用间歇气举还是连续气举方式。一般而言，气举装置分为开式装置、半闭式装置、闭式装置及箱式装置。开式装置仅限于连续气举，而后三种装置既可用于连续气举，也可用于间歇气举。开式装置为下井的油管柱不带封隔器，使气体从油套环空注入，产液自油管举出，油、套管是连通的。半闭式装置除了用封隔器封隔油套环空外，其余均与开式装置相同。闭式装置类似于半闭式装置，所不同的是在油管柱上安装了一个固定凡尔，其作用是防止气体压力通过油管作用于地层。箱式装置是在油管柱底部下一个集液箱，提高液体汇聚空间，以达到提高总产油量的目的。

(2) 连续气举设计基础

1) 设计所需基本资料

要正确地进行气举设计，一般应先获得如下基本资料：

井深；油、套管尺寸；油井生产条件(如出砂、结蜡等情况)；地面管线尺寸及长度；分离器压力；预期的井口油管压力；希望获得的产量；含水；注入气的相对密度；可提供的注气压力及气量；油井流入动态；油藏温度；地面流动温度；地面原油密度；水的密度；天然气的相对密度；地层静压；生产气油比；地面原油粘度及表面张力等。上述各项资料中大多数将直接用于设计，个别项仅作为设计的参考。对某些可能无法提供高压物性资料及流入动态的井，在设计中可借用、间接计算或设定，这样自然会影响设计的准确性，其中有一些并非在所有情况下都是必需的。例如，要求在给定井口压力下进行设计时，就不需要地面出油管线长度、尺寸及分离器压力。

2) 气举井内的压力及分布

图 2-36 为说明气举生产时井内压力及其分布的示意图。如前所述，套管内的气柱静压力分布近似于直线，根据井口注气压力就可求得分布曲线。注气量不很大时，可以不考虑气体

在环空中流动的摩擦力；否则还应考虑摩擦阻力。油管内的压力分布以注气点为界，明显的分为两段。在注气点以上，由于注入气进入油管而增大了气液比，故压力梯度明显地低于注气点以下的压力梯度。

根据图 2-36，不难得到气举井生产时的压力平衡等式：

$$P_{wh} + G_{fa} L + G_{fb} (D - L) = P_{wf} \quad (2-27)$$

式中 P_{wh} ——井口油压；
 G_{fa} ——注气点以上的平均压力梯度；
 G_{fb} ——注气点以下的平均压力梯度；
 L ——注气点深度；
 D ——油层中部深度；
 P_{wf} ——井底流动压力。

实际设计时，气举油管内的压力分布是利用井筒多相流动相关式计算（见第二章）。

(3) 在给定产量和井口下确定注气点深度和注气量

在给定产量、注入压力 P_{so} 、保持定油管压力 P_{wh} 和已知油井流入动态(IPR 曲线)时，注气点深度、气液比和注气量的确定步骤如下(图 2-37)：

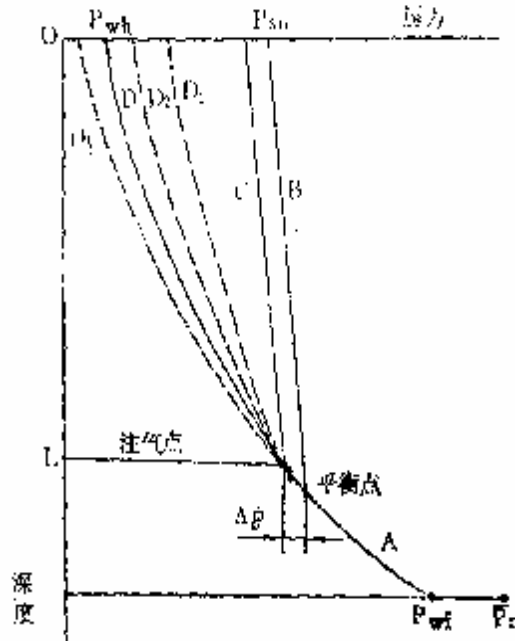


图 2-37 定注气压力，定井口压力下确定注气点深度及气液比

- 1) 根据要求的产量由 IPR 曲线确定相应的井底流压 P_{wf} 。
- 2) 根据产量、油层气液比等以 P_{wf} 为起点，按多相垂直管流向上计算注气点以下的压力分布曲线 A。
- 3) 由工作压力 P_{so} 利用(2-16a)式计算环形空间气柱压力曲线 B。此线与上步计算的注气点以下的压力分布曲线 A 的交点即为平衡点。

4) 由平衡点沿注气点以下的压力分布曲线上移 ΔP (平衡点气体压力与注气点油管压力之差, 用于克服凡尔阻力, 一般取 $0.5\sim 0.7\text{Mpa}$)所得的点即为注气点。对应的深度和压力即为注气点深度 L (工作凡尔安装深度)和工作凡尔所在位置的油管压力 P_{tal} 。

5) 注气点以上的总气液比为油层生产气液比与注入气液比之和。假设一组总气液比, 对每一个总气液比都以注气点油管压力为起点, 利用多相管流向上计算油管压力分布曲线 D_1 、 D_2 ...及确定井口油管压力。

6) 根据上步结果绘制总气液比与井口压力关系曲线(图 2-38), 找出与规定井口油管压力相对应的总气液比 TGLR。

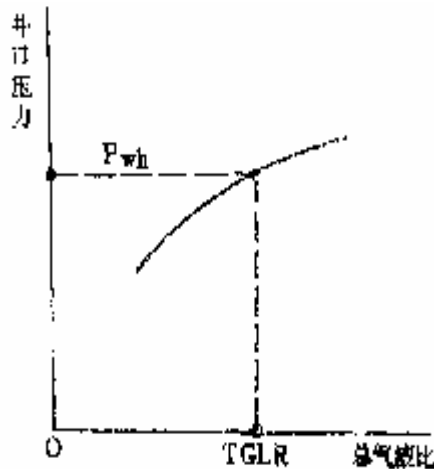


图 2-38 定注气压力, 定井口压力下的协调产量

7) 由上步求得的总气液比中减去油层生产气液比可得到注入气液比。根据注入气液比和规定的产量就可算得需要的注入气量。

8) 根据最后确定的气液比 TGLR 和其它已知数据计算注气点以上的油管压力分布曲线(图 2-37 曲线 D); 此线即为根据设计进行生产时的油管压力分布的计算曲线, 可用它来确定启动凡尔的安装位置。

上述计算步骤, 实质上是在定井口油管压力的条件下, 寻求在规定的产量下建立油层和油管协调生产时的注气量和注气深度。回顾在自喷井中所讲的节点系统分析, 也就不难看出, 上述设计步骤也是采用了节点分析方法, 而且以井口作为求解点来寻求满足规定条件的注气点深度和注气量。油层和油管在规定的条件(产量、井口油压)下的协调是通过一定的注气量(总气液比)来建立的。气举生产系统与自喷井生产系统的主要不同在于气举生产系统中增加了气体注入系统。它是维持、控制和调节气举井生产的基本手段。

(4) 定井口压力和限定注气量的条件下注气点深度和产量的确定

在有些情况下并不规定产量, 而是希望在可提供的注气压力和注气量下, 尽量获得最大可能的产量。其确定注气点深度及产量的步骤如下所述(参见图 2-39)。

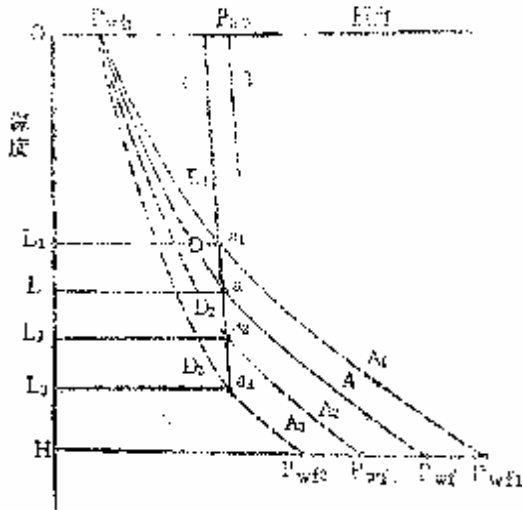


图 2-39 定注气量，定井口压力下确定注气点深度

1) 假定一组产量，根据可提供的注气量和地层生产气液比计算出每个产量所对应的总气液比 TGLR;

2) 以给定的地面注入压力 P_{so} ，利用(2-16a)式计算环形空间气柱压力分布线 **B**，用注入压力减 $\Delta P(0.5 \sim 0.7 \text{ MPa})$ 作 **B** 线的平行线，即为注气点深度线 **C**。

3) 以定井口压力为起点，利用多相垂直管流，根据对应产量的总气液比，向下计算每个产量下的油管压力分布曲线 D_1 、 D_2 …。它们与注气点深度线 **C** 的交点，即为各个产量所对应的注气点 a_1 、 a_2 、 a_3 …和注气深度 L_1 、 L_2 、 L_3 …。

4) 从每个产量对应的注气点压力和深度开始，利用用井筒多相管流根据油层生产气液比向下计算每个产量对应的注气点以下的压力分布曲线 A_1 、 A_2 、 A_3 …及井底流压 P_{wf1} 、 P_{wf2} 、 P_{wf3} …

5) 在 IPR 曲线图 (图 2-40) 上，根据上步计算结果绘出产量与计算流压的关系曲线 (油管工作曲线)。它与 IPR 曲线的交点所对应的压力和产量，即为该井在给定注气量和井口油管压力下的最大产量 Q 相应的井底流动压力 P_{wf} ，亦即协调产量和流压。根据给定的注气量和协调产量 Q ，可计算出相应的注入气液比，进而计算出总气液比 TGLR;

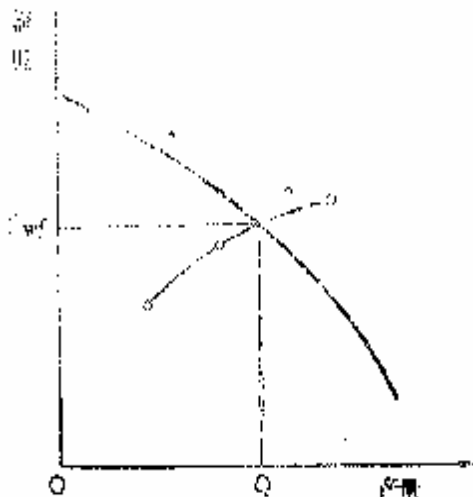


图 2-40 定注气量，定井口油压下的协调产量

1—IPR 曲线；2—计算的产量~井底流压曲线
(油管工作曲线)

6) 根据上步求得的井底流压 P_{wf} 和产量 Q ，以井底为起点用井筒多相流计算对应的注气点以下的压力分布曲线 A，与注气点深度线之 C 之交点 a，即为可能获得的最大产量的注气点，其深度 L 即为工作凡尔的安装深度。

7) 根据最后确定的产量 Q 和总气液比 TGLR，以给定的井口压力 P_{wh} 为起点用井筒多相流向上计算注气点以上的油管压力分布曲线 D。它可用来确定启动凡尔的位置。

如果给定不同的注气量，利用上述方法则可求得不同注气量下可能获得的最大产量。一般来说，增大注气量，可提高可能获得的最大产量值。由于它们的关系是非线性的，用过大的注气量来提高产量在经济上并不一定合理。在设计中可做出多种方案进行综合分析。

上述设计步骤从节点系统分析来看，是以井底节点作为求解点。图 2-40 的曲线 1 即为求解点(井底)的流入曲线，曲线 2 为求解节点的流出曲线。这种设计方法是通过选定注气点深度来建立所给条件下油层与井筒的协调，并求得协调产量。

以上只是讨论了在固定井口油管压力的条件下进行连续气举设计的方法。它只涉及到油层—井筒(包括注气系统)之间的协调。当出油管线较长时，还必须考虑地面出油管线中的多相流动。通常是把分离器压力而不是把井口油管压力预先规定为某一固定值，这种情况下，应该从分析油层—井筒—地面出油管线的协调入手进行气举设计。这样就必须同时进行水平多相管流的计算。三者的协调类似于自喷井无井口油嘴时的协调关系。只是还要加上注气系统，并确定注气点深度和考虑注气点以上气液比的改变。

(5) 气举凡尔位置确定方法

大多数井除在注气点安装工作凡尔外，为了降低启动压力还需在工作凡尔之上安装启动凡尔。启动凡尔的位置及数量，与启动前井内液面位置、地面注气系统所能提供的启动压力和工作压力，以及启动凡尔的类型有关。一般可采用图解法或算法来确定凡尔位置和数量。其具体方法还与采用的凡尔类型有关。图解法虽然较算法准确，但算法却比较简便。下

面就介绍我国常用于气举诱喷的弹簧凡尔位置的计算方法。至于采用不同类型的凡尔，用图解法确定凡尔位置的具体方法见附录。在确定气举凡尔位置时，应遵循两个原则。即必须充分利用压缩机具有的工作能力以及必须在最大可能的深度上安装，力求下井凡尔数量最少，下入深度最大。

各级气举凡尔的下入深度，可根据压缩机的最大工作压力和管内外最大压差来计算。

1) 第一个凡尔的下入深度 L_1

一般可根据压缩机最大工作压力来确定。其中又有二种情况：

① 当井筒中液面就在井口附近，在压气过程中即溢出井口时，可根据计算下式凡尔深度：

$$L_1 = \frac{P_{\max} \times 10^5}{rg} - 20 \quad (2-28)$$

式中 L_1 ——第一个凡尔的安装深度，米；

P_{\max} ——压缩机的最大工作压力，MPa；

r ——井内液体密度， kg/m^3 ；

g ——重力加速度， m/s^2 。

减 20 米是为了在第一个凡尔处，在凡尔内外建立约 0.2MPa 的压差，以保证气体进入凡尔。

② 当井中液面较深，中途溢出井口时，可由下式计算凡尔安装深度：

$$L_1 = h_s + \frac{P_{\max} \times 10^5}{rg} \times \frac{d^2}{D^2} - 20 \quad (2-29)$$

式中 h_s ——施工前井筒中静液面的深度，m；

d 、 D ——分别为油管 and 套管内径（单位相同）；其余各符号同前。

应用公式（2-28）和（2-29）可算出两种情况下的第一个凡尔的安装深度。

2) 第二个凡尔的下入深度

可根据套管环空压力及第一个凡尔的关闭压力差来确定。

当第二个凡尔进气时，第一个凡尔关闭。此时，凡尔 II 处的环空压力为 P_{all} ，凡尔 I 处的油压为 P_{II} ，参见图 2-41。

凡尔 II 处压力平衡等式为：

$$P_{aVi} = P_{il} + \Delta h_i r g \times 10^{-5}$$

$$\Delta h_i = L_{II} - L_i = (P_{all} - P_{il}) \frac{1}{r g} \times 10^5$$

则:

$$L_{II} = L_i + \frac{(P_{all} - P_{il}) \times 10^5}{r g} - 10 \quad (2-29)$$

式中 Δh_i ——第 I 凡尔进气后, 环空液面继续下降的距离, m;

P_{all} ——第 II 凡尔处的环空压力, MPa;

P_{il} ——第 I 凡尔将关闭时, 油管内能达到的最小压力, MPa;

L_i ——第 I 凡尔的安装深度, m;

L_{II} ——第 II 凡尔的安装深度, m。

减去 10 米是为了在第 II 凡尔处, 在凡尔内外建立约 0.1MPa 压差, 以保证气体能进入凡尔。

同理, 第 i 个凡尔的安装深度 L_i 应为:

$$L_i = L_{(i-1)} + \frac{\Delta P_{(i-1)} \times 10^{-5}}{r g} - 10 \quad (2-29a)$$

式中 L_i ——第 i 个凡尔的安装深度, m;

$L_{(i-1)}$ ——第 $(i-1)$ 个凡尔的安装深度, m;

$\Delta P_{(i-1)}$ ——第 $(i-1)$ 个凡尔的最大关闭压差, MPa。

$$\Delta P_{(i-1)} = P_{\max} - P_{i(i-1)}$$

P_{\max} ——压缩机(气源)的最高排出压力, MPa;

$P_{i(i-1)}$ ——第 $(i-1)$ 个凡尔处油管内可能达到的最小压力, MPa。

由此可见, 若要确定某级气举凡尔的安装深度, 必须求出凡尔处油管内可能达到的最小压力。在设计时, 为了更加安全, 可按正常生产计算得的油管压力分布曲线来确定最小压力。

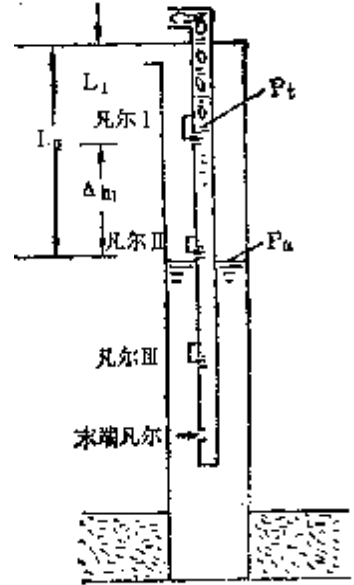
(6) 气举凡尔位置确定图解法

1) 确定注气点后, 在坐标纸上 (图 2-43) 绘制静液压力梯度曲线和井下温度分布曲线;

2) 从已知井口油压, 利用设计产量下和定注气量确定井口到注气点的最小油管压力分布曲线, 代表气举情况下气液比最大时的油管压力;

3) 若井内充满液体, 可用式 (2-30) 计算顶部凡尔的位置; 如果静液面不在井口; 顶部阀应置于静液面处, 也可以从井口油压处作井内液体梯度曲线与注气压力深度曲线相交, 该点即为顶部凡尔位置;

$$L_1 = \frac{P_e - P_{wh}}{G_s} \quad (2-30)$$



式中,

- L_1 —顶部凡尔位置, m;
- p_e —启动注气压力, MPa;
- p_{wh} —井口压力, MPa;
- G_s —静液压力梯度, MPa/m。

4) 从顶部凡尔位置点向左作水平线与最小油管压力线相交, 交点为顶部凡尔最小油管压力。

5) 根据顶部凡尔处注汽压力和管内油管压力, 利用图 2-42 确定凡尔嘴尺寸;

6) 将注气压力减去 0.35MPa, 作一条平行于注气压力的深度线;

7) 从顶部凡尔最小油管压力作井内液体梯度线与减去 0.35MPa 的注气压力深度线相交, 即为第二个凡尔的位置;

8) 从第二个凡尔位置向左作水平线与最小油管压力相交, 交点即为第二个凡尔的油管压力;

9) 根据第二个凡尔处注气压力和油管压力, 利用图 2-42 确定第二个凡尔嘴尺寸;

10) 利用同样方法确定第三、第四个凡尔位置, 直计算到注气点以下为止;

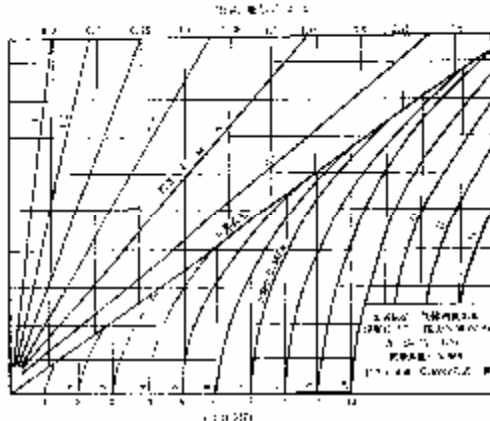
11) 封包充气压力 P_{bt} 由下式计算

$$P_{bt} = P_c \left(1 - \frac{A_v}{A_b}\right) + P_t \frac{A_v}{A_b} \quad (2-31)$$

式中,

- P_{bt} —气举凡尔在不同井温下腔室内充气压力, MPa;
- P_c —作用于波纹管的注气压力, MPa;
- P_t —凡尔嘴处的生产压力, MPa;
- A_b —封包有效面积, mm^2 ;
- A_v —凡尔嘴有效面积, mm^2 ;

式中, $1 - \frac{A_v}{A_b}$ 和 $\frac{A_v}{A_b}$ 值由气举阀制造厂家提供。



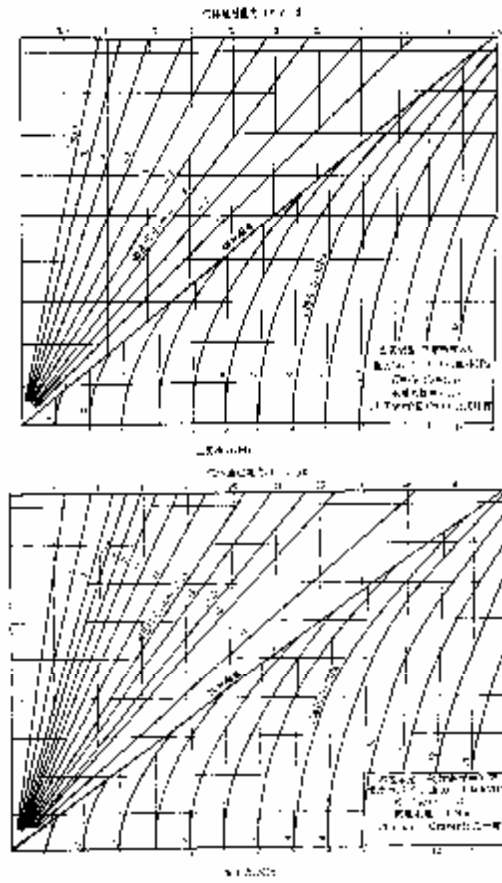


图 2-42 不同凡尔嘴尺寸下气体通过量

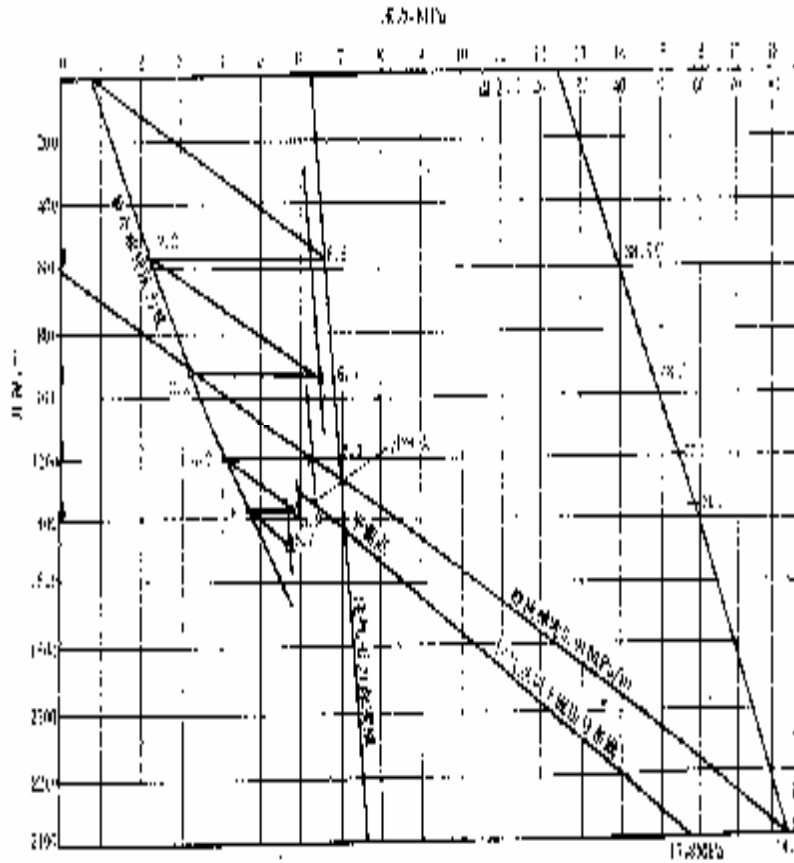


图 2-43 图解法确定凡尔位置
地面充气压力 P_b 由式 (4-29) 求得:

$$P_b = \frac{Z_1 T_1}{Z_i T_2} P_{bt} = C_t P_{bt} \quad (2-32)$$

式中:

P_b —温度为 20°C 时腔室内充气压力, MPa;

P_{bt} —井温条件下腔室内充气压力, MPa;

C_t —氮气温度校正系数, 与氮气温缩系数 Z 和井温 T 有关;

Z_1 —20°C 时氮气温缩系数;

Z_i —温度为 T_i 时氮气温缩系数;

T_1 —基准温度 (20°C);

T_i —井下温度, °C。

20°C 时气举凡尔打开压力 P_{vo} 由下式求得

$$P_{vo} = \frac{P_b}{1 - \frac{A_v}{A_b}} \quad (2-33)$$

2.2.5 气举井试井

气举井按设计投产后，为了掌握井的生产情况，同自喷井管理一样，要进行气举井的试井，以便确定井的工作条件。

可以用改变注入气量使液体产量改变的方法，进行气举井的试井。根据地层—油管协调工作原理可以看出，当增加油管排量时，油层的排量也相应的增加，而油层的排量是靠降低井底压力而增加的。

在改变气体流量时，就可以得到不同液体排量及相应的井底压力。将试井资料绘制成图 2-42 所示的曲线。由图 2-42 可选择井的工作制度，如选择产量最高的情况下生产，此时气体流量也较高。也可以选择气油比较低的一点生产。

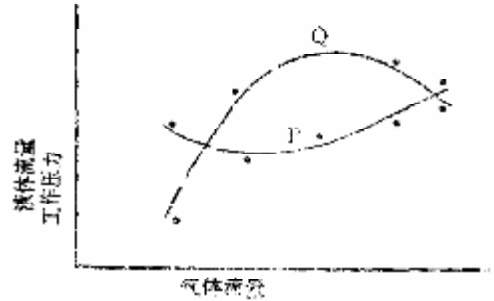


图 2-42 气举井试井曲线

当油藏压力降低使井中动液面太低时，会使产量过低或气体耗量太大，这样油井无论在产量上或经济上都不合理，此时应当考虑其它措施或转为其它采油方式。

参 考 文 献

- 1.王鸿勋，张琪.采油工艺原理.北京：石油工业出版社，1989年
- 2.布朗 K.E.升举法采油工艺（卷二）上.北京：石油工业出版社，1987年
- 3.布朗 K.E.升举法采油工艺（卷四）.北京：石油工业出版社，1990年
- 4.万仁溥，罗英俊.采油技术手册（第四分册）.北京：石油工业出版社，1993年