

天然气井下节流临界状态的判别方法^{*}蒋代君^{1,2} 陈次昌^{1,3} 钟孚勋⁴ 伍超¹ 唐刚⁴

(1.高速水力学国家重点实验室·四川大学 2.西华大学机械学院

3.西南石油大学 4.中国石油西南油气田公司勘探开发研究院)

蒋代君等.天然气井下节流临界状态的判别方法.天然气工业,2006,26(9):115-117.

摘要 临界状态参数,尤其是临界压力比,这是天然气井下节流嘴设计计算以及判断节流嘴内是否达到临界流动,能否实现气井稳产的关键数据。以往对天然气井下节流临界流动状态的判别往往基于经验公式。由于井下节流,节流嘴上游压力的不易测得,使得临界流动状态判别困难。以空气动力学的基本原理对井下节流过程进行了理论分析,分析指出实际临界压力比要小于理论临界压力比,理论临界压力比只是临界流状态的必要而非充分条件。进而提出了临界状态判别的新方法,即用临界流动的原始定义(即马赫数)来判定。若节流嘴出口处的马赫数大于1,则说明流动已处于超临界状态,在节流嘴的最小截面处即喉部可以达到临界流动;若截面2处的马赫数小于1,则节流嘴中流动处于亚临界状态。该方法物可有效的判别井下节流的流动状态,在此基础上,可进一步完成节流嘴入口处、井底的气体流动预测研究。

主题词 气井 井下油嘴 节流 流动特性 临界压力 方法

一、引言

井下节流工艺技术是将井下节流嘴置于油管内某一适当位置,充分利用地热来实现井筒节流降压。天然气从井底到达井口时,在节流嘴前后压力的共同作用下通过节流嘴,气体的体积流量很大,而节流嘴直径很小,因此天然气流经节流嘴时流速极高,可能达到临界流动。在临界状态下,节流嘴上游以及内部能够保持较为稳定的压力,气体流量稳定。因此,天然气流经节流嘴流动状态的确定对井下节流的研究十分重要。临界状态参数,尤其是临界压力比是天然气井下节流嘴设计计算以及判断节流嘴内是否达到临界流动,能否实现气井稳产的关键数据。

然而,对天然气流经井下节流嘴的临界流动状态的判别往往基于经验公式^[1-2],但是井下节流时节流嘴上游压力的不易测得,这就使临界流动状态判别困难。本文对该过程进行了理论分析,从空气动力学的基本原理出发,认为实际临界压力比要小于理论临界压力比,理论临界压力比只是一个必要而非充分的条件。因此,本文考察节流嘴上下游流动,用临界流动的原始定义即马赫数来判定是否处于临

界流动。

二、理论临界压力比

工程上确定是否达到临界状态的判别式为^[3]:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

式中: p_1 节流嘴入口处的压力,MPa; p_2 为节流嘴出口处的压力,MPa; k 为天然气的绝热系数。

当 $\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ 时,为临界流;当 $\frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ 时,为非临界流。

理论上,临界流动的判定方法也十分简单,在节流嘴上游入口(截面1)以及紧邻节流嘴喉部(截面2)各测一个压力数据,二者的比值 p_e/p_0 (p_e 为喉部压力)与理论临界压力比 $\beta = p_{cr}/p_0 = 0.546$ ($k=1.4$) 进行比较,若前者较后者小,则节流嘴内流动达到临界流动,否则为亚临界流动。

三、井下节流实际临界压力比

节流将压力能转变为动能,获得流速的增加。

^{*} 本文系四川省教育厅重点科研项目(编号:2004A153)和中国石油西南油气田公司科研分项目(编号:20040305-04)。

作者简介: 蒋代君,女,1974年生,博士研究生,现从事工业流体的研究。地址(610065):四川省成都市四川大学水电学院03博。电话:13036682223。E-mail:jiangdaijunlw@163.com

上游压力越高,孔喉越小,在下游得到的速度增量则越大。当上、下游压力之比达到某值时,穿越气嘴的流速将趋近于声速,此时无论怎样降低下游压力,介质流速仍保持声波传播速度,即达到临界流动状态。

根据热力学第二定律,对于具有摩擦等损失的不可逆绝能流动,气流的熵增大^[4]。实际节流嘴流动过程中,由于不可逆损失的存在,节流嘴在压降的过程中会出现一个熵增的过程,造成喉部达到音速时的压力比与理论临界压力比不一致。

图1所示为节流嘴绝能压缩过程,其中可逆等熵过程为1—2,当考虑不可逆损失之后,实际过程为熵增过程1—2',由可逆等熵过程的节流嘴出口流速公式^[4]:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R(T_0 - T_2)}$$

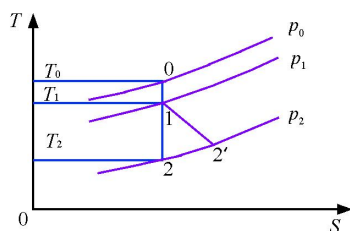


图1 绝能压缩过程

然而,由于不可逆损失,达到临界压力时,实际过程的节流嘴流速为:

$$v_{2'} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R(T_0 - T_{2'})}$$

此时的温度 $T_{2'} > T_2$, 所以有 $v_{2'} < v_2$ 。再考察两种情况下的音速:

$$c_2 = \sqrt{kRT_2}$$

$$c_{2'} = \sqrt{kRT_{2'}}$$

由上式可知 $c_{2'} > c_2 = v_2 > v_{2'}$, 因此在等熵的条件下,节流嘴在压力 p_{cr} 下达临界状态时,实际过程中节流嘴内气体流速还不能达到音速。也就是说在理论背压条件下,节流嘴喉部气体流速不能达到音速,只有继续降低背压使得喉部压力进一步降低为 $p_{cr'}$ 才能达到实际的临界状态,此时 $p_{cr'} < p_{cr}$ 。而临界压力比的定义是管道内流动最早出现声速点时对应的当地点压力与管道进口总压力的比值,即 $\beta = \frac{p_{cr}}{p_0}$

$\beta = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$, 所以实际的临界压力比 ($\beta' = \frac{p_{cr'}}{p_0}$) 要小于理论临界压力比 (β)。

四、实际临界状态的判别方法

然而,对于安装在井下的节流嘴,由于节流嘴上游的压力不易测得,准确测量喉部压力以及紧邻节流嘴的下游压力也有很大困难,所以,采用上述方法来判断节流嘴附近的流动状态就不能实现。笔者考察了节流嘴上下游流动,用临界流动的原始定义(即马赫数)来判定是否处于临界流动。

天然气流经节流嘴,因为管径的变化较大,属于突缩—突扩的流动。由于天然气所选用的节流嘴的直径一般为1~4 mm,而长度为20 mm左右,故长径比为5~10,将节流嘴视为突缩接头和突扩接头的连接^[5-6]。在管道截面突然扩大的地方,由于惯性的作用,流体微团的运动轨迹是不能突然转弯的,因此,流线从窄截面边缘处与管壁分离,然后流体所占的截面逐渐扩大,到大管的某个截面3-3处,才占据整个管截面。在2-2和3-3之间的分离区内,则有许多漩涡。在此区域内,由于流体微团相互间的摩擦作用,将一部分机械能不可逆地转变成热能。同时,在流动过程中,不断地有新的微团补充到这一区域来,也不断地有微团被主流带走,被带走的微团与主流混合时要发生很大的撞击、摩擦等。因此,在这种质量交换的过程中,也会消耗一部分的机械能。当流体进入截面扩大的管道以后,经过一段不长的距离,漩涡区已不再存在了。

如图2所示,对可压缩流的情况而言,设节流嘴的截面积为 A_1 , 平均流速为 v_2 ; 天然气管道的截面

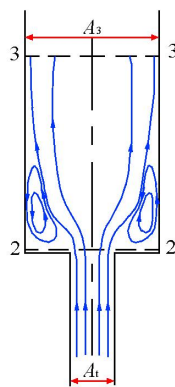


图2 节流嘴突扩示意图

积为 A_3 。取虚线所示表面为控制面,2-2截面为天然气流经节流嘴刚进大截面管道的地方,3-3截面取得距离2-2截面足够远(流体通过扩口时,分布必然发生变化,一直到下游很远处才会恢复到稳定分布。单相流动下,流道局部截面变化引起的流动扰动会

延续到下游^[7]),此处漩涡区已经结束,流速分布已经稳定,设此截面上的平均流速为平均流速为 v_3 。假设:①忽略管壁摩擦效应;②2-2截面上具有环形面积(A_3-A_1)的管壁对漩涡区内流体的压强和节流嘴出口的静压强相等;③天然气通过节流嘴后流速很高,来不及进行热交换, q 等于零。

在上述假设的前提下,在截面2-2和截面3-3之间建立该控制体的方程组。

连续方程:

$$\rho v_2 A_2 = \rho v_3 A_3$$

动量方程:

$$mv_2 + p_2 A_3 = mv_3 + p_3 A_3$$

能量方程:

$$C_p T_2 + \frac{v_2^2}{2} = C_p T_3 + \frac{v_3^2}{2}$$

气体状态方程:

$$\rho = \frac{Mp}{RZ_g T}$$

在已知截面3处各参量的前提下,在截面3与紧邻节流嘴喉部下游截面2之间建立方程组,联立求解上述方程组,即可求出截面2处的压力、密度、流速等参量的值。

流场中任意一点的流速(v)与该点气体的音速(c)的比值即为该点处气流的马赫数(Ma),即^[8]:

$$Ma = \frac{v}{c}$$

音速公式:

$$c = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}$$

将截面2处的值代入音速公式可求出当地音速,进而通过马赫数计算公式计算出马赫数的具体数值。若截面2处的马赫数大于1,则说明流动已处于超临界状态,在节流嘴的最小截面处即喉部可以达到临界流动,此时喉部出口压力已经不再随着反压(p_2)的降低而降低;若截面2处的马赫数小于1,则流动处于亚临界状态,节流嘴内的流动只能是亚临界流动;根据空气动力学的原理,临界状态即音速只能发生在最小截面处,而截面2是节流嘴的出口

处,可视为喷管的管径扩大处,该处不可能出现极限状态,因而马赫数不能为1。

五、结 论

通过分析可知,在达到实际临界流状态时,实际的临界压力比要小于理论临界压力比,因此,采用工程计算方法或理论临界流的判别方法都可能产生误判,即压力比小于理论临界压力比只是一个必要而非充分的条件。笔者对井下节流过程进行了理论分析,从空气动力学的基本原理出发,提出了临界状态判别的新方法——用临界流动的原始定义(即马赫数)来判定是否处于临界流动。该方法物可有效的判别井下节流的流动状态,为进一步预测井底流动、节流嘴出口处气体流动及冰合物产生与否的研究奠定了基础。

参 考 文 献

- [1] SCHULLER R B. Evaluation of multiphase flow rate models for chokes under subcritical oil/gas/water flow conditions[J]. SPE Production & Facilities, 2003 (8): 170-181.
- [2] 刘鸿文,刘德平. 井下节流嘴节流机理研究及应用[J]. 天然气工业, 1990, 10(5): 57-62.
- [3] 吴革生,王效明. 井下节流技术在长庆气田试验研究及应用[J]. 天然气工业, 2005, 25(4): 65-67.
- [4] 刘芙蓉,杨珊璧. 热工理论基础[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001: 134-148.
- [5] 吴东垠,林宗虎. 气液两相流经突缩再突扩管道的压力降研究[J]. 热能动力工程, 1995, 10(6): 366-369.
- [6] TAPUCU A, TEYSUEDOU A, et al. Pressure losses caused by area changes in a single channel flow under two-phase flow conditions[J]. Int J. Multi-phase Flow, 1989, 15(1): 51-64.
- [7] 徐济鋈,鲁钟琪. 沸腾传热和气液两相流[M]. 北京: 原子能出版社, 2001: 133-144.
- [8] 童秉纲,孔祥言. 气体动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1990: 57-82.

(收稿日期 2006-05-22 编辑 韩晓渝)