

实验研究

水平管内油气水三相流动摩擦 压降特性的试验研究^{**}

牛冬梅^{*} 苏新军 王树众 王 栋 林宗虎

(西安交通大学能源与动力工程学院)

牛冬梅 苏新军等:水平管内油气水三相流动摩擦压降特性的试验研究,油气储运,2002,21(1) 28~31。

摘 要 对水平钢管和有机玻璃管内油气水三相流动的摩擦压降特性进行了比较和研究。在含水率为 18%~100%,折算液速为 0.6~2.4 m/s,折算气速为 0.2~2.2 m/s 的实验时发现,水平管内油气水三相流的摩擦压降受含水率的影响很大。在同一流动条件下,当含水率较小时,有机玻璃管内流体的摩擦压降大于钢管内流体产生的摩擦压降,随着含水率的增大,钢管的摩擦压降大于有机玻璃管的摩擦压降,这也说明,在一定条件下,除了粗糙度的影响,流体对管壁的润湿特性也会影响油气水三相流动的摩擦压降。

主题词 三相流动 压力降 润湿性

由于油气水三相流动广泛应用于石油、化工及其它相关行业中,尤其在油田开采过程中,油气水三相混输相当普遍和重要,所以,研究其流动特性对于实际工程有重要意义。

油气水三相流动的流动机理相当复杂^[1,2],对油气水三相流动的研究还需要进一步完善。在实际应用中油气水三相混合输送都是在钢管中进行的,而实验室中许多油气水三相流动都是在有机玻璃管中模拟的。有机玻璃管的可视性使得管道中的流动易于观察,但有机玻璃管和钢管的管壁粗糙度差别很大,两种管壁内流体的流动特性可能也存在一定差异,这些差异可能会影响压降损失等参数,所以有必要就有机玻璃管与钢管内流体流动差别问题进行研究,以利于探讨不同管壁材料对管内流体流动的影响。

一、试验回路和参数

试验是在西安交通大学热能工程系的油气水三相流试验台上进行的,试验回路见图 1(试验中气路

关闭)。试验中采用 30 号机油(20℃时,密度为 850 kg/m³,粘度为 113.6 mPa·s)和水的混合物为试验工质。试验参数范围:折算液速为 0.6~2.4 m/s,折算气速为 0.2 m/s~2.2 m/s,含水率为 18%~100%。

根据试验所需流量大小选择某一管道,将水箱里的水泵入水路缓冲罐后进入管路,经孔板流量计计量后进入三相混合器;经过滤网过滤的油被油泵从油箱中打入合适管路,再流经椭圆齿轮流量计最后进入三相混合器;压缩空气经孔板测量其流量后也进入三相混合器。从三相混合器流出的油气水三相混合物经过 5 m 长的管路稳定段后进入钢管试验段(长 2.53 m,内径 40 mm),从钢管试验段流出的流体经过 4 m 长的管路稳定段后,进入有机玻璃管试验段(长 3.2 m,内径 40 mm)。从有机玻璃管试验段流出的油气水三相混合物经过一段管路稳定后,进入旋风分离器分离出空气,最后进入油水分离器,油经过堰板流入油箱。

试验中水的流量由节流元件(孔板)进行测量,试验前用称重法标定流经孔板的水的节流损失压降

* 710049,陕西省西安市咸宁西路 28 号;电话:(029)2667930。

** 国家自然科学基金会资助(项目号 59995460)。

和流量的关系,这样在试验中即可根据测得的孔板前后流体的节流损失压降得出流经孔板的流体流量。孔板的节流损失压降由 1151 差压变送器测量,试验段压降也采用 1151 差压变送器测量,各取压点均采用环室取压。经过 1151 差压变送器测量后的模拟信号用数据采集板进行采集,采样频率为 80 Hz。

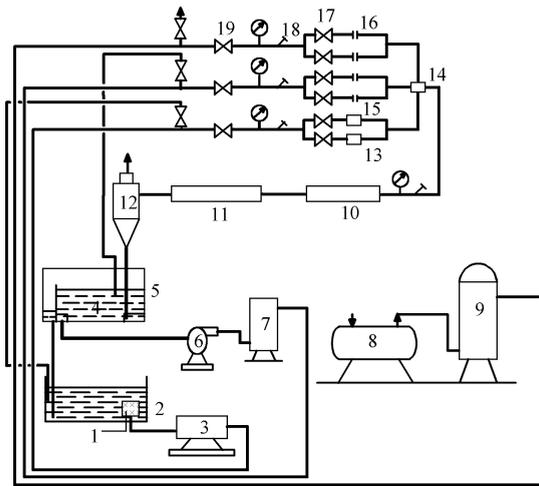


图 1 油气水三相流试验回路

1—过滤网; 2—油箱; 3—油泵; 4—波纹板组件; 5—水箱;
6—水泵; 7—水路缓冲罐; 8—空气压缩机; 9—气路稳压罐;
10—钢管试验段; 11—有机玻璃管试验段; 12—旋风分离器;
13—椭圆齿轮油泵; 14—三相混合器; 15—水路孔板; 16—气路孔板;
17—阀门; 18—温度测点; 19—压力测点

二、水平管内油气水三相流动摩擦压降的影响因素

1、折算风速的变化对摩擦压降的影响

图 2 示出了当折算液速为 1.2 m/s、含水率为 0.508 时,钢管内流体摩擦压降随折算风速的变化曲线(有机玻璃管内摩擦压降随折算风速的变化趋势和钢管内相似)。由图 2 可以看出,随折算风速的增大,水平管内的摩擦压降也增大。图 2 中出现的压降随折算风速变化曲线的尖峰是由于管道内流体流型发生转变而引起的^[1],当折算风速达到 2.0 m/s 左右时,管内流体从间歇流向环状流转变。间歇流时,若气体流速继续增大到一定程度,气弹就会被撕碎,形成环状流型。在气弹破裂时管内流体发

生剧烈扰动,气液两相间流动摩擦压降增大,所测得的流动摩擦压降相应急剧增大,气弹破裂后管内流体扰动相对减小,所以管内流体的摩擦压降随折算风速的变化曲线会有尖峰出现。在此后的环状流动中,流体的摩擦压降随折算风速的增大而增大。

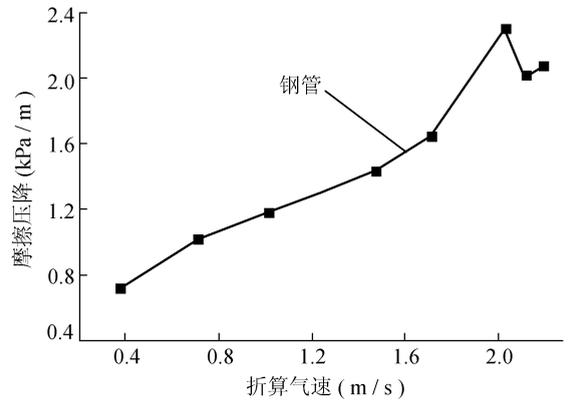


图 2 钢管内摩擦压降随折算风速的变化曲线

2、折算液速的变化对摩擦压降的影响

图 3 示出了含水率为 0.508 时,不同折算液速下钢管内的摩擦压降随折算风速的变化曲线(有机玻璃管内趋势和钢管内一致)。从图 3 可以看出,随折算液速的增大,水平管内流体流动的摩擦压降也会越来越大。

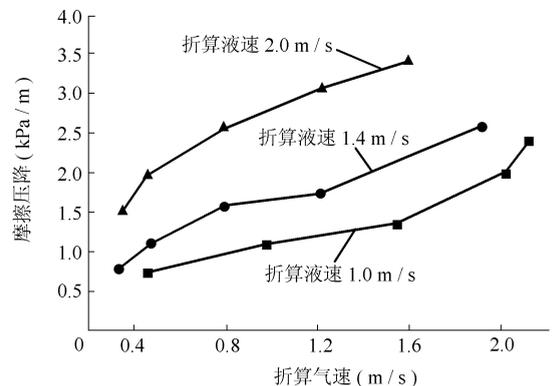


图 3 不同折算液速下钢管的摩擦压降随折算风速的变化曲线

3、含水率的变化对摩擦压降的影响

图 4 给出了折算液速为 1.4 m/s,改变含水率时,钢管内(有机玻璃管内趋势一致)流体的摩擦压降随折算风速的变化曲线。

从图 4 可以看出,当含水率较小时,水平管内流

体的摩擦压降随含水率的增大急剧变小。当含水率增大到一定程度时,摩擦压降随折算风速的变化曲线因含水率的增大浮动很小,这是因为含水率较小时,管内流体的表观粘度随含水率增大急剧减小,因而在同一折算液速和折算风速下,摩擦压降也快速减小,当含水率较大时,随含水率的增大管内液体的表观粘度变化很小,相应的管壁摩擦压降随含水率变化也很小。

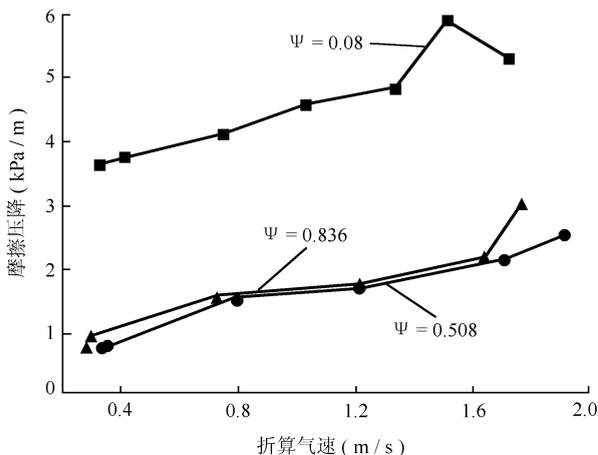


图 4 不同含水率下钢管的摩擦压降随折算风速的变化曲线

4、钢管和有机玻璃管内摩擦压降的比较

由于钢管的粗糙度远大于有机玻璃管,所以一般认为,对于折算液速、折算风速一定的水平管路,钢管内流体的摩擦压降比有机玻璃管内的大。试验证明,摩擦压降还受管内流体含水率和管壁润湿性的影响。

图 5~图 8 是不同含水率条件下,当折算液速为 1.0 m/s 时,钢管和有机玻璃管内摩擦压降随折算风速变化趋势的比较。

由图 5~图 8 可以看出,有机玻璃管和钢管中摩擦压降之间的差异随含水率的不同而变化很大;含水率较小时(见图 5、图 6),有机玻璃管内的摩擦压降大于钢管内的摩擦压降;但当含水率继续增加时,钢管的摩擦压降大于有机玻璃管内的摩擦压降。

通过分析两种管内摩擦压降差值随含水率的变化情况,可知,随着含水率的增大,有机玻璃管和钢管的摩擦压降差值逐渐减小(有机玻璃管大于钢管),直到钢管的摩擦压降大于有机玻璃管的摩擦压降;当含水率继续增大时,钢管和有机玻璃管的摩擦

压降差值随含水率的增大逐渐变大。

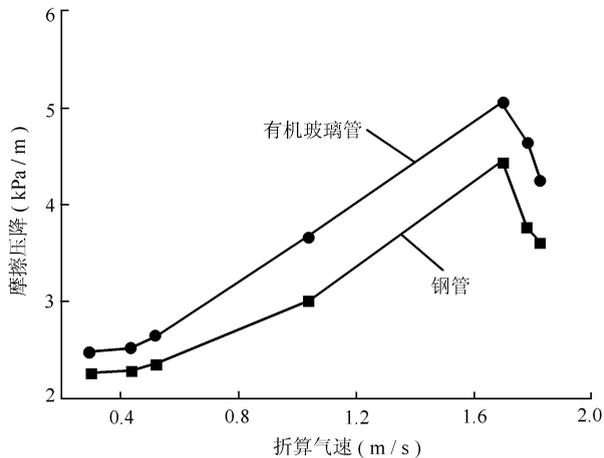


图 5 含水率为 0.18 时,钢管和有机玻璃管内摩擦压降随折算风速变化曲线的比较

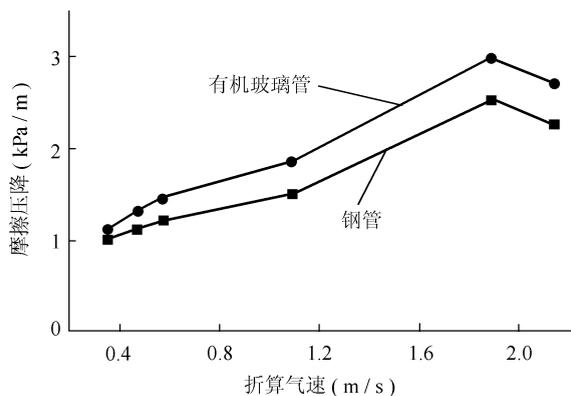


图 6 含水率为 0.344 时,钢管和有机玻璃管内摩擦压降随折算风速变化曲线的比较

之所以出现上述情况,是因为当含水率较小时,管中液体主要是油,油对有机玻璃管和钢管的浸润性有很大的不同,有机玻璃管更易被油浸润,所以造成大量油滴粘附在有机玻璃管壁上,使有机玻璃管内的摩擦压降大于钢管内的摩擦压降,含水率越小,这种现象越明显;当含水率继续增大时,管内液体中油的比例越来越小,粘附在管壁上的油滴也就越来越少,管内流体液相主要是水,而水对两种管材的浸润性没有明显不同,所以管内流体的摩擦压降主要与管壁粗糙度有关,粗糙度大的钢管内的摩擦压降大于壁面光滑的有机玻璃管内的摩擦压降,含水率越大,钢管内的摩擦压降大于有机玻璃管内的摩擦

压降的程度也就越大。

三、结 论

通过试验研究了折算气速、折算液速、含水率、管壁粗糙度、管壁润湿性对水平管内油气水三相流动摩擦压降的影响,得出的结论如下。

(1) 水平管内油气水三相流动摩擦压降随折算气速和折算液速的增大而增大。

(2) 当管中流体液相主要为油包水时,水平管内流体的摩擦压降随含水率的增大急剧减小,有机玻璃管内流体的摩擦压降大于钢管内的摩擦压降(管壁润湿性起决定作用);当管中流体液相主要处于水包油时,水平管内流体的摩擦压降随含水率的增大而变化极小,此时,由于管壁粗糙度的作用,钢管内流体的摩擦压降大于有机玻璃管的摩擦压降。

参 考 文 献

1. Acikgoz, M., Franca, F., Lahey, JR R. T.: An experimental study of three-phase flow regimes. *Int. J. Multiphase Flow*, 18, 327~336.
2. Hewitt, G. F., Par, L. and Khor, S. H.: Three-phase gas-liquid-liquid flow: Flow Patterns, Holdups and pressure drop, Proceedings of ISMF'97, Int. Academic Publishers, (Beijing), 1997.

(收稿日期:2001-06-11)

编辑:孟凡强

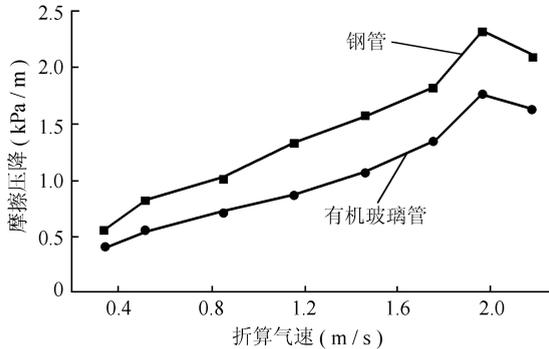


图 7 含水率为 0.508 时,钢管和有机玻璃管内摩擦压降随折算气速变化的比较

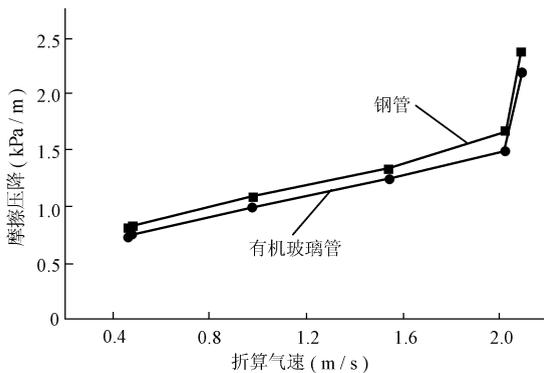


图 8 含水率为 1.0 时,钢管和有机玻璃管内摩擦压降随折算气速变化曲线的比较

(上接第 19 页)

在设计长输管道时,将站间管道划分为适当的段数(建议 2~10 km/段),对各段分别进行优化设计,计算的顺序为从低温段往高温段分段进行,再根据理论计算厚度分段进行平均,以确定各段实际应敷设的保温层厚度。

一般来说,站间管道高温段温降较快,而摩阻损失较小,适当增加保温层厚度对减小热量损失有明显效果。另一方面,对于低温段,由于油温与地温的差别减小,如果增加保温层厚度将得不偿失。在与等厚度敷设保温层费用相差不大的情况下,采用变厚度保温层设计,将大大降低管道的运行费用。

虽然在大多数情况下,一个站间的土壤传热系数相差不大,但有时站间的某一管段由于特殊的土壤环境可能具有较大的传热系数,这时也应按上述

的计算方法适当增厚保温层,这将有利于管道的安全运行,因为在管道停输时,此处的管段往往是比较危险的。

保温层变厚度设计为设计更长站间距离提供了可能性。经过优化设计有可能减少单独的热站,为热站、泵站合一提供了更大的可能性,这将有利于提高长输管道的运行管理效益。

参 考 文 献

1. 杨筱蘅 张国忠:输油管道设计与管理,石油大学出版社(山东),1996.

(收稿日期:2001-08-13)

编辑:刘春阳