



中华人民共和国石油天然气行业标准

SY/T 4809-92

海上生产平台管道系统的
设计和安装的推荐作法

1992-11-05发布

1993-04-01实施

中华人民共和国能源部 发 布

说 明

为适应我国开发海洋油气资源的需要,中华人民共和国能源部发布等同采用美国石油学会的《海上生产平台管道系统的设计和安装的推荐作法》1984年版,即 API RP 14E (API Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems, 1984),作为中华人民共和国石油天然气行业推荐标准。

对标准译文如有异议,以所采用的标准原文为准。

在海洋石油天然气开发工程设计、建造和使用中涉及原标准所在国政府或其它主管当局法令、法规 and 规定时,一律按中华人民共和国政府或政府主管部门颁布的相应法令、法规 and 规定执行。

原标准中关于风、浪、流、冰、温度、地震等环境条件数据或定量计算方法,凡切合我国实际的均可参照使用;否则,应使用符合我国环境条件实际的数据和定量计算方法。

关于计量单位,以公制单位为主。即公制单位值在前,其后将英制单位的相应值标在括号内。

为不改变原标准中的公式、曲线的形状特征、常数和系数,原使用英制单位的,仍沿用英制单位。

中国石油工业标准化技术委员会
海洋石油工程专业标准化技术委员会

1992年5月4日

目 次

前言	(1)
定义	(1)
符号	(2)
第1章 总则	(4)
1.1 范围	(4)
1.2 压力管道法规	(4)
1.3 政策性声明	(4)
1.4 工业法规、指南和标准	(5)
1.5 政府条例和法规	(6)
1.6 以不同的压力额定值来划分系统	(6)
1.7 对腐蚀的考虑	(6)
第2章 管道设计	(8)
2.1 管道级别	(8)
2.2 确定尺寸的准则——概述	(9)
2.3 确定液体管道尺寸的准则	(10)
2.4 确定单相气体管道的准则	(17)
2.5 确定气/液双相管道尺寸的准则	(18)
2.6 管道壁厚	(22)
2.7 连接	(22)
2.8 膨胀和挠度	(22)
2.9 启动设施	(25)
2.10 参考资料	(25)
第3章 阀门选择	(26)
3.1 概述	(26)
3.2 阀门种类	(26)
3.3 阀的尺寸规格	(27)
3.4 阀的压力和温度等级	(28)
3.5 阀门材料	(28)
3.6 参考资料	(29)
第4章 管件和法兰	(29)
4.1 概述	(29)
4.2 焊接管件	(29)
4.3 螺纹管件	(30)
4.4 支管道连接	(30)
4.5 法兰	(31)
4.6 专用联结器	(31)
4.7 对于有硫化物应力破坏作业中的特殊要求	(31)
4.8 冲蚀的防护	(32)
4.9 参考资料	(32)
第5章 特殊管道系统的设计考虑	(32)
5.1 概述	(32)

5.2	井口附件.....	(32)
5.3	出油管道及附件.....	(32)
5.4	生产管汇.....	(35)
5.5	处理容器管道.....	(35)
5.6	公用系统.....	(35)
5.7	加热流体及乙二醇系统.....	(37)
5.8	压力释放和处理系统.....	(38)
5.9	排放系统.....	(38)
5.10	平台之间的栈桥管道	(39)
5.11	立管	(39)
5.12	取样阀	(39)
5.13	参考资料	(39)
第 6 章	相关事项的考虑	(39)
6.1	概述.....	(39)
6.2	布置.....	(39)
6.3	标高.....	(39)
6.4	管支架.....	(39)
6.5	其它的腐蚀考虑.....	(39)
6.6	隔热	(42)
6.7	噪音.....	(42)
6.8	管道、阀门和管件表	(43)
6.9	检验、维修及保养	(43)
第 7 章	安装和质量控制	(43)
7.1	概述.....	(43)
7.2	合格的检验员.....	(43)
7.3	焊接.....	(43)
7.4	压力试验.....	(44)
7.5	试压记录.....	(44)
附录 A	例题	(45)
	引言	(45)
	例题 A1 出油管设计	(45)
	例题 A2 泵吸入管设计	(49)
附录 B	适用于不同壁厚管道的对焊接头设计	(52)
附录 C	管道、阀门和管件表	(54)
附录 D	公式索引	(57)
附录 E	插图索引	(57)
附录 F	表格索引	(57)

注：这是本推荐作法的第 4 版，其中包括了于 1983 年 6 月第 40 届 OSAPE 会议作出的并由后来投票信批准的对第 3 版的修改。

前 言

a. 本推荐作法(RP)归美国石油学会(API)海洋安全和防污染设备标准化委员会管理。它是在美国石油学会(API)、海洋作业者委员会(OOC)和西部油气学会(WOGA)的全面协商指导下制定的。有关腐蚀部分的章节是由全国腐蚀工程师协会(NACE)帮助制定的。

b. 本推荐作法(RP)包括了主要是为具有一定生产平台操作经验的设计工程师所使用的资料,某些资料可能对有经验的操作者是有用处的。本推荐作法(RP)中没有任何内容可以被认为是与完整的工程评价无关的固定规则,同时也无意超越或取代联邦的、州的或当地的适用的规则。

c. 为了增加图表和经验公式的清晰度,删除了英制单位到国际制单位(SI)的换算。英制单位到国际制单位换算可能用到的系数引自 API 出版物 2564 并列举如下:

长度

1 英寸(in)=25.4 毫米(mm) 精确值

压力

1 磅/英寸²(psi)≈0.068 947 57 巴(Bar)

注: 1 巴(Bar)=100 千帕(kPa)

强度或应力

1 磅/英寸²(psi)=0.006 894 757 兆帕(MPa)

动能

1 英尺—磅(ft—lb)=1.355 818 焦耳(J)

力矩

1 英尺—磅(ft—lb)=1.355 818 牛顿—米(N·m)

温度

华氏(F)到摄氏(°C)的换算用下列公式:

$$C=5/9(F-32)$$

体积

1 英尺³(cuft)=0.028 316 85 米³(m³)

1 加仑(gal)=0.003 785 412 米³(m³)

1 桶(bbl)=0.1589873 米³(m³)

重量

1 磅(lb)=0.453 592 4 公斤(kg)

力

1 磅(lb)=4.448 222 牛顿(N)

流量

1 桶/天(BPD)=0.158 987 3 米³/天(m³/d)

1 英尺³/分(CFM)=40.776 26 米³/天(m³/d)

定 义

下列定义专门适用于本推荐作法(RP)所叙述的设备和系统。

氯化物应力破坏作业——含有在足够高的浓度和温度条件下能够导致铁基合金材料应力破坏的水和氯化物的处理物流,其它如氧(O₂)等成分的出现可能会加速这种氯化物应力破坏。

油嘴——一种专门用来控制流体流量的设备。

腐蚀—冲刷——锈蚀物形成的一层保护膜被处理物流的冲刷作用冲蚀掉,暴露出来的新的金属表面再受腐蚀的一种现象。在这种现象的反复作用下,可能会出现非常严重的金属重量减少。

腐蚀性气体——溶解于水中或其它液体中时会引起金属腐蚀的气体,通常包括硫化氢(H_2S)、二氧化碳(CO_2)和氧气(O_2)。

腐蚀性烃作业——在能引起金属重量减少的条件下,处理含有水或海水和二氧化碳(CO_2)、氧气(O_2)或其它腐蚀性介质的处理物流的作业。

设计压力——设计温度下的最大允许工作压力。

膨胀波纹管——为吸收膨胀和收缩而设计的一种波纹管件。

膨胀弯——为吸收膨胀和收缩而设计的一种管道。

消防警戒——在焊接或燃烧期间,由一名或多名训练有素的人员携带切实可行的消防设备站在那里警戒。

出油管道——从井口将油井流体输送到管汇或一级处理容器的管道。

流态——多相处理物流的流动状况,如段塞流、雾状流或层流。

流体——表示一种天然气、蒸汽、液体或其混合物的一般术语。

集管——管汇上将流体导入专用处理系统的那一部分(见图 6.1A)。

烃的可湿润性——处理物流在金属表面形成一层保护性烃膜的能力。

管汇——用来把从一个或多个来源来的流体有选择地引到各种处理系统的一种管子、阀门和管件的总成。

短节——作为附件使用的、长度小于 30.48 cm (12 in) 的一段螺纹的或插焊的管段。

无腐蚀性烃类作业——处理不会引起明显金属重量损失、局部性化学反应或应力腐蚀破坏的物流的作业。

平台配管——表示在平台上装载和输送流体的各种管道的一般术语。

压力传感器——为探测预先设定的压力而设计的一种元件。

工艺设备(撬块)——一套单一功能的设备和辅助配管,例如压力容器、加热器、泵等等。

立管——海底管道到达平台或离开平台的垂直部分(包括底部的弯管)。

关断阀——用来隔断处理设备或处理系统的自动操作的一种阀门。

硫化物应力破坏作业——处理含有浓度足以引起敏感材料应力破坏的水、盐水和硫化氢(H_2S)的物流的作业。

井口压力——油井中可能存在的地面最大关井压力。

符 号

以下符号具体适用于本推荐作法(RP)之中的公式:

A=每天 1000 桶流体所需要s的最小管道横截流通面积,英寸²

B=指正常操作温度下的热膨胀系数,英寸/英寸/°F

C=泵经验常数

c=经验常数

C_v =阀门系数[在 60°F 条件下,压力降为 1 lb/in²(psi)时,每分钟流过阀门的水量,GPM]

d_i =管道内径,英尺

d_i =管道内径,英寸

D=管道通径,英寸

D_o =管道外径,英寸

E=纵向焊缝系数,无量纲

E_m =管道材料在冷态条件下的弹性模量,psi

f=摩擦系数,无量纲

g=万有引力常数,英尺/秒²

GPM=液体流量,加仑/分

h_s =重力加速度压头,英尺液柱

- h_f = 摩擦压头, 英尺液柱
 h_p = 绝对压头, 英尺液柱
 h_{st} = 静压头, 英尺液柱
 h_{vh} = 速度压头, 英尺液柱
 h_{vpa} = 绝对蒸汽压, 英尺液柱
 Δh_w = 静压头压差, 英寸水柱
 K = 加速度系数, 无量纲
 L = 管道长度, 英尺
 Δ_i = 能被管道吸收的膨胀量, 英寸
 $NPSH_a$ = 净正吸入压头, 英尺液柱
 P = 操作压力, 磅/英寸²(绝对压力), psia^①
 P_i = 内部设计压力, 磅/英寸²(表压), psig
 Δp = 压降, 磅/英寸², psi
 ΔP = 压降, 磅/英寸²/100 英尺
 Q_g = 气体流量, 百万英尺³/天[14.7 磅/英寸²(绝对压力)和 60 F 条件下]
 Q_l = 液体流量, 桶/天
 $q'h$ = 气体流量, 英尺³/小时[14.7 磅/英寸²(绝对压力)和 60 F 条件下]
 R = 气/液比, 标准英尺³/桶
 Re = 雷诺数, 无量纲
 R_p = 泵速, 转/分
 ρ_g = 操作压力和温度下的气体密度, 磅/英尺³
 ρ_l = 操作温度下的液体密度, 磅/英尺³
 ρ_m = 操作压力和温度下的气/液混合物密度, 磅/英尺³
 S = 许用应力, 磅/英寸², psi
 S_g = 气体相对密度, (空气=1)
 S_l = 液体相对密度, (水=1)
 T = 操作温度, °R^②
 t = 设计承压厚度, 英寸
 ΔT = 温度变化, F
 U = 支撑点间距, 英尺(两个支撑点之间的直线距离)
 μ_g = 气体在流动压力和温度条件下的粘度, 厘泊, cp
 μ_l = 液体粘度, 磅/英尺·秒
 V_c = 流体冲蚀速度, 英尺/秒
 V_g = 平均气体速度, 英尺/秒^③
 V_l = 平均液体速度, 英尺/秒
 W = 液体加蒸汽的总流量, 磅/小时
 Y = 温度系数, 无量纲
 Z = 气体压缩系数, 无量纲

注: ①文章中有时也代表“流动压力, 磅/英寸²(绝对压力)”。

②文章中有时也代表“流动温度, °R”。

③文章中有时也代表“气体速度, 英尺/秒”。

第1章 总 则

1.1 范围

本文推荐的资料为海上生产平台新管道系统的设计和安装提供了起码的技术要求和准则。本文中最
高设计压力为 70 000 kPag(10000 psig),温度范围为 -29°C (-20°F)到 316°C (600°F)。对于这些压力和
温度范围以外的应用,应对材料的性能(如延展性、渗碳等)予以特别考虑。这一推荐作法是在多年的开发
油气矿场经验基础上提出的。事实上所有这些海上经验已经用于无硫化氢的烃作业中。然而,建立在广泛
的陆地经验基础上的推荐作法,也包括了含有硫化氢的烃作业的某些方面。

a. 本文包括了在 API Spec 6A 中没有详细说明的有关地面设施管道系统的一般资料和专门资料。第
2、3 和第 4 章包括了有关典型工艺流程的管道、阀门以及管件的设计和应用的一般资料。第 6 章和第 7 章
包括了安装、质量控制以及与典型工艺流程管道系统有关的事项,例如隔热等的一般资料。第 5 章包括了
有关特殊管道系统设计的专门资料,其中包括了与一般章节中所涉及的推荐作法不同的内容。

b. 各种碳钢材料对于大多数生产平台管道系统都是适用的。至少有一种碳钢材料是被推荐采用最多
的,其它可能适用于平台管道系统的材料没有包括在内,这是因为一般不使用它们。当选用本推荐作法以
外的材料时,应考虑以下方面:

- (1) 作业的类型
- (2) 同其它材料的一致性。
- (3) 延展性。
- (4) 对特殊焊接措施的要求。
- (5) 对专门的检验、试验或质量控制的要求。
- (6) 在现场误用的可能性。
- (7) 由于内部流体和(或)海上环境所引起的锈蚀或腐蚀。

1.2 压力管道规程

正如这里所修改过的,平台管道设计和安装应符合美国国家标准 ANSI B31.3 节。对那些 B31.3 节不
适用的立管,应依照以下作法进行设计和安装:

a. 设计、建造、检查和试验应按照 ANSI B31.4 和 B31.8,联邦法规(CFR)第 49 篇第 192 节和(或)第
195 节中相适用的部分。其使用的设计应力不得超过规定的最小屈服强度(SMYS)的 0.6 倍。

b. 要求按照 API Std 1104 对焊缝进行百分之百的 X 光探伤。

c. 对于管道级别高于 X—52 的情况下,应要求在可预料到的最低的操作温度下进行冲击性试验。

d. 阀门、管件和法兰可按照(美国)阀门和管件工业制造商标准化学会(MSS)的标准制造。压力/温度
额定值和材料的一致性应给予核对。

e. 在确定这些作法所适用的立管及平台管道的过渡段时,进入平台及离开平台处的关断阀应是本文
所适用的界限。在考虑到诸如水深、平台大腿的倾斜度及可能的飞溅区等因素之后,本文包括的推荐作法
可以用于立管设计。

1.3 政策性声明

美国石油学会(API)推荐作法是为了促进广泛的有效利用,为推广已经被验证的、良好的工程和操作
实践的更广泛应用而出版的。这些推荐作法也无意排除正确判断应在何时何地应用这些作法的必要性。

API 推荐作法的制订和出版无意以任何方式禁止任何人采用任何其它作法。

在任何 API 推荐作法中,决不存在以含蓄的或其它的方式解释为授予任何权利去制造、销售或使用
涉及专利权的任何方法、设备或产品。也不为任何侵犯专利权的人承担责任。

本推荐作法可供任何愿意采用的人使用。API 已做了不懈的努力以保证其中所含数据的准确性和可
靠性。但是,学会对与本推荐作法的出版物的有关方面不作代理、担保或保证,并特此明确表示,对因使用
这些推荐作法而造成的损失或破坏,对于使用任何可能与联邦的、州的或市的法规相冲突的 API 推荐作

法, 以及由于使用这一出版物而侵犯任何专利权所引起的后果, API 均不承担任何义务和责任。

1.4 工业法规、指南和标准

不同的机构已提出了许多法规、指南和标准, 而且实际已被工业和政府部门所接受。下面列出的是这里所参考的法规、指南和标准。

a. 美国钢铁学会 AISI

AISI 钢产品手册《不锈钢和耐热钢》

b. 美国国家标准学会 ANSI(以前的“ASA”和“USAS”)

- (1) ANSI B2.1《管螺纹》
- (2) ANSI B16.5《钢制法兰、法兰阀和管件》
- (3) ANSI B16.9《工厂制造的锻钢对焊管件》
- (4) ANSI B16.10《钢制阀门的面距尺寸和端距尺寸》
- (5) ANSI B16.11《锻钢管件、承插焊管件和螺纹管件》
- (6) ANSI B16.28《锻钢对焊短半径弯头和 U 形弯头》
- (7) ANSI B31.3《炼油厂管道》
- (8) ANSI B31.4《输油管》
- (9) ANSI B31.8《输气和配气管系统》
- (10) ANSI B36.10《锻钢和可锻铸铁管》

c. 美国石油学会 API

- (1) API RP 2G《海洋建筑物上的生产设施推荐作法》
- (2) API Bul 5A2《关于套管、油管、干线管丝扣油的通报》
- (3) API Spec 5B《套管、油管、干线管螺纹的加工、测量和检验规范》
- (4) API Spec 5L《干线管规范》
- (5) API Spec 6A《井口设备规范》
- (6) API Spec 6D《管道阀门规范》
- (7) API RP 14C《海上生产平台基本安全系统的分析、设计、安装和试验推荐作法》
- (8) API RP 510《压力容器检验规程》
- (9) API RP 520《炼油厂压力释放系统的设计和安装推荐作法》第 I 和第 II 部分
- (10) API RP 521《压力释放和泄压系统指南》
- (11) API Std 526《带法兰的钢制安全释放阀》
- (12) API RP 550《炼油厂仪表和控制系统安装手册》第 I 和第 II 部分
- (13) API Std 600《钢制闸阀(法兰端/或对焊端)》
- (14) API Std 602《炼油厂用紧凑型碳钢闸阀》
- (15) API Std 1104《管道和有关设备的焊接标准》
- (16) API 医学研究报告 EA 7301《关于噪音的准则》

d. 美国材料试验学会 ASTM

- (1) ASTM A53《焊接钢管和无缝钢管规范》
- (2) ASTM A105《锻钢、碳钢管件规范》
- (3) ASTM A106《适用于高温作业的碳钢无缝管规范》
- (4) ASTM A153《钢铁制品镀锌(热浸)规范》
- (5) ASTM A193《适用于高温作业的合金钢和不锈钢螺栓材料规范》
- (6) ASTM A194《适用于高温和高压作业的碳钢和合金钢螺栓的螺母规范》
- (7) ASTM A234《适用于中等和高温作业的锻制碳钢和合金钢管件规范》
- (8) ASTM A333《适用于低温作业的无缝钢管和焊接钢管规范》
- (9) ASTM A354《适用于淬火和回火合金钢螺栓、双头螺栓和其它外螺纹紧固件规范》

e. 美国机械工程师学会 ASME

- (1) ASME《锅炉和压力容器规程》第Ⅳ篇《加热》
- (2) ASME《锅炉和压力容器规程》第Ⅷ篇《压力容器》第1部分
- (3) ASME《锅炉和压力容器规程》第Ⅸ篇《电焊和气焊程序、电焊和气焊设备、电焊工和气焊工的鉴定标准》

f. (美国)全国腐蚀工程师协会 NACE

- (1) NACE Std MR-01-75《适用于油田设备的抗硫化物应力破坏的金属材料》
- (2) NACE Std RP-01-76《与生产有关的海上固定式平台的钢材表面防腐》

g. (美国)国家消防协会 NFPA

- (1)《国家消防规程》第6卷《喷头、消防泵和水罐》
- (2)《国家消防规程》第8卷《轻便式和手动消防设备》

h. 天然气加工供货商协会 GPSA (从前的 NGPSA)《工程数据手册》

i. 水力学学会

- (1)《离心泵、转子泵和往复泵标准》
- (2)《管道摩阻手册》

1.5 政府条例和法规

管理机构已经制订了一些条例和法规,这些条例和法规可能影响到平台管道安装和操作的性质和方式。下面提到的是在平台管道设计和安装中应该注意的适用的重要条例和法规。

a. 美国联邦政府法规

- (1) 第29篇,1910节《职业安全和健康标准》
- (2) 第30篇,250节《外大陆架油、气和硫磺开采作业》
- (3) 第33篇,C章《导航设备》第67节《人工岛和固定建筑物上的导航设备》
- (4) 第33篇,N章《外大陆架人工岛和固定建筑物》,第140节到第146节
- (5) 第33篇,第153节《对油和危险品污染的控制,排泄物的清除》
- (6) 第40篇,第110节《油品的排放》
- (7) 第40篇,第112节《油类污染的预防》
- (8) 第49篇,第192节《用管道输送天然气和其它气体的联邦政府最低安全标准》
- (9) 第49篇,第195节《液体的管道输送》

b. 环境保护局

文件 AP-26《大气扩散估算工作手册》

c. 在联邦政府法规第30篇,第250节《外大陆架油、气和硫磺开采作业》指导下颁布的区域性外大陆架规程

d. 州、市和其它地方管理机构的规定同样适用

1.6 以不同的压力额定值来划分系统

在正常情况下,井内油、气流离开井口以后压力是逐步降低的。压力降低之后,可以使用额定值较低的工艺处理装置。图1.1是一个典型的例子。

a. 用于压力装置设计的一条规则是:所设计的任何一个受压部件,将能经得住任何作用于其上的许可状态下的最高内压,或者能被压力释放装置所保护。在这种情况下,压力释放装置就是一个安全释放阀或是一个安全膜。一般说来,在确定需要压力释放装置时,不应考虑使用高压关断阀、止回阀、控制阀或其它类似装置来防止处理设备超压。有关处理设备所需安全装置的推荐作法,参见 API RP 14C。

b. 为了分析处理装置所需的系统设计压力额定值,一个好的方法是:在设备工艺流程图中划出额定值的界限,这样就能检查每个装置(容器、法兰、管子或附件),从而确定出能否承受设计允许的最高压力,或者是采用压力释放装置来保护。

1.7 对腐蚀的考虑

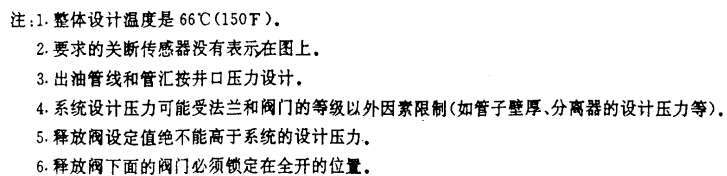


图 1.1 表示工艺系统法兰和阀门压力额定值变化的示例

a. 概述

对于平台管道系统详细的腐蚀控制作法不属本推荐作法范围,这方面的作法一般是由防腐专家来研究的。但是,设计平台管道系统应采纳并符合下述防止腐蚀的作法,在本推荐作法的相应章节里给出了防腐材料和减少实验的一些建议。

注:处理流体的腐蚀性可能随时间而变化,在设计阶段应该考虑改变条件的可能性。

b. 失重腐蚀

一般用于平台管道系统的碳钢在某些工艺条件下可能发生腐蚀,含有水、盐和二氧化碳(CO_2)、硫化氢(H_2S)、氧气(O_2)或它们的混合物的生产工艺流体,可能对系统装置中使用的金属产生腐蚀,腐蚀的类型(均匀的金属损失、起麻点、腐蚀、锈蚀等)和特定的腐蚀速率一样,在同一系统可能不同,并且可能随时间而变化。工艺系统中物流的腐蚀性是一个复杂的、多变化的作用过程,它包括:(1)烃、水、盐和腐蚀性气体的含量;(2)烃的湿润性;(3)流速、流态及管道的形状;(4)温度、压力和 pH 值;和(5)含砂量(砂、泥)、细菌性残渣和微生物、腐蚀产物及结垢。对于各个系统的腐蚀预测仅是定性的,而且每个系统可能是独特的。在生产流体中发现的腐蚀性气体的一些腐蚀性资料见表 1.1。

表 1.1 仅仅为考虑减少金属腐蚀的一般常识而不适用于特殊的腐蚀性的预测。当预计或预测到有腐蚀的情况时,对腐蚀的抑制是一种有效的减少腐蚀的方法。

表 1.1 钢失重腐蚀的定性指标

腐蚀性气体	溶解度 * ppm	在盐(海)水中的限定值	
		无腐蚀性 ppm	有腐蚀性 ppm
氧气(O_2)	8	<0.005	>0.025
二氧化碳(CO_2)	1700	<600	>1200
硫化氢(H_2S)	3900	* *	* *

* 是指在 20℃ (68°F)、一个大气分压下的蒸馏水中的溶解度。而氧气是指一个大气压时的溶解度。摘自化学合成橡胶公司的《化学物理手册》第 36 版。

* * 由硫化氢(H_2S)引起的失重腐蚀在表中没有限定的数值,是因为二氧化碳(CO_2)和/或氧气(O_2)的量对金属失重腐蚀的速率影响非常大,而硫化氢(H_2S)通常比二氧化碳(CO_2)的腐蚀小得多。这是由于可形成一层不溶性的硫化铁薄膜,这层薄膜有助于减少金属的失重腐蚀。

c. 硫化物应力破坏

含水(H_2O)和硫化氢(H_2S)的处理流体可能引起敏感性材料的硫化物应力破坏。这种现象是由各种因素的复杂的内部相互作用而引起的,它包括金属的化学成分和硬度、热处理和金相结构及其它因素,如 pH 值、硫化氢(H_2S)的含量、应力和温度。在选择用于含有硫化氢的处理流体的金属材料时,应该适应于这些因素。

d. 氯化物应力破坏

如果选用合金钢和不锈钢来防止硫化氢(H_2S)或二氧化碳(CO_2)的腐蚀时,应仔细考虑氯化物对应力的影响。含有水及氯化物的处理流体,可能使脆性材料产生裂纹,特别是有氧的存在和温度超过 60℃ (140°F)时,高合金钢和不锈钢,例如 AISI 300 系列的奥氏体不锈钢、沉淀硬化不锈钢和“A-286”(ASTM A453 660 级)不应采用;除非已经充分证明其适用于所推荐的环境,同时还应考虑氯化物可能集中在系统内局部区域的可能性。

第 2 章 管道设计

2.1 管道级别

a. 无腐蚀性烃作业 两种最常用的管材型号是 ASTM A106 B 级和 API 5L B 级。由于无缝管的质量

稳定而普遍受到欢迎。ASTM A106 适用于无缝管,而 API 5L 既适用于无缝管,又适用于电阻焊接 (ERW)管和埋弧焊接(SAW)的管材。当 B 级的用途需要较厚壁厚时,可以要求更高强度的管材,如 API 5L X52 级;然而,当使用 API 5L X46 级或更高级别时,则必须有特殊的焊接方法和严密的监督。

ANSI B31.3 所列出的许多管材级别都适合于无腐蚀性烃作业。下面是 ANSI B31.3 中烃作业以外的管材型号或级别。

- (1) ANSI A120 的所有级别。
- (2) 加热搭焊和加热对焊管。
- (3) 根据 ASTM A134 和 A139,熔焊碳钢管。
- (4) 螺纹管,API 5L 螺纹管除外。

b. 腐蚀性烃作业 为腐蚀性烃作业进行的设计,应该提供下列一种或多种减轻腐蚀的措施:

(1) 化学处理;(2) 抗腐蚀合金;(3) 保护层(见 6.5b 节)。这里,对接触碳钢的流体进行化学处理是最普通的作法和常见的建议。抗腐蚀合金只有在类似的应用环境中(或适当的实验室中实验)已经证明满足要求之后方可使用。如果使用这些合金,应仔细考虑其焊接方法,还要考虑到硫化物和氯化物应力破坏的可能(见 1.7c 和 1.7d 节)。应该为腐蚀检查(试棒、探针、卷轴等等)和化学处理做充分的准备工作。

c. 硫化物应力破坏作业 如果预计到会出现硫化物应力破坏,在选择管材时应遵循下列准则:

(1) 只能使用无缝管,除非在制造埋弧焊接或电阻焊接管时进行了适用于这类作业的质量控制检查,方能使用焊接管。

(2) 不应使用冷拔管,除非进行了正火、淬火加回火、回火或 2.1.c(4) 节中描述的热处理。

(3) 碳钢、合金钢和其他能满足性能、硬度、热处理和 NACE MR—01—75 的其他要求的材料用于硫化物应力破坏作业是可以接受的。

(4) 不满足 NACE MR—01—75 冶金要求的材料可以使用,但是,使用应局限在能连续保证抗硫化物应力破坏的外部环境和处理流体的系统 and 应用之中(见 MR—01—75)。

符合上述标准的最常用管材级别是:ASTM A106 B 级;ASTM A333 1 级和 API 5L B 级无缝管。API 5L X 级也是可以接受的,然而在焊接上存在特殊问题。为了增加韧性和减少脆裂倾向,API 5L 的管子用在 -1°C (30°F) 以下的作业温度时要进行正火处理。ASTM A333 1 级是一种低温作业的管道材料,在本推荐作法中包括的温度范围 $-29^{\circ}\text{C} \sim 340^{\circ}\text{C}$ ($-20^{\circ}\text{F} \sim 650^{\circ}\text{F}$) 内具有足够的切口韧性。

d. 公用作业 公用作业中普遍使用与碳钢不同的材料。但是,如果使用钢管,而根据 2.1a 节,又是不适于烃作业的型号和级别,就应该确定明显的标记,以防这类管材被偶然用于烃作业。给这类管材镀锌就是一种标记办法。

e. 油管 AISI 316 或 AISI 316L 不锈钢无缝管或电阻焊管适用于所有的烃作业和暴露在日光下的空气作业。用于不暴露在日光下的空气作业或者装在密闭的天然气管体内的仪表用管子,可以使用其他材料制造。如果使用化学合成管,所选用的管子应该能够承受所容纳的流体和可能遇到的温度所造成的剥蚀退化。

2.2 确定尺寸的准则——概述

在确定平台管道系统使用的管子直径时,应该考虑流速和压力降。2.3、2.4 和 2.5 节分别提供了计算液体管道、单相气体管道和液/气双相管道的公式(和快速近似确定管径的图表)。许多公司也使用计算机程序以简化管道设计。

a. 当确定管道尺寸时,应考虑设施寿命期间可能的最大流速,而不是最初的流速。一般还推荐给预计的正常流速加上 20%~50% 的波动系数,然而,已通过类似系统中脉冲压力的测定或专门的流体冲击计算,更精确地确定了预期的波动时除外。表 2.1 提供了一些典型的波动系数,如果没有更确切的资料数据,可以采用这些波动系数。

b. 确定管道压力降应考虑阀门和管件的影响。可以使用表 2.2 给出的制造厂商数据或当量长度。

c. 计算出来的管道尺寸可以依据良好的工程评价来调整。

表 2.1 典型的波动系数

应用范围	系数
处理本平台最初产量的设施	20%
处理来自另外平台或水深小于 150 ft 的 远距离井的最初产量的设施	30%
处理来自另外平台或水深大于 150 ft 的 远距离井的最初产量的设施	40%
处理本平台气举产量的设施	40%
处理来自另外平台或远距离井的 气举产量的设施	50%

2.3 确定液体管道尺寸的准则

a. 概述 单相液体管道应该主要根据流速来确定尺寸。如果管道利用压差把单相液体从一个压力罐输送到另一个压力罐,最大流量时的流速不应超过 4.5 m/s(15 ft/s),以便使控制阀前管道中流体的闪蒸减到最小程度。如果可行的话,流速不应小于 1 m/s(3 ft/s),以便使管内流体中砂及其它固体沉积减到最低限度。在这些速度时,管子内总的压力降通常是小的。两个压力罐之间液体管道的压力降将大部分发生在液体放泄阀和(或)节流阀中。

(1) 液体管道的流速可以从图 2.1 中读出或使用下面导出的公式来计算:

$$V_1 = \frac{0.012 Q_1}{d_i^2} \quad (2.1)$$

式中: V_1 —— 液体平均流速, ft/s

Q_1 —— 液体流量, bbl/d

d_i —— 管子内径, in

(2) 单相液体管道的压力降(每 100 英尺流动长度的磅/英寸²数)可以从图 2.2 读出或者使用下面的范宁(Fanning)公式计算出:

$$\Delta P = \frac{0.001 15 f Q_1^2 S_1}{d_i^5} \quad (2.2)$$

式中: ΔP —— 压力降, psi/100ft

f —— 莫氏摩擦系数, 无量纲

Q_1 —— 液体流量, bbl/d

S_1 —— 液体比重, (水=1)

d_i —— 管子内径, in

注: ① 图表是在液体密度为 1 的基础上建立的。对于其它值, 用实际密度乘以图中的压力降。

② 图表是在运动粘度 1.1 厘泊的基础上建立的。如果 R_e 大于 2 000, 应该用下面的修正系数。

运动粘度(厘泊)	2	5	10	30	50	70	100
修正系数	1.14	1.40	1.70	2.37	2.68	3.06	3.50

③ 厘泊=厘泊÷密度

④ 流量、密度和粘度都是流动温度和压力下的值。

⑤ 压力降是用公式(2.2)计算出的。修正系数摘自 NGPSA(1972)数据手册。

(3) 莫氏摩擦系数 f 是雷诺数和管子表面粗糙度的函数。一旦知道了雷诺数, 就可以用修正的莫氏图表(图 2.3)来确定摩擦系数。

表 2.2 100%打开的阀门和管件的当量长度(ft)

管 材 公 称 规 格 in	截 止 阀 或 球 形 止 回 阀	角 阀	旋 止 回 阀	旋 塞 阀 闸 阀 或 球 阀	45° 弯 头		短 半 径 弯 头		长 半 径 弯 头		T 形 支 管		T 形 主 管		扩 口					缩 口				
					焊 接	螺 纹	焊 接	螺 纹	焊 接	螺 纹	焊 接	螺 纹	焊 接	螺 纹	按小径表示当量长度 d/D									
															1/4	1/2	3/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4	1/2	3/4
1½	55	26	13	1	1	2	3	5	2	3	8	9	2	3	5	3	1	4	1	3	2	1	1	
2	70	33	17	2	2	3	4	5	3	4	10	11	3	4	7	4	1	5	1	3	3	1	1	
2½	80	40	20	2	2		5		3		12		3		8	5	2	6	2	4	3	2	2	
3	100	50	25	2	2		6		4		14		4		10	6	2	8	2	5	4	2	2	
4	130	65	32	3	3		7		5		19		5		12	8	3	10	3	6	5	3	3	
6	200	100	48	4	4		11		8		28		8		18	12	4	14	4	9	7	4	4	1
8	260	125	64	6	6		15		9		37		9		25	16	5	19	5	12	9	5	5	2
10	330	160	80	7	7		18		12		47		12		31	20	7	24	7	15	12	6	6	2
12	400	190	95	9	9		22		14		55		14		37	24	8	28	8	18	14	7	7	2
14	450	210	105	10	10		26		16		62		16		42	26	9			20	16	8		
16	500	240	120	11	11		29		18		72		18		47	30	10			24	18	9		
18	550	280	140	12	12		33		20		82		20		53	35	11			26	20	10		
20	650	300	155	14	14		36		23		90		23		60	38	13			30	23	11		
22	688	335	170	15	15		40		25		100		25		65	42	14			32	25	12		
24	750	370	185	16	16		44		27		110		27		70	46	15			35	27	13		
30				21	21		55		40		140		40											
36				28	25		66		47		170		47											
42				30	30		77		55		200		55											
48				35	35		88		65		220		65											
54				40	40		99		70		250		70											
60				45	45		110		80		260		80											

注：1) 资料来源于 NGPSA 数据手册。

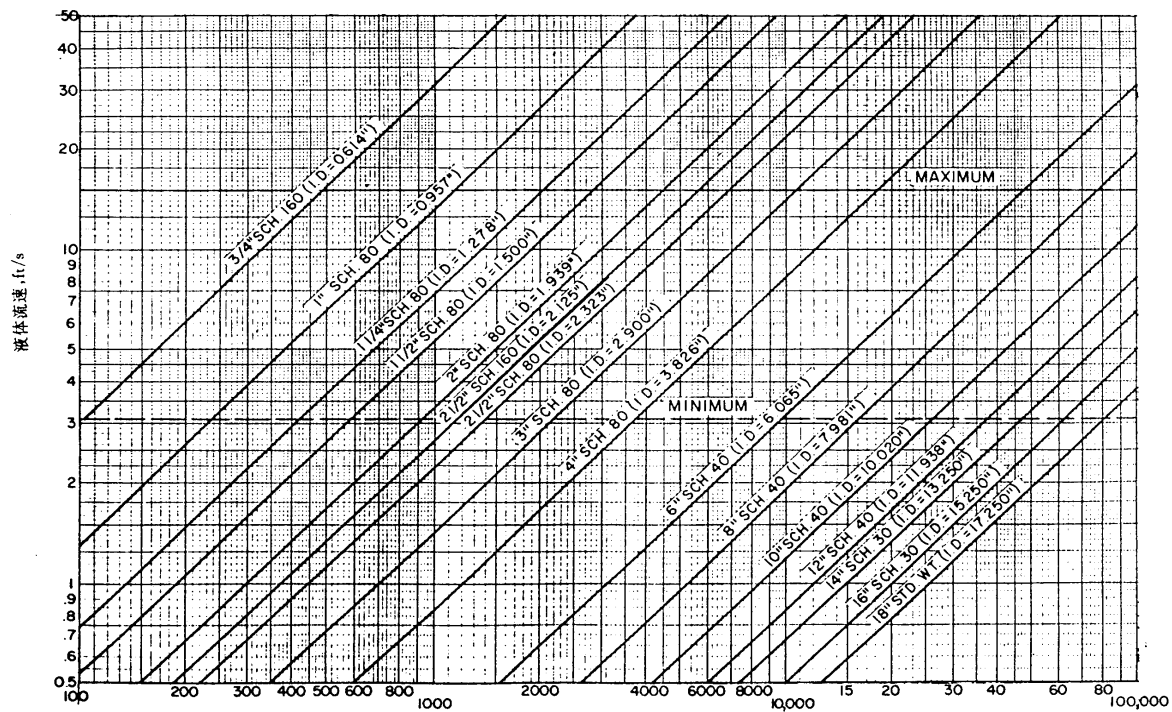
2) d 是较小出口的内径。

D 是较大出口的内径。

注：1) 资料来源于 NGPSA 数据手册。

2) d 是较小出口的内径。

D 是较大出口的内径。



(注:这些曲线是用方程式 2.1 确定的) 液体流量, bbl/d

图 2.1 液体在管道中的流速

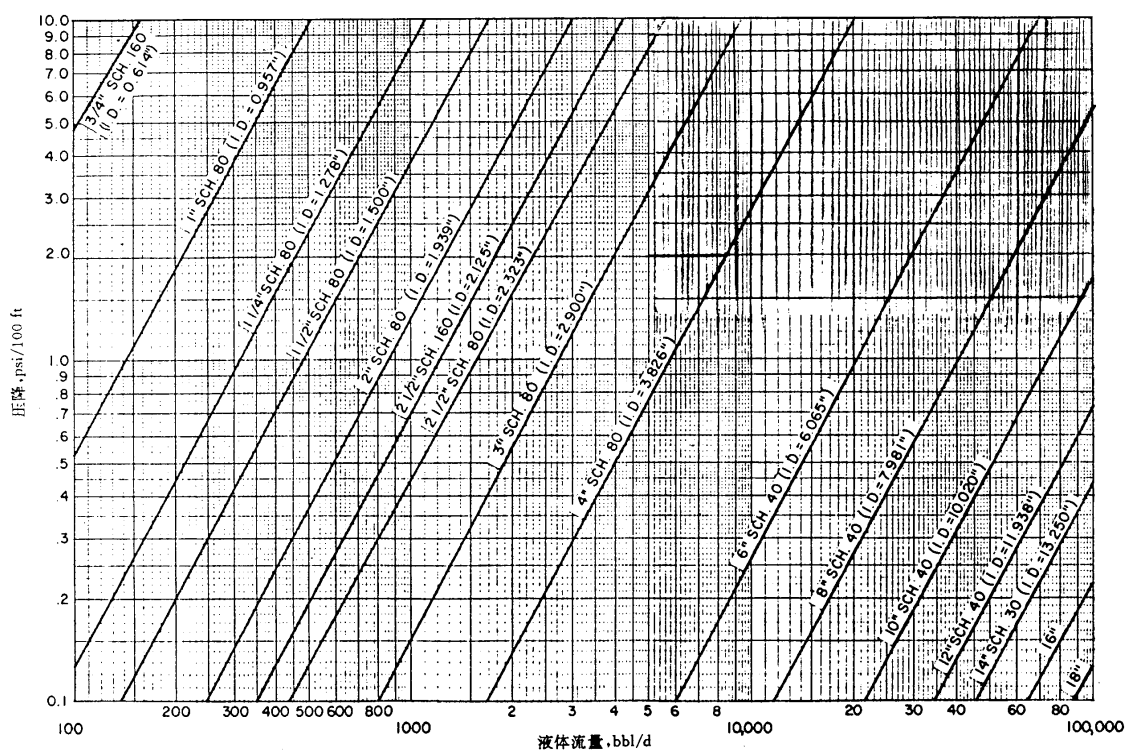
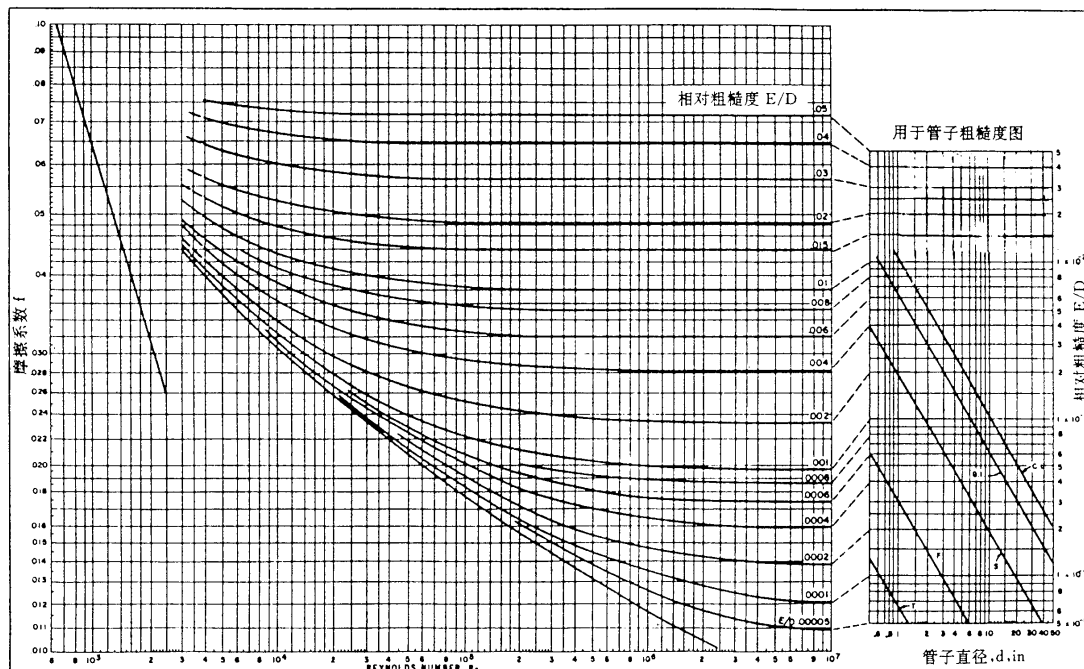


图 2.2 液体管道中的压力降



注: T—控制管 CI—干净的铸铁管
 F—玻璃钢管 GI—镀锌钢管
 S—干净的工业用钢管(也用于水泥—石棉或水泥衬里的钢管)

图 2.3 摩擦系数图(修正的莫氏图表)

雷诺数可以由下列公式求出：

$$R_e = \frac{\rho_l d_f V_l}{\mu_l} \quad (2.3)$$

式中： R_e —— 雷诺数，无量纲

ρ_l —— 液体密度，lb/ft³

d_f —— 管子内径，ft

V_l —— 液体流速，ft/s

μ_l —— 液体粘度，lb/(ft·s)或者厘泊除以 1488，或者(厘泊乘以比重)被 1488 除

b. 泵管道 往复泵、旋涡泵和离心泵的吸入管道系统应该设计成在泵进口法兰上的有效净正吸入压头(NPSH)超过泵所要求的净正吸入压头(NPSH_r)。另外，应采取措施使往复泵吸水管道的脉动减到最小程度。要使泵工作良好就要在液体进入泵壳体或泵缸时没有汽化。

(1) 在离心泵和旋涡泵上，吸入法兰处的液体压力必须足够高，以便克服法兰盘和叶片(或转子)进口之间的压力降并把液体压力保持在液体绝对蒸汽压以上，否则将出现汽蚀现象。在往复泵上，吸入法兰处的压力必须符合相同的要求，但泵所要求的 NPSH 典型地高于离心泵的 NPSH，这是由于通过阀门的压力降和由流动中脉动引起的压力降的原因。泵吸入口的有效 NPSH 也必须考虑到由脉动流引起的吸入管道内的加速度、摩擦、速度头及静压头。

(2) 超过泵送液体绝对蒸汽压所必须的有效压差可以定义为有效净正吸入压头(NPSH_a)。这是在吸入喷嘴处的绝对总水头减去液体绝对蒸汽压，以绝对英尺表示。有效 NPSH 应该总是等于或大于泵所需要的 NPSH。对于大多数泵，可以使用公式(2.4)计算有效 NPSH_a。

$$NPSH_a = h_p - h_{vpa} + h_{st} - h_f - h_{vb} - h_a \quad (2.4)$$

式中： h_p —— 绝对压力头，它是由于压力、大气压或换句话说作用是作用到输入端液体表面上的力引起的，英尺液柱

h_{vpa} —— 液体在输入端温度下的绝对蒸汽压，英尺液柱

h_{st} —— 静压头，正的或负的，这是由于液体水平面在基准线(泵中心线)以上或以下引起的，英尺液柱

h_f —— 摩擦头，或水头损失，这是由于吸入管道的流动摩擦引起的，包括入口和出口损失，英尺液柱

h_{vb} —— 速度头 = $\frac{V_l^2}{2g}$ 英尺液柱

h_a —— 加速度头，英尺液柱

V_l —— 管道中液体的流速，ft/s

g —— 重力加速度(一般取 32.2 ft/s²)

(3) 如果是离心泵或旋涡泵，加速度头是 0。如果是往复泵，加速度头是关键性的，可以用水力学学会给出的下列公式确定。

$$h_a = \frac{LV_l R_p C}{Kg} \quad (2.5)$$

式中： h_a —— 加速度头，英尺液柱

L —— 吸入管道的长度，ft(实际长度，不是当量长度)

V_l —— 吸入管道的平均液体流速，ft/s

R_p —— 泵转数，r/min

C —— 对于下列泵的经验常数：

= 0.200，用于单缸双作用泵

= 0.200，用于双缸单作用泵

=0.115, 用于双缸双作用泵

=0.066, 用于三缸单作用或双作用泵

=0.040, 用于五缸单作用或双作用泵

=0.028, 用于七缸单作用或双作用泵

注: 对于特殊的连杆长度或曲轴半径的比值, 常数 C 将不同于上述数值。

K——代表理论加速度头的倒数系数, 它是必须要提供的, 以免吸入管道中的显著扰动

=1.4, 用于几乎不可压缩的液体(除气的水)

=1.5, 用于胺、乙二醇、水

=2.0, 用于大多数的烃

=2.5, 用于相对可压缩的液体(热油或乙烷)

g——重力加速度(通常取 32.2 ft/s^2)

应该注意到加速度头效应或公式 2.5 不都是普遍适用的(见 2.10 节 b、c 和 d)。然而公式(2.5)被认为是比较保守的, 它将会保证足够的加速度头。

(4) 当一个以上的往复泵同时使用同一个供给管道时, 有时所有曲轴会出现同相现象, 对供给系统, 这些泵将如同一个泵以它们的综合能力在工作。在这种情况下, 供给管道中的最大瞬时速度将等于由一个具有这些泵综合能力的泵所产生的速度。

(5) 如果加速度头确定得过大, 应评价下述各项:

(a) 缩短吸入管道。加速度头与管道长度成正比。

(b) 使用大的吸入管道来减小流速。这是很有帮助的, 因为流速的改变与管道内径的平方成反比, 加速度头和流速 V_i 成正比。

(c) 如果泵额定值允许, 可以通过使用较大尺寸的活塞或柱塞来减小所需的泵速。所需的泵速与活塞直径的平方成反比, 加速度头与泵速成正比。

(d) 考虑用一个多柱塞的泵。例如 $C=0.040$ (用于五缸泵), 这个值大约比三缸泵 $C=0.066$ 小 40%。加速度头与 C 值成正比。

(e) 如果上述方法难以接受的话, 考虑使用一个脉动阻尼器。在吸入系统中使用阻尼器所能获得的结果将取决于尺寸、型号、位置和充注压力。如果能保持适当的充注, 一个安置适当的良好阻尼器, 对于 5~15 标准管道直径, 可使加速度头公式中使用的管道长度 L 减至管径的 5~15 倍。阻尼器应尽量安置在靠近泵的吸入端。

(f) 使用离心升压泵给往复泵的吸入端充压。

(6) 下列准则在设计吸入管道时可能是有用的:

(a) 吸入端管道应大于泵入口接头一个或两个管子规格。

(b) 吸入端管道应该短, 并尽量少用弯头和管件。

(c) 在泵的附近应使用偏心大小头, 使平直边向上, 以保持管道顶端成水平。这就可消除在吸入管道内形成气蚀的可能性。如果碎屑的累积程度很严重, 建议拆掉。

(d) 对于往复泵, 应提供一个适当的脉动阻尼器(或为以后增装一个阻尼器提供其附件), 并尽量靠近泵缸。

(e) 在多泵装置中, 一般供给管道的尺寸应这样选择, 即速度应尽可能接近横向进入单个泵的速度。这样可避免速度变化, 从而把加速度效应减至最小。

(7) 往复泵、离心泵和旋涡泵排出管道的规格应该在经济基础上选择。另外, 选择的往复泵排出管道应能把脉动减至最小。往复泵排出管道的脉动也与加速度头有关系, 但是比吸入端管道脉动更复杂。下列准则在设计排出管道中可能是有用的:

(a) 排出管道应尽量短而直。

(b) 排出管道应大于泵排出连接管一个或两个尺寸规格。

(c) 排出管道的速度不应超过吸入管道速度的 3 倍。这个速度将对所有的泵都产生一个经济的管道

尺寸,并且将往复泵产生的脉动减至最小。

(d) 对于往复泵,应包括一个适当的脉动阻尼器(或为以后增设一个阻尼器提供其附件)并且尽量靠近泵缸。

(8) 表 2.3 可以用于初步确定吸入和排出管道规格。

表 2.3 典型的流速

	吸入速度 ft/s	排出速度 ft/s
往复泵		
转数在 250 RPM(转/分)以下	2	6
转数在 251~330 RPM	1½	4½
转数在 330 RPM 以上	1	3
离心泵	2~3	6~9

2.4 确定单相气体管道尺寸的准则

a. 工艺管道

(1) 当需要考虑压力降时(连接两个工作压力基本相同设备的管道,等等),单相气体管道应该在可容许的压力降基础上来选择尺寸。表 2.4 中列出的压力降被经验证实,考虑到基建成本(管材、压缩机)和操作成本,对于短管道,这些压力降是可接受的。当天然气管道中的速度超过 60 ft/s 时,噪音可能是一个问题。

表 2.4 单相气体工艺管道允许的压力降

操作压力 psig	允许压力降 psi/100 ft
0~100	0.05~0.19
101~500	0.2~0.49
501~2000	0.5~1.2

图 2.4 可以用于确定压力降。如果总压力降小于入口压力的 10%,图 2.4 所示的公式可以用来计算压力降。如果总压力降大于 10%,应该使用像 Weymouth 一类的公式。

$$V_g = \frac{60 Z Q_g T}{d_i^3 P} \quad (2.6)$$

式中: V_g —— 气体速度, ft/s

d_i —— 管子内径, in

Q_g —— 气体流量, $1 \times 10^6 \text{ ft}^3/\text{d}$ (在 14.7 lb/in² 绝对压力和 60 F 下)

T —— 操作温度, °R (绝对温度)

P —— 操作压力, lb/in² (绝对压力)

Z —— 气体压缩系数

b. 压缩机管道 往复式和离心式压缩机管道的尺寸确定,应该以产生最小的脉动、振动和噪声为准则。允许的速度应根据具体使用情况,通过工程研究来确定。

c. 低压管道 对于操作压力很低的系统,必须计算其压力降。下述公式 (Spitzglass) 可以用于操作压力低于 1 lb/in² (表压) 的管道。

$$q'h = 3550 \left[\frac{\Delta h w d_i^5}{S_g L (1 + \frac{3.6}{d_i} + 0.03 d_i)} \right] \quad (2.7)$$

式中: $q'h$ —— 气体流量, ft^3/h (在 $14.7 \text{ lb}/\text{in}^2$ 绝对压力和 60°F 下)

Δh_w —— 静压头之差, 英寸水柱

d_i —— 管道内径, in

S_g —— 气体相对密度 (空气=1)

L —— 管子长度, ft

注: ① 为找出压力降, 纵坐标乘以 $\frac{T(^{\circ}\text{R})}{P \text{ lb}/\text{in}^2 (\text{绝压})}$ 再乘以分子量修正系数。

② 流动长度包括由于管件摩擦而导致的当量管道长度。

③ 当总压力降超过管道压力的 10% 时, 不能用这些曲线。

分子量修正系数

$(1 \sim 100) \times 10^6 \text{ ft}^3/\text{d}$

4~24 in		大 约	
分子量	20	1.05	-5%~+5%
分子量	40	1.97	-10%~+10%
分子量	60	2.89	-15%~+15%
分子量	80	3.66	-15%~+15%

$(0.1 \sim 1) \times 10^6 \text{ ft}^3/\text{d}$

2~4 in		大 约	
分子量	20	1.05	-5%~+5%
分子量	40	1.99	-15%~+15%
分子量	60	2.47	-20%~+20%
分子量	80	3.10	-25%~+25%

④ 所用的压力降公式 (Fanning) 基于 NGPSA 数据手册 (1948~1957 年版) 给出的摩擦系数值。

$$\Delta P = \frac{S_g L f T Q_g^2}{14.9 P d_i^5} \cdot 1000$$

式中: Q_g —— 气体流量, $1 \times 10^6 \text{ ft}^3/\text{d}$ [在 $14.7 \text{ lb}/\text{in}^2$ (绝压) 和 60°F 下]

S_g —— 相对密度 (空气=1), (摩尔分子量/28.9)

T —— 流动温度, $^{\circ}\text{R}$ ($460 + ^{\circ}\text{F}$)

L —— 管道的当量长度, ft

P —— 操作压力, lb/in^2 (绝对压力)

d_i —— 管道内径, in

ΔP —— 压降, lb/in^2

f —— 摩擦系数, 取自 NGPSA 图表, 或

$$f = \frac{0.021}{\left(\frac{d_i V_g \rho_g}{\mu_g}\right)^{0.38}} + 0.0025$$

式中: V_g —— 气体平均速度, ft/s

μ_g —— 气体在流动压力和温度下的粘度, cp

ρ_g —— 气体在流动压力和温度下的密度, lb/ft^3

2.5 确定气/液双相管道尺寸的准则

a. 冲蚀速度 出油管、生产管汇、工艺集管 (分离器进口装置) 和其它输送气液两相流体的管道, 应主要根据流速考虑规格。流速至少应保持在流体冲蚀速度以下。如果预计会出现固体 (砂), 则流动速度应该相应减小。

(1) 产生冲蚀的临界速度可以用下列经验公式确定:

$$V_c = \frac{c}{\sqrt{\rho_m}} \quad (2.8)$$

式中: V_c —— 流体冲蚀速度, ft/s

c ——经验常数

=125,用于间断作业

=100,用于连续作业

ρ_m ——在流动压力和温度下的气/液混合物密度, lb/ft³

注:

① 上面使用了经验常数“c”计算出的值为估计冲蚀速度提供了保守的近似预测。如果对特定的应用条件的研究表明可行,则可使用更高的“c”值。

② 如果预计会出现固体产物(砂),应该考虑缩小经验常数“c”。

③ 在流速低于按上式计算的速度时,输送腐蚀性流体的管子中的高速区也可能由于冲蚀和(或)腐蚀而出现过量的金属损失,因此,需定期用超声波或其它方法(见 6.5.d 节)进行检查。

(2) 气/液混合物密度可以使用下列导出公式计算:

$$\rho_m = \frac{12409 S_l P + 2.7 R S_g P}{198.7 P + R T Z} \quad (2.9)$$

式中: P ——操作压力, lb/in²(绝压)

S_l ——液体相对密度(水=1,对于烃和水的混合物,使用平均比重),在标准状况下

R ——气体/液体比率, ft³/bbl, 在标准状况下

T ——操作温度, °R

S_g ——气体相对密度(空气=1), 在标准状况下

Z ——气体压缩系数, 无量纲

(3) 当已知 V_e 时, 避免流体冲蚀所需的最小流动截面积可以从下列导出公式确定:

$$A = \frac{9.35 + \frac{ZRT}{21.25P}}{V_e} \quad (2.10)$$

式中: A ——所需的最小管道流动截面积, 英寸²/1000 桶/天

(4) 对于墨西哥湾海岸的平均条件, $T=535^\circ R$, $S_l=0.85$ (35°API 比重, 油) 和 $S_g=0.65$ 。对于这些条件, 图 2.5 可以用来确定基本上无砂生产时的 A 值。两相管道所需的最小截面积用 A 乘液体流量(用 1000 桶/天表示)来确定。

b. 最小速度 如果可能, 两相管道中的最小速度应该是大约每秒 10 ft, 以便减少分离设备内的残渣。这对于标高有变化的长管道尤其重要。

c. 压力降 两相钢管道系统中的压力降可以用简化的达西(Darcy)公式估算。此公式来自 GPSA 工程数据手册(1981 版)。

$$\Delta P = \frac{0.000336 f W^2}{d_i^5 \rho_m} \quad (2.11)$$

式中: ΔP ——压力降, psi/100ft

d_i ——管子内径, in

f ——Moody 摩擦系数, 无量纲

ρ_m ——气/液在流动压力和温度下的密度, lb/ft³ [根据公式(2.9)计算]

W ——液体加蒸汽的总流量, lb/h

由于密度变化会影响计算的精确性, 所以此式的应用只限于在 10% 的压力降之内。

如果假设 Moody 摩擦系数平均为 0.015, 此式变为:

$$\Delta P = \frac{5 \times 10^{-6} W^2}{d_i^5 \rho_m} \quad (2.11a)$$

W 可以使用下列导出公式计算:

$$W = 3180 Q_g S_g + 14.6 Q_l S_l \quad (2.12)$$

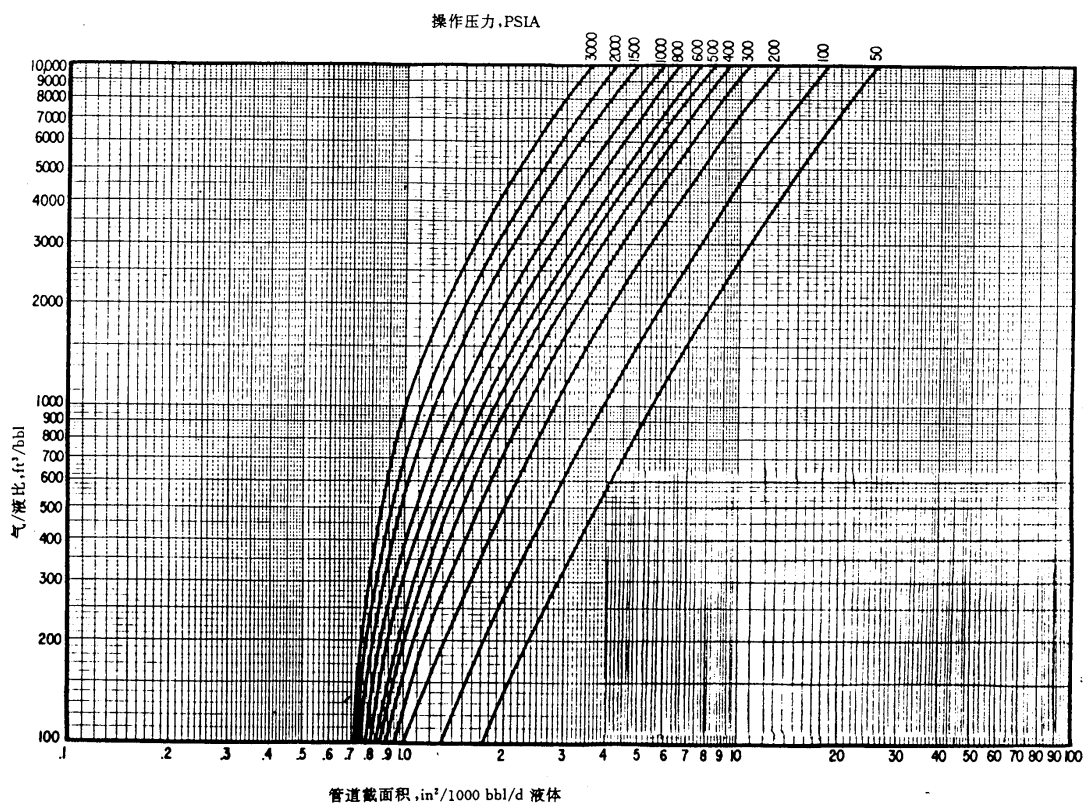


图 2.5 冲蚀速度图表

式中: Q_g —— 气体流量, $1 \times 10^6 \text{ ft}^3/\text{d}$, (在 14.7 lb/in^2 绝压和 60°F 下)

S_g —— 气体相对密度(空气=1)

Q_l —— 液体流量, bbl/d

S_l —— 液体相对密度(水=1)

注意: 此处压力降计算仅为估计值。

2.6 管道壁厚

某一特定管道类别所需的管壁厚度基本上是内部操作压力和温度的函数。制造无缝管所遵照的标准, 壁厚有低于标称壁厚的变化。对于碳钢管, 通常希望至少具有 0.050 in 的腐蚀/机械强度的余量。如果能预测腐蚀率, 应该使用计算的腐蚀余量。

a. 压力设计厚度, 对于特定用途, 可以用 ANSI B31.3 中的下列公式计算:

$$t = \frac{P_i D_o}{2(SE + P_i Y)} \quad (2.13)$$

式中: t —— 压力设计厚度, in

= 最小的壁厚减去腐蚀/机械强度余量或螺纹余量(见 ANSI B31.3)

P_i —— 设计内压, lb/in^2 (表压)

D_o —— 管外径, in

E —— 纵向焊缝系数(见 ANSI B31.3)

= 1.00, 用于无缝管

= 0.85, 用于电阻焊接管

Y —— 温度系数, (0.4 用于在 900°F 以下的铁基材料)

S —— 根据 ANSI B31.3 的许用应力, lb/in^2

b. 对于使用了腐蚀/机械强度余量 0.050 in 的 ASTM A106 B 级无缝管, 大多数标称壁厚在 2 in 到 18 in 管的最高许用工作压力在表 2.5 中给出。表 2.5 中的最高工作压力是用公式(2.13)计算的, 并且只考虑了内压和温度。在特殊机械应力和温度情况下, 可能需要增大这些壁厚。对于不锈钢管, 由于腐蚀/机械强度余量是零, 所以它的最高许用工作压力可以用公式(2.13)计算。

c. 小口径薄壁管容易被振动和腐蚀所破坏。在用于烃类作业时, $3/4 \text{ in}$ 直径或更小的管接头的最低限度应该是 SCH 160 的; 所有 3 in 或小于 3 in 管的接头最小应该是 SCH 80 的。全螺纹接头不应该使用。

2.7 连接

普遍采用的连接方法包括对焊连接、承插焊连接以及螺纹连接和连接器连接。 2 in 和 2 in 以上直径的烃类管道以及 3 in 和 3 in 以上的耐压管道应该采用对焊连接。用于下列用途的 $1\frac{1}{2} \text{ in}$ 和更小直径的管道应该采用承插焊连接。

a. 烃类, 超过 ANSI 600 lb 压力等级。

b. 烃类, 超过 200°F 。

c. 烃类, 易受振动。

d. 乙二醇类。

有时遵照上述准则往往是不可能的, 特别是当与设备连接的时候。在这种情况下, 可以是螺纹或螺纹焊死连接。螺纹应该是锥形的, 和管子同心, 无切削毛刺的, 并符合 API STD 5B 或 ANSI B2.1 的要求。在所有现场切割时, 管子内侧都应该扩孔。螺纹涂料应符合 API Bulletin 5A2 的要求。

2.8 膨胀和挠度

管道可能受到各种负荷。一般, 在一条管道系统的应力分析中, 最明显的是由以下各项引起的应力: (1) 压力; (2) 管子、管件和液体的重量; (3) 外部负荷; (4) 热造成的伸长。在正常情况下, 多数的管子运动将是由热膨胀造成的。

a. 如果不符合下列摘自 ANSI B31.3-1980 的近似标准, 应该对具有两个固定点的系统进行一次应力分析。

表 2.5 平台管线最大允许工作压力 ASTM A106 B 级, 无缝钢管
(应力值引自 ANSI B31.3—1980)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
公称尺寸	外径	常用壁厚	每英尺	级别	编号	最大允许工作压力			
in	in	in	公称重量		Sch.	PSIG			
			(lb)			—20/400 F	401/500 F	501/600 F	601/650 F
2	2.375	0.218	5.02	XS	80	2489	2352	2153	2115
		0.344	7.46	—	160	4618	4364	3994	3925
		0.436	9.03	XXS	—	6285	5939	5436	5342
2 ½	2.875	0.276	7.66	XS	80	2814	2660	2434	2392
		0.375	10.01	—	160	4194	3963	3628	3565
		0.552	13.70	XXS	—	6850	6473	5925	5822
		0.750	17.02	—	—	10130	9588	8777	8624
3	3.500	0.300	10.25	XS	80	2552	2412	2208	2170
		0.438	14.31	—	160	4123	3896	3566	3504
		0.600	18.58	XXS	—	6090	5755	5268	5176
4	4.500	0.237	10.79	STD	40	1440	1360	1245	1223
		0.337	14.98	XS	80	2276	2151	1969	1934
		0.438	18.98	—	120	3149	2976	2724	2676
		0.531	22.52	—	160	3979	3760	3442	3382
		0.674	27.54	XXS	—	5307	5015	4591	4511
6	6.625	0.280	18.97	STD	40	1206	1139	1043	1025
		0.432	28.57	XS	80	2062	1949	1784	1753
		0.562	36.42	—	120	2817	2663	2437	2395
		0.719	45.34	—	160	3760	3553	3252	3196
		0.864*	53.16	XXS	—	4660	4404	4031	3961
8	8.625	0.277	24.70	—	30	908	858	786	772
		0.322	28.55	STD	40	1098	1038	950	934
		0.406	35.66	—	60	1457	1377	1260	1238
		0.500	43.39	XS	80	1864	1762	1612	1584
		0.594	50.93	—	100	2278	2153	1970	1936
		0.719	60.69	—	120	2838	2682	2455	2413
		0.812*	67.79	—	140	3263	3084	2823	2774
		0.875*	72.42	XXS	—	3555	3359	3075	3022
		0.906*	74.71	—	160	3700	3496	3200	3145
10	10.750	0.250	28.04	—	20	636	601	550	541
		0.279	31.20	—	—	733	693	634	623
		0.307	34.24	—	30	827	781	715	703
		0.365	40.48	STD	40	1023	967	885	869
		0.500	54.74	XS	60	1485	1403	1284	1262
		0.594	64.40	—	80	1811	1712	1567	1540
		0.719	77.00	—	100	2252	2128	1948	1914
		0.844*	89.27	—	120	2700	2552	2336	2295
		1.000*	104.13	XXS	140	3271	3091	2829	2780
		1.125*	115.65	—	160	3737	3531	3232	3176

注:常用壁厚包括 0.050 in 的腐蚀/机械强度余量和低于 12.5% 的误差(制造公差)。

表 2.5 (续)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
公称尺寸	外径	常用壁厚	每英尺	级别	编号	最大允许工作压力			
in	in	in	公称重量		Sch.	PSIG			
			(lb)			-20/400 F	401/500 F	501/600 F	601/650 F
12	12.750	0.250	33.38	—	20	535	506	463	455
		0.330	43.77	—	30	760	719	658	646
		0.375	49.56	STD	—	888	839	768	755
		0.406	53.56	—	40	976	923	845	830
		0.500	65.42	XS	—	1246	1177	1078	1059
		0.562	73.22	—	60	1425	1347	1233	1212
		0.688	88.57	—	80	1794	1695	1552	1525
		0.844*	107.29	—	100	2258	2133	1953	1919
		1.000*	125.49	XXS	120	2730	2579	2361	2320
		1.125*	139.68	—	140	3114	2943	2694	2647
14	14.000	1.312*	160.33	—	160	3700	3496	3200	3145
		0.250	36.71	—	10	487	460	421	414
		0.312	45.68	—	20	645	610	558	549
		0.375	54.57	STD	30	807	763	698	686
		0.438	63.37	—	40	971	917	840	825
		0.500	72.09	XS	—	1132	1070	979	962
		0.594	85.01	—	60	1379	1303	1193	1172
		0.750	106.13	—	80	1794	1696	1552	1525
		0.938*	130.79	—	100	2304	2177	1993	1958
		1.094*	150.76	—	120	2734	2584	2365	2324
16	16.000	1.250*	170.22	—	140	3171	2997	2743	2696
		1.406*	189.15	—	160	3616	3417	3128	3074
		0.250	42.05	—	10	425	402	368	362
		0.312	52.36	—	20	564	533	488	479
		0.375	62.58	STD	30	705	666	610	599
		0.500	82.77	XS	40	988	934	855	840
		0.656	108.00	—	60	1345	1271	1164	1143
		0.843*	137.00	—	80	1780	1682	1540	1513
		1.031*	165.00	—	100	2225	2103	1925	1891
		1.218*	193.00	—	120	2675	2528	2314	2274
18	18.000	1.437*	224.00	—	140	3212	3036	2779	2731
		0.250	47.39	—	10	378	357	327	321
		0.312	59.03	—	20	501	473	433	425
		0.375	70.59	STD	—	626	591	541	532
		0.438	82.06	—	30	752	710	650	639
		0.500	93.45	XS	—	876	828	758	745
		0.562	105.00	—	40	1001	946	866	851
		0.718	133.00	—	60	1319	1246	1141	1121
		0.937*	171.00	—	80	1771	1674	1532	1506
		1.156*	208.00	—	100	2232	2109	1931	1897
		1.343*	239.00	—	120	2632	2487	2277	2237

* 所有焊缝必须消除应力。

$$\frac{D\Delta_1}{(L-U)^2} \leq 0.03 \quad (2.14)$$

式中: D ——管子公称规格, in

Δ_1 ——管子所承受的伸长, in [见公式(2.15)]

U ——固定点距离, ft (固定点之间的直线距离)

L ——管子的实际长度, ft

Δ_1 可以由摘自 ANSI B31.3-1980 的下述公式来计算:

$$\Delta_1 = 12 LB\Delta T \quad (2.15)$$

式中: Δ_1 ——管子所承受的伸长, in

L ——管子的实际长度, ft

B ——所涉及的正常操作温度时的平均热膨胀系数(对于碳钢管, 约为 7.0×10^{-6} in/in / F; 精确值见 ANSI B31.3)

ΔT ——温度变化, F

b. 下列准则有助于选择那些不要求进行应力分析的管道和系统:

(1) 最高温度变化不超过 50 F 的系统。

(2) 管子最大温度变化不超过 75 F 的管道, 并且管道中拐弯处之间的距离不超过管子公称直径的 12 倍。

c. 对于符合下列准则之一的系统, ANSI B31.3-1980 不要求进行正规的应力分析:

(1) 该系统是成功操作装置的仿造系统, 或者是从工作记录上看令人满意的系统的代替品。

(2) 该系统与以前分析过的系统比较, 可以判定为是适当的。

d. 管子的运动可以由膨胀弯头(包括“圆形”、“U”、“L”和“Z”形管)、旋转接头或者膨胀波纹管来解决。在适用时, 最好使用膨胀弯头。如果膨胀弯头不适用, 应该使用旋转接头。旋转接头容易漏, 必须给予适当的维护。如果安装不当, 膨胀波纹管可能容易断裂, 在压力管道中应该避免使用。膨胀波纹管常常用于发动机排气系统和其它低压系统。

2.9 启动措施

在所有泵和压缩机吸入管道中都应提供临时的启动锥形滤网。滤网(锥形端对着上游)应该尽可能接近入口法兰, 便于以后拆除。考虑到拆除滤网, 有时需要一套成对的法兰。在运转期间应该检查滤网并且当再也不能收集渣滓时把它拆除。在选择使用滤网时应该给予注意, 以避免产生 NPSH 方面的问题。对于静水压试验、排气、排水和净化用的小阀门, 应该考虑是否需要。

2.10 参考资料

- a. Crane Company, “Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe”, Technical Paper No. 410. Copyright 1957.
- b. Hugley, Dale, “Acceleration Effect is Major Factor in Pump Feed System”, Petroleum Equipment and Services, (January/February 1968).
- c. Hugley, Dale, “Acceleration Head Values are Predictable But — (not from commonly accepted formulae)”, Petroleum Equipment and Services, (March/April 1968).
- d. Miller, J. E., “Experimental Investigation of Plunger Pump Suction Requirements”, Petroleum Mechanical Engineering Conference, Los Angeles, California, September 1964.
- e. Tube Turns Corporation, “Line Expansion and Flexibility”, Bulletin TT 809, 1956.
- f. Tuttle, R. N., “Selection of Materials Designed for Use in a Sour Gas Environment”, Materials Protection, Vol. 9, No. 4 (April 1970).

第3章 阀门的选择

3.1 概述

球阀、闸阀、旋塞阀、蝶阀、截止阀、隔膜阀、针形阀和止回阀都已经应用到平台的生产设备中了。下面简要讨论各种阀的优缺点和设计特点。基于以上考虑,对于某些特定类型阀门的应用在下面章节中给出说明。对于能被具体的作业公司所接受的阀门的制造厂商和表的编号,一般是用阀门的类型和尺寸在“管道、阀门和管件表”中给出(参考附录C)。只要可能,几种不同规格的可以接受的阀门都应在“管道、阀门和管件表”中,以供阀制造厂商选择。阀门的样本设计包括阀门的设计特征、材料、图纸及不同类型阀的照片。

a. 作为一般的指导原则,应该为以下用操作杆操纵的球阀和旋塞阀提供手动齿轮操作器:

ANSI	150~400 lb	≥ 10 in
ANSI	600~900 lb	≥ 6 in
ANSI	1500 lb 以上	≥ 4 in

b. 作为一般的指导原则,下列阀应该配备有动力操作器:

- (1) 所有的关断阀;
- (2) 离心压缩机入口阀和排放阀,这些阀在原动机停止时,应自动关闭;
- (3) 分流阀、排污阀和其它自动阀。
- (4) 经常使用的有如下尺寸的阀门:

ANSI	150 lb	≥ 16 in
ANSI	300~400 lb	≥ 12 in
ANSI	600~900 lb	≥ 10 in
ANSI	1500 lb 以上	≥ 8 in

3.2 阀门的类型

a. 球阀

当操作温度在 $-29^{\circ}\text{C} \sim 82^{\circ}\text{C}$ ($-20^{\circ}\text{F} \sim 180^{\circ}\text{F}$)之间时,大部分手动(开启和关闭)球阀适应于烃及公用设施的设备中,在 82°C (180°F)以上使用的球阀,由于温度而使密封材料的柔性受到限制,应用时要仔细考虑。

(1) 球阀有两种设计,即浮球式和耳轴式球阀。浮球式阀门的设计,在高压或者大管径时会产生高操作力矩,但是密封性好一些。而耳轴式球阀,转动比较容易,但是密封性相对来说不太好,因此要斟酌考虑,权衡利弊,选择合适的类型。

(2) 球阀不适用于节流,因为,当阀部分打开时,其密封表面会暴露在处理流体中而受到损坏。

(3) 对于关键性的作业,应该考虑购买装有球座和阀杆的润滑配件的球阀,因为润滑可以防止轻微渗漏,减小操作力矩,如果需要阀具有关断和泄放两个功能,则应提供独立于润滑配件的球体泄放孔。

b. 闸阀

闸阀在所有的温度范围内适应于大多数的开关作业、无波动烃类以及公用设施中。在有振动的操作中,闸阀可能从他们的正常的位置打开或者关闭。除非阀杆盘根被仔细调节,闸阀的力矩特性比球阀和旋塞阀要好,但是没有 $1/4$ 周旋转动作方便的操作特点。

(1) 对于尺寸为2 in 或者更大尺寸的手动操作的闸阀,应该配备挠性圆盘或膨胀闸板。

(2) 无保护的明杆闸阀,不推荐使用。因为海上环境会腐蚀暴露的阀杆及螺纹,使阀门操作困难而且易损害阀杆盘根。

(3) 带有反向作用板的闸阀,适应于自动关断系统操作。对于这些阀门可用简单的推拉操作器,因此,避免了通常球阀和旋塞阀所要求的复杂的操纵杆和凸轮。闸阀上所有的带有动力操作器的可动部分可以封闭起来,消除了由于油漆和腐蚀物造成的污染。

(4) 闸阀不能用于节流作业中。尤其对于含有砂的流体,节流会损坏密封表面。