



中华人民共和国国家标准

GB/T 20801.3—2020
代替 GB/T 20801.3—2006

压力管道规范 工业管道 第 3 部分：设计和计算

Pressure piping code—Industrial piping—Part 3: Design and calculation

2020-11-19 发布

2021-06-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	I
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	5
4 设计条件 and 设计准则	7
5 管道组成件	14
6 管道组成件的 pressure 设计	26
7 管道应力分析	38
8 管道支吊架	46
附录 A (资料性附录) 风荷载 and 地震荷载的计算	52
附录 B (资料性附录) 管道布置	58
附录 C (资料性附录) 常用工业阀门标准 with 国外通用石油化工阀门标准对照	66
附录 D (资料性附录) 低泄漏阀门阀杆密封通用要求	69
附录 E (资料性附录) 计算实例	71
附录 F (资料性附录) 压力面积法补强计算	78
附录 G (规范性附录) 柔性系数 and 应力增大系数	80
附录 H (资料性附录) 管系中阀门开、关时的动载分析	84
附录 I (资料性附录) 静设备管口许用荷载	87
附录 J (规范性附录) 金属波纹膨胀节	90
参考文献	94

前 言

GB/T 20801《压力管道规范 工业管道》分为以下 6 个部分：

- 第 1 部分：总则；
- 第 2 部分：材料；
- 第 3 部分：设计和计算；
- 第 4 部分：制作与安装；
- 第 5 部分：检验与试验；
- 第 6 部分：安全防护。

本部分为 GB/T 20801 的第 3 部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分代替 GB/T 20801.3—2006《压力管道规范 工业管道 第 3 部分：设计和计算》，与 GB/T 20801.3—2006 相比，除编辑性修改外主要技术变化如下：

- 增加了高温蠕变工况的定义及其使用规定(见 3.2、4.2.7.1、5.2.2.7、6.7.2.4)；
- 修改了剧烈循环工况的定义(见 3.4,2006 年版的 3.4)；
- 增加了强韧型铁素体耐热钢的定义(见 3.12)；
- 增加了用于挥发性有机物系统阀门的密封控制要求(见 5.1.11.8)；
- 修改了球墨铸铁的许用应力准则(见表 1,2006 年版的表 1)；
- 增加了法兰接头最大螺栓安装载荷的确定准则(见 5.2.3.5)；
- 修改了典型管道组成件型式尺寸标准(见表 13,2006 年版的表 14)；
- 增加了表列标准(表 13)以外的管道元件标准适用要求(见 5.3.3)；
- 增加了管法兰承受外载荷能力的评定准则(见 6.4)；
- 修改了管道应力分析的方法及其适用范围(见 7.2,2006 年版的 7.1.1、7.1.2)；
- 修改了持续荷载的应力强度条件(见 7.5.2,2006 年版的 7.3.1)；
- 修改了柔性分析方法(见 7.5.5.7,2006 年版的 7.3.3.6)；
- 修改了支承反力的确定方法(见 7.5.5.8,2006 年版的 7.3.4)；
- 修改了管道支吊架的相应要求(见第 8 章,2006 年版的 7.4)；
- 修改了“风荷载和地震荷载的计算”(见附录 A,2006 年版的附录 D)；
- 增加了“管道布置”(见附录 B)；
- 修改了“国际通用石油化工阀门标准”(见附录 C,2006 年版的附录 A)；
- 增加了“低泄漏阀门阀杆密封通用要求”(见附录 D)；
- 修改了“柔性系数和应力增大系数”(见附录 G,2006 年版的附录 C)；
- 增加了“静设备管口许用荷载”(见附录 I)；
- 修改了“金属波纹膨胀节”(见附录 J,2006 年版的附录 F)。

本部分由全国锅炉压力容器标准化技术委员会(SAC/TC 262)提出并归口。

本部分起草单位：全国化工设备设计技术中心站、中国寰球工程有限公司北京分公司、国家市场监督管理总局特种设备安全监察局、中石油华东设计院有限公司、中石化宁波工程有限公司、上海华谊工程有限公司、华陆工程科技有限责任公司。

本部分主要起草人：应道宴、张世忱、徐锋、黄正林、岳进才、李中央、刘洪福、李永红、康美琴、郭卫

GB/T 20801.3—2020

疆、蔡暖妹。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为：

——GB/T 20801.3—2006。



压力管道规范 工业管道

第3部分:设计和计算

1 范围

GB/T 20801的本部分规定了压力管道的设计和计算的基本要求,这些基本要求包括设计条件、设计准则、管道组成件及其压力设计、管道应力分析等方面的规定。

本部分适用于 GB/T 20801.1 范围界定的压力管道的设计和计算。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

- GB/T 150(所有部分) 压力容器
- GB/T 196 普通螺纹 基本尺寸
- GB/T 197 普通螺纹 公差
- GB/T 1031 产品几何技术规范(GPS) 表面结构 轮廓法 表面粗糙度参数及其数值
- GB/T 1047 管道元件 公称尺寸的定义和选用
- GB/T 1048 管道元件 公称压力的定义和选用
- GB/T 3287 可锻铸铁管路连接件
- GB/T 3420 灰口铸铁管件
- GB/T 3422 连续铸铁管
- GB/T 3733 卡套式端直通管接头
- GB/T 3734 卡套式锥螺纹直通管接头
- GB/T 3735 卡套式端直通长管接头
- GB/T 3736 卡套式锥螺纹长管接头
- GB/T 3737 卡套式直通管接头
- GB/T 3738 卡套式可调向端弯通管接头
- GB/T 3739 卡套式锥螺纹弯通管接头
- GB/T 3740 卡套式弯通管接头
- GB/T 3741 卡套式可调向端三通管接头
- GB/T 3742 卡套式锥螺纹三通管接头
- GB/T 3743 卡套式可调向端弯通三通管接头
- GB/T 3744 卡套式锥螺纹弯通三通管接头
- GB/T 3745 卡套式三通管接头
- GB/T 3746 卡套式四通管接头
- GB/T 3747 卡套式焊接管接头
- GB/T 3748 卡套式过板直通管接头
- GB/T 3749 卡套式过板弯通管接头
- GB/T 3750 卡套式铰接管接头

- GB/T 3751 卡套式压力表管接头
- GB/T 3752 卡套式组合弯通管接头
- GB/T 3753 卡套式组合三通管接头
- GB/T 3754 卡套式锥密封组合弯通管接头
- GB/T 3755 卡套式锥密封组合三通管接头
- GB/T 3756 卡套式锥密封组合直通管接头
- GB/T 3757 卡套式过板焊接管接头
- GB/T 3758 卡套式管接头用锥密封焊接接管
- GB/T 3759 卡套式管接头用连接螺母
- GB/T 3760 卡套式管接头用锥密封堵头
- GB/T 3763 管接头用六角薄螺母
- GB/T 3764 卡套
- GB/T 3765 卡套式管接头技术条件
- GB/T 5625 扩口式端直通管接头
- GB/T 5626 扩口式锥螺纹直通管接头
- GB/T 5627 扩口式锥螺纹长管接头
- GB/T 5628 扩口式直通管接头
- GB/T 5629 扩口式锥螺纹弯通管接头
- GB/T 5630 扩口式弯通管接头
- GB/T 5631 扩口式可调向端弯通管接头
- GB/T 5632 扩口式组合弯通管接头
- GB/T 5633 扩口式可调向端三通管接头
- GB/T 5634 扩口式组合弯通三通管接头
- GB/T 5635 扩口式锥螺纹三通管接头
- GB/T 5637 扩口式可调向端弯通三通管接头
- GB/T 5638 扩口式组合三通管接头
- GB/T 5639 扩口式三通管接头
- GB/T 5641 扩口式四通管接头
- GB/T 5642 扩口式焊接管接头
- GB/T 5643 扩口式过板直通管接头
- GB/T 5644 扩口式过板弯通管接头
- GB/T 5645 扩口式压力表管接头
- GB/T 5646 扩口式管接头管套
- GB/T 5647 扩口式管接头用 A 型螺母
- GB/T 5648 扩口式管接头用 B 型螺母
- GB/T 5649 管接头用锁紧螺母和垫圈
- GB/T 5650 扩口式管接头用空心螺栓
- GB/T 5651 扩口式管接头用密合垫
- GB/T 5652 扩口式管接头扩口端尺寸
- GB/T 5653 扩口式管接头技术条件
- GB/T 5782 六角头螺栓
- GB/T 6170 1 型六角螺母
- GB/T 6175 2 型六角螺母



- GB/T 7306.1 55°密封管螺纹 第1部分:圆柱内螺纹与圆锥外螺纹
- GB/T 7306.2 55°密封管螺纹 第2部分:圆锥内螺纹与圆锥外螺纹
- GB/T 8464 铁制和铜制螺纹连接阀门
- GB/T 9065.1 液压软管接头 第1部分:O形圈端面密封软管接头
- GB/T 9065.2 液压软管接头 第2部分:24°锥密封端软管接头
- GB/T 9065.5 液压软管接头 第5部分:37°扩口端软管接头
- GB/T 9124.1 钢制管法兰 第1部分:PN系列
- GB/T 9124.2 钢制管法兰 第2部分:Class系列
- GB/T 9711 石油天然气工业 管线输送系统用钢管
- GB/T 12220 工业阀门 标志
- GB/T 12221 金属阀门 结构长度
- GB/T 12224 钢制阀门 一般要求
- GB/T 12232 通用阀门 法兰连接铁制闸阀
- GB/T 12233 通用阀门 铁制截止阀与升降式止回阀
- GB/T 12234 石油、天然气工业用螺柱连接阀盖的钢制闸阀
- GB/T 12235 石油、石化及相关工业用钢制截止阀和升降式止回阀
- GB/T 12236 石油、化工及相关工业用的钢制旋启式止回阀
- GB/T 12237 石油、石化及相关工业用的钢制球阀
- GB/T 12238 法兰和对夹连接弹性密封蝶阀
- GB/T 12239 工业阀门 金属隔膜阀
- GB/T 12240 铁制旋塞阀
- GB/T 12241 安全阀 一般要求
- GB/T 12243 弹簧直接载荷式安全阀
- GB/T 12246 先导式减压阀
- GB/T 12459—2017 钢制对焊管件 类型与参数
- GB/T 12716 60°密封管螺纹
- GB/T 12777 金属波纹管膨胀节通用技术条件
- GB/T 13295 水及燃气用球墨铸铁管、管件和附件
- GB/T 13402 大直径钢制管法兰
- GB/T 13927 工业阀门 压力试验
- GB/T 13932 铁制旋启式止回阀
- GB/T 14383 锻制承插焊和螺纹管件
- GB/T 17116(所有部分) 管道支吊架
- GB/T 17185 钢制法兰管件
- GB/T 17186.1 管法兰连接计算方法 第1部分:基于强度和刚度的计算方法
- GB/T 17241 铸铁管法兰
- GB/T 17395 无缝钢管尺寸、外形、重量及允许偏差
- GB/T 18615 波纹金属软管用非合金钢和不锈钢接头
- GB/T 19326 锻制承插焊、螺纹和对焊支管座
- GB/T 20801.1—2020 压力管道规范 工业管道 第1部分:总则
- GB/T 20801.2—2020 压力管道规范 工业管道 第2部分:材料
- GB/T 20801.4—2020 压力管道规范 工业管道 第4部分:制作与安装
- GB/T 20801.5—2020 压力管道规范 工业管道 第5部分:检验与试验

GB/T 20801.3—2020

- GB/T 20801.6—2020 压力管道规范 工业管道 第6部分:安全防护
- GB/T 26480 阀门的检验和试验
- GB/T 26481 阀门的逸散性试验
- GB/T 29168.1 石油天然气工业 管道输送系统用感应加热弯管、管件和法兰 第1部分:感应加热弯管
- GB/T 29168.2 石油天然气工业 管道输送系统用感应加热弯管、管件和法兰 第2部分:管件
- GB/T 29168.3 石油天然气工业 管道输送系统用感应加热弯管、管件和法兰 第3部分:法兰
- GB/T 32294 锻制承插焊和螺纹活接头
- GB/T 38343 法兰接头安装技术规定
- HG/T 3651 钛制对焊无缝管件
- HG/T 20553 化工配管用无缝及焊接钢管尺寸选用系列
- HG/T 20592 钢制管法兰(PN系列)
- HG/T 20606 钢制管法兰用非金属平垫片(PN系列)
- HG/T 20607 钢制管法兰用聚四氟乙烯包覆垫片(PN系列)
- HG/T 20609 钢制管法兰用金属包覆垫片(PN系列)
- HG/T 20610 钢制管法兰用缠绕式垫片(PN系列)
- HG/T 20611 钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(PN系列)
- HG/T 20612 钢制管法兰用金属环形垫(PN系列)
- HG/T 20613 钢制管法兰用紧固件(PN系列)
- HG/T 20614 钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定(PN系列)
- HG/T 20615 钢制管法兰(Class系列)
- HG/T 20623 大直径钢制管法兰(Class系列)
- HG/T 20627 钢制管法兰用非金属平垫片(Class系列)
- HG/T 20628 钢制管法兰聚四氟乙烯包覆垫片(Class系列)
- HG/T 20630 钢制管法兰用金属包覆垫片(Class系列)
- HG/T 20631 钢制管法兰缠绕式垫片(Class系列)
- HG/T 20632 钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(Class系列)
- HG/T 20633 钢制管法兰用金属环形垫(Class系列)
- HG/T 20634 钢制管法兰用紧固件(Class系列)
- HG/T 20635 钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定(Class系列)
- HG/T 21547 管道用钢制插板、垫环、8字盲板系列
- JB/T 2768 阀门零部件 高压管子、管件和阀门端部尺寸
- JB/T 2769 阀门零部件 高压螺纹法兰
- JB/T 2772 阀门零部件 高压盲板
- JB/T 2776 阀门零部件 高压透镜垫
- JB/T 2778 阀门零部件 高压管件和紧固件温度标记
- JB 4732 压力容器分析设计标准
- JB/T 6439 阀门受压件磁粉探伤检验
- JB/T 6440 阀门受压铸钢件射线照相检验
- JB/T 6899 阀门的耐火试验
- JB/T 6902—2008 阀门液体渗透检测
- JB/T 6903—2008 阀门锻钢件超声波检查方法
- JB/T 7747 针形截止阀

JB/T 7927—2014 阀门铸钢件外观质量要求

JB/T 8527 金属密封蝶阀

JB/T 8937 对夹式止回阀

NB/T 47014 承压设备焊接工艺评定

SH/T 3419 石油化工钢制异径短节

SH/T 3425 钢制管道用盲板技术标准

ISO 15848-1 工业阀门 散逸性介质泄漏的测量、试验和鉴定程序 第1部分:阀门的分类体系和型式试验鉴定程序(Industrial valves—Measurement, test and qualification procedures for fugitive emissions—Part 1: Classification system and qualification procedures for type testing of valves)

API 600 钢制闸阀 法兰连接端和对焊端、螺栓连接阀盖(Steel Gate—Valves Flanged and Butt-welding Ends, Bolted Bonnets)

ASME BPV Code VIII-2 ASME 锅炉及压力容器规范 VIII 第2册 压力容器建造另一规则(ASME BPVC Section VIII—Rules for Construction of Pressure Vessels Division 2 Alternative Rules)

ASME B16.9 工厂制造的轧制对焊管件(Factory Made Wrought Butt-welding Fittings)

ASME B16.11 承插焊和螺纹锻制管件(Forged Fittings, Socket-welding and Threaded)

ASME B36.10M 无缝和焊接钢管(Welded and Seamless Wrought Steel Pipe)

ASME B36.19M 不锈钢钢管(Stainless Steel Pipe)

3 术语和定义

GB/T 20801.1—2020、GB/T 20801.2—2020、GB/T 20801.4—2020、GB/T 20801.5—2020 和 GB/T 20801.6—2020 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

管道系统 piping system

由同一设计条件确定且相互连接的管道。

3.2

高温蠕变工况 elevated temperature fluid service

材料使用温度处于焊接接头高温强度降低系数 W 小于 1(见 4.2.7 及表 5)的工况,相当于工作温度处于由材料长期强度决定许用应力温度范围的工况。

3.3

流体工况 fluid service

涉及管道系统应用的综合性术语,综合考虑流体性质、操作条件和其他因素,构成管道系统设计的基础。

3.4

剧烈循环工况 severe cyclic conditions

发生以下情况之一的工况:

- a) 管道系统中的管子、管道元件或接头中的位移应力范围 S_E [按式(39)计算]超过许用应力范围 S_A [按式(34)或式(35)计算]的 0.8 倍,同时当量循环次数 N [按式(37)计算]超过 7 000;
- b) 设计人员根据经验判定的其他具有相同效应[位移应力范围 S_E 接近许用应力范围 S_A ,且许用应力范围折减系数 f (按式(36)计算或通过图 12 查得)接近 1.0]的工况。

3.5

支管连接管件 branch connection fitting

通过对焊连接、承插焊连接、螺纹连接,将支管连接于主管的整体补强管件。

注:如支管座、半管接头等。

3.6

额定值 rating value

标准规定的管道组成件压力值。

3.7

管标号 schedule number

管子壁厚系列的数值代号。

3.8

位移应变 displacement strain

在管道组成件中,由管道约束点发生位移、端点附加位移所产生的应变以及因温度变化所产生的应变。

3.9

位移应力 displacement stress

管道组成件中由位移应变引起的应力。

3.10

管部 structural attachments; attachment of support on piping

采用焊接、螺栓连接或卡箍方式与管道或其绝缘层直接连接的支吊架零件的总称。

3.11

最低设计温度 design minimum temperature

预期工况中组件的最低温度,按此温度确定特殊设计要求和材料评定要求。

3.12

强韧型铁素体耐热钢 creep strength enhanced ferritic steels; CSEF

通过析出强化和细晶化提高蠕变断裂强度的铬钼铁素体钢。

注:通常包括 91、92、911、122 和 23 铬钼铁素体钢。

3.13

挥发性有机物 volatile organic compounds; VOC

参与大气光化学反应的有机化合物或任何能向大气释放有机化合物的符合以下任一条件的有机液体:

- a) 20 °C 时,挥发性有机液体的真实蒸气压大于 0.3 kPa;
- b) 20 °C 时,空气与有机化合物的混合物中,真实蒸气压大于 0.3 kPa 的纯有机化合物的总质量分数等于或者高于 20%,参见 GB 31570 和 GB 31571。

4 设计条件 and 设计准则

4.1 设计条件

4.1.1 设计压力

4.1.1.1 一般规定

4.1.1.1.1 管道系统中每个管道组成件的设计压力,应不小于在操作中可能遇到的最苛刻的压力和温

度组合工况下的压力,但 4.2.3 规定的情况除外。

4.1.1.1.2 最苛刻的工况导致管道组成件具有最大厚度和最高压力等级。

4.1.1.1.3 最苛刻的压力和温度组合工况应考虑压力源(如泵、压缩机)、压力脉动、不稳定流体的分解、静压头、控制装置和阀门的失效或操作失误、环境影响等可能产生的运行条件。

4.1.1.2 设计压力的确定原则

4.1.1.2.1 装有安全泄放装置的管道,其设计压力应不小于安全泄放装置的设定压力(或最大标定爆破压力),但 GB/T 20801.6—2020 中 4.1.5 a)2)和 4.1.5 c)规定的情况除外。

4.1.1.2.2 未设置压力泄放装置或可能发生与压力泄放装置隔离、堵塞的管道,其设计压力应不小于可能因此而产生的最大压力。

4.1.1.2.3 当管道与设备直接连接作为一个压力系统时,管道的设计压力应不小于设备的设计压力。

4.1.1.2.4 离心泵出口管道的设计压力应不小于泵的关闭压力。

4.1.1.2.5 输送制冷剂、液化烃类低沸点介质的管道,其设计压力应不小于阀门切断时或介质不流动时介质可能达到的最大压力。

4.1.1.2.6 当管道被分隔件(包括夹套管、盲板等)分隔为几个单独的受压段时,该分隔件的设计压力应不小于在操作中两侧受压室可能遇到的最苛刻的压差和温度组合工况的压力。

4.1.1.2.7 装有安全控制装置的真空管道,设计压力取最大压差的 1.25 倍或 0.1 MPa 中的较小值,并按外压条件进行设计;对于没有安全控制装置的真空管道,设计压力取 0.1 MPa。

4.1.2 设计温度

4.1.2.1 一般规定

4.1.2.1.1 管道系统中每个管道组成件的设计温度应按操作中可能遇到的最苛刻的压力和温度组合工况的温度确定。

4.1.2.1.2 同一管道中的不同管道组成件的设计温度可以不同。

4.1.2.1.3 确定设计温度时,应考虑流体温度、环境温度、阳光辐射、加热或冷却介质的温度以及管道隔热、传热的影响。

4.1.2.2 设计温度的确定原则

4.1.2.2.1 对无外隔热层的管道,介质温度低于 65 °C 时,管道组成件的设计温度与介质温度相同,但应考虑阳光辐射或其他可能导致介质温度升高的因素;介质温度高于或等于 65 °C 时,管道组成件的设计温度确定应符合以下规定:

- a) 对于阀门、管子、翻边端部和焊接管件,取介质温度的 95%;
- b) 对于松套法兰以外的法兰,取介质温度的 90%;
- c) 对于松套法兰,取介质温度的 85%;
- d) 对于螺栓,取介质温度的 80%;
- e) 也可以取实测的平均壁温或根据传热计算得到的平均壁温。

4.1.2.2.2 外部隔热管道的设计温度一般取介质温度,但也可以取实测的平均壁温或根据传热计算得到的平均壁温,采用伴管或夹套结构的管道应考虑加热或冷却对设计温度的影响。

4.1.2.2.3 内部隔热管道的管道组成件,设计温度应按传热计算或试验确定。

4.1.2.3 最低设计温度

管道设计时应考虑最低设计温度对管道设计、材料选用和 7.5.5 应力分析的影响。

4.1.3 荷载条件

4.1.3.1 持久荷载

持久荷载系指作用于管道的荷载,包括:

- a) 介质压力:管道内压、外压或最大压差(设计压力应与对应的设计温度一起作为荷载条件)。
- b) 重力荷载:管道设计应计入的重力荷载包括:
 - 1) 静荷载:管道组成件、隔热材料重量以及施加在管道上由管道支承的其他永久性荷载;
 - 2) 活荷载:输送介质的重量或液压试验介质的重量以及由于环境和操作条件造成的冰、雪的重量。

4.1.3.2 偶然性荷载

偶然性荷载系指短时间作用于管道的荷载,包括:

- a) 风荷载:设计室外管道时,应计算风荷载,其计算方法可参见附录 A;
- b) 地震荷载:设计管道时,应计算由地震引起的水平力,其计算方法可参见附录 A;
- c) 流体排放反力:由于流体的减速或排放而产生的反作用力,管道的设计、布置、支承应能承受此反作用力。

4.1.3.3 温度及位移荷载

温度及位移荷载系指管道系统由温度及位移而引起的荷载,包括:

- a) 因约束产生的荷载:温度变化时,因管道受约束使管道不能自由热胀冷缩而产生的轴向力和力矩;
- b) 端点位移引起的荷载:管道支吊架或管道连接的设备发生位移引起的荷载;
- c) 由于膨胀特性不同产生的荷载:材料热胀系数差异导致热膨胀的不同而产生的荷载,如双金属管道、夹套管道、非金属衬里管道等;
- d) 温度梯度形成的荷载:因温度剧变或分布不均匀而在管壁中产生的应力所形成的荷载,如高温流体通过厚壁管或流体分层流动而产生的管道弯曲。

4.1.3.4 循环荷载

循环荷载系指管道系统由压力循环、热循环以及其他循环引起的疲劳的荷载。

4.1.3.5 冲击

冲击系指外部或内部条件引起的冲击力,包括介质流动导致的冲击、介质流速的变化、压力波动、液体闪蒸、水击、液体或固体的猛击、暴涨和喷发。

4.1.3.6 振动

振动系指由冲击、压力脉动、紊流涡流、压缩机共振以及风荷载引起的振动。管道设计、布置、支承应能消除过度和有害的振动影响。

4.1.4 厚度附加量

4.1.4.1 腐蚀裕量

管道设计应有足够的腐蚀裕量,腐蚀裕量应根据预期的使用寿命和介质对材料的腐蚀速率来确定,还应考虑冲蚀和局部腐蚀等因素。

4.1.4.2 其他附加量

确定管道组成件最小厚度时,应包括腐蚀、冲蚀、螺纹深度或沟槽深度所需的裕量。为防止因支承、结冰、回填、运输和装卸等引起的超载应力和变形,从而可能产生的损坏、垮塌或失稳等现象,应考虑增加管壁厚度。

4.1.5 环境影响

4.1.5.1 压力

对于被隔断管道中的流体,应考虑因受环境加热产生膨胀所导致的压力升高或因受环境冷却而导致管道的压力下降甚至真空。

4.1.5.2 温度

当管道系统的设计温度低于 0℃ 时,应考虑因表面冷凝、冰冻而引起的阀门、泄压装置或排放管道故障以及低温对柔性分析和材料选用等的影响。

4.1.6 管道布置和特定管道系统的设计要求

管道布置和特定管道系统,如泄放管道、埋地管道、可燃介质和有毒介质管道、蒸汽管道、低温管道、管道的隔热和静电接地设计要求等参见附录 B。

4.2 设计准则

4.2.1 管道组成件压力-温度设计准则

管道组成件的压力-温度设计应采用 4.2.1.1~4.2.1.4 规定的方法之一。

4.2.1.1 压力-温度额定值方法

管道组成件的压力-温度额定值的确定应符合下列规定:

- a) 除本部分另有规定外,表 13 中已规定压力-温度额定值的管道组成件,其设计温度下的最大允许工作压力按相关标准规定的压力-温度额定值;
- b) 如设计温度高于表 13 中相关标准给出的温度额定值,但不高于 GB/T 20801.2 规定的材料使用温度上限者,设计者可根据相关温度下的材料许用应力折算;
- c) 对于表 13 中仅标明公称压力的管道组成件,设计温度下的最大允许工作压力可根据设计温度和常温下的材料许用应力折算;
- d) 表 13 中未列入的管道组成件,其适用的压力-温度值应符合 5.3.3 的规定。

4.2.1.2 压力设计方法

管道组成件的压力设计应符合下列规定:

- a) 直管、斜接弯头、弯管、盲板、非标法兰和非标对焊管件等管道组成件应按第 6 章设计；
- b) 对于按壁厚系列规定的承插焊管件和螺纹管件，其设计温度下的最大允许工作压力应不大于具有相同壁厚系列和相同许用应力的无缝直管按有效厚度确定的最大允许工作压力；
- c) 支管与主管直接连接的压力设计应符合 6.7、6.8 的规定。

4.2.1.3 验证性压力试验方法

管道组成件的验证性压力试验应符合下列规定：

- a) 对于表 13 中的对焊管件，如未按 4.2.1.2 a) 进行压力设计，可进行验证性压力试验并在验证性压力试验的覆盖范围内按 4.2.1.2 b) 确定其设计温度下的最大允许工作压力；
- b) 其他管道组成件也可根据验证性压力试验确定其最大允许工作压力。

4.2.1.4 其他方法

除 4.2.1.1、4.2.1.2 和 4.2.1.3 规定的方法外，管道组成件的最大允许工作压力也可以采用对比经验分析、应力分析或实验应力分析方法确定。

4.2.2 管道系统压力-温度设计准则

管道系统的压力-温度设计应符合下列规定：

- a) 除 4.2.3 的规定外，管道的设计压力应不大于该管道系统中所有管道组成件按 4.2.1 确定的设计温度下的最大允许工作压力的最小值；
- b) 不同流体工况的管道连接时，分隔阀门的额定值应按苛刻工况确定。但位于阀门任一侧的管道均应按相应的工况条件进行设计。

4.2.3 压力和温度的允许变动范围

4.2.3.1 确定设计压力和设计温度时，应考虑管道系统运行时发生的压力和温度的变动。

4.2.3.2 GC1 级管道压力和温度不得超出设计范围。

4.2.3.3 除符合下列各项条件以及 4.2.3.4 的要求外，GC2 和 GC3 级管道应按压力和温度变动中的最苛刻组合确定设计条件：

- a) 管道系统中没有铸铁或其他脆性金属材料的管道组成件；
- b) 由压力产生的管道名义应力不超过材料在相应温度下的屈服强度；
- c) 总应力符合 7.5.5 的规定；
- d) 管道系统预期寿命内，超过设计条件的压力-温度变化的总次数不大于 1 000 次；
- e) 压力变动的上限值不大于管道系统的试验压力；
- f) 持续和周期性变动不改变管道系统中所有管道组成件的操作安全性能；
- g) 温度变动的下限值不小于 GB/T 20801.2 规定的材料最低使用温度；
- h) 阀门闭合元件的压力差不超过阀门制造商规定的最大额定压力差。

4.2.3.4 超过设计条件的压力偶然变动应限制在下列任一范围内：

- a) 压力超过相应温度下的压力额定值或由压力产生的管道名义应力超过材料许用应力值的幅度和频率应满足下列条件之一：
 - 1) 变动幅度不大于 33%，每次变动时间不超过 10 h，且每年累计变动时间不超过 100 h；
 - 2) 变动幅度不大于 20%，每次变动时间不超过 50 h，且每年累计变动时间不超过 500 h。
- b) 当波动为自限(例如压力泄放)时，在每次变动时间不超过 50 h 且每年累计变动时间不超过

500 h 条件下,压力额定值变动幅度不大于 20%,或管道名义应力超过材料许用应力值的幅度不大于 20%。

4.2.4 许用应力

4.2.4.1 金属材料许用应力和螺栓材料许用应力应符合 GB/T 20801.2—2020 表 A.1 和表 A.2 的规定。

注:表中许用应力值未包括材料的纵向焊接接头系数 Φ_w 、焊接接头高温强度降低系数 W 和铸件质量系数 Φ_c (见表 4)。

4.2.4.2 GB/T 20801.2—2020 表 A.1 和表 A.2 以外的金属材料和螺栓材料应按表 1 和表 2 规定的准则确定各自的许用应力。

4.2.4.3 拉伸许用应力按 4.2.4.1 和 4.2.4.2 取值。

4.2.4.4 压缩许用应力应符合结构稳定性的要求,且不大于拉伸许用应力。

4.2.4.5 剪切许用应力取拉伸许用应力的 80%,接触许用应力取拉伸许用应力的 160%。

4.2.5 纵向焊接接头系数 Φ_w

管子和对焊管件的纵向焊接接头系数 Φ_w 应按表 3 规定的准则或 GB/T 20801.2—2020 表 A.3 确定。

表 1 金属材料许用应力准则

材 料	许用应力应不大于下列各值中的最小值				
	抗拉强度 下限值 R_m /MPa	屈服强度 下限值 $R_{eL}(R_{p0.2})$ /MPa	设计温度下 屈服强度 $R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)$ /MPa	持久强度平均值 或持久强度最低值 R_D^t 或 R_{Dmin}^t /MPa	蠕变极限 平均值 R_n^t /MPa
灰铸铁	$\frac{R_m}{10}$	—	—	—	—
可锻铸铁	$\frac{R_m}{5}$	—	—	—	—
球墨铸铁,碳钢、合金钢、铁素体不锈钢、延伸率小于 35%的奥氏体不锈钢、双相不锈钢、钛和钛合金、铝和铝合金	$\frac{R_m}{3}$	$\frac{R_{eL}(R_{p0.2})}{1.5}$	$\frac{R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)}{1.5}$	$\frac{R_D^t}{1.5}, \frac{R_{Dmin}^t}{1.25}$	$\frac{R_n^t}{1.0}$
延伸率大于或等于 35%的奥氏体不锈钢和镍基合金	$\frac{R_m}{3}$	$\frac{R_{eL}(R_{p0.2})}{1.5}$	$0.90R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)^a$	$\frac{R_D^t}{1.5}, \frac{R_{Dmin}^t}{1.25}$	$\frac{R_n^t}{1.0}$
^a 对于法兰或其他有微量永久变形就引起泄漏或故障的场合不能采用。					

表 2 螺栓材料许用应力准则

材 料	许用应力应不大于下列各值中的最小值				
	抗拉强度 下限值 R_m /MPa	屈服强度 下限值 $R_{eL}(R_{p0.2})$ /MPa	设计温度下 屈服强度 $R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)$ /MPa	持久强度平均值或 持久强度最低值 R_D^t 或 R_{Dmin}^t /MPa	蠕变极限 平均值 R_n^t /MPa
非热处理或应变强化的螺栓材料	$\frac{R_m}{4}$	$\frac{R_{eL}(R_{p0.2})}{1.5}$	$\frac{R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)}{1.5}$	$\frac{R_D^t}{1.5}, \frac{R_{Dmin}^t}{1.25}$	$\frac{R_n^t}{1.0}$

表 2 (续)

材 料	许用应力应不大于下列各值中的最小值				
	抗拉强度 下限值 R_m /MPa	屈服强度 下限值 $R_{eL}(R_{p0.2})$ /MPa	设计温度下 屈服强度 $R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)$ /MPa	持久强度平均值或 持久强度最低值 R_D^t 或 R_{Dmin}^t /MPa	蠕变极限 平均值 R_n^t /MPa
热处理或应变 强化的螺栓材料	$\frac{R_m}{5}$	$\frac{R_{eL}(R_{p0.2})}{4}$	$\frac{R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)}{1.5}$	$\frac{R_D^t}{1.5}, \frac{R_{Dmin}^t}{1.25}$	$\frac{R_n^t}{1.0}$
<p>注 1: 对于热处理或应变强化处理的螺栓材料,许用应力取表中最小值。若该许用应力小于材料退火状态下的许用应力,取非热处理或应变强化(即退火状态)螺栓材料的许用应力。</p> <p>注 2: 表列螺栓许用应力准则仅用于非标准法兰设计的螺栓强度要求,而螺栓安装的目标应力可达 50%~70% 螺栓材料的屈服强度。</p>					

表 3 纵向焊接接头系数 Φ_w

序号	焊接型式		焊缝类型	检 查	Φ_w
1	连续炉焊 ^a		直缝	按材料标准规定	0.60
2	电阻焊(ERW) ^a		直缝或螺旋缝	按材料标准规定	0.85
3	电熔焊 (EFW)	单面对接焊 (带或不带填充 金属)	直缝或螺旋缝	按材料标准或本部分规定不作 RT	0.80
				局部(10%)RT	0.90
				100%RT	1.00
		双面对接焊 (带或不带填充 金属)	直缝或螺旋缝 (除序号 4 外)	按材料标准或本部分规定不作 RT	0.85
				局部(10%)RT	0.90
				100%RT	1.00
4	GB/T 9711 电熔焊 (EFW), 双面对接焊		直缝(一条或两条) 或螺旋缝	按 GB/T 9711 规定	0.95
				附加 100%RT	1.00
^a 不得通过附加无损检测来提高电阻焊(ERW)的纵向焊接接头系数。					

表 4 铸件质量系数 Φ_c 及附加无损检测要求

序号	附加无损检测要求	铸件质量系数 Φ_c
1	铸件表面加工至 Ra6.3, 提高目视检查的清晰度, 并满足 JB/T 7927—2014 中 B 级的要求	0.85
2	铸件表面按 JB/T 6902—2008(PT)中的 4 级或 JB/T 6439(MT)进行着色渗透检测或磁粉检测	0.85
3	铸件按 JB/T 6440(RT)或 JB/T 6903—2008(UT)中的 2 级进行射线照相或超声检测	0.95
4	同序号 1 和序号 2	0.90
5	同序号 1 和序号 3	1.00
6	同序号 2 和序号 3	1.00

4.2.6 铸件质量系数 Φ_c

4.2.6.1 铸铁件(灰铸铁、球墨铸铁、可锻铸铁)的铸件质量系数 Φ_c 取 1.0。

4.2.6.2 除铸铁外,GB/T 20801.2—2020 表 A.1 中金属静态铸件应按 JB/T 7927 进行外观检查,且不低于 B 级要求,铸件质量系数取 0.8。

4.2.6.3 对需要进行附加无损检测的铸件可取表 4 中的铸件质量系数,但铸件质量系数 Φ_c 的改变并不影响管道组成件的压力-温度额定值。

4.2.7 焊接接头高温强度降低系数 W

4.2.7.1 使用表 5 所列高温蠕变工况的铬钼合金钢、强韧型铁素体耐热钢、300 系奥氏体不锈钢、800 和 600 镍基合金焊接接头的长期工作强度可能低于母材。

按第 6 章设计承受内压的焊接直管和弯管、弯头、斜接弯头、异径管等对焊管件壁厚时,许用应力与纵向焊接接头系数的乘积 $S\Phi_w$ 还应乘以焊接接头高温强度降低系数 W ; 计算由持续性荷载产生的轴向应力时,环焊缝的许用应力 S_h 也应乘以 W 。

4.2.7.2 符合下列条件之一者,可不计焊缝接头高温强度降低系数 W :

- 评价临时荷载(如风荷载、地震荷载)时;
- 按 4.2.3 评价的压力和温度允许变动范围时;
- 按 a) 或 b) 条件的额定压力或许用应力;
- 按 7.5.5.3 计算柔性分析的许用应力范围 S_A 时。

4.2.7.3 对于表 5 以外的材料,除 4.2.7.4 以外,温度不高于 510 °C 时, W 取 1.0; 温度为 815 °C 时, W 取 0.5, 中间数值采用线性内插法计算; 温度高于 815 °C 时, 由设计者确定 W 。

4.2.7.4 允许通过焊接接头蠕变断裂试验确定大于表 5 或 4.2.7.3 的 W 值, 但应符合下列规定:

- 应采用全厚度包括母材、焊缝及热影响区的横向焊接接头试样;
- 持久断裂时间不低于 1 000 h。

表 5 焊接接头高温强度降低系数 W^s

材 料	温度/°C														
	427	454	482	510	538	566	593	621	649	677	704	732	760	788	816
CrMo 钢 ^{a-c}	1	0.95	0.91	0.86	0.82	0.77	0.73	0.68	0.64	—	—	—	—	—	—
CSEF(N+T) ^{c-e}	—	—	—	1	0.95	0.91	0.86	0.82	0.77	—	—	—	—	—	—
CSEF ^{c,d} (PWHT)	—	—	1	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	—	—	—	—	—	—
无填充金属的 300 系奥氏体不锈钢及 800 和 600 镍基合金自熔焊 ^f	—	—	—	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
带填充金属的 300 系奥氏体不锈钢及 800 镍基合金	—	—	—	1	0.95	0.91	0.86	0.82	0.77	0.73	0.68	0.64	0.59	0.55	0.5

^a CrMo 钢包括 0.5Cr-0.5Mo、1Cr-0.5Mo、1.25Cr-0.5Mo、2.25Cr-1Mo、3Cr-1Mo、5Cr-0.5Mo、9Cr-1Mo。直缝及螺旋缝应是正火、正火加回火或适当的亚临界焊后热处理(PWHT)状态。

^b 直缝及螺旋缝电熔焊结构不准用于 454 °C 以上的 C-0.5Mo 钢。

^c 焊缝填充金属的碳含量应 $\geq 0.05\%$ 。埋弧焊焊剂的碱度应 ≥ 1.0 。

^d CSEF(强韧型铁素体耐热钢)钢包括: 91、92、911、122 和 23。

^e N+T: 焊后正火+回火。

^f 无填充金属的自熔焊。焊后应进行固溶退火处理。

^s 表列温度仅用于相应材料焊接接头高温强度降低系数 W , 材料的使用温度上限按 GB/T 20801.2 的相应规定。

5 管道组成件

5.1 管道组成件的选用

5.1.1 一般规定

应根据流体的性质、各种可能出现的操作工况以及外部环境的要求和经济合理性选用管道组成件。

5.1.2 管子和对焊管件

5.1.2.1 按 GB/T 20801.2—2020 表 A.1 和表 13 选用的管子和对焊管件,其壁厚计算应符合本部分第 6 章的相关规定。

5.1.2.2 按 GB/T 20801.2—2020 表 A.1 和表 13 选用的管子,还应考虑设计条件和各种可能出现的操作工况。

5.1.2.3 管子和对焊管件材料的使用限制应符合 GB/T 20801.2 的相关规定。

5.1.2.4 用于 GC1 级管道和剧烈循环工况的对焊管件应符合下列规定:

- a) 符合 GB/T 12459—2017 附录 B 的最小壁厚要求;
- b) 采用带折边异径管,且半锥角不大于 30° 。

5.1.2.5 采用 GB/T 9711 中 L290(X42)~L555(X80)的管道系统,对焊管件应符合 GB/T 29168.2 的相关要求。

5.1.3 弯管

5.1.3.1 弯管的制作应符合 GB/T 20801.4 的相关规定。

5.1.3.2 弯管最小壁厚应符合 6.2 的规定。

5.1.3.3 带褶皱和波浪的弯管(见 GB/T 20801.4—2020 的图 1)不得用于 GC1 级管道和剧烈循环工况。

5.1.3.4 采用 GB/T 9711 中 L290(X42)~L555(X80)的管道系统,弯管应符合 GB/T 29168.1 的相关要求。

5.1.4 斜接弯头(虾米弯)

5.1.4.1 斜接弯头的使用应符合以下规定:

- a) 设计压力 $P \leq 2.0$ MPa,且设计温度低于材料的蠕变温度;
- b) 斜接弯头的变方向角 α 大于 45° 者,仅适用于 GC3 级管道;
- c) 斜接弯头的变方向角 α 大于 22.5° 者,不得用于 GC1 级管道和剧烈循环工况;
- d) 斜接弯头的变方向角 α 小于或等于 3° 者,可作为直管而不作为斜接弯头。

5.1.4.2 除满足 5.1.4.1 的规定外,非标准斜接弯头应按第 6 章进行压力设计,其焊接和制作还应符合 GB/T 20801.4 的相关规定。

5.1.5 短半径弯头

短半径弯头和短半径回弯头($R=1.0D$)应符合 GB/T 12459 的规定。

弯头中心线所在平面的内弧侧壁厚不小于管件公称壁厚的 1.25 倍者,其最大允许工作压力与 4.2.1.3 a)确定的最大允许工作压力相同。

内弧侧壁厚小于管件公称壁厚的 1.25 倍者,其最大允许工作压力应不大于按 4.2.1.3 a)确定的最大允许工作压力的 80%。

5.1.6 翻边接头

5.1.6.1 翻边接头的选用应符合表 13 所列相应标准的规定。

5.1.6.2 现场制作的焊制翻边接头应符合下列规定：

- 应采用图 1 规定的焊制翻边接头的基本型式,但对于剧烈循环工况,则应采用图 1 d)、图 1 e) 所示的圆角结构；
- 外径应符合 GB/T 12459 的相关要求,翻边接头的密封面应按相应管法兰密封面的要求加工；
- 厚度应不小于与其接管子的公称壁厚；
- 材料的许用应力应不小于与其连接的管子在 GB/T 20801.2—2020 表 A.1 中规定的许用应力；
- 制作和检验应符合 GB/T 20801.4 和 GB/T 20801.5 的有关规定。

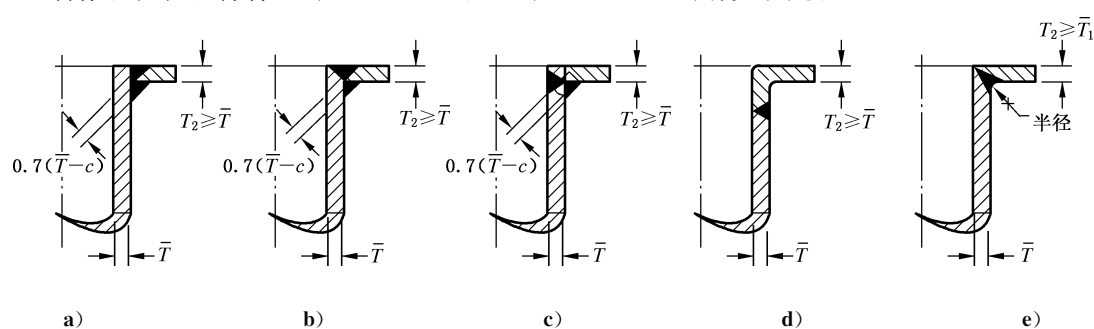


图 1 焊制翻边接头的基本型式

5.1.6.3 现场制作的扩口翻边接头应符合以下规定：

- 不得用于剧烈循环工况；
- 扩口翻边用管子应符合 GB/T 20801.2—2020 表 A.1 相应材料标准以及相应的扩口翻边加工工艺要求；
- 翻边接头的密封面外径应符合 GB/T 12459 的相关要求,密封面应按相应管法兰密封面的要求加工；
- 内圆角半径应不大于 3 mm；
- 最小厚度应不小于管子最小壁厚的 95%；
- 压力设计应符合 4.2.1.2 的规定。

5.1.6.4 现场制作的扩口翻边接头用于 GC1 级管道时,除符合 5.1.6.3 的规定以外,还应满足以下要求：

- 公称直径应不大于 DN100,且扩口翻边前管子壁厚应大于 Sch10；
- 最高允许工作压力应不大于 PN20 法兰规定的相应额定值；
- 工作温度应不高于 200 ℃。

5.1.6.5 满足以下任一要求的翻边接头可用于剧烈循环工况下：

- 符合 GB/T 12459 的翻边接头；
- 在管端整体锻制翻边接头；
- 符合 5.1.6.2 并且采用图 1 d)、图 1 e)所示的圆角结构。

5.1.7 支管连接及其管件

5.1.7.1 支管连接包括支管直接与主管的焊接连接和通过支管连接管件与主管的连接两种形式,支管连接管件包括支管座、半管接头和三通等。用于 GC1 级管道的支管连接管件应符合 5.1.7.2 的规定。

支管直接与主管的焊接连接应符合 5.1.7.3 的规定。

5.1.7.2 用于 GC1 级管道的支管连接管件应符合下列规定：

- a) GC1 级管道用支管连接管件宜采用整体补强的支管连接管件或三通；
- b) 承插或螺纹支管座和半管接头的公称直径应不大于 DN80；
- c) 螺纹管件的选用应符合 5.2.5 的有关规定。

5.1.7.3 支管直接与主管的焊接连接应符合下列规定：

- a) 应按 6.7、6.8 的规定进行压力设计，焊接应符合 5.2.2.1 的规定。
- b) 用于剧烈循环工况时，除应符合 5.1.7.3 a) 的规定外，还应采用 GB/T 20801.4—2020 图 10 b)、图 10 d)、图 10 f) 的结构。
- c) 支管直接与主管的焊接连接不宜在以下场合使用：
 - 1) 支管尺寸与主管相近；
 - 2) 连接部位存在振动、脉动、温度循环等荷载引起的循环应力。
- d) 支管与主管尺寸相差悬殊时，支管应具有足够的柔性，以补偿主管的热膨胀及其他位移(参见 7.5.5)。

5.1.8 法兰

5.1.8.1 法兰一般应按表 13 选取，并按相应标准规定的压力-温度额定值使用。

5.1.8.2 当选用表 13 以外的法兰时，应符合 4.2.1.2~4.2.1.4 的规定。

5.1.8.3 平焊法兰和松套法兰的附加要求：

- a) 平焊法兰不得用于温度频繁变化的工况，特别是法兰未作隔热的场合；
- b) 带颈平焊法兰与翻边短节配合的使用范围应符合表 6 的规定；

表 6 与翻边短节配合的带颈平焊法兰的使用范围

压力等级	最大法兰公称直径
Class 150	DN300
Class 300	DN200

- c) 松套法兰或带颈平焊法兰与翻边接头(包括现场制作的焊制翻边、扩口翻边等)配合使用时，应考虑法兰内孔与翻边转角的配合。

5.1.8.4 承插焊法兰的焊接应符合 5.2.2.3 的规定。

5.1.8.5 螺纹法兰(采用锥管螺纹连接的法兰)附加要求：

- a) 螺纹法兰的连接应符合 5.2.5 规定；
- b) 选用 DN65、DN125 和 DN150 螺纹法兰时，其钢管外径还应符合表 7 的规定。

表 7 螺纹法兰的钢管外径

公称尺寸	钢管外径/mm	
	GB/T 7306(55°锥管螺纹)	GB/T 12716(60°锥管螺纹)
DN65	76.1	73
DN125	139.7	141.3
DN150	165.1	168.3

5.1.8.6 法兰型式的选用应考虑法兰的刚度对法兰接头密封性能的影响。

- 5.1.8.7 剧烈循环工况下,应选用整体法兰或带颈对焊法兰。
- 5.1.8.8 确定法兰密封面型式及表面粗糙度时,应考虑流体性质和垫片性能。
- 5.1.8.9 有毒、可燃介质管道不得采用板式平焊法兰。
- 5.1.8.10 胀接法兰和螺纹法兰(不包括高压用螺纹法兰-透镜垫密封型式)不得用于 GC1 级管道。

5.1.9 垫片

- 5.1.9.1 垫片的选用应考虑流体性质、工作温度、压力以及法兰密封面等因素。垫片的密封荷载应与法兰的压力等级、密封面型式、表面粗糙度和紧固件相匹配。
- 5.1.9.2 有冷流倾向的垫片,其密封面型式宜采用全平面、凹凸面或榫槽面。
- 5.1.9.3 选用缠绕式垫片、金属包覆垫等半金属垫或金属环垫的公称压力小于或等于 PN20 的标准管法兰,应采用带颈对焊等刚性较大的结构型式。
- 5.1.9.4 可燃材料(如橡胶)制成的垫片,不得用于输送强氧化性介质的管道。

5.1.10 紧固件

- 5.1.10.1 紧固件包括六角头螺栓、等长双头螺柱、全螺纹螺柱、螺母,紧固件强度按表 8 分类。

表 8 紧固件强度分类

螺栓材料 (HG/T 20613, HG/T 20634)		
高强度	中强度	低强度
8.8	A2-70	5.6
35CrMo	A4-70	A4-50
25Cr2MoV	A193 B8-2	A2-50
42CrMo(B7)	A193 B8M-2	06Cr17Ni12Mo2
A320 L7	A453 660	06Cr18Ni10

除设计计算保证具有足够强度外,低强度紧固件不应用于 Class 600 及以上等级法兰接头和金属垫片密封的法兰接头。

5.2.3.5 所列工况,应采用中强度或高强度紧固件。

- 5.1.10.2 紧固件应符合预紧及操作条件下垫片的密封要求。
- 5.1.10.3 较高强度等级的紧固件可代用较低强度等级的紧固件。高温条件下使用的紧固件应与法兰材料具有相近的热膨胀系数。螺栓的工作温度宜不高于其蠕变阈值温度。
- 5.1.10.4 配对法兰中一侧为铸铁法兰或铜合金法兰时,应采用低强度紧固件。但以下情况除外:
- 两侧法兰的密封面均为全平面且采用全平面垫片的场合;
 - 规定了螺栓拧紧力矩和拧紧程序的场合。
- 5.1.10.5 低强度紧固件不得用于剧烈循环工况下的法兰接头。

5.1.11 阀门

- 5.1.11.1 应根据管道的设计温度、设计压力、介质性质和阀门用途来选用阀门,并应考虑外部荷载对阀门操作性能和密封性能的影响。
- 5.1.11.2 阀门应按表 13 选取,也可参见附录 C 选取,并按相应标准规定的压力-温度额定值使用。阀门内件采用非金属材料时,应根据非金属材料所能承受的压力-温度额定值确定阀门的压力-温度额定值。

5.1.11.3 阀盖与阀体的连接应满足以下要求：

- a) 采用螺纹阀盖的阀门应设有防止阀盖松动的安全装置,如锁紧装置等；
- b) 阀盖与阀体的连接螺栓个数少于 4 或采用 U 形螺栓连接的阀门,仅适用于 GC3 级管道。

5.1.11.4 对于内部可能滞留流体介质的阀门(如双密封阀座阀门),应采取适当的安全措施防止因温度升高导致的压力增加。

5.1.11.5 对于阀杆填料和管道内流体介质温差较大的工况以及阀门设计温度低于 $-46\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温工况,应采用加长阀盖的结构形式。

5.1.11.6 对于 GC1 级管道和剧烈循环工况,其阀门的选用应符合以下规定：

- a) 除本部分另有规定外,宜选用重载(GB/T 12234、GB/T 12235 或 API 600)阀门。
- b) 阀帽或阀盖的密封结构应采用下列型式之一：
 - 1) 法兰连接,螺栓数量大于或等于 4,且法兰接头及其螺栓上紧应符合 5.2.3.5 的相应规定；
 - 2) 压力密封阀盖；
 - 3) 全焊透焊接结构。
- c) 不得采用螺纹连接的阀盖密封结构。
- d) 用于剧烈循环工况的阀门铸件质量系数 Φ_c 应大于或等于 0.90。

5.1.11.7 采用非金属密封材料内件,且用于可燃流体的阀门,应符合耐火试验要求,并应根据非金属材料所能承受的压力-温度额定值确定阀门的压力-温度额定值。

5.1.11.8 用于 GC1 级(毒性、易燃性)以及挥发性有机物(VOC)的阀门应采用低逸散结构,控制阀杆填料处的泄漏,且符合 ISO 15848-1(型式试验)和 GB/T 26481(阀门检验)的相应要求,参见附录 D 表 D.3 所列要求。

5.1.11.9 对于 5.1.11.1~5.1.11.8 的规定同样适用于管道过滤器、疏水器及分离器等与阀门类似的管道组成件。

5.2 管道组成件连接形式的选用

5.2.1 一般规定

管道组成件连接形式的选用应与管道材料和流体工况相适应,并应考虑在预期的使用和试验工况下,压力、温度和外荷载对连接接头密封性能和机械强度的影响。

5.2.2 焊接接头

5.2.2.1 管道组成件的连接形式宜优先选用焊接接头。管道组成件在制作和安装过程中的焊接、预热和热处理应符合 GB/T 20801.4 的有关规定,其检查及检验应符合 GB/T 20801.5 的有关规定。

5.2.2.2 衬环和熔化性嵌条应符合以下规定：

- a) 对于腐蚀、振动或剧烈循环工况,焊接时应尽量避免使用衬环;如需采用衬环,应在焊后去除衬环并打磨接头内表面;在不可能去除衬环时,应考虑使用不带衬环的焊接,或使用可熔化性嵌条替代衬环,或焊后能去除的非金属衬环。
- b) 对于剧烈循环工况或 GC1 级管道,不应使用不连续的开口衬环。

5.2.2.3 采用承插焊的焊接接头应符合以下规定：

- a) 一般用于公称直径小于或等于 DN50 的管道。
- b) 承口尺寸应符合相应法兰或管件标准的规定,承插焊焊缝尺寸应不小于 GB/T 20801.4—2020 图 8、图 9 所示尺寸。
- c) 以下场合不得采用承插焊焊接：
 - 1) 可能产生缝隙腐蚀或严重冲蚀的场合；

- 2) 要求焊接部位及管道内壁光滑过渡的场合；
- 3) 剧烈循环工况、GC1 级管道且公称直径大于 DN50 的场合。
- d) 管道组成件上开设的旁通管和排放孔可采用承插焊连接,其承口尺寸应符合图 2 a)以及表 9 的规定。
- e) 开设旁通管和排放孔的管道组成件的壁厚如不能满足表 9 的尺寸要求或需要开孔补强时,应增加凸缘[如图 2 b)所示],凸缘的尺寸应符合表 10 的规定。

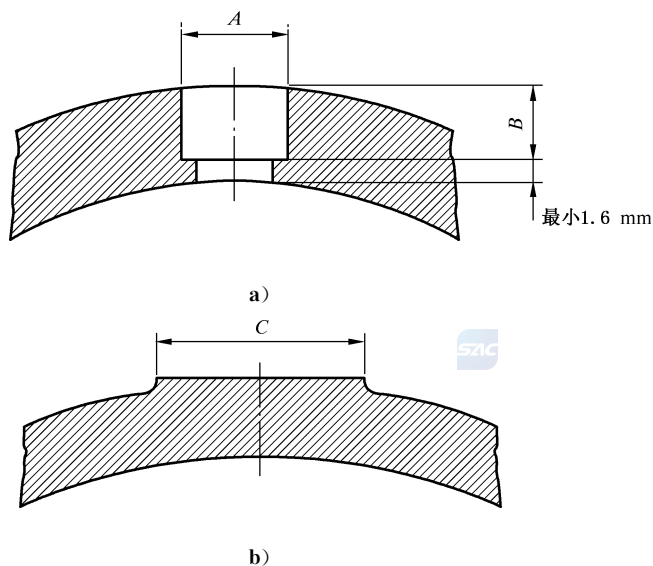


图 2 承口和凸缘

表 9 承口尺寸

连接尺寸		DN10	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50
最小直径 A/mm	国际通用系列钢管	17.7	21.8	27.4	34.2	42.9	48.8	61.1
	国内沿用系列钢管	14.5	18.5	25.5	32.5	38.5	45.5	57.8
最小深度 B/mm		5	5	6.5	6.5	6.5	6.5	8

表 10 凸缘尺寸

连接尺寸	DN10	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50
最小直径 C/mm	32	38	44.5	54	63.5	70	86

5.2.2.4 角焊缝应符合以下规定：

- a) 符合 GB/T 20801.4—2020 图 7、图 8 和图 9 的角焊缝,可用于连接承插焊元件和平焊法兰的主要焊缝；
- b) 角焊缝也可用于连接补强元件和结构附件,以增加强度或降低应力集中。

5.2.2.5 密封焊焊缝仅用于防止螺纹连接接头的泄漏,而不应考虑其对连接强度的影响。

5.2.2.6 用于剧烈循环工况的焊接接头除应符合 5.2.2.1~5.2.2.4 的要求外,其焊接接头的检查还应符

合 GB/T 20801.5—2020 第 6 章的相关要求。

5.2.2.7 用于高温蠕变工况的焊接接头除应符合 4.2.7、5.2.2.1~5.2.2.4 的要求外,其焊接接头的检查还应符合 GB/T 20801.5—2020 第 6 章的相关要求。

5.2.3 法兰连接

5.2.3.1 法兰连接的选用应根据设计条件、荷载、流体特性、泄漏率等因素来考虑,同时还应综合考虑法兰、垫片和紧固件的选用和配合。

5.2.3.2 金属法兰与非金属或铸铁法兰连接时,法兰的密封面应采用全平面型式,且一般配以全平面型式垫片。如果采用全平面型式以外的垫片,应控制螺栓拧紧力矩,防止非金属或铸铁法兰过载。

5.2.3.3 配对的两个法兰如具有不同的压力额定值,该连接接头的最高无冲击工作压力应按较低额定值确定,并应控制安装时的螺栓扭矩,防止低额定值法兰过载。

5.2.3.4 高温或承受较大温度梯度的法兰接头,除应符合 5.1.8~5.1.10 的要求外,还应考虑法兰的高温变形、温差和螺栓材料的应力松弛以及垫片蠕变。

5.2.3.5 GC1 级(毒性、易燃性)管道以及高温或低温、剧烈循环以及振动、疲劳等工况条件下,应满足下列各项要求:

- a) 采用表 8 所示的高强度(或中强度)紧固件。
- b) 法兰接头的螺栓安装载荷应能保证法兰接头在安装、试验及运行过程中满足下列各项要求:
 - 1) 螺栓安装载荷应在法兰不变形、垫片不压溃或压碎、螺栓不屈服的条件下取最大值。螺栓安装目标应力(以螺栓根径面积计)不大于 70%螺栓材料屈服强度。采用高强度紧固件时,螺栓安装目标应力一般可取 350 MPa。
 - 2) 考虑螺栓材料的应力松弛、垫片蠕变以及法兰偏转而致使螺栓安装载荷的衰减。
 - 3) 考虑安装偏差而导致螺栓安装载荷的损失。
 - 4) 考虑管道各种工作(包括试验)压力及外加载荷(包括温度及温差)而导致垫片密封应力的降低。
 - 5) 运行条件下维持足够的垫片密封应力,满足设计要求的连接紧密性。
- c) 采用 GB/T 38343 规定的最大螺栓安装载荷控制技术,法兰接头装配、紧固方法和紧固程序的要求符合 GB/T 20801.4—2020 中 10.2 的相关规定。

5.2.4 胀接接头

5.2.4.1 胀接接头不得用于剧烈循环工况或 GC1 级管道。

5.2.4.2 应采取适当措施以防止胀接接头的松动、分离。

5.2.4.3 用于输送有毒介质的胀接接头,应采取安全防护措施。

5.2.4.4 对承受温度循环、振动、不均匀(或局部)膨胀或收缩以及外部机械荷载的管道,当采用胀接接头连接时,应保证胀接接头的密封性能,并采取安全防护措施。

5.2.5 螺纹密封的管螺纹连接

5.2.5.1 螺纹密封的管螺纹型式应符合表 11 的规定。

表 11 螺纹牙型角

外螺纹	内螺纹	牙型角	标准
锥形 NPT	锥形 NPT	60°	GB/T 12716
锥形 R	锥形 RC	55°	GB/T 7306.2
	平行 RP	55°	GB/T 7306.1

5.2.5.2 锥管螺纹(NPT 和 R/RC)应符合以下规定:

- 对于可能发生应力腐蚀、缝隙腐蚀、冲蚀或由于振动、压力脉动及温度变化等可能产生交变荷载的部位,不宜采用螺纹连接;
- 除温度计套管外,急性毒性类别 1 和类别 2 介质的管道和剧烈循环工况管道不应采用螺纹连接;
- 采用螺纹接头的管道系统,应考虑减小螺纹接头上的应力,特别是由热膨胀和阀门(尤其是端部阀门)操作产生的应力,以防止螺纹接头松动;
- 除 GC3 级管道外,不得采用管端伸出螺纹法兰作为密封面的结构型式,如图 3 所示(不包括高压用螺纹法兰透镜垫密封型式);
- 圆锥外螺纹元件的公称直径和最小壁厚应符合表 12 的规定;
- 圆锥内螺纹元件与外螺纹元件应具有同等的强度和韧性,且符合流体工况的要求;
- 未承受外部弯矩作用的螺纹元件(如温度计套管),可用于剧烈循环工况。

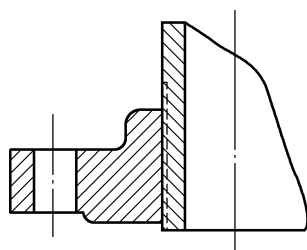


图 3 管端伸出螺纹法兰作为密封面的结构

表 12 圆锥外螺纹元件的最小壁厚

管道级别	材料	钢管公称直径	最小壁厚 (管标号或壁厚)
GC1	碳钢、合金钢	DN8~DN25	Sch80
	不锈钢		Sch40s
GC2	碳钢、合金钢	≤DN40	Sch80
		DN50~DN150	Sch40
	不锈钢	≤DN150	Sch40s
GC3	碳钢、合金钢、不锈钢	≤DN300	按 6.1 规定

用于输送可燃、有毒介质且大于 DN50 的螺纹连接接头,应采取安全防护措施。

5.2.5.3 锥/平管螺纹(R/RP)应符合以下规定:

- 圆锥外螺纹与圆柱内螺纹的配合(R/RP),仅适用于 GC3 级管道;
- 用于水、低压蒸汽和空气系统管道时,可采用密封剂或密封带;
- 还应符合 5.2.5.1 的规定。

5.2.6 直螺纹连接

直螺纹连接接头可采用图 4 所示的靠一对接触表面密封(非螺纹密封)结构,且仅适用于 GC3 级管道。

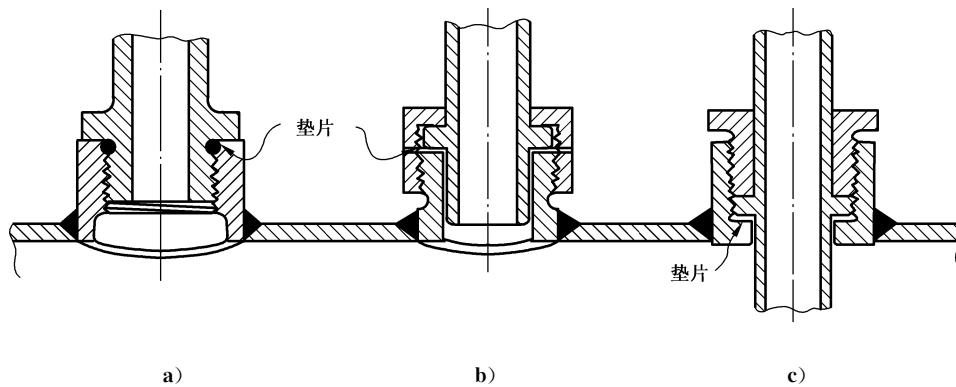


图 4 典型的非螺纹密封直螺纹接头

5.2.7 扩口、非扩口压合型管件的连接

5.2.7.1 扩口、非扩口压合型管件(如图 5 所示)连接型式的选用,应考虑装拆、循环荷载、振动、冲击、热膨胀和收缩等因素可能产生的不利影响。

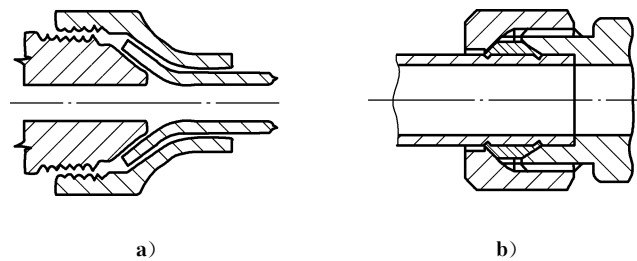


图 5 扩口、非扩口压合型管件连接结构

5.2.7.2 表 13 所列扩口、非扩口压合型管件的连接应满足以下要求:

- a) 管件的最大及最小壁厚应满足相连接管子的连接要求,且符合相应管件标准的规定;
- b) 扩口压合型管件仅适用于 GC3 级管道,当用于剧烈循环工况选用非扩口压合型管件时,应采取安全防护措施。

5.2.7.3 表 13 中未列入的扩口、非扩口压合型管件,如能满足压力和其他荷载要求,可按 5.2.7.2 的规定使用,且应符合 5.3.3 的相关规定。

5.2.8 填函接头

填函接头应符合以下规定:

- a) 在承口和插口的环形空间之间注入或压入填充物的填函接头,仅适用于 GC3 级管道;
- b) 使用温度应不高于 93 ℃;
- c) 应采取预防措施,以防止接头松动和管道变形,并能承受由于支管连接等原因引起的横向作用力。

5.2.9 钎焊

5.2.9.1 软钎焊接头应符合以下规定:

- a) 软钎焊接头仅限用于 GC3 级管道;
- b) 不准许采用填角式软钎焊接头;
- c) 在可能遇到明火或高温的场合,应考虑软钎料熔点的适应性。

5.2.9.2 硬钎焊和钎接焊接头应符合以下规定：

- a) 用于可燃、有毒或对人体有害的流体工况时，应采取安全防护措施；
- b) 不得用于剧烈循环工况；
- c) 在可能遇到明火的场合，应考虑低熔点焊接合金的影响；
- d) 不准许采用填角式硬钎焊接头。

5.2.10 特殊管接头

5.2.10.1 特殊管接头是指 5.2.1~5.2.9 不包括的管接头形式，如图 6 所示的承口式（钟形）、填函式等特殊管接头、机械连接接头等。

5.2.10.2 表 13 所列特殊管接头不得用于 GC1 级管道。

5.2.10.3 表 13 中未列入的特殊管接头应符合 5.3.3 的规定。

5.2.10.4 连接结构应具有足够的强度，并在预期的使用工况下，保证连接的完整性，以防止接头松动。

5.2.10.5 用于吸收热膨胀的填料接头，在承接口底部应留有适当的间隙以供膨胀时移动。

5.2.10.6 机械连接接头、承口-填料式连接接头不得用于剧烈循环工况。

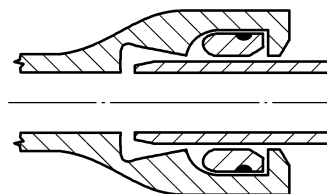


图 6 承口式管件连接结构示意图

5.3 管道组成件的型式和尺寸标准

5.3.1 表 13 给出了符合 GB/T 20801 要求的管道组成件的型式和尺寸常用（典型）标准，表 14 给出了符合 GB/T 20801 要求的管道组成件的常用（典型）基础标准及检验、试验标准。

5.3.2 表 13 所列标准规定的压力-温度额定值、公称压力、壁厚等级均符合 4.2.1 的规定，可作为管道组成件的压力-温度设计准则。

5.3.3 表 13 中未列入的管道组成件标准的选用应符合下列和本部分的其他相应要求：

- a) 非表 13 所列管道组成件标准包括下列两类：
 - 1) 其他管道组成件国家标准与行业标准；
 - 2) 制造商标准、工程标准及设计规定。
- b) 非表 13 所列其他管道组成件国家标准与行业标准的选用前，设计或业主应确认该标准的设计、材料、制造、检验和质量保证符合本部分的相应要求。
- c) 由制造商标准或工程设计标准规定的其他管道组成件标准选用，应符合下列各项要求：
 - 1) 设计。采用本部分第 6 章或应力分析的方法进行压力设计，或采用与表 13 所列标准对比的方法来确定最大允许工作压力-温度值，对比时应注意型式、壁厚及通径的可比性。
 - 2) 材料。采用本部分适用的材料，应关注材料在设计温度上限或下限以及苛刻工况下对特定管道组成件的适用性和可能出现的失效风险。
 - 3) 制造。管道元件的制造工艺应符合本部分的要求以及类似表 13 所列管道组成件标准的要求。
 - 4) 检验和质量保证。管道元件的检验和质量保证应符合本部分的要求以及类似表 13 所列

管道组成件标准的要求。

- 5) 应经设计或业主审核和同意。

表 13 典型管道组成件型式尺寸标准

分类		标准号	标准名称
钢管		HG/T 20553	化工配管用无缝及焊接钢管尺寸选用系列
		GB/T 17395	无缝钢管尺寸、外形、重量及允许偏差
		ASME B36.10M	Welded and Seamless Wrought Steel Pipe
		ASME B36.19M	Stainless Steel Pipe
管件	对焊	GB/T 12459	钢制对焊管件
		ASME B16.9	Factory Made Wrought Butt-welding Fittings
		HG/T 3651	钛制对焊无缝管件
	承插和螺纹	GB/T 14383	锻制承插焊和螺纹管件
		GB/T 32294	锻制承插焊和螺纹活接头
		ASME B16.11	Forged Fittings, Socket-welding and Threaded
		SH/T 3419	石油化工钢制异径短节
		GB/T 19326	锻制承插焊、螺纹和对焊支管座
	法兰	GB/T 17185	钢制法兰管件
	其他	HG/T 21547	管道用钢制插板、垫环、8字盲板系列
		SH/T 3425	钢制管道用盲板技术标准
		GB/T 29168.1~ GB/T 29168.3	石油天然气工业 管道输送系统用感应加热弯管、管 件和法兰
		GB/T 9065.1、GB/T 9065.2、 GB/T 9065.5	液压软管接头
		GB/T 3733~GB/T 3760 GB/T 3763~GB/T 3765	卡套式管接头
		GB/T 5625~GB/T 5653	扩口式管接头
	钢制法兰	GB/T 9124.1、GB/T 9124.2	钢制管法兰
GB/T 13402		大直径钢制管法兰	
HG/T 20592		钢制管法兰(PN系列)	
HG/T 20615		钢制管法兰(Class系列)	
HG/T 20623		大直径钢制管法兰(Class系列)	
HG/T 20614		钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定(PN系列)	
HG/T 20635		钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定(Class系列)	
JB/T 2768、JB/T 2769、JB/T 2772 JB/T 2776、JB/T 2778		阀门零部件 高压管子、管件和阀门端部尺寸	

表 13 (续)

分类		标准号	标准名称
螺栓/螺母		GB/T 5782	六角头螺栓
		GB/T 6170	1型六角螺母
		GB/T 6175	2型六角螺母
		HG/T 20613	钢制管法兰用紧固件(PN系列)
		HG/T 20634	钢制管法兰用紧固件(Class系列)
垫片		HG/T 20606、HG/T 20607、 HG/T 20609~HG/T 20612	钢制管法兰用垫片(PN系列)
		HG/T 20627 ~ HG/T 20628、 HG/T 20630~HG/T 20633	钢制管法兰用垫片(Class系列)
波纹管膨胀节		GB/T 12777	金属波纹管膨胀节通用技术条件
支吊架		GB/T 17116	管道支吊架
消防软管连接件		GB/T 18615	波纹金属软管用非合金钢和不锈钢接头
铸铁管		GB/T 3422	连续铸铁管
		GB/T 13295	水及燃气用球墨铸铁管、管件和附件
铸铁管件	法兰、承插	GB/T 3420	灰口铸铁管件
	螺纹	GB/T 3287	可锻铸铁管路连接件
铸铁法兰		GB/T 17241	铸铁管法兰
阀门	通用标准	GB/T 12224	钢制阀门 一般要求
	闸阀	GB/T 12234	石油、天然气工业用螺柱连接阀盖的钢制闸阀
		GB/T 12232	通用阀门 法兰连接铁制闸阀
	安全阀	GB/T 12241	安全阀 一般要求
		GB/T 12243	弹簧直接载荷式安全阀
		GB/T 12246	先导式减压阀
	止回阀	GB/T 12236	石油、化工及相关工业用的钢制旋启式止回阀
		JB/T 8937	对夹式止回阀
		GB/T 13932	铁制旋启式止回阀
	旋塞阀	GB/T 12240	铁制旋塞阀
	球阀	GB/T 12237	石油、石化及相关工业用的钢制球阀
		GB/T 8464	铁制和铜制螺纹连接阀门
	蝶阀	GB/T 12238	法兰和对夹连接弹性密封蝶阀
		JB/T 8527	金属密封蝶阀
	截止阀	GB/T 12235	石油、石化及相关工业用钢制截止阀和升降式止回阀
		JB/T 7747	针形截止阀
		GB/T 12233	通用阀门 铁制截止阀和升降式止回阀
隔膜阀	GB/T 12239	工业阀门 金属隔膜阀	

表 14 典型基础标准及检验、试验标准

标准号	标准名称
GB/T 196	普通螺纹 基本尺寸
GB/T 197	普通螺纹 公差
GB/T 7306.1	55°密封管螺纹 第1部分:圆柱内螺纹与圆锥外螺纹
GB/T 7306.2	55°密封管螺纹 第2部分:圆锥内螺纹与圆锥外螺纹
GB/T 12716	60°密封管螺纹
GB/T 1047	管道元件 公称尺寸的定义和选用
GB/T 1048	管道元件 公称压力的定义和选用
GB/T 12220	工业阀门 标志
GB/T 12221	金属阀门 结构长度
GB/T 13927	工业阀门 压力试验
GB/T 1031	产品几何技术规范(GPS) 表面结构 轮廓法 表面粗糙度参数及其数值
GB/T 26480	阀门的检验和试验
JB/T 6899	阀门的耐火试验

6 管道组成件的压力设计

6.1 直管

6.1.1 符号

- A ——与几何参数有关的外压(或真空)设计系数;
- A_s ——加强圈横截面积,单位为平方毫米(mm^2);
- B ——与材料有关的外压(或真空)设计系数,单位为兆帕(MPa);
- C ——厚度附加量,为腐蚀、冲蚀裕量和机械加工深度的总和,即 $C = C_2 + C_3$,见图 7,单位为毫米(mm);
- C_1 ——材料厚度负偏差,按材料标准规定,见图 7,单位为毫米(mm);
- C_2 ——腐蚀、冲蚀裕量,见图 7,单位为毫米(mm);
- C_3 ——机械加工深度,见图 7,单位为毫米(mm);
对带螺纹的管道组成件,取公称螺纹深度;
对未规定公差的机械加工表面或槽,取规定切削深度加 0.5mm;
- D ——管外径,取管子外径的名义值,或由实测所得,单位为毫米(mm);
- d ——管内径,用于压力计算时,应是材料标准允许的最大值,单位为毫米(mm);
- E ——设计温度下材料的弹性模量,由 GB/T 20801.2—2020 的表 B.3 确定,单位为兆帕(MPa);
- L ——外压(或真空)管道的计算长度,单位为毫米(mm);
- 1) 对于直管,取两相邻支撑线之间的距离,按 GB/T 150.3 的规定确定;
 - 2) 当直管带有焊接相连的(即相接处不作为支撑线)弯头或弯管、斜接弯头时,取直管包括弯头、弯管或斜接弯头的轴线在内的两相邻支撑线之间的距离;

3) 当直管带有异径管时,一般取包括异径管轴向长度在内,大端直管支撑线到小端直管支撑线之间的距离(见 GB/T 150.3—2011 图 4-1);

- L_s ——一个加强圈对直管的加强长度,取加强圈中心线到相邻两侧加强圈中心线距离之和的一半,若直管与凸形封头相邻,则应计入封头曲面深度的 1/3,单位为毫米(mm);
- P ——设计压力,单位为兆帕(MPa);
- $[P]$ ——许用外压,单位为兆帕(MPa);
- S ——设计温度下管道组成件金属材料的许用应力,由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1 查取,单位为兆帕(MPa);
- T ——最小厚度,为实测所得或取名义厚度减去材料厚度负偏差 C_1 ,见图 7,单位为毫米(mm);
- \bar{T} ——名义厚度,材料标准规定的厚度,单位为毫米(mm);
- T_e ——有效厚度,为名义厚度减去厚度附加量和材料厚度负偏差以后的厚度,见图 7,单位为毫米(mm);
- t ——计算厚度,按内压或外压(或真空),分别由公式计算而得的厚度,见图 7,单位为毫米(mm);
- t_d ——设计厚度,为计算厚度与厚度附加量之和(必要时可用 T 值替代),见图 7,单位为毫米(mm);
- Y ——计算系数,当 $t < D/6$ 时,按表 15 查取;当 $t \geq D/6$ 时, $Y = \frac{d+2C}{D+d+2C}$;
- W ——焊接接头高温强度降低系数,见 4.2.7;
- Δ ——厚度圆整值,见图 7,单位为毫米(mm);
- $\Phi(\Phi_w、\Phi_C)$ ——焊件的纵向焊接接头系数或铸件质量系数,按 GB/T 20801.2—2020 中表 A.3、表 A.4 或本部分表 3、表 4 查取。

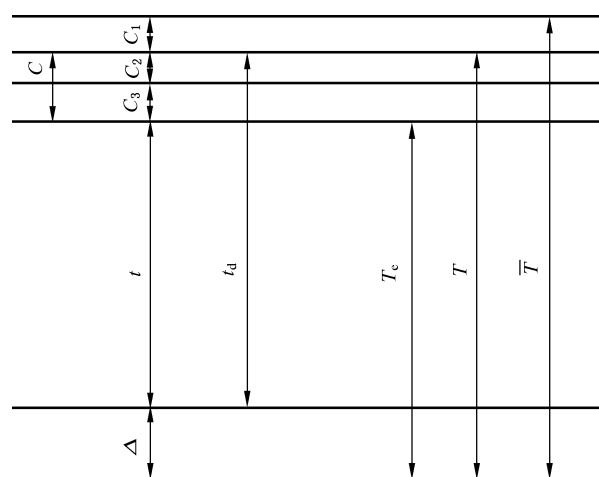


图 7 厚度、附加量和负偏差及其相互关系

表 15 $T < D/6$ 时的 Y 值

材料	温度/ °C							
	≤482	510	538	566	593	621	649	≥677
铁素体钢	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
奥氏体钢	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7

表 15 (续)

材料	温度/ °C							
	≤482	510	538	566	593	621	649	≥677
镍基合金	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
其他延性材料	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
铸铁	0.0	—	—	—	—	—	—	—

6.1.2 直管的内压设计

直管的内压设计应符合下列规定：

- a) 当 $t < D/6$ 时,直管的计算厚度 t 按式(1)计算：

$$t = \frac{PD}{2 \times (S\Phi W + PY)} \dots\dots\dots(1)$$

- b) 当 $t \geq D/6$ 或 $P/S\Phi > 0.385$ 时,计算时还应考虑失效机理、疲劳影响和温差应力等因素。

6.1.3 直管的外压(或真空)设计

直管的外压(或真空)设计应符合下列规定：

- a) 应根据 D, L, T_e 值以及所用材料,按 GB/T 150.3 等有关标准,并按 $P \leq [P]$ 的准则确定计算厚度；
- b) 对于 $L/D \geq 25$ 且 $D/T_e \geq 65$ 的碳钢、低合金钢、奥氏体不锈钢以及铸铁直管,当设计温度不超过 300 °C 时,可按式(2)计算许用外压 $[P]$ ：

$$[P] = \frac{2.2}{3} E \left(\frac{T_e}{D} \right)^3 \dots\dots\dots(2)$$

- c) 加强圈的设计和设置应符合 GB/T 150.3 的规定。

6.2 弯管或弯头

6.2.1 符号

- I ——计算系数；
- R ——弯管或弯头在管子中心线处的弯曲半径(对于弯管,一般取 $R \geq 3D$),单位为毫米(mm)；
- t_w ——弯管或弯头在内侧、外侧或弯管中心线处的计算厚度,单位为毫米(mm)；
- α ——弯管或弯头的转角,单位为度(°)。

6.2.2 弯管或弯头的内压设计

弯管或弯头的计算厚度(位于 $\alpha/2$ 处)应按式(3)确定：

$$t_w = \frac{PD}{2 \times \left[\left(\frac{S\Phi W}{I} + PY \right) \right]} \dots\dots\dots(3)$$

- a) 当计算弯管或弯头的内侧厚度时：

$$I = \frac{4 \times \left(\frac{R}{D} \right) - 1}{4 \times \left(\frac{R}{D} \right) - 2} \dots\dots\dots(4)$$

b) 当计算弯管或弯头的外侧厚度时:

$$I = \frac{4 \times \left(\frac{R}{D}\right) + 1}{4 \times \left(\frac{R}{D}\right) + 2} \dots\dots\dots (5)$$

c) 当计算弯管中心线侧壁处厚度时:

$$I = 1.0 \dots\dots\dots (6)$$

d) 弯管在弯制成型后的端部最小厚度应不小于直管设计厚度 t_d 。

6.2.3 弯管或弯头的外压(或真空)设计

弯管或弯头的外压(或真空)设计应按 6.1.3 的规定进行,其计算长度 L 取直管上包括沿弯管或弯头轴线在内的两相邻支撑线之间的距离。

6.3 斜接弯头

6.3.1 符号

P_m ——斜接弯头的最大许用内压,单位为兆帕(MPa);

R_1 ——斜接弯头的有效半径(见图 8),即斜接弯头弯曲中心到斜接管中心线的垂直距离,其值应

不小于 $\frac{A}{\tan\theta} + \frac{D}{2}$, A 值按表 16 确定,单位为毫米(mm);

r_2 ——管子的平均半径(中径),单位为毫米(mm);

α ——斜接弯头的变方向角(见图 8), $\alpha = 2\theta$, 单位为度($^\circ$);

θ ——斜接处的切割角(见图 8),单位为度($^\circ$)。

表 16 系数 A 值

单位为毫米

T_e	A
≤ 13	25
$13 < T_e < 22$	$2T_e$
≥ 22	$[2T_e/3] + 30$

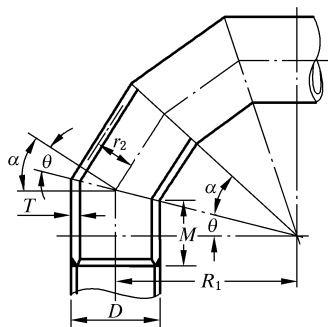


图 8 斜接弯头

6.3.2 斜接弯头的内压设计

斜接弯头的内压设计应符合下列规定:

- a) 变方向角 α 不超过 3° 的斜接弯头,按直管计算;
- b) 单弯斜接弯头的最大许用内压 P_m 应分别按式(7)和式(8)计算:
 - 1) 当 $\theta \leq 22.5^\circ$ 时:

$$P_m = \frac{S\Phi WT_e}{r_2} \left[\frac{T_e}{T_e + 0.643 \tan \theta \sqrt{r_2 T_e}} \right] \dots\dots\dots (7)$$

- 2) 当 $\theta > 22.5^\circ$ 时:

$$P_m = \frac{S\Phi WT_e}{r_2} \left[\frac{T_e}{T_e + 1.25 \tan \theta \sqrt{r_2 T_e}} \right] \dots\dots\dots (8)$$

- c) θ 角不大于 22.5° 的多弯斜接弯头的最大许用内压 P_m ,应取按式(7)和式(9)计算值的较小者:

$$P_m = \frac{S\Phi WT_e}{r_2} \left[\frac{R_1 - r_2}{R_1 - 0.5r_2} \right] \dots\dots\dots (9)$$

- d) 斜接弯头两端的直边段长度 M (见图 8),应不小于下列两式中的较大值:

$$M = 2.5(r_2 T)^{0.5} \dots\dots\dots (10)$$

$$M = (R_1 - r_2) \tan \theta \dots\dots\dots (11)$$

其中,直边段的厚度应不小于有效厚度和厚度附加量之和,直管段末端的削薄长度可计入 M 值。

6.3.3 斜接弯头的外压(或真空)设计

斜接弯头的外压(或真空)设计应按 6.1.3 的规定进行,但计算长度 L 应取直管包括斜接弯头各段斜接管轴线在内的两相邻支撑线之间的距离。

6.4 管法兰和法兰盖的压力设计与承受外载荷评估

6.4.1 符号

- C ——螺栓中心圆直径,单位为毫米(mm);
- D_G ——垫片中心圆直径,单位为毫米(mm);
- F ——外加轴向力(拉伸时计入,压缩时不计),单位为牛顿(N);
- F_E ——按式(13)计算,由外加轴向力与外加弯矩产生的当量力,单位为牛顿(N);
- H_D ——内压引起的作用于法兰内径截面的轴向力,单位为毫米(mm);
- h_D ——螺栓中心圆至 H_D 作用圆的径向距离,单位为毫米(mm);
- I_C ——法兰横截面弯曲惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4),详见 ASME BPV Code VIII-2 中表 4.16.7;
- I_F ——法兰横截面极惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4),详见 ASME BPV Code VIII-2 中表 4.16.7;
- M ——外加弯矩,单位为牛顿毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);
- M_D ——按泰勒方法,由 H_D 产生的力矩分量, $M_D = H_D h_D$,单位为牛顿毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);
- P ——设计压力,单位为兆帕(MPa);
- P_e ——由外加轴向力与外加弯矩产生的当量压力,单位为兆帕(MPa)。

6.4.2 标准管法兰的压力-温度额定值

表 13 所列的标准管法兰和法兰盖按标准规定的压力-温度额定值选用。

6.4.3 标准管法兰的压力设计核算

经设计者同意,也可按 6.4.4 所列非标法兰的设计方法[泰勒(Taylor Forge)方法]确定标准管法兰

的许用压力-温度值(最大允许工作压力)。

6.4.4 非标法兰的压力设计

非标法兰和法兰盖的压力设计(最大允许工作压力)应符合 GB/T 17186.1 规定的泰勒方法,但法兰及螺栓材料的许用应力应符合 GB/T 20801 的相关规定。当采用控制螺栓安装载荷的法兰上紧措施时,螺栓设计载荷和予紧状态的法兰力矩按需要的螺栓面积 A_m 计算,而不考虑实际螺栓面积 A_b 。

6.4.5 管法兰的外载荷评估

当管法兰承受外加轴向力或外加弯矩时,可按下列方法之一评估:

a) 法兰压力-温度额定值-当量压力方法

按式(12)计算其外加轴向力或外加弯矩的当量压力 P_e ,设计压力与当量压力之和应不大于法兰的压力-温度额定值。

注:经设计者同意,设计压力也可采用相应工况下的最大工作压力。

$$P_e = \frac{16M}{\pi D_G^3} + \frac{4F}{\pi D_G^2} \quad \dots\dots\dots(12)$$

b) 泰勒方法-当量压力方法

按式(12)计算其外加轴向力或外加弯矩的当量压力 P_e ,设计压力与当量压力之和应不大于按 6.4.4 方法所得的最大允许工作压力。

c) 泰勒方法-当量力方法

在按 6.4.4 方法进行法兰设计应力校核时:

1) 由内压引起的作用于法兰内径截面的轴向力 H_D 应叠加由外加轴向力 F 以及外加弯矩 M 产生的当量力 F_E ,即 $(H_D + F_E)$;

$$F_E = F + \left(\frac{4M}{C - 2h_D} \right) \quad \dots\dots\dots(13)$$

2) 计算法兰力矩 M_D 时,以 $M_D = (H_D + F_E)h_D$ 代替 $H_D h_D$;

3) 而 H_T 和 H_G 及相应的法兰力矩计算仅计入设计压力,而不考虑外加轴向力或外加弯矩;

4) 按上述方法所得的法兰设计应力校核应符合 GB/T 17186.1 和 6.4.4 的规定。

d) 泰勒方法-修正当量力方法

在按 c) 泰勒方法-当量力方法时,按 ASME BPV Code VIII-2 中式(4.16.14)和式(4.16.16),引入外加弯矩 M 的修正系数 $[I/(0.384 6I_P + I)]$,以 $M[I/(0.384 6I_P + I)]$ 代替外加弯矩 M 。

6.4.6 法兰刚度

必要时,还可按 GB/T 17186.1 的规定校核法兰刚度。

6.5 盲板

6.5.1 符号

d_g ——对于突面、凹凸面或平面法兰,为垫片内径;对于环连接面和榫槽面法兰,为垫片的平均直径,见图 9,单位为毫米(mm);

t_m ——盲板计算厚度,单位为毫米(mm)。

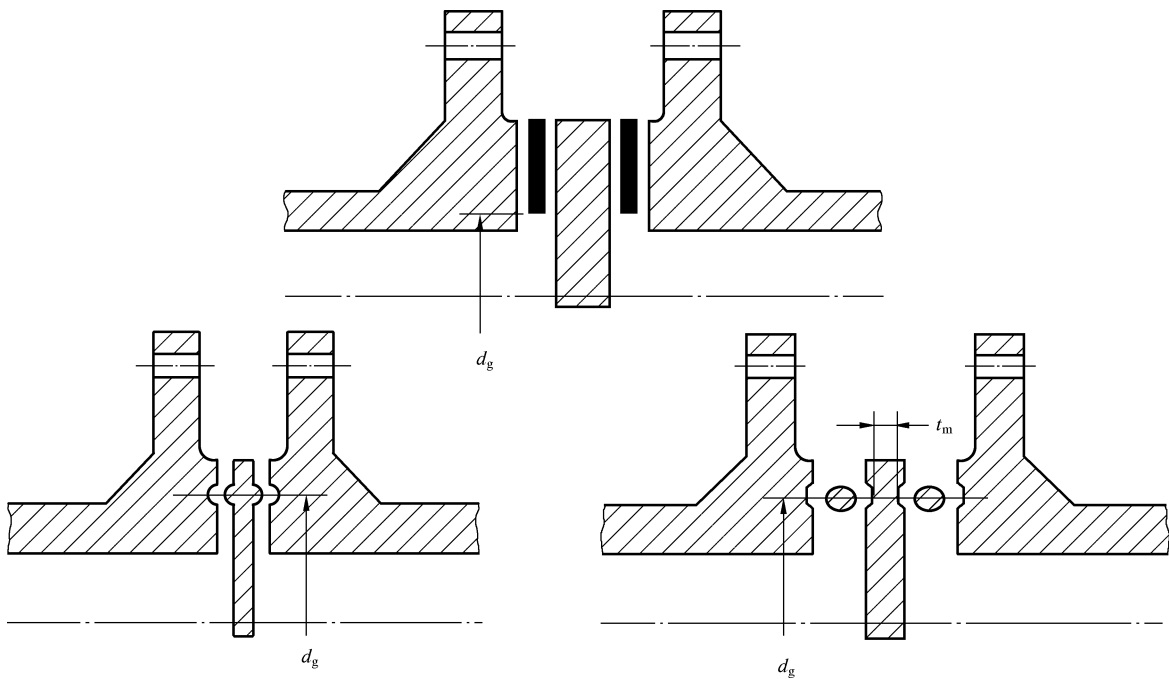


图 9 盲板结构图

6.5.2 盲板计算厚度

盲板计算厚度应按式(14)计算:

$$t_m = d_g \sqrt{\frac{3P}{16SW\Phi}} \dots\dots\dots (14)$$

6.6 其他管道组成件

其他管道组成件如异径管、凸形封头和平封头等的设计,应按相关标准进行。

6.7 支管连接的等面积补强法



6.7.1 符号

- A_1 ——因开孔削弱而要求补强的截面积,见图 10,单位为平方毫米(mm^2);
- A_2 ——补强范围内主管上除承受压力所需面积之外的多余截面积,见图 10 和图 11,单位为平方毫米(mm^2);
- A_3 ——补强范围内支管上除承受压力所需面积之外的多余截面积,见图 10 和图 11,单位为平方毫米(mm^2);
- A_4 ——补强范围内的补强圈截面积,或挤压成型接口端部除承受压力所需之外的多余截面积,见图 10 和图 11,单位为平方毫米(mm^2);
- A_5 ——补强范围内的焊缝截面积,见图 10,单位为平方毫米(mm^2);
- D_b ——支管外直径,见图 10 和图 11,单位为毫米(mm);
- D_h ——主管外直径,见图 10 和图 11,单位为毫米(mm);
- D_r ——补强圈外直径,单位为毫米(mm);
- d_b ——支管内直径,见图 11,单位为毫米(mm);

- d_x ——挤压成型接口的设计内直径,取支管内直径与两倍的厚度附加量之和,见图 11,单位为毫米(mm);
- d_1 ——见图 10, $d_1 \sin\beta = D_b - 2(T_b - C)$,单位为毫米(mm);
- d_2 ——补强范围宽度的一半,单位为毫米(mm);
对于焊接连接的支管,见图 10, $d_2 = \max(d_1, T_{\text{ch}} + T_{\text{ch}} + d_1/2)$;
对于挤压成型的接口,见图 11, $d_2 = d_x$,且 $d_2 \leq D_h$;
- h_x ——挤压成型接口的高度,且不得小于 r_x ,见图 11,单位为毫米(mm);
- K ——主管开孔补强设计的系数:
当 $D_b/D_h > 0.60$ 时: $K = 1.0$;
当 $0.15 < D_b/D_h \leq 0.60$ 时: $K = 0.6 + \frac{2}{3}(D_b/D_h)$;
当 $D_b/D_h \leq 0.15$ 时: $K = 0.70$;
- L_4 ——主管外侧的补强范围高度,见图 10, $L_4 = \min(2.5T_{\text{ch}}, 2.5T_{\text{cb}} + T_r)$,单位为毫米(mm);
- L_5 ——主管外侧的补强范围高度,见图 11, $L_5 = 0.7\sqrt{D_b T_x}$,单位为毫米(mm);
- r_x ——挤压成型接口外轮廓部分的过渡半径,在支管和主管轴线相交的平面上测量,见图 11,单位为毫米(mm);
- T_b ——支管最小厚度,为实测所得或取名义厚度减去材料厚度负偏差,单位为毫米(mm);
- \bar{T}_b ——支管名义厚度,单位为毫米(mm);
- T_{cb} ——支管有效厚度,支管名义厚度减去厚度附加量和厚度负偏差后的厚度,单位为毫米(mm);
- T_{ch} ——主管有效厚度,主管名义厚度减去厚度附加量和厚度负偏差后的厚度,单位为毫米(mm);
- T_h ——主管最小厚度,为实测所得或取名义厚度减去材料厚度负偏差,单位为毫米(mm);
- \bar{T}_h ——主管名义厚度,单位为毫米(mm);
- T_r ——补强圈或补强鞍板的名义厚度,由管切制时,则为最小厚度,单位为毫米(mm);
- T_x ——挤压成型接口的厚度,从主管以上高度为 r_x 处测量,不包括腐蚀、冲蚀裕量,见图 11,单位为毫米(mm);
- t_b ——支管计算厚度,应计入支管 Φ_w 值,当只管为外压(或真空)时, t_b 应将外压(或真空)作为内压,且 $\Phi_w = 1.0$,单位为毫米(mm);
- t_h ——主管计算厚度,应计入支管 Φ_w 值,当支管未和主管纵焊缝相遇或当为外压(或真空)时, t_h 应将外压(或真空)作为内压,且 $\Phi_w = 1.0$,单位为毫米(mm);
- β ——支管轴线和主管轴线间的夹角,应不大于 90° ,单位为度($^\circ$)。

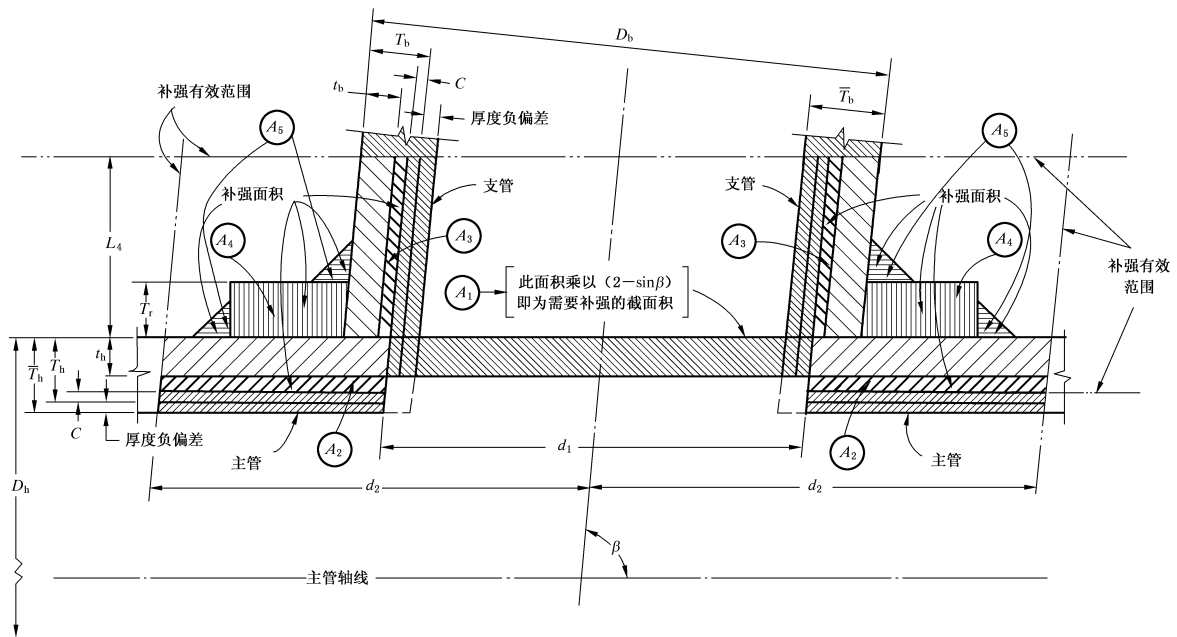


图 10 直主管上的支管连接

6.7.2 等面积补强法的适用范围

6.7.2.1 等面积补强法计算是支管连接的最低要求,6.7.3~6.7.5 规定的等面积补强法计算适用于以下支管连接结构:

- a) GB/T 20801.4—2020 图 10 a)~f)所示的焊接支管;
- b) 与 a)结构类似的焊接或锻造三通、四通、斜三通;
- c) 未列入表 13 的其他直接焊接于主管的支管连接管件。

6.7.2.2 等面积补强法的结构尺寸应符合以下规定:

- a) $D_h/T_h < 100$ 时, $D_b/D_h \leq 1.0$; $D_h/T_h \geq 100$ 时, $D_b/D_h < 0.5$;
- b) $\beta \geq 45^\circ$;
- c) 支管轴线和主管轴线相交。

6.7.2.3 外加补强材料应符合以下规定:

- a) 外加补强材料可不同于主管材料,但应和主管、支管材料具有相近的焊接性能、热处理要求、电位差和热膨胀系数等;
- b) 如外加补强材料的许用应力低于主管的许用应力,则用于补强的截面积 A_4 应乘以二者许用应力的比值后再行校核;如补强材料的许用应力高于主管的许用应力,则其影响可不予考虑。

6.7.2.4 对于剧烈循环工况和高温蠕变工况的管道及设计压力大于或等于 10.0 MPa 的高压管道不宜采用补强圈作为补强措施。

6.7.3 不需要补强的条件

符合下列情况之一者,不需要进行补强计算,也不需要采取其他补强措施:

- a) 直接焊于主管的螺纹、承插焊半管接头(GB/T 14383),且符合下列各项要求:
 - 1) 支管公称直径不大于 DN50;
 - 2) $D_b/D_h \leq 1/4$ 。

- b) 直接焊于主管的支管座(GB/T 19326)。
- c) 经验证性压力试验的三通、四通(GB/T 12459)。
- d) 螺纹或承插焊三通、四通或斜三通(GB/T 14383)。
- e) 满足 5.3.3 要求的支管连接管件。

6.7.4 支管直接焊于主管的补强计算

支管直接焊于主管的补强应按如下步骤进行计算：

a) 补强结构：

- 1) 所有截面上的补强圈宽度(通过补强圈中心度量)应为恒值；
- 2) 对于 $D_b/D_h > 0.80$ 的焊接支管,宜采用整体补强或支管补强结构,如需采用外加补强圈补强,则应采用套筒型补强圈。

b) 补强有效范围(见图 10,简称“补强范围”)为主管表面沿支管中心线两侧各为 d_2 、垂直于主管表面距离为 L_4 的范围。

c) 要求的补强面积 A_1 ：

- 1) 对于承受内压的支管连接件, A_1 应按式(15)计算：

$$A_1 = t_h d_1 (2 - \sin\beta) \dots\dots\dots (15)$$

- 2) 对于承受外压(或真空)的支管连接件, A_1 应将外压(或真空)作为内压按式(16)计算：

$$A_1 = t_h d_1 (2 - \sin\beta) \dots\dots\dots (16)$$

d) 补强范围内的补强面积：

- 1) 除承受压力荷载所需计算厚度 t_h 之外,主管上多余厚度构成的面积 A_2 应按式(17)计算,但内压或外压(或真空)的计算厚度 t_h 应予以区别：

$$A_2 = (2d_2 - d_1)(T_{cb} - t_h) \dots\dots\dots (17)$$

- 2) 除承受压力荷载所需计算厚度 t_h 之外,支管上多余厚度所构成的面积 A_3 应按式(18)计算,但内压或外压(或真空)的计算厚度 t_h 应予以区别：

$$A_3 = 2L_4(T_{cb} - t_h)/\sin\beta \dots\dots\dots (18)$$

- 3) 补强圈面积 A_4 应取式(19)和式(20)中的较小值：

$$A_4 = \left(D_r - \frac{D_b}{\sin\beta}\right) T_r \dots\dots\dots (19)$$

$$A_4 = \left(2d_2 - \frac{D_b}{\sin\beta}\right) T_r \dots\dots\dots (20)$$

- 4) 焊缝面积 A_5 应按实际焊缝尺寸计算,焊缝的最小尺寸应符合 GB/T 20801.4—2020 图 10 的规定。

e) 补强面积应满足式(21)的校核要求：

$$A_2 + A_3 + A_4 + A_5 \geq A_1 \dots\dots\dots (21)$$

支管直接焊于主管的补强计算实例参见附录 E。

f) 多个支管连接的补强设计：

- 1) 如任意两相邻支管的中心距大于或等于该两支管平均直径的 2 倍,则每个支管应分别符合上述 b)~e) 的规定。
- 2) 如任意两相邻支管的中心距小于该两支管平均直径的 2 倍,则两支管的补强设计应按以下规定进行：
 - 任意两相邻支管的中心距不宜小于该两支管平均直径的 1.5 倍；
 - 两支管补强范围内相互重叠的面积不能重复计入,且两支管之间的补强面积应不小于该两支管所需补强面积总和的 50%；

——相邻两支管应分别符合上述 b)~e) 规定的补强计算要求。

6.7.5 带挤压成型接口的支管连接补强计算

带挤压成型接口的支管连接补强计算应按如下步骤进行计算：

a) 补强结构：

- 1) 接口(包括支管)轴线和主管轴线相交,且垂直于主管轴线。
- 2) 挤压成型接口在主管表面的凸出高度 h_x 应大于或等于接口外侧的过渡半径 r_x [见图 11 a)]。
- 3) 最小过渡半径 r_x 应取 $0.05D_b$ 或 38 mm 中小者。
- 4) 最大过渡半径 r_x 应满足以下要求：
 当 $D_b < \text{DN}200$ 时, $r_x = 32 \text{ mm}$ ；
 当 $D_b \geq \text{DN}200$ 时, $r_x \leq 0.1D_b + 13 \text{ mm}$ 。
- 5) 接口外轮廓由多个过渡半径组成时,应取超过 45° 弧线的最佳拟合半径为最大半径 r_x 值,且应满足上述 3) 和 4) 的规定。
- 6) 当 r_x 不满足上述要求时,不得采用机加工的方法。

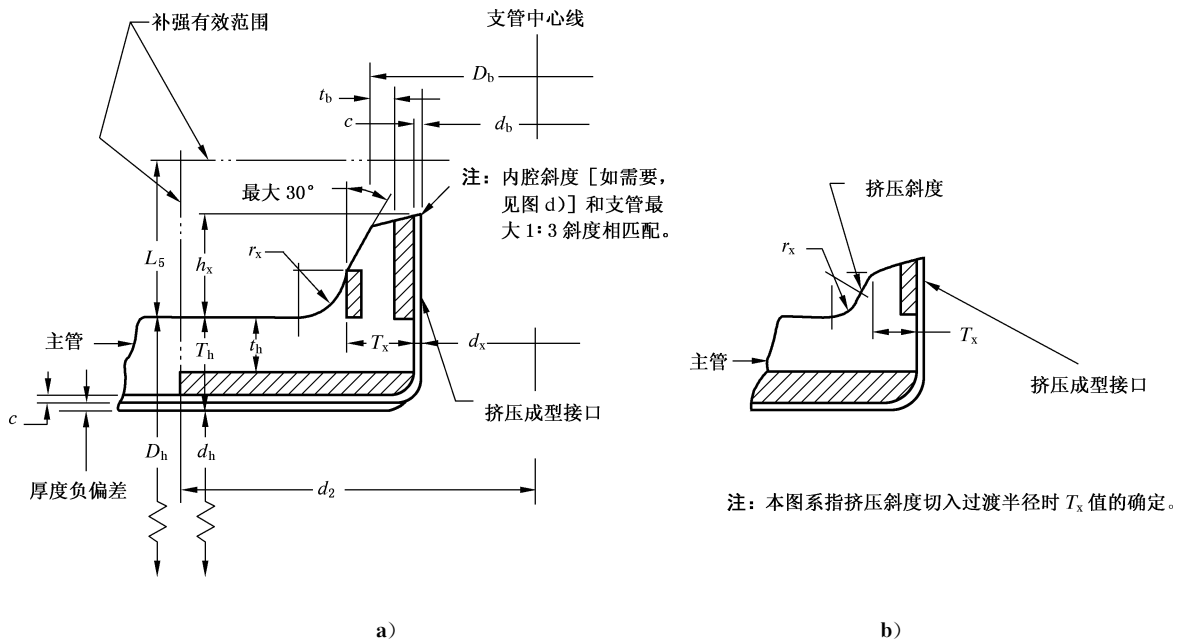
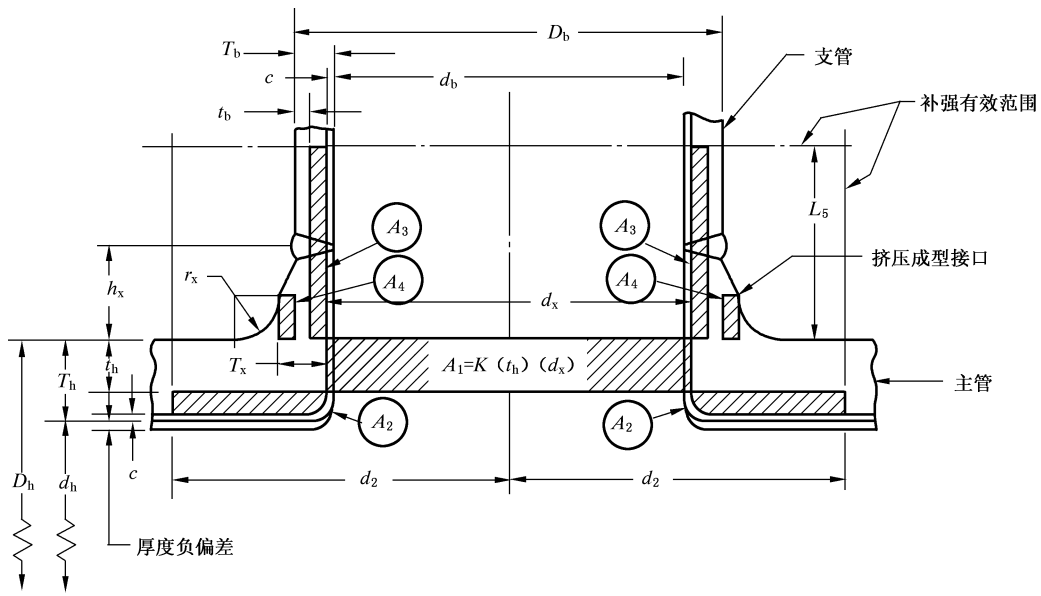
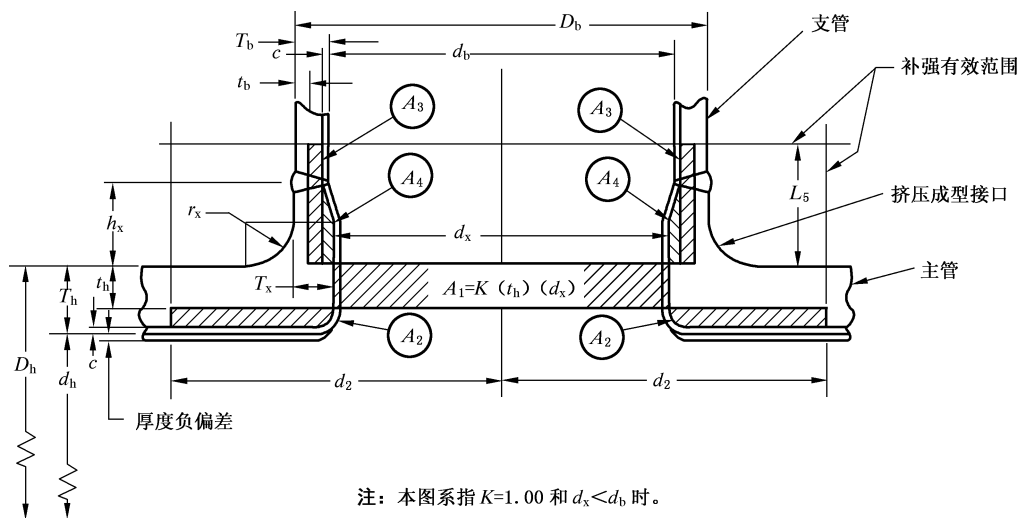


图 11 带挤压成型接口的支管连接



c)



d)

图 11 (续)

b) 补强有效范围(简称“补强范围”),见图 11,为主管表面沿支管中心线两侧各为 d_2 、垂直于主管表面距离为 L_5 的范围。

c) 要求补强的面积 A_1 :

1) 对于承受内压的主管上挤压成型的接口, A_1 应按式(22)计算:

$$A_1 = K t_h d_x \quad \dots\dots\dots(22)$$

2) 对于承受外压(或真空)的主管上挤压成型的接口: A_1 应将外压(或真空)作为内压按式(23)计算:

$$A_1 = K t_h d_x \quad \dots\dots\dots(23)$$

d) 补强范围内的补强面积:

1) 除承受压力荷载所需计算厚度 t_h 之外,主管上多余厚度构成的面积 A_2 应按式(24)计算,

但内压或外压(或真空)的计算厚度 t_h 应予以区别;

$$A_2 = (2d_2 - d_x)(T_{ch} - t_h) \dots\dots\dots (24)$$

- 2) 除承受压力荷载所需计算厚度 t_b 之外,支管上多余厚度构成的面积 A_3 应按式(25)计算,但内压或外压(或真空)的计算厚度 t_b 应予以区别;

$$A_3 = 2L_5(T_{eb} - t_b) \dots\dots\dots (25)$$

- 3) 对于挤压成型接口端部的多余厚度构成的面积 A_4 应按式(26)计算:

$$A_4 = 2r_x(T_x - T_{eb}) \dots\dots\dots (26)$$

- e) 补强面积应满足式(27)的校核要求:

$$A_2 + A_3 + A_4 \geq A_1 \dots\dots\dots (27)$$

- f) 多个支管连接的补强设计按 6.7.4 f) 的规定进行。其中,要求的补强面积及补强范围内的补强面积应按上述 c) 和 d) 计算。

6.7.6 封头上支管连接的补强设计

封头上支管连接的补强设计应符合以下规定:

- a) 补强结构:
- 1) 开孔直径应不大于封头内径的二分之一,如超过此值,则宜采用异径管;
 - 2) 在通过开孔中心轴垂直于封头表面的任意截面上,开孔每一侧的补强面积至少应等于该截面上所需补强总面积的一半。
- b) 补强有效范围:
- 1) 焊接连接的支管或挤压成型的接口,其补强有效范围应分别按 6.7.4 b) 或 6.7.5 b) 的要求确定;
 - 2) 凸形封头的补强有效范围应在封头轮廓线之内。
- c) 要求补强的面积 A_1 按 GB/T 150 等相关标准的规定计算。
- d) 焊接连接的支管连接或挤压成型的接口,其补强面积应分别按 6.7.4 d) 或 6.7.5 d) 的要求确定。
- e) 焊接连接的支管连接或挤压成型的接口,其补强面积的校核应分别符合 6.7.4 e) 或 6.7.5 e) 的要求。
- f) 对于多个支管连接的补强设计,其焊接连接的支管连接或挤压成型接口应分别按 6.7.4 f) 或 6.7.5 f) 的规定进行计算。

6.8 整体成型三通及支管连接的压力面积法计算

6.8.1 表 13 所列整体成型对焊三通可按验证性压力试验或 GB/T 12459—2017 附录 B 的最小壁厚确定其最大允许工作压力。

6.8.2 支管座、Y 形管等需作开孔补强强度设计的异形管道元件以及 6.7.2.2 以外的支管直接连接的补强计算也可采用附录 F 的压力面积法。

6.8.3 根据设计的要求,GB/T 12459 中整体成型三通也可采用附录 F 的压力面积法进行压力设计。

7 管道应力分析

7.1 一般规定

7.1.1 本章对各种可能存在的荷载,在管道元件中产生的应力给出分析方法和评定准则。

如需考虑压力波动对管道元件产生的疲劳效应,可按照 JB 4732 给出的分析方法和评定准则,并在 7.5.5 的柔性分析中,对式(34)、式(35)中许用应力范围的折减系数 f 取 1.0。

7.1.2 本章所述的柔性分析方法不适用于铸铁等脆性材料。

7.1.3 在进行管道系统应力分析时,应考虑膨胀节和其他管道元件的刚度。各种管道元件的柔性系数和应力增大系数可按附录 G 中表 G.1 所列出的公式计算,设计者亦可采用由实验或其他方法得到的更为精确的值。

7.1.4 管道系统中支吊架的个数、位置和型式对管道系统的应力分布有很大影响。设计中,应慎重对待支吊架的布置,以减小管道的应力。管道系统设计应保证每个支吊架具有足够的强度和适当的刚度。

7.2 管道应力分析的范围及方法

7.2.1 所有管线均应做应力分析,工程设计中宜根据管道的温度、压力、口径及连接的设备类型确定分析方法和详细程度。

7.2.2 符合下列条件之一的管道系统,可使用目测或简化分析方法:

- a) 口径小于 DN50;
- b) 设计温度高于 $-46\text{ }^{\circ}\text{C}$ 低于 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- c) 设计温度高于或等于 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$,低于 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$,口径大于或等于 DN50,小于或等于 DN400;
- d) 设计温度高于或等于 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$,低于 $350\text{ }^{\circ}\text{C}$,口径大于或等于 DN50,小于或等于 DN200;
- e) 符合 7.5.5.6 a)、7.5.5.6 b)规定的管道。

7.2.3 符合以下条件之一的管道系统应按本章要求进行详细应力分析:

- a) 设备管口有特殊的荷载要求;
- b) 预期寿命内温度循环次数超过 7 000 的管道;
- c) 设计温度高于或等于 $350\text{ }^{\circ}\text{C}$,或低于或等于 $-46\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的管道;
- d) 利用简化分析方法后,表明需要进行详细分析的管道。

7.3 符号

如未特别注明,本章符号与第 6 章相同。

7.4 荷载及其组合工况

7.4.1 荷载分类

管道应力分析的荷载分类应符合下列规定:

- a) 管道应力分析应计入 4.1.3.1、4.1.3.2、4.1.3.3 等所列的管道荷载;
- b) 持久性荷载:永久作用于管道系统的荷载,如压力和重力荷载,但不包括冰荷载和雪荷载;
- c) 偶然性荷载:短时间作用于管道系统的荷载,如风、地震、冰雪、阀门开、关时的反冲力和压力升高等荷载;
- d) 交变性荷载:大小和方向随时间发生变化的荷载,如温差、风力引起的端点位移(如高塔在风载作用下的摆动)、摩擦力等荷载。

7.4.2 荷载组合工况

管道应力分析的荷载组合工况应符合下列规定:

- a) 4.1.3.1 所述压力、重力(包括绝热层、管道组成件和管道中流体的重量)等持久性荷载同时作用。
- b) 以上 a)所述持续性荷载与 4.1.3.2 a)风荷载或 4.1.3.2 b)地震荷载等偶然性荷载同时作用(当考虑地震荷载时,仅需计入地震所产生的水平力)。必要时,还需考虑 4.1.3.1 b)冰雪荷载、阀门关闭引起的压力短时升高、泄放阀打开时对管道的反冲力等荷载的作用。

- c) 因温度引起 4.1.3.3 a)、4.1.3.3 c)、4.1.3.3 d)的荷载及其他交变荷载。
- d) 必要时,需计入 4.1.3.3 b)所述端点或支吊架永久性位移引起的荷载,但在结构设计时应尽可能消除该荷载的影响。

7.4.3 偶然性荷载的条件和要求

7.4.3.1 同时满足以下条件时,应考虑 4.1.3.2 b)地震荷载:

- a) GC1 级管道以及介质为有毒或可燃的 GC2 类管道;
- b) 地震设防烈度大于或等于 6 度,且设计基本地震加速度大于或等于 0.10g。

7.4.3.2 如需考虑 4.1.3.2 a)风荷载,则风荷载和地震荷载无需同时与其他偶然性荷载构成组合工况。

7.4.3.3 如需考虑因阀门开、关产生的荷载,则该荷载与其他偶然性荷载(如地震荷载等)不耦合作用,即无需构成组合工况。

7.5 静态应力分析和强度条件

7.5.1 一般规定

以下应力计算方法和评定准则按 7.4.2 所列荷载组合工况给出。7.5.2~7.5.4 规定的强度条件应同时满足。

7.5.2 持续荷载的应力强度条件

对于 7.4.2 a)所述的持续荷载组合工况,管道和管道元件的应力 S_L 应不大于 S_h ,即满足式(28)和式(29)的强度条件:

$$S_L \leq S_h \quad \dots\dots\dots(28)$$

$$S_L = \sqrt{(|S_a| + S_b)^2 + 4S_t^2} \quad \dots\dots\dots(29)$$

式(29)中的 S_b 、 S_a 、 S_t 应分别按式(30)、式(31)和式(32)计算:

$$S_b = \frac{\sqrt{(I_i M_i)^2 + (I_o M_o)^2}}{Z} \quad \dots\dots\dots(30)$$

$$S_a = \frac{I_a F_a}{A_p} \quad \dots\dots\dots(31)$$

$$S_t = \frac{I_t M_t}{2Z} \quad \dots\dots\dots(32)$$

式中:

- S_a ——由持续纵向力产生的应力,单位为兆帕(MPa);
- S_b ——由持续弯矩产生的应力,单位为兆帕(MPa);
- S_t ——由持续扭矩产生的应力,单位为兆帕(MPa);
- Z ——名义壁厚减去壁厚裕量的管道截面模量,单位为立方毫米(mm^3);
- M_i ——由持续荷载如压力和重力产生的平面内弯矩,单位为牛顿毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);
- M_o ——由持续荷载如压力和重力产生的平面外弯矩,单位为牛顿毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);
- I_i ——平面内持续弯矩系数,在缺少更多可用数据时,取 0.75 i_i 或 1.00 的较大值;
- I_o ——平面外持续弯矩系数,在缺少更多可用数据时,取 0.75 i_o 或 1.00 的较大值;
- I_a ——持续纵向力系数,在缺少更多可用数据时,取 1.00;
- F_a ——由持续荷载如压力和重力产生的纵向力,单位为牛顿(N);
- A_p ——名义壁厚减去壁厚裕量的管道横截面积,单位为平方毫米(mm^2);
- I_t ——扭矩系数,在缺少更多可用数据时,取 1.00;

M_t ——由持续荷载如压力和重力产生的扭矩,单位为牛顿毫米(N·mm);

注:持续纵向力包括由压力产生的持续力 $P_j A_t$, P_j 为内压力, $A_t = \pi d^2/4$, d 为管道厚度减去裕度后的内径。如果管系中安装有膨胀节,由设计确定内压力产生的持续纵向力。

S_h ——GB/T 20801.2—2020 表 A.1 中与计算条件相应的温度所对应的许用应力值,单位为兆帕(MPa);对于高温下工作的材料,还应满足 4.2.7 的规定;用于式(34)、式(35)时,对铸件应乘以相应的铸件质量系数 Φ_c ,对焊接件可不乘以纵向焊接接头系数 Φ_w ,且最大取 138 MPa;

i_i ——平面内应力增大系数,见附录 G;

i_o ——平面外应力增大系数,见附录 G。

7.5.3 厚度

计算 S_L 所用管壁厚度应为名义厚度减去加工、腐蚀和冲蚀等裕量后的厚度,用于计算应力的面积亦为名义尺寸减去其裕度计算出的面积。而计算重量引起的荷载宜基于整个系统组件的名义厚度,除非有经过更严格分析证明的其他方法。

管道系统中,有一些工况,支架会脱空,应考虑所有工况的支撑条件,式(28)和式(35)的 S_L 应采用各工况计算出的最大值。

7.5.4 持续荷载与偶然性荷载组合工况的应力限制条件

7.5.4.1 对于 7.4.2 b)规定的荷载组合工况,管道和管道元件的应力应满足式(33)限制条件:

$$S_{L2} \leq 1.33S_h \quad \dots\dots\dots(33)$$

式中:

S_{L2} ——7.5.2 的 S_L 与风或地震等偶然荷载所产生的应力之和。

7.5.4.2 风荷载和地震荷载均属偶然性荷载,设计时可不同时考虑,并满足下列要求:

- a) 如需考虑阀门关闭引起的压力短时升高,应将该升高值计入压力 P 中。如需考虑泄放阀打开时的反冲力,应将其产生的应力计入偶然荷载产生的应力。阀门开、关对管道产生的反冲力和压力升高可参见附录 H 规定的方法进行计算,或采用更精确的方法进行计算。
- b) 奥氏体不锈钢和镍基合金的最高工作温度下的材料许用应力 S_h 应符合 GB/T 20801.2—2020 的 A.5f)的规定。

注:压力试验工况不考虑如风载、地震等偶然荷载。

7.5.5 柔性分析

7.5.5.1 在 7.4.2 c)所述的荷载组合工况的作用下,所有管道系统都应具有足够的柔性以避免出现如下情况:

- a) 由于应力超限或疲劳原因导致的管道或支吊架失效;
- b) 管道连接部位发生泄漏;
- c) 因存在过大的推力或弯矩,而导致管道支吊架、管道元件或与管道连接的其他设备产生过大应力或荷载超限。

7.5.5.2 管道系统设计应满足以下基本要求:

- a) 管道系统中任何一处由位移引起的应力范围不应超过 7.5.5.3 规定的许用应力范围;
- b) 支座反力或端点反力不应使管道系统中的支吊架或与管道系统连接的设备失效。

7.5.5.3 柔性分析的许用应力范围应按照下列要求确定:

a) 许用位移应力范围 S_A 一般应按式(34)计算:

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \quad \dots\dots\dots(34)$$

b) 如果在 7.4.2 a) 规定的载荷组合工况下计算得到的管道元件的应力 S_L 小于材料在最高工作温度下的许用应力 S_h , 则许用位移应力范围 S_A 可按式(35)计算:

$$S_A = f[1.25(S_c + S_h) - S_L] \quad \dots\dots\dots(35)$$

式中:

S_c ——循环荷载作用下管道元件或管道材料在最低金属温度下的许用应力, 最大取 138 MPa, 单位为兆帕(MPa);

f ——许用应力范围系数, 按式(36)计算或通过图 12 查得:

$$f = 6.0(N)^{-0.2} \leq f_m \quad \dots\dots\dots(36)$$

N ——预期工作寿命内, 以最大应力范围为基准的当量循环次数, 按式(37)计算:

$$N = N_E + \sum(r_i^5 N_i), i = 1, 2, \dots, n \quad \dots\dots\dots(37)$$

f_m ——应力范围系数的最大值, 对于规定最小抗拉强度小于或等于 517 MPa 且循环条件下最高金属温度低于或等于 371 °C 时, 铁基材料应力范围系数的最大值为 1.2; 其他情况应力范围系数的最大值为 1.0;

N_E ——最大应力范围 S_E 的循环次数;

S_E ——最大的计算位移应力范围, 单位为兆帕(MPa);

r_i ——应力范围的比值, $r_i = S_i / S_E$;

S_i ——小于最大位移应力范围 S_E 的某一个第 i 次计算位移应力范围值, 单位为兆帕(MPa);

N_i ——位移应力范围 S_i 的循环次数。

注: 式(36)或图 12 不适用于膨胀节。

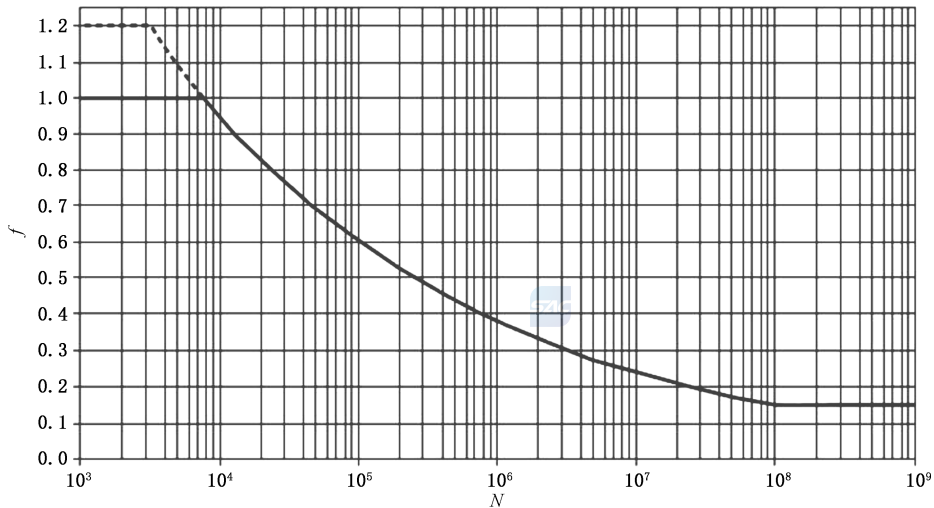


图 12 应力范围系数 f 与位移循环当量数 N 之间的关系

7.5.5.4 材料的物理性能包括参数:

a) 线膨胀系数:

- 1) 计算应力范围时, 应根据材料在温度循环中最高和最低工作温度下从 GB/T 20801.2—2020 的表 B.1 查取相应的线膨胀系数;
- 2) 计算支承反力时, 应根据材料在最高(或最低)工作温度和环境温度下从 GB/T 20801.2—2020 的表 B.1 查取相应的线膨胀系数。

b) 弹性模量:

- 1) 计算应力范围时, 材料的弹性模量可按温度为 20 °C 时取值。当管道系统中的各管道元件

的弹性模量对管道系统中的应力分布会产生很大影响时,则应按材料在温度循环中的最高和最低工作温度从 GB/T 20801.2—2020 的表 B.2 查取相对应的弹性模量 E_m 。

- 2) 计算支承反力时,应根据材料在最高(或最低)工作温度和环境温度下从 GB/T 20801.2—2020 的表 B.2 查取最高或最低温度下材料的弹性模量 E_m 以及环境温度下的弹性模量 E_a 。
- 3) 当弹性模量无法在 GB/T 20801.2—2020 的表 B.2 中查到时,也可使用其他可靠资料或文献中的数据,但应经过国家认可的机构审查。

- c) 泊桑比一般取 0.3,但也可取更为精确的值。
- d) 柔性分析时应采用管道或管道元件的名义厚度和外径值。

7.5.5.5 可采用附录 G 所给出的柔性系数 k 和应力增大系数值 i 进行柔性分析。对于附录 G 未列入的管道组成件,其应力增大系数和柔性系数可近似取附录 G 中结构形状相似的管道组成件的值。

7.5.5.6 符合以下条件之一时,管道系统可免除柔性分析:

- a) 设计的管道系统与一已成功运行的管道系统的结构和布置一致,或在结构和布置上仅有很少且不影响管道系统柔性要求的差异。
- b) 可以容易地判定,所设计的管道系统的柔性不低于一已经过柔性分析的管道系统。
- c) 设计的管道系统中,管子尺寸相同、固定点不超过两个、不存在中间约束,且满足式(38):

$$\frac{D \cdot y}{(L - U)^2} \leq K_1 \quad \dots\dots\dots(38)$$

式中:

- y ——管道系统所需吸收的总的线位移,单位为毫米(mm);
- L ——管道在两固定点间的展开长度,单位为米(m);
- U ——两固定点之间的直线距离,单位为米(m);
- K_1 —— $208\ 000S_A/E_a$,单位为二次方毫米每米 $[(\text{mm}/\text{m})^2]$;
- E_a ——管道材料在 20 °C 时的弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- S_A ——由式(34)计算出的许用位移应力范围,单位为兆帕(MPa)。

d) 下列管道不适用于免除柔性分析:

- 1) 剧烈循环工况的管道;
- 2) 含有不等长 U 形弯管($L/U > 2.5$)或近似直线的锯齿状管道;
- 3) 不在固定支承连接方向上的附加位移在总位移量中占了大部分的管道。

7.5.5.7 对于 7.4.2 c) 规定的荷载组合工况,可按以下规定的方法进行应力计算和校核。此外,也可以采用任何简化和近似的方法进行管道系统的柔性分析,只要该方法已被证明是偏安全的。在按以下方法进行详细的应力分析时,应对管道系统中所有的管道元件进行应力计算和校核,而不仅限于直管中的应力。

a) 假定和要求:

在进行管道系统柔性分析时,应将管道系统作为一个整体,并应计算管道系统在各可能工况下的所有危险部位及其受力,包括管子和管道组成件中的应力、支吊架处所产生的摩擦力和所受的反力。管道系统柔性分析前,应首先确定所有管道支吊架及其他约束的位置和类型,并且假定支吊架和约束具有足够的强度和刚度,以承受管道或管道组成件对其施加的力和力矩。在分析中所采用的材料性能参数按 7.5.5.4 的规定。

b) 应力范围的计算及其限制条件:

应首先按可能的工况,分别对管道系统中可能的危险部位计算其所受的轴向应力、弯曲应力和扭矩引起的剪应力,然后按式(39)计算组合应力范围:

$$S_E = \sqrt{(|S_a| + S_b)^2 + 4S_t^2} \quad \dots\dots\dots(39)$$

计算得到的组合应力范围 S_E 应小于或等于 7.5.5.3 规定的许用应力范围,即:

$$S_E \leq S_A \quad \dots\dots\dots (40)$$

$$S_t = \frac{i_t M_t}{2Z} \quad \dots\dots\dots (41)$$

$$S_a = \frac{i_a F_a}{A_p} \quad \dots\dots\dots (42)$$

式中:

S_E ——最大的计算位移应力范围,单位为兆帕(MPa);

S_a ——由位移应变产生的轴向应力范围,单位为兆帕(MPa);

S_b ——由位移应变产生的弯曲应力范围,单位为兆帕(MPa);

S_t ——由位移应变产生的扭转应力范围,单位为兆帕(MPa);

M_t ——要评估的两种工况之间,由位移应变产生的扭矩范围,单位为牛顿毫米(N·mm);

Z ——管道截面模量,单位为三次方毫米(mm³),见 7.5.5.4 d);

F_a ——要评估的两种工况间,由位移应变产生的轴向力范围,单位为牛顿(N);

A_p ——管道横截面积,单位为平方毫米(mm²),见 7.5.5.4 d);

i_a ——轴向应力增大系数,缺少更多可用数据时,对弯管、弯头、斜接弯头(单斜接、宽间距、窄间距斜接弯头), i_a 取 1,附录 G 中的其他管道组件, $i_a = i_o$,见 7.5.5.5;

i_t ——扭转应力增大系数,缺少更多可用数据时, i_t 取 1,见 7.5.5.5。

- c) 对弯头、斜接弯头、等径三通,如图 13 所示,式(39)中由位移应变产生的弯曲应力范围 S_b 按式(43)计算:

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \quad \dots\dots\dots (43)$$

式中:

i_i ——平面内应力增大系数,见附录 G;

i_o ——平面外应力增大系数,见附录 G;

M_i ——要评估的两个工况间的平面内弯矩范围,单位为牛顿毫米(N·mm);

M_o ——要评估的两个工况间的平面外弯矩范围,单位为牛顿毫米(N·mm)。

- d) 对异径三通,式(39)中由位移应变引起的弯曲应力范围 S_b 按式(44)和式(45)计算,如图 13 所示。

主管端:

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \quad \dots\dots\dots (44)$$

支管端:

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z_e} \quad \dots\dots\dots (45)$$

式中:

Z_e —— $Z_e = \pi r_2^2 T_s$,支管有效截面模量,单位为三次方毫米(mm³),见 7.5.5.5;

T_s ——三通支管有效厚度,取 \bar{T}_h 和 $(i_i)(\bar{T}_b)$ 中的小者,单位为毫米(mm);

\bar{T}_b ——支管厚度,单位为毫米(mm);

\bar{T}_h ——三通主管厚度,不包括主管补强厚度,单位为毫米(mm);

r_2 ——支管横截面的平均半径,单位为毫米(mm)。

- e) 图 13 所示的弯矩方向为该弯矩的矢量方向。在计算应力范围时,弯矩或扭矩都是指所需计算

部位处的值。同时,抗弯截面模数也是指该计算部位处的对应值。

如果在焊缝处,交变应力范围值超过 $0.8S_A$,且荷载当量循环次数大于 7 000,则该焊缝应按 GB/T 20801.5—2020 中 6.1.1 规定的检查等级 I 级要求进行检查。

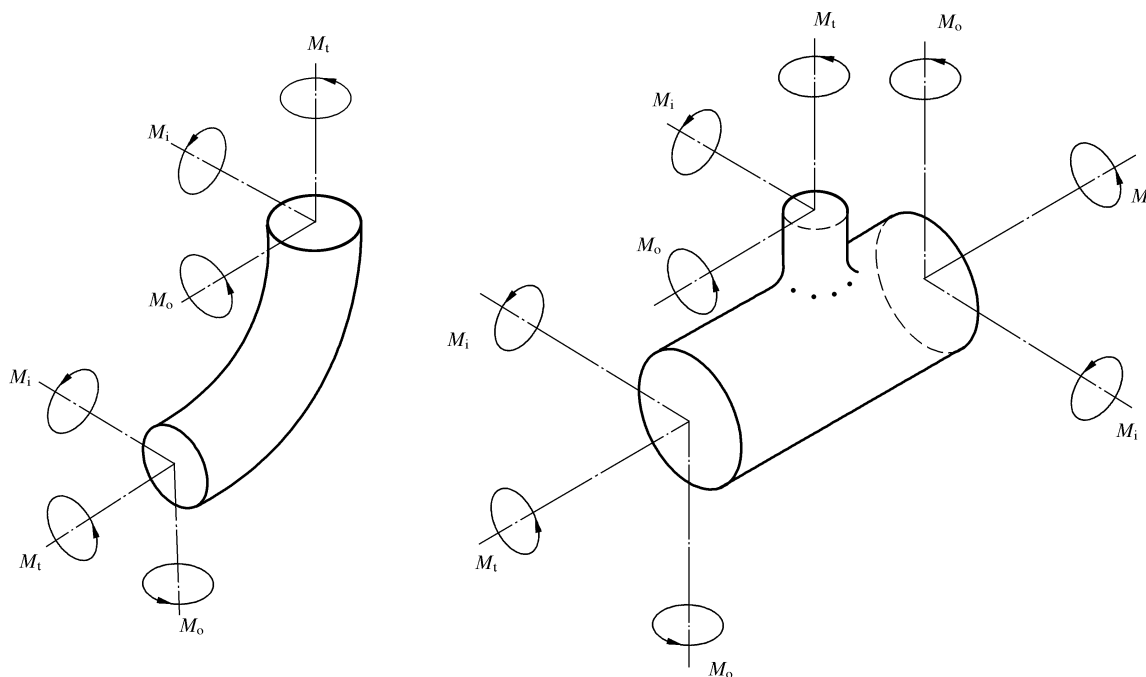


图 13 平面内和平面外弯矩和扭矩

7.5.5.8 确定管道支吊架或与管道连接的设备所受到的最大支承反力时,宜按 7.4.2 b)、c)和 d)同时作用下的荷载工况进行计算,静设备管口许用荷载可参照附录 I。

7.5.6 自补偿的管道

采用自补偿的管道,其柔性不能满足要求时,可采用下列措施改善管道的柔性:

- 调整支吊架的型式和位置;
- 改变管道走向;
- 当条件受限,可根据管道设计参数和类别选用补偿装置,对特殊管道,如口径大于或等于 DN400 的可燃气体排放总管宜选用金属波纹膨胀节进行补偿。排放总管选用的金属波纹膨胀节应满足 7.5.7 及附录 J 的要求。

7.5.7 管道用金属波纹膨胀节

管道用金属波纹膨胀节应符合下列规定:

- 膨胀节应按附录 J 的要求设计;
- 膨胀节的型式及安装位置应经过管道应力分析后予以确定;
- 膨胀节的额定补偿量宜是管道各种工况计算位移最大值的 1.15 倍~1.2 倍;
- 膨胀节波纹管的材料应按照设计温度、设计压力、管道介质属性以及外界环境等条件进行选用;
- 膨胀节中的端管、中间管、法兰接管等的材质应不低于安装膨胀节管道的管道材料;
- 膨胀节用的波纹管应采用液压成型;

- g) 宜给出波纹管的单层最小厚度；
- h) 整体膨胀节的压力试验宜与其所在的管道压力试验相匹配。

7.5.8 管道的动力分析

有冲击、压力脉动等引起振动的管道宜用动力分析方法进行管道应力分析。

8 管道支吊架

8.1 一般规定

8.1.1 管道支吊架布置和型式,应与管道布置、管道柔性、防振设计、支吊架承载大小和生根条件相适应,并应防止以下情况发生:

- a) 管道应力超过本部分规定的许用应力；
- b) 管道连接处产生泄漏；
- c) 作用在设备管嘴(如泵、汽轮机等)上的推力和力矩过大；
- d) 支吊架的应力过大；
- e) 管道受迫或流体自激产生共振；
- f) 热胀冷缩受约束致使管道柔性不足；
- g) 管道支吊架产生非预期脱空；
- h) 需通过一定坡度排净的管道挠度过大；
- i) 在反复热循环作用下产生蠕变的管道出现过量变形或松弛；
- j) 支吊架承受过度热传导,超出材料的设计温度。

8.1.2 管道支吊架结构和连接应具有足够的强度和适宜的刚度。

8.1.3 管道支吊架及其生根结构的设计应考虑同时作用在支吊架上的荷载,包括管道自重以及由介质压力和温度的耦合、振动、风、雪、地震、冲击和位移应变引起的载荷。此外,除非采取防止液体介质进入管道的措施,并且管道在现场安装期间或以后的检验不需进行水压试验,否则,对于输送气体或蒸汽的管道,还应考虑水压试验时的充水重量。

8.1.4 管道支吊架的位置和设计通常可采用简单计算或工程经验来确定。当需要精确分析时,应采用计算得到的应力、力矩和作用力设计管道支吊架。

8.1.5 操作中管道受振动和/或冲击可能产生共振时,应设置适宜的阻尼器、限位架或固定架等设施予以消除。

8.2 材料要求

8.2.1 管道支吊架元件的许用应力(弹簧除外)可按 GB/T 17116 或 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1 选取。管道支吊架元件采用焊接制作时,其许用应力可不计纵向焊缝系数。

8.2.2 管道支吊架用材料应与其使用条件相匹配,选用时应考虑支吊架零部件的使用条件、材料的工艺性能和经济合理性。与管道直接接触的支吊架零部件,其材料应按管道设计温度选取。与管道直接焊接的零部件,其材料宜与管道材料相匹配。

8.2.3 采用金属制作的管道支吊架,其材料应符合 GB/T 17116 或 GB/T 20801.2 的规定。当采用木材或其他非金属材料制作管道支吊架时,支吊架结构应设计合理,并应考虑温度、强度和寿命的影响。

8.2.4 铸铁、球墨铸铁和可锻铸铁可用作滚柱、滚柱底板、固定架底板及其他承受压缩荷载的支吊架元件,但其使用温度不得高于 230 ℃。对于存在因振动或脉动而引起冲击荷载的场合,不得使用铸铁等脆

性材料。球墨铸铁和可锻铸铁可用于制作管卡、吊挂法兰、托架和吊环等。用于承受动荷载的支吊架零部件不得采用沸腾钢,也不得采用常温冲击功小于 20 J 的钢材。

8.2.5 技术要求明确且与承压管道组成件有相容性的管道支吊架材料可直接与压力管道焊接。技术要求不确定的钢材,可用作不直接与承压管道焊接的管道支吊架元件,该钢材的容许拉伸或压缩应力不得超过材料最低拉伸强度的 25% 或 82 MPa 的较小值,使用温度应在 $-29\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 343\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内。

8.2.6 剪切许用应力应取 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1 规定的材料基本许用应力的 0.8 倍,挤压许用应力应取 GB/T 20801.2—2020 附录 A 规定的材料基本许用应力的 1.6 倍。

8.2.7 螺纹连接件、支吊架组成件的焊缝以及与管道的连接件,其许用应力应降低 25%。管道组成件和管部材料的许用应力值不同时,相连焊缝的许用应力应取两者的较小值。

8.2.8 支吊架用钢材冷成型后的弯曲半径小于其壁厚的 2 倍时,应进行成型后的退火或正火处理。

8.3 设计要求

8.3.1 一般规定



8.3.1.1 管道支吊架的设计应符合 GB/T 17116 的规定,应优先选用标准的及通用的管道支吊架;非标管道支吊架应采用可靠的方法进行强度或刚度校核。

8.3.1.2 管道支吊架的设计应保证其与管道连接处不会产生过大的局部弯曲应力,且不会使管子压扁或产生有害的热拱。有循环荷载的场合,应尽可能减小连接处的应力集中。

8.3.1.3 管道支吊架应具备一定的生根条件,宜利用建构筑物梁柱、平台、设备本体、钢结构、地面等设置支吊架的生根构件;也可以生根在可承受荷载且不会产生不良影响的其他管道上,但不得借助高温管道、低温管道和有振动的管道作为支吊架的生根点。

8.3.1.4 管道支吊架的设计应不妨碍管道预期热位移。

8.3.1.5 与管道焊接连接的管部材料应具有良好的可焊性。预热、焊接和热处理应符合 GB/T 20801.4 的规定。设计时应考虑管部与管道焊接处的局部应力以及它们之间温差对管道造成的影响。

8.3.1.6 支吊架用螺栓、螺纹吊杆及其他螺纹连接件的最大安全荷载应基于螺纹根径进行计算。

8.3.2 结构

8.3.2.1 下列管道不宜在施工现场与管道支吊架零部件直接焊接:

- a) 管壁温度等于或高于 $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高温管道;
- b) 低温管道;
- c) 需要热处理的管道;
- d) 生产中经常需要拆卸的管道;
- e) 现场焊接施工不便的管道;
- f) 其他不准许现场焊接的管道(如非金属衬里管道、镀锌管道等)。

8.3.2.2 用于 DN80 及以上管道的吊架,在承重状态下应可进行调节。螺纹应符合相应标准的规定。与松紧螺母和调节螺母配合的螺杆应为全通丝结构。除非采取其他锁紧措施,否则采用螺纹调节时应配备防松螺母。

8.3.2.3 如果垂直管道的重量借助管卡支撑,为防止管道下滑,管卡宜布置在法兰、管件或直接焊接在管道上的支耳等部件的下方。

8.3.2.4 对于合金钢管道,可采用整体补强、全封闭补强或者采用适当的合金材料作为中间垫板,以避免或降低合金管道受到侵蚀或产生非预期的热影响。

8.3.2.5 当管道和管架之间存在相对运动可能使管道磨损且使管道壁厚减薄时,可在支撑点处使用垫

板或采取其他防护措施。

8.3.3 荷载

8.3.3.1 管道支吊架设计时,应考虑下列荷载:

- a) 管道组成件及绝热层的重量;
- b) 支吊架零部件的重量;
- c) 管道输送介质的重量;
- d) 水压试验或管道清洗时的介质重量;
- e) 管道柔性元件在内压下产生的内压推力(俗称盲板力);
- f) 支吊架约束管道位移所承受的约束反力和力矩;
- g) 管道或管道绝热层外表面温度小于 20 °C 的室外管道受到的雪荷载;
- h) 室外管道受到的风荷载;
- i) 管内流体动量瞬时突变引起的瞬态作用力;
- j) 流体排放产生的反力;
- k) 地震引起的荷载。

8.3.3.2 蠕变温度下操作的管道,可根据与管道相连设备或设施的特点适当考虑应变自均衡后的位移约束反力。

8.3.3.3 带有变力弹簧支吊架的管道,应考虑在冷态和热态下变力弹簧支吊架荷载变化引起邻近管道支吊架的荷载转移。

8.3.3.4 水平方向限位的管道支吊架,在其约束方向的荷载还应考虑管道中滑动支吊架因摩擦力约束管道位移引起的荷载传递。

8.3.3.5 对于设置无约束型波纹管膨胀节或伸缩节的管道,固定架或限位架应能承受内压推力、滑动摩擦力、膨胀节弹性反力等载荷。

8.3.4 强度和刚度

8.3.4.1 管道支吊架结构和连接应能承受管道和相关设备在可能出现的各种荷载组合工况下所施加的静荷载和动荷载。

8.3.4.2 与土建结构、基础或设备相连接的管道支吊架的钢结构的设计,应满足最大荷载时的强度要求,并应满足下列刚度条件:

- a) 用于固定、限位和阻尼作用时,梁的最大挠度不应大于 0.002 倍梁的计算长度;
- b) 用于其他支架时,梁的最大挠度不应大于 0.004 倍梁的计算长度;
- c) 采用悬臂梁时,悬臂长度不宜大于 800 mm。

8.3.5 限位架

限位架的设计应符合下列规定:

- a) 固定架应在任何工况下保证其初始安装位置,即保证其与管道、支承或设备的固定连接;
- b) 为保护设备或管道系统的薄弱部分,可设置固定架、限位架或导向架控制位移或将热膨胀引导到管道系统中可吸收热膨胀的管段;
- c) 设置膨胀节的管道,固定支吊架的布置应符合 J.2.3 的规定,其他支吊架的布置应避免膨胀节产生非预期的受力和变形;
- d) 除了要考虑其他热态受力和力矩外,在设计固定架和导向架时还应考虑系统中其他支架的摩

擦力影响；

- e) 限位架用于抑制、导向或吸收管道位移时,应考虑内压和热膨胀在支吊架处产生的力和力矩。

8.3.6 弹簧支吊架

8.3.6.1 弹簧支吊架承受的垂直荷载应为弹簧支吊架与管道连接点处通过力的平衡计算确定的荷载。设计弹簧支吊架时,应尽量避免使弹簧受到偏心荷载或其他可能导致支吊架失稳的荷载,并应防止支撑处意外脱载。一般应使用限位装置以防止弹性支吊架失稳,并应防止在外力作用下弹簧发生过量的变形而导致失效。弹簧的设计还应保证其能够承受外力作用下可能出现的最大变形。

8.3.6.2 在垂直位移较大的地方宜采用恒力弹簧支吊架。选择恒力弹簧支吊架时,其行程范围应大于预期的位移量。

8.3.6.3 应采取适当措施防止因过度位移引起弹簧支吊架应力过大。弹簧支吊架应配备位移指示器。

8.3.6.4 可变弹簧支吊架和恒定支吊架的荷载计算,应基于管道的操作条件,该荷载不包括液压试验时的介质重量。但支吊架应能承受液压试验时的总荷载,否则还应额外设置支吊架。

8.3.7 其他支吊架

8.3.7.1 滑动支架(或管托)除应承受垂直荷载外,还应能承受摩擦力的作用。支架底板尺寸应考虑所支撑管道的预期位移量。

8.3.7.2 导向架和滑动支架应保证管道仅沿设定的方向自由移动。

8.3.7.3 平衡锤型式的管架应设置位移限位装置。用于将配重荷载连接到管道上的链条、缆绳、挂件、悬臂杆等应符合 8.2 的规定。

8.3.7.4 液压支架可提供恒定的支承力,设计时应配备安全设施和限位设施以便在液压支架故障时承担荷载。

8.4 管道支吊架设置和选用

8.4.1 一般规定

8.4.1.1 管道支吊架的布置和结构不应妨碍操作人员的通行、设备和管道的安装或检修。

8.4.1.2 支撑点水平位移较大时,可选用加长管托或采取偏装。

8.4.2 管道的跨距

8.4.2.1 对于水平管道,支吊架与相邻设备或与支吊架之间的最大间距应符合 GB/T 17116 等相关标准的规定。确定水平管道支吊架间距时应保证管道不产生过大的挠度、弯曲应力和剪切应力,确定管道跨距时还应考虑管道上的阀门、法兰等集中荷载的作用。

8.4.2.2 水平直管道的支吊架间距应按强度条件、刚度条件进行计算,取其中较小值;对于可能产生振动或有抗震要求的管道,应进行固有频率计算;对于大直径薄壁管道,还应进行局部应力校核,并应满足下列规定:

- a) 强度条件:应控制管道自重产生的弯曲应力,使管道的持续外载当量应力在允许范围内。一般管道的自重应力不宜大于 16 MPa。
- b) 刚度条件:应控制管道自重产生的弯曲挠度,使管道在安全范围内使用。管道的相对挠度应小于管道疏放水时实际坡度的 1/4。
- c) 固有频率条件:对于可能产生振动或有抗震要求的管道,还应控制管道的挠度,使管道的固有频率被限制在适当的范围内;一般管道的挠度不宜大于 2.5 mm。

- d) 局部应力条件:对于大直径薄壁管道,应考虑局部应力的影响,按式(46)进行局部应力核算,如不能满足要求,可设置加强板或采取其他加强措施,否则应减小管道的跨距。

$$\sigma = 1.17\sqrt{R/t} \times \frac{f}{t} \leq 0.5[\sigma] \quad \dots\dots\dots (46)$$

式中:

- σ ——支撑点的局部应力,单位为兆帕(MPa);
- R ——管子外半径,单位为毫米(mm);
- t ——管子扣除腐蚀裕量后的壁厚,单位为毫米(mm);
- f ——支撑反力作用于管壁的线荷载,单位为牛顿每毫米(N/mm);
- $[\sigma]$ ——管材在设计温度下的许用应力,单位为兆帕(MPa)。

8.4.3 承重架

承重架的位置可按下列原则设置:

- a) 宜靠近设备管口;
- b) 宜靠近集中荷载;
- c) 宜靠近弯管和大直径三通式分支管;
- d) 支撑点处无垂直方向位移或位移较小时可采用刚性支吊架,有垂直位移时可采用变力弹簧支吊架,位移量较大时可采用恒力弹簧支吊架;
- e) 对于竖直管道,宜在靠近上端部位设置承重支吊架;
- f) 对于需要检修拆卸的管道组成件或相连设备需要拆卸移走时,应考虑相连管道的稳定性,必要时设置承重支吊架。

8.4.4 固定支架

固定支架可按下列原则设置:

- a) 对于复杂管道,可利用固定支架将其划分为几个形状较为简单的管段进行分析计算;
- b) 确定管道固定支架位置时,应使两固定点之间的管段能够自然补偿;
- c) 选用 π 型补偿器时,宜将其设置在两固定点的中部;
- d) 为减少主管对与其相连支管的影响,固定支架宜靠近分支管附近设置;
- e) 进出装置的工艺管道和公用工程管道,宜在装置分界处设置固定支架;
- f) 调节阀组的一侧宜设置固定支架或限位架。

8.4.5 导向架

导向架可按下列原则设置:

- a) 竖直管道较长时,应在中部设置若干个导向架,防止管道产生横向不稳定;
- b) 管道在拐弯处有较大位移,可能影响邻近管道或其他设施时,应在适当位置设置导向架;
- c) 在允许管道轴向位移,而不允许横向位移的位置应设置导向架;
- d) π 型补偿器两侧应设置导向架;
- e) 自由型波纹管膨胀节两侧应设置导向架,第 1 组导向架距离膨胀节中心位置不应大于 4DN,第 2 组导向架距离第 1 组导向架不应大于 14DN;
- f) 不宜在靠近弯头和支管的连接处设置导向架。

8.4.6 防振支架

防振支架可按下列原则设置:

- a) 管道支吊架的布置应避免由于压缩机、泵等的运转而使管道发生共振；
- b) 对于有抗震要求的管道，支吊架布置时应使管道系统的固有频率控制在设计规定的范围内，以避免管道受到较大的地震力作用；
- c) 有机械振动的管道和可能存在两相流的管道，应在适当位置设置防振管卡；
- d) 防振支架应具有足够的刚度，宜沿地面设置独立基础，避免生根在厂房的梁柱上。

8.4.7 限位架

为控制管道热胀冷缩的位移量或减轻管道对约束点(如设备管口、固定点等)的推力或力矩，可在适当位置设置限位架。

8.4.8 其他

带有膨胀节的管道，其布置、固定支架、限位架的设计应符合附录J的规定，其他类型管道支吊架的布置还应满足膨胀节产品说明的要求。



附录 A
(资料性附录)
风荷载和地震荷载的计算

A.1 水平风力的计算

作用于管道上的水平风力可看成为作用于管道上的均布荷载,对于不等直径的管道,应按直径分段进行均布荷载的计算。单位长度上的水平风力可按式(A.1)计算:

$$p = K_1 K_2 q_0 \mu_z D \times 10^{-6} \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

- p ——单位长度上管道所受的水平风力,单位为牛顿每毫米(N/mm)。
- q_0 ——基本风压值,单位为牛顿每平方米(N/m²),按表 A.8 查取。
- μ_z ——风压高度变化系数,按表 A.4 查取。
- D ——所计算的管道外径,如有保温层,应考虑保温层的厚度,单位为毫米(mm)。
- K_1 ——空气动力系数,按以下取值。

a) 上下双管(见图 A.1), K_1 按表 A.1 取值。

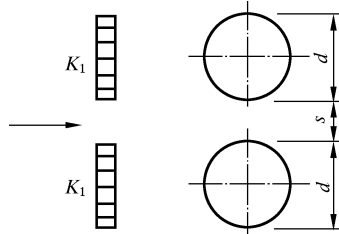


图 A.1 上下双管示意图

表 A.1 上下双管系数 K_1

s/d	≤ 0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	≥ 3.0
K_1	1.2	0.9	0.75	0.7	0.65	0.63	0.6

b) 前后双管(见图 A.2), K_1 按表 A.2 取值。

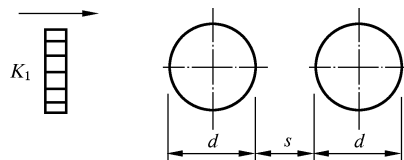


图 A.2 前后双管示意图

表 A.2 前后双管系数 K_1

s/d	≤ 0.25	0.5	1.5	3.0	4.0	6.0	8.0	≥ 10.0
K_1	0.68	0.86	0.94	0.99	1.08	1.11	1.14	1.20

表列 K_1 值为前后两管之和,其中前管为 0.6。

c) 密排多管(见图 A.3), $K_1 = 1.4$ 。

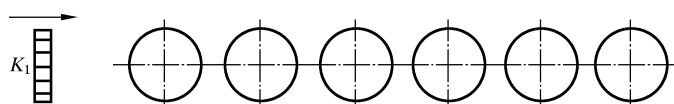


图 A.3 密排多管示意图

K_1 值为各管之总和。

K_2 ——风振系数,按式(A.2)计算:

$$K_2 = 1 + 5I_{10}B_z\sqrt{1+R_2} \dots\dots\dots(A.2)$$

式中:

I_{10} ——10 m 高度名义湍流强度,对应 A、B、C 和 D 类地面粗糙度,可分别取 0.12、0.14、0.23 和 0.39;

R ——脉动风荷载的共振分量因子,按式(A.3)、式(A.4)计算:

$$R = \sqrt{\frac{\pi}{0.06} \cdot \frac{X_1^2}{(1+X_1^2)^{4/3}}} \dots\dots\dots(A.3)$$

$$X_1 = \frac{30f_1}{\sqrt{k_w\omega_0}}, X_1 > 5 \dots\dots\dots(A.4)$$

式中:

f_1 ——管道系统第 1 阶自振频率,单位为赫兹(Hz);

注:计算管道系统的自振频率时,可在固定支架处将管段分开计算。对于非等直径、作用有集中荷载或多支承管道系统,其自振频率可用合适的数值方法求得,如矩阵传递法、矩阵迭代或有限元法等。

k_w ——地面粗糙度修正系数,对 A、B、C 和 D 类地面粗糙度分别取 1.28、1.00、0.54 和 0.26;

B_z ——脉动风荷载的背景分量因子,按式(A.5)计算:

$$B_z = kH^{\alpha_1}\rho_z \frac{\phi_1(z)}{\mu_z} \dots\dots\dots(A.5)$$

式中:

$\phi_1(z)$ ——管道系统第 1 阶振型系数,振型系数是指在某一振型下一点的水平相对位移,当水平风力按均布荷载计算时,可保守地取 1.0;

H ——管道系统总高度,单位为米(m);

ρ_z ——脉动风荷载垂直方向相关系数,按式(A.6)计算:

$$\rho_z = \frac{10\sqrt{H+60}e^{-H/60}-60}{H} \dots\dots\dots(A.6)$$

k, α_1 ——系数,按表 A.3 取值。

表 A.3 系数 k 和 α_1

粗糙度类别	A	B	C	D
k	1.276	0.910	0.404	0.155
α_1	0.186	0.218	0.292	0.376

表 A.4 风压高度变化系数 μ_z

计算截面距 地面高度 ^a /m	地面粗糙度类别 ^b			
	A	B	C	D
5	1.09	1.00	0.65	0.51
10	1.28	1.00	0.65	0.51
15	1.42	1.13	0.65	0.51
20	1.52	1.23	0.74	0.51
30	1.67	1.39	0.88	0.51
40	1.79	1.52	1.00	0.60
50	1.89	1.62	1.10	0.69
60	1.97	1.71	1.20	0.77
70	2.05	1.79	1.28	0.84
80	2.12	1.87	1.36	0.91
90	2.18	1.93	1.43	0.98
100	2.23	2.00	1.50	1.04
150	2.46	2.25	1.79	1.33
200	2.64	2.46	2.03	1.58

^a 可按一根管道的最高点查取,但当将 μ_z 值用于计算 K_2 时,应按一根管道的最低点查取。

^b A 类系指近海海面及海岛、海岸、湖岸及沙漠地区;
B 类系指田野、乡村、丛林、丘陵以及房屋比较稀疏的乡镇和城市郊区;
C 类系指有密集建筑群的城市市区;
D 类系指有密集建筑群且房屋较高的城市市区。

对于远海海面和海岛的管道系统,风压高度变化系数除按 A 类粗糙度类别由表 A.4 确定外,还应表 A.5 给出的修正系数进行修正。

表 A.5 远海海面和海岛的修正系数 η

距海岸距离/km	η
<40	1.0
40~60	1.0~1.1
60~100	1.1~1.2

A.2 水平地震力和地震弯矩的计算

地震将对管系产生与地面平行和垂直的两个方向上的作用力,本部分仅考虑地震引起的水平惯性力对管系的影响。与地面平行的地震作用力方向应选择使管系中应力水平最大的方向。本附录仅给出地震作用时,管道所受惯性力的一般计算方法,设计也可用更精确的方法进行计算。当求得管道上的分布惯性力后,应按照 7.4.2 和 7.5.4 对管道和管道元件进行强度校核,并按算得的支承反力保证支吊

架有足够的强度。

当发生地震时,作用于管道上,对应于管道基本自振周期的水平分布力可按式(A.7)计算:

$$Q_k = \alpha_1 \cdot \eta_{1k} \cdot \Delta m_k \cdot g \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

式中:

Q_k ——管道质量作为离散分布,在 k 处的集中力,单位为牛顿(N)。

α_1 ——对应于管道基本自振周期的地震影响系数 α ,地震影响系数 α 按图 A.4 确定,但不小于 $0.2\alpha_{\max}$ 。

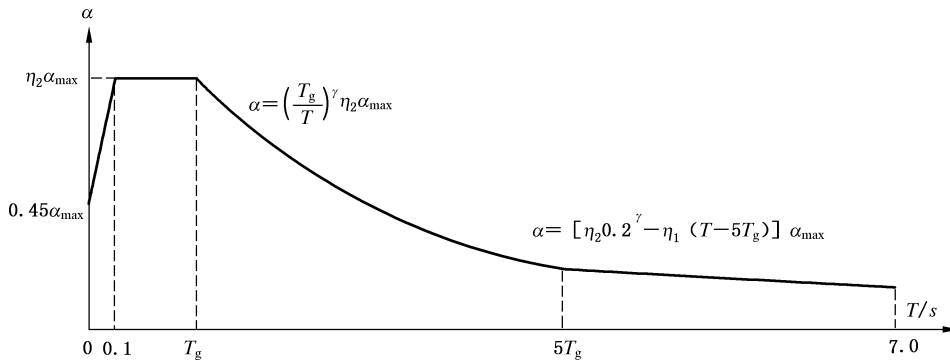


图 A.4 地震影响系数曲线

α_{\max} ——地震影响系数的最大值,见表 A.6。

表 A.6 对应于设防烈度的 α_{\max}

设防烈度	6	7	8	9
α_{\max}	0.04	0.08(0.12)	0.16(0.24)	0.32
注: 括号中数值分别用于设计基础地震加速度为 0.15 g 和 0.3 g 的地区。				

T_g ——各类场地土的特征周期,见表 A.7。

表 A.7 各类场地土的特征周期 T_g

设计地震分组	场地土类别				
	I o	I	II	III	IV
第一组	0.20	0.25	0.35	0.45	0.65
第二组	0.25	0.30	0.40	0.55	0.75
第三组	0.30	0.35	0.45	0.65	0.90

γ ——曲线下降段的衰减指数,按式(A.8)计算:

$$\gamma = 0.9 + \frac{0.05 - \xi}{0.3 + 6\xi} \quad \dots\dots\dots (A.8)$$

式中:

ξ ——阻尼比。

η_1 ——直线下降段斜率的调整系数,按式(A.9)计算,当 η_1 小于 0 时,取 0:

$$\eta_1 = 0.02 + \frac{0.05 - \xi}{4 + 32\xi} \quad \dots\dots\dots (A.9)$$

式中：

ξ ——阻尼比。

η_2 ——阻尼调整系数，按式(A.10)计算，当 η_2 小于 0.55 时，取 0.55：

$$\eta_2 = 1 + \frac{0.05 - \xi}{0.08 + 1.6\xi} \dots\dots\dots (A.10)$$

式中：

ξ ——阻尼比。

η_{1k} ——管道上 k 处的基本振型参与系数，按式(A.11)计算：

$$\eta_{1k} = \frac{\chi_k \sum_{i=1}^n \Delta m_i \chi_i}{\sum_{i=1}^n \Delta m_i \chi_i^2} \dots\dots\dots (A.11)$$

式中：

χ, χ_k ——在地震荷载作用下，管道上某处或 k 处对应于所求振型的水平位移，单位为毫米(mm)；

Δm_k ——管道质量作为离散分布，第 k 段的质量，单位为千克(kg)。

地震荷载作用于管道的弯矩可按照以上所述的水平分布力进行计算。一般，对于管道在地震作用下的受激振动，需考虑高阶振型的影响，可按式(A.12)近似计算考虑高阶振型影响后的地震弯矩，也可按更详细的振型分析结果对弯矩进行组合：

$$M_h = 1.25M_b \dots\dots\dots (A.12)$$

式中：

M_h ——考虑高阶振型影响后的地震弯矩，单位为牛顿毫米(N·mm)；

M_b ——对应于基本振型的地震弯矩，单位为牛顿毫米(N·mm)。

表 A.8 全国主要城市的风压数据 q 。 单位为千牛每平方米

城市名	北京市	天津市	塘沽市	上海市	重庆市	石家庄市	邢台市	张家口市
风压	0.45	0.50	0.55	0.55	0.40	0.35	0.30	0.55
城市名	承德市	秦皇岛市	唐山市	保定市	沧州市	太原市	大同市	阳泉市
风压	0.40	0.45	0.40	0.40	0.40	0.40	0.55	0.40
城市名	临汾市	长治市	呼和浩特市	满洲里市	海拉尔市	乌兰浩特市	包头市	集宁市
风压	0.40	0.50	0.55	0.65	0.65	0.55	0.55	0.60
城市名	通辽市	赤峰市	沈阳市	阜新市	锦州市	鞍山市	本溪市	抚顺市
风压	0.55	0.55	0.55	0.60	0.60	0.50	0.45	0.45
城市名	营口市	丹东市	大连市	长春市	四平市	吉林市	通化市	哈尔滨市
风压	0.65	0.55	0.65	0.65	0.55	0.50	0.50	0.55
城市名	齐齐哈尔市	绥化市	安达市	牡丹江市	济南市	德州市	烟台市	威海市
风压	0.45	0.55	0.55	0.50	0.45	0.45	0.55	0.65
城市名	淄博市张店	青岛市	兖州市	南京市	徐州市	镇江市	无锡市	泰州市
风压	0.40	0.60	0.40	0.40	0.35	0.40	0.45	0.40
城市名	连云港市	常州市	杭州市	金华市	宁波市	衢州市	温州市	合肥市
风压	0.55	0.40	0.45	0.35	0.50	0.35	0.60	0.35

表 A.8 (续)

单位为千牛每平方米

城市名	西安市	榆林市	宝鸡市	兰州市	酒泉市	张掖市	武威市	天水市
风压	0.35	0.40	0.35	0.30	0.55	0.50	0.55	0.35
城市名	银川市	中卫	西宁市	格尔木市	乌鲁木齐市	克拉玛依市	库尔勒	喀什
风压	0.65	0.45	0.35	0.40	0.60	0.90	0.45	0.55
城市名	哈密	郑州市	新乡市	洛阳市	许昌市	开封市	武汉市	宜昌市
风压	0.60	0.45	0.40	0.40	0.40	0.45	0.35	0.30
城市名	黄石市	长沙市	岳阳市	邵阳市	衡阳市	广州市	汕头市	深圳市
风压	0.35	0.35	0.40	0.30	0.40	0.50	0.80	0.75
城市名	湛江市	南宁市	桂林市	柳州市	梧州市	北海市	海口市	三亚市
风压	0.80	0.35	0.30	0.30	0.30	0.75	0.75	0.85
城市名	成都市	宜宾市	西昌市	内江市	泸州市	贵阳市	遵义市	昆明市
风压	0.30	0.30	0.30	0.40	0.30	0.30	0.30	0.30



附 录 B
(资料性附录)
管道布置

B.1 管道布置基本原则

管道布置设计是将工艺管道及附属公用管道按一定的规则进行空间定位的过程。本附录仅从安全角度对管道布置设计给出一些规定及指导性的实践经验。管道布置应符合下列基本原则：

- a) 符合管道及仪表控制流程设计的要求；
- b) 应符合有关的规范、标准的要求；
- c) 管道布置应统筹规划,做到安全可靠、经济合理、整齐美观；
- d) 满足施工、操作和维修等方面的要求；
- e) 在确定进、出装置的管道方位与敷设方式时,应做到内外协调；
- f) 厂区内的全厂性管道的敷设,应与厂区内的装置(单元)、道路、建筑物、构筑物等协调,避免管道包围装置(单元),减少管道与铁路、道路的交叉；
- g) 永久性的地上、地下管道不得穿越或跨越与其无关的工艺装置、系统单元或储罐组,在跨越罐区泵房的可燃气体、液化烃和可燃液体的管道上不应设置阀门及易发生泄漏的管道附件；
- h) 管道布置应满足管道柔性及设备、机泵管口允许的作用力和力矩要求,且应使管道短,弯头数量少；
- i) 管道布置宜做到“步步高”或“步步低”,减少“气袋”或“液袋”,否则应根据操作检修要求设置放空或放净,管道布置应减少死区；
- j) 管道布置中应能承受各种动力荷载,控制管道的振动,如风荷载、地震引起的水平力、压力脉动、机器共振等,在地震区设计的管道应符合国家现行抗震标准规定；
- k) 管道布置和支承点设置应同时考虑所能承受外部或内部的动力荷载,支承应可靠,不应发生管道与其支承件脱离、管道扭曲、下垂或立管不垂直等现象；
- l) 管道的净空高度、净距及埋设深度应符合现行有关标准；
- m) 阀门应布置在容易接近、便于操作和检修的地方,成排管道上的阀门应集中布置,并设置操作平台及梯子,应尽量减少阀门延伸杆或链轮操作,如要采用,不能阻挡操作通道；
- n) 管道布置不应妨碍设备、机泵及其内部构件的安装、检修；
- o) 安全喷淋洗眼器应根据腐蚀性介质或有毒介质的性质、操作特点和防护要求等设置,其服务半径范围不应大于 15 m；
- p) 软管站应根据需要设置,站内可包括蒸汽、新鲜水、装置空气和氮气等,其服务半径的范围宜为 15 m~20 m；
- q) 金属管道除与阀门、仪表、设备等需要用法兰或螺纹连接者外,应尽量采用焊接连接。

B.2 可燃介质和有毒介质管道的设计原则

可燃介质和有毒介质管道的设计应按下列原则确定：

- a) 管道不得穿越与其无关的建(构)筑物；
- b) 管道应尽量架空或沿地面敷设,必须采用管沟敷设时,应采取有效的安全措施防止气体或液体

的积聚；

- c) 在急性毒性类别 1 和类别 2 介质的生产区和使用区内,应设置安全喷淋洗眼器；
- d) 设置在安全隔墙或隔板内急性毒性类别 1 和类别 2 介质管道上的手动阀门应采用阀门延伸杆,且引至隔墙或隔板外操作；
- e) 急性毒性类别 1 和类别 2、GB 50160 中定义的甲类易燃气体及液化烃介质应采取密闭循环取样,取样口不得设在有振动的设备或管道上,否则应采取减振措施,采样管道不得引入化验室；
- f) 可燃介质管道不得安装在通风不良的厂房内、室内的吊顶内及建(构)筑物封闭的夹层内；
- g) 有毒介质、有腐蚀性介质管道,若布置在人行通道或机泵上方时,不应设置阀门及易发生泄漏的管道附件,如不可避免,则应设置保护罩防止泄漏；
- h) 氧气管道与可燃介质管道共架敷设时,应布置在一侧,且平行布置时,净距不应小于 500 mm,交叉布置时,净距不应小于 250 mm,当管道采用焊接连接结构,并无阀门时,其平行净距可取上述净距的 50%；
- i) 除管道和仪表流程图上指定的要求外,对于紧急处理及防火需要开或关的阀门,应位于安全和方便操作的地方；
- j) 进出装置的可燃介质的管道,在装置边界处应设隔断阀和 8 字盲板,在隔断阀处应设平台,长度等于或大于 8 m 的平台应在两个方向设梯子；
- k) 隔断设备用的阀门与急性毒性类别 1 和类别 2 介质的设备相连接时,管道上的阀门应与设备管口直接相连,且该阀门不得使用链轮操作；
- l) 特殊可燃介质管道如氢气、氧气、乙炔气等的管道布置应符合现行有关标准的要求。

B.3 蒸汽管道的设计原则

装置的蒸汽管道宜架空敷设,不宜管沟敷设,更不应埋地敷设。由工厂系统进入装置的主蒸汽管道,一般布置在管廊的上层。蒸汽管道应按下列要求布置：

- a) 蒸汽支管应从主管的顶部引出,支管上的切断阀应安装在靠近主管的水平管段上,以避免存液。
- b) 蒸汽主管进入装置界区的切断阀上游和主管末端应设排液设施。排液设施应根据不同情况设放空阀、分液包及疏水阀。
- c) 水平敷设的蒸汽主管上的排液设施的间隔应符合下列要求：
 - 1) 在装置内,饱和蒸汽不宜大于 80 m,过热蒸汽不宜大于 160 m；
 - 2) 在装置外,顺坡时不宜大于 300 m,逆坡时不宜大于 200 m。
- d) 不得从用气要求很严格的蒸汽管道上接出支管作其他用途。
- e) 蒸汽支管的低点,应根据不同情况设排液阀或(和)疏水阀。
- f) 在蒸汽管道的 π 型补偿器上,不得引出支管。在靠近 π 型补偿器两侧的直管上引出支管时,支管不应妨碍主管的位移。因主管热胀而产生的支管引出点的位移,不应使支管承受过大的应力。
- g) 凡饱和蒸汽主管进入装置,在装置侧的边界附近应设蒸汽分水器,在分水器下部设经常疏水措施。过热蒸汽主管进入装置一般可不设分水器。
- h) 多根蒸汽伴热管应成组布置并设分配管,分配管的蒸汽宜就近从主管引出。
- i) 直接排至大气的蒸汽放空管,应在该管下端的弯头附近开一个 $\phi 6\text{ mm} \sim \phi 10\text{ mm}$ 的排液孔,并引至安全位置。

- j) 连续排放或经常排放的乏汽管道,排放口应远离操作区布置。

B.4 低温管道的设计原则

低温管道的设计应按下列原则确定:

- a) 低温介质管道的布置在满足管道柔性下应使管道短、弯头数量少,且应减少液袋;
- b) 低温介质管道要考虑整个管道有足够的柔性,应充分利用管道自然补偿,当无法自然补偿时,应设置补偿器;
- c) 布置低温管道时,应避免管道振动,若有机器的振源,应采取消振措施,在接近振源处的管道应设置弹性元件,以隔断振源;
- d) 低温管道应采用保冷管道支吊架,支吊架应有防止产生“冷桥”的措施;
- e) 低温介质管道上的阀门宜安装在水平管道上,阀杆方向宜垂直向上;
- f) 低温管道的间距应根据保冷后的法兰、阀门、测量元件的厚度以及管道的位移确定;
- g) 低温介质管道上的法兰不宜与弯头或三通直接焊接。

B.5 泄放管道的设计原则



B.5.1 放净与放空管道设计原则

B.5.1.1 管道系统中的高点或低点应根据操作、检修的要求,设置放空或放净。

B.5.1.2 为了尽量减少滞留在管道内介质的危害程度,如水锤、真空破裂、腐蚀及不能控制的化学反应,应在管道低点设置放净,高点设置放空。

B.5.1.3 管道需要完全放净时,管道需设置坡度,并设置放净点。下列介质管道,需要考虑完全放净:

- a) 多功能的管线;
- b) 管道拆除时,会产生有害及危险介质;
- c) 管道中的液体会产生聚合或固体沉淀;
- d) 由于间歇生产,液体存在于管道内将影响液体的纯度;
- e) 可能会产生气体冷凝液的管道;
- f) 有可能增加液体残留量的两相流介质。

B.5.1.4 管道系统进行水压试验、吹扫、清洗时,需在管道高点设置放空。水压试验后或停工检修可在残存液体处设置放净。

B.5.1.5 全厂性管道的放净设置宜符合下列规定:

- a) 管廊上公用工程管道的末端及蒸汽管道的低点应设置放净;
- b) 自燃点高出操作温度不足 10 °C 的可燃液体管道的低点不得设置放净;
- c) 急性毒性类别 1 和类别 2 介质管道的低点不得设置放净;
- d) 腐蚀性介质的低点不得设置放净;
- e) 不产生凝结液的气体管道的低点不得设置放净。

B.5.1.6 急性毒性类别 1 和类别 2 介质管道的放空或放净应设置双阀,并应排入密闭回收系统。

B.5.1.7 除急性毒性类别 1 和类别 2 介质外,有毒气体的排放口应符合环保的要求,有毒液体不应排入下水道。

B.5.1.8 急性毒性类别 1 和类别 2 介质的管道的放空或放净宜设置双阀,当设置单阀时,应加盲板或法兰盖。

B.5.1.9 高压管道的放空或放净宜设置双阀,当设置单阀时,应加盲板或法兰盖。

B.5.1.10 连续操作的可燃气体管道低点的放净应设置双阀,排出的液体应排放至密闭系统。可燃气体管道仅在开停工时使用的放净,可只设一道阀门并加丝堵、管帽或法兰盖。

B.5.1.11 管道放空或放净上的阀门应靠近主管,对易自聚、易冻结、易凝固或含固体介质的管道上的放净不应有拐弯。

B.5.1.12 振动管道上公称直径小于或等于 40 mm 的放空、放净根部接口处应采取加强措施。

B.5.2 泄压排放和火炬系统管道设计

B.5.2.1 直接向大气排放的非可燃气体放空管的高度应符合下列规定:

- a) 设备或管道上的放空管口应高出临近操作平台 2.2 m 以上;
- b) 紧靠建筑物、构筑物或其内部布置的设备或管道的放空口,应高出建筑物或构筑物顶 2.2 m 以上。

B.5.2.2 易燃性气体排放管道的设计应符合 SH 3009—2013 中 7.2 的规定。

B.5.2.3 受工艺条件或介质特性所限,无法排入火炬或装置处理系统的可燃气体,当通过排气筒、放空管直接向大气排放时,排气筒、放空管的高度应符合 GB 50160—2008 中 5.5.11 的规定。

B.5.2.4 有毒气体放空口的位置应符合 GB/T 3840 的规定。

B.5.2.5 设备和管道上可燃气体安全泄压装置允许向大气排放时,应符合下列要求:

- a) 排放管口不得朝向邻近设备或有人通过的地区;
- b) 排放管口的高度应高出以安全泄压装置为中心,半径为 8 m 的范围内的操作平台或建筑物顶 3 m 以上。

B.5.2.6 安全泄压装置出口管道的布置,应考虑由于泄压排放引起的反作用力,并合理设置支架。

B.5.2.7 严禁排入火炬的可燃气体携带可燃液体。火炬的辐射热不应影响人身及设备的安全。距火炬筒 30 m 范围内,不应设置可燃气体放空。

B.5.2.8 可燃气体放空管道内的凝结液应密闭回收,不得随地排放。

B.5.2.9 严禁将混合后可能发生化学反应,并形成爆炸性混合物的几种气体混合排放。

B.5.2.10 火炬排放总管的热补偿应采用自然补偿,如因工艺和空间条件的限制,全厂火炬总管公称直径大于或等于 DN400 时,宜采用金属波纹膨胀节进行热补偿,且在管道的适当位置应采取轴向限位和导向措施。

B.5.2.11 排放管道凝结液的凝固点等于或高于该地区最冷月平均温度时,应有防止凝结液在波纹膨胀节处聚集的措施。

B.5.2.12 金属波纹膨胀节的补偿量至少应是热补偿管段的全温度范围位移量的 1.15 倍,其他应符合附录 J 的要求。

B.6 埋地管道的设计原则

B.6.1 一般规定

B.6.1.1 本章节是指工厂界区内埋地管道布置的设计原则。埋地管道分为直埋敷设和管沟敷设。

B.6.1.2 工厂界区内埋地敷设的管道对人员和设备存在潜在的危险和不安全因素,埋地管道布置应妥善解决防冻、防凝结、吹扫、排液、防外腐蚀及承受外荷载等问题,并应遵守有关国家及当地的规定。

B.6.1.3 管道只有在不可能在地上架空敷设时,才采用埋地敷设,并符合下列要求:

- a) 输送介质无腐蚀性、无毒和无爆炸危险的液体、气体管道可直埋敷设;

- b) 无法在地上架空敷设,而又不宜直埋敷设的管道可在管沟内敷设;
- c) 因工艺要求无法架空的可燃介质、有毒介质、有腐蚀性介质的管道,需要埋地敷设时,应采取一定的保护措施;
- d) 除特殊需要外,急性毒性类别 1 和类别 2 介质管道不宜埋地敷设。当工艺要求埋地敷设时,应有监测泄漏、防止腐蚀、收集有害流体等的安全措施。

B.6.2 埋地管道设计原则

埋地管道的设计应按如下原则确定:

- a) 埋地管道的走向、敷设,埋地管道与连接系统的相互影响;
- b) 材料、施工规范和质量控制;
- c) 运行程序和控制;
- d) 防腐蚀;
- e) 外部影响的减轻及管道的防护。

B.6.3 埋地管道的走向规划

所有埋地管道的走向应进行详细规划,并应经业主确定同意。在规划图纸中应包括:

- a) 埋地管道的走向、定位尺寸及埋设标高;
- b) 埋地部分的其他设施,如电缆沟等,也应包括将来计划实施的埋地设施;
- c) 划定埋地管道建设区域内地上部分所有道路及其他地上设施。

B.6.4 直埋管道的设计要求

B.6.4.1 工厂界区内直埋管道的埋设深度应根据最大冻土深度、地下水位和管道不受损坏等原则确定,管道埋设深度应符合下列规定:

- a) 无混凝土铺砌的区域,管道的管顶距地面不宜小于 0.5 m;
- b) 室内或室外有混凝土铺砌的区域,管道的管顶距地面不宜小于 0.3 m;
- c) 机械车辆的通行区域,管道的管顶距地面不宜小于 0.7 m;
- d) 可燃、有毒等介质管道埋设深度应按有关规范执行。

B.6.4.2 直埋管道的外护套管(简称套管)设置应符合下列规定:

- a) 直埋管道穿越车行道路时,应加设套管,套管顶面到路面应不小于 0.3 m;
- b) 穿越厂区铁路的管道应设套管,套管顶面至铁轨底的距离不应小于 1.2 m;
- c) 输送可燃介质的直埋管道不宜穿越埋地敷设的电缆沟,否则应设套管,当管道介质温度超过 60 °C 时,在套管内应充填隔热材料,使套管外壁温度不超过 60 °C;
- d) 套管应具备一定的刚度,应能承受所有外表面的荷载;
- e) 带有套管的直埋管道,布置时应有足够的柔性,内管应有热胀冷缩的余地;
- f) 套管与输送管道最小净距为 100 mm,套管两端应进行密封,防止水及其他外来物的侵入。

B.6.4.3 大直径薄壁管道深埋时,应满足在土壤压力下的稳定性及刚度要求。

B.6.4.4 管道埋深应在冰冻线以下。当无法实现时,应有可靠的防冻措施。

B.6.5 管沟内管道布置

B.6.5.1 无法架空而又不宜直埋敷设的管道可在不通行管沟内布置。不通行管沟分为全封闭式管沟和敞开式管沟。

B.6.5.2 全封闭式管沟适用于不需经常检查和检修的管道,敞开式管沟适用于需要经常检查和检修的管道,在无可靠的通风条件及无安全措施时,不得在通行管沟内布置窒息性及可燃介质管道,并符合下列要求:

- a) 可燃介质的管道不宜布置在全封闭式管沟内,若必须布置在管沟内,应采取防止可燃介质在管沟内积聚的措施,并在进出装置及厂房处设密封隔断;
- b) 在敞开式管沟内,不宜敷设密度比环境空气大的可燃气体管道,当不可避免时,应在管沟内填满细砂,并应定期检查管道使用情况。

B.6.5.3 距散发比空气重的可燃气体设备 30 m 以内的管沟,应采取防止可燃气体窜入和积聚的措施。

B.6.5.4 埋地管道布置设计应考虑管道内介质能全部排净,管道应有一定的坡度,并在低点及高点设置放净及放空。

B.6.6 埋地管道标记及记录

B.6.6.1 竣工后的埋地管道应采用业主认可的方法进行地上识别标记。标记内容一般应包括介质名称、公称直径、业主名称、日期等。

B.6.6.2 埋地管道在管道安装工程竣工后,应向业主提交安装质量文件及埋地管道安装竣工图,图纸上要正确表示出管道的走向、坐标、标高等。

B.6.7 直埋管道防腐蚀及阴极保护

B.6.7.1 外表面防腐蚀处理应符合下列规定:

- a) 为了避免土壤中水和地下污染物对直埋管道的外表面腐蚀,外表面应进行防腐绝缘层处理;
- b) 外表面绝缘防腐等级应根据土壤的腐蚀性程度确定。直埋管道穿越道路、铁路以及改变埋设深度时的弯管处,防腐等级应为特加强级。

B.6.7.2 直埋管道的阴极保护应符合下列规定:

- a) 长距离直埋钢质管道除采用绝缘涂层保护外,一般需同时采用阴极保护来降低管道涂层薄弱处产生局部腐蚀的风险;
- b) 依据土壤不同的腐蚀环境条件,被保护直埋管道具体状况和技术要求,一般由阴极保护系统设计制造商确定选择牺牲阳极保护或强制电流阴极保护方式;
- c) 在工厂较为复杂的地下环境,为防止地下直流杂散电流的腐蚀,可采用排流保护法,使管道上的杂散电流不经土壤而经过导线单向地流向电源负极,从而保护管道表面不受腐蚀;
- d) 直埋管道应采用绝缘法兰、螺栓、垫片和地上管道绝缘隔断。当局部采用钢套管时,套管间应设绝缘支撑进行电绝缘,套管两端应采用牢固的非导电材料密封。

B.7 地上管道的防腐要求

B.7.1 一般规定

对于地上管道,除奥氏体不锈钢、镀锌、塑料管道外,均应考虑通过喷涂防腐涂料进行防腐。

B.7.2 防腐涂料的选用

防腐涂料的选用要求如下:

- a) 与被涂物的使用条件相适应;
- b) 与被涂物表面的材质相适应;

- c) 底漆与面漆正确配套；
- d) 经济合理；
- e) 具备施工条件。

B.8 管道的隔热要求

B.8.1 管道保温

下列情况下应考虑对管道进行保温：

- a) 管道外表面温度高于 50 ℃，为减少管道在操作中的热量损失；
- b) 工艺生产有要求，以避免、限制或延迟管道内介质的凝固、冻结，维持正常生产；
- c) 寒冷或严寒地区，为了减少管道内介质的冻结而带来的不利影响；
- d) 表面温度等于或高于 60 ℃ 的不保温管道，需要经常维护又无法采用其他措施防止烫伤的部位，应设防烫保温。

B.8.2 管道保温伴热

下列管道应采用伴管或夹套管保温伴热：

- a) 需从外部补偿管内介质热损失，以维持被输送介质温度的管道；
- b) 在输送过程中，由于热损失而产生凝液，并可能导致腐蚀或影响正常操作的气体管道；
- c) 在操作过程中，由于介质压力突然下降而自冷，可能冻结导致堵塞的管道；
- d) 在切换操作或停运期间，管内介质由于热损失造成温度下降，介质不能放净、吹扫而可能凝固的管道；
- e) 在输送过程中，由于热损失可能引起管内介质析出结晶的管道；
- f) 由于热损失可能导致输送介质黏度增高，系统阻力增加，输送量下降，达不到工艺最小允许量的管道；
- g) 输送介质的凝固点等于或高于环境温度的管道。

B.8.3 管道的保冷

下列情况下应考虑对管道进行保冷：

- a) 需减少冷介质在生产或输送过程中的温升或气化(包括突然减压而气化产生结冰)；
- b) 需减少冷介质在生产或输送过程中的冷量损失，或规定允许冷损失量；
- c) 需防止在环境温度下，管道外表面凝露。

B.9 管道静电接地要求

B.9.1 对爆炸、火灾危险场所内可能产生静电危险的设备和管道，均应采取静电接地措施。

B.9.2 在聚烯烃树脂处理系统、输送系统和料仓区应设置静电接地系统，不得出现不接地的孤立导体。

B.9.3 可燃气体、可燃液体、可燃固体的管道应设静电接地。接地连接点应符合下列要求：

- a) 装置区中各个相对独立的建(构)筑物内的管道，可通过与工艺设备金属外壳的连接，进行静电接地；
- b) 在进出装置或设施处，爆炸危险场所的边界应设静电接地设施，管道泵及泵入口永久过滤器、缓冲器等处应设置接地连接点；

- c) 可燃液体、液化烃的装卸站台和码头的管道应设置接地连接点；
- d) 管网在进出装置区处、不同爆炸危险环境的边界、管道分岔处的管道应进行接地，对于长距离的无分支管道，应在始端、末端以及每隔 100 m 与接地体可靠连接；
- e) 平行管道净距小于 100 mm 时，应每隔 20 m 加跨接线，当管道交叉且净距小于 100 mm 时，应加跨接线；
- f) 当工艺管道与伴热管之间有隔离块时(防止局部过热和接触腐蚀)，加热伴管应利用金属丝捆扎连接外，尚应使伴热管进汽口及回水口与工艺管道等电位连接，见图 B.1；

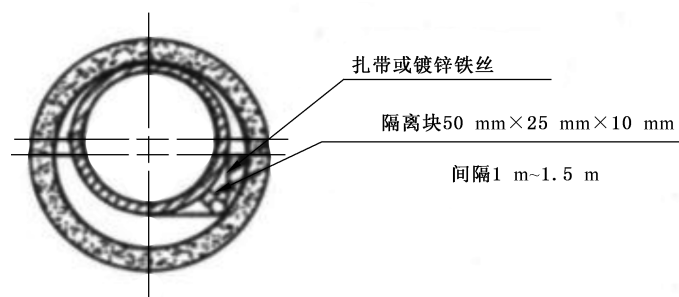


图 B.1 工艺管道与伴热管之间有隔热垫的伴管结构示意图

- g) 对金属管道中间的非导体管段(如聚氯乙烯管)，除需做特殊防静电处理外，两端的金属管应分别与接地干线相连，或用 6 mm^2 多股铜芯软绞线跨接后接地；
- h) 非导体管段上的所有金属件均应接地。

B.9.4 除非另有规定，当金属法兰采用金属的螺栓或卡子紧固时，一般可不必另装静电连接线，但应保证至少有两个螺栓或卡子间具有良好的导电接触面。

B.9.5 每组专设的静电接地体，其对地电阻值，一般情况应小于 100Ω 。在山区等土壤电阻率较高的场所，其对地电阻值也应不大于 $1\,000 \Omega$ 。

B.9.6 管道静电接地的设计，除符合上述规定外，应符合项目的特殊要求及现行有关标准规范的规定。

附录 C
(资料性附录)

常用工业阀门标准与国外通用石油化工阀门标准对照

表 C.1 所示为常用工业阀门标准与国外通用石油化工阀门标准对照表。表中左列是以 ASME/API/MSS/AWWA 为代表的 Class 系列的国外阀门标准。表中右列为对应的国内阀门标准,其中标明 Class+PN 系列者,即为以 Class 系列阀门为依据,添加了 PN 系列。

表中左右两侧无对应者,即为各自依据相应通用标准(ASME B16.34,GB/T 12224)制定的阀门标准,无对应关系。

表 C.1 常用工业阀门标准与国外通用石油化工阀门标准对照表

阀门通用标准——基本参数类标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
ASME B16.34 法兰、焊接、螺纹端阀门	GB/T 12224 钢制阀门 一般要求(Class+PN 系列)
常用闸阀产品标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
ASME B16.34 法兰、焊接、螺纹端阀门(闸阀)	GB/T 12224 钢制阀门 一般要求(Class+PN 系列闸阀)
API 600 法兰端和对焊端螺栓连接阀盖钢制闸阀(重型)	GB/T 12234 石油、天然气工业用螺栓连接阀盖的钢制闸阀(Class+PN 系列)(重型)
API 603 法兰端和对焊端螺栓连接阀盖的耐腐蚀闸阀	GB/T 12224 钢制阀门 一般要求(Class+PN 系列闸阀)
API 6D 管线阀门(闸阀)	GB/T 19672 管线阀门 技术条件(Class+PN 系列,闸阀)
	GB/T 20173 石油天然气工业 管道输送系统 管道阀门(Class+PN 系列,闸阀)
	GB/T 12232 通用阀门 法兰连接铁制闸阀(PN 系列)
AWWA C209 供水系统用弹性密封闸阀	GB/T 24924 供水系统用弹性密封闸阀(PN 系列)
	JB/T 10637 撑开式金属密封阀门(Class+PN 系列闸阀)
	JB/T 8691 无阀盖刀形闸阀(PN 系列)
	GB/T 8464 铁制和铜制螺纹连接阀门(PN 系列闸阀)
常用截止阀、截止止回阀、升降式止回阀产品标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
ASME B16.34 法兰、焊接、螺纹端阀门(截止阀,截止止回阀,升降式止回阀)	GB/T 12224 钢制阀门一般要求(Class+PN 系列截止阀,截止止回阀,升降式止回阀,柱塞阀)
API 600 法兰端和对焊端螺栓连接阀盖钢制闸阀(截止阀,截止止回阀,升降式止回阀)(重型)	GB/T 12235 石油、石化及相关工业用钢制截止阀和升降式止回阀(Class+PN 系列)(重型)
BS 1873 石油、石化及相关工业用法兰和对焊连接钢制截止阀,升降式止回阀(Class+PN 系列)(重型)	
	GB/T 12233 通用阀门 铁制截止阀与升降式止回阀(PN 系列)

表 C.1 (续)

常用旋启式止回阀、对夹式止回阀、轴流式止回阀产品标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
ASME B16.34 法兰、焊接、螺纹端阀门(旋启式止回阀)	GB/T 12224 钢制阀门 一般要求(Class+PN系列旋启式止回阀,柱塞阀)
API 600 法兰端和对焊端螺栓连接阀盖钢制闸阀(旋启式止回阀)(重型)	GB/T 12236 石油、化工及相关工业用钢制旋启式止回阀(Class+PN系列旋启式止回阀)(重型)
BS 1868 石油、石化及相关工业用法兰和对焊连接钢制止回阀(Class+PN系列)(重型)	
	GB/T 13932 铁制旋启式止回阀(PN系列)
API 594 法兰、凸耳对夹、对夹及对焊连接止回阀(重型)	GB/T 12236 石油、化工及相关工业用钢制旋启式止回阀(Class+PN系列旋启式止回阀)(重型)
	JB/T 8937 对夹式止回阀(Class+PN系列)
	GB/T 21387 轴流式止回阀(Class+PN系列)
常用球阀产品标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
API 608 法兰、螺纹和焊接连接的金属球阀	GB/T 12237 石油、石化及相关工业用的钢制球阀(Class+PN系列)
BS 5351 石油、石化及相关工业用的钢制球阀(Class+PN系列)	
API 6D 管线阀门(球阀)	GB/T 19672 管线阀门 技术条件(球阀,Class+PN系列)
	GB/T 21385 金属密封球阀(Class+PN系列)
	GB/T 26146 偏心半球阀(Class+PN系列)
常用蝶阀产品标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
API 609 双法兰式、对夹式及凸耳式蝶阀	
AWWA C504 橡胶密封蝶阀	GB/T 12238 法兰和对夹连接弹性密封蝶阀(PN系列)
	GB/T 26144 法兰和对夹连接钢制衬氟塑料蝶阀(PN系列)
	JB/T 8527 金属密封蝶阀(Class+PN系列)
常用旋塞阀产品标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
API 599 法兰端、螺纹端和焊接端金属旋塞阀	GB/T 22130 钢制旋塞阀(Class+PN系列)(重型)
API 593 法兰连接球墨铸铁旋塞阀	GB/T 12240 铁制旋塞阀(Class+PN系列)
	JB/T 11152 金属密封提升式旋塞阀(Class+PN系列)
常用低温阀产品标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
BS 6364 低温阀门	GB/T 24925 低温阀门 技术条件

表 C.1 (续)

常用小口径、螺纹、承插端阀门产品标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
API 602 石油和天然气工业用公称尺寸小于和等于 DN100 的钢制闸阀、截止阀和止回阀	JB/T 7746 紧凑型钢制阀门(Class 系列钢制闸阀、截止阀和止回阀)
	GB/T 28776 石油和天然气工业用钢制闸阀、截止阀和止回阀(≤DN100)(Class 系列钢制闸阀、截止阀和止回阀)
	GB/T 8464 铁制和铜制螺纹连接阀门(PN 系列闸阀、截止阀和止回阀)
常用阀门检验、试验标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
API 598 阀门的检验和试验	GB/T 26480 阀门的检验和试验
	JB/T 9092 阀门的检验与试验
	GB/T 13927 工业阀门 压力试验
ASME B16.104(FCI70-2-98) 调节阀阀座泄漏检验	
API 607 部分回转阀门弹性密封耐火试验	GB/T 26479 弹性密封部分回转阀门 耐火试验
API 6FA 阀门耐火试验规范	
API 6FB 端部耐火试验	
API 6FC 阀门倒密封耐火试验	SY/T 6746 倒密封阀耐火试验规范
API 6FD 止回阀耐火试验	GB/T 26482 止回阀 耐火试验
ISO 15848-1 阀门的逸散性型式试验和评定	
ISO 15848-2 阀门的逸散性试验	GB/T 26481 阀门的逸散性试验
API 622 阀门填料试验规范	
常用阀门材料检验、试验标准	
国外系列阀门标准	国内系列阀门标准
MSS SP55 阀门铸钢件外观检测	JB/T 7927 阀门铸钢件外观质量要求
MSS SP54(ASME B16.34 附录 I) 阀门铸钢件射线检测	JB/T 6440 阀门受压铸钢件射线照相检验
ASTM E709(ASME B16.34 附录 II) 阀门铸钢件磁粉检测	JB/T 6439 阀门受压件磁粉探伤检验
ASTM E165(ASME B16.34 附录 III) 阀门液体渗透检测	JB/T 6902 阀门液体渗透检测
ASTM A388,A609(ASME B16.34 附录 IV) 阀门锻钢件,铸钢件超声波检测	JB/T 6903 阀门锻钢件超声波检查方法
NACE MR0175 油田耐硫化氢腐蚀金属材料	GB/T 20972 石油天然气工业 油气开采中用于含硫化氢环境的材料

附录 D

(资料性附录)

低泄漏阀门阀杆密封通用要求

表 D.1 和表 D.2 分别列出了 ISO 15848-1、GB/T 26481、API 622、API 624、API 641 低泄漏阀杆型式试验及产品检验技术要求,用户或设计者可参照表 D.3 提出低泄漏阀门的阀杆密封通用要求。

表 D.1 ISO 15848-1 低泄漏阀杆型式试验及产品检验技术参数一览表

阀门类别	ISO 15848-1 低泄漏阀杆型式试验				GB/T 26481 低泄漏阀门 产品检验
	试验气体及 检漏方法	密封等级及 泄漏率	试验压力	试验条件(机械循环/温度 循环次数,温度循环等级)	
切断阀	氦 He 真空压力法或正 压累积法(定量)	AH, 10^{-5} mg/(s·m), 真空压力法	阀门公称压 力及相应温 度的压力额 定值	CO1, 机械循环 205 次/温度 循环 2 次;	试验压力:0.6 MPa; 试验气体:氦气; 检漏方法:吸气法。 常温,机械循环 5 次。 密封等级及泄漏率: A 级: $\leq 50 \times 10^{-6}$; B 级: $\leq 100 \times 10^{-6}$; C 级: $\leq 200 \times 10^{-6}$
		BH, 10^{-4} mg/(s·m), 真空压力法或正压累 积法		CO2, 机械循环 1 500 次/温 度循环 3 次;	
		CH, 10^{-2} mg/(s·m) 真空压力法或正压累 积法		CO3, 机械循环 2 500 次/温 度循环 4 次; 温度循环可选择下列 5 个等级: 常温(-29~+40℃); 常温~+200℃; 常温~+400℃; 常温~-196℃; 常温~-46℃	
	甲烷 CH ₄ 吸气法(半定量)	AM, $\leq 50 \times 10^{-6}$			
		BM, $\leq 100 \times 10^{-6}$			
		CM, $\leq 500 \times 10^{-6}$			
调节阀	氦 He 真空压力法或正 压累积法(定量)	AH, 10^{-5} mg/(s·m), 真空压力法	CC1, 机械循环 20 000 次/温 度循环 2 次;		
		BH, 10^{-4} mg/(s·m), 真空压力法或正压累 积法	CC2, 机械循环 60 000 次/温 度循环 3 次;		
		CH, 10^{-2} mg/(s·m), 真空压力法或正压累 积法	CC3, 机械循环 100 000 次/ 温度循环 4 次; 温度循环可选择下列 5 个等级: 常温(-29~+40℃); 常温~+200℃; 常温~+400℃; 常温~-196℃; 常温~-46℃		
	甲烷 CH ₄ 吸气法(半定量)	AM, $\leq 50 \times 10^{-6}$			
		BM, $\leq 100 \times 10^{-6}$			
		CM, $\leq 500 \times 10^{-6}$			

表 D.2 API 低泄漏阀杆型式试验技术参数一览表

标准号	名称	试验气体、 检漏方法	泄漏率	试验条件(机械循环/温度 循环次数,温度循环等级)	相当 ISO 15848-1
API 622	切断阀低泄 漏填料型式 试验	甲烷 CH ₄ 试验压力: 4.0 MPa; 吸气法(半定量)	$\leq 500 \times 10^{-6}$	机械循环 1 510 次/温度循环常温~ +260℃, 5 次	CO2-CM

表 D.2 (续)

标准号	名称	试验气体、 检漏方法	泄漏率	试验条件(机械循环/温度 循环次数,温度循环等级)	相当 ISO 15848-1
API 624	升杆切断阀 低泄漏填料 型式试验	甲烷 CH ₄ 试验压力: 4.0 MPa; 吸气法(半定量)	≤100×10 ⁻⁶	机械循环 310 次/温度循环常温 ~ +260 °C, 3 次	CO1-BM
API 641	1/4 旋转切断 阀低泄漏填 料型式试验			机械循环 610 次/温度循环常温 ~ +260 °C, 3 次	CO2-BM
注: API 622 低泄漏阀门填料型式试验, API 624 升杆阀低泄漏石墨填料型式试验, API 6411/4 旋转阀低泄漏填 料型式试验。					

表 D.3 低泄漏阀门阀杆密封通用要求

阀门类别	阀杆密封类别	低泄漏阀杆型式试验通用要求		低泄漏阀门产品检验 GB/T 26481
		ISO 15848-1	API	
切断阀	填料, 升杆	CO1-CM, 或 CH	API 622 或 API 624	C 级
	填料, 1/4 旋转	CO1-BM, 或 BH	API 622 或 API 641	B 级
	波纹管	CO1-AM, 或 AH		A 级
调节阀	填料, 升杆	CC1-CM, 或 CH		C 级
	填料, 1/4 旋转	CC1-BM, 或 BH		B 级
	波纹管	CC1-AM, 或 AH		A 级
<p>注 1: 试验气体采用氦气与甲烷, 两者无对比换算关系, 检漏方法采用真空压力法或正压累积法(定量)与吸气法(半定量), 两者也无对比换算关系。前者为稀有气体、定量检漏、灵敏度高, 但与工作介质及环保法规无直接对应关系; 后者为可燃气体, 与工作介质及环保法规对应度较好, 但对检验测试机构的安全防护要求较高, 不宜用于产品检测要求。</p> <p>注 2: 表 D.3 所列低泄漏阀杆型式试验通用要求, 用户可根据实际用途选择低泄漏阀杆型式试验的试验条件, 包括机械循环/温度循环次数, 温度循环等级。通用的温度循环等级为常温~200 °C 或常温~260 °C。</p> <p>注 3: 低泄漏阀杆型式试验及低泄漏阀门产品检验的组批分组可参照 API 的相应规定。</p>				

附 录 E
(资料性附录)
计算实例

例 1 在真空下操作的某管道,外径 $D=508$ mm,壁厚 $T=6.3$ mm,两连接法兰之间的距离 $L=15\ 000$ mm,材料为 20 号无缝钢管,取腐蚀裕量 $C_2=1$ mm,在常温下操作。试问所选壁厚是否合适?

解:因 $L/D=\frac{15\ 000}{508}=29.5$, $D/T_e=\frac{508}{6.3-1}=95.8$,故可由式(2)直接计算许用外压:

$$[P]=\frac{2.2}{3}E\left(\frac{T_e}{D}\right)^3=\frac{2.2}{3}\times 2.03\times 10^5\left(\frac{6.3-1}{508}\right)^3=0.169(\text{MPa})$$

其中,由 GB/T 20801.2—2020 中表 B.3 查得, $E=2.03\times 10^5$ MPa。

故所选壁厚合适。

例 2 在真空下操作的某管道,从连接法兰到异径管连接线的大端直管外径为 $D=508$ mm,壁厚 $T=6.3$ mm,大端直管长 6 000 mm;从异径管小端连接线到小端直管连接法兰的长度为 6 000 mm,小端直管外径 $D=324$ mm,壁厚 $T=4$ mm,与大、小直管焊接相连的异径管壁厚 $T=6.3$ mm,异径管的轴向长度为 508 mm,直管材料都为 20 号无缝钢管,异径管系由 Q235-B 钢板卷制,取腐蚀裕量 $C_2=1$ mm,在常温下操作。试问大端直管、小端直管、异径管的所选壁厚是否合适?

解:据 6.1.1、6.1.3,包括异径管在内的真空管道计算长度:

$$L=6\ 000+508+6\ 000=12\ 508(\text{mm})$$

对于大端直管, $L/D=\frac{12\ 508}{508}=24.6$, $D/T_e=\frac{508}{6.3-1}=95.8$

对于小端直管, $L/D=\frac{12\ 508}{324}=38.6$, $D/T_e=\frac{324}{4-1}=108$

对于大端直管,据 GB/T 150.3—2011 中图 6-2,可由 $L/D=24.6$, $D/T_e=95.8$ 而得 $A=0.000\ 12$,并据 GB/T 20801.2—2020 中表 B.3, $t=20$ °C 时得 $E=2.03\times 10^5$ MPa,因此,大端直管的许用外压:

$$[P]=\frac{2AE}{3(D/T_e)}=\frac{2\times 0.000\ 12\times 2.03\times 10^5}{3\times 95.8}=0.170(\text{MPa})$$

对于小端直管,和大端直管相同,可由 $L/D=38.6$, $D/T_e=108$ 而得 $A=0.000\ 1$,并由 $E=2.03\times 10^5$ MPa,故小端直管的许用外压:

$$[P]=\frac{2AE}{3(D/T_e)}=\frac{2\times 0.000\ 10\times 2.03\times 10^5}{3\times 108}=0.125(\text{MPa})$$

因异径管等于大端直管厚度,故可得和大端直管相同的许用外压。

由上面计算可知,大端、小端直管以及异径管在所选厚度时都能满足所受真空要求。

例 3 外径 $D_b=219$ mm、壁厚 $\bar{T}_b=8$ mm 的油品主管上有一垂直支管,支管外径 $D_b=114$ mm,壁厚 $\bar{T}_b=6.3$ mm,主管和支管材料都是 15CrMo 无缝钢管,见图 E-1,设计压力 $P=2$ MPa,设计温度 $t=200$ °C,接管处填角焊缝符合 GB/T 20801.4—2020 中 7.8 和图 10 a) 规定的最小尺寸要求,取腐蚀裕量 $C_2=2.5$ mm。试问该管件是否需要另加补强?

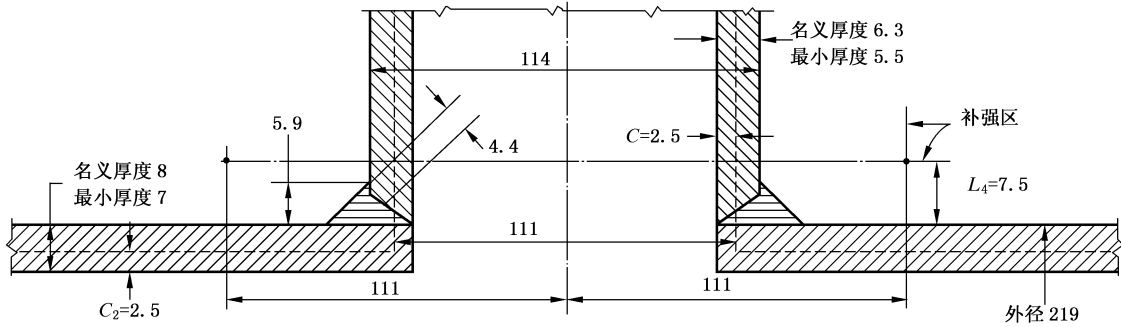


图 E.1 例 3 的附图

解：由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1, $S=121\text{ MPa}$, 由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.3, $\Phi=1.0$

$$T_h = 0.875 \bar{T}_h = 0.875 \times 8 = 7(\text{mm})$$

$$T_b = 0.875 \bar{T}_b = 0.875 \times 6.3 = 5.5(\text{mm})$$

$$t_h = \frac{PD_h}{2(S\Phi + PY)} = \frac{2 \times 219}{2(121 \times 1 + 2 \times 0.4)} = 1.8(\text{mm})$$

$$t_b = \frac{PD_b}{2(S\Phi + PY)} = \frac{2 \times 114}{2(121 \times 1 + 2 \times 0.4)} = 0.94(\text{mm})$$

t_h, t_b 式中的 Y 值据表 15, $Y=0.4$ 。

由 6.7.1:

$$d_1 = (D_b - 2T_{eb}) / \sin\beta = [114 - (5.5 - 2.5)] / \sin 90^\circ = 111(\text{mm})$$

d_2 取下列两式中的较大值:

$$d_2 = d_1 = 111(\text{mm})$$

$$d_2 = T_{eb} + T_{eh} + \frac{d_1}{2} = (5.5 - 2.5) + (7 - 2.5) + \frac{111}{2} = 63(\text{mm})$$

故 $d_2 = 111\text{ mm}$ 。

L_4 取下列两式中的较小值:

$$L_4 = 2.5T_{eh} = 2.5(7 - 2.5) = 11.25(\text{mm})$$

$$L_4 = 2.5T_{eb} = 2.5(5.5 - 2.5) = 7.5(\text{mm})$$

故 $L_4 = 7.5\text{ mm}$ 。

由图 E.1, 焊缝厚度 t_c 取下列两式中的较小值:

$$t_c = 0.7 \bar{T}_b = 0.7 \times 6.3 = 4.4(\text{mm})$$

$$t_c = 6.4\text{ mm}$$

故 $t_c = 4.4\text{ mm}$ 。

由式(15), 所需补强面积:

$$A_1 = t_h d_1 (2 - \sin\beta) = 1.8 \times 111 (2 - \sin 90^\circ) = 199.8(\text{mm}^2)$$

由式(17), 主管的多余截面积:

$$A_2 = (2d_2 - d_1)(T_{eh} - t_h) = 111(7 - 2.5 - 1.8) = 300(\text{mm}^2)$$

由式(18), 支管的多余截面积:

$$A_3 = 2L_4(T_{eb} - t_b) / \sin\beta = 2 \times 7.5(5.5 - 2.5 - 0.94) / \sin 90^\circ = 31(\text{mm}^2)$$

焊缝截面积:

$$A_5 = 2 \times 0.5 \left(\frac{t_c}{0.707} \right)^2 = 2 \times 0.5 \left(\frac{4.4}{0.707} \right)^2 = 38.7(\text{mm}^2)$$

由式(21),总的补强面积 $A_2 + A_3 + A_5 = 300 + 31 + 38.7 = 369.7 \text{ mm}^2 > 199.8 \text{ mm}^2 = A_1$
因此,该接管开孔已满足补强要求,不需另加补强。

例 4 外径 $D_h = 324 \text{ mm}$ 、壁厚 $\bar{T}_h = 17.5 \text{ mm}$ 的主管上有一垂直支管,支管外径 $D_b = 219 \text{ mm}$,壁厚 $\bar{T}_b = 12.5 \text{ mm}$,主管和支管材料都是 ASTM B 241 6061-T6 无缝铝合金管,在连接处用从 ASTM B241 6063-T6 无缝铝管上切取的 $D_r = 350 \text{ mm}$ 、 $T_r = 17.5 \text{ mm}$ 的补强圈,见图 E.2。设计温度 $t = -196 \text{ }^\circ\text{C}$,填角焊缝符合 GB/T 20801.4—2020 中图 10 c) 的最小尺寸要求,规定取腐蚀裕量 $C_2 = 0$ 。试问该管件的最大允许设计内压为多少?

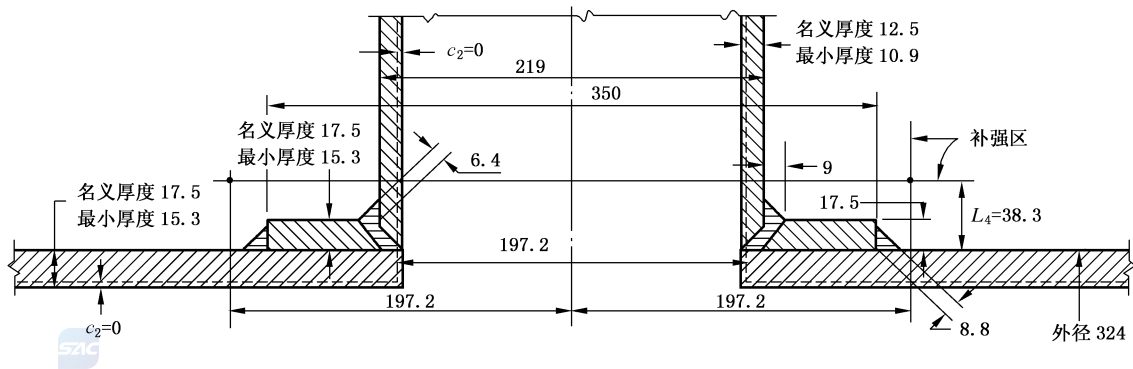


图 E.2 例 4 的附图

解:由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1,对于主管和支管, $S = 55 \text{ MPa}$,对补强圈, $S = 55 \text{ MPa}$;由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.3, $\Phi = 1.0$ 。

$$T_h = 0.875 \bar{T}_h = 0.875 \times 17.5 = 15.3 (\text{mm})$$

$$T_b = 0.875 \bar{T}_b = 0.875 \times 12.5 = 10.9 (\text{mm})$$

$$t_h = \frac{PD_h}{2(S\Phi + PY)} = \frac{324P}{2(55 \times 1 + 0.4P)}$$

$$t_b = \frac{PD_b}{2(S\Phi + PY)} = \frac{219P}{2(55 \times 1 + 0.4P)}$$

t_h 、 t_b 式中的 Y 值据表 15, $Y = 0.4$ 。

采用符号 $q = \frac{P}{110 + 0.8P}$, 则可得:

$$t_h = 324q$$

$$t_b = 219q$$

由 6.7.1:

$$d_1 = (D_b - 2T_{eb}) / \sin\beta = (219 - 2 \times 10.9) / \sin 90^\circ = 197.2 (\text{mm})$$

d_2 取下列两式中的较大值:

$$d_2 = d_1 = 197.2 \text{ mm}$$

$$d_2 = T_{eb} + T_{eh} + \frac{d_1}{2} = 10.9 + 15.3 + \frac{197.2}{2} = 124.8 (\text{mm})$$

故 $d_2 = 197.2 \text{ mm}$ 。

L_4 取下列两式中的较小值:

$$L_4 = 2.5T_{eh} = 2.5 \times 15.3 = 38.3 (\text{mm})$$

$$L_4 = 2.5T_{eb} + T = 2.5 \times 10.9 + 15.3 = 42.6 (\text{mm})$$

故 $L_4 = 38.3 \text{ mm}$ 。

由图 E.2,支管对主管的焊缝厚度 t_c 取下列两式中的较小值:

$$t_c = 0.7 \bar{T}_b = 0.7 \times 12.5 = 8.8(\text{mm})$$

$$t_c = 6.4 \text{ mm}$$

故 $t_c = 6.4 \text{ mm}$ 。

补强圈对主管的焊缝厚度 $t_c = 0.5 T_r = 0.5 \times 17.5 = 8.8(\text{mm})$ 。

由式(15),所需补强面积:

$$A_1 = t_b d_1 (2 - \sin\beta) = 324q \times 197.2(2 - \sin 90^\circ) = 638\ 92.8q(\text{mm}^2)$$

由式(17),主管的多余截面积:

$$A_2 = (2d_2 - d_1)(T_{eh} - t_b) = 197.2(15.3 - 324q) = 3\ 017.2 - 63\ 892.8q(\text{mm}^2)$$

由式(18),支管的多余截面积:

$$A_3 = 2L_4(T_{eb} - t_b)/\sin\beta = 2 \times 38.3(10.9 - 219q) = 833.9 - 16\ 753.5q(\text{mm}^2)$$

补强圈截面积取式(19)、式(20)中的较小值:

$$A_4 = \left(D_r - \frac{D_b}{\sin\beta}\right) \times 0.875 T_r = \left(350 - \frac{219}{\sin 90^\circ}\right) \times 0.875 \times 17.5 = 2\ 006(\text{mm}^2)$$

$$A_4 = \left(2d_2 - \frac{D_b}{\sin\beta}\right) \times 0.875 T_r = \left(2 \times 197.2 - \frac{219}{\sin 90^\circ}\right) \times 0.875 \times 17.5 = 2\ 686(\text{mm}^2)$$

故 $A_4 = 2\ 006 \text{ mm}^2$ 。

焊缝截面积

$$A_5 = 2 \times 0.5 \left(\frac{t_c}{0.707}\right)^2 + 2 \times 0.5 \left(\frac{t_c}{0.707}\right)^2 = \left(\frac{6.4}{0.707}\right)^2 + \left(\frac{8.8}{0.707}\right)^2 = 236.9(\text{mm}^2)$$

由式(21), $A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = A_1$ 可得:

$$(3\ 017.2 - 63\ 892.8q) + (833.9 - 16\ 753.5q) + 236.9 + 2\ 006 = 63\ 892.8q$$

可解得 $q = 0.042$,以此代入符号 q 的表示式,可解得:

最大允许设计内压 $P = 4.78 \text{ MPa}$ 。

例 5 外径 $D_b = 406 \text{ mm}$ 、壁厚 $\bar{T}_b = 12.5 \text{ mm}$ 的油品主管上有一沿主管 60° 轴向倾斜的支管,支管外径 $D_b = 168 \text{ mm}$ 、壁厚 $\bar{T}_b = 7.1 \text{ mm}$,材料都为 15CrMo 无缝管,在连接处用 16MnR 板材所制的 $D_r = 300 \text{ mm}$ 、 $T_r = 12 \text{ mm}$ 的补强圈,见图 E.3。设计温度 $t = 370^\circ\text{C}$,设计压力 $P = 3.5 \text{ MPa}$,支管对主管、补强圈对主管的填角焊缝焊脚尺寸都是 9 mm ,规定取腐蚀裕量 $C_2 = 2.5 \text{ mm}$,试问该管件是否满足补强设计?

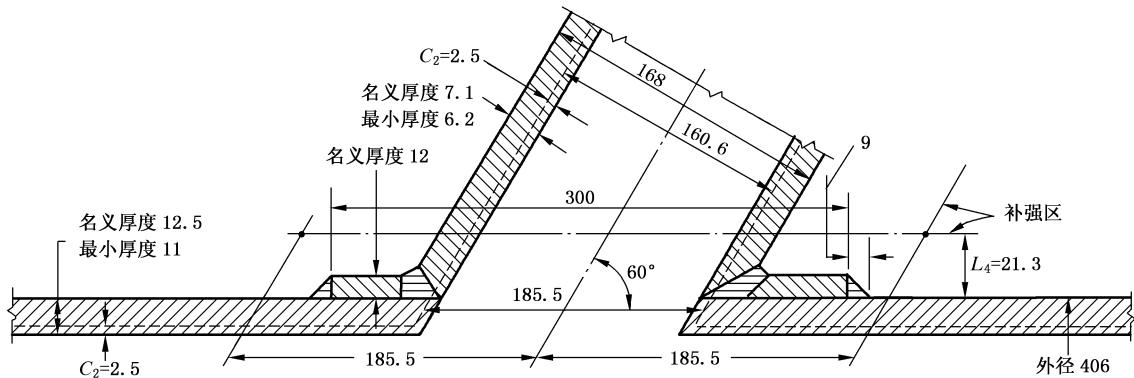


图 E.3 例 5 的附图

解:由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1,对主管和支管, $S=109$ MPa,对补强圈, $S=117$ MPa,据本部分 6.7.2.3 b)的规定,在计算补强圈面积 A_4 值时可不予关注。

由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.3 查得, $\Phi=1.0$

$$T_h = 0.875 \bar{T}_h = 0.875 \times 12.5 = 11(\text{mm})$$

$$T_b = 0.875 \bar{T}_b = 0.875 \times 7.1 = 6.2(\text{mm})$$

$$t_h = \frac{PD_h}{2(S\Phi + PY)} = \frac{3.5 \times 406}{2(109 \times 1 + 3.5 \times 0.4)} = 6.4(\text{mm})$$

$$t_b = \frac{PD_b}{2(S\Phi + PY)} = \frac{3.5 \times 168}{2(109 \times 1 + 3.5 \times 0.4)} = 2.7(\text{mm})$$

t_h, t_b 式中的 Y 值据表 15, $Y=0.4$ 。

由 6.7.1:

$$d_1 = (D_b - 2T_{eb}) / \sin\beta = [168 - 2(6.2 - 2.5)] / \sin 60^\circ = 185.5(\text{mm})$$

d_2 取下列两式中的较大值:

$$d_2 = d_1 = 185.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = T_{eb} + T_{eh} + \frac{d_1}{2} = (6.2 - 2.5) + (11 - 2.5) + 185.5/2 = 105(\text{mm})$$

故 $d_2 = 185.5 \text{ mm}$ 。

L_4 取下列两式中的较小值:

$$L_4 = 2.5T_{eh} = 2.5(11 - 2.5) = 21.3(\text{mm})$$

$$L_4 = 2.5T_{eb} + T_r = 2.5(6.2 - 2.5) + 12 = 21.3(\text{mm})$$

故 $L_4 = 21.3 \text{ mm}$ 。

由式(15),所需补强面积 $A_1 = t_h d_1 (2 - \sin\beta) = 6.4 \times 185.5 (2 - \sin 60^\circ) = 1\,346.8(\text{mm}^2)$ 。

由式(17),主管的多余截面积 $A_2 = (2d_2 - d_1)(T_{eh} - t_h) = 185.5(8.6 - 6.4) = 408.1(\text{mm}^2)$ 。

由式(18),支管的多余截面积:

$$A_3 = 2L_4(T_{eb} - t_b) / \sin\beta = 2 \times 21.3(3.7 - 2.7) / \sin 60^\circ = 49.3(\text{mm}^2)$$

补强圈截面积取式(19)、式(20)中的较小值:

$$A_4 = \left(D_r - \frac{D_b}{\sin\beta}\right) T_r = \left(300 - \frac{168}{\sin 60^\circ}\right) \times 12 = 1\,272.1(\text{mm}^2)$$

$$A_4 = \left(2d_2 - \frac{D_b}{\sin\beta}\right) T_r = \left(2 \times 185.5 - \frac{168}{\sin 60^\circ}\right) \times 12 = 2\,124.1(\text{mm}^2)$$

故 $A_4 = 1\,272.1 \text{ mm}^2$ 。

焊缝截面积 $A_5 = 4 \times 0.5 \times 9^2 = 162 \text{ mm}^2$ 。

由式(21),总的补强面积:

$$A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 408.1 + 49.3 + 1\,272.1 + 162 = 1\,891.8(\text{mm}^2) > 1\,346.8 \text{ mm}^2 = A_1$$

因此,该管件满足补强设计。

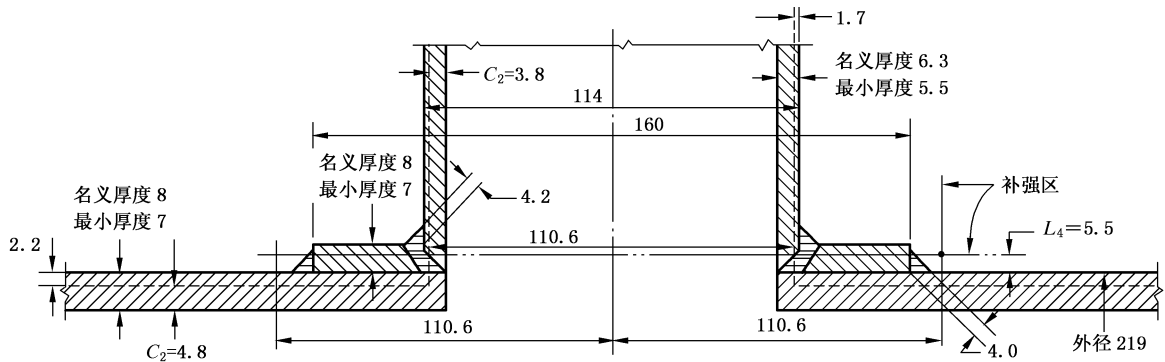


图 E.4 例 6 的附图

例 6 外径 $D_h = 219$ mm、壁厚 $\bar{T}_h = 8$ mm 的主管上有一垂直支管，支管外径 $D_b = 114$ mm、壁厚 $\bar{T}_b = 6.3$ mm，主管和支管都是 15CrMo 无缝管，见图 E.4。设计压力 $P = 2.5$ MPa， $t = 200$ °C，假设包括主管和支管在内的管系在服役寿命期内所有除承受压力所需之外的多余厚度全部腐蚀殆尽（其中对主管取 $C_2 = 4.8$ mm，对支管取 $C_2 = 3.8$ mm），即按式(19)、式(20)算得的 $A_2 = A_3 = 0$ 。试问该管件要求多厚的补强圈？

解：由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1 查得， $S = 121$ MPa，由 GB/T 20801.2—2020 中表 A.3，查得 $\Phi = 1.0$ 。

$$T_h = 0.875 \bar{T}_h = 0.875 \times 8 = 7 \text{ (mm)}$$

$$T_b = 0.875 \bar{T}_b = 0.875 \times 6.3 = 5.5 \text{ (mm)}$$

$$t_h = \frac{PD_h}{2(S\Phi + PY)} = \frac{2.5 \times 219}{2 \times (121 \times 1 + 2.5 \times 0.4)} = 2.2 \text{ (mm)}$$

$$t_b = \frac{PD_b}{2(S\Phi + PY)} = \frac{2.5 \times 114}{2 \times (121 \times 1 + 2.5 \times 0.4)} = 1.2 \text{ (mm)}$$

t_h 、 t_b 式中的 Y 值据表 15， $Y = 0.4$ 。

由 6.7.1：

$$d_1 = (D_b - 2T_{eb}) / \sin\beta = [114 - 2(5.5 - 3.8)] / \sin 90^\circ = 110.6 \text{ (mm)}$$

d_2 取下列两式中的较大值：

$$d_2 = d_1 = 110.6 \text{ mm}$$

$$d_2 = T_{eb} + T_{eh} + \frac{d_1}{2} = (5.5 - 3.8) + (7 - 4.8) + \frac{110.6}{2} = 59.2 \text{ (mm)}$$

故 $d_2 = 110.6$ mm。

L_4 取下列两式中的较小值：

$$L_4 = 2.5T_{eh} = 2.5 \times (7 - 4.8) = 5.5 \text{ (mm)}$$

$$L_4 = 2.5T_{eb} = 2.5 \times (5.5 - 3.8) = 4.3 \text{ (mm)}$$

故 $L_4 = 4.3$ mm。

初定 L_4 值时，暂未考虑设置补强圈。

试取补强圈直径 $D_f = 160$ mm，并假设该补强圈是由主管材料切割制成。

$$\text{故 } T_f = T_h = 0.875 \bar{T}_h = 0.875 \times 8 = 7 \text{ (mm)}。$$

由于考虑了设置补强圈，故重新确定补强区高度 L_4 ， L_4 取下列两式中的较小值：

$$L_4 = 2.5T_{eh} = 2.5 \times (7 - 4.8) = 5.5 \text{ (mm)}$$

$$L_4 = 2.5T_{eb} + T_f = 2.5 \times (5.5 - 3.8) + 7 = 11.3 \text{ (mm)}$$

故 $L_4 = 5.5 \text{ mm}$ 。

由于 $T_r = 7 \text{ mm}$, 而 $L_4 = 5.5 \text{ mm}$, 所以计算补强圈截面积时其厚度只能按 L_4 计算。

由式(15), 所需补强面积 $A_1 = t_h d_1 (2 - \sin\beta) = 2.2 \times 110.6 = 243.3 (\text{mm}^2)$ 。

由式(19)、式(20), 补强圈截面积取该两式中的较小值:

$$A_4 = \left(D_r - \frac{D_b}{\sin\beta} \right) L_4 = \left(160 - \frac{114}{\sin 90^\circ} \right) \times 5.5 = 253 (\text{mm}^2)$$

$$A_4 = \left(2d_2 - \frac{D_b}{\sin\beta} \right) L_4 = \left(2 \times 110.6 - \frac{114}{\sin 90^\circ} \right) \times 5.5 = 589.6 (\text{mm}^2)$$

故 $A_4 = 253 \text{ mm}^2$ 。

由于 $L_4 < T_r$, 所以在计算焊缝面积 A_5 时, 只考虑补强圈对主管的连接焊缝, 而不考虑支管对主管的连接焊缝。

焊脚尺寸为:

$$\frac{0.5T_r}{0.707} = \frac{0.5 \times 8}{0.707} = 5.7 (\text{mm})$$

焊缝截面积:

$$A_5 = 2 \times 0.5 \times 5.7^2 = 32.5 (\text{mm}^2)$$

$$A_4 + A_5 = 253 + 32.5 = 285.5 (\text{mm}^2) > 243.3 \text{ mm}^2 = A_1$$

由此, 设置由 $D_b = 219 \text{ mm}$ 、 $\bar{T}_h = 8 \text{ mm}$ 无缝主管上切割制成的补强圈是能够满足本管件的补强要求的。

例 7 外径 $D_h = 219 \text{ mm}$ 、壁厚 $\bar{T}_h = 8 \text{ mm}$ 的油品主管上有一垂直锻制承插焊管接头, $D_b = 38 \text{ mm}$, Sch80, 支管的焊缝都符合 GB/T 20801.4—2020 中图 10 的焊缝尺寸要求, 主管材料为 20 号无缝钢管, 设计压力 $P = 2.8 \text{ MPa}$, $t = 230 \text{ }^\circ\text{C}$, 规定取腐蚀裕量 $C_2 = 2.5 \text{ mm}$ 。

试问此管件是否需要附加补强?

解: 在主管和支管按内压计算能满足强度的前提下, 对此承插焊管接头, 按照 6.7.3 不需补强的条件 a), 不必进行补强计算, 也不必采用补强措施。

附 录 F
(资料性附录)
压力面积法补强计算

F.1 符号

- A_s ——补强范围内三通纵断面上的承载面积,单位为平方毫米(mm²);
- A_p ——补强范围内三通纵断面上的承压面积,单位为平方毫米(mm²);
- D_b ——三通支管外直径,单位为毫米(mm);
- D_h ——三通主管外直径,单位为毫米(mm);
- L_4 ——三通主管外侧补强范围高度, $L_4 = \sqrt{(D_b - T_{eb})T_{eb}}$,单位为毫米(mm);
- L_6 ——三通主管外侧补强范围宽度, $L_6 = \sqrt{(D_h - T_{eh})T_{eh}}$,单位为毫米(mm);
- P ——设计压力,单位为兆帕(MPa);
- S ——设计温度下三通材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- T_{eb} ——支管有效厚度,单位为毫米(mm);
- T_{eh} ——主管有效厚度,单位为毫米(mm)。

F.2 补强计算

整体成型三通的补强计算应按如下步骤进行,其他异形元件的开孔补强计算也可参照压力面积法进行补强计算,可参见 EN 13480.3:

- a) 应参照图 F.1 画出三通纵断面图,求出承压面积 A_p 和承载面积 A_s 。
- b) 强度条件应符合式(F.1)的要求:

$$S \geq P \left(\frac{A_p}{A_s} + \frac{1}{2} \right) \dots\dots\dots (F.1)$$

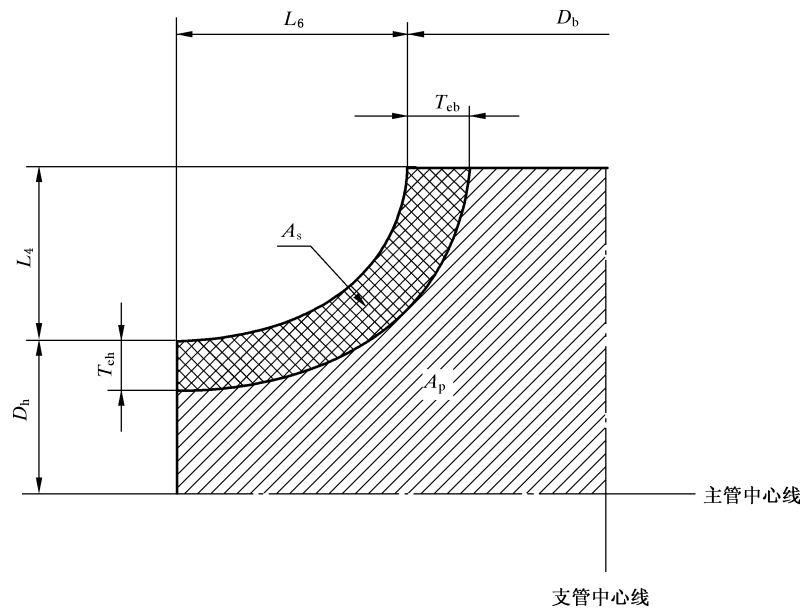


图 F.1 三通补强计算示意图

附录 G

(规范性附录)

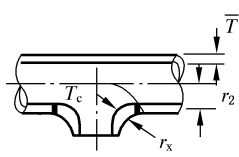
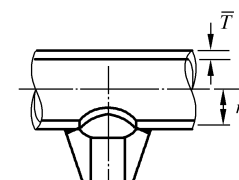
柔性系数和应力增大系数

表 G.1 和表 G.2 分别列出了管道元件及其连接接头的柔性系数和应力增大系数。

表 G.1 柔性系数和应力增大系数(一)^a

名称	脚注	柔性系数 k	应力增大系数 ^{b,c}		尺寸系数 h	简图
			平面外 i_o	平面内 i_i		
对焊弯头或弯管	b,d,e,f,g	$\frac{1.65}{h}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\bar{T}R_1}{r_2^2}$	
窄间距斜接弯头 $S < r_2(1 + \tan\theta)$	b,d,e,g	$\frac{1.52}{h^{5/6}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\cot\theta}{2} \left(\frac{s \bar{T}}{r_2^2} \right)$	
单斜弯头或 宽间距斜接弯头 $S > r_2(1 + \tan\theta)$	b,d,g	$\frac{1.52}{h^{5/6}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{1 + \cot\theta}{2} \left(\frac{\bar{T}}{r_2} \right)$	
标准对焊三通 (GB/T 12459-B)	b,d,f,h,i	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4i_o + 1/4$	$3.1 \left(\frac{\bar{T}}{r_2} \right)$	
带补强焊制三通	b,d,i,j,k	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4i_o + 1/4$	$\frac{(\bar{T} + 1/2 \bar{T}_r)^{2.5}}{\bar{T}^{1.5} r_2}$	
不带补强焊制三通	b,d,i,k	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4i_o + 1/4$	$\frac{\bar{T}}{r_2}$	
挤压成型对焊三通 $r_x \geq 0.05D_b$ $T_c < 1.5 \bar{T}$	b,d,i	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4i_o + 1/4$	$\left(1 + \frac{r_x}{r_2} \right) \frac{\bar{T}}{r_2}$	

表 G.1 (续)

名称	脚注	柔性系数 k	应力增大系数 ^{b,c}		尺寸系数 h	简图
			平面外 i_o	平面内 i_i		
嵌入式支管	b, d, h, i	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4i_o + 1/4$	$3.1 \frac{\bar{T}}{r_2}$	
整体补强支管座	b, d, k, l	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3.3 \frac{\bar{T}}{r_2}$	

^a 应力增大系数和柔性系数是用于缺少更直接的应用数据的情况。对于 $D/T \leq 100$, 已证实表中值是有效的。

^b 柔性系数 k 适用于任何平面内的弯曲。柔性系数 k 和应力增大系数 i 均不应小于 1。这两个系数应用于弯头和斜接弯头的有效弧长(图表中粗中心线表示)上以及三通的交叉点处。

^c 需要时, 对于 i_i 和 i_o 都可使用单一的应力增大系数 $0.9/h^{2/3}$ 。

^d k 值和 i 值可由表列公式计算 h 值, 再从图 G.1 上直接读出。
表中符号如下:
 \bar{T} —— 对于弯头和斜接弯头, 为管的名义厚度; 对于三通, 为主管名义厚度;
 T_c —— 三通的叉口处厚度;
 T_r —— 补强圈或鞍件的厚度;
 θ —— 相邻斜接弯管轴线夹角之半;
 r_2 —— 主管平均半径;
 R_1 —— 对焊弯头或弯管弯曲半径;
 r_x —— 挤压成型管座外轮廓部分的过渡半径, 见图 11;
 s —— 斜接弯管在中心线上的间距;
 D_b —— 支管外径。

^e 当法兰装在一端或两端时, 表中 k 和 i 值应按系数 C_1 来修正。系数 C_1 可用计算得到的 h 值由图 G.2 查得。

^f 设计应注意对接焊的铸造弯头的壁厚可能比连接管子的壁厚大得多, 如不考虑这些较大壁厚的影响, 可能出现较大的误差。

^g 对于直径大、管壁薄的弯头和弯管, 压力会明显地影响其 k 和 i 的数值。因此, 将表中的值修正如下:

$$k = \frac{1}{\left[1 + 6 \left(\frac{P}{E} \right) \left(\frac{r_2}{\bar{T}} \right)^{\frac{7}{3}} \left(\frac{R_1}{r_2} \right)^{\frac{1}{3}} \right]}$$

$$i = \frac{1}{\left[1 + 3.25 \left(\frac{P}{E} \right) \left(\frac{r_2}{\bar{T}} \right)^{\frac{5}{2}} \left(\frac{R_1}{r_2} \right)^{\frac{2}{3}} \right]}$$

式中:
 P —— 设计压力, 单位为兆帕 (MPa);
 E —— 弹性模量, 单位为兆帕 (MPa)。

^h 若 $r_x \geq 1/8 D_b$ 且 $T_c > 1.5 \bar{T}$, 可使用的柔度特性为 $h = 4.4 \bar{T} / r_2$ 。

ⁱ 支管连接的应力增大系数是基于支管中心线两侧长度至少为 2 倍直径的验证性压力试验而得, 间距更小的支管需特殊考虑。

^j $T_r > 1 \frac{1}{2} \bar{T}$ 时, $h = 4 \bar{T} / r_2$ 。

^k 支管与主管直径比在 $0.5 \leq d/D < 1.0$ 时, 其平面外的应力增大系数可能是不保守的, 有内凹且平滑过渡的焊缝轮廓可减小应力增大系数。选择适当的应力增大系数是设计的责任。

^l 设计应保证整体补强支管座与直管具有相同的压力额定值。

表 G.2 柔性系数和应力增大系数(二)

名称	注	柔性系数 k	应力增大系数 i
对焊接头, 异径管或带颈对焊法兰	—	1	1.0
平焊法兰	—	1	1.2
填角焊接头, 承插焊法兰或承插管件	1	1	1.3
松套法兰	—	1	1.6
螺纹管接头或螺纹法兰	—	1	2.3
褶皱和波浪形直管或褶皱和波浪形弯头	2	5	2.5

注 1: 承插管件的填角焊接头的应力增大系数是基于承插管件和管子符合 GB/T 12459, 填角焊符合 GB/T 20801.4—2020 中图 9 的要求; 承插焊法兰的填角焊接头的应力增大系数是基于填角焊符合 GB/T 20801.4—2020 中图 8 c) 的要求; 填角焊缝应平缓过渡至管子, GB/T 20801.4—2020 中图 7 b)、d) 所示凹形焊缝有利改善焊缝的抗疲劳性能。

注 2: 所示系数适用于弯曲, 对于扭曲, 其柔性系数为 0.9。

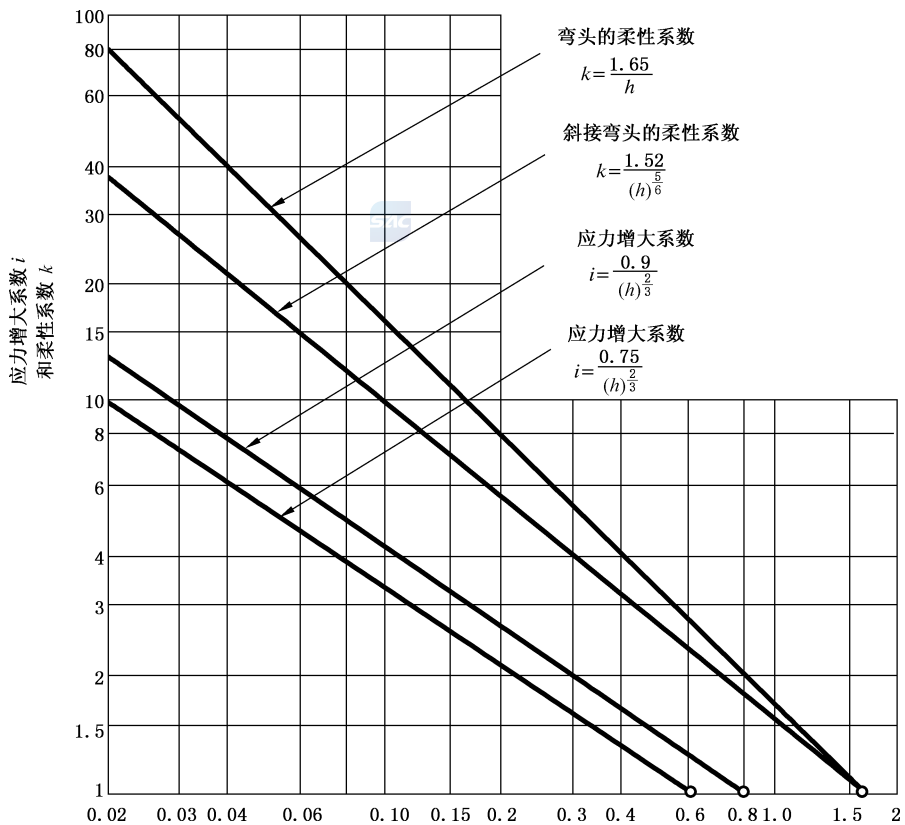


图 G.1 尺寸系数 h

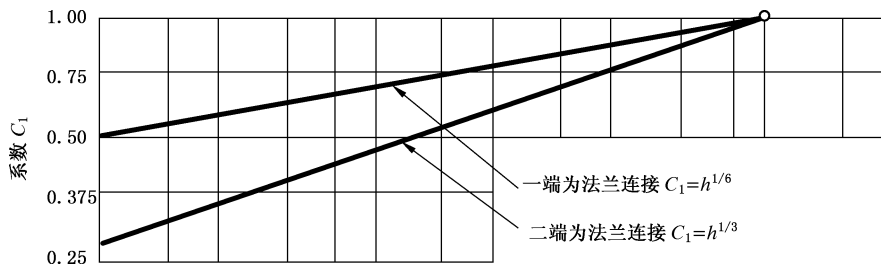


图 G.2 系数 C_1

附录 H
(资料性附录)
管系中阀门开、关时的动载分析

H.1 阀门快速关闭

H.1.1 如管系有“水锤”现象存在,则应保证该管系中的管道和管道元件能安全地承受正常操作压力加上短时压力的升高值。同时应保证管道具有足够的强度以抵御非平衡力的作用。对压力波造成的管道振动,设计人员也应在管道结构布置时适当加以考虑。

H.1.2 下列方法仅考虑阀门刚关闭时管系中的压力升高,并假定由此产生的管系中的应力是管系所经历的最大应力。该方法未考虑压力波对管系产生的振动,其计算结果应是偏保守的。按式(H.1)计算:

a) 当满足以下不等式时会出现“水锤”现象:

$$T < \frac{2L}{v_s} \quad \dots\dots\dots(\text{H.1})$$

式中:

T ——阀门的有效关闭时间,单位为秒(s);

L ——管系的长度,单位为米(m);

v_s ——管道中流体的声速,单位为米每秒(m/s),将管道视为完全刚性时,可按式(H.2)算得:

$$v_s = \sqrt{\frac{E_o}{\rho}} \times 10^3 \quad \dots\dots\dots(\text{H.2})$$

E_o ——流体的体积弹性模量,单位为兆帕(MPa);

ρ ——管道中流体的密度,单位为千克每立方米(kg/m³)。

当考虑管道所具有的弹性时, v_s 以式(H.3)计算:

$$v_s = \sqrt{\frac{1}{\rho \left(\frac{1}{E_o} + \frac{D}{T_e E} \right)}} \times 10^3 \quad \dots\dots\dots(\text{H.3})$$

E ——钢管在操作温度下的弹性模量,单位为兆帕(MPa)。

b) 压力升高值 Δp , (MPa)可按式(H.4)计算:

$$\Delta p = v_s \cdot v \cdot \rho \times 10^{-6} \quad \dots\dots\dots(\text{H.4})$$

式中:

v ——管道中流体的实际流速,单位为米每秒(m/s)。

c) 对一段直管道,最大非平衡力 F (N)可按式(H.5)、式(H.6)计算:

对刚性管道:

$$F = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot V_m \cdot L}{2 \cdot V_a \cdot \lambda} \cdot \Delta p \times 10^{-3} \quad \dots\dots\dots(\text{H.5})$$

对柔性管道:

$$F = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot V_m \cdot L}{V_a \cdot \lambda} \cdot \Delta p \times 10^{-3} \quad \dots\dots\dots(\text{H.6})$$

式中:

V_m ——阀门关闭过程中的最高速率,单位为平方米每秒(m²/s);

V_a ——阀门关闭过程中的平均速率,用总关闭时间除阀门面积而得,单位为平方米每秒(m²/s);

λ ——压力波的波长[见式(H.7)],单位为米(m)。

$$\lambda = v_s \cdot T \quad \dots\dots\dots (H.7)$$

H.2 泄放阀的打开

当安全泄放阀开启时,气体的排放会对与阀门相连的管道产生一反作用力,该反作用力将对管道的强度有很大的影响。

泄放阀开启的影响可看作是与阀门连接的接管对管道产生的一个局部作用力,设计者应在管道设计和支吊架的布置时考虑这个因素。如在管道或封头上安装有多个泄放阀,则应考虑多个泄放阀开启时的联合影响。

在设计中,考虑泄放阀开启的影响时,可认为管道中的物料向大气中排放,从而采用较简单的静态分析方法,再以一动态荷载系数来考虑其动态效应。

向通风管或大气中排放物料时的持续反作用力(N)按式(H.8)计算:

$$F_r = Mv_e(p_e - p_a)A \quad \dots\dots\dots (H.8)$$

式中:

M ——物料排放时的质量流速,单位为千克每秒(kg/s);

v_e ——物料在泄放阀的出口速率,单位为米每秒(m/s);

p_e ——泄放阀出口处的压力,单位为兆帕(MPa);

p_a ——大气压力,单位为兆帕(MPa);

A ——泄放阀出口处的物料流动面积,单位为平方毫米(mm²)。

为了考虑泄放阀开启瞬间所具有的动态效应,首先按式(H.9)计算泄放阀的固有周期 T (s):

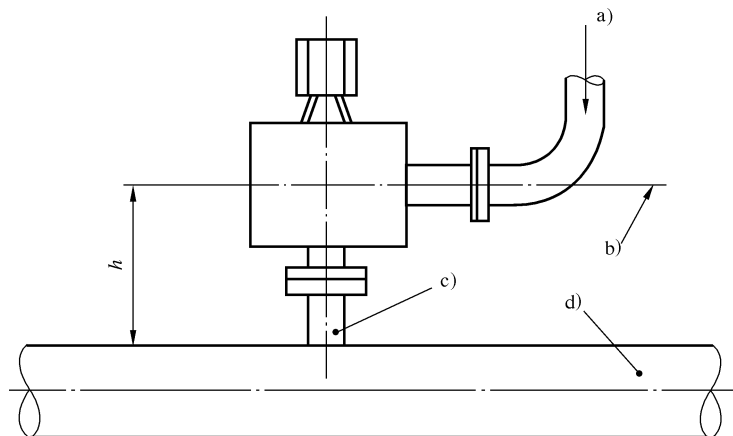
$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sqrt{\frac{m_v \cdot h^3}{1\,000 \times EJ}} \quad \dots\dots\dots (H.9)$$

式中:

m_v ——泄放阀组件(包括法兰等)的质量,单位为千克(kg);

h ——主管表面至出口管中心线的距离(见图 H.1),单位为毫米(mm);

J ——泄放阀进口管的惯性矩,单位为毫米四次方(mm⁴)。



说明:

a)——反作用力;

c)——阀门的进口管;

b)——阀门出口管的中心线;

d)——主管。

图 H.1 泄放阀的典型布置



然后,用泄放阀实际开启时间 t (从阀门完全关闭到完全打开所用的时间)与泄放阀固有周期 T 之比,从图 H.2 中查得动态荷载系数 Z_{df} 。

泄放阀开启瞬间的动态力(N),可以按式(H.10)计算:

$$F_d = F_r Z_{df} \dots\dots\dots (H.10)$$

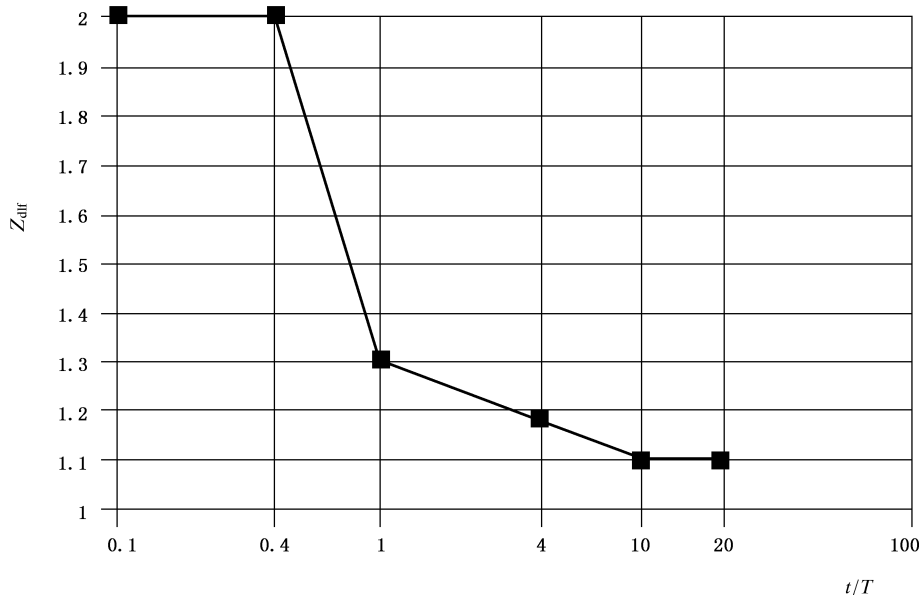


图 H.2 动态荷载系数 Z_{df}

附 录 I
(资料性附录)
静设备管口许用荷载

I.1 范围

本附录给出了静设备接管及其补强板、接管所在处的壳体应能承受的除压力外的力和弯矩。

本附录适用于设计压力大于 0.1 MPa, 小于 35 MPa 的一般钢制压力容器及管壳式换热器(以下简称一般设备)。

本附录不适用于固定顶罐、浮顶罐、储气罐、料仓、箱形容器等。

本附录不适用于非法线接管和非圆形接管。

I.2 设计压力大于 0.1 MPa, 小于 10 MPa 的一般设备

I.2.1 对于半径 $R=1\ 000\ \text{mm}$, 壳体有效厚度 $t=10\ \text{mm}$ 的一般设备, 所有接管(与管道相连)及其补强板、接管所在处的壳体都应能够承受表 I.1 所列的力和弯矩(方向见图 I.1)。

表 I.1 设计压力大于 0.1 MPa, 小于 10 MPa 的设备许用管口荷载

NPS	P/N	T_L/N	T_C/N	$M_L/(\text{N}\cdot\text{m})$	$M_C/(\text{N}\cdot\text{m})$	$M_T/(\text{N}\cdot\text{m})$
3"	1 500	1 500	1 500	600	600	600
4"	2 100	2 100	2 100	1 100	1 100	1 100
6"	4 600	4 600	4 600	3 400	3 400	3 400
8"	6 000	6 000	6 000	5 700	5 700	5 700
10"	7 600	7 600	7 600	6 900	6 900	6 900
12"	9 200	9 200	9 200	8 000	8 000	8 000
14"	10 800	10 800	10 800	9 200	9 200	9 200
16"	14 600	14 600	14 600	11 300	11 300	11 300
18"	18 500	18 500	18 500	13 500	13 500	13 500
20"	22 300	22 300	22 300	15 600	15 600	15 600
24"	30 000	30 000	30 000	20 000	20 000	20 000

I.2.2 对于材料为不锈钢的一般设备, 表 I.1 所列数值应降至 75%。

I.2.3 对于不同直径和壁厚的一般设备, 应对表 I.1 所列数值乘以系数 k 进行修正, k 按式(I.1)计算:

$$k = t^{1.5} / \sqrt{R} \quad \dots\dots\dots (I.1)$$

式中:

k ——修正系数;

t ——接管所在处设备壳体有效厚度, 单位为毫米(mm);

R ——接管所在处设备壳体内半径, 单位为毫米(mm)。

I.3 设计压力大于或等于 10 MPa, 小于 35 MPa 的一般设备

此类设备的所有接管(与管道相连)及其补强板、接管所在处的壳体都应能够承受表 I.2 所列的力和弯矩(方向见图 I.1)。

表 I.2 设计压力大于或等于 10 MPa, 小于 35 MPa 的设备许用管口荷载

NPS	P/N	T_L/N	T_C/N	$M_L/(N \cdot m)$	$M_C/(N \cdot m)$	$M_T/(N \cdot m)$
2"	2 260	1 040	1 040	1 060	1 060	1 060
12-1/2"	3 130	1 440	1 440	1 470	1 470	1 470
3"	3 980	1 840	1 840	1 870	1 870	1 870
4"	6 100	2 820	2 820	2 860	2 860	2 860
6"	12 460	5 730	5 730	5 820	5 820	5 820
8"	22 070	10 200	10 200	10 400	10 400	10 400
10"	35 810	16 480	16 480	16 780	16 780	16 780
12"	54 250	25 020	25 020	25 410	25 410	25 410
14"	71 020	32 770	32 770	33 350	33 350	33 350
16"	99 080	45 810	45 810	46 500	46 500	46 500
18"	134 400	61 800	61 800	62 780	62 780	62 780
20"	175 600	81 230	81 230	82 500	82 500	82 500
24"	284 490	131 450	131 450	133 420	133 420	133 420
24"以上	$882.5 \times 10^{-6} D^3$	$407.3 \times 10^{-6} D^3$	$407.3 \times 10^{-6} D^3$	$413.8 \times 10^{-6} D^3$	$413.8 \times 10^{-6} D^3$	$413.8 \times 10^{-6} D^3$

表 I.2 中的 D 按式(I.2)进行计算:

$$D = D_0 + 76.2 \dots\dots\dots (I.2)$$

式中:

D_0 ——接管外径,单位为毫米(mm)。



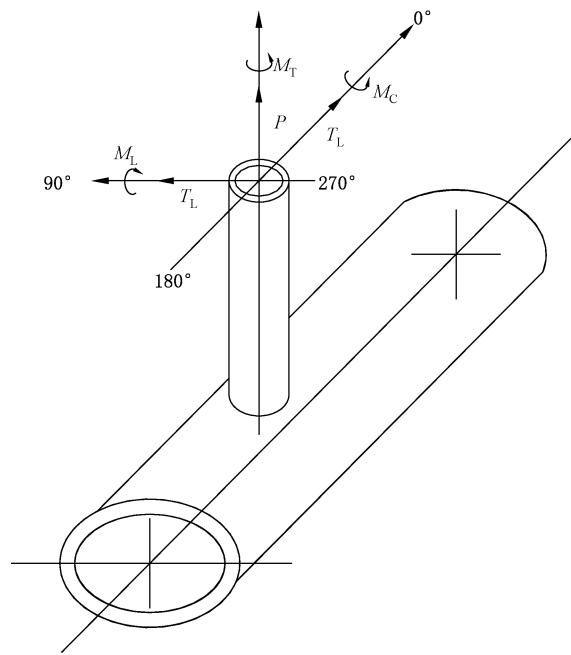


图 I.1 设备管口承受的力和力矩方向

附 录 J
(规范性附录)
金属波纹膨胀节

J.1 基本要求

本附录规定了压力管道中的膨胀节设计、制造和安装的一般要求和设计计算的标准。膨胀节所有元件的详细设计应由制造商负责。

J.2 对管道设计者的要求

J.2.1 总则

管道设计者应提供膨胀节详细设计的设计工况以及对设置膨胀节的管道设计要求。设计者应结合合金元素的含量、制造方法和最终热处理条件来确定材料产生应力腐蚀裂纹的敏感性。

除膨胀节中流动介质的性能外,设计者还应确定其外部环境和由于波纹管在低温下操作,可能在其外壁产生冷凝或结冰。

宜给出波纹管的单层最小厚度。

应确认膨胀节检修维护的可达性。

需要从膨胀节制造商处获得的数据至少包括:

- a) 有效的承受轴向内压的面积;
- b) 横向、轴向和扭转刚度;
- c) 特定设计条件下的设计疲劳寿命;
- d) 安装长度和质量;
- e) 在管道上附加支撑或约束的要求;
- f) 材料合格证明;
- g) 最大实验压力;
- h) 设计计算书;
- i) 总装配图。

J.2.2 膨胀节设计条件

管道设计提出的膨胀节设计条件应包括:

a) 静态设计条件

本条件应包括正常操作状态下的压力、温度以及可能出现的压力、温度的波动上、下限。如果所给出的膨胀节组件设计温度不是介质温度,则该温度应通过适当的换热计算方法或试验的方法来核实,或通过对在同样条件下服役的相同设备的测量来获得。

b) 循环设计条件

本条件应包括操作期内同时作用的压力、温度、所施加的端点位移、膨胀节本身的热膨胀所对应的循环数。

由短时工况引起的循环数(如开车、停车和非正常操作)应单独说明,并应叠加累积疲劳效应。

c) 其他荷载

除以上条件之外的其他荷载也需说明,包括动力荷载(如风荷载、地震荷载、热冲击、振动等)和重力荷载(如绝热材料、雪、冰等产生的重力荷载)。

d) 流体特性

同设计要求相关的流体介质特性应在设计条件中指定,如业主指定的介质类型、流体速率和方向、内部衬里等。

e) 其他设计条件

影响膨胀节设计的其他条件应在设计条件中说明,如保护套的使用,内、外隔热层,限位装置,其他约束,膨胀节上的外加接管(如排气和排液管)等。

J.2.3 管道设计要求

在进行管道布置、固定点位置和约束、导向件、支承件设计时,应避免在膨胀节上施加非预定的位移和力,例如,膨胀节通常不能抵抗扭矩。如膨胀节无自约束装置,管道上的固定和导向支承应能承受膨胀节的内压推力及柱失稳(由于管内流体压力)产生的荷载。

固定支吊架设计要求如下:

a) 主固定架

主固定架应能承受 J.2.2 b) 所列的力和力矩以及压力所产生的推力,该推力等于膨胀节上承受轴向压力的有效面积乘以最大工作压力。对于在压力试验时无附加约束的膨胀节,应考虑试验期间由试验压力所产生的推力比正常操作时的推力大,主固定架应能承受该推力。

膨胀节上承受轴向压力的有效面积应由制造商推荐。当无资料时,该面积可根据波纹的中径计算而得。

b) 中间固定架

中间固定架应能承受以下的力和力矩:

- 1) 约束膨胀节发生压缩、伸长、偏移或转动(由计算得到的位移、转角产生)时所需要的力或力矩;
- 2) 管道在最大伸缩位置间移动时,其支承上所产生的静摩擦力(计算位移是基于固定架和膨胀节之间的管道长度);
- 3) 流动介质所产生的操作荷载和瞬时动态荷载;
- 4) 其他的管道力和力矩。

J.3 对膨胀节制造商的要求

J.3.1 制造总则

膨胀节制造商应根据本部分及工程设计要求进行膨胀节的详细设计以及整个膨胀节部件的制造和检验等,包括:

- a) 膨胀节装配件所包括的管子、法兰、管件、连接件、波纹管、管道的支承件或约束件等;
- b) 对膨胀节装配件以外需外加的支承件和约束件及其设计数据;
- c) 对那些与膨胀节一起提供,而与操作介质不接触的零部件确定其设计条件;
- d) 向管道设计者提供膨胀节的性能参数,如膨胀节的刚度、质量等;
- e) 随产品附安装说明书。

J.3.2 膨胀节设计

膨胀节的设计应符合下列规定:

- a) 膨胀节的设计计算应符合 GB/T 12777 的规定。

- b) 在失稳压力下的安全系数不小于 2.25,在极限断裂压力下的安全系数不小于 3.00。
- c) 按 GB/T 12777 计算波形膨胀节的应力时,应采用 GB/T 20801.3—2020 中 4.2.4 规定的材料许用应力值来判定所设计的膨胀节的强度。同时,应采用 GB/T 20801.2 所规定的弹性模量值计算膨胀节的刚度和补偿量。
- d) 约束压力推力的结构件材料亦应符合 GB/T 20801.2 的相关规定。
- e) 由设计压力在波纹管、波纹管直边段和加强环中产生的环向膜应力及在波纹管中产生的子午向膜应力(包括紧固件中的拉应力)应不超过 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1 给出的许用应力。非表列材料的许用应力值按 GB/T 20801.3—2020 中 4.2.4 的规定来确定。
- f) 成型后退火的非加强型波纹管,在波纹管的子午向膜应力与弯曲应力之和应不超过 GB/T 20801.2—2020 中表 A.1 许用应力的 1.5 倍。
- g) 自约束型膨胀节的约束件(如拉杆、铰链、销轴等)和约束于管子或法兰的连接件中的应力应计算,其拉伸应力、压缩应力、挤压应力和剪切应力应不超过 GB/T 20801.3—2020 中 4.2.4 所述的许用应力极限。约束件附着在管道上的情况,局部应力可使用 JB 4732 的准则进行评定。
- h) 管段、管件和法兰的压力设计应符合 GB/T 20801.3—2020 中第 5 章和第 6 章的要求。
- i) 疲劳分析应考虑所有的设计循环工况,并应给出设计疲劳寿命的计算报告。
- j) 波纹管元件的操作温度在蠕变范围内时,应考虑蠕变-疲劳相互作用的有害影响。
- k) 设计温度低于 425 °C 的成型态奥氏体不锈钢波纹管设计疲劳寿命按 GB/T 12777 的方法计算。

J.3.3 膨胀节的制造、检验和压力试验

J.3.3.1 制造技术方案

在管道系统中设置膨胀节时,应确保管道系统中安装的膨胀节具有足够的静载强度和疲劳强度。膨胀节的制造商应制定合适的制造技术方案,这些技术方案应包括 J.3.3.2~J.3.3.4 所述的内容。

J.3.3.2 制造

为使膨胀节能满足相连管道的位移补偿要求,可考虑采用与管道不同的材料来制造膨胀节,但应保证膨胀节与管道的焊接质量。膨胀节的焊接应满足以下要求:

- a) 应由取得资格的合格焊工或焊机操作工使用已评定的焊接工艺进行焊接操作。焊接工艺评定应符合 NB/T 47014 的要求。
- b) 波纹管上的纵向焊缝应全焊透。在波纹管成型前,焊缝厚度应不小于波纹管材料名义厚度的 1.0 倍,且不大于 1.1 倍。
- c) 全角焊缝可用作波纹管元件与相邻管道组件的主焊缝。
- d) 制造波纹管的管坯不得使用搭接焊。
- e) 当波纹管与管道组件直接焊接,且管道组件材料组别是 Fe-4、Fe-5A、Fe-5B(见 NB/T 47014) 时,该焊缝应按 GB/T 20801.4—2020 中第 9 章的规定进行热处理,不准许使用其免除热处理的规定。恒温时间由管道组件的厚度确定。焊缝的检测应在热处理后进行。热处理可能影响波纹管的承压能力、力学性能和耐腐蚀性能,如果确认热处理对波纹管的性能有害,波纹管就不应直接与管道组件焊接,在这种情况下,管道组件的焊缝坡口边应使用适当的填充金属进行隔离层堆焊,并按 GB/T 20801.4—2020 中第 9 章进行热处理,然后再与波纹管焊接。

J.3.3.3 检验

以下是控制焊接质量的最低检验要求:

- a) 焊缝检验应符合 GB/T 20801.5—2020 中第 4 章~第 8 章的要求。
- b) 在波纹管成型前,纵焊缝应进行 100%射线探伤。如波纹管名义厚度小于或等于 2.4 mm,可采用单面焊,且应在内、外表面进行渗透探伤代替。波纹管的纵向焊接接头质量系数取 1.0。
- c) 波纹管成型后,可及的内、外表面焊缝均应进行渗透探伤。波纹管与管道连接的环焊缝等也应进行 100%渗透探伤。
- d) 射线探伤的评判应符合 GB/T 20801.5—2020 中 6.3.1.2 对纵缝的要求。渗透探伤的评判标准是不准许有裂纹、咬边和未焊透。

J.3.3.4 压力试验

膨胀节的压力试验应符合下列规定:

- a) 制造商应按 GB/T 20801.5—2020 中第 9 章的规定对每一个膨胀节进行压力试验,试验压力应按 GB/T 20801.5—2020 中 9.1.3 和 9.1.4 确定,式(1)中的 S_1 、 S_2 宜按膨胀节所在管道的管道材料选取,试验压力至少应保持 10 min。
- b) 能抵抗压力推力的膨胀节,在压力试验时,不应提供外加的轴向约束。如有必要,可施加模拟管道刚度的暂时约束。
- c) 在压力试验时,除要检查泄漏和结构总体强度外,还应在压力试验前、压力试验时和压力试验后确认无波纹管屈曲现象。在进行内压的压力试验时,初始状态为对称的波纹管会发生变形,该变形可导致波纹管之间不平行或波纹管波距不一致,这时就认为屈曲已经产生。不准许出现以下情形的变形:
 - 1) 对于无加强的膨胀节,最大的波距与受压前的波距之比大于 1.15;
 - 2) 对于有加强的膨胀节,最大的波距与受压前的波距之比大于 1.20。
 对泄漏和变形的检测应在 100%试验压力达到后、不低于 2/3 试验压力下进行。
- d) 对于屈曲的检查应在最大试验压力时进行。为了安全,可在临时安装有参考尺寸的隔间通过远距离观察(通过望远镜或录像等)进行检查。泄漏检查应在 100%试验压力到达之后且不低于 2/3 试验压力下进行。气压试验应遵照 GB/T 20801.5—2020 中 9.1.4 的规定。

J.4 安装

膨胀节的安装应符合下列规定:

- a) 膨胀节安装时应使导流标志方向与介质流向一致;
- b) 不得利用膨胀节的变形来调整或弥补管道的安装偏差;
- c) 安装时应避免波纹管产生划痕、焊弧、焊接飞溅或凹陷等缺陷;
- d) 膨胀节吊装时,不得将任何提升装置直接作用在波纹管或波纹管的外保护罩上,在吊装过程中,应避免波纹管和法兰密封面受到机械损伤;
- e) 在所有导向支架和固定支架被正确安装完毕前,不应进行压力试验或对其抽真空;
- f) 管道的固定支架安装完毕,并且管道得到正确的支承和导向,膨胀节上的运输固定装置应拆除,使膨胀节在以后的过程中随环境温度的变化进行补偿;
- g) 膨胀节安装除上述要求外,还应满足制造商的安装说明书的要求。

参 考 文 献

- [1] GB/T 3840 制定地方大气污染物排放标准的技术方法
 - [2] GB 31570 石油炼制工业污染物排放标准
 - [3] GB 31571 石油化学工业污染物排放标准
 - [4] GB 50160—2008 石油化工企业设计防火规范
 - [5] EN 13480.3 Metallic industrial piping—Part 3: Design and calculation
 - [6] API 622 Type Testing of Process Valve Packing for Fugitive Emissions
 - [7] API 624 Type Testing of Rising Stem Valves Equipped for Graphite Packing for Fugitive Emissions
 - [8] API 641 Type Testing of Quarter-turn Valves for Fugitive Emissions
-