

ICS

点击此处添加中国标准文献分类号

团 体 标 准

T/CNEA XXXXX—XXXX

压水堆承压部件 设计与制造 第 2 部分：1 级部件

Code for PWR pressure boundary components Design and Fabrication Part 2:
Class 1 Components

点击此处添加与国际标准一致性程度的标识

文稿版次选择

（本稿完成日期：）

XXXX – XX – XX 发布

XXXX – XX – XX 实施

中国核能行业协会 发布

目 次

前言 III

引言 IV

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语与定义 2

4 总则 7

 4.1 温度限制 7

 4.2 本部分适用管辖的边界范围 7

5 材料 13

 5.1 材料的通用要求 13

 5.2 铁素体钢材的试件和试样 16

 5.3 材料的断裂韧度要求 19

 5.4 焊接材料 24

 5.5 承压材料的检测和修补 25

 5.6 金属材料制造单位的质量体系大纲 44

 5.7 尺寸标准 44

6 设计 45

 6.1 设计总则 45

 6.2 分析法设计 53

 6.3 容器设计 75

 6.4 泵的设计 91

 6.5 阀门设计 99

 6.6 管道设计 128

7 制作和安装 177

 7.1 通用要求 177

 7.2 成形、装配和对中 178

 7.3 焊接评定 196

 7.4 指导焊缝的施焊、检测和返修的规则 199

 7.5 热处理 206

 7.6 机械接头 206

8 检测 208

 8.1 检测的通用要求 208

 8.2 制作和役前基线焊缝所要求的检测 209

 8.3 验收标准 212

8.4	容器水压试验后的检测	216
8.5	无损检测人员要求	216
9	试验	217
9.1	通用要求	217
9.2	水压试验	219
9.3	气压试验	220
9.4	试验压力表	220
9.6	压力试验的特殊情况	221
10	超压保护	222
10.1	通用要求	222
10.2	超压保护报告	225
10.3	释放量	226
10.4	压力泄放装置的整定压力	227
10.5	压力释放阀的运行和设计要求	227
10.6	非再闭式压力释放装置	233
10.7	鉴定	234
10.8	标记、印记和数据报告	241

前 言

本部分按照GB/T 1.1-2020给出的规则起草。

T/CNEA ××××《压水堆承压部件 设计与制造》与T/CNEA ××××《压水堆承压部件 材料》、T/CNEA ××××《压水堆承压部件 焊接》、T/CNEA ××××《压水堆承压部件 无损检测》和T/CNEA ××××《压水堆承压部件 设备设计制造》共同构成支撑《压水堆承压部件》团体标准体系。

本文件是T/CNEA ××××《压水堆承压部件 设计与制造》的第2部分。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国核能行业协会提出并归口，技术支持单位为上海核工程研究设计院有限公司、核工业标准化研究所、苏州热工研究院有限公司。

本部分起草单位：上海核工程研究设计院有限公司、中国机械工业联合会、核工业标准化研究所、中机生产力促进中心、中国一重集团有限公司、上海电气核电集团、东方电气（广州）重型机器有限公司、中国核动力研究设计院、中广核工程有限公司、哈电集团（秦皇岛）重型装备有限公司、二重（德阳）重型装备有限公司。

本部分起草人：林绍萱、刘润发、陶宏新、陈星文、黄逸峰、杨义忠、杨铁成、张永新、吴飞飞、董元元、胡大芬、邹小清、杜军毅、王立辉、李亭、李雪民、孙永刚、李蕤。

本部分为首次发布。

引 言

T/CNEA ××××《压水堆承压部件 设计与制造》旨在规范我国压水堆核电厂核承压部件的设计与制造，拟由八个部分构成。

- 第 1 部分：通用要求。目的在于规定用于压水堆核电厂物项的材料、设计、制造、安装、检测、试验、检验与超压保护等的通用要求。
- 第 2 部分：1 级部件。目的在于规定压水堆核电厂 1 级部件的设计、制造、安装、检测、试验、验收和超压保护要求。
- 第 3 部分：2、3 级部件。目的在于规定压水堆核电厂 2、3 级部件的设计、制造、检验、试验和验收要求。
- 第 4 部分：钢制安全壳及贯穿件。目的在于规定压水堆承压部件钢制安全壳及贯穿件的材料、设计、制作、检测、试验和验收要求。
- 第 5 部分：支承件。目的在于规定压水堆核电厂支承件的材料、设计、制造、检验、试验和验收要求。
- 第 6 部分：堆芯支承结构。目的在于规定支承结构的材料、设计、制造、检测等方面的要求。
- 第 7 部分：混凝土安全壳。目的在于规定预应力混凝土和钢筋混凝土安全壳的材料、设计、制作、建造、检测、试验、标志、印记、编制报告以及安全壳结构整体性试验和密封性试验的要求。
- 第 8 部分：辅助规则。目的在于规定压水堆承压部件设计与制造的辅助规则，是压水堆承压部件设计与制造团体标准其它部分的必要补充，用于对其他各部分适用部件设计与制造标准的使用提供进一步支持。

压水堆承压部件 设计与制造 第2部分：1级部件

1 范围

T/CNEA XXXXX的本部分规定了压水堆核电厂1级部件的材料、设计、制造、安装、检测、试验、验收和超压保护要求。

T/CNEA XXXXX的本部分适用于压水堆核电厂1级部件。

本部分的规则涉及物项的强度和承压边界完整性的要求，其失效会妨碍承压边界。本部分只是涉及初期建造的要求，并不包括在使用中由于材料的腐蚀、辐照效应或不稳定而可能引起的退化。T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》中1.1对本部分作了进一步的限定。

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。

HAF 602 民用核安全设备无损检验人员资格管理规定

HAF 603 民用核安全设备焊接人员资格管理规定

GB/T 229 金属材料夏比摆锤冲击试验方法

GB/T 1954 铬镍奥氏体不锈钢焊缝铁素体含量测量方法

GB/T 6803 铁素体钢的无塑性转变温度落锤试验方法

NB/T 20004 核电厂核岛机械设备材料理化检验方法

NB/T 20220 轻水冷却反应堆压力容器辐照监督

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)

T/CNEA XXXXX 压水堆承压部件 设计与制造

T/CNEA XXXXX 压水堆承压部件 焊接

T/CDEA XXXXX 压水堆承压部件 无损检测

T/CDEA XXXXX 压水堆承压部件 材料

ASME B&PVC Section XI 核电厂部件在役检查规则 (Rules for In-service Inspection of Nuclear Power Plant Components)

ANSI B1.1 统一英制螺纹(UN和UNR 牙型)(Unified Inch Screw Threads (UN and UNR Thread Form))

ANSI B16.5 管法兰和法兰管件 (NPS1/2至NPS24) (Pipe Flanges and Flanged Fittings NPS 1/2 Through NPS 24 Metric/Inch Standard)

ANSI B16.9 锻钢对接焊管件(Factory-Made Wrought Buttwelding Fittings)

ANSI B16.11 承插焊和带螺纹的锻钢配件(Forged Fittings, Socket-Welding And Threaded)

ANSI B16.28 钢制对焊小半径弯管和回转管 (Wrought Steel Buttwelding Short Radius Elbows and Returns)

ANSI B16.34 法兰、螺纹和焊接端连接的阀门 (Valves-Flanged Threaded, And Welding End)

ANSI B95.1 减压装置的术语 (Terminology For Pressure Relief Devices)

ASME PTC 25 压力释放装置 (Pressure Relief Devices)

MSS SP-87 为核I级管道申请的工厂制造的对接焊接设备 (Factory-Made Butt-Welding Fitting for Class I Nuclear Piping Applications Standard Practice)

3 术语与定义

3.1 应力强度¹⁾ Stress Intensity

应力强度是组合应力的当量强度，应力强度定义为最大剪应力的两倍。换句话说，应力强度是在给定点上的代数最大主应力与代数最小主应力之差。拉应力为正值，压应力为负值。

3.2 总体结构不连续 Gross Structural Discontinuity

总体结构不连续是一种几何或材料的不连续，它影响承压构件沿整个壁厚的应力或应变分布。总体结构不连续性应力是实际应力分布的一部分，当沿壁厚积分时，该部分得到纯弯曲和纯薄膜力的合力。总体结构不连续的例子有：封头与壳体的连接、法兰与壳体的连接、接管（见本部分6.3.3.1）以及不等直径或不等厚度的壳体间的连接。

3.3 局部结构不连续 Local Structural Discontinuity

局部结构不连续是一种几何或材料的不连续，它影响沿部分壁厚的应力或应变分布。这种与局部不连续有关的应力分布只引起非常局部的变形或应变，对壳型不连续变形没有显著的影响。例如：小的圆角半径、小的附件及部分焊透的焊缝。

3.4 法向应力 Normal Stress

法向应力是垂直于参考平面的应力分量，也称为正应力。通常法向应力沿部件的厚度方向的分布是不均匀的，因此可以认为此应力由两部分分量所组成，一部分是均匀分布且等于所考虑厚度上应力的平均值，另一部分是偏离平均值且随厚度方向变化的应力值。

3.5 剪应力 Shear Stress

剪应力是与参考平面相切的应力分量。

3.6 薄膜应力 Membrane Stress

薄膜应力是均匀分布的法向应力分量，其值等于沿所考虑截面厚度方向应力的平均值。

3.7 弯曲应力 Bending Stress

弯曲应力是本部分3.4中所述法向应力的变化分量。沿厚度方向的变化可以是线性的，也可以不是线性的。

3.8 一次应力 Primary Stress

一次应力是所施加载荷产生的任何法向应力或剪应力，它是为了满足外力或内力以及力矩的平衡规律所必需的。一次应力的基本特性是非自限的，当一次应力大大超过屈服强度时，它会引起失效或至少

1) 这个应力强度的定义与断裂力学领域中所用的应力强度定义无关。

会引起总体变形。热应力不按一次应力分类。一次薄膜应力分为总体的和局部的两类，总体一次薄膜应力在结构中是这样分布的一种应力：由于发生屈服时不会引起载荷的重新分配。一次应力的例子有：

- a) 由于内压或其他分布活载荷在圆柱形壳体或球形壳体中引起的总体薄膜应力；
- b) 由于压力的作用，在平封头中央部分引起的弯曲应力。

3.9 二次应力 Secondary Stress

二次应力是由于相邻材料的约束或者由于结构本身的约束而引起的法向应力或剪应力。二次应力的基本特性是自限的，局部屈服和微小变形能满足成为引起应力的条件，这种应力的一次作用不会产生预计的失效。二次应力的例子有：

- a) 总体热应力[本部分 3.13 a)]；
- b) 总体结构不连续处的弯曲应力。

3.10 局部一次薄膜应力 Local Primary Membrane Stress

局部一次薄膜应力来源于压力或其他机械载荷产生的薄膜应力，并与载荷传递到结构其他部分时不连续效应如不加限制所产生的过量变形有关。尽管局部一次薄膜应力是有二次应力的一些特性，但从保守的观点来看，仍然要求将这种应力归属于局部一次薄膜应力。如果在经线方向上薄膜应力强度超过

$1.1S_m$ 的区域不超过 $1.0\sqrt{Rt}$ 的范围（这里 R 是所考虑区域内的最小中面曲率半径， t 为最小壁厚， S_m 是 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中给定的各种材料的许用应力强度值。），则该应力区域可以认为是局部的。涉及超过 $1.1S_m$ 的轴对称薄膜应力分布的局部一次应力强度的多个区域，在经线方向上的距离不应近于 $2.5\sqrt{Rt}$ ，这里 R 定义为 $(R_1+R_2)/2$ ， t 定义为 $(t_1+t_2)/2$ （其中 t_1 和 t_2 是所考虑的每个区域的最小厚度， R_1 和 R_2 为薄膜应力强度超过 $1.1S_m$ 的每个区域的最小中面曲率半径）。局部一次薄膜应力强度的不连续区域（例如由作用在托架上的集中载荷所产生的薄膜应力强度超过 $1.1S_m$ 的区域）应该彼此隔开，使得薄膜应力超过 $1.1S_m$ 的区域不互相重叠。

3.11 峰值应力 Peak Stress

峰值应力是由于包括应力集中效应（如果有的话）在内的局部不连续或局部热应力[本部分 3.13 b)] 而附加于一次应力与二次应力之和上的应力增量。峰值应力的基本特性是不引起任何显著的变形，只是在作为可能生成疲劳裂纹或脆性断裂的根源时才是有害的。如果它不引起明显的变形，虽不是高度集中局部范围的应力也可归属于本类。峰值应力的例子有：

- a) 碳钢部件上奥氏体钢堆焊层内的热应力；
- b) 引起疲劳但不引起变形的某些热应力；
- c) 局部结构不连续处的应力；
- d) 热冲击产生的表面应力。

3.12 载荷控制的应力 Load-Controlled Stress

载荷控制的应力是由于一种载荷的作用引起的应力，如内压、惯性载荷或重力的影响等所引起的应力，其大小不会由于位移而减小。

3.13 热应力 Thermal Stress

热应力是由温度不均匀分布或热膨胀系数不同而引起的自平衡应力。固体中出现热应力是由于温度改变时物体体积受阻不能呈现其通常应有的尺寸和形状所致。为了确定许用应力，依照发生变形所取部位的体积或面积，认为有如下a)和b)所述两种类型的热应力：

- a) 总体热应力，它与产生总体热应力的结构变形有关。如果这类热应力（不计应力集中）超过材料屈服强度两倍，则弹性分析可能无效，而连续热循环则可能产生畸变增量。因此这类应力归属于表 13 中的二次应力。总体热应力的例子有：
 - 1) 圆柱形壳体上由轴向温度分布产生的应力；
 - 2) 接管及与其相连的壳体之间由温差产生的应力；
 - 3) 圆柱形壳体上由径向温度分布产生的当量线性应力²⁾。
- b) 局部热应力，它与不同膨胀几乎完全被限制因而不产生显著的变形有关。这种热应力仅从疲劳观点来看才应考虑，因此归属于表 13 中的峰值应力。在评定局部热应力时应采用本部分 6.2.2.7.6 b) 的规程。局部热应力的例子有：
 - 1) 容器壁上小热点的应力；
 - 2) 圆柱形壳体上由于径向温度分布引起的实际应力与当量线性应力之差；
 - 3) 膨胀系数不同于母材的堆焊层材料中的热应力。

3.14 总应力 Total Stress

总应力是一次应力、二次应力和峰值应力的总和。识别单独作用的每一种应力，对确定适当的应力限制是重要的。

3.15 运行循环 Service Cycle

运行循环定义为新工况的起始和建立，最后又回复到循环开始时的工况。可能出现运行工况的类型在本部分 6.1.1.3 中有进一步的规定。

3.16 应力循环 Stress Cycle

应力循环是交变应力差[见本部分 6.2.2.2.4 e)]，从初始值经过一个代数最大值至一个代数最小值后再回到初始值的一种工况。一个单独的运行循环可引起一个或多个应力循环。动态效应也应认为是应力循环。

3.17 疲劳强度减弱系数 Fatigue Strength Reduction Factor

疲劳强度减弱系数是考虑局部结构不连续（应力集中）效应对疲劳强度影响的应力增强系数。在缺乏实验数据时可采用理论应力集中系数。

3.18 自由端位移 Free End Displacement

如果固定的附件和与它所连接的管道可分开并允许移动，则这两个构件之间发生的相对运动构成自由端位移。

3.19 膨胀应力 Expansion Stresses

膨胀应力是指管道系统的自由端位移受到约束而产生的那些应力。

3.20 变形 Deformation

2) 当量线性应力定义为与实际应力分布具有相同纯弯曲的线性应力分布。

部件的变形是指其形状或尺寸的改变。

3.21 非弹性 Inelasticity

非弹性是材料行为的普遍特性，即卸除全部作用载荷后材料不恢复到它原有的形状和尺寸。塑性和蠕变是非弹性的特殊情况。

3.22 蠕变 Creep

蠕变是非弹性的特殊情况，它与载荷作用下应力所引起的依赖于时间的变形有关。卸除全部作用载荷后可以产生随时间变化的小变形。

3.23 塑性 Plasticity

塑性是非弹性的特殊情况，即材料经受与时间无关的永久变形。

3.24 塑性分析 Plastic Analysis

塑性分析是计算给定载荷下结构行为的方法，它考虑了材料的塑性特性，包括应变硬化和结构中发生的应力重新分配。

3.25 塑性分析—极限载荷 Plastic Analysis — Collapse Load

塑性分析可以用来确定对于在给定结构给出载荷组合下的极限载荷。应采用下述准则以确定极限载荷：以载荷作纵坐标，变形或应变作横坐标，划一条载荷—变形或载荷—应变曲线，该曲线的线性部分与纵坐标的夹角称作 θ 。通过原点再划第二条直线，它与纵坐标的夹角为 $\Phi = \tan^{-1}(2\tan\theta)$ ，称该直线为极限阻止线。载荷—变形或载荷—应变曲线与极限阻止线相交点的载荷即是极限载荷。采用此法须特别谨慎，应给出确保所使用的应变或变形能表征结构的承载能力。

3.26 塑性失稳载荷 Plastic Instability Load

主要承受拉伸或压缩载荷的构件，其塑性失稳载荷指的是载荷未增加而发生无限制塑性变形的载荷。在塑性拉伸失稳载荷下，材料中真应力的增加比应变硬化所能适应的性能要快。

3.27 极限分析 Limit Analysis

极限分析是塑性分析的一种特殊情况，它假设材料是理想塑性（无应变硬化）。在极限分析中，采用极限状态时的平衡和流动特性来计算极限载荷。在极限分析中采用的两种约束方法，即与静力学容许应力场相关的下限逼近法和与运动学容许速度场相关的上限逼近法。对于梁和桁架，通常用术语机构代替动力学容许速度场。

3.28 极限分析—极限载荷 Limit Analysis — Collapse Load

极限分析方法用于计算假定是理想塑性材料制成的结构所能承受的最大载荷，这一载荷称之为极限载荷。在极限载荷作用下，结构的变形无限制地增加。

3.29 极限载荷—下限定理 Collapse Load — Lower Bound

对一给定载荷，如果能找到任何应力系统处处均满足平衡要求，且没有一处超过材料的屈服强度，则此载荷等于或小于极限载荷。这是极限分析的下限定理，用以计算极限载荷的下限值。

3.30 塑性铰 Plastic Hinge

塑性铰是极限分析中采用的一种理想概念。在一个梁或桁架中，弯矩、剪力和轴向力均落在屈服交界面的一个点上构成了塑性铰。在板和壳体中，总应力落在屈服面上处构成了塑性铰。

3.31 应变限制载荷 Strain Limiting Load

当应变处于一极限值时，与应变限制相关的载荷称为应变限制载荷。

3.32 试验极限载荷 Test Collapse Load

试验极限载荷是按T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录D.1.4.3由试验来确定的极限载荷。

4 总则

4.1 温度限制

本部分不适用于物项的金属温度超出了T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.3、A.4和A.6中所展示的设计应力强度值对应表格中的温度限制。对高于表中的温度，由于允许所采用材料的蠕变特性及持久特性成为重要因素，故本部分暂时不包括这些因素。疲劳设计曲线和规定的疲劳分析方法适用温度范围如下：对T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录C中图C.1和C.4中所列的材料，适用温度不超过370℃；对T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录C中图C.2和C.3中所列的材料，适用温度不超过425℃。

4.2 本部分适用管辖的边界范围

4.2.1 部件的边界

设计规范书应规定部件与所连接的管道或其他部件的边界范围。容器、储罐、泵或阀门等的边界不应接近于下列范围：

- a) 焊接连接件的第一道环焊缝接头（连接焊缝应认为是管道的一部分）；
- b) 螺栓连接件的第一个法兰面（螺栓应认为是管道的一部分）；
- c) 螺钉连接件的第一个螺纹接头。

4.2.2 部件和附件之间的边界

4.2.2.1 附件

- a) 附件是指与设备承压部分的内部或外部相接触和相连接的元件。
- b) 附件可能有承压功能，也可能没有承压功能。
 - 1) 有承压功能的附件包括的物项如：压力边界加强件，支路管道及容器开孔补强。
 - 2) 没有承压功能的附件包括的物项如：
 - (1) 阀门导套、热套管及旋转叶片；
 - (2) 反应堆压力容器内的堆芯支承结构、内部构件或其他永久结构件；
 - (3) 容器鞍式支座、支承件和抗剪吊耳、托架、管夹、耳轴、裙座及支承载荷路径上的其他物项。
- c) 附件也可以具有结构功能或非结构功能。
 - 1) 有结构功能的附件（结构附件）：
 - (1) 执行承压功能的附件；
 - (2) 包括反应堆压力容器内的堆芯支承结构、内部构件或其他永久结构件；或
 - (3) 在支承载荷路径上的附件。
 - 2) 非结构功能的附件（非结构附件）：
 - (1) 不执行承压功能的附件；
 - (2) 不在支承载荷路径上的附件。

非结构附件包括的物项如铭牌、保温层支承件、定位块及起吊用的吊耳。

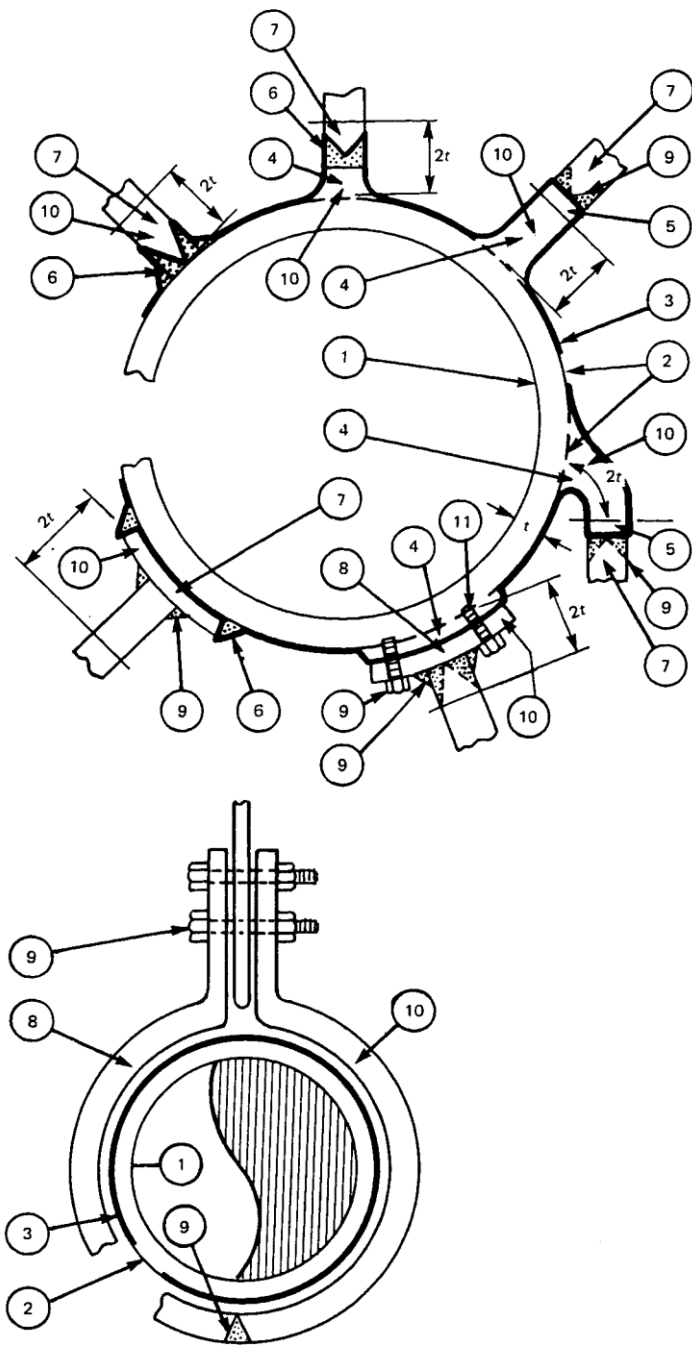
4.2.2.2 管辖界线

设计规范书规定的承压部件和附件之间的管辖界线不应接近于下列a)到g)规定的部件承压部位之内，所提供的图1到图3帮助详细说明了本部分的边界和建造要求：

- a) 与部件用铸接或锻接的附件以及在部件表面的堆焊都应认为是部件的一部分；
- b) 有承压功能的附件、焊缝和紧固件应认为是部件的一部分。
- c) 除了以下 d) 和 e) 的规定外，承压部件和不具有承压功能的附件之间的边界应归于部件的表面；
- d) 非承压结构附件与部件的第一道连接焊缝应认为是部件的一部分，除了焊缝离部件的承压部位大于 $2t$ ，这里， t 是承压材料的名义厚度。离部件承压部位大于 $2t$ 以外，则第一道焊缝应认为是附件的一部分；
- e) 焊接非结构附件到部件的第一道连接焊缝应认为是附件的一部分。离部件承压部位 $2t$ 或以内的第一道焊缝应符合本部分 7.4.3 的要求；
- f) 用于连接非承压附件到部件的机械紧固件应认为是附件的一部分；
- g) 设计规范书有规定时，边界可设置于离上述 a) 到 f) 定义的部件承压部位更远的位置。

4.2.2.3 电气和机械的贯穿件

电气和机械贯穿件应按照容器的规则进行建造，设计以及导电和绝缘材料可不满足本部分的要求。



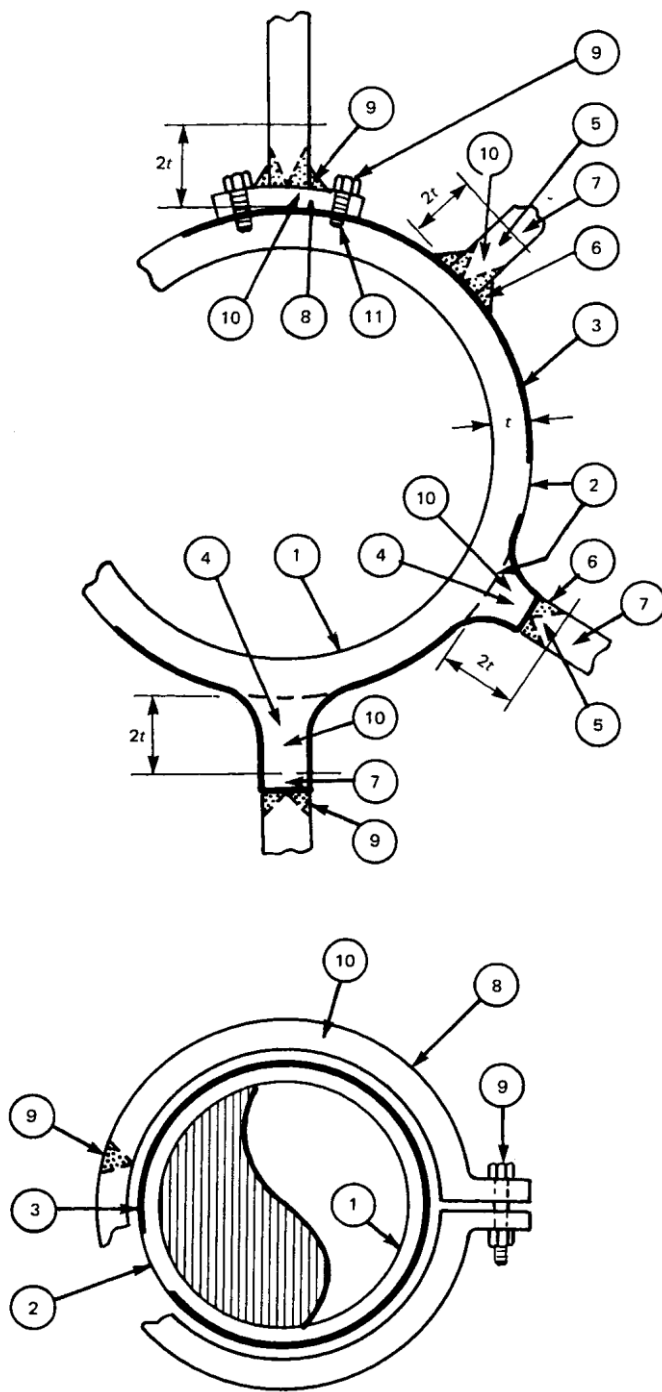
说明：

- ①部件应符合本部分的要求。
- ②部件的承压部位。
- ③管辖界线（粗线条）。
- ④铸造或锻造附件或堆焊层应符合本部分的要求。
- ⑤离部件承压部位大于 $2t$ 的焊接或附件可用 T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分：支承件》第 6 章的设计规则代替本部分第 6 章的设计规则。
- ⑥离部件承压部位小于或等于 $2t$ 的第一道连接焊缝应符合本部分的要求。
- ⑦离部件承压部位 $2t$ 以上或超过第一道连接焊缝，附件应符合 T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分：支承件》的要求[见^a]。
- ⑧支承的、夹紧的或紧固的附件应符合 T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分：支承件》的要求[见^a]。
- ⑨附件的连接应符合 T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分：支承件》的要求[见^a]。
- ⑩离部件承压部位小于或等于 $2t$ 时，附件与部件的相互作用应按照 T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分：支承件》 6.1.3.5 要求考虑。
- ⑪钻孔应符合本部分的要求。

注：这些草图是表示管辖范围上的概念，而不应认为是推荐图。

^a如果附件是一种中间元件（T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分：支承件》 4.1.1（c）），则它的材料、设计和连接不属于本部分管辖范围。

图1 在部件支承载荷路径上不执行承压功能的附件

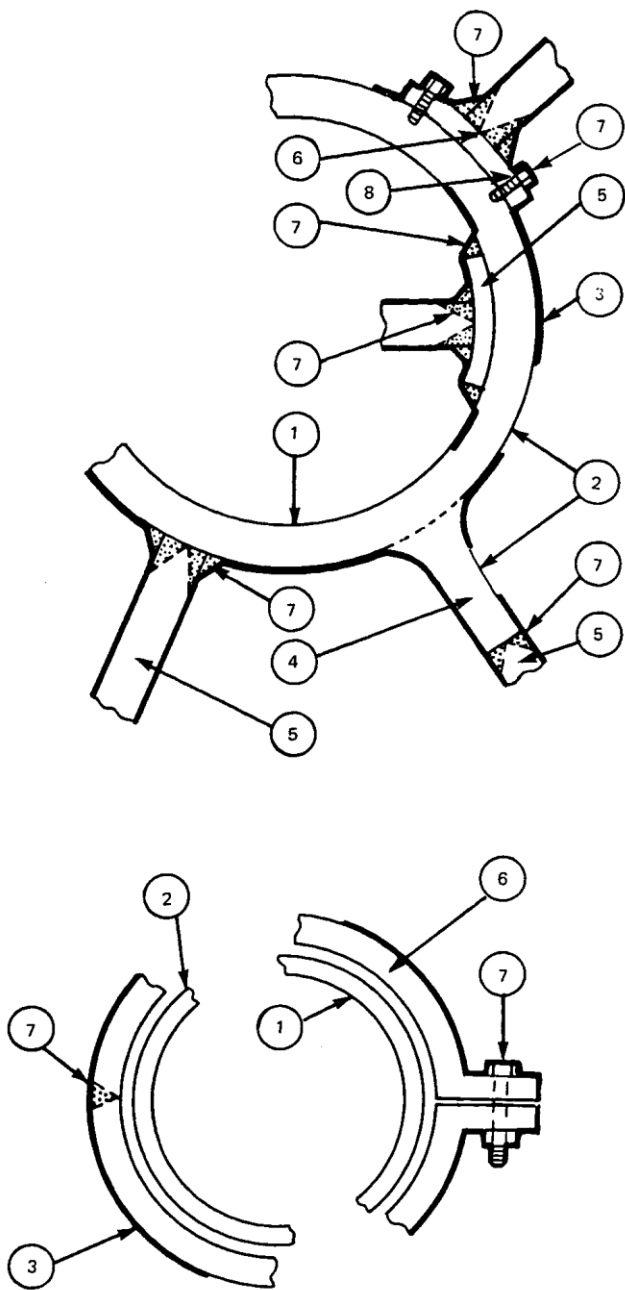


说明:

- ①部件应符合本部分的要求。
- ②部件的承压部位。
- ③管辖界线（粗线条）。
- ④铸造或锻造的附件或堆焊层应符合本部分的要求。
- ⑤离部件承压部位等于或小于 $2t$ 时，第一道焊接非结构附件的材料应符合本部分 5.1.9 的要求；设计不属于本部分管辖范围。
- ⑥离部件承压部位等于或小于 $2t$ 的第一道连接焊缝应符合本部分 7.4.3 的要求。
- ⑦离部件承压部位 $2t$ 以上时，非结构附件不属于本部分管辖范围。
- ⑧支承的、夹紧的或紧固的非结构附件不属于本部分管辖范围。
- ⑨非结构附件的连接不属于本部分管辖范围。
- ⑩离部件承压部位等于或小于 $2t$ 时，部件与非结构附件的相互作用应符合本部分 6.1.3.5 的要求。
- ⑪钻孔应符合本部分的要求。

注：这些草图是表示管辖范围上的概念，而不应认为是推荐图。

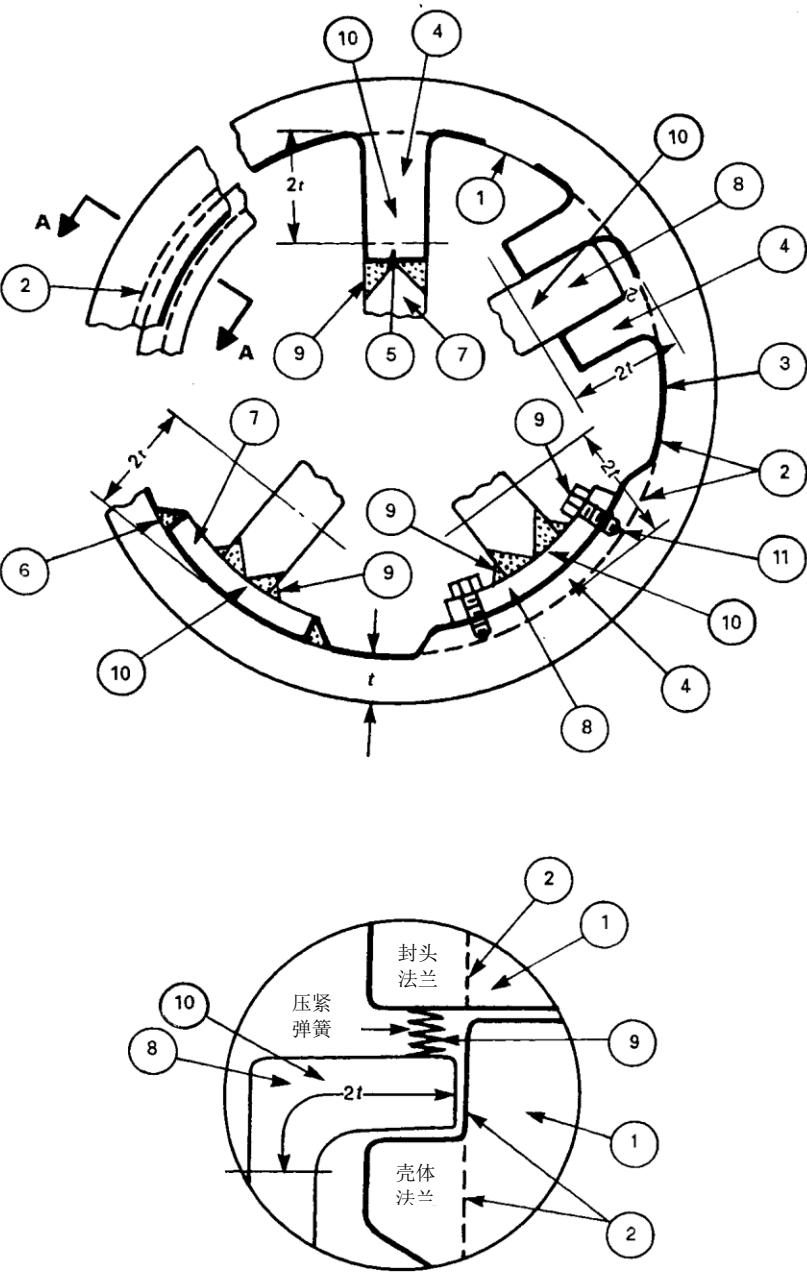
图2 不执行承压功能，而且不在部件支承载荷路径上的附件（非结构附件）



- 说明：
- ①部件应符合本部分的要求。
 - ②部件的承压区域。
 - ③管辖界线（粗线条）。
 - ④铸造或锻造附件或堆焊层应符合本部分的要求。
 - ⑤焊接附件应符合本部分的要求。
 - ⑥支承的、夹紧的或紧固的连接件应符合本部分的要求。
 - ⑦附件连接应符合本部分的要求。
 - ⑧钻孔应符合本部分的要求。

注：这些草图是表示管辖范围上的概念，而不应认为是推荐图。

图3 执行承压功能的附件



说明：

- ①反应堆压力容器应符合本部分的要求。
- ②反应堆压力容器的承压部位。
- ③管辖界线（粗线条）。
- ④铸造或锻造附件或堆焊层应符合本部分的要求。
- ⑤离反应堆压力容器承压部位 $2t$ 以上，可用 T/CNEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 设计与制造 第 6 部分：堆芯支承结构》第 6 章的设计规则代替本部分第 6 章的设计规则。
- ⑥离反应堆压力容器承压部位 $2t$ 或以内，第一道连接焊缝应符合本部分的要求。
- ⑦离反应堆压力容器承压部位 $2t$ 以上或超过第一道连接焊缝，附件应符合 T/CNEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 设计与制造 第 6 部分：堆芯支承结构》的要求[见^a]。
- ⑧支承、夹紧或紧固的附件应符合 T/CNEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 设计与制造 第 6 部分：堆芯支承结构》的要求[见^a]。
- ⑨附件的连接应符合 T/CNEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 设计与制造 第 6 部分：堆芯支承结构》的要求[见^a]。
- ⑩离部件承压区域 $2t$ 或以内，反应堆压力容器附件的相互作用应符合本部分 6.1.3.5 的要求。
- ⑪管辖边界内的钻孔应符合本部分的要求。

注：这些草图表示管辖范围上的概念，而不认为是推荐图。

^a 如附件为内部结构[T/CNEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 设计与制造 第 6 部分：堆芯支承结构》4.1.2.2]，材料、设计和连接可不属规范管辖范围，堆芯支承设计技术规格书要求内部结构需符合 T/CNEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 设计与制造 第 6 部分：堆芯支承结构》标准的除外。

图4 反应堆压力容器内的不执行承压功能的附件（堆芯支承结构）

5 材料

5.1 材料的通用要求

5.1.1 厚度定义

- a) 在本章中提到术语厚度，为了使用明确起见，名义厚度的定义如下：
- b) 板材一厚度是指横向的短边尺寸。
- c) 锻件一厚度的定义如下：
 - 1) 空心锻件一名义厚度是指内外表面间测得的厚度（即径向厚度）；
 - 2) 圆饼锻件（轴向长度小于外径）一名义厚度是指轴向长度；
 - 3) 扁平环形锻件（轴向长度小于径向厚度）—当轴向长度 $\leq 50\text{mm}$ 时，轴向长度即为名义厚度；当轴向长度 $> 50\text{mm}$ 时，径向厚度即为名义厚度；
 - 4) 矩形实心锻件—矩形的最小尺寸即为名义厚度。
- d) 铸件一厚度的定义如下：
 - 1) 断裂韧性试验厚度 t 的定义是连接管的名义管壁厚度；
 - 2) 热处理厚度 t 的定义是铸件承压壁的厚度（设计师按非承压所指明的法兰和法兰段除外）。

5.1.2 承压材料

5.1.2.1 许用的材料标准

- a) 承压材料应符合 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.3 和 A.4 中所列材料标准的要求，还应符合本章的适用要求。
- b) 本章的要求不适用于与部件承压功能无关的物项材料，如轴类、杆件、机框、喷嘴、轴承、衬套、弹簧、耐磨板，也不适用于密封、填料、垫片、阀座和陶瓷绝缘材料，以及在电气贯穿组件中作密封材料用的特殊合金。
- c) 下列部件材料可不按 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.3 和 A.4 中规定的技术标准制造：
 - 1) 安全阀阀盘和外阀体结构内部接管；
 - 2) 调节阀阀盘和阀壳（该阀仅用于流量调节）；
 - 3) 进口接管等于或小于 DN 50 的管道阀门的阀盘。
- d) 对于等于或小于 DN 25 的仪表管路配件的材料，其材料标准可以不同于 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.3 和 A.4 的规定，但这些配件需满足 6.6.7.1.4 的要求，该阀门需满足 6.5 的要求，并应由管道系统的设计师来确定适用于使用工况的材料。
- e) 在物项制造中所使用的焊接材料，应满足压水堆核电厂核岛机械设备用焊接材料第 1 部分至第 X 部分的要求，同时还应满足本章的适用要求。本章的要求不适用于在焊接接头中用作垫环或垫板的材料。
- f) 本章的要求不适用于厚度等于或小于母材厚度 10% 的硬质合金表面堆焊层或耐蚀金属堆焊层 [6.1.2.2]。

5.1.2.2 同许用的材料标准相矛盾的特殊要求

当特殊要求中包括材料标准中也要求的检测、试验或处理时，则检测、试验或处理只需进行一次。要求的无损检测应按 5.5 中对每种材料产品形式所作的规定进行。材料标准或本章所要求的任何检测、

修补，试验或处理工作，可由金属材料制造单位【材料机构】或取得安全局认可的单位按7.1.2.1.1的规定进行。如果材料未进行压力试验，而且以后在系统中按9.1.1.4要求进行压力试验，则就不需进行材料标准中所要求的任何水压试验或气压试验，但材料在部件或安装中所处的位置会妨碍在水压试验或气压试验以后执行材料技术规格书所要求的任何无损检测时，则不得例外。

当设计温度不高于427℃时，T/CNEA XXXXX.29《压水堆承压部件 材料 第29部分：高温用膨胀系数与奥氏体钢相近的紧固件材料》中的 4Ni26Cr15MnMo无需进行断裂应力试验。

5.1.2.3 尺寸范围

如果材料符合材料标准的其他要求，且在建造规则中没有给定尺寸限制，则尺寸或厚度超过T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A材料标准所规定的材料是可以使用的。在这些材料标准中规定的化学成分或力学性能随尺寸或厚度改变时，则任何超出材料标准范围的材料，应要求化学成分和力学性能符合最接近的规定范围（T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》6.1.3.1.5）。

5.1.2.4 带轂法兰的制作

带轂法兰的制作应符合下列要求：

- a) 带轂法兰可从热轧或锻造钢坯机加工而成。加工后法兰的轴线应同原始钢坯的长轴相平行（这并不意味加工后法兰的轴线同原始钢坯应同心）。
- b) 带轂法兰除了按上述所允许的方法制造外，应不允许用板材或棒材机加工而成，除非材料已形成圆环，并满足下列要求：
 - 1) 从板材形成的圆环：原型板材表面应与加工后法兰的轴线平行（这并不意味原型板材表面应在加工后的法兰上）；
 - 2) 满足本卷要求的对接焊形成的圆环接头：确定焊后热处理和射线照相要求的厚度，应采用 t 或 $(A-B)/2$ （取两者中较小值），此处符号定义按 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 G.3.1.3 规定。
- c) 法兰的背面和法兰颈的外表面应按 5.5.4 规定进行磁粉检测方法和液体渗透检测方法，以保证这些表面没有缺陷。

5.1.2.5 翅片管

5.1.2.5.1 整体翅片管

整体翅片管可用管子制成，这些管子应符合T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.3和A.4中所列的相应管材标准，以及本章适用的所有特殊要求。此外，还应符合下列要求：

- a) 管子在装上翅片前，应符合 5.5.5 的要求。
- b) 管子在装上翅片后，应按母材技术规格书的适用热处理要求进行处理。
- c) 对用于制造翅片管的管材，设计应力强度值，屈服强度值和抗拉强度值应分别为 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.3 和 A.4 及 A.7、A.8、A.9 中给定的数值。
- d) 每根管装上翅片后，应经受下列试验之一：
 - 1) 经过不小于 1.7MPa 的内部气压试验，不得发生泄漏，试验方法（例如在试验时将管子浸入水下）应保证目视能够探测到管子发生的任何泄漏；
 - 2) 每根管子的水压试验在压力为设计压力的 1.25 倍下进行，以保证全面检测管子的泄漏。

- e) 管子在装上翅片后，应进行目视检测，不允许存在不连续缺陷，如折叠、缝隙或裂纹。

5.1.2.5.2 焊接翅片管

焊接翅片管可由P-No. 1至P-No. 8的管状制品（管道或管子）制成，这些管状制品应符合T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.3中所列管材标准之一，并符合本章适用的所有特殊要求。热交换翅片与管子应具有相同的P号，应采用自动焊接工艺进行焊接，如电阻焊或高频电阻焊，此外，应适用下列要求：

- a) 热交换翅片用材应是经证明适于焊接的材料；但不需要材料经确认的材料试验报告；
- b) 焊接翅片与管状材料所采用的自动焊接工艺应符合相应的焊接工艺规程；
- c) 焊接工艺评定中应要求在至少五倍放大倍数下检测通过焊缝区域最少 12 个横截面。母材和焊缝中应无裂纹；焊缝深度不得超过管子名义厚度的 20%；
- d) 对 P-No. 1 材料，连接翅片和管子的焊缝应进行焊后热处理，保温温度应不低于 540℃；
- e) 翅片的设计未考虑在承压下对管子提供了任何支撑。

5.1.2.6 密封薄膜材料

密封薄膜材料7.3.4应符合T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.3和A.4中所列材料标准之一的要求。当材料厚度大于6mm时，5.5的要求适用于相应的产品形式。

5.1.2.7 螺栓连接材料

- a) 螺栓和双头螺栓材料应符合 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.6 中所列标准之一的要求。螺母材料应符合 T/CNEA XXXXX.27《高温高压螺栓用碳钢和合金钢螺母》或 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.6 中所列关于螺母或螺栓的标准要求。
- b) 垫圈是任意选用的。当采用垫圈时，应用锻压材料制成，其力学性能应与所采用的螺母相匹配。

5.1.3 材料的确认

建造部件使用的所有材料都应按T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.9.6.2和T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.9.6.1的要求来确认，按T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.9.6.1规定的除外，承压材料应具有经确认的材料试验报告。对所有其他材料，可采用合格证书来代替经确认的材料试验报告。用于制造部件的所有材料的经确认的材料试验报告和合格证书的副本，应随材料一起提供。

5.1.4 焊接材料

用于焊接材料的要求见5.4。

5.1.5 材料的识别

承压材料以及与其焊接材料的识别，应满足T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.9.5.6的要求。在部件材料的制造和安装过程中，应对小件物项的材料加以控制，以便始终可识别出是可接受的材料。在材料修补、制造和安装过程中，应对焊接材料加以控制，以便可识别出它们直到全部用完为止都是可接受的材料。

5.1.6 材料在使用期间的劣化

对材料因使用而劣化的考虑，一般说来已超出本部分的范围。民用核设施营运单位的职责是选择适合设计技术规格书（T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.3）所述条件的材料，并特别注意使用工况对材料性能的影响。应特别考虑有影响的元素，如铜、镍和磷对反应堆压力容器的堆芯活性区材料（包括焊接材料）的辐照效应。任何特殊要求应在设计技术规格书中（T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.3.2和6.1.2.4）加以规定。当有这样的规定时，应分别按母材技术规格书和符合5.4.2的要求对焊接材料进行校核分析。

5.1.7 提高冲击韧性的热处理

碳钢、低合金钢和材料标准中规定的高合金铬钢可通过淬火和回火热处理来提高冲击韧性。当部件的焊后热处理温度不低于595℃时，可认为是回火热处理状态。

5.1.8 材料的热处理规程

当材料标准和本部分的规则对热处理温度或时间有要求时，热处理应在温度受到监测和温度已校准的炉内进行，或应采用与材料接触的热电偶或连接到与材料接触的金属块上的热电偶，或应采用高温计仪表作测量控制来进行热处理。热处理时的炉内装料，应符合T/CNEA XXXXX《压水堆承压部件 材料》系列标准和本部分的规则。

5.1.9 非承压材料

- a) 在部件支承载荷轴线的材料并焊于承压材料上而不执行承压功能的材料（见 4.2）应符合 T/CNEA XXXXX.5《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》第5章的要求；
- b) 不执行承压功能的材料以及焊接于离部件承压部位等于或小于 $2t$ 的不在部件支承载荷轴线上的材料（非结构附件）只要满足 7.3.3 的要求，就不需要符合本部分或 T/CNEA XXXXX.5《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》第5章；
- c) 符合本部分要求并备有合格证书的轧制结构钢型材，可用焊接进行修补，对焊工、焊接文件和检测要求按 T/CNEA XXXXX.25《压水堆承压部件 材料 第25部分：轧制结构钢棒材、钢板、型材和板桩的通用要求》的相关规定执行。

5.1.10 不锈钢的晶间腐蚀敏感性

用于零部件制造的奥氏体或奥氏体-铁素体不锈钢，应进行固溶处理，并按照NB/T 20004中18章的规定对材料进行晶间腐蚀试验以验证材料处于非敏化状态。在热处理和加工过程中，应尽量避免材料的敏化并且不应使材料抗晶间腐蚀能力产生不利影响，经受425℃至815℃范围敏化温度的材料应经固溶处理，或重新试验以验证该材料对晶间腐蚀不敏感。

5.2 铁素体钢材的试件和试样

5.2.1 热处理要求

5.2.1.1 铁素体材料试件的热处理³⁾

当铁素体钢材在部件的制作或安装过程中需进行热处理时，则用作拉伸和冲击试样的材料应采用和部件相同的方法进行热处理，对于名义厚度等于或小于50mm的P-No. 1组号1和2材料的试件和试样是例外，则不需要进行上述热处理。取得安全局认可的单位应向金属材料制造单位提供所采用的温度、加热

3) 材料或物项在完工后，准备采用的任何焊后热处理时间，应在设计技术规格书中规定。取得安全局认可的单位应将此温度下的热处理时间计入规定用于试样的总时间以内。

速率和冷却速率。就焊后热处理而言，试验材料在一种温度或几种温度下的总时间，至少应为该材料在实际焊后热处理时，在一种温度或几种温度下的总时间的80%。试验材料、试件或试样在一种温度或几种温度下的总时间，可在一次热处理循环中完成。

5.2.1.2 淬火和回火材料试件的热处理

5.2.1.2.1 冷却速率

当铁素体钢材从奥氏体化温度进行淬火时，代表这些材料试件的冷却速率，应同材料主体的冷却速率相似而不得大于此速率，但有些锻件或铸件则可例外（5.2.2.3.2和5.2.2.6）。本部分适用于直接由材料上切取的试件，也适用于代表材料的单独试件。同时，对每种产品采用5.2.1.2.2所述的通用规程之一，或5.2.2所述的专用规程之一的试件亦可适用。

5.2.1.2.2 通用规程

如果试样是按5.2.2的规定，从产品有关表面来切取时，则下列a)、b)和c)中所规定的通用规程之一，可用于淬火和回火材料或代表该材料的试件。制定所用方法的更细致的专用细则，应是金属材料制造单位和取得安全局认可的单位的责任。

- a) 可以采用任何规程，只要验证采用的规程能使试验材料的冷却速率接近产品主体上离表面 $1/4 t$ 深处的冷却速率，以及离产品任何热处理边缘不小于名义厚度 t 的冷却速率。淬火时，从奥氏体化温度开始冷却至同一温度的时间差不超过20秒，同时在冷却过程中材料在同一时间点的温度差不超过14℃。
- b) 如果有材料的冷却速率数据，并有控制试样冷却速率的装置，如上述a)项的要求得到满足，则试样可在此装置中进行热处理以代表该材料。
- c) 当采用5.2.2中所述的任一专用规程时，对于材料边缘较快的冷却速率，可用下列方法来补偿：
 - 1) 取样部位离淬火边缘至少为 t ，这里 t 是材料厚度；
 - 2) 在取样部位边缘用部分焊透焊缝（该焊缝完全密封缓冲层表面），焊上一块补偿钢板，其宽度至少为 t 。
 - 3) 在取样部位边缘使用隔热垫板或绝热措施。

应验证这种方法的冷却速率与上述a)或b)的冷却速率相等（这些数据应记载在经确认的材料试验报告中）。

5.2.2 淬火和回火材料试件和试样的制备规程

5.2.2.1 通用要求

淬火和回火材料试件和试样的制备规程同产品形式有关。试件和试样的切取部位及拉伸试样的数量，应符合T/CNEA XXXXX《压水堆承压部件 材料》系列标准，但按下列各条要求者例外，所提到的尺寸均表示名义值。

5.2.2.2 板材

5.2.2.2.1 拉伸试验试件的数量

所需拉伸试验试件数量，应符合材料技术规格书和T/CDEA XXXXX.6《压力容器用钢板通用要求》的规定。对于重量等于或大于19,000kg的碳钢板材，以及重量等于或大于18000kg的合金钢板材，应取两块拉伸试验试件，一块代表板材的头部，另一块代表板材的尾部。

5.2.2.2.2 试件取样方向和部位

试件的切取应使试样的纵轴离轧制表面至少为 $1/4t$ ，且试样长度的中线到任何热处理边缘至少为 t ，此处 t 为材料的名义厚度。

5.2.2.2.3 单独试件的要求

在采用单独试件代表部件的材料时，试件应有足够的尺寸，以保证试件切取部位的冷却速率能代表产品在深度至少为 $1/4t$ ，距产品任何边缘至少为 t 部位的材料的冷却速率。除非按5.2.1.2.2 b)的要求来模拟大件或产品的冷却速率，否则试件的尺寸应不小于 $3t \times 3t \times t$ ，此处 t 是材料的名义厚度。

5.2.2.3 锻件

5.2.2.3.1 试件的部位

试件的切取应使试样的纵轴到任何表面的距离至少为 $1/4t$ ，且试样长度的中线到任何第二表面的距离至少为 t ，此处 t 为热处理最大厚度。除按5.2.1.2.2另行规定的方法模拟大锻件的冷却速率外，可采用5.2.1.2.2 c)中所述的热缓冲层来实现上述条件。

5.2.2.3.2 特厚且复杂的锻件

对于特厚且复杂的锻件，诸如异型接管、厚管板、法兰、接管、泵体和阀体等，以及其他在热处理之前已成形或基本加工到成品形状的复杂锻件，试件可用取自产品的延长部分或产品的其他备料部位。取得安全局认可的单位应规定在使用中承受高拉应力的成品表面。切取试件时应使试样的纵轴离最近热处理表面至少等于所规定的高拉应力表面到最近的热处理表面的最大距离，且试样长度的中线到其他热处理表面至少为此距离的两倍。在任何情况下，试样的纵轴到任何热处理表面的距离不得小于19mm，试样长度的中线到任何第二表面的距离至少为38mm。

5.2.2.3.3 从单独生产的试验锻件上切取的试件

代表同一炉号和同一热处理批号的锻件试件，可用在单独锻造的试验锻件上切取，试验锻件的制造应满足下列a)到e)项的规定：

- 单独的试验锻件，应同它所代表的锻造比和加工过程；产品锻件材料同炉号，且应经受基本上同样的相同的热处理条件；
- 单独的试验锻件，应同产品锻件同装一炉，并经受与产品锻件相同的热处理条件；
- 单独的试验锻件，应具有同产品锻件相同的名义厚度；
- 简单锻件的试件，应使试样的纵轴位于厚度之半到表面的中间部位，且试样长度的中线到任何热处理边缘的距离不得小于锻件厚度。但是在产品锻件的厚度和长度之比不允许时，则应采用产品锻件作为试验锻件，且试样长度的中线应位于试验锻件长度的中线上；
- 复杂锻件的试件，应按5.2.2.3.2要求切取。

5.2.2.4 棒材和螺栓材料

- 棒材 试件的切取应使试样的纵轴到外表面或轧制表面的距离至少为 $1/4t$ ，且试样长度的中线到热处理端面的距离至少为 t ，此处 t 是棒材的直径或厚度。
- 螺栓连接件材料 对于螺栓连接件材料，试验应在全尺寸螺栓或按材料技术规格书要求的试件上进行，拉伸试样的标距长度和夏比冲击试样的缺口以下的区域应离热处理端面至少为一个直径或厚度。

5.2.2.5 管状制品和配件

5.2.2.5.1 试件的部位

试件的切取应使试样的纵轴到管壁内表面或外表面的距离至少为 $1/4t$ ，且试样长度的中线到热处理端面的距离至少为 t ，此处 t 为管状制品的名义壁厚。

5.2.2.5.2 代表配件的单独生产的试件

可以使用代表配件的单独生产的试件。当采用单独生产的试件时，应符合5.2.2.3.3的要求。

5.2.2.6 拉伸试验试样的部位（淬火和回火铁素体钢铸件）⁴⁾

- a) 本部分仅适用于厚度超过 50mm 的淬火和回火的铁素体钢铸件。此处 t 为铸件的承压壁厚、（不包括设计师作为非承压所指明的法兰和法兰段）。订货单，询价单及图纸应指明铸件的厚度 t 。
- b) 应采用下述的一项条款：
 - 1) 拉伸试样厚度的纵向中心线应至少距壁厚 t 的表面 $1/4t$ 。对于圆柱型铸件试样的纵向中心线应至少距外表面或内表面的 $1/4t$ ，并且其标距长度至少距热处理端面为 t ；
 - 2) 当采用单独浇铸试件时，其尺寸应不小于 $3t \times 3t \times t$ ，并且取自试件的每块试样应满足上述 b) 1) 的要求。试件应与其代表的产品铸件是同炉号，且应经受基本上与产品铸件相同的铸造操作（离心铸造可由静态浇铸的铸造试件来代表）。试件应经受产品铸件相同的热处理条件。试件尺寸 t 应是与上述 a) 定义相同的最大厚度 t 。在单独铸造的试件要求重新热处理情况下，可采用符合 b) 1) 的热缓冲层；。
 - 3) 在试样取自铸件情况下，在热处理前，应将一个尺寸至少为 $1t \times 1t \times 3t$ 的钢制热缓冲层，用部分焊透焊接于铸件表面上，完全密封缓冲表面。试样应至少从此铸件邻近缓冲层中心 $1/3$ 处切取。它们距缓冲层表面至少应为 13mm，并且距其他热处理表面 $1/4t$ ；
 - 4) 在试样取自铸件情况下，在热处理过程中，在邻近切取试样的铸件边缘应采用绝热措施或其他隔热垫板。应验证该试样的冷却速率不大于上述 b) 1) 方法切取试样的冷却速率。这些信息应记载在试验报告中；
 - 5) 在热处理前已铸造成形或机加工到成品形状的铸件，试样应取自铸件的延长部分或由订货单上指定的紧靠热处理表面下部的加工余量部位。试样纵轴离最近的热处理表面至少等于所规定的高拉应力表面到最近的热处理表面的最大距离。且试样长度中线到其他热处理表面至少为此距离的两倍。在任何情况下，试样的纵轴到任何热处理表面的距离不得小于 6mm，并且试样长度的中线到任何其他热处理表面的距离至少为 38mm。部件制造商应规定在使用中承受高拉应力的成品表面。

5.3 材料的断裂韧性要求

5.3.1 做冲击试验的材料

5.3.1.1 要求进行冲击试验的材料

- a) 承压材料和同它焊接的材料应按 5.3.1 的要求进行冲击试验。但是，下列 1) 到 7) 项，这些材料是属于本部分不要求进行冲击试验的：
 - 1) 名义截面厚度等于和小于 16mm 的材料，厚度的定义如下列 (1) 到 (5) 项的规定：
 - (1) 对于泵、阀和配件等，采用连接管道的最大名义管壁厚度；
 - (2) 对于容器和储罐，采用壳体或封头的名义厚度；

4) 本要求的使用者应注意某些类别钢种的淬透性可能会限制可用的截面尺寸。

- (3) 对于同容器焊接的接管和零件,采用与其物项焊接的容器壳体的厚度或部件最大径向厚度,取两者中的较小值。对于整体壳体对接焊接缝的突出部分则除外;
- (4) 对于平封头、管板或法兰等,采用同对接焊毂部相连的最大壳体厚度;
- (5) 对于连接工艺管道到安全壳容器的整体配件或安全壳容器的接管,采用管道连接件的较大名义壁厚。
- 2) 名义尺寸等于和小于 25mm 的螺栓连接件,包括双头螺栓、螺母和螺栓等;
- 3) 名义横截面面积等于和小于 650mm² 的棒材;
- 4) 等于和小于名义管道尺寸 150mm 直径的各种厚度的管道、管子、配件、泵和阀门等的材料;
- 5) 名义壁厚等于和小于 16mm 全部管道接头的泵、阀门和配件的材料;
- 6) 奥氏体不锈钢;
- 7) 非铁基材料。
- b) 对于 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 A 中表 A.3 材料标准中所列马氏体高铬合金钢和沉淀硬化钢,不需要进行落锤试验。5.3.3.2 的其他要求适用于这些钢。对于名义厚度壁厚大于 64mm 的材料,夏氏 V 型缺口试样的侧膨胀值应为 1mm。

5.3.2 冲击试验规程

5.3.2.1 试验类型

5.3.2.1.1 落锤试验

当要求进行落锤试验时,应按NB/T 20004中的相关规定进行。试样可采用P-No.2或P-No.3型号。全部试验结果、取样方向和部位都应根据5.3.3的要求记录在经确认的材料试验报告中。

5.3.2.1.2 夏氏 V 型缺口冲击试验

当要求进行夏氏V型缺口冲击试验(C_v)时,应按NB/T 20004中的相关规定进行。试验应由一组三个10mm×10mm的全尺寸试样组成。适用的侧膨胀值和吸收能量及试验温度,以及取样方向和部位都应满足5.3.3的要求,记录在经确认的材料试验报告中。

5.3.2.2 试样

5.3.2.2.1 取样部位

淬火和回火材料的冲击试样,应在5.2.2对每种产品形式规定的拉伸试样部位切取。对于其他热处理状态的材料,冲击试样应在材料标准中规定的拉伸试样部位切取,对于所有材料,试验数量应按5.3.4的规定。在螺栓连接件上切取C_v冲击试样时,试样的纵轴到表面的距离再加上每边的加工余量,应至少为1/2半径或25mm,(取两者较小值)。试样的断裂面离热处理端,应至少为一个直径或厚度。当双头螺栓、螺母或螺栓不够长时,试样长度的中线应在双头螺栓、螺母或螺栓的长度中线上。选择作为试件材料的双头螺栓、螺母或螺栓,除了长度以外,在淬火形状和尺寸上应和产品相同,其长度应等于或超过它所代表的双头螺栓、螺母或螺栓的长度。

5.3.2.2.2 冲击试样取样方向

- a) C_v冲击试样的取样方向应按如下规定:
 - 1) 对于容器、泵和阀门等的承压部件的锻件(不包括螺栓连接件和棒材),试样应垂直于材料主加工方向。既不要求也不限制从厚度方向切取试样;

- 2) 对管道、管子和配件等材料（不包括采用板材和铸件制造的材料），应沿轴向切取试样。对于容器接管的管材，试样应垂直于材料主加工方向，而不是厚度方向；
 - 3) 对螺栓连接件材料和棒材，应沿轴向切取试样；
 - 4) 对所有板材（包括用于管道、管子和配件等的板材），试样应垂直于主轧制方向，而不是厚度方向；
 - 5) 对铸造材料，试样轴线方向应同拉伸试样相一致（5.2.2.6）；
 - 6) 在上述1)到5)项中的所有情况中， C_V 试样的缺口应垂直于材料表面。
- b) 落锤试验试样的轴线可取任何方向。试样取样方向应记录在经确认的材料试验报告中。

5.3.3 试验要求和验收标准⁵⁾

5.3.3.1 容器材料

- a) 应按下列方法确定参考温度 RT_{NDT} ：
 - 1) 选定一个 T_{NDT} 温度，该温度等于或高于落锤试验测得的无延性转变温度；
 - 2) 当温度不大于 $T_{NDT} + 33^\circ\text{C}$ 时，每个 C_V 试样（5.3.2.1.2）的横向膨胀至少为 0.89mm，以及吸收能量应不小于 68J。允许按 5.3.5 进行复试。当这些要求都得到满足时， T_{NDT} 就是参考温度 RT_{NDT} ；
 - 3) 如果不能满足上述2)项的要求，则可进行以三个试样为一组的补充 C_V 试验（5.3.2.1.2），以测定试样组都能满足的 T_{C_V} 温度。在此情况下，参考温度 $RT_{NDT} = T_{C_V} - 33^\circ\text{C}$ 。因此，参考温度 RT_{NDT} 是 T_{NDT} 和 $T_{C_V} - 33^\circ\text{C}$ 两者中的较高值；
 - 4) 当 C_V 试验没有在 $T_{NDT} + 33^\circ\text{C}$ 温度下进行，或当 C_V 试验在 $T_{NDT} + 33^\circ\text{C}$ 温度下进行，但最低吸收能量未达到 68J，最小侧膨胀值未达到 0.89mm 时，则可利用所进行的所有 C_V 试验的最小数据点，作一条完整的 C_V 试验曲线，再从这条曲线得到代表最低吸收能量为 68J 和最小侧膨胀值为 0.89mm 的温度值。
- b) 5.3.3.1 中 a) 项规程适用于 5.3.3.1 b) 1)、2) 和 3) 项：
 - 1) 母材⁶⁾；
 - 2) 符合 7.3.3 要求的焊接工艺评定试验中的母材、热影响区和焊缝金属；
 - 3) 5.4.3.1 中的焊缝金属。
- c) 对于棒材的宽度或直径等于和小于 50mm，无法切取落锤试验试样时，应符合 5.3.3.2 要求进行试验。
- d) 有些容器接管和附件，不论产品形式如何，热处理后（焊后热处理除外）没有足够的材料可供切取冲击试样。在这种情况下，不需进行按 5.3.3.1 a) 所要求的落锤试验和横向 C_V 试验，而仅用轴向 C_V 试样测试这种材料，三个 C_V 试样的试验温度应低于或等于最低使用温度，但不应高于同接管或附件相连接的容器材料的 $RT_{NDT} + 33^\circ\text{C}$ 。每个试样的横向膨胀至少为 0.89mm 和吸收能量不应小于 68J。
- e) 应考虑辐照（6.1.2.4）对反应堆容器堆芯区部位材料韧性的影响。设计技术规格书应按需要增加补充要求，以确保容器在使用寿命期间有足够的抗断裂的韧性。使用期间可采用 NB/T 20220《轻水冷却反应堆压力容器辐照监督》的方法，用材料监督大纲定期验证材料的韧性，并按 ASME 规范第 XI 卷要求监测材料的情况
- f) 应考虑 9.2.1.2 中容器水压试验时试验温度的要求。

5) 试验数据除了提供依据作为材料验收标准外，还将作为确定在役期间运行以及使用防止断裂评定的依据的应用 6.2.1.1 d) 和核设施建造统一规范（辅助规则）]。

6) 对热影响区冲击试验的要求可引起母材的试验温度降低或韧性要求提高。

5.3.3.2 管道、泵和阀门材料（不包括螺栓连接件材料）

- a) 名义壁厚等于和小于 64mm 的管道（管道和管子）承压材料（不包括螺栓连接件）以及名义壁厚等于和小于 64mm 的所有管道连接的泵、阀门和配件材料，应按下列 1) 和 2) 要求进行试验：
- 1) 三个 C_v 试样的试验温度应低于或等于[由设计技术规格书规定 6.2.1.1]最低使用温度。三个试样均应满足表 1 的要求。
 - 2) 上述 1) 项规程适用于：
 - (1) 母材⁷⁾；
 - (2) 符合 7.3.3 焊接工艺评定试验中的母材、热影响区和焊缝金属；
 - (3) 5.4.3.1 中的焊缝金属。
- b) 名义厚度大于 64mm 的管道（管道和管子）承压材料（不包括螺栓连接件）以及名义壁厚大于 64mm 的任何管道相连接的泵、阀门和配件的材料应满足 5.3.3.1 要求。最低使用温度应不低于 $R_{T_{NDT}}+56^{\circ}\text{C}$ ，除非用类似于 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 U 所包含的方法能证明较低的温度是适用的。

表1 管道、泵和阀门所要求的 C_v 值

名义壁厚 t^* (mm) ^a	侧膨胀值 (mm)
$t \leq 16$	不要求试验
$16 < t \leq 19$	0.50
$19 < t \leq 38$	0.64
$38 < t \leq 64$	1.00
^a 对于泵、阀门和配件，采用同它们连接管道的名义壁厚。	

5.3.3.3 螺栓连接材料

对于螺栓连接件材料包括双头螺栓、螺母和螺栓，三个 C_v 试样的试验温度应不高于螺栓预紧温度或最低使用温度（取两者中较小值）。三个试样都应满足表2的要求。

表2 螺栓连接件材料所要求的 C_v 值

名义直径 D^* (mm)	侧膨胀值 (mm)	吸收能量 (J)
$D \leq 25$	不要求试验	不要求试验
$25 < D \leq 100$	0.64	无要求
$D > 100$	0.64	61

7) 对热影响区冲击试验的要求可引起母材的试验温度降低或韧性要求提高。

5.3.4 要求冲击试验的次数

5.3.4.1 板材

热处理后状态的每块板材应进行一次试验。当板材以未热处理状态供货，而用热处理试样进行评定时，每块轧制状态的板材应进行一次试验。术语轧制状态是指从板坯或直接从钢锭轧成板材，而不是指其热处理状态。

5.3.4.2 锻件和铸件

- a) 当单个锻件或铸件的重量小于 450kg 时，每一炉号的每一热处理批号的制品应进行一次试验；
- b) 当热处理是在连续式热处理炉内进行，此炉装有适当的温度控制部件及高温记录仪，从而可得到完整的热处理记录时，一次热处理装炉量应考虑为连续操作不超过 8 小时的全部装载量或总重量不超过 900kg 的制品，取两者中的较小值；
- c) 单重为 450kg 到 4500kg 的锻件或铸件，每件都应进行一次试验；
- d) 作为 c) 的另一种方法，如果锻件或铸件的试验件是代表热处理批次的最大厚度，则单独试验锻件或试验铸件可用于代表同一炉号和同一热处理批次的不同尺寸的锻件和铸件。此外，试验锻件应经受与所代表锻件相同的锻造比和加工过程；
- e) 重量大于 4500kg 的锻件或铸件，每件应进行两次夏氏 V 型缺口冲击试验和一次落锤试验。落锤试样或夏氏 V 型缺口冲击试样的部位，应是在锻件或铸件上相隔 180° 的部位上切取，两个部位取的试样数量相等；
- f) 作为 e) 的另一种方法，对静态浇注的铸件，可采用单独铸造试件[5.2.2.6 b) 2)]；夏氏 V 型缺口冲击试验和落锤试验各做一次。

5.3.4.3 棒材

横截面积大于 650mm² 的棒材，每批应进行一次试验。此处一批的定义是同一炉号、同一次装炉热处理的材料，或是一次连续热处理操作生产的材料，但重量不超过 2720kg。

5.3.4.4 管制品和配件

对无缝或不加填充金属焊接的制品，每批应进行一次试验。对加填充金属焊接的制品，每批还应从焊缝区切取的试件上增加一次试验。此外一批的定义应按相应的材料标准的规定，但同一批不能由超过一个炉号和超过一种直径的制品所组成，同时所包括的任何制品的名义厚度不超过本批需做冲击试验的最小制品的厚度再加上 6mm。每批应在同一个热处理炉中装料，或在连续热处理炉的同一次连续操作中进行，炉子的温度变化范围控制在 28℃ 以内，并装有高温记录仪。

5.3.4.5 螺栓连接材料

每批材料应进行一次试验。此处一批的定义是同一炉号、同一装炉热处理的材料；或一次连续热处理操作中生产的材料，但重量（质量）不超过下列规定：

- 直径 ≤ 44mm 400kg
- 44mm < 直径 ≤ 64mm 1350kg
- 64mm < 直径 ≤ 125mm 2700kg
- 直径 > 125mm 4500kg

5.3.4.6 试验的定义

除非在5.3.4.1到5.3.4.5中另有说明外，当要求测定 RT_{NDT} 时[5.3.3.1和5.3.3.2 b)项]，术语一次试验的定义是包括落锤试验和 C_v 冲击试验的组合，当不要求测定 RT_{NDT} 时[5.3.3.2 a)和5.3.3.3]，一次试验的定义是只进行 C_v 冲击试验。

5.3.5 复试

- a) 对于5.3.3所要求的 C_v 冲击试验，在同一温度下可进行一次复试，复试须满足下列1)到3)的要求为前提：
 - 1) 试验结果的平均值满足最低要求；
 - 2) 每次试验中，只能有一个试样小于最低要求的数值；
 - 3) 不满足最低要求的试样，不应比规定要求低14J或0.13mm以上。
- b) 复试时取两个补充试样，取样部位应尽可能靠近不可接受试样的部位。两个试样均应都满足最低要求才算复试可接受。

5.3.6 仪表和装置的标定

冲击试验使用的温度仪表和 C_v 冲击试验机，应按下列a)和b)项中的规定次数进行标定：

- a) 控制试样试验温度的温度仪表。至少应每隔三个月标定一次，并记录标定的结果，以满足T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》6.1.3.1.7的要求；
- b) C_v 冲击试验机应进行标定，并记录标定的结果，以满足T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》6.1.3.1.7.2的要求。应每年至少标定一次，采用GB/T 229所述的方法。

5.4 焊接材料

5.4.1 通用要求

- a) 除用于耐蚀堆焊和耐磨堆焊的焊接材料外，凡用于部件或材料的建造和修补的所有焊接材料，应符合《压水堆承压部件 焊接》系列标准T/CNEA XXXXX.1~T/CNEA XXXXX.17的要求。此外，焊接材料还应符合5.4所规定的要求，以及符合5.1.5中关于材料识别的各项规则。
- b) 安全局认可的持证单位应给进行试验的机构提供下列资料，诸如：
 - 1) 焊接工艺；
 - 2) 《压水堆承压部件 焊接》系列标准号及型号；
 - 3) 焊后状态或热处理后的或两种状态下的最低抗拉强度；
 - 4) 焊后状态或热处理后的或两种状态下材料的落锤试验；
 - 5) 焊后状态或热处理后的或两种状态下材料的 C_v 试验，应提供试验温度和侧膨胀值或吸收能量值；
 - 6) 焊接试件时，采用的预热温度和层间温度；
 - 7) 当产品焊缝要进行热处理时，应提供焊后热处理时间、热处理温度范围和最大冷却速率；
 - 8) 应按《压水堆承压部件 焊接》系列标准T/CNEA XXXXX.1~T/CNEA XXXXX.17或焊接工艺规程要求进行化学分析的元素；
 - 9) δ -铁素体含量的最低值（当标准要求时）。

5.4.2 要求的试验项目

焊接材料试验项目和验收指标满足《压水堆承压部件 焊接》系列标准T/CNEA XXXXX.1~T/CNEA XXXXX.17的规定。

5.4.3 焊缝金属试验

焊接材料试验项目和验收指标满足《压水堆承压部件 焊接》系列标准T/CNEA XXXX.1~ T/CNEA XXXX.17的规定。

5.4.4 焊接材料的贮存和保管

焊条、焊剂和其他焊接材料应妥善贮存和保管。应采取措施，尽可能减少焊接材料的受潮。

5.5 承压材料的检测和修补

5.5.1 承压材料的检测

- a) 承压材料以及与其焊接的材料应由无损方法作检测，5.5 对材料和产品适用的无损检测方法提出了规则的要求。进口接管不超过 DN50 的泵和阀门，等于和小于 DN25 的无缝管道、管子和配件是例外，可不按 5.5 的要求进行无损检测。检测不适用于 DN25 尺寸的热交换器管子；
- b) 进口接管大于 DN50 到 DN100（包括 DN100）的锻造或铸造的泵和阀门，可用磁粉或液体渗透检测代替体积检测。铸造泵和阀门的焊接端应进行射线检测，检测范围至少离最终焊接端为 t （此处 t 为焊缝设计截面的壁厚）；
- c) 承压材料及其焊接材料需补焊时，应满足 5.5 关于焊接修补（包括修补焊缝）的检测要求。在 a) 和 b) 中上述的例外情况不适用于焊缝。

5.5.2 淬火和回火后的检测

在采用淬火和回火处理来改善铁素体钢产品性能时，应在淬火和回火热处理后，按5.5对每种产品形式所规定的检测方法进行检测。

5.5.3 板材的检测和修补

5.5.3.1 检测要求

用于制造管道、泵、阀门和容器的板材应按T/CDEA XXXXX.2《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》的要求进行检测。

5.5.3.2 验收标准

不允许存在以下显示：

- a) 直射波检测时，在板材的任一区域中存在一个或几个处于同一平面上的连续显示，并且由于上述显示的存在导致出现连续的底面反射波完全消失、且底波消失区域的最大尺寸大于 75mm 或板厚之半（取两者中的较大值）；
- b) 直射波检测时，同时满足以下条件的显示：
 - 1) 存在两个或两个以上的显示，显示引起的底面消失区域的最大尺寸均小于 75mm 或板厚之半（取两者中的较大值）；
 - 2) 底波消失区域相互之间的间距小于较大显示的最大尺寸时，相邻两区域应组合成一个显示；
 - 3) 底波消失区域组合后的区域不能被直径 75mm 或板厚之半（取两者中的较大值）的圆所包围。
- c) 直射波检测时，波幅超过 100%基准灵敏度的显示；

- d) 斜射法检测时, 板材的一个或几个显示, 其波幅不小于 100%DAC, 除非用直射法证明这些显示是分层, 则应按照 a)、b)、c) 条款进行验收。

5.5.3.3 检测时间

应在制造时按下列a)到c)项的要求进行验收检测:

- a) 超声检测应在轧制到规定尺寸并热处理后进行(不包括焊后热处理);
- b) 修补焊缝的射线检测, 当要求时, 可在任何要求的焊后热处理前进行;
- c) 修补焊缝的磁粉检测或液体渗透检测应在最终热处理后进行, 但对名义厚度小于和等于 50mm 的 P-No. 1 板材, 可在焊后热处理前检测。

5.5.3.4 表面缺陷的清除

表面缺陷应采用打磨或机加工的方法清除, 但需满足下列a)到d)的要求:

- a) 缺陷清除后, 表面凹陷应与周围表面平滑过渡;
- b) 缺陷清除后, 表面区域应按 5.5.4.5 磁粉检测法, 或按 5.5.4.6 液体渗透检测法进行检测, 确保缺陷已被清除或减小到可接受尺寸;
- c) 为清除氧化皮或其他影响外观的机械加工痕迹, 或为便于进行超声波检测而打磨的表面区域, 不必进行磁粉检测或液体渗透检测;
- d) 缺陷清除后, 如产品的截面厚度减少到小于第 6 章要求的最小厚度时, 应按 5.5.3.9 进行修补。

5.5.3.5 焊接修补

金属材料制造单位可在清除材料的缺陷后进行修补, 但消除缺陷后的修补深度, 不得超过材料名义厚度的 $1/3$ 并且焊接修补还应满足下列各款的要求。在修补制造容器用的板材时, 应事先取得安全局认可的单位的批准。

5.5.3.5.1 缺陷的清除

应采用适当的机械切削、热切割或铲凿等方法清除缺陷, 或使缺陷减小到可接受的尺寸, 并将凹坑做好补焊准备[7.2.1.1.1]。

5.5.3.5.2 焊接工艺的评定和焊工的考核

焊接工艺应按第7章和T/CDEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分: 焊接工艺评定》要求进行评定。

5.5.3.5.3 修补面的平整

修补后的表面应与周围表面平滑过渡。

5.5.3.5.4 修补焊缝的检测

每条修补焊缝应按5.5.4.5磁粉检测法或5.5.4.6液体渗透法进行检测。此外, 当修补凹坑深度超过10mm或截面厚度的10%时(取两者中较小值), 修补焊缝应按8.1.1进行射线检测, 并达到8.3.2的验收标准。修补焊缝的射线检测用的像质指示器(IQI)和可接受标准, 应基于以修补区的截面厚度。

5.5.3.5.5 修补后的热处理

产品修补后应按7.6.4的要求进行热处理。

5.5.3.5.6 材料的缺陷和修补报告

凡修补深度超过10mm或截面厚度的10%（取两者中较小值）的每个修补缺陷，都应记载在经确认的材料试验报告中。每个产品的经确认的材料试验报告应包括下列内容：一份表示修补凹坑位置和尺寸的简图、焊接材料的鉴别、焊接工艺、热处理和检测结果（包括射线检测照片）。

5.5.3.5.7 堆焊层的焊接修补

金属材料制造单位【材料机构】可对堆焊层中的缺陷进行焊接修补，其条件是满足下列a)到d)项的要求：

- a) 焊接工艺的评定和焊工的考核：焊接工艺应按第7章和 T/CDEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》要求进行评定和考核；
- b) 缺陷的清除和补焊凹坑的检测：缺陷清除后，应按 5.5.4.6 液体渗透法检测补焊凹坑；
- c) 修补区的检测：每个修补区应按 5.5.4.6 液体渗透法进行检测；
- d) 修补报告：每个缺陷的修补焊缝应记载在经确认的材料试验报告中。每个产品的经确认的材料试验报告应包括下列内容：一份表示修补凹坑位置和尺寸的简图、焊接材料的鉴别、焊接工艺、热处理和检测结果。

5.5.4 锻件和棒材的检测和修补

5.5.4.1 要求的检测

- a) 锻件和棒材应按 5.5.4.2 超声波法进行检测，但锻件或锻件的某些截面晶粒粗大或外形复杂不能用超声检测获得有意义的结果时，应按 T/CDEA XXXXX.3《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》进行射线检测，并按 8.3.2 的验收标准评定。此外，全部外表面和可达到的内表面都应按 5.5.4.5 磁粉法或 5.5.4.6 液体渗透法进行检测；
- b) 锻造的法兰和配件，诸如弯头、三通和连接件应按 5.5.5 的要求进行检测；
- c) 用于螺栓连接件的棒材，应按 5.5.8 的要求进行检测；
- d) 锻件和锻造或轧制的棒材，当镗孔成管状制品或配件时，镗孔后应按 5.5.5 要求进行检测；
- e) 锻件和锻造或轧制的棒材，在镗孔后成为泵或阀的零件时，镗孔后按 5.5.4.1a) 项要求进行检测。

5.5.4.2 超声检测

5.5.4.2.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.2《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》的要求进行毛坯锻件或成品锻件和棒材的超声检测。

5.5.4.2.2 验收标准

5.5.4.2.2.1 碳钢、低合金钢锻件

不允许存在以下显示：

- a) 直射波当量法评价时，存在回波幅度达到或超过规定平底孔当量的单个显示信号，则不予验收；
- b) 直射波当量法评价时，如果存在密集显示，则不予验收；
- c) 直射波底波法检测时，排除几何形状和耦合变化因素后，底波完全消失则不予验收；
- d) 斜射波检测时，任何回波幅度等于或大于参考切槽回波幅度的显示，则不予验收。

5.5.4.2.2.2 奥氏体不锈钢锻件

不允许存在以下显示：

- a) 直射波检测时，反射波幅达到或超过 100%基准灵敏度的显示信号；
- b) 直射波检测时，伴随底面反射波完全消失情况的显示信号；
- c) 斜射波检测时，任何回波幅度等于或大于参考切槽回波幅度的显示。

5.5.4.2.2.3 锻轧棒材

直射波检测时不允许存在以下显示：

- a) 密集显示；
- b) 所有达到或超过 100%基准灵敏度的显示信号。

斜射波检测时不允许有回波幅度达到或超过参考切槽回波幅度的显示。

5.5.4.3 磁粉检测

5.5.4.3.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测》的要求进行锻件和棒材的磁粉检测。

5.5.4.3.2 磁痕的分类、评定和记录

磁痕显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示分为：

- 线性显示：长度与宽度之比大于 3 的磁痕显示；
- 圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形磁痕显示。

进行磁痕观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定与记录。

凡主要尺寸大于1.5mm的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录磁痕显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、复膜和可剥离塑料薄膜等方式记录磁痕显示的形貌。

5.5.4.3.3 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- a) 当材料厚度小于 16mm 时，长度大于 1.5mm 的线性显示；当材料厚度为 16mm 到 50mm 时，长度大于 3mm 的线性显示；当材料厚度大于或等于 50mm 时，长度大于 5mm 的线性显示；
- b) 当材料厚度小于 16mm 时，尺寸大于 3mm 的圆形显示；当材料厚度大于或等于 16mm 时，尺寸大于 5mm 的圆形显示；
- c) 在同一直线上有 4 个或 4 个以上相关显示，其边缘间距小于 1.5mm；
- d) 在缺陷显示最严重的区域内，任意 4000mm² 矩形区域（最大边长不超过 150mm）内，有 10 个或 10 个以上相关显示。

5.5.4.4 渗透检测

5.5.4.4.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX. 4 《压水堆承压部件 无损检测 第4部分：渗透检测》的要求进行锻件和棒材的渗透检测。

5.5.4.4.2 显示的分类、评定和记录

显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示可分为线性显示和圆形显示：

——线性显示：长度与宽度之比大于 3 的显示；

——圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形显示。

对显示进行观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定。

不允许存在可能掩盖不连续显示的残存荧光区或着色区。这些区域应清洗干净，并重新检测。

凡主要尺寸大于1.5mm的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、录像和可剥离塑料薄膜等方式记录显示的形貌。

5.5.4.4.3 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- 当材料厚度小于 16mm 时，长度大于 1.5mm 的线性显示；当材料厚度为 16mm 到 50mm 时，长度大于 3mm 的线性显示；当材料厚度大于或等于 50mm 时，长度大于 5mm 的线性显示；
- 当材料厚度小于 16mm 时，尺寸大于 3mm 的圆形显示；当材料厚度大于或等于 16mm 时，尺寸大于 5mm 的圆形显示；
- 在同一直线上有 4 个或 4 个以上相关显示，其边缘间距小于 1.5mm；
- 在缺陷显示最严重的区域内，任意 4000mm² 矩形区域（最大边长不超过 150mm）内，有 10 个或 10 个以上相关显示。

5.5.4.5 检测时间

应在制造的时候按下列a)到f)的要求进行验收检测（包括修补焊缝的检测）：

- 超声波检测可在锻造以后的任何时间进行[5.5.4.1 d)项]，最大实际容积（如果需要可包括焊接修补）应在最终热处理后（不包括焊后热处理）进行检测；
- 如果修补焊缝需进行射线检测，可在任何要求的焊后热处理前进行；
- 磁粉检测或液体渗透检测应在成品状态上进行，但名义厚度等于或小于 50mm 的 P-No. 1 板材的修补焊缝，可以在焊后热处理前进行检测；
- 用镗孔或车削方法将锻件和轧制棒材制成的管状零件或配件，应在镗孔或车削后进行检测（但车制螺纹除外）；
- 对接着要用镗孔或车削方法制成泵和阀门零件的锻件和锻造或轧制的棒材，应在镗孔或车削后进行检测（但车制螺纹除外）；
- 对用于制造热交换器管塞[5.5.4.1a)]，直径不大于 25mm 的棒材的表面检测可延迟进行。热交换器管塞用直径不大于 25mm 的棒材应在最终机加工后进行表面检测。

5.5.4.6 表面缺陷的清除

表面缺陷应按5.5.3.4的要求进行清除。

5.5.4.7 焊接修补

焊接修补应按5.5.3.5的要求进行，但下列情况除外：

- a) 进行修补的深度不受限制；
- b) 对于铁素体钢锻件，按 5.5.4.2 要求用超声方法代替射线来检测完成的修补。

5.5.5 无缝和焊接（不加填充金属）的管状制品以及配件的检测与修补

5.5.5.1 要求的检测

对于无缝和不加填充金属的焊接管状制品（包括管道法兰及由锻件和棒材机加工而成的配件），除材料标准和本章的要求外，还需符合下列要求：

- a) 锻造无缝管和不加填充金属的焊接管和管子应按下列 1)、2) 和 3) 的要求对材料作整体体积⁸⁾检测，管状产品在检测前可要求对其内外表面作修整。
 - 1) 管道和管子
 - (1) 外径小于 64mm 的管道和管子应按 5.2.5.2a) 1) 要求，在两个相反的圆周方向⁹⁾上作超声检测及按 5.5.5.4 要求作涡流检测。如果产品因大小、材料和厚度的限制只有用涡流检测才能得到有意义的结果时，正如按要求的标准进行探测所证实的那样，可按 5.5.5.4 的规定用涡流方法进行检测。
 - (2) 作为涡流检测的一种替代方法或当涡流检测无法取得有意义的结果时，应按 5.5.5.2a) 2) 的要求沿着两个相反的轴向¹⁰⁾用超声波扫描进行检测。
 - 2) 外径大于或等于 64mm 的管道和管子应按 5.5.5.2a) 1) 的要求，沿着两个相反的周向和按 5.5.5.2a) 2) 沿两个相反的轴向作超声检测。此外，用无填充金属焊接制成的外径大于 170mm 的管道，在管道成形前应对钢板按 5.5.3 的要求进行超声波检测，其焊缝应按 5.5.5.3 的要求进行射线检测。焊缝的射线检测（包括修补焊缝）应在最终轧制和成形之后进行，并可在所有要求的焊后热处理前进行。
 - 3) 铜-镍合金和镍基合金的无缝管道和管子应按下列要求进行检测：
 - (1) 每根管道和管子不论尺寸大小均应按 5.5.5.2a) 1) 沿着两个相反的圆周方向进行超声波检测，但下面 d) 所规定的除外；
 - (2) 如果从校准试样缺口能得到有意义的显示，则每根外径小于 64mm 的管道和管子均应按 5.5.5.4 的要求用涡流方法进行检测；如果无法从校准试样缺口得到有意义的显示，则应按 5.5.5.5a) 2) 的要求对管子沿着两个相反的轴向用超声波扫描进行检测，但下面 d) 所规定的除外；
 - (3) 外径大于或等于 64mm 的管道和管子应沿着两个相反的轴向和按 5.5.5.2a) 2) 的规定用超声波扫描进行检测，但下面 d) 所规定的除外；
 - (4) 对规定的粗晶结构的管道和管子，可按 5.5.5.3 要求以射线检测代替超声检测。
 - 4) 用于制作蒸汽发生器的传热管子应按如下检测：
 - (1) 每根传热管子应沿两个相反的圆周方向按 5.5.5.2a) 1) 进行超声检测；
 - (2) 如果从校准试样缺口能得到有意义的显示，则按 5.5.5.4 进行涡流检测；如果从校准试样无法得到有意义的结果，则应按 5.5.5.2a) 2) 对管子沿着两个相反的轴向用超声波扫描进行检测。

8) 本节要求的体积检测只需在表面进行。

9) 参照的超声检测方向是指声波传播方向。

10) 参照的超声检测方向是指声波传播方向。

- b) 锻造无缝配件和不加填充金属的焊接配件（包括由锻件和棒材机加工而成的管道法兰和配件）应按材料标准的规定进行检测。另外还应对所有外表面和所有可达的内表面按 5.5.5.5 的规定进行磁粉检测或按 5.5.5.6 的规定进行液体渗透检测（螺栓孔和螺栓除外）。此外，对名义尺寸大于 DN 150 的配件，如果可行，应对整个体积按 5.5.5.2 的规定进行超声波检测，或应按 5.5.5.3 的规定进行射线检测。或者，对成形前的钢板应按 5.5.3 的要求进行超声检测以及对焊缝按 5.5.3.3 的规定进行射线检测。焊缝（包括修补焊缝）的射线检测应在最终轧制和成形之后进行，以及可在所要求的焊后热处理之前进行。
- c) 对用于容器接管的管状产品，应按 5.5.5.2 b) 的规定用超声波方法沿着两个相反的圆周方向对整个体积进行检测，或按 5.5.5.3 的规定进行射线检测。此外，还应按 5.5.5.5 的规定用磁粉法，或按 5.5.5.6 规定用液体渗透法对所有外表面和可接近内表面进行检测。

5.5.5.2 超声检测

5.5.5.2.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》的要求进行管材的超声检测。

5.5.5.2.2 验收标准

不允许存在任何回波幅度不小于校准试块切槽回波幅度的显示。

5.5.5.3 射线检测

5.5.5.3.1 检测要求

用射线检测代替对材料整个体积的超声检测，该方法应适用于管道，管子或配件材料的整个体积。对焊缝所规定的验收标准适用于材料的全体积检测。

可参照T/CDEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》的要求进行管材的射线检测。

5.5.5.3.2 验收标准

射线照相所发现的和具有缺陷特性的下列情况均为不可接受的缺陷：

- a) 任何裂纹、未熔合或未焊透；
- b) 长度大于表 3 中所列值的任何单个条形缺陷；

表3 单个条形缺陷的长度限值

壁厚 t mm	单个条形缺陷的长度 mm
t≤19	6

$19 < t \leq 57$	$t/3$
$t > 57$	19
注：t为对接焊接接头较薄部分的厚度。	

- c) 内部焊根的状态在射线照相所示的黑度不是突变时是可以接受的,但在这种焊根状态的任一端上,射线照相的条形显示达到表3的规定时,是不可接受的;
- d) 在 $12t$ 长度内,任一组显示其累计长度大于 t 。但最小距离超过 $6L$ 的相邻显示可除外, L 为最大的显示长度;
- e) 单个圆形缺陷的长径大于 $t/2$;
- f) 缺陷点数大于表4中所列值的圆形缺陷。

表4 圆形缺陷的点数限值

评定区 mm	10×10			10×20		10×30
壁厚 t mm	≤ 10	$> 10 \sim 15$	$> 15 \sim 25$	$> 25 \sim 50$	$> 50 \sim 100$	> 100
缺陷点数	3	6	9	12	15	18
注：表中的数字是允许缺陷点数的上限。						

圆形缺陷评定区为一个与焊缝平行的矩形,其尺寸见表5。圆形缺陷的评定区应选在缺陷最严重的区域。当缺陷与评定区边界相接时,应将此缺陷划入评定区。

评定圆形缺陷时,应将缺陷尺寸按表6换算成缺陷点数。不计点数的缺陷尺寸见表7。

表5 圆形缺陷评定区

单位为毫米 (mm)

壁厚 t	≤ 25	$> 25 \sim 100$	> 100
评定区尺寸	10×10	10×20	10×30

表6 缺陷点数换算

缺陷长径 mm	≤ 1	$> 1 \sim 2$	$> 2 \sim 3$	$> 3 \sim 4$	$> 4 \sim 6$	$> 6 \sim 8$	> 8
点数	1	2	3	6	10	15	25

表7 不计点数的缺陷尺寸

单位为毫米 (mm)

壁厚 t	缺陷长径
------	------

≤25	≤0.5
>25~50	≤0.7
>50	≤1.4%t

5.5.5.4 涡流检测

5.5.5.4.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 无损检测 第6部分：涡流检测》的要求进行管材的涡流检测。

5.5.5.4.2 验收标准

有缺陷的产品所产生的缺陷显示超过标准缺陷显示时则判为不可接受。

5.5.5.5 磁粉检测

磁粉检测应按5.5.4.3的要求进行。

5.5.5.6 液体渗透检测

液体渗透检测应按5.5.4.4的要求进行。

5.5.5.7 检测时间

- a) 淬火和回火产品应在淬火和回火热处理后按要求进行检测。
- b) 非淬火和回火的产品应按下列要求进行检测：
 - 1) 当有要求时，应按第II卷材料标准在最终热处理之后进行超声波检测或涡流检测；其他热处理（包括焊后热处理）既可在检测前也可在检测后进行；
 - 2) 当有要求时，可在任一要求的焊后热处理之前进行射线检测；
 - 3) 在最终热处理之后，应对包括修补焊缝在内的所有焊缝进行磁粉或液体渗透检测，但对名义厚度等于或小于 50mm 的 P-No. 1（T/CDEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》）材料应在焊后热处理之前进行检测；
 - 4) 用镗孔或车削方法将锻件和轧制棒材制成的管状零件或配件，应在镗孔和/或车削后进行检测（车制螺纹除外）。配件的检测应在最终成形之后进行。

5.5.5.8 表面缺陷的清除

表面缺陷应采用打磨或机加工的方法去除，但需满足下列a)到c)的要求：

- a) 缺陷清除后，表面凹陷应与周围表面平滑过渡；
- b) 缺陷清除后，此区域应采用原来发现缺陷的方法再作探测以确保缺陷已被清除或减小到可接受的尺寸；
- c) 如果缺陷去除后，产品的截面厚度减少至第6章要求的最小厚度时应按 5.5.5.9 进行修补。

5.5.5.9 焊接修补

缺陷的修补应按5.5.3.5的规定进行，但对铜-镍合金和镍合金热交换器传热管不允许焊接修补。

5.5.6 加填充金属焊接的管状制品和配件的检测和修补

5.5.6.1 要求的检测

- a) 加填充金属焊接的管状制品，例如按 SA-358，SA-409，SA-671，SA-672 和 SA-691 要求制造的管道，以及按 SA-234，SA-403 和 SA-420 的 WPW 级的加填充金属焊接制造的配件，都应作为材料处理。民用核设施营运单位或其委托单位的检查应按本部分的要求进行。
- b) 除了按材料标准和本章的要求外，管件和配件还应符合下列规定：
 - 1) 钢板在成形前应按 5.5.3 的要求进行检测，或者最终产品应按 5.5.6.2 的要求进行超声方法检测；
 - 2) 所有焊缝都应按母材技术规格书中规定的方法和验收要求作 100% 射线检测，并按 5.5.6.4 要求作磁粉检测，或按 5.5.6.5 要求作液体渗透检测。如果在母材技术规格书中没有规定焊缝的射线检测，则焊缝应按 5.6.5.3 的规定进行射线检测。射线检测的底片以及说明照片以及说明曝光位置的射线检测报告，应随同经确认的材料试验报告一起提供。

5.5.6.2 超声检测

超声检测应按 5.5.5.2 的要求进行。

5.5.6.3 射线检测

射线检测应按 5.5.5.3 的要求进行。

5.5.6.4 磁粉检测

磁粉检测应按 5.5.4.3 的要求进行。

5.5.6.5 液体渗透检测

液体渗透检测应按 5.5.4.4 的要求进行。

5.5.6.6 检测时间

检测时间应符合 5.5.5.7 的要求，但对 P-No. 1 (T/CDEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》) 材料的焊缝 (包括修补焊缝) 的磁粉检测和液体渗透检测可在焊后热处理前进行。

5.5.6.7 表面缺陷的清除

不可接受的表面缺陷应按 5.5.5.8 的要求清除。

5.5.6.8 焊接修补

如果母材技术规格书允许，母材中的缺陷可按 5.5.5.9 的要求进行修补。焊缝缺陷的补焊应按 7.4.5 的要求进行。

5.5.7 静态浇注铸件和离心浇注铸件产品的检测和修补

静态浇注铸件和离心浇注铸件产品的检测和修补除满足材料标准和本章要求外，对静态铸件和离心铸件产品的检测还应符合以下各款的规定。

5.5.7.1 要求的检测

按表 6 对所列产品形式的要求，铸件产品应进行射线检测，但对铁素体钢铸件应由射线或超声波方法作检测，或用两种方法组合进行检测。此外，应对铸件的所有外表面和所有可达的内表面进行磁粉或

液体渗透方法作检测。铸件产品的机加工表面（螺纹表面除外）应在机加工完成后进行液体渗透或磁粉方法作检测。

5.5.7.2 无损检测的时机

5.5.7.2.1 验收检测

验收检测应按照下列条款和表8的规定在制造期内进行。

- a) 超声检测 如有要求，应在要求进行射线检测的相同制造期内进行超声检测；
- b) 射线检测 射线检测可在热处理前进行。对于下列限定厚度内的铸件，在机加工完成之前或后进行均可：
 - 1) 当成品厚度（公称厚度） t 小于 64mm 时，应在 t 至 $t+13\text{mm}$ 范围内进行射线检测，像质计和验收标准参考底片的选择按照成品厚度（公称厚度） t 进行；
 - 2) 当成品厚度（公称厚度） t 在 64mm 至 150mm 之间，应在 t 至 $1.2t$ 范围内进行射线检测，像质计和验收标准参考底片的选择按照成品厚度（公称厚度） t 进行；
 - 3) 当成品厚度（公称厚度） t 大于 150mm 时，应在 t 至 $1.15t$ 范围内进行射线检测，像质计和验收标准参考底片的选择按照成品厚度（公称厚度） t 进行；
- c) 对其铸态或粗机加工厚度超过上述 b) 1)、b) 2) 和 b) 3) 限制的泵和阀门的铸件，只要满足下列条件也可进行射线照相检测。
 - 1) 当铸态或粗机加工的截面厚度超过 50mm 时，验收应按相邻的较薄厚度确定的验收校准胶片为准。如拟作射线照相检测的截面厚度大于 114mm 时，可使用 ASTM E186（1979 年再次批准的）验收校准胶片。IQI 则应根据拟作射线照相检测的最终截面厚度确定；
 - 2) 当铸态或粗机加工后的截面厚度小于或等于 50mm 时，应使用 ASTM E446 验收校准胶片，而 IQI 则应根据成品最终截面厚度确定；
 - 3) 对距离最终焊缝端点最小距离为 t 或 13mm（取两者中较小值）的焊缝端部（此处 t 为焊缝的设计截面厚度），应在上述适用的 b) 1)、b) 2) 或 b) 3) 给出的厚度限制范围内进行射线照相检测。另一种方法是：焊缝端部可按上述 c) 1) 和 c) 2) 的要求在铸态或粗机加工后的厚度进行射线照相检测。IQI 应根据成品截面厚度而确定。

表8 要求的检测

名义管径	工件	对 1 级铸件适用的特殊要求
≤DN 50 的进口接管	除泵和阀门以外的铸件	除了铁素铸钢体应用射线或超声方法检测，或两种方法并用外，铸造产品应进行射线方法检测。对具有粗晶粒度的铸件或铸件某一区段，或其形状不能由超声方法得出有意义的检测结果时，应采用射线方法检测。此外，对所有铸件产品的所有外表面和所有可达的内表面应进行磁粉或液体渗透方法检测。对铸造产品的机加工表面（螺纹表面除外），应在机加工后进行液体渗透方法或磁粉方法检测
	铸造的泵和阀门	无
	P-No.1 或 P-No.8 材料的泵和阀门的修补焊缝	无

	除 P-No.1 或 P-No.8 材料的泵和阀门的修补焊缝以外的铸造产品的修补焊缝	每一修补焊缝应进行磁粉或液体渗透方法检测。此外对坑穴深度超过 10mm 或 10%截面厚度（取两者中较小值）的修补焊缝应按 5.5.7.5 要求进行射线检测
DN 50~DN 100 的进口接管	除了下列铸造泵和阀门以外的铸造产品	除铁素体钢铸件应用射线检测或超声检测，或两种办法并用外，铸造产品应进行射线方法检测。对具有粗晶粒度的铸件或铸件某一区段，或其形状不能由超声方法得出有意义的检测结果时，应采用射线方法检测。此外，对所有铸件产品的所有外表面和所有可达的内表面应进行磁粉检测或液体渗透检测。对铸造产品的机加工表面（螺纹表面除外），应在机加工后进行液体渗透检测或磁粉检测
	铸造泵和阀门	从最终焊缝的最后端至少检查为 t 的距离除了对铸造泵和阀门的焊接端部位应采用射线方法外（ t 为设计的截面厚度），均可采用磁粉检测或液体渗透检测以代替整体体积检测
	修补焊缝	每一修补焊缝应进行磁粉或液体渗透方法检测。此外，对坑穴深度超过 10mm 或 10%截面厚度（取两者较小值）的修补焊缝应按 5.5.7.5 要求进行射线检测
> DN 100 的进口接管	铸造产品	除了铁素体钢铸件应用射线检测或超声检测，或两种方法并用外，铸件产品应进行射线检测。对具有粗晶粒的铸件或铸件某一区段，或其形状不能由超声方法得出有意义的检测结果时，应采用射线方法检测。此外，对所有铸造产品的所有外表面和所有可达到内表面而应进行磁粉检测或液体渗透检测，对铸造产品的机加工表面（螺纹表面除外），应在加工后进行液体渗透检测或磁粉检测
	修补焊缝	每一修补焊缝应进行磁粉检测或液体渗透检测。此外，对坑穴深度超过 10mm 或 10%截面厚度（取两者中较小值）的修补焊缝应按 5.5.7.5 要求进行射线检测

d) 磁粉或液体渗透检测 磁粉或液体渗透检测应由材料技术规格书要求的最终热处理后进行。焊接修补区要进行焊后热处理时，则对该区的检测应在焊后热处理后进行，但对名义厚度小于和等于 50mm 的 P-No. 1（T/CNEA XXXXX. 2 《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》）材料的修补焊缝的检测可在焊后热处理之前进行。对具有机加工表面的铸件，对其所有完工的机加工表面（螺纹表面和直径小且深的孔以外）也应采用磁粉方法或液体渗透方法检测。

5.5.7.3 母材焊接修补的规定

在满足本章规定的要求时，金属材料制造单位可用焊接方法对去除缺陷后的产品进行修补。

5.5.7.3.1 缺陷的去除

缺陷应用适当的机加工、热切割或刨削方法去除或减小至可接受的尺寸，并准备补焊的凹坑。当采用热切割时应考虑材料的预热。

5.5.7.3.2 焊接修补

金属材料制造单位可在清除材料内包含的不可接受缺陷时用焊接方法对铸件进行修补，修补的深度不限。型芯孔或浇注孔可由金属材料制造单位根据本条的要求用焊接方法将其封住，但规定只能用填充

金属进行封焊。如果该孔是用焊接金属塞块来封住的，则根据本规范的要求，应由授权证书的持有者进行焊接。

5.5.7.3.3 焊接工艺的评定和焊工的考核

制造商应对本机构所完成的焊接工作负责，并按本规范第7章和T/CNEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的要求制定工艺并进行评定试验，以便对焊接工艺进行评定以及使用这些工艺的焊工和焊机操作工的技能进行考核。制造商还应对其分包商完成的焊接工作负责，并应保证分包商按本规范第7章和T/CNEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的要求对他们的焊接工艺进行评定和对焊工及焊机操作工的技能进行考核。

5.5.7.3.4 修补面的平整

修补后，修补区表面应修整到与周围表面平滑过渡。

5.5.7.3.5 修补焊缝的检测

- a) 每一修补焊缝均应按 5.5.7.7 要求作磁粉方法或按 5.5.7.6 要求作液体渗透方法检测。此外，如规定对毛坯铸件进行射线照相检测时，对深度超过 10mm 和 10% 名义壁厚（取两者中较小值）的补焊凹坑，应在修补后进行射线照相检测，但焊缝夹渣（包括细长夹渣）除外，这些夹渣应包括相应的校准胶片中的 B 类夹杂物。包括夹渣在内的所有夹杂物的总面积不应超过验收校准胶片中 B 类缺陷所相应严重程度限制。透度计和修补焊缝射线照相检测的验收标准应根据修补区实际截面厚度确定；
- b) 对于名义管径小于和等于 DN 50 的泵和阀门进口管接头用 P-No. 1 和 P-No. 8 材料修补焊缝可不需进行检测。

5.5.7.3.6 修补后的热处理

材料修补后应按 7.6.2 要求进行热处理，但可不采用 7.6.2.3 中规定的加热和冷却速率限制。

5.5.7.3.7 表面缺陷的去除

如果满足下列 a) 到 c) 的要求，可采用打磨或机加工方法来去除表面缺陷。

- a) 缺陷去除后，凹坑应与周围的表面平滑过渡；
- b) 缺陷去除后，应按 5.5.7.7 的要求用磁粉方法或按 5.5.7.6 的要求作液体渗透方法对该区域重新进行检测以保证缺陷已被清除或减小到可接受的尺寸；
- c) 如果缺陷去除，使截面厚度小于技术规格书或图纸规定的要求，应按 5.5.3.9 的要求对铸件作修补。

5.5.7.3.8 材料的缺陷和修补报告

凡深度超过 10mm 或名义壁厚的 10%（取两者中较小值）的每一修补缺陷，都应记载在经确认的材料试验报告中。每个产品的经确认的材料试验报告应包括下列内容：一份表示修补凹坑位置和尺寸的简图、焊接材料的鉴别、焊接工艺、热处理和检测结果。当在订货合同中规定了对毛坯铸件的射线检测要求时，还应包括射线检测照片。

5.5.7.4 铸件的超声检测

应按 T/CDEA XXXXX.3 《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》的要求进行铸件的超声检测。

5.5.7.4.1 验收标准

- 不允许存在以下显示：
- a) 幅度不小于 100%DAC，且面积或最大显示长度超过表 9 中相应质量等级的显示；
 - b) 由于显示所引起的底波降幅达到或超过 75%，且面积或最大显示长度超过表 9 中相应质量等级的显示；
 - c) 铸件表面下 25mm 范围内的以下显示：
 - 幅度不小于 100%DAC，且面积或最大显示长度超过表 9 中质量等级 1 的显示；
 - 由于显示所引起的底波降幅达到或超过 75%，且面积或最大显示长度超过表 9 中质量等级 1 的显示。
 - d) 深度变化不小于 25mm 或铸件厚度一半（取较小者）的显示信号；
 - e) 同一平面上，同时满足以下条件的显示：
 - 存在两个或两个以上幅度超过 100%DAC 的相邻显示；
 - 相邻显示的间距小于较大显示的最大尺寸；
 - 上述显示不能被表 9 中相应质量等级所对应的最大允许显示长度所包含。
 - f) 同时满足以下条件的显示：
 - 存在两个或两个以上的显示，且显示长度大于表 9 中相应质量等级中的规定值，其中厚度小于 50mm 的铸件对应质量 1 级，厚度为 50mm～100mm 的铸件对应质量 2 级，厚度大于 100mm 的铸件对应质量 3 级；
 - 相邻显示的间距小于较大显示的最大尺寸；
 - 上述显示不能被表 9 中相应质量等级所规定的显示区域所包含，其中厚度小于 50mm 的铸件对应质量 1 级，厚度为 50mm～100mm 的铸件对应质量 3 级，厚度大于 100mm 的铸件对应质量 4 级。

表9 铸件质量等级

质量等级	最大允许显示面积 mm ²	最大允许显示长度 mm
1	500	38
2	1000	50
3	2000	64
4	3000	75

5.5.7.5 射线检测

5.5.7.5.1 检测

如果在订货合同中对毛坯铸件有规定，则应对承压的铸造材料用射线方法作检测，但铸造的铁素体钢是例外，它既可用射线方法也可用超声方法，或者用两种方法的组合进行检测。因铸件或铸件的某些截面含有粗大晶粒或其形状用超声方法不能得到有意义的检测结果时，应采用射线方法检测。

5.5.7.5.2 范围

应对承压铸件，诸如容器封头和法兰、阀体、阀盖和阀盘、泵壳和泵盖以及管件和配件等承压铸件进行射线检测。射线的覆盖范围应尽可能包括最大的体积，且当铸件的几何形状妨碍达到完全覆盖时，其覆盖率至少不低于图5中典型简图所示的范围。

5.5.7.5.3 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.3 《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》的要求进行铸件射线检测。

5.5.7.5.4 验收准则

铸钢件应满足下述标准中相应的验收要求：

- a) 铸钢件应满足 T/CDEA XXXXX.3 《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》的2级严重程度验收要求；
- b) 裂纹、热裂、镶嵌、斑纹类缺陷不可接受。

5.5.7.6 渗透检测

5.5.7.6.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.4 《压水堆承压部件 无损检测 第4部分：渗透检测》的要求进行铸件渗透检测。

5.5.7.6.2 显示的分类、评定和记录

显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示可分为线性显示和圆形显示：

- 线性显示：长度与宽度之比大于3的显示；
- 圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于3的椭圆形显示。

对显示进行观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定。

不允许存在可能掩盖不连续显示的残存荧光区或着色区。这些区域应清洗干净，并重新检测。

凡主要尺寸大于1.5mm的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、录像和可剥离塑料薄膜等方式记录显示的形貌。

5.5.7.6.3 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- a) 当材料厚度小于16mm时，长度大于1.5mm的线性显示；当材料厚度为16mm到50mm时，长度大于3mm的线性显示；当材料厚度大于或等于50mm时，长度大于5mm的线性显示；
- b) 当材料厚度小于16mm时，尺寸大于3mm的圆形显示；当材料厚度大于或等于16mm时，尺寸大于5mm的圆形显示；
- c) 在同一直线上有4个或4个以上相关显示，其边缘间距小于1.5mm；
- d) 在缺陷显示最严重的区域内，任意4000mm²矩形区域（最大边长不超过150mm）内，有10个或10个以上相关显示。

5.5.7.7 磁粉检测

5.5.7.7.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX. 5 《压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测》的要求进行铸件磁粉检测。

5.5.7.7.2 磁痕的分类、评定和记录

磁痕显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示分为：

- 线性显示：长度与宽度之比大于 3 的磁痕显示；
- 圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形磁痕显示。

进行磁痕观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定与记录。

凡主要尺寸大于1.5mm的相关显示，应予记录。

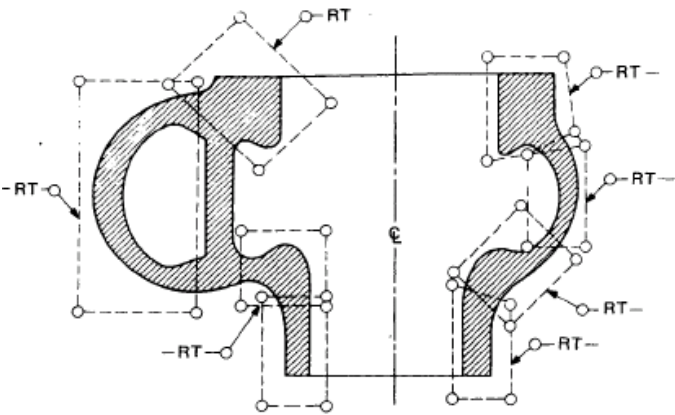
应记录上述相关显示的的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录磁痕显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、复膜和可剥离塑料薄膜等方式记录磁痕显示的形貌。

5.5.7.7.3 验收标准

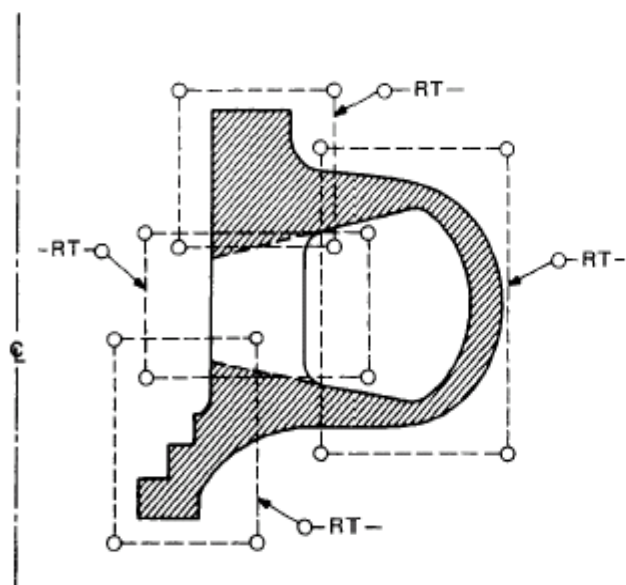
下列相关显示应不予验收：

- a) 当材料厚度小于 16mm 时，长度大于 1.5mm 的线性显示；当材料厚度为 16mm 到 50mm 时，长度大于 3mm 的线性显示；当材料厚度大于或等于 50mm 时，长度大于 5mm 的线性显示；
- b) 当材料厚度小于 16mm 时，尺寸大于 3mm 的圆形显示；当材料厚度大于或等于 16mm 时，尺寸大于 5mm 的圆形显示；
- c) 在同一直线上有 4 个或 4 个以上相关显示，其边缘间距小于 1.5mm；
- d) 在缺陷显示最严重的区域内，任意 4000mm² 矩形区域（最大边长不超过 150mm）内，有 10 个或 10 个以上相关显示。

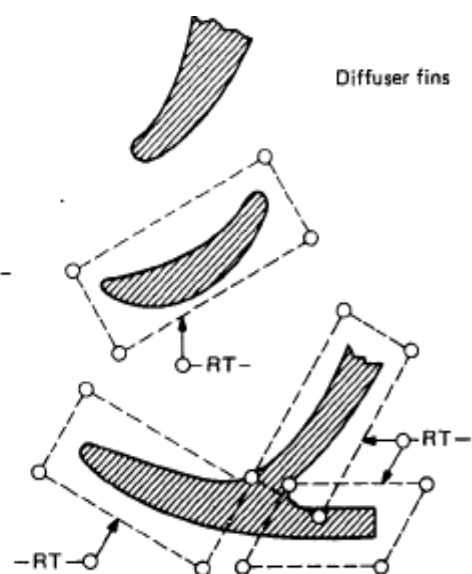


a) 典型涡旋形泵壳

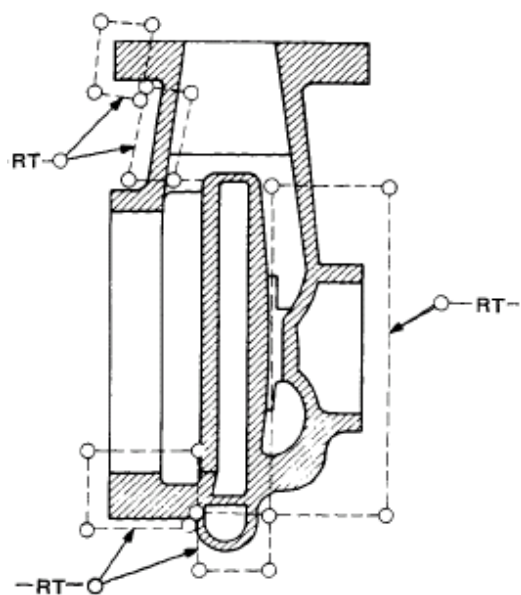
- 注1：射线检测的区域应在每个方向改变处用圆圈标出。射线检测的符号用“RT”表示。
- 注2：对于回转体的无损检测区应用圆圈符号“-RT-⊕”标出。
- 注3：这些简图是典型的，并作为覆盖范围最低要求的指导。虽然简图标题为“泵”或“阀门”，但其形状所示的检测可达范围可替代采用。



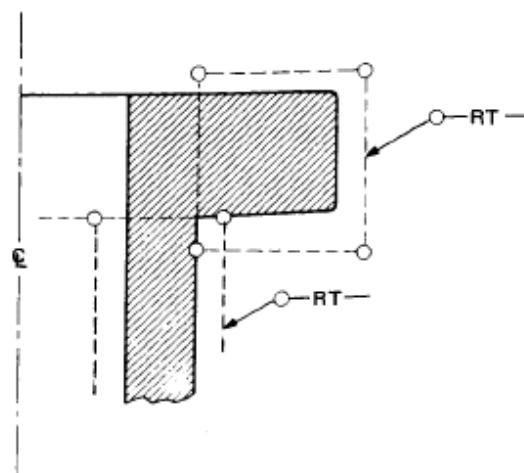
b) 典型的扩散泵泵壳



c) 典型的扩散泵细节



d) 典型的单级泵泵壳



e) 典型法兰

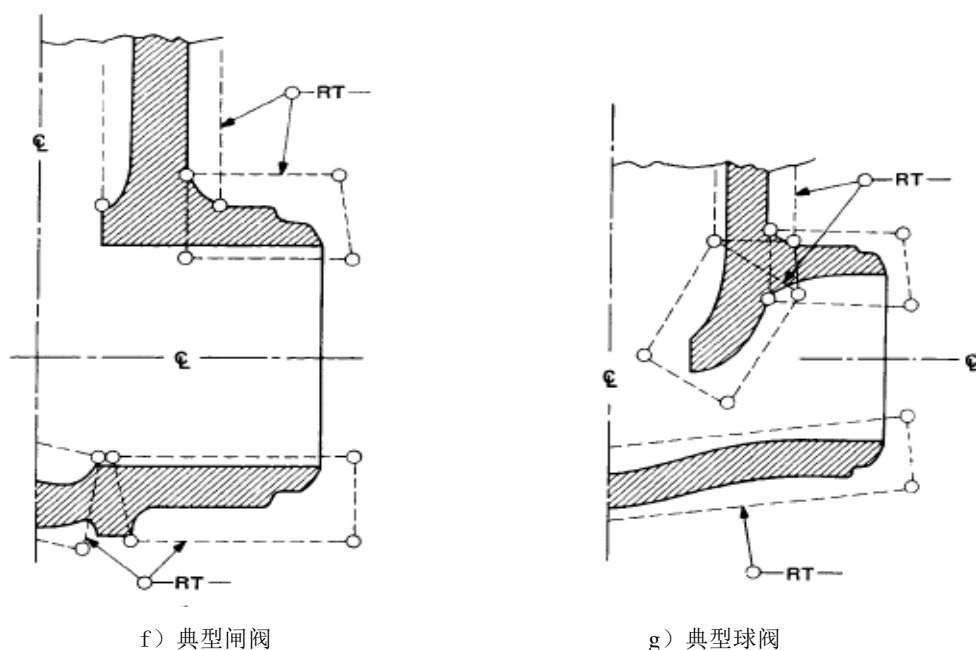


图5 泵和阀门的典型承压件

5.5.8 螺栓、双头螺栓和螺母的检测

5.5.8.1 要求的检测

所有螺栓连接件材料应按5.5.8.2的要求进行目视检测。名义尺寸大于25mm时应进行磁粉或液体渗透方法检测。此外，螺栓、双头螺栓和螺母应按T/CDEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》的要求进行超声检测。

5.5.8.2 目视检测

螺纹面、光杆部分和最后机加工部分的头部应进行目视检测。有害的不连续缺陷，例如对预期使用有害的搭接，裂痕或裂纹是不可接受的。

5.5.8.3 磁粉检测（仅用于铁素体钢螺栓材料）

5.5.8.3.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测》的要求进行磁粉检测。

5.5.8.3.2 磁痕的分类、评定和记录

磁痕显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示分为：

- 线性显示：长度与宽度之比大于3的磁痕显示；
- 圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于3的椭圆形磁痕显示。

进行磁痕观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定与记录。

凡主要尺寸大于1.5mm的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录磁痕显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、复膜和可剥离塑料薄膜等方式记录磁痕显示的形貌。

5.5.8.3.3 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- a) 非轴向线性显示；
- b) 长度超过 25mm 的轴向线性显示。

5.5.8.4 液体渗透检测

5.5.8.4.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.4 《压水堆承压部件 无损检测 第4部分：渗透检测》要求进行渗透检测。

5.5.8.4.2 显示的分类、评定和记录

显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示可分为线性显示和圆形显示：

- 线性显示：长度与宽度之比大于 3 的显示；
- 圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形显示。

对显示进行观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定。

不允许存在可能掩盖不连续显示的残存荧光区或着色区。这些区域应清洗干净，并重新检测。

凡主要尺寸大于1.5mm的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、录像和可剥离塑料薄膜等方式记录显示的形貌。

5.5.8.4.3 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- a) 非轴向线性显示；
- a) 长度超过 25mm 的轴向线性显示。

5.5.8.5 超声方法

5.5.8.5.1 检测要求

应按T/CDEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》第16章的要求进行超声检测。

5.5.8.5.2 验收标准

不允许存在以下显示：

- a) 径向检测时，存在幅度达到或超过相邻无显示信号区域底面反射波高 20%的信号；
- b) 径向检测时，任何显示导致第一次底波降低 50%；
- c) 轴向检测时，所有回波幅度达到或超过 100%基准灵敏度的单个显示；
- d) 密集显示。

5.5.8.6 检测时间

验收检测应在母材技术规格书所要求的最终热处理之后进行。

5.5.8.7 表面缺陷的清除

成品螺栓、双头螺栓和螺母上不允许存在不可接受的表面缺陷，否则应予以判废。

5.5.8.8 焊接修补

不允许对螺栓、双头螺栓和螺母进行焊接修补。

5.6 金属材料制造单位的质量体系大纲

5.6.1 质量体系大纲的编制和保管

- a) 除了下列 b) 项中的规定以外，金属材料制造单位应提供一份满足 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.9 相应要求的质量体系大纲；
- b) 按 5.1.3 和 5.1.5 的规定，还应分别满足 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.9.6.2 和 6.1.3.1.5 的要求，对于下列 c) 项所限定的小尺寸产品、钎焊材料，以及本部分允许用合格证书供应的材料，金属材料制造单位不须满足 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.9 的其他规定。对这些产品取得安全局认可的单位的质量保证大纲[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》]应包括保证措施，使供应的材料符合材料标准要求以及符合本部分相应的要求；
- c) 在本条范围，小尺寸产品的定义，按下列 1) 到 4) 项给出：
 - 1) 等于和小于 DN 50 的管道、管子（热交换器传热管除外）、管道配件和法兰；
 - 2) 等于和小于名义直径 25mm 的螺栓连接件材料，包括双头螺栓、螺母和螺栓；
 - 3) 名义截面积小于和等于 650mm² 的棒材；
 - 4) 进口接管小于和等于 DN 50 的泵和阀门材料；
 - 5) 被 5.1.2.1c) 所免除的材料。

5.7 尺寸标准

标准件的尺寸应符合 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》表 2.1-1 所列的标准和规格。

6 设计

6.1 设计总则

本章设计规则的目的是为了保证设备在载荷作用下，针对下列可能出现的失效模式，具有必要的安全裕度：

- 过度变形和塑性失稳；
- 弹性失稳或弹塑性失稳（屈曲）；
- 交变载荷作用下的渐进性变形；
- 疲劳（渐进性开裂）；
- 无延性断裂。

本章设计规则不包括为避免其他类型的失效（起因于辐照、侵蚀、腐蚀等）应采取的措施。如有必要，另行规定。

本章主要是关于用于承压边界的规定，不保证各类设备的正常运行功能，尤其是有运动部件的设备，如：泵、阀、机械密封。

本章给出了适用于承压部件的尺寸确定以及在设备规格书中给定载荷作用下的行为分析的规则。不同设备的专门设计规则分别在本章的各条中给出。

本章适用于所有1级承压部件，但当本章设计规则与专门规则有矛盾时，应采用专门规则。

6.1.1 载荷准则

6.1.1.1 载荷条件

在设计部件时应考虑（但不限于）以下 a) 到g) 的各种载荷：

- a) 内压和外压；
- b) 冲击载荷，包括快速压力波动；
- c) 部件的自重和在运行或试验情况下正常贮存物的重量，包括由于液体静压头和动压头引起的附加压力；
- d) 其他部件、运行部件、保温层、耐腐蚀或耐侵蚀衬里以及管道等附加载荷；
- e) 当地所规定的风载荷、雪载荷、振动载荷及地震载荷；
- f) 耳架、圈座、鞍座或其他形式支座的反作用力；
- g) 温度效应。

6.1.1.2 设计载荷

设计载荷应按照T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》第4.1.4.2.1和下列各款来确定。

6.1.1.2.1 设计压力

- a) 本分卷所采用规定的内部和外部设计压力应按照 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》第4.1.4.2.1a) 来确定。在计算中，应采用设计压力以表示满足本部分6.2.2.1，6.2.2.7.1，6.2.2.7.2，6.2.2.7.4，6.2.2.8.1，6.2.2.8.2，6.2.3.1中所有应力强度限制的要求。在计算中应采用规定在适当时间的使用压力以表示满足本部分6.2.2.2，6.2.2.8.3，6.2.3.2中所有应力强度限制的要求。在运行期间，预计在部件不同区域出现不同压力时，这些不同区域的设计压力可根据预计的压力来确定。

- b) 本章中所述及的所有压力均以 MPa 为单位, 除非另有说明外, 压力均是指高于大气压力。

6.1.1.2.2 设计温度

- a) 规定的设计温度应按照 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》第4.1.4.2.1 b) 来确定。在涉及设计压力和同时存在的设计机械载荷的计算中应采用该温度。在要求采用规定的使用压力所进行的所有计算中, 应采用所考虑部位的实际金属温度。
- b) 本分卷提到的所有温度, 除非另有说明外, 均以摄氏温度 $^{\circ}\text{C}$ 为单位来表示金属温度。
- c) 当部件是由管内、感应线圈、夹套或内部产生的热量来加热时, 在确定设计温度时应同时考虑这些加热的影响。

6.1.1.2.3 设计机械载荷

规定的设计机械载荷应按照 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》第4.1.4.2.1 c) 确定。规定的设计机械载荷应和设计压力一起使用。

6.1.1.2.4 设计应力强度值

材料的设计应力强度值列在 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录A中表A.3、A.4和A.6中。材料不应在金属温度和设计温度超出对于所列的应力强度值相适用的表中的温度限值以上时使用。表中的值对中间温度可用内插法求值。

6.1.1.3 使用工况

部件可能经受的每一种使用工况应按照 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》第4.1.4.2分级, 且设计技术规格书中规定的使用限制[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》第4.1.4.2.4 b)]应详尽到能为按本章进行的设计、建造和检查提供完整的依据。同时也应满足下面a)和b)的要求。

- a) 异常工况: 规定为B级限制的使用工况的预计持续时间应包括在设计技术规格书中。
- b) 危急工况: 对规定为C级限制的所用使用工况, 当 S_0 值大于 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录C中适用的疲劳设计曲线 10^6 次的对应值时, 假想出现的总次数不得超过25次应力循环。

6.1.2 特殊考虑事项

6.1.2.1 腐蚀

在部件设计时或规定的寿命期间, 对材料由于受到腐蚀、侵蚀、机械磨损或其他环境影响而减薄的情况应采取措施。用适当增加或附加母材厚度超过设计公式确定值的办法来解决。如果预计到部件不同部位的腐蚀速率不同, 则对部件或各区域的材料增厚或有关措施也不必相同。应当注意, 在建立设计疲劳曲线(T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录C)所依据的试验中, 没有包括呈现在磨蚀环境中可能加速疲劳失效的试验。

6.1.2.2 堆焊层

下列各款规则适用于有堆焊层部件的应力分析, 这些部件是用 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录A中表A.3和A.4中允许的材料制成的。

6.1.2.2.1 一次应力

在满足本部分6.2.2.1时，堆焊层应承担结构强度。

6.1.2.2.2 设计尺寸

在设计部件时应采用下列尺寸：

- a) 承受内压的部件，内径应取自堆焊层的名义内表面；
- b) 承受外压的部件，外径应取母材的外表面。

6.1.2.2.3 二次应力和峰值应力

在满足本部分6.2.2.2.2和6.2.2.2.4时，对于热分析和应力分析都应考虑到堆焊层的影响，两种材料内的应力都应限制在本部分6.2.2.2.2和6.2.2.2.4中的规定值内。但是，当堆焊层是整体熔合型以及堆焊层的名义厚度等于或小于部件总厚度的10%时，堆焊层的影响可以忽略不计。

6.1.2.2.4 支承应力

满足本部分6.2.2.7.1时，应考虑堆焊层的影响。

6.1.2.3 焊接

6.1.2.3.1 异种金属的焊接

在满足6.1.2.3的要求时，为了避免使用时带来困难，对涉及热膨胀系数不同的异种金属的设计和建造应加以注意。

6.1.2.3.2 角焊缝连接件

除本部分7.4.3.3的限制外，符合图71的角焊缝可用于附件至部件的连接。对循环载荷的评定应按本部分第6章的相应条款进行，并应包括考虑部件和附件之间的温差和由内压或外压引起的部件膨胀或收缩。

6.1.2.4 环境影响

由于环境的影响，材料性能可能发生变化。特别是快中子（ $>1\text{MeV}$ ）辐照超过一定水平时，能造成脆性断裂转变温度的显著提高，并且使高于脆性转变温度范围的抗断裂性能（上平台能量）降低。因此，铁素体钢制容器中的接管或其他结构不连续最好不要位于中子通量高的区域内。

6.1.2.5 结构布置

按部件设计技术规格书中规定的ASME规范第XI卷要求检测的可达性应由设计提供。

6.1.2.6 附件

吊耳、托架、肋板和其他附件，可以采用焊接和螺纹联接等方式固定在设备的内外壁上。

这些附件对热应力和应力集中的影响，以及对承压部件变形限制的影响，在校核本章要求能否满足时，均应考虑。

6.1.2.7 清洁度的规定

设备的设计应该使每一部件或组件在制造中或装配后都能进行全面的清洗，并可检查这些部件或组件的清洁状况，并满足下列要求：

——制造商应该避免采用使腐蚀残渣积聚或可能引起腐蚀的产物积聚的不合适的几何形状。

——应预留流体进出、排气、疏水所需的孔道以及外观检查所需的窥视孔。

6.1.2.8 层状撕裂

考虑到焊接件中存在的载荷和材料特性，应采取适当的措施，以防在承压件的焊接接头中出现层状撕裂的危险。

6.1.2.9 温度快速波动效应的预防

应采取必要的措施防止由于不同温度的流体共存而引起的急剧温度变化产生的影响。

6.1.3 通用设计规则

6.1.3.1 范围

下列各条提供了对所有部件都适用的设计规则。在特定部件的设计章节中提供了适用于该特殊部件的规则。当本部分6.1.3和特殊部件设计规则有矛盾时，以部件设计规则为准。

6.1.3.2 标准件的尺寸标准

在特定设计章节中涉及标准件的标准或规格时，标准件的尺寸应符合T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》表2.1-1所列的标准和规格。然而，符合这些标准并不能代替或取消对特定部件设计章节所要求的应力分析。

6.1.3.3 承受外压的部件

6.1.3.3.1 概述

本条给出的规则用来确定承受外压载荷的球形壳体、带有或不带加强环的圆柱形壳体及管状制品（包括管道、管子及配件）的应力。确定壳体、半球形封头和管状制品应力的图表在T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B中给出。

6.1.3.3.2 术语

本条所用的符号定义如下：

A = 系数，从T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B中图B.1查得，并用于T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B中适用的材料图表。当圆柱形壳体的该系数 D_o/t 比值小于10时，参见本部分6.1.3.3.3 b)。也可从 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B中按适用于加强环所用的材料对应的系数 B 及从所考虑的壳体设计金属温度下的相应图表内查得 B 。

A_s = 加强环的横截面面积。

B = 系数，从T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B中按壳体或加强环材料在设计金属温度下的相应图表内查得，MPa。

D_o = 所考虑的圆柱形壳体段或管子的外径，或者圆锥壳体的等效圆柱壳体的外径。

E = 在设计温度下材料的弹性模量，MPa。按本卷的外压和轴向压缩设计所使用的弹性模量应取自于T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B适用材料的图表（中间温度可在曲线之间用内插法求得）。T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B所列这些材料组的弹性模量值，可以与T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.16~A.20所列的指定材料的弹性模量值有差异。T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B的值仅适用于外压和轴向压缩设计。

I =加强环—壳体组合截面绕其平行于壳体轴线中性轴的有效惯性矩。用作计算组合惯性矩所取的壳体宽度不应大于 $1.10 \sqrt{D_0 T_n}$ ，且应各自一半分布在加强环形心的两侧，部分壳体超过一个加强环的面积不应考虑这种贡献。

I_s =加强环—壳体组合截面绕其平行于壳体轴线中性轴所需要的惯性矩。

L =管板之间管子的总长度或容器段的设计长度，取下列值中的最大值：

- 如果无加强环，封头切线之间的距离加上每个封头深度的三分之一；
- 任何两个相邻的加强环中心之间的最大距离；
- 从第一个加强环的中心到封头切线的距离加上封头深度的三分之一，所有测量应平行于容器的轴线。

L_s =从加强环中心线到一侧的相邻支承线的距离之半，再加上从加强环中心线到另一侧相邻支承线的距离之半，两者的测量均平行于部件轴线。支承线是：

- 符合本条要求的加强环；
- 封头上离封头切线三分之一封头深度处的环线；
- 圆柱形壳体夹套部分与夹套相连的环向连接处。

P = 设计外压，MPa（按需要为表压或绝对压力）；

P_a = 许用外压，MPa（按需要为表压或绝对压力）；

R = 球形壳体的内半径；

S = T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.3和A.4中所列设计温度下应力强度的1.5倍，或T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.8中所列设计温度下屈服强度的0.9倍，取两者中的较小值，MPa；

T = 圆柱形壳体或管子，或球形壳体所需的最小厚度；

T_n = 圆柱形壳体或管子使用的名义厚度，不包括腐蚀裕度。

6.1.3.3.3 圆柱形壳体和管状制品

- 承受外压的圆柱形壳体或管状制品，若 D_0/T 值等于或大于 10，其最小厚度应按下列步骤 1 到 8 所给出的规程来确定。

步骤1：假定一个 T 值，确定比值 L/D_0 和 D_0/T 。

步骤2：在T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B中图B.1中记下步骤1算出的比值 L/D_0 ，当比值 L/D_0 大于50时，则在图表中记入 $L/D_0=50$ 的值。当比值 L/D_0 小于0.05时，则在图表中记入 $L/D_0=0.05$ 的值。

步骤3：水平移动到与步骤1算出的 D_0/T 值的那根曲线相交， D_0/T 的中间值用内插法得到。从这个交点垂直向下移动，求得系数 A 的值。

步骤4：按所考虑的材料/温度，在T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B内适用的材料图表中，应用步骤3求得的 A 值垂直移动到与设计温度的材料/温度曲线相交，对于中间温度可在曲线之间用内插。假如 A 值落在材料/温度曲线末端的右边时，假设与材料/温度曲线上端的水平投影相交。当 A 值落在材料/温度曲线左边时，见步骤7。

步骤5：从步骤4得到的交点向右水平移动，求得 B 值。

步骤6：以此 B 值，用下式求出最大允许外压 P_a 值：

$$P_a = \frac{4B}{3D_0/T} \dots\dots\dots (1)$$

式中：

式中：

步骤7：当 A 值落在所用材料/温度曲线左边时， P_a 值可用下式求得：

$$P_a = \frac{2AE}{3D_0/T} \dots\dots\dots (2)$$

步骤8：比较 P_a 值和 P 值，若 P_a 值小于 P 值，则再选一个更大的 T 值，并重复上述设计规程，直到得出等于或大于 P 的 P_a 值。

b) 若 D_0/T 值小于10，承受外压的圆柱形壳体或管状件的最小壁厚，应按下列步骤1到4所给出的规程来确定。

步骤1：应用述a)给出的同样步骤求出 B 值，当 D_0/T 值小于4时，系数 A 可用下式算出：

$$A = \frac{1.1}{(D_0/T)^2} \dots\dots\dots (3)$$

当 A 值大于0.10时，则采用值0.10。

步骤2：用步骤1求得的 B 值，按下式求出 P_{a1} ：

$$P_{a1} = \left(\frac{2.167}{D_0/T} - 0.0833 \right) B \dots\dots\dots (4)$$

步骤3：用下式计算 P_{a2} 值：

$$P_{a2} = \frac{2S}{D_0/T} \left(1 - \frac{1}{D_0/T} \right) \dots\dots\dots (5)$$

步骤4：取步骤2算出的 P_{a1} 值或步骤3算出的 P_{a2} 值中的较小值作为最大允许外压 P_a 值。比较 P_a 值和 P 值，若 P_a 值小于 P 值，则再选一个更大的 T 值，并重复上述设计规程，直到得出等于或大于 P 的 P_a 值。

6.1.3.3.4 圆锥形壳体

以下规则适用于半顶角不大于 60° 的圆锥形壳体。

a) 圆锥形壳体的最小壁厚应根据圆柱形壳体的方法来确定，其中：

$$D_0 = \frac{D_e}{\cos \alpha}$$

$$L = \frac{H}{\cos \alpha} \left(1 - \frac{H}{D_e} \tan \alpha \right) = \frac{1}{2} \frac{H}{\cos \alpha} \left(1 + \frac{D_b}{D_e} \right)$$

在这些公式中：

D_e =圆锥形壳体大端外径

D_b =圆锥形壳体小端外径

α =半顶角

H =沿回转轴测得的圆锥形壳体高度

——当壳体装有一个或多个加强环时， H 值从加强环的中心轴开始测量；

——在圆锥形壳体与圆柱形壳体的连接处，或者在与另一个不同顶角角度的圆锥形壳体的连接处，测量在交界处外表面进行。

b) 对于半顶角大于 60° 的圆锥形壳体，要当做平盖来分析和计算。加强环只能安装在半顶角不大于 45° 的圆锥形壳体上。

6.1.3.3.5 球形壳体

- a) 承受外压的无缝或对接拼焊结构的球形壳体所需的最小厚度,应按下列步骤 1 到 6 所给出的规程来确定。

步骤1: 假定一个 T 值, 用下式算出系数 A 值:

$$A = \frac{0.125}{R/T} \dots\dots\dots (6)$$

步骤2: 按所考虑的材料, 在 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录B内适用的材料图表中, 应用步骤1求得的 A 值, 垂直移动到与设计温度的材料/温度曲线相交, 对中间温度可在曲线之间内插。假如 A 值落在材料/温度曲线末端的右边时, 假设其与材料/温度曲线上端的水平投影相交, 当 A 值落在材料/温度曲线左边时, 见步骤5。

步骤3: 从步骤2得到的交点向右水平移动, 求得系数 B 值。

步骤4: 从步骤3得出的 B 值, 用下式求出最大允许外压 P_a 值:

$$P_a = \frac{B}{R/T} \dots\dots\dots (7)$$

步骤5: 当 A 值落在设计温度下相应的材料/温度曲线左边时, P_a 值可用下式计算:

$$P_a = \frac{0.0625E}{(R/T)^2} \dots\dots\dots (8)$$

步骤6: 将步骤4或步骤5得出的 P_a 值与 P 值相比较, 若 P_a 值小于 P 值, 则再选一个更大的 T 值, 并重复上述设计规程, 直到得出等于或大于 P 的 P_a 值。

- b) 使用球形壳体的计算方法来确定无焊缝或对接焊缝椭圆封头的最小厚度。曲率半径 R 为等效球的曲率半径。

$R = K_1 D_0$, 其中 K_1 由下表确定:

K_1 的值 (中间值由内插法求得)

D/2h	—	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2
K_1	—	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99
D/2h	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_1	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50

- c) 使用球形封头的方法来确定承受外压的无焊缝或对接焊缝的椭圆封头的最小厚度。曲率半径 R 为顶部的曲率半径。

6.1.3.3.6 圆柱形壳体的加强环

- a) 加强环和壳体组合截面所需的惯性矩由下式给出:

$$I_s = \frac{D_0^2 L_s (T + A_s / L_s) A}{10.9} \dots\dots\dots (9)$$

加强环的惯性矩 I 应按下列步骤1到6所给出的规程来确定。

步骤1: 假定壳体已设计好, D_0 、 L_s 及 T_n 均为已知, 则选取一组用于加强环并确定其截面积 A 和

6.1.3.3.2中所定义的 T 值。然后按下式计算 B 值:

$$B = \frac{3}{4} \left(\frac{PD_0}{T_n + A_s / L_s} \right) \dots\dots\dots (10)$$

步骤2: 按所考虑的材料, 在T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录B内适用的材料图表的右边, 应用步骤1得出的 B 值, 如果壳体和加强环所使用的材料不同, 用材料图表按下面步骤4或5中得到的较大 A 值。

步骤3: 向左水平移动到与金属设计温度的材料/温度曲线相交, 当 B 值落到材料/温度曲线左端下面时, 见步骤5。

步骤4: 垂直移动到图表的底部, 读出 A 值。

步骤5: 当 B 值落到设计温度的材料/温度曲线左端下面时, A 值可用下式计算:

$$A=2B/E \dots\dots\dots (11)$$

步骤6: 若所需的 I_s 大于步骤1中选取的加强环与壳体组合截面计算所得的惯性矩 I 时, 则应另外选取一个具有更大惯性矩的新截面和确定新的 I_s 。若所需的 I_s 小于步骤1所选取截面计算出的 I 时, 则该截面将是令人满意的。

b) 加强环可用连续焊连接在部件的内侧或外侧。

6.1.3.3.7 轴向受压的圆柱体

在圆柱形壳体和管状制品设计中, 当其承受的载荷在壳体或壁上产生纵向压应力时, 所要采用的最大许用压应力应取下列 a) 或 b) 给出的较小值。

a) T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录A中表A.3和A.4给出的设计温度下适用材料的 S_m 值。

b) 由T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录B中适用的图表确定系数 B 值, 对图表中的符号采用如下定义:

R = 圆柱形壳体或管状制品的内半径;

T = 壳体或管状制品需要的最小厚度, 不包括腐蚀裕量

B 值应由T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录B中适用的图表按下列步骤1到5来确定。

步骤1: 用选定的 T 和 R 值, 按下式算出系数 A 值:

$$A = \frac{0.125}{R/T} \dots\dots\dots (12)$$

步骤2: 按所考虑的材料, 在T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录B内适用的材料图表中, 应用步骤1求得的 A 值, 垂直移动到与设计温度的材料/温度曲线相交。对中间温度可在曲线之间内插。假如 A 值落在材料/温度曲线末端的右边时, 就假设与材料/温度曲线上端的水平投影相交。当 A 值落在材料/温度曲线左边时, 见步骤4。

步骤3: 从步骤2得到的交点向右水平移动, 求得系数 B 值, 这就是步骤1中 T 值和 R 值的最大许用压应力。

步骤4: 当 A 值落在相应的材料/温度曲线左边时, B 值可用下式算出: $\dots\dots\dots$

$$B=AE/2 \dots\dots\dots (13)$$

步骤5: 将步骤3或步骤4得出的 B 值与圆柱形壳体或管状件选用的 T 值和 R 值算出的纵向压应力相比较。若 B 值小于算出的压应力, 则应重选一个更大的 T 值, 并重复上述设计规程, 直至得出的 B 值大于圆柱形壳体或管状件按所受载荷算出的压应力。

6.1.3.4 密封性

当系统密封性比所需的或比水压试验证明的密封性还要高要求时, 对每个部件的密封性要求应在设计技术规格书中加以阐述。

6.1.3.5 附件

- a) 除了下述 d), e) 或 f) 所允许的以外, 本部分 4.2 规定的部件管辖界线内的附件和连接焊缝, 应满足部件或本部分 6.2 的应力限制。
- b) 部件设计应包括下述考虑, 即局部相互作用的影响和通过附件的载荷传递及受到来自于部件承压部位的影响。局部相互作用的影响应包括热应力、应力集中和部件承压部位的约束。
- c) 部件承压部位的 $2t$ 范围内第一个焊接结构附件, 这里 t 是承压材料的名义厚度, 应进行循环载荷评定。评定应符合本部分第 6 章中相应章节的规定, 以及应在附件至部件的连接处进行。
- d) 对部件支承承载路径的附件中的铸件和锻件部分, 当超出 $2t$ 范围时, T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分: 支承件》第 6 章的相应设计规则可用来替代本部分第 6 章的设计规则。
- e) 非结构附件应满足本部分 7.4.3.5 的要求。
- f) 在堆芯支承结构上附件中的铸件或锻件部分, 当超出 $2t$ 范围时, T/CNEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 设计与制造 第 6 部分: 堆芯支承结构》第 6 章的相应设计规则可用来替代本部分第 6 章的设计规则。

6.1.3.6 配件

- a) 除了下述 b) 所允许的以外, 配件具有承压功能的部分应按照部件规则进行设计。
- b) 如果满足下列要求, 小直径配件制作焊接接头可按照图 73 中的焊接接头细节进行设计。
 - 1) 配件焊接接头的外径应等于或小于 NPS 2 (DN 50) (见图 73)。
 - 2) 焊接接头设计应使其应力不超过本部分 6.2.2 所规定的限值和 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 A 中表 A.3 和 A.4 中所列的限值。
 - 3) 接头疲劳分析中, 疲劳强度减弱系数应取 4。
 - 4) 应满足本部分 7.4.4 和 8.2.6 的要求。

6.1.3.7 开孔补强

适用于容器和管道的开孔补强要求分别包括在本部分 6.3.3 和 6.6.4.3 中。

6.2 分析法设计

6.2.1 设计准则

6.2.1.1 合格性要求

分析法设计的合格性要求如下列 a) 到 d) 所述。

- a) 设计应使应力强度不超过 6.2 和本部分 6.1 所述以及 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 A 中表 A.3、A.4 和表 A.6 所列的限制。
- b) 详细设计应遵照本部分 6.1 的规则, 以及 6.2 给出的适用于特定部件的规则。
- c) 对存在压应力的结构, 除了上述 a) 和 b) 项要求外, 还应考虑临界屈曲应力。对于受外压的特殊情况, 采用本部分 6.1.3.3 的规定。
- d) 为防止无延性断裂, 应满足下列各款之一:
 - 1) 用类似于 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 U 中给出的方法对使用工况和试验工况进行评定;

- 2) 对材料厚度超过 64mm 的管道、泵和阀门，确定的最低使用温度¹¹⁾须不低于 $RT_{NDT}[5.3.3.1]+56^{\circ}\text{C}$ ；
- 3) 对材料厚度等于或小于 64mm 的管道、泵和阀门，在或低于设计技术规格书所规定的最低使用温度下，应满足本部分 5.3.3.2 a) 的要求。

6.2.1.2 确定应力的依据

本部分各规则对组合应力所采用的失效理论是最大剪应力理论。在一点上的最大剪应力等于该点上三个主应力中代数最大值与代数最小值之差的一半。

6.2.1.3 有关应力分析的术语

有关应力分析的术语定义如下：

6.2.1.3.1 棘轮效应

棘轮效应是一种渐增性非弹性变形或应变，它可能产生在承受变化的机械应力、热应力或两种应力兼有的部件中。

6.2.1.3.2 安定性

如果几次载荷循环后棘轮效应终止，结构趋于安定。继后的结构反应是弹性或弹-塑性的，且没有渐增性非弹性变形。弹性安定性指的是随后的反应是弹性的情况。

6.2.1.3.3 交变动态载荷

交变动态载荷是那种相对于一平均值循环的载荷（图6），它包括建筑物过滤载荷和地震载荷。

6.2.1.3.4 非交变动态载荷

非交变动态载荷是那种非相对于一平均值循环的载荷（图6），它包括由于阀门的突然开启或关闭，以及两相流系统中截留水导致的水锤现象所引发的恒力。管道系统中由流体瞬态所引发的所有反射波都归为非交变动态载荷。

11) 最低使用温度是指部件所包容流体的最低温度，或者在正常运行期间，一旦在部件内压力超过预运行系统水压试验压力的 20%时，计算体积所期望的平均金属温度。

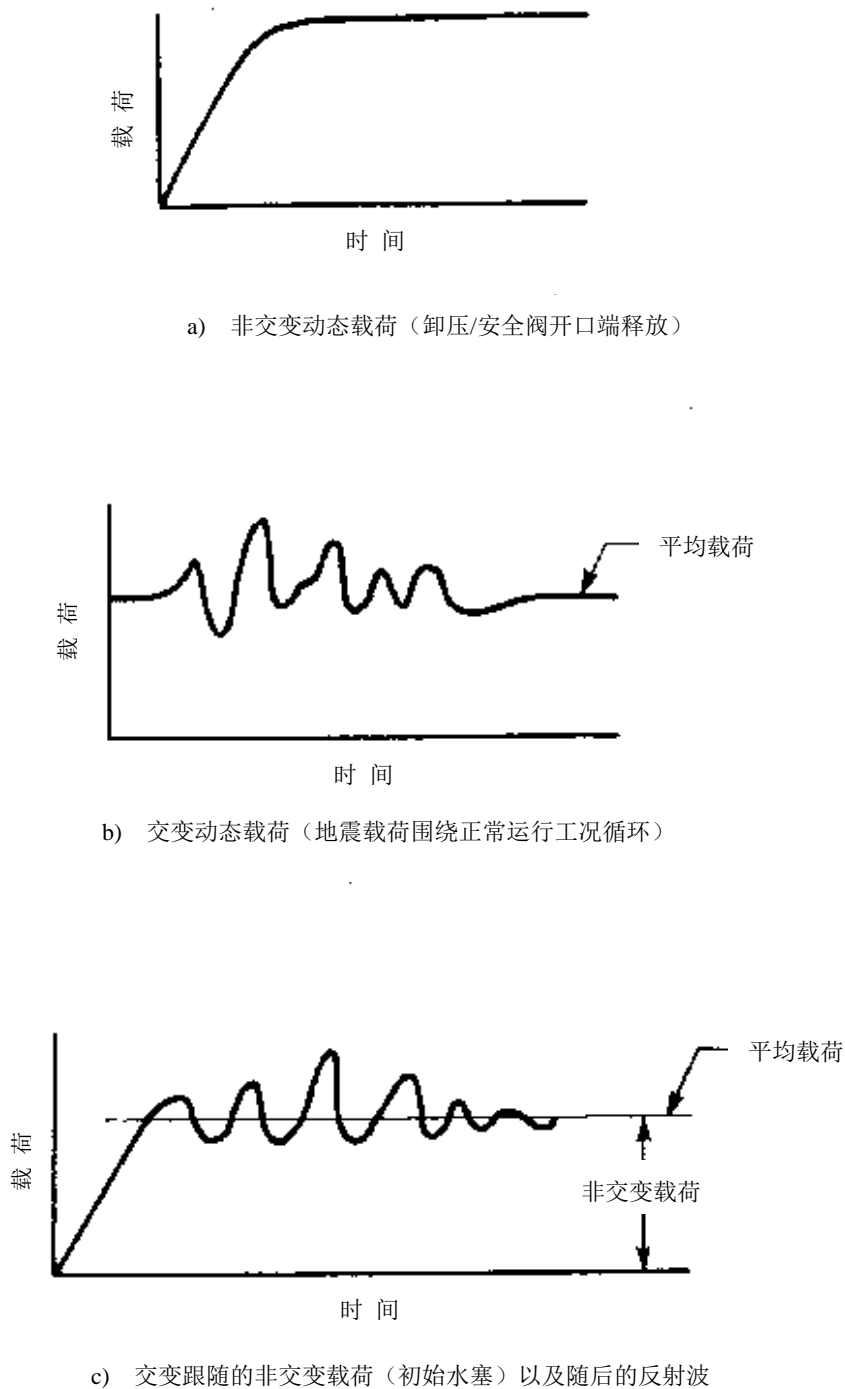


图6 交变和非交变动态载荷的例子

6.2.1.4 应力分析

对所有主要的结构部件，应有足够详细的应力分析，以表明当部件承受本部分6.1.1所列的各种载荷时，6.2.2和6.2.3所列的每一种应力限制都得到了满足。为了有助于这些应力的计算，把某些经常遇到的问题的求解公式和方法列入T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录0中。

6.2.1.5 应力强度的推导

设计合格性（见本部分6.2.1）要求之一是计算所得的应力强度不应超过规定的各种许用限制。许用限制随推导应力强度的应力分类不同（一次应力、二次应力等）而不同。本条叙述了计算应力强度的规程，该应力强度要服从规定的限制。该规程的计算步骤如下面a)至e)的规定：

- a) 在所考虑部件的点处，选取一个直角坐标系，如切向、轴向和径向，并分别以脚注 t 、 l 和 r 表示之。在这些方向的应力分量则用 σ_t 、 σ_l 和 σ_r 表示正应力，用 τ_{lt} 、 τ_{lr} 和 τ_{rt} 表示剪应力。
- b) 计算该部件所受每种载荷类型的应力分量，将每组应力值归入如下的一类或一组，本部分6.2.1.7 提供了对此步骤的指导。
 - 1) 总体一次薄膜应力， P_m （见本部分 3.8）；
 - 2) 局部一次薄膜应力， P_L （见本部分 3.10）；
 - 3) 一次弯曲应力， P_b （见本部分 3.7 和 3.8）；
 - 4) 膨胀应力， P_e （见本部分 3.19）；
 - 5) 二次应力， Q （见本部分 3.9）；
 - 6) 峰值应力， F （见本部分 3.11）。
- c) 对每一类应力，计算出由不同类型载荷引起 σ_t 的代数和。对其余五种应力分量也进行同样的计算。这些应力分类的某些组合也应考虑。
- d) 把 t 、 l 、 r 方向应力分量转换为主应力 σ_1 、 σ_2 和 σ_3 。在许多承压部件的计算中可适当选择 t 、 l 、 r 的方向使剪应力为零，并使三个方向的主应力 σ_1 、 σ_2 和 σ_3 等于 σ_t 、 σ_l 和 σ_r 。
- e) 用下列关系式计算应力差 S_{12} 、 S_{23} 和 S_{31} ：

$$S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2, \dots\dots\dots (14)$$

$$S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3, \dots\dots\dots (15)$$

$$S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1, \dots\dots\dots (16)$$

应力强度 S 为 S_{12} 、 S_{23} 和 S_{31} 中绝对值最大者。

注：薄膜应力强度由通过截面厚度上平均的应力分量推导而得，求平均值时应以上述步骤b)或c)中的应力分量为准。

6.2.1.6 应力差的推导

如部件规定的运行不满足本部分6.2.2.2.4 d) 中的工况，则部件承受规定循环使用次数而不发生疲劳失效的能力，应按照6.2.2.2.4 e) 的规定来确定。这种确定应根据部件上一点的各种应力来进行，同时许用应力循环应对每一点在规定的使用下都是足够的。仅须考虑设计技术规格书规定的循环使用载荷引起的应力差。

6.2.1.6.1 主应力方向不变的情况

在所研究的点上，对于主应力方向在循环过程中不变的任何情况，应按照下面a)到c)所规定的步骤来确定交变应力强度。

- a) 主应力：对于整个应力循环，考虑该点上的三个主应力对应于时间的各数值，同时考虑到总体和局部的结构不连续性，以及在循环过程中变化的热效应。为了以后的识别，这些主应力用 σ_1 、 σ_2 和 σ_3 表示。
- b) 应力差：对于整个循环，确定对应于时间的应力差 $S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$ ， $S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$ ， $S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$ ，下面用 S_{ij} 表示这三个应力差的任何一个。
- c) 交变应力强度：确定每一个应力差 S_{ij} 波动范围的极值，并对每一 S_{ij} 求出该范围的绝对值，称此值为 S_{rij} ，并令 $S_{\text{交变 } ij} = 0.5 S_{rij}$ ，交变应力强度 $S_{\text{交变}}$ 是各 $S_{\text{交变 } ij}$ 中的最大值。

6.2.1.6.2 主应力方向改变的情况

在所研究的点上，对于在应力循环中主应力方向变化的任何情况，应采用下列a)到e)更为一般的步骤。

- 研究整个应力循环中六个应力分量 σ_t , σ_l , σ_r , τ_{lt} , τ_{lr} 和 τ_{rt} 对应于时间的各个数值，同时考虑到总体及局部的结构不连续性，以及在循环过程中变化的热效应。
- 选择一个时间点，那时的情况是循环的极值状态之一（代数最大值或代数最小值），并将此时的应力分量标以脚注 i 。在大多数情况下，该时，在循环中至少可选择到一个时间。在有些情况下，可能要试选不同的时间点，以找到一个交变应力强度最大值的时间。
- 在循环过程中的每个时间点上，把六个应力分量 σ_{ti} , σ_{li} , ... 中的每一个分量从相应的应力分量 σ_t , σ_l ... 中减去，把所得的应力分量分别称为 σ'_t , σ'_l ...
- 在循环过程中的每个时间点上，由六个应力分量 σ'_t , σ'_l ... 推算出主应力 σ'_1 , σ'_2 和 σ'_3 。注意，在循环过程中主应力的方向可能已改变，当主应力转动时，其标记仍保持不变。
- 确定整个循环中对应于时间的应力差

$$S'_{12} = \sigma'_1 - \sigma'_2, \dots \dots \dots (17)$$

$$S'_{23} = \sigma'_2 - \sigma'_3, \dots \dots \dots (18)$$

$$S'_{31} = \sigma'_3 - \sigma'_1, \dots \dots \dots (19)$$

- 并找出任何时间的任一应力差的最大绝对值。交变应力强度 $S_{\text{交变}}$ 等于此值的一半。

6.2.1.7 应力分类

表10和11提供了确定应力分类的指导。

表10 容器应力强度分类的一些典型情况

容器部件	位置	应力来源	应力类型	分类
圆柱形或球形壳体	远离不连续处的壳体板	内压	总体薄膜应力 沿板厚度的应力梯度	P_m Q
		轴向热梯度	薄膜应力 弯曲应力	Q Q
	与封头或法兰的连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_L $Q^{\text{注a}}$
任何壳体或封头	整个容器的任何截面	外载荷或力矩，或内压	沿整个截面平均的总体薄膜应力	P_m
		外载荷或力矩	沿整个截面的弯曲应力	P_m
	接管或其他开孔附近	外载荷或力矩，或内压	局部薄膜应力 弯曲应力 峰值应力（圆角或转角）	P_L Q F
	任何位置	壳体和封头间的温差	薄膜应力 弯曲应力	Q Q
蝶形封头或圆锥形封头	顶部	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_m P_b
	转角或同壳体连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	$P_b^{\text{注b}}$ Q
平封头	中心区	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_m P_b
	与壳体连接处	内压	薄膜应力	P_L

			弯曲应力	Q^a
多孔封头 或壳体	均匀分布的典型 管孔桥	压力	薄膜应力（沿横截面平均） 弯曲应力（沿管孔桥宽平均，但 沿板厚有应力梯度） 峰值应力	P_m P_b F
	孤立的或不规则 的管孔桥	压力	薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	Q F F
接管 [6.2.2.7.5]	在 6.3.3.4 规定的 补强范围之内	压力、外载荷和弯矩，包括 限制连接管道自由端位移 受约束产生的载荷	总体薄膜应力 沿接管厚度平均的弯曲应力（不 包括总体结构不连续应力）	P_m P_m
	在 6.3.3.4 规定的 补强范围之外	压力、外轴向力、剪力和扭 转载荷，不包括限制连接管 道自由端位移受约束产生 的载荷	总体薄膜应力	P_m
		压力、外部载荷和弯矩，不 包括限制连接管道自由端 位移受约束产生的载荷	薄膜应力 弯曲应力	P_L P_b
		压力及所有外部载荷和弯 矩	薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	P_L Q F
	接管壁	总体结构不连续	局部薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	P_L Q F
		不同的膨胀量	薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	Q Q F
堆焊层	任意	不同的膨胀量	薄膜应力 弯曲应力	F F
任意	任意	径向温度分布 ^{注c}	当量线性应力 ^{注d} 应力分布的非线性部分	Q F
任意	任意	任意	应力集中（缺口效应）	F
注：Q和F的应力分类是指设计工况（表12）以外的情况。				
^a 如果要求边缘的弯矩以使中间的弯曲应力保持在可接受限制内时，则边缘弯曲应力应属于 P_b ，否则属于 Q 。 ^b 在大的直径-厚度比的容器中，还应考虑到翘曲和过度变形的可能性。 ^c 考虑热应力棘轮效应的可能性。 ^d 当量线性应力的定义是与实际应力分布具有相同纯弯矩的线性应力分布。				

表11 管系应力强度分类的典型实例

管系部件	位置	应力来源	分类	考虑不连续	
				总 体	局 部
管道或管子、弯头和 变径接头， 除过渡（岔口）区以 外的交叉件和支管连 接件	除交叉件的过渡 （岔口）区以外的 任意位置	内压	P_m P_L 和 Q F	否 是 是	否 否 是
		包括重量在内的持续机 械载荷	P_b P_L 和 Q	否 是	否 否
		非交变动态载荷	F	是	是
		膨胀	P_e F	是 是	否 是
		轴向温度梯度	Q F	是 是	否 是
		交变动态载荷 ^a			
交叉件，包括三通和 支管连接件	过渡（岔口）区	内压，持续机械载荷膨胀 和非交变动态载荷	P_L 和 Q^b F	是 是	否 是
		轴向温度梯度	Q	是	否
		交变动态载荷 ^a	F	是	是
螺栓和法兰	任意位置	内压，垫片压缩和螺栓 载荷	P_m Q F	否 是 是	否 否 是
		温度梯度	Q F	是 是	否 是
		膨胀	P_e F	是 是	否 是
任何管系部件	任意位置	非线性径向温度梯度	F	是	是
		线性径向温度梯度	F	是	否
		锚固点移动，包括地震 引起的	Q	是	否
^e 由此载荷所引起的应力强度应满足一些特殊要求。对 B 级使用限制这些要求列于本部分 6.2.2.3 b) 2)，对 D 级使用限制列于本部分 6.2.2.8.6。 ^f 当按照本部分 6.6.4.3 补强时，不要求作分析。					

6.2.2 除螺栓以外的应力限制

6.2.2.1 设计载荷

设计技术规格书所指出的对于设计载荷（见本部分6.1.1.2）必须满足的应力强度限制就是本条的四种应力限制和本部分6.2.2.7规定的特殊应力限制。如果应用塑性分析技术，则本部分6.2.2.8的规定对这些应力限制作了一定程度的放宽。本部分6.2.2.9中给出了设计应力强度值 S_m ，表12归纳了这些应力限制。

表12 设计工况下的应力分类和应力强度限制

应力分类	一次应力		
	总体薄膜应力	局部薄膜应力	弯曲应力
说明（示例见表 10）	沿实心截面的平均一次应力,不包括不连续和应力集中, 仅由机械载荷产生。	沿任意实心截面的平均应力, 考虑不连续但不计及应力集中, 仅由机械载荷产生。	同实心截面形心的距离成正比的一次应力分量, 不包括不连续和应力集中, 仅由机械载荷产生 ^a 。
符号 ^b	P_m	P_L	P_b
应力分量组合和应力强度的许用限制	<pre>graph TD Pm[Pm] --> Sm((Sm)) PL[PL] --> 1.5Sm1((1.5Sm)) Pb[Pb] --> 1.5Sm2((1.5Sm)) PL --> PLpb[PL+Pb] Pb --> PLpb PLpb --> 1.5Sm3((1.5Sm))</pre>		
图例			
—— 采用设计载荷			
^a 管系中由机械载荷所致一次应力的弯曲分量应同到管子横截面形心的距离成正比, 对管系而言, 不要求在交变动态载荷（包括惯性地震效应）下计算应力 P_b , 见本部分 6.2.2.3 b) 2)。			
^b 符号 P_m 、 P_L 、 P_b 、 P_e 、 Q 和 F 不代表单个量, 而是代表六个应力分量 σ_t 、 σ_l 、 σ_r 、 τ_{tl} 、 τ_{lr} 和 τ_{rt} 的六个量的组合。			

6.2.2.1.1 总体一次薄膜应力强度（从表 12 中的 P_m 得出）

此应力强度是由设计内压和其它规定的设计机械载荷引起的总体一次应力（见本部分3.8）沿其截面厚度的平均值导得，但不包括所有二次应力和峰值应力。在确定应力强度值之前，先对应力分量取平均值。此应力强度许用值为在设计温度下的 S_m 。

6.2.2.1.2 局部一次薄膜应力强度（从表 12 的 P_L 得出）

此应力强度是由设计压力和规定的设计机械载荷引起的局部一次应力（见本部分3.10）沿其截面厚度的平均值导得，但不包括所有的热应力和峰值应力。在确定应力强度值之前先对应力分量取平均值。此应力强度的许用值为 $1.5S_m$ 。

6.2.2.1.3 一次薄膜（总体或局部的）加一次弯曲应力强度（从表 12 中的 $P_L \pm P_b$ 得出）

此应力强度是由设计压力和其它规定的设计机械载荷引起的总体或局部一次薄膜应力加一次弯曲应力沿其截面厚度上的最大值而得，但不包括所有的二次应力和峰值应力。对实心矩形截面，此应力强度的许用值为 $1.5S_m$ 。对非实心矩形截面，可使用的许用值是本部分 6.2.2.1.1 规定限值的 α 倍，其中系数 α 定义为产生全塑性截面的载荷设定值与产生截面表层起始屈服的载荷设定值的比值。在评定起始屈服和全塑性截面的承载能力时，相应载荷设定值中每个单一载荷与该载荷设定值中其它载荷的比值应与规定设计载荷设定值中各单一载荷的相应比值一致。 α 值不应超过仅有弯曲应力时（ $P_m=0$ ）的计算值。在任何情况下， α 值不应大于 1.5。应研究处于压缩下对于截面的部分屈曲问题。当采用 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 T 所允许的非弹性分量分析时， α 系数不允许用于 D 级使用限制。

6.2.2.1.4 外压

应用本部分 6.1.3.3 的规定。

6.2.2.2 A 级使用限制

在设计技术规格书中所指定对于使用工况 [T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》4.1.4.2.4 b) 1)] 的 A 级使用限制，必须满足本条的四种应力限制和本部分 6.2.2.7 的特殊应力限制。如果应用塑性分析方法，则本部分 6.2.2.8 的规定对这些限制作了一定程度的放宽。本部分 6.2.2.9 给出了设计应力强度值 S_m 。表 13 归纳了这些应力限制。

表 13 A 级和 B 级使用限制的应力分类和应力强度限制

应力分类	一次应力			二次应力		峰值应力
	总体薄膜应力	局部薄膜应力	弯曲应力	膨胀应力	薄膜弯曲应力	
说明（示例见表 10）	沿实心截面的平均一次应力，不包括不连续和应力集中的影响。由压力和机械载荷产生。	沿任意实心截面上的平均应力，考虑不连续效应但不计应力集中。由压力和机械载荷（包括地震惯性效应）产生。	同实心截面形心距离成正比的一次应力分量，不包括不连续和应力集中的影响。由压力和机械载荷（包括地震惯性效应）产生 ^a 。	由于自由端位移受约束产生的应力。考虑不连续的影响，但不计局部应力集中（不适用于容器）。	在结构不连续处满足结构连续所需的自平衡应力。由压力、机械载荷或不同热膨胀引起的，不包括局部应力集中。	（1）由于应力集中（缺口）附加在一次或二次应力上的应力增量。 （2）可引起疲劳但不引起变形的某些热应力。
符号 ^b	P_m	P_L^c	P_b^c	P_e	Q	F

<p>应力分量的组合和应力强度的许用限制</p>	
	<p>^a 管系中由机械载荷所致一次应力的弯曲分量应同到管子横截面形心的距离成正比, 对管系而言, 不要求在交变动态载荷 (包括惯性地震效应) 下计算应力 P_b, 见本部分 6.2.2.3 b) 2)。</p> <p>^b 符号 P_m, P_L, P_b, P_e, Q 和 F 不代表单个量, 而是代表六个应力分量 σ_t, σ_l, σ_r, τ_{tl}, τ_{lr} 和 τ_{rt} 的六个量的组合。</p> <p>^c 由 B 级使用载荷引起的一次应力强度所对应的 B 级使用限制见本部分 6.2.2.3 a) 1)。</p> <p>^d 当二次应力是由于进行应力分析点上的温度瞬变或由于自由端位移受约束引起时, S_m 值应取瞬变期间金属的最高温度和最低温度下表列 S_m 值的平均值。当二次应力的部分或全部均由机械载荷产生时, 则 S_m 值不应超过瞬变期间最高温度下的 S_m 值。</p> <p>^e 在本部分 6.2.2.8.5 中提供了超过 $3S_m$ 的特殊规则。</p> <p>^f S_a 值由 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 C 中的疲劳曲线得到, 整个波动范围内的许用应力强度为 $2S_a$。</p> <p>^g Q 类应力是总应力中由温度梯度、结构不连续等引起的那部分应力, 不包括可能同一点上存在的一次应力。但应注意, 详细的应力分析常常直接给出一次和二次应力的组合, 因此当应用时, 计算值表示 P_m+P_b+Q 的总和, 而不是单独的 Q 值。同样, 如果 F 类应力是由应力集中引起, 则数值 F 是在名义应力之外由缺口产生的附加应力。例如, 若某点上的名义应力强度为 P_m, 并有一个应力集中系数为 K 的缺口, 则 $P_m \leq S_m$, $P_b=Q$, $Q=0$, $F=P_m(K-1)$, 且峰值应力强度等于 $P_m+P_m(K-1)=KP_m$。但是, P_L 是由包括不连续效应在内的机械载荷引起的总薄膜应力, 而不是应力增量, 因此 P_L 值总是包括了 P_m 值的贡献。</p>

6.2.2.2.1 一次薄膜和弯曲应力强度

在A级限制内没有对一次应力有确定特定的限制, 但是在满足其它应力限制时应计算正常使用期间由一次载荷所引起的应力, 并组合其他载荷的作用。

6.2.2.2.2 一次加二次应力强度¹²⁾

此应力强度是沿截面厚度任意一点上的总体或局部一次薄膜应力加上一次弯曲应力与二次应力之和的最大值得, 这些应力是由规定的使用压力和其他规定的机械载荷以及结合正常使用工况有关的总体热效应所引起的。此应力强度最大范围的许用值为 $3S_m$ 。

6.2.2.2.3 膨胀应力强度 (不适用于容器, 表 13 中的 P_e)

12) 本标准 6.2.1.6 中讨论的应力差概念对确定最大范围是重要的, 所以在应力分量计算中, 应保留代数符号。须注意, 对此范围的限制适用于正常使用工况下的整个历程, 而不是仅对每个单独瞬态造成的应力。

此应力强度是沿截面厚度的任意一点上,由于自由端位移受约束引起的应力最大值(不计局部结构不连续)。此应力强度最大范围的许用值为 $3S_m$ 。

6.2.2.2.4 对循环运行的分析

- a) 对循环工况的适用性 一个部件对于规定的使用载荷的适用性,包括载荷和温度工况的循环作用,应由这里所叙述的方法来确定。但对高强度螺栓的适用性应由本部分 6.2.2.3.3 b) 的方法确定,对热应力棘轮效应的可能性应按照本部分 6.2.2.2.5 进行研究。如果规定的部件使用载荷满足下面 d) 的所有条件,则不要求使用循环运行分析,并且认为由疲劳所支配的峰值应力限制由于符合本部分对材料、设计、制造、检测和试验的相应要求而已经得到满足。如果使用载荷不满足下面 d) 项的所有条件,则应按照下述 e) 项进行疲劳分析,或按 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 D.1.5 所述的方法进行疲劳试验。
- b) 峰值应力强度 此应力强度是由沿截面厚度上任意一点所有的一次应力、二次应力和峰值应力的组合的最大值得得,这些应力是由规定的使用压力和其他机械载荷,以及与正常使用工况相关的总体和局部热效应引起的,并包括总体和局部结构不连续的影响。
- c) 工况和规程本部分 6.2.2.2.4 所述的工况和规程是以峰值应力同应变循环的疲劳数据进行比较为基础的。T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 C 中设计疲劳强度曲线表示了应变循环的疲劳数据。这些曲线表示交变应力强度分量的许用幅值 S_a (交变应力强度范围的一半) 与循环次数的关系。此应力强度幅值是按照弹性特性的假设计算的,因此,它具有应力的量纲。但当超出弹性范围时,它不代表真实应力。疲劳曲线是从单向应变循环数据得到的,其中将应变强制乘上弹性模量,并留有设计裕量,因此计算出来的应力强度幅值可以同许用应力强度幅值直接进行比较¹³⁾。在必要的地方已经对曲线进行了修正,以包括平均应力的最大影响,这就是应力波动的平均值不等于零的情况。因此该规程必须在所有时间内对本部分 6.2.2.2.2 的要求(包括瞬态应力)得以满足,同时交变应力强度的计算值正比于实际应变幅值。为了评定幅值变化的交变应力的影响,在下面 e) 5) 中假设了线性损伤关系。
- d) 不需要作循环使用分析的部件 如果部件或部件的一部分对于规定的使用载荷¹⁴⁾满足下列 1) 至 6) 所有限定的条件,则可不要求进行循环使用分析。如果遵循本部分材料、设计、制造、检验以及试验要求的部件,或其中的一部分,能满足下列 1) 至 6) 的条件,在可假设控制疲劳的峰值应力强度限制已经得到满足。
 - 1) 从大气压到使用压力的循环 在正常使用期间,压力从大气压上升到使用压力又回到大气压的循环,其规定的次数(包括启动和停止)不得超过 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 C 中疲劳曲线上对应于 $3S_m$ 的 S_a 值所得到的循环次数。 S_m 应取材料在使用温度时的值。
 - 2) 正常使用压力的波动 在正常使用期间,规定的整个压力波动的范围不超过 $1/3 \times$ 设计压力 $\times (S_a/S_m)$ 值,这里 S_a 是根据有意义的压力波动的总规定次数是从适用的设计疲劳曲线上得到的值, S_m 是使用温度下材料的许用应力强度。如果有意义的压力波动总的规定次数超过适用的设计疲劳曲线所限定的最大循环次数,则 S_a 可采用在曲线上确定该最大循环次数所对应的值。有意义的压力波动是指总偏差超过下面值的波动:
设计压力 $\times 1/3 \times (S/S_m)$

13) 与使用应变控制的试验数据不同,核设施建造统一规范(辅助规则)附录 C 图 I-9.2.2 的曲线 B 和 C 的疲劳数据是以载荷控制为基础的。

14) 如本标准 6.2.2.3 所述,对在本标准温度范围内运行的部件,在评估免作疲劳分析时,B 级限制的使用载荷必需当作 A 级使用限制来考虑。

式中 S 由如下确定：

- (1) 如果总的规定循环次数等于或小于 10^6 ，则 S 为从适用的设计疲劳曲线上取 10^6 循环所得到的 S_a 值。
- (2) 如果总的规定循环次数超过 10^6 ，则 S 为从适用的设计疲劳曲线上取由该曲线所限定的最大循环次数所得到的 S_a 值。
- 3) 温差—启动和停止 在正常使用期间部件上任意两个相邻点¹⁵⁾之间的温差(°C)不超过 $S_a/(2E\alpha)$ 值，这里 S_a 是由适用的设计疲劳曲线上根据所规定启动-停止循环次数得到的值， α 为瞬时热膨胀系数， E 为弹性模量，由 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 A 中表 A.10~A.14 和表 A.16~A.20 所给出两点之间的平均温度下的热膨胀系数和弹性模量。
- 4) 温差—正常使用¹⁶⁾ 在正常使用时，任意两个相邻点之间的温差(°C)变化¹⁷⁾不大于 $S_a/(2E\alpha)$ 值，这里 S_a 是从 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 C 中适用的设计疲劳曲线上根据所规定有意义温差波动总次数得到的值。如果温差波动总的代数范围超过 $S_a/(2E\alpha)$ 值，则认为温差波动是有意义的，这里 S 由如下确定：
 - (1) 如果总的规定循环次数等于或小于 10^6 ，则 S 为从适用的设计疲劳曲线上取 10^6 循环所得到的 S_a 值。
 - (2) 如果总的规定循环次数超过 10^6 ，则 S 为从适用的设计疲劳曲线上取由该曲线所规定最大循环次数所得到的 S_a 值。
- 5) 温差—异种材料 对于用不同弹性模量或不同热膨胀系数材料制成的部件，其正常使用期间部件经受的温度波动的总代数范围，(°C)不超过 $S_a/2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)$ ，这里 S_a 是从适用的设计疲劳曲线上根据所规定有意义温度波动总次数得到的值， E_1 和 E_2 是弹性模量， α_1 和 α_2 为瞬时热膨胀系数，由 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 A 中表 A.10~A.14 和表 A.16~A.20 所列组成的两种不同材料在平均温度下的热膨胀系数和弹性模量。如果温度波动的总偏差超过 $S/2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)$ 值时，则认为温度波动是有意义的。这里 S 由如下确定：
 - (1) 如果总的规定循环次数等于或小于 10^6 ，则 S 为从适用的设计疲劳曲线上取 10^6 循环所得到的 S_a 值。
 - (2) 如果总的规定循环次数超过 10^6 ，则 S 为从适用的设计疲劳曲线上取由该曲线所规定的最大循环次数所得到的 S_a 值。如果两种材料采用了不同适用的设计疲劳曲线，在使用本条规则时应取较小的 S_a 值。
- 6) 机械载荷 规定全部范围的机械载荷不包括压力但包括管道反作用力，所引起的载荷应力范围应不超过 S_a 值， S_a 值是根据有意义载荷波动总次数从 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 C 中相应的设计疲劳曲线上查得。如果规定的有意义载荷波动总数超过了相应设计疲劳曲线上所规定的最大循环次数，则 S_a 可用该最大循环次数所对应的值。如果载荷应力的总偏差超过 S 值时，则认为载荷波动是有意义的，这里 S 由如下确定：

15) 相邻两点的定义如下：(a) 对于子午线方向回转面上的表面温差，相邻两点定义为间距小于 2 的两点，这里 R 是垂直于表面所测量的从回转轴线到壁厚中线的半径， t 是考虑的点所在部位的厚度。如果乘积 Rt 是变化，则应采用这两点的平均值。(b) 对于圆周方向回转面上和平面上的表面温差，如法兰和平封头，相邻点定义为同一面上的任意两点。(c) 对于沿厚度的温差，相邻的点定义为垂直于任一表面的一条直线上的任意两点。

16) 正常使用其定义是引起被指称为 A 级限制、B 级限制或试验限制等规定的使用载荷中的使用，而不仅是启动和停止。

17) 应采用温差的代数范围。

- (1) 如果总的规定循环次数等于或小于 10^6 , 则 S 为从相应的设计疲劳曲线上取 10^6 循环所得到的 S_a 值。
 - (2) 如果总的规定循环次数超过 10^6 , 则 S 为从相应的设计疲劳曲线上取由该曲线所规定的最大循环次数所得到的 S_a 值。
- e) 循环载荷的分析规程 如果规定的部件使用载荷不满足本部分 6.2.2.2.4 d) 所述的条件, 部件所承受规定的使用循环而不产生疲劳失效的能力应按本项的规定确定。即应根据一点上的应力来确定, 并使允许的应力循环次数在每一点上对规定使用载荷都应是足够的。只需要考虑设计技术规格书中所规定的由于使用循环而产生的应力差。符合这些要求说明从可能发生的疲劳失效的观点来看只有此部件是适用的, 而对规定的使用载荷的完全适用性还与满足本部分 6.2.2.2 的通用应力限制和本部分 6.2.2.7 任何适用的特殊应力限制有关。
- 1) 应力差 对正常使用的各种工况, 按照本部分 6.2.1.6 来确定应力差和交变应力强度 S_a 。
 - 2) 局部结构不连续 对所有情况, 均应采用理论、实验、或光弹试验、或数值应力分析技术所确定的应力集中系数来估计局部结构不连续的影响。当按照 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 D.1.6 的规程来确定时, 可采用实验方法确定疲劳强度减弱系数, 当使用 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 C 中图 C.4 设计疲劳曲线所应采用本部分 6.2.3.2 c) 要求的高强度合金钢螺栓应除外。除了裂纹状缺陷和由本部分 6.6.8 规定了具体数值的特殊管系几何形状以外的情况, 没有必要采用大于 5 的疲劳强度减弱系数。
 - 3) 设计疲劳曲线 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 C 中涵盖了本部分容许材料所适用的设计疲劳曲线。当某一给定材料的曲线不止一条时, 与不同强度级别材料的每一条设计疲劳曲线的适用性是等同的。这些材料的中间强度级别可采用线性内插法求得。此强度水平为室温下规定的最小值。
 - 4) 弹性模量的影响 将 $S_{\text{交变}}$ (在本部分 6.2.1.6.1 或 6.2.1.6.2 中确定) 乘以设计疲劳曲线给出的弹性模量与分析中采用的弹性模量的比值。在 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 C 中适用的设计疲劳曲线的纵坐标上找到此值, 并在横坐标上找到相应的循环次数。如果所考虑的使用循环仅是引起有意义应力波动的一种循环, 则此值即为许用的循环次数。
 - 5) 累积损伤 如果有两种或两种以上产生有效应力波动的应力循环类型, 则应用下列 1 至 6 规定的步骤来评估它们的累积效应。
 - (1) 步骤 1: 在部件使用寿期内, 将每一种应力循环类型 (第 1, 2, 3, ..., n) 的规定循环次数分别用 $n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$ 表示。

注: 在确定 $n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$ 数值时, 应考虑所产生的总应力差范围大于单个循环的应力差范围的各种来源的循环叠加作用。例如, 如果有一种应力循环所产生的应力差从 0 到+600MPa 的循环次数为 1000 次, 另一种应力循环产生的应力差从 0 到-500MPa 的循环次数为 10000 次, 则所考虑的两种循环类型由下列参数来确定。

 - (a) 循环类型 1: $n_1=1000$
 $S_{\text{交变}1} = (600+500)/2=550\text{MPa}$
 - (b) 循环类型 2: $n_2=9000$
 $S_{\text{交变}2} = (500+0)/2=250\text{MPa}$
 - (2) 步骤 2: 对于每种应力循环类型, 采用上述 6.2.1.6.1 或 6.2.1.6.2 的规程确定交变应力强度 $S_{\text{交变}}$, 称这些量为 $S_{\text{交变}1}, S_{\text{交变}2}, S_{\text{交变}3}, \dots, S_{\text{交变}n}$ 。
 - (3) 步骤 3: 对于每一个 $S_{\text{交变}1}, S_{\text{交变}2}, S_{\text{交变}3}, \dots, S_{\text{交变}n}$ 值, 如果这种类型的循环单独起作用, 则可使用适用的设计疲劳曲线以确定允许的最大重复次数, 称其为 $M_1, M_2, M_3, \dots, M_n$ 。

- (4) 步骤 4: 对每种类型的应力循环, 从 $U_1 = n_1 / N_1$, $U_2 = n_2 / N_2$, $U_3 = n_3 / N_3$, ..., $U_n = n_n / N_n$ 来计算循环的使用系数 U_1 , U_2 , U_3 , ..., U_n 。
- (5) 步骤 5: 从 $U = U_1 + U_2 + U_3 + \dots + U_n$, 来计算累积使用系数。
- (6) 步骤 6: 累积使用系数不应超过 1.0。

6.2.2.2.5 热应力棘轮效应

应指出, 在稳态和循环载荷的某些组合作用下, 由于棘轮效应作用的结果, 有可能出现大的畸变, 即每次循环所增加的变形量几乎相等。这种现象的例子在本款和本部分 6.2.2.7.3 中讨论。

- a) 为了防止直径的周期性增大, 在经受稳态内压载荷的部分轴对称壳体中, 所允许的最大循环热应力的限值如下:

令 x = 由压力产生的最大总体薄膜应力除以屈服强度 S_y 。

y' = 按照弹性原理计算的热应力的最大许用范围除以屈服强度 S_y , 当 $1.5S_m$ 大于 S_y 时, 允许采用 $1.5S_m$ 。

情况 1: 温度沿壁厚线性变化:

当 $0 < x < 0.5$ 时, $y' = 1/x$;

当 $0.5 < x < 1.0$ 时, $y' = 4(1-x)$;

情况 2: 温度沿壁厚按抛物线增加或减少:

当 $0.615 < x < 1.0$ 时, $y' = 5.2(1-x)$;

当 $x < 0.615$ 时的近似值如下:

对 $x = 0.3, 0.4$ 及 0.5 , y' 分别为: 4.65, 3.55 及 2.70。

- b) 上述关系式中, 用屈服强度 S_y 代替比例极限, 以便在每一次循环中允许有一个小量, 由于应变硬化的强度增加, 直至应变硬化使比例极限上升到 S_y 为止。但如果在相当大的循环次数情况下, 而且材料的屈服强度高于 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 C 中材料设计疲劳曲线中最小 S_a 值的两倍时, 由于考虑可能发生形变软化, 则应采用此 S_a 值的两倍代替屈服强度 S_y 。

6.2.2.2.6 变形限制

应满足设计技术规格书所规定的任何变形限制。

6.2.2.3 B 级使用限制

- a) 对于除管道外在本部分温度范围内工作的部件, 应采用如下 1), 2) 和 3) 的要求。
- 1) A 级使用限制的应力限值应同样适用于 B 级使用限制, 但对于由 B 级使用载荷所发生的一次应力强度, 应采用表 12 给定的许用应力强度值的 1.1 倍。
 - 2) 在按本部分 6.2.2.2.4 d) 的方法评定免作疲劳分析的可能性时, 对于指定为 B 级限制的使用载荷应认为当作 A 级限制的使用载荷。
 - 3) 应满足设计技术规格书中规定的任何变形限制。
- b) 对于在本部分的运行温度范围内的管道部件, 应采用如下 1)、2) 的要求。
- 1) 对不包括交变动态载荷 [6.2.1.3.3] 或有与非交变动态载荷 [6.2.1.3.4] 相组合的交变动态载荷的 B 级使用限制, 应满足上述 a) 1), a) 2) 和 a) 3) 的要求。
 - 2) 对包括交变动态载荷, 且这种交变动态载荷不要求与非交变动态载荷组合的 B 级使用限制, 应满足本部分 6.2.2.2.2 和 6.2.2.2.4 e) 的要求, 以代替上述 b) 1) 的要求。此外, 设计技术规格书所规定的任何变形限制应满足。

6.2.2.4 C级使用限制

对除管道外的部件，如果设计技术规格书规定的任何使用载荷指定为C级使用限制[见T/CNEA XXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2.4 b) 3) 和本部分6.1.1.3 b)] 除了按下列各款作修正与在表14中所述的概要以外，则在评估这些载荷时所用的规则应可对其他载荷使用。对于管道，其特殊要求列在本部分6.2.2.4.7中。

6.2.2.4.1 一次应力限制

应满足本部分6.2.2.1中的一次应力限制，但所用的 S_m 值应是在相应温度下取表中所列 S_m 值的120%或表中所列屈服强度限的100%，取两者中的较大者。此外，对铁素体材料，仅有压力载荷时 P 弹性分析的限制值应等于 $1.1S_y$ 或 $0.9S_y$ 中的较大值。

6.2.2.4.2 外压

外压的允许值应取本部分6.1.3.3规则给出值的120%。

6.2.2.4.3 特殊应力限制

特殊应力限制的允许值应取本部分6.2.2.7.4和6.2.2.8给出值的120%。

6.2.2.4.4 二次应力和峰值应力

不需要满足本部分6.2.2.2.2、6.2.2.2.4、6.2.2.2.5和6.2.2.7.3的要求。

6.2.2.4.5 疲劳要求

当用本部分6.2.2.2.4 a) 的方法确定是否需要进行疲劳分析时，不需要考虑指定为C级使用限制时的使用载荷。

6.2.2.4.6 变形限制

应考虑设计技术规格书中规定的任何变形限制。

6.2.2.4.7 对管道的要求

- a) 对不包括交变动态载荷或有与非交变动态载荷相组合的 C 级使用限制，应满足上述本部分 6.2.2.4.1 至 6.2.2.4.6 的要求。
- b) 作为对上述 a) 要求的一种替代，对包括不要求与非交变动态载荷组合的交变动态载荷的 C 级使用限制，应满足本部分 6.6.5.5.2 b) 的要求。

表14 C级使用限制的应力分类和应力强度限制

应力分类	一次应力 ^{a, b}			二次应力	峰值应力 ^{a, b}
	总体薄膜应力	局部薄膜应力	弯曲应力	薄膜加弯曲应力 ^{a, b}	
说明（示例见表10）	沿实心截面的平均一次应力，不包括不连续应力和应力集中，仅由机械载荷产生。	沿任意实心截面的平均应力，考虑不连续应力，但不包括应力集中，仅由机械载荷产生。	同实心截面质心距离成正比的一次应力分量，不包括不连续应力和应力集中，仅由机械载荷产生。	满足结构连续所需的自平衡应力。发生在结构不连续处，由机械载荷或不同热膨胀引起，不包括局部应力集中。	（1）由应力集中（缺口）附加在一次或二次应力上的应力增量； （2）可以引起疲劳但不引起容器形状变形的某些热应力。

符号 ^a	P_m 本部分 3.6 和 3.8 ^c	P_L 本部分 3.10	P_b 本部分 3.7 和 3.8	Q 本部分 3.9	F 本部分 3.11
应力分量的组合和应力强度的许用限制	<p>注：当结构上出现压缩应力时，应考虑临界屈曲应力的因素对应力限制作修正[见本部分6.2.1.1 c)]。</p>				
<p>^a 符号 P_m, P_L, Q 和 F 不是代表单个量，而是代表六个应力分量 σ_t, σ_r, τ_{lt}, τ_{lr} 和 τ_{rt} 的六个量的组合。</p> <p>^b 对管道，可替换的要求见本部分 6.2.2.4.7。</p> <p>^c 所列限制是针对由压力综合其他机械载荷生产的应力的。对于铁素体材料，仅有压力载荷的 P_m 弹性分析的限制应等于 $1.1S_m$ 或 $0.9S_y$ 中的较大值。</p> <p>^d 采用规定数值中的较大值。</p> <p>^e 极限载荷 C_L 按极限分析的下限定理计算，屈服强度值由 T/CNEA XXXXX.8 压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则 附录 A 中表 A.8 规定。</p> <p>^f 三向应力代表应力分量组合的三个一次主应力的代数和 $(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)$。</p>					

6.2.2.5 D 级使用限制

- a) 对除管道以外的部件，如果设计技术规格书规定的任何使用载荷指定为 D 级限制[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》4.1.4.2.4 b) 4)]，则 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 T 中涵盖的规则可用来评定这些载荷，而与所有其他的设计和使用载荷无关。
- b) 对由 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 A 中表 A.3 指定的 P-No. 1 号至 P-No. 9 号材料制成的管道，如果设计技术规格书规定的任何使用载荷指定为 D 级限制 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》4.1.4.2.4 b) 4)]，作为对 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 T 中涵盖的规则替代，可采用本部分 6.6.5.6 b) 中涵盖的规则。对由其他材料制成的管道，在评定这些载荷时可采用 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 T 的规则，而与所有其他的设计和使用载荷无关。

6.2.2.6 试验限制

除了下述规则不适用于本部分6.5的物项外，应按下述 a) 至e) 规则评定压力试验载荷（[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2.3]）。

- a) 如果在容器中任何点的计算压力（包括静压头），超过在本部分 9.2.2.1 或 9.3.2.1 中规定试验压力 6%以上时，计算应力结果应考虑在试验期间可能存在的所有载荷。这种情况的应力允许值在下面 b) 和 c) 中给出。
- b) 对于水压试验容器，总体一次薄膜应力强度 P_m 不应超过表中所列试验温度下屈服强度 S_y 的 90%。对于气压试验容器， P_m 不应超过表中所列试验温度下屈服强度 S_y 的 80%。
- c) 对于水压或气压试验容器，一次薄膜应力加弯曲应力强度 P_m+P_b 不应超过下述 1) 或 2) 给出的适用限制：
 - 1) 对 $P_m \leq 0.67S_y$ ，则 $P_m+P_b \leq 1.35S_y$
 - 2) 对 $0.67S_y < P_m \leq 0.90S_y$ ，则 $P_m+P_b \leq (2.15S_y - 1.2P_m)$
 - 3) 其中 S_y 是表中所列温度下的屈服强度。对于非矩形截面， P_m+P_b 对水压试验应不超过 α 与 $0.9S_y$ 的乘积或对气压试验不超过 α 与 $0.8S_y$ 的乘积，系数 α 定义为产生一个全塑性截面载荷设定值除以在此截面最外侧产生起始屈服载荷设定值的比值。
- d) 外压不应超过由本部分 6.1.3.3 所确定数值的 135%，或者，外部水压试验的压力最大可以达到由分析规程或试验规程（见本部分 6.2.2.8 和 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D）所确定极限压力或弹性失稳压力中较小值的 80%，并包括允许裕量在内。如果进行的极限分析，应是极限分析的下限，假设理想弹塑性材料（无应变硬化）的屈服强度等于表列试验温度下的屈服强度。
- e) 除了按本部分 9.2.2 要求进行的最初 10 次水压试验，或是按本部分 9.3.2 要求进行的最初 10 次气压试验，或者进行 10 次这样试验的任意组合外，其他试验应在疲劳评定中加以考虑。疲劳评定时，在应力强度范围至少有一个极值是由试验载荷确定的情况下，一次加二次应力强度范围的限制（见本部分 6.2.2.2.2）可以取 $3S_m$ 或 $2S_y$ 中的较大值。

6.2.2.7 特殊应力限制

为适用于特殊的使用载荷或结构，规定了下述不同于基本应力限制的特殊应力限制。它们之间的差异有些比基本应力限制更严格，而有些则比基本应力限制放宽些。当这些要求与基本应力限制有矛盾时，则对所应用的特殊情况应优先按本部分 6.2.2.7 规则处理。

6.2.2.7.1 支承载荷

- a) 在由设计载荷、试验载荷或任何使用载荷（指定为 D 级限制的载荷除外）而产生的最大载荷作用下，为防止压毁的平均支承应力应限制在所处温度下的 S_y 内，但当到自由端的距离大于支承载荷作用的距离时，支承应力允许为所处温度下 S_y 的 1.5 倍。对于堆焊层表面，如果当计算支承应力时，支承面积取实际接触面积或支承接触表面的母材面积两者中的较小值，则可采用母材的屈服强度。
- b) 当支承载荷作用在靠近自由端时，例如一个突出的凸耳，应考虑剪切失效的可能性。在只有载荷应力的情况下（见本部分 3.12），平均剪应力应限制在 $0.6S_m$ 之内，在载荷应力加二次应力的情况下（见本部分 3.9），平均剪应力不应超过下列 1) 或 2) 的规定：
 - 1) 对于应用 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 A 中表 A.3 中注 G7 或表 A.4 中注 G1 所列的材料，可用在 38℃ 时的 $0.5S_y$ 和所处温度下 $0.675S_y$ 两者中的较低值；
 - 2) 对于所有其他材料，采用所处温度下的 $0.5S_y$ 。对堆焊层表面，如果其结构或厚度使得剪切失效完全发生在堆焊层材料中，则堆焊层的许用剪应力应由等同锻材的性能来决定。如果其结构使剪切破坏发生跨越部分母材和部分堆焊层材料，则评定这种失效的综合抗力时，应采用每种材料的许用剪应力。

- c) 当考虑销钉和类似零件的支承应力时,可采用所处温度下的 S_y 值。但如果不计入距板边一个销钉直径范围内的支承面积时,可用 $1.5S_y$ 值。

6.2.2.7.2 纯剪切

- a) 由于经受设计载荷、试验载荷或任何使用载荷(指定为D级限制的除外)而产生的沿纯剪力加载截面(例如键、剪力环、螺纹)的平均一次剪应力应限制为 $0.6S_m$ 。
- b) 由于经受设计载荷、试验载荷或任何使用载荷(指定为D级限制的除外)而产生的位于被扭转的实心圆截面周边上(不包括应力集中)的最大一次剪应力应限制为 $0.8S_m$ 。一次加二次及峰值剪应力应换算为应力强度(等于两倍纯剪应力),且不应超过本部分 6.2.2.2.2 和 6.2.2.2.4 规定的基本应力限制。

6.2.2.7.3 非整体连接件的渐进性畸变

螺旋帽、螺旋塞、剪切环盖和栓块锁紧盖都是非整体连接的例子,它们会受到喇叭形或其他渐进性变形而失效。如果施加载荷的任何组合引起了屈服,这类接头就会产生棘轮效应,因为在每一次完整的使用循环完成时,相互配合的零件可能变得松动,并以新的相互关系开始下一次循环,不管有没有手动操作,在每次循环中都可能出现附加的畸变,以致像螺纹那样的紧固件最终可能发生松动。由于这些应力强度导致非整体连接之间产生滑移,并由于渐进性畸变产生连接件松动,因此,一次加二次应力强度 [6.2.2.2.2] 应限制在 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录A中表A.8规定的 S_y 值之内。

6.2.2.7.4 三向应力

D级使用除外,三个一次主应力的代数和 ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$) 不应超过表列 S_m 值的4倍。

6.2.2.7.5 接管管道过渡

不管接管是否已经补强,在由本部分 6.3.3.4 给出的补强范围内,由压力引起的总体薄膜应力,以及除不连续应力之外的由外载荷和外力矩(包括由于连接管道的自由端位移受约束而产生的外载荷和外力矩)产生的应力强度可采用 P_m 类应力限制。此外,在补强范围内,由不连续效应引起的局部一次薄膜应力强度加上由压力和外载荷及外力矩(包括由于连接管道的自由端位移受约束而产生的外载荷和外力矩)的组合作用产生的一次弯曲应力强度可采用 P_L 类应力限制。由压力、温度和外载荷及外力矩(包括由于连接管道的自由端位移受约束而产生的外载荷和外力矩)组合作用产生的一次加二次应力强度应采用 $P_L + P_b + Q$ 类应力限制。在补强范围之外,由压力引起的总体薄膜应力以及由外部作用在接管上的轴向、剪切和扭转载荷(不包括由于连接管道自由端位移受约束而引起的载荷)产生的沿接管壁厚的平均应力,可采用 P_m 类应力限制。此外,在补强范围之外,由于把属于 P_m 类的应力加到由外部作用的弯矩(不包括由于连接管道自由端位移受约束产生的弯矩)产生的应力上而引起的应力强度可采用 $P_L + P_b$ 类应力限制。在补强范围之外,由所有压力、温度和外载荷及外力矩(包括由于连接管道的自由端位移受约束而产生的外载荷和外力矩)产生的应力强度,可采用 $P_L + P_b + Q$ 类应力限制。此外,在补强范围之外,一次加二次应力强度可以超过本部分 6.2.2.8.5 规定的 $3S_m$ 的限制,但是按本部分 6.2.2.8.5 a) 评定时不考虑由于连接管道自由端位移受约束所产生应力的情况除外。完全因连接管道自由端受约束而产生的薄膜加弯曲应力强度范围应 $\leq 3S_m$ 。在补强范围之外,接管的壁厚不应小于管道壁厚或量值 $t_p (S_{mp}/S_{mn})$ 中的较大值,其中 t_p 是相连管道的名义壁厚, S_{mp} 是管道材料的许用应力强度值, S_{mn} 是接管材料的许用应力强度值。

6.2.2.7.6 应力超过屈服强度时弹性分析的应用

设计准则中容许的某些许用应力在弹性基础上所计算的最大应力可以超出材料的屈服强度。但具有明显的局部结构不连续或者局部热应力的区域除外，关于一次加二次应力强度限制 $3S_m$ [6.2.2.2.2]已经考虑到经过几次重复应力循环后确保弹性作用的安定性，而明显的局部结构不连续或局部热应力只在疲劳评定特性中才加以考虑。因此应采用下列a)和b)的规程：

- a) 为了不同于与疲劳许用限制的应力限制相比较，在评定应力时应按弹性为基础进行计算。
- b) 为了与疲劳许用限制相比较，在评定应力中，除局部热应力引起的应力[3.13 b)]以外，所有的应力均应按弹性为基础进行评定。在评定局部热应力时应采用弹性计算公式，但泊松比应采用由下式确定的数值：

$$\nu = 0.5 - 0.2 (S_y / S_a) \dots\dots\dots (20)$$

但不小于0.3。

式中： S_a = 对于考虑工况所规定的循环次数，从适用的设计疲劳曲线[T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录C]上得到的值；

S_y = 循环平均温度下材料的屈服强度。

6.2.2.7.7 特殊设计的焊接密封要求

- a) 焊接密封，例如 Ω 形密封和罩形密封[7.3.6]应设计成满足本部分规定的压力所引起的总体一次薄膜应力强度限制。须注意，在环形的横截面上总体一次薄膜应力强度是变化的。
- b) 在焊接密封中出现的所有其他薄膜和弯曲应力强度可以看作二次应力强度。这些应力强度范围与总体一次薄膜应力强度结合在一起，可能超过一次加二次应力强度限制 $3S_m$ ，如果按照本部分 6.2.2.8.5 分析，应作如下修正：
 - 1) 代替 6.2.2.8.5 a)，组合一次加二次薄膜应力强度的范围应等于或小于 $3S_m$ 。
 - 2) 不必采用 6.2.2.8.5 d)。

6.2.2.8 塑性分析的应用

下列各款提供了应用塑性分析的导则，以及如果采用塑性分析对允许的基本应力限制的一些放宽。

6.2.2.8.1 极限分析

如果极限分析能够证明，在具体部位规定的载荷不超过下限极限载荷的2/3，则无需满足总体薄膜应力强度[6.2.2.1.1]、局部薄膜应力强度[6.2.2.1.2]和一次薄膜加一次弯曲应力强度[6.2.2.1.3]的限制。在这些计算中使用的屈服强度是 $1.5S_m$ 。对T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.3中注G7或表A.4中注G1所列的材料，采用 $1.5S_m$ 的屈服强度可能会导致在最初的几次载荷循环中产生少量的永久应变。如果这些应变是不可接受的，则应根据T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.9的应变极限系数降低所采用的屈服强度。在应用下限极限载荷2/3的限制时，应考虑结构局部区域（如塑性铰形成点）的塑性应变集中的影响。在设计中应考虑这些应变集中对结构的疲劳特性、棘轮效应或屈曲特性的影响。设计应满足最小壁厚的要求。

6.2.2.8.2 实验分析

如果能够证明，在特定部位规定的载荷不超过按T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录D.1.4.3确定的试验极限载荷的2/3，则无需满足总体一次薄膜应力强度[6.2.2.1.1]、局部薄膜应力强度[6.2.2.1.2]和一次薄膜加一次弯曲应力强度[6.2.2.1.3]的限制，对于结构的局部区域，如塑性铰的形成点，应考虑塑性应变集中的影响。在设计中应考虑塑性应变集中对结构的疲劳特性、棘轮效应或屈曲的影响。设计应满足最小壁厚的要求。

对于C级使用限制,如果分析或者试验能够证明,规定的载荷不超过按T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录D.1.4.3确定的试验极限载荷的80%,C级使用限制中的局部一次薄膜应力强度 R 和薄膜加弯曲应力强度 $R+B$ 可以不必满足本部分6.2.2.4.1对这两种应力限值的规定。

6.2.2.8.3 塑性分析

塑性分析是一种结构分析方法。应用此法,并考虑实际材料的应力-应变关系和应力重新分布来计算结构在给定载荷下的状态。塑性分析可以考虑应变硬化,也可以考虑几何形状的变化,或两者均考虑。

如果能够证明,对一个由塑性分析获得的载荷-变形或载荷-应变关系,规定的载荷不超过按T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录D.1.4.3确定的塑性分析的极限载荷的2/3,则无需求满足总体薄膜应力强度[6.2.2.1.1]和局部薄膜应力强度[6.2.2.1.2]以及一次薄膜加一次弯曲应力强度[6.2.2.1.3]的限制。在应用这一规则时,应考虑结构局部区域(如塑性铰形成点)的塑性应变集中的影响。在设计中应考虑应变集中对疲劳特性、棘轮效应或屈曲特性的影响。设计应满足最小壁厚的要求。

6.2.2.8.4 安定性分析

如果在某一具体部位上采用下列a)到c)的规程,则在该部位上不需满足壳体中热应力棘轮效应的限制[6.2.2.2.5]和非整体连接的渐进性畸变的限制[6.2.2.7.3]。

- 为了和其应力限制相比较,在评定应力时应按弹性为基础进行计算。
- 在具体部位上,代替满足本部分 6.2.2.1.2,本部分 6.2.2.2.2、本部分 6.2.2.2.5 和本部分 6.2.2.7.3 的特定要求,应按塑性为基础计算结构的作用,如果出现安定(不持续变形),则应认为设计是可接受的。但是,对最小规定屈服强度与规定的最小抗拉强度之比小于0.70的材料,只要在其上任何一点由塑性分析所考虑的运行循环所造成的最大累积局部应变不超过5.0%,则无需满足安定性要求。在所有情况下,出现的变形不应超过规定的限制。
- 为了和疲劳许用限制相比较,在评定应力时应将数值上最大总主应变范围乘以循环平均温度下的材料弹性模量[T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录A中表A.16~A.20]的二分之一。

6.2.2.8.5 简化的弹塑性分析

若满足下列a)到f)的各点要求,则一次加二次应力强度的范围[6.2.2.2.2]可超过 $3S_m$ 限制。

- 一次加二次的薄膜加弯曲应力强度(不包括热弯曲应力)的范围应是 $\leq 3S_m$ 。
- 在设计疲劳曲线上所列的 S_n 值乘以系数 K_e ,这里
当 $S_n \leq 3S_m$ 时:

$$K_e = 1.0 \dots\dots\dots (21)$$

当 $3S_m < S_n < 3mS_m$ 时:

$$K_e = 1.0 + \frac{(1-n)}{n(m-1)} \left(\frac{S_n}{3S_m} - 1 \right) \dots\dots\dots (22)$$

当 $S_n \geq 3mS_m$ 时:

$$K_e = 1/n \dots\dots\dots (23)$$

式中: S_n = 一次加二次应力强度范围,MPa。

各类容许材料的材料参数 m 和 n 值列于表15中。

- 除了不需采用本部分 6.2.2.7.6 的规程外,其余的疲劳评定和本部分 6.2.2.2.4 的要求相同。

- d) 部件满足本部分 6.2.2.2.5 热棘轮效应的要求。
- e) 温度不超过表 15 所列各类材料的数值。
- f) 材料规定的最小屈服强度对规定的最小抗拉强度的比值应小于 0.80。

表15 各类容许材料的 m 、 n 和 T_{\max} 值

材 料	m	n	T_{\max} , °C
碳钢	3.0	0.2	370
低合金钢	2.0	0.2	370
马氏体不锈钢	2.0	0.2	370
奥氏体不锈钢	1.7	0.3	425
镍-铬-铁合金	1.7	0.3	425
镍-铜合金	1.7	0.3	425

6.2.2.9 设计应力强度值

部件材料的设计应力强度值 S_d 列于T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.3和A.4中。对中间温度值可用内插法。这些数值构成了各种应力限制的基础。屈服强度值列于T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.8中。热膨胀系数值和弹性模量值列于T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.10~A.14和A.16~A.20中。T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录S提供了确定应力值的基础。同本部分6.2.2.2.4一起所使用的设计疲劳曲线见T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录C。

6.2.3 螺栓的应力限制

6.2.3.1 设计工况

- a) 承受设计压力所需要的螺栓数量及其横截面面积应按照 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 S 的规程来确定，并采用 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 S 规程给出螺栓载荷中的较大值作为设计机械载荷。螺栓材料的许用设计应力在 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.6 中给出。
- b) 当用焊接密封代替垫片实现密封时，垫片系数 m 和最小的设计压紧应力 y 可取为零。
- c) 当垫片只用于役前试验时，如果满足上述 $m=y=0$ 的要求，并且对试验垫片能用合适的 m 和 y 以满足本部分 6.2.3.2 的要求，则此设计是令人满意的。

6.2.3.2 A 级使用限制

螺栓中的实际使用应力，如由预紧载荷、压力和不同的热膨胀组合引起的应力，可以高于T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.6给出的数值。

6.2.3.2.1 平均应力

不计应力集中，沿螺栓横截面平均的使用应力的最大值应不超过T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.6给出应力值的两倍。

6.2.3.2.2 最大应力

除了受本部分6.2.3.2.3 b)限制以外,在螺栓横截面周边上直接由拉伸加弯曲(不计应力集中)所引起的最大使用应力值应不超过T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录A中表A.6给出应力值的3倍。当不用加热器、拉伸机或其他方法拧紧螺栓以减小残余扭矩时,应将应力强度(而不是最大应力)限制在此值以内。

6.2.3.2.3 螺栓的疲劳分析

除非装有螺栓的部件符合本部分6.2.2.2.4 d)的全部条件,而不要求作疲劳分析外,否则,螺栓对循环使用的适用性应按下列a)到e)的规程确定。

- a) 抗拉强度小于 689MPa 的螺栓 用规定的最小抗拉强度小于 689MPa 的材料制成的螺栓,应采用本部分 6.2.2.2.4 e)的方法对循环使用进行评定,并采用 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录C中所适用的设计疲劳曲线和合适的疲劳强度减弱系数[本部分 6.2.3.2.3 c)]。
- b) 高强度合金钢螺栓 高强度合金钢螺栓和双头螺栓可以使用本部分 6.2.2.2.4 e)的方法及规定的 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录C中图C.4的设计疲劳曲线来评定循环使用:
 - 1) 在螺栓横截面的周边上,如果采用 T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录C中图C.4给出的两条设计疲劳曲线中的较高值,则直接由拉伸加弯曲而不计应力集中的影响所引起的最大使用应力值[6.2.3.2.2]应不超过 $2.7S_u$ 。直接拉伸时的限制为 $2S_u$ 不变;
 - 2) 螺纹是 V 型的,螺纹根部的最小半径应不小于 0.08mm;
 - 3) 螺栓柱末端的圆角半径应使园角半径与螺栓柱直径之比不小于 0.060。
- c) 疲劳强度减弱系数[3.17] 除非能用分析或试验证明采用较低值是合适的,否则,在螺纹构件疲劳评定中所用的疲劳强度减弱系数应不得小于 4.0。但是对高强度合金钢螺栓应用本部分 6.2.3.2.3 b)的规则时,所使用的值应不得小于 4.0。
- d) 弹性模量的影响 将 $S_{\text{交变}}$ (按本部分 6.2.1.6.1 或 6.2.1.6.2 确定)乘以设计疲劳曲线所用弹性模量与分析所用弹性模量的比值。在适用的疲劳曲线上,在纵坐标上记下该值,并在横坐标上找到相应的循环次数,如果所考虑的使用循环是唯一产生有意义波动应力的循环,则此循环次数即是许用的循环次数。
- e) 累积损伤 如按本部分 6.2.2.2.4 (e) (5) 确定的累积使用系数 U 不超过 1.0,则螺栓对适用的载荷和热应力所规定的循环应是可以接受的。

6.2.3.3 B 级使用限制

采用本部分6.2.3.2的A级使用限制。

6.2.3.4 C 级使用限制

采用本部分6.2.3.2.1和本部分6.2.3.2.2的应力限制。

6.2.3.5 D 级使用限制

如果设计技术规格书中规定的任何使用载荷指定为D级限制[T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》4.1.4.2.4 (b) (4)],则T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录T中包含的规则可用来评定这些载荷,并与所有其他的设计和使用载荷无关。

6.2.3.6 设计应力强度值

螺栓的设计应力强度值 S_m 列于T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A表A.6中。对于中间温度下的数值可用内插法求出。T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录E提供了确定设计应力强度值的基础。

6.3 容器设计

6.3.1 通用要求

6.3.1.1 合格要求

对容器设计的合格要求如下：

- a) 设计应满足 6.1 和 6.2 的要求。
- b) 应符合 6.3 的规则。当 6.2 和 6.3 有矛盾时，应以 6.3 的要求为准。

6.3.2 设计考虑事项

6.3.2.1 设计载荷和使用载荷

采用6.1.1的规定。

6.3.2.2 特殊考虑事项

采用6.1.2的规定。

6.3.2.3 通用设计规则

除了和6.3规则相矛盾的以外，均采用6.1.3的规定。在有矛盾时按6.3规则进行设计。

6.3.2.4 试用承压厚度

给出下列公式以帮助设计师确定设计中使用的试用厚度。不能把这些公式理解为确定可接受厚度的公式。不过除了局部区域外（见6.2.2.1.2），容器壁厚不应小于6.3.2.4.1和6.3.2.4.2中公式所求得的厚度。式中：

P = 设计压力

R = 壳体或封头的内半径

R_0 = 壳体或封头的外半径

S_m = 设计应力强度值（T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表2A和2B）

T = 壳体或封头的厚度

6.3.2.4.1 圆筒形壳体

$$t = \frac{PR}{S_m - 0.5P} \text{ 或 } t = \frac{PR_0}{S_m + 0.5P} \dots\dots\dots (24)$$

6.3.2.4.2 球形壳体

$$t = \frac{PR}{2S_m - P} \text{ 或 } t = \frac{PR_0}{2S_m} \dots\dots\dots (25)$$

6.3.3 开孔和补强

6.3.3.1 开孔的通用要求

- a) 对于符合 6.2.2.2.4d) 要求的容器或其零件, 如果满足 6.3.3 的规则, 则对压力载荷不要求在开孔附近通过分析来表明满足 6.2.2.1.1、6.2.2.1.2、6.2.2.1.3 和 6.2.2.2.2 的要求。
- b) 对于不满足 6.2.2.2.4d) 要求的容器或其零件, 因而需要进行疲劳分析时, 则 6.3.3 的规则保证在开孔附近满足 6.2.2.1.1, 6.2.2.1.2 和 6.2.2.1.3 的要求, 且对压力载荷不要求进行特殊分析来表明满足这些应力限制。若在接管附近, 由接管外载荷和热效应 (包括总体的, 但不包括局部的结构不连续性) 产生的应力强度经分析表明小于 $1.5S_m$ 时, 则 6.2.2.2.2 的要求也可认为已经满足。在此情况下, 当按 6.2.2.2.4e) 的要求进行评定时, 由压力载荷引起的峰值应力强度可用 6.3.3.8 或 6.3.3.9 的应力指数法求得。
- c) 如果基本应力限制得到满足, 则上述 a) 和 b) 的规定不会用来限制任何规定的截面厚度或其他设计细节的设计。如果分析表明所有的应力要求都已满足, 则 6.3.3 的规则无效。
- d) 开孔应该是圆形、椭圆形, 或者是圆形或椭圆形与本分卷所允许形状的容器相交而成的任何其他形状。如果采用应力指数法, 则 6.3.3.8.2d) 中规定的附加限制是适用的。如果做疲劳分析不要求进行, 则须遵守开孔间距的限制, 除非那里几乎没有管道的反作用力。
- e) 除了 6.3.3.8.2d) 的规定外, 对开孔的尺寸不加限制。
- f) 所有引用的尺寸均采用不包括腐蚀裕量的最终完工尺寸。在 6.3.3.5 中提供了可作为补强金属的规则。
- g) 在这些规则中所允许的任何形式的开孔均可位于焊接接头处。

6.3.3.2 壳体和成形封头上开孔的补强要求

6.3.3.2.1 不需补强的开孔

不需补强的开孔的规则在下面 a) 到 c) 中给出。这里, R , t 分别为开孔处的容器壳体或封头的平均半径和名义厚度, 局部应力区域系指壳体上一次局部薄膜应力超过 $1.1S_m$ 的任何区域, 但不包括由于没有补强的开孔引起的一次局部薄膜应力的那些区域。

- a) 直径不超过 $0.2\sqrt{Rt}$ 的单个开孔, 或如果在直径为 $0.2\sqrt{Rt}$ 的任一圆周内有两个或更多个的开孔, 但这些没有补强开孔的直径总和不应超过 $0.2\sqrt{Rt}$ 。
- b) 任何两个没有补强的开孔中心彼此间的距离 (在容器内壁测量) 不应小于它们直径之和的 1.5 倍。
- c) 没有补强开孔的中心离开壳体上某一局部应力区域的边缘的距离不应小于 $2.5\sqrt{Rt}$ 。

6.3.3.2.2 要求的补强面积

对于承受内压的容器, 在任何指定的平面内所要求的总的补强横截面积 A 不应小于:

$$A = d t_r F \dots\dots\dots (26)$$

式中: d = 不包括腐蚀裕量的圆形开孔完工直径或考虑椭圆及长圆形开孔的完工尺寸 (弦长)。

F = 修正系数, 用于补偿在容器轴线成不同角度的平面上压力引起的应力的变化 (除了在圆筒形壳体和圆锥体上的整体补强开孔可用图 7 求 F 值外, 对所有结构形式的 F 值均取 1.00)。

t_r = 未开孔时能满足 6.2.2.1.1 要求的厚度在中心线每侧的材料应不小于所需材料的一半。

6.3.3.3 平封头上开孔的补强要求

平封头上开孔直径不超过封头直径一半时，其补强的总横截面应不小于下式给出的数值：

$A=0.5dt_r$

式中：d的定义见6.3.3.2， t_r 为它在未开孔时符合6.2.2.1.1和6.2.2.1.3要求的厚度。

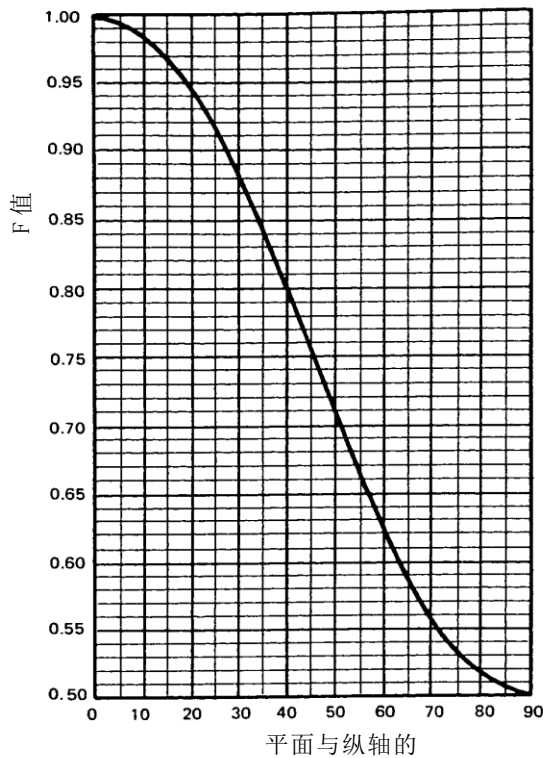


图7 确定 F 值的图表

6.3.3.4 补强范围

垂直于容器壁并通过开孔中心的任何平面中的横截面的边界，位于此边界内的金属应有补强数值时，称此边界为该平面上的补强范围，并在下面各款中给出。

6.3.3.4.1 沿容器壁的补强范围

沿名义壁厚的中面上量得的补强范围应满足如下要求：

- a) 所需补强的 100%面积应为到开孔轴线的每一侧距离等于下列情况的较大值范围内：
 - 1) 不包括腐蚀裕量已经完工的开孔直径。
 - 2) 不包括腐蚀裕量已完工的开孔半径加上容器壁厚及接管壁厚的总和。
- b) 所需补强的 2/3 面积，应在到开孔轴线每一侧的距离等于下列情况的较大值范围内：
 - 1) $r+0.5\sqrt{Rt}$ ，这里 R 是壳体或封头的平均半径，t 是容器的名义壁厚，r 是不包括腐蚀裕量的完工开孔半径。
 - 2) 不包括腐蚀裕量的已完工的开孔半径加上 2/3 容器壁厚与接管壁厚的总和。

6.3.3.4.2 垂直于容器壁的补强范围

垂直于容器壁量得的补强范围应和表面几何外形一致，它离每一表面的距离应等于下列范围，如图9所示。

a) 对于图9中的a)，b)，d)和e)：

$$\text{补强范围} = 0.5\sqrt{r_m t_n} + 0.5r_2 \dots\dots\dots (27)$$

式中：

r_m = 内半径

r_m = 平均半径 = $r_i + 0.5t_n$

r_2 = 接管和容器之间的过渡半径

t_n = 接管名义厚度，如图所示

对于带有锥形内径的接管，可用容器壁名义外径处的 r_i 和 t_n 值来计算补强范围 [见图9的e)]。

b) 对于图9中c)和f)：

c) 对于图9中c)和f)：

$$\text{补强范围} = 0.5\sqrt{r_m t_n} \dots\dots\dots (28)$$

$$r_m = r_i + 0.5t_n \dots\dots\dots (29)$$

$$t_n = t_p + 0.677X \dots\dots\dots (30)$$

式中：

r_i = 内半径

t_p = 连接管子的名义厚度

X = 斜面偏移距离

θ = 斜面与垂直线夹角（等于或小于 45° ）。

对于带有锥形内径的接管，可用接管补强面积重心处的 r_i 和 t_n 值计算补强范围，这些值应采用试凑法求得[图9的f)]。

6.3.3.5 可用作补强的金属

假若金属位于6.3.3.4中规定的补强范围内，且符合下列要求，则该金属可作为按6.3.3.2所要求的补强面积内的补强金属。

- 容器壁中根据薄膜应力强度（见6.2.2.1.1）要求以外，以及不包括腐蚀裕量那部分多余金属。
- 接管壁中类似的多余金属，只要接管和容器壁是成整体的或它和容器壁是全焊透焊缝连接。
- 与容器壁完全连续的焊接金属。
- 按以上b)和c)中所包括的补强金属，该平均热膨胀系数与容器壁材料的热膨胀系数值的差值应在15%以内。
- 与壳体不完全连续的金属，如用部分焊透连接的接管，不得作为补强部分。
- 用作补强的金属只能为一个开孔所用。

6.3.3.6 补强材料的强度

用作补强的材料最好和容器壁的材料相同，如果接管壁材料和补强材料的设计应力强度值 S_m 比容器材料低，则满足按6.3.3.2要求由接管壁材料或补强材料提供的总面积取为实际的面积乘以接管壁材料或补强材料的设计应力强度值与容器材料的设计应力强度值的比值。即使提高了补强材料的强度或采用设计应力强度高于容器壁材料的焊接金属，也不能降低补强要求。在疲劳分析时，应采用所考虑部位的材料强度。

6.3.3.7 接管连接和其他连接件的连接

6.3.3.7.1 通用要求

接管和其他D类连接件（6.3.5.1）应按照6.3.5.2规定的方法之一与容器筒体或封头相连接。

6.3.3.7.2 全焊透焊接接管

为了达到金属的连续性和便于进行所要求的射线检测的目的，可以采用全焊透焊缝，如图60、图61、图61和图65所示（在6.3.3.7.3中另有规定者除外）。当所要求的全部或部分补强归因于接管时，则接管应采用贯穿容器壁厚或者接管壁厚的全焊透焊缝来连接，或者同时贯穿两者的全焊透焊缝来连接。

6.3.3.7.3 部分焊透焊接接管

- a) 如图 63 和图 64 所示的部分焊透焊缝，只允许用在基本上没有管道反作用力的接管上，如控制棒罩壳、稳压器加热元件的套管及测量装置的开孔。在确定是否有管道反作用力时，不需考虑地震载荷。对于这类接管，所有的补强和被插入容器部分应成为整体。部分焊透焊缝应该有足够的尺寸，以提高接管的整体强度。用部分焊透焊缝连接的接管和容器开孔应是过盈配合或在接管与容器开孔之间应有如下的最大直径配合间隙：

- 1) 0.25mm，对 $d \leq 25\text{mm}$ ；
- 2) 0.50mm，对 $25\text{mm} < d \leq 100\text{mm}$ ；
- 3) 0.75mm，对 $d > 100\text{mm}$ 。

这里d是接管外径。但如果焊接坡口区 and 开孔所对应焊缝端部的附近区域明确满足上述最大间隙的限制，且后者区域的范围大到（不一定连续）足以有效地阻止接管变形，则对开孔不需要在整个长度上满足上述最大间隙的限制。

- b) 在满足 6.2.2.2.2 的限制时，如果满足 6.3.5.2.4d) 和图 63 的要求，则在部分焊透结构的插入部分中由压力引起的应变（孔洞扩大）产生的应力强度可作为二次应力处理。

6.3.3.8 开孔处应力的疲劳评定

6.3.3.8.1 概述

为了确定开孔周围的峰值应力，列出如下三种可采用的方法。

- a) 分析法：此法用于相适应的分析技术，如有限元计算分析，它可提供开孔周围详细应力分布，包括由压力及其他载荷引起的峰值应力。任意给定点处的总峰值应力，应按 3.2 规则，由压力载荷、热载荷和外部载荷引起的组合应力来确定。
- b) 实验应力分析法：此法是以试验数据为根据的[T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 II]。
- c) 应力指数法：此法利用各种公式连同各种适用的尺寸比和结构变化范围进行一系列试验得到的有效数据[6.3.3.8.2]进行计算。这种方法只对单个的孤立的开孔适用。应力指数也可由理论的或实验的应力分析来确定。

6.3.3.8.2 应力指数法

- a) 术语：应力指数定义为所考虑的应力分量 σ_t ， σ_n 和 σ_r [见图 8] 与容器材料计算所得的薄膜周向应力的数值之比；但在计算这些应力分量中，不包括接管处容器壁厚局部增加的材料。当壁厚增加超过如下规则所要求时，图 9 中的 r_1 和 r_2 值应和增厚部分有关。
- b) 在 6.3.3.8 中所用的符号定义如下：

R = 圆筒形容器、球形容器或球形封头的内半径，不包括腐蚀裕量

S = 在所考虑点的应力强度（组合应力）

t = 容器或封头的名义壁厚，不包括腐蚀裕量

σ_n = 垂直于截面的应力分量（通常指壳体开孔周围的周向应力）

σ_r = 垂直于截面边界的应力分量

σ_t = 在所考虑的截面上，并和截面边界平行的应力分量

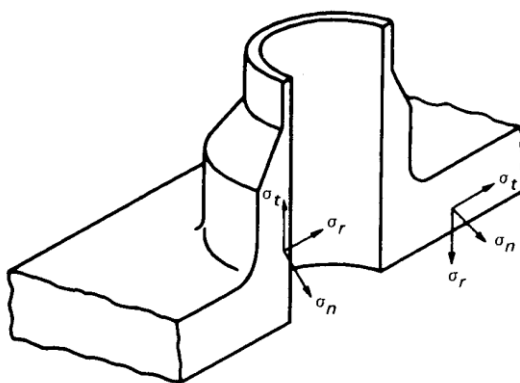


图8 应力分量的方向

- c) 凡按 6.3.3 适用的规则设计的接管，当满足下面 d) 中的条件时，可采用表 16 中的应力指数。这些应力指数仅涉及一定的常用部位上由内压引起的最大应力。在评定容器开孔和连接件上或它们邻近处的应力时，经常需要考虑由于外载荷产生的应力或热应力的效应。在这些情况下，某一给定点的总应力可用叠加法确定。除非确实证明在内压和接管载荷引起的组合应力相反的情况是有效的，对于给定部位上的最大应力应考虑为作用在同一点上并取其代数和。
- d) 当具备下列 1) 到 7) 限定的条件时，可应用表 17 中的指数。

- 1) 用于圆形接管的轴线垂直于容器壁的开孔。如果接管轴线和容器壁的法线成一角度 ϕ ，且 $d/D \leq 0.15$ ，则内侧 σ_n 的指数的估计值可用下列公式之一求得：
在球体或筒体斜面上的连接

$$K_2 = K_1 (1 + 2 \sin^2 \phi) \dots\dots\dots (31)$$

在筒体侧面的连接

$$K_2 = K_1 \left[1 + (\tan \phi)^{4/3} \right] \dots\dots\dots (32)$$

式中： K_1 = 径向连接时，表17中的 σ_n 内侧应力指数。

K_2 = 非径向连接时， σ_n 内侧应力指数的估计值。

- 2) 对于在封头上或沿壳体纵向轴线上的开孔，沿壳体内表面量得的相邻接管中心线之间的弧距，不小于三倍开孔内半径之和，对于沿圆筒形壳体周向上的开孔则不小于两倍开孔内半径之和。当圆筒形壳体上的两个接管既不在一条纵线上，也不在一条圆周弧线上时，它们的沿内表面量得的中心线距离应是： $[(L_c/2)^2 + (L_l/3)^2]^{1/2}$ 不小于两接管内半径之和，这里 L_c 是沿周向的中心线距离分量。 L_l 是沿纵向的中心线距离分量。
- 3) 下列尺寸比例需满足

表16 壳体及接管尺寸比例要求

比 例	筒 体	球 体
D/t	10 到 100	10 到 100
d/D	最大 0.5	最大 0.5
d/\sqrt{Dt}	...	最大 0.8
$d/\sqrt{Dt_n r_2/t}$	最大 1.5	...

这里D是壳体内径，t是壳体壁厚，d是接管内径。就圆筒形壳体而言，在连接处横轴上接管的总补强面积，包括任何补强范围以外的面积，不应超过纵轴上所要求的数值的200%（与图7中容许的50%相比），除非在补强和壳体结合处有一个符合6.3.6.1要求的锥度过渡截面。

- 4) 就球形壳体及成型封头而言，至少有 40%的接管总补强面积应设置在所要求的容器最小壁厚的外侧。
- 5) 内转角半径 r_1 [见图 9] 的大小应在壳体厚度 t 的 10%和 100%之间。
- 6) 外转角半径 r_2 [见图 9] 应足够大，以使接管和壳体之间圆滑过渡。此外，在圆筒形壳体和 2:1 椭圆形封头上，在开孔直径大于 $1\frac{1}{2}$ 倍壳体厚度或在球壳体上开孔直径大于 3 倍壳体厚度时， r_2 值不应小于壳体壁厚或接管壁厚的一半，取两者中较大值。
- 7) 半径 r_3 [见图 9] 不小于下列数值中的较大值：
- (1) $0.002 \theta d_0$ ，这里 d_0 是接管的外径，如图 9 所示，角度 θ 以“度”表示；
- (2) 对于图 9 中 a) 和 b) 所示的布置，乘以偏距。

表17 接管的应力指数

在球形壳体和成形封头上的接管				
应 力	内 转 角		外 转 角	
σ_n	2.0		2.0	
σ_t	- 0.2		2.0	
σ_r	$- 2t/R$		0	
S	2.2		2.0	
在圆筒形壳体上的接管				
应 力	纵向平面		横向平面	
	内侧	外侧	内侧	外侧
σ_n	3.1	1.2	1.0	2.1
σ_t	- 0.2	1.0	- 0.2	2.6
σ_r	$- t/R$	0	$- t/R$	0
S	3.3	1.2	1.2	2.6

6.3.3.9 接管设计的替代规则

在6.3.3.9.1所规定的范围内，本款的要求可作为6.3.3.2至6.3.3.6和6.3.3.8的另一种可接受的规则。

6.3.3.9.1 范围

本规则只适用于下列a)至f)规定范围内的容器接管。

- a) 具有圆形截面的接管，其轴线垂直于容器或封头表面。

- b) 接管和补强（如需要时）采用全焊透焊缝和容器连成整体。如图 60、图 61 和图 62 所示的结构细节是可接受的，但角焊缝应一直焊到符合图 10 所示的半径。
- c) 就球形壳体和成型封头而言，至少有 40%的接管总补强面积应设置在所要求的最小容器壁厚的外表面上。
- d) 开孔边缘与其最近的任一其他开孔的边缘相距不得小于 $1.25 (d_1+d_2)$ 或 $2.5\sqrt{Rt}$ 中的较小值，但在任何情况下不得小于 (d_1+d_2) ，这里的 d_1 和 d_2 是开孔的内径。
- e) 接管、补强部分和邻近接管的容器壁所采用的材料，其 UTS/YS 比值不应小于 1.5，这里：
UTS=规定的最小抗拉强度
YS=规定的最小屈服强度
- f) 符合下列尺寸范围：

表18 壳体及接管尺寸比例要求

比 例	圆筒形容器上的接管	球形容器或半球形封头上的接管
D/t	10 到 100	10 到 100
d/D	最大 0.5	最大 0.5
d/\sqrt{Dt}	...	最大 0.8
$d/\sqrt{Dt_n r_2/t}$	最大 1.5	...

6.3.3.9.2 术语

在6.3.3.9中所用的符合定义如下：

A_a = 有效的补强面积

A_r = 要求的最小补强面积

D = 圆筒形容器、球形容器或球形封头的内径，不包括腐蚀裕量

d = 接管内径，不包括腐蚀裕量

R = 圆筒形容器、球形容器或球形封头的内半径，不包括腐蚀裕量

t = 容器或封头的名义壁厚，减去腐蚀余量

t_n = 接管的名义壁厚，减去腐蚀裕量

t_r = 容器和封头的壁厚，对圆筒形容器按6.3.2.4.1中的公式计算，对球形容器或球形封头按6.3.2.4.2中的公式计算

t_{rn} = 接管壁厚，按6.3.2.4.2中的公式计算

$r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, \theta$ 和 θ_1 的定义见图10； L_c 和 L_n 见图11， S, σ_t, σ_n 和 σ_r 见6.3.3.8.2和图8。

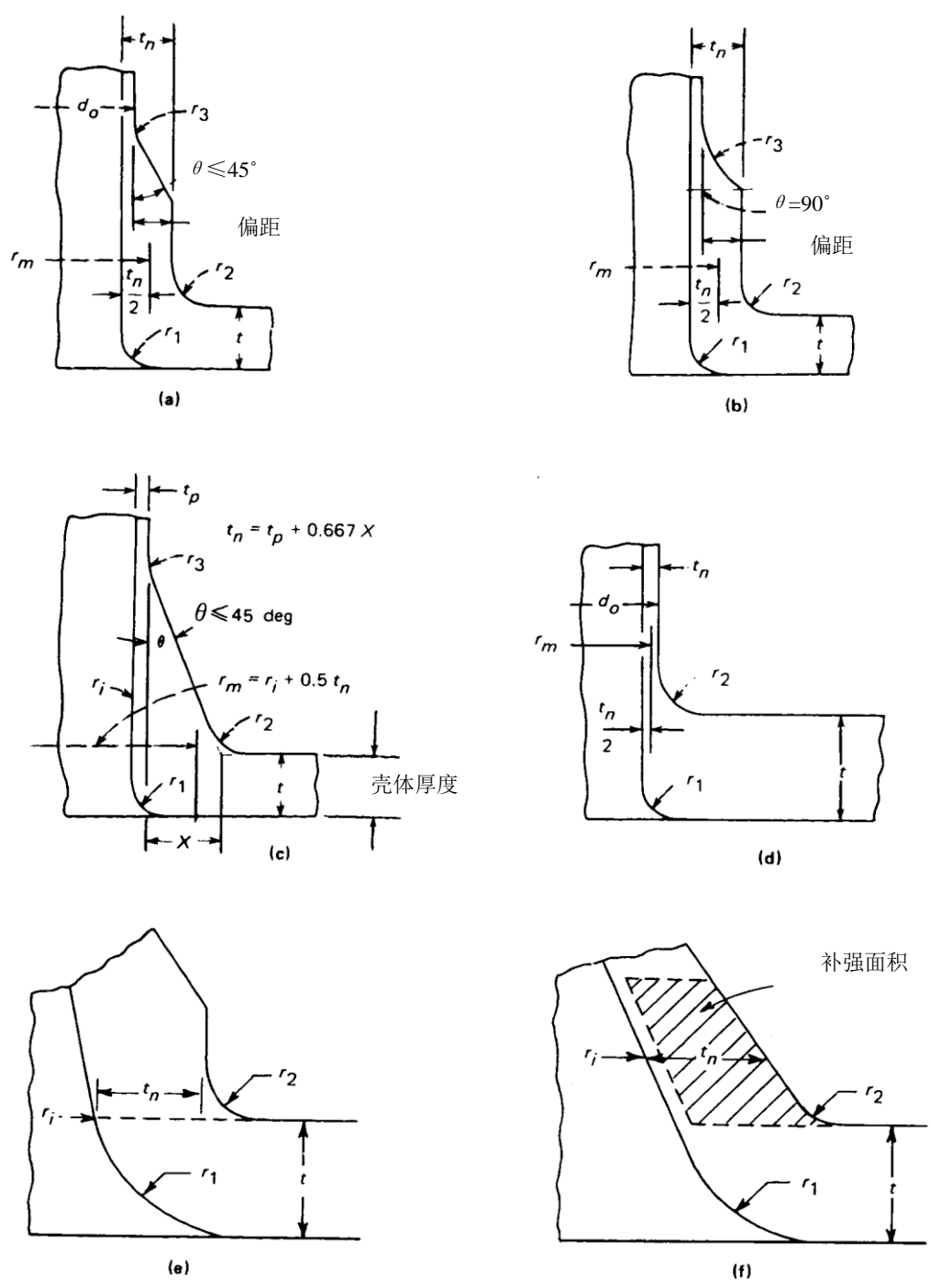


图9 接管尺寸

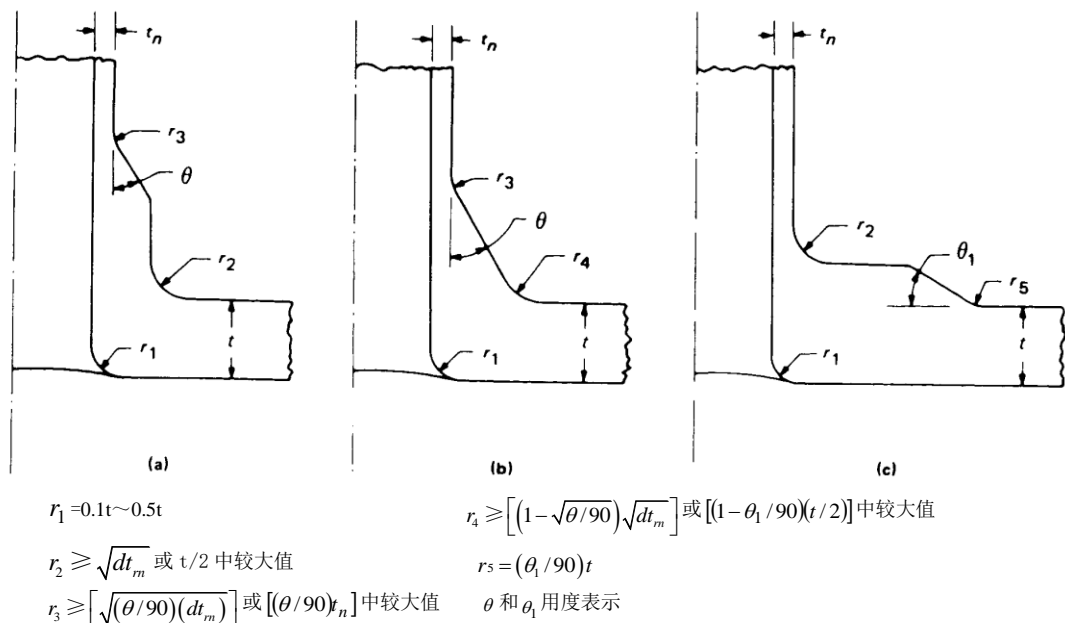


图10 许用的过渡部分详细示例

6.3.3.9.3 需要的补强面积

所需的最小补强面积是与 值有关，如表19所示。在包含接管轴线的所有平面上都应具有所需要的最小补强面积。

表19 需要的最小补强面积 A_r

$d / \sqrt{Rt_r}$ 值	$A_r, \text{ mm}^2$	
	筒体上的接管	球形容器或封头上的接管
小于 0.20	不补强[注(1)]	不补强[注(1)]
大于 0.20 但小于 0.40	$\left[4.05 \left(d / \sqrt{Rt_r} \right)^{1/2} - 1.81 \right] dt_r$	$\left[5.40 \left(d / \sqrt{Rt_r} \right)^{1/2} - 2.41 \right] dt_r$
大于 0.40	$0.75 dt_r$	$dt_r \cos \phi, \phi = \sin^{-1}(d / D)$

注：（1）要求图10中所示的过渡半径 r_2 ，或等效的措施。

6.3.3.9.4 补强区的范围

符合表19规定的最小需要补强面积的补强金属应位于如图11所示的补强区的边界之内。

6.3.3.9.5 补强材料的强度要求

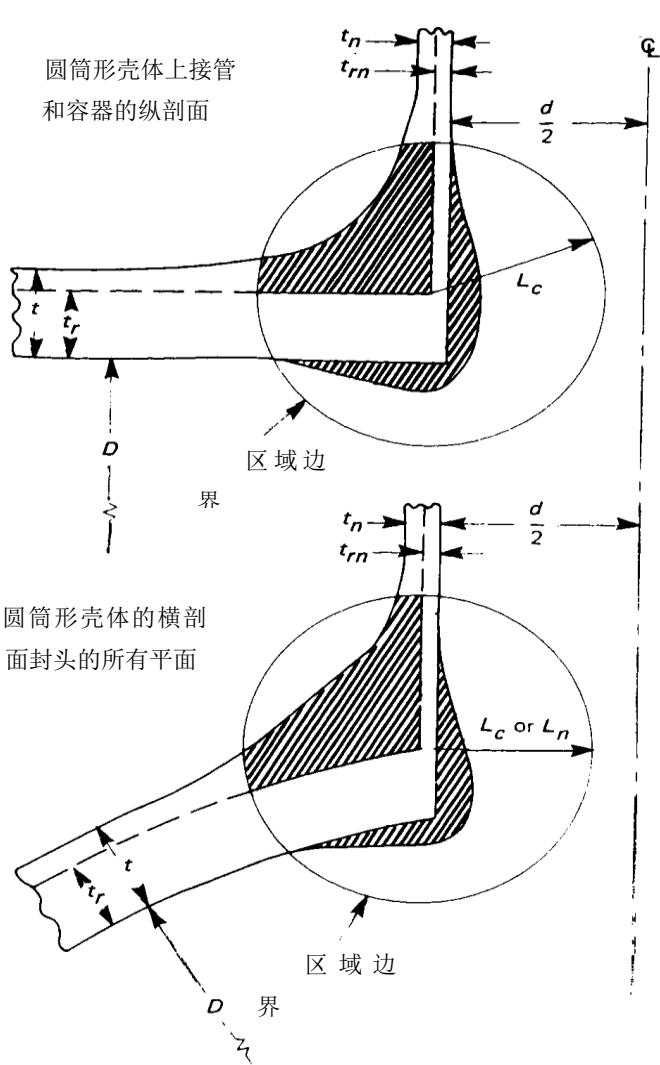
所用的接管壁上的补强材料最好应与容器壁的材料相同。如果采用了较低设计压力强度值 S_m 的材料，则由该材料提供的面积应按接管和容器壁材料的应力值成反比例地增加。对于提高了接管材料强度或使用设计应力强度高于容器壁材料数值的焊接金属，则不应减少所需的补强面积。在疲劳分析时，应采取考虑点上的材料强度。补强金属的平均热膨胀系数与容器壁的系数值相差应在15%以内。

6.3.3.9.6 过渡部分详图

在图10中示出了可接受的过渡部分的斜度和半径的图例。凡符合6.3.3.9.3补强面积要求，且具有相当的或较平坦过渡的其他结构形式也是可接受的，例如较大的半径和厚度之比。

表20 用于内压载荷的应力指数

在球形壳体或球形封头上的接管			在圆筒形壳体上的接管				
应力	内侧	外侧	应力	纵截面		横截面	
				内侧	外侧	内侧	外侧
σ_n	$2.0 - (d/D)$	$2.0 -$	σ_n	3.1	1.2	1.0	2.1
σ_t	- 0.2	(d/D)	σ_t	- 0.2	1.0	- 0.2	2.6
σ_r	$- 4t/(D+t)$	$2.0 -$	σ_r	$- 2t/(D+t)$	0	$- 2t/(D+t)$	0
S	$2.2 - (d/D)$ 或 $2.0 + [4t/(D+t)] - d/D$ 取其中较大值	$(d/D) 0$ $2.0 -$ (d/D)	S	3.3	1.2	1.2	2.6



总注：
(a) 补强范围
(1) 对圆筒形壳体上的接管： $L_c=0.75 (t/D) 2/3D$ 。
(2) 对封头上的接管： $L_n=(t/D) 2/3 (d/D+0.5) D$ 。
(3) L_c 或 L_n 的中心是在厚度分别为 t_r 的壳体和 t_m 的接管外表面的交点上。
(4) 在补强区域边界通过一均匀壁厚的扇形段的结构中，补强区边界可看作是通过厚度的 L_c 或 L_n 。
(b) 补强面积
(1) 阴影部分区域表示有效的补强面积 A_a 。
(2) 在补强区边界范围内，基本壳体相交构成的面积以外的金属面积应看作是对所需面积 A_r 有用的。基本壳体是指具有内径为 D ，厚度为 t_r ，接管的内径为 d ，厚度为 t_m 的壳体。
(3) 在包含接管轴线的任一平面内，在接管中心线的每一侧的有效补强面积 A_a 至少应等于 $A_r/2$ 。

图11 补强区的范围

6.3.3.9.7 应力指数

- a) 6.3.3.9.7 所用的术语“应力指数”定义为所考虑的应力分量 σ_t 、 σ_n 、 σ_r 与计算应力 σ 的数值比。
- b) 如图 8 所示的应力分量的符号，其定义如下：
 P = 使用压力
 S = 在所考虑点的应力强度（组合应力）
 $\sigma = P(D+t)/4t$ ，用于球形容器或封头上的接管
 $\sigma = P(D+t)/2t$ ，用于圆筒形容器上的接管
 σ_n = 垂直于截面的应力分量（通常指壳体开孔周围的周向应力）
 σ_r = 垂直于截面边界的应力分量
 σ_t = 在所考虑的截面上并和截面边界平行的应力分量
- c) 当满足 6.3.3.9.1 至 6.3.3.9.6 的条件时，可采用表 20 中的应力指数。这些应力指数仅涉及在一定的常用部位上由内压引起的最大应力。在评定容器开孔和连接件上或其邻近处的应力时，经常需要考虑由于外载荷产生的应力或热应力的效应。在这种情况下，某一给定点的总应力可用叠加法确定。产生在内压和接管载荷引起的组合应力情况下，最大应力考虑为作用在同一点上并取其代数值相加。如果应力是采用其他更为精确的分析方法来确定，或用 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 II 中的实验应力分析步骤来测定，则应力仍取其代数相加。

6.3.4 容器分析

采用 6.2.1.4 的规定。

6.3.5 焊接结构的设计

6.3.5.1 焊接接头分类

术语分类是指接头在容器上的位置，并非指接头的形式。所确定的分类用于规定有关某些焊接接头的接头形式及检测程度的特殊要求。由于这些特殊要求是根据用途、材料及厚度来确定的，因此并不适用于每个焊接接头。为此，在分类中只包括特殊要求适用的接头。这些特殊要求仅适用于特别说明给定分类的接头。把各类接头分为 A 类、B 类、C 类和 D 类接头。图 12 示出了各类典型接头的位置。

6.3.5.1.1 A 类接头

A 类接头包括主壳体、连通室¹⁸⁾、直径过渡段或接管上的纵向焊接接头；球体、成型封头、平封头及箱形容器的侧板¹⁹⁾上的任何焊接接头；连接半球形封头与主壳体、直径过渡段、接管或连通室连接的环向焊接接头。

6.3.5.1.2 B 类接头

B 类接头包括主壳体、连通室、接管或直径过渡段（包括过渡段和大端或小端的筒体之间的接头）的环向焊接接头；连接成型封头（不包括半球形封头）与主壳体、直径过渡段、接管或连通室连接的环向焊接接头。

18) 连通室定义为容器的附属体，它与容器的壳体或封头相贯通，并构成了一个承压密闭结构的整体部分，例如储水槽。

19) 箱形容器的侧板定义为组成承压密闭外壳整体部分的任何平板。

6.3.5.1.3 C类接头

C类接头包括法兰、翻边塔环、管板或平封头与主壳体、成形封头、直径过渡段、接管或连通室连接的焊接接头，以及箱形容器的侧板与侧板相连接的任何焊接接头。

6.3.5.1.4 D类接头

D类接头包括连通室或接管连接到主壳体、球体、直径过渡段、封头或箱形容器上的焊接接头；以及接管连接到连通室上去的焊接接头。直径过渡段小端上的接管接头见B类。

6.3.5.2 焊接接头的许用形式

容器设计应符合各类接头的要求。对接接头是指在大致位于同一平面的板材之间或其他元件之间的全焊透接头。在板材或其他元件之间，其偏斜角 α 不超过 30° 的B类斜角接头被认为是满足对接接头要求的。图13示出了各类接头的典型对接焊缝。

6.3.5.2.1 A类接头

所有按6.3.5.1定义的A类焊接接头均应符合7.2.4.1的制作要求，并且应能按照5.2.1进行检测。

6.3.5.2.2 B类接头

所有按6.3.5.1定义的B类焊接接头均应符合7.2.4.2的制作要求，并且应能按照8.2.2进行检测。当采用带有对置的凸台构成整体垫板的接头，或带有以后并不拆除的垫板的接头时，循环使用工况的适用性应按照6.2.2.2.4的方法进行分析，其疲劳强度减弱系数不应小于2。

6.3.5.2.3 C类接头

所有按6.3.5.1定义的C类焊接接头均应符合7.2.4.3的制作要求，并且应能按照8.2.3进行检测。最小焊缝尺寸和焊缝厚度应如图59所示。其中：

- a) 对锻造管板、锻造平封头和锻造法兰，从表面量起，其焊接坡口角度不大于 45° 时：
 t, t_n = 焊接件的名义厚度
 $t_c = 0.7t_n$ 或 6mm，取其较小值
 $t_w = t_n/2$ 或 $t/4$ ，取其较小值
- b) 对所有其他材料形式及从表面量起焊接坡口角大于 45° 的锻造管板、锻造平封头和锻造法兰：
 t, t_n = 焊接件的名义厚度
 $t_c = 0.7t_n$ 或 6mm，取其较小值
 $t_w = t_n/2$ 或 $t/2$ ，取其较小值

6.3.5.2.4 D类接头

所有按6.3.5.1定义的D类焊接接头应符合下列a)到e)中的要求之一。

- a) 对接的焊接接管 接管应符合7.2.4.4a)的制作要求，并且应按照8.2.4.2进行检测。此外，应满足图60中的最小尺寸和几何形状的要求：

这里：

$r_1 = \frac{1}{4}t$ 或 19mm，取其较小值

$r_2 =$ 最小6mm

$t =$ 被插入部分的名义厚度

$t_n =$ 插入部分的名义厚度

- b) 全焊透角焊接管：接管应符合 7.2.4.4b) 的制作要求，并且应能按照 8.2.4.3 进行检测。此外，应满足图 60 中的最小尺寸要求。

这里：

$$r_1 = \frac{1}{4}t \text{ 或 } 19\text{mm}, \text{ 取其较小值}$$

$$r_2 = \text{最小 } 6\text{mm}$$

$$t = \text{被插入部分的名义厚度}$$

$$t_c = 0.7t_n \text{ 或 } 6\text{mm}, \text{ 取其较小值}$$

$$t_n = \text{插入部分的名义厚度}$$

- c) 熔敷焊接金属用于开孔和接管：

- 1) 接管应符合 7.2.4.4c) 的制作要求，并且应能按照 8.2.4.4 进行检测。
- 2) 当熔敷焊接金属用作补强时，母材、焊接金属和接管的热膨胀系数之差不大于它们中最小系数的 15%。
- 3) 应符合图 62 中的最小尺寸

这里：

$$r_1 = \frac{1}{4}t \text{ 或 } 19\text{mm}, \text{ 取其较小值}$$

$$t = \text{被插入部分的名义厚度}$$

$$t_c = 0.7t_n \text{ 或 } 6\text{mm}, \text{ 取其较小值}$$

$$t_n = \text{插入部分的名义厚度}$$

- 4) 每个接管颈伸出被插入部分内表面的距离小于 $\sqrt{dt_n}$ 时，其端头应倒圆，其圆角半径为接管颈部厚度 t_n 的一半或 19mm 取两者中较小值。

- d) 采用部分焊透焊缝的接管的连接：

- 1) 按 6.3.3.7.3 所允许的用于连接接管的部分焊透焊缝应符合 7.2.4.4d) 的制作要求，并且能按照 8.2.4.5 的要求进行检测。
- 2) 应满足图 63 和图 64 中的最小尺寸。

这里：

d = 接管外径或内圆筒体的外径，如图 64 所示

$$r_1 = \frac{1}{4}t \text{ 或 } 19\text{mm}, \text{ 取其较小值}$$

$$r_2 = \text{最小 } 1.5\text{mm}$$

$$r_3 = r_2 \text{ 或最小等效倒圆尺寸}$$

$$r_4 = \frac{1}{2}t_n \text{ 或 } 19\text{mm}, \text{ 取其较小值}$$

$$t = \text{被插入部分的名义厚度}$$

$$t_c = 0.7t_n \text{ 或 } 6\text{mm}, \text{ 取其较小值}$$

$$t_n = \text{插入部分的名义厚度或图 64 中 } t_{n1} \text{ 或 } t_{n2} \text{ 中的较小值}$$

$$\lambda = \text{最小 } 1.5\text{mm}$$

$$\lambda = \text{最大 } t_n$$

- 3) 每个接管颈伸出被插入部分内表面的距离小于 $\sqrt{dt_n}$ 时，其端头应倒圆，圆角半径为插入部分厚度 t_n 的一半或 19mm，取两者中的较小值。
- 4) 与接管连接的部分焊透接头管的焊接坡口设计可能要求特殊考虑，以使焊接最小深度达到 $1.25t_n$ ，并便于接近以进行焊接检测。在图 63 和图 64 中所示的焊缝可以在容器壳体的内侧或外侧。焊接坡口可以是如图所示的 J 形坡口或直坡口。
- 5) 当要求作疲劳分析时，疲劳强度减弱系数不应小于 4。

- e) 斜的全焊透接管：内部的或外部的接管应满足 7.2.4.4e) 的制作要求，并且能按照 8.2.4.6 进行检测。

6.3.5.3 结构附件的焊缝

结构附件的焊缝应符合 7.4.3 的要求。

6.3.5.4 焊接坡口

除在 6.3.5.2.4 中另有规定外，被焊接边缘的尺寸和形状应能使接头完全熔合和焊透。

6.3.5.5 热处理

所有容器和容器零件都应按 7.6.2 的规定进行适当的焊后热处理。

6.3.6 容器的特殊要求

6.3.6.1.1 A 类或 B 类不等厚度截面之间的接头

通常对两种截面厚度相差超过其中较薄者厚度 1/4 的 A 类和 B 类接头，应采用图 14 所示的一种具有典型的总体结构不连续性 [6.2.1.3.2] 的锥形过渡段。这种锥形过渡段可以用能提供均匀锥度的任何工艺方法成形。对于厚度大于相同内径筒体的椭球形或半球形封头，只要剩余厚度至少和相同直径的筒体所要求的厚度相同，则可加工至筒体的外径。对于法兰的毂，不要求均匀的锥形过渡段。过渡段是否合适应采用应力分析方法来评定。6.2.2 所给出的应力强度限制。本款要求不适用于毂式法兰。

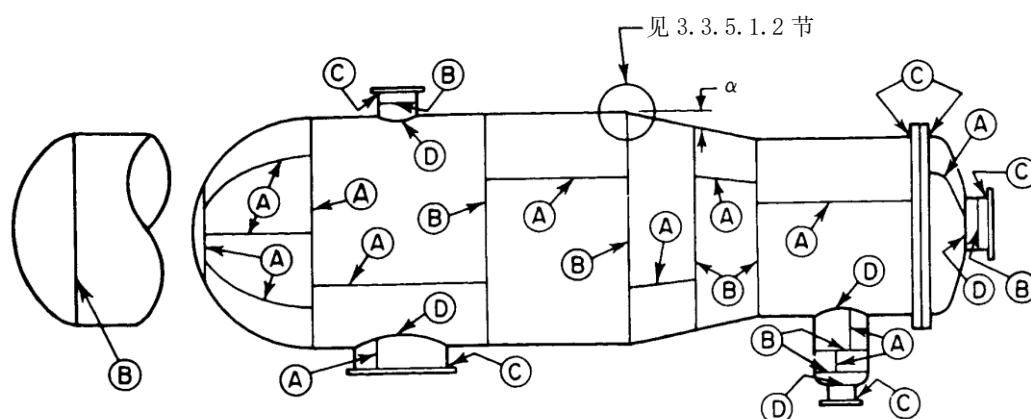


图12 A 类、B 类、C 类和 D 类焊接接头典型位置示意图

6.3.6.2 螺栓法兰的连接

用于螺栓法兰与外管道连接的尺寸要求，推荐按 HG/T 20635 《钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定 (Class 系列)》或 HG/T 20614 《钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定 (PN 系列)》的规定。

6.3.6.2.1 检修孔

如有检修孔，它应由具有可拆卸盖板的手孔或人孔组成。这些盖板可以设置在壳体或封头开孔的内侧或外侧。可用螺栓或双头螺栓加垫片来固定，也可用焊接的薄膜密封件或用强度焊缝来连接。不允许使用带管螺纹的塞子。

6.3.6.3 附件

用作传递支承载荷的附件应满足6.1.3.5的要求。

6.3.6.4 支承件

所有容器应给予支承，且支承件在容器壁上的布置和连接方式应能承载最大的施加载荷。在容器上由支承载荷以及热稳态与热瞬态工况所产生的应力、应符合本分卷应力限制的规定。在T/CNEA XXXXX.5《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》给出了附加要求。

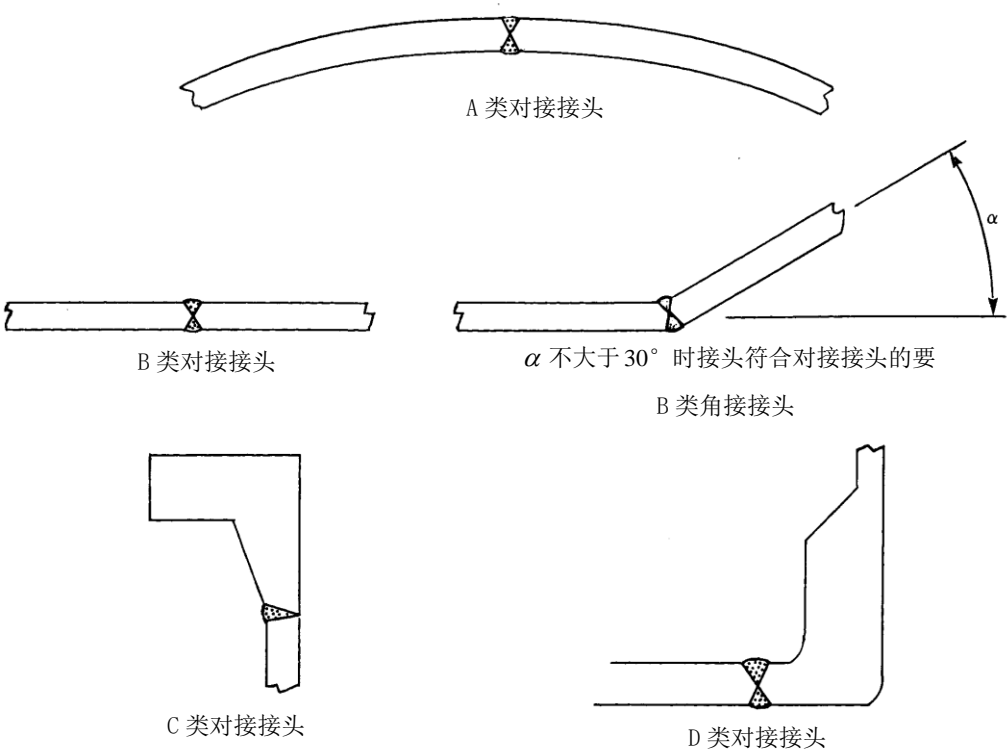
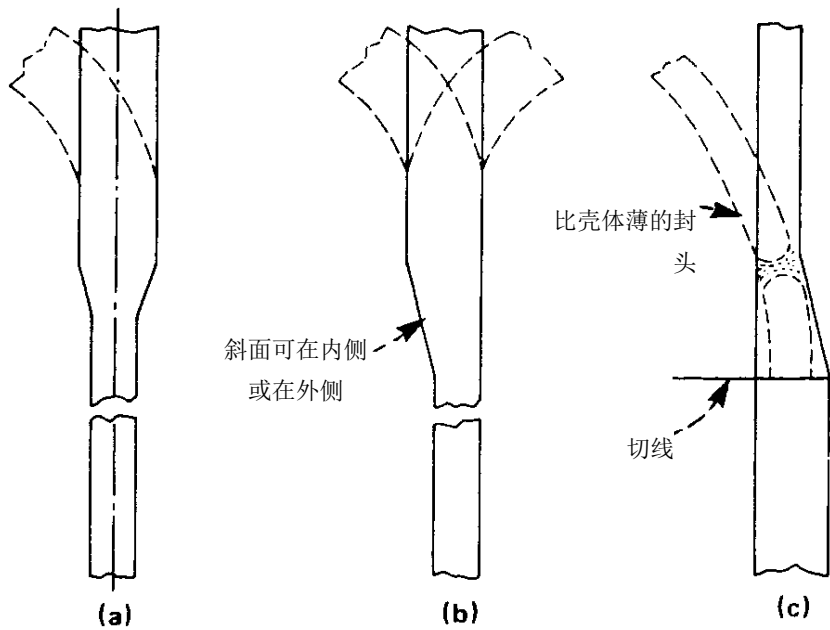


图13 典型的对接接头



注：斜面长度可包括在焊缝宽度内

图14 不等厚度截面之间的 A 类和 B 类接头

6.4 泵的设计

6.4.1 离心泵通用要求

6.4.1.1 范围

6.4.1.1.1 适用范围

本规则适用于下列a) 到j) 项：

- a) 泵壳；
- b) 泵的入口管和出口管；
- c) 泵盖；
- d) 夹紧环；
- e) 密封腔和密封压盖；
- f) 相关的螺栓连接件；
- g) 泵内部的热交换器管道；
- h) 泵的辅助连接接管，直到第一个法兰面或焊接连接中不包括焊缝的环形接合处；
- i) 与泵连为一体，外接于承压边界并构成承压边界的一部分，随泵一起供货的管件；
- j) 整体连接到泵承压边界的，随泵一起供货的安装支脚或支座。

6.4.1.1.2 免除

本规则不适用于下列a) 到c) 项：

- a) 泵轴和叶轮；泵轴可按 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 S 来设计；
- b) 非结构性的内部构件；
- c) 密封部件。

6.4.1.2 合格要求

6.4.1.2.1 大型泵的合格要求

入口接管名义直径大于DN100的泵，其设计合格要求见下列a)、b)和c)项：

- a) 设计应满足 6.1 和 6.2 或 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 D 的要求（其条件是满足 6.4.1.4 规定的要求和 6.4.3 规定的最小壁厚的要求）。
- b) 应满足 6.4 的规则。当 6.1、6.2 或 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 D 和 6.4 相矛盾时，应以 6.4 的要求为准。
- c) 防止无延性断裂的要求，应满足 6.2.1.1 d) 的规定。

6.4.1.2.2 小型泵的合格要求

入口接管名义直径等于或小于DN100的泵、其设计合格要求由下列a)和b)给出：

- a) 设计应满足 6.1 或 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 D 的要求。
- b) 应满足 6.4 的规则。当 6.1 或 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 D 和 6.4 相矛盾时，应以 6.4 的要求为准。

6.4.1.3 设计和使用工况

6.1的设计总则，包括定义以及6.3.2、6.3.3、6.3.6.1和6.3.6.2的要求均适用于泵的设计。

6.4.1.4 连接管道的载荷

- a) 在泵壳的设计中，应考虑由于地震和连接到泵的管道反作用施加给泵入口和泵出口的载荷。因此，在校核承压边界的完整性时，应按照 6.1 和 6.2 予以考虑。民用核设施营运单位在设计技术规格书中应提供由连接管道在每台泵入口和泵出口上产生的力和力矩。
- b) 按 6.2 的要求连接管道在泵壳上所产生的应力，应与压力应力组合。

6.4.1.5 地震载荷

- a) 泵、泵支承和约束件的设计应考虑地震效应。由地震效应产生的应力应包括在压力或其他使用载荷引起的应力内。
- b) 泵上配有装在延伸支承结构上的驱动装置，而这些结构对于维持压力完整性是必不可少的，当设计技术规格书有要求时应进行分析。可以用于延伸结构的中心上的等效地震加速度所引起的静力来进行分析。

6.4.1.6 腐蚀

采用6.1.2.1的要求。

6.4.1.7 堆焊层

泵设计中所采用的堆焊层的尺寸应符合6.1.2.2的要求。

6.4.2 定义

6.4.2.1 径向剖分泵壳

径向剖分泵壳应解释为主密封连接围绕泵轴呈径向布置的一种泵壳。

6.4.2.2 轴向剖分泵壳

轴向剖分泵壳应解释为主密封连接相对于泵轴呈轴向布置的一种泵壳。

6.4.2.3 单涡壳和双涡壳

图15和图16分别示出了典型的单涡壳和双涡壳。

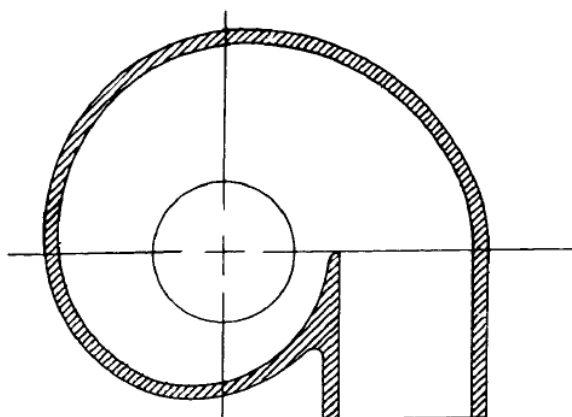


图15 典型的单涡壳

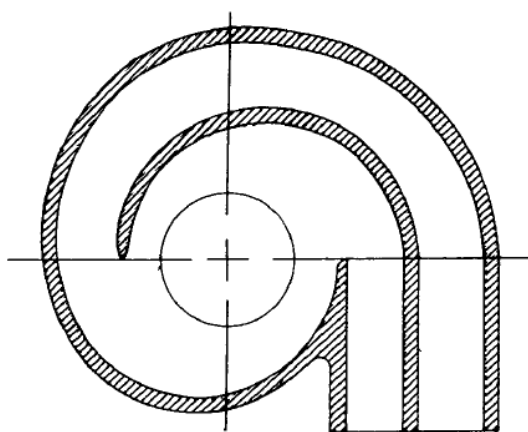


图16 典型的双涡壳

6.4.2.4 密封套

密封套定义为具有密封并包含主要承压边界的那部分泵盖或泵壳组件。

6.4.2.5 各种型式泵的典型实例

图18到图25是帮助确定泵型式的典型实例，不应看作是限制。

6.4.3 离心泵的设计要求

6.4.3.1 焊接设计

- a) 焊接结构的设计应按 6.3.5 进行。
- b) 当满足 6.3.3.7.3 和 6.3.5.2.4 d) 要求时，对于名义管径等于和小于 DN50 的管接头，允许使用部分焊透焊缝。

6.4.3.2 隔舌尖端应力

- a) 一般认为在涡壳的隔舌尖端（图 22）可能产生局部的高应力。这个区域的设计是否适当，应按 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D 通过实验应力分析的研究，或者通过在类似运行条件下其他一些泵的详细的、令人满意的使用性能来加以验证。
- b) 在采用实验应力分析时，该处的应力强度应满足 6.2.2.2 的要求。

6.4.3.3 泵壳入口和出口的补强

6.4.3.3.1 轴向入口和出口

- a) 轴向的泵壳的入口和出口应按类似于容器上的开孔来考虑，并应补强。应按 6.3.3.1 至 6.3.3.6 的要求处理。
- b) 为避免应力集中，图 22 中的外侧圆角半径 r_2 不应小于已补强的入口和出口壁厚的一半。

6.4.3.3.2 径向入口和出口

径向入口和出口的补强需按 6.3.3.1 至 6.3.3.6 的规则进行。

6.4.3.3.3 切向入口和出口

除 3.3.4 中所修正的以外，可采用对规定的设计载荷已证明是满意的任何设计方法。

6.4.3.3.4 入口和出口的最小壁厚

入口和出口壁厚不应小于如图 17 所示的泵壳在间距 l 处的最小壁厚。间距 l 以外的壁厚可以减小到连接管道的最小壁厚。壁厚变化应是平滑的。并具有如图 17 所示的最大坡度，图 17 中的间距 l 是补强范围。 l 值，mm，应由下列关系式确定：

$$l = 0.5\sqrt{r_m t_m} \dots\dots\dots (33)$$

式中：

$$r_m = r_I + 0.5 t_m, \text{ mm}$$

$$r_I = \text{入口或出口内半径} = d_i / 2, \text{ mm}$$

t_m = 取自 $x-x$ 截面和平行的 $y-y$ 截面（相切于交叉点处过渡圆的截面）之间的入口或出口的平均壁厚，

mm

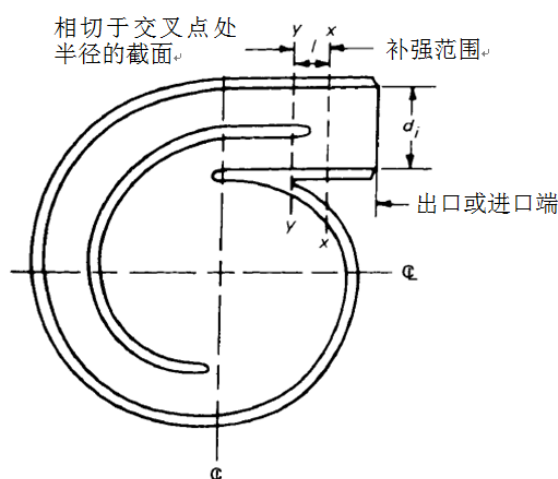


图17 切向入口或出口处的最小壁厚

6.4.3.4 螺栓连接件

压力边界内的轴向对称布置的螺栓连接件应按6.2.3设计。

6.4.3.5 管道

6.4.3.5.1 承受外压的管道

位于泵承压边界内的管道应按6.1.3.3设计。

6.4.3.5.2 承受外压的管道

与泵连为一体、外接于承压边界或构成承压边界一部分的管道（连接至辅助系统的管道），例如与辅助水的连接管，应按6.6设计。

6.4.3.6 附件

- a) 泵的内部和外部附件的设计不应在泵引起超过 6.2 规则规定的局部弯曲应力或有害的温度梯度。在预期的部件寿期内，由压力或温度效应产生的应力循环的次数比较多的使用场合，这种附件的设计应使应力集中适当地减至最小。
- b) 附件应满足 6.1.3.5 的要求。

6.4.3.7 泵盖

泵盖应按6.2进行设计。

6.4.3.8 支承件

除1.1.1 j) 规则的规定外，泵支承件应按T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》的要求进行设计。

6.4.3.9 泵壳

应按6.2对泵壳进行详细分析。

6.4.3.10 泵附件

泵的内部和外部附件应按6.2设计。当在部件的使用寿命内压力或温度变化循环次数较高时，设计时应尽量避免在泵中不会产生过大的弯曲应力或不利的温度梯度。

6.4.4 特定型式泵的设计

6.4.4.1 标准型式泵

6.4.4.1.1 A型泵的设计

A型泵是具有单涡壳，带单吸入口的径向拼合泵壳的泵，如图18和图19所示。A型泵的设计应按6.4的要求进行。

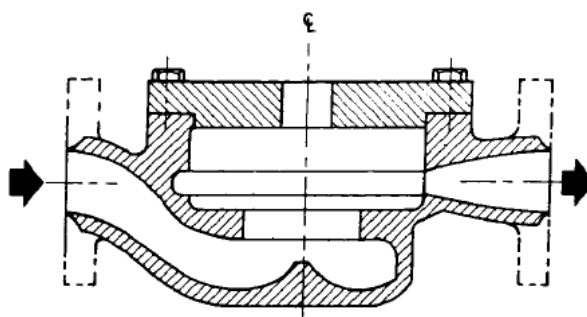


图18 A型泵(1)

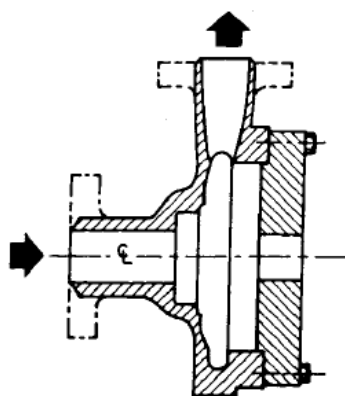


图19 A型泵(2)

6.4.4.1.2 B型泵的设计

B型泵是具有单涡壳、带双吸入口的径向拼合泵壳的泵，如图20所示。B型泵的设计应按6.4的要求进行。

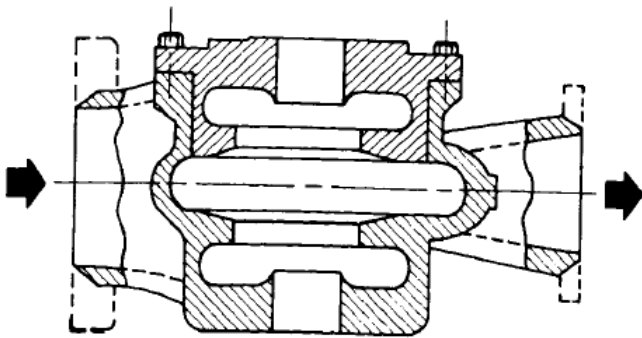


图20 B 型泵

6.4.4.1.3 C 型泵的设计

C型泵是具有双蜗壳、带单吸入口的径向剖分泵壳的泵，如图21和图22所示。分隔板属于泵壳的一部分。C型泵的设计应按6.4和以下a) 至d) 中给出的要求进行。

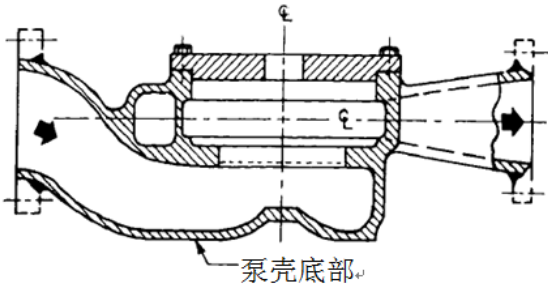


图21 C 型泵 (1)

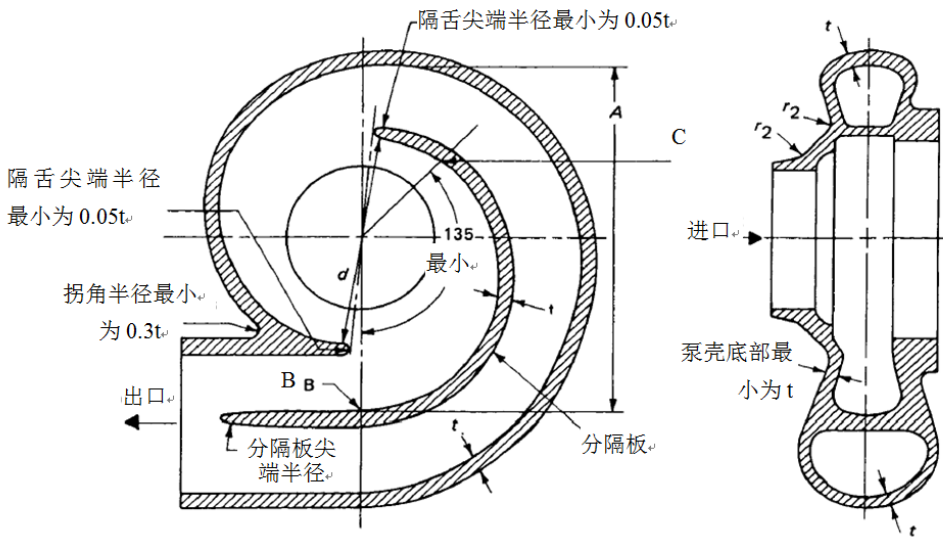


图22 C 型泵 (2)

a) 泵壳壁厚 除在本规则中特别指明外，泵壳任何部分的壁厚不应小于由下式确定的 t 值：

$$t = (0.63 \times P \times A) / S_m \dots\dots\dots (34)$$

式中：

A —泵壳内室蜗室尺寸，如图22所示，mm

P —设计压力，MPa表压

S_m —泵壳材料在设计温度下的许用应力强度，MPa

t —最小允许壁厚，mm

b) 分隔板壁厚

- 1) 分隔板应具有上面所确定的泵壳的最小壁厚 t ，并应从图 22 中的 B 点最少经过 135° 角度延伸到 C 点。C 点以外，分隔板壁厚可以逐渐减小到与隔舌端部半径相切合。
- 2) 隔舌端部与分隔板端部半径不应小于 $0.05t$ 。
- 3) 所有隔舌和分隔板（包括端部在内）与泵壳壁相交处的最小半径应取 $0.1t$ 或 6mm 中的较大值。

c) 拐角半径（图 22） 拐角半径不应小于 $0.3t$ 。

d) 泵壳底部

- 1) 在泵壳入口侧，由图 22 中尺寸为 A 的直径以内的那部分泵壳，通常称为泵壳底部（图 21），其壁厚不得小于以上 a) 中确定的 t 值。
- 2) 泵壳表面应按 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 0.5 中允许用于平封头的分析规程或 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D 所述实验应力分析技术进行分析。
- 3) 泵壳底部允许的最小壁厚应取以上 2) 中分析所得值和以上 a) 中计算所得值两者中的较小值。

6.4.4.1.4 D 型泵的设计

- a) D 型泵是具有双蜗壳、带双入口的径向剖分泵壳的泵，如图 23 所示。D 型泵的设计应按 6.4 的要求进行。
- b) 确定泵壳壁厚、分隔板壁厚和拐角半径时采用 6.4.4.1.3 a)、b) 和 c) 的要求。
- c) 泵盖和泵壳壁之间的泵壳部分壁厚可要求超过 t 。

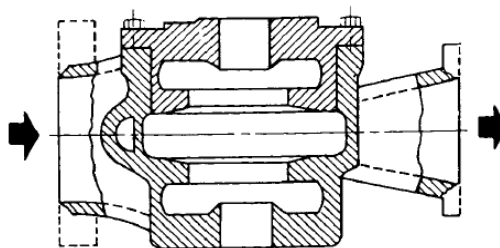


图23 D 型泵

6.4.4.1.5 E 型泵的设计

E型泵是具有蜗形径向剖分泵壳和构成泵壳结构部分的多级导叶的泵，如图24所示。E型泵的设计应按6.4的要求进行。

6.4.4.1.6 F 型泵的设计

- a) F 型泵是带切向或径向出口的具有径向拼合、轴向对称泵壳的泵,如图 25 所示。F 型泵壳的基本结构是一端带有碟形封头,而另一端带有螺栓连接的法兰。泵的入口穿过碟形封头,出口可以相切于泵壳一侧或垂直于泵壳中心线。改变这些入口或出门的位置是允许的。
- b) F 型泵的设计应按照 6.4 的要求进行。

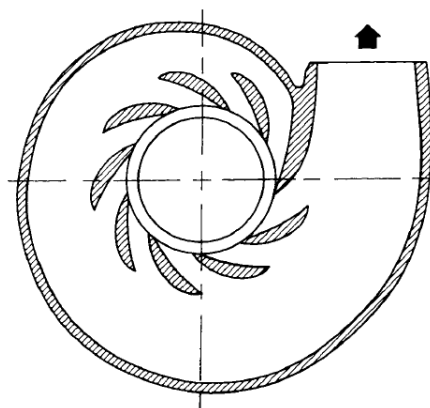


图24 E 型泵

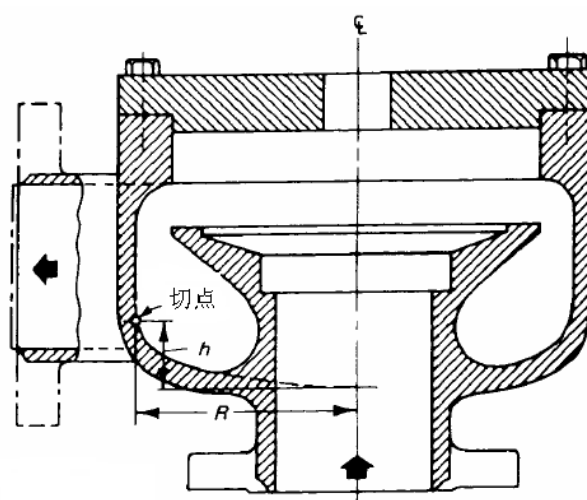


图25 F 型泵

6.4.4.2 特殊型式泵—J 型泵

- a) J 型泵是指不能归入上述类型中的任何一类泵。
- b) 可以采用对于规定的设计条件已被证明是令人满意的任何设计方法。

6.5 阀门设计

6.5.1 合格要求

6.5.1.1 通用要求

合格的阀门设计应符合6.5中所给出的要求。在任何情况下,压力—温度额定值应按6.5.3给出。除6.5.1.2.2(d)和局部区域[见6.2.2.1.2]外,阀体的壁厚不应小于6.5.4.1给出的数值。并应满足

3.2.1.1(d)中规定的防止无延性断裂的要求。由于采用了4.2.1的最小范围,可以认为T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》规定阀门边界位置的要求已经满足,除非设计技术规格书将边界扩大到这些最小范围之外。T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》规定边界条件的要求不适用于阀门的端部连接。

6.5.1.2 大阀门的合格要求

6.5.1.2.1 总则

进口接管大于DN 100的阀门,其设计满足标准设计规则或可替代的设计规则时,该阀门设计是合格的。

6.5.1.2.2 标准设计规则

标准设计是指满足6.5要求的设计。6.5.3至6.5.5的要求适用于常规形状的阀门,这些阀门通常具有圆筒形或球形的阀体,带一个直径与阀体主要部分的直径相配的颈部,例如在颈部范围颈部内径小于主流道内径2倍。

6.5.1.2.3 可替代的设计规则

阀门的设计可不满足6.5.1.2.1的所有要求。如果设计能满足下列(a), (b), (c)或(d)中的任意一条,就可被接受。

- a) 当阀门设计满足6.5.3到6.5.4.6.2的规则而忽略热应力时,还应满足3.2中有关考虑二次热应力和疲劳分析的规则[6.2.2.2.2、6.2.2.2.3、6.2.2.2.4]。
- b) 当根据规则6.2.2.2.4(d)对阀门免作疲劳分析时,如果这种设计满足下列(1)或(2)的要求,就认为可被接受。
 - 1) 应满足6.5.3至6.5.4.6的规则。为评定二次应力可用3.2的规则代替6.5.4.5.2的规则,而不需要考虑6.5.4.5.3。
 - 2) 应满足6.5.3和6.5.4.1的规则。按照T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录II进行实验应力分析,并应满足6.2中有关压力和机械载荷引起的一次和二次应力的规则。除非设计技术规格书中另有规定,管道反作用力应取产生0.5倍管道拉伸(由直接或轴向载荷引起的)屈服强度应力[6.5.4.5.2(b)]的载荷,以及产生1.0倍管道弯曲及扭转屈服强度应力的载荷。二次热应力应按照3.2或6.5.4.5的规则计算。
- c) 当一种阀门设计满足6.5.3和6.5.4.1的规则时,并已按T/CNEA XXXXX.8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录II在相似的阀门上进行实验应力分析,还确定了可用的分析方法时,则可用这些结果连同6.2中有关压力和机械载荷的要求来确定设计的可接受性。二次热应力和管道反作用力的调整应按照6.5.1.2.2(b)(2)中规定的要求进行。还应满足6.2或6.5.5的疲劳分析的要求。
- d) 当设计技术规格书许可时,可以设计一种不满足6.5.4所有要求的端部焊接的阀门,但其所有承压零件和6.5.4.6.3(a)规定的那些零件应满足6.2的要求,并应满足下述的所有要求。
 - 1) 在设计分析中应计入由地震、最大阀杆力、关闭力、装配力和设计技术规格书中可能定义的其它力所产生的压力、温度和机械载荷影响。对于A级使用限制,管道的反作用力应这样来确定,即假定在阀颈和阀流道平面内及垂直于阀颈的阀流道平面内,连接管道中最大纤维的应力为直接拉伸屈服强度的一半和扭转及弯曲时的屈服强度,每种情况应单独考虑。为了满足6.2规则,分析时应采用在所有点产生最大应力强度(包括所有其它效应在

内)的单一管道反作用力。阀门的设计技术规格书应提供在 B、C 和 D 级使用限制下[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分:通用要求》]须考虑的载荷和运行要求,在设计报告中应包括对这些使用限制的设计分析。

- 2) 为了满足 6.2 规则,采用替代的 S_m 值,铁素体的阀体和阀盖材料的许用应力强度值应采用 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分:通用要求》表 1A 中给出。对于 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分:通用要求》表 2A 和 2B 中的材料,应该采用降低的许用应力强度值,该值是根据 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分:通用要求》表 Y-1 中所列的屈服强度乘以系数 0.67 得出的。
- 3) 阀体和阀盖的应力分析是否合适,应由 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》II-1100 至 II-1400 的要求进行的实验应力分析来验证。应进行各个单一试验来验证在内压和管道反作用力作用下的应力分析的合适性。至少应对一种给定结构的一台阀门样机进行试验,但一种经过验证的分析程序以后可应用于同一结构形式的其它阀门,虽然它们可能具有不同的尺寸或压力额定值。外推应力分析应考虑几何结构差异。分析规程应已经验证过能提供这种外推的能力。
- 4) 设计报告的编制应足够详细,以表明阀门满足所有适用的要求。
- 5) 在安装前,应按 6.5.3.1.2 对阀门进行水压试验。为此,压力等级应按 6.5.4.3 (c) 的插值法确定。

6.5.1.3 小阀门的合格要求

6.5.1.3.1 总则

进口接管等于或小于 DN100 的阀门,当其满足标准设计规则或可替代设计规则时,该阀门设计是合格的。

6.5.1.3.2 标准设计规则

标准设计应满足 6.5.3 的要求和 6.5.4.1 对压力—温度额定值下壁厚的要求。当应用 ANSI B16.34 中特殊级额定值时,不应使用 2.5.1 中免作无损检验的规则。

6.5.1.3.3 另外的设计规则

阀门的设计应满足 6.5.1.2.2 的要求。

6.5.1.4 金属波纹管 and 金属膜片式阀杆密封阀门的合格要求

采用金属波纹管和金属膜片式阀杆密封阀门应按 6.5 的规则制造,其中假设波纹管或膜片不承受压力且设计压力施加在一个备用阀杆密封(如填料密封)上。波纹管和膜片不必按本卷的要求制造。

6.5.2 设计考虑事项

6.5.2.1 设计载荷和使用载荷

6.1 的一般设计考虑适用于阀门。当 6.1 和 6.5 相抵触时,应以 6.5 的要求为准。

6.5.2.2 地震

6.5 的规则认为在地震载荷下,管道系统(而不是阀门)将是限制因素,并认为在 3.6 中管道要求充分地考虑承压阀体的完整性。在阀门带有外伸机构的操作装置,而且这些机构对保持压力边界的完整性

很重要的情况下,当设计技术规格书要求时,可通过作用于外伸部分重心的当量地震加速度所引起的静力来进行分析。

6.5.2.3 A级和B级使用限制

6.5.1.2和6.5.1.3的设计规则适用于指定为A级或B级使用限制的载荷。但例外情况是在当释放阀或安全阀运行期间评定B级限制时还应满足下列(a)和(b)的规定。

- a) 工作压力可超过根据 ANSI B16.34 压力—温度额定值确定的设计压力,但不大于 10%。
- b) 满足 6.5.4 的规则,使用的许用应力强度值为 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》表 2A 和 2B 所列数值的 110%。

6.5.2.4 C级使用限制总则

如果设计技术规格书规定了指定为C级使用限制的任何载荷,则应按6.5.1.2和6.5.1.3的规则和 6.2.5.2.6.1至6.5.2.6.4修改条款来评定这些载荷。

6.5.2.4.1 压力—温度额定值

指定为C级使用限制的载荷所允许的压力不应超过A级使用限制所允许压力的120%。

6.5.2.4.2 管道的反作用应力

管道的反作用应力应按6.5.4.5.2(b)(1)中的公式计算,许用值单独按260℃阀体材料下 $1.8S_m$ 考虑。在进行这些计算时,当设计技术规格书对管道材料未作规定时, S 值应为连接管道材料在260℃下的屈服强度的1.2倍或248MPa。

6.5.2.4.3 一次应力和二次应力

应满足6.5.4.5.2中的公式,采用的 C_p 为1.5, P_{es} 值按6.5.2.6.2计算, Q_{T3} 值为零。其计算值应限制为 $2.25S_m$ 。

6.5.2.4.4 二次和峰值应力

不需满足6.5.4.5和6.5.5的要求。

6.5.2.5 D级使用限制

如果设计技术规格书规定了指定为D级使用限制的任何载荷,则可用资料性附录F中的准则来单独评定这些载荷。

6.5.3 通用规则

6.5.3.1 压力—温度额定值和水压试验

6.5.3.1.1 压力—温度额定值

按照6.5.4.1设计的阀门,如果使用设计压力和设计温度,则对带法兰端和焊接端(包括承插焊端)的阀门可采用ANSI B16.34表2-1.1A至2-2.7A(标准级)中的压力—温度额定值,对带焊接端(包括承插焊端)的阀门可采用ANSI B16.34表2-1.1B至2-2.7B(特殊级)的压力—温度额定值。当单个阀门有一法兰端和一焊接端时,应该采用法兰端的要求。如果ANSI B16.34表1中的材料列在T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》中,并满足其中的温度限制和T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》的规定,则可采用该种材料。

6.5.3.1.2 水压试验

- a) 按 6.5.4.1 设计的阀门应按照 ANSI B16.34 和第 6 章中其它适合的规则所要求的压力进行壳体的水压试验。压力等级低于 150 级的阀门应承受 150 级阀门所要求的试验压力。
- b) 壳体水压试验应在阀门处于部分开启状态时进行。试验期间允许阀杆泄漏。为使焊接端阀门内液体保持在试验压力下，端部封闭密封可以设置在如 6.5.4.4.8 (b) 定义的焊接端过渡处，适当地靠近阀门的端部平面，以保证安全地施加试验压力。
- c) 壳体水压试验后，还要进行阀门关闭试验，这时阀门处在全关位置，作用于阀瓣两侧的试验压差不小于阀门在 38℃ 下压力额定值的 110%。对于使用工况按关闭件两侧压差小于 38℃ 下压力额定值来设计，且关闭件或驱动装置（直接的、机械的、液压的或电动的）在高压差下易遭受损坏的阀门，其试验压力可以降低到关闭位置时最大规定压差的 110%。这种例外情况应在设计技术规格书中加以标明，且最大规定压差应在阀门的铭牌上和民用核设施营运单位的数据报告表格上注明。试验期间，除非设计技术规格书中规定了泄漏的限值，否则允许阀座泄漏。该试验的持续时间按最小壁厚 t_m 乘 2.5sec/mm，除非设计技术规格书中另作规定，否则最短持续时间为 1min。
- d) 对于不作隔离使用而设计的阀门，其主要作用是调节流量，且根据它们的设计不要求全关，则不要求作上面 (c) 中规定的阀门关闭试验。这种例外情况应在设计技术规格书中加以标明，并在阀门的铭牌和民用核设施营运单位的数据报告表格上注明。
- e) 金属波纹管或金属膜片式阀杆密封阀门的水压试验应包括阀体、阀盖、阀体与阀盖连接，以及波纹管或膜片或备用阀杆密封。
- f) 压力释放阀的入口部分（包容一次压力）至少应在阀门标记的整定压力的 1.5 倍下进行水压试验。对于封闭系统的阀门，压力释放阀的出口部分应在二次设计压力 [7.1.1.1] 的 1.5 倍的壓力下进行水压试验。

6.5.3.1.3 设计载荷的容许偏差

在有释放阀或安全阀运行的工况下，对按照 6.5.4.1 设计的阀门，工作压力可以超过按 ANSI B16.34 压力—温度额定值确定的设计压力，但超出量不大于 10%。

6.5.3.2 设计应力强度值

阀门设计中所用的设计应力强度值在 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中给出。

6.5.3.3 标记

每个阀门应按 ANSI B16.34 和 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》的要求做好标记。

6.5.3.4 术语

A_r

根据不包括腐蚀裕量的内表面确定的计算拐角处一次薄膜应力用的有效液压面积 [6.5.4.5.1(a)]

A_m

根据不包括腐蚀裕量的内表面确定的承受作用在 A_r 上的液体力的有效金属面积 [6.5.4.5.1(a)]

C_a

斜阀盖的应力指数 [6.5.4.5.2(a)]

C_b

由连接管道力矩引起的阀体二次弯曲应力指数[6. 5. 4. 5. 2(b)]

C_p

由内压引起的阀体内表面上的一次加二次应力的应力指数[6. 5. 4. 5. 2(a)]

C_1

不连续温度梯度指数($^{\circ}\text{C}/\text{mm}^2$) [6. 5. 4. 5. 2]

C_2

由结构不连续性产生的二次薄膜热应力的应力指数

C_3

由结构不连续性产生的最大二次薄膜加弯曲应力的应力指数

C_4

由流体温度的阶跃变化 ΔT_f 对壁厚 T_{el} 和 t_e 所引起的平均壁温差的最大值除以 ΔT_f

C_5

由流体温度的阶跃变化所引起的沿壁厚温度梯度而产生的热疲劳应力分量的应力指数[6. 5. 5]

$C_6=E\alpha$

在 260°C 下线性热膨胀系数与弹性模量的乘积, $\text{MPa}/^{\circ}\text{C}$ [6. 5. 5]

C_7

由 $56^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 的流体温度变化速率所引起沿壁厚温度梯度产生的热应力的应力指数, MPa/mm

d

用作拐角区加强部分的内径[6. 5. 4. 5. 1(a)]

d_e

阀体大端内径[6. 5. 4. 5. 2(b)(3)]

d_m

用作确定阀体最小壁厚的内径[6. 5. 4. 1]

F_b

标准接管的弯曲模量

G_b

拐角区阀体截面弯曲模量, mm^3 [6. 5. 4. 5. 2(b)]

I

用于计算 G_b 的惯性矩[6. 5. 4. 5. 2(b)(5)]

I_t

流体温度阶跃变化的疲劳使用系数

K_e

用于弹塑性疲劳计算的应变分配系数[6. 5. 5]

L_A 、 L_N

用于确定 A_r 、 A_m 的有效距离[6. 5. 4. 5. 1(a)(3)]

m 、 n

确定 K_e 的材料参数[6. 5. 5. 4]

N_a

在 $56^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 的流体温度变化速率下允许的全开 / 全关的循环次数[6. 5. 4. 5. 3]

N_i

T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录I中允许流体温度阶跃变化的次数。

N_{Fi}

流体温度阶跃变化 ΔT_{fi} 所要求的次数 [6.5.5.3]

P_{eb}

由管道反作用力引起的二次应力, MPa [6.5.4.5.2(b)]

P_m

按照6.5.4.5.1(a)计算的拐角区总体一次薄膜应力强度, MPa

P_d

设计压力, MPa

P_r

压力额定值的等级数, MPa

P_s

按照6.5.4.5.1确定的标准计算压力, MPa

P_1, P_2

取自ANSI B16.34的表中的, 对应于压力额定值的等级数 P_{r1} 和 P_{r2} 的额定压力, MPa

Q_p

由内压引起的拐角区的一次加二次应力的总和, MPa [6.5.4.5.2(a)]

Q_{T1}

由与56°C/h的流体温度变化速率有关的沿壁厚温度梯度而产生的最大热应力分量, MPa [6.5.4.5.2(c)]

Q_{T3}

由于结构不连续性和100°F/h(56°C/h)的流体温度变化速率引起的最大二次薄膜加弯曲热应力, MPa。

r

拐角区阀体壁的平均半径, mm [图32]

r_i

用于计算 Q_p 的阀体拐角区的内半径, mm [6.5.4.5.2(a)]

r_2

拐角区外表面的圆角半径, mm [6.5.4.5.1(a)]

S

计算由管道反作用引起的二次应力时假设的连接管道中的最大应力, MPa [6.5.4.5.2(b)]

S_i

由于流体温度阶跃变化 ΔT_{fi} 以及压力阶跃变化 ΔP_{fi} 产生的拐角区的疲劳应力强度范围, MPa [6.5.5]

S_m

设计应力强度, MPa [6.5.3.2]

S_n

由56°C/h的温度变化速率而产生的拐角区的一次加二次应力之和, MPa [6.5.4.5.2]

$S_n(\max)$

一次加二次应力之和的最大范围, MPa

S_{p1}

由56°C/h的流体温度变化速率产生的拐角区内表面的疲劳应力强度, MPa [6.5.4.5.3]

S_{p2}

由56°C/hr的流体温度变化速率产生的拐角区外表面的疲劳应力强度, MPa [6.5.4.5.3]

T_b

用于计算 L_A 和 L_M 的邻近拐角区的阀门壁厚, mm [图30]

T_e

计算热应力用的拐角区的最大有效金属厚度, mm [图32]

 T_r 计算 L_A 、 L_M 用的邻近拐角区的阀体(流道)壁厚, mm [图30] t_e

计算热应力用的邻近拐角区的阀体最小壁厚, mm

 t_m

按照6.5.4.1确定的阀体最小壁厚, mm

 t_1 、 t_2 按照ANSI B16.34对应于所列压力额定值等级数 p_{r1} 和 p_{r2} 及内径 d_m 的最小壁厚, mm ΔP_{fi} 与 ΔT_{fi} 有关的压力波动的整个范围, MPa ΔP_i 与 ΔT_i 有关的压力波动的规定范围, MPa ΔT_{fi} 用于确定阀体的疲劳合格程度的流体温度阶跃变化, °C, 其中 $i=1, 2, 3, \dots, n$ [6.5.5.4] ΔT_i 用于评定阀门正常使用的流体温度范围, °C, 其中 $i=1, 2, 3, \dots, n$ [6.5.5.3] ΔT 由56°C/h的流体温度变化速率引起的对壁厚为 t_e 和 T_e 的平均壁厚差的最大值, °C

6.5.4 承压零件的设计

6.5.4.1 阀体壁厚的通用要求

阀体的最小壁厚应按照6.5.4.2或6.5.4.3的规则来确定。

6.5.4.2 额定压力已列表阀门的最小壁厚

列出额定压力的阀门的壁厚要求也适用于整体式阀体的文丘里阀门。对按照ANSI B16.34直接列表的压力额定值设计的阀门, 包括颈部在内的阀体最小壁厚应按照ANSI B16.34确定。确定最小壁厚 t_m 时, 不需考虑与焊接坡口有关的非常局部的内径变化[6.5.4.4.8(a)和(b)]。但是, 在任何情况下, 均应满足6.5.4.5.2(b)(6)的要求。

6.5.4.3 额定压力未列表阀门的最小壁厚

按照ANSI B16.34列表外压力额定值对应的设计压力 and 设计温度来设计阀门时, 除要求用下列插入法外, 其规程与6.5.4.2相同。

- 根据设计温度, 在表中所列温度间隔之间用线性插入法来确定分别对应于表中所列压力额定值等级数 p_{r1} 和 p_{r2} 的压力额定值 p_1 (稍低于设计压力 p_d)和 p_2 (稍高于设计压力 p_d)。
- 按下式确定对应于设计载荷的最小壁厚 t_m :

$$t_m = t_1 + \left(\frac{p_d - p_1}{p_2 - p_1} \right) \times (t_2 - t_1) \dots\dots\dots (35)$$

- 按下式确定对应于设计载荷的插入的压力额定值等级数 p_r :

$$p_r = p_{r1} + \left(\frac{p_d - p_1}{p_2 - p_1} \right) \times (p_{r2} - p_{r1}) \dots\dots\dots (36)$$

6.5.4.4 阀门形状规则

6.5.4.4的规则规定了一些最低要求，其意图是将危险区域的局部结构不连续性有关的疲劳强度减弱系数限制在2或2以下。当能够合理证明有更小的疲劳强度减弱系数时，则允许使用这些值。

6.5.4.4.1 内、外表面和交会处的圆角

- 在颈部与阀体相接合的承压边界表面相交处，应具有半径 r_2 大于等于 $0.3t_m$ 的圆角。图 26 标示出了这样的圆角。
- 内表面转角半径 r_4 小于 r_2 是允许的。
- 应当避免尖角。当急剧的不连续性对环形槽或类似形状的结构比较方便的时候，应使它们与阀体主要的一次和二次应力隔开，或按图 27 所示形状进行修改。

6.5.4.4.2 承压边界的贯穿孔

承压边界（非颈部交接处）的贯穿孔，例如止回阀轴孔和疏水孔或传感管线孔等，其设置应使正常阀体合成应力的值减至最小。

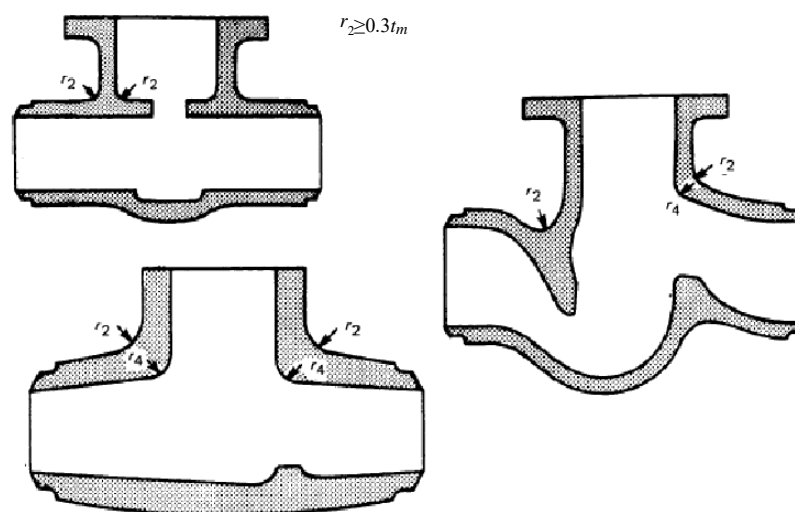


图26 圆角和转角

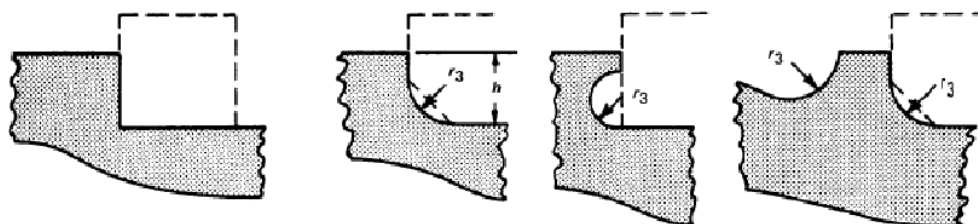


图27 环形槽

6.5.4.4.3 附件

在承压边界上的附件（如吊耳和类似的凸台）应是锥形的，以便把不连续应力减到最小（图28），且应避免凹角。附件应满足3.1.6.5的要求。

6.5.4.4.4 阀体的内轮廓形状

垂直于流道或颈部中心线的截面上阀体的内轮廓形状通常在弯曲部分应是光滑的，或者使其尺寸成比例以使得在去掉不可避免的不连续部位（如阀座）后通常保持光滑的曲率。

6.5.4.4.5 不圆度

对厚度基本均匀的断面，不圆度超过5%时，应满足

$$\frac{b}{t_b} + \frac{3}{4} \left(\frac{3b^2 - 2ab - a^2}{t_b^2} \right) + 1 \leq 1.5 \left(\frac{S_m}{p_s} \right) \dots\dots\dots (37)$$

式中：

$2a$ ——短轴内径，mm；

$2b$ ——长轴内径，mm；

t_b ——厚度，mm。

如果厚度变化是平滑分布的，可用局部增加厚度来满足椭圆度的准则。不圆度超过这个限度时，必须用加强来补偿。

6.5.4.4.6 双曲断面

纵向弯曲（具有半径 $r_{\text{纵向}}$ ）和横向弯曲（具有半径 $r_{\text{横向}}$ ）的断面，应满足：

$$\frac{1}{r_{\text{纵向}}} + \frac{1}{r_{\text{横向}}} \geq \frac{4}{3d_m} \dots\dots\dots (38)$$

式中：

d_m ——用于按照6.5.4.1确定局部壁厚的直径。

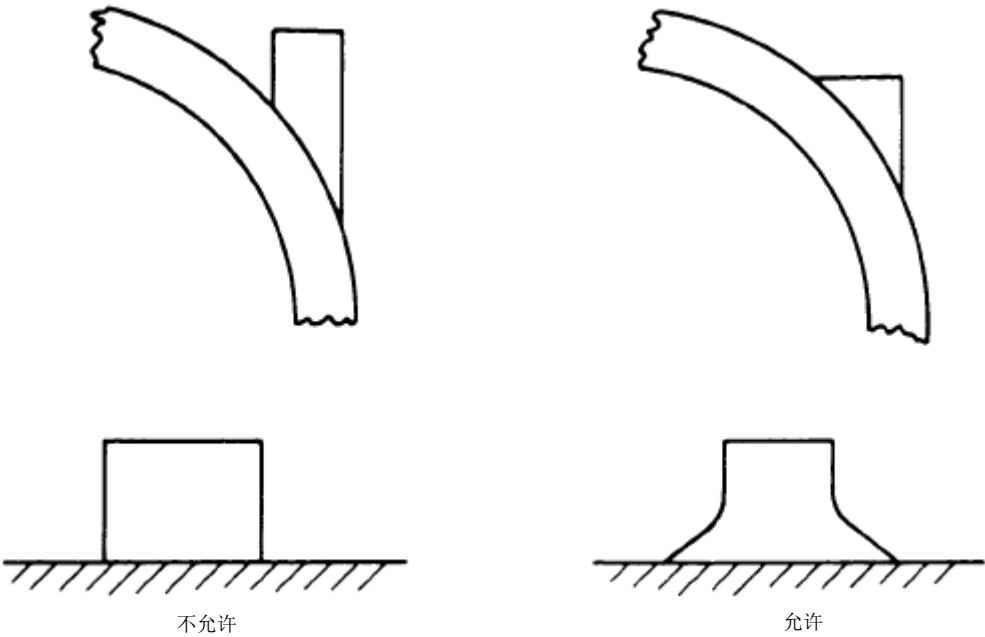


图28 吊耳和凸台

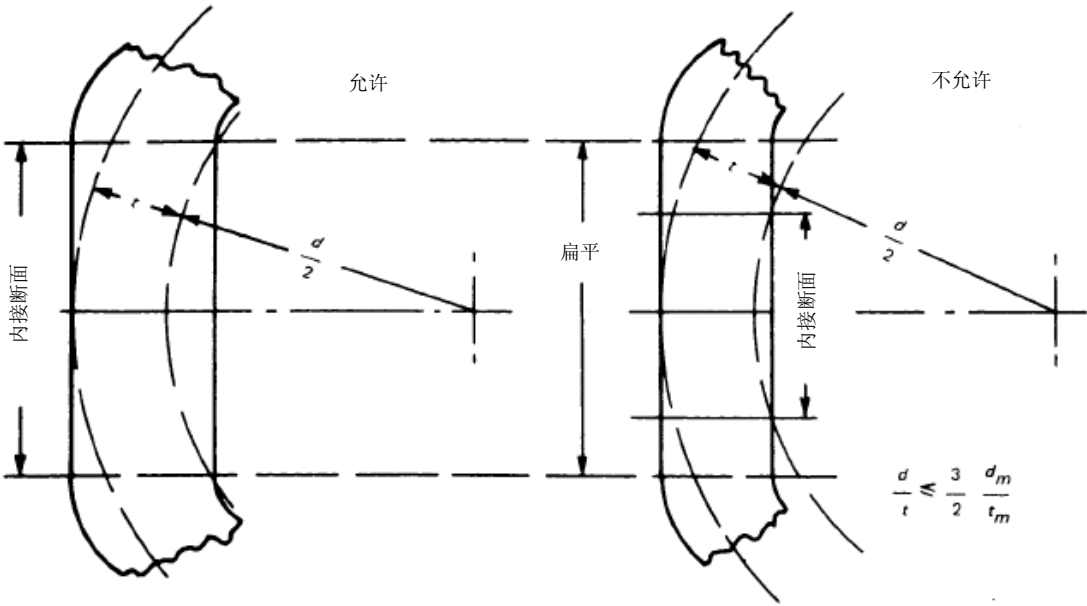


图29 扁平壁限度

6.5.4.4.7 扁平的断面

扁平的断面应限制在适当的范围内，以便可与6.5.4.2所要求的具有相同半径-厚度比的弧形断面相内接（图29）。如果内接断面的半径按比例地小于确定所需最小厚度所用的数值，则内接断面的厚度可以小于6.5.4.2的最小要求厚度。上面6.5.4.4.6的方法可用作辅助的证明，但右边项的分母必须以内接

弧形断面厚度与最小要求厚度[6.5.4.2]之比减小。如果用上述规则不能表明其合适与否,则需通过实验来确定扁平区域的应力,以证明仅由压力引起的应力是否合适,所用的内压等于标准计算压力 p_s 。

6.5.4.4.8 阀体端部尺寸

- a) 阀门焊接端的阀体外形应与图 68 一致,除非在设计技术规格书中另有说明,否则还应符合 ANSI B16.34 的规定。
- b) 阀体向阀门焊接端的过渡应符合 ANSI B16.34 的规定。
- c) 法兰端应符合 ANSI B16.34 的规定。
- d) 图 58 给出的定位公差适用于所有的辅助管道,例如由阀门起始或到阀门终止的各种疏水管线。
- e) 对 DN50 及以下阀体中腔为圆柱形孔截面的承插焊端阀门应满足下列要求:
 - 1) d_m 应为通孔钻孔直径;
 - 2) 应满足 6.5.4.2 的要求;以及
 - 3) 不应使用 DN50 以上的带承插焊端阀门。

6.5.4.4.9 辅助连接件的开孔

辅助连接件,诸如疏水、旁通和排气的连接件,其开孔应满足 ANSI B16.34 的要求和 6.3.3 适用的补强要求。

6.5.4.5 阀体一次和二次应力限制

一次和二次应力限制在下列各款中确定。

6.5.4.5.1 内压引起的一次薄膜应力

对于满足 6.5 所有要求的阀门,在内压下的阀体最高应力区是在颈部与流道的连接处,其特征是垂直于中心线平面的周向拉力的最大值在内表面。本款规则用来控制这个拐角区的总体一次薄膜应力。为满足 6.5.4.5 要求,标准计算压力 p_s 可直接用 ANSI B16.34 的表查 260℃ 下压力额定值等级数 p_r 对应的压力获得,或由插入法求得。

- a) 在拐角区,最大一次薄膜应力采用图 30 按照下述(1)至(6)条规则确定的压力面积法确定。
 - 1) 根据精确绘制的阀体设计图,绘出拐角区在阀盖与流道中心线平面内的最终断面图,来确定流体面积 A_f 和金属面积 A_m 。 A_f 和 A_m 根据去掉腐蚀裕量后的内表面确定。
 - 2) 计算拐角区总体一次薄膜应力强度:

$$\Delta P_m = \left(\frac{A_f}{A_m} + 0.5 \right) P_s \dots\dots\dots (39)$$

T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》表 2A 和 2B 中给出的阀体材料在 260℃ 下的 S_m 值即为该应力强度的许用值。

- 3) 构成流体面积和金属面积界限的距离 L_A 和 L_N 由下式确定。取下列两者中的较大值:

$$L_A = 0.5d - T_b \text{ 或 } L_A = T_r \dots\dots\dots (40)$$

$$L_N = 0.5r_2 + 0.354\sqrt{T_b(d + T_b)} \dots\dots\dots (41)$$

式中各尺寸标示见图 30。

在确定上述参数的合理数值时,如果阀体是不规则的,如截止阀及其它非对称形状的阀门,需要做一些判断。在这样的情况下, A_f 的内边界应是沿垂直于阀杆和管端平面的内润湿表面的最大宽度所描绘的线[图 30 简图(b)、(d)及(e)]。

- 4) 如果 A_f 和 A_m 的计算边界(由 L_A 和 L_N 确定的)落在阀体之外[图 30 简图(b)],则阀体表面就成为确定 A_f 和 A_m 的合适边界,不考虑可能包括在 L_A 和 L_N 界限内的连接管道的任何面积。如果法兰包含在 A_m 内,则确定 A_m 的净值时要减去一个螺栓孔的面积。
 - 5) 除下面的修正外,阀体的筋或翅状外伸部分应归入 A_m ,但仅是将距壁面一段等于归入部分的平均厚度的有效长度加上,余下的筋面积加到 A_f 上[图 30 简图(b)]。如果附加的面积能通过下列的试验,也可以计入 A_m 中。 A_m 中任意一点垂直于阀杆和管端平面的线不越出润湿表面,但要通过金属的连续区直到穿出阀体的外表面。
 - 6) 在大多数情况下,预计按照图 30 的几个简图中 A_m 确定的部位就是最高应力的部位。然而,在阀体很不规则的情况下,建议对拐角区的全部截面进行校核,以保证在开启和全关状态下确定 P_m 的最大值。
- b) 在拐角以外的区域,当根据上述(a)计算得的 P_m 值对所有具有典型壁厚比例的常规阀门会是阀体总体一次薄膜应力的最高值时,需要检查可能出现更高应力区的不常见的阀体形状。对可疑区域按照适用于局部阀体外形的压力面积法进行校核。T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件设计与制造 第 8 部分:辅助规则》表 2A 和 2B 中给出的阀体材料在 260℃ 下的 S_m 值即为该应力强度许用值。

6.5.4.5.2 二次应力

阀体除满足 6.5.4.1 至 6.5.4.5.1 的准则外,还应满足这样的准则,即由于内压、管道反作用力以及热效应所引起的一次加二次应力 S_n 的范围不应超过阀体材料 500°F (260℃) 下的 $3S_m$, 其中 Q_p 、 P_{eb} 和 Q_{T3} 按照本款规则确定,即:

$$S_n = Q_p + P_{eb} + 2Q_{T3} \leq 3S_m \dots\dots\dots (42)$$

a) 如下:

- 1) 由内压引起的阀体一次加二次应力 Q_p 由下式确定:

$$Q_p = C_p \left(\frac{r_i}{t_e} + 0.5 \right) p_s \dots\dots\dots (43)$$

式中:

C_p = 一次加二次的压力应力指数, $C_p = 3$;

p_s = 由 6.5.4.5.1 确定的标准计算压力, MPa;

r_i = 拐角区内壁轮廓线的外接圆半径, mm;

t_e = 所在部位的有效壁厚(通常 $t_e = T_r$) [见图 30], mm

在选择合适的 t_e 值时,应考虑在危险断面处的总体补强材料,但不考虑局部圆角。在确定 r_i 和 t_e 时,将不考虑凸台和肋。可参照图 31,在该图中几个简图与图 30 中的几个阀体危险断面是相对应的。参数 r_i 和 t_e 代表补强或不补强的一般阀体形状的 T 形特征(不考虑与阀门功能有关的次要的形状细节)。

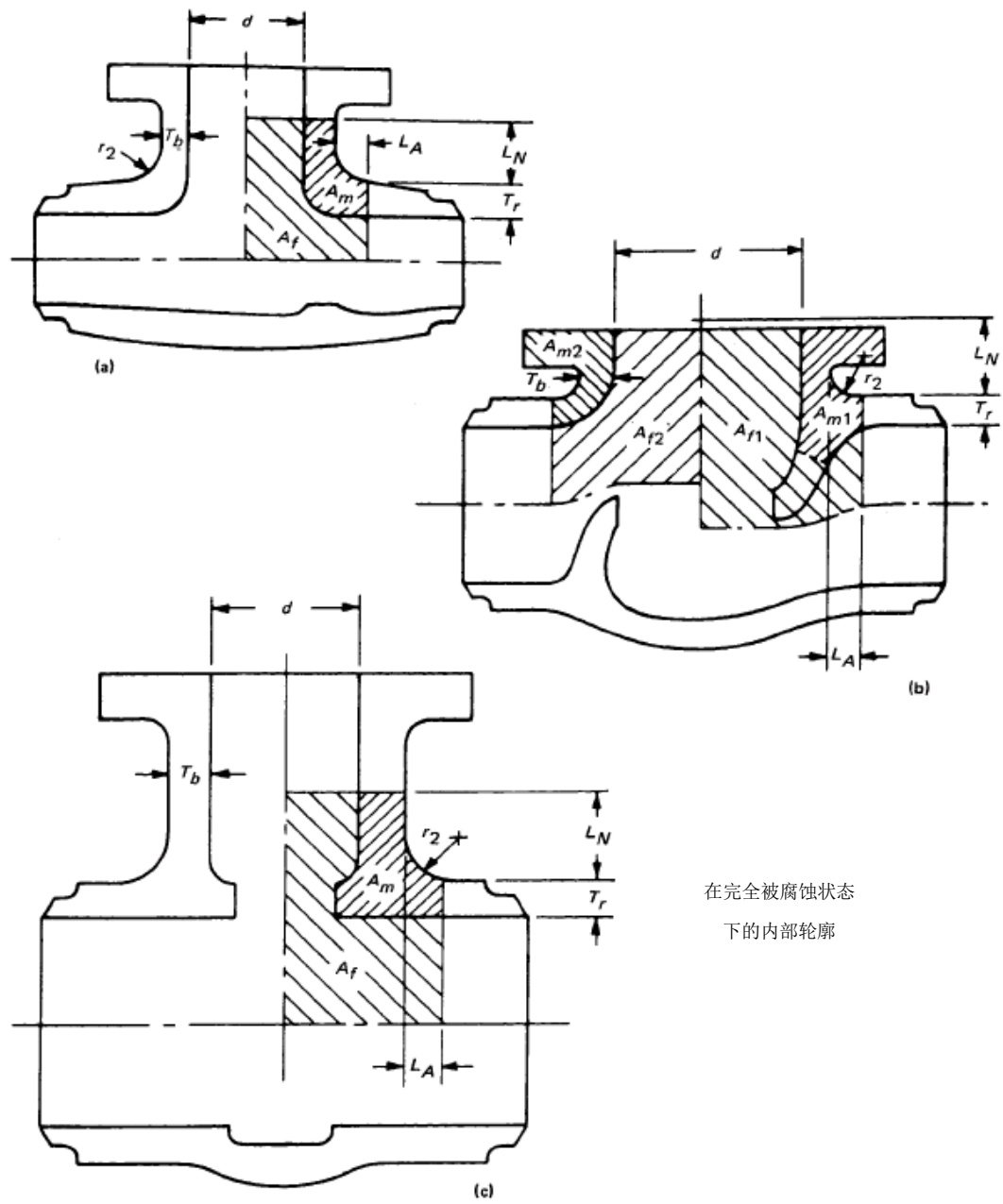
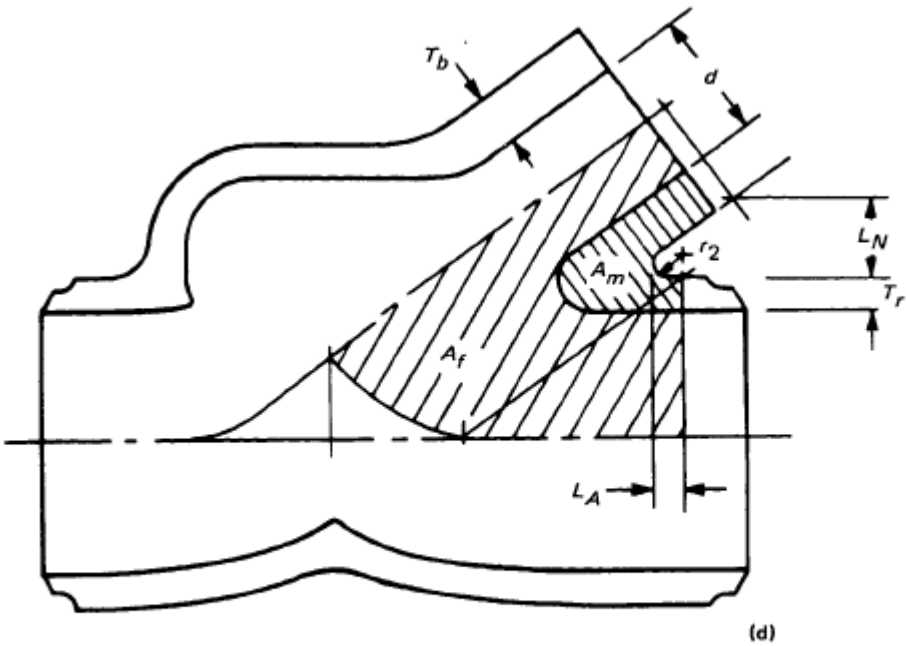
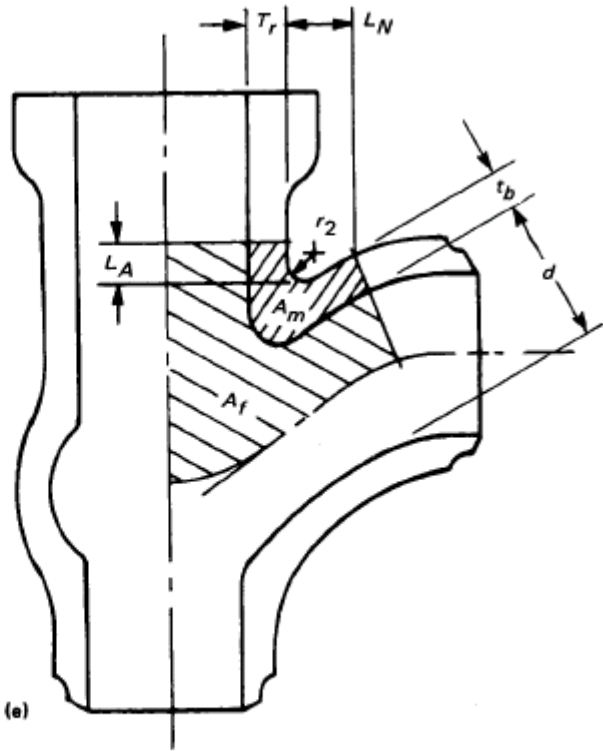


图 30 压力面积法



在完全被腐蚀
状态下的内部
轮廓



2

二

~ ~ ~ ~ ~ a°

$$C_a = 0.2 + \frac{0.8}{\sin \alpha} \dots\dots\dots (44)$$

式中：
 α = 阀盖与流道中心线所夹的锐角，度

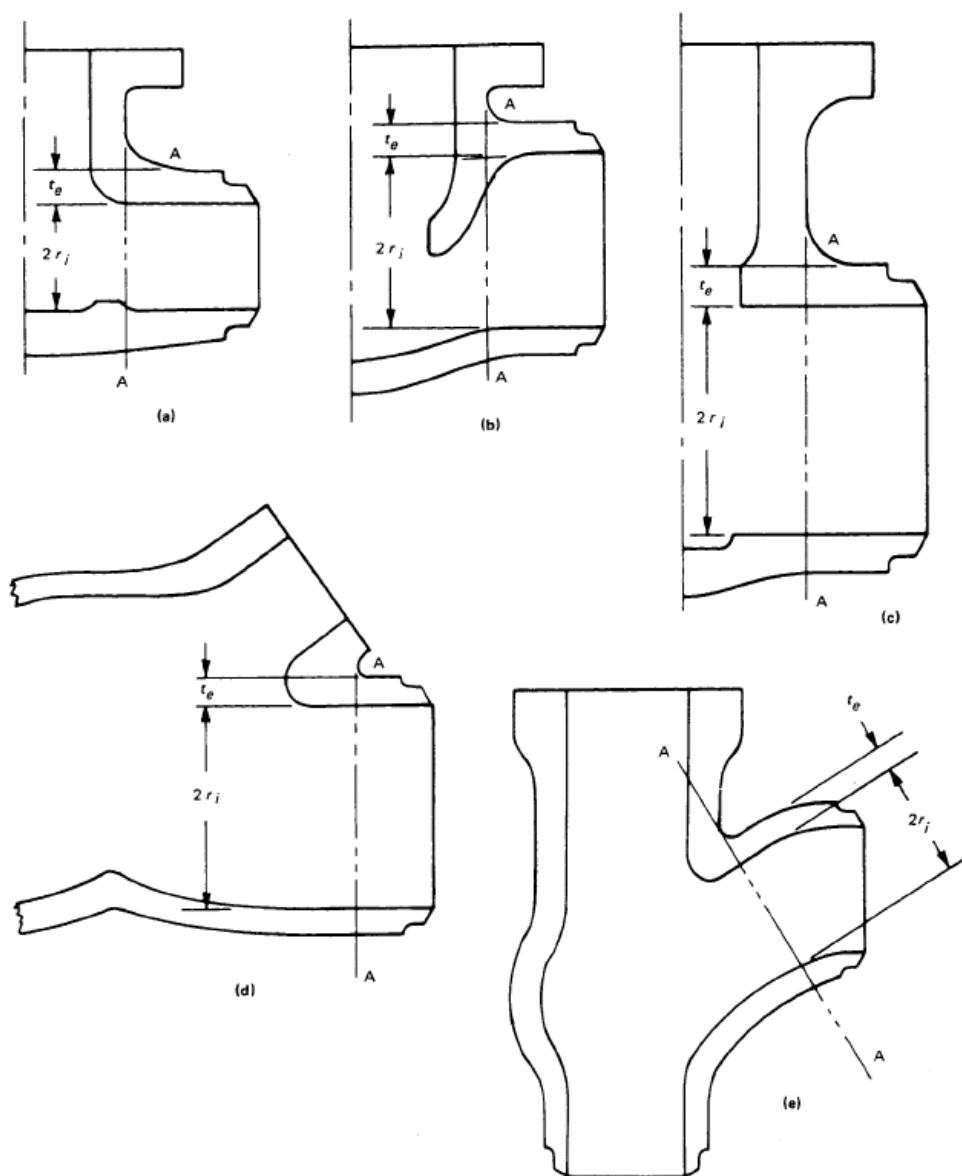


图31 阀体危险断面

b) 由管道反作用力引起的二次应力应满足下列 1) 至 6) 的准则, 以保证阀体能足够安全地传递由连接管道系统施加的力和力矩。

1) 根据图 31 所示的在拐角处的危险断面 A—A 计算 P_{eb} 值: (弯曲载荷作用)

$$P_{eb} = \frac{C_b F_b S}{G_b} \dots \dots \dots (45)$$

P_{eb} 的许用值为阀体材料 260℃ 下的 $1.5S_m$ 。

计算 P_{eb} 所需要的 S 、 F_b 、 C_b 和 G_b 按下列 2) 至 5) 所要求来确定。

- 2) 当连接管道材料为已知时, 可根据 260℃ 时管材的屈服强度计算 S 。当管道材料未知或设计一种通用阀门时, S 值应取 200MPa。
- 3) 计算 F_b 如下:

$$F_b = \frac{0.393d_e^3 p_s}{f_o - p_s} \dots\dots\dots (46)$$

式中:

$f_o=137.9$, p_s 单位为 MPa;

d_e =阀体大端内径。

所使用的 F_b 值应取上述计算值和下述值中较大的计算值

(1) 对于 $d_e \leq 254.5\text{mm}$: 内径稍大于 d_e 的壁厚系列 40 管道的截面模量;

(2) 对于 $d_e > 254.5\text{mm}$: $7.493d_e^2$, d_e 单位为 mm。

- 4) 计算系数 C_b :

$$C_b = 0.335 \left(\frac{r}{t_e} \right)^{2/3} \dots\dots\dots (47)$$

当所得结果小于 1.0 时, 采用 $C_b=1.0$ 。

- 5) 系数 G_b 为绕垂直于阀盖和阀体中心线共同平面的轴线 (绕该轴弯曲时在拐角处产生最大弯曲应力) 弯曲时 A—A 平面的截面模量 $I / (r_i + t_e)$, mm^3 。计算 G_b 时, 应把外表面纤维层应力看作是控制因素。
- 6) 当阀门用于文丘里布置中时, 其连接管道可能大于阀门名义尺寸, 此时 P_{eb} 需按实际较大的连接管道来确定。这种情况必须单独处理以保证符合 6.5 的二次和疲劳应力的准则。
- c) 由壁内温度梯度和壁厚变化 (平均温差) 引起阀门拐角处的二次热应力可按照流体温度以 56°C/h 连续斜率变化的原则, 用图 32 中简图(a)的模型进行计算。图 32 中简图(b)说明了对于典型不规则的阀门拐角形状如何确定 r , T_{e1} , T_{e2} 和 t_e 。二次热应力分量按下法确定:
- 1) 由壁内温度梯度产生的应力分量 Q_{T1} 按下式确定:

$$Q_{T1} = C_7 (T_{e1})^2 \dots\dots\dots (48)$$

式中:

对铁素体钢:

$C_7=0.001\text{MPa}/\text{mm}^2$;

对奥氏体钢:

$C_7=0.004\text{MPa}/\text{mm}^2$;

T_{e1} 如图 32 所示。

- 2) 由壁厚变化产生的薄膜应力加弯曲应力的应力分量 Q_{T3} 按下式确定:

$$Q_{T3} = C_6 C_3 \Delta T' \dots\dots\dots (49)$$

这里 C_3 从图 34 中取得。以及

$$\Delta T' = C_1 (T_{e1}^2 - t_e^2) \dots\dots\dots (50)$$

式中:

对铁素体钢:

$$C_1 = 4.6 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{mm}^2;$$

对奥氏体钢:

$$C_1 = 1.2 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{mm}^2;$$

t_e 如图 32 所示。

6.5.4.5.3 疲劳要求

如果满足了本款的规则和6.5.5的规则,则疲劳分析的要求也就满足。

计算的许用循环次数 $N_d \geq 2000$ 次。 N_d 是从T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录I曲线上对应的 S_d 来确定,而 S_d 按下面的 S_{p1} 和 S_{p2} 的较大值来确定:

$$S_{p1} = \frac{2}{3}Q_p + \frac{P_{eb}}{2} + Q_{T3} + 1.3Q_{T1} \dots\dots\dots (51)$$

$$S_{p2} = 0.4Q_p + \frac{K}{2}(P_{eb} + 2Q_{T3}) \dots\dots\dots (52)$$

S_{p1} 和 S_{p2} 值是基于按照6.5.4.5.2规则求得的 Q_p 、 P_{eb} 、 Q_{T1} 和 Q_{T3} 值。 K 是与拐角处的外圆角有关的疲劳强度减弱系数,除非有理由用更小的值,否则该系数取作2.0。

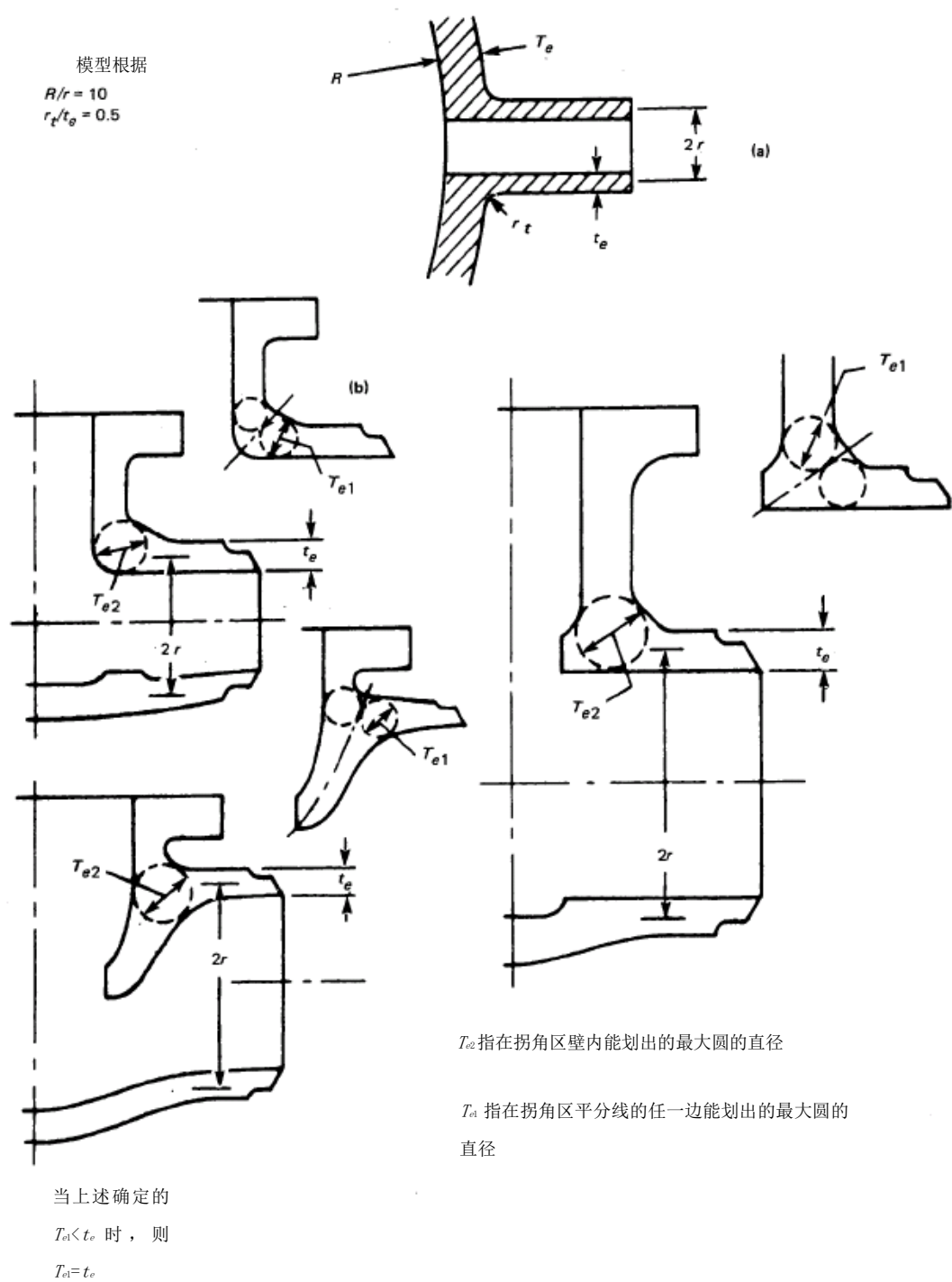


图32 用于确定阀体拐角区二次应力的图型

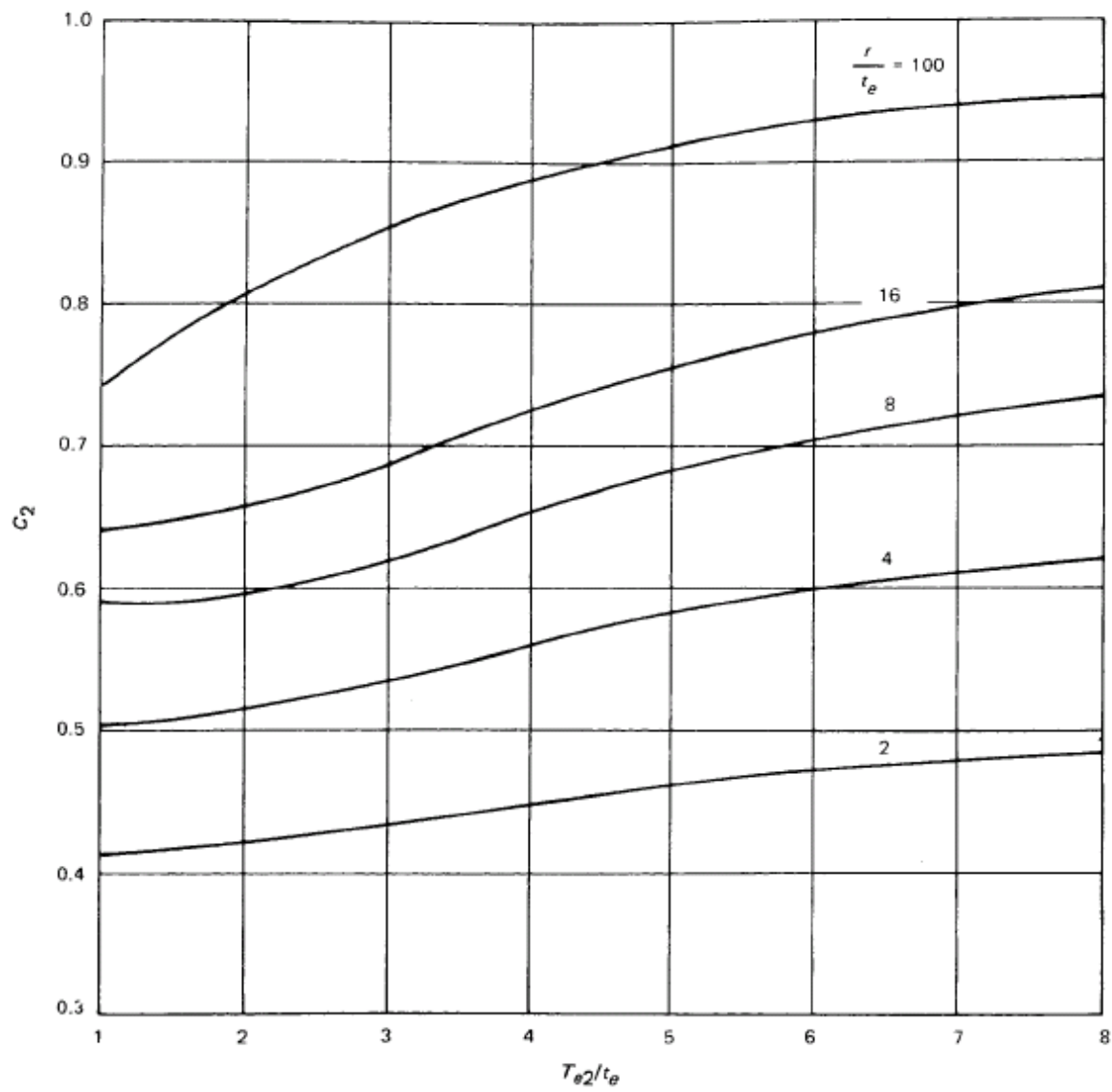


图33 主管或支管热应力指数与厚度连续性的关系

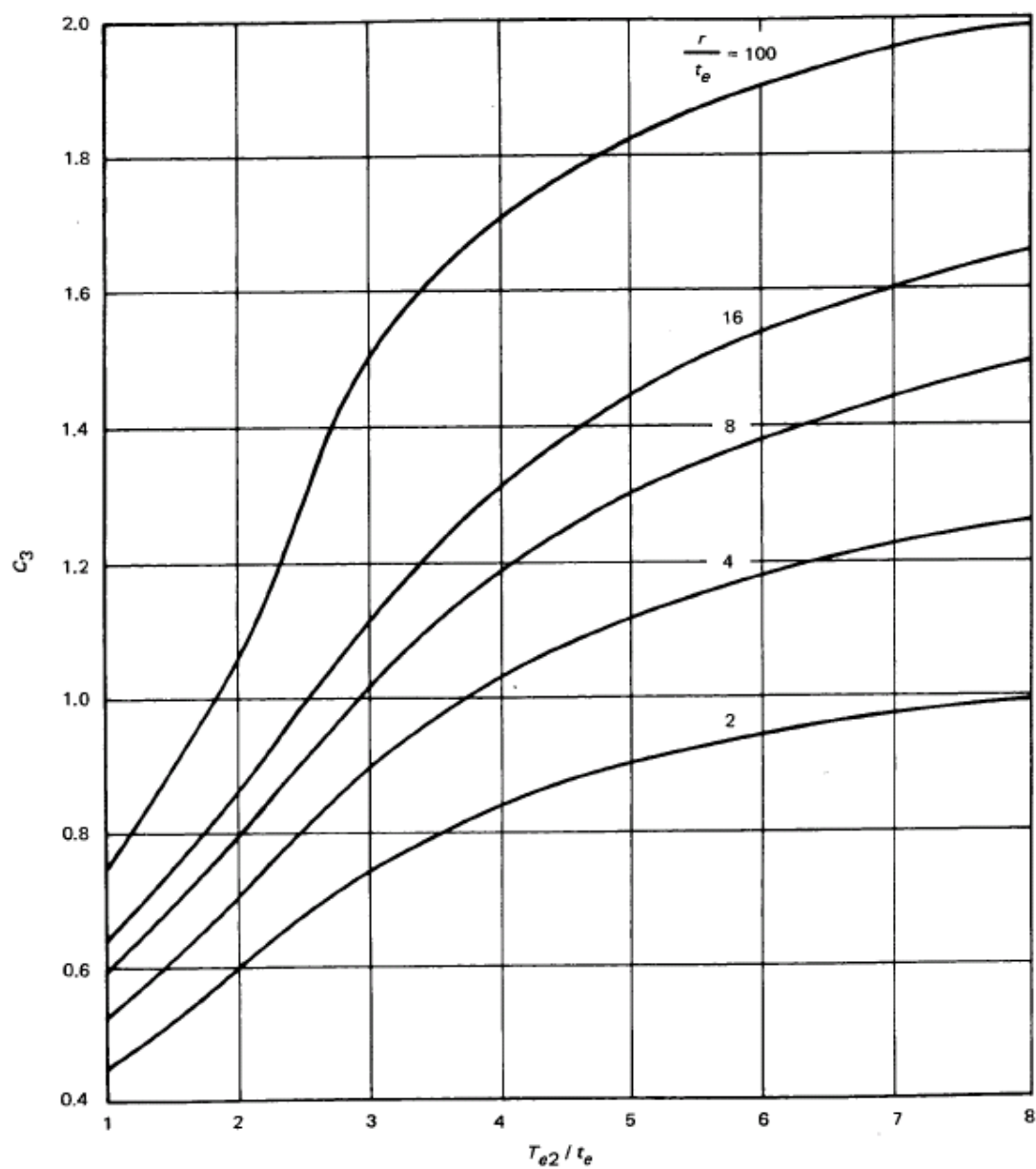


图34 主管或支管二次应力指数与厚度连续性的关系

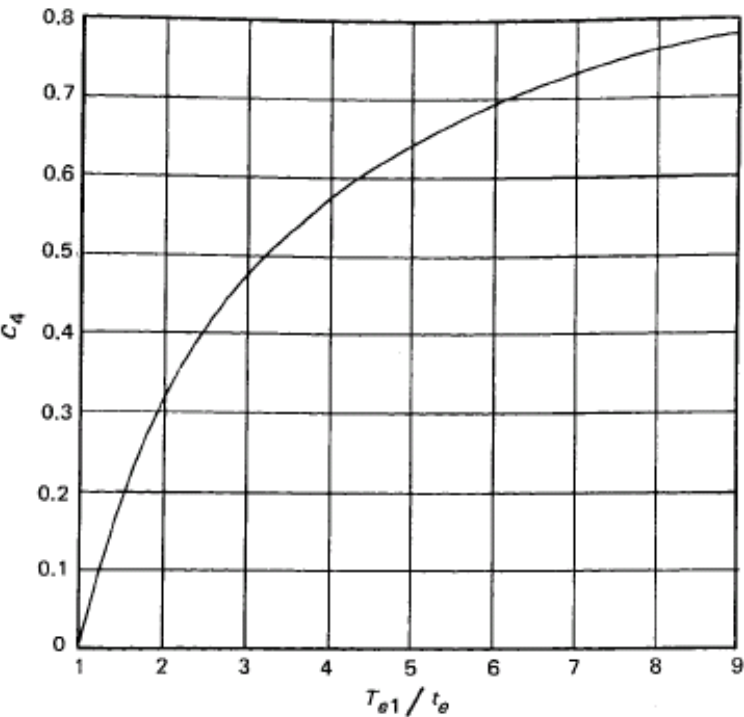


图35 C_A 与 T_{e1}/t_e 的关系

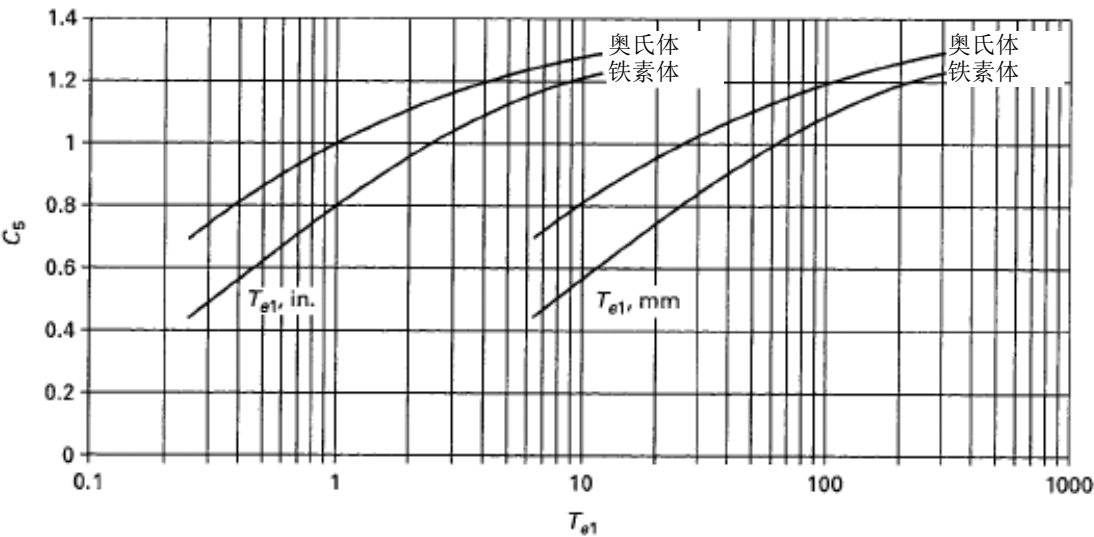


图36 热疲劳的应力指数

6.5.4.6 阀体以外零件的设计要求

6.5.4.6.1 阀体与阀盖的连接

- a) 阀体与阀盖的螺栓连接应按照 T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》XI-3000 的压力设计规则进行设计，包括采用 T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设

计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 1A 和 1B 给出的适当许用应力进行设计；或者按照 6.2 进行设计，但不需要做螺栓的疲劳分析。

- b) 如果证书持有者对于下列设计工况使用了与 6.5 规则所要求的同样安全的设计和制造方法，则阀体与阀盖的连接可采用螺栓连接以外的其它连接，包括没有特定标准的特殊形式或专用型式的连接：
 - 1) 设计压力等于标准计算压力 p_s [6.5.4.5.1]；
 - 2) 计算温度为 260℃；
 - 3) 基于流体温度以 56℃/h 的连续斜率上升或下降所引起的最苛刻工况的热应力；
 - 4) 基于压力和温度同时上升或下降的上述工况，至少启动/停止 2000 次的疲劳寿命。

6.5.4.6.2 阀瓣

阀瓣应作为承压边界的一部分，其一次薄膜应力强度不应超过 S_m ，而一次弯曲应力强度不应超过 $1.5S_m$ 。

6.5.4.6.3 其它阀门零件

- a) 阀杆、阀杆保持结构和其它受力较大的阀门零件（这些零件的失效能导致承压边界严重损坏）设计时，应使得在承受 38℃ 额定压力和保守估计或计算的附加载荷（如有）下其一次应力不超过 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 2A 和 2B 所列的 S_m ，或者对于未列入这些表中的材料不超过最小规定屈服强度的 2 / 3 和最小规定抗拉强度的 1 / 4 中的较小值。
- b) 旁通管道应按 3.6 的要求进行设计。除非在阀门设计技术规格书中另有说明，旁通管道的设计应是管道系统设计人员的职责。
- c) 对于需要电磁柱塞芯管或电磁位置指示器芯管的阀门设计，如果在 38℃ 的阀门压力额定值条件下都按照 3.2 作出了详细的计算，涵盖芯管的所有不连续处（包括盖端和连接端）以及所有焊缝（包括异种金属焊缝），则可以用 3.6.4.1.1 的规则代替 6.5.4.1、6.5.4.2 或 6.5.4.3 作为这部分最小壁厚的要求。上述这些计算应包括在设计报告 [6.5.6] 中。这些计算应包括 6.5.4.6.1(b) (1) 至 6.5.4.6.1(b) (4) 中给出的设计载荷以及设计技术规格书中给出的任何附加要求。

6.5.4.6.4 疲劳评定

当设计技术规格书包括的使用载荷按照 3.2.2.2.4(d) 的规则不能免于疲劳分析时，则建议对 6.5.4.6 考虑的各部分承受循环应力的能力加以考虑。

6.5.5 循环载荷的要求

6.5.5.1 对循环工况适应性的验证

阀门对于循环载荷的适应性应按 6.5.5 进行验证。由部分焊透焊缝或角焊缝 [4.4.3.3] 连接于阀体上的非整体式阀座环，如果是掇托在阀体上（见图 27），则按 3.1.2.3.2 要求可免除疲劳分析。

6.5.5.2 不需考虑的循环

在满足循环载荷的要求时，不需考虑下列变化：

- a) 碳钢和低合金钢小于 $P_d/3$ 的压力变化和奥氏体不锈钢小于 $P_d/2$ 的压力变化；
- b) 小于 17℃ 的温度变化；

- c) 在预期的阀门寿命内, 预计发生的事故或误操作的循环少于 5 次(总数);
- d) 在 56℃/h 或更低的温度变化速率下, 启动、停止循环不超过 2000 次。

6.5.5.3 疲劳使用系数

如果符合 6.5.1.2.1 的阀门按照下列 (a)、(b) 和 (c) 评定, 疲劳损伤系数 I_t 不大于 1.0, 则认为该阀门在该循环载荷工况下是可接受的。

- a) 认为未被 6.5.5.2 排除的流体温度变化是瞬时发生的。如果这些变化发生在一个方向上, 且在不超过 56℃/h 的温度变化速率下恢复, 则疲劳使用系数可用下式求得:

$$I_t = \sum \frac{N_n}{N_i} \dots\dots\dots (53)$$

式中:

N_{Fi} —要求或估计的流体温度阶跃变化 ΔT_{Fi} 的次数;

N_{Fi} 可由 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I 图 I-9.1 和 I-9.2 求得。

- b) 如果加热和冷却效应预期都超过 56℃/h 的变化速率, 则循环次数将与温度范围 ΔT_i 有关。例如, 假定规定了下述变化:

20次变化: $\Delta T_1=140^\circ\text{C}$ 加热

10次变化: $\Delta T_2=80^\circ\text{C}$ 冷却

100次变化: $\Delta T_3=56^\circ\text{C}$ 冷却

将这些变化范围按如下叠加, 以得到最大效应:

10次循环 $\Delta T_{f1}=140+80=220^\circ\text{C}$

10次循环 $\Delta T_{f2}=140+56=196^\circ\text{C}$

90次循环 $\Delta T_{f3}=56^\circ\text{C}$

- c) 在循环载荷计算中, 应包括未被 6.5.5.2 排除的压力波动。从正常工况到所考虑工况的压力波动的整个范围应使用 6.5.5.4 中的 Δp_i 表示。

6.5.5.4 循环应力计算

符合 6.5.1.2.1 的阀门应按下列 (a) 至 (d) 的规程进行评定:

- a) 用最大温度范围来满足下列准则:

$$Q_p \left[\Delta p_{f(\max)} / p_s \right] + C_6 C_2 C_4 \Delta T_{f(\max)} < 3S_m \dots\dots\dots (54)$$

式中:

$\Delta T_{f(\max)}$ ——用 6.5.5.3(b) 的方法得到的最大叠加温度范围;

$\Delta p_{f(\max)}$ ——是与 $\Delta T_{f(\max)}$ 有关的最大压力波动范围。

- b) 计算:

$$S_{n(\max)} = Q_p \left[\Delta p_{f(\max)} / p_s \right] + C_6 C_2 C_4 \Delta T_{f(\max)} < 3S_m \dots\dots\dots (55)$$

若 $S_{n(\max)} \leq 3S_m$, 则按下式计算每一种循环载荷工况的疲劳应力:

$$S_i = 4/3 Q_p (\Delta p_{fi} / p_s) + C_6 (C_3 C_4 + C_5) \Delta T_{fi} \dots\dots\dots (56)$$

用 $S_i / 2$ 从 T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 I 图 I-9. 1 和 I-9. 2 确定每种载荷工况的许用循环次数 N_i ，并按 6. 5. 5. 3 (a) 确定疲劳使用系数。

- c) 如果 $S_{n(\max)}$ 大于 $3S_m$ ，但小于 $3mS_m$ ，则在设计疲劳曲线上引用的 $S_i/2$ 值可用 S_i 乘 K_e 来求得，这里：

$$K_e = 1.0 + \frac{(1-n)}{n(m-1)} \left(\frac{S_n}{3S_m} - 1 \right) \dots\dots\dots (57)$$

式中材料参数 m 和 n 在表 15 中给出。

- d) 如果 $S_{n(\max)}$ 大于 $3mS_m$ ，则采用 $K_e=1/n$ 。

6. 5. 6 设计报告

6. 5. 6. 1 通用要求

本条所列设计报告满足 T/CNEA XXXXX. 1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》对设计报告的要求。

6. 5. 6. 2 公称尺寸大于 DN 100 的阀门的设计报告

设计报告应足够详细，以表明该阀门满足了 6. 5. 1. 2 的各种要求。对于按照 6. 5. 1. 2. 1 设计的阀门，设计报告应表明已经满足了 6. 5. 3、6. 5. 4. 1 至 6. 5. 4. 6. 2 以及 6. 5. 5 的适用要求。当确定的设计压力和设计温度处在压力-温度额定值范围内、并提供了补充资料或计算时，则不必根据设计压力和设计温度编写专门的设计报告，若需要的话，可对某一特殊应用编写报告，例如 6. 5. 5 中的承受热循环载荷能力的评定。提交的报告中证明了载荷设计超过规定载荷也是可接受的。

6. 5. 6. 3 公称尺寸等于和小于 DN 100 的阀门的设计报告

对于入口接管等于或小于 DN 100 的阀门，其设计报告应包括各种细节，以表明 6. 5. 1. 3 的要求已经满足。

6. 5. 7 压力释放阀的设计

6. 5. 7. 1 合格要求

6. 5. 7. 1. 1 通用要求

6. 5. 7 的规则构成了弹簧加载式压力释放阀的设计合格要求。先导阀驱动和动力驱动的压力释放阀的设计规则按 6. 5. 6. 5. 7 规则涉及的是阀门进出口连接件、喷嘴、阀瓣、阀体结构、阀盖（支架）和阀体—阀盖（支架）螺栓连接件的承压完整性。6. 5. 7 规则还涉及其它零件，如弹簧、阀轴（阀杆）、弹簧垫圈和整定压力调节螺钉。6. 5. 7 规则不适用于导向件、调节环、轴承、定位螺钉和其它非承压件。图 37 和 38 是典型的压力释放阀的图例。

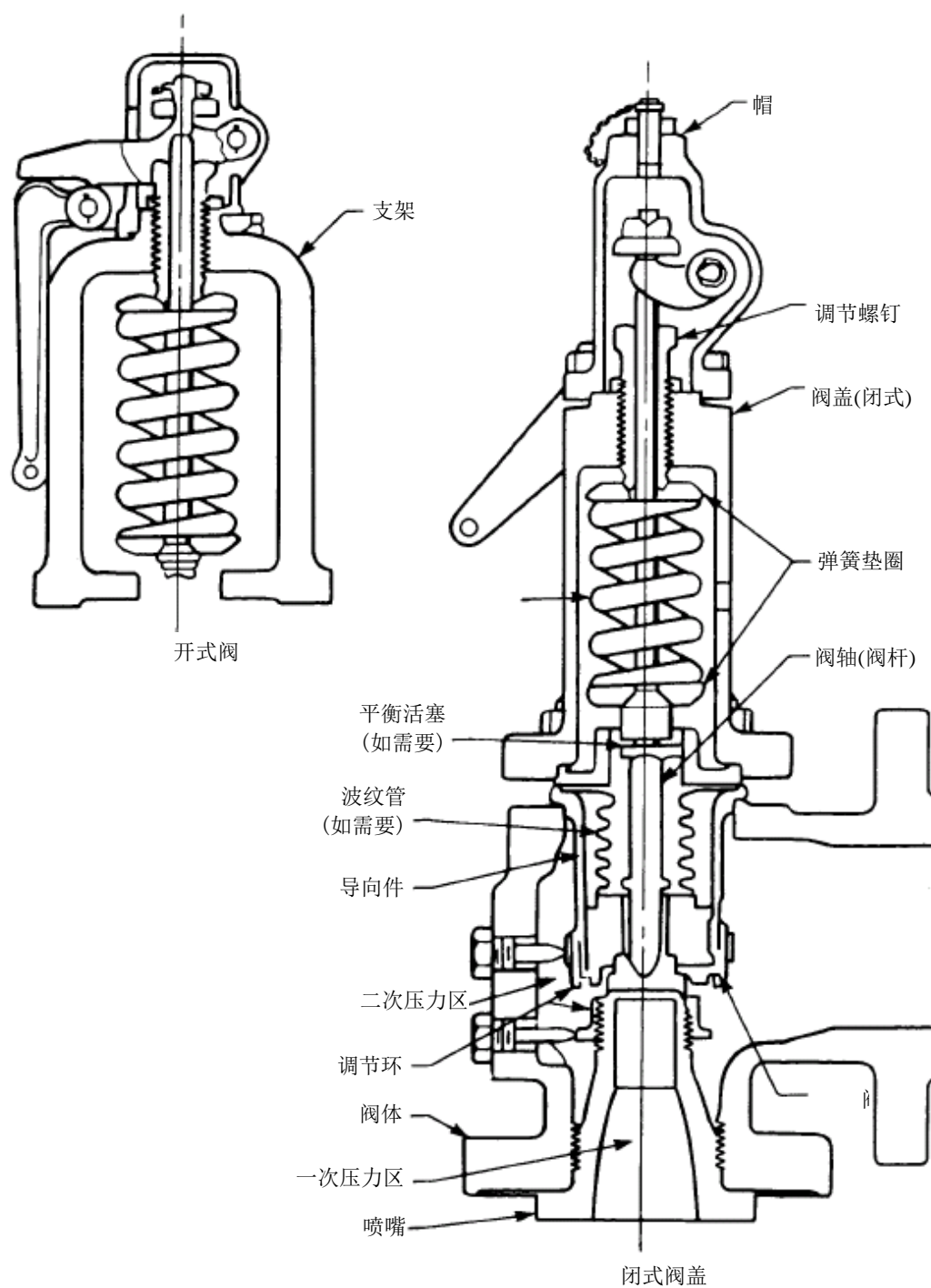


图37 典型的压力释放装置

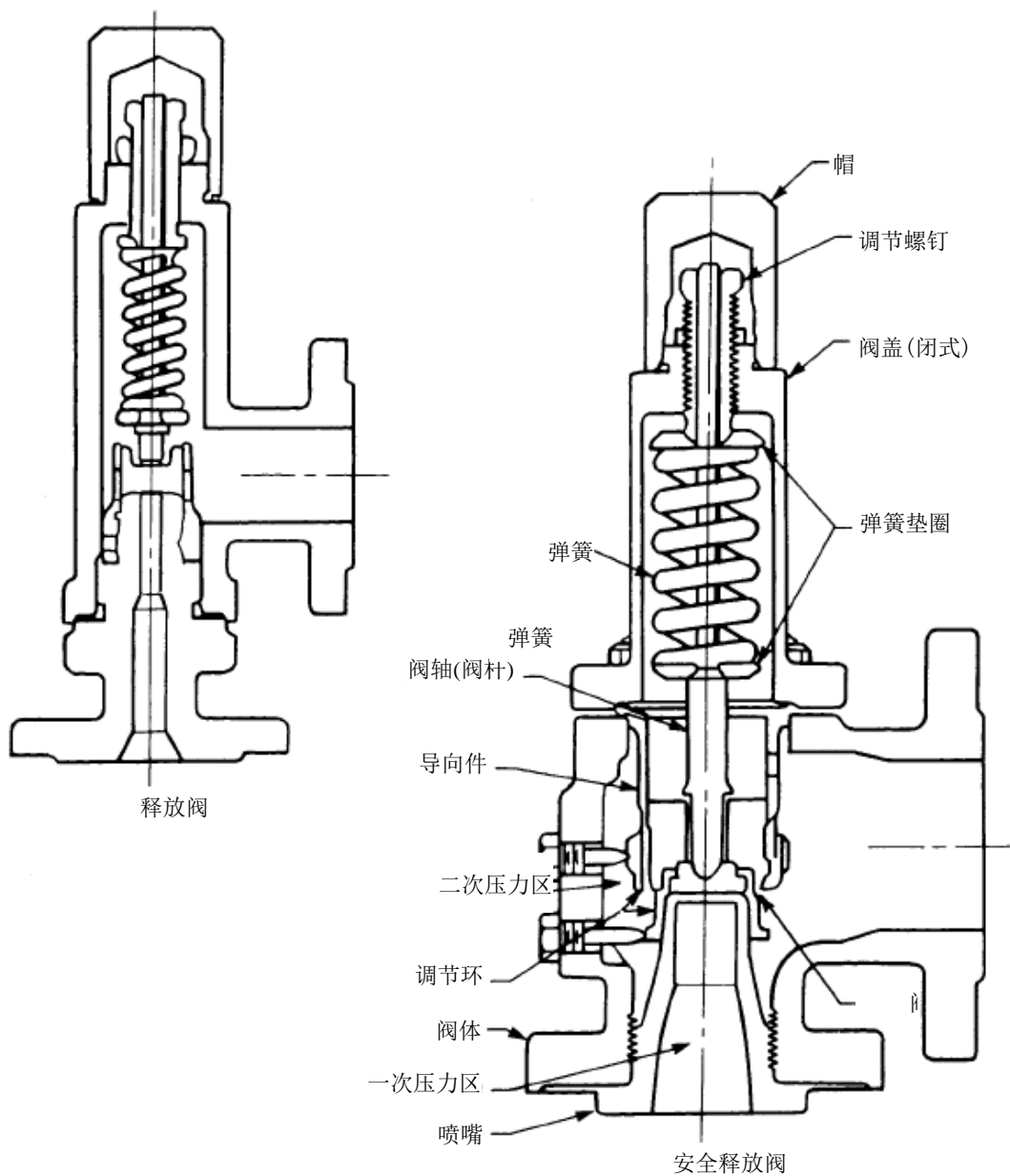


图38 典型的压力释放和安全释放装置

6.5.7.1.2 定义

6.5.7使用的压力释放阀的各种术语的定义，参考ANSI B95.1和第7章中给出的定义。压力释放阀的特点是在阀门内具有多个压力区，即有一个一次压力区和一个二次压力区，如图37和38所示。

6.5.7.1.3 小型液体释放阀的合格要求

满足第7章的要求且进口管小于等于DN 50的液体压力释放阀，应符合6.5.4.2或6.5.4.3对相应的压力区的最小壁厚要求。不管端部如何连接，均采用6.5.3.1.1的法兰端的额定值。6.5.7中有关喷嘴、阀瓣和阀盖的相应要求应满足。6.5.4.4，6.5.4.5和6.5.5的分析不需进行。

6.5.7.1.4 安全阀和安全释放阀的合格要求

设计应满足6.5.7的要求。

6.5.7.2 设计考虑事项

6.5.7.2.1 设计工况

在考虑一次和二次压力区的设计工况时，3.1中的设计总则是适用的。对相应区域应采用设计技术规格书中的设计压力。

当3.1与6.5.7相抵触时，应以6.5.7的要求为准。关闭和开启（全排放）位置的机械载荷应和使用工况一起考虑。此外，还应满足第7章的要求。

6.5.7.2.2 规定的使用载荷的应力限制

- a) A级和B级使用载荷的应力限制规定如下：
 - 1) 一次薄膜应力强度不应超过 S_m ;
 - 2) 一次薄膜加一次弯曲应力强度不应超过 $1.5S_m$;
 - 3) 不要求对与轴承或密封面的接触载荷有关的局部应力进行分析论证;
 - 4) S_m 值应取 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表2A、2B和4中的值。
- b) C级使用载荷的应力限制规定如下：
 - 1) 一次薄膜应力强度不应超过 $1.5S_m$;
 - 2) 一次薄膜加一次弯曲应力强度不应超过 $1.8S_m$ [6.5.2.6.2];
 - 3) 必须满足6.5.2.6.3的规则。
- c) D级使用载荷的应力限制规定如下：在评定这些工况时，可以使用资料性附录F的导则。
- d) 这些有关阀门设计的合格要求，其目的并不是为了保证阀门具有合适的功能。但是，应注意满足第7章中有关整定压力、开启高度、回座和关闭的要求。

6.5.7.2.3 地震

6.5.7的规则认为在地震载荷下，管道系统或容器接管（而不是阀体）将是限制因素。压力释放阀具有外伸结构，这些结构对保持压力完整性很重要。当设计技术规格书有要求时，应根据作用于外伸部分重心处的当量地震加速度所引起的静力进行分析。可以使用经典的弯曲应力和正应力公式，在该情况下根据自由体受力图确定一个和作用载荷相平衡的简单应力分布。

6.5.7.3 特殊设计规则

6.5.7.3.1 水压试验

水压试验应按6.5.3.1.2(f)的规定进行。

6.5.7.3.2 标记

除了T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》和第7章所要求的标记外，二次设计压力应在阀门或阀门的铭牌上注明。

6.5.7.4 压力释放阀零件的设计

6.5.7.4.1 阀体

阀体应根据具体的阀体形状和适用的压力区及载荷来进行分析。设计应考虑进口法兰连接、出口法兰连接和阀体结构形状的合适性。在阀门设计中,当出口法兰是阀盖的延伸部分时,阀盖的设计应符合阀体设计的所有规定。阀体应按6.5.4至6.5.5的规则进行设计。进出口法兰设计的合适性应使用3.6.5.8的规则来确定。法兰应符合6.5.3.1.1的适用的压力-温度额定值,并应满足ANSI B16.5的接口尺寸。

6.5.7.4.2 阀盖(支架)

阀盖(支架)可以根据合适的自由体受力图采用经典弯曲应力和正应力公式进行分析。应计算总体一次薄膜应力强度,及总体一次薄膜加一次弯曲应力强度,且不应超过6.5.7.2.2的应力限制。

6.5.7.4.3 喷嘴

喷嘴应按照6.5.4和6.5.5的适用规则进行分析,基本分析模型的图形如图39所示。在尺寸受流量和操作控制要求限制的区域,喷嘴的断面可以看作是简单的圆柱形断面。这些断面的最小壁厚应按3.3.2.4.1来确定。如果尺寸 L 小于名义壁厚 t_1 ,则这些要求不适用于由图39中的 L 限定的喷嘴上阀座接触区的过渡段。

6.5.7.4.4 阀体与阀盖的连接

阀体与阀盖的连接应按6.5.4.6.1进行分析。

6.5.7.4.5 阀瓣

阀瓣应满足6.5.4.6.2的要求。

6.5.7.4.6 弹簧垫圈

剪应力的平均值不应超过 $0.6S_m$ 。一次弯曲应力强度不应超过6.5.7.2.2的应力限制。

6.5.7.4.7 阀轴(阀杆)

总体一次薄膜应力强度不应超过6.5.7.2.2的应力限制。

6.5.7.4.8 调节螺钉

调节螺钉应按ANSI B1.1的方法对螺纹剪应力进行分析,该应力值不应超过 $0.6S_m$ 。调节螺钉的总体一次薄膜应力强度不应超过6.5.7.2.2的应力限制,分析时按螺纹根部直径考虑。

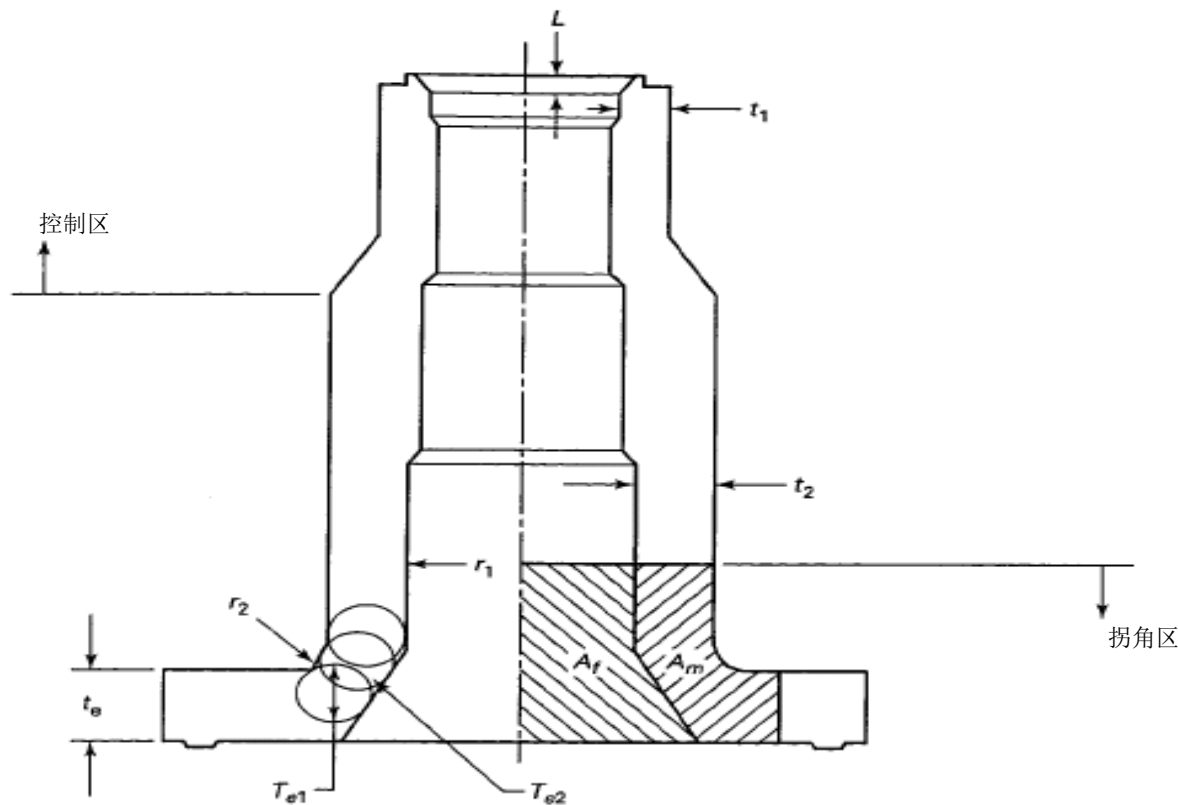
6.5.7.4.9 弹簧

阀门弹簧的设计应使全开高度时弹簧压缩量不大于名义压实变形量的80%。弹簧的永久变形(定义为自由高度和在室温下预调后将弹簧再压实三次至少10分钟后测量的高度之差)不应超过自由高度的0.5%。

6.5.7.5 设计报告

6.5.7.5.1 通用要求

设计报告应编写得足够详细,以表明阀门满足了6.5.7和T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件设计与制造 第1部分:通用要求》的规则。



- t_1, t_2 = 喷嘴壁厚, mm
 t_e = 靠近拐角区的阀体最小壁厚, mm
 T_{e1} = 拐角区的最大有效厚度, mm
 T_{e2} = 拐角区的有效壁厚, mm
 r_1 = 拐角区的内半径, mm
 r_2 = 拐角区的外圆角半径, mm
 L = 阀座过渡段的长度, mm
 A_f = 流体面积, mm²
 A_m = 金属面积, mm²

图39 阀门喷嘴

6.6 管道设计

6.6.1 通用要求

6.6.1.1 合格要求

管道系统合格要求由下列各款给出。

6.6.1.1.1 应力限制

除6.6.1.1.2中规定的以外，设计应使应力不超过6.6.3中规定的限制。

6.6.1.1.2 当应力超过应力限制的合格要求

当按照6.6.3给出的方法确定的应力超过它的极限时，如果它满足了本部分6.2的要求，则该设计是合格的。

6.6.1.1.3 符合 6.6 的要求

在 6.1 与 6.6 之间有相互矛盾时, 应以 6.6 的要求为准。

6.6.1.1.4 尺寸标准

6.6 所涉及的所有尺寸标准的有效颁布年份见 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》表 2.1-1。

6.6.1.1.5 防止无延性断裂

6.2.1.1d) 中规定的防止无延性断裂的要求应得到满足。

6.6.1.2 压力-温度额定值

6.6.1.2.1 标准管道制品

- a) 当采用标准管道制品时, 不应超过 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》表 2.1-1 所列标准中以温度函数给出的压力额定值, 并且还应满足 6.6.2.5 的要求。当规定的标准制品的压力额定值未达到对应的材料温度上限时, 在规定值和温度上限之间的额定值可按照 6.6.4.8 来确定。
- b) 当通过 6.6.4.8 (ANSI B16.9 第 8 款) 所允许的爆破试验来确定标准制品压力设计的适宜性时, 管道制品的制造商应保存所进行的爆破试验记录, 以保证制品的合适程度, 并应对此作确认。该记录对采购商应适用。

6.6.1.2.2 没有规定额定值的管道制品

如果采用本分卷尚未包括的管道制品的制造方法, 则制品制造商应采用与本分卷的规则所规定同样安全的其他制造方法。当采用 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》表 2.1-1 所列标准中规定之外的压力-温度额定值的制品时, 则这些制品应按照 6.6.4 进行设计和试验。不应超过制造商推荐的压力-温度额定值。

6.6.1.2.3 对局部工况和瞬态的考虑

- a) 在不同压力下运行的管道系统用一个或多个阀门连接时, 所有阀门都应按较高压力系统的压力和温度要求来设计。较低压力系统应按下列 1)、2) 或 3) 来设计。
 - 1) 应满足压力系统的要求。
 - 2) 应包括压力释放装置或安全阀, 以便按 10.3.1.1 的要求保护较低压力系统。
 - 3) 确保满足下列 a) 到 e) 的所有条件
 - (1) 在相互连接处, 应采用串联多个止回阀或多个远距离操纵阀, 或者一个止回阀串联一个远距离操纵阀。
 - (2) 当装有机械或电气控制时, 应安装多重不同类型的控制装置。这些控制装置在高压系统的压力超过低压系统的设计压力时, 将防止相连接的阀门打开。
 - (3) 应提供各种方法, 以便通过试验验证所有部件、控制装置和联锁装置的可运行性。
 - (4) 应提供各种方法, 以确保相连接阀门的泄漏不超过低压系统排放装置的排放能力。
 - (5) 应充分考虑对两个阀门之间积存的流体受热产生的流体压力加以控制。

当满足上述 3) (1) 到 3) (5) 的要求时, 可根据相连接阀门关闭时规定的泄漏率, 按照

- 10.3.1.1的要求来确定低压系统的排放量。压力排放装置或安全阀应接近或尽可能地靠近相连接的阀门，最好是排放流到可以容纳流体的系统中去。超压保护系统应根据设计技术规范书中规定的压力瞬态值进行设计，并应满足第10章中的所有其他适用的要求。
- b) 当采用减压阀并装有一个或多个压力排放装置或安全阀时，可在减压阀周围设置旁通阀。如果减压阀在开启位置失灵，与此同时旁通阀又打开时，压力排放装置、安全阀和排放管道的综合排放量应使低压系统的使用压力不超出该系统设计压力的10%。如果减压阀及其旁通阀是机械或电气连锁的，以致在高压系统的压力高于低压系统设计压力的任何时候只能开启其中一个阀，则排放装置、安全阀和排放管道的排放量至少应等于两个阀门中较大者的最大量。应设置多重类型不同的连锁装置。
 - c) 排气管路和泵吸入管路在任何使用条件和压力条件下都应安装尺寸和规格合适的释放阀，除非该管路及其相连接部件是按照偶然或其他情况下可能受到的最大压力和最高温度设计的。
 - d) 如果对排出物的处置作了规定，则可以将释放装置的排出物排放到安全壳之外。
 - e) 集气管、总管、分离器或其他具有不同运行压力的部件冷凝水排放管，不应经过同一疏水器进行排放。当几台疏水器向一个承压或可能承压的收集箱排放时，应在每台疏水器的排放管路上装设一个截止阀和一个止回阀。疏水器排放管的设计压力不应低于它可能经受的最大排放压力。除了排放管向一个较低工作压力的系统排放且没有截止阀介入的情况下，疏水器排放管的设计压力应取疏水器进口管的压力。
 - f) 来自蒸汽发生系统水空间的排污管路、排空管路和泄放管路应按下面给出的压力和温度的饱和蒸汽进行设计。

表21 饱和蒸汽压力温度设计参考值

容器压力 MPa	设计压力 MPa	设计温度 ℃
≤4	1.7	210
4.01~6	2.8	230
6.01~10	4.1	255
≥10.01	6.2	280

- 这些对排污管路、排空管路和疏接管路的要求适用于除排污阀到排污箱，或其他部位的压力被减至接近大气压且不会由于关闭一台阀门而使压力升高的部位以外的整个系统。设计中应考虑可能因计算的压降或其他原因使压力升高的情况，这种管道应按其可能经受的最大压力进行设计。
- g) 泵的出口管应按泵在任一负荷下产生的最大压力和实际存在的相应最高温度进行设计。
 - h) 在流体是通过几台串接的热交换器的情况下，系统中每一段管道的设计温度应和该段热交换器预计产生的最严重的温度条件相一致。

6.6.1.3 裕量

6.6.1.3.1 腐蚀或侵蚀

当预计将有腐蚀或侵蚀时，管道的壁厚应增加到超过其设计要求所需的数值，这个裕量应与管道的规定设计寿命一致。

6.6.1.3.2 车制螺纹和开槽

需要车制螺纹或开槽的管道，最小计算壁厚应增加一个等于切削深度的余量。

6.6.1.3.3 机械强度

当需要防止管道由于支承或其他原因引起的附加载荷产生损伤、垮塌或屈曲时，应增加管道壁厚，如果做不到或增加壁厚后会产生过大的局部应力，则应采用其他设计方法来消除或降低其附加载荷或其他原因。

6.6.2 设计考虑事项

6.6.2.1 设计载荷和使用载荷

采用6.1.1的规定。

6.6.2.2 动态效应

6.6.2.2.1 冲击

在管道设计中应考虑由外部载荷或内部载荷引起的冲击力。

6.6.2.2.2 交变动态载荷

交变动态载荷（见图40）是指在平均值上、下循环的载荷，其包括建筑物过滤载荷和地震载荷。当除地震之外的交变动态载荷的循环次数超过20时，在应用6.6中的规则时应把该交变动态载荷当作非交变动态载荷处理。

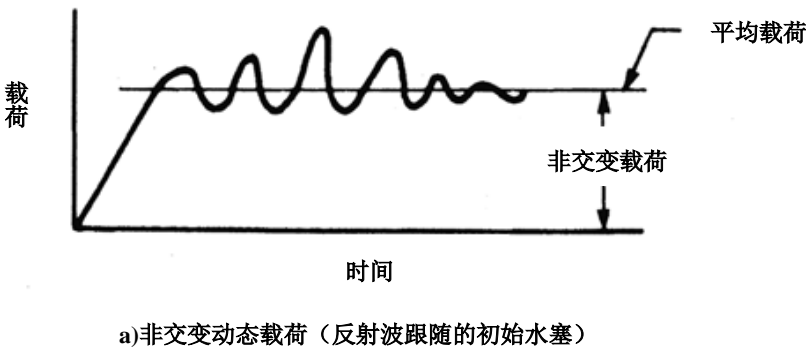
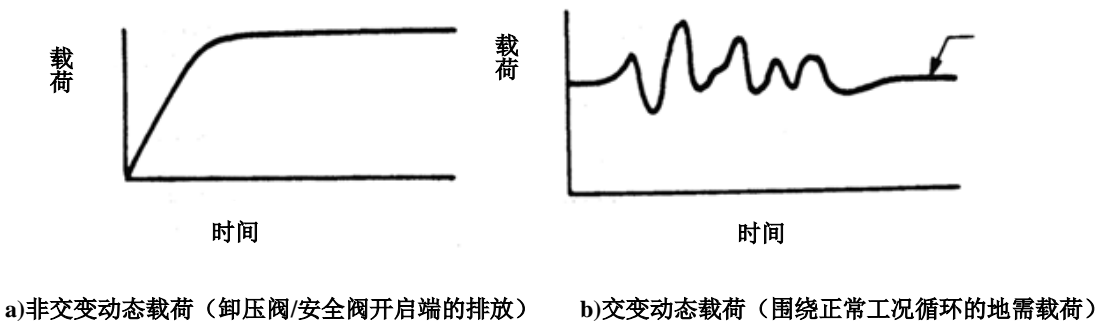


图40 交变动态载荷与非交变动态载荷示例

6.6.2.2.3 振动

管道的布置和支承应使振动减到最小限度,设计师应负责通过设计和通过对启动或初始运行状态的观测,确保管道系统的振动处在可接受的范围内。

6.6.2.2.4 非交变动态载荷

非交变动态载荷(见图40)是指不在平均值上、下循环的载荷,其包括由于阀门突然开启或关闭,以及两相流系统中由于水栓引起的水锤而产生的初始推力。管道系统中由流体瞬态所引发的所有反射波都归为非交变动态载荷。

6.6.2.3 重量的影响

管道系统应按下列各款规定的活重和恒重的影响进行支承,并应适当地布置或加约束以防止在部件上产生不适当的应变。

6.6.2.3.1 活重

活重应包括被输送流体的重量或者做试验或清洗用的流体重量,取其中较重者。

6.6.2.3.2 恒重

恒重应包括管道、保温层和永久施加在管道上的其他载荷。

6.6.2.4 热膨胀载荷和收缩载荷

6.6.2.4.1 载荷、位移和约束

管道系统的设计应考虑由于热膨胀和收缩、部件位移和转动、吊架和支架的约束作用以及其他局部载荷产生的力和力矩。

6.6.2.4.2 热膨胀和收缩效应的分析

热膨胀和收缩影响的分析包括在6.6.7.2中。

6.6.2.4.3 对快速温度波动效应的规定

设计师应考虑温度急剧变化产生的异常热胀载荷和收缩载荷。

6.6.2.5 应力分析

当管道承受6.6.2要求考虑的载荷时,应作出足够详细的应力分析,以证明满足6.6.4.0和6.6.5.0的各种应力限制。

6.6.3 管道设计和分析准则

- a) 当管道承受 6.1 和 6.6.2 中规定的单独作用或组合作用的载荷时,其设计和分析可按 6.6.3 的要求进行。压力载荷的设计应按照 6.6.4 的规则进行。凡符合 ANSI B16.9 或 6.6.4.8 要求的标准管件,都认为已满足了 6.6.4 的要求,只需进行 6.6.5 所要求的分析。
- b) 在给定的管道系统中,应按照 6.6.5、6.2 或 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 D 给出的方法之一进行应力和疲劳分析,在 6.6.8 中给出了标准管件、一些制作接头和一些制作管件的应力指数。采用 6.6.4.8 的规则开展压力设计的一些管件可能未列入 6.6.8 中,对于这样的管件,设计者应确定 6.6.5 中所需的应力指数。

- c) 当设计未满足 6.6.4 和 6.6.5 的要求时, 可从 6.2 或 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 D 的实验应力分析中选用一种较详细的分析法, 以求得与 6.2 准则相比较的应力值。
- d) 6.6.3 的要求适用于所有的 1 级管道, 只有下面(1)和(2)的情况除外。
- 1) 在设计技术规范书中分类为 1 级的 DN 25 或更小的管道可按照 T/CNEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 设计与制造 第 3 部分: 2、3 级部件》的设计要求进行设计。
 - 2) 假如指定为 A 级和 B 级使用限制的规定使用载荷满足下面 (1) 至 (5) 中规定的所有要求, 则 1 级管道可按照 T/CNEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 设计与制造 第 3 部分: 2、3 级部件》中 2 级管道系统的分析方法进行分析, 采用 2 级管道的许用应力和应力限制。
 - (1) 大气压与使用压力之间的循环 在正常使用期间, 压力从大气压到使用压力再返回大气压的规定循环次数 (包括启动与停止) 不超过 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》图 C.3 中适用的疲劳曲线上与 S_a 值相对应的循环次数, S_a 是使用温度下材料 S_m 值的 3 倍。
 - (2) 正常使用的压力波动 正常使用时, 规定的整个范围的压力波动值不超过 $1/3 \times$ 设计压力 $\times (S_a/S_m)$ 值, 其中 S_a 是根据规定的有效压力波动的总次数, 由适用的设计疲劳曲线求得, S_m 是使用温度下材料的许用应力强度。如果规定的有效压力波动的总次数超过相应的设计疲劳曲线规定的最大循环次数, 那可以使用对应于曲线所规定的最大循环次数的 S_a 值。有效的压力波动是指压力偏离正常值的总量超过设计压力 $\times 1/3 \times (S/S_m)$ 值。其中 S 定义如下:
 - ①如果规定的总的使用循环次数小于或等于 10^6 , 那 S 就等于从相应的设计疲劳曲线上对应 10^6 所得到的 S_a 值。
 - ②如果规定的总的使用循环次数大于 10^6 , 那 S 就取相应的设计疲劳曲线上对应于曲线规定的最大循环次数所得到的 S_a 值。
 - (3) 温度变化——启动和停运 在正常使用时, 部件的任意两邻近点²⁰⁾之间的温差 $^{\circ}\text{C}$ 不超过 $S_a/2E\alpha$, 其中 S_a 是根据规定的启动——停运循环次数由适用的设计疲劳曲线求得, 两点平均温度对应的瞬时热膨胀系数 α 和弹性模量 E 取自 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 A 中表 A.10-A.14 和表 A.16-A.20。
 - (4) 温度变化——正常使用 在正常使用时, 任意两邻近点之间的温差变化²¹⁾不大于 $S_a/2E\alpha$, 其中 S_a 是根据规定的有效温差波动的总次数从 T/CNEA XXXXX.8 《压水

20) 邻近点定义为相互之间的距离小于 $2\sqrt{Rt}$ 的点, 其中 R 和 t 分别为这些点所在的容器、接管、法兰或其他部件的平均半径和平均壁厚。

21) 应采用温差的代数值范围。

堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》图 C. 3 中适用的设计疲劳曲线求得
值。如果温差波动范围的总代数值超过 $S/2E\alpha$ ，则应认为温差波动是有效的，其中
S 定义如下：

- ①如果规定总的使用循环次数小于或等于 10^6 ，那 S 值就等于从相应的疲劳曲线
上对应 10^6 所得到的 Sa 值。
 - ②如果规定总的使用循环次数大于 10^6 ，那 S 值就取相应的设计疲劳曲线上对应
于曲线规定的最大循环次数所得到的 Sa 值。
- (5) 温度变化——异种材料 对于用不同弹性模量或不同热膨胀系数材料制成的部件，在
正常使用时，其经受的温度波动的总代数值范围不超过 $S_a / 2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)$ 。其中
Sa 是根据规定的有效温度波动的总次数，由适用的设计疲劳曲线求得，E1 和 E2
是弹性模量， α_1 和 α_2 是两种结构材料在其平均温度下的瞬时热膨胀系数 [T/CNEA
XXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 A 中表 A. 10~A. 14
和 A. 16~A. 20]。如果温度波动偏离正常值的总量超过 $S / 2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)$ ，则应认
为该温度波动是有效的，其中 S 定义如下：

- ①如果规定的总的使用循环次数小于或等于 10^6 ，那 S 值就等于从相应的设计疲
劳曲线上对应 10^6 所得到的 Sa 值。
- ②如果规定的总的使用循环次数大于 10^6 ，那 S 值就取相应的设计疲劳曲线上对
应于曲线规定的最大循环次数得到的 Sa 值。如果使用具有不同设计疲劳曲线的
两种材料，则在应用本条时应取较低的 Sa 值。

6. 6. 4 承压设计

6. 6. 4. 1 直管

6. 6. 4. 1. 1 受内压的直管

设计压力所要求的最小管道壁厚应由下面公式之一来确定：

$$t_m = \frac{PD_0}{2(S_m + Py)} + A \quad \dots\dots\dots (58)$$

$$t_m = \frac{Pd + 2SA + 2yPA}{2(S_m + Py - P)} \quad \dots\dots\dots (59)$$

式中：

A=附加厚度，mm：

- a) 要求作机械连接时，对于因加工螺纹或开槽而去掉的材料或壁厚的减薄应进行补偿。表 22 所
列出的 A 值是加工螺纹时去除的材料最小值。
- b) 增加壁厚以保证管件的机械强度。小直径管、薄壁管道或管子在安装、运行和维修过程中易受
到机械损伤。因此，如果不把这些载荷作为设计载荷，应采取适当方法来保护这样的管道不受
这些类型载荷的损伤。增加壁厚是一种有助于提高抗机械损伤能力的方法

c) 增加壁厚以防腐蝕或侵蝕。由于不同应用下的腐蝕和侵蝕各不相同，因此设计师的职责是针对其中任一种或两种情况来确定应增加的适当裕量。

D_o =管件外径，mm（设计计算时，应采用不考虑外公差的管件外径来计算 t_m ）

d =管件内径，mm

P =设计内压，MPa

S_m =设计温度下材料的最大许用应力强度[T/CNEA XXXXX. 8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A. 3和A. 4]，MPa。

t_m =要求的最小壁厚，mm[只有当 $d = D_o - 2t_m$ 时，公式（59）才可用。如果管件按名义壁厚订货，则应考虑壁厚的制造公差]

$y = 0.4$

管道的许用工作压力可由下式确定：

$$P_a = \frac{2S_m t}{D_o - 2yt} \dots\dots\dots (60)$$

式中：

P_a =计算的最大许用内压。对直管，应大于或等于设计压力；对于压力额定值与直管（见ANSI B16. 9）相等的管道制品可使用 P_a 值；对于标准法兰接头应用压力额定值取代 P_a 。对于压力额定值比直管小的其他管道制品[例如按T/CNEA XXXXX. 8《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录G设计的法兰连接件和所需的补强部分位于主管内的补强支管连接件（6. 6. 4. 3）]，应取设计压力代替 P_a 。 P_a 可以0. 1MPa为单位取整；

t =规定的或实际的壁厚，即适当地减去加工螺纹去除的材料、腐蝕或侵蝕裕量、材料制造公差、弯曲裕量 [6. 6. 4. 2. 1]、和镗孔去除的材料，mm

表22 A 值

管件形式	A, mm
螺纹钢管和非铁素体金属管：	
DN20 及以下	1.65
DN25 及以下	螺纹的深度
开凹槽的钢管和非铁素体金属管	凹槽深度加 0.4mm

6. 6. 4. 1. 2 承受外压的直管

应采用6. 1. 3. 3中规定的规则。

6. 6. 4. 2 弯曲管段

6. 6. 4. 2. 1 弯管

弯管的壁厚应按照6. 6. 4. 1确定直管壁厚的同样方法来确定，但受下列a)、b) 和c) 中给出的限制。

- a) 弯曲后的最小壁厚不应小于直管要求的最小壁厚。
- b) 表 23 给出的数据可指导设计师订购管件。
- c) 椭圆度对应力水平的影响见 6. 6. 8。

表23 考虑到弯曲的最小壁厚

弯曲半径*	推荐的弯曲前的最小壁厚 ^a
6 倍管件直径或更大	1.06 t_m
5 倍管件直径	1.08 t_m
4 倍管件直径	1.16 t_m
3 倍管件直径	1.25 t_m
^a t_m 由 6.6.4.1.1 中的公式（58）或（59）确定。	

6.6.4.2.2 弯头

遵循6.6.1.2.1所规定的、按T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》表2.1-1所列标准制造的弯头，应认为满足了本部分6.6.4的要求，除非是小弯曲半径的焊接弯头的胯部的最小壁厚应比按公式（58）[6.6.4.1.1]计算的直管最小壁厚大20%以上。胯部是指弯头在 $\phi 210^\circ \sim 330^\circ$ 之间的弯曲部分，其中 ϕ 角如图51所示。

6.6.4.3 相贯管件

6.6.4.3.1 通用要求

- a) 本款所包括的规则满足 6.6.4 关于支管连接区域的要求。
- b) 圆管或椭圆管与圆管相交所需要的开孔应该是圆形、椭圆形或任何其他形状。影响应力指数的附加限制在 6.6.8 中给出。
- c) 除由 6.6.8 中所列应力指数的规定范围外，开孔尺寸的大小不受限制。
- d) 这些规则中所允许的任何形式的开孔都可位于焊接接头处。
- e) 当一主管和一支管焊接成相交管时，如图 42 所示，相交管两轴线之间的夹角 α 不应小于 60° 也不应大于 120° 。如果夹角超出此范围，应采用 6.6.4.3.2a) 或 6.6.4.3.2b) 中规定的配件。

6.6.4.3.2 支管的连接

管道上支管的连接可以采用下面a)到d)中规定的管件或方法之一来进行。

- a) 可采用本分卷的限制和要求的、符合 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》表 2.1-1 列出的适用标准的法兰连接、对接焊接或插套焊接的配件。满足 ANSI B16.9 或 6.6.4.9 的试验要求的配件不需要满足 6.6.4.3.3 中给出的补强要求。
- b) 当主管连接件限定采用整体补强和通过 7.2.4.6 规定的焊接连接到主管时，可采用焊接的出口配件、铸造或锻造支管、管接头、连接管或带有对接焊接、插套焊接或法兰端的类似管件。可采用 7.2.4.4 规定的焊接连接，但 6.6.8.3.8 中的应力指数不适用于全部的结构形式。
- c) 可采用与主管成直角的挤压出口。
- d) 连接到主管的支管由 6.6.6.1.3 规定的角焊缝或部分焊透焊缝是可接受的。

e)

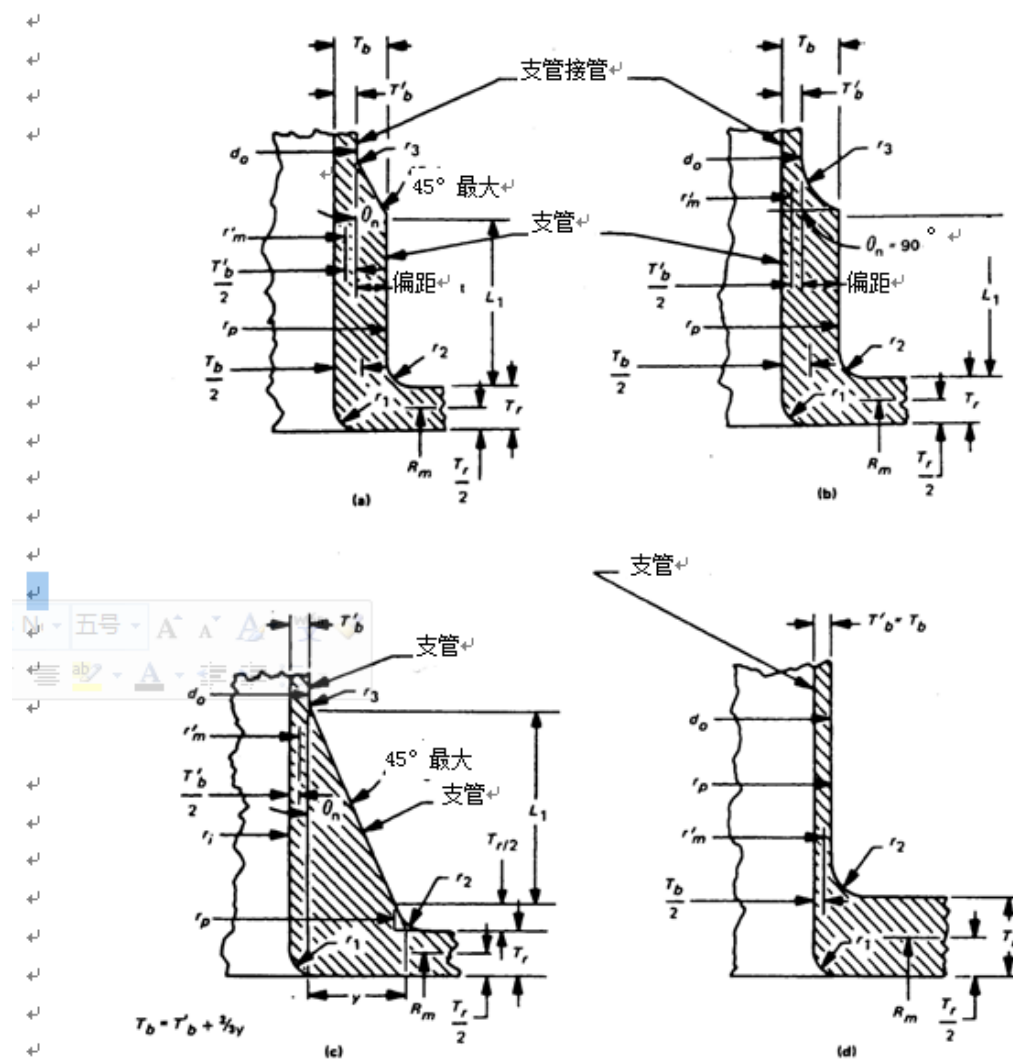


图41 支管连接的符号说明

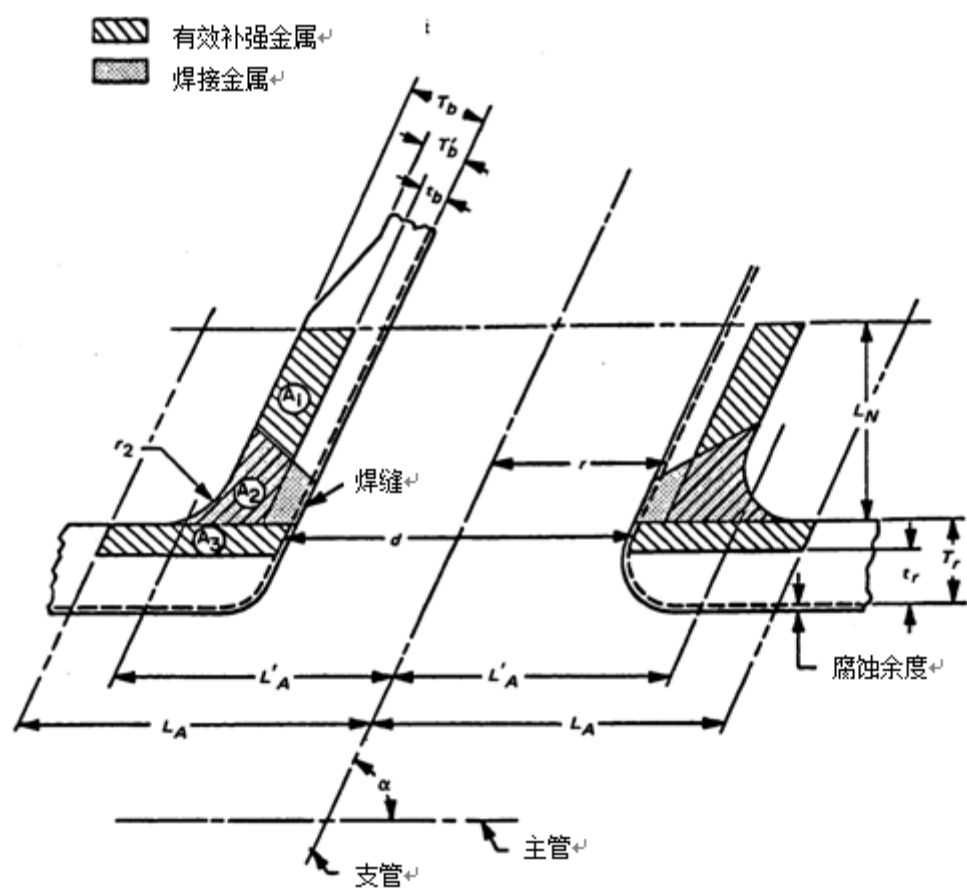


图42 典型的开孔补强

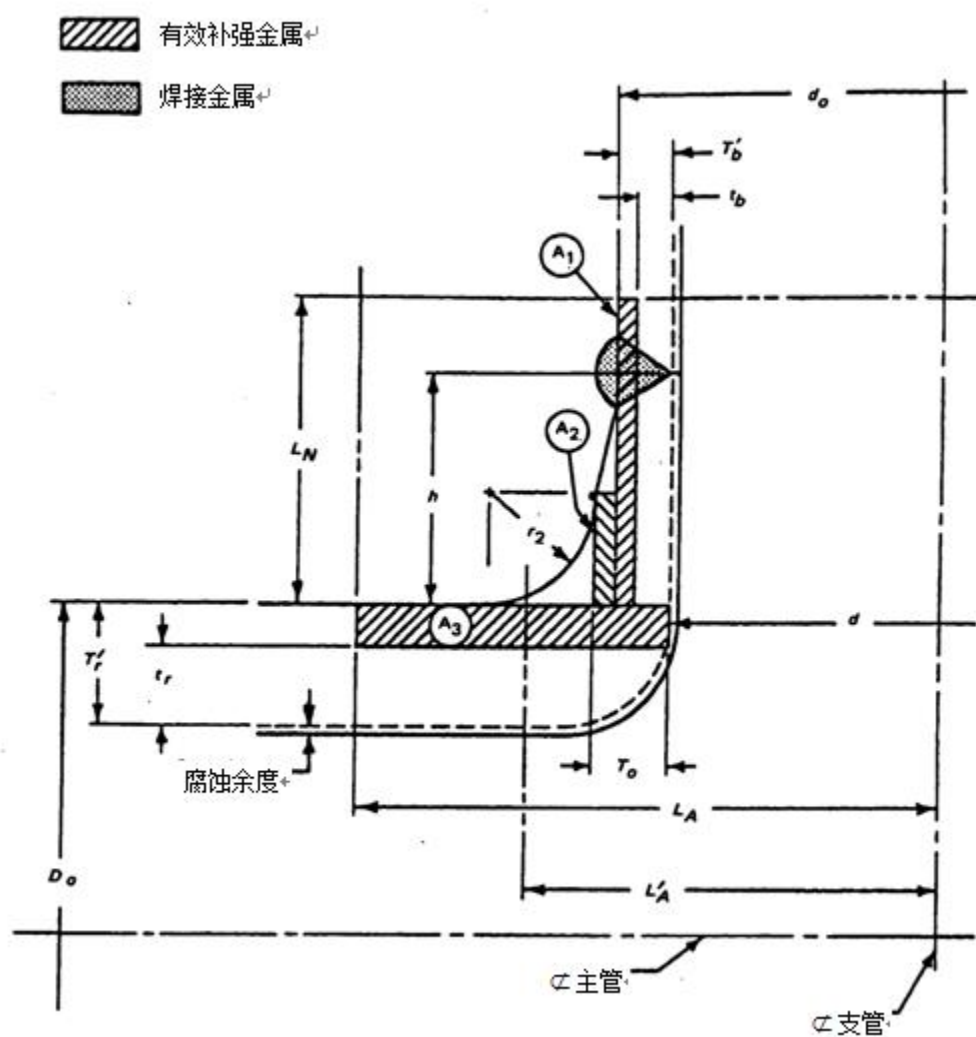


图43 典型补强的挤压出口管

6.6.4.3.3 开孔补强

a) 符号说明

1) 下列符号如图 41 所示。

 d_0 = 支管外径 L_1 = 支管连接处管嘴补强高度 R_m = 主管的平均半径 r_i = 支管的内半径 r_m = 支管的平均半径 $= r_i + 0.5 T_b$ r'_m = 支管的平均半径 $= r_i + T'_b$ r_n = 名义半径[见图 41 中的简图 c]

$$= r_1 + 0.5 T'_b + 0.5 y \cos \theta$$

r_1 = 主管和支管接管或挤压凸缘之间的内过渡半径

r_2 = 主管和支管接管或挤压凸缘之间的外过渡半径

r_3 = 支管与补强区过渡半径

T_b = 补强支管的名义壁厚，不包括腐蚀裕量或制造公差

T'_b = 支管接管的名义壁厚，不包括腐蚀裕量或制造公差

T_r = 不包括腐蚀裕量或制造公差的主管名义壁厚

T_0 = 腐蚀后的最终壁厚或在主管外表面上高度为 r_2 处量得的挤压出口腐蚀后的最终壁厚

y = 斜面偏距

θ = 斜面与垂线间的夹角，度

2) 下列符号如图 42 所示。

A_1 = 用作补强的金属面积

A_2 = 用作补强的金属面积

A_3 = 用作补强的金属面积

d = 在给定平面内，无腐蚀裕量下的最终开孔直径

L_A = 沿主管中面量得的补强区的半宽度

L'_A = 补强的 2/3 所在区域的半宽度

L_N = 垂直主管壁量得的补强范围

r = 无腐蚀裕量下的最终开孔半径

T_r = 不包括腐蚀裕量或制造公差的主管名义壁厚

t_b = 符合 6.6.4.1.1 规定要求的主管最小壁厚，不包括腐蚀裕量

$$= t_m - A$$

t_r = 符合 6.6.4.1.1 规定要求的支管最小壁厚，不包括腐蚀裕量

$$= t_m - A$$

α = 支管和主管轴线之间的夹角 ($90^\circ \geq \alpha \geq 60^\circ$)，度

3) 下列符号如图 43 所示。

D_0 = 主管外径

h = 挤压凸缘的高度，等于或大于 r_2

T_0 = 在主管外表面上方高度为 r_2 处量得的挤压出口腐蚀后的最终壁厚

T'_r = 开孔挤压后的主管最小壁厚，不包括腐蚀裕量或制造公差。如果主管壁在开孔挤压发生减薄时，应加上裕量

b) 要求

1) 补强在数量和分布方面都应保证达到要求，以便使通过开孔中心线并垂直于主管表面的所有平面都满足补强区的要求。但如果满足下面 a)，b) 和 c) 的所有要求时，开孔不需要补强。

a) 单个开孔的直径不超过 $0.2\sqrt{R_m T_r}$ 或者如果在直径为 $2.5\sqrt{R_m T_r}$ 的任何圆内有两个或多个开孔，而这些不补强的开孔直径的总和不应超过 $0.25\sqrt{R_m T_r}$ 。

b) 从主管内壁量得的两个不补强开孔中心彼此之间的距离不应小于它们的直径之和。

c) 不补强开孔的中心到任何其他局部应力区边缘的距离不应小于 $2.5\sqrt{R_m T_r}$ 。

2) 受内压的管件在任何给定平面内所需要的补强总截面积 A 不应小于:

$$A = dt_r(2 - \sin \alpha) \dots\dots\dots (61)$$

3) 需要的补强材料应均匀地分布在支管周围, 但支管与主管不成直角的情况除外, 这时设计师可在交叉区采用附加补强。

c) 补强范围 通过开孔轴线的任何平面内的截面边界 (在这个边界以内, 可确定用作补强的金属) 称作补强范围, 这些范围在下面的 1) 和 2) 中给出。

1) 沿主管名义壁厚的中平面量得的补强范围 L_A 应为开孔轴线每一边的距离。该距离应等于下面 a) 或 b) 中的较大值:

- a) 无腐蚀裕量下的最终开孔直径, 或
- b) 无腐蚀裕量下的最终开孔半径 r 加上主管名义壁厚 T_r 再加上支管的名义壁厚 T_b ;
- c) 另外, 所要求补强的 $2/3$ 应放在上面 b) 中给出的范围和 L_A' 范围中较大者的范围内:

$$L_A' = r + 0.5\sqrt{R_m T_r} \dots\dots\dots (62)$$

$$\text{或 } L_A' = r + T_b / \sin \alpha + T_r \dots\dots\dots (63)$$

L_A' 取两者中的较大值。

2) 垂直于主管壁量得的补强界限 L_N 应在每个表面的一定距离内与支管表面的外形一致。该距离应等于下面 a) 和 b) 中给出的界限, 如图 41 所示。

a) 对于图 41 中简图 a)、b) 和 d) 的接管形式:

$$L_N = 0.5\sqrt{r_m T_b} + 0.5r_2 \dots\dots\dots (64)$$

b) 对于图 41 中简图 c), 的接管形式:

$$L_N = 0.5\sqrt{r_n T_b} \dots\dots\dots (65)$$

d) 可作为补强用的金属

1) 如果补强金属位于 6.6.4.3.3c) 中规定的补强面积内, 可把这部分金属当作 6.6.4.3.3b) 中所要求的补强面积, 并应限于满足下面 a), b) 和 c) 要求的材料。

a) 构成主管壁一部分的金属, 即金属量超过 6.6.4.1.1 中所要求的量, 且除去图 42 中所示的腐蚀裕量。

b) 当支管与主管壁为一整体或通过全焊透焊接将支管与主管连接时, 支管壁附加的金属在图 42 中用 A_1 表示。

c) 与主管壁完全连接的焊接金属, 在图 42 中用面积 A_2 表示。

2) 上面 1) b) 和 1) c) 中作为补强的金属的平均热膨胀系数与主管壁金属热膨胀系数相差应在 15% 范围内。

3) 可作为补强用的金属不适用于一个以上的开孔。

4) 与主管不完全连接的金属, 如通过部分焊透的焊接加在支管上的金属, 不应算作补强金属。

e) 金属强度 补强用材料最好与主管壁材料相同。如果使用较低设计应力强度 S_m 的材料, 则由这样的材料形成的补强面积不应按全部数值计算, 而在补强计算之前应将该面积乘以一个补强材料的设计应力强度 S_m 与主管壁材料的设计应力强度 S_m 的比值 (小于 1)。当支管材料或焊接金属的设计应力强度值大于主管壁材料的设计应力强度值时, 不应降低补强要求。在疲劳分析中, 应采用所考虑点的材料强度。

- f) 挤压出口的要求 挤压出口应满足 6.6.4.3.3a)、6.6.4.3.3b) 的所有要求, 且这些规则仅适用于出口管的轴线与主管的轴线垂直相交的情况。

1) 几何尺寸的要求

a) 挤压出口的挤压凸缘高于主管表面的高度 h , 应等于或大于挤压凸缘和主管之间的过渡半径 r_2 。

b) 除支管尺寸大于 750mm、过度半径不需超过 38mm 以外, 过度半径 r_2 的最小值不应小于 $0.05d_0$ 。过度半径 r_2 的最大值应限制如下: 支管尺寸等于或大于 DN 200, 过度半径应不超过 $0.1d_0+13\text{mm}$; 支管公称尺寸小于 DN 200 时, r_2 应不大于 32mm。

c) 当外形轮廓包含一个以上的半径时, 任何近似 45° 的弧形段的半径应满足上面 b) 中给出的要求。

d) 不允许采用机械加工来满足上面 b) 和 c) 的要求。

2) 补强范围

a) 如图 43 所示, 补强区的高度应限定为:

$$L_N = 0.5\sqrt{d_0 T_0} \dots\dots\dots (66)$$

b) 如图 43 所示, 补强区的半宽度应限定为:

$$L_A = d \dots\dots\dots (67)$$

3) 可作补强用的金属 补强面积应是下面 a)、b) 和 c) 中定义的和图 43 中示出的 $A_1 + A_2 + A_3$ 的面积之和。作为补强的金属不应用于一个以上的开孔。

a) 面积 A_1 为补强区内、由支管超出要求的壁厚所构成的面积:

$$A_1 = 2L_N(T'_b - t_b) \dots\dots\dots (68)$$

b) 面积 A_2 为补强区内、由挤压出口凸缘超过要求的壁厚所构成的面积:

$$A_2 = 2r_2(T_0 - T'_b) \dots\dots\dots (69)$$

c) 面积 A_3 为补强区内、由主管超出要求的壁厚所构成的面积:

$$A_3 = d(T'_r - t_r) \dots\dots\dots (70)$$

6.6.4.4 斜接件

在下列 a) 到 d) 规定的条件下, 管道系统中可以使用斜接接头。

- 斜接件扇形段的最小厚度应按照 6.6.4.1 确定。如此确定的最小厚度不允许在扇形之间的连接处存在不连续应力。对于给定的斜接件, 其不连续应力随着扇形段数目的增加而减小。
- 图 44 中的 θ 角应不大于 22.5° 。
- 相邻斜接件之间的中心线距离应按图 44 来确定。
- 应力指数和柔度系数应按照 6.6.8.1d) 的要求来确定。

6.6.4.5 封闭件

- a) 管道系统的封塞可采用封闭件来完成，例如盲法兰、螺纹管塞、焊接管塞或管帽等。这些封闭件应按《T/CNEA XXXXX.1 压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》表 2.1-1 中列出的标准制造，并在规定压力—温度额定值范围内使用，或按下列 b) 的规定来制造。

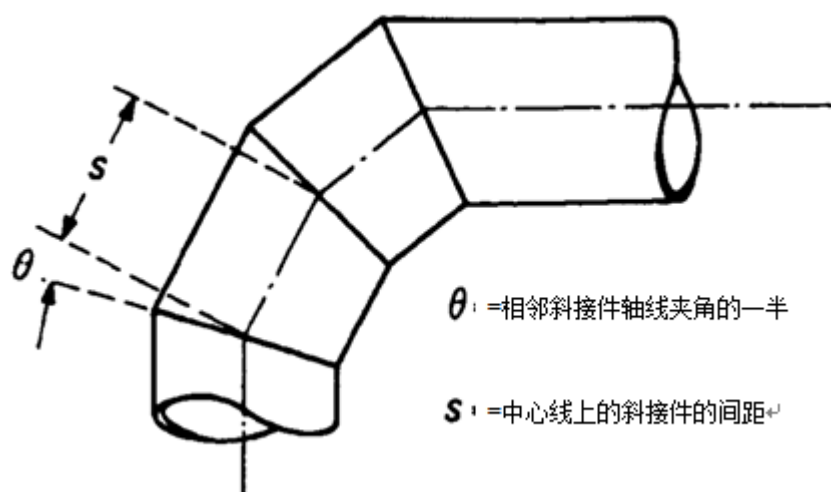


图44 斜接接头的几何尺寸

- b) 不是按 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》表 2.1-1 所列标准制造的封闭件，可按 2 级容器的规则来制造，其公式如下：

$$t_m = t + A \dots \dots \dots (71)$$

式中：

t = 根据给定的封闭件形状和加载方向，使用适用于 2 级容器的公式和规程确定的承压设计厚度，mm。确定 t 的公式变量应定义为：

A = 加工裕量之总和[6.6.1.3]，mm

P = 设计压力，MPa

S = 许用设计应力强度值 S_m ，取自 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.3 和 A.4，MPa

t_m = 所要求的最小厚度，mm

- c) 封闭件的连接可采用焊接或挤压完成，封闭件的连接应按 6.6.4.3 以及图 60、图 61、图 62 和图 63 中对于支管连接件所规定的限制来进行。如开孔尺寸大于封闭件内径的一半，则开孔应按 6.6.4.7 作为渐缩管来考虑。

- d) 封闭件上的开孔应按 6.6.4.3 的要求补强。

- e) 带有一个开孔的平封头（开孔直径不超过该封头直径的一半），其补强总截面积不应小于 $dt/2$ ，这里：

d = 开孔直径，mm

t = 封闭件的设计厚度，mm

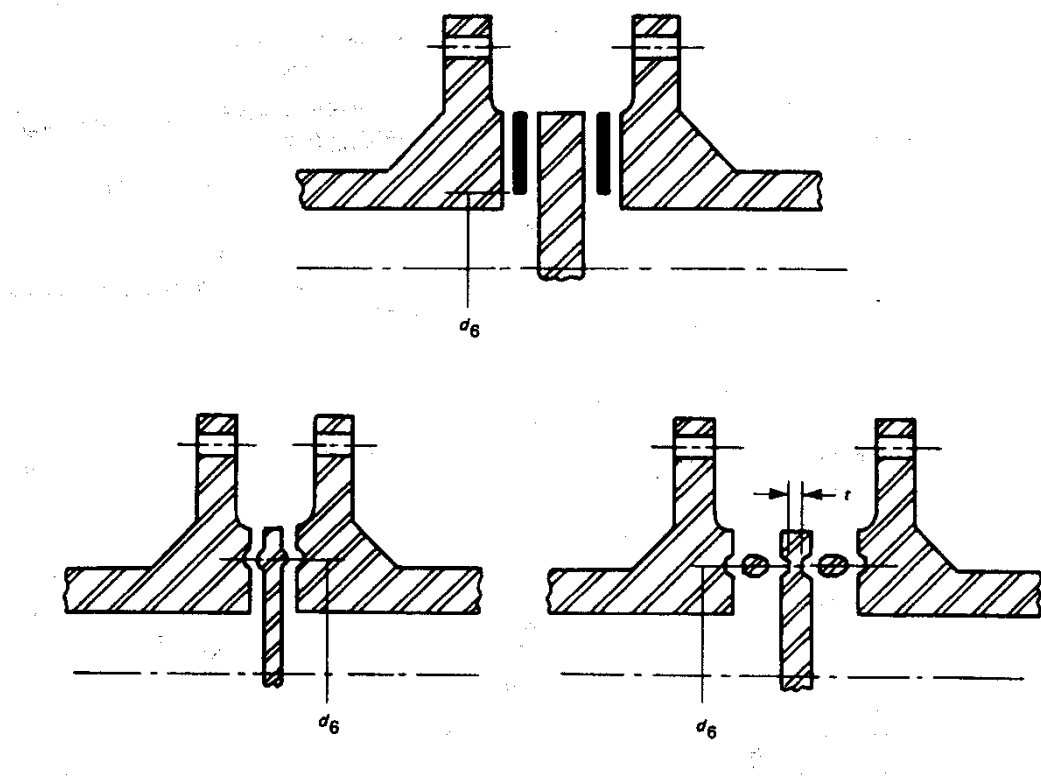


图45 永久性盲板的形式

6.6.4.6 法兰接头和盲板的承压设计

6.6.4.6.1 法兰接头

- a) 按 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》表 2.1-1 所列标准制造的、受 6.6.1.2.1 限制的法兰接头，应认为是符合 6.6.4 的要求。
- b) 未包括在 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》表 2.1-1 中的法兰接头，应按 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》G.3 来设计，包括从 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.1、A.2 和 A.5 中选取适当的许用应力。

6.6.4.6.2 永久盲板

永久盲板（图 45）所需的最小厚度应由下式来计算：

$$t_m = t + A \dots \dots \dots (72)$$

式中：

- A = 加工裕量的总和， mm[6.6.1.3]
- t_m = 所要求的最小厚度， mm
- t = 由下列公式计算的承压设计厚度， mm

$$t = d_6 \left(\frac{3P}{16S_m} \right)^{1/2} \dots\dots\dots (73)$$

式中:

d_6 =凸面法兰或平面法兰垫片的内径, 或带夹紧垫片法兰的垫片节圆直径, mm。

P = 设计压力, MPa。

S_m = 按 T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 A 中表 A.3、A.4 规定的设计应力强度, MPa。

6. 6. 4. 6. 3 临时盲板

仅做试验用的盲板的最小厚度, 应不小于上面 6.6.4.6.2 中计算的承压设计厚度 t , 但 P 不小于试验压力, 且设计应力强度 S_m 可取为盲板材料[T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 A 中表 A.8]规定的最小屈服强度 95%的情况除外。

6. 6. 4. 7 渐缩管

按 T/CNEA XXXXX. 1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》表 2.1-1 中所列标准制造的渐缩管配件应认为是适用的。按名义管壁厚制造的对接焊接渐缩管, 应认为这种渐缩管适用于相同名义壁厚的管件。

6. 6. 4. 8 其他承压管道制品的承压设计

按 T/CNEA XXXXX. 1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》表 2.1-1 所列标准制造的其他承压管道制品, 如果其设计与本建造规则的基本设计原理一致, 应认为是适用的。T/CNEA XXXXX. 1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》表 2.1-1 所列标准中未包括的管道制品, 如果满足 6.2 的要求也可采用。承压设计应根据与本建造规则相一致的分析, 或按 T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 D 中所述的实验应力分析或 ANSI B16.9 的爆破试验来进行, B16.9 爆破试验的爆破压力应等于或大于连接到管件上的最薄弱管件的爆破压力。最薄弱管件的爆破压力由下式计算:

$$P = 2St/D_0 \dots\dots\dots (74)$$

式中:

D_0 =管件外径, mm

S =规定的管件材料的最小抗拉强度, MPa

t =规定的管件最小壁厚, mm

6. 6. 4. 8. 1 膨胀节

关于管道系统中使用膨胀节的规则, 目前尚在编制中, 在这些规则可使用以前, 膨胀节不应在管道上使用。

6. 6. 5 管道制品的分析

6. 6. 5. 1 通用要求

6. 6. 5. 1. 1 已知应力指数的管道制品

对于在 6.6.8.3.2 中已给出应力指数 B、C 和 K，并符合 6.6.4 要求的管道制品，若能满足 6.6.5 规则的要求，就已满足 6.6.1.1 的设计准则。为了确认设计符合这些规则，需根据 6.6.7.2 的要求进行柔度分析，并使用按 6.6.5 的要求分析得到的力和力矩。

6.6.5.1.2 没有确定应力指数的管道制品

关于法兰连接的分析见 6.6.5.8。关于其他没有确定应力指数的管道制品的规定见 6.6.8。

6.6.5.1.3 附件

- a) 吊耳、托架、加强板和其他附件可用焊接、螺栓或双头螺栓连接或支撑于管件的内、外侧。管系的设计师应考虑到由于附件与压力边界相互作用引起的热梯度、局部弯曲应力、应力集中或对压力边界约束件产生的影响。一般而言，标准卡箍件对压力边界的影响可略去不计，但对于薄壁管道而言，需对卡箍的影响做出评估。
- b) 附件应满足 6.1.3.5 的要求。
- c) 图 72 示意了一些典型的附件焊接形式[7.4.3]。
- d) 矩形和圆形截面焊接附件对直管的影响可采用 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 AG 的规程评定。

6.6.5.2 设计条件的考虑

若符合公式 (75) 的要求，就满足了一次应力强度的限制：

$$B_1 \frac{PD_0}{2t} + B_2 \frac{D_0}{2I} M_i \leq 1.5S_m \quad \dots\dots\dots (75)^{22)}$$

式中：B₁, B₂ = 所研究的特定制品的一次应力指数[6.6.8]

D₀ = 管道外径，mm[6.6.8.3]

I = 惯性矩 mm⁴[6.6.8.3]

M_i = 由设计机械载荷的组合产生的合成力矩，N•mm。设计规范书应提供所有的设计机械载荷及其组合。在载荷组合时，所有同一方向的力矩分量应在确定合成力矩前进行组合（即在计算力矩M_i时，不应采用不同载荷组的合成力矩）。对于地震或其他动态载荷，如果分析方法仅得到数值的大小，而没有相应的代数符号，则应采用最不利的组合。

P = 设计压力，MPa

S_m = 许用应力强度值，MPa，[T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录A中表A.3和A.4]

t = 管道制品名义壁厚 mm [6.6.8.3]

6.6.5.3 A 级使用限制的考虑

按照 A 级使用限制分析评定的所有载荷组应满足 6.6.5.3.1 至 6.6.5.3.6 中对疲劳分析的要求，以及 6.6.5.3.7 中对热棘轮应力的要求。

6.6.5.3.1 一次加二次应力强度范围的满足

- a) 系统从一个载荷组，诸如压力、温度、力矩及力的载荷随时间转到任何其他载荷组时，其机械和温度载荷发生变化的效应是本计算的依据。在计算中所采用的是两载荷组之间的压力、温度

22) 对于三通管及分支连接的管道制品，公式 (69)、(70) 和 (71) 中包含的第二项 M_b 参照 6.6.8.3.1d)。

和力矩范围。例如包括的载荷组之一是与零压力、零力矩和室温对应的载荷组。对所有配对的载荷组，应满足公式(76)的要求：

$$S_n = C_1 \frac{P_0 D_0}{2t} + C_2 \frac{D_0}{2I} M_i + C_3 E_{ab} |\alpha_a T_a - \alpha_b T_b| \leq 3S_m \dots\dots\dots (76)$$

- b) 假如一对或几对载荷组不满足公式(76)，但符合 6.6.5.3.6 的条件或能满足 6.2 的要求，则此管道制品仍是满足要求的。
- c) 公式(76)中使用的符号定义如下：
 C_1 、 C_2 、 C_3 = 所研究的特定部件的二次应力指数[6.6.8]
 D_0 ， t ， I = 与公式(75)的定义相同

$d_a(d_b)$ = 总体结构不连续或材料不连续的 $a(b)$ 侧上的内径， mm

E_{ab} = 室温下在总体结构不连续或材料不连续的两侧的平均弹性模量， T/CNEA XXXXX. 8 《压水堆

承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 A 中表 A.16~A.20， MPa

M_i = 系统从一个使用载荷组转变到另一个使用载荷组时产生的合成力矩范围， N•mm。设计技术规格书应提供使用载荷及其组合。在由载荷组进行力矩组合时，所有同一方向的力矩分量应在确定合成力矩前进行组合（即在计算力矩范围 M_i 时，不应采用不同载荷组的合成力矩）。在确定载荷范围时不需考虑重量的影响，因其不具有循环特性。如果分析方法仅得到数值的大小，而没有相应的代数符号，则应采用最保守的组合。如果某一载荷组包括了交变动态载荷，则 M_i 应取如下两种情况的较大值：

- 1) 考虑交变动态载荷范围一半的所有载荷组合产生的合成力矩范围；
- 2) 仅由交变动态载荷的全范围产生的合成力矩范围。

P_0 = 使用压力范围， MPa

S_m = 当应力分析点的二次应力是由于温度瞬态或自由端位移约束引起的， S_m 取瞬态中金属的最高和最低温度的许用应力强度平均值。当二次应力的部分或全部是由机械载荷引起的， S_m 应不超过瞬态中最高温度的许用应力强度。

$T_a(T_b)$ = 在总体结构不连续或材料不连续的 $a(b)$ 侧上的平均温度范围， °C。对于普通的圆柱形，

T 的平均值[6.6.5.3.2]，对 T_a 来说应为在距离为 $\sqrt{d_a t_a}$ 范围内的平均值，对 T_b 来说应为在距离为 $\sqrt{d_b t_b}$ 范围内的平均值。

$t_a(t_b)$ = 整个长度 $\sqrt{d_a t_a}$ ($\sqrt{d_b t_b}$) 上的平均壁厚， mm。可用试凑法来求解 t_a 和 t_b 。

$\alpha_a(\alpha_b)$ = 室温下在总体结构不连续或材料不连续的 $a(b)$ 侧上的热膨胀系数， 1/°C [T/CNEA XXXXX. 8

《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 A 中表 A.10~A.14]

6.6.5.3.2 峰值应力强度范围的满足

- a) 对于每一成对的载荷组[6.6.5.3]，用公式(77)计算 S_p 值：

$$\begin{aligned}
S_p = & K_1 C_1 \frac{P_o D_o}{2t} + K_2 C_2 \frac{D_o}{2I} M_i \\
& + \frac{1}{2(1-\nu)} K_3 E \alpha |\Delta T_1| \dots\dots\dots (77) \\
& + K_3 C_3 E_{ab} |\alpha_a T_a - \alpha_b T_b| + \frac{1}{1-\nu} E \alpha |\Delta T_2|
\end{aligned}$$

注：这个简化分析的目的是为了提供一个 S_p 值，用它来保守地估算表13所要求的 $P_L + P_b + P_e + Q + F$ 的总和。

公式（77）中所用的符号定义如下：

$E\alpha$ = 室温下的弹性模量（ E ）和室温下的平均热膨胀系数（ α ）的乘积，MPa/°C

K_1 、 K_2 、 K_3 = 所研究的特定部件的局部应力指数[6.6.8]；

$|\Delta T_2|$ = 沿壁厚的非线性部分温度梯度范围的绝对值，它不包括在如下所示的 ΔT_1 中°C

$|\Delta T_1|$ = 管道制品外表面温度 T_o 和内表面温度 T_i 之间的温差范围的绝对值，采用产生当量线性温度分布的力矩，°C

$|\Delta T_1|$ 和 $|\Delta T_2|$ 的定量确定见下面的 6.6.5.3.2 b)。所有其他符号的定义同公式（76）。

b) $|\Delta T_1|$ 和 $|\Delta T_2|$ 的定量确定，采用如下的符号：

T_i = 内表面上的 $T(y)$ 值，°C，

$= T(-t/2)$

T_o = 外表面上的 $T(y)$ 值，°C，

$= T(t/2)$

$T_j(y)$ 、 $T_k(y)$ = 分别为载荷组 j 和载荷组 k 所对应的温度，此温度系径向位置的函数，°C

$T(y)$ = 自 j 状态至 k 状态的温度分布范围，°C，

$= T_k(y) - T_j(y)$

t = 管道或管件的壁厚，mm

y = 自管道中心线至管壁的径向位置，从壁厚中心线朝外量得的为正值 $(-t/2 \leq y \leq t/2)$ mm

因此，温度分布范围 $T(y)$ 可以认为由三部分组成：

1) 常数值部分：

$$T = (1/t) \int_{-t/2}^{t/2} T(y) dy \dots\dots\dots (78)$$

此值是整个厚度的平均值。 T 可用于确定自由热膨胀，另外确定的 T （对于同样成对的载荷组）或在总体不连续两边 a 和 b 的值，可作为 T_a 、 T_b 用在公式（76）和（77）中。

2) 平均值为零的线性部分，其变量由下式给定：

$$V = 12/t^2 \int_{-t/2}^{t/2} y T(y) dy \dots\dots\dots (79)$$

3) 平均值为零和相对于厚度中面的第一力矩也为零的非线性部分。 $T(y)$ 分解成三部分，由图 46 来说明。公式（77）所用的 ΔT_1 值是线性部分的变量 V ：

$$\Delta T_1 = V \dots\dots\dots (80)$$

公式（77）中所用的 ΔT_2 值如下：

$$\Delta T_2 = \max \left[|T_o - T| - 1/2 |\Delta T_1|, \quad |T_i - T| - 1/2 |\Delta T_1|, \quad 0 \right] \dots\dots\dots (81)$$

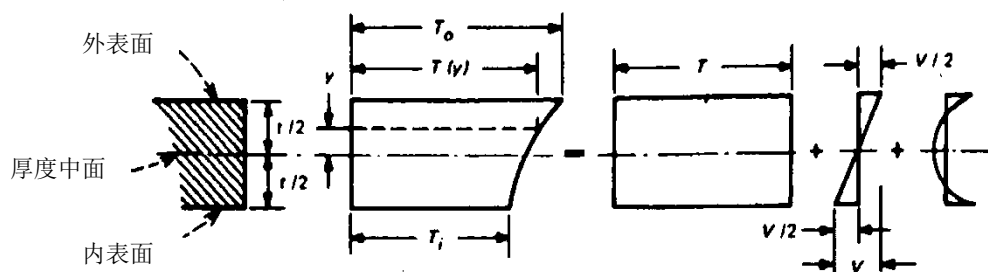


图46 温度分布范围图解

6.6.5.3.3 交变应力强度

交变应力强度 $S_{\text{交变}}$ 等于上面公式 (77) 中计算得到的 S_p 的一半 ($S_{\text{交变}} = S_p / 2$)。

6.6.5.3.4 设计疲劳曲线的应用

在 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》图 C.3 的适用的设计疲劳曲线上，在纵坐标上取 $S_a = S_{\text{交变}}$ ，则在横坐标上可找到对应的循环次数。如果所考虑的使用循环是唯一产生有效波动应力的循环，则该循环次数就是允许的循环次数。

6.6.5.3.5 累积损伤

累积损伤应按照 6.2.2.2.4e) 5) 来评定。如果 N_i 比相应设计疲劳曲线规定的最大循环次数大，则 n_i / N_i 的值可取为零。

6.6.5.3.6 简化的弹塑性不连续性的分析

如果公式 (76) 不能被所有成对的载荷组满足，则仍允许按照下述可替代的分析方法，根据 6.6.5 的规定来评定部件，只需考虑那些不满足公式 (76) 的成对载荷组。

a) 应满足公式 (82)：

$$S_e = C_2 \frac{D_o}{2I} M_i^* \leq 3S_m \dots\dots\dots (82)$$

式中： M_i^* 是与公式 (76) 中的 M_i 相同，只是它仅包括由于热膨胀和锚固点热位移而引起的力矩，

N•mm；

S_e = 膨胀应力的名义值，MPa。

S_m = 瞬态中金属的最高和最低温度许用应力强度的平均值。

b) 一次加二次薄膜加弯曲（不包括热弯曲和热膨胀应力）的应力强度应小于 $3S_m$ ，这个要求通过满足下面的公式 (83) 来达到：

$$C_1 \frac{P_0 D_0}{2t} + C_2 \frac{D_0 M_i}{2I} + C_3 E_{ab} |\alpha_a T_a - \alpha_b T_b| \leq 3S_m \dots\dots\dots (83)$$

式中：\$C_3'\$=表 24 中的值。\$M_i\$=如 6.6.5.2 所定义的，且所有其他变量如 6.6.5.3 所定义的。\$S_m\$=如 6.6.5.3.1 中定义。

c) 如果满足这些条件，\$S_{\text{交变}}\$ 应按公式 (84) 计算：

$$S_{\text{交变}} = K_e \frac{S_p}{2} \dots\dots\dots (84)$$

式中：\$K_e = 1.0\$ 对于 \$S_n \leq 3S_m\$
 $= 1.0 + \frac{1-n}{n(m-1)} \left(\frac{S_n}{3S_m} - 1 \right)$ 对于 \$3S_m < S_n < 3mS_m\$
 $= 1/n$ 对于 \$S_n \geq 3mS_m\$

\$m\$ 和 \$n\$ = 在表 15 中给出的材料参数

\$S_{\text{交变}}\$=交变应力强度， MPa

\$S_n\$=按照 6.6.5.3.1 公式 (76) 计算的一次加二次应力强度值， MPa

\$S_p\$=按照 6.6.5.3.2 公式 (77) 计算的峰值应力强度值， MPa

对于所有载荷组，\$S_{\text{交变}}\$ 应按照 6.6.5.3.3 公式或 (84) 来计算。采用上述规程计算的交变应力强度时，应按照 6.6.5.3.4 和 6.6.5.3.5 确定累积使用系数，累积使用系数不应大于 1.0。

6.6.5.3.7 热应力棘轮效应

对于所有的载荷组对，\$\Delta T_1\$ 的范围值不能超过如下的计算值：

$$\Delta T_1 \text{ 范围} \leq \frac{y' S_y}{0.7 E \alpha} C_4 \dots\dots\dots (85)$$

式中：

\$C_4 = 1.1\$ 对铁素体材料

\$= 1.3\$ 对奥氏体材料

\$E\alpha\$=如公式 (77) 定义， MPa/\$^\circ\$C

\$P\$=所考虑瞬态组的最大压力， MPa

\$S_y\$=按所考虑瞬态的平均流体温度下取用的屈服强度值， MPa

\$x = (PD_0 / 2t)(1/S_y)\$

\$y' = 3.33, 2.00, 1.20\$ 和 \$0.80\$ 分别对应于 \$x = 0.3, 0.5, 0.7\$ 和 \$0.8\$。

6.6.5.4 B 级使用限制的考虑

对指定为 B 级使用限制的使用载荷分析规程与 6.6.5.3 中给出的 A 级使用限制相同。所有包括 A 级和 B 级使用载荷的载荷组应满足 6.6.5.3.1 至 6.6.5.3.6 中对疲劳分析要求，以及 6.6.5.3.7 中对热应力棘轮效应的要求。

6.6.5.4.1 容许压力

对于 B 级使用限制 [T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》 4.1.4.2.2]，容许压力不应超过按 6.6.4.1.1 公式 (60) 计算的压力 \$P_a\$ 的 110%。

6.6.5.4.2 管道部件的分析 对于指定为B级使用限制的使用载荷应运用下述a)或b)的要求:

- a) 对于指定为B级使用限制的使用载荷[不包括交变动态载荷[6.6.2.2.2]或为交变动态载荷与非交变动态载荷的组合载荷[6.6.2.2.4]],采用导致最大计算应力的与B级使用相一致的压力 P 和力矩 M_i ,应满足公式(75)[6.6.5.2]的条件,对该工况采用的许用应力为 $1.8S_m$,但不大于 $1.5S_y$ 。

S_y = 在所考虑的瞬态的平均流体温度下的屈服强度值, MPa

- b) 对于指定为B级使用限制的使用载荷(包括不要求与非交变动态载荷组合的交变动态载荷)应满足6.6.5.3中A级使用限制的要求。此外,还应满足设计技术规范书规定的挠度限制。

6.6.5.5 C级使用限制的考虑

6.6.5.5.1 许用压力

对于C级使用限制[T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》4.1.4.2.2]和本部分6.1.1.3(b)],容许压力不应超过按6.6.4.1.1公式(60)计算的压力 P_a 的150%。

6.6.5.5.2 管道部件的分析

对于指定为C级使用限制的使用载荷[T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》4.1.4.2.2]和本部分6.1.1.3(b)],应运用下述a)或b)的要求:

- a) 除下述b)所允许以外,对于指定为C级使用限制的使用载荷,应假设压力 P 与力矩 M 同时发生,以计算最大应力,以满足6.6.5.2公式(75)的要求。对于该工况采用的许用应力为 $2.25S_m$,但不大于 $1.8S_y$ 。此外,如果由于交变动态载荷引起的锚固点位移产生的 M_{AM} ,未在6.6.5.4中考虑,则应满足6.6.5.6b)4)的要求,许用应力的限值为6.6.5.6b)4)的70%。
- b) 作为6.6.5.5.2a)的替代,对于指定为C级使用限制的使用载荷(包括不要求与非交变动态载荷[6.6.2.2.2]组合的交变动态载荷[6.6.2.2.2]),应满足6.6.5.6b)的要求,采用6.6.5.6b)2)中的许用应力、6.6.5.6b)3)中的许用应力的70%以及6.6.5.6b)4)中的许用应力的70%。

6.6.5.5.3 变形限制

应考虑设计技术规范书中规定的与C级使用限制相应的任何变形或挠度的限制。

6.6.5.6 D级使用限制的考虑

如果设计技术规格书中规定了指定为D级使用限制的任何使用载荷[T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》4.1.4.2.2],则应运用下述a)、或b)或c)的要求:

- a) 对于指定为D级使用限制的使用载荷,除了下列(b)允许的外,应满足下述1)、2)和3)的要求:
- 1) 许用压力不应超过6.6.4.1.1公式(60)计算压力 P_a 的2倍。
 - 2) 会导致最大计算应力的D级使用限制下的压力 P 和力矩 M_i 应满足6.6.5.2公式(75)的要求,该工况下采用的许用应力是 $3.0S_m$,但不大于 $2.0S_y$ 。

- 3) 如果在 6.6.5.4 中的交变动力载荷不考虑锚固点移动所引起的力矩 M_{AM} 的影响, 则应满足 6.6.5.6b) 4) 的要求。
- b) 作为 6.6.5.6a) 的替代, 按 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 A 中表 A.3 中 P-No. 1 至 P-No. 9 指定材料制作的管件, 且限定 $D_0/t_n \leq 40$, 如用于指定为 D 级使用限制 (包括不要求与非交变动态载荷 [6.6.2.2.4] 组合的交变动态载荷 [6.6.2.2.2]), 应满足下述 1) 至 5) 的要求:
- 1) 与地震或其他交变形式的载荷同时发生的压力不应超过设计压力。
 - 2) 由于重量载荷产生的持续应力不应超过下述之值:

$$B_2 \frac{D_0}{2I} M_w \leq 0.5 S_m \dots\dots\dots (86)$$

式中: M_w = 由于重量影响产生的合力矩, $N \cdot mm$, [6.6.2.3]。

- 3) 由重量载荷和交变动态惯性载荷与 D 级使用同时发生的压力组合而产生的应力不应超过下述之值:

$$B_1 \frac{P_D D_0}{2t} + B_2' \frac{D_0}{2I} M_E \leq 3 S_m \dots\dots\dots (87)$$

式中:

$B_2' = B_2$, 见表 24, 但以下情况除外:

$B_2' = 1.33$, 名义壁厚不相同的两个物项之间的环向对接焊缝 6.6.8.3.4b)

$B_2' = 0.87/h^{2/3}$, 对于弯管或对接焊弯头 (h 的定义见 6.6.8.3.7), 但不小于 1.0

$B_{2b}' = 0.27(R_m/T_r)^{2/3}$ 且

$B_{2r}' = 0.33(R_m/T_r)^{2/3}$, 对于 ANSI B16.9 或 MSS SP-87 环向对接三通 (其定义见 6.6.8.3),

但不小于 1.0

P_D = 与交变动态载荷同时发生的压力, MPa

M_E = 由地震、其他交变型和重量等惯性合力矩幅值, $N \cdot mm$ 。载荷组合中, 在计算合成力矩之前应先对各个方向力矩在同一方向的分量进行组合。如果分析方法仅得到数值大小, 而没有相应的代数符号, 则应采取最保守的组合。

- 4) 由于地震和其他交变型动态载荷引起锚固点移动而产生的合成力矩 M_{AM} 的范围和轴向力 F_{AM} 的幅值不应超过下列数值:

$$C_2 \frac{M_{AM} D_0}{2I} < 6.0 S_m \dots\dots\dots (88)$$

$$\frac{F_{AM}}{A_M} < S_m \dots\dots\dots (89)$$

A_M = 管道部件金属壁横截面积, mm^2 。

6.6.5.6. b) 4) 中 $6S_m$ 限值的应用是基于整个管道系统为弹性性质的基本假设。对多点或相对广泛的区域内发生塑性应变的系统, 该假设充分准确, 但其在不平衡系统中仅有一小部

分管道经历塑性应变时，不能反映不平衡系统内的真实应变分布，。在此情形下，由于较大刚度或承受较低应力部分的弹性跟踪，在较小刚度或承受较高应力的部分将发生应变集中。不平衡可以由如下情形引起：

- (1) 采用与较大直径或较大刚度的管道串联的小直径管道，且小直径管线承受相对较高的应力。
- (2) 尺寸或横截面的局部缩小，或局部采用刚度较小的材料。
- (3) 对不平衡系统，应修改设计以消除不平衡，或应使管道满足 6.6.5.6.b) 4) 中的方程式，式中 6Sh 用 3Sh 代替。

6) 管道位移应符合设计技术规格书中规定的限制。

- c) a) 作为 6.6.5.6a) 和 b) 的替代，包含在 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 T 中的规则可用于评定这些使用载荷，而与其他所有的设计载荷和使用载荷无关。

6.6.5.7 试验载荷

应按照 6.2.2.6 的规定对试验载荷进行评定。

6.6.5.8 法兰接头的分析

6.6.4.7.1 已涵盖法兰接头承压设计的内容。承受力矩和压力组合载荷的法兰接头应满足 6.6.5 的要求。此外，管道与法兰的连接焊缝应满足 6.6.5.2 至 6.6.5.6 的要求，并应采用表 24 中的相应的应力指数。采用 ANSI B16.5 中规定的法兰、螺栓和垫片的法兰连接件，并且所采用的螺栓的材料在 38℃ 时的 S_m 值不小于 138MPa，则该连接件可按下述规则或按 6.2 的要求进行分析。其他法兰连接件应按照 6.2 的要求进行分析。

6.6.5.8.1 设计限制、A 级和 B 级使用限制

- a) A 级使用限制的压力不应超过额定压力，或 B 级使用限制的压力不应超过额定压力的 1.1 倍。
- b) 螺栓应符合 6.2.3.2 的要求，同时还应满足公式 (90) 和 (91) 给出的限值：

对于国际单位：

$$M_{fs} \leq 21.7(S_y/250)CA_b \dots\dots\dots (90)$$

式中： A_b = 受力状态下螺纹根部或最小直径处螺栓总的横截面积，mm²

C = 螺栓圆直径，mm

M_{fs} = 在设计或使用工况下，由于作用于法兰接头的重量、管系热膨胀、锚固点的持续移动、卸压阀稳态推力和其他持续的机械载荷造成接头上的弯矩或扭矩（分别考虑），N•mm。假如采用冷紧，力矩可以减少至 6.6.7.2.8 允许的范围。

S_y = 设计温度下法兰材料的屈服强度 [T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 A 中表 A.8]，MPa

$S_y/250$ 的值不应大于 1.0。

对于国际单位：

$$M_{fs} \leq 43.4(S_y/250)CA_b \dots\dots\dots (91)$$

M_{fd} = 弯矩或扭矩（分别考虑），与 M_{fs} 的定义相同，但其包括设计或使用工况下作用于法兰接头上的动态载荷，N•mm。

6.6.5.8.2 C 级使用限制

- a) 压力不应超过额定压力的 1.5 倍。
- b) 应满足公式 (82) 的限制

对于国际单位：

$$M_{fd} \leq [78.1A_b - (\pi/16)D_f^2 P_{fd}] C (S_y / 250) \dots\dots\dots (92)$$

式中：\$D_f\$=凸面的外径，mm

\$P_{fd}\$=与\$M_{fd}\$ 同时发生的压力， MPa

\$M_{fd}\$, \$C\$, \$S_y\$, \$S_y / 250\$ 的限制以及\$A_b\$与6.6.5.8.1.b) 中的定义相同

6.6.5.8.3 D 级使用限制

- a) 压力应不超过额定压力的 2.0 倍。
- b) 应满足 6.6.5.8.2.b) 中公式 (92) 的限制，其中 \$P_{td}\$ 和 \$M_{fd}\$ 是同时发生的压力， MPa， 和力矩， N•mm。

6.6.5.8.4 试验载荷

对于试验载荷不要求进行分析。

6.6.6 焊缝设计

6.6.6.1 焊接接头

6.6.6.1.1 通用要求

焊接接头应按 7.2 制造。

6.6.6.1.2 插套焊接²³⁾

- a) 插套焊接的管道接头，应限于尺寸为 DN50 或更小的管子。
- b) 插套焊接的管道接头应符合 7.4.2.7 的要求。

6.6.6.1.3 支管连接的角焊缝和部分焊透焊缝

如果下列 6.6.6.1.3.a) 和 6.6.6.1.3.b) 的要求满足，支管连接可以采用角焊缝和部分焊透焊缝：

- a) 主管与支管的名义尺寸之比不应小于 10，支管的名义尺寸不应超过 DN50。依据 6.6.4.3.3 所要求的开孔补强应全部位于主管壁上。
- b) 焊缝为如图 67 所示的角焊缝或坡口焊缝。这些焊缝应能按照 8.2.4.5 的要求进行检测。

6.6.7 管道的特殊要求

6.6.7.1 非焊接管道接头的选择和限制

所采用的管道接头形式应适合设计载荷，选择时应考虑接头的密封性、机械强度以及所输送流体的性质。管道接头应满足本分卷关于管道系统接头的要求，且选择和设计中要考虑密封性要求，以便满足设计技术规格书的要求。

6.6.7.1.1 法兰连接接头

23) 插套焊接不应用于由于缝隙存在可能加快腐蚀的地方。

允许采用法兰连接接头。

6.6.7.1.2 胀接接头

不得采用胀接接头。

6.6.7.1.3 螺纹连接接头

不得采用仅靠螺纹密封的螺纹连接接头。如果采用密封焊接作为密封的手段，则接头的应力分析应考虑配合件的相对偏移在焊缝中产生的应力。

6.6.7.1.4 扩口接头，无扩口接头和压配接头

对于在 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》表 2.1-1 中适用的标准和技术规格范围内，满足下列 b) 到 c) 要求的、尺寸不超过 DN25 的管子，可以采用扩口、无扩口和压配连接形式的管子配件。在没有这种标准和技术规格的情况下，设计师应按照 a)、b) 和 c) 的要求确定所选择的配件形式对设计载荷是否适当和安全。

- a) 压力设计应满足 6.6.4.8 的要求。
- b) 配件及其连接接头应与其配合使用的管子相适应，它们应根据管道的最小壁厚和制造商推荐的制造方法来选用。
- c) 配件应在不超过制造商推荐的压力—温度额定值下使用。

6.6.7.1.5 填隙连接接头

不得使用填隙或灌铅连接接头。

6.6.7.1.6 硬钎焊和软钎焊接头

- a) 硬钎焊连接接头
 - 1) 硬钎焊连接接头仅用在 DN25 的仪表连接管的封闭端头，以及因空间或几何条件所限而不能使用 6.6.6.1.2，6.6.6.1.3 和 6.6.7.1.4 所容许的那些特殊场合。插套的深度至少应等于插套焊接配件所需要的深度，该深度应足以提高抗拉断裂强度使之等于管道在设计温度下的抗拉断裂强度（7.5）。
 - 2) 不可采用只靠角焊缝而不借助毛细管吸力作用使钎料填满连接处间隙的硬钎焊连接接头。
 - 3) 硬钎焊连接接头不得用于装有可燃流体的系统或具有火灾危险的区域。
- b) 软钎焊连接接头 不得采用软钎焊连接接头。

6.6.7.1.7 套筒连接接头和其他取得专利的连接接头

如果满足下列 a)，b) 和 c) 的要求，可采用非标的机械连接接头和其他取得专利的连接接头。

- a) 采取预防措施防止连接接头在所有使用载荷下脱开。
- b) 这些连接接头在使用后应易接近，以便维修、拆除或更换。
- c) 满足下列两个准则中的任何一个：
 - 1) 用一个原型连接接头在模拟的使用条件下进行性能试验，以确定该种连接接头的安全性。当已预计到振动、疲劳、循环工况、低温、热膨胀或水力冲击等情况时，在试验中应叠加适当的载荷。机械连接接头应具有足够的密封性，以满足设计技术规格书的要求。
 - 2) 接头设计按 6.2 的规则进行。

6.6.7.2 膨胀和柔性

- a) 管道系统除满足压力、重量和其他载荷的设计要求外,还应设计成能吸收和阻止热膨胀和收缩,或由其他原因引起的类似位移,并应符合 6.6.1.1 中所规定的许用应力强度的准则。管道系统应设计成具有足够的柔性,以防止由于下列原因引起的位移。
 - 1) 由于过高的应力或过大的应变而引起管道或锚固处失效。
 - 2) 接头处泄漏。
 - 3) 由于推力和力矩过大而引起连接设备的有害畸变。
- b) 由于压力、热膨胀和其他载荷及其应力增强系数产生的应力的影响应叠加起来考虑。

6.6.7.2.1 性能

热膨胀数据和弹性模量应由 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 A 中表 A.10~A.14 和 A.16~A.20 确定,该表包括了较常用的管道材料,对于没有包括在这些表中的材料,可参考权威方面的数据。

6.6.7.2.2 单位热膨胀范围

用以计算热膨胀范围的单位热膨胀量 (mm/m),应根据 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 A 中表 A.10~A.14 按使用工况和停堆工况引起的最高和最低金属温度下的单位热膨胀量之间的代数差值来确定。

6.6.7.2.3 弹性模量

在 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 A 中表 A.16~A.20 中给出了铁基金属和非铁基金属材料的弹性模量。

6.6.7.2.4 泊松比

当要求进行柔性计算时,对所有金属材料在所有温度下的泊松比都取 0.3。

6.6.7.2.5 应力

管系中由于热膨胀和端部位移引起的力和力矩的柔性计算,应以热态的弹性模量 E_h 为基础。热膨胀应力的计算应以管道和配件名义直径的最小横截面积为基础。由于力和力矩算得的膨胀应力应乘以比值 E_C/E_h , E_C 为室温弹性模量。膨胀应力与由其他原因产生的应力的组合影响应按照 6.6.1.1 和 6.6.3.0 来评定。

6.6.7.2.6 分析方法

除非与以前分析过的管系进行工程比较,能在技术上判断所有管系的柔性的合适性,否则应采用精确的结构分析方法予以分析。

6.6.7.2.7 基本假设和要求

- a) 当计算锚固点之间管道系统的柔性时,应将锚固点之间的管道系统作为一个整体处理。管线的所有部件和全部约束,例如支承和导向装置,包括为了降低作用在设备或减小支管上的力矩和力而采用的中间约束的作用都应考虑。
- b) 全面计算应考虑除直管以外的管道制品的柔度系数和应力指数。可以认为管系之中存在额外的柔性。柔度系数和应力指数在 6.6.8 中给出。
- c) 不论管道是否有冷紧状态,所有的计算中都应采用总膨胀量。不仅考虑管道本身的膨胀,而且还应考虑相连设备和支承的线位移和角位移。

- d) 在计算或模型试验中使用简化假设的情况下，应对可能低估的力、力矩和应力，包括应力增强的影响进行评定。

6.6.7.2.8 冷紧

冷紧的一个有益作用是促使一个系统较快地达到其最合适的位置。如同分析管系中的任何其他位移一样，应分析冷紧的影响。在冷紧温度下，冷紧的最大容许应力是 $2.0 S_m$ 。鉴于通常的安装过程中不可能精确地确定管系中的冷紧，所以由冷紧引起的锚固点或部件上的力和力矩的减少量，应限制在不大于计算的减少量的 $2/3$ 。

6.6.7.3 管道支承件的设计

管道支承件应按T/CNEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》的要求进行设计。

6.6.7.4 压力释放管道

6.6.7.4.1 通用要求

在本分卷范围内的压力释放管道的支承，应使其承受压力释放的反作用力，并应满足下列各项的要求。

6.6.7.4.2 通向压力释放安全装置的管道

- a) 与压力释放安全装置相连接的管道，应满足与被释放保护的系统的管道等级相应的全部要求。
- b) 除 10.1.4.2 中规定的以外，在被保护的系统和它们的一个或几个保护装置之间不应装有截止阀；

6.6.7.4.3 压力释放安全装置接出的排放管道

- a) 从压力释放安全装置起始的排放管道应满足适用于运行工况的管道要求。
- b) 除 10.1.4.2 中的规定外，在一个或多个保护装置与排放点之间不应装有截止阀。
- c) 从压力释放装置排出的排放物，只有在对这些排放物的安全处理采取了足够的预防措施之后才可以排出安全壳以外。排放物不应冲击到其他管道、结构或部件上，并应避开操作人员使用的平台和其他区域。
- d) 建议采用单独的排放管线，排放管道的要求见 10.1.4.1. f)。
- e) 当压力释放安全装置与排放管道之间采用伞形或滴盘型的连接时，排放管道的设计应防止由于膨胀位移产生的约束，并且应使尺寸能防止排放物发生倒流的可能性。在这种情况下，应采用单独的排放管线，并应为排放安全阀阀座上积存的水提供疏水器。
- f) 如果排放物可能含有液体时，在本分卷范围内与压力释放安全装置连接的排放管线，应设计成容易疏水的。

6.6.8 应力指数及柔度系数

6.6.8.1 范围

- a) 6.6.8 规则所允许的分析方法有两种。在 6.6.5 的公式 (75)，(76)，(77) 中使用的指数 B、C、K 值是在表 24 中给出。在 6.2 中详细分析所使用的指数是在 6.6.8.5 和 6.3.3.8 中给出。
- b) 在 6.6.8.6 中给出了一些常用管件的柔度系数的确定方法。

- c) 常用管道制品和接头的应力指数值已汇列成表。除非在设计报告中所引证的那些具体数据，能确保其应力指数值低于表中所列的值或柔度系数高于 6.6.8.6 方法计算的值，否则给出的应力指数应作为最小值使用，而柔度系数应作为最大值使用。
- d) 6.6.8 中未包括的管道制品，其应力指数和柔度系数应由实验分析[T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D]或理论分析来确定。这样的试验数据和理论分析应包括在设计报告中。
- e) 在用实验方法确定应力指数时，应使用所考虑点（裂纹部位、最大应力强度点等）的名义应力。

6.6.8.2 应力指数和柔度系数的定义

- a) 关于机械载荷的应力指数的一般定义为：

$$B, C, K \text{或} i = \sigma / S \dots\dots\dots (93)$$

式中：S=由载荷 L 产生的名义应力， MPa

σ =由载荷 L 产生的弹性应力， MPa

对于指数 B， σ 代表对应于极限载荷的应力值；对于指数 C 或 K， σ 代表由载荷 L 产生的最大应力强度；对于系数 i， σ 代表由载荷 L 在特定点、面和方向上产生的主应力。名义应力 S 在应力指数表中有详细的定义。

- b) 关于热载荷的应力指数的一般定义为：

$$C \text{或} K = \sigma / (E\alpha\Delta T) \dots\dots\dots (94)$$

式中：E=弹性模量， MPa

α =热膨胀系数， 1/℃

ΔT =温差，℃

σ =由温差 ΔT 产生的最大应力强度, MPa

E， α 和 ΔT 值在 6.6.5 中有详细的定义。

- c) 柔度系数在此都用小写字母 k（加有脚注）， 柔度系数的一般定义为：

$$k = \frac{\theta_{ab}}{\theta_{nom}} \dots\dots\dots (95)$$

式中： θ_{ab} =由力矩载荷 M 引起的 a 端相对于 b 端的转角， 方向与力矩相同

θ_{nom} =由力矩载荷 M 引起的名义转角

关于特殊部件的挠性系数 k 和额定转角 θ_{nom} 在 6.6.8.6 中有详细定义。

表24 6.6.5 的公式所用的应力指数

管道制品和连接接头 ^{〔3〕}	指数 C 或 K 适用于 $D_0/t \leq 100$ ，指数 B 适用于 $D_0/t \leq 50$ ^{〔1〕}									注
	内压 ^{〔2〕}			力矩载荷 ^{〔2〕}			热载荷			
	B_1	C_1 ^{〔4〕}	K_1 ^{〔4〕}	B_2	C_2 ^{〔4〕}	K_2 ^{〔4〕}	B_3	C_3	K_3 ^{〔4〕}	
远离焊缝或其他不连续段的直管	0.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	...	1.0	〔5〕
直管纵向对接焊缝										
（a）磨平的	0.5	1.0	1.1	1.0	1.0	1.1	1.0	...	1.1	〔6〕
（b）焊接状态的， $t > 5\text{mm}$	0.5	1.1	1.2	1.0	1.2	1.3	1.0	...	1.2	〔6〕
（c）焊接状态的， $t \leq 5\text{mm}$	0.5	1.4	2.5	1.0	1.2	1.3	1.0	...	1.2	〔6〕

等厚度件之间的环向对接焊缝										
(a) 磨平的	0.5	1.0	1.1	1.0	1.0	1.1	0.60	0.50	1.1	(7)
(b) 焊接状态的	0.5	1.0	1.2	1.0	...	1.8	0.60	0.50	1.7	(7)
插套焊配件、插套焊阀门、松套法兰或 插套法兰的环向角焊缝	3.0	2.0	2.0	1.0	3.0	(8)
7.2.5. 节过渡段焊缝										
(a) 磨平的	0.50	...	1.1	1.0	...	1.1	...	1.0	1.1	(9)
(b) 焊接状态的	0.50	...	1.2	1.0	...	1.8	...	1.0	1.7	(9)
1:3 锥形过渡段范围内的焊缝										
(a) 磨平的	0.5	...	1.2	1.0	...	1.1	...	0.60	1.1	(10)
(b) 焊接状态的	0.5	...	1.2	1.0	...	1.8	...	0.60	1.7	(10)
ANSI B16.9 或 MSS SP-87 的变径管	1.0	1.0	0.5	1.0	(11)
弯管或对接焊弯头	1.0	1.0	1.0	0.5	1.0	(12)
6.6.4.3 的支管接头	0.5	...	2.0	1.8	1.0	1.7	(13)
对接焊三通	0.5	1.5	4.0	1.0	0.5	1.0	(14)

总注：对于尚未列出的应力指数，参见对应行尾部的注解。

注：

- (1) 对 $50 < D_o/t \leq 100$ 的制品和连接接头，见 6.6.8.3.2.c)。
- (2) 压力和力矩载荷的计算和关于公式 (75)、(76)、(77)、(82) 和 (83) 的特殊说明，见 6.6.8.3.1.d)。
- (3) 定义、适用性和特殊限制，见 6.6.8.3。
- (4) 有关焊接制品、交叉焊缝、相连制品或非圆形制品使用这些指数的特殊说明，见 6.6.8.3.2。
- (5) 见 6.6.8.3.3，远离焊缝的直管。
- (6) 见 6.6.8.3.4.a)，纵向对接焊缝。
- (7) 见 6.6.8.3.4.b)，环向对接焊缝。
- (8) 见 6.6.8.3.4.c)，环向角焊缝。
- (9) 见 6.6.8.3.5.a)，7.2.5 过渡段。
- (10) 见 6.6.8.3.5.b)，1:3 锥形过渡段。
- (11) 见 6.6.8.3.6，同心和偏心变径管。
- (12) 见 6.6.8.3.7，曲管或对接焊弯头，也可见 6.6.8.3.2.a) 和 6.6.8.3.2.b)。
- (13) 见 6.6.8.3.8，按照 6.6.4.3 的支管连接，也可见 6.6.8.3.1.d)。
- (14) 见 6.6.8.3.9，对接焊三通，也可见 6.6.8.3.1.d)。

6.6.8.3 同 6.6.5 一起使用的应力指数

表 24 和这里给出的且接受这里规定的附加限制的应力指数，应同 6.6.5 的分析方法一起使用。对于适用范围之外的管道制品，应力指数应按 6.6.8.1 确定。

6.6.8.3.1 符号说明

- a) 尺寸 在计算表 24 和这里给出的应力指数值时,以及在评定 6.6.5 的公式 (75) 至 (84) 时,应使用 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分:通用要求》表 2.1-1 的尺寸标准中规定的名义尺寸。对于 ANSI B16.9、ANSI B16.28 或 MSS SP-87 的管道制品,应使用制造商确认的等效管道(例如 Schedule40)的名义尺寸。对具有同一尺寸、形状和重量的给定制品,经确认的等效管道尺寸不应多于一个。

对于两端具有不同尺寸的管道制品,如变径接头和锥形壁过渡段,应使用具有较大的 D_0/t 值的那一端的名义尺寸。尺寸符号定义如下:

D_0 =管道的名义外径, mm

D_i =管道的名义内径, mm

D_m =指定的主管的平均直径, mm[见 6.6.8.3.8.c) 和图 41]

$$= 2R_m = (D_0 - T_r) \dots\dots\dots (96)$$

D_{\max} =横截面的最大外径, mm

D_{\min} =横截面的最小外径, mm

D_1 =同心和偏心变径管大端的名义外径, mm, (见 6.6.8.3.6)

D_2 =同心和偏心变径管小端的名义外径, mm, (见 6.6.8.3.6)

d_0 =连接支管的名义外径, mm

d_i =连接支管的名义内径, mm

d_m =补强的或未补强的支管的平均名义直径, mm[见 6.6.8.3.8.c)]

$$= (d_i + t_n) \dots\dots\dots (97)$$

h = 曲管或对接焊弯头的特征弯曲参数

$$= tR/r_m^2 \dots\dots\dots (98)$$

I = 管道的惯性矩, mm⁴

$$= 0.0491 (D_0^4 - D_i^4) \dots\dots\dots (99)$$

L_1 =支管相连的接管补强高度, mm[见图 41]

L_1, L_2 = 分别为变径管大端和小端圆筒部分的高度, mm[见 6.6.8.3.6]

R = 曲管或弯头的名义弯曲半径, mm

R_m = 指定的主管的平均半径, mm[见 6.6.8.3.8 和图 41]

$$= (D_0 - T_r) / 2 \dots\dots\dots (100)$$

r_i = 支管内半径, mm[见图 41]

$$= d_i / 2 \dots\dots\dots (101)$$

r_m =管道平均半径, mm

$$= (D_0 - t) / 2 \dots\dots\dots (102)$$

r_m' =与接管座连接的管道平均半径[见图 41], mm

$$= (d_0 - T_b') / 2 \dots\dots\dots (103)$$

r_p =补强接管或连接支管的外半径, mm[见图 41]

r_1, r_2, r_3 =补强的分支连接、同心和偏心异径接头的半径, mm[见 6.6.8.3.6、6.6.8.3.8 和图 41]

T_b =连接支管的补强壁厚, mm[见图 41]

T_b' =连接支管的名义壁厚, mm[见图 41]

T_r =指定主管的名义壁厚, mm[见图 41]

t =管道的名义壁厚, mm,对于按最小壁厚规格采购的管道制品,名义壁厚应取最小壁厚的 1.14 倍

t_{\max} =焊接过渡段的最大壁厚 mm, (在从焊接端算起的距离为 $\sqrt{D_0 t}$ 的范围内) [见 6.6.8.3.5.b)]

t_n =接管或补强的支管连接的壁厚, mm [见 6.6.8.3.8, 也适用于同心和偏心变径管, 见 6.6.8.3.6]

t_1 =同心和偏心变径管大端的名义壁厚, mm [见 6.6.8.3.6]

t_2 =同心和偏心变径管小端的名义壁厚, mm [见 6.6.8.3.6]

t_{1m}, t_{2m} =分别为承受 6.6.4.1.1 公式 (58) 的设计压力 P 所要求的变径管大端和小端的最小壁厚, mm

Z =管道的截面模数, mm^3

$$= 2I/D_0 \dots\dots\dots (104)$$

Z_b =连接支管的近似截面模数, mm^3

$$= \pi (r'_m)^2 T'_b \dots\dots\dots (105)$$

Z_r =指定主管的近似截面模数, mm^3

$$= \pi (R_m)^2 T_r \dots\dots\dots (106)$$

α =同心和偏心变径管的锥角, 度 [见 6.6.8.3.6]

Δ =从名义外表面量得的焊缝的径向收缩量, mm

θ_n =连接支管从接管向管道过渡处的斜率, 度 [见图 41]

b) 材料性能 除非另有规定, 应采用 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 A 给出的相应温度下的材料性能。符号定义如下:

E =室温下材料的弹性模量, MPa, 取自 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 A 中表 A.16~A.20

M =材料常数

=2, 适用于铁素体钢和除镍-铬-铁合金和镍-铁-铬合金外的非铁素体材料

=2.7, 适用于奥氏体钢, 镍-铬-铁合金和镍-铁-铬合金 [见 6.6.8.3.2.b)]

S_y =设计温度下的材料屈服强度, MPa, 取自 T/CNEA XXXX.8 压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则 附录 A 中表 A.8

ν =泊松比

=0.3

c) 连接焊缝 按照本分卷的要求, 连接焊缝定义为磨平焊缝或焊接状态的焊缝。

1) 磨平焊缝是指外形如图 47 所示的那些焊缝。内外两侧焊缝总的增厚不应大于 $0.1t$ 。内外表面不应有凹坑, 最终的外形各处的斜度 (即从切线到管道平面测得的角度或在焊缝的锥形过渡侧从管表面到名义过渡表面测得的角度) 均不应大于 7 度。

2) 焊接状态的焊缝是指那些不能满足磨平焊缝的特殊要求的焊缝。

d) 载荷 给出其应力指数的载荷包括内压、弯矩和扭矩, 以及温差。给出这些指数的目的也是为了满足够保守地考虑柔性管道系统中通常遇到的横向剪力的影响。但是, 如果推力或剪力构成了给定管道制品载荷的重要部分, 则在设计分析中应包括这些力的影响。力矩和力的值应从按 6.6.7.2 进行的管道系统分析中获得。载荷符号定义如下:

M_1, M_2, M_3 =管道系统给定部位的正交力矩载荷分量, $\text{N}\cdot\text{mm}$

M_{ij} =三通或支管连接的正交力矩分量, 如图 48 所示, 其中 $i=x, y, z$ 和 $j=1, 2, 3$

M_r =在规定的运行循环期间作用于直管件 (如直管、曲管或弯头, 及同心变径管) 的合成力矩载荷, $\text{N}\cdot\text{mm}$,

$$= \sqrt{M_1^2 + M_2^2 + M_3^2} \dots\dots\dots (107)$$

P =设计压力, MPa

P_0 =使用压力的范围, MPa

P^* =所考虑的载荷循环中最高压力值, MPa

主管的力矩分量 M_{x1} , M_{x2} , M_{y1} , M_{y2} , M_{z1} , M_{z2} 的计算位置是在主管与支管的中心线相交处。 $d_0/D_0 \leq 0.5$ 的支管连接处的力矩分量 M_{x3} , M_{y3} , M_{z3} , 其计算位置是在支管中心线上距离主管和支管相交点距离为 $D_0/2$ 的一点。对于其他情况, M_{x3} , M_{y3} 和 M_{z3} 的计算点在主管与支管中心线的交点处。

M_b =支管连接或三通的主管上的合成力矩, N·mm,

$$= \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2 + M_{z3}^2}; \dots\dots\dots (108)$$

M_b^* =和 M_b 相同, 但它只包括由热膨胀和锚固点热位移产生的力矩, N·mm

M_r =支管连接或三通的主管上的合成力矩, N·mm,

$$= \sqrt{M_{xr}^2 + M_{yr}^2 + M_{zr}^2}; \dots\dots\dots (109)$$

M_r^* =和 M_r 相同, 但它只包括由热膨胀和锚固点热位移产生的力矩, N·mm

M_{xr} , M_{yr} , M_{zr} =同 6.6.8.3.8 和 6.6.8.3.9 的应力指数一起使用的主管力矩分量, N·mm。它们的数值按如下计算: 如果 M_{i1} 和 M_{i2} (这里 $i=x,y,z$) 有相同的代数符号 (+/-), 则 $M_{ir}=0$ 。如果 M_{i1} 和 M_{i2} 有不同的代数符号, 则 M_{ir} 等于 M_{i1} 或 M_{i2} 的较小值。如果 M_{i1} 和 M_{i2} 没有符号, 则 M_{ir} 可取 M_{i1} 或 M_{i2} 的较小值。由不同的载荷源产生的有符号和无符号力矩的组合应在 M_{ir} 确定之后进行

对于支管连接或三通, 公式 (75), (76), (77) 和 (83) 中的压力项应由下述各项取代:

对公式 (75): $B_1 (PD_0/2T_r)$

对公式 (76) 和 (83): $C_1 (P_0 D_0/2T_r)$

对公式 (77): $K_1 C_1 (P_0 D_0/2T_r)$

对于支管连接或三通, 公式 (69) 至 (77) 的力矩项应由下述成对项取代:

对公式 (65): $B_{2b} (M_b/Z_b) + B_{2r} (M_r/Z_r)$

对公式 (76) 和 (83): $C_{2b} (M_b/Z_b + C_{2r} (M_r/Z_r))$

对公式 (77): $C_{2b} K_{2b} (M_b/Z_b + C_{2r} K_{2r} (M_r/Z_r))$

对公式 (82): $C_{2b} (M_b^*/Z_b + C_{2r} (M_r^*/Z_r))$

这里, 近似截面模数为:

$$Z_b = \pi(r'_m)^2 T'_b \dots\dots\dots (110)$$

$$Z_r = \pi(R'_m)^2 T'_r \dots\dots\dots (111)$$

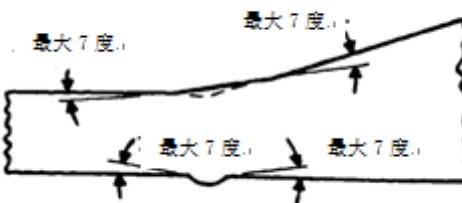


图47

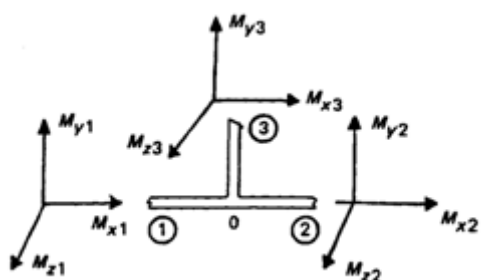


图48

6.6.8.3.2 指数的适用性—概述

表 24 和这里给出的应力指数 B 、 C 和 K 预示了一特定制品焊缝连接处或其内部的应力。对 ANSI B16.9、ANSI B16.28 和 MSS SP-87 管道制品给出的应力指数只适用于本体上没有接头、附件或其他附加的应力增强物的无缝制品。焊缝的应力指数不适用于焊缝径向收缩量 Δ 大于 $0.25t$ 的情况。

对于具有纵向对接焊缝的制品，给出的指数 K_1 、 K_2 和 K_3 对磨平焊缝应乘以 1.1，对于焊接状态的焊缝应乘以 1.3。在直管纵向对接焊缝和环向对接焊缝或环向角焊缝的相交处，指数 C_1 、 K_1 、 C_2 、 K_2 和 K_3 应取相关指数的乘积。

- a) 对焊制品 对于两种管道制品如一个三通和一个变径管焊在一起，或一个三通和一个环向对接焊缝，除非另有规定，一般不要求取应力指数的乘积。管道制品和焊缝应分开评定。

对于直接焊接在一起或者用长度小于一个管道直径的直管焊接（或连接）在一起的曲管或对接焊弯头，应力指数应取弯头或曲管的指数和环向对接焊缝的指数的乘积，被免除的 B_1 和 C_3 除外。

- b) 不圆制品 表 24 给出的应力指数适用于椭圆度不大于 $0.08t$ 的制品和焊缝，椭圆度定义为 $D_{\max} - D_{\min}$ 。对于不满足这一要求的直管、曲管、直管的纵向对接焊缝、环向对接焊缝、7.2.5 的过渡段和 1:3 的锥形过渡段，其应力指数应按下述规定修正。

- 1) 如果横截面不圆，但在半径上没有不连续，即一个椭圆横截面，则 K_1 的可接受值可采用系数 F_{1a} 乘以表列的 K_1 的值得到：

$$F_{1a} = 1 + \frac{D_{\max} - D_{\min}}{t} \times \left[\frac{1.5}{1 + 0.455(D_0/t)^3(p/E)} \right] \dots\dots\dots (112)$$

式中：

D_0 =名义外径，mm

E =室温下材料的弹性模量，MPa

p =内压（采用所考虑的载荷循环中最高压力值），MPa

其他符号如上面 b) 中定义。

- 2) 如果在半径上是不连续的，例如：有扁平点，且 $D_{\max} - D_{\min}$ 不大于 $0.08D_0$ ，则 K_1 的可取值可采用系数 F_{1b} 乘以表列的 K_1 值获得：

$$F_{1b} = 1 + MS_y / (PD_0 / 2t) \dots\dots\dots (113)$$

式中：

$M=2$ ，适用于铁素体钢和除镍-铬-铁合金和镍-铁-铬合金以外的非铁素体材料

$M=2.7$ ，适用于奥氏体钢、镍-铬-铁合金和镍-铁-铬合金

P =设计压力，MPa；

S_y = 设计温度下的屈服强度 [T/CNEA XXXXX.8 压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则 附录 A 中表 A.8], MPa

D_0 和 t 的定义在上面 a) 和 b) 中给出。

- c) 对 $50 < D_0/t \leq 100$ 的制品和连接接头, 表 24 的指数 B_1 是有效的。指数 B_2 应乘系数 $1/(XY)$, 其中:

$X = 1.3 - 0.006(D_0/t)$, 不大于 1.0

$Y = 1.0224 - 0.000594T$, 不大于 1.0, 对铁素体材料

T = 设计温度 $^{\circ}\text{C}$

$Y = 1$, 对其他材料

6.6.8.3.3 远离焊缝的直管

表 24 给出的应力指数适用于远离焊缝或其他不连续性的直管, 按 6.6.8.3.2 进行修正的除外。

6.6.8.3.4 连接焊缝

- a) 纵向对接焊缝。表 24 给出的应力指数适用于直管的纵向对接焊缝, 按 6.6.8.3.2 进行修正的除外。

- b) 环向对接焊缝 除按 6.6.8.3.2 和这里进行修正的外, 表 24 给出的应力指数, 适用于在离焊缝端为 $\sqrt{D_0 t}$ 的轴向距离内其壁厚介于 $0.875t$ 和 $1.1t$ 之间的两个制品间的环向对接焊缝。环

焊缝还可能由于焊接材料在冷却时的收缩表现出直径上的减小。这些指数不适用于 Δ/t 大于 0.25 的情况, Δ 是从名义外表面量得的径向收缩。

对于名义壁厚 $t < 6\text{mm}$ 的管件间的环向对接焊态的焊缝接头, 其焊缝指数 C_2 应取为:

对于国际单位:

$$C_2 = 1.0 + 2.4/t, \text{ 但不大于 } 2.1$$

名义壁厚 $t \geq 6\text{mm}$, 其焊缝指数 C_2 应取 1.0。

- c) 环向角焊缝 除按 6.6.8.3.1 和下述 1) 和 2) 补充或修正的外, 表 24 给出的应力指数, 适用于用来连接插套焊接配件、插套焊接阀门、活套法兰或插套焊接法兰的环向角焊缝。

- 1) 一次应力指数, 指数 B_1 和 B_2 应取为:

$$B_1 = 0.75(t_n / C_x) \geq 0.5 \dots\dots\dots (114)$$

$$B_2 = 1.5(t_n / C_x) \geq 1.0 \dots\dots\dots (115)$$

其中: C_x 和 t_n 在图 71 的简图 c) 和 d) 已给出了定义, 在图 71 的简图 c) 中 C_x 应取作 X_{\min} 。且 $C_x \geq 1.25t_n$, 在图 71 的简图 d) 中 $C_x \geq 0.75t_n$ 。对于不等焊脚尺寸的焊缝, C_x 的值取较小的焊脚尺寸。

- 2) 一次加二次应力指数, 指数 C_1 和 C_2 应取为:

$$C_1 = 1.8(t_n / C_x) \geq 1.4 \dots\dots\dots (116)$$

$$C_2 = 2.1(t_n / C_x) \geq 1.3 \dots\dots\dots (117)$$

6.6.8.3.5 焊接的过渡段

除按 6.6.8.3.2 和这里进行修正的外, 表 24 给出的应力指数, 适用于 6.6.8.3.5.a) 定义的 7.2.5 的焊接过渡段和 6.6.8.3.5.b) 定义的 1:3 焊接过渡段。环向对接焊缝还可能因焊接材料在冷却时的收缩而表现出直径上的减小。这些指数不适用于 Δ/t 大于 0.25 的情况。

- a) 7.2.5 的过渡段 除按 6.6.8.3.2 和这里进行修正的外, 表 24 给出的应力指数, 适用于在离焊缝端为 $\sqrt{D_0 t}$ 的轴向距离内其壁厚介于 $0.875t$ 和 $1.1t$ 间的管件和另一相连接管件之间的环

向对接焊缝。后一管件的焊缝端在图 68 的包络线之内，但内外表面的斜度不在同一方向。满足这些要求的过渡段，其指数 C_1 、 C_2 和 C_3 应取为：

对于国际单位：

$$C_1 = 0.5 + 0.33(D_0/t)^{0.3} + 1.2/t, \text{ 但不大于 } 1.8 \dots\dots\dots (118)$$

$$C_2 = 1.7 + 2.4/t, \text{ 但不大于 } 2.1 \dots\dots\dots (119)$$

$$C_3 = 1.0 + 0.03(D_0/t), \text{ 但不大于 } 2.0 \dots\dots\dots (120)$$

对于磨平的焊缝和 $t \geq 6\text{mm}$ 的管件间的焊接状态的焊缝， C_1 、 C_2 应取为：

$$C_1 = 0.5 + 0.33(D_0/t)^{0.3}, \text{ 但不大于 } 1.8; \dots\dots\dots (121)$$

$$C_2 = 1.7 \dots\dots\dots (122)$$

- b) 斜度 1:3 的过渡段。除按 6.6.8.3.2 和这里进行修正的外，表 24 给出的应力指数，适用于在离焊接端为 $\sqrt{D_0 t}$ 的轴向距离内其壁厚在 $0.875t$ 和 $1.1t$ 之间的管件和另一相连接管件间的环向对接焊缝。后一管件的焊缝端，其轴向距离为 $\sqrt{D_0 t}$ 的内侧面、外侧面或两侧面上在 1:3 斜度限定范围内，但内、外侧面的倾斜方向不同。满足这些要求的过渡段的指数 C_1 、 C_2 和 C_3 应取为：

对于国际单位：

$$C_1 = 1.0 + 1.2/t, \text{ 但不大于 } 1.8 \dots\dots\dots (123)$$

$$C_2 = t_{\max}/t + 2.4/t, \text{ 但不大于 } (1.33 + 0.04\sqrt{D_0/t} + 2.4/t) \text{ 或 } 2.1 \text{ 中的较小值} \dots\dots\dots (124)$$

$$C_3 = 0.35(t_{\max}/t) + 0.25, \text{ 但不大于 } 2.0 \dots\dots\dots (125)$$

式中 t_{\max} 是过渡区内的最大壁厚。如果 $(t_{\max}/t) \leq 1.10$ ，则可采用 6.6.8.3.4.b) 环向对接焊缝的应力指数。对磨平的焊缝和 $t \geq 6\text{mm}$ 的管件间的焊缝状态的连接焊缝。 C_1 和 C_2 应取为：

$$C_1 = 1.0$$

$$C_2 = t_{\max}/t, \text{ 但不大于 } (1.33 + 0.04\sqrt{D_0/t}) \text{ 或 } 2.1 \text{ 中的较小值} \dots\dots\dots (126)$$

6.6.8.3.6 同心和偏心变径管

如果图 49 定义的圆锥角 α 小于 60° ，且变径管整个本体的壁厚不小于 t_{1m} （小端圆筒部分及紧靠圆筒部分的区域除外，其壁厚不小于 t_{2m} ），则除按 6.6.8.3.2 和这里进行修正的外，表 24 给出的应力指数适用于按 ANSI B16.9 或 MSS SP-87 的要求制造的对接焊的变径管。壁厚 t_{1m} 和 t_{2m} 分别为大端和小端按 6.6.4.1.1 公式 (58) 计算的承受设计压力 P 所需要的最小厚度。对于偏心变径管，在图 49 中所表示的尺寸取为圆周上 a 最大的位置。

- a) 一次应力指数。下列 1) 和 2) 给出的应力指数 B 应按圆锥角 α 选用。

1) $B_1 = 0.5$ (对 $\alpha \leq 30^\circ$)；

2) $B_2 = 1.0$ (对 $30^\circ < \alpha \leq 60^\circ$)。

- b) 一次加二次应力指数。下列 1) 和 2) 给出的应力指数 C_1 和 C_2 应按过渡段半径 r_1 和 r_2 的尺寸大小来选用。

1) 对于 r_1 和 $r_2 \geq 0.1D_1$ 的变径管:

$$C_1 = 1.0 + 0.0058\alpha\sqrt{D_n/t_n} \dots\dots\dots (127)$$

$$C_2 = 1.0 + 0.36\alpha^{0.4}(D_n/t_n)^{0.4(D_2/D_1-0.5)} \dots\dots\dots (128)$$

式中 D_n/t_n 是 D_1/t_1 和 D_2/t_2 中的较大值。

2) 对于 r_1 和 (或) $r_2 < 0.1D_1$:

$$C_1 = 1.0 + 0.00465\alpha^{1.285}(D_n/t_n)^{0.39}; \dots\dots\dots (129)$$

$$C_2 = 1.0 + 0.0185\alpha\sqrt{D_n/t_n} \dots\dots\dots (130)$$

式中 D_n/t_n 是 D_1/t_1 和 D_2/t_2 中的较大值。

c) 峰值应力指数。下列 1)、2) 或 3) 给出的指数 K_1 和 K_2 应根据连接焊缝的形式和厚度尺寸来选用。

1) 用磨平的环向对接焊缝与管段连接的变径管:

$$K_1 = 1.1 - 0.1L_m/\sqrt{D_m t_m}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (131)$$

$$K_2 = 1.1 - 0.1L_m/\sqrt{D_m t_m}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (132)$$

式中 $L_m/\sqrt{D_m t_m}$ 是 $L_1/\sqrt{D_1 t_1}$ 和 $L_2/\sqrt{D_2 t_2}$ 中的较小值。

2) 用焊接状态的环向对接焊缝与管道连接的变径管, 其中 t_1 或 $t_2 > 5\text{mm}$,

$$K_1 = 1.2 - 0.2L_m/\sqrt{D_m t_m}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (133)$$

$$K_2 = 1.8 - 0.8L_m/\sqrt{D_m t_m}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (134)$$

式中 $L_m/\sqrt{D_m t_m}$ 是 $L_1/\sqrt{D_1 t_1}$ 和 $L_2/\sqrt{D_2 t_2}$ 中的较小值。

3) 用焊接状态的环向对接焊缝与管道连接的变径管, 其中 t_1 或 $t_2 \leq 5\text{mm}$,

$$K_1 = 1.2 - 0.2L_m/\sqrt{D_m t_m}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (135)$$

$$K_2 = 2.5 - 1.5L_m/\sqrt{D_m t_m}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (136)$$

式中 $L_m/\sqrt{D_m t_m}$ 是 $L_1/\sqrt{D_1 t_1}$ 和 $L_2/\sqrt{D_2 t_2}$ 中的较小值。

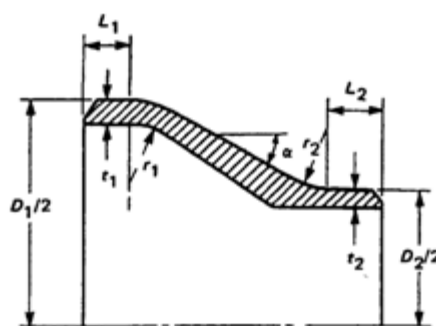


图49

6.6.8.3.7 曲管或对接焊弯头

除按 6.6.8.3.2 和这里进行修正的外,表 24 给出的应力指数适用于按 ANSI B16.9、ANSI B16.28 或 MSS SP-87 的要求制造的曲管或对接焊弯头。

a) 一次应力指数 下列 B_1 和 B_2 应取为:

$$B_1 = -0.1 + 0.4h, \text{ 但不 } < 0 \text{ 也不 } > 0.5 \dots\dots\dots (137)$$

$$B_2 = 1.30/h^{2/3}, \text{ 但不 } < 1.0. \dots\dots\dots (138)$$

式中 $h = tR/r_m^2$

b) 一次加二次应力指数。下列指数 C_1 和 C_2 应取为:

$$C_1 = (2R - r_m)/2(R - r_m); \dots\dots\dots (139)$$

$$C_2 = 1.95/h^{2/3}, \text{ 但不 } < 1.5 \dots\dots\dots (140)$$

式中 $h = tR/r_m^2$

6.6.8.3.8 满足 6.6.4.3 要求的支管连接

除按 6.6.8.3.2 和这里进行修正的外,表 24 给出的应力指数适用于符合 6.6.4.3 一般要求和 6.6.8.3.8.a) 附加要求的补强或未补强的支管连接。所用符号在 6.6.8.3.1 和 6.6.4.3.3 中给出了定义。

a) 适用性。如果满足下列限制,这些应力指数是可用的。

1) 支管连接是在直管段上。

2) 对于管道中的多个支管连接,沿主管外表面测量的在纵向上的相邻支管中心线间的弧距不小于 3 倍的两相邻支管内半径之和,或沿主管环向相邻支管中心线间的弧距不小于两相邻支管内半径之和的两倍。

3) 支管连接的轴线垂直于主管的表面。

4) 主管半径与壁厚的比值 R_m/T_r 小于 50, 支管与主管半径的比值 r_m'/R_m 小于 0.50。

5) 如果支管与主管的圆角半径 r_2 不小于 $T_b/2$, $T_r/2$ 或 $(T_b' + y)/2$ 中的较大值[图 41 简图 c)], 则指数 K_{2b} 应从 2.0 降至 1.0。

b) 一次应力指数。一次应力指数 B_{2b} 和 B_{2r} 应取为:

$$B_{2b} = 0.5C_{2b}, \text{ 但不 } < 1.0 \dots\dots\dots (141)$$

$$B_{2r} = 0.75C_{2r}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (142)$$

c) 一次加二次应力指数。指数 C_1 , C_{2b} 和 C_{2r} [对于力矩载荷, 见 6.6.8.3.1.d)] 应取为:

$$C_1 = 1.4 \left(\frac{D_m}{T_r} \right)^{0.182} \left(\frac{d_m}{D_m} \right)^{0.367} \left(\frac{T_r}{t_n} \right)^{0.382} \left(\frac{t_n}{r_2} \right)^{0.148}, \text{ 但不} < 1.2 \dots\dots\dots (143)$$

如果 $r_2/t_n > 12$, 则用 $r_2/t_n = 12$ 来计算 C_1

$$C_{2b} = 1.5 \left(\frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left(\frac{r'_m}{R_m} \right)^{1/2} \left(\frac{T'_b}{T_r} \right) \left(\frac{r'_m}{r_p} \right), \text{ 但不} < 1.5 \dots\dots\dots (144)$$

$$C_{2r} = 1.15 \left(\frac{r'_m}{t_n} \right)^{1/4}, \text{ 但不} < 1.5 \dots\dots\dots (145)$$

式中: 对于图 41 简图 a) 和 b):

$$t_n = T_b, \text{ 如果 } L_1 \geq 0.5 (d_m T_b)^{1/2} \dots\dots\dots (146)$$

$$= T'_b, \text{ 如果 } L_1 < 0.5 (d_m T_b)^{1/2} \dots\dots\dots (147)$$

对于图 41 简图 c):

$$t_n = T'_b + (2/3) y, \text{ 如果 } \theta \leq 30^\circ \dots\dots\dots (148)$$

$$= T'_b + 0.385 L_1, \text{ 如果 } \theta > 30^\circ \dots\dots\dots (149)$$

对于图 41 简图 d):

$$t_n = T'_b = T_b \dots\dots\dots (150)$$

d) 峰值应力指数。力矩载荷的峰值应力指数 K_{2b} 和 K_{2r} [见 6.6.8.3.1.d)] 应取为:

$$K_{2b} = 2.0 \dots\dots\dots (151)$$

$$K_{2r} = 1.75 \dots\dots\dots (152)$$

e) 且 K_{2r} C_{2r} 的最小值为 2.65。

f) 对按照 6.6.6.1.3 的要求采用角焊缝或部分焊透焊缝的支管连接, 表 24 和 6.6.8.3.8 中规定的应力指数应按如下增大:

1) 指数 B_1 和 B_2 应乘以系数 1.5。

2) C_1 、 C_{2b} 和 C_{2r} 应乘以 2。

3) K_1 、 K_{2b} 和 K_3 应乘以 3。

4) K_{2r} 应乘以 2。

5) $C_{2b} K_{2b}$ 的最小值为 6.0。

6) $C_{2r} K_{2r}$ 的最小值为 4.2。

在采用角焊缝和部分焊透焊缝焊接的支管连接的指数计算中, r_2 可以用 t_n 代替, 其它尺寸与图 41 一致。

6.6.8.3.9 对接焊三通

除按 6.6.8.3.2 和这里进行修正的外, 表 24 给出的应力指数适用于 ANSI B16.9 或 MSS SP-87 的要求制造的对焊三通。

a) 一次应力指数。一次应力指数 B_{2b} 和 B_{2r} 应取为:

$$B_{2b} = 0.4(R_m / T_r)^{2/3}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (153)$$

$$B_{2r} = 0.5(R_m / T_r)^{2/3}, \text{ 但不} < 1.0 \dots\dots\dots (154)$$

b) 一次加二次应力指数。力矩载荷的应力指数 C_{2b} 和 C_{2r} [见 6.6.8.3.1.d)] 应取为:

$$C_{2b} = 0.67(R_m/T_r)^{2/3}, \text{ 但不} < 2.0 \dots\dots\dots (155)$$

$$C_{2r} = 0.67(R_m/T_r)^{2/3}, \text{ 但不} < 2.0 \dots\dots\dots (156)$$

c) 峰值应力指数。力矩载荷的应力指数 K_{2b} 和 K_{2r} [见 6.6.8.3.1.d)] 应取为:

$$K_{2b} = 1.0 \dots\dots\dots (157)$$

$$K_{2r} = 1.0 \dots\dots\dots (158)$$

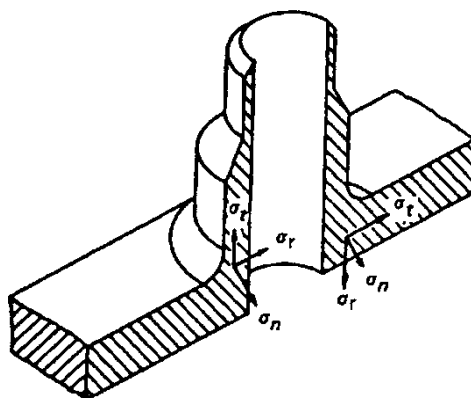
6.6.8.4 详细分析用的应力指数

应力分量的符号及其定义在图 50 中给出。这些定义适用于所有管道制品, 在 6.6.8.5 和 6.3.3.8 的表中给出的应力指数也是这样定义的。

6.6.8.5 曲管或焊接弯头

6.6.8.5.1 指数的适用性

表 25 和 26 中所列指数给出了曲管或弯头在远离环向或纵向焊缝或其他局部不连续处的应力。具有局部不连续(如纵向焊缝、支承凸耳和弯头上的支管连接)的曲管或焊接弯头中的应力采用合适的理论分析或按 T/CNEA XXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 R 的实验分析来获得。



注1: σ_t =在所考虑断面的平面内且平行于断面边界的应力分量。

注2: σ_n =垂直于断面平面的应力分量。

注3: σ_r =垂直于断面边界的应力分量。

注4: σ =考虑点的应力强度(组合应力)。

图50 应力分量的方向

表25 曲管或焊接端弯头，内压

位置	表面	应力方向	应力指数 ^a
<div><div>ϕ ϕ ϕ ϕ ϕ ϕ α α α α α α α α</div></div>	圆截面		
	内面	σ_n	$\left[\frac{D_0 - 0.8(t_m - A)}{2(t_m - A)} \right] \left[\frac{0.5(2R + r \sin \phi)}{R + r \sin \phi} \right] = i_1$
	中面	σ_n	
	外面	σ_n	
	内面	σ_t	$\frac{D_i}{4(t_m - A)} = i_2$
	中面	σ_t	
	外面	σ_t	
	非圆截面 ^b		
	内面	σ_n	$i_1 + i_3$
	中面	σ_n	i_1
	外面	σ_n	$i_1 - i_3$
	内面	σ_t	$i_2 + 0.3 i_3$
	中面	σ_t	i_2
	外面	σ_t	$i_2 - 0.3 i_3$
^b 径向应力 σ_r 在内表面等于 -P，在中面等于 -P/2，在外表面等于 0。			
^c 对非圆截面：			
$i_3 = \left[\frac{D_0(D_1 - D_2)}{2t_m^2} \right] \left[\frac{1.5}{1 + 0.455(D_0/t_m)^3(P/E)} \right] \cos 2\alpha \dots\dots\dots (159)$			

6.6.8.5.2 符号（图 51）

A=附加壁厚，mm[6.6.4.1.1]

 $D_i = D_0 - 2(t_m - A)$ ，mm D_0 =横截面上的名义外径，mm

D_1 (D_2) =非圆横截面 (实际是椭圆或卵形) 弯头的最大 (最小) 外径 (图 51), mm

E =弹性模量, MPa [T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录 A. 16~A. 20]

P =内压, MPa

R =弯曲半径, mm

r =平均横截面半径, mm

t_m =规定的最小壁厚, mm

Z =横截面的截面模量, mm³

$$=0.0982 (D_0^4 - D_i^4) / D_0 \dots\dots\dots (160)$$

$$\lambda = t_m R / r^2 \sqrt{1 - \nu^2} \text{ (表26, 限制 } \lambda \geq 0.2 \text{) } \dots\dots\dots (161)$$

表26 曲管或焊接弯头, 力矩载荷 ($\lambda \geq 0.2$)

位置	表面	应力方向	应力指数 ^a
所有位置	扭 矩 M_x		
	所有表面	τ_{nt} ^b	1.0
	在平面内或平面外的力矩 M_y 或 M_z ^c		
	外面	σ_n	$\nu\sigma_{tm} + \sigma_{nb}$
	中面	σ_n	$\nu\sigma_{tm}$
	内面	σ_n	$\nu\sigma_{tm} - \sigma_{nb}$
	ϕ		
ϕ	外面	σ_t	$\sigma_{tm} + \nu\sigma_{nb}$
	中面	σ_t	σ_{tm}
	内面	σ_t	$\sigma_{tm} - \nu\sigma_{nb}$
^d 所有表面的径向应力 σ_r 均为零;			
^e τ_{nt} 是 n-t 平面内的剪应力, 应和主应力 σ_n 和 σ_t 进行适当的组合, 以获得由 M_x 和 M_y 或 M_z 组合产生的应力;			
^f 应力指数的符号:			
ν =泊松比			
$\left. \begin{aligned} \sigma_{tm} &= \sin \phi + [(1.5X_2 - 18.75)\sin 3\phi + 11.25\sin 5\phi]/X_4 \\ \sigma_{nb} &= \lambda(9X_2 \cos 2\phi + 225\cos 4\phi)/X_4 \end{aligned} \right\} \quad \text{平面内}M_z$			
$\left. \begin{aligned} \sigma_{tm} &= \cos \phi + [(1.5X_2 - 18.75)\cos 3\phi + 11.25\cos 5\phi]/X_4 \\ \sigma_{nb} &= -\lambda(9X_2 \sin 2\phi + 225\sin 4\phi)/X_4 \end{aligned} \right\} \quad \text{平面外}M_z$			
^h $X_1 = 5 + 6\lambda^2 + 24\nu$			
ⁱ $X_2 = 17 + 600\lambda^2 + 480\nu$			

j $X_3 = X_1 X_2 - 6.25$

k $X_4 = (1 - \nu^2)(X_3 - 4.5 X_2)$

l $\lambda = t_m R / \left(r^2 \sqrt{1 - \nu^2} \right)$ （公式只对 $\lambda \geq 0.2$ 的有效）

m $\psi = PR^2 / Ert_m$

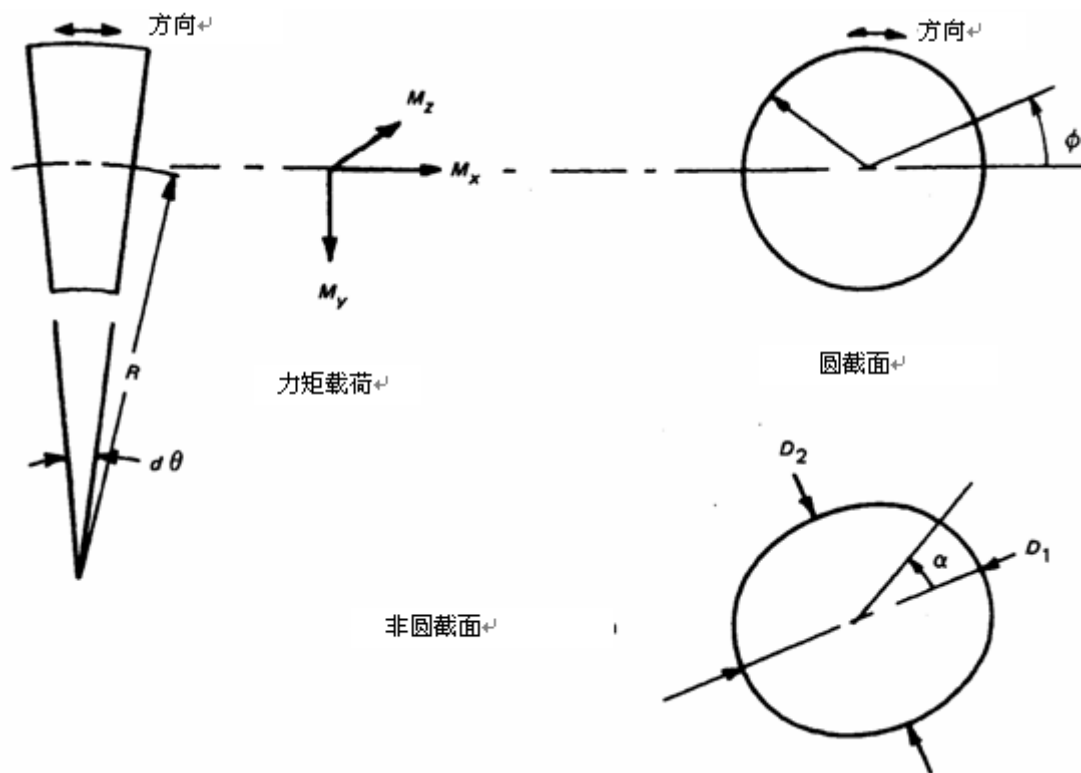


图51 弯头的符号图例

6.6.8.5.3 由应力指数求应力

由应力指数求得应力：

表27 由应力指数求应力计算公式

载 荷	应力指数乘以：
内压	P
M_x	$M_x/2Z$
M_y	M_y/Z
M_z	M_z/Z

6.6.8.5.4 应力分类

对于依据 6.2.1 进行的曲管或焊接弯头的分析, 下面的规则适用于控制作用在面内或面外的力矩载荷 (与控制载荷的位移不同) 产生的应力分类。

a) 轴向、周向和扭转应力的整体薄膜应力部分应作为一次应力 (P_L)。

b) 通过轴向和周向的整个壁厚弯曲应力的 75% 应分类为一次应力 (P_b), 其余的 25% 应分类为二次应力 (Q)。控制施加在面内或面外的位移所产生的应力应分类为二次应力 (Q)。

6.6.8.6 柔度系数

6.6.8.6.1 直管

对于 $M=M_1$ 或 M_2 (见图 52):

$$k=1.0 \quad \theta_{\text{nom}} = \frac{Ml}{EI} \dots\dots\dots (162)$$

对于 $M=M_3$ (见图 52):

$$k=1.0 \quad \theta_{\text{nom}} = \frac{Ml}{GJ} \dots\dots\dots (163)$$

在上述两式中:

E = 弹性模量, MPa ;

G = 剪切模量, MPa ;

I = 平面惯性矩, mm^4 ;

J = 极惯性矩, mm^4 ;

l = 一个管道的直径, mm;

6.6.8.6.2 曲管和焊接弯头

如果满足下述要求²⁴⁾, 柔度系数 k 可以按下列给出的公式计算:

a) R/r 不小于 1.7;

b) 中心线长度 $R\alpha$ 大于 $2r$; ;

c) 在距离管道弯曲段端部或焊接弯头端部为 r 的范围内没有法兰或其他类似的加强件。

对于 M_1 或 M_2 (见图 53):

$$k = \frac{1.65}{h} \left[\frac{1}{1 + (Pr/tE)X_K} \right] \dots\dots\dots (164)$$

但不小于 1.0, 且

$$\theta_{\text{nom}} = \frac{R}{EI} \int_0^A M(d\alpha) \dots\dots\dots (165)$$

对于 M_3 (见图 53):

$$k=1.0$$

$$\theta_{\text{nom}} = \frac{R}{GJ} \int_0^A M(d\alpha) \dots\dots\dots (166)$$

在以上两种情况下:

A = 弯曲管道或焊接弯头的总角度, 弧度

E = 弹性模量, MPa

24) 曲管或焊接弯头的柔度因受端部效应而减少, 而端部效应是由邻近的直管或阻止形成椭圆截面的其他邻近的加强件所引起的。在某些情况时, 这些端部效应也可以使应力降低。

G =剪切弹性模量, MPa

$$h=tR/r^2 \dots \dots \dots (167)$$

I =截面的平面惯性矩, mm^4

J =截面的极惯性矩, mm^4

P =内压, MPa

R =弯曲半径, mm

r =管道或弯头的平均半径, mm

t =管道或弯头的名义壁厚, mm

$$Xk=6 (r/t)^{4/3} (R/r)^{1/3} \dots \dots \dots (168)$$

α =弧度角, rad

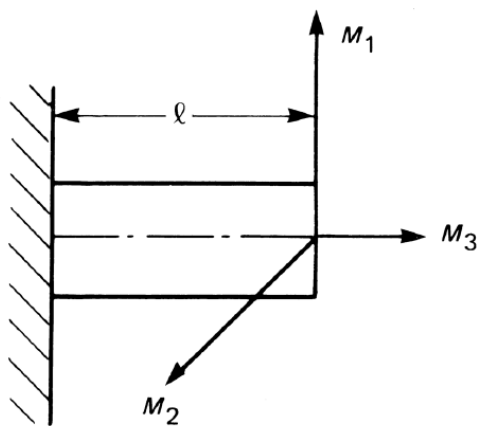


图52

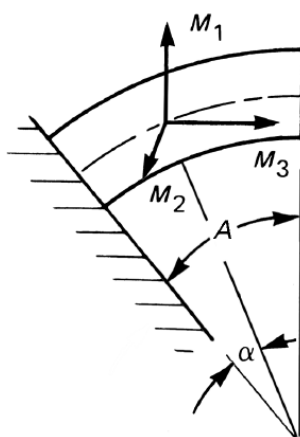


图53

6.6.8.6.3 斜接弯头

可采用 6.6.8.1.d) 的要求。

6.6.8.6.4 焊接三通或支管连接

对于不包括在 6.6.8.6.5 中的焊接三通[ANSI B16.9]或支管连接[6.6.4.3], 载荷位移关系应通过假定主管和支管延伸至主管中心线和支管中心线相交点来得到。假想的连接点假定为刚性的, 从连接点到主管表面的假想支管长度也假定为刚性的。

6.6.8.6.5 直管上的支管连接

(对于符合 6.6.8.3.8 尺寸要求的直管上的支管连接) 载荷位移关系可以根据下列 a) 至 d) 给出的管道系统分析[6.6.7.2]中的支管连接模型来获得 (见图 54)

a) k 值给出如下:

对于 M_{x3} :

$$k = 0.1(D/T_r)^{1.5} \left[(T_r/t_n)(d/D) \right]^{1/2} \times (T'_b/T_r) \dots\dots\dots (169)$$

对于 M_{z3} :

$$k = 0.2(D/T_r) \left[(T_r/t_n)(d/D) \right]^{1/2} \times (T'_b/T_r) \dots\dots\dots (170)$$

式中:

D =主管外径, mm

d =支管外径, mm

E =弹性模量, MPa

I_b =支管惯性矩 (用 d 和 T_b 计算), mm^4

$M = M_{x3}$ 或 M_{z3} , 如 6.6.8.3.1.d) 中所定义

T_r =主管壁厚, mm

ϕ =力矩方向上的转角, rad

b) 对于图 41 简图 a) 和 b) 的支管连接:

$$t_n = T_b, \text{ 若 } L_1 \geq 0.5 \left[(2r_i + T_b) T_b \right]^{1/2} \dots\dots\dots (171)$$

$$= T_b', \text{ 若 } L_1 < 0.5 \left[(2r_i + T_b) T_b \right]^{1/2} \dots\dots\dots (172)$$

c) 对于图 41 简图 c) 的支管连接:

$$t_n = T_b' + (2/3) y, \text{ 若 } \theta \leq 30^\circ \dots\dots\dots (173)$$

$$= T_b' + 0.385 L_1, \text{ 若 } \theta > 30^\circ \dots\dots\dots (174)$$

d) 对于图 41 简图 d) 的支管连接:

$$t_n = T_b' = T_b \dots\dots\dots (175)$$

6.6.9 管道制品的尺寸要求

6.6.9.1 标准管道制品

标准管道制品的尺寸应满足 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》表 2.1-1 中所列的标准或规格。然而, 符合这些标准不是代替或取消 6.6.2.5 的要求。

6.6.9.2 非标准管道制品

非标准管道制品的尺寸应达到本分卷所要求的强度和性能。非标准管道制品应按 6.6.4 设计。

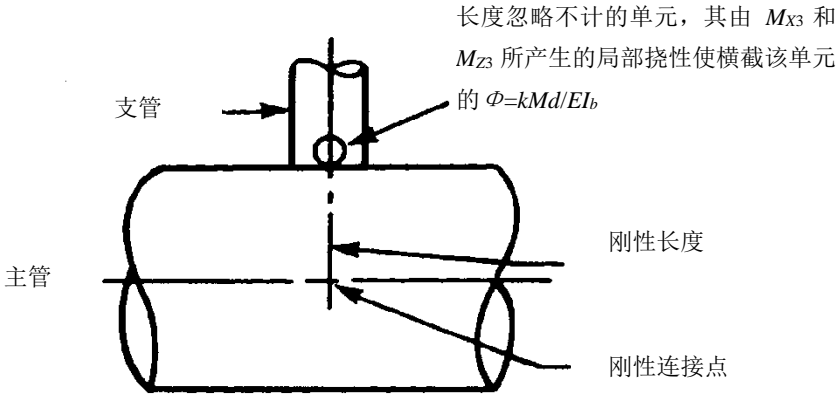


图54 直管上的支管连接

7 制作和安装

7.1 通用要求

7.1.1 引言

部件、零件和配件应按照本章的要求制作和安装，并应采用满足第5章要求的材料进行制造。

7.1.2 由证书持有者对材料和制作的确认

7.1.2.1 确认的内容

每项物项的证书持有者应通过使用相应的规范标志，并按照T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》第8章填写相应的数据报告，确认所使用的材料满足第5章的要求，制作或安装满足本章的要求。

7.1.2.1.1 加工、试验和检测的确认

如果证书持有者按本部分其他章节的要求进行加工、试验、修补或检测，则证书持有者应当确认已经满足相应章节的要求[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.9.6.2]。应当备有所有要求进行加工、试验、修补和检测结果的报告，供检验人员所用。

7.1.2.1.2 拉伸或冲击试验的复验

在物项的制作或安装过程中如果材料经受的热处理，未能被试件热处理范围所覆盖（5.2），并用这种热处理可能导致拉伸或冲击性能不满足要求，则应由证书持有者重新进行拉伸和冲击试验。复验试样应按照第5章的要求进行切取，取自热处理过的试件。

7.1.2.1.3 机加工后表面检测的复验

在物项的制作或安装过程中，如果承压零件的材料经受过机加工，则在下列情况下证书持有者应按照5.5的要求对材料表面进行复测：

- a) 要求按 5.5 用磁粉法或液体渗透法进行检测的表面；
- b) 从表面切除的材料层厚度要超过 3mm 或零件最小要求厚度的 10%，取较小值。

7.1.2.2 材料的识别

- a) 制造承压零件的材料应带有识别标记，这种识别标记直到部件组装或安装完毕仍能辨别。如果原来的部件标记被切除或材料被分割，则应将标记移植到被切割后的零件上，或采用编码标记，以保证在以后的制作和安装中能识别每块材料。在这两种情况下，均应绘制材料竣工简图或材料表，以便注明每块材料经确认的材料试验报告和编码标记。对于双头螺栓、螺栓、螺母和热交换器管子，允许用每个部件材料经确认的材料试验报告作识别标记，代替每块材料经确认的材料试验报告的标记和编码标记。应该严格地识别和控制具有合格证书的材料、焊接材料和钎焊材料，以便在管道系统的每个部件或安装中均能查出这种材料。否则，应采用一种控制规程，以保证使用规定的材料。
- b) 丢失识别标志的材料在进行适当的试验，或用其他方法验证并提供文件证实材料的识别前，应作为不符合项处理，除非，能用其他文件证实确切的识别，否则要求进行试验。然后，材料可以依据建立的确切识别重新标记。

7.1.2.2.1 材料标记

材料应该按照5.1.5打上标记。

7.1.2.3 检测

没有引用其他特殊检测规范条款而只是用来验证与第7章要求一致性的目视检测活动，可由操作和监理该工作的人员来进行。除非另有规定，这些目视检测的实施人员和规程不要求分别按8.1和8.5的要求评定合格。

7.1.2.4 焊接材料的试验

所有焊接材料均应满足5.4的要求。

7.1.3 材料的修补

7.1.3.1 缺陷的消除和修补

如果已交付验收的材料，在制作或安装过程中又发现超过 5.5 限制的缺陷，则该材料是不合格的。如果按照 5.5 对相应产品形式的要求进行了修补，该材料仍可使用，但是：

- a) 补焊深度不作限制；
- b) 焊缝坡口补焊后的检测时间应符合 8.1.3 的规定；
- c) 厚度等于和小于 6mm 的密封薄膜材料补焊时，不要求进行射线检测。

7.1.3.2 母材补焊的证明文件

证书持有者在进行深度超过10mm或超过截面厚度10%（取较小值）的补焊后，应编写一份报告，报告应包括下列内容：一张表示补焊凹坑位置和尺寸的图表、焊接材料识别标记、焊接工艺规程、热处理制度、以及补焊的检测结果。

7.2 成形、装配和对中

7.2.1 切割、成形和弯曲

7.2.1.1 切割

材料可以通过机加工、剪切、凿割或磨削等机械方法，或通过热切割方法，加工到所需的形状和尺寸。

7.2.1.1.1 热切割前的预热

当采用热切割进行制备焊缝接头或坡口、去除焊接附件或材料缺陷、或用于其他目的时，应考虑用 T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录R中建议的预热制度对材料进行预热。

7.2.1.2 成形和弯曲工艺

当要求提供达到的尺寸（见7.2.1.4和7.2.2）及提供材料的冲击性能时，只要材料的冲击性能不低于最小规定值以下，或在成形后通过热处理使之有效地恢复冲击性能，则承压材料（包括焊缝金属在内）可以采用任何方法进行冷热成形或冷热弯曲7.2.2.3。热成形定义为材料在温度高于材料的下转变温度值

以下56℃时成形。需要时,该工艺应按7.2.1.3所提出的关于冲击性能的要求作评定,也应按7.2.2.3.1中壁厚要求作评定。

7.2.1.3 冲击性能要求的成形工艺评定

应进行工艺评定试验,试样取自与部件中使用的材料具有同样的技术要求、等级(或类别)和热处理制度,以及具有相近的冲击性能的材料。这些试样应经受与部件材料相同的成形或弯曲工艺以及热处理制度。应当进行相应的试验,以确定变形后仍满足5.3的冲击性能要求。

7.2.1.3.1 免除试验的材料

对于下列a)至f)所列的材料,不要求进行工艺评定试验:

- 在切取冲击试样前已由材料机构完成热成形的材料,例如锻件;
- 由试件来代表的热成形材料,该试件已经受的热处理能代表零件要经受的热成形工艺和热处理制度;
- 按照 5.3 不要求冲击试验的材料;
- 最终应变小于 0.5%的材料;
- 最终应变小于预先评定的工艺规程中的材料;
- 在成形后,每炉和每批按 5.3 的要求进行冲击试验的材料。

7.2.1.3.2 工艺评定试验

工艺评定试验应按下列a)至f)规定的方法进行。

- 应当在变形以前以及变形和热处理以后,各用三个不同炉号的材料进行试验,以确定成形和随后热处理操作的影响。
- 试件应按照第 5 章的要求切取,并应取自变形材料的拉伸侧。
- 应变百分率应按下列公式确定:

对于筒体:

$$\% \text{应变} = \frac{50t}{R_f} \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right) \dots\dots\dots (176)$$

对于球形或碟形表面:

$$\% \text{应变} = \frac{75t}{R_f} \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right) \dots\dots\dots (177)$$

对于管道:

$$\% \text{应变} = \frac{100r}{R} \dots\dots\dots (178)$$

式中:

R =到管道中心线的名义弯曲半径

R_f =到壳体中心线的最终半径

R_o =初始半径(对于平板状零件,此值等于无穷大)

r =管道的名义半径

t =名义厚度

- 工艺评定使用与材料制作中采用的相似的弯曲过程,或在试样上直接拉伸,来模拟表面最大应变率。

- e) 应对三炉材料的每一炉切取足够的夏氏 V 形缺口试样, 以确定表示出上、下平台的转变曲线。对每一炉材料, 三个冲击试样的试验应在转变区域内的至少五种不同温度分布下进行。上、下平台各用一个试样测定。按照产品形式, 可能需要绘制侧膨胀值和吸收能量值的转变曲线 (5.3)。此外, 如 5.3 要求, 还应进行落锤试验。
- f) 用三炉的每一炉材料在变形前后的冲击试验数据结果, 确定:
 - 1) 无延性转变温度 (NDT) 随下列变化发生的最大变化:
 - (1) 在所考虑的温度下, 侧膨胀值和吸收能量的最大变化, 或
 - (2) 在所考虑的侧膨胀值和吸收能量水平下, 温度的最大变化;
 - 2) 当侧膨胀值是验收准则 [5.3] 时, 最大温度变化或最大侧膨胀值变化。

7.2.1.3.3 成形材料的验收准则

作为部件上使用的合格成形材料, 在成形前应具有足够的冲击性能, 以补偿由所用的评定过的成形工艺引起的冲击性能最大损失。

7.2.1.3.4 重新评定

当发生下面 a)、b) 和 c) 中的任何一种变化时, 要求进行新的工艺评定试验。

- a) 在某一温度下的实际焊后热处理保温时间大于按照 5.2.1.1 先前已评定的时间。如果材料没有进行焊后热处理, 则应在不进行焊后热处理的条件下进行工艺评定试验。
- b) 材料的最大计算应变值超过以前已评定应变值 0.5% 以上。
- c) 在成形或弯曲过程中, 所用的预热温度高于 120℃ 而后不进行焊后热处理。

7.2.1.4 加工后材料的最小厚度

如果任何一种加工过程将使厚度减薄到低于第 5 章的规则所要求的最小值, 则此材料可按照 7.1.3 进行修补。

7.2.2 成形公差

7.2.2.1 容器壳体的公差

除 7.2.2.2 包括的成形封头外, 完工容器的筒体、锥体或球形壳体的所有横截面应符合下列各款要求。

7.2.2.1.1 横截面直径的最大偏差

在任一横截面上, 最大和最小直径之差 mm 不应超过 $(D+1250)/200$ 和 $D/100$ 中的较小值, 其中, D 为所考虑的横截面的名义内径, mm。可以在容器内壁或外壁测量直径。若测外壁直径, 则应按所考虑的横截面处的板厚修正直径 (图 55)。当此横截面通过开孔时, 则该处内径的允许偏差可按开孔内径的 2% 增大。

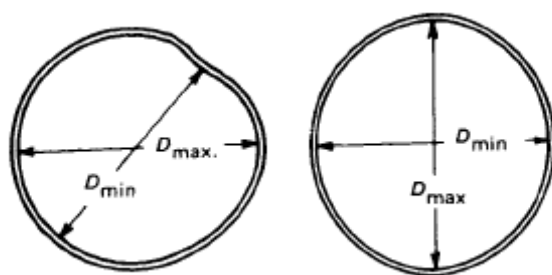


图55 横截面直径的最大偏差

7.2.2.1.2 外压容器偏离真实理论形状的最大偏差

按外压设计的容器应满足下列a)至c)的公差要求。

- a) 部件的内壁或外壁偏离筒体真实圆形或其他形体的理论形状所测量的最大正负径向偏差，不应超过由图 56 得到的最大允许偏差。应用扇形样板测量偏差，样板圆弧半径根据测量部位分别等于设计内半径或外半径，样板弦长等于由图 57 得到的弧长的两倍。对于图 56，最大允许偏差 e 不必小于 $0.3t$ 。对于图 57，弧长不必大于 $0.30D_0$ 。测量点不应取在焊缝或其他突起部位。
- b) 对于等厚度的截面，任一横截面的 t 值，mm，等于名义板厚减去腐蚀裕量；对于具有几种板厚的截面， t 值等于最薄板的名义厚度减去腐蚀裕量。
- c) 图 56 和图 57 中的 L 值，按下列 1)、2) 和 3) 的规定来确定。
 - 1) 对于筒体， L 为 6.1.3.3.2 给出的值。
 - 2) 对于锥体，如果不使用加强圈， L 值为圆锥部分的轴向长度；当使用加强圈时，则 L 值为由锥体大端的封头弯曲线至第一道加强圈的轴向长度。 D_0 取为锥体大端的筒体外径 mm。
 - 3) 对于球体， L 值为球体外径 D_0 , mm 的一半。

7.2.2.1.3 偏离公差要求的偏差

如果图纸已修改，并和设计报告一致[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.5.3]，且这种修改增补在设计报告中由民用核设施营运单位或其委托单位加以确认，则允许有偏离7.2.2.1.1和7.2.2.1.2规定的公差要求的偏差。

7.2.2.1.4 由管道制作的容器零件的允许偏差

对于由管道制作的、承受内压或外压的容器零件。如符合本分卷所有其他要求，则可允许该管道规格所允许的直径变化和不圆度偏差。

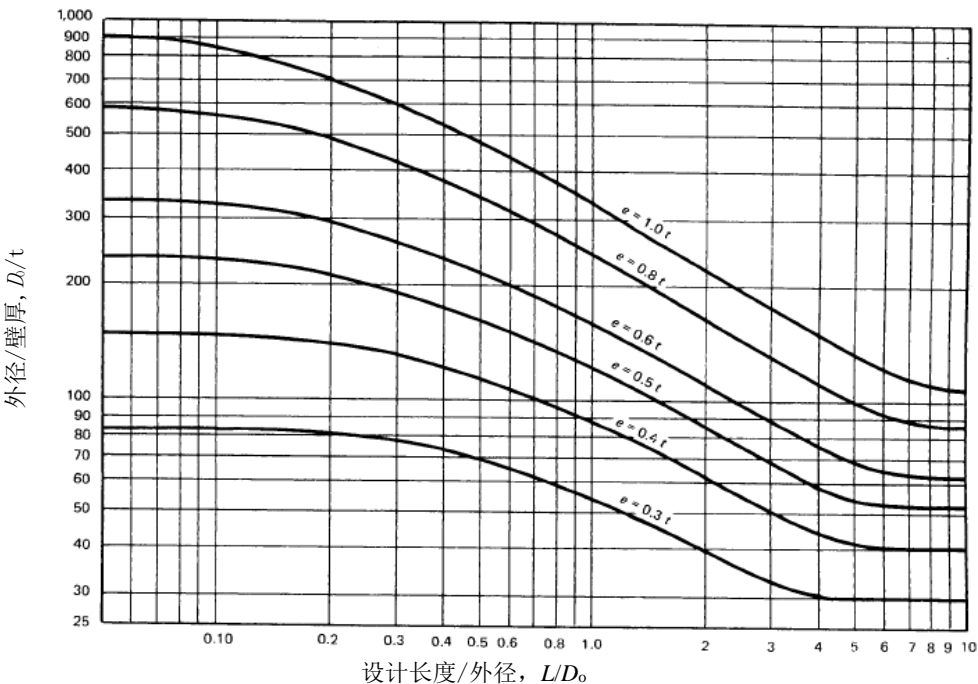


图56 偏离准确圆形的最大允许偏差 e

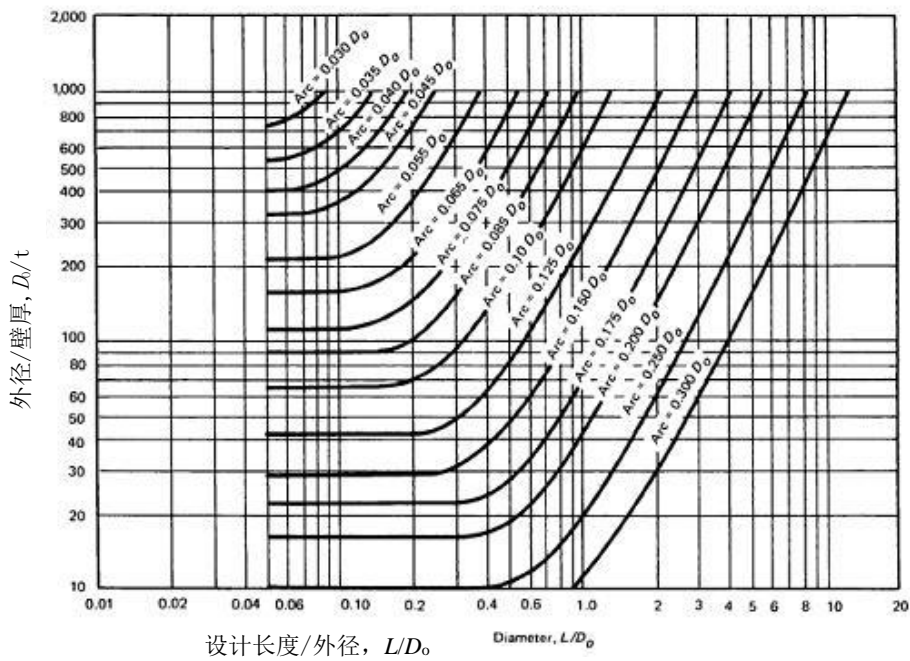


图57 确定正负偏差的最大弧长

7.2.2.2 成形容器封头的公差

成形容器封头的公差应按下列各款所述。

7.2.2.2.1 横截面直径的最大偏差

成形封头的裙边或筒体端，其不圆度应在下列范围内：最大直径和最小直径之差不应超过 $(D+50)/200[(D+1250)/200]$ 和 $(D+12)/100[(D+300)/100]$ 中的较小值。其中，D为名义内径，mm；当与相连接零件的圆筒形边缘相配时，对中公差应在7.2.3.2规定的范围内。

7.2.2.2.2 偏离规定形状的偏差

- a) 碟形或椭圆形封头的内表面偏离规定形状的偏差，向外不大于 $1.25\%D$ ，向内不大于 $0.625\%D$ ，其中D为容器的名义内径。这种偏差应沿垂直于规定形状的方向测量，并且应无突变。转角半径不应小于规定值。对于2:1的椭圆形封头，其转角半径可以考虑为容器直径的17%。
- b) 半球形封头和成形封头的球形部分应满足 7.2.2.1.2 给出的球形局部公差要求，用L作为球形的外半径，mm， D_0 为L的两倍。
- c) 偏差应在母材表面上测量，而不应在焊缝上测量。

7.2.2.3 管道成形或弯曲的公差

管道成形或弯曲的公差当如下列各款所述。

7.2.2.3.1 最小壁厚

- a) 为了保证设计计算壁厚要求，应测量实际壁厚，否则应经过评定证明该工艺能保证壁厚的要求。
- b) 可以采用表 23 的要求，以代替上述 a) 的规定。

7.2.2.3.2 椭圆度公差

除设计报告另有证明外，弯曲后管道的椭圆度不应超过下式所确定的8%：

$$100 \times (D_{\max} - D_{\min.}) / D_0 \dots\dots\dots (179)$$

式中：
D₀=管道名义外径
D_{min.}=弯曲或成形后的最小外径
D_{max}=弯曲或成形后的最大外径

7.2.3 装配和对中

7.2.3.1 装配和对中方法

采用焊接连接的零件，在施焊时，可用芯棒、千斤顶、夹具、定位焊或临时性附件在应有位置上进行装配、对中和定位。

7.2.3.1.1 定位焊

用来保持对中的定位焊,在完成后应完全清除,或采用磨削或其他合适的方法适当地修整其收弧端和起弧端,使它们与最终焊缝能很好地熔合。定位焊应由合格的焊工采用合格的焊接工艺来焊接。当定位焊将成为完工焊缝的一部分时,应对它们作目视检测,并应清除有缺陷的定位焊。

7.2.3.2 双面焊部件的对中要求

- a) 双面焊接的部件，其截面应准确地对中,使完工焊缝的最大错边不大于表 28 所列的相应值,其中 t 为接头处较薄截面的名义厚度。
- b) 球形容器上的接头、封头内的接头、以及圆筒形壳体和半球封头之间的接头,应满足表 28 纵向接头的要求。
- c) 此外，如果满足 6.2 的要求,则错边量可以大于表 28 的规定值。

7.2.3.2.1 错边的修整

在上面规定的允许公差范围内的任何错边应修整成平滑过渡,在完工的焊缝宽度范围内的斜度至少为3:1，必要时,在焊缝边缘的外侧堆焊附加焊缝金属。此外，如果满足6.2的要求,允许单个或多个斜度大于3:1。

表28 最终焊接接头的最大允许错边值

截面厚度 t mm	接头方向	
	纵向	环向
T ≤13	1/4t	1/4t
(13 < t ≤ 19)	3mm	1/4t
19 < t ≤ 38	3mm	5mm
38 < t ≤ 50	3mm	1/8t
t ≥50	1/16t 或 10mm 的较小值	1/8t 或 19mm 的较小值

7.2.3.3 不可达内表面部件的对中要求

- a) 当物项的内表面不能接近，因而不能按 7.2.3.2 进行焊接或修整时，其截面对中应满足下面 1) 和 2) 的要求:

- 1) 对于环向接头, 其内径之差应在 1.5mm 以内。当物项同心地对中时, 则在接头圆周上各点的均匀错边量可达到 0.8mm, 如图 58 简图 a) 所示。然而, 与物项直径无关的其他偏差往往导致对中错位, 而不同心。在这些情况下, 接头沿圆周上任意一点的最大错边量不应超过 2.5mm, 如图 58 简图 b) 所示。当直径、壁厚、不圆度等的公差使内径的变化不符合这些限值时, 如能满足 7.2.5 的要求, 则内径应扩孔、定径或研磨, 以便制成这些规定限值的孔径。外表面的偏差在完工焊缝宽度范围内应修整, 使斜度至少为 3:1。必要时, 可堆焊附加的焊缝金属。
- 2) 对于纵向接头, 内表面的错边量不应超过 2.5mm, 外表面的偏差在完工焊缝宽度范围内应修整, 使斜度至少为 3:1。必要时, 可堆焊附加的焊缝金属。
- b) 单面焊接接头可满足上述 a) 1) 和 a) 2) 的对中要求, 以代替 7.2.3.2 的要求。
- c) 此外, 如果满足 6.2 的要求, 则对中偏差和错边量可以大于图 58 的规定值, 以及单个或多个斜度大于 3:1。

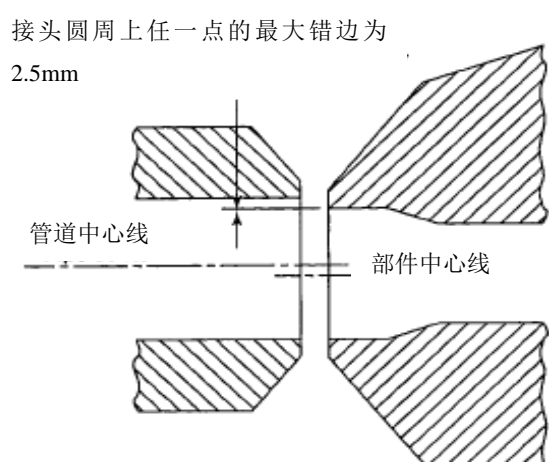
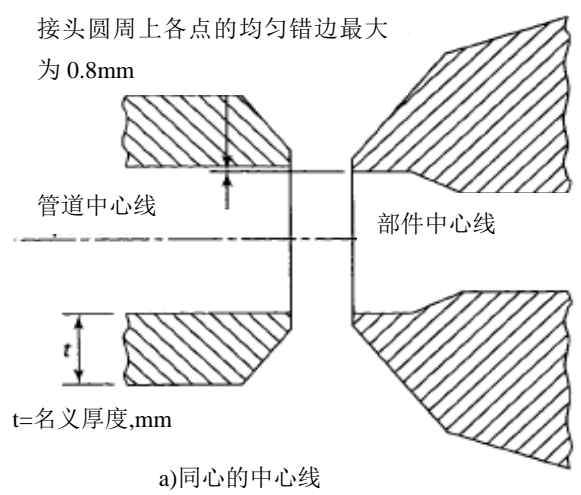


图58 当工件中单面焊接且不进行修整时，不等内径和外径的对接焊缝的对中和错边公差

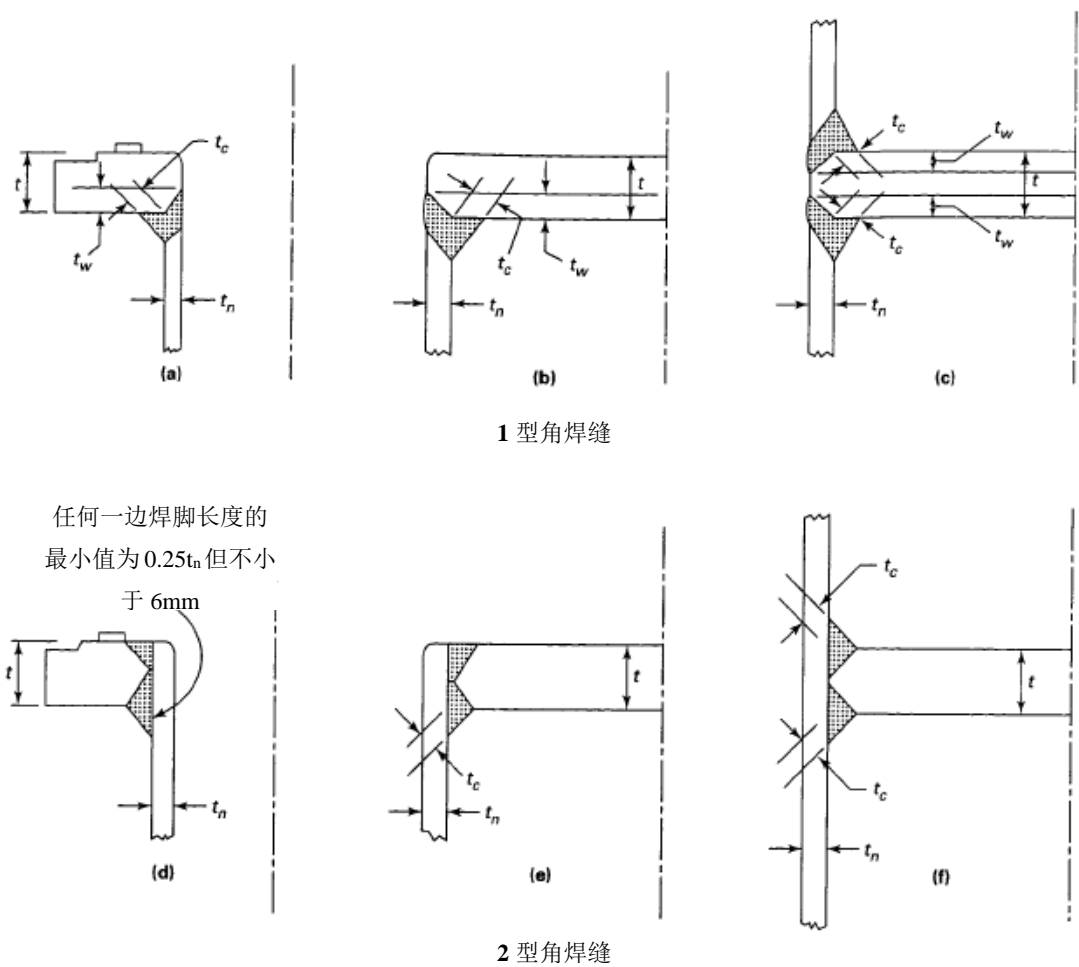


图59 C类焊接接头允许的全焊透焊缝详图

7.2.4 部件中焊接接头的要求

7.2.4.1 容器中的 A 类焊接接头和其他部件中的纵向焊接接头

容器中的A类焊接接头和其他部件中的纵向焊接接头应为全焊透对接接头。采用带有衬垫而焊后要拆除衬垫的单面焊接接头，以及不带衬垫的单面焊接接头，如果接头根部符合7.4.2.4的要求，就可作为全焊透焊缝验收。

7.2.4.2 容器中的 B 类焊接接头和其他部件中的环向焊接接头

容器中的B类焊接接头和其他部件中的环向焊接接头，除等于和小于DN 50的管道可采用插套焊外，其余应为全焊透对接接头。当使用衬垫条时，衬垫条的横截面应是连续的。由两个反方向的突出部分构成的整体衬垫条制成的接头，以及采用焊后不拆除的衬垫条的接头，如能满足6.3.5.2.2的要求，则可以验收。

7.2.4.3 容器中的 C 类焊接接头和其他部件中的类似焊接接头

容器中的C类焊接接头和其他部件中的类似焊接接头，除在部件接管上和管道内可采用等于和小于DN 50的插套焊接以外，其余应为全焊透焊接接头。采用带有衬垫而焊后要拆除衬垫的单面焊接接头，以及不带衬垫的单面焊接接头，如果接头根部符合7.4.2.4的要求，则可作为全焊透焊缝验收。应采用对接焊接头或如图59所示的全焊透角焊缝接头。

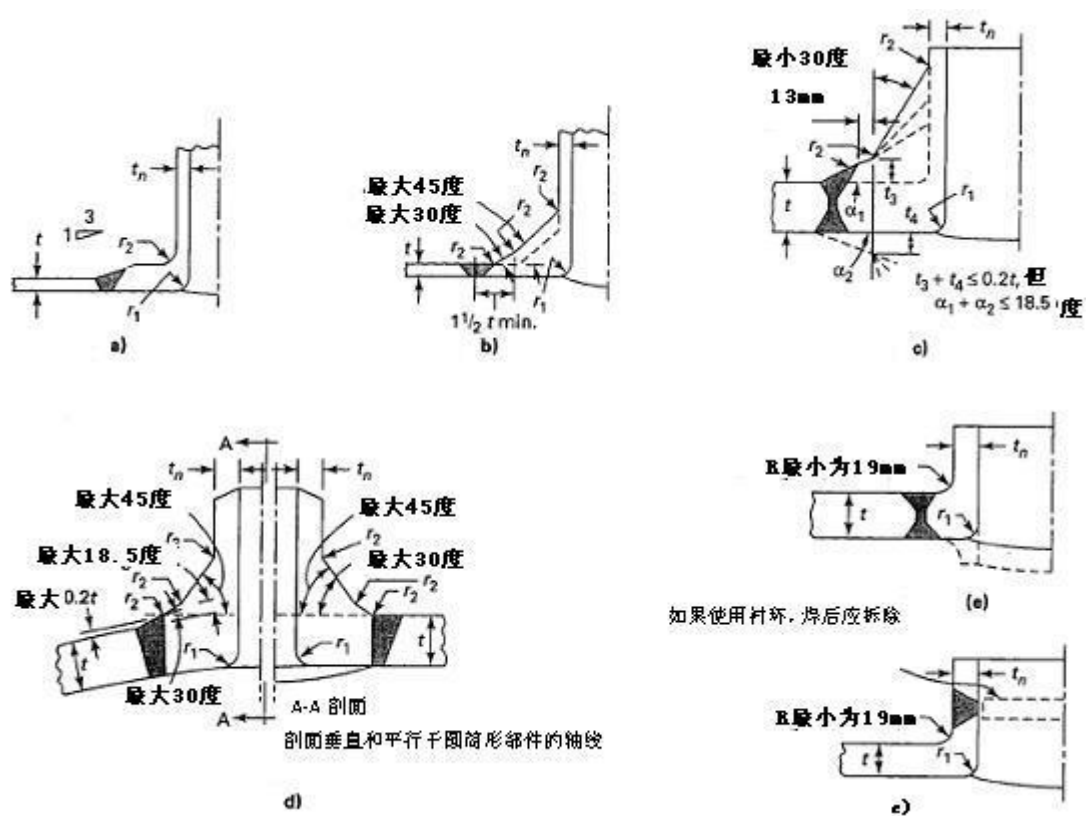
7.2.4.4 容器中的 D 类焊接接头和其他部件中的相似焊接接头

容器中的D类焊接接头和其他部件中的类似焊接接头应采用下面a)到e)详图之一的全焊透或部分焊透焊接接头。

- a) 接管的对接焊连接。接管的连接应采用穿过部件、接管或支管管壁的全焊透对接焊焊缝，如图 60 所示。如果使用衬垫条，焊后应拆除。
- b) 接管的角焊缝连接。接管的连接应采用穿过部件、接管或支管管壁的全焊透焊缝连接到部件上，如图 61 所示。如果使用衬垫条，焊后应拆除。
- c) 接管开孔部位的熔敷金属层。如图 62 所示，接管应采用与部件或接管接头上熔敷金属的全焊透焊缝连接到部件上。如果使用衬垫条，焊后应拆除。在此类接头中，角焊缝仅用于提供相连接的两零件之间的一个过渡段或提供一个密封段。当采用角焊缝时，角焊缝表面应当打磨光滑，使相连的两个零件的交接处有一个过渡半径。
- d) 接管的部分焊透连接。部件的部分焊透焊缝，对于容器应符合 6.3.5.2.4 d) 的焊接设计要求，接管焊接接头形式应如图 63 和图 64 所示。
- e) 接管的斜接。接管的斜接应采用穿过接管和支管壁的全焊透焊缝连接到部件上，如图 65 所示。如果使用衬环，焊后应将衬环拆除。

7.2.4.5 全焊透接头焊缝

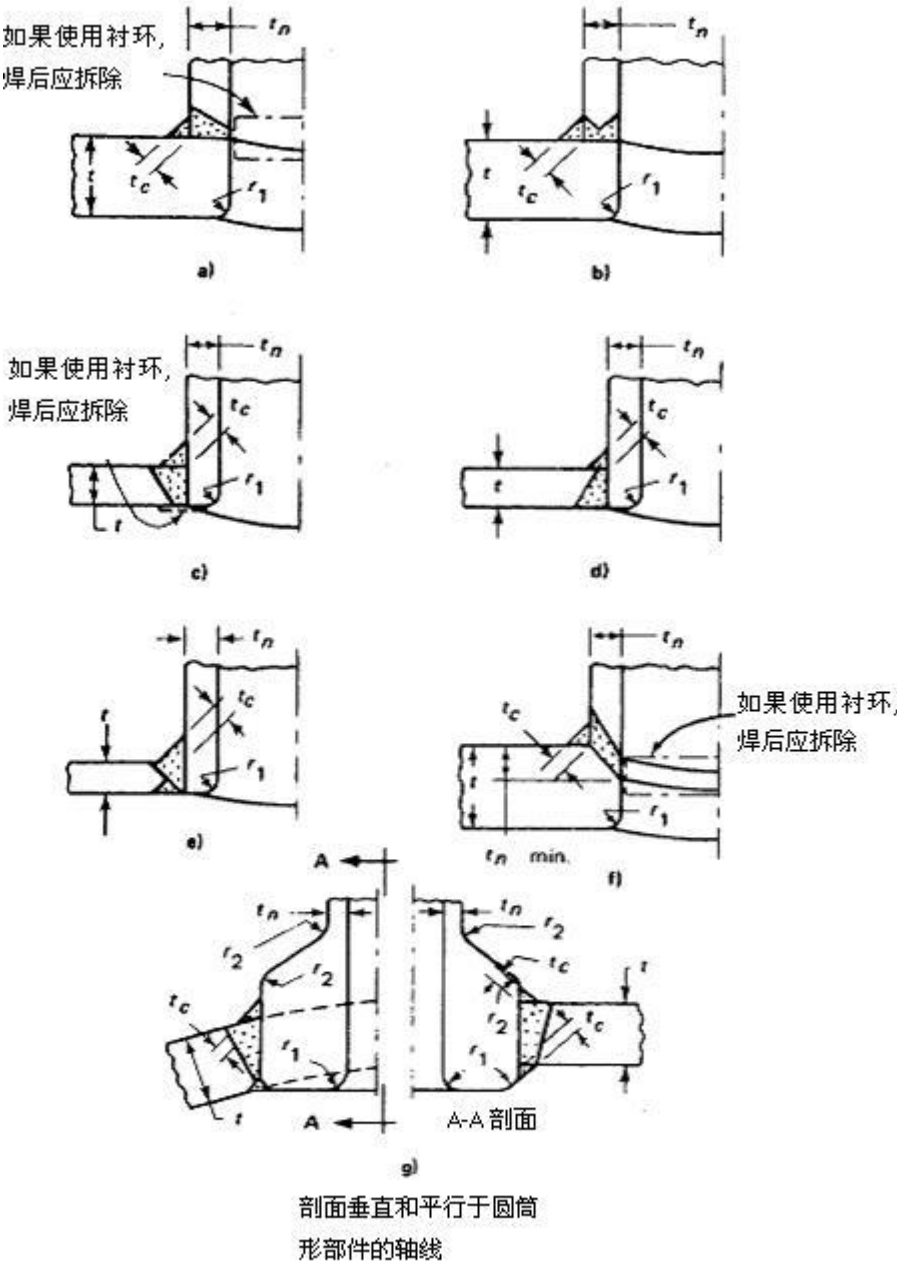
如果满足本分卷中规定的检测验收准则，则认为达到了接头全焊透。如果确定已达到完全焊透，则不需要进行其他检测。



注1: 符号定义: 6.3.5.2.4 a)

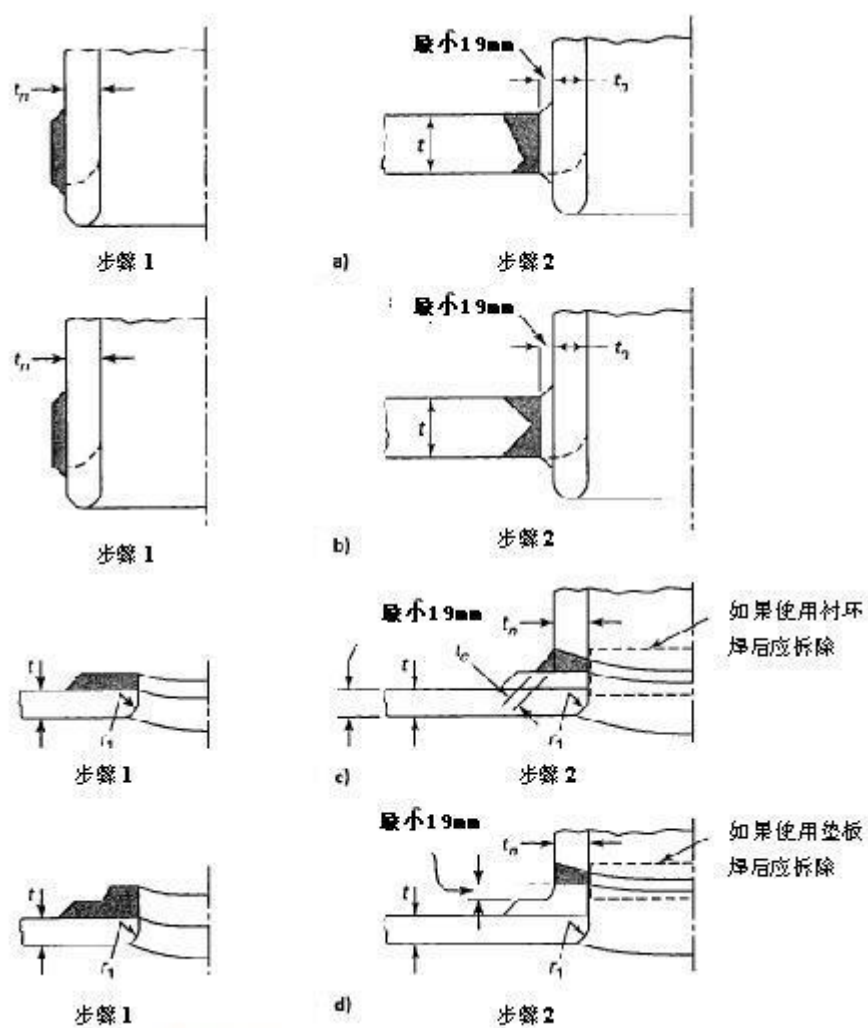
注2: 补强可分布在规范所规定的范围内

图60 用全焊透对接焊缝连接的接管



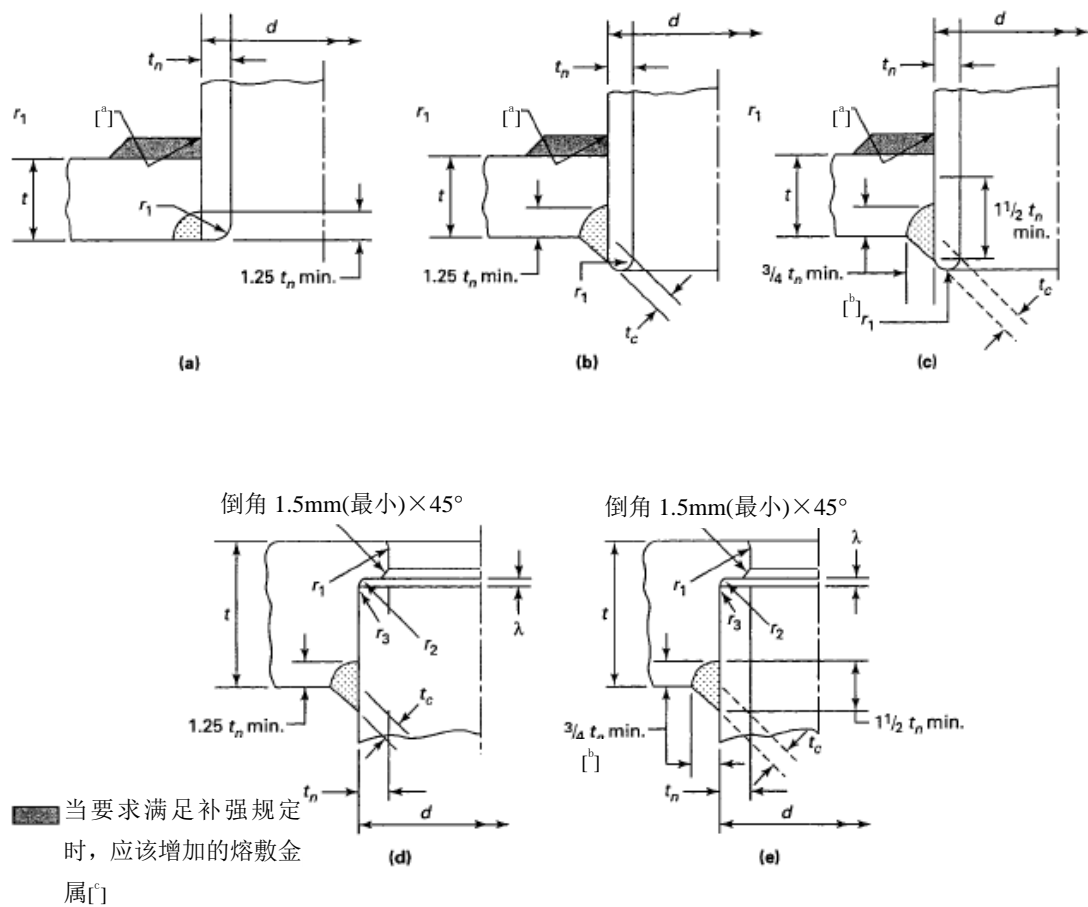
注：符号定义：见6.3.5.2.4 b)

图61 用全焊透角焊缝连接的接管



注：符号定义：见6.3.5.2.4 c)

图62 用作接管开孔补强的熔敷金属层



- ^a 如果不使用熔敷金属补强,则 r_1 应用于母材内径,而不是熔敷层内径。
- ^b 最小为 $3/4 t_n$ 的尺寸,适用于角焊缝的焊脚和 J 型坡口深度。
- ^c 如果采用堆焊金属补强,则应按 8.2.4.4 的要求进行检测。
- 注1: 如果不使用熔敷金属补强,则 r_1 应用于母材内径,而不是熔敷层内径。
- 注2: 最小为 $3/4 t_n$ 的尺寸,适用于角焊缝的焊脚和 J 型坡口深度。

图63 接管的部分焊透连接

7.2.4.6 支管的连接

支管的连接应采用7.2.4.6a), b)或 c)的焊接接头。

- a) 支管的全焊透连接焊缝。如图 66 所示,支管的连接采用全焊透焊缝,并符合下列要求:
- 1) 如果使用衬环,焊后应将衬环拆除。
 - 2) 满足 6.6.8.3.8(a)的要求。
- b) 支管的角焊缝和部分焊透连接焊缝。支管的连接采用角焊缝和部分焊透焊缝,应符合 6.6.6.1.3 的要求。支管的焊接接头型式应如图 67 所示。
- c) 按照 7.2.4.4 的支管连接焊接接头。支管的连接允许按照 7.2.4.4 的要求;但是,6.6.8.3.8 的应力指数不适用于所有的焊缝结构。

7.2.5 焊接端过渡段-最大斜度

物项的焊接端应使一个工件到另一个相连接的工件在厚度上缓慢地变化。如能符合下列规定，则全部位于图68所示斜度内的任何焊接端过渡段都是可以采用的。

- a) 过渡区的壁厚不小于相连管道的最小壁厚；
- b) 在过渡区应避免尖锐的凹角和突变的斜度。当锥形过渡段相邻的任两个表面之间的夹角小于150°时，则在相交处或拐角处的最小圆角半径（除补强焊缝外）应为 $0.05t_{\min.}$ 。
- c) 如果焊缝有役前检查的要求时，管内孔的镗孔长度应为 $2t_{\min.}$ ，对于部件和连接件内孔的镗孔长度应为 $t_{\min.}$ ，如图 69 或图 70 所示。
- d) 如果满足 6.2 的要求,则允许更大斜度的过渡。

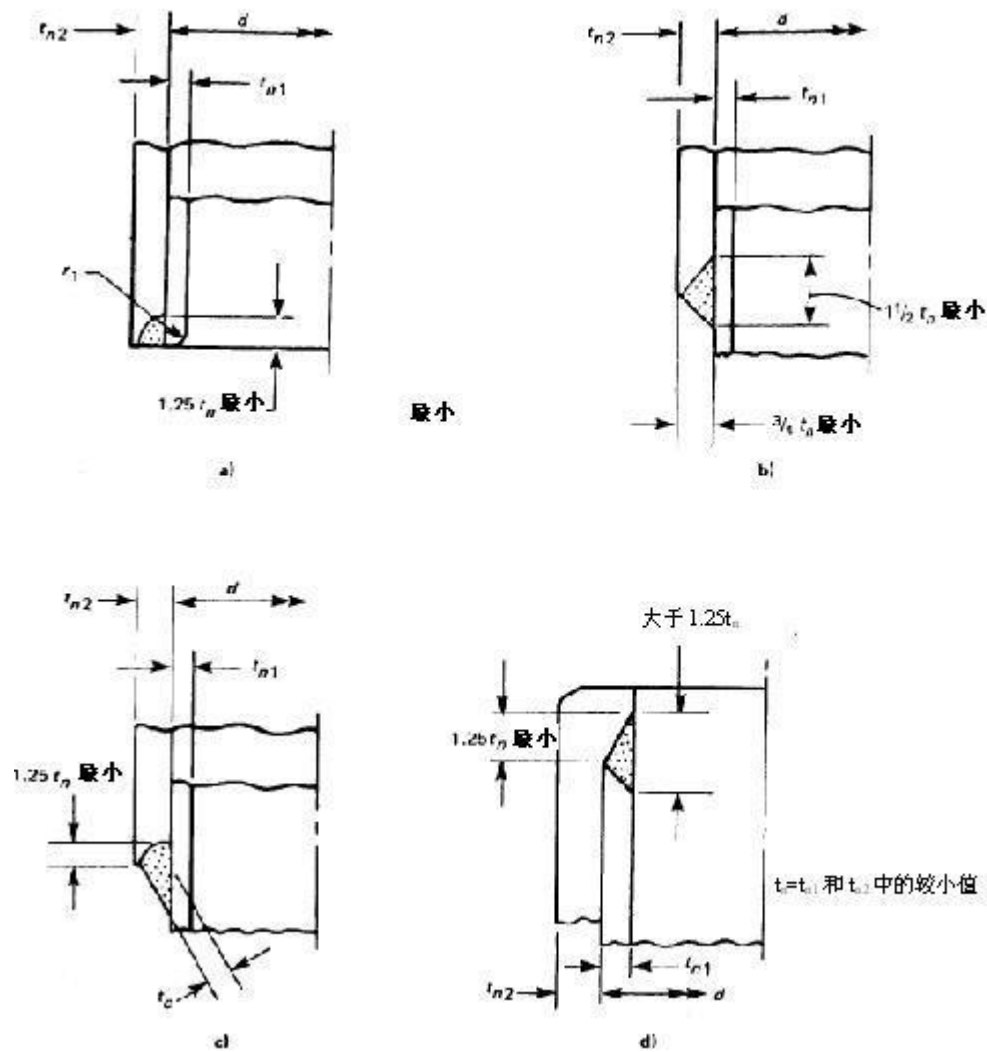
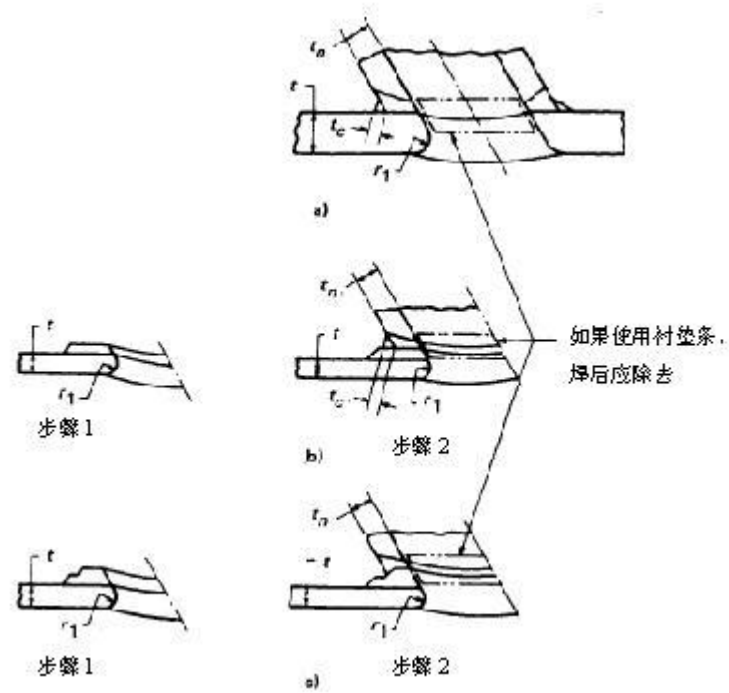
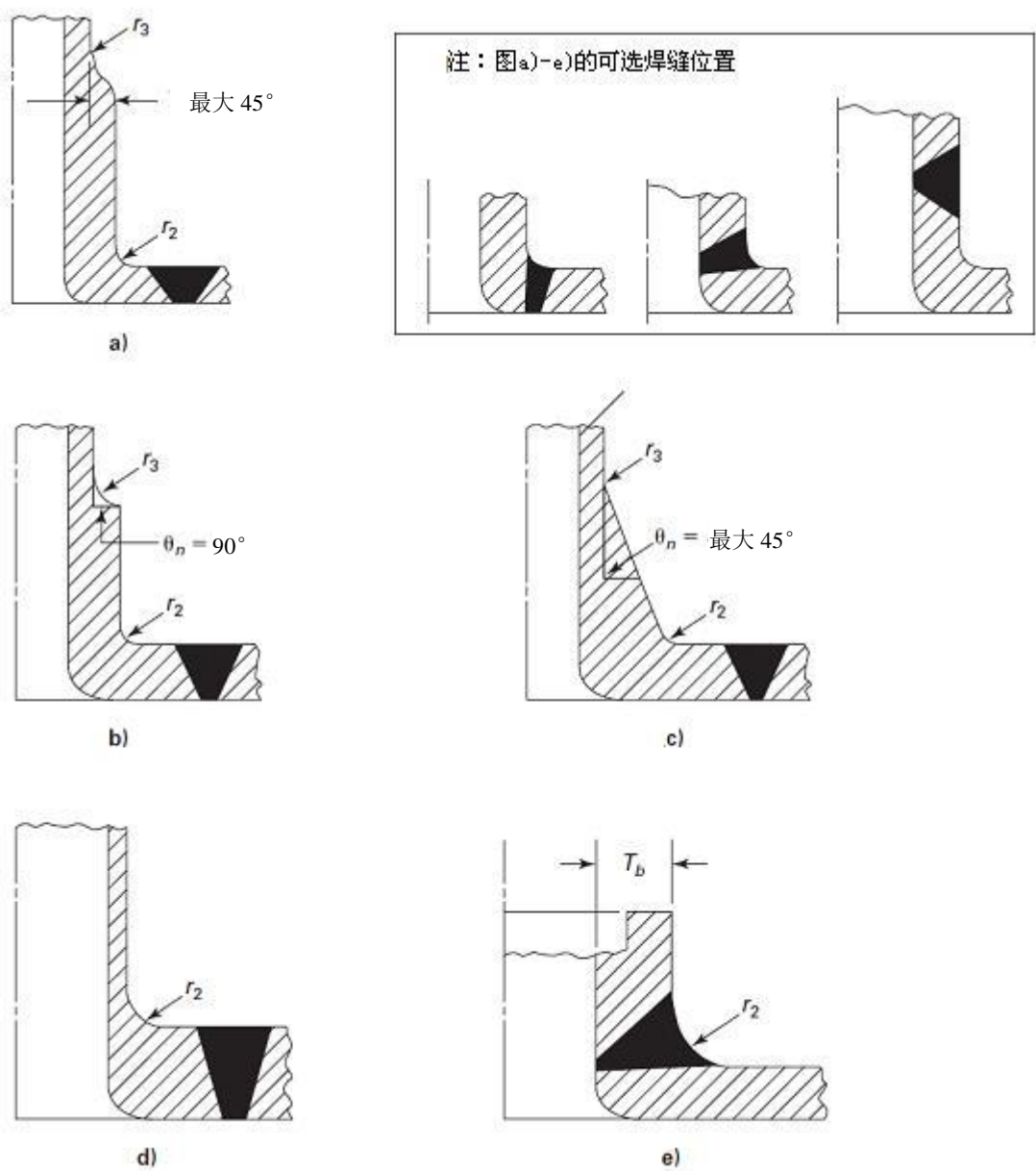


图64 同轴筒体的接管的部分焊透连接



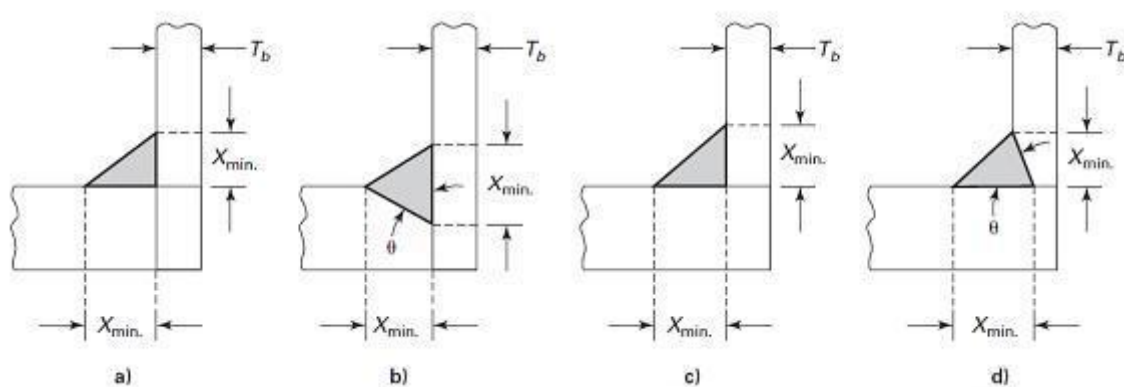
注1：装配前要求检查步骤1。
注2：符号定义见6.3.5.2.4 e)。

图65 斜接头



注：图中所示任意位置的焊缝可以采用单面焊或双面焊。

图66 支管的全焊透焊缝的焊接



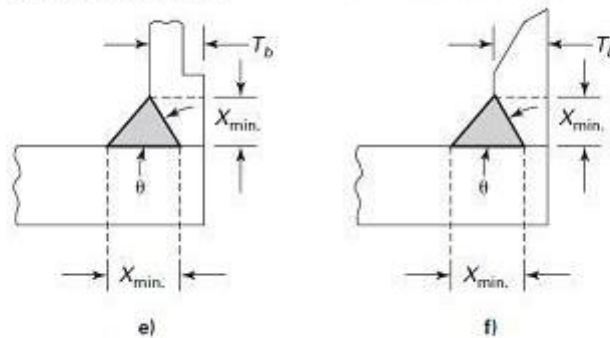
T_b = 支管的名义壁厚

$$X_{min}=1.25 T_b$$

θ = 部分焊透焊缝坡口角度 $\geq 45^\circ$

ASME B16.11 管接头

焊接出口管的装配



T_b = 补强区域的装配壁厚(当补强区域装配采用斜坡过渡时, 使用平均壁厚)

$$X_{min}=1.25 T_b$$

θ = 部分焊透焊缝坡口角度 $\geq 45^\circ$; 允许 $\theta=90^\circ$ (角焊缝)

图67 支管的角焊缝或部分焊透焊缝的连接

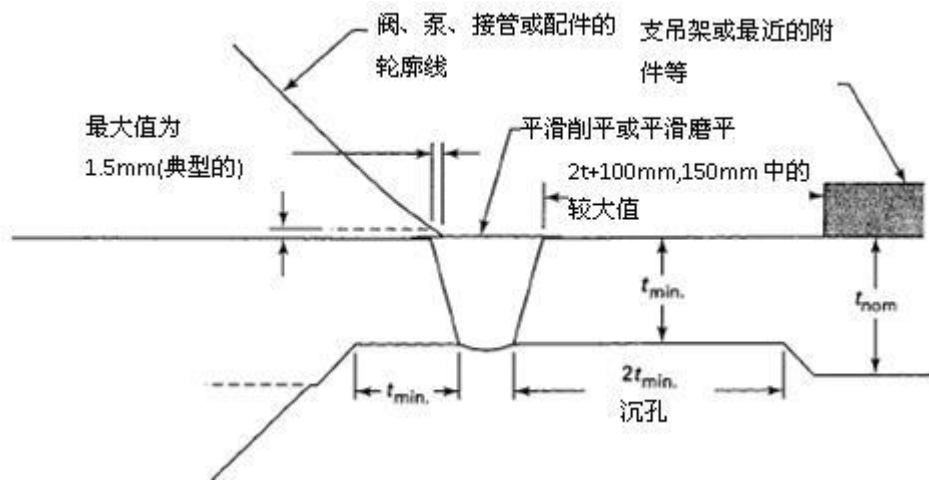


图69 部件-管子焊缝

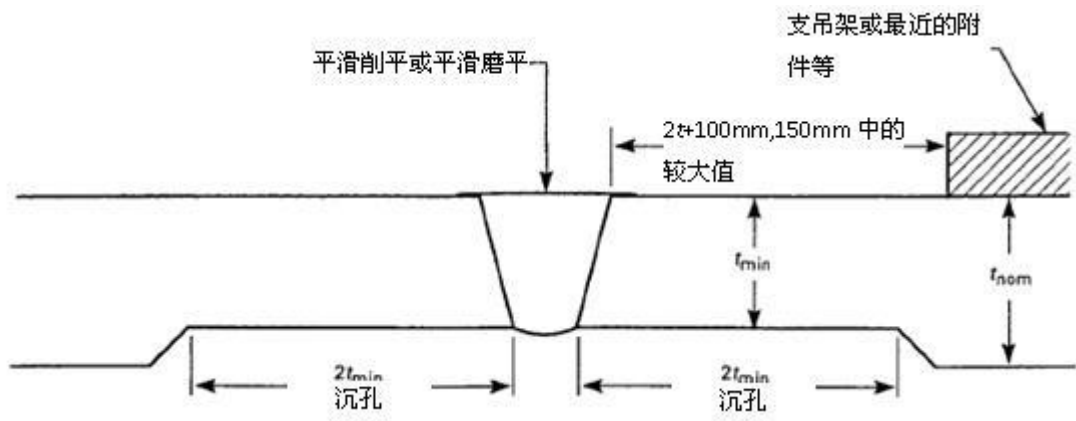


图70 管-管焊缝

7.3 焊接评定

7.3.1 通用要求

7.3.1.1 允许采用的焊接工艺类型

7.3.1.1.1 基本要求

只有按照T/CNEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》和本部分要求制成焊缝的焊接方法可用于焊接承压材料或其他连接的附件。所采用的任何方法都应按照7.3.2的要求作出记录。但是，螺栓焊【螺柱焊】缝的记录应能追踪到焊工和焊机操作工，而不必查明每条具体的焊缝。

7.3.1.1.2 螺柱焊的限制

螺柱焊只可用于非结构和临时性附件[7.4.3.5]。螺柱的最大直径应限制在25mm以下。而对于其他形状的螺栓，当在平直位置焊接时，其横截面面积应与螺柱的面积相等；当在所有其他位置焊接时，其

螺栓直径为19mm。焊后热处理按照7.5进行，但是对于任何母材厚度，保温时间都不必超过半小时。焊接工艺评定和技能评定应遵照T/CNEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的要求。

7.3.1.1.3 电容器储能焊

电容器储能焊可用于焊接临时性附件和永久性非结构附件，但须满足下列a)至c)的要求：

- a) 临时性附件按7.4.3.5 b)的规定拆除；
- b) 对应变计和热电偶等永久性非结构附件，能量输出须限制在125W·sec内，与附件相焊的材料最小厚度大于2.3mm；
- c) 焊接工艺规程的内容应说明电容器储能焊设备、被焊材料的组合以及采用的技术，不要求进行焊接工艺评定。

7.3.1.1.4 惯性摩擦焊和连续驱动摩擦焊

- a) 惯性摩擦焊和连续驱动摩擦焊不适用于容器和管道的制作。
- b) 连接两部件的焊缝应是全焊透焊缝。

7.3.2 焊接评定、记录和识别标记

7.3.2.1 要求的评定

- a) 每个证书持有者应对其机构所进行的焊接工作负责，并应制订焊接工艺和进行本章及要求的试验，以评定焊接工艺。
- b) 所有安全级部件及其附件焊接的焊接人员应符合HAF603的要求，并取得相应资格证书。所有安全级焊缝（包括堆焊）的焊接工艺评定应符合T/CNEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的要求。所有非安全级部件及其附件焊接的焊接工艺评定和焊工技能评定应符合相应标准的要求。采用此工艺的焊工和焊机操作工的技能应按HAF 603进行考核。
- c) 凡在承压零件上焊接永久性或临时性附件，以及在这类焊接中焊接永久性或临时性定位焊缝所采用的工艺规程、焊工和焊机操作工，亦应满足本章的评定要求。
- d) 当制作对接焊缝的工艺试板时，应考虑工件角度约束、横向约束和端部约束对焊件的影响。对于拉伸强度等于或高于550MPa的材料和焊缝金属，以及不论抗拉强度高和低的厚截面材料，都应特别注意上述约束。焊接时增加约束可能会产生裂纹，反之则可能不会产生裂纹。
- e) 当焊接工作是分包或中间机构不持有相应的授权证书时，T/CNEA XXXXX.1《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》提出专门的补充要求。

7.3.2.2 记录的保存和确认

证书持有者应保存一份经评定的焊接工艺以及焊工和焊机操作工的记录。记录应表明试验的日期和结果，以及指定每个焊工的识别标记。这些记录应由证书持有者通过签字或符合证书持有者质保程序的其他控制方法，进行审查、验证和授权。民用核设施营运单位或其委托单位应能得到这些记录。

7.3.2.2.1 由焊工或焊机操作工焊接接头的标记

- a) 每个焊工或焊机操作工，应在他所焊接的所有永久性焊接接头或一系列接头上或其附近，打上证书持有者指定适用的识别标记。识别标记的间距应不超过1m，并应采用连续的或不连续的钝头印模做成。另一种方法是：证书持有者应保存每个零件上的永久性焊接接头的记录，以及焊接每一个接头所雇用的焊工和焊机操作工的记录。

- b) 当在产品上焊接多条永久性结构附件焊缝、非结构附件焊缝、角焊缝、插套焊缝、特殊密封焊缝、堆焊焊缝、硬质表面和管子与管板等焊缝时，如能符合下述规定，则证书持有者不需鉴别焊接各个接头的焊工或焊机操作工。
 - 1) 证书持有者应保存一份能识别焊工或焊机操作工在每个物项上焊接这类焊缝的记录，使民用核设施营运单位或其委托单位能验证焊工或焊机操作工都是已评定合格的；
 - 2) 每一类焊接接头中的各条焊缝形式和结构都相同，且均采用相同的焊接工艺规程（WPS）进行焊接。
- c) 对于定位焊缝，不要求有焊工或焊机操作工的识别标记。

7.3.2.3 评定前的焊接

直到所采用的焊接工艺规程被评定合格以前不能从事焊接。焊工和焊机操作工应按照7.3.2.1的规定评定合格。应只雇用按照HAF 603评定合格的焊工和焊机操作工。

7.3.2.4 评定的转让

由某一证书持有者进行的焊接工艺评定，以及焊工和焊机操作工的技能评定试验，除T/CNEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》规定的以外，不能证明这些焊接工艺对任何其他证书持有者也是合格的，亦不能证明该焊工或焊机操作工能够为任何其他证书持有者进行合格的焊接。

7.3.3 焊接工艺评定试验的通用要求

7.3.3.1 同 T/CNEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》要求的一致性

所有的焊接工艺评定试验应符合T/CNEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的要求和本章的补充要求或修订要求。

7.3.3.2 仪表管的焊接

如果满足下列a)至j)的全部要求，进行P-No. 8材料仪表管的焊接可以免做第8章规定的射线检测。

- a) 管子名义尺寸应不超过 13mm，且壁厚应不超过 1.6mm。
- b) 应采用自动焊接设备。
- c) 仅允许采用钨极气体保护焊工艺。
- d) 安全级部件焊接工艺和焊接操作工应按照 HAF 603 评定合格，非安全及部件焊接工艺和焊接操作工应按照相应标准评定合格。此外，应根据焊接工艺规程的每一种管子名义尺寸、名义壁厚、焊接位置和焊接设备型号准备一个样品焊缝，并按照 7.3.3.6 f) 的要求进行试验。
- e) 每台产品焊接设备应将线电压修正在 $\pm 10\%$ 范围内。
- f) 在焊接设备参数设置完毕后，产品开始焊接前，应连续焊接两个合格的样品焊缝。此样品焊缝应代表将焊接的产品焊缝的每一种参数，例如，焊接工艺规程中的焊接设备、焊接位置、名义管子尺寸以及名义壁厚。每个样品应在距离焊缝约 6mm 的位置剖开，便于焊缝根部进行目视检测。焊缝根部应完全焊透。
- g) 在产品焊接过程中，电压、电流和焊接速度的改变值应不超过 7.3.3.6 d)中所使用参数的 $\pm 10\%$ 。
- h) 产品焊接的电压、电流和焊接速度应在参数记录仪中记录。应检查参数记录以保证每条焊缝合格。参数记录应作为寿期质量保证记录的一部分资料。
- i) 焊缝外表面的凹坑应不超过名义壁厚的 10%。
- j) 凹坑或显示超过 8.2.2.2 c) 要求的焊缝，应切除并重新制作。不允许进行修补。

7.3.4 特殊设计的焊接密封焊缝的评定要求

7.3.4.1 通用要求

焊接工艺评定应满足T/CNEA XXXXX.2《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的规定。

7.3.4.2 技能评定试验

应按照HAF 603要求进行焊工和焊接操作工的技能评定。

7.4 指导焊缝的施焊、检测和返修的规则

7.4.1 焊前应采取的预防措施

7.4.1.1 焊接材料的识别、储存和管理

每个证书持有者应对用于部件制作和安装[7.1.2]的焊条及其他材料的控制负责。焊条、焊剂和其他焊接材料应保持适当的识别、储存和管理。应采取预防措施尽量减少焊条和焊剂的吸潮量。

7.4.1.2 焊接表面的清洁度和保护

母材焊前准备所用的方法应能使焊接坡口具有适当光滑的表面。要焊接的表面应没有氧化皮、铁锈、油、油脂和其他有害物质。焊接时应保护工件不受有害的污染，以及雨、雪和风的影响。不允许在潮湿的表面上进行焊接。

7.4.2 制作焊接接头的规则

7.4.2.1 衬环

除管道外，在其他部件上采用衬环时，应符合7.2.4的要求。除非焊接后衬环能拆除，和焊根内表面能够按照8.1.1的规定用磁粉检测法或液体渗透检测法进行检测，且检测结果满足8.3.4或8.3.5的验收标准，否则，管道上不得采用衬环。采用的衬环材料应与母材相容。当按照6.3.5.2允许采用永久性衬环时，永久性衬环应当是连续的，衬环的任何拼接接头应采用全焊透焊缝焊成。定位销钉不应当熔入焊缝内。

7.4.2.2 锤击

为使变形减到最小，可以进行有控制的锤击。除非焊缝进行焊后热处理，否则第一层焊缝和焊缝金属的根部，以及最后一层焊缝都不得采用锤击。

7.4.2.3 多种焊接要求

- 在焊接全焊透双面焊接头的第二面以前，应采用适当的方法，例如风铲、打磨或热刨等方法加工全焊透双面焊接接头的焊缝根部。但是，当用其他焊接方法能够获得完全熔合和焊透，且该方法由焊接工艺评定证明是良好时，则在焊接第二面以前可不清理焊根。
- 如果由于任何原因停止焊接，则在重新开始焊接时要特别小心，以获得所要求的焊透和熔合。对于埋弧焊，建议在弧坑处铲出一个凹槽。
- 当采用单面焊焊接接头时，应特别注意使被连接的两个部件对中，并离开一定距离，使接头的底部在接头全长度上完全焊透和熔合。

7.4.2.4 焊缝的表面

7.4.2.4.1 通用要求

除了惯性摩擦焊和连续驱动摩擦焊的毛刺应去除以圆滑过渡到母材外，允许使用焊后状态表面。对于管道，应采用表24所给定的相应的应力指数。但焊缝表面应完全没有粗糙的波纹、沟槽、焊瘤，以及突起的凸块和凹坑，以满足下列a)到f)的要求。

- a) 完工的焊缝应有良好的表面状态，以便正确地分析焊缝的射线照相和所需的其他无损检测。在分析射线照片时，如对焊缝的表面状态有怀疑，应将照片与实际的焊缝表面进行对比，以确定其可接受性。
- b) 仅仅对不要求进行役前检测的焊缝，允许存在焊缝余高，容器、泵和阀门的焊缝余高的允许值应符合 7.4.2.6.1 的规定要求；管道则应符合 7.4.2.6.2 的规定要求。
- c) 咬边不应超过 0.8mm，并且不应侵入所要求的截面厚度以内。
- d) 当焊缝的最终厚度满足第 6 章的要求时，单面焊对接环焊缝在根部一侧的凹陷是允许的。
- e) 如果焊缝表面要求打磨来满足上述准则，则应注意避免把焊缝或母材减薄到低于所要求的厚度。
- f) 只要能通过合格的超声波检测，则允许径向焊缝收缩。

7.4.2.4.2 役前检测

- a) 当焊缝有要求至少从一侧进行超声波检测时，表面光洁度应该为 6.3Ra 或者更高，该区域是距焊缝凸起边缘部位为 $2t^{25)}+100\text{mm}$ 或 150mm 的范围内，取两者中的较大值（见图 69 或图 70）。
- b) 对于长的缝焊焊缝，焊缝周围最小清理距离为 375mm。应该从焊缝的焊趾处测量此距离。
- c) 对于要进行表面检测或体积检测的所有管道和容器焊缝，应该建立一套焊缝标记体系。
 - 1) 对于管道，应在每个焊接接头的每一边都打上永久性标记，这两个标记的最小距离应离焊缝边缘有一个适当的间距，并应该沿着管子每隔 90°打一个标记。对于将管道焊到部件上的焊缝，不适宜在容器上打标记，只允许在管道侧打标记。
 - 2) 对于容器，应在每个焊接接头的每一边都打个永久性标记，这两个标记的最小距离应离焊缝边缘有一个适当的间距。对于容器与接管焊缝，应沿着焊缝长度方向每隔 0.3m 打一个标记，对于要进行役前检测的所有其他的容器焊缝，应该每隔 1m 打一个标记。

7.4.2.5 不同直径工件的焊接

当不同直径的工件焊在一起时，两个表面之间应按7.2.5的规定逐步过渡，但是对于按6.2分析允许有较大的斜度时除外。过渡段的长度可包括焊缝。

7.4.2.6 焊缝的余高

7.4.2.6.1 容器、泵和阀门的焊缝余高的高度

容器、泵和阀门所有对接焊接头的余高表面可以与母材齐平，或可以有均匀的凸起。焊缝每一面的余高高度不应超过下表所规定的数值。

表29 焊缝余高高度限值

名义厚度, mm	最大余高,mm
$t\leq 25$	2.5

25) t 等于名义壁厚。

25< t ≤ 50	3
50< t ≤ 75	4
75< t ≤ 100	5.5
100< t ≤ 125	6
125	8

7.4.2.6.2 管道的焊缝余高的高度

对于双面焊对接接头，下表第1列的余高高度限值分别用于接头的内外表面。对于单面焊对接接头，第2列的余高高度用于接头的内表面；而第1列的余高高度用于接头的外表面。余高应根据所涉及的两个相邻表面中较高的一个来确定。

表30 管道焊缝余高限值

材料的名义厚度,mm	最大余高,mm	
	第 1 列	第 2 列
t ≤ 3	2.5	2.5
3 < t ≤ 5	3	2.5
5 < t ≤ 13	4.0	3
13 < t ≤ 25	5	4.0
25 < t ≤ 50	6	4.0
t > 50	6mm 或焊缝宽度的 1/8 倍,取两者中的较大值	4.0

7.4.2.7 角焊缝的形状和尺寸

- a) 角焊缝的形状可以是凸形至凹形。角焊缝的形状和尺寸应符合图 71 的要求。如果尺寸不足的焊缝段总长不超过焊缝全长的 10%，则任何单面连续焊的角焊缝尺寸可小于规定的角焊缝尺寸，但其差值不得大于 1.5mm。单个尺寸不足的焊缝段长度不应超过 50mm。在进行插套焊接时，焊接前须预留一个图 71 所示的间隙，焊接后该间隙不需存在也不必验证。对于没有内肩的插套式接头，应在管子的对接端面之间留有间隙。
- b) 如果满足第 6 章的要求，则可以采用比较图 71 中规定小的插套焊缝。

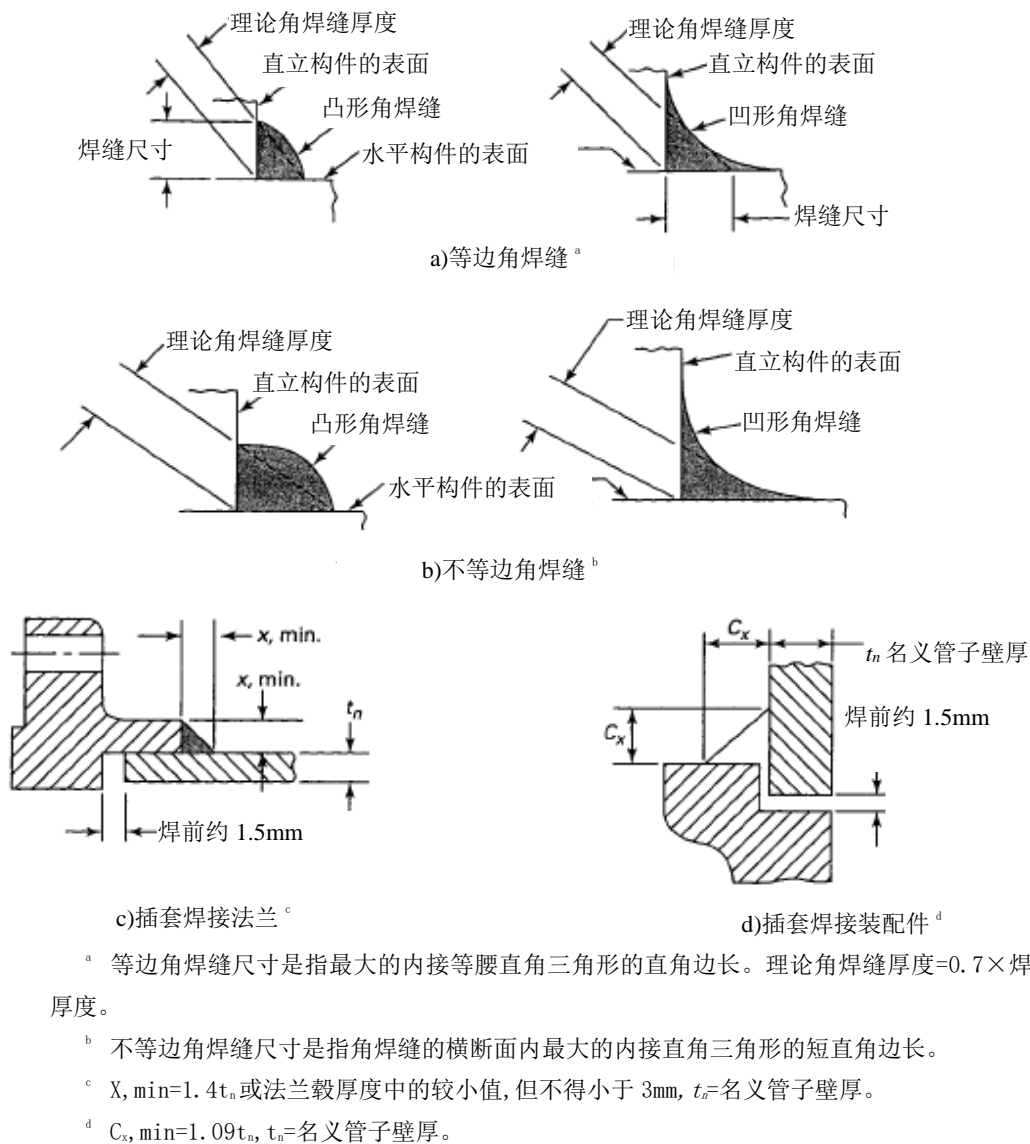


图71 角焊缝、插套焊缝的尺寸和详图(对插套焊接管道尺寸的限制见 6.6.6.1.2)

7.4.2.8 螺纹接头的密封焊缝

当螺纹管接头进行密封焊接时,暴露的螺纹应全部去除或者用焊缝金属覆盖。

7.4.2.9 覆盖层零件的焊接²⁶⁾

用于覆盖层焊接的接头形式和焊接工艺应能防止形成脆性的焊缝组织。

7.4.3 附件的焊接

7.4.3.1 附件的材料

26) 暴露在外受腐蚀作用的焊缝应具有基本上不低于覆盖层的耐蚀性。推荐采用熔敷金属的成份与覆盖层材料相似的填充金属。如果采用不同成份的焊缝金属,则其性能应符合使用要求。

焊接到承压部件上的非承压附件[4.2.2.1]的材料应满足5.1.9的要求。承压附件材料应满足5.1.2的要求。

7.4.3.2 结构附件的焊接

指导焊接评定的评定规则[7.3.2.1]应适用于承压材料上的结构附件的焊接。

7.4.3.3 结构附件

结构附件应与相连表面的曲率基本一致，它们应采用全焊透的连续焊缝、连续角焊缝或部分焊透连续焊缝来连接。当在部件上采用角焊缝和部分焊透焊缝时，应满足6.1.2.3.2的要求。与反应堆容器内表面连接的附件只允许用全焊透焊缝来焊接。图72列举了采用全焊透焊缝将结构附件焊接到部件上的某些典型图例。如果阀座有紧贴压力边界的台肩，可采用角焊缝或部分焊透焊缝与压力边界部件连接。

7.4.3.4 内部结构支承件与覆盖层部件的焊接

带覆盖层部件的内部结构支承件应焊在母材上，而不应焊在覆盖层上，但对于焊缝的堆焊层除外。

7.4.3.5 非结构附件的焊接和拆除

- a) 非结构附件[4.2.2.1]焊接到部件的承压部位上可不必满足第5章的要求，可以采用连续的或间断的角焊缝或部分焊透焊缝进行焊接，但要满足下列1)至4)的要求。
 - 1) 焊接工艺和焊工已按7.3.2.1要求评定合格。
 - 2) 材料已鉴别且与相连接的材料相容。
 - 3) 焊接材料已鉴别且与被焊的材料相容。
 - 4) 当7.5.2有要求时，焊缝应进行焊后热处理。
- b) 当临时性的非结构附件拆除时，应按下列要求完成：
 - 1) 在临时性附件周围的邻近区域用适当的方法进行标记，以致在附件拆除后，该区域一直能被识别，直到按照下列3)要求完成检测后为止。
 - 2) 临时性附件应按照7.2.1.1的工艺完全拆除。
 - 3) 在临时性附件已经拆除后，标记区域应按照8.1.1的要求用液体渗透或磁粉检验的方法进行检测，并满足8.3.4或8.3.5的验收标准。
 - 4) 作为上述a)4)的替换，焊后热处理可以延迟到附件拆除以后才进行。

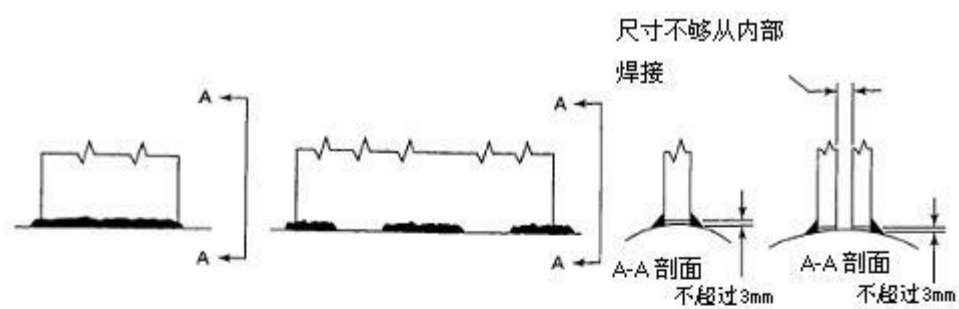
7.4.3.6 与试验后管道系统相连的附件的安装

如果焊缝满足下列要求，则可将附件焊在经过压力试验后的管道系统上：

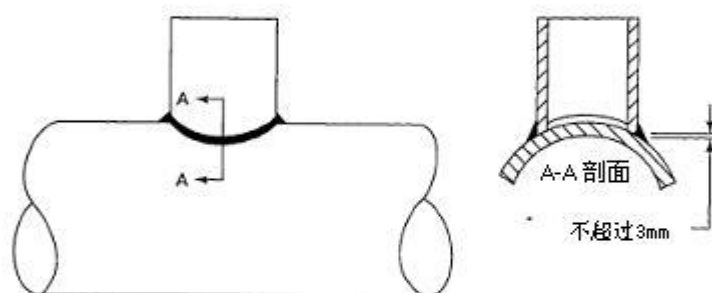
- a) 按7.5.2，焊缝不要求进行焊后热处理；
- b) 焊缝应限制在：角焊缝厚度不超过10mm，全焊透焊缝的附件材料厚度不超过13mm；
- c) 角焊缝的焊缝总长应不超过600mm，全焊透焊缝的总长度应不超过300mm；
- d) 焊缝应按照第8章的要求进行检测。

7.4.4 配件的焊接

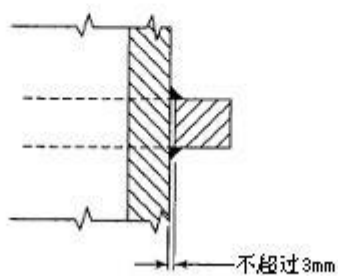
- a) 当按照6.1.3.6 b)焊接结构配件时，焊缝应符合图73所示的要求。
- b) 在任何情况下，连接到压力边界的部件上的配件焊缝都应满足部件的要求。



a)凸耳、底板、管座和托架的连接件焊接



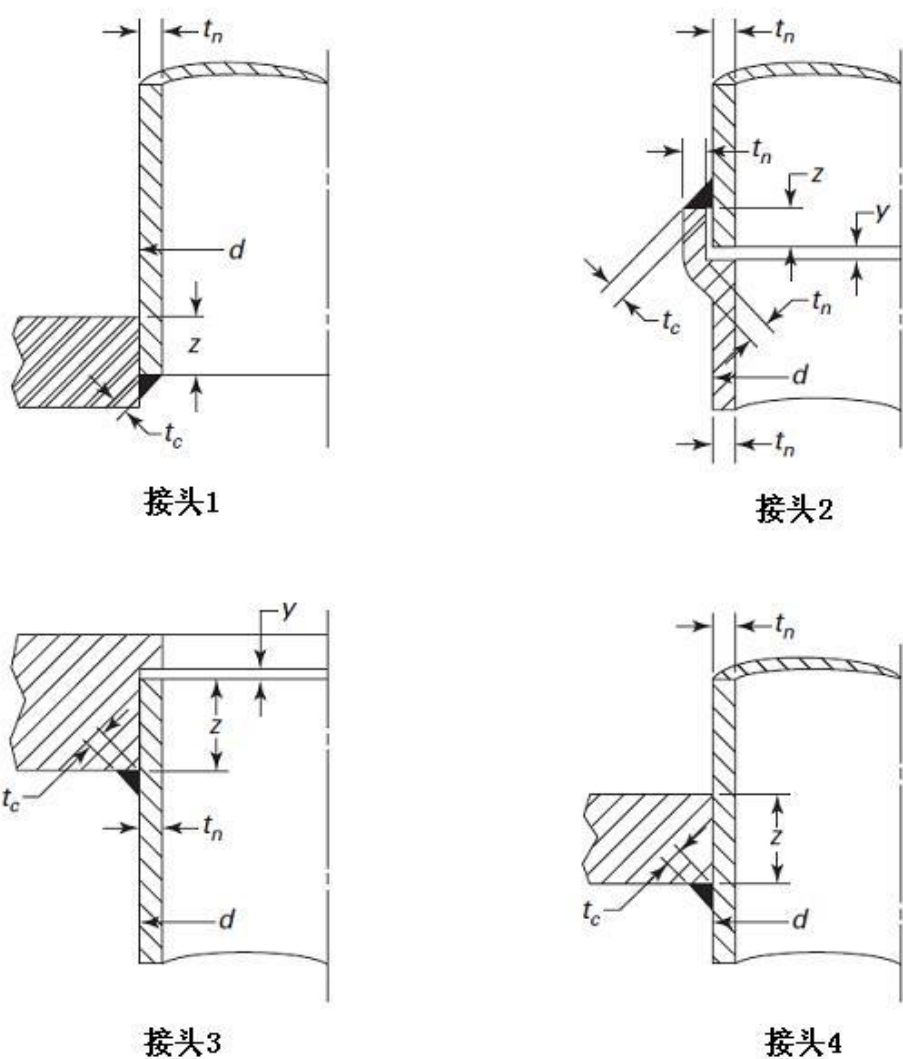
b)耳轴的连接



c)环的连接

总注：焊缝可以是部分焊透焊缝或填角焊缝。

图72 附件焊缝的类型



注1: d = 焊缝的内径应不大于60mm。此直径的限制适用于焊接接头部件的直径（不适用于配件壳体的直径）。
注2: z = 对于尺寸为DN 15到DN 50，结合的深度应不小于10mm；对于尺寸小于DN15，结合的深度应为6mm。
注3: 连接件之间的最大径向间隙为1.1mm。

图73 尺寸为 NPS 2 (DN50) 或更小的配件的焊接接头详图（不适用于配件与部件的接头）。

7.4.5 焊缝金属缺陷的修补

7.4.5.1 通用要求

按照第8章的检测要求或按照第9章的试验要求探测到的焊缝金属缺陷，必要时应予以去除和修补。

7.4.5.2 表面缺陷的去除

如能满足下列a)到c)的要求，焊缝金属的表面缺陷可以用打磨或机加工方法去除，而不必用焊接方法修补。

- a) 剩余的截面厚度不低于第 6 章的要求。
- b) 缺陷去除后，凹陷与周围表面平滑过渡。

- c) 平滑过渡后,该部位须按 8.1.1 的要求用磁粉法或液体渗透法进行检测,检测结果须满足 8.3 的验收标准,以保证缺陷完全被去除,或已降低到允许限值内的瑕疵。用目视方法或体积方法探测到位于内表面的缺陷,仅当此内表面因不可达而不能进行表面检测时,须再对此内表面用原来探测缺陷的检测方法进行复检。

7.4.5.3 焊缝修补的要求

当采用焊接进行修补时,在焊缝金属中挖出的凹坑应满足下列要求。

7.4.5.3.1 缺陷的去除

缺陷可以采用机械方法或热刨方法去除。准备修补的区域应按照 8.5.1 采用磁粉法或液体渗透法进行检测,检测结果应满足 8.3.4 或 8.3.5 的验收标准。当去除缺陷要求除去焊缝的全部厚度时,以及当焊接接头的背面不易于除去检验物质时,则不要求进行上述检测。

7.4.5.3.2 焊接材料、工艺和焊工的要求

焊缝修补应采用符合 7.1.2.5 和 7.3 要求的评定合格的焊接材料、焊工和焊接工艺来进行。

7.4.5.3.3 修补区的过渡

修补后的表面应与周围表面平滑过渡。

7.4.5.3.4 修补焊缝的检测

- a) 修补焊缝应按照原始焊缝的要求重新进行检测。但是当原来用磁粉法或液体渗透法进行检测,且查出的缺陷及修补的凹坑尺寸不超过 10mm 或 10%壁厚两者中的较小值时,则只需用磁粉法或液体渗透法重新检测。
- b) 当连接 P-No. 1 和 P-No. 3 材料的焊缝的修补要求按照上述 a) 的要求采用射线照相法进行检测,而结构组件又妨碍进行射线照相时,如能满足下列规定,则可以用超声波检测代替:
 - 1) 焊缝以前已进行射线检测,并满足相应的验收标准;
 - 2) 超声波检测按照 T/CDEA XXXXX. 2 《压水堆承压部件 无损检测 第 2 部分: 超声检测》并按 8.3.3 的验收标准进行;
 - 3) 用超声波检测代替射线照相检测,只限于容器中的 A 类和 B 类焊缝以及其他物项中的同类焊缝。缺少合适的射线照相设备,不是用超声波检测替代的正当理由。

7.4.5.3.5 修补区的热处理

修补区应按照 7.5.2 进行热处理。

7.5 热处理

7.5.1 焊接预热和道间温度的要求

焊接预热和道间温度应符合 T/CDEA XXXXX. 3 《压水堆承压部件 焊接 第 3 部分: 产品焊接》的要求。

7.5.2 焊后热处理

焊后热处理应符合 T/CDEA XXXXX. 3 《压水堆承压部件 焊接 第 3 部分: 产品焊接》的要求。

7.6 机械接头

7.6.1 螺栓和螺纹

7.6.1.1 螺纹的啮合

所有螺栓或双头螺栓的螺纹均应按设计要求啮合。

7.6.1.2 螺纹的润滑剂

用于螺纹接头中的任何润滑剂或涂料，应适合于使用条件，且不应与系统中的工作介质或任何部件材料起不良的化学反应。

7.6.1.3 螺纹润滑剂的清除

应将所有螺纹润滑剂或涂料从要进行密封焊的表面上清除。

7.6.2 螺栓连接的法兰接头

在螺栓连接垫片式法兰接头中，法兰的接触面应均匀地压在垫片上，且垫片的压缩应符合所用垫片形式的设计原则。所有法兰接头的装配应使螺栓应力相对地均匀。

7.6.3 电气和机械贯穿组件

等于和小于名义管道尺寸50mm的管子或管道可按7.3.5的规则与贯穿组件相连接。

8 检测

8.1 检测的通用要求

8.1.1 方法、无损检测规程和清洗

8.1.1.1 方法

- a) 制作 射线检测应按 T/CDEA XXXXX.3 《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》中的规定进行；超声检测应按 T/CDEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》中的规定进行；磁粉检测应按 T/CDEA XXXXX.4 《压水堆承压部件 无损检测 第4部分：渗透检测》中的规定进行；液体渗透检测应按 T/CDEA XXXXX.5 《压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测》中的规定进行；泄漏检测应按 T/CDEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 无损检测 第8部分：泄漏检测》中的规定进行。
- b) 役前 焊缝役前检测所要求的超声检测应按 ASME 规范第XI卷进行；涡流检测应按 T/CDEA XXXXX.6 《压水堆承压部件 无损检测 第6部分：涡流检测》中的规定进行；表面检测应按 8.1.1.1 a) 进行。
- c) 按本章要求或参考本章要求的无损检测应由已按本章要求考核合格的人员执行。检测的结果应按本章的验收标准评定。

8.1.1.2 无损检测规程

凡按本章要求进行的所有无损检测，都应按经过民用核设施营运单位或其委托单位认为满意的实践验证证明的详细书面规程实施。所用的规程应符合《核电厂核岛机械设备无损检测技术规范》相应各部分对特定检测方法的规定。当民用核设施营运单位或其委托单位需要时，应能取得书面规程，以及证明规程效能和检测人员考核的记录。所有有关的无损检测人员至少应持有一份检测规程的副本，以便工作时参考及使用。

8.1.2 焊缝和焊缝金属堆焊层的检测时间

在制作和安装过程中，按8.2要求进行的焊缝和焊缝金属堆焊层的验收检测应按下列a)到h)规定的时间进行。

- a) 除下面 1) 和 2) 规定外，焊缝的射线检测应在所要求的中间焊后热处理²⁷⁾或最终焊后热处理以后进行。
 - 1) 由 P-No. 1 材料制成的管道、泵和阀门上的焊缝，其射线检测可以在任何所要求的焊后热处理之前进行。
 - 2) 由 P-No. 1 材料制成的容器上的焊缝和 P-No. 3 材料制成的部件上的所有焊缝，如果在中间焊后热处理或最终焊后热处理以后要作超声检测[8.1.1.1 a)]，其射线检测可以在中间焊后热处理或最终焊后热处理之前进行。超声检测和验收标准应按 8.3.3.1 要求进行。
- b) 除 P-No. 1 材料上的焊缝可在焊后热处理之前或以后进行检测外，焊缝的磁粉或液体渗透检测应在任何所要求的焊后热处理以后进行。对于按 8.2.4.5 和 8.2.4.6 要求在焊接逐个阶段进行的焊缝磁粉检测或液体渗透检测可在焊后热处理以前进行。容器的适用焊缝应按 8.4.1 a) 的要求进行表面检测。

27) 这里的中间焊后热处理定义为对焊缝进行温度范围不低于该焊缝作最终焊后热处理时的最低保温范围的焊后热处理。

- c) 所有异种金属的全焊透的焊接接头，如奥氏体或高镍材料与铁素体材料的焊接、或用奥氏体或高镍合金填充金属连接铁素体材料应在最终焊后热处理之后进行检测。
- d) 被焊缝金属堆焊层所覆盖的焊缝表面的磁粉检测或液体渗透检测，应在熔敷焊缝金属堆焊层之前进行。对于焊后热处理以后不可达的焊缝表面的磁粉检测或液体渗透检测，应在造成不可达的工序以前进行。这些检测可在焊后热处理以前进行。
- e) 除 P-No. 1、3 和 11 材料上的焊缝金属堆焊层的检测可在中间焊后热处理¹⁾或最终焊后热处理以前或以后进行外，焊缝金属堆焊层应在中间焊后热处理³⁷⁾或最终焊后热处理以后进行检测。
- f) 对所有奥氏体不锈钢和非铁素体材料的焊接接头，如果作中间或最终焊后热处理，则应在热处理之后进行液体渗透检测。此要求不用于管子-管板的焊接接头。
- g) 铁素体材料的电渣焊缝中超声检测，如果有细化晶粒热处理工序时，则在这一工序之后进行，否则在最终焊后热处理之后进行。
- h) 对要求役前体积检测的容器焊缝，应按 8.4.1 b) 的规定执行。

8.1.3 焊缝坡口制备表面的检测

所有A类、B类、C类和D类焊接接头的全焊透焊缝和类似焊接接头，材料厚度等于或大于50mm时，其焊缝的坡口制备表面都应采用磁粉或液体渗透法进行检测。缺陷显示应按下列a)、b)和c)的验收标准进行评定。

- a) 仅主要尺寸大于 1.5mm 的显示才应认为与缺陷有关。
- b) 由层状缺陷引起的长度超过 25mm 的相关显示不予验收。
- c) 下面 1) 到 3) 的非层状缺陷显示是不可接受的：
 - 1) 长度大于 5mm 的非层状线性显示；
 - 2) 尺寸大于 5mm 的圆形显示；
 - 3) 在同一直线上有 4 个或 4 个以上相关显示，其边缘间距小于 1.5mm。
- d) 对 A 类、B 类、C 类、D 类焊缝或类似焊缝上所制备的焊缝坡口进行补焊时，应在其表面成为不可接近以前用磁粉或液体渗透法进行检测。检测可在焊后热处理以前或以后进行。

8.1.4 焊缝和相邻母材的检测

在按8.2要求对管道、泵和阀门中A类、B类、C类、D类焊接接头和等同的焊接接头作焊缝表面检测时，检测应包括焊缝的外表面和可接近的内表面，以及焊缝每边至少13mm范围内相邻的母材。焊缝及13mm范围内相邻的母材应按本章所述要求进行验收。

8.2 制作和役前基线焊缝所要求的检测

8.2.1 容器的 A 类焊接接头和其他部件上的纵向焊接接头

容器的A类焊接接头和其他部件上的纵向焊接接头应采用体积²⁾方法以及液体渗透或磁粉方法进行检测。

8.2.2 容器的 B 类焊接接头以及管道、泵和阀门上的环向焊接接头

8.2.2.1 容器的焊接接头

容器的B类焊接接头应采用体积方法²⁸⁾以及用液体渗透或磁粉方法进行检测。

28) 射线检测是要求的，役前检测需要与否根据设计技术规格书[T/CNEA XXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》]

8.2.2.2 管道、泵和阀门的环向焊接接头

- a) 对接焊接头应采用体积方法以及用液体渗透或磁粉方法进行检测。
- b) 角焊缝和部分焊透接头应采用液体渗透或磁粉方法进行检测。
- c) 经 7.3.3.7 评定合格的仪表管对接焊缝应进行液体渗透检测。

8.2.3 容器的 C 类焊接接头和其他部件上类似的焊接接头

8.2.3.1 通用要求

- a) 容器上的 C 类全焊透对接焊接头和其他部件上类似的焊接接头应采用体积²⁹⁾方法以及用液体渗透或磁粉方法进行检测。
- b) C 类全焊透角接焊缝接头和其他部件上类似的焊接接头应采用超声或射线方法进行检测, 以及用液体渗透或磁粉方法进行检测。
- c) 对类似图 59 简图 d)、e 和 f) 的 2 型 C 类全焊透角接焊缝接头, 也要求焊后采用超声检测在连接焊缝表面以下的熔合区和母材金属, 以验证没有未熔合和层状缺陷。
- d) C 类部分焊透接头和角焊缝接头以及其他部件上类似的焊接接头, 在所有的可达表面上应采用磁粉或液体渗透方法进行检测。

8.2.4 容器的 D 类焊接接头和其他部件上的支管和管道连接件

8.2.4.1 通用要求

容器的所有 D 类焊接接头和其他部件上类似的焊接接头应按下列各条的规定进行检测。

8.2.4.2 全焊透对接焊的接管、支管和管道连接件

全焊透对接焊的接管、支管和管道的连接如图 60 所示, 应采用射线方法以及用液体渗透或磁粉方法进行检测。

8.2.4.3 角接焊缝的接管、支管和管道连接件

- a) 如图 61 所示容器上的全焊透接管角接焊缝, 应采用超声或射线方法, 以及用液体渗透或磁粉方法方进行检测。若采用射线检测, 对于图 61 简图 a)、b)、c)、d)、e) 和 g) 所示在连接焊缝表面以下的焊缝熔合区和母材金属, 在焊后还应进行超声检测, 确保没有未熔合和层状缺陷。
- b) 管道、泵和阀门上用全焊透角接焊缝连接名义直径超过 DN 100 的支管和管道连接件, 如图 61 所示, 应采用超声或射线方法, 以及用液体渗透或磁粉方法进行检测。
- c) 管道、泵和阀门上用全焊透角接焊缝连接名义直径等于或小于 DN 100 的支管和管道连接件应进行磁粉或液体渗透方法检测。

8.2.4.4 在接管、支管和管道连接件开孔处的堆焊金属层

- a) 对一个表面按图 62 所示的步骤 1 进行堆焊时, 其堆焊金属层、熔合区以及堆焊金属层下面的母材金属应进行超声检测, 以确保没有未熔合和层状缺陷。然后, 接管、支管和管道连接件可按图 62 所示的步骤 2 用全焊透焊缝进行连接。全焊透对接焊接头应采用超声或射线方法, 以及用液体渗透或磁粉方法进行检测。

29) 射线检测是要求的, 役前检测需要与否根据设计技术规格书[T/CNEA XXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》]

- b) 对管道、泵和阀门中名义直径等于或小于 DN 100 的支管和管道连接件的全焊透焊缝，如图 62 简图 c) 所示，应按 8.2.4.3 c) 的规定进行检测。

8.2.4.5 角接接头和部分焊透焊接接头

对于 6.3.3.5.2.4 d) 或 6.6.6.1.3 中所允许的，和图 63 和图 64 或图 67 所示的角接接头和部分焊透焊接接头，应用磁粉或液体渗透方法进行逐层检测。检测的层间厚度应为沿平行于该连接面中心线测量的焊接接头最大尺寸的一半或 13mm 两者中的较小值。焊接接头完工后的表面也应采用上述两种方法之一进行检测。

对于 6.3.3.5.2.4 d) 中所允许的和图 63 和图 64 所示的部分焊透焊接接头，应用磁粉或液体渗透方法进行逐层检测。检测的层间厚度应为沿平行于该连接面中心线测量的焊接接头最大尺寸的一半或 13mm 两者中的较小值。焊接接头完工后的表面也应采用上述两种方法之一进行检测。

8.2.4.6 斜接的全焊透接管、支管和管道连接件

- a) 容器上斜接的全焊透接管如图 65 所示，应采用超声或射线方法，以及用液体渗透或磁粉方法进行检测。另外，在连接焊缝表面以下的焊缝、熔合区和母材金属如图 65 中简图 a)、b) 和 c) 所示，在焊后应进行超声检测，以确保没有未熔合和层状缺陷。
- b) 管道、泵和阀门上斜接的全焊透连接的支管和管道接头如图 65 所示，应按 8.2.4.3 b) 和 c) 中角接焊缝连接的支管和管道接头所规定要求进行检测。

8.2.5 角焊缝、部分焊透、插套和结构附件的焊接接头

8.2.5.1 角焊缝、部分焊透和插套焊接接头

除了非结构附件 [4.2.2.1] 外，角焊缝、部分焊透及插套焊接接头应用磁粉或液体渗透方法进行检测。

8.2.5.2 结构附件的焊接接头

承压材料上结构附件的焊接接头应采用磁粉或液体渗透方法进行检测。

8.2.6 特殊焊接接头

8.2.6.1 特殊设计的密封焊接接头

这种类型的焊接接头应采用磁粉或液体渗透方法进行检测。

8.2.6.2 焊缝金属堆焊层

焊缝金属堆焊层应采用液体渗透方法进行检测。

8.2.6.3 硬质表面层

硬质表面层应按 5.5.4.6 的要求用液体渗透方法进行检测，并应采用与材料厚度小于 16mm 相应的验收标准。对入口接管名义管径等于或小于 DN 100 的阀门上的硬质面层，不要求进行液体渗透检测。

8.2.6.4 管子与管板的焊接接头

管子与管板的焊接接头应采用液体渗透方法进行检测。

8.2.6.5 惯性摩擦焊和连续驱动摩擦焊焊缝

- a) 当按本章要求对惯性摩擦焊和连续驱动摩擦焊焊缝进行射线检测时,也应采用超声方法进行检测,以验证整个区域的焊合。
- b) 所用的材料应是 T/CNEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 焊接 第2部分:焊接工艺评定》指定 P-No. 的材料,且不包括沸腾钢或半镇静钢。
- c) 所焊接的两个零件中的一个必须保持在一个固定位置上,另一个可转动。所焊接的两个面必须对称于旋转轴。
- d) 在两个焊件之间的焊缝应是全焊透焊缝。

8.2.6.6 电子束焊焊缝

除受检测的焊缝型式要求外,用电子束焊接工艺焊成的所有全焊透焊缝应采用超声进行检测。

8.2.6.7 电渣焊焊缝

除受检测的焊缝型式要求外,用电渣焊工艺焊成的所有铁素体材料的全焊透焊缝应采用超声进行检测。

8.2.6.8 特殊例外

当接头的结构不允许按本章的规程进行射线检测时,可用超声检测加液体渗透或磁粉检测代替射线检测对完工焊缝进行检测。缺少适用的射线照相部件不应成为这种替代的正当理由。如果检测是按详细的书面规程进行,而这个规程已经民用核设施营运单位或其委托单位认为满意的由实践验证它具有本分卷所述的探测和定位缺陷的能力,则可用超声检测代替射线检测。无损检测应按8.1.1的规定进行,并符合8.3的验收标准。

8.2.7 役前检测

8.2.7.1 通用要求

- a) 在报告完成以前,应完成由 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》5.2.3.2 c) 要求的检测。
- b) 所有的体积和表面检测应提供结果文件,并以符合 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》6.1.3.1.3.4 提交民用核设施营运单位的要求的形式来标识。

8.2.7.2 检测要求

- a) 部件应按 ASME 规范第XI卷的规定进行检测。承压边界的部件和零件的检测方法应满足 ASME 规范第XI卷中所列要求。只要求进行体积和表面检测。
- b) 对于 B-0 类检测的控制棒密封壳,检测应延伸到仅包括安装外部控制棒驱动机构密封壳所必需的 100%焊缝。

8.2.7.3 免除役前检测的部件

以下部件或部件的零件免除8.2.7要求的体积和表面检测:

- a) 除蒸汽发生器管子以外的等于或小于 DN 25 的管道;
- b) 由于控制棒驱动机构贯穿件而不能接近的反应堆压力容器封头连接件以及等于和小于 DN 50 的连接管;
- c) 由于被嵌在混凝土内、埋在地下或被保护导管密封而不能接近的支承和约束的整体附件。

8.3 验收标准

8.3.1 射线检测验收标准

射线照相所发现的和具有缺陷特性的下列情况均为不可接受的缺陷：

- a) 任何裂纹、未熔合或未焊透；
- b) 长度大于表 31 中所列值的任何单个条形缺陷：

表31 单个条形缺陷的长度限值

壁厚 t mm	单个条形缺陷的长度 mm
t≤19	6
19<t≤57	t/3
t>57	19
注：t为对接焊接接头较薄部分的厚度。	

- c) 内部焊根的状态在射线照相所示的黑度不是突变时是可以接受的，但在这种焊根状态的任一端上，射线照相的条形显示达到表 31 的规定时，是不可接受的；
- d) 在 12t 长度内，任一组显示其累计长度大于 t。但最小距离超过 6L 的相邻显示可除外，L 为最大的显示长度；
- e) 单个圆形缺陷的长径大于 t/2；
- f) 缺陷点数大于表 32 中所列值的圆形缺陷。

表32 圆形缺陷的点数限值

评定区 mm	10×10			10×20		10×30
壁厚 t mm	≤10	>10~15	>15~25	>25~50	>50~100	>100
缺陷点数	3	6	9	12	15	18
注：表中的数字是允许缺陷点数的上限。						

圆形缺陷评定区为一个与焊缝平行的矩形，其尺寸见表33。圆形缺陷的评定区应选在缺陷最严重的区域。当缺陷与评定区边界相接时，应将此缺陷划入评定区。

评定圆形缺陷时，应将缺陷尺寸按表34换算成缺陷点数。不计点数的缺陷尺寸见表35。

表33 圆形缺陷评定区

壁厚 t mm	≤25	>25~100	>100
评定区尺寸 mm	10×10	10×20	10×30

表34 缺陷点数换算

缺陷长径 mm	≤1	>1~2	>2~3	>3~4	>4~6	>6~8	>8
点数	1	2	3	6	10	15	25

表35 不计点数的缺陷尺寸

壁厚 t mm	缺陷长径 mm
≤25	≤0.5
>25~50	≤0.7
>50	≤1.4%t

8.3.2 超声检测验收标准

8.3.2.1 制作

对于反射波幅达到或超过记录阈值的所有显示都应进行研究，直至检测人员能确定所有这些显示的形状、性质和位置。

不允许存在以下显示：

- a) 裂纹、未熔合和未焊透；
- b) 幅度达到或超过 100%DAC，且长度超过下列表 36 规定值的显示。

直射波扫描斜射波经过区域（母材）时，发现的分层显示仅作参考，不作为焊缝验收的依据。

表36 允许显示指示长度

被检焊缝厚度 mm	显示的指示长度 mm
t≤19	6
19<t≤57	t /3
t>57	19
注：t是被检焊缝的厚度，如焊缝的两侧母材厚度不同，则t取较薄一侧的值。	

8.3.2.2 役前检测

- a) 在体积检测中显示的缺陷，若能满足 ASME 规范第XI卷的验收标准要求，则该部件应为可接受的。该缺陷应按 T/CDEA XXXXX.2 《压水堆承压部件 无损检测 第 2 部分：超声检测》和本分卷的要求测量尺寸并记录。
- b) 在体积检测中显示的缺陷超过 ASME 规范第XI卷验收标准的部件是不可接受的，应进行返修。

8.3.3 磁粉检测验收标准

8.3.3.1 磁痕的分类、评定和记录

磁痕显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示分为：

- a) 线性显示：长度与宽度之比大于 3 的磁痕显示；
- b) 圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形磁痕显示。

进行磁痕观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定与记录。

凡主要尺寸大于 1.5mm 的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录磁痕显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、复膜和可剥离塑料薄膜等方式记录磁痕显示的形貌。

8.3.3.2 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- a) 裂纹或线性显示；
- b) 尺寸大于 5mm 的圆形显示；
- c) 在同一直线上有 4 个或 4 个以上圆形显示，其边缘间距小于 1.5mm；
- d) 在缺陷显示最严重的区域内，任意 4000mm² 矩形区域（最大边长不超过 150mm）内，有 10 个或 10 个以上圆形显示。

8.3.3.3 役前检测

在表面检测中显示的缺陷，若能满足 5.5 和 8.3 的验收标准要求，则该部件应为可接受的，并按 8.2.8.1 b) 的要求作记录。

8.3.4 液体渗透检

8.3.4.1 显示的分类、评定和记录

显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示可分为线性显示和圆形显示：

- a) 线性显示：长度与宽度之比大于 3 的显示；
- b) ——圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形显示。

对显示进行观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定。

不允许存在可能掩盖不连续显示的残存荧光区或着色区。这些区域应清洗干净，并重新检测。

凡主要尺寸大于 1.5mm 的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、录像和可剥离塑料薄膜等方式记录显示的形貌。

8.3.4.2 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- a) 裂纹或线性显示；
- b) 尺寸大于 5mm 的圆形显示；

- c) 在同一直线上有 4 个或 4 个以上圆形显示, 其边缘间距小于 1.5mm;
- d) 在缺陷显示最严重的区域内, 任意 4000mm^2 矩形区域 (最大边长不超过 150mm) 内, 有 10 个或 10 个以上圆形显示。

8.3.4.3 役前检测

在表面检测中显示的缺陷, 若能满足 5.5 和 8.3 的验收标准要求, 则该部件应是可以接受的, 并按 8.2.8.1 b) 的要求作记录。

8.3.5 已安装的非铁磁性蒸汽发生器传热管的涡流役前检测

对已安装的非铁磁性蒸汽发生器传热管的役前检测, 其显示的缺陷应采用设计技术规格书 [T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》5.2.3.2 c)] 中的准则进行评定。

8.3.6 气泡形成试验

气泡形成试验应按 T/CDEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 无损检测 第8部分: 泄漏检测》的要求进行。当使用真空罩试验时, 保持时间至少为 10 秒。因泄漏而形成气泡或使连续的肥皂膜破裂都为泄漏的显示, 而任何这样的泄漏显示均为不可接受状态。

8.4 容器水压试验后的检测

容器在压力试验后:

- a) 用以连接铁素体材料的所有 A 类、B 类、C 类和 D 类焊接接头和热影响区, 以及在铁素体材料上深度超过 10mm 或截面厚度的 10% 两者中较小值的修补焊缝, 当实际可接近时都应采用磁粉或液体渗透方法进行检测。检测结果应满足 8.3.3 或 8.3.4 的验收标准。
- b) 应进行所有要求的役前体积检测, 检测结果应满足 8.3.1 或 8.3.2.1 的验收标准。

8.5 无损检测人员要求

从事《民用核安全设备目录 (第一批)》范围内核岛机械设备无损检测活动的人员, 依据《民用核安全设备无损检验人员资格管理规定》[HAF 602] 参加考核并取得资格证书后, 方可从事相应方法和级别的无损检测活动。

无损检测人员技术资格等级分为 III (高) 级、II (中) 级和 I (初) 级。取得不同无损检测方法各资格等级的人员, 应从事与该方法和该资格等级相应的无损检测工作, 并承担相应的技术责任。

9 试验

9.1 通用要求

9.1.1 设备、附件和系统的压力试验

9.1.1.1 压力试验的范围

所有承压设备、附件和完工的系统应进行压力试验。优先选用的方法应是用水作为试验介质的水压试验。螺栓、双头螺栓、螺母、垫圈和密封垫片可不进行压力试验。

9.1.1.2 气压试验

当9.1.1.2.1 a)允许时,可用9.3气压试验来代替水压试验。

9.1.1.2.1 气压试验的限制

- a) 只有在具备下列任一条件时,才可用气压试验代替水压试验:
 - 1) 当设备、附件或系统的设计或支承使它们不能安全地充满液体³⁰⁾。
 - 2) 当设备、附件或系统不易干燥,而使用时又不允许有微量试验介质残存。
- b) 可在水压或气压试验以前进行压力不超过设计压力 25%的气压试验,作为寻找泄漏部位的手段。

9.1.1.2.2 气压试验采取的预防措施

用压缩气体作为试验介质是危险的。因此,当采用有压力的气体作为试验介质时,应采取保护人员安全的专门预防措施。

9.1.1.3 压力试验的见证

本章要求的压力试验,应有民用核设施营运单位或其委托单位在场见证下进行。对于与名义管径等于和小于DN 100的管道连接的每个管道阀门和泵的压力试验可不需民用核设施营运单位或其委托单位在场见证。对于名义管径小于和等于DN 100的各种管道阀门和泵,民用核设施营运单位或其委托单位对证书持有者的试验记录的审查和验收将授权签署在数据报告表格上,并在T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》7.2.9规定的试验以前进行。

9.1.1.4 压力试验的时间

9.1.1.4.1 系统的压力试验

安装完工的系统的压力试验,应在初始运行以前进行。

- a) 可对安装完工的部分系统逐段进行压力试验。
- b) 端部开口的系统(如喷雾系统),可用接管附件将开口堵住来进行压力试验。喷雾接管及其附件的焊接接头或机械接头不需进行压力试验。

9.1.1.4.2 设备和附件的压力试验

- a) 除下列 b) 允许的情况外,设备和附件应在安装系统前进行压力试验。

30) 如有必要,这些试验可对将要试验的物项作部分充液体来进行。

- b) 如果符合下列情况, 可用系统的压力试验来代替设备和附件的压力试验:
 - 1) 如果系统压力试验的结果如有要求时, 则设备可按 7.1.3 和 7.4.5 的规则进行焊接修补;
 - 2) 如有要求, 设备的补焊可按 7.6.2 进行焊后热处理。如适用, 无损检测可按 7.1.3 和 7.4.5 相应的规则进行;
 - 3) 如果补焊要求按 7.4.5.3.4 进行射线检测, 则设备在补焊和检测后要再进行所要求的系统压力试验。
- c) 阀门在安装到系统以前要求按 6.5 进行压力试验。
- d) 组装后形成完整的泵或阀门的零部件, 如符合下列情况, 可按分组件的形式进行试验:
 - 1) 试验压力已遵照 9.2.2.1 的要求;
 - 2) 分组件进行压力试验的载荷状态要模拟泵或阀门组装完工后承压时的载荷;
 - 3) 设备证书持有者批准该设备分组件的任何压力试验;
 - 4) 设备证书持有者规定压力试验的要求和使用的试验压力;
 - 5) 每个分组件的压力试验由设备证书持有者进行, 进行时要有民用核设施营运单位或其委托单位在场;
 - 6) 由设备证书持有者以外的单位进行压力试验的每个分组件, 要在规范数据报告表中列出;
 - 7) 试验压力应在零设备数据报告表中加以注明;
 - 8) 泵或阀门的分组件在压力试验后, 只能用机械方法组装;
 - 9) 在分组件压力试验期间已进行检测的焊缝, 在系统压力试验期间不需再检测。

9.1.1.4.3 材料的压力试验

如符合下列情况, 设备或附件的压力试验可用于代替该设备或附件所用用的零件或材料的技术规格书所要求的任何这种试验:

- a) 如果材料技术规格书要求作无损检测, 则该无损检测可在设备或附件压力试验后进行;
- b) 如果压力试验的结果有要求, 则材料可按 7.1.3 的规则进行补焊;
- c) 如果补焊后要求作焊后热处理, 则可按 7.6.2 的要求进行。

9.1.1.5 压力试验后的机加工

在压力试验期间, 已完工的设备上要求机加工到精确尺寸和公差的部分, 留有不超过壁厚10%或10mm两者中较小的材料余量是允许的。同时, 除非设计文件中说明为了技术上的原因, 一些加工作业必须在水压试验后进行, 否则水压试验后任何非计划性的机加工、显著的磨削或施焊将使试验结果无效。

9.1.2 试验的准备

9.1.2.1 接头的暴露

在试验期间进行检测时, 所有接头(包括焊接接头)应不加保温层而暴露在外。

9.1.2.2 附加的临时支承件

设计用于盛装蒸汽或气体的设备, 必要时可设置临时支承件, 以支承试验液体的重量。

9.1.2.3 膨胀接头的约束或隔离

如有要求, 对于考虑试验期间的附加压力载荷, 膨胀接头应装临时约束件。

9.1.2.4 不承受压力试验的设备的隔离

在试验期间不承受压力试验的设备应与设备或系统断开，或用盲板法兰或类似的方法隔离。如关闭阀门能承受预定的试验压力，则可使用该阀门。

9.1.2.5 装有盲板的法兰接头的处理

试验期间装入盲板使与其他设备隔离的法兰接头，不需再作试验。

9.1.2.6 防止试验介质膨胀的措施

如果压力试验需要保持一段时间，而系统中的试验介质会受热膨胀，则应采取预防措施以避免超压。

9.1.2.7 加压前试验装置的校验

加压前应检验试验装置，以确保其密封性，且所有低压充水管路和不应承受试验的其他设备已断开或隔离。

9.2 水压试验

9.2.1 水压试验规程

9.2.1.1 充水时的放气

要进行试验的设备或系统应在充水时排除空气，使空气泡减小至最少程度。

9.2.1.2 试验介质和试验温度

- a) 水压试验应采用水或设计技术规格书允许的其他液体进行。
- b) 试验应在脆性断裂[T/CNEA XXXXX.8 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》]发生可能性最小的温度下进行。在设备、附件或系统与加压流体未达到大致相同的温度时，不应施加试验压力。

9.2.2 水压试验的压力要求

9.2.2.1 水压试验的最低压力

- a) 系统安装后的水压试验压力，应不低于超压保护装置所保护的边界内任何设备的最低设计压力(表压)的1.25倍，该超压保护装置是满足10.0要求的。
- b) 阀门的水压试验应按6.5的规则进行。
- c) 设备的水压试验应不低于设计压力(表压)的1.25倍。

9.2.2.2 允许的最高试验压力

允许的最高试验压力应按6.2.2.6规定的应力限制来确定。在多腔室设备中，相应的相邻腔室可同时施加压力，以满足这些应力限制。

9.2.2.3 水压试验压力保持时间

各种保持压力的保持时间应与待检设备的检查要求相对应。在按9.2.2.4的要求进行检漏以前，水压试验压力至少应保持10分钟。

9.2.2.4 加压后的检漏

水压试验压力施加时间达到9.2.2.3规定要求后,应对所有接头、连接处和高应力区,例如开孔周围和厚度过渡段进行检漏。除泵和阀门应在试验压力下检测以外,这种检测应在设计压力或3/4的试验压力(取两者中的较大值)下进行,并应有民用核设施营运单位或其委托单位在场见证。为进行水压试验而安装且在试验后即将更换的临时垫片和密封件的泄漏是允许的,但在要求的全部时间内的泄漏量不得超过保持系统试验压力的容量。其他泄漏,例如在设备上的永久密封装置、阀座和垫片连接处的泄漏,当设计技术规格书有明确的规定时,可以被允许。应把临时密封处的泄漏或设计技术规格书所允许的泄漏从设备表面引走,以免掩盖其他接头处的泄漏。

9.3 气压试验

9.3.1 气压试验规程

9.3.1.1 通用要求

气压试验应按9.1和9.3的要求进行。

9.3.1.2 试验介质和试验温度

- a) 用作试验介质的气体应是不可燃的。
- b) 试验温度应符合 9.2.1.2 b) 的规定。

9.3.1.3 加压规程

系统中的压力应逐渐增加到不大于试验压力的一半,然后按每级为试验压力的1/10左右逐级升压到所要求的试验压力。

9.3.2 气压试验的压力要求

9.3.2.1 气压试验要求的最低压力

- a) 系统安装后的气压试验压力,应不低于超压保护装置所保护的边界内任何设备的最低设计压力(表压)的 1.1 倍,该超压保护装置是满足 10.0 要求的。
- b) 阀门的气压试验应按 6.5 的规则进行。
- c) 设备的气压试验应不低于其设计压力(表压)的 1.1 倍。

9.3.2.2 允许的最高试验压力

最高试验压力应限制在9.2.2.2规定的范围内。

9.3.2.3 试验压力保持时间

按9.3.2.1规定的试验压力,至少应保持的总时间为10分钟。

9.3.2.4 加压后的检漏

按9.3.2.3规定的时间施加压力后,试验压力应降低到设计压力或3/4的试验压力(取两者中的较大值),并保持足够的时间,以便可以按9.2.2.4的规定进行检验。

9.4 试验压力表

9.4.1.1 所用的压力表型式及其设置部位

压力试验中所用的压力表应是指示型压力表，并直接接在设备上。如果该指示型压力表不易被控制加压的操作人员看到，则应在操作人员试验时看得到的地方，另外装一个附加的指示型压力表。对大容量的系统，除了所用的指示型压力表以外，建议再附加装一个记录型仪表。

9.4.1.2 指示型压力表的量程

- a) 在试验中采用模拟式指示型压力表时，其刻度范围不应小于试验压力的 $1\frac{1}{2}$ 倍，但不大于 4 倍。
- b) 可采用不受量程限制的数字式压力表，但其标定和读数的综合误差应不超过试验压力的 1%。

9.4.1.3 试验压力表的标定

所有试验压力表应对照标准静重试验机或经标定的标准压力表进行标定。压力表应在每次试验或一系列试验以前进行标定。一系列试验是指在不超过两星期时间内，用一块或几块相同的压力表，在同一部位进行的一组试验。

9.6 压力试验的特殊情况

9.6.1 按外压设计的设备

对于只按外压设计的设备，应进行内压或外压试验，其试验压力为1.25倍的设计外压。该压力应恰当控制，以便决不超过所要求的试验压力的6%。

9.6.2 组合装置的压力试验

9.6.2.1 按单独运行设计的承压腔室

按单独运行设计的组合装置承压腔室，应作为单独的容器进行水压试验，即每个腔室应在其相邻腔室不加压的情况下进行试验。

9.6.2.2 按最大压差设计的共用设备

- a) 当组合装置的承压腔室有按最大压差设计的共用设备时，此最大压差能在启动、运行和停用时出现，且此压差小于相邻腔室的较高设计压力时，共用设备应承受的水压试验压力至少为最大压差的 1.25 倍。
- b) 在共用设备按上述 a) 的要求进行试验和对它们进行检查后，相邻腔室应进行水压试验 [9.2.1.1]。应注意限制腔室之间的压差不超过共用设备的试验压力。

10 超压保护

10.1 通用要求

10.1.1 范围

- a) 本章适用于核设施中核一级的压力泄放装置。
- b) 应提供系统³¹⁾超压保护，避免因压力和温度超出设计技术规格书规定的设计值或使用限制。
- c) 当超压分析中的预期运行工况会超出设计技术规格书规定的使用限制时，应采用压力泄放装置。
- d) 本章不涉及压力短时升高的系统瞬态（如阀门快速关闭引起的水锤），该内容应包括在设计技术规格书内。
- e) 本章不包括反应堆停堆系统的超压保护，该内容可参考工程标准以及核电厂厂址的管理和执行当局的要求。

10.1.1.1 定义

- a) 超压：指超过设计压力并且由于热量不平衡、流量过大，以及其他类似现象造成的系统压力升高，压力增加的持续时间足以与本章所列压力泄放装置的动态反应特性相适应。
- b) 压力泄放装置：通过开启来防止压力瞬态引起内部流体压力升高，造成系统超过规定的限值。压力泄放装置可以是压力释放阀或非再闭式压力泄放装置。
- c) 一次侧压力：压力泄放装置入口处的流体压力。
- d) 二次侧压力：压力泄放装置的实际排放处与出口之间通道内存在的压力。

10.1.2 完整的超压保护

应按下列方法之一提供其完整的超压保护：

- a) 采用压力泄放装置和相关的压力传感器；
- b) 采用反应堆停堆系统；
- c) 当不超过设计技术规格书规定的使用限制时，无需采用压力泄放装置。

10.1.3 再闭式压力泄放装置的可运行性验证

10.1.3.1 建造

- a) 再闭式释放装置的建造应能通过试验或检测来确定由于使用接触流体可能造成对超压保护功能的潜在损害；
- b) 应提供远程阀位（全开或全闭）监控的措施。该措施可结合在阀门设计或系统安装中。
- c) 再闭式压力释放装置及其相关的压力传感元件的建造，应能按照管辖核电厂厂址的管理或执行当局的要求，在使用或试验工况下验证其正确运行。

10.1.4 安装

10.1.4.1 压力泄放装置

- a) 根据系统超压分析结果，确定压力泄放装置的安装位置，并尽可能靠近预期的超压源。

31) 系统，是指超压保护报告中所述的被提供超压保护的部件或部件组合。

- b) 压力泄放装置与系统连接的内径不得小于压力泄放装置入口的名义内径，且保证排放管路通畅。
- c) 系统与安全阀之间的连接不应长于 ANSI B16.5, ANSI B16.9 或 ANSI B16.11 中相应的同样通径和压力等级三通的面到面长度。其沿程阻力不应大于释放压力的 2%。
- d) 系统与安全释放阀或释放阀之间（包括连接件）的沿程阻力不应大于释放压力的 3%。
- e) 安全阀、安全释放阀和释放阀应竖直安装。
- f) 压力泄放装置的入口流通面积不应小于压力泄放装置的出口流通面积。若管路设置有两个或两个以上的压力泄放装置，则管路的面积不应小于排放入管路的阀门组合出口面积。潜在背压不应将泄放装置的泄放量减小到系统所需的泄放量，且应考虑急剧蒸发工况。
- g) 如果符合下列条件，可不按照上述(c)、(d)、(e)和(f)的要求进行阀门的安装：
 - 1) （从核安全局）取得核级证书的单位已确认该阀门的安装和设计能满足设计技术规格书要求；
 - 2) 通过调节阀门后，可满足设计技术规格书要求；
 - 3) 超压保护报告中提供了阀门安装合理性的论证，包括验证满足以上 1) 和 2) 的要求。
- h) 对于工作介质为蒸汽的压力释放阀，当满足下列条件时，可安装在入口弯管水密封（入口弯管水密封由阀门入口管段组成，此管段布置在压力释放阀座以下形成水封，水封将正常的系统释放流体（蒸汽）与阀座隔开）上：
 - 1) 系统已考虑包括排空弯管密封水在内所需时间。
 - 2) 满足 10.5.1、10.5.2 和 10.7.3.2.2 的适用要求，并已确定压力释放阀的蒸汽整定压力。

10.1.4.2 隔离阀

- a) 隔离阀或其他装置的布置位置，不应造成压力泄放装置的释放量低于本章规定的要求，除非该隔离阀带有控制器和联锁器，使所有工况满足 10.3 释放量要求。
- b) 隔离阀阀位单一的管理控制是不可接受的。
- c) 隔离阀应有独立而多样的联锁，以防止在系统所有运行工况期间，当压力释放装置需要满足 10.3 要求时，阀门正处在被关闭状态。
- d) 隔离阀应有独立而多样的联锁，以确保在系统所有运行工况期间，当压力释放装置需要满足 10.3 要求时，阀门能自动打开并保持开启状态。
- e) 应提供措施以验证控制和联锁的正常动作。

10.1.4.3 压力泄放装置的疏排

- a) 若液体或残渣会妨碍正常的释放操作，压力泄放装置的安装应在其能收集液体或残渣的最低处设置疏排孔；
- b) 若压力释放装置的在阀盘会排出侧积聚液体或残渣，并可能妨碍正常的释放操作，则应该在压力释放装置会积聚上述物质的位置设置疏排孔，以尽量减少液体或残渣的积聚。
- c) 这些疏排物应排放到可控的散热系统或储存系统中。

10.1.5 合格的压力泄放装置

10.1.5.1 压力释放阀³²⁾

可以按照 10.1.7 和 10.5 的规定采用压力释放阀。

32) 压力释放阀是一种设计成在恢复正常工况后能重新闭合并阻止流体继续外流的压力泄放装置。

10.1.5.2 非再闭式压力泄放装置³³⁾

可以按照10.1.7和10.6的规定采用非再闭式压力泄放装置。

10.1.6 不合格的压力泄放装置

10.1.6.1 自重式压力释放阀

不应采用自重式压力释放阀。

10.1.7 容许采用的压力泄放装置

10.1.7.1 安全阀³⁴⁾

满足10.5.1要求的安全阀可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件。

10.1.7.2 安全释放阀³⁵⁾

满足10.5.1要求的安全释放阀可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件；
- c) 液体工作条件。

10.1.7.3 释放阀³⁶⁾

满足10.5.1要求的释放阀可在液体工作条件下使用。

10.1.7.4 先导式压力释放阀³⁷⁾

对满足10.5.2要求的先导式压力释放阀，可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件；
- c) 液体工作条件。

10.1.7.5 动力驱动的压力释放阀³⁸⁾

满足10.5.3要求的动力驱动的压力释放阀可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件；
- c) 液体工作条件。

33) 非再闭式压力泄放装置是一种设计成在动作后保持开启状态的压力泄放装置。

34) 安全阀是一种由入口静压驱动，并具有快速开启或突跳动作特性的压力泄放装置。

35) 安全释放阀是一种压力释放阀，其特点是突跳动作快速开启，或者其开度通常随着超过开启压力的压力增加按比例地增加。

36) 释放阀是由入口静压驱动的压力释放阀，它有逐渐开启的过程。其开度通常随着超过开启压力的压力增加按比例地增加。

37) 先导式压力释放阀是这样一种压力释放阀，其中的主要释放装置与一个自动作的辅助压力释放阀组合在一起，并受后者控制。

38) 动力驱动的压力释放阀是这样一种压力释放阀，其主要释放装置与需要外部能源的一个装置组合在一起，并由后者控制。

10.1.7.6 带辅助驱动装置的安全阀

满足10.5.4要求的带辅助驱动装置的安全阀可用于蒸汽工作条件。

10.1.7.7 带辅助驱动装置的先导式压力释放阀

满足10.5.4要求的带辅助驱动装置的先导式压力释放阀，可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件；
- c) 液体工作条件。

10.1.7.8 非再闭式装置

根据10.6，爆破膜装置³⁹⁾可用于空气或气体工作条件。

10.2 超压保护报告

10.2.1 报告的任务

应由民用核设施营运单位或其代理人编制超压保护报告，证明设计满足本章要求的规定。

10.2.2 报告的内容

超压保护报告应明确被保护的系统并提供完整的超压保护。该报告至少应包括下列内容：

- a) 标明超压保护系统设计所采用的标准规范；
- b) 包括压力泄放装置在内的保护系统的布置图；
- c) 运行工况的范围，包括排放管背压的影响；
- d) 导致最大压力释放要求的工况分析，但不包括在反应堆以额定功率热输出时，丧失受保护系统的热阱作为确定释放量的工况分析；
- e) 防止任何部件内部压力升高超过10.3限制所需的排放量；
- f) 预期释放量、最高压力和温度下被保护系统的运行控制和安全控制；
- g) 应考虑压力泄放装置及其相关的压力传感器和控制器的冗余性和独立性，防止任何压力泄放装置、传感元件、相关的控制器或外部电源发生故障时，造成超压保护功能的丧失；
- h) 个别部件可从总体系统超压保护隔离开来的程度，一级需要增加个别部件超压保护的工况分析；
- i) 分析包括对压力泄放装置设计技术规格书中的阀的设计二次侧压力值的合理性；
- j) 提供包括压力释放阀的反应时间、液体和两相流相关的压力瞬态工况分析；
- k) 整定压力和排放限制的设计考虑，包括压力泄放装置的开启压差和超压；
- l) 应提供爆破膜装置的爆破压力容差和制造设计的范围；
- m) 若不设置压力泄放装置，则须验证无需设置的原因。应包括分析每个部件的设计报告和适用要求，证明所计算出的应力强度水平均未超过设计技术规格书中的使用限制；
- n) 考虑阀门仅在弯管内的密封水排空后才会完全打开，所以当压力释放阀安装在弯管水密封的上部，应考虑入口密封水排空时间。

10.2.3 报告的确认

超压分析报告应由民用核设施营运单位或其委托单位进行确认。

39) 爆破膜装置是一种非再闭式压力泄放装置，由入口静压驱动，并由承压膜片爆破而执行设计功能。

10.2.4 安装后的报告审核

所有变更均应以附录形式体现在超压报告中, 包括一份竣工图复印件, 还应包括下述内容:

- a) 验证竣工系统已满足超压保护报告要求;
- b) 最新版超压保护报告已体现竣工系统;
- c) 超压保护报告体现竣工系统所作的变更。
- d) 附录应由民用核设施营运单位或其委托单位进行确认

10.2.5 报告归档

在民用核设施营运单位或其委托单位签署民用核设施营运单位数据报告之前, 应将一份超压保护报告的副本存入核电厂档案中。该报告应该供民用核设施营运单位或其委托单位和管辖核电厂的管理和执法当局按需使用。

10.3 释放量

10.3.1 预期的系统压力瞬态工况⁴⁰⁾

10.3.1.1 压力泄放装置的释放量

- a) 压力泄放装置的总释放量(已证明符合按 10.7 为范围内超压保护所预期的释放量, 并符合 10.5 或 10.6 的要求)应已考虑流经管道和其它部件所造成的压力损失。
- b) 任何预期的系统压力瞬态工况的总释放量, 不得造成被保护系统内任何部件的压力超出设计压力 10%。

10.3.1.2 与减压装置并用的压力释放装置的释放量

当减压装置与压力泄放装置的组合使用时, 在下述情况下, 应保证满足10.3.1.1的要求:

- a) 减压装置和它们的旁路阀完全开启;
- b) 减压装置低压侧的所有排放通道都被阻塞

10.3.1.3 所需的压力泄放装置数量和释放量

一个系统超压保护所需的释放量, 应至少应由两台压力释放压力泄放装置来保证。在采用一台以上压力释放装置时, 在每一组压力释放装置中, 任何一台装置的释放量不得小于最大释放量的50%。

10.3.1.4 可隔离部件所需的压力泄放装置的数量和释放量

一个可隔离部件所需的释放量至少应由一个满足10.5或10.6要求的压力泄放装置来提供。

10.3.2 未能预期的系统 超压瞬态工况⁴¹⁾

10.3.2.1 压力泄放装置的释放量

- a) 压力泄放装置的总释放量(已证明符合按 10.7 范围内超压保护所预期的释放量, 并符合 10.5 或 10.6 的要求)应已考虑流经管道和其它部件所造成的压力损失
- b) 总释放量应保证超压保护的系统中每个部件均能满足(c)的要求, 超压保护报告应提供各种未能预期系统超压瞬态工况下产生的最大系统压力。

40) 预期的系统压力瞬态工况是那些与正常系统瞬态工况有关的工况, 例如丧失给水或甩负荷。

41) 未能预期的系统超压瞬态工况是那些不常见或异常的系统瞬态, 但仍认为在设计基准之内, 如, 甩负荷同时反应堆紧急停堆失效。

- c) 应保证(b)中设定的总释放量能保护系统中的每个部件不超过应力强度限制和其他设计限制。

10.4 压力泄放装置的整定压力

10.4.1 对预期系统压力瞬态工况整定压力的限制

在与系统连接的压力泄放装置中,至少应有一个装置的铭牌整定压力不大于被保护系统承压边界内任一部件的设计压力。其他压力泄放装置可设置较高的铭牌整定压力,但不应造成系统总压力超过在10.3.1中规定的系统限值。

10.4.2 对未能预期系统超压瞬态工况整定压力的限制

铭牌整定压力的确定应考虑10.3.2的要求。

10.5 压力释放阀的运行和设计要求

10.5.1 安全阀、安全释放阀和释放阀

10.5.1.1 通用要求

10.5.1.1.1 弹簧加载式安全阀

阀门应该依靠当流体压力直接作用克服弹簧起跳而自动开启。

10.5.1.1.2 平衡式安全阀

- a) 可以采用其运行与背压无关的平衡式安全阀,其条件是能提供验证平衡装置可运行性的措施。
- b) 在蒸汽工作条件下使用的平衡式安全阀应增加一个冗余的背压平衡装置。

10.5.1.1.3 防微开式阀门

如果满足下列条件,可采用装有防微开装置(其作用是提高阀门在系统正常运行时的整定压力)的阀门:

- a) 万一辅助加载装置的任一零件发生故障,设计使阀门在系统设计压力的110%值下能自动开启并排出其确认释放量;
- b) 在任何信号故障或能源丧失的事件中,动作信号和能源设施能使阀门回复到正常整定压力;
- c) 施加于这类阀门上的辅助加载力,使阀门的整定压力不致提高10%以上;
- d) 在系统压力不大于阀门整定压力时,增大阀门弹簧作用力的辅助加载力会自动卸载。

10.5.1.2 安全阀的运行要求

10.5.1.2.1 防频跳和升程的要求

安全阀应建造成使其在不超过整定压力的3%以上或15kPa(按两者中的较大值)下运行不发生频跳,并达到额定升程。

10.5.1.2.2 整定压力容差

- a) 整定压力的正、负容差为:压力等于或小于480kPa时,不超过15kPa;压力在480kPa至2MPa时,不超过3%;压力在2MPa至7MPa时,不超过70kPa;压力在7MPa以上时,不超过1%。
除非在超压保护报告[10.2]和安全阀设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设

计与制造 第 1 部分：通用要求》5.2.5.0]中允许规定更大的容差，否则均应采用上述规定的整定压力的容差。

- b) 应通过试验来确定每个产品阀门是否符合上述 a) 的要求。蒸汽阀应该用蒸汽进行试验。

10.5.1.2.3 回座压力

安全阀应作调整，使其在排放到不低于整定压力的95%之后关闭，除非在安全阀设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.5.0]中规定了不同的百分数且其设定的依据已在超压保护报告[10.2]中提及。这种调整应由试验确定或（从核安全局）取得核级证书的单位排放试验数据中按比例确定。

10.5.1.3 安全释放阀和释放阀的运行要求

安全释放阀和释放阀应建造成在不高于整定压力10%以上或20kPa(按两者中之较大值)压力下使其达到额定的升程。

10.5.1.3.1 整定压力容差

- a) 安全释放阀和释放阀的整定压力正负容差应为，对于压力小于或等于 480kPa 时，不得超过 15kPa；对于压力超过 480kPa 时，不得超过 3%。除非在超压保护报告[10.2]和阀门设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.2.5.0]中允许规定更大的容差，均应采用上述规定的整定压力的容差。
- b) 应通过试验来确定每个产品阀门是否符合上述 a) 的要求。蒸汽阀、空气或气体阀及液体阀均应相应地用蒸汽、空气或气体及液体进行试验。如果满足 10.5.5 的要求，可以更换用作试验介质的流体。

10.5.1.3.2 回座压力

安全释放阀和释放阀应作调整，使其排放到不低于阀门设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.5.0]中规定的压力之后关闭，其设定的依据应在超压保护报告[10.2]中提及。这种调整应通过试验来确定，或通过（从核安全局）取得核级证书的单位排放试验数据按比例分配来确定。

10.5.1.4 可信的释放量

安全阀、安全释放阀和释放阀的可信的释放量应以已经确认的释放量为依据。此外，也可按10.7中规定按比例分配来确定释放量。

10.5.1.5 调节机构的封印

所有阀门设计都应提供封印的措施，封住一切外部调节机构，或封住能不拆卸阀门而接近的调节机构。对于先导式压力释放阀，应提供一种附加的封印，将导阀和主阀一起封印。封印应由（从核安全局）取得核级证书的单位在最终调整时设置。设置封印的方式应能防止不拆封印而能改动调整值或拆卸阀门。封印应作为（从核安全局）取得核级证书的单位作过最终调节的一种措施。

10.5.2 先导式压力释放阀

10.5.2.1 通用要求

先导式压力释放阀应不依赖任何外部能源而动作。

10.5.2.2 动作要求

10.5.2.2.1 驱动

导阀控制装置应由被保护系统内流体的压力直接驱动。

10.5.2.2.2 反应时间

超压保护报告[10.2]应包括导阀开启(整定)与关闭(回座)的压力和主阀达到额定升程并关闭的压力之间偏差的影响。这种偏差由导阀和主阀动作之间固有的时间延迟(例如反应时间)和系统压力变化速率引起。反应时间的限值应在阀门设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》5.2.5.0]中规定。

10.5.2.2.3 主阀动作

主阀应对导阀控制装置直接作出反应而动作。在压力稳定工况下,阀门结构的设计应能在下述压力下达到额定升程:对于蒸汽,压力不超过整定压力3%或15kPa(按两者中之较大值);对于空气、气体或液体,压力不超过整定压力10%或20kPa(按两者中之较大值)。

10.5.2.2.4 传感机构的完整性

对于不采用弹簧加载的直接作用的导阀控制装置,当该装置动作取决于压力传感元件的完整性时,应提供能探测压力传感元件(例如,波纹管)失效的措施。

10.5.2.2.5 整定压力的容差

- a) 整定压力容差仅用于导阀。
- b) 整定压力正负容差不应超过下列数值:
- c) 对于液体阀,压力小于等于480kPa时为15kPa;压力超过480kPa时为3%;对于蒸汽、空气和气体阀,压力超过480kPa且小于等于2MPa时为3%;压力超过2MPa且小于等于7MPa时为70kPa;压力超过7MPa时为1%。以上所述的整定压力容差均应遵守,只有按超压保护报告[10.2]和阀门设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》5.2.5.0]允许时,才能采用较大的容差。
- d) 每个产品阀门是否符合上述的要求应通过试验验证。蒸汽阀门应采用蒸汽作试验,空气或气体阀门应采用空气或气体作试验,液体阀门应采用液体作试验。如果满足10.5.5的要求,则可采用替代流体作为试验介质。

10.5.2.2.6 回座压力

- a) 排放要求仅应用于导阀。
- b) 导阀控制的蒸汽阀门应调整到其排放后的压力下降到不低于蒸汽整定压力的95%时就关闭,除非阀门设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》5.2.5.0]规定不同的压力百分数,且其整定依据已列于超压保护报告[10.2]中。对于所有其他的流体,导阀控制的阀门应调整到其排放后的压力直到不低于阀门设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分:通用要求》5.2.5.0]所规定的压力时予以关闭,其整定的依据应列在超压保护报告(10.2)中。
- c) 每个产品阀门是否符合上述的要求,应由试验或根据(从核安全局)取得核级证书的单位的排放试验数据按比例来确定。如果满足10.5.5的要求,则可采用替代流体作为试验介质。

10.5.2.3 可信的释放量

先导式压力释放阀的可信的释放量应以经确认的释放量为依据。此外，该容量也可按10.7允许的方法按比例确定。

10.5.2.4 调节机构的封印

应采用10.5.1.5规定的封印要求。

10.5.3 动力驱动的压力释放阀

10.5.3.1 通用要求

如果10.5.3的要求得到满足，可以采用依靠外部能源(例如电动、气动或液压系统)的动力驱动压力释放阀。

10.5.3.2 动作要求

10.5.3.2.1 动作

动力驱动压力释放阀应对受保护系统的流体压力传感装置所产生的信号作出反应而动作。

10.5.3.2.2 反应时间

- 开启反应时间 压力传感器探测到预定的系统压力的时刻与动力驱动释放阀达到其经确认的排放量的时刻之间的时间延迟。
- 关闭反应时间 压力传感器探测到预定的系统压力的时刻与动力驱动释放阀完全关闭的时刻之间的时间延迟。
- 超压保护报告[10.2]的内容应包括开启和关闭反应时间对系统超压保护影响的分析。
- 每个产品阀门应作试验来验证设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.5.0]内规定的反应时间是否已得到满足。

10.5.3.2.3 主阀动作

应提供主阀在下列稳定的系统压力条件下额定的流量：对于蒸汽，不超过开启动作压力3%或15kPa(按两者之中较大值)；对于空气、气体或液体，不超过动作压力10%或20kPa(按两者之中较大值)。

10.5.3.2.4 传感器、控制器和外部能源

- 用于阀门动作的传感器、控制器和外部能源，应至少具有与被保护系统相关的控制和安全保护系统所要求相同的冗余性和独立性。
- 当采用自动控制时，压力传感器应能将阀门的开启动作压力控制在 $\pm 1\%$ 的容差范围内。
- 当采用自动控制时，阀门的关闭动作压力应控制在不低于开启动作压力的95%，除非阀门设计技术规格书[T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.5.0]规定不同的压力百分数，且其关闭动作压力依据列在超压保护报告[10.2]中。
- 是否符合以上b)和c)的要求，应由民用核设施营运单位或其代理人通过试验来确认。蒸汽阀应采用蒸汽作试验，气体阀或空气阀应采用气体或空气作试验，液体阀应采用液体作试验。如果满足10.5.5要求，则可采用替代流体作为试验介质。

10.5.3.3 经确认的释放量

动力驱动压力释放阀的经确认的释放量和释放量的按比例分配应按照10.7来确定。

10.5.3.4 可信的释放量

10.5.3.4.1 预期的系统压力瞬态工况

对于预期的系统压力瞬态工况，动力驱动的压力释放阀可信的释放量不得大于：

- a) 当装有两个阀门时，较小阀门的经确认的释放量；
- b) 当装有三个或三个以上阀门时，经确认的总释放量的一半。

10.5.3.4.2 未能预期的系统超压瞬态工况

对于未能预期的系统超压瞬态工况，动力驱动的压力释放阀可信的释放量不得大于：

- a) 当装有两个阀门时，较小释放量阀门的经确认的释放量；
- b) 当装有三到十个阀门时，所有阀门(不包括具有最大确认释放量的一个阀门)的经确认的释放量；
- c) 当装有十个以上阀门时，所有阀门(不包括具有最大确认释放量的两个阀门)的确认释放量。

10.5.3.5 调节机构的封印

应对会影响阀门运行的所有调节机构提供封印的措施。封印应由设备供方在整定时设置。设置封印的方式应能防止不拆封印而能改动调整值。封印还应作为识别设备供方作过调整的一种措施。

10.5.4 带辅助驱动装置的安全阀和先导式压力释放阀

10.5.4.1 通用要求

如果满足10.5.1或10.5.2的适用要求(以下经变更的除外)，可采用带辅助驱动装置且其辅助驱动装置动作与阀门自身动作机构无关的安全阀和先导式压力释放阀。

10.5.4.2 建造

- a) 阀门的建造应使阀门即使在其辅助装置任何一个主要零件发生故障时，仍能在压力不超过阀门整定压力下由流体直接作用而自动开启。并按确认的释放量进行释放。
- b) 辅助驱动装置的建造，应使安全阀不致由于装置失去电源或失去辅助驱动压力而妨碍其关闭。

10.5.4.3 辅助装置的传感器和控制器

用于辅助驱动装置的传感器、控制器和外部能源应符合10.5.3.2的要求。

10.5.4.4 释放量

10.5.4.4.1 预期的系统压力瞬态工况

对于预期的系统压力瞬态工况，在辅助驱动装置整定点下开启阀门的可信释放量[10.5.4.4.3]。可按下列a)和b)的情况选取。

- a) 当装有两个阀门时，具有较小确认释放量的阀门被在辅助驱动装置的整定点开启是可信的。具有较大确认释放量的阀门在阀门的整定压力下开启是可信的。
- b) 对于装有两个以上阀门的阀门组(都具有相同的确认释放量)，区别阀门组内阀门数为偶数和奇数两种情形，在辅助驱动装置整定点下开启的阀门可信数目分别为偶数阀门数的二分之一或奇数阀门数减一然后除以二。组内其余阀门可认为在阀门整定压力下开启。

10.5.4.4.2 未能预期的系统超压瞬态工况

对于未能预期的系统超压瞬态工况,在辅助驱动装置整定点开启的阀门可信的释放量[10.5.4.4.3]可分别按下列情况考虑:

- a) 当装有两个阀门时,具有较小确认释放量的阀门在辅助驱动装置的整定点开启是可信的。具有较大确认释放量的阀门在阀门的整定压力下开启是可信的。
- b) 当装有三到十个阀门时,可认为所有阀门(除了一个最大确认释放量的阀门外)均能在辅助驱动装置的整定点下开启。对假设未能在辅助驱动装置整定点下开启的一只阀门,可认为能在阀门整定压力下开启。
- c) 当装有十个以上阀门时,可认为所有阀门(除了两个最大确认释放量的阀门外)均能在辅助驱动装置的整定点下开启。对假设未能在辅助驱动装置整定点开启的两个阀门,可认为能在阀门整定压力下开启。

10.5.4.4.3 可信的释放量

以上这些阀门的可信的释放量应为:

- a) 对于被认为在辅助驱动装置整定点能开启的阀门,其可信的释放量是按 10.7 规则在较低释放压力下确定的释放量(这个特定要求应包括规范评定规程中原有的平均试验释放量的 90%)。
- b) 对于被认为在阀门整定压力下能可信开启阀门,则应按 10.7 规则确定确认释放量。

10.5.4.4.4 反应时间

对于认为能在辅助驱动装置整定点可信开启的阀门,应符合10.5.3.2.2的要求。

10.5.5 可替换的试验介质

10.5.5.1 通用要求

如果压力释放装置的试验符合10.5.5.2至10.5.5.4的要求,其整定压力试验可以采用与设计不同的一种流体类型或温度的试验介质来进行。为可压缩流体(蒸汽除外)设计的阀门应采用可压缩流体进行试验,为不可压缩流体设计的阀门应采用不可压缩流体进行试验。在蒸汽条件下工作的阀门应采用蒸汽进行试验。

10.5.5.2 相互关系

压力释放装置运行介质和试验选定的介质,它们之间参数的相互关系应通过两种介质条件的比较来确定。

10.5.5.3 相互关系规程的验证

(从核安全局)取得核级证书的单位应确保按照足够准确的规程来确定其相互关系,使采用替换介质试验或/和调节的压力释放装置要与运行要求一致。为验证替代的试验介质相互关系合适性所作试验的结果应列于文件中。

10.5.5.4 规程

一份书面规程必须由(从核安全局)取得核级证书的单位制定并按照10.5.5.3要求进行确认。规程应说明影响相互关系的所有试验参数,并至少应包括以下内容:

- a) 试验装置的专门描述;
- b) 仪表的特殊要求;

- c) 辅助设备(如果有的话)的特殊要求;
- d) 试验条件的特殊要求: 试验装置温度、环境温度、环境压力等;
应列出试验参数: 开启之间的时间、试验次数等。

10.6 非再闭式压力释放装置

10.6.1 爆破膜装置

按照10.7确认的爆破膜装置, 应遵照下列规定:

- a) 爆破膜装置不得当作唯一的压力释放装置来使用;
- b) 与压力释放阀一同使用的爆破膜装置, 只应装在阀门的出口侧(10.6.2.3)。

10.6.1.1 爆破压力容差

除非在设计技术规格书中已确定并在超压保护报告中列出另外的值, 规定爆破膜膜片温度⁴²⁾下的爆破压力容差, 对于铭牌爆破压力小于和等于300kPa, 不得超过 $\pm 15\text{kPa}$, 对于铭牌爆破压力高于300kPa, 不得超过10.6.1.3规则确定的爆破压力的 $\pm 5\%$ 。

10.6.1.2 确定铭牌爆破压力的试验

- a) 每个爆破膜应具有在制造设计范围⁴³⁾内并处于规定温度下, 由 10.6.1.2 规则确定的铭牌爆破压力, 并应打上一组数字。
- b) 每一批爆破膜⁴⁴⁾应该按下列方法之一进行试验。在给定批量膜片的所有试验, 应采用与该膜片在役时所用的相同形式和相同承压面积尺寸的夹持器上进行。
 - 1) 每一批爆破膜至少有两片爆破膜试样在给定的膜片温度下爆破。试样爆破膜的爆破压力必须在 10.6.1.2 规定的容差以内, 以确定铭牌爆破压力。
 - 2) 每一批爆破膜应至少有四个爆破膜试样(但不少于 5%), 在四种不同温度下进行爆破。试验应在膜片适用的使用温度内分布进行。应该用这些数据来绘制一条爆破压力对该批爆破膜温度的平滑曲线。每个数据点的爆破压力不得偏离 10.6.1.2 中规定的爆破压力容差曲线。
 - 3) 只对于预先凸起的定型金属爆破膜或石墨爆破膜, 每批材料用一种膜片尺寸, 至少有四个爆破膜试样在四种不同温度下进行爆破, 此四种不同温度分布在材料使用的合适温度范围内。应该用这些数据来绘制一条该批材料爆破压力对温度的平滑曲线。每个数据点的爆破压力与该曲线的偏离不得超过 10.6.1.2 中规定的爆破压力容差。

本批材料制造且尺寸相同的膜片中至少有两个膜片应在环境温度下爆破, 以确定该批膜片的室温爆破压力额定值。应采用曲线确定该批膜片在特定膜片温度下的铭牌爆破压力额定值。

10.6.2 安装要求

10.6.2.1 排气或疏水的规定

当爆破膜用于和压力释放阀相连时, 爆破膜与压力释放阀之间的空间应排气或疏水。应提供措施来监测该空间在使用期间的内压。

42) 提供给爆破膜制造商的规定膜片温度, 应是预期膜片爆破时的膜片温度。

43) 制造设计范围应是铭牌爆破压力必需落在其内的压力范围, 此范围包括在设计技术规格书和超压保护报告内。

44) 一批爆破膜是指用一次生产出来的材料制成的那些膜片, 并且这些材料具有相同的尺寸、厚度、形式、炉号和制造工艺(包括热处理)。

10.6.2.2 系统阻塞

爆破膜下游的管道及其他部件的建造应不致由于爆破膜材料可能发生逸出而引起阻塞，或损害压力释放阀的功能。

10.6.2.3 压力释放阀入口侧的爆破膜装置

如果满足下列规定，可以将爆破膜装置安装在压力释放阀的入口侧：

- a) 压力释放阀和爆破膜装置的组合释放量，应满足 10.3 的要求。
- b) 在爆破膜的规定膜片温度下的铭牌爆破压力不超过 10.4 的限制。
- c) 爆破膜爆破后的开孔，足以容许流过等于阀门释放量的流量，并且没有干扰阀门正常功能的可能。除非爆破膜和阀门的特定组合的释放量和功能已按 10.7 由试验作了确定，否则开孔流通面积不应小于阀门入口的面积。

10.6.2.4 压力释放阀出口侧的爆破膜装置

如果满足下列规定，可以将爆破膜装置安装在压力释放阀的出口侧：

- a) 阀门的整定压力是与背压无关；或者就非平衡阀而言，阀门的整定压力加上爆破膜的铭牌爆破压力，再加上出口管道的任何压力，不超过 10.4 的限值。
- b) 释放量满足 10.3 的要求；
- c) 在规定膜片温度下的爆破膜的铭牌爆破压力，加上爆破膜装置出口管道的任何压力，不应超过压力释放阀的二次压力及阀门与爆破膜装置之间任何管道或配件的设计压力。然而，在运行温度下爆破膜装置的铭牌爆破压力，加上爆破膜装置出口管道内的任何压力，不应超过 10.4 的限值。
- d) 爆破膜装置爆破后的开孔，足以允许流过等于压力释放阀的确认释放量。

10.6.2.5 做唯一压力释放装置用的爆破膜装置

如果满足下列规定，爆破膜装置可以作为唯一的压力释放装置来使用：

- a) 当管辖核电厂的执行当局认为被保护系统内包含放射性物质的释放量可以接受时，作为这方面用的唯一压力释放装置，至少要用两个爆破膜装置相串联；
- b) 爆破膜装置的尺寸应符合 10.3.2 的要求；
- c) 爆破膜在规定温度下的铭牌爆破压力不超过 10.4 的限值。
- d) 在两个爆破膜装置之间的空间建立压力积蓄的监测以及设有疏水和/或放气装置，以便对爆破膜泄漏或爆破进行校验⁴⁵⁾。
- e) 爆破膜之间距离的设计，应使爆破第一片膜片时不会接触到第二片膜片。

10.7 鉴定

10.7.1 压力释放装置鉴定的责任

（从核安全局）取得核级证书的单位应按 10.7 规定，负责对阀门的释放量作出鉴定。

10.7.2 非再闭式压力释放装置鉴定的责任

爆破膜制造商应对膜片的铭牌爆破压力进行鉴定。

45) 如果背压在两片爆破膜之间的空间建立起来，则爆破膜不会在设计压力下爆破，假如由于腐蚀或其他原因而使爆破膜的泄漏发展，就会发生这种情况。

10.7.3 压力释放阀的释放量鉴定—可压缩流体

10.7.3.1 通用要求

10.7.3.1.1 释放量鉴定

- a) 释放量的鉴定规程应满足 10.7.3.2 到 10.7.3.7 的要求。
- b) 对于压力超过 10.4MPa 但不超过 22.1MPa 的蒸汽,用于确定确认释放量的 K 值应乘以以下修正值:

$$(27.6P-1000)/(33.2P-1,061) \dots\dots\dots (180)$$

式中:

P=整定压力(MPa) 本修正值也适用于由曲线法确定的确认释放量。这种修正仅在于 K 值等于或大于 1.0 时使用。

10.7.3.1.2 试验介质

- a) 蒸汽条件下工作的压力释放阀的释放量鉴定试验应使用干饱和蒸汽。试验的蒸汽,应限制最低干度为 98%和最大过热度为 10℃。释放量应从这些限值内的值修正到干饱和蒸汽状态。
- b) 空气或气体条件下工作的压力释放阀的释放量鉴定试验,应该使用空气、气体或干饱和蒸汽。
- c) 功能试验验证所采用的流体介质应与压力释放阀预计的工作介质相同。

10.7.3.1.3 试验压力

- a) 蒸汽条件下工作的压力释放阀(除了安全释放阀之外)的释放量鉴定试验,应在不超过整定压力的 3%或 15kPa 表压(两者之中较大值,除了 b)允许的之外)的压力下进行。
- b) 蒸汽条件下工作的安全释放阀的释放量鉴定试验[10.5.1.3],应在不超过整定压力的 10%或 20kPa 表压(两者之中较大值)的压力下进行。
- c) 空气或气体条件下工作的压力释放阀的释放量鉴定试验,应在不超过整定压力的 10%或 20kPa 表压(两者之中较大值)的压力下进行。

10.7.3.1.4 回座压力

具有一个可调整回座压力建造的阀门,应在释放量鉴定试验之前进行调整,使回座压力不超过整定压力的5%。

10.7.3.1.5 图纸

在释放量鉴定和功能试验的验证之前,(从核安全局)取得核级证书的单位应将阀门结构的图纸提交给授权观察员(或监督试验的人员)。

10.7.3.1.6 设计变更

当压力释放阀的设计变更影响阀门的流程、升程或工作特性时,应按10.7规定重新做试验。

10.7.3.2 流动模型试验法

10.7.3.2.1 流通能力

当受试验装置限制而不能做全尺寸的压力释放阀释放量试验时,可利用三种不同尺寸的流动模型作为释放量鉴定的依据。这种流动模型的尺寸应与进行这些试验的经认可的试验室的试验装置的容量相一致,而且应该准确地模拟那些影响流量的特征,例如孔口尺寸、阀门升程以及内部流动的形状。如果已

按10.7.3.2.2规定做了其它的试验来验证阀门的功能设计，则试验模型不必是起功能作用的压力释放阀。利用流动模型确认的阀门设计释放量，应该用类似10.7.3.4.1与10.7.3.4.2中所概括的方法即泄放系数法来确定。根据10.7.3.4的方法所做的流动模型试验确定K值。给定设计的所有尺寸和压力的确认释放量，应不超过用10.7.3.4.2中的适当公式计算的值乘以系数K。

10.7.3.2.2 功能的验证

- a) 设计有待确认的三个阀门的功能，应以试验进行验证。所选择的这三个阀门应包络此特定设计最大和最小的入口尺寸和孔口尺寸的组合。这些试验可连同上面提及的释放量鉴定试验一起做，或者利用产品阀门分开来做。
- b) 这些试验应在能满足 10.7.3.9 要求的场所进行，以证明阀门满足 10.5 规定的运行要求，并在 c) 款规定的条件下能实现满升程。
- c) （从核安全局）取得核级证书的单位应为将作试验的阀门规定试验压力、温度和其他流体条件的范围。此范围应足以覆盖所有预期的运行流体条件。除此之外，试验还应包括阀门使用时预期会涉及到的入口压力损失和排放背压条件的范围。
- d) （从核安全局）取得核级证书的单位应在数据报告表 NV-1 的注释栏内注明，本款要求已被满足。

10.7.3.3 斜率法

- a) 对于特定设计的压力释放阀，对进口尺寸和孔口尺寸的每种组合，应有四个阀门进行试验。这些阀门的整定压力，应包括阀门使用的适当的压力范围，或在批准的试验设施的能力范围内。
- b) 每个试验点的瞬时斜率应作计算，并加以平均，斜率定义为所测量出的释放量除以入口绝对压力。如果试验确定的斜率中有任何一个处在平均斜率的 $\pm 5\%$ 范围之外，则该阀门不可接受，应由具有相同尺寸和整定压力的另外两个阀门替换。在进行这些阀门试验后，应确定一个新的平均斜率，被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任一个斜率此时仍超出 $\pm 5\%$ 的范围，则应认为试验不满足要求。确认的释放量应为平均斜率与流体额定绝对压力，(KPa)乘积的 90%。
- c) 此外，功能试验的验证应按 10.7.3.2.2 的规定进行。

10.7.3.4 泄放系数法

按照以下条款给出的步骤，可以确定特定压力释放阀设计的系数K。

10.7.3.4.1 试验的阀门数

对每一种设计，至少应将三种不同尺寸中的每种尺寸提供三个阀门来做试验。给定尺寸的每一个阀门应整定在不同的压力。

10.7.3.4.2 泄放系数的确定

- a) 应对每个压力释放阀进行试验，以确定其升程、开启压力、排放压力和以试验所用流体的释放量。每次试验的泄放系数 K_D 应按下列公式确定：

$$K_D = \frac{\text{实际流量}}{\text{理论流量}} = \text{泄放系数} \quad \dots\dots\dots (181)$$

式中，实际流量由试验定量确定，而理论流量用下列公式计算：

对于干饱和蒸汽试验：

(国际单位)

$$WT=5.25AP \dots\dots\dots (182)$$

对于压力超过 10MPa_g但不超过22.1MPa_g,由以上公式计算出的 W_T 值,应乘以下列系数作修正:
(仅用于 W_T 值等于或大于1.0):

(国际单位)

$$\frac{(27.6P-1000)}{(33.2P-1061)} \dots\dots\dots (183)$$

对于空气试验:

(国际单位)

$$W_T = 27.03AP \sqrt{\frac{M}{T}} \dots\dots\dots (184)$$

对于气体试验:

$$W_T = CAP \sqrt{\frac{M}{ZT}} \dots\dots\dots (185)$$

式中:

A = 阀门全开时通过阀门的实际泄放面积, mm²

C = 气体或蒸汽的气体常数,是比热(k)的函数

k = CP/CV (参见附录K图K.1)

M = 分子量

P = 对于用10.7.3.1.3a)确定的试验压力,为(整定压力×1.03)加大气压力(kPa绝对压力)或整定压力加15kPa再加大气压力,取两者中较大值。

= 对于用10.7.3.1.1b)或c)确定的试验压力,为(整定压力×1.10)加大气压力(kPa绝对压力)或整定压力加20kPa再加大气压力,取两者中的较大值。

T = 阀门入口处的绝对温度, [°C+273(K)]

W_T = 理论流量, kg/h

Z = 与P和T相对应的可压缩性因子

所需试验的泄放系数 K_D 的平均值应乘以0.90,其乘积应作为该设计的系数K。该设计的系数不应大于0.878(即0.9×0.975的乘积)。

- b) 如果任一个用试验确定的泄放系数超出平均系数±5%的范围,则阀门不可接受,应由具有相同尺寸和整定压力的另外两个阀门替换。在进行这些阀门试验后,应确定一个新的平均系数,而已被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任何一个泄放系数此时仍超出±5%的范围,则应认为试验不满足要求。

10.7.3.4.3 确认的释放量的计算

- a) 一个给定设计的所有尺寸和压力的确认的释放量,在其K值已按10.7.3.4.2的规定予以确定并随之制造后,应不超过用适当公式计算出的值乘上系数K所得的乘积。
- b) 对于 β 比(阀门喉部直径与入口直径之比)超出0.15至0.75范围的那些阀门不应采用其泄放系数,除非试验已经证明 β 处于较宽范围端部的阀门,其单个泄放系数 K_D 仍在平均泄放系数K的±5%范围内。对于用阀门升程来确定流通面积的设计,所有阀门应有相同的名义升程与阀座直径之比(L/D)。

10.7.3.4.4 功能验证

试验应按10.7.3.2.2的规定进行。

10.7.3.5 单阀法

10.7.3.5.1 在试验装置限度内的阀门释放量

- a) 当进行一单个阀门的释放量试验时,确认的释放量可由与每个需做释放量鉴定的整定压力相关的三个单独的试验作为根据。
- b) 与每个整定压力相关的确认的释放量,不得超过通过试验所确定的平均释放量的 90%。个别试验释放量不在每个整定压力相关的平均释放量 $\pm 5\%$ 的范围内,该试验应作为判废的理由。应找出试验失效的原因,并重新试验。
- c) 如果增加的相同设计的阀门建造日期较晚,当原阀门的试验结果可用于所选择的特殊试验方法时,可被包括在内。

10.7.3.5.2 超出试验装置限度的阀门释放量

如果孔口面积能获得阻塞流动条件,对于释放量超出试验装置能力的阀门,其确认的释放量可把流量系数 K [10.7.3.4.2]作为根据,这里 K 是用开口流动阻塞试验或流动模型试验确定的。确认的释放量应直接按10.7.3.4.3计算出来。

10.7.3.5.3 阀门的功能验证

除了具有特定入口尺寸、孔口尺寸和特定设计的一个阀门应作试验外,功能试验应按10.7.3.2.2的规定进行。假如设计相同的另外阀门要在以后制造,当原型阀门的试验结果可用来满足10.7.3.2.2三个阀门的要求时,也可被包括在内。

10.7.3.6 释放量的按比例分配

- a) 对大于已确认的阀门设计的超压,用于该系统的压力释放阀的释放量可按该超压按比例分配,该超压应仍在系统的容许限值以内。
- b) 用于初始释放量鉴定的相关方法:
 - 1) 按比例分配的释放量应为 10.7.3.3 中确定的平均斜率的 90%乘以按比例分配的释放压力, kPa 绝对压力;或
 - 2) 按比例分配的释放量采用 10.7.3.4.2 中适合的计算公式[式中 P 为按比例分配的释放压力(kPa 绝对压力)乘以系数 K]。

10.7.3.7 释放量换算

除了在蒸汽条件下工作的压力释放阀应在蒸汽中作试验外,流体不同于鉴定所用流体的压力释放阀的释放量应采用附录K给出的换算方法来确定。

10.7.3.8 压力释放量试验试验室的认可

应在试验装置,试验方法、试验规程和授权观察员(或监督试验的人员)等方面均符合ASME PTC 25相应要求的场所进行试验。试验应在授权观察员(或监督试验的人员)的监督下进行,并经其确认。试验装置的认可应每五年内接受一次审查。

10.7.3.9 功能试验验证试验室的认可

(从核安全局)取得核级证书的单位应保证:进行试验的场所提供的试验设施、方法和规程有足够的试验能力和流体性能的范围,以满足10.7.3.2.2的试验要求。

10.7.4 压力释放阀的释放量 鉴定—不可压缩流体

10.7.4.1 通用要求

10.7.4.1.1 释放量鉴定

释放量的鉴定规程应按10.7.4.2到10.7.4.5的要求进行。

10.7.4.1.2 试验介质

确认释放量鉴定试验所用的介质应为温度在5℃和52℃之间的水。功能验证试验压力释放阀预期承受的使用温度下的水进行。

10.7.4.1.3 试验压力

释放量鉴定试验应在不超过整定压力10%以上或20kPa的压力(取两者之中较大值)下进行。功能验证试验应在压力释放阀预期承受的使用压力下进行。

10.7.4.1.4 回座压力

释放量鉴定试验和功能验证试验期间应记录回座压力。

10.7.4.1.5 图纸

在释放量鉴定试验和功能验证试验之前,(从核安全局)取得核级证书的单位应将阀门结构的图纸提交给授权观察员(或监督试验的人员)。

10.7.4.1.6 设计变更

当压力释放阀的设计变更影响阀门的流程、升程或工作特性时,应按10.7规定重新做试验。

10.7.4.2 斜率法

- a) 对于管径和孔口尺寸的每一种组合,应有四个阀门进行试验。这四个阀门应在阀门所用的适当压力范围或试验装置的范围内进行压力整定。对每个试验点应计算出瞬时斜率,并将其平均。试验点的斜率定义为测量的释放量除以流量额定压力与阀门排放压力之差的平方根。如果试验确定的斜率中有任何一个处在平均斜率的 $\pm 5\%$ 范围之外,则该阀门不可接受,应由具有相同尺寸和整定压力的另外两个阀门来替换。在进行这些阀门试验后,应确定一个新的平均斜率,但已被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任一个斜率此时仍超出 $\pm 5\%$ 范围,则应认为试验不满足要求。确认的释放量应是平均斜率的90%与流体额定压力和阀门排放压力之差的平方根的乘积。
- b) 功能验证试验应按10.7.3.2.2的规定进行。

10.7.4.3 泄放系数法

按照以下各款规定,为特定压力释放阀设计确定系数K,来替代单个释放量试验或释放量曲线法。

10.7.4.3.1 试验的阀门数

对于每个设计，应试验三种不同尺寸中每一尺寸的三个阀门，总共九个阀门。给定尺寸的每个阀门应整定于不同的压力。

10.7.4.3.2 泄放系数的确定

- a) 应在每个释放阀上做试验，以确定它的升程、开启和关闭压力以及按每小时水的质量数表示的实际释流量。对于每一次试验，泄放系数 K_D 应按下式来确定：

$$K_D = \frac{\text{实际流量}}{\text{理论流量}} = \text{泄放系数} \dots\dots\dots (186)$$

式中，实际流量应由试验定量地确定；理论流量用下式计算：

对于用水的试验：

(国际单位)

$$W_t = 5.092A\sqrt{(P - P_d)W} \dots\dots\dots (187)$$

式中：

A = 在设计的升程下，通过阀门的最小泄放面积， mm²

P = (整定压力×1.10)加大气压力， (KPa绝对压力)，或整定压力加 (20kPa)再加大气压力，两者中取其较大值作为流量额定压力， (KPa绝对压力)

P_d = 阀门泄放压力， MPa

W = 阀门进口状态下水的密度， kg/m³

W_t = 理论流量， kg/h

试验的泄放系数 K_D 的平均值，应乘上0.90，其乘积应作为该设计的系数K。该设计系数不应大于0.878(即0.9×0.975的乘积)。

- b) 如果实验确定的经一泄放系数超出平均系数±5%的范围，则该阀门不可接受，应由具有相同尺寸和整定压力的另外两个阀门来替换。在这些阀门进行试验后，应确定一个新的平均系数，已被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任一个系数此时仍超出±5%范围，则认为此试验不满足要求。

10.7.4.3.3 确认的释放量的计算

- a) 按照 10.7.4.3.2 规定确定 K 值的给定设计，其所有尺寸和压力的确认的释放量不得超过用上述理论公式计算的数值乘以系数 K 的乘积。
- b) 泄放系数不得用于 β 比(阀门喉部直径与入口直径之比)超出 0.15 至 0.75 范围的那些阀门，除非试验已经证明，对于处于较宽范围两端限值的阀门，其单个泄放系数 K_D 仍在平均泄放系数 K 的±5%范围内。对于用阀门升程来确定流通面积的设计，所有阀门应有相同的名义升程与阀座直径之比(L/D)。

10.7.4.3.4 功能验证

试验应按10.7.3.2.2的规定进行。

10.7.4.4 单阀法

- a) 当一单个阀门在一个单一压力下进行释放量试验时，可以把该单个阀门在规定的整定压力下所做的三次单独的试验作为额定释放量的依据。

- b) 阀门确认的释放量应不超过由试验确定的平均值的 90%。个别试验得到的释放量不在平均释放量的 5% 范围内, 应作为试验判废的理由。应找出试验失效的原因并重作试验。
- c) 假如具有相同设计的另外阀门在以后制造, 在原来阀门的试验结果可用于所选择的特殊试验方法时, 可被包括在内。
- d) 功能验证试验应按 10.7.3.2.2 的规定进行, 但具有特定入口尺寸和孔口尺寸的一个阀门除外, 该特定设计应作试验。假如具有相同设计的另外阀门在以后制造, 原来阀门试验结果如适用也可被包括在内, 以满足 10.7.3.2.2 的三个阀门要求。

10.7.4.5 压力释放量试验的试验室认可

应在试验装置、试验方法、试验规程和授权观察员(监督试验的人员)等方面均符合 ASME PTC 25 《压力释放装置》适用要求的场所进行试验。试验应在授权观察员(或监督试验的人员)的监督下进行, 并经其确认。试验装置应每五年内接受一次审查。

10.7.4.6 释放量的按比例分配

- a) 对大于已确认的阀门设计超压, 用于该系统的压力释放阀的释放量可按该超压比例分配, 但该超压在系统的容许限值以内。
- b) 按用于初始释放量鉴定的相关方法:
 - 1) 按比例分配的释放量应为 10.7.4.2 中确定的平均斜率的 90% 乘上按比例分配的释放压力 kPa (绝对压力)。
 - 2) 按比例分配的释放量采用 10.3.4.3.2 中适合的公式计算[式中 P 为按比例分配的释放压力 kPa (绝对压力) 乘上系数 K_D 。

10.7.4.7 释放量换算

如果压力释放阀使用的液体不同于鉴定用的液体, 其额定压力释放量可用附录 K 给出的换算方法确定。这种换算不适用于阀门开启时液体会出现闪蒸的情况。

10.7.4.8 功能验证试验的试验室认可

(从核安全局) 取得核级证书的单位应保证: 进行试验的场所提供的试验设施、方法和规程应有足够的试验能力和流体性能范围, 以满足 10.7.3.2.2 的试验要求。

10.8 标记、印记和数据报告

10.8.1 压力释放阀

10.8.1.1 标记和印记

每个压力释放阀应由(从核安全局)取得核级证书的单位将以下所需数据清楚地予以标记, 并使其在使用中不致被磨掉。数据(字)高度应不低于 2.5mm 为宜。标记应置于阀门上或置于与阀门牢固连接的铭牌上。规范符号应印记在阀门或铭牌上, 而其他所需的数据可以盖印、蚀刻、压印或铸造在阀门或铭牌上。标记应包括下列各项:

- a) (从核安全局) 取得核级证书的单位的姓名或可接受的缩略代号;
- b) (从核安全局) 取得核级证书的单位的设计编号或型号;
- c) 阀门入口的管道名义尺寸 [DN];
- d) 整定压力 kPa;
- e) 确认的释放量和以百分比或 kPa 表示的超压;

- 1) 对蒸汽确认的阀门,以 kg/h 饱和蒸汽表示;
 - 2) 对空气或气体确认的阀门,在 15℃ 和 101kPa 时以 m³/min(标准立方米每分钟)的空气表示;
 - 3) 对水确认的阀门,在 20℃ 时,以 m³/min(标准立方米每分钟)水表示。
- f) 适用的正式规范符号印记如表 T/CNEA XXXXX.1 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分:通用要求》10.1-1 中所示。

除上述要求以外,每个压力释放阀还应有单独的铭牌附于部件上,该铭牌包括《压水堆核电厂设备建造总规则》10.2.2和6.5.9.3.2的标志要求。

10.8.1.2 压力释放阀的报告格式

安全阀和安全释放阀,均须由(从核安全局)取得核级证书的单位填写和签署的NV-1数据报告表,并由民用核设施营运单位或其委托单位签字。

10.8.2 爆破膜装置

10.8.2.1 爆破膜

每片爆破膜应由制造商清楚地作出标记,并使其在使用中不致被磨掉。爆破膜标记可以置于爆发膜的边缘上,也可置于连接在爆破膜上的永久性金属标牌上⁴⁶⁾。标记应包括以下各项目:

- a) 制造商的名称和标识商标
- b) 制造商的设计编号和型号
- c) 批号
- d) 尺寸_____ DN
- e) 印记的爆破压力_____ kPa
- f) 规定的膜片温度_____℃
- g) 释放量_____kg/hr 的饱和蒸汽或标准 m³/min 的空气[15℃和 101kPa 绝对压力]。
- h) 组装年份

10.8.2.2 爆破膜支架(如果使用)

爆破膜支架应标明以下各项:

- a) 制造商的名称或标识商标
- b) 制造商的设计编号或型号
- c) 尺寸_____ DN
- d) 组装年份
- e) 产品系列号

10.8.3 授权证书

本章范围内的每个压力释放阀,均应由(从核安全局)取得核级证书的单位来制造。

46) 不在每个爆破膜法兰或标记牌上做上所列各项的标记,而采用由制造商编码号构成的标记,这种标记连同包括所需信息并随每批爆破膜提供的证书或标记牌一起,足以识别每个爆破膜。