



中华人民共和国国家标准

GB/T 4732.4—2024

压力容器分析设计 第4部分：应力分类方法

Pressure vessels design by analysis—
Part 4: Stress classification method

2024-07-24 发布

2024-07-24 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	III
引言	IV
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义、符号	1
4 应力分析	4
5 应力分类	6
6 设计评定	9
7 其他要求	22
附录 A(资料性) 用于疲劳评定的载荷直方图拟定和循环次数计算	25
附录 B(资料性) 弹性名义应力的线性化处理	29
附录 C(规范性) 实验应力分析	32
附录 D(规范性) 接管分析的应力指数法	39



前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件是 GB/T 4732《压力容器分析设计》的第 4 部分。GB/T 4732 已经发布了以下部分：

- 第 1 部分：通用要求；
- 第 2 部分：材料；
- 第 3 部分：公式法；
- 第 4 部分：应力分类方法；
- 第 5 部分：弹塑性分析方法；
- 第 6 部分：制造、检验和验收。

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。

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

本文件起草单位：中国石化工程建设有限公司、清华大学、中国寰球工程有限公司北京分公司、中国天辰工程有限公司、中国特种设备检测研究院、天华化工机械及自动化研究设计院有限公司、上海理工大学、合肥通用机械研究院有限公司。

本文件主要起草人：黄勇力、陆明万、向志海、刘应华、张迎恺、徐儒庸、曲建平、杨国义、陈志伟、段瑞、元少昀、李金科、沈鋈、王冰。



引 言

GB/T 4732《压力容器分析设计》给出了压力容器按分析设计方法进行建造的要求,GB/T 150 基于规则设计理念提出了压力容器建造的要求。压力容器设计制造单位可依据设计具体条件选择两种建造标准之一实现压力容器的建造。

GB/T 4732 由 6 个部分构成。

- 第 1 部分:通用要求。目的在于给出按分析设计建造的压力容器的通用要求,包括相关管理要求、通用的术语和定义以及 GB/T 4732 其他部分共用的基础要求等。
- 第 2 部分:材料。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中的钢制材料相关要求及材料性能数据等。
- 第 3 部分:公式法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器的典型受压元件及结构设计要求。具体给出了常用容器部件按公式法设计的厚度计算公式。GB/T 4732.3 可作为 GB/T 4732.4、GB/T 4732.5 的设计基础,也可依据 GB/T 4732.3 自行完成简化的、完整的分析设计。
- 第 4 部分:应力分类方法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中采用应力分类法进行设计的相关规定。
- 第 5 部分:弹塑性分析方法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中采用弹塑性分析方法进行设计的相关规定。
- 第 6 部分:制造、检验和验收。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中所涵盖结构形式容器的制造、检验和验收要求。

GB/T 4732 包括了基于分析设计方法的压力容器建造过程(即指材料、设计、制造、检验、试验和验收工作)中需要遵循的技术要求、特殊禁用规定。由于 GB/T 4732 没有必要,也不可能囊括适用范围内压力容器建造中的所有技术细节,因此,在满足安全技术规范所规定的基本安全要求的前提下,不限制 GB/T 4732 中没有特别提及的技术内容。GB/T 4732 不能作为具体压力容器建造的技术手册,也不能替代培训、工程经验和工程评价。工程评价是指由知识渊博、娴于规范应用的技术人员所作出针对具体产品的技术评价。工程评价需要符合 GB/T 4732 的相关技术要求。

GB/T 4732 不限制实际工程建造中采用其他先进的技术方法,但工程技术人员采用先进的技术方法时需要作出可靠的判断,确保其满足 GB/T 4732 的规定。

GB/T 4732 既不要求也不限制设计人员使用计算机程序实现压力容器的分析设计,但采用计算机程序进行分析设计时,除需要满足 GB/T 4732 的要求外,还要确认:

- 所采用程序中技术假定的合理性;
- 所采用程序对设计内容的适用性;
- 所采用程序输入参数及输出结果用于工程设计的正确性。

进行应力分析设计计算时可以选择或不选择以 GB/T 4732.3 作为设计基础,进而采用 GB/T 4732.4 或 GB/T 4732.5 进行具体设计计算以确定满足设计计算要求中防止结构失效所要求的元件厚度或局部结构尺寸。当独立采用 GB/T 4732.4 或 GB/T 4732.5 作为设计基础时,无需相互满足。

压力容器分析设计

第4部分:应力分类方法

1 范围

本文件规定了以弹性应力分析和塑性失效准则为基础的应力分类设计方法,以防止容器发生塑性垮塌失效、局部过度应变失效、棘轮失效和疲劳失效。

本文件适用于处于弹性或局部进入塑性但总体仍处于弹性的薄壁板壳或以薄壁板壳为主体的承压结构。厚壁结构(如 $R/\delta \leq 4$ 的圆筒)使用应力分类方法可能会产生不确定的结果,此时宜采用 GB/T 4732.5 中的分析方法。

注:除特别说明外,本文件仅适用于设计温度低于由材料的蠕变极限或持久强度控制其许用应力的温度。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 4732.1—2024 压力容器分析设计 第1部分:通用要求

GB/T 4732.2 压力容器分析设计 第2部分:材料

GB/T 4732.3 压力容器分析设计 第3部分:公式法

GB/T 4732.5 压力容器分析设计 第5部分:弹塑性分析方法

GB/T 4732.6—2024 压力容器分析设计 第6部分:制造、检验和验收

3 术语和定义、符号

3.1 术语和定义

GB/T 4732.1—2024 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1.1

载荷直方图 loading histogram

采用循环计数法对容器承受的载荷循环进行处理后得到的统计图形。

注:在载荷直方图中,载荷循环由矩形块表示,块的高度和宽度分别代表循环中载荷的范围和循环的次数,一个矩形块表示一种等幅循环。当加载历史中包含多个不同的等幅循环时,载荷直方图由一系列高度和宽度不等的并列矩形块组成。

3.1.2

事件 event

容器设计条件(UDS)可能包含一个或多个产生疲劳损伤的事件,每个事件由一个时间段内若干时间点上规定的载荷分量组成,并按规定的次数交变。

注:事件可以是启动、停车、事故状态或任何其他的循环作用。多个事件的顺序可以是规律的或随机的。

3.1.3

循环 cycle

由规定的载荷在容器或元件的某位置处确立的应力和应变之间的关系。在一个事件中或在两个事件的过渡处,一个位置可以产生不止一个应力-应变循环,这些应力-应变循环的疲劳累积损伤确定了所规定的操作在该位置处是否适用。对于是否适用的判断是根据稳定的应力-应变循环确定的。

3.1.4

比例加载 proportional loading

在等幅载荷期间,当所施加的应力值随时间变化时,应力莫尔圆的大小也随时间而变。在某些情况下,虽然循环期间莫尔圆的大小也在变化,只要主应力轴的方向保持固定,这种加载依然是比例加载。

注:比例加载的实例是受同相位扭转和弯曲的转轴,该轴在循环期间的轴向和扭转应力之比保持常数。

3.1.5

非比例加载 non-proportional loading

如果主应力轴的方向并不固定,而是在循环期间改变方向,则这种加载称为非比例加载。

注:非比例加载的实例是受异相位扭转和弯曲的转轴,该轴在循环期间的轴向和扭转应力之比连续地改变。

3.1.6

峰 peak

载荷或应力直方图的一次导数由正值到负值的改变之处。

3.1.7

谷 valley

载荷或应力直方图的一次导数由负值到正值的改变之处。

3.2 符号

下列符号适用于本文件。

- a ——板内的热点或受热区的半径,mm;
- α ——循环平均温度下,材料在相邻两点温度平均值时的线膨胀系数, 10^{-6} mm/mm·°C;
- α_1 ——循环平均温度下材料 1 的线膨胀系数, 10^{-6} mm/mm·°C;
- α_2 ——循环平均温度下材料 2 的线膨胀系数, 10^{-6} mm/mm·°C;
- C_1 ——疲劳评定免除准则二中的系数;
- C_2 ——疲劳评定免除准则二中的系数;
- E_c ——设计疲劳曲线中给定材料的弹性模量,MPa;
- E_T ——材料在温度 T 时的弹性模量,MPa;
- E_{y1} ——循环平均温度时材料 1 的弹性模量,MPa;
- E_{y2} ——循环平均温度时材料 2 的弹性模量,MPa;
- E_{ym} ——循环平均温度时材料的弹性模量,MPa;
- F ——峰值应力,MPa;
- K ——载荷组合系数;
- $K_{e,k}$ ——疲劳损失系数;
- K_f ——疲劳强度减弱系数;
- M ——由循环计数法确定的疲劳失效校核点处的应力循环数;
- Mb ——多层圆筒壳、球壳或封头焊缝连接处的单位周向长度的轴向弯矩, $N \cdot mm$;
- $N(C_1 S_m^t)$ ——应力幅为 $C_1 S_m^t$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的循环次数;
- $N(S_c)$ ——应力幅为 S_c 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的循环次数;
- N_k ——第 k 种等幅循环的允许循环次数;

- n_k ——由循环计数法给出的预计工作载荷的循环次数；
 $N_{\Delta FP}$ ——包括启动和停车在内的全范围压力循环的预计(设计)次数；
 $N_{\Delta P}$ ——与 ΔP_N 对应的有效循环次数；
 $N_{\Delta PO}$ ——工作压力循环的预计(设计)次数；
 $N_{\Delta S}$ ——与 S_{ML} 对应的有效循环次数；
 $N_{\Delta TE}$ ——任意相邻两点之间的金属温差波动 ΔT_E 的有效次数；
 $N_{\Delta TM}$ ——与 ΔT_M 对应的有效循环次数；
 $N_{\Delta TN}$ ——与 ΔT_N 对应的循环次数；
 $N_{\Delta TR}$ ——与 ΔT_R 对应的有效循环次数；
 $N_{\Delta T\alpha}$ ——由不同线膨胀系数材料组成部件的温差波动循环次数；
 P ——规定的设计压力,MPa；
 P_b ——一次弯曲应力,MPa；
 P_L ——一次局部薄膜应力,MPa；
 P_m ——一次总体薄膜应力,MPa；
 Q ——二次应力,MPa；
 R ——垂直于壳体表面从壳体中面到回转轴的距离,mm；
 R_{eL} ——材料的屈服强度,MPa；
 R_{eL}^t ——材料在指定温度下的屈服强度,MPa；
 R_m ——材料的标准抗拉强度下限值,MPa；
 S_e ——采用第四强度理论计算的当量应力,MPa；
 S_I ——一次总体薄膜当量应力,MPa；
 S_{II} ——一次局部薄膜当量应力,MPa；
 S_{III} ——一次薄膜(总体或局部)加一次弯曲当量应力,MPa；
 S_{IV} ——一次加二次应力范围的当量应力,MPa；
 S_V ——总应力(一次加二次加峰值应力)范围的当量应力,MPa；
 S_a ——由循环次数从设计疲劳曲线查得的许用应力幅,MPa；
 S_{as} ——所采用的设计疲劳曲线上与最大循环次数对应的应力幅,MPa；
 S_{alt} ——循环的交变当量应力幅,MPa；
 ΔS_e ——循环中总应力范围的当量应力,MPa；
 $S_{alt,k}$ ——第 k 种等幅循环的交变当量应力幅,MPa；
 $\Delta S_{e,k}$ ——第 k 种等幅循环中总应力范围的当量应力,MPa；
 S_m^t ——材料在指定温度下的许用应力,MPa；
 S_{PL} ——一次局部薄膜当量应力 S_{II} 、一次薄膜(总体或局部)加一次弯曲当量应力 S_{III} 的许用极限,MPa；
 S_{PS} ——一次加二次应力范围的当量应力 S_{IV} 的许用极限,MPa；
 $S_a(N)$ ——循环次数为 N 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,MPa；
 $S_a(N_{\Delta P})$ ——循环次数为 $N_{\Delta P}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,MPa；
 $S_a(N_{\Delta S})$ ——循环次数为 $N_{\Delta S}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,MPa；
 $S_a(N_{\Delta TM})$ ——循环次数为 $N_{\Delta TM}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,MPa；
 $S_a(N_{\Delta TN})$ ——循环次数为 $N_{\Delta TN}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,MPa；
 $S_a(N_{\Delta TR})$ ——循环次数为 $N_{\Delta TR}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,MPa；
 S_{Qm} ——二次薄膜热应力范围当量应力的许用极限,MPa；
 S_{Qmb} ——二次薄膜加弯曲热应力范围当量应力的许用极限,MPa；

S_{ML}	——全范围机械载荷(不包括压力但包括管线反力)的总应力范围计算得到的交变当量应力幅,MPa;
t	——壳体厚度,mm;
ΔP_N	——正常操作(不包括启动和停车)期间压力波动的最大范围,MPa;
ΔT	——工作温差的波动范围,℃;
ΔT_E	——任意相邻两点之间的金属温差波动,℃;
ΔT_M	——正常操作过程中不同材料的部件之间任意相邻两点温差波动的最大范围,℃;
ΔT_N	——正常操作以及启动和停车过程中容器上任意相邻两点间的最大温差,℃;
ΔT_R	——正常操作过程(不包括启动和停车)中容器上任意相邻两点间温差波动的最大范围,℃;
U_k	——第 k 种等幅循环的使用系数;
U	——所有载荷循环的累积使用系数;
X	——一次总体或局部薄膜当量应力和循环平均温度下材料屈服强度的比值;
$\Delta\sigma_{ij}$	——应力分量的波动范围,MPa;
ΔQ_m	——二次薄膜应力范围的当量应力,MPa;
ΔQ_{mb}	——二次薄膜加弯曲热应力范围的当量应力,MPa;
δ	——壳体壁厚,mm;
σ_1	——在方向 1 的主应力,MPa;
σ_2	——在方向 2 的主应力,MPa;
σ_3	——在方向 3 的主应力,MPa;
$\Delta\sigma_{ij,k}$	——第 k 种等幅循环中应力分量的波动范围,MPa;
${}^m\sigma_{ij,k}$	——第 k 种等幅循环起始时的 6 个应力分量,MPa;
${}^n\sigma_{ij,k}$	——第 k 种等幅循环终止时的 6 个应力分量,MPa。

4 应力分析

4.1 应力分类法采用基于数值方法完成的弹性应力分析,应力分类中使用的弹性名义应力是指假定计算过程中材料始终处于线弹性状态所得的应力。

4.2 本文件没有对应力分析过程中的建模、计算步骤、分析结果的验证和分析所使用的计算机程序提出要求,分析设计人员应具备这方面的知识并能正确实施上述相关步骤,并对分析模型的合理性和分析结果的正确性负责。

4.3 弹性应力分析需要以下材料性能参数,见 GB/T 4732.2:

- a) 弹性模量、泊松比和密度等;
- b) 热传导系数、比热容和线膨胀系数等。

4.4 应力分析时应至少包括表 1 中列出的载荷,当有多个载荷同时作用时,应按表 2 的规定考虑多个载荷的组合。应按可产生最不利结果的方式进行载荷组合,如其中一个或多个载荷不起作用时可能引起更危险的情况。

表 1 载荷说明

载荷参数			说明
设计条件	工作条件	耐压试验条件	
p	p_o	—	内压、外压或压差
p_s	p_{so}	p_{st}	由液体或内装物料(如催化剂)引起的静压头
—	—	p_T	选定的耐压试验压力(见 GB/T 4732.1—2024 中 5.7.2)
D	D_o	D_t	1)容器的自重(包括内件和填料等),以及内装介质的重力载荷; 2)附属设备及隔热材料、衬里、管道、扶梯、平台等的重力载荷; 3)运输或吊装时的动载荷经等效后的静载荷
L	L_o	—	1)附属设备的活载荷; 2)由稳态或瞬态的流体动量效应引起的载荷; 3)由波浪作用引起的载荷
E	E	—	地震载荷
W	W	W_{pt}	风载荷(W_{pt} 取 $0.3W$)
S_s	S_s	—	雪载荷
T	T_o	—	具有自限性的热和位移载荷 ^a
注:“—”表示无要求。			
^a 不会影响到塑性垮塌的载荷。反之,由弹性跟随引起的、只有通过过量塑性变形才能使应力重新分布的载荷属于机械载荷。			

表 2 载荷组合工况和当量应力的许用极限

载荷组合工况		当量应力的许用极限
设计条件:		使用设计载荷计算 S_I 、 S_{II} 、 S_{III} ,许用极限见表 4
1	$p + p_s + D$	
2	$p + p_s + D + L$	
3	$p + p_s + D + L + T$	
4	$p + p_s + D + S_s$	
5	$p + p_s + D + WE$	
6	$p + p_s + D + 0.75(L + T) + 0.75S_s$	
7	$p + p_s + D + 0.75WE + 0.75L + 0.75S_s$	
8	容器设计条件(UDS)中指定的其他设计载荷组合	
工作条件:		使用工作载荷计算 S_{IV} 、 S_{alt} ,许用极限见表 4
1	$p_o + p_{so} + D_o$	
2	$p_o + p_{so} + D_o + L_o$	
3	$p_o + p_{so} + D_o + L_o + T_o$	
4	$p_o + p_{so} + D_o + S_s$	
5	$p_o + p_{so} + D_o + WE$	

表 2 载荷组合工况和当量应力的许用极限 (续)

载荷组合工况		当量应力的许用极限
6	$p_o + p_{so} + D_o + 0.75(L_o + T_o) + 0.75S_s$	使用工作载荷计算 S_{IV} 、 S_{alt} , 许用极限见表 4
7	$p_o + p_{so} + D_o + 0.75WE + 0.75L_o + 0.75S_s$	
8	容器设计条件(UDS)中指定的其他工作载荷组合	
耐压试验条件:		见 GB/T 4732.1—2024 中 5.7.3
1	$p_T + p_{st} + D_t + W_{pt}$	
WE 为风载荷与地震载荷的组合, 取 W 和 (0.25W + E) 两者中可产生最不利结果的值		

4.5 除本文件涵盖的失效模式外, 设计时还应计入容器在全寿命周期内可能出现的其他失效模式。

4.6 当容器设计条件(UDS)给出的加载历史中任一载荷随时间变化时, 应制定载荷直方图用于循环载荷下的应力分析和评定。载荷直方图应包含所有与压力、温度、附加载荷或其他重要事件相关的载荷变化, 具体要求如下:

- a) 包含全寿命周期内所有的启动、正常操作、异常状态和停车引起的载荷变化;
- b) 按预期的操作顺序制定载荷直方图, 否则, 应基于所有可能的载荷组合制定载荷直方图;
- c) 对随机变化的不规则加载历史可按附录 A 将其简化为由若干规则等幅载荷循环组成的载荷直方图, 或采用其他经用户同意的循环次数统计方法。

4.7 本文件中给出的各评定方法和步骤仅适用于许用应力与时间无关(即许用应力不受蠕变极限或持久强度控制)的材料。如材料的许用应力与时间相关, 除在满足 6.5.2 时还可采用本文件的 6.2、6.3、7.1 和 7.2 外, 其余均不适用。

5 应力分类

5.1 从各载荷工况的应力分析结果中分别得到包含 6 个应力分量的薄膜应力、弯曲应力和峰值应力。实体单元的计算结果应按附录 B 进行应力线性化处理。

5.2 将薄膜应力、弯曲应力和峰值应力根据 GB/T 4732.1—2024 中的定义和 5.3 的规定归入以下 5 个类别:

- a) 一次总体薄膜应力(P_m);
- b) 一次局部薄膜应力(P_L);
- c) 一次弯曲应力(P_b);
- d) 二次应力(Q);
- e) 峰值应力(F)。

5.3 可按以下两种思路对应力进行分类, 压力容器中部分典型结构的应力分类实例见表 3。

a) 根据载荷的种类和结构不连续情况进行分类。

- 1) 由压力和其他机械载荷引起的总体薄膜应力和弯曲应力(不包括结构不连续引起的应力)归入一次应力, 即分别归入 P_m 和 P_b 。如内压圆筒壳体中, 远离封头连接处的薄膜应力归入 P_m , 平盖中心的弯曲应力归入 P_b 。
- 2) 压力和其他机械载荷作用下, 由总体结构不连续引起的薄膜应力归入 P_L , 弯曲应力归入 Q 。如内压圆筒壳体与封头连接处的薄膜应力可归入 P_L , 弯曲应力可归入 Q 。
- 3) 压力和其他机械载荷作用下, 由局部结构不连续引起的、附加在一次和二次应力之上的应力增量可归入 F 。如内压圆筒壳体与开孔接管连接过渡圆角处的总应力为($P_L + P_b + Q + F$)。

- 4) 由外部管系热膨胀导致的、施加在容器上的力和力矩引起的应力视为由机械载荷引起的应力。
- 5) 由热效应(包括温度变化和温度梯度)和不同材料间热膨胀差异引起的自平衡应力归入 Q 或 F 。
- 6) 由具有自限性的位移载荷引起的应力归入 Q 或 F 。
- b) 根据应力的性质和影响范围进行分类。
- 1) 平衡压力和其他机械载荷所需的应力没有自限性,归入一次应力。其中薄膜应力可按其影响范围的大小归入 P_m 或 P_L ,弯曲应力归入 P_b 。
- 2) 满足变形协调所需的应力具有自限性,可按其影响范围的大小归入 Q 或 F 。
- 5.4 将各类应力的应力分量按同种类别分别叠加,即可得到所考虑载荷组合下的 P_m 组、 P_L 组、 (P_L+P_b) 组、 (P_L+P_b+Q) 组和 (P_L+P_b+Q+F) 组共 5 组应力,每组均含 6 个应力分量。

表 3 典型结构的应力分类实例

容器部件	位置	应力的起因	应力类型	应力分类
任意壳体 (圆筒、锥壳、球壳和成形封头等)	远离不连续处的壳体	内压	总体薄膜应力 沿壁厚的应力梯度	P_m Q
		轴向温度梯度	薄膜应力 弯曲应力	Q Q
	接管或其他开孔附近	内压,作用在接管截面上的轴向力、弯矩	局部薄膜应力 弯曲应力 峰值应力(填角或直角)	P_L Q^a F
	任意位置	壳体和封头间的温差	薄膜应力 弯曲应力	Q Q
	壳体形状偏差,如不圆度和凹陷等	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_m Q
圆筒或锥壳	整个容器中的任意横截面	内压,作用在壳体截面上的轴向力、弯矩	远离结构不连续处的、沿壁厚平均分布的薄膜应力(垂直于壳体截面的应力分量)	P_m
			沿壁厚分布的弯曲应力(垂直于壳体截面的应力分量)	P_b
	与封头或法兰连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_L Q^a
凸形封头或锥形封头	球冠	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_m P_b
	过渡区或与筒体连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_L^b Q
平盖	中心区	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_m P_b
	和筒体连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_L Q^c

表 3 典型结构的应力分类实例（续）

容器部件	位置	应力的起因	应力类型	应力分类	
多孔的封头 或壳体	均匀布置的典型管孔带	压力	薄膜应力(沿管孔带宽度平均,沿壁厚均匀分布)	P_m	
			弯曲应力(沿管孔带宽度平均,沿壁厚线性分布)	P_b	
			峰值应力	F	
	分离的或非典型的管孔带	压力	薄膜应力(沿管孔带宽度平均)	P_m	
			弯曲应力(沿管孔带宽度平均)	P_b	
			薄膜应力(最大值)	Q	
接管 (见 7.1)	补强范围内 ^f	压力、外部载荷 ^g (包括因相连的管道自由端位移受限引起的)	总体薄膜应力	P_m	
			整体弯曲应力 ^h 沿接管厚度的平均应力(不包括总体结构不连续)		
			弯曲应力		P_b
	补强范围外 ^f	压力、外部载荷 ^g (不包括因相连的管道自由端位移受限引起的)	总体薄膜应力	P_m	
			整体弯曲应力沿接管厚度的平均应力(不包括总体结构不连续)		
			局部薄膜应力	P_L	
			弯曲应力	P_b	
	接管壁	压力、外部载荷(包括因相连的管道自由端位移受限引起的)	薄膜应力	P_L	
			弯曲应力	P_b+Q	
			峰值应力		F
		总体结构不连续处	膨胀差	薄膜应力	P_L
				弯曲应力	Q
膨胀差	峰值应力	薄膜应力	Q		
		弯曲应力	Q		
峰值应力	任意	薄膜应力	F		
		弯曲应力	F		
任意	任意	径向温度分布 ^d	当量线性应力 ^e	Q	
			应力分布的非线性部分	F	
任意	任意	任意	应力集中(缺口效应)	F	

^a 此处的弯曲应力是自限的。
^b 当直径与厚度的比值较大时,应考虑此处发生屈曲或过度变形的可能性。
^c 若周边弯矩是使平盖中心处弯曲应力保持在允许限度内所必需的,则在连接处的弯曲应力应划为 P_b 类,否则为 Q 类。
^d 应计入热应力棘轮。
^e 当量线性应力定义为与实际应力分布具有相同净弯矩作用的线性分布应力。
^f 补强范围见 GB/T 4732.3 的开孔补强。
^g 外部载荷包括轴向力、剪切力、弯矩和扭矩。
^h 整体弯曲应力是指沿接管整体截面(而非厚度)线性部分的正应力。

6 设计评定

6.1 当量应力

6.1.1 由 5 组应力分量,即 P_m 组、 P_L 组、 (P_L+P_b) 组、 (P_L+P_b+Q) 组和 (P_L+P_b+Q+F) 组分别计算各组的主应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$,并按公式(1)计算各组的当量应力 S_e 。

$$S_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \dots\dots\dots (1)$$

得到以下 5 个当量应力:

- a) 一次总体薄膜当量应力 S_I (由 P_m 组算得);
- b) 一次局部薄膜当量应力 S_{II} (由 P_L 组算得);
- c) 一次薄膜(总体或局部)加一次弯曲当量应力 S_{III} [由 (P_L+P_b) 组算得];
- d) 一次加二次应力范围的当量应力 S_{IV} [由 (P_L+P_b+Q) 组算得];
- e) 总应力范围的当量应力 S_V [由 (P_L+P_b+Q+F) 组算得]。

以上包含弯曲应力的 c)、d)和 e)组应同时计算内、外表面并取其中较大者。

6.1.2 按 6.2~6.6 中给出的评定方法进行设计评定,以防止发生塑性垮塌失效、局部过度应变失效、棘轮失效和疲劳失效。设计评定中各当量应力的许用极限列于表 4 中,评定的流程见图 1。

6.1.3 对于某些特殊结构,如焊接平盖(特别是有过渡圆弧结构的)、锥壳小端、短锥壳的变径段及球壳开孔等结构,宜先采用 GB/T 4732.3 中的公式法确定元件的基本尺寸。

表 4 当量应力的许用极限

应力类别	一次应力			二次应力	峰值应力
	总体薄膜	局部薄膜	弯曲		
典型结构的应力分类实例见表 3	沿实心截面的平均一次应力。不包括不连续和应力集中。仅由内压和其他机械载荷引起	沿任意实心截面的平均应力。包括不连续但不包括应力集中。仅由内压和其他机械载荷引起	和离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。仅由内压和其他机械载荷引起	满足结构连续所需的自平衡应力。可由内压和其他机械载荷或热膨胀差引起,包括不连续,但不包括局部应力集中	1)因应力集中(缺口)而加到一次或二次应力上的增量; 2)能引起疲劳但不引起容器形状变化的某些热应力
符号	P_m	P_L	P_b	Q	F
许用极限					
注: S_{alt} 为等幅循环中基于总应力范围的当量应力 S_V 计算得到的交变当量应力幅(见 6.6)。					

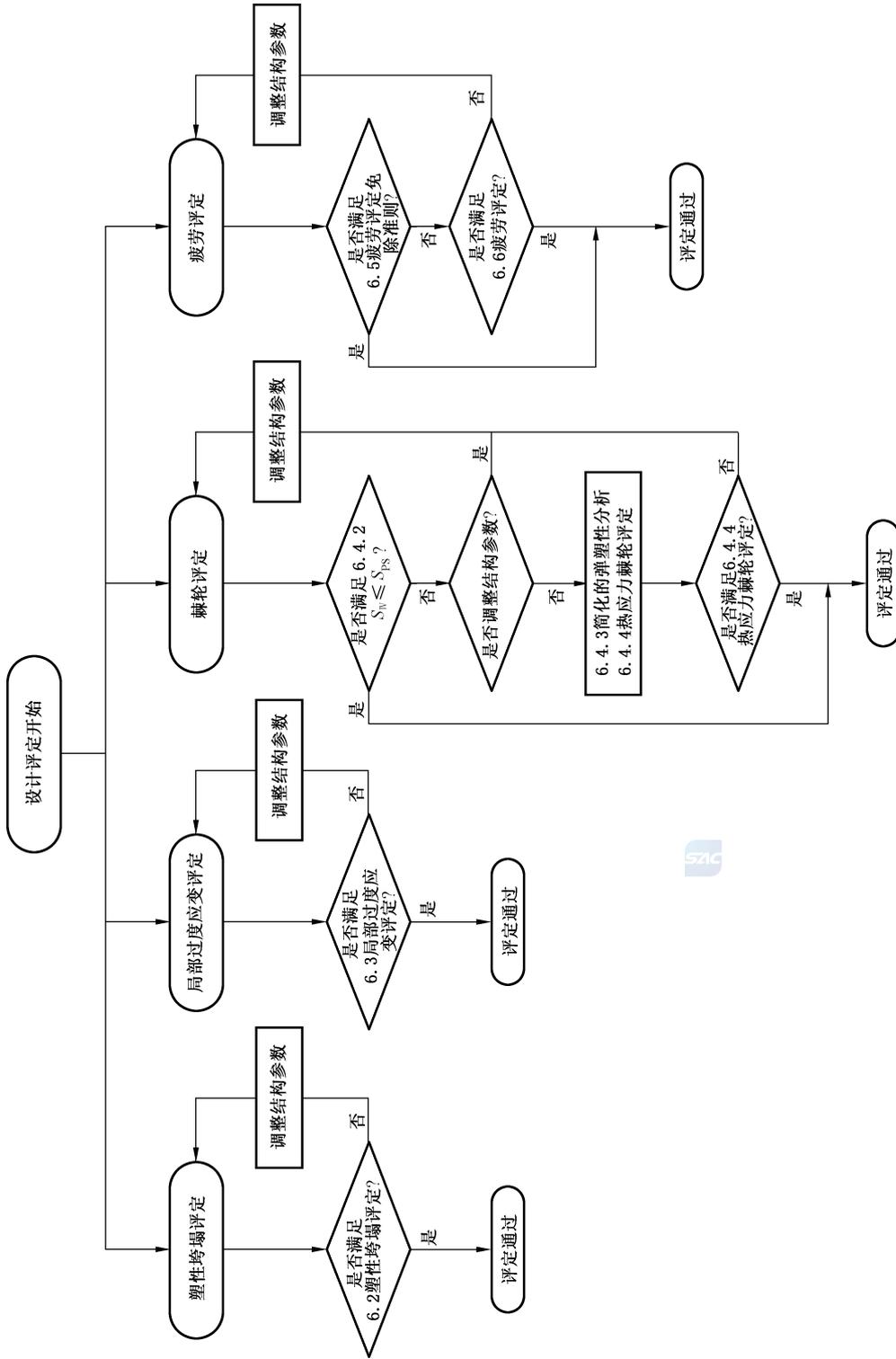


图 1 设计评定流程图

6.2 塑性垮塌评定

6.2.1 为防止塑性垮塌失效,使用设计载荷按表 2 中设计条件下的载荷组合计算各当量应力。当载荷组合中包含风载荷与地震载荷(WE)时,载荷组合系数(K)取 1.2,否则 K 取 1.0。并以 S_I 、 S_{II} 和 S_{III} 同时满足以下许用极限为评定合格:

- a) 一次总体薄膜当量应力(S_I)的许用极限为 KS_m^t , S_m^t 为设计温度下材料的许用应力;
- b) 一次局部薄膜当量应力(S_{II})的许用极限为 KS_{PL} ;
- c) 一次薄膜(总体或局部)加一次弯曲当量应力(S_{III})的许用极限为 KS_{PL} 。

6.2.2 S_{II} 和 S_{III} 的许用极限(S_{PL})取以下计算值。

- a) 以下情况下取设计温度下材料许用应力(S_m^t)的 1.5 倍:材料的屈服强度(R_{eL})与标准抗拉强度下限(R_m)的比值大于 0.7;奥氏体高合金钢提高了许用应力;材料的许用应力(S_m^t)与时间相关。
- b) 其他情况下取设计温度下材料的屈服强度(R_{eL}^t)。

6.2.3 耐压试验时,如容器上任何点的压力(包括静压头)大于规定试验压力的 1.06 倍,当量应力(S_I 和 S_{III})应按 GB/T 4732.1—2024 中 5.7.3.2 进行校核。

6.3 局部过度应变评定

6.3.1 按 GB/T 4732.3 中规则确定的受压元件,无需进行局部过度应变评定。

6.3.2 为防止局部过度应变失效,按表 2 中设计条件下的载荷组合 1 进行计算,若其一次应力的 3 个主应力代数和满足公式(2),则评定通过。

$$(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \leq 4S_m^t \dots\dots\dots (2)$$

6.4 棘轮评定

6.4.1 通则

承受循环载荷时,受压元件应按 6.4.2 或 6.4.3 的要求进行棘轮评定,非整体连接件的棘轮评定见 6.4.5。

6.4.2 弹性分析

6.4.2.1 对各种不同循环,在总体结构不连续处由工作载荷和热效应引起的应力分量($P_L + P_b + Q$),按公式(3)、公式(4)计算其一次加二次应力范围的当量应力(S_N)。若所有循环下的 S_N 均满足公式(5),则棘轮评定通过。

$$\Delta\sigma_{ij} = {}^m\sigma_{ij} - {}^n\sigma_{ij} \dots\dots\dots (3)$$

式中:

${}^m\sigma_{ij}$ ——循环起始时的 6 个应力分量, $i, j = 1, 2, 3$, 单位为兆帕(MPa);

${}^n\sigma_{ij}$ ——循环终止时的 6 个应力分量, $i, j = 1, 2, 3$, 单位为兆帕(MPa)。

$$S_N = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_{11} - \Delta\sigma_{22})^2 + (\Delta\sigma_{22} - \Delta\sigma_{33})^2 + (\Delta\sigma_{33} - \Delta\sigma_{11})^2 + 6(\Delta\sigma_{12}^2 + \Delta\sigma_{23}^2 + \Delta\sigma_{31}^2)} \dots\dots\dots (4)$$

$$S_N \leq S_{PS} \dots\dots\dots (5)$$

S_N 的许用极限 S_{PS} 取以下计算值。

- a) 以下情况下取循环中最高温度和最低温度下材料许用应力(S_m^t)平均值的 3 倍:材料的屈服强度(R_{eL})与标准抗拉强度下限(R_m)的比值大于 0.7;奥氏体高合金钢提高了许用应力;材料的许用应力(S_m^t)与时间相关。
- b) 其他情况下取循环中最高温度和最低温度下材料屈服强度(R_{eL}^t)平均值的 2 倍。

6.4.2.2 对于多重载荷循环组合的情况,不同来源载荷循环重叠时的 S_N 可能大于单独循环的 S_N ,应按最苛刻的循环组合进行评定。此外,不同循环或循环组合的许用极限(S_{PS})应根据其所处循环的温度范围确定。

6.4.3 简化的弹塑性分析

当 6.4.2 中一次加二次应力范围的当量应力(S_N)不满足公式(5)要求时,可调整结构参数使其满足要求,否则应符合以下规定:

- a) 不计入热应力的一次加二次应力范围的当量应力(S_N)小于 S_{PS} ;
- b) 材料的屈服强度(R_{cl})与标准抗拉强度下限(R_m)的比值小于或等于 0.8;
- c) 疲劳评定不能免除,疲劳评定中的疲劳损失系数($K_{e,k}$)按公式(25)确定;
- d) 满足 6.4.4 热应力棘轮评定的要求,即不出现热应力棘轮。

6.4.4 热应力棘轮评定

6.4.4.1 当循环的二次热应力与内压和其他机械载荷引起的一次总体或局部薄膜应力共同作用时,应进行热应力棘轮评定。6.4.4.2 给出了二次热应力沿壳体壁厚呈线性或抛物线分布时的评定步骤。

6.4.4.2 热应力棘轮评定按以下步骤进行。

- a) 按公式(6)确定一次总体或局部薄膜当量应力和循环平均温度下材料屈服强度的比值 X :

$$X = S_I / R_{cl}^t \text{ 或 } X = S_{II} / R_{cl}^t \dots\dots\dots (6)$$

- b) 采用弹性分析方法,计算二次薄膜应力范围的当量应力 ΔQ_m 。
- c) 采用弹性分析方法,计算二次薄膜加弯曲热应力范围的当量应力 ΔQ_{mb} 。
- d) 按公式(7)或公式(8)确定二次薄膜加弯曲热应力范围当量应力的许用极限 S_{Qmb} 。
 - 1) 当二次热应力沿壳体壁厚线性分布时:

$$\begin{cases} S_{Qmb} = R_{cl}^t (1/X) & 0 < X < 0.5 \\ S_{Qmb} = 4.0 R_{cl}^t (1 - X) & 0.5 \leq X < 1.0 \end{cases} \dots\dots\dots (7)$$

- 2) 当二次热应力沿壳体壁厚按抛物线单调增加或减小时:

$$\begin{cases} S_{Qmb} = R_{cl}^t [1/(0.1224 + 0.9944X^2)] & 0 < X < 0.615 \\ S_{Qmb} = 5.2 R_{cl}^t (1 - X) & 0.615 \leq X < 1.0 \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

- e) 按公式(9)确定二次薄膜热应力范围当量应力的许用极限 S_{Qm} :

$$S_{Qm} = 2.0 R_{cl}^t (1 - X) \quad 0 < X < 1.0 \dots\dots\dots (9)$$

- f) 为防止棘轮,应满足公式(10)和公式(11)的要求:

$$\Delta Q_m \leq S_{Qm} \dots\dots\dots (10)$$

$$\Delta Q_{mb} \leq S_{Qmb} \dots\dots\dots (11)$$

6.4.5 非整体连接件的棘轮评定

在某些非整体连接件中,当施加的任何载荷组合能引起屈服时,在每个载荷循环后由屈服引起的永久塑性变形将导致非整体连接件产生松动,并以新的配合关系开始下一个循环,因而出现棘轮。随着递增塑性变形的不断积累,最终导致连接失效。为防止这种失效,此处的一次加二次应力范围的当量应力不应大于所处温度下材料的 R_{cl}^t 或 $R_{p0.2}^t$ 。

6.5 疲劳评定免除准则

6.5.1 通则

当满足 6.5.2、6.5.3 或 6.5.4 任一条的所有要求时,可免除疲劳评定。当循环次数大于 10^7 时,如扣

除其中压力波动范围不超过 6% 设计压力的循环次数后不大于 10^7 , 可按 6.5.3 或 6.5.4 判断是否可免除疲劳评定, 否则应按 6.6 进行疲劳评定。

6.5.2 基于使用经验的疲劳评定免除准则

当所设计的容器与已有成功使用经验的容器有可类比的形状与载荷条件, 且根据其经验能证明不需要做疲劳分析时, 可免除疲劳评定。但对下列情况产生的不利影响应另行评定:

- a) 非整体结构, 如使用补强圈补强或角焊缝连接件;
- b) 管螺纹连接接头, 且管径超过 70 mm;
- c) 螺柱连接件;
- d) 局部熔透的焊缝;
- e) 相邻部件之间有显著的厚度变化;
- f) 位于成形封头过渡区的连接件和接管。

6.5.3 疲劳评定免除准则一

6.5.3.1 概述

对于标准抗拉强度下限值(R_m)小于或等于 540 MPa 的钢材, 当循环次数不大于 10^5 时, 免除准则见 6.5.3.2; 当循环次数大于 10^5 且不大于 10^6 时, 免除准则见 6.5.3.3; 当循环次数大于 10^6 且不大于 10^7 时, 免除准则见 6.5.3.4。

6.5.3.2 循环次数不大于 10^5 的疲劳评定免除准则

循环次数不大于 10^5 的疲劳评定免除准则按以下执行。

- a) 步骤一: 根据容器设计条件(UDS)给出的加载历史制定载荷直方图, 载荷直方图应包括所有施加在该组件上的载荷循环。
- b) 步骤二: 根据载荷直方图, 确定包括启动和停车在内的全范围压力循环的预计(设计)次数, 并记为 $N_{\Delta FP}$ 。
- c) 步骤三: 对于整体结构, 根据载荷直方图确定压力波动范围超过 20% 设计压力的工作压力循环的预计(设计)次数; 对于非整体结构, 确定压力波动范围超过 15% 设计压力的工作压力循环的预计(设计)次数, 并记为 $N_{\Delta PO}$ 。压力波动不超过上述规定值的循环和大气压波动导致的压力循环不需考虑。
- d) 步骤四: 根据载荷直方图, 确定包括接管在内的任意相邻两点之间金属温差波动 ΔT_E 的有效次数, 记为 $N_{\Delta TE}$ 。此有效次数是将金属温差的波动循环次数乘以表 5 中所列的相应系数, 再将所得次数相加而得到的总次数。在计算相邻点的温差时, 仅考虑通过焊缝截面或完整截面的传热, 对未焊接接触面的传热则不予考虑。

1) 对于表面温差, 距离小于或等于 L 的两点为相邻点。 L 按公式(12)确定:

- a) 对于壳体或凸形封头, 沿经向或周向:

$$L = 2.5\sqrt{Rt} \quad \dots\dots\dots (12)$$

式中:

R ——垂直于壳体表面从壳体中面到回转轴的距离(当 R 变化时取两点的平均值), 单位为毫米(mm);

t ——所考虑点处的壳体厚度, 单位为毫米(mm)。

- b) 对于平板:

$$L = 3.5a \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中：

a ——板内的热点或受热区的半径，单位为毫米(mm)。

2) 对于沿厚度方向的温差，相邻点定义为任意表面法线方向上的任意两点。

表 5 金属温差的波动系数

金属温差/°C	波动系数
≤25	0
26~50	1
51~100	2
101~150	4
151~200	8
201~250	12
>250	20

注：如焊接金属的温差波动未知或无法确定，则波动系数取值为 20。

示例：某元件承受如下循环次数的温差，表 6 给出了使用表 5 的示例。

表 6 使用表 5 的示例

金属温差/°C	基于温差的波动系数	热循环次数
23	0	1 000
48	1	250
225	12	5

金属温差波动的有效次数为： $N_{\Delta T\epsilon} = 1\ 000 \times 0 + 250 \times 1 + 5 \times 12 = 310$ 次

e) 步骤五：根据载荷直方图，确定由线膨胀系数不同的材料组成的部件(包括焊缝)当 $(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T > 0.000\ 34$ 时的温差波动循环次数并记为 $N_{\Delta T\alpha}$ 。其中， α_1 与 α_2 分别是两种材料在循环平均温度下的线膨胀系数， ΔT 为工作温差的波动范围。

f) 步骤六：如步骤二至步骤五中的循环次数满足表 7 的要求，可免除疲劳评定。

表 7 疲劳评定免除准则一

结构型式	容器部件	免除准则
整体结构	成形封头过渡区的连接件和接管	$N_{\Delta FP} + N_{\Delta PO} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta T\alpha} \leq 350$
	其他部件	$N_{\Delta FP} + N_{\Delta PO} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta T\alpha} \leq 1\ 000$
非整体结构	成形封头过渡区的连接件和接管	$N_{\Delta FP} + N_{\Delta PO} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta T\alpha} \leq 60$
	其他部件	$N_{\Delta FP} + N_{\Delta PO} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta T\alpha} \leq 400$

6.5.3.3 循环次数大于 10^5 且不大于 10^6 的疲劳评定免除准则

与 6.5.3.2 的步骤相同，但其中的步骤三按以下执行：

对于整体结构，根据载荷直方图确定压力波动范围超过 12.5% 设计压力的工作压力循环的预计(设计)次数；对于非整体结构，确定压力波动范围超过 9% 设计压力的工作压力循环的预计(设计)次数，并记为 $N_{\Delta PO}$ 。压力波动不超过上述规定值的循环和大气压波动导致的压力循环不需考虑。

6.5.3.4 循环次数大于 10^6 且不大于 10^7 的疲劳评定免除准则

与 6.5.3.2 的步骤相同,但其中的步骤三按以下执行:

对于整体结构,根据载荷直方图确定压力波动范围超过 11% 设计压力的工作压力循环的预计(设计)次数;对于非整体结构,确定压力波动范围超过 8% 设计压力的工作压力循环的预计(设计)次数,并记为 $N_{\Delta PO}$ 。压力波动不超过上述规定值的循环和大气压波动导致的压力循环不需考虑。

6.5.4 疲劳评定免除准则二

以下步骤适用于所有材料。

- a) 步骤一:根据容器设计条件(UDS)给出的加载历史制定载荷直方图,载荷直方图应包括施加在部件上的所有有效的工作载荷循环及事件。在以下公式中, $N(S_e)$ 表示以 S_e 为幅值从设计疲劳曲线查得的循环次数;同理, $S_a(N)$ 表示以 N 为循环次数从设计疲劳曲线查得的幅值。
- b) 步骤二:根据结构型式,按表 8 确定疲劳评定免除准则系数 C_1 和 C_2 。

表 8 疲劳评定免除准则系数 C_1 和 C_2

结构型式	容器部件	C_1	C_2
整体结构	成形封头过渡区的连接件和接管	4	2.7
	其他部件	3	2
非整体结构	成形封头过渡区的连接件和接管	5.3	3.6
	其他部件	4	2.7

- c) 步骤三:根据载荷直方图,确定包括启动和停车在内的全范围压力循环的预计(设计)次数,并记为 $N_{\Delta FP}$ 。如公式(14)成立,则转到步骤四,否则应进行疲劳评定。

$$N_{\Delta FP} \leq N(C_1 S_m^t) \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中:

$N(C_1 S_m^t)$ ——应力幅为 $C_1 S_m^t$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的循环次数。

- d) 步骤四:根据载荷直方图,确定在正常操作(不包括启动和停车)期间压力波动的最大范围 ΔP_N ,以及对应的有效循环次数 $N_{\Delta P}$,其中 $N_{\Delta P}$ 为超过 $S_{as}/(C_1 S_m^t)$ 倍设计压力的循环次数, S_{as} 为所采用的设计疲劳曲线上与最大循环次数对应的应力幅。如公式(15)成立,则转到步骤五,否则应进行疲劳评定。

$$\Delta P_N \leq \frac{P}{C_1} \left(\frac{S_a(N_{\Delta P})}{S_m^t} \right) \quad \dots\dots\dots (15)$$

式中:

P ——规定的设计压力,单位为兆帕(MPa);

$S_a(N_{\Delta P})$ ——循环次数为 $N_{\Delta P}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,单位为兆帕(MPa)。

- e) 步骤五:根据载荷直方图,确定在正常操作以及启动和停车过程中容器上任意相邻两点间的最大温差 ΔT_N ,以及对应的循环次数 $N_{\Delta TN}$ 。如公式(16)成立,则转到步骤六,否则应进行疲劳评定。

$$\Delta T_N \leq \left(\frac{S_a(N_{\Delta TN})}{C_2 E_{ym} \alpha} \right) \quad \dots\dots\dots (16)$$

式中:

$S_a(N_{\Delta TN})$ ——循环次数为 $N_{\Delta TN}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,单位为兆帕(MPa);

E_{ym} ——循环平均温度时材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);

α ——循环平均温度下,材料在相邻两点温度平均值时的线膨胀系数, 10^{-6} mm/mm · °C。

- f) 步骤六:根据载荷直方图,确定正常操作过程(不包括启动和停车)中容器上任意相邻两点间温差波动的最大范围 ΔT_R ,以及对应的有效循环次数 $N_{\Delta TR}$ 。其中 $N_{\Delta TR}$ 为温差范围超过 $S_{as}/(C_2 E_{ym}\alpha)$ 的循环次数。如公式(17)成立,则转到步骤七,否则应进行疲劳评定。

$$\Delta T_R \leq \left(\frac{S_a(N_{\Delta TR})}{C_2 E_{ym}\alpha} \right) \dots\dots\dots (17)$$

式中:

$S_a(N_{\Delta TR})$ ——循环次数为 $N_{\Delta TR}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,单位为兆帕(MPa)。

- g) 步骤七:根据载荷直方图,确定正常操作过程中不同材料的部件之间任意相邻两点温差波动的最大范围 ΔT_M ,以及对应的有效循环次数 $N_{\Delta TM}$ 。其中 $N_{\Delta TM}$ 为温差范围超过 $S_{as}/[C_2(E_{y1}\alpha_1 - E_{y2}\alpha_2)]$ 的循环次数。如公式(18)成立,则转到步骤八,否则应进行疲劳评定。

$$\Delta T_M \leq \left(\frac{S_a(N_{\Delta TM})}{C_2(E_{y1}\alpha_1 - E_{y2}\alpha_2)} \right) \dots\dots\dots (18)$$

式中:

α_1 ——循环平均温度下材料 1 的线膨胀系数, 10^{-6} mm/mm · °C;

α_2 ——循环平均温度下材料 2 的线膨胀系数, 10^{-6} mm/mm · °C;

$S_a(N_{\Delta TM})$ ——循环次数为 $N_{\Delta TM}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,单位为兆帕(MPa);

E_{y1} ——循环平均温度时材料 1 的弹性模量,单位为兆帕(MPa);

E_{y2} ——循环平均温度时材料 2 的弹性模量,单位为兆帕(MPa)。

- h) 步骤八:根据载荷直方图,从对应的全范围机械载荷(不包括压力但包括管线反力)的总应力范围计算得到交变当量应力幅 S_{ML} ,以及对应的有效循环次数 $N_{\Delta S}$ 。其中 $N_{\Delta S}$ 是交变当量应力幅 S_{ML} 超过 S_{as} 的循环次数。如果 $N_{\Delta S}$ 超过了设计疲劳曲线中的最大循环次数,则 $S_a(N_{\Delta S})$ 取设计疲劳曲线中最大循环次数所对应的应力幅。如公式(19)成立,则可免除疲劳评定。

$$S_{ML} \leq S_a(N_{\Delta S}) \dots\dots\dots (19)$$

式中:

$S_a(N_{\Delta S})$ ——循环次数为 $N_{\Delta S}$ 时,由所采用的设计疲劳曲线得到的应力幅,单位为兆帕(MPa)。

6.6 疲劳评定

6.6.1 通则

6.6.1.1 对于承受循环载荷的压力容器及受压元件,当使用条件不满足 6.5 时,应按 6.6.2 进行疲劳评定或按附录 C 进行疲劳试验,以确定在预计载荷循环下的抗疲劳能力。疲劳评定中使用的是由弹性应力分析得到的包含峰值应力的总应力,应采用包含应力集中效应的分析模型,或用附录 D 的应力指数法代替详细的应力分析。如分析模型中没有包含应力集中效应,应按 6.6.3 计入疲劳强度减弱系数。

6.6.1.2 对载荷直方图中的每一种等幅载荷循环,在疲劳失效校核点处,由一次加二次加峰值应力 ($P_L + P_b + Q + F$) 组的应力分量按 6.6.2 分别计算各循环中总应力范围的当量应力 ($\Delta S_{e,k}$) 和交变当量应力幅 ($S_{alt,k}$),由 $S_{alt,k}$ 计算循环的使用系数 U_k ,并以所有载荷循环的累积使用系数 (U) 小于或等于 1.0 为评定合格。

6.6.1.3 疲劳评定中未考虑腐蚀对钢材抗疲劳性能的影响。

6.6.2 疲劳评定的步骤

疲劳评定的步骤如下。

- a) 根据容器设计条件(UDS)给出的加载历史制定载荷直方图。载荷直方图中应包括所有显著的工作载荷和作用在元件上的重要事件,如果无法确定准确的加载顺序,应采用可导致最短疲劳寿命的最苛刻的加载顺序。
- b) 根据附录 A 中的循环计数法确定疲劳失效校核点处的应力循环和不同种类的循环数,并将其记为 M 。
- c) 按以下步骤确定第 k 种等幅循环的交变当量应力幅 $S_{alt,k}$:

- 1) 计算疲劳失效校核点在第 k 种等幅循环的起始时刻 $^m t$ 和终止时刻 $^n t$ 的 6 个应力分量,分别记为 $^m \sigma_{ij,k}$ 和 $^n \sigma_{ij,k}$ ($i, j = 1, 2, 3$)。
- 2) 按公式(20)计算应力分量的波动范围:

$$\Delta\sigma_{ij,k} = ^m \sigma_{ij,k} - ^n \sigma_{ij,k} \dots\dots\dots (20)$$

- 3) 按公式(21)计算总应力范围的当量应力:

$$\Delta S_{e,k} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{22,k})^2 + (\Delta\sigma_{22,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + (\Delta\sigma_{33,k} - \Delta\sigma_{11,k})^2 + 6(\Delta\sigma_{12,k}^2 + \Delta\sigma_{23,k}^2 + \Delta\sigma_{13,k}^2)} \dots\dots\dots (21)$$

- 4) 按公式(22)计算交变当量应力幅:

$$S_{alt,k} = 0.5K_f K_{e,k} \left(\frac{E_c}{E_T} \right) \Delta S_{e,k} \dots\dots\dots (22)$$

式中:

- E_c ——设计疲劳曲线中给定材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- E_T ——材料在循环平均温度 T 时的弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- K_f ——疲劳强度减弱系数,根据 6.6.3 的要求确定;
- $K_{e,k}$ ——疲劳损失系数,根据 6.6.4 的要求确定。

- d) 在设计疲劳曲线图(见 6.6.6)的纵坐标上取 $S_{alt,k}$ 值,过此点作水平线与所用的设计疲劳曲线相交,交点的横坐标值即为相应载荷循环的允许循环次数 N_k 。
- e) 允许循环次数 N_k 不应小于由容器设计条件(UDS)和附录 A 中循环计数法所给出的预计工作载荷循环次数 n_k ,否则应采取措施降低峰值应力,从步骤 a) 开始重新计算,直至满足本条要求。记本次循环的使用系数为:

$$U_k = \frac{n_k}{N_k} \dots\dots\dots (23)$$

- f) 对所有 M 种类的应力循环,重复步骤 c)~步骤 e)。
- g) 按公式(24)计算所有循环的累积使用系数:

$$U = \sum_{k=1}^M U_k \dots\dots\dots (24)$$

若 U 小于或等于 1.0,则该校核点的疲劳评定合格,否则应采取措施降低峰值应力,从步骤 a) 开始重新计算,直至满足本条要求。

- h) 对所有的疲劳失效校核点,重复步骤 b)~步骤 g)。

6.6.3 疲劳强度减弱系数

6.6.6 中给出的设计疲劳曲线是基于光滑试件获得的。疲劳分析时还应计入疲劳强度减弱系数以体现非光滑或焊接表面对疲劳的影响。疲劳强度减弱系数(K_f)按以下要求确定:

- a) 校核点处无焊缝且分析模型充分考虑了应力集中效应时, K_f 取 1.0;
- b) 校核点位于焊缝处时, K_f 按表 9 确定;
- c) 可使用附录 C 中规定的试验方法确定疲劳强度减弱系数(K_f);
- d) 螺柱的疲劳强度减弱系数见 6.6.5。

表 9 焊缝表面疲劳强度减弱系数 K_f 的推荐值

接头型式	表面条件	无损检测方法		
		全部射线或超声检测 +表面磁粉或渗透检测	局部射线或超声检测 +表面磁粉或渗透检测	表面磁粉或渗透检测
对接接头/斜角接头 (全截面焊透)	经机加工或表面打磨至与母材齐平	1.0	1.5	1.6
	表面修磨至与母材圆滑过渡	1.1	1.5	1.7
角接接头 (全截面焊透)	焊趾表面修磨至圆滑过渡	1.2	1.6	1.8
填角焊缝 (全焊透)	焊趾表面修磨至圆滑过渡	—	—	1.6

焊缝表面应满足 GB/T 4732.6—2024 中 7.4 的要求。
对某些特殊焊缝,例如受结构和制造限制只能进行单面焊和表面检测的焊缝,焊缝无检测表面的疲劳强度减弱系数应根据实际情况确定,但取值应不小于能与之类比的可进行检测的同类焊缝

6.6.4 疲劳损失系数

公式(22)中的疲劳损失系数 $K_{e,k}$ 按公式(25)确定:

$$K_{e,k} = \begin{cases} 1.0 & S_{IV} \leq S_{PS} \\ 1.0 + \frac{1-n}{n(m-1)} \left(\frac{S_{IV}}{S_{PS}} - 1 \right) & S_{PS} < S_{IV} < mS_{PS} \\ \frac{1}{n} & S_{IV} \geq mS_{PS} \end{cases} \dots\dots\dots (25)$$

式中:

S_{IV} 、 S_{PS} ——见 6.4 的规定;

m 、 n ——与材料相关的参数,见表 10。

表 10 与材料有关的参数 m 、 n

钢类	m	n	最高温度/°C
非合金钢	3.0	0.2	370
低合金钢	2.0	0.2	370
奥氏体不锈钢	1.7	0.3	425

6.6.5 螺柱的疲劳评定

6.6.5.1 对使用螺柱的容器,其螺柱应首先满足 7.2 的要求。当承受循环载荷时,还应按 6.6.5.2~

6.6.5.4 确定螺柱承受循环载荷的能力,但满足 6.5 疲劳评定免除准则的容器除外。

6.6.5.2 当螺柱材料的标准抗拉强度下限值 R_m 小于 690 MPa 时,应采用图 2、图 3 或图 4 的设计疲劳曲线,按 6.6.2 的步骤进行疲劳评定。

6.6.5.3 高强度合金钢螺柱($R_m \geq 690$ MPa)如能满足下列 a)~e) 的全部条件,可采用图 5 或图 6 的设计疲劳曲线,按 6.6.2 的步骤进行疲劳评定。

a) 使用材料限于经过规定热处理的下列材料:

- 30CrMoA;
- 35CrMoA;
- 35CrMoVA;
- 25Cr2MoVA;
- 40CrNiMoA。

b) 螺柱应力满足 7.2.2 的要求时,可采用图 6 的设计疲劳曲线。采用图 5 的设计疲劳曲线时,螺柱横截面周边由轴向拉伸和弯曲引起的最大应力不应超过 $2.7S_m^t$ (不包括应力集中)。

c) 螺纹为 V 型,最小螺纹根部半径不小于 0.076 mm。

d) 轴颈端圆角半径与轴颈端直径之比不小于 0.060。

e) 疲劳强度减弱系数不小于 4.0。

6.6.5.4 除了可由分析或试验确定一个较小的数值外,在螺纹构件的疲劳计算中所采用的疲劳强度减弱系数应不小于 4.0。



6.6.6 设计疲劳曲线

6.6.6.1 基于光滑试件的疲劳试验数据,以下分别用图和公式的方式给出了非合金钢、低合金钢、奥氏体不锈钢和高强度钢螺柱的设计疲劳曲线。

a) 根据标准抗拉强度下限值 R_m 的不同,图 2 和图 3 给出了循环次数在 $10 \sim 10^7$ 之间的非合金钢、低合金钢的设计疲劳曲线。对 R_m 介于两曲线之间材料的循环次数可由线性内插法得到。对 $S_i > S > S_j$:

$$\frac{N}{N_i} = \left(\frac{N_j}{N_i} \right)^{[\log(S_i/S)/\log(S_i/S_j)]} \dots\dots\dots (26)$$

式中:

S, S_i, S_j —— S_{alt} 值;

N, N_i, N_j —— 由设计疲劳曲线得到的与 S_{alt} 对应的循环次数。

示例:

使用图 2 的设计疲劳曲线,循环次数 N_i 和 N_j 分别为 2 000 和 5 000,对应的 S_i 和 S_j 分别为 441 MPa 和 331 MPa,按公式(26)计算 $S_{alt} = 369$ MPa 的循环次数 N 如下:

$$\frac{N}{2\ 000} = \left(\frac{5\ 000}{2\ 000} \right)^{[\log(441/369)/\log(441/331)]} \Rightarrow N = 3\ 534$$

b) 图 4 给出了循环次数在 $10 \sim 10^{11}$ 之间的奥氏体不锈钢的设计疲劳曲线。

c) 根据最大名义应力的不同,图 5 和图 6 给出了循环次数在 $10 \sim 10^6$ 之间的高强度钢螺柱的设计疲劳曲线。

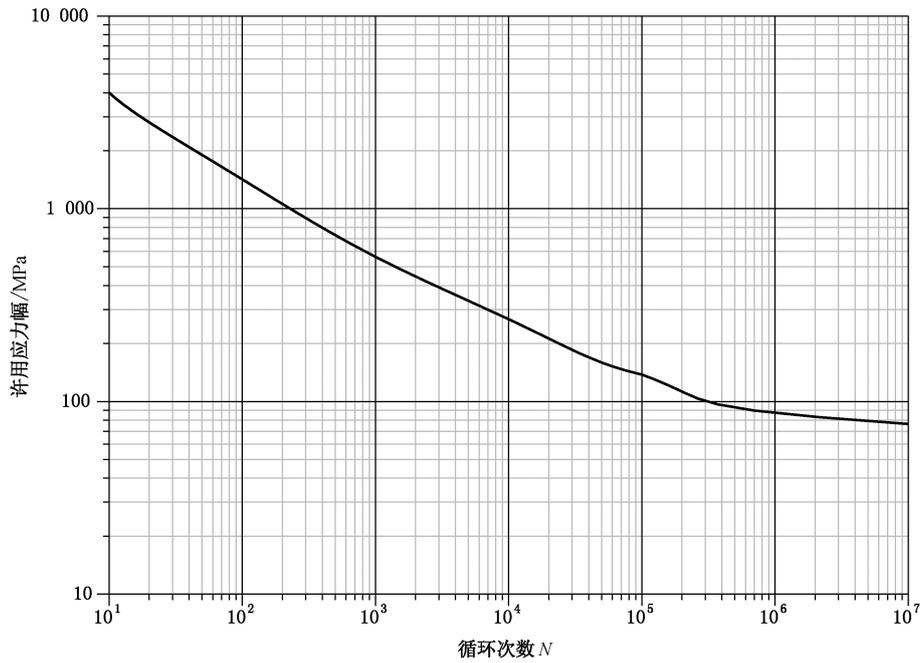


图2 温度不超过 370 °C 的非合金钢、低合金钢设计疲劳曲线
($R_m \leq 540 \text{ MPa}$ 、 $E_c = 195 \times 10^3 \text{ MPa}$)

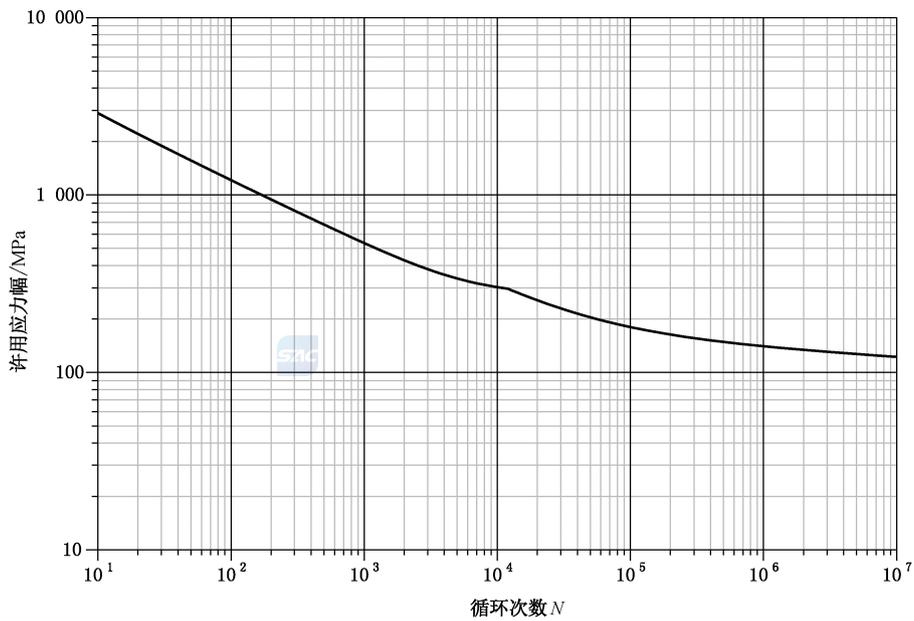


图3 温度不超过 370 °C 的非合金钢、低合金钢设计疲劳曲线
($793 \text{ MPa} \leq R_m \leq 892 \text{ MPa}$ 、 $E_c = 195 \times 10^3 \text{ MPa}$)

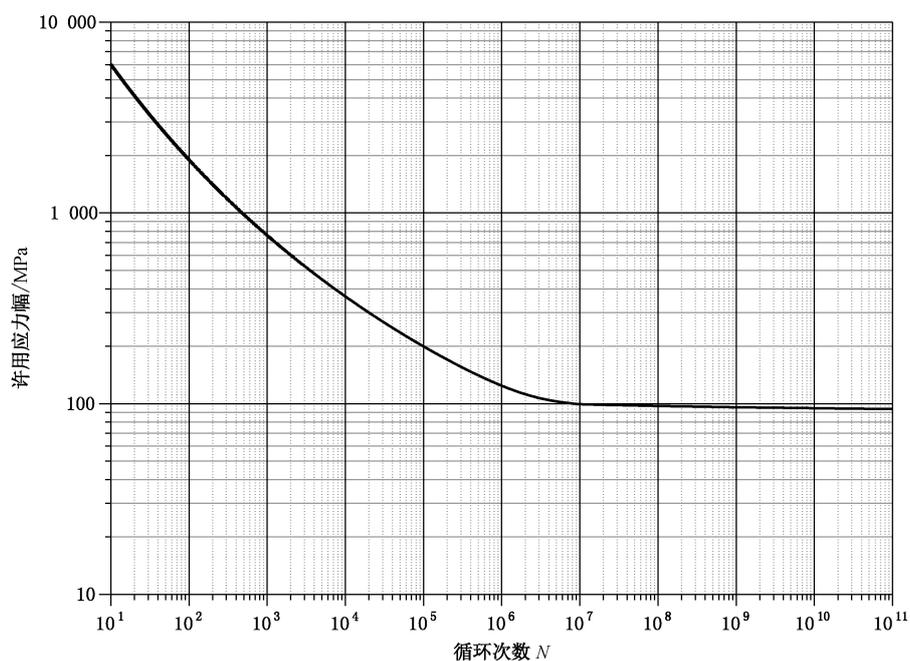


图 4 温度不超过 425 °C 的奥氏体不锈钢的设计疲劳曲线
($E_c = 195 \times 10^3$ MPa)

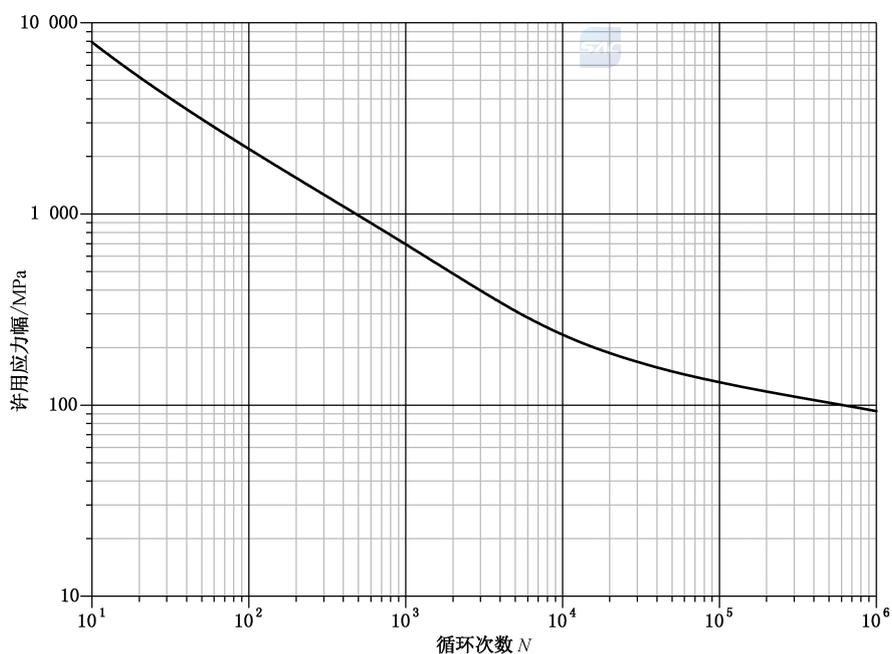


图 5 最大名义应力 $\leq 2.7S_m$, 温度不超过 370 °C 的高强度钢螺柱的设计疲劳曲线 ($E_c = 206 \times 10^3$ MPa)

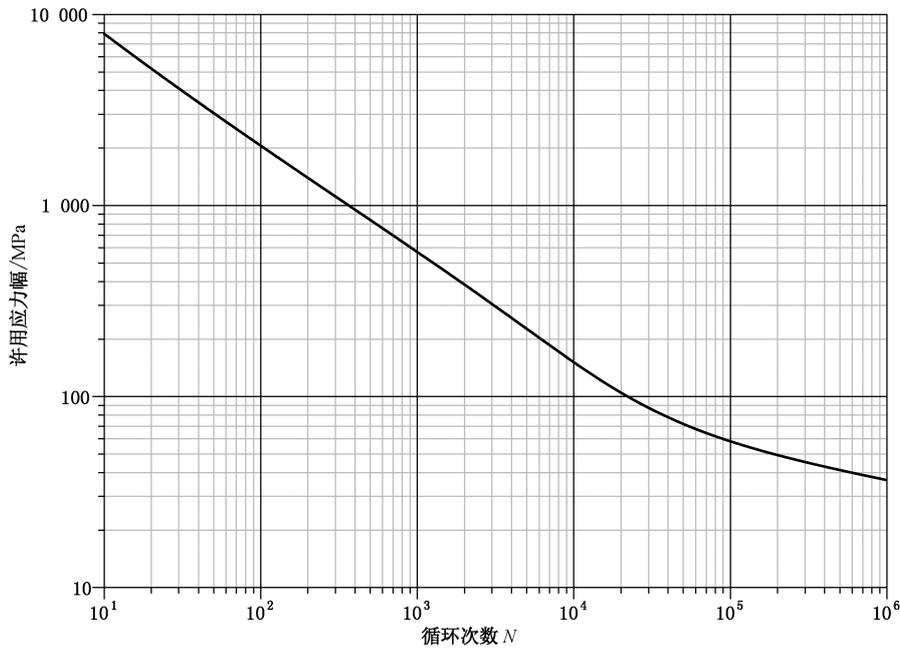


图6 最大名义应力 $>2.7S'_m$, 温度不超过 370 °C 的高强度钢螺栓的设计疲劳曲线 ($E_c = 206 \times 10^3$ MPa)

6.6.6.2 各设计疲劳曲线也可由公式(27)~公式(31)表达,其中 $Y = \log(S_{alt}/6.895)$ 。使用时根据各设计疲劳曲线图的弹性模量 E_c 和材料实际的弹性模量 E_T ,在公式(22)中进行修正。

a) 图 2 设计疲劳曲线对应的公式:

$$\begin{cases} N = 10^{\frac{38.1309 - 60.1705Y^2 + 25.0352Y^4}{1 + 1.80224Y^2 - 4.68904Y^4 + 2.26536Y^6}} & S_{alt} < 137.9 \text{ MPa} \\ N = 10^{-4.7065245 + 1.8136228Y + 6.7855644/Y - 368.12404Y^2 - 5.1337345/Y^2 + 30.708204Y^3 + 1.5961916/Y^3} & S_{alt} \geq 137.9 \text{ MPa} \end{cases} \dots\dots\dots (27)$$

b) 图 3 设计疲劳曲线对应的公式:

$$\begin{cases} N = 10^{\frac{-9.41749 + 14.7982Y - 5.94Y^2}{1 - 3.46282Y + 3.63495Y^2 - 1.21849Y^3}} & S_{alt} < 296.5 \text{ MPa} \\ N = 10^{\frac{5.37689 - 5.25401Y + 1.14427Y^2}{1 - 0.960816Y + 0.291399Y^2 - 0.0562968Y^3}} & S_{alt} \geq 296.5 \text{ MPa} \end{cases} \dots\dots\dots (28)$$

c) 图 4 设计疲劳曲线对应的公式:

$$\begin{cases} N = 10^{\frac{Y^2}{-0.331096Y^2 + 4.3261 \ln(Y)}} & S_{alt} < 99.3 \text{ MPa} \\ N = 10^{\frac{17.0181 - 19.8713Y^2 + 4.21366Y}{1 - 0.1720606Y - 0.633592Y^2}} & S_{alt} \geq 99.3 \text{ MPa} \end{cases} \dots\dots\dots (29)$$

d) 图 5 设计疲劳曲线对应的公式:

$$N = 10^{3.75565644 - 75.58638/Y + 403.70774/Y^2 - 830.40346/Y^3 + 772.53426/Y^4 - 267.75105/Y^5} \dots\dots\dots (30)$$

e) 图 6 设计疲劳曲线对应的公式:

$$N = 10^{-9.0006161 + 51.928295/Y - 86.121576/Y^2 + 73.1573/Y^3 - 29.945507/Y^4 + 4.7332046/Y^5} \dots\dots\dots (31)$$

7 其他要求

7.1 对接管管颈应力分类的补充要求

7.1.1 在补强范围内,不论接管是否补强,应采用以下应力分类。

- a) 以下应力可归入一次总体薄膜应力 P_m :
 - 1) 由压力导致的总体薄膜应力;
 - 2) 由外部载荷(包括因相连的管道自由端位移受限引起的)导致的总体薄膜应力和整体弯曲应力沿接管厚度的平均应力,不包括由总体结构不连续导致的应力。
- b) 以下应力可归入一次局部薄膜加弯曲应力($P_L + P_b$):由不连续效应导致的一次局部薄膜应力加上由压力、外部载荷(包括因相连的管道自由端位移受限引起的)联合作用导致的一次弯曲应力。
- c) 以下应力可归入一次加二次应力($P_L + P_b + Q$):由压力、温度及外部载荷(包括因相连的管道自由端位移受限引起的)联合作用导致的薄膜加弯曲应力。

7.1.2 在补强范围外,应采用以下应力分类。

- a) 以下应力归入一次总体薄膜应力 P_m :
 - 1) 由压力导致的总体薄膜应力;
 - 2) 由接管外部载荷(不包括因相连的管道自由端位移受限引起的)导致的沿接管厚度方向的平均应力。
- b) 以下应力归入一次局部薄膜加一次弯曲应力($P_L + P_b$):由 a) 中归入 P_m 的应力和外部载荷(不包括因相连的管道自由端位移受限引起的)导致的应力叠加后的应力。
- c) 以下应力归入一次加二次应力($P_L + P_b + Q$):由所有压力、温度以及外部载荷(包括因相连的管道自由端位移受限引起的)导致的薄膜加弯曲应力。

7.1.3 在补强范围外,一次加二次应力范围的当量应力 S_N 可按 6.4.3 的规定大于 S_{PS} ,但当 S_N 中不包括因相连管道自由端位移受限引起的应力时, S_N 不应大于 S_{PS} 。仅由相连管道自由端位移受限引起的 S_N 应小于 S_{PS} 。

7.2 对螺柱的补充要求

7.2.1 设计要求

螺柱设计满足以下要求。

- a) 螺柱公称直径应不小于 M12,当螺柱的公称直径大于或等于 M36 时,应采用细牙螺纹。需进行疲劳评定的容器,应采用全螺纹螺柱或中间缩径的双头螺柱。
- b) 螺柱材料及其许用应力按 GB/T 4732.2 中的规定。
- c) 设计压力下所需螺柱个数和螺柱横截面积应按 GB/T 4732.3 确定。
- d) 当法兰采用焊唇而非垫片密封时,计算用垫片的 m 和 y 值可取零,计算的螺柱载荷宜乘以系数 1.1。
- e) 当按 d) 对采用焊唇密封的垫片 m 和 y 取零时,对制造检验时采用的试验垫片应采用与之相适应的 m 和 y 值进行计算,并应满足 7.2.1 和 7.2.2 的要求。

7.2.2 对螺柱中应力的要求

由于预紧、压力和膨胀差的共同作用,在螺柱中产生的实际应力可以超过 GB/T 4732.2 中规定的螺柱许用应力。

- a) 当不考虑应力集中效应时,螺柱横截面的平均拉应力应不超过螺柱材料许用应力的 2 倍。
- b) 对于不经应变强化处理的奥氏体不锈钢螺柱,当不考虑应力集中效应时,螺柱横截面的平均拉应力应不超过螺柱材料许用应力的 1.2 倍。
- c) 当不考虑应力集中效应时,螺柱横截面周边由轴向拉伸和弯曲引起的最大应力应不超过螺柱材料许用应力的 3 倍。

- d) 对未采用加热器、拉伸器或其他能够降低扭曲残余应力的方法预紧的螺柱,上述 a)~c)中的应力为按公式(1)确定的当量应力。

7.3 对多层容器的补充要求

7.3.1 如焊接接头可完全承受多层壳体中每层的面内切应力,则可将多层壳体等效为整体壳体,并可使用 GB/T 4732.3 中所列的单层圆筒壳、球壳或封头的设计公式进行多层容器的壁厚设计。为了确保这种等效处理的可靠性,还应考虑载荷作用区的建造细节,以保证由结构不连续或外部加载使多层壳体受到径向力或轴向弯矩作用时,也不会发生脱层现象。例如,为保证图 7、图 8 和图 9 中用于连接各层壳体的焊缝能够提供足够的约束,可按公式(32)确定图中 1/2 壳体厚度处焊缝宽度的最小值。

$$w = 1.88 \frac{Mb}{\delta S_m} \dots\dots\dots (32)$$

式中, Mb 是在多层圆筒壳、球壳或封头焊缝连接处的单位周向长度的轴向弯矩,可通过薄壳理论(或采用基于壳单元的有限单元法)进行计算。

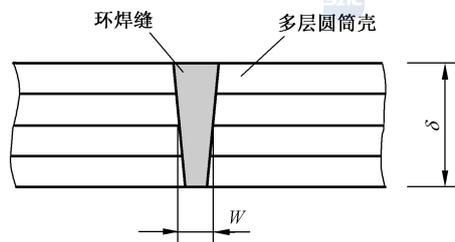


图 7 采用环焊缝将多层壳体连接为一个等效的单层壳体示意图

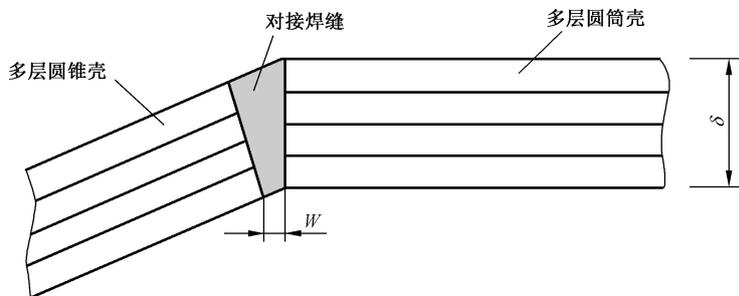


图 8 在结构不连续处采用对接焊缝将多层壳体连接为一个等效的单层壳体示意图

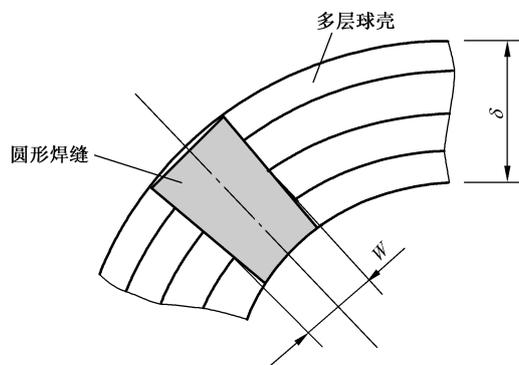


图 9 采用圆形焊缝将多层球壳连接为一个等效的单层壳体示意图

附录 A
(资料性)

用于疲劳评定的载荷直方图拟定和循环次数计算

A.1 总则

当加载历史为随时间变化的不规则加载时,可使用本附录中提供的最大-最小循环计数法和雨流计数法将其分解为用于疲劳评定的多个独立的等幅循环。

A.2 载荷直方图的拟定

应根据容器设计条件(UDS)中所规定的加载历史确定载荷直方图。载荷直方图应包括以下作用于元件上的所有有效的工作载荷及作用于元件的事件:

- a) 全寿命周期内每一事件的重复次数;
- b) 全寿命周期内各事件发生的顺序;
- c) 全寿命周期内应计入的所有载荷,如压力、温度、附加载荷(如重力载荷)、支座位移和接管反力载荷等;
- d) 在事件经历期间各作用载荷的关系。

A.3 采用最大-最小循环计数法的循环计数

A.3.1 总则

对于非比例加载情况,宜采用最大-最小循环计数法表示各个循环的时间点,按以下方法完成:

- a) 通过最高的波峰和最低的波谷建立第一个最大的可能循环;
- b) 再用同样的方法对剩余波峰波谷确定第二个最大循环;
- c) 直至所有的波峰全部被计数。最大-最小循环计数也可用于比例加载情况。

A.3.2 实施步骤

最大-最小循环计数法的实施步骤如下。

- a) 步骤一:确定加载历史中波峰和波谷的顺序。如已知几个事件是相互关联的,则将之组合,否则按任意顺序排列这些随机事件。
- b) 步骤二:在每一重要事件期间、每一时间点计算由所作用的载荷引起的容器所选定位置处的弹性应力分量 σ_{ij} 。所有的应力分量都应在同一个总体坐标系下,应力分析应包括局部不连续处的峰值应力。
- c) 步骤三:检查每一事件的内部各点,并删去应力分量都无反转(波峰或波谷)的时间点。
- d) 步骤四:采用由步骤二所得的应力历史,确定其最高波峰或最低波谷的时间点,将此时间称为 ${}^m t$,应力分量由 ${}^m \sigma_{ij}$ 表示。
- e) 步骤五:如果时间点 ${}^m t$ 是在应力历史中的波峰,确定在时间点 ${}^m t$ 和应力历史中下一个波谷之间的应力分量范围。如果时间点 ${}^m t$ 是波谷,确定在时间点 ${}^m t$ 和下一个波峰之间的应力分量范围。将下一个时间点用 ${}^n t$ 表示,应力分量为 ${}^n \sigma_{ij}$ 。按公式(A.1)和公式(A.2)分别计算在时间点 ${}^m t$ 和 ${}^n t$ 之间的应力分量范围(${}^{mn} \Delta \sigma_{ij}$)和它的当量应力(${}^{mn} \Delta S_{\text{range}}$)。



$${}^{mn} \Delta \sigma_{ij} = {}^m \sigma_{ij} - {}^n \sigma_{ij} \dots\dots\dots (A.1)$$

$${}^{mn} \Delta S_{\text{range}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{({}^{mn} \Delta \sigma_{11} - {}^{mn} \Delta \sigma_{22})^2 + ({}^{mn} \Delta \sigma_{22} - {}^{mn} \Delta \sigma_{33})^2 + ({}^{mn} \Delta \sigma_{33} - {}^{mn} \Delta \sigma_{11})^2 + 6({}^{mn} \Delta \sigma_{12}^2 + {}^{mn} \Delta \sigma_{23}^2 + {}^{mn} \Delta \sigma_{31}^2)} \dots\dots\dots (A.2)$$

- f) 步骤六:对现在的时间点 ${}^m t$ 以及在应力历史顺序中下一个波峰或波谷的时间点重复步骤五。对在应力历史中的每一剩余时间点重复这一过程。
- g) 步骤七:确定由第5步所得的最大应力范围的当量应力,并记录下第 k 种循环起点和终点的时间点 ${}^m t$ 和 ${}^n t$ 。
- h) 步骤八:确定时间点 ${}^m t$ 和 ${}^n t$ 所属的一个或多个事件,并记录下它们规定的重复次数 ${}^m N$ 和 ${}^n N$ 。
- i) 步骤九:确定第 k 种循环的重复次数:
 - 1) 如 ${}^m N < {}^n N$:将时间点 ${}^m t$ 从第4步所得的时间点中删去,并将在时间点 ${}^n t$ 的重复次数由 ${}^n N$ 降低为 $({}^n N - {}^m N)$;
 - 2) 如 ${}^m N > {}^n N$:将时间点 ${}^n t$ 从第4步所得的时间点中删去,并将在时间点 ${}^m t$ 的重复次数由 ${}^m N$ 降低为 $({}^m N - {}^n N)$;
 - 3) 如 ${}^m N = {}^n N$:将时间点 ${}^m t$ 和 ${}^n t$ 均从第4步所得的时间点中删去。
- j) 步骤十:返回至步骤四,并重复步骤四~步骤十,直至不再剩下应力反转的时间点。
- k) 步骤十一:采用由已计数的循环所记录的数据,按照本文件的相关要求完成疲劳评定。如果 ${}^m \Delta S_{\text{range}}$ 超过该材料应力-应变范围曲线的屈服点,应采用 GB/T 4732.5 中的分析方法进行疲劳评定。

示例:

编号为1的单向应力循环导致的应力在0 MPa~413 MPa之间变化,循环次数为10 000次;编号为2的单向应力循环导致的应力在0 MPa~-345 MPa之间变化,循环次数为10 000次。

两种循环的参数按如下方法确定:

编号为1的应力循环达到的413 MPa为最大应力,因此选做第1类循环的起始值,循环次数为1 000次;编号为2的应力循环达到的-345 MPa为最小应力,因此选做第1类循环的终止值,循环次数为1 000次。剩余9 000次应力由0 MPa~-345 MPa之间变化的循环选做第2类循环。

第1类应力循环 $n_1 = 1\ 000$;

$${}^m \sigma_{11} = 413 \text{ MPa}$$

$${}^n \sigma_{11} = -345 \text{ MPa}$$

$${}^m \sigma_{11} = 413 + 345 = 758 \text{ MPa}$$

代入公式(21),得:

$$\Delta S_{e,1} = 758 \text{ MPa}$$

编号为2的应力循环 $n_2 = 9\ 000$;

$${}^m \sigma_{11} = 0$$

$${}^n \sigma_{11} = -345 \text{ MPa}$$

$${}^m \sigma_{11} = 345 \text{ MPa}$$

代入公式(21),得:

$$\Delta S_{e,2} = 345 \text{ MPa}$$

A.4 采用雨流法的循环计数

A.4.1 总则

对于载荷、应力或应变随时间的变化能以单一参数表示的情况,推荐使用 A.4.2 的雨流计数法来确定表示各循环的时间点。雨流循环计数法不适用于非比例加载,其所得的循环相当于封闭的应力-应变迟滞回线,每个回线代表一个循环。

A.4.2 实施步骤

雨流计数法的实施步骤如下。

- a) 步骤一:确定在载荷的加载历史中峰和谷的顺序。如作用有多个载荷,可采用应力历史以确定

峰、谷顺序。如果不知道事件的顺序,应选用可导致最不利结果的顺序。

- b) 步骤二:重新整理载荷的加载历史,使其起点和终点位于最高波峰或最低波谷处,以便仅对完整循环进行计数。确定在载荷的加载历史中的峰、谷顺序,取 X 表示所考虑的范围, Y 表示与 X 相邻的前一个范围。
- c) 步骤三:读出下一个波峰或波谷,如果数据已读完,则转入步骤八。
- d) 步骤四:如果剩下的少于三个点,则转入步骤三,否则,采用未予排除的、最新的三个波峰和波谷构成范围 X 和范围 Y 。
- e) 步骤五:比较范围 X 和范围 Y 的绝对值。
 - 1) 如果 $X < Y$,则转入步骤三。
 - 2) 如果 $X \geq Y$,则转入步骤六。
- f) 步骤六:将范围 Y 看作一个循环,排除 Y 的波峰和波谷,记录该范围在起始和终止处的时间点以及载荷或应力分量。
- g) 步骤七:返回至步骤四并重复步骤四~步骤六,直至不再留下应力反转(即峰或谷)的时间点。
- h) 步骤八:采用由已计数的循环所记录的数据,按照相关要求完成疲劳评定。

示例:

下面的示例给出了更详细的说明。载荷历史见图 A.1a)。

- a) $S=A, Y=|A-B|, X=|B-C|, X>Y$ 。 Y 包含 S ,即点 A 。计 $|A-B|$ 为半个循环并抛弃点 A ; $S=B$ 。见图 A.1b)。
- b) $Y=|B-C|, X=|C-D|, X>Y$ 。 Y 包含 S ,即点 B 。计 $|B-C|$ 为半个循环并抛弃点 B ; $S=C$ 。见图 A.1c)。
- c) $Y=|C-D|, X=|D-E|, X<Y$ 。
- d) $Y=|D-E|, X=|E-F|, X<Y$ 。
- e) $Y=|E-F|, X=|F-G|, X>Y$,且 Y 不含 S 。计 $|E-F|$ 为一个循环并抛弃点 E 和点 F ,见图 A.1d)。
这个循环由范围 $E-F$ 和范围 $F-G$ 的一分配对而成。
- f) $Y=|C-D|, X=|D-G|, X>Y$ 。 Y 包含 S ,即点 C 。计 $|C-D|$ 为半个循环并抛弃点 C ; $S=D$ 。见图 A.1e)。
- g) $Y=|D-G|, X=|G-H|, X<Y$ 。
- h) $Y=|G-H|, X=|H-I|, X<Y$ 。数据结束。
- i) 计 $|D-G|$ 、 $|G-H|$ 和 $|H-I|$ 各为半个循环。见图 A.1f)。
- j) 结束计数。本例中统计的循环汇总在图 A.1 的表中。

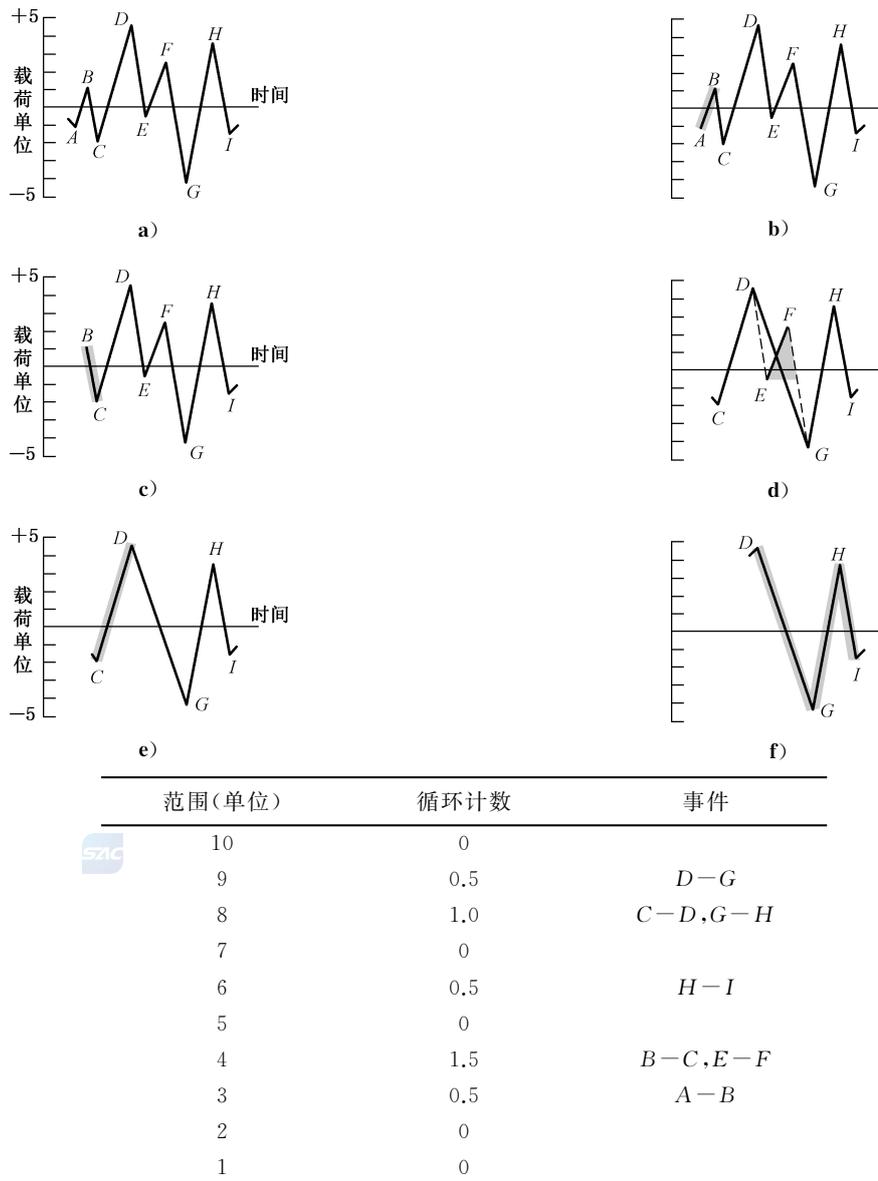


图 A.1 雨流法示例图

附录 B
(资料性)
弹性名义应力的线性化处理

B.1 总则

B.1.1 采用轴对称或三维实体单元进行弹性应力分析的计算结果,需进行线性化处理以分离出用于评定的薄膜应力、弯曲应力和峰值应力。

B.1.2 应力的线性化处理针对的是贯穿部件厚度的截面,也称为应力分类面。在应力分类面内取贯穿厚度的直线称为应力分类线。对于轴对称部件,应力分类线代表的是绕回转轴一周的应力分类面。应力分类面和应力分类线的示例见图 B.1。

B.1.3 本附录采用基于应力积分的方法进行线性化处理。

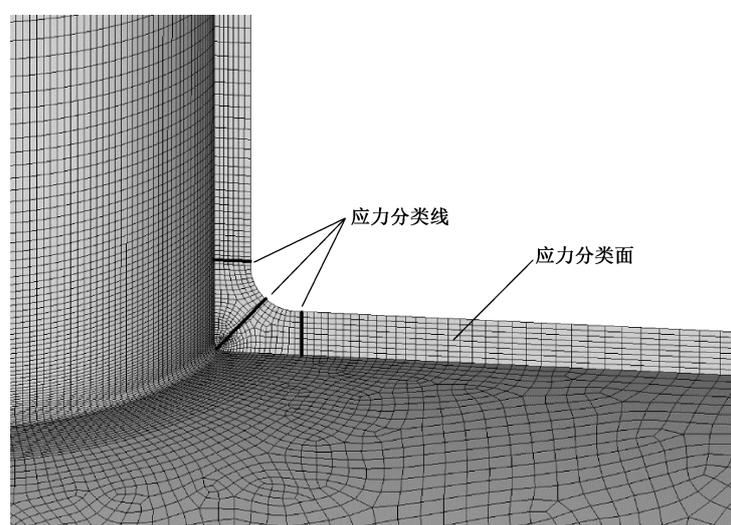


图 B.1 应力分类线和应力分类面

B.2 应力分类线布置的原则

B.2.1 在压力容器中,高应力区通常位于几何形状、材料或载荷发生突变的结构不连续区。在对塑性垮塌和棘轮失效进行评定时,通常将应力分类线布置在总体结构不连续处。在对局部失效和疲劳失效进行评定时,通常将应力分类线布置在局部结构不连续处。

B.2.2 贯穿材料不连续区(如复合钢板的基层与覆层)的应力分类线,应包含所有的材料和相关的载荷。若分析模型中忽略了覆层的影响(但计算时仍然应使用包含覆层的整个截面上的载荷),则可只在基材上布置应力分类线。

B.2.3 布置应力分类线时应遵循以下规定,以确保线性化处理后得到准确的用于评定的薄膜应力和弯曲应力。若不能同时满足以下全部条件,将可能会导致不确定的结果,这种情况下,宜采用 GB/T 4732.5 中的分析方法。

- a) 为获得精确的应力值,应力分类线应沿着应力等值线上最大应力分量处的法线布置。若无法准确实施,将应力分类线沿壳体中面的法线方向布置也可获得可接受的精确度,如图 B.2 a) 所示。
- b) 除应力集中区或峰值热应力区外,应力分类线上周向和经向应力分量的分布应呈单调增加或

减少,如图 B.2 b)所示。

- c) 应力分类线上贯穿壁厚的法向正应力分量应呈单调增加或减少。当应力分类线垂直于壳体表面时,在压力载荷作用下上述法向正应力分量在载荷所作用的表面处应等于该压力值,而另一表面处应近似为零,如图 B.2 c)所示。
- d) 当应力分类线垂直于相互平行的内、外表面,切应力分量沿壁厚应呈抛物线分布,但若切应力分量小于周向和经向应力分量,也可忽略此限制条件。若没有表面切应力的作用,在应力分类线所通过的表面处,切应力分量应近似为零。另外,沿应力分类线呈线性分布的切应力很可能对评定产生重要影响,如图 B.2 d)所示。
- e) 周向和经向应力分量的最高值一般出现在应力分类线上的承压边界处,是当量应力中的主要成分。多数情况下由压力引起的周向和经向应力沿应力分类线应呈线性分布。若应力分类线与壳体中面或内、外表面不垂直,则周向和经向应力不再呈现单调增加或减少的分布规律。

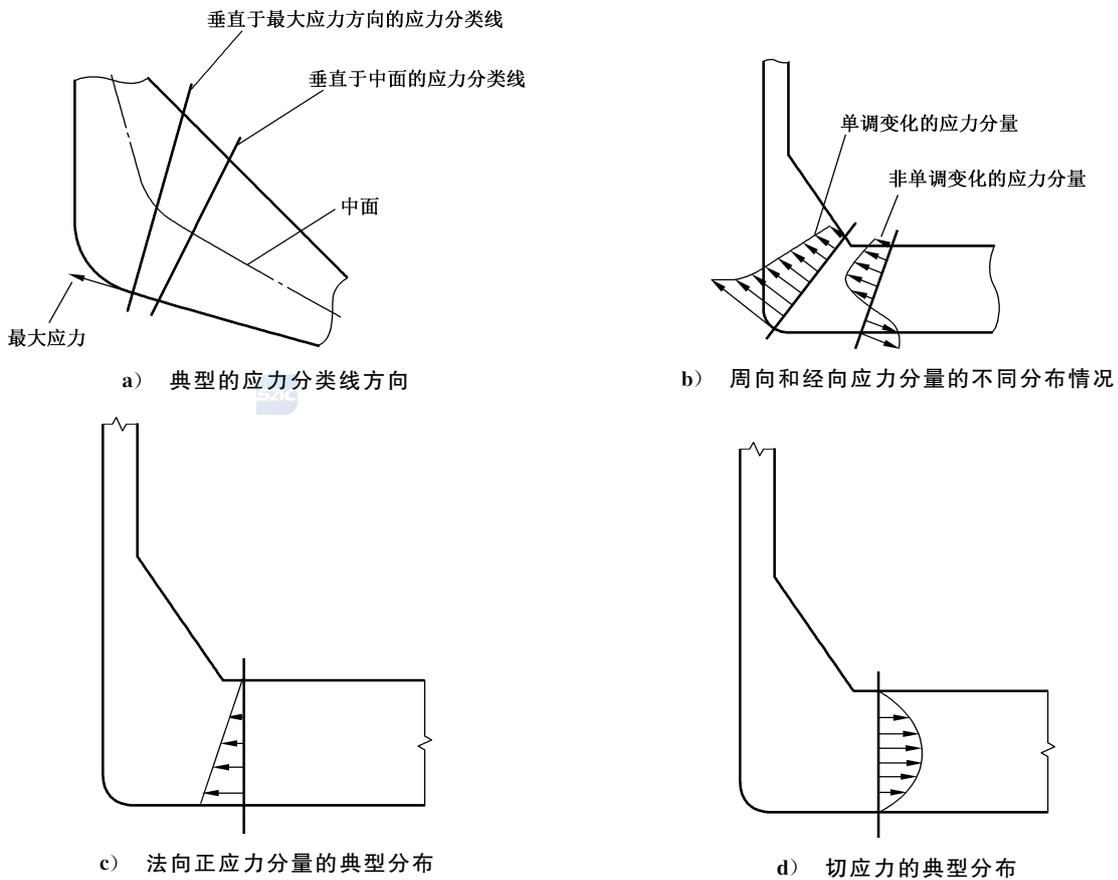


图 B.2 典型的应力分类线取向

B.3 基于应力积分的线性化处理办法

如图 B.3 所示,可以在应力分类线的局部坐标系下按以下步骤进行应力线性化处理:

- a) 按公式(B.1)计算薄膜应力分量 σ_{ij}^m :

$$\sigma_{ij}^m = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} \sigma_{ij} dx \quad \dots\dots\dots (B.1)$$

- b) 按公式(B.2)计算弯曲应力分量 σ_{ij}^b :

$$\sigma_{ij}^b = \frac{6}{\delta^2} \int_0^{\delta} \sigma_{ij} \left(\frac{\delta}{2} - x \right) dx \quad \dots\dots\dots (B.2)$$

c) 按公式(B.3)和公式(B.4)计算峰值应力分量 σ_{ij}^F :

$$\sigma_{ij}^F \Big|_{x=0} = \sigma_{ij} \Big|_{x=0} - (\sigma_{ij}^m + \sigma_{ij}^b) \quad \dots\dots\dots (B.3)$$

$$\sigma_{ij}^F \Big|_{x=\delta} = \sigma_{ij} \Big|_{x=\delta} - (\sigma_{ij}^m - \sigma_{ij}^b) \quad \dots\dots\dots (B.4)$$

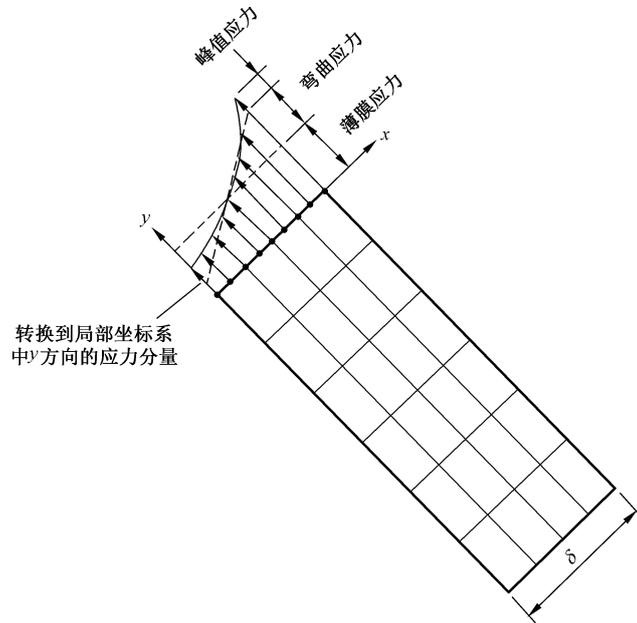


图 B.3 用应力积分方法对采用轴对称或三维实体单元的弹性应力分析结果进行线性化处理

附 录 C

(规范性)

实验应力分析

C.1 通则

C.1.1 本附录规定了以实验方法进行应力分析设计的要求。

C.1.2 对于结构中起控制作用的应力,当理论应力分析不适当或无可用的设计公式与数据时,可采用本附录规定的方法来确定。

C.1.3 如结构已有详尽的实验结果并符合本附录的要求时,其实验结果可以被采用。

C.1.4 本附录所采用的方法和结果中均未考虑腐蚀裕量和其他对结构强度不起作用的材料。

C.1.5 应针对实验应力分析的结果提交实验报告。报告中应说明实验目的、实验步骤、实验用的实物或模型的各项技术参数、测试方法、实验过程、所用的仪器仪表(应在检定校准范围内)及实验结果和分析意见。实验报告应由实验应力分析单位的技术负责人签署。对重大设备的实验结果必要时应召开专家会议评定认可。

C.1.6 实验工作应由经过考核的、具有一定实验技能的人员担任。

C.2 实验类型

C.2.1 确定控制应力的实验

确定控制应力的实验,可采用应变电测实验或光弹性实验,也可采用其他可靠的实验方法。

C.2.2 确定极限载荷的实验

为确定极限载荷,应采用应变电测实验方法。如果所用的仪器与实验装置对于被测试的结构能给出有效的结果,则亦可采用变形测量实验。脆性涂层实验和破坏性实验不能用来确定极限载荷。

C.2.3 确定疲劳寿命的实验

包括承受循环载荷时确定疲劳寿命的实验及确定疲劳强度减弱系数的两种实验,见 C.6 和 C.7。

C.3 实验方法

C.3.1 应变电测实验

C.3.1.1 应变电测实验可在实际结构或模型容器上进行。采用模型实验时应满足相似条件的要求。

C.3.1.2 根据实验要求和条件,合理安排实验步骤,确定布片方案。为保证实验的准确性,在所关注应力的区域内应布置足够的测点。在应力梯度较大的区域内,应使用基长较小的应变片。当主应力方向未知时,应采用应变花,以确定主应力的方向和大小。

C.3.1.3 应在应力已知的部位安排测点,以监测实验的可靠性。测点表面粗糙度 Ra 应达到 $12.5\ \mu\text{m}\sim 6.3\ \mu\text{m}$,并清洗干净。

C.3.1.4 对实验中所用应变片的要求如下:

- a) 应可测定到 $0.000\ 05\ \text{mm}/\text{mm}$ 应变。所选应变片长度应在其基长范围内,使最大应变不超过平均应变的 10%;
- b) 应按被测试件形状和表面粗糙度选择能够测量出不小于 1.5 倍预计应变值的应变片与黏结剂。

c) 应变片和引线 with 试件间的绝缘电阻应为 $50\text{ M}\Omega\sim 200\text{ M}\Omega$ 。

C.3.1.5 在确定控制应力的实验中,应合理安排内压或机械载荷的增量,以便绘出应变随载荷变化的关系线图,从而得到弹性范围内应力与载荷的关系。

C.3.2 光弹性实验

C.3.2.1 光弹性实验是采用具有暂时双折射性能的透明材料,制成可满足与原构件几何相似及载荷相似要求的实验模型,利用偏振光干涉原理获得干涉条纹,通过分析,算出模型表面和内部测点的应力,根据相似条件进而换算出结构上的真实应力。

C.3.2.2 只要模型反映了载荷对结构的作用,采用二维或三维技术均可。

C.3.3 光弹性贴片实验

光弹性贴片实验是在现场实物表面进行应变测量。将具有高应变灵敏度的光弹性材料制成的贴片,用高强度黏合剂贴在具有良好反射性能的构件表面,加载后贴片随构件一起变形,产生反映构件表面应变的光学效应。在偏振光下产生干涉条纹,从而计算出构件表面的应变与应力,可得到整个测量区域内的应力分布状况。

C.3.4 脆性涂层法

本实验为应变测量的辅助方法。采用黏着力强、易于喷涂、便于观察且对构件无腐蚀性的涂层涂于构件表面,使其能在较低的应变作用下产生裂痕,以确定最大主应力区域以及主应力方向和轨迹。

C.4 实验结果

C.4.1 对测试结果数据,按误差分析及数据处理的方法决定取舍。处理后的数据应在弹性基础上进行整理(专门进行的塑性应变实验除外),以确定与设计载荷对应的应力,即假设材料为弹性时由应变数据求取应力值,计算中应使用实验温度下实验材料的弹性常数。

C.4.2 实验应力分析的结果应是能确定设计所需的控制应力。在可能的情况下,可采用实验与分析相结合的方法区分一次应力、二次应力和峰值应力,使每种应力的当量应力均能满足规定的许用极限。

C.5 确定极限载荷的实验

C.5.1 实验模型

极限载荷实验应采用真实尺寸模型,即与原型完全相同的全尺寸模型。如能确证比例模型完全符合相似条件,也可采用比例模型。

C.5.2 测点

应有足够多的测点,以使那些有可能指示出任何最小极限载荷的区域均包括在内。

- a) 采用应变测量确定极限载荷时,应确保测量出的应变(薄膜、弯曲或其组合应变)能真实地反映出结构的承载能力(如选择最大应变点)。所用应变片能适应较大的应变范围,且在测量中需注意灵敏系数的修正。
- b) 采用变形测量时,应确保测量点处的变形(如直径或长度的伸长、梁或板的挠度等),能反映出结构实际破坏的趋势(如选择最大位移点)。

C.5.3 加载

实验中,施加的线性载荷增量应足够小,以便得到足够多的可用数据,并在线弹性范围内做统计分

析。按最小二乘法(回归分析)绘出近似拟合直线。同时应将置信区间与测定值进行比较,以判断应变片或其他仪器仪表是否适用,不适用者应予更换并重新进行上述实验。当确保所有测量设备均适用后,用控制应变或位移的方法继续加载,两次加载之间应保持足够的时间,待材料充分流动后再行加载。

C.5.4 确定极限载荷的步骤

C.5.4.1 用变形测量实验时,绘制以载荷 P 为纵坐标、测定的变形 w 为横坐标的加载路径曲线,简称 $P-w$ 曲线。用应变测量实验时,绘制以载荷 P 为纵坐标、表面最大主应变 ϵ 为横坐标的加载路径曲线,简称 $P-\epsilon$ 曲线。将全部测点数据画入 $P-w$ 或 $P-\epsilon$ 坐标系中(见图 C.1)。

C.5.4.2 如图 C.1 所示, $P-w$ 或 $P-\epsilon$ 曲线由线弹性段 OA 、局部塑性变形段 AZ 、总体塑性变形直线段 ZC 和总体塑性变形弱化(垮塌)段 CD 或强化段 CD' 四部分组成。

- a) 基于全部实验测点数据,拟合出完整的 $P-w$ (或 $P-\epsilon$)曲线。
- b) 基于目测弹性直线段的实验测点数据,拟合出弹性直线 OT 。
- c) 基于目测总体塑性变形直线段的实验测点数据,拟合出塑性直线 TC 。
- d) 弹性直线和塑性直线的交点为 T 。曲线段 AZ 和塑性直线的切点为 Z ,即由曲线段 AZ 转入塑性直线的第一个零曲率点;目测判定的切点在横坐标上可能有偏移,但对载荷值 P_Z 的影响很小;可以保守地取曲线段与塑性直线的目测分离点为近似切点。

C.5.4.3 实验极限载荷 P_L 可任选下述两种载荷之一(见图 C.1)。

- a) 双切线载荷 P_T :对应于线弹性直线与塑性直线之交点 T 的载荷。
- b) 零曲率载荷 P_Z :对应于曲线段 AZ 与塑性直线之切点(零曲率点) Z 的载荷。
- c) 若有多个位移(或应变)测量点,得到不同的极限载荷,则应取其中最小者。

C.5.4.4 容器设计或评定所用的极限载荷应是试验极限载荷乘以设计温度下材料屈服点与试验温度下材料屈服点之比值。

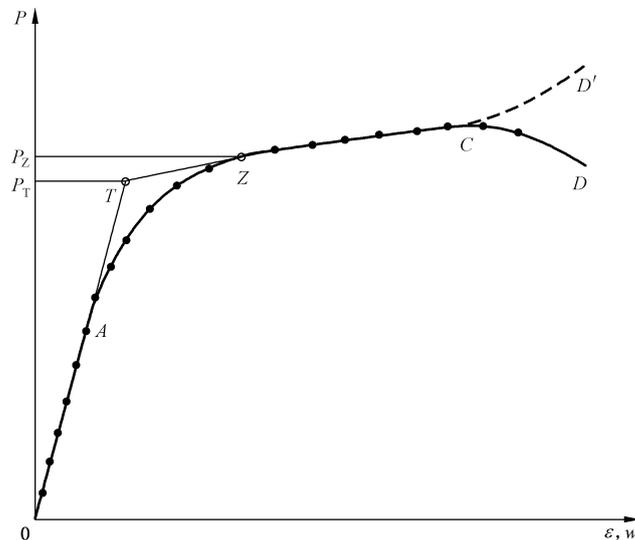


图 C.1 实验极限载荷的确定

C.6 确定疲劳寿命的实验方法

C.6.1 通则

需要采用较设计疲劳曲线所规定的允许值更高的峰值应力时,可通过疲劳实验确定结构承受循环载荷的能力。疲劳实验的结果不应作为一次当量应力或一次加二次应力范围的当量应力超过许用极限

的依据。

C.6.2 疲劳实验

疲劳实验应满足 C.6.3 的要求,并在设计文件中予以详细说明。

C.6.3 疲劳实验要求

C.6.3.1 试件所用材料应与实际结构材料一致,且应具有相同的机械加工和热处理工艺,以保证二者的机械性能相当。试件与实际结构的承受循环载荷部分及对该处应力有影响的相邻部分应保持几何相似。

C.6.3.2 试件或其一部分在发生破坏前,应可承受 C.6.3.3 所规定的循环次数。

注:这里的破坏是指裂纹扩展贯穿于整个厚度,在承压构件上产生了可测得的泄漏。

C.6.3.3 试件可承受的循环次数(试验循环次数 N_T)和实验时应施加在试件上的载荷值(实验载荷 P_T),分别由设计循环次数乘以系数 K_{TN} 以及设计载荷乘以 K_{TS} 得到。 K_{TN} 和 K_{TS} 值应按下述方法确定。

- a) 在相应的设计疲劳曲线图中,由设计循环次数(N_D)向上引垂线,与相应的设计疲劳曲线相交于 D 点,由 D 点向上延长至 A 点, A 点的纵坐标等于 K_S 乘以 S_{aD} (K_S 值由 C.6.5 确定)。
- b) 通过 D 点作一水平线至 B 点, B 点的横坐标等于 K_N 乘以 N_D (K_N 值由 C.6.5 确定)。
- c) 连接 A 点和 B 点,线段 AB 包含了 K_{TS} 和 K_{TN} 的全部可用的组合。可在此线段上任选一点 C ,按公式(C.1)和公式(C.2)分别计算系数 K_{TS} 和 K_{TN} (见图 C.2)。

$$K_{TS} = \frac{S_{aC}}{S_{aD}} \dots\dots\dots (C.1)$$

式中:

S_{aC} —— C 点的纵坐标值,单位为兆帕(MPa);

S_{aD} —— D 点的纵坐标值,单位为兆帕(MPa)。

$$K_{TN} = \frac{N_C}{N_D} \dots\dots\dots (C.2)$$

式中:

N_C —— C 点的横坐标值;

N_D —— D 点的横坐标值。

- d) 实验载荷 P_T 及实验循环次数 N_T 分别按公式(C.3)和公式(C.4)确定:

$$P_T = K_{TS} \times P_o \dots\dots\dots (C.3)$$

式中:

P_o —— 工作载荷,单位为兆帕(MPa)。

$$N_T = K_{TN} \times N_D \dots\dots\dots (C.4)$$

式中:

N_D —— 设计循环次数。



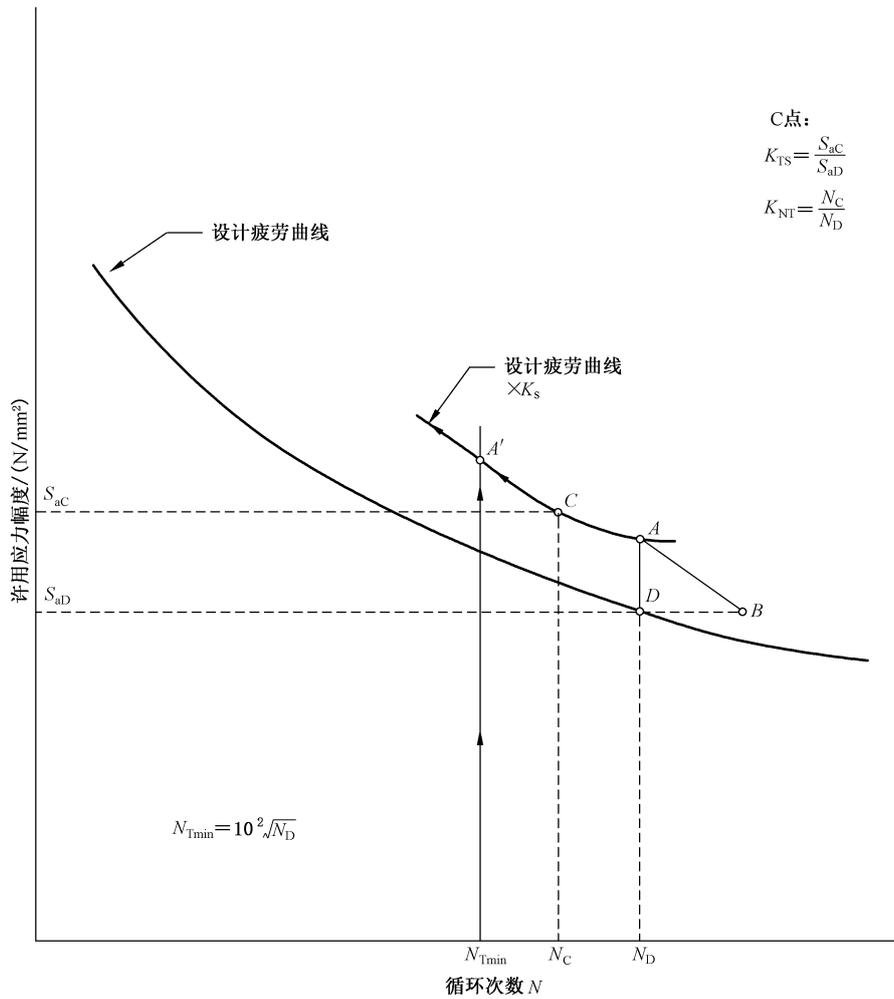


图 C.3 加速疲劳实验的实验参数比值图的作图

C.6.4.4 应按 C.6.3.4 的规定修正实验载荷 P_T 。

C.6.4.5 试件应满足 C.6.3.5 的要求。

C.6.5 K_S 和 K_N 值的确定

K_S 和 K_N 的值按以下方法计算。

a) K_S 值按公式(C.6)计算：

$$K_S = \max[(K_{sl} \times K_{sf} \times K_{sc} \times K_{st} \times K_{ss}), 1.25] \dots\dots\dots (C.6)$$

式中：

K_{sl} ——尺寸对疲劳寿命的影响系数，其值按公式(C.7)计算：

$$K_{sl} = \max\left[\left(1.5 - 0.5 \times \frac{LM}{LP}\right), 1.0\right] \dots\dots\dots (C.7)$$

式中：

LM ——模型的线尺寸；

LP ——原型的线尺寸。

K_{sf} ——表面粗糙度影响系数，其值按公式(C.8)计算：

$$K_{sf} = \max\left[\left(1.175 - 0.175 \frac{SRM}{SRP}\right), 1.0\right] \dots\dots\dots (C.8)$$

式中：

SRM —— 模型表面粗糙度；

SRP —— 原型表面粗糙度。

K_{sc} —— 不同温度下各设计疲劳曲线修正系数，其值按公式(C.9)确定：

$$K_{sc} = \max \left[\left(\frac{S_{TC}}{S_D} \times \frac{S'_T}{S'_{TC}} \right), 1.0 \right] \dots\dots\dots (C.9)$$

式中

S_{TC} —— 在温度 T_C 下，循环次数为 N 时的 S_a 值；

S_D —— 在设计温度 T_D 下，循环次数为 N 时的 S_a 值；

S'_{TC} —— 在温度 T_C 下，对应于所用设计疲劳曲线规定的最大循环次数的 S_a 值；

S'_T —— 在实验温度 T_T 下，对应于所用设计疲劳曲线规定的最大循环次数的 S_a 值；

T_C —— 对于非合金钢和低合金钢， $T_C = 370$ °C；对于奥氏体不锈钢， $T_C = 425$ °C。

K_{st} —— 实验温度影响系数，其值按公式(C.10)计算：

$$K_{st} = \max \left[\left(\frac{S''_T}{S_D} \right), 1.0 \right] \dots\dots\dots (C.10)$$

式中：

S''_T —— 在实验温度下，循环次数为 N 时的 S_a 值；

K_{ss} —— 实验结果统计差别系数，其值按公式(C.11)计算：

$$K_{ss} = \max [(1.470 - 0.044 \times n_T), 1.0] \dots\dots\dots (C.11)$$

式中：

n_T —— 重复性实验次数。

在计算 K_s 时，应不使用小于 0.1 的 K_{sl} 、 K_{sf} 、 K_{sc} 、 K_{st} 和 K_{ss} 值。 K_s 值不应小于 1.25。

b) K_N 值按公式(C.12)计算，且该值应不小于 2.6。

$$K_N = \max [(K_s)^{4.3}, 2.6] \dots\dots\dots (C.12)$$

C.7 确定疲劳强度减弱系数的实验方法

C.7.1 试件应由与结构相同的材料制成，并应经与结构制造相同的加工和热处理工艺。

C.7.2 试件中由 $(P_L + P_b + Q)$ 组算得的一次加二次应力范围的当量应力 S_N 不应超过 S_{ps} ，且在循环次数少于 1 000 次时不应发生破坏。

C.7.3 试件的形状、表面粗糙度和应力状态应与实际结构中的预计情况相吻合。特别是应力梯度不应大于预期。

C.7.4 实验循环速率不应使试件产生显著的升温。

C.7.5 疲劳强度减弱系数由缺口试件和无缺口试件的实验确定，其值为在同一循环次数下破坏时的无缺口试件应力与缺口试件应力之比。

附录 D
(规范性)
接管分析的应力指数法

D.1 通则

D.1.1 应力指数法可代替详细的应力分析用于确定接管周围包含峰值应力的总应力。

D.1.2 应力指数法仅适用于单个的、孤立的开孔。应力指数也可由理论或实验应力分析确定,但此类分析应包含在分析报告中。

D.1.3 应力指数的定义为:所考虑点的应力分量 σ_t 、 σ_n 和 σ_r (各应力的方向见图 D.1) 与所在容器壳体上该点无开孔、无补强时周向薄膜应力的比值,计算上述应力分量时不应计入接管处壳体局部增厚材料的影响。当因开孔补强而增加了容器壁厚时,应使用增加后的壳体厚度确定图 D.3 中圆角半径 r_1 和 r_2 的尺寸(见 D.2.2.4、D.2.2.5)。

D.1.4 本附录中给出的应力指数仅考虑了接管在指定位置上由内压单独作用导致的最大应力,实际评定中通常还应计入外载荷引起的应力和热应力的影响,在这种情况下,给定点的总应力可通过应力叠加方法确定。

D.1.5 D.2、D.3 中给出的指定位置处的应力指数是一个大致的范围,当采用应力叠加法计算总应力时,除非有确凿依据证实源于不同载荷的应力不会出现在同一点,否则应按各应力最大值位于同一点进行叠加计算。

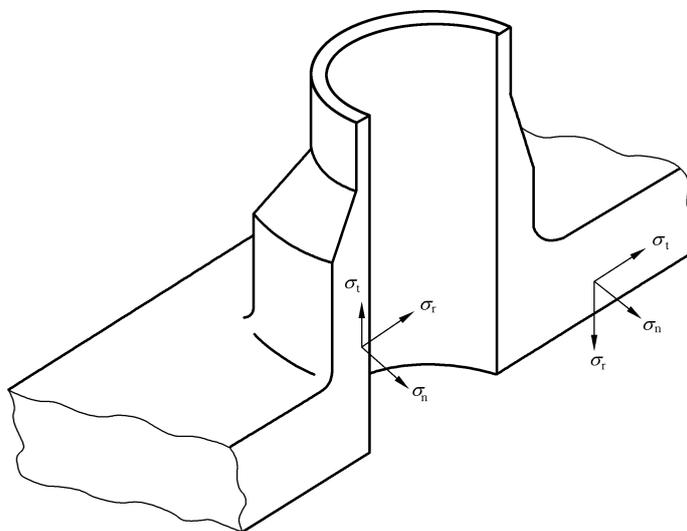


图 D.1 开孔处各应力分量的方向

D.2 径向接管的应力指数

D.2.1 径向接管应力指数的确定

D.2.1.1 对于符合 GB/T 4732.3 中开孔补强设计要求的接管,当其满足 D.2.2 的要求时,可采用 D.2.1.2、D.2.1.3 中规定的应力指数。

D.2.1.2 当开孔接管为轴线垂直于壳壁的圆形接管时,可采用表 D.1、表 D.2 中给出的应力指数。

表 D.1 位于球壳和成形封头球冠部分上接管的应力指数

应力	位置	
	内角	外角
σ_n	2.0	2.0
σ_t	-0.2	2.0
σ_r	$-2\delta/R$	0
S	2.2	2.0

表 D.2 位于圆筒上接管的应力指数

应力	位置			
	纵向平面		横向平面	
	内角	外角	内角	外角
σ_n	3.1	1.2	1.0	2.1
σ_t	-0.2	1.0	-0.2	2.6
σ_r	$-2\delta/D$	0	$-2\delta/D$	0
S	3.3	1.2	1.2	2.6

表 D.1、表 D.2 中：

- σ_n ——垂直于所考虑截面的应力分量(通常为壳体开孔周围的周向应力),单位为兆帕(MPa)；
- σ_t ——所考虑的截面内平行于截面边界的应力分量,单位为兆帕(MPa)；
- σ_r ——垂直于所考虑截面边界的应力分量,单位为兆帕(MPa)；
- S——最大当量应力,单位为兆帕(MPa)。

D.2.1.3 位于壳体(内直径为 D)上的接管(内直径为 d),如开孔接管的轴线与壳壁法线成夹角 ϕ ,则当 $d/D \leq 0.15$ 时,可用公式(D.1)、公式(D.2)估算用于确定 σ_n 的内侧应力指数。

a) 球壳或圆筒圆截面上倾角为 ϕ 的斜接管[见图 D.2 a)]:

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

b) 圆筒轴线平面上倾角为 ϕ 的斜接管[见图 D.2 b)]:

$$K_2 = K_1[1 + (\tan \phi)^{4/3}] \dots\dots\dots (D.2)$$

式中：

- K_1 ——此接管为径向连接时按 D.2.1.1 确定的 σ_n 的内侧应力指数；
- K_2 ——法线夹角为 ϕ 时 σ_n 的内侧应力指数估算值；
- ϕ ——开孔接管轴线与壳壁法线的夹角,单位为度($^\circ$)。

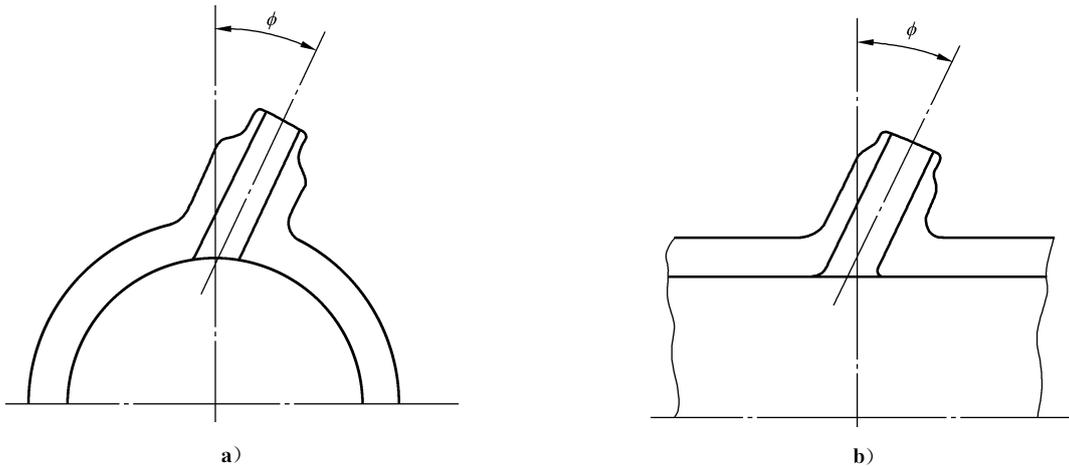


图 D.2 开孔接管轴线与壳壁法线的夹角

D.2.2 径向接管应力指数的使用限制

D.2.2.1 使用 D.2.1.1、D.2.1.2 中应力指数的径向接管应满足表 D.3 和 D.2.2.2~D.2.2.8 的要求。

表 D.3 径向接管的几何尺寸限制

尺寸比值	接管位置	
	圆筒	球壳
D/δ	10~100	10~100
d/D	≤ 0.50	≤ 0.50
$d/\sqrt{D\delta}$	—	≤ 0.80
$d/\sqrt{D\delta_n r_2/\delta}$	≤ 1.50	—

D.2.2.2 对于在封头和球壳上,或圆筒和锥壳上沿纵轴相邻的接管,接管中心线沿壳体内表面的弧线距离应不小于它们内半径之和的 3 倍。对于圆筒和锥壳上的接管,沿周向相邻时上述弧线距离应不小于它们内半径之和的 2 倍,既不沿纵轴也不沿周向相邻时,接管中心距应满足公式(D.3)的要求。

$$\sqrt{\left(\frac{l_c}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_e}{3}\right)^2} \geq \frac{d_1 + d_2}{2} \dots\dots\dots (D.3)$$

式中:

l_c ——相邻接管中心线沿壳体内表面的周向弧线距离,单位为毫米(mm);

l_e ——相邻接管中心线沿壳体内表面的轴向距离,单位为毫米(mm);

$d_1、d_2$ ——接管开孔直径,单位为毫米(mm)。

D.2.2.3 对位于圆筒上的接管,接管横向平面上的所有补强面积(包括补强范围以外的部分)不应超过对纵向平面要求的 200%,除非其锥形过渡段的截面积也计算在补强面积内。

D.2.2.4 内角半径 r_1 (见图 D.3)为壳体厚度的 1/8~1/2。

D.2.2.5 外角半径 r_2 (见图 D.3)应足够大,以保证接管和壳体之间的圆滑过渡。对于圆筒与标准椭圆封头,当开孔直径大于 1.5 倍壳体厚度,对于球壳,当开孔直径大于 3 倍壳体厚度时, r_2 的值应不小于 $\sqrt{d\delta_n}$ 和 $\delta/2$ 中的较大者。

D.2.2.6 圆角半径 r_3 应不小于 $\sqrt{r\delta_p}$ 和 $\delta_n/2$ 中的较大者。

D.2.2.7 当 GB/T 4732.3 中的要求在图形和几何尺寸上与本附录的限制不同时,使用应力指数的接管应符合本附录的规定。

D.2.2.8 对于球壳和成形封头球冠上的接管,应有不小于 40% 的补强面积配置在接管与壳体连接处的外表面。

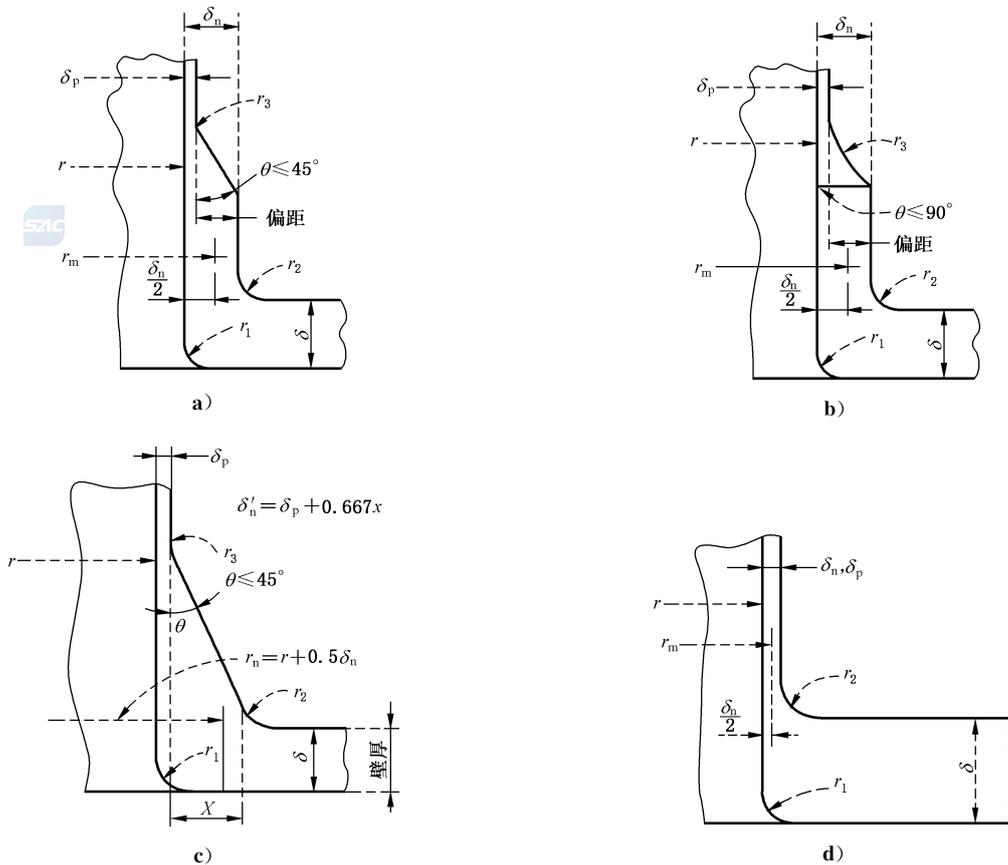


图 D.3 径向接管

D.3 非径向接管的应力指数

D.3.1 非径向接管应力指数的确定和应力的计算

D.3.1.1 对于符合 GB/T 4732.3 中开孔补强设计要求的接管,当其满足 D.3.2 的要求时,可采用 D.3.1.2 中给出的应力指数。

D.3.1.2 表 D.4 中给出了非径向接管的应力指数,其所对应的薄膜应力为:

- a) 对于范围 1 和范围 2,薄膜应力为 $[p(D + \delta)/2\delta]$;
- b) 对于范围 3,薄膜应力为 $[p(d + \delta_p)/2\delta_p]$ 。

表 D.4 非径向接管的应力指数

载荷	主应力/ 当量应力	范围 1		范围 2		范围 3	
		内侧 ^a	外侧 ^a	内侧	外侧	内侧	外侧
压力 P	σ_{\max}	5.50	0.80	3.30	0.70	1.00	1.00
	S	5.75	0.80	3.50	0.75	1.20	1.10
支管面内弯矩 M_B	σ_{\max}	0.10	0.10	0.50	0.50	1.00	1.60
	S	0.10	0.10	0.50	0.50	1.00	1.60
容器弯矩 M_R 或 M_{RT}	σ_{\max}	2.40	2.40	0.60	1.80	0.20	0.20
	S	2.70	2.70	0.70	2.00	0.30	0.30
支管横向弯矩 M_{BT}	σ_{\max}	0.13	—	0.06	—	—	2.50 ^b
	S	0.22	—	0.07	—	—	2.50 ^b

^a 内侧/外侧指的是内拐角(压力侧)/外圆角,并都在图 D.4 所示的对称平面内。
^b 横向弯矩 M_{BT} 的最大应力/当量应力发生在与其呈 90° 处。

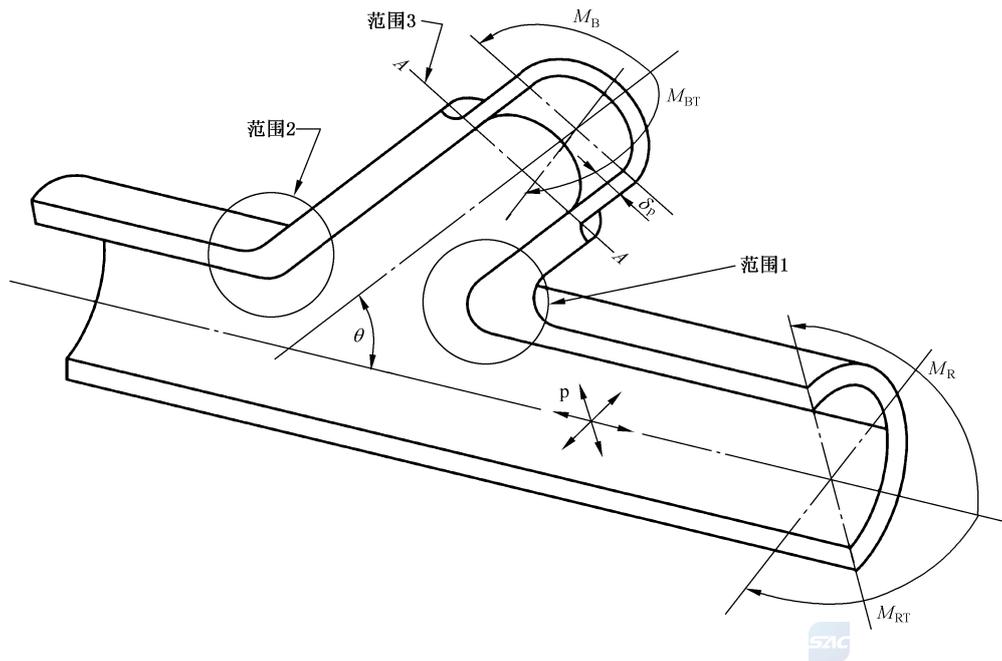


图 D.4 非径向接管

D.3.1.3 非径向接管各处的名义应力:

- 作用在侧向接管上的、由面内弯矩 M_B 导致的名义应力按 M_B/Z_B 计算,其中 Z_B 为侧向接管补强范围以外的最小截面模量(图 D.4 中的 A—A 截面), mm^3 ;
- 作用在侧向接管上的、由横向弯矩 M_{BT} 导致的名义应力按 M_{BT}/Z_B 计算;
- 作用在侧向接管上的、由面内弯矩 M_R 导致的名义应力按 M_R/Z_R 计算,其中 Z_R 为容器壳体的截面模量, mm^3 ;
- 作用在侧向接管上的、由横向弯矩 M_{RT} 导致的名义应力按 M_{RT}/Z_R 计算。

D.3.2 非径向接管应力指数的使用限制

使用表 D.4 中应力指数的非径向接管应满足以下要求：

- a) 接管轴线与壳体法线的夹角 $\theta \leq 45^\circ$ ；
- b) 接管横截面为圆形且其轴线与圆筒轴线相交；
- c) 接管的几何尺寸满足表 D.5 的要求。

表 D.5 非径向接管的几何尺寸限制

比值	限制范围
D/δ	≤ 40.0
d/D	≤ 0.5
$d/\sqrt{D\delta}$	≤ 3.0

