doi:10.3969/j.issn.1001-4837.2025.02.007

标准规范

GB/T 4732—2024《压力容器分析设计》中关于“极限、安定和棘轮载荷边界的直接计算法”的讨论和应用

沈　鋆[1],粟雨平[1],彭　恒[2],刘应华[3]

（1.上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093;2.清华大学 核能与新能源技术研究院,北京 100084;
3.清华大学 工程力学系,北京 100084）

摘　要:为预测复杂载荷条件下压力容器结构的承载能力,我国新版压力容器分析设计标准GB/T 4732—2024在第5部分附录C中引入了确定元件极限、安定和棘轮载荷边界的直接计算法。该方法基于上、下限定理,能够有效处理任意几何结构和复杂热机载荷组合作用下的安定分析及棘轮分析问题。为帮助工程设计人员更好地理解和应用新标准,本文提供了一种可选的直接计算法——应力补偿法,并阐述了该方法的基本思想及分析步骤,并以压力容器中常见的斜接管为例,将应力补偿法的结果与增量弹塑性方法进行对比分析。结果表明,应力补偿法在保证计算精度的同时,显著提高了分析效率,能够快速确定元件在热机载荷作用下的安定和棘轮边界。直接计算法兼具高效性与准确性,可替代传统方法解决复杂几何下的承载能力评定难题,对推动压力容器设计技术的进步和标准的实施具有重要的实践意义。

关键词:分析设计;直接法;安定边界;棘轮边界;应力补偿法

中图分类号:TH49;T-652　　**文献标志码:**A

Discussion and application of the direct calculation method for determining limit, shakedown and ratcheting load boundaries in GB/T 4732—2024 “Pressure vessels design by analysis”

SHEN Jun[1], SU Yuping[1], PENG Heng[2], LIU Yinghua[3]

（1.School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;
2.Institute of Nuclear and New Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
3.Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084, China）

Abstract: To predict the load-bearing capacity of pressure vessel structures under complex loading conditions, the newly revised Chinese standard for pressure vessel analysis and design GB/T 4732—2024 introduces a direct calculation method in Appendix C of Part 5 for determining the limit, shakedown, and ratcheting load boundaries of components. Based on the upper and lower bound theorems, this method can effectively address shakedown and ratchet analysis problems under arbitrary geometric structures and combined thermo-mechanical loading conditions. To assist engineering designers in better understanding and applying the new standard, this paper presents an alternative direct calculation method called the stress compensation method and explains its fundamental concept and analysis procedure. Taking the common oblique nozzle in pressure vessels as an example, the results of the stress compensation method are compared with those obtained from incremental elastic-plastic analysis. The results demonstrate that the stress compensation method significantly improves computational efficiency while maintaining accuracy, enabling rapid determination of shakedown and ratchet boundaries under thermo-mechanical loading. The direct calculation method combines efficiency and accuracy, providing an alternative to traditional methods for assessing load-bearing capacity of

收稿日期:2024-11-03　**修回日期:**2025-01-07

基金项目:国家自然科学基金青年科学基金项目“高温承压设备安定分析理论与新型数值直接法研究”（12202230）

complex geometries. This advancement holds significant practical importance for promoting progress in pressure vessel design technology and implementation of the standard.

Key words: analysis and design; direct method; shakedown boundary; ratchet boundary; stress compensation method

0 引言

现代的结构设计理论要求在尽量节省材料的同时保证结构设备具有很高的安全性,确定结构设备的承载能力也就成了结构设计的关键。压力容器规范中的分析设计方法,利用各种准则来考虑不同失效模式下结构的承载能力。例如,分析设计标准 ASME BPVC.Ⅷ.2—2023 *Rules for Construction of Pressure Vessels: Alternative Rules* 和 JB 4732—1995《钢制压力容器——分析设计标准》(2005 年确认)中的应力分类法,提供了基于弹性应力分析和塑性失效准则的设计方法,通过限制结构中的各类应力强度不超过规定的许用极限,来考虑结构的塑性极限承载能力与安定性。此外,现行的分析设计标准还给出了运用弹塑性分析来确定结构塑性极限载荷[1],以及对热应力棘轮的限制。

ASME BPVC.Ⅷ.2—2023 和 JB 4732—1995 对防止塑性垮塌失效给出了比较全面的控制方法,既给出了弹性应力分析方法,又给出了弹塑性分析方法[2]。基于弹性分析应力线性化的应力分类法方便、简单、非常实用,通常能对结构安全性给出准确的判定结果。但对于某些特殊元件和复杂应力状态,有可能给出过于保守或偏于危险的评定结果[3-7],此时,用户也可以选择标准提供的弹塑性分析方法[8]。基于弹塑性分析进行安定棘轮分析,可以采用通用有限元软件中的逐步循环的弹塑性增量分析来实施。但是该方法需要知道结构所受载荷的详细加载历史,往往需要很多次的载荷循环才能给出判定结果,并且一般只能判断在给定的循环加载条件下结构处于何种响应,或者说只能完成安定和棘轮的校核而非设计和优化[9]。

而基于极限、安定和棘轮分析理论的直接法[10-12](Direct Method,并非 BS EN 13445-3:2021 *Unfired Pressure Vessels Part 3: Design* 中的 Direct Route),不需要追踪载荷的加载历史和元件应力、应变响应的演化过程,只需要知道结构所受载荷的变化空间。该方法基于上、下限定理,可以实现对任意几何结构、复杂热机载荷组合下的安定分析和棘轮极限载荷的直接计算,进而快速确定元件在相应热机载荷下的安定棘轮边界。该方法相比弹塑性分析法,计算精度好、效率高,能够直接确定结构的安定棘轮边界。因此,该方法可以作为弹塑性分析方法的补充,为用户提供一个选择。直接法也是国际压力容器分析设计标准(如 ASME BPVC.Ⅷ.2—2023,BS EN 13445-3:2021, R5 *Assessment Procedure for the High Temperature Rsponse of Structures*, R6 *Assessment of the integrity of structures containing defects*)技术发展的趋势。

结合以上的技术分析考虑,GB/T 4732—2024《压力容器分析设计》为了加强在技术上的竞争力,在吸收其他先进标准优点的基础上,加入了“极限、安定和棘轮载荷边界的直接计算法”这一规范性附录。本文将对“极限、安定和棘轮载荷边界的直接计算法”的基本思想、分析步骤进行介绍,并以一个具体的工程算例来验证直接法的优势,进而说明 GB/T 4732—2024 标准中引入这一内容的重要性。

1 适用范围

本文基于上、下限定理和先进的数值方法提出的求解安定棘轮边界的直接计算方法,可有效地对任意复杂几何形状的元件进行安定棘轮分析,适用范围(条件)如下:

(1)材料采用理想弹塑性模型或强化模型,元件处于小变形状态,不考虑几何非线性效应;

(2)适用于机械和热载荷作用的比例加载或循环加载形式,不适用于位移控制的载荷形式,不考虑动力效应。

经典的安定理论[13-15]为了使安定问题得到简化和便于求解,采用了一些系列的基本假设,在实际工程中展现了巨大的应用价值和潜力,但同时这些假设也在一定程度上限制了所能求解实际工程问题的范围。大部分的金属材料具有应变强化效应。在极限、安定分析中考虑强化效应不仅可以去掉部分保守性,还可以更真实地反映材料

的承载能力。经过科研人员的大量研究，已将经典的上、下限定理扩展到考虑材料强化效应的范畴。GB/T 4732.5—2024《压力容器分析设计 第5部分：弹塑性分析方法》附录C中规定在采用直接计算法进行分析时，解除了对材料为理想弹塑性模型的限制，但仍需满足经典上、下限定理中的其他基本假设。

2 术语和定义

2.1 安定边界

当元件经受的机械载荷、热载荷或者两种同时作用的循环载荷在一个域内变化，元件处于安定状态。这个载荷域所允许的最大范围的边界，即为安定边界。

2.2 棘轮边界

当元件经受的机械载荷、热载荷或者两种同时作用的循环载荷在一个域内变化，元件不发生棘轮现象。这个载荷域所允许的最大范围的边界，即为棘轮边界。

2.3 自平衡应力场

对于无体力、无面力、无惯性力、仅受位移边界约束的弹性体，满足平衡条件的应力场称为自平衡应力场。

2.4 直接法

直接法是指不追踪载荷的加载历史和元件应力、应变响应的演化过程，而是针对元件在给定载荷形式下的最终状态，直接确定元件所能承受的最大载荷范围的方法。基于直接法进行安定棘轮分析，可采用下限定理和上限定理。

2.5 安定下限定理

如果能找到一个与时间无关的自平衡应力场$\bar{\rho}_{ij}(x_k)$，其与给定载荷范围内的任意外载荷所产生的弹性应力场$\hat{\sigma}_{ij}(x_k,t)$相加后，处处不违反在某一时刻与时间相关的屈服条件，见式(1)，则元件是安定的。最大可能的安定下限载荷乘子λ^L就是安定下限极限乘子。

$$\begin{aligned} &f\left(\sigma_{ij}(x_k,t),\sigma_y(x_k,t)\right)\\ &=f\left(\lambda^L\hat{\sigma}_{ij}(x_k,t)+\bar{\rho}_{ij}(x_k),\sigma_y(x_k,t)\right)\le 0 \end{aligned} \tag{1}$$

式中，$\sigma_{ij}(x_k,t)$，$\sigma_y(x_k,t)$分别为总应力和材料屈服应力。

2.6 安定上限定理

如果存在一个机动许可的塑性应变率循环$\dot{\varepsilon}_{ij}(x_k,t)$，能使反复加载过程中载荷在其上所做的外力功大于元件内部的塑性耗散功，则元件不安定，最小可能的安定上限载荷乘子λ^U就是安定上限极限乘子[13]。λ^U定义如下：

$$\lambda^U=\frac{\int_V\int_0^T\sigma_y(x_k,t)\bar{\dot{\varepsilon}}(x_k,t)\mathrm{d}t\mathrm{d}V}{\int_V\int_0^T\hat{\sigma}_{ij}(x_k,t)\dot{\varepsilon}_{ij}(x_k,t)\mathrm{d}t\mathrm{d}V} \tag{2}$$

式中，$\bar{\dot{\varepsilon}}(x_k,t)$为等效塑性应变率。

3 安定棘轮边界的确定

对于一个体积为V、表面为S的元件，假设其在体积V内承受变化的热载荷$\lambda_\theta\theta(x_k,t)$，在部分表面$S_p$上承受变化的机械载荷$\lambda_pP(x_k,t)$，在其他表面$S_u$上满足零位移边界条件，且热载荷和机械载荷的变化具有相同的周期T。对于一个周期内的时间历程$0\le t\le T$，元件的线弹性应力解可表示为[12]：

$$\hat{\sigma}_{ij}(x_k,t)=\lambda_p\hat{\sigma}_{ij}^p(x_k,t)+\lambda_\theta\hat{\sigma}_{ij}^\theta(x_k,t) \tag{3}$$

式中，$\hat{\sigma}_{ij}^p(x_k,t)$，$\hat{\sigma}_{ij}^\theta(x_k,t)$分别为机械载荷$P(x_k,t)$与热载荷$\theta(x_k,t)$单独作用下元件的线弹性应力解。

元件可能同时受多个外载荷$P_i(x_k,t),i=1,2,\cdots,n$，每一个外载荷$P_i(x_k,t)$可以分为时间相关的载荷因子$\mu_i(t)$和基准载荷$P_i^0(x_k)$，载荷历史$P(x_k,t)$可表示为：

$$P(x_k,t)=\sum_{i=1}^N P_i(x_k,t)=\sum_{i=1}^N\mu_i(t)P_i^0(x_k) \tag{4}$$

假设载荷因子的变化区间为$\mu_i^-\le\mu_i(t)\le\mu_i^+$，则式(4)可表示为一个载荷域$\boldsymbol{\Omega}$。

假设元件材料满足Drucker条件，则元件在循环载荷作用下的应力、应变率逐渐趋于稳定循环状态，即：

$$\sigma_{ij}(t)=\sigma_{ij}(t+T),\dot{\varepsilon}_{ij}(t)=\dot{\varepsilon}_{ij}(t+T) \tag{5}$$

对于任意的渐进循环历史，其应力解$\sigma_{ij}(x_k,t)$可表示为：

$$\sigma_{ij}(x_k,t)=\lambda\hat{\sigma}_{ij}(x_k,t)+\bar{\rho}_{ij}(x_k)+\rho_{ij}^r(x_k,t) \tag{6}$$

式中，λ为载荷乘子；$\bar{\rho}_{ij}(x_k)$为恒定的残余应力场；$\rho_{ij}^r(x_k,t)$为一个周期内变化的残余应力场。

$\rho_{ij}^r(x_k,t)$满足下式：

$$\rho_{ij}^r(x_k,0)=\rho_{ij}^r(x_k,T)=0 \tag{7}$$

图1示出恒定机械载荷和循环热载荷或循环机械载荷联合作用下，元件的安定棘轮边界。

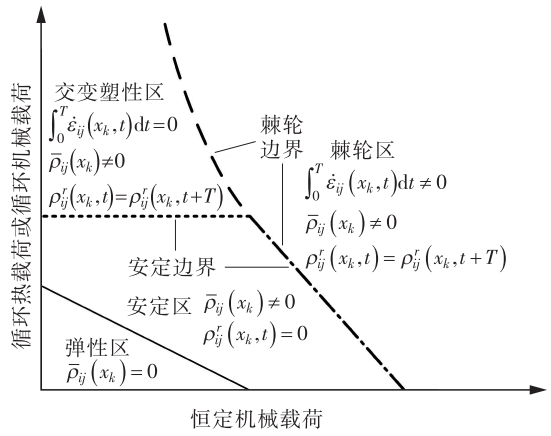


图1 安定棘轮边界示意

Fig.1 Schematic of shakedown and ratchet boundary

4 基于直接法的安定棘轮边界计算

4.1 安定边界计算

可按如下步骤,实现直接法求解安定边界,其示意见图2。

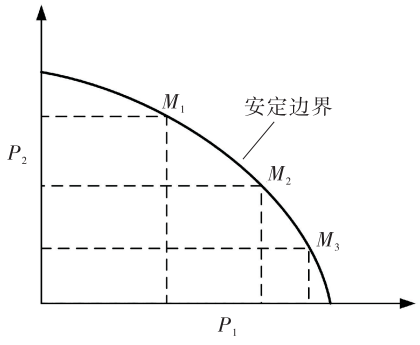


图2 安定边界示意

Fig.2 Schematic of shakedown boundary

(1)明确载荷工况,将元件所受的各个载荷区分为循环载荷和恒定载荷,各个载荷表示为基准载荷和一个可变载荷因子的乘积。

(2)采用线弹性有限元分析方法,计算各个基准载荷单独作用下元件的线弹性应力场。

(3)将各个线弹性应力场和对应的载荷因子组合,生成元件的线弹性应力场空间域。

(4)选定一个载荷比例(例如,图2中的点M_1),采用安定上、下限定理(运用直接法)对元件进行安定分析,得到元件的安定极限载荷,每进行一次安定分析,只能得到对应的安定载荷乘子。

(5)改变载荷比例(例如,图2中的点M_1,M_2,M_3),重复步骤(4),所有安定极限载荷点连在一起围成的边界,即为安定边界。

极限分析是安定分析的一个特例。当循环载荷变化的上下界限重合,即载荷因子的变化区间$\mu_i^- \leqslant \mu_i(t) \leqslant \mu_i^+$中$\mu_i^- = \mu_i^+$,循环载荷退化成恒定载荷,安定分析退化成极限分析。

4.2 棘轮边界计算

元件所承受的载荷分为循环载荷部分和恒定载荷部分。可按如下步骤,实现直接法求解棘轮边界。

(1)明确载荷工况,将元件所受的各个载荷区分为循环载荷和恒定载荷,各个载荷表示为基准载荷和一个可变载荷因子的乘积。

(2)采用线弹性有限元分析方法,计算各个基准载荷单独作用下元件的线弹性应力场。

(3)选定一个具体的循环载荷变化范围,采用弹塑性方法或者直接法,确定元件的循环稳定状态。

(4)在循环稳定状态下,提取元件在一个周期内的变化残余应力场$\rho_{ij}^r(x_k,t)$和塑性应变历史$\dot{\varepsilon}_{ij}(x_k,t)$。

(5)将变化残余应力场和塑性应变历史作为广义的载荷,采用安定上、下限定理(运用直接法)对元件进行修正的安定分析,确定元件所能承受的最大附加恒定载荷,得到元件的棘轮极限载荷,每进行一次棘轮分析,只能得到对应的棘轮载荷乘子。

(6)改变载荷比例,重复步骤(3)~(5),所有棘轮极限载荷点连在一起围成的边界,即棘轮边界。

5 应力补偿法计算安定棘轮极限载荷的流程

应力补偿法[16]是一种典型的直接法。该方法通过引入补偿应力来构造残余应力场,仅需执行一系列刚度矩阵不变的线弹性有限元迭代计算,就可以实现安定分析和棘轮极限载荷的计算,进而快速确定元件在相应热机载荷下的安定棘轮边界。

图3和图4分别示出采用应力补偿法计算安定极限载荷和棘轮极限载荷的流程。如图3所示,采用应力补偿法进行安定分析主要是基于安定下限理论,数值分析流程包括两级迭代过程。在载荷角点处引入“补偿应力”,通过有限元平衡方程求解来构造残余应力场,利用一套有效的迭

代控制方案来更新内层循环的补偿应力和残余应力场，同时以补偿应力为依据来更新外层循环的安定载荷乘子。在安定分析过程中，不需要建立数学规划格式，仅需执行一系列刚度矩阵不变的线弹性有限元迭代计算，避免了因求解数学规划问题造成的计算规模受限和数学求解上的困难。并且在整个迭代过程中，结构总体刚度矩阵只需要集成和分解一次，保证了算法的高效性，因此，该方法特别适合于求解大规模问题。鉴于篇幅限制，本文仅阐述应力补偿法的算法特点与方法优势，其理论基础与算法实现的具体细节未作深入讨论，详细内容可参见应力补偿法相关研究文献[16-17]。

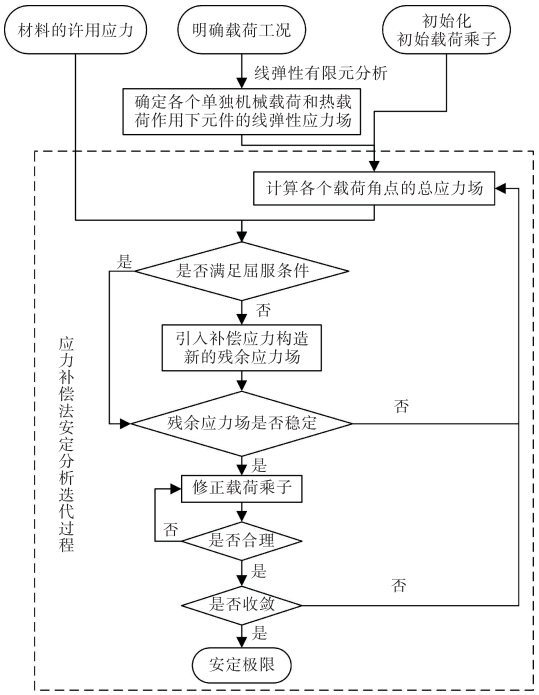


图3 基于应力补偿法的安定分析流程

Fig.3 Shakedown analysis process based on stress compensation method

如图4所示，棘轮分析流程对元件所承受的载荷可分为循环载荷和恒定载荷。采用应力补偿法开展棘轮分析主要包括两步。第一步，确定元件在选定的已知循环载荷作用下的循环稳定状态，提取元件在一个周期内的变化残余应力场和塑性应变率历史；第二步，将变化残余应力场和塑性应变历史作为广义的载荷，采用应力补偿法对元件进行修正的安定分析，确定元件所能承受的最大附加恒定载荷，得到元件的棘轮极限。

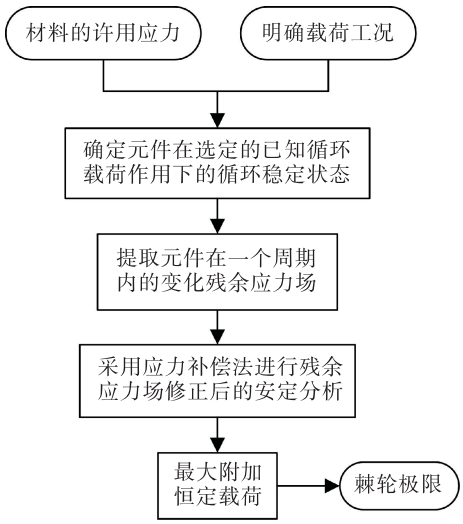


图4 基于应力补偿法的棘轮分析流程

Fig.4 Ratcheting analysis process based on stress compensation method

6 侧向接管数值算例

6.1 几何模型和设计参数

侧向接管是压力容器中最常见的结构部件，接管和主管连接处存在高度的局部不连续效应，其应力状态非常复杂。为防止侧向接管在循环载荷下发生交变塑性和棘轮失效，有必要对侧向接管的安定边界和棘轮边界进行预测。

图5示出某侧向接管模型的几何尺寸，具体几何参数见表1。该侧向接管内部是冷热循环的流体，外表面是冷空气，可以考虑为承受恒定内压 P 和循环的温差载荷。

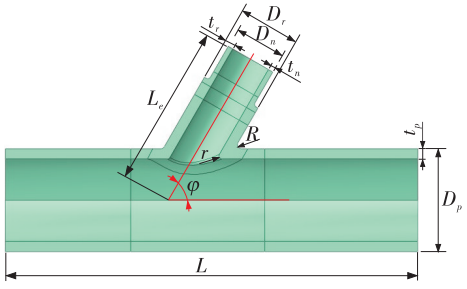


图5 侧向接管模型几何尺寸

Fig.5 Geometric dimensions of side nozzle model

其主要设计参数为：操作压力16.5 MPa，操作温度在20~350 ℃之间变化。侧向接管由同一种材料组成，计算中采用理想弹塑性模型，其材料参数见表2。其中，屈服应力 $\sigma_y(\theta)$ 与温度 θ 的函数关系为：

$$\sigma_y(\theta)=\sigma_{y_0}+3-0.15\theta \tag{8}$$

表1 侧向接管的基本几何参数

Tab.1 Basic geometric parameters of lateral nozzle

部件	参数	数值
主管	外直径D_p/mm	200
	厚度t_p/mm	20
	长度L/mm	800
斜接管	外直径D_n/mm	100
	厚度t_n/mm	10
	角度φ/(°)	60
	长度L_e/mm	300
接管补强区	外直径D_r/mm	120
	厚度t_r/mm	20
角焊缝	外部倒角半径R/mm	8
	内部倒角半径r/mm	6

表2 侧向接管的材料参数

Tab.2 Material parameters of lateral nozzle

参数	数值
弹性模量E/MPa	2.1×10^5
泊松比v	0.3
屈服应力σ_{y0}/MPa	240
密度ρ/(kg·m^{-3})	7800
导热系数k/(W·m^{-1}·℃$^{-1}$)	20
比热容c/(J·kg^{-1}·℃$^{-1}$)	440
热膨胀系数α	2.0×10^{-5}
与外部空气的对流换热系数h_1/(W·m^{-2}·℃$^{-1}$)	30
与内部流体的对流换热系数h_2/(W·m^{-2}·℃$^{-1}$)	800

考虑到模型的对称性,采用1/2模型进行有限元分析。侧向接管的有限元模型如图6所示,模型网格划分采用二阶六面体单元,包含10 752个单元,44 806个节点。经过多种网格试算,网格无关性已通过验证。

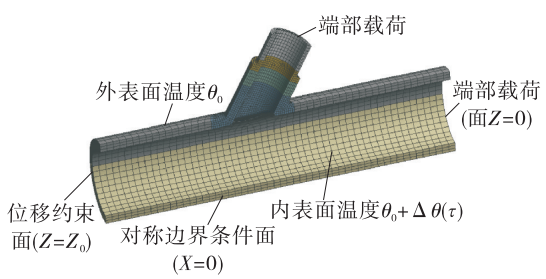


图6 侧向接管有限元模型

Fig.6 Finite element model of lateral nozzle

6.2 加载和边界条件

侧向接管有限元模型的载荷和边界条件如图6所示,具体情况如下。

(1)在X=0平面上施加对称边界条件,即U_x,Rot_y,Rot_z=0。

(2)$Z=Z_0$平面上建立局部柱坐标,限制Z方向的位移和环向位移,允许径向位移,即U_z,Rot_z=0。

(3)所有的内表面施加压力P_0=16.5 MPa;主管和接管的端面施加与内压平衡的端部载荷,其计算式如下:

$$P_{eq}=\frac{PD_i^2}{\left(D_o^2-D_i^2\right)} \tag{9}$$

式中,P_{eq}为内压平衡的端部载荷;P为内压;D_i和D_o分别为管道的内径和外径。

(4)侧向接管外部空气的温度θ_0=20 ℃,内部流体的温度为$\theta_0+\Delta\theta(t)$,其变化历程如图7所示。

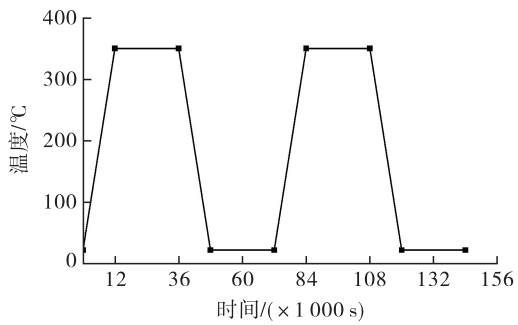


图7 侧向接管内部流体的温度

Fig.7 Temperature of the fluid inside the lateral nozzle

6.3 安定棘轮边界的计算

首先,由热传导分析计算侧向结果的温度场历史;然后,将温度场历史作为预定义场,进行结构应力分析,得到侧向接管的热弹性应力场;最后,计算侧向接管在内压作用下的弹性应力场。设置不同的载荷比例,并采用应力补偿法(直接法)计算不同载荷工况下侧向接管的安定极限和棘轮极限,得到的安定棘轮边界如图8所示。可以看出,安定棘轮边界将载荷域分成了4个区域:安定区、交变塑性区、棘轮区和塑性垮塌区。

为了验证直接法求解复杂三维几何结构安定极限和棘轮极限载荷的准确性和计算效率,采用逐步循环的弹塑性增量分析进行数值计算。在图8所示的安定棘轮边界中,选择4种不同的载荷组合:载荷组合D和E(分别位于交变塑性极限两

侧)、载荷组合M和N(分别位于棘轮极限两侧)。

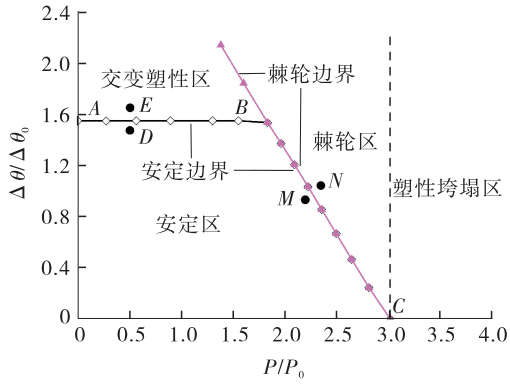


图8 侧向接管在热机载荷下的安定棘轮边界

Fig.8 Shakedown and ratcheting boundaries of lateral nozzle under thermal-mechanical load

4种不同的载荷组合下,采用逐步循环的弹塑性增量分析方法计算得到侧向接管等效塑性应变与载荷循环数的关系曲线,分别如图9和图10所示。

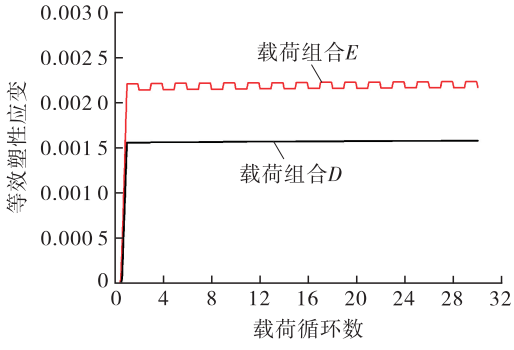


图9 载荷组合D和E下侧向接管等效塑性应变与载荷循环数的关系曲线

Fig.9 Equivalent plastic strain and load of lateral nozzle under load combination D and E

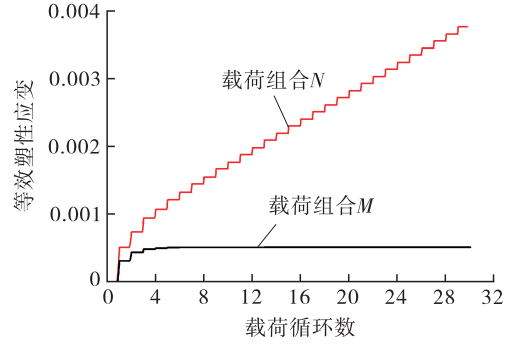


图10 载荷组合M和N下侧向接管等效塑性应变与载荷循环数的关系曲线

Fig.10 The relationship between the equivalent plastic strain of the lateral nozzle and the number of load cycles under the load combination M and N

从图9可以看出,载荷组合D作用下,侧向接管等效塑性应变最终不再变化,结构处于安定状态;载荷组合E作用下,侧向接管等效塑性应变最后发生交替变化,结构处于交变塑性状态。从图10可以看出,载荷组合M作用下,侧向接管结构处于安定状态;载荷组合E作用下,侧向接管等效塑性应变最后不断增长,结构发生棘轮。这与采用直接法计算得到的安定棘轮边界的结果(见图8)一致。

采用逐步循环的弹塑性增量方法计算载荷组合D,E,M,N下侧向接管的应力应变响应,每个载荷组合的计算时间大约为500~600 s。为了进一步逼近得到安定极限和棘轮极限,每个载荷组合至少需要执行10次,总CPU时间在5 000 s以上。而采用应力补偿法进行安定棘轮分析时,可以直接计算出安定极限和棘轮极限,计算时间大约为250 s,其计算效率大约是弹塑性增量方法的20倍。

7 结论

(1)应力补偿法可以准确有效地确定元件的安定和棘轮边界,该方法避免了弹塑性增量方法昂贵的时间成本,可以大大提高计算效率。

(2)直接法可以快速有效地确定任意复杂的几何元件在热机载荷作用下的安定棘轮边界,在石化、核电、机械装备部件的强度设计中具有重大的工程应用价值,可应用于对承压设备结构设计和完整性评估进行分析计算。

参考文献:

[1] 沈鋆.极限载荷分析法在压力容器分析设计中的应用[J].石油化工设备,2011,40(4):35-38.
SHEN J. Limit load analysis application in pressure vessel analytical design[J]. Petro-chemical Equipment, 2011,40(4):35-38.

[2] 陆明万,寿比南,杨国义.压力容器分析设计的塑性分析方法[J].压力容器,2011,28(1):33-39.
LU M W, SHOU B N, YANG G Y. Plastic analysis methods for design by analysis of pressure vessels[J]. Pressure Vessel Technology, 2011,28(1):33-39.

[3] 丁伯民.对欧盟标准EN 13445基于应力分类法分析设计的理解——兼和ASME Ⅷ-2的区别和联系[J].压力容器,2007,24(1):12-18.
DING B M. An understanding of design by analysis-method based on stress categories of european

standard EN 13445[J]. Pressure Vessel Technology, 2007,24(1):12-18.

[4] 黄勋.压力容器应力分类分析设计方法改进研究[D].杭州:浙江理工大学,2017.
HUANG X. Research on modification of stress categorization method in design by analysis of pressure vessel design[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University,2017.

[5] GOKHFELD D A, CHARNIAVSKY O F. Limit analysis of structures at thermal cycling [M]. Dordrecht:Springer Dordrecht,1980.

[6] 罗翔鹏,李正驰,段成红,等.基于弹塑性分析的局部过度应变评定方法及其应用[J].压力容器,2023,40(6):33-39.
LUO X P, LI Z C, DUAN C H, et al. Local excessive strain assessment method based on elastic-plastic analysis and its application [J]. Pressure Vessel Technology,2023,40(6):33-39.

[7] 王豪,黄为彬,方兵.考虑结合面特性影响的机床整机有限元静力学分析模型[J].机电工程,2024,41(4):732-738.
WANG H, HUANG W B, FANG B. Finite element static analysis model of machine tool considering influence of joint surface characteristics[J].Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2024, 41(4): 732-738.

[8] 沈鋆,粟雨平,陈志伟,等.GB/T 4732—2024《压力容器分析设计》中棘轮评定方法的解读及应用[J].压力容器,2024,41(7):40-48.
SHEN J, SU Y P, CHEN Z W, et al. Interpretation and application of ratcheting assessment methods in GB/T 4732—2024 “Pressure Vessels Design by Analysis” [J].Pressure Vessel Technology,2024,41(7):40-48.

[9] 陆明万,沈鋆,王汉奎.压力容器分析设计 理论和释义[M].北京:清华大学出版社,2024.
LU M W, SHEN J, WANG H K. Pressure vessels design by analysis—theory and interpretation [M]. Beijing:Tsinghua University Press,2024.

[10] KÖNIG J A. Shakedown of elastic-plastic structures [M].Poland:Elsevier,1987.

[11] CHEN H F, PONTER A R S. A method for the evaluation of a ratchet limit and the amplitude of plastic strain for bodies subjected to cyclic loading[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2001, 20(4):555-571.

[12] 陈钢,刘应华.结构塑性极限与安定分析理论及工程方法[M].北京:科学出版社,2006.
CHEN G, LIU Y H. Theory and engineering methods of structural plastic limit and shakedown analysis[M]. Beijing:Science Press,2006.

[13] MELAN E. Theoric statisch unbestimmter tragwerke aus idealplastischem baustoff[J]. Sitzungsbericht der Akademie der Wissenschaften,1938:195.

[14] MELAN E. Zur plastizität des räumlichen kontinuums [J].Ingenieur-Archiv,1938,9(2):116-126.

[15] KOITER W T. General theorems for elastic plastic solids [J]. Progress of Solid Mechanics, 1960: 167-221.

[16] PENG H, LIU Y H, CHEN H F, et al. Shakedown analysis of engineering structures under multiple variable mechanical and thermal loads using the stress compensation method [J]. International Journal of Mechanical Sciences,2018,140:361-375.

[17] 彭恒.结构安定和棘轮分析的应力补偿法:理论、算法及应用[D].北京:清华大学,2021.
PENG H. Stress compensation method for shakedown and ratcheting analyses of structures: Theory, algorithm and applications [D]. Beijing: Tsinghua University,2021.

作者简介:沈鋆(1980),男,教授级高级工程师,主要从事结构完整性与失效评估、数值计算研究,通信地址:200093 上海市杨浦区军工路516号上海理工大学,E-mail:kennyshen@vip.163.com。

通信作者:彭恒(1992),男,副研究员,主要从事承压设备分析设计与结构完整性评价研究,通信地址:100084 北京市海淀区双清路30号清华大学,E-mail:peng_h@tsinghua.edu.cn。

本文引用格式:
沈鋆,粟雨平,彭恒,等.GB/T 4732—2024《压力容器分析设计》中关于“极限、安定和棘轮载荷边界的直接计算法”的讨论和应用[J].压力容器,2025,42(2):54-61.
SHEN Jun, SU Yuping, PENG Heng, et al. Discussion and application of the direct calculation method for determining limit, shakedown and ratcheting load boundaries in GB/T 4732—2024 “Pressure vessels design by analysis”[J].Pressure Vessel Technology,2025,42(2):54-61.