DOI: 10.3901/JME.2015.06.051

一种 2.25Cr1MoV 钢加氢反应设备蠕变疲劳寿命设计方法*

武欣宇 赵姿贞 陈 旭
(天津大学化工学院 天津 300072)

摘要: 加氢反应器在服役过程中会受到高温高压和循环载荷的共同作用,设计时必须同时考虑蠕变和疲劳的影响。ASME 规范案例 2605 提供一种针对 2.25Cr1MoV 钢的蠕变疲劳寿命设计方法。借助有限元分析软件 ANSYS,采用案例 2605 中的方法对加氢反应设备圆柱筒体接管结构进行蠕变疲劳寿命校核,详细阐述该案例的设计思想和具体步骤,并讨论操作温度和压力对于设计寿命的影响。结果表明,接管结构蠕变疲劳寿命校核满足要求,筒体与接管连接处出现应力集中,由于蠕变应变的产生,应力集中处的应力值随蠕变时间的增加不断下降,蠕变损伤累积速度也随之下降。同时,提高操作温度和操作压力均会造成蠕变损伤的增加,疲劳应力幅对蠕变疲劳的寿命影响较大。针对模拟结果,提出一些提高结构蠕变疲劳寿命的措施。

关键词: 加氢设备; 2.25Cr1MoV; 蠕变疲劳

中图分类号: TG113; TH49

A Design Approach for Creep Fatigue Evaluation of Hydrogenation Reactor Made of 2.25Cr1MoV Steel

WU Xinyu ZHAO Zizhen CHEN Xu

(School of Chemical Engineering and Technology, Tianjin University, Tianjin 300072)

Abstract: Hydrogenation reactor suffers from a combination of high temperature, high pressure and cyclic load in the process of service, and the effects of creep and fatigue must be taken into account in design. ASME code case 2605 provides a creep fatigue life design method for hydrogenation equipment made of 2.25Cr1MoV steel. With the aid of finite element analysis software ANSYS, a design example of the joint of cylinder and nozzle is introduced to elaborate the design idea and method of the case, and the effects of operating temperature and pressure on the design life are discussed. The results show that creep fatigue damage evaluation meets the safety requirements, and the joint of cylinder and nozzle appears stress concentration. Due to creep strain, the stress value and the rate of creep damage accumulation decrease with the increase of creep time. At the same time, the creep damage increases with the increase of operating temperature and pressure. In addition, the fatigue stress amplitude has greater influence on the life of structure. According to the results, some improvements on creep fatigue life of structure are proposed.

Key words: hydrogenation equipment; 2.25Cr1MoV; creep fatigue

0 前言

随着石油化工和煤化工行业以及加氢裂化和加氢脱硫等工艺的发展,人们对加氢设备的需求量越来越大,技术要求越来越高。2.25Cr1MoV 钢具有强度高、抗氢蚀抗氢脆、抗回火脆性和良好的抗

蠕变性能,特别适合高温高压临氢环境,是加氢设备的常用钢材^[1]。加氢反应器长期处在高温、高压及交变载荷条件下工作,破坏行为与材料的疲劳和蠕变性能密切相关。疲劳和蠕变交互作用所造成的损伤,是限制此类设备使用寿命的重要因素^[2]。目前国内外压力容器设计标准大多针对纯疲劳或者纯蠕变的失效模式,针对蠕变疲劳交互作用的设计标准仍然很少。美国机械工程师学会(ASME)设计标准第八卷第二章中提供了温度小于 371 °C 的疲劳寿

* 国家自然科学基金资助项目(51435012)。20140702 收到初稿,20141110 收到修改稿

命曲线,而加氢反应器设计温度可达 450 °C 以上,常规的疲劳设计无法满足要求^[3]。为此 ASME 于 2010 年 1 月修订了规范案例 2605,提供了对 2.25Cr1MoV 钢在 371 °C 至 454 °C 温度范围内进行蠕变疲劳交互作用的寿命预测^[4]。该方法的本质是建立不同蠕变损伤下的材料疲劳寿命设计曲线,设计曲线不仅是应力幅的函数,还包含蠕变损伤的影响。

国内外学者已对 AMSE 规范案例 2605 进行了一些研究。VIVIO 等^[5]对案例 2605 采用的 Omega 蠕变方法及有限元实现进行了详细的研究。ZHAO^[6]建立一个二维的有限元模型,对于案例 2605 的实现方法进行了简要说明。章晓程等^[7]对案例 2605 的主要内容进行了简要介绍。本文使用有限元软件 ANSYS,以加氢反应设备圆柱筒体接管的三维实体模型为例,编写 Omega 蠕变法子程序,详细介绍案例 2605 的设计思想和主要步骤,完成蠕变疲劳寿命设计全过程。同时讨论不同工况对设计寿命的影响,并根据模拟结果,讨论计算过程中出现的问题,提出提高结构疲劳蠕变寿命的方法。

1 加氢设备分析设计校核

1.1 加氢反应设备操作工况

为实现加氢反应器连续生产,防止反应器压力发生较大波动,反应器需要安装在线催化剂排出系统。加氢反应器催化剂排出罐顶部设有催化剂入口,通过管线与上端反应器底部相连,排出罐底部设有热氢气入口以及出料口。排出罐不工作时温度稳定在 200 °C,压力稳定在 1.0 MPa。当上端反应器卸料时,排出罐首先通入氢气升压至 18.0 MPa。随后高温催化剂通入催化剂排出罐,排出罐温度也随之升高到 450 °C。进料完成后通入冲洗油对催化剂进行冷却并卸压,最后将催化剂从底部的物料口排出,温度和压力恢复初始状态。从以上工艺可以看出,加氢反应器催化剂排出罐每次操作需要经历一次压力和温度双循环,且最高温度超过 371 °C,常规的疲劳设计已不再适用,需要进行考虑蠕变疲劳交互作用下的寿命设计。

1.2 材料及结构参数

加氢设备材料为 2.25Cr1MoV 锻件,焊缝材料与结构母材性能相同,不同温度下材料的力学性能见表 1。设备设计压力为 18.0 MPa,设计温度为 450 °C,设计寿命为 20 年,每 3 天至多循环一次,设计循环次数为 2 500 次。本文以圆柱筒体接管结构为例进行寿命设计,根据设计经验,危险点多出现于

此部位。考虑到结构对称性,对接管结构进行 1/4 建模,有限元几何模型及网格划分情况如图 1 所示。圆柱壳体内径为 800 mm,壁厚为 54 mm,侧接管内径为 60 mm,壁厚为 50 mm。接管外部焊缝过渡圆角半径为 45 mm,接管内部过渡圆角半径为 12 mm。

表 1 2.25Cr1MoV 钢的力学性能

温度/°C	弹性模量/GPa	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
25	210.0	472	588
450	186.5	345	532

图 1 圆柱筒体直接管三维有限元模型

1.3 分析设计强度校核

采用 ASMEⅧ-2 中的应力分类法对筒体接管进行分析设计强度校核,并确定疲劳应力幅。采用线弹性材料模型对结构进行应力分析,模拟工况为内压 18 MPa 和温度 450 °C 的最危险工况。线弹性分析应力分布结果如图 2 所示,本文采用第四强度理论,有限元分析得到的应力值均为 Mises 等效应力。由图 2 可知,该结构危险点出现在筒体与接管连接处的内表面,应力值最大为 375.08 MPa,在远离接管处应力分布比较均匀,接管由于内径较小,内压作用下接管的应力水平较低,接管与筒体之间外焊缝处未出现应力集中。由线弹性分析可以确定结构危险点的疲劳应力幅 $S_a=187.54$ MPa。

图 2 线弹性分析应力分布

按 ASMEⅧ-2 的规定建立线性化路径,对接管结构进行强度校核,评定路径的位置如图 2 所示,

应力分类及评定结果见表 2。2.25Cr1MoV 钢在 450 °C 下的许用应力为 154 MPa。由表 2 可知, 该结构分析设计强度校核满足要求。

表 2 应力评定结果

路径	应力类型	应力强度计算值/ MPa	应力强度许用值/ MPa	计算值与 许用值比值(%)
1	S_I	124.80	154	81.04
	S_{III}	150.00	142	70.42
2	S_{II}	128.80	142	60.47
	S_{IV}	249.70	154	54.05
3	S_{II}	139.50	142	65.49
	S_{IV}	281.00	154	60.82
4	S_{II}	108.60	142	50.99
	S_{IV}	120.60	154	26.10

2 ASME 案例 2605 疲劳蠕变校核

2.1 安定性校核

按照案例 2605 的规定, 首先进行弹性安定校核, 防止结构出现超出限制的累积塑性变形, 造成结构失效。案例 2605 中提供两种安定性校核方法, 方法一考虑最极端的压力和温度, 计算包括最短一年时间蠕变松弛在内的两个完整压力和温度双循环, 在循环最后阶段验证线弹性状态。若采用方法一校核不满足要求, 则应该采用方法二, 进行真实温度和应力下的全面非弹性分析。

采用案例 2605 中的方法一, 对筒体接管结构施加最危险的压力和温度, 完成 3 个加载卸载循环, 在每个加载循环之间插入 9 000 h(大于 1 年)的保载时间, 安定性分析中一个加载卸载循环的载荷曲线如图 3 所示。安定性分析时采用理想弹塑性, 同时嵌入蠕变模型, 对结构进行非弹性分析。案例 2605 中提供的蠕变模型为 Omega 蠕变损伤模型, ANSYS 有限元软件并没有包含此蠕变模型, 所以需要使用 Fortran 软件对 Omega 方法进行蠕变子程序的二次开发, 调试成功后在 ANSYS 中进行调用^[8-9]。

图 3 安定性分析一个循环载荷曲线

计算结果表明, 结构的危险点位置不变, 仍在

筒体与接管连接处的内表面。危险点应力随时间的变化曲线如图 4 所示, 危险点应力应变曲线如图 5 所示。由图 4、5 可知, 危险点在第一次加载时出现屈服, 在随后保载阶段, 由于蠕变应变的产生, 危险点处出现变形协调, 造成应力不断下降。在卸载时, 由于存在残余的非弹性应变, 危险点存在残余应力, 且应力方向与加载阶段相反。由于第一次循环危险点应力水平较高, 产生的蠕变应变最大, 故应力松弛速度越快。每次卸载后危险点的残余非弹性应变不断增加, 导致每次卸载后的残余应力也不断增大。

图 4 安定性分析应力变化曲线

图 5 安定性分析应力应变关系

安定性校核主要是防止结构出现累积的塑性变形。当结构应力较大时, 加载段危险点将发生屈服, 产生较大的塑性应变。如果卸载后危险点的残余应力大于材料常温下的屈服强度, 则危险点发生反向屈服, 造成加载卸载曲线不重合, 结构产生累积的棘轮变形, 这种情况下结构不满足弹性安定的要求。而本例中, 从图 4 和图 5 中可以观察到, 结构每次重新加载时, 应力均可达到卸载前的值, 每次加载卸载段完全重合, 均未出现反向屈服, 没有塑性应变的累积, 所以本例中结构满足弹性安定的要求。

2.2 纯蠕变寿命计算

按案例 2605 中的规定, 以 450 °C 和 18 MPa 的最危险操作工况进行不考虑疲劳的纯蠕变分析, 计算模型和参数与安定性分析相同。以结构危险点

的蠕变损伤 D_c 达到 0.95 时的蠕变时间作为结构的纯蠕变寿命; 如果当蠕变时间达到 100 万 h 结构损伤仍小于 0.95 时, 则以 100 万 h 作为结构的纯蠕变寿命。

在本例中, 当蠕变时间到达 100 万 h, 结构的蠕变损伤分布如图 6 所示。由图 6 可知, 结构中蠕变损伤最大值点出现在危险点附近, 最大损伤值为 0.249, 故以 100 万 h 作为该结构的纯蠕变寿命。结构中不同点损伤值随时间的变化曲线如图 7 所示, 非弹性应变随时间的变化如图 8 所示。图 7、8 中点 1 为结构危险点, 点 2 位置在点 1 上方 40 mm 处, 点 3 位置在远离接管的筒体内壁面。

图 6 蠕变 100 万 h 结构蠕变损伤分布

图 7 不同点损伤随时间的变化曲线

图 8 不同点非弹性应变随时间的变化曲线

蠕变损伤速度与应力水平有关, 随着非弹性应变的产生, 危险点应力值快速减小, 蠕变损伤累积速度也随之减小, 所以计算结束时危险点的蠕变损伤仍处于较低值^[10]。由图 8 可知, 计算结束时结构最大非弹性应变值为 0.369%, 满足案例 2605 中非

弹性应变累积小于 5% 的规定。

当蠕变时间到达 100 万 h, 结构的应力分布见图 9, 各点应力随蠕变时间的变化曲线见图 10。由图 9、10 可知, 随着蠕变应变的产生, 危险点处应力分布更加均匀, 并且危险点应力松弛主要发生在前 10 万 h, 随着应力水平的下降, 蠕变速度下降, 应力松弛速度降低, 到达 100 万 h 危险点应力减小到 170.06 MPa。

图 9 蠕变 100 万 h 结构应力分布

图 10 不同点应力随时间的变化曲线

2.3 疲劳蠕变交互寿命校核

案例 2605 中给出了 2.25Cr1MoV 不同蠕变寿命下的疲劳设计曲线(图 11)。结构危险点的疲劳应力幅由第 1.3 节中的线弹性分析得到 $S_a=187.54$ MPa, 由图 11 中 100 万 h 蠕变寿命的疲劳曲线可知, 结构考虑蠕变损伤时的许用疲劳寿命 $N=3\ 070$, 大于设备的设计循环次数 2 500 次, 校核满足要求。

图 11 蠕变疲劳交互寿命设计曲线

案例 2605 中规定, 考虑疲劳影响的蠕变寿命需要通过下列公式对纯蠕变寿命进行修正^[4]

$$L_{cwf} = L_{caf} \left(\frac{\beta_{cf} \Delta \varepsilon_{peq} N}{\exp(\beta_{cf} \Delta \varepsilon_{peq} N) - 1} \right) \quad \Delta \varepsilon_{peq} > 0 \quad (1)$$

$$L_{cwf} = L_{caf} \quad \Delta \varepsilon_{peq} = 0 \quad (2)$$

式中, L_{caf} 为纯蠕变寿命; L_{cwf} 为考虑疲劳的蠕变寿命; $\Delta \varepsilon_{peq}$ 为等效塑性应力幅; N 为允许循环次数。 β_{cf} 为蠕变疲劳损伤系数, 取 2.0。

该修正公式只对案例中规定的材料在 371 °C 到 454 °C 温度范围内适用^[11]。同时案例中还给出了弹性应力幅与等效塑性应力幅对应关系的数据表。由数据表可知, $S_a < 207$ MPa 时对应的等效塑性应力幅取 0, 所以应按式(2)进行计算得 $L_{cwf} = L_{caf} = 100$ 万 h, 大于设备 20 年的设计寿命, 校核满足要求。

3 关于案例 2605 的讨论

3.1 蠕变疲劳交互设计寿命曲线

案例 2605 提供了 30 万 h 到 100 万 h 不同纯蠕变寿命下的疲劳设计曲线(图 11)。由图 11 可知, 结构纯蠕变寿命越短, 说明结构工况下蠕变损伤累积得越快, 蠕变损伤对结构的影响越大, 故在相同疲劳应力幅下结构的许用循环圈数越少。图 11 中 100 万 h 蠕变寿命的设计曲线可以看成结构蠕变损伤较小时的疲劳寿命设计曲线。当应力水平较大时, 蠕变疲劳交互作用更加强烈, 会造成设计寿命快速下降。压力容器设计循环次数多在 100 次以上, 所以高应力区的设计疲劳曲线使用频率相对较少。

3.2 操作温度及压力的影响

首先研究操作温度及压力对纯蠕变寿命的影响。采用上述有限元模型, 改变计算参数, 计算操作压力为 16 MPa 和 18 MPa 时, 在 400 °C 和 450 °C 温度下的纯蠕变寿命, 计算得到不同工况下的危险点应力变化曲线如图 12 所示。由图 12 可知, 蠕变温度越高, 蠕变应变越大, 危险点的应力下降速度越快。此外, 危险点应力的变化还与应力类型有关, 当危险点处应力主要是由结构不连续引起的峰值应力, 产生蠕变变形后, 危险点产生变形协调, 应力将快速下降。

不同工况下危险点蠕变损伤变化如图 13 所示。由图 13 可知, 危险点的蠕变损伤主要同应力水平和蠕变温度有关。相同应力水平下, 蠕变温度越高, 蠕变损伤累积越快。观察图 13 中 18 MPa、400 °C 与 16 MPa、450 °C 两种工况可知, 在开始阶段两种

工况应力值接近, 温度占主导地位, 16 MPa、450 °C 下损伤值累积较快, 同时结构产生了较大的蠕变应变, 造成应力快速下降, 而 18 MPa、400 °C 下应力下降相对缓慢。由图 12 可以看出, 随着蠕变进行, 18 MPa、400 °C 下的应力值明显高于 16 MPa、450 °C 下, 此时应力占主要地位, 18 MPa、400 °C 下损伤累积速度较大, 当蠕变结束时, 两种工况下损伤值接近, 这是应力水平与温度共同作用的结果。

图 12 不同工况下危险点应力变化曲线

图 13 不同工况下危险点蠕变损伤变化曲线

表 3 为不同工况下的结构的最大损伤值及蠕变疲劳寿命。从表 3 中可以看出, 本例中结构的蠕变疲劳寿命只与操作压力有关, 而与操作温度无关。当应力从 16 MPa 增加到 18 MPa, 结构的寿命下降了 2 730 次。这主要是由于本例中筒体接管结构, 危险点应力主要为峰值应力, 随着蠕变进行, 应力快速下降, 损伤累积较慢, 当蠕变到达 100 万 h 时, 几种工况下损伤值均为累积到 0.95, 所以均要采用

表 3 不同工况下的最大损伤值及寿命

工况	最大损伤值	疲劳应力幅/ MPa	蠕变疲劳寿命/ 次
16 MPa, 400 °C	0.139	166.70	5 800
16 MPa, 450 °C	0.170	166.70	5 800
18 MPa, 400 °C	0.171	187.54	3 070
18 MPa, 450 °C	0.256	187.54	3 070

100 万 h 纯蠕变寿命的曲线, 故结构的寿命与温度无关。假设结构损伤均累积到 0.95, 则相同应力下温度越高, 蠕变损伤越大, 得到的纯蠕变寿命越短, 需要采用更短蠕变时间的寿命曲线, 则相同应力下得到的蠕变疲劳寿命将变小。所以结构的蠕变疲劳寿命除了与应力和温度有关, 还与设计的结构形式有密切关系, 在设计过程中应充分考虑^[12]。

3.3 提高结构蠕变疲劳寿命的措施

由 Omega 蠕变损伤方程可知, 损伤速度主要由温度、应力水平及多轴 Omega 损伤参数决定^[13]。当结构危险点三个方向主应力大小相近时, 该点的多轴 Omega 损伤参数较大, 损伤累积速度较快, 会大大减小纯蠕变寿命, 所以在操作温度和应力值一定时, 设计时应注意减小多轴 Omega 损伤参数。多轴 Omega 损伤参数较大的点多出现在结构倒角、焊缝以及接管或筒体轴径变化处, 所以在此类结构设计时, 应考虑结构的三向应力状态, 避免出现多轴 Omega 损伤参数较大的结构点, 这样可以有效增加结构的纯蠕变寿命。

而疲劳应力幅是影响疲劳蠕变寿命的最主要因素。疲劳应力幅增大, 会造成结构许用循环次数大幅度减小^[14]。同时疲劳应力幅增加, 对应的当量塑性应变幅增大, 也会造成蠕变寿命的下降。所以在结构设计过程中, 应合理设计结构, 尽可能减小疲劳应力幅, 能够有效提高蠕变疲劳的设计寿命。

4 结论

(1) AMSE 规范案例 2605 提供了一种可行的蠕变疲劳寿命设计方法, 建立了不同损伤下的疲劳设计曲线, 该方法可以用于加氢设备的蠕变疲劳分析。采用案例 2605 中方法, 设备筒体接管结构疲劳蠕变寿命校核满足要求。

(2) 结构安定性分析方法中, 当第 3 次卸载时, 危险点不发生反向屈服, 即可认为结构满足弹性安定。蠕变疲劳设计过程中的疲劳应力幅通过线弹性分析获得; 纯蠕变寿命通过嵌入 Omega 蠕变子程序的非弹性分析获得。最后按照案例 2605 提供的疲劳设计曲线及蠕变寿命修正公式进行疲劳蠕变设计。

(3) 蠕变损伤速度主要与温度、应力及多轴 Omega 损伤参数有关, 减小以上参数可增加结构蠕变寿命。疲劳应力幅是影响疲劳蠕变寿命的最主要因素, 结构设计时需要充分考虑。本文的案例及研究结果对承压设备高温下考虑蠕变疲劳交互作用下的结构设计具有指导意义和参考价值。

参 考 文 献

- [1] 柳曾典, 陈进, 卜华全, 等. 2.25Cr-1Mo-0.25V 钢加氢反应器开发与制造中的一些问题[J]. 压力容器, 2011, 28(5): 33-40.
LIU Zengdian, CHEN Jin, BU Huaquan, et al. Development of 2.25Cr-1Mo-0.25V steel hydrogenator and some problems on the fabrication[J]. Pressure Vessel Technology, 2011, 28(5): 33-40.
- [2] 陈学东, 范志超, 江慧丰, 等. 复杂加载条件下压力容器典型用钢疲劳蠕变寿命预测方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(2): 81-87.
CHEN Xuedong, FAN Zhichao, JIANG Huifeng, et al. Creep-fatigue life prediction methods of pressure vessel typical steels under complicated loading conditions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(2): 81-87.
- [3] American Society of Mechanical Engineers. Boiler and pressure vessel code section VIII division 2[S]. New York: ASME, 2010.
- [4] American Society of Mechanical Engineers. Boiler and pressure vessel code case 2605-1[S]. New York: ASME, 2010.
- [5] VIVIO F, GAETANI L, FERRACCI M, et al. Detail investigation of Omega method for creep analysis of pressure vessel components[C]//Pressure Vessels and Piping Division. Nondestructive Evaluation. ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Conference, July 14-18, 2013, Paris, France: ASME, 2013: V003T03A108.
- [6] ZHAO M. Coupled creep fatigue analysis on 2-1/4 Cr-1Mo-V pressure components per code case 2605[C]//Pressure Vessels and Piping Division. ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Division/K-PVP Conference, July 18-22, 2010, Bellevue, Washington, USA: ASME, 2010: 687-691.
- [7] 章晓程, 关凯书. ASME 规范案例 2605-1 在承压设备高温疲劳寿命设计方面的应用[J]. 压力容器, 2013, 30(6): 22-26.
ZHANG Xiaocheng, GUAN Kaishu. An approach for high-temperature fatigue life designing of pressure vessels in accordance with the ASME code case 2605-1[J]. Pressure Vessel Technology, 2013, 30(6): 22-26.
- [8] 余伟伟, 高炳军. ANSYS 在机械与化工装备中的应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2007.
YU Weiwei, GAO Bingjun. Application of ANSYS in mechanical engineering and process equipment[M]. Beijing: China Water Power Press, 2007.
- [9] 师访. ANSYS 二次开发及应用实例详解[M]. 北京: 中

国水利水电出版社, 2012.

SHI Fang. ANSYS secondary development and application example explanation[M]. Beijing: China Water Power Press, 2012.

- [10] 湛利华, 王萌, 黄明辉. 基于蠕变公式的时效应力松弛行为预测模型[J]. 机械工程学报, 2013, 49(10): 70-76.

ZHAN Lihua, WANG Meng, HUANG Minghui. Prediction model for aging stress-relaxation behavior based on creep equations[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(10): 70-76.

- [11] HU Dianyin, WANG Rongqiao. Experimental study on creep-fatigue interaction behavior of GH4133B superalloy[J]. Materials Science and Engineering A, 2009, 515(1-2): 183-189.

- [12] 闫明, 孙志礼, 杨强, 等. 蠕变-热疲劳交互作用的力学机理[J]. 机械工程学报, 2009, 45(1): 111-115.

YAN Ming, SUN Zhili, YANG Qiang, et al. Mechanical mechanism of creep-thermal fatigue interaction[J]. Journal

of Mechanical Engineering, 2009, 45(1): 111-115.

- [13] MARTIN P. The omega method-an engineering approach to life assessment[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2000, 122(3): 273-280.

- [14] 张建强, 张国栋, 姚兵印, 等. 马氏体/奥氏体异种钢焊接接头 IV 型蠕变失效数值模拟[J]. 机械工程学报, 2013, 49(12): 78-83.

ZHANG Jianqiang, ZHANG Guodong, YAO Bingyin, et al. Numerical simulation on the type IV creep failure of dissimilar welded joint between T91 and HR3C heat-resistant steels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(12): 78-83.

作者简介: 武欣宇, 男, 1990 年出生。主要研究方向为压力容器设计。

E-mail: wu_xinyu@126.com

陈旭(通信作者), 男, 1962 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为承压设备设计, 材料和结构的疲劳与断裂。

E-mail: xchen@tju.edu.cn