

深冷高压环境下往复式液氢增压泵室力学性能分析

邱月^{1,2,3}, 王晓珍^{1,2,3}, 杨坤^{1,2,3}, 任吉超⁴

(1. 山东科技大学 能源与矿业工程学院, 山东 青岛 266590;

2. 山东科技大学 露天煤矿灾害防治与生态保护全国重点实验室, 山东 青岛 266590;

3. 山东科技大学 山东省深部矿井动力灾害智能防控重点实验室, 山东 青岛 266590;

4. 青岛康普锐斯能源科技有限公司, 山东 青岛 266400)

摘要:在能源转型的背景下,氢能源凭借清洁性、可再生及高热值等优势,成为备受瞩目的研究焦点。液氢增压泵作为液氢储运系统中的核心设备,其泵室在深冷高压环境下的力学性能对系统的安全性与可靠性至关重要。本研究运用理论计算与数值模拟相结合的方法,研究了深冷环境下液氢增压泵室的力学特性。利用拉梅方程等计算了泵室的热应力与弹塑性应力;通过数值模拟分析了液氢增压泵室在不同温度、内压下的应力分布特性,与理论结果一致。结果表明:深冷条件下泵室内壁应力分布较常温条件下更均匀,但受内压影响敏感性降低;当活塞处于泵室不同位置时,深冷条件下泵室最大应力集中于内壁,活塞接近泵室底端时由于挤压效应会出现应力回升。研究结果可为液氢增压泵室极端工况的设计与优化提供一定的理论和仿真支撑。

关键词:深冷高压;液氢增压泵;力学性能;数值模拟;往复式

中图分类号:TK91

文献标志码:A

Mechanical property analysis of reciprocating liquid hydrogen booster pump chamber in cryogenic and high pressure environment

QIU Yue^{1,2,3}, WANG Xiaozhen^{1,2,3}, YANG Kun^{1,2,3}, REN Jichao⁴

(1. College of Energy and Mining Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China;

2. State Key Laboratory of Disaster Prevention and Ecology Protection in Open-pit Coal Mines, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China;

3. Shandong Key Laboratory of Intelligent Prevention and Control of Dynamic Disaster in Deep Mines, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China;

4. Qingdao Compress Energy Technology Co., Ltd., Qingdao 266400, China)

Abstract: In the context of the energy transition, hydrogen energy has emerged as a prominent research focus due to its advantages of cleanliness, renewability, and high calorific value. The liquid hydrogen booster pump is a core component of the liquid hydrogen storage and transportation systems, and the mechanical properties of the pump chamber in cryogenic and high pressure conditions are critical to the safety and reliability of the system. This study investigated the mechanical properties of the liquid hydrogen booster pump chamber under cryogenic environment by employing a combined approach of theoretical calculations and numerical simulations. The thermal stress and elastic-plastic stress of the pump chamber were calculated using formulas such as Lamé's equations; The stress distribution characteristics of the liquid hydrogen booster pump chamber with different temperatures and internal pressures were analyzed through numerical simulations, the results of which were

收稿日期:2025-08-22

基金项目:山东省重点研发计划项目(2025TSGCCZZB0196);青岛市关键技术攻关及产业化示范类项目(22-3-4-xxgg-7-gx)

作者简介:邱月(1987—),女,江苏滨海人,副教授,博士,主要从事多物理场耦合及力学仿真方面的研究。

任吉超(1987—),男,山东聊城人,硕士,主要从事氢能制取与增压储运装备研发与设计,本文通信作者。

E-mail:salbert@126.com

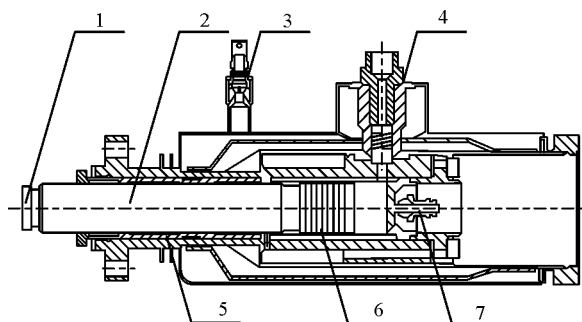
consistent with the theoretical predictions. The results indicate that under cryogenic conditions, the stress distribution on the inner wall of the pump chamber is more uniform than that at ambient temperature, whereas its sensitivity to internal pressure is reduced. When the piston is at different positions inside the chamber, the maximum stress under cryogenic conditions is concentrated on the inner wall. As the piston approaches the bottom of pump chamber, a stress increase will occur due to the squeezing effect. These findings can provide theoretical and simulation support for the design and optimization of the pump chamber under extreme operating conditions in liquid hydrogen booster pumps.

Key words: cryogenic and high pressure; liquid hydrogen booster pump; mechanical property; numerical simulation; reciprocating

氢因具有低碳、高效、可持续等显著优势成为一种极具潜力的清洁能源^[1]。到 2050 年,全球能源需求中可再生能源比重将提升至 69%,其中氢能占 34%^[2-3]。液氢作为氢能的重要应用形式,目前主要应用于航空航天、新能源交通等领域,液氢的高效大量运输将有助于大幅降低氢的成本。液氢增压泵主要用于提升液氢压力,在制氢—运氢—用氢的过程中不可或缺。液氢泵分为离心式和往复式:离心式液氢泵广泛应用于航天领域,而往复式液氢泵则多用于工业民用领域^[4]。往复式液氢增压泵主要由液力端和动力端组成,如图 1 所示,其工作原理是通过活塞的往复运动实现周期性吸液和排液:从吸入阀将液氢吸入泵室,再通过排出阀将液氢加压排出^[5-7]。泵室作为液氢泵的核心组成部分,深入分析其不同温度和压力条件下的力学性能,对保障增压泵的安全性和可靠性具有十分重要的意义。

20 世纪 80 年代,宝马公司^[8]开发出由液压驱动的车用小型 2.5 MPa 液氢活塞泵。随后,全球多家企业纷纷进入该领域,推出不同型号高压达 87.5 MPa 的液氢泵^[9]。蒲亮等^[10-12]指出,低温漏热、泵体材料选择和密封设计是液氢泵设计的三大核心挑战。战颖^[13]选用奥氏体不锈钢 321 设计了一款最大压差为 0.5 MPa 的低压液氢泵,提出了液氢泵设计方案,为后续液氢泵的设计提供了研究基础。邱南彬^[14]设计了一款外置非浸没式高压液氢泵,泵体材料选用奥氏体 316L,进行了 45 MPa 高压液氢泵液力端传热研究和结构优化。Petitpas 等^[15]通过循环加注试验,开展了 70 MPa 压力下液氢泵的耐久性测试,实验表明该泵在 456 次循环前未因为出现衬里裂缝而失效。丁会明^[16]通过 77~293 K 低温拉伸试验发现奥氏体不锈钢 S304(08)屈服强度和抗拉强度都会提升,呈现明显的低温强化效应,实现了深冷容器弹塑性分析中低温应力-应变曲线的精确计算,为泵室材料低温高压性能优化提供试验依据。秦小强^[17]通过对低温高压储氢气瓶在各个载荷工况下的应力进行有限元仿真分析发现,自紧处理可显著降低内胆平均应力,提高抗疲劳性能。郑津洋等^[18]对奥氏体不锈钢 S304 进行了液氮温度下恒定速率的拉伸试验,发现低温能够显著提高材料的屈服强度和抗拉强度,且会降低材料屈强比。王干缘等^[19]收集了奥氏体不锈钢从常温到液氢温区的力学数据,综合分析低温下其力学性能的变化规律,发现随着温度的降低,奥氏体不锈钢屈服强度和抗拉强度增加,塑性和冲击韧性降低,断裂韧性改善。Weiss 等^[20]通过激光粉末床熔融制备 316L 不锈钢并进行热处理,在液氮和液氢温度下测试其力学与热性能,发现增材制造材料在低温高压环境下具备优异的力学稳定性与热膨胀特性。

可以发现,目前众多学者已经在活塞设计、静态漏热等多个维度上对液氢泵进行了较为深入地探讨,但对泵室在液氢深冷高压环境下的力学性能研究相对较少。本研究结合理论计算和数值模拟,对液氢增压泵在不同深冷高压条件下泵室的应力应变特性展开研究,分析了深冷高压条件下活塞的不同位置对液氢增压泵室应力大小及分布规律的影响,为高压液氢泵的设计优化提供一定的理论和仿真支持。



1—连接动力端;2—活塞杆;3—真空塞;4—排出阀;
5—泵室;6—活塞环;7—吸入阀

图 1 液氢泵液力端详图^[5]

Fig. 1 Detailed view of the hydraulic end of the liquid hydrogen pump

1 模型简化与理论分析

1.1 模型简化

液氢泵在工作过程中,泵室内温度低至 20 K。为防止泵室内外温差过大,引起空气中的氧气等成分固着在泵室外表面、诱发并加速其腐蚀进程,一般在泵室外侧设置保温外筒,并将泵室和保温外筒之间夹层抽真空。在避免泵室外表面发生腐蚀的同时,保证泵室内部的低温环境,有效减少热传导,保持液氢的深冷条件。

液氢增压泵室的设计在综合考虑热传导、强度等因素的基础上,需要根据工作过程中单位时间所需泵送的体积和活塞的往复频率,推算出活塞的行程长度和泵室内外径。液力端简图及剖面图见图 2,其中 l_0 是泵室和保温外筒的长度, l_1 是活塞的长度, l_2 为两端封口的长度, l_3 为活塞距进出液端封口的长度。参考邱南彬^[14]的往复式液氢增压泵设计方案,泵室的基本尺寸如表 1 所示。可以看出,本研究泵室的内半径 a 与壁厚 d 之比为 1 : 1,可以将泵室看作厚壁圆筒。

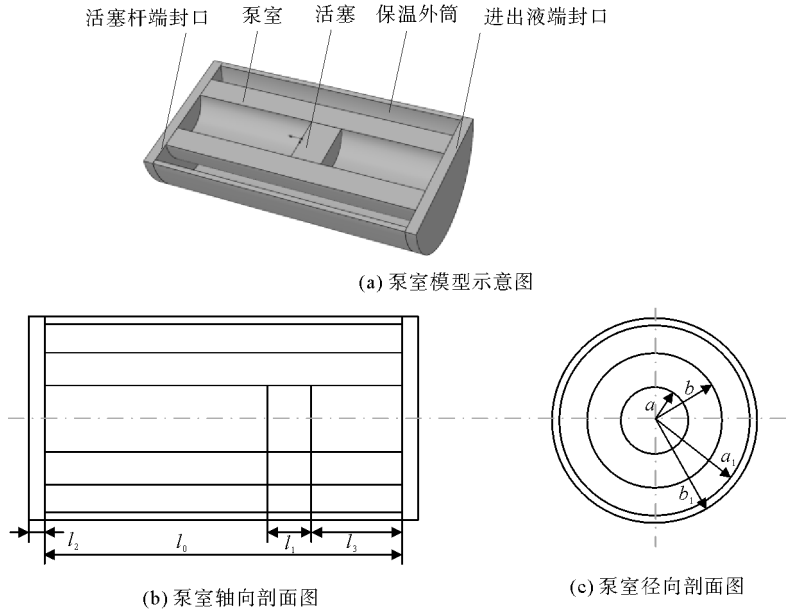


图 2 液氢泵室简图及剖面图

Fig. 2 Schematic diagram and section of the hydraulic pump chamber

液力端简图及剖面图见图 2,其中 l_0 是泵室和保温外筒的长度, l_1 是活塞的长度, l_2 为两端封口的长度, l_3 为活塞距进出液端封口的长度。参考邱南彬^[14]的往复式液氢增压泵设计方案,泵室的基本尺寸如表 1 所示。可以看出,本研究泵室的内半径 a 与壁厚 d 之比为 1 : 1,可以将泵室看作厚壁圆筒。

表 1 液氢泵室尺寸表^[14]

Table 1 Dimensions of the hydraulic pump chamber							mm
泵室内半径 a	泵室外半径 b	泵室长度 l_0	保温外筒内半径 a_1	保温外筒外半径 b_1	保温外筒长度 l_0	活塞半径 a	活塞长度 l_1
23	46	250	66	71	250	23	30

1.2 泵室应力计算

液氢增压泵在工作过程中会面临深冷、高压工作环境,本研究在拉梅(Lamé)方程的基础上,进一步考虑温度和压力耦合引起的热应力及弹塑性应力对泵室的影响。根据拉梅方程,可以得到常温下泵室在内、外压力共同作用下泵室的径向应力 σ_r 、环向应力 σ_θ 、轴向应力 σ_z 的计算式分别为:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{q_a a^2 - q_b b^2}{b^2 - a^2} - \frac{(q_a - q_b) a^2 b^2}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2}, \\ \sigma_\theta = \frac{q_a a^2 - q_b b^2}{b^2 - a^2} + \frac{(q_a - q_b) a^2 b^2}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2}, \\ \sigma_z = \frac{q_a a^2 - q_b b^2}{b^2 - a^2}. \end{cases} \quad (1)$$

式中: q_a 为泵室所受内压, MPa; q_b 为泵室所受外压, MPa; r 为泵室任意点到中心轴的距离, mm。

1.2.1 泵室热应力

在温度变化情况下,泵室应变由两部分叠加而成:一是因材料热膨胀特性产生的自由应变;二是因边界条件和结构约束限制自由变形而产生的约束应

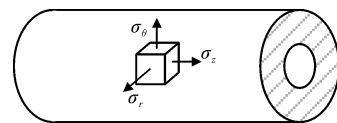


图 3 泵室三向应力示意图

Fig. 3 Triaxial stress diagram of the pump chamber

变,其与热应力之间满足虎克定律^[21]。

当泵室的轴向尺寸远大于径向尺寸时,泵室内外温差引起的径向、环向和轴向应变可参照轴对称平面问题的物理方程式:

$$\begin{cases} \epsilon_r^t = \frac{1}{E} [\sigma_r^t - \mu(\sigma_\theta^t + \sigma_z^t)] + \alpha \Delta t, \\ \epsilon_\theta^t = \frac{1}{E} [\sigma_\theta^t - \mu(\sigma_r^t + \sigma_z^t)] + \alpha \Delta t, \\ \epsilon_z^t = \frac{1}{E} [\sigma_z^t - \mu(\sigma_\theta^t + \sigma_r^t)] + \alpha \Delta t. \end{cases} \quad (2)$$

假定泵室内壁温度为 t_a , 外壁温度为 t_b , 可以确定 $\sigma_r^t|_{r=a} = -q_a$, $\sigma_r^t|_{r=b} = 0$ 。结合几何方程和平衡微分方程,可以得到泵室在轴对称温度场中的热应力为:

$$\begin{cases} \sigma_r^t = \frac{E\alpha}{1-\mu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 - a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b \Delta t r dr - \int_a^r \Delta t r dr \right) + \frac{a^2(r^2 - b^2)}{r^2(b^2 - a^2)} q_a, \\ \sigma_\theta^t = \frac{E\alpha}{1-\mu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 + a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b \Delta t r dr + \int_a^r \Delta t r dr - \Delta t r^2 \right) + \frac{a^2(r^2 + b^2)}{r^2(b^2 - a^2)} q_a, \\ \sigma_z^t = \frac{E\alpha}{1-\mu} \left(\frac{2}{b^2 - a^2} \int_a^b \Delta t r dr - \Delta t \right). \end{cases} \quad (3)$$

在稳定热流情况下,沿泵室壁厚任意半径 r 处的温度 t 为:

$$t = \frac{t_b \ln \frac{r}{a} - t_a \ln \frac{r}{b}}{\ln \frac{b}{a}}. \quad (4)$$

将式(4)代入式(3)即可得泵室任意半径 r 处的热应力为:

$$\begin{cases} \sigma_r^t = \frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)} \left(-\frac{\ln K_r}{\ln K} + \frac{K_r^2 - 1}{K^2 - 1} \right) - \frac{K_r^2 - 1}{K^2 - 1} q_a, \\ \sigma_\theta^t = \frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)} \left(\frac{1 - \ln K_r}{\ln K} - \frac{K_r^2 + 1}{K^2 - 1} \right) + \frac{K_r^2 + 1}{K^2 - 1} q_a, \\ \sigma_z^t = \frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)} \left(\frac{1 - 2\ln K_r}{\ln K} - \frac{2}{K^2 - 1} \right). \end{cases} \quad (5)$$

式中: E 为弹性模量,泵室材料选取奥氏体 316L 不锈钢,取值范围为 170~210 GPa,本研究取 209 GPa;

μ 为泊松比,取 0.28; Δt 为任意位置变化的温差, $K = \frac{b}{a}$, $K_r = \frac{b}{r}$ 。

目前,我国对于液氢温度(20 K)条件下金属材料的力学性能参数和设计的要求尚无明确的规定^[22],本研究参照国家标准压力容器^[6]中低至液氮温区 77 K 条件下金属材料的力学性能,对 20 K 温区下奥氏体不锈钢 316L 的热膨胀系数 α 进行多项式拟合,如图 4 所示,拟合后 R^2 值高达 0.999 16,说明拟合图线对数据的拟合程度极高,确定 α 的最终取值为 1.2×10^{-5} , K^{-1} 。

1.2.2 泵室弹塑性应力

假定泵室材料为理想弹塑性材料,不发生应变硬化。如图 5 所示,假定在

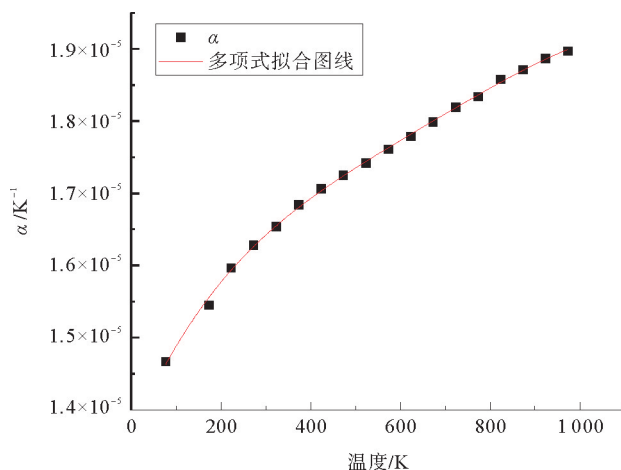


图 4 α 系数拟合图线

Fig. 4 Coefficient α fitting curve

温度和压力作用下,泵室横截面的弹塑性分界面半径为 r_c 、界面压力为 q_c ,即塑性区所受外压 q_c 、内压为 q_a ,弹性区受外压 q_b 为 0(泵室与保温外筒之间为真空)、内压为 q_c 。

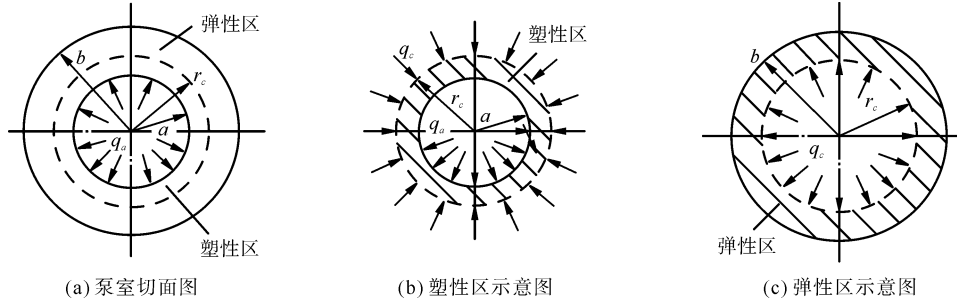


图 5 处于弹塑性状态的泵室切面图

Fig. 5 Cross-sectional view of the pump chamber in the elastic-plastic state

1) 塑性区应力

在塑性状态,按 Mises 屈服失效判据得

$$\sigma_\theta - \sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \quad (6)$$

式中, σ_s 为材料的屈服强度,本研究取 $700 \text{ MPa}^{[13]}$ 。

由边界条件: $r=a$ 处, $\sigma_r = -q_a$; $r=r_c$ 处, $\sigma_r = -q_c$, 结合平衡微分方程可得:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \ln \frac{r}{a} - q_a, \\ \sigma_\theta = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \left(1 + \ln \frac{r}{a} \right) - q_a, \\ \sigma_z = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \left(1 + 2 \ln \frac{r}{a} \right) - q_a. \end{cases} \quad (7)$$

利用弹塑性交界面边界条件^[23]和式(7),可得两区交界面上的压力 q_c 为:

$$q_c = -\frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \ln \frac{r_c}{a} + q_a. \quad (8)$$

2) 弹性区应力

记 $K_c = \frac{b}{r_c}$, 弹性区内壁(即交界面) $r=r_c$ 处的应力计算式为:

$$\begin{cases} (\sigma_r)_{r=r_c} = -q_c, \\ (\sigma_\theta)_{r=r_c} = q_c \left(\frac{K_c^2 + 1}{K_c^2 - 1} \right). \end{cases} \quad (9)$$

因弹性区内壁临界于塑性区处于屈服状态,应满足 Mises 屈服失效判据,即

$$(\sigma_\theta)_{r=r_c} - (\sigma_r)_{r=r_c} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s. \quad (10)$$

将式(9)代入式(10)简化可得

$$q_c = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \frac{b^2 - r_c^2}{b^2}. \quad (11)$$

根据连续性假设,联立式(8)和式(11),可确定泵室内压 q_a 与两区交界面半径 r_c 的关系:

$$q_a = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{r_c^2}{b^2} + 2 \ln \frac{r_c}{a} \right). \quad (12)$$

代入拉梅方程,导出弹性区内任意半径 r 处的各应力计算式为:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{\sigma_s r_c^2}{\sqrt{3} b^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right), \\ \sigma_\theta = \frac{\sigma_s r_c^2}{\sqrt{3} b^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right), \\ \sigma_z = \frac{\sigma_s r_c^2}{\sqrt{3} b^2}. \end{cases} \quad (13)$$

结合本研究液氢增压泵室的受力环境可以分别详细计算在泵室受不同压力(45、70、90 MPa)以及在深冷(20 K)条件下的三向应力。

2 数值模拟

为观察泵室在不同压力和温度条件下,泵室内不同位置应力、应变和变形情况,本研究使用 COMSOL Multiphysics 仿真软件对泵室在不同工况下的力学性能进行模拟分析。COMSOL Multiphysics 是一款多物理场仿真软件,能够模拟各种物理场之间的相互作用,是解决复杂工程问题的有效工具。

2.1 几何建模与网格划分

在忽略吸入阀、排出阀等局部结构对于泵室性能影响的情况下,本研究选取包含泵室、保温外筒以及活塞在内的液力端结构作为数值计算模型。由于数值模型结构对称、载荷对称,因此选择泵室一半模型进行分析计算。计算时选择热弹性力学物理耦合场进行分析,其涵盖了固体力学和固体传热两个相互耦合的物理场,可以更准确地模拟泵室在工作过程中的应力与温度分布情况。

在实际模拟时共分为 9 种工况:常温情况、液氮温区 77 K 和深冷(20 K)条件下,内压分别为 45、70、90 MPa,如表 2 所示。对几何模型两端施加固定约束,并在泵室的内壁施加不同压力荷载和对应温度;泵室和保温外筒之间构成真空夹层,泵室外压和保温外筒内压荷载均为 0;保温外筒的外壁直接接触空气,施加标准大气压荷载。针对模拟结果,以泵室理论校核为基础与理论计算对比,验证其合理性。此外,考虑活塞在泵室内往复运动对泵室应力分布的影响,分别选取活塞在泵室不同位置时的几种工况进行分析。

如图 6 所示为网格划分情况。泵室选择常规的网格划分,完整网格包含 6 368 个域单元、3 950 个边界单元和 455 个边单元,求解的自由度数达到 49 292,其中包含 9 535 个内部自由度。

表 2 泵室模型工况表

Table 2 Model operating conditions of the pump chamber

工况	内压/MPa	温度/K
1	45	20
2	70	20
3	90	20
4	45	77
5	70	77
6	90	77
7	45	293
8	70	293
9	90	293

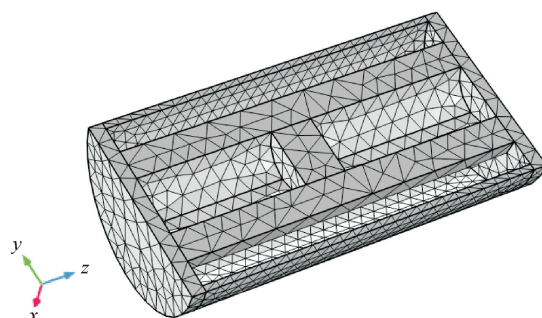


图 6 泵室模型网格划分

Fig. 6 Model mesh partitioning of the pump chamber

2.2 泵室温度压力模拟结果及分析

图 7 为泵室在不同工况下的应力分布模拟结果情况。可以看出,在常温情况下,不同内压对泵室应力的影响变化较为明显,当施加不同大小的内压时,泵室内壁所承受的应力会相应发生变化,泵室内壁应力的最高值依次为 131、204 和 262 MPa。亦可直观看出,在深冷条件下内壁整体平均应力为 950 MPa 左

右,表明泵室在深冷条件下承受着巨大的应力,对泵室的结构强度提出了极高的要求。同时发现,当温度降低至液氮温区 77 K 和深冷 20 K 时,泵室的应力状态发生了明显的变化,内壁应力分布由常温时中间大两端低的渐变状态转变为深冷时内壁应力分布较为均匀的平铺状态。相较于常温,深冷条件下泵室内壁的应力分布表现出更好的相对均匀性,表明常温条件下泵室的应力响应随内压的变化表现出较高的敏感性,在深冷条件下泵室的应力值普遍较高,但应力值随内压增大的增幅却相对有限。可见深冷环境会使材料的物理性能发生显著改变,例如材料的热膨胀系数等都会发生变化。

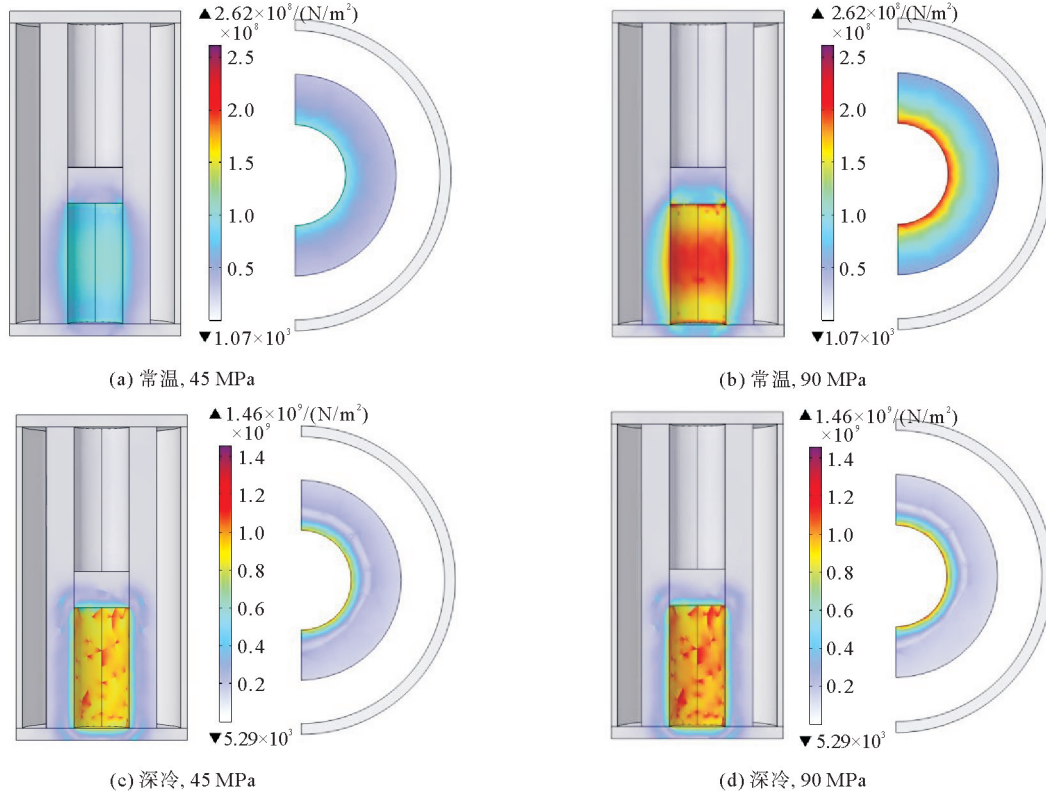


图 7 不同温度内压泵室的应力图

Fig. 7 Stress diagram of internal pressure pump chamber at different temperatures

针对常温和深冷两种温度,进一步分析泵室内壁应力随内压的变化情况。选取了 6 个监测点进行观测,结果如图 8 所示。可以发现,常温情况下应力变化比深冷情况变化幅度大,深冷环境与结构应力的耦合作用可能抑制了内压变化对泵室应力影响的敏感性。因此,在设计时应应对这些高应力区域采取加固措施,以保障液氢泵在极端工况的复杂工作环境中安全、可靠。

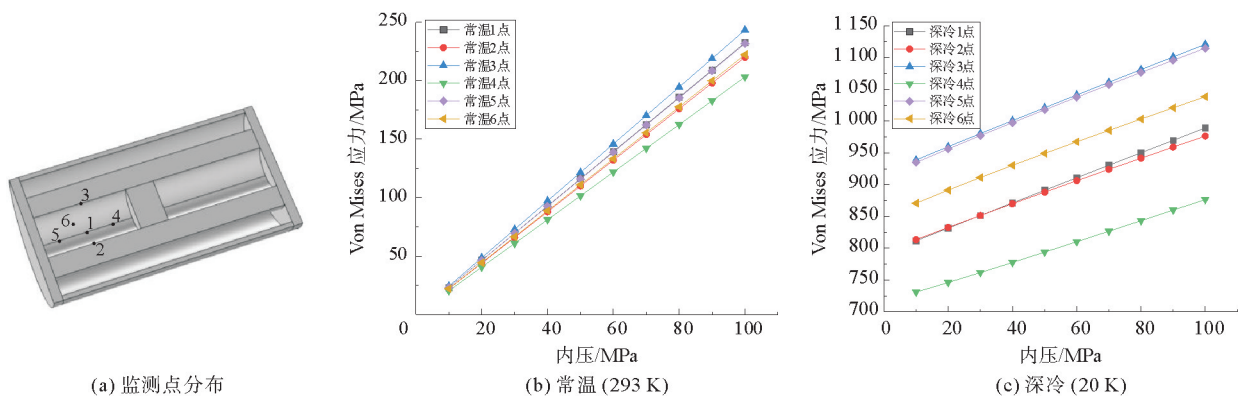


图 8 泵室内壁不同点应力随内压的变化曲线

Fig. 8 Curves of stress at different points on the pump chamber inner wall with internal pressure

2.3 理论对比验证

为验证数值模型的准确性,图 9 列出了泵室的温度分布以及常温和深冷两种情况的三向应力沿半径变化的曲线,并将结果与李芝平等^[24]的常温厚壁圆筒模拟进行对比。由图 9(b)可以看出,常温情况下二者变化趋势基本一致,验证了本模型在常温情况下的可靠性。然而,在深冷情况下本研究模拟的应力曲线在半径 $r=33$ mm 处出现显著骤变。结合温度场分布发现,半径 $r=33$ mm 处为低温区与常温区分界,因两侧材料热变形差异显著,低温区热变形受常温区约束产生的应力在分界处因变形协调性破坏而急剧转折,此为温度场变化与材料热-力学特性区域差异所致。

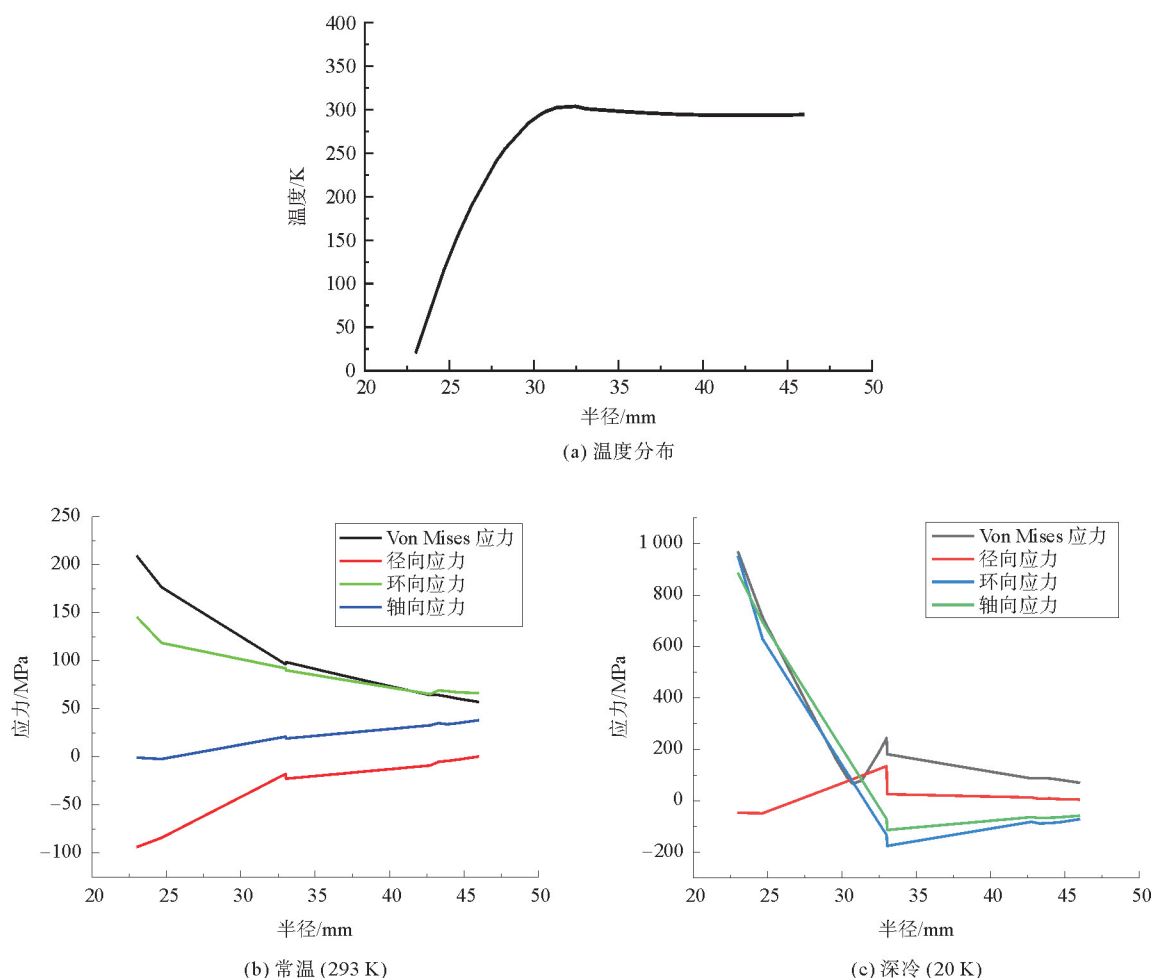


图 9 泵室内壁温度和三向应力沿半径的变化曲线

Fig. 9 Curves of temperature and triaxial stress in pump chamber wall along the radius

为进行定量评估,图 10 进一步对比了理论计算与数值模拟的 Von Mises 应力曲线结果。可以看出,常温下二者数值与趋势均吻合良好,但在深冷情况下,尽管变化趋势一致,数值却存在明显差异。这主要归因于理论计算基于理想厚壁圆筒模型,而数值模拟中充分结合了三维模型的结构复杂性及热-固耦合作用,这些因素在深冷极端工况下对应力分布的影响被放大,导致理论解与数值模拟结果产生偏差。

综上,数值模拟与理论计算在常温下的高度一致性,以及在深冷情况下可解释的差异性,共同验证了二者的互补性与可行性,并凸显了低温作为影响泵室应力关键因素的重要性。

为关注泵室的变形情况,通过 COMSOL 对不同工况下的液氢泵室内壁应力应变情况进行总结列举,如表 3 所示。泵室内壁处最大应变和变形均很小,数量级达到 10^{-5} ,在实际工作情况下可以忽略,仅考虑压力温度的影响。

2.4 深冷高压情况活塞不同位置模拟结果分析

为探究深冷环境活塞在泵室内往复运动对泵室应力分布的影响,选取活塞处于不同轴向位置时的应力状态进行分析。图 11 展示了深冷条件下泵室承受 90 MPa 内压时,活塞位于四个特定位置(取 $N=0.1, 0.2, 0.3, 0.4$, 其中 $N=l_3/l_0$)时的应力分布云图。可明显观察到深冷效应是主导因素,导致泵室内的应力分布模式与常规结构在深冷条件下的应力分布基本一致,即最大应力值普遍分布于泵室内壁区域。但随着活塞向底端运动,泵室内壁的应力值下降趋势由快到慢,甚至逐渐接近底端时,内壁应力会出现略微上升的变化趋势,原因可以解释为液氢最后排出时的末端挤压效应,使得应力略微上升。

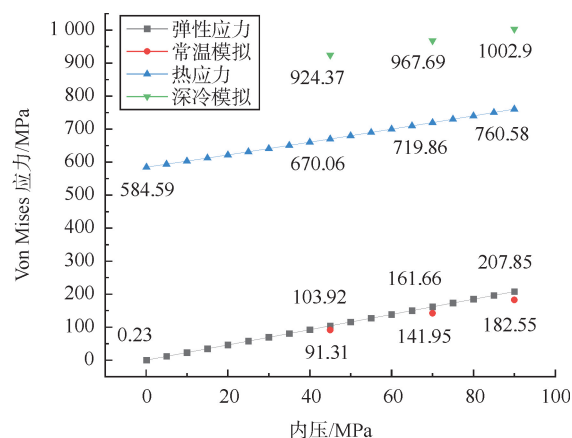


图 10 Von Mises 应力理论对比图

Fig. 10 Comparison chart of Von Mises stress theory

表 3 泵室内壁应力应变

Table 3 Stress and strain on the inner wall of the pump chamber

温度/K	内压/MPa	von Mises 应力/MPa	体积应变	位移大小/mm
293	45	91.31	$6.014\ 6\times 10^{-5}$	$7.658\ 3\times 10^{-3}$
	70	141.95	$9.459\ 1\times 10^{-5}$	$1.191\ 5\times 10^{-2}$
	90	182.55	$1.215\ 7\times 10^{-4}$	$1.532\ 0\times 10^{-2}$
77	45	859.71	$-5.532\ 6\times 10^{-3}$	$1.689\ 6\times 10^{-2}$
	70	903.10	$-5.497\ 8\times 10^{-3}$	$1.628\ 0\times 10^{-2}$
	90	938.40	$-5.470\ 1\times 10^{-3}$	$1.667\ 3\times 10^{-2}$
20	45	924.37	$-6.001\ 0\times 10^{-3}$	$1.867\ 6\times 10^{-2}$
	70	967.69	$-5.966\ 0\times 10^{-3}$	$1.780\ 6\times 10^{-2}$
	90	1 002.90	$-5.938\ 0\times 10^{-3}$	$1.793\ 0\times 10^{-2}$

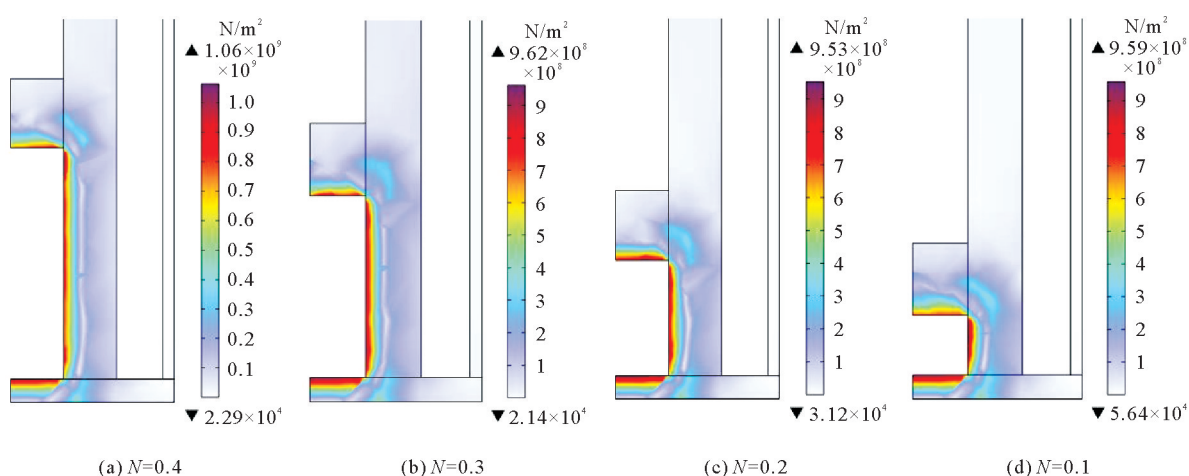


图 11 90 MPa 不同位置的应力图

Fig. 11 Stress diagram at different locations under 90 MPa

3 结论

本研究主要围绕深冷高压工作环境下液氢增压泵室的应力应变展开研究,针对其关键应力问题进行了深入探讨,主要研究成果如下。

1) 建立了简化的液氢增压泵室模型,通过理论计算得到了泵室的热应力及弹塑性应力;通过对常温、液氮温区和深冷三种条件下不同内压的泵室模拟研究发现,常温条件下应力随内压变化明显,应力沿轴向呈现出中间最高、两端逐渐降低的规律,而深冷条件下应力较高且沿轴向分布较为均匀,但增幅有限,表明深冷条件抑制了泵室内壁对压力的敏感性。

2) 常温条件下,理论计算与数值模拟应力分布规律一致,验证了模型的可靠性;深冷条件下,在温度分界处出现了明显应力骤变,这是由于泵室结构及热-固耦合效应所致,表明深冷是影响应力分布的关键因素。

3) 深冷条件下,活塞在不同位置时,泵室内壁应力始终处于较高水平。活塞往泵室底端运动时,泵室内壁应力下降趋势由快变慢,并在靠近底端时因挤压效应会出现应力回升,表明活塞运动仅引起局部应力变化。

后续研究将重点考虑临氢环境对泵室力学性能的影响,以建立更贴近实际工况的泵室力学性能评估模型。

参考文献:

- [1] 滕吉文,董庆,刘少华. 白氢:可能成为世界上最具有颠覆性的清洁能源[J]. 科学技术与工程,2025,25(33):14085-14094.
TENG Jiwen,DONG Qing,LIU Shaohua. White hydrogen:Promising disruptive clean energy source[J]. Science Technology and Engineering,2025,25(33):14085-14094.
- [2] 伊文婧,梁琦,裴庆冰. 氢能促进我国能源系统清洁低碳转型的应用及进展[J]. 环境保护,2018,46(2):30-34.
YI Wenjing,LIANG Qi,PEI Qingbing. Enhance the hydrogen application in China's energy system to accelerate the energy transition;Status and progress[J]. Environmental Protection,2018,46(2):30-34.
- [3] ELGOWAINY A,VYAWAHARE P,CLARENCE N G,et al. Environmental life-cycle analysis of hydrogen technology pathways in the United States[J/OL]. Frontiers in Energy Research,2024,12. DOI:10.3389/FENRG.2024.1473383.
- [4] 陈正文,刘海山,韦志超,等. 往复式液氢泵研究现状及展望[J]. 流体机械,2021,49(9):68-75.
CHEN Zhengwen,LIU Haishan,WEI Zhichao,et al. Research status and prospect of reciprocating liquid hydrogen pump [J]. Fluid Machinery,2021,49(9):68-75.
- [5] 吴畏,杨少柒,薛瑞,等. 液氢活塞泵的发展现状与关键技术分析[J]. 真空与低温,2022,28(2):129-135.
WU Wei,YANG Shaoqi,XUE Rui,et al. Development status and key technologies of liquid hydrogen piston pump[J]. Vacuum and Cryogenics,2022,28(2):129-135.
- [6] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 压力容器 第2部分:材料:GB/T 150.2-2024[S]. 北京:中国标准出版社,2024.
China Standardization Committee on Boilers and Pressure Vessels. Pressure vessels Part 2:Materials:GB/T 150.2-2024 [S]. Beijing:Standards Press of China,2024.
- [7] 韩明君. 往复泵的技术特点及应用现状[J]. 化工时刊,2019,33(5):38-41.
HAN Mingjun. Technical characteristics and application status of reciprocating pump[J]. Chemical Industry Times, 2019,33(5):38-41.
- [8] PESCHKA W. Liquid hydrogen pumps for automotive application[J]. International Journal of Hydrogen Energy,1990, 15(11):817-825.
- [9] 韦炜,何志龙,邢子文,等. 高压液氢泵研究进展[J]. 流体机械,2022,50(7):79-84.
WEI Wei,HE Zhilong,XING Ziwen,et al. Overview of advances in the research of high-pressure liquid hydrogen pump [J]. Fluid Machinery,2022,50(7):79-84.
- [10] 蒲亮,余海帅,代明昊,等. 氢的高压与液化储运研究及应用进展[J]. 科学通报,2022,67(19):2172-2191.
PU Liang,YU Haishuai,DAI Minghao,et al. Research progress and application of high-pressure hydrogen and liquid

- hydrogen in storage and transportation[J]. Chinese Science Bulletin, 2022, 67(19): 2172-2191.
- [11] 薛明喆, 师存阳, 刘家宁, 等. 液氢加氢站及其关键装备的发展现状及展望[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2023, 51(12): 1959-1971.
- XUE Mingzhe, SHI Cunyang, LIU Jianing, et al. Development status and prospects of liquid hydrogen refueling station and its key equipment[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2023, 51(12): 1959-1971.
- [12] 高浩华, 顾素平, 王琛, 等. 高压液氢泵行业研究现状及关键技术问题[J]. 天然气工业, 2024, 44(8): 166-177.
- GAO Haohua, GU Suping, WANG Chen, et al. Research status and key technical issues of high pressure liquid hydrogen pump industry[J]. Natural Gas Industry, 2024, 44(8): 166-177.
- [13] 战颖. 全低温液氢泵的研制[D]. 武汉: 华中科技大学, 2008.
- ZHAN Ying. Research and development of cryogenic liquid hydrogen pump[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2008.
- [14] 邱南彬. 一种高压液氢泵液力端结构设计及传热研究[D]. 北京: 中国运载火箭技术研究院, 2022.
- QIU Nanbin. Structural design and heat transfer research of the hydraulic end of a high-pressure liquid hydrogen pump [D]. Beijing: China Academy of Launch Vehicle Technology, 2022.
- [15] PETITPAS G, ACEVES M S. Liquid hydrogen pump performance and durability testing through repeated cryogenic vessel filling to 700 bar[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2018, 43(39): 18403-18420.
- [16] 丁会明. 奥氏体不锈钢低温本构模型及其应用研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2019.
- DING Huiming. Research on a low-temperature stress-strain relation for austenitic stainless steels and its application [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2019.
- [17] 秦小强. 低温高压储氢气瓶结构设计及仿真分析[D]. 太原: 太原理工大学, 2020.
- QIN Xiaoqiang. Structural design and simulation analysis of cryo-compressed hydrogen storage cylinder[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2020.
- [18] 郑津洋, 王珂, 黄泽, 等. 液氮温度下奥氏体不锈钢强度试验研究[J]. 压力容器, 2014, 31(8): 1-6.
- ZHENG Jinyang, WANG Ke, HUANG Ze, et al. Study on strength of austenitic stainless steel under liquid-nitrogen temperature[J]. Pressure Vessel Technology, 2014, 31(8): 1-6.
- [19] 王干缘, 承磊, 夏莉, 等. 室温至液氢温区奥氏体不锈钢力学性能分析[J]. 低温与超导, 2023, 51(12): 73-80.
- WANG Ganyuan, CHENG Lei, XIA Li, et al. Analysis on mechanical properties of austenitic stainless steel from room temperature to liquid hydrogen temperature[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2023, 51(12): 73-80.
- [20] WEISS K P, HETZLER S, KVACKAJ T, et al. Cryogenic material properties of additive manufactured 316L stainless steel[J/OL]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2022, 1241(1). DOI: 10.1088/1757-899X/1241/1/012047.
- [21] 吴泽炜. 化工容器设计[M]. 武汉: 湖北科学技术出版社, 1985: 363-367.
- [22] QIU Y N, YANG H, TONG L G, et al. Research progress of cryogenic materials for storage and transportation of liquid hydrogen[J/OL]. Metals, 2021, 11(7). DOI: 10.3390/met11071101.
- [23] 刘长海, 唐立强. 超高压容器损伤自增强的应力分析[J]. 压力容器, 2005, 22(5): 20-22.
- LIU Changhai, TANG Liqiang. Stress analysis of vessel with self-reinforced damage under super-high pressure[J]. Pressure Vessel Technology, 2005, 22(5): 20-22.
- [24] 李芝平, 陈言蓉, 陈甜甜, 等. ANSYS辅助弹塑性状态下的内压厚壁圆筒应力分析[J]. 山东化工, 2019, 48(16): 181-183.
- LI Zhiping, CHEN Yanyu, CHEN Tiantian, et al. Analysis of elastoplastic stress of thick wall cylinder[J]. Shandong Chemical Industry, 2019, 48(16): 181-183.

(责任编辑: 齐敏华)