

高压氢环境测试系统的加载杆设计及有限元分析

孔朋、周淑霞、周玺凯、谢赛杰、李孟泽

山东交通学院 船舶与港口工程学院, 山东 威海 264209

摘要: 为了解决高压氢环境箱内加载杆的轴向力平衡问题, 设计了一种新型的高压氢环境测试系统。基于连通器原理, 对加载杆进行力学分析, 建立轴向力平衡方程, 推导出加载杆外径参数。并利用 ANSYS 有限元软件研究了 8mm、10mm、12mm 流道内径对加载杆变形和应力分布的影响。结果表明, 随着流道内径增加, 加载杆变形量减小, 但流道进口处最大应力增加。综合考虑加载杆的变形和应力影响, 流道内径为 8mm 时效果最佳, 此时的变形量为 0.01072mm, 最大应力为 104.25MPa, 实际安全系数最高为 2.28, 满足极限载荷 5KN 下的力学拉伸要求。该研究为高压氢环境中轴向力冲击提供了参考。

关键词: 高压氢环境测试系统; 加载杆; 轴向力平衡; ANSYS 仿真; 变形及应力

DOI:10.63887/jeti.2025.1.4.17

1 引言

氢是一种高效且清洁的能源载体, 在国家能源结构中占据核心地位, 是实现绿色低碳转型的关键介质^[1-2]。然而, 材料在氢环境中长期暴露, 因氢吸附、扩散、富集耦合作用会引发氢脆^[3], 导致材料延展性、韧性及疲劳寿命损减, 增加材料裂纹扩展与脆性断裂风险。为精确评估材料在高压氢气环境下的力学性能, 亟需研制高压氢环境测试系统。

早期关于带有环境箱外部加载杆的实验装置存在有轴向力平衡的开发难点。如日本产业技术综合研究所 M. Imade 等开发了一种 100MPa、室温氢气环境下的实验装置^[4], 为了抵消高压氢气的轴向力冲击, 采用伺服控制系统调节实验腔与控制腔的压力差对试样加载。但存在控制系统复杂, 低压下难以产生足够的力拉伸试样等问题。Y.Wada 等开发了一种 45MPa 下实验装置, 用于研究 CrMo 钢在超高纯度氢气环境下的力学性能。该系统配备 240KN 液压执行器和引伸计, 用于测试载荷和变形。然而, 在试样断裂瞬间, 高压氢气会对加载和测量装置产生轴向冲击, 影响测量精度和使用寿命。因此, 设计一种高压氢环境测试系统中抵消轴向力冲击的加载杆极其重要^[5]。

本文通过理论分析与数值模拟的方法, 对高压氢环境测试系统进行了研究。首先, 完成了系统方案设

计。其次, 建立加载杆轴向力平衡方程并推导出外径参数。最后, 基于 ANSYS 有限元仿真研究了流道内径对加载杆的应力和变形规律, 最终确定最优内径参数。

2 高压氢环境测试系统方案设计

高压氢环境测试系统由高压氢环境箱、力学加载系统、供气增压系统及高低温控制系统 4 大模块组成, 如图 1 所示。

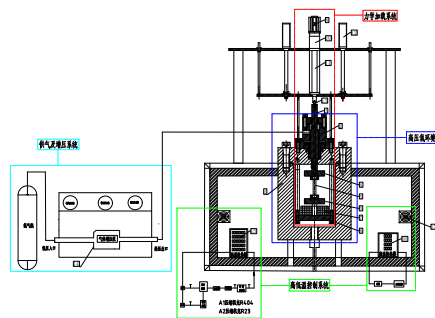


图 1 高压氢环境测试系统方案图

高压氢环境箱由实验腔、平衡腔等组成。腔体与端盖通过 8 个均布高强度螺栓连接, 并采用双层聚四氟乙烯 O 型圈密封, 保障实验腔在达到最高压力 30MPa 时不发生泄露。

力学加载系统由伺服电机、减速器、电缸、联轴器、加载杆、夹具、载荷传感器、载荷传递框组成。最大牵引力为 5KN, 最大量程为 20mm, 加载频率

1-5HZ, 位移传感器集成于电缸内, 精度为 $\pm 0.5\%FS$ 。

供气及增压系统由气瓶、驱动气源、高压管、增压泵、气动阀门等组成。为了避免氢气与电火花接触风险, 采用气体驱动增压泵, 与实验腔通过高压管连接, 确保两者间距 3 米及以上。

高低温控制系统由压缩机、铜管翅片换热器、蒸发器、热电偶、油箱、循环泵及循环风扇组成。低温采用 R404 与 R23 双联压缩机制冷, 最低制冷温度达 $-110^{\circ}C$ 。高温通过热电偶加热油源, 经循环泵进入热交换器。最高温度可达 $80^{\circ}C$ 。

3 加载杆压力平衡力学分析

加载杆将高压氢环境箱分为平衡腔和实验腔两个部分, 如图 2 示。

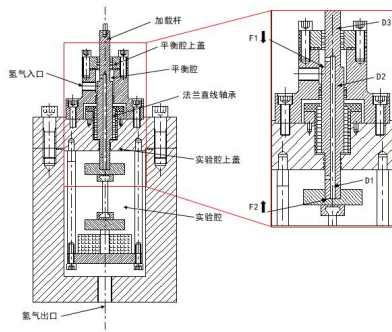


图 2 加载杆平衡原理图

当高压实验腔体压力达到 P_1 时, 由于内部气压最高达 30 兆帕, 高压氢气必然对加载杆产生一个向上的作用力 F_1 , 其计算公式为:

$$F_1 = \frac{\pi P_1 D_1^2}{4} \quad (1)$$

式中: P_1 为实验腔压力, D_1 为伸入实验腔内杆的直径。

为平衡载荷 F_1 , 将加载杆的上部设计为阶梯状结构, 且在氢气进口处锁紧, 形成一个密闭空间。则内部气体对加载杆的作用力 F_2 , 其计算公式为:

$$F_2 = \frac{\pi P_2 (D_2^2 - D_3^2)}{4} \quad (2)$$

式中: P_2 为平衡腔压力, D_2 为加载杆流道端的直径, D_3 为加载杆与电缸连接端的直径。

若满足 $F_1=F_2$, 则可实现加载杆轴向力平衡, 故有:

$$P_1 D_1^2 = P_2 (D_2^2 - D_3^2) \quad (3)$$

因实验腔与平衡腔通过加载杆内部流道形成密闭连通系统, 基于帕斯卡原理可得 $P_1=P_2$, 代入(3)式得

$$D_1^2 = (D_2^2 - D_3^2) \quad (4)$$

根据实验腔上盖与平衡腔的结构, 取 $D_1=10mm$ 、 $D_2=30mm$ 。代入公式(4)得 $D_3=22.36mm$ 。该设计参数使伸入实验腔加载杆的截面积与氢气入口处的圆环截面积相等, 即实现系统力平衡 $F_1=F_2=9.42KN$ 。

4 加载杆有限元分析

4.1 几何模型

该模型包括阶梯轴和内流道两个部分。利用 SolidWorks 软件构建三维模型, 并保存为.step 格式, 导入 ANSYS Workbench 软件。根据实验腔的结构, 分别设计了 8mm、10mm、12mm 的内径通道, 研究内径对加载杆的变形及应力分布情况, 加载杆模型如图 3 所示。

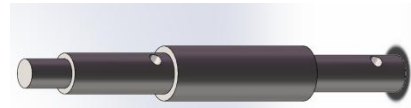


图 3 加载杆模型

加载杆与高压氢气接触, 考虑到 316L 不锈钢进行热处理后, 内部的微观结构可以降低氢脆敏感性, 故选用加载杆的材料为 316L 不锈钢, 材料的属性参数如表 1 所示。

表 1 材料属性参数表

Material Property Parameters Table					
材料	密度 / (kg/m ³)	弹性模量 /MPa	屈服极限 σ_s /MPa	强度极限 σ_b /MPa	泊松比
316L 不锈钢	7.98	2.0×10^5	237	550	0.33

4.2 网格划分与边界条件设置

网格划分是有限元前处理的重要环节, 合理的网格类型和尺寸直接影响计算结果的精度。加载杆轴向最大尺寸为 280 mm, 径向最大尺寸为 30 mm。基于模型尺寸, 固体域与流体域网格均采用四面体主导方法,

并在氢气进出口处加密。划分网格数量分别为 15 万、25 万、35 万, 对比 3 种网格数量的应力仿真结果, 发现网格数量 25 万与 35 万时结果基本一致。从计算效率出发, 本文采用基本网格尺寸为 2mm, 共有 268924 个单元, 383144 个节点。

4.3 边界条件及载荷约束设置

在 Fluent 模块中, 设置流体域材料为氢气, 选择 k-epsilon 标准粘性模型, 近壁处采用标准壁面函数。该模型适用于高压气体湍流流动, 具有较好的数值稳定性, 适合处理高压氢气的流动问题。入口类型设置为压力进口, 总压为 30 MPa。出口创建平均压力监测点, 初始化表压为 28 MPa, 以提高收敛速度和计算效率。时间步数设为 300, 时间步长为 5e-6 s, 当监测点压力达到 30 MPa 时停止迭代, 最终结果导入静态结构模块进行分析。

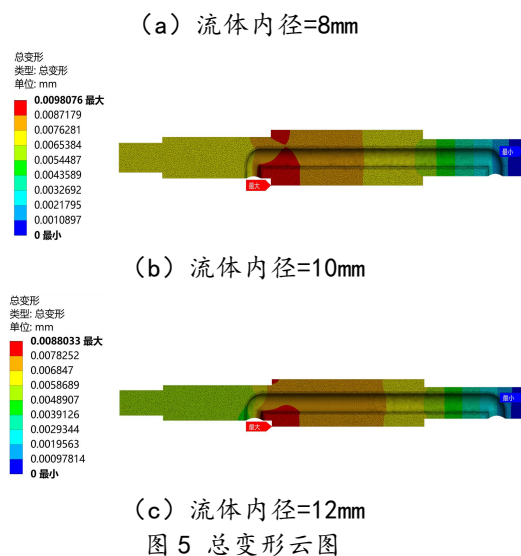
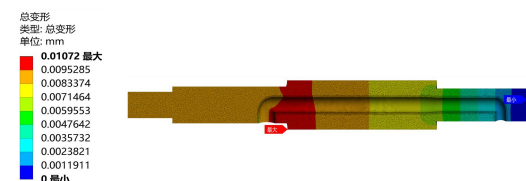
在静态结构模块中, 加载杆的约束及载荷, 如图 4 所示。设置高压氢气对入口处截面的轴向压力为 A, 箱体内高压氢气对加载杆下端面的轴向压力为 B, 为模拟加载杆在轴向上的疲劳拉伸, 下端面设置固定约束为 C, 限制刚体运动。圆柱面约束类型设置为位移 D, 将 X, Z 分量设为 0, Y 分量设为自由。为模拟电缸输出力, 在上端面施加正弦载荷 E, 极限载荷设定为 $5000 \cdot \sin(3.14 \cdot \text{time})$, F 处为导入的流体域计算结果。



图 4 载荷及约束条件设置

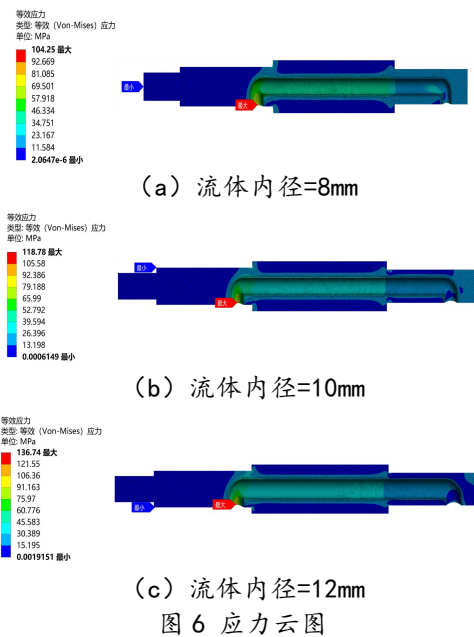
4.4 有限元结果分析

为了探究不同流道内径的加载杆在正弦疲劳载荷下的应力水平, 分别对流道内径为 8mm, 10mm, 12mm 的加载杆进行 ANSYS 流固耦合分析。得到加载杆的变形和应力云图, 如图 5、图 6 所示。



由变形云图可知, 3 种不同流道内径的加载杆最大变形区域集中在电缸连接端以及流道的进口区域。内径为 8mm、10mm、12mm 的平衡加载杆最大变形量分别为 0.01072mm、0.0098mm、0.0088mm。通过对比 3 种流道内径的变形云图发现, 随着流道内径的增大, 加载杆的载荷分布均匀性得到改善, 从而使变形量呈现递减趋势。

加载杆许用变形量应不超过总长度 1%, 对应 280mm 的设计长度的许用变形量为 0.28mm。计算结果表明, 流道内径为 8mm 的变形量最大为 0.01072mm, 远低于许用值。因此, 3 种加载杆在变形量上均满足设计要求。



由压力云图可知, 应力集中在流道区域。内径为

8mm、10mm、12mm 的加载杆最大应力均发生在流道进口处,最大等效应力分别为 104.25MPa、118.78MPa、136.74MPa。随着流道内径的增加,进口处所受到的最大应力也逐渐增加。

加载杆的材料为 316L 不锈钢,其许用安全系数 $[S]=1.8$ 。由表 1 可知,316L 不锈钢的屈服极限 σ_s 为 237MPa,根据公式(5)可以求得实际安全系数分别为 $S_8=2.27$ 、 $S_{10}=1.99$ 、 $S_{12}=1.73$ 。由于 $S_{12}<[S]$, S_8 、 $S_{10}>[S]$,则流道内径为 12mm 的加载杆不满足强度设计要求。从加载杆承载和抵抗疲劳能力的角度出发,选择流道内径为 8mm 的加载杆,其更符合设计的要求。

$$S_r = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} \quad (5)$$

式中: S_r 为实际安全系数,下标 r 为加载杆流道内

径, σ_s 为材料的屈服极限, $\sigma_{\max}$ 为最大应力。

5 结论

本文针对高压氢环境测试系统中的加载杆,进行了力学分析和有限元仿真,得出以下结论:

(1) 通过力学分析推导出加载杆的外径参数,使进出口轴肩面积相等,并采用双腔连通得设计。解决了在试样断裂瞬间高压氢气的轴向冲击问题。

(2) 通过 ANSYS 有限元分析,研究了 8mm、10mm、12mm 流道内径对加载杆变形和应力分布的影响。结果表明,随着流道内径的增加,加载杆的变形量逐渐减小,而流道进口处的最大应力逐渐增加。

(3) 综合考虑变形和应力分布情况,建议选用流道内径为 8mm 的平衡加载杆设计方案,该方案试验机加载杆的强度满足设计要求。

参考文献

- [1] 国家发展改革委国家能源局:《“十四五”现代能源体系规划》印发[J]. 华北电业,2022, (03): 4.
- [2] 王凡,李丹丹,陈梅涛,张继龙,田泽普. 我国氢能产业发展形势分析[J]. 石油石化绿色低碳,2024, 9(06): 10-15.
- [3] Chen Y S, Huang C, Liu P Y, et al. Hydrogen trapping and embrittlement in metals – A review[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 49(15): 7890-7930.
- [4] Imade M, Fukuyama S, Yokogawa K. Apparatus for material tests using an internal loading system in high-pressure gas at room temperature[J]. Review of Scientific Instruments, 2008, 79(7): 073903.
- [5] Wade Y, Ishigaki R, Tanaka Y, et al. Evaluation of metal materials for hydrogen fuel stations[J]. JSW Technical Report, 2006, 43(1): 13-16.