

低温风洞螺旋升降机热防护结构设计及性能分析

刘丹 陈叔平 毛红威 王旭东 金树峰 姚淑婷

(兰州理工大学石油化工学院, 兰州 730050)

摘要: 针对螺旋升降机的结构特点及低温风洞元件的工程耐热要求, 设计了不锈钢承压防护壳内置聚氨酯绝热层的三段式热防护结构。利用有限元软件建立了热防护结构数值模型, 在低温风洞的低温与常温工况下进行了结构与传热分析, 获得了热防护结构应力、变形及温度场分布情况。结果表明: 热防护结构承受 0.35MPa 最大压差载荷时, 其最大应力出现在防护壳中段与纵向加强筋连接处, 经强度校核得到热防护结构在工作载荷条件下满足强度要求; 热防护结构载荷系数为 74.5 (>3), 一阶屈曲载荷为 26.1MPa (>0.35 MPa), 热防护结构满足稳定性要求; 低温与常温工况下, 聚氨酯绝热层厚度为 40mm, 热防护结构内通入氮气流量分别为 0.01kg/s 和 0.02kg/s 时, 螺旋升降机结构均处于 263K–313K 的安全温度范围内。

关键词: 低温风洞; 螺旋升降机; 热防护; 结构设计; 数值分析

DOI: 10.16711/j.1001-7100.2018.01.004

Design and performance analysis of screw lift thermal protection structure in the cryogenic wind tunnel

Liu Dan, Chen Shuping, Mao Hongwei, Wang Xudong, Jin Shufeng, Yao Shuting

(College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: A three-section thermal protection structure with the stainless steel pressure protection shell and built-in polyurethane insulation layer was designed according to the structural characteristics of screw lift and the engineering thermal protection requirements of devices in the cryogenic wind tunnel. The numerical model of thermal protection structure was established by using finite element software, and its stress, deformation and temperature distribution were obtained on the basis of the structural and thermal analysis under the low temperature and normal temperature conditions. It is found that when withstanding the maximum pressure difference of 0.35MPa, the thermal protection structure has the maximum stress, and the strength of thermal protection structure meets the requirements under normal working loads through strength check. The load factor of the thermal protection structure is 74.5 (>3) and its first order buckling load is 26.1MPa (>0.35 MPa), thus the stability of thermal protection structure meets the requirements. Under the low temperature and normal temperature conditions, the temperature of screw lift structure is in the safe range of 263K–313K when the mass flow rate of nitrogen gas is 0.01kg/s and 0.02kg/s respectively, inside the thermal protection structure with the polyurethane thermal insulation thickness of 40mm.

Keywords: Cryogenic wind tunnel, Screw lift, Thermal protection, Structural design, Numerical analysis

1 引言

近年来, 利用风洞技术进行的气体动力学和热力学试验获得重大进展, 风洞应用也从飞行器研制和空气动力学研究的单一用途向非航空航天工业部门过渡^[1]。相比于常温风洞, 低温风洞能

够满足雷诺数全范围内的试验要求, 对节约运行成本、提高风洞利用率尤为重要^[2]。低温风洞与常温风洞最显著的区别在于它具有 77K–323K 宽广的温度变化范围, 主要体现在其正常工作时具有低温与常温两种运行模式。低温风洞内的某些元件在使用过程中, 除了需要经受低温风洞环

收稿日期: 2017-09-01

作者简介: 刘丹(1991-), 女, 硕士生, 主要从事低温储运技术与设备的研究。

通讯作者: 陈叔平(1964-), 男, 教授, 主要从事低温储运技术与设备以及 LNG 液化技术的研究(E-mail: chensp@lut.cn)。

境的影响,还要承受电机工作产生的发热热流的持续加热,致使元件不同部位的温度分布极其不均,在如此苛刻的热环境下要使得元件处于一定的温区内,对设备的热防护设计提出了严峻的挑战。因而在多重热环境的综合作用下,制定出切实可行的热防护措施,对保证低温风洞内设备的正常使用至关重要,研究开发新型热防护结构变得日益关键和紧迫。

目前,热防护技术研究主要集中在飞行器热防护结构设计与制备、热防护材料研发、传热机理分析等方面^[3]。解维华^[4]等人针对可重复使用运载器再入大气过程,对热防护系统的机械-热响应关系进行了分析,提出了金属热防护系统整体结构的设计准则。张涛^[5]等人分析了某探测器火箭发动机的热环境参数,依据发动机固壁辐射热流密度边界条件给出了合理的热防护系统设计方案。尹昌平^[6]等人采用缝合-共注射工艺将碳/环氧承力层、缝纫纳米气凝胶隔热层、碳/酚醛防热层一次成型,制备出轻质高强的承载/隔热/防热一体化复合材料,有效降低了飞行器防护结构制造工艺的难度与复杂性。Kaushika N D^[7]和 Daryabeigi K^[8]等针对金属蜂窝夹心结构开展热传导研究,分析结果得到的半经验关系式已经成为计算蜂窝结构热传导的标准模型。尽管诸多学者针对热防护技术展开了大量研究,但有关低温风洞内特定元件的热防护设计研究为数尚少。

本文基于低温风洞螺旋升降机的结构特征,考虑低温风洞设备热防护的技术要求,开展螺旋升降机热防护方案设计,包括热防护结构形式、尺寸参数、加热方式、散热方式、零件布局等。在此基础上,通过数值模拟分析以验证热防护结构承压性能与绝热性能,确保螺旋升降机结构在110K-323K的温度范围内正常工作,为下一步螺旋升降机热防护结构的制作和实验提供了理论参考。

2 热防护结构设计及数值模型

2.1 螺旋升降机结构

螺旋升降机整体结构由螺旋升降机、电机、联轴器、支架、加长杆、低温滑动轴承等部分组成,如图1所示。螺旋升降机与电机通过联轴器相连固定于支架上,加长杆与螺旋升降机伸出轴螺纹连接,并与支架间由低温滑动轴承导向。螺旋升降

机结构连同热防护装置整体安装在工作台上。在低温风洞内工作过程中,螺旋升降机需要长时间连续负载,电机长期处于工作状态,电机产生大量热量导致螺旋升降机结构整体升温,加长杆垂直工作台做往复直线运动,其伸出端部分在运动过程中直接裸露于风洞环境中。

低温风洞运行压力为0.01MPa-0.45MPa(绝压),运行温度为110K-323K,分为低温(110K-273K)与常温(273K-323K)两种工况。低温工况下风洞洞体内最低温度达110K,在如此低的温度环境下必须进行低温绝热防护以减少低温环境直接漏入螺旋升降机结构内的冷量,使螺旋升降机结构整体温度维持在允许的工作温度范围(263K-313K)内。常温工况下风洞洞体内最高温度为323K,热防护结构会降低电机发热量的对外传递,此时还需考虑低温防护措施不影响螺旋升降机的正常使用依靠电机驱动,电机持续工作发热量大,仅设置绝热结构无法确保被防护件的温度稳定在要求范围内,为降低电机热源对其连接元件的持续加热所引起元件温升过大,热防护结构辅助氮气作为冷却介质的技术方法通入其内部,对被防护元件进行整体降温操作。

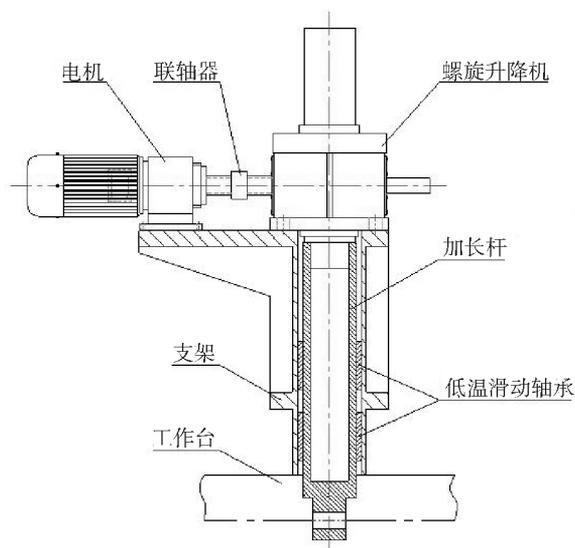


图1 螺旋升降机结构示意图

Fig. 1 Diagram of screw lift structure

2.2 热防护结构设计

热防护结构依据螺旋升降机的工作工况及结构条件进行设计,其设计原则遵循在保证结构安全稳定运行的前提下,实现螺旋升降机结构达到

低温风洞设备热防护的温控要求。为防止两种工况下螺旋升降机结构温度过低或过高以及与外界导热量较大,利用绝热材料将其与风洞介质隔离,通过增加导热热阻的形式降低外界热流对结构的传热^[9]。聚氨酯导率系数小,且低于一般应用的绝热材料,具有优越的热绝缘性能。聚氨酯绝热是一种高效保温措施,采用聚氨酯作为绝热材料发泡在金属壁面上,易于成型、切割与施工,还可充当结构材料,使得整体结构具有质量轻、跨度大、负荷高的优点,因此本文选用聚氨酯绝热对低温风洞螺旋升降机整体结构进行绝热防护。

充分考虑低温风洞中各设备间的布局与安装距离,为避免零件发生磨损或相互碰撞,热防护结构设计为矩形容器,其结构如图 2 所示。图中聚氨酯绝热层厚度为 40mm,是主要的热防护结构,外层防护壳与加强筋壁厚为 10mm,用以承受低温风洞环境压力以保护内部聚氨酯结构。热防护结构还设有氮气入口、氮气出口、电机电源接口、温度传感器接口、加热膜电源接口、动密封结构(凸缘、O 型密封圈)、绝热块、低温橡胶垫板、法兰(图 2)。各接口结构内部为通孔用以穿过线缆,外侧端部开有螺纹孔,可与接插件相连。氮气入口与氮气出口用来通入冷却氮气带走电机及运动部件的发热量,加热膜贴于支架水平板四周侧面处,以导热方式将热量传递给加长杆以防止其伸入风洞环境部分的温度过低。下段防护壳与加长杆之间设置有动密封结构,通过凸缘及 O 型密

封圈组合形实现密封性能。支架放置于凸缘上,支架下端圆形套筒外侧安装绝热块,起支撑支架作用同时减少外界环境漏入螺旋升降机的传热量。螺旋升降机及热防护结构通过螺柱固定于工作台上,同时,为了防止风洞介质及氮气通过螺孔泄漏,在下段防护壳底板下方设置了低温橡胶垫板。

为便于设备的安装维护,热防护结构设计为上中下三段式结构,通过矩形法兰连接成一体。在进行安装操作时,先将中段防护结构、下段防护结构及低温橡胶垫板放置于工作台上,绝热块放置于防护壳底板上,并将螺旋升降机结构放置于热防护结构内部,然后将中段防护结构垂直上移至其内部倾斜面与支架倾斜面重合,以预留出螺柱安装空间,再将支架下部水平板、绝热块、防护壳底板由双头螺柱连接固定于工作台上,最后将中段防护结构落回至原位,分别与两端热防护结构通过矩形法兰进行连接,完成安装。图 2 中热防护结构各部件选材及性能参数见表 1。

2.3 数值模型

数值模型的建立是数值模拟的前提和关键,所有施加到实体边界上好的载荷和约束最终都传递到数值模型上进行求解^[10]。根据螺旋升降机热防护结构的具体参数,运用 ANSYS 有限元分析软件建立螺旋升降机热防护结构结构分析和传热分析数值模型,如图 3 所示。

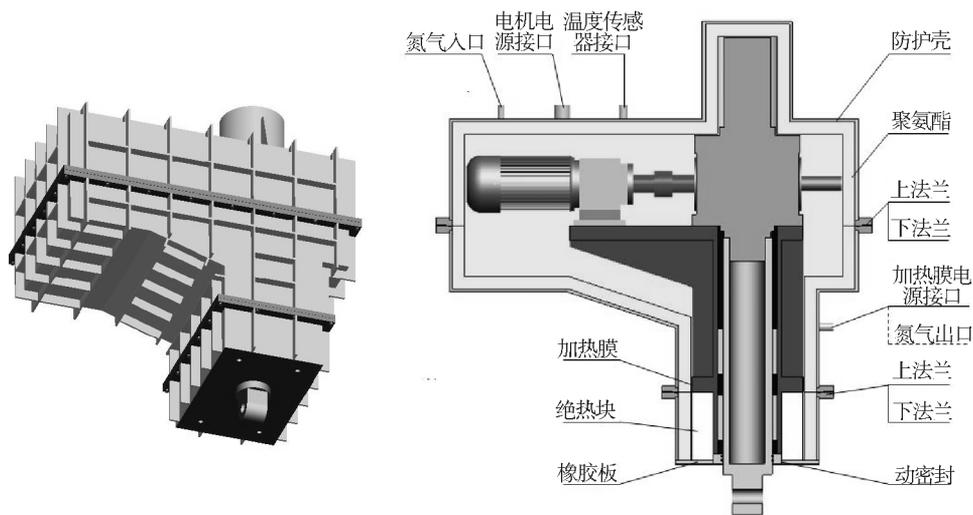


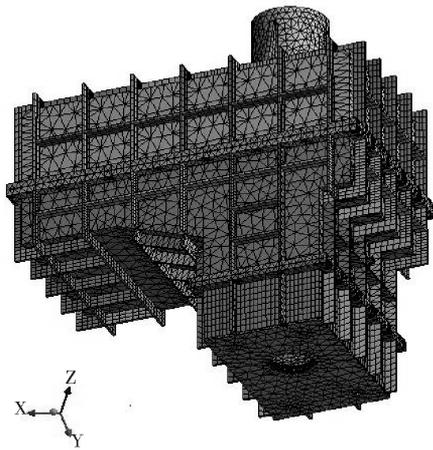
图 2 聚氨酯绝热热防护结构示意图

Fig. 2 Diagram of the thermal protection structure with polyurethane insulation

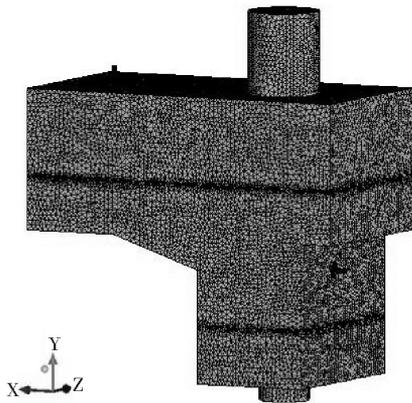
表 1 热防护结构各部件尺寸及主要性能参数

Tab. 1 Dimensions and main performance parameters of each component of thermal protection structure

部件名称	尺寸/mm	材料	密度/(kg/m^3)	导热系数/[$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	比热容/[$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
绝热层	1313 × 680 × 1437	聚氨酯	40	0.02	1300
绝热块	360 × 590 × 225	玻璃钢	1700	0.37	1260
防护壳(加筋)	1423 × 790 × 1427	S30408	7850	15.7	500
法兰 (大)	1423 × 790 × 24	S30408	7850	15.7	500
法兰 (小)	560 × 790 × 20	S30408	7850	15.7	500
氮气管接口	$\Phi 21$	S30408	7850	15.7	500
电机电源接口	$\Phi 51$	S30408	7850	15.7	500
传感器接口	$\Phi 51$	S30408	7850	15.7	500
加热膜接口	$\Phi 27$	S30408	7850	15.7	500
凸缘	$\Phi 222$	S30408	7850	15.7	500
O 型圈	81.35 × 5.7	全氟橡胶	—	—	—
低温橡胶垫板	470 × 700 × 3	氟橡胶	—	—	—



(a) 结构分析



(b) 传热分析

图 3 热防护结构数值模型

Fig. 3 Numerical model of thermal protection structure
考虑风洞内防护壳及加强筋为热防护结构的

重要承压部分,必须对其进行强度及稳定性计算。为较真实地模拟实际防护结构,对热防护结构进行三维实体建模。在 ANSYS 中删除结构模型中的绝热层、绝热块、O 型圈及橡胶垫板部分,采用 Mesh 对防护壳、加强筋、法兰、凸缘进行网格划分,共计得到单元数 69 532 个,节点数 168 252 个。分析热防护结构承受最大内外压差工况,施加相应约束与边界条件进行静力学求解。其中,约束与边界条件为:①约束防护壳底板与凸缘下表面所有自由度;②防护壳及加强筋外壁面施加 0.45MPa 的外压均布载荷,防护壳内表面施加 0.1MPa 的内压均布载荷;③上下法兰间为绑定接触关系。

传热分析通过 FLUENT 软件的标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLEC 求解算法,进行低温与常温工况被防护件及热防护结构整体的温度场数值计算。由于外层防护壳结构热阻较小,建立模型时不予考虑。对除去防护壳的整体结构应用 ICEM 软件进行四面体非结构网格划分,并在局部区域进行网格加密设置,分别生成聚氨酯、氮气流体、螺旋升降机结构、电机、绝热块及加热膜(低温工况下)6 个计算域,共划分单元数 3 479 948 个,节点数 554 316 个。为提高计算效率,建立传热计算模型时简化电机结构(去除翅片),将电机发热功率折算为 963W,低温工况加热膜功率为 $300\text{W}/\text{m}^2$ 。传热分析的边界条件为:①氮气进口质量流量为 0.01kg/s,压力为 202 650Pa,氮气出

口压力为 200406Pa; ②聚氨酯绝热层外壁面、绝热块与凸缘下表面、加长杆伸出端表面为壁面条件,两种工况下壁面温度分别为 110K 和 323K; ③螺旋升降机结构、氮气流体、聚氨酯绝热层间的接触面均为热流耦合面。

3 结果及分析

3.1 强度分析

防护壳结构各部分的等效应力分布情况如图

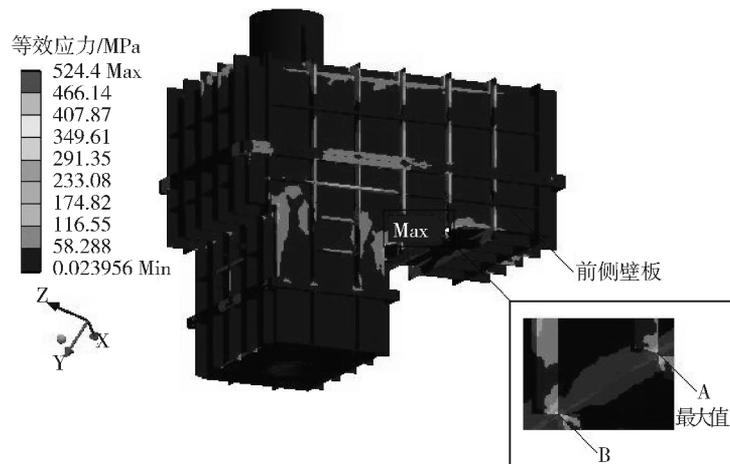


图 4 热防护结构等效应力分布图

Fig. 4 Equivalent stress distribution of thermal protection structure

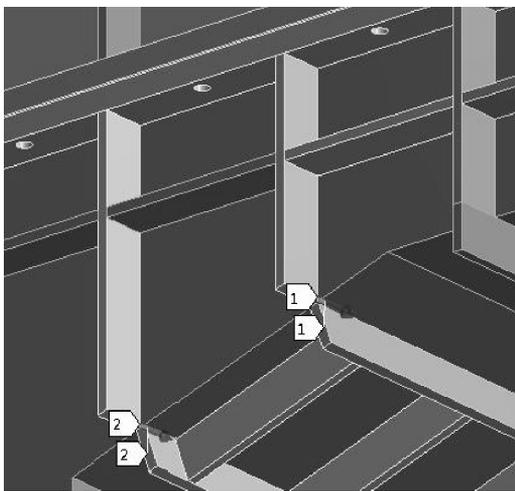


图 5 应力线性化路径图

Fig. 5 Diagram of path of stress linearization

图中 B 点为应力较大点,位于 A 点左侧纵向加强筋端点处。A、B 两点(图 4)属于防护壳整体结构不连续处,外压载荷作用下会产生较大的一次局部薄膜应力 P_L 和二次应力 Q 。为进一步分析防护壳应力沿壁板厚度方向的分布情况,选取 A、B 两处进行应力分析,设计并提取穿过壁厚的

4 所示。从图中可以看出,防护壳结构大部分区域等效应力均较小,在上段防护壳的顶板与侧板交界处、中段防护壳前侧壁板中部以及大法兰长边的中部等效应力较大,上、中段防护壳横向与纵向加强筋结构外壁面存在应力集中现象,最大应力发生在中段防护壳前侧壁板的右部第三根纵向加强筋的端点 A 处(图 4),为 524.4MPa,并且沿加强筋与防护壳连接处的方向等效应力逐渐减小。

危险路径 1 - 1 与 2 - 2(图 5),根据 JB 4732 - 1995 分析设计标准的规定对上述两条路径进行线性化处理,并将所得应力进行线性分类,按不同的应力组合与不同的许用极限进行强度评定(表 2)。由表中的分析结果可知,防护壳 A 与 B 两个部位的一次局部薄膜应力强度 P_L 和一次应力加二次应力强度($P_L + Q$) 的最大值均小于各自的许用极限。因此,在 0.45MPa 风洞载荷作用下,热防护结构应力强度满足要求。

表 2 各部位应力分类及强度评定

Tab.2 Stress classification and intensity evaluation of each path

路径	应力分类	应力/MPa	许用应力/MPa	评定
1 - 1	P_L	80.09	1.5×137	合格
	$P_L + Q$	141.90	3.0×137	合格
2 - 2	P_L	76.87	1.5×137	合格
	$P_L + Q$	122.29	3.0×137	合格

图 6 为热防护结构变形分布图。从图中可以看出,该结构变形较大处主要出现在防护壳后侧壁板的中心区域、防护壳顶板接口附近以及圆筒

顶部平板边缘处,最大变形位于中段防护壳与法兰连接处的 C 点,为 1.19mm。由于热防护结构法兰的变形会对热防护结构密封性能产生影响,而法兰结构密封圈压缩量为 2mm,且通过计算连

接上、中段防护壳法兰的最大变形量为 1.17mm,位于其密封结构允许的弹性压缩范围,因此能够保证热防护结构法兰处的密封效果。

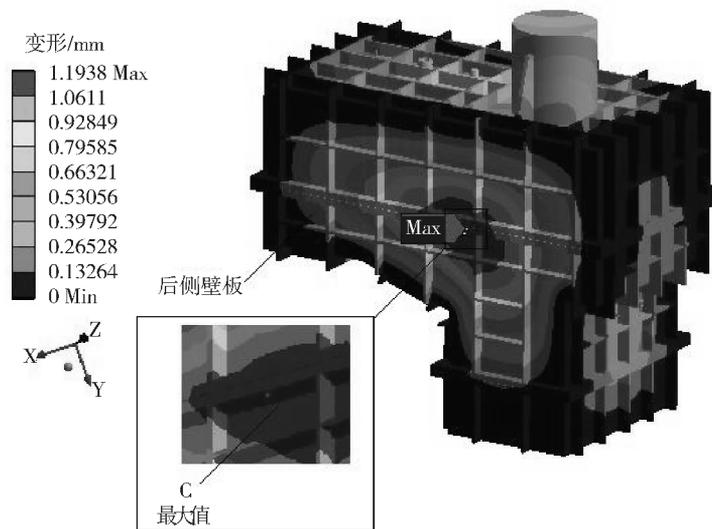


图 6 热防护结构变形分布图

Fig. 6 Deformation distribution of thermal protection structure

3.2 稳定性分析

对于承受均匀外压作用的容器,壳体内部的应力为压应力,当外界压力达到某一数值时,容器就会丧失原有的平衡状态发生失稳而引起破坏。结构失稳后,极其微小的外界扰动就会使得容器变形显著增加而无法正常工作。因此,鉴于安全性考虑,通过特征值屈曲分析法对热防护结构进行稳定性研究,获得其临界载荷及失稳模式。

热防护结构屈曲分析的数值模型及边界条件与强度分析一致,在强度分析的基础上进行特征值屈曲分析。经过有限元分析,热防护结构一阶载荷系数为 74.5,一阶临界载荷为 26.1MPa,一阶屈曲模态如图 7 所示。从图中可以看出,热防护结构的顶板、后侧板及圆筒上方存在失稳倾向,最先发生屈曲失稳的位置为圆筒平板与筒壁的连接区域。由于一阶载荷为屈曲载荷的最低值,当压力达到一阶载荷时结构将失稳。热防护结构的屈曲载荷为 26.1MPa,而结构的实际作用载荷为 0.35MPa,且我国钢制压力容器安全系数为 3,远小于热防护结构的稳定性安全系数 74.5,因此在低温风洞 0.35MPa 的最大压差作用下,热防护结构不会发生失稳情况,稳定性满足设计要求。

一阶载荷系数 74.5
一阶临界载荷 26.1MPa

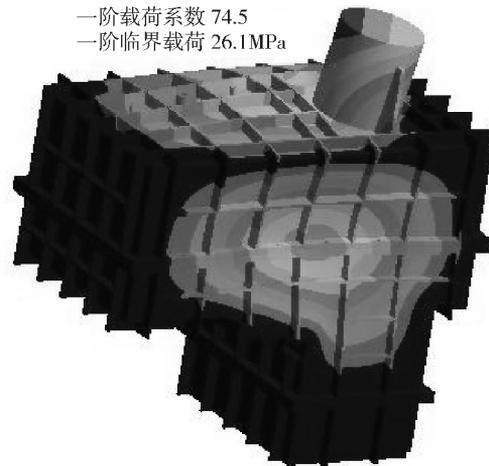


图 7 热防护结构一阶屈曲模态图

Fig. 7 First order buckling mode of thermal protection structure

3.3 传热分析

低温风洞的运行温度在 110K - 323K 之间,螺旋升降机整体结构初始温度为 300K。低温工况风洞内温度为 110K 时,外界漏入聚氨酯绝热层内部的冷量最大,为 502.55W,电机发热功率 963W,此时通入的氮气质量流量最小。常温工况风洞内温度为 323K 时,外界漏入聚氨酯绝热层内部的热量最大,为 60.835W,且电机工作产热,此种工况下所需冷却氮气流量最大。因此,针对上述两种典型温度工况,通过稳态传热数值计算

获得螺旋升降机整体结构的温度分布,进而分析热防护结构的绝热性能。

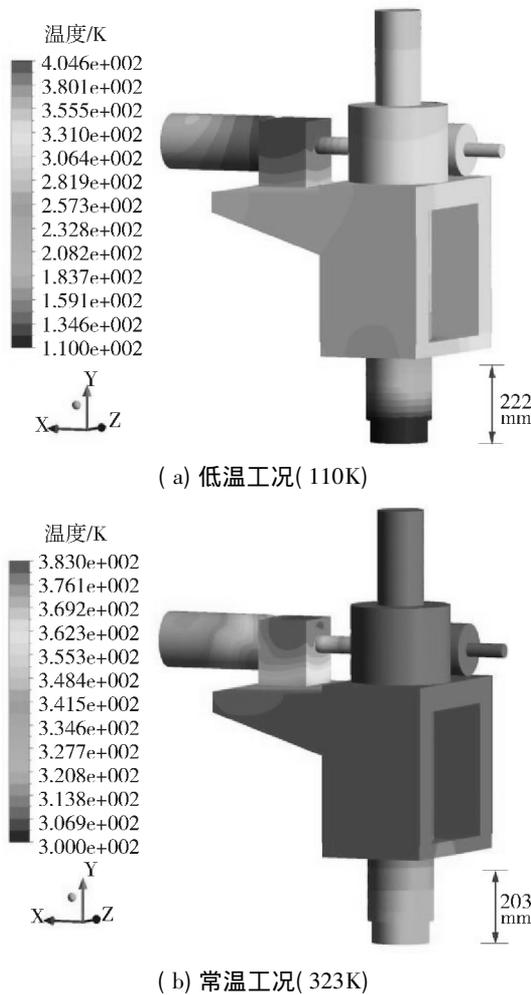


图 8 两种工况下螺旋升降机结构温度场分布图

Fig. 8 Temperature distribution of screw lift structure under two operating conditions

低温工况及常温工况螺旋升降机结构温度场分布图如图 8 所示。从图 8 (a) 中可以看出,低温工况下,电机最高温度为 405K,最大温升为 105K,由于其上方正对气流入口位置,通入的氮气对电机的冲击作用产生较强的对流换热效果,电机左侧端部出现较大温度梯度,电机温度从 405K 大幅度降低至 331K。吸热后的氮气沿横向和纵向流经螺旋升降机结构壁面发生对流换热,使得螺旋升降机结构温度稳定在 272K - 306K 范围内。电机伸出轴与联轴器间以及电机下部与支架间进行热传导而产生较大的温度梯度,与电机端部的温度梯度近似一致,这是由于联轴器与支架同氮气换热后,其温度与气体温度接近。当环

境漏热、电机发热、氮气对流换热以及加热膜加热的综合作用下整体结构处于热平衡时,螺旋升降机结构的温度稳定在 272K - 302K 范围内。支架的倾斜板端部,直接接触电机的高热流密度区而导致该结构处温度偏高。出于结构设计考虑(做往复直线运动)加长杆下端未设置绝热结构,暴露于低温风洞内的部分与低温环境直接传热而引起加长杆下端部分温度较低,并且在距加长杆底面 222mm 的范围内,存在较大的温度梯度,同时加长杆中部温度高,约为 300K,温差驱动下热量向下传递,温度沿加长杆轴向由上至下从 272K 逐渐降低到环境温度 110K。

图 8 (b) 所示为常温工况下螺旋升降机结构温度场分布图。图中电机温度最高温度为 383K,最大温升为 83K,螺旋升降机结构温度控制在 303K - 313K,加长杆下端 203mm 范围内,其温度沿轴向由上至下从 313K 上升到 323K,存在较小温度梯度,其余结构温度场分布特征与低温工况基本相同,此处不再赘述。通过以上分析可知,无论处于低温工况还是常温工况,电机温升均限制在自身允许的温升范围(125K)内,螺旋升降机结构温度均维持在正常的温度区域内(263K - 313K)。可见,被防护件在 110K 与 323K 风洞极限温度作用下可以保证安全使用,但后续研究工作还应针对电机设计另外的绝热措施确保其温度严格控制 263K - 313K 温度范围内。

4 结论

(1) 不锈钢防护壳承压结构内置聚氨酯绝热层和玻璃钢绝热块的三段式热防护结构,结合氮气冷却与加热膜加热的技术方法,保证螺旋升降机结构达到热防护温控要求。

(2) 低温风洞中外压载荷为 0.45MPa,通入的冷却气体压力为 0.1MPa 的工况下,热防护结构最大应力出现在中段防护壳右侧第三根纵向加强筋的顶点 A 处,为 524.4MPa,最大变形出现在中段防护壳与下法兰连接处 C 点,为 1.19mm。结合 JB 4732 - 1995 压力容器分析设计标准,对热防护结构应力最大位置 A 与应力较大位置 B 进行线性化处理,经强度校核表明热防护结构强度满足设计要求。

(下转第 29 页)

(3) 通讯速率高,可以实现参数保护。通过高速率的温度检测可以实时控制降温速率,控制系统换热设备,防止低温对设备自身的伤害;

(4) 系统设计简单灵活,可扩展,系统状态、故障分析与处理等可在组态中实现;

(5) 数据采集与控制由现场仪表和 PLC 并行完成,系统结构更加灵活可靠;

(6) 系统可以实时绘制出高精度的温度性能曲线,指导低温试验。

5 结语

现行阀门低温性能试验相关标准规定的阀门低温试验方法与低温阀门的实际运行工况环境,有一定的差异,应该合理的控制降温速率、降温方式、保温时间,使试验条件尽可能接近实际工况,温度的检测至关重要。设计合理、可行的阀门内腔温度测量机构,建立完善的温度检测系统,远程监控阀体、阀盖、阀杆、阀瓣、填料函、冷媒及环境温度,尤其是阀门内腔温度,最大限度的降低阀门

低温试验损伤,可以更加合理、科学地指导阀门低温性能试验和低温阀门产品结构设计,控制低温阀门产品质量。

参考文献

- [1] 朱绍源,等. 球阀的低温试验[J]. 流体机械, 2012(7): 11-14.
- [2] 明友,等. 基于 ANSYS 的低温阀盖颈部长度传热学分析[J]. 低温与超导, 2013, 41(11): 28-31.
- [3] 郭怀舟,等. 低温阀门试验装置及其试验过程的低温传热学分析[J]. 低温与超导, 2012, 40(10): 21-26.
- [4] 杨源泉. 阀门设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [5] 朱绍源,等. 阀门低温试验装置的节约型设计[J]. 机械设计与制造, 2011(7): 25-247.
- [6] BS 6364: 1984 Specification for Valves for cryogenic service[Z].
- [7] GB/T 24925-2010 低温阀门 技术条件[S].
- [8] MESC SPE 77/200 2012 Valves in low temperature and cryogenic services[Z].
- [9] JB/T 12622-2016 液化天然气阀门技术条件[S].

(上接第 24 页)

(3) 热防护结构一阶失稳模态表现为圆筒平板与筒壁的连接处出现鼓包现象,为最先发生屈曲不稳定的位置,其一阶特征值为 74.5,大于压力容器安全系数 3,且一阶屈曲载荷为 26.1MPa,大于实际作用载荷 0.35MPa,因此风洞环境下热防护结构满足稳定性要求。

(4) 低温工况和常温工况下,聚氨酯绝热层厚度为 40mm,热防护结构内通入氮气的质量流量分别为 0.01kg/s 和 0.02kg/s 时,螺旋升降机结构温度均处于 263K-313K 的安全范围内。但两种工况下电机最大温升分别为 105K 和 83K,虽位于其允许的温升范围内,但电机温度尚未严格达到热防护要求的温度范围内,后续研究应考虑对电机增设单独防热措施或其他技术方法实现其温度控制。

参考文献

- [1] 游立新,徐寿法. 低温风洞应用研究[J]. 低温工程, 1992(2): 41-48.
- [2] 黄知龙,周平,顾正华. 大型低温风洞中的测控技术

设计需求[C]. 惠州: 中国空气动力学学会测控专业委员会六次全国学术交流会, 2015.

- [3] 杨强. 一体化热防护系统设计与综合效能评估方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
- [4] 解维华,张博明,杜善义. 重复使用飞行器金属热防护系统的有限元分析与设计[J]. 航空学报, 2006, 27(4): 650-656.
- [5] 张涛,孙冰. 某探测器上火箭发动机热防护仿真与设计[J]. 航空动力学报, 2010, 25(6): 1407-1411.
- [6] 尹昌平. 共注射 RTM 制备承载/隔热/防热一体化复合材料[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2009.
- [7] Kaushika N D, Arulanantham M. Radiative heat transfer across transparent honeycomb insulation materials[J]. Heat Mass Transfer, 1995, 22(5): 751-760.
- [8] Daryabeigi K. Heat transfer in adhesively bonded honeycomb core panels[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2002, 16(2): 217-221.
- [9] 武禹,张净玉,李季,等. 一种新型燃烧室供油系统热防护方案[J]. 南京航空航天大学学报, 2016, 48(3): 366-371.
- [10] 袁新辉,冯毅. 低温 LNG 运输车罐体结构强度的有限元分析[J]. 低温工程, 2009(3): 51-54.