

燃料计量阀执行机构散热特性数值研究

李威, 林登科

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 针对燃气轮机液体燃料计量阀执行机构关键部件出现的局部高温问题, 开展了关键部件散热技术的研究。通过数值计算方法分析了典型工况下关键部件的温升原因, 建立了不同部件热防护方法, 探究了环境温度、燃油流量、气凝胶厚度、热管冷凝端长度及等效导热系数对部件散热的影响。结果表明: 在典型工况下, 电机局部高温主要受环境因素影响, 电磁阀高温是其高功率密度所致; 添加 10 mm 气凝胶隔热层可以使电机在许可温度范围内工作; 热管冷凝端长度增加 22.8 mm, 电磁阀表面温度可降低 2 K; 当热管的等效导热系数为 3 000 W/(m·K) 时, 电磁阀表面温度降低 22.7%; 继续提高热管等效导热系数虽然可增加冷却系统散热量, 但提升的速率逐步降低, 对散热系统性能影响并不明显。

关键词: 液体燃料计量阀执行机构; 散热; 热管; 气凝胶隔热层; 等效导热系数

中图分类号: TK47 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.11.005

[引用本文格式] 李威, 林登科. 燃料计量阀执行机构散热特性数值研究[J]. 热能动力工程, 2025, 40(11): 38-46. LI Wei, LIN Dengke. Numerical study on heat dissipation characteristics of fuel metering valve actuator[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11): 38-46.

Numerical Study on Heat Dissipation Characteristics of Fuel Metering Valve Actuator

LI Wei, LIN Dengke

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, China, Post Code: 210016)

Abstract: In response to the problem of high local temperature of key components of the actuator of the liquid fuel metering valve of gas turbine, the research on the heat dissipation technology of key components has been carried out. The reasons for the temperature rise of key components under typical working conditions were analyzed by the numerical calculation method, and thermal protection methods for different components were established, and the effects of ambient temperature, fuel flow rate, aerogel thickness, heat pipe condensation end length and equivalent thermal conductivity on component heat dissipation were investigated. The results show that under typical working conditions, the local high temperature of the motor is mainly affected by the environment factor, and the high temperature of the solenoid valve is caused by its high power density; the addition of a 10 mm aerogel insulation layer can make the motor work in the range of the permissible temperature. When the length of the heat pipe condensation end increases by 22.8 mm, the surface temperature of the solenoid valve decreases by 2 K. The surface temperature of the solenoid valve is reduced by 22.7% when the equivalent thermal conductivity of the heat pipe is 3 000 W/(m·K). If the equivalent thermal conductivity of the heat pipe continues to increase, the cooling system heat dissipation increases, but the rate of increase gradually decreases, and the effect on the performance of the heat dissipation system is not obvious.

Key words: actuator of liquid fuel metering valve, heat dissipation, heat pipe, aerogel insulation layer, equivalent thermal conductivity

引 言

航空工业正经历着史无前例的电气化发展浪潮。作为飞行器燃料供给系统的关键元件,燃料计量阀执行机构逐步由气、液驱动转变到电驱动,其优越性能直接提高飞行器的飞行性能和安全性能。但是电力的高能量转换导致功率需求爆炸式增长,而电子元件的高度微型化将显著缩小用于散热的有效表面积,导致热流密度呈指数增长。Sohel 等人^[1]建议大多数电力电子器件的工作温度应在 85 ℃ 以下。高热负荷导致机舱内设备失效的数量占设备失效总数的 55%^[2],因此必须开展相关的散热技术研究。

电驱动关键部件冷却散热研究分为主动冷却、被动冷却及半主动冷却。通油冷却作为发动机中最常见的主动冷却方式,降温效果很好,但是需要添加相关的油道和油泵,增加了飞行器结构的复杂性,并且长期使用易出现液体泄漏、腐蚀损坏器件等问题^[3]。进行风冷主动冷却需要从发动机引气,飞机推力会受到影响,并且当飞行器超声速巡航时冲压空气的滞止温度很高,会限制冲压空气的热沉能力^[4-5]。被动冷却是指在热体表面添加隔热材料,阻止外界与发热体进行热量传递。例如添加相变材料,由于相变材料在相变过程中温度保持不变或变化范围很小,能吸收大量潜热,当电气部件高负载运行时相变材料熔化吸收电控部件的峰值热量,从而使其温度不超过极限。但是相变材料导热系数低一直是技术攻关的难题,单纯依靠相变储热技术难以满足电驱动执行机构部件不断提高的散热需求^[6-9]。Lee 等人^[10-11]研究发现,基于半主动冷却的热管技术具有导热效率高、结构紧凑、环境适应性强等显著优势,能有效解决部件严重发热的问题。该技术通过多孔介质的毛细力驱动两相流体循环,利用蒸发/冷凝相变潜热可通过很小的截面积实现长距离高效热量传输。邱小芝^[12]提出将电作动机构中电机发热严重的绕组作为环路热管的蒸发段,将利用机翼蒙皮内表面作为冷凝段,通过理论和数值计算验证了热管设计方案的可行性。牛文敬^[13]通过设计热管-燃油冷却系统对飞机电作动机构进

行冷却,发现热管-燃油散热方式可使电作动器的温升降低 12.61%。初敏等人^[14]对超音速飞行器前缘进行了前缘与热管一体化设计,结果表明,在飞行马赫数为 7 时,前缘驻点最高温度下降了 24.5%,大幅提高了对飞行器前缘的热防护性能。

尽管利用热管对电驱动部件散热具有一定的可行性,但目前针对燃气轮机燃料执行机构热特性及散热问题的研究较少。因此,本文针对某燃气轮机燃料执行机构中电驱动部件的散热问题进行了探究,根据执行机构内部部件的几何特性及所处气热环境的特点,系统分析了导致部件温升的原因,并探究了环境温度、隔热材料厚度、燃料流量对部件温升的影响规律。在此基础上,提出了基于热管-燃油冷却系统的部件散热方法,进一步分析了不同热管等效导热系数对部件温降的影响规律。

1 计算模型

1.1 物理模型

本文的研究对象是燃气轮机燃料计量阀执行机构(下文统称为执行机构),其动力输出由电机和电磁阀提供,电机和电磁阀为发热体,因此需要对其进行热防护,使其始终在安全温度范围内运行。燃气轮机执行机构如图 1 如所示。

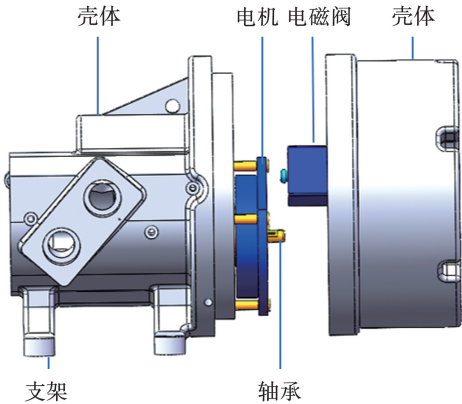


图 1 燃气轮机执行机构正视图
Fig. 1 Exploded view of gas turbine actuator

执行机构包含一些辅助的零部件和结构,这些结构使计算变得复杂,导致计算资源的浪费,且执行机构的温度分布主要受电机和电磁阀影响,辅助部

件对仿真结果影响不大。因此,为了减少网格数量,提高网格质量,对执行机构模型进行一系列预处理:去除壳体的支架、堵头、通孔以及螺栓等零部件,保

留与燃油通道相关的孔,保持进、出口直径不变,统一壁厚。各部件按照总体积不变的原则进行简化,简化后的模型及部件位置分布如图 2 所示。

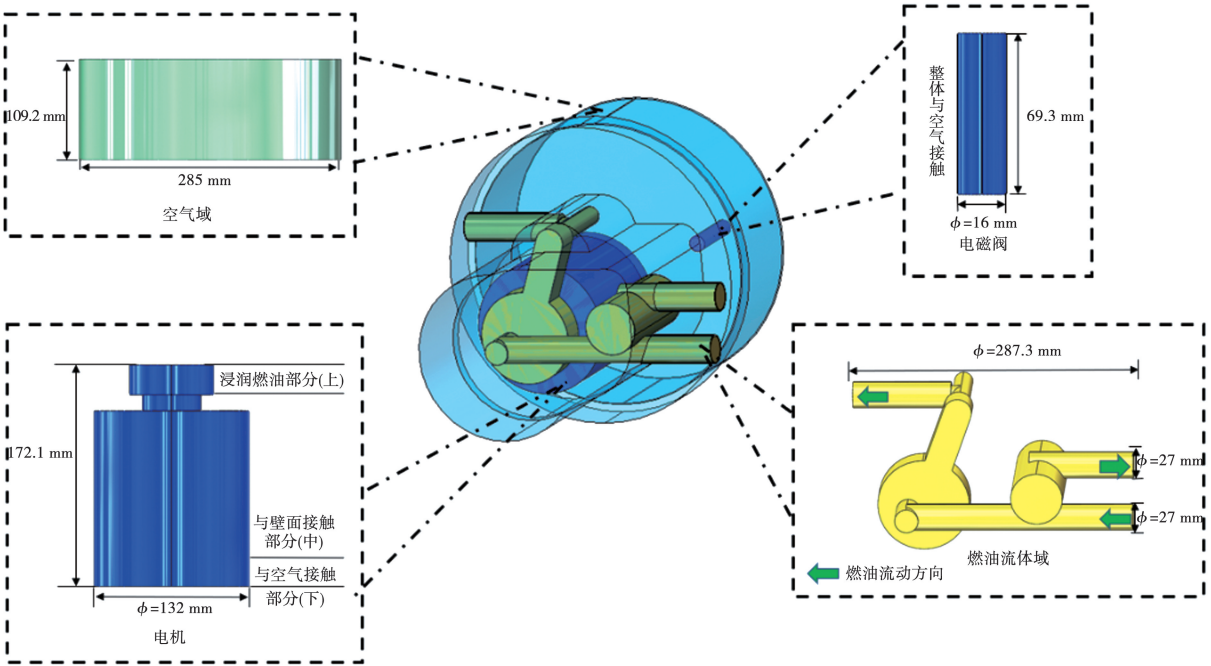


图 2 简化后执行机构模型及部件位置分布

Fig. 2 Simplified actuator model and positional distribution of component

1.2 基于热管技术冷却的散热模型

由于电机表面有燃油经过,燃油的温度低于电机正常工作时的温度,因此燃油可以作为电机的热沉。而电磁阀自身热功率高,周围被密闭空气包围,没有合适的热沉,因此对燃油通道做适应性改造,利用热管将电磁阀的热量导入燃油中。改造增加的燃油流体域如图 3 所示。

进行散热,热管管径越大,其总热阻越小;蒸发段和冷凝段长度越长,蒸发换热热阻和冷凝换热热阻越小^[15]。根据电磁阀实际几何尺寸,设计与电磁阀接触的热管蒸发段长度为 69.3 mm,伸入燃油的热管冷凝段长度为 42.8 mm,热管总长度为 210 mm,截面高度和宽度分别为 4 和 8 mm,如图 4 所示。

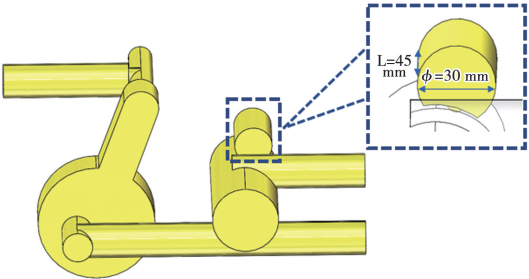


图 3 改造增加的燃油流体域

Fig. 3 Modification of increased fuel fluid domain

该流域靠近旁路通道,温度较低,有足够的热沉对电磁阀进行散热。采用铜-水扁平热管对电磁阀

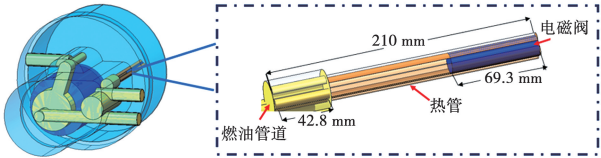


图 4 部件模型设计散热图

Fig. 4 Designed heat dissipation diagram of component model

采用数值模拟方法计算部件表面的温度分布。基于 CFD 仿真,本文为简化模型,为提高计算效率,针对物理模型作如下假设^[16]:

- (1) 热管是一种具有高导热性的材料^[17];
- (2) 忽略材料物性参数随温度的变化;

- (3) 假定燃油流动为三维稳态流动;
- (4) 部件等效为均匀发热体,忽略部件内部复杂的电磁场特性;
- (5) 模型中的每个接触表面被定义为完全接触,接触处没有热阻。

1.3 控制方程

本文所研究的执行机构散热问题可以简化为稳态、不可压、常物性的三维问题,其微分方程组可以表示为:

质量守恒方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

式中: u 、 v 、 w —速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量。

动量守恒方程:

$$\rho \nabla \cdot (\mathbf{U}\mathbf{U}) = \mu \nabla^2 \mathbf{U} - \nabla \cdot \mathbf{p} \tag{2}$$

式中: ρ —密度; $\mathbf{U}$ —速度向量; μ —流体动力黏度; p —流体压力。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{V}(\rho E + p)] = \nabla \cdot [k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j] + S_h \tag{3}$$

式中: E —总能(内能+动能); $\vec{V}$ —速度矢量; k_{eff} —流体的有效导热系数, $k_{\text{eff}} = k + k_t$,其中 k_t 为湍流脉动导热系数; T —温度; h_j 和 $\vec{J}_j$ —流体 j 的焓和质量扩散流率; S_h —体积热源项。

流体能量微分方程:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + S_f \tag{4}$$

式中: c_p —比定压热容; λ_f —流体导热系数; S_f —流体的黏性耗散项。

本文选用 SST $k-\omega$ 模型进行数值计算,该模型结合了 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 模型的优点,既能处理近壁区的精细流动结构,又能避免 $k-\omega$ 模型在自由流区的局限性,对各种流体问题具有良好的适用性。

1.4 边界条件及网格独立性验证

为了模拟密闭空间内执行机构的换热,将周围来流气体温度设置为 423 K,对流传热系数为 15 W/(m²·K)^[18]。入口设置为质量流量边界条件,质量流量为 0.3 kg/s,温度为 353 K;出口设置为压力边界条件。部件均设为自发热源,且与周围为耦合

关系。内部封闭的空气与周围进行耦合。部件的参数如表 1 所示。

表 1 各部件尺寸及工况状态
Tab. 1 Dimensions of each component and operating conditions

部件	体积 V/mm^3	功率密度/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$	浸润油
电机	1 658.80	24 244.6	是
	16 583.80	24 244.6	否
	2 046.00	24 244.6	否
电磁阀	1 109.12	1 455 910	否

电机与电磁阀均采用不锈钢,机壳为 2A12 铝合金,其他相关物性参数如表 2 所示^[19]。

表 2 不同材料物性参数
Tab. 2 Physical properties of different materials

材料	密度 $\rho/$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	比定压热容 $c_p/$ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	导热系数 $\lambda/$ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$
燃油	803	2 090	0.149
不锈钢	7 750	460	17
铝合金	2 780	875	121
气凝胶	16	120	0.013
热管	1 350	450	1 000

利用 Fluent meshing 对执行机构进行网格划分,在关键部件处进行网格加密处理,并在流体区域设置边界层,确保壁面上的 y^+ 变化范围在 30~100 之间,网格的增量比保持为 1.2,且保持网格的质量在 0.2 以上。

网格模型独立性验证结果如图 5 所示。

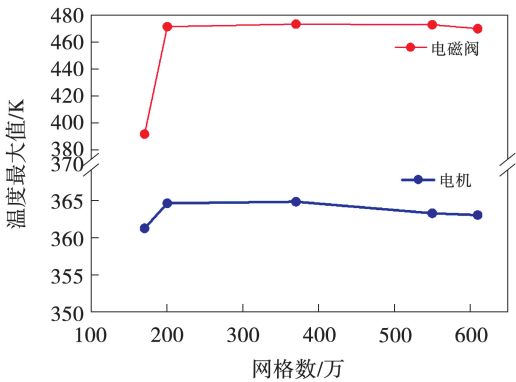


图 5 网格独立性验证
Fig. 5 Grid independence verification

由图 5 可知,随着网格数量的增加,部件表面的最高温度趋于稳定。当网格数量从 172 万,205 万,380 万,548 万到 611 万逐渐变化过程中,部件峰值温度的变化逐渐减小,当网格数为 205 万和 611 万时,电机和电磁阀的峰值温度仅变化了 0.8% 和 0.3%,因此选择 205 万网格进行后续计算。

2 结果与分析

2.1 温度场分析

边界条件设置完成后,对执行机构的流-固耦合模型进行仿真计算,并在迭代收敛达到预定要求后,获得执行机构和各部件稳定状态下的温度分布,如图 6 所示。

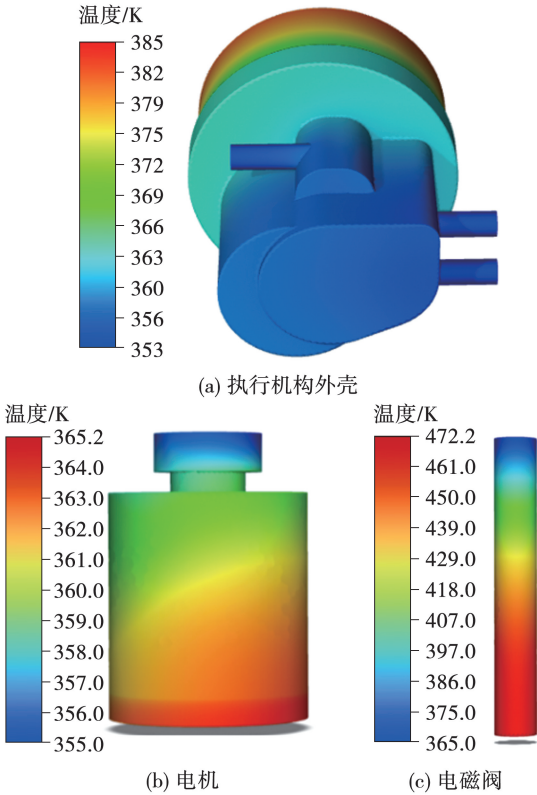


图 6 执行机构及部件温度场分布

Fig. 6 Temperature field distributions of actuator and component

由图 6(a)可知,执行机构壳体温度沿轴向分布不均,靠近燃油入口处的壳体温度明显低于无燃油经过的底面壳体温度,两处最大温差约为 33 K。分析原因可知,流动的燃油作为热沉能够吸收壳体的热量,使执行机构的上表面温度升幅不会过高;而执行

机构的底面受内部高温空气影响,温度相较上表面会明显升高。本文中电机最高允许温度为 363 K。从图 6(b)可以看出,电机的温度分布在 355 ~ 365.2 K 之间。电机的上表面温度较低,且温度分布均匀,主要其浸润在温度较低的燃油中,燃油作为热沉持续吸收热量。电磁阀最高允许温度为 383 K,观察图 6(c)发现,电磁阀温度分布范围为 365 ~ 472.2 K,沿轴向温度梯度很大,最大温差达 105.5 K,表面最大温度超过许用温度 89 K。这是因为电磁阀自身的发热功率较大,且周围没有合适的热沉,仅上表面与壁面接触,热量堆积散不出去。

燃油流体域温度分布云图如图 7 所示。从图 7 看出,燃油从进口到出口温度上升了 8 K,这主要源于其在流动过程中吸收了电机上表面的热量。而电机的下表面与空气接触,且空气几乎处于静止状态,热沉能力较弱,热量堆积在下表面,导致电机下表面温度相对较高。电机表面整体温度分布差异不大,温度偏高的区域主要受外界环境的传热影响,在执行机构表面添加隔热材料可有效抑制温度升高。

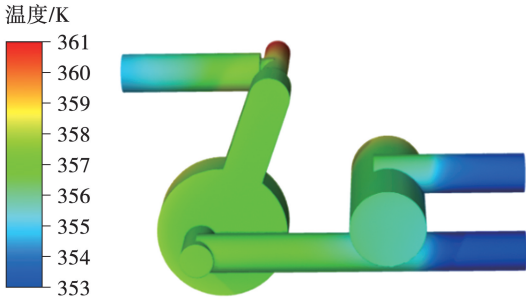


图 7 燃油流体域温度云图

Fig. 7 Fuel fluid domain temperature cloud map

2.2 环境温度对部件温升的影响

执行机构面临多种工况,各工况下的环境温度不同,因此探索不同温度下执行机构部件温升情况十分必要。部件表面温度随环境温度的变化如图 8 所示。由图 8 可知,随着环境温度的升高,执行机构内部件表面最高温度也随之升高,呈线性关系。当环境温度从 423 K 提升到 623 K 时,电机表面最高温度从 364.1 K 升高到 382.8 K,温升为 18.7 K;电磁阀表面最高温度从 468.8 K 升高到 499.7 K,温升为 30.9 K。相较于 200 K 的环境温升,部件的温升并不显著。

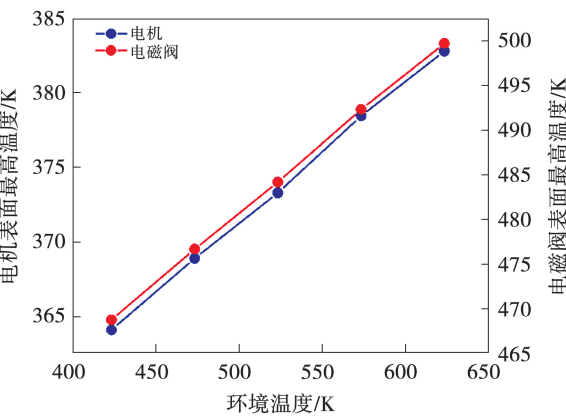


图 8 部件表面温度随环境温度的变化

Fig. 8 Variation of component surface temperature with ambient temperature

在执行机构表面添加气凝胶隔热层能够隔离外界高温环境对部件温升的影响,部件表面温度随气凝胶厚度的变化如图 9 所示。由图 9 可知,在典型工况下,随着气凝胶厚度的增加,两部件表面最高温度都有所下降,但下降幅度不大。当气凝胶厚度从 1 mm 增加到 10 mm 时,电机和电磁阀表面最大温度分别降低了 1.37 和 3.92 K,温降幅度很小,表明部件温升主要是由其大功率密度引起的。尽管如此,在执行机构表面添加 10 mm 气凝胶时,电机表面最高温度仍在许可温度范围内,能够保证电机的正常运行。

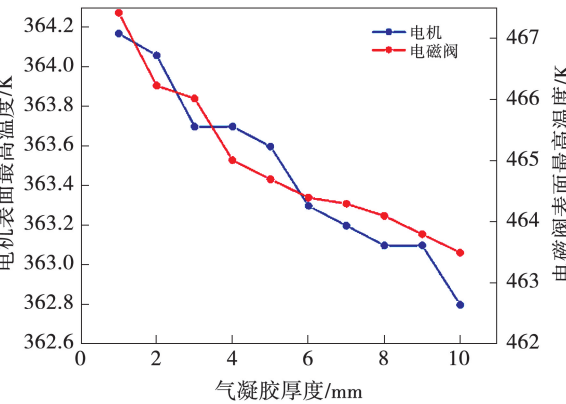


图 9 部件表面温度随气凝胶厚度的变化

Fig. 9 Variation of component surface temperature with aerogel thickness

2.3 燃油流量对电机温升的影响

电机上表面有燃油经过,且油温低于电机,燃油

可以作为电机的冷却介质,不同燃油流量会影响电机表面温度,燃油流量与电机表面最高温度的关系如图 10 所示。由图 10 可知,燃油流量对电机有冷却效果,但效果不显著。当燃油流量从 0.3 kg/s 增加到 1 kg/s 时,电机表面最高温度从 364.67 K 下降到 362.2 K,降幅很小,仅约为 2.5 K。

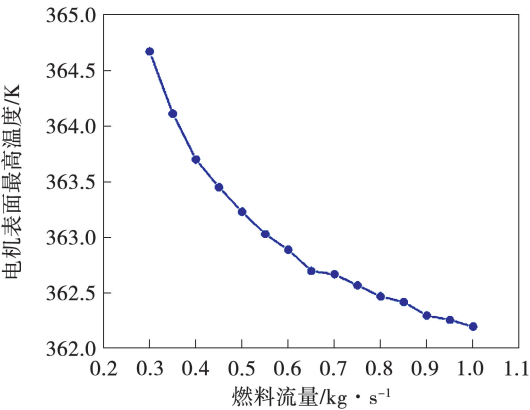


图 10 燃油流量与电机表面最高温度关系曲线

Fig. 10 Relation curve of fuel flow rate vs. motor surface maximum temperature

燃油流量对电磁阀温降的影响体现在对流换热系数上,燃油流量与对流传热系数的关系如图 11 所示。由图 11 可知,燃油流速越快,对流传热系数越大,单位时间内带走的热量越多。当燃油流量从 0.3 kg/s 增加到 1 kg/s 时,燃油与电机表面的对流传热系数逐渐增大,从 389.5 W/(m² · K) 提高到 1 053.6 W/(m² · K),燃油与电机的流动换热热量增加。

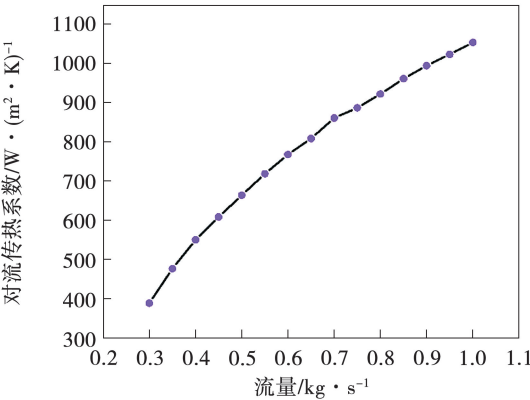


图 11 燃油流量与对流传热系数的关系曲线

Fig. 11 Relation curve of fuel flow rate vs. convective heat transfer coefficient

2.4 热管对电磁阀散热的影响及分析

在典型工况下,电磁阀最高温度为 472.2 K,该温度远超过其工作温度范围,并且周围没有合适的热沉。为此,在电磁阀表面添加等效导热系数为 1 000 W/(m·K)的热管,将热管的冷凝段伸入流动的燃油中,利用热管对电磁阀进行散热。散热工况下的温度分布云图如图 12 所示。

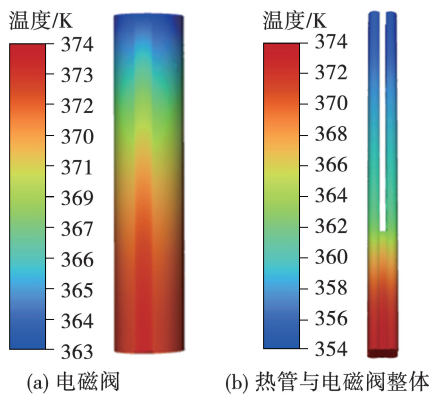


图 12 散热工况下的温度分布云图

Fig. 12 Temperature distribution cloud maps under heat dissipation condition

将图 12(a)与图6(c)比较可知,电磁阀的最高温度从 472.2 降低至 374 K,温降 98.2 K。电磁阀整体表面温度梯度从原本的 107.2 K 降低至 11 K,表面温度分布较均匀。由图 12(b)可知,热管冷凝段的温度约为 354 K,蒸发段的温度约为 374 K,平均温度约为 364 K,而电磁阀最高温度为 472.2 K,平均温度约为 418.5 K,整体温度比电磁阀的温度低,热管的高等效导热系数使电磁阀表面的热量被传递至燃油。

2.5 热管冷凝段长度对冷却系统性能的影响

图 13 给出了热管冷凝段长度对电磁阀散热的影响。从图 13 可以看出,随着热管冷凝段长度的增加,电磁阀表面最高温度呈下降趋势,但是下降幅度不大。热管冷凝段长度为 20 和 42.8 mm 时,电磁阀表面最高温度分别为 376.1 和 374.1 K;增加 22.8 mm 冷凝端长度使电磁阀表面最高温度降低了 2 K。这是因为热管冷凝段与燃油的换热面积增大,热量传递更多,换热增强,使电磁阀表面最高温度下降。热管的冷凝段长度越接近蒸发段长度,散热效果越好^[20]。考虑到热管冷端燃油介质尺寸及热管蒸发段长度,本文中热管冷凝段长度为 42.8 mm 较

为合理,且能够满足电磁阀的散热需求。

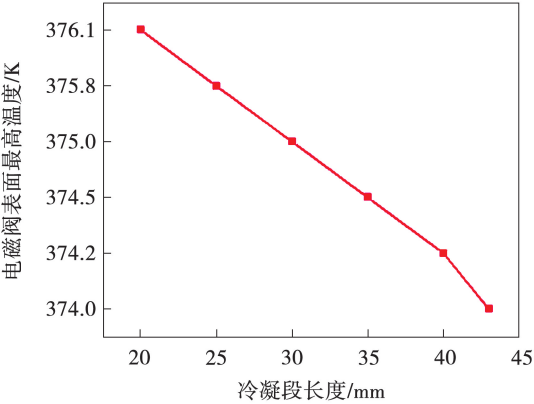


图 13 热管冷凝段长度对电磁阀温降的影响

Fig. 13 Effect of heat pipe condensation section length on solenoid valve temperature drop

2.6 热管等效导热系数对执行机构冷却系统性能的影响

从前文可以看出,热管对部件的散热具有促进作用,因此有必要探究不同热管等效导热系数对电磁阀散热的影响规律。热管等效导热系数对电磁阀温降的影响如图 14 所示。由图 14 可知,随着等效导热系数的增加,电磁阀表面最高温度呈逐级递减的趋势。当热管等效导热系数为 387.6 W/(m·K)时(铜的导热系数),电磁阀的最高温度约为 386.7 K 超过工作温度要求;当热管等效导热系数为 4 000 W/(m·K)时,电磁阀的最高温度约为 365.1 K,两者的最高温差约为 21.6 K。因此,提高热管的等效导热系数可有效促进电磁阀的散热。

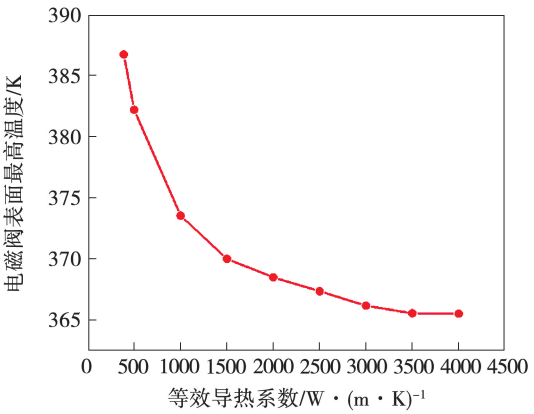


图 14 热管等效导热系数对电磁阀温降的影响

Fig. 14 Effect of heat pipe equivalent thermal conductivity on solenoid valve temperature drop

当热管的等效导热系数低于 3 000 W/(m·K) 时,电磁表面最高温度降低较为显著。在等效导热系数为 3 000 W/(m·K) 时,电磁阀表面最高温度下降约 22.7%。考虑到热管的成本,在满足散热要求的前提下,应选择导热系数在一定范围内且能够最大限度降低部件温度的热管。因此,本文选择等效导热系数为 3 000 W/(m·K) 的热管,这不仅确保了良好的散热效果,还兼顾了经济性要求。

3 结 论

(1) 在典型工况下,电机和电磁阀表面最高温度分别为 365.2 和 472.2 K,电机温升主要源于外界高温环境,电磁阀温升的原因是自身热功率密度大。

(2) 环境温度对电机表面温升有很大影响。在执行机构表面添加 10 mm 气凝胶隔热层后,电机表面温度可降至工作许可温度范围内。

(3) 设计的基于热管-燃油的冷却系统对电磁阀的冷却效果显著。增加热管冷凝段长度对电磁阀的散热具有促进作用。当热管等效导热系数为 1 000 W/(m·K) 时,电磁阀表面最高温度从 472.2 K 降至 374 K,而将热管冷凝端长度增加 22.8 mm,可使电磁阀表面温度降低 2 K。

(4) 热管等效导热系数的变化对冷却系统具有主要影响;热管等效导热系数越大,冷却效果越好。当热管等效导热系数达到 3 000 W/(m·K) 时,电磁阀表面温度降低约 22.7%。继续增加热管等效导热系数对冷却效果的提升不再明显,因此选择等效导热系数为 3 000 W/(m·K) 的热管,在满足散热要求的同时,又能兼顾经济需求。

参考文献:

[1] SOHEL MURSHED S M, NIETO DE CASTRO C A. A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 78: 821 - 833.

[2] 陈 强, 王凯琳, 姜文彬, 等. 新型高效空气冷却燃气轮机系统热力性能分析[J]. 动力工程学报, 2024, 44 (9): 1473 - 1481.

CHEN Qiang, WANG Kailin, JIANG Wenbin, et al. Analysis on

thermodynamic performance of a novel gas turbine system with high effective utilization of bleed air cooling[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2024, 44 (9): 1473 - 1481.

[3] 梁培鑫, 裴宇龙, 甘 磊, 等. 高功率密度轮毂电机温度场建模研究[J]. 电工技术学报, 2015, 30 (14): 170 - 176.

LIANG Peixin, PEI Yulong, GAN Lei, et al. Research of temperature field modelling for high power-density in-wheel motor [J]. Transactions China Electrotechnoloical Society, 2015, 30 (14): 170 - 176.

[4] 郭生荣. 航空机电系统综合技术发展[J]. 航空精密制造技术, 2016, 52 (1): 1 - 6.

GUO Shengrong. Development of aviation electromechanical system integration technology [J]. Aviation Precision Manufacturing Technology, 2016, 52 (1): 1 - 6.

[5] 雷屹坤. 飞机综合一体化热/能量管理系统方案研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.

LEI Yikun. Research on scheme of integrated thermal and energy management system of aircraft [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014.

[6] 蒋凌欣, 蒋季伸, 王伟哲. 体积辐射换热对热障涂层-气膜冷却系统中热障涂层温度场的影响 [J]. 动力工程学报, 2019, 39 (6): 441 - 446.

JIANG Lingxin, JIANG Jishen, WANG Weizhe. Effect of volumetric radiative heating on the temperature field of TBCs in a TBC-film cooling system [J]. Journal of Power Engineering. 2019, 39 (6): 441 - 446.

[7] SONG Z, WANG J, TANG S, et al. Dual-objective topology optimization design for latent heat storage systems using composite phase change materials [J]. Energy, 2025, 319: 135069.

[8] ORO E, DE GRACIA A, CASTELL A, et al. Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications [J]. Applied Energy, 2012, 99: 513 - 533.

[9] ZHANG Z, ZHANG N, PENG J, et al. Preparation and thermal energy storage properties of paraffin/expanded graphite composite phase change material [J]. Applied Energy, 2012, 91 (1): 426 - 431.

[10] LEE K H, CHA H R, KIM Y B. Development of an interior permanent magnet motor through rotor cooling for electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95: 348 - 356.

[11] ZOHURI B. Heat pipe design and technology: Modern applications for practical thermal management [M]. Berlin, Germany: Springer, 2016.

[12] 邱小芝. 多电机机电作动器电机散热研究 [D]. 南京: 南京

航空航天大学,2016.

QIU Xiaozhi. Study on heat transfer of motor in electro-mechanical actuator in more electric aircraft[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2016.

[13] 牛文敬. 基于热管技术的飞机电作动机构散热特性数值模拟研究[D]. 南京航空航天大学,2020.

NIU Wenjing. Numerical research on the cooling performance of an aircraft electromechanical actuator based on heat pipes[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2020.

[14] 初 敏,陈思员,胡龙飞,等. 超高温热管的热防护试验验证与数值分析[J]. 兵器装备工程学报,2018,39(3):20-24.

CHU CHU Min, CHEN Siyuan, HU Longfei, et al. Experimental and numerical analysis of ultra-high temperature heat pipes thermal protection[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2018,39(3):20-24.

[15] 郑荣波,刘 刚,刘自华. 两相闭式热虹吸管的几何尺寸对其换热性能的影响研究[J]. 制冷,2009,28(2):19-23.

ZHENG Rongbo, LIU Gang, LIU Zihua. Study on the dimension of two-phase closed thermosyphon influence on the heat transfer performance[J]. Refrigeration,2009,28(2):19-23.

[16] 廖火生,刘小康,缪利梅. 热管等效导热系数的数值模拟[J]. 半导体光电,2013,34(5):795-798.

LIAO Huosheng, LIU Xiaokang, MIAO Limei. Numerical simulation on effective thermal conductivity of heat pipes[J]. Semiconductor Optoelectronics,2013,34(5):795-798.

[17] LIU T, WANG T, LUAN W, et al. Optimal number of thermoelectric couples in a heat pipe assisted thermoelectric generator for waste heat recovery[J]. Journal of Electronic Materials, 2017, 46(5):3137-3144.

[18] 李国昕. 高温流量调节阀调节特性及抗结焦结构研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2023.

LI Guoxin. Study on regulating characteristics and anti coking structure of high temperature flow rate control valve[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology,2023.

[19] 杨文龙,花 宇,屈 健. 两相回路热虹吸管的三维模拟研究[J]. 动力工程学报,2025,45(2):171-181.

YANG Wenlong, HUA YANG Wenlong, HUA Yu, QU Jian. Three-dimensional numerical simulation study on two-phase loop thermosyphon[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2025,45(2):171-181.

[20] WANG S, CHEN J, HU Y, et al. Effect of evaporation section and condensation section length on thermal performance of flat plate heat pipe[J]. Applied Thermal Engineering,2011,31(14/15): 2367-2373.

(刘 颖 编辑)