

基于流—固—热耦合的高温伺服阀蛇形流道散热罩散热效率研究



徐铭谦¹, 张健¹, 李佳洋²

1. 东北林业大学, 黑龙江 哈尔滨 150040

2. 哈尔滨工业大学, 黑龙江 哈尔滨 150001

摘要: 电液伺服系统具有液控负载大、响应快的特点, 因此其被广泛应用于航空领域。由于飞行器处于高温工况时, 电液伺服系统会受极大影响, 不利于飞行器的正常工作。针对这一问题, 本文采用流—固—热多场耦合的方法对高温伺服阀散热罩蛇形流道进行了优化研究。首先, 介绍了流—固—热三场耦合的理论基础, 设计了7种散热罩的结构参数模型, 分别建立了散热罩物理模型及流体模型。其次, 在此基础上分析了7种模型的散热效果。研究结果表明, 增加流道条数并不能提升散热效率, 而增加散热罩沟槽宽度和沟槽深度可以提高散热效率, 但散热效果并不明显。如要达到散热要求, 可以通过增大散热流体流量、降低散热流体温度来实现。

关键词: 电液伺服阀; 高温工况; 散热罩; 流—固—热三场耦合; 散热效率

中图分类号: V245

文献标识码: A

DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2024.02.010

电液伺服阀是电液伺服控制系统的核心元件, 其主要作用是控制流体输送到执行器中。电液伺服阀由于具有动态响应快、控制精度高、使用寿命长等优点, 已被广泛应用于航空、航天、舰船、冶金、化工等领域的电液伺服控制系统中^[1]。在航空航天领域中, 随着飞机对机载电子设备寿命的指标要求越来越高, 使用环境日益恶劣, 各系统设备的复杂程度及元器件集成度越来越高, 对机载电子设备可靠性设计提出了新的挑战^[2]。

发动机的工作环境过高, 会导致高温失效问题。各国学者进行了一系列研究, 提出了间冷回热航空发动机概念, 其思想是在常规循环分开排气大涵道比涡扇发动机的基础上加装间冷器和回热器, 以提高热效率^[3]。

电液伺服阀是发动机的重要部件, 高温不仅会导致其发生零漂、控制腔左右两腔压力增大、输出压力变化、卡死现象等^[4-8], 还会产生电液伺服阀的控制部件力矩马达的共振峰值提高、螺钉预紧力下降等一系列不良影响^[9-11]。

针对温度对电液伺服阀的影响, 各国学者进行了一系

列研究。穆玉康等^[12]对直动式电液伺服阀进行了高温优化设计, 提高了耐高温能力和输出力。Li Lei等^[13]针对伺服阀温度漂移特性测试系统展开研究, 提出了预防温漂的具体措施。夏天等^[10]针对高温情况下电液伺服阀力矩马达振动特性进行研究, 得出高温下其固有频率随油温升高而线性降低、力矩马达的共振峰值受高温影响略微提高的结论。贾涛等^[7]针对伺服阀滑阀级在宽温域工况下易产生的卡死现象展开研究, 分析得出了温度变化后阀芯与阀套之间径向配合间隙的变化规律。王利宁等^[8]分析了电液压力伺服阀因温度变化而引起输出压力发生变化的原因。Li Changhai等^[14]利用电磁学基本定律, 详细分析了磁元件的磁阻对力矩电机的影响, 同时在此基础上建立了伺服阀转矩电机的数学模型。D.Gordic等^[15]针对同一种电液伺服阀, 研究了不同转矩的力矩马达参数变化时对电液伺服阀性能的影响。

从近年来的研究成果可知, 目前研究者已经对伺服阀的高温特性展开了较为全面的研究, 但还未有对伺服阀主

收稿日期: 2023-08-07; 退修日期: 2023-12-06; 录用日期: 2024-01-09

基金项目: 国家自然科学基金(51805108); 航空科学基金(20200007077002); 黑龙江省重点研发计划(GZ20220097); 哈尔滨市制造业科技创新人才项目(CXRC20221104079); 中央高校基本科研业务费专项资金(2572022BF02)

引用格式: Xu Mingqian, Zhang Jian, Li Jiayang. Research on heat dissipation efficiency of serpentine flow channel heat dissipation hood for high-temperature servo valve based on fluid-solid-hermal coupling[J]. Aeronautical Science & Technology, 2024, 35(02): 81-91.

徐铭谦, 张健, 李佳洋. 基于流—固—热耦合的高温伺服阀蛇形流道散热罩散热效率研究[J]. 航空科学技术, 2024, 35(02): 81-91.

动散热方面的研究的公开报道。当温度达到450K左右时,电液伺服阀的可靠性会大大下降,产生诸如力矩马达故障、滑阀故障、密封圈失效等一系列问题^[15]。因此,本文选择研究高温伺服阀散热罩散热能力,利用数字模拟的方法探究不同结构参数蛇形流道、散热流体在不同流速、压力参数下对高温伺服阀散热效果的影响。

1 控制方程

1.1 湍流模型

电液伺服阀的冷却液在散热罩的蛇形流道流动时,由于蛇形流道的空间较为狭窄,冷却液的流动方式主要为湍流流动。众所周知,由于湍流传递过程中主要通过质点相互掺混,导致湍流的热传递速率远大于层流的传递速率,因此在实际的热量传递过程中湍流传热被广泛应用。

湍流运动方程基本形式如(1)所示

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 u + f \quad (1)$$

式中, u 为流体速度场; p 为压力场; ρ 为流体密度; ν 为流体动力黏度; f 为外力。

引入N-S方程,描述湍流运动。在不考虑流体的可压缩性情况下,对N-S方程进行时均化。时均化后的N-S方程为^[16]

$$\rho \frac{D\bar{v}_x}{Dt} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{v}_x + \frac{\partial (\rho \overline{v'_x v'^2_x})}{\partial x} + \frac{\partial (-\rho \overline{v'_x v'_y})}{\partial y} + \frac{\partial (-\rho \overline{v'_x v'_z})}{\partial z} \quad (2)$$

$$\rho \frac{D\bar{v}_y}{Dt} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v}_y + \frac{\partial (\rho \overline{v'_y v'_y})}{\partial x} + \frac{\partial (-\rho \overline{v'_y v'^2_y})}{\partial y} + \frac{\partial (-\rho \overline{v'_y v'_z})}{\partial z} \quad (3)$$

$$\rho \frac{D\bar{v}_z}{Dt} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{v}_z + \frac{\partial (\rho \overline{v'_z v'_z})}{\partial x} + \frac{\partial (-\rho \overline{v'_z v'_y})}{\partial y} + \frac{\partial (-\rho \overline{v'^2_z})}{\partial z} \quad (4)$$

式中, $\bar{v}_x, \bar{v}_y, \bar{v}_z$ 为时均速度; $\overline{v'_x}, \overline{v'_y}, \overline{v'_z}$ 为脉动速度。

1.2 湍流传热模型

采用雷诺类似律,描述湍流传热的过程。假设单位时间内流体与壁面交换的质量为 M ,则单位时间、单位面积上交换的动量、热量、质量为

$$\tau = M(u_1 - u_2) = \frac{c}{2} u_1 (\rho u_1 - \rho u_2) \quad (5)$$

$$\left(\frac{q}{A}\right) = Mc(t_1 - t_2) = \frac{h}{\rho c} (\rho c t_1 - \rho c t_2) = h(t_1 - t_2) \quad (6)$$

$$J = \frac{M}{\rho} (c_1 - c_2) \quad (7)$$

式中, c 为湍流阻力系数; t_1, t_2 为湍流中心温度、湍流壁面温度; u_1, u_2 为湍流中心速度、湍流壁面速度; c_1, c_2 为湍流中心阻力系数、湍流壁面阻力系数; J 为质量交换系数。

联立式(5)~式(7),求得

$$St' = St = \frac{c_f}{2} = \frac{h}{\rho c u_2} \quad (8)$$

式中, St 为传质的斯坦顿数,它与传热的斯坦顿数 St' 相对应。式(8)为湍流传热模型。

2 散热罩结构优化分析

2.1 散热罩蛇形流道

高温电液伺服阀散热罩结构图如图1所示。电液伺服阀散热罩分内罩和外罩两个部分,内罩为冷却液提供流道,外罩的主要作用是隔绝外部高温气体。内罩中的流道为蛇形结构,其具体结构如图2(b)所示。

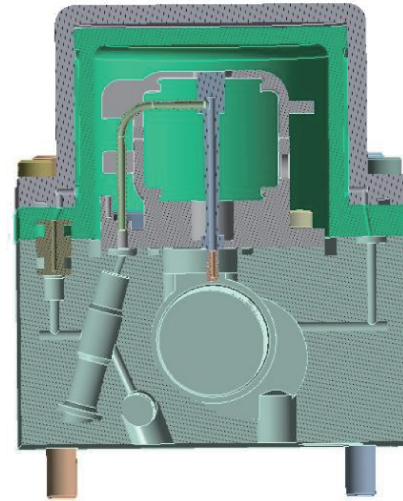


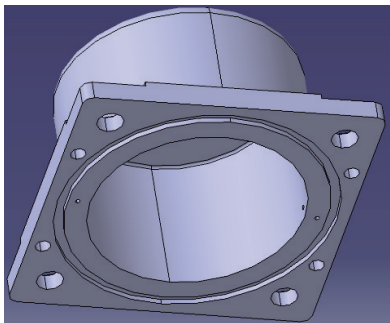
图1 电液伺服阀

Fig.1 Electro-hydraulic servo valve

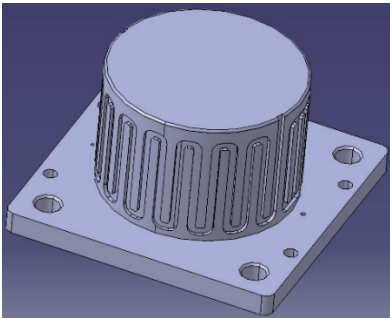
本文主要针对散热罩流道结构参数展开研究,通过对电液伺服阀散热罩结构的优化,探究提升散热效率的可行方案。

2.2 散热罩结构调整

散热罩是在面外圆加工出周期性排布的散热沟槽,每个沟槽均呈周期性结构。本次研究在沟槽整体高度、顶部面积不变的前提下,对沟槽横向周期排布的三个主要参数进行优化:(1)散热罩流道条数 n ;(2)散热罩沟槽深度 a ;



(a) 散热罩外罩



(b) 散热罩内罩

图2 散热罩结构

Fig.2 Structure of heat sink

(3)散热罩构造宽度 b 。三个参数的具体排布如图3所示。

原结构中散热罩流道排布为： $n=36, a=0.8\text{mm}, b=1.8\text{mm}$ 。本次针对散热罩的具体优化为：在 a, b 不变的情况下，改变 n 为40、32；在 n, b 不变的情况下，改变 a 为1.2mm、1.6mm；在 n, a 不变的情况下，改变 b 为2.2mm、2.6mm。本次优化后的模型具体参数见表1。

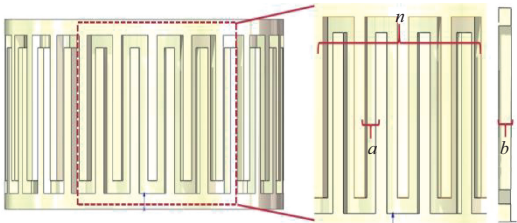


图3 散热罩沟槽排布

Fig.3 Trench layout of heat sink

3 流—固—热耦合分析

3.1 优化后的模型建模

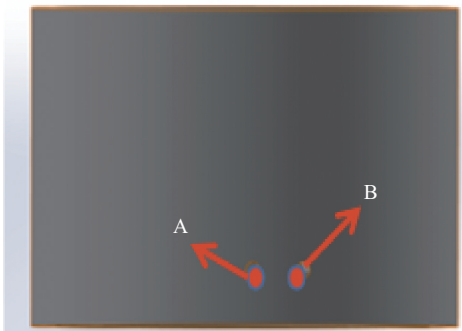
在进行流—固—热耦合分析前，应先对优化后的散热罩结构进行建模，为便于进行网格划分及提高流—固—热耦合分析的准确性，应对新建立的模型进行结构优化。由于散热罩由散热内罩和散热外罩组合而成，流道由散热内

表1 模型具体参数

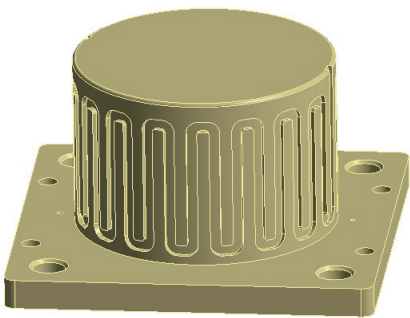
Table 1 Specific parameters of the model

模型参数	流道条数 n	散热罩沟槽深度 a/mm	散热罩沟槽宽度 b/mm
模型1	32	0.8	1.8
模型2	36	0.8	1.8
模型3	40	0.8	1.8
模型4	36	1.2	1.8
模型5	36	1.6	1.8
模型6	36	0.8	2.2
模型7	36	0.8	2.6

罩上的沟槽和散热外罩内壁面配合产生。其内部存在螺纹孔、倒角、小型截面，应对其进行优化。以模型1为例，其优化后的模型如图4所示，图4中A、B面分别为流体的进口面与出口面。



(a) 散热罩外罩



(b) 散热罩内罩

图4 散热罩优化后的结构图

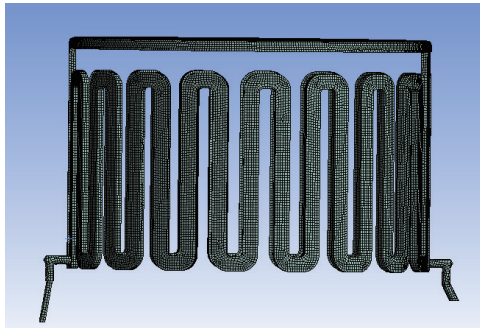
Fig.4 Optimized structure of heat sink

当前主流网格划分理论为偏微分方程数值离散方法，即先计算节点上的物理量，然后通过插值的方法求得节点间的值。因此，从理论上讲，网格点布置得越密集，所得到的计算结果就越精确。但随着网格数量的增加，网格越密，计算量越大，计算周期就越长，计算机浮点运算造成的舍入误差也会增大。因此，在进行网格划分前需确定网格无关的阈值，即计算精度与计算开销间的一个比较合适的点。

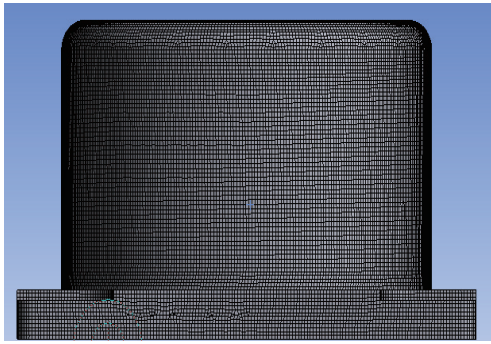
本次确定网格无关的阈值为:网格尺寸分别选择0.4mm、0.3mm、0.2mm、0.1mm,然后进行流—固—热耦合仿真,观察散热罩壁面温度的变化。最终发现,在0.4mm的网格尺寸下,得到的散热罩壁面温度结果变化误差均大于5%,其余均小于5%。因此,取0.2mm这一中间值作为网格无关的阈值。其具体划分网格如图5所示,其中图5(a)为散热罩中提取流体后所划分的网格,图5(b)、图5(c)分别为散热罩外罩、散热罩内罩所划分的网格。

3.2 引流部分仿真分析

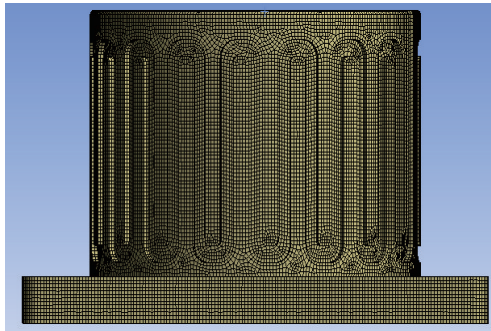
电液伺服阀散热罩引流部分如图6红框部分所示,A口为引流区入口,B口为引流区出口,C口为节流口,其作用是



(a) 流体网格



(b) 散热罩外罩



(c) 散热罩内罩

图5 网格划分

Fig.5 Grid division

避免进入散热罩的液压油压力过大,造成散热罩结构变形。现对其进行流—固—热仿真分析,用于确定散热罩入口压力分布及流体温度。

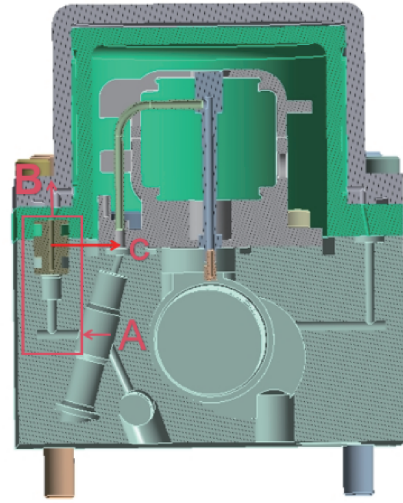


图6 引流部分

Fig.6 Drainage part

图7(a)为散热罩引流部分的流体模型,为避免回流,将入口段和出口段增长10mm。如流体模型网格采用六面体网格,如图7(b)所示,则进口压力设置为10MPa,流体温度为423K,外壁面温度为600K,采用Realizable k-epsilon湍流模型。

图8为引流部分流体模型的压力云图,其出口处平均压力为6MPa,该压力值也为散热罩进口压力。图9为引流部分模型的温度云图,其平均温度为434.2K,该温度也为引流部分入口温度。

3.3 额定流量下的流—固—热耦合

质量流量表达式为

$$\dot{m} = \frac{\rho \times q}{6 \times 10^4} \quad (9)$$

式中, ρ 为流体密度; q 为流体流量。

给定散热罩油路流量为0.8L/min,散热罩流体的压力主要在6MPa左右,在此压力下设置流体密度约为 $0.657 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,代入式(8)得质量流量约为 $0.877 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$ 。流场中某一点的总压等于静压与动压之和,即

$$p = p_1 + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (10)$$

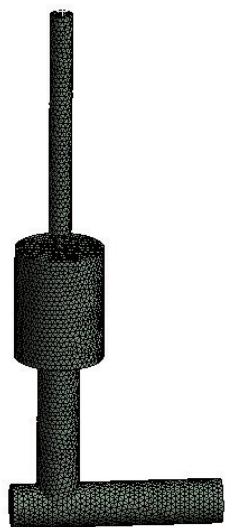
式中, p_1 为静压;速度 v 的表达式为

$$v = \frac{q}{6 \times 10^{-2} \times A} \quad (11)$$

式中, q 为流体流量; A 为入口截面积。



(a) 引流部分流体模型



(b) 引流部分流体网格

图7 流体模型

Fig.7 Fluid model of drainage part

在本文中, $A=0.64\text{mm}^2$, 代入得 $v=9.49\text{m/s}$, 进而算得动压约为 0.1MPa 。

现设置边界条件: 散热罩外壁面设置温度为 600K , 出口边界选择 outflow 出口。设置入口边界条件质量流量入口, 质量流量设置为 $0.877 \times 10^{-2}\text{kg/s}$, 静压选定为 6MPa , 考虑到动压影响, 总压设置为 6.1MPa 。

3.4 流道条数优化分析

图 10 为散热罩与流体的交界面, 该面的温度变化直接反映了优化后散热罩的散热效果, 因此本文针对优化后的散热罩流—固—热耦合分析, 选择该面为标准面。由图 11 可知, 模型 1 散热罩壁面的初始温度为 530K , 随着仿真步数

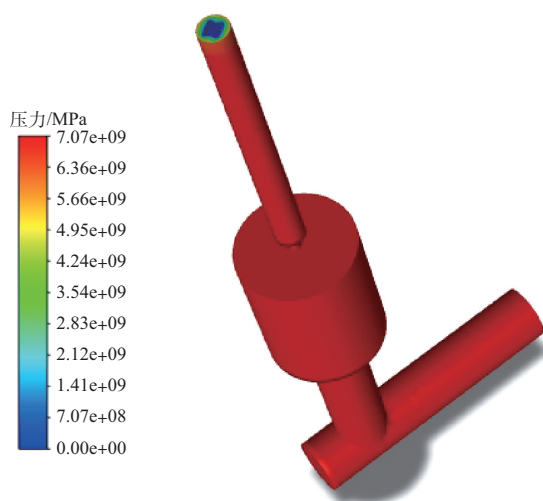


图8 引流部分流体压力云图

Fig. 8 Fluid pressure cloud image of the drainage part

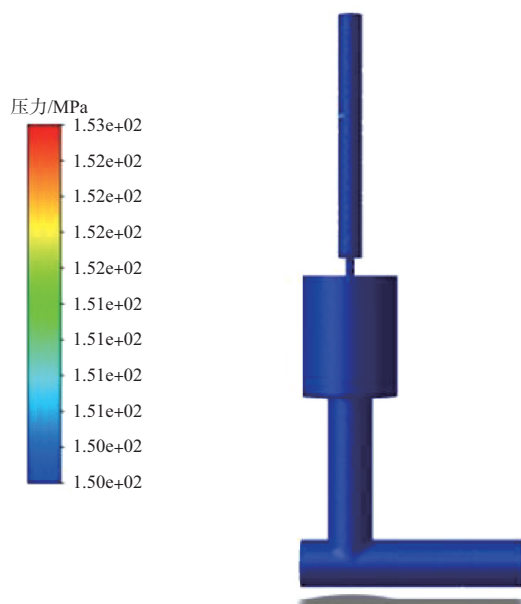


图9 引流部分流体温度云图

Fig.9 Temperature cloud image of fluid in the drainage part

增至 20 步时, 温度到达 578K 随后降至 570K 时达到平衡。由图 12 可知, 模型 1 散热罩壁面的温度分布与散热罩流道温度分布在交界处保持一致, 验证了本次流—固—热耦合的准确性。

图 13 为模型 2 散热罩壁面在稳态热仿真时随步数的平均温度曲线图。由图 13 可知, 其初始温度为 504K , 达到平衡时温度为 570K , 其温度较快达到平衡位置。

从图 14(a)中可以看出, 流体进出口处散热效果较好, 可能是由于进出口相邻且进口时流体速度较快, 导致该部

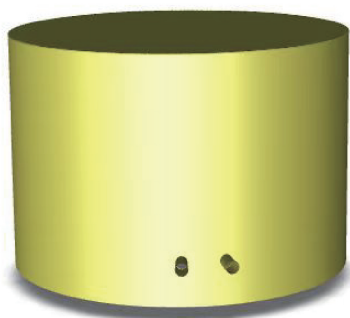


图10 散热罩外罩与流体界面

Fig.10 Interface between heat sink cover and fluid

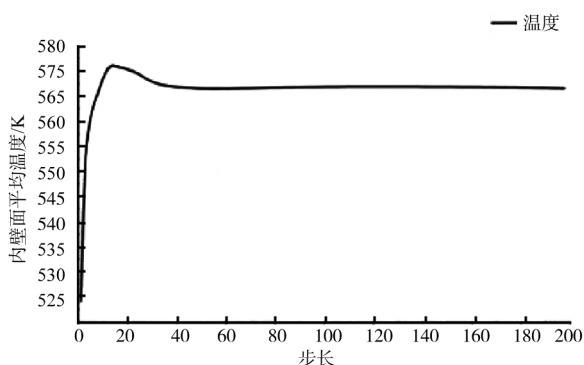


图11 模型1散热罩壁面平均温度变化曲线

Fig.11 Average temperature change curve of model 1 heat sink wall

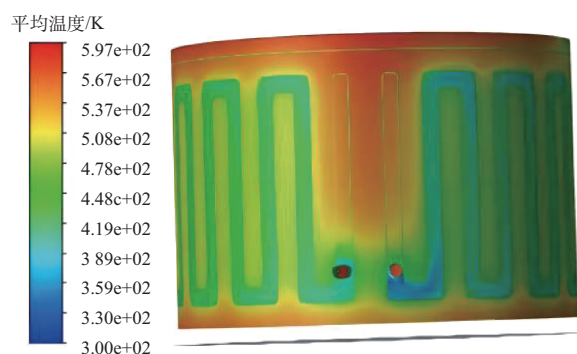
分散热效果较好,温度较低。图14(a)中,壁面顶端温度较高,原因可能是在重力作用下,流体流速减低、流量减小导致散热效果下降。图14(b)验证了这一想法。

图15为模型3散热罩壁面在稳态热仿真时随步数的平均温度曲线图。由图15可知,其初始温度为520K,达到平衡时温度为578K,其温度达到平衡位置时较慢。可能是由于流道数量增加导致流体速度减慢,进而导致温度平衡速度下降。图16为温度平衡时模型3温度云图。

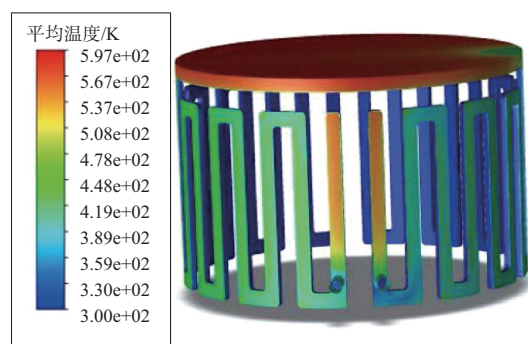
由模型1~模型3的散热罩壁面平均温度变化曲线可知,随着流道条数的增加,散热罩散热效率下降。这可能是由于流道条数增加导致流体速度下降,使得流体与壁面的对流换热效率下降。通过对比模型1~模型3的流道温度云图可以看出,随着流道条数的增加,温度逐渐上升,这一现象可验证这一结论。

3.5 散热罩沟槽深度优化分析

模型4散热罩壁面平均温度变化曲线如图17所示,模



(a) 散热罩壁面温度云图



(b) 散热罩流道温度云图

图12 温度平衡时模型1温度云图

Fig.12 Temperature cloud image of model 1 in temperature equilibrium

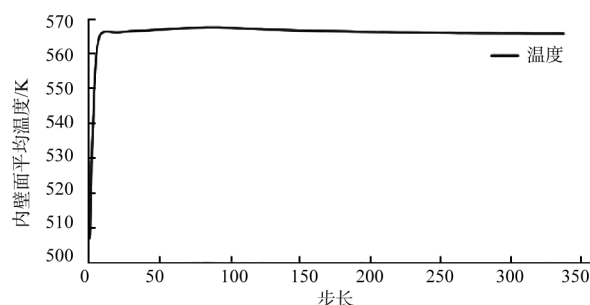


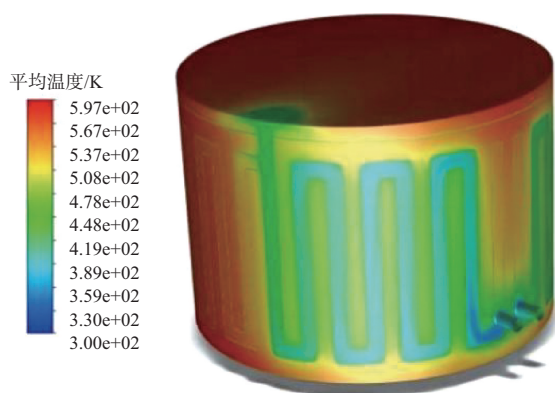
图13 模型2散热罩壁面平均温度变化曲线

Fig.13 Average temperature change curve of heat sink wall in model 2

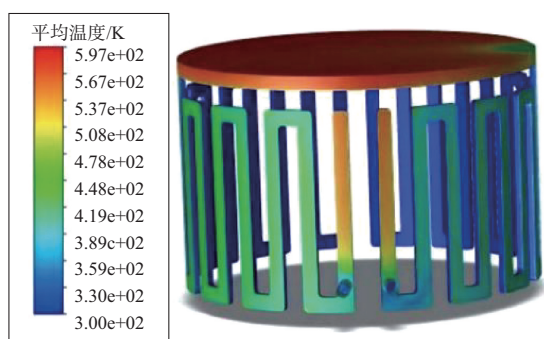
型4散热罩沟槽深度为1.2mm。由图17可知,其初始温度为498K,很快达到平衡温度570K。

将温度平衡时模型4温度云图(见图18)与温度平衡时模型2温度云图进行对比,可以发现模型4散热罩流道温度更低,温度分布更加均匀。

模型5散热罩壁面平均温度变化曲线如图19所示,模型5散热罩沟槽深度为1.6mm。由图19可知,其初始温度



(a) 散热罩壁面温度云图



(b) 散热罩流道温度云图

图14 温度平衡时模型2温度云图

Fig.14 Temperature cloud image of model 2 in temperature equilibrium

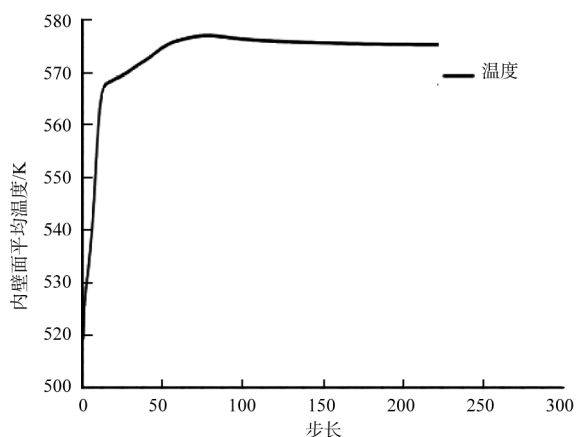
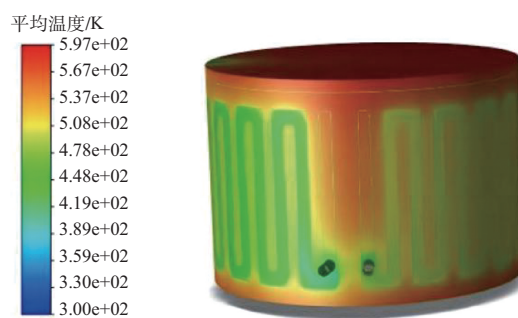


图15 模型3散热罩壁面平均温度变化曲线

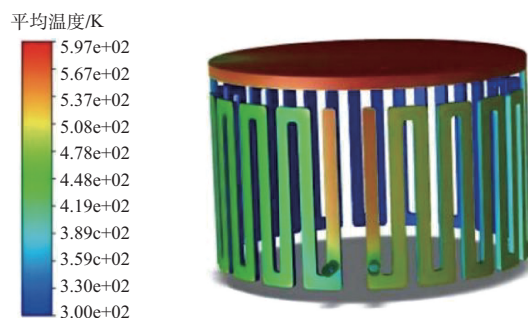
Fig.15 Average temperature change curve of model 3 heat sink wall

为502K,很快达到温度568K,然后缓速下降达到平衡温度563K。模型5的壁面温度云图和流道温度云图如图20所示。

对模型2、模型4、模型5的散热罩壁面平均温度变化进



(a) 散热罩壁面温度云图



(b) 散热罩流道温度云图

图16 温度平衡时模型3温度云图

Fig.16 Temperature cloud image of model 3 in temperature equilibrium

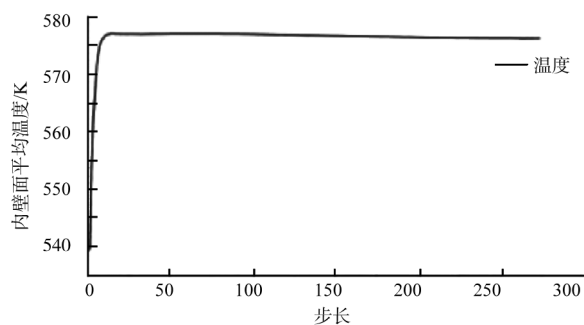


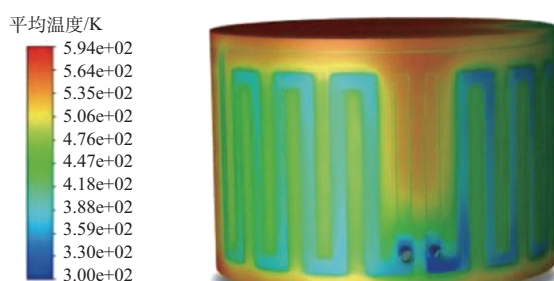
图17 模型4散热罩壁面平均温度变化曲线

Fig.17 Average temperature change curve of the wall of model 4 heat sink cover

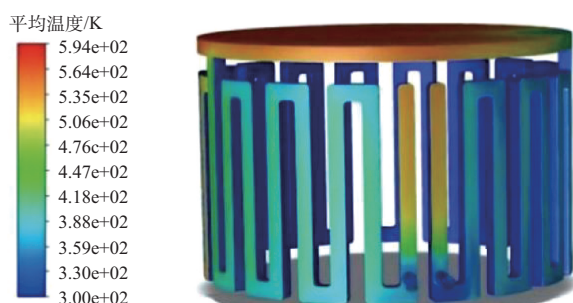
行对比,可以证明通过增加散热罩沟槽深度能够降低散热罩壁面温度,提高散热效率。对模型2、模型4、模型5的散热罩流道温度云图进行对比,可以看出散热罩流道温度随沟槽深度的增加而下降。

3.6 散热罩沟槽宽度优化分析

图21为模型6的散热罩壁面平均温度变化曲线图,模型6的壁面宽度为2.2mm。由图21可知,其初始温度为505K,步长为15时壁面达到566K的平衡温度,其收敛速度



(a) 散热罩壁面温度云图



(b) 散热罩流道温度云图

图18 温度平衡时模型4温度云图

Fig.18 Temperature cloud image of model 4 in temperature equilibrium

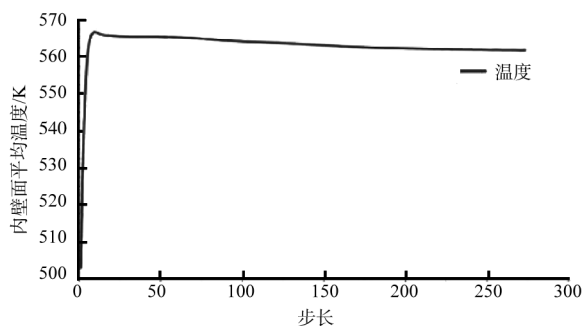
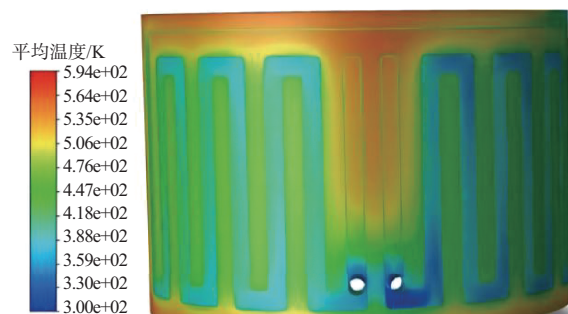


图19 模型5散热罩壁面平均温度变化曲线

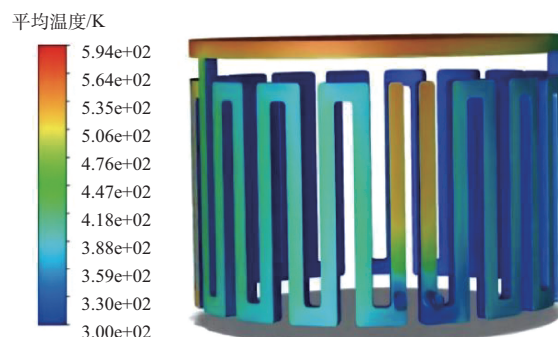
Fig.19 Average temperature change curve of model 5 heat sink wall

较快。由图22(a)散热罩壁面温度云图可知,随着散热罩沟槽宽度的增大,流体与壁面之间的对流换热加强,散热罩的散热效率提升较明显。

图23为模型7的散热罩壁面平均温度变化曲线,模型7的壁面宽度为2.6mm。由图23可知,其初始温度为510K,步长为15时壁面达到570K然后回落到562K达到平衡温度。图24为模型7散热罩壁面温度云图和散热罩流道温度云图。



(a) 散热罩壁面温度云图



(b) 散热罩流道温度云图

图20 温度平衡时模型5温度云图

Fig.20 Temperature cloud image of model 5 in temperature equilibrium

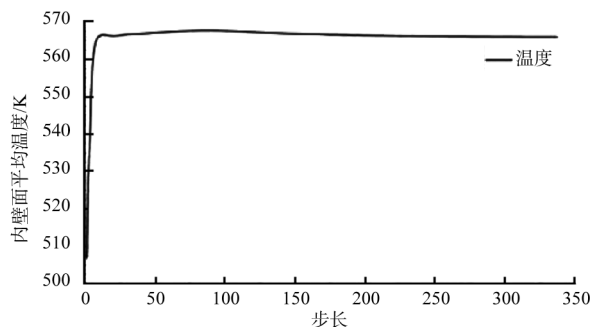


图21 模型6散热罩壁面平均温度变化曲线

Fig.21 Average temperature change curve of model 6 heat sink wall

对模型2、模型6、模型7的散热罩壁面平均温度变化曲线进行对比分析,可以看出随着散热罩沟槽宽度的增加,散热罩散热效率显著提升,这可能是由流体与壁面的接触面积增大所导致的。对模型2、模型6、模型7的壁面温度云图进行对比,可以看出流道与壁面的对流换热情况有显著加强,可以验证这一结论。

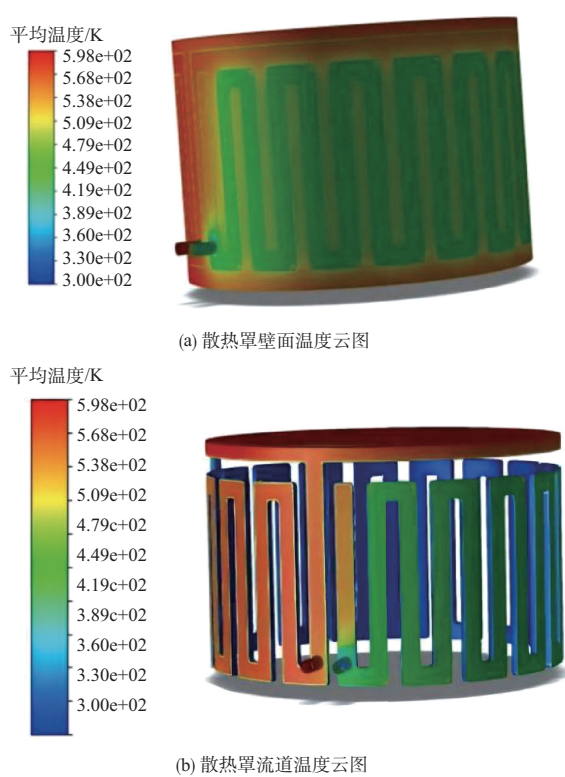


图 22 温度平衡时模型 6 温度云图

Fig.22 Temperature cloud image of model 6 in temperature equilibrium

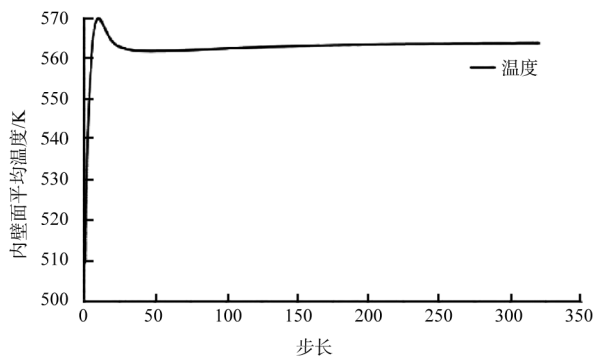


图 23 模型 7 散热罩壁面平均温度变化曲线

Fig.23 Average temperature change curve of model 7 heat sink wall

4 结论

本文从电液伺服散热罩的蛇形流道的结构优化角度出发,设计了 7 种优化后的散热罩模型,通过对 7 种模型流—固—热耦合的三场仿真分析,得出了以下结论:

(1)模型 2(散热罩沟槽宽度为 1.8mm)、模型 6(散热罩沟槽宽度为 2.2mm)、模型 7(散热罩沟槽宽度为 2.6mm)温度平衡时的散热罩壁面温度分别为 570K、566K、562K。模

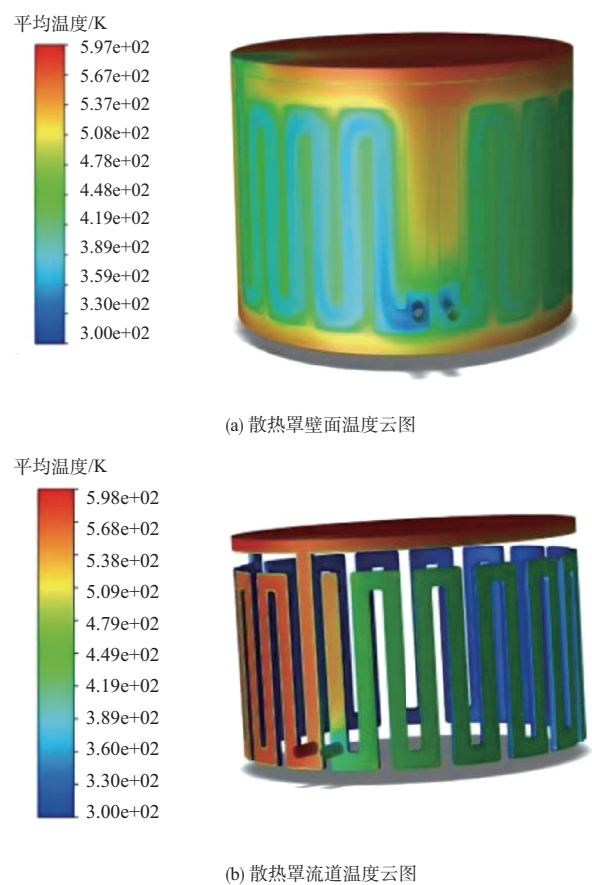


图 24 温度平衡时模型 7 温度云图

Fig.24 Temperature cloud image of model 7 in temperature equilibrium

型 2(散热罩沟槽深度为 0.8mm)、模型 4(散热罩沟槽深度为 1.2mm)、模型 5(散热罩沟槽深度为 1.6mm)温度平衡时的散热罩壁面温度分别为 570K、570K、563K。从上述仿真结果可知,增加散热罩沟槽宽度和沟槽深度可以提高散热效率,但散热效果并不明显。

(2)模型 1(流道条数 32)、模型 2(流道条数 36)、模型 3(流道条数 40)温度平衡时的散热罩壁面温度分别为 570K、570K、578K。从上述仿真结果可知,增加流道条数并不能提升散热效率,反而会由于流体速度下降导致平衡时散热壁面温度上升。

(3)对散热罩蛇形管道结构参数进行优化虽可以提高散热效率,但散热效果并不明显。如要提升散热效果,可以通过降低散热流体温度、增大散热流体流量来实现。

参考文献

[1] 苏东海,任大林,杨京兰.电液比例阀与电液伺服阀性能比较及前景展望[J]液压气动与密封,2008(4):1-4.

- Su Donghai, Ren Dalin, Yang Jinglan. Performance comparison and prospect of electro-hydraulic proportional valve and electro-hydraulic servo valve[J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2008(4):1-4. (in Chinese)
- [2] 醋强一, 成鑫, 畅凡, 等. 机载电子设备温循寿命试验方法探讨[J]. *航空科学技术*, 2022, 33(6):86-89.
- Cu Qiangyi, Cheng Xin, Chang Fan, et al. Discussion on temperature cycle life test method for airborne electronic equipment[J]. *Aeronautical Science & Technology*, 2022, 33(6): 86-89. (in Chinese)
- [3] 郭鹏超, 马朝, 唐治虎. 核心机派生间冷回热航空发动机热循环参数匹配研究[J]. *航空科学技术*, 2022, 33(3):17-23.
- Guo Pengchao, Ma Chao, Tang Zhihu. Research on thermal cycle parameter matching of an aero-engine with secondary cooling regenerator[J]. *Aeronautical Science & Technology*, 2022, 33(3):17-23. (in Chinese)
- [4] Ma Li. Mechanism of temperature-induced zero drift on electro-hydraulic servo valve[J]. *AIP Advances*, 2021, 11(6): 65210.
- [5] Zhang Yang, Wang Su, Shi Jie, et al. Evaluation of thermal effects on temperature-sensitive operating force of flow servo valve for fuel metering unit[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2020, 33(6): 1812-1823.
- [6] 刘金鑫, 延皓. 偏导射流伺服阀前置级温度特性[J]. *液压与气动*, 2022, 46(2):1-7.
- Liu Jinxin, Yan Hao. Temperature characteristics of prestage of deflecting jet servo valve[J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2022, 46(2):1-7. (in Chinese)
- [7] 贾涛, 郑树伟, 耿伟, 等. 某燃油电液伺服阀滑阀级热变形分析[J]. *北京理工大学学报*, 2020, 40(5):2-9.
- Jia Tao, Zheng Shuwei, Geng Wei, et al. Thermal deformation analysis of slide valve stage of a fuel electro-hydraulic servo valve[J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2020, 40(5): 2-9. (in Chinese)
- [8] 王利宁. 电液压力伺服阀的温度零漂分析[J]. *液压气动与密封*, 2021, 41(3):2-7.
- Wang Lining. Temperature zero drift analysis of electro-hydraulic pressure servo valve[J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2021, 41(3):2-7. (in Chinese)
- [9] 冯杨, 杨唯超, 曹伟, 等. 高温下电液伺服阀力矩马达螺钉预紧力研究[J]. *机械研究与应用*, 2023, 36(2):4-7.
- Feng Yang, Yang Weichao, Cao Wei, et al. High temperature electric hydraulic servo valve torque motor bolt pre-tightening force study[J]. *Mechanical Research and Application*, 2023, 36(2): 4-7. (in Chinese)
- [10] 夏天, 李磊, 张晋. 高温对电液伺服阀力矩马达振动特性的影响[J]. *南京工程学院学报(自然科学版)*, 2021, 19(2):2-7.
- Xia Tian, Li Lei, Zhang Jin. Effect of high temperature on vibration characteristics of torque motor of electro-hydraulic servo valve[J]. *Journal of Nanjing Institute of Technology (Nature Science Edition)*, 2021, 19(2):2-7. (in Chinese)
- [11] 李锋, 马承利, 王凯. 温度影响下的电液伺服阀故障机理分析[J]. *液压气动与密封*, 2014, 34(8):78-81.
- Li Feng, Ma Chengli, Wang Kai. Fault mechanism analysis of electro-hydraulic servo valve under the influence of temperature[J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2014, 34(8): 78-81. (in Chinese)
- [12] 穆玉康, 苏琦, 徐兵, 等. 直驱式电液伺服阀用线性力马达耐高温优化设计[J]. *北京理工大学学报*, 2020, 40(5):477-480.
- Mu Yukang, Su Qi, Xu Bing, et al. Optimal design of high temperature resistance of linear force motor for direct drive electro-hydraulic servo valve [J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2020, 40(5):477-480. (in Chinese)
- [13] Li Lei, Yang Hao, Li Changchun. Research on temperature current drift characteristics test of force feedback hydraulic servo valve [J]. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2017, 10(4): 328-335.
- [14] Li Changhai. Influence of magnetic reluctances of magnetic elements on servo valve torque motors[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 29(1):136-144.
- [15] Gordic D, Babic M, Jovicic N, et al. Effects of the variation of torque motor parameters on servovalve performance[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 54 (12): 866-873.
- [16] 闫文辉, 闫巍, 高歌. 应用GAO-YONG可压缩湍流模式数值模拟RAE2822翼型绕流[J]. *计算物理*, 2008(6):694-700.
- Yan Wenhui, Yan Wei, Gao Ge. Numerical simulation of flow around RAE2822 airfoil using GAO-YONG compressible turbulence model[J]. *Journal of Computational Physics*, 2008 (6):694-700. (in Chinese)

Research on Heat Dissipation Efficiency of Serpentine Flow Channel Heat Dissipation Hood for High-temperature Servo Valve Based on Fluid-solid-thermal Coupling

Xu Mingqian¹, Zhang Jian¹, Li Jiayang²

1. Northeast Forestry University, Harbin 150040, China

2. Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China

Abstract: Electro-hydraulic servo systems are widely used in the field of aviation because they are characterized by large hydraulic loads and fast response. When the aircraft is in high temperature working condition, the electro-hydraulic servo system will be greatly affected, which is not conducive to the normal operation of the aircraft. In order to address this problem, this paper adopts the method of fluid-solid-thermal multi-field coupling to optimize the serpentine flow path of high-temperature servo valve heat sink. First of all, this paper introduces the theoretical basis of fluid-solid-heat three-field coupling. Then, seven heat sink models are designed in this paper, and the physical model and fluid model of the heat sink are established respectively. Finally, the heat dissipation effects of the seven models are analyzed on this basis. The results show that increasing the number of runner bars does not improve the heat dissipation efficiency, while increasing the heat sink groove width and groove depth can improve the heat dissipation efficiency, but the heat dissipation effect is not obvious. If the heat dissipation requirement is to be achieved, it can be realized by increasing the flow rate and decreasing the fluid temperature.

Key Words: electro-hydraulic servo valves; high-temperature operating conditions; heat shield; fluid-solid-thermal three-field coupling; heat dissipation efficiency

Received: 2023-08-07; **Revised:** 2023-12-06; **Accepted:** 2024-01-09

Foundation item: National Natural Science Foundation of China (51805108); Aeronautical Science Foundation of China (20200007077002); Key Research and Development Project of Heilongjiang Province (GZ20220097); Harbin Manufacturing Technology Innovation Talent Project (CXRC20221104079); Special Fund for Basic Research Expenses of Central Universities (2572022BF02)