

DOI:10.16356/j.1005-2615.2017.03.003

航空发动机矢量喷管作动器伺服阀非稳态热分析

刘友宏 丁玉林 罗一夫

(北京航空航天大学能源与动力工程学院,北京,100191)

摘要:采用集总参数法,对航空发动机矢量喷管作动器伺服阀进行了非稳态热分析,建立了相应的数学模型,研究了环境温度、伺服阀初始温度和伺服阀焦耳热对伺服阀温度随时间的变化规律。结果表明:伺服阀的稳定温度只随环境温度和伺服阀焦耳热的增大而升高,与伺服阀初始温度无关。伺服阀超温时间随着初始温度、环境温度、伺服阀焦耳热的增大而缩短;环境温度为 300 °C,伺服阀焦耳热为 0.08 W 时,初始温度从 50 °C 到 100 °C,超温时间缩短 20.6%。伺服阀焦耳热为 0.08 W,初始温度为 70 °C,环境温度从 250 °C 上升 400 °C 时,超温时间缩短了 60.8%。环境温度为 300 °C,初始温度为 122.6 °C 时,10 W 的伺服阀焦耳热相比 0.08 W,超温时间缩短了 38.3%。

关键词:矢量喷管;伺服阀;非稳态热分析;集总参数法

中图分类号:V233 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2615(2017)03-0313-07

Transient Heat Transfer Analysis for Servo Valve of Aero Engine Vectoring Nozzle

LIU Youhong, DING Yulin, LUO Yifu

(School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing, 100191, China)

Abstract: The servo valve of aero engine vectoring nozzle is analyzed by the lumped parameter method. The variation of the time dependent temperature of the servo valve under the influence of ambient temperature, the initial temperature and the Joule heat of the servo valve is studied through the establishment of the corresponding mathematical model. The results show that: the steady temperature of servo valve only increases with the increase of ambient temperature and Joule heat, and is independent of the initial temperature of servo valve. The over temperature time of servo valve is shortened with the increase of initial temperature, ambient temperature and Joule heat. When the ambient temperature is 300 °C and the servo valve has a Joule heat of 0.08 W, the initial temperature changes from 50 °C to 100 °C, and the over temperature time is shortened by 20.6%. When the Joule heat of servo valve is 0.08 W, the initial temperature is 70 °C and the ambient temperature rises from 250 °C to 400 °C, the over temperature time is shortened by 60.8%. When the ambient temperature is 300 °C and the initial temperature is 122.6 °C, Joule heat of 10 W compared with that of 0.08 W, the over temperature time is shortened by 38.3%.

Key words: vectoring nozzle; servo valve; transient heat transfer analysis; lumped parameter method

收稿日期:2017-04-15;**修订日期:**2017-05-07

作者简介:刘友宏,男,博士,教授,博士生导师,主要研究方向为传热传质学、热管理、高温部件热防护等。发表论文 30 余篇,被 SCI/EI 收录 20 余篇;获国防科技进步二等奖 2 项、省部级科技进步二、三等奖 2 项;获中国发明专利 1 项,实用新型专利 8 项。

通信作者:刘友宏,E-mail:liuyh@buaa.edu.cn.

引用格式:刘友宏,丁玉林,罗一夫.航空发动机矢量喷管作动器伺服阀非稳态热分析[J].南京航空航天大学学报,2017,49(3):313-319. LIU Youhong, DING Yulin, LUO Yifu. Transient heat transfer analysis for servo valve of aero engine vectoring nozzle[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2017, 49(3): 313-319.

随着航空发动机矢量推进技术的发展,作动器作为矢量喷管的驱动装置,正被大量使用。伺服阀安装在作动器上,是电液伺服系统中的重要部件,因此伺服阀的可靠性变得十分重要。一般情况下,电液伺服阀的失效形式主要有堵塞、磨损、疲劳等^[1],其最主要的失效形式为伺服阀中油液受污^[2]。而应用在航空发动机矢量喷管作动器中的伺服阀,由于受到矢量喷管夹层热环境的影响很大,因超温所导致的失效需要着重加以研究。

目前,国内外对矢量喷管伺服作动系统的研究主要集中在控制技术^[3-5]及结构设计上^[6-7],对矢量喷管作动器热分析的研究报道很少。周松林^[8]采用热固耦合的方法分析了电液伺服阀双喷嘴挡板组件的温度场,总结出主阀在受热条件下,阀芯阀套不同部位的变形规律。关于集总参数法非稳态研究,国外 Chow 等^[9]利用集总参数导热模型研究两固体接触热阻的变化与接触物表面温度、接触面压力、接触面填充物之间的关系,其方程计算所得温度和测量值吻合良好。国内王为术等^[10]基于集总参数法建立了二次启动前火箭发动机泵构件的温度变化计算模型,并且考虑到管中氧化剂相变对对流换热的影响,其计算模型结果和试车数据吻合较好。赵以贤等^[11]采用集总参数法研究了坦克内燃机的传热特性,得到了其传热随大气压力和温度的变化规律。张希恒等^[12]对超高温阀的阀座建立了相应的非稳态导热数学模型,并通过理论计算和数值模拟说明了所建数学模型的合理性。王玉芝等^[13]建立了发动机活塞热冲击的集总参数模型,并且运用迭代法得到了在该模型下活塞温度场的随机解。黄小辉等^[14]将履带车辆动力装置润滑系统划分为若干个固体单元,利用集总参数法建立了相应数学模型,并利用自编程序进行迭代计算,求得润滑系统的流动方程和传热控制方程的解,其计算结果和试验值吻合较好。

某型航空发动机矢量喷管伺服阀通过螺栓连接在作动器的上部,其外环境为 t_{wai} 的高温燃气。当矢量喷管伺服阀工作在不同工况时,其工作参数也有所不同。伺服阀正常工作时,其内部工作油路和冷却油路中的介质(煤油)都处于流动状态。伺服阀不通油工况是指工作油路和冷却油路中的煤油都不流动,此时伺服阀与煤油间热传递的方式不再是对流换热而是导热。本文建立了矢量喷管伺服阀的集总参数模型,编制了伺服阀热分析 FORTRAN 源程序,对其进行了非稳态热分析,得到了伺服阀温度在不同参数条件下随时间的变化规律。

1 数学模型建立

1.1 导热微分方程

将阀芯、阀套、端盖、煤油组成的整体视为伺服

阀部件,对于伺服阀部件,常物性、非稳态、无内热源、不考虑内部热阻的导热微分方程为

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\dot{\varphi}_{sfall}}{\rho_{sff} c_{sff}} \quad (1)$$

式中: ρ_{sff}, c_{sff} 分别为伺服阀部件的当量密度与比热容; $\dot{\varphi}_{sfall}$ 为伺服阀的体积热源。其中 ρ_{sff} 与 c_{sff} 的乘积为

$$\rho_{sff} c_{sff} = \frac{\rho_{AL} c_{AL} V_{AL} + \rho_o c_o V_o + \rho_g c_g V_g}{V_{sff}} \quad (2)$$

式中: V_{AL} 表示伺服阀部件中金属的体积,伺服阀主要材料为某铝合金,其他金属的导热系数均小于某铝合金,偏安全考虑,螺栓、阀芯中各种金属均视为某铝合金的导热系数; V_o 表示冷却流道中煤油的体积; V_g 表示阀套内空气的体积; V_{sff} 表示伺服阀部件的体积; ρ, c 分别表示密度和比热容,不同的下标代表不同的物质。

伺服阀部件毕渥数为

$$Bi = h_{dl} (V/A) / \lambda \quad (3)$$

式中: h_{dl} 为空气横掠伺服阀的对流换热系数; λ 为伺服阀部件导热系数; V, A 分别为伺服阀部件的体积和表面积, $\frac{V}{A}$ 的数量级为 10^{-3} m 。计算得到的 $Bi = 3.3819 \times 10^{-4}$, 满足集总参数法的适用条件,研究对象中各点过余温度的偏差小于 5%。

1.2 辐射换热

作动器安装在矢量喷管起始段的夹层中,与喷管内的空气直接接触。伺服阀安装在作动器上部壳体外侧。对于不通油工况,煤油不流动,在非稳态时,喷管夹层高温固壁对伺服阀部件表面进行热辐射加热。矢量喷管起始段的夹层中空气的温度为 T_{wai} , 喷管夹层固壁温度视为 T_{wai} 。作动筒、伺服阀与壳体温度相近并且面积较小。喷管夹层固壁的面积远大于伺服阀部件的面积,且伺服阀部件为非凹表面,伺服阀部件与喷管夹层固壁辐射换热的角系数为 1。

假设伺服阀部件的吸收率等于发射率,则有,伺服阀部件与喷管夹层固壁的净辐射换热量为

$$\varphi_{sfffs} = \epsilon_{sff} A_{sff} \sigma (T_{wai}^4 - T_{sff}^4) \quad (4)$$

式中: ϵ_{sff} 表示伺服阀部件的半球总发射率,伺服阀部件材料为某铝合金,其法向发射率为 0.1,考虑到伺服阀部件表面较粗糙、服役环境氧化作用等,可以取其半球总发射率为 0.2; A_{sff} 表示伺服阀部件与喷管夹层固壁辐射换热的面积; σ 表示 Stefan Boltzmann 常数; T_{sff} 表示伺服阀部件的温度。

1.3 对流换热

高温空气在喷管夹层中流动,与作动器有对流换热作用。按空气横掠作动器来计算空气与作动器的对流换热量。夹层中空气流速 v_g 为 1 m/s,作

动器的特征长度为 d_{dl} 。

空气横掠作动器流动的雷诺数为

$$Re_{dl} = v_g \times d_{dl} / \nu_g \quad (5)$$

努赛尔数^[15]

$$Nu_{dl} = C Re_{dl}^n Pr_g^{1/3} \quad (6)$$

式中: $C=0.102, n=0.675$ 。

空气横掠作动器的对流换热系数

$$h_{dl} = Nu_{dl} \times \lambda_g / d_{dl} \quad (7)$$

空气与作动器上部伺服阀部件的对流换热量

$$\varphi_{sffdl} = h_{dl} \times A_{sff} \times (t_{wai} - t_{sff}) \quad (8)$$

1.4 总的源项

伺服阀的焦耳热为 φ_r , 此为内热源, 不随时间变化。总的源项为

$$\varphi_{sffall} = \varphi_{sfffs} + \varphi_{sffdl} + \varphi_r \quad (9)$$

式中: φ_{sfffs} 表示伺服阀的辐射换热量; φ_{sffdl} 表示伺服阀的对流换热量。

辐射换热量和对流换热量的比值计算方法为

$$\begin{aligned} \frac{\varphi_{sfffs}}{\varphi_{sffdl}} &= \frac{\epsilon_{sff} A_{sff} \sigma (T_{wai}^4 - T_{sff}^4)}{h_{dl} \times A_{sff} \times (T_{wai} - T_{sff})} = \\ &= \frac{\epsilon_{sff} \sigma (T_{wai}^4 - T_{sff}^4)}{h_{dl} (T_{wai} - T_{sff})} = \\ &= \frac{\epsilon_{sff} \sigma (T_{wai}^2 + T_{sff}^2) (T_{wai} + T_{sff})}{h_{dl}} \quad (10) \end{aligned}$$

式中: $\epsilon_{sff}, \sigma, T_{wai}, h_{dl}$ 均在上文中给出, 根据 T_{sff} 的取值范围, 式(10)可化为

$$\frac{\varphi_{sfffs}}{\varphi_{sffdl}} = 0.754 \sim 1.274 \quad (11)$$

由式(11)可知, 辐射换热量与对流换热量的比值范围从 0.754 变化到 1.274。取极大值 1.274, 则有 $\varphi_{sfffs} = 1.274 \varphi_{sffdl}$ 。

所以, 可以将辐射换热量用对流换热量来表示, 式(9)可化为

$$\varphi_{sffall} = 2.274 \varphi_{sffdl} + \varphi_r$$

1.5 伺服阀温度随时间变化的数学模型

将总的源项折算成伺服阀部件的体积热源

$$\dot{\varphi}_{sffall} \times V_{sffall} = \varphi_{sffall} \quad (12)$$

于是有

$$\rho_{sff} c_{sff} \frac{dt}{d\tau} V_{sff} = 2.274 h_{dl} A_{sff} (t_{wai} - t_{sff}) + \varphi_r \quad (13)$$

对式(13)分离变量得

$$\begin{aligned} \frac{dt}{2.274 h_{dl} A_{sff} (t_{wai} - t_{sff}) + \varphi_r} &= \frac{d\tau}{\rho_{sff} c_{sff} V_{sff}} \\ \frac{dt}{t_{wai} - t_{sff} + \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}}} &= \frac{2.274 h_{dl} A_{sff} d\tau}{\rho_{sff} c_{sff} V_{sff}} \end{aligned}$$

$$\frac{dt}{t_{sff} - t_{wai} - \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}}} = - \frac{2.274 h_{dl} A_{sff} d\tau}{\rho_{sff} c_{sff} V_{sff}} \quad (14)$$

对 τ 从 0 时刻到 τ 积分, 对应温度为 t_0 到 t_{sff} , t_0 为伺服阀初始时刻的温度。

于是有

$$\int_{t_0}^{t_{sff}} \frac{dt}{t_{sff} - t_{wai} - \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}}} = \int_0^{\tau} - \frac{2.274 h_{dl} A_{sff} d\tau}{\rho_{sff} c_{sff} V_{sff}}$$

首先对上式左侧温度求积分

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^{t_{sff}} \frac{dt}{t_{sff} - t_{wai} - \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}}} &= \\ \ln \left| \frac{t_{sff} - t_{wai} - \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}}}{t_0 - t_{wai} - \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}}} \right| & \end{aligned}$$

对右侧时间求积分

$$\int_0^{\tau} - \frac{2.274 h_{dl} A_{sff} d\tau}{\rho_{sff} c_{sff} V_{sff}} = - \frac{2.274 h_{dl} A_{sff}}{\rho_{sff} c_{sff} V_{sff}} \tau$$

于是有伺服阀温度与时间的关系式

$$\ln \left| \frac{t_{sff} - t_{wai} - \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}}}{t_0 - t_{wai} - \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}}} \right| = - \frac{2.274 h_{dl} A_{sff}}{\rho_{sff} c_{sff} V_{sff}} \tau$$

即得

$$\begin{aligned} t_{sff} &= t_{wai} + \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}} - \\ & \left[\left(t_{wai} + \frac{\varphi_r}{2.274 h_{dl} A_{sff}} - t_0 \right) \times \right. \\ & \left. \exp \left(- \frac{2.274 h_{dl} A_{sff}}{\rho_{sff} c_{sff} V_{sff}} \tau \right) \right] \quad (15) \end{aligned}$$

2 计算结果与分析

在式(15)中, 环境温度 t_{wai} 、伺服阀初始温度 t_0 、伺服阀的焦耳热 φ_r 是影响伺服阀温度 t_{sff} 的 3 个重要因素。根据作动器的实际工况情况设置计算模型, 模型计算参数如表 1 所示, 实际条件下, 伺服阀不通油工况有两种情况: (1) 一开始就处在不通油工况; (2) 从正常工作状态突然转变为不通油工况。两种工况所对应的初始温度 t_0 不同, 分别为 70 °C 和 122.6 °C。在数值计算中, 分别研究了伺服阀初始温度, 环境温度, 伺服阀焦耳热 3 个参数对伺服阀超温时间的影响。在研究环境温度与伺服阀焦耳热的分组中, 又根据不通油工况两种不同的情况将算例按初始温度分为两组。

表1 模型参数

Tab.1 Model parameters

参数	$t_0 / ^\circ\text{C}$	$t_{\text{wai}} / ^\circ\text{C}$	φ_r / W
实际条件下伺服阀工作参数	70	300	0.08
数值计算时假定伺服阀参数	122.6	300	0.08
	50		
	60		
	70		
	80	300	0.08
	90		
	100		
	200		
	250		
	70	300	0.08
t_{wai} 对伺服阀温度随时间变化的影响	350		
	400		
	200		
	250		
	122.6	300	0.08
	350		
	400		
	0.08		
	2		
	4		
φ_r 对伺服阀温度随时间变化的影响	70	300	0.08
	6		
	8		
	10		
	0.08		
	2		
	4		
	6		
	8		
	10		

伺服阀所能耐受的最高工作温度 t_{max} 假设为 200°C , 超过此温度, 伺服阀将不能正常工作。将伺服阀从开始工作至温度超过 t_{max} 的时间称为超温时间。

2.1 初始温度 t_0 为 70°C

当伺服阀一开始就是不通油工况, 初始温度 t_0 为 70°C , 经伺服阀热分析程序计算的伺服阀温度随时间的变化如表2所示, 表中仅给出了部分时刻的温度结果, 温度随时间的变化曲线见图1。

由图1可知, 当伺服阀从一开始就是不通油工况, 初始温度 t_0 为 70°C 时, 伺服阀超温的时间为 24 min。

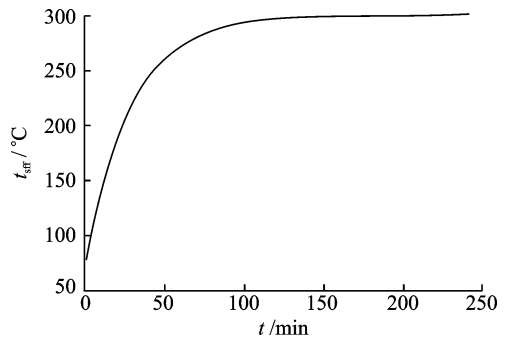
2.2 初始温度 t_0 为 122.6°C

当伺服阀从正常工作状态进入不通油状态, 初始温度 t_0 和此时煤油进口温度 t_{in} 相等, 为

122.6°C , 经伺服阀热分析程序计算的伺服阀温度随时间的变化如表3所示, 表中仅给出了部分时刻的温度结果, 温度随时间的变化曲线见图2。

表2 初始温度 $t_0 = 70^\circ\text{C}$ 时伺服阀温度随时间的变化Tab.2 Temperature of servo valve changing with time at $t_0 = 70^\circ\text{C}$

Time/min	$t_{\text{sff}} / ^\circ\text{C}$
1	77.90
2	85.54
3	92.91
4	100.03
5	106.90
10	137.90
20	185.81
30	219.62
60	272.19
120	297.16
180	300.24
240	300.62

图1 温度随时间的变化 ($t_0 = 70^\circ\text{C}$)Fig.1 Curve of t_{sff} changing with time under condition of $t_0 = 70^\circ\text{C}$ 表3 初始温度 $t_0 = 122.6^\circ\text{C}$ 时伺服阀温度随时间的变化Tab.3 Temperature of servo valve changing with time at $t_0 = 122.6^\circ\text{C}$

Time/min	$t_{\text{sff}} / ^\circ\text{C}$
1	128.76
2	134.65
3	140.34
4	145.83
5	151.14
10	175.06
20	212.03
30	238.12
60	278.70
120	297.96
180	300.34
240	300.63

由图2可知, 当伺服阀从正常工作状态进入不通油状态, 初始温度 t_0 为 122.6°C 的条件下, 伺服阀超温的时间为 16.3 min。相比初始温度 t_0 为

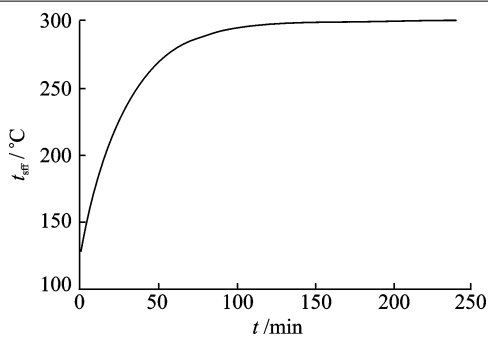
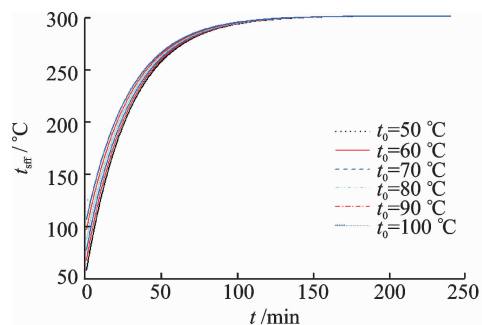
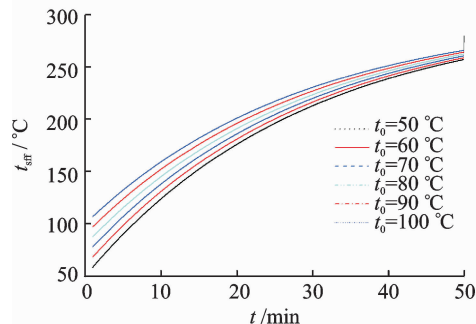
图2 温度随时间的变化($t_0 = 122.66\text{ }^\circ\text{C}$)

Fig. 2 Curve of t_{sff} changing with time under condition of $t_0 = 122.6\text{ }^\circ\text{C}$

70 $^\circ\text{C}$ 时,超温时间缩短了32.08%。

2.3 初始温度 t_0 对伺服阀温度随时间变化的影响

为了详细研究初始温度 t_0 的变化对伺服阀温度的影响规律,取环境温度 t_{wai} 为300 $^\circ\text{C}$,取伺服阀焦耳热 φ_r 为0.08 W,并保持不变。分别取伺服阀初始温度为50,60,70,80,90,100 $^\circ\text{C}$,一共6组计算模型,计算所得伺服阀温度随时间的变化曲线如图3所示。从图3中可以看出,同一时刻下,伺服阀温度随着 t_0 的升高而升高。比较不同的计算模型,其超温时间随着初始温度的升高而缩短。其中初始温度为50 $^\circ\text{C}$ 的计算模型,超温时间最长,为26.2 min。初始温度 t_0 为100 $^\circ\text{C}$ 的计算模型,超温时间最短,超温时间为20.8 min,相比于初温50 $^\circ\text{C}$ 的计算模型,超温时间缩短了20.6%。

(a) Curves of t_{sff} changing with time at different t_0 

(b) Local magnification of 0–50 min

图3 伺服阀温度随时间的变化

Fig. 3 Curves of t_{sff} changing with time at different t_0

2.4 环境温度对伺服阀温度随时间变化的影响

在研究环境温度对伺服阀温度随时间变化的影响时,首先取伺服阀初始温度 t_0 为70 $^\circ\text{C}$,伺服阀焦耳热 φ_r 为0.08 W,此时对应的伺服阀实际工况为开始就是不通油工况,保持伺服阀初始温度、伺服阀焦耳热这两个参数值不变,分别改变环境温度为250,300,350,400 $^\circ\text{C}$,在以上条件下,伺服阀温度随时间的变化曲线表示在图4中。从图4中可以看出,随着时间的增加,伺服阀的温度先匀速升高,后逐渐趋于平缓,最终达到一个和环境温度相同的稳定值。在相同时刻下,伺服阀温度随着环境温度的升高而升高。超温时间随着 t_{wai} 的升高而缩短。在环境温度为250 $^\circ\text{C}$ 时,超温时间在这4组计算模型中最长,为36.5 min。在环境温度为400 $^\circ\text{C}$ 时,超温时间在这4组计算模型中最短,为14.3 min,相比于环境温度为250 $^\circ\text{C}$ 的计算模型,超温时间缩短了60.8%。

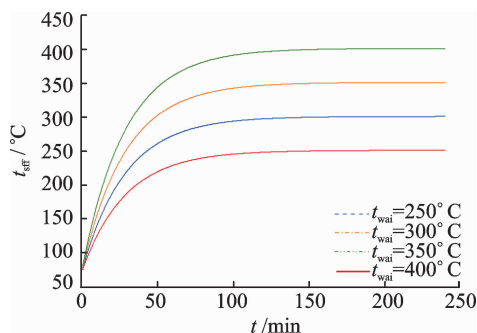
图4 不同环境温度下伺服阀温度随时间变化($t_0 = 70\text{ }^\circ\text{C}$)

Fig. 4 Curves of t_{sff} changing with time at different t_{wai} ($t_0 = 70\text{ }^\circ\text{C}$)

然后取伺服阀初始温度 t_0 为122.6 $^\circ\text{C}$,伺服阀焦耳热 φ_r 为0.08 W,此时对应的伺服阀工作状态为从正常工况突然转变为不通油工况,为了研究在这种状态下环境温度的变化对伺服阀温度随时间变化的影响,分别改变环境温度为250,300,350,400 $^\circ\text{C}$,一共4组计算模型,得到伺服阀温度随时间的变化曲线见图5。与图4相比可以发现,在相同的环境温度条件下,图5中的计算模型的温度更快地达到与环境温度一致,其超温时间也相应减小。其中, $t_{\text{wai}} = 250\text{ }^\circ\text{C}$ 的计算模型,超温时间最长,为26.6 min; $t_{\text{wai}} = 400\text{ }^\circ\text{C}$ 的计算模型,超温时间最短,超温时间为9.4 min,相比于环境温度250 $^\circ\text{C}$ 的计算模型,超温时间缩短了64.7%。相比伺服阀初始温度为70 $^\circ\text{C}$,伺服阀焦耳热 φ_r 为0.08 W时,环境温度400 $^\circ\text{C}$ 相比于环境温度为250 $^\circ\text{C}$ 超温时间缩短的比例升高了3.9%。

2.5 伺服阀焦耳热对伺服阀温度随时间变化的影响

为了研究伺服阀焦耳热对伺服阀温度随时间

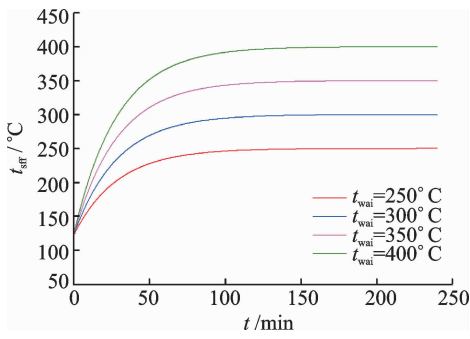


图5 不同环境温度下伺服阀温度随时间变化 ($t_0 = 122.6\text{ }^\circ\text{C}$)

Fig. 5 Curves of t_{sff} changing with time at different t_{wai} ($t_0 = 122.6\text{ }^\circ\text{C}$)

变化的影响,首先取环境温度为 $300\text{ }^\circ\text{C}$,伺服阀初始温度为 $70\text{ }^\circ\text{C}$,此时对应的伺服阀工作状态为开始就不通油工况,在以上条件下,分别改变伺服阀焦耳热为 $0.08, 2, 4, 6, 8, 10\text{ W}$ 。这样,一共建立了6组计算模型来研究伺服阀焦耳热对伺服阀温度随时间变化的影响。从图6可以看出,虽然每组计算模型的伺服阀焦耳热不同,但是伺服阀温度随时间的变化规律都是类似的。在伺服阀温度还未达到稳定之前,伺服阀温度的增加速度随着伺服阀焦耳热的增加而增加。比较6组计算模型可以发现,随着伺服阀焦耳热的增加,伺服阀最终达到的稳定温度也随之增加,6组模型所对应的稳定温度分别为 $300.6, 316.8, 333.7, 350.6, 367.4, 384.3\text{ }^\circ\text{C}$ 。随着伺服阀焦耳热的增加,伺服阀超温时间随之减少。 $\varphi_r = 10\text{ W}$ 的计算模型超温时间最短,超温时间为 15.3 min ,相比于 $\varphi_r = 0.08\text{ W}$ 的计算模型,超温时间缩短了 36.3% 。

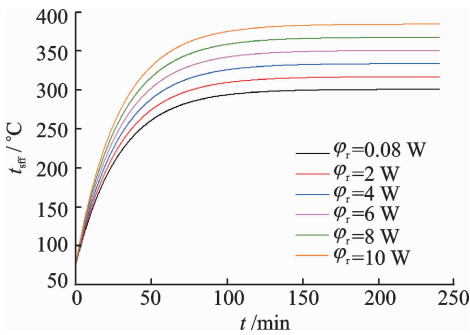


图6 伺服阀温度随时间变化 ($t_0 = 70\text{ }^\circ\text{C}, t_{\text{wai}} = 300\text{ }^\circ\text{C}$)

Fig. 6 Curves of t_{sff} changing with time in different φ_r ($t_0 = 70\text{ }^\circ\text{C}, t_{\text{wai}} = 300\text{ }^\circ\text{C}$)

然后取伺服阀环境温度为 $300\text{ }^\circ\text{C}$,初始温度为 $122.6\text{ }^\circ\text{C}$,此时对应的伺服阀工作状态为正常工况突然转变为不通油工况,同样分别取伺服阀焦耳热为 $0.08, 2, 4, 6, 8, 10\text{ W}$,建立6组计算模型来研究该状态下,伺服阀焦耳热对伺服阀温度随时间变化的影响。变化规律如图7所示,和图6相比可以看出,伺服阀初始温度的变化对伺服阀最终达到的稳

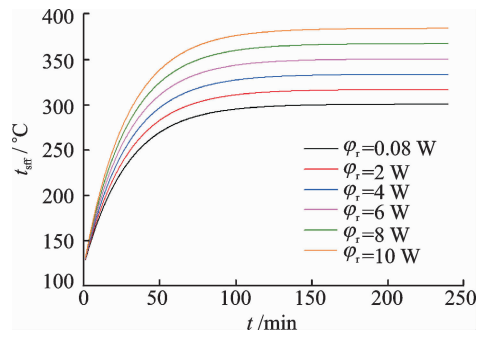


图7 伺服阀温度随时间变化 ($t_0 = 122.6\text{ }^\circ\text{C}, t_{\text{wai}} = 300\text{ }^\circ\text{C}$)

Fig. 7 Curves of t_{sff} changing with time in different φ_r ($t_0 = 122.6\text{ }^\circ\text{C}, t_{\text{wai}} = 300\text{ }^\circ\text{C}$)

定温度没有影响。在式(15)中,令时间 τ 趋于正无穷,式中第3项

$$-\left(t_{\text{wai}} + \frac{\varphi_r}{2.274h_{\text{dl}}A_{\text{sff}}} - t_0\right) \times \exp\left(-\frac{2.274h_{\text{dl}}A_{\text{sff}}}{\rho_{\text{sff}}c_{\text{sff}}V_{\text{sff}}}\tau\right)$$

则趋于0,此时

$$t_{\text{sff}} = t_{\text{wai}} + \frac{\varphi_r}{2.274h_{\text{dl}}A_{\text{sff}}}$$

可见,当时间 τ 趋于正无穷时,伺服阀的稳定温度只与环境温度和伺服阀焦耳热有关,而与初始温度无关。对比这6组计算模型结果可以看出,随着伺服阀焦耳热的增加,伺服阀超温时间一直减小。其中, $\varphi_r = 10\text{ W}$ 的计算模型超温时间最短,为 10.1 min ,相比于 $\varphi_r = 0.08\text{ W}$ 的计算模型,超温时间缩短了 38.3% ;与伺服阀初始温度为 $70\text{ }^\circ\text{C}$ 时, $\varphi_r = 10\text{ W}$ 相比于 $\varphi_r = 0.08\text{ W}$ 超温时间缩短的百分比相近,仅增加了 2% 。

3 结 论

本文采用集总参数法,针对航空发动机矢量喷管作动器伺服阀,在考虑导热、对流换热、辐射换热的条件下,对其进行了非稳态热分析,并建立了相应的数学模型,研究了环境温度 t_{wai} 、伺服阀初始温度 t_0 和伺服阀焦耳热 φ_r 三个参数对伺服阀温度随时间变化的影响。在本文的研究参数范围内,可以得到以下结论:

(1)在其他参数相同时,伺服阀超温时间随着初始温度的升高而缩短。环境温度为 $300\text{ }^\circ\text{C}$,伺服阀焦耳热为 0.08 W 时,初始温度 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 相比 $50\text{ }^\circ\text{C}$,超温时间缩短了 20.6% 。

(2)在其他参数相同时,伺服阀的超温时间随着环境温度的升高而缩短。伺服阀焦耳热为 0.08 W ,初始温度为 $70\text{ }^\circ\text{C}$,环境温度从 $250\text{ }^\circ\text{C}$ 上升 $400\text{ }^\circ\text{C}$ 时,超温时间缩短了 60.8% 。

(3)在其他参数相同时,伺服阀的超温时间随着伺服阀焦耳热的增大而缩短。环境温度为

300 ℃,初始温度为 122.6 ℃,10 W 的伺服阀焦耳热相比 0.08 W,超温时间缩短了 38.3%。

(4)通过物理模型简化后建立的数学模型在时间取无穷大时的分析结果与数值计算的结果都表明,伺服阀的稳定温度只随环境温度和伺服阀焦耳热的增大而升高,与伺服阀初始温度无关,即与伺服阀如何进入不通油工况无关。

参考文献:

- [1] 陈彬,易孟林. 电液伺服阀的研究现状和发展趋势[J]. 液压与气动,2005(6):5-8.
CHEN Bin, YI Menglin. The present research and prospects of electro-hydraulic servo valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,2005(6):5-8.
- [2] 方群,黄增. 电液伺服阀的发展历史、研究现状及发展趋势[J]. 机床与液压,2007,35(11):162-165.
FANG Qun, HUANG Zeng. Developing process, research actuality and trend of electro hydraulic servo valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2007, 35(11):162-165.
- [3] 刘小初,叶正茂,韩俊伟,等. 基于 AMESim 软件的三级电液伺服阀建模与仿真[J]. 机床与液压,2008,36(11):135-136,149.
LIU Xiaochu, YE Zhengmao, HAN Junwei, et al. Modeling and simulation of three stage electro-hydraulic servo valve based on AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics,2008,36(11):135-136,149.
- [4] 王向阳,朱纪洪,刘凯,等. 三轴承推力矢量喷管运动学建模及试验[J]. 航空学报,2014,35(4):911-920.
WANG Xiangyang, ZHU Jihong, LIU Kai, et al. Kinematic modeling and testing of 3-bearing swivel duct nozzle[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica. ,2014,35(4):911-920.
- [5] 陈杰. 航空发动机轴对称矢量喷管控制技术研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2011.
CHEN Jie. Study of control technology for aero-engine AVEN [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics & Astronautics,2011.
- [6] 杨军刚,张卫红. 轴对称推力矢量喷管调节环结构优化设计研究[J]. 机械制造,2012,50(572):16-19.
YANG Jungang, ZHANG Weihong. Structural optimization design of an axisymmetric thrust vectoring nozzle adjustment loop [J]. Machinery, 2012, 50(572):16-19.
- [7] 李志臣,朱文海. 基于虚拟样机技术的轴对称推力矢量控制伺服机构设计[J]. 现代防御技术,2005,33(6):37-42.
LI Zhichen, ZHU Wenhua. Design of servo mechanism based on virtual prototype technology[J]. Modern defence technology,2005,33(6):37-42.
- [8] 周松林. 电液伺服阀喷嘴挡板组件流固耦合分析及主阀温度场分析[D]. 秦皇岛:燕山大学,2014.
ZHOU Songlin. Fluid-structure interaction analysis of nozzle flapper assembly and emperature field analysis of the main valve of electro-hydraulic servo valve [D]. Qinhuangdao: Yanshan University,2014.
- [9] CHOW J H, ZHONG Z W, LIN W, et al. An investigation of thermal contact conductance using the lumped parameter method[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 60:114-121.
- [10] 王为术,罗毓珊,陈听宽,等. 二次启动前火箭发动机泵构件温度特性数值计算[J]. 推进技术,2005,26(4):292-295.
WANG Weishu, LUO Yushan, CHEN Tingkuan. Numerical study on the pre-swirl flow and heat transfer characteristics of a small gas turbine blade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2005, 26(4): 292-295.
- [11] 赵以贤,毕小平,刘西侠,等. 基于集总参数法的车用内燃机传热计算机仿真研究[J]. 内燃机学报,2003,21(4):239-243.
ZHAO Yixian, BI Xiaoping, LIU Xixia. Research on computer simulation for heat transfer in vehicle engine using lumped parameter method[J]. Transaction of CSICE,2003,21(4):239-243.
- [12] 张希恒,陈宗杰,俞树荣,等. 超高温阀阀座非稳态温度特性分析[J]. 兰州理工大学学报,2015,41(1):71-74.
ZHANG Xiheng, Chen Zongjie, YU Shurong, et al. Analysis of transient temperature characteristics of ultra-high temperature valve seat [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2015, 41(1): 71-74.
- [13] 王玉芝,胡亚才,洪荣华,等. 活塞热冲击集总参数模型的随机温度分析[J]. 内燃机学报,2003,21(1):81-85.
WAGN Yuzhi, HU Yacai, HONG Ronghua, et al. Stochastic analysis of temperature for thermal shock on piston with lumped parameter model[J]. Transaction of CSICE,2003,21(1):81-85.
- [14] 黄小辉,毕小平. 车用内燃机润滑系统传热仿真[J]. 热科学与技术,2004,3(4):318-322.
HUANG Xiaohui, BI Xiaoping. Simulation research on lubrication system heat transfer of track vehicle engine[J]. Journal of Thermal Science and Technology,2004,3(4):318-322.
- [15] HOLMAN J P. Heat transfer [M]. 8th ed. New York: McGraw-Hill Companies, 1997: 289, 305, 364.

