

摘要：火箭发动机热试车时喷射出的高温高速气流具有很大的冲击力和腐蚀性。导流槽的作用就是将燃气迅速地导向远离试车台的地方，防止火焰、烟尘及碎片反射回来冲击试验台，毁坏发动机和设备。随着我国大推力运载火箭研制立项，导流槽烧蚀的问题日益严峻。本文提出了一种新型导流槽热防护技术方案：通过数值分析和工程计算分析导流槽力、热环境；基于膜冷却原理，采用分区喷流水冷却的方法，根据热流密度不同在各区域采取不同的供水方式。此方案在保证导流槽冷却系统可靠性的同时，降低了试验台高度、节约了水资源。

关键词：火箭发动机试验；导流槽；热防护

中图分类号：V433.9

文献标识码：A

文章编号：1006-883X(2019)02-0007-06

收稿日期：2018-12-24

大型火箭发动机试验导流槽热防护设计

张伟^{1,2} 方维^{1,2} 王树光^{1,2} 李培昌^{1,2}

1. 北京航天试验技术研究所, 北京 100074; 2. 北京市航天动力试验技术与装备工程技术研究中心, 北京 100074

一、引言

火箭发动机热试车时喷射出的高温高速气流具有很大的冲击力和腐蚀性。导流槽的作用就是将燃气迅速地导向远离试车台的地方，防止火焰、烟尘及碎片反射回来冲击试验台，毁坏发动机和设备^[1]。随着我国大推力运载火箭研制立项，导流槽烧蚀的问题日益严峻。

常规导流槽结构分为干冷式和水冷式^[2]两种。干冷式试车台以厚重的生铁块啮合成整体，抵抗燃气冲刷，为保证导流槽有效作用且不受燃气破坏，底部冲击点距发动机喷管较远，试验台建设周期长、成本高。常规水冷式试车台需建造海拔远高于试车台的蓄水池作为冷却水源，利用蓄水池高度势能驱动冷却水与燃气接触，削弱燃气冲刷力和腐蚀性，从而大大降低试车台高度，但需要大量水资源，对蓄水池容量要求高。

为此，本文提出一个结合干冷式、水冷式导流槽的优点的新型导流槽热防护设计的技术方案，以干冷式导流槽结构为基础，通过数值模拟计算发动机燃气流场及导流槽热环境，分析导流槽应力和传热，为分区喷流水冷却系统设计提供依据，进而对冷却水输送系统及蓄水池进行设计。在保证导流槽冷却系统可靠

性的同时，降低了试验台高度、节约了水资源。

二、设计方案

1、性能要求

导流槽的设计要求能承受高温高速燃气射流反复冲击，并具有足够的结构强度、抗烧蚀性能和良好的气动性能，保证试验安全并减少修复工作量^[3]。

2、方案确定

采用数值模拟的方法分析导流槽环境，以此为导流槽设计的根据。基于液膜冷却技术思想，在干冷式导流槽结构的基础上，将生铁块改为水箱结构，多个水箱间焊接成整体，冷却水通过水箱表面的喷孔喷出与燃气接触后汽化，冷却并隔离燃气。根据热流密度不同，将冷却系统分为中心区与边缘区两部分，中心区利用泵压水冷却系统进行冷却，边缘区域使用自流水冷却。利用火箭燃气射流动力学和传热学分析导流槽冲击及换热过程，对冷却水流量和水箱结构进行设计。最后根据流体力学基本原理对冷却水输送系统进行设计计算。

3、工作原理

基于膜冷却技术思想，采用喷流水技术方案对导

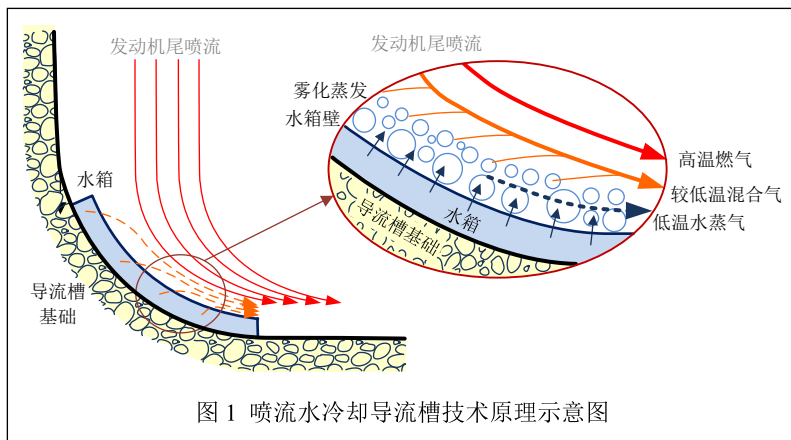


图1 喷水冷却导流槽技术原理示意图

导流槽进行热防护,如图1所示。冷却水从水箱喷出后接触高温燃气吸热汽化,在水箱表面形成沿壁面流动的液-气膜隔绝燃气;同时外层水蒸气与高温燃气混合,降低冲击面处燃气温度保护水箱。

根据导流槽冲击区域热流密度的不同,将导流槽冷却系统分为中心区和边缘区,采用分区冷却技术方案对导流槽进行热防护。中心区域燃气速度快、温度高、冲击力强,采用泵压水冷却。边缘区使用自流水进行冷却,系统原理如图2所示。

4、设计特点

根据导流槽对强度、抗烧蚀性能以及耐久度的需求,需解决的问题包括:

- (1) 确定高温燃气冲击区范围及热载荷、冲击强度;
- (2) 设计计算冷却水流量、冷却水供应方式;
- (3) 计算水箱外壁面厚度。

三、关键技术确定

1、导流槽热、力环境分析

发动机燃气流以超声速流动和复杂的波系干扰为基本特征,速度分布如图3所示。本例中,导流槽冲击点距喷管距离 $16 D_e$ (D_e 为喷管直径),表1为冲击点处截面流场计算数据。冲击点处燃气流速可达 1200 m/s 以上,导流槽的冲击载荷较大。

图4为发动机燃气温度分布,冲击点截面处燃气总温最高 1752 K ,对导流槽存在强烈的辐射及热传导作用;燃气温度沿径向梯度较大,当距离轴线约

$1.6 D_e$ 处总温降低到 400 K 。

燃气由喷口喷出后压力迅速降低,如图5所示。核心区内由于压缩波和膨胀波交替存在,压力震荡较剧烈,在核心区下游,燃气静压保持在 0.1 MPa 左右,燃气压力对导流槽的影响较小。

由模拟计算结果可知,导流槽冲击点处燃气速度可达 1200 m/s 以上,对导流槽存在较强的冲击作用。冲击压力对导流槽表面的净垂直作用力 F

可表示为^[4]:

$$F = \Phi \sin \theta - P_e A_e \sin \theta \quad (1)$$

其中, F — 冲击压力对导流槽表面的净垂直作用力;

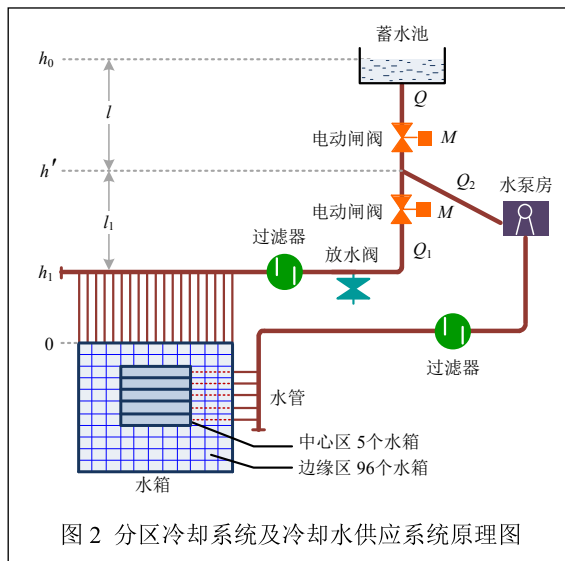


图2 分区冷却系统及冷却水供应系统原理图

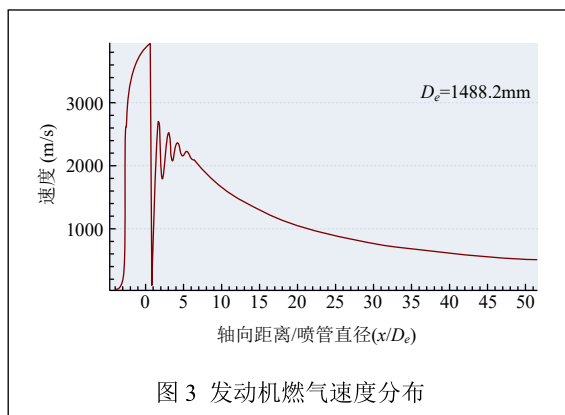
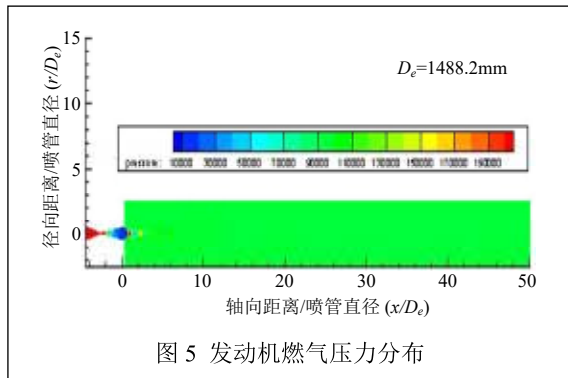
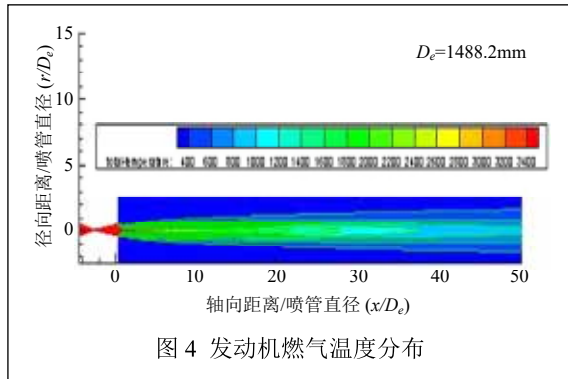


图3 发动机燃气速度分布

表 1 火焰中心径向截面流场数据 ($D_e=1488.2\text{ mm}$)

径向距离 (r/D_e)	静压 (Pa)	总压 (Pa)	静温 (K)	总温 (K)	速度 (m/s)	密度 (kg/m^3)
1.6368	99796	101683	398.721	400.112	90.91	0.4528
1.1904	99817	108753	576.323	585.588	234.634	0.3134
0.8928	99827	123725	795.33	827.72	438.74	0.2271
0.5952	99824	160269	1122	1225.25	783.506	0.161
0.2976	99815	208456	1388.71	1592.47	1100.75	0.13
0	99791	234950	1494.17	1752.01	1238.31	0.1208



θ —冲击角;

A_e —喷口面积;

P_a —环境压力;

Φ —喷口压力和动量通量沿轴线方向的和,

$$\Phi = 2\pi \int_0^{r_e} (P + \rho v^2 \cos^2 \alpha) r dr$$

P —燃气压力;

ρ —燃气密度;

v —燃气速度;

α —燃气速度方向与发动机轴线夹角;

r —半径;

r_e —冲击点处燃气半径。

从而, 导流槽冲击点处单位面积正压力可表示为:

$$P_n = (P_e + \rho_e v_e^2) \sin \theta - P_a \sin \theta \quad (2)$$

其中, P_n —导流槽冲击点处单位面积正压力;

P_e —冲击点处燃气压力;

ρ_e —冲击点处燃气密度;

v_e —冲击点处燃气速度;

计算可得: $P_n=1.06\text{ MPa}$ 。

燃气对导流槽的摩擦力远小于法向力, 故忽略不计。

2、分区冷却

如上文所述, 径向距离 $1.6 D_e$ 处总温降低到约 400 K , 对导流槽结构损伤较小, 无需进行大流量喷水冷却。为节约水资源, 降低成本, 提出导流槽分区冷却方案: 将导流槽上 $5000\text{ mm} \times 5000\text{ mm}$ 的矩形区域划为中心区, 中心区气流流速快、温度高、冲刷力强, 利用泵压水冷却系统进行冷却, 边缘区域使用自流水进行冷却。

区域划分及冷却水供应原理如图 2 所示。

中心区以 5 个水箱并联而成, 冷却水由蓄水池通过水泵增压后供应中心区水箱, 单一水箱流量 q_m , 压力 $P_c=0.3\text{ MPa}$ 。

边缘区由 96 个 $1000\text{ mm} \times 1000\text{ mm}$ 的正方形水箱拼接而成, 采用自流水方式, 利用蓄水池的高度势能将冷却水注入水箱后由喷孔喷出, 单一水箱流量 q_m' , 压力 P_c' 。

蓄水池水量: $V=(5q_m+96q_m')t+V'$, 其中, V' 为预留量。

总流量: $Q=Q_1+Q_2$, 其中, 自流水流量 $Q_1=96q_m'/\rho_0$;

水泵流量 $Q_2=5q_m/\rho_0$; ρ_0 为水密度。

水泵增压能力 P_2 需满足:

$$P_2 + \frac{\rho_0 v_2^2}{2} = P_s + \frac{\rho_0 v_s^2}{2} + \Delta P_f + \Delta P_k \quad (3)$$

其中, P_2 —水泵增压能力;

v_2 —水泵出口流速, $v_2=Q_2/S_2$;

S_2 —水泵出口管路截面积;

v_s —中心区水箱入口流速, $v_s=q_m/\rho_0 S_s$;

S_s —水箱入口截面积;

P_s —水箱入口压力, $P_s \geq P_c$;

ΔP_f —由泵出口至水箱入口的沿程流阻损失;

ΔP_k —由泵出口至水箱入口的局部流阻损失。

设边缘区水箱顶端为 0 势能面, 蓄水池高度、主路分支处高度、边缘区水箱入口干路高度需满足:

$$\begin{cases} h_0 - h' = l Q^2 B \\ h' - h_1 = l_1 Q_1^2 B_1 \end{cases} \quad (4)$$

其中, h_0 —蓄水池高度;

h' —主路分支处高度;

h_1 —边缘区水箱入口干路高度;

B —管道比阻;

l —蓄水池与主路分支间距离;

l_1 —主路分支与自流水箱入口间距离。

通过设定自流水流量, 计算边缘区水箱入口干路高度 h_1 , 进而可根据泊努力方程计算边缘区水箱压力 P_c' 及入口流速 v_c' :

$$\rho_0 g h_1 + \frac{\rho_0 v_1^2}{2} = P_c' + \frac{\rho_0 v_c'^2}{2} + \Delta P_f + \Delta P_k \quad (5)$$

其中, v_1 —分支处自流水路流速,

$$v_1 = Q_1 / S_1$$

S_1 —自流水管路截面积。

冷却水输送管路的设计计算以连续性方程和泊努力方程为根据, 管径和壁厚以 GB 50316—2000 工业金属管道设计规范为准。

3、喷流水冷却

冷却水参数依据燃气对水箱的传热量以及水箱最高能承受的温度进行计算。喷流水冷却原理如图 2 所示, 对导流槽不同区域采取不同的供水方式, 合理控制冷却水流量。

中心区热流密度大, 应用冲击点处热平衡条件^[5]:

$$(\phi_1 + \phi_2)t = Q_{\text{外壁温升}} + Q_{\text{水温升}} + Q_{\text{水相变}} \quad (6)$$

其中, ϕ_1 —水箱受到发动机火焰热传导,

$$\phi_1 = q \cdot A$$

q —燃气射流中部附近热流测点峰值,

$$q = 1543.69 \text{ kW/m}^2;$$

A —水箱外壁面积;

ϕ_2 —热辐射,

$$\phi_2 = \varepsilon A \sigma' (T_f^4 - T_w^4)$$

ε —黑度;

σ' —黑体辐射常数;

T_f —燃气温度;

T_w —水箱壁温;

t —发动机试车时间;

$$Q_{\text{水相变}} = \gamma q_m t;$$

γ —水汽化潜热;

q_m —中心区单一水箱冷却水流量。为防止导流槽水箱整体温升过高, q_m 应满足:

$$q_m \geq \frac{[q + \varepsilon \sigma' (T_f^4 - T_w^4)] A t - c_w m_w (T_{wf} - T_{w0})}{[c_c (373\text{K} - T_{c0}) + \gamma] t} \quad (7)$$

其中, c_w —水箱材料比热;

m_w —水箱外壁质量;

T_{w0} —水箱壁初温;

P_c —水箱内冷却水压力;

c_c —水箱内冷却水比热;

T_{c0} —水箱内冷却水初温。

则单一水箱冷却水最小计算流量为 $q_{m\min}$ 。

由式(7)可知, 减小换热面积、提高水箱外壁质量、使用比热较大的材料、降低水箱内冷却水压力均可减小冷却水流量。由于本例中换热面积和水箱材料已确定, 故可供选择的方式为增加壁厚、降低箱压。增加壁厚将导致结构质量、成本增加, 且不利于水箱与冷却水间换热; 箱压过低会导致冷却水喷射速度 v_c 较低, 影响冷却效果。

同时, 为防止瞬间热流过大导致水箱外表面烧蚀, 还需满足:

$$\begin{aligned} \phi &= \phi_1 + \phi_2 \Big|_{T_{wf}} - \phi_4 - c_c q_m (373\text{K} - T_{c0}) = \\ &A(T_{wf} - T_{wi}) \frac{\lambda}{\delta} = \phi_3 \end{aligned} \quad (8)$$

其中, T_{wi} —水箱内壁面温度, $T_{wi} = T_{wf} - q\delta/\lambda$;

T_{wf} —水箱外壁面温度;

δ —水箱壁厚;

λ —导热系数;

ϕ_4 —单位时间水相变吸热量;

ϕ_3 —对流换热量,

$$\phi_3 = A\eta(T_{wi} - T_{c0})$$

η —对流换热系数, $\eta = \lambda Nu/L$;

L —传热层的厚度;

Nu —努塞尔数, $Nu = 0.664 Re^{1/2} P_r^{1/3}$;

Re —水箱内冷却水雷诺数;

P_r —普朗特数。

带入已知量对式(8)求解水箱最大壁厚 $\delta_{\max}$ 。其中, Re 对 η 影响较大, 通过改变水箱几何特征或冷却水流量均可对换热效果产生影响。

设水箱长 L_w , 宽 W , 高 H , 外壁厚 δ , 水箱内冷却水压力 P_c 。水箱外壁强度应同时满足试车中燃气与冷却水同时作用, 以及试车前后冷却水单独作用时不受破坏。以第四强度理论^[6]校核外壁强度:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2]} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s}$$

$$\sigma_z = c_4 q_n \left(\frac{W}{\delta}\right)^2, \quad \sigma_x = c_5 q_n \left(\frac{W}{\delta}\right)^2, \quad \sigma_y = -c_6 q_n \left(\frac{W}{\delta}\right)^2 \quad (9)$$

其中, n_s —塑性材料安全系数, $n_s = 1.5 \sim 2.0$;

σ_s —塑性材料屈服应力, 随温度上升而显著下降

W —水箱宽度;

δ —水箱外壁厚度;

c_i —矩形平板系数, 受 L_w/W 影响;

q_n —垂直壁面均布载荷^[7]。

即:

$$\left[\frac{(c_4 - c_5)^2 + (c_5 - c_6)^2 + (c_6 + c_4)^2}{2} \right]^{0.5} \left(\frac{W}{\delta} \right)^2 (P_n - P_c) \leq \frac{\sigma_s}{n_s}$$

$$\text{且} \left[\frac{(c_4 - c_5)^2 + (c_5 - c_6)^2 + (c_6 + c_4)^2}{2} \right]^{0.5} \left(\frac{W}{\delta} \right)^2 P_c \leq \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (10)$$

其中, 导流槽水箱材料采用 0.5% 低碳钢, 熔点 1673 K。

式(8)、(10)给出了 L_w 、 W 、 δ 、水箱最高壁温 T_{wf} 的约束关系, 减小水箱长宽比、增加壁厚 δ , 或令 $P_c = 0.5 P_n$, 均可在一定程度上提高水箱最高壁温 T_{wf} 。在本例中, 将导流槽中心区设置为 5 个水箱并联的形式, $W = 1000 \text{ mm}$, $P_c = 0.3 \text{ MPa}$, $T_{wf} = 1273 \text{ K}$, 则计算可得最小壁厚 $\delta_{\min}$ 。边缘区水箱设计为上表面

1000 mm × 1000 mm 的正方形水箱, 燃气流速小于 100 m/s, 温度低于 400 K, 计算可得最小壁厚 $\delta'_{\min}$ 。

本例计算中已保留较大的安全裕度, 中心区冷却水压力小于 1 MPa, 单一水箱流量大于 $q_{m\min}$, 水箱外壁厚 $\delta_{\min} \sim \delta_{\max}$ 即可保证试验过程中导流槽中心区水箱不受燃气破坏。由于边缘区燃气温度低于 400 K, 对金属损害较小, 故对冷却水流量 q_m' 、压力 P_c' 无特别要求。

进而可根据下式对水箱表面喷孔直径和数量进行设计:

$$\begin{cases} P_c = P_a + \frac{\rho v_c^2}{2} + \Delta P \\ q_m = \frac{n \pi d^2 v_c}{4} \end{cases} \quad (11)$$

其中, ΔP —流阻损失;

n —水箱表面喷孔数量;

d —水箱表面喷孔直径;

v_c —冷却水喷射速度。

四、实施情况

图 6 为导流槽喷水照片。自实施新的导流槽热防护技术以来, 进行发动机热试车 40 余次, 累计试验时间超过 20000 s, 导流槽、水箱完好无损, 充分证明了技术方案的可靠性。

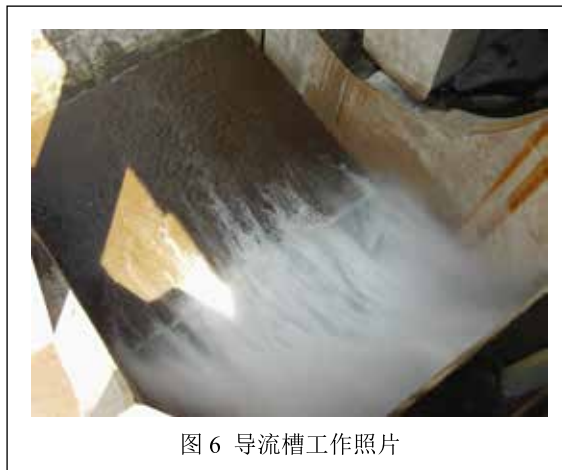


图 6 导流槽工作照片

五、结论

本文针对常规导流槽的不足, 提出了一种新型导

流槽的设计技术方案: 基于干冷式导流槽的结构形式, 将生铁块改为水箱结构, 冷却水通过水箱上的喷孔喷出与燃气接触后汽化, 冷却和隔离燃气, 并根据冲击区域热流密度的不同, 将冷却系统分为中心区和边缘区, 采用不同的设计标准和冷却水供应方式。设计中利用数值仿真和工程计算相结合的方法分析发动机燃气流场, 并以此为依据, 结合火箭燃气射流动力学和传热学基本原理对导流槽承受的冲击作用及热载进行分析, 对水箱结构、冷却水流量、压力、喷孔配置进行了设计, 最后根据流体力学基本原理对冷却水输送系统进行设计计算。得出的结论如下:

(1) 数值仿真和工程计算相印证的方法为导流槽设计提供了可靠的数据支持;

(2) 水箱应力和传热分析明确了各参数对冷却系统的影响作用, 提出了设计依据;

(3) 泵压水集中冷却冲击区和自流水辅助冷却边缘区的分区冷却技术方案在保证可靠性的同时节约了水资源。

参考文献

- [1] 李茂, 陈春富, 朱子勇. 架空钢板对火箭发动机试车中地面热载的影响 [J]. 导弹与航天运载技术, 2013, (2): 41-45.
- [2] 郭雪峰. 液体火箭发动机试验 [M]. 北京: 宇航出版社, 1990.
- [3] 刘力宏, 周旭, 张志成. 火箭发动机射流动力学仿真研究 [J]. 中国制造业信息化, 2008, (12): 62-65.
- [4] 赵承庆, 姜毅. 气体射流动力学 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- [5] 王补宣. 工程传热传质学 [M]. 北京: 科学出版社, 1998.
- [6] 戴葆青. 材料力学 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2010.
- [7] 闻邦椿. 机械设计手册 (第一卷) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010, 160-161.

Thermal Protection Design of Flame Diversion Trough for Large Rocket Engine Test

ZHANG Wei^{1,2}, FANG Wei^{1,2}, WANG Shu-guang^{1,2}, LI Pei-chang^{1,2}

(1. *Beijing Institute of Aerospace Testing Technology, Beijing 100074, China*; 2. *Beijing Engineering Research*

Center of Aerospace Propulsion Testing Technology and Equipment, Beijing 100074, China)

Abstract: The high-temperature and high-speed airflow emitted during the high-thrust rocket engine test have great impact force and corrosion force. The flame diversion trough plays the role to guide the gas away from the test bed to prevent the flame, smoke and debris from reflecting back and damaging the test bench, the rocket engine and equipment. With the development of high-thrust launch vehicle in China, the problem of ablation of flame diversion trough is becoming more and more serious. In this paper, a new type of thermal protection technical scheme for the flame diversion trough is proposed. The force and thermal environment of flame diversion trough are analyzed by numerical analysis and engineering calculation. Based on the principle of film cooling, by using the method of zonal water jet, different water supply modes are adopted in different regions according to different heat flux density. This scheme not only ensures the reliability of the cooling system of the flame diversion trough, but also reduces the height of the test bed and saves water resources.

Key words: rocket engine test; flame diversion trough; thermal protection

作者简介

张伟: 北京航天试验技术研究所, 工程师, 硕士, 研究方向为液体火箭发动机试验。

通信地址: 北京市丰台区云岗田城中里 1 号

邮编: 100074

邮箱: knights@qq.com

方维: 北京航天试验技术研究所, 工程师, 硕士, 研究方向为液体火箭发动机试验。

王树光: 北京航天试验技术研究所, 高级工程师, 硕士, 研究方向为液体火箭发动机试验。

李培昌: 北京航天试验技术研究所, 高级工程师, 硕士, 研究方向为液体火箭发动机试验。