

典型结构的层板发汗冷却推力室 传热特性的推算方法^①

刘伟强 陈启智

吴宝元

(国防科技大学航天技术系, 长沙, 410073) (陕西动力机械设计研究所, 西安, 710100)

摘 要: 针对典型的层板发汗冷却结构, 提出了利用一个推力室的实验数据来计算另一推力室所需发汗流强的方法。在一种发动机推力室壁面发汗冷却实验数据测出以后, 对同一发动机或另一发动机推力室壁采用不同的冷却剂、不同的壁面材料时的受热壁面工作温度与发汗流强的关系, 由迭代计算完成。作为分析实例, 利用氢气发汗冷却的试验数据对氢气发汗冷却流强进行了计算, 其结果得到了实验的验证。

主题词: 液体推进剂火箭发动机, 发汗冷却, 传热, 数值计算

分类号: V434.14

CALCULATION METHOD OF HEAT TRANSFER IN PLATELET TRANSPIRATION COOLED THRUST WITH TYPICAL STRUCTURE

Liu Weiqiang Chen Qizhi

(Dept. of Aerospace Technology, National Univ. of Defence Technology, Changsha, 410073)

Wu Baoyuan

(Shaanxi Engine Design Inst., Xi'an, 710100)

Abstract: A new calculation method was proposed for the typical structure of the platelet transpiration flux in the rocket thrust chamber based on the test data of another chamber. When the test data were obtained for one thrust chamber, the relationship between the temperature and the coolant flow rate on the hot surface for one thrust chamber or another using different platelet materials and different coolant can be got with iteration solution. The calculation for a thrust chamber using GH_2 as coolant was performed based on the test data using He as coolant. The results obtained were verified with test data.

Subject terms: Liquid propellant rocket engine, Sweat cooling, Heat transfer, Numerical calculation

1 引 言

适用于液体火箭发动机推力室的层板发汗冷却典型结构^[1~3]如图1所示, 由流量调节层板和扩散流动层板交替叠焊成形。冷却剂由初始控制流道进入壁内流量分配区, 再流经流量调节层板中的控制流道和扩散层板的扩散流动区, 然后从层板所形成密集的小缝隙向高温燃

① 收稿日期: 1998-02-21, 修回日期: 1998-05-18

气吹出,达到吸收层板热量和屏蔽高温燃气热流的效果。这种结构解决了一般多孔材料壁面在局部过热时流量不稳定的问题。发汗冷却介质在控制流道具有高摩阻值,而在扩散流动区是低摩阻值,给入一定量的冷却剂流量 $\dot{m}$ 就能将高温燃气的热影响区限制在扩散区之内^[4]。层板发汗冷却系统设计的一个重要问题是确定发汗冷却流强,使受热壁面的温度限制在许用温度以下。本文针对液体火箭发动机推力室典型的层板发汗冷却结构,提出一种分析计算方法。

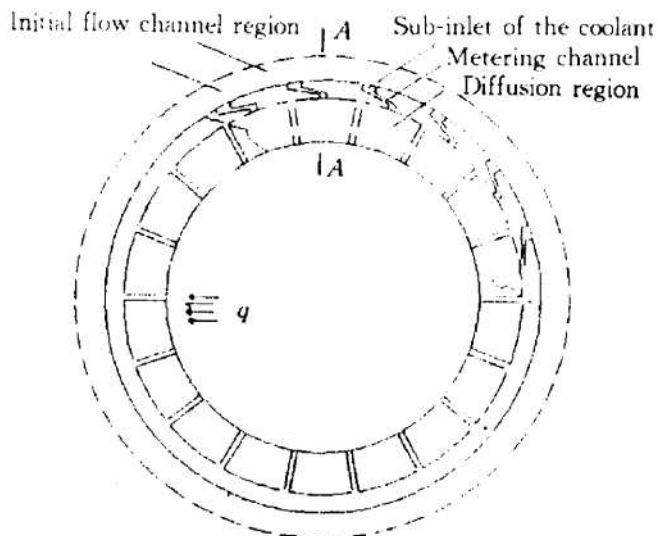


Fig. 1 The typical structure of cooled wall

2 分析方法

图 1 所示的发汗壁面 1 和发汗壁面 2, 采用不同冷却剂的入口温度分别为 $T_{C1,0}$, $T_{C2,0}$ 。若推力室壁试件 1 由地面热试验测出: 在燃气的流强为 $G_1 = \rho_{\infty,1} u_{\infty,1}$ 、使用冷却介质 1, 表面的发汗流强为 $G_{W,1} = \rho_{W,1} V_{W,1}$ 时, 壁面温度为 $T_{S,W,1}$ 。另一推力室 $G_2 = \rho_{\infty,2} u_{\infty,2}$, 壁面 2 使用冷却介质 2, 应用以下分析方法可确定壁面的发汗流强 $G_{W,2}$ 与壁面温度 $T_{S,W,2}$ 的关系。

2.1 能量平衡与层板热影响区温度分布

当任一发动机工作状态达到稳定时, 在发汗冷却壁面的任意表面位置, 假定燃气传入室壁的热流量等于该位置发汗冷却流在层板扩散区所吸收的热量, 那么:

$$G_W = \frac{\dot{q}}{C_{p,C}(T_{C,out} - T_{C,0})} = \frac{h_g(T_e - T_{S,W})}{C_{p,C}(T_{C,out} - T_{C,0})} \quad (1)$$

假设层板扩散段截面沿燃烧室径向的变化可以忽略, 整个扩散流动区为均匀流动, 结构层板扩散焊所占的区域可以忽略, 冷却剂沿流动方向的导热可以忽略, 则层板热影响的温度分布可以采用固液温差模型求解^[1~3]。

取一个扩散流动区, 坐标选取如图 1。发汗冷却结构层板传热和冷却剂流动的能量方程为

$$\lambda_s \frac{\delta_s}{2} \frac{d^2 T_s}{dx^2} = h_L(T_s - T_c), \quad \rho_c v_c C_{p,C} \frac{\delta_c}{2} \frac{dT_c}{dx} = h_L(T_s - T_c) \quad (2)$$

$$\text{或} \quad \frac{d^3 T_s}{dx^3} + A \frac{dT_s}{dx} - B \frac{dT_s}{dx} = 0 \quad (3)$$

其中 $A = h_L / (\rho_c v_c C_{p,C} \frac{1}{2} \delta_c)$, $B = h_g / (\lambda_m \frac{1}{2} \delta_s)$, h_L 为等效对流换热系数。

$$\text{边界条件 } x = L: \lambda_w \frac{dT_s}{dx} = h_g(T_e - T_w); \quad x = 0: \frac{dT_s}{dx} = 0, \quad \lambda_w \frac{\delta_s}{2} \frac{dT_s}{dx} = h_L(T_s - T_{C,0})$$

解出结构层板的温度分布:

$$\frac{T_s - T_{C,0}}{T_e - T_{C,0}} = \frac{e^{r_A x} - (r_A/r_B)e^{r_B x}}{e^{r_A L} - e^{r_B L} + (\lambda_m r_A/h_g)(e^{r_A L} - e^{r_B L})} \quad (4)$$

其中 r_A 和 r_B 为 $T_{C,W}$ 与 $T_{S,W}$ 关系的特征方程根

$$r_A = -A/2 + \sqrt{(A^2/4) + B}, \quad r_B = -A/2 - \sqrt{(A^2/4) + B}$$

冷却剂出口温度 $T_{C,w}$ 与 $T_{S,w}$ 的关系:

$$T_{C,w} = T_{S,w} + \frac{r_A}{r_B} \frac{1}{1 + (\lambda_m r_A)/h_g} (T_e - T_{C,0}) \quad (5)$$

2.2 传热特性与表面摩擦系数及发汗流强的关系

假设: (1) 可压缩湍流边界层, 稳态主流流强 $G = \rho_\infty u_\infty$, 边界平行于主流; (2) 冷却剂与主流不发生化学反应和组分扩散; (3) 忽略主流高温燃气对发汗冷却流的热辐射; (4) 边界外层为充分发展的湍流, 动量传递与热量传递成比例。则可导出斯坦顿数与摩擦系数之间的关系^[5]:

$$\frac{St}{C_f/2} = \frac{(G_w/G)}{(C_f/2)^{1-p_r} (\frac{G_w}{G} \tilde{u}_a + C_f/2)^{p_r} - p_{rt} (\frac{G_w}{G} + C_f/2)^{p_{rt}} - C_f/2} \quad (6)$$

上式中, 取 $G_w \rightarrow 0$ 极限得到无发汗流时的 St : $St_0 = \frac{C_f}{2} \frac{1}{(p_r - p_{rt}) \tilde{u}_a + p_{rt}}$

2.3 边界层参数的计算

进一步假设发汗流垂直于主流吹出层板缝隙, 气流的表面摩擦系数 C_f 是吹风比 G_w/G 的函数。应用 Couette 流动近似, 导出了与实验吻合良好的 C_f 表达式^[6], 文献 [7] 在火箭发动机喷管研究中也作了验证。即:

$$\frac{C_f}{C_{f,0}} = \frac{\ln(1 + B_f)}{B_f} \quad (7)$$

其中 $B_f = \frac{G_w/G}{C_f/2}$, $C_{f,0}$ 采用 Nikuradse 近似式^[7] $C_{f,0} = [2.87 + 1.58 \lg(x/K)]^{-2.5}$ 计算。

在边界层分为层流底层和湍流外层的情况下, $\tilde{u}_a$ 的计算采用文献 [5] 应用的近似计算:

$$\tilde{u}_a = 13.1 \sqrt{\frac{T_w}{T_e} \frac{C_f}{2}} \quad (8)$$

2.4 壁面的发汗流强 $G_{w,2}$ 与 $G_{w,1}$ 的关系

由式 (1) 看出, 两个不同的发动机壁面采用发汗冷却时, 发汗流强之比可表示成为:

$$\frac{G_{w,2}}{G_{w,1}} = \frac{\dot{q}_2/C_{pC,2}(T_{C2,w} - T_{C2,0})}{\dot{q}_1/C_{pC,1}(T_{C1,w} - T_{C1,0})} \quad (9)$$

利用 (5) 式代入关系式 (9), 消去 $T_{C,w,2}$, $T_{C,w,1}$, 利用式 (6) 将热流强进行代换, 便可以得到发汗流强 $G_{w,2}$ 和 $T_{S,w,2}$ 的一一对应关系。当某一发动机发汗冷却推力室壁在实验中获取流强和壁温数据以后, 就可以应用以上分析得出的式 (5) ~ (9) 迭代解出另一发动机推力室壁在指定壁温下工作所需的发汗冷却剂流强, 或者指定发汗冷却流强状态下的壁温。

3 算例与讨论

为检验式 (6) 对该式的计算结果与 Bartle-Leadon^[2,3,7] 试验校正关系式进行比较。图 2 是以氦气发汗为例采用两种不同的计算方法得出的发汗冷却对燃气热流屏蔽效应, 其中 Bartle-Leadon 屏蔽效应由以下拟合关系式给出:

$$\frac{St}{St_0} = \frac{\Phi}{(1 + \Phi/3)^3 - 1} \quad (\text{其中 } \Phi = \frac{G_w}{G} \frac{C_{p,C}}{C_{p,\infty}} \frac{1}{St_0}) \quad (10)$$

由图 2 可见,当氦气发汗吹风比 G_w/G 小于 0.035 时,式 (6) 和式 (10) 计算得出的两条 St/St_0 的曲线非常接近,通常发汗冷却吹风比小于这个值。由于拟合关系式 (10) 是由大量的试验数据进行处理获得的,因此可以断定式 (6) 虽然是多种假设下推出的,但在发汗冷却吹风比小于 0.035 时,其计算结果是相当准确的。

文献 [2] 在发汗-再生冷却塞式发动机推力室喉部采用氦气和氢气进行发汗冷却,在试验中获取了一些较合理的数据,示例如表 1。层板段 $a-b-c$ 为发汗冷却段,其主要参数:

推进剂: LOX/GH₂ 内塞喉径: 53.34mm 结构层板厚度: $2 \times 0.1016\text{mm}$
 混合比: 6.0 发汗冷却剂: He 或 GH₂ 扩散流区高度: 0.1016mm
 室压: 4.14MPa 室壁材料: 铜 (OFHC)
 圆柱壁内径: 66.4mm 发汗长度 L_{abc} : 12.7mm

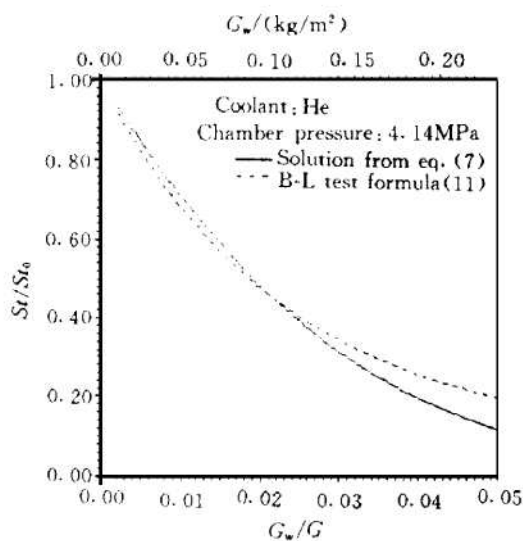


Fig. 2 The effect of the coolant flux on St

Table 1 Some test data of transpiration cooling

Coolant	He	GH ₂	GH ₂	GH ₂
$\dot{W}/(\text{g/s})$	70.49	33.70	27.49	21.23
$T_{w,a}/\text{K}$	729.26	724.36	799.82	878.71
$T_{w,b}/\text{K}$	733.15	754.26	729.59	1016.5
$T_{w,c}/\text{K}$	691.48	701.48	782.04	878.82

在由一种冷却剂试验数据预估同一发动机另一种冷却剂的冷却特性时, $G_1 = G_2, T_{e,1} = T_{e,2}, C_{p\infty,1} = C_{p\infty,2}, \lambda_{m,1} = \lambda_{m,2}$ 。以氦气发汗冷却测量结果为已知参数(下标 1),应用综合迭代关系式 (5) ~ (9), 给定发汗流强可以求出推力室壁面 a, b, c 处层板受热壁面的温度 $T_{w,a}, T_{w,b}, T_{w,c}$, 或者给定 T_w 可以分别求出 a, b, c 各处所需的发汗流强。作者在进行迭代计算时, 是从式 (9) 入手, 对于某个给定壁温 $T_{w,2}$ 预设 $St_2, \tilde{u}_{a,2}, C_{f,2}$ 的值, 由式 (5), (6), (9) 的组合式解出初步的 $G_{w,2}$ 后, 再由式 (6) ~ (8) 算出 $St_2, \tilde{u}_{a,2}, C_{f,2}$ 重复计算出 $G_{w,2}$ 直至 $G_{w,2}$ 的两次计算值之差满足某个精度为止。改变 $T_{w,2}$ 的值进行计算就可以获得 $T_{w,2}$ 与 $G_{w,2}$ 的关系。图 3 ~ 5 分别绘出了迭代关系式以氦气试验数据作为已知参数所算出的气氢发汗冷却流强与壁温的关系。与氦气发汗冷却三个不同的发汗流量试验结果相比较, 层板 a 处的差距较小且壁温随流强变化趋势一致, 壁温分析计算结果与试验测量值只相差 10K ~ 20K; 层板 b 处相差 40K ~ 100K, 层板 c 处高出 30K ~ 80K, 此两处壁温随流强变化趋势大体上相同但不如层板 a 处吻合得好。虽然如此, 本文得出的结果仍比现有文献方法有大幅度的改善。文献 [2] 计算方法所得出的结果比试验值要小 300K ~ 500K (如图 3 ~ 5)。其作者在分析误差时指出, 燃气与壁面的对流换热系数计算不准确是重要原因之一。通常的计算方法中, 用 Bartz 公式计算无发汗冷却时的对流换热系数, 其中有多种难以确定的因素需要谨慎修正, 如发生离解的燃气在附面层内的复合效应、燃烧反应不完全、室壁表面的氧化层和沉积物质的热阻等等对计算结果的

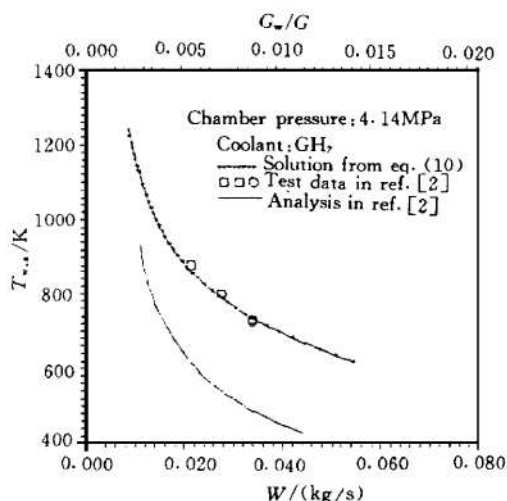


Fig. 3 Relationship between the flow rate of coolant and $T_{w,a}$

影响都较大, 确定这些因素的修正系数由少量的试验是难以完成的。本文的分析方法将多种效应的影响集中在 St_1 的分析式中, 以一次可靠的试验数据为基础, 由比拟变换的方法得到不同的发动机、使用不同的冷却剂时的发汗冷却传热特性, 分析方法直观简捷, 结果也比较准确。

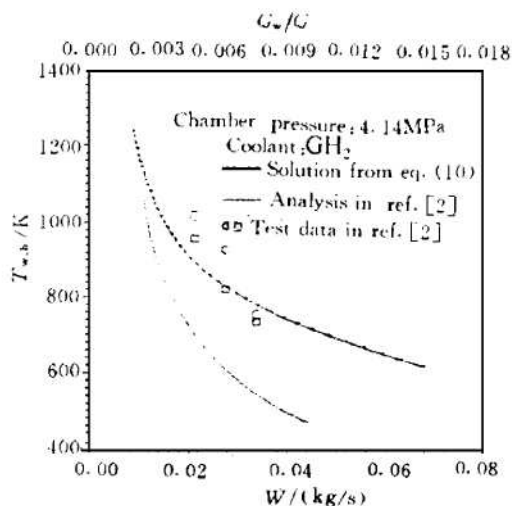


Fig. 4 Relationship between the flow rate of coolant and $T_{w,b}$

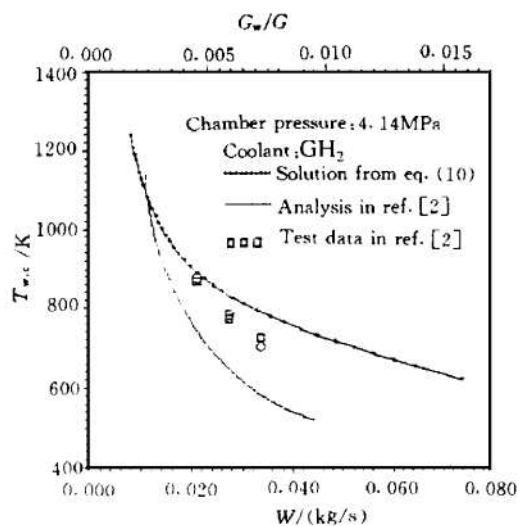


Fig. 5 Relationship between the flow rate of coolant and $T_{w,c}$

参 考 文 献

- 1 刘伟强, 陈启智, 吴宝元. 流体火箭发动机层板式预燃室液氧发汗冷却热控制. 推进技术, 1998, 19 (5)
- 2 Valler H W. Performance of a transpiration-regenerative cooled rocket thrust chamber. NASA CR-159742
- 3 May Lee, Burkhardt M. Transpiration cooled throat for hydrocarbon rocket engines. NASA CR-184272
- 4 Mueggenburg H H. Platelet actively cooled thermal management devices. AIAA 92-3127
- 5 Rubesin M W. An analytical estimation of the effect of transpiration cooling on the heat transfer and skin friction characteristics of a compressible turbulent boundary layer. NACA TN-3341, 1954.
- 6 凯斯著 W M. 陈熙译. 对流传热与传质. 北京: 科学出版社, 1986: 211~214
- 7 Keener D N. Investigation of boundary layer and performance effect of transpiration cooling through a porous plate in a rocket nozzle. ADA-289393 1994.
- 8 Bartle E Roy, Leadon Bernard M. The effectiveness as a universal measure of mass transfer cooling for a turbulent boundary layer. Proceeding of the 1962 HTFMI, Stanford: California, 1962.