

# 高温高压下的燃气/空气热管换热方案

谢镇波<sup>1</sup>, 刘伟强<sup>2</sup>, 李洪伟<sup>1</sup>, 唐元恒<sup>1</sup>

(1 海军航空工程学院 青岛分院, 山东 青岛 266041

2 国防科技大学 航天与材料工程学院, 湖南 长沙 410073)

**摘 要:** 以高温高压燃气加热高压纯空气为研究背景, 用平均温差法对气-气热管换热器设计计算, 进行结构方案设计, 采用有效度-传热单元数法对换热器传热进行校核计算。设计换热器为圆柱形筒壁结构, 出口为渐缩型喷管结构, 采用半轴比为 2/1 的椭圆形热管。

**关键词:** 高温高压; 热管换热器; 结构设计; 设计计算; 校核计算

中图分类号: V416

文献标识码: A

文章编号: (2008) 04-0022-05

## High temperature and high pressure gas/air heat-pipe heat exchanger scheme

Xie Zhenbo<sup>1</sup>, Liu Weiqiang<sup>2</sup>, Li Hongwei<sup>1</sup>, Tang Yuanheng<sup>1</sup>,

(1 Naval Aeronautical Engineering Academy, Qingdao Branch, Qingdao 266041, China;

2 College of Astronautics and Material Engineering, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

**Abstract:** Study on heating the high pressure air by high-temperature and pressure gas is conducted in this paper. The design calculation and the structural design of the gas to gas heat-pipe heat exchanger are carried out by the mean temperature difference method. The check calculation of the exchanger is performed with validity- heat transfer unit number method. The structure of the exchanger body is a cylinder and its outlet is a contracting-expanding nozzle. The heat-pipes are 1/2 half axis ratio ellipse pipes.

**Key words:** high temperature and high pressure; heat-pipe heat exchanger; structural design; design calculation; check calculation

收稿日期: 2007-11-21; 修回日期: 2008-03-10。

作者简介: 谢镇波 (1980—), 男, 硕士, 研究领域为航空航天热分析和热控制。

1 引言

航空航天地面试验系统中常需要高温高压空气作为试验气源, 若采用电弧加热的方法加热高压空气, 设备投资和试验费用非常高。为降低试验系统的成本, 采用换热器制备高温纯空气的试验方案——利用燃气发生器产生高温高压燃气, 通过换热器将其热能转移给高压空气。在此背景下, 提出燃气加热高压空气的气-气换热器的研究方案, 为实用的高温高压换热器设计提供参考数据与依据。

2 换热器的设计计算

热管换热器主要是利用热管内工质的相变循环, 将热量从加热段传递到冷却段, 所设计的高温高压换热器可将 1000K 左右的燃气作为热源将室温条件下的高压纯空气加热到 850K 左右。高温热管换热器不同于一般的热管换热器, 由于热管管内工质蒸汽温度的不连续性, 使得高温热管换热器需由多种热管组成。本文根据所设计的温度范围, 将换热器内部划分为高温、中温和低温三个区域, 如图 1 所示。三个区域分别采用平均温差法进行设计计算。

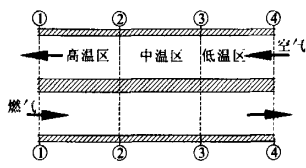


图 1 换热器内温度区域的划分  
Fig.1 Temperature regions in the exchanger

根据工作条件和热管工质工作温度的不连续性, 设计①面处温度  $T_{1h}=1020\text{K}$ ,  $T_{1c}=850\text{K}$ ; ②面处温度  $T_{2h}=750\text{K}$ ; ③面处温度  $T_{3h}=600\text{K}$ ; ④面处温度  $T_{4c}=300\text{K}$ 。已知燃气的质量流量为  $2.5\text{kg/s}$ , 空气质量流量为  $5.5\text{kg/s}$ , 不考虑散热损失, 通过能量方程可确定其余区域边界处的温度, 各边界处温度如表 1 所示。

能量方程为

$$m_h \overline{c_p} (T_{(i+1)h} - T_{ih}) = m_c \overline{c_p} (T_{(i+1)c} - T_{ic}), \quad i=1, 2, 3 \quad (1)$$

式中,  $m$  为流量;  $c_p$  为定压热容;  $T$  为温度;  $i$  为温度区域; 下标  $h$  表示加热段,  $c$  表示冷却段。

表 1 热管换热器内各区域边界处温度设计值

Tab.1 Design temperature at the boundary of each area in the exchanger

	界面①	界面②	界面③	界面④
燃气侧 $T_i/\text{K}$	1020	750	600	458.12
空气侧 $T_i/\text{K}$	850	613.28	476.88	300

中高温段采用钠、钾热管, 3 层 50 目和 3 层 150 目不锈钢丝网组成的复合吸液芯; 中温段采用汞、A 导热姆热管, 3 层 250 目不锈钢丝网吸液芯结构; 低温段采用重力式的热虹吸管结构<sup>[9]</sup>。三个区域分别进行热力计算, 确定各区域换热所需热管个数, 本文采用较廉价并且传热效率较高的椭圆热管进行设计计算。首先, 确定各区域换热的总传热系数及对数平均温差, 然后根据换热器的总传热方程和总换热量确定所需热管的总表面积, 从而确定各温度区域所需热管个数。

若设计换热器两侧的总压均为  $2.5\text{MPa}$ , 温度区边界温度如表 1 所示, 燃气流量为  $2.5\text{kg/s}$ , 气体常数  $418.70\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ; 空气流量为  $5.5\text{kg/s}$ , 气体常数  $286.69\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ , 则根据以上换热器设计计算的方法, 采用椭圆热管或圆热管设计换热器。为保证换热器有较高的换热效率, 以及换热器结构的紧凑, 选择热管采用叉排排列方式, 内径分别为  $800\text{mm}$  和  $600\text{mm}$  的箱体结构, 若初步考虑换热器筒壁厚度相同 (均为  $20\text{mm}$ ), 椭圆热管或圆热管设计换热器, 不同箱体内径换热器的传热效率、所需热管排数及结构参数如表 2 和表 3 所示。

虽然采用圆热管设计可以使得热管管壁很薄 ( $1\text{mm}$  左右), 从单根热管的造价来讲, 圆热管更经济实用。但从表中看出, 由于圆热管的传热效率比椭圆热管要低近 20%, 所以若采用圆热管设计的换热器, 在箱体内径和管束间距相同的条件

下，完成同样的传热任务换热器较椭圆热管换热器要长 5~6m，热管要增加 114~157 排。由于热管加工要求较高，管内工质必须纯净，否则会腐蚀管材；管内需要安装吸液芯结构；对热管需进行封装，热管的加工成本较管材成本要高出 5 倍多，因此，完成相同换热任务的椭圆热管换热器就比

圆热管换热器成本低，更加经济实用。气流横向冲刷热管，会对热管产生横向的弯矩作用，椭圆热管横向的抗弯性更好。由于椭圆管外侧流体流动阻力小，在流阻相同的条件下，可通过提高椭圆管外气流流速增强换热器换热效率，因此，本设计采用椭圆热管设计换热器结构。

表 2 椭圆热管和圆热管不同内径换热器的气流速度和传热系数  
Tab.2 Air velocity and heat transfer coefficient of ellipse and circle heat-pipes for different exchanger inner diameter

热管	箱体内 径/mm	燃气流速/(m·s <sup>-1</sup> )			空气流速/(m·s <sup>-1</sup> )			传热系数/(W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )		
		高温区	中温区	低温区	高温区	中温区	低温区	高温区	中温区	低温区
椭圆管	800	1.39	1.07	0.84	1.74	1.30	0.92	83.22	74.50	70.26
	600	2.52	1.93	1.51	3.15	2.34	1.67	115.19	103.62	97.97
圆管	800	1.81	1.38	1.08	2.25	1.68	1.20	72.18	64.30	60.55
	600	3.15	2.41	1.89	3.93	2.93	2.09	100.44	89.65	84.53

表 3 椭圆热管和圆热管不同内径换热器结构参数  
Tab.3 Structural parameters of ellipse and circle heat-pipes for different inner diameter exchanger

热管	箱体内 径/mm	热管排数			总排数	换热器长度/m	换热器质量/kg
		高温区	中温区	低温区			
椭圆管	800	95	69	87	251	11.52	3.32×10 <sup>4</sup>
	600	120	88	108	316	14.40	2.60×10 <sup>4</sup>
圆管	800	138	101	127	366	16.65	1.95×10 <sup>4</sup>
	600	178	131	164	473	21.46	1.75×10 <sup>4</sup>

3 换热器方案设计

换热器采用内径 800mm 圆柱形换热箱体，承受较高压力。热管均采用椭圆形直热管，半轴比为 2/1，椭圆管外侧半轴  $b=10\text{mm}$ 。根据强度计算，高温段热管材料选择为 1Cr19Ni11Nb，设计厚度为 5mm，中温段热管材料为 1Cr18Ni9，设计厚度 5.5mm，低温区热管材料为 20 号碳素钢，设计厚度 4mm。热管间采用交叉排列方式增加热

管的换热效率，管束间径向间距为 20mm，轴向间距为 5mm，换热器结构图如图 2 所示，换热器设计结构总长度约 12.5m，宽 2m，高 0.9m。换热器采用逆流式结构，燃气从加热段入口进入换热器，横向冲刷热管束，通过高温区、中温区和低温区从出口喷出；高压纯空气作为试验气源从低温区入口进入换热器冷却段，通过低温区、中温区和高温区从出口喷出，进入试验区域。热量主要通过竖直热管管束从加热段传递到冷却段。

由于换热器加热段入口需要直接连接到燃气

发生器末端, 为保证换热器具有较高的换热效率, 换热器内管束一般安排较密, 保证气流具有一定的速度。同时, 为保证燃气发生器内具有一定的燃烧压力, 换热器加热段出口一般要设计成收缩型喷管喷口, 以保证出口处的环境压力不影响燃烧室内的稳定燃烧。

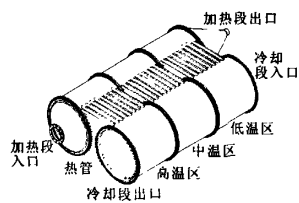


图 2 换热器结构简图  
Fig.2 Structure of the exchanger

4 换热器传热校核计算

采用有效度-传热单元法对换热器进行传热校核, 确定该换热器结构是否能胜任规定的换热任务。换热器的有效度  $\varepsilon$  按下式定义:

$$\varepsilon = \frac{(t_{in}^{in} - t_{out}^{in})_{max}}{t_1 - t_2} \tag{2}$$

式中,  $t$  为流体温度; 下标 1 表示高温流体一侧,

2 表示低温流体一侧; 上标 “in” 表示入口, “out” 表示出口; 则分母为流体在换热器内可能发生的最大温度差值, 分子为冷流体或热流体在换热器内的实际温度差值中较大者。有效度  $\varepsilon$  表示换热器的实际换热效果与最大可能的换热效果之比。已知  $\varepsilon$  后, 换热器的传热量  $Q$  可以表示为

$$Q = (mc_p)_{min} (t_{in}^{in} - t_{out}^{in})_{max} = \varepsilon (mc_p)_{min} (t_1 - t_2) \tag{3}$$

引入传热单元数  $NTU$  (Number of Transfer),  $NTU$  为无因次参数, 可得到逆流换热器中有效度  $\varepsilon$  与  $NTU$  之间的关系式, 如下式所示。

$$NTU = \frac{kA}{(mc_p)_{min}} \tag{4}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[ (-NTU) \left[ 1 - \frac{(mc_p)_{min}}{(mc_p)_{max}} \right] \right]}{1 - \frac{(mc_p)_{min}}{(mc_p)_{max}} \exp \left[ (-NTU) \left[ 1 - \frac{(mc_p)_{min}}{(mc_p)_{max}} \right] \right]} \tag{5}$$

式中,  $k$  为传热系数;  $A$  为传热表面积。

有效度-传热单元数法对换热器传热的校核计算就是通过  $NTU$  求取  $\varepsilon$ , 然后用公式 (3) 求出传热量  $Q$ , 最后得到两个未知温度的过程。

若热管换热器两侧入、出口温度、质量流量和气体常数同上文, 其余物性参数参见表 4, 校核计算换热器燃气侧和空气侧气流出口温度是否满足设计要求。

表 4 空气和燃气物性参数  
Tab.4 Physical parameters of air and gas

空气物性参数				燃气物性参数			
温度 $T/K$	定压比热容 $c_p/(kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$	动力粘度 $\mu/\times 10^6(Pa \cdot s)$	导热系数 $\lambda/\times 10^2(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	温度 $T/K$	定压比热容 $c_p/(kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$	动力粘度 $\mu/\times 10^6(Pa \cdot s)$	导热系数 $\lambda/\times 10^2(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$
300	1.0069	1.78	2.554	373	1.068	20.388	3.128
400	1.0149	2.24	3.224	473	1.097	24.487	4.012
500	1.0304	2.64	3.852	573	1.122	28.224	4.838
600	1.0521	3.00	4.480	673	1.151	31.675	5.699
700	1.0758	3.33	5.066	773	1.185	34.843	6.559
800	1.0994	3.63	5.652	873	1.214	37.854	7.420
900	1.1220	3.92	6.238	973	1.239	40.678	8.269
1000	1.1430	4.19	6.783	1073	1.264	43.365	9.153

利用公式 (4)、(5) 和 (3) 计算换热器实际承担换热任务时的换热效果, 可得到换热器工作时燃气侧和空气侧气出口温度, 如表 5 所示。

将计算结果与表 1 中的设计参数进行比较,

可以看出换热器经传热单元数法校核的气体出口温度与设计时目标温度相差很小, 误差不超过 10K, 说明所设计换热器能够较好地承担传热任务。

表 5 传热单元数法对内径 800mm 换热器传热计算的结果

Tab.5 The calculation result of validity- heat transfer unit number method for the inner diameter 800mm exchanger

参数	$K_g/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	$(mc_p)_{max}$	$(mc_p)_{min}$	$NTU$	$\varepsilon$	$t_1^{out}/K$	$t_2^{out}/K$
计算值	66.3172	5835.4	5550.8	3.5382	0.7943	448.10	844.01

5 结束语

根据超燃冲压发动机地面试验系统试验气源的需要, 紧密跟踪当前国内高温热管换热器的研究热点和研究方法, 提出了采用高温高压燃气加热高压空气的换热器设计方案。该方案投资费用少, 试验成本较低, 能够提供一定流量的高温高压纯空气, 而且方案进一步研究实施, 将为高压空气的快速加热, 超声速风洞的长程试验, 以及燃气和空气的混合气流试验结果的验证提供一套较低成本的试验系统。

参考文献:

[1] 刘初平, 隆永胜, 白荫尘, 等. 超燃冲压发动机电弧加热器试验流场调试[J]. 实验流体力学, 2005, 19(4): 42-45.  
[2] 孙世梅, 张红, 陈丹, 等. 高温热管换热器优化设计[J]. 石油化工设备, 2004, 33(3): 27-29.  
[3] 孙世梅. 高温热管换热器强化传热及结构优化模拟研究

[D]. 南京: 南京工业大学, 2004.  
[4] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000.  
[5] 齐守良. 横掠椭圆管的换热及流动特性研究[D]. 青岛科技大学硕士论文, 2003.  
[6] 郝俊芳, 龚伟安. 套管强度计算与设计[M]. 北京: 石油工业出版社, 1987.  
[7] 工程材料使用手册 不锈钢篇 [M]. 北京: 北京冶金出版社, 1989.  
[8] 潘继红, 田茂诚. 管壳式换热器的分析与计算[M]. 北京: 辞学出版社, 1996.  
[9] 杨世铭, 陶文铨. 传热学(第三版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000.  
[10] Faghri A. Heat Pipe Science and Technology [M]. France: Taylor & Francis Press, 1995.  
[11] Huang B J, Tsuei J T. A Method of Analysis for Heat Pipe Heat Exchangers[J]. Int. J. Heat Transfer, 1985, 28(3): 553-562.  
[12] Kiatsiriroat T, Nuntaphan A, Tiansuwan J. Thermal Performance Enhancement of Thermosyphon Heat Pipe with Binary Working Fluids[J]. Exp Heat Transfer 2000, 13(2): 137-152.

(编辑: 陈红霞)