

组合发动机微细通道氦加热器设计与流动换热

张敬旋¹, 李光熙², 南向谊², 马 元², 唐桂华¹

(1. 西安交通大学 热流科学与工程教育部重点实验室, 陕西 西安 710049;

2. 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 氦加热器是预冷组合发动机中重要的换热器之一, 其原理是利用燃气燃烧的热量提高氦气做功能力, 进而提升整个循环系统运行效率。研究中首先设计了蛇形管式、瓦片式、辐射式三种微细通道氦加热器。其次, 基于 FLUENT15.0 软件对微细通道氦加热器管内外的对流换热系数和流动阻力进行了研究。对比模拟结果和经典关联式的计算结果, 确定了适用于微细通道氦加热器管内外换热和流阻的关联式。结果表明: 对于管内流动换热, 经典关联式预测准确, 平均误差小于 8%。对于管外流动换热, 经典关联式对流阻的预测依然准确, 但是对换热系数的预测有较大偏差, 最大偏差接近 50%。基于数值模拟结果拟合了新的微细通道氦加热器管外对流换热关联式, 平均误差小于 5%。此外, 对比分析发现蛇形管式微细通道氦加热器对流换热系数最大, 综合性能最优。

关键词: 氦加热器; 对流换热; 流动阻力; 数值模拟; 结构设计

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2021)02-0009-10

Design and flow heat transfer of mini-channel Helium heat exchanger in combined engine

ZHANG Jingxuan¹, LI Guangxi², NAN Xiangyi², MA Yuan², TANG Guihua¹

(1. MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University,

Xi'an 710049, China; 2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Helium heat exchanger is one of the most important heat exchangers in Pre-Cooled Combined Engine. Helium heat exchanger can improve the working capacity of helium by utilizing the heat of gas to maintain system circulation. Firstly, three novel types of mini-channel heat exchangers with serpentine structures, tiled structures and radial structures were designed in this paper. Then, the flow and heat transfer performance of the novel mini-channel heat exchanger was analyzed based on the commercial software FLUENT15.0. The calculation formulas suitable for flow and heat transfer inside and outside tube of the mini-channel helium heat exchanger were examined by comparing simulation results with existing correlations. The results show that for the tube-inside, the existing classical correlations can calculate

收稿日期: 2020-05-19; 修回日期: 2020-10-16

基金项目: 国家自然科学基金(51825604; 51721004)

作者简介: 张敬旋(1993—), 男, 硕士, 研究领域为微尺度流动传热、组合发动机换热系统。

通信作者: 唐桂华(1974—), 男, 博士, 教授, 研究领域为热技术管理与强化。

both convection heat transfer coefficient and flow resistance accurately with the average deviation below 8%. For the tube-outside, classical correlations can predict flow resistance accurately but the maximum deviation is close to 50% for the prediction of convection heat transfer coefficient in comparison with the simulation results. New correlations with average deviation less than 5% are fitted for tube-outside convective heat transfer of mini-channel helium heat exchanger. In addition, the proposed serpentine mini-channel helium heat exchanger achieves the highest convection heat transfer coefficient and comprehensive performance in the three heat exchangers.

Keywords: helium heat exchanger; convection heat transfer; flow resistance; numerical simulation; structure design

0 引言

协同吸气式火箭发动机(synergetic air-breathing rocket engine, SABRE)是英国 REL(Reaction Engines Ltd)公司设计的一种预冷组合发动机,具有工作范围宽、燃料消耗量低、可重复利用性强等优势,是未来极具有前景的新型动力^[1-5]。SABRE 发动机最大的技术优势是轻质紧凑高效的换热器,系统主要包括三大换热器,分别是与深冷空气换热的空气预冷器 HX1、与预燃室排气换热的氮加热器 HX3、与氢气换热的氢氮回热器 HX4^[6-7]。氮加热器 HX3 的换热工质为氮气和预燃室高温燃气,其主要作用是把低温氮气加热到一定温度,驱动氮涡轮。

文献中对氮加热器(HX3)的结构研究较少,REL 公司^[8-9]的研究表明,氮加热器(HX3)不会影响系统熵守恒,为了减轻换热器重量,可以选择横流结构替代逆流结构,并且可以将换热器分解为大量相同模块。对于换热器设计而言,精确可靠的换热流阻关联式至关重要。对于管内换热, Dittus-Boelter 提出的由雷诺数和普朗特数组合的关联式,得到了广泛应用^[10]。Gnielinski 通过大量实验数据拟合得到的关联式具有较高的精度^[11]。对于流体外掠管束换热, Žukauskas 基于大量实验数据获得的顺排及叉排关联式,可以在很宽的 Pr (Prandtl Number)数范围内使用^[12]。此后 Khan 等考虑管间距和管径相对大小对管束换热的影响,采用数值模拟方法对 Žukauskas 关联式的系数进行了修正^[13]。

然而,文献中对管内外流动换热的研究主要集中在 10 mm 以上的大通道,且实验结果与关联式预测结果偏差在 20% 左右。氮加热器中燃气加热氮

气后要进入到推力室继续燃烧后喷出产生推力,过大的压损将降低推力室的压力,显著降低发动机的推力;过低的换热性能将增加氮加热器的体积和重量,影响发动机推重比和整体性能,因此,需要寻求准确预测微细通道氮加热器管内外换热及流阻的关联式。综上所述,本文结合预冷组合发动机对氮加热器结构性能需求,设计了 3 种形式的微细通道氮加热器:蛇形管式、辐射式、瓦片式,并且采用商业软件 FLUENT15.0 对其管内外流动换热进行了研究,对比经典关联式计算结果,提出了偏差小于 5% 的微细通道氮加热器管外换热新关联式,为氮加热器的设计和应用提供理论参考。

1 氮加热器结构设计

SABRE 发动机的系统循环^[14]如图 1 所示,其燃料为氢气,空气、液氧为助燃剂,整个循环系统有空气、氮气、液氢、燃气、液氧五种工质参与。氮气作为中间介质,通过自身闭式循环与各路气体进行热量交换,使得系统各处热量平衡,实现系统的熵增最小。

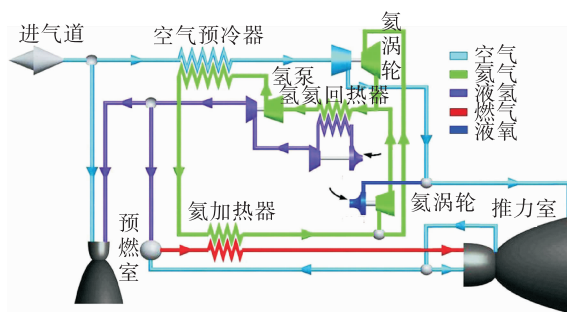


图 1 SABRE 发动机系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of SABRE engine system

SABRE 发动机空间有限,换热量巨大,换热温度参数高,这就要求氦加热器具有换热高效、结构紧凑、轻质耐高温的特点^[15]。同时为了实现系统熵增最小,换热温差不能太大。因此氦加热器应该选择总换热系数高、比表面积大,总压力损失小的结构。微细通道(2 mm)管束结构具有大的比表面积和灵活的布置形式,可以作为氦气加热器结构。基于此设计了3种管束式微细通道氦加热器:蛇形管式、辐射式、瓦片式。

1.1 蛇形管式微细通道氦加热器

蛇形管式微细通道氦加热器由6个模块组成,每个模块由上百根蛇形细管连接而成,在出口和入口汇集到集流管,整体结构为一个圆筒形。氦气在管内流动,燃气在管外沿轴向冲刷管束。氦气由进气管进入下侧的集流管,通过蛇形细管换热后汇集到上侧集流管流出换热器。整体呈逆流换热,其结构模型如图2所示。

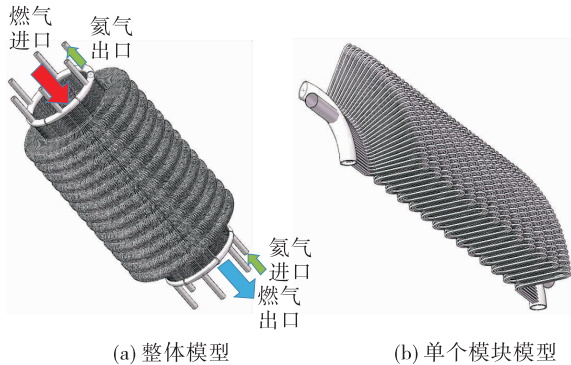


图2 蛇形管氦加热器模型图

Fig.2 Schematic models of serpentine helium heat exchanger

1.2 辐射式微细通道氦加热器

辐射式微细通道氦加热器由6个相同模块组成,每个模块由外圈的小集流管 and 内圈的大扇形集流环组成,中间通过多个径向细管连接,整体呈一个大环形结构。氦气由进气口进入外圈的集流管,分流后沿着径向细管流动,在径向细管内换热后,汇集到内圈的大扇形集流环,流出换热器。燃气在管外沿轴向垂直横掠管束,为了减小燃气侧的阻力,管束采用顺排结构。其结构模型如图3所示。

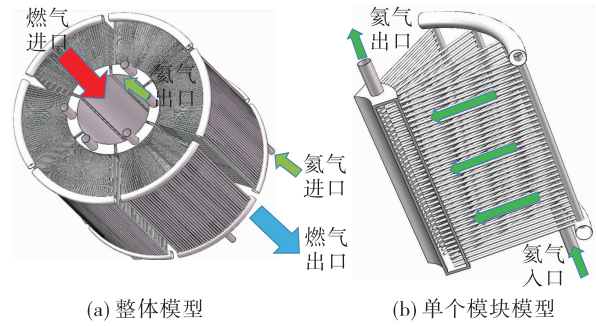


图3 辐射式氦加热器模型图

Fig.3 Schematic models of radial helium heat exchanger

1.3 瓦片式微细通道氦加热器

瓦片式微细通道氦加热器仿照鱼鳃的气体交换方式,采用无换热的歧管将高效紧凑的短管连接起来实现快速换热。整个换热器由多个相同的模块组成,每个模块由上百根细管连接而成,整体结构为一个圆鼓形。氦气由进气管进入歧管,歧管平均分配到各个细管中,与管外的燃气换热后,流出换热器,管外的燃气沿轴向流动,横掠管束。管束采用顺排结构,其结构模型如图4所示。

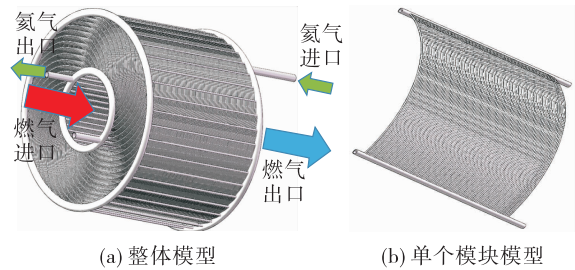


图4 瓦片式氦加热器模型图

Fig.4 Schematic models of tiled helium heat exchanger

2 氦加热器管内数值模拟

2.1 管内外流动换热方程及物理量的定义

管内外流动均满足连续方程、动量方程及能量守恒方程。

连续性方程为

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程为

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial p}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\mu \frac{\partial u_i}{\partial X_j}) \quad (2)$$

能量方程为

$$\frac{\partial(u_i(\rho E + p))}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i}(\lambda \frac{\partial T}{\partial X_i} + u_i \tau_{ij}) \quad (3)$$

式中: p 为压力; ρ 为流体密度; μ 为动力黏度; E 为比焓; λ 为导热系数。

主流平均温度为

$$T_b = \frac{\int_A \rho u T dA}{\int_A \rho u dA} \quad (4)$$

式中: u 为流体速度; T 为流体温度。

Re (Reynolds Number) 数计算公式为

$$Re = \rho_f u_f d / \mu_f \quad (5)$$

式中: d 为管内径;下标 f 为流体。

通过管道壁面的热流量为

$$q_w = -\lambda_w (\partial T / \partial r)_w \quad (6)$$

管内和管外平均对流换热系数定义如下。

管内平均对流换热系数为

$$h_i = q_{ave} / (T_{w,ave} - T_b) \quad (7)$$

式中: q_{ave} 为通过壁面的平均热流密度; $T_{w,ave}$ 为管壁面的平均温度; T_b 为管内主流平均温度。

管外平均对流换热系数为

$$h_o = Q / A (T_{flue,in} - T_{flue,out}) \quad (8)$$

式中: Q 为总换热量; $T_{flue,in}$ 为燃气进口平均温度; $T_{flue,out}$ 为燃气出口平均温度。

2.2 管内流动计算模型

氮加热器是管束式换热器,氮气在管内沿着直管或者弯管流动,本文选取了 2 种典型的情况:直管和蛇形管,基于 FLUENT15.0 软件计算了氮气在管内的换热和流阻特性,并与经典关联式进行了对比。蛇形管几何模型如图 5 所示,蛇形管外径 2 mm,壁厚 0.1 mm,总长为 520 mm。蛇形管网格模型如图 6 所示,采用软件 ICEM 对模型进行 O 型切分,并对近壁面区域网格进行加密,为保证近壁面处的计算精度,将 y^+ 值控制在小于 1 的范围内。

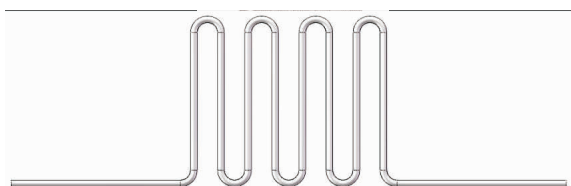


图 5 蛇形管几何模型

Fig. 5 Geometric model of serpentine tube

数值计算中,边界条件设置为:流体入口采用质量流量边界,出口采用压力出口。管外壁通过

UDF 函数设定为线性变化的恒壁温条件,管内氮气的物性和管壁不锈钢 310 的物性参数均来自于 NIST 数据库。

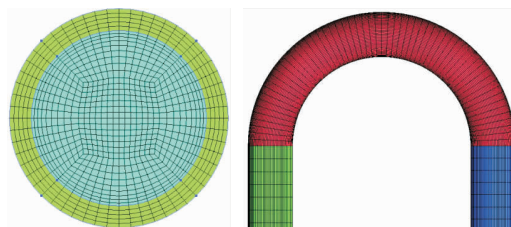


图 6 蛇形管网格

Fig. 6 Mesh of serpentine tube

2.3 数值方法有效性验证

在数值模拟计算中,网格的尺寸与质量直接影响到数值计算结果的准确性,因此在开展数值计算之前需要进行网格无关性验证。合适的网格尺寸既可以保证数值计算的准确性,又可节省计算资源。以文献[16]中氮气质量流量为 12.24 kg/h,入口雷诺数为 78 000 的工况为例,在计算之前首先采用了 5 套不同数量的网格对模型进行网格无关性验证,其网格数量分别为 1.2×10^6 、 2.8×10^6 、 4.5×10^6 、 6.2×10^6 和 7.4×10^6 。网格无关性验证结果如图 7 所示,可以看出,当采用 6.2×10^6 的网格数时,数值计算得到的压降 Δp 与最密网格计算值误差小于 1%,因此最终选择 6.2×10^6 网格作为计算网格。

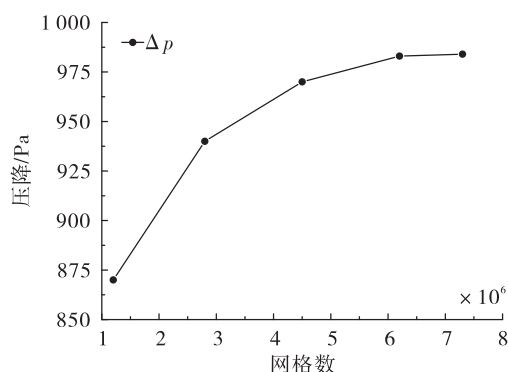


图 7 网格独立性验证

Fig. 7 Results of grid independence test

对流换热数值模拟中,最重要的就是湍流模型的选择,不合适的湍流模型会使数值解发散,最终得到错误的结果。为验证 SST-K-omega 湍流模型对蛇形管模拟的有效性,本文将数值模拟结果和文献[16]的计算结果进行对比,结果如图 8 所示,从图 8

中数据可以看出数值模拟结果与文献计算结果差别很小,最大误差小于 5%。不同湍流模型计算结果如表 1 所示,从表 1 中可以看出,不同湍流模型计算出的管内静压降差别较小,SST-K-omega 湍流模型与文献值更接近。说明使用 SST-K-omega 湍流模型模拟蛇形管内流动换热特性结果可靠,因此计算中使用 SST-K-omega 湍流模型。

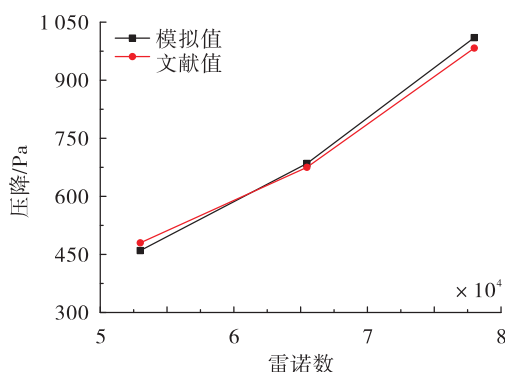


图 8 数值模拟有效性验证

Fig. 8 Validation of numerical simulation

表 1 不同湍流模型计算结果对比

Tab. 1 Comparisons of calculated results of different turbulence models

湍流模型	管内静压降/Pa	湍流模型	管内静压降/Pa
K-epsilon	978.1	K-omega	990.3
Realizable-K-epsilon	975.6	SST-K-omega	985.6
RNG-K-epsilon	976.5	实验值	983.0

2.4 管内对流换热系数分析

最常用的管内对流换热关联式有:D-B^[10]公式,Gnielinski 公式^[11],Liao & Zhao^[17]公式以及 Yoon^[18]公式,其具体表达式如下。

1) D-B^[10]公式

$$Nu = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} (T_f/T_w)^{0.5} (1 + 1.77 \frac{d}{R}) \quad (9)$$

式中下标 w 为壁面。该公式的适用范围为 $Re = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5$, $Pr = 0.7 \sim 120$ 。

2) Gnielinski^[11]公式

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr_f}{1 + 12.7 \sqrt{f/8}(Pr_f^{2/3} - 1)} [1 + (\frac{d}{l})^{2/3}] (T_f/T_w)^{0.45} \quad (10)$$

$$f = (1.8 \lg Re - 1.5)^{-2} \quad (11)$$

该公式的适用范围为 $Re = 2300 \sim 10^6$, $Pr = 0.7 \sim 120$ 。

3) Liao & Zhao^[17]公式

$$Nu = 0.128 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.3} (\frac{Gr}{Re_f^2})^{0.205} (\frac{\rho_f}{\rho_w})^{0.437} (\frac{\bar{C}_p}{C_p})^{0.411} \quad (12)$$

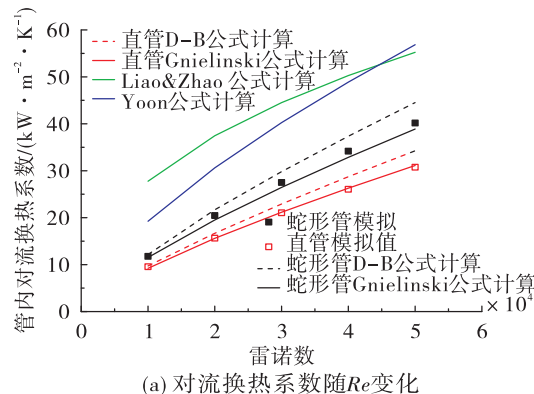
$$Gr = (\rho_w - \rho_f) \rho_f g d^3 / \mu_f^2 \quad (13)$$

4) Yoon^[18]公式

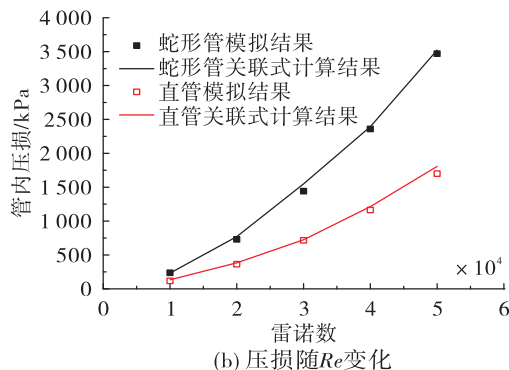
$$Nu = 0.14 Re_f^{0.69} Pr_f^{0.66} [(1 + 1.77 \frac{d}{R})] \quad (14)$$

式中:下标 f 代表流体;下标 w 代表壁面。

图 9(a)为蛇形管、直管内对流换热系数数值计算结果与经典关联式计算结果的对比。可见随着雷诺数的增加,直管和蛇形管的对流换热系数都在增大,并且蛇形管的对流换热系数大于直管,这充分验证了蛇形管强化换热的作用。此外直管和蛇形管的数值计算结果与 Gnielinski^[11]公式吻合较好,最大偏差小于 8%。而与 Liao & Zhao^[17]公式和 Yoon^[18]公式的计算结果均有较大偏差。这表明经典的 Gnielinski^[11]公式适用于 2 mm 直管和蛇形管。



(a) 对流换热系数随 Re 变化



(b) 压损随 Re 变化

图 9 管内对流换热系数和压损随 Re 变化

Fig. 9 Convection heat transfer coefficient and pressure drop against Reynolds number

2.5 管内流阻分析

尾花英朗^[19]的研究结果表明,管内流阻可以分为3部分:①流体沿管程流动因摩擦引起的静压损失 Δp_f ;②流体流过弯头的回弯静压损失 Δp_r ;③流体进出连接管处的局部静压损失 Δp_n 。

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_r + \Delta p_n \quad (15)$$

$$\Delta p_f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \frac{l \rho u^2}{d} \quad (16)$$

$$\Delta p_r = 1.3 N \rho u^2 / 2 \quad (17)$$

$$\Delta p_n = \rho u^2 \quad (18)$$

式中 N 为弯头个数。

图9(b)为直管和蛇形管内流阻计算结果对比,可以看出蛇形管和直管的阻力随着雷诺数的增加而增大,蛇形管的阻力损失远大于直管。并且直管和蛇形管数值计算结果与尾花英朗公式^[19]计算结果吻合很好,最大误差均小于3%,这表明尾花英朗的流阻公式适用于细直管和蛇形管。

3 氮加热器管外数值模拟

3.1 计算模型简化

3.1.1 蛇形管式氮加热器计算模型简化

图10为蛇形管式氮加热器计算简化模型,为了降低网格数量,每排采用1根全管和2根半管来体现蛇形管布局,此为蛇形管式氮加热器的最小周期性单元。当管排数大于16排时,管排数对换热的影响可以忽略,故整体模型取17排管。因为6个模块组成一个环形结构,可以认为沿周向所有蛇形管的流动换热状态都相同。此外蛇形管弯曲部分简化为直管,通过UDF使得蛇形管上一段的出口和下一段的入口参数相同。边界条件为:质量流量入口边界,压力出口边界,半管两侧为周期性边界,径向两侧为绝热边界。管外的换热介质为燃气,其各组分体积比为75%的氮气、11%的水蒸气以及14%的氧气。

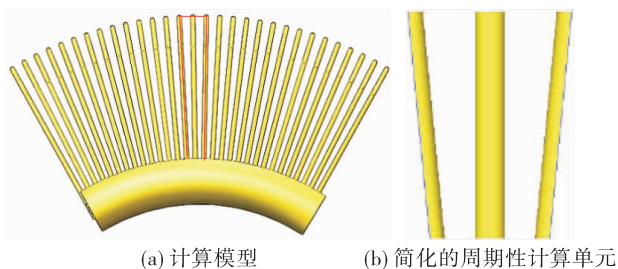


图10 蛇形管氮加热器简化的计算模型

Fig. 10 Simplified computational model for serpentine helium heat exchanger

3.1.2 瓦片式氮加热器计算模型简化

图11为瓦片式氮加热器计算简化模型,从内圈到外圈每一排管的出口参数和下一排管的入口参数相同。由于是一个环形结构,因此可以选取一个小角度(6° 角)作为瓦片式换热器的最小周期性单元,每排采用10根细管表示瓦片式氮加热器管束排列,整体模型取17排管。燃气入口采用质量流量入口边界,出口为压力出口边界,沿周向两侧面为周期性边界,径向两侧为绝热边界。管外的换热介质为燃气,其各组分体积比为75%的氮气、11%的水蒸气以及14%的氧气。

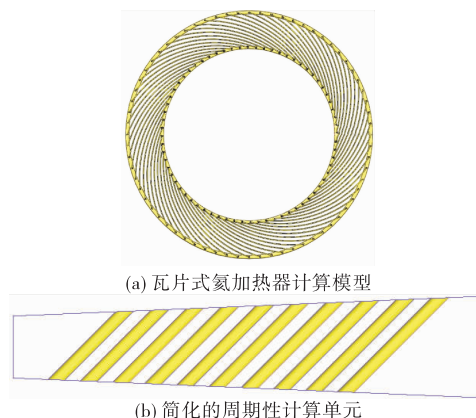


图11 瓦片式氮加热器简化的计算模型

Fig. 11 Simplified computational model for tiled helium heat exchanger

3.1.3 辐射式氮加热器计算模型简化

图12为辐射式氮加热器计算简化模型。辐射式模型每排用1根整管和2根半管体现管束排列方式,为了消除管排数的影响,模型取17排管。

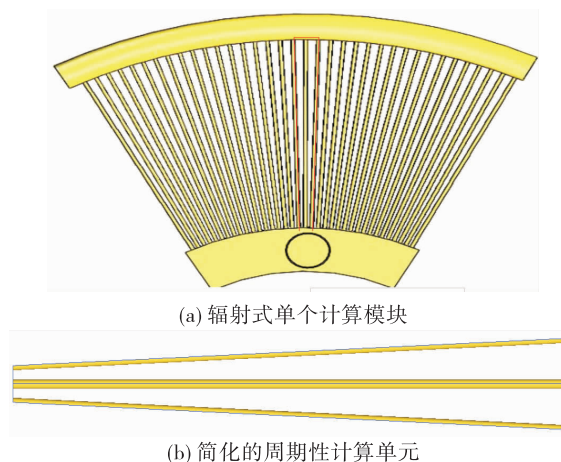


图12 辐射式氮加热器简化的计算模型

Fig. 12 Simplified computational model for radial helium heat exchanger

由于整体是一个环形结构,沿周向每列管的流动换热工况都相同,所以此模型为最小的周期性单元。燃气入口采用质量流量入口边界,出口为压力出口边界,沿周向两侧面为周期性边界,径向两侧为绝热边界。管外的换热介质为燃气,其各组分体积比为75%的氮气、11%的水蒸气以及14%的氧气。

3.2 计算结果分析

3.2.1 氦加热器管外对流换热特性

影响管外对流换热的因素比较多,具体有流体热物性的影响、换热器几何结构的影响以及流动状态的影响。常见的管外对流换热关联式主要有 Žukauskas^[12]公式、Khan^[13]公式和 Chen & Wung^[20]公式,这些关联式通常选择管外径为特征长度,其具体表达式如下。

Žukauskas^[12]公式

$$Nu = 0.27 Re_f^{0.63} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad (19)$$

该公式的适用范围为 $Re = 10^3 \sim 2 \times 10^5$, 顺排。

Khan^[13]公式

$$Nu = Re_f^{1/2} Pr_f^{1/3} [0.25 + \exp(-0.55 \frac{s_2}{D})] \cdot (s_1/D)^{0.285} (s_2/D)^{0.212} \quad (20)$$

式中: D 为管外径; s_1 为换热管横向管间距; s_2 为换热管纵向管间距,该公式适用于顺排管束。

Chen & Wung^[20]公式

$$Nu = 0.8 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.37} \quad (21)$$

图13(a)为蛇形管氦加热器管外对流换热系数模拟结果与关联式预测结果对比,可以看出,随着雷诺数的增大,Chen & Wung^[20]公式与模拟结果产生了很大的偏差,Žukauskas^[12]公式和 Khan^[13]公式与数值模拟结果比较接近,其中 Žukauskas^[12]公式预测偏差最小,但是误差依然在50%左右。这主要是因为管径减小时传统关联式不再适用。传统关联式拟合的实验数据管径均大于10 mm,而氦加热器的管径为2 mm,远离传统关联式的适用范围。

图13(b)为蛇形管氦加热器管径变化对换热系数和流阻的影响,随着管径减小,对流换热系数和流阻均增大,尤其是管径1 mm时,流阻和换热系数变化均很剧烈。分析认为,这主要是因为管径减小

时,相同的空间内管排数增多,流速在管间变化的频率增加,促进了流体间的掺混,同时能量损耗增大。

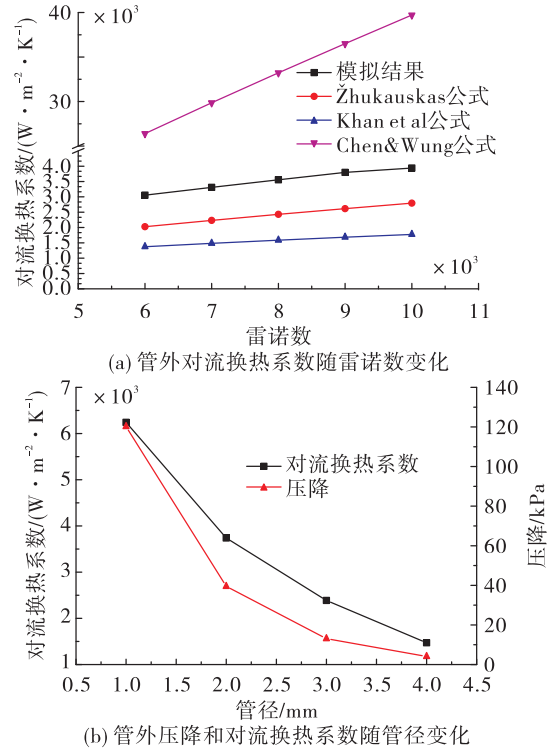
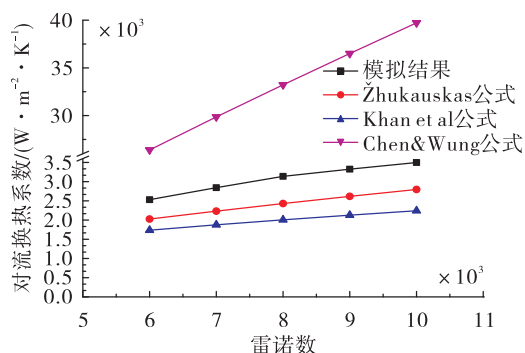


图13 蛇形管氦加热器管外对流换热系数及压降变化

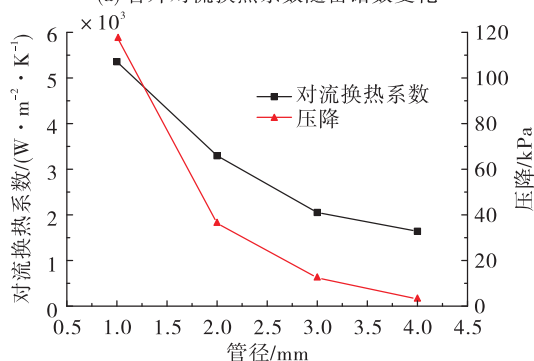
Fig. 13 Convection heat transfer coefficient and pressure drop of the tube-outside serpentine helium heat exchanger

图14(a)为瓦片式氦加热器管外对流换热系数模拟结果与关联式预测结果对比,图14(b)表示了管径变化对瓦片式氦加热器流阻和换热的影响。由图可见,管外对流换热系数及流阻的变化情况与蛇形管相似,其中 Žukauskas^[12]公式预测结果和数值模拟结果间的偏差最小,为30%左右。

图15(a)为辐射式氦加热器管外对流换热系数模拟结果与关联式预测结果对比。所有关联式对辐射式氦加热器的预测结果都偏大,其中 Žukauskas^[12]公式预测结果与数值模拟结果间的偏差最小,但是依然在30%左右。图15(b)为辐射式氦加热器管径变化对换热系数和流阻的影响,变化趋势与蛇形管式、瓦片式氦加热器一样,随着管径的增大,对流换热系数和压损都减小。

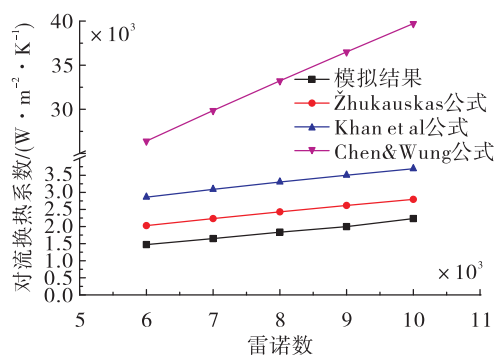


(a) 管外对流换热系数随雷诺数变化

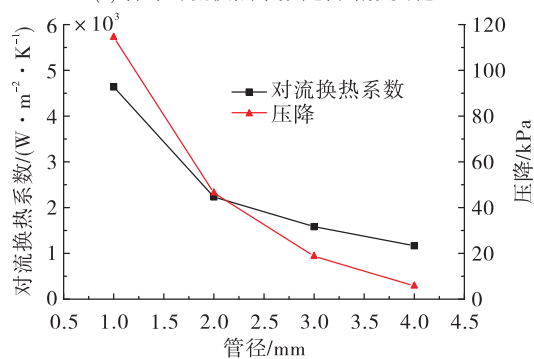


(b) 管外压降和对流换热系数随管径变化

图 14 瓦片式氦气加热器管外对流换热系数及压降变化
Fig. 14 Convection heat transfer coefficient and pressure drop of the tube-outside tiled helium heat exchanger



(a) 管外对流换热系数随雷诺数变化



(b) 管外压降和对流换热系数随管径变化

图 15 辐射式氦气加热器管外对流换热系数及压降变化
Fig. 15 Convection heat transfer coefficient and pressure drop of the tube-outside radial helium heat exchanger

由图 13(b)、图 14(b)、图 15(b)可以看出,细管可以起到强化换热的作用。并且管径越小,强化换热的效果越显著。经计算,当管径由 4 mm 减小到 1 mm 时,管外平均对流换热系数变为原来的 3.6 倍。一方面相比常规管道,细管的曲率更大,边界层更易分离。另一方面,管径变小,在相同的空间内可以布置更多的换热管,使得流速在管间变化的频率增加,促进了流体间的掺混。此外,对比 3 种型式微细通道氦加热器管内外对流换热数值模拟结果,可以发现,蛇形管式微细通道氦气加热器管内外的对流换热系数均大于其他两种型式的微细通道氦加热器,因此,蛇形管式微细通道氦加热器的换热性能最优,辐射式微细通道氦加热器的换热性能最差。对 3 种型式的细管束微细通道氦加热器,目前的换热关联式均不适用,有必要拟合新的关联式。由于模拟结果与 Žukauskas^[12] 公式预测结果较为接近,因此以 Žukauskas^[12] 公式为基准引入新的经验关联式,公式见式(22)~式(24)。

蛇形管式

$$Nu = 0.151 Re_f^{0.709} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad (22)$$

$$6\,000 \leq Re \leq 10\,000$$

瓦片式

$$Nu = 0.103 Re_f^{0.718} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad (23)$$

$$6\,000 \leq Re \leq 10\,000$$

辐射式

$$Nu = 0.039 Re_f^{0.815} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad (24)$$

$$6\,000 \leq Re \leq 10\,000$$

拟合后的关联式计算结果与模拟结果对比如图 16 所示。

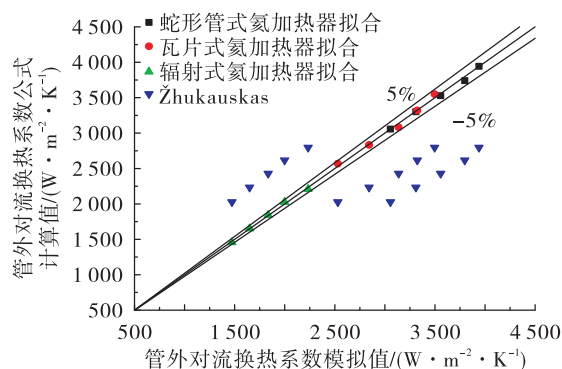


图 16 管外对流换热系数拟合误差对比

Fig. 16 Comparison of convection heat transfer coefficient outside the tube

3.2.2 氦加热器管外流阻特性

对于没有折流板的换热器,管外静压降常用以下公式^[21]计算。

$$\Delta p = 0.66nRe_f^{-0.2} \rho u_{\max}^2 (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (25)$$

式中: n 为流体掠过的管排数, u_{\max} 为最窄流通面处流速,适用雷诺数范围为 $Re = 10^2 \sim 5 \times 10^4$ 。

图 17 是蛇形管式、瓦片式、辐射式氦加热器管外流阻数值计算结果与关联式预测结果对比,可以看出,关联式计算结果与模拟结果吻合较好,最大偏差均不超过 8%,这说明经典管外流阻关联式仍然适用于细管束。

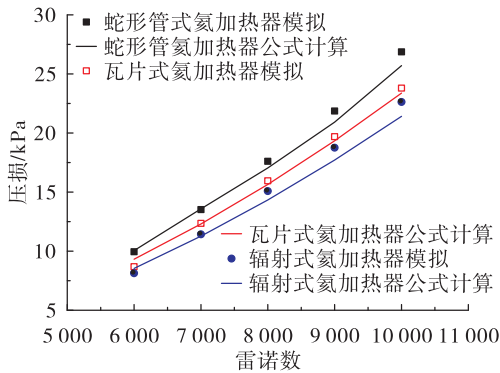


图 17 管外压降模拟结果与关联式计算结果对比

Fig. 17 Comparison of pressure drop outside the tube

为了进一步对比三种形式氦加热器的综合性能,以换热器性能评价准则 (PEC) 作为评价标准。通常 PEC^[18] 有 3 种计算方法,分别代表在相同的质量流速、相同的压降和相同的输送泵功下评价换热器的性能。此处为了说明蛇形管换热器的综合性能优于另外两种形式,选择最严苛的评价标准,即等质量流速情况下计算 PEC^[22] 值。其具体做法是,将数值模拟得到的 Nu_e 和 f_e 作为实验值,Žukauskas^[12] 公式对辐射式氦加热器的计算值 Nu_0 作为换热参考值,以经典管外流阻公式^[17] 对辐射式氦加热器的计算值 f_0 作为流阻参考值,通过下式计算 PEC^[22] 值。

$$PEC = \frac{(Nu)_e / (Nu)_0}{f_e / f_0} \quad (26)$$

由图 18 可知,随着雷诺数的增加,3 种形式氦加热器的 PEC 值都在逐渐减小,但是蛇形管式氦加热器平均的 PEC 值最大,辐射式氦加热器平均 PEC 值最小。表明蛇形管式氦加热器的综合流动换热

性能最优。

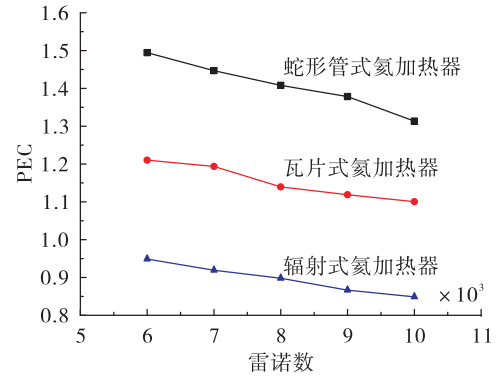


图 18 氦加热器 PEC 因子随雷诺数变化

Fig. 18 PEC value of helium heat exchanger against Reynolds number

4 结论

本文针对协同吸气式发动机关键部件热量传递的需求,设计了 3 种高效紧凑型微细通道氦加热器,并且基于计算流体力学商业软件 FLUENT15.0 研究了 3 种微细通道氦加热器的换热流阻特性,获得如下结论:

1) 设计了蛇形管式、瓦片式、辐射式微细通道氦加热器,对比数值模拟结果发现蛇形管式微细通道氦加热器综合性能最优,其次是瓦片式,最后是辐射式。在管内外总压恢复系数及其他设计要求满足的情况下,蛇形管式微细通道氦加热器总的传热系数最大,辐射式微细通道氦加热器总的传热系数最小。

2) 对于氦加热器管内流动换热,经典的换热和流阻公式依然有较高的准确度。对于管外流动换热,现有的流阻公式依然适用,但是换热公式存在较大的误差,蛇形管式氦加热器最大偏差接近 50%,瓦片式和辐射式氦加热器最大偏差接近 30%。

3) 基于 Žukauskas 公式^[12] 的形式引入了新的适用于氦加热器管外对流换热关联式,在设计要求的雷诺数范围内 ($6000 \leq Re \leq 10000$),关联式预测值与数值模拟结果平均误差小于 5%。

4) 细管可以起到强化管外对流换热的作用,随着管径的不断减小,强化换热的效果越显著。当管径由 4 mm 减小到 1 mm 时,管外平均对流换热系数变为原来的 3.6 倍。

参考文献:

- [1] VARVILL R, BOND A. The skylon spaceplane: progress to realisation [J]. Journal of the British Interplanetary Society, 2008, 61(10): 22-32.
- [2] MA J X, CHANG J T, MA J C, et al. Mathematical modeling and characteristic analysis for over-under turbine based combined cycle engine [J]. Acta Astronautica, 2018, 148: 141-152.
- [3] ZHANG T T, WANG Z G, HUANG W, et al. The overall layout of rocket-based combined-cycle engines: a review [J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2019, 20(3): 163-183.
- [4] 邓帆, 谭慧俊, 董昊, 等. 预冷组合动力高超声速空天飞机关键技术研究进展[J]. 推进技术, 2018, 39(1): 1-13.
- [5] 马海波, 张蒙正. 预冷空气类动力系统发展历程浅析[J]. 火箭推进, 2019, 45(2): 1-8.
- MA H B, ZHANG M Z. Preliminary analysis on development course of pre-cooling propulsion system[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(2): 1-8.
- [6] 周建兴, 张浩成, 高启滨, 等. 基于 SABRE 技术的高超声速预冷飞行器应用分析[J]. 推进技术, 2018, 39(10): 2196-2206.
- [7] WEBBER H, FEAST S, BOND A. Heat exchanger design in combined cycle engines[J]. Journal of the British Interplanetary Society, 2009, 54(4): 122-130.
- [8] VARVILL R. Heat exchanger development at Reaction Engines Ltd[J]. Acta Astronautica, 2010, 66(9/10): 1468-1474.
- [9] ETELE J, HASEGAWA S, UEDA S. Experimental investigation of an alternative rocket configuration for rocket-based combined cycle engines [J]. Journal of Propulsion and Power, 2014, 30(4): 944-951.
- [10] LEI X L, GUO Y M, ZHANG W Q, et al. Development of heat transfer correlation for supercritical water in vertical upward tubes[J]. Heat Transfer Engineering, 2019, 40(8): 652-666.
- [11] GNIELINSKI V. On heat transfer in tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 63: 134-140.
- [12] ŽUKAUSKAS A. Heat transfer from tubes in crossflow [J]. Advances in Heat Transfer, 1972, 8: 93-160.
- [13] KHAN W A, CULHAM J R, YOVANOVICH M M. Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(25/26): 4831-4838.
- [14] 张志刚, 陈静敏, 李志永, 等. SABRE 发动机吸气模式下氦气闭式循环特性分析[J]. 战术导弹技术, 2016(2): 57-62.
- [15] 郭海波, 肖洪, 南向谊, 等. 复合预冷吸气式火箭发动机热力循环分析[J]. 火箭推进, 2013, 39(3): 15-20.
- GUO H B, XIAO H, NAN X Y, et al. Analysis on thermodynamic cycle characteristics of synergistic air-breathing rocket engine [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2013, 39(3): 15-20.
- [16] 王君鹏, 唐景春, 陈长琦, 等. 低温氦气在螺旋盘管换热器中对流换热的数值模拟[J]. 低温与超导, 2020, 48(8): 1-6.
- [17] LIAO S M, ZHAO T S. A numerical investigation of laminar convection of supercritical carbon dioxide in vertical mini/micro tubes [J]. Progress in Computational Fluid Dynamics, 2002, 2(2/3/4): 144.
- [18] YOON S H, KIM J H, HWANG Y W, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(8): 857-864.
- [19] 尾花英朗. 热交换器设计手册(下)[M]. 徐忠权, 译. 北京: 石油工业出版社, 1982.
- [20] CHEN C J, WUNG T S. Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: part II—heat transfer analysis [J]. Journal of Heat Transfer, 1989, 111(3): 641-648.
- [21] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 南京: 东南大学出版社, 2014.
- [22] JI W T, FAN J F, ZHAO C Y, et al. A revised performance evaluation method for energy saving effectiveness of heat transfer enhancement techniques [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 138: 1142-1153.