

预冷组合发动机中微通道换热器的仿真分析

朱 岩, 马 元, 张蒙正
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 建立了预冷组合循环发动机 (SABRE) 的氢/氦微通道换热器数学模型, 进行换热特性的仿真分析。计算结果表明: 仿真分析的结果与文献数据误差在 10% 以内, 并通过对换热通道几何尺寸的相似变换, 获得了微通道特征几何参数随雷诺数的响应曲线, 以及氢/氦微通道换热器在特征工况条件下的特性变化规律。

关键词: SABRE; 微通道换热器; 数值仿真; 特性分析

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2017) 02-0018-07

Simulation analysis of microchannel heat exchanger in synergistic air-breathing rocket engine

ZHU Yan, MA Yuan, ZHANG Mengzheng
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: A mathematical model of hydrogen/ helium microchannel heat exchanger for the synergistic air-breathing rocket engine (SABRE) was built for simulation analysis on the heat exchange characteristics. The calculation results show that the errors between simulation analysis result and literature data are within 10%. According to the similarity transformation of geometrical dimensions for heat exchange channels, the response curves of microchannel characteristic geometrical parameter with Reynolds number and the change rule of the characteristics of the hydrogen/ helium microchannel heat exchanger were obtained.

Keywords: SABRE; microchannel heat exchanger; numerical simulation; characteristic analysis

0 引言

近年来, 重复使用航天运载器已成为航天运输领域的重要方向, 组合动力已成为核心发展方向^[1]。预冷组合循环发动机 (SABRE) 是组合动力的一种特殊形式, 引入来流空气预冷技术来提

升动力系统的综合性能, 拓宽发动机工作范围^[2]。SABRE 发动机工作包含氢、氦、空气、氧 4 种工质, 多路循环耦合, 系统集成度高^[3], 具有吸气式模态和火箭模态两种工作模式。

SABRE 发动机中核心换热组件为氢/氦换热器, 燃料液氢的冷量首先通过换热器传递至氦循

收稿日期: 2016-09-01; 修回日期: 2016-09-19

作者简介: 朱岩 (1991—), 男, 硕士研究生, 研究领域为吸气式组合推进技术

环中的中间介质氦气^[4], 进而在空气预冷器中由降温后的氦气预冷来流空气, 实现能量循环, 使得压气机的增压比可达 150。氢/氦换热器是发动机热力循环的源头, 要求换热器具有可靠性高、密封性好、换热效率高、紧凑度高等性能指标, 根据 SABRE 的论证方案, 微通道换热器为首选方案。

微通道换热器研究始于二十世纪八十年代初, 美国学者 Tuckerman 和 Pease 设计出一种用于超大规模集成电路散热硅制造水冷肋片式换热器^[5-6], 热流密度可达几十 W/cm^2 , 紧凑度达到 $10^4 \text{ m}^2/\text{m}^3$, 比常规换热器提高了 2~3 个数量级。预冷组合循环发动机换热器选取氢气和氦气为微通道换热器的冷热侧介质, 换热温差很大, 从 35 K 至 700 K, 最高工作压力 25 MPa。但现今微通道换热器的研究主要应用于芯片散热、空调等低速低压领域, 对高压、超低温、大温差的氢/氦微通道换热器研究不足。本文针对预冷组合循环发动机的应用背景, 开展适应于预冷组合循环发动机工况的氢/氦微通道换热器特性仿真研究。

1 分析模型

1.1 换热机理

图 1 所示为板翅式微通道换热器换热机理和单元件布局方式, 其单元件为在平的金属板上放波纹状的金属导热翅片 (二次换热表面), 然后在其上放一平的金属板, 两端进行密封而组成一排通道, 模型采用逆流布局方式^[7]。换热器采用高温侧与低温侧流道相间排列方式和逆流式板翅式微通道换热器板束。

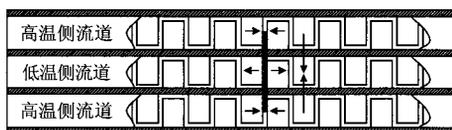


图 1 换热器传热机理

Fig. 1 Heat transfer mechanism of heat exchanger

因换热器流道压强达到 10 MPa 以上, 所以采用流阻较小的平直翅片, 有利于减小压力损失。板翅式微通道换热器属于间壁式换热器, 采

用的换热流体在换热过程中仍遵守力学和热力学原理。从传热机理来说, 其主要特点是具有扩展的二次表面^[8]。所以传热过程不仅在一次表面, 而且同时在二次表面进行。为建立换热器的仿真模型, 需要对换热器做一些简化假设:

- 1) 换热器通道中为均匀流体;
- 2) 换热器的换热过程是稳态的;
- 3) 每种流体在换热器宽度方向上温度相同;
- 4) 换热器温差选用对数平均温差;
- 5) 换热边界绝热;
- 6) 流体的重力势能影响忽略。

HX4 换热器是在低温氢介质和高温氦介质之间进行热量交换, 由热传导、对流换热等方程最终可以解出换热器的换热系数和换热量等参数。

换热器部分结构参数如图 2 所示: 隔板厚度 (δ_2): 50 μm ; 翅片壁厚 (δ_1): 40 μm ; 换热通道宽度 (x): 200 μm 。

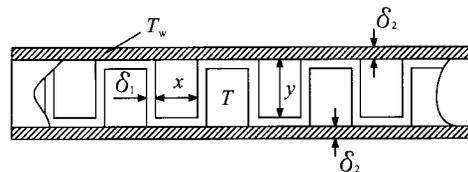


图 2 换热器微通道几何参数

Fig. 2 Geometrical parameters of microchannel for heat exchanger

1.2 模型建立

1.2.1 传热分析模型

从传热机理来说, 板翅式微通道换热器由于二次表面温度分布不均匀并且入口层流发展段与充分发展段传热过程存在显著差异, 换热过程复杂, 模型建立存在困难。因此引入无量纲传热长度 (x^*) 和换热通道表面效率 (η) 对换热器进行相似变换, 将复杂换热过程转换为稳态均匀的传热过程。

根据能量守恒方程得出换热器的各项性能参数, 换热介质的物性参数: C_p 、 λ 、 k 、 μ 、 ρ 等由平均总温总压根据物性数据库现行插值得出。其中 K 为换热器总换热系数, A 为换热面积, ΔT 为对数平均温差。

$$Q=K \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

微通道换热器换热性能主要以换热器传热系数大小来进行评估, 传热系数即换热器总热阻的倒数^[9]。换热器的总热阻是由三部分组成: (1) R_{cond} 代表换热器隔板导热热阻, 由隔板厚度 δ_2 、换热器宽度 W 、换热器长度 L 、壁面导热系数 λ_{ss} 决定; (2) R_{conv-h_2} 和 R_{conv-h_e} 分别为换热器冷侧、热侧对流换热热阻, h 为换热介质的对流换热系数, η 为换热通道表面效率, 它由流道结构参数、壁面效率 η_f 、壁面性能参数 m 确定^[10]。

$$K=1/R_{total} \quad (2)$$

$$R_{total}=R_{cond}+R_{conv-h_e}+R_{conv-h_2} \quad (3)$$

$$R_{conv-h_e}=1/(h^* \eta)_{he} \quad (4)$$

$$R_{cond}=\delta_1/(\lambda_{ss} \cdot W \cdot L \cdot N) \quad (5)$$

换热介质的对流换热系数 h , 是衡量换热器换热能力的主要参数, 由流动条件、流动状态、几何尺寸及流体热物理状态决定。用流体雷诺数 Re 、普朗特数 Pr 、努赛尔数 Nu 、流体导热系数 λ 及换热流道当量直径 d 表征上述影响参数。

$$h=\frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad Re=\frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad (6)$$

$$Pr=\frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad d=\frac{2xy}{(x+y)} \quad (7)$$

$$x^*=x/(Re \cdot Pr \cdot y) \quad (8)$$

$$G=((x/y)^2+1)/(x/y+1)^2 \quad (9)$$

$$Nu=\left\{ [2.22(x^*)^{-0.33}]^3 + [8.31G-0.02]^3 \right\}^{1/3} \quad (10)$$

换热通道表面效率由流道结构参数 x 和 y 、导热距离 l 、壁面效率 η_f 、壁面性能参数 m 决定的, 壁面效率 η_f 将翅片等效为隔板的换热面积。

$$\eta_f=\tanh(m \cdot l)/(m \cdot l) \quad (11)$$

$$\eta=1-\gamma(1-\eta_f)/(x+y) \quad (12)$$

1.2.2 流阻分析模型

换热器进出口的压降损失主要由因局部结构改变的局部阻力损失 (p_{part}) 和沿程压力损失 (p_{flow}) 组成。沿程压力损失占主导, 由于流道中存在层流入口发展段及充分发展阶段, 所以引入入口发展段 (x^+) 对沿程流阻系数 (C_f) 进行修正。 $\sum \xi$ 为局部流阻系数的和, v 为流体介质的流速, ρ

为流体密度。

$$\Delta P_{part}=\sum \xi \cdot v^2 \cdot \rho / 2 \quad (13)$$

$$\Delta P_{flow}=2 \cdot v^2 \cdot C_f \cdot \rho \cdot L / d \quad (14)$$

$$x^+=x/(Re \cdot y) \quad (15)$$

$$C_f=\left\{ \left[3.2(x^+)^{-0.57} \right]^2 + (4.7+19.64G)^2 \right\}^{1/2} / Re \quad (16)$$

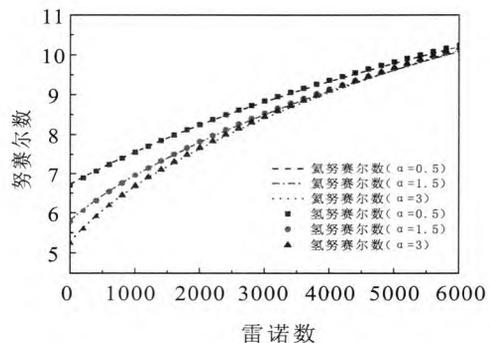
2 氢/氦换热器特性分析

微通道单元的换热特性是换热器换热特性的基础, 通过努赛尔数和沿程摩阻系数分析换热流道的换热特性规律, 为换热器模型仿真提供理论基础。

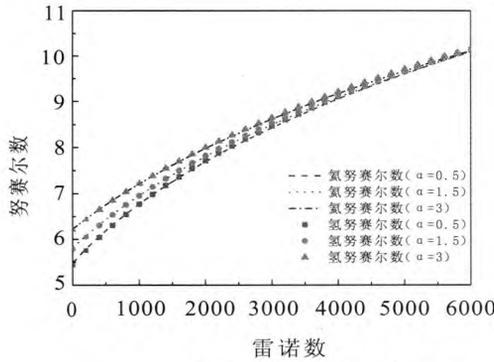
2.1 微通道换热性能分析

微通道换热器中的换热流道在左右两壁面沿壁面方向存在着温度梯度, 并不是等温壁矩形流道。引入壁面效率 η_f 对换热左右壁面进行相似变换, 将存在温度梯度的左右壁面等效为与上下壁面温度相等的壁面, 实现将非均匀温度壁面问题转化为等温壁面的问题。

换热流道的努赛尔数是表征对流换热强烈程度的无量纲参数, 由图 3 可以得出换热流道氢、氦努赛尔数随着雷诺数的增加而增加, 在雷诺数 2 000 以内努赛尔数增幅可达 35.4%。通过比较氢、氦在相同雷诺数下的努赛尔数, 发现在相同雷诺数无相变条件下努赛尔数相差小于 1.5%, 说明对氢、氦换热介质来说物性变化对其努赛尔数影响很小。



(a) 不同 α 值 Nu 变化曲线, $\alpha=0.5, 1.5, 3$



(b) 不同 β 值 Nu 变化曲线, $\beta=0.25, 1, 4$

图 3 努塞尔数随雷诺数响应曲线

Fig. 3 Response curves of Nusselt number with Reynolds number

通过改变换热通道的高宽比 α 和换热通道截面积 A 来研究换热通道的努塞尔数变化规律, 其中 α 值为等周长条件下换热通道高度与宽度的比值, β 为现换热通道截面积与原换热通道面积的比值。仿真结果表明: 1) 在微通道截面周长不变、雷诺数相同的条件下, α 值越大、通道的努塞尔数越小。这由于随着 α 值的增加导致换热通道壁面效率下降明显, 使得努塞尔数降低。2) 在 α 值不变的条件下, 增大微通道截面积 A 可以提高努塞尔数, 但在雷诺数为 1 000 时面积增大 4 倍, 努塞尔数仅提高了 6.6%, 而换热面积变为原来的 1/4, 增大换热通道截面积实际会降低换热性能。

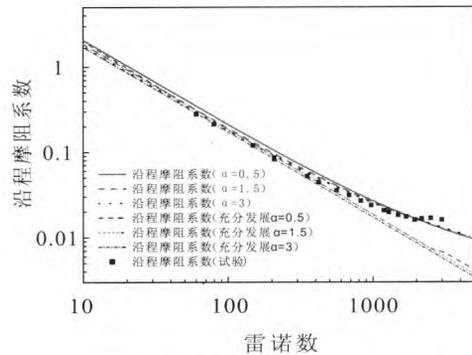
选择较低的高宽比 α 值和截面面积比 β 可以获得较高换热性能的氢/氦微通道换热器的流道结构参数, α 值优化范围是 0.5~1.5, β 值的合理范围是 0.5~1。

2.2 微通道压力损失分析

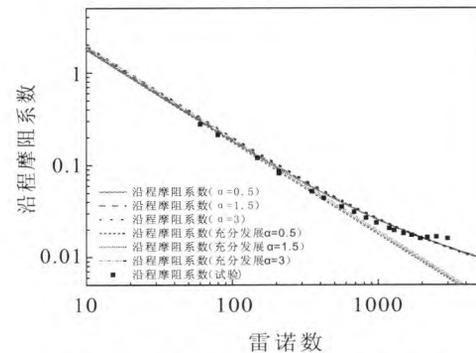
流经微通道换热器的压力损失主要是由于沿程阻力造成的, 经计算局部压力损失仅为沿程压力损失的 3.91%, 因此沿程摩擦系数 C_f 对微通道压力损失规律具有决定作用。

图 4 为换热通道流体沿程摩擦系数 C_f 随雷诺数响应曲线, 给出了充分发展层流解析解、文献试验数据、以及考虑进口段模型的数值计算结果比较。对比结果表明: 沿程损失系数随雷诺数增大而减小, 随着雷诺数增大, 充分发展层流解

析解与数值计算结果偏离逐渐增大, 这是由于进口段效应的影响, 试验结果同时也验证了进口段的影响。流动入口段的长度同雷诺数大小成正比, 雷诺数的增加必然导致入口段长度变长。在通道总长不变的情况下, 入口段占通道总长的比例越来越大, 对流动的影响效应越来越强。由于入口段的存在, 导致沿程摩擦系数随雷诺数增加降低的速率小于充分发展层流时降低的速率。



(a) 不同 α 值 C_f 变化曲线, $\alpha=0.5, 1.5, 3$



(b) 不同 β 值 C_f 变化曲线, $\beta=0.25, 1, 4$

图 4 沿程摩擦系数随雷诺数响应曲线

Fig. 4 Response curves of frictional resistance coefficient with Reynolds number

图 4 给出了等截面周长条件下不同 α 值的沿程摩擦系数随雷诺数响应的曲线, 可以得出在相同雷诺数下 α 值越小其沿程摩擦系数越大, 在雷诺数为 1 000 时 $\alpha=0.5$ 较 $\alpha=1.5$ 沿程摩擦系数增大了 4.93%, 又由于压力损失项中有速度的平方项作为 C_f 的放大系数, 加强了 α 值的减小对增大压力损失的影响。分析不同截面积下沿程摩擦系数随雷诺数响应的曲线, 其中 $\beta=0.25$ 和 $\beta=4$ 时的沿程摩擦系数在相同雷诺数下最大相差

0.46%，表明换热流道截面积大小对沿程摩阻系数 C_f 影响很小。

换热流道高宽比 α 值在相同雷诺数下对换热流道压力损失影响较大，选择较低的 α 值可以获得较低压力损失的氢/氦微通道换热器流道结构， α 值优化范围是 1~1.5。

3 预冷工况下 HX4 特性研究

根据对微通道单元的换热性能和压力损失的分析结果，对换热流道的结构参数进行优化设计。针对 HX4 换热器在设计工况下高效换热需求，以及模态转换过程中入口参数变化对氢/氦微通道换热器进行特性分析。

3.1 HX4 在特征点性能计算

选取了 SABRE 发动机在额定点 ($H=0.27$ km, $Ma=0.6$) 和高空点 ($H=25.7$ km, $Ma=5$) 两个特征工况，对 HX4 换热器性能参数进行分析。额定点是发动机核心机空气流量达到额定值时的工况，此后发动机核心机空气流量基本保持恒定；高空点为吸气工作模式开始向火箭工作模式转换时的工况，此时 HX4 换热器中流量变化剧烈，换热器热负荷最大。

SABRE 发动机在额定点时推力为 1 450 kN，氢流量为 31 kg/s；在高空点时推力为 1 458 kN，氢流量为 32 kg/s。HX4 换热性能参数如表 1 所示。

表 1 HX4 换热特性计算

Tab. 1 Heat exchange characteristics of HX4

参数	额定点		高空点	
	氢	氦	氢	氦
入口温度/K	861	26.08	895	26.08
出口温度/K	42.65	844.30	43.42	863.22
入口压力/MPa	4.7	26.2	5.62	26.2
出口压力/MPa	3.37	26.1	4.32	26.1
质量流量/(kg/s)	88	31	88	32
换热系数/(W/(m ² ·K))	2 174.7		2 272.35	
热流密度/(W/cm ²)	5.07		5.42	
换热功率/MW	308.1		386.78	
换热有效度/%	96.3		96.4	

在特征点处各换热流体入口总温、总压和质量流量与文献中各项入口参数相一致。额定工况点下计算出口温度与文献数据最大误差为 9.26% (42.65~47 K)；在高空点处出口温度的最大误差则为 7.62% (43.42~47 K)。

通过对 HX4 数学模型的优化得到 HX4 结构参数。假定以额定点作为换热器的设计点，对换热器进行结构分析，得到结构参数，其换热器紧凑度达到 10^4 m²/m³，结构参数如表 2 所示。

表 2 HX4 结构参数

Tab. 2 Structural parameters of HX4

参数	氢路	氦路
换热层数	1 200	1 200
换热面积/m ²	11 226.8	
紧凑度/(m ² /m ³)	11 904.8	
换热器长度/mm	750	
换热器宽度/mm	1 000	
换热器高度/mm	840	
换热器质量/kg	588.7	

3.2 HX4 优化分析

为提高换热器的换热性能和减少压力损失, 研究换热流道参数 (高度 y 和宽度 x) 对换热器总换热系数和压降的影响, 从而优化换热器中氢、氦流道参数。氢、氦路均选取宽 $200\ \mu\text{m}$, 高 $300\ \mu\text{m}$ 换热流道作为设计通道, γ 值表示改变后的流道宽度与设计参数的比值, ε 值表示氦流道高度与氢流道高度的比值, γ 值选择范围是 0.75, 1, 1.5 和 3, ε 值选择范围是 1, 2, 3 和 5。

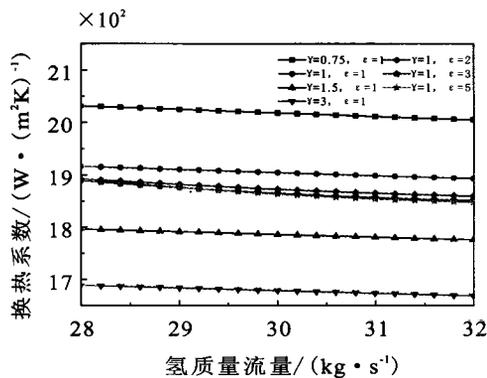


图 5 换热系数随氢流量变化曲线

Fig. 5 Curves for variation of heat exchange coefficient with hydrogen flow

图 5 表示换热系数随氢流量响应特性曲线, 其换热有效度不高于 98.5%, 可以得出:

1) 换热流道宽度 x 对换热系数影响较大, 随着 x 的降低换热系数增加, 在氢流量为 $29.7\ \text{kg/s}$, $\gamma=3$ 条件下, 换热系数下降 11.85%, 由 $1\ 904.4\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 下降到 $1\ 678.7\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;

2) 换热流道高度 y 对换热系数影响很小, 随着 ε 的增加换热系数降低, 在氢流量为 $29.7\ \text{kg/s}$, $\varepsilon=3$ 条件下, 换热系数下降 2.16% 由 $1\ 904.4\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 下降到 $1\ 863.2\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;

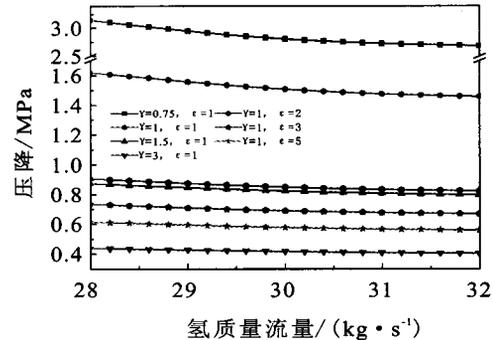
3) 换热系数随氢质量流量减小幅度很小, 最大降幅为 2.38%, 由 $1\ 892.5\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 降为 $1\ 847.6\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

由图 6 可得:

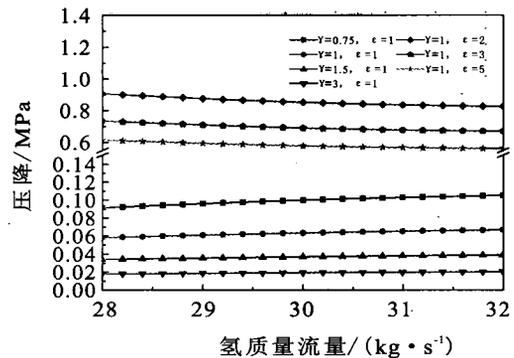
1) 氢压降随着流道宽 x 的减小或氦流道高度比 ε 的降低而增大, $\gamma=3$ 时氢压降降幅为 72.2%, 由 $1.51\ \text{MPa}$ 降至 $0.42\ \text{MPa}$, $\varepsilon=3$ 时降幅

为 53.0%, 从 $1.51\ \text{MPa}$ 降为 $0.69\ \text{MPa}$;

2) 氢压降随着流道宽 x 的减小而增大, $\gamma=3$ 时氢压降降幅为 69.8%, 由 $0.063\ \text{MPa}$ 降至 $0.019\ \text{MPa}$, 氢压降随着 ε 值的增大先增大后减小, 在 $\varepsilon=2$ 氢质量流量为 $31\ \text{kg/s}$ 时达到峰值, 比 $\varepsilon=1$ 氢质量流量为 $31\ \text{kg/s}$ 时氢压降增幅 1 249%, 从 $0.069\ \text{MPa}$ 增至 $0.85\ \text{MPa}$ 。



(a) 氢压力损失曲线, $\gamma=0.75\sim 3, \varepsilon=1\sim 5$



(b) 氦压力损失曲线, $\gamma=0.75\sim 3, \varepsilon=1\sim 5$

图 6 压降随氢流量变化曲线

Fig. 6 Curves for variation of pressure drop with helium flow

通过以上换热器特性变化规律, 选择 $\gamma=1.5$, $\varepsilon=4$ 的换热流道, 优化后的流道解决了氢压降过大的问题, 总压恢复系数增幅为 16%, 由设计点 71.7% 增至 87.7%, 同时氢总压恢复系数降幅为 2%, 从 99.6% 降为 97.6%。

4 结论

针对预冷组合循环发动机的氢/氦微通道换热器进行了分析, 基于 SABRE 发动机中 HX4 换热

器进行了物理过程和结构建模仿真,分析了换热器中微通道主要参数对努赛尔数和沿程摩阻系数的影响规律。针对额定工况点和高空点,利用仿真模型对热交换过程研究,并对HX4换热器进行微通道结构优化,主要结论如下:

1) HX4微通道换热器模型仿真结果与文献数据匹配性较好,计算误差在10%以内。

2) 换热微通道截面积 A 和高宽比 α 作为影响因素,得出提高流道高宽比可以增大努赛尔数。增大截面积 A 虽然会一定程度提高努赛尔数(增幅6.6%),但换热面积急剧减小,降低换热性能。

3) 减小换热流道宽度 x 可以显著提高换热器换热系数,但随着换热流道宽度的减小会导致换热器压力损失急剧升高,优化后的流道宽度 x 范围是200~350 μm 。提高换热器氢氢流道高度比 ε 可以解决因流量差异引起的氢路压降过大的问题,高度比合理范围在3~4之间。

参考文献:

- [1] 张蒙正,李平,陈祖奎.组合循环动力系统面临的挑战及前景[J].火箭推进,2009,35(1):1-8+15.
ZHANG Mengzheng, LI Ping, CHEN Zukui. Challenge and perspective of combined cycle propulsion system[J]. Journal of rocket propulsion, 2009, 35(1): 1-8.
- [2] VERDTRAETE D, HENDRICK P. Hydrogen fueled precooled air breathing engines for hypersonic aircraft and spaceplanes[C]//20th ISABE. Sweden: Chalmers University, 2011: 111-120.
- [3] 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 Haibo, XIAO Hong, NAN Xiangyi. Analysis on thermodynamic cycle characteristics of synergistic air-breathing rocket engine[J]. Journal of rocket propulsion, 2013, 39(3): 15-20.
- [4] MEHTA U, AFTOSMIS M, BOWLES J, et al. Skylon airframe aerodynamics and SABRE Plumes: AIAA 2015-3605[R]. USA: AIAA, 2015.
- [5] 康盈,柳建华,张良,等.微通道换热器的研究进展及其应用前景[J].低温与超导,2012,40(6):45-48.
- [6] 杨海明,朱魁章,张继宇,等.微通道换热器流动和传热特性的研究[J].低温与超导,2008,36(10):5-8.
- [7] 殷辉,刘斌,申志远,等.微通道蒸发器在不同R404A充注量下的运行特性[J].低温工程,2013,(3):58-62.
- [8] PARK H S, JO J I, CHANG J Y, et al. Methodology of optimization for microchannel heat exchanger[C]//2006 IEEE Twenty Second Annual Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. [S.l.]: IEEE, 2006: 65-68.
- [9] 潘良高,徐琛,柏祥华,等.微通道内气液两相流型的数值模拟[J].制冷技术,2014,34(4):8-12.
- [10] 徐博,祁照岗,陈江平,等.微通道换热器翅片参数研究[J].制冷技术,2011,31(4):16-20.

(编辑:王建喜)