

SABRE预冷器计算模型及其在整机模型中的应用^{*}

高远¹, 陈玉春¹, 史新兴^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072;

2. 中国航天科工飞航技术研究院, 北京 100074)

摘要: 为实现发动机方案设计阶段预冷器的快速设计与评估, 建立了预冷器准二维快速评估模型。将SABRE预冷器的几何结构简化为一个扇环形区域, 沿径向和周向将该区域划分为二维节点。应用守恒方程及传热关联式完成单个节点计算, 再求解节点矩阵的平衡方程组, 计算内外流体特定节点上参数的二维分布, 得到预冷器出口参数。将模型嵌入发动机总体性能程序中, 实现了发动机设计及非设计点的预冷器性能计算的功能。与文献数据对比表明, 预冷器模型传热计算误差 $<5\%$, 摩擦阻力误差 $<10\%$ 。整机计算结果显示, $Ma=0\sim 5$ 时, 预冷器空气侧温降为 $143\sim 932\text{K}$, 温降随飞行马赫数升高单调上升。预冷器传热有效度为 $0.896\sim 0.945$, 空气侧总压恢复系数为 $0.852\sim 0.904$ 。

关键词: 预冷组合循环发动机; 预冷器设计; 性能计算; 非设计点; 传热

中图分类号: V236

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2021) 11-2485-09

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200898

SABRE Precooler Calculation Model and Its Application in Engine Model

GAO Yuan¹, CHEN Yu-chun¹, SHI Xin-xing^{1, 2}

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. HIWING Technology Academy of CASIC, Beijing 100074, China)

Abstract: In order to realize the rapid design and evaluation of the precooler in the engine design phase, a quasi-two-dimensional rapid assessment model of the precooler was established. The geometric structure of the SABRE precooler is simplified into an annular sector area, which is divided into two-dimensional nodes in the radial and circumferential directions. Conservation equations and heat transfer correlation equations are used to calculate one node, and then solving the balance equations of the node matrix to calculate the two-dimensional distribution of the parameters at the specific nodes of the internal and external fluids, and the outlet parameters of the precooler are obtained. The model was embedded in the engine performance program, and the function of precooler performance calculation at the engine design and off-design points were realized. The results of comparison with literature data show that the model deviations of heat transfer are within 5%, and the deviations of friction is within 10%. The engine simulation results show that in the range of $Ma=0\sim 5$, the air side temperature drop of the precooler ranges from 143K to 932K , and it increases monotonously with the flight Mach number increasing. The range of precooler effectiveness is $0.896\sim 0.945$, and the range of air side total pressure recovery coefficient is $0.852\sim 0.904$.

^{*} 收稿日期: 2020-11-10; 修订日期: 2020-12-22。

作者简介: 高远, 博士生, 研究领域为组合发动机总体设计。

通讯作者: 陈玉春, 博士, 教授, 研究领域为组合发动机总体设计。

引用格式: 高远, 陈玉春, 史新兴. SABRE预冷器计算模型及其在整机模型中的应用[J]. 推进技术, 2021, 42(11):2485-2493. (GAO Yuan, CHEN Yu-chun, SHI Xin-xing. SABRE Precooler Calculation Model and Its Application in Engine Model[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(11):2485-2493.)

Key words: Precooled combined cycle engine; Precooler design; Performance calculation; Off design; Heat transfer

1 引 言

20 世纪 90 年代,反应发动机公司(REL)提出了 SABRE 预冷组合循环发动机^[1]概念,此发动机以氦气闭式循环为中心,使空气、氦气、氢气三种工质的热力循环耦合,并应用深度预冷技术,形成了 $Ma0\sim5.5$ 的宽速域高效吸气式动力。SABRE 发动机卓越的性能引起了广泛关注,获得了大量的资金支持^[2]。深度预冷是 SABRE 发动机的一项关键技术,预冷器是其实现宽速域工作的重要基础。国内外针对 SABRE 发动机预冷器开展了大量研究。

反应发动机公司建立之初就投入大量精力开展预冷器设计与试验研究。Murray 等^[3]介绍了预冷器的设计思路和初步设计方案。其后 REL 制造了预冷器小型缩比试验模块 JMHX^[4],利用该试验件开展了流动和传热的试验研究,并将理论分析结果与试验数据进行对比分析,指出传热关联式对于小水力直径表面依然适用。Webber 等^[5]对 SABRE 发动机及其预冷器进行了理论分析,指出此类发动机严重依赖预冷器性能。Bond 等^[6]介绍了 REL 完整结构的缩比预冷器,给出了该预冷器的计算结果,以及在 Viper 发动机上试验的数据。Villace 等^[7]将 Scimitar 发动机预冷器简化为一维逆流形式,并建立了计算模型。邹正平等^[8]利用三维数值模拟进行了微小尺度圆柱绕流换热机理研究,得到了单排及多排管束总压恢复及对流传热系数与雷诺数的关系。李晨沛等^[9]、魏鑫^[10]利用数值方法对预冷器传热特性进行了研究。贾云涛^[11]对细管换热器的流动传热特性开展了研究,分析了不同工况条件对细管换热器阻力和换热特性的影响。张建强^[12]通过试验对微小通道内氮气单相流动传热特性进行了研究,并采用零维方法进行了预冷器计算。

综上所述,国内外针对微管的流动和传热机理以及 SABRE 发动机预冷器性能计算开展了大量研究。预冷器性能计算与研究的常见方法主要包括零维计算、三维数值模拟和试验方法等。SABRE 发动机预冷器工质温度及物性参数变化范围较大,零维计算方法不够准确,也难以体现预冷器内部结构与参数分布的细节。三维数值模拟方法精细,但用于预冷组合循环发动机方案设计阶段,计算周期过于漫长;试验方法准确可靠,但对试验件和试验条件要

求较严格,且成本高,不适合设计阶段大量方案快速迭代的需求。目前尚未见兼顾快速设计与细节计算的预冷器计算模型。

本文针对预冷组合循环发动机方案设计和总体性能计算中预冷器快速设计和计算的需求,建立了一种预冷器准二维计算模型。通过对预冷器结构的分析和简化,将预冷器的一个扇环几何重复结构提取出来作为预冷器模块,对模块进行二维节点划分形成节点矩阵,将每个节点作为传热单元,并应用守恒方程进行求解。根据预冷器结构及流动特点建立了预冷器模块平衡方程,求解该方程组得到预冷器模块内外流节点参数的二维分布,进而计算得到预冷器性能参数及流体出口参数。以文献数据验证了模型的计算结果,完成了发动机设计点与预冷器的耦合设计,并实现了预冷器在发动机非设计点平衡求解中的应用。

2 计算模型

2.1 几何关系

根据文献[13]的描述,SABRE 发动机预冷器的结构形式为:多个完全相同的螺旋管组模块沿周向均布,以预冷器内径为起点,以阿基米德螺旋线形式逐渐向外延伸,氦气在管内由内向外流动,空气在管外沿径向向内流动,如图 1 所示。

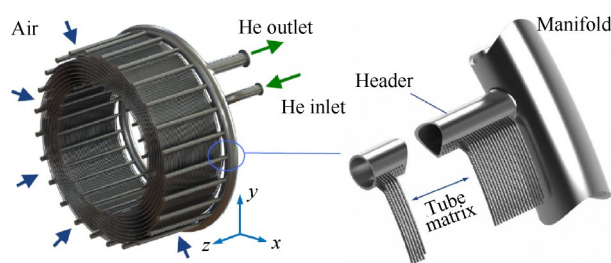


Fig. 1 SABRE precooler

图 2(a)展示了预冷器的一层管结构,沿预冷器轴线方向(z 轴)若干层相同的管束构成完整的预冷器。单层预冷器包括 N_m 个螺旋管组模块(图 2(a)中蓝色曲线为一个管组模块),每个管组模块包括 N_p 排并行管束, N_p 排并行管由同一个集流管引出(如图 2(b)展示了 $N_p=4$ 的情况)。

相邻的两个管组模块入口之间形成一个扇环形区域(如图 2(a)中红色虚线框所示),该区域是预冷器的几何相似结构(称为预冷器模块)。由于预冷器

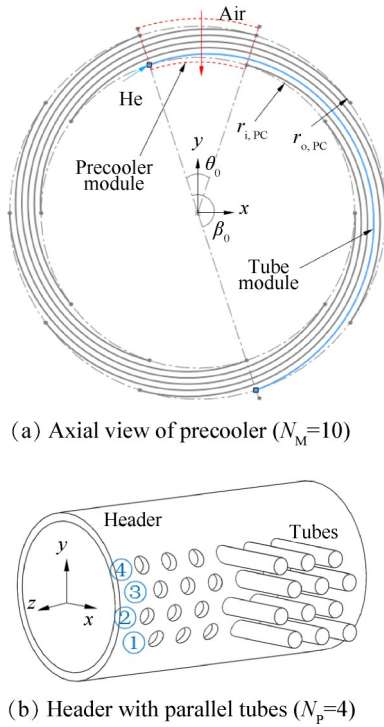


Fig. 2 Diagram of precooler structure

内外径之差,即管束部分整体的厚度,仅约为预冷器直径的7%^[3],可以忽略外流的周向流动,假设外流仅沿径向流动。预冷器可视为由多个完全一致的换热器模块组成,预冷器的性能可以用该预冷器模块等效。

由预冷器模块的几何关系可得

$$\begin{aligned}\theta_0 &= 2\pi/N_M \\ m &= \lceil \beta_0/\theta_0 \rceil N_P \\ N_{\text{tube}} &= N_M N_P N_A\end{aligned}\quad (1)$$

式中 θ_0 代表模块对应的圆心角; N_M 代表集流管模块个数,即周向集流管个数; N_P 代表同一管模块并行管数,如图2所示; m 代表预冷器模块外流流经的管排数; β_0 代表完整管的圆心角。 $\lceil \rceil$ 表示向上取整; N_{tube} 代表预冷器换热微管总数; N_A 代表预冷器轴线方向(图1中 z 轴)的管排数。

图2中扇环形区域的预冷器模块可简化为图3形式,空气由上而下依次经过多根微管从几何角度而言,预冷器模块相当于将同一管组模块打断形成的多段微管。预冷器模块相当于多程交叉流、总体逆流的流动布置形式。

假设外流空气沿预冷器径向流动,且忽略管壁沿轴线方向导热。将预冷器模块沿径向按管数量均分为 m 块,沿周向将外流区域均分为 n 块,形成 $m \times n$ 个传热单元 HTU (Heat transfer unit) 的块阵。预冷器模块的节点划分如图4(a)所示,预冷器传热单元如

图4(b)所示。

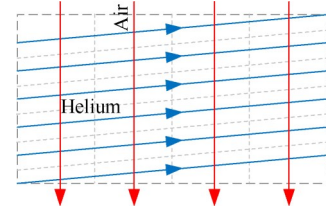
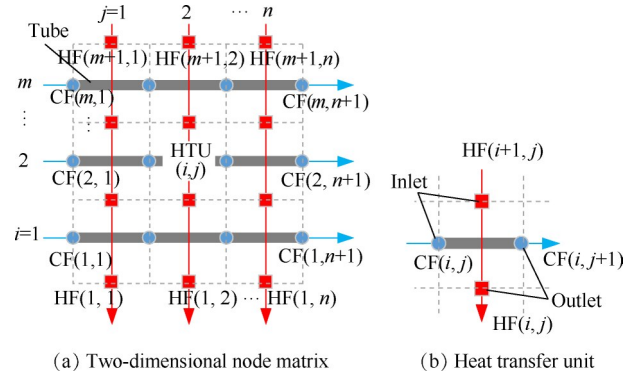
Fig. 3 Diagram of precooler module ($N_P=1$)

Fig. 4 Precooler module node division

模块传热单元矩阵的编号规则为:行编号 i 为由下至上,取值 $1 \sim m$; 列编号 j 为由左至右,取值 $1 \sim n$ 。管内流体共有 $m \times (n+1)$ 个节点 $CF(i,j)$, 管外流体共有 $(m+1) \times n$ 个节点 $HF(i,j)$ 。图4(b)展示了传热单元中流体的编号规则,对于传热单元 $HTU(i,j)$, 管内流体进出口节点编号分别为 $CF(i,j)$ 和 $CF(i,j+1)$, 管外流体进出口节点编号分别为 $HF(i+1,j)$ 和 $HF(i,j)$, 如式(2)。

$$CF(i,j) + HF(i+1,j) \xrightarrow{HTU} CF(i,j+1) + HF(i,j) \quad (2)$$

2.2 控制方程

将传热单元沿虚线划分为控制体,管内和管外流体分别满足连续方程、动量方程和能量方程。对于传热单元,给定进口参数可以通过方程组(3)~(5)求解得到出口参数。

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (3)$$

$$W_1 v_1 + p_1 A_1 + \Delta I = W_2 v_2 + p_2 A_2 \quad (4)$$

$$W_1 \left(H_1 + \frac{1}{2} v_1^2 \right) \pm q = W_2 \left(H_2 + \frac{1}{2} v_2^2 \right) \quad (5)$$

式中 p, ρ, v, H, W, A 分别代表流体的压力、密度、速度、焓、流量和流通面积; $\Delta I, q$ 分别代表动量增量和传热量; 下标 1, 2 分别代表控制体进口和出口。

式(4)中动量增量 ΔI 包含 2 部分: 摩擦阻力项 F_f 及控制体压力积分项 I_p 。 F_f 为壁面摩擦阻力项, 采用式(6)计算; 控制体压力积分项 I_p 为控制体除进出口外表面压力的积分, 此处简化为 $(A_o - A_i)(p_i + p_o)/2$ 。式

(5)中传热量 q 的符号对管外流体取负,管内流体取正,且数值相等。

$$F_f = C_f \frac{1}{2} \rho v^2 A_w \quad (6)$$

式中 C_f 为范宁摩擦系数, A_w 为流道湿面积。

传热单元换热量满足传热速率方程,传热系数以圆管外壁面积为基准计算。

$$q = UA\Delta T \quad (7)$$

$$U = \left(\frac{1}{h_{c,i}} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda_w} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_{c,o}} \right)^{-1} \quad (8)$$

式中 ΔT 代表冷热流体传热温差; U 代表传热系数; d_i, d_o 分别代表管内外径; h_c, λ_w 分别代表流体对流传热系数、管壁材料的导热系数;下标 i, o 分别代表管内和管外参数。

式(8)中预冷器管内和管外流体的对流传热系数 h_c 分别通过Taylor公式^[14]和Zukauskas关联式^[15]计算获得,并在管内和管外对流传热系数的基础上分别加入螺旋管修正^[16]和冲击角修正^[15]。管内和管外摩擦系数分别采用Haaland^[17]和Kays等^[18]的关联式计算。

2.3 模型求解

在预冷器模块中,管外流体可视为流过 m 根管并依次换热。前文分析指出,预冷器流动和换热具有周期性,任一预冷器模块的管出口即为预冷器下一模块的管入口,管内流体出口截面与入口截面错位对应,即进口截面 $i+N_p$ 对应出口截面 i' ,图5中展示了 $N_p=2$ 时管内流体进出口对应关系。

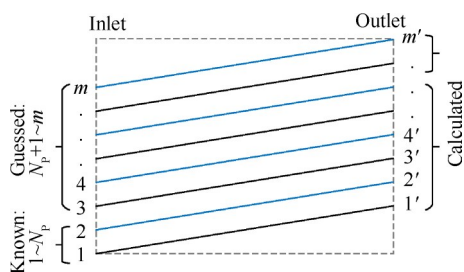


Fig. 5 Correspondence between inlet and outlet nodes of internal flow ($N_p=2$)

换热器工况确定,管内外流体进口参数为已知条件,管内流体进口集液管分出的 N_p 个管节点 $CF(1, 1) \sim CF(N_p, 1)$,管外流体入口节点 $HF(m+1, 1) \sim HF(m+1, n)$ 均为已知,其它节点参数未知。首先猜测预冷器模块中第 $N_p+1 \sim m$ 根管进口节点参数作为初值,即 $(m-N_p)$ 个节点的温度和压力,构成自变量序列 $\mathbf{x}$,如式(9)。此时所有管进口参数已知,整体按照外

流流动方向,局部按照内流流动方向进行求解。从第 m 行开始,从左至右(1~ n)依次求解传热单元,可得到第 $m-1$ 行外流进口参数,依次向下,完成整个矩阵的节点参数的计算。模块中管进出口存在对应关系,猜测值未必准确,计算所有出口截面 $CF(i+N_p, 1)$ 参数与对应的进口截面 $CF(i, n+1)$ 的相对误差,可以得到残差序列 $\mathbf{y}$,如式(10)。根据上述计算模型,建立平衡方程,如式(11)。

$$\mathbf{x} = (t_{i+N_p}, p_{i+N_p})^T, \quad i = 1, 2, \dots, m - N_p \quad (9)$$

$$\mathbf{y} = \left(\frac{t_{i+N_p} - t_i'}{t_{i+N_p}}, \frac{p_{i+N_p} - p_i'}{p_{i+N_p}} \right)^T, \quad i = 1, 2, \dots, m - N_p \quad (10)$$

$$\mathbf{y} = f(\mathbf{x}) = 0 \quad (11)$$

求解 $\mathbf{y}=0$ 可以得到换热器模块所有管内流体进口节点参数,同时得到了管内外流体所有节点参数,完成换热器模块计算。

3 算例与分析

3.1 模型校验

文献[6]介绍了REL公司制造的缩比预冷器,并公布了预冷器的性能计算数据。利用以上建立的预冷器计算模型,对文献中的预冷器进行验算,采用的预冷器参数如表1所示。根据文献信息,该预冷器包含21个螺旋管模块,此处选择并行管数 $N_p=4$ 。

Table 1 Precooler module parameter

Variable	Value
N_M	21
N_p	4
m	84
n	10
$W_{Air}/(\text{kg/s})$	10.79
$W_{He}/(\text{kg/s})$	1.76

取计算精度为 10^{-4} ,求解得到的计算结果如表2所示。计算结果与文献数据的对比如图6和表3所示。

Table 2 Precooler simulation results

Item	Temperature/K	Pressure/MPa
Inlet	Air	298.00
	He	97.00
Outlet	Air	137.33
	He	286.17

由于并行管排数为4,各管进口径向位置不同,在起点处氦气路温度分为4条线,随着氦气逐渐向外流动,各管温度分布趋于一致。图6和表3对比结果

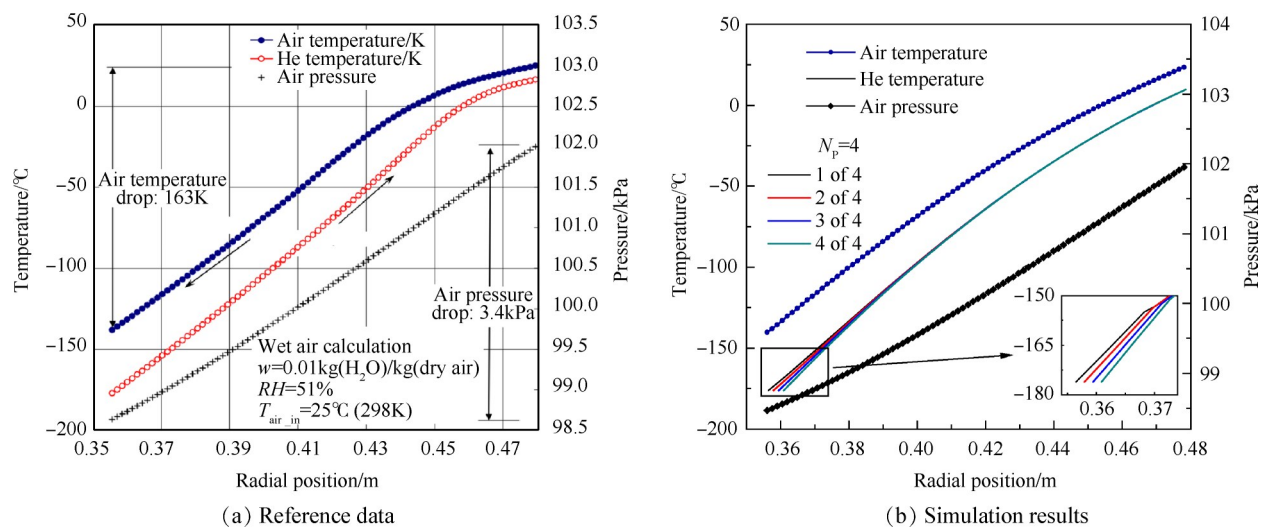


Fig. 6 Radial parameter distribution of precooler

Table 3 Comparison of simulation results and reference data

Variable	Ref.[6] data	Simulation result	Deviation/%
Air temperature drop $\Delta T_{Air}/K$	163.00	160.67	-1.43
He temperature drop $\Delta T_{He}/K$	192.28	189.17	-1.62
Air pressure drop $\Delta p_{Air}/kPa$	3.40	3.6015	5.93
Overall heat transfer rate q/MW	1.80	1.7465	-2.97

显示,预冷器流体温度和压力的分布趋势与文献数据一致;传热计算结果误差 $<5\%$,压力损失计算结果 $<10\%$,说明本模型传热和摩擦阻力计算可信。产生误差的原因可能在两个方面:(1)文献[19]根据关联式计算结果与实验数据的对比结果,认为关联式对传热性能的计算结果趋于保守,因此传热性能低于实际情况。(2)计算模型未考虑空气湿度,也将带来一定的误差。对于 SABRE 等预冷组合循环发动机总体方案设计而言,本计算模型的精度可以满足工程需要,可以在设计阶段提供参考。

3.2 基于整机需求的设计点仿真

预冷器是预冷组合循环发动机的重要部件。两者的设计紧密相关,如图 7 所示,相互关系可以描述为:(1)发动机设计:针对设计指标,在设计可行域内开展循环分析,确定发动机循环参数。根据发动机计算模型,获得发动机及部件参数,作为部件设计的输入。(2)预冷器设计:由发动机确定的温降或传热量需求,确定传热面积等传热性能总体参数,以此为指导,进行几何结构初步设计。根据几何结构及计算模型完成预冷器计算,检验预冷器性能,并进行预冷器内部迭代设计。

发动机和预冷器设计过程交替进行,实现总体性能和部件性能的协调优化设计。图 7 中 A_{ht} 代表传热面积, A_c 代表流通面积, S_1 和 S_2 分别代表管束横向和纵向间距。

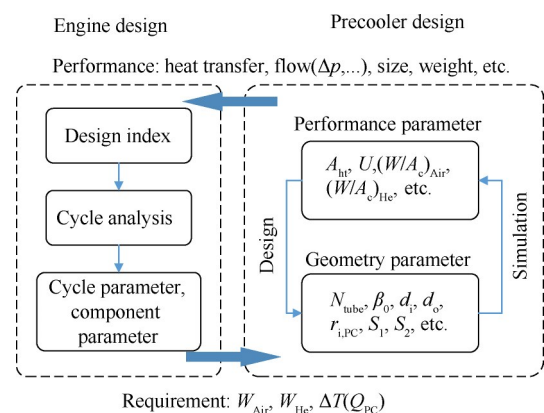


Fig. 7 Precooler and engine coupled design

采用文献[20]中的方法确定发动机对预冷器的需求,根据上述流程,选定了预冷器的主要参数,如表 4 所示。预冷器管外为空气,管内为氦气。

单根管数量($N_m \times N_p$)固定且并行管数 N_p 很小时, N_p 取值对预冷器性能不起决定性作用,此处 $N_p=1$ 。预冷器模块的计算节点划分如图 8 所示。图中所有沿 x 轴方向曲线为管中心线位置, y 方向曲线是对管外流体的分割,节点为传热单元管内流体的进口/出口,因此沿 x 和 y 方向节点数分别为 11 和 60。

设置计算精度为 10^{-4} ,迭代计算至收敛,计算时间 $\leq 5s$ 。预冷器计算结果如表 5 所示。平均传热系数 U_{arg} 为局部传热系数的面积平均值, ε 为传热有效度。

根据预冷器模块各节点计算结果,绘制得到预

Table 4 Precooler design data

Variable	Value
A_{ht}/m^2	569.12
N_{tube}	1.08×10^5
$d_i, d_o/mm$	0.90, 0.98
N_M	120
N_P	1
$\beta_0, \theta_0/(^\circ)$	180.0, 3.0
Tube arrangements	Staggered
S_1, S_2	$1.8d_o, 1.5d_o$
$W_{Air}/(kg/s)$	100.0
$W_{He}/(kg/s)$	19.08
$T_{Air, in}/K$	1245.8
$p_{Air, in}/MPa$	0.2506
$T_{He, in}/K$	121.8
$p_{He, in}/MPa$	21.65
m	60
n	10

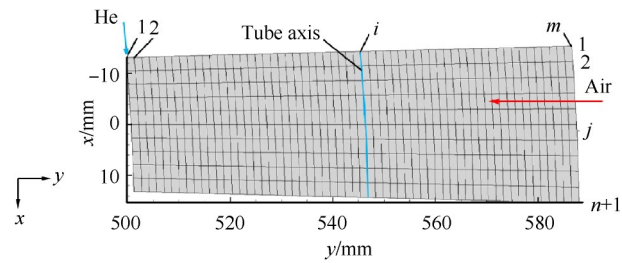


Fig. 8 Precooler module nodes (internal flow)

Table 5 Precooler simulation results

Variable	Value
q/MW	101.98
ε	0.9155
$U_{arg}/(W/(m^2 \cdot K))$	1121.9
$T_{Air, out}/K$	313.8
$p_{Air, out}/MPa$	0.2260
$T_{He, out}/K$	1150.9
$p_{He, out}/MPa$	20.94
$\Delta T_{Air}/K$	932.0

冷器模块计算节点参数分布。空气侧节点参数分布如图9所示。管外侧雷诺数 Re 和努塞尔数 Nu 取管外径为特征长度,流速取流道最小流通面积处流速,取流体温度为定性温度。

空气沿流动方向,温度压力逐渐降低,流通面积减小。沿流动方向,温度降低使动力粘度降低, Re 逐渐升高, Nu 随之升高。而空气导热系数同时随温度降低而降低(80mW/(m·K)降至28mW/(m·K)),因此

图9(e)中对流传热系数沿流动方向降低。管内氦气沿 x 轴正方向流动,因此同一段管位置上,空气温度沿 x 轴方向逐渐增大,密度降低动压增大,因此压力损失更大,空气侧压力沿周向分布不均匀。空气侧其他参数基本沿径向变化,周向变化不明显,因为大部分参数主要随温度变化,对压力不敏感。其中,空气对流传热系数的冲击角修正系数取值为0.9987~0.9989。氦气侧节点参数分布如图10所示。管内侧 Re 数和 Nu 数取管内径为特征长度,取流体温度为定性温度。氦气温度沿自身流动方向逐渐增大,以径向变化为主。氦气粘度、导热系数等物性参数随温度变化趋势与空气相同,因此参数分布相似,氦气侧的 Re 和 Nu 主要沿径向变化,氦气侧对流传热系数沿径向向外随温度升高而增大。图10(b)中左上角位置由于入口效应,对流传热系数大幅度提高,但管径很小,其影响范围很小。其中,氦气对流传热系数的螺旋管修正系数约为1.003。预冷器传热单元节点参数分布如图11所示。

由式(8)可知,传热系数由管内外两侧的对流传热系数及管壁的导热系数有关。传热系数分布与两侧对流传热系数基本一致。传热单元HTU(30,5)中内流和外流的对流传热系数分别为7064W/(m²·K)和1381W/(m²·K),内流、外流及壁面热阻占比分别为16.2%,82.7%和1.1%,管壁热阻可以忽略,外流换热情况为制约性能的主要因素,文献[5]也给出了相同的结论。由于冷流侧热容流率小于热流侧,因此预冷器低温端传热温差更大。传热系数和传热温差之积为热流密度,其沿径向先升高后降低。

3.3 发动机整机非设计点仿真

预冷器计算模型建立的目的在于为整机计算提供有效的工具,尤其是在发动机非设计点仿真。该模型应用于整机时,发动机计算模型的框架以及求解方法基于文献[21]。预冷器出口空气的总温总压影响空气压气机吸气量,空气流量影响预冷器传热与流动损失,两者相互耦合,如图12所示。在整机求解过程中加入了新的变量——预设的预冷器空气流量 $W_{Air, PC}$,和新的平衡方程——预冷器与压气机空气流量平衡,完成非设计点计算。

对采用了预冷器计算模型的发动机模型,应用文献[21]制定的最大状态控制规律,沿飞行轨迹计算了Ma0~5发动机及预冷器性能,其中飞行马赫数为0,3,5时预冷器的温度分布如图13所示。

由结果可见,随着飞行马赫数降低,预冷器进出口温度均下降,高温端温度下降显著,与空气来流温

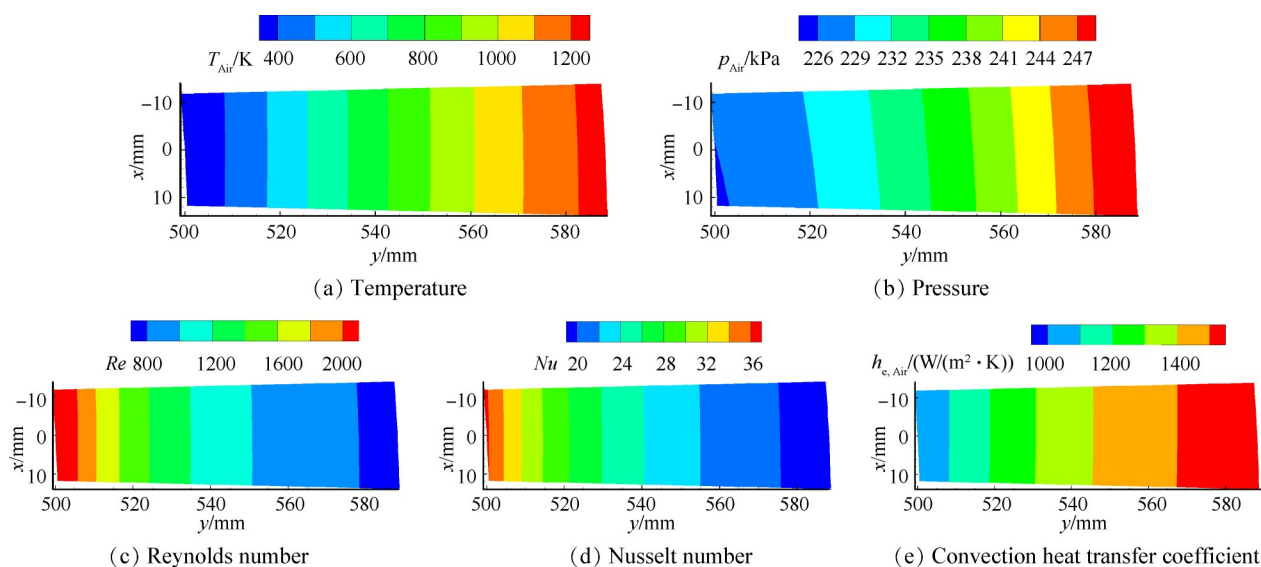


Fig. 9 Parameter distribution of air side nodes

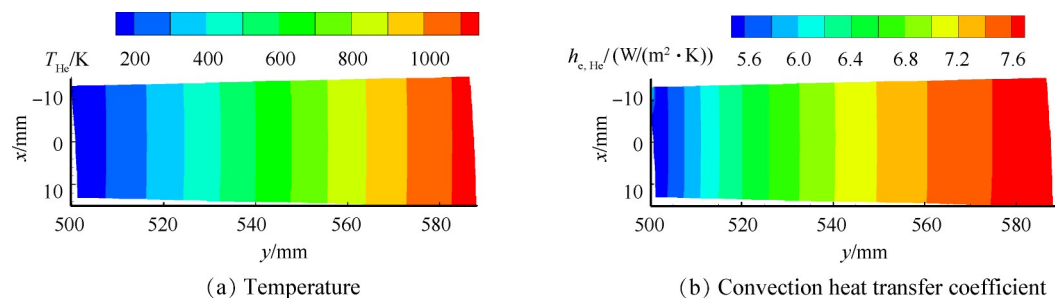


Fig. 10 Parameter distribution of helium side nodes

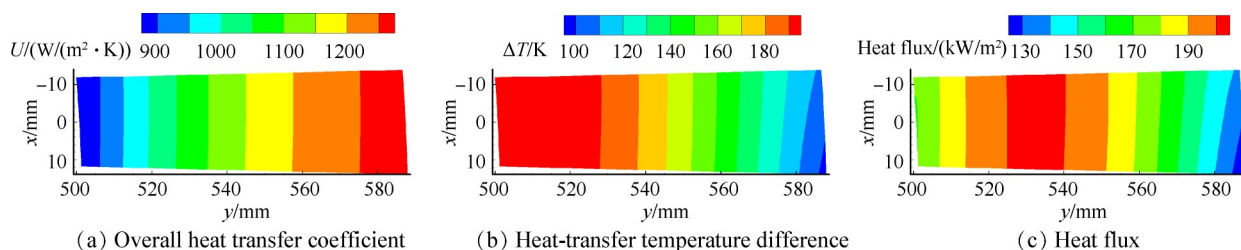


Fig. 11 Parameter distribution of HTU nodes

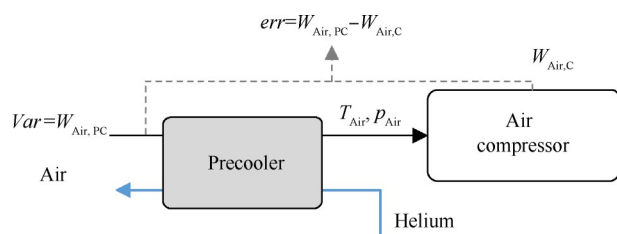


Fig. 12 New variable and equilibrium equation of precooler in engine off-design calculation

度相关;同时低温端氦气温度降低,空气被冷却程度更深。预冷器热端两侧流体流速快,压降分布曲线在冷端斜率小热端斜率大。随着飞行马赫数降低,两侧压降损失总体呈减小趋势。

沿飞行轨迹计算得到的预冷器参数如图14所示。结果显示,随着飞行马赫数降低,预冷器两侧流体温度均降低,空气温降由932K降至143K,出口温度由313K降至145K;预冷器热负荷显著降低,由101MW降至12.3MW。随飞行马赫数降低,空气与氦流量先上升,同时传热系数降低,使预冷器传热有效度小幅下降;随后,氦与空气流量比不断降低,传热有效度转为上升,传热有效度为0.896~0.945。在 $Ma5$ 至 $Ma3.5$ 时,空气流量升高且密度降低,使压力损失提高;在 $Ma3.5$ 至 $Ma0$ 时,空气流量、温度降低,压力损失逐渐减小。空气侧总压损失为9.5~26.0kPa,总压恢复系数为0.852~0.904。

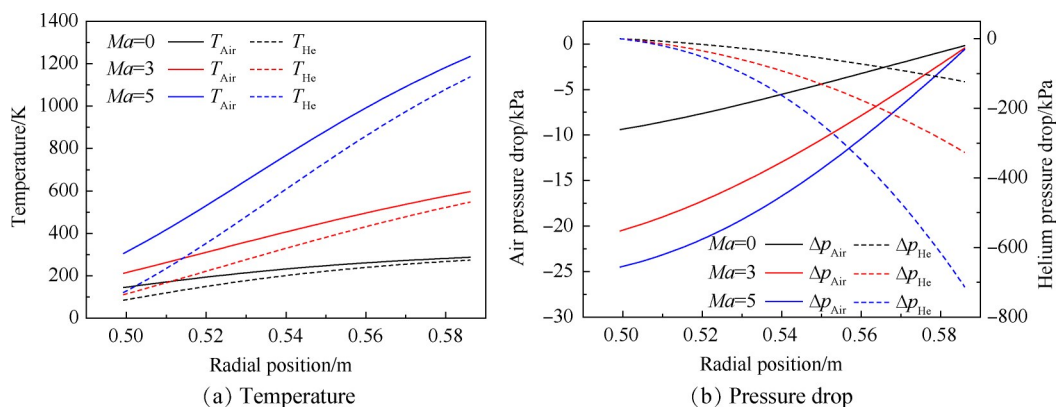


Fig. 13 Radial parameter distribution

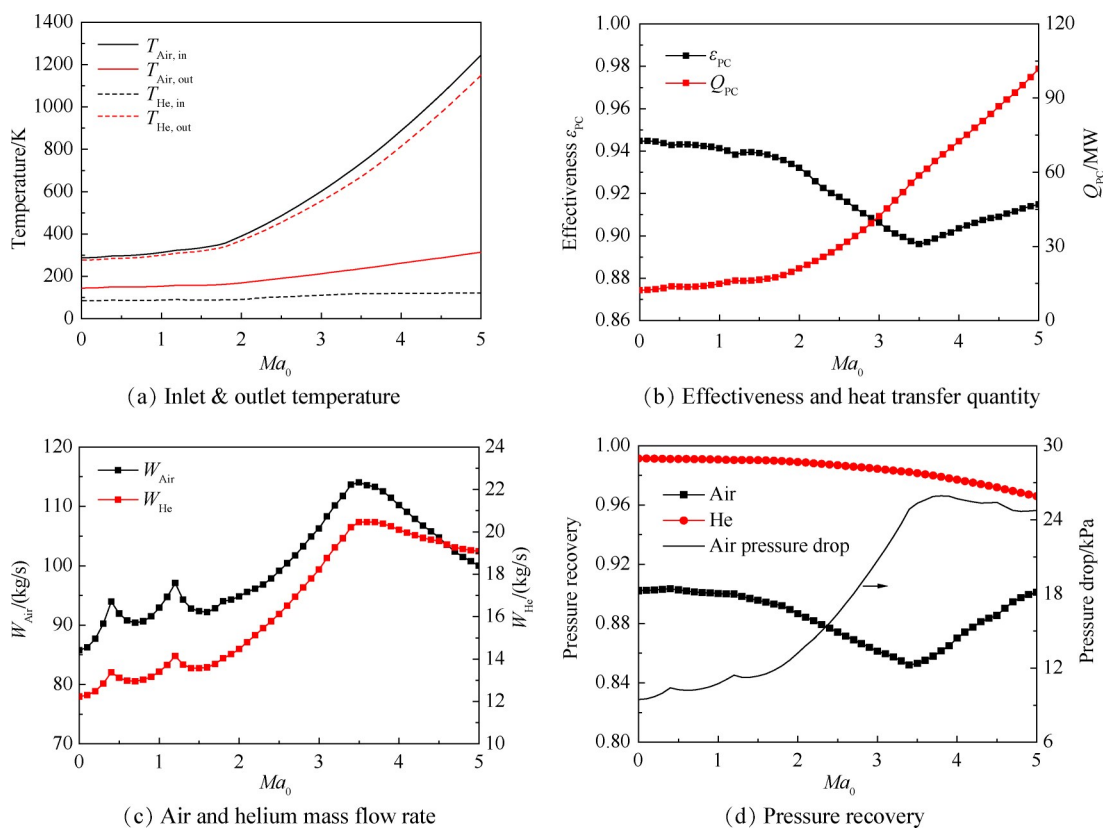


Fig. 14 Precooler parameter along trajectory

4 结论

通过本文研究,得到如下结论:

(1)与REL公司的数据对比表明,SABRE预冷器模型传热计算误差小于5%,摩擦损失的计算误差小于10%。在发动机计算中的应用表明,该模型能够满足预冷组合循环发动机在方案设计阶段及非设计点性能仿真对预冷器计算模型的需求。

(2)空气侧、管壁和氦气侧的热阻占比分别为82.7%,1.1%和16.2%,管壁热阻可以忽略,预冷器的传热系数主要受到空气侧的限制。

(3)飞行 Ma_0 ~5 范围内预冷器空气侧温降为143~932K,出口温度为145~313K,温降和出口温度均随马赫数升高单调上升。传热有效度为0.896~0.945,空气侧总压恢复系数为0.852~0.904。

参考文献

- [1] Varvill R, Bond A. The SKYLON Spaceplane [C]. Oslo: 46th International Astronautical Congress, 1995.
- [2] Steelant J. LAPCAT: High-Speed Propulsion Technology [J]. *Advances on Propulsion Technology for High-Speed Aircraft*, 2008, 12(1).
- [3] Murray J J, Guha A, Bond A. Overview of the Develop-

- ment of Heat Exchangers for Use in Air-Breathing Propulsion Pre-Coolers [J]. *Acta Astronautica*, 1997, 41 (11): 723-729.
- [4] Murray J J, Hemsell C M, Bond A. An Experimental Precooler for Airbreathing Rocket Engines [J]. *Journal of the British Interplanetary Society*, 2001, 54: 199-209.
- [5] Webber H, Bond A, Hemsell M. The Sensitivity of Pre-cooled Air-Breathing Engine Performance to Heat Exchanger Design Parameters [J]. *Journal of the British Interplanetary Society*, 2007, 60: 188-196.
- [6] Bond R, Varvill R, Bond A, et al. Pre-Cooler Design and Development [C]. *Bordeaux: International Conference on Space Propulsion*, 2012.
- [7] Villace V F, Paniagua G. Numerical Model of a Variable-Combined-Cycle Engine for Dual Subsonic and Supersonic Cruise [J]. *Energies*, 2013, 6(2): 839-870.
- [8] 邹正平, 刘火星, 唐海龙, 等. 高超声速航空发动机强预冷技术研究 [J]. *航空学报*, 2015, 36(8): 2544-2562.
- [9] 李晨沛, 王跃社, 王海军, 等. 复合发动机预冷器换热特性研究 [J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(4): 811-816.
- [10] 魏 鑫. 吸气预冷发动机热力循环及预冷器传热特性研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [11] 贾云涛. 细管束低温冷却空气的流动换热与表面结霜的研究 [D]. 北京: 清华大学, 2017.
- [12] 张建强. 组合发动机预冷器微小管道内低温工质流动传热机理研究 [D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2018.
- [13] Varvill R. Heat Exchanger Development at Reaction Engines Ltd. [J]. *Acta Astronautica*, 2010, 66: 1468-1474.
- [14] Taylor M F. Prediction of Friction and Heat-Transfer Coefficients with Large Variations in Fluid Properties [R]. *NASA-TM-X-2145*, 1970.
- [15] 茹卡乌斯卡斯 A A. 换热器内的对流传热 [M]. 马昌文, 译. 北京: 科学出版社, 1986.
- [16] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [17] Haaland S E. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1983, 105: 89-90.
- [18] Kays W M, London A L. Compact Heat Exchangers [M]. *New York: McGraw-Hill*, 1984.
- [19] Bacellar D, Aute V, Huang Z, et al. Airside Friction and Heat Transfer Characteristics for Staggered Tube Bundle in Crossflow Configuration with Diameters from 0.5mm to 2.0mm [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 98: 448-454.
- [20] 高 远, 陈玉春, 王治华, 等. 深冷组合循环发动机吸气模态循环分析与设计可行域研究 [J]. *推进技术*, 2020, 41(6): 1217-1226. (GAO Yuan, CHEN Yu-chun, WANG Zhi-hua, et al. Cycle Analysis and Design Feasible Region Research of Deeply Precooled Combined Cycle Engine in Airbreathing Mode [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(6): 1217-1226.)
- [21] 高 远, 陈玉春, 史新兴. 深冷组合发动机吸气模态最大状态控制规律研究 [J]. *推进技术*, 2020, 41(12): 2659-2669. (GAO Yuan, CHEN Yu-chun, SHI Xin-xing. Maximum State Control Schedule Research on Deeply Precooled Combined Cycle Engine in Airbreathing Mode [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(12): 2659-2669.)

(编辑: 史亚红)