

甲烷预冷器性能及与压气机参数匹配研究*

罗佳茂^{1,2}, 杨顺华^{1,2}, 张建强¹, 向周正^{1,2}, 谢松柏^{1,2}

(1. 中国空气动力研究与发展中心 高超声速冲压发动机技术重点实验室, 四川 绵阳 621000;
2. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院 国家计算流体力学实验室, 北京 100191)

摘要: 以甲烷为冷却剂的预冷型涡轮基组合发动机以其较高的冷却性能和密度比冲等优点, 成为未来宽速域飞行器动力装备问题的重要研究方向。针对该型发动机的核心部件——预冷器, 建立理论计算模型对其综合性能进行了评估, 并提出了一种熵函数分析法, 对预冷器与压气机工作参数匹配特性开展理论分析。计算结果表明, 所提出的预冷器方案换热有效度在0.5~0.72, 功重比达到250kW/kg; 甲烷预冷措施能将涡轮发动机工作速域扩展至 $Ma=3.1$, 此状态来流空气最高被冷却180K。对预冷器和压气机整体结构, “单位比热的比熵”与冷却剂当量比和压气机压比均成正相关。压气机能在根据材料耐高温极限设计的预冷器/压气机共同工作线上获得最高压比, 但需消耗大量冷却剂, 导致发动机比冲和热循环效率降低; 冷却剂当量比始终控制在1.0左右的工作线能获得较高比冲、压比和热循环效率, 同时消耗的功率和冷却剂均较低; 保持较低熵增设计的工作线有较高热循环效率和较低功耗, 但压比偏低, 发动机难以提供较高输出功率。

关键词: 甲烷; 预冷器; 压气机; 熵; 发动机

中图分类号: V231 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 05-200765-10

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200765

Performance of Methane Pre-Cooler and Matching Characteristics with Compressor

LUO Jia-mao^{1,2}, YANG Shun-hua^{1,2}, ZHANG Jian-qiang¹, XIANG Zhou-zheng^{1,2}, XIE Song-bai^{1,2}

(1. Science and Technology on Scramjet Laboratory, CARDC, Mianyang 621000, China;

2. National Laboratory for Computational Fluid Dynamics, School of Aeronautic Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: The pre-cooled turbine-based combined engine with methane as coolant has become an important research field of power equipment for future wide speed range aircraft due to its high cooling performance and density specific impulse. A theoretical calculation model was established to evaluate the comprehensive performance of the pre-cooler, which is the core component of the engine, and an entropy function was proposed to theoretically analyze the matching characteristics of operation parameters between the pre-cooler and compressor. The calculation results show that the heat transfer efficiency of the pre-cooler is 0.5~0.72, and the power to weight ratio reaches 250kW/kg. The working velocity range of the turbine engine can be extended to Mach 3.1 using methane pre-cooler, and the incoming air was cooled by 180K at most. For the combined structure of the pre-cooler and compressor, the specific entropy per unit capacity is positively correlated with coolant equivalence ra-

* 收稿日期: 2020-09-29; 修订日期: 2020-12-31。

作者简介: 罗佳茂, 硕士, 研究实习员, 研究领域为预冷组合发动机技术。

通讯作者: 杨顺华, 博士, 研究员, 研究领域为组合发动机技术。

引用格式: 罗佳茂, 杨顺华, 张建强, 等. 甲烷预冷器性能及与压气机参数匹配研究[J]. 推进技术, 2022, 43(5):200765. (LUO Jia-mao, YANG Shun-hua, ZHANG Jian-qiang, et al. Performance of Methane Pre-Cooler and Matching Characteristics with Compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(5):200765.)

tion and compressor pressure ratio. The maximum pressure ratio can be obtained from the co-work line of the pre-cooler and compressor designed according to the temperature limit of the compressor, but a large amount of coolant has to be consumed, which results in lower specific impulse and thermal cycle efficiency. The operation line with the coolant equivalence ratio invariably controlled at about 1.0 can obtain high specific impulse, pressure ratio and thermal efficiency, and the power consumption and coolant consumption are low as well. Although the operation line designed with low entropy generation brings low power consumption and high thermal efficiency, the compressor pressure ratio is relatively low, which makes the engine output power very low.

Key words: Methane; Pre-cooler; Compressor; Entropy; Engine

1 引言

动力系统是宽速域飞行器最重要的部件之一,以多级火箭为动力的宽速域飞行器难以重复利用,且有效载荷低,而预冷型发动机以其比冲高、工作速域宽、推力大等优点成为未来可重复使用飞行器的理想动力装置之一。

涡轮基预冷型组合发动机在模态转换过程中面临着推力缺失的问题,需拓展涡轮发动机工作速域上限。解决该问题的主要途径有两种,一是发展变循环高速涡轮发动机,如美国20世纪50年代研发的J-58发动机^[1-2]。另一种途径为涡轮发动机预冷却技术,按照传热传质原理可分为工质射流预冷和换热预冷^[3]。

关于工质射流预冷,美国MSE技术应用公司在20世纪80年代末提出了MIPCC(Mass Injection Pre-Compressor Cooling)发动机方案^[4]。该方案向F-100发动机进气道内喷射冷却水,增推作用明显,飞行包线被拓展至 $Ma=3.5$ ^[5]。对换热预冷技术,多国先后开展了大量研究。日本ATREX(Expander Cycle Air Turbo Ramjet Engine)发动机在进气道内加装管束式微小通道换热器,同时向进气道内喷入醇类来避免管壁结冰^[6]。地面试验结果表明:ATREX预冷后空气最低温度低于180K,此时发动机推力和比冲相比于无预冷工况分别提高1.8倍和1.25倍^[7-8]。俄罗斯强预冷发动机ATRDC(Deeply Cooled Air Turbo Rocket Engine)采用氢燃料作为冷却剂,能将空气冷却至98~112K,但该型发动机存在预冷器过重和冷却剂过剩问题^[9]。英国在对单级入轨飞行器SKYLON的研究中,深入研究了紧凑型强预冷发动机SABRE(Synergistic Air-Breathing Rocket Engine),该发动机核心技术在于由预冷器、液氢和液氦回路组成的热交换系统^[10]。预冷器使用材料为铬镍铁合金,管束叉排分布,管径仅0.88mm,能在0.1s内将1000℃的高温气体冷却至-150℃^[3]。2000年,布里斯托大学的地面试

验验证了该型发动机热交换功率高达1000MW/m³^[11]。目前SABRE发动机正步入工程应用阶段。

目前管束式预冷器通常采用液氢作为冷却剂,以甲烷作为冷却剂的研究还较少。张小平等^[12]分析了液氧/甲烷发动机相较传统发动机的优点:密度比冲高、变推力特性好、冷却性能好、无毒环保且价格低廉,非常适用于可重复使用的航天器。与液氢相比,液态甲烷的密度更高,有利于节省飞行器装载体积,同时甲烷也没有“氢脆”问题。关于低温甲烷在管道内的换热性质,王成刚等^[13]对超临界压力下低温甲烷在螺旋管内传热性质进行了数值研究,结果表明甲烷压力从6MPa增加到10MPa过程中管道内换热系数逐渐减小,在准临界温度附近达到峰值。杜忠选等^[14]对竖直管内超临界甲烷的传热冷却开展了数值模拟研究,结果表明热通量对超临界甲烷似气体区的传热系数有正相关影响,而对似液体区传热系数几乎无影响。张楚薇^[15]建立了液氧甲烷发动机推力室燃烧与再生冷却系统耦合传热的仿真计算模型,验证了室压和混合比越大,甲烷燃烧效率越高,冷却剂温升及压降越大。2017年,中国的蓝剑空间科技公司自主研发的10t级液氧/甲烷火箭发动机燃气发生器成功进行了地面验证试验^[16],迈出了民企研发并应用液氧/甲烷发动机的关键一步。

综上所述,已公开的研究工作主要集中在甲烷换热机理的探索和甲烷发动机的应用上,对预冷器的设计和性能计算的研究还较少。预冷器作为预冷型发动机的关键部件,是预冷型发动机研制的技术瓶颈所在,其性能很大程度上决定了发动机整体性能,因此对预冷器的研究相当重要。另外,预冷器作为压气机上游重要部件,对压气机性能的影响及两部件参数匹配问题也缺乏深入研究。考虑到甲烷预冷技术有冷却性能高、积碳少、清洁、廉价、可重复性好和维护方便等诸多优点,在未来预冷型发动机中存在广阔的应用前景,有十分重要的研究意义。本文首先提出了一种采用甲烷为冷却剂的预冷器方

案,并对该预冷器性能进行零维数值计算,获取预冷器冷却特性,然后提出了一种新的熵函数分析法,对预冷器和压气机参数匹配问题开展理论分析,设计冷却剂当量比与压气机压比的共同工作线。

2 物理模型与数值方法

2.1 预冷发动机与预冷器

本文设计的预冷器使用对象为涡轮发动机,预冷器安装于涡轮发动机进气道内,预冷涡轮发动机基本结构如图1所示,采用液态甲烷为冷却剂。无预冷状态发动机主燃烧室和加力燃烧室燃料均采用航空煤油,预冷器工作后主燃烧室仍采用航空煤油,加力燃烧室使用冷却剂甲烷作为燃料。在计算预冷器对空气和冷却剂压损特性时,从起飞状态开始计算,而对预冷发动机,飞行速度大于 $Ma=1.0$ 后开始进行预冷措施,冷却剂流量保持在3倍当量比以下。

该型发动机与工质射流预冷发动机相比主要特点有:(1)工质射流预冷发动机冷却装置简单,只需在进气道内加装喷水装置,而换热预冷发动机需在进气道内安装预冷器及其附件,因此结构更复杂,工艺要求更高。(2)换热预冷发动机的冷却剂可兼做燃料,节省了发动机负荷,而射流预冷需携带大量冷却水,导致发动机比冲降低。(3)随着管束式微通道预冷器制造工艺的进步和预冷器结构的优化,换热有效度能达到80%以上,且空气温降幅度高于工质射流预冷,因此换热预冷有更高的预冷强度,能将涡轮发动机工作包线扩展至更高马赫数。

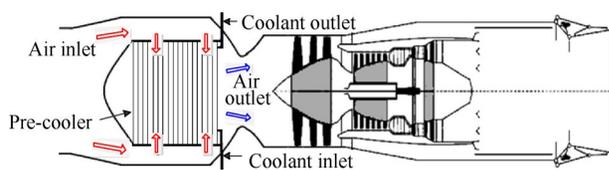


Fig. 1 Baseline of heat exchange pre-cooling turbine engine

预冷器基本结构为圆环形,管束呈周向叉排分布,高温空气沿径向方向由外至内流通,冷却剂在冷却细管内沿周向从内径流向外径,以保证高温气体与低温冷却剂充分换热,基本结构如图2和图3所示。冷却细管材质采用GH4169,600K时导热率 $\lambda = 21.5W/(m \cdot K)$ 。二级管共20排,均匀分布于周向上,每根二级管上径向安装5排冷却细管,沿轴向分布400列,冷却细管外径1mm,壁厚0.1mm。预冷器外径0.98m,内径0.686m。

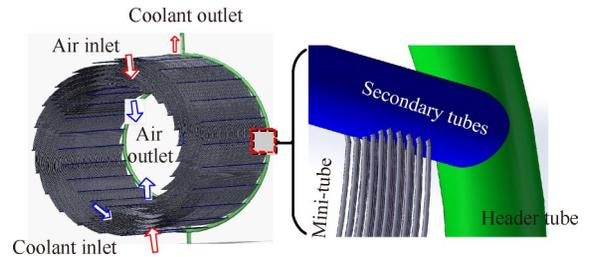


Fig. 2 Schematic of the pre-cooler

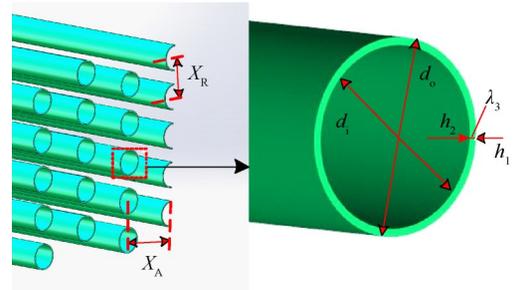


Fig. 3 Distribution of the pre-cooler tubes

2.2 数值计算方法

数值计算过程主要有两部分,第一部分利用工程计算方法对所提出的预冷器方案冷却特性开展数值计算,获取预冷器的热交换性能。第二部分采用新提出的熵函数分析法对预冷器和压气机性能参数匹配进行理论分析。

采用无量纲参数对冷却细管两侧对流换热性能进行零维评估。流动换热基本关联式参考Ramesh等^[17]关于热交换器设计的著作《Fundamentals of Heat Exchanger Design》和宣益民等^[18]关于紧凑型热交换器的译著《紧凑型热交换器》。

对冷却管道外侧(高温侧),采用换热系数与努塞尔数关系式求壁面换热系数

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_o} \quad (1)$$

$$Nu_1 = C \cdot Re_1^{0.5} \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

$$C = 0.61 \times \left(\frac{X_A}{d_o}\right)^{0.091} \cdot \left(\frac{X_R}{d_o}\right)^{0.053} \cdot (1 - 2e^{-1.09X_R/d_o})^{-1} \quad (3)$$

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot u_1 \cdot d_o}{\mu_1} \quad (4)$$

$$Pr_1 = \frac{c_{p1} \cdot \mu_1}{\lambda_1} \quad (5)$$

式中 h_1 为管道外侧换热系数;本文管外流动雷诺数 Re_1 大于1000,因此采用Khan经验关联式计算管外努塞尔数 Nu_1 ,该式适用于混合绕流和湍流工况; λ_1 为高温空气导热系数; d_o 为管道外径; C 为一与管道排列方式相关的参量,反映横向截距与流向截

距对流动换热的影响; X_A 为冷却管轴向管距; X_R 为冷却管径向管距; Pr_1 为管道外侧流体普朗特数; ρ_1 为空气密度; u_1 为空气流动特征速度,取管道中最大流速,即管道径向最窄处流速值; μ_1 为空气动力粘性系数; c_{p1} 为空气定压比热。

与管外流动类似,对管道内(低温侧)换热系数计算

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_i} \quad (6)$$

$$Nu_2 = 0.023 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr_2^n \quad (7)$$

$$Re_2 = \frac{\rho_2 \cdot u_2 \cdot d_i}{\mu_1} \quad (8)$$

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} \cdot \mu_2}{\lambda_2} \quad (9)$$

式中各参数意义与前述公式类似,下标1表示管道外侧,即空气参数,下标2表示管道内侧,即低温冷却剂参数。 d_i 为管道内径;由于本文管内 Re_2 大于10000,采用Dittus-Boelter流动换热关联式估算管内努塞尔数 Nu_2 ,该式适用于湍流流动,加热流体时, $n=0.4$,冷却流体时, $n=0.3$ 。

获取管道内外侧换热系数后,结合管壁导热系数,可知单位管长热阻和换热速率

$$Q = \frac{L}{R} \cdot \Delta T_{\log - \text{mean}} \quad (10)$$

$$R = \frac{1}{\pi \cdot h_1 \cdot d_o} + \frac{1}{\pi \cdot h_2 \cdot d_i} + \frac{d_o \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2\lambda_3} \quad (11)$$

$$\Delta T_{\log - \text{mean}} = \frac{(T_{a1} - T_{c2}) - (T_{a2} - T_{c1})}{\ln((T_{a1} - T_{c2})/(T_{a2} - T_{c1}))} \quad (12)$$

式中 Q 为总换热速率; R 为单位管长热阻; L 为冷却管总长; $\Delta T_{\log - \text{mean}}$ 为对数平均温差,其中 T_{a1} 为热流预冷器入口温度, T_{c1} 为冷流入口参数; T_{a2} 为热流预冷器出口温度, T_{c2} 为冷流出口温度。

冷却管外空气总压损失,采用《紧凑式热交换器》中提出的流动压降计算公式^[18],该式适用于芯部换热的管壳式热交换器,主要考虑流道出入口效应、芯部摩擦和速度变化引起的压力损失,如下

$$\sigma_a = 1 - \frac{\Delta p}{p_{a1}} = 1 - \frac{G^2 \cdot v_{a1}}{2 \cdot g_c \cdot p_{a1}} [(K_c + 1 - \varphi^2) + 2 \cdot (\frac{v_{a2}}{v_{a1}} - 1) + f \cdot \frac{A \cdot v_{a,m}}{A_1 \cdot v_{a1}} - (1 - \varphi^2 - K_c) \cdot \frac{v_{a2}}{v_{a1}}] \quad (13)$$

式中 σ_a 为空气绕流预冷器总压恢复系数; G 为空气最小截面处流率; g_c 为牛顿第二定律的比例系数,对于国际单位 $g_c=1$; v_{a1} 为预冷器入口空气流速; v_{a2}

为预冷器出口空气流速; p_{a1} 为来流空气总压; K_c 为入口损失系数; φ 为自由流面积与迎风面积比; f 为芯体摩擦系数; A 为空气流道平均横截面积; $v_{a,m}$ 为空气平均流速; A_1 为预冷器入口空气流道平均横截面积; K_c 为叉排分布管束出口压力损失系数。右侧括号中第一项为入口效应引起的压力损失,第二项为流动速率变化引起的压力损失,第三项为预冷器芯部摩擦引起的压力损失,最后一项代表出口效应引起的压力损失。

利用动量方程计算冷却剂在管内压力变化

$$(p_{c1} - p_{c2}) \cdot A_{c1} - F_f = \dot{m}_c \cdot \Delta v_c \quad (14)$$

$$F_f = \frac{\pi}{8} \cdot f_2 \cdot u_2^2 \cdot \rho_2 \cdot L_s \cdot d_i \quad (15)$$

$$f_2 = 8 \cdot ((\frac{8}{Re_2})^{12} + (K_1 + K_2)^{-1.5})^{\frac{1}{12}} \quad (16)$$

$$K_1 = (-2.457 \cdot \ln(\frac{7}{Re_2}))^{0.9} \quad (17)$$

$$K_2 = (\frac{37530}{Re_2})^{16} \quad (18)$$

式中 p_{c1} 和 p_{c2} 分别为冷却细管入口和出口冷却剂压力,据此可计算总压恢复系数; F_f 为单根管摩擦阻力; \dot{m}_c 为单根管冷却剂质量流; Δv_c 为冷却剂流经细管的速度变化; A_{c1} 为单根细管横截面积; f_2 为摩擦系数; u_2 为冷却剂流动特征速度; ρ_2 为冷却剂平均密度; L_s 为单根冷却管长; Re_2 为冷却剂流动雷诺数; K_1 和 K_2 为与雷诺数相关的参量。

对预冷器整体性能的评估采用换热有效度和功重比

$$\eta_{HE} = \frac{\varphi \cdot \gamma \cdot \bar{c}_{p,c} \cdot (T_{c2} - T_{c1})}{\bar{c}_{p,\min} \cdot (T_{a2} - T_{c1})} \quad (19)$$

$$P_M = \frac{\varphi \cdot \gamma \cdot \dot{m}_a \cdot \bar{c}_{p,c} \cdot (T_{c2} - T_{c1})}{M} \quad (20)$$

式中 η_{HE} 为预冷器换热有效度; φ 为冷却剂相对来流空气质量流的当量比; γ 为冷却剂在空气中燃烧的化学恰当比; $c_{p,c}$ 为冷却剂平均比热; $\bar{c}_{p,\min}$ 为冷却剂平均比热与空气平均比热中的较小值; P_M 为预冷器功重比; \dot{m}_a 为空气质量流; M 为预冷器总重。

为检验预冷对涡轮发动机推力和比冲性能的影响,参考文献[19]发动机性能计算方法对预冷涡轮发动机性能进行了初步评估。

第二部分,提出了利用熵函数——单位比热的比熵,对预冷器和压气机的性能参数选取进行一体化设计。预冷措施的主要作用之一是降低来流空气温度,提升压气机压比,从而改善发动机性能。而不

同飞行工况下预冷器冷却剂量的选取和压气机压比的选取是预冷器与压气机协同工作的关键,利用熵函数对热交换过程和压缩过程的能量损失及循环效率进行评估,并以此为依据设计冷却剂当量比和压气机压比。将预冷器与压气机视作整体部件,考虑表1中参数。

Table 1 Parameters of the pre-cooler and compressor

Components	Parameters
Pre-cooler	$\sigma_a, \sigma_c, \eta_{HE}$
Compressor	η_c, π_c
Air	$p_{a,1}, \dot{m}_a, T_{a,1}, T_{a,2}, T_{a,3}$
Coolant	$\varphi, p_{c,1}, T_{c,1}, T_{c,2}$

表中 σ_c 为冷却剂流经预冷器的总压恢复系数; η_c 为压气机绝热效率; π_c 为压气机升压比; $T_{a,3}$ 压气机出口空气总温。

为简化计算,在变比热过程中利用平均比热代替比热,计算空气单位比热的比熵。

$$S_{mc} = \frac{S}{\dot{m}_a \cdot \bar{c}_{p,a}} = \ln\left(\frac{T_{a,2}}{T_{a,1}} \cdot \tau_c\right) - \frac{k_a}{k_a - 1} \cdot \ln(\sigma_a \cdot \pi_c) + c_{pm} \cdot \left(\ln\left(\frac{T_{c,2}}{T_{c,1}}\right) - \frac{k_c}{k_c - 1} \cdot \ln(\sigma_c)\right) \quad (21)$$

$$\tau_c = \frac{T_{a,3}}{T_{a,2}} = \left(1 + (\pi_c^{(k_a - 1)/k_a} - 1)/\eta_c\right) \quad (22)$$

$$c_{pm} = \varphi \cdot \gamma \cdot \frac{\bar{c}_{p,c}}{\bar{c}_{p,a}} \quad (23)$$

式中 S_{mc} 为空气单位比热的比熵定义式; $\bar{c}_{p,a}$ 为空气平均比热; k_a 为空气比热比; k_c 为冷却剂比热比; τ_c 为空气在压气机出口与入口的总温之比; c_{pm} 为冷却剂与空气的比热流之比。式(23)中右侧第一项意义为空气在预冷器和压气机内的温度变化带来的熵增,第二项为空气在预冷器和压气机中由于压力变化带来的熵增,第三项为预冷器内冷却剂温度和压力变化带来的熵增。预冷器与压气机整体结构热力循环参数分布如图4所示。

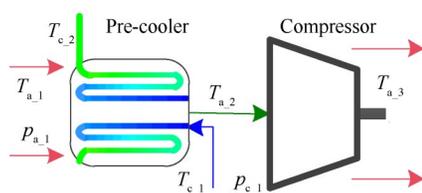


Fig. 4 Parameter distribution of the pre-cooler and compressor

3 结果与分析

3.1 算例验证

为检验上述紧凑型管束式换热器预冷特性数值计算模型的准确性和可靠性,引用日本 ATREX 发动机两型换热器地面试验数据进行算例验证^[7], ATREX 发动机换热器流/固/热原理与本文换热器方案一致,管束排列方式和密度相似^[20],试验和验证算例中冷却剂均为氢。表2给出了两型换热器与换热性能相关的主要参数。其中 q 为冷却剂与来流空气质量流比。

Table 2 Pre-cooler characteristics of ATREX

Parameters	Type I	Type II
Tube outer diameter/mm	3.0	5.0
Tube wall thickness/mm	0.15	0.3
Tube length/mm	820	820
Heat transfer area/m ²	51.9	40.8
q	0.0324~0.0462	
Air inlet temperature/K	279~293	
Hydrogen inlet temperature/K	30~35	
Air inlet pressure/MPa	0.1009~0.1033	
Hydrogen inlet pressure/MPa	2.07~4.13	

图5给出了数值模型计算结果与试验结果的对比,红色点和线为数值计算结果,蓝色点和线为试验结果,空心点为I型预冷器结果,实心点为II型预冷器结果,方形点为冷却剂温升值,圆形点为空气温降值,直线为相应的一次拟合曲线。按照不同冷却剂质量流比的多个状态点空气温降平均值比较,两种型号的空气温降计算值与试验结果相对误差最高5.24%,冷却剂温升计算值与试验结果相对误差最高7.11%,满足计算精度需求。

3.2 预冷器性能

预冷器空气来流条件根据图6中飞行轨迹(蓝线)确定, $Ma=2.0$ 以后等动压飞行。该飞行轨迹下对应的空气流量如图6中红线所示,在跨声速段小幅下降并回升, $Ma=2.0$ 附近达到最大值后缓慢减小。考虑到组合发动机燃烧所需冷却剂量最高约为2.0倍当量比,选取冷却剂当量比 φ (相对于涡轮通道来流空气量) 分别为1.0, 2.0和3.0,对预冷器的冷却特性进行计算,每个工况液态甲烷的入口温度均为115K,入口压力均为4.0MPa,之后根据预冷效果计算预冷后涡轮发动机的性能变化。

如图7所示,显示了空气在预冷器出口的总温变化, $Ma=1.0$ 状态开始预冷。可以明显地看出来流空

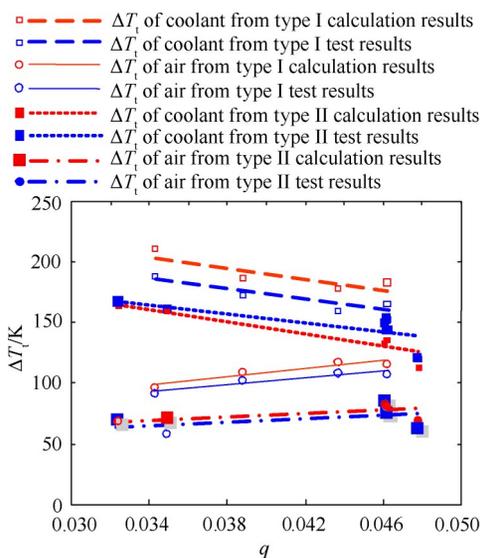


Fig. 5 Results comparison of numerical model with tests

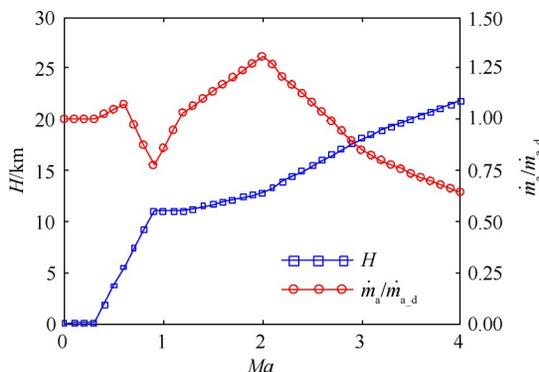


Fig. 6 Flight trajectory and the variation of incoming air mass flow

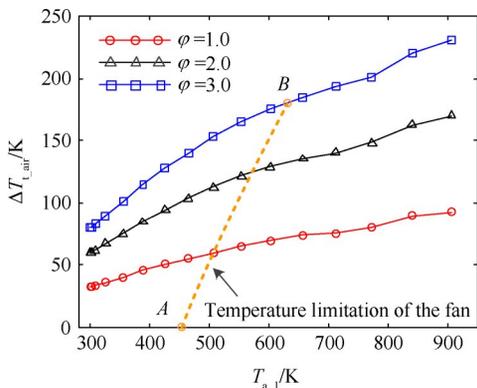


Fig. 7 Pre-cooling effect of pre-cooler for air

气温度越高,被冷却幅度也越大,当增加相同甲烷质量流时,空气温降增幅收窄。在压气机对来流空气最高总温约束为 455K 条件下,如线段 AB 所示,若无预冷措施,该发动机最高可飞行至 $Ma=2.2$,而进行预冷措施后,冷却剂当量比 $\varphi=3.0$ 时,最高可将涡轮发动机飞行马赫数扩展至 $Ma=3.1$,即图中 B 点,此时空

气被冷却 180K。

随着高温空气与低温甲烷热交换作用的进行,冷却管道中的甲烷温度逐渐升高,甲烷质量流越小温升幅度越高,即甲烷吸热效果越好。如图 8 所示,当来流条件为 $Ma=4.0, \varphi=1.0$ 时甲烷有最高出口温度 875.5K, $Ma=3.1, \varphi=3.0$ 时甲烷出口总温 $T_{c,2}$ 为 511.3K。

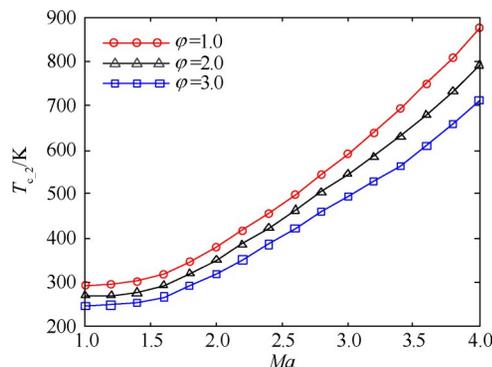


Fig. 8 Variation of total temperature of methane at tube exit

图 9 展示了不同来流工况空气和甲烷流经预冷器后的总压恢复系数。换热管内甲烷质量流的变化对管外空气场的总压恢复系数影响较小,总体上看空气总压恢复系数在 0.9 以上。而冷却剂的总压损失较空气更高,总压恢复系数在 0.80~0.95,且当量比越大压损越大,原因为当量比的提升会增加冷却剂的流速。 $Ma=1.0$ 附近来流空气质量流有所降低,因此冷却剂质量流降低,流速降低,总压恢复系数略微上涨。

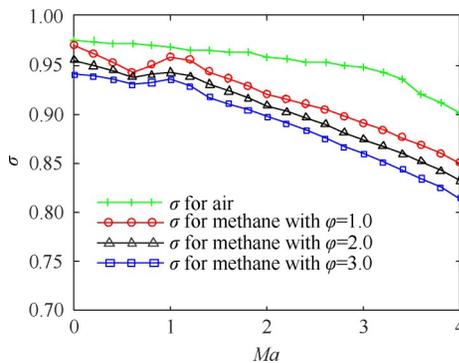


Fig. 9 Total pressure recovery coefficient of air and methane in pre-cooler

换热有效度反映了高温介质与低温介质的热交换程度,由图 10 可以看出冷却剂当量比越高换热有效度越低,本文设计的预冷器方案换热有效度 η_{HE} 在 0.5~0.72,说明热交换性能还有进一步提升的空间。

功重比 P_M 也是预冷器总体性能的重要指标,对

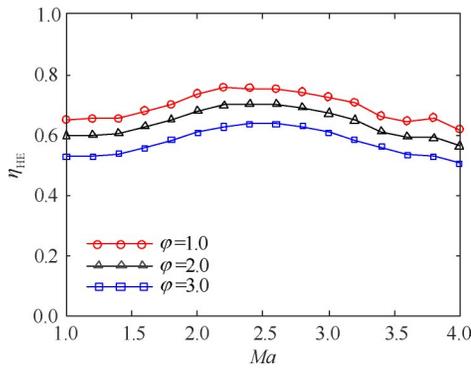


Fig. 10 Variation of heat exchange efficiency of pre-cooler

发动机的推重比有较大影响。从图 11 可看出, 当量比越高, 功重比越大, $Ma=2.0$ 以下功重比随马赫数增加而逐渐增大, 而 $Ma=2.0$ 后预冷器热交换功率保持平稳, 功重比变化不明显, 约 250kW/kg。

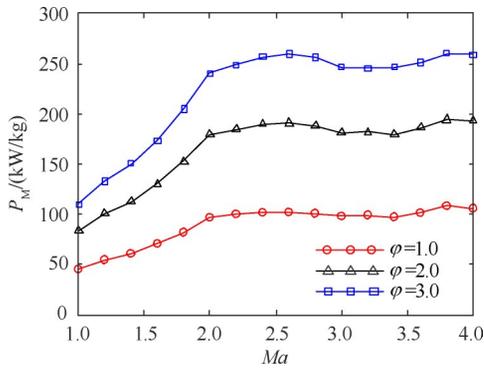


Fig. 11 Variation of power to weight ration of pre-cooler

3.3 预冷器与压气机参数匹配设计

预冷措施降低了压气机入口温度, 使压气机能有更高压比和更高的飞行马赫数, 但过量的冷却剂会导致发动机比冲的降低, 如图 12 所示, 在计算涡轮发动机比冲性能过程中, 计入比冲计算的甲烷消耗量为预冷器消耗的甲烷量。当冷却剂当量比 $\phi=1.0$ 时, 涡轮发动机的比冲性能得到提升, 最高可提升约 4.32%。而当 ϕ 大于 1.0 后, 由于预冷所消耗甲烷已超过涡轮发动机燃烧所需量, 故涡轮发动机比冲性能骤降。在冷却剂量的使用上, 应根据飞行需求进行适当选取, 才能既拓展飞行速度又有良好的比冲性能, 那么不同飞行工况下如何选取冷却剂当量比和压气机压比成了预冷器与压气机匹配工作的关键。

结合熵函数设计冷却剂当量比与压气机压比匹配工作线的过程中, 需尽量选取较低熵函数值区域, 力求以尽可能低的冷却剂消耗和功率消耗获得较高压比和热循环效率。利用熵函数来进行评估设计的优点在于该方法省去了传统方法需在预冷器的热交

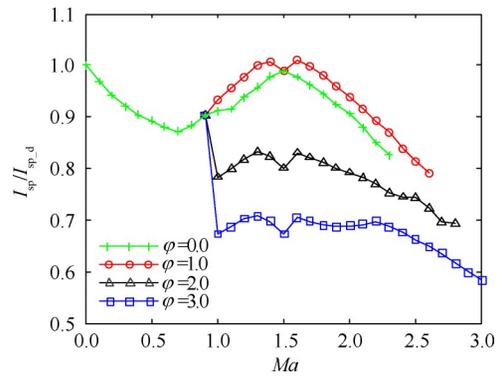


Fig. 12 Specific impulse of pre-cooled turbine engine

换效率、预冷器对空气和冷却剂压损、压气机压比和绝热效率、冷却剂当量比等多个参数中折中选取的繁琐过程, 而是直接用一个熵函数代替以上参数对预冷器/压气机整体性能的影响, 简化了预冷器与压气机性能参数匹配选取的设计流程。

根据熵增的含义^[21], 本文引入的单位比热的比熵反映了预冷器与压气机一体结构在热势差效应和功热转换过程的能量耗散总和, 熵函数值升高说明空气和冷却介质在流经预冷器和压气机后非目的耗散增加, 能量品位下降, 功耗增加, 热循环效率降低。

由图 13 可以看出, 空气单位比热的比熵在 $Ma=0$

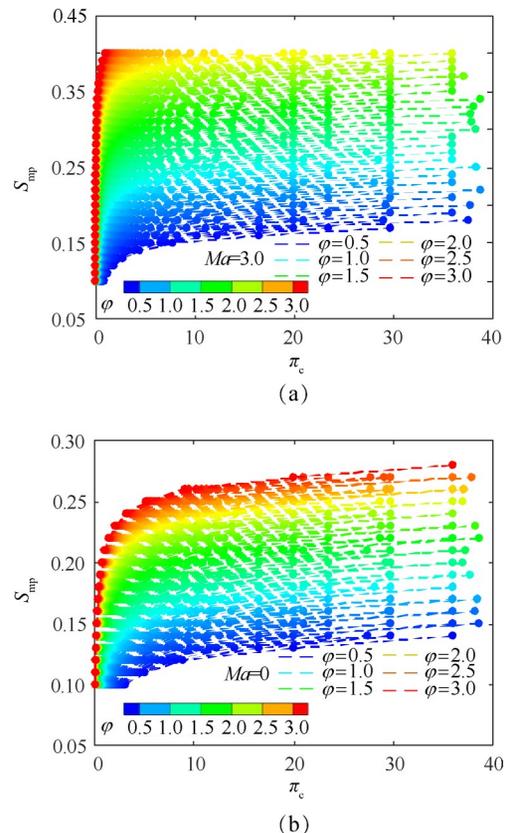


Fig. 13 Specific entropy per unit capacity as function of coolant equivalence ratio and pressure ratio

工况和 $Ma=3.0$ 工况下与冷却剂当量比 φ 和压气机压比 π_c 均成正相关, 原因为当压比一定时, 冷却剂量的增加会提高换热器热交换功率, 同时冷却剂流速的增加也会增加摩擦损失, 因此冷却剂当量比的增加会增加熵产; 当冷却剂当量比一定时, 增加压比, 会增强功热转换过程的能量耗散效应, 导致熵产增加, 但可以看到当压比增加上 10 以上后, 熵函数随压比增加而增加的趋势变得平缓。

图 14 给出了从 $Ma=0$ 至 $Ma=3.0$ 飞行状态不同冷却剂当量比 φ 和压气机出口总温 T_{a_3} 条件下熵函数值的变化规律, 其中压气机出口总温极限为 900K。可以看出, 等 T_{a_3} 条件下熵函数值随冷却剂当量比的升高而增大, 说明热循环效率会降低, 原因为更高的冷却剂当量比会增大空气被冷却幅度, 而压气机又需将空气压缩至某特定温度, 会消耗更多功率, 因此热循环效率降低。等当量比条件下熵函数也会随着

T_{a_3} 的升高而增加。若按照压气机出口最高温度来设计压比, 则 φ 变化与 T_{a_3} 变化如图 14 中工作线 1 所示, $Ma=2.0$ 以后压气机出口温度达到最大值并保持至 $Ma=3.0$, 冷却剂当量比也从 1.0 倍上升至少 3.0 倍, 该工作线在 $Ma=2.0$ 以后不仅会消耗大量冷却剂导致比冲降低, 熵函数值也会大幅上升, 说明压气机会消耗较高功率, 热循环效率较低。

图 15 给出了压气机压比 π_c 在不同熵函数值条件下随冷却剂当量比的变化规律, 可以看出沿等熵函数线 π_c 随 φ 的增加逐渐减小, 原因为较强的预冷作用下预冷器熵增升高, 只有降低压气机压比才能维持总熵增不变。

图 14 中工作线 1 对应到图 15 上可观察到压气机压比变化, 起飞状态压气机压比 24, $Ma=1.0$ 状态压比达到压气机最大值 30, 但 T_{a_3} 并未达到最大, $Ma=2.0$ 状态 T_{a_3} 达到最大, 此时压比为 24.1, 相比最大压比

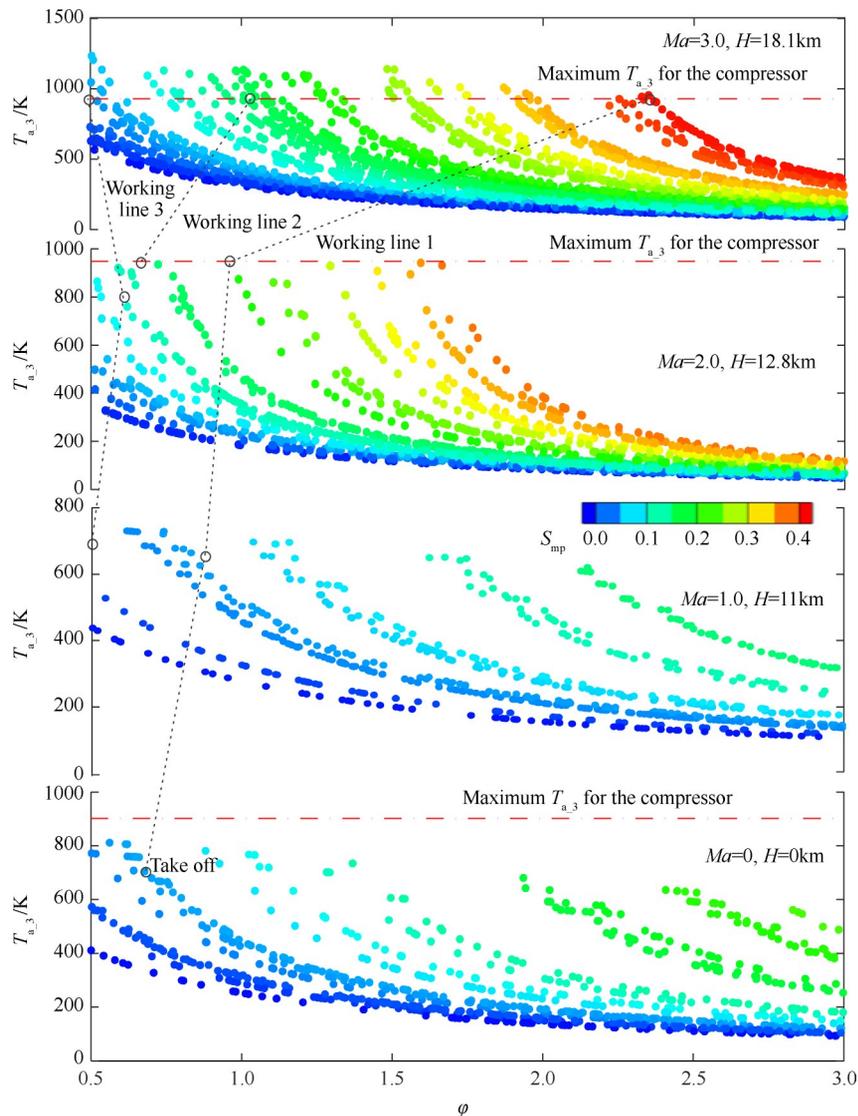


Fig. 14 Entropy relation between coolant equivalent ratio and air temperature at compressor exit in different flight velocity

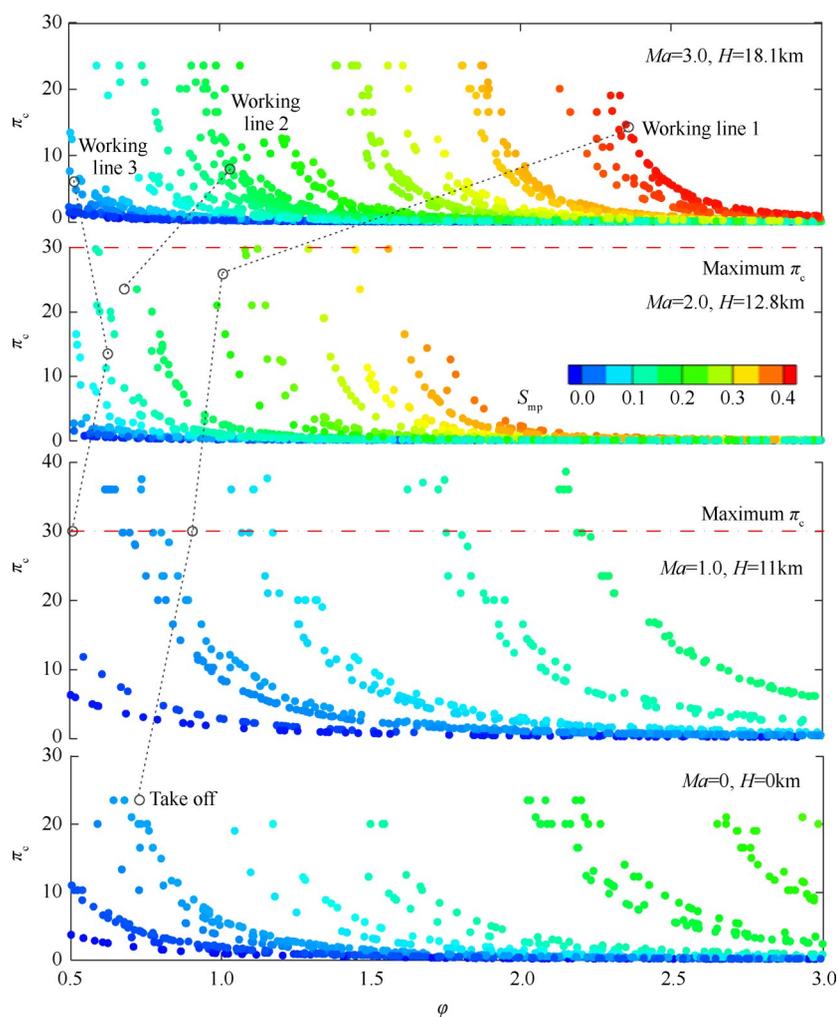


Fig. 15 Designed operation lines of coolant equivalent ratio and compressor pressure ratio on entropy map

有所降低,而到最高飞行速度后压比降至14.2,该工作线是压比最高和冷却剂消耗量及压气机功率消耗最高的工作线,也是热循环效率最低的工作线。

为充分利用冷却剂,并保持发动机有较高比冲,需将冷却剂最高当量比控制在1.0左右,于是设计工作线2,如图15所示,该工作线上 $Ma=2.0$ 状态冷却剂当量比 $\varphi=0.7$, $Ma=3.0$ 状态 $\varphi=1.08$,保证了发动机不会有大量冷却剂被浪费,具有较高比冲,同时工作线2在 $Ma=2.0$ 以后 π_c 达到了 T_{a3} 极限范围内最高值,与工作线1相比熵函数值也更低,说明预冷器与压气机整体结构在保持较好的冷却效果和压气效果性能下有较低的功率消耗和较高的热循环效率,是比较理想的工作线。

若以最小熵函数为目标设计压气机压比与冷却剂当量比,则 π_c 与 φ 变化趋势如工作线3所示,该工作线上 φ 始终低于0.5,而为了飞行至 $Ma=3.0$,压气机只能在低压比条件下运行, $Ma=2.0$ 以上最高压比不超过11.9。该工作线优点在于预冷器与压气机整体

结构有较高热循环效率,对功率消耗要求较低,但较低的压比使发动机无法提供较高的输出功率。

4 结论

通过对预冷器性能和预冷器与压气机参数匹配的研究,得到以下结论:

(1)建立了叉排分布管束式微小通道预冷器性能计算模型,能快速获取预冷器热交换特性和介质压力损失情况。

(2)采用甲烷为冷却剂的预冷器对来流高温空气有良好的预冷作用,3倍当量比的冷却剂能将涡轮发动机工作速度扩展至 $Ma=3.1$,该状态空气温度降180K。

(3)提出了一种新的应用于预冷器与压气机参数匹配研究的熵函数分析法——单位比热的比熵,以一种高效简洁的理论方法来设计预冷器与压气机性能参数匹配工作线。

(4)单位比热的比熵反映了非目的能量耗散情

况,与冷却剂当量比和压气机压比均成正相关。按照压气机温度极限设计的当量比与压比工作线熵增最高,热循环效率最低,对冷却剂消耗量最大,但能获得最高压比;以保持较高比冲性能设计的当量比与压比工作线在兼具良好预冷效果和压气效果下有较低的功率消耗和较高的热循环效率,是较理想的工作线;以最小熵增设计的工作线尽管对冷却剂的消耗量最少,热循环效率也最高,但压比也最低,不利于发动机输出功率的提升。

参考文献

- [1] 杨天宇,张彦军,芮长胜. 高速涡轮发动机技术发展浅析[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2013, 26(6): 26-30.
- [2] Bartolotta P A, McNelis N B. High Speed Turbines: Development of a Turbine Accelerator(RTA) for Space Access[R]. AIAA 2003-6943.
- [3] 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.
- [4] Balepin V, Engers R, Terry S. MIPCC Technology Development[R]. AIAA 2003-6929.
- [5] Kurt J K, Casie M C. Preliminary MIPCC-Enhanced F-4 and F-15 Performance Characteristics for a First-Stage Reusable Launch Vehicle[R]. AIAA 2013-5528.
- [6] Miyagi H, Miyagawa T, Monji T, et al. Combined Cycle Engine Research in Japanese HYPR Project[R]. AIAA 95-2751.
- [7] Tanatsugu N, Sato T, Balepin V. Development Study on ATREX Engine[R]. AIAA 96-4553.
- [8] Harada K, Tanatsugu N, Sato T. Development Study of a Pre-Cooler for the Air Turbo-Ramjet Expander Cycle Engine[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2001, 17(6): 1233-1238.
- [9] Vladimir B. High Speed Propulsion Cycles[R]. *Rhode Saint Genese; VKI 07-5052*.
- [10] Longstaff R, Bond A. The SKYLON Project[R]. AIAA 2011-2244.
- [11] Varvill R. Heat Exchanger Development at Reaction Engines Ltd [J]. *Acta Astronautica*, 2010, 66: 1468-1474.
- [12] 张小平,李春红,马冬英. 液氧/甲烷发动机动力循环方式研究[J]. 火箭推进, 2009, 35(4): 13-20.
- [13] 王成刚,孙宝坤,林 纬,等. 超临界压力下低温甲烷在螺旋管内传热数值研究[J]. 低温与超导, 2018, 46(2): 1-5.
- [14] 杜忠选,林闻胜,顾安忠,等. 竖直圆管内超临界甲烷冷却换热数值模拟[J]. 化工学报, 2009, 60: 63-67.
- [15] 张楚薇. 液氧甲烷发动机燃烧及耦合传热计算研究[D]. 北京: 中国航天科技集团公司第一研究院, 2017.
- [16] 尹 亮,刘伟强. 液氧/甲烷发动机研究进展与技术展望[J]. 航空兵器, 2018(4): 21-27.
- [17] Ramesh K S, Dusan P S. Fundamentals of Heat Exchanger Design [M]. *New Jersey: John Wiley & Sons Press*, 2003.
- [18] Kath W M, London A L. 紧凑式热交换器[M]. 宣益民,张后雷,译. 北京: 科学出版社, 1997.
- [19] Jack D M. Aircraft Engine Design [M]. *Reston: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc.*, 2002.
- [20] Harada K, Tanatsugu N, Sato T. Development Study on Precooler for ATREX Engine[R]. AIAA 99-4897.
- [21] 杨玉顺. 工程热力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.

(编辑:张 贺)