

3 级旋流器各级气量变化对燃烧性能的影响

王多¹, 李锋¹, 赵凯²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 102206; 2. 空军航空大学 航空作战勤务学院, 长春 130022)

摘要: 为了探究中心分级燃烧室各级旋流器叶片数量与相应旋流气量变化对燃烧室性能的影响, 基于高推重比和高温升的技术需求, 对设计模型进行了除旋流器外分块结构化网格划分, 并在 ICEM 软件中实现混合网格周期性边界条件设置, 进行 3 维数值模拟。结果表明: 确定最优方案的 3 级旋流器叶片数量分别为 8、10 和 15。中心分级燃烧室每级旋流器流通气量随其相应旋流器叶片数量改变呈负相关变化关系; 设计油气比为 0.045 时, 中心分级燃烧室最优方案即基准型方案的温升可达 1300 K, 出口温度分布系数 OTDF 达到 0.13, 在性能所要求的 0.10~0.15 之间, 出口径向温度分布系数 RTDF 达到 0.081, 在性能所要求的 0.08~0.12 之间; 中心分级燃烧室出口截面 OTDF 值随火焰筒头部每级旋流器的叶片数量或旋流气量的变化关系是“V”形, RTDF 值随头部每级旋流器的叶片数量或旋流气量的变化关系是类“V”形。

关键词: 超高温升燃烧室; 中心分级燃烧室; 旋流器; 燃烧性能; 叶片数量; 旋流气量; 出口温度分布

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.02.008

Effects of Air Flow Rate Variation in Each Stage of a Triple-stage Swirler on Combustion Performance

WANG Duo¹, LI Feng¹, ZHAO Kai²

(1. School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. School of Aviation Operations and Services, Aviation University of Air Force, Changchun 130022, China)

Abstract: To investigate the effects of the number of swirler vanes and corresponding swirling air flow variation on the performance of a concentric staged combustor, in response to the increasing technical requirements of high thrust-to-weight ratio and high temperature rise, all computational domains of the design model were partitioned in the form of multi-block structured grid except for the computational domain of the swirler, periodic boundary conditions of the mixed grid were set in ICEM software, and three-dimensional numerical simulations were conducted. The results show that the optimum number of vanes of the three-stage swirler is 8, 10, and 15, respectively. The amount of air flowing through each stage of the swirler in the concentric staged combustor is negatively correlated with the number of swirler vanes. When the design fuel-air ratio is 0.045, for the optimal scheme of the concentric staged combustor, i.e. the reference scheme, the temperature rise can reach 1300K; the OTDF (overall temperature distribution factor) can reach 0.130, which falls within the range of 0.10 to 0.15 as required by performance specifications; the RTDF (radial temperature distribution factor) can reach 0.081, meeting the performance requirement range of 0.08 to 0.12. The relationships between the OTDF values of the outlet section of the concentric staged combustor and the number of vanes or the amount of swirling air in each stage of the swirler at the head of the flame tube are all V-shaped, and the relationships between the RTDF values and the number of vanes or the amount of swirling air in each stage of the swirler at the head of the flame tube are similar to a V-shape.

Key words: ultra-high temperature rise combustor; concentric staged combustor; number of vanes; amount of swirling air; outlet temperature distribution

0 引言

随着对军用飞机提出更高的性能要求, 提高发动机推重比面临更为严峻地挑战。提高单位推力实际

上是提高涡轮进口温度。因此, 高温升燃烧室逐渐占据主流地位。商用涡扇发动机温升达 860 K 左右, 其相应油气比为 0.025; 军用涡扇发动机温升达 1050 K 左右, 其相应油气比为 0.030; 未来航空发动机燃烧室

收稿日期: 2021-12-09

作者简介: 王多(1994), 男, 博士。

引用格式: 王多, 李锋, 赵凯. 3 级旋流器各级气量变化对燃烧性能的影响[J]. 航空发动机, 2024, 50(2): 65-76. WANG Duo, LI Feng, ZHAO Kai. Effects of air flow rate variation in each stage of a triple-stage swirler on combustion performance[J]. Aeroengine, 2024, 50(2): 65-76.

温升将达到甚至超过 1400 K^[1],其相应总油气比将达到 0.047^[2]。由此可见,燃烧室温升提高,其总油气比将随之提高,进而主燃区当量比会相应提高,但考虑到可见冒烟的抑制,主燃区平均当量比须控制在 1.4 以内,因此主燃区气量也将相应增加^[3]。

燃烧室结构形式来源于 2 方面的考虑,即发动机对燃烧室的气动热力要求和燃烧过程所必须遵循的燃烧基本规律^[4]。火焰筒内流场十分复杂,包括了旋流、回流、空气和燃料射流、燃油雾化、蒸发、湍流燃烧、冒烟的生成/氧化以及对流和辐射换热过程^[5]。当油气比不超过 0.04 时,常规燃烧室(旋流杯头部+主燃孔)可以满足一些关键性能指标;但对于超高温升燃烧室(油气比大于 0.04)或低污染燃烧室这类燃烧空气百分数大于 60% 的燃烧室而言,常规燃烧室需采用分级燃烧的方法才能达到需求^[6]。

多级旋流技术已相对成熟,Grinstein 等^[7]进行了多级旋流燃烧室的数值模拟和试验,得到其流体动力特性;Mansour 等^[8]进行了多级燃烧室油雾场的试验研究,并做了其相关冷态流场的数值仿真,表明采用多级旋流技术对燃烧室燃油雾化分布及流场具有重要作用;蒋波等^[9]采用 PIV 测试技术对 3 级旋流器回流区流场特性进行了研究,表明回流区流场结构受内级旋流器旋流数与外级旋流器旋流数共同作用影响;王成军等^[10]采用数值仿真的方法对多级旋流器燃烧室进行了贫油熄火特性研究,并采用 PIV 技术进行试验验证,表明油气比及回流区是影响燃烧性能的重要参数;高伟伟等^[11]数值模拟研究了高温升燃烧室在不同旋流器特征参数下的燃烧性能,表明合理旋流器旋向组合与旋流数可以提高燃烧室燃烧性能。从上述研究可知多级旋流的燃烧室头部结构对组织燃烧性能有显著影响。

立足于课题组前期研究确定的中心分级旋流器方案,以单头部燃烧室为研究对象,利用 ICEM 等软件对计算域进行网格划分,为更好符合燃烧室内真实燃烧状况以及满足周期性边界条件的设置,除旋流器外均进行了分块结构化网格划分,并在旋流器周围临近周期性边界的计算域位置增设了一内部面,方便了旋流器结构参数的更改,避免了重复繁重的工作。设计油气比为 0.045(燃油量/燃烧可用空气量),温升为 1300 K。在前期研究中确定各级旋流器叶片安装角分别为 40°、45°和 45°。本文以最优方案为基准型方

案,探究 3 级旋流器各级叶片数量及相应的旋流气量改变对燃烧室性能^[12]的影响。

1 中心分级燃烧室概述

1.1 设计点参数

本文高温升燃烧室设计油气比选定为 0.045,设计点参数见表 1。

表 1 中心分级燃烧室设计点参数

$W_f/(kg/s)$	$W_a/(kg/s)$	P_3/kPa	T_3/K	T_4/K
2.4609	62.5	3388.5	861.49	2150

1.2 中心分级旋流器

2 级燃油喷射和 3 级旋流器组成的中心分级旋流器头部结构如图 1 所示。2 级燃油喷嘴由内而外分别采用双油路离心式喷嘴和预膜式空气雾化喷嘴;3 级旋流器由内而外旋流数依次递增,旋向依次为顺时针旋转、逆时针旋转和逆时针旋转。传统旋流杯中心回流区的产生由第 1 级旋流全部气量和第 2 级旋流 80% 承担;第 2 级旋流其余气量和第 3 级旋流全部气量共同强化主燃级燃油的雾化和油气混合^[13-14]。

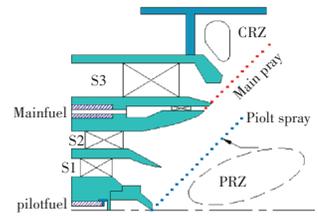


图 1 中心分级旋流器头部结构

1.3 气量分配

控制燃烧室主预燃级供油容易,而改变燃烧室的气量分配则相对较困难^[15]。为实现第 1.2 节所确定的燃烧组织方式,且鉴于目前火焰筒和涡轮的冷却水平,燃烧室流量分配方案见表 2。其中,旋流总进气比例为 39%,由内向外各级旋流器比例分别为 0.055, 0.115 和 0.220。

表 2 中心分级燃烧室流量分配方案

涡轮冷却	各级旋流进气	头部冷却	主燃孔	火焰筒冷却
12.5	0.055 / 0.115 / 0.220	6	22.5	20

2 研究参数及方案

2.1 研究参数

旋流器流阻系数^[16]

$$\xi_s = \frac{\xi_{ref}}{\bar{W}_s^2} \left(\frac{A_1}{A_{ref}} \right)^2 \quad (1)$$

式中: \bar{W}_s 为通过旋流器的无量纲流量; A_1 为火焰筒横截面积; A_{ref} 为燃烧室参考截面; ξ_{ref} 为参考截面流阻系数,本文选取燃烧室最大截面为参考截面。

依据流阻系数定义公式^[16]可知参考截面流阻系数为

$$\xi_{\text{ref}} = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho_{\text{ref}} v_{\text{ref}}^2} \quad (2)$$

式中: ρ_{ref} 和 v_{ref} 分别为参考截面的气流密度和平均流速。

旋流器通道面积 A_s ^[16]

$$A_s = \frac{A_1}{\sqrt{\frac{\xi_s}{K_{\text{sw}}} + 1 \cdot C_d \cdot \cos \theta}} \quad (3)$$

式中: K_{sw} 为旋流常数,取 $K_{\text{sw}}=1.3$; θ 为旋流器叶片安装角; C_d 为流量系数。

旋流器迎风面积 A_{sw} ^[16]

$$A_{\text{sw}} = \frac{A_s}{\cos \theta} \quad (4)$$

联合式(1)~(4)可推导出各级旋流器迎风面积

$$A_{\text{sw}} = \frac{1}{C_d (\cos \theta)^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2\rho\Delta P}{K_{\text{sw}} m_{\text{sw}}^2} + \frac{1}{A_1^2}}} \quad (5)$$

式中: m_{sw} 为各级旋流器旋流气量。

对于轴流式旋流器,给定各级旋流器内径 D_i 和叶片数量 n 以及叶厚 t ,求出旋流器外径 D_o ^[16]

$$D_o^2 - bD_o - c = 0 \quad (6)$$

其中, $b=\frac{2nt}{\pi}$, $c=\frac{4}{\pi} A'_s - b(D_i + 2t) + (D_i + 2t)^2$ 。

由式(6)推导得出

$$A'_s = \frac{\pi [D_o^2 - bD_o - (D_i + 2t)^2 + b(D_i + 2t)]}{4} \quad (7)$$

由式(7)可知,当各级旋流器内外径、叶片数及叶片壁厚保持不变时,仅改变各级旋流器旋向和叶片安装角,各级旋流器的迎风面积同样保持不变。

轴向叶片式旋流器的旋流数为

$$S_N = \frac{2}{3} \left[\frac{1 - \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^3}{1 - \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^2} \right] \tan \theta \quad (8)$$

通过式(5)和式(8)可知,当各级旋流器迎风面积保持不变时,改变叶片安装角影响的不仅是各级旋流数,同时必然会引起各级旋流器旋流气量 m_{sw} 的改变。为探究各级旋流器旋流气量的改变对燃烧室性能的影响,必须保证其余各项结构参数和气动参数保持不变。

本文取课题组原最优方案,即3级旋流器叶片安装角分别为 40° 、 45° 和 45° 。同时保证各级旋流器内外径和叶片安装角保持不变,即旋流器 S_N 保持不变,各级旋流器旋流数通过式(8)计算得出,见表3。

表 3 中心分级燃烧室各级旋流器旋流数

	S_1	S_2	S_3
旋流数	0.7024	0.8911	0.8922

由式(7)可得,改变叶片数 n 和叶片厚度 t 会改变迎风面积 $A'_s(n,t)$,由式(5)可得旋流器气量分配 m_{sw} 会随之改变,即得关系式 $m_{\text{sw}}(n,t)$ 。本文初步进行了在各级旋流器叶片厚度 t 不变的情况下,改变各级旋流器叶片数量,进而探讨各级旋流器流量改变对燃烧室性能的影响,通过式(7)得出,见表4。

表 4 中心分级燃烧室各级旋流器 $A'_s(n)$

	D_i/mm	D_o/mm	t/mm	A'_s/m^2
S_1	15.00	23.10	1.00	$A'_s(n) = -3.05 \times 10^{-6}n + 1.92 \times 10^{-4}$
S_2	27.10	35.08	0.92	$A'_s(n) = -0.28 \times 10^{-5}n + 3.08 \times 10^{-4}$
S_3	50.58	65.26	1.10	$A'_s(n) = -0.69 \times 10^{-5}n + 1.16 \times 10^{-3}$

从表中可见,当旋流器叶片数量增大时,相应的旋流器迎风面积会减少。

由式(5)可推出

$$m_{\text{sw}} = \sqrt{\frac{2\rho\Delta P}{\left[\left(\frac{1}{A'_s C_d (\cos \theta)^2} \right)^2 - \frac{1}{A_1^2} \right] \times 1.3}} \quad (9)$$

由式(9)可知,当旋流器迎风面积减少时,旋流器流量 $m_{\text{sw}}(A'_s)$ 会随之相应减少。

各级旋流器叶片数量变化时相应旋流气量在冷态和热态时的Fluent模拟计算值分别见表5~7。从表中可见,当中心分级燃烧室各级旋流器叶片数量增大时,其相应旋流器流通气量会随之减少,与上述公式推算出的性质一致。冷、热态对各级旋流器流量分

表 5 第 1 级旋流器叶片数量变化的数值计算结果

S_1 叶片数量变化	6-10-15	7-10-15	8-10-15	9-10-15	10-10-15
$S_1/(\text{kg/s})$ (冷态)	0.188	0.179	0.176	0.172	0.171
$S_1/(\text{kg/s})$ (热态)	0.184	0.178	0.175	0.171	0.168

表 6 第 2 级旋流器叶片数量变化的数值计算结果

S_2 叶片数量变化	8-8-15	8-9-15	8-10-15	8-11-15	8-12-15	8-13-15
$S_2/(\text{kg/s})$ (冷态)	0.324	0.319	0.317	0.316	0.313	0.312
$S_2/(\text{kg/s})$ (热态)	0.320	0.315	0.313	0.312	0.310	0.309

表7 第3级旋流器叶片数量变化的数值计算结果

S_3 叶片数量变化	8-10-13	8-10-14	8-10-15	8-10-16	8-10-17
$S_3/(kg/s)$ (冷态)	0.839	0.835	0.832	0.830	0.826
$S_3/(kg/s)$ (热态)	0.787	0.784	0.782	0.780	0.778

配比例几乎没有影响,与文献[17]中的观点一致。在热态流动中,由于火焰筒内部存在高温区引起的热阻效应,导致主预燃级空气量较冷态时略微减小,环腔空气相应略有增加。通过数值计算得到的各级旋流器气量比例与第1.3节中设计值相比基本一致,因此说明计算数据是有效可信的。

2.2 研究方案

为探究各级旋流器叶片数量及其引起的相应旋流气量改变对燃烧室性能的影响,本文对以下14个方案进行了对比研究,其中方案A为原最优方案,定为基准型,方案1~5用以比较第1级旋流器叶片数量的影响;方案1、方案6~10用以比较第2级旋流器叶片数量的影响;方案1、方案11~14用以比较第3级旋流器叶片数量的影响,具体研究方案见表8。

表8 中心分级燃烧室研究方案

研究方案	各级旋流器叶片数量			代号
	S_1	S_2	S_3	
1	8	10	15	A
2	6	10	15	B-1
3	7	10	15	B-2
4	9	10	15	B-3
5	10	10	15	B-4
6	8	8	15	C-1
7	8	9	15	C-2
8	8	11	15	C-3
9	8	12	15	C-4
10	8	13	15	C-5
11	8	10	13	D-1
12	8	10	14	D-2
13	8	10	16	D-3
14	8	10	17	D-4

3 网格和物理模型

3.1 物理模型的建立

以航空煤油为燃料,对主燃烧室进行带回流的湍流两相流定常数值计算,在Fluent中湍流计算选取Realizable $k-\varepsilon$ 模型(适用于强旋流流动),燃油喷雾采用DDM(discrete drop model)模型,辐射计算选取DO(discrete ordinates)模型,燃烧采用非预混PDF(prob-

ability density function)模型。

微分方程的离散采用SIMPLE方法,控制方程的空间离散中,梯度计算采用Green-Gauss Cell Based方法,压力的差值格式采用Standard方法,其余均应用2阶迎风差分格式。

3.2 燃烧室几何模型和边界条件

3.2.1 中心分级燃烧室几何模型和网格划分

中心分级燃烧室结构及计算域如图2~4所示。

高温升中心分级燃烧室设计为20个头,为了计算简便,本文选取单头

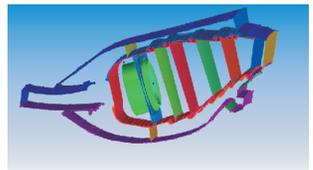


图2 中心分级燃烧室结构

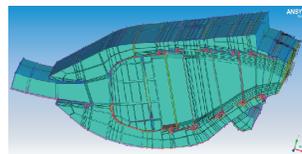


图3 中心分级燃烧室块的构建



图4 中心分级燃烧室网格构建

部扇形区域为计算域,该单头部燃烧室计算域分成旋流器部分和燃烧室其他部分,燃烧室其他部分包括前置扩压器、内外二股腔道、火焰筒等。

关于网格形式对燃烧室数值仿真结果准确性的影响,一般来说,正交的结构化六面体网格具有生成速度快、质量好,数据结构简单,数值精度较高,与实际的模型更容易接近等优点,是CFD计算中的首选方案,因此,本文对除旋流器部分之外的燃烧室其他部分采取了分块结构化网格划分,划分网格块数为1788,结构化网格数目约377万;考虑到旋流器结构模型的复杂性以及在研究过程中需对旋流器结构参数进行更改,因此旋流器部分采用非结构化网格划分,非结构化网格数目约263万。在网格划分中,发现ICEM中构建网格建立周期性边界需周期性边界上为单一网格形式,因此在进行网格划分时,在燃烧室火焰筒内部添加了1个介于旋流器与火焰筒之间的内部界面,同时也是结构化网格和非结构化网格的界面,如图5所示。该内部面保证了混合网格周期性界面的设定,同时便于对旋流器结构参数进行控制变量研究,即在改变旋流器结构参数分析其对燃烧室性能影响时,不必重复进

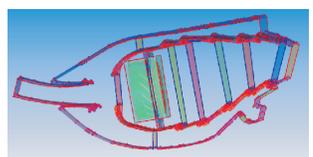


图5 中心分级燃烧室内部分界面

行复杂而庞大的结构网格划分,避免了耗时耗力,有助于针对性高效研究。

文献[18-19]对网格无关性进行了探讨和验证。本文通过对比不同网格数量时回流区中心处轴向速度沿径向分布情况,当速度分布随着网格数量不再发生明显变化时,认为网格达到无关,最终确定总网格数量为640万。

3.2.2 边界条件

在 Fluent 中,进口截面采取流量进口边界条件,1个火焰筒出口和3个涡轮冷却引气出口均设定为流出边界条件。各级旋流器旋流气量和火焰筒壁面(包括主燃孔和火焰筒气膜冷却孔)进气流量通过流动耦合计算获得。单头部环形燃烧室整个流体域的侧壁均设置为旋转周期边界条件。在2级燃油喷口处设置中空的锥形喷雾模型,并设置锥形喷雾的结构和气动参数。

4 旋流器各级气量对燃烧性能的影响

4.1 值班级第1级旋流器气量变化的影响

改变第1级旋流器叶片数量及其相应旋流气量5种方案的中心截面速度、温度分布和出口截面温度分布见如图6~8所示并见表9、10,对应代号分别为方案A、B-1、B-2、B-3和B-4。可见,火焰筒头部区域的速度流场和旋流杯回流区域的形状大小以及火焰筒内燃烧场的温度分布均因值班级第1级旋流器叶片数量及其相应旋流气量的改变而产生了较大程度的变化。从图6中可见,方案B-1的回流区域径向宽度较基准型方案A的明显缩短,轴向长度显著增大;方案B-2、B-3和B-4的径向宽度和轴向长度较基准型方案A的均略有缩短,旋流杯低速区域范围相应减少,而形状基本吻合;第1级旋流器叶片数量增加,导致迎风面积和流通该旋流器的流量相应减少,进而导致用于辅助压力雾化喷嘴增强喷雾雾化质量的气量减少,因而影响了主燃区燃烧的完成,进而导致出口截面平均温度较基准型有所降低;第1级旋流器叶片数量减少,迎风面积和流通该旋流器的流量相应增大,气流速度

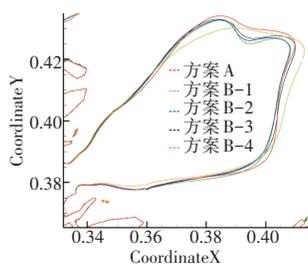


图6 B类方案与基准型方案A回流区域对比

表9 基准型方案

基准型方案	A
中心截面速度分布	
中心截面温度分布	
出口截面温度分布	
T4ave	2163
T4max	2332
OTDF	0.130

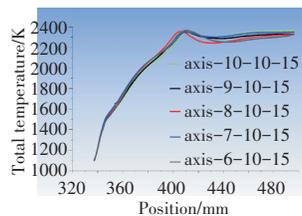


图7 B类方案与基准型方案A沿流程总温变化对比

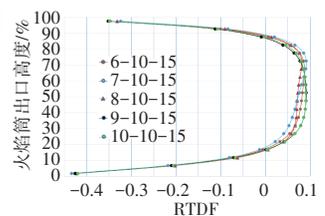


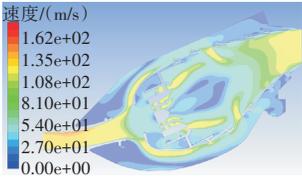
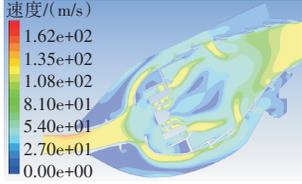
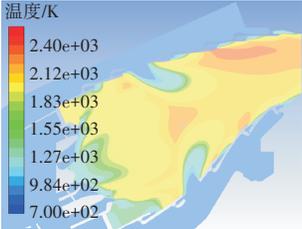
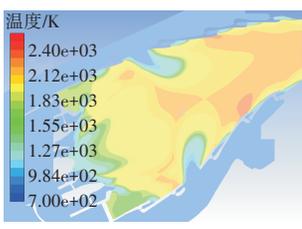
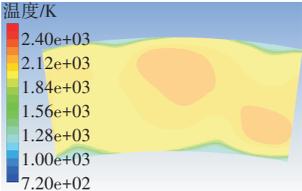
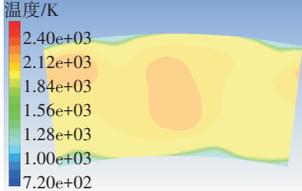
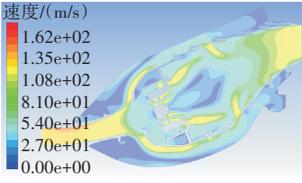
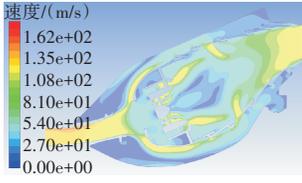
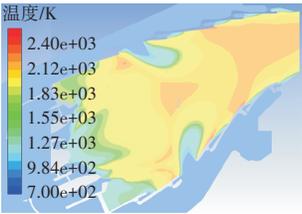
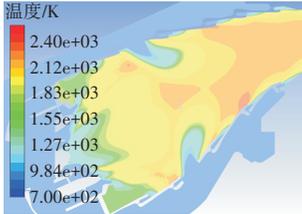
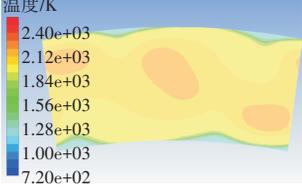
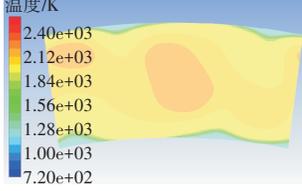
图8 B类方案与基准型方案A出口截面径向温度分布对比

相对提高,停留时间相对缩短,进而第1级旋流器的旋流气量卷裹着部分燃料离开主燃区,因此,主燃孔后区域的燃烧反应依然较为剧烈,出现局部高温区域的可能性更大,甚至火焰筒内的高温区延伸至出口截面,导致出口截面温度最大值偏高。

当第1级旋流器的叶片数量及其相应旋流气量偏离基准型方案时,出口截面平均温度降低,最大温度值升高,且更多高温区域的角向位置偏离喷嘴截面,出口温度分布质量远低于基准型方案。因此,对于值班级第1级旋流器而言,存在最佳的旋流叶片数量及其相应旋流气量,使得燃烧室出口温度分布系数OTDF最佳,该方案即为基准型方案。

从图7中可见,B类方案较基准型方案火焰筒内沿流程轴向总温变化基本一致,在回流区域内基准型

表 10 第 1 级旋流器气量变化的影响

方案	B-1	方案	B-2
中心截面速度分布		中心截面速度分布	
中心截面温度分布		中心截面温度分布	
出口截面温度分布		出口截面温度分布	
T4ave	2154	T4ave	2160
T4max	2397	T4max	2383
OTDF	0.188	OTDF	0.172
方案	B-3	方案	B-4
中心截面速度分布		中心截面速度分布	
中心截面温度分布		中心截面温度分布	
出口截面温度分布		出口截面温度分布	
T4ave	2157	T4ave	2156
T4max	2352	T4max	2373
OTDF	0.151	OTDF	0.168

方案 A 总温稍高于 B 类方案,即基准型方案在主燃区回流区域内燃烧较为充分,表 9、10 中基准型方案 A 的出口截面平均总温值大于 B 类方案的也印证了这一点。此外,基准型方案 A 的回流区域大于 B 类方案的,因而更加有利于稳定燃烧,提高温升水平(图 6)。

B 类方案与基准型方案 A 的 RTDF 见表 11。从表中可见,基准型方案 A 的出口径向温度分布系数 RTDF 值较 B 类方案的更小;从图 8 中可见,基准型方案 A 的出口径向温度分布较 B 类方案的更均匀,不易损伤涡轮的寿命,更加符合涡轮对燃烧室出口温度分布的要求。

表 11 B 类方案与基准型方案 A 的 RTDF

方案	B-1	B-2	A	B-3	B-4
RTDF	0.087	0.091	0.081	0.091	0.090

由此可以归纳出,第 1 级旋流器叶片数量及其相应旋流气量存在 1 个最优值,即基准型方案 A,偏离基准型均会使火焰筒内温度场分布变差,使出口径向温度分布品质降低,进而损伤涡轮的工作寿命。

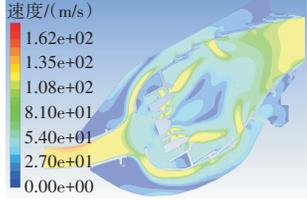
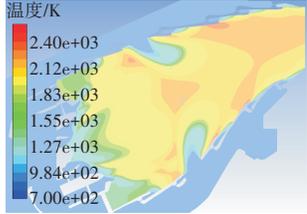
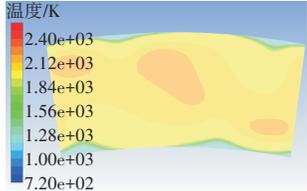
4.2 值班级第 2 级旋流器气量变化的影响

改变第 2 级旋流器叶片数量及其相应旋流气量 5 种方案的中心截面速度、温度分布和出口截面温度分布见表 12、13,对应代号分别为方案 C-1、C-2、C-3、C-4 和 C-5;C 类方案与基准型方案 A 回流区域对比如图 9 所示。从表 9、12 和 13 和图 9 中可见,火焰筒头部区域的速度流场和旋流杯回流区域的形状大小并未因第 2 级旋流器叶片数量及其相应旋流气量的变化而有过大幅度的波动,但火焰筒内燃烧场的温度分布却产生了显著变化。第 2 级旋流器叶片数量增加,迎风面积和流通该旋流器的流量相应减少。在进行旋流器设计时,假设第 1 级旋流全部气量和第 2 级旋流 80% 气量用于产生传统旋流杯回流区,从而稳定火焰。第 2 级旋流气量减少,不利于回流区的形成,或导致回流区域范围缩小,从而影响主燃区内燃烧的进行,导致温升略有降低,方案 C-5 的回流区域较其他方案的偏小(图 9)。第 2 级旋流器叶片数量减少,迎风面积和流通该旋流器的流量相应增加,气流速度相对升高,进而第 2 级旋流器的旋流气量卷裹着部分燃料离开主燃区,因此,主燃孔后区域的燃烧反应依然较为剧烈,甚至火焰筒内的高温区延伸至出口截面。

当第 2 级旋流器的叶片数量及其相应旋流气量偏离基准型方案时,出口截面平均温度降低,最大温

度值升高,即 C 类方案较基准型方案出口截面温度分布品质有所恶化。因此,对于值班级第 2 级旋流器而言,存在最佳的旋流叶片数量及其相应旋流气量,使得燃烧室出口温度分布系数 OTDF 最佳,该方案即为基准型方案。此外,鉴于方案 C-3 和方案 C-4 的出口平均温度相同,仅最大温度值稍高于方案 C-4 的,出口温度分布系数相近,为使得结论更具说服力,增加了方案 C-5(表 12),随着第 2 级旋流器的叶片数量进一步提高及其相应旋流气量进一步减少,出口温度分布品质将会发生较大程度的恶化,据此可验证上述结论的准确性。

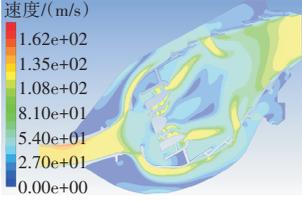
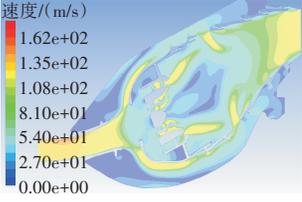
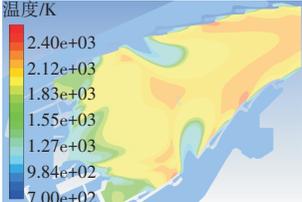
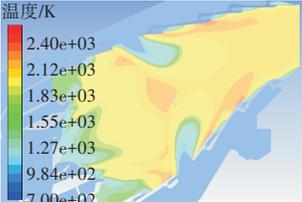
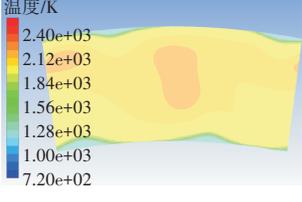
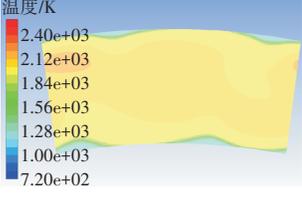
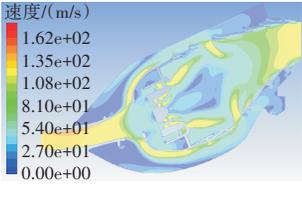
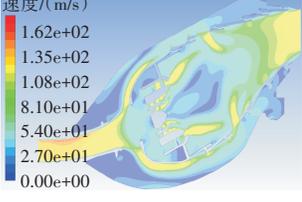
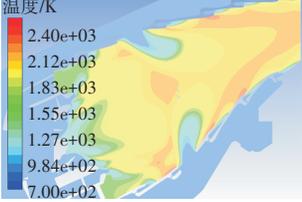
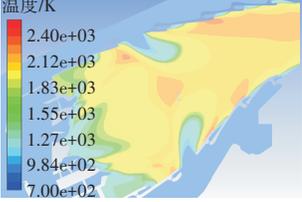
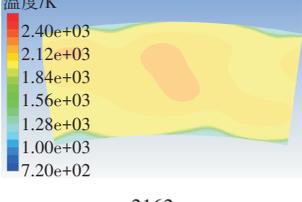
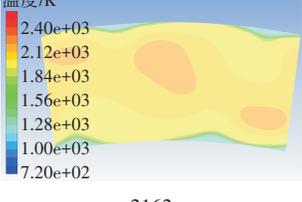
表 12 方案 C-5

方案	C-5
中心截面速度分布	
中心截面温度分布	
出口截面温度分布	
T4ave	2161
T4max	2352
OTDF	0.147

从表 12、13 中还可见,燃烧室出口温度分布系数因第 2 级旋流器叶片数量偏离基准型增加时产生的恶化没有其偏离基准型减少时产生的恶化严重,进一步说明,燃烧室出口温度分布系数因第 2 级旋流器旋流气量偏离基准型减少时产生的恶化没有其偏离基准型增加时产生的恶化严重。因此,第 2 级旋流器叶片数量及其相应旋流气量按基准型设计较为合理。

C 类方案与基准型方案 A 沿流程总温变化对比如图 10 所示。从图中可见,C 类方案的火焰筒内沿流程轴向总温变化与基准型方案 A 的基本一致。C 类

表 13 第2级旋流器气量变化的影响

方案	C-1	方案	C-2
中心截面速度分布		中心截面速度分布	
中心截面温度分布		中心截面温度分布	
出口截面温度分布		出口截面温度分布	
T4ave	2160	T4ave	2160
T4max	2350	T4max	2339
OTDF	0.146	OTDF	0.138
方案	C-3	方案	C-4
中心截面速度分布		中心截面速度分布	
中心截面温度分布		中心截面温度分布	
出口截面温度分布		出口截面温度分布	
T4ave	2162	T4ave	2162
T4max	2335	T4max	2336
OTDF	0.133	OTDF	0.134

方案与基准型方案 A 的 RTDF 见表 14。从表中可见,基准型方案 A 出口径向温度分布系数 RTDF 值较 C 类方案的更小。C 类方案与基准方案 A 出口截面径向温度分布对比如图 11 所示。从图中可见,基准型方案 A 的出口径向温度分布较 C 类方案的更均匀,不易对涡轮寿命产生较大损耗,更加符合涡轮对燃烧室出口温度分布的要求。

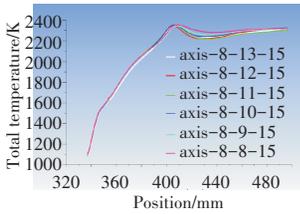


图 10 C类方案与基准型方案 A 沿流程总温变化对比

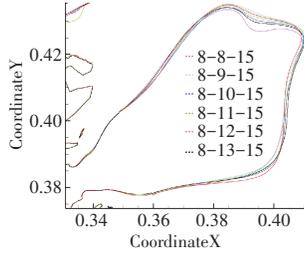


图 9 C类方案与基准型方案 A 回流区域对比

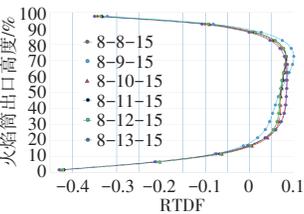


图 11 C类方案与基准型方案 A 出口截面径向温度分布对比

表 14 C类方案与基准型方案 A 的 RTDF

方案	C-1	C-2	A	C-3	C-4	C-5
RTDF	0.086	0.100	0.081	0.083	0.082	0.084

4.3 主燃级旋流器气量变化的影响

改变第 3 级旋流器叶片数量及其相应旋流气量 4 种方案的中心截面速度、温度分布和出口截面温度分布见表 15,对应代号分别为方案 D-1、D-2、D-3 和 D-4。D 类方案与基准型方案 A 回流区域对比如图 12 所示。从表 9、15 和图 12 中

可见,火焰筒头部区域的速度流场和旋流杯回流区域的形状大小并未因主燃级旋流器叶片数量及其相应旋流气量的改变而产生较大幅度的变化,而火焰筒内燃烧场的温度分布因主燃级旋流器流通气量的改变产生了明显变化。第 3 级旋流器叶片数量增加,迎风面积和流通该旋流器的流量相应减少。在进行旋流器设计时,主燃级旋流器与第 2 级旋流器其余气量用于加强主燃区的流场,提高燃烧稳定性。主燃级旋流气量减少,不利于燃烧稳定,从而影响主燃区内燃烧的进行,导致温升略有下降。主燃

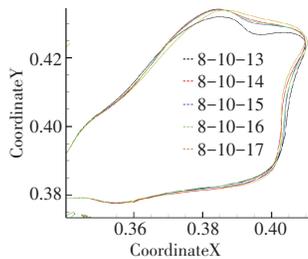


图 12 D类方案与基准型方案 A 回流区域对比

级旋流器叶片数量减少,迎风面积和流通该旋流器的流量相应增加,气流速度相对升高,导致燃料在主燃区停留时间过短,燃烧不够充分,同时由于主燃级旋流器气量占整个中心分级旋流器气量比例较大,因此主燃级旋流器旋流气量增加将导致整个主燃烧室燃烧不够充分,进而出口平均温度呈下降趋势。

对表 9、15 对比分析可知,当主燃级旋流器的叶片数量及其相应旋流气量偏离基准型方案时,出口截面平均温度呈现下降趋势,最大温度值明显升高,出口温度分布质量低于基准型方案。因此,对于主燃级旋流器而言,存在最佳的旋流叶片数量及其相应旋流气量,使得燃烧室出口温度分布系数 OTDF 最佳,该方案即为基准型方案。

D 类方案与基准型方案 A 沿流程总温变化对比如图 13 所示。从图中可见,D 类方案的火焰筒内沿流程轴向总温变化较基准型方案 A 的有较大不同,吻合程度较低,这与表 15 中火焰筒内总温分布对比结果一致。此外,从图 12 中可见,D 类方案的回流区域大小形状与基准型方案 A 的基本吻合,仅方案 D-1 回流区域出现明显缩小,说明主燃级叶片数量如果进一步减少将会造成回流区域范围的明显缩小,这是由于主燃级气流速度过大将会导致停留时间过短,不利于回流区的形成。

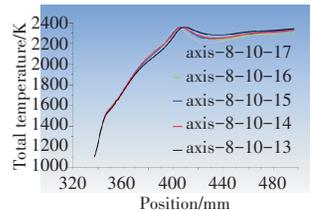


图 13 D类方案与基准型方案 A 沿流程总温变化对比

D 类方案与基准型方案 A 的 RTDF 见表 16。从表中可见,基准型方案 A 的出口径向温度分布系数 RTDF 值较 D 类方案的更小,即主燃级旋流器流通气量较基准型方案 A 的增加或减少时,出口截面 RTDF 值均基本呈现增大趋势。由此及上述预燃级 2 级旋流器计算分析结果可推知,中心分级燃烧室出口截面 RTDF 值随火焰筒头部每级旋流器流通气量的变化关系都应呈“V”形。各级旋流器流通气量偏离基准型方案 A 的程度越大,其 RTDF 值越呈现恶化趋势。此处应注意,RTDF 值随偏离程度并非严格符合“V”形变化关系,只是呈现“V”形的变化趋势。因而,每级旋流器均存在最佳的叶片数量及其相应旋流气量,且该最优值即为基准型方案 A 所对应的各级旋流器叶片数量和冷热态旋流气量。D 类方案与基准方案 A

表 15 第3级旋流器气量变化的影响

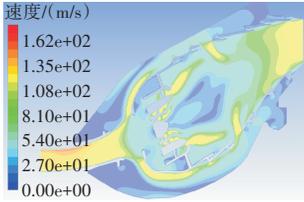
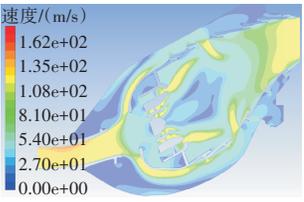
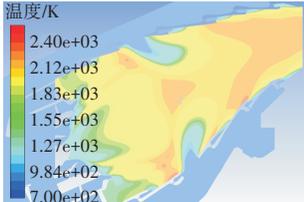
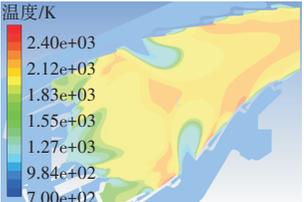
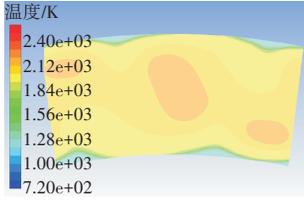
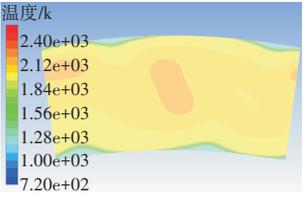
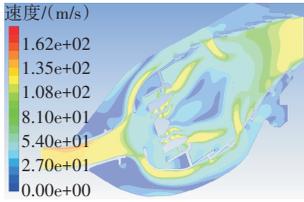
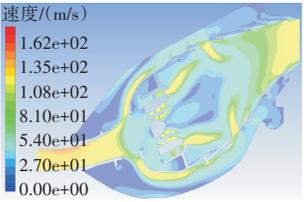
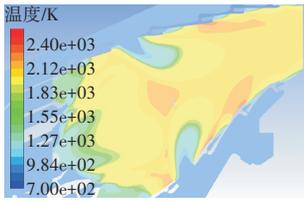
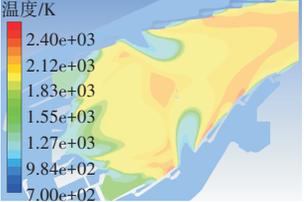
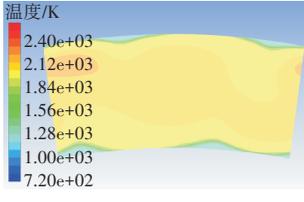
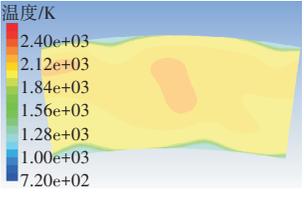
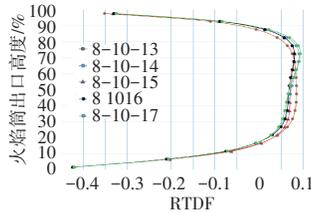
方案	D-1	方案	D-2
中心截面速度分布			
中心截面温度分布			
出口截面温度分布			
T4ave	2160	T4ave	2163
T4max	2343	T4max	2334
OTDF	0.141	OTDF	0.131
方案	D-3	方案	D-4
中心截面速度分布			
中心截面温度分布			
出口截面温度分布			
T4ave	2162	T4ave	2162
T4max	2338	T4max	2340
OTDF	0.135	OTDF	0.137

表 16 D类方案与基准型方案A的 RTDF

方案	D-1	D-2	A	D-3	D-4
RTDF	0.085	0.091	0.081	0.081	0.094

出口截面径向温度分布对比如图 14 所示。基准型方案 A 的出口径向温度分布较 D 类方案的相对均匀,不易损伤涡轮的寿命,更加符合涡轮对燃烧室出口温度分布的要求。



由上述每类方案图 14 D类方案与基准方案 A 出口截面径向温度分布对比预燃级各级旋流器叶片数量及其相应旋流气量偏离基准型方案 A 程度越大,其 OTDF 值越大。即中心分级燃烧室出口截面 OTDF 值随火焰筒头部每一级旋流器流通气量的变化关系应是严格符合“V”形的变化趋势,如图 15 ~ 17 所示。

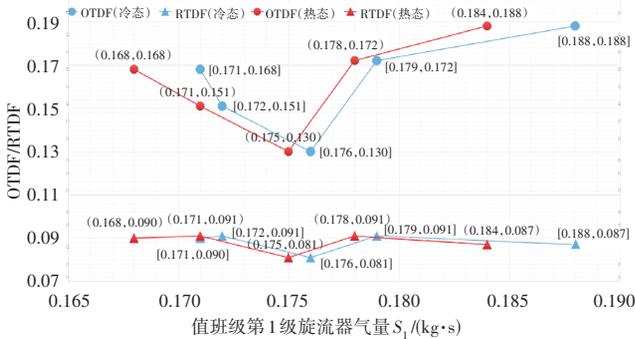


图 15 OTDF 与 RTDF 随第 1 级旋流器冷热态气量的变化

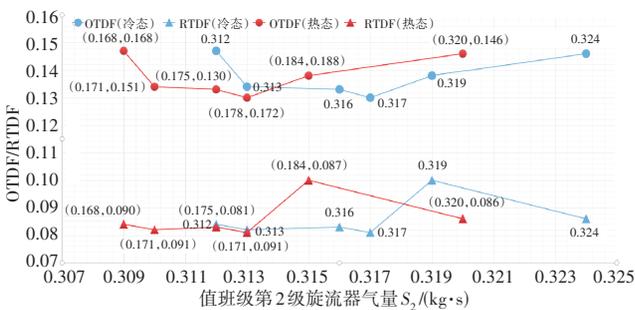


图 16 OTDF 与 RTDF 随第 2 级旋流器冷热态气量的变化

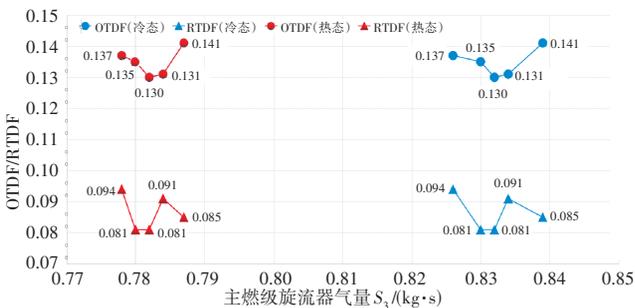


图 17 OTDF 与 RTDF 随第 3 级旋流器冷热态气量的变化

因此,由上述分析可知,主预燃级旋流器流通气量多于或少于基准型方案均会使燃烧室性能降低,基准型方案为最佳。此外,基准型方案出口截面平均温度为 2163 K(表 9),达到了第 1.1 节表 1 中预期的设计温度 2150 K。

4.4 仿真实验

为提高上述结论的可靠性,增加一验证算例,即为方案 B-0,其各级旋流器叶片数量分别为 5、10 和 15,即在方案 B-1 基础上减少值班级第 1 级旋流器的叶片数量。方案 B-0 对应的值班级第 1 级冷、热态旋流气量分别为 0.203 kg/s 和 0.200 kg/s,符合第 2.1 节中各级旋流器流通气量与相应叶片数量的变化关系。

方案 B-0 的数值计算结果见表 17,对比表 10 可知,当值班级第 1 级旋流器气量进一步增多时,火焰筒出口截面质量加权平均温度进一步降低,最大温度值进一步增大,因而,出口截面 OTDF 值进一步恶化,符合上述得出的“V”变化关系;再者,由表 17 中 RTDF 值对比表 11 分析可知,出口截面 RTDF 值随旋流气量的变化关系符合上述得出的类“V”形,即旋流气量偏离基准型方案 A 程度越大,其 RTDF 值越呈现恶化趋势。

表 17 方案 B-0 的数值计算结果

方案 B-0	T4ave	T4max	OTDF	RTDF
计算值	2150	2425	0.213	0.089

验证方案 B-0 与基准方案 A 出口径向温度分布对比如图 18 所示。从图中可见,基准型方案 A 的出口径向温度分布较验证方案 B-0 的更加均匀,更加符合涡轮对燃烧室出口温度分布的要求。

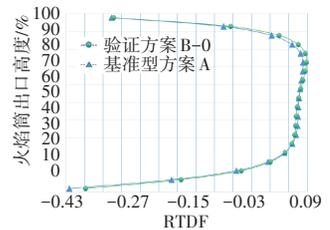


图 18 验证方案 B-0 与基准方案 A 出口径向温度分布对比

因此,通过对方案 B-0 的数值计算结果分析,进一步验证了上述结论的可靠性。

5 结论

- (1) 中心分级燃烧室每级旋流器流通气量随其相应旋流器叶片数量改变呈负相关变化关系。
- (2) 通过对各种方案中燃烧室中心截面速度分布、温度分布及出口温度分布进行对比分析,最终确

定中心分级燃烧室的3级旋流器的最佳叶片数量组合为基准型方案A,即:第1级8个、第2级10个以及第3级15个;基准型方案对应的旋流气量分配为最佳旋流气量组合。

(3)中心分级燃烧室基准型方案A的温升可达1300 K,出口温度分布系数OTDF在性能所要求的0.10~0.15之间,出口径向温度分布系数RTDF在性能所要求的0.08~0.12之间。

(4)中心分级燃烧室出口截面OTDF值随火焰筒头部每级旋流器的叶片数量或旋流气量的变化关系是“V”形;火焰筒出口截面RTDF值随头部每级旋流器的叶片数量或旋流气量的变化关系是类“V”形。

参考文献:

- [1] Bahr D W. Design technology for future aircraft turbine engine combustors[R]. AIAA-1979-1197.
- [2] Bahr D W. Technology for the design of high temperature rise combustor[R]. AIAA-1985-1292.
- [3] Kress E J. Multiple swirler dome combustor for high temperature rise applications[R]. AIAA-1990-2159.
- [4] 林宇震,许全宏,刘高恩. 燃气轮机燃烧室[M].北京:国防工业出版社,2008:6-9.
LIN Yuzhen, XU Quanhong, LIU Gaoen. Gas turbine combustor[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2008, 6-9. (in Chinese)
- [5] Lefebvre A H. Gas turbine combustion[M]. Philadelphia: Taylor & Francis, 1999:9-12.
- [6] 林宇震,林阳,张弛,等. 先进燃烧室分级燃烧空气流量分配的探讨[J]. 航空动力学报,2010,25(9):1923-1930.
LIN Yuzhen, LIN Yang, ZHANG Chi, et al. Discussion on combustion airflow distribution of advanced staged combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25 (9)1923-1930. (in Chinese)
- [7] Grinstein F F, Yong T R, Mongia H C. Computational and experimental analysis of the flow dynamics in a multi-swirler combustor[R]. AIAA-2002-1006.
- [8] Mansour A, Benjamin M, Steinhilber E. A new hybrid air blast nozzle for advanced gas turbine combustors[R]. ASME 2000-GT-0117.
- [9] 蒋波,赵自强,何小民,等. 内旋流器旋流数对三级旋流流场特性的影响[J]. 推进技术,2016,37(11):2150-2156.
JIANG Bo, ZHAO Ziqiang, HE Xiaomin, et al. Effects of inner swirler number on flow characteristics of triple-swirlers[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37 (11) :2150-2156. (in Chinese)
- [10] 王成军,佟飞,陈科华,等. 高温升燃烧室贫油熄火特性数值研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2016,29(2):1-6.
WANG Chengjun, TONG Fei, CHEN Kehua, et al. Numerical study on lean blow-out characteristics of high temperature rise combustor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2016, 29 (2) : 1-6. (in Chinese)
- [11] 高伟伟,李锋,高贤智,等. 旋流器特征参数对高温升燃烧室性能的影响[J]. 航空发动机,2015,41(4):29-34.
GAO Weiwei, LI Feng, GAO Xianzhi, et al. Effect of swirler characteristic parameters on combustion performance of HTR combustor[J]. Aeroengine, 2015, 41 (4)29-34. (in Chinese)
- [12] 姜磊,孔文俊. 双级反向旋流器气量分配对燃烧室性能的影响[J]. 热能动力工程,2018,33(3):50-56
JIANG Lei, KONG Wenjun. Effects of air split of dual-stage counter rotating swirlers on the performance of combustor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33 (3)50-56. (in Chinese)
- [13] Guo Q L, Ephraim J G. Combustion characteristics of a multiple swirl spray combustor[R]. AIAA-2003-0489.
Guo Q L, Ephraim J G. Experimental and numerical studies of velocity field of a triple annular swirler[R]. ASME GT-2002-30069.
- [15] 徐浩鹏,王方,黄勇,等. 头部气量分配对旋流杯结构燃烧室贫油性能的影响[J]. 航空动力学报,2009,24(2):347-352.
XU Haopeng, WANG Fang, HUANG Yong, et al. Effects of flow split among swirlers and primary holes on the lean blowoff limits of a combustor with swirler cup[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24 (2):347-352. (in Chinese)
- [16] 胡正义. 航空发动机设计手册(第九册)主燃烧室[M].北京:航空工业出版社,2000:224-227.
HU Zhengyi. Aeroengine design manual (the ninth fascicule) main combustor[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2000:224-227. (in Chinese)
- [17] 金如山,索建秦. 先进燃气轮机燃烧室[M].北京:航空工业出版社,2016:10-14.
JIN Rushan, SUO Jianqin. Advanced gas turbine combustor[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2016:10-14. (in Chinese)
- [18] Mongia H C. Recent progress in comprehensive modeling of gas turbine combustion[R]. AIAA-2008-1445.
- [19] Mongia H C. Perspective of combustion modeling for gas turbine combustors[R]. AIAA-2004-0156.

(编辑:程海)