

# 基于中心分级的高温升燃烧室性能预估

尚守堂, 高贤智, 郭瑞卿, 郭大鹏, 高伟伟, 李 锋  
(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

**摘 要:** 针对高推质比航空发动机高温升燃烧室的需求, 提出一种中心分级燃烧室的设计方案, 在保证与现有单环腔燃烧室扩压器尺寸、外机匣最大直径及燃烧室出口尺寸相同的情况下, 对设计模型进行了三维数值模拟, 并与现有的单环腔燃烧室数值模拟结果及试验结果进行了对比分析。研究表明: 采用中心分级燃烧室, 在获得更高温升的同时, 可获得比单环腔燃烧室更高的总压恢复系数和比单环腔燃烧室更低的燃烧室出口温度分布系数(OTDF), 其慢车工况下的 CO 排放和 NO 排放略高于单环腔燃烧室; 在设计总油气比为 0.045 的情况下, 温升可达 1360 K, 总压恢复系数大于等于 0.96, OTDF 小于等于 0.14, 出口径向温度分布系数(RTDF)小于等于 0.10, 燃烧效率大于等于 0.987。

**关 键 词:** 高温升燃烧室; 中心分级燃烧室; 单环腔燃烧室; 燃烧室性能预估; 燃烧数值模拟  
**中图分类号:** V231.1 **文献标志码:** A

## Capability prediction of high temperature rise center-staged combustor

SHANG Shou-tang, GAO Xian-zhi, GUO Rui-qing,  
GUO Da-peng, GAO Wei-wei, LI Feng

(School of Energy and Power Engineering,  
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

**Abstract:** Based on the increasing demand for high temperature rise combustor of high thrust-mass-ratio aeroengine, a design method of center-staged combustor was given and three-dimensional numerical simulation was conducted on the design model using the same diffuser, outer case and exit dimensions of single annular combustor. The capability of center-staged combustor was compared and analyzed with the numerical simulation results and experimental results obtained from single annular combustor. The results show that, by using the center-staged combustor, the total pressure recovery coefficient can be improved compared with the single annular combustor, and the outlet temperature distribution factor (OTDF) of the combustor is lower than that of single annular combustor in addition to higher temperature rise, but the CO and NO emissions are higher than that of single annular combustor in slow train state. At the designed 0.045 fuel/air ratio state, the temperature rise can reach 1360 K, and the total pressure recovery coefficient is no less than 0.96; OTDF can be no more than 0.14; the radial temperature distribution factor (RTDF) at outlet can be no more than 0.10, with the combustion efficiency no less than 0.987.

**Key words:** high temperature rise combustor; center-staged combustor;  
single annular combustor; combustor capability prediction;

收稿日期:2013-07-10

基金项目:国家自然科学基金(50476005,90716025)

作者简介:尚守堂(1970—),男,辽宁喀左人,研究员,博士生,主要从事燃烧、流动控制及隐身方面研究。

## combustion numerical simulation

增加涡轮进口温度以提高单位推力是提高推质比最直接和最有效的方法. 因此, 高推质比发动机燃烧室设计必然将向高温升燃烧室的方向发展. 第三代涡扇发动机温升水平达到 1 050 K (如 F119) 左右, 与其相对应的燃烧室总油气比为 0.025~0.030; 即将服役的发动机 (F135, F136) 高推质比航空发动机燃烧室温升水平将达到 1 400 K 甚至更高<sup>[1]</sup>, 相对应的燃烧室总油气比将达到 0.047<sup>[2]</sup>, 美国在研的高推质比航空发动机的总油气比可以高达 0.062.

推质比为 8~10 一级的发动机燃烧室采用典型的旋流杯头部+主燃孔的结构, 仅能在最高总油气比不超过 0.037 的时候满足燃烧室的关键性能需求, 对于总油气比高于 0.037 的高温升燃烧室, 该结构无法满足设计要求<sup>[3]</sup>.

本文在参考美国 Mongia 团队提出的近化学恰当比的中心分级分段陶瓷回流燃烧室设计方案的基础上<sup>[4-10]</sup>, 提出了一种对燃油进行中心分级直流型燃烧室, 采用多级旋流器对两级喷油进行雾化和掺混, 设计总油气比为 0.045, 温升为 1360 K<sup>[11-13]</sup>.

## 1 高温升中心分级燃烧室设计

### 1.1 中心分级燃烧室的结构

设计的中心分级燃烧室结构如图 1 所示<sup>[14-18]</sup>.

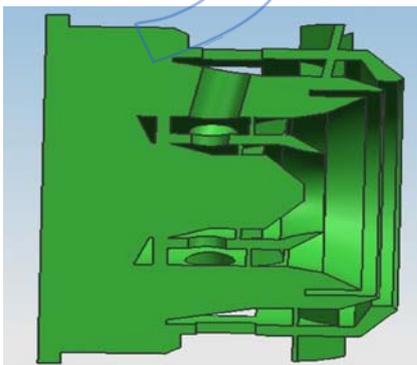


图 1 中心分级燃烧室结构

Fig. 1 Center-staged combustor structure

### 1.2 中心分级燃烧室气量分配设计

中心分级燃烧室气量分配方案如下: 按总进气体积的 12.5% 用作涡轮冷却, 20% 用作火焰筒冷却, 6% 用作头部冷却, 22.5% 用于主燃孔, 余下 39% 的气量为中心分级旋流器流量.

由于常规燃烧室有 12.5% 的涡轮冷却气量, 不参与燃烧, 因此头部当量比为

$$0.045/0.45 \times 14.7 \times (1 - 0.125) = 1.28625$$

采用富油头部设计, 头部当量比小于 1.4, 可以满足抑制燃烧室燃气冒烟的需求; 慢车总油气比取 0.01, 则其慢车工况时当量比为

$$0.01 \times 14.7 / (0.055 + 0.115 \times 0.8) = 1.0$$

若按熄火总油气比为慢车工况时的 50% 来估计, 则熄火时这一虚拟旋流杯当量比为 0.5, 可以推测出熄火总油气比为 0.005, 即可以满足熄火总油气比的要求.

### 1.3 燃油分级设计

预燃级用于从启动到转级点, 然后是主燃级与预燃级共同工作到最大总油气比. 取慢车工况总油气比与单环腔燃烧室相同, 为 0.013 864. 则燃油分配比例如下<sup>[3]</sup>:

预燃级燃油比例

$$R_p = \frac{\Phi \cdot f/a_{idle}}{f/a_{sto}} \quad (1)$$

主燃级燃油比例

$$R_{ms} = 1 - \frac{\Phi \cdot f/a_{idle}}{f/a_{sto}} \quad (2)$$

其中  $\Phi$  为比例因子,  $f/a_{idle}$  为慢车工况总油气比,  $f/a_{sto}$  为熄火总油气比. 由于常规燃烧室有 12.5% 的涡轮冷却气量, 参与燃烧的实际可用气量为 87.5%, 取  $\Phi = 0.875$ ; 由式 (1)、式 (2) 计算可得, 预燃级和主燃级的燃油比例分别取为 30% 和 70%.

### 1.4 分级燃烧转级

所谓燃烧转级, 即燃烧室从预燃级燃烧模式转入到预燃级与主燃级共同工作模式.

转级前, 仅值班级供油, 转级后, 两级同时供油; 因此, 要稳定燃烧, 转级后两级的当量比必须大于最小稳定燃烧的当量比, 对于高温升燃烧室, 熄火当量比  $\phi$  为 0.5, 根据主燃级和预燃级气量分配和主、预燃级油量分配, 预燃级与主燃级当量比随燃烧室总油气比 ( $f/a$ ) 的变化如图 2 所示, 转级点取在  $f/a = 0.018$ , 则可以避免因为分级点设在较大工况对发动机加速性的影响.

此外, 对于中心分级燃烧室来说, 还可以采用软分级, 使分级点总油气比更低.

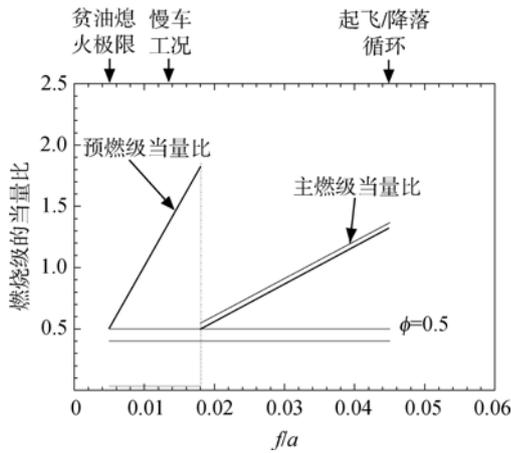


图 2 预燃级与主燃级当量比随燃烧室总油气比的变化  
Fig. 2 Variation between equivalence ratio of primary and main stages with total fuel/air ratio

## 2 数理模型的建立

### 2.1 物理模型的建立

本文中的计算域包括扩压器、二股流道、火焰筒头部和火焰筒及旋流器等,同时真实模拟火焰筒上的主燃孔和掺混孔的形状和位置;计算中空气作为不可压理想流体处理,以航空煤油为燃料,采用 FLUENT 软件中适用于强旋流流动计算的 Realizable  $k-\epsilon$  湍流模型(近壁处理采用标准壁面函数)、离散相液滴模型 DDM(discrete drop model)喷雾模型、PDF(probability density function)燃烧模型、DO(discrete ordinates)辐射模型、热力学型  $\text{NO}_x$  排放模型进行计算. 微分方程的离散采用 SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equations)方法,应用 2 阶迎风差分格式.

### 2.2 网格划分和边界条件设置

#### 2.2.1 计算域和计算网格

所计算的中心分级燃烧室结构及网格如图 3 所示.

计算中的高温升中心分级燃烧室设计为 20 个头部,分成 97 个体,总网格数目为 240 万,混合网格;单环腔燃烧室设计为 20 个头部,分成 64 个体,总网格数目为 166 万,混合网格. 文献[11-12]对网格独立性进行了探讨和验证.

#### 2.2.2 边界条件的设置

为了与单环腔燃烧室数值和试验性能进行对比,在进行边界条件设置时,所设计的高温升中心分级燃烧室采用了与单环腔燃烧室相同的进、出口边界条件,其边界条件的设置如表 1~表 2 所示.

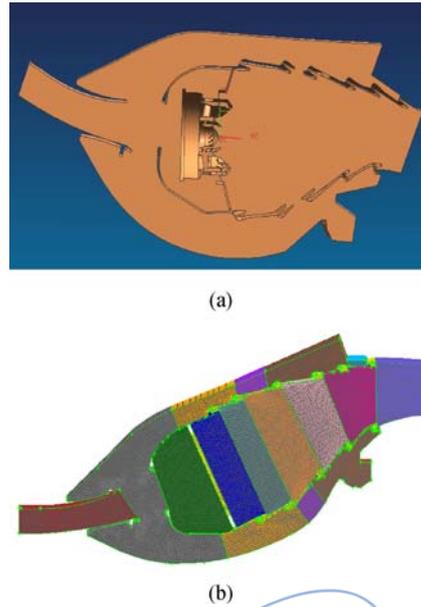


图 3 中心分级燃烧室结构和网格  
Fig. 3 Center-staged combustor structure and grid

表 1 进口边界条件

Table 1 Inlet boundary conditions

	流量/ (kg/s)	温度/ K	湍流强度/ %	湍流黏度 比/%
中心分级燃烧室	3.125	861	10	10
单环腔燃烧室	3.125	861	10	10

表 2 出口边界条件 (单位:kg/s)

Table 2 Outlet boundary conditions (unit:kg/s)

	外环腔 流量	火焰筒 流量	内环腔 1 流量	内环腔 2 流量
中心分级燃烧室	0.156	2.734	0.094	0.14
单环腔燃烧室	0.156	2.734	0.094	0.14

流体域的侧壁设置为旋转周期边界条件,参考压力点设置在扩压器入口;壁面设置为非滑移;机匣以及扩压器壁面设为绝热壁面,其他壁面均设置为辐射壁面,外部辐射率设为 0.8,内部辐射率设为 0.7,外部辐射温度均设为 860 K;中心分级燃烧室设计总油气比为 0.045(按可用气量计算,即排除 12.5%的涡轮冷却用气);慢车工况总油气比取为 0.01386.

## 3 仿真数据的试验验证

由于尚未开展针对设计中心分级燃烧室的部件试验,对采用上述数理模型的单环腔燃烧室数值模拟结果与试验结果进行对比研究,以验证计

算结果的可信度. 图4给出了总压恢复系数计算值与试验值的比较, 图5给出了RTDF计算值与试验值的比较, 表3给出了OTDF和RTDF计算值与试验值的比较. 表4给出了燃烧效率计算值与试验值的比较.

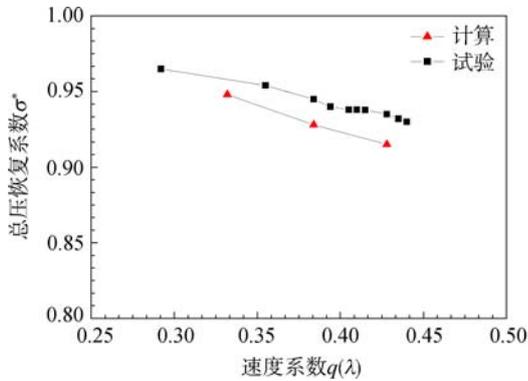


图4 总压恢复系数计算值与试验值的比较

Fig. 4 Total pressure recovery coefficient comparison between simulated result and experimental result

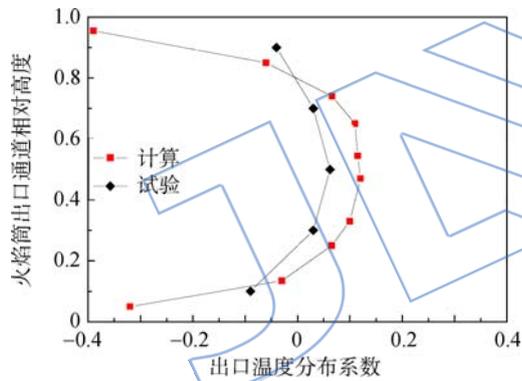


图5 RTDF计算值与试验值的比较

Fig. 5 RTDF comparison between simulated result and experimental result

表3 OTDF和RTDF计算值与试验值的比较

Table 3 OTDF and RTDF comparison between simulated result and experimental result

	计算值	试验值
OTDF	0.168	0.16
RTDF	0.120	0.062

表4 燃烧效率计算值与试验值的比较

Table 4 Combustion efficiency comparison between simulated result and experimental result

	计算值	试验值
燃烧效率	0.992	0.990

从图4可以发现, 随进口气流速度系数的增加, 总压恢复系数下降, 计算的总压恢复系数比试验值偏低, 在设计点相差3%; 从表3可以发现, OTDF指标符合较好, 而计算给出的RTDF指标偏大. 此外, 计算得到的出口截面的燃烧效率为0.992, 与试验值0.990相当.

综上所述, 所选数理模型是可信的, 可用于设计中心分级燃烧室燃烧性能的预测和方案筛选.

## 4 燃烧室性能分析

### 4.1 总压恢复系数

中心分级燃烧室设计点的总压恢复系数计算结果如表5所示.

表5 中心分级燃烧室设计点的总压恢复系数

Table 5 Total pressure recovery coefficient of design point of center-staged combustor

中心分级燃烧室设计点	总压恢复系数
外环腔出口	0.9848
火焰筒出口	0.9600
内环出口1	0.9867
内环出口2	0.9858

从表5中可以发现中心分级燃烧室在内、外环腔出口的总压恢复系数都高达0.98以上, 采用中心分级燃烧室火焰筒出口的总压恢复系数高达0.96, 明显高于经典的单环腔火焰筒出口的0.94~0.95. 产生这一现象的原因是由于中心分级取消了掺混孔, 降低了冷却气膜面积, 减少了一部分掺混损失, 使得中心分级燃烧室具有比单环腔燃烧室更低的沿程总压损失.

### 4.2 燃烧效率

以航空煤油为燃料, 燃烧效率可表示为

$$\eta_k = \frac{\varphi_{\text{CO}_2} + 0.531\varphi_{\text{CO}} - 0.319\varphi_{\text{CH}_4} - 0.397\varphi_{\text{H}_2}}{\varphi_{\text{CO}_2} + \varphi_{\text{CO}} + \varphi_{\text{UHC}}} \quad (3)$$

式中  $\varphi$  为各组分的体积分.

中心分级燃烧室设计点燃烧效率如表6所示.

从表6可以看出, 中心分级燃烧室在慢车工况时保持了较高的燃烧效率, 但在设计工况的燃烧效率略低于0.990的设计指标. 产生这种现象的原因可能是为了提高温升, 采取了富油头部设计, 使得设计状态油气掺混还不够充分, 该部分设

计还有进一步改进的空间。

表 6 中心分级燃烧室设计点燃烧效率

Table 6 Combustion efficiency of design point of center-staged combustor

工况	燃烧效率
设计工况	0.987
慢车工况	0.994

### 4.3 沿流程截面总温分布

中心分级燃烧室总温分布如图 6 所示。

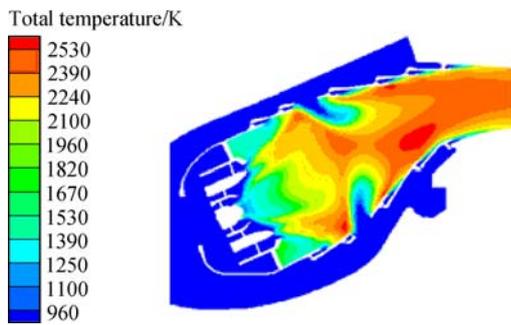


图 6 中心分级燃烧室总温分布

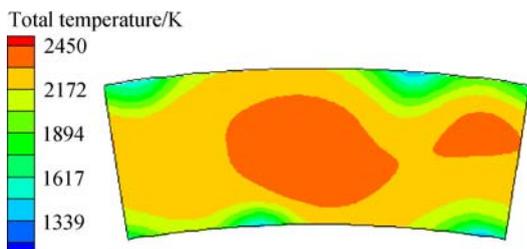
Fig. 6 Total temperature distribution of center-staged combustor

从图 6 中心分级燃烧室总温分布可以看出,中心分级燃烧室总温沿流程逐渐上升,经主燃孔补燃掺混后,未燃碳氢化合物在主燃孔后段进一步组织燃烧使燃烧室温升进一步上升,到达燃烧室出口截面时,出口截面平均总温达到 2217 K,燃烧室进口总温为 861 K,说明设计高温升中心分级燃烧室温升可达 1356 K,满足高温升燃烧室温升需求。

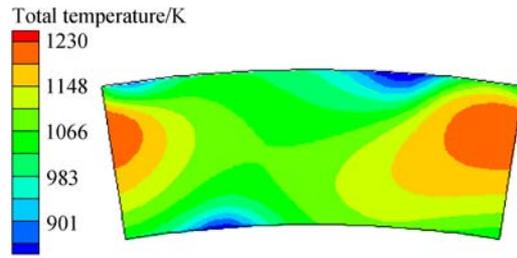
### 4.4 燃烧室出口总温分布

#### 4.4.1 燃烧室 OTDF

中心分级燃烧室出口总温分布如图 7 所示,中心分级燃烧室、单环腔燃烧室的 OTDF 对比如表 7 所示。



(a) 设计工况



(b) 慢车工况

图 7 中心分级燃烧室出口总温分布

Fig. 7 Outlet total temperature distribution of center-staged combustor

表 7 中心分级燃烧室、单环腔燃烧室 OTDF

Table 7 OTDF of center-staged combustor and single annular combustor

	中心分级燃烧室设计点工况 ( $f/a=0.045$ )	单环腔燃烧室设计点工况 ( $f/a=0.0267$ )	慢车工况
中心分级燃烧室	0.137	0.123	0.245
单环腔燃烧室		0.168	

从表 7 和图 7 中可以发现,中心分级燃烧室在设计点工况(总油气比为 0.045) OTDF 可达 0.137,满足高温升燃烧室的设计指标<sup>[12]</sup>;在单环腔燃烧室设计点(总油气比为 0.0267),中心分级燃烧室 OTDF 可达 0.123,比单环腔燃烧室设计点工况 OTDF 低,说明设计中心分级燃烧室在低于工况下也可获得比单环腔燃烧室设计点工况更低的 OTDF;此外,慢车工况中心分级燃烧室 OTDF 为 0.245,也在可接受范围之内。

#### 4.4.2 燃烧室 RTDF

中心分级燃烧室 RTDF 如图 8 所示,中心分级燃烧室、单环腔燃烧室的 RTF 对比如表 8 所示。

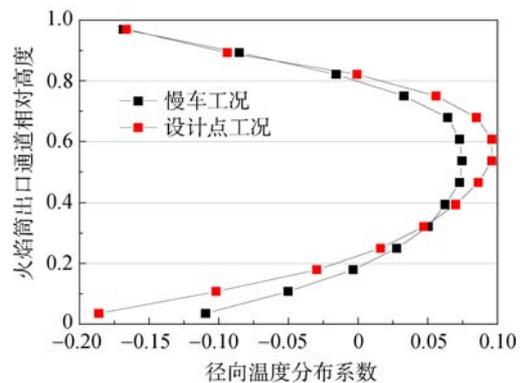


图 8 中心分级燃烧室 RTDF

Fig. 8 RTDF of center-staged combustor

表 8 中心分级燃烧室、单环腔燃烧室 RTDF

Table 8 RTDF of center-staged combustor and single annular combustor

	设计点工况 ( $f/a=0.045$ )	设计点工况 ( $f/a=0.0267$ )	慢车 工况
中心分级燃烧室	0.096	0.094	0.075
单环腔燃烧室		0.12	

从表 8 和图 8 可以发现,中心分级燃烧室无论在设计点工况还是慢车工况,燃烧室出口径向温度系数均低于 0.1,满足高温升燃烧室的设计需求;在单环腔燃烧室设计点(总油气比为 0.0267),中心分级燃烧室 RTDF 比单环腔燃烧室的 OTDF 低,说明设计的中心分级燃烧室在慢车工况下也可获得比单环腔燃烧室设计工况点更低的 RTDF。

#### 4.5 污染排放

##### 4.5.1 CO 排放

慢车状态时中心分级燃烧室、单环腔燃烧室出口 CO 排放如表 9 所示。

表 9 慢车工况出口 CO 排放量

Table 9 CO emission of slow train state at outlet

	CO 排放量/(g/kg)
中心分级燃烧室	32.73
单环腔燃烧室	22.77

从表 9 中可以看出,中心分级燃烧室在慢车工况下的 CO 排放量比单环腔燃烧室上升了 45%,原因在于中心分级燃烧室值班级在慢车工况下为富油设计,使得慢车工况下油气掺混还不够充分,该部分还有进一步改进的空间。

##### 4.5.2 NO 排放

燃烧室进口总温、总压、流量均保持不变时,中心分级燃烧室 NO 排放量随总油气比的变化关系如图 9 所示。图中燃烧室进口总压  $p_3=3388.5$  Pa,总温  $T_3=861$  K,质量流量  $W_{a36}=62.5$  kg/s。

从图 9 中可以发现,中心分级燃烧室 NO 排放量随燃烧室总油气比的增大而减小,在单环腔燃烧室设计点工况(总油气比为 0.0267),中心分级燃烧室 NO 排放量比单环腔燃烧室高,原因在于高温升中心分级燃烧室的主燃级采用的是富油头部设计,在主、预燃级共同工作模式时可能产生局部高温,使得在单环腔燃烧室设计点工况(总油气比为 0.0267)产生比单环腔燃烧室高的 NO 排

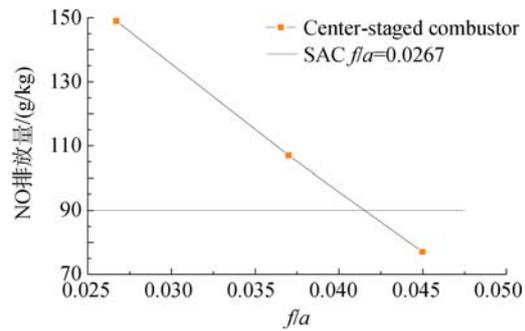


图 9 中心分级燃烧室 NO 排放量随总油气比的变化

Fig. 9 Variation between NO emission with fuel/air ratio of center-staged combustor

放量,该部分设计还有进一步改进的空间。

## 5 结 论

通过单环腔燃烧室及中心分级燃烧室的性能的对比较分析,可初步得出了以下结论:

1) 在设计总油气比(0.045)条件下,采用中心分级燃烧室,可使燃烧室温升达到 1356 K,满足高温升燃烧室的设计要求。

2) 中心分级高温升燃烧室总压恢复系数  $\sigma$  大于等于 0.96;OTDF 小于等于 0.14;RTDF 小于等于 0.10,均处于设计指标之内;燃烧效率大于等于 0.987,略低于设计指标;采用中心分级高温升燃烧室基本可满足高温升燃烧室的设计指标要求。

3) 中心分级高温升燃烧室慢车工况下,CO 排放量比单环腔燃烧室高;在单环腔燃烧室设计点工况(总油气比为 0.0267)产生的 NO 排放量比单环腔燃烧室略高,表明采用富油头部设计中心分级高温升燃烧室其慢车工况下的污染排放还有待于进一步改进。

由于传统旋流杯两级旋流空气流量限制,将导致燃油雾化性能变差,燃烧室冒烟量大大增加,燃烧效率下降,出口温度分布品质变差。传统的旋流杯单环腔燃烧室已不能满足总油气比为 0.045 或更高总油气比燃烧室的要求。从初步研究结果来看,高温升中心分级燃烧室的技术优势明显,值得深入研究。

## 参考文献:

- [1] Bahr D W. Design technology for future aircraft turbine engine combustors[R]. AIAA 79-1197,1979.
- [2] Bahr D W. Technology for the design of high temperature rise combustor[R]. AIAA 85-1292,1985.
- [3] 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): 1923-1931.
- 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): 1923-1931. (in Chinese)
- [4] Sanborn J W, Scheiling P E, Coleman E B, et al. Design and performance evaluation of a two-position variable geometry turbofan combustor[R]. AIAA 84-1171, 1984.
- [5] Mongia H C. Engineering aspects of complex gas turbine combustion mixers; Part I high  $\Delta T$ [R]. AIAA-2011-107, 2011.
- [6] Mongia H C. Combustion research needs for helping development of next-generation advanced combustors [R]. AIAA-2001-3853, 2001.
- [7] 李锋, 尚守堂, 程明, 等. 双环腔燃烧室置换单环腔燃烧室可行性研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(1): 145-149.
- LI Feng, SHANG Shoutang, CHENG Ming, et al. Research on the feasibility of displacing the single annular combustor with a dual annular combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(1): 145-149. (in Chinese)
- [8] 李锋, 程明, 尚守堂, 等. 双环预混旋流与单、双环腔燃烧室性能对比[J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1681-1687.
- LI Feng, CHENG Ming, SHANG Shoutang, et al. Capability compare of twin annular premixing swirler with the single annular and dual annular combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1681-1687. (in Chinese)
- [9] 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.
- [10] 高效节能发动机文集编委会. 高效节能发动机文集: 第四分册 燃烧室设计与试验[M]. 北京: 航空工业出版社, 1991.
- [11] Mongia H C. Recent progress in comprehensive modeling of gas turbine combustion[R]. AIAA-2008-1445, 2008.
- [12] Mongia H C. Perspective of combustion modeling for gas turbine combustors[R]. AIAA-2004-0156, 2004.
- [13] Mongia H C. On continuous NOx reduction of aero-propulsion engines[R]. AIAA-2010-1329, 2010.
- [14] Mongia H C, Roub M A, Danis A. Swirl cup modeling[R]. AIAA-2001-3576, 2001.
- [15] Hsiao G, Mongia H C. Swirl cup modeling: Part II inlet boundary conditions[R]. AIAA-2003-1350, 2003.
- [16] Hsiao G, Mongia H C. Swirl cup modeling: Part III grid independent solution with different turbulence models[R]. AIAA-2003-1349, 2003.
- [17] LI Guoqiang, Gutmark E J. Combustion characteristics of a multiple swirl spray combustor[R]. AIAA-2003-0489, 2003.
- [18] LI Guoqiang, Gutmark E J. Experimental and numerical studies of velocity field of a triple annular swirler[R]. ASME Paper GT-2002-30069, 2002.