

R0110 重型燃气轮机燃烧室污染排放性能研究

谢刚, 祁海鹰, 李宇红, 冯冲, 陈晓丽

(清华大学热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京市 海淀区 100084)

Emission Performance of the Dry Low NO_x Combustors for R0110 Heavy-duty Gas Turbine

XIE Gang, QI Hai-ying, LI Yu-hong, FENG Chong, CHEN Xiao-li

(Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Tsinghua University, Haidian District, Beijing 100084, China)

ABSTRACT: The R0110 heavy-duty gas turbine was researched and developed with the design of the dry low NO_x combustor, which has two working modes. Under mode I, low pressure experiments were conducted to test the combustor's emission performance. Results showed that the NO_x emission badly exceeds the standard over the entire load range; while the CO emission meets the design requirement after the load value exceeding 70% load. Test results also indicated that the NO_x emission might even be increased when the pilot fuel ratio is reduced in accordance with the design characteristic of GE dry low NO_x combustor system. Reasons for the exceeding of NO_x emission over the design specification can be concluded as the relative low premixed fuel ratio; the poor fuel/air mixed quality; and the unreasonable excess air coefficient in the combustion zone. The negative effect of the pilot fuel on the NO_x emission is resulted from the fuel rich state in local zones. Future work on improving the performance of pollutant emissions was presented in the end.

KEY WORDS: R0110 heavy-duty gas turbine; dry low NO_x (DLN) combustor; radial staging; emissions

摘要: 我国研发的 R0110 重型燃气轮机采用干式低污染燃烧室设计。燃烧室具有 2 种工作模式, 为检验其排放性能, 在低压模拟条件下针对模式 I 进行了单管试验。结果表明, 在整个负荷范围内, NO_x 排放均远远超标; CO 在负荷≥0.7 后均满足设计要求; 当参照 GE 公司 DLN 燃烧室的设计特点降低值班燃料比例后, NO_x 反而增加。分析认为, NO_x 超标的原因主要是预混燃料比例偏低, 预混均匀性相对不足, 燃烧区过量空气系数的设计不合理, 致使燃烧温度偏高。值班燃料的负面影响是由于原始设计使局部形成了富燃料燃烧的状态。针对以上问题, 提出了进一步改善燃烧室的污

染排放特性的措施建议。

关键词: R0110 重型燃气轮机; 干式低污染燃烧室; 径向分级; 污染排放

0 引言

我国研发的 110 MW 的 R0110 重型燃气轮机采用了干式低污染(dry low NO_x, DLN)燃烧室的设计。燃烧室为包含 20 个火焰管的逆流式环管型燃烧室, 采用径向燃料分级模式^[1], 将火焰管头部一次燃烧区分成中心燃烧区和外侧环形燃烧区。燃烧室可在 2 种燃烧模式下运行: 中心区按稀相预混燃烧、环形区按扩散燃烧方式运行者为燃烧模式 I; 2 区均按预混燃烧方式运行者为燃烧模式 II。燃烧室先按模式 I 运行, 如其污染排放达不到设计要求, 则改用模式 II。在中心燃烧区轴线上设有值班燃料喷嘴, 用以稳定火焰。

R0110 燃烧室的污染排放指标设计为: 在相对负荷 $N_e=0.5\sim 1.0$ 的范围内, 燃烧天然气时, NO_x/CO 排放≤50/15 mg/m³(15%O₂, 标准状态); 燃烧柴油或煤油时(无喷水)NO_x/CO 排放≤250/15 mg/m³。

目前已有多种降低 NO_x 排放的燃烧技术^[2-4], 燃机中以基于稀相预混的 DLN 燃烧技术发展最为成熟, 应用最为广泛^[3], 形成了一系列具有代表性的燃烧器^[5-11], 如 GE 公司 DLN-1 和 DLN-2.x 系列, ABB 公司 EV 燃烧器, 西门子公司 HR3 和三菱公司 MK 8-4 等。它们的共同特点, 一是采用燃料径向分级或多喷嘴的“散点式”燃料分级; 二是燃料经一系列喷孔分散供入空气中; 三是来流空气湍流度高; 四是有足够长的预混距离, 保证可燃混合物具有足够高的空间均匀度和足够小的浓度脉动^[3,12]。根据以上特点, 也可判断一个 DLN 燃烧室设计是

基金项目: 国家 863 高技术基金项目(2002AA503010/2003372)。

The National High Technology Research and Development of China 863 Program(2002AA503010/2003372).

否真正达到控制 NO_x 的目的。

如图 1 所示,从结构上看,R0110 燃烧室虽然采用了燃料分级和稀相预混结构设计,但在来流空气湍流度、预混距离等方面存在不足。为了强化湍流度和利用旋流延长预混距离,人们常把旋流器置于燃料喷口上游,也有利于保护旋流器在可能发生回火时不被烧坏。而 R0110 燃烧室的旋流器位置则相反,且与燃料喷口距离很近。冷态模拟试验表明,在旋流器出口截面上的燃料浓度分布很不均匀,所测得的预混非均匀度远高于一般所要求的 5%^[3,12]。这对实现低 NO_x 燃烧显然是不利的。

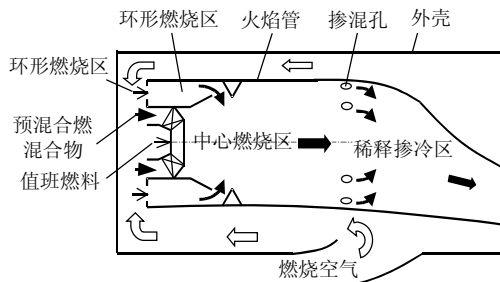


图 1 R0110 燃机 DLN 燃烧室结构示意图

Fig. 1 Combustor structure of R0110 gas turbine

从燃料分配上看,对于燃烧模式 I,满负荷时的扩散燃料占总燃料量的比例设计为 53.7%,其中,值班燃料比例为 14.2%。对于燃烧模式 II,扩散燃料的比例即值班燃料量。而与之结构类似的 GE 公司 DLN-1 燃烧室的扩散燃料比例(即值班燃料)只有 2%。显然,用于扩散燃烧的燃料比例过大,对降低 NO_x 生成也是不利的。

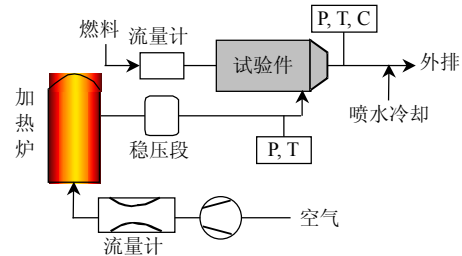
根据以上设计,在单管试验之前,曾采用一维方法和全参数全尺寸数值模拟^[3]对模式 I 下 NO_x 排放量进行了预测,相应的数值分别为 189.0 和 263.9 mg/m^3 (15% O_2)^[13],远高于设计指标,故必须通过单管试验确定实际的排放量,并验证上述预测值的准确性^[14]。

试验是在低压模拟试验台上进行的。通过数据处理和分析,本文提出了进一步改进设计的措施和建议。

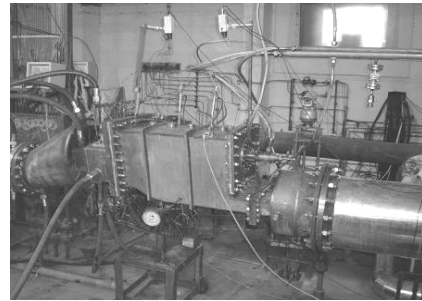
1 试验系统及试验条件和测量方法

如图 2 所示,试验系统由空气源、燃料(天然气)源、试验件(段)和测量装置组成。试验件是从 R0110 环管型燃烧室 20 个火焰筒中按扇形流道截取的一个火焰筒和外壳。 NO_x 、CO 等污染物组分在试验段出口通过燃气取样测得。出口截面为扇形,沿周向均布 6 支取样耙,每支取样耙上沿径向按等面积

开有 7 个取样口,从所有取样口抽取的燃气混合后经保温管进入烟气分析仪器。其中 NO_x 测量仪器为美国加州分析仪器公司 MODEL 400-HCLD 分析仪,CO 测量仪器为西门子 ULTRAMAT 6E,两者精度均为满量程的 1%,试验前用标气进行标定。



(a) 示意图



(b) 照片

图 2 试验系统示意图和试验段照片

Fig. 2 Schematic Test system

因条件所限,全尺寸单管试验在低压模拟条件下进行,表 1 是满负荷时燃烧室的进口参数。试验中保持进口空气压力不变,因而可通过其与设计压力的比值得到其他负荷的各项进口参数^[15]。

表 1 满负荷时的燃烧室进口参数

Tab. 1 Inlet conditions at full load

参数 类型	进口空气		燃料流量		过量空 系数
	压力 p_3/kPa	温度 T_3/K	流量 $G_a/(\text{kg/s})$	$G_f/(\text{kg/s})$	
设计	1486	676	15.64	315.7	2.87
模化后	550	676	5.789	116.8	2.87

燃烧室的燃料供应按照“燃料径向分级”模式分为值班燃料、中心燃烧区的预混燃料和环形燃烧区燃料 3 路。3 路燃料及其总和随负荷的变化规律如图 3 所示。在 $N_e=0.3$ 和 0.7 要进行 2 次切换,故燃料量存在阶跃性突变。

针对 NO_x 排放问题设计的 2 种燃烧模式,如果模式 I 达不到排放限值,则改用模式 II,即将环形燃烧区作为预混室使用。操作方法是在 $N_e=0.4$ 时,先切断环形区燃料,造成熄火,随后再供入燃料。因不点火燃烧,燃料在环形区与空气形成预混可燃混合物,然后进入中心区燃烧。本文暂只讨论模式 I 的问题。

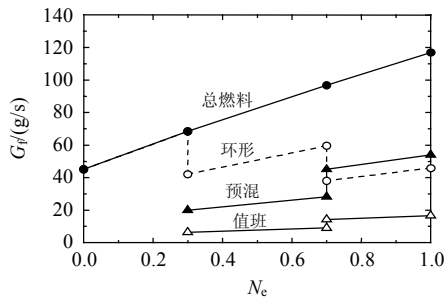


图 3 燃料流量随相对功率的变化曲线

Fig. 3 Fuel supply scheme (with natural gas)

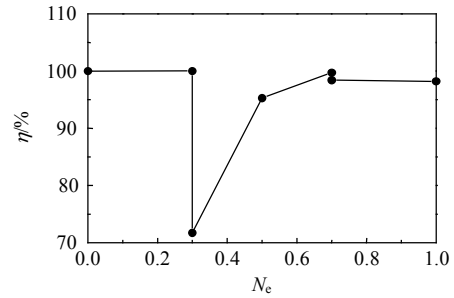


图 5 温升法测得的燃烧效率 η 随负荷的变化

Fig. 5 Combustion efficiency η over the entire load rang

2 试验结果与分析

2.1 污染物排放随负荷的变化

图 4 为 NO_x 、CO 排放随负荷的变化情况，包括实测值和在 15% O_2 浓度下的折算值。

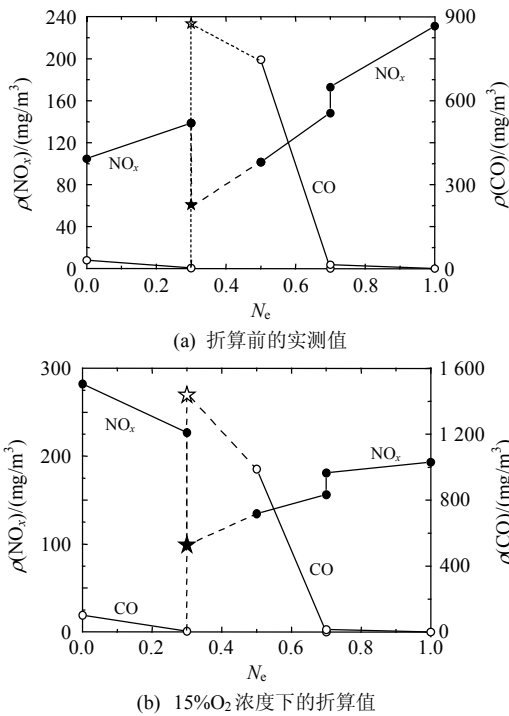


图 4 NO_x 、CO 排放随负荷的变化

Fig. 4 NO_x /CO emissions for variation in engine load

由于未测量 $N_e=0.3$ 切换后的排放数据，故在图中用五角星和虚线作大致表示，便于观察排放数值随负荷的连续变化(依据图 5 的燃烧效率变化，它在 $N_e=0.3$ 切换后有一个显著的突降，对污染物排放产生决定性的影响)。

由图 4 可见，CO 除了在 $N_e=0.3\sim 0.5$ 范围内剧烈升高外，在其他负荷下都很低，满负荷时已基本测不出，故燃气成分分析法测得的燃烧效率达 0.99，表明 R0110 燃烧室的燃料利用率很好的。CO 排放随负荷的变化趋势与 NO_x 相反，基本上是不断降低的。 NO_x 排放在整个负荷范围内都超出了 50 mg/m^3

(15% O_2)设计限值，满负荷($N_e=1.0$)时达 193.3 mg/m^3 (15% O_2)。这在数量级上与试验前所做的一维校核和数值模拟的预测值相吻合，也表明预测值是合理准确的。

NO_x 排放随负荷变化的总体趋势是单调升(折算前)或单调降(折算后)的，因为燃烧室的总燃料量(图 3)是连续线性增加的，故总体上平均燃烧温度也是升高的，导致了 NO_x 排放的单调变化。但在 $N_e=0.3$ (切换后) ~ 0.7 的负荷范围内， NO_x 出现一个很大的低谷，而且在低谷中的走向也是随燃料量增加而增加的(图 4(a))，这显然与图 5 中燃烧效率的低谷有很大的相关性。

由图 3 可知，在“低谷”中环形区的燃料量比 $N_e=0\sim 0.3$ 范围内的略低， NO_x 生成量会有所减少。但在低谷的前半部分，在中心燃烧区投入运行后，即使没有新的 NO_x 生成，来自环形区的 NO_x 也基本消失。本文认为，这是中心区生成 NO_x 少和环形区 NO_x 在中心区被还原 2 个因素共同造成的。

中心区 NO_x 排放少是因为那时的过量空气系数较大(见表 2)，预混燃烧的效率和燃烧温度过低所致，如图 5 所示，当时的 CO 含量骤增也证明了这一点。而环形区 NO_x 在中心区被还原，与电厂锅

表 2 不同负荷下各燃烧区的过量空气系数*

Tab. 2 Excess air coefficient in different combustion zones over the entire load rang

N_e^{**}	环形燃烧区	中心燃烧区 (值班与预混燃料)	总过量空气系数 α_2
0	3.27	—	9.23
0.3 ^b	2.00	—	5.66
0.3 ^a	3.16	3.46	5.66
0.5	2.69	2.78	4.66
0.7 ^b	2.04	2.40	3.71
0.7 ^a	3.21	1.46	3.69
1.0	2.62	1.15	2.96

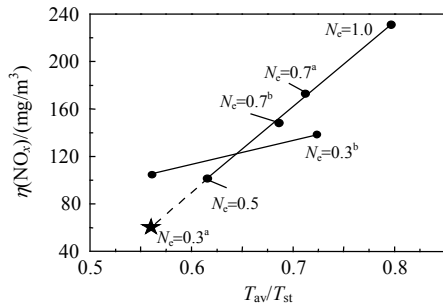
注：*— α_2 是总过量空气系数，在热态条件下的实测值，其余数据是根据冷态流量分配试验结果估算的；**—上标 b、a 分别表示燃料切换前和切换后的状态。

炉采用的再燃技术降低 NO_x 的原理相似。在 $N_e=0.5$ 之后, 上 2 个因素开始朝相反的方向变化, 即中心区的燃烧效率迅速回升, 新生成的 NO_x 比例逐渐加大, 还原效应逐渐减小。尤其在更高负荷下, 中心区过量空气系数接近 1, 超出了通常控制 NO_x 的温度窗口, 燃烧效率和火焰温度都很高, 而且预混燃烧和值班燃料的扩散燃烧并存; 因此, 那时的 NO_x 排放最多。

NO_x 的生成主要取燃烧温度, 如最高火焰温度 T_{st} 、燃烧区平均温度 T_{av} , 它们以及总压损失决定了燃烧过程的化学反应速率、燃烧区的平均停留时间和燃料空气混合速率的大小^[16]。对于 R0110 燃烧室, 总压损失随负荷变化很小, 而最高火焰温度, 即化学当量比下的燃烧温度是不变的; 因此, NO_x 随负荷的变化规律主要还是由 T_{av} 引起的。图 6 给出的实测 NO_x 排放量与燃烧区相对平均温度 T_{av}/T_{st} 的关系曲线证明了这一点。 T_{av} 是用 Chemkin 软件, 按均相反应器计算的。对于 2 个燃烧区同时工作的情况, T_{av} 取 2 者的平均值。

由图 6 可见, NO_x 排放总体上随 T_{av} 单调增加, 尤其是在 $N_e=0.5$ 以上, 2 者之间呈明显的线性关系(线性度相关度 $R^2=0.998$)。因缺少负荷 $N_e=0.3$ 切换后的数据, 否则很可能如图中虚线所示, 该线性关系会进一步延伸到该负荷下。由此可知, 在图 4(a) 中, NO_x 随负荷的曲折变化只是一个表象, 实际上是燃烧温度起了关键作用。

负荷范围 $N_e=0\sim 0.3^b$ (切换前)的情形较为特殊。这时只有环形区按扩散燃烧方式在工作, 由于火焰面上的过量空气系数 $\alpha=1$, 燃烧温度最高, 加上实测的燃烧效率接近 100%, 故燃烧热强度很高, 实际产生的 NO_x 在 $100\sim 145 \text{ mg/m}^3$ 。但在图 6 中, $N_e=0$ 和 0.3^b (切换前)2 状态的数据点未落在直线上, 而是分散在直线两侧, 估计与采用的燃烧区平均温度有



T_{st} 为化学当量比绝热燃烧温度, 取为 2460 K。

图 6 实测的 NO_x 浓度随燃烧区平均温度的变化
Fig. 6 Relationship between NO_x emissions and the average temperature in combustion zone

关。比较 $N_e=0$ 和 0.5 状态可发现, 后者的平均燃烧温度远高于前者, 其 NO_x 排量反而低, 其原因估计是来自环形区的 NO_x 随燃气进入中心燃烧区后被部分还原成 N_2 。至于在折算到 15% O_2 后, NO_x 从原来的上升趋势变为下降趋势(图 4(b)), 是因为中心燃烧区燃料尚未投入, 总过量空气系数和出口燃气含氧量偏高的缘故。

燃烧室的设计方面, 分析认为有 3 个因素会导致燃烧温度 T_{av} 的升高: 1) 扩散燃烧的燃料比例过大, 达到了总燃料量的 40% 以上, 在满负荷达到了 53.7%, 与 GE 公司的 DLN-1 燃烧室只有 2% 的扩散燃烧燃料比例相比, 要达到有效控制 NO_x 排放的目的是十分困难的; 2) 中心燃烧区参与预混燃烧的燃料/空气的混合不均匀度过高, 超过了 30%^[12], 没有达到 $\leq 5\%$ 的基本要求^[3], 这就意味着局部空间存在高燃料浓度区, 不可避免地形成扩散燃烧和高温炽热点; 3) 高负荷下中心燃烧区过量空气系数为 1.1~1.2, 过于接近 1(见表 2), 超出了一般 DLN 燃烧室所要求的数值范围 1.5~1.6, 这样, 即便是按预混燃烧方式运行, 那里的燃烧温度也超出了低污染燃烧所必须的温度区间。

综上所述, 无论要控制 NO_x 的总体排放水平, 还是高负荷下的增量, 控制各局部区域的过量空气系数和扩散燃烧的燃料比例是 2 个关键措施。前面提到的燃烧模式 II, 实际上就是针对后一个问题所设计的。从理论上讲, 应该是有利的。

2.2 值班燃料比例的影响

根据前面的分析, R0110 燃烧室较高的值班燃料比例, 很可能对 NO_x 排放产生关键影响。为此, 通过试验研究了该问题。具体做法是将值班燃料比例减少($N_e=0.5, 0.7^b, 1.0$ 时分别减少总燃料的 2.2%、6.3%、9.5%), 多余的部分供入中心区参与预混燃烧, 以保证总燃料量不变。

由图 7 可见, 值班燃料比例的降低在不同负荷下产生了不同的效果: 在 $N_e \leq 0.7$ 时的 NO_x 排放随之降低; 但在 $N_e > 0.7$ 后反而增加。到满负荷时, NO_x 从原来的 193.3 升至 235.1 mg/m^3 , 增加了 21.6%。此前的数值模拟也发现, 当值班燃料比例从 14.2% 降至 2% 后, NO_x 从 198.4 升至 231.9 mg/m^3 (15% O_2), 增幅达 16.8%^[3]。

本文分析认为, 满负荷下值班燃料比例降低导致 NO_x 升高的原因有: 1) 值班喷嘴所在的局部区域的氧气供应趋于合理, 使其燃烧状况得以改善, 燃烧温度升高所致, 即原设计的 14.2% 的燃料比

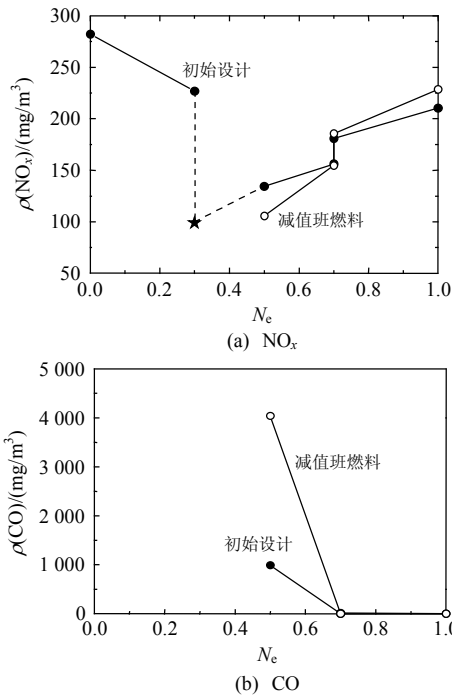


图 7 值班燃料比例 ϵ_{pilot} 变化对污染物排放的影响(15%O₂)
Fig. 7 Effects of the pilot fuel ratio on emissions (15%O₂)

例看似偏高,但并不能从中心区预混可燃混合物中得到足够的氧气供应,值班喷嘴相当于按富燃料燃烧的方式工作,导致燃烧放热受限,NO_x也就没有想象的那样高,因此,降低值班燃料的比例事实上是更有利于燃烧了;2) 富余的值班燃料加入中心区后,使均相预混可燃混合物的过量空气系数降低,偏离低 NO_x 燃烧所要求的窗口^[3,17],也使局部燃烧温度升高。在数值模拟中,仅单纯降低了值班燃料量,并未像试验那样相应提高预混燃料量,却也观察到了 NO_x 的增加,说明主要原因还是值班喷嘴附近的供氧量得到改善。

低负荷时的情形恰好相反,是因为中心区的过量空气系数较大,燃烧温度偏低。而减少值班燃料比例会使喷嘴附近的局部燃烧温度进一步降低,故 NO_x 排放减少,而 CO 排放增加(图 7(b))。

由此可见,为了实现低 NO_x 燃烧而采用燃料分级技术只满足了必要条件。但如果各路燃料之间的比例和局部空气配比不合理,也难以达到有效控制 NO_x 排放的目的。

2.3 改善 NO_x 排放的措施

实现 DLN 燃烧的充要条件是燃料空气的稀相均匀预混。运行经验和试验表明,预混燃烧区的过量空气系数必须控制在 1.5~1.6,燃料/空气混合不均匀度必须小于 5%,才可能有效控制 NO_x 排放。由此看,R0110 燃烧室实际上并不满足这个充要条件:1) 它采用了燃烧模式 I,环形区始终按扩散燃烧模式运行;2) 燃料/空气的预混均匀性不高,必然无法避免局部出现炽热点;3) 燃料量的径向分配以及过量空气系数分配不合理,中心区已超出了 $\alpha=1.5\sim 1.6$ 的限制。

为了掌握环形区扩散燃烧对 NO_x 排放的“贡献”程度,进一步评价燃烧模式 I 的优劣,并尝试预测燃烧模式 II 的性能,本文用文献[17-20]提供的公式(式 1)进行了估算:

$$\rho(\text{NO}_x) = \frac{6.847 \times 10^{-4} p_3^{1.25} V_c G_{f,ann} \exp(0.01T)}{G_{a,ann} T_{av} [20.9 - \phi(\text{O}_2)_{exp}] (G_f + G_a \times 10^3)} \quad (1)$$

$$T = \begin{cases} T_{st}, & \text{扩散燃烧} \\ T_{av}, & \text{预混燃烧} \end{cases}$$

式中: $G_{a,ann}$ 为环形区空气质量流量, kg/s; $G_{f,ann}$ 为环形区燃料质量流量, g/s; V_c 为燃烧区体积, m³; $\phi(\text{O}_2)_{exp}$ 为实测的烟气中氧气体积浓度, %。

首先用 R0110 燃烧室在 $N_e=0$ 和 0.3 的 NO_x 实测值对公式的准确性进行检验。由表 3 可见,式(1)估算值与实测值吻合,误差 $|e| \leq 3\%$ 。这样就可使用式(1)估算其他负荷下的环形区 NO_x 排放量。据估算,在燃烧模式 I 下,环形区在 $N_e=1.0$ 时的 NO_x 生成量为 114.6 mg/m³, 占总量 193.3 mg/m³ 的 68.7%, 剩余的 78.7 mg/m³ 可以说来自中心燃烧区。可以推断,如改用燃烧模式 II,即将环形区按预混区来使用,并控制好其过量空气系数,有可能将 NO_x 总排量减少约 50%;然而,根据上面的计算值,即使环形区达到零排放,中心区依然是超标的,即燃烧模式 II 固然有利并可行,但未必能将 NO_x 控制在设计指标以下。对此,还必须进一步考虑其他措施。

根据前面的分析,本文认为,除了改换燃烧模式,将环形区的扩散燃烧变成预混燃烧外,还必须

表 3 用式(1)估算的 NO_x 浓度值与实测值的比较(15%O₂)

Tab. 3 Comparison of NO_x emissions between test and calculated values with Eq.(1)(15%O₂)

N_e	p_2/kPa	V_c/m^3	$G_a/(\text{kg/s})$	$G_{a,ann}/(\text{kg/s})$	T_{st}/K	T_{av}/K	$G_f/(\text{g/s})$	$G_{f,ann}/(\text{g/s})$	$\phi(\text{O}_2)_{exp}/\%$	$\rho(\text{NO}_x)/(\text{mg/m}^3)$		$e/\%$
										估算	实测	
0	546	3.741×10^{-3}	7.12	2.48	2 460	1 380	46.3	46.3	18.71	281.3	282.3	-0.4
0.3	549.3	3.741×10^{-3}	6.65	2.32	2 460	1 780	70.5	70.5	17.29	233.7	226.9	3.0

注: T_{st} 和 T_{av} 是用 Chemkin 软件根据过量空气系数,按绝热燃烧条件计算而得; e 为 NO_x 的公式估算值与实测值之间的相对误差, %。

调整好各区之间的燃料比例,使它们趋于接近。前言曾经提到,原设计的 R0110 燃烧室在满负荷下,值班燃料、中心区预混燃料和环形区燃料比例分别为 14.2%、46.2%和 39.6%,而其中的扩散燃烧的燃料比例达 53.8%。而结构与之相似的 GE 公司 DLN-1 燃烧室的这 3 部分燃料比例则为 2%、15%和 83%,且后 2 部分燃料均按预混燃烧运行,扩散燃烧的燃料(即值班燃料)比例只占 2%,才实现了 $\text{NO}_x < 50 \text{ mg/m}^3$ 。就算 R0110 燃烧室采用与 DLN-1 工作方式相同的燃烧模式 II,其扩散燃烧燃料比例(值班燃料)仍比 DLN-1 燃烧室高 6~7 倍,使中心区过量空气系数 α 过低,接近 1(见表 2)。而变成预混室的环形区 $\alpha=2.6$,又显得过高。二者均偏出 DLN 燃烧所要求的 $\alpha=1.5\sim 1.6$ 的范围之外。显然,如将中心区的部分燃料供给环形区,使 2 区的过量空气系数相互接近或基本一致,有望进一步降低 NO_x 排放。为此,建议将环形区的 α 从 2.6 降为 1.6,其燃料比例就提高到 66.7%,中心区(预混加值班燃料)只占 33.3%,其中,值班燃料取 2%~3%为宜。

此外,还应适当延长预混段或添加扰流机构增加来流空气湍流强度,进一步改善预混的均匀性。

3 结论

本文对 R0110 燃机 DLN 燃烧室进行研究,获得以下结论:

1) 采用燃烧模式 I 燃烧天然气时, NO_x 排量在整个负荷范围内均超过设计限值,说明燃烧室的设计存在明显不足; CO 在高负荷下($N_e \geq 0.7$)满足设计要求。

2) NO_x 总排量随负荷增加的总趋势是单调变化的,在 $N_e=0\sim 0.3^b$ 时仅来自环形区,在 $N_e=0.3^a\sim 0.7^b$ 的范围内,中心区燃烧温度、燃烧效率偏低,导致出现 NO_x 排量的“低谷”。

3) 决定 NO_x 排量的主要因素是燃烧区平均温度 T_{av} 。当环形和中心区同时工作时, NO_x 排放与 T_{av} 成明显的线性关系。

4) 负荷 $N_e > 0.7$ 后,不改变空气供应条件,值班燃料比例的降低会使相应负荷下 NO_x 排量增加,主要原因是值班喷嘴附近的供氧情况不佳,形成了富燃料燃烧状态。

5) 造成 NO_x 超标的主要原因: ①采用了燃烧模式 I,环形区在整个负荷范围内按扩散燃烧运行,加上值班燃料后,用于扩散燃烧的燃料总量超过 50%; ②中心区的燃料/空气预混均匀性较低; ③各

个燃烧区的过量空气系数设计不合理;

进一步降低 NO_x 排量的措施建议是: ① 采用燃烧模式 II; ② 减少中心区燃料量,同时增加环形区燃料量,使两区的过量空气系数基本一致,值班燃料、中心区和环形区燃料比例分别取为 2~3%, 30%~31%和 66.7%; ③ 适当延长预混段,加大预混空气的湍流度。

致谢

谨以此文深切缅怀不幸逝世的项目总工程师张国华同志。感谢他为整个项目顺利开展而做出的巨大贡献和工作中给予本文作者的支持和帮助!

参考文献

- [1] 祁海鹰,李宇红. 干低 NO_x 燃烧室的结构性能演化和关键技术分析[R]. 北京:清华大学,2003.
Qi Haiying, Li Yuhong. Analysis on key technology and architecture evolution of DLN combustors[R]. Beijing: Tsinghua University, 2003(in Chinese).
- [2] 袁书生,张健,郑晓川,等. 分级进风燃烧室内湍流燃烧的实验研究[J]. 中国电机工程学报,2007,27(35): 62-67.
Yuan Shusheng, Zhang Jian, Zheng Xiaochuan, et al. Experimental study of turbulent combustion in a combustor with staged air injection[J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(35): 62-67(in Chinese).
- [3] 祁海鹰,李宇红. R0110 重型燃气轮机燃烧室研究总结报告[R]. 北京:清华大学,2007.
Qi Haiying, Li Yuhong. Research report on R0110 heavy duty gas turbine combustor[R]. Beijing: Tsinghua University, 2007(in Chinese).
- [4] 张忠孝,姚向东,乌晓江,等. 气体再燃低 NO_x 排放试验研究[J]. 中国电机工程学报,2005,25(9): 99-102.
Zhang Zhongxiao, Yao Xiangdong, Wu Xiaojiang, et al. Experimental study on low NO_x emission using gas reburning[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(9): 99-102(in Chinese).
- [5] Döbbling K, Hellat J, Koch H. 25 Years of BBC/ABB/Alstom lean premix combustion technologies[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, Reno-Tahoe, Nevada, USA, 2005.
- [6] Vandervort C L. 9 ppm NO_x/CO combustion system for "F" class industrial gas turbines[C]. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, Munich, Germany, 2000.
- [7] Davis L B, Black S H. Dry low NO_x combustion systems for GE heavy-duty gas turbines[R]. New York: GE Power System, 1996.
- [8] Zajadatz M, Lachner R, Bernero S, Motz C. Development and design of ALSTOM's staged fuel gas injection EV burner for NO_x reduction[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, 2007.
- [9] Tanimura S, Nose M, Ishizaka K, et al. Advanced dry low NO_x combustor for mitsubishi g class gas turbine[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, Berlin, Germany, 2008.
- [10] Lefebvre A H. Gas turbine combustion[M]. New York: Taylor & Francis Press, 1998: 338-363.

- [11] 焦树建. 低 NO_x 燃烧室与降 NO_x 方法[R]. 北京: 清华大学, 2004. Jiao Shujian. Methods to realizing low NO_x emissions and Reducing NO_x [R]. Beijing: Tsinghua University, 2004 (in Chinese).
- [12] 谢刚, 祁海鹰, 李宇红. DLN 燃烧室的燃料-空气预混均匀性问题[J]. 工程热物理学报, 2006: 27(Suppl.2): 227-230. Xie Gang, Li Yuhong, Qi Haiying. Experimental study on nonuniformity of fuel-air premixing in a DLN combustor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006: 27(Suppl.2)(in Chinese): 227-230.
- [13] 陈晓丽, 祁海鹰, 谢刚, 等. 重型燃机燃烧室污染排放的估算方法研究[C]. 中国工程热物理学会燃烧分会论文集, 合肥, 2009. Chen Xiaoli, Qi Haiying, Xie Gang, et al. A study on the estimating method to emissions for heavy-duty gas turbine combustors [C]. Chinese National Conference of Engineering Thermophysics, He Fei, 2009(in Chinese).
- [14] 崔玉峰, 徐纲, 聂超群, 等. 数值模拟在合成气燃气轮机燃烧室设计中的应用[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(16): 109-116. Cui Yufeng, Xu Gang, Nie Chaoqun, et al. Application of numerical simulation in the design of gas turbine combustor for burning syngas[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(16): 109-116(in Chinese).
- [15] 徐纲, 俞斌, 雷宇, 等. 合成气燃气轮机燃烧室的试验研究[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(17): 100-105. Xu Gang, Yu Bin, Lei Yu, et al. Experimental research on gas turbine combustor for burning syngas[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(17): 100-105(in Chinese).
- [16] Lefebvre A H. Fuel effects on gas turbine combustion-line temperature, pattern factor, and pollutant emissions[J]. Journal of Aircraft, 1984, 21(11): 887-897.
- [17] 张文普, 丰镇平. 微型燃气轮机环型燃烧室的设计研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(5): 150-153. Zhang Wenpu, Feng Zhenping. Design and study of annular combustor for micro turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(5): 150-153(in Chinese).
- [18] Odgers J, Kretschmer D. The prediction of thermal NO_x in gas turbines[C]. Beijing International Gas Turbine Symposium and Exposition, Beijing, 1985.
- [19] Rokke N A, Hustad J E, Berg S. Pollutant emissions from gas fired turbine engines in offshore practice-measurements and scaling [C]. International Gas Turbine and Aero engine Congress and Exposition, Cincinnati, Ohio, 1993.
- [20] Rizk N K, Mongia H C. Emission Predictions of different gas turbine combustors[C]. 32nd Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, Reno, NV, 1994.



谢刚

收稿日期: 2009-11-30。

作者简介:

谢刚(1982—), 男, 博士研究生, 研究方向为重型燃气轮机低污染燃烧室的试验和数值研究, xieg@mails.tsinghua.edu.cn;

祁海鹰(1960—), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 研究方向为燃煤污染控制, 多相流动, 燃烧。

(责任编辑 王庆霞)