

DOI:10.19651/j.cnki.emt.2105707

海上采油平台的燃气轮机烟气流量测试新方法^{*}刘向龙^{1,2} 方清清¹ 曾智¹ 周茂军³ 李小华¹ 王平¹(1. 湖南工程学院 建筑工程学院 湘潭 411104; 2. 绿色低碳建筑节能与材料技术湖南省工程中心 湘潭 411104;
3. 湖南尊丰机电科技有限公司 怀化 418099)

摘要: 当海上采油设施燃气透平主机余热回收时,烟气流量是确定余热锅炉容量的重要参数之一。通过在烟道管上钻孔,在给定气体燃料成分、燃料特性系数的基础上采用烟气分析仪测量气体燃料的燃烧产物(如 O_2 , RO_2 等)来计算过量空气系数 α ,进而计算燃气轮机的烟气流量。结果表明,在不同负荷下,燃气轮机的 α 值在 3~7 之间变化,明显大于锅炉的 α 值,该测量方式对于海上采油设施回收燃气轮机烟气余热的工程应用具有重要的参考价值。

关键词: 烟气流量;过量空气系数;燃气轮机;海上采油设施

中图分类号: TK-9 文献标识码: A 国家标准学科分类代码: 480.50

Novel method for flue gas flow of gas turbines in offshore oil production facilities

Liu Xianglong^{1,2} Fang Qingqing¹ Zeng Zhi¹ Zhou Maojun³ Li Xiaohua¹ Wang Ping¹(1. Department of Building Engineering, Hunan Institute of Engineering, Xiangtan 411104, China; 2. Hunan Engineering Research Center of Energy Saving and Material Technology of Green and Low Carbon Building, Xiangtan 411104, China;
3. Hunan Zunfeng Electromechanical Technology Co., Ltd., Huaihua 418099, China)

Abstract: The flue gas flow is an important parameter to determine the capacity of waste heat boiler in offshore oil production facilities. The excess air coefficient α is calculated by measuring the combustion products (such as O_2 , RO_2 , etc.) of gas fuel by gas analyzer on the basis of given gas fuel composition and fuel characteristic coefficient, and then the flue gas flow of gas turbine is calculated. The results show that under different loads, the α value of gas turbine varies from 3 to 7, which is significantly greater than that of boiler. This measurement method has important reference value for engineering application of gas turbine flue gas waste heat recovery in offshore oil production facilities.

Keywords: flue gas flow; excess air coefficient; gas turbines; offshore oil production facilities

0 引言

燃气轮机的燃烧通常会造成大量的能量损耗,由于热量是随烟气释放的,尤其是在海上采油生产设施中,燃气轮机的高温烟气直接被排放到大气中。考虑利用废热来提高燃气联合动力循环的效率,从而达到节能的目的^[1-2]。在海上采油生产设施的余热回收过程中,烟气温度和烟气流量是燃气轮机烟气流量最重要的参数^[2]。烟气温度利用测量设备很容易得到,但由于空间的限制,直接测量较为困难。在一般的工业应用中,为了测试烟气流量,使用了压差流量计,利用压差信号来反映烟气的速度,如孔板流量计、文丘里管、V形内锥流量计等。

对于上述压差的测量流量的方法,做了很多的研究。宋晓明等^[3]提出一种对称多孔孔板差压式流量计的设计方法。赵清^[4]针对孔板流量计长期使用过程中测量误差增大、精度下降问题,基于孔板流量计的工作原理,分析了直径比 β 、流出系数 C 、可压缩流体密度 ρ_1 等物理参数变化以及导压管差压 Δp 传送失真等对测量精确度的影响。在文丘里管的研究中,李博等^[5]研究了基于文丘里效应的检测装置,设计了与燃气热水器排烟管相连接的文丘里管结构,开发了基于虚拟仪器平台 LabVIEW 的检测系统,应用硅膜片微差压式传感器检测文丘里管输出的差压信号,并对差压信号进行了标定实验。尹保来等^[6]提出了一种新的检定方法,利用高精度主动活塞式体积管作为标准装置对临

收稿日期:2021-01-18

^{*} 基金项目:湖南工程学院湖南省省级应用特色学科(土木工程)、湖南省教育厅科研基金(17B064,20B133)、湖南省自然科学基金(2018JJ4040,2018JJ2081,2018JJ3102)项目资助

• 80 •

界流文丘里喷嘴进行检定。此外,有两项研究集中在液体和蒸汽的流量测量上^[7-8]。从以上结果可以看出,不同的压差仪表对气体的测量是比较准确的,但这些仪表最初应安装在烟气管道上。然而,在海上石油生产设施中,现场没有安装压差流量计来测量燃气轮机的烟气流量。因此,与传统的技术相比,非接触式流量计被认为是一种可行的解决方案。非接触法测量流体具有精度高、重复性好、无运动部件设计、无压差、双向测量等优点^[9-11]。然而,非接触测试模式受发动机清洁气体和限制温度的影响。特别是在海上采油装置中,由于这些装置的温度约为400℃,因此非接触式测试模式并不适合于发动机的烟气流量测量。虽然有些研究者研究了主机烟气流量的影响因素^[12-13]。如Saghafifar等^[14]研究了压力比和燃烧室出口温度等不同参数对燃气轮机烟气流量的影响,Lazzaretto等^[15]使用实验数据确定系数来预测CO和NO的污染性。然而少数研究者将重点放在烟气组分上,如含氧量和三原子气体成分,以此计算燃气轮机的烟气流量。

从上述结果可以看出,在海上采油设施中,由于当地环境的限制,海上采油设施的燃气轮机烟气流量难以直接测量。通过在烟道管上钻孔,使用烟道气分析仪可以相对容易地测量燃气轮机的烟气成分。因此,本文用烟气分析仪测量了含氧量和三原子气体的成分的基础上,采用锅炉燃烧有关的烟气组分比理论来计算 α (过量空气系数),从而计算燃气透平的烟气量。最后,本文通过计算SOLAR公司制造的Titan 130-19501 Axial, Taurus 60-7300和Saturn 60-T7301等燃气透平产品的测量和计算,验证了本测量和计算方法的可行性。

1 试验方法

为了测试燃气轮机的烟气成分(特别是氧和三原子气体的成分),本文采用了一台烟气分析仪(Testo 350),测定了烟气中 $O_2(\%)$ 、 $CO(\times 10^{-6})$ 、 $NO(\times 10^{-6})$ 、 $NO_2(\times 10^{-6})$ 、 $CO_2(\%)$ 、和烟气温度(℃)等参数。由于海上采油设施空间有限,发动机烟管应垂直布置在10 m以上,因此要在烟管上打孔测量。

图1所示为用于确定烟气组分比率的试验方法,其测量烟气成分比的步骤如下:首先,钻一个孔,用于在发动机

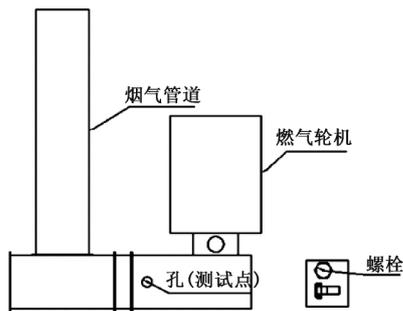


图1 烟气组分比率的试验测试图

停止后插入烟气分析仪的检测器;其次,螺母焊接在烟气管上;然后,在发动机启动后,将烟气分析仪的检测器插入孔中,测试烟气成分比;最后,用螺栓将孔密封。测量结束后,对测试数据进行误差分析。

海上采油设施中燃气透平的燃气燃料通常是从当地开采得到的天然气。燃气轮机的燃烧方式与锅炉的燃烧方式相同,认为空气中含有 $O_2(21\%)$ 和 $N_2(79\%)$ 。此外,燃烧过程中会产生诸如 RO_2 、 H_2O 、 N_2 、 O_2 等气体。当气体燃料完全燃烧时,气体燃料的理论空气体积计算如下:

$$V = \frac{1}{21}(0.5H + 0.5 + 1.5HS + \sum(m + \frac{n}{4})C_mH_n - O_2) \quad (1)$$

式中: V^0 为理论风量(m^3/m^3); H_2 、 CO 、 H_2S 、 C_mH_n 分别表示 H_2 、 CO 、 H_2S 和碳氢化合物(C_mH_n)气体的比率。

$$V_{RO_2}^0 = 0.01(CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n) \quad (2)$$

式中: $V_{RO_2}^0$ 、 CO_2 、 H_2S 、 C_mH_n 分别表示3种原子气体体积(m^3/m^3),以及 $CO_2(\%)$ 、 $CO(\%)$ 、 $H_2S(\%)$ 和 $C_mH_n(\%)$ 的比率。

$$V = 0.01(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2}C_mH_n + 0.124W) + 0.0161V^0 \quad (3)$$

式中: $V_{H_2O}^0$ 、 H_2 、 W 分别表示水蒸气体积(m^3/m^3)、 H_2 比率($\%$)和天然气的水体积(m^3/m^3)。

$$V_{N_2}^0 = 0.79V^0 + 0.01N_2 \quad (4)$$

式中: $V_{N_2}^0$ 、 N_2 分别为 N_2 体积(m^3/m^3)、天然气的 N_2 比率($\%$)。因此,理论烟气量计算如下:

$$V_y^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 \quad (5)$$

式中: V_y^0 为理论烟气量(m^3/m^3)。然后,实际气体体积计算如下:

$$V_y = V_y^0 + (\alpha - 1)V^0 + (\alpha - 1)V^0 \quad (6)$$

式中: α 、 V_y 分别表示过量空气系数和实际烟气量(m^3/m^3)。

$$\alpha = V_k/V_0 = 1/(1 - (\Delta V_k/V_k)) \quad (7)$$

式中: V_k 、 ΔV_k 分别表示实际风量(m^3/m^3)、过量风量(m^3/m^3)。至于 α 的计算,假设气体燃料成分如下:

$$H_2 + CO + H_2O + \sum C_mH_n + O_2 + CO_2 + N_2 = 100 \quad (8)$$

对于气体燃料的不完全燃烧,假设干烟气成分如下:

$$CO_2^d + CO^d + SO_2^d + N_2^d + O_2^d = 100 \quad (9)$$

式中: CO_2^d 、 CO^d 、 SO_2^d 、 N_2^d 、 O_2^d 分别为干烟气中 CO_2 、 CO 、 H_2S 、 N_2 和 O_2 的比率($\%$)。

$$\Delta V_k^d = (V_y^d)/21(O_2^d - 0.5CO^d - 0.5H_2^d - 2CH_4^d) \quad (10)$$

实际风量可考虑干烟气 N_2 量计算:

$$V_k^d = N_{2k}^d/(79V_k^d) \quad (11)$$

式中: N_{2k}^d 表示氮气体积比($\%$)。

干空气的 N_2 由三部分组成:理论空气体积,气体燃料,过量空气。然后,干烟气的 N_2 体积计算如下:

$$V_{N_2}^d = 0.79V^0 + N_2/1000 + \frac{79}{21} \frac{V_y^d(O_2^d - 0.5CO^d)}{100} \quad (12)$$

式中: $V_{N_2}^d, V_y^d$ 表示干烟气的 N_2 体积(m^3/m^3)和干烟气体积(m^3/m^3)。式(2)可变换如下:

$$V_{RO_2}^0 + V_{CO}^0 = 0.01(CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_m H_n) \quad (13)$$

然后,式(10)可变换如下:

$$V_y^d = 100(V_{RO_2}^0 + V_{CO}^0)/(RO_2^d + CO^d) \quad (14)$$

当 $N_2^d = 100 \frac{V_{N_2}}{V_d}$ 时,式(8)可变换如下:

$$RO_2^d + CO^d + 100(V_{N_2}/V_d) + O_2^d = 100 \quad (15)$$

等式(1)、(11)和(9)中可代入式(12):

$$\frac{0.395(H_2 + CO) + 0.79 \sum (m + \frac{n}{4}) (CH + 1.185HS - 0.7CO_2 + 0.21N_2)}{CO + \sum mC_m H_n + CO_2 + H_2S} (RO_2^d + CO^d) = 21 \quad (16)$$

燃料特性系数 β 定义为:

$$\beta = \frac{0.395(H_2 + CO) + 0.79 \sum (m + \frac{n}{4}) C_m H_n + 1.185H_2S - 0.79O_2 + 0.21N_2}{CO + \sum mC_m H_n + CO_2 + H_2S} - 0.79 \quad (17)$$

则式(13)可以变换如下:

$$CO^d = (21 - O_2^d - RO_2^d(1 + \beta))/(0.605 + \beta) \quad (18)$$

这里燃料特性系数 β 对应于气体燃料特性。干烟气的 CO^d 值相当小,因此,式(7)可变换如下:

$$RO_2^d = (21 - O_2^d)/(1 + \beta) \quad (19)$$

式(7)可修改如下:

$$\alpha = 21/(21 - O_2^d/(100 - RO_2^d - O_2^d)) \quad (20)$$

这里燃料特性系数 β 对应于气体燃料特性。干烟气的 CO^d 值相当小,因此,式(18)可修改为:

$$\alpha = 21/(21 - 79(O_2^d/100 - RO_2^d - O_2^d)) \quad (21)$$

然后,将式(19)代入式(21);因此,式(21)可变换为:

$$\alpha = 21/(79 + 100\beta)((79/RO_2^d) + \beta) \quad (22)$$

$$\alpha = \{21 - O_2^d(21\beta/(79 + 100\beta))\}/(21 - O_2^d) \quad (23)$$

其中, $21/(79 + 100\beta)$ 显著小于 1。因此,式(23)可变换为:

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2^d} \quad (24)$$

根据上述公式,通过气体燃料的产生和烟气中干氧和 3 种原子气体成分比例的测量,可以得到真实的烟气流量。式(24)计算得到的 α 值大于用式(22)和(23)计算得到的 α 值。使用式(24)得到的 α 值,会导致燃气轮机的余热回收锅炉设计尺寸过大,进而导致海上石油生产设施的余热回收率很低。

如图 2 所示,给出了气体燃料成分($H_2, CO, H_2S,$

$C_m H_n$ 等)、燃料特性系数 β 。根据与锅炉燃烧有关的烟气组分比理论,利用测得的气体燃料(RO_2, O_2 等)干燃烧产物计算过量空气系数 α ,从而确定燃气轮机的烟气流量。在海上采油设施的主机 Titan 130-19501 Axial、Taurus 60-7300 和 Saturn 60-T7301 中,通过改变不同负荷下同一台燃气轮机的过量空气系数的范围,进一步验证了该测量计算方法。

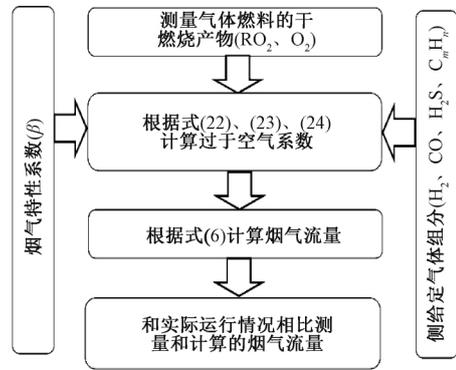


图 2 烟气流量的测量和计算方法

2 结果讨论与分析

本文首先依据锅炉燃烧的烟气组分理论,通过相关计算确定过量空气系数进而计算燃气轮机的烟气流量。其次,依据从 Solar 公司 Titan 130-19501 Axial 和 Taurus 60-7300 在不同天然气下的运行数据,分析了烟气流量(kg/hr)、净输出功率(kW)和过量空气系数之间的关系。最后,选取中海油钻井 9-3 平台的 Saturn 60-T7301 作为样本,分析了测量和计算方法的有效性。

2.1 燃气轮机过量空气系数的确定

本文采用与锅炉燃烧有关的烟气成分比理论,计算了锅炉的过量空气系数。利用式(22)和(23)研究了 α, β, RO_2 和 O_2 之间的关系;此外, β 值根据气体的成分从 $-0.3 \sim 1$ 而变化。当 $\beta=0$ 时,式(23)变换为式(24)。

如图 3 所示, β 值不变, α 值随 O_2 的增加而增大;对于相同的 O_2 量, α 值随 β 的增加而减小。当 O_2 量相同,不考虑 β 的 α 值明显大于考虑 β 的 α 值,当 β 值为正数时,式(24)的结果大于考虑 β 时得到的 α 值,其变化范围在 $1\% \sim 10\%$ 之间。当 β 值为负数时,在相同 O_2 量下 α 值最大。天然气是海上平台采油生产设施中的常规能源,其 β 值在 $0.78 \sim 0.8$ 之间变化,这表明由式(24)得到的 α 值大于考虑 β 得到的 α 值。当 β 值为负数时,气体燃料为高炉煤气,不能用于海上采油设施。因此,由式(24)得到的 α 值大于实际 α 值,而且考虑 β 时的 α 值对于海上采油设施中燃气轮机烟气流量的计算和测试更为准确。

α 与 RO_2 和 β 的关系如图 4 所示,可根据式(22)计算。当 β 值不变时, α 值随 RO_2 值的增大而减小,可以注意到 β 值对 RO_2 和 α 之间的关系有显著的影响。一般情

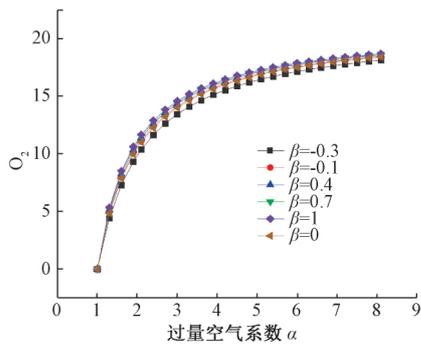


图3 α 与 β 和 O_2 变化的关系

况下, RO_2 由 CO_2 (主要组分比) 和 SO_2 (次要组分比) 组成, 用于海上采油设施的天然气更是如此。根据海上采油设施燃气轮机烟气测试数据, 发现 CO_2 值小于 4。通常 β 值在 0.7~0.8 之间变化; 对于海上石油生产设施中使用的燃气轮机, α 的计算值大于 3。用测量仪器测得的 O_2 值相对来说比测量 RO_2 值容易, 因为 O_2 值的比例更大, 测量误差更小。

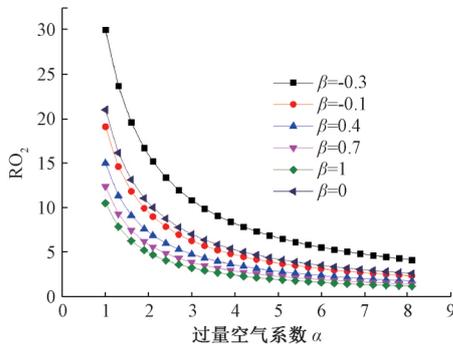


图4 α 与 β 和 RO_2 变化的关系

2.2 燃气流量与净输出功率和过量空气系数的关系

本文理论计算方法的对比分析对象是海上透平主机厂家现场调试运行数据 (Solar 公司制造的 3 种燃气轮机, Titan 130-19501 Axial 和 Taurus 60-7300), 验证则是对 Saturn 60-T7301 在现场平台上进行的试验中获得的。对于 Titan 130-19501 Axial, 环境压力为 101.08 kPa, 相对湿度为 60.0%, 环境温度为 20 °C, 试验载荷为规定载荷的 30% (4 104 kW)~规定载荷 (15 000 kW) 的 100%; 在测试 Taurus 60-7300 时, 确定规定负载的运行从 1 400~3 952 kW; Saturn 60-T7301 的测试数据是通过将烟气分析仪插入烟管的孔中, 然后用螺栓将孔堵住而获得的。表 1 和 2 所示为不同燃气轮机的规格和天然气成份。

测得 Titan 130-19501 Axial 和 Taurus 60-7300 的燃气低热值分别为 36 897.3 kJ/std·m³ 和 37 649.2 kJ/std·m³。从表 2 可以看出, Titan 130-19501 Axial、Taurus 60-7300 和 Saturn 760-T7301 的 β 值分别为 0.71、0.73 和 0.74。在计算中, 假设空气成分比为 79% 的 N_2 和 21% 的 O_2 。

表 1 不同型号燃气轮机参数

型号	Titan 130-19501 Axial	Taurus 60-7300	Saturn 60-T7301
燃料	天然气	天然气	天然气
烟气温度/°C	487	520	476
额定负载/kW	15 000	4 000	4 750

表 2 不同燃气轮机的天然气组成 %

天然气成分	CO_2	N_2	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	其他
Titan 130-19501 Axial	2.45	0.36	85.65	7.34	2.53	1.67
Taurus 60-7300	0.44	1.51	92.79	4.16	0.84	0.26
Saturn 60-T7301	1.28	3.17	90.94	2.37	0.27	0

如图 5 和 6 所示, α 值是 Titan 130-19501 Axial 和 Taurus 60-7300 的测试数据。Taurus 60-7300 的 α 值在 3.5~5.1 之间, 对应净输出功率的范围变化在 1 400~3 952 kW 之间。在 Titan 130-19501 Axial 中, α 值从 6.99 下降到 3.36, 相对应的净输出功率在 4 104~15 054 kW 之间变化。燃气轮机的 α 值明显高于锅炉燃烧时的 α 值 (小于 2); 并且随着燃气轮机功率的增加, α 值逐渐减小。在 Titan 130-19501 Axial 中, 其烟气流量在 177 883~190 923 kg/h 之间变化, 增加了约 7.3%, 而燃气轮机的功率变化在 4 104~15 054 kW 之间, 增加了约 3.7 倍。在 Taurus 60-7300 中, 烟气流量变化在 71 542~82 263 kg/h 之间, 增加了不到 13%, 其燃气轮机功率变化在 1 400~3 952 kW 之间, 提高了约 2.8 倍。以上表明烟气流量并没有随着燃气轮机的功率线性增加。当燃气轮机在海上采油设施的采油过程中出现波动时, 应准确测量烟气流量。

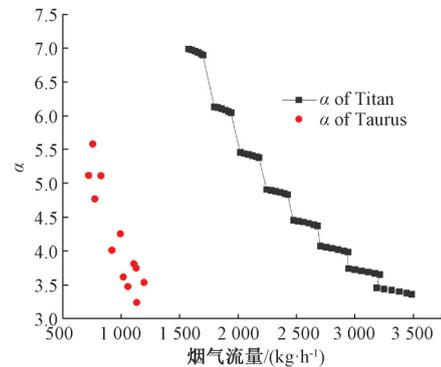


图 5 α 与燃气流量的关系

如图 7 和 8 所示, 比较了几种不同的 α 值: 分别是由 Solar 公司制造商测量的 α 值、不考虑 β 的 α 值、通过 RO_2 考虑 β 的 α 值和通过 O_2 考虑 β 的 α 值。在同一台燃气轮机内, 随着净输出功率和燃气流量的增加, 4 种工况下的 α 值均减小, 表示同一台燃气轮机的单位功率烟气流量随着净输出功率和燃料流量的增加而减小。在不考虑 β 影响的

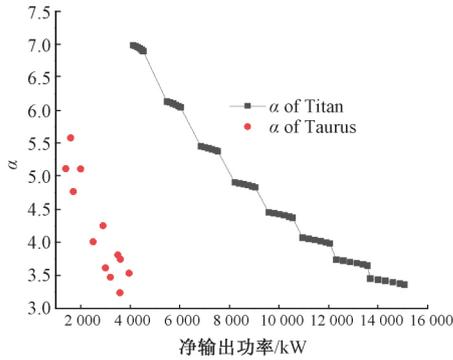


图 6 α 与净输出功率的关系

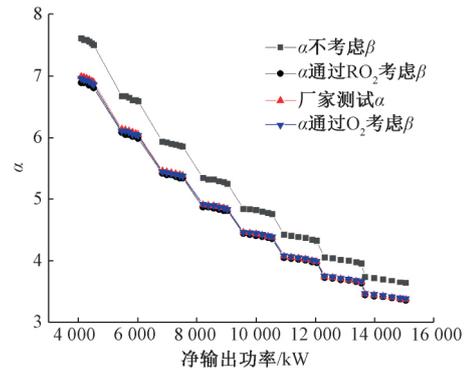


图 8 α 与净输出功率的关系

情况下,意味着不考虑燃气轮机的不完全燃烧,由此可确定 α 值大于制造商试验数据的 α 值,即在 $7\% \sim 8\%$ 中变化。当考虑 β 的影响时,通过 RO_2 考虑 β 的 α 值比制造商测试数据的 α 值略小 $9\% \sim 1.4\%$;此外,通过 O_2 考虑 β 的 α 值与制造商测试数据的 α 值偏差为 $-0.5\% \sim 0.5\%$ 。结果表明,根据工程应用中使用的式(23)计算的 α 值略大于实际烟气流量的 8% 。此外,由 O_2 考虑 β 测得的 α 值更准确。在测量过程中, O_2 比 RO_2 更容易测试。因此,测量计算模式对工程应用是有效的,通过 O_2 考虑 β 测得的 α 值(式(23)和图 3)对海上采油设施中燃气轮机余热回收更为有效。

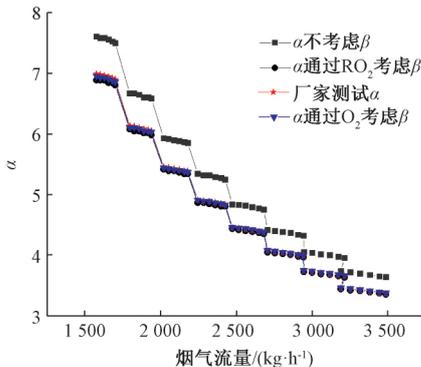


图 7 α 与烟气流量的关系

3 实验验证

为了验证烟气流量的测量和计算方法,对 9-3 平台燃气轮机的烟气流量进行了测量和计算。本文以中海油 9-3

平台上的燃气轮机为研究对象,获得现场测试数据。9-3 平台的热力系统由三台燃气轮机(Saturn 60-T7301)和两台热油锅炉组成。天然气组分如表 3 所示;随着原油产量的增加,热力锅炉的装料不能满足 9-3 平台的负荷要求。在 9-3 平台中,其环境压力为 101.08 kPa,相对湿度为 60.0%,环境温度为 20℃。在平台上安装了三台燃气轮机(Saturn 760-T7301),标记为 A、B、C。试验数据是在 A、B、C。试验数据是在 A、C 燃气轮机的负荷为 3 800 kW(B 燃气轮机处于备用状态)和天然气日耗量为 $9 \times 10^4 \text{ m}^3$ (两台燃气轮机通常在同一负荷下运行,另一台备用)时获得的。所用烟气分析仪为 Testo 350XL,9-3 平台干烟气组分比试验数据如表 3 所示。

表 3 9-3 平台干烟气成分比试验数据

燃气轮机	$O_2^d / \%$	$CO^d (\times 10^{-6})$	$NO^d (\times 10^{-6})$	$NO_2^d (\times 10^{-6})$	$CO_2^d / \%$
C	16.80	8	74	0.2	3.68
C	16.73	13	74	0.4	3.74
C	17.11	1	64	1.8	3.41
A	16.92	2	61	2.8	3.59
A	16.80	2	66	1.6	3.68
A	16.89	5	66	0.2	3.60

测量结束后,通过误差分析对试验数据进行评估,以避免数据出现偏差。表 4 所示为测量数据的误差分析,其中是 \bar{x} 平均值, v_i 是剩余误差, γ 是相对误差,而 σ 是标准偏差。如果 $|v_i| < 3\sigma$,则表明采油设施中的燃气轮机的 RO_2/O_2 值没有错误。

表 4 9-3 平台 RO_2^d/O_2^d 的误差分析

RO_2/O_2	\bar{x}	v_i	$\gamma / \%$	v_i^2	σ
3.68/16.80	3.62/16.875	0.06/-0.075	1.630/-0.446	0.0036/0.005625	0.116/0.134
3.74/16.73		0.12/-0.145	3.209/-0.867	0.0144/0.021025	
3.41/17.11		-0.21/0.235	-6.158/1.373	0.0441/0.055225	
3.59/16.92		-0.03/0.045	-0.836/0.266	0.0009/0.002025	
3.68/16.80		0.06/-0.075	1.630/-0.446	0.0036/0.005625	
3.60/16.89		-0.02/0.015	-0.556/0.089	0.0004/0.000225	

从表4可以看出, RO_2/O_2 的残差绝对值均小于 3σ ($|v_i| < 3\sigma$), 这表明在现场供电的燃气轮机中, RO_2/O_2 没有错误。从表4和5可以看出, NO_2 仅占 RO_2 的9%, CO_2 值可被认为是 NO_2 值。 O_2 的平均组分比值为16.88%, RO_2 的平均值为3.62%, β 值为0.74。从图3和4可知 α 值相反, 即当考虑 β 时, α 值分别为4.5和4.4, 不考虑 β 时由等式(24)计算的 α 值为5.09。根据方程式(1)~(5), 计算 $\alpha=1$ 时 V^0 、 $V_{RO_2}^0$ 、 $V_{N_2}^0$ 、 $V_{H_2O}^0$ 、 V_y^0 的值, 如表5所示。

表5 $\alpha=1$ 时烟气成分计算比 (m^3/m^3)

V^0	$V_{RO_2}^0$	$V_{N_2}^0$	$V_{H_2O}^0$	V_y^0
9.77	0.97	7.75	2.16	10.88

表5中所列的值是当 $\alpha=1$ 时得到的, 此外可使用 α 的实际值获得实际气体比值。根据式(6), 根据不同的 α 值(4.4、4.5和5.05), 相应的烟气体积(烟气密度为 1.1 kg/m^3 , 日耗天然气 $9 \times 10^4 \text{ m}^3$) 分别为78 633、80 465和91 456 kg/h。当负荷为3 800 kW时, 燃气轮机的烟气体积为82 195 kg/hr, 这意味着 $\alpha(4.5)$ 的值与实际运行过程基本一致。在本研究中, 式(24)的结果没有考虑 β 的值大于实际的操作值。在图2和3(式(22))的比较中, 图2适合于计算海上石油生产设施中燃气轮机的烟气体积; 此外, 与 RO_2^d 相比, O_2^d 的值更难测量。

4 结 论

通过以上分析, 根据锅炉燃烧中采用的烟气成分理论, 以给定的燃气成分、燃料特性系数和干烧产物为试验对象, 计算了过量空气系数。本文所提出的测试方法可用于计算燃气轮机的烟气体积, 并对海上采油设施热回收工程具有一定的参考价值。结论如下:

1) 根据海上采油设施燃气轮机的数据, 确定燃气轮机的 α 值在3~7之间变化, 明显大于锅炉燃用相同气体燃料时的 α 值。

2) 通过比较不同模式下的 α 值, 即不考虑 β , 通过 RO_2 考虑 β 的 α 值, 通过 O_2 考虑 β 的 α 值, 确定考虑 β 到 O_2 时的过量空气系数, 适合于计算海上采油设施燃气轮机的烟气体积; 此外, 值得注意的是, 与 RO_2^d 相比, O_2^d 的值更容易测量。

3) 该测量计算模式对海上采油设施的热回收工程具有一定的参考价值, 特别是在热回收工程改造中, 这种在燃气轮机烟气管上钻孔、通过测量烟气中的 O_2 和 RO_2 的模式可用于计算 α 值。

参考文献

- [1] 王国涛. 燃煤锅炉烟气余热回收与节能分析[J]. 节能, 2020, 39(4): 96-97.
- [2] 刘向龙. 海上采油设施主机余热回收过程的热力学研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2016.

- [3] 宋晓明, 贾志宁, 杨洋, 等. 一种对称多孔孔板差压式流量计设计[J]. 电子测量与仪器学报, 2018, 32(6): 33-38.
- [4] 赵清. 基于孔板流量计计量误差的分析与改进[J]. 自动化仪表, 2020(41): 33-36.
- [5] 李博, 刘远得, 张全林. 基于 LabVIEW 和文丘里管的气体流速检测仪[J]. 电子测量技术, 2015, 38(7): 103-105.
- [6] 尹保来, 杨修杰, 雷励, 等. 基于体积管标准装置的小量临界流文丘里喷嘴检定方法研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2012, 26(10): 895-898.
- [7] 陈满堂, 姜渭宇, 刘伟光, 等. 用于航空燃油流量测量的 V 锥流量计的研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2016, 30(8): 1167-1174.
- [8] 齐锋锋, 徐英, 张涛, 等. 双支撑锥形流量计蒸汽可膨胀修正系数的研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2016, 30(1): 118-125.
- [9] 张振, 徐科军, 杨双龙, 等. 具有快速响应的电磁流量计高低压励磁系统[J]. 电子测量与仪器学报, 2013, 27(6): 562-571.
- [10] 黄皎, 姚春, 丁婷, 等. 基于新型励磁方式的电磁流量计设计[J]. 传技术学报, 2010(23): 215-219.
- [11] CHEN Q, LI W, WU J. Realization of a multipath ultrasonic gas flowmeter based on transit-time technique[J]. Ultrasonics, 2014, 54: 285-290.
- [12] MARICQ M M. Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: A review[J]. Aerosol Science, 2007, 38: 1079-1118.
- [13] MUELLER L, JAKOBI G, CZECH H, et al. Characteristics and temporal evolution of particulate emissions from a ship diesel engine [J]. Applied Energy, 2015, 155: 204-217.
- [14] SAGHAFIFAR M, GADALLA M. Analysis of maisotsenko open gas turbine power cycle with a detailed air saturator model [J]. Applied Energy, 2015, 149: 338-353.
- [15] LAZZARETTO A, TOFFOLO A. Prediction of performance and emissions of a two-shaft gas turbine from experimental data [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28: 2405-2415.

作者简介

刘向龙, 副教授, 博士, 主要研究方向为热泵技术、锅炉与余热回收。

E-mail: 22796333@qq.com

方清清, 硕士研究生, 主要研究方向为绿色建筑节能、墙体保温材料。

E-mail: 416387844@qq.com

曾智, 硕士研究生, 主要研究方向为绿色建筑节能、空气源热泵。

E-mail: 1549394990@qq.com

周茂军, 本科, 主要研究方向为热泵空调技术。

E-mail: 313980713@qq.com