

文章编号: 1000-8241(2019)06-0678-07

一种输气管道燃气轮机性能计算方法及其验证

李世尧¹ 李振林¹ 谷思宇²

1. 中国石油大学(北京)机械与储运工程学院; 2. 中石油管道有限责任公司

摘要: 准确掌握燃气轮机的气路性能参数,对输气管道燃驱压缩机组的运行维护具有重要意义。建立了一种基于一维 Newton 迭代的燃气轮机气路性能计算方法,并通过引入“虚拟部件”的概念对具有复杂气路结构的燃气轮机进行模型简化,使建立的计算方法具有更广泛的适用性。在此基础上,分别根据燃气发生器中“虚拟部件”和实际部件的平衡机理,给出了热端部件进、出口截面处的气路物性参数计算方法,以进一步获取燃气轮机中热端部件的各项性能参数求解。将建立的性能计算方法用于 GE LM2500+型和 RR RB211-6562 型燃气轮机的燃气发生器各部件性能求解,通过与基于多维迭代计算方法获得的部件性能参数进行对比及理论分析,验证了新方法的准确性。新方法克服了由于热端部件气路物性参数缺失而造成的热端部件性能参数无法求解的问题,为输气管道燃气轮机的性能的计算提供了新的思路。(图 4,表 1,参 20)

关键词: 燃气轮机; 气路参数; 性能计算

中图分类号: TK478

文献标识码: A

DOI: 10.6047/j.issn.1000-8241.2019.06.013

A performance calculation method for gas turbines used in gas pipelines and its validation

LI Shiyao¹, LI Zhenlin¹, GU Siyu²

1. College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum (Beijing);

2. PetroChina Pipeline Co. Ltd.

Abstract: It is of great significance to grasp the gas-path performance parameters of gas turbine accurately for the operation maintenance of gas turbine-driven compressor sets in gas pipelines. In this paper, a performance calculation method based on one dimension Newton iteration technique used for the gas path of gas turbine was established. Besides, the model of the gas turbine with complex gas-path structure was simplified by introducing the concept of “virtual component”, so that the performance calculation method can be applied more extensively. Then, the method for calculating the gas-path thermophysical parameters at the inlet/outlet section of each hot-end component was developed according to the equilibrium mechanism of “virtual component” and actual component in the gas generator respectively, so as to obtain the performance parameters of each hot-end component of gas turbine further. Finally, this newly proposed performance calculation method was applied to calculate the performance of each component in the gas generators of GE LM2500+ and RR RB211-6562 gas turbine, and its accuracy was verified by comparing with the performance parameters solved by multi-dimension iteration based calculation method and carrying out theoretical analysis. In conclusion, this new method can deal with the problem that the performance parameters of hot-end components cannot be solved due to the lack of gas-path thermophysical parameters of hot-end components. The research results provide a new idea for the performance calculation of gas turbines in gas pipelines. (4 Figures, 1 Table, 20 References)

Key words: gas turbines, gas path parameters, performance calculation

燃气轮机以其运行效率高、单机功率大、使用寿命长等特点,被广泛应用于航空、船舶、电力、机械驱动等

众多领域。在天然气长输管道中,燃驱压缩机组的使用能够大幅降低当地电网负荷,是电力供应欠发达地

区的首选动力设备。准确掌握燃气轮机各部件在全工况范围内的性能参数,是对其进行性能监测^[1-2]和运行维护^[3-4]的基础。目前,基于多维迭代的燃气轮机性能参数计算方法^[5-7]在故障诊断、性能适配等研究中得到了广泛应用,该方法通过逐步修正各部件性能参数的预测值,使可测参数的仿真误差足够小,以实现性能参数的求解。此外,在 ASME PTC22-2005《燃气轮机性能试验规程》中给出了基于一维迭代的性能计算方法,通过燃气轮机各截面处的气路可测参数直接求解各部件的性能参数。对比上述两种方法,基于多维迭代的性能计算方法能够适配于不同气路结构的燃气轮机,具有更强的扩展性,但求解过程需要依靠 Newton-Raphson 迭代^[5-6]、全局最优化算法^[7]等复杂的数学工具来实现,因而增加了其应用难度。

综上,建立了一种基于一维 Newton 迭代的燃气轮机气路性能计算方法,使各部件性能参数的求解过程不再依赖多维寻优工具,并通过引入“虚拟部件”的概念,不仅增强了现有基于一维迭代的性能计算方法针对不同气路结构燃气轮机的适用性,而且避免了基于多维迭代的性能计算方法在缺少部分热端部件气路物性参数条件下无法给出对应部件性能参数的问题。分别使用上述两种典型方法对 GE LM2500+型燃气轮机的燃气发生器试车数据进行性能分析,验证了新方法的准确性。此外,通过对基于“虚拟部件”概念求解得到的 RR RB211-6562 型燃气轮机热端部件气路物性参数和性能参数进行理论对比分析,说明“虚拟部件”概念的引入拓展了新方法的适用范围。

1 性能计算方法

性能计算的目的在于求解燃气轮机各部件的折合流量、折合转速、压比、等熵效率及整机的输出功率和热效率等性能参数,而获得各部件进、出口截面处的气路物性参数是求解上述性能参数的必要条件。通常情况下,冷端部件(例如压气机)的进、出口截面处均安装了全面的气路物性参数传感器;而对于热端部件(例如燃烧室、涡轮等)的进、出口截面,因受限于传感器的可承受温度,可测的气路物性参数仅有动力涡轮进、出口处的温度和压力。

GE LM2500+型双轴燃气轮机^[8](图1,其中截面1~8为各部件进、出口截面)在中国天然气长输管道得到广泛应用,其包含一台单轴燃气发生器与一台动力涡轮。燃气发生器由高压压气机、燃烧室和高压涡轮组成,高压压气机由高压涡轮驱动,动力涡轮与燃气发生器并未机械相连。高压压气机为整个循环提供高压空气的同时也为高压涡轮和动力涡轮提供冷却气。在气路物性参数测点布置方面,高压压气机进口(截面1)、高压压气机出口(截面2)、高压涡轮出口(截面5)、动力涡轮出口(截面6)均安装有温度传感器和压力传感器,燃烧室燃料进口(截面3)安装有质量流量传感器,燃气发生器转子(截面7)和动力涡轮转子(截面8)均安装有转速传感器。无法通过传感器测量获得的气路物性参数是高压涡轮进口(截面4)的温度和压力,而这两项参数是计算高压涡轮等熵效率和通流能力(进口折合质量流量)的必要参数。

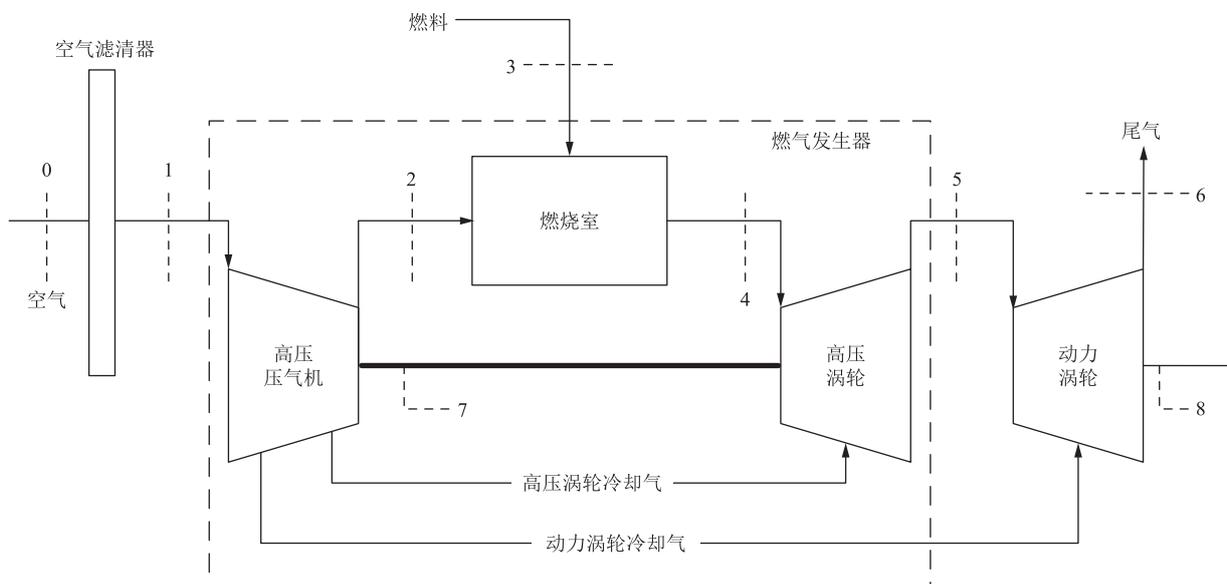


图1 GE LM2500+型双轴燃气轮机气路结构示意图

为了获得全面的部件性能参数,需要根据燃气发生器的转子功率平衡原则、各部件之间的质量流量平衡原则及燃烧反应方程确定各部件进、出口截面处的气体流量和组分比例,并在此基础上反推热端部件各截面处的温度、压力等不可通过传感器测量得到的气路物性参数。除上述基本原则^[9]外,性能计算过程中需要估计冷却气的物性参数,并对冷却气和主流燃气的混合过程进行简化处理。

采用变比热法^[10]计算空气和燃气的物性参数,并将气体的定压热容、焓值、熵值表示为温度的多项式函数^[11]。计算空气和燃气的物性参数时使用的回归系数根据气体组分确定,其表达式为:

$$a_{\text{mix}} = \varphi_n a_n \quad (1)$$

式中: a_{mix} 为空气或燃气的物性参数回归系数向量; φ_n 为气体各组分的摩尔分数向量; a_n 为由 n 种单质气体的物性参数回归系数向量组成的回归系数矩阵。

在已知设计工况下冷却气质量流量后,非设计工况下的冷却气质量流量估计方法^[12]为:

$$\dot{m}_{\text{ith}} = \dot{m}_{\text{ith}}^{\text{DP}} \frac{\rho_{\text{ith}}}{\rho_{\text{ith}}^{\text{DP}}} \sqrt{\frac{T_{\text{ith}}^{\text{DP}}}{T_{\text{ith}}}} \quad (2)$$

式中: \dot{m}_{ith} 、 $\dot{m}_{\text{ith}}^{\text{DP}}$ 分别为实际工况和设计工况下压气机第 i 级抽气点处的冷却气质量流量, kg/s; ρ_{ith} 、 $\rho_{\text{ith}}^{\text{DP}}$ 分别为实际工况和设计工况下压气机第 i 级抽气点处的气体压力, kPa; T_{ith} 、 $T_{\text{ith}}^{\text{DP}}$ 分别为实际工况和设计工况下压气机第 i 级抽气点处的气体温度, K。

计算各级抽气点处冷却气的温度和压力时,假定气体经过每一级叶片后的增压比相同,每一级叶片的等熵效率也相同^[13]。

假定冷却气与主流燃气充分混合后再进入高压涡轮膨胀做功^[14]。以高压涡轮为例,进口处的燃气比焓计算方法为:

$$h_{\text{HPT,In}} = \frac{\dot{m}_{\text{HPC,Out}} h_{\text{HPC,Out}} + \eta_{\text{CB}} \dot{m}_{\text{FL}} \text{LHV} + \dot{m}_{\text{HPT,CA}} h_{\text{HPT,CA}}}{\dot{m}_{\text{HPC,Out}} + \dot{m}_{\text{FL}} + \dot{m}_{\text{HPT,CA}}} \quad (3)$$

式中: $h_{\text{HPT,In}}$ 为高压涡轮进口燃气比焓, J/kg; $\dot{m}_{\text{HPC,Out}}$ 、 \dot{m}_{FL} 、 $\dot{m}_{\text{HPT,CA}}$ 分别为压气机出口空气质量流量、燃料质量流量、高压涡轮冷却气质量流量, kg/s; $h_{\text{HPC,Out}}$ 、LHV、 $h_{\text{HPT,CA}}$ 分别为高压压气机出口空气比焓、燃料的低位热值、高压涡轮冷却气比焓, J/kg; η_{CB} 为燃烧室的燃烧效率,可视为定值。

获得高压涡轮进口气体比焓后,可根据该截面处的气路物性参数回归系数,反推高压涡轮进口处的燃气温度。

忽略冷却气对主流燃气的压力影响,高压涡轮进口燃气压力等于燃烧室出口燃气压力,而后者可通过引入压力损失系数^[15]来估计,其表达式为:

$$\delta_{\text{CB}} = \delta_{\text{CB}}^{\text{DP}} \left[\frac{\dot{m}_{\text{HPC,Out}} \sqrt{T_{\text{HPC,Out}}}}{\rho_{\text{HPC,Out}}} \right] \left/ \left[\frac{\dot{m}_{\text{HPC,Out}}^{\text{DP}} \sqrt{T_{\text{HPC,Out}}^{\text{DP}}}}{\rho_{\text{HPC,Out}}^{\text{DP}}} \right] \right|^2 \quad (4)$$

式中: δ_{CB} 为燃烧室在实际运行工况下的压力损失系数, $\delta_{\text{CB}} = (\rho_{\text{CB,In}} - \rho_{\text{CB,Out}}) / \rho_{\text{CB,In}}$; $\rho_{\text{CB,In}}$ 、 $\rho_{\text{CB,Out}}$ 分别为燃烧室的进、出口气体压力, kPa; $\delta_{\text{CB}}^{\text{DP}}$ 为燃烧室在设计工况下的压力损失系数,为经验常数; $\dot{m}_{\text{HPC,Out}}^{\text{DP}}$ 为设计工况下压气机出口气体的质量流量, kg/s; $\rho_{\text{HPC,Out}}$ 、 $\rho_{\text{HPC,Out}}^{\text{DP}}$ 分别为实际工况和设计工况下压气机出口气体的压力, kPa; $T_{\text{HPC,Out}}$ 、 $T_{\text{HPC,Out}}^{\text{DP}}$ 分别为实际工况和设计工况下压气机出口气体温度, K;

基于燃气发生器转子功率平衡原则和各部件质量流量平衡原则建立双轴燃气轮机性能计算流程(图2,

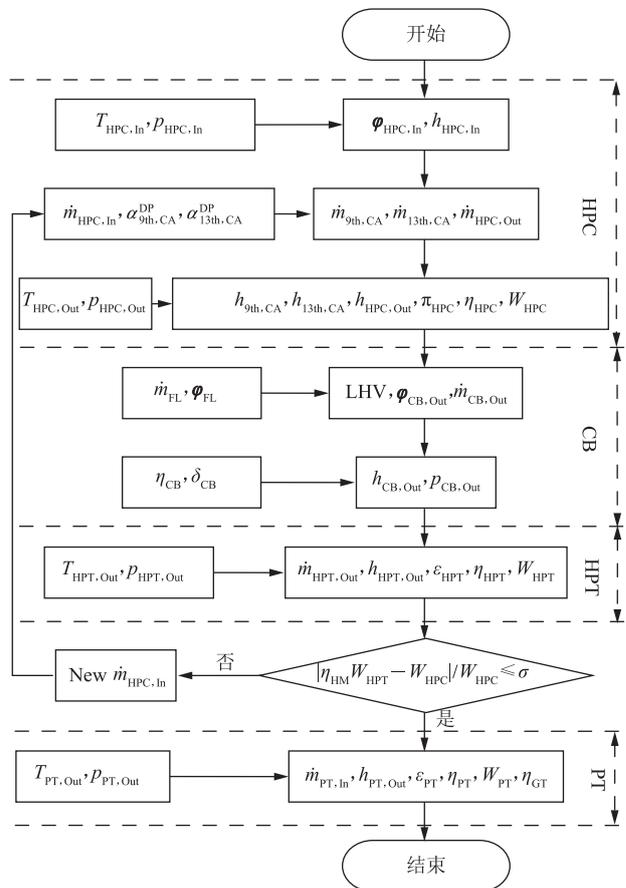


图2 双轴燃气轮机性能计算流程图

$T_{HPC, In}$ 、 $p_{HPC, In}$ 分别为高压压气机的进口空气温度和空气压力; $\phi_{HPC, In}$ 、 $h_{HPC, In}$ 分别为高压压气机进口截面处的气体组分比例向量和气体比焓; $\dot{m}_{HPC, In}$ 为高压压气机进气质量流量; $\alpha_{9th, CA}^{DP}$ 、 $\alpha_{13th, CA}^{DP}$ 分别为设计工况下的高压压气机第 9 级和第 13 级的冷却气的抽气系数,分别用于确定压气机第 9 级的冷却气质量流量 $\dot{m}_{9th, CA}$ 和第 13 级的冷却气质量流量 $\dot{m}_{13th, CA}$; $h_{9th, CA}$ 、 $h_{13th, CA}$ 分别为压气机第 9 级和第 13 级冷却气的比焓,压气机第 9 级抽气用于动力涡轮冷却,第 13 级抽气用于高压涡轮冷却; π_{HPC} 、 η_{HPC} 、 W_{HPC} 分别为高压压气机的压力比、等熵效率、功率消耗; ϕ_{FL} 、 $\phi_{CB, Out}$ 分别为燃料和燃烧室出口燃气的各组分比例向量; $\dot{m}_{CB, Out}$ 、 $h_{CB, Out}$ 、 $p_{CB, Out}$ 分别为燃烧室出口的燃气质量流量、焓值、压力; $h_{HPT, Out}$ 、 $\dot{m}_{HPT, Out}$ 分别为高压涡轮出口的燃气比焓和质量流量; ε_{HPT} 、 η_{HPT} 、 W_{HPT} 分别为高压涡轮的膨胀比、等熵效率、输出功率; η_{HM} 为燃气发生器高压转子的机械效率; σ 为迭代计算中的最大允许功率偏差; $T_{PT, Out}$ 、 $p_{PT, Out}$ 分别为动力涡轮出口的燃气温度和燃气压力; $\dot{m}_{PT, Out}$ 、 $h_{PT, Out}$ 分别为动力涡轮出口的燃气质量流量和燃气比焓; ε_{PT} 、 η_{PT} 、 W_{PT} 分别为动力涡轮的膨胀比、等熵效率、输出功率; η_{GT} 为燃气轮机的热循环效率)。由计算流程可知,高压压气机进气量 $\dot{m}_{HPC, In}$ 是唯一需要基于燃气发生器整体功率平衡和质量平衡原则迭代求解的参数。获得压气机进气量后,各部件截面处的气路物性参数以及各部件的折合流量、折合转速、压力比(膨胀比)、等熵效率等性能参数也将同步获得,详细的计算方法可参见文献[16]。

2 虚拟部件

三轴燃气轮机以其优异的低工况性能,在天然气长输管道的燃驱压缩机组中得到了广泛应用^[17],但更加复杂的气路和机械结构导致了燃气发生器中压气机与涡轮之间的平衡机理发生变化。通过引入“虚拟部件”的概念,对三轴燃气轮机中燃气发生器模型的气路结构和机械结构进行简化,使上述计算方法同样能够应用于三轴燃气轮机。

以 RR RB211-6562 型三轴燃气轮机(图 3,其中截面 1~11 为各部件进、出口截面)为例,低压压气机和高压压气机分别位于不同的转子上,并分别由低压涡轮和高压涡轮驱动,高压压气机抽气用于冷却低压涡轮导叶。在气路参数测点布置方面,低压压气机进口(截面 1)、低压压气机出口(截面 2)、高压压气机出口(截面 3)、低压涡轮出口(截面 7)和动力涡轮出口(截面 8)处均安装了温度传感器和压力传感器,燃烧室的燃料进口(截面 4)安装了质量流量传感器,燃气发生器低压转子(截面 9)、燃气发生器高压转子(截面 10)和动力涡轮转子(截面 11)处均安装有转速传感器。无法通过传感器测量获得的气路物性参数是高压涡轮进口(截面 5)、高压涡轮出口(截面 6)处的温度和压力,而这些参数是建立燃气发生器功率平衡方程以及计算高、低压涡轮等熵效率和通流能力的必要参数。

将低压压气机与高压压气机视为一台“虚拟压气机”,其进口为截面 1,出口为截面 3;类似地,将低压涡轮与高压涡轮视为一台“虚拟涡轮”,其进口为截面

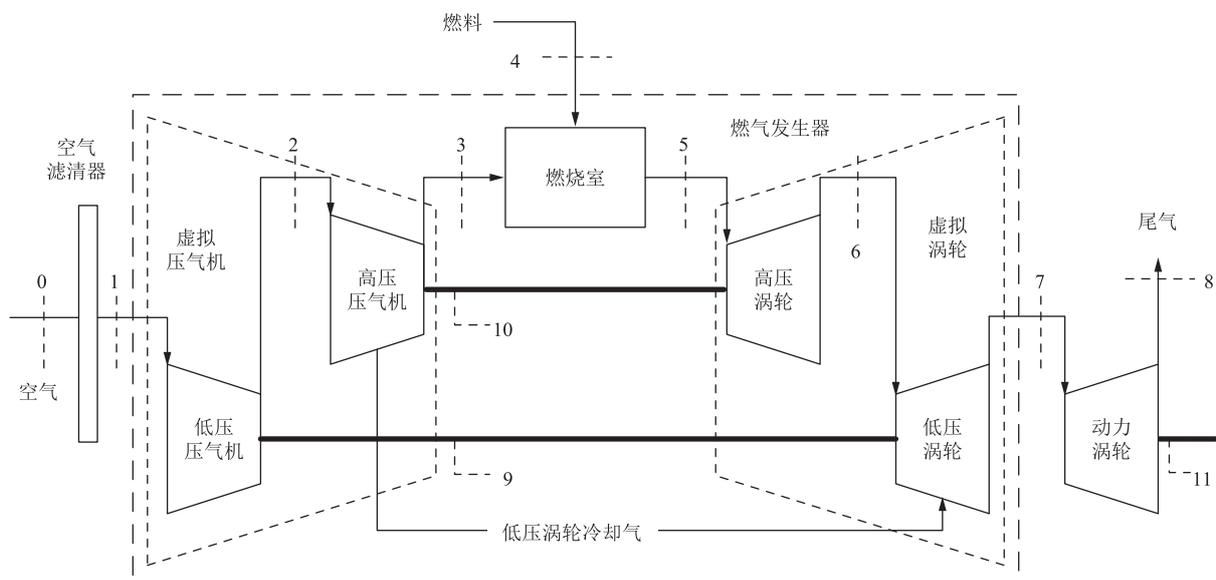


图 3 RR RB211-6562 型三轴燃气轮机气路结构示意图

5, 出口为截面7。由此构成了一台与单轴燃气发生器气路结构相似、平衡机理相似的“虚拟燃气发生器”。按照双轴燃气轮机的性能计算流程(图2), 可获得截面1, 3, 5, 7处的气体流量、物性参数以及各“虚拟部件”的性能参数, 克服了由于缺少截面6处的气路物性参数而无法对燃气发生器建立功率平衡方程的问题, 同时, 这也是进一步确定高、低压涡轮性能参数的关键。

在获取“虚拟燃气发生器”进、出口截面物性参数的基础上, 根据燃气发生器高、低压转子的实际平衡机理可进一步确定截面6处的气路物性参数。以低压转子为研究对象, 低压压气机与低压涡轮之间的功率平衡关系为:

$$W_{LPC} = \eta_{LM} W_{LPT} \quad (5)$$

$$W_{LPC} = \dot{m}_{LPC, Out} h_{LPC, Out} - \dot{m}_{LPC, In} h_{LPC, In} \quad (6)$$

$$W_{LPC} = \dot{m}_{LPT, In} h_{LPT, In} + \dot{m}_{LPT, CA} h_{LPT, CA} - \dot{m}_{LPT, Out} h_{LPT, Out} \quad (7)$$

式中: W_{LPC} 为低压压气机消耗的功率, W ; η_{LM} 为燃气发生器低压轴的机械效率; W_{LPT} 为低压涡轮的功率输出, W ; $\dot{m}_{LPC, Out}$ 、 $\dot{m}_{LPC, In}$ 分别为低压压气机的出口质量流量和进口质量流量, kg/s ; $h_{LPC, Out}$ 、 $h_{LPC, In}$ 分别为低压压气机的出口气体比焓和进口气体比焓, J/kg ; $h_{LPT, In}$ 、 $h_{LPT, Out}$ 分别为低压涡轮进口处及出口处的气体比焓 J/kg ; $\dot{m}_{LPT, In}$ 、 $\dot{m}_{LPT, CA}$ 、 $\dot{m}_{LPT, Out}$ 分别为低压涡轮进口质量流量、低压涡轮冷却气质量流量、低压涡轮出口质量流量, kg/s , 基于质量流量平衡原则有 $\dot{m}_{LPT, Out} = \dot{m}_{LPT, In} + \dot{m}_{LPT, CA}$ 。

由此可获得截面6处的气体比焓 $h_{LPT, In}$ 。在此基础上, 可根据燃气组分确定低压涡轮进口处的物性参数回归系数, 反推低压涡轮进口处的燃气温度。

求解截面6处的气体压力时需要分别将高、低压涡轮作为研究对象, 从上游和下游两个方向共同确定。以高压涡轮为研究对象时, 首先根据高压涡轮进、出口处的燃气比焓计算高压涡轮出口处的燃气等熵比焓:

$$h_{HPT, Out}^s = h_{HPT, In} - \eta_{HPT} (h_{HPT, In} - h_{HPT, Out}) \quad (8)$$

式中: $h_{HPT, Out}^s$ 为高压涡轮出口处的燃气等熵比焓, J/kg ; $h_{HPT, In}$ 、 $h_{HPT, Out}$ 分别为高压涡轮进、出口处的燃气比焓, J/kg ; η_{HPT} 为高压涡轮等熵效率, 需要通过假设并逐步修正确定。

已知高压涡轮出口燃气等熵比焓后, 即可获得对应状态下的燃气熵值 $s_{HPT, Out}^s$ 。以高压涡轮为研究对象, 从上游方向计算高压涡轮出口燃气压力的方法为:

$$p_{HPT, Out} = p_{HPT, In} / \exp\left(\frac{s_{HPT, Out}^s - s_{HPT, In}}{R}\right) \quad (9)$$

式中: $p_{HPT, Out}$ 为以高压涡轮为研究对象计算得到的出口燃气压力, kPa ; $p_{HPT, In}$ 为高压涡轮进口燃气压力, kPa ; $s_{HPT, Out}^s$ 为燃气从高压涡轮进口状态经等熵膨胀至高压涡轮出口状态的熵值, $J/(kg \cdot K)$; $s_{HPT, In}$ 为高压涡轮进口处的燃气熵值, $J/(kg \cdot K)$; R 为气体常数, $J/(kg \cdot K)$ 。

类似地, 以低压涡轮为研究对象时, 从下游方向计算低压涡轮进口燃气压力的方法为:

$$h_{LPT, In}^s = h_{LPT, Out} + (h_{LPT, In} - h_{LPT, Out}) / \eta_{LPT} \quad (10)$$

$$p_{LPT, In} = p_{LPT, Out} \exp\left(\frac{s_{LPT, In}^s - s_{LPT, Out}}{R}\right) \quad (11)$$

式中: $h_{LPT, In}^s$ 为低压涡轮进口处的燃气等熵比焓, J/kg ; $h_{LPT, In}$ 、 $h_{LPT, Out}$ 分别为低压涡轮进、出口的处燃气比焓, J/kg ; η_{LPT} 为低压涡轮等熵效率, 需要通过假设来确定, 并逐步修正; $p_{LPT, In}$ 为以低压涡轮为研究对象时计算得到的进口燃气压力, kPa ; $p_{LPT, Out}$ 为低压涡轮出口燃气压力, kPa ; $s_{LPT, In}^s$ 为燃气从低压涡轮出口状态经等熵压缩至低压涡轮进口状态的熵值, $J/(kg \cdot K)$; $s_{LPT, Out}$ 为低压涡轮出口处的燃气熵值, $J/(kg \cdot K)$;

RR RB211-6562 型燃气轮机的高压涡轮出口与低压涡轮进口属于同一截面(图3)。故通过逐步修正假定的 η_{HPT} 与 η_{LPT} , 最终使 $p_{LPT, In} = p_{HPT, Out}$, 即可获得截面6处的实际燃气压力。而且, η_{HPT} 与 η_{LPT} 之间满足如下函数关系:

$$\eta_{VT} = \frac{W_{HPT} + W_{LPT}}{\frac{W_{HPT}}{\eta_{HPT}} + \frac{W_{LPT}}{\eta_{LPT}}} \quad (12)$$

式中: η_{VT} 为虚拟涡轮等熵效率, 在虚拟燃气发生器的整体平衡计算中被确定。

获得各部件进、出口截面处的气体物性参数后, 即可完全确定各实体部件的性能参数。

3 方法验证

将建立的燃气轮机性能计算方法集成到 MATLAB 软件的 Simulink 模块化仿真平台中, 可对双轴和三轴燃气轮机进行性能分析^[18]。分别使用基于多维迭代的性能计算方法^[4]和新建立的性能计算方法对 GE LM2500+型燃气轮机的燃气发生器试车数据进行分析, 可获得高压压气机与高压涡轮的各项性能参数随高压压气机折合转速的变化情况(图4, $CM_{HPC, In}$ 、

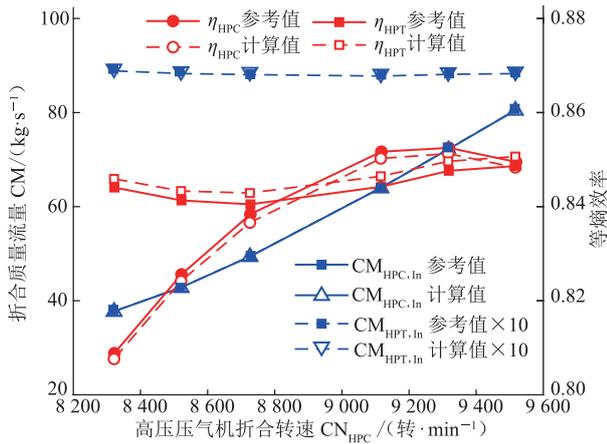


图4 基于不同方法计算的PGT25+燃气发生器性能参数对比图
 $CM_{HPT, In}$ 分别为高压压气机和高压涡轮的进口折合质量流量;各项性能参数的参考值通过基于多维迭代的性能计算方法获得,计算值则由新建立的计算方法给出)。通过对比可知:通过两种方法获得的部件性能参数高度吻合,验证了新建立的性能计算方法的准确性。

对于气路结构更加复杂的RR RB211-6562型燃气轮机,由于缺少高压涡轮出口处的燃气温度参数和

压力参数,导致Newton-Raphson迭代算法中所需的影响系数矩阵欠定^[19-20],所以基于多维迭代的性能计算方法难以给出高、低压涡轮的等熵效率及低压涡轮进口折合质量流量。在这种情况下,通过比较基于新建立的计算方法和基于两种典型假设(①高压涡轮与低压涡轮的膨胀比相同;②高压涡轮与低压涡轮的等熵效率相同)获得的涡轮设计工况点性能参数(表1),并引入压力吻合度参数($p_{HPT, Out}/p_{LPT, In}$)来评价所得结果的准确性。通过分析可知:基于假设①估计截面6处的燃气压力时,获得的高、低压涡轮等熵效率相差悬殊,而且低压涡轮的等熵效率仅为0.706,并不符合实际情况。此外,从上、下游两个方向计算的截面6处的燃气压力存在明显偏差;基于假设②估计截面6处的压力时,压力吻合度大幅提高,与新建立方法的计算结果接近。作为气路参数的固有属性,截面6处的燃气压力从任何一个方向计算都应得到相同的结果,由新建立的性能计算方法给出的压力吻合度参数满足上述条件,并且获得的高、低压涡轮等熵效率均在合理范围内,说明了该方法的正确性。

表1 基于新建计算方法和两种典型假设获得的涡轮设计工况点性能参数

基于方法	等熵效率			截面6压力/kPa			压力吻合度
	虚拟涡轮	高压涡轮	低压涡轮	虚拟涡轮	高压涡轮	低压涡轮	$p_{HPT, Out}/p_{LPT, In}$
假设1	0.810	0.901	0.706	—	936	946	0.989
假设2	0.810	0.810	0.810	—	841	839	1.002
所建方法	0.810	0.825	0.789	—	858	858	1.000

4 结论

通过引入“虚拟部件”的概念,建立了一种基于一维迭代且适用于双轴和三轴燃气轮机的性能计算方法。相比基于多维迭代的性能计算方法,该方法不再依赖多维寻优工具,而且能够在缺少部分热端部件气路物性参数的情况下利用“虚拟部件”之间和实体部件之间的平衡机理实现对整机及各部件性能参数的求解。在大幅降低建模难度的同时,也弥补了基于多维迭代的性能计算方法中存在的不足。

参考文献:

[1] 李刚,谷思宇,贾东卓,等.燃驱压缩机性能监测系统的开发[J].油气储运,2018,37(1):52-56.
 LI G, GU S Y, JIA D Z, et al. Development of performance monitoring system used for turbine-driven compressor set[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2018, 37(1): 52-56.

[2] 张巍,张鹏,王华青,等.天然气管道压气站燃气轮机的性能测定与分析[J].油气储运,2016,35(3):311-314.
 ZHANG W, ZHANG P, WANG H Q, et al. Performance measurement and analysis on gas turbines in gas pipeline compressor stations[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2016, 35(3): 311-314.
 [3] 刘娇,刘金福,于达仁.燃气轮机性能监测诊断技术研究综述[J].燃气轮机技术,2017,30(4):1-8.
 LIU J, LIU J F, YU D R. A review of performance monitoring and diagnostics for gas turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2017, 30(4): 1-8.
 [4] 谷思宇,李刚. GE LM2500+SAC型燃气轮机压气机积垢判据的确定[J].油气储运,2016,35(7):763-767.
 GU S Y, LI G. Indicators for determining compressor fouling of GE LM2500+SAC gas turbines[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2016, 35(7): 763-767.
 [5] LI Y G. Gas turbine performance and health status estimation

- using adaptive gas path analysis[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, 132(4): 109-121.
- [6] 纪星星, 顾春伟, 刘红, 等. 某三轴 MW 级燃气轮机热力循环计算的建模及验证[J]. *工程热物理学报*, 2013, 34(11): 2015-2019.
- JI X X, GU C W, LIU H, et al. Model and validation of the thermodynamic cycle calculation for a three-shaft MW-level gas turbine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, 34(11): 2015-2019.
- [7] 应雨龙, 李淑英. 一种基于粒子群优化算法的燃气轮机自适应热力计算方法[J]. *燃气轮机技术*, 2015, 28(4): 48-54.
- YING Y L, LI S Y. A gas turbine performance adaptation method based on particle swarm optimization algorithm[J]. *Gas Turbine Technology*, 2015, 28(4): 48-54.
- [8] 王冲, 金洁敏, 田广, 等. 不断升级改进的 LM 2500 燃气轮机[J]. *热能动力工程*, 2007, 22(2): 138-141, 223.
- WANG C, JIN J M, TIAN G, et al. Constantly upgraded and improved LM 2500 gas turbines[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2007, 22(2): 138-141, 223.
- [9] 李淑英, 王志涛. 燃气轮机性能分析[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2017: 72-79.
- LI S Y, WANG Z T. Gas turbine performance analysis[M]. Harbin: Harbin Engineering University Press, 2017: 72-79.
- [10] 黄地, 周登极, 韦婷婷, 等. 燃气轮机工质的热物性计算及分析[J]. *海军工程大学学报*, 2017, 29(6): 107-112.
- HUANG D, ZHOU D J, WEI T T, et al. Calculation and analysis of thermodynamic properties for gas turbine working medium[J]. *Journal of Naval University of Engineering*, 2017, 29(6): 107-112.
- [11] MCBRIDE B J, ZEHE M J, GORDON S. NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species[R]. Cleveland: National Aeronautics and Space Administration, 2002: 1-4.
- [12] LEE J J, KIM Y S, KIM T S, et al. A gas turbine performance simulation program and its application to an IGCC gas turbine[C]. Glasgow: ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, 2010: 759-768.
- [13] LEE J J, KANG D W, TONG S K. Development of a gas turbine performance analysis program and its application[J]. *Energy*, 2011, 36(8): 5274-5285.
- [14] 任敬琦, 曹越, 桑懿谦, 等. H 级重型燃气轮机建模与动态仿真[J]. *动力工程学报*, 2018, 38(2): 98-104.
- REN J Q, CAO Y, SANG Y Q, et al. Modeling and dynamic simulation of H-class heavy-duty gas turbines[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2018, 38(2): 98-104.
- [15] LIU Z M, KARIMI I A. Simulation and optimization of a combined cycle gas turbine power plant for part-load operation[J]. *Chemical Engineering Research and Design*, 2018, 131: 29-40.
- [16] 尹昱淞. 基于热力参数的燃气轮机性能监测系统研究[D]. 北京: 中国石油大学(北京), 2016: 16-18.
- YIN Y S. Research on thermal dynamic parameters based gas turbine performance monitoring system[D]. Beijing: China University of Petroleum(Beijing), 2016: 16-18.
- [17] 赵洪亮, 刘超, 王鹏飞, 等. 多构型 RB211-24G 燃气发生器试车控制系统升级[J]. *油气储运*, 2018, 37(6): 682-686.
- ZHAO H L, LIU C, WANG P F, et al. Upgrade of trial run control system for RB211-24G multi-configurations gas generator[J]. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2018, 37(6): 682-686.
- [18] LI S Y, LI Z L, HUANG N. Calculation model based design-point gas generator performance adaptation method[C]. Hawaii: ASME 2017 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2017: V01AT02A007-V01AT02A007.
- [19] 应雨龙, 李靖超. 一种基于多运行工况点的强鲁棒性燃气轮机非线性气路诊断方法[J]. *燃气轮机技术*, 2016, 29(3): 33-38.
- YING Y L, LI J C. A robust gas-path diagnostic method for gas turbine based on multiple operating conditions[J]. *Gas Turbine Technology*, 2016, 29(3): 33-38.
- [20] LI Y G, PILIDIS P, NEWBY M A. An adaptation approach for gas turbine design-point performance simulation[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, 128(4): 789-795.
- (收稿日期: 2017-12-15; 修回日期: 2019-04-18; 编辑: 张雪琴)
-
- 基金项目:** 中国石油天然气股份有限公司科研项目“输气管道燃气轮机性能监测与故障诊断技术研究”, 油气 2013B-3405-0501。
- 作者简介:** 李世尧, 男, 1988 年生, 在读博士生, 2012 年毕业于中国石油大学(北京)热能与动力工程专业, 现主要从事输气管道燃气轮机性能监测与故障诊断技术研究。地址: 北京市昌平区府学路 18 号, 102249。电话: 18911028598。Email: lishiyao@126.com
- 通信作者:** 李振林, 男, 1967 年生, 教授, 博士生导师, 2007 年博士毕业于中国石油大学(北京)机械设计及理论专业, 现主要从事石油天然气计量技术、声发射检测技术、流体机械等领域的研究工作。地址: 北京市昌平区府学路 18 号, 102249。电话: 13601390549。Email: zhenlinli@263.net