

压气机静叶可调对燃气轮机和联合循环 变工况性能的影响

赵士杭 叶海文 (清华大学)

〔摘要〕 本文叙述了压气机采用可调静叶对单轴恒速燃气轮机变工况性能的影响。通过计算得到了燃气轮机变工况性能曲线,分析了不同的最大排气温度对静叶调节区的影响,以及在部分负荷下机组效率变化的影响。叙述了压气机静叶调节时对由单轴恒速燃气轮机组成的联合循环的影响,指出这时能改善部分负荷下的效率,因而得到了实际应用。

关键词 燃气轮机 压气机 联合循环

一、引言

目前,燃气轮机中的压气机广泛采用可调静叶,即进口导叶可调或同时还有数列静叶可调,它使同样转速下压气机发生喘振的流量降低,从而扩大了压气机的运行范围,也就是扩大了燃气轮机的运行范围。其次,在燃气轮机起动时,关小静叶不仅可使起动过程避免喘振,同时还减少了空气流量,即减少了压气机耗功而有利于起动。

压气机静叶可调对燃气轮机变工况性能的影响,还包括对机组的运行线,对诸参数例如燃气温度和机组效率等的影响,本文所要叙述的就是这方面的内容。鉴于目前正大力发展联合循环以提高能源利用率,故本文进一步叙述了压气机静叶调节对联合循环变工况性能的影响。

二、对燃气轮机变工况性能的影响

单轴燃气轮机用于电站发电时是恒速机

组,工作时机组转速不变,当输出功率 N_{GT} 由额定值降至空载时,运行点沿压气机等转速线由 O 点变至 D 点,见图1。从图看出,随着 N_{GT} 的降低,压气机的空气流量基本不变,运行点离喘振边界越来越远,不存在喘振问题。因此,这种燃气轮机在运行工况下若调节压气机静叶,目的必然不是避免喘振而是考虑其它因素。这里,人们最关心的往往是对效率等变化的影响。大家知道,空气流量 G 随静叶安装角 γ 的关小而减小,使得在同样功率的部分负荷工况下, γ 小的 G 小,燃气温度变高,从而有可能使效率高于静叶

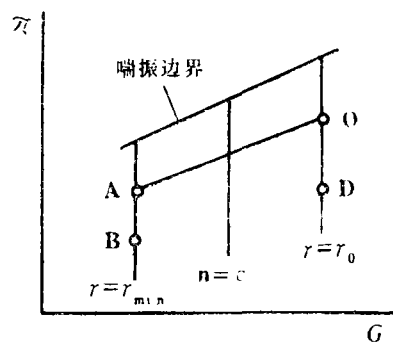


图1 单轴恒速燃气轮机的运行线

不关小的机组。由此可见，调节静叶时宜采取的调节规律，是随着功率从额定值 N_{GT0} 开始降低时就关小静叶，当关至 γ_{min} 后 N_{GT} 再降低时 γ 就不变了，这时燃气轮机的运行线见图 1 中的 OAB 线， B 为空载点。

发电用燃气轮机，燃气初温 t_3 和排气温度 t_d 的控制值，一般是 $t_3 \leq t_{30}$ ，而 t_d 允许少量超温，即 $t_d \leq t_{dmax}$ ($t_{dmax} > t_{d0}$)，故合乎逻辑的调节规律自然是随着 N_{GT} 的降低，先按保持 $t_3 = t_{30}$ 来减小 γ ，这时 t_d 由于 γ 降低使 t_d 升高，即 $t_d > t_{d0}$ ，当达到 $t_d = t_{dmax}$ 后就需按保持 $t_d = t_{dmax}$ 来减小 γ ，于是 t_3 就随之下降。在 γ 减小至 γ_{min} 后， t_3 和 t_d 都将随着 N_{GT} 的进一步降低而下降。下面我们通过一个例子来分析。

图 2 是一台单轴发电燃气轮机变工况计算结果，它的压气机进口导叶可调，额定工况时的部分参数为 $t_{30} = 1104^\circ\text{C}$ ， $t_{d0} = 548^\circ\text{C}$ ， $\gamma = 84^\circ$ 。图中 b 所采用的调节规律，在大气温度 t_a 不变时，随着 N_{GT} 的降低先按 $t_3 = t_{30}$ 不变来减小 γ ，后按 $t_d = t_{dmax}$ 继续减少 γ 直至 γ_{min} (57°) 为止。从图 2a 看出 t_a 不变时，排气流量 G_d 在 N_{GT} 降低时略有下降，是典型的单轴发电机组性能。图 2b 中则出现了 γ 调节区 (图中阴影线区)，上限为 γ_0 线，下限为 γ_{min} 线，在该区域中， t_a 不变时 G_d 随 N_{GT} 下降而减少，当 N_{GT} 下降至 γ_{min} 线以下时， G_d 随着 N_{GT} 的继续降低仅有少量减少，与图 2a 中的变化趋势相同。

显然，在 γ 调节区中可分为 $t_3 = t_{30}$ 和 $t_d = t_{dmax}$ 两个区域，见图 2b 中所示。该两区间间的分界线将随 t_{dmax} 的大小而变。当 t_{dmax} 增大时，该分界线必然向下移动， t_{dmax} 减小时向上移动。 $t_{dmax} = t_{d0}$ 时分界线就变为图 3 中上面一条虚线所示，它是分界线最高的可能位置。这时相应的 γ_{min} 将向下移至图中下面一条虚线，即调节区变宽，这显然是因为按 $t_{dmax} = t_{d0}$ 来限制，使 γ 随 N_{GT} 下降而关小的速度变慢所致。

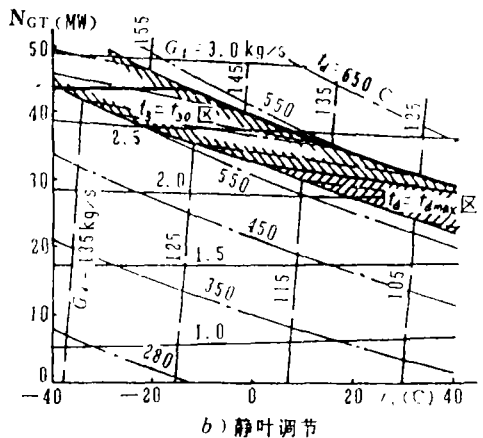
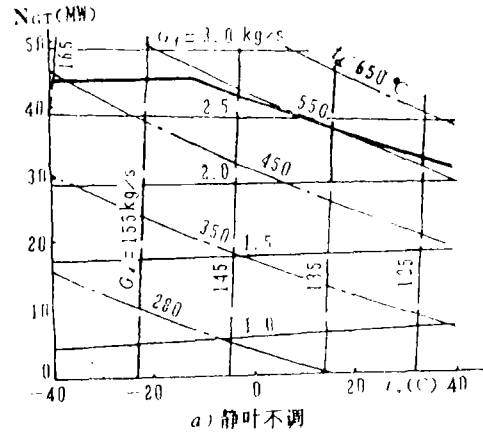


图 2 单轴恒速燃气轮机的变工况性能

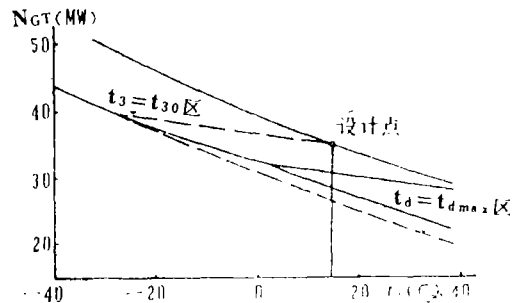


图 3 γ 调节区及其变化

机组燃气温度随功率的变化见图 4，进口导叶调节时的 t_3 和 t_d 均高于不调节时的值。一般来说， t_3 高时机组效率可能高些。但这时 t_3 较高是由于 γ 关小所致，而 γ 关小将导致压比降低，使 t_d 明显变高，排气热损失增大，其结果是使效率降低。该两因素

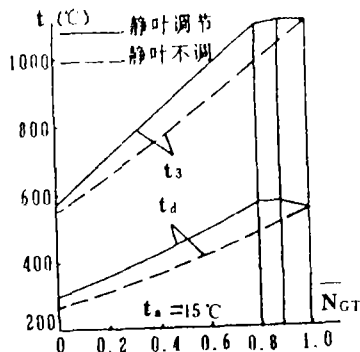


图4 机组燃气温度的变化

综合影响的结果,就可能使进口导叶调节时的效率变化曲线与不调节时的相近。从图5中所示的效率变化曲线可看出,进口导叶调节与不调节时的燃气轮机效率变化基本一致。因此,从发电用单轴燃气轮机自身来说,压气机采用可调静叶后不能改善变工况下的效率,这就是燃气轮机单独运行时,一般不采用该调节方法来改善部分负荷下的效率的原因。

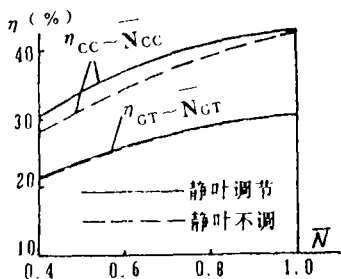


图5 燃气轮机与联合循环效率的变化

三、对联合循环变工况性能的影响

当单轴燃气轮机与余热锅炉汽轮机组成联合循环发电机组(见图6)后,由于是利用燃气轮机排气热量组成的热力循环,故 t_d 的变化必然对蒸汽循环侧有直接的影响。 t_d 高时,余热锅炉中产生蒸汽的温度也高,

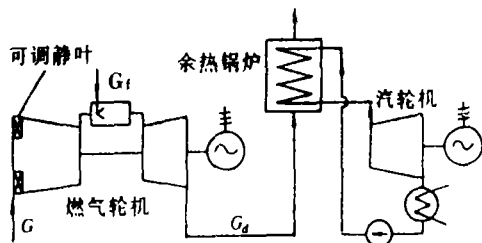


图6 联合循环发电机组

提高了蒸汽侧的循环效率,从而有利于联合循环效率的提高。

将图2所示变工况性能的燃气轮机组成图6所示的联合循环,额定工况下蒸汽侧的初参数为0.39 MPa, 456 °C,联合循环发电机组的净效率为43.2% (原燃气轮机发电机组效率为30%)。通过联合循环的变工况计算,得到了图5中所示净效率 η_{cc} 的变化曲线。图中所采用的压气机进口导叶调节规律与图2b的相同。从图5看出,在部分负荷下进口导叶调节的 η_{cc} 比不调节的高,在(0.6—0.8) \bar{N}_{cc} 之间约高2% (绝对值),还是较多的。

通常,联合循环发电机组是作基本负荷运行的,即经常在高负荷下运行,因而图5所示的 η_{cc} 改善情况,对提高运行的经济性是很有意义的,这说明图2b所用调节规律是合适的,即 γ 角关至 γ_{min} 时为 $0.8\bar{N}_{GT}$ 是合适的。反之,若我们降低 t_{dmax} ,则 η_{cc} 改善的程度变差,至 $t_{dmax} = t_{d0}$ 时改善程度最少。当然,也不能任意提高 t_{dmax} ,因它受排气管道和余热锅炉等材料的限制。

此外,大气温度的高低对 η_{cc} 改善的程度也有较大的影响,情况见图7。该图说明 t_a 低时,进口导叶调节的 η_{cc} 改善程度比不调节的多, t_a 高时改善程度较小。原因是 t_a 高时, G 下降,导致压比降低,进口导叶不调节的 t_d 变高,例如 $t_3 = t_{30}$ 时, $t_d > t_{d0}$, t_d 接近于 t_{dmax} ,使得与进口导叶可调的 t_d 相近, η_{cc} 改善程度较小。 t_a 低时 G 增大,导致压比

升高, $t_3 = t_{30}$ 时, $t_d < t_{d0}$, t_d 与进口导叶可调的值的差距增大。当 t_a 降至 N_{GTmax} 限制区(即图2中粗实线的水平部分)时,在 $N_{GT} = N_{GTmax}$ 时 γ 已关小,故这时 γ 可调的 η_{cc} 要比不调的高,此即图7中 $t_a = -30^\circ\text{C}$ 时两条效率线一开始就分开的原因。由此可见,压气机进口导叶可调的 η_{cc} ,冬季的改善较多,夏季时改善较少。

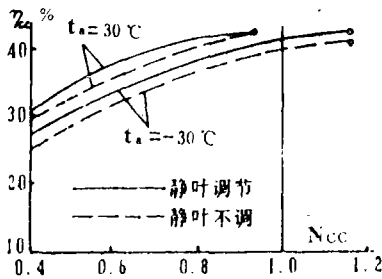


图7 不同大气温度时联合循环效率的变化

四、结 论

发电用单轴燃气轮机,在变工况下调节压气机静叶,较大地改变了机组的空气流量和燃气温度等参数的变化规律,但对效率的变化基本无影响。由于后一因素,故一般都不在部分负荷下调节压气机静叶。

而当组成联合循环后,调节压气机静叶可改善部分负荷下的 η_{cc} ,因而得到了实际应用。

参 考 文 献

- (1) 赵士杭,燃气轮机原理(下册).清华大学热系讲义,1985
- (2) Howell H D, Vera R L G. Cogeneration plan is designed for total energy. Power Engineering, Aug.1985

The Effect of Variable Compressor Vanes on Gas Turbine and Combined Cycle Power Plant Off-design Performance

Zhao Shihang, Ye Haiwen

(Qinghua University)

Abstract

Described in this paper is the effect of variable compressor stator vanes on the off-design performance of constant speed single shaft gas turbines. The performance map of a gas turbine is obtained by relevant calculations. The effect of maximum exhaust gas temperature on compressor stator variable area and gas turbine efficiency at part load are analysed. The effect of variable compressor stator vanes on combined cycle plant comprising a constant speed single shaft gas turbine is described. The said vanes have been employed because they can lead to an improved efficiency during the plant part load operation.

Key words: gas turbine, compressor, combined cycle

(李乡复 编辑)