

压气机不同运行工况下湿压缩性能分析

郑洪涛 陈 佩

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 湿压缩技术能够有效提高燃气轮机输出功,降低燃气轮机对大气环境的依赖程度。该技术对压气机的影响因素非常复杂,压气机的运行工况对湿压缩效果的影响甚大。本研究采用 CFX 软件对某型三级轴流压气机在不同工况下的干、湿压缩过程进行三维数值模拟。结果表明: 压比不变的情况下,高转速时压气机近失速边界处质量流量增加,低转速时质量流量下降; 转速不变的情况下,压比降低,压气机质量流量都趋于降低,压比越低,压气机质量流量下降越明显; 加湿后,压气机转速越高,越接近失速点,总温下降越多; 湿压缩中水滴蒸发成水蒸气导致压缩的总耗功有较大幅度的增加,各工况点都增加了 500 kW 以上; 加湿后最严重的动叶叶尖处叶背分离点是否能够得到改善与具体的工况点有关,且存在一个临界工况点,在本研究的算例中,这个临界点约为 90% 转速。

关 键 词: 燃气轮机; 压气机; 湿压缩性能; 变工况; 数值模拟

中图分类号: TK14 文献标识码: A

引 言

提高燃气轮机性能的有效途径之一就是采用湿压缩技术。湿压缩是一个涉及两相流的复杂过程,由于进行压气机试验成本大、周期长,而流体计算机软件提供的数值模拟方法可以得到极其复杂的流场各个位置上基本物理量的分布及变化情况。随着计算机技术和计算流体力学的迅速发展,有越来越多的研究者采用数值模拟的方法对真实流场进行仿真计算。针对湿压缩方面的研究,也出现了对压气机进口管道及喷嘴方面、压气机内部叶栅流场、焓产以及叶片上的水膜的模拟计算^[1~7]。

由于湿压缩过程的复杂性,其影响因素很多,而压气机的运行工况就是较为复杂的影响因素之一。本研究采用流体计算软件 CFX,对某型三级轴流压气机在不同工况下的干、湿压缩过程进行数值计算,利用计算结果,对各工况下压气机在加湿前后的性

能进行对比分析。

1 计算模型及网格划分

计算模型为某型三级轴流压气机,由于压气机流道中各列叶栅通道沿周向是完全变化的,只对多级叶栅的单通道进行计算模拟。该计算模型基于某型压气机叶片的成型数据在 Turbo grid 中完成三维造型,并利用该软件对几何模型进行网格划分从而获得高质量的结构化网格,对计算域的局部(如叶片的前缘、尾缘、压力面、吸力面处)进行了网格的加密细化。计算模型及其总网格分布如图 1 所示。

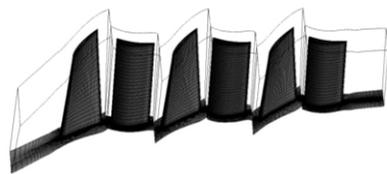


图 1 计算几何模型及网格划分

2 数值模拟方法

采用拉格朗日颗粒追踪多相流模型来处理湿压缩的两相流过程,湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 模型。在求解方程过程中,CFX 对控制方程的离散采用控制容积法,使用耦合求解器,在任何给定的时间步内,对方程进行完全的隐式离散求解。

2.1 流场基本控制方程

从物理原理角度,任何流体运动的动力学特性都必须服从质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律这 3 个基本守恒定律。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = S_m \quad (1)$$

收稿日期: 2010 - 03 - 19; 修订日期: 2010 - 07 - 20

作者简介: 郑洪涛(1962 -) 男,辽宁本溪人,哈尔滨工程大学教授。

式中: S_m —离散相作用于连续相的源项。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij}) - \frac{\partial p}{\partial x_i} + S_M \quad (2)$$

式中: τ_{ij} —粘性应力; p —静压; S_M —动量方程的广义源项,包括重力质量力和外部质量力的作用。

能量守恒方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i}\left[k_{\text{eff}}\frac{\partial T}{\partial x_i} - h_i J + u_j(\tau_{ij})_{\text{eff}}\right] + S_E \end{aligned} \quad (3)$$

式中: E —总的能量 $E = h_i - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2}$; k_{eff} —有效热传导系数 $k_{\text{eff}} = k + k_t$; k_t —湍流热传导系数 根据所使用的湍流模型来定义; J —扩散通量; S_E —流体的能量源项,包括化学反应的热量和其它体积热源。

2.2 离散相控制方程

离散相颗粒的轨迹是通过积分拉格朗日坐标下的微分方程来求解的。其动量传递方程为^[8]:

$$m_p \frac{dU_p}{dt} = F_D + F_B + F_R + F_{VM} + F_P + F_{BA} \quad (4)$$

式中: F_D —作用在颗粒上的阻力; F_B —由于重力产生的浮力; F_R —由于区域的旋转产生的力; F_{VM} —虚拟质量力; F_P —压力梯度力; F_{BA} —Basset 力。由于其它力相对量较小,所以计算中只涉及 F_D 和 F_R 。

颗粒温度的改变率为:

$$\sum(m_c C_p) \frac{dT}{dt} = Q_C + Q_M + Q_R \quad (5)$$

式中: Q_C —颗粒的对流传热; Q_M —与传热相关的质量传递; Q_R —辐射传热。

CFX 中的水滴蒸发模型是通过安妥因方程来定义水滴在沸点之上或之下,安妥因方程定义为^[8]:

$$P_{\text{vap}} = P_{\text{ref}} \exp\left(A - \frac{B}{T + C}\right) \quad (6)$$

式中: 数 A 、 B 、 C —安妥因常数,如果蒸汽压力 P_{vap} 要比气体压力大,那么颗粒就会沸腾蒸发。

3 边界条件

在数值计算中,进口空气假设含湿量为零,叶栅上下游周向边界为周期性边界条件,交界面采用 Stage 方案,壁面假设为绝热壁面,当水滴碰撞到动叶时假设是弹性碰撞,其它情况则认为颗粒将离开计算域。压气机进出口边界条件具体定义为:进口总压为 94 583.3 Pa,进口总温为 303.6 K,出口静压

为 132 741.6 Pa,压气机计算转速为 5 560 r/min。同时,加湿条件的设置为:给定水滴进口轴向速度为 30 m/s,水滴直径均为 5×10^{-6} m,喷入的水滴温度为 303.15 K,喷水量为对应干压缩工况空气质量流量的 1%。计算中对于数值失速的定义为:当背压增加到某个值后,随着迭代次数的增加,压气机的压比、流量和效率持续降低^[9],此时认为压气机出现了数值失速。

4 计算结果

4.1 干、湿压缩特性比较分析

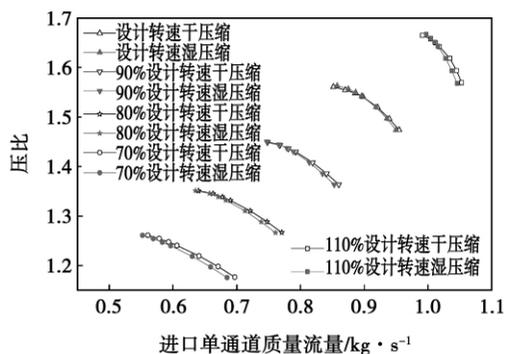


图 2 干、湿压缩特性对比

图 2 为压气机的干、湿压缩特性对比。从图中曲线的走势可以看出:(1)无论是干压缩特性线还是湿压缩特性线,压气机在高转速工作时的特性线比低转速工作时的更加陡峭。(2)在各固定物理转速下,越接近失速边界,湿压缩的特性曲线较干压缩的越往右上方移动。(3)比较压气机不同物理转速下加湿后的运行情况可知,工况点越偏离设计转速,湿压缩特性线较干压缩的越往左下方移动。同时,压气机在某些低工况下加湿后可能会出现明显的质量流量和压比降低的现象。

4.2 不同工况下湿压缩等熵效率分析

由于各转速下的计算背压值不同,所以图 3 中横坐标处的点 1 均代表接近失速点的计算点,以此类推 2~7 点分别代表逐渐远离失速点的一组计算点。

图 3 为湿压缩的等熵效率,该等熵效率的定义为^[10]:

$$\eta_w = \frac{W_{wi}}{W_w} = \frac{H_{12,i} - H_{11}}{H_{12} - H_{11}} \quad (7)$$

式中: W_{wi} —等熵湿压缩耗功值; W_w —实际湿压缩耗

功值; H_{11} —进口总焓; H_{12} —实际出口总焓; $H_{12,i}$ —理想湿压缩出口总焓。其中等熵压缩的出口温度是通过令湿压缩过程的熵变为零,从而求得等熵压缩的出口焓值 $H_{12,i}$ 。

从图 3 可知湿压缩的等熵效率较干压缩的低很多;随着转速的增大,相应湿压缩的等熵效率也逐渐增大;在同一转速下,压气机在越接近失速点的工况点进行湿压缩,压气机的等熵效率越高。

湿压缩过程的熵增分别包括干空气压缩引起的熵增、水蒸气压缩引起的熵增、水滴蒸发引起的熵增、水滴吸热的熵增^[11]。除了这些熵增之外,水滴蒸发成为水蒸气后,水蒸气同空气的掺混过程同样

是不可逆的熵增过程。这些熵增的结果将造成压气机压缩效率的降低。

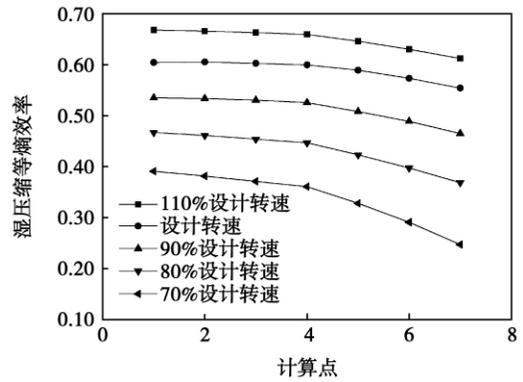


图 3 湿压缩等熵效率

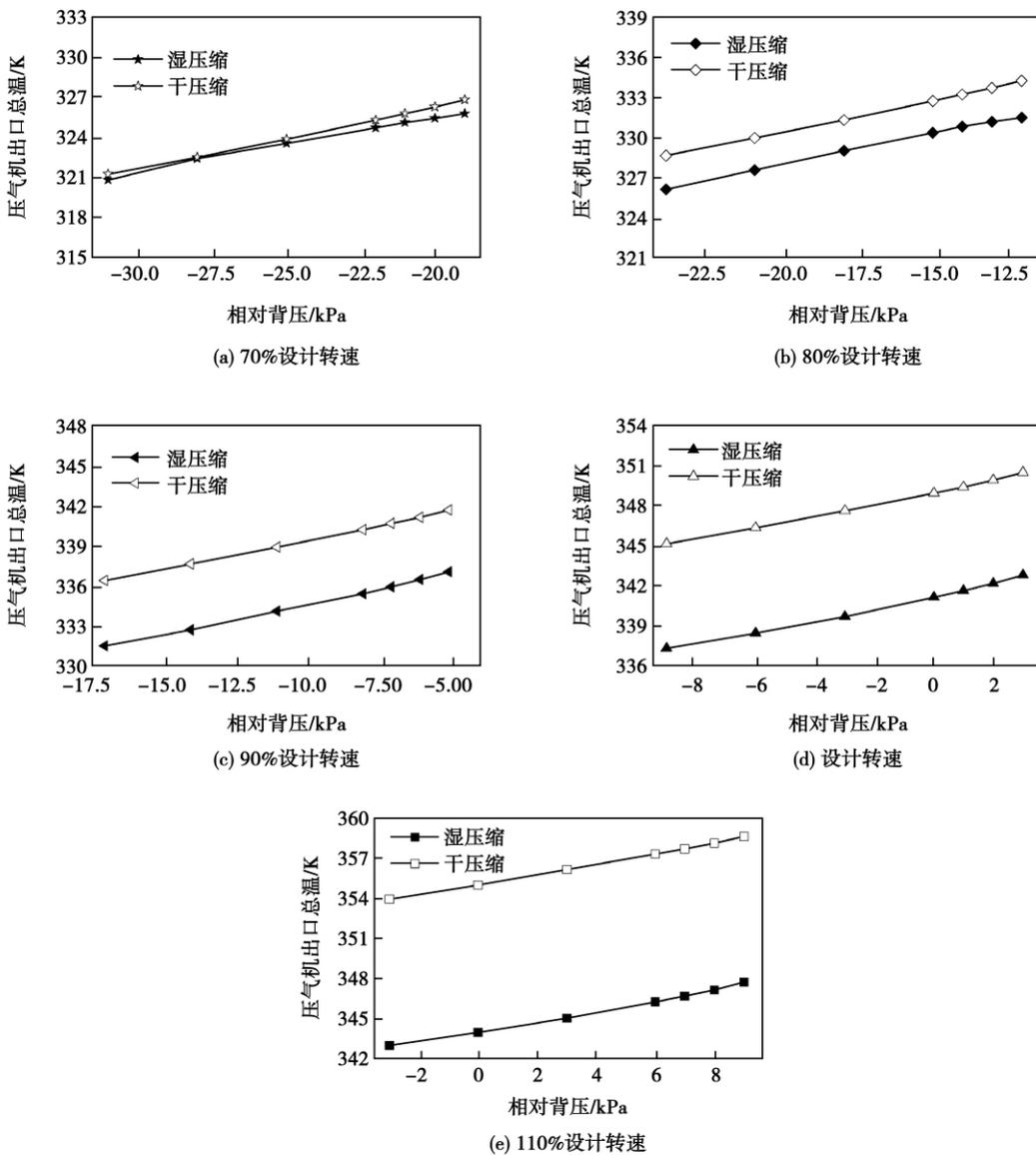


图 4 不同工况下湿压缩对压气机出口总温的影响

4.3 不同工况下湿压缩对压气机出口总温的影响

图 4 为不同工况下压气机进口加湿后其出口总温的变化。由图可知,加湿后,压气机的出口总温出现了明显的下降;随着转速的提高,由加湿带来的温降程度也逐渐增大;虽然压气机的出口温度在加湿后出现了下降,但需注意的是,在转速为 70% 设计转速时,尤其是在压气机质量流量较大的工况下,湿压缩将会使压气机出口的温降量非常小,这是采用湿压缩技术时需要避免的。

压气机加湿后的出口温降程度主要取决于 3 个方面,分别是水滴的蒸发吸热程度、压比以及压缩效率。转速越大,水滴能够持续蒸发的路程也越长,越

能体现边压缩边降温的作用;在接近设计转速和失速点的工况点时,加湿后压比有相对程度的提高,使得压气机出口温度有所提高;湿压缩的效率由图 3 可知,转速越低、越远离失速点的工况点时压缩效率越低;综合上述 3 个方面的共同作用,最后使得低转速、远离失速点的工况点在加湿后温降程度较小。

4.4 不同工况下湿压缩对压气机总耗功量的影响

图 5 为各工况下压气机加湿后总耗功量的变化。由图可知,在压气机的各工况点下加湿后,总耗功量均有较大程度的增大,且加湿后引起的压缩功的增加量总体上处于一个量级。

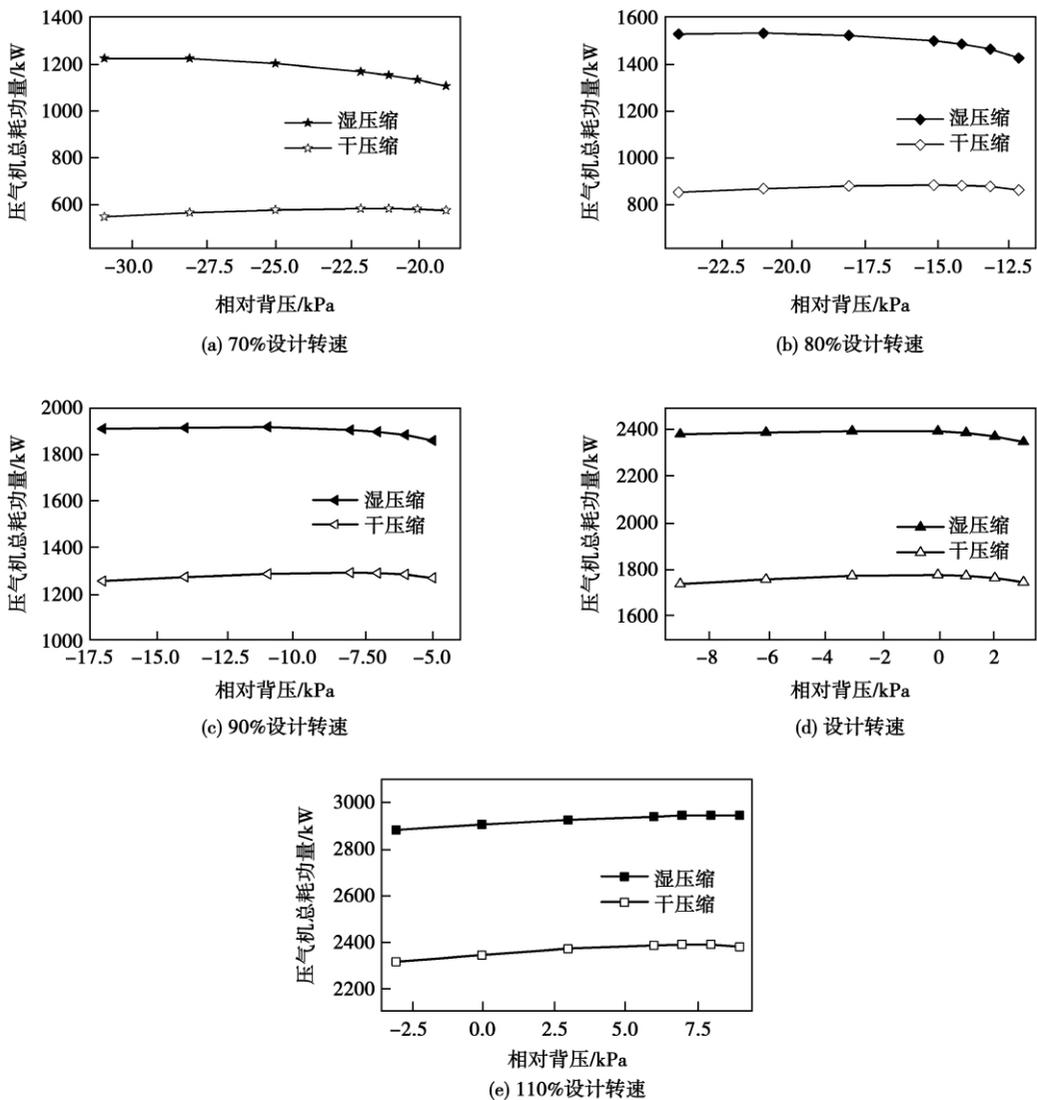


图 5 不同工况下湿压缩对压气机总耗功量的影响

该总耗功量为压缩干空气、压缩水蒸气及压缩水所消耗的总功。由压气机出口温度的分析可知,加湿后空气出口的温度有少量降低,即空气的比焓

出现降低,这是引起总耗功量降低的因素之一;同时,尤其是在温降程度大的部分工况下出现了空气质量流量增大的现象,这将提高空气的总耗功量;但

导致加湿后总耗功量较干压缩有较大程度的增加，主要是由于水滴蒸发成水蒸气的过程引起的，因为水蒸气的焓值较液态水的大很多，尽管水滴质量流量并不大，但是水蒸气的焓值基数较大，最终导致即使在压气机出口出现温降的情况下，压气机的总压缩功仍然是增大的。

压气机加湿后能否实现总耗功量的减少，主要取决于水滴蒸发后的温降程度以及水滴蒸发后水蒸气的状态间的权衡。在压气机采用湿压缩后引起较少的额外损失，即等熵压缩效率较高的前提下，此时湿压缩能够很大幅度的降低压气机出口温度，当温降带来的省功量足以克服水相变带来的焓增时，湿压缩就可能出现省功的效果。

4.5 湿压缩对动叶叶尖吸力面分离流的影响

在一定工况下，压气机动叶叶尖附近会出现明显的分离现象，如图6所示。从文献[12]中可知“很多实验中压气机的失速都是源于叶尖失速”，所以本研究将加湿前、后动叶叶尖分离情况的变化作为加湿后压气机稳定性是否得到改善的判断依据。



图6 压气机动叶叶尖附近流线图

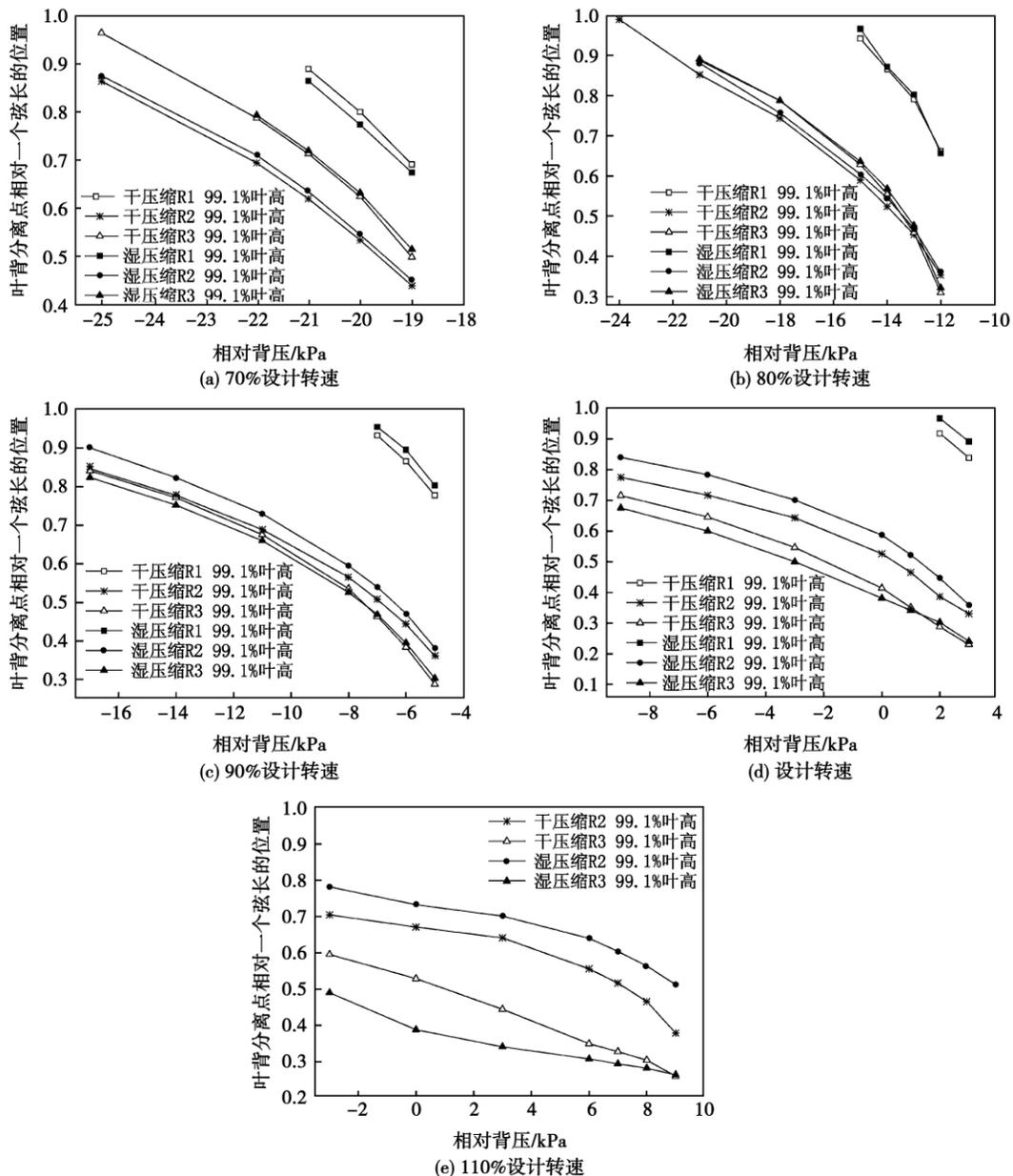


图7 压气机动叶叶尖吸力面分离点的变化

为获得加湿对压气机叶尖分离流的影响,对不同工况下,加湿前后该分离点位置的变化进行了比较分析。

综合分析图 7 可知,在某个固定转速下,随着计算相对背压值的增大,无论是干压缩还是湿压缩,无论是哪一级动叶,对应的动叶叶尖分离也就越严重;随着转速的减小,无论是干压缩还是湿压缩,动叶叶尖分离最严重的区域由第三级慢慢过渡成为第二级。

纵向比较各曲线,可以得出如下规律:随着转速的提高,加湿后第一、二级动叶叶尖分离将越能得到改善,第三级动叶叶尖分离将越来越恶化。

纵观各个转速的分离点图可得如下结论:当转速低于 90% 设计转速时,加湿后对压气机的失速均有改善作用;在转速大于等于 90% 设计转速时,随着计算背压的减小,加湿后改善压气机失速的程度也越来越小,甚至会出现反作用;所以,总体上存在一个临界点,在本研究的算例中,这个临界点即为 90% 转速。

5 结 论

(1) 湿压缩下干压缩相比,在相同的压比情况下,在压气机设计转速近失速边界处,压气机的进口质量流量增加了约 1.2%;相反,在 70% 工况的低转速近失速边界处,压气机的进口质量流量下降约 1.8%。在转速不变的情况下,压比降低,压气机的进口质量流量都趋于降低,压比越低,压气机的进口质量流量下降越明显。

(2) 在不同工况下干压缩过程的等熵效率除个别点为 0.79,其余工况点均在 0.82 以上。湿压缩过程的等熵效率较干压缩的有很大程度的降低,尤其是在低转速的 70% 工况下,湿压缩的等熵效率甚至降到 0.4 以下。湿压缩时转速越高,越接近失速点处的等熵效率越高。

(3) 加湿后,压气机出口总温出现了明显的下降,且转速越高,越接近失速点,则温降程度越大。在设计转速近失速点处,压气机出口总温下降了 8 K 以上。

(4) 在压气机的各工况点下加湿后,由于水滴蒸发成水蒸气导致压缩的总耗功有较大幅度的增加。本文各工况的算例中,加湿后引起的压缩功的增加量总体上处于一个量级,都增加 500 kW 以上。

(5) 随着转速的提高,加湿后第一、二级动叶叶尖分离逐渐得到抑制,第三级动叶叶尖分离将越来越恶化。加湿后最严重的动叶叶尖处叶背分离点是否能够得到改善与具体的工况点有关,且存在一个临界工况点,在本文的算例中,这个临界点约为 90% 转速。

参考文献:

- [1] BIANCHI M, CHAKER M. CFD simulation of water injection in GT inlet duct using spray experimentally tuned data: nozzle spray simulation model and results for an application to a heavy-duty Gas turbine // Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air [C]. GT2007-27361, 2007. 629 - 642.
- [2] SANAYE S, REZAZADEH H. Effects of inlet fogging and wet compression on gas turbine performance // Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air [C]. GT2006-90719, 2006. 769 - 775.
- [3] PAYNE R C, WHITE A J. Three-dimensional calculations of evaporative flow in compressor blade rows // Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air [C]. GT2007-27331, 2007. 621 - 627.
- [4] 孙兰昕, 郑群, 李义进. 两级低压压气机湿压缩数值研究 [J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(32): 76 - 82.
- [5] SUN LANXIN, LI YIJIN. The effects of wet compression on the separated flow in a compressor stage // Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air [C]. GT2008-50920, 2008. 219 - 236.
- [6] SZABO I, TURNER M G. An entropy based evaluation of efficiency of a transonic compressor rotor with water injection // Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air [C]. GT2008-50248, 2008. 167 - 179.
- [7] NIKOLAIDIS T, PILIDIS P. Water film formation on an axial flow compressor rotor blade // Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air [C]. GT2008-50137, 2008. 79 - 87.
- [8] ANSYS INC. ANSYS CFX-Solver Theory Guide [BD]. ANSYS CFX Release 11.0, 2006: 69 - 226.
- [9] 丁可金, 楚武利. 单级轴流压气机内部三维流动的数值模拟 [J]. 流体机械, 2005, 33(8): 21 - 23.
- [10] ZHENG QUN, SUN YUFENG. Thermodynamic analyses of wet compression process in the compressor of gas turbine [J]. Journal of Turbo Machinery, 2003, 125(3): 489 - 496.
- [11] ABDELWAHAB A. An investigation of the use of wet compression in industrial centrifugal compressors // Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air [C]. GT2006-90695, 2006. 741 - 750.
- [12] PAMPREEN R C. 压气机喘振与失速 [M]. 华清, 周彤, 诸惠民, 等译. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1999.

(编辑 伟)

内陆核电站汽轮机选型及冷端优化 = **Type Selection and Cold-end Optimization of a Steam Turbine in an Inland Nuclear Power Plant** [刊 汉] LUO Bi-xiong , CHEN Juan , ZHU Guang-yu , et al (Guangdong Provincial Electric Power Design and Research Institute , Guangzhou , China , Post Code: 510663) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 158 ~ 161

Cold-end optimization of power plants has its intentions to secure a maximal profit in the whole service life of the units. The cost and income should be taken into account comprehensively. The configuration of steam turbines , condensers , cooling towers and related systems exercise an influence on the cost. Different steam turbine exhaust areas , condenser heat exchange surface areas and cooling tower surface areas correspond to different annual power generation capacities. Only a properly designed back-pressure can guarantee the units to obtain a maximal benefit in the whole service life of a power plant. According to the plant site conditions of an inland nuclear power plant , through a calculation of exhaust areas of steam turbines , selection of heat exchange surface areas of condensers and design of cooling towers and circulating water systems , the types of the steam turbines were chosen and a comprehensively optimized design of the cold end was performed of the above-mentioned nuclear power plant. The optimum design back-pressure of the condensers and the cooling tower area were finalized to guarantee the units to obtain an optimum benefit in the calculated service life period. The foregoing can offer reference for design of power plants of the same type. **Key words:** nuclear power plant , type selection of steam turbines , cold-end optimization

压气机不同运行工况下湿压缩性能分析 = **Analysis of the Wet Compression Performance of a Compressor Under Different Operating Conditions** [刊 汉] ZHENG Hong-tao , CHEN Pei (College of Power and Energy Engineering , Harbin Engineering University , Harbin , China , Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 162 ~ 167

The wet compression technology can effectively enhance the power output of a gas turbine and lower the degree of dependence of the gas turbine on the atmospheric environment. The factors the technology influences the compressor are very intricate and the operating conditions of the compressor have a very big influence on the wet compression effectiveness. By employing software CFX , a three-dimensional numerical simulation was performed of the dry and wet compression process of a three-stage axial compressor under different operating conditions. The research results show that under the condition of the pressure ratio keeping constant , the mass flow rate will increase at a high speed and decrease at a low speed at the boundary where the compressor approximates to its stall. Under the condition of the rotating speed keeping unchanged , both pressure ratio and mass flow rate of the compressor will tend to decrease. The lower the pressure ratio , more conspicuously the mass flow rate of the compressor will decrease. After the compressor has been humidified , the higher the rotating speed of the compressor , the more it approximates to its stall point and the more the total temperature will decrease. During the wet compression , the water drops are vaporized into steam , resulting in an increase of the total power consumed by the compression to a relatively big extent. All the calculation cases have increased by more than 500 kW at various operating points. After the compressor has been humidified , whether the worst separation point on the back of the rotor blades at their tips can be improved is related to the concrete operating point and there exists certainly a critical operating point. For the cases calculated by the authors , the above-cited critical point is assessed at about 90% of the rated speed. **Key words:** gas turbine , compressor , wet compression performance , off-design operating condition , numerical simulation

航空发动机 LPV 建模方法改进 = **Improvement of the LPV (Linear Parameter Varying) Method for Modeling an Aeroengine** [刊 汉] LI Shu-qing , ZHANG Sheng-xiu , ZHOU Zhi-qing , et al (Precision Control and