

考虑抽气系统的凝汽器变工况特性研究

汪正明, 刘德有, 王 丰

(河海大学 水利水电学院, 江苏 南京 210098)

摘 要: 基于水环泵抽空气与凝汽器漏空气平衡方程, 综合考虑凝汽器与水环泵各工况下的运行, 建立凝汽器变工况数学模型。以某电厂 300 MW 机组为例, 对考虑抽气系统与不考虑抽气系统的凝汽器系统变工况特性进行研究。结果表明, 抽气系统出现抽气出力不足时, 不考虑抽气系统的凝汽器压力计算无法准确反映凝汽器内的真实压力, 其中机组低负荷运行、凝汽器真空严密性较差、循环冷却水水量偏大以及循环冷却水入口温度在某区间的变化是导致抽气系统抽气出力不足的主要因素。并发现, 水环泵抽气口气体温度接近循环冷却水入口温度时, 抽气系统将会出现抽气不足现象, 因此可将水环泵抽气口气体温度作为判别抽气系统抽气出力是否不足, 以及凝汽器真空是否恶化的依据。

关键词: 凝汽器; 抽真空系统; 水环真空泵; 抽气温度; 变工况特性

中图分类号: TM621 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.04.004

引 言

凝汽器作为电厂的冷源设备, 其真空的稳定需要凝汽器和抽气系统的联合作用, 抽气器的运行状态对凝汽器抽真空具有相当大的影响^[1]。当抽气器抽力不足时, 凝汽器内出现空气积聚现象, 导致空气浓度升高, 恶化了汽轮机排汽的凝结放热, 使凝汽器压力偏大, 严重影响机组的经济效益。据统计, 对于大容量高参数机组, 凝汽器真空度下降 1%, 汽轮机汽耗将增加 1%, 发电效率将降低 1%^[2]。

目前, 国内外已有大量文献对凝汽器进行了研究^[3-6], 但大多数均不考虑抽气系统的影响, 即假设抽气系统抽力正常。文献 [7-8] 以水环泵作为研究对象, 分析了水环泵工作水温对凝汽器真空的影响。文献 [9] 通过建立凝汽器一维数学计算模型, 在假定抽气系统抽气量一定情况下, 探讨了凝汽器压力与漏气量的变化关系。实际上, 在凝汽器变工况运行时, 抽气系统的工作性能也随之发生变化, 整

个凝汽器系统处于由凝汽器和抽气系统相互影响的一个动态平衡状态。本研究将水环泵和凝汽器进行综合考虑, 建立考虑抽气系统的凝汽器压力数学模型, 深入分析各边界条件对凝汽器压力和水环泵抽气能力的影响规律, 并比较了考虑抽气系统和不考虑抽气系统凝汽器压力的区别, 为电厂冷端系统变工况下的经济运行提供参考依据。

1 考虑抽气系统的凝汽器压力数学模型

1.1 水环泵特性

凝汽器抽气系统一般有射水抽气器、射汽抽气器等几种型式。在凝汽器抽气设备选择过程中, 因水环式真空泵相对于传统的射汽抽气器和射水抽气器, 具有效率高、能耗低和噪声污染小等优点而被广泛采用^[10]。

通常情况下, 水环泵制造厂商只提供水环泵在设计工况(工作水温为 15 °C, 抽气温度为 20 °C)下的吸气容积流量曲线。在水环泵工作水温不等于 15 °C 时, 必须对其进行修正, 水环泵实际抽气量为^[2]:

$$V = \frac{P_k - P_{t_w}}{P_k - P_{15}} \cdot \frac{270 + 20}{270 + t_s} V_{15} \quad (1)$$

式中: P_k —真空泵吸入压力, Pa; P_{t_w} , P_{15} —工作水温为 t_w °C 和 15 °C 时对应的饱和蒸汽压力, Pa; t_s —抽气口汽、气混合物温度, °C; V_{15} —设计工况下有效抽气量, m³。

水环泵冷却器的冷却水与凝汽器冷却水一般来自同一冷却水源^[11], 假设水环泵冷却器的冷却端差保持不变, 为 2.8 °C, 则水环泵工作水温为 $t_w = t_1 + \Delta t_w + 2.8$ (t_1 为凝汽器循环冷却水入口温度, Δt_w 为工作水吸收抽气中蒸汽凝结热后的温升)。

根据道尔顿分压定律和式 (1), 得到凝汽器漏

收稿日期: 2014-08-05; 修订日期: 2014-09-25

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51209073)

作者简介: 汪正明(1990-), 男, 安徽安庆人, 河海大学硕士研究生。

气与水环泵抽气平衡方程:

$$(P_k - P_{t_s}) \frac{P_k - P_{t_w}}{P_k - P_{15}} \cdot \frac{270 + 20}{270 + t_s} V_{15}(P_k) = G_a R_a t_s \quad (2)$$

式中: P_{t_s} —水环泵抽气口汽、气混合物中蒸汽分压, Pa; G_a —凝汽器漏气量, g/s; R_a —干空气气体常数, 通常取 287.14 J/(kg·K); t_s —抽气口汽、气混合物温度, K; $V_{15}(P_k)$ —设计工况下水环泵有效抽气量 V_{15} 的拟合关系式, 其值与抽气口压力有关。

当水环泵结构和转速确定时, 以水环泵为研究对象, 其抽气口压力数学模型可简化为:

$$P_k = f(t_1, t_s, G_a) \quad (3)$$

1.2 单根凝结管换热数学模型

式(2)表明, 水环泵抽气口压力数学模型建立在抽气口气体温度、循环冷却水温及凝汽器漏气量等参数基础之上。现有的凝汽器流动及换热模型中, 基于平均换热系数的零维数学模型不能考虑凝汽器内部各处流动及换热状况的差异, 无法提供抽气系统水环泵模型中所需的抽气口气体温度等参数, 因此很难将凝汽器与水环泵结合成一个相互联系的整体。通过分析简化凝汽器内的流动和换热过程, 以单根管道为换热单元, 建立一维数学模型^[9]。

计算需要原始参数包括排汽量、冷凝管规格、材质和根数、循环冷却水水量与入口水温、凝汽器漏气量。凝汽器一维数学模型建立的假定条件: (1) 各根冷凝管内冷却水流量相等; (2) 凝汽器内总压力沿排汽流程保持不变, 即凝汽器压力等于水环泵抽气口压力; (3) 排汽凝结顺序简化为逐根进行凝结。

通过对单根冷凝管的研究, 给出单管凝结换热数学模型。

汽侧放热量:

$$dQ = dG_c (h_c - h_w) \quad (4)$$

式中: dG_c —单管蒸汽凝结量, kg/s; h_c —蒸汽比焓, kJ/kg; h_w —凝结水比焓, kJ/kg。

水侧吸热量:

$$dQ = dD_k c_w \Delta t \quad (5)$$

式中: dD_k —单管冷却水流量, m³/s; c_w —凝结水比热, kJ/(kg·K); Δt —冷却水温升, K。

根据道尔顿定律和理想气体的状态方程可确定凝汽器内蒸汽分压力 P_s 与凝汽器总压力 P_k 之间的关系:

$$P_s = \frac{P_k}{1 + 0.622\varepsilon} \quad (6)$$

式中: R_a 、 R_s —空气和水蒸汽的气体常数, N·m/(kg·K); ε —凝汽器中空气相对含量, $\varepsilon = m_a/m_s$; m_a 、 m_s —凝汽器内空气和水蒸汽的质量流量, kg/h。

凝汽器饱和蒸汽压力对应的汽、气混合物温度

$$t_s = t_1 + \Delta t + \delta t \quad (7)$$

式中: Δt —循环冷却水温升, °C; δt —凝汽器传热端差, °C。

凝汽器传热端差是考核凝汽器换热效果的重要指标, 直接影响机组经济性, 其计算式为:

$$\delta t = \Delta t / (e^{\frac{KA}{q_m c_w}} - 1) \quad (8)$$

式中: Δt —冷却水温升, °C; K —凝汽器总传热系数, W/(m²·°C); A —凝汽器冷却面积, m²; q_m —循环冷却水流量, kg/s; c_w —冷却水比热, W/(kg·°C)。

传热系数分部计算公式:

$$K = \frac{1}{\frac{d_1}{d_2} \frac{1}{a_w} + \frac{1}{a_s} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2}} \quad (9)$$

式中: d_1 、 d_2 —冷凝管的外径和内径, m; a_w 、 a_s —凝汽器水侧和汽侧的对流换热系数, W/(m²·K); λ —冷凝管的导热系数, W/(m·K)。

当水环泵抽气不足时, 空气在凝汽器内产生积聚, 导致空气浓缩增加, 恶化凝汽器汽侧换热, 使总换热系数减小。汽侧换热系数采用公式^[12]

$$\alpha_s = 0.81\alpha_0 (\varepsilon d_s)^{-0.04} \quad (10)$$

式中: α_0 —纯净静止蒸汽在单根水平管外壁上发生膜状凝结时的放热系数, W/(m²·K); d_s —凝汽器单位冷却面积的蒸汽负荷, kg/(m²·h)。

蒸汽温度对应的蒸汽压力^[1]

$$P_s = 9.81 \times \left(\frac{t_s + 100}{57.66} \right)^{7.46} \quad (11)$$

式(4) - 式(11)即为单根管道换热模型, 假设凝汽器压力, 通过迭代计算可求得凝汽器内各凝结管沿蒸汽流程方向的冷却水温升、端差、蒸汽分压力与温度、凝结量、传热系数、空气浓度等参数, 最后得到抽气口气体温度。

1.1 节和 1.2 节中, 式(3) - 式(11)为一个封闭的非线性方程组, 即为考虑抽气系统的凝汽器压力的数学模型。在水环泵和凝汽器结构参数均为已知的前提下, 凝汽器压力与凝汽器漏气量、循环冷却水水量、循环冷却水温度以及机组排汽负荷有关。考虑抽气系统的凝汽器压力函数关系式可表示为:

$$P_k = f(G_a, q_m, t_1, D_l) \quad (12)$$

式中: D_l —机组负荷, kg/s。

2 考虑抽气系统的凝汽器变工况特性研究

凝汽器压力计算时,考虑抽气系统的凝汽器压力受到凝汽器本身和抽气系统抽气能力的双重影响,因其计算过程较为复杂,为更加全面了解考虑抽气系统的凝汽器变工况特性,首先对水环泵的变工况特性进行研究。

2.1 水环泵变工况特性

以300 MW 机组相匹配的2BE1 353-0型,转速为590 r/min的水环泵为例。根据水环泵压力函数关系式(式(3)),研究不同漏气量和不同循环冷却水温度下,抽气口压力随抽气口气体温度的变化关系,计算结果如图1所示。

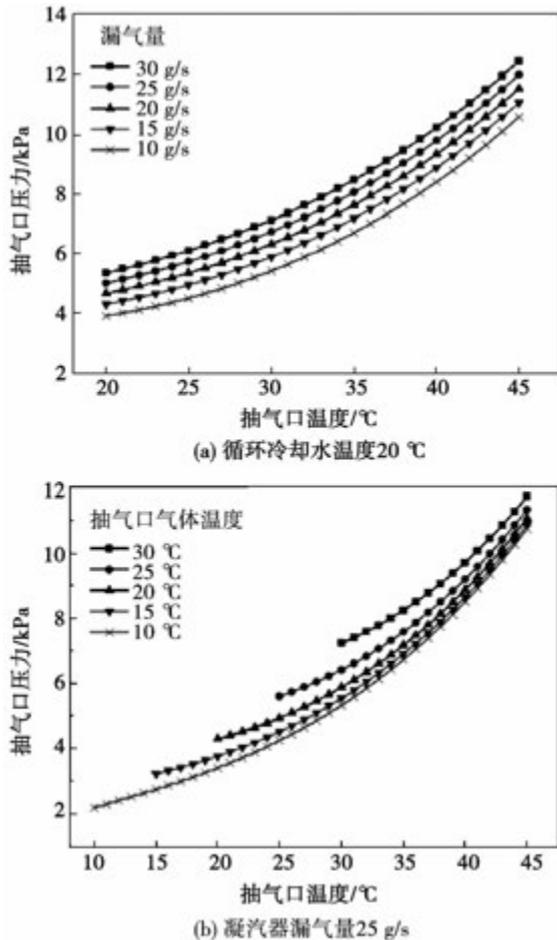


图1 水环泵抽气口压力随抽气口气体温度的变化关系

Fig. 1 Influence of intake air temperature to intake pressure of water ring vacuum pump

由图1(a)可知,水环泵抽气口压力随抽气口气体温度升高和凝汽器漏入空气量增大而增大,且抽气口气体温度越高,凝汽器压力变化幅度越大。由图1(b)可知,水环泵抽气口压力与抽气口气体温度变化规律和图1(a)相似,此外,水环泵抽气口温度越高,循环冷却水入口温度对抽气压力的影响越小。

由式(3)和图1(a)可知,在循环冷却水入口温度和抽气口气体温度为定值情况下,抽气口压力(凝汽器压力)与凝汽器漏气量为——对应关系。因此,对于整个凝汽器系统,若已知循环冷却水入口温度、凝汽器压力和抽气口气体温度,即可通过图1快速查得凝汽器漏气量。

2.2 考虑抽气系统的凝汽器变工况特性

以某电厂300 MW 汽轮机组为例,根据建立的考虑抽气系统的凝汽器压力数学模型(即式(12))可知,固定关系式中任意3个参数,即可研究另外一个参数的变化对凝汽器压力的影响。表1为凝汽器技术参数的基本资料。

分别改变凝汽器漏气量、循环冷却水水量、机组排汽负荷、循环冷却水入口温度等边界条件,对考虑抽气系统和不考虑抽气系统的凝汽器进行变工况特性研究,计算结果如图2-图6所示(图中虚线部分表示不考虑抽气系统)。

表1 凝汽器技术参数

Tab. 1 Condenser technical parameters

名称	型号和参数
凝汽器型号	N-16000
凝汽器型式	单背压、单壳体、表面式
冷却面积/m ²	16 000
设计背压/kPa	5.4
冷凝管根数	16 650
排汽负荷/kg·s ⁻¹	175

图2为不同循环冷却水入口温度下,凝汽器压力和水环泵抽气口气体温度随漏气量的变化。由图2(a)可以看出,凝汽器漏气量较小时,漏气量的增加对凝汽器压力几乎没有影响,但漏气量增大到某一值后,考虑抽气系统的凝汽器压力开始出现显著的增加,并呈线性增长趋势。其原因由图2(b)和图1(a)可知,凝汽器漏气量较小时,漏气量增加伴随着凝汽器抽气口温度的降低,抽气口压力得以维持

不变,但漏气量增大到某一值后继续增大,凝汽器抽气口温度不再发生变化,此时凝汽器压力随漏气量增大而增大。此外,图 2(a) 中考虑抽气系统和不考虑抽气系统凝汽器压力在漏气量超过某一值后出现差异,且这种差异随漏气量增大而增大。如循环冷却水入口温度为 25 ℃、漏气量为 30 g/s 时,凝汽器压力偏差约为 0.73 kPa。

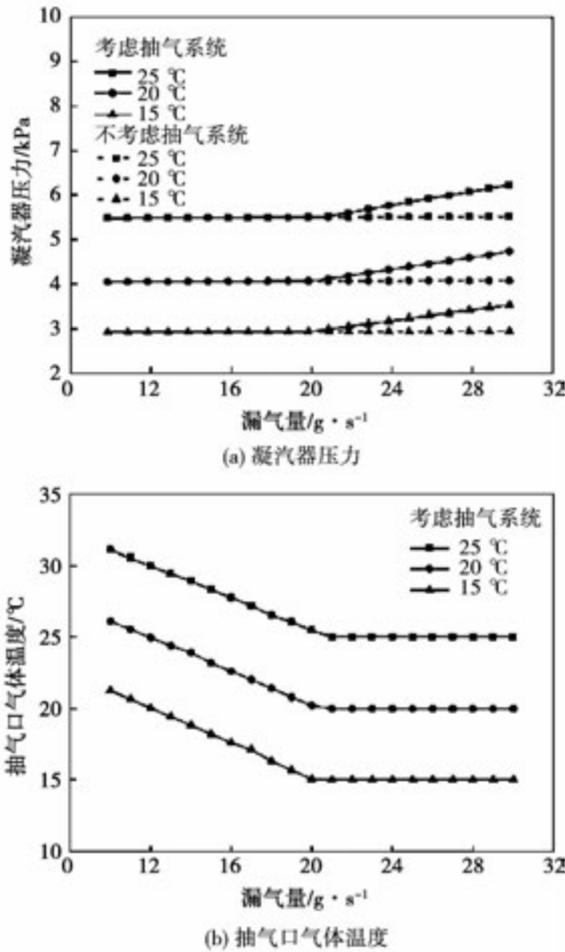


图 2 漏气量对凝汽器的影响

Fig. 2 The influence of air leakage to condenser

图 3 为不同循环冷却水入口温度下,循环冷却水水量对凝汽器压力和抽气口气体温度的影响。由图 3(a) 可以看出,考虑抽气系统的凝汽器压力先随循环冷却水水量的增加而减小,但增大到一定值后,凝汽器压力不再随循环冷却水水量的增加而降低。其原因由图 1(b) 和图 3(b) 可知,在循环冷却水水量较小情况下,抽气口气体温度随着循环冷却水量增大不断减小,抽气口压力减低,但水量增加到一定值后,凝汽器抽气口温度不再发生变化,此时凝汽器

压力保持不变。此外,图 3(a) 中考虑抽气系统和不考虑抽气系统凝汽器压力在循环冷却水水量超过某一值后出现差异,且这种差异随循环冷却水水量增大而增大。如循环冷却水入口温度为 25 ℃、循环冷却水水量为 4 万 t/h 时,凝汽器压力偏差约为 0.55 kPa。

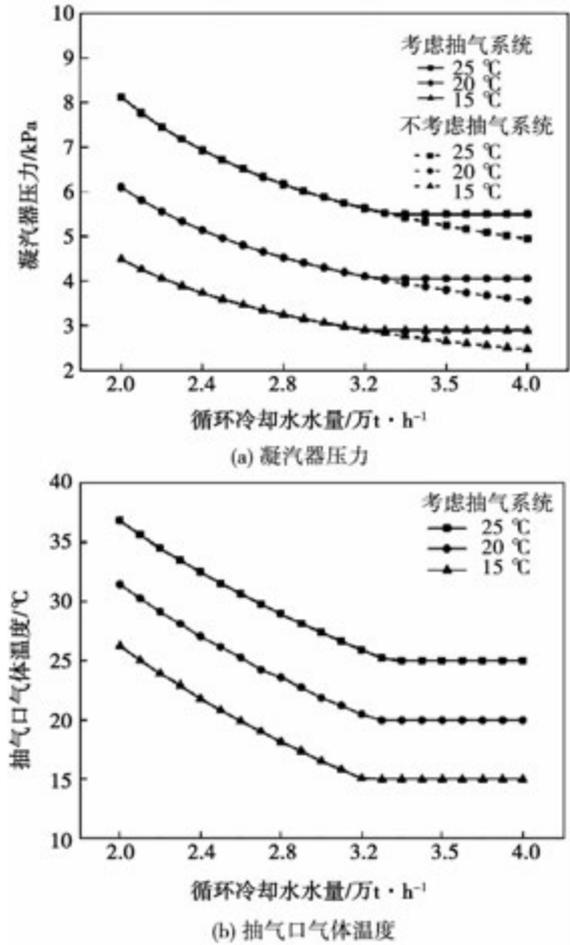


图 3 循环冷却水水量对凝汽器的影响

Fig. 3 The influence of circulation cooling water mass to condenser

图 4 为不同循环冷却水入口温度下,机组排汽负荷对凝汽器压力和抽气口气体温度的影响。由图 4(a) 可以看出,考虑抽气系统的凝汽器压力先随机组负荷的减小而降低,但减小到一定值后,机组负荷的减小无法使凝汽器压力继续降低。其原因由图 1(b) 和图 4(b) 可知,在机组负荷率较大情况下,抽气口气体温度随着机组负荷的减小不断减小,凝汽器压力随之降低,但机组负荷减小到某一值后,凝汽器抽气口温度不再发生变化,此时再减小机组负荷

已不能降低凝汽器压力。此外,图4(a)中考虑抽气系统和不考虑抽气系统凝汽器压力在机组负荷低于某一值后出现差异,且这种差异随机组负荷的降低而增大。如循环冷却水入口温度为25℃、机组负荷率为60%时,凝汽器压力偏差约为0.73 kPa。

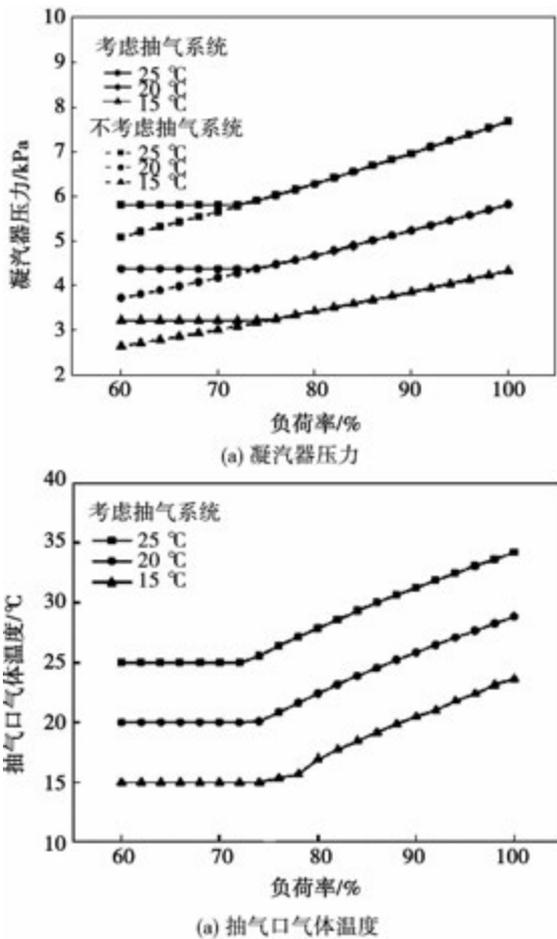


图4 机组排汽负荷对凝汽器的影响
Fig.4 The influence of exhaust steam heat load to condenser

综合图2 - 图4可知,当水环泵抽气口气体温度靠近循环冷却水温度时,凝汽器真空开始出现显著的恶化,因此可将此作为判断凝汽器抽力不足或凝汽器压力偏大的依据。

图5为考虑抽气系统与不考虑抽气系统的凝汽器压力偏差随循环冷却水入口温度的变化曲线。由图可知,随着循环冷却水入口温度的不断升高,凝汽器压力偏差先增大后减小。原因在于,循环冷却水入口温度升高,虽然水环泵抽气体积流量减小,但水环泵抽气质量流量却是先减小后增大,即水环泵的抽气能力先减弱后增强,如图6所示。此外,比较图

5、图6发现,最大凝汽器压力偏差对应的循环冷却水入口温度大于抽气量最小值对应的循环冷却水入口温度。这是因为凝汽器压力偏差的大小不仅与抽气能力有关,而且受到循环冷却水入口温度的影响,开始时由循环冷却水入口温度升高起主导作用,循环冷却水入口温度越高,凝汽器压力偏差越大,但循环冷却水入口温度升高到一定值后水环泵抽气能力的增大起主导作用,此时随着循环冷却水入口温度的升高,凝汽器压力偏差开始减小。

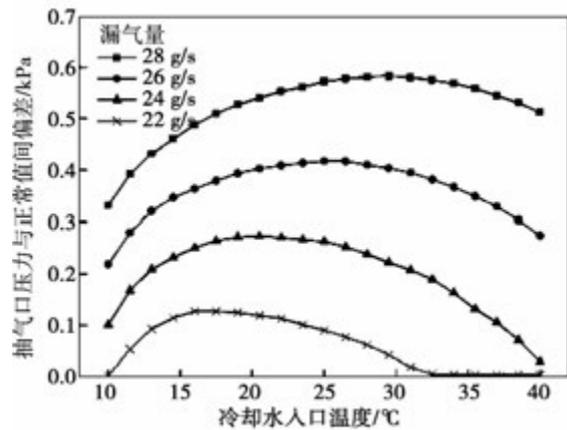


图5 凝汽器压力偏差随循环冷却水温度的变化关系

Fig.5 Influence of circulation cooling water inlet temperature to condenser pressure difference

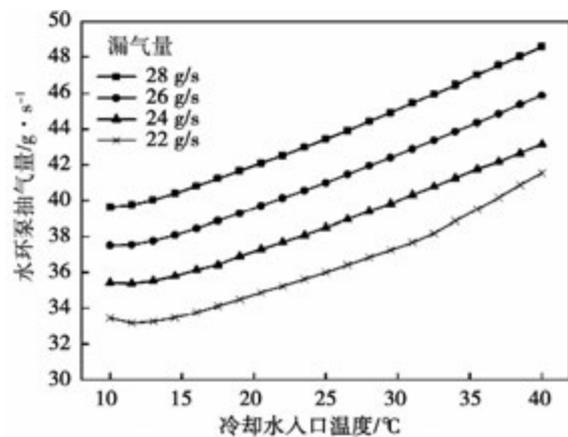


图6 水环泵抽气量随循环冷却水温度的变化关系

Fig.6 Influence of circulation cooling water inlet temperature to air extracting of water ring vacuum pump

3 结 论

综合考虑了水环泵和凝汽器,建立考虑水环泵的凝汽器数学模型,通过对其进行变工况特性的研究分析,得出结论:

(1) 凝汽器漏气量、循环冷却水水量、机组排汽负荷、循环冷却水入口温是影响凝汽器压力的主要因素。在凝汽器真空严密性较差、机组低负荷运行、循环冷却水量偏大及循环冷却水入口温度在某区间变化时,凝汽器内空气出现积聚,蒸汽凝结换热受阻,水环泵抽气出力出现不足,导致凝汽真空出现恶化,此时考虑抽气系统凝汽器压力比不考虑抽气系统凝汽器压力偏大,且这种偏大值随漏气量增大、循环冷却水水量增加、机组排汽负荷减小而增大,随循环冷却水入口温度先增大后减小。因此,在出现上述运行工况时,不考虑抽气系统的凝汽器压力计算方法无法反映真实的凝汽器特性。

(2) 水环泵抽气口气体温度与循环冷却水入口温度比较接近时,凝汽器将出现真空恶化。因此,在实际运行过程中,可以将其作为凝汽器真空出现恶化的基本特征进行判断。

参考文献:

- [1] 周兰欣,付文锋. 抽气器出力不足对凝汽器真空的影响 [J]. 汽轮机技术,2008,50(1): 46-48.
ZHOU Lan-xin, FU Wen-feng. The influence of insufficient output of air extractor upon condenser vacuum [J]. Turbine Technology, 2008,50(1): 46-48.
- [2] 林琦. 大型电站冷端系统优化研究 [D]. 北京: 华北电力大学,2012.
LIN Qi. Research on optimization of cold-end system for large-scale power plant [D]. Beijing: North China Electric Power University,2012.
- [3] Jussi Saari, Juha Kaikko, et al. Comparison of power plant steam condenser heat transfer models for on-line condition monitoring [J]. Applied Thermal Engineering,2014,62(1): 37-47.
- [4] 种道彤,刘继平. 漏空气对凝汽器传热性能影响的实验研究 [J]. 中国电机工程学报,2005,25(4): 153-157.
CHONG Dao-tong, LIU Ji-ping. Experimental research on the influence of air-leakage upon condenser performance [J]. Proceeding of the CSEE,2005,25(4): 153-157.
- [5] Hong Gang Hu, Chao Zhang. A modified k-epsilon turbulence model for the simulation of two-phase flow and heat transfer in condensers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007,50(9-10): 1641-1648.
- [6] Manuela Prieto, Juan M. Vallina et al. Application of a design code for estimating fouling on-line in a power plant condenser cooled by seawater [J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2001,25(5): 329-336.
- [7] 王兴平,黄功文. 电厂水环式真空泵冷却系统的问题及其对机组出力的影响 [J]. 动力工程,2004,24(4): 589-592.
WANG Xing-ping, HUANG Gong-wen et al. The cooling system trouble of water-ring vacuum pump and it's effect on turbine exhaust pressure and power output [J]. Power Engineering,2004,24(4): 589-592.
- [8] 居文平,李素芳. 工作水进口温度对水环式真空泵及凝汽器性能影响的试验 [J]. 热力发电,2009,38(1): 77-79.
JU Wen-ping, LI Su-fang. Test study on influence of working water's inlet temperature upon performance of the water-ring vacuum pump and the condenser [J]. Thermal Power Generation,2009,38(1): 77-79.
- [9] 祝令凯,朱彦雷. 不凝结气体对凝汽器换热影响的理论研究 [C]. 中国工程热物理学会传热传质学学术会议,2011.
ZHU Ling-kai, ZHU Yan-lei. Research on the influence of non-condensable gas on the condenser [C]. China Society of Engineering Thermo physics, Heat and Mass Transfer Academic Conference,2011.
- [10] 俞健,杨建明. 水环泵数学模型与运行特性 [J]. 发电设备,2009(2): 82-86.
YU Jian, YANG Jian-ming. Mathematic models and operation features of water-ring vacuum pump [J]. Power Equipment, 2009(2): 82-86.
- [11] 李勇,张卫红. 考虑真空泵汽蚀特性的300 MW汽轮机凝汽器特性曲线 [J]. 汽轮机技术,2005,47(6): 411-413.
LI Yong, ZHANG Wei-hong. The 300 MW steam turbine condenser performance curve taking account of the cavitation in water ring vacuum pump [J]. Turbine Technology,2005,47(6): 411-413.
- [12] 李勇,董玉亮. 汽轮机真空系统严密性试验结果的修正方法研究 [J]. 中国电机工程学报,2002,22(1): 70-73.
LI Yong, DONG Yu-liang. Research on the correcting method to the results of vacuum system tightness test of steam turbine [J]. Proceeding of the CSEE,2002,22(1): 70-73.

(陈滨 编辑)

考虑抽气系统的凝汽器变工况特性研究 = **A Study on Variable Condition Features for Condenser with Air Extracting System** [刊, 汉] WANG Zheng-ming, LIU De-you, WANG Feng (College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing, Jiangsu, China, Post Code: 210098) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4) . -515 -520

Based on the balance equation of water ring vacuum pump air extracting and condenser air leakage, a new condenser pressure model by considering water ring vacuum pump was formed. Taking a 300 MW thermal power plant as an example, the variable condition features for condenser with air extracting system and without air extracting system were analyzed. The results show that the condenser pressure calculation without considering air extracting system cannot reflect the real pressure in the condenser when the output of vacuum pumping system is insufficient. And low exhaust steam heat load, poor condenser vacuum tightness, large circulation cooling water and the change of circulation cooling water inlet temperature were the main factors of insufficient output of vacuum pumping system and condenser vacuum deterioration. It has also been found that the insufficient output of water ring vacuum pump would occur when the intake air temperature of water ring vacuum pump is close to the circulation cooling water temperature. And this can be taken as a great judgment of whether the output of the water ring vacuum pump is insufficient or not. **Key words:** condenser, air extracting system, water ring vacuum pump, air extracting temperature, variable condition features

可调喷射器应用于有机朗肯循环的热力学分析 = **Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycle with Adjustable Ejector** [刊, 汉] LI Xin-guo, LIN Die-die, ZHU Qiang (Department of Thermal Engineering, School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072), ZHANG Qi-lin(COOEC-ENPAL Engineering CO, LTD., Qingdao, Shandong, China, Post Code: 266061) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4) . -521 -526

Based on an organic Rankine cycle with ejector (EORC) proposed by the authors, an organic Rankine cycle with adjustable ejector (AEORC) is put forward to adapt to the change of operation conditions in this paper. For the condensation temperature of the cycle varies with the environmental temperature, the performance of the ejector and the EORC will change with the condensation temperature. The thermodynamic performance of the cycles in different operating conditions is calculated and analyzed on the basis of Matlab platform. The emphasis is on the net output power as the evaluation index. Due to the limited regulating range of single adjustable ejector, an organic Rankine