

600 MW 机组凝结水过冷度对热经济性的影响

李伟

(国电科学技术研究院,江苏南京 210031)

摘要:分析了大型机组凝结水过冷度产生的原因。利用现代矩阵分析方法和偏微分理论,针对某引进型 600 MW 机组定量分析了其凝结水过冷度变化对热经济性的影响,并就机组运行和检修方面提出了降低凝结水过冷度的措施,为电厂节能降耗和热经济性分析提供了新的途径。

关键词:凝汽器;过冷度;热经济性;矩阵

中图分类号:TK212.41

文献标志码:B

文章编号:1009-0665(2010)01-0073-03

凝汽设备是汽轮机组的重要辅机之一,是电厂热力循环中的重要一环,对整个火电厂的建设和安全、经济运行都有着决定性的影响。由于结构和运行等方面的缺陷,新老机组凝汽器都不同程度地存在着凝结水的过冷却现象。凝结水的过冷却,一方面降低了系统的热经济性,另一方面导致凝结水溶氧量增多,加剧了低压回热系统的腐蚀,不利于机组的安全运行。因此有必要对凝结水过冷却现象加以重视,以提高机组的安全经济运行^[1]。

根据现代矩阵分析方法定量研究凝结水过冷度对某 600 MW 机组热经济性的影响,并从凝汽器的运行以及检修维护等角度,提出减小凝结水过冷度的对策,以此来提高机组运行的热经济性和安全性。

1 凝结水过冷度的定义及其表示方法

1.1 定义

凝结水过冷度可定义为在凝汽器壳体中的绝对静压力下凝结水离开热井时的温度与凝汽器中蒸汽的饱和温度之差^[2],如图 1 所示。

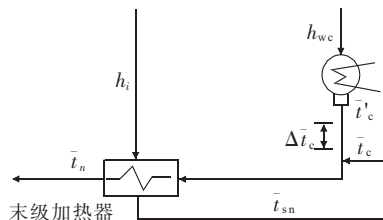


图 1 凝结水过冷度的热单位表示示意图

1.2 表示方法

1.2.1 温度形式

$$\Delta t_c = t_s - t_c \quad (1)$$

式中: Δt_c 为凝结水过冷度; t_s 为凝汽器绝对压力下的饱和温度; t_c 为凝汽器热井中凝结水温度。

1.2.2 热单位形式

$$\Delta \bar{t}_c = h_c - h'_c \quad (2)$$

式中: $\Delta \bar{t}_c$ 为凝结水过冷度; h_c 为凝汽器无过冷度时

凝结水焓值, $h_c = 4.186 t_c$; h'_c 为凝结水有过冷度时凝结水焓值, $h'_c = 4.186 t'_c$ 。

2 凝结水过冷度产生原因及其影响因素^[2,3]

2.1 凝汽器内管束排列不好

凝汽器内由于冷却水管布置过密和排列不当,使蒸汽空气混合物通往凝汽器的管束中心和下部时遇到很大的流动阻力,即存在很大的汽阻,引起凝汽器内部绝对压力从凝汽器入口到抽气口逐渐降低,使得凝汽器大部分区域的蒸汽实际凝结温度要低于凝汽器入口处的饱和温度,形成了过冷度;同时造成蒸汽负荷大部分集中在上部的几排铜管,蒸汽所凝结的水通过过密的管束,在冷却水管的外侧形成一层水膜,再次冷却凝结水。加之排汽不能回热热井中凝结水,更加剧了凝结水的过冷却。其中,凝汽器的汽阻过大是影响凝结水过冷度的一个很重要的因素。

2.2 空气漏入凝汽器或抽气器工作不正常

在机组运行过程中,处于真空条件下的凝汽器、汽轮机的排汽缸以及低压给水加热系统等结构严密性变差,则造成空气的漏入;另一方面,抽气器工作不正常,不能及时地把凝汽器内的空气抽走。这 2 方面使得凝汽器中积存的空气等不凝结气体增加。这样不仅在冷却水管的表面会构成传热不良的空气膜,降低传热效果,增加传热端差;同时由于凝汽器内的蒸汽混合物中空气成分的增高,蒸汽分压力的数值相对于混合物的总压力就会降低,这种蒸汽含量较少的空气蒸汽混合物将在更低温度的情况下凝结,因而产生了凝结水的过冷却。

2.3 凝汽器水位过高

运行中,凝汽器水位过高,将使凝汽器下面部分凝汽器铜管浸入凝结水中,由于下面几排铜管中的冷却水又带走了一部分凝结水的热量,导致凝结水产生过冷却。

2.4 凝汽器冷却水入口温度和流量的影响

试验与运行经验表明,在一定的蒸汽负荷下,当冷却水入口温度降低或流量增加时,凝汽器压力降低,真空增加,进入热井的凝结水的过冷度将增大。

2.5 蒸汽负荷的影响

凝汽器蒸汽负荷的大小对凝结水过冷度也有一定的影响。根据前苏联的试验结果,对于汽流向心式凝汽器,随着蒸汽负荷的提高,过冷度增大。而对于汽流侧流式凝汽器,蒸汽负荷升高时,过冷度减小。对于非回热式凝汽器,蒸汽负荷减小时,将不可避免地会引起过冷度增加。

3 凝结水过冷度对机组性能的影响

由于凝结水的过冷却,使传递给冷却水的热量增加,冷源损失增大,导致系统热经济性下降。凝结水过冷度对机组经济性的影响可以参考图1,本文借助矩阵法和偏微分理论对某引进型600 MW机组进行定量分析,该机组的热力系统结构和参数见参考文献[1]的附录所示。根据火电厂热力系统汽水分布通用矩阵方程^[4],可以写出该机组热力系统的汽水分布方程:

$$\mathbf{A} \cdot (\boldsymbol{\alpha}_i + \boldsymbol{\alpha}_k) + \mathbf{q}_1 = \boldsymbol{\tau} \cdot (\boldsymbol{\alpha}_0 - \boldsymbol{\alpha}_m) \quad (3)$$

式中: \mathbf{A} 为热力系统的主系数矩阵; $\boldsymbol{\alpha}_i$ 为抽汽矩阵; $\boldsymbol{\alpha}_k$ 为辅助汽水矩阵; \mathbf{q}_1 为辅助能量矩阵。辅助汽水具体划分参见文献[4]。

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} q_1 & & & & & & & & & \\ \gamma_2 & q_2 & & & & & & & & \\ \gamma_3 & \gamma_3 & q_3 & & & & 0 & & & \\ \gamma_4 & \gamma_4 & \gamma_4 & q_4 & & & & & & \\ \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & q_5 & & & & & \\ \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & q_6 & & & & \\ \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & q_7 & & & \\ \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & q_8 & & \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{\alpha}_i = \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ \alpha_5 \\ \alpha_6 \\ \alpha_7 \\ \alpha_8 \end{bmatrix};$$

$$\boldsymbol{\alpha}_k = \begin{bmatrix} \alpha_{k1} \\ \alpha_{k2} \\ \alpha_{k3} \\ \alpha_{k4} \\ \alpha_{k5} \\ \alpha_{k6} \\ \alpha_{k7} \\ \alpha_{k8} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{q}_1 = \begin{bmatrix} q_{11} \\ q_{12} \\ q_{13} \\ q_{14} \\ q_{15} \\ q_{16} \\ q_{17} \\ q_{18} \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} \tau_1 & & & & & & & & & \\ \tau_2 & & & & & & & & & \\ & \tau_3 & & 0 & & & & & & \\ & & \tau_4 & & & & & & & \\ & & & \tau_5 & & & & & & \\ 0 & & & & \tau_6 & & & & & \\ & & & & & \tau_7 & & & & \\ & & & & & & \tau_8 & & & \end{bmatrix};$$

$$\boldsymbol{\alpha}_0 = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{\alpha}_m = \begin{bmatrix} \alpha_{m1} \\ \alpha_{m2} \\ \alpha_{m3} \\ \alpha_{m4} \\ \alpha_{m5} \\ \alpha_{m6} \\ \alpha_{m7} \\ \alpha_{m8} \end{bmatrix}$$

凝结水过冷度引起机组抽汽量变化属于小扰动范畴^[5],因此可认为过冷度增大时,仅对末级抽汽加

热器产生影响,而对进出系统的辅助汽流量和辅助能量没有影响,考虑到 \bar{t}_c 的变化不会对辅助汽流量以及辅助能量产生影响,因此将式(3)两边分别对 \bar{t}_c 求取偏微分,可得:

$$\frac{\partial \mathbf{A}}{\partial \bar{t}_c} (\boldsymbol{\alpha}_i + \boldsymbol{\alpha}_k) + \mathbf{A} \frac{\partial \boldsymbol{\alpha}_i}{\partial \bar{t}_c} = \frac{\partial \boldsymbol{\tau}}{\partial \bar{t}_c} \cdot (\boldsymbol{\alpha}_0 - \boldsymbol{\alpha}_m) \quad (4)$$

化简后得:

$$\frac{\partial \boldsymbol{\alpha}_i}{\partial \bar{t}_c} = \mathbf{A}^{-1} \left\{ \frac{\partial \boldsymbol{\tau}}{\partial \bar{t}_c} (\boldsymbol{\alpha}_0 - \boldsymbol{\alpha}_m) - \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial \bar{t}_c} (\boldsymbol{\alpha}_i + \boldsymbol{\alpha}_k) \right\} \quad (5)$$

根据汽水分布方程中关于 $\mathbf{q}_i, \boldsymbol{\gamma}_i, \boldsymbol{\tau}_i$ 定义^[4],可得:

$$\frac{\partial \mathbf{A}}{\partial \bar{t}_c} = \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & & & \\ & 0 & & & & & & & & \\ & & 0 & & & & & & & \\ & & & 0 & & & & & & \\ & & & & 0 & & & & & \\ & & & & & 0 & & & & \\ & & & & & & 0 & & & \\ & & & & & & & 0 & & \\ -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\frac{\partial \boldsymbol{\tau}}{\partial \bar{t}_c} = \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & & & \\ & 0 & & & & & & & & \\ & & 0 & & & & & & & \\ & & & 0 & & & & & & \\ & & & & 0 & & & & & \\ & & & & & 0 & & & & \\ & & & & & & 0 & & & \\ & & & & & & & 0 & & \\ & & & & & & & & 0 & \\ & & & & & & & & & -1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

将式(6),(7)代入式(5)并整理得

$$\frac{\partial \boldsymbol{\alpha}_i}{\partial \bar{t}_c} = \mathbf{A}^{-1} \cdot [0 \ 0 \dots 0 \ -(1 - \alpha_{m8}) + \sum_{i=1}^8 \alpha_i - \sum_{i=1}^8 \alpha_{ki}]^T \quad (8)$$

式(8)即为凝结水过冷度对回热系统抽汽量影响的分析计算表达式,根据该式可方便的计算出凝结水过冷度变化对各级回热抽汽量的影响。

根据循环热效率的计算式^[6]

$$\eta_i = N/Q \quad (9)$$

将式(9)对凝结水过冷度求偏微分得:

$$\frac{\partial \eta_i}{\partial \bar{t}_c} = \frac{1}{Q} \cdot \frac{\partial N}{\partial \bar{t}_c} - \frac{\eta_i}{Q} \cdot \frac{\partial Q}{\partial \bar{t}_c} \quad (10)$$

而机组比功率方程^[6]:

$$N = h_0 - h_c + \sigma - \boldsymbol{\alpha}_i^T \cdot \bar{h}^\sigma - W_f \quad (11)$$

将(10)式两边求偏微分,并整理得:

$$\frac{\partial N}{\partial \bar{t}_c} = \frac{\partial \boldsymbol{\alpha}_i}{\partial \bar{t}_c} \cdot \bar{h}^\sigma \quad (12)$$

式(12)即为凝结水过冷度对机组作功影响的分计算式,根据该式可计算出凝结水过冷度变化对汽轮机组作功量的影响。

机组吸热量方程为 $Q = h_0 + \alpha_{zt} \cdot \sigma - \bar{t}_1$, 且凝结水过冷度变化不会影响机组吸热量大小, 即 $\frac{\partial Q}{\partial \bar{t}_c} = 0$,

因此将 $\frac{\partial Q}{\partial \bar{t}_c} = 0$ 和式(11)代入式(10)并整理得凝结水过冷度对机组循环热效率影响的计算式:

$$\delta \eta_t = -\frac{1}{N} \cdot \frac{\partial \alpha_{zt}}{\partial \bar{t}_c} \cdot \bar{h} \sigma \cdot \Delta \bar{t}_c \quad (13)$$

将该机组某一工况下的热力系统参数, 代入上述所推导的定量分析式中, 即可得计算凝结水过冷度对机组热经济性的影响。分别选取凝结水的过冷度为 1 °C, 2 °C, 3 °C, 4 °C 和 5 °C 时, 计算了其对 600 MW 机组热经济性的影响大小, 计算结果见表 1。

表 1 凝结水过冷度对 600 MW 机组热经济性影响的计算结果

过冷度 $\Delta \bar{t}_c / ^\circ\text{C}$	$\Delta \bar{t}_c / (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	$\Delta N / (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	$\delta \eta_t / \%$
1	+4.187	-0.180 89	-0.014 85
2	+8.374	-0.361 15	-0.029 65
3	+12.561	-0.540 77	-0.044 40
4	+16.748	-0.719 77	-0.059 11
5	+20.935	-0.898 14	-0.073 76

注: “+”表示功率或效率升高; “-”表示功率或效率降低。

由表 1 可知, 当凝结水过冷度达到 5 °C 时, 对机组相对循环效率降低 0.073 7%, 通过计算, 其对标准煤耗率的影响大小是 0.134 g/(kW·h), 以机组年平均运行 7 000 h 计, 一年就多耗标煤 941.4 t。因此, 凝结水过冷度对大型机组的热经济性具有较大的影响, 且过冷度越大, 机组热经济性越差。

4 减少凝汽器过冷度对策^[2,7]

凝结水过冷度威胁机组安全性和可靠性, 同时也给机组经济性带来一定的下降。且过冷度的存在还使凝结水溶氧量增加影响到低压给水系统腐蚀。因此要从各个方面引起足够的重视, 降低凝结水过冷度, 提高机组的经济性和安全性, 主要措施有:

(1) 在运行中, 要保证设备的严密性, 防止空气漏入。这不仅是为了维持凝汽器的高真空度, 也是防止凝结水过冷产生的有效措施之一。

(2) 运行中严格控制凝汽器水位。要求运行人

员对凝汽器水位进行严格监视, 并可装设凝汽器水位调节器和报警装置, 防止水位过高, 还可采用凝汽器低水位运行方式以对于旧式凝汽器改造与使用。

(3) 在检修过程中检查凝汽器内结构装置, 对真空系统跑水查漏, 重点检查的部位, 如凝汽器喉部, 低压抽汽管路, 低压缸接合面对凝汽器水位调节器及轴封压力调节器等。对抽真空系统, 应尽量保持真空泵或抽汽器的效率, 以便及时抽出凝汽器内部凝结气体。

5 结束语

(1) 从不同方面分析了凝结水过冷度产生的原因。以某引进型 600 MW 机组为例, 应用现代矩阵分析方法和偏微分理论, 定量分析了凝结水过冷度对机组热经济性的影响。计算结果表明, 凝结水过冷度对大型机组的经济性具有重要的影响, 控制和消除凝结水过冷度, 可显著提高机组运行的经济性。

(2) 在凝汽器的运行监测中, 凝结水过冷度过大还会影响凝结水的含氧量, 因此是一个不容忽视的问题, 应保证其尽可能的减小、控制和消除, 来提高机组的经济性和安全性, 进一步提高机组的效率。

参考文献:

- [1] 林万超. 火电厂热系统节能理论 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994.
- [2] 肖国俊, 包正强. 凝结水过冷度产生的原因及消除对策 [J]. 热力透平, 2006, 35(3): 175-179.
- [3] 卢绪祥, 李录平. 凝结水过冷度及其对机组性能的影响分析 [J]. 汽轮机技术, 2002, 44(2): 117-119.
- [4] 闫顺林, 张春发, 李永华, 等. 火电机组热力系统汽水分布通用矩阵方程 [J]. 中国电机工程学报, 2000, 20(8): 69-73, 78.
- [5] 田红景, 谢飞, 张春发, 等. 基于小扰动理论的火电厂机组耗差分析 [J]. 华北电力大学学报, 2006, 33(3): 51-53.
- [6] 李永华, 闫顺林, 王松岭. 煤耗与辅助汽流量的通用微分关系式 [J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(11): 79-83.
- [7] 侯军虎. 不同疏水方式凝结水过冷度对机组经济性的影响 [J]. 华北电力技术, 2006(12): 12-15.

作者简介:

李 伟(1968-), 男, 山西太原人, 工程师, 主要研究方向为火力发电厂节能技术。

Analysis of the Impact of Condensate Depression on the Thermal Economy in 600 MW Unit

LI Wei

(State Power Institute of Science and Technology, Nanjing 210031, China)

Abstract: The reasons for the generation of condensate depression in large power plant are analyzed in the paper. With the application of matrix analysis method and partial differential theory, the impact of the changes of condensate depression in an imported type 600 MW plant are analyzed quantitatively. Some measures to reduce the condensate depression in the aspects of operation and maintenance are proposed to supply a new approach for the energy saving and emission reduction as well as the analysis of thermal economy in thermal power plant.

Key words: condenser; condensate depression; thermal economy; matrix