

DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2018.01.011

# 汽轮机回热抽汽系统设计要点分析

黄涛

(中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州, 510663)

**摘要:** 汽轮机回热抽汽系统是发电厂热力系统的重要组成部分, 研究其合理设计流程及需注意的问题尤为重要。根据工程设计和实际运行经验, 探讨合理的设计流程; 根据国内外标准及实际经验, 研究设计中需关注的关键点和需注意的主要问题; 以使机组投产后能够安全经济运行。

**关键词:** 汽轮机; 回热抽汽系统; 系统拟定; 管道布置

中图分类号: TM621

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2018)01-0068-05

## Analysis on Main Points of Steam Turbine Regenerative Extraction Steam System Design

HUANG Tao

(China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

**Abstract:** The steam turbine regenerative extraction steam system is one of import systems for the power plant thermochemistry. It is all-important that researching the reasonable design process and main problem for observing. Research the reasonable design process according to the experience of designing and operating; Research the sixty-four-dollar-question and attendant main question according to the code of overseas or Chinese, so that the power plant can be operated safely and economically.

**Key words:** steam turbine; regenerative steam extraction system; design of system; installation of piping

## 0 引言

汽轮机回热抽汽系统的设计范围为: 由汽轮机各级抽汽口至对应回热加热器加热蒸汽进口所有管道及附件的选型和布置设计, 包括系统拟定和管道布置两个部分。从设计程序上, 应先进行系统拟定, 后根据系统进行管道布置。工程设计应本着安全第一的原则, 设计的主要依据为国家标准、行业标准以及依据国家和行业标准编制的地方或企业标准, 而图书及期刊只能作为参考资料使用。有的设计人员不掌握汽轮机回热抽汽系统的设计流程, 造成设计不合理或设计必须环节的遗漏; 有的对汽轮机回热抽汽系统设计的关键点和需要注意的问题掌握不好, 致使设计存在安全隐患。

## 1 系统拟定

### 1.1 系统拟定原则

系统拟定必须以汽轮机热平衡为基础, 结合工程需要, 完成系统流程的拟定、管道及附件的选型、控制联锁条件要求、运行说明等。至于回热级数及级间参数的确定属于汽轮机制造厂的工作范围, 设计单位可根据需要提出建议, 一旦合同签订, 上述各项均不可更改。

### 1.2 系统拟定要点

#### 1.2.1 必须满足汽轮机热平衡的要求

汽轮机抽汽系统管径选择必须满足汽轮机热平衡中规定的各级抽汽流量和压降要求, 管道及附件强度必须满足汽轮机热平衡中规定的各级抽汽压力和温度要求, 以保证运行安全, 达到回热加热效果, 确保汽轮机效率。

#### 1.2.2 管道及附件选型要求

##### 1.2.2.1 管道直径选择

收稿日期: 2017-03-20 修回日期: 2017-09-01

基金项目: 中国能建广东院科技项目"电站汽轮机辅机换热设备选型设计规程"(ER03961W)

抽汽管道内径，必须满足规定参数下输送规定蒸汽流量的要求。根据蒸汽参数(压力和温度)、流量及推荐流速确定初步管道内径，之后根据管道具体布置(经应力分析计算合格后)计算介质压降。若压降在汽轮机热平衡规定范围内且接近规定范围，则管径选择完成；若压降超出汽轮机热平衡规定范围或小于规定范围太多(压降小于热平衡规定值太多，说明管径选择过大，初投资增加太多，不经济)，则需调整管径或管道布置重复上述过程，直至达到满意结果为止。

### 1.2.2.2 管道及管件材料选择和强度计算

根据抽汽的压力和温度，选择管道及管件的材质。根据材料、管径和抽汽的压力及温度进行管道及管件的强度计算。可在“典型设计手册”中选择的管道和管件，不需再进行强度计算。

### 1.2.2.3 电动隔离阀

为满足回热加热器停用隔离要求，并防止水由回热加热器倒流入汽轮机发生汽轮机进水事故，同时作为防止汽轮机超速的辅助措施，抽汽管道上需设置电动隔离阀，电动隔离阀建议选择中间可停型式，能实现抽汽量的简单调节，以满足回热系统加热器投入和停运时加热器温升和温降速率的要求，电动隔离阀的关闭时间需经计算确定。

1) 表面式回热加热器抽汽管道电动隔离阀关闭时间计算

阀门的关闭时间应小于进入加热器壳体侧的额外水量充满容积空间  $V_1 + V_2$  所需的时间， $V_1$  为加热器壳体侧由高 - 高水位(电动隔离阀开始动作时的水位)至加热蒸汽进口的净容积空间， $V_2$  为加热器加热蒸汽进口至抽汽管道电动关断阀之间的管道容积空间。

(1) 进入加热器壳体侧的额外水量取下列两项的较大值<sup>[1]</sup>：

a)  $Q_1$ ——加热器水侧最大水量的 10%， $m^3/h$ ；

b)  $Q_2$ ——加热器两根管子破裂(4 个断口)流出的水量， $m^3/h$ 。

(2) 加热器两根管子破裂(4 个断口)流出的水量按下式计算<sup>[2]</sup>：

$$Q_2 = 2 \times 22.9 \times 10^{-2} \times D_i^2 \times \sqrt{P_t - P_s} \quad (1)$$

式中： $Q_2$  为两根管子破裂(4 个断口)流出的水量， $m^3/h$ ； $D_i$  为加热器换热管子内径， $mm$ ； $P_t$  为管侧

设计压力， $MPa$ ； $P_s$  为壳侧设计压力， $MPa$ 。

(3) 加热器壳体侧由高 - 高水位(电动隔离阀开始动作时的水位)至加热蒸汽进口的净容积空间  $V_1$  请加热器制造厂提供。

(4) 加热器加热蒸汽进口至抽汽管道电动关断阀之间的管道容积空间  $V_2$  按下式计算：

$$V_2 = \frac{\pi D_i^2 L}{4} \quad (2)$$

式中： $V_2$  为加热器加热蒸汽进口至抽汽管道电动关断阀之间的管道容积， $m^3$ ； $D_i$  为抽汽管道内径， $m$ ； $L$  为加热器加热蒸汽进口至抽汽管道电动关断阀之间的管道展开长度， $m$ 。

(5) 进入加热器壳体侧的额外水量充满容积空间  $V_1 + V_2$  所需的时间  $t$  按下式计算：

$$t = \frac{V_1 + V_2}{Q_{\max}} \quad (3)$$

式中： $t$  为进入加热器壳体侧的额外水量充满容积空间  $V_1 + V_2$  所需的时间， $h$ ； $Q_{\max}$  为  $Q_1$  和  $Q_2$  的较大值， $m^3/h$ 。

2) 混合式回热加热器抽汽管道电动隔离阀关闭时间计算：

混合式回热加热器抽汽管道电动隔离阀关闭时间计算与表面式回热加热器抽汽管道电动隔离阀关闭时间计算近似，只是计算容积空间时，只计算混合式加热器由高 - 高水位(抽汽管道电动隔离阀开始动作时的水位)至加热蒸汽进口的净容积空间  $V_1$ ，额外水量取加热器水侧最大水量的 10%<sup>[1]</sup>。

### 1.2.2.4 气动止回阀

为防止汽轮机甩负荷时，回热加热器中的饱和水闪蒸倒流入汽轮机引起汽轮机超速，汽轮机回热抽汽管道上一般需设置止回阀，止回阀同时也作为防止汽轮机进水的辅助措施。对于能级较高的抽汽管道必须设置止回阀，对于能级较低且不足以引起汽轮机超速的抽汽管道可不设止回阀，是否设置止回阀及每级抽汽管道上设置止回阀的数量，需汽轮机制造厂通过汽轮机超速分析确定。超速分析原则：假如汽轮机甩负荷发生，需要关闭抽汽止回阀，但某级抽汽止回阀因某种原因未能关闭或延迟关闭，此时该级加热器内的饱和水闪蒸倒流入汽轮机，若所引起的汽轮机超速值在汽轮机制造厂的允许范围内，可只装设一道止回阀，否则应串联装设两道止回阀。也就是说是否

设置止回阀和止回阀的数量由汽轮机制造厂确定,需要汽轮机制造厂做抽汽管道止回阀故障时汽轮机的超速分析。对于同一类型的机组的同一级回热抽汽,因回热加热器的配置型式、回热加热器布置、抽汽管道布置等的不同,汽轮机超速分析的结果会有所不同。对于未做汽轮机超速分析而抽汽管道只装一道止回阀的机组,曾发生过多次汽轮机超速事故。如:某厂300 MW 亚临界机组,各级较高能级的抽汽管道(至除氧器的抽汽管道两道,凝汽器喉部的低压加热器抽汽管道未装设止回阀)均装设一道止回阀,在机组甩负荷时,由于某种原因一级抽汽管道止回阀未能关闭,其他各级抽汽管道上的抽汽止回阀延时10 s 关闭,造成汽轮机超速至3 592 r/min<sup>[3]</sup>。因此止回阀需与汽轮机的甩负荷信号连锁,所以止回阀必须采用动力操作阀门。为保证汽轮机安全,止回阀应采用失去动力关闭型式,所以不能采用电动止回阀,可采用气动或液动型式,一般采用气动止回阀,既能满足要求,造价也较低。

#### 1.2.2.5 疏水阀

为了能在汽轮机启动、停机及低负荷阶段,将抽汽管道积存的凝结水及时排除,避免积水倒流入汽轮机造成汽轮机大轴弯曲、汽缸变形或叶片断裂等恶性事故,所以在抽汽管道所有低位点均设有用于启动、停机和低负荷的疏水,疏水阀应采用动力操作型式,与汽轮机的低负荷信号(具体负荷由汽轮机制造厂提供)和甩负荷信号连锁,避免误操作或忘记开启等情况发生。如某厂210 MW 机组在冷态启动过程中,高压外缸手动疏水阀因某种原因未能打开,汽缸夹层积水未能及时排除而被蒸汽带入汽缸,使汽缸上下壁温差超限,造成大轴弯曲事故<sup>[4]</sup>。为保证汽轮机安全,疏水阀应采用失去动力开启型式,与止回阀同样原因,一般采用气动疏水阀。

对于蒸汽不流动的死端或者因工艺需要有可能被阀门隔断处,应设置带疏水器的经常疏水;建议对于蒸汽过热度小于56℃蒸汽管道低位点应设置带疏水器的经常疏水。经常疏水也可采用带水位测点的疏水收集器加气动疏水阀型式,疏水收集器的内径不得小于150 mm,疏水收集器长度需满足装设水位开关的要求且不得小于230 mm<sup>[1]</sup>。

#### 1.2.2.6 由汽轮机回热抽汽系统引出的其他辅助

用汽系统设计要求<sup>[1]</sup>:

1)其他辅助用汽系统必须有两道动力操作的隔离阀,隔离阀可以是关断阀、减压阀或止回阀任意两种的组合。

2)若其他辅助用汽系统设有减温器,则减温器必须设置在第二道隔离阀的下游。

3)其他辅助用汽系统隔离阀的控制要求需满足汽轮机制造厂的规定。

4)其他辅助用汽系统第一道阀门与抽汽系统之间的管道设计应满足抽汽系统管道的设计要求。

#### 1.2.3 控制连锁要求

##### 1.2.3.1 电动隔离阀

1)电动隔离阀应能在控制室DCS系统由操作人员进行开、关操作。

2)当出现下列情况之一时,连锁相应的电动隔离阀自动关闭:

(1)加热器水位达到高-高水位;

(2)气动止回阀自动关闭。

##### 1.2.3.2 气动止回阀

1)气动止回阀应能在控制室DCS系统由操作人员进行开、关操作。

2)当出现下列情况之一时,连锁相应的气动止回阀自动关闭:

(1)汽轮机跳闸;

(2)电动隔离阀关闭;

(3)控制信号中断或压缩空气中断。

##### 1.2.3.3 气动疏水阀

1)气动疏水阀应能在控制室DCS系统由操作人员进行开、关操作。

2)在出现下列情况之一时,连锁相应气动疏水阀自动开启:

(1)电动隔离阀或气动止回阀关闭;

(2)机组启动期间负荷低于设定值,或机组负荷降至设定值(具体设定值应根据汽轮机制造厂的要求确定);

(3)当判定抽汽管道内出现积水(判定方法可采用“抽汽管道上下壁温差超过设定值”或“疏水立管内高水位”);

(4)当疏水设有疏水罐时,根据疏水罐的高水位信号自动开启气动疏水阀并报警,即高I水位时,自动开启气动疏水阀并控制室报警;高II水位时,再次开启气动疏水阀,控制室再次报警(警报

信号应与高 I 水位时有所区别); 高水位信号消失时自动关闭疏水阀, 报警解除。

(5) 控制信号中断或压缩空气中断。

## 2 管道布置

### 2.1 布置原则

汽轮机抽汽管道布置应短捷、整齐、美观, 并应满足应力、对设备推力、介质压降和汽轮机防进水的要求。

### 2.2 电动隔离阀

抽汽管道上的电动隔离阀应尽量靠近汽轮机抽汽口布置, 也就是尽量远离回热加热器布置。在汽轮机和回热加热器布置不变的前提下, 电动隔离阀距离汽轮机抽汽口越近, 其距离回热加热器的加热蒸汽进口就越远, 回热加热器中的水倒流至电动隔离阀所需时间就越长, 对电动隔离阀的关闭时间要求就越宽松, 有利于防止水倒流入汽轮机, 保证汽轮机安全。

### 2.3 气动止回阀

抽汽管道上的气动止回阀应尽量靠近汽轮机抽汽口布置, 抽汽止回阀距汽轮机抽汽口越近, 止回阀与汽轮机抽汽口之间的管道容积空间越小, 其所积存的蒸汽容积也越小, 汽轮机甩负荷时倒流入汽轮机的蒸汽量就越少, 引起汽轮机超速的危险性就越低, 有利于保证汽轮机安全。

电动隔离阀和气动止回阀的安装前后顺序没有要求, 任何一个靠近汽轮机安装都可以。

### 2.4 抽汽管道安装坡度

#### 2.4.1 坡度方向

为保证疏水顺畅且容易排除, 抽汽管道的坡度方向应顺蒸汽流动方向<sup>[5]</sup>, 这样设置坡度, 管道中的凝结水靠坡度产生的重力和蒸汽流动的携带力, 更容易快速流至位于管道低位点的疏水口而顺利排出系统; 否则, 若管道坡度方向逆汽流方向, 管道中的凝结水靠坡度产生的重力还需克服蒸汽流动的携带力, 不容易排除。

#### 2.4.2 抽汽管道安装坡度值

在管道施工中, 一般按坡切要求仅能保证冷紧之前和坡切下料之后的安装管线坡度。但是由于冷紧和支吊架反作用力使管线产生的冷位移以及从冷态到疏水态(一般指介质为饱和状态下)的热位移, 都可能使水平管道产生与疏水坡向相反的反坡。如

果安装坡度未考虑反坡的影响, 则会出现疏水不畅引起管道振动或造成汽轮机进水等事故。因而对于抽汽管道应计算反坡, 并确定满足要求的安装坡度。

对同一标高水平管道上任意两个支吊点之间, 冷态和疏水态两个工况的安装坡度按以下公式进行计算:

冷态:

$$i_L = i_0 + \frac{\Delta_{OZ}^M - \Delta_{OZ}^Q}{L_{M-Q}} \quad (4)$$

疏水态:

$$i_{ss} = i_0 + \frac{(\Delta_{OZ}^M + A\Delta_{TZ}^M) - (\Delta_{OZ}^Q + A\Delta_{TZ}^Q)}{L_{M-Q}} \quad (5)$$

式中:  $i_L$  为冷态安装坡度;  $i_{ss}$  为疏水态安装坡度;  $i_0$  为最小疏水坡度, 取  $0.005^{[5]}$ ;  $\Delta_{OZ}^Q$  为按疏水坡向, 起点垂直方向(Z向)的冷位移, mm;  $\Delta_{OZ}^M$  为按疏水坡向, 后面一点垂直方向(Z向)的冷位移, mm;  $\Delta_{TZ}^Q$  为按疏水坡向, 起点垂直方向(Z向)的热位移, mm;  $\Delta_{TZ}^M$  为按疏水坡向, 后面一点垂直方向(Z向)的热位移, mm;  $L_{M-Q}$  为所计算的起点到后面一点的管道长度, mm;  $A$  为温度修正系数, 按下式计算:

$$A = \frac{\alpha_{ss}(t_{ss} - 20)}{\alpha_t(t_t - 20)} \quad (6)$$

式中:  $t_{ss}$  为疏水态的介质温度, 一般指管道介质工作压力对应的饱和温度, °C;  $t_t$  为管道的设计计算温度, °C;  $\alpha_{ss}$  为对应于疏水态温度管材的线膨胀系数,  $10^{-6}/\text{°C}$ ;  $\alpha_t$  为对应于管道设计计算温度管材的线膨胀系数,  $10^{-6}/\text{°C}$ 。

各点的冷位移和热位移值都可由管系应力分析计算成果中得到, 应注意其单位应为 mm。

式(4)和式(5)中, 加号之后的计算项小于等于零时取值为零, 大于零时取实际值。

应进行水平管道所有支吊点之间冷、热态的安装坡度计算, 并取冷态和疏水态计算的较大值作为确定管道安装坡度的依据。任何情况下管道最终安装坡度值不得小于  $i_0$ 。

### 2.5 疏水点设置

汽轮机抽汽管道的所有低位点处(包括冷态和热态)均需要设置疏水, 在最靠近汽轮机布置的气动止回阀(或电动隔离阀)与汽轮机抽汽口之间管道上必须设置疏水(无论是否存在低位点)<sup>[6]</sup>, 在气动

止回阀和电动隔离阀之间靠近下游阀门处需设置放水。所有疏水必须单独接入凝汽器或汽轮机本体疏水扩容器,不允许采用合并或转注的布置形式<sup>[5]</sup>。

## 2.6 由汽轮机回热抽汽管道引出的蒸汽管道布置要求

汽轮机轴封用汽和辅助设备驱动汽轮机用汽,都是由汽轮机抽汽系统供给,这两种用汽管道布置时在抽汽管道上的引出点,应位于抽汽管道垂直管段或水平管段的顶部,不允许由抽汽管道水平管段的底部或水平管段水平接出,以防止汽轮机抽汽管道中的积水沿这些管道进入汽轮机轴封或辅助设备驱动用汽轮机,造成主汽轮机或辅助设备驱动用汽轮机进水事故<sup>[6]</sup>。

## 3 结论

1) 汽轮机回热抽汽系统设计必须遵循合理的设计流程,否则会造成设计不合理、设计遗漏或存在安全隐患等诸多问题。

2) 汽轮机抽汽系统管道与汽轮机直接相连,系统设计和管道布置必须满足汽轮机防进水和防超速要求,若设计考虑不周则会引起汽轮机超速或汽轮机进水等恶性事故。

### 参考文献:

- [1] The American Society of Mechanical Engineers. Prevention of water damage to steam turbines used for electric power generation: fossil-fueled plants asme: ASME TDP-1-2013 [S]. New

(上接第 67 页 Continued from Page 67)

### 参考文献:

- [1] 尼基季娜. 火力发电厂管道手册 [M]. 北京: 水利电力出版社, 1987.
- [2] THBOHN K. KNOCH F. 热力工程计算图册 [M]. 北京: 水利电力出版社, 1991.
- [3] VALVE C. Flow of fluids through valves, fittings and pipe [M]. New York: Crane Co, 1982.
- [4] 国家能源局. 火力发电厂汽水管道设计规范: DL/T 5054—2016 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2016.
- National Energy Administration. Code for design of steam/water piping of fossil-fired power plant: DL/T 5054—2016 [S]. Beijing: China Planning Press, 2016.
- [5] 国家能源局. 电厂动力管道设计规范: GB 50764—2012 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2012.

York: Two Park Avenue, 2013.

- [2] Heat Exchange Institute. Standards for closed feedwater heaters: HEI 2622-2009 [S]. Ohio: Heat Exchange Institute 1 300 Summer Avenue Cleveland, 2009.
- [3] 孟杰. 一起发电机跳闸导致汽轮机超速事故的分析 [J]. 电力安全技术, 2007, 9(11): 10-11.
- MENG J. Accident analysis of a turbine overspeed due to generator out of service [J]. Electric Safety Technology, 2007, 9(11): 10-11.
- [4] 吴志刚, 孟临潼. 210 MW 汽轮机大轴弯曲原因分析及直轴方法 [J]. 广东电力, 2007, 20(12): 51-54.
- WU Z G, MENG L T. Analysis of main shaft bending of a 210 MW steam turbine and shaft straightening method [J]. Guangdong Electric Power, 2007, 20(12): 51-54.
- [5] 中华人民共和国住房和城乡建设部, 中华人民共和国质量监督检验检疫总局. 电厂动力管道设计规范: GB 50764—2012 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2012.
- [6] 中华人民共和国国家经济贸易委员会. 火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则: DL/T 834—2003 [S]. 北京: 中国电力出版社, 2003.

### 作者简介:



HUANG T

黄涛(通信作者)

1963-, 男, 吉林扶余人, 教授级高级工程师, 学士, 主要从事电力热力系统及安装设计研究工作 (e-mail) huangtao@gedi.com.cn。

(责任编辑 李辉)

National Energy Administration. Design code of power piping for power plant: GB 50764—2012 [S]. Beijing: China Planning Press, 2012.

### 作者简介:



SUN Z W

孙张伟(通信作者)

1981-, 男, 河南郑州人, 高级工程师, 硕士, 主要从事火电厂热机专业的设计和研究工作 (e-mail) sunzhangwei@gedi.com.cn。

(责任编辑 李辉)