

大中专电力专业技工初级工培训教材

汽轮机设备运行

(试用本)

21.4

水利电力出版社

内 容 提 要

本书为火电生产类学徒工初级工培训教材之一，主要讲述汽轮机启动、停机、正常运行的维护、常见事故的处理，凝汽器、回热加热器、除氧器等辅助设备的运行，汽轮发电机氢冷、水冷装置的运行等基本知识。为便于自学，各章都附有复习思考题。

本书可供具有初中毕业文化程度的学徒工、初级工培训使用，也可供有关技术工人自学时参考。

火电生产类学徒工初级工培训教材

汽轮机设备运行

(试 用 本)

*

水利电力出版社出版、发行

(北京三里河路6号)

大兴孙村印刷厂印刷

*

787×1092毫米 32开本 5印张 109千字

1983年12月第一版 1983年12月北京第一次印刷

印数00001—30140册 定价0.43元

书号 15143·5317

前 言

为了提高水利电力系统学徒工初级工的技术水平，使技工培训工作逐步走向正规化、系统化，我们统一组织编写了水电生产、水电施工、火电生产、火电建设和供电等五类学徒工初级工的培训教材。

这五类培训教材是按照原水利部，原电力工业部颁发的工人技术等级标准中相应的应知技术理论要求编写的。每一工种的培训教材包括基础课与专业课两部分，注意到学徒工初级工两个阶段技术理论教育的系统性和完整性，力求密切联系生产实际，深入浅出，突出工人培训教材的特点。

火电生产类培训教材包括22个工种共23本，其中基础课11本，专业课12本，委托山西省电力工业局组织编写，并约请各大区网局和省电力工业局的有关同志参加审稿。

《汽轮机设备运行》系专业课教材之一，由霍县发电厂张松桓同志主编，其中1~7章、10~11章由张松桓同志编写；8~9章由大同热电厂刘晋堂同志编写。吴泾热电厂、石景山发电总厂、阜新发电厂、辛店发电厂、锦州发电厂、马头发电厂和山西省电力学校等单位进行了审定。

由于编写时间仓促，又缺乏经验，培训教材中难免存在错误和不妥之处，现以试用本出版，内部发行。希望使用单位和广大读者提出宝贵意见，以提高再版的质量。

水利电力部

1983年6月

目 录

前 言

第一篇 汽 轮 机 的 运 行

第一章 汽轮机运行的热力性能	1
第一节 汽轮机的热应力	1
第二节 汽轮机的热膨胀	6
第三节 汽轮机的热变形	10
第二章 汽轮机油系统的运行	17
第一节 汽轮机启动前油系统的检查试验	17
第二节 油系统的运行工作	19
第三章 汽轮机调速系统的运行	23
第一节 调速系统的试验	23
第二节 调速系统的运行	28
第四章 汽轮机的启动	33
第一节 冷态额定参数启动	33
第二节 冷态滑参数启动	46
第三节 热态启动	51
第四节 中间再热机组的启动特点	54
第五章 汽轮机的停机	58
第一节 额定参数停机	58
第二节 滑参数停机	64
第三节 中间再热机组的停机	67

第六章 汽轮机正常运行的维护	70
第一节 运行维护的基本工作	70
第二节 初终参数变化对汽轮机运行的影响	71
第三节 运行中监视段压力和轴向位移的监督	75
第四节 运行中机组振动的监督	78
第五节 汽轮机的滑压运行	80
第七章 汽轮机运行的事故处理	83
第一节 事故处理的基本要求	83
第二节 油系统工作失常	85
第三节 汽轮机水冲击	89
第四节 甩负荷	91
第五节 通流部分损坏	94

第二篇 汽轮机辅助设备的运行

第八章 辅助设备的运行	97
第一节 凝汽器运行的监视与分析	97
第二节 抽气设备的运行	100
第三节 真空系统的泄漏及检漏方法	102
第四节 凝结水过冷却的监视及消除	103
第五节 凝汽器铜管泄漏、脏污的预防及处理	105
第六节 低压加热器的运行	109
第七节 高压加热器的运行	115
第八节 除氧器的运行	119
第九章 其它辅助设备的运行	125
第一节 给水泵的运行	125
第二节 凝结水泵的运行	128
第三节 循环水泵及循环水冷却设备的运行	130
第四节 减温减压器及热力网的运行	135

第三篇 汽轮发电机氢冷和水冷装置的运行

第十章 氢冷发电机轴密封系统和氢系统的运行	141
第一节 氢冷发电机密封油系统的运行	141
第二节 氢冷发电机氢系统的运行	145
第十一章 双水内冷发电机水冷却装置和水系统的运行	148

第一篇 汽 轮 机 的 运 行

汽轮机的运行，首先应保证汽轮机的安全，在保证安全的前提下力求提高设备运行的经济性。因此，运行人员应了解和掌握汽轮机运行的内在规律，以实现汽轮机的安全经济运行。本篇将就汽轮机运行方面的通用原则和规律进行讨论和分析。

第一章 汽轮机运行的热力性能

第一节 汽轮机的热应力

对于运行中的汽轮机，热应力是造成设备损坏的主要原因之一，如汽缸裂纹，螺栓断裂等都是热应力多次反复交变作用的结果。本节将对汽缸、转子、螺栓热应力的产生原因、影响因素及控制方法进行简要讨论。

一、汽缸的热应力

汽轮机启动时，调速汽门室、汽缸和法兰的内壁直接与加热蒸汽接触，因而温度上升较快，其内、外壁容易出现较大的温差，产生热应力。由于内壁温度高，外壁温度低，故内壁受热压应力作用，外壁受热拉应力作用；停机或新蒸汽温度骤降时，外壁温度又可能比内壁温度高很多，使得内壁受热拉应力的作用，外壁受热压应力作用。

汽轮机的汽缸可以粗略地看作是一个厚壁圆筒，不作精确地计算时，汽缸和法兰可以近似当作厚平板来处理。金属平板被单侧加热时，根据加热的剧烈程度不同，沿金属平板厚度方向的温度分布情况大体呈双曲线型、抛物线型和直线型三种典型情况，如图1-1所示。双曲线型，抛物线型分别为剧烈加热和比较剧烈加热情况。当吸放热过程逐渐趋于稳定（即稳定加热时），其温度分布为直线型。图中还表示出这三种加热情况的应力分布，中性线至高温（ t_b ）侧受压应力，中性线至低温（ t_a ）侧受拉应力，中性线上热应力为零。平板两侧所承受的最大热应力与金属平板的弹性模数、泊桑比、线胀系数、平板两侧的温差以及金属壁厚度方向的温度分布系数有关。当汽轮机，汽缸壁厚度和金属材料选定后，其弹性模数、泊桑比和线胀系数即为定值，从而汽缸

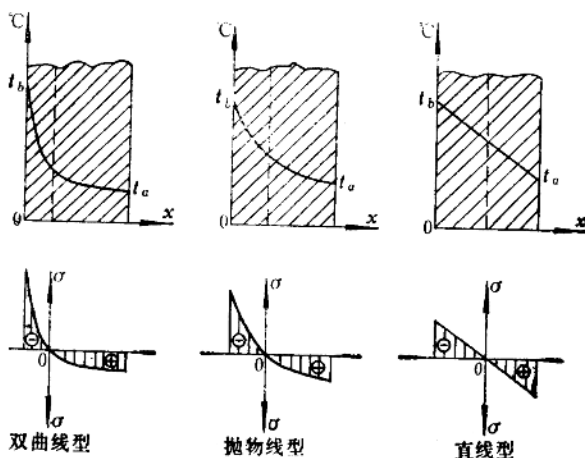


图 1-1 金属平板被单向加热时沿厚度方向温度和热应力的分布情况

内、外壁热应力的大小主要取决于内、外壁的温差和温度分布系数。温度分布系数的大小，与温度沿壁厚的分布情况有关：温度分布呈直线型时，温度分布系数约为0.5；温度分布为抛物线型（汽轮机启、停时常属这种情况）时，温度分布系数约为0.7；温度分布呈双曲线型（如运行中汽轮机发生水冲击）时，温度分布系数可达到0.9。这就是说，加热或冷却愈剧烈，温度分布系数愈大，汽缸内、外壁的温差也愈大，其热应力就可能达到相当大的数值。由于热应力与温差成正比关系，因而温差可作为控制热应力的指标。

在汽轮机的启停中，要控制热应力不超过允许值，只要控制汽缸和法兰内、外壁的温差在规定范围内即可。汽缸内、外壁的温差与汽缸被加热或冷却的速度（即汽缸的温升率或温降率）及汽缸壁厚度的平方成正比，而与钢材的导温系数成反比。对于具体的汽轮机，汽缸材料一定、汽缸壁厚度一定，因而汽缸内、外壁温差的大小主要决定于汽缸壁的温度变化率，即取决于水蒸汽和汽缸壁之间的热交换规律。汽轮机运行中，主要处于对流换热方式，因此控制汽缸内壁温度变化率的大小，可通过改变蒸汽的流量、温度和压力来实现，这就是说，控制汽轮机的转速或负荷变化速度即可控制汽缸的热应力在允许范围内。对于高压汽轮机，汽缸壁尤其是法兰通常做得很厚，因此，汽缸内壁的温度变化率更要严格加以控制。

二、转子的热应力

与汽缸一样，在运行工况变动时，汽轮机转子的断面亦会产生温度差，引起热应力。只是，在分析转子的热应力时，不能将其作为平板来处理，而是粗略地把转子看成是一个从表面加热或冷却的圆柱体。转子表面与转子中心孔内壁

的温差的大小，与转子表面的温度变化率及转子半径的平方成正比，而与钢材的导温系数成反比。由于平板与圆柱体受热情况的差异，当转子的半径与汽缸法兰厚度相等时，在导温系数和温度变化率相同的情况下，转子的最大温差只为汽缸法兰内、外壁最大温差的一半。并且，转子是几何形状对称的回转体，温度分布比较均匀，因此在实践中，只要按照汽缸法兰的热应力允许值来控制最大允许的温度变化率，转子的热应力就不会超过允许值。但是大功率汽轮机，往往采用双层汽缸的结构，这样，限制汽轮机启停及负荷变化的汽缸热应力就可能退居为次要矛盾，而转子的热应力却成为必须考虑的因素。不仅如此，对大功率汽轮机转子，还应考虑其使用寿命，交变热应力的多次反复循环，同样会使转子过早地因低频疲劳而产生裂纹。为此应尽量地减少汽轮机的启停次数和负荷的剧烈变动，以免使汽轮机的使用寿命遭到不应有的缩短。

冷态启动时，转子表面和中心孔的初始温度都接近室温。随着机组冲转和接带负荷，转子表面温度非常紧密地随着第一级汽缸温度迅速升高，当达到满负荷时，则稳定在基本等于满负荷稳定工况时第一级汽缸的温度。但转子中心孔的温度则是明显的滞后，这样在转子表面和中心孔内壁之间就产生温差，从而引起热应力。汽轮机的超速试验，一般是在汽轮机定速后进行，这对转子是十分不利的。因为在刚定速后，转子中心孔内壁的温度还低于材料的脆性转变温度，容易发生脆性断裂。此时转子表面与中心孔内壁存在着较大的温差，因而受到较大的热应力作用（这时中心孔内壁受热拉应力的作用），再加上超速离心力的作用（在中心孔内壁产生离心拉应力），转子遭受损坏的危险性是很大的，这一

点，对大功率汽轮机尤为重要。因此，大功率汽轮机在冷态启动定速后，不应马上作超速试验，而应采取措施提高转子温度，例如让机组带部分负荷运行数小时后，再将负荷减到零解列发电机，进行超速试验。

因此，运行人员应该充分认识转子热应力的产生及危害，从而严格遵守运行规程的规定，控制合理的温度变化率，以便最大限度地延长转子的使用寿命。

三、螺栓的热应力

汽轮机在启动过程中，法兰的温度高于螺栓的温度，它们之间存在着较大的温度差。由于法兰在厚度方向上的膨胀，螺栓被拉长，因此螺栓不仅承受扣盖时的预紧拉应力以及汽缸内部蒸汽工作压力引起的拉应力，而且还承受着法兰与螺栓的温差所引起的热拉应力。当这三种拉应力之和超过螺栓材料的屈服极限时，螺栓就将发生塑性变形以至断裂。

对于旋入下缸法兰的螺栓(栽丝螺栓)，其法兰与螺栓的温差和应力的状况要好些；对于双头螺栓，并且没有螺栓加热装置时，法兰与螺栓的温差就较大，因而危险性也大一些。

螺栓的这种热拉应力与法兰与螺栓的温差、螺栓材料的弹性模数和线胀系数成正比。因此，螺栓所承受的热拉应力随着法兰与螺栓的温差的增大而增加。一般只要汽轮机的其他部件在允许的加热速度下，螺栓的热拉应力就不致达到危险程度，因而也就不影响汽轮机的启动速度。但是，当蒸汽温度比进汽处的汽缸金属温度高很多时，螺栓的热应力就会大大增加，以致超过允许数值。合理地对法兰和螺栓进行加热，可以很好地控制法兰与螺栓的温度差，从而控制螺栓的应力不超过允许值。

运行时间较长的机组（如运行2000小时以上），由于存在应力松弛现象，螺栓的紧力会有所下降，从而螺栓损坏的危险性减小，但汽缸法兰结合面的严密性变差。因此，当运行时间较长后，出现因螺栓材料的应力松弛以至不能保证汽缸法兰结合面的严密性的现象时，应在机组小修中再度拧紧螺栓。

第二节 汽轮机的热膨胀

一、汽缸的热膨胀

汽轮机特别是大功率汽轮机，从冷态到带正常负荷运行时，金属温度变化非常大，因此汽缸的轴向、横向和垂直方向的尺寸都将因膨胀而显著增大。汽缸自由膨胀的数值，除了与汽缸各向长度和金属材料的线胀系数大小有关外，主要取决于汽轮机各段金属温度的变化值。

高压汽轮机的法兰宽度和厚度远大于汽缸的厚度，而且汽缸法兰前后端往往是搁置在轴承座上的，所以汽缸的热膨胀数值主要取决于法兰的平均温升。因此，只要控制法兰的平均温升，即可控制汽缸轴向膨胀值的大小。每台运行中的汽轮机，其轴向温度分布都有一定的规律性，所以总可找到某一点的金属温度的变化与汽缸自由膨胀值的对应关系。一般选择调节级区段的下法兰（或上法兰）内壁的金属温度作为汽缸轴向膨胀的监视点。通过实测，监视点温度与汽缸膨胀值的对应关系可绘成图1-2所示的曲线。图中纵坐标为调节级处法兰内壁金属温度，横坐标为汽缸轴向膨胀值。汽轮机在运行中，只要控制监视点温度在适当的范围内，就能保证汽缸膨胀符合启动和正常运行的要求。当因滑销或台板滑

动面卡涩，汽缸膨胀值出现异常变化时，则应加强有关方面的检查并监视机组振动的变化情况。

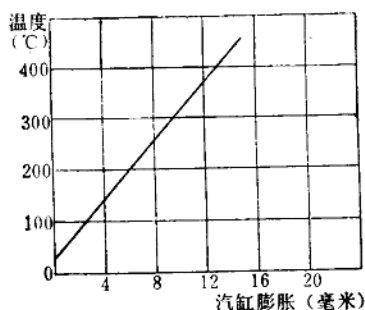


图 1-2 调节级法兰内壁温度与汽缸膨胀的关系曲线图

汽缸左右两侧的膨胀必须均匀，以免机组动、静部分发生中心偏斜，对使用法兰加热装置的机组，更须不断对照汽缸左、右两侧的膨胀值和两侧的金属温差进行监督。一般情况下，调节级汽室处左右两侧法兰的金属温差如能控制在合理范围内，即可保证横向的膨胀均匀。

对于双层缸和多缸结构的汽轮机，必须搞清楚汽缸的死点和各部分的相互关系，才能正确分析汽缸膨胀及出现的问题。图1-3为国产 N125-135/550/550型汽轮机的汽缸热膨胀示意图，各汽缸的死点图已标出，因此：前轴承座的移动值为高、中压外缸法兰的总膨胀值；高压内缸的绝对膨胀值由两部分组成，即高压外缸在高、中压内缸死点（即高、中压缸分缸面）处相对外缸死点向前的膨胀值，加上高压内缸自高、中压内缸死点向前的膨胀值；中压内缸的绝对膨胀值亦由两部分组成，即中压外缸在高、中压内缸死点处相对外缸死点向前的膨胀值，减去中压缸内缸自高、中压内缸死点向后的膨胀值。

二、转子的热膨胀

汽轮机转子受热后，同样要产生轴向、径向的热膨胀。因转子的轴向尺寸比径向尺寸大得多，所以转子的热膨胀主要是指它的轴向膨胀，膨胀的方向，是以推力轴承为基点向后或向前膨胀，单缸汽轮机的转子，推力轴承在前端，故转子向后膨胀，图1-3所示多缸汽轮机的推力轴承在高、中压缸与低压缸之间，故其高、中压转子向前膨胀，而低压转子向后膨胀。影响转子热膨胀的因素与汽缸情况相似，即与转子的平均温升、转子距推力轴承的长度以及材料的线胀系数成正比。

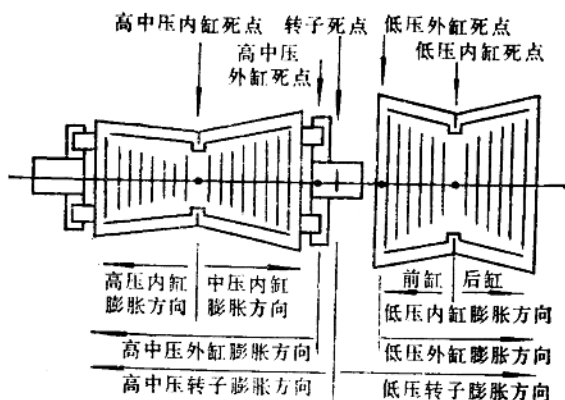


图 1-3 N125-135/550/550型汽轮机热膨胀示意图

三、汽缸与转子的相对膨胀

对单缸机组，汽缸受热后，将以低压端的死点为基准向前膨胀，并通过推力轴承带动转子向前移动，而转子受热后以前端的推力轴承为基点向后膨胀，这种转子与汽缸沿轴向膨胀的差值，称为转子与汽缸的相对膨胀差，简称为胀差。

一般规定，当转子的轴向膨胀值大于汽缸的轴向膨胀值时（此时，喷嘴进口轴向间隙减小），胀差为正值；反之（此时，喷嘴出口轴向间隙减小），胀差为负值。另外还规定，以汽轮机汽缸和转子完全处于室温状态，当转子推力盘紧贴推力轴承工作瓦瓦面时，胀差为零。

对于高压汽轮机，转子的质量比汽缸的质量小许多（通常转子的质量只有汽缸的 $1/3 \sim 1/4$ ），但运行中，转子接触蒸汽的面积却是汽缸接触蒸汽面积的5倍左右，因此在机组启动被蒸汽加热的初期，转子的平均温升较大，而汽缸的平均温升较小，从而出现正胀差；相反，在突减负荷被蒸汽冷却的初期，则出现负胀差；在被加热或冷却的末期，汽缸和转子的温度趋近于一致，温差减小，它们之间膨胀差值也就减小。

四、胀差的监视与控制

转子与汽缸的胀差，不论是正值还是负值，都必须控制在允许范围内，否则汽轮机动、静部分的轴向间隙会消失，发生碰磨以致设备损坏事故。

在额定参数冷态启动中，可通过控制进汽量的办法来控制转子和汽缸的胀差。由于蒸汽温度为额定值，故冲转后蒸汽加热的初期，转子温升较快，而汽缸温升较慢，此时只要控制住蒸汽量，转子温度就不会一直快速上升，经过一段时间，汽缸的温度便能逐渐升上来，转子与汽缸的温差减小，从而控制了转子和汽缸的胀差，这就是启动时需在一定转速或负荷下暖机的原因所在。

在滑参数启动中，蒸汽参数是由低至高逐渐增加的，在启动加热过程中，转子和汽缸的温差达到一定数值后，转子和汽缸的温升速度都接近于蒸汽的温升速度，即转子和汽缸

的平均温差随蒸汽温升速度的增加（或减少）而增加（或减少）。所以滑参数启动中，只要把蒸汽的温升速度控制在合适的范围内，就可以控制转子与汽缸的胀差不超过允许值。

大功率汽轮机高压缸前轴封的漏汽，是从调节级汽室漏出，其温度很高（甚至超过 500°C ），因而此区段转子的温度也比较高。热态启动时，应特别注意轴封用汽温度，不使此区段转子冷却，否则会造成此段转子的局部冷却收缩，相应区段的汽缸虽也受低汽温影响，但由于汽缸质量大，受影响较小，收缩不大，因此，造成局部段落相对膨胀值增大，这往往是前几级动叶进汽侧遭受磨损的主要原因之一。当汽轮机从高负荷下迅速落至低负荷时，高温的轴封漏气量减少，也可能引起同样的结果。这个问题对采用 535°C 以上新蒸汽的机组特别是设计为单列调节级的机组尤为突出。为此很多大功率机组上都加装了供给前轴封的高温汽源，可以有效地解决这个问题。

对于后轴承座与低压缸联为一体的机组，当其低压胀差正值增长较大时，可以适当地降低真空，这种方法对控制低压胀差的生长有明显的效果。

另外，法兰加热装置的正确使用，对大功率汽轮机启动和停机时控制胀差的变化也有很大的作用。

第三节 汽轮机的热变形

汽轮机启动、停机和负荷变化时，各金属部件所出现的温差，除使汽缸和转子产生热应力外，还使其产生热变形。

一、上、下汽缸温差引起的热变形

汽轮机在启动、停机过程中，上缸温度要高于下缸温

度，即上、下汽缸要出现较大的温差，其主要原因为：

（1）上、下汽缸的散热面积不同，下缸由于布置有回热抽气管道和疏水管道，散热面积大，因而在同样保温条件下，上缸温度比下缸温度高。

（2）汽缸内，温度较高的蒸汽上升，而经汽缸金属壁冷却后的凝结水流至下缸，在下缸形成一层水膜，使下缸受热条件恶化。

（3）由于保温材料的自重及运行中的振动、热膨胀不均等原因，下缸的保温易脱落或脱骨，使得下缸的保温不如上缸好。

（4）下缸置于温度较低的运转平台以下，汽轮机上部空气温度高，因此形成空气对流，加强了对下缸的冷却作用。

（5）有些汽轮机在空负荷或低负荷下较长时间地运行时，由于部分进汽仅有上部调速汽门开启，也促使了上、下缸温差的增大。

上、下汽缸温差过大时，会使汽缸产生向上拱起的热变形，如图 1-4 所示。通常上、下汽缸温差的最大值出现在调节级附近区域内，因此汽缸最大拱起点亦在调节级附近。

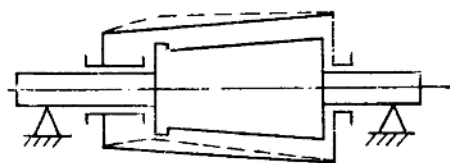


图 1-4 上、下汽缸温差造成的汽缸向上拱起示意图

汽缸产生向上拱起的变形后，将使汽轮机的转子与下汽缸的径向间隙减小，同时隔板和叶轮也将偏离正常位置，使