

单元机组集控运行

陈庚 主编



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

内 容 提 要

本书着重叙述了火力发电厂单元机组集控运行的方法，内容包括单元机组的启动和停运、单元机组的运行调节、单元机组的控制及安全保护、辅助系统运行、单元机组事故诊断与对策等。

本书可供从事火电厂工作的运行技术人员使用，也可供大专院校的火电厂集控运行或其他相关专业的学生使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

单元机组集控运行/陈庚主编. -北京: 中国电力出版社, 2001

ISBN 7-5083-0530-2

I. 单… II. 陈… III. 火力发电-发电机-机组-集中控制-运行 IV. TM621.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2001) 第 04467 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路 6 号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

北京密云红光印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2001 年 5 月第一版 2001 年 5 月北京第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 17.25 印张 579 千字
印数 0001—3000 册 定价 27.00 元

版 权 专 有 翻 印 必 究

(本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换)

绪 论

随着我国电力工业的发展和技术水平的提高，高参数、大容量的火电机组已成为主力机组。大容量的火电机组几乎全部采用集中控制。

集中控制是相对于单独控制而言的。采用中、小容量机组的老式电厂一般采用单独控制。火电厂的主要设备——锅炉、汽轮机和发电机都有自己单独的控制室，各控制室之间通过热工信号、联络信号和电话进行联系。有些电厂虽然把控制室放在一起，但从控制方式上讲，各设备之间仍然是相对独立的。这种旧的控制方式是与当时的设备水平相适应的。老电厂的热机部分采用母管制，几台并列的锅炉送出的蒸汽进入蒸汽母管，而并列的汽轮机从母管中取用蒸汽，没有一一对应关系。若某台设备启停或发生事故，只要对母管没有影响，一般不会影响到其他设备。因此，采用单独控制可以满足机组的安全、经济运行。

但是，随着机组容量的增大，设备结构越来越复杂。特别是再热机组的出现，使控制发生了变化。再热机组中锅炉过热器和再热蒸汽流量必须成一定比例，因此再热机组一般都采用一台锅炉配一台汽轮机的单元制。有些机组的电气主接线也采用单元制。这样，单元机组各设备的纵向联系大大增加，已成为一个较独立的整体，如在启停过程中，炉、机、电的操作是交替进行的。如果仍采用单独控制，各控制室只能通过信号彼此联络，不可能及时、准确地掌握情况，心中无数，势必产生操作上的被动盲目和不协调，所以在大容量火电机组的设计和运行方式上需要把炉、机、电作为一个整体来对待，对这个有机的整体进行监视和控制，即集中控制。采用集中控制，炉、机、电可以密切配合，协调操作，便于运行管理的统一指挥，有利于机组的安全经济运行。

现代科学技术的发展也为实现集中控制提供了可能。有人曾给集中控制下了这样一个定义，即把有关的主、辅设备集中到一个控制中心进行集中监视和控制。但这远远不是集中控制的全部内容。这样做仅仅可以算作集中办公或控制的集中，真正的集中控制有着更深刻的内涵。由于机组容量的增大和实行集中控制，机组的信息量和操作量也大大增加。当机组容量从 50MW 增加到 500MW 时，信息量增大了 10 倍，操作量增大了 6 倍。一台 500MW 的单元机组从启动到开始带负荷，需要运行人员进行 900 个动作，其中 400 个为操作动作，500 个为监视动作。在最紧张的时候，要求运行人员在 5min 内必须完成 40 个操作动作。因此，要求操作人员只凭双手、双眼去有效地监视和控制机组是不现实的，一旦发生紧急情况也不可能进行完善处理。为此，必须借助于自动化手段，使运行中的参数监视和操作部分由自动化手段代为执行，这是机组真正实现集中控制的技术保证。现代化的大型机组普遍采用分散控制系统，可以实现数据的自动采集，设备的自动调节和顺序控制，主、辅机的自动保护，还可以对生产信息进行自动处理，供管理人员作决策时参考。自动化设备的设计和应用水平已成为火电机组水平的重要标志之一。对运行人员来说，掌握和使用自动化装置已成为工作的重要内容。

火电厂的生产过程是将燃料的化学能变为电能的过程，中间的能量转换一环紧扣一环。对采用集中控制的单元机组来说，由于机组相对独立，纵向联系十分紧密，因此炉、机、电

乃至辅助设备任一环节的故障都将影响整个机组的运行。对运行人员来说，集中控制于独立控制的要求已大不相同。集中控制机组的运行人员应能够纵览全局，掌握所有主要设备和辅助设备的工作原理和运行特点，熟悉燃料、烟风、汽水、电气、控制等主要系统，并要有丰富的运行经验。只有这样，才能保证机组安全、经济的运行。

单元机组的容量较大，结构复杂，一旦发生事故，造成设备损坏，检修的难度大、时间长，将造成巨大的损失。同时，事故不但会带来发电量的损失，还会使用户受到影响。因此，保证机组运行的安全性是首要任务。单元机组的启动工作是机组运行过程中最重要的阶段，也是机组设备最危险、最不利的工况。此时，所有的设备都要从静止状态转到运行状态，燃烧和汽水部分的金属要从冷变热，这一阶段操作十分繁杂。如稍有不慎，就会造成事故。有些操作不当虽未立即造成设备损坏事故的发生，却给机组设备的安全运行带来隐患，降低了设备的使用寿命。大容量机组的蒸汽压力温度高，金属材料处于比较严峻的工况。大容量机组轴系长，振动问题相对突出。大容量机组控制系统复杂，出现问题的机率高。凡此种种，都应引起运行人员对安全运行的高度警惕。

在保证安全的前提下，应尽可能地提高运行经济性。实践证明，运行状态的优劣对机组的经济性有很大的影响。集中控制的大容量机组都采用单元制，因此启停时的汽水损失和热损失很大，应设计合理的启停方式，减少启停过程中不必要的拖延，减少这些损失。在运行过程中，锅炉合理的运行调整可以大大提高锅炉效率。保证回热加热器的正常运行，提高机组真空系统的严密性，降低厂用电率，维持额定的蒸汽参数等都可以提高机组运行的经济性。对于调峰电厂来说，几台调峰机组负荷分配合理与否对电厂的经济性也有很大影响。

随着我国国民经济的发展和人民生活水平的不断提高，电力负荷的结构出现了很大的变化，各大电网的峰谷差不断上升，有些地区的峰谷差已高达50%。这样大的峰谷差单靠中小机组调峰显然已不能满足要求，大容量机组也必须参与调峰。随着调峰负荷的不断增大，大机组的调峰已从低负荷运行方式发展到两班制运行、周末停机、少汽无功运行方式等。大容量机组参与调峰运行，由于启停频繁或经常进行负荷的调整，使得机组运行不稳定，设备故障或操作不当引起事故的可能性增加。同时，由于负荷变动频繁，机组高温金属部件要承受剧烈的温度变化和交变热应力，引起金属的低周疲劳损耗，缩短了机组的使用寿命。因此，必须加强机组寿命的管理和合理分配。此外，大机组参与调峰必然会带来运行经济性的降低。对于机组调峰带来的安全性、经济性问题，以及采用何种运行方式使机组有更高的效益等问题，目前仍是研究的热点。

综上所述，随着国民经济的不断发展和技术水平的不断提高，电力的需求量不断增大，机组的容量也不断增大，机组的控制手段不断更新，运行的组织结构也发生了变化。因此，对运行人员来说，也有了新的、更高的要求。本书将系统地、详细地和全面地介绍有关单元机组集控运行的知识。

单元机组的启动和停运

第一节 单元机组启动概述

单元机组的启动是指机组由静止状态转变成运行状态的工艺过程，包括锅炉点火、升温升压，汽轮机冲转升速、并列，直到带至额定负荷的全过程。根据炉、机、电设备的配置不同和设备结构的特点，启动时具有不同的启动方式与方法。

锅炉设备的启动过程是一个极其不稳定的变化过程。在启动初期，锅炉各受热面内工质流动不正常，工质的流量、流速较小，甚至工质短时间断续流动会影响受热面的冷却而造成局部受热面金属管壁的超温。在锅炉点火后的一段时间内，燃料投入量少，炉膛温度低，燃烧不易控制，容易出现燃烧不完全、不稳定，炉膛热负荷不均匀的现象，可能出现灭火和爆炸事故。

实践证明，单元机组启动工作是机组运行过程的一个重要的阶段，同时也是机组设备最危险、最不利的工况。很多机组的设备损坏事故就是在机组启动过程中发生的。有些启动中发生的异常现象，虽然未立即造成设备损坏事故的发生，却给机组设备的安全运行带来隐患，降低了设备的使用寿命，因此通过研究单元机组的启动过程中的加热方式和热力特性寻求合理的单元机组启动方式、方法是非常必要的。

所谓合理的启动方式、方法就是在机组的启动过程中，使机组各部件得到均匀加热，使各部温差、胀差、热应力和热变形等均在允许的范围内变化，尽可能地缩短机组总的启动时间，使机组的启动经济性最高。

一、单元机组启动方式与分类

单元机组的启动方式有不同的分类方法。

1. 按设备金属温度分类

随着机组停运时间的变化，锅炉和汽轮机的金属温度也不相同。启动按温度分类有两种划分方式：一种是以停机后的时间长短来划分，即停机一周时间为冷态启动，停机 48h 为温态启动，停机 8h 为热态启动，停机 2h 为极热态启动。另一种以汽轮机金属温度水平来划分：

(1) 冷态启动。汽轮机调节级汽室金属温度低于满负荷时金属温度 30% 左右或金属温度低于 150~180℃ 以下者，称为冷态启动。

(2) 温态启动。当汽轮机调节级汽室金属温度在满负荷时温度的 30%~70% 或金属温度处于 180~350℃ 之间者，称为温态启动。

(3) 热态启动。当汽轮机调节级汽室金属温度在满负荷时温度的 80% 左右或金属温度高于 350~450℃，称为热态启动。

(4) 极热态启动。当汽轮机调节级汽室金属温度高于 450℃ 以上时，称为极热态启动。

2. 按蒸汽参数分类

按启动过程中主蒸汽参数是否变化，可分为额定参数启动和滑参数启动两种。

额定参数启动时，在整个启动过程中，电动主闸阀前的主蒸汽参数始终保持额定值。这种启动方式的缺点是蒸汽与汽轮机金属部件间的初始温差大，调节级后温度变化剧烈，零部件受到较大的热冲击，冲转流量小，调节阀节流损失大。单元制汽轮机不宜采用这种启动方式。

滑参数启动是在锅炉参数达到一定值时就启动汽轮机，锅炉的启动与暖管、暖机和汽轮机的启动基本上同时进行。在启动过程中，锅炉送出的蒸汽参数逐渐升高，蒸汽参数及流量按汽轮机暖机、升速和带负荷的需要而逐渐变化。当锅炉出口蒸汽参数以及蒸发量达到额定值时，汽轮机也刚好带上额定负荷，启动程序即告终结。

滑参数启动由于是用低参数的蒸汽来加热低温金属部件的，使温度梯度变小，因此要合理得多。同时，在大的容积流量下，蒸汽的流速不致过低，也提高了放热系数，改善了加热条件，可以很方便地控制加热速度。在启动过程中，可以使调节阀处于全开位置，这样可以使汽轮机的汽缸加热均匀，也不会产生节流损失。机炉协同操作以后，可以大幅度地缩短锅炉点火到发电机并列乃至升负荷的速度，提高了电网的机动性。除此以外，锅炉产生的蒸汽可以全部进入汽轮机，消除了排入大气的热损失和凝结水损失。在低压下，由于容积流量较大、流速较高，锅炉过热器和再热器可以充分地冷却，这要比额定参数启动时安全得多，锅炉的水循环工况也有所改善。

综合上述一些原因，滑参数启动比额定参数启动要优越得多，因此目前在高压电厂中都采用这种启动方式。

滑参数启动又可分为滑参数真空法启动和滑参数压力法启动两种方式。

(1) 滑参数真空法启动。采用真空法启动时，首先把锅炉和汽轮机之间主蒸汽管道上的电动主闸阀、自动主汽阀、调速汽阀以及到凝汽器的疏水阀在内的全部阀门都开启，而将此管道上的空气阀和疏水阀、汽包及过热器上的空气阀全部关闭。投用抽气器抽真空，这时真空一直可以抽到汽包。锅炉点火后产生的蒸汽随即通往汽轮机冲动转子，升速并网。此后，按照汽轮机的要求，锅炉继续升温、升压直至正常运行。此外，采用滑参数真空法启动时，全部启动过程由锅炉控制。由于这种启动方式真空系统太大，抽真空的时间太长，且锅炉的热惯性较大，在低负荷时不易控制汽温、汽压，从而不易控制汽轮机升速并网，在启动初期易发生汽轮机水冲击事故，故目前很少采用。

(2) 滑参数压力法启动。滑参数压力法启动时，在锅炉点火前将汽轮机自动主汽阀和调节汽阀置于关闭状态，只对汽轮机抽真空。在锅炉点火后，待自动主汽阀前蒸汽参数达到一定值时冲动转子。冲转、升速直至定速一般均由调节汽阀控制，锅炉保持蒸汽参数不变。并网后，全开调节汽阀，转入滑压运行，由锅炉控制升压、升温过程，汽轮机随主蒸汽参数提高自动增加负荷。滑参数压力法启动克服了真空法的缺点，便于维持锅炉在低负荷下的稳定运行。冲转参数的提高，对汽轮机升速、蒸汽湿度控制较好，可以消除转速波动和水冲击对汽轮机的损伤。同时，由于再热蒸汽温度升高，对减少汽缸热应力也是十分有利的。因此目前国内投产的高参数、大容量机组几乎都采用了滑参数压力法启动。

3. 按冲转时进汽方式分类

对于中间再热式汽轮机，按冲动转子时的进汽方式分为高中压缸启动和中压缸启动两种方式。

(1) 高中压缸启动。高中压缸启动时，蒸汽同时进入高压缸和中压缸冲动转子。这种启

动方式可使高中压合缸汽轮机的分缸处均匀加热，减少热应力并能缩短启动时间。

(2) 中压缸启动。中压缸启动方式是指在汽轮机冲转时高压缸不进汽，而是中压缸进汽冲动转子，待转子转速升至 1500~2800r/min 后或并网后，才逐渐向高压缸进汽。中压缸启动具有如下优点：中压缸转子为全周进汽，中压缸和中压转子加热均匀，随同再热器的压力升高对高压缸进行暖缸，高压缸和高压转子的受热也比较均匀，这样就减少了启动过程中汽缸和转子的热应力。采用中压缸启动，在中速暖机结束后，高、中压转子的温度一般都升至 150℃ 以上，这样就使高、中压转子提前度过脆性转变温度，提高了机组在高速下的安全性，还缩短了机组的启动时间，提高了经济性。但采用此种方式启动，控制方法较复杂。

4. 按控制进气流量的阀门分类

汽轮机冲转时，可以使用调速汽阀、自动主汽阀或电动主闸阀，也可以使用它们的旁路阀来控制进入汽轮机的蒸汽量，因此可以分为：

(1) 用调速汽阀启动。用调速汽阀启动时，电动主闸阀和自动主汽阀全部开启，由依次开启的调速汽阀来控制进入汽轮机的蒸汽量。这种控制方法易于控制流量，但是会使汽轮机汽缸前部进汽只局限于较小的弧段，使该部分的加热不均匀。高压机组较少采用这种启动方式。

(2) 用自动主汽阀或电动主闸阀启动。启动前调速汽阀全开，由自动主汽阀或电动主闸阀控制进汽。这种方式的优点是全周进汽，汽轮机加热比较均匀；缺点是易使自动主汽阀或电动主闸阀磨损，造成关闭不严密的后果，从而降低了自动主汽阀这一保护装置的可靠性。

(3) 用自动主汽阀或电动主闸阀的旁路阀启动。用这种方法启动，在启动前调速汽阀全部开启，而用自动主汽阀或电动主闸阀的旁路阀来控制进入汽轮机的蒸汽流量。由于阀门较小，便于控制汽轮机的升温速度和汽缸的加热。在整个升速过程中，汽轮机全周进汽，受热比较均匀，这对汽缸壁较厚的高压以上的机组是十分有利的。

二、单元机组启动过程主要热力特点

在单元机组启动过程中，锅炉、汽轮机各个部件都要经历大幅度的温度变化过程。由于设备体积庞大和结构复杂，各个部件所处加热条件与加热速度不同，因而在各部件之间或部件本身沿金属壁厚方向产生明显的温差，温差将导致金属部件产生热膨胀、热变形和热应力。温度的变化引起的物体变形称之为热变形。如果物体的热变形受到约束，则在物体内部就会产生应力，这种应力称为热应力。热应力随温差的变化使金属产生疲劳。当热应力超过允许的极限值时，将导致部件产生裂纹以致损坏。同时，加热速度不当还会引起机组部件膨胀不均而导致机组内部的动静间隙改变，甚至发生动静摩擦事故。

(一) 锅炉热应力

锅炉设备在启动过程中，由于温度升高的幅值和各金属部件受热条件的差别，以及金属部件所处位置的不同，金属部件的加热过程不可能完全均匀，部件之间总是存在温度差。特别是在锅炉的汽包、蒸汽集箱等厚壁结构的部位。在启动升温、升压过程中，对金属部件的内外壁和上下部壁温差更需严格加以控制，使其在合理的范围内变化。

金属部件的膨胀，由于各部件的具体情况不同，如所处的部位不同、温升速度的不同、所用各种材料的热膨胀系数不同、几何尺寸的不同、各部件的热胀数值与方向不一等原因，使得锅炉的热膨胀位移问题变得复杂。热胀受到阻碍就将产生巨大应力，使汽包、集箱、管道等变形，甚至严重威胁系统结构的强度及严密性，使锅炉在运行中发生泄漏、爆破等事

故。

汽包是一个厚壁高温受压容器，它的受力状况是复杂的。在运行过程中，它承受着内应力所造成的机械应力，温度快速交变所造成的热应力和热疲劳；还有结构设计的制造工艺带来的应力，如开孔造成的应力集中、不圆度和焊接产生的残余应力等。

1. 锅炉汽包温差与热应力

汽包金属的热应力主要是由内壁与外壁温差、汽包上部和下部的温差引起的。

(1) 汽包内外壁温差引起的热应力

机组冷态启动时，汽包进水之前，其金属温度接近环境温度。进水时，温度较高的给水与内壁接触，于是对内壁单侧加热，因而形成内外壁温差，产生热应力。锅炉升温升压过程是对汽包内壁继续加热的过程，因此汽包壁的温差及热应力仍然会存在。

根据热弹性理论，可将汽包视为厚壁圆柱体，则各向热应力可以用式(1-1)计算：

径向热应力

$$\sigma_r = -\frac{\alpha_l E}{1-\mu} \left[\frac{1}{r^2} \int_{r_1}^r t r dr - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r^2} t_m \right] \quad (1-1)$$

切向热应力

$$\sigma_\theta = -\frac{\alpha_l E}{1-\mu} \left[\frac{1}{r^2} \int_{r_1}^r t r dr + \frac{r_2^2 + r_1^2}{2r^2} t_m - t \right] \quad (1-2)$$

轴向热应力

$$\sigma_z = -\frac{\alpha_l E}{1-\mu} (t_m - t) \quad (1-3)$$

$$t_m = \frac{2}{r_2^2 - r_1^2} \int_{r_1}^{r_2} t r dr \quad (1-4)$$

式中 α_l ——汽包材料线胀系数， $\alpha_l = 12 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ；

E ——材料弹性模数， $E = (2.0 \sim 2.1) \times 10^5 \text{ MPa}$ ；

μ ——泊桑系数， $\mu = 0.25 \sim 0.33$ ；

r_1 ——汽包内径，m；

r_2 ——汽包外径，m；

t_m ——体积平均温度， $^\circ\text{C}$ 。

由式(1-1)~式(1-3)可知，热应力的大小与汽包壁内径向温度分布有关。此外，由公式还可以分析得出：

汽包内壁的径向应力 $\sigma_{r1} = 0$ ；汽包外壁的径向应力 $\sigma_{r2} = 0$ 。这是因为内外壁面不受约束的缘故。中间各点的径向应力 σ_r 不为零。

汽包内壁的切向应力 $\sigma_{\theta 1}$ 与轴向应力 σ_{z1} 相等，即

$$\sigma_{\theta 1} = \sigma_{z1} = \frac{\alpha_l E}{1-\mu} (t_m - t_1) \quad (1-5)$$

汽包外壁的切向应力 $\sigma_{\theta 2}$ 与轴向应力 σ_{z2} 相等，即

$$\sigma_{\theta 2} = \sigma_{z2} = \frac{\alpha_l E}{1-\mu} (t_m - t_2) \quad (1-6)$$

中间各点的切向应力与轴向应力不相等，且应力的绝对值均小于内外壁的热应力，故最大热应力的通用计算式为

$$\sigma_t = \frac{\alpha_l E}{1 - \mu} (t_m - t) \quad (1-7)$$

式中 t ——内壁或外壁的温度，℃。

为了校核汽包在受径向温差作用下的安全性，一般只计算最大热应力。汽包受径向温差作用产生各向热应力的分布如图 1-1 所示。

在近似计算时，可将汽包壁视为平壁，则壁内平均温度应以式 (1-8) 计算：

$$t_m = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} t dx \quad (1-8)$$

式中 δ ——汽包壁厚，m。

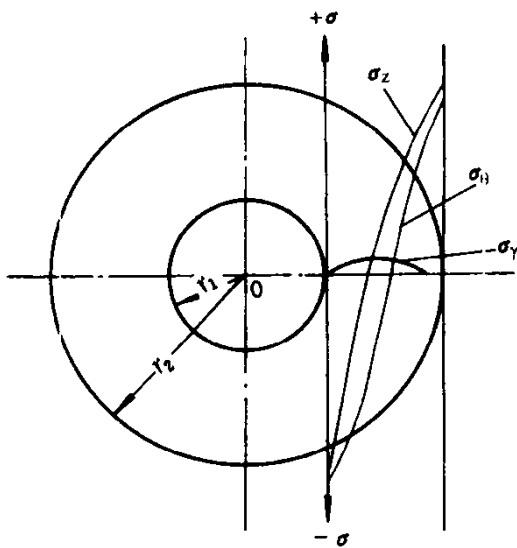


图 1-1 汽包壁内热应力分布

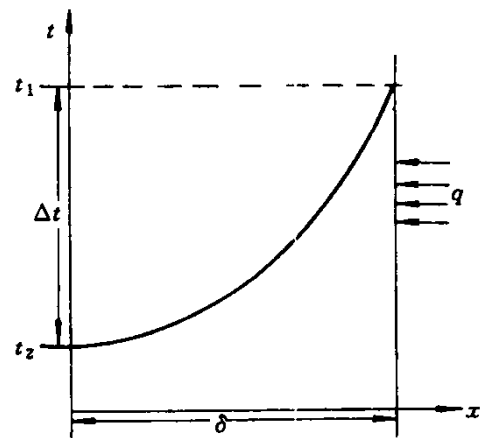


图 1-2 汽包壁内温度分布

启动时，在准稳态（此时壁内外温差达最大）下，汽包壁内汽温沿半径方向变化，一般呈抛物线型，如图 1-2 所示，可用式 (1-9) 表示：

$$t = t_2 + \left(\frac{x}{\delta}\right)^2 \Delta t \quad (1-9)$$

式中 Δt ——壁内外温差，即最大温差，℃。

将式 (1-9) 代入式 (1-8)，求得平均温差 t_m ，再利用最大热应力通式 (1-7)，即可求得汽包内壁和外壁的最大热应力为

内壁热应力

$$\sigma_{t1} = -\frac{2}{3} \frac{\alpha_l E}{1 - \mu} \Delta t \quad (1-10)$$

外壁热应力

$$\sigma_{t2} = -\frac{1}{3} \frac{\alpha_l E}{1 - \mu} \Delta t \quad (1-11)$$

由此可以看出：在机组启动时，汽包壁受单项加热，此时内壁产生热压缩应力，式 (1-10) 中的负号即表示压缩应力；外壁产生热拉伸应力，且前者的绝对值为后者的两倍。还可看出，最大热应力与壁内外温差 Δt 成正比。

根据不稳定导热理论，可以得出影响壁内外最大温差的因素：

$$\Delta t = \frac{\omega}{2a} \delta^2 \quad (1-12)$$

$$\omega = \frac{\partial t}{\partial \tau}$$

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}$$

式中 ω ——温升率, $^{\circ}\text{C}/\text{s}$;
 a ——导温系数;
 λ ——导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$;
 c ——金属比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$;
 ρ ——金属密度, kg/m^3 。

由式(1-12)看出, 壁内外的最大温差与壁厚的平方及温升率成正比。因此, 为了减小壁内外的最大温差, 以减小热应力, 在运行中应控制温升率。

(2) 汽包上下部壁温差产生的热应力

当上水过快时, 特别当汽包初温较低时, 都将使上下壁和内外壁的温差加大。温差越大, 产生的热应力也越大, 严重时会使汽包内表面产生塑性变形。管子与汽包的接口也会由于过大的热应力而受到损伤。实践证明, 锅炉上水时控制汽包壁温升速度的关键, 在于控制初始上水时的汽包进水速度。为了避免应力过高, 锅炉上水水温应控制在 $90\sim 100^{\circ}\text{C}$ 内。进水速度按上水持续时间, 冬季不少于 4h, 夏季不小于 2h, 对有缺陷的锅炉应酌情减慢。

锅炉升压初期, 只有少量喷燃器投入, 炉内火焰充满程度较差, 水冷壁受热的不均匀性较大。同时, 燃料所放出的热量, 一部分要被受热面金属及炉墙所吸收, 工质吸收的热量就较少, 且工质在低压时的汽化潜热较大, 这时产生的蒸汽量很少。自然水循环尚未正常建立, 汽包下部的水处于不流动或流动非常缓慢的状态, 对汽包壁的放热系数很小。加热缓慢, 温度升高不多, 与汽包上壁接触的是饱和蒸汽。当蒸汽压力升高时, 部分蒸汽将凝结,

对汽包壁凝结放热, 其放热系数要比下部的水大好多倍。上部壁温能较快地达到对应压力下的饱和温度, 这样就使汽包上部壁温高于下部壁温。

汽包上下部壁温差的存在, 使汽包上部受热压缩应力, 下部受热拉伸应力, 同时会使汽包产生拱背变形, 如图 1-3 所示。但是与汽包连接的很多管子限制了汽包任意变形, 因此必然会产生热应力。

汽包上下部壁温差产生的轴向热应力可近似用

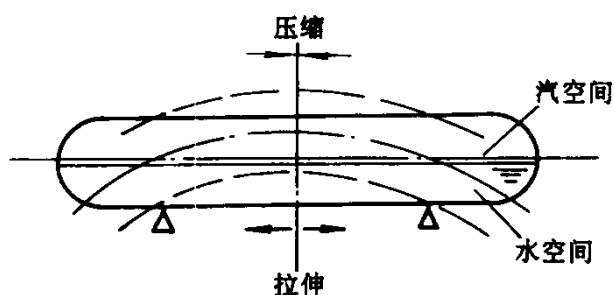


图 1-3 汽包上下部壁温差产生的热应力及热变形

式(1-13)确定:

$$\sigma_t^a = \frac{\alpha_l E \Delta t}{2} \quad (1-13)$$

式中 Δt ——汽包上下部壁温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

由式(1-13)可知, 汽包上下部壁温差越大, 其热应力越大。因此, 我国电业法规规定, 启停期间汽包上下部壁温差不超过 40°C , 最高不允许超过 50°C 。

在锅炉升压过程中, 由于连续排汽, 需要不断地向汽包补水。如果控制不当, 使锅炉的给水量时大时小, 就会出现间歇的供水方式。当水量增加过多, 大量低温水涌入汽包时, 或

汽包水位过高而紧急放水，排掉了汽包内具有较高温度的饱和水，或省煤器再循环阀门关闭不严，一部分低温给水不经过省煤器直接进入汽包等情况出现时，都将促使汽包上下壁及汽包下部内外壁温差增加，瞬时还会出现较大的温差。此外，在锅炉升压过程中，汽包壁金属从工质吸收热量，温度逐渐升高。汽包壁的内表面温度较高，外表面的温度较低，内外壁存在温差。随着锅炉受热的加强，水循环逐渐正常，汽包金属上下壁温差会逐渐减少，但是汽包内外壁温差始终存在。工质升温愈快，内外壁温差和由此生产的热应力愈大。特别在低压阶段，这个问题更突出。若升压速度过快，对厚壁汽包来说，由于内壁热量向外壁传导的时间较长，将导致内外壁较大的温差。

减少汽包壁温差及热应力，应严格控制升温升压速度。从上述分析可看出，汽包上下壁温差和内外壁温差的大小，在很大程度上决定于汽包内工质的升温升压速度。一般规定汽包内工质温度升高的均匀速度不应超过 $1.5 \sim 2^\circ\text{C}/\text{min}$ 。升温升压应按规定的启动曲线进行。在升压过程中，除严格按照规定的升压曲线进行外，还应保持蒸汽压力稳定变化，不使蒸汽压力波动太大，蒸汽压力波动时要引起饱和温度的波动，从而引起汽包温差增大。当发现汽包壁温差过大时，应减慢升压速度或暂停升压。

2. 锅炉受热面温差与热应力

自然循环锅炉在启动初期，水冷壁内的水基本是停滞不动的。刚点火时，投入的燃烧器较少，火焰在炉内的充满度较差，沿炉膛四周的热负荷分布不均匀，使沿炉膛高度或水平截面处水冷壁管间受热不均，在水冷壁管中的工质流速将有较大差异，造成水冷壁管间出口工质温差很大。受热不均匀使鳍片式水冷壁管间和管子上下处存在较大的温差，从而产生温差热应力。当鳍片间焊接质量较差时，能使焊缝破裂或撕裂管壁。故不允许水冷壁管间温差过大，一般控制相邻管子的出口工质温度差不大于 50°C 。

通过正确选择和恰当轮换点火油枪或燃烧器，可以使水冷壁受热趋于均匀。一般应按燃烧器的布置方式对称地投用燃烧器。燃料量要适中，多油枪、少油量为宜。对于膨胀较少的水冷壁，可在其下联箱利用定期排污阀放水，把汽包中温度较高水引下来加热管子，同时在汽包中补入较高温度的给水，促使其快速加热，减少水冷壁的受热不均和汽包壁的上下温差。

(二) 汽轮机热应力、热膨胀和热变形

1. 汽轮机的热应力

汽轮机启停或工况变化时，蒸汽参数不断变化，接触汽轮机汽缸及转子各段的蒸汽温度变化会引起汽缸、法兰和转子温度的相对变化。蒸汽的加热或冷却，在金属部件内或不同金属部件之间会产生温差，使汽轮机的零部件产生热应力。

在启动加热时，当汽缸内壁温度大于外壁温度时，汽缸外壁产生拉伸热应力，而汽缸内壁则产生压缩热应力。热应力的大小和方向与零部件内的温度场变化情况和运行方式有关。现以法兰为例来说明产生热应力的情况。沿着法兰宽度方向有温差存在，因此会引起热应力。启动时，法兰外侧的温度低于内侧温度，因而受热后内侧膨胀大，外侧膨胀小，外侧就会阻止内侧自由热膨胀，其结果是内侧产生压缩热应力，而外侧受拉伸热应力。停机时，情况则相反。法兰外侧温度大于内侧温度，这时，内侧为拉伸热应力，外侧为压缩热应力。如果机组不断启停，汽缸和法兰内外侧就要承受交变的热应力。

对于汽缸壁或法兰壁均可视为简单的平壁，在汽轮机启动加热或停机冷却时，在准稳定传热状态，沿壁厚温度分布呈抛物线状，则热应力值各为：

启动加热时:

$$\text{内壁: } \sigma_i = -\frac{2}{3} \frac{\alpha_l E}{1-\mu} \Delta t \quad (\text{压缩热应力}) \quad (1-14)$$

$$\text{外壁: } \sigma_o = +\frac{1}{3} \frac{\alpha_l E}{1-\mu} \Delta t \quad (\text{拉伸热应力}) \quad (1-15)$$

停机冷却时:

$$\text{内壁: } \sigma_i = +\frac{2}{3} \frac{\alpha_l E}{1-\mu} \Delta t \quad (\text{拉伸热应力}) \quad (1-16)$$

$$\text{外壁: } \sigma_o = -\frac{1}{3} \frac{\alpha_l E}{1-\mu} \Delta t \quad (\text{压缩热应力}) \quad (1-17)$$

式中 Δt ——壁内外温差, 即最大温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

在计算中习惯将压应力以负值表示, 拉应力以正值表示。汽缸内壁的热应力值是外壁的两倍, 热应力与温差成正比。如果汽缸受热急剧, 则由于温差增大而热应力也急剧增加。

为了保证汽缸壁、法兰壁不出现过大的热应力, 一般用温差和升温速度这两个指标进行控制。根据上式说明停机冷却时, 汽缸内壁将受到较危险的拉伸热应力。在停机过程中, 蒸汽降温速度因缸内拉伸热应力与承压机械应力叠加, 温降速度不宜过大, 应控制在 $1.5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 为宜。

由于转子在高速下运行, 转子沿半径承受很高的离心拉应力与在汽轮机启动加热(或停机冷却)过程中沿半径出现的热应力, 两者相叠加, 成为合成应力。在加热的情况下, 如图 1-4 所示, 转子外表面压缩热应力部分被离心拉应力所抵消, 而转子中心孔内表面拉伸热应力与较高的离心拉应力叠加而使总拉伸应力增大。因此在启动加热时, 中心孔内表面承受的拉应力较危险, 而在停机冷却时则反之, 即转子外表面拉伸热应力将同离心拉应力叠加, 尤其是在转子与叶轮连接处、轴封凸肩和防热槽等应力集中区最为危险。

与汽包相似, 虽然汽轮机转子形体比较复杂, 为了便于理论分析, 也可将转子视为空心圆柱体。因此, 当启停和工况变化在转子内外壁存在温差时, 其各向热应力可用式 (1-1) ~ 式 (1-7) 进行计算。转子外表面和中心孔内表面产生的最大热应力可由式

(1-18) 计算:

$$\sigma_t = \frac{\alpha_l E}{1-\mu} (t_m - t) \quad (1-18)$$

式中 t_m ——转子在加热或冷却时的平均温度, $^{\circ}\text{C}$;

t ——在转子外表面或转子中心孔内表面的温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

为了保证转子不产生过度热应力, 就应控制转子内外表面温差, 但无法直接测得转动状态下的转子温度, 则可按准稳定状态下转子内外表面温差与蒸汽升温速度成正比的规律, 用蒸汽升温速度来控制转子内外表面温差。

机组冷态启动时, 转子表面温度大于该截面的平均温度, 此平均温度大于中心孔温度。转子表面产生热压应力, 而中心孔壁面为热拉应力, 且热应力的大小随温度和时间而变化, 如图 1-5 (a) 所示。当转子表面和中心孔表面的温度差达到最大时, 相应的热应力值也达到最大。当启动过程结束后, 主蒸汽与第一级后汽温渐趋一致, 热应力也随之减小。当转子表面温度与中心孔温度相等时, 则热应力为零。在停机过程中, 随着蒸汽温度降低, 转子表

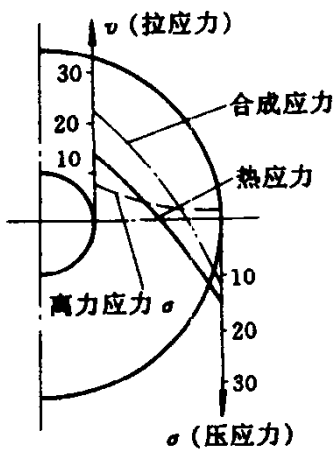


图 1-4 启动加热时转子断面内热应力和合成应力分布

面首先被冷却，而中心孔表面稍滞后些，致使表面温度低于中心孔表面温度，它们之间的关系与启动时刚好相反。这时转子表面为拉伸热应力，而中心孔为压缩热应力。

在汽轮机冷态启动至停机整个过程中，转子表面（或中心表面）的热应力由压缩（或拉伸）变为拉伸（或压缩）。在稳定工况运行时，它们的热应力都为零。也就是说，从启动至停机，转子表面和中心孔表面的热应力大小和方向都随时间而变化，且刚好完成一个交变的应力循环，故称交变热应力。由于汽轮机正常运行时间很长，所以启停时的交变热应力频率很低，因此把这种交变热应力称为低周交变热应力。

一般冷态启动时，转子表面的最大压缩热应力大于中心孔表面的最大拉伸热应力。如果压缩热应力值超过材料的屈服极限，则会产生部分塑性变形。随着启动过程结束，由于塑性变形不能得到恢复，在转子表面会出现残余拉伸应力。

在热态启动时，开始冲转的蒸汽温度可能低于第一级区段转子或汽缸金属温度（负温差匹配），转子先受到冷却。转子表面和汽缸内壁产生拉伸热应力，而中心孔表面和汽缸外壁产生压缩热应力。经过很短时间后，随着蒸汽温度升高，第一级后蒸汽温度开始高于转子和汽缸的金属温度，则转子表面和汽缸内壁为压缩热应力，中心孔表面和汽缸外壁为拉伸热应力。由图 1-5 (b) 可知，随着热态启动结束，转子表面和中心空表面的热应力逐渐减小。在稳定工况下运行时，它们的热应力都趋于零。由此可知，每一次热态启动，转子表面和中心空表面的热应力刚好完成一个交变应力循环，汽缸亦是如此。这一点与冷态启动有差别。如果热态启动时，转子表面的压缩热应力超过材料屈服极限，则在稳定工况下，该处同样会出现残余拉伸应力和松弛现象。

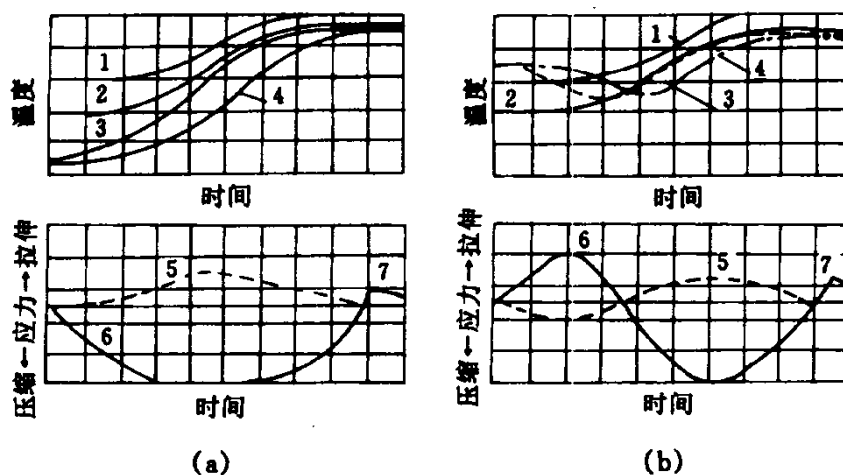


图 1-5 启停及变负荷时转子温度变化与热应力的关系

(a) 冷态启动; (b) 热态启动

- 1—新蒸汽温度; 2—第一级后汽温; 3—转子表面温度;
- 4—转子中心孔温度; 5—中心孔应力; 6—表面应力;
- 7—残余应力

2. 汽轮机的热膨胀

汽轮机从冷态到带负荷正常运行，金属温度变化非常巨大。因此汽缸的轴向、水平方向和垂直方向尺寸都显著增大，即产生热膨胀。为了满足汽缸几个方向自由膨胀的要求，保证机组不至因膨胀不均而产生不应有的应力而导致机组振动，设置了滑销系统。汽轮机的横销只允许轴承座和汽缸作横向膨胀；纵销只允许其纵向膨胀。分别通过横销和纵销作两条相互垂直的直线，其交点既不能作纵向移动，也不能作横向移动，称为汽缸的死点。另外，在汽缸和轴承座之间还设有立销，立销只允许汽缸在垂直方向膨胀，使汽缸中心与轴承中心在同一纵分面上，以保证汽缸与轴承中心一致，使转子中心与汽缸中心一致。汽缸死点一般在排汽口中心附近，转子的相对死点在推力轴承推力面处。

汽轮机汽缸自由膨胀数值，不但取决于汽缸的长度和使用的金属材料的性质，同时还取决于汽轮机通流部分的热力过程。随着机组容量的增加，其轴向长度也随之增加。因此汽缸和转子的绝对膨胀值往往达到相当大的数值，汽缸的轴向膨胀是高压汽轮机启动过程中一项

重要监督指标，它和汽缸及其法兰金属平均温度有一定比例关系。在进行暖机、升速和升负荷时应严加监视。由于每台汽轮机运行中的轴向金属温度分布有一定的规律性，因此总可以找到调节级汽缸或法兰金属温度与汽缸自由膨胀值的对应关系。

在汽轮机启停和工况变化时，汽缸与转子同时受热和冷却，转子和汽缸分别以各自的死点为基准膨胀或收缩。但由于汽缸与转子传热速度不同，正常汽缸的重量较转子重，而且在运行中汽缸的受热面积又较转子受热面积小，因此转子随蒸汽温度的变化膨胀或收缩都更为迅速，使它们的热膨胀也出现差别。通常将汽缸与转子间发生的热膨胀差值称为汽轮机相对膨胀，简称胀差。若转子轴向膨胀大于汽缸值，则称为正胀差；反之，称为负胀差。

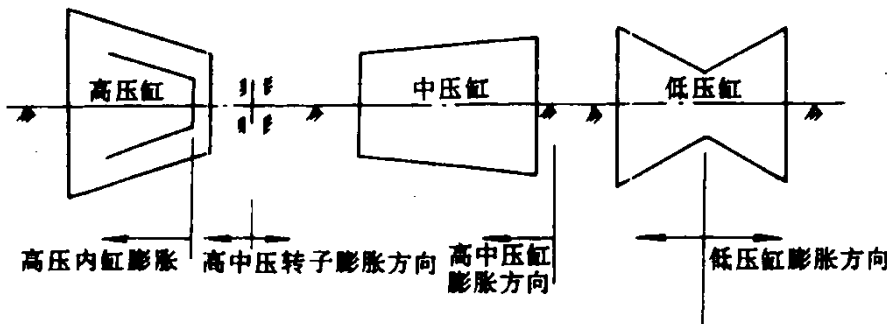


图 1-6 NC300-16.7-537/537 型汽轮机
汽缸和转子膨胀系统图

大容量汽轮机轴系长度增加，采用双层缸、合缸等结构。汽缸的膨胀死点增多，使转子与汽缸相对膨胀比较复杂。下面简单介绍一下某 300MW 机组汽缸和转子的热膨胀系统，如图 1-6 所示。高压外缸、中压缸的膨胀死点在二号轴承座的两滑销连线与汽缸中垂面的交点处；高压内缸膨胀死点在高压缸进汽侧；低压缸死点在低压缸进汽中心线横销处。转子以位于二号轴承座处的推力盘为死点。机组受热时，由于汽缸的膨胀，高中压缸向前移动，推力盘也向前作平动。另一方面，由于受热膨胀，高压转子以推力盘为相对死点向前膨胀，而中压转子则向后膨胀；低压缸以死点为中心向前后膨胀，而低压转子的膨胀趋势是向后移动的。一般来说，与汽缸相比，转子的热容量较小，对温度变化的反应要快些。因此在启动或工况变化时，转子、汽缸的膨胀不同步，高中压缸进汽侧轴向动静间隙变大。对低压缸情况则不同，对于前侧低压缸，由于转子膨胀方向与汽缸膨胀方向相反，进汽侧轴向间隙会迅速减小，因此，安装时该间隙应放大。对于后侧低压缸，进汽侧间隙的变化趋势是变大。

控制蒸汽的温度速度就可以控制汽缸与转子的温度差。因此在启动过程中为控制相对膨胀值在安全范围内，应合理地控制蒸汽的温升（降）速度。

在汽轮机启动过程中应考虑下列因素对胀差的影响：

在汽轮机启动过程中应考虑下列因素对胀差的影响：

(1) 汽轮机滑销系统的工作状态。

(2) 控制蒸汽温升（温降）和蒸汽流量变化的速度。因为产生胀差的根本原因是汽缸与转子存在温差，蒸汽的温升或流量变化速度大，转子与汽缸温度差也大，引起胀差也大。因此，在汽轮机启停过程中，控制蒸汽温度和流量变化速度，就可以达到控制胀差的目的，这是控制胀差的有效方法。

(3) 轴封供汽温度的影响。由于轴封供汽直接与汽轮机转轴接触，故其温度变化直接影响转子的伸缩。机组热态启动时，如果高中压轴封供汽来自温度较低的辅助汽源或除氧器汽平衡母管，就会造成前轴封段大轴的急剧冷却收缩。当收缩量大时，将导致动静部分的摩擦。现代大型机组轴封供汽系统还设置了温度控制设备，保持蒸汽和金属适当的温度对胀差是有利的。

(4) 汽缸法兰、螺栓加热装置的影响。使用汽缸法兰和螺栓加热装置，可以提高或降低汽缸法兰和螺栓的温度，有效地减小汽缸内外壁、法兰内外、汽缸与法兰、法兰与螺栓的温

差，加快汽缸的膨胀或收缩，起到控制胀差的目的。加热装置使用方法要恰当，否则可能造成两侧加热不均匀。当前大功率机组都是力求从汽缸的结构上加以改进，而不采用法兰加热装置。普遍采用的技术是选择窄高法兰或取消法兰，使汽缸成为圆筒形。如西门子公司生产的高压外缸是整体圆筒形，ABB公司生产的汽轮机内缸取消了法兰，采用套环紧箍。

(5) 排汽温度与凝汽器真空的影响。机组排汽温度的提高同样会使低压缸的膨胀增加而使低压胀差值减小。当凝汽器真空降低时，若保持机组转速或负荷不变，必须增加进汽量，使高压转子受热加快，其高压缸正胀差随之增大。由于进汽量的增大，中低压缸摩擦鼓风的热量容易被蒸汽带走，因而转子被加热的程度减小，正胀差减小。当凝汽器真空升高时，过程正好相反。应该指出，对不同的机组，不同的工况，凝汽器真空变化对汽轮机胀差的影响过程和程度是不同的。

(6) 汽缸保温和疏水的影响。汽缸保温不好，可能会造成汽缸温度偏低或温度分布不均匀，从而影响汽缸的充分膨胀，使汽轮机胀差增大。汽缸疏水不畅可能造成下缸温度偏低，影响汽缸膨胀，导致胀差值的失常。

3. 汽轮机主要零部件的热变形

在启停和带负荷运行工况变动时，由于各零部件受热不均产生温差，引起热变形，使通流部分等地方的间隙产生变化，可能发生摩擦、漏汽等现象。

汽轮机上下汽缸的质量和散热面积不同，下汽缸比上汽缸的金属质量大，且下汽缸布置有通向低温设备的抽汽和疏水管道。因此在同样保温条件下，下汽缸的散热要比上汽缸快些。如果停机后因阀门不严密，向汽缸漏入汽水或下汽缸保温脱落，致使下汽缸散热较快。因此汽轮机启停时，通常是上汽缸温度高于下汽缸温度。上汽缸温度高、热膨胀大，而下汽缸温度低、热膨胀小，这就引起汽缸向上拱起，如图1-7虚线所示。这时，下汽缸底部动静部分的径向间隙减小，严重时甚至会发生动静部分摩擦。

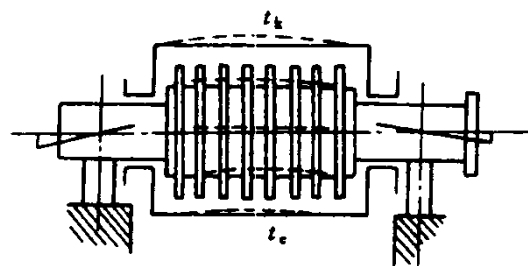


图 1-7 汽缸的热翘曲

实践说明，汽轮机在运行或停机时，其上下汽缸都存在着温差。通常调节级上下汽缸温差每变化 10°C ，该处动静体间径向间隙变化 $0.1\sim 0.12\text{mm}$ 。为了减小上下汽缸温差，使其在规定范围内，必须严格控制温升速度，尽可能地使高低压加热器随机启动。同时停机后

应保持盘车处于良好状态下，并注意应使下缸的疏水阀开足。安装时，下缸应采用优质保温材料，或加厚下缸的保温厚度。此外，尚应设法改进保温结构，以改善下缸表面的贴合和避免脱落，还可在下缸下部装设挡风板，以减小对流通风对下缸的冷却。

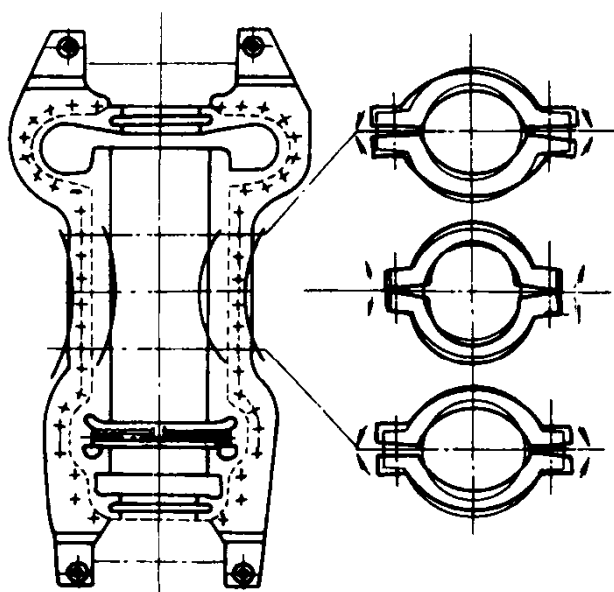


图 1-8 启动时法兰汽缸热变形

由于机械强度的需要，高参数汽轮机法兰壁厚比汽缸壁厚度大得多，在机组启动过程中，法兰处于单向加热状态，因此在法兰内外壁会出现较大的温差。由于法兰内侧的温差高于外侧，其内侧的热膨胀值大于外侧，使得法兰在水平方向发生热变形，如图1-8所示。法兰的这种变形又会影响到汽

缸横截面的变形。由图 1-8 可见，汽缸中间段横截面变成“立椭圆”（如图中粗实线所示），即垂直方向直径大于水平方向直径，而且上下法兰间产生内张口。汽缸前后两端横截面则变形为“横椭圆”，即水平方向直径大于垂直方向直径，而且上下法兰间产生外张口。前者使水平方向动静部分径向间隙变小，后者使垂直方向径向间隙减小。如果法兰热变形过大，就有可能引起动静体间的摩擦。同时还会使法兰结合面局部地方发生塑性变形，导致上下缸结合面出现永久性的内外张口，如图 1-9 所示。这样就会出现法兰结合面漏汽及螺栓被拉断或螺帽结合面被压坏等现象。

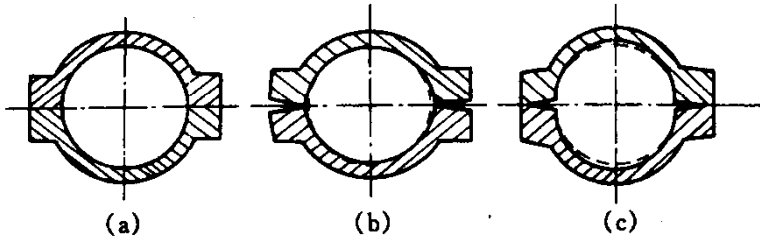


图 1-9 汽缸变形示意图

(a) 变形前；(b) 汽缸前后两端的变形；(c) 汽缸中间段的变形

为减少汽缸热翘曲倾向，可以采用下缸加厚保温层或在下缸底部加装电热装置的方法，对装有法兰加热装置的机组，在启动中要严格监视法兰内外壁、上下缸内壁温差，以便控制法兰加热。

当汽轮机停运时，上下部温度差的存在也必然会导致转子的热变形。在转子的热挠曲较大的情况下启动，不仅可产生动静体摩擦，其偏心值产生不平衡离心力也将使汽轮发电机组产生剧烈振动。所以，大型机组转子热弯曲值一般不允许超过 0.03~0.04mm。减少转子热弯曲最有效的办法是：

- (1) 控制好轴封供汽的温度和时间。
- (2) 正确投入盘车装置。
- (3) 启动时采取全圆周进汽并控制好蒸汽参数变化。
- (4) 启动过程中汽缸要充分疏水，保持上下缸温差在允许范围内。

第二节 单元机组（汽包锅炉）冷态启动

单元机组启动的主要步骤为：启动前的准备→辅助设备及系统的投用→锅炉点火及升温升压→暖管→汽轮机冲转与升速→并列和接带负荷→升负荷至额定出力。

单元机组的启动是整组启动，炉机电之间相互联系，互相制约，各环节的操作必须协调一致，互相配合，才能顺利完成。

一、单元机组启动前的准备工作

单元机组启动前的一切准备工作是安全启动和缩短启动时间的重要保证。准备工作的目的是使各种设备处于预备启动状态，以便达到随时可以投入运行的条件。实践证明，往往由于准备工作的疏忽，对某些设备缺陷和异常情况没能提前发现，使启动工作半途而废，甚至导致事故发生。

单元机组在安装或大修后的第一次启动前，必须对整个设备进行全面检查，尤其对各个主要部分更应进行详细检查。启动前，首先应该检查所有曾经进行检修过的部位，肯定检修工作已全部结束。详细了解检修时改动过的设备和系统，掌握改进后设备的性能及其操作方法。其次对各转动机械进行一定时间的试运转。在试转时，启动前应盘车一次，以查明是否有卡涩现象。检查轴承内油位正常，油质合格，冷却水畅通，无漏油、漏水现象，符合运转时的润滑要求，通知电气人员应对机组所属电动机摇测绝缘并送电。试转中应注意其电动机

的电流指示是否正常，转动方向是否正确，有无明显的机械振动、摩擦等不正常现象，以及轴承和电动机的温度是否正常等。上述工作结束后，可投入联锁装置，并进行联锁试验，以查明联动是否良好。

单元机组启动前应进行有关项目的试验工作，如：电动门、气动门、安全门、电气开关，保护、控制、调整装置的传动试验；主辅机的连锁、保护试验；锅炉水压试验；汽轮机润滑油系统、调速系统试验；发电机假同期试验等。并保证其动作正确可靠，具备投运条件。

锅炉水压试验是检查锅炉承压部件严密性的试验。水压试验的范围应包括锅炉各承压受热面系统、锅炉本体范围内的汽水管道和附件。它是保证锅炉安全运行的重要措施之一。锅炉水压试验分为工作压力试验和超压试验两种。工作压力试验则是根据检修和检查的需要可随时进行。超压试验一般用于新安装的锅炉和检修中更换了较多的承压受热面的情况。在进行水压试验之前，应先把安全阀关闭。将锅炉进满水，使锅炉内无空气，然后对锅炉进行全面的检查。确认无泄漏时，即可进行缓慢升压。升压速度应控制在 $0.2 \sim 0.3 \text{MPa/min}$ ，当压力大约升至工作压力的 10% 时，应暂停升压，进行一次全面细致的检查。如情况良好，即可继续升压。当接近工作压力时，应特别注意压力上升速度必须均匀缓慢，并严防超过工作压力。当压力升至工作压力时，应立即停止升压，对锅炉进行全面检查，并注意监视在 5min 内的压力下降情况，如压降不超过 0.5MPa 即为合格。

如果锅炉需要进行超压试验，则需要根据工作压力下全面检查的结果来决定是否可以继续进行超压试验。如果检查没有发现焊缝有渗漏或湿润现象，其他接合处以及个别人孔、阀门盘根等仅有轻微的漏水，并且在工作压力的情况下，经 5min 后压力未降，即可均匀缓慢地进行超压试验。在进行超压试验前，应将水位计与汽包的连通阀门关闭，检查人员停止工作并退出现场后才能升压。在进行超压试验的升压过程中，压力的上升速度应以每分钟不超过 0.1MPa 为限。当压力升至工作压力的 1.25 倍时，应立即停止升压，压力保持 5min 的时间，压降不超过 0.5MPa 即为合格。在超压试验压力保持 5min 后，应均匀缓慢地降压。降压速度一般较升压速度稍快一些。当降压至工作压力时，检查人员可进入现场再进行检查。检查工作结束后，锅炉的压力再缓慢降低。当压力降至 0.1MPa 时，打开空气阀，将“压死”的安全阀复原，开启水位计与汽包的连通阀门，放水至最低可见水位。

对于在锅炉出口不设主汽阀的单元机组，锅炉进行水压试验时，压力水一直打到汽轮机电动主闸阀前，水压试验完毕，主蒸汽管内放水应在锅炉点火前完成，否则可能引起主蒸汽管道内的水冲击。对于中间再热机组，汽轮机静止时的调速系统动作试验，一定要在锅炉点火前进行，否则当锅炉点火后，蒸汽旁路系统投入，再热系统已通汽，由于中压汽缸进汽管没有截止门，中压调速汽阀一旦开启，就可能由于中压缸进汽而冲动汽轮机。

现代大型汽轮机都设有一系列保护装置，如超速保护、窜轴保护、低油压保护、低真空保护，低汽温保护等。在滑参数启动中，除了低汽温保护（滑参数启动过程中汽温低）和低真空保护（启动过程中，真空系统往往不稳定）等因启动过程的特殊条件不能投入外，其它各项保护在冲转前应全部投入。如窜轴保护的主要用途之一就是防止发生水冲击事故以后损坏推力瓦进而造成动静摩擦。运行经验表明，愈是在启动和停机过程中，愈是容易发生水冲击事故，有的因忽视这一点而酿成事故，所以启动规程应明确规定窜轴保护要在汽轮机冲转前投入。