



高等学校教材

大型汽轮机运行

山东工业大学 裘烈钧 主编



177247

TK267
4318

高 等 学 校 教 材

大型汽轮机运行

山东工业大学 裘烈钧 主编

水利电力出版社

内 容 提 要

本书以汽轮机的热力特性及结构特点为基础,全面论述了汽轮机运行的基本理论,包括启停、典型事故的处理、正常运行与异常运行等,还阐述了汽轮机运行的有关新技术,包括机组寿命管理、设备可靠性、机炉协调运行、中压缸启动、停机快冷和调峰运行方式等。全书内容丰富,紧密联系电厂实际,具有实用价值。本书可供高等学校热能动力专业及相近专业的师生使用,也可供电厂及从事动力工作的工程技术人员参考。

高等学校教材

大型汽轮机运行

山东工业大学 裘烈钧 主编

水利电力出版社出版

(现中国电力出版社)

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

北京市京东印刷厂印刷

787毫米×1092毫米 16开本 10.25印张 231千字

1994年6月第一版 1997年6月北京第二次印刷

印数 4101—6940册

ISBN 7-120-01700-4/TK·292

定价 9.60元

(本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换)

前 言

本书是根据能源部《1990~1992年高等学校教材编审出版计划》编写的，它是电厂热能动力专业的一门选修课教材。本书亦可以供汽轮机运行人员参考。

书中内容包括：有关汽轮机运行的热力特性和结构特点；汽轮机运行的一般性知识，这是在收集有关汽轮机运行资料的基础上，归纳综合得出的一般性知识，不是哪一台机组的启动、停机的具体步骤；还有保障汽轮机安全、经济运行的专题论述，如汽轮机寿命管理，汽轮机经济运行，以及可资借鉴的典型事故的分析处理等。

本书取材于有关发电厂的汽轮机运行程序，以及国内外的一些经验总结和部分论文中的内容。这些资料部分来源于山东电力试验研究所的同志和有关电厂的同志，在此表示感谢。

本书由山东工业大学裘烈钧同志主编，其中绪论和第二章由山东工业大学裘烈钧同志编写，第一、三、四章由山东工业大学孙奉仲同志编写，第五章由上海电力学院江运汉同志编写。全书由东南大学曹祖庆教授主审，他对书稿提出许多宝贵意见，使本书质量有所提高。

限于我们的水平，书中肯定有不妥之处，甚至错误，恳请读者指正。

编者

1992.9

目 录

前言	
绪论	1
第一章 汽轮机的热力特性及结构特点	3
第一节 汽轮机的热力特性	3
第二节 汽轮机的结构特点	13
第二章 汽轮机的启动和停机	36
第一节 概述	36
第二节 汽轮机的启动	39
第三节 汽轮机的停机	46
第四节 汽轮机启动、停机中的几个特殊问题	49
第五节 汽轮机的寿命	59
第三章 汽轮机正常运行与可靠性	73
第一节 汽轮机的正常运行	73
第二节 运行经济性	83
第三节 汽轮机的异常运行和运行可靠性	88
第四节 单元机组的协调运行	92
第四章 汽轮机调峰运行	99
第一节 概述	99
第二节 调峰汽轮机的运行	103
第三节 汽轮机的低负荷运行	113
第四节 机组的寿命管理	119
第五章 汽轮机安全运行的一些问题	129
第一节 汽轮机事故处理原则	129
第二节 汽轮机大轴弯曲事故	130
第三节 汽轮发电机振动事故	132
第四节 汽轮机进水事故	150
第五节 油系统防火	156
主要参考文献	159

绪 论

随着我国国民经济的蓬勃发展,工农业生产的需要和人民生活水平的提高,作为基础工业的电力工业也得到迅速发展。一大批大、中型火电厂建成投产,到1991年底全国装机容量已达142252.6MW,发电量居世界第五位。在电力事业的发展中,单机容量不断增大,运行管理水平不断提高,从单机操作管理到机、炉、电协调控制,自动化水平不断提高。这标志着我国电力工业的运行管理水平均有了较大的提高。

我国自1958年以来开始生产汽轮机,到60年代就能生产200MW和300MW的高参数机组。近十余年来,除国产的机组外,还从国外引进了一批容量从250MW、350MW到600MW的高参数机组和600MW的超临界机组。到目前为止,高参数大容量机组已有100余台在运行,这些在用的大型机组中,有我国自己设计制造的,也有引进、吸收国外技术的,它们都在电力工业中发挥着重要的作用。这表明我国汽轮机的设计制造技术已达到一个新水平。在第八个五年计划期间,600MW机组将大量建成投产,这将促进我国电力工业的更大发展。

根据国家的燃料政策,我国是以煤炭为主要燃料的国家,原煤的总产量已跃居世界首位,因此燃煤火力发电厂将是我国电厂的主导地位,所以大力发展大型火力发电厂对促进国民经济翻两番,使2000年平均国民收入达到小康水平有重大意义。

汽轮机是一种大型高速旋转式动力机械,适合作为大容量发电机组的原动机之用。随着材料工业的发展,计算机技术的应用,自动化水平的提高,更大地促进了大型机组的生产和使用。目前世界上已经制造超过1000MW的高参数机组,如瑞士ABB公司的双轴1300MW汽轮机组,前苏联ДМ3的单轴1200MW汽轮机组,其参数为23.5MPa, 540℃,它是目前世界上最大的单轴汽轮机。目前世界上汽轮机制造厂中规模较大的有美国通用电气公司(GE)、西屋电气公司(WH)、瑞士的ABB公司,日本的日立、东芝、三菱公司以及前苏联的列宁格勒金属工厂、哈尔科夫汽轮机厂等。除这些工厂之外,其它如法国、意大利等国都有产品在我国电厂中运行。我国的大型汽轮机制造集中在上海汽轮机厂、哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂和北京重型机械厂,已能生产最大功率为600MW的高参数汽轮机。

对汽轮机运行总的要求就是安全、经济、满发,在某些情况下,需根据电网负荷曲线进行调峰运行。汽轮机运行的可靠和经济是相互联系的:如由于负荷的不均匀性,对有些汽轮机要求进行调峰运行,设备的经常启动、停机必然会产生一些损耗,从而使设备的可靠性和经济性都有所降低,必须掌握和了解汽轮机各种工况下的特性。汽轮机在启动、停机和负荷变动的过程中,其工作状态不断发生变化,使得蒸汽与金属之间的热交换也发生剧烈变化,造成部件受热不均匀,使部件之间、部件本身的温度不均匀,可能出现一些危险的温差,使汽轮机承受较大的热应力、热变形和热膨胀。转子部件和静子部件的热膨胀

不相等，易引起通流部分及汽封处轴向间隙的变化产生磨损；转子本身在启动工况下，转速不断变化，在升速过程中又要通过临界转速，会造成机组振动；转子轴向产生推力，汽缸膨胀滑销系统的卡涩会破坏设备的同轴性，使机组振动恶化；汽缸、转子会因低周疲劳发生裂纹等等，在可靠性中都是很重要的问题。了解汽轮机寿命管理，掌握温度变化率对疲劳损耗的预测计算尤为重要。因此，作为运行者应了解本机启动和变负荷的特性、有关曲线图、熟悉启动和变负荷的规程和这些规程所依据的基本理论，了解每天运行中可能碰到的正常工况和紧急工况下热疲劳寿命损耗所规定的目标，了解有关裂纹产生和发展的原因和寿命损耗等。

在运行中常常为了适应电力系统负荷变化必须进行快速启动，因此要求机组具有一定的机动性，以适应调峰运行。目前负荷的峰谷差值较大，如某些电网昼夜的最低负荷与最高负荷比值低于0.55~0.60。为保证汽轮机组的安全性与经济性，调峰运行方式也较多，如两班制运行方式，它要求汽轮机有快速启动、停机的能力；又如低负荷调峰运行方式，汽轮机负荷降低值对单元机组来说，取决于锅炉燃烧的稳定性，一般煤粉炉的最低负荷为额定蒸发量的70%，因此对汽轮机的最低负荷有一定的限制。当然还有其它的调峰措施，如热旋转备用方式等。对这些调峰运行的措施应比较其经济性和可靠性。通过长期运行的经验积累，借鉴以往重大事故以防患于未然，运行者应注意典型事故的分析吸取教训。根据以上种种，作为运行者，必须熟悉设备对变动工况适应的能力，了解限制过渡工况参数变化速度的因素，尤其对启动、停机过程所应采取的一切措施，包括在系统上、结构上和操作上的一些改进。

我国火力发电厂的运行管理水平提高较快，解放初期，旧中国遗留下来的只是外国的一些中、低压参数的中、小容量机组，自己尚无制造能力。随着生产的发展，在我国开始制造、引进高、中压机组，大量的专业人员通过培训投入到电力工业中去，电力职工技术水平在实践中不断提高。一大批专业技术力量从专业教育培养中成长，现在已拥有一支经验丰富、能管理运行现代化水平的大容量机组的工程技术人员。积累了许多运行方面的经验，进行了大量科学研究，有了不少专门著作。目前我国正处于改革开放逐步深入的阶段，电力的消耗在能量消耗中所占的比重将逐步提高，对汽轮机运行管理工作也将提出更高的要求，所有这些，将进一步推动汽轮机运行水平的提高。

第一章 汽轮机的热力特性及结构特点

随着我国电网容量的增大和汽轮机技术的发展,我国已经能够管理、运行300MW和600MW等大容量亚临界参数的机组,为了掌握汽轮机运行特性,提高运行管理水平,必须对这种机组的工作特性和相应的结构特点有所了解。有关汽轮机的热力特性已在汽轮机原理等书中介绍,本章为适应运行的要求,对其影响运行的特点作一介绍。

第一节 汽轮机的热力特性

汽轮机的热力特性包括蒸汽参数、各级的焓降分配、工作过程,各级的特征参数如反动度、速度比的变化规律以及变工况规律等,因此,热力特性与蒸汽在汽轮机中的作功过程密切相关,直接影响到能量的转换和利用。汽轮机作为火力发电厂中的唯一原动机,要求它能够长期连续安全运行,并且尽可能保持较高的经济性,要做到这一点,就必须充分了解汽轮机的热力特性、制订合理的运行规程和检修规程,对其进行合理地利用和有效地维护。例如,对新投产的机组,要根据压力和温度的变化规律以及材料的强度特性详细拟订汽轮机的启动曲线;对于工况经常变动的机组,要根据变工况规律去研究机组运行经济性和零部件的安全性。因此,汽轮机运行的经济性和安全性均与热力特性有关。

一、蒸汽参数

中小型汽轮机采用的蒸汽参数较低,大都以中温中压机组为多,新蒸汽参数一般为3.43MPa、435℃,机组尺寸较小,运行时易于控制。现代大功率机组采用的新蒸汽参数越来越高,从高温高压机组,发展到超高压、亚临界机组,以至现在采用了超临界参数,国外甚至出现了超超临界参数的机组。表1-1列出了几种汽轮机的蒸汽参数。就目前我国电力工业发展的水平,一般125~200MW机组采用超高压参数,蒸汽压力为12.7~13.2MPa,

表 1-1 汽轮机的蒸汽参数

功率 (MW)	制 造 厂	新蒸汽压力 (MPa)	新蒸汽温度 (℃)	再热温度 (℃)
100	哈尔滨汽轮机厂	8.82	535	
125	上海汽轮机厂	13.24	550	550
200	北京重型机械厂	12.74	535	535
300	上海汽轮机厂	16.17	550	550
300	东方汽轮机厂	16.66	537	537
300	美国 (WH)	16.7	538	538
300	法国	17.74	540	540
600	日本东芝	16.56	537	537
1300	美国 (GE)	24.13	543	543

300MW汽轮机组采用亚临界参数，蒸汽压力为16.2~16.7MPa。国外超临界压力机组发展很快，从125MW到1300MW均有采用。美国埃迪斯顿电厂是目前蒸汽参数最高的电厂，设计蒸汽参数为34.3MPa，温度为649/566/566℃，采用二次中间再热。

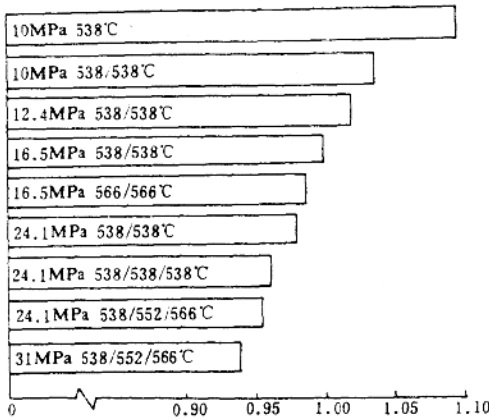


图 1-1 大型汽轮机在不同参数下的相对净热耗

随着蒸汽初参数的提高，机组的循环热效率提高。计算表明，主蒸汽压力从24.1MPa（表压力）提高到31MPa（表压力），热效率可提高1%，当压力提高到35.5MPa时，则热效率可提高1.4%。主蒸汽温度提高28℃，热效率可提高1%，再热蒸汽温度提高28℃，热效率提高0.8%，如果从一级再热增加到两级再热，则热效率可提高1%~1.4%。当然提高初压（或初温）的得益，与初温（或初压）有关，采用两次再热的得益与初参数有关，应当统筹考虑。图1-1为蒸汽参数对汽轮机热耗率的影响。所以，

提高新汽参数是提高火电机组效率、降低煤耗率的有效途径。从提高经济性的角度看，发展超临界压力机组势在必行。目前，我国自行设计制造的600MW机组仍采用亚临界参数，与采用超临界压力的600MW机组相比，机组热耗率约提高1.5%~2%（在同样初温与背压下）。

由表1-1可以看出，在机组向大容量化的发展过程中，蒸汽压力提高较快，而蒸汽温度相对比较稳定，这是由于耐热合金钢的性能价格比所致。从技术经济性和运行可靠性考虑，目前电厂耐高温部件一般采用高级珠光体钢制造，其允许温度为520~565℃。若再提高主蒸汽温度，则必须采用奥氏体钢，而这种钢成本昂贵，加工性能差，给机组制造和运行带来困难。但随着机组容量的增加和超临界压力机组的发展，必须研制新的耐高温金属。根据汽轮机原理和热力学理论，要提高整个机组的经济性，在提高蒸汽压力的同时应提高蒸汽温度。由于温度提高受到限制，故必须采用再热的方法以限制汽轮机的末级湿度。提高初参数，采用适当的再热参数，可以提高循环热效率；提高末级干度后，既改善了末级的工况，又减少了湿汽损失，提高了相对内效率。现代大功率汽轮机均采用了这一措施，有些机组甚至采用了二级再热。实践证明，大功率汽轮机采用再热，机组热耗率可降低4%~5%（一次再热），如果采用二次再热，则机组热耗率可进一步降低约2%。据资料分析，采用再热后，单位汽轮机容量所需的蒸汽量以及给水泵的容量可减少15%~18%；单位容量的汽轮机排汽量减少13%~16%；因此可减少凝汽器的容量，单位容量的辅助费用可降低13%~16%；汽轮机的排汽湿度可减少6%左右，从而又提高了末几级长叶片的寿命；同时单位容量的排汽容积流量减少7%~9%，降低了排汽余速损失。对于采用二级中间再热的机组，其设备和系统比较复杂，经济性的提高也不多，而且运行灵活性下降，

故应用并不广泛，而在燃料价格昂贵且又承担基本负荷的大机组才考虑采用。

对于采用了亚临界或超临界参数的汽轮机组，由于蒸汽性质的特点，给运行带来一定的影响，因为这样的蒸汽状态位于 $h-s$ 图的左上部分，在此区域等温线有一个重要的特点，即在高压时向左下弯曲，如图1-2所示。图中 A 点对应于压力为16.66MPa，温度为500℃的状态，如果利用阀门将其节流至9.8MPa，如图中 B 点，则汽温为465℃，温度下降了约35℃，如果节流到更低的压力，则温度下降更大。对于过热蒸汽，由于蒸汽的转回温度约为4000℃，远高于工程上实际采用的温度，故节流后温度降低。而且处于上述区域的蒸汽，在等温线上，压力越高处焓值越低，从而使得节流后温度下

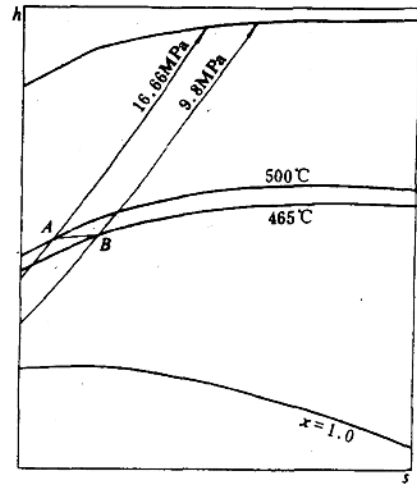


图 1-2 $h-s$ 图中的高压区域

降更剧烈。主蒸汽压力越高，在同一 $\frac{\Delta p}{p_0}$ 下，节流后温降越大。如提高蒸汽温度，则由于高温区内的等温线的下弯程度相对比低温区有所减少，故节流后温度值减小。基于这一特点，汽轮机启动时，应考虑这一蒸汽温度的变化，使蒸汽温度与金属温度达最佳匹配。另外在负荷变化时也应考虑这一现象的影响。

二、运行工况变化的影响

汽轮机运行时初终参数变化会影响机组经济性和安全性，另外，热力循环中系统的参数变化在一定程度上也会影响机组的经济性和安全性，如工况变化时个别级会过负荷；改变汽流的温度，则影响蒸汽与部件的传热。又如当汽轮机工况改变时，会导致各级焓降重新分配，从而引起级的反动度改变，使得流动特性、级的效率、轴向推力以及隔板的挠度等改变，这些都将对运行产生影响。

(一) 级内反动度的变化

汽轮机工况变动时，流量发生变化，随之级的前后压力、级的焓降均发生改变，从而使级的反动度变化。当焓降减小时，级的反动度增加，反之若焓降增大，级的反动度减小。因此焓降（或速度比）的变化引起的反动度改变可用以下近似公式表示为

$$\frac{\Delta \Omega_x}{1 - \Omega_m} = 0.5 \frac{\Delta x_a}{x_a} - 0.3 \left(\frac{\Delta x_a}{x_a} \right)^2 \quad (1-1)$$

当 $\frac{\Delta x_a}{x_a}$ 在 -0.1 与 0.2 之间变化时，上式可简化为

$$\frac{\Delta \Omega_x}{1 - \Omega_m} = 0.4 \frac{\Delta x_a}{x_a} \quad (1-2)$$

上两式中 $\Delta\Omega_x$ ——某级的反动度变化量;

Ω_m ——设计工况下级的反动度;

Δx_a ——级的速度比变化量;

x_a ——设计工况下级的速度比。

由上式可知,设计工况下级的反动度越大,工况变动时,若级的速度比的改变量相等,则反动度变化越小。

运行时,实际的反动度较根据上式的计算结果有一定差别,应当指出的是,上述计算反动度改变量的公式中,没有考虑级内漏汽的影响。当漏汽间隙较小,且级全周进汽时,这一影响可以忽略。

(二) 轴向推力变化

汽轮机运行时,负荷及蒸汽参数发生变化,或通流部分结垢等均会引起汽轮机的轴向推力变化,例如负荷增加,新蒸汽温度降低、通流部分结垢、反动度增大等均可增大轴向推力,有时可能达到很大值,甚至危及汽轮机的安全性,因而必须重视这些工况。工况变动时轴向推力的大小与汽轮机型式、配汽方式、叶型和通流部分间隙等因素有关。

对于冲动式汽轮机,若不考虑级间漏汽的影响,一个级的轴向推力决定于级前后的压力差和级的反动度。轴向推力变化可近似地表示为

$$\frac{F_1}{F} = \frac{\Omega_1 \Delta p_1}{\Omega \Delta p} \quad (1-3)$$

式中 Δp 、 Δp_1 ——工况变化前后级前后的压力差;

F 、 F_1 ——工况变化前后的轴向推力;

Ω 、 Ω_1 ——工况变化前后级的反动度。

对于凝汽式汽轮机,根据变工况理论,无论采用什么调节方式,各中间级压力与流量的关系近似为 $\frac{\Delta p_1}{\Delta p} = \frac{D_1}{D}$, 这里 D 和 D_1 分别为工况变化前后的蒸汽流量。对于喷嘴调节的汽轮机,尽管调节级与末级的推力变化比较复杂,但所占的比例甚小,不会产生很大的影响。所以不论采用什么样的配汽方式,凝汽式汽轮机的总轴向推力可视为与流量成正比变化。因此,汽轮机的轴向推力随负荷的增加而增大,所以必须重视最大负荷工况的轴向推力变化。当然,变工况时轴向推力的大小绝不仅与流量有关。

对于反动式汽轮机,其级内反动度设计较大,在结构上有平衡轴向推力的措施,因此,级内焓降变化时引起的反动度变化值与原设计值相比显得较小,故轴向推力变化仅与级内压力成正比。一般情况下,当工况变化时,反动式汽轮机的轴向推力变化远小于凝汽式汽轮机。

轴向推力的变工况计算较复杂,实际运行时常通过测量推力轴承工作瓦块的温升来监视轴向推力的变化。当然,随着科学技术的进步,已能通过测量瓦块压力中心的压力,测出瓦块的负载。

(三) 初终参数变化的影响

电厂中汽轮机经常处于变工况运行状态,除蒸汽流量变化外,蒸汽参数也难免不偏离

设计值。运行时对汽轮机蒸汽参数的变化有严格的要求，运行规程中规定了这些参数允许的变化范围。如某电厂300MW汽轮机主蒸汽阀门前蒸汽压力设计值为16.5MPa，正常运行时最高允许值为17.2MPa，最低允许值为15.8MPa，并规定汽轮机在最高、最低值范围内连续运行，但年平均压力值不超过设计值；设计蒸汽温度为550℃，正常运行时，最高允许值为555℃，最低允许值为535℃；中压联合汽门前蒸汽压力设计值为3.288MPa，蒸汽温度与主汽门前相同。

1. 初压力变化（初温及背压不变）

机组内压力与流量的关系可用弗留格尔公式表示为

$$D_1 = D \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_z^2}{p_0^2 - p_z^2}} \quad (1-4)$$

式中 p_{01} , p_0 ——工况变化后及变化前的级组前压力；

p_z ——级组后压力，变工况时保持不变。

对于凝汽式汽轮机，级组后压力 p_z 与初压 p_0 之比较小，或者某一级在临界或超临界工况下工作时，上式可简化为：

$$D_1 = D \frac{p_{01}}{p_0} \quad (1-5)$$

即流经汽轮机的流量与级组前压力成正比关系。如不计相对内效率变化，则机组的功率可写成

$$P_1 = P \frac{D_1}{D} \frac{\Delta H_1}{\Delta H} \quad (1-6)$$

式中 P , P_1 ——工况变化前后机组的功率；

ΔH , ΔH_1 ——工况变化前后机组的理想焓降。

由上两式可知，初压变化时汽轮机的功率变化是由于汽轮机焓降变化和蒸汽流量变化造成的，因此，功率变化随初压变化的计算式可近似写成

$$\frac{\Delta P}{P} = \left[1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right] \frac{\Delta p_0}{p_0} \quad (1-7)$$

式中 $\frac{\Delta P}{P}$ ——功率的相对变化；

$\frac{\Delta p_0}{p_0}$ ——初压相对变化；

κ ——定熵指数。

由上式可知，背压不变时，功率的相对变化量与初压的相对变化量成正比。此式也适用于中间再热机组。如果背压变化，则初压变化时的功率变化还与背压有关，其关系见图1-3。

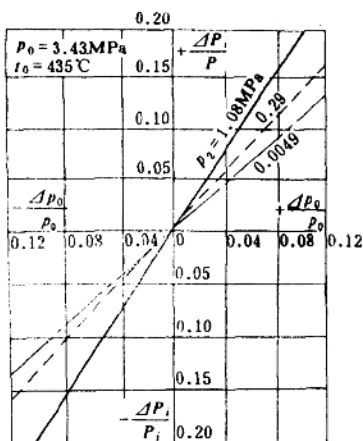


图 1-3 不同背压下汽轮机功率增量与初压相对变化值

式中 $\Delta(\Delta H_i)$ ——调节级增加的焓降；

η_{ri} ——调节级在该工况时的相对内效率。

2. 汽轮机初温及中间再热蒸汽温度变化的影响

蒸汽初温改变，不仅影响级的焓降和功率，而且影响部件的安全性。在初压不变的情况下，主蒸汽温度发生变化，若调节汽门全开或保持开度不变，汽轮机进汽量与温度的关系为

$$D_1 = D \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (1-9)$$

式中 T_0, T_{01} ——工况变化前后的初始热力学温度。

由此式可知，流量与温度的平方根成反比关系，而焓降与温度成正比关系，所以初温对焓降的影响大于对流量的影响。由计算功率的表达式：

$$P = \frac{D \Delta H_i \eta_{ri}}{3600} \quad (1-10)$$

可知，初温改变对功率的影响取决于初温改变时分别对理想焓降、流量和相对内效率的影响之和。由变工况分析知，当新蒸汽温度变化不大时，对应一定的背压值，汽轮机功率的增量与初温的增量近似成正比关系。汽轮机设计的理想焓降越大，则初温变化对功率的影响较小。

需要特别指出的是初温改变对汽轮机安全性的影响。提高蒸汽温度，将会引起某些部件的热变形增大，使金属的机械强度降低，同时由于调节级焓降的增大使该级动叶过负荷。

在初压不变情况下降低初温，则为保证相同的发电量，必须增加进汽量，从而加大了汽轮机通流部分的机械应力。在末级，则还要受湿度增大而产生的冲蚀磨损，对汽轮机的工作产生不利影响。正如前面所述，蒸汽流量增大，将引起反动度增加，使轴向推力增大，影响机组安全。

由图可知，背压越高，主蒸汽压力波动对汽轮机功率的影响越大，因此在调节汽门全开的情况下，若主蒸汽压力升高，除调节级外，汽轮机其它各级均会过负荷，而末级过负荷为最大，因为该级排汽压力保持不变，而且由于末级叶片较长，蒸汽作用在动叶上的弯矩较大，故较为危险。

为防止初压波动对汽轮机负荷的影响，汽轮机应及时改变调节阀门的开度。当节流调节时，若通过汽轮机的蒸汽流量恒定，则初压波动为节流损失所补偿，不会引起功率变化。对于喷嘴调节，受部分开启阀门的节流影响，流量变化较小，但理想焓降变化时影响较大，其功率增加为

$$\frac{\Delta P}{D} = \Delta(\Delta H_i) \eta_{ri} \quad (1-8)$$

主蒸汽温度不变, 改变中间再热蒸汽温度, 它将对高压级及低压级的工况产生影响。在蒸汽流量一定时, 中间再热蒸汽温度提高, 中间再热蒸汽压力增大, 对高压级来说无疑是增加了背压, 使高压部分负荷减少, 而对中压缸和低压缸部分, 增加了此部分的理想焓降, 又由于末级背压不变, 则会使末级过负荷。反之, 若中间再热蒸汽温度下降, 高压部分的焓降增加, 并且由于再热温度的降低, 使高压缸末级过负荷, 而中、低压部分各级反动度增大, 引起轴向推力变化。

3. 汽轮机背压变化

凝汽式汽轮机的凝汽设备运行情况及工作条件改变, 会引起汽轮机背压的改变, 从而影响到汽轮机的功率。背压变化主要表现在最后一级, 若末级为超临界流动, 则背压变化的影响仅限于末级。末级流动有两种可能情况, 一种是末级汽流速度已达临界值, 此时, 凝汽器内压力降低, 不再影响流量变化, 因此汽轮机功率变化仅与焓降变化成正比。若汽流速度未达临界值, 背压变化将影响蒸汽流量和焓降。假设进入凝汽器的蒸汽流量不变, 末级背压升高会使理想焓降减小, 功率减小, 相对内效率降低。根据试验结果, 每台汽轮机都有相应的功率、背压变化关系的通用曲线, 如图1-4, 图中的 AB 线段为汽流未达临界的工况, 随着背压的降低, 功率增加, B 点为汽流达到临界时的状态点, BC 段为当背压再降低时, 汽道斜切部分发生膨胀, 汽流偏转, 功率缓慢增加, CD 线段是汽道斜切部分膨胀结束, 随着背压的继续降低, 功率不再增加, 而凝结水的温度却降低, 使第一级低压回热加热器抽汽量增加, 汽轮机总功率反而有所减少, 如虚线 CD' 所示。

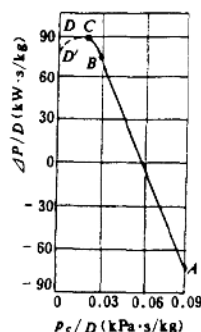


图 1-4 K-300-240 汽轮机
通用曲线

三、热力过程线

图1-5和图1-6为某200MW和某300MW汽轮机在设计工况下的热力过程线。以200MW汽轮机为例, 蒸汽参数在各级中不断降低, 由新蒸汽压力为13.5MPa、温度为535℃降至末级出口处的蒸汽压力5kPa, 相应的饱和蒸汽温度为31℃。蒸汽的过热度由初始的205℃逐渐减小, 直至进入湿蒸汽区, 湿度在末级出口处达到最大值(一般控制末级湿度不大于12%~14%); 蒸汽的比容不断增大, 在低压各级迅速增加, 由进口处的0.026m³/kg增加到末级的26.45m³/kg, 增加了近1000倍。由于该级采用了八级回热蒸汽, 流过各级的蒸汽流量是不同的, 进入汽轮机的新蒸汽流量为661t/h, 经过八级抽汽后, 进入凝汽器的蒸汽流量为457t/h, 约为总进汽量的2/3。参数更高、容量更大的机组, 由于给水温度的提高和回热级数的增加, 各级的回热抽汽量更大, 如前苏联单轴1200MW汽轮机, 各级回热抽汽量之和大于额定进汽量的40%。

由于蒸汽的容积流量不断增大, 汽轮机通流部分的面积必须增加, 如上述200MW汽轮机, 叶片高度由第一级的34mm增加到末级的665mm(三排汽口), 平均直径由1000mm增加到2000mm, 喷嘴出口角由第一级的12.7°增大到18.4°, 以扩大通流能力。

上述200MW汽轮机各中间级的主要热力参数的变化规律为:

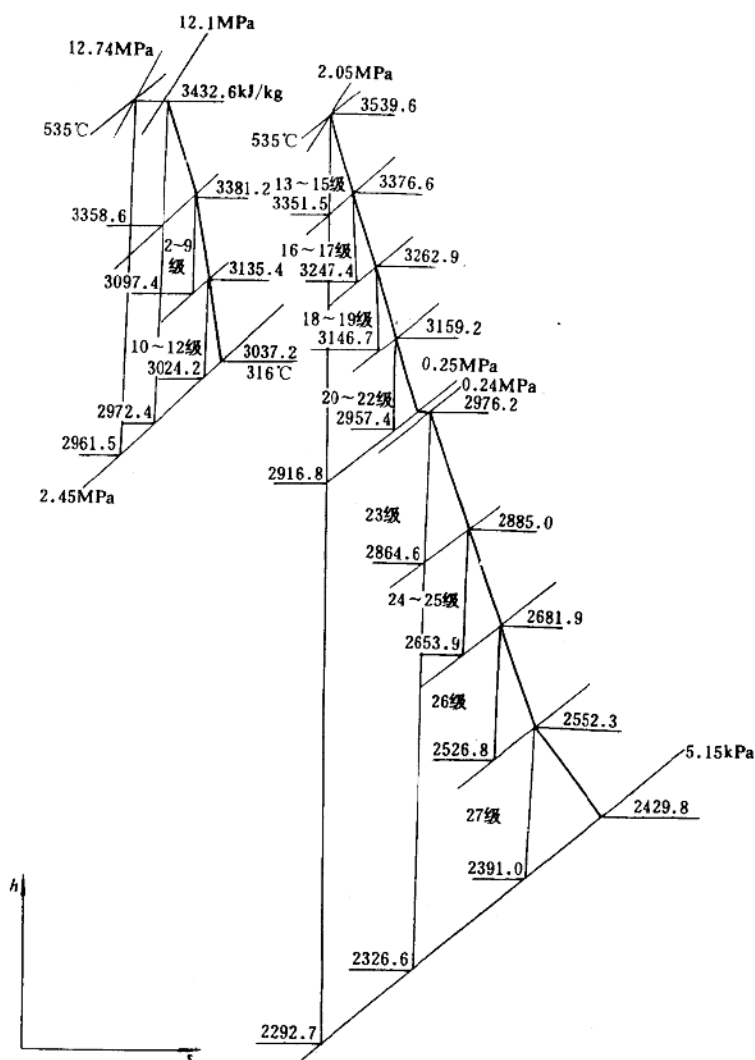


图 1-5 200MW 汽轮机的热力过程线

(1) 级的理想焓降逐级增大, 第一压力级为 35.3 kJ/kg, 末级为 155.83 kJ/kg。

(2) 由于叶高逐级增大, 为使叶片根部保证一不大的反动度 (0.03~0.05), 级的平均反动度在高、中、低压缸需逐级增大。对于末几级, 由于容积流量增加很快, 为了保持动、静叶片的相对高度, 并尽量避免喷嘴中出现超音速, 故选用较大的反动度。在设计工况下, 第一级的平均反动度为 0.14, 末级为 0.595。

(3) 级的速度比 $\frac{u}{c_a}$ 在高、中、低压缸逐级增大, 第一级为 0.428, 末级为 0.563。

(6) 设计工况下高压缸的相对内效率为85.9% (不计调速汽门的节流损失), 中压部分的相对内效率为90.5%, 低压部分的相对内效率为84.1%, 整机通流部分的内效率为84.6% (不计调速汽门的节流损失)。

上述200 MW汽轮机通流部分计算结果列于表1-2。

表 1-2 N200-12.75/535/535汽轮机通流部分热力计算结果汇总表 (设计工况)

级号	蒸汽流量 G (kg/h)	级后压力 p_2 (MPa)	级后温度 t_2 (℃)	等熵焓降 Δh_i (kJ/kg)	速度比 u/c_0	反动度 Ω (%)	内效率 η_{ri}	内功率 P_{ri} (kW)	级段有效焓降 Δh_e (kJ/kg)
高 压 部 分									
1	6.62×10^5	9.7	502	74.10	0.408	14	0.697	8500	51.65
2	5.97×10^5	8.7	483	35.25	0.51	15.2	0.819	4787	
3	5.97×10^5	7.79	467	35.80	0.507	15	0.846	5021	
4	5.97×10^5	6.96	449	35.84	0.509	15.8	0.851	5057	246.18
5	5.97×10^5	6.18	433	36.13	0.508	18.1	0.852	5104	
6	5.97×10^5	5.48	417	36.22	0.512	18.7	0.855	5134	
7	5.97×10^5	4.81	398	36.22	0.516	19.6	0.862	5176	
8	5.97×10^5	4.25	381	36.23	0.52	20.1	0.865	5200	
9	5.97×10^5	3.75	363	36.55	0.521	20.4	0.868	5260	98.05
10	5.58×10^5	3.27	347	36.47	0.524	22.2	0.872	4928	
11	5.73×10^5	2.83	328	37.56	0.523	23.7	0.875	5230	
12	5.73×10^5	2.45	310	37.81	0.527	25.6	0.877	5276	
中 压 部 分									
13	5.35×10^5	1.74	508	62.80	0.515	19.3	0.835	7792	163.41
14	5.33×10^5	1.45	482	62.80	0.519	20.7	0.875	8134	
15	5.33×10^5	1.19	452	63.64	0.523	21.4	0.88	8290	
16	5.10×10^5	0.980	425	64.06	0.525	23.5	0.88	7984	113.76
17	5.10×10^5	0.798	395	64.90	0.532	26.2	0.884	8126	
18	5.10×10^5	0.639	368	65.73	0.535	28.7	0.887	8113	103.83
19	5.10×10^5	0.510	340	66.57	0.545	30.8	0.891	8253	
20	4.50×10^5	0.398	310	66.99	0.56	38.1	0.905	7577	183.38
21	4.50×10^5	0.306	277	67.83	0.579	40.7	0.898	7612	
22	4.50×10^5	0.230	246	69.08	0.584	43.7	0.905	7813	
低 压 部 分									
23	$3 \times 1.45 \times 10^5$	0.137	198	112.00	0.423	31.4	0.81	3×3676	91.27
24	$3 \times 1.38 \times 10^5$	0.0799	147	113.04	0.451	24.8	0.858	3×3717	203.48
25	$3 \times 1.38 \times 10^5$	0.0409	90	119.32	0.478	40	0.87	3×3979	
26	$3 \times 1.316 \times 10^5$	0.0152	$x = 0.97$	153.03	0.477	43.3	0.83	3×4586	129.79
27	$3 \times 1.316 \times 10^5$	0.0492	$x = 0.932$	155.83	0.563	59.5	0.763	3×4283	122.67

注 全机: $\Sigma \Delta h_i = 1507.47 \text{ kJ/kg}$;

$\Sigma \Delta h_e = 1781.80 \text{ kJ/kg}$;

全机组相对内效率 $\eta_{ri} = 0.846$ 。