

哈尔滨汽轮机厂 朝阳发电厂

20万千瓦

汽轮机的结构和运行

电力工业出版社

内 容 提 要

本书详细介绍国产20万千瓦中间再热汽轮机的结构、设计意图和安装运行中一些必备的数据。为了帮助火电厂汽机专业的技术人员和工人掌握该型汽轮机的运行要求和设备性能，本书的后两章着重介绍该机的启停方式、正常维护和典型事故处理。

本书供汽轮机专业技术人员和工人阅读，对已装有该型机组或拟装该型机组的电厂，更具有直接指导意义。此外，对安装、调试人员和热能动力装置专业的师生也有参考价值。

20万千瓦汽轮机的结构和运行

哈尔滨汽轮机厂 朝阳发电厂

*

电力工业出版社出版

(北京德胜门外六铺炕)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

化学工业出版社印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 24.75印张 565千字 2插页

1980年7月第一版 1980年7月北京第一次印刷

印数 0001—8220册 定价 2.60元

书号 15036·4033

前 言

为了满足国民经济发展的需要，我国从1964年初就开始了20万千瓦中间再热汽轮机的研制工作。

经过试制、安装、调整工作，我国第一台20万千瓦汽轮发电机组于1973年4月正式并网发电，其后又有一批20万千瓦机组相继投入运行。几年来，该型机组经历了各种工况的考验。实践证明，它基本上能满足稳发、满发、安全运行的要求。1978年11月水利电力部和第一机械工业部共同对该型机组进行了国家鉴定，一致认为20万千瓦汽轮机达到了设计任务书所提出的要求，定型后可以成批投产。

为了适应国民经济对电力工业与日俱增的需要，进一步总结大型中间再热机组的运行经验，提高运行水平，加快四个现代化的进程，哈尔滨汽轮机厂和朝阳发电厂两单位联合编写了《20万千瓦汽轮机的结构和运行》一书。本书的主要读者是发电厂汽机专业的技术人员和安装、运行、检修工人。他们可以通过这本书进一步了解和掌握20万千瓦汽轮机定型前后的结构特点、设计意图和必备的数据；了解和掌握该机操作、运行要求和启停合理程序。本书在编写中，力求通俗易懂、联系实际、有针对性。书中的插图、附表和数据均为该机所特有。此外，东方汽轮机厂对产品中的变动部分也作了补充。基于此，本书具有较大的实用价值，因而对电力研究部门、高等院校有关专业及制造部门也有一定的参考意义。

为了提高书稿质量，充实中间再热机组设计与运行方面的经验，曾于1979年3月在哈尔滨召开了有电力科研部门、有关的大专院校、发电厂及制造厂等十七个单位参加的书稿审查会。与会同志对本书的内容分专业进行了讨论并提出了修改补充意见。这对完善书稿内容，提高书稿实用价值均大有益处。这些宝贵意见，在本书的定稿中都起了很大的作用。为此，我们借本书出版的机会在此向与会的单位和同志再一次表示感谢。

由于我们的专业水平有限，又缺乏编写经验，书中不可避免地会存在错误和不当的地方，希望广大读者批评指正。

哈尔滨汽轮机厂

朝阳发电厂

1979年9月

目 录

前 言

第一章 20万千瓦汽轮机简介	1
第一节 总体概述	1
第二节 机组主要技术规范 and 保证条件	5
第三节 汽轮机的经济性	8
第二章 汽轮机本体	11
第一节 汽缸	11
第二节 隔板与隔板套	38
第三节 汽封	42
第四节 转子	46
第五节 动叶片	52
第六节 轴承座与轴承	71
第七节 盘车装置	80
第八节 汽门和操纵机构	83
第九节 汽轮机本体安装要求	95
第三章 液压调节与保安系统	112
第一节 液压调节系统及部套	112
第二节 保安系统及部套	140
第三节 调节、保安系统的试验和调整	160
第四节 东方汽轮机厂20万千瓦汽轮机液压调节保安系统	172
第四章 功-频电液调节系统	195
第一节 功-频电液调节装置简介	195
第二节 功-频电液调节系统的设计思想	203
第三节 功-频电液调节系统的运行结果	209
第四节 东方汽轮机厂20万千瓦汽轮机电液调节系统简介	211
第五章 汽轮机的供油系统	215
第一节 主油泵	218
第二节 射油器	221
第三节 油箱	223
第四节 冷油器	225
第五节 顶轴系统	227
第六章 热力系统及辅助设备	230
第一节 主蒸汽及再热蒸汽系统	230
第二节 汽轮机本体疏水系统	233
第三节 旁路系统及设备	234

第四节	凝汽系统及设备	246
第五节	给水回热加热系统及设备	259
第六节	除氧给水系统及设备	283
第七节	汽封系统及设备	301
第八节	循环水系统及设备	304
第七章	汽轮机运行	309
第一节	冷态滑参数启动	309
第二节	热态滑参数启动	322
第三节	汽轮机停机	329
第四节	汽轮机转子与汽缸的相对膨胀	335
第五节	正常运行维护	349
第八章	汽轮机几种典型事故及其预防	356
第一节	汽轮机大轴弯曲事故	356
第二节	通流部分磨损事故	358
第三节	汽轮发电机组振动事故	360
第四节	汽轮机进水事故	363
第五节	汽轮机油系统事故	366
第六节	叶片损坏事故	370
附表 1	20万千瓦汽轮机重要零部件理化性能	372
附表 2	通流部分计算汇总表	374
附表 3	热平衡表	375
附表 4	热平衡数据汇总表	376
附表 5	变工况流量汇总表	377
附表 6	动叶片计算数据汇总表	378
附表 7	叶轮强度计算数据汇总表	379
附表 8	转子数据汇总表	380
附表 9	隔板强度计算数据汇总表	381
附图 1	高压缸汽门流量曲线	383
附图 2	高压缸汽门压力曲线	383
附图 3	中压汽门流量曲线	384
附图 4	机械损失和发电机损失曲线	384
附图 5	3号高压加热器数据线图	385
附图 6	2号高压加热器数据线图	385
附图 7	1号高压加热器数据线图	386
附图 8	除氧器数据线图	386
附图 9	4号低压加热器数据线图	387
附图10	3号低压加热器数据线图	387
附图11	2号低压加热器数据线图	388
附图12	1号低压加热器数据线图	388
附图13	汽耗、热耗、给水温度及发电机端功率曲线	389
附图14	冷却水温度修正系数曲线	389
附图15	新汽压力、温度、中间再热温度修正曲线	390

第一章 20万千瓦汽轮机简介

汽轮机通常在高温、高压和高转速的条件下工作，是一种较为精密的重型机械。它的制造和发展涉及到许多工业部门和科学领域，如高强度耐热合金钢的研制，优质的大型锻铸件的供应，高效率叶型和长叶片的设计和研制，在加工制造中，新工艺新技术的应用等。因此，汽轮机制造业的发展是反映国家工业技术发展水平的标志之一。

随着我国工农业的日益发展，电力工业对汽轮机制造业提出的要求不断提高，首先是大容量、安全、经济、满发。为此，汽轮机设计必须选择合理的热力循环，汽轮机的通流部分应有良好的热力和气动特性，汽轮机主、辅机及其主要零件应具有满意的强度和振动特性，良好的自动调节性能，以及合理的制造工艺。

对于大容量机组的轴数、汽缸数、排汽口数以及通流部分型式的合理选型，是总体设计中需优先考虑的主要内容。一般大功率机组采用多缸结构，但很少采用五个以上汽缸的。因为汽缸数多，轴承数亦多，机组总长增加。随之而来的是装配要求高，造价大；远离推力轴承的汽缸，其动、静部分间热膨胀差值也增大，绝对膨胀值也大，这对机组的运行经济性和安全性都不利。

关于调节级、中间级及末级的选型，排汽面积和排汽口数的确定，通道型式的比较和级数的确定，以及再热参数选定等，都要经过综合经济技术比较，同时要考虑到工业的发展水平和加工制造的能力。此外，由于奥氏体钢昂贵、工艺性能较差、运行维护困难等原因，目前大型汽轮机的初温一般为 $520\sim 550^{\circ}\text{C}$ ，趋向于采用 $535\sim 538^{\circ}\text{C}$ 。

根据上述设计原则，20万千瓦汽轮机选择了本章所介绍的参数和结构。

第一节 总体概述

20万千瓦汽轮机的型号是 N 200-130/535/535，它是一次中间再热、凝汽式、单轴、三缸、三排汽的汽轮机。它通过半挠性联轴器带动汽轮发电机。

汽轮发电机组总长36.3米，宽10.8米，高（至运行层平台）4.7米。汽轮机组全长为21米。机组的外貌见图1-1。

20万千瓦汽轮机的通流部分由高、中、低压三部分组成，共有37级。高压部分有一个单列调节级(J)和十一个压力级(Y)；中压部分为十个压力级；低压部分为三分流式，每一分流有五个压力级，其中一个分流布置在中压缸后部，另两个分流对置在低压缸中，详见图1-2。

抽汽点位置及各缸在额定工况下的内功率、内效率见表1-1。

全机共有八段非调整抽汽，分别在9、12、15、17、19、22、28/33、25/30/35级后，抽到相应的加热器去，加热给水。原则性回热系统见图1-3。

在热力系统中，设置有三台凝汽器，两台射水抽气器，四台低压加热器和三台高压加

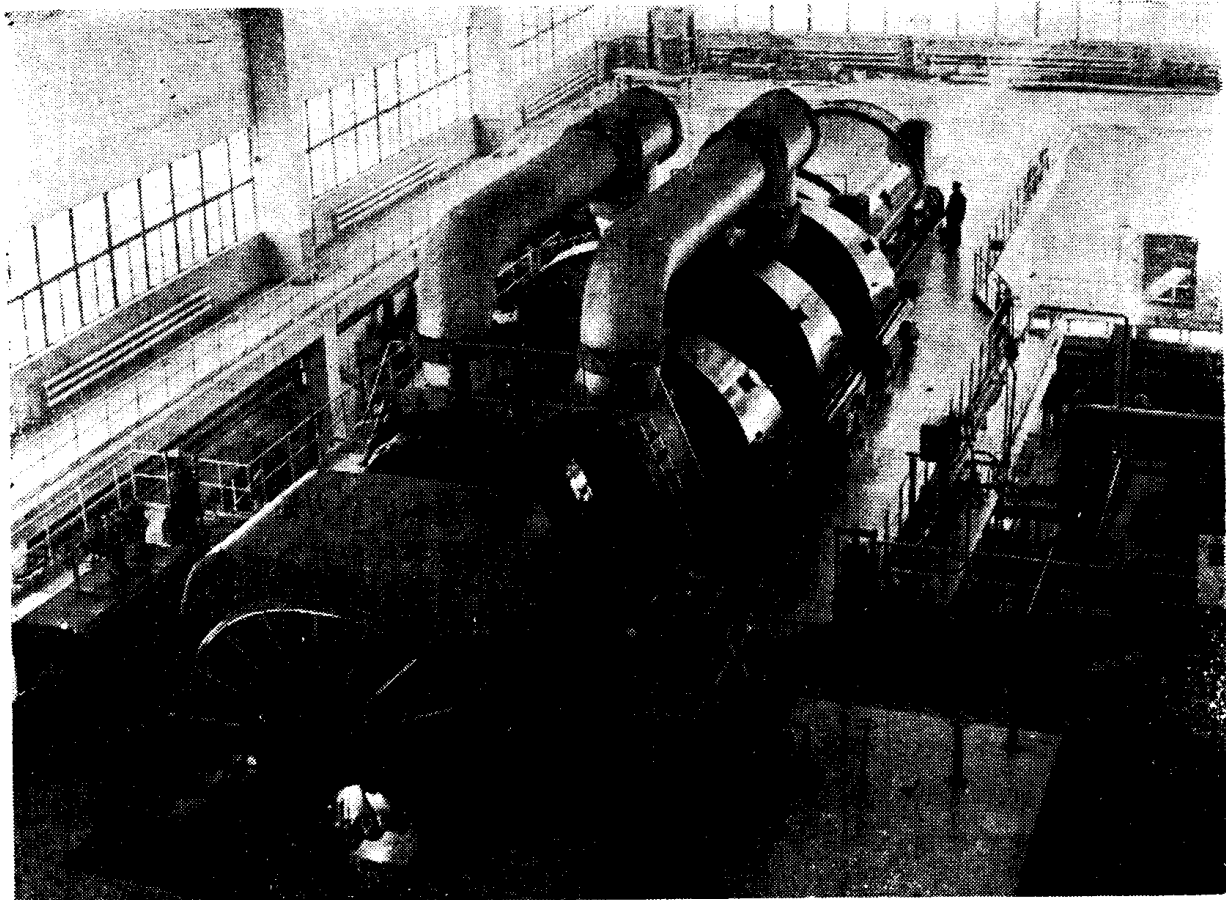


图 1-1 机组外貌

表 1-1

	高 压 部 分	中 压 部 分	低 压 部 分	全 机
级 数	1T + 11Y	10Y + 5Y	2 × 5Y	1T + 21Y + 3 × 5Y = 37
抽 汽 点 位 置	9, 12	15, 17, 19, 22, 23, 25	28/33, 30/35	共 8 段 抽 汽
功 率 (千 瓦)	~65000	~100000	~40000	
内 效 率	0.859	0.905	0.841	0.882(0.875)①

① 括号内效率计及高压缸汽门压损5%。

热器。

本机组在额定负荷工况下，通流部分热力过程线见图1-4。

20万千瓦汽轮机采用喷嘴调节。新蒸汽通过两个高压主汽门、四个高压调速汽门进入高压缸。高压缸排汽经排汽逆止门进入中间再热器。蒸汽再热后经过两个中压主汽门、四个中压调速汽门进入中压汽缸。中压缸排汽进入三个排汽缸后，排入三台凝汽器。汽轮机负荷变化主要依靠高压调速汽门进行调节。在低于额定负荷35%时，中压调速汽门才参与调节，其余工况中压调速汽门全开。事故停机时，主汽门和调速汽门全部快速关闭，以防止事故扩大。

高、中压导汽管各四根，其规范分别为 $\phi 245 \times 25$ 和 $\phi 426 \times 16$ 。低压进汽导管两

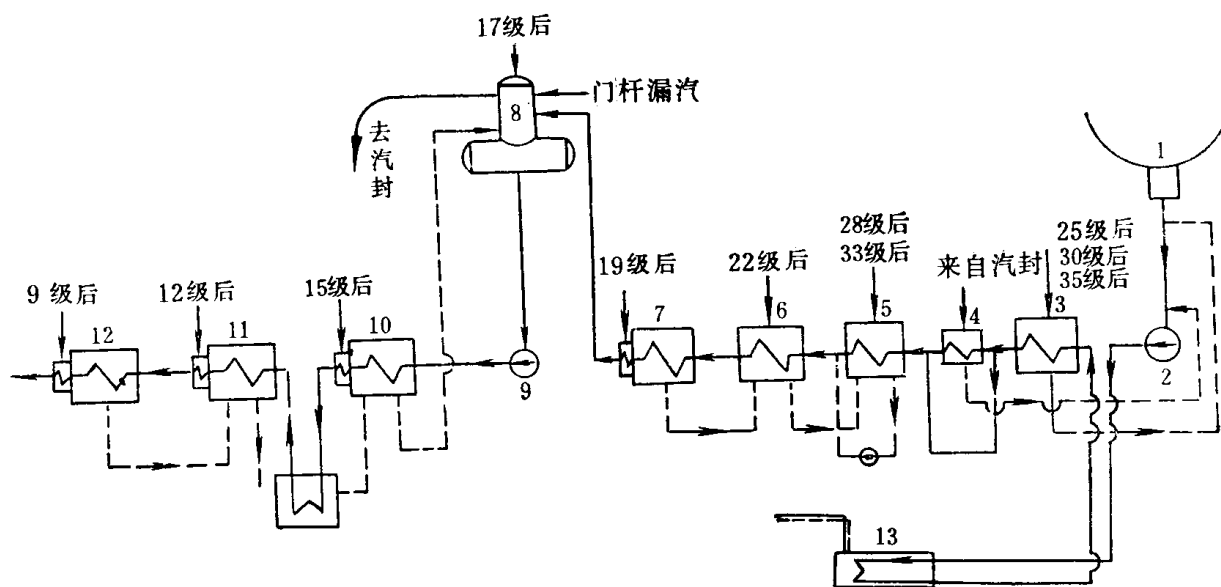


图 1-3 原则性回热系统图

1—凝汽器；2—凝结水泵；3、5、6、7—一至四号低压加热器；4—汽封加热器；8—除氧器；9—给水泵；10、11、12—一至三号高压加热器；13—汽封抽气器

根，规范为 $\phi 912 \times 6$ 。在低压导汽管上还备有特制的波纹管和平衡鼓，用于热补偿。

高压缸设计为双层缸结构。中、低压缸为单层隔板套式结构，其中低压缸是对称分流式。为满足机组快速启动的需要，高、中压缸均设有法兰、螺栓加热装置。

高、中、低三个转子，依次为整锻、整锻加套装和套装结构。高、中和中、低压转子间均为刚性连结。高、中压转子共用三个轴承支撑，考虑到安装、检修的需要，特备有找中轴瓦。

汽缸横向定位，依靠与基架和轴承座相配的垂直键来保证。纵向热膨胀有两个死点。高、中压缸向前（机头）膨胀，低压缸向后膨胀，它们靠轴承座和基架间的平键导向。转子的纵向热膨胀是以高、中压缸间的推力轴承定位，它的位置是随汽缸、轴承座的纵向膨胀而移动，故称为相对死点。本机还设有高、中、低相对膨胀指示器。

汽缸的前、后端汽封是由耐高温、耐腐蚀的薄钢带制成，直接滚压并锁紧在转子的汽封槽中。隔板汽封为梳齿式的。

本机有五个主轴承，均系三油楔式。其正常工作位置（从机头看）应为沿轴承水平中分面逆时针方向倾斜 35° ，只有这一位置它才能承受负荷。为了在机组启停时，减小盘车力矩，且避免轴承合金磨损，还配置了高压顶轴装置。盘车过程中，轴承仍靠润滑系统供油。本机还设计了转速为40转/分的盘车装置。

主油泵布置在前轴承箱中，经齿形联轴器由汽轮机主轴带动。主油泵的进油来自1号射油器，2号射油器是专为向润滑系统供油用的。油系统中，装有三台冷油器，其中两台运行一台备用。油系统中备有高压启动油泵和交流、直流低压润滑油泵。

油箱悬吊在运行平台下，有效容积为 20米^3 ，油位差的最大值为 0.38米 。油箱还附设有：射油器、排烟风机、可抽洗的滤网、油位指示器和油压降低继电器等。

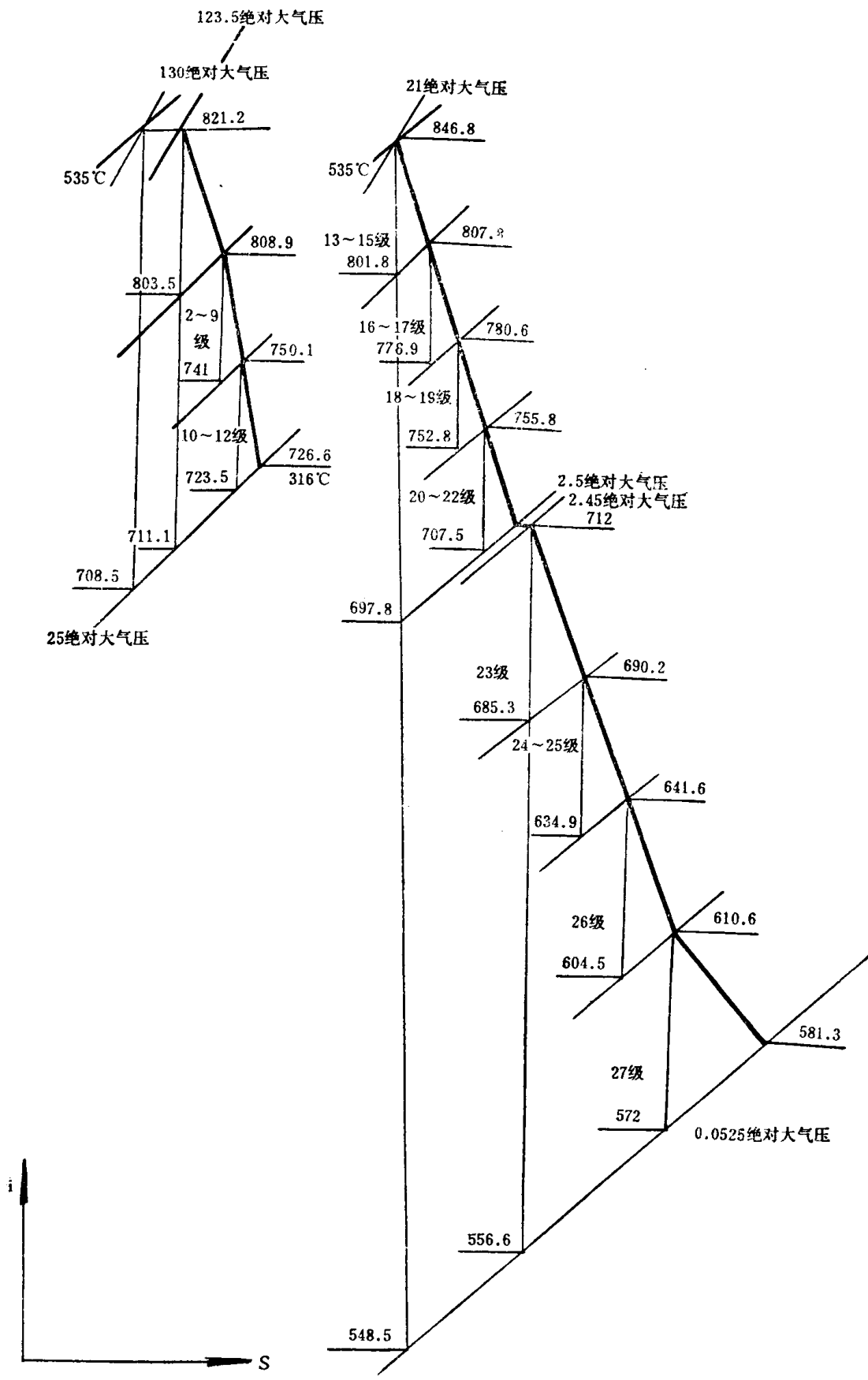


图 1-4 热力过程线 (610吨/小时)

表 1-2

通流部分计算汇总

级号	计 算 工 况								
	蒸汽流量 G (吨/小时)	级后压力 P ₂ (绝对大气压)	级后温度 t ₂ (°C)	等熵热降 h _s (大卡/公斤)	速度比 u/C ₀	反动度 ρ _{pc} (%)	内效率 η _{in}	内功率 N _n (千瓦)	级段有效热降 h _i (大卡/公斤)
1	602	99	502	17.7	0.408	14	0.697	8500	12.35
2	597	88.8	483	8.42	0.51	15.2	0.819	4787	
3	597	79.5	467	8.55	0.507	15	0.846	5021	
4	597	71	449	8.56	0.509	15.8	0.851	5057	
5	597	63	433	8.63	0.508	18.1	0.852	5104	
6	597	55.9	417	8.65	0.512	18.7	0.855	5134	
7	597	49.1	398	8.65	0.516	19.6	0.862	5176	
8	597	43.3	381	8.66	0.52	20.1	0.865	5200	
9	597	38.2	363	8.73	0.521	20.4	0.868	5260	
10	558	33.4	347	8.71	0.524	22.2	0.872	4928	
11	573	28.9	328	8.97	0.523	23.7	0.875	5230	23.42
12	573	25	310	9.03	0.527	25.5	0.877	5276	
中 压 部 分									
13	535	17.7	508	15	0.515	19.3	0.835	7792	39.03
14	533	14.75	482	15	0.519	20.7	0.875	8134	
15	533	12.18	452	15.2	0.523	21.4	0.88	8290	
16	510	10.02	425	15.3	0.525	23.5	0.88	7984	27.17
17	510	8.14	395	15.5	0.532	26.2	0.884	8126	
18	501	6.52	368	15.7	0.535	28.7	0.897	8113	24.8
19	501	5.2	340	15.9	0.545	30.8	0.891	8253	
20	450	4.06	310	16	0.56	38.1	0.905	7577	43.8
21	450	3.12	277	16.2	0.579	40.7	0.898	7612	
22	450	2.35	246	16.5	0.594	43.7	0.905	7813	
低 压 部 分									
23	3×145	1.4	198	26.75	0.423	31.4	0.81	3×3676	21.8
24	3×138	0.815	147	27	0.451	24.8	0.858	3×3717	48.6
25	3×138	0.417	90	28.5	0.478	40	0.87	3×3979	
26	3×131.6	0.155	x = 0.97	36.55	0.477	43.3	0.83	3×4586	31
27	3×131.6	0.05	x = 0.932	37.22	0.563	59.5	0.763	3×4283	29.3

全 机 $\Sigma h_i = 360.07$ 大卡/公斤;

$\Sigma h_s = 411.1$ 大卡/公斤;

全机内效率 $\eta_{oi} = 0.877$ 。

本机组配置了旁路系统，它对于锅炉稳定燃烧，汽水回收和机组快速启动等都是十分有利的。

本机组可以参加一次调频。调节系统的速度变动率，迟缓率等性能良好。机组全甩负荷时能维持空转。本机还装备了各种保安设施。

第二节 机组主要技术规范和保证条件

N200-130/535/535型汽轮机的主要技术规范如下：

(2) 汽轮机允许短期运行的最高蒸汽参数为140绝对大气压, 545℃。但这个极限值不允许同时出现, 在任何一个极限值下, 允许连续运行时间不得超过30分钟, 否则应立即强迫停机。

汽轮机在极限参数下运行时间每年不能超过20小时。

(3) 真空系统的严密性是机组安全、经济的重要标志, 要求在机组带80~100%额定负荷运行时, 关闭主抽气器后, 凝汽器真空下降速度不得超过2毫米/分钟水银柱高。

(4) 汽轮机在额定工况下, 保证热耗率为2007大卡/千瓦·小时, 汽耗率为2.875公斤/千瓦·小时。达到这一保证的必要条件是:

- 1) 新蒸汽参数为额定值。
- 2) 真空系统密封性良好, 凝汽器铜管清洁。
- 3) 汽轮机按制造厂设计规定的热力系统运行。
- 4) 冷却水温不超过20℃, 冷却水量不小于25000吨/小时。
- 5) 通过高压加热器给水量应等于汽轮机在该工况下的耗汽量。
- 6) 发电机效率不低于98.25%。
- 7) 汽轮机在电厂新安装投运6500小时时, 通流部分清洁无机械损伤, 通流尺寸及汽封间隙均符合图纸要求。

满足上述七项技术要求时, 汽耗、热耗值的允许偏差为+3%。

(5) 汽轮机各级叶片均可在49.5~50.5赫芝下长期安全运行。

(6) 机组带60~70%额定负荷运行时, 允许单独清洗一台凝汽器, 这时真空略有下降, 但不影响正常运行。

(7) 使用两台JL-60型冷油器并联工作, 冷却水温低于33℃时, 汽轮机润滑油回油温度不超过65℃。但在新机组安装试运时, 电厂应将汽轮发电机组各主轴承工作油温的温升应调整至小于10℃。

(8) 新蒸汽参数及背压保持在长期运行条件下, 调节系统在运行中保证下列性能指标:

- 1) 速度变动率 δ 在3~6%范围可进行无级调整;
- 2) 迟缓率 ε 不大于0.3% (即在9转/分以下);
- 3) 机组甩全负荷时, 汽轮机应能维护空转 (即3000转/分)。

(9) 保安系统的保证性能如下:

1) 当汽轮机转速达到额定转速111~112% (即3330~3360转/分)时, 危急遮断器动作; 超速试验进行三次, 前两次动作转速差值小于0.6%, 第三次动作转速和前两次平均值相差不超过1%。超速试验可对两只撞击子分别进行。

2) 紧急故障停机时, 从保安系统动作起至主汽门完全关闭, 时间不超过0.5秒。

3) 危急遮断器动作后, 同时关闭主汽门、调速汽门及加热系统抽汽逆止门。

(10) 保证汽轮机及其辅机在72小时试运行后24个月内正常运行。若因制造质量不良而发生损坏或不能工作时, 制造厂则负责协同处理解决, 但电厂在运行中应遵守下列要求:

1) 汽轮机和辅机的启动、运行、停机等操作应遵守制造厂的《启动运行维护规程》。

2) 电网频率正常，保持在49.5~50.5周波范围内。

3) 新蒸汽参数符合保证条件第1条的规定。

4) 严禁向空排汽运行。

5) 冷油器应有可靠的备用水源，以防止冷却水供应中断。

6) 冷油器水侧压力不应高于0.8公斤/厘米²。

上述诸条款均从设计考虑和使用当中应注意的事项着眼，但实际还应有两大环节，亦应给予特别重视和强调。

其一是汽轮机主要零部件的制造、装配及所用材料应经检验合格，重要部套要进行性能试验。

其二是在机组安装中，为方便调整，避免基础台板出现间隙，在汽轮机二次灌浆前，必须完成汽缸中心、水平的调整、负荷分配、垫铁的配制及凝汽器与排汽缸的对焊工作。

第三节 汽轮机的经济性

通常以汽耗率和热耗率作为汽轮机热力性能指标。所谓汽耗率即发出每单位电能所消耗的蒸汽量，用公式表示为：

$$d = G/N \quad \text{公斤/千瓦·小时,}$$

式中 N ——电功率，千瓦；

G ——蒸汽消耗量，公斤/小时。

所谓热耗率，即发出每单位电能所消耗的蒸汽热量，用公式表示为：

$$q = Q/N \quad \text{大卡/千瓦·小时,}$$

式中 N ——电功率，千瓦；

Q ——所消耗的蒸汽热量，大卡/小时。

热量 Q 的计算与汽轮机组的型式有关。对再热凝汽式机组可表示为：

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad \text{公斤/小时;}$$

$$Q_1 = G(i_0 - i_g);$$

$$Q_2 = G_z(i_z - i_p),$$

式中 Q_1 ——锅炉对主蒸汽的加热量，大卡/小时；

Q_2 ——再热器对再热蒸汽的加热量，大卡/小时；

G ——主蒸汽量或给水量，公斤/小时；

G_z ——再热蒸汽量，公斤/小时；

i_0, i_g, i_z, i_p ——分别为主蒸汽、给水、再热蒸汽、高压排汽（或再热器进汽）的热焓，大卡/公斤。

从热耗率的定义可见，它不仅计及了汽轮机通流部分的效率，而且还考虑到给水回热循环和再热循环的经济效果。故一般用热耗率作为汽轮机保证热力性能的综合指标。

20万千瓦汽轮机的保证热力性能如表 1-3 所示。

表 1-3

发电机效率 (%)	名称 工 况 单 位	主蒸汽流量	发电机端功率	汽耗率	热耗率	给水温度	备 注
		公斤/小时	千瓦	公斤/千瓦·小时	大卡/千瓦·小时	°C	
0.983 0.982 0.9777	1	670000	222616	3.01	2013.3	246	最大工况 额定工况 亦为经济工况
	2	610000	206493	2.959	2007	240	
	3	488000	169740	2.875	2010.5	228	
	4	305000	106825	2.855	2067	205	

和汽轮机热力性能有关的几个主要因素如下。

1. 初、终参数

提高汽轮机的蒸汽初参数和再热蒸汽温度，降低汽轮机的背压，可以增加单位蒸汽流量在汽轮机中的作功能力（等熵热降），显然这对提高汽轮机的热力性能指标是有利的。但是正如前面所提及的，参数的提高往往受到材料的限制，同时增加了锅炉和汽轮机高温、高压部件设计和运行的困难，提高了造价。因此，这些参数的选择应在技术经济比较之后确定。

背压的选择，主要是根据设计冷却水温，由凝汽器设计技术经济的指标全面考虑后选定。经过我国长期设计和运行实践，我国汽轮机行业所选用的初、终参数基本上已系列化，故所选定的参数应在此范围内。

2. 中间再热

汽轮机采用中间再热可以提高汽轮机的热效率（当再热汽温达到初温时，可提高4~5%）；降低汽轮机排汽湿度（约可降低50%）。在相同功率下，新汽量可减少15~18%。这对减少末级叶片的尺寸和排汽损失，为增大单机功率创造了条件。

由于新汽量减少，锅炉容量、给水泵耗功、凝汽器和加热器的结构尺寸均可相应减小。

一般推荐的最佳中间再热压力范围为新汽压力的20~25%，20万千瓦汽轮机的中间压力选取25绝对大气压力。

3. 回热系统

采用回热加热给水可以减小排汽在凝汽器中被冷却水带走的热损失，提高装置循环的热效率。

20万千瓦汽轮机的回热系统中，包括三台高压加热器，一台除氧器，四台低压加热器。为获得良好的加热效果，给水在各加热器中的热量分配基本上是按等焓升的原则确定的。额定工况下的给水温度根据国家标准选为240°C。

4. 配汽方式

为使汽轮机在负荷变动时仍有较良好的效率，20万千瓦汽轮机采用定压喷嘴调节方

式。共有四个调速汽门对应四组喷嘴。第 I、II 个调速汽门具有 10% 的通流能力储备量，保证机组经一个阶段运行，效率自然下降时和冷却水温自然升高时，仍能达到额定出力。在正常情况下，机组最大出力可达 22 万千瓦。中压调速汽门在 ~35% 负荷以下，起调节作用，以维持再热器内必要的最低压力。在此负荷以上一直保持全开状态。

5. 通流部分

为了提高效率，选用单列调节级。从结构上的可能出发，选取最大的部分进汽度，以减小由于部分进汽所引起的损失。设计工况下，调节级内效率为 0.697，速比 0.408。从保证最大工况的通流能力和调节级叶轮的强度出发，选取比最佳速比值稍小的速比。

在高压部分，为了增加叶片高度，减小端部损失，导叶片选取较小的出汽角 ($11^{\circ} \sim 12^{\circ}$)；速比 (0.51~0.53) 接近最佳速比范围。相应的反动度为 (15~25)%；为了减小二次流损失，前三级高度较小的导叶片，采用带加强筋的窄叶片。设计工况下，高压部分相对内效率为 85.9% (不计汽门节流损失)。

在中压部分，随着蒸汽膨胀过程比容的逐渐增大，导叶片出汽角相应增加到 $15^{\circ} \sim 16^{\circ}$ ；速比为 0.52~0.59，仍接近最佳范围，相应反动度为 (19~44)%。中压部分相对内效率为 90.5%。

在低压部分，由三分流组成。导叶出汽角为 $12^{\circ} \sim 18^{\circ}$ ，速比为 0.42~0.56，反动度为 26~60%；末级节径 2 米，叶高 665 毫米，余速损失 6.65 大卡/公斤，排汽湿度 5.7%。为了减小湿汽损失和叶片防腐，在最后两级导叶外缘均设有疏水沟槽。低压部分相对内效率为 84.1%。

通流部分均选用空气动力性能较完善的新叶型，以提高通流部分内效率。为了减小级间漏汽损失，在围带处设有径向和轴向汽封，在叶根处设有轴向汽封。设计工况下，整个通流部分内效率为 87.7% (不计高压调速汽门的节流损失)。

此外根据热力特性修正曲线 (详见附录)，可以了解参数变化时，对机组热耗和出力的影响。表 1-4 给出了不同参数变化对热耗的影响程度。

表 1-4

参 数	初 压	再热器压损	周 波	背 压	初 温	再热温度	给水温度
额 定 值	130 绝对 大气压力	4 绝对大气压	50 赫芝	0.0525 绝对大气压	535°C	535°C	240°C
参数偏差	1% 相 对 值				1°C		
引起热耗变化相对值(%)	0.08	0.006	0.1	0.037	0.03	0.025	0.025

可见汽轮机保持在额定参数、正常周波、设计的真空状态下运行，是极其重要的。此外，保持通流部分完好和必要的间隙，保证机组回热系统工作正常也是提高机组运行经济性不可忽视的条件。

以上仅是本机组的宏观介绍，以下各章将从主机本体、调节、油系统等诸方面较为详细地阐述其结构要素，设计特点及安装、运行中的要求以及提供必要的调整、设计数据。

第二章 汽轮机本体

第一节 汽缸

汽缸是汽轮机的重要部件之一。它的作用是将蒸汽包容在汽缸中进行工作。汽缸内装有喷嘴、隔板和汽封等部件，它们统称为静子，与转子一起组成汽轮机的通流部分。在汽缸外连接有进汽、排汽和回热抽汽等管道。汽缸应具有足够的强度和刚度。安装时，它能承受各零件的自重和管道的安装拉力；工作时，它能承受汽缸内外的压差、蒸汽流出静叶时对静子部分的反作用力和各种连接管道热状态对汽缸的作用力等。在设计时，还考虑了汽缸各部位在各个方向上热膨胀，同时又能不因这些膨胀而改变静子与转子的同心度。汽缸的滑销系统就是为此目的而设置的，安装时一定要确保制造厂所规定的滑销系统各处的间隙。

20万千瓦汽轮机具有高压、中压和低压三个汽缸，三个排汽口。中压缸带有一个排汽口，低压缸带有两个排汽口。蒸汽在高压缸与中压缸内流动的方向是相反的，在低压缸内是从中间进汽向两侧对称流动。这样布置可以减小汽轮机总的轴向推力。

高、中、低压汽缸由于工作条件的差异，就具有不同的结构特点，现分别介绍于下。

一、高压汽缸

高压缸的工作特点是缸内所承受的压力和温度都很高，因此要求汽缸的缸壁加厚，法兰的尺寸和螺栓的直径等也要相应加大。这种情况对汽轮机的启、停和变工况运行都是不利的。为此在高压缸的高温部分采用了双层汽缸的结构，如图 2-1 所示。内缸中有 9 个压力级，内、外缸之间的夹层与第 9 级后的蒸汽相通。就是说，内缸承受的是调节级后与第 9 级后的蒸汽压力差，外缸承受的是第 9 级后与大气的压力差。在额定工况下前者为 60.8 公斤/厘米²，后者为 37.2 公斤/厘米²。这样内、外层缸的壁厚都比采用单层结构的汽缸壁薄。

较薄的汽缸壁在启动、停机和变负荷运行时，壁内外表面之间的温度差较小。对于一定的汽缸金属材料来说，汽缸壁的热应力也较小，因此有利于缩短启动时间和提高汽轮机对负荷的适应性。其次，外缸接触的是第 9 级后的气流，温度较低，可以采用耐热性能差一点的钢材来制造，以节省贵重的合金元素。

但双层汽缸比单层汽缸结构复杂，零件增多，因而材料消耗、加工工时、安装和检修等方面的工作量都有所增加。这是双层缸结构的弱点。

高压内缸是用牌号为 ZG15Cr1Mo1V 或 ZG20Cr1Mo1V 的合金钢浇铸成，缸壁最大厚度为 75 毫米，可以在 540℃ 以下长期工作。内缸中包括有四个喷嘴室，详见图 2-2。为了铸造方便，喷嘴室 2 是与内缸分开的单独铸件，材料与内缸相同。以其进汽短管 3 的端部焊在内缸 1 上，然后与内缸一起精加工。四个喷嘴室的进汽短管是辐射方向对称布置的，这使内缸的受热有很好的轴对称性，因而在受热膨胀时，可始终保持进汽管中心线在汽缸圆

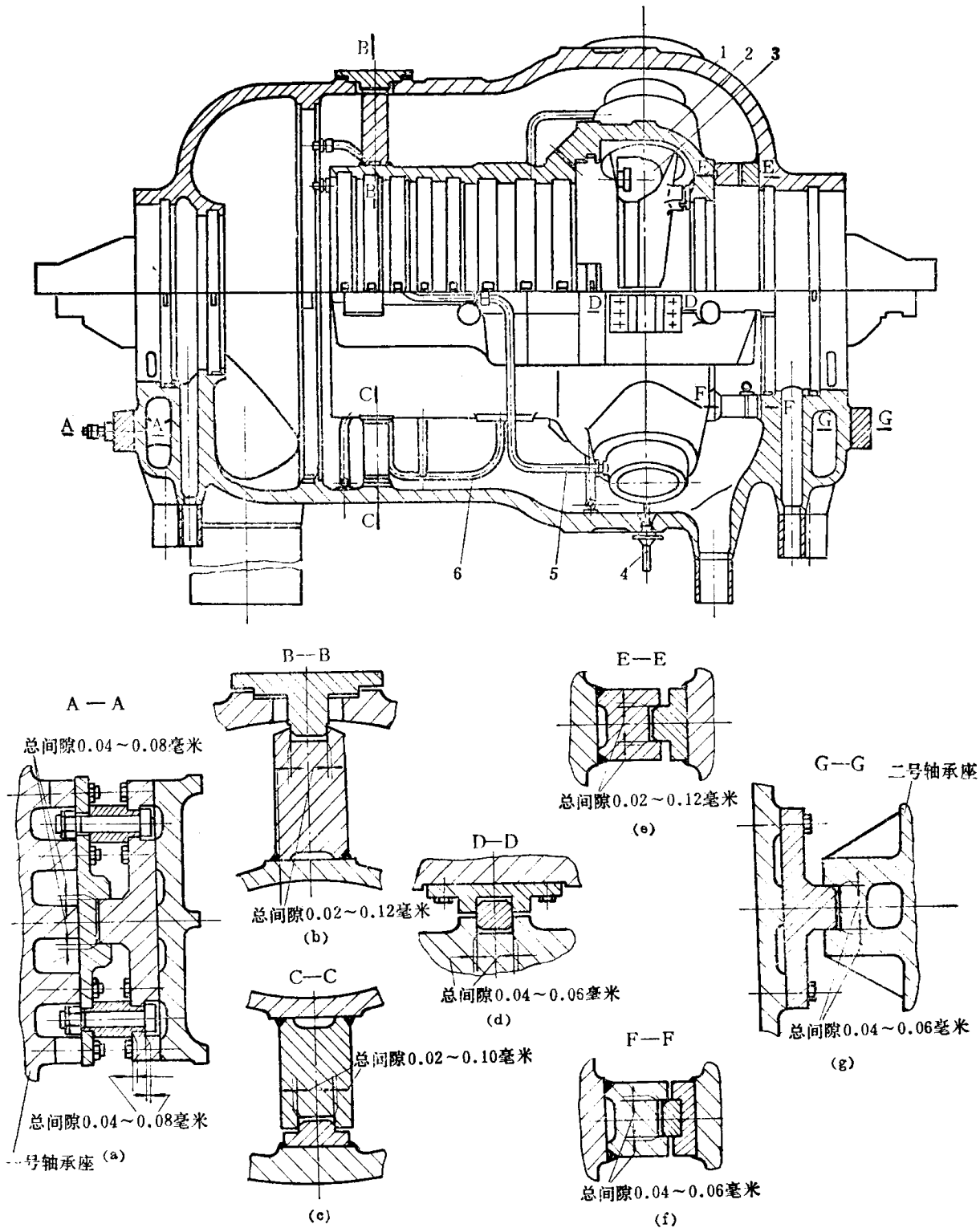


图 2-1 高压汽缸

1—高压外缸；2—高压内缸；3—喷嘴室；4—内缸疏水管；5—进汽管漏汽接管；6—外缸加热喷汽管

截面的辐射线上，有利于高压进汽管的工作。但辐向布置给装拆带来麻烦。要打开高压外缸上半或吊出高压内缸下半，必须先拆掉上部或下部的两个高压进汽管。因此，在有些机组上，也有采用进汽管中心线与垂直方向平行的布置方案。

每个喷嘴室与内缸之间都有两个膨胀导向滑键 4。受热时喷嘴室从焊接处向圆中心沿