

N100-90/535型

汽轮机

青山热电厂 武汉水利电力学院

水利电力出版社

内 容 摘 要

本书较详细地阐述了 N100-90/535 型 汽轮机设备各主要部分的结构和工作原理, 扼要介绍了有关该型汽轮机运行和检修方面的知识。

全书包括七章, 即: 本体结构, 调节与保护, 供油系统, 调节-保护系统试验, 热交换器和热力系统以及给水泵和凝结水泵等。

本书供从事本专业的工人阅读, 也可供有关工程技术人员和院校师生参考。

N100-90/535 型汽轮机

青山热电厂 武汉水利电力学院

*

水利电力出版社出版

(北京前门外大街66号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 14+1印张 328000字 插页1

1979年7月第一版 1979年7月北京第一次印刷

印数 0001—8030册 每册1.25元

书号 15143·3443

前 言

自一九六七年我国自行设计制造第一台十万千瓦凝汽式汽轮机以来，至今该类型机组已得到很大发展，并成为当前我国火力发电主机组之一。为搞好电厂培训工作，适应电力工业发展的需要，青山热电厂同武汉水利电力学院商定编写 N100-90/535 型汽轮机一书，并责成我们二人执笔。

在我们执笔编写本书过程中，青山热电厂工人和技术人员给予我们很大的帮助，从内容安排直至审定初稿都是在他们的协助下完成的。

初稿完成后，北京电力试验研究所陈恩绮同志、东北电力学院金国华同志逐节进行了审阅。茂名电厂蔡祥哲同志和湖北荆门热电厂的同志对编写工作给了很大帮助。

在编写过程中，武汉汽轮发电机厂、湖北省电力勘测设计院、北京重型电机厂、北京电力试验研究所、湖北省电力建设公司第一工程处、武汉锅炉厂、哈尔滨汽轮机厂、北京石景山电厂、北京电力学校、西安电力学校等单位均提供了不少宝贵资料，在此谨致谢意。

由于我们业务水平有限，时间又很仓促，书中一定存在着不少缺点错误，不当之处诚望读者批评指正。

张毅志 易绍文

1978年11月

目 录

前 言

第一章 概述	1
第一节 主要技术规范和保证条件	1
第二节 改型情况	4
第二章 本体结构	11
第一节 汽缸	11
第二节 螺栓及法兰螺栓加热系统	20
第三节 转子	26
第四节 喷嘴组、隔板 and 导向叶片	32
第五节 动叶片	34
第六节 汽封装置及其系统	38
第七节 轴承及高压油顶轴装置	42
第八节 盘车装置	47
第三章 调节与保护	60
第一节 调节-保护系统概述	60
第二节 高速弹性调速器	66
第三节 调速器滑阀组	69
第四节 油动机与油动机滑阀	74
第五节 油口反馈与功率限制器	80
第六节 调节汽门及配汽机构	84
第七节 调节系统静态特性及过渡过程概述	89
第八节 同步器	96
第九节 微分器	100
第十节 调节系统静态特性验算	103
第十一节 保护装置	109
第十二节 自动主汽门	117
第十三节 常见的缺陷及其消除方法	120
第四章 供油系统	123
第一节 主油泵	123
第二节 射油器	127
第三节 油箱	129
第四节 供油系统其他设备	130
第五节 密封油系统	134
第六节 供油系统存在问题及常见故障与检查处理	137

第五章 调节-保护系统试验	139
第一节 试验的目的要求	139
第二节 试验项目	140
第三节 试验结果	151
第四节 初步结论	152
第六章 热交换器和热力系统	162
第一节 锅炉给水的回热加热及其设备	162
第二节 给水除氧设备及系统	178
第三节 凝汽设备及系统	188
第四节 逆止阀和疏水装置	201
第七章 给水泵和凝结水泵	212
第一节 离心水泵的特点	212
第二节 DG-270-150型给水泵的构造与性能	216
第三节 给水泵的运行维护	223
第四节 凝结水泵	224

第一章 概 述

N100-90/535型汽轮机是我国自行设计、制造的双缸冲动凝汽式汽轮机。汽轮机本体主要由前轴承箱、高压缸、低压缸、高压转子和低压转子等部分组成。低压汽缸为分流式，有两个排汽口。高压转子以刚性联轴器与低压转子相连接，低压转子通过半挠性联轴器直接带动配套的TQN-100-2型（QFQN-100-2型）交流同步发电机。90绝对大气压，535℃的主蒸汽通过自动主汽门后，沿四根 $\phi 219 \times 20$ 毫米的导汽管，分别引向相应的调节汽门。主蒸汽在调节汽门的控制下进入调节级。调节级是个双列的速度级。主蒸汽先在调节级内膨胀做功，汽压降到46绝对大气压，温度降到459℃（计算工况），然后依次流经高压缸内的十四个压力级，在其中膨胀做功，汽压降到2.3绝对大气压，温度降到120.3℃（计算工况）。主蒸汽在高压缸做功后，经该汽缸尾部上方的两个 $\phi 900$ 毫米的排汽口排出，并通过两根 $\phi 915 \times 6$ 毫米的导汽管，自上部引入低压汽缸。蒸汽在分流环的作用下，平均分成两股，分别流经前、后各五个压力级，在其中进一步膨胀做功，压力降到0.05绝对大气压后，由相应的排汽口排进凝汽器。高压缸上有五段、低压缸上有二段非调整回热抽汽，以供回热加热器和除氧器用。图1-1示出N100-90/535型汽轮机的纵剖面图（见书末）。

第一节 主要技术规范和保证条件

一、主要技术规范

（一）汽轮机

型号：	N100-90/535型
型式：	双缸、冲动、凝汽式
容量：	经济功率=额定功率=100000千瓦(kW)
转速：	3000转/分(rpm)
旋转方向（面对机头看）：	顺时针
额定参数：	
1. 新蒸汽压力	90绝对大气压(ata)
2. 新蒸汽温度	535℃
3. 背压	0.05绝对大气压(ata)
4. 冷却水温度	20℃
5. 给水温度	227℃
额定功率时蒸汽耗量：	370吨/时(T/h)
额定功率时凝汽量：	257吨/时(T/h)

汽轮机内效率: 86.1%

调节方式: 喷嘴调节

汽缸数: 双缸

排汽口面积及排汽方式: $2 \times 2.25 \times 5.3 = 24.6 \text{米}^2 (\text{m}^2)$, 分流向下

级数:

1. 高压缸 一个双列调节级和十四个压力级

2. 低压缸 2×5 个压力级

末级:

1. 平均直径 2000毫米(mm)

2. 叶片长度 665毫米(mm)

3. 排汽面积 $2 \times 4.18 \text{米}^2 (\text{m}^2)$

4. 余速损失 5.33大卡/公斤(kcal/kg)

轴承形式及数目: 三个油楔; 推力轴承一个, 支持轴承三个

临界转速:

1. 高压转子 2060转/分(rpm) (计算值)

2. 低压转子 1814转/分(rpm) (计算值)

3. 发电机转子 1500/4450转/分(rpm) (计算值)

4. 轴系 2000~2100转/分(rpm) (实测值)

转子长度:

1. 高压转子 5.236米(m)

2. 低压转子 5.870米(m)

汽轮机总长: $\approx 13.608 \text{米} (\text{m})$ (包括发电机的总长为27.558米)

汽轮机总重: $\approx 445 \text{吨} (T)$ (主机256吨, 辅机189吨)

最大吊装重量:

1. 安装时 (低压缸下部组合) $\approx 65 \text{吨} (T)$

2. 检修时 (低压缸上部组合) $\approx 35 \text{吨} (T)$

汽轮机共有七段非调整抽汽, 各抽汽的去向及其相互间的联系示于原则性热力系统图6-6中, 其参数见第六章说明。

(二) 发电机与励磁机

1. 发电机

型号: TQN-100-2型 (QFQN-100-2型)

型式: 三相交流两极同步氢内冷

飞轮力矩: 13吨·米($T \cdot m$)

短路力矩倍数: 7

轴承耗油量 (不包括轴封): 300升/分(l/m)

润滑油压: $0.3 \sim 0.5 \text{公斤/厘米}^2 (\text{kg/cm}^2)$

轴封油压 (最大工作氢压时): $3.4 \sim 3.6 \text{公斤/厘米}^2 (\text{kg/cm}^2)$

最大氢压:

3 公斤/厘米² (kg/cm^2)

发电机定子重量:

115吨(T)

发电机转子重量:

29.3吨(T)

主要技术数据:

项 目	有功功率	视在功率	功率因数	额定电压	额定转速	效 率
氢压为 2 公斤/厘米 ² 时	100000千瓦	117500千伏安	0.85	10500伏	3000转/分	98.3%
氢压为 2.5 公斤/厘米 ² 时	125000千瓦	147200千伏安	0.85	10500伏	3000转/分	

2. 励磁机

型号:

TL-870-4

视在功率:

590千伏安(kVA)

电流:

1400安(A)

线电压:

242伏(V)

功率因数:

0.92

轴承油耗量:

30升/分(l/m)

励磁机总重 (不包括底板):

7 吨(T)

3. 发电机水冷却器

型号:

QJ-100

冷却器数目:

6

水路数目:

2

水流量:

350吨/时(T/h)

进水温度:

30℃

水压降:

10毫米水柱(mmH_2O)

冷却器容量:

1500千瓦(kW)

冷却器允许最大水压:

3 公斤/厘米² (kg/cm^2)

冷却器总重:

935公斤 (kg)

二、保证条件和技术要求

(一) 汽轮机的汽耗、热耗及给水温度对应数值, 如表1-1所示。

汽耗、热耗的允许偏差为 $\pm 3\%$, 为达到上述保证值应满足如下条件:

表 1-1

发电机输出功率	发电机效率	主蒸汽流量	给水温度	热 耗	汽 耗	相对内效率
千 瓦	%	吨/时	℃	大卡/千瓦小时	公斤/千瓦小时	%
100000	99	370	227	2210.3	3.6944	86.1
85000	98.85	314	218	2229.5	3.6699	
71000	98.65	258	208	2242	3.6255	

1. 主汽门前蒸汽参数为额定值: $P_0 = 90$ 绝对大气压, $t_0 = 535^\circ\text{C}$;

2. 冷却水进水温度不高于 20°C , 两台凝汽器总冷却水量 $Q = 15420$ 吨/时;

3. 汽轮机按照制造厂设计热力系统运行, 通过高压加热器的水量等于进入汽轮机的主蒸汽量;

4. 汽轮机通流部分和凝汽器铜管保持清洁, 并且机组从第一次起动累计运行时间不超过 6500 小时;

5. 在 80000 千瓦负荷下停用抽汽器后, 真空下降速度每分钟不超过 2 毫米水银柱 (mmHg);

6. 如发电机效率与表列数据不同时, 则保证值应作相应变化。

(二) 汽轮机除了正常蒸汽参数及冷却水温条件下, 可长期带额定负荷运行外, 在下列情况下允许长期运行于额定负荷:

1. 新蒸汽压力及温度同时在 $85 \sim 95$ 绝对大气压、 $525 \sim 540^\circ\text{C}$ 范围内变化, 冷却水温不高于 20°C 、冷却水量为 15420 吨/时, 并遵守上述 (一) 项中其它条件。

2. 冷却水温升高到 33°C , 冷却水量为 15420 吨/时, 新蒸汽参数不低于正常参数, 并遵守上述 (一) 项中其它条件。

(三) 当冷却水温为 20°C , 冷却水量为 15420 吨/时, 若新蒸汽压力及温度同时下降到 85 绝对大气压、 525°C , 虽能保证长期在额定负荷运行, 但热耗不能达到保证值, 而相应有所增加。

(四) 汽轮机各级叶片均经调频处理, 可在 49.5~50.5 赫芝长期安全工作。

(五) 本机共有两个凝汽器, 在带 60~70% 额定负荷运行时, 允许单独清洗一个凝汽器, 这时真空略有降低, 但不影响正常工作。

(六) 在冷却水温低于 33°C 时, 可采用 2 台 YL-60 型冷油器并联运行, 可使汽轮机润滑油回油温度不会超过 65°C 。诚然, 在新机组安装调试运行时, 电厂应将汽轮发电机组各主轴承之间工作油温升的差值调至小于 15°C 。

调节-保护系统性能在第三章中阐明。

本机组的主要特性曲线表示在图 1-2 至图 1-8 中。

第二节 改 型 情 况

N100-90/535 型汽轮机 (简称新机) 是在 51-100-2 型汽轮机 (简称老机) 的基础上改进设计而成的。从一九六七年起至今我国已生产几十台十万千瓦机组。某电站曾对第一台老机组进行热耗测定, 实测值与设计保证值 2241.3 大卡/千瓦时 ($\text{kcal/kW} \cdot \text{h}$) 是相符合的, 并且该机在全年 8760 小时中运行时间为 8510 小时, 检修时间仅为 250 小时, 运行时间占全年时间的 97%。另外, 机组安装、检修和起停方面的性能也较好。虽然可以说, 老机运行是安全可靠的, 但是, 它也存在一些问题。为了提高产品通用化、系列化水平, 提高劳动生产率以及使机组运行更加安全可靠, 对老机进行了改型。改型是在老机的原有基础上吸取它在运行方面的经验, 并采用了二十万千瓦及五万千瓦汽轮机的成型设计。所

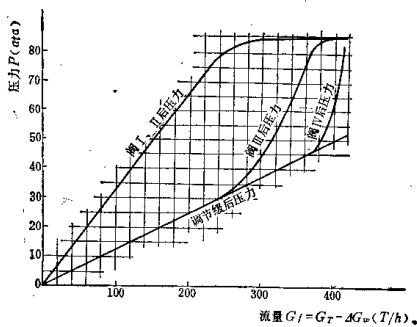


图 1-2 调节汽门后压力曲线

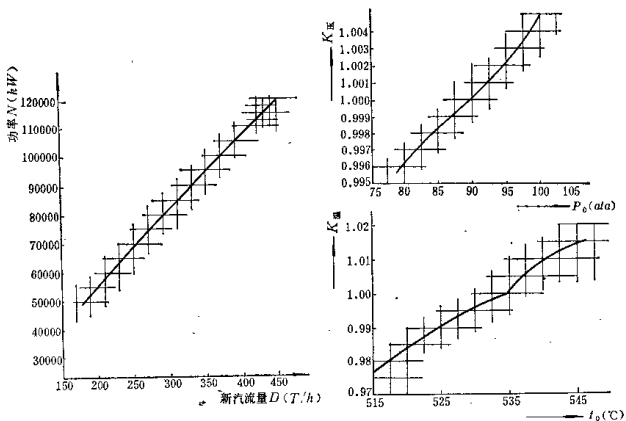


图 1-3 功率曲线

图 1-4 新汽压力、温度修正系数曲线

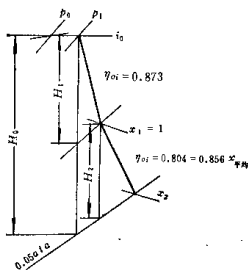


图 1-5 新汽压力、温度修正系数计算

注: 1. η_{01} 是计算工况值;

$$2. p_1 = p_0 \cdot \frac{95}{100}.$$

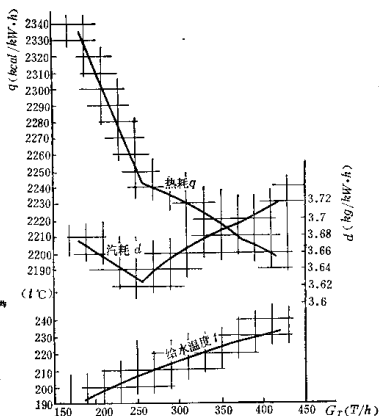


图 1-6 热耗、汽耗及给水温度曲线

压力修正系数 $K_{压}$ ($t_0 = 535^\circ\text{C}$)

P_0/P_1	80/76	85/80.75	90/85.5	95/90.25	100/95
H_0	333.9	335.2	336.1	337.1	338
H_1	215.7	212.5	210	207.4	204.5
H_2	124.2	128.6	132.0	135.9	140.0
X_2	0.885	0.882	0.879	0.876	0.873
$H_1 + \frac{1+X}{2} H_2$	332.8	333.5	334.1	334.8	335.7
$K_{压}$	0.9961	0.9982	1	1.0021	1.00479

温度修正系数 $K_{温}$ ($P_1 = 90$ 绝对大气压)

t_0	515	525	535	540	545
H_0	329.4	333.0	336.7	338.4	340.5
H_1	194	203	210	215.2	220
H_2	141.6	136.1	132	129.6	125.5
X_2	0.872	0.876	0.879	0.881	0.883
$H_1 + \frac{1+X}{2} H_2$	326.3	330.8	334.1	337.1	339
$K_{温}$	0.9767	0.99012	1	1.00898	1.0147

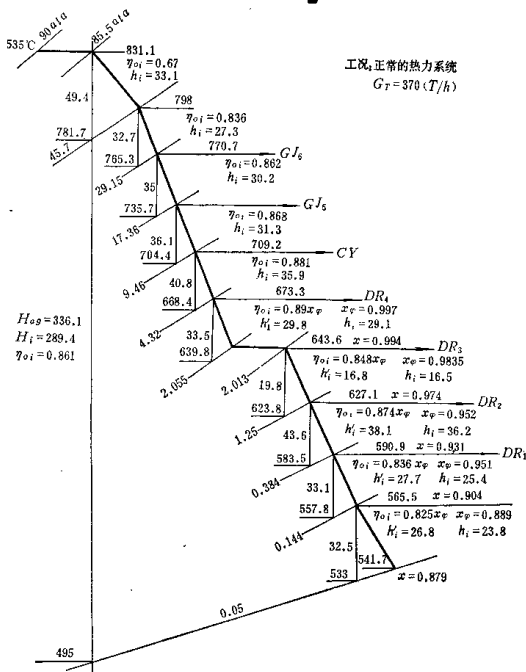


图 1-7 额定工况热力过程线

H_{0g} —理想热焓降; H_1 —有效焓降; η_{oi} —相对内效率; CY —除氧器; GJ —高压加热器; DR —低压加热器

以新机基本上可认为是由 51-100-2 型和 51-50-3 型两种汽轮机组合而成的。改型后, 不仅大大简化了制造厂内的部套、部件品种, 提高劳动生产率, 促进了生产, 而且给用户使用创造了品种单一, 结构一致, 容易掌握的有利条件。运行实践表明新十万千瓦机组能够长期安全、满发、经济运行, 事故率小于 $1 \sim 2\%$ 。它与苏制十万千瓦机组相比, 有转子短、汽缸薄、差胀较易控制、起动性能较好和叶片事故较少等优点。新十万千瓦机组热耗为 2210.3 大卡/千瓦小时 ($kcal/kW \cdot h$), 比老机热耗 2241.3 大卡/千瓦小时 ($kcal/kW \cdot h$) 约提高 1.4%。某电站曾利用 51-100-2 型热力试验所得出的高压缸特性以及 51-50-3 型汽

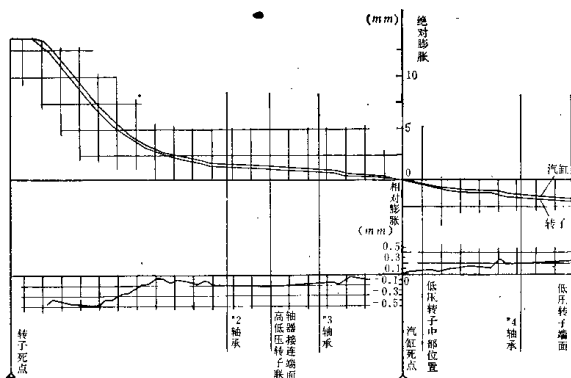


图 1-8 额定工况汽轮机热膨胀曲线

轮机国家鉴定试验所得出的低压缸特性，求取 N100-90/535 型汽轮机的热耗。这样粗略的计算出新机热耗 $q = 2202$ 大卡/千瓦小时 ($kcal/kW \cdot h$) (额定工况时)，比设计保证值 2210.3 大卡/千瓦小时 ($kcal/kW \cdot h$) 要低。表 1-2 列出其计算数据，以供参考。

为了进一步完善十万千瓦汽轮机，一九七七年有关部门又对该机进行了定型初步设计。现将机组改型和定型的情况简述如下。

表 1-2

主汽门前压力 $P_0 = 90$ 绝对大气压，主汽门前温度 $t_0 = 535^\circ\text{C}$					
主蒸汽流量	D_0	吨/时	360	380	366.4
排汽压力	$P_{排}$	绝对大气压	0.047	0.054	0.05
发电机端功率	$N_{电}$	千瓦	98748	102722	100000
汽耗率	d	公斤/千瓦小时	3.646	3.70	3.684
给水温度	$t_{给水}$	$^\circ\text{C}$	223.1	226.5	224.3
热耗率	q	大卡/千瓦小时	2195	2215	2202

一、改型情况

N100-90/535 型汽轮机的高压部分基本上保留了老机 (51-100-2 型) 的结构型式，而机头前部基本上与 51-50-3 型汽轮机通用，低压部分与 N200-130/535/535 型汽轮机通用。新机组在老机组的基础上进行了下列改进：

(一) 主机设备部分

1. 采用带有扩压管的低压后汽缸。该汽缸型线经吹风试验表明，排汽损失小，通流效

率较高。在排汽缸装有喷水设备，以利于调整机组在起停过程中以及低负荷运行时排汽缸的温度。

2. 通流部分采用新型线的末级叶片和带有扭曲型线的静叶。末级增加拱形围带，提高机组效率。

3. 低压转子汽封改为镶片式，可缩短转子的长度。

4. 高低压汽缸之间的导汽管由原来的垂直平行布置，改为向两侧倾斜 30° 的平行布置方式，这样在检修 2、3 号轴瓦时无须拆除导汽管，为检修提供了方便。

5. 对第十三级隔板进行了加固。

(二) 调速及供油部分

1. 整个调节系统，包括前轴承箱、主油泵和油箱等全部与 51-50-3 型机组通用。

2. 采用小提升力的调节汽门，减小油动机的容量。

3. 改进了射油器的结构，增加一个密封供油射油器，油系统也作了相应的改进。

4. 对配汽机构作了相应的修改，以保证机组的运行经济性。

另外，还采用了三油楔轴承和高速盘车装置（40.55 转/分）。目前国内对此两项改型是否适当，还未取得统一的看法。有关情况留待轴承和盘车装置所在章节逐一叙述。

(三) 辅机及热力系统部分

1. 采用射水抽气器，汽封冷却器排汽管接到射水抽气器的下水管上，以简化设备。

2. 凝汽器改为方型设计，铜管为向心式排列。方型设计可使凝汽器适应主机的要求，并改善了基础受力状况和凝汽器加工制造的工艺性。

3. 为了解决因除氧器给水进出口管差过小，造成该级抽汽量太少，致使调节困难及回热系统工作不稳定的问题，而将第四段抽汽由原来的第十二级后（汽压为 5.95 大气压）改为第十三级后（汽压为 4.32 大气压）。

4. 在第十六级和二十一级后，增加一段回热抽汽，以提高系统的热经济性。

5. 将老系统中蒸发器的冷却器改成一个低压加热器，这样就在不增加设备的基础上增加了一级换热器，提高了回热效率。

6. 老十万千瓦机原在 2 号低压加热器处设置两台疏水泵，一台运行，一台备用。为了提高热效率曾一度将其中一台移至 1 号低压加热器处，经一九七七年十一月十万千瓦机定型审查会议讨论，认为仍维持老十万千瓦机系统更为合适，其原因详见第六章。

7. 轴封冷却器和 1 至 4 号低压加热器疏水采用了多级水封（此种水封与其它形式疏水装置相比各有利弊，详情见水封一节）。

8. 考虑到原有 4 号低压加热器附属疏水冷却器的经济效果不大，为简化系统及减少投资，改型设计中将该冷却器取消。

二、定型情况

一九七七年有关部门对 N100-90/535 和 QFQN-100-2 型汽轮发电机组作了一次较全面的本体定型设计。定型设计主要根据已投产的机组运行经验对原设计中的热力系统、油系统、附属设备等作了适当的调整和修改，其中个别部分的修改还待进一步调访、试验后再确定。定型设计所提出的有关问题将在以后相关的章节中分别介绍。

三、工艺与质量情况

(一) 冷加工工艺

本机组共137个部套，其中主机有117个，辅机有20个，主机中专用部套40个，通用77个。由于大部分部套是通用的，因此工艺品种简单。

冷加工工艺不断有所改进，主要改进有：低压缸采用了新的铸焊型结构，缸壁均用板材热压成型后与铸件并焊而成；隔板焊接工艺采用了二氧化碳保护焊；所有叶片加工除少数高压短叶片仍用方钢铣制外，其他均已采用少屑加工坯料。中、低压动静叶片采用模锻毛坯，高压静叶片是精铸毛坯，个别长叶片也试用精锻毛坯；末级长叶片叶身采用了二向液压仿型加回转的装置加工，内弧面均用液压仿型刨加工；对末级耐水刷保护层电火花强化工艺规范进行了改进，强化层质量有所提高。

(二) 热加工工艺

采用补贴方法，使高压缸后部铸钢件消灭了裂纹及疏松、缩孔。将铸铁冷铁改进为铸钢冷铁，保证铸钢件的质量。冶炼上，适量掺用稀有元素使铸件金属组织细密和均匀。除调节级叶片外，均已全部取消了方钢铣削工艺，节约大量的不锈钢材。

新十万千瓦机组由于对单个长叶片采用力矩秤检查，使末级叶轮的静不平衡量大大减少。三油楔轴承加工质量得到提高，减少了汽轮机的振动。汽封镶片采用冷轧工艺，使用寿命增加，被吹倒的情况大大减少。

第二章 本体结构

N100-90/535型汽轮机本体是由转动部分（转子）和固定部分（静子）两者组成。转动部分包括有叶片、叶轮、主轴和联轴器等；固定部分包括有汽缸、蒸汽室、喷嘴组、隔板、隔板套、汽封、轴承、轴承座、机座和罩壳等。本章仅对其主要部件及有关系统予以介绍。

第一节 汽缸

汽轮机汽缸基本上是一个封闭的汽室，它将汽机内流动作功的蒸汽与大气隔绝，使汽流流过喷嘴、动叶，变热能为机械功。

本机的汽缸是由高压汽缸和低压汽缸组成的双缸结构形式。低压排汽容积流量很大，为了保证汽流连续流动，必须设置较大的排汽面积。为此，本机低压缸采用分流双排汽口的形式，这样既可增大排汽面积避免采用过长的末级叶片，又可减少机组轴向推力。

根据汽流在汽轮机内流动的特点，高压缸承受着蒸汽的高压高温作用；低压缸在蒸汽低于大气压时是承受外部大气压力的作用。高压汽缸结构设计的主要问题是使汽缸得到一个良好的对称的简单形状，以及避免水平中分面法兰过厚、过宽，以便尽量减少汽缸的热应力和热变形以及由此产生的结合面漏汽。低压汽缸结构设计的主要问题是它的刚性和蒸汽流动性能。本机采用钢板焊接结构，这种结构具有重量轻、材料省、刚性好和成本低的优点，基本上解决了大功率带给低压缸结构方面的主要问题。本机为了减小排汽缸流动阻力损失，不仅合理布置有导流装置，而且采用了一种新型的具有不对称的扩压管，它可将末级排汽的余速转变为压头，在凝汽器真空一定时，最末级后的压力将降低，使理想焓降增大，从而提高机组的效率。计算表明，排汽缸损失系数 $\xi=0.62$ ①，与苏联同型机组相比，排汽缸损失系数下降了7.4%，对每个排汽缸来说，可减少消耗功率588千瓦，即少损失热焓3.9大卡/公斤。

一、结构特性

本机组高低压缸的结构特性由表2-1示出。

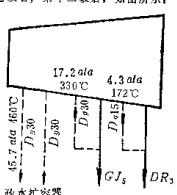
本机设有七段非调整抽汽，其抽汽口位置及抽汽参数如表2-2所示。

高压缸和低压缸中间部分以及排汽部分分别表示在图2-1与图2-2中。

$$\textcircled{1} \quad \xi = \frac{1 - (P_K/P_0)^{\frac{K-1}{K}}}{1 - (P_S/P_0)^{\frac{K-1}{K}}} \quad K = 1.035 + 0.1x$$

式中 K ——绝热指数； x ——干度； P_0 ——排汽缸进口全压； P_S ——排汽缸进口静压； P_K ——排汽缸出口静压。

表 2-1

	高 压 缸	低 压 缸	备 注
组成情况	由前、后两部分组成,其垂直结合面上用螺栓连接在一起	为双分流式,由一个浇铸成的中部和前、后两个用钢板焊接的排汽缸组成。三个部分用螺栓连接在一起	
级数	一个调节级 十四个压力级	2×5 压力级	
重量	下半重: ≈13.1吨 上半重: ≈11.8吨 前部重: ≈13.5吨 后部重: ≈ 9.6吨	上半组合重: ≈35吨(≈26.8吨) 下半组合重: ≈65吨(≈56吨) 注: 括号内数字为老机重量	高压缸重量是制造厂提供的估算值,它不包括隔板、隔板套等部件
材料	南部为耐热合金钢ZG20CrMo铸成 后部为碳钢ZG25铸成	中部为铸钢HT12-40-Ⅱ与HT001-65铸成;前后部为钢板	ZG20CrMo可用于510°C的高温下长期工作
隔板与套	隔板套共五个,隔板有十四级(其中第一级至十一级为焊接隔板,其余为铸造隔板)	隔板套共2×1个,隔板有2×5级,分梳环一个(全铸为铸造隔板)	
导汽管	四根φ219×20毫米分别与四个调节汽门相连	两根φ915×6毫米从上部与低压缸相连	
排汽口	两个φ900毫米的排汽口,设置在后上部	两个,每个面积为2.25×5.3米 ² ,与蒸汽器焊接在一起	
厚度	调节级附近汽缸壁厚为80毫米。前段上、下缸法兰厚度均为280毫米 后段上、下缸法兰厚度均为180毫米		
疏水装置	汽缸下部四处: 调节级前; 调节级后; 第七级后; 第十二级后, 如图所示: 	前后部分各一处: 第18/23级后, 孔径为φ15毫米, 引至*1低加	DR ₃ -3号低压加热器 GJ ₅ -5号高压加热器
测力汽测压点	调节汽门前、后; 调节级后; 第四、七、十二、十五级后。测孔孔径为φ12毫米	第16/21, 18/23级后	
测度汽测压点	第四、七、十、十三、十五级后, 测孔孔径为φ32毫米	第16/21, 18/23级后	
金属表面	喷嘴室处上、下缸的表面(各两点); 调节级处(第五、六螺栓之间)上、下缸法兰表面和内壁; 后部上缸表面(一点)		
螺孔	两个, 在左、右第五个螺栓上		