

机械工程手册

第 72 篇 汽 轮 机

(试 用 本)

机械工程手册

电机工程手册

编辑委员会



机械工业出版社

机械工程手册

第72篇 汽轮机

(试 用 本)

机械工程手册
电机工程手册 编辑委员会



机械工业出版社

本篇主要介绍汽轮机的总体概貌及热力循环, 通流部分及变动工况, 本体结构及动叶片、转子、气缸、隔板、汽阀等主要零部件, 调节保安系统, 凝汽设备及给水加热器, 以及工业汽轮机等。内容以基本常用的设计计算方法及典型结构为主, 阐明系统与部件之间的内在联系, 提出各种零部件之间的共性规律。

本篇供汽轮机专业的制造厂、研究所、设计院、大专院校和发电厂等使用部门的工人、科技人员、干部和大专学生查阅使用, 也可供其他有关人员参考。

机 械 工 程 手 册

第 72 篇 汽 轮 机

(试 用 本)

上海汽轮机厂 主编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 9 · 字数 246 千字

1978 年 8 月北京第一版·1978 年 8 月北京第一次印刷

印数 00,001—42,000 · 定价 0.69 元

*

统一书号: 15033 · 4483

编 辑 说 明

(一) 我国自建国以来,特别是无产阶级文化大革命以来,机械工业在伟大的领袖和导师毛泽东主席的无产阶级革命路线指引下,坚持政治挂帅,以阶级斗争为纲,贯彻“独立自主、自力更生”的方针,取得了巨大的成就。为了总结广大群众在生产和科学技术方面的经验,加强机械工业科学技术的基础建设,适应实现“四个现代化”的需要,我们组织编写了《机械工程手册》和《电机工程手册》,使出版工作更好地为无产阶级政治服务,为工农兵服务,为社会主义服务。

(二) 这两部手册主要供广大机电工人、工程技术人员和干部在设计、制造和技术革新中查阅使用,也可供教学及其他有关人员参考。《手册》在内容和表达方式上,力求做到深入浅出,简明扼要,直观易懂,归类便查,以便广大机电工人使用,有利于工人阶级技术队伍的发展和壮大。

(三) 这两部手册是综合性技术工具书,着重介绍各专业的理论基础,常用计算公式,数据、资料,关键问题以及发展趋向。在编写中,力求做到立足全局,勾划概貌,反映共性,突出重点。读者在综合研究和处理技术问题时,《手册》可起备查、提示和启发的作用。它与各类专业技术手册相辅相成,构成一套比较完整的技术工具书。《机械工程手册》包括基础理论、机械工程材料、机械设计、机械制造工艺、机械制造过程的机械化与自动化、机械产品六个部分,共七十九篇;《电机工程手册》包括基础理论、电工材料、电力系统与电源、电机、输变电设备、工业电气设备、仪器仪表与自动化七个部分,共五十篇。

(四) 参加这两部手册编写工作的, 有全国许多地区和部门的工厂、科研单位、大专院校等五百多个单位、两千多人。提供资料和参加审定稿件的单位和人员, 更为广泛。许多地区的科技交流部门, 为审定稿件做了大量的工作。各篇在编写、协调、审查、定稿各个环节中, 广泛征求广大机电工人的意见, 坚持实行工人、技术人员和领导干部三结合的原则, 发挥了广大群众的智慧和力量。

(五) 为了使手册早日与读者见面, 广泛征求意见, 先分篇出版试用本。由于我们缺乏编辑出版综合性技术工具书的经验, 试用本在内容和形式方面, 一定会存在不少遗漏、缺点和错误。我们热忱希望读者在试用中进一步审查、验证, 提出批评和建议, 以便今后出版合订本时加以修订。

(六) 本书是《机械工程手册》第72篇, 由上海汽轮机厂主编, 参加编写的有西安交通大学、哈尔滨汽轮机厂、上海机械学院、杭州汽轮机厂等单位。许多有关单位对编审工作给予大力支持和帮助, 在此一并致谢。

机械工程手册
电机工程手册 编辑委员会编辑组

常 用 符 号 表

A ——面积 cm^2	G_c ——临界流量 kg/s
功热当量 $\text{kcal}/(\text{kgf}\cdot\text{m})$	g ——重力加速度 m/s^2
A_{aa} ——a-a截面的截面积 cm^2	g_c ——换算因数, $9.81 \text{ kg}\cdot\text{m}/(\text{kgf}\cdot\text{s}^2)$
A_{bb} ——b-b截面的截面积 cm^2	H_i ——全机有效焓降 kcal/kg
A_b 、 A_n ——动、静叶片喉部面积 cm^2	H_t ——全机等焓焓降 kcal/kg
A_k ——传热面积 m^2	h ——高度 cm
B_b 、 B_n ——动、静叶片轴向宽度 cm	h_b 、 h_n ——动、静叶焓降 kcal/kg
b ——叶型弦长 cm	h_{c0} ——进口速度利用 kcal/kg
C_m ——子午面方向的分速 m/s	h_1 ——级有效焓降 kcal/kg
C_q ——散热损失系数	h_t ——级等焓焓降 kcal/kg
C_r 、 C_u 、 C_z —— r 、 u 、 z 方向的分速 m/s	h_u ——轮周焓降 kcal/kg
C_s ——壳侧流体流速 m/s	I ——截面惯性矩 cm^4
C_t ——理想速度 m/s	i ——热焓 kcal/kg
C_w ——管侧流体流速 m/s	i_0 ——初焓 kcal/kg
c_p ——定压比热 $\text{kcal}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$	i_{0s} ——初压为 P_0 时的饱和蒸汽焓 kcal/kg
D ——流量 kg/h	i_{2b} ——动叶出口焓 kcal/kg
D_0 ——总流量 kg/h	i_d ——疏水焓 kcal/kg
D_b 、 D_n ——动、静叶流量 kg/h	i_{fw} ——给水焓 kcal/kg
D_e ——抽汽量 kg/h	i_h ——再热前蒸汽焓 kcal/kg
D_{eq} ——上级加热器疏水折算量 kg/h	i_k ——排汽焓 kcal/kg
D_k ——排汽量 kg/h	i_k' ——背压为 P_k 时的饱和水焓 kcal/kg
D_p ——汽封漏汽量 kg/h	i_{kr} ——等熵膨胀排汽焓 kcal/kg
D_r ——再热流量 kg/h	i_r ——再热汽焓 kcal/kg
D_s ——壳侧流量 kg/h	i_{w1} 、 i_{w2} ——加热器进、出口水焓 kcal/kg
D_w ——管侧流量 kg/h	J ——转动惯量 $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
d ——直径 cm	K ——转速倍率
汽耗 $\text{kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	传热系数 $\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$
d_1 、 d_2 ——管子内外径 mm	k ——绝热指数
d_b 、 d_n ——动、静叶中径 cm	叶根牢固系数
d_e ——当量直径 m	L ——管子有效长度 m
d_p ——汽封直径 cm	L_1 ——管子长度 m
F ——作用力 kgf	l_b 、 l_n ——动、静叶高度 cm
F_b ——作用在动叶上的力 kgf	M ——马赫数
F_c ——离心力 kgf	力矩 $\text{kgf}\cdot\text{cm}$
F_{cb} ——叶身离心力 kgf	m ——质量 kg
F_{cs} ——围带离心力 kgf	N ——功率 kW
F_{cw} ——拉筋离心力 kgf	N_e ——轴端功率 kW
F_d ——作用在叶轮上的力 kgf	N_{el} ——电功率 kW
F_h ——作用在轮毂上的力 kgf	N_i ——内功率 kW
F_u 、 F_z ——切向、轴向作用力 kgf	N_u ——轮周功率 kW
f ——面积比	n ——管子数
f_d ——缩放喷嘴出口面积和喉部面积比	安全系数
动频 Hz	转速 r/min
f_k ——激振频率 Hz	n_s ——转速 r/s
f_s ——静频 Hz	O ——叶栅喉宽 cm
G ——流量 kg/s	P 、 p ——压力, 大写为整机压力, 小写为级压力 ata
重量 kgf	
G_b 、 G_n ——动、静叶流量 kg/s	

P_0 ——初压 ata	α_1, α_2 ——出汽角 °
P_I, P_{II} ——级组前、后压力 ata	α_e ——抽汽量占总进汽量的百分数
P_e ——抽汽压力 ata	α_k ——排汽量占总进汽量的百分数
P_{fw} ——给水泵出口压力 ata	α_s ——壳侧换热系数 kcal/(m ² ·h·°C)
P_k ——背压 ata	α_f ——管侧换热系数 kcal/(m ² ·h·°C)
P_r ——再热后压力 ata	α_y ——静叶安装角 °
Pr ——普朗特数	β ——动叶安装角余角 °
p_c ——临界压力 ata	形变模量
p_d ——叶轮前压力 ata	β_1, β_2 ——动叶进、出汽角 °
Q ——换热量 kcal/h	β_y ——动叶安装角 °
Q_0 ——总吸热量 kcal/h	γ ——重度 kgf/cm ³
q ——热耗 kcal/(kW·h)	Δh_l ——动叶损失 kcal/kg
q_0 ——单位工质吸热量 kcal/kg	Δh_{e2} ——余速损失 kcal/kg
R ——热阻 m ² ·h·°C/kcal	Δh_e ——部分进汽损失 kcal/kg
Re ——雷诺数	Δh_f ——摩擦损失 kcal/kg
r ——半径 cm	Δh_l ——叶高损失 kcal/kg
s ——熵 kcal/(kg·K)	Δh_p ——隔板汽封漏汽损失 kcal/kg
T ——温度 K	Δh_n ——静叶损失 kcal/kg
时间常数 s	Δh_t ——叶顶漏汽损失 kcal/kg
T_{om} ——平均吸热温度 K	Δh_x ——显汽损失 kcal/kg
t ——节距 cm	Δh_β ——动叶进口冲角损失 kcal/kg
时间 s	Δh_θ ——扇形损失 kcal/kg
温度 °C	$\Delta l_t, \Delta l_r$ ——叶顶、叶根超高 cm
t_{os} ——压力为 P_0 时的饱和温度 °C	ΔN_s ——电机耗功 kW
t_d ——疏水温度 °C	ΔN_m ——机械耗功 kW
t_e ——抽汽温度 °C	ΔP ——压力差 ata
t_{es} ——压力为 P_e 时的饱和温度 °C	ΔP_e ——抽汽压损 ata
t_{fw} ——给水温度 °C	ΔP_r ——再热压损 ata
t_{ks} ——压力为 P_k 时的饱和温度 °C	Δt ——冷却水温升 °C
t_m ——音侧流体定性温度 °C	Δt_m ——对数平均温差 °C
t_{w1}, t_{w2} ——加热器进、出口水温 °C	δ ——冲角 °
$\bar{t}$ ——相对节距	汽流偏转角 °
U ——圆周速度 m/s	隔板汽封间隙 mm
V ——切力 kgf	壁厚 mm
v ——比容 m ³ /kg	δ_r ——叶顶径向间隙 mm
v_b, v_n ——动、静叶出口蒸汽比容 m ³ /kg	δt ——端差 °C
W_{aa} ——a-a截面的截面模量 cm ³	δ_t ——叶顶当量间隙 mm
W_r, W_u, W_z ——相对速度在 r, u, z 方向的分速 m/s	δ_z ——叶顶轴向间隙 mm
W_t ——理想循环净功 kgf·m/kg	ε ——压比
x_u ——级进口处蒸汽干度	ε_0 ——喷嘴最大流量压比
$x_{u,b}$ ——动叶出口处蒸汽干度	ε_c ——临界压比
x ——速比	ε_n ——喷嘴压比
Y ——挠度 cm	ε^* ——喷嘴斜切部分极限压比
z ——组内叶片数	η_{ei} ——机组绝对电效率
凝汽器流程数	η_g ——电机效率
z_b, z_n ——动、静叶片数	η_i ——内效率
z_p ——隔板汽封高低齿数	η_m ——机械效率
z_r ——叶片径向汽封齿数	η_u ——轮周效率
α ——相对流量系数	η_t ——循环热效率
线膨胀系数 1/°C	$\eta_{t(e)}$ ——给水回热循环热效率
	$\eta_{t(r)}$ ——中间再热循环热效率

72-X 常用符号表

θ	——径高比
λ	——导热系数 $\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$
μ	——泊桑比
	流体动力粘度 $\text{kgf}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
ν	——流体运动粘度 m^2/s
ξ	——径向变形 mm
ξ_∞	——无穷长叶片损失
ξ_b, ξ_n	——动、静叶型损失
ρ	——反动度
	密度 kg/cm^3
σ	——应力 kgf/cm^2
	流道扩张角 $^\circ$
σ_b	——弯应力 kgf/cm^2
σ_c	——挤压应力 kgf/cm^2
σ_{sb}	——离心弯应力 kgf/cm^2
σ_t	——拉应力 kgf/cm^2
σ_{tb}	——蒸汽弯应力 kgf/cm^2
τ	——剪应力 kgf/cm^2
φ	——静叶速度系数
ψ	——动叶速度
ω	——角速度 rad/s
上角标	
*	——滞止参数

下角标

0	——0-0计算站的参数
1	——1-1计算站的参数
2	——2-2计算站的参数
g	——几何角
m	——中径参数
r	——根径参数
t	——外径参数

使用单位制的补充说明

根据国务院1977年颁发的《中华人民共和国计量管理条例（试行）》，我国计量单位制，将逐步采用比较科学的国际单位制（SI），故本篇采用质量作为基本单位（kg），而力的单位，国际单位制用牛顿（N），即 $1\text{ N} = 1\text{ kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$ ，考虑到国内实际情况，仍沿用重力单位制中力的单位，即公斤力（kgf）。由于同时采用两种单位制，在具体计算中将引入牛顿与公斤力的换算因数 $g_c, g_c \approx 9.81$ $\text{kg}\cdot\text{m}/(\text{kgf}\cdot\text{s}^2) = 9.81\text{ N}/\text{kgf}$ 。

目 录

编辑说明
常用符号表

第1章 总 论

1 汽轮机的原理及分类	72-1
1.1 基本原理	72-1
1.2 分类及型号编制方法	72-2
2 汽轮机的发展	72-3
2.1 概况	72-3
2.2 发展特点	72-3
2.3 核电站汽轮机	72-3
2.4 双工质联合装置	72-4
3 汽轮机的总体设计	72-4
3.1 热力系统	72-4
3.2 蒸汽参数	72-5
3.3 机炉电配合	72-6
3.4 运行方式	72-6
3.5 本体布置	72-6
3.6 结构选型	72-7

第2章 汽轮机装置的热力循环

1 基本热力循环及热经济性指标	72-7
1.1 郎肯循环	72-7
1.2 效率	72-8
1.3 热经济性指标	72-8
2 提高热经济性的途径及主要参数的选择	72-9
2.1 提高蒸汽初参数	72-9
2.2 降低终参数(背压)	72-9
2.3 给水回热	72-10
2.4 中间再热	72-11
2.5 热电联合生产	72-12
3 给水回热系统及热平衡计算	72-13
3.1 给水回热系统	72-13
3.2 热平衡计算	72-13

第3章 通流部分热力设计

1 概述	72-15
2 调节阀设计	72-16
2.1 调节阀名义直径和数目	72-17
2.2 调节阀升程及提升力	72-17
3 等截面叶片级	72-19
3.1 叶栅	72-19
3.2 反动度、汽流速度和轮周功率	72-22
3.3 静、动叶出口面积	72-22
3.4 级的损失	72-23
3.5 级效率和速比	72-24
3.6 双列级设计特点和计算示例	72-24
4 扭叶片级设计	72-27
4.1 简单径向平衡法	72-27
4.2 完全径向平衡法	72-30
5 多级汽轮机设计	72-31
5.1 原始数据	72-31
5.2 设计步骤简述	72-31

第4章 汽轮机的变动工况

1 汽轮机的配汽方式	72-33
1.1 喷嘴配汽	72-33
1.2 节流配汽	72-33
1.3 滑压调节(滑参数调节)	72-33
2 级和级组的变动工况	72-34
2.1 喷嘴的变动工况	72-34
2.2 级的反动度及其变化	72-34
2.3 级组的流量与压力关系式	72-35
3 汽轮机的变动工况及其特性曲线	72-36
3.1 凝汽式汽轮机的特性曲线	72-36
3.2 背压式汽轮机的特性曲线	72-36
3.3 抽汽式汽轮机的特性曲线—— 工况图	72-37
4 工况变化对汽轮机主要零部件 强度的影响	72-37

72-VI 目 录

- 4.1 叶片及隔板.....72-37
- 4.2 止推轴承.....72-37
- 5 蒸汽参数改变对汽轮机功率和经济性的影响.....72-38
- 5.1 热耗修正.....72-39
- 5.2 功率修正.....72-40

第5章 本体结构及系统

- 1 基本结构分析.....72-40
 - 1.1 通流部分布置型式.....72-41
 - 1.2 低压缸同凝汽器的连接方式.....72-42
- 2 支承和热膨胀.....72-42
 - 2.1 静子的支承方式.....72-42
 - 2.2 滑销系统和热膨胀.....72-44
- 3 本体主要系统.....72-45
 - 3.1 汽封系统.....72-45
 - 3.2 疏水系统.....72-47
 - 3.3 法兰、螺栓加热系统.....72-47
 - 3.4 油系统.....72-47

第6章 动叶片

- 1 概述.....72-49
- 2 叶片强度.....72-50
 - 2.1 由蒸汽作用力产生的弯应力.....72-50
 - 2.2 由离心力产生的拉应力.....72-51
 - 2.3 偏心弯应力——安装位置计算.....72-52
 - 2.4 叶根及轮缘的应力计算.....72-52
- 3 叶片振动.....72-54
 - 3.1 等截面叶片的静频计算.....72-56
 - 3.2 扭叶片的静频计算.....72-57
 - 3.3 叶片动频计算.....72-59
 - 3.4 叶片调频.....72-59
- 4 叶片材料和安全余量.....72-59
 - 4.1 叶片材料的选择.....72-59
 - 4.2 安全余量.....72-59
 - 4.3 避开共振的安全范围.....72-60
- 5 叶片事故分析及处理.....72-60
 - 5.1 事故原因.....72-60
 - 5.2 事故处理.....72-61

第7章 转 子

- 1 概述.....72-62
 - 1.1 转子的基本结构型式.....72-62
 - 1.2 转子的平衡.....72-63
- 2 叶轮强度与振动.....72-63
 - 2.1 应力的二次算法.....72-64
 - 2.2 按松动转速计算过盈及应力.....72-66
 - 2.3 叶轮振动.....72-68
- 3 整体转子强度.....72-68
 - 3.1 整锻转子强度计算.....72-68
 - 3.2 焊接转子强度计算.....72-70
- 4 转子临界转速.....72-70
 - 4.1 力学模型的简化.....72-70
 - 4.2 转子临界转速计算.....72-71
 - 4.3 影响临界转速的因素.....72-72
- 5 联轴器和轴颈应力核算.....72-72
- 6 材料及许用应力.....72-73

第8章 其它零部件

- 1 汽缸.....72-74
 - 1.1 设计要求.....72-74
 - 1.2 结构分析.....72-74
 - 1.3 强度计算.....72-78
- 2 隔板.....72-79
 - 2.1 作用和结构.....72-79
 - 2.2 强度和挠度计算.....72-79
- 3 主汽阀和调节阀.....72-81
 - 3.1 作用和要求.....72-81
 - 3.2 结构分析.....72-81
 - 3.3 操纵机构.....72-83
- 4 材料和许用应力.....72-83
 - 4.1 材料.....72-83
 - 4.2 许用应力.....72-84

第9章 调节保安系统

- 1 概述.....72-84
 - 1.1 静态特性.....72-85
 - 1.2 动态特性.....72-85
 - 1.3 保安装置.....72-86

2 调节保安系统的类型	72-86
2.1 凝汽式	72-86
2.2 背压式	72-88
2.3 抽汽式	72-89
2.4 中间再热式	72-89
2.5 变速汽轮机调节	72-91
3 调节保安系统各主要元件	72-91
3.1 调速器	72-91
3.2 调压器	72-94
3.3 放大元件	72-96
3.4 执行元件(油动机)	72-98
3.5 超速保安元件	72-99

第10章 凝汽设备

1 概述	72-102
1.1 凝汽设备的作用及其组成	72-102
1.2 凝汽器设计要点	72-102
2 表面式凝汽器的热力与 水阻计算	72-103
2.1 热力计算	72-103
2.2 水阻计算	72-103
2.3 变工况特性	72-104
3 结构设计及管子振动计算	72-104
3.1 结构设计	72-104
3.2 管子振动计算	72-106
4 抽气设备	72-107
4.1 射水抽气器	72-107
4.2 射汽抽气器	72-109

第11章 表面式给水加热器

1 概述	72-110
1.1 给水加热器的型式	72-110
1.2 加热器设计要点	72-111
2 传热和阻力计算	72-113
2.1 热平衡	72-113
2.2 纯凝结放热加热器的传热	72-113
2.3 具有过热蒸汽冷却段、凝结段和疏 水冷却段加热器的传热	72-115

2.4 壳侧阻力	72-117
3 结构设计	72-119
3.1 管束	72-119
3.2 水室	72-120
3.3 壳体	72-120
4 附属设备	72-121
4.1 疏水装置	72-121
4.2 高压加热器保护装置	72-121

第12章 汽轮机性能试验

1 热力性能试验	72-122
1.1 试验概要	72-122
1.2 常用仪表和测量方法	72-123
1.3 试验结果的整理	72-124
2 调节保安系统性能试验	72-126
2.1 试验的准备	72-126
2.2 转子静止时的试验	72-126
2.3 空载时的试验	72-126

第13章 工业汽轮机

1 概述	72-128
2 工业汽轮机系列化	72-128
3 工业汽轮机的选型	72-128
3.1 主要参数的确定	72-129
3.2 机组级数	72-130
3.3 机组型式	72-130
3.4 机组布置	72-130
4 工业汽轮机设计特点	72-131
4.1 叶片强度和振动	72-131
4.2 转子设计	72-131
4.3 调节系统	72-131
5 工业汽轮机安装、运行、维护的 特点	72-131
5.1 露天装置	72-131
5.2 管道的设置	72-132
5.3 防振	72-132
5.4 运行维护	72-132

第1章 总 论

汽轮机是以蒸汽为工质的旋转式热能动力机械。它具有单机功率大、效率较高、运转平稳和使用寿命长等优点。汽轮机的主要用途是作为发电用的原动机。在现代化石燃料电站和核电站中,都采用以汽轮机为原动机的汽轮发电机组,其发电量约占总发电量的80%左右。汽轮机由于能变速运行,可以用它直接驱动各种泵、风机、压缩机和船舶螺旋桨等。此外,还可以利用汽轮机的排汽或中间抽汽满足生产和生活上的供热需要。这种既供热又供电的热电汽轮机,在热能的综合利用方面,具有较高的经济性。

汽轮机必须与锅炉(或其他蒸汽发生器)、发电机(或其他被驱动机械),以及凝汽器、加热器、泵等协调配合工作。所以,汽轮机总是和其他机械组成成套设备,因此必须按成套设备的总要求来确定汽轮机的选型、设计、自动调节和运行方式。

由于用途广泛和使用条件的不同,汽轮机的制造特点是单台或小批量生产。为了缩短设计制造周期、增加产量、降低成本,应搞好产品和主要零部件的系列化、通用化和标准化工作。目前,对电站汽轮机已采用了按蒸汽参数、功率等级的产品系列,工业汽轮机正逐步采用按结构尺寸的产品系列。

为了实现“安全、经济、满发”的综合质量要求,汽轮机装置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、辅机及其主要零部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性。

1 汽轮机的原理及分类

1.1 基本原理

来自锅炉或其他汽源的蒸汽,经主汽阀和调节阀进入汽轮机内,依次流过一系列环形配置的喷嘴(或静叶栅)和动叶栅而膨胀做功,其热能转变成推动汽轮机转子旋转的机械功,从而驱动其他机械。膨胀做功后的蒸汽由排汽部分排出机外。电站中常用的凝汽式汽轮机,其排汽被引入凝汽器而凝结,凝结水再经泵输送至加热器中加热后作为锅炉给水,循环使用(参见图72·2-1)。

在汽轮机中,一系列静叶栅和其后的动叶栅以及有关的结构部分,组成将蒸汽热能转变成机械功的基本工作单元,称为汽轮机的级。只有一个级的汽轮机,称为单级汽轮机;有若干级的,称为多级汽轮机。

汽轮机本体主要由静子和转子两大部分组成,见图72·1-1。静子包括汽缸、隔板和静叶栅、进排汽部分、端汽封以及轴承、轴承座等。转子包括主轴、叶轮和动叶片(或直接装有动叶片的鼓形转子、整锻转子)、联轴器等。为了保证安全和有效的工作,汽轮机还配置有调节保安系统、汽水系统、油系统及各种辅助设备等。

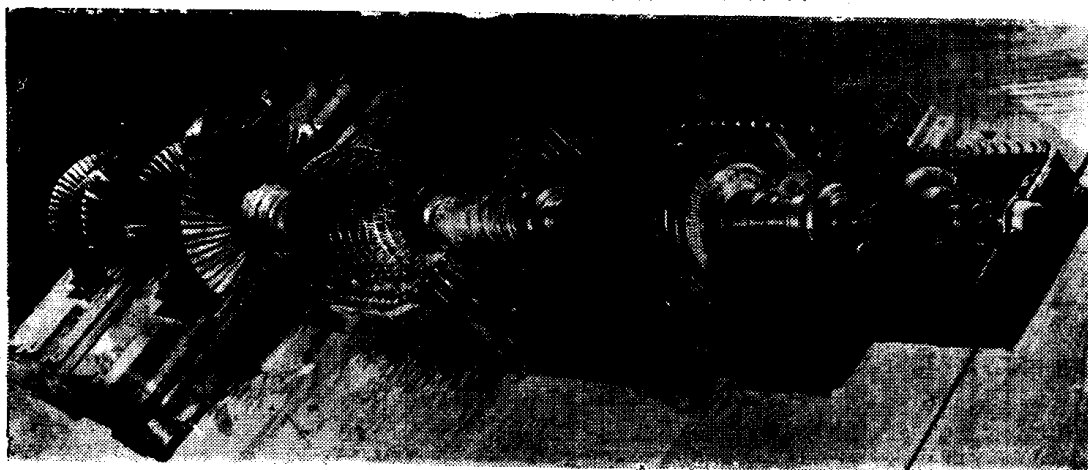


图72·1-1 汽轮机的本体结构

1.2 分类及型号编制方法

汽轮机的分类见表72·1-1。

汽轮机产品型号的组成方法是（参见表72·1-2和3）：

△	××	—	××	—	×
型式	额定功率		蒸汽参数		变型设计次序

表72·1-2 型式代号

代号	型 式	代号	型 式
N	凝汽式	CB	抽汽背压式
B	背压式	H	船用
C	一次调整抽汽式	Y	移动式
CC	二次调整抽汽式		

表72·1-1 汽轮机的分类

分 类	型 式	简 要 说 明
按工作 原 理	冲动式汽轮机	蒸汽主要在喷嘴（或静叶栅）中进行膨胀。我国电站汽轮机主要采用这种型式
	反动式汽轮机	蒸汽在喷嘴（或静叶栅）和动叶栅中都进行膨胀
按热力 特 性	凝汽式汽轮机	排汽在低于大气压力的真空状态下进入凝汽器凝结成水。应用最广
	背压式汽轮机	排汽压力大于大气压力，排汽供热用户使用。当排汽作为其他中、低压汽轮机的工作蒸汽时，称前置式汽轮机
	抽汽式汽轮机	利用调整抽汽供热的汽轮机，包括一次调整抽汽式和二次调整抽汽式。生产用抽汽压力一般为8~16ata，生活用抽汽压力一般为0.7~2.5ata
	抽汽背压式汽轮机	具有调整抽汽的背压式汽轮机
	乏汽汽轮机	利用其他蒸汽设备的低压排汽或工业生产的工艺流程中副产蒸汽工作，进汽压力通常较低
	多压式汽轮机	利用其他来源的蒸汽引入汽轮机相应的中间级，与原来的蒸汽一起工作。通常用于工业生产的工艺流程中，作为蒸汽热量的综合利用
按汽流 方 向	轴流式汽轮机	在汽轮机内，蒸汽基本上沿轴向流动
	辐流式汽轮机	在汽轮机内，蒸汽基本上沿辐向（径向）流动
	周流（回流）式汽轮机	蒸汽大致沿轮周方向流动的小功率汽轮机
按用途	电站汽轮机	在化石燃料（煤、油、天然气）、核燃料或其他能源（地热、太阳能等）的电站中带发电机的汽轮机。绝大部分采用凝汽式汽轮机 同时供热供电的汽轮机（抽汽式、背压式），通常又称为热电汽轮机
	工业汽轮机	应用于工厂企业中的固定式汽轮机的统称，包括自备动力站的发电用汽轮机（通常是等转速的）和驱动用汽轮机（通常是变转速的）
	船用汽轮机	用于船舶推进动力装置，驱动螺旋桨

汽轮机还可以按其他方式进行分类：如按蒸汽初压（低压1.2~15ata、中压20~40ata、高压60~100ata、超高压120~140ata、亚临界160~180ata、超临界>226ata）；按汽缸数目（单缸、双缸、多缸）；按排列方式（单轴、双轴）；以及固定式和移动式（如列车电站）等

表72·1-3 蒸汽参数表示方式

型 式	参 数 表 示 方 式	示 例
凝汽式	—蒸汽初压—	N50-90
凝汽式（具有中间再热）	—蒸汽初压/蒸汽初温/再热温度—	N200-130/535/535
抽汽式	—蒸汽初压/高压抽汽压力/低压抽汽压力—	CC12-35/10/1.2
背压式	—蒸汽初压/背压—	B25-90/10
抽汽背压式	—蒸汽初压/抽汽压力/背压—	CB25-90/15/5

所用的单位：功率——兆瓦 (MW, 1MW = 1000kW)，船用汽轮机为千马力；汽压——绝对大气压 (ata)；汽温——摄氏温度 (°C)。

按原型设计制造的产品，型号组成无最后部分。

2 汽轮机的发展

2.1 概 况

汽轮机的发展已有近百年的历史。截止1977年，世界上已投运的化石燃料电站汽轮机，最大单机功率有130万千瓦 (247 ata, 538°C/538°C) 的双轴机组和85万千瓦 (178 ata, 538°C/538°C) 的单轴机组。正在设计制造的有100~120万千瓦的单轴机组。核电站汽轮机的最大单机功率已达120万千瓦。

汽轮机通常在高温高压及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学科领域。如高强度耐热合金钢的研制，优质大型锻、铸件的供应，高效率叶型和长叶片的设计和研制，在加工制造中少无切削、数控技术、大型转子焊接等新工艺新技术的应用，机组运行中集控和程控水平的提高，以及热工学、流体动力学、强度振动、自动控制、计算和测试技术等方面的理论和试验研究。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。

2.2 发展特点

由于电能需要的迅速增长和电网规模的不断扩大，电站汽轮机的发展很快。发展的主要特点是单机功率不断增大 (见图72-1-2)，采用高的蒸汽初参数，多级给水回热和中间再热，使热力循环不断完善。

增大单机功率，能减少单位功率的材料消耗和制造工时 (据统计，20万千瓦汽轮机每千瓦的制造工时，仅为10万千瓦汽轮机的63%左右)，适宜于采用高的蒸汽初参数，提高热经济性，并且节约电厂占地面积，减少机组运行人员，从而降低电站建设和运行费用 (参见表72-1-4)。

增大单机功率的措施，主要是尽可能增大汽轮机的末级排汽尺寸 (平均直径和叶片长度)，适当增加排汽口数目，以及采用半转速，双轴布置，提高蒸汽初参数和采用中间再热等。

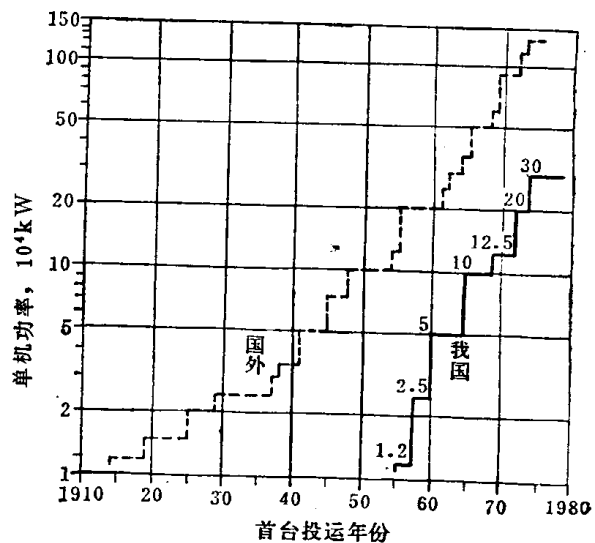


图72-1-2 汽轮机单机功率的增长

表72-1-4 汽轮机的单位功率重量、长度及热耗比

产 品 型 号	单位功率① 重量比%	单位功率② 长度比%	热耗比③ %
N12-35	100	100	100
N25-35	85	67	95
N50-90	77	42	77
N100-90	67	33	75
N125-135/550/550	62	27	68
N200-130/535/535	52	26	68

- ① 单位功率重量 (kgf/kW)，可反映每千瓦的材料消耗、制造工时和机组的制造成本；
 ② 单位功率长度 (m/10⁴kW)，可反映电站每千瓦的基建投资；
 ③ 热耗kcal/(kh·W)，表示机组的热经济性，反映燃料消耗。

由于石油化工工业迅速发展的需要，工业汽轮机也正在向高参数、大功率、高转速和多品种方向发展。

2.3 核电站汽轮机

为了进一步扩大发电能源，核电站在近期发展较快。由于核电站的设备投资较高，运行费用较低，功率越大，相对的造价和运行费用越小。因此，核电站汽轮发电机组适宜于在电网中承担基本负荷。

目前，大多数核电站采用与轻水反应堆 (压力水堆、沸腾水堆) 配套的饱和蒸汽汽轮机。这种汽轮机的新汽通常是50~70 ata 的饱和蒸汽。与同样

功率的化石燃料电站汽轮机相比,特点是:蒸汽在汽轮机中的绝热焓降约为后者的65%,汽耗约为1.7~1.9倍,进汽容积流量约为2.5~4倍,排汽容积流量约为1.6~1.8倍。因此,这种机组的体积较大。对于大型饱和蒸汽汽轮机,为了解决末级排汽尺寸方面的困难,通常都设计成单轴半转速(转速为1500 r/min 或 1800 r/min)汽轮机。为了提高饱和蒸汽汽轮机的效率和可靠性,一般都采用外部水分离和新汽再热装置,以及特殊的内部去湿、疏水和防蚀措施。

2.4 双工质联合装置

利用不同工质的热力特性所组成的联合动力装置,可改善整个装置的经济性。

蒸汽-燃气联合装置,就是利用燃气循环吸热平均温度高和蒸汽循环放热平均温度低的有利特点,将燃气轮机和蒸汽轮机联合起来工作的动力装置。主要的联合方式有:(1)用燃气轮机排气作为锅炉的热源;(2)燃气轮机排气作为锅炉燃烧空气;(3)正压燃烧锅炉的排气作为燃气轮机工质的联合装置。

不同工质的联合装置还可以有:水银-蒸汽,以及蒸汽和低沸点工质作为联合装置的低温部分,由

于其在低温时的比容较相同温度下水蒸汽的比容小得多,可以在同样排汽面积下大大增加汽轮机的单机功率[1]。

3 汽轮机的总体设计

总体设计应立足电站成套的全局、经济合理地确定机组的热力系统及蒸汽参数,搞好机炉电的配合;根据机组的运行方式选定配汽方式及调节系统;同时做好本体布置和结构选型。使机组效率高,成本低,安全可靠,结构紧凑,系统简单,布置合理,安装运行方便。

3.1 热力系统

汽轮机及其辅助设备通过汽水管道和附件连接起来有机地工作,组成机组的热力系统。它主要包括给水回热系统、主蒸汽系统、汽封系统、本体疏水系统等;对于高温再热机组可有小汽轮机带动给水泵的系统,旁路系统以及汽缸法兰螺栓加热系统等。热力系统对电站运行的可靠性和经济性影响很大,是总体设计的重要环节。

为提高机组的热经济性,均设置给水回热系统。图72-1-3为大功率机组的给水回热系统,采用八级回热抽汽,给水泵用凝汽式小汽轮机驱动。系统中

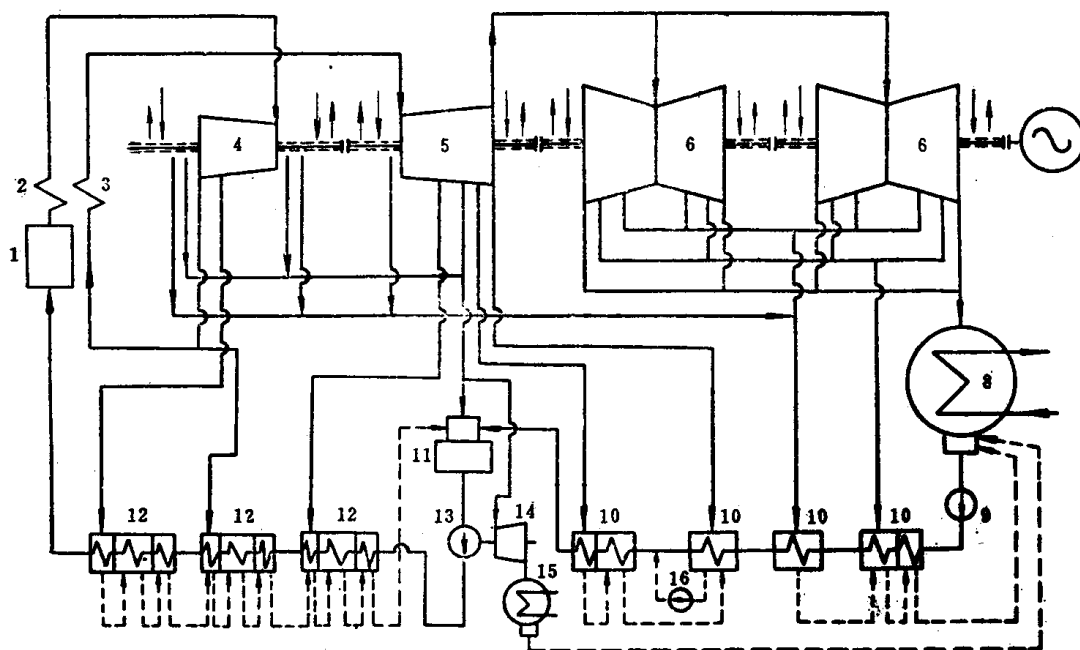


图72-1-3 大功率机组的给水回热系统

1—锅炉 2—过热器 3—再热器 4—高压缸 5—中压缸 6—低压缸 7—发电机 8—凝汽器
9—凝结水泵 10—低压加热器 11—除氧器 12—高压加热器 13—给水泵 14—驱动给水泵
的小汽轮机 15—小汽轮机凝汽器 16—疏水泵

设有除氧器,对单元制系统,除氧器常采用滑压运行,以提高热经济性。

回热系统与汽轮机主辅机设备的设计制造和运行,以及电站配套和投资等都有密切关系,因此需作全面的综合技术经济分析,才能合理地确定回热抽汽级数、锅炉给水温度……等。

非再热机组的主蒸汽系统普遍采用母管制。再热机组则采用单元制,即汽轮机和锅炉组成独立的单元,以节约高温高压管道及阀门、简化系统布置、提高运行可靠性。

核电站饱和蒸汽汽轮机的再热器汽源常由主蒸汽供给。

汽封系统、本体疏水系统以及高温机组的汽缸法兰和螺栓加热系统,应在确保机组安全、经济运行的前提下,力求简化。

大功率机组(30万千瓦或更大容量)可采用小汽轮机驱动给水泵,其优点是功率大小不受限制,能直接实现给水泵的变速调节,同时小机的汽源来自主机的抽汽,减少了主机的排汽量,降低余速损失,提高电站的热效率。缺点是系统、布置较复杂。小汽轮机通常为凝汽式。当主机在起动或低负荷运行时,主机的抽汽压力偏低,常不能满足带动给水泵的要求,需另外引入高压汽源,此汽源可直接用主蒸汽,也可将主蒸汽适当减温减压后进入小机。关于小机的型式(凝汽式、背压式)、容量(50%、100%)、台数以及汽源的选择和切换方式,通常是根据热经济性的计算、结构及系统的分析、以及结合安全性和总体布置综合比较后确定。

为便于单元机组的起、停和事故处理,回收工质和热量,以及保护再热器,可设置旁路系统。旁路系统的容量,直流锅炉一般约为30%额定蒸发量,汽包锅炉约为10~30%额定蒸发量;型式有一级大旁路、二级旁路及三级旁路等。关于旁路系统的容量及型式的选定,要根据汽轮机及锅炉的工作条件作具体分析,总的趋势是尽量简化。

3.2 蒸汽参数

蒸汽参数与电站热经济性、安全可靠、制造成本、运行费用以及产品系列等因素有关,因此应按汽轮机、锅炉、给水泵、回热循环装置的成套设备等,统筹兼顾、综合平衡,进行全面的经济技术分析后加以确定。

我国电站凝汽式汽轮机常用的进汽参数见表72-1-5。对于功率大于10万千瓦的机组,普遍采用中间再热。再热温度通常与初温相同。再热蒸汽压力根据热力循环分析结合结构特点合理确定。

表72-1-5 电站凝汽式汽轮机进汽参数

额定功率 MW	进 汽 参 数	
	初压 ata	初 温 °C
0.75、1.5、3	24	390
6、12、25	35	435
50、100	90	535
125、200	130~135	535/535(550/550)①
300、600	165	535/535(550/550)①

① 125MW、300MW机组上曾采用。

核电站汽轮机的进汽参数主要根据核反应堆型式决定。工业汽轮机的进汽参数主要根据应用场合和汽源决定。

我国电站凝汽式汽轮机常用的排汽参数见表72-1-6。

表72-1-6 电站凝汽式汽轮机排汽参数

冷却水温 °C	20	27
背 压 ata	0.05~0.06	0.07~0.08

背压式汽轮机的背压和抽汽式汽轮机的调整抽汽压力、抽汽量,主要是综合用户的需要并结合产品系列化等合理地确定。常用的汽压见表72-1-7。

表72-1-7 背压式汽轮机的背压和抽汽式汽轮机的调整抽汽压力

机组型式	背压式汽轮机的背压 ata						抽汽式汽轮机的抽汽压力 ata			
额定压力	3	5	10	13	25	37	1.2	5	10	13
调整范围	2~4	4~7	8~13	10~16	22~26	35~39	0.7~2.5	4~7	8~13	10~16

3.3 机炉电配合

汽轮机、锅炉及发电机是电站设备的三大主机,合理配合此三大件的性能是十分重要的。

凝汽式汽轮机除确保在正常参数下发出额定出力外,还要保证机组在冷却水温升高或主蒸汽参数下降至某一定值时,机组仍能发出额定出力,此时汽耗量要增大一些。另外,由于汽水损失、制造误差、长期运行的老化以及满足电厂用汽需要,也使汽耗量有所增加,因此锅炉的蒸发量要根据具体情况确定。对于中压机组或供热式机组,主蒸汽管道采用母管制系统,锅炉蒸发量可结合电站设计综合选定。对于中间再热机组,由于采用单元制系统,因此机炉汽量更应合理配套。对于核电站汽轮机也是如此。

此外,锅炉出口至汽轮机进口之间的阀门、管道压力损失及温度降落,再热机组的中间再热压力损失,汽轮机与锅炉之间也要协配好。

电厂需用的低压蒸汽,由汽轮机回热抽汽供给是合理的,可以改善电站的热效率。

电站汽轮机通常直接带动发电机,两者转速相同、转向一致。对于小功率汽轮机,为使本体轻巧、效率高而选用高转速时,可通过减速箱传动发电机,此时要注意汽轮机、减速箱及发电机之间转速和转向的协配。当发电机短路时,转子扭矩较正常条件要增大数倍,汽轮机转子及联轴器强度设计应考虑这个因素。

抽汽式汽轮机在停用调整抽汽时,即纯凝工况下,应能发出额定出力。在正常条件需用大量调整抽汽时,机组进汽量颇大,高压缸作功量就增大,机组出力往往超过额定出力,为利用这个潜力,对于容量 ≥ 12000 千瓦的抽汽式汽轮机所配的发电机,其铭牌出力可较汽轮机的额定值增大20%。

3.4 运行方式

机组的设计与其运行方式密切相关。承担基本负荷的凝汽式汽轮机一般都是大功率机组,要求运行经济性好,故其额定负荷通常即为经济负荷。对于中小功率机组及承担调峰负荷的机组,其经济负荷一般选为额定负荷的75~90%,同时要求变工况适应性好,起动速度快。抽汽式汽轮机设计工况的选择,除满足额定抽汽工况有较好的热经济性外,

还要兼顾纯凝工况下发出额定功率时的热经济性。

根据不同运行方式的要求,合理选定机组的配汽方式(喷嘴配汽、节流配汽、滑压调节等)。为提高变动工况下的热经济性,常采用喷嘴配汽。对于大功率机组,可在起动及低负荷时采用节流配汽,以利于快速起动及运行安全可靠,而随着负荷的增大,配汽方式逐步由节流配汽向喷嘴配汽过渡,以利于提高运行的热经济性。

单元机组的负荷适应性,主要取决于对锅炉蓄热的利用程度以及机炉协同调节密切配合的程度。调节系统的设计要能满足机随炉、炉随机、机炉联合调节等不同调节方式的要求,而且在必要时还能自动相互切换,使机组能连续经济运行。

汽轮机的调节保安系统应使机组有良好的运行特性和确保安全可靠,因此要合理选用检测仪器仪表和执行元件,务使做到动作正确可靠,以不断提高机组的集控、遥控及程序控制的水平。

3.5 本体布置

本体布置应力求紧凑合理、安全可靠、并便于安装和维修。

主汽阀、调节阀的布置方式要结合导汽管的应力、导汽管给汽缸的推力等因素来考虑,在满足强度和推力要求的情况下,应尽量减少导汽管的蒸汽容积和压力损失。高参数再热机组的主汽阀、调节阀以及中压联合汽阀常布置在汽缸的两侧,通过大半径弯管与进汽室相连。对于汽温 $>450^{\circ}\text{C}$ 的管道,要考虑监视和检查管道材料蠕变情况的措施。为了机组能灵活起停和安全运行,蒸汽管道应设有必要的疏水系统,对于饱和蒸汽汽轮机尤要注意。

大功率机组的高、中压部分常采用反向布置(即头对头布置),以利于平衡转子的轴向推力。低压部分的轴承座常采用落地结构,使低压转子的重量基本支承在基座上,以减少汽缸的变形和有利于转子对中心。大功率机组由于缸数多,应合理地确定机组及转子的膨胀死点,掌握差胀规律,以确保起停灵活方便和运行安全可靠。

机组设计时应考虑能适应左、右侧布置的要求。如把轴承座进、出油口及汽缸进、排汽(抽汽)口作对称安排,当左侧布置时,右侧的接口可封闭,反之亦然。