

第 3 篇

汽 轮 机

主编单位 上海汽轮机有限公司

编写单位 上海工程技术大学
上海汽轮机有限公司
哈尔滨汽轮机有限责任公司
上海动力设备有限公司
机械工业部上海发电设备成套设计研究所
上海电力调试所
杭州汽轮动力集团有限公司

主 编 郑云之 吴定一

编 写 人 冯裕身 彭泽瑛 姚祖安 高树强
周克澄 陆永良 张维桢 黄振鸣
王祖荣 陈祖佑 许天民 毛申允
张华民 陈新钰 曹关华 刘祥至
马佩庆 王中森 张家骏

主 审 陶鼎文

常用符号表

A_b ——动叶片出口面积(cm^2)	$i_{\odot}$ ——工质比焓(kJ/kg)
A_k ——排汽面积(m^2)	i_0 ——蒸汽初态比焓(kJ/kg)
A_n ——喷嘴、静叶面积(cm^2)	i_{0s} ——初压 P_0 时的饱和蒸汽比焓(kJ/kg)
A_p ——隔板汽封间隙面积(cm^2)	i_d ——疏水比焓(kJ/kg)
A_v ——阀门名义面积(cm^2)	i_e ——回热抽汽比焓(kJ/kg)
c_1 ——静叶出口绝对速度(m/s)	i_{er} ——某级回热抽汽比焓(kJ/kg)
c_{1t} ——静叶出口理想速度(m/s)	i_{fw} ——锅炉给水比焓(kJ/kg)
c_2 ——动叶出口绝对速度(m/s)	i_h ——再热前蒸汽比焓(kJ/kg)
c_t ——级的理想速度(m/s)	i_k ——汽轮机排汽比焓(kJ/kg)
D ——蒸汽、给水流量(kg/h)	i'_k ——背压 P_k 时饱和水比焓(kJ/kg)
D_0 ——汽轮机总进汽流量(kg/h)	i_{kt} ——等熵膨胀时排汽比焓(kJ/kg)
D_{ca} ——射汽抽汽器的汽耗量(kg/h)	i_{p1} ——前轴封漏汽比焓(kJ/kg)
D_e ——回热抽汽流量(kg/h)	i_r ——再热后蒸汽比焓(kJ/kg)
D_{ei} ——某级回热抽汽流量(kg/h)	i_{w1} ——加热器进口水比焓(kJ/kg)
D_{eq} ——上级加热器疏水折算流量(kg/h)	i_{w2} ——加热器出口水比焓(kJ/kg)
D_i ——汽轮机中某级(级组)的蒸汽流量(kg/h)	l_b ——动叶高度(cm)
D_k ——汽轮机排汽(凝汽)流量(kg/h)	l_n ——静叶高度(cm)
D_p ——汽封漏汽量(kg/h)	Ma ——马赫数
D_r ——再热蒸汽流量(kg/h)	m ——质量(kg)
d ——汽轮机组的汽耗率 [$\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$]	汽轮机分级(级组)数
d_b ——动叶中径(cm)	N ——功率(kW)
d_v ——阀门名义直径(cm)	N_e ——汽轮机轴端功率(kW)
d_n ——静叶中径(cm)	N_{el} ——机组电功率(kW)
E ——材料弹性模量(MN/m^2)	N_i ——汽轮机内功率(kW)
e ——部分进汽度	N_u ——轮周功率(kW)
f_d ——静叶出口与喉部面积比	n ——转速(r/min)
g ——重力加速度(m/s^2)	给水回热级数
H_i ——汽轮机全机有效焓降(kJ/kg)	P ——整机压力(绝对)($\text{MPa}, \text{kPa}, \text{Pa}$)
HR ——机组热耗率 [$\text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$]	P_0 ——蒸汽初压、阀前蒸汽压力(绝对)(MPa)
H_t ——汽轮机全机等熵焓降(kJ/kg)	P_c ——凝结水泵出口压力(绝对)(MPa)
h_b ——动叶等熵焓降(kJ/kg)	P_e ——抽汽压力(绝对)(MPa)
h_i ——级(级组)有效焓降(kJ/kg)	P_{fw} ——给水泵出口压力(绝对)(MPa)
h_n ——静叶等熵焓降(kJ/kg)	P_h ——再热前蒸汽压力(绝对)(MPa)
h_t ——级(级组)等熵焓降(kJ/kg)	P_k ——汽轮机排汽压力(背压)(绝对)(kPa)
h_u ——级的轮周焓降(kJ/kg)	P_r ——再热后蒸汽压力(绝对)(MPa)

① 按 GB3102.4—93 规定,比焓的符号是 h ,但考虑汽轮机行业的现状,暂沿用行业习用符号 i 。下同。

- p ——各级压力(绝对)(MPa)
 p_1 ——喷嘴或静叶前压力(绝对)(MPa)
 p_2 ——级后压力(绝对)(MPa)
 Q ——单位时间换热量(kJ/h)
 Q_0 ——单位时间工质从锅炉(热源)中总吸热量(kJ/h)
 Q_1 ——单位时间燃料总发热量(kJ/h)
 Q_2 ——工质对冷源的放热量(kJ/h)
 Q_H ——供热热量(kJ/h)
 q ——每千克工质的换热量(kJ/kg)
 q_0 ——每千克工质从锅炉(热源)中的吸热量(kJ/kg)
 q_2 ——每千克工质对冷源的放热量(kJ/kg)
 q_m ——流量、级流量(kg/s)
 q_{mb} ——动叶流量(kg/s)
 q_{mc} ——临界流量(kg/s)
 q_{mg} ——旋转隔板窗口流量(kg/s)
 q_{mn} ——喷嘴、静叶流量(kg/s)
 q_{mv} ——阀门流量(kg/s)
 s ——比熵[kJ/(kg·K)]
 s_0 ——蒸汽初态比熵[kJ/(kg·K)]
 s_{fw} ——锅炉给水比熵[kJ/(kg·K)]
 s_h ——再热前蒸汽比熵[kJ/(kg·K)]
 s_k ——汽轮机排汽比熵[kJ/(kg·K)]
 s_k' ——背压 P_k 时饱和水比熵[kJ/(kg·K)]
 s_r ——再热后蒸汽比熵[kJ/(kg·K)]
 T ——热力学温度(K)
 T_0 ——进口蒸汽温度、蒸汽初态热力学温度(K)
 T_{om} ——循环的吸热平均温度(K)
 T_{ks} ——排汽的热力学饱和温度(K)
 t ——摄氏温度(°C)
 t_0 ——蒸汽初温(°C)
 t_{0s} ——初压 P_0 时的饱和温度(°C)
 t_d ——疏水温度(°C)
 t_e ——回热抽汽温度(°C)
 t_{es} ——压力 P_e 时的饱和温度(°C)
 t_{fw} ——锅炉给水温度(°C)
 t_h ——再热前蒸汽温度(°C)
 t_k ——汽轮机排汽温度(°C)
 t_{ks} ——背压 P_k 时排汽饱和温度(°C)
 t_r ——再热后蒸汽温度(°C)
 t_s ——压力 P 时的饱和温度(°C)
 t_{w1} ——加热器进口水温(°C)
 t_{w2} ——加热器出口水温(°C)
 u ——动叶圆周速度(m/s)
 v ——工质比体积(过去称比容)(m³/kg)
 v_0 ——阀门前蒸汽比体积(过去称比容)(m³/kg)
 v_{2b} ——动叶出口比体积(过去称比容)(m³/kg)
 W_i ——理想循环净功(kJ/kg)
 w_1 ——动叶的汽流相对进口速度(m/s)
 w_2 ——动叶中汽流相对出口速度(m/s)
 w_{2i} ——动叶中汽流理想相对出口速度(m/s)
 x ——蒸汽干度、级的速比
 z_p ——隔板汽封齿数
 α ——相对流量系数
 α_1 ——喷嘴、静叶出汽角
 α_{1g} ——静叶栅几何出口角
 α_2 ——排汽出汽角
 α_e ——抽汽量占总进汽量的百分数
 α_{ei} ——某级抽汽量占总进汽量的百分数
 α_k ——排汽量占总进汽量的百分数
 α_n ——喷嘴、静叶的相对流量系数
 α_v ——阀门相对流量系数
 β_1 ——动叶进口角
 β_{1g} ——动叶几何进口角
 β_2 ——动叶栅出口角
 ΔD_0 ——参数变化引起总进汽量的变化值(kg/h)
 Δh_b ——动叶损失(kJ/kg)
 Δh_{c2} ——余速损失(kJ/kg)
 Δh_e ——部分进汽损失(kJ/kg)
 Δh_f ——摩擦损失(kJ/kg)
 Δh_l ——叶高损失(kJ/kg)
 Δh_n ——静叶损失(kJ/kg)
 Δh_p ——隔板汽封漏汽损失(kJ/kg)
 Δh_t ——叶顶漏汽损失(kJ/kg)
 Δh_{λ} ——湿汽损失(kJ/kg)
 Δh_p ——动叶进口冲角损失(kJ/kg)
 Δh_{θ} ——扇形损失(kJ/kg)
 ΔHR ——参数变化后热耗率的改变量[kJ/(kW·h)]
 Δi ——加热器中工质焓差(kJ/kg)
 Δi_e ——加热器中抽汽焓降(kJ/kg)
 Δi_{fw} ——加热器中给水焓升(kJ/kg)
 ΔN_{el} ——机组电功率的改变量(kW)
 ΔN_g ——电机损失的功率(kW)

ΔN_m ——机械损失消耗的功率(kW)

ΔP_e ——抽汽压损(MPa)

ΔP_r ——再热压损(MPa)

Δs ——熵的改变量、熵增[kJ/(kg·K)]

Δt ——冷却水温升(°C)

$\Delta \eta_{is}$ ——参数变化后汽轮机相对内效率的改变量

δt ——加热器端差(°C)

ε ——压比

ε_{cr} ——临界压比

ε_n ——喷嘴、静叶压比

η ——效率

η_b ——供热锅炉效率

η_{el} ——汽轮发电机组绝对电效率

η_g ——发电机效率

η_H ——供热热网管线效率

η_m ——机械效率

η_{is} ——汽轮机相对内效率

η_t ——朗肯循环热效率

$\eta_{t(e)}$ ——给水回热循环热效率

$\eta_{t(r)}$ ——中间再热循环热效率

κ ——等熵指数

ρ ——反动度

φ ——喷嘴、静叶速度系数

ϕ ——动叶栅速度系数

叶轮

疏水

e——回热

抽气

el——电

eq——折算

f——摩擦

法兰

fw——给水

g——隔板

几何

电机

H——供热

h——再热前

i——内

k——排汽

护罩(第3章)

l——部分进汽度(第3章)

m——平均

机械

质量

m——纵向平面

n——喷嘴

静叶

p——汽封

r——再热

再热后

根部

Γ ——径向

s——饱和

阀杆(第3章)

围带(第5章)

t——理论(等熵)

理想

顶部

v——阀门

w——拉筋(第5章)

水

χ ——湿度

上角标

*——滞止参数

下角标

a——轴向(第5章)

b——锅炉

动叶片

螺栓

弯应力(第5章)

c——凝结水

离心力(第5章)

c_2 ——余速

d——扩压

第 1 章 概 论^[1]

汽轮机是以蒸汽为工质的旋转式热动力机械，曾称蒸汽透平、蒸汽轮机、蒸汽涡轮。与其他原动机相比，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。在使用化石燃料的现代常规火力发电站（含蒸汽-燃气联合循环发电装置）、核电站以及地热发电站中，都采用以汽轮机为动力的汽轮发电机组，其发电量约占总发电量的 80% 左右。汽轮机由于能变速运行，故可用来直接驱动各种泵、风机、压缩机和船舶螺旋桨等。汽轮机的排汽或中间抽汽还可以用来满足生产和生活上的供热需要，这种既供热又供电的热电联供汽轮机在热能的综合有效利用方面具有较高的经济性。在生产过程有余能、余热的各工厂企业中，可以应用各种类型的工业汽轮机（包括发电、热电联供、驱动动力用），使不同品位的热能得以合理有效的利用，以提高企业的节能和经济效益。

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、泵等机械设备组成成套设备，配合协调工作。因此，汽轮机的选型、设计、自动控制和调节运行方式必须按用户对成套设备的运行要求及产品的系列化来确定。

由于用途广泛和使用条件各异，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，提高生产效率，降低成本，必须重视并搞好产品和主要零部件的系列化、通用化和标准化工作。电站汽轮机和工业汽轮机都已采用按蒸汽参数、功率等级和结构尺寸组合的汽缸积木块式的产品系列。

汽轮机通常在高温、高压及高转速的条件下工作，为了保证安全可靠和经济高效的综合质量要求，汽轮机装置必须选择合理的热力循环和性能匹配的成套设备。汽轮机的通流部分应有优良的热力和气动特性；汽轮机主、辅机及其主要零部件应具有可靠的强度和振动特性，令人满意的自动调节性能，以及精湛的制造工艺性。

1 汽轮机的原理及分类

1.1 汽轮机的基本原理

来自锅炉或其他汽源，具有一定压力和温度的蒸汽经主汽阀和调节汽阀进入汽轮机内，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，将其热能转换成推动汽轮机转子旋转的机械功，从而通过联轴器驱动其他机械。膨胀做功后的蒸汽由汽轮机排汽部分排出。电站中常用的凝汽式汽轮机，其排汽被引入凝汽器，向冷却水放热而凝结，凝结水再经泵输送至加热器中加热后作为锅炉给水，循环工作，如图 3-1-1 所示。

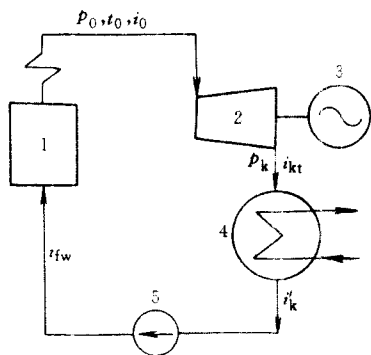


图 3-1-1 简单的蒸汽动力装置

1—锅炉 2—汽轮机 3—发电机 4—凝汽器
5—给水泵

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，组成将蒸汽热能转换成机械功的基本工作单元，称为汽轮机的级。根据蒸汽在静、动叶栅中能量转换的具体情况，汽轮机的级可以分为冲动级、反动级、带反动度的冲动级和复速级。

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。由冲动级或带反动度的冲动级组成的汽轮机，称为冲动式汽轮机；只有反动级的称为反动式汽轮机。

汽轮机本体主要由静子和转子两大部分构成，本

体结构见图 3·1-2。静子包括汽缸、隔板和静叶栅（反动式汽轮机不用隔板，而用静叶持环）、进排汽部分、端汽封、轴承和轴承座等。转子包括主轴、叶轮和动叶片[或直接装有动叶片的整锻或焊接转子（反动式汽轮机

不用叶轮，而用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、盘车装置及各种辅助设备。

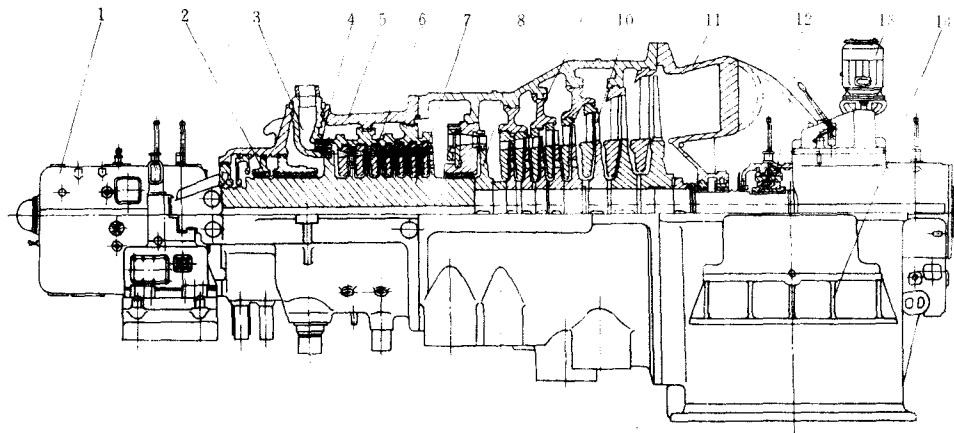


图 3·1-2 汽轮机的本体结构

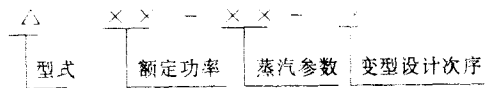
- 1—前轴承座 2—汽封 3—蒸汽室 4—喷嘴组 5—前汽缸 6—隔板 7—主轴 8—叶轮 9—隔板套
10—动叶片 11—后汽缸 12—后轴承 13—盘车设备 14—后座架

1·2 汽轮机的分类及型号编制方法

1·2·1 分类（表 3·1-1）

1·2·2 型号编制方法

汽轮机型号的组成是：



汽轮机型式代号见表 3·1-2。蒸汽参数表示方式见表 3·1-3。按原型设计制造的产品，型号组成无最后部分。

表 3·1-1 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）中膨胀
	反动式汽轮机	蒸汽在汽轮机的静叶栅中和动叶栅中都膨胀
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，有一次调整抽汽式和两次调整抽汽式。生产用供热抽汽压力一般为 0.5~1.5MPa，生活用供热抽汽压力一般为 0.05~0.25MPa
	抽汽背压式汽轮机	具有调整抽汽的背压式汽轮机，调整抽汽和排汽分别供热用户使用
	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

(续)

分类	型 式	简 要 说 明
按热力特性	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，可以综合利用蒸汽的热能
按蒸汽方向	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	在使用化石燃料（煤、油、天然气）、核燃料或其他能源（地热、太阳能等）的电站中带动发电机的汽轮机。绝大多数采用凝汽式汽轮机
		热电站中同时供热和供电的汽轮机（抽汽式、背压式），通常又称热电联供汽轮机
	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和热电联供汽轮机（通常是等转速的），以及驱动用汽轮机（通常是变转速的）
	船用汽轮机	用于大型船舶、军舰的推进动力装置，驱动螺旋桨

汽轮机还可以按其他方式进行分类：如按蒸汽初压分为低压（0.12~1.5MPa）、中压（2~4MPa）、高压（6~10MPa）、超高压（12~14MPa）、亚临界（16~18MPa）、超临界（>22.1MPa）汽轮机；按汽缸数目分为单缸、双缸、多缸汽轮机；按布置方式分为单轴、双轴汽轮机。另外，还可以分为固定式和移动式（如列车电站）汽轮机等

表 3-1-2 汽轮机型式代号

代号	型 式	代号	型 式
N	凝汽式	CB	抽汽背压式
B	背压式	CY	船用
C	一次调整抽汽式	Y	移动式
CC	两次调整抽汽式	HN	核电汽轮机

表 3-1-3 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-	N50-8.83
凝汽式（具有中间再热）	-蒸汽初压/蒸汽初温/再热温度-	N300-16.7/538/538
抽汽式	-蒸汽初压/高压抽汽压力/低压抽汽压力-	CC12-3.43/0.98/0.12
背压式	-蒸汽初压/背压-	B25-8.83/0.98
抽汽背压式	-蒸汽初压/抽汽压力/背压-	CB25-8.83/1.47/0.49

注：参数所用单位分别为功率—MW，船用汽轮机—khp（1hp=745.6700W）；蒸汽压力（绝对）—MPa；蒸汽温度—℃。

2 汽轮机的发展

2.1 概况

自 1883 年首台汽轮发电机组投运以来，汽轮机已有百余年历史。在电站汽轮机中已有双轴 1300MW、

单轴 1200MW 的火电站汽轮机，1300MW 的核电站汽轮机，单机功率 660MW 的空冷凝汽式汽轮机，以及单轴功率为 340MW，热效率超过 52% 的燃气-蒸汽联合循环装置。

在船舶动力装置中，汽轮机的单机功率在 8~80MW 之间。舰用燃气-蒸汽联合循环装置因其效率高，而在大型舰船中得到应用。

利用地热发电是开发利用地热资源的有效途径。目前，世界上利用地下蒸汽和热水发电的总装机容量已超过 6000MW。

汽轮机通常在高温、高压及高转速下工作，是一种较为精密的动力机械。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研制，在加工制造中的少无切削、数控技术，大型转子焊接及其他新工艺、新技术的应用，机组运行中的计算机集控和程控系统水平的提高，各种测试、诊断、监测技术的应用，以及热工学、流体力学、强度振动、自动控制、计算机辅助设计等方面的理论和应用研究。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 汽轮机的发展特点

随着电能需要的迅速增长和电网规模的不断增

大,电站汽轮机始终沿着不断提高机组经济性、安全可靠、负荷适应性和自动化水平的方向稳步发展,而发展的中心则是提高机组的经济性。

增大单机功率,改进汽轮机内效率是提高机组经济性的途径之一。汽轮机单机功率的增大,能减少单位功率的材料消耗和制造工时,并且节约电厂占地面积,减少机组运行人员,从而降低电站建设投资和运行费用,见表 3-1-4。

表 3-1-4 汽轮机的单位功率
质量长度及热耗率比

产品型号	单位功率	单位功率	热耗率比 (%) ③
	质量比 (%) ①	长度比 (%) ②	
N12-3.43	100	100	100
N25-3.43	85	67	95
N50-8.83	77	42	77
N100-8.83	67	33	75
N125-13.2/535/535	62	27	68
N200-12.7/535/535	52	26	68
N300-16.7/538/538	50	15	65
N600-16.7/538/538	47	13	64

- ① 单位功率质量 (kg/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/10⁴ kW) 可反映电站每千瓦的基建投资。
- ③ 热耗率 [kJ/(kW·h)] 表示机组的热经济性,反映每千瓦小时的燃料消耗。

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。汽轮机单机功率的增长国内外比较见图 3-1-3。

汽轮机的内效率直接影响整个机组的热效率,每提高 1% 的内效率,热耗率可下降约 0.9%。随着流体力学理论、计算机技术及气动试验研究的发展,汽轮机的通流部分,包括阀门,进排汽蜗壳、叶型及叶片级的流型、长叶片,汽封等方面的气动性能都在不断改进。目前,大功率汽轮机的内效率已达到 90% 左右。

此外,提高经济性的途径还有,提高汽轮机的蒸汽初参数,采取再热循环(包括一次、二次再热及多级给水回热),双工质联合循环等。

由于汽轮机在热电联供和余热利用,提高能源有效利用率方面起着主要的作用,热电汽轮机及工业汽

轮机也正向高参数、大功率、高转速、多品种方向发展。

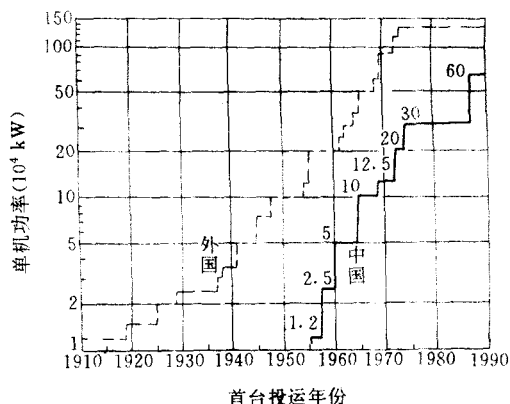


图 3-1-3 汽轮机单机功率的增长国内外比较

2.3 超临界压力汽轮机

自世界上首台超临界 125MW 汽轮机组于 1957 年投运以来,经过 30 多年的发展和完善,超临界机组的可用率及变负荷运行性能均已达到亚临界机组的相同水平。由于其设备费用增加不多,而经济性却可以提高 2% 左右,因此超临界压力汽轮机在一些工业发达国家得到广泛应用和发展。

根据水蒸气的热力性质,干度等于 1 的饱和蒸汽线与干度等于 0 的饱和液线的交点称为临界点。该点压力等于 22.1MPa (绝对),称此为临界压力。在等于或超过这个压力时,随着温度升高,水由液态转化为汽态的汽化潜热等于零,水蒸发时不再存在沸腾过程。超临界参数对锅炉的设计影响较大,但对汽轮机的热力过程并无影响。目前压力为 24.2MPa (绝对) 的超临界压力汽轮机已相当成熟,机组的热耗率可达到 7630kJ/(kW·h) 的水平。

为了进一步提高热效率,目前正在开发研制更高压力、温度的超临界机组,见表 3-1-5。

表 3-1-5 超临界参数的发展

蒸汽参数 [MPa(绝对)/℃/℃]	热耗率水平 [kJ/(kW·h)]
24.2/538/538	≈7630
31/566/566/566	≈7450
31/621/593/593	≈7300
34.4/649/593/593	≈7230

2.4 双工质联合循环装置

利用不同工质的热力特性所组成的联合循环动力装置可以改善整个电站的经济性,是一项很有发展前途的技术。

其中,燃气-蒸汽联合循环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装置。主要联合方式有:

- (1) 用燃气轮机排气作为锅炉热源。
- (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。
- (4) 常压流化床(沸腾燃烧)间接加热式,将热能

传给燃气及蒸汽。

目前联合循环装置的热效率超过 52%;如燃气初温提高到 1550℃,可达到 55%以上。

燃煤燃气-蒸汽轮机是一种使用煤为燃料,并且能减少环境污染的新技术。目前,该项技术的开发研制已是燃煤发电的主要发展方向。

不同工质的联合循环装置还有: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气的比容小得多,在同样排汽面积下可大大增加汽轮机的单机功率。

3 汽轮机总体

汽轮机的总体设计应立足于电站成套的全局,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,保证实现机组的各项技术经济指标。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

汽轮机的热力系统主要包括给水回热系统、主蒸汽系统、汽封系统、疏水系统、小汽轮机驱动给水泵系统以及旁路系统等。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 3-1-4 为大功率机组的给水回热系统。它采用八级回热抽汽,给水泵用凝汽式小汽轮机驱动,系统中设有除氧器(对单元制系统,除氧器常采用滑压运行),以提高热经济性。

回热系统与汽轮机的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。对有关的主要技术参数,如回热级数及各级回热焓升分配、给水温度、加热器端差、抽汽管压损、中间再热压力以及再热压损、阀门及主蒸汽管道压损,疏水泵设置、给水泵驱动方式,凝汽器压力特性等均需作全面的综合技术经济分析,才能合理地确定。

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。

汽封系统及疏水系统应确保机组安全运行和经济性。大功率机组中这些系统都应具有较好的自动调控功能。

一般在 300MW 或更大功率的机组中采用小汽轮机驱动给水泵的方式,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。小汽轮机的汽源来自主机抽汽,又可提高电站的经济性。小汽轮机通常为凝汽式,在主机启动或低负荷运行时,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,对中间再热机组一般为主蒸汽或高压缸排汽。小汽轮机可自带凝汽器或排汽入主机凝汽器。关于小汽轮机的型式、容量匹配(50%或 100%)以及汽源的选择和切换方式,通常是根据热经济性的计算、结构及系统的分析及结合安全可靠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,以及保护再热器及锅炉的稳定燃烧,可设置旁路系统。旁路系统的容量一般为 30%~50%(也有采用 100%旁路的),型式有一级大旁路、二级串联旁路及三级旁路。关于旁路系统的容量及型式的选定要根据汽轮机、锅炉及电厂运行的要求作具体分析后决定。

3.2 蒸汽参数

3.2.1 主蒸汽参数

主蒸汽参数与电站热经济性、安全性、制造成本、运行费用以及产品系列等因素有关。对于功率大于 100MW 的机组,普遍采用中间再热,再热温度通常与初温相同。再热压力根据热力循环分析结合结构特点合理确定。

我国已有凝汽式汽轮机的进汽参数示于表 3-1 6。

工业汽轮机的进汽参数主要根据应用场合和汽源决定。

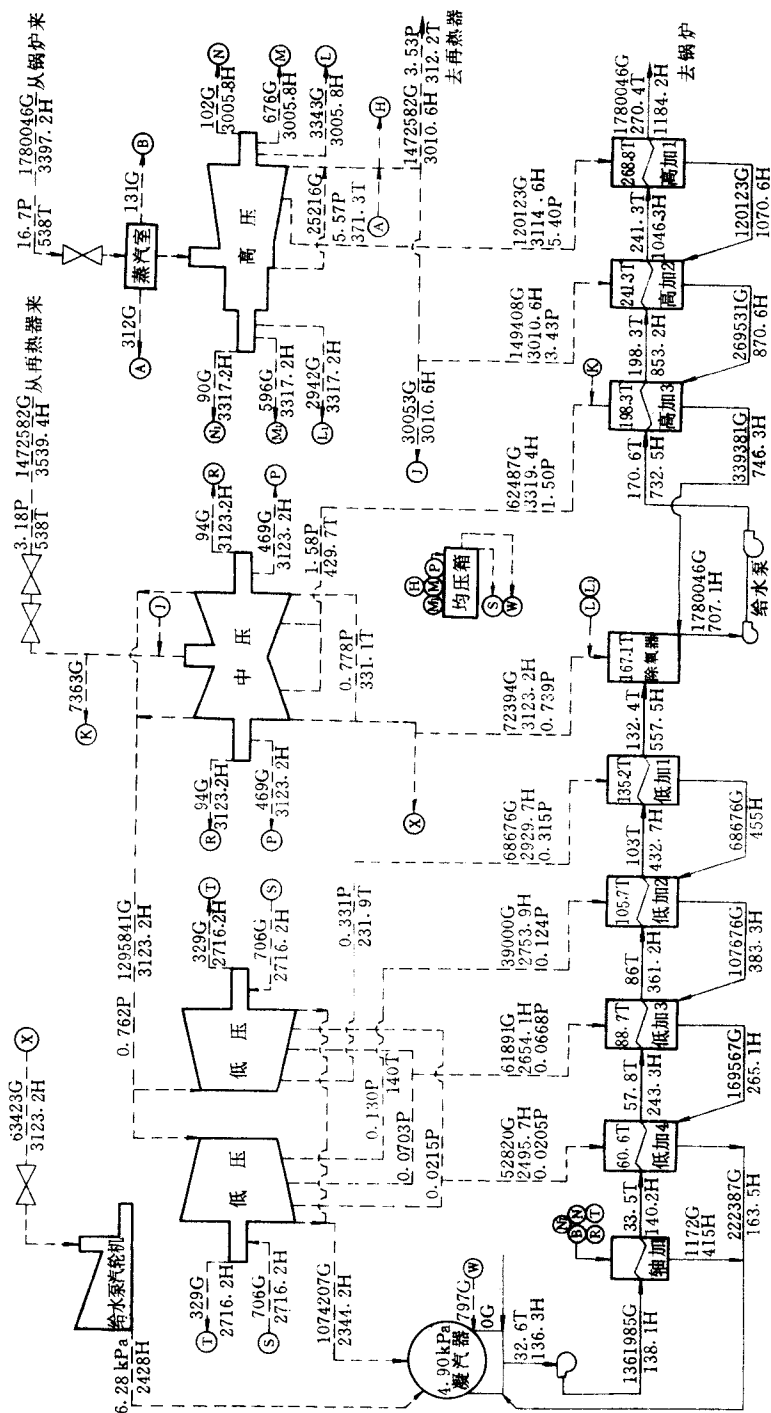


图 3.1.4 大功率机组的给水回热系统

表 3-1-6 凝汽式汽轮机进汽参数

额定功率 (MW)	进 汽 参 数	
	初压 (绝对) (MPa)	初温/再热温度 (°C)
0.75, 1.5, 3	2.35	390
6, 12, 25	3.43	435
50, 100	8.83	535
125, 200	13.2, 12.7	535/535 (550/550) ①
300, 600	16.7 (16.2)	538/538 (535/535, 550/550) ①
600	24.2	538/566

① 125MW, 300MW 机组曾采用括号中的参数。

3.2.2 排汽压力

电站凝汽式汽轮机的背压与凝汽器的冷却水温、水量、冷却面积以及功率等级有关。如无特殊要求,我

国大多数地区以 20°C 为设计冷却水温。其常用排汽压力见表 3-1-7。

表 3-1-7 凝汽式汽轮机常用排汽压力

冷却水温 (°C)	20	27
排汽压力 (绝对) (kPa)	4.9~5.9	6.9~7.9

对缺乏水源采用空冷凝汽系统的汽轮机,背压变化范围很大,应根据不同的空冷凝汽系统及电厂的气象条件进行具体分析后决定汽轮机的设计排汽压力及最高工作背压。

3.2.3 背压式汽轮机的背压及抽汽式汽轮机的调整抽汽压力

背压式汽轮机及抽汽式汽轮机在提供电能的同时,还向用户提供热能,因此其压力参数与抽汽量应综合用户的需要,并结合产品的系列化而确定。热电联供汽轮机的背压及调整抽汽压力见表 3-1-8。

表 3-1-8 热电联供汽轮机的背压及调整抽汽压力

背压式汽轮机背压(绝对)(MPa)		抽汽式汽轮机的调整抽汽压力(绝对)(MPa)	
额定压力	调整范围	额定压力	调整范围
0.294	0.196~0.392	0.118	0.069~0.245
0.490	0.392~0.686	0.490	0.392~0.686
0.686	0.49~0.981	0.981	0.785~1.27
0.981	0.785~1.27	1.27	0.981~1.57
1.27	0.981~1.57	1.57	1.27~1.86
1.57	1.27~1.86	3.63	3.43~3.82
2.45	2.26~2.64	4.02	3.82~4.21
3.63	3.43~3.82		
4.02	3.82~4.21		

3.3 机炉电配合

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

3.3.1 蒸汽参数的配合

汽轮机与锅炉应对主蒸汽及中间再热前后的蒸汽压力、温度及流量、给水温度、减温喷水量、锅炉与汽轮机之间的管道压损、中间再热压损等参数进行协调。对变压运行的大功率中间再热机组,汽轮机还应根据锅炉在不同蒸汽流量时的温度决定蒸汽压力。

3.3.2 机组出力的匹配

汽轮机的额定功率是指汽轮机在额定蒸汽参数、

转速、冷却水温、额定背压和回热系统满足设计条件、设计给水温度,补水率为零,并扣除非同轴励磁机及其控制系统所耗电功率后,在发电机端的连续输出功率。

抽汽汽轮机一般应保证在额定调整抽汽压力及抽汽量下发出额定功率。

凝汽式汽轮机除确保上述条件下发出额定功率外,还要保证机组在夏季冷却水温升高或主蒸汽参数下降至某一定值,以及存在一定汽水损失,机组老化及电厂用汽时也能发出额定功率。因此,一般汽轮机的通流能力应有 8%~10% 额定主蒸汽量的裕量。在汽轮机阀门全开,额定主蒸汽压力、温度下(对可超压运行的汽轮机,应对应最大主蒸汽压力),汽轮机的流量为最大主蒸汽量。汽轮机在最大主蒸汽量工况下发出的最大功率是发电机设计的最大出力。

抽汽式汽轮机在抽汽量增加或减少时,机炉电的匹配有两种方式:

(1) 以锅炉蒸汽量不变为原则。随着抽汽量增加或减少,机组的功率发生变化;纯凝汽工况汽轮机的出力最大;最大抽汽工况出力最小。这种方式锅炉运行稳定,适用于单元制系统。

(2) 以出力基本不变为原则。当调整抽汽量为零时,机组发额定功率;在大量抽汽时,为充分利用低压部分的通流能力,汽轮机的最大出力可比额定功率增加20%;如50MW的抽汽机组,在最大抽汽量工况,发电机的功率为60MW。这种匹配方式,主蒸汽量变化很大,因此只适用于母管制系统。50MW及其以下的抽汽机组多采用这种方式。

3.3.3 汽轮发电机轴系

电站汽轮机通常直接带动发电机,两者转速相同,转向一致。对于中小功率汽轮机,为使本体轻小、高效而选用高转速时,可采用减速箱传动。发电机与汽轮机传动接口的设计、加工及安装调试都应注意协调配合。

发电机与汽轮机要综合进行整个轴系的临界转速、轴系稳定性、不平衡响应、扭振及发电机短路转矩等项特性的分析,以确保机组运行的安全可靠。

3.4 运行方式

机组的设计应满足运行方式的要求。随着电网容量的扩大及用电峰谷差的增加,除中小功率机组外,一些大功率汽轮机也将承担电网的调峰或二班制运行,故要求机组负荷适应性好,起停速度快。要根据不同运行方式的要求,合理地选择机组的配汽方式(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;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。

对单元制的大功率机组,在负荷变化时也可采用变压运行方式,即汽轮机的全部或部分调节汽阀处于全开状态,汽轮机主蒸汽压力随着负荷及进入汽轮机的流量而“滑动”。采用这种变压运行(或称滑压调节)方式时,汽轮机各级温度变化很小,负荷适应性好,可明显地提高机组运行的可靠性和延长设备的使用寿命。变压运行要求锅炉适应汽轮机的负荷变化,因此对锅炉运行和控制有较高的要求。

为充分利用各种配汽方式的优点,在大功率汽轮

机中通常采用多种不同的配汽方式:

(1) 在新机组投运初期,通常规定在6个月之内,为保证机组调试及运行初期的热膨胀均匀性,避免产生过大的热应力,而采用节流配汽方式。

(2) 在新机组投运6个月后,采用混合配汽方式(见图3-1-5);在低负荷时,为部分调节汽阀的节流配汽;当这部分阀门达到全开状态后,开始转入变压运行,通过提高蒸汽压力来增加汽轮机的流量及负荷;当蒸汽压力达到额定值后,再转入喷嘴配汽方式,依次开启剩余的调节汽阀。

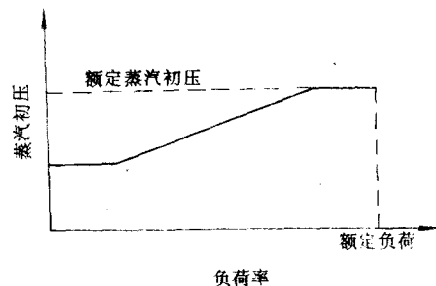


图 3-1-5 混合配汽方式

采用混合运行方式时,汽轮机通流部分的温度变化小,热应力小,有较好的热经济性。目前,电站的计算机集控系统已能实现汽轮机各种配汽方式的自动切换,以及机随炉或炉随机的自动联控。

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、调节汽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、调节汽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,蒸汽管道必须设置疏水系统,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,使低压转子的重力基本支承在基础上,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。

凝汽器相对于汽轮机的布置有纵向和横向布置两种。采用纵向布置时,凝汽器一般用单壳体,这样布置紧凑,占地面积小,但要注意解决多排汽口与单壳体之间的差胀问题。横向布置有利于凝汽器的维修。当排汽缸数大于1时,凝汽器可用多壳体结构,利于采用多背压(每个排汽缸的背压有些差别,可以提高运行经济性),但冷却水进出口水管接口数较多。

3.6 结构选型

对大功率机组的轴数、汽缸数、排汽口数及通流部分型式的合理选型,是总体结构选型的主要内容。

3.6.1 轴数

国外曾采用双轴结构,以提高单机功率。但是由于双轴机组系统复杂,造价高,电站建设费用大,加之近年来新技术、新材料、新结构的发展以及大型末级长叶片和大容量发电机的研制成功,因此目前广泛采用单轴结构。

3.6.2 积木块设计

为适应产品开发与市场的需要,做好产品的系列化、通用化和标准化,目前广泛采用积木块的设计方法,即在一定参数和功率范围内预先设计好以整个汽缸或典型部套为单元的积木块。在参数和功率变化时,

只需改变通流部分的级数和尺寸,而保持汽缸、持环、汽封、转子的毛坯尺寸不变;保持轴承、轴承座、控制系统、油系统、汽封系统的部件和本体布置不变。由此可以很方便地派生出各种规格、类型和机组。这种积木块的设计方法可以增加产品品种,缩短设计和生产准备周期,降低成本。

50MW以下中小功率机组多采用单缸结构,其积木块以主要部套为单元;大功率机组则采用多缸结构,积木块以汽缸为单元。减少汽缸数的主要措施为采用高中压合缸及增加末级长叶片的高度。

3.6.3 通流部分选型

通流部分的结构选型主要包括调节级、中间级及末级长叶片的选型,叶片型线的选择,排汽面积和排汽口数的分析比较,以及通道型式的分析和级数的确定等内容。一般调节级均采用冲动式,具体的结构型式与各制造厂的传统有关。中间级有反动式及冲动式两种。长叶片与排汽面积及排汽口数有关,各制造厂根据自己的经验,开发相应的长叶片系列供各种机型使用。

通流部分的型式及级数、叶型选取、长叶片特性等直接影响汽轮机的内效率和制造成本,应进行综合分析后合理地确定。

机组的结构选型,除采用积木块的设计方法外,还应尽量做好产品系列化、部套通用化、零件标准化;充分采用科研的最新成果,搞好热力、强度和振动设计;要考虑机组最大件尺寸和质量、起吊、运输、铸锻设备能力、加工条件等因素,尽量采用新工艺、新材料、新技术,以不断提高机组的水平。

第2章 汽轮机装置的热力循环^{[2]~[4]}

由热力学第二定律可知,按卡诺循环工作的理想热机具有最高热效率。目前,电站凝汽式汽轮机装置的热效率约为35%~45%,而同样参数的卡诺循环热效率可达55%~65%。因此,进一步研究并改进汽轮机装置的热力循环,对提高整个装置的热经济性具有重要意义。

在确定热力循环及选择参数时,应根据经济和技术发展状况,对循环的热经济性、组成循环的成套设备的工作安全可靠、设备投资和运行维护费用等方面

进行综合的技术经济比较。

1 基本热力循环及热经济性指标

1.1 朗肯循环

朗肯循环是汽轮机装置的基本热力循环,见图3-2-1。它的工作过程是:工质(水)在锅炉中定压加热、汽化和过热($T-s$ 图中4-5-6-1);蒸汽在汽轮机中等熵膨胀作功(1-2);排汽在凝汽器中定压凝结放热

(2_t—3); 凝结水经水泵等熵压缩升压后进入锅炉 (3—4), 如此循环工作。

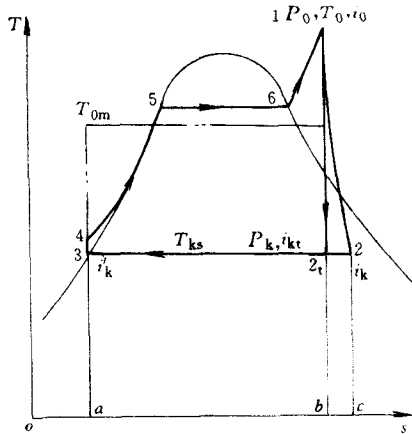


图 3-2-1 朗肯循环 T-s 图

朗肯循环的热效率 η_t , 表示每千克工质在循环中产生的净功 W_t (kJ/kg) 与其从锅炉 (热源) 中吸收的热量 q_0 (kJ/kg) 之比, 即

$$\eta_t = \frac{W_t}{q_0} = \frac{(i_0 - i_{kt}) - (i_{fw} - i_{k'})}{(i_0 - i_{k'}) - (i_{fw} - i_{k'})}$$

式中 $i_0 - i_{kt}$ ——汽轮机的理想焓降 (H_t), 即每千克蒸汽在汽轮机中等熵膨胀产生的理想功;

$i_{fw} - i_{k'}$ ——每千克水在水泵中的加热量, 即水泵消耗的等熵压缩功。

在循环初参数不太高时, 可忽略水泵耗功, 上式可简化成

$$\eta_t \approx \frac{i_0 - i_{kt}}{i_0 - i_{k'}} = \frac{H_t}{i_0 - i_{k'}}$$

可见, 朗肯循环的热效率只取决于循环的蒸汽初、终参数。在朗肯循环中, 排汽的定压凝结放热也是一个等温放热过程。如果在吸热量相同的条件下, 把定压下的吸热过程化成在吸热平均温度 T_{0m} 下的等温吸热过程, 就可以将朗肯循环看成按吸热平均温度 T_{0m} 和放热温度 T_{kt} 工作的等效卡诺循环。见图 3-2-1。显然, 由于吸热平均温度 T_{0m} 比循环的蒸汽初温 T_0 低得多, 朗肯循环的热效率总比同一温度范围 (初温 T_0 、终温 T_{kt}) 的卡诺循环热效率低。设法提高 T_{0m} 和降低 T_{kt} , 都可提高汽轮机装置的循环热效率。

1.2 效率

在实际的汽轮机装置中, 除了循环的冷源损失以

外, 由于还存在蒸汽流动和膨胀过程中的热力损失, 以及机械、电机 (或其他被驱动机械) 等损失, 蒸汽的理想焓降 H_t 不能全部转换为电能 (或有用机械功)。通常, 采用下列效率来衡量能量转换过程的完善程度。

1.2.1 汽轮机的相对内效率 η_{oi}

表示蒸汽在汽轮机中实际做功的有效焓降 H_i 与理想的等熵焓降 H_t 之比, 见图 3-2-2。它反映汽轮机中能量转换的完善程度。

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_t} = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - i_{kt}}$$

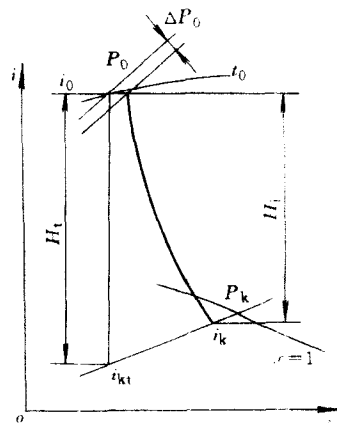


图 3-2-2 汽轮机的热力过程曲线

因此, 汽轮机产生的内功率为

无回热抽汽时

$$N_i = D_0 H_i / 3600 = D_0 H_t \eta_{oi} / 3600 \text{ (kW)} \quad (3.2-1)$$

有回热抽汽时

$$N_i = \sum_{j=1}^m D_j h_j / 3600 \text{ (kW)} \quad (3.2-1a)$$

式中 D_j 、 h_j ——汽轮机中各级或各段相应的蒸汽流量 (kg/h)、有效焓降 (kJ/kg)。

1.2.2 机械效率 η_m

表示考虑机械损失后汽轮机联轴器端的输出功率 (轴端功率) N_e 与汽轮机内功率 N_i 之比。

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{\Delta N_m}{N_i}$$

式中 ΔN_m ——机械损失, 包括轴承摩擦损失、带动主油泵和调速系统等消耗的功率, 如汽轮机带有齿轮箱, 还应包括齿轮箱损

失 (kW)。

(3·2-3)

1·2·3 发电机效率 η_g

表示考虑电机损失后发电机输出的电功率 N_{el} 与汽轮机轴端功率 N_e 之比。

$$\eta_g = \frac{N_{el}}{N_e} = 1 - \frac{\Delta N_g}{N_e}$$

式中 ΔN_g ——电机损失，包括发电机中电气方面的励磁、铁心和线圈发热，以及机械摩擦、鼓风等损失的功率 (kW)。

1·2·4 汽轮发电机组的绝对电效率 η_{el}

表示发电机输出的电功率 (kW) 与蒸汽在锅炉 (热源) 中总吸热量 Q_0 (kJ/h) 之比。它是衡量汽轮发电机组能量转换的完善程度的重要指标。

$$\eta_{el} = \frac{3600N_{el}}{Q_0} = \frac{3600N_{el}}{D_0(i_0 - i_{fw})} \quad (3·2-2)$$

对纯凝汽式机组

$$\eta_{el} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_g \quad (3·2-2a)$$

1·3 热经济性指标

1·3·1 汽耗率 d

机组每生产 1kW·h 电能所需要的蒸汽量。

$$d = \frac{D_0}{N_{el}} = \frac{D_0}{N_t \eta_m \eta_g} \quad [\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})]$$

有回热抽汽时

$$\begin{aligned} d &= \frac{D_0}{\sum_1^n D_i h_i} \times \frac{3600}{\eta_m \eta_g} \\ &= \frac{D_0}{D_k H_i + \sum_1^n D_{ei}(i_0 - i_{ei})} \times \frac{3600}{\eta_m \eta_g} \\ &= \frac{3600}{[a_k(i_0 - i_k) + \sum_1^n a_{ei}(i_0 - i_{ei})] \eta_m \eta_g} \\ &\quad [\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})] \quad (3·2-3a) \end{aligned}$$

1·3·2 热耗率 HR

机组每生产 1kW·h 电能所需要的热量

$$\text{HR} = \frac{Q_0}{N_{el}} = \frac{3600}{\eta_{el}} \quad [\text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})]$$

对非再热机组

$$\text{HR} = d(i_0 - i_{fw}) \quad (3·2-4)$$

对再热机组

$$\text{HR} = d[(i_0 - i_{fw}) + \frac{D_r}{D_0}(i_r - i_h)]$$

(3·2-4a)

式中 D_r ——再热蒸汽流量 (kg/h)；

i_i 、 i_h ——再热后、再热前蒸汽的比焓 (kJ/kg)。

汽轮发电机组的各种效率及热经济性指标的大致范围见表 3·2-1，供参考。

表 3·2-1 汽轮发电机组的效率及热经济性指标

额定功率(MW)	η_{oi}	η_m	η_g	η_{el}	$d[\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})]$	$\text{HR}[\text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})]$
0.75~6	0.76~0.82	0.965~0.985	0.93~0.96	<0.28	>4.9	>12980
12~25	0.82~0.85	0.985~0.99	0.965~0.975	0.30~0.33	4.7~4.1	12140~10880
50~100	0.85~0.87	≈0.99	0.98~0.985	0.37~0.39	3.7~3.5	9630~9210
125~200	0.87~0.88	>0.99	0.985~0.99	0.42~0.43	3.2~3.0	8500~8370
300~600	0.885~0.90	>0.99	0.985~0.99	0.44~0.46	3.2~2.9	8100~7810
>600	≥0.90	>0.99	0.985~0.99	>0.46	<3.2	<7800

2 提高热经济性的途径及主要参数的选择

2·1 提高蒸汽初参数

在循环终参数相同的情况下，蒸汽初参数对循环热效率的影响，见图 3·2-3。

提高蒸汽初温，可使循环吸热平均温度 T_{om} 增加，提高循环热效率。同时，由于进汽比体积增大和排汽湿度减小，使汽轮机的相对内效率也有提高。初温的提高主要受耐热合金钢性能的限制。由于奥氏体钢成本昂

贵、工艺性能较差、机组运行维护困难等原因，从技术经济性和运行可靠性考虑，目前大功率汽轮机的蒸汽初温一般控制在珠光体钢强度容许的范围内，为 535~565℃，多数趋向于采用 535~538℃。

提高初压，一般也可使吸热平均温度增加，提高循环热效率。但是，过分提高初压，由于水的汽化潜热在整个吸热量中所占的比例变小，而加热水的热量相对增大，使循环热效率的增益变小，甚至会使热效率略有下降。而且，单独提高初压，由于进汽比体积减小和排汽湿度增大，会使汽轮机的相对内效率降低。初压的提