



普通高等学校“双一流”建设能源与动力专业精品教材

QILUNJI RELI XITONG YU TONGLIU JIEGOU KECHENG SHEJI

汽轮机热力系统与通流结构 课程设计

王坤 © 编著



华中科技大学出版社
<http://www.hustp.com>

普通高等学校“双一流”建设能源与动力专业精品教材

汽轮机热力系统 与通流结构课程设计

王 坤 编著

华中科技大学出版社
中国·武汉

内 容 简 介

本书共分为7章,内容包括汽轮机本体结构和热力系统简介、汽轮机级的热力设计方法、多级汽轮机的热力设计方法、多级汽轮机的变工况热力核算方法、长叶片的准三维气动设计计算方法、主要零部件的强度计算方法和开源多级涡轮机通流气动设计代码包 Multall 的使用介绍。内容涵盖了热力、气动、强度等汽轮机设计计算的几个主要方面,叶型和热力参考数据丰富,既有设计计算的算例和步骤说明,也有部分代码可供使用,内容详略得当。

本书可作为高等学校能源与动力工程专业教材,也可供有关专业师生及工程技术和研究人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮机热力系统与通流结构课程设计/王坤编著. —武汉:华中科技大学出版社,2021.12
ISBN 978-7-5680-7749-1

I. ①汽… II. ①王… III. ①蒸汽透平-课程设计-高等学校 IV. ①TK26

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2021)第 259887 号

汽轮机热力系统与通流结构课程设计

王 坤 编著

Qilunji Reli Xitong yu Tongliu Jiegou Kecheng Sheji

策划编辑:余伯仲

责任编辑:程 青

封面设计:廖亚萍

责任监印:周治超

出版发行:华中科技大学出版社(中国·武汉)

武汉市东湖新技术开发区华工科技园

电话:(027)81321913

邮编:430223

录 排:武汉三月禾文化传播有限公司

印 刷:武汉开心印印刷有限公司

开 本:787mm×1092mm 1/16

印 张:17.75

字 数:451千字

版 次:2021年12月第1版第1次印刷

定 价:59.80元



华中出版

本书若有印装质量问题,请向出版社营销中心调换
全国免费服务热线:400-6679-118 竭诚为您服务
版权所有 侵权必究

前 言

汽轮机原理是能源与动力工程专业的主要专业课程之一,部分内容学习难度较大。汽轮机课程设计是对汽轮机原理课程的有益补充,也是一门具有一定实践性的课程,该课程有助于加深学生对汽轮机原理相关内容的理解和认识,并培养和锻炼学生对知识的运用能力。本书是在华中科技大学能源与动力工程学院热动专业多年积累的汽轮机课程设计资料和设计实践基础上总结撰写的,可供该专业学生在汽轮机课程设计中参考,也可与热能动力类专业教材《汽轮机原理》配合使用。

本书共分7章,第1章介绍了汽轮机通流部分典型部件的结构特征和热力系统的基本构成,第2章主要对汽轮机的级内损失和单级热力设计方法进行说明,第3章介绍多级汽轮机的热力设计方法与步骤,第4章介绍变工况下汽轮机级的热力核算方法,第5章分别对基于简单径向平衡方程的长叶片设计方法和基于完全径向平衡方程的准三维程序设计方法进行说明,第6章分别采用简化公式和有限元数值分析技术对通流部分零部件的强度核算方法进行介绍,第7章对英国剑桥大学惠特尔(Whittle)实验室的Denton教授研究组开发并公开的开源涡轮机设计系统Multall及其使用方法进行简单介绍。

书中一方面对传统的汽轮机课程设计内容进行介绍,以热力计算和强度校核为主,并扩展到气动设计计算,由此使学生对汽轮机原理和设计特点的理解更加深入;另一方面,在热力、强度、气动三个方面,既提供了简单初步设计计算,也提供了稍复杂、有一定难度的设计计算内容供老师和学生选择,以满足不同设计学时的要求;同时,也对手工计算、代码辅助、数值分析等几种设计计算方式提供支持和参考,以满足不同培养层次学生不同兴趣要求的需要。课程设计的具体实施内容和安排可参考本书附录6。

本书编写过程中得到了原汽轮机锅炉教研室“汽轮机原理”课程资深授课老师冯慧雯教授的大力支持和帮助,在此表示感谢。

本书第7章内容中Multall代码包和相关说明文件得到了Denton教授的使用授权,在此深表谢意。

在本书撰写过程中,鲁录义、李爱军、张燕平、杨涛、王晓墨、陈刚等老师提供了帮助;同时,作者所在课题组中的研究生田津等,作者曾经指导本科毕业设计的吴高银,指导专业课程设计的韩哲睿、周雨龙等分享了各自的研究成果或学习资料,这里不一一列出,一并表示感谢。最后,我也要对书中引用的参考文献的作者表示诚挚的谢意。

由于编者水平有限,书中难免存在错误与不妥之处,恳切希望读者批评指正。

作者

2021年11月

目 录

第 1 章 汽轮机的本体结构与热力系统	(1)
1.1 级和级的组合	(1)
1.2 喷嘴(静叶)与隔板	(3)
1.3 动叶与转子	(6)
1.4 汽缸	(13)
1.5 汽封	(16)
1.6 其他主要零部件	(20)
1.7 典型超超临界压力 660 MW 汽轮机本体结构示例	(22)
1.8 汽轮机回热系统	(24)
参考文献	(26)
第 2 章 级内损失和级的热力设计计算	(27)
2.1 级内各项损失及影响因素	(27)
2.2 级内损失的计算及级内效率的影响分析	(33)
2.3 单级热力性能的速度三角形设计法	(43)
参考文献	(65)
第 3 章 多级汽轮机的热力设计计算	(66)
3.1 概述	(66)
3.2 近似过程线与回热系统的初步估算	(72)
3.3 通流部分选型	(87)
3.4 压力级比焓降分配及级数确定	(92)
3.5 汽轮机漏汽量的计算	(100)
3.6 整机计算、校核及调整	(105)
3.7 轴向推力的计算	(106)
参考文献	(109)
第 4 章 汽轮机变工况热力核算	(110)
4.1 变工况核算的理论基础和基本步骤	(110)
4.2 末级从排汽参数推算进汽参数的基本步骤	(113)
4.3 调节级变工况核算	(121)
4.4 算例	(125)
参考文献	(129)
第 5 章 长叶片的准三维气动设计计算方法	(131)
5.1 概述	(131)
5.2 准三维气动设计的基本理论	(137)

5.3	基于简单径向平衡方程的设计方法	(143)
5.4	基于完全径向平衡方程的准三维程序设计	(150)
5.5	N25-3.5/435 汽轮机低压部分叶片准三维气动设计示例	(160)
5.6	N25-3.5/435 汽轮机低压长叶片三维流场 CFD 分析示例	(167)
	参考文献	(175)
第 6 章	汽轮机通流部分主要零部件的强度核算	(177)
6.1	汽轮机零部件的载荷特点	(177)
6.2	叶片、轮缘与隔板的传统强度核算方法	(178)
6.3	叶片强度的有限元核算	(190)
6.4	汽轮机轴系临界转速的有限元分析	(205)
	参考文献	(218)
第 7 章	开源的涡轮机设计系统 Multall	(219)
7.1	Multall 系统使用简介	(219)
7.2	基于 REFPROP 的 Multall 系统物性库扩展	(228)
7.3	图形用户界面与程序接口开发	(233)
	参考文献	(242)
附录 1	汽流在级内的流动情况	(244)
附录 2	叶片和叶栅的结构参数及苏字叶型数据	(247)
附录 3	部分国内外汽轮机通流部分数据资料	(255)
附录 4	N50-8.82/535 型汽轮机热力设计数据	(261)
附录 5	叶片结构参数计算方法	(273)
附录 6	汽轮机课程设计内容及安排说明	(276)



汽轮机的本体结构与热力系统

汽轮机本体的结构形式有多种,但基本结构特征是相似的,一般由旋转部件和静止部件组成。

旋转部件即转子体,主要承受蒸汽的作用力,输出轴功。旋转部件一般包括轴、叶轮、动叶栅(片)。叶轮可以单独制造也可以和轴整体制造,汽轮机中的叶片一般单独制造,然后通过接口和叶轮或轴组装在一起。一圈数个叶片组成了叶栅,动叶栅主要吸收蒸汽的动能,并通过轴输出。部分叶栅还安装有拉筋(金)和围带,轴上还可能设计有联轴器、汽封、油封、轴颈等。

静止(固定)部件提供蒸汽能量转换和转移的工作空间。一方面,将蒸汽和转动部件与外界尽可能隔离,避免泄漏和确保安全;另一方面,部分机型的蒸汽做功是多次逐步完成的,需要将做功空间再进一步分隔为带有一定串联特征的流道蒸汽工作空间。静止部件一般包括喷嘴(静叶)、隔板、汽封、汽缸(机壳)和轴承等部件,其中喷嘴将工质的内能转换为其自身的动能。

为了提高汽轮机的功率和汽轮机的循环效率,大型汽轮机特别是发电用汽轮机都采用多排汽方式,这是因为当汽轮机进排汽参数相差较大时,其容积流量会变得很大,给通流部分的尺寸设计带来较大困难。采用多排汽方式,高参数蒸汽进入汽轮机经过不同程度的做功后,分别从不同抽汽口或者凝汽器流出汽缸,可以较好地降低最终排汽口面积要求。

多排汽方式使得汽缸内不同级内流过的流量有了差异,汽轮机整体效率计算的复杂性有所提高,也影响了汽轮机通流部分叶片的设计,因此汽轮机热力设计不仅要考虑缸内通流部分的焓降分配,还要考虑汽轮机本体以外的回热系统相关参数,如回热给水总焓升(温升)在各加热器间的分配、锅炉最佳给水温度和回热加热级数。这二者紧密联系,互有影响。通常汽轮机的功率等级和进汽参数越高,回热级数越多;回热级数越多,循环热效率就越高,但是设备也越多,投资越大,每增加一级的收益会递减。在级数一定的情况下,存在一个理论上最佳的给水温度,此时给水总焓升在各加热器间的分配若能达到最佳值,则汽轮机循环的热效率就会最高。

1.1 级和级的组合

一个静叶或者喷嘴及其后的动叶构成了汽轮机的一个基本做功单元。为了做功的连续性和增加进汽量,往往将更多的喷嘴和动叶组合在一起,这就形成了常见的静叶栅和动叶栅,一系列静叶栅和动叶栅构成一级。如图 1-1 所示,动叶片沿半径方向连接在叶轮盘上,喷嘴喷出的蒸汽进入相邻动叶片所形成的流道内,折转一定角度后流出。蒸汽在流经动叶栅后,其速度方向和速度大小都改变,最终将自身动能转移至转子体,推动转子旋转。

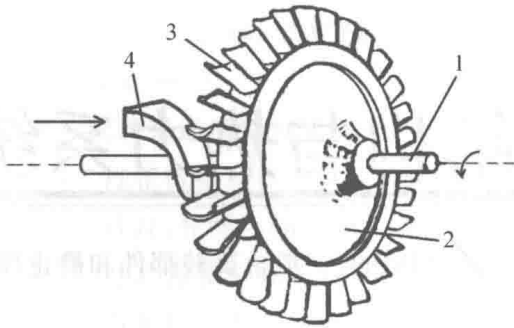


图 1-1 轴流涡轮机示意图

1—轴;2—叶轮;3—动叶;4—喷嘴

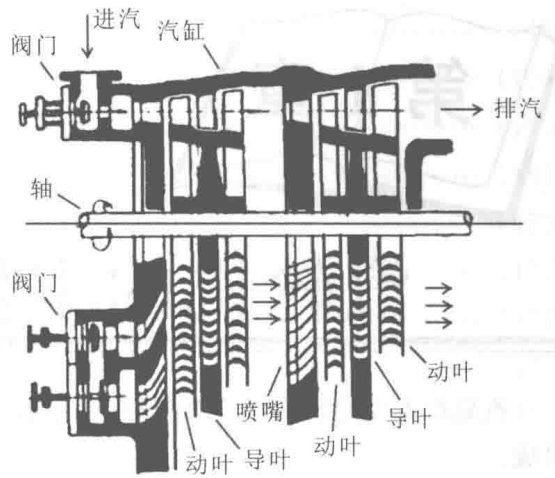


图 1-2 多级轴流涡轮机

为了同时提高功率和效率,应让工质在做功前后具有较大的能量差,亦即较大的焓降。这样的焓降往往需要多次分段利用才可降低损失,提高效率,这就出现了多级的需求。可将图 1-1 中所示结构通过简单串联的方式变成多级涡轮机,多级涡轮机可以设计得更加紧凑,如图 1-2 所示。对于多级涡轮机,这些级中的气体能量按顺序进行转换和利用,每一级只利用一部分。因此,工质的温度和压力逐级降低,每一级喷嘴和动叶内工质的速度都可处在最佳范围内。从结构来看,就是一列喷嘴和一系列动叶片,其后又是一列喷嘴和一系列动叶片,这样逐次排列下去。第一列喷嘴进口处的蒸汽压力最高,以后逐级降低,这样的级称为压力级,如图 1-3 所示。多级涡轮机具有效率高、能够使用高参数工质、结构较复杂的特点。

工质通过喷嘴一次性膨胀加速,速度逐步在多个动叶中做功被利用,这样的级称为速度级。这种级可承担较大的焓降,具有较大的功率,但气动损失明显。常见的是系列喷嘴、两列动叶栅和一系列导叶栅的速度级,也称柯蒂斯级或复速级,如图 1-4 所示。显然,速度级比压力级的结构要复杂一点。由于速度级焓降大,同时往往处于第一级,因此对强度的要求比一般压力级的要高。

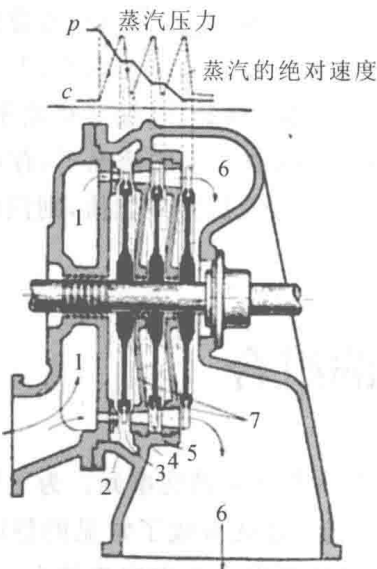


图 1-3 三个压力级的冲动式汽轮机的剖面简图

1—环形蒸汽室;2—第一级喷嘴;3—第一级动叶;
4—第二级喷嘴;5—第二级动叶;6—出汽口;7—隔板

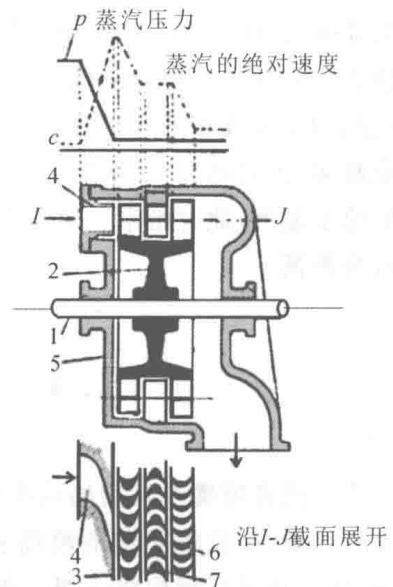


图 1-4 复速级汽轮机剖面简图

1—轴;2—叶轮;3—第一列动叶;4—喷嘴;
5—机壳;6—第二列动叶;7—导叶

速度级也可以和压力级结合起来使用,以减少级数,简化整体结构。

1.2 喷嘴(静叶)与隔板

轴流冲动式汽轮机中,为了减小轴向尺寸、便于调节负荷及降低叶高损失等,设计有调节级,工质在调节级内的焓降一般要大于其他级的,而且调节级的喷嘴一般并非全周进汽的,可以通过改变进汽通流面积改变工质流量。

调节级的喷嘴组安装在汽缸上的喷嘴室出口处,其他各级的喷嘴(静叶栅)安装在隔板上。

1.2.1 喷嘴结构

喷嘴的作用是将蒸汽的内能转化为气体自身的动能,以提高蒸汽流动速度。喷嘴前后有压力差,喷嘴内是蒸汽流道,流道截面积沿流动方向的变化符合拉瓦尔喷嘴的要求。喷嘴的进汽口一般应正对来流方向,以减少气体的流动损失。

一般喷嘴的流道是由两个相邻的喷嘴叶片及叶片的上下连接部件的壁面所围成的空间构成的,其截面大致呈长方形。图 1-5 所示为一个典型的喷嘴组,为整锻铣制焊接喷嘴组,它是在整锻的内环上直接铣制喷嘴片,再在喷嘴片外圆焊上隔叶片并与外环焊接而成的。

两个叶片及其两端连接部件所构成的喷嘴与经典的拉瓦尔喷嘴的差别在于,为了产生沿轮周方向的速度分量对汽流进行了一定的转向,这就使得喷嘴出口出现斜切部分。斜切部分的存在使得出口本身的截面与分析汽流流动所需截面相异,而后者应该与汽流流动方向相垂直。

若渐缩斜切喷嘴的斜切部分恰好属于喷嘴的喉部,当汽流亚声速膨胀时,斜切部分的存在对汽流出口速度和方向没有明显影响,汽流出口方向与喉部截面相垂直;对于超声速膨胀,汽流将发生一定角度的偏转,如图 1-6 所示,偏转角计算公式为

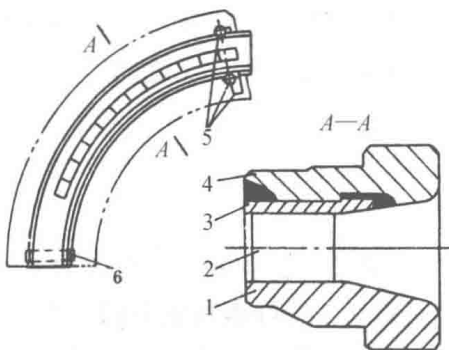


图 1-5 喷嘴组的结构

- 1—内环;2—喷嘴片;3—隔叶片;
4—外环;5—定位销;6—密封键

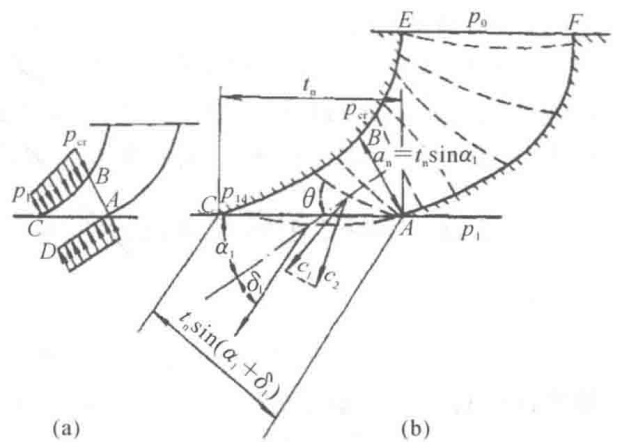


图 1-6 蒸汽在斜切部分的膨胀

- (a)斜切部分两侧压力的分布;
(b)斜切部分汽流的偏转

$$\frac{\sin(\alpha_1 + \delta_1)}{\sin\alpha_1} \approx \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\epsilon_n^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \epsilon_n^{\frac{k-1}{k}}}} \quad (1-1)$$

式中： ϵ_n 为喷嘴压力比； k 为蒸汽等熵指数； α_1 为喷嘴出汽角； δ_1 为汽流在喷嘴斜切部分的偏转角。

显然，斜切部分的存在使得渐缩喷嘴既可以完成汽流亚声速膨胀也可以在一定程度上获得超声速汽流。利用这一特性可避免在变工况下渐缩喷嘴效率降低和复杂制造工艺带来的弊端。当然斜切部分也存在一定的适用范围，当喷嘴出口背压低于极限压力，斜切部分等效的通流面积增加并不足以利用时，汽流会产生膨胀不足损失，极限压力的计算公式为

$$p_{1d} = \epsilon_{cr} (\sin\alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}} p_0^* \quad (1-2)$$

斜切部分的膨胀能力与 α_1 有关，当 α_1 增大时其膨胀能力降低。一般情况下 p_{1d} 要比 p_{1d} 大些，也就是不希望汽流偏转角 δ_1 太大，一般在 $2^\circ \sim 4^\circ$ 较好。

部分工业汽轮机也使用轴向对称的扩散型钻孔喷嘴（见图 1-7），这样的喷嘴流道是直接成形的。试验指出，当喷嘴前后压力比小于 $0.08 \sim 0.1$ 时，钻孔喷嘴的效率要比矩形截面的型线喷嘴高一些。

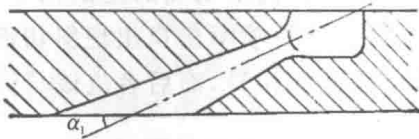


图 1-7 钻孔喷嘴示意图

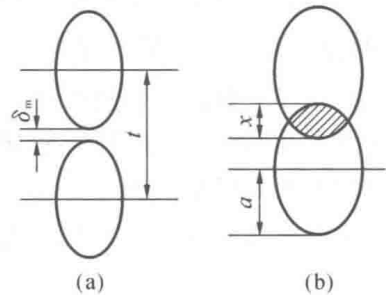


图 1-8 相邻钻孔喷嘴的重叠

此外，当喷嘴前压力高、出口汽流马赫数较大时，钻孔喷嘴的加工制造要比矩形截面的型线扩散喷嘴的更简单；在小功率汽轮机以及各种驱动用汽轮机中，为了降低造价、简化加工，虽然喷嘴前后压力比大于 $0.08 \sim 0.1$ ，但也采用钻孔喷嘴，因此钻孔喷嘴应用广泛。

钻孔喷嘴的出口截面为椭圆，为了降低尾迹损失，目前设计的钻孔喷嘴在出口处都有一定程度的交叉重叠，如图 1-8 所示。出口重叠后，由于相邻喷嘴超声速汽流交汇冲波损失会增大，因此钻孔喷嘴的重叠度、出汽角要合理选择。出汽角通常在 $14^\circ \sim 19^\circ$ 之间。

1.2.2 隔板和隔板套的结构

1. 隔板

隔板一般固定在汽缸上，分隔缸内空间，还起到支撑喷嘴叶片的作用。蒸汽在隔板上的喷嘴内进行内能到动能的转换，两个隔板之间大致构成了工质对动叶做功的空间。

图 1-9 所示是焊接隔板的结构，整个隔板由喷嘴叶栅、隔板体和外缘焊接而成。其中，喷嘴叶栅可由喷嘴片和内、外围带焊接而成，也可整块精密浇铸而成。图 1-10 所示为铸造隔板结构。

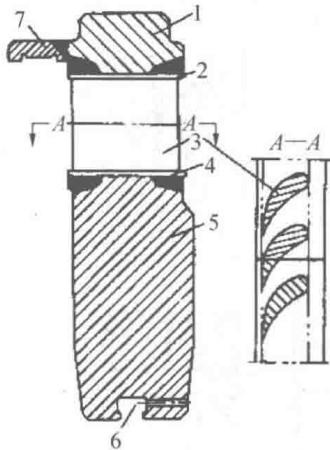


图 1-9 焊接隔板结构

1—外缘;2—外围带;3—喷嘴片;4—内围带
5—隔板体;6—汽封槽;7—径向汽封支架(凸缘)

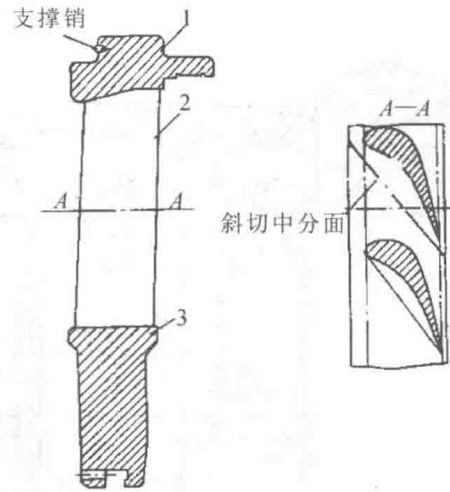


图 1-10 铸造隔板结构

1—隔板外缘;2—喷嘴片;3—隔板体

工作在湿蒸汽区的级,其隔板上设置有去湿装置,最常用的结构有隔板外环的去湿槽、喷嘴叶栅顶部铸缝处的骑缝吸湿槽和空心喷嘴片出口边的吸湿缝,如图 1-11 所示。吸湿缝与隔板外缘内连通凝汽器的环形室相通,利用凝汽器内真空吸去喷嘴片表面的水膜。

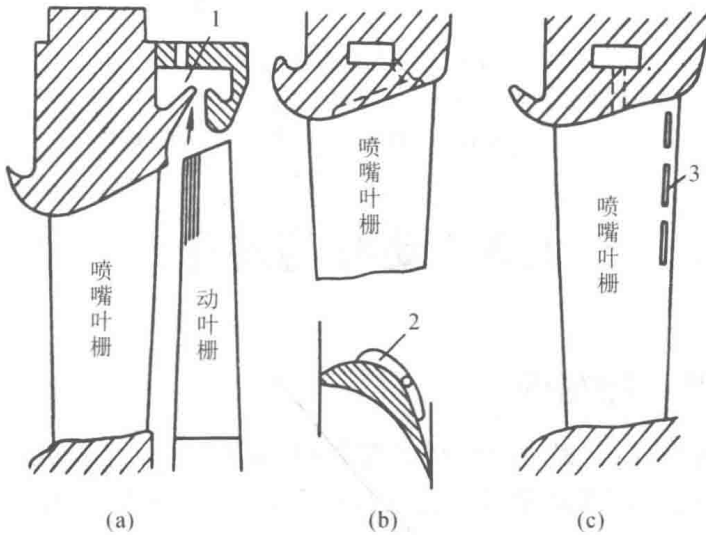


图 1-11 去湿装置

(a)去湿槽;(b)骑缝吸湿槽;(c)吸湿缝
1—去湿槽;2—骑缝吸湿槽;3—吸湿缝

2. 隔板套

多个隔板可以先安装于一个隔板套上,隔板套再安装于汽缸上。隔板套一般设计为一个半圆筒形的部件,上、下两半构成一个完整圆筒成对使用,其外圆柱面有定位环,用于嵌入汽缸内壁相应的槽道内,其内壁有若干环形槽道,用于固定相应的隔板。隔板套水平中分面有法兰,用螺栓紧固。

采用隔板套可以简化汽缸的结构,便于在汽缸下部布置抽汽口。图 1-12 所示为常见的隔板套结构。

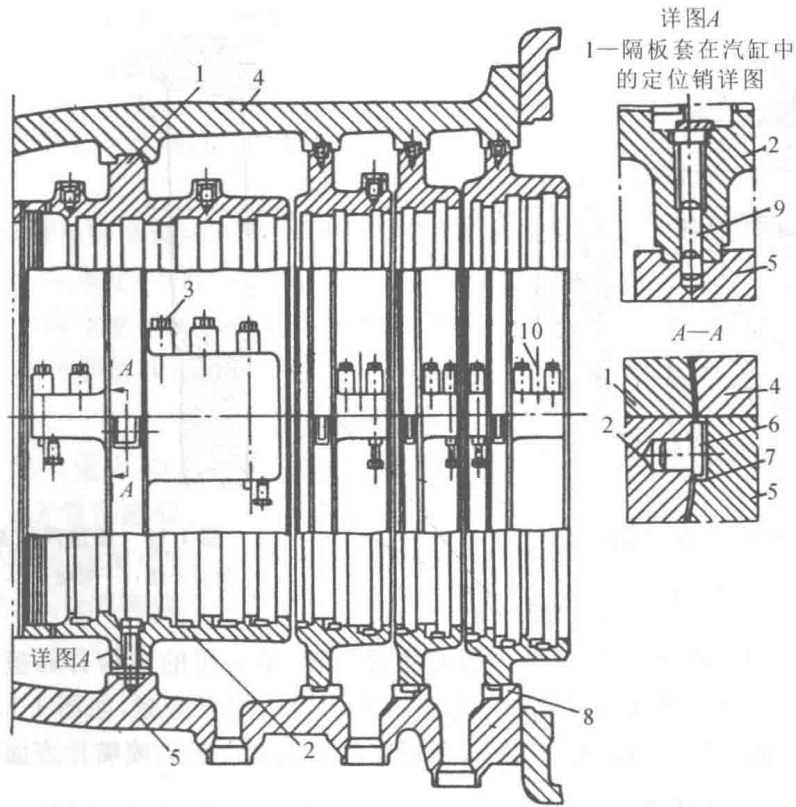


图 1-12 常见的隔板套结构

1—上隔板套;2—下隔板套;3—连接螺栓;4—上汽缸;5—下汽缸;
 6—挂耳;7—垫片;8—斜键;9—定位销;10—顶开螺钉

1.3 动叶与转子

1.3.1 动叶片的结构

动叶片由三部分构成:叶根、叶身(型线部分)和附属部分(围带和拉筋)。叶片通过叶根,沿圆周安装在叶轮上,构成叶栅体。汽流在叶栅体上的两个相邻叶片之间流动和做功。

1. 叶身

叶片根据叶身截面特征分等截面叶片和变截面叶片。叶片较短时,可认为其叶根和叶顶处圆周移动速度差异较小,汽流速度大小和方向近似,为降低制造成本,一般选用相同的等截面(型线),这种叶片一般也称等截面直叶片,如图 1-13 所示。当叶片较长时,叶根和叶顶处圆周移动速度差异较大,叶片截面必须根据这一特征有所变化,因此从叶根到叶顶一般采用进出口角都变化的变截面(型线),看上去就像叶片发生了扭曲,通常叫扭叶片,如图1-14所示。调节级常采用加宽的直叶片,并用围带将几片叶片连接成叶片组,如图 1-15 所示。

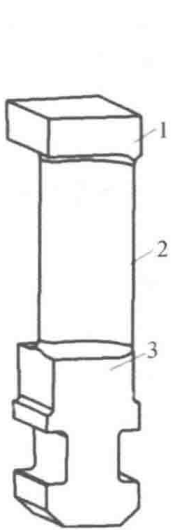


图 1-13 直叶片

1—围带;2—叶身;
3—叶根

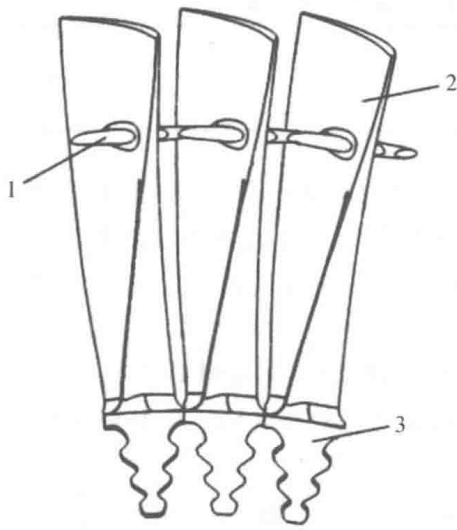


图 1-14 扭叶片

1—拉筋;2—叶身;3—叶根

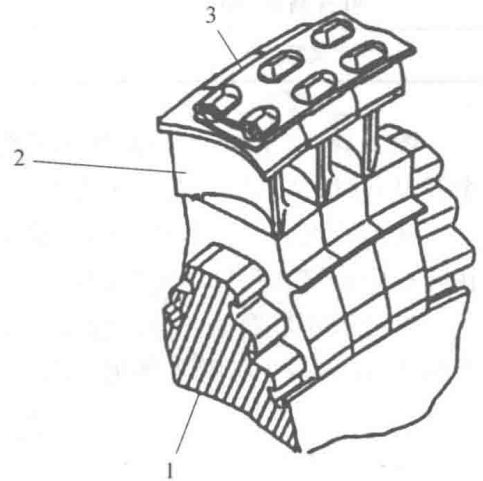


图 1-15 加宽直叶片

1—叶轮;2—叶身;3—铆钉连接围带

2. 叶根

不同的叶根和轮缘的连接方式承载机械载荷的能力有所差别,结构复杂性和加工工艺要求也不一样。图 1-16 所示是各种常见叶根的剖面示意图。

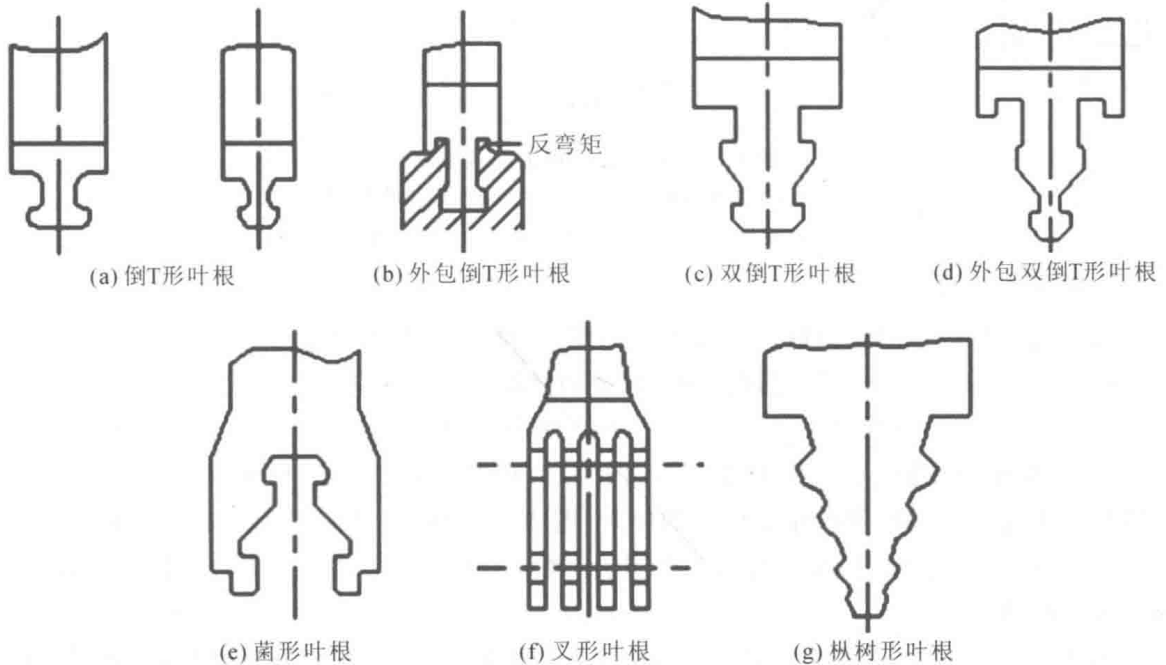


图 1-16 叶根的结构

离心总载荷不大的短叶片常采用倒 T 形叶根;中等长度叶片常采用外包倒 T 形叶根;100~400 mm 长的叶片可采用双倒 T 形叶根或菌形叶根;离心力较大的长叶片可采用叉形叶根、枫树形叶根,叉形叶根承载能力跟叉数有关,如表 1-1 所示。枫树形叶根的齿数根据叶片离心力大小选择。另外还有齿形叶根,常用于轧制叶片。

表 1-1 叉形叶根的叉数

叶片高度/mm	100~250	250~500	500~650
叉数/个	2	3	4

图 1-16(a)至图 1-16(g)所示叶根均需沿周向装入轮缘槽内,轮缘槽上通常有两个或四个开口,叶根从开口处按顺序依次装入,末叶片用一个或两个铆钉固定于轮缘上。

叉形叶根的叉腿沿径向插入轮缘的叉槽中,一般用两个铆钉沿轴向在两个叶根骑缝或在叶根中心线处和轮缘铆接固定。

枞树形叶根沿轴向装入轮缘的叶根槽内,叶根底部装楔形填隙条,相邻叶根的贴合面钻有圆孔,插入两个斜劈半圆销。图 1-17 所示为叶根在轮缘上的装配结构。

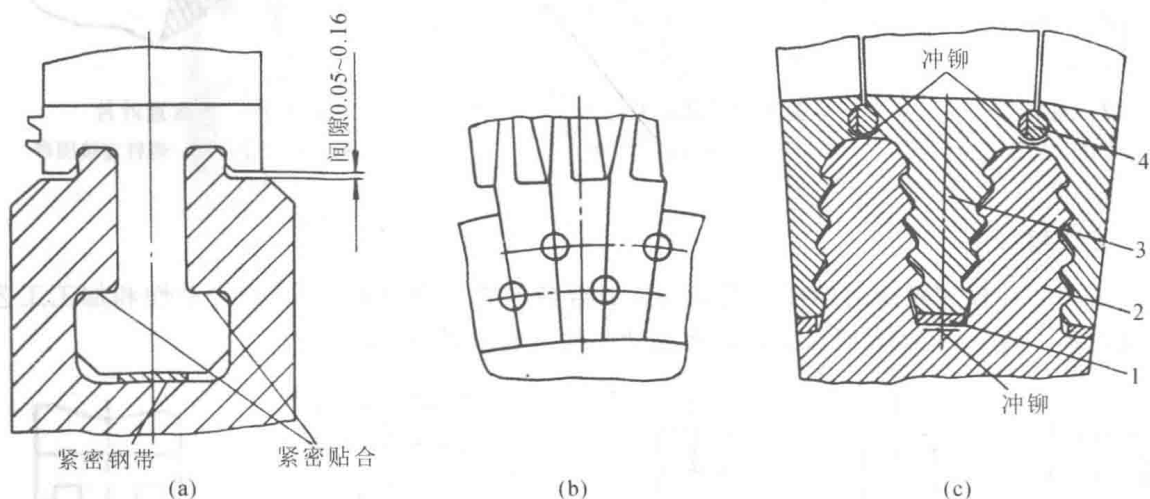


图 1-17 叶根在轮缘上的装配结构

(a)倒 T 形叶根;(b)叉形叶根;(c)枞树形叶根

1—填隙条;2—轮缘;3—枞树形叶根;4—斜劈圆柱销

3. 围带和拉筋

汽轮机叶片的顶部结构视其连接方式而定,一般短叶片和中等长度的叶片均用围带连接成组,因而有各种适合焊接或铆接围带的叶顶结构。

图 1-18(a)所示结构多用于冷轧叶片,图 1-18(b)所示结构用于叶型较厚的叶片,图 1-18(c)所示结构用于节距小而叶型厚的叶片,图 1-18(d)所示结构是斜叶顶结构,图 1-18(e)所示结构用于宽度较大而顶部叶型较薄的叶片,图 1-18(f)所示结构用于不加围带的叶片,图 1-18(g)所示结构用于铆钉头直径较大的叶片,图 1-18(h)所示结构是与叶片铣成一体的整体式围带结构。

图 1-19 所示为某新型末级扭叶片的叶顶阻尼围带和阻尼松拉筋,这种形式的结构有助于在长叶片发生振动时通过摩擦消耗其振动能量,其接触摩擦力主要来自扭叶片受离心力作用时的反向扭转变形。

为了调频和加固,某些级还使用拉筋,其形式较多,有焊接拉筋和松拉筋,有圆拉筋、空心拉筋和半圆拉筋。其连接方式有分组连接、网状交错连接和整圈环形连接,如图 1-20 所示。

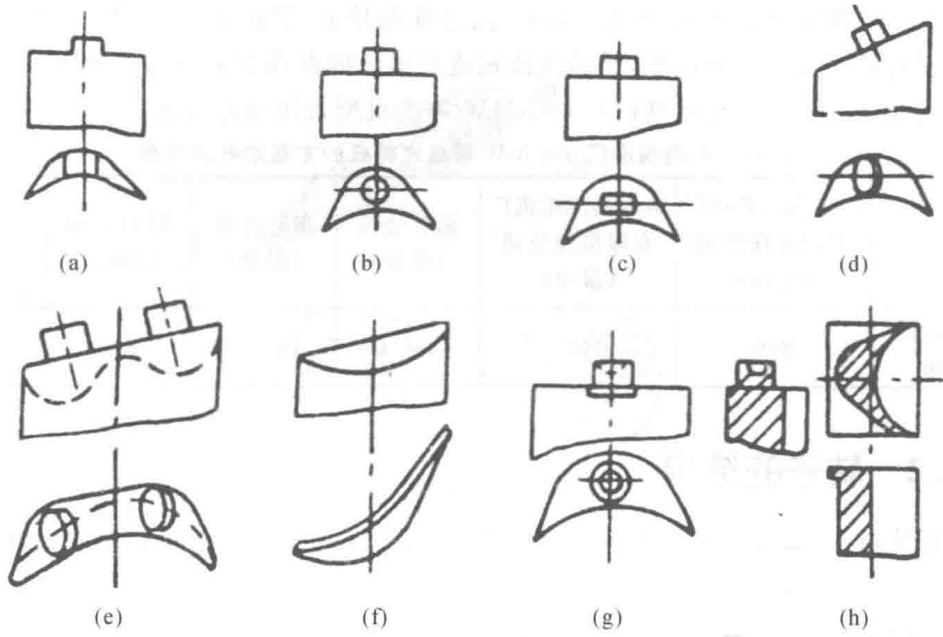


图 1-18 叶片顶部结构

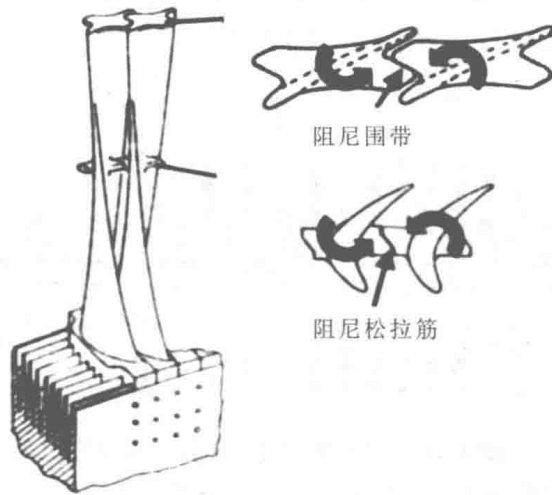


图 1-19 长叶片阻尼围带和阻尼松拉筋

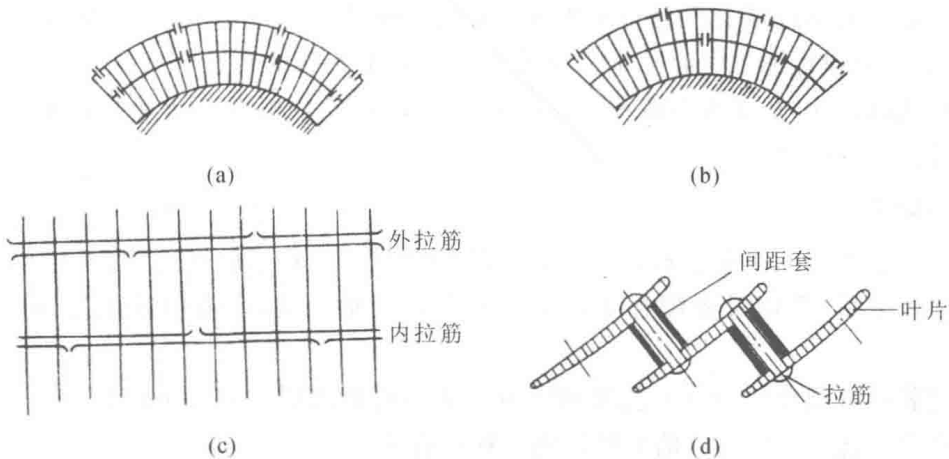


图 1-20 拉筋的连接

(a)分组焊接拉筋;(b)网状交错焊接拉筋;(c)半圆网状交错松拉筋;(d)Z形拉筋

进入低压缸次末级和末级的蒸汽的压力、温度都较低,其体积流量很大。次末级,尤其是末级必须有足够大的通流面积,才能使体积流量很大的蒸汽顺利通过。因此,要采用尽可能长的末级动叶片。各汽轮机制造厂 600 MW 等级机型末级动叶片长度如表 1-2 所示。

表 1-2 不同制造厂 600 MW 等级汽轮机的末级动叶片长度

制造厂	哈尔滨汽轮机厂 有限责任公司 (空冷)	哈尔滨汽轮机厂 有限责任公司 (湿冷)	东芝公司 (空冷)	东芝公司 (湿冷)	ABB 公司 (空冷)	东方汽轮机 有限公司 (湿冷)
末级动叶片 长度/mm	869	1000	844.6	1072.5	867	1016

1.3.2 转子的结构

转子有整锻式、套装式和焊接式等三种基本形式,不同结构形式可以结合起来形成组合式转子。

1. 整锻转子

整锻转子的叶轮、汽封套和联轴器等部件与主轴一起,由一整块钢坯反复锻打然后精车制作而成,因此其强度性能较好,常用于高温工作环境,如图 1-21 所示。

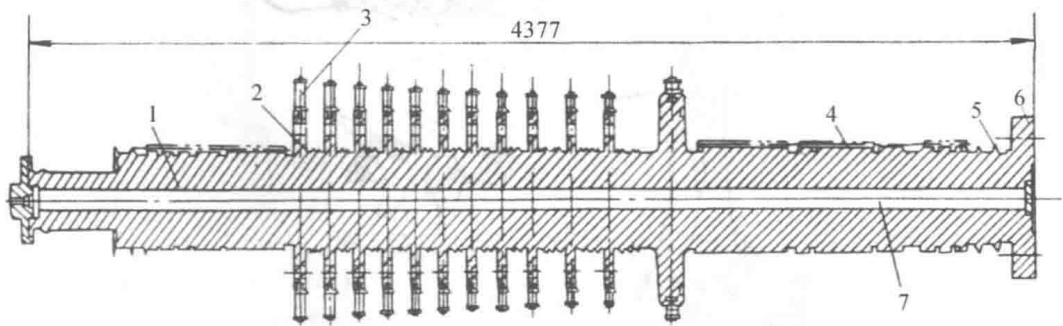


图 1-21 N200 型汽轮机整锻高压转子

1—主轴;2—叶轮;3—动叶片;4—汽封套;5—挡油环;6—联轴器;7—中心孔

根据厚壁圆筒在离心力作用下的应力分布规律可知,旋转体中心孔隙表面的应力与半径成反比。由于冶炼过程中产生的夹杂缺陷对转子强度的影响非常大,因此当转子或主轴的直径较大时,应设计加工中心孔来消除隐患。但是中心孔的存在会在一定程度上削弱转子承受离心载荷的能力,随着冶炼和探伤技术的提高,高参数机组选择无中心孔转子也越来越常见,如图 1-22 所示。

2. 套装转子

套装转子适用于工作温度不大于 $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的场合。套装转子的叶轮、汽封套和联轴器等部件是单独加工后,采用过盈配合工艺套装在阶梯主轴上的,主要用键来传递扭矩,如图 1-23 所示。

采用套装过盈配合(红套)工艺的轮轴组合结构需要按照一定标准设计公差配合尺寸,一般根据临界转速下接触力不消失的原则计算过盈量。

图 1-24 所示是套装叶轮中各种键的结构。一般的叶轮采用轴向键结构;轮毂应力较大的低压级叶轮常采用径向键结构,径向键与轮毂过盈配合,而与轴套滑动配合,力矩通过径

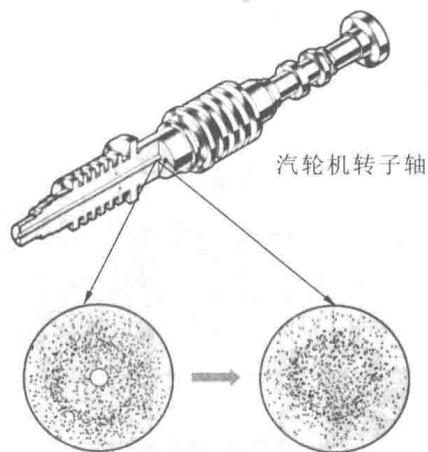


图 1-22 整锻转子的中心孔

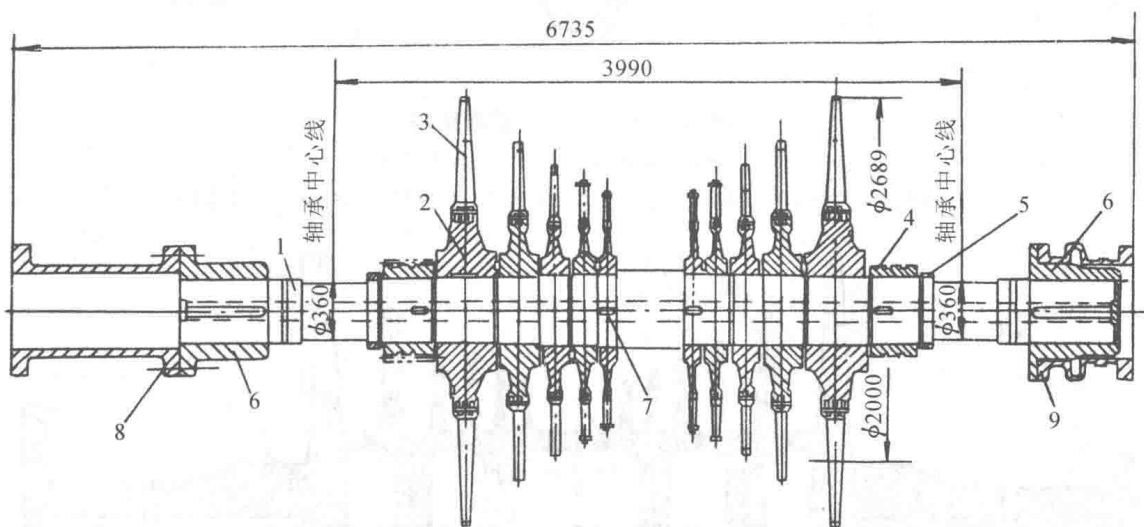


图 1-23 N200 型汽轮机套装低压转子

1—主轴；2—叶轮；3—动叶片；4—汽封套；5—挡油环；6—联轴器；7—键；8—短轴；9—波形套筒

向键传给轴套，再通过轴套上的轴向键传递给主轴；径向销钉结构常用于调节级叶轮，在叶轮内孔镶一衬套，衬套与轮毂之间装有若干径向销钉，衬套与主轴之间采用较小的过盈量。

3. 焊接转子

焊接转子大都用作大容量汽轮机的低压转子，它由数个实心轮盘拼焊而成，各封闭空间之间由小孔连通，如图 1-25 所示。

4. 组合转子

汽轮机有时采用组合转子，即高温段采用整锻结构，而中、低温段采用套装结构，如图 1-26 所示。

5. 叶轮

叶轮是一个圆盘形的零件，一般可分为轮缘、轮体和轮毂三部分，具体结构如图 1-27 所示。

轮缘的形状和尺寸取决于叶根形式。轮体的形状可分为等厚度、锥面、双曲面和等强度曲面等几种。通常轮缘直径在 1 m 以下时采用等厚度叶轮；锥面轮体的轮缘直径可达 2 m