

位	非	6			
置	架	4			
变	格	6			
动	面	2			

15-844
7

“汽轮机原理”一书系由南京工学院热力设备教研组根据1961年3月召开的“水利电力类教材工作会议”的决定编写，全书分上下两册出版，本书是下册。

下冊內容共包括三篇，分別介紹汽輪機的零件構造及強度計算，軸承和油系統，以及汽輪機的調節等。在編寫本書時，部分內容參考了蘇聯 Г. С. 日利英基著“汽輪機零件的結構與強度計算”和 И. И. 基利洛夫著“汽輪機與燃氣輪機的調整”二書。參加編寫的主要是該教研組曹祖庆、錢为民二同志，此外高亨、王守泰等亦參加了部分編寫工作。

本书为高等工业学校热能动力装置专业的教材,也可供热力动力工作者参考。

汽輪機原理

下 册

南京工学院热力设备教研組

曹祖庆、錢为民 合編

*

水利电力部办公厅图书编辑部编辑 (北京阜外月坛南营房)

中国工业出版社出版（北京佟麟阁路丙10号）

(北京市书刊出版事业许可证出字第110号)

中国工业出版社第二印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本787×1092 1/16·印張14 1/4·插頁1·字数333,000

1962年1月北京第一版·1962年1月北京第一次印刷

印数0001— 920 • 定价(10-6)1.75元

*

統一書號: K15165·1149 (水电-176)

高等学校交流讲义

汽 輪 机 原 理

下 册

南京工学院热力設備教研組
曹祖庆 錢为民 合編

只 限 学 校 內 部 使 用



中 国 工 业 出 版 社



T/261/2

目 录

8518104

第三篇 汽轮机零件构造及强度校核

第十二章 强度校核的概念	5
§12-1 强度校核的基本任务	5
§12-2 汽轮机元件工作条件及强度校核的内容	5
§12-3 高温材料性能	5
§12-4 节省金属, 缩短工时的一般措施	8
第十三章 工作叶片	9
§13-1 一般说明	9
§13-2 叶片离心力所产生的应力	10
§13-3 弯矩应力	13
§13-4 包箍或拉金	21
§13-5 叶根的强度校核	24
§13-6 叶片振动现象的一般说明	26
§13-7 单个叶片的自振频率	29
§13-8 叶片组的振动	35
§13-9 叶片自振频率的测定	37
§13-10 叶片振动损坏的防止	40
§13-11 叶片材料及允许应力	42
第十四章 轮鼓与叶轮	46
§14-1 一般说明	46
§14-2 轮鼓(转筒)	46
§14-3 叶轮应力的一般方程式	48
§14-4 等强度叶轮	51
§14-5 双曲线形、等厚度及锥形叶轮	53
§14-6 等厚度叶轮内的应力计算及分析	56
§14-7 任意形状叶轮的近似计算	62
§14-8 轮缘的强度校核	65
§14-9 叶轮在轴上的安装	66
§14-10 轮毂紧力	68
§14-11 叶轮的材料及允许应力	72
§14-12 叶轮的振动	74
第十五章 主轴	78
§15-1 一般说明	78
§15-2 强度计算	78
§15-3 转子的校平衡	80
§15-4 临界转速	81
§15-5 轴的自振频率	85
§15-6 多级汽轮机转子临界转速的计算	87
§15-7 主轴的材料	91
§15-8 联轴节	92
第十六章 汽缸与喷嘴	95

~33

§16-1	一般說明	95
§16-2	汽缸的構造	95
§16-3	汽缸壁的強度校核	103
§16-4	汽缸法蘭螺栓及法蘭強度計算	104
§16-5	汽缸的材料及允許應力	110
§16-6	噴嘴鈑受力及變形情況	112
§16-7	噴嘴鈑強度核算	113
§16-8	噴嘴鈑材料及允許應力	117

第四篇 軸承及油系統

第十七章	軸承及油系統	119
§17-1	一般說明	119
§17-2	油楔的概念	119
§17-3	流體動力學潤滑理論的基本方程式	121
§17-4	主軸承的負荷	124
§17-5	主軸承的摩擦阻力與用油量	131
§17-6	主軸承的間隙大小和軸承的計算程序	136
§17-7	推力軸承計算	138
§17-8	潤滑油的质量標準	141
§17-9	油系統及其主要設備	143

第五篇 汽輪機調節

第十八章	調節系統及其靜態特性	149
§18-1	一般說明	149
§18-2	離心調速器特性	151
§18-3	離心式調速器的靜態穩定性	154
§18-4	速度變動率及遲緩率	156
§18-5	液動調速器	160
§18-6	壓力調整器	163
§18-7	間接調節	165
§18-8	繼動器(伺服機)與滑閥	168
§18-9	調速系統靜態特性曲綫	174
§18-10	同步器	175
§18-11	調速系統靜態特性正常工作條件	180
§18-12	靜態特性的調整	181
§18-13	供熱汽輪機的調節	182
§18-14	保護裝置	185
第十九章	調節系統的動態特性	190
§19-1	一般說明	190
§19-2	動態過程及動態穩定性的判別	191
§19-3	直接調節系統的動態分析	195
§19-4	間接調節系統	203
§19-5	定步調速系統	208
§19-6	具有中間蒸汽容積機組的調節	210
§19-7	背壓汽輪機	216
§19-8	調節抽汽汽輪機	218
§19-9	液動調速系統	225
§19-10	高參數大容量機組的調速問題	228

第三篇 汽輪机零件构造与强度校核

第十二章 强度校核的概念

§12-1. 强度校核的基本任务

强度校核是汽輪机設計步骤中的一个极重要的环节，其主要的任务是在保証汽輪机各元件的绝对安全和金属消耗量为最少的情況下，合理地确定各元件的形状、尺寸并选用适当的材料。

具体地说，就是对根据热力設計的要求，并首先根据經驗或某些近似公式而初步估计的外型尺寸加以校核，以便进一步对热力設計加以肯定或进行修正，为最后的工艺設計作好准备。

由此，我們可以很明显地看出，整个設計虽然可以分为三个步骤，但其間又相互联系和相互影响着，所以必須要交錯和周密的考虑。在設計过程中，主要是設法統一可靠性要求与經濟性要求两者間时常发生的矛盾。因此，就要求我們不但要掌握一般的强度校核的方法，而且还必須要掌握一定的材料和加工方面的知識，以便得出合理的結構型式，从而加速汽輪机組的生产。

对运行人員來說，掌握强度核算知識的作用，除了在必要时对零件强度进行校核外，还可更进一步了解零件結構及材料选择的合理性，作为檢修、改进設計和改变运行条件时考虑的依据。

§12-2. 汽輪机元件工作条件及强度校核的内容

汽輪机的元件往往是在甚高的应力条件下工作着。对轉动部分來說，不但受到稳定甚大的离心力作用，而且还受到周期交变着的蒸汽作用力的作用；对静止部分來說，其形状及受力情况也很复杂；而且这些元件又常常在高压、高温及高轉速这三种条件中的一种或几种下工作，同时其应力条件也随着工况变动而发生变化，某些元件可能反而在低負荷下应力为最大。因此，在我們进行强度校核时，必須要注意下列几点：

1. 不但要求校核一般的机械强度、变形，而且对受周期性外力作用的元件，还应校核振动頻率；当元件在高温区域中工作时，还应校核蠕变和温度应力；
2. 在选取許用应力时，不能对所有的元件千篇一律，而必須根据工作及应力条件，对于有些零件必須要以蠕变极限、疲劳极限、或允許撓度大小等为根据；
3. 对于金属材料的选取來說，也不能只考虑机械强度，还得考虑冲击韌性，甚至于抗腐蝕、抗冲蝕的性能，特別应注意材料在高温时的性能；
4. 对于不同元件的校核工况，应当根据变动工况加以具体分析，額定工况或最大功率工况并不总是机組各元件的最危險工况。

§12-3. 高温材料性能

最近二、三十年来，动力工业发展过程的特征，不仅表現在容量的增大，而且还表

現在初参数的迅速提高上。因此，在进行具体元件的强度校核前，扼要地介绍一些高温材料性能与概念是必要的。

1. 蠕变现象

蠕变现象是这样一种现象，即在高温下受力的元件连续地发生塑性变形。由于蠕变现象，即使元件内的应力小于弹性极限，也会使元件破坏。如热套在主轴上的叶轮，在运行中由于蠕变而发生松弛现象，就是很明显的例子。多年经验与试验研究证明，蠕变现象和施加应力的 σ 大小，作用的时间以及温度有关。图12-1示出在一定的温度和应力之下，应变和时间的关系。在刚加上应力的瞬间，材料发生 a^1 的应变。然后在 bc 阶段，应变继续增加，但增加的速度逐渐减慢。在这一阶段，应变和时间的关系为一曲线关系。在研究蠕变现象时，我们把 ac 这一段过程叫作不定蠕变阶段。由 c 点起，应变随着时间成正比地增加，此时蠕变曲线成为一根向右方上升的直线，到 d 点为止。蠕变的这一阶段我们称之为均匀蠕变阶段。在 d 点以后，如图中 de 段，蠕变急剧增加而材料濒于断裂， de 段叫作断裂阶段。

在不同的应力条件下，材料的蠕变曲线，即应变和时间的关系，可由图12-2示出。

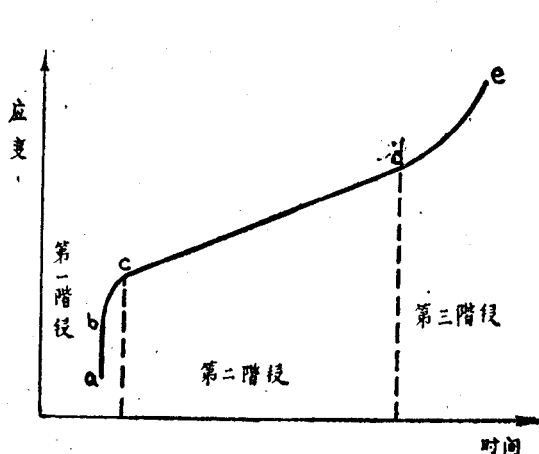


图 12-1 蠕变曲线

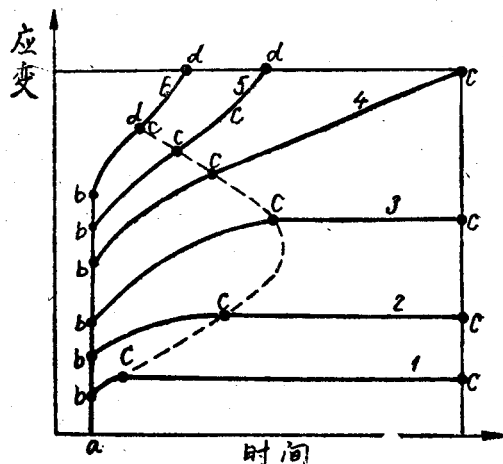
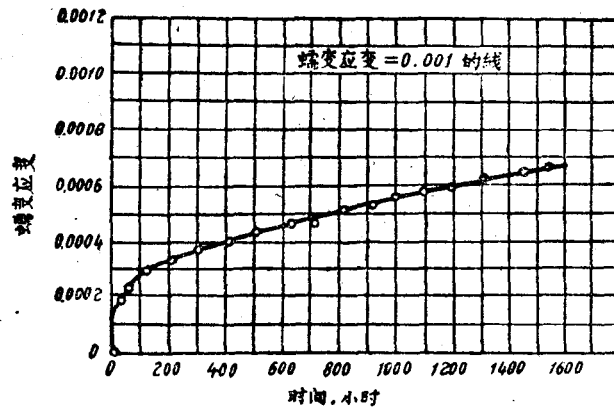


图 12-2 不同应力条件下的蠕变曲线

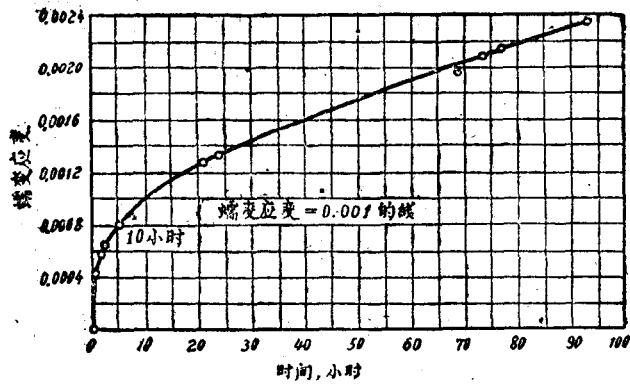
曲线1的应力最小，蠕变也最小，在达到 c 点以后蠕变即停止。曲线6的应力最大，在这条曲线上， c 点和 d 点重合，也就是说，蠕变曲线的不定阶段和断裂阶段相衔接，而不存在均匀蠕变阶段。在这种情形之下，材料很快地濒于断裂。图12-3示出0.5%的铝铜，在应力为9.5公斤/毫米²之下，温度为575°C和515°C的蠕变曲线。

进行在高温之下工作的零件设计时，如果照图12-2中曲线1那样选定容许应力，虽然是非常安全的，但是材料太浪费了。如果照应力增大到曲线6所表示的情形，则显然是不容许的。

在设计高温零件时，对于材料抗蠕变的性能，总是用所谓蠕变速度来衡量。蠕变速度是指在拟定的零件寿命中所发生的总应变除以时间所得商。对于汽轮机的高温零件，我们平常对于蠕变速度是这样规定的，就是时间取为100,000小时，在这段使用时间之内，应变为1%，即蠕变速度为 $1 \cdot 10^{-5}\%$ /小时，或 $1 \cdot 10^{-7}$ 毫米/毫米-小时。有时也用 $1 \cdot 10^{-8}$ 毫米/毫米-小时的蠕变速度为根据。对于产生某一一定的蠕变速度，所允许施加的最大应力叫作蠕变极限。



a



b

图 12-3 0.5% 钼钢在不同温度下的蠕变曲线

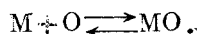
a) $\sigma = 9.5$ 公斤/毫米², $t = 575^\circ\text{C}$; b) 在 $\sigma = 9.5$ 公斤/毫米², $t = 515^\circ\text{C}$.在不同温度下几种钢料的蠕变极限 公斤/毫米²

钢 号	400°	450°	500°	550°	600°	蠕 变 速 度
10	7.7	4.7	2.7	1.3	—	$1 \cdot 10^{-7}$ 毫米/毫米-小时
30	—	5.4	2.2	1.3	—	
45	8.3	4.4	2.8	1.8	0.8	
15M	—	—	6.1	2.8	—	
20M	—	—	6.1	2.8	—	
15XM	—	—	6.5	3.5	—	
35XM	—	10.5	5.0	2.5	—	
35XHM	—	14.7	8.7	3.8	1.1	
X13	—	—	—	6.1	3.0	

2. 高温下金属的氧化

在与金属接触的高温气体中常含有氧，则金属会缓慢地发生氧化过程，而使其材料损坏。这种损坏的情况，与温度以及氧在气体中的分压或浓度有关，即在某一已知的温度下，若氧的分压和浓度超过某一数值时，就发生氧化。对由几种成分组成的合金，其氧化过程是很复杂的。例如对碳钢来说，就不仅要考虑铁的氧化，而且还要考虑碳的氧化。

同时我们知道，氧化的过程是一个可逆过程，金属(M)和氧(O)的相互作用以下式粗略地表示：



即在一定的温度和氧在气体中一定的分压或浓度下，氧化物会发生分解现象。因此，我们常以氧化物分解时的分压力作为判别金属稳定与否的条件。但只以这一点并未完全说明金属的氧化现象，因为当发生氧化后，在金属表面上形成了氧化物，它对氧化作用就会发生影响。如氧化物是紧密的包附在金属表面时，则将会防止氧化的继续进行。阿奇摩夫研究并综合试验结果得出了判别氧化物紧密度的特性数据 $\frac{Wd}{\omega D}$ ，

式中 W——氧化物的分子量；

ω ——金属的原子量；

d——氧化物的密度；

D——金属密度。

当 $\frac{Wd}{\omega D}$ 愈大，则氧化物愈严密，则抗氧化的性能愈好。各种不同金属的 $\frac{Wd}{\omega D}$ 的

数值可参考有关书籍。

金属材料在高温条件下工作时，除去应考虑上述的蠕变现象，抗氧化性能外，还要考虑在高温条件下冲击强度降低，结晶裂化等问题。例如奥斯汀钢在高温条件下，在结晶边缘生成碳化物，会在一定条件下因电解作用蚀及晶体，以致在晶粒间发生裂化现象。

由上面的分析可知，对在高温下工作的元件，合理地选择材料，将对安全运行起着很重要的作用。目前常用的耐热钢主要是含高铬和高镍合金钢。如果想进一步改善这些金属在高温下的性能，就要再加入一些其它元素。在很多情况下，加入钼和钒，可提高抗拉强度及减少石墨化倾向，并增加热稳定性。加入钛，以形成微小弥散形态稳定碳化物，闭锁滑移面，同时增强抗蠕变性能。另外加入钴可改善抗氧化性。

§12-4. 节省金属，缩短工时的一般措施

在保证安全的首要条件下，设计者必须了解，合理选择机组各元件的结构型式、充分考虑标准件的应用、新的工艺方法和代用材料的应用，将对节省金属材料，特别是优质合金钢，降低汽轮机组的造价，和缩短机组的生产周期，加速机组的成批生产，起着很大作用。

现在将有关问题介绍如下：

1. 改进结构

对高压部分来说，为了解决由于冶金技术对汽轮机进一步提高参数与容量方面的限制，应充分分析元件的作用。如在车头部分，合理采用冷却系统，使处于高温下的元件只受到较小的压差，而承受较大压差的元件则处在温度较低条件下，从而不用或尽量少用价格很贵而加工困难的奥氏钢。另如不采用具有水平接合面的汽缸等，也可简化工艺过程。又如对体型庞大的低压部分来说，可考虑采用焊接结构。

2. 采用新的工艺方法及代用材料

这个方面的工作，目前主要是集中在叶片加工方面，因为一部机组的叶片数目常以数千计，每一叶片的加工工序又多；而且因广泛采用铣制叶片，其材料的利用率常只在11~24%之间，所以轧制和模锻叶片已在有些机组上采用，特别是用作静叶片。此外，利用精密铸造，粉末铸造来制造叶片，也在大量进行工业性的试验。由于这些新的工艺方法的采用，也加快了零件的生产速度。

对大机件的以铸代锻方面，也有人在进行研究与试验工作。这样可以减少对大型水压机的需要，减少材料的切削量，加速生产过程。以铸代锻的关键在于调质工作是否进行良好。

代用材料的研究，对于大量节省优质钢材，促进动力事业的高速度发展也具有很重要的意义。其措施不仅在于进一步寻找高温耐热钢材，而且也应设法以普通钢材代替优质钢材，或寻找我国产量较多，而价廉的其他的材料，以完全代替普通的金属材料。

第十三章 工 作 叶 片

§13-1. 一般说明

工作叶片是汽轮机的重要零件，这不仅是因为它直接影响到汽轮机的效率，而且因其数量极多，加工量大，常占汽轮机全部加工工作量的三分之一左右；再者，叶片的损坏，在汽轮机事故中占甚大的比例。因此，汽轮机叶片的强度校核，对保证安全运行，节约金属，起着很大的作用。

叶片在工作时，受到蒸汽的作用力在高速下旋转，故须对旋转时因离心力而产生的离心应力，蒸汽作用力所产生的弯矩应力应加以校核。同时考虑到从喷嘴级流出蒸汽的不均匀性，还须校核叶片的自振频率，以避免发生共振，引起叶片的损坏。

在校核叶片的离心应力、弯矩应力以及自振频率时，必须考虑到有一些因素对三者均有影响。例如在叶片加包箍后可以减小叶片中的弯矩应力；但同时因包箍存在将增加叶片所受的离心力，又因挺度的增加而使叶片的自振频率改变。当叶片有离心力存在时，若离心力不通过叶片的截面重心，也将引起弯矩，改变弯矩应力；在叶片振动时离心力欲将叶片拉直，恢复至平衡位置，使叶片在旋转时的自振频率将增高。在本章中讨论时，为了说明方便起见，虽将各因素的影响分别依次讨论，但必须注意到各因素间的相互联系。

在对叶片的强度进行校核时，必须注意到汽轮机各级内的工作条件危险工况各不相同，例如调节级的最危险工况是当第一调节阀将完全开启而第二调节阀尚未开启时；而低

压级是在最大蒸汽流量及最高真空时最危险；高压段在高温条件下工作，须考虑材料的热稳定性及蠕变问题；而低压段在湿蒸汽区内工作，须考虑湿蒸汽的冲蚀问题。总之，在进行叶片强度校核时，必须根据其危险工况及其工作条件，选定适当的材料与相应的允许应力。此外在同一叶片上，其叶顶、叶身以及叶根各处的应力情况也不相同，所以必须分别校核，以保证整个叶片的安全。

§13-2. 叶片离心力所产生的应力

1. 叶片的离心应力的基本公式

当叶片在旋转工作时，在叶片各截面上所受到的离心力等于在此截面以外的叶片段所产生的离心力的总和，故在离叶根距离为 x 、半径为 r_x 处截面上所受到的离心力为：

$$c_{px} = \int_{r_x}^{r_0} \rho f_x dr r \omega^2 = \rho \omega^2 \int_{r_x}^{r_0} f_x r dr, \quad (13-1)$$

式中 f_x ——半径为 r_x 处叶片的截面积。

若所讨论的截面积的截面为 f_x 时，则在此截面上因离心力所引起的应力为

$$\sigma_{px} = \frac{c_{px}}{f_x} = \frac{\rho \omega^2}{f_x} \int_{r_x}^{r_0} f_x r dr. \quad (13-2)$$

2. 等截面叶片

对等截面的叶片而言，因截面相等，而根部受到整个叶身的离心力的作用，故根部处的离心应力为最大。

在根部所受到的离心力等于：

$$\begin{aligned} c_{p0} &= \rho \omega^2 \int_{r_k}^{r_0} f_0 r dr = \rho \omega^2 f_0 \frac{1}{2} (r_0^2 - r_k^2) \\ &= \rho \omega^2 f_0 (r_0 - r_k) \frac{1}{2} (r_0 + r_k) \\ &= \rho \omega^2 f_0 l \cdot r_{cp} \\ &= \rho f_0 l \frac{r_{cp}^2 \cdot \omega^2}{r_{cp}} \\ &= \rho f_0 u^2 2 \frac{l}{D_{cp}} \\ &= 2 \rho f_0 u^2 \frac{1}{\vartheta} = 2 \frac{\gamma}{g} f_0 \frac{u^2}{\vartheta}, \end{aligned} \quad (13-3)$$

式中 f_0 ——叶片的截面面积；

l ——叶片的高度；

u ——叶片的圆周速度；

ϑ ——叶片的平均直径与高度之比。

叶片根部所受到的离心应力等于：

$$\sigma_{p0} = \frac{c_{p0}}{f_0} = 2 \frac{\gamma}{g} \frac{u^2}{\vartheta} = 2 \frac{\gamma}{g} \frac{r_{cp}^2 \omega^2}{\vartheta}. \quad (13-4)$$

在上式中，当采用下列单位时：重度 γ 为公斤/厘米³；平均直径处的圆周速度 u 为米/秒；重力加速度 g 为米/秒²，则离心应力的方程式变为：

$$\sigma_{p0} = 200 \frac{\gamma}{g} \frac{u^2}{\vartheta} \text{ 公斤/厘米}^2. \quad (13-4a)$$

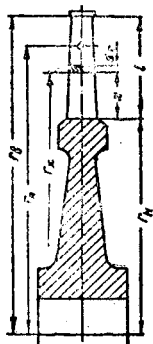


图 13-1 叶片离心应力
计算图

由上式可以看出:

1) 对等截面的叶片而言, 根部截面上所受的离心应力的大小与截面大小无关, 即增大截面积并不能减小离心应力, 因增大了截面同时也增大了离心力。

2) 当叶片材料一定时, 则叶片的根部离心力限制了单排汽口汽轮机的最大功率。因从式(13-4)中可以看出, 当叶片材料一定时, 则此材料的重度及允许的最大应力一定。由多级汽轮机一章中, 计算最后一级的通汽面积的公式知, 为使能通过的流量达最大值, 平均直径与叶片高度的比 δ 应采用允许的最小值 (为了保证一定的效率和强度, δ 现在最小值一般在 2.50~3.00)。由此则可由(13-4)式求出允许的最大平均半径, 以及由 δ 求出叶片的高度, 进而求出最后级允许的最大通汽面积, 所允许的最大蒸汽量, 决定了允许的最大功率。

3. 变截面叶片

当一级的平均直径与叶片高度之比 δ 值较小时, 则叶片将做成扭叶片, 其各截面的型线将是不同的, 亦即是变截面的。对变截面的叶片而言, 当其截面变化规律为已知时 (亦即为 f_0 为已知), 则可用图解法或分析法求出各截面上的离心应力的。现在分别说明于下。

(1) 用图解法求离心应力

在用图解法求叶片的离心应力时, 首先以叶片的长度为横坐标, 各长度 x 处的截面面积 f_x 为纵坐标, 画出截面面积变化曲线, 如图13-2中的 AB 曲线所示。

后将此曲线的纵坐标乘以各截面的旋转半径 $(r_k + x)$, 得 $f_x \cdot (r_k + x)$ 的曲线 DE 。将此曲线下的面积乘以 $\rho\omega^2$ 即得到离心力的大小 (此面积表示 $f_x (r_k + x) dx$ 的积分), 例如将面积 $GDEFH$ 乘以 $\rho\omega^2$ 则得在距叶尖 l_1 处的离心力。在已知离心力的大小后, 除以 l_1 处的叶片截面积, 则求得该截面上的离心应力。

在变截面的叶片中, 虽然在越接近根部处的截面上所受到的离心力愈大, 但截面积亦在增大, 故不一定是根部的离心应力为最大。应画出各截面上所受到的离心力 (图13-2中的 FK 曲线), 然后再分别除以相应的截面, 求出各截面上的离心应力, 找出最大应力处, 校核其安全。

(2) 用分析法求离心应力

当一变截面叶片的截面变化规律为已知, 可用一方程式来表示时, 则(13-1)式即可积分, 用分析法求离心应力。

一般变截面的叶片, 其截面积的变化可用下列方程式来近似地表示:

$$f_x = f_0 - ax^m. \quad (13-5)$$

当已知根部截面为 f_0 和另外两位置处的截面大小时, 例如在叶片尖端处的截面积为 f_1 , 在距根部 l_1 处的面积为 f_i 时, 则可求出 a 及 m 值。

$$a = \frac{f_0 - f_1}{l_1^m}; \quad m = \frac{\ln \frac{f_0 - f_i}{f_0 - f_1}}{\ln \frac{l_1}{l_1}}. \quad (13-6)$$

将(13-5)式代入前离心力方程式(13-1)中, 则距根部 x 处截面上所受到的离心力

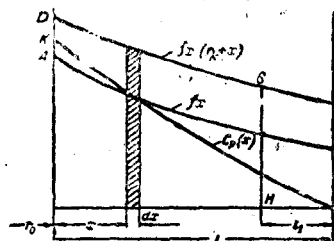


图 13-2 计算叶片离心力的图解法

为

$$\begin{aligned}
 c_{px} &= \int_x^l \rho \omega^2 (f_0 - ax^m) (r_k + x) dx \\
 &= \rho \omega^2 \int_x^l (f_0 r_k - ar_k x^m + f_0 x - ax^{m+1}) dx \\
 &= \rho \omega^2 \left[f_0 r_k x + \frac{1}{2} f_0 x^2 - \frac{ar_k}{m+1} x^{m+1} - \frac{a}{m+2} x^{m+2} \right]_x^l \\
 &= \rho \omega^2 \left[f_0 r_k (l-x) + \frac{f_0}{2} (l^2 - x^2) - \frac{ar_k}{m+1} (l^{m+1} - x^{m+1}) \right. \\
 &\quad \left. - \frac{a}{m+2} (l^{m+2} - x^{m+2}) \right]. \quad (13-7)
 \end{aligned}$$

对根部而言, $x=0$, 则

$$\begin{aligned}
 c_{p0} &= \rho \omega^2 \left[f_0 l \frac{d_{cp}}{2} - al^{m+1} \left(\frac{r_k}{m+1} + \frac{l}{m+2} \right) \right] \\
 &= 2\rho f_0 \frac{u^2}{g} \left\{ 1 - (1-\mu_\sigma) \left[\frac{1-\frac{1}{\vartheta}}{m+1} + \frac{2}{\vartheta(m+2)} \right] \right\}, \quad (13-8)
 \end{aligned}$$

式中 $d_{cp} = 2r_k + l$; $\mu_\sigma = \frac{f_\sigma}{f_0}$.

当 $m=1$, 亦即截面 f 沿着半径直线变化, 随着半径的增加而减小时, 则

$$\begin{aligned}
 c_{p0} &= 2\rho f_0 \frac{u^2}{g} \left[1 - (1-\mu_\sigma) \frac{3\vartheta+1}{6\vartheta} \right] \\
 &= 2 \frac{\gamma}{g} f_0 \frac{u^2}{g} \left[1 - (1-\mu_\sigma) \frac{3\vartheta+1}{6\vartheta} \right], \quad (13-8a)
 \end{aligned}$$

$$\sigma_{p0} = \frac{c_{p0}}{f_0} = 2 \frac{\gamma}{g} \frac{u^2}{g} \left[1 - (1-\mu_\sigma) \frac{3\vartheta+1}{6\vartheta} \right]. \quad (13-9)$$

在上式中, 括号前的一项是叶片为等截面时叶片根部的应力, 因括号中的数值恒小于 1, 使变截面的应力小于等截面的应力。减小的数值决定于叶片变化的规律, 一般可减

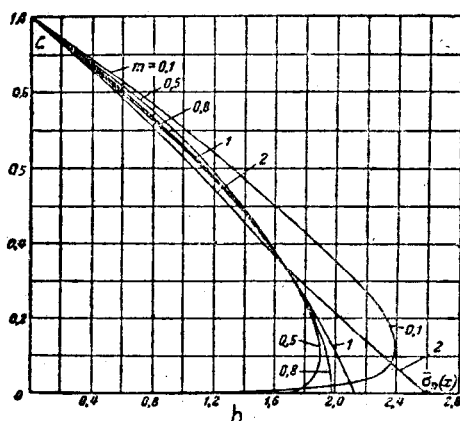
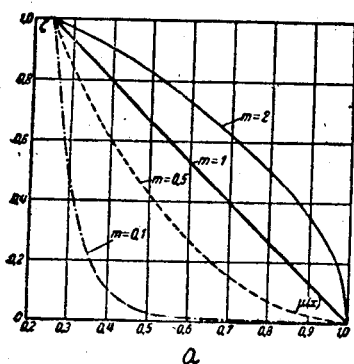


图 13-3 当叶片截面依 $f_x = f_0 - ax^m$ 规律变化时, 在不同 m 值条件下截面积与离心应力的变化情况

a—不同 m 值时 f 的变化曲线; b—不同 m 时 $\frac{\sigma_{ps}}{\rho l^2 \omega^2}$ 的变化曲线。

小2~3倍。由此可见，对于长叶片除为保证效率须做成扭叶片外，为减小根部的离心应力，也须做成变截面，使截面积向叶尖处逐渐减小。

对于变截面叶片，前面已经讲过叶片上所受到的最大离心应力处不一定在根部。主要是看叶片截面变化情况，如从图13-3中可以看出，于不同的 m 值时，截面积沿着叶片长度上的变化情况。当 $m < 1$ 时，截面积在叶根上起初随着半径的增大而减小较快；但当半径较大后减小不多，使根部附近的截面积较大，离心应力较小。因此，当 $m < 0.8$ 时，应求出不同截面处的离心应力，找出危险截面，以确保安全。

4. 包箍和拉金的影响

在上述讨论中，只考虑到叶片本身重量所产生的离心力。当叶片上有包箍和拉金时，此叶片上包箍和拉金段的离心力也作用在叶片截面上，应当计入。故各截面上所受到的离心力为叶片本身和包箍拉金等的离心力之和，离心应力为：

$$\sigma_{px} = \frac{\Sigma c(x)}{f(x)} \quad (13-10)$$

对根部而言

$$\sigma_{p0} = \frac{c_p + c_g + c_n}{f_0} \quad (13-10a)$$

式中

c_p ——叶身的离心力；

c_g ——在一栅距间包箍段的离心力；

c_n ——在一栅距间拉金段的离心力。

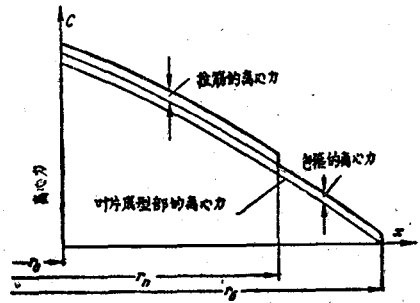


图 13-4 有包箍及拉金时叶片上的离心力

§13-3. 弯矩应力

1. 蒸汽作用力产生的弯矩

(1) 基本公式

当叶片在工作时，受到蒸汽的作用力，由蒸汽作用力所产生的弯矩可分为轮周方向及轴向的两弯矩，可用下法求得。

若在叶片 dr 的高度上，在单位时间内流过两叶片间的蒸汽量为 dG ，此部分流量作用在叶片上的轴向及轮周方向的力分别为：

$$dp_u = \frac{dG \Delta c_u}{g} = \frac{dG_1}{g} c_{1u} - \frac{dG_2}{g} c_{2u}; \quad (13-11a)$$

$$dp_a = \frac{dG}{g} \Delta c_a + \Delta p \cdot t dr = \left(\frac{dG_1}{g} c_{1a} - \frac{dG_2}{g} c_{2a} \right) + \Delta p t dr, \quad (13-11b)$$

式中 dG_1, dG_2 ——在半径 r_x 处 dr 高度上流入及流出叶片的蒸汽量。

在距叶根距离为 x 半径为 r_x 处的叶片截面上，所受到的轮周方向及轴向弯矩分别为：

$$\begin{aligned} M_{ux} &= \int_{r_x}^r (r - r_x) \frac{dG \Delta c_u}{g} \\ &= \int_{r_x}^r (r - r_x) \left(\frac{dG_1}{g} c_{1u} - \frac{dG_2}{g} c_{2u} \right), \end{aligned} \quad (13-12a)$$

$$M_{ax} = \int_{r_x}^r \left[(r - r_x) \frac{dG}{g} \Delta c_a + \Delta p \cdot t dr \right]. \quad (13-12b)$$

叶片上半径为 r_x 处的截面上所受到的合成弯矩 M_s 为：

$$M_a = \sqrt{M_{ax}^2 + M_{az}^2} \quad (13-13)$$

引起的弯矩应力为:

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} \quad (13-14)$$

(2) 短叶片

当一级的叶片较短时, 则蒸汽在叶片上的作用力沿着半径方向的变化不大, 可认为在叶片上是均匀分布的。因此, 在每一叶片上所受到轮周方向及轴向的蒸汽作用力分别可用下式求得:

$$p_u = \frac{G}{z \cdot \varepsilon g} \Delta c_u = \frac{G}{g z \varepsilon} (c_{1u} - c_{2u}) \quad (13-15)$$

若用焓降及功率表示时, 则

$$p_u = \frac{427 G h_0 \eta_{eA}}{u z \varepsilon} = \frac{102 N_A}{u z \varepsilon}; \quad (13-15a)$$

$$p_a = \frac{G}{g z \varepsilon} (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2) t \cdot l, \quad (13-16)$$

式中 z ——级中叶片的片数;

ε ——部分进汽度。

对短叶片而言, 一般均做成等截面的, 在叶根处所受到的弯矩及引起的弯矩应力为最大, 故在强度校核时, 只需计算根部的弯矩及应力。

$$M_{u0} = \frac{1}{2} p_u \cdot l = \frac{1}{2} \frac{G l}{g z \varepsilon} (c_{1u} - c_{2u}); \quad (13-17)$$

$$M_{a0} = \frac{1}{2} p_a \cdot l = \frac{1}{2} \frac{G l}{g z \varepsilon} (c_{1a} - c_{2a}) + \frac{1}{2} (p_1 - p_2) t l^2. \quad (13-18)$$

在已知叶片的截面系数后, 即可求出弯矩应力。

(3) 长叶片所受的弯矩

当一级中的叶片与平均直径相比甚长时, 则叶片上各半径处所受的蒸汽作用力各不相同, 蒸汽流量也沿着半径而变化。若已知蒸汽作用力与蒸汽流量沿半径变化的规律, 则可用分析法或图解法求出叶片上所受到的弯矩。

(a) 分析法

在进行长叶片的热力设计时, 若采用自由涡旋、等 α_1 或等流量等法时, 其蒸汽流量及速度等沿半径变化的规律为已知, 可写成为半径的函数, 则可用分析法按(13-12a和b)求各截面上所受的弯矩。

今以按自由涡旋法设计的长叶片为例加以说明。

在计算时, 因叶片中的辐向流动不大, 在同一半径处的流出与流入流量 dG_1 与 dG_2 相差很小, 故可用 dG 代表 dG_1 及 dG_2 , 所引起的误差不大。又因在良好的设计中, α_2 约等于 90° , 亦即 c_{2u} 的数值很小, 其值近似地等于零, 故可忽视不计。因此, 公式(13-12a)可简化如下:

$$\begin{aligned} M_{ux} &= \int_{r_x}^{r_s} (r - r_x) \left(\frac{dG_1}{g} c_{1u} - \frac{dG_2}{g} c_{2u} \right) \\ &= \int_{r_x}^{r_s} (r - r_x) c_{1u} \frac{dG}{g} = \int_{r_x}^{r_s} (r - r_x) c_{1u} \frac{2\pi r dr c_{1a} \gamma_1}{\varepsilon g} \\ &= \int_{r_x}^{r_s} (r - r_x) c_{1u} \frac{2\pi r dr c_{1a}}{\varepsilon g} \left(\frac{p_1}{p_{1K}} \right)^{\frac{1}{\gamma_1}} \gamma_{1K}. \end{aligned}$$

在具有长叶片的级中，恒为全面进汽，故 $e=1$ 。在按自由涡旋法设计长叶片时， c_{1a} 为一常数， $c_{1u}r=c_{1uk}r_k$ 为常数， $r\Delta c_u=r_k\Delta c_{uk}$ ，以及喷嘴后压力沿半径的变化可用下式表示：

$$\frac{p_1}{p_{1k}} = \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{c_{1uk}}{a_{1k}} \right)^2 \left(1 - \left(\frac{r_k}{r} \right)^2 \right) (k-1) \right\}^{\frac{n}{n-1}}$$

将这些条件代入前弯矩方程式，整理后得：

$$\begin{aligned} M_{ux} &= \frac{1}{g^2} 2\pi r_k c_{1uk} c_{1a} \gamma_{1k} \int_{r_x}^{r_o} (r-r_x) \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{c_{1uk}}{a_{1k}} \right)^2 \times \right. \\ &\quad \times \left. \left(1 - \left(\frac{r_k}{r} \right)^2 \right) (k-1) \right\}^{\frac{1}{n-1}} dr \\ &= \frac{1}{g^2} 2\pi r_k c_{1uk} c_{1a} \gamma_{1k} \int_{r_x}^{r_o} (r-r_x) \left\{ 1 + \frac{1}{2} \frac{k-1}{n-1} \times \right. \\ &\quad \times \left. \left(\frac{c_{1uk}}{a_{1k}} \right)^2 \left(1 - \left(\frac{r_k}{r} \right)^2 \right) \right\} dr \\ &= \frac{1}{g^2} 2\pi r_k c_{1uk} c_{1a} \gamma_{1k} \left\{ \int_{r_x}^{r_o} (r-r_x) dr + \right. \\ &\quad + \frac{1}{2} \frac{k-1}{n-1} \left(\frac{c_{1uk}}{a_{1k}} \right)^2 \left[\int_{r_x}^{r_o} \left(1 - \left(\frac{r_k}{r} \right)^2 \right) r dr - \right. \\ &\quad \left. \left. - r_x \int_{r_x}^{r_o} \left(1 - \left(\frac{r_k}{r} \right)^2 \right) dr \right] \right\} \\ &= \frac{1}{g^2} 2\pi r_k c_{1uk} c_{1a} \gamma_{1k} \left\{ \frac{1}{2} (r_o - r_x)^2 + \frac{1}{2} \frac{k-1}{n-1} \left(\frac{c_{1uk}}{a_{1k}} \right)^2 \left(\frac{1}{2} (r_o^2 - r_x^2) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{r_k^2}{2} \ln \frac{r_o^2}{r_x^2} \right) + r_x \left(r_o - r_x - r_k^2 \left(\frac{1}{r_o} - \frac{1}{r_x} \right) \right) \right\}. \end{aligned} \quad (13-19)$$

在简化计算中，若设 r_1 为一常数，忽视沿半径方向的变化，则 M_{ux} 可以很快求得：

$$\begin{aligned} M_{ux} &= 2\pi r_k c_{1uk} c_{1a} \frac{1}{zg} \gamma_1 \int_{r_x}^{r_o} (r-r_x) dr \\ &= \pi r_k c_{1uk} c_{1a} \frac{1}{zg} \gamma_1 (r_o - r_x)^2. \end{aligned} \quad (13-19a)$$

对根部截面的弯矩，只须将 r_x 用 r_k 代入即可求得。

$$\begin{aligned} M_{uo} &= \frac{1}{zg} \pi l^2 c_{1a} \gamma_1 r_k c_{1uk} = \frac{1}{zg} \pi l c_{1a} \gamma_1 r_{cp} \cdot c_{1ucpl} \\ &= \frac{G}{2zg} \Delta c_{ucpl} \end{aligned} \quad (13-20)$$

由蒸汽作用力所引起的轴向弯矩 M'_{ax} ，也可根据同法计算求得。由(13-11b)式得：

$$\begin{aligned} M'_{ax} &= \int_{r_x}^{r_o} (r-r_x) \frac{dG}{g} \Delta c_a = \int_{r_x}^{r_o} (r-r_x) \left(\frac{dG_1}{g} c_{1a} - \frac{dG_2}{g} c_{2a} \right) \\ &= \int_{r_x}^{r_o} (r-r_x) \left(\frac{2\pi r dr c_{1a} \gamma_1}{zg} c_{1a} - \frac{2\pi r dr c_{2a} \gamma_2}{zg} c_{2a} \right) \\ &= \int_{r_x}^{r_o} (r-r_x) \frac{2\pi r dr}{zg} (\gamma_1 c_{1a}^2 - \gamma_2 c_{2a}^2) \end{aligned}$$

在按自由涡旋法设计的长叶片中， c_{1a} 及 c_{2a} 均为常数。若与前相同，在已知 γ_1 沿半径变化的规律后，则可积分。在简化计算中可近似地认为 γ_1 及 γ_2 亦为常数，则

$$\begin{aligned} M'_{ax} &= \frac{2\pi (\gamma_1 c_{1a}^2 - \gamma_2 c_{2a}^2)}{zg} \int_{r_x}^{r_o} r(r-r_x) dr \\ &= \frac{2\pi (\gamma_1 c_{1a}^2 - \gamma_2 c_{2a}^2)}{zg} \left(\frac{r_o^3 - r_x^3}{3} - r_x \frac{r_o^2 - r_x^2}{2} \right). \end{aligned} \quad (13-21)$$

对叶片根部而言， $r_x=r_k$ ，则上式变为