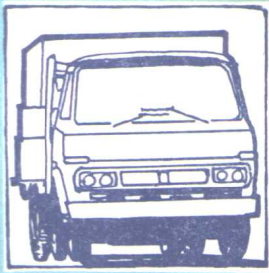
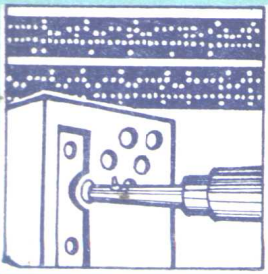
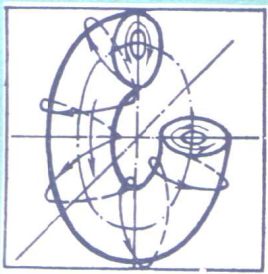


高等学校试用教材



透平零件结构和 强度计算

西安交通大学吴厚钰 主编



机械工业出版社

03611

TK 262
6078

高等学校试用教材

透平零件结构和强度计算

西安交通大学吴厚钰 主编

机械工业出版社

透平零件结构和强度计算

西安交通大学 吴厚钰 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)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本787×1092 1/16·印张17¹/₄·字数421千字

1982年1月重庆第一版·1983年11月重庆第二次印刷

印数 4,001—7,300 定价 1.80元

*

统一书号: 15033·5083

前 言

本书是根据 1978 年 4 月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会的精神及同年黄山会议所确定的教材编写大纲，在我校汽轮机和燃气轮机专业使用的透平强度教材的基础上编写而成。

本书是阐述透平主要零件的基本结构，工作条件，强度、振动计算方法以及材料选择。全书共分六章，前四章为转子零部件——叶片、叶轮、转子的结构和强度振动计算；后两章为静子零部件——汽缸、隔板的结构和强度计算。各章的内容，除了阐述透平零件的结构和强度的基本原理外，还结合具体透平零件进行分析、讨论，并列出了强度振动计算的典型实例。本书作为高等学校汽轮机和燃气轮机专业本科透平强度课程教材（讲课时数 50 学时）以及可以作为热能专业汽轮机课程的参考书，也可供有关工程技术人员参考。

本书由西安交通大学吴厚钰主编，参加编写的有孟庆集、单渊燮、马致远。由清华大学何光新主审。

由于我们业务水平有限，书中肯定还有缺点和错误，恳切希望读者批评指正。

编者 1980年 4月

目 录

主要符号名称	
第一章 叶片结构和强度计算..... 1	
§ 1-1 叶片结构 1	
§ 1-2 叶片强度计算 4	
§ 1-3 叶片截面的几何特性 22	
§ 1-4 叶根和轮缘的强度计算 27	
§ 1-5 用有限元素法计算叶根和轮缘 应力..... 36	
§ 1-6 叶片高温蠕变 48	
§ 1-7 叶片材料和强度校核 51	
第二章 叶片振动 56	
§ 2-1 振动的基本概念 56	
§ 2-2 引起叶片振动的激振力 60	
§ 2-3 叶片振动型式 63	
§ 2-4 等截面叶片自振频率计算 67	
§ 2-5 能量法计算变截面叶片弯曲振动自 振频率 77	
§ 2-6 初参数法计算叶片自振频率 83	
§ 2-7 叶片弯曲振动自振频率修正因素 93	
§ 2-8 叶片动应力 97	
§ 2-9 叶片振动安全性校核 106	
第三章 转子、叶轮结构和强度计算 119	
§ 3-1 转子和叶轮结构 119	
§ 3-2 旋转薄圆环应力计算 127	
§ 3-3 叶轮应力状态和基本计算公式 129	
§ 3-4 等厚度叶轮应力分析 132	
§ 3-5 实际叶轮应力计算 137	
§ 3-6 套装叶轮按松动转速计算装配过盈 和应力 145	
§ 3-7 叶轮温度应力计算 151	
§ 3-8 整锻转子强度计算 156	
§ 3-9 用有限元素法计算透平叶轮和转 子 163	
§ 3-10 叶轮、转子材料和许用应力 177	
第四章 转子振动 179	
§ 4-1 轮系振动 179	
§ 4-2 转子的临界转速 184	
§ 4-3 转子的平衡 216	
第五章 汽缸结构和强度计算..... 225	
§ 5-1 汽缸的工作条件和设计要求 225	
§ 5-2 汽缸典型结构分析 225	
§ 5-3 汽缸的支承定位和热膨胀 234	
§ 5-4 汽缸的强度计算 237	
§ 5-5 汽缸材料和许用应力 249	
第六章 隔板结构和强度计算..... 253	
§ 6-1 隔板的工作条件和设计要求 253	
§ 6-2 隔板的结构分析 253	
§ 6-3 隔板的支承和定位 255	
§ 6-4 隔板的强度计算 256	
§ 6-5 隔板材料和许用应力 263	
附 录 265	
一、等厚度叶轮应力系数 265	
二、单位及其换算 269	

第一章 叶片结构和强度计算

§ 1-1 叶片结构

从强度观点考虑，动叶片的结构可以分为三部分：叶片型线部分、叶根部分和叶顶部分（围带、拉金）。

一、叶型部分

叶型部分除了应该符合气体动力学的要求外，还应该满足结构强度和加工方面的要求。

叶型可以分为等截面的和变截面的。对于 $\frac{D_m}{l} > 10$ 的级（ D_m 是级的平均直径， l 是叶片高度），采用等截面叶片，它的叶型沿叶高是相同的，加工简单但是强度较差；对于叶片较长的 $\frac{D_m}{l} < 10$ 的级，为了改善流动和减少离心应力，采用变截面叶片，它的叶型沿叶高是变化的。

二、叶根部分

叶片根部是将叶片固定在叶轮或转鼓上的联结部分。叶根的结构型式取决于强度、制造和安装工艺条件以及转子的结构型式。叶根与轮缘的固定应该是牢靠的，在任何运行条件下保证叶片在转子中位置不变。叶根结构在满足足够的强度条件下，应尽量做到结构简单，制造方便，并使轮缘的轴向尺寸最小以缩短整个通流部分的轴向长度。常用的结构型式有 T 型、叉型、枞树型等。

T 型叶根（图 1-1a）由于结构简单，加工装配方便，工作可靠，所以比较短的叶片普遍采用。由于叶片离心力对轮缘两侧产生弯矩，使轮缘有张开的趋势，容易引起较大的弯曲应力，所以在叶片长度加大的情况下，在 T 型叶根两侧往往加铣两个凸肩将轮缘两侧包住，以减小它的弯曲应力（图 1-1b）。当叶片增长，离心力加大的情况下，为了加大叶根的受力面积，还可以采用带凸肩的双 T 型叶根（图 1-1c）。

上述叶根型式属于圆周向装配式叶根，在固定这类叶根的轮缘槽中有一个或两个窗口（图 1-2a），其长度比叶片节距略大，宽度比叶根宽 0.02~0.05 毫米，以便将叶片从窗口依次装入轮缘槽中。在窗口位置的叶片为封口叶片（又称末叶片），封口叶片用铆钉固定在轮缘上（图 1-2b）。这种周向装配式叶根的共同缺点是当叶片损坏时，拆换必须通过窗口进行，因而必然牵动许多完好叶片，增加装拆工作量。

中长叶片除了采用双 T 型叶根外，还比较多地采用叉型叶根。这种叶根的叉尾插入轮缘上对应的槽中，并用铆钉固定（图 1-1d）。

叉型叶根避免了 T 型叶根使轮缘两侧张开引起的弯应力；而且强度适应性好，随着叶片离心力的增大，叶根叉数可以增多。国外采用叉型叶根的 850 毫米叶片有七个叉。目前大功率汽轮机的末级叶片都是采用叉型叶根或下面将介绍的枞树型叶根。叉型叶根虽然加工比较简单，拆换叶片方便，但装配时比较费工。由于钻铆钉孔不便，所以通常在整锻转子和焊

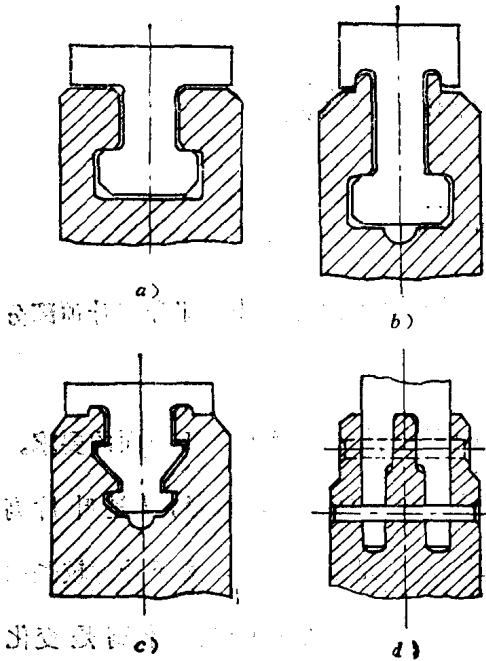


图 1-1 叶根型式

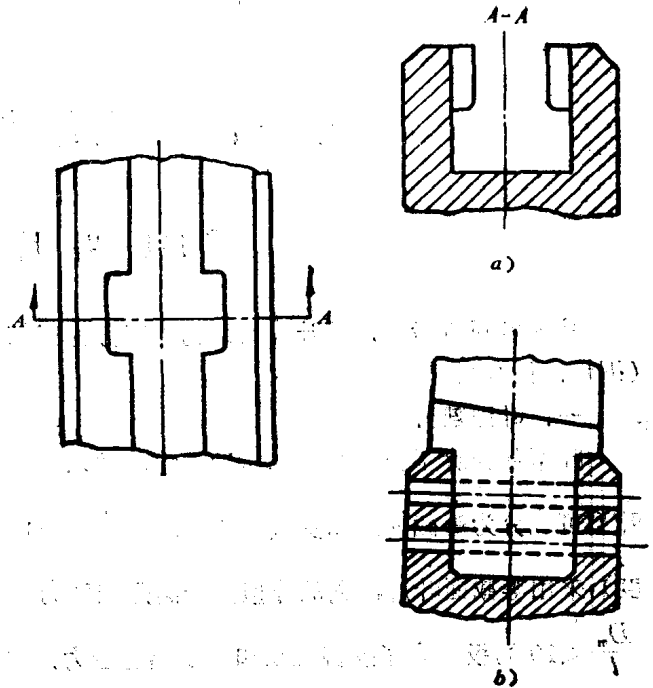


图 1-2 T型叶根封口结构

接转子上不采用叉型叶根。

枞树型叶根（图 1-3）广泛地应用于燃气轮机的透平叶片上，很多大功率蒸汽轮机的末级长叶片亦采用这种叶根。

枞树型叶根具有下列优点：

1. 枞树型叶根由轴向装入单独的叶根槽内，所以装拆方便。
2. 由于叶根采用尖劈形，所以叶根和对应的轮缘承载截面都接近于等强度。这样，在同样的尺寸下，枞树型叶根的承载能力最高。
3. 在叶根和叶轮槽中，齿的非承载面一边有间隙（图 1-3），燃气轮机可以利用此间隙进行空气冷却。同时，松动配合的叶片可以自动定心；间隙的存在，允许轮缘和叶根在受热后能自由膨胀以减少热应力。

枞树型叶根也有它的缺点，由于外形复杂，装配面多，为了保证各对齿接触良好，所以加工精度要求高，工艺复杂。由于齿数多，并受到叶根尺寸的限制，所以过渡圆角不容易作大，引起比较高的应力集中。

由于上述缺点，所以在汽轮机中只是大功率汽轮机的载荷大的调节级叶片和末级长叶片才采用这种叶根型式。

除了上述各种叶根外，还有外包型叶根（菌型叶根，图 1-4a）和燕尾型叶根（图 1-4b）等。

三、叶顶部分——围带、拉金

叶片用围带、拉金联在一起后称为叶片组。也有的叶片不用围带、拉金联结，这种叶片称为单个叶片或自由叶片。汽轮机叶片通常用围带、拉金联结成叶片组，只有末几级长叶片有时作成自由叶片。而燃气轮机叶片则较少联成叶片组。

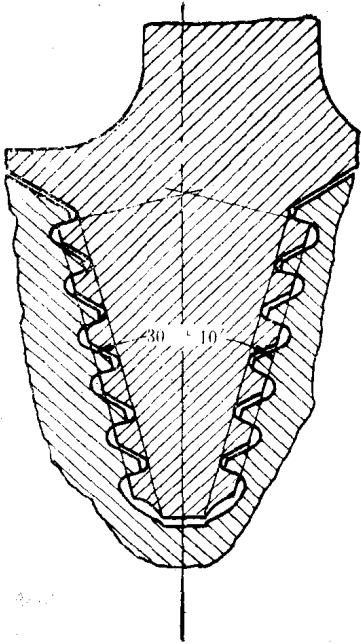


图 1-3 杧树型叶根

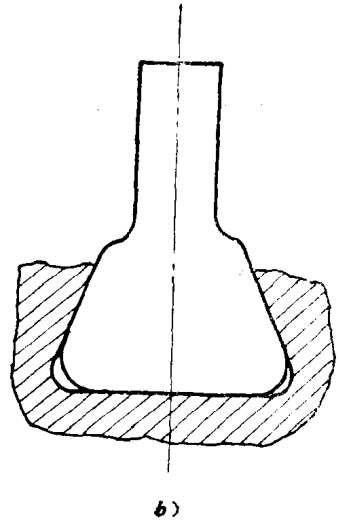
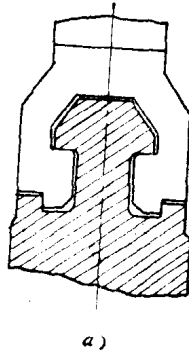


图 1-4 外包型叶根和燕尾型叶根

围带通常为 3~5 毫米厚的扁平金属带，用铆接的方法固定在叶片顶部 (图 1-5a)。还有一种整体围带，即围带和叶片作成一体。根据振动方面的要求，围带之间可以焊接，也可以不焊。如图 1-5b 所示为不焊的整体围带。整体围带一般用于短叶片。

拉金一般是 6~12 毫米的金属丝或金属管，穿过叶片中间的拉金孔，用银焊焊牢的称为焊接拉金；当拉金穿过叶片不焊牢，而且与拉金孔有约 0.5 毫米的间隙，称为松装拉金，它主要的作用是造成附加振动阻尼以减少振动应力。

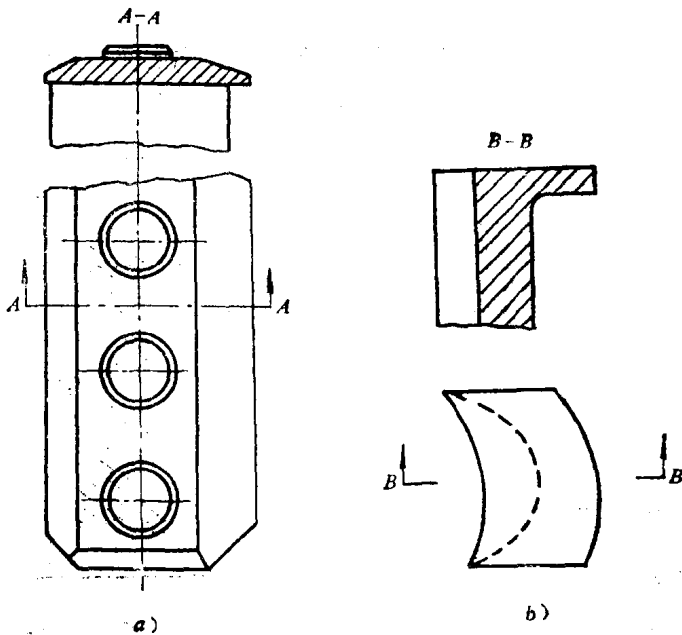


图 1-5 铆接围带和整体围带

围带和焊接拉金都能减小叶片中气流产生的弯应力和提高叶片振动的安全性。因为叶片用围带或拉金联结后，好像在叶片顶部或中间增加了一个支点，而且

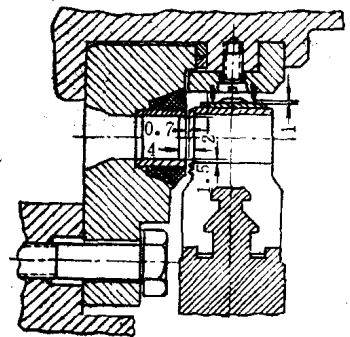


图 1-6 围带汽封

抗弯刚性也增加了，它一方面减少了叶片的弯应力，另一方面通过刚性的改变也能调整叶片的自振频率以避免共振（详见第二章）。此外，围带还可以在叶顶构成封闭的流道，限制气流从叶顶泄漏以及作为汽轮机通流部分的径向汽封和轴向汽封（图 1-6）减少漏汽损失。

燃气轮机由于温度高，为了避免热应力而很少采用带状围带。另外，由于拉金在气流通道中引起附加损失，所以通流部分要求高效率的燃气轮机也很少采用拉金结构。

§ 1-2 叶片强度计算

一、叶片受力分析

当叶片工作时，作用在叶片上的力主要有两种：一是由于透平高速旋转时叶片自身质量和围带、拉金质量产生的离心力；二是气流流过叶片产生的气流作用力。

离心力在叶片中不仅产生拉应力，而且在离心力作用线不通过计算截面的形心时，由于偏心拉伸还会产生弯应力。

离心力与转速平方成正比，所以变转速透平应以最高转速计算离心力。

作用在叶片上的气流力是随时间变化的，它可以看作是由不随时间变化的平均值分量和随时间变化的分量所组成。平均值分量在叶片中产生静弯曲应力，而变化的分量则引起叶片的振动应力。振动问题将在第二章中讨论。由于气流力是随透平工况变化的，所以当计算叶片弯曲应力时，应该选择气流力最大的工况作为计算工况。

离心力和气动力也可能在叶片中引起扭转应力。另外，叶片受热不均匀会引起热应力。在一般情况下，扭转应力和热应力的数值都较小，在计算时往往略去不计。

叶片的工作温度超过 450℃ 时，应考虑高温蠕变强度。

二、叶片离心拉应力计算

下面依次介绍等截面叶片和变截面叶片的离心拉应力计算。

1. 等截面叶片

等截面叶片沿叶高各个截面所受的离心拉应力并不相同，它是由叶顶向底部逐渐增大。底部截面承受了整个型线部分的离心力，所以离心拉应力最大。整个型线部分质量的离心力由下式确定（参看图 1-7）：

$$C = \rho F l \omega^2 R_m \quad (1-1)$$

式中 C ——叶片离心力 (N)；
 F ——叶片的横截面积 (m²)；
 l ——叶片型线部分高度 (m)；
 ρ ——叶片材料密度 (kg/m³)；
 R_m ——叶片平均半径 (m)；
 ω ——旋转角速度 (rad/s)。

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad n \text{——转速 (min}^{-1}\text{)}。$$

因此，等截面叶片底部截面的拉应力是

$$\sigma = \frac{C}{F} = \rho \omega^2 l R_m \quad (1-2)$$

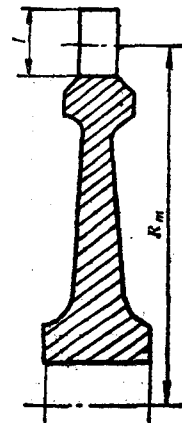


图 1-7 等截面叶片计算图

由公式 (1-2) 可以看出, 拉应力正比于透平转速的平方、叶片高度和平均半径, 而与叶片的截面积无关。也就是说, 增大叶片的截面积并不能降低等截面叶片的拉应力。

当叶片顶部有围带和拉金时, 围带和拉金的离心力在叶片型线底部截面也产生拉应力。围带和拉金的离心力是

$$C_s = \rho F_s t_s \omega^2 R_s \quad (1-3)$$

$$C_l = \rho F_l t_l \omega^2 R_l \quad (1-4)$$

式中 F_s 、 F_l ——围带和拉金的横截面积;

t_s 、 t_l ——围带和拉金的节距;

R_s 、 R_l ——围带和拉金重心的半径。

作用在叶片型线底部的离心力之和为

$$\Sigma C_0 = C + C_s + \Sigma C_l$$

式中 ΣC_l ——多排拉金的离心力之和。

底部截面拉应力

$$\sigma = \frac{C + C_s + \Sigma C_l}{F}$$

2. 变截面叶片

对于 $\frac{D_m}{l} < 10$ 的级, 由于叶片较长, 叶型顶部和叶型底部的圆周速度相差比较大, 这

时无论从提高空气动力效率方面考虑, 还是从强度方面考虑, 都需要采用变截面叶片。从空气动力方面考虑, 应该使叶片型线沿高度变化; 从强度方面考虑, 也应该使截面积由叶顶向叶底逐渐增加, 这样作的原因是, 叶片离心力由叶顶向叶底逐渐增加, 等截面叶片底部截面的应力最大, 而叶片上部截面的应力逐渐减小, 材料强度没有充分利用。当叶片较长, 离心力较大时, 矛盾更加突出, 底部截面应力很容易超过材料的许用应力。如果合理地削减叶片上部应力较小截面的面积, 即作成变截面叶片, 那么由于体积的减小, 就可以减小作用在叶片底部截面上的离心力, 使叶片底部截面的应力降低; 同时也可以减小叶根、轮缘以及叶轮承受的离心载荷。如果一米长的叶片也作成等截面的, 它底部截面的拉应力可以达到 1000 MN/m^2 左右 ($D_m/l = 2.6$ 时), 大大超过叶片材料的强度。若设计为变截面叶片, 则可将离心拉应力降低到约 400 MN/m^2 的水平, 能够为强度较高的叶片材料所承受。

变截面叶片的离心力和应力的计算公式根据以下推导可以求得。

如图 1-8 所示, 在距叶片底部截面距离为 x 处取一微段 dx , 其截面积为 $F(x)$, 此微段的离心力为:

$$dC = \rho \omega^2 F(x) (R_0 + x) dx$$

式中 R_0 ——型线底部截面半径。

作用在距底部截面距离为 x 的截面上的叶片离心力是

$$C_x = \rho \omega^2 \int_x^l F(x) (R_0 + x) dx \quad (1-5)$$

底部截面上, 作用了整个叶片型线部分的离心力, 它等于

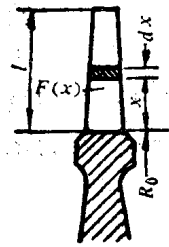


图 1-8 变截面叶片计算图

$$C = \rho \omega^2 \int_0^l F(x)(R_0 + x) dx \quad (1-6)$$

底部截面上的离心拉应力是

$$\sigma = \frac{\rho \omega^2}{F_0} \int_0^l F(x)(R_0 + x) dx \quad (1-7)$$

式中 F_0 ——叶片底部截面积。

由上式可以看出，离心拉应力与 ρ 、 ω^2 以及截面积沿叶高的变化规律有关。采用 ρ 比较小的材料也可以减小离心拉应力。对于大功率汽轮机的末级长叶片有用钛基合金制造的，其材料密度 $\rho = 4.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ，只有常用叶片材料密度的 57%。我国也试用牌号为 LC4 的超硬铝合金作汽轮机末级叶片，其屈服极限 $\sigma_{0.2}$ 为 550 MN/m^2 ，密度只有 $2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。

叶片型线沿叶高的变化规律是从空气动力方面考虑的，在进行强度计算时，已经知道相应的型线面积变化规律，它往往难于用解析式表达和进行积分。根据面积沿叶高的变化曲线，可以采用数值积分近似地算出各截面的拉应力。为此，将叶片沿叶高等分为若干段（通常为 5~10 段），每段的长度为 Δx ，用 j 表示段号，用 i 表示截面号，如图 1-9 所示。此时任意一段的离心力为：

$$\Delta C = \rho \omega^2 \Delta V_j R_j = \rho \omega^2 F_j(x) \Delta x R_j$$

式中 ΔV_j ——该段的体积， $\Delta V_j = F_j(x) \Delta x$ ；

$F_j(x)$ ——该段的平均截面积， $F_j(x) = \frac{1}{2}(F_i + F_{i+1})$ ；或由面积变化曲线上量出该段中点的面积；

R_j ——该段的重心半径。

在距叶片型线底部为 x_i 的截面 (i) 上承受的离心力 C 应为该截面以上各段 (由 i 到 n 段) 叶片离心力之和，

$$C_i = \rho \omega^2 \sum_{j=i}^n F_j(x) \Delta x R_j \quad (1-8)$$

式中 n ——分段数。

因

$$\sum_{j=i}^n F_j(x) \Delta x R_j = V_i R_i \quad (1-9)$$

故

$$C_i = \rho \omega^2 V_i R_i \quad (1-10)$$

式中 V_i ——(i) 截面以上部分叶片的体积；

R_i ——(i) 截面以上部分叶片重心的半径。

在叶片任一截面 (i) 上的离心拉应力为：

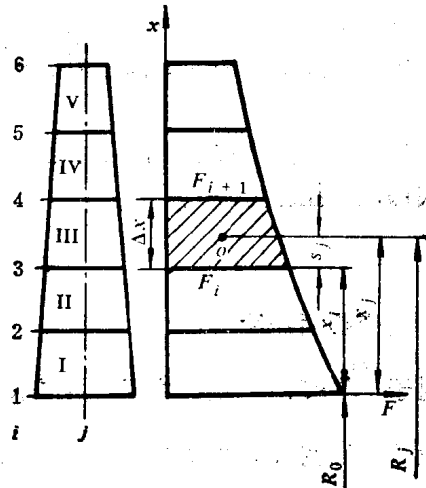


图 1-9 变截面叶片分段图

$$\sigma_{ii} = \frac{\rho \omega^2 V_i R_b}{F_i} \quad (1-11)$$

单单计算离心拉应力, 只要用(1-8)式算出 C_i , 除以 F_i 就能求出 i 截面的离心拉应力。但是, 为了以后计算的方便, 往往是求出 i 截面以上部分叶片的体积 V_i 和重心的半径 R_b 后, 用式(1-11)求出该截面的离心拉应力。 V_i 和 R_b 由下列公式求得:

$$V_i = \sum_j^n \Delta V_j = \sum_j^n F_j(x) \Delta x \quad (1-12)$$

由式(1-9)得:

$$R_b = \frac{\sum_j^n \Delta V_j R_j}{\sum_j^n \Delta V_j} = \frac{\sum_j^n F_j(x) \Delta x R_j}{\sum_j^n F_j \Delta x} = \frac{\sum_j^n F_j(x) R_j}{\sum_j^n F_j(x)}$$

上式中的 R_j 为各小段重心的半径, 因 $R_j = R_0 + x_j$, 故上式可改写成:

$$R_b = R_0 + \frac{\sum_j^n F_j(x) x_j}{\sum_j^n F_j(x)} \quad (1-13)$$

式中 x_j ——该段重心距叶底截面的距离, 可用下式表示

$$x_j = S_j + \sum_0^{j-1} \Delta x$$

其中 S_j 可近似地等于 $\frac{1}{2} \Delta x$; 而比较准确地计算时, S_j 为梯形重心至下底的距离, 它等于

$$S_j = \frac{(F_j + 2F_{j+1}) \Delta x}{3(F_j + F_{j+1})}$$

下面举例说明变截面叶片离心拉应力的计算方法。

例题 1-1 N25-35-1 型汽轮机的第十级扭叶片离心拉应力的计算。已知数据如下:

- 汽轮机转速 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$;
- 叶片高度 $l = 25 \text{ cm}$;
- 叶片底截面半径 $R_0 = 59 \text{ cm}$;
- 叶片材料 1Cr13;
- 叶片材料密度 $\rho = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$;
- 叶片截面积沿叶高变化曲线为已知 (曲线略)。

将叶片沿叶高等分五段, 每段 $\Delta x = 5 \text{ cm}$, ζ 为 i 截面位置的相对叶高。具体计算列表进行, 见表 1-1。

表1-1 N25-35-1型汽轮机第10级叶片离心拉应力计算

截面号 i	ζ	F_i (查曲线) cm ²	段号 j	F_j (查曲线) cm ²	x_j cm	$F_j x_j$ cm ³	$\sum F_j x_j$ cm ³	$\sum F_j$ cm ²	$x_0 = \frac{\sum F_j x_j}{\sum F_j}$ cm	$R_0 = R_0 + x_0$ cm	$\Delta V_j = F_j \Delta x$ cm ³	$V_j = \sum \Delta V_j$ cm ³	$C_i = 774 \times 10^6 V_j R_0$ N	$\sigma_{ii} = \frac{C_i}{F_i}$ MN/m ²
1	0	4.15	I	3.772	2.41	9.09	148.74	13.767	10.8	69.8	18.85	68.82	37200	89.6
2	0.2	3.405	I	3.062	7.40	22.66	139.65	9.995	13.96	72.96	15.31	49.97	28200	82.8
3	0.4	2.75	II	2.635	12.47	32.85	116.99	6.933	16.88	75.88	13.17	34.66	20400	74.2
4	0.6	2.57	III	2.436	17.41	42.4	84.14	4.298	19.59	78.59	12.18	21.49	13100	51.0
5	0.8	2.13	V	1.862	22.42	41.74	41.74	1.862	22.44	81.44	9.31	9.31	5870	27.5
6	1	1.726											0	0

① x_0 项是 i 截面以上部分叶片重心距叶片底部截面的距离。

② R_0 项是 i 截面以上部分叶片重心半径。

③ $C_i = \rho \omega^2 V_i R_i$, $R_i = 7.85 \times 10^3 \left(\frac{2\pi \times 3000}{60} \right)^2 V_i R_i = 774 \times 10^6 V_i R_i$, N

式中 V_i —— 体积单位用 m³ 表示;

R_i —— 重心半径, 单位用 m 表示。

三、气流产生的弯应力

作用在叶片上的气流力可以分解为圆周向分力 P_u 和轴向分力 P_a 。

在分析透平级能量转换过程中已经推导出作用在叶片上的圆周向分力和轴向分力。圆周向分力可以由动量方程式或级的轮周功率来确定, 由此得到对每个叶片的圆周向作用力为:

$$P_u = \frac{G}{Z_2 \varepsilon} (c_{1u} - c_{2u}) \quad (1-14a)$$

$$P_u = \frac{G h_0 \eta_u}{u Z_2 \varepsilon} = \frac{1000 N_u}{u Z_2 \varepsilon} \quad (1-14b)$$

式中 P_u —— 周向气流力 (N);

G —— 通过级的气体质量流量 (kg/s);

N_u —— 级的轮周功率 (kW);

h_0 —— 级的绝热焓降 (J/kg);

η_u —— 级的轮周效率;

c_{1u} —— 叶片进口气流周向分速度 (m/s);

c_{2u} —— 叶片出口气流周向分速度 (m/s);

ε —— 部分进汽度;

Z_2 —— 叶轮上动叶片数目;

u —— 平均圆周速度 (m/s)。

按式 (1-14a) 计算时应该考虑圆周分速度 c_{2u} 的方向, 当 c_{2u} 的方向与 c_{1u} 的方向相反时 (即 $\alpha_2 < 90^\circ$), 如图 1-10 所示, c_{2u} 应作为负值代入。

轴向分力可由轴向分量气体动量变化和叶片前后的静压差确定, 由此得到对每个叶片的

轴向作用力为:

$$P_a = \frac{G}{\varepsilon Z_2} (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)tl \quad (1-15)$$

式中 c_{1a} 、 c_{2a} ——叶片进口和出口气流的轴向分速度 (m/s);

p_1 、 p_2 ——叶片前后气体静压力 (N/m²);

t ——叶片节距 (m);

l ——叶片高度 (m)。

作用在叶片上的气流力是随透平工况变化的, 因此按上列公式计算气流力时, 应选择使气流力达到最大值的透平工况 (危险工况), 这个工况通常是透平的最大负荷工况。但是, 对喷嘴调节的汽轮机的调节级, 危险工况是当第一个调节阀全开 (其余的调节阀全关) 时的工况, 此时该级焓降最大, 而部分进汽度最小。

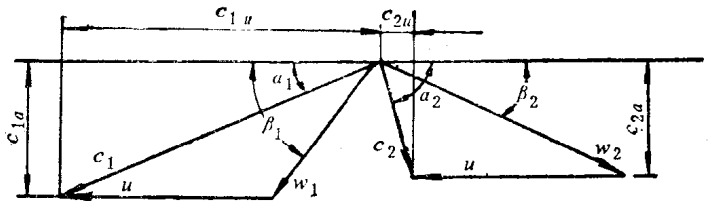


图 1-10 级的速度三角形

由图 1-12 可知, 作用在叶片上的气流力是圆周向分力 P_u 和轴向分力 P_a 的合力:

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_a^2} \quad (1-16)$$

实际上作用在叶片上的气流力是分布载荷。当 $\frac{D}{l} > 10$ 时, 由于气流压力和速度沿叶高变化不大, 可以认为气流力均匀分布。此时, 叶片可以当作一端固定, 承受均布载荷的悬臂梁来研究, 如图 1-11 所示, 其均布载荷为:

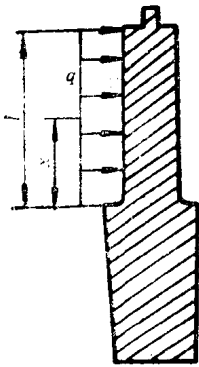


图 1-11 叶片承受的气流力

$$q = \frac{P}{l}$$

离叶片底部截面为 x 处的截面上的弯矩为:

$$M(x) = \frac{q(l-x)^2}{2} \quad (1-17)$$

底部截面弯矩最大, 其值为:

$$M_0 = \frac{ql^2}{2} = \frac{Pl}{2} \quad (1-18)$$

为了决定截面中的最大弯曲应力, 必须找出通过叶片截面形心 C 的最小主惯性轴 $I-I$ 以及与 $I-I$ 轴垂直的最大主惯性轴 $II-II$ 。实践证明, 对多数叶片来说, 可以足够准确地认为 $I-I$ 轴平行于叶片进出气边的连线 $m-n$, 如图 1-12 所示。

于是, P 力在这两个主惯性轴方向的分力为:

$$P_1 = P \cos \phi$$

$$P_2 = P \sin \phi$$

式中 ϕ 角为合力 P 的方向与 $II-II$ 轴的夹角, 它等于

$$\phi = \beta - \text{tg}^{-1} \frac{P_s}{P_t}$$

β ——I-I轴与叶轮平面（圆周方向）的夹角（ β 角也等于 90° 减安装角 β_b ）。

在底部截面，两个主惯性轴方向的弯矩为：

$$M_1 = \frac{Pl}{2} \cos \phi$$

$$M_2 = \frac{Pl}{2} \sin \phi$$

M_1 和 M_2 在叶片底部截面出气边、进气边和背部上产生的弯应力分别为：

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{出}} &= \frac{M_1}{W_{\text{进,出}}} + \frac{M_2}{W_{\text{出}}} = \frac{M_1 e_1}{I_{1-1}} + \frac{M_2 e_2}{I_{2-2}} \\ \sigma_{\text{进}} &= \frac{M_1}{W_{\text{进,出}}} - \frac{M_2}{W_{\text{进}}} = \frac{M_1 e_1}{I_{1-1}} - \frac{M_2 e_4}{I_{2-2}} \\ \sigma_{\text{背}} &= -\frac{M_1}{W_{\text{背}}} = -\frac{M_1 e_3}{I_{1-1}} \quad (\text{负号为压应力}) \end{aligned} \right\} \quad (\text{I-19})$$

式中 $W_{\text{进,出}}$ 、 $W_{\text{背}}$ ——叶片进出气边和背部对最小主惯性轴的截面系数， $W_{\text{进,出}} = \frac{I_{1-1}}{e_1}$ ，

$$W_{\text{背}} = \frac{I_{1-1}}{e_3}$$

$W_{\text{出}}$ 、 $W_{\text{进}}$ ——叶片出气边和进气边对最大主惯性轴的截面系数， $W_{\text{出}} = \frac{I_{2-2}}{e_2}$ ，

$$W_{\text{进}} = \frac{I_{2-2}}{e_4}$$

I_{1-1} 、 I_{2-2} ——叶片截面的最小和最大主惯性矩；

e_1 、 e_3 ——叶片进出气边缘和背部到 I-I 轴的最远距离；

e_2 、 e_4 ——叶片出气边和进气边到 I-I 轴的最远距离。

通常，出气边的弯应力 $\sigma_{\text{出}}$ 比进气边的应力 $\sigma_{\text{进}}$ 和背部的应力 $\sigma_{\text{背}}$ 都要大。

但是对于冲击式叶片来说，作用在叶片上的气流量 P 与 I-I 轴之间的夹角 ϕ 很小，可以忽略不计。这样，气流弯曲应力可作如下简化。

按式 (1-16) 和 (1-18) 计算出气流量 P 和弯矩 M_0 后，即可求得底部截面进出气边缘上的弯应力：

$$\sigma_{\text{进,出}} = \frac{M_0}{W_{\text{进,出}}}$$

和背部的弯曲应力：

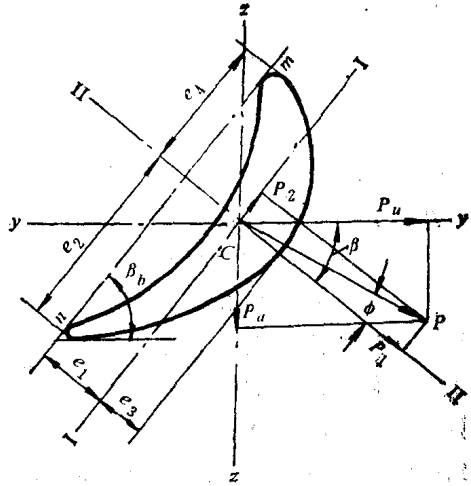


图 1-12 叶片承受的气流量

$$\sigma_{背} = \frac{M_0}{W_{背}}$$

当应力超过材料的许用弯曲应力时，可以增加叶片的宽度，使叶片的截面积和主惯性矩得到相应的增大，因而使弯曲应力下降。由此可见，等截面叶片的截面积是根据许用弯曲应力确定的，而与拉伸应力无关。

对于 $\frac{D_m}{l} < 10$ 的叶片来说，必须考虑气流力沿叶高的变化。这种变化是由于气体流量、反动度以及圆周速度沿叶高变化所引起的。这样，气流载荷密度 q 沿叶高也是变化的，如图 1-13 所示。

在这种情况下，气流力作用在离叶片底部截面 x_1 处截面上的弯矩可按式计算

$$M(x_1) = \int_{x_1}^l q(x)(x-x_1)dx \quad (1-20)$$

若气流载荷密度 q 沿叶高的变化是线性的，即：

$$q = q_1 - \frac{q_1 - q_0}{l}x + q_0$$

式中 q_0 、 q_1 ——叶片底部截面和顶部截面的气流载荷密度。
则叶片底部截面处的弯矩为：

$$M_0 = \frac{(q_0 + 2q_1)l^2}{6}$$

如果气流载荷密度沿叶高的变化规律无法用数学式子表达时，则 $q(x)$ 和 $M(x)$ 可以用数值积分来确定。一般而言，考虑了气流载荷沿叶高不均匀较之忽略气流载荷不均匀时所算出的应力要大。

例题 1-2 估算例题 1-1 变截面叶片各截面的气流弯应力。已知数据如下：

- 设计工况流量 $G = 19.85 \text{ kg/s}$;
- 周向速度 $c_{1u} = 334 \text{ m/s}$, $c_{2u} = -10 \text{ m/s}$;
- 轴向速度 $c_{1a} = 74.6 \text{ m/s}$, $c_{2a} = 87.4 \text{ m/s}$;
- 叶片前后压差 $\Delta p = 0.588 \times 10^4 \text{ N/m}^2$;
- 叶片数目 $Z_2 = 142$;
- 节距 $t = 3.16 \times 10^{-2} \text{ m}$;
- 部分进汽度 $\varepsilon = 1$;

$$\text{过载系数 } K = \frac{\text{最大流量}}{\text{设计流量}} = \frac{G_{\max}}{G} = 1.4;$$

叶片各截面的截面系数 $W_{进、出}$ 、 $W_{背}$ 列在表 1-2 中。

设计工况下的气流力：

周向力

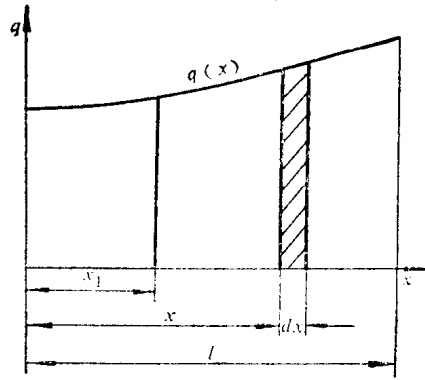


图 1-13 气流载荷密度沿叶高的变化

$$P_u = \frac{G(c_{1u} - c_{2u})}{Z_2 \varepsilon} = \frac{19.85(334 + 10)}{142 \times 1} = 48.10 \text{ N}$$

轴向力

$$P_a = \frac{G(c_{1a} - c_{2a})}{Z_2 \varepsilon} + \Delta p l t$$

$$= \frac{19.85(74.6 - 87.4)}{142 \times 1} + 5880 \times 0.25 \times 0.0316 = 44.67 \text{ N}$$

合成力

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_a^2} = \sqrt{48.10^2 + 44.67^2} = 65.65 \text{ N}$$

底部截面最大弯矩

$$M_0 = K P \frac{l}{2} = 1.4 \times 65.65 \times 0.125 = 11.49 \text{ N} \cdot \text{m}$$

叶片各截面进、出汽边缘及背部的弯应力列表计算如下:

表1-2 叶片气流弯应力计算表

截面 ζ	$(1-\zeta)$	$(1-\zeta)^2$	$M(\zeta) = M_0(1-\zeta)^2$	截面系数		气流弯应力	
				$W_{\text{进、出}}$	$W_{\text{背}}$	$\sigma_{\text{进、出}}$	$\sigma_{\text{背}}$
—	—	—	N·m	cm ³	cm ³	MN/m ²	MN/m ²
0	1	1	11.49	0.843	1.127	13.63	-10.20
0.2	0.8	0.64	7.354	0.586	0.787	12.55	-9.34
0.4	0.6	0.36	4.136	0.461	0.6515	8.97	-6.35
0.6	0.4	0.16	1.838	0.3725	0.5355	4.93	-3.43
0.8	0.2	0.04	0.460	0.2795	0.4235	1.65	-1.09
1.0	0	0	0	0.2002	0.303	0	0

四、离心力引起的弯曲应力

离心力不但在叶片截面中产生拉伸应力，而且可能产生弯曲应力。离心力在叶片任一截面中产生拉伸和弯曲应力，是由于该截面以上叶片部分的重心和旋转中心的连线（离心力的辐射线）不通过该截面的形心（通过截面形心的离心力，在该截面上不产生弯应力），离心力对该截面的作用是偏心拉伸。

如图 1-14 所示， $a-a$ 截面的形心为 C 点， $a-a$ 截面以上叶片部分的重心位置为 G ，则 G 与旋转中心 S 的连线 GS 为离心力 C 的辐射线，它通过 $a-a$ 截面时的交点为 E 点，即离心力在 $a-a$ 截面上的作用点为 E 点，但 E 点与 C 点不重合，形成了偏心拉伸，离心力 C 引起的弯矩使背部受压，进出气边受拉，它的方向与气流力引起的弯曲应力一致，这样就使总的弯曲应力增加。如果使叶片在反旋转的方向平行移动一段距离，使离心力的作用点 E 移到 C 点的另一侧，那么它所引起的弯矩刚好使背部受拉，进出气边受压，抵消气流力引起的弯曲应力。叶片合适的安装位置可以通过计算确定，它的主要内容是计算在各种安装位置时，离心力所引起的附加弯应力，然后确定最佳的安装位置。

对于等截面叶片，由于各截面的形心的连线是一条直线，如果使这条形心连线与叶片离心力的辐射线重合，则离心力引起的附加弯曲应力等于零。