



士汽轮机的设计 及安全经济运行



水利电力部技术改进局編

水利电力出版社出版

編者的話

这本小冊子的第一章，通过計算实例介紹了如何根据現有小型蒸汽鍋爐的壓力和蒸发量，近似地計算、确定土汽輪发电机組可能发出的最大功率。这部分計算数据主要是参照“計算土汽輪机主要尺寸的簡單方法”（辽宁省人民出版社）一书編写而成。第二和第三章分別对土汽輪机的安全性和經濟性进行了探討，是根据我局小土羣工作組在东北各地調查和收集到的有关土汽輪机在設計、制造、安装和运行等方面所存在的問題，經過分析，提出了解决这些問題的初步意見。由于經驗及技术水平所限，有些意見还不够成熟，希各制造和使用土汽輪机的单位，对本书提出宝贵意見。来信請寄北京市清河镇水利电力部技术改进局汽机室。

編者

1960年2月

目 录

第一章 土汽輪机主要尺寸的簡單計算方法	3
第1节 热力計算	3
第2节 噴嘴尺寸的計算	12
第3节 动叶及导叶尺寸的計算	14
第4节 土汽輪机出力計算	19
第二章 土汽輪机的安全問題	23
第1节 土汽輪机事故情况及原因	23
第2节 提高土汽輪机安全性的措施	24
第3节 危急保安器的計算方法	31
第三章 土汽輪机的經濟性	35
第1节 存在的問題及解决的初步意見	35
第2节 提高土汽輪机經濟性的討論	40
附表1 計算土汽輪机主要尺寸及数据的参考資料	42
附表2 土汽輪机主要尺寸及数据参考資料	54

第一章 土汽輪机主要尺寸的簡單計算方法

本书所指的土汽輪机主要尺寸，仅包括噴嘴、叶片、叶輪以及外壳的尺寸；其他如主軸、軸承等計算均未列入。为了便于說明問題，我們通过下列計算实例来分別加以敘述。

第1节 热力計算

1. 已知参数:

蒸汽压力(汽輪机入口) $p_0 = 13$ 绝对大气压;

蒸汽温度(汽輪机入口) $t_0 = 190^\circ\text{C}$ 饱和;

蒸汽流量 $D_0 = 5000$ 公斤/小时;

排汽压力 $p_1 = 1.1$ 绝对大气压。

排汽压力是根据需要預先假定的。

2. 决定汽輪机的級数:

汽輪机的級数，决定于最好的速度比。速度比是叶輪平均直徑处的圓周速度 u 与蒸汽噴射速度 C_1 之比。例如：叶輪平均直徑处的圓周速度为100米/秒，蒸汽噴射速度为200米/秒，則速度比

$$\frac{u}{C_1} = \frac{100}{200} = 0.5.$$

图1所示为速度比与效率的关系。从图中可以看出，单列速度級当 $\frac{u}{C_1} = 0.45$ 时效率最高，双列速度級当 $\frac{u}{C_1} = 0.225$ 时效率最高，三列速度級当 $\frac{u}{C_1} = 0.125$ 时效率最高。

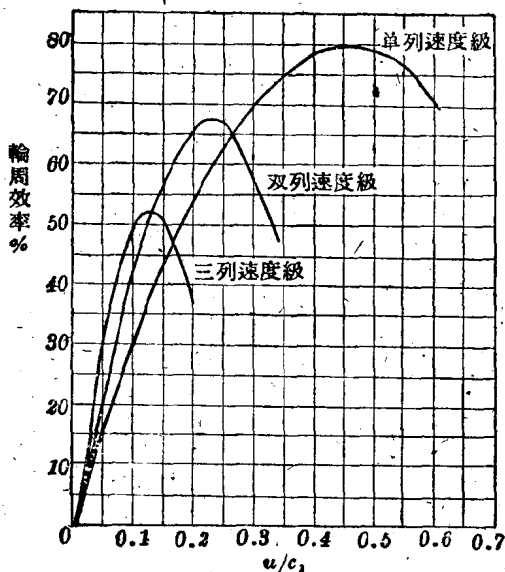


图 1 速度比与效率的关系曲线

根据一般的经验，建议：

单列速度级可采用 $\frac{u}{C_1} = 0.5$ ；

双列速度级可采用 $\frac{u}{C_1} = 0.2 \sim 0.26$ ；

三列速度级可采用 $\frac{u}{C_1} = 0.1 \sim 0.18$ 。

汽轮机的单列速度级和双列速度级的结构，分别见图 2 和图 3。

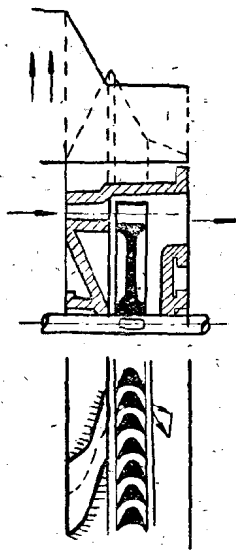


图2 单列速度级的汽轮机

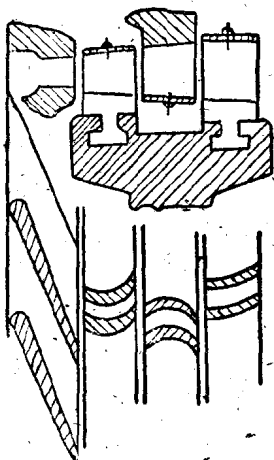


图3 具有双列速度级的汽轮机

土汽轮机的叶轮一般用钢板焊成，为了适应材料强度，建议采用较小的速度比，所以通常采用双列或三列的速度级；只有当热降在4大卡/公斤以下时，才采用单列速度级，此时 $u = 100$ 米/秒。

热降 h_0 是这样选择和确定的：首先在焓-熵 ($i-s$) 曲线图 (图4) 上根据 p_0 及 t_0 ，即 A 点，查出蒸汽初焓 $i_0 = 666$ 大卡/公斤，根据排汽压力 p_1 求出理想的排汽焓 $i_{1i} = 565$ 大卡/公斤，这一点 B 是从 A 点引等熵线，即垂直线交于 p_1 线而得出的。从而得理想热降

$$h_0 = i_0 - i_{1i} = 666 - 565 = 101 \text{ 大卡/公斤,}$$

随即求喷嘴的理想射汽速度

$$C_{1i} = 91.5 \sqrt{h_0} = 91.5 \times \sqrt{101} = 920 \text{ 米/秒,}$$

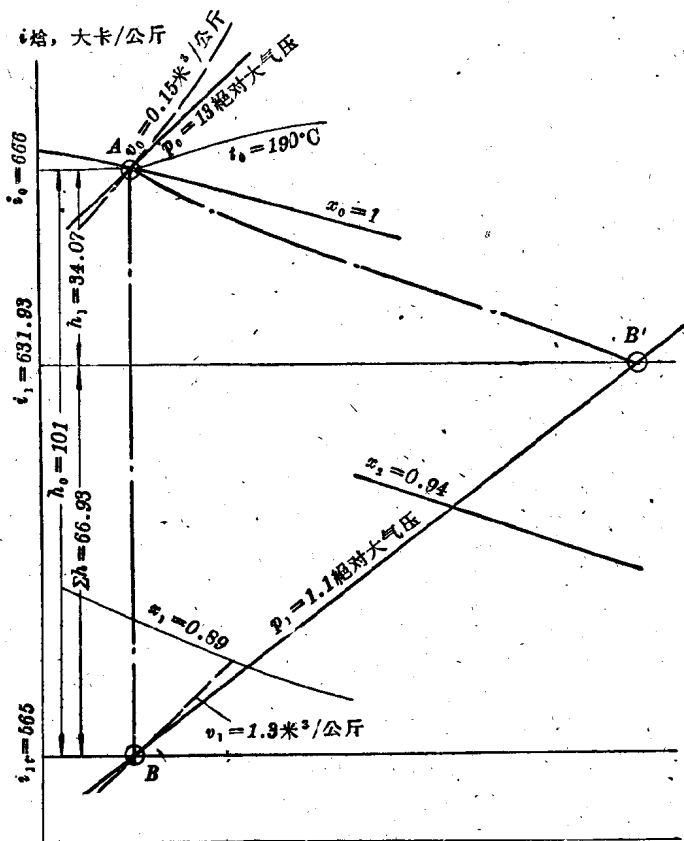


图4 汽轮机在*i-s*曲线图上的热力过程

喷嘴的实际射汽速度

$$C_1 = \varphi \times C_{1t} = 0.9 \times 920 = 827 \text{ 米/秒.}$$

式中 φ ——喷嘴的速度系数。当喷嘴尺寸合适，内部又很光滑时， φ 值可达0.93~0.97。但由于一般土汽轮机的喷嘴加工都不很精密，所以 φ 值可采用0.9，甚至更低一些。

根据选定的 $\frac{u}{C_1}$ 值, 例如三列速度級采用 0.1, 求圓周速度 u 。

$$u = \frac{u}{C_1} \times C_1 = 0.1 \times 827 = 82.7 \text{ 米/秒}.$$

等厚度叶輪的最大切向应力, 可用下式近似地估計

$$\sigma_n = 0.8u^2 \text{ 公斤/厘米}^2.$$

对于用普通鋼板焊制的叶輪, 从强度方面考虑, 圓周速度最好以不超过 100 米/秒为宜。以上所采用的 $u = 82.7$ 米/秒, 是符合这个要求的。由于圓周速度不宜过高, 因此轉速 n 也不宜过大, 同时又必須适合发电机轉速的要求, 决定采用 $n = 1500$ 轉/分。这样就能决定叶輪的平均直径

$$D_{cp} = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \times 82.7}{3.14 \times 1500} = 1.05 \text{ 米}.$$

为了使土汽輪机更合理更經濟, 建議参考下列經驗数据:

(1) 噴嘴射汽角 α_1 选用下列数值:

双列速度級 $\alpha_1 = 14 \sim 20^\circ$;

三列速度級 $\alpha_2 = 20 \sim 24^\circ$ 。

(2) 双列速度級的排汽角选用下列数值:

第一列动叶排汽角 $\beta_2 = 25^\circ$;

第一列导叶排汽角 $\alpha'_1 = 33^\circ$;

第二列动叶排汽角 $\beta'_2 = 45^\circ$ 。

(3) 三列速度級的排汽角选用下列数值:

第一列动叶排汽角 $\beta_2 = 26^\circ$;

第一列导叶排汽角 $\alpha'_1 = 30^\circ$;

第二列动叶排汽角 $\beta'_2 = 34^\circ$;

第二列导叶排汽角 $\alpha''_1 = 40^\circ$;

第三列动叶排汽角 $\beta''_2 = 45^\circ$ 。

(4) 在设计叶片时, 可使进汽角比计算值大 $2 \sim 5^\circ$, 因为

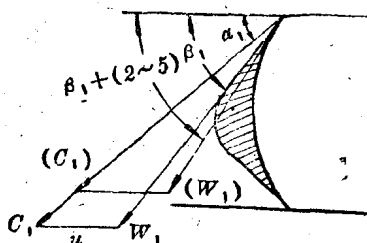


图5 进汽压力低于设计值时的情况

这样能保证在进汽压力低于设计值的情况下, 汽轮机仍有足够高的效率。从图5可以看出, 由于进汽压力降低, 进汽速度 C_1 降至 (C_1) 时, 在保持 u 值不变的情况下, 进汽角应由 β_1 增至 $\beta_1 + (2 \sim 5^\circ)$ 才合适。

(5) 导叶及动叶的速度系数 φ , 在叶片加工良好的情况下, 一般可以达到 $0.86 \sim 0.9$, 土汽轮机可取 0.8 或稍低些, 应根据加工质量而定。

3. 进汽角一般采用 $\alpha_1 = 22^\circ$ 。

4. 求第一列动叶进汽相对速度 W_1 , 进汽角 β_1 和排汽角 β_2 (参看图6甲)。

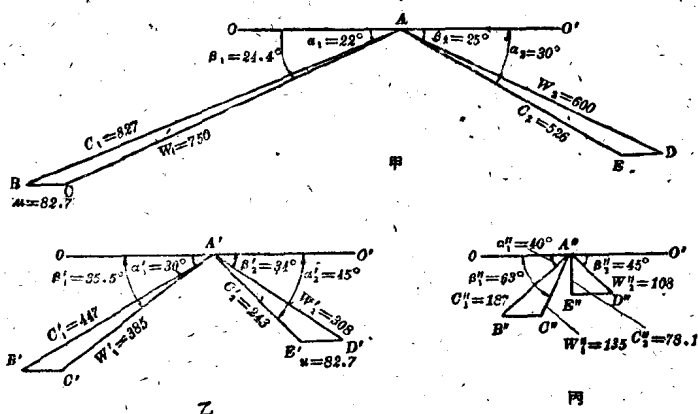


图6 三列速度级的各列速度三角形

动叶进汽相对速度 W_1 及进汽角 β_1 可用作图法求得，首先作任意一水平线 OO' ，再根据已选定的 α_1 和计算出的 C_1 ，作 AB 线， AB 与水平线 OO' 的夹角为 α_1 ， AB 的长度代表喷嘴实际射汽速度 C_1 的大小。然后，由 B 点作 OO' 的平行线 BC ， BC 的长度代表已求得的叶轮平均直径处的圆周速度 u 的大小，联接 AC 两点，则 AC 的长度即代表动叶进汽相对速度 W_1 的大小，而 AC 与水平线 OO' 的夹角即为动叶的进汽角 β_1 （作图的比例可采取 5 或 10 毫米代表 1 米/秒）。

由图中直接量得 $W_1 = 750$ 米/秒，

$$\beta_1 \textcircled{1} = 24.4^\circ.$$

根据第(4)取 $\beta_1 = \beta_1 \textcircled{1} + 3.6 = 24.4 + 3.6 = 28^\circ$ ，

$$\text{取 } \beta_2 = 25^\circ,$$

一般情况下，可取

$$\beta_2 = \beta_1 - (2 \sim 6^\circ) \text{ 或 } \beta_2 \approx \beta_1 \textcircled{1}.$$

5. 求第一列动叶的相对排汽速度 W_2 ，

$$W_2 = \varphi_1 \times W_1 = 0.8 \times 750 = 600 \text{ 米/秒}.$$

式中 φ_1 ——动叶速度系数，根据第(5)取 $\varphi_1 = 0.8$ 。

6. 求第一列动叶的排汽速度 C_2 及排汽角 α_2 ，

与第4相似，第一列动叶的排汽速度 C_2 及排汽角 α_2 可用作图法求得（见图6甲右方）。

根据已确定的第一列动叶相对排汽速度 W_2 及排汽角度 β_2 ，由 A 点作 AD 线， AD 与水平线 OO' 的夹角为 $\beta_2 = 25^\circ$ ， AD 线的长度代表动叶相对排汽速度的大小（ $W_2 = 600$ 米/秒）。由 D 点作 OO' 的平行线 ED ， ED 的长度代表圆周速度的大小 $u = 82.7$ 米/秒，联接 A 、 E 两点得 AE 线， AE 线的长度

代表第一列动叶的排汽速度 C_2 ，而 AE 綫与 OO' 綫的夹角为绝对排汽角 α_2 。

由图中量得 $C_2 = 526$ 米/秒，

$$\alpha_2 = 30^\circ.$$

7. 根据第(4)，第一列导叶进汽角取 $(\alpha_2) = \alpha_2 + 2 = 32^\circ$ ；

第一列导叶的排汽角取为 $\alpha'_1 = \alpha_2 = 30^\circ$ 。

8. 第二列动叶的进汽速度 C'_1

$$C'_1 = \varphi_2 \times C_2 = 0.8 \times 526 = 447 \text{ 米/秒}.$$

式中 φ_2 ——第二列导叶的速度系数，根据第(5)，取为 $\varphi_2 = 0.8$ 。

9. 求第二列动叶的 W'_1 ， β'_1 ， β'_2 (参看图 6 乙)。

与求第一列动叶的 W_1 ， β_1 ， β_2 的方法完全相同，可采用作图法求得。

首先作水平綫 OO' ，根据已确定的第二列导叶的排汽速度 C'_1 和排汽角 α'_1 作 $A'B'$ 綫， $A'B'$ 与 OO' 綫的夹角 $\alpha'_1 = 30^\circ$ ， $A'B'$ 綫长度代表 C'_1 的大小 ($C'_1 = 447$ 米/秒)，然后由 B' 点作 OO' 的平行綫 $B'C'$ ， $B'C'$ 綫长度代表第二列平均叶輪直径处的圆周速 $u = 82.7$ 米/秒。联接 $A'C'$ 两点，得 $A'C'$ 綫， $A'C'$ 綫长度即代表第二列动叶进汽相对速度 W'_1 的大小，而 $A'C'$ 与 OO' 的夹角即为第二列动叶的 β'_1 。

由图中直接量得 $W'_1 = 385$ 米/秒，

$$\beta'_1 = 35.5^\circ.$$

根据第(4)取 $\beta'_1 = 35.5^\circ + 2.5^\circ = 38^\circ$ ，

根据第(3)取 $\beta'_2 = 35.5^\circ - 1.5^\circ = 34^\circ$ 。

10. 求第二列动叶的 W'_2 ， C'_2 及 d'_2 。

根据第(5)取第二列动叶内速度系数 $\varphi_2 = 0.8$ ，则 $W'_2 = \varphi'_2 \times W'_1 = 0.8 \times 385 = 308$ 米/秒。

C'_2 及 α'_2 可用前述作图法求得 (见图 6 乙右方)。首先根据已确定的 W'_2 及 β'_2 , 自 A' 点作 $A'D'$ 綫, $A'D'$ 与 OO' 的夹角为 $\beta'_2 = 34^\circ$, $A'D'$ 长度代表 $W'_2 = 308$ 米/秒, 再自 D' 点作 OO' 的平行綫 $D'E'$, $D'E'$ 长度代表第二列叶輪平均直徑处的圓周速度 $u = 82.7$ 米/秒, 联接 $A'E'$ 两点得 $A'E'$ 綫, 則 $A'E'$ 与 OO' 綫的夹角即为 α'_2 , $A'E'$ 长度代表 C'_2 的大小。

由图中直接量得 $C'_2 = 243$ 米/秒,

$$\alpha'_2 = 45^\circ.$$

11. 第二列导叶的进汽角根据第 (4) 可取为

$$\alpha'_2 = 45^\circ + 3^\circ = 48^\circ.$$

第二列导叶的排汽角根据第 (3) 可取为

$$\alpha''_1 = 45^\circ - 5^\circ = 40^\circ.$$

12. 求第三列的进汽数值 C''_1, W''_1, β''_1 (参看图 6 丙左方)。

根据第 (5), 取第三列导叶內速度系数 $\varphi_4 = 0.8$, 則

$$C''_1 = \varphi_4 \times C'_2 = 0.8 \times 243 = 187 \text{ 米/秒}.$$

用前述完全相似的作图方法求得

$$W''_1 = 135 \text{ 米/秒},$$

$$\beta''_1 = 63^\circ.$$

根据第 (4) 取 $\beta''_1 = 65^\circ$ 。

13. 决定第三列动叶的 β''_2, W''_2, C''_2

根据第 (3) 取 $\beta''_2 = 63^\circ - 18^\circ = 45^\circ$ 。

根据第 (5) 取第三列动叶內速度系数 $\varphi_5 = 0.8$ 。則 $W''_2 = \varphi_5 \times W''_1 = 0.8 \times 135 = 108$ 米/秒。

用前述完全相似的作图方法求得

$$C''_2 = 78.1 \text{ 米/秒}.$$

第2节 喷嘴尺寸的計算

为了使喷嘴更合理更经济，建議采用下列經驗数据（參看圖7）。

(1) 为了保证汽轮机有較高的效率，喷嘴的喉部寬度 b_k 应当不小于6毫米；喷嘴的高度 H 应当不少于20毫米；喷嘴的扩散角度 $\gamma = 6 \sim 12^\circ$ ；噴出口的寬度可取为 $b_a = (3 \sim 4)b_k$ ；喷嘴出口壁厚可取为 $\delta_0 = 1.0$ 毫米。

(2) 考虑进汽压力降低时，仍保证汽轮机的額定出力，喷嘴数目可比計算数目多2~3个。

(3) 为了操作方便和稳妥地控制汽轮机的負荷，喷嘴可分成二組，由兩組汽門各控制一組喷嘴。

(4) 过热蒸汽的临界压力比 $\nu_{kp} = 0.546$ ；

饱和蒸汽的临界压力比 $\nu_{kp} = 0.577$ 。

当喷嘴后压力 p_1 与进汽压力 p_0 之比 $\frac{p_1}{p_0} < \nu_{kp}$ 时，采用漸縮

漸扩喷嘴， $\frac{p_1}{p_0} > \nu_{kp}$ 时，采用漸

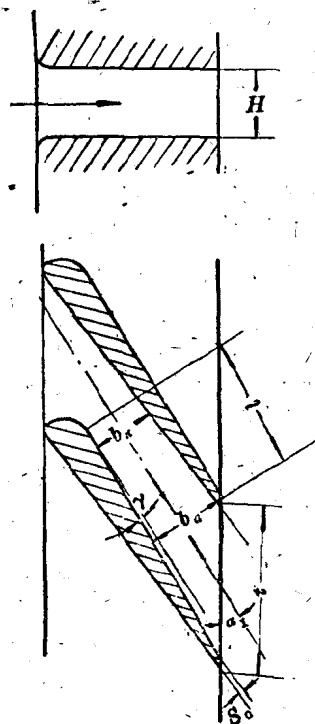


图7 喷嘴的几何尺寸

縮的喷嘴。前者，采用漸縮漸扩喷嘴的目的和必要性，在于使蒸汽按照固定的方向膨胀，并使热能得以充分合理的应用。

(5) 为了制造加工方便, 喷嘴的高度和宽度不要同时变化, 通常使高度 H 不变。

(6) 渐缩喷嘴的尺寸可以这样决定(图 8): 进口部分的弯曲半径 r 可以这样决定, 使喷嘴宽度 b 和喷嘴壁直线部分宽度 b_1' 之比为 5:1 (可是实际上常常作得小于此比例); b_a 与 r 之比可等于 0.5~0.6, 这样便可决定最小截面宽度。或者

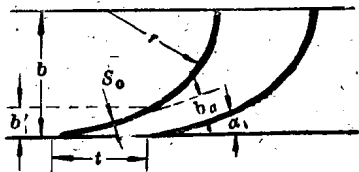


图 8 渐缩式喷嘴

决定最小截面后, 根据上述情况决定各尺寸。在此情况下, 对铸入喷嘴节距 t 可近似地按下式求出:

$$t = \frac{b_a}{(0.9 \sim 0.95) \sin \alpha_1}$$

1. 决定喷嘴的形式:

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{1.1}{13} = 0.0846.$$

根据第(4)采用渐缩渐扩的喷嘴。

2. 求喷嘴喉部截面(即最小截面)处的横截面积 F_{kp} , 及喷嘴数目 z :

$$\begin{aligned} F_{kp} &= \frac{D_0}{3600 \times 203 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \\ &= \frac{5000}{3600 \times 203 \sqrt{\frac{13}{0.15}}} = 0.000737 \text{ 米}^2. \end{aligned}$$

式中 v_0 ——进汽压力 p_0 和进汽温度 t_0 决定的进汽比容, 米³/公斤(参看图 4)。

根据第(1)取喉部宽度 $b_k = 7$ 毫米, 喷嘴高 $H = 20$ 毫米。

噴嘴数

$$z = \frac{F_{kp}}{b_k \times H} = \frac{0.000737}{0.007 \times 0.02} = 5.26 \text{ 个}.$$

根据第(2)及(8)取 $z = 6$ 个, 分为两组, 用两个汽門控制。

3. 噴嘴出口尺寸:

$$F_1 = \frac{G_s \times v_1}{C_1} = \frac{1.39 \times 1.3}{827} = 0.00219 \text{ 米}^2.$$

式中 G_s 为每秒进汽流量, $G_s = \frac{D_0}{3600}$ 公斤/秒, v_1 为排汽比容, 米³/公斤。

根据第(5)使出口处噴嘴高度与喉部高度相同, 即 $H = 20$ 毫米, 則出口宽度为:

$$b_a = \frac{F_1}{z \times H} = \frac{0.00219}{5.26 \times 0.02} = 0.0208 \approx 21 \text{ 毫米}.$$

4. 噴管扩散长度 l :

根据第(1)扩散角 γ 取为 12° , 則:

$$l = \frac{b_a - b_k}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} = \frac{21 - 7}{2 \times \operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 70 \text{ 毫米}.$$

5. 噴嘴的节距 t 及安装弧度 ρ :

$$t = \frac{b_a}{(0.9 \sim 0.95) \sin \alpha_1} = \frac{21}{0.95 \times \sin 22^\circ} = 66.6 \text{ 毫米},$$

$$\rho = \frac{z \times t \times 360^\circ}{\pi \times D_{cp}} = \frac{6 \times 66.6 \times 360^\circ}{\pi \times 1.05} = 43.3^\circ.$$

第 3 节 动叶及导叶尺寸的计算

为了使汽輪机更合理更經濟, 建議采用下列經驗数据:

(1) 叶片(动叶和导叶)的宽度一般可取为 20 及 25 毫米两

种,当叶片宽度为20毫米时,其内弧曲率半径可取为11~13毫米;当叶片宽度为25毫米时,其内弧曲率半径可取为14~18毫米,甚至更大;推荐中、小的数值,用在土汽轮机的前面几列;大的数值,用在后面几列叶片上。

叶片的节距可取为曲率半径的0.9~1.3倍。

(2)由于蒸汽流速自前而后逐渐降低,而流量不变,所以叶片的高度必须逐渐增高。一般后列叶片的进口高度,可以比前列叶片的出口高度大2~4毫米。

(3)导叶安装弧度较喷嘴的安装弧度 ρ 稍大即可,安装部位也与喷嘴相应。

(4)为了减少漏汽损失,动叶和导叶顶端最好加装围板。

(5)叶片的出口厚度 S_1 ,可取为0.3~0.5毫米(图9)。

(6)若叶片采用焊接加工制作,叶片高度应比计算值(即工作部分)高2~3毫米(加工余量)。

每个叶片的出口高度又较进口高度大2~4毫米。为了加工方便,在制造叶片时,高度也可作成出入口高度的平均值。

1. 第一列动叶片(图9):

1)根据第(1)取叶片宽度 $b_1=25$ 毫米,曲率半径取为 $r_1=14$ 毫米:

2)根据第(1),节距为

$$t_1 = 1.3r_1 = 1.3 \times 14 = 18.2 \text{ 毫米.}$$

3)第一列叶轮安装叶片数目

$$z_1 = \frac{\pi \times D_{cp}}{t_1} = \frac{3.14 \times 1.05}{0.0182} = 181 \text{ 个.}$$

式中: D_{cp} ——第一列叶轮的平均直径。

4)根据第(2)及(6),叶片高度可取为:

入口高度 $l_1' = l + 2 = 20 + 2 = 22$ 毫米;

出口高度 $l_1'' = l_1' + 2 = 22 + 2 = 24$ 毫米。

式中 l 等于喷嘴高度 $H = 20$ 毫米。

2. 第一列导叶(图9):

1) 根据第(1), 取导叶宽度 $b_2 = 25$ 毫米。

2) 曲率半径(内弧半径)取 $r_2 = 14$ 毫米。

3) 根据第(1), 节距为

$$t_2 = 1.3r_2 = 1.3 \times 14 = 18.2 \text{ 毫米。}$$

4) 叶片数目可根据第(3)求出:

$$z_2 = \frac{z \times t}{t_2} = \frac{6 \times 66.6}{18.2} = 21.8 \text{ 个。}$$

取 $z_2 = 30$ 个。

5) 根据第(2), 叶片高度可取为:

入口高度 $l_2' = l_1'' + 2 = 24 + 2 = 26$ 毫米;

出口高度 $l_2'' = l_2' + 2 = 26 + 2 = 28$ 毫米;

平均高度 $l_{cp2} = 27$ 毫米。

3. 第二列动叶(图9):

根据第2节各项:

1) 取宽度 $b_3 = 25$ 毫米。

2) 曲率半径取 $r_3 = 15.6$ 毫米。

3) 取节距 $t_3 = 1.3r_3 = 1.3 \times 15.6 = 20.3$ 毫米。

4) 叶片数

$$z_3 = \frac{\pi D'_{cp}}{t_3} = \frac{3.14 \times 1.05}{0.0203} = 163 \text{ 个。}$$

式中 D'_{cp} ——第二列叶轮的平均直径。

5) 叶片高度:

入口高度: $l_3' = l_2'' + 3 = 28 + 3 = 31$ 毫米;

出口高度: $l_3'' = l_3' + 3 = 31 + 3 = 34$ 毫米;