

編者的話

这本小册子的第一章，通过計算实例介紹了如何根据現有小型蒸汽鍋炉的压力和蒸发量，近似地計算、确定土汽輪发电机组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鎮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其原因	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叙述。

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。

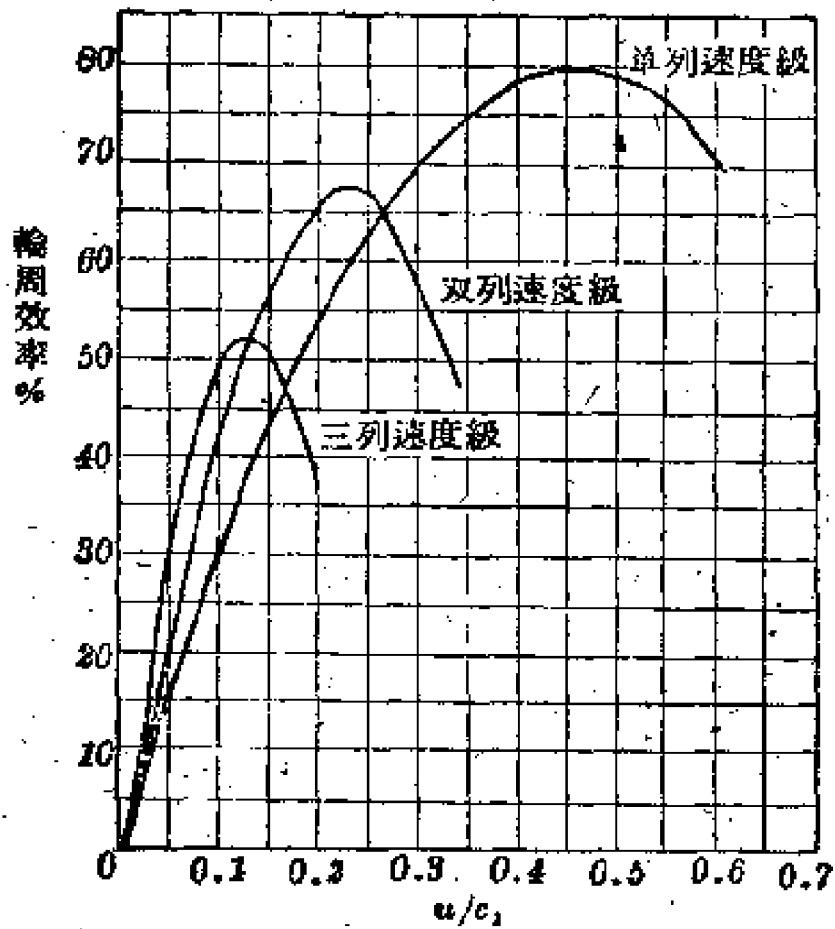


图1 速度比与效率的关系曲线

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。

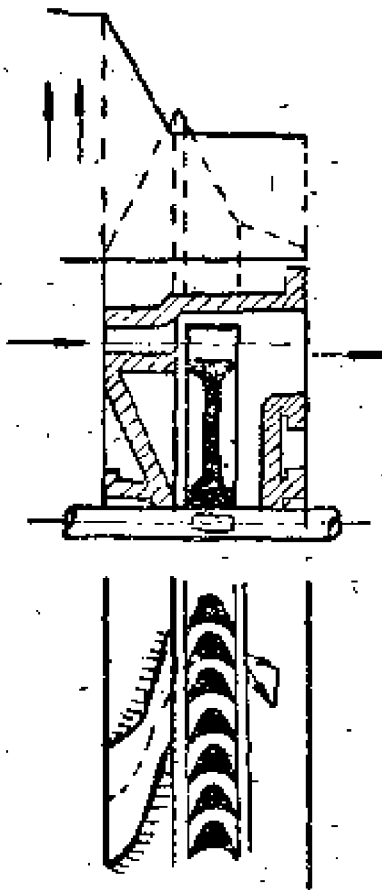


图2 单列速度级的汽轮机

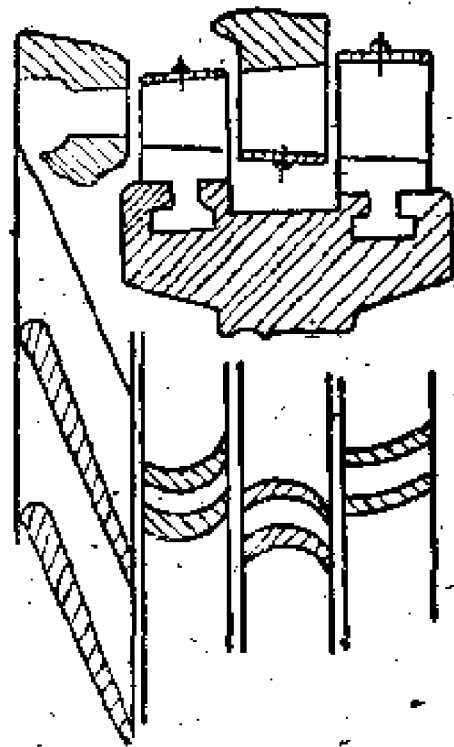


图3 具有双列速度级的汽轮机

土汽轮机的叶轴一般用钢板焊成，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 $i_{1t} = 565$ 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

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

随即求喷嘴的理想射汽速度

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

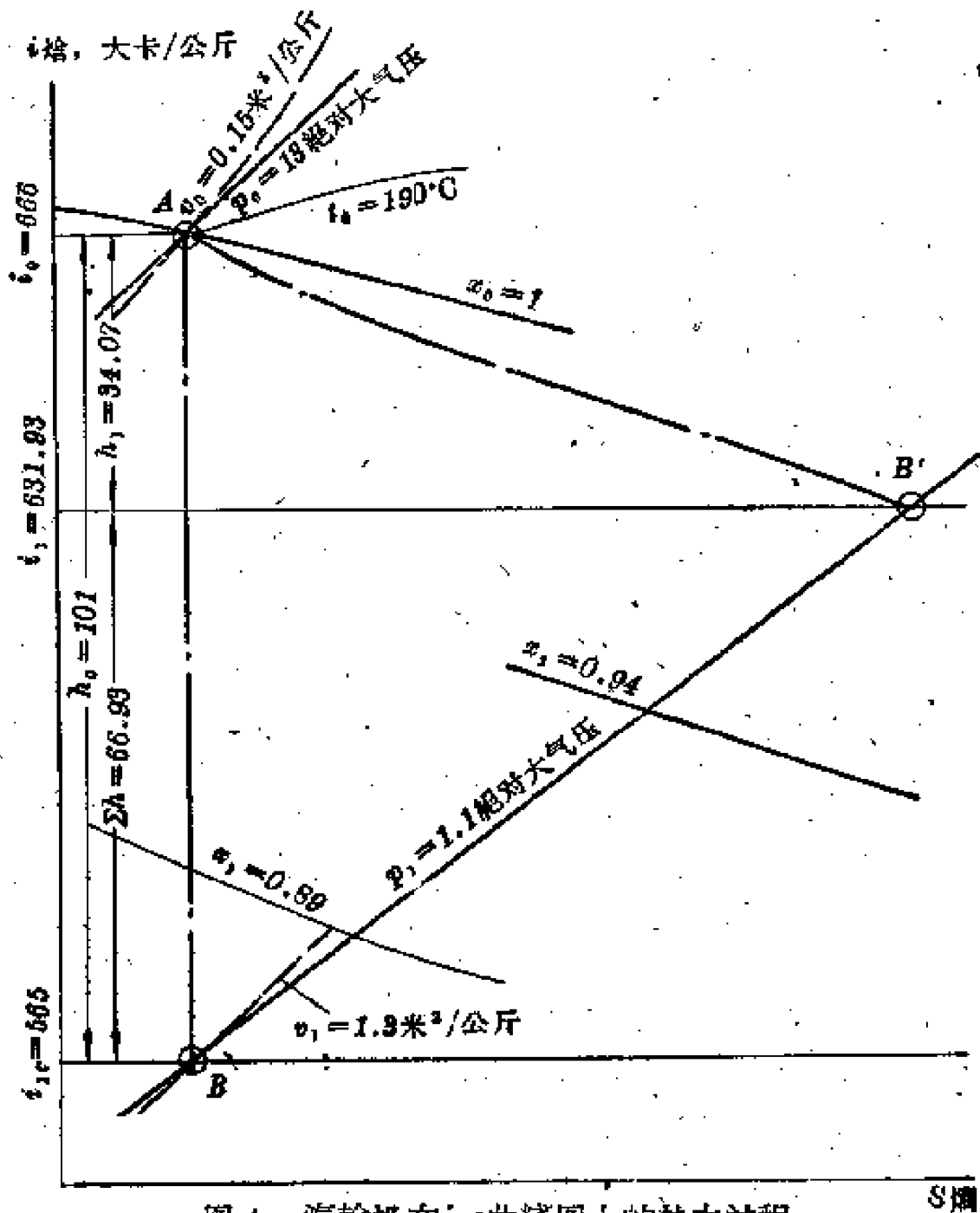


图4 汽轮机在*i-s*曲线图上的热力过程

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，例如三列速度级采用 0.1，求圆周速度 u 。

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

等厚度叶轮的最大切向应力，可用下式近似地估计

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

对于用普通钢板焊制的叶轮，从强度方面考虑，圆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。由于圆周速度不宜过高，因此转速 n 也不宜过大，同时又必须适合发电机转速的要求，决定采用 $n = 1500$ 转/分。这样就能决定叶轮的直径

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

为了使汽轮机更合理更经济，建议参考下列经验数据：

(1) 喷嘴射汽角 α_1 选用下列数值：

双列速度级 $\alpha_1 = 14 \sim 20^\circ$ ；

三列速度级 $\alpha_2 = 20 \sim 24^\circ$ 。

(2) 双列速度级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) 三列速度级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

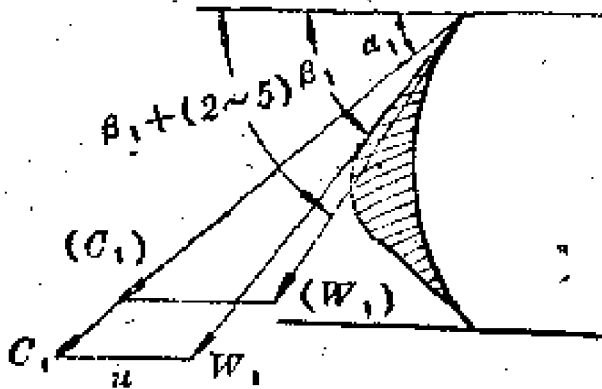


图5 进汽压力低于设计值时的情况

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)。

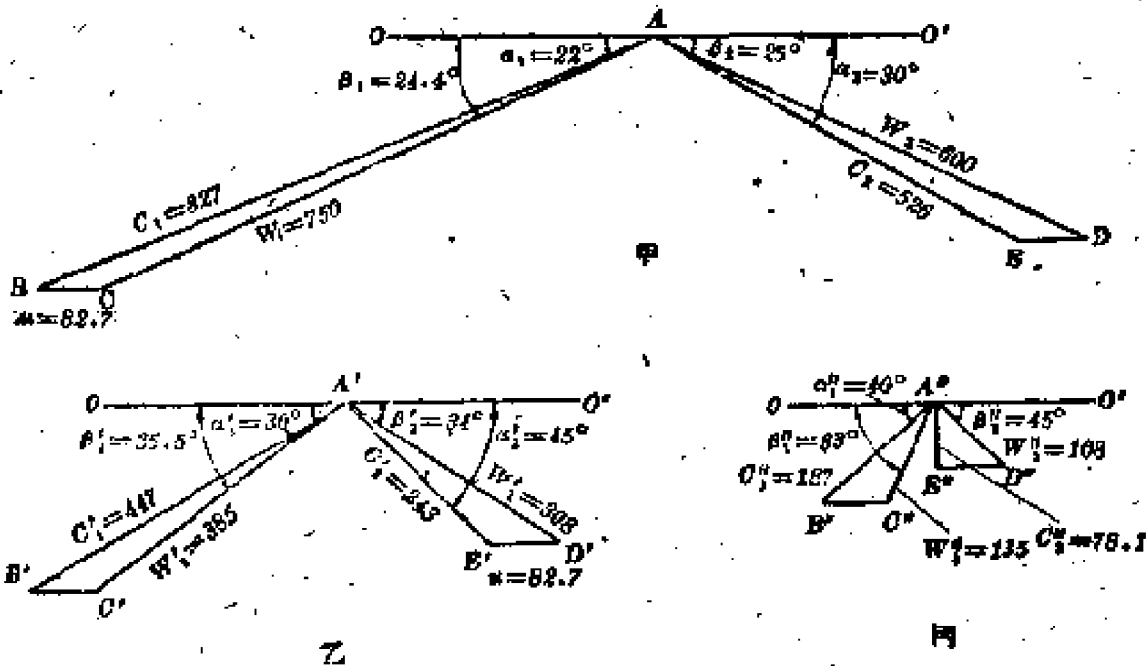


图6 三列速度级的各列速度三角形

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，

$$\beta_1 \text{①} = 24.4^\circ.$$

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

$$\text{取 } \beta_2 = 25^\circ,$$

一般情况下，可取

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

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

① 计算值。

代表第一列动叶的排汽速度 C_2 ，而 AB 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圓周速 $u = 82.7$ 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 $\varphi_3 = 0.8$ ，则 $W'_2 = \varphi'_3 \times W'_1 = 0.8 \times 385 = 308$ 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 (参着图 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 喷嘴尺寸的计算

为了使喷嘴更合理更经济，建议采用下列经验数据（参看图7）。

(1) 为了保证汽轮机有较高的效率，喷嘴的喉部宽度 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 $\gamma = 6 \sim 12^\circ$ ；喷出口的宽度可取为 $b_e = (3 \sim 4)b_k$ ；喷嘴出口壁厚可取为 $\delta_e = 1.0$ 毫米。

(2) 考虑进汽压力降低时，仍保证汽轮机的额定出力，喷嘴数目可比计算数目多2~3个。

(3) 为了操作方便和稳妥地控制汽轮机的负荷，喷嘴可分成二组，由两组汽门各控制一组喷嘴。

(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，采用渐缩

渐扩喷嘴， $\frac{p_1}{p_0} > \nu_{kp}$ 时，采用渐

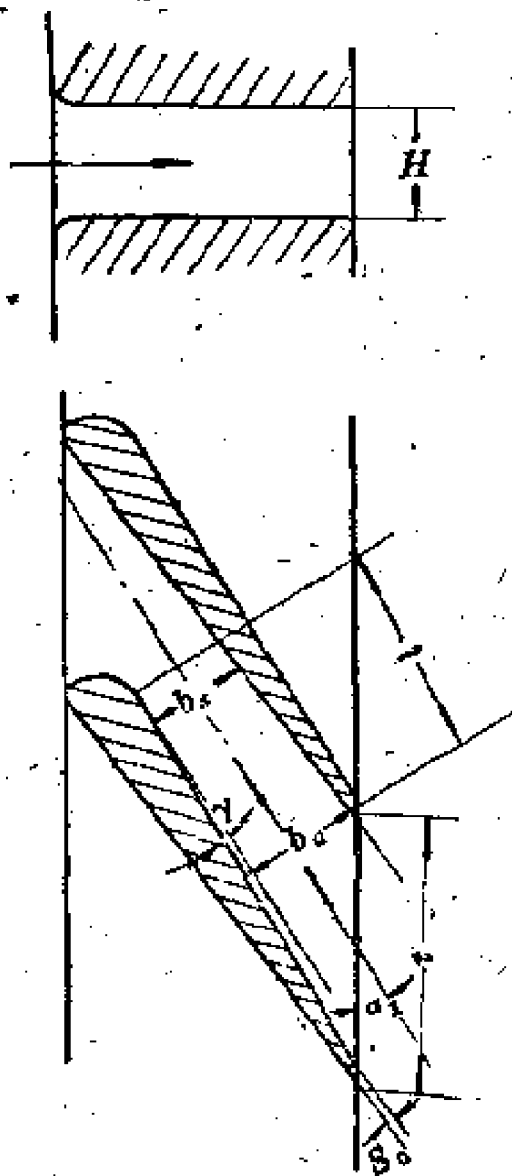


图7 喷嘴的几何尺寸

缩的喷嘴。前者，采用渐缩渐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

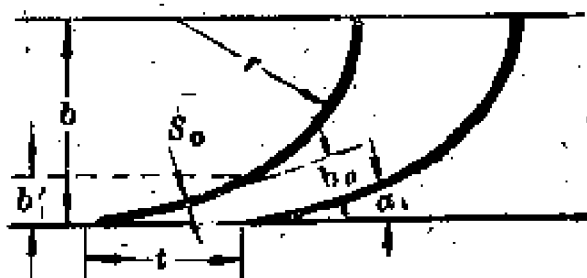


图 8 渐缩式喷嘴

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。

噴嘴數

$$z = \frac{F_{\kappa p}}{b_{\kappa} \times H} = \frac{0.000737}{0.007 \times 0.02} = 5.26 \text{ 个.}$$

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, 則出口寬度为:

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

4. 噴管扩散长度 l :

根据第(1)扩散角 γ 取为 12° , 則:

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

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 动叶及导叶尺寸的計算

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)的寬度一般可取为 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,用在蒸汽轮机的前面几列;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;

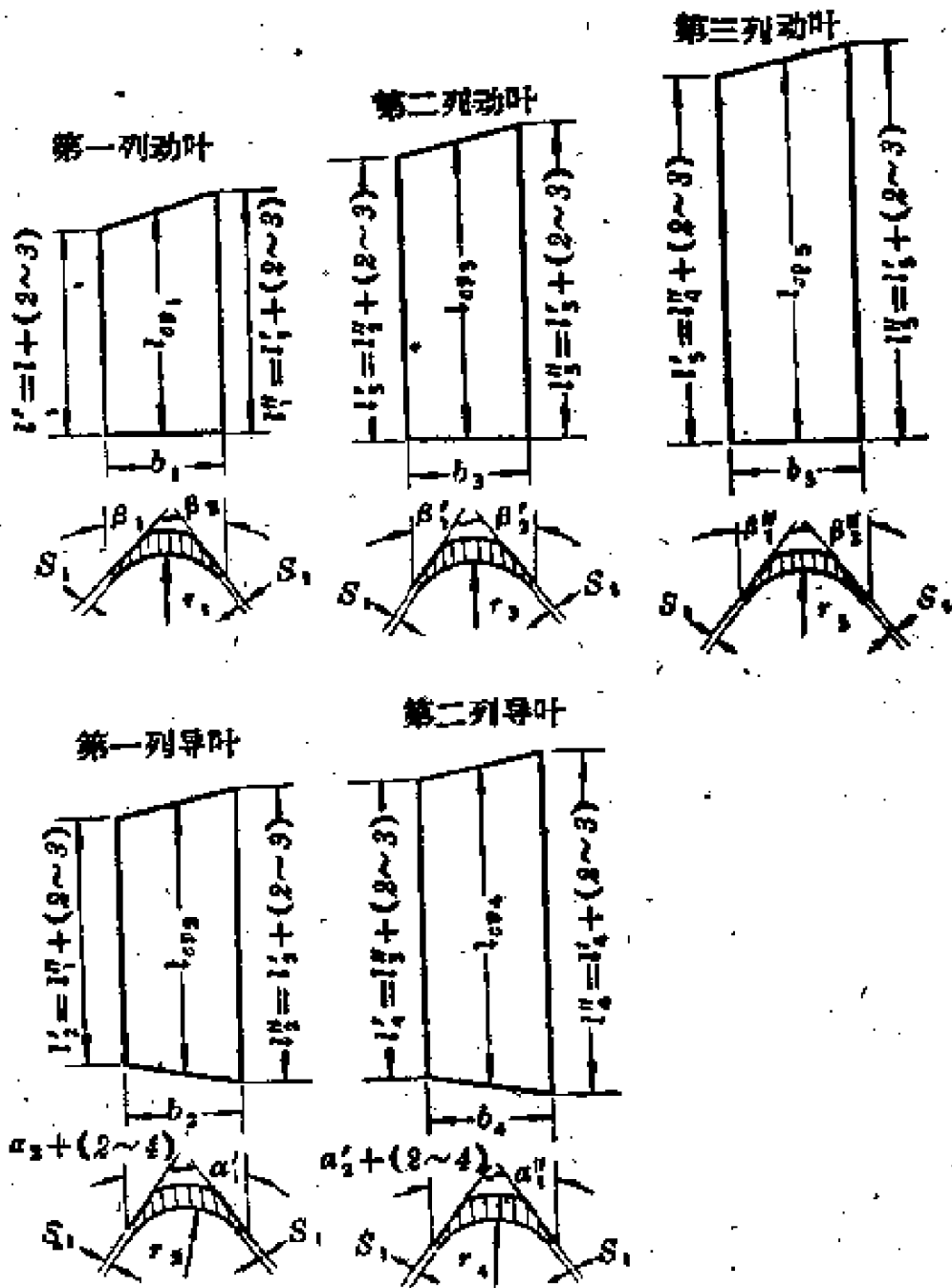


图9 动叶和导叶的形状及尺寸

平均高度: $l_{cp3} = 32.5$ 毫米。

4. 第二列导叶(图9):

1) 取宽度 $b_4 = 25$ 毫米。

2) 曲率半径取 $r_4 = 18.7$ 毫米。

3) 节距 $t_4 = 1.3r_4 = 1.3 \times 18.7 = 29.8$ 毫米。

4) 叶片数

$$z_4 = \frac{z \times t}{t_4} = \frac{6 \times 66.6}{29.3} = 13.6 \text{ 个,}$$

取 $z_4 = 20$ 个。

5) 叶片高度:

入口高度 $l_4' = l_2'' + 3 = 34 + 3 = 57$ 毫米;

出口高度 $l_4'' = l_4' + 3 = 37 + 3 = 40$ 毫米;

平均高度: $l_{cp4} = 38.5$ 毫米。

5. 第三列动叶(图 9):

1) 取宽度: $b_5 = 25$ 毫米。

2) 曲率半径: 取 $r_5 = 22$ 毫米。

3) 节距 $t_5 = 1.3 \times r_5 = 1.3 \times 22 = 28.6$ 毫米。

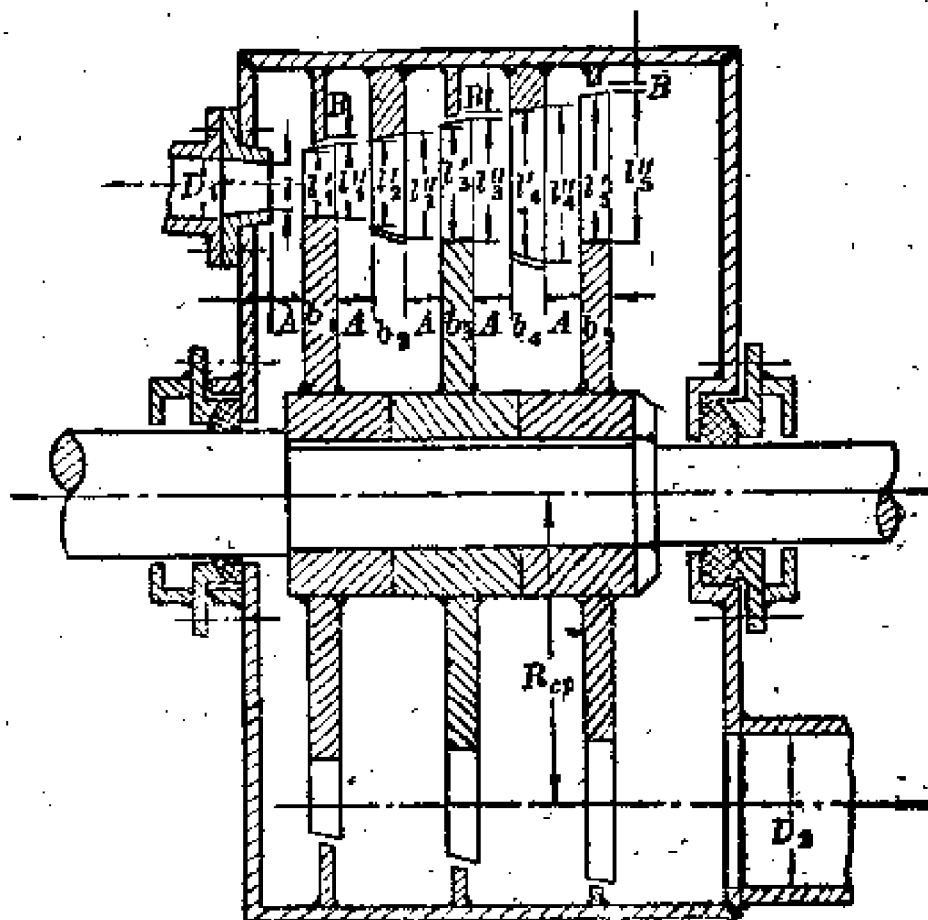


图 10 汽轮机各主要尺寸标注图

4) 叶片数

$$z_5 = \frac{\pi D_{cp}''}{t_5} = \frac{3.14 \times 1.05}{0.0286} = 115 \text{ 个。}$$

式中 D_{cp}'' ——第三列叶輪的平均直徑。

5) 叶片高度:

入口高度 $l_5' = l_4'' + 4 = 40 + 4 = 44$ 毫米;

出口高度 $l_5'' = l_5' + 4 = 44 + 4 = 48$ 毫米;

平均高度 $l_{cp5} = 46$ 毫米。

各主要尺寸标注見图10。

第4节 土汽輪机出力計算

在进行計算之前，先說明几个有关的問題和計算公式。

(1) 汽輪机实际作功的过程，是随着各种損失完成的，因而实际上用于作功的热量，即热降 h_1 只是汽輪机理想热降 h_0 的一部分。

汽輪机的損失，基本上是由两大部分构成的：一部分是在汽輪机的内部損失，包括蒸汽通过进汽門的节流損失，蒸汽在噴嘴、动叶和导叶内流动时的摩擦渦流損失，动輪在轉动时与蒸汽摩擦而产生的鼓风摩擦損失，蒸汽通过汽輪机内各部間隙而产生的漏汽損失，蒸汽在排出汽輪机时的余速損失，湿汽損失，乏汽管中的損失等。这些損失使汽輪机的排汽点由 B 轉移至 B' ，使汽輪机的热降由 h_0 减少至 h_1 (图4)。

另一部分損失，是汽輪外部損失，包括机械損失，汽輪机前边及后边穿軸处的漏汽損失等。这些損失使汽輪机輪軸上的有用功减少，但与排汽点的位置无关。

这里仅討論第一章中几項重要的損失，因而汽輪机的能力也仅計算出考虑了这些損失之后的能力，即輪內功率，而不計

及机械损失和发电机损失。

(2) 喷嘴、动叶及导叶的损失，占内部损失的绝大部分。这些损失是和它们进出口的角度、内弧半径、叶片间的距离以及光滑与否有关，它直接影响汽轮机的能力。因而在叶片制造过程中必须满足上述各项要求，并尽可能作到光滑。

(3) 速度级的鼓风摩擦损失，可按付尔纳的试验公式计算（此公式适用于叶片高度在10~100毫米的范围内）：

$$N_{ma} = \frac{\beta \times D_{cp}^4 \times l_{cp} \times n^3}{10^{10} \times v_1 \times 1.36} \text{ 瓩。}$$

式中 D_{cp} ——平均直径，米；

l_{cp} ——叶片平均高度，厘米；

n ——转速，转/分；

v_1 ——转轮周围的蒸汽比容，米³/公斤；

β ——一个系数，

· 单列速度级 $\beta = 2.4$ ，

双列速度级 $\beta = 2.8$ ，

三列速度级 $\beta = 3.8$ 。

1. 汽轮机内部损失的计算（蒸汽在汽轮机内的流动过程参看图11）：

1) 喷嘴损失

$$h_c = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{8380} = \frac{920^2 - 827^2}{8380} = 19.2 \text{ 大卡/公斤。}$$

2) 第一列动叶损失

$$h_{a1} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{8380} = \frac{750^2 - 600^2}{8380} = 24.1 \text{ 大卡/公斤。}$$

3) 第一列导叶损失

$$h'_c = \frac{C_2^2 - C'_1{}^2}{8380} = \frac{526^2 - 447^2}{8380} = 9.19 \text{ 大卡/公斤。}$$

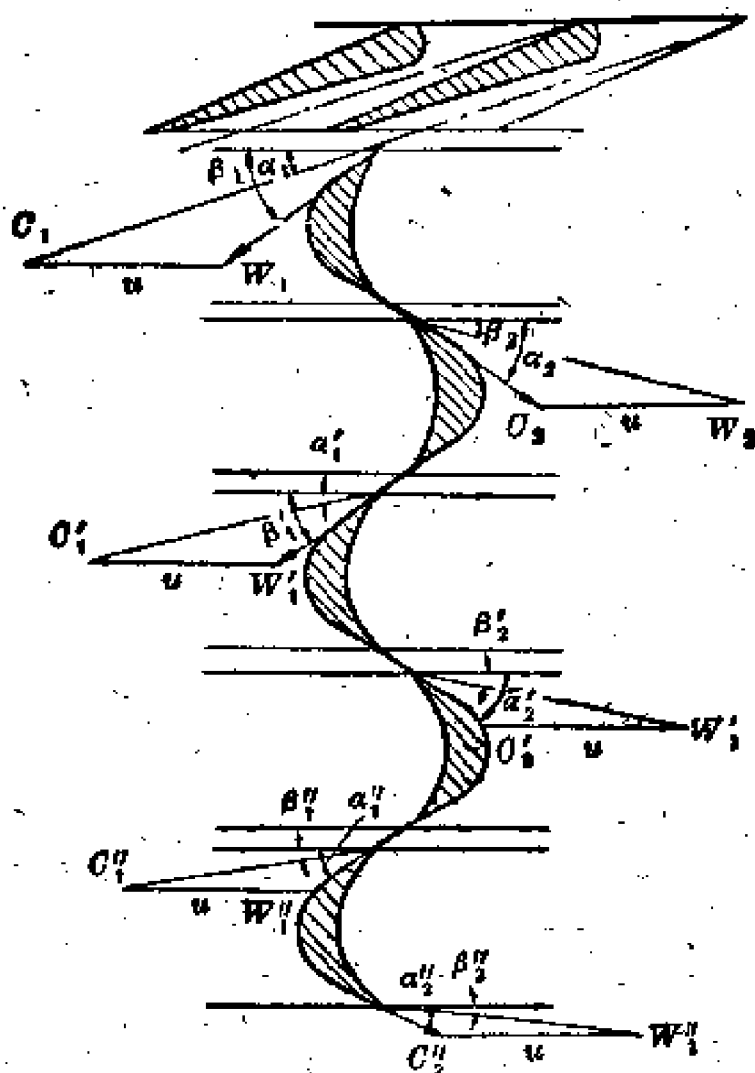


图 11 蒸汽在汽轮内的流动过程

4) 第二列动叶损失

$$h_{s'} = \frac{W_1'^2 - W_2'^2}{8380} = \frac{385^2 - 308^2}{8380} = 6.35 \text{大卡/公斤.}$$

5) 第二列导叶损失

$$h_{c''} = \frac{C_2'^2 - C_1''^2}{8380} = \frac{243^2 - 187^2}{8380} = 2.87 \text{大卡/公斤.}$$

6) 第三列动叶损失

$$h_{s''} = \frac{W_1''^2 - W_2''^2}{8380} = \frac{135^2 - 108^2}{8380} = 0.78 \text{大卡/公斤.}$$

7) 鼓风摩擦损失

根据第(3)

$$N_{ms} = \frac{\beta \times D_{cp}^4 \times l_{cp} \times n^3}{10^{10} \times v_1 \times 1.36}$$

$$= \frac{3.8 \times 1.05^4 \times 3.4 \times 1500^3}{10^{10} \times 1.3 \times 1.36} = 2.99 \text{ 瓩,}$$

$$h_{ms} = \frac{N_{ms} \times 102}{427 \times G_s} = \frac{2.99 \times 102}{427 \times 1.39} = 0.52 \text{ 大卡/公斤.}$$

式中 v_1 —— 参看图 4.5

$$l_{cp} = \frac{l_{cp1} + l_{cp2} + l_{cp3} + l_{cp4} + l_{cp5}}{5} \text{ 毫米;}$$

$$G_s = \frac{D_0}{3600} \text{ 公斤/秒.}$$

8) 余速损失

$$h_s = \frac{C_2''^2}{8380} = \frac{78.1^2}{8380} = 0.73 \text{ 大卡/公斤.}$$

9) 湿汽损失

$$h_{s,x} = (1 - x_{cp}) h'_1 = (1 - 0.915) \times 37.273$$

$$= 3.2 \text{ 大卡/公斤.}$$

式中 h'_1 —— 除湿汽损失以外，已考虑到其他所有内部损失的级内有效热降。

$$h'_1 = h_0 - \sum h'$$

$$= h_0 - (h_c + h_s + h'_c + h'_s + h''_c + h''_s + h_{ms} + h_s)$$

$$= 101 - 63.73 = 37.27 \text{ 大卡/公斤.}$$

$$x_{cp} = \frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{0.89 + 0.94}{2} = 0.915.$$

式中 x_{cp} —— 级内平均干度， x_1 及 x_2 值参阅图 4.0

10) 汽轮机的相对内效率：

$$\text{有效热降 } h_1 = h_0 - (\sum h' + h_{s,x})$$

$$= 101 - (63.73 + 3.2)$$

$$= 101 - 66.93 = 34.07 \text{大卡/公斤.}$$

$$\text{相对内效率 } \eta_{oi} = \frac{h_1}{h_0} = \frac{34.07}{101} = 0.338.$$

汽輪机的輪內功率:

$$N_i = \frac{D_0 \times h_1}{860} = \frac{5000 \times 34.07}{860} \approx 200 \text{瓩.}$$

若考虑机械損失及发电机損失20~30%，則汽輪发电机的实际能力为:

$$N_e = N_i \times 0.7 = 200 \times 0.7 = 140 \text{瓩.}$$

书末附表1及2列有土汽輪机的主要尺寸及数据的参考資料。

第二章 土汽輪机的安全問題

第1节 土汽輪机事故情况及原因

首先来分析一下曾經发生过的一些事故的原因。

一般由于設計制造时，对各部零件特别是轉动部分的强度未作充分估計，用生鉄做叶輪(或飞輪)，复环过厚(5~6毫米)，在运行时，又因升速过猛，超过了額定的工作轉速，致使叶輪(或飞輪)飞裂。曾有一台100瓩的三列速度級汽輪机，就因用生鉄鑄成空心叶輪，輪上又钻了四个平衡孔，当轉速达到2,400轉/分时，叶輪便碎裂飞出。

此外，由于設備在加工制造和安装过程中，各部件組合得不正确，零件变形，以及固定得不牢，也是引起設備严重损坏的主要原因。例如，一台100瓩及另一台500瓩汽輪机均因外壳和隔板变形，地脚螺絲松动，而使动叶片与导向叶片相碰，以致

动叶片全部被刮坏。另一台土汽輪机的一个調速器固定环，由于在加工时，焊縫被車去得太多，致使在运行中，固定环断裂飞出。又一台220瓩汽机，也因安装时，噴嘴固定螺絲未擰紧，运行后，噴嘴向汽缸內移动，以致把动叶片全部打落。另外，因叶片或鎖金安装不牢而被甩出，打坏动叶片等情况，也曾經发生过。

但是，引起事故原因最多的，还是由于运行人員一般对汽輪机的性能不熟悉，缺乏基本的操作知識，如起勁、升速、与电网并列、加負荷、停机等，在操作过程中較混乱，程序顛倒，升速过猛以及誤操作等以致引起事故，根据某地的不完全統計，仅因汽輪机超速而甩坏发电机的就有20起左右。另外，也由于缺乏必要的危急保安装置，以致在电网突然停电时引起超速，损坏設備。

从以上一些不完全的事故調查中可以看出，今后只要对于土汽輪机在結構上保証轉子和外壳的強度，采用适合于各零件工况的材料，安装加工也正确牢固，再使运行人員經過培訓后，汽輪机的各种事故是完全可以避免的，也完全有可能保証土汽輪机的安全可靠地运行。

第2节 提高土汽輪机安全性的措施

在进行土汽輪机的設計、安装及运行时，必須符合并注意以下各点，才能确保安全。

一、設計及結構

1. 安装动作可靠的簡易危急保安器，以防止由于任何原因而引起的超速事故。阜新新丘煤矿和本溪鋼鐵公司焦化厂的电气型危急保安器及沈阳冶炼厂、大連塑料二厂的机械型危急保安器都可以选择采用。

2. 对汽轮机的主要部件如叶輪、軸，应进行必要的强度計算，至少应找有經驗的技工、技师或工程师核算一下：軸的材料和直徑，在滿負荷的情况下是否会扭断，在超速的情况下叶輪是否会飞裂。

大軸材料禁止使用鑄鉄。

3. 叶輪材料宜用鋼材（如用30~40毫米厚的整块鋼板做成，当然用鍛鋼更好），禁止使用鑄鉄。因为叶輪在很高轉速下旋轉，离心力很大，而一般鑄鉄不能承受这种拉应力，即使叶輪厚度增加，但其单位面积上的强度并不增加，因为叶輪加厚了一倍，离心力也随之增大一倍。

叶輪的平均圓周速度，不应超过100米/秒，因为过大的圓周速度，会引起叶輪內过大的应力。

叶輪上的平衡孔，主要是平衡叶輪兩側的压力差，以免产生过大的軸向推力。一般小容量的单級汽轮机因为叶輪兩側压力差很小或者几乎没有，因而可以钻孔，也可以不钻孔，而一般容量較大的多級汽轮机，虽然各个叶輪兩側压力差較小，但对整个汽机来讲，总的軸向推力还会很大。因而除了依靠止推軸承来平衡一部分軸向推力外，在叶輪上钻几个平衡孔，也可以平衡这部分軸向推力。

平衡孔的数目不宜太多，4~6个即可。孔的直徑一般为30~40毫米，孔的边緣必修成圓角。

叶輪与軸連接处必須加厚，加厚的目的有二：主要是减小輪轂內的应力，其次也为了便于安装調整，使叶輪中心的平面与軸成垂直。連接处不宜采用焊接方法，而宜用鍵連接或冷压，热套等方法。

4. 复环的作用，主要是减少汽流在通过叶片时所产生的抽汽損失，和把单个叶片連接起来，以增加其剛度，因而复环不

应太厚(在1.5~2.0毫米左右即可)。复环与叶片连接,应防止由于铆接或焊接时因叶片位置不正确而使叶片受到预应力,且复环应在圆周上分割成若干段(每段约15~20片叶片),以防止因热膨胀而产生的额外应力。

5.大轴上禁止装飞轮,因为汽轮机是作回转运动,转矩很均匀,它不象蒸汽机那样,是在活塞往复运动下断续做功,总要靠飞轮来储存能量稳定转速。同时由于汽轮机的转速一般都很高(1,500~3,000转/分),若装上飞轮后,离心力就很大,这不但对汽轮机没有好处,而一般往往会因为它带来祸患。

6.转子组装完后,应找静平衡。以便在运行中,使振动减到最低值。静平衡后加的平衡重量,也要安装牢固。

7.汽轮机外壳的材料,当蒸汽温度在不超过250°C的情况下,可以用铸铁,也可以用钢板焊接,当机壳内外压力差在1~2个绝对大气压时,可以用7~9毫米厚的钢板焊接,当压差在3~5绝对大气压时,就应当用15~25毫米厚的钢板焊制,最好是通过计算来确定厚度。

在汽缸焊完后,应作一次水压试验。水压试验的压力可为汽缸工作压力的1.25倍,持续时间应当不少于30分钟,这一点对于生铁浇铸的汽缸,特别需要。

8.轴承:一般在100瓩以下的土汽轮机可采用滚珠轴承,在100瓩以上的,则应采用带油圈乌金轴瓦的滑动轴承,当采用滑动轴承时,应在其中一个轴承上装止推轴承,以防由于蒸汽作用力和叶轮两侧压差所引起的轴向推力,或由于负荷突然变动所引起的轴向作用力,而使转子推向一侧,引起动静部分相碰。由于滚珠轴承一般都能多少承受一些轴向推力,因而可不必另外再装止推轴承。

无论滚珠轴承或滑动轴承,都应加装水套,使之冷却。

二、制造与安装

1. 各个部件，特别是叶片、叶輪、軸等轉动部件，在断面突然变化的地方，都应修成圓角，以防应力集中。

2. 叶片的安装最好是鑲在輪槽內。这种方法，既能保証汽流有光滑的流程，又能保証叶根强度。如用焊接方法，則应檢查焊縫质量，需确保叶根与叶輪有可靠的連接，焊縫的鉄水应当均匀，在用小錘敲叶片时，应能发出“叮噹”的金属声。

3. 叶輪与軸組装完后，应找出叶輪的瓢偏值。瓢偏值是指叶輪旋轉一周，其最外緣在軸向的摆动距离(图12用 e 表示)。这样可便于調整动静部分之間的最佳間隙，一般这个間隙数值为：最大瓢偏值 e 加上1~3毫米。为了保証能得到这个最小的安全間隙，建議把噴嘴做成可調整的，不要焊在外壳上。瓢偏值 e 不应大于1.0毫米。

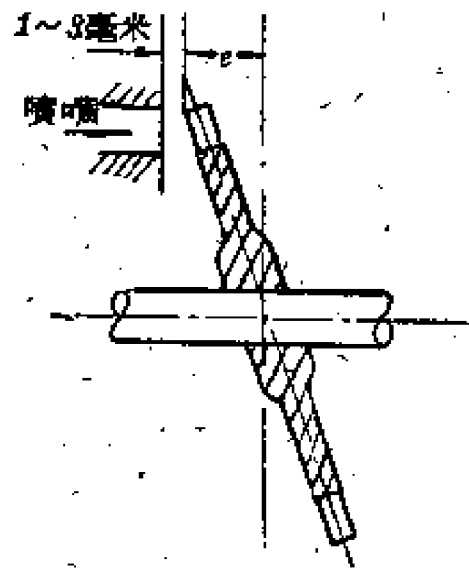


图 12

4. 如用鋼板焊接成的外壳，則应特別仔細周密地檢查外壳的变形程度，并設法消除所发现的变形，因为外壳变形，会引起很多不良后果，如引起机組振动，动静部分間の間隙不易調整，在运行中甚至毀坏整个汽輪机。

还应特別注意外壳的剛度，这一般可以在外壳上加焊肋条来增强。

5. 对于100~150瓩以上的汽輪机，最好是采用靠背輪直接傳动，而对于小容量的汽輪机，为了取得較高的經濟性，轉数一般都選擇得較高(2,000~3,000轉/分)，而小容量的电动机或发电机，轉速都在1,000~1,500轉/分之間，因而就需要用

皮带来传动，这时应计算传动皮带的强度。在传动和连接的地方应加安全罩。

对于平皮带，还应有防止皮带脱落的相应装置。

在采用靠背轮连接时，应计算连接螺丝的数目及直径。安装时，要注意两靠背轮平面是否平行。

汽轮机所以要求有较高的转速才能得到较好的经济性，除了从图 1 中， $\frac{v}{C_1}$ 与 η_{oa} 的关系曲线中可看出外，还可以从沈阳地方国营第一机械厂做的一次转速与出力之间的关系(表 1) 试验中看出：在各个转速下，汽轮机进汽压力和排汽压力保持不变，进汽压力 $p_1 = 4$ 大气压，排汽可用来供暖。

表 1

汽机转速, 转/分	带动发电机容量, 瓩	实际出力, 瓩
1000	40	7
1330	40	12
1500	28	15
3000	28	20

6. 为了防止汽轮机振动，在安装时应注意：

(1) 两轴承中心线应在同一水平面上，和在同一几何中心线上。

(2) 对于乌金轴瓦，其瓦胎与轴承盖之间应压紧，不能有间隙。对于滚珠轴承，则其外圈与轴承盖之间也应压紧，不能有间隙。压紧的紧力，一般为 1~3 丝左右。

(3) 地脚螺丝不可松动，基础应稳固（对于长期运行的汽轮机应打水泥基础）。

三、运行

1. 起动:

(1) 开机前应先与锅炉、电气方面联系好, 并检查下列各项: 烏金軸承的油位是否在标准范围内, 滾珠軸承內是否有油潤滑; 各連接处如靠背輪螺絲、地脚螺絲等是否松动; 仪表是否准确灵敏。另外, 在开机前一定要先用人力盘一下車, 看是否灵活, 傾听机內有无摩擦及金屬撞碰声音, 只有在确认各方面都已妥当时, 才允許起動。

(2) 打开各处疏水門后, 再通入少量蒸汽进行暖管暖机, 把积存在蒸汽管內及汽缸內的水全部放淨, 直至排出来的蒸汽不带有水分为止。

(3) 应备有听針, 徐徐打开进汽門, 使轉速慢慢增加 (特別在第一次試运行时), 用听針时刻傾听机內有无金屬摩擦响声, 并注意进汽压力和轉速的变化。轉数增加的速度, 一般为每分钟增加 5 ~ 15% 額定轉速, 当增至 200 ~ 300 轉/分时, 应停止增速, 待稳定运行 5 ~ 10 分钟后, 檢查各部件的状态是否正常, 如属正常則允許繼續升速。

(4) 在升至額定轉速的过程中, 常常会出现在某一轉速振动突然加大, 这时候的轉速, 称为临界轉速或共振轉速。当遇到这种情况时, 应迅速再稍开大汽門, 很快地把共振轉速滑过去。在土汽輪机中, 一般只有一个共振轉速, 但也有两个的, 例如沈阳化工学院的一台 75 瓩汽輪机, 共振轉速就有 800 和 1,800 轉/分两个 (其額定工作轉速为 2,600 轉/分)。

(5) 与电网并列后, 負荷应慢慢增加, 不能猛增猛減, 如沈阳化工学院 75 瓩汽輪机, 从零負荷到滿負荷需 4 ~ 6 分钟。

(6) 在整个开机操作过程中, 为了确保安全, 不使操作程序顛倒, 最好由一人操作, 一人監督。

(7) 对新机試車，檢修后投入运行的旧汽輪机，应作危急保安器試驗。經常連續运行的汽輪机，也应定期（二个星期至一个月）作这种試驗。看其动作是否灵活正确，以防因零件生銹而致动作失灵。危急保安器的动作轉速，一般較額定工作轉速高 8 ~ 10%。例如工作轉速为 1,500 轉/分，动作轉数則为 1,620 ~ 1,650 轉/分。

在汽輪机試車和作危急保安器試驗时，周圍应尽量減少人員，必要的工作人員也应站在汽輪机的两端，不要站在兩側。作这种試驗时，应特別細心謹慎，轉数应严格控制，如轉数已超过了规定动作的轉数，而危急保安器仍未动作，則应立即用手动危急保安器，关闭进汽門。

每台汽輪机都应有危急保安装置，对目前还没有危急保安装置或有了而动作不灵的汽輪机，应禁止再投入运行，以免发生超速事故。

2. 正常运行与事故处理:

(1) 在正常运行中，应勤摸勤看，要特別注意軸承溫度、汽輪机振动和各种仪表的突然变化（如进汽压力表，电流表，电压表），若发现异常情况，例如机內有金属摩擦响声，振动突然增加，軸承溫度突然增高等，应立即停机檢查。

(2) 当需要紧急停机时，应以手动危急保安器使汽門关闭，如无危急保安装置，則应迅速关闭进汽門。在确认汽門关闭后，就应立即拉閘，与电网解列，并应立即通知鍋炉房，以免鍋炉汽压过高，危及安全。要特別防止因惊慌失措而发生的誤操作。例如，某地一台 110 瓩汽輪机，在停机时，因汽門卡住，运行人員誤认为已关闭，便立即拉閘，轉速瞬間驟增。另一运行人員见此情况，又誤认为汽門关錯了方向，又将汽門反轉开大，轉速更加猛增，幸而別人很快将电动机閘合上，才使

幸避免了這場嚴重的事故。

各个汽門，特别是进汽門，应标明截門开閉方向及开度指示器，以防发生类似事故。

3. 正常停机：

(1) 正常停机前，应事先与鍋炉房联系好，使其作好減压准备。

(2) 徐徐关小汽門，以減低負荷。当汽門关至足够小时，甚至全关，才可以拉开电机的閘，与电网解列，在任何情况下，严禁先拉閘后关汽門。

(3) 停机后，应打开各处疏水門，防止汽缸內积水。

(4) 停机后，应每隔15分钟盘車一次，直至轉子完全冷却为止，这对較大容量多級的汽輪机特別需要，这样可防止因轉子上下温度不一样而引起軸的弯曲。

4. 其他：

(1) 各小土电站，应編制汽輪机的运行和安全須知，它应包括开机，升轉速，加負荷，停机，事故处理等操作程序和正常运行維護的注意事項。

(2) 对运行人員应加强培訓，至少应使他們了解和熟悉本型汽輪机的結構及各种操作程序，特別要使运行人員明确，如違反操作程序，将会造成严重事故。

(3) 对进汽管道必須有保温，以防烫伤及不必要的热損失。

第3节 危急保安器的計算方法

1. 汽輪机轉速 $n = 1500$ 轉/分。

2. 汽輪机軸徑 $d = 80$ 毫米(安装危急保安裝置部分)。

3. 設偏心环內徑 $d_i = 90$ 毫米。

4. 設偏心环外徑 $d_o = 120$ 毫米。

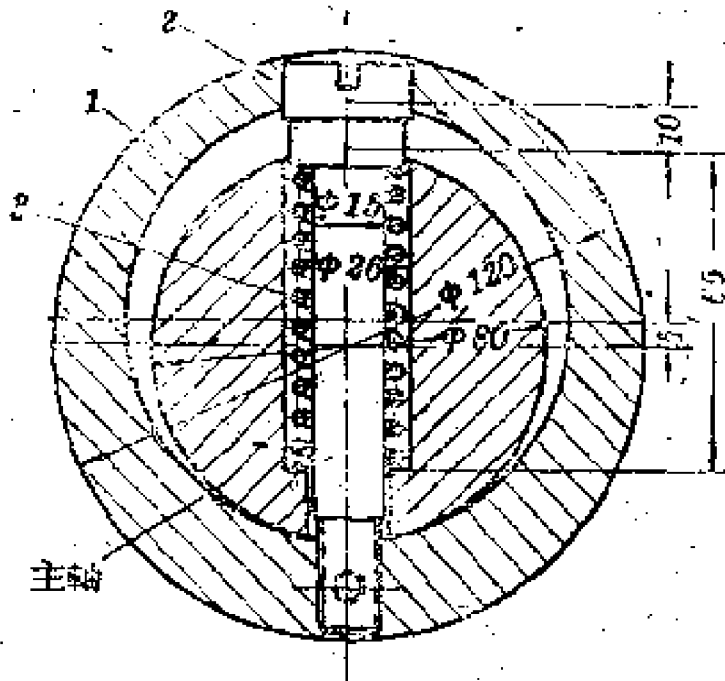


图 13 危急保安器偏心环图

1—偏心环；2—小轴；3—弹簧。

5. 设偏心环宽度

$l = 40$ 毫米。

6. 钢材单位体积的重量 $\gamma = 0.0078$ 克/毫米³。

7. 偏心环重量

$$\begin{aligned} G_1 &= \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_i^2) l \gamma \\ &= \frac{\pi}{4} \times (120^2 - 90^2) \times 40 \times 0.0078 \\ &= 1.543 \text{ 公斤。} \end{aligned}$$

8. 设偏心环偏心率

$e = 5$ 毫米。

9. 偏心环偏心距

$$r = \frac{d_0^2 \times e}{d_0^2 - d_i^2} = \frac{90^2 \times 5}{120^2 - 90^2} = 0.43 \text{ 毫米。}$$

10. 小轴重量(不包括偏心环中心小轴顶丝重量)

$$\begin{aligned} G_2 &= \frac{\pi}{4} (d_1^2 \times l'' + d_2^2 \times l') \times \gamma \\ &= \frac{\pi}{4} (25^2 \times 15 + 15^2 \times 75) \times 0.0078 \\ &= 57.5 + 103 = 160.5 \text{ 克} \approx 0.161 \text{ 公斤。} \end{aligned}$$

11. 小轴重心位置

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{G_2' \times \frac{l'}{2} + G_2'' \left(l' + \frac{l''}{2} \right)}{G_2} \\ &= \frac{103.5 \times 37.5 + 57.5 \times 82.5}{161} = 53.4 \text{ 毫米。} \end{aligned}$$

12. 偏心环及小轴组合的重心位置

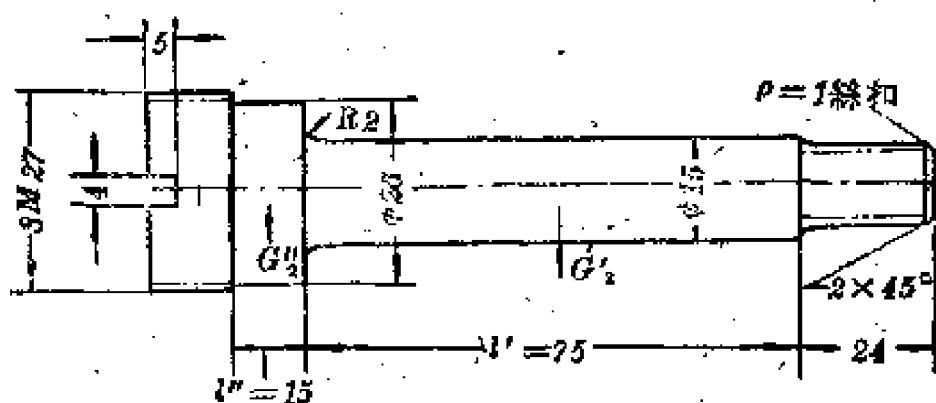


图 14 危急保安器小轴尺寸图

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{G_1 \times l_{G1} + G_2 \times l_{G2}}{G_1 + G_2} \\
 &= \frac{1.543 \times 53.6 + 0.161 \times 73.4}{1.543 + 0.161} = 55.4 \text{ 毫米.}
 \end{aligned}$$

13. 偏心环综合重心与轴心的偏差

$$r' = \frac{d_0}{2} - x = 60 - 55.4 = 4.6 \text{ 毫米.}$$

14. 设汽轮机极限速度容许超过 10% (最高), 则汽轮机极限转速 $n_{np} = 1500 \times 1.1 = 1650$ 转/分;

15. 当汽轮机极限转速为 1,650 转/分时, 偏心环组合离心力

$$\begin{aligned}
 C' &= \frac{G}{g} r' \omega^2 = \frac{G}{g} r' \left(\frac{\pi n_{np}}{30} \right)^2 \\
 &= \frac{1.704}{9810} \times 4.6 \times \left(\frac{3.14 \times 1650}{30} \right)^2 \\
 &= 23.95 \approx 24 \text{ 公斤.}
 \end{aligned}$$

16. 偏心环组离心至终端时离心力

$$\begin{aligned}
 C' &= \frac{G}{9810} (r+a) \left(\frac{\pi n_{np}}{30} \right)^2 \\
 &= \frac{1.704(6.43+10)}{9810} \left(\frac{3.14 \times 1650}{30} \right)^2 = 81.20 \text{ 公斤.}
 \end{aligned}$$

17. 设偏心环组动作时冲击力为 $S \approx 25$ 公斤。

18. 弹簧钢丝弹性模数取 $E = 7.5 \times 10^3$ 。

19. 設彈簧鋼絲直徑 $d = 4$ 毫米。

20. 彈簧平均直徑 $D_{cp} = 20$ 毫米。

21. 彈簧剛度

$$k = \frac{(C' - S) - C}{a} = \frac{81.2 - 25 - 24}{10} = 3.2 \text{ 公斤/毫米。}$$

22. 所需彈簧有效圈數

$$i_p = \frac{Ed}{8k \left(\frac{D_{cp}}{d}\right)^3} = \frac{7.5 \times 10^3 \times 4}{8 \times 3.2 \times \left(\frac{20}{4}\right)^3} = 9.37 \approx 9 \text{ 圈。}$$

23. 彈簧應力計算：

修正係數

$$K = \frac{4 \frac{D_{cp}}{d} - 1}{4 \frac{D_{cp}}{d} - 4} + \frac{0.615d}{D_{cp}} = \frac{4 \times \frac{20}{4} - 1}{4 \times \frac{20}{4} - 4} + \frac{0.615 \times 4}{20} = 1.31。$$

載荷 $P = C' - S = 81.2 - 25 = 56.2$ 公斤；

彈簧應力

$$\tau = K \frac{8PD_{cp}}{\pi d^3} = 1.31 \times \frac{8 \times 56.2 \times 20}{3.14 \times 4^3} = 58.6 \text{ 公斤/毫米}^2。$$

如彈簧採用硅彈簧鋼絲，其許用應力為 4,500 ~ 5,500 公斤/厘米²，則上述計算彈簧應力值稍超過許用應力值。

24. 偏心環組甩出後的復歸轉數

$$\omega' = \sqrt{\frac{Pg}{(r+a)G}} = \sqrt{\frac{56.2 \times 9810}{(6.43 + 10) \times 1.704}} = 140.5。$$

$$n' = \frac{30\omega'}{\pi} = \frac{30 \times 140.5}{3.14} = 1342 \text{ 轉/分。}$$

25. 彈簧在安裝時，為達到 24 公斤的初壓縮力，則其初壓縮量須為：

$$h' = \frac{24}{k} = \frac{24}{3.2} = 7.5 \text{ 毫米.}$$

26. 力图

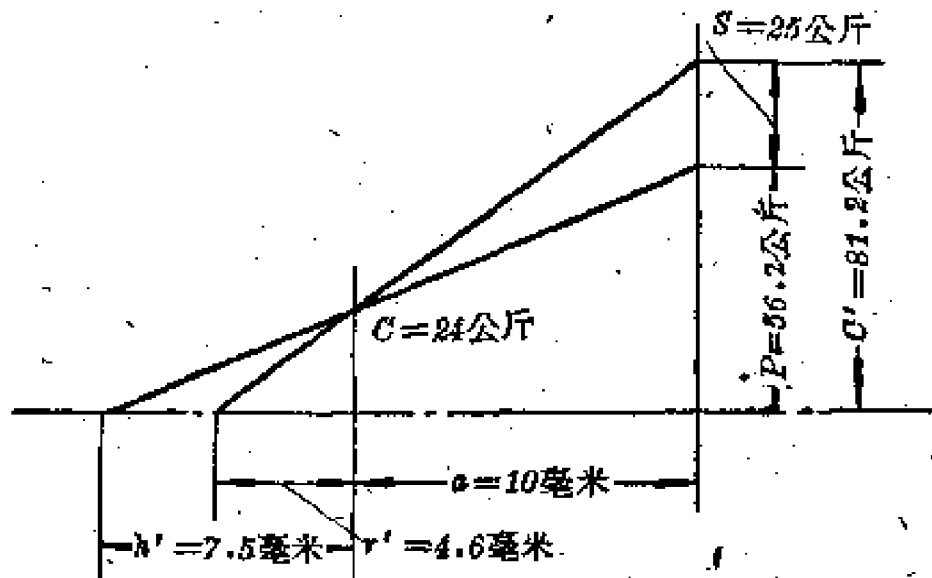


图 15 力图

27. 如汽轮机转速为 1,000 转/分, 则计算公式中转速 n 就以 $n = 1000$ 转/分代入。

第三章 土汽轮机的经济性

第 1 节 存在的问题及解决的初步意见

土汽轮机的经济性, 一般用汽耗量来衡量, 好的土汽轮机与较差的土汽轮机, 从每发一度电所消耗的蒸汽量上来看, 相差甚大。好的只有 30 公斤/每度电左右, 例如, 本溪钢铁公司技工学校的 100 瓩土汽轮机、旅大塑料二厂的 300 瓩供热凝汽式汽轮机及本钢发电厂的 250 瓩汽轮机等等。较差的汽耗高达 100 ~ 200 公斤/每度电, 有的甚至更大; 例如沈阳自行车厂五台 75 瓩, 汽轮机平均每度电耗汽量均达 400 公斤以上。一般土汽轮机的

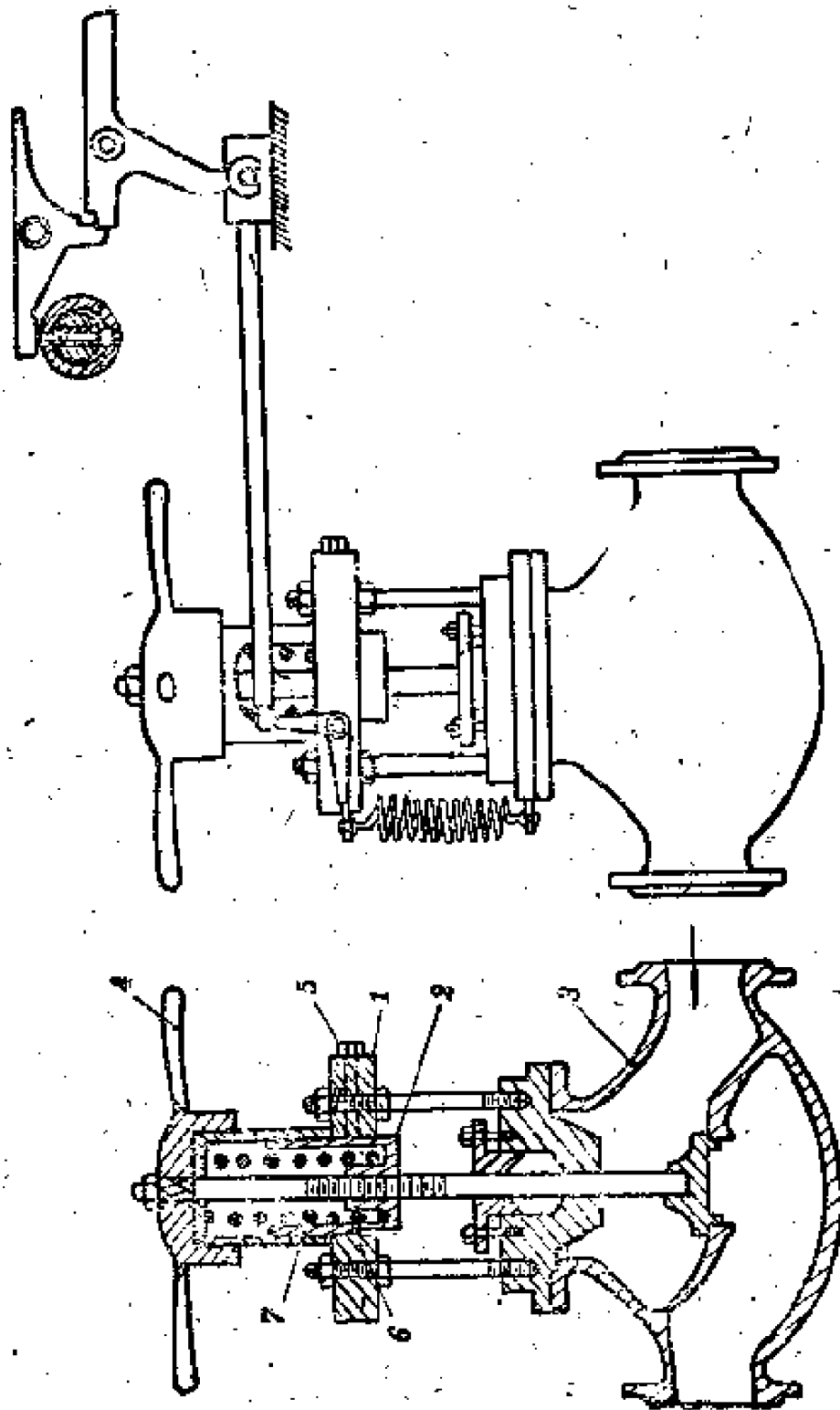


图 16 小型汽轮机自动主汽门装置图

1—阀座; 2—弹簧; 3—门座; 4—手轮; 5—定位键; 6—阀瓣; 7—弹簧。

说明: 1. 此主汽门阀座可用普通汽门进行改装;

2. 阀瓣及弹簧座接触部分须进行表面淬火。

汽耗量都在50~70公斤之間。造成如此悬殊的原因很多，如缺乏必要的設計，噴嘴型式選擇不當，加工粗糙，各部件組合不正確，動靜間隙很大等等。下面我們來分析幾個主要原因。

一、沒有設計，各通流部分的尺寸確定不合理

1. 速度比對汽輪機效率、級數(對速度級來說就是列數)的影響。

速度比，即汽輪機葉輪的平均圓周速度(它與葉輪平均直徑的增大，及汽輪機轉速的增加成正比)與噴嘴實際射汽速度(汽輪機的進汽壓力、溫度愈高，或排汽壓力愈低，加工愈精細光滑，此速度就愈大)之比。

比值選擇要恰當，並參考它來確定汽輪機的級(列)數，這樣才能得到較高的效率，否則，即使有良好的加工，效率也不會太好。

舉例來說：某一台汽輪機，進汽壓力 $p_1=8$ 公斤/厘米²，溫度 $t_1=170^\circ\text{C}$ ，排汽壓力 $p_2=1.2$ 公斤/厘米²，此時整個汽輪機的理論熱降是78大卡/公斤。

若汽輪機葉輪的平均直徑為0.8米，轉速為2,000轉/分，則葉輪的平均圓周速度 $u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3.14 \times 0.8 \times 2000}{60} = 75.4$ 米/秒。

若取噴嘴速度係數為0.9，則實際射汽速度為：

$$C_1 = 91.5 \times 0.9 \sqrt{78} = 755 \text{米/秒。}$$

$$\text{這樣，速度比 } \frac{u}{C_1} = \frac{75.4}{755} \approx 0.1。$$

在這個速度比下，若汽輪機的类型選擇為：

單列汽輪機 輪周效率 $\eta_{o,t} = 0.275$ ；

雙列速度級汽輪機 輪周效率 $\eta_{o,t} = 0.42$ ；

三列速度級汽輪機 輪周效率 $\eta_{o,t} = 0.45$ 。

从上面我們可以看出，速度比与汽輪机級(列)数的关系。

从理論上知道和实践証明，我們推荐：

$\frac{u}{C_1} = 0.1 \sim 0.15$ 之間，采用三列速度級，这样可得到輪周效率 $\eta_{os} = 0.41 \sim 0.55$ 。

$\frac{u}{C_1} = 0.15 \sim 0.28$ 之間，采用双列速度級，这样可得到輪周效率 $\eta_{os} = 0.55 \sim 0.62$ ；当 $\frac{u}{C_1} = 0.23$ 时， η_{os} 可达 0.64。

当进汽压力、温度提高时，或排汽压力降低到真空时，整个汽輪机的热降就相应有很多增加。假若热降很大(超过 80 大卡/公斤)，最好仍做成单級速度級汽輪机，則所得到的速度比一定很低(因为汽輪机零件受到强度的限制，轉速不可能无限止的增加，因而叶輪的平均圆周綫速度 u 一般限制在 120 米/秒以下)，这样我們就应考虑采用多級汽輪机，使热降均匀分配在各級，以便获得較高的汽輪机效率。

現有的土汽輪机速度比普遍都偏小，因而引起汽耗值很大。例如沈阳音乐学院的一台 100 瓩双列速度級汽輪机，进汽压力是 7 公斤/厘米²，温度 164°C，排向大气，汽輪机叶輪平均直徑 0.8 米，轉速 1,000 轉/分，这样該机的速度比 u/C_1 只有 0.0588；这数值下，最高的理想輪周效率 η_{os} 也只有 0.26，汽耗当然很大。从这个例子中可以看出，速度比合适与否，基本上决定了汽輪机的效率。对于現有速度比偏小的汽輪机來說，可以提高汽輪机的轉速来改善其經濟性。例如上述沈阳音乐学院的这台汽輪机，假若将轉速从 1,000 轉/分增加到 3,000 轉/分，則輪周效率就可以从 0.26 增加到 0.60，这样就几乎增加了两倍多。

当然在提高汽輪机轉速时，要核算轉动部件的强度，以策安全。

2. 噴嘴型式的确定:

噴嘴的作用，是降低蒸汽压力和提高蒸汽速度，把蒸汽的热能轉換成速度能的主要部件。

大家知道：噴嘴的型式分漸縮型和縮放型两种，选用哪一种型式，要根据噴嘴前后的压力比来确定。

对于过热蒸汽当压力 $\frac{p_2}{p_1} < 0.546$ ，飽和蒸汽 $\frac{p_2}{p_1} < 0.577$ 时，应采用縮放噴嘴，反之，即应采用漸縮噴嘴。

噴嘴型式选用不当，会引起很大的渦流和压力損失，对效率影响很大，例如大連机械一厂的土汽輪机，本来应采用縮放噴嘴，但实际上却做成漸縮噴嘴，出力为70瓩。后經改造成縮放型噴嘴，把尺寸調整正确后，使用同一鍋炉就可使汽輪机出力达到120瓩，提高了50瓩。在全民办电初期，土汽輪机的噴嘴，是直接用管子切成一个斜口或把管子打扁后作成的；根本談不上有什么型綫，这样，其損失当然极大，效率极低。要改造这些汽輪机，只有把原有的噴嘴全部拆除，重新换上适当型式的噴嘴。

3. 叶片尺寸的确定:

叶片是接受从噴嘴出来的蒸汽速度，帶动叶輪旋轉，把速度能轉換成机械能的重要部件。

由于叶片的型綫不合理，将会引起很多方面的損失。如叶片进口边太厚，蒸汽进入时就会引起撞击損失，进口边愈厚，則这种損失愈大。若把进口边做成0.3~0.5毫米，則可大大减少这种損失。叶片的高度比噴嘴高度低，損失一定很大，因为有一部分蒸汽不經過叶片作功就跑掉了，但如果叶片比噴嘴的高度高出很多时，也会引起很大損失，这是因为汽流在通过叶片时，由于叶片上下两端沒有被蒸汽充滿，因而形成很大的渦流，并产生很大的抽汽作用，使得損失大大增加。所以，叶片

的高度在进口側，一般比噴嘴高2~4毫米即可，而叶片出口側的高度，应通过計算来确定。假使叶片制造时的进口角度比汽流相对进汽速度 W_1 所形成的角度 β_1 較小，那末，就会引起汽流冲击到叶片的背面，起了阻止叶片轉动的作用。由于这种制动作用所带来的損失最为严重，因而为了避免这种損失，实际上常常将叶片进口角比設計数值做大2~5°。另外，目前有很多汽輪机的叶片是用管子切成几半，或用鉄板鍛制而成，其截面为等厚，因而，蒸汽在轉弯处，也会引起渦流損失。还有一些如叶片寬度过寬，达60~70毫米，有的甚至大于100多毫米，这也是沒有科学根据的，徒然增加了很多摩擦損失。

二、加工制造和安装质量

在这方面，有些单位錯誤地理解了“土”的概念，认为既然是“土”汽輪机，那就随意凑上去，既不注意噴嘴叶片的形状，也不注意通流部分的光滑度，叶片焊在叶輪上时，焊渣很多，有时叶片也东歪西倒，节距也不均匀。安装时，动静間隙很大，这样当然要引起在蒸汽流动时的多方面損失，汽輪机的效率当然就很低。

譬如，某地区有一些土汽輪机不能正常投入运行，除了沒有选择合适的速度比以外，很大一部分都是因为加工粗糙，噴嘴、叶片本身配合不合理所致。

总结上述各点可以看出，改造原有土汽輪机的途徑是：改变汽輪机轉速，以获得适当的速度比；对噴嘴、叶片等流通部分尺寸进行必要的計算，以求得合理的型綫和流通面积；以及对流通部分进行加工，使其光滑，减小摩擦損失。

第2节 提高土汽輪机經濟性的討論

提高土汽輪机經濟性的方法很多。譬如，提高进汽压力、

温度，降低排汽压力，进行蒸汽的综合利用等等。

提高土汽轮机经济性最有效的方法是：对蒸汽的综合利用，例如沈阳化工学院的75瓩汽轮机，排汽用来加热锅炉给水，用在化学生产过程中作为加热工质，制取蒸馏水等等。沈阳扇风机厂28瓩汽轮机，排汽用来供暖；沈阳地方国营第一机械厂排汽用来蒸饭，加热澡塘用水等都收到了很好的效果。特别是沈阳化工学院，由于对排汽进行了多方面的利用，目前已达到无成本发电。用这种方法来提高土汽轮机经济性，无论其容量大小，均可采用。因此，应当认为这是今后提高土汽轮机经济性的最主要的方向。

提高进汽压力和温度，要受到原有锅炉的限制，因此，这种方法没有普遍意义。但在现有的水管锅炉上，加装过热器，或在兰开夏锅炉上另外再砌一台土锅炉（例如沈阳第三电工机械厂），把饱和蒸汽加热一下，以提高其蒸汽温度，这的确是一个简易的方法。

若采用混合式的凝汽器来降低汽轮机的排汽压力，当然也可以获得较高的经济性。但采用这种方法，却受到一定的限制，因为要使汽轮机排汽变成真空，就相应地需要增添很多设备。例如要增加一组强有力的空气抽出器，要增加一台水泵（有时甚至要增加两台），要建一个喷水池或冷水塔等等，特别在大城市中，由于需用的冷却水量很大（例如一台150瓩汽轮机，每小时就需消耗水量250吨左右），一般不易解决。因此，对于小容量的汽轮机，例如100瓩以下，采用混合式凝汽器来提高汽轮机的经济性是不太适宜的。如容量在150瓩以上，采用这种方法，确是一个很好的措施。

附表 1

計算土汽輪機主要尺寸及數

順序	項 目	符 号 和 公 式	單 位	最大可能出力, 瓩 ^①	
				90	140
1	汽輪機進汽壓力	p_0	絕對大氣壓	13	13
2	汽輪機進汽流量	D_0	公斤/小時	5000	5000
3	汽輪機進汽干度	x_0	—	1.0	1.0
4	汽輪機進汽溫度	t_0	度	190	190
5	汽輪機進汽焓	i_0	大卡/公斤	666	666
6	汽輪機進汽比容	v_0	米 ³ /公斤	0.150	0.150
7	汽輪機排汽壓力	p_1	絕對大氣壓	3	1.1
8	汽輪機理想排汽焓	i_{1t}	大卡/公斤	603	565
9	汽輪機理想排汽比容	v_1	米 ³ /公斤	0.5	1.3
10	汽輪機理想排汽焓降	h_0	大卡/公斤	63	101
11	噴嘴理想射汽速度	$C_{1t} = 91.5 \sqrt{h_0}$	米/秒	726	992.0
12	噴嘴速度係數	$\varphi \approx 0.9$	—	0.9	0.9
13	葉輪平均直徑	D_{cp}	米/秒	0.835	1.05
14	噴嘴實際射汽速度	$C_1 = \varphi C_{1t}$	米/秒	635	827
15	轉速	n	轉/分	3000	3000
16	葉輪平均周速	$u = \frac{\pi D_{cp} n}{60}$	米/秒	131	82.7
17	速度比	$\frac{u}{c_1}$	—	0.20	0.20
18	噴嘴射汽角度	α_1	度	20	20
19	第一列動葉的進汽相對速度	W_1	米/秒	532	750
20	第一列動葉的進汽角	$\beta_1 = \beta_{1\text{②}} + (2 \sim 5^\circ)$	度	28	28
21	第一列動葉的排汽角	$\beta_2 = \beta_1 - (2 \sim 6^\circ)$	度	25	25

据的参考資料(參看圖9~10)

最大可能出力, 瓩 ^②			最大可能出力, 瓩 ^③			最大可能出力, 瓩 ^④			最大可能出力, 瓩 ^⑤		
75	180	50	60	100		45	85		8	7	
10	10	10	6	6		4	4		2	2	
5000	5000	4000	4000	4000		4000	4000		1000	1000	
1.0	1.0	1.0	1.0	1.0		1.0	1.0		1.0	1.0	
180	180	180	165	165		143	143		120	120	
663	663	663	658	658		653.5	653.5		646	646	
0.2	0.2	0.2	0.321	0.321		0.4706	0.4706		0.90	0.90	
3	0.47	3	1.1	0.6		1.2	0.6		1.1	0.6	
611	544	611	588	568		603.5	576		620	598	
0.58	3.2	0.58	1.35	2.5		1.455	2.5		1.45	2.5	
52	119	52	70	90		50	77		26	48	
660	1000	660	765	867		653	802		467	636	
0.85	0.9	0.85	0.9	0.9		0.85	0.9		0.9	0.9	
0.93	0.93	1.07	0.90	1.0		0.725	1		0.8	0.725	
560	906	560	688	780		555	721		420	572	
1500	1500	1000	1500	1500		1500	1500		1500	1500	
73	73	56	68.8	78		57	79		63	57	
0.13	0.08	0.1	0.10	0.10		0.1025	0.11		0.15	0.10	
22	22	22	22	22		20	22		20	22	
493	840	509	618	707		501	648		361	548	
28	28	28	28	28		26	26		25	26	
25	25	25	25	25		23	24		23	23	

續表

順序	項 目	符号和公式	单 位	最大可能出力, 瓦 ^①	
				90	140
22	第一列动叶的速度系数	$\varphi_1 \approx 0.8$	—	0.8	0.8
23	第一列动叶的排汽相对速度	$W_2 = \varphi_1 W_1$	米/秒	425	600
24	第一列动叶的排汽绝对速度	C_2	米/秒	312	526
25	第一列动叶的绝对排汽角	α_2	度	35°10'	30
26	第一列导叶的绝对进汽角	$(\alpha_2) = \alpha_2 + (2 \sim 7^\circ)$	度	40	32
27	第一列导叶的速度系数	$\varphi_2 = 0.8$	—	0.8	0.8
28	第一列导叶的排汽绝对速度	$C_1' = \varphi_2 C_2$	米/秒	250	447
29	第一列导叶的绝对排汽角	$\alpha_1' = (\alpha_2) - (2 \sim 6^\circ)$	度	33	30
30	第二列动叶的进汽角	$\beta_1' = \beta_1' \text{ ⑥} + (2 \sim 6^\circ)$	度	62	38
31	第二列动叶的进汽相对速度	W_1'	米/秒	157	385
32	第二列动叶的排汽角	$\beta_2' = \beta_1' - (2 \sim 6^\circ)$	度	46	34
33	第二列动叶的排汽相对速度	$W_2' = \varphi_3 W_1'$	米/秒	126	308
34	第二列动叶的速度系数	$\varphi_3 \approx 0.8$	—	0.8	0.8
35	第二列动叶的绝对排汽角	α_2'	度	67°50'	45
36	第二列动叶的排汽绝对速度	C_2'	米/秒	100	243
37	第二列导叶的绝对进汽角	$(\alpha_2') = \alpha_2' + (2 \sim 4^\circ)$	度		48
38	第二列导叶的绝对排汽角	$\alpha_1' = (\alpha_2') - (2 \sim 6^\circ)$	度		40
39	第二列导叶的速度系数	$\varphi_4 \approx 0.8$	—		0.8

續表

順序	項目	符号和公式	單位	最大可能出力, 瓩 ^①		
				90	140	
40	第三列动叶的进汽相对速度	$C_1' = \varphi_4 C_2'$	米/秒		187	
41	第三列动叶的进汽相对速度	W_1'	米/秒		134.7	
42	第三列动叶的进汽角	$\beta_1' = \beta_1'' \textcircled{5} \downarrow$ (2~5)	度		65	
43	第三列动叶的排汽角	$\beta_2' = \beta_1' - (2 \sim 6^\circ)$	度		45	
44	第三列动叶的速度系数	$\varphi_5 \approx 0.8$	—		0.8	
45	第三列动叶的排汽相对速度	$W_2' = \varphi_5 W_1'$	米/秒		107.6	
46	第三列动叶的相对排汽速度	C_2'	米/秒		78.1	
47	噴嘴前后的压力比	$\frac{p_1}{p_0}$	—	0.234	0.084	
48	噴嘴喉部面积	$F_{\kappa p} = \frac{G_s}{203 \sqrt{p_0/v_0}}$	10^{-2} 米 ²	0.0735	0.0735	
49	汽轮机进汽量	$G_s = D_0/3600$	米/秒	1.39	1.39	
50	噴嘴高度	$H (> 20)$	毫米	21	20	
51	喉部宽度	$b_\kappa (> 6)$	毫米	7	7	
52	噴嘴个数	$s = \frac{F_{\kappa p}}{H b_\kappa}$	个	8	6	
53	出口面积	$F_1 = \frac{G_s v_1}{C_1}$	10^{-2} 米 ²	0.1065	0.219	
54	出口宽度	$b_a = F_1/s \times H$	毫米	10.15	21	
55	每个噴嘴进汽量	g_0	公斤/小时	625	625	
56	扩散角度	$\gamma = (6 \sim 12^\circ)$	度	12	12	
57	扩散长度	$l = \frac{b_a - b_\kappa}{2 \operatorname{tg} \gamma / 2}$	毫米	45	20	

② 最大可能出力, 瓩			③ 最大可能出力, 瓩			④ 最大可能出力, 瓩			⑤ 最大可能出力, 瓩		
75	180	50	60	100		45	85		8	7	
90	214	117	—	164		双					
80	167	83.7	—	118			列				
73	57	66	—	64°				速			
70	45	45	—	48					度		
0.8	0.8	0.8	—	0.8							
64	132	67	—	94.5							級
78	97.5	48.6		76							
0.333	0.06	0.3	0.183	0.1		0.3	0.15		0.55	0.33	
0.0968	0.0968	0.0774	0.1235	0.1235		0.187	0.187			0.0927	
1.39	1.39	1.11	1.11	1.11		1.11	1.111			0.278	
20	20	22	20	20		20	20		1=20	20	
7	7	7	7	7		7	7		$b_2=6.9$	7	
8	8	7	10	10		14	14		7	7	
0.142	0.492	0.115	0.2175	0.355		0.292	0.385		0.95	0.121	
10	35.3	10.45	11	19.7		10.4	13.75		6.9	8.68	
625	625	800	400	400		350	285		125	125	
12	12	12	12	12		12	12			12	
14.3	134	16.4	62	62.4		18	32.7			8	

續表

順序	項 目	符 号 和 公 式	單 位	最大可能出力, 瓩 ^①	
				90	140
58	节距	$t = b_a / 0.95 \times \sin \alpha_1$	毫米	31.3	66.7
59	噴嘴安裝弧度	$\rho = \frac{s \times t \times 360}{\pi D_{cp}}$	度	35	43.3
60	第一列動葉寬度	b_1	毫米	25	25
61	第一列動葉內弧半徑	r_1	毫米	14	14
62	第一列動葉節距	$t_1 = (0.9 \sim 1.3) R_1$	毫米	18	18.12
63	第一列葉平均直徑	D_{cp}	毫米	834	1049
64	第一列動葉個數	$z_1 = \frac{\pi D_{cp}}{t_1}$	個	146	181
65	第一列動葉入口高度	$l_1' = l + (2 \sim 1)$	毫米	22	22
66	第一列動葉出口高度	$l'' = l_1' (1.1 \sim 1.2)$	毫米	24	24
67	第一列導葉寬度	b_2	毫米	25	25
68	第一列導葉內弧半徑	r_2	度	15.6	14
69	第一列導葉節距	$t_2 = (0.9 \sim 1.3) R_2$	毫米	20	19.05
70	第一列導葉個數	$z_2 = \frac{s \times t}{t_2}$	個	取20	取30
71	第一列導葉入口高度	$l_2' = l_1'' + (2 \sim 4)$	毫米	27	26
72	第一列導葉出口高度	$l_2'' = (1.1 \sim 1.2) l_2'$	毫米	30	28
73	第二列動葉寬度	b_3	毫米	25	25
74	第二列動葉內弧半徑	r_3	毫米	22.7	15.6
75	第二列動葉節距	$t_3 = (0.9 \sim 1.3) R_3$	毫米	29.5	20.3
76	第二列葉輪平均直徑	D'_{cp}	毫米	835	1050
77	第二列動葉個數	$z_3 = \frac{D'_{cp}}{t_3}$	個	90	163
78	第二列動葉入口高度	$l_3' = l_2'' + (2 \sim 4)$	毫米	33	31

最大可能出力, 瓩 ^②			最大可能出力, 瓩 ^③			最大可能出力, 瓩 ^④			最大可能出力, 瓩 ^⑤		
75	180	50	60	100		45	85		8	7	
31	99	32.3	30.8	56.3		32	39.6		21.2	25.7	
38.5	98	25	39.2	64.6		71	63.6		25	28.3	
20	25	20	20	20		19	20		20	20	
11.2	11.1	11.2	11.2	11.2		10.45	11.2		11.2	11.2	
14.5	14.4	14.4	14	14.5		13	14.5		14.5	14.5	
203	115	255	202	216		180	216		174	158	
22	24	25	12	22		24	22		23	22	
24	26	28	25	24		27	24		26	24	
20	25	20	20	20		19	20		20	20	
11.4	11.6	11.7	11.7	11.75		10.55	11.74		12.4	11.74	
14.5	19	19.0	15.2	15.25		13	15.35		16	15.35	
計算17 取30	計算42 取50	計算15 取20	取50	取50		取40	取36		取15	取12	
26	29	31	28	27		29	26		29	26	
23	32	34	31	30		32	28		32	28	
20	25	20	20	20		19	20		20	20	
13	14.6	12.3	12.3	12.5		11.4	12.5		15.2	12.5	
16.8	19	15.9	16	18		13	16.3		19.0	16.25	
930	934	1070	900	1000		725	1000		800	730	
172	152	230	177	193		180	193		133	141	
31	35	37	34	33		34	31		35	31	

續表

順序	項 目	符号和公式	單 位	最大可能出力, 瓩 ^①		
				90	140	
79	第二列动叶出口高度	$l_3' = (1.1 \sim 1.2) l_3'$	毫米	36	34	
80	第二列导叶宽度	b_4	毫米		25	
81	第二列导叶内弧半径	r_4	毫米		18.7	
82	第二列导叶节距	$t_4 = (0.9 \sim 1.3) R_4$	毫米		29.3	
83	第二列导叶个数	$s_4 = \frac{\pi \times t}{t_4}$	个		20	
84	第二列导叶入口高度	$l_4' = l_3' + (2 \sim 4)$	毫米		37	
85	第二列导叶出口高度	$t_4' = (1.1 \sim 1.2) l_4'$	毫米		40	
86	第三列动叶宽度	b_5	毫米		25	
87	第三列动叶内弧半径	r_5	毫米		22	
88	第三列动叶节距	$t_5 = (0.9 \sim 1.3) R_5$	毫米		28.6	
89	第三列叶輪平均直徑	D'_{cp}	毫米		1048	
90	第三列动叶个数	$s_5 = \frac{\pi D'_{cp}}{t_5}$	个		115	
91	第三列动叶入口高度	$l_5' = l_4' + (2 \sim 4)$	毫米		44	
92	第三列动叶出口高度	$l_5'' = l_5' \times (1.1 \sim 1.2)$	毫米		48	
93	汽輪机的噴嘴損失	$h_c = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{8380}$	大卡/公斤	11.9	19.2	
94	第一列动叶損失	$h_A = \frac{W_1^2 - W_2^2}{8380}$	大卡/公斤	12.2	24.1	
95	第一列导叶損失	$h_c' = \frac{C_2^2 - C_1'^2}{8380}$	大卡/公斤	4.17	9.19	
96	第二列动叶損失	$h_A' = \frac{W_1'^2 - W_2'^2}{8380}$	大卡/公斤	1.05	6.35	
97	第二列导叶損失	$h_c'' = \frac{C_2'^2 - C_1''^2}{8380}$	大卡/公斤		2.87	
98	第三列动叶損失	$h_A'' = \frac{W_1''^2 - W_2''^2}{8380}$	大卡/公斤		0.78	

最大可能出力, 瓩 ^②			最大可能出力, 瓩 ^③			最大可能出力, 瓩 ^④			最大可能出力, 瓩 ^⑤		
75	180	50	60	100		45	85		8	7	
34	39	40	38	36		37	34		39	34	
20	25	20	—	20							
19	16.9	13.6	—	13.84		双					
24	22	17.6	—	18							
取40	取40	计算13 取18	—	取40			列				
37	42	43	—	40							
40	46	46	—	44							
20	25	20	—	20							
23	20	15.8	—	18.05							
30	26	21	—	23.5					度		
98	113	175	—	135							
43	48	50	—	47							级
47	53	54	—	50							
9.9	21.5	9.9	12.9	16.9		14.1	14.67		5.0	9.3	
10.45	29.9	11.2	16.35	21.2		13.2	18.15		5.70	12.9	
4.55	2.93	5.5	8.75	11.05		5.49	8.87		1.71	6.5	
1.68	6.92	2.48	3.39	3.43		1.93	3.97		0.52	2.27	
2.22	3.38	0.93	—	1.8							
0.275	0.906	0.296	—	0.593							

續表

順序	項 目	符 号 和 公 式	单 位	最大可能出力, 瓩 ^①	
				90	140 ^②
99	余速損失	$h_a = \frac{C_2'^2}{8380}$	大卡/公斤	1.20	0.73
100	鼓風摩擦損失	N_{ms}	瓩	16.2	2.99
101	鼓風摩擦損失	N_{ma}	大卡/公斤	2.8	0.515
102	以上損失之和	$\Sigma h' = h_c + h_a + h_c' + h_a' + h_c'' + h_a'' + h_a + h_{ms}$	大卡/公斤	30.48	63.727
103	級內有效熱降	$h'_i = h - \Sigma h'$	大卡/公斤	32.52	37.273
104	濕汽損失	$h_{sA} = (1 - x_c \rho) h'_i$	大卡/公斤	5	3.2
105	有效熱降	$h_i = h - (\Sigma h' + h_{sA})$	大卡/公斤	24.72	34.07
106	汽輪機相對內效率	$\eta_{oi} = h_i / h_0$	大卡/公斤	0.393	0.338
107	汽輪機的輪內功率	$N_i = \frac{D_0 \times h_i}{860}$	瓩	144	200
108	機械效率	η_{π}	—	0.96	0.96
109	發電機效率	η_z	—	0.66	0.73
110	發電機功率	N_g	瓩	91	140

① 鍋爐汽壓 13 絕對大氣壓，蒸發量 5 噸/小時；② 10 絕對大氣壓，5 噸/小
氣壓，1 噸/小時；③ 計算值。

② 最大可能出力, 瓦			③ 最大可能出力, 瓦		④ 最大可能出力, 瓦			⑤ 最大可能出力, 瓦	
75	180	50	60	100	45	85	8	7	
0.74	1.13	0.282	5.46	0.12	1.19	3.6	0.47	3.09	
0.64	0.638	31.26	1.01	1.33	0.48	0.778	0.07	0.18	
0.11	0.11	0.48	0.219	0.19	0.103	2.01	0.06	1.53	
27.925	65.88	31.26	46.069	56.98	33.1	51.27	13.36	35.53	
24.075	53.12	20.78	23.93	34.02	10.9	25.73	12.64	12.47	
1.45	6.1	1.00	1.09	2.6	0.425	2.025	0.25	1.57	
22.625	47.02	19.74	21.04	33.48	16.57	23.7	12.39	10.9	
0.435	0.395	0.38	0.322	0.372	0.353	0.308	0.476	0.227	
120	270	90	102	156	77	138	14.4	12.66	
0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	
0.65	0.70	0.60	0.61	0.67	0.60	0.65	0.58	0.578	
75	181	51.8	59.7	100.2	44.4	86	8.0	7.0	

时; ③ 6 绝对大气压, 4 吨/小时; ④ 4 绝对大气压, 4 吨/小时; ⑤ 2 绝对大

續表

順序	項目	符號	單位	機內功率 14.4缸		排汽壓力 1.1		138	102	156	120	270	90	144	200
				12.6	77	0.6	1.1								
14	第一級汽動葉角	β_1	度	25	26	26	26	26	28	28	28	28	28	28	28
15	第一級汽動葉角	β_2	度	22	23	23	24	24	25	25	25	25	25	25	25
16	第一級動片寬度	b	毫米	20	19	20	20	20	20	20	20	20	20	25	25
17	第一級汽動葉高度	l_1'	毫米	23	24	22	22	22	22	22	22	24	25	22	22
18	第一級汽動葉高度	l_2'	毫米	26	27	24	24	24	25	24	24	26	28	24	24
19	第一級平均高度	l_{cp1}	毫米	25	26	23	23	23	24	23	23	25	27	23	23
20	第一級動葉個數	z_1	個	174	180	158	216	202	202	216	203	115	255	146	181
21	第一級弧半徑	r_1	毫米	11.2	10.45	11.2	11.2	11.2	11.2	11.2	11.2	11.1	11.2	14	14
22	第一級葉片節距	t_1	毫米	14.5	13	14.5	14.5	14	14	14.5	14.5	14.4	14.4	18	18.2
23	第一級平均直徑	D_{cp}	毫米	800	725	739	1000	900	900	1000	930	930	1070	835	1050
24	第一級汽動葉角	$\alpha_2 + (2 \sim 4)$	度	39	27	33	33	33	33	33	31	32	32	40	32
25	第一級汽動葉角	α_1'	度	33	24	30	30	30	30	30	28	30	30	33	30

續表

順序	項 目	符 号	单 位	机內功率 14.4缸 排汽压力 1.1		12.6	77	138	102	156	170	270	90	144	200
				0.6	1.2	0.6	1.1	0.6	3	0.47	3	3	1.1		
26	第一列导叶宽度	b_2	毫米	20	19	20	20	20	20	20	25	20	20	25	25
27	第一列导叶高度	l'_2	毫米	29	29	26	28	28	27	26	29	31	27	27	26
28	第一列出口高度	l_{2a}	毫米	32	32	28	31	31	30	28	32	34	30	30	28
29	第一列平均高度	l_{op2}	毫米	31	31	27	30	30	29	27	31	33	29	29	27
30	第一列内弧半径	r_2	毫米	12.4	10.5	11.74	11.7	11.7	11.75	11.4	14.6	11.7	15.6	14.65	
31	第一列导叶节距	t_2	毫米	16	13	15.35	15.2	15.2	15.26	14.5	19	15.0	20	19.05	
32	第一叶片个数	β_2	个	取15	取40	取17	取50	取36	取50	取30	取50	取20	取20	取30	
33	第二列汽动叶角	β'_1	度	53	35	42	38	40	39	41	38	37	62	38	
34	第二列汽动叶角	β'_2	度	45	32	34	34	34	34	38	34	34	46	34	
35	第二列动叶宽度	b_3	毫米	20	19	20	20	20	20	20	25	20	25	25	
36	第二列出口高度	l'_3	毫米	35	34	31	34	31	33	31	35	37	33	31	
37	第二列出口高度	l''_3	毫米	39	37	34	38	34	36	34	39	40	36	34	

續表

順序	項 目	符 号	單 位	机內功率 14.4班		77	138	101	156	120	270	99	144	200
				12.6	排汽压力 1.1									
38	第二列动叶 平均高度	l_{cp3}	毫米	37	33	36	33	36	35	33	37	39	35	33
39	第二列动叶 内弧半径	r_3	毫米	15.2	12.5	11.4	12.54	12.3	12.5	13	14.6	12.3	22.7	15.6
40	第二列动叶节距	t_3	毫米	19	16.25	13	16.3	16	18	16.8	19	15.9	29.5	20.3
41	第二列动叶 叶片数	z_3	个	133	141	180	193	177	193	172	152	230	99	163
42	第二列直叶 平均直径	D'_{cp}	毫米	930	730	725	1000	900	1000	930	934	1070	835	1050
43	第二列汽 进导叶角	α'_{2+} (2~4)	度						48	60	44	45		48
44	第二列汽 排导叶角	α'^1_1	度	双					40	57	40	40		40
45	第二列导叶 宽度	b_4	毫米		列				20	20	25	20		25
46	第二列导叶 入口高度	l'^1_4	毫米						40	37	42	43		37
47	第二列导叶 出口高度	l'^1_4	毫米						44	40	46	46		40
48	第二列均 高导叶度	l_{cp3}	毫米					級	42	39	44	45		39

橫表

序	項	目	符	号	单	位	机内功率 14.4匹	排汽压力 1.1	12.6	77	138	102	156	120	270	90	144	200
									0.6	1.2	0.6	1.1	0.6	3	0.47	3	3	1.1
49	第二列	叶导半徑	r_4		毫米								13.86	19	16.9	13.6		18.7
50	第二列	弧半徑	r_4		毫米								18	24	22	17.6		29.3
51	第二列	导叶个数	n_4		个								40	40	40	18		20
52	第二列	平均直徑	D'_{cp}		毫米								1000	930	734	1070		1050
53	第三片	进汽叶角	β''_1		度	双							64	73	57	66		65
54	第三片	排汽叶角	β''_2		度				列				48	70	45	45		45
55	第三片	列寬	b_3		毫米					速			20	20	25	20		25
56	第三片	入口动高	l'_3		毫米								47	43	48	50		44
57	第三片	出口动高	l''_3		毫米								50	47	53	54		48
58	第三片	平均动高	l_{cp3}		毫米								48	45	51	52		46
59	第三片	内弧半徑	r_5		毫米								18.05	23	20	15.8		22
60	第三片	导叶节距	t_3		毫米								23.5	30	26	21		28.6

續表

序 號	項 目	符 号	单 位	机内功率		77	138	102	156	120	270	90	144	200
				14.4疋	1.1疋									
61	第三列叶片数	n_b	个						135	93	113	175		115
62	第二列叶片平均直径	D_{op}	毫米						1000	930	738	1070		1050
63	喷嘴出口壁厚	S_n	毫米	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
64	叶片与叶片出入口壁厚	S_1	毫米	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5	0.3~0.5
65	动臂(即叶片)间隙	A	毫米	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3
66	幅面间隙	B	毫米	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3	2~3
67	进汽管直径	D_1	毫米	100	100	150	150	125	125	100	100	100	100	100
68	排汽管直径	D_2	毫米	180	175	250	325	250	325	175	400	175	175	250
69	汽轮机功率	N_1	疋	14.4	12.6	77	138	102	156	120	270	90	144	200

