

出版者的話

一年以來，全國人民在總路綫莊嚴號召的鼓舞之下，到處以風起雲湧、排山倒海之勢，迅速形成了轟轟烈烈、波瀾壯闊的大躍進高潮。作為“先行官”的電力工業，處于一天等于二十年的躍進洪流里，也必須以豪邁的步伐，昂揚前進。目前，黨號召全民辦電，就是繼鋼鐵躍進之後，在電力工業方面的一項重大措施。

要實現全民辦電，必須大搞羣眾運動，“大洋羣”和“小土羣”結合，兩條腿走路。這樣就可以為解決電源緊張情況開辟一條康莊大道。東北地區，自從阜新礦十二廠創造了杓式土汽輪機以後，不到兩個月的時間，土汽輪機的製造就象雨後春筍一樣，在各工廠、企業中蓬勃地發展起來。

旅大市氯酸鉀廠和塑料二廠合制的300瓩土汽輪機，是在初步突破了技術關之後產生出來的。它的特點在於：（1）容量適中，適合於在大、中型工廠和人民公社安裝使用；（2）蒸汽參數適合於和土鍋爐配合使用；（3）裝有凝汽器和抽氣器，因而大大增進了效能，減少了耗汽量；（4）裝有危急保安器，從而為安全運行提供了有力的保證。根據設計和試運行結果來看，這種300瓩土汽輪機是比較成功的一個典型。因此，在大連舉行的全民辦電現場會議上，它曾引起了各地代表的重視。

本書主要是介紹這台汽輪機各個組成部分如噴咀、葉片、危急保安器、凝汽器和抽氣器等的设计和計算；對經濟性能作了比較。此外，並附帶介紹了安全運行方面應該注意的事項以及經濟方面的改進意見。

關於土汽輪機的製造工藝過程，因為汽輪機種類不止一種，並已另有專書介紹，這裡未加敘述。

這本書的出版，主要是希望能在土汽輪機經濟效能的改進上，起到一些推動作用，為全民辦電提供有利的條件。

目 录

第一章	共产主义大协作，土汽轮机突破技术关	3
第二章	低压冲动供热凝汽式土汽轮机的构造	5
第1节	改造前300瓩土汽轮机的结构特点、尺寸和存在的 问题	6
第2节	改造后300瓩土汽轮机及其附属设备的技术规范	7
第三章	低压冲动供热凝汽式土汽轮机的计算	9
第1节	各主要部分的计算	9
第2节	抽汽情况下经济性的计算	25
第3节	用抽汽供暖和用同样压力下的饱和蒸汽供暖减少煤量 的比较	27
第4节	危急保安器的计算	29
第5节	凝汽器的计算	33
第6节	抽气器的计算	35
第四章	土汽轮机试验结果	39
第五章	土汽轮机运行程序及应注意事项	39
第六章	几点改进意见	42

第一章 共产主义大协作，土汽轮机突破技术关

旅大市氟酸钾厂和塑料二厂，在市委发出全民节电、办电的号召以后，积极地发动了群众，掀起了办电高潮；除利用汽泵、自行车和制造小土汽轮机、风动机等发电以外，为了满足氟酸钾生产所需的电力（塑料二厂在建厂期间用电很少），根据两厂的设备条件，组织了办电大协作。

两厂所以能够通力协作，主要是由于党的正确领导，共产主义的协作精神，构成了两厂领导工作的思想基础。氟酸钾厂有500马力电动机，但因锅炉容量不足，办不起电来；塑料二厂正在修建锅炉，也因没有大电动机而无法办电。这就构成了大协作的物质基础。两厂协作关系确定之后，立即分头发动群众，进行突击：氟酸钾厂突击土汽轮机，塑料二厂突击修建锅炉。两厂工人解放了思想，大干实干，经过一个月的苦战，终于在（1958）11月7日进行了一台锅炉和一台土汽轮机的试运行。试运行结果证明，土汽轮机基本上是成功的。它不仅能够正常运转，并超出原来估计，竟发出了20瓩电力来（因锅炉为300马力，发电机为500马力，原来估计可能发不出电来）。但同时也证明了土汽轮机消耗汽量太大的缺点。这与办电不仅要多、要快，同时也要好、要省的要求，是不相符的。为此，大量节省汽耗，提高效率，保证安全与正常运转，发出更多的电来，就成为土汽轮机当前的一个技术关了。

对于突破技术关，工人和技术人员都充满了信心，并且进行了反复研究和讨论。与此同时，市委电力指挥部和中央水利

电力部为了帮助我们突破技术关，也都派来了工程技术人员进行帮助。他们与厂里的工人和技术人员密切结合，边研究，边改进，提出了：“苦战六昼夜，让土汽轮机更好的发出电来”的战斗口号，从而大大地鼓舞了工人们的干劲。他们废寝忘食、干劲冲天。氟酸钾厂的工人同志们为了突击土汽轮机，就把行李搬到了车间，他们豪迈地提出“土汽轮机不制出，决不回家”的响亮口号。在安装与修改中，塑料二厂的工人们同样以苦干的精神，战胜了困难，赢得了胜利。为了突击任务，绝大部分同志紧张地连续工作达12~20小时之久，厂的领导同志和工程技术人员也都深入现场，解决困难。这样，经过了六天的紧张战斗，修改了叶片、喷嘴，增设了凝汽器和危急保安器，终于在今年(1958)11月19日正式试车发电，效果良好，汽耗量显著降低，发电能力显著提高，至此，土汽轮机的技术关终于被突破了。

氟酸钾厂和塑料二厂协作办电，所以能够取得上述成绩，究其原因，有下列三点：

1. 党的领导和政治挂帅是各项工作取得胜利的绝对保证。由于党的正确领导，使得工人、技术人员和干部在思想上明确地认识了这次办电的重要意义，解放了思想，彻底打破了办电的神秘观点，从而掀起了群众性的办电高潮。工人和技术人员，一经思想解放，在没有任何正规图纸的情况下，发挥了敢想、敢干、敢创造的共产主义风格。在制造过程中，个别技术人员信心不足，怕负责任，党随时给予他们以鼓舞与支持，使他们与工人一道，边干、边研究、边改进，终于制成了土汽轮机。这一事实，充分证明了：党的方针政策，一旦被群众掌握以后，就会产生难以想象的巨大物质力量。

2. 依靠群众，以土为主，土洋结合，突破技术关。由于工

人羣众發揮了积极性，虛心学习了女儿河造紙厂有关土汽輪机的設計、制造和試車的經驗，結合工厂的实际技术条件，經過討論，取長补短，全体工人满怀信心，立即行动，边設計、边造边改，在短短時間內制造出了第一台土汽輪机。在此基础上接受了工程技术人員的有效建議并与其密切配合，經過改修，終于突破了技术关，降低了汽耗，提高了发电能力。

3. 共产主义大协作是克服困难，推动工作的力量源泉。全套土汽輪机发电設備的制造，对我们兩厂來說，在人力和物力方面都有很大困难。但經過整风，树立了共产主义风格，加强了共产主义的大协作，兩厂充分發揮了舍己为人，竭尽全力以互相支援的精神，这些困难都迎刃而解，从而保證了土汽輪机及早順利地发出电来。

总之，土汽輪机的初步制造成功，主要是由于上級党和兩厂党委的正确領導，工人羣众的革命干劲，以及技术人員与干部密切結合的結果。只有在党的领导下，發揮共产主义协作精神，互相支援，全力以赴，才能促进共产主义事业的飞跃发展。

第二章 低压冲动供热凝汽式土汽輪机的构造

这台土汽輪机使用的蒸汽压力为 6 个絕對大气压，蒸汽温度为 158°C (飽和)，鍋炉供汽量为 9,000 公斤/小时。

土汽輪机的制造是經過一个改制过程的，即由低压冲动背压式进一步改造成低压冲动供热凝汽式。这台土汽輪机，在最初并未考慮到供热和凝汽，以后，为了降低汽耗，提高效率，保証安全，对通汽部分进行了部分改造，并且增設了降低汽輪机排汽压力的凝汽器，限制汽輪机超速的危急保安器，以及用作供暖的抽汽管路。

第1节 改造前300瓦土汽輪机的

結構特点、尺寸和存在的問題

这台土汽輪机的最初設計，是由一个双列速度級与四个压力級構成的。但其中噴咀是用圓管作成，而双列速度級的导向叶片及第四压力級的动叶片却都是作成反动式的，并且都是全圓周进汽。制成以后，便进行了試驗。在試驗时，当进汽門全开时，鍋炉压力急剧下降，由6个绝对大气压迅速降为1.5绝对大气压。这就表明：一台鍋炉的蒸汽量(4,000公斤/小时)是不能滿足这台土汽輪机的需要的。发出电力仅20余瓦，每一度电約需蒸汽量200公斤左右。

对这样的机器性能，显然是不能令人滿意的，因而工人和技术人員又进行了分析研究，設法加以改进。

根据上述情况，可以看出：由于噴咀是用圓管作成的，蒸汽在里边膨胀不大，蒸汽速度过低，因而冲到速度級时，也不会产生很大的动能，加以隔板上沒有装軸封，間隙比較大，特别是隔板上噴咀的尺寸与动叶片尺寸不符合，以致造成蒸汽不能順暢地流过叶片通道，因而产生了很大的碰撞与渦流損失，大大减少发电能力。

此外，对这台土汽輪机的要求是：在蒸汽量为9,000公斤/小时的情况下，能发到300瓦；但排汽压力却是大于一个大气压，这是不可能实现这一要求的，因为对土汽輪机的叶輪來說，不允許有很大的圓周速度，而加工也不能是非常精細的，所有这些都是几乎无法避免地要影响到效率不能提高，因而勢必在降低排汽压力上打主意，所以，沒有凝汽器，总是一个缺陷。

象这样大的土汽輪机，沒有危急保安器是危險的，这对人

身和机器的安全，都有着很大的威胁，这也是一个缺陷。

由于上述种种情况，才决定作进一步的改进设计，并加装必要的设备。

第2节 改造后300瓩土汽轮机及其附属设备的技术规范

1. 汽轮机的参数：

汽轮机的容量	300 瓩；
汽轮机的转速	1,500 转/分；
蒸汽压力	$p_0 = 6$ 绝对大气压；
蒸汽温度	$t_0 = 158^\circ\text{C}$ ；
抽汽压力	$p_s = 2$ 绝对大气压；
排汽压力	$p_1 = 0.3$ 绝对大气压；
排汽温度	$t_n = 69^\circ\text{C}$ ；
蒸汽消耗量	$D_k = 9,000$ 公斤/小时；
汽耗	30 公斤/瓩-小时；
抽汽汽耗	抽汽2,000公斤/小时，汽耗为30公斤/瓩-小时； 抽汽4,000公斤/小时，汽耗为30公斤/瓩-小时。

在复速级后设有供热抽汽管，最大抽汽量约为4吨/小时，可供生产和暖房用热。

2. 汽轮机的构造：

轴流冲动式；

第一级叶轮为复速级；

第二、三、四级叶轮为单列压力级；

共有三段隔板；

第一级喷嘴：渐缩渐扩型，喷嘴30个，共分两组，一组

为20个，一組为10个；

导向叶片	35个；
第二級噴咀	漸縮型 8 个；
第三級噴咀	漸縮型 8 个；
第四級噴咀	漸縮漸扩型 16 个；
复速級	{ 第一列动叶数 143 个； 第二列动叶数 110 个；
第二級动叶数	125 个；
第三級动叶数	112 个；
第四級动叶数	107 个。

3. 各部分尺寸：

主軸直徑	$\phi = 0.155$ 公尺，長 = 3.0355公尺；
第一級叶輪平均直徑	$\phi = 0.997$ 公尺；
第二級叶輪平均直徑	$\phi = 1.045$ 公尺；
第三級叶輪平均直徑	$\phi = 1.060$ 公尺；
第四級叶輪平均直徑	$\phi = 1.129$ 公尺。

本机裝有危急保安器和推力軸承。

关于汽輪机的構造和各部分尺寸，詳見图 1：汽輪机图(見插頁)。

4. 凝汽器：

混合式；

凝結水溫度 $t_2 = 67^\circ\text{C}$ ；

冷却水进口溫度 $t_1 = 23^\circ\text{C}$ ；

冷却水量 $Q = 112.5$ 吨/小时。

凝汽器裝有水抽气器和蒸汽抽气器各一个。

第三章 低压冲动供热凝汽式土汽輪机的計算

第 1 节 各主要部分的計算

1. 通汽部分的計算:

(1) 現有条件:

鍋炉压力 $p_0 = 6$ 絕對大气压;

鍋炉蒸汽温度(饱和汽温) $t_0 = 158^\circ\text{C}$;

鍋炉可能供給的蒸汽量 $D_0 = 9,000$ 公斤/小时;

发电机(感应电动机)的容量 $N_T = 300$ 瓩;

发电机轉数 $n = 1,500$ 轉/分。

根据要求的发电能力,假設排汽压力 $p_1 = 0.3$ 絕對大气压,則按照上列条件可以查出:

汽輪机的进汽比容 $v_0 = 0.32$ 公尺³/公斤;

汽輪机的进汽焓 $i_0 = 657.5$ 大卡/公斤;

理想排汽焓 $i_n = 544$ 大卡/公斤。

(2) 級数的选择:

根据上述条件,假若在汽輪机內一下子把压力由 6 个絕對大气压降到 0.3 个絕對大气压,則焓的降值为

$$h_0 = i_0 - i_n = 657.5 - 544 = 113.5 \text{ 大卡/公斤.}$$

$h_0 = 113.5$ 大卡/公斤,若轉換为速度,則

$$\begin{aligned} C_1 &= 91.5 \times \varphi_1 \times \sqrt{h_0} \text{ ①} = 91.5 \times 0.9 \times \sqrt{113.5} \\ &= 876 \text{ 公尺/秒.} \end{aligned}$$

一般說来,当圓周速度 $u \left(= \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \right)$ 与噴咀出汽的速度

① 参考有关計算土汽輪机主要尺寸的一般書籍。

C_1 之比在 0.4~0.5 时，作成一個輪盤，才能將蒸汽的作用充分發揮。但是如令 $\frac{u}{C_1} = 0.4$ ，則需要這樣大的 u 值，即

$$\frac{u}{C_1} = 0.4,$$

$$u = 0.4 \times C_1 = 0.4 \times 876 = 350 \text{ 公尺/秒}.$$

這在鋼板葉輪強度上是不允許的。一般鋼板焊接輪盤的圓周速度，在 100 公尺/秒以下，方為安全。

根據上述情況，要把 113.5 大卡/公斤的熱降充分利用，就必須作多級葉輪，以便蒸汽在各級葉輪逐步降低壓力，逐級利用由於熱降而產生的速度，直到余速很小為止。

為了綜合利用起見，決定用 2.0 絕對大氣壓的抽汽供暖，因此，在計算這台汽輪機時，首先把壓力由 6 絕對大氣壓降到 2.4 絕對大氣壓，作成一個速度級，級後可以抽出一部分蒸汽供暖，以後再裝幾個壓力級，使蒸汽壓力由 2.4 絕對大氣壓降到 0.3 絕對大氣壓。

這台汽輪機最初設計為四個壓力級，可是第四壓力級把動葉的形狀做成和噴咀一樣，經過計算，認為該葉輪並不需要，故將其拆掉。為了充分利用原有條件，經過核算，將噴咀形狀加以改造，並使拆改後的第二、三、四級葉輪的熱降分別為 20、25、30 大卡/公斤，這樣，原來三個葉輪的葉片，可以維持原設計不變。所以，最後決定用一個速度級和三個壓力級。

根據熱降的分配情況，各級壓力為：

進汽壓力： $p_0 = 6$ 絕對大氣壓；

速度級後壓力 $p_n = 2.4$ 絕對大氣壓；

第二壓力級後壓力 $p_i' = 1.6$ 絕對大氣壓；

第三壓力級後壓力 $p_i'' = 0.9$ 絕對大氣壓；

第四压力级后压力(即排汽)压力 $p_1 = 0.3$ 绝对大气压。

2. 速度级的计算:

(1) 喷嘴的射汽速度:

$$\begin{aligned} \text{理想速度 } C_n &= 91.5 \times \sqrt{h_{01}} = 91.5 \sqrt{113.5 - (20 + 25 + 30)} \\ &= 91.5 \times \sqrt{38.5} = 566 \text{ 公尺/秒.} \end{aligned}$$

$$\text{实际速度 } C_1 = \varphi_1 \times C_n = 0.9 \times 566 = 510 \text{ 公尺/秒.}$$

式中 φ_1 ——喷嘴的损失系数, 采取 0.9。

(2) 决定列数:

轮盘平均直径为: $D_{cp1} = 0.989$ 公尺,

$$\begin{aligned} \text{圆周速度为: } u &= \frac{\pi \times D_{cp1} \times n}{60} = \frac{\pi \times 0.989 \times 1500}{60} \\ &= 77.5 \text{ 公尺/秒.} \end{aligned}$$

$$\text{速度比为: } x = \frac{u}{C_1} = \frac{77.5}{510} = 0.152.$$

这里应该说明: 按照理论上的规定, $x = 0.4 \sim 0.5$ 、 $0.2 \sim 0.28$ 、 $0.1 \sim 0.18$ 分别为第一列、第二列及第三列速度级的“最佳”速度比, 但是由于土汽轮机的效率较低, 在选择级数时, “最佳”的速度比可以比上述值稍低, 因而决定用二列速度级。

(3) 喷嘴尺寸(图 2):

$$\text{压力比 } \gamma = \frac{p_n}{p_0} = \frac{2.4}{6} = 0.4 < \gamma_{kp}.$$

式中 γ_{kp} ——临界压力比, 对饱和蒸汽是 0.577, 对过热蒸汽是 0.546。故用渐缩渐扩喷嘴。

取喷嘴射汽角 $\alpha_1 = 20^\circ$;

喷嘴喉部(最小)截面积

$$F_n = \frac{G_1}{203 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} = \frac{9000}{3600 \times 203 \sqrt{\frac{6}{0.32}}} = 0.00284 \text{ 公尺}^2.$$

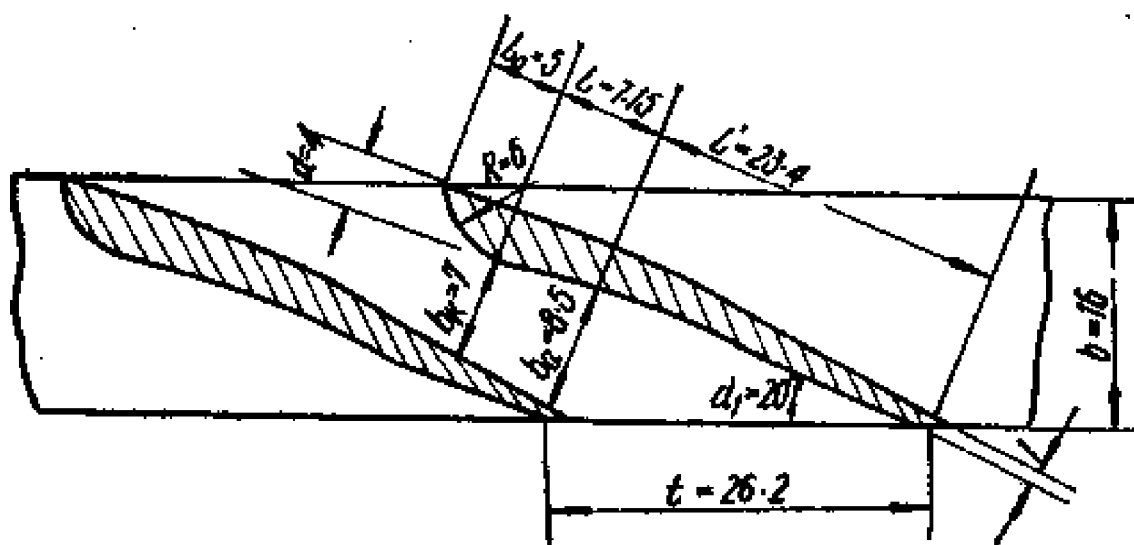


图2 喷嘴尺寸图

1—喷嘴射汽角 $\alpha_1 = 20^\circ$ ；2—喉宽 $b_k = 7$ 公厘；3—出口宽度 $b_a = 8.5$ 公厘；
4—扩散长度 $L = 7.15$ 公厘；5—节距 $t = 26.2$ 公厘。

喷嘴数目 Z ：

取喉宽 $b_k = 7$ 公厘，高度 $l = 20$ 公厘，

$$\text{则喷嘴数目 } Z = \frac{F_z}{b_k \times l} = \frac{0.00284}{0.007 \times 0.02} = 20.2 (\text{个}).$$

考虑到锅炉出力增加时可能过负荷，故取30个喷嘴，共分两组，其中一组为20个喷嘴，另一组为10个喷嘴，用两个蒸汽门控制。

每个喷嘴的进汽量

$$g_0 = \frac{D_0}{Z} = \frac{9000}{20} = 450 \text{ 公斤/小时.}$$

喷嘴出口面积

$$F_1 = \frac{G_1 v_1}{C_1} = \frac{2.5 \times 0.7}{510} = 0.00342 \text{ 公尺}^2.$$

式中 v_1 ——喷嘴后蒸汽比容，其值为 0.7 公尺³/公斤；

$$G_1 = \frac{D_0}{3600} = \frac{9000}{3600} = 2.5 \text{ 公斤/秒.}$$

出口宽度(规定高度与喉部一样)

$$b_d = \frac{F_1}{Z \times l} = \frac{0.00342}{20 \times 0.02} = 0.0085 \text{ 公尺.}$$

扩散长度

$$L = \frac{b_d - b_k}{2 \operatorname{tg} \frac{r}{2}} = \frac{0.0085 - 0.007}{2 \operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 0.00715 \text{ 公尺.}$$

式中 r ——扩散角，取为 12° 。

$$\begin{aligned} \text{节距 } t &= \frac{b_d}{0.9 \sim 0.95 \times \sin \alpha_1} = \frac{0.0085}{0.95 \times \sin 20^\circ} \\ &= 0.0262 \text{ 公尺.} \end{aligned}$$

喷嘴安装弧度

$$\rho = \frac{Z \times t \times 360^\circ}{\pi \times D_{cp1}} = \frac{30 \times 26.2 \times 360^\circ}{\pi \times 989} = 91^\circ.$$

部分进汽度

$$\varepsilon = \frac{\rho}{360^\circ} = \frac{91^\circ}{360^\circ} = 0.253.$$

(4) 第一列动叶尺寸(图 3):

进入动叶的相对速度

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{510^2 + (77.5)^2 - 2 \times 77.5 \times 510 \times \cos 20^\circ} \\ &= 415 \text{ 公尺/秒.} \end{aligned}$$

进汽角及排汽角

$$\sin \beta_1 = \frac{C_1 \times \sin \alpha_1}{w_1} = 0.423.$$

查出 $\beta_1 = 25^\circ$ 。

考虑到压力可能降低，故取 $\beta_1 = 25^\circ + 2^\circ = 27^\circ$ 。

取 $\beta_2 = 25^\circ$ ，取宽度为 $b_1 = 30$ 公厘。

曲率半径为：

$$R_1 = \frac{b_1}{\cos 27^\circ + \cos 25^\circ} = 16.7 \text{ 公厘.}$$

叶片的节距可取为 (0.9~1.3) 曲率半径; 节距 $t_1 = 1.3 \times R_1 = 21.7$ 公厘。

安装个数

$$Z = \frac{\pi \times D_{cp1}}{t_1} = \frac{\pi \times 989}{21.7} = 143 \text{ (个).}$$

工作入口高度 $l'_1 = l + 3 = 23$ 公厘;

出口高度 $l''_1 = 1.2 \times 23 = 27$ 公厘;

平均高度 $l_{cp1} = 25$ 公厘。

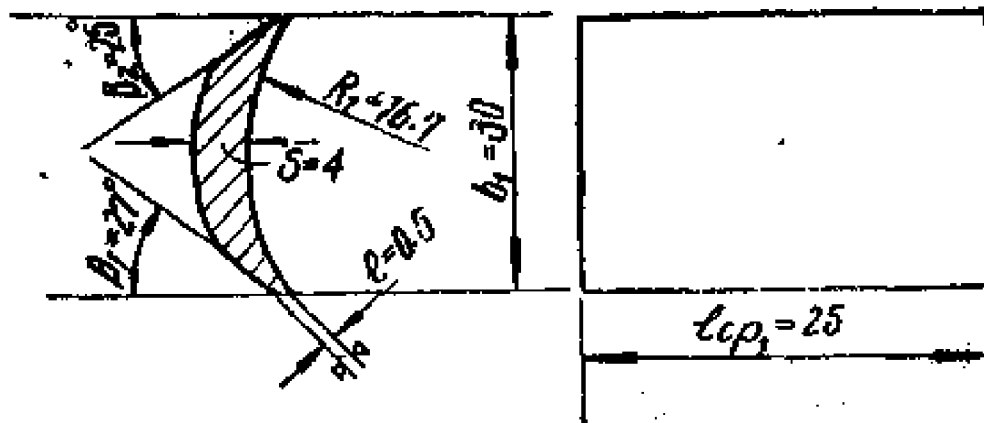


图3 速度级第一列动叶尺寸图

1—进汽角 $\beta_1 = 27^\circ$; 2—排汽角 $\beta_2 = 25^\circ$; 3—曲率半径 $R_1 = 16.7$ 公厘; 4—平均高度 $l_{cp1} = 25$ 公厘; 5—宽度 $b_1 = 30$ 公厘; 6—叶片背厚 $\delta = 4$ 公厘。

(5) 第一列导叶尺寸(图4):

第一列动叶出口数值

$$w_2 = \varphi_2 \times w_1 = 0.8 \times 415 = 332 \text{ 公尺/秒.}$$

式中 φ_2 ——动叶的损失系数, 采用 $\varphi_2 = 0.8$ 。

$$C_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \times w_2 \times u \times \cos \beta_2} = 264 \text{ 公尺/秒.}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \times \sin \beta_2}{C_2} = 0.531.$$

查出 $\alpha_2 = 32^\circ$ 。

导叶入口角取 $32^\circ + 4^\circ = 36^\circ$ ；

出口角取 $\alpha'_1 = 32^\circ$ ；

寬度取 30 公厘。

$$R_2 = \frac{30}{\cos 36^\circ + \cos 32^\circ} = 18 \text{ 公厘。}$$

节距 $t_2 = 1.3 \times R_2 = 23.4$ 公厘。

叶片数

$$Z_2 = \frac{Z \times t}{t_2} = \frac{30 \times 26.2}{23.4} \\ = 33.6 \text{ 个, 取 35 个。}$$

工作部分入口高 $l'_2 = 27 + 3$

$= 30$ 公厘；

出口高 $l''_2 = 30 \times 1.2$

$= 36$ 公厘；

平均高 $l_{cp2} = 33$ 公厘。

(6) 第二列动叶尺寸(图 5)：

导叶出口数据：

$$C'_1 = C_2 \times \varphi_2 = 264 \times 0.8 = 212 \text{ 公尺/秒。}$$

式中 φ_2 ——导叶的损失系数，采用 0.8。

$$\text{速度 } w'_1 = \sqrt{C'_1{}^2 + u^2 - 2 \times C'_1 \times u \times \cos \alpha'_1} \\ = 149 \text{ 公尺/秒。}$$

取第二列动叶的损失系数 $\varphi_1 = 0.8$ ，则

$$w'_2 = 149 \times 0.8 = 119 \text{ 公尺/秒。}$$

而

$$\sin \beta'_1 = \frac{C'_1 \times \sin \alpha'_1}{w'_1} = 0.752。$$

查出 $\beta'_1 = 48^\circ 50'$ 。

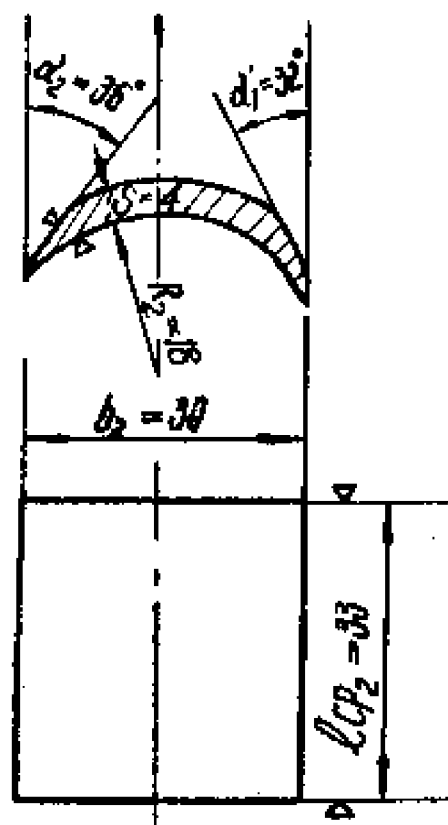


图 4 速度级导叶尺寸图

1—入口角 $\alpha_2 = 36^\circ$ ；2—出口角 $\alpha'_1 = 32^\circ$ ；3—曲率半径 $R_2 = 18$ 公厘；4—导叶背厚 $S = 4$ 公厘；5—宽度 $b_2 = 30$ 公厘；6—高度 $l_{cp2} = 33$ 公厘。

取 $\beta_1' = 50^\circ$, $\beta_2' = 45^\circ$,

$$\begin{aligned} \text{速度 } C_2' &= \sqrt{w_2'^2 + u^2 - 2 \times w_2' \times u \times \cos \beta_2'} \\ &= 84.5 \text{ 公尺/秒.} \end{aligned}$$

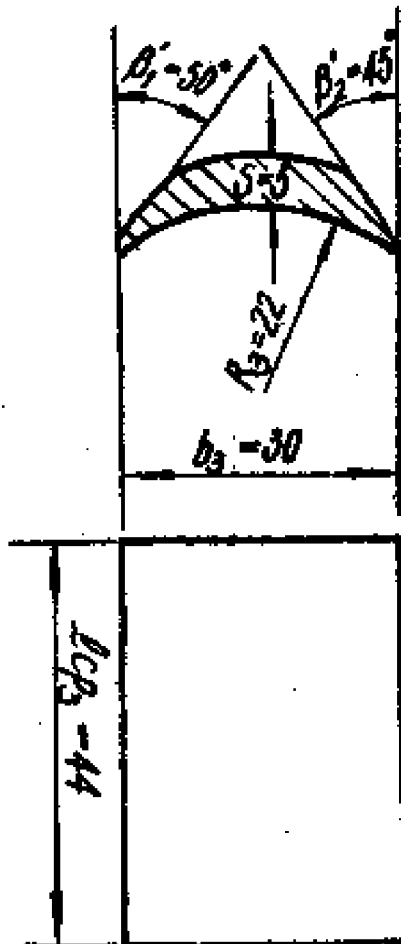


图5 速度级第二列动叶尺寸图

1—进汽角 $\beta_1' = 50^\circ$; 2—排汽角 $\beta_2' = 45^\circ$;
3—曲率半径 $R_3 = 22$ 公厘; 4—平均高度 l_{cp3}
 $= 44$ 公厘; 5—宽度 $b_3 = 30$ 公厘;
6—叶片背厚 $\delta = 5$ 公厘。

取轴向叶片宽度为30公厘。

曲率半径

$$R_3 = \frac{30}{\cos 50^\circ + \cos 45^\circ} = 22 \text{ 公厘.}$$

节距 $t_3 = 1.3 \times 22 = 28.6$ 公厘。

$$\begin{aligned} \text{叶片数 } Z_3 &= \frac{\pi \times 997}{28.6} \\ &= 110 \text{ (个).} \end{aligned}$$

叶片工作部分入口高 $l_3' = 36 + 4 = 40$ 公厘。

出口高 $l_3'' = 40 \times 1.2 = 48$ 公厘。

平均高 $l_{cp3} = 44$ 公厘。

(7) 出力的计算:

喷阻损失

$$h_c = \frac{C_n^2 - C_1^2}{8380} = 7.29 \text{ 大卡/公斤.}$$

第一列动叶损失

$$h_s = \frac{w_1^2 - w_2^2}{8380} = 7.4 \text{ 大卡/公斤.}$$

第一列导叶损失

$$h'_c = \frac{C_2^2 - C_1^2}{8380} = 2.86 \text{ 大卡/公斤.}$$

第二列动叶损失

$$h'_s = \frac{w'_1{}^2 - w'_2{}^2}{8380} = 0.95 \text{ 大卡/公斤.}$$

余速损失

$$h_r = \frac{C_2'^2}{8380} = 0.85 \text{ 大卡/公斤.}$$

鼓风摩擦损失(根据付尔纳试验公式计算)

$$h_{m\phi} = \frac{\beta \times D_{cp}^4 \times n^3 \times l_n \times 102}{427 \times G_s \times 10^{10} \times v_n \times 1.36}$$

式中 D_{cp} ——叶輪平均直徑, 公尺;

l_n ——叶片平均高度, 公分;

n ——轉速, 轉/分;

v_n ——轉輪周圍的蒸汽比容, 公尺³/公斤;

β ——系数, 双列速度級采取 2.80;

G_s ——每秒鐘額定通汽量。

將数据代入上式, 得:

$$\begin{aligned} h_{m\phi} &= \frac{2.80 \times 0.997^4 \times 1500^3 \times 4.0 \times 102}{427 \times 2.5 \times 10^{10} \times 0.7 \times 1.36} \\ &= 0.378 \text{ 大卡/公斤.} \end{aligned}$$

湿汽损失

$$h_w = (1 - x_{cp}) h'_i = (1 - 0.96) \times 18.772 = 0.75 \text{ 大卡/公斤.}$$

式中 x_{cp} ——級內平均干度, 其值为 $\frac{x_1 + x_2}{2}$ 。

$$h'_i = h_0 - (h_c + h_s + h'_c + h'_s + h_r + h_{m\phi})$$

$$= 38.5 - 19.728 = 18.772 \text{ 大卡/公斤.}$$

$$\text{有效焓降 } h_i = 18.772 - 0.75 = 18.022 \text{ 大卡/公斤.}$$

$$\text{內功率 } N_i = \frac{D_i \times h_i}{860} = \frac{9000 \times 18.022}{860} = 188 \text{ 瓩.}$$

$$\text{輪內效率 } \eta_{0i} = \frac{h_i}{h_{0i}} = \frac{18.022}{38.5} = 0.468 = 46.8\%.$$

3. 压力級計算:

动叶及噴嘴尺寸的核算和功率数值:

为了利用原来的第二、三、四級的叶輪尺寸, 將噴嘴的射汽角由原来的 14° 改为 20° 。現將計算值分列如下:

(1) 第二級(各符号的交叉和計算与第一列动叶尺寸的符号同):

动叶尺寸核算:

$$\begin{aligned} \text{实际汽流速度 } C_1 &= 91.5 \times \varphi_1 \times \sqrt{h_{01}} = 91.5 \times 0.9 \times \sqrt{20} \\ &= 368 \text{ 公尺/秒.} \end{aligned}$$

$$\text{理想汽流速度 } C_u = 91.5 \times \sqrt{h_{01}} = 409 \text{ 公尺/秒.}$$

圓周速度

$$u = \frac{\pi \times 1.039 \times 1500}{60} = 81.5 \text{ 公尺/秒.}$$

$$\begin{aligned} \text{速度 } w_1 &= \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2 \times C_1 \times u \times \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{368^2 + 81.5^2 - 2 \times 368 \times 81.5 \times \cos 20^\circ} \\ &= 280 \text{ 公尺/秒.} \end{aligned}$$

$$w_2 = \varphi_2 \times w_1 = 0.8 \times 280 = 224 \text{ 公尺/秒.}$$

$$\text{角度 } \sin \beta_1 = \frac{C_1 \times \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{368 \times \sin 20^\circ}{280} = 0.451$$

$$\text{查出: } \beta_1 = 26^\circ 50', \quad \text{取 } \beta_1 = 30^\circ, \quad \beta_2 = 26^\circ,$$

这便与原来的进出角数值相同了。

叶片寬度 $b_2 = 35$ 公厘;

$$\text{半徑} \quad R_2 = \frac{b_2}{(\cos 30^\circ + \cos 26^\circ)} = 19.9 \text{ 公厘};$$

$$\text{节距} \quad t_2 = 1.3 \times R_2 = 26 \text{ 公厘}.$$

$$\text{叶片数} \quad Z_2 = \frac{\pi \times D_{o.p.2} \times n}{t_2} = \frac{\pi \times 1.039 \times 1500}{26} = 125 \text{ 个}.$$

式中 $D_{o.p.2}$ ——第二級叶輪的平均直徑。

叶片高度：原来为63公厘，核算結果，因各尺寸大致相同，不作改变(可以和第一級比較)。

現將第二、三、四級动叶形狀及尺寸繪圖列表如下(第三、四級动叶尺寸的核算，在以下各該級分別計算程序中，均略有說明，但詳細步驟与数据皆从略，为使讀者对各压力級动叶获得总的概念，現將第三、四級动叶尺寸也一并列在下表內)：

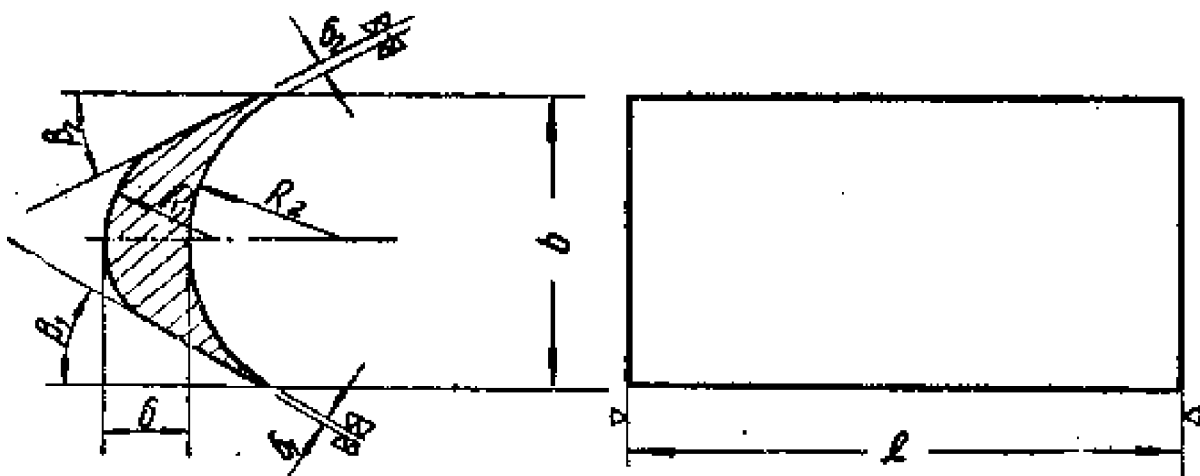


图6 第二、三、四級动叶形狀图

第二、三、四級动叶尺寸表

級別	代号 数值	进汽角 β_1	排汽角 β_2	曲率半徑 R_1	曲率半徑 R_2	平均高度 l	寬度 b	叶片背厚 δ	叶片邊緣厚度	
									δ_1	δ_2
2		30°	26°	12.5	19.9	63	35	5	0.8	0.8
3		30°	26°	14	22.8	73	40	5	1.1	1.1
4		30°	26°	15.5	25.4	83	45	5	1.5	1.5

噴咀的計算(圖 7):

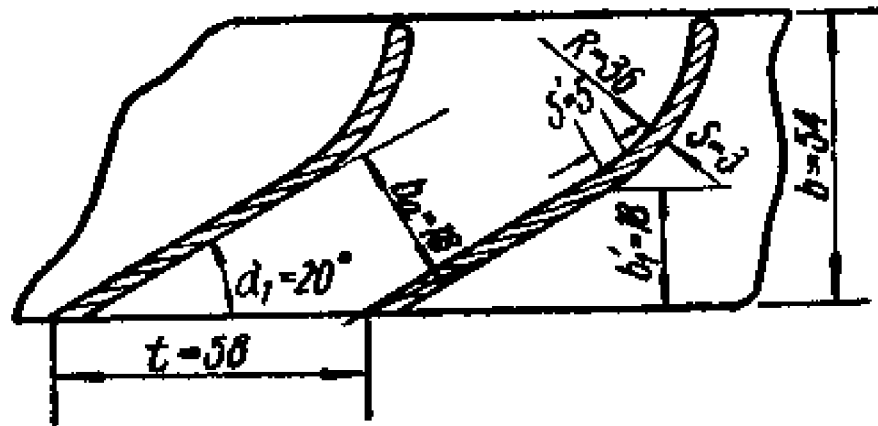


圖 7 第二級噴咀尺寸圖

1—噴咀射汽角 $\alpha_1 = 20^\circ$; 2—出口寬度 $b_0 = 18$ 公厘; 3—節距 $t = 58$ 公厘; 4—壁厚 $S = 3$ 公厘; 5—半徑 $R = 36$ 公厘。

噴咀前壓力 $p_n = 2.4$ 絕對大氣壓;

噴咀後壓力 $p_1' = 1.6$ 絕對大氣壓;

排汽比容 $v_1' \approx v_n' = 1.0$ 公尺³/公斤;

壓力比 $\gamma = \frac{p_1'}{p_n} = \frac{1.6}{2.4} = 0.665 > \gamma_{kp} = 0.577$ (飽和

蒸汽)。

因 $\gamma > \gamma_{kp}$, 所以用漸縮噴咀。

出口面積

$$F_1 = \frac{G_s \times v_1'}{C_1} = \frac{2.5 \times 1.0}{368} = 0.00697 \text{ 公尺}^2.$$

為了配合葉片 63 公厘的高度, 噴咀高度決定用 55 公厘, 取出口寬 $b_0 = 0.018$ 公尺, 則噴咀數為:

$$Z = \frac{F_1}{l \times b_0} = \frac{0.00697}{0.018 \times 0.055} = 7 \text{ 個, 取 8 個.}$$

節距 $t = \frac{b_0}{0.9 \times \sin \alpha_1} = \frac{0.018}{0.9 \times \sin 20^\circ} = 0.058$ 公尺。

部分進汽度為

$$s = \frac{G_1 \times v_1'}{\pi D'_{op} \times \tau \times C_1 \times \sin \alpha_1 \times l}$$

$$= \frac{2.5 \times 1.0}{\pi \times 1.039 \times 0.8 \times 368 \times 0.342 \times 0.055} = 0.138.$$

式中 τ ——收縮系数，一般为0.8~0.9。

求出上列各数值之后，即可画图。

半徑 $R = (2 \sim 3.0)b_k$ 。

半徑 R 与直綫部分的軸向長度之比，即 $\frac{R}{b_1'}$ ，一般能够达 5:1，实际上常比此值为小。我們采用 $R = 2b_k = 36$ 公厘，而 $\frac{R}{b_1'}$ 取为 2，即 $b_1' = 18$ 公厘。噴咀板壁厚 S 可取为 2~3 公厘或更薄。根据上述关系及 α_1 和 l ，便可求出各尺寸，其数值为：

$$\begin{aligned} R &= 36 \text{ 公厘}; & b_1' &= 18 \text{ 公厘}; \\ S &= 3.0 \text{ 公厘}; & b_0 &= 18 \text{ 公厘}; \\ l &= 58 \text{ 公厘}; & b &= 54 \text{ 公厘}; \\ R_1 &= 39 \text{ 公厘}; & \alpha_1 &= 20^\circ; \\ l &= 55 \text{ 公厘}. \end{aligned}$$

同时并可求出噴咀数目为 8 个。

內功率計算：

噴咀損失

$$h_c = \frac{C_u^2 - C_1^2}{8380} = \frac{409^2 - 368^2}{8380} = 3.76 \text{ 大卡/公斤.}$$

叶片損失

$$h_s = \frac{w_1^2 - w_2^2}{8380} = \frac{280^2 - 224^2}{8380} = 3.40 \text{ 大卡/公斤.}$$

余速損失

$$h_r = \frac{C_2^2}{8380} = \frac{154.5^2}{8380} = 2.86 \text{ 大卡/公斤.}$$

鼓風摩擦損失

$$N_{ms} = \lambda [1.07 D'_{cp2}{}^3 + 0.61(1-\varepsilon) D'_{cp2} l'_{cp2}{}^{1.5} \frac{u^3}{10^6} \gamma] \frac{81.5^3}{10^6 \times 1.0} = 1.3 [1.07 \times 1.039^3 + 0.61(1-0.138) \times 1.039 \times 6.3^{1.5}] \frac{81.5^3}{10^6 \times 1.0} = 1.22 \text{ 瓩.}$$

$$h_{ms} = \frac{102 \times N_{ms}}{427 \times G_s} = \frac{102 \times 1.22}{427 \times 2.5} = 0.12 \text{ 大卡/公斤.}$$

式中 λ ——系数，飽和蒸汽为 1.3；

D'_{cp2} ——叶輪平均直徑，公尺；

ε ——部分进汽度；

l'_{cp2} ——叶片平均高度，公分；

u ——圓周速度，公尺/秒；

γ ——蒸汽密度，公斤/公尺³。

h'_i —— $h_0 - (h_c + h_s + h_r + h_{ms})$

$= 20 - (3.76 + 3.4 + 2.86 + 0.12) = 9.86 \text{ 大卡/公斤.}$

湿汽損失

$$h_w = \left(1 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) h'_i \\ = (1 - 0.93) 9.86 = 0.69 \text{ 大卡/公斤.}$$

有效热降

$$h_i = h'_i - h_w = 9.86 - 0.69 = 9.17 \text{ 大卡/公斤.}$$

內效率

$$\eta_{oi} = \frac{9.17}{20} = 0.459.$$

內功率

$$N_i = \frac{9.17 \times 9000}{860} = 96 \text{ 瓩.}$$

(2) 第三級：計算方法与第二級同(步驟与詳細数据从

略)。动叶尺寸的核算结果，与第一部分比较，还是可以利用的，因为改变了喷嘴的角度。

喷嘴尺寸(图 8)：

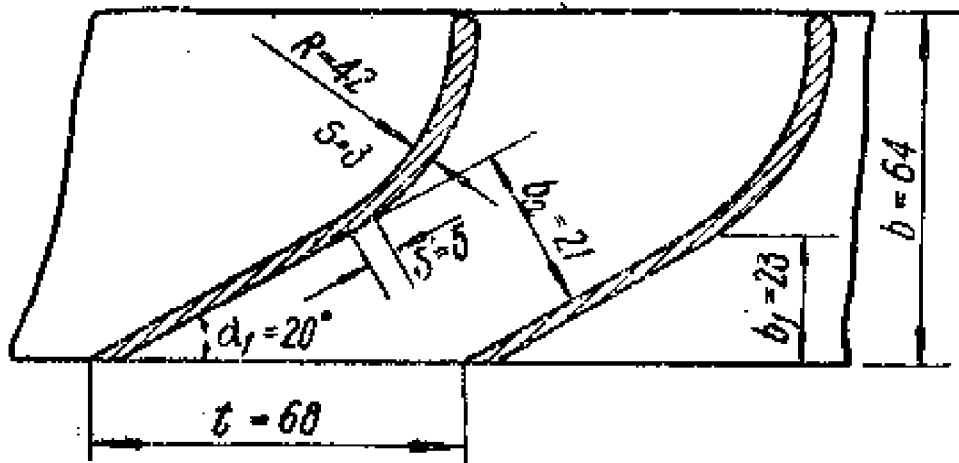


图 8 第三级喷嘴尺寸图

1—喷嘴射汽角 $\alpha_1=20^\circ$ ； 2—出口宽度 $b_0=21$ 公厘； 3—节距 $t=68$ 公厘； 4—壁厚 $S=3$ 公厘； 5—半径 $R=42$ 公厘，

喷嘴前压力 $p_1' = 1.6$ 绝对大气压；

喷嘴后压力 $p_1'' = 0.9$ 绝对大气压；

喷嘴后比容 $v_1'' = 1.6$ 公尺³/公斤。

压力比

$$\gamma = \frac{p_1''}{p_1'} = \frac{0.9}{1.6} = 0.561 \approx 0.577;$$

用渐缩喷嘴，因扩散程度不大。

利用第二级的计算与绘图方法，得出：

$$\alpha_1 = 20^\circ; \quad R = 42 \text{ 公厘};$$

$$b_0 = 21 \text{ 公厘}; \quad t = 68 \text{ 公厘};$$

$$b = 64 \text{ 公厘}; \quad S = 30 \text{ 公厘};$$

$$S' = 5.0 \text{ 公厘} \left(\text{一般为 } \frac{1}{2} \sim \frac{1}{4} b_0 \right);$$

$$l = 66 \text{ 公厘}; \quad b_1' = 23 \text{ 公厘}。$$

噴嘴数目为 8 个。

內效率計算：

理想焓降 $h_0 = 25$ 大卡/公斤；
 損失之和 $\Sigma h = 15.263$ 大卡/公斤；
 有效焓降 $h_i = 9.737$ 大卡/公斤；
 內效率

$$\eta_{oi} = \frac{9.737}{25} = 0.39.$$

內功率

$$N_i = \frac{9.737 \times 9000}{860} = 101 \text{ 瓩}.$$

(3) 第四級：

动叶尺寸的核算結果，可以利用原有尺寸。

噴咀尺寸(图 9)：

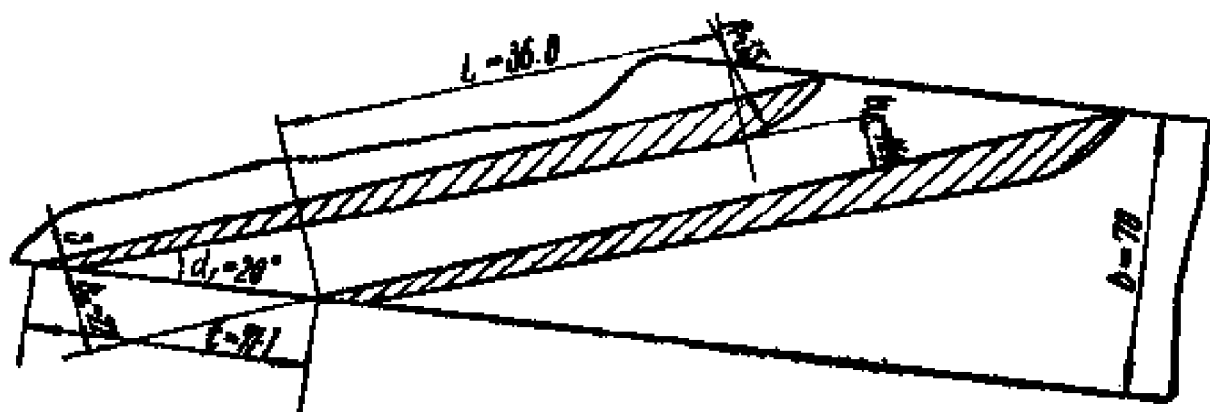


图 9 第四級噴咀尺寸图

1—噴咀射汽角 $\alpha_1 = 20^\circ$ ；2—喉寬 $b_k = 14.4$ 公厘；3—出口寬度 $b_a = 22$ 公厘；4—节距 $t = 71.1$ 公厘；5—壁厚 $S = 3$ 公厘；6—半徑 $R = 35$ 公厘；7—扩散長度 $L = 36.8$ 公厘。

噴咀进汽压力 $p_1' = 0.9$ 絕對大气压；

噴咀排汽压力 $p_1 = 0.3$ 絕對大气压。

應該用漸縮扩散噴咀，数值为

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 20^\circ; & b_k &= 14.4 \text{ 公厘}; \\ b_a &= 22 \text{ 公厘}; & L &= 36.8 \text{ 公厘}; \\ R &= 35 \text{ 公厘}; & R' &= 5 \text{ 公厘}; \\ b &= 70 \text{ 公厘}; & t &= 71.1 \text{ 公厘}; \\ r &= 12^\circ (\text{扩散角}). \end{aligned}$$

噴咀数目为16个。

內功率計算：

理想焓降 $h_0 = 30$ 大卡/公斤；

有效焓降 $h_i = 10.99$ 大卡/公斤。

內效率

$$\eta_{0i} = \frac{10.99}{30} = 0.366.$$

$$\text{內功率 } N_i = \frac{10.99 \times 9000}{860} = 115 \text{ 瓩}.$$

全机总的內功率为：

$$N_i = 188 + 96 + 101 + 115 = 500 \text{ 瓩}.$$

若发电机效率与机械效率之积为 0.6，則实际功率可到：

$$N_e = N_i \times 0.6 = 500 \times 0.6 = 300 \text{ 瓩}.$$

各級平均內效率

$$\begin{aligned} \eta_{0i} &= \frac{0.468 + 0.459 + 0.366 + 0.456}{4} \\ &= 0.4298, \text{ 即 } 42.98\%. \end{aligned}$$

第 2 节 抽汽情况下經濟性的計算

抽汽后汽輪机的出力：抽汽与否，对第一級的出力毫无影响，若抽汽量为 2,000 公斤/小时和 4,000 公斤/小时，則各段出力变化为：

1. 抽汽量 $D_s = 2,000$ 公斤/小时, 则通过压力级流量为 7,000 公斤/小时。

第二级: 由于通过汽量变化, 将引起损失的变化:

鼓风摩擦损失

$$h_{ms} = \frac{102 \times N_{ms}}{427 \times G_s} = \frac{102 \times 1.22}{427 \times 1.94} = 0.15 \text{ 大卡/公斤.}$$

式中 $G_s = \frac{D_s}{3600} = \frac{7000}{3600} = 1.94 \text{ 公斤/秒.}$

焓降 $h'_i = 9.86 + 0.12 - 0.15 = 9.83 \text{ 大卡/公斤}$

湿汽损失 $h_w = (1 - 0.93) \times 9.83 = 0.688 \text{ 大卡/公斤.}$

有效焓降 $h_i = 9.83 - 0.688 = 9.142 \text{ 大卡/公斤.}$

内效率

$$\eta_{oi} = \frac{9.142}{20} = 0.456.$$

内功率

$$N_i = \frac{9.142 \times 7000}{860} = 74.5 \text{ 瓩.}$$

第三级: 同样由于蒸汽流量变化, 各数值变为:

$$h_{ms} = 0.103 \text{ 大卡/公斤;}$$

$$h'_i = 10.677 \text{ 大卡/公斤;}$$

$$h_w = 0.96 \text{ 大卡/公斤;}$$

$$h_i = 9.717 \text{ 大卡/公斤;}$$

$$\eta_{oi} = \frac{9.717}{25} = 0.389;$$

$$N_i = \frac{9.717 \times 7000}{860} = 79 \text{ 瓩.}$$

第四级: h_{ms} 近乎不变, 对热降影响极小, 故

$$\eta_{oi} = 0.366; \quad h_i = 10.99 \text{ 大卡/公斤;}$$

$$N_4 = \frac{10.99 \times 7000}{860} = 89.5 \text{ 瓩.}$$

总出力为: $\Sigma N_i = 188 + 74.5 + 79 + 89.5 = 431 \text{ 瓩.}$

$$N_j = 431 \times 0.6 = 259 \text{ 瓩.}$$

2. 抽汽量 $D_n = 4,000$ 公斤/小时, 通过压力级汽量为 5,000 公斤/小时。根据流量变化、损失变化的道理, 以及流量减少的原因, 各压力级的出力用前边的公式计算, 分别为:

$$\text{第二级 } N_i = 52.9 \text{ 瓩;}$$

$$\text{第三级 } N_i = 55.6 \text{ 瓩;}$$

$$\text{第四级 } N_i = 63.7 \text{ 瓩.}$$

总功率 $\Sigma N_i = 188 + 52.9 + 55.6 + 63.7 = 360 \text{ 瓩,}$

$$N_j = 360 \times 0.6 = 216 \text{ 瓩.}$$

第 3 节 用抽汽供暖和用同样压力下的 饱和蒸汽供暖减少煤量的比较

1. 抽汽量 $D_n = 2,000$ 公斤/小时的情形:

抽汽带出的热量

$$Q = D_n \times i_n = 2,000 \times 637.478 = 1,275,000 \text{ 大卡/小时.}$$

两吨蒸汽通过第一级发出的功率为:

$$N'_{i1} = \frac{N_{i1} \times D_n}{D_0} = \frac{188 \times 2000}{9000} = 41.8 \text{ 瓩.}$$

折合为热量 $Q' = N'_{i1} \times 860 = 41.8 \times 860 = 35,900$ 大卡/小时。

式中 860——每度电相当的热量值, 用大卡/瓩-小时表示。

现在可以这样认为: Q 是用于供暖了, 但是它却在经过第一级的时候有效的被利用了 Q' , 故实际耗热可以认为是:

$$Q_s = Q - Q' = 127500 - 35900 = 1239600 \text{ 大卡/小时.}$$

若同样用2.4绝对大气压的蒸汽，而温度为饱和的，则总热量为

$$Q_1 = i_n \times D_n = 648 \times 2000 = 1295000 \text{ 瓦,}$$

与抽汽比较，则多耗的煤为：

$$B = (Q_1 - Q_2) / Q_2 = (1295000 - 1239600) / 5000 = 11.1 \text{ 公斤/小时。}$$

2. 抽汽量 $D_n = 4000$ 公斤/小时，可以用同样方法比较，每小时约多烧煤15.2公斤。

3. 抽汽时平均汽耗的数值：

每发一度电所用蒸汽流量值用下式求出：

$$d_{cp} = \frac{860}{(h_{i_1} + h_{i_2} + h_{i_3} + h_{i_4}) \eta_m \eta_g}$$

式中 $h_{i_1}, h_{i_2}, h_{i_3}, h_{i_4}$ ——分别为第一、二、三、四级的有效热降，大卡/公斤；

η_m ——机械效率；

η_g ——发电机效率。

在抽汽时，由于蒸汽量变化而引起鼓风摩擦损失及湿汽损失的变化极小，而 η_m 和 η_g 也是可以认为没有变化的。因此平均汽耗在抽汽前后近乎不变，每发一度电均需30.0公斤蒸汽。

不抽汽时，

$$\begin{aligned} d_{cp} &= \frac{860}{(18.022 + 9.17 + 9.737 + 10.99) \times 0.6} \\ &= 30.0 \text{ 公斤/瓦-小时;} \end{aligned}$$

每小时抽汽 2,000 公斤时，

$$\begin{aligned} d_{cp} &= \frac{860}{(18.022 + 9.142 + 9.917 + 10.99) \times 0.6} \\ &= 30.0 \text{ 公斤/瓦-小时。} \end{aligned}$$

每小时抽汽 4,000 公斤时,

$$d_{cp} = \frac{860}{(18.022 + 9.086 + 9.675 + 10.978) \times 0.6}$$

$$= 30.0 \text{ 公斤/瓩-小时} .$$

从以上估算可以说明: 用抽汽供暖, 较用同样压力下的饱和蒸汽供暖省煤, 但是由于抽汽使压力级的出力也减少了, 可是因为抽汽的结果, 大大减轻了凝汽器的负担, 便可大大减少冷却水的消耗量, 这还是比较经济的。

第 4 节 危急保安器的计算

1. 汽轮机转速 $n = 1500$ 转/分;
2. 汽轮机轴径 $d = 80$ 公厘 (安装危急保安装置部分),
3. 设偏心环内径 $d_1 = 90$ 公厘;

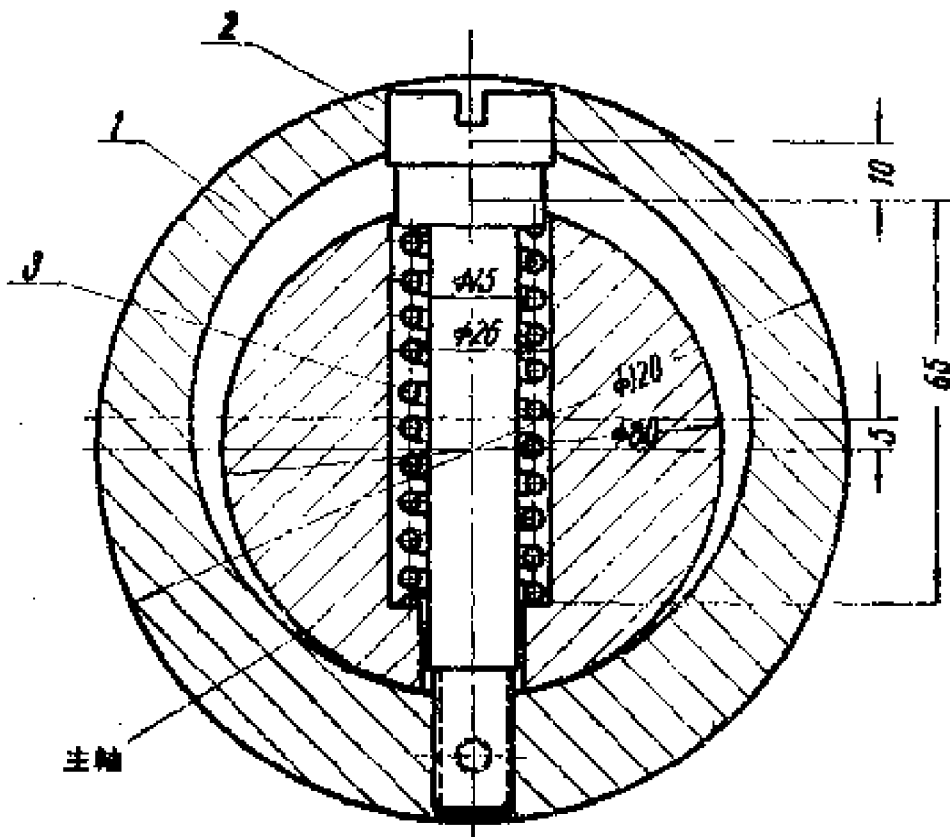


图 10 危急保安器偏心环图
1—偏心环; 2—小轴; 3—弹簧。

4. 設偏心環外徑 $d_0 = 120$ 公厘；

5. 設偏心環寬度 $l = 40$ 公厘；

6. 鋼材單位體積的重量 $\gamma = 0.0078$ 克/公厘³；

$$7. \text{ 偏心環重量 } G_1 = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_i^2) l \gamma$$

$$= \frac{\pi}{4} \times (120^2 - 90^2) \times 40 \times 0.0078 = 1.543 \text{ 公斤.}$$

8. 設偏心環偏心率 $e = 5$ 公厘；

9. 則偏心環偏心距

$$r = \frac{d_i^2 \times e}{d_0^2 - d_i^2} = \frac{90^2 \times 5}{120^2 - 90^2} = 6.43 \text{ 公厘.}$$

10. 小軸重量(不包括偏心環中心小軸頂絲重量)

$$G_2 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 \times l' + d_2^2 l) \times \gamma$$

$$= \frac{\pi}{4} (25^2 \times 15 + 15^2 \times 75) \times 0.0078$$

$$= 57.5 + 103 = 160.5 \text{ 克} \approx 0.161 \text{ 公斤.}$$

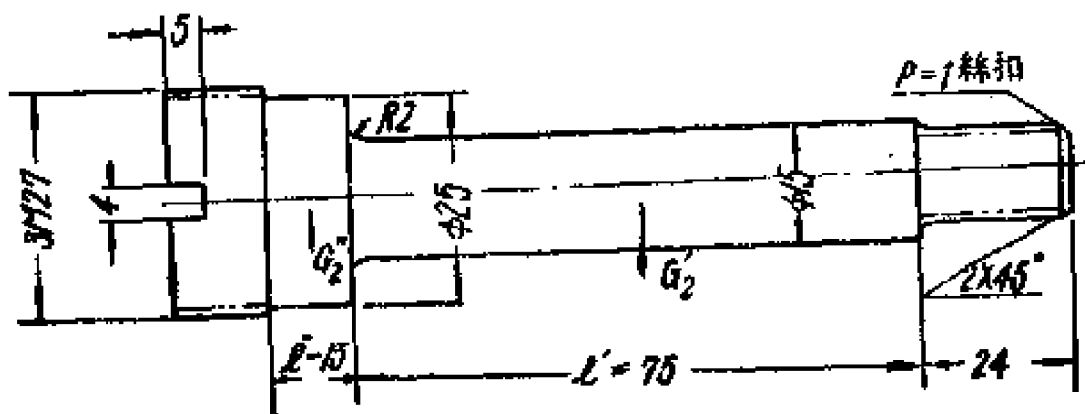


圖 11 危急保安器小軸尺寸圖

11. 小軸重心位置

$$\begin{aligned}
 x_1 &= \frac{G'_2 \times \frac{l'}{2} + G''_2 \left(-l' + \frac{l''}{2}\right)}{G_2} \\
 &= \frac{103.5 \times 37.5 + 57.5 \times 82.5}{161} = 53.4 \text{ 公厘.}
 \end{aligned}$$

12. 偏心環及小軸組合的重心位置

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

13. 偏心環綜合重心與軸心的偏差

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

14. 設汽輪機極限速度容許超過 10% (最高), 則汽輪機極限轉速 $n_{np} = 1,500 \times 1.1 = 1,650$ 轉/分;

15. 當汽輪機極限轉速為 1,650 轉/分時, 偏心環組合離心力

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

16. 偏心環組離心至終端時的離心力

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

17. 設偏心環組動作時撞擊力為 $S = 25$ 公斤;

18. 彈簧鋼絲彈性模數取 $E = 7.5 \times 10^3$;

19. 設彈簧鋼絲直徑 $d = 4$ 公厘;

20. 彈簧平均直徑 $D_{cp} = 20$ 公厘;

21. 則彈簧剛度

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

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. 彈簧應力換算

修正係數

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

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

彈簧應力

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

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

24. 偏心環組甩出后之復歸轉數

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

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

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：

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

26. 力图

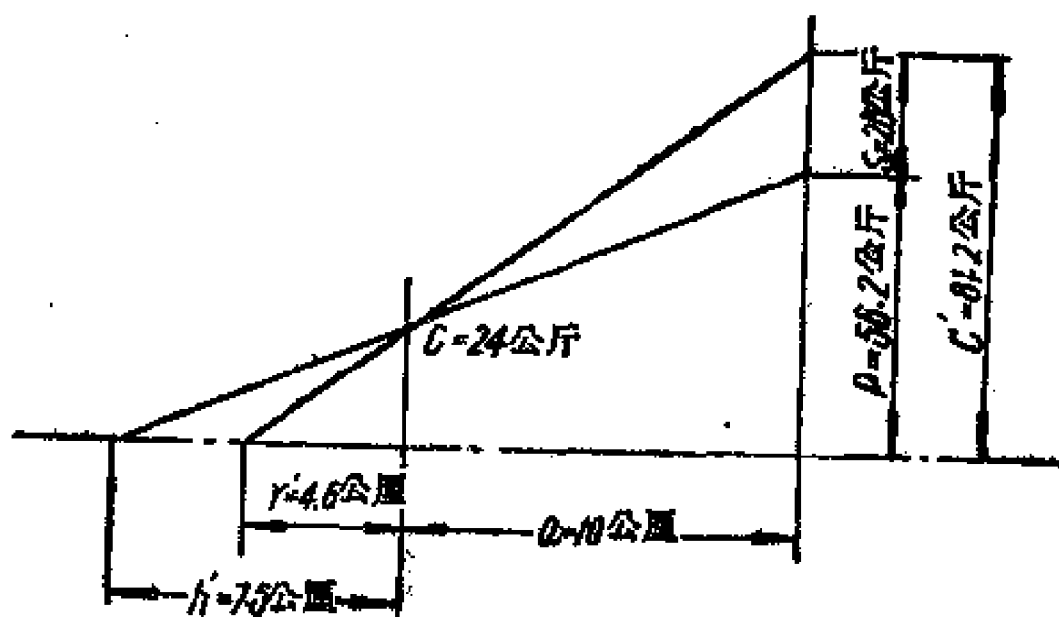


图 12 力图

第 5 节 凝汽器的计算

1. 排汽压力 $p_1 = 0.3$ 绝对大气压;
2. 排汽焓 $\dot{i}_2 = 622.3$ 大卡/公斤;
3. 排汽温度 $t_2 = 69^\circ\text{C}$;
4. 凝结水温度 $t_k = 67^\circ\text{C}$;
5. 排汽量 $D_K = 9,000$ 公斤/小时;
6. 冷却水进口温度 $t_1 = 23^\circ\text{C}$;
7. 该凝汽器系混合式的:

排汽放出的热量

$$\dot{q}_2 = \dot{i}_2 - t_k = 622.3 - 67 = 555.3 \text{ 大卡/公斤}$$

冷却水吸收的热量

$$q_k = t_k - t_1 = 67 - 23 = 44 \text{ 大卡/公斤}$$

冷却倍率

$$W = \frac{i_k}{q_k} = \frac{555.3}{44} = 12.5.$$

冷却水量

$$Q = W D_k = 12.5 \times 9,000 = 112,500 \text{ 公斤/小时} \\ = 112.5 \text{ 吨/小时.}$$

射水孔总流通截面

$$F = \frac{\beta \times Q}{\alpha \times 3600 \sqrt{2g \Delta p \gamma}} = \frac{112500 \times 2}{0.5 \times 3600 \sqrt{2 \times 9.81 \times 3 \times 1000 \times 10^4}} \\ = 0.005152 \text{ 公尺}^2 = 5,152 \text{ 公厘}^2.$$

噴水孔数

$$Z = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4 \times 5152}{3.14 \times 3^2} = \frac{20608}{28.26} = 732 \text{ 孔.}$$

式中

$\beta=2$ ——考虑到由于眼孔积聚鹽垢，可能发生的通道面积减小現象的安全系数；

$\alpha=0.4 \sim 0.5$ ——流量系数；

Δp ——噴水与凝汽器內压差，公斤/公尺²；

γ ——單位体积的噴水比重，公斤/公尺³。

供給凝汽器冷却水的采水管管徑

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi \times C_0 \gamma \times 3600}} = \sqrt{\frac{4 \times \frac{1}{2} \times 112500}{\pi \times 3.5 \times 1000 \times 3600}} \\ = \sqrt{\frac{225000}{39564000}} = \sqrt{0.00568722} \\ = 0.0754 \text{ 公尺} = 75.4 \text{ 公厘.}$$

式中 C_0 表示冷却水在管內速度，取为 3.5 公尺/秒。因冷却水源分成兩股，故在上式內 $Q_1 = \frac{1}{2} Q$ 。

第6节 抽气器的计算

1. $p_0 = 5$ 公斤/公分² (绝对大气压), 系工作水压力;
2. $p_1 = 0.3$ 公斤/公分² (绝对大气压), 系排汽压力;
3. $p_2 = 0.1$ 公斤/公分² (绝对大气压), 系被抽入气体压力;
4. $p_3 = 1.2$ 公斤/公分² (绝对大气压), 系扩散管出口压力;
5. $D_k = 9000$ 公斤小时, 系排汽量;
6. $t_n = 69^\circ\text{C}$ (排汽温度)。

空气的压缩功

$$h_1 = 68T \ln \frac{p_3}{p_2} = 68(273 + 69) \ln \frac{1.2}{0.3} \\ \approx 13,953 \text{ 公斤-公尺/公斤.}$$

工作水压力降

$$H = (p_0 - p_1)10 = (5 - 0.3)10 = 47 \text{ 公尺/水柱}$$

扩散管内带出汽体的升压

$$h_2 = (p_3 - p_2)10 = (1.2 - 0.3)10 = 9 \text{ 公尺/水柱.}$$

喷射系数

$$\alpha = \frac{0.6H - h_2}{h_2 + h_1} = \frac{0.6 \times 47 - 9}{9 + 13953} = \frac{19.2}{13962} = 0.0014.$$

最大空气量(排汽析出空气)

$$G_s = 1.5 \left(\frac{D_k}{2000} + 1.36 \right) = 8.79 \text{ 公斤/小时.}$$

因凝汽器的冷却水与排汽混合, 所以冷却水升温降压所析出的空气, 估计为冷却水的 5/1,000, 即:

$$G'_s = Q \times 0.005 = 120,000 \times 0.005 = 600 \text{ 公斤/小时.}$$

式中 Q ——凝汽器冷却水量。

凝汽器总共可抽出的空气量是:

$$G = G_s + G'_s = 8.79 + 600 = 608.79 \text{ 公斤/小时.}$$

抽气工作倍率 $\mu=0.5$ 。

抽气器工作水量

$$W = \frac{G}{\mu} = \frac{608.79}{0.5} = 1217.58 \text{ 公斤/小时} = 1.21758 \text{ 吨/小时。}$$

喷嘴直径

$$d_0 = 9.4 \sqrt{\frac{W}{\sqrt{H}}} = 9.4 \sqrt{\frac{1.22}{\sqrt{47}}} = 3.84 \text{ 公厘；}$$

取为 4 公厘。

扩散管喉部直径

$$d_2 = 258 \sqrt{\frac{W(0.001 + uv)}{\sqrt{h_2 + h_3 u}}} = 258 \sqrt{\frac{1.22(0.001 + 0.0014 \times 3.3)}{\sqrt{9 + 9 \times 0.0014}}}$$

$$= 258 \sqrt{\frac{1.22 \times 0.00562}{3}} = 258 \sqrt{0.00228}$$

$$= 258 \times 0.48 = 12.38 \text{ 公厘。}$$

式中 v ——被抽出的空气比容，

$$v = \frac{29.27T}{p_1 \times 10^4} = \frac{29.27(273 + 69)}{0.3 \times 10^4} = 3.3。$$

T 为绝对温度，等于 $273 + t_n$ 。

在 d_2 尺寸下的长度

$$L_2 = (5 \sim 8)d_2 = (5 \sim 8)12.38 = 62 \sim 91 \text{ 公厘。}$$

扩散管直径

$$d_n = (2 \sim 3)d_2 = (2 \sim 3)12.38 = 25 \sim 42 \text{ 公厘。}$$

扩散管长度

$$L_n = \frac{d_n - d_2}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{42 - 12.36}{2 \operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 145 \text{ 公厘。}$$

α 为扩散角 ($6 \sim 12^\circ$)。

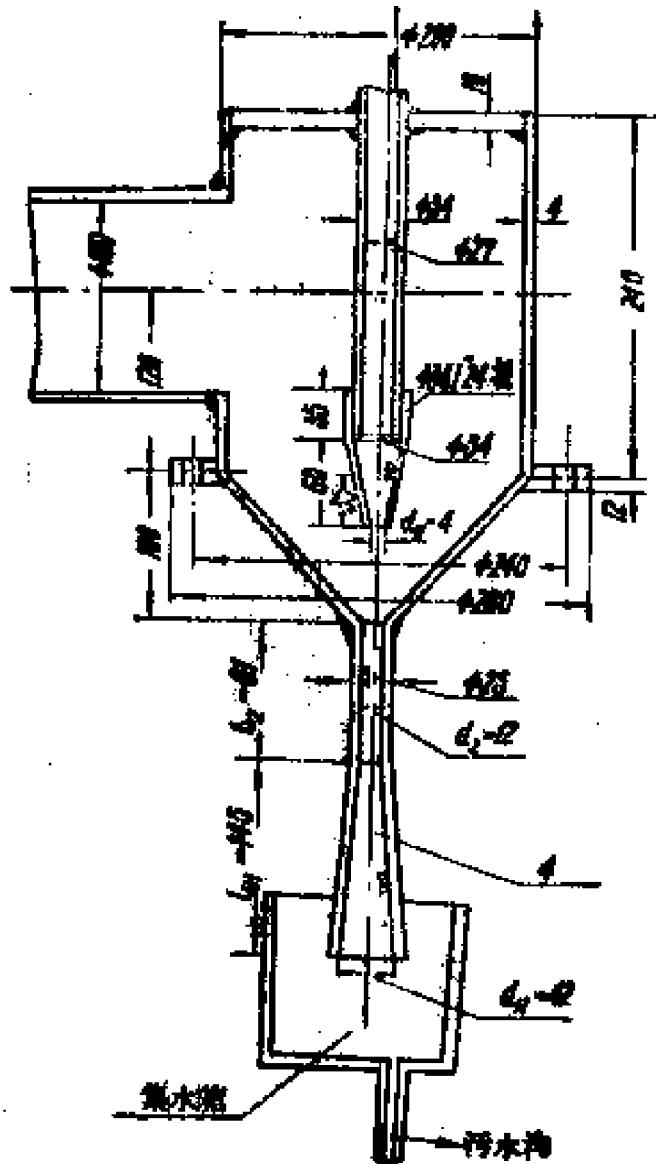


图 13 水抽气器图

考虑到水道压力不足，厂内自来水量不足，因而制作了蒸汽抽气器。详见图14。

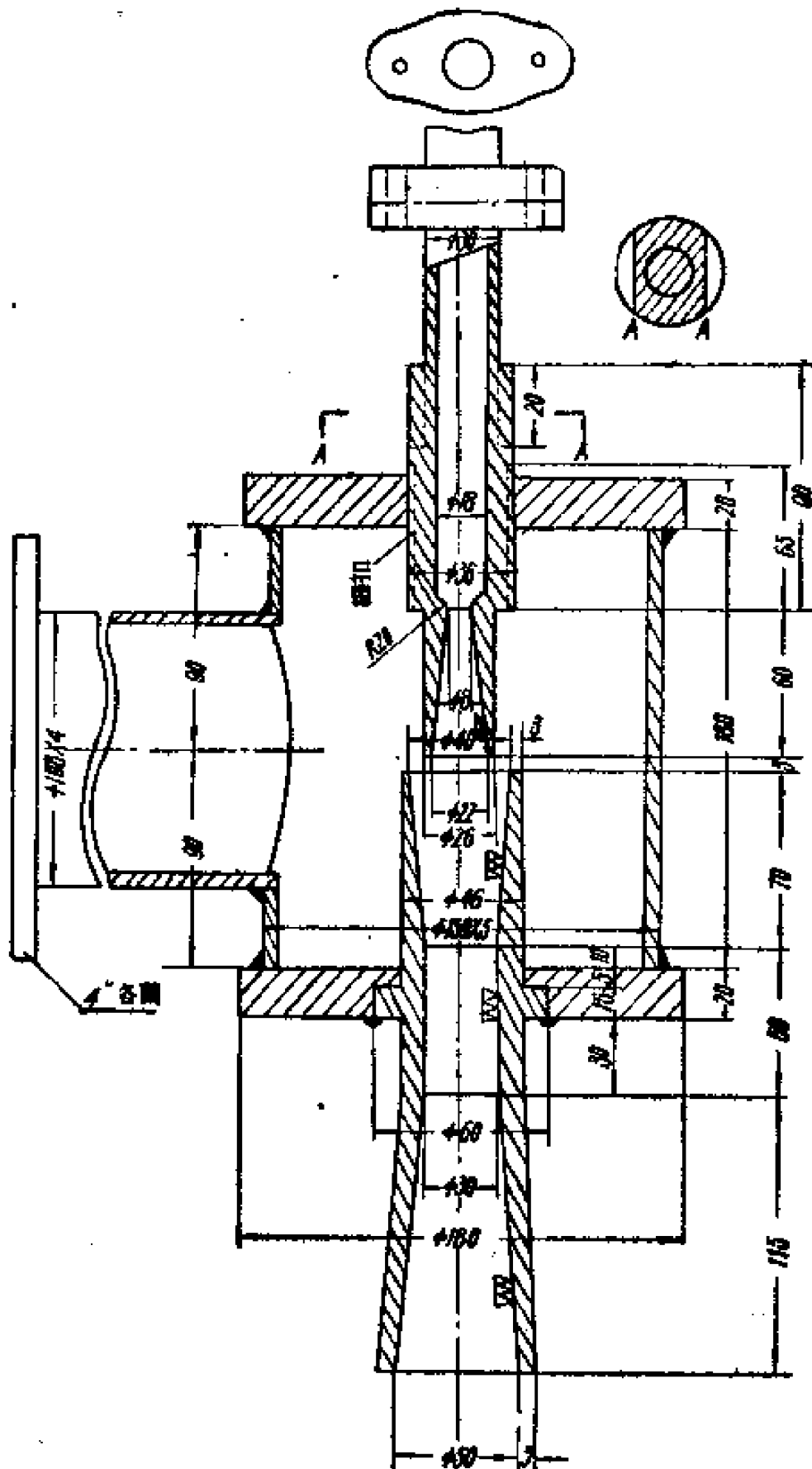


图 14 蒸汽抽气器图

第四章 土汽輪机試驗結果

这台 300 瓩土汽輪机，在改制以后，立即作了初步試运行，試驗条件和結果如下：

进汽压力	3.5 绝对大气压；
排汽真空	150 公厘水銀柱；
耗汽量	4.20 吨/小时；
发电量	100 瓩；
汽耗率	42 公斤/瓩-小时。

由于条件的限制，进汽压力和冷却水量，都没有达到原来的要求，因此，出力和汽耗也受到一定的影响，但即使是在这种条件下，經濟效能方面，較一般的土汽輪机已經有了显著的提高，如果把进汽压力提高到設計值，增加冷却水流量，使真空更高，汽耗率还可大大减少，发出的电力还可大大增加。

第五章 土汽輪机运行程序及应注意事項

1. 起劲前的准备：

- (1) 各表計的表門应全开放，表針应指示在零位；
- (2) 全关闭主汽門；
- (3) 全关闭抽汽門；
- (4) 关闭抽气器水門(汽門)；
- (5) 挂危急保安器；
- (6) 各軸承注油到規定油位。

2. 起劲：

(1) 暖管及起動:

1) 緩慢开启鍋炉向汽輪机送汽的汽門，在主蒸汽管內微有压力的情况下进行暖管;

2) 室內溫度在 20°C 以上时，暖管約10分鐘，在 20°C 以下时，暖管15分鐘;

3) 暖管完了后，通知鍋炉場緩慢开启主汽門，約在5分鐘內主蒸汽的压力升到6大气压;

4) 起動空气抽出器，真空升到約200公厘水銀柱;

5) 开循环水水門;

6) 起動凝結水泵;

7) 逐漸开放主汽門，注視轉子的轉动，当轉子轉动后，保持轉子低速暖机。

注：在低速暖机时，使真空保持在400~450公厘水銀柱，当轉子轉动后，应經常用听音棒听机器內部声音，并檢查軸瓦油环轉动情况。

(2) 暖机及升速

1) 保持汽輪机轉速为200~300轉/分，进行低速暖机。室內溫度在 20°C 以上时，暖机時間約10分鐘， 20°C 以下时，可适当延長暖机時間;

2) 暖机完后，緩慢开启主汽門，使轉子的轉速緩慢增加到規定轉速，同时提高真空到最大值;

3) 在升速过程中如有摩擦声音或振动比正常大（共振轉速在外）时，必須降低轉速，查出振动原因，消除振动后再提高轉速;

4) 在升速过程中，注意軸瓦油的溫度及油环轉动情况;

5) 达到額定轉速后，測各軸承振动并記錄下来;

6) 在保持住真空的条件下，調整循环水量，使凝結水保持在 67°C ;

7)轉子达到額定轉速后，即可与系統併列；

8)併列后緩慢开大主汽門增加負荷，根据鍋炉蒸汽的情况，逐漸增加負荷，直到額定負荷；

9)在升負荷过程中，注意机器运行情况。

3. 运行中应注意的事項：

(1)經常注意蒸汽压力和溫度；

(2)經常檢查各軸承潤滑油情况和軸承溫度；

(3)交班时檢查机器內部声音。

4. 停机：

(1)联系鍋炉降压，到当发电机电流为零时，即解列停机；

(2)停止循环水及抽气器；

(3)停止凝結水泵。

5. 事故处理：

(1)紧急故障停机条件：

1)机器突然发生强烈振动；

2)清楚的听到机器內部发生金屬摩擦声音；

3)发电机冒烟时。

(2)事故停机方法：

1)打掉危急保安器，并迅速拉开油开关，关闭主汽門；

2)停止空气抽出器；

3)和鍋炉場联系；

4)其它設備按正常停机处理；

5)发生不能維持运行的一般事故，但不需要紧急停机时，可按正常方法停机。

6. 試驗：

(1)危急保安器試驗：

1)在下列情況下，危急保安器應做超速試驗：

甲、危急保安器分解大修後起動時；

乙、長期停機起動時。

2)在下列情況下，危急保安器禁止作超速試驗：

甲、未經手動試驗或手動試驗動作不良時；

乙、危急保安汽門動作不靈時。

3)試驗方法：

在試驗時，將該機組和電網解列，先以手打危急保安器，如動作良好，關閉主汽門，掛好危急保安器，再緩慢開放主汽門，提升轉速（在升速過程中，用手提式轉速表，檢視轉速），到1,300~1,600轉/分時，沒有動作，應以手打危急保安器并停機；沒有到危急保安器動作轉速而動作時，應停機進行調整後，再重新起動，提升轉速，試驗到良好為止。

第六章 幾點改進意見

1.進一步簡化通汽部分：在對土汽輪機的設計和製造上，應注意簡化設備的構造、節省原材料、加工簡單與安裝方便等條件的要求。因而在設計或改進時應該加以注意。

這台汽輪機，現在是由一個雙列速度級和三個壓力級構成的。對這台汽輪機來說，在改設計時遷就了原有的設備，但是，在進行新設計和製造時就顯得構造複雜和比較笨重。因為鍋爐的壓力低，故葉輪級數不必過多。

根據計算，新機製造時，可以不再做成三個壓力級葉輪，而用一個雙列速度級葉輪時，可以簡化構造並縮短加工與安裝的時間，並可節省鋼材。

为了新設計参考起見，將第二級双列速度級叶輪設計計算数据列在下面(計算方法同前)：

(1) 級前压力 $p_0 = 2.4$ 絕對大气压；

級后压力 $p_1 = 0.3$ 絕對大气压；

理想热降 $h_0 = 75$ 大卡/公斤；

內效率 $\eta_{oi} = 0.35$ ；

內功率 $N_i = 275$ 瓩。

(原来三个压力級的內功率值为 312 瓩)。

(2) 噴咀尺寸：

型 式 漸縮漸扩；

最小寬度 $b_x = 9.9$ 公厘；

出口寬度 $b_e = 23$ 公厘；

高 度 $l = 30$ 公厘；

扩 散 角 $\tau = 12^\circ$ ；

扩 散 長 度 $L = 62.1$ 公厘；

节 距 $t = 82.6$ 公厘；

噴射角度 $\alpha_1 = 18^\circ$ ；

进 汽 度 $\epsilon = 66.5\%$ ；

噴 阻 数 $Z = 24$ 个。

(3) 第一列动叶尺寸：

进口角度 $\beta_1 + (2 \sim 5) = 25^\circ$ ；

出口角度 $\beta_2 = 20^\circ$ ；

軸向寬度 $b_1 = 30$ 公厘；

內弧半徑 $R_1 = 16$ 公厘；

节 距 $t = 20.8$ 公厘；

叶輪平均直徑 $D_{\rho_1} = 1.00$ 公尺(半叶高处)；

叶片数目 $Z_1 = 151$ 个；

入口高度 $l'_1 = 32.2$ 公厘；

出口高度 $l''_1 = 37.6$ 公厘；

平均高度 $l_{cp1} = 35$ 公厘。

(4) 第一列导叶尺寸：

进口角度 $\alpha_2 + (2 \sim 5)^\circ = 27^\circ$ ；

出口角度 $\alpha'_1 = 24^\circ$ ；

轴向宽度 $b_2 = 30$ 公厘；

内弧半径 $R_2 = 16.6$ 公厘；

节 距 $t_2 = 21.6$ 公厘；

半叶高处直径 $D_{cp2} = 1.00$ 公尺；

叶片数 $Z = 95$ 个；

入口高度 $l'_2 = 40$ 公厘；

出口高度 $l''_2 = 46.2$ 公厘；

平均高度 $l_{cp2} = 43$ 公厘。

(5) 第二列动叶尺寸：

进口角度 $\beta'_1 + (2 \sim 5)^\circ = 35^\circ$ ；

出口角度 $\beta'_2 = 30^\circ$ ；

轴向宽度 $b_3 = 30$ 公厘；

内弧半径 $R_3 = 17.8$ 公厘；

节 距 $t_3 = 23.1$ 公厘；

叶轮平均直径： $D_{cp3} = 1.00$ 公尺；

叶片数 $Z = 136$ 个；

入口高度 $l'_3 = 48$ 公厘；

出口高度 $l''_3 = 58$ 公厘；

平均高度 $l_{cp3} = 53$ 公厘。

当把三个压力级改用一个双列速度级时，虽然效率比压力级低（少发电约20多瓩），但是减少了两个隔板和两个叶轮，并

且使外壳簡化，可以节省材料。省下的材料和加工時間，可以制作一台比20瓩更大的汽輪机。因此，用一級双列速度級叶輪比三級叶輪經濟。

2. 將隔板改为上下兩半个：为了檢修方便和提高汽輪机的經濟性，可以把現有的隔板鋸成上下兩半，用螺絲或鍵槽將它們分別固定在上、下盖上，这样，在檢修时拆裝容易。

3. 加裝軸封：为了减少漏汽損失，把隔板分成兩半之后，可以在穿軸的地方鑲上梳齿型軸封，使蒸汽通过軸封时阻力很大，蒸汽通过困难，减少漏汽損失。

4. 綜合利用冷却水：用冷却水降低汽輪机的排汽压力，在同样蒸汽量情况下会非常显著地提高汽輪机的出力，或者在出力不变的情况下，显著地降低汽耗率(公斤/度)，大大提高了发电的經濟性。但是，若不充分利用廢水，則將帶走热量，經濟性仍然很低。

不难看出：新蒸汽焓是657.5大卡/公斤，而实际用于发电的只有48.0大卡/公斤($\sum h$)，其余的热量(657.5 - 48 = 609.5大卡/公斤)便白白地扔掉了。

为了减少这笔巨額的热量浪費，必須綜合利用冷却水，例如用作供暖、澡塘等处，便可收回这笔热量中的絕大部分。利用廢水来提高鍋炉的給水温度，也会显著地减少燃煤消耗量。

5. 原設計的推力瓦烏金层过厚，今后应改制，以免推力过大时，將烏金燒毀，影响叶輪和隔板，发生摩擦的情况。

6. 隔板、汽缸等可以用鑄鉄制造的部件，根据条件可以不用鋼板焊接，除可以节省鋼材外，还可以减少通汽后变形。

7. 这台汽輪机汽缸未裝滑銷，汽缸在受热膨脹时发生困难，为了構造簡單起見，建議在汽缸的进汽端將支持部分改用鋼板支持，以便在汽缸膨脹时，利用鋼板的彈性向前膨脹。

8. 在制造新的土汽轮机时，汽缸排汽管的出口，可安排在上汽缸后上部，以减少损失。

