

固定式汽輪机的 設計和热力計算

楚皮烈夫著



机械工業出版社

固 定 式 汽 輪 機 的
設 計 和 熱 力 計 算

楚 皮 烈 夫 著

范 恂 如 譯



机械工業出版社

1958

出版者的話

在本書中敘述了固定式汽輪機的設計和熱力計算的方法。這些方法是以使用整理成曲綫形式的各種實驗數據為根據的。

計算進行的程序和解決有關熱力設計計算問題的方法，是原著者從多年工作的經驗中得出來的。

本書適用於汽輪機設計工程師和從事動力工作的工程師，也可以供這些部門的專業學生參考。

蘇聯 Д. А. Чупирев 著 'Проектирование и тепловые расчеты стационарных паровых турбин' (Машгиз 1953 年第一版)

* * *

NO. 1600

1953 年 1 月第一版 1953 年 1 月第一版第一次印刷
850×1168^{1/32} 字數 153 千字 印張 6^{2/16} 0,001—1,350 冊
機械工業出版社(北京東交民巷 27 號)出版
機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第 008 號 定價 (10) 1.20 元

目 次

原序	5
第一章 設計固定式汽輪机的原始数据	7
1 总述	7
2 汽輪机設計用的主要参数	9
第二章 汽輪机的配汽設計和計算	12
3 配汽設計的一般問題	12
4 配汽計算	19
第三章 調節級的計算	33
5 关于选择調節級型式的說明	33
6 双圈輪的热力計算	36
第四章 冲动式压力級的計算	50
7 压力級的工作条件	50
8 冲动式压力級計算的原始条件	52
9 压力級的热力計算	59
第五章 反动級的計算	79
10 总述	79
11 反动級計算的原始条件	80
12 反动級的热力計算	84
第六章 最后一級的計算	94
13 最后一級設計的总述。工作条件	94
14 热力比較用的公式	97
15 最后一級的热力計算	99
第七章 中間工况时的热力計算	101
16 总述	101
17 中間工况的热力計算	101
第八章 汽輪机功率的計算。汽耗率	108
18 总述	108
19 在某一調節閥不全开的情況下調節級功率的計算	108

20 在輸送管內和排汽管內的損失.....	110
21 在汽輪機軸承內和發電機內的損失.....	112
22 汽輪機的功率。計算儲備量。汽耗率.....	113
第九章 在蒸汽初参数和背压改变下汽輪機蒸汽流量和功 率的修正系数的決定法.....	115
23 总述.....	115
24 在 p_1 变化下汽耗率的修正.....	115
25 在 v_1 变化下汽耗率的修正.....	127
26 在 p_2 变化下汽耗率的修正.....	129
27 总修正系数的決定.....	135
第十章 在汽輪機空轉时蒸汽消耗量的決定.....	138
28 总述.....	138
29 在空轉时蒸汽消耗量的決定.....	139
30 在起動时空轉的計算.....	140
第十一章 汽輪機外部密封的漏汽量.....	142
31 关于外部密封选型的总述.....	142
32 決定漏汽量的公式.....	143
33 外部密封流量的平衡.....	150
第十二章 在汽輪機內的軸向压力.....	152
34 总述.....	152
35 在單圈冲動級內軸向压力的近似計算法.....	153
36 計入漏汽对反动度影响的級內軸向压力的精確計算.....	157
37 單圈冲動級軸向压力的計算.....	159
38 双圈輪軸向压力的計算.....	179
39 軸向压力的平衡.....	182
第十三章 汽輪機的热膨脹.....	185
40 总述.....	185
41 單缸汽輪機的热伸長計算.....	186
42 总評.....	193
参考文献.....	194
中俄名詞对照表.....	195

原 序

在苏联共产党第十九次代表大会的決議中，对进一步發展作为重工業主要部門的机器制造業的問題，給了很大的注意。

国民經济的所有部門，都正在繼續不断地装备着新的最好的机器和机械，例如，近三年来已制造了1600种新型的机器和机械。

汽輪机和水輪机的产量正在增長着，預計在五年以后，渦輪机的产量要增加到第4个五年計劃产量的4.3倍。

这一个数量上的增長，同时也要求在技术上必須进步，以提高渦輪机工作可靠性和耐久性的技术經濟指标。此外，还應該用經過深思熟慮的合理的渦輪机構造，計算以及零件制造和裝配工艺过程的改进等办法来減輕渦輪机的重量。

在为爭取技术的繼續进步而进行的斗争中，我們的科学要起很大的作用，它應該在制定和实施渦輪机最好的工艺过程、先进的設計方法和計算中，帮助工程技术人员和生产干部。

下面所叙述的汽輪机的热力計算方法，是利用各种不同的实验数据得到的。

这一計算方法使計算的数据和造好的机器的試驗結果接近相符。

例如对功率为50000仟瓦的汽輪机所进行的多次試驗都指出，保証的汽耗率与試驗数据符合。

关于以实验研究数据的批判使用为根据的計算方法，在刊物上很少發表过。因此，在編写本書时，著者力求尽量填补現有的空白点。

在使用本書中的試驗数据和曲綫时，必須在任何情况下都遵守这样的条件，就是使所用的汽輪机任一部分的構造能符合試驗用的模型，否则要破坏計算的正确性。

如果所用的汽輪机任一部件的構造的工作条件，与在其中进

行試驗的那些條件不同，或者採用的模型與試驗用的有些差別，那就必須進行補充計算，並引入必要的修正。

例如，如果所用的汽輪機通流部分構造的軸向間隙，與用試驗方法來找輪周效率特性時所具有的間隙不同，那末，就需要計算由於軸向間隙的增加而引起的附加損失。

同樣地必須注意，無論對雙圈輪或是對壓力級來說，當採用效率特性所屬的那些沖動式汽輪機導葉和動葉截形時，輪周效率的曲線是正確的。最典型的截形模型，將在敘述汽輪機通流部分熱力計算的正文中提出。

在編著本書時，著者是以已經具有固定式汽輪機的一些設計經驗，熟悉熱力過程基本原理的讀者作為對象的。

沒有例外，在完成本書時，容或有錯誤和不正確之處，著者將誠懇地感謝讀者對本書缺點方面提出的一切意見和願望。

最後，著者認為有必要深深地感謝施魏卓夫(П. Д. Швецов)教授對本書原稿的總校閱及科學技術碩士謝苗諾夫(А. С. Семёнов)對手稿的仔細審閱和提出寶貴的意見。著者也向施聶埃(Я. И. Шнеэ)教授對手稿所發表的各項意見表示謝意。

在為第九章選取材料時，著者得到了工程師柯姆帕尼叶茨(И. М. Компаниец)的幫助，在為第十二章選取材料時，得到了工程師索博列夫(С. П. Соболев)的幫助。

著者對協助本書出版的烏克蘭蘇維埃社會主義共和國科學院通訊院士舒卡柯(Л. А. Шубенко)和全體同志表示深切的謝意。

第一章 設計固定式汽輪机的原始数据

1 总 述

在設計汽輪机时，必須考慮到对这一型式發動机所提出的一般的和特殊的要求。

尤其在選擇設計固定式汽輪机的原始数据时，更應該根据已經批准作为它們的标准的型式-尺寸和蒸汽参数。至于特殊的要求，則通常以汽輪机的訂貨技术条件来規定。

这里我們不詳細討論对固定式汽輪机提出的所有要求，而只談一些主要要求。

1. 在最适宜的情况下，通称为在經濟工况下，要具有高度的經濟性。此外，还要求汽輪机装置在其他工况下也能有足够的經濟性。

在这种情况下，汽輪机制造厂所保證的在变工况下的各个汽耗率和热耗率的数值，就是經濟指标。

2. 在所有工况下，汽輪机装置的工作要可靠。这主要是靠在設計时選擇合理的構造形式、适度的应力和材料品質，以保證汽輪机的一切零件都能持久而可靠地工作。

零件材料的安全系数和它們的热处理方法，是根据汽輪机在起动过程和運轉过程中最危險的工作条件来选择的。

3. 汽輪机的零件要有这样的構造形式，就是在滿足零件用途所提出的要求的同时，还要允許在整个生产过程中有合理制造的可能性。

4. 在汽輪机开始成批生产之前，新的構造元件必須进行全面的試驗。

5. 許多其他要求，例如，所設計的汽輪机装置要比同样条件

的現有構造有較高的技術經濟指標、節約稀有材料、有自制造廠把汽輪機各部分輸送到使用地點的可能性、有在安裝地點裝配和拆卸的可能性和有足夠高的運轉質量等等。

2 汽輪機設計用的主要參數

現在蘇聯汽輪機製造業正在朝着使用具有高度過熱溫度的高壓和超高壓的蒸汽，以進一步提高動力裝置經濟性的方向發展。

同時，蒸汽參數、汽輪機的功率和型式也已經由有關部門間同意的標準予以統一了。

在表1內列有經批准作為自動調節分汽和無自動調節分汽的凝汽式汽輪機標準用的主要參數；在表2內則列有作為背壓式汽輪機標準用的主要參數。

在這些表中，具有下列汽輪機設計用的計算工況時的原始

表2 背壓式汽輪機的主要參數

發電機 的輸出 功率 (仟瓦)	發電機每分鐘 轉 數	蒸汽初參數		汽輪機後的壓力(絕對大氣壓)					
		壓 力 (絕對大 氣壓)	溫 度 (°C)	31	18	15	11	6	3
750	1000或3000	15	350	—	—	—	—	×	×
1500	1000或3000	15	350	—	—	—	—	×	×
2500	1000或3000	15	350	—	—	—	—	×	×
750	1000或3000	35	435	—	—	—	—	×	×
1500	1000或3000	35	435	—	—	×	×	×	×
2500	1000或3000	35	435	—	—	×	×	×	×
4000	3000	35	435	—	—	×	×	×	×
6000	3000	35	435	—	—	×	×	×	×
6000	3000	90	500	×	—	—	—	—	—
12000	3000	90	500	×	×	—	×	—	—
25000	3000	90	500	×	×	—	—	—	—

注：1) 標有L×T號的是標準汽輪機。

2) 根據訂貨技術條件中規定的定貨人的要求，功率為6000仟瓦，蒸汽初壓為90絕對大氣壓的汽輪機，可以製成在汽輪機後有37±1絕對大氣壓的調節壓力下工作。同時，不需要保持額定功率。

3) 本表內所示的主要參數也可用於本標準沒有規定的背壓式汽輪機。

数据:

1. 額定設計功率, 这是在主要参数的設計数值时和主要参数在标准所規定的範圍内变动时, 汽輪机應該持久地在發电机输出的功率。

2. 蒸汽的初参数, 也就是在汽輪机停汽閥前的蒸汽压力和溫度。

3. 自动調节分汽的压力, 也就是汽輪机分汽管内的蒸汽压力。

4. 分汽量, 也就是有自动調节分汽的汽輪机所分出的蒸汽量, 减除給水加热器所需的蒸汽量(用于外界耗热器)。

5. 給水的回热溫度, 也就是給水在最后一級加热器出口处的溫度。

6. 冷却水溫度, 也就是水进入凝汽器时的溫度。根据这个溫度, 汽輪机制造厂給出汽輪机保証的蒸汽消耗量或热消耗量。

7. 离开汽輪机的蒸汽压力——对背压式汽輪机來說。

至于具有自动調节分汽或無自动調节分汽的凝汽式汽輪机, 汽輪机排汽管(在凝汽器前面)内的蒸汽压力是根据标准内所示的冷却水溫度决定的。此时, 对于裝設在苏联中部和北部的汽輪机, 应取冷却水溫度为 10° , 而对于裝設在南部的汽輪机—— 15° 或 20° 。可以認為, 冷却水溫度为 10° 时, 相应的排汽压力为 0.035 絕对大气压, 而溫度为 $15\sim 20^{\circ}$ 时——压力为 0.05~0.07 絕对大气压。

对功率低于 6000 仟瓦的具有分汽的汽輪机, 相应于 20° 冷却水溫度的排汽压力为 0.06 絕对大气压。

关于表 2 内所列的蒸汽参数的数据, 是用在下列型式的背压式汽輪机:

1. 蒸汽初压为 15、35、90 絕对大气压, 背压可以調节的, 排汽被利用在生产上的汽輪机。

2. 蒸汽初压为 90 絕对大气压的汽輪机(前置汽輪机), 排汽进入蒸汽初参数較低的汽輪机中。

这样就拟定了設計任何型式汽輪机用的原始数据。

根据任务中規定的主要参数而設計和制造成的汽輪机是否适当,是用第一个構造模型在安裝地点的試驗来校驗的。

必要时,汽輪机制造厂可在安裝地点設法使汽輪机达到主要参数。

第二章 汽輪机的配汽設計和計算

3 配汽設計的一般問題

A 关于選擇調节型式的說明

汽輪机功率的提高或减低，可以在配置热降保持不变时借改变进入汽輪机的新汽数量来实现，或者借同时改变蒸汽的流量和热降来实现。

在第一种情况，热降得到全部利用，而在第二种情况，热降只得到部分利用，这在蒸汽参数、裝置的功率和效率相同时，会使蒸汽的消耗量和燃料的消耗量增加，汽輪机裝置的效率减低。

因之，比較經濟的功率調节方法是改变进入汽輪机的蒸汽量，并尽可能地使参数在裝置的整个工况变动範圍内保持不变。

有了在各个持久工况下的蒸汽消耗量的数据后，我們就能够确定必須全开的調节閥的数目。在这些数量的全开調节閥时，进入的蒸汽量就能获得与每一个所研究的工况相适应的功率。

其他的功率則是在完全开啓的調节閥和部分开啓的調节閥組合的情况下获得的，但这时裝置的效率將多少减低一些。

因此，配置热降可得到全部利用的数量的調节原則，只發生在持久工况时，而在一切其他工况时所需的功率，是借調节进入蒸汽的数量和質量来获得的。

下面我們不拟对所有可能的調节方法进行分析和討論，而只对蒸汽数量調节的油压控制系統予以叙述和討論。

根据这一方式，新汽經停汽閥后进入汽輪机調节機構的分配箱內，由此再經過开啓着的諸調节閥进入高压汽缸[●]的第一級噴

● 原文系「高压汽輪机」，但在此处以改成「高压汽缸」更为适宜。——譯者

管内。进入的蒸汽量则依据汽轮机的工况而由完全开启的或部分开启的阀的数量来调节。

阀的升降是利用带杠杆系统的凸轮轴和继电器来带动的。

压力为 8 绝对大气压的油进入继电器，如果继电器是往复式构造，则油作用在继电器的活塞上；如果是旋转式构造，则作用在它的叶板上。

继电器叶板的转动或活塞的移动，经适当构造的传动装置传给凸轮轴。按凸轮的转动和沿凸轮外廓滑动着的滚轮的移动，经杠杆系统使调节阀升降。

这里所述的调节系统是典型的，也是汽轮机最常用的一种调节系统。

B 调节阀型式和数量的选择。流量系数

在设计汽轮机时，有关发电机输出功率的数值 N_{gen} 仟瓦、蒸汽初参数 p_0 绝对大气压和 t_0 °C 以及背压 p_2 绝对大气压的数据，正像上面说过的，不论对额定工况或者对持久的中间工况，通常都是由标准或汽轮机的设计和订货技术条件上知道了的。

如果根据统计资料而定出了对该一工况所希望的汽轮机装置的有效效率 η_{ag} ，则不难用下式找出任何持久工况的每小时蒸汽消耗量：

$$G = \frac{N_{gen} \times 860}{H_{ad} \eta_{ag}} \text{ 公斤/小时。} \quad (1)$$

式中 H_{ad} ——汽轮机的绝热热降(仟卡/公斤)，根据 p_0 、 t_0 和 p_2 的数值由 $I-S$ 图求得。

有时也用中间工况的保证汽耗率 g (公斤/仟瓦小时) 作为原始数据，这时可由下式找出每小时蒸汽消耗量：

$$G = N_{gen} g \text{ 公斤/小时。} \quad (2)$$

有了关于每一持久工况的蒸汽消耗量，就可这样地来选择调节阀的总数，就是使每一个所考虑的工况应用的完全开启的阀数是一个整数。

選擇流量足夠高的閥的型式是一個非常重要的問題。由於這種閥在其他條件相同時有最小的尺寸和重量，自然可使調節機構簡化。

閥組的流量基本上取決於閥的通流部分的構造，閥的額定直徑 D_n 或閥內的蒸汽速度 c ，以及閥的升程 h 對直徑 D_n 的比值。

閥的通流部分流量的大小，是用流量係數 φ_p 來衡量的。流量係數是在假定蒸汽流量不變的情況下，以閥的有效面積 $F_{\varphi p}$ 和額定面積 F_n 來表示的，也就是

$$\varphi_p = \frac{F_{\varphi p}}{F_n} \quad (3)$$

式中 $F_{\varphi p}$ ——汽閥在一定的壓力降時，設想按流量係數等於 1 進行絕熱流動，如果它所流過的流量與按實際截面積在實際條件下流出的流量相同時，則這時的截面積為 $F_{\varphi p}$ ；

F_n ——以額定直徑 D_n 算出的閥的面積。

流量係數愈高，調節閥的能量就愈大。對各種構造的閥，流量係數是用試驗或計算的方法確定的。

圖 1 所示是兩種單座閥的有效面積（以占額定面積的百分數

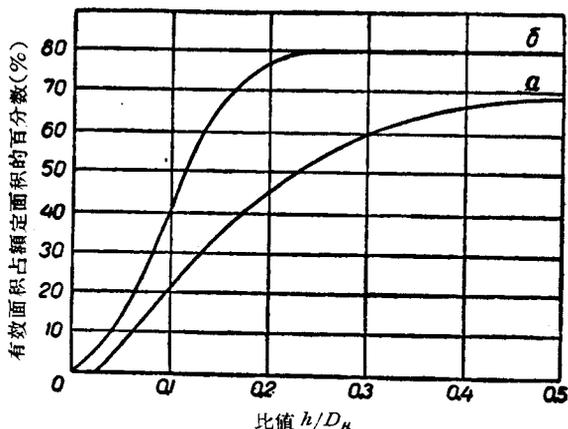


圖 1 兩種型式的單座閥在 $\frac{p_2}{p_1} = 0.98$ 時的有效面積曲線：

a—圓盤形閥；b—有擴散器的梨形閥。

来表示)的比較性試驗曲綫。这两种單座閥是圓盤形閥和有扩散器的梨形閥; 这二条曲綫是当閥兩面的压力比 $\frac{p_2}{p_1} = 0.98$ 时作出的。

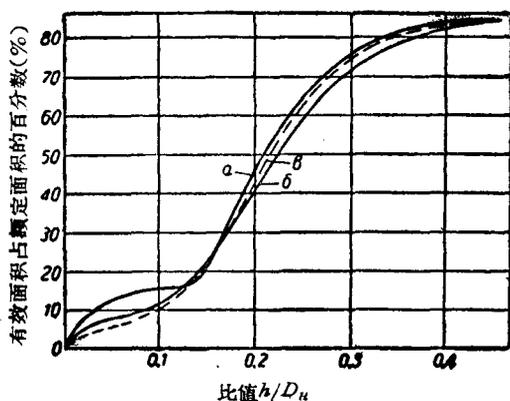


圖2 $D_n=100$ 公厘的具有扩散器的梨形閥的有效面积曲綫。釋荷閥是簡單的圓筒形的， $\frac{p_2}{p_1} = 0.95$;

a —釋荷閥直徑为 D_n 的60% 时; b —釋荷閥直徑为 D_n 的50% 时; B —釋荷閥直徑为 D_n 的40% 时。

研究这些曲綫，可以得出結論，当閥的升程对額定直徑之比 $(\frac{h}{D_n})$ 等于0.3时，有扩散器的梨形閥的能量較圓盤形閥的能量高出約35%。因而，为了通过相同的蒸汽量，第一种型式的閥的額定直徑可小35%。

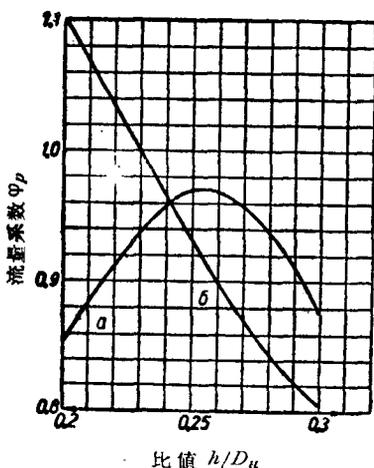


圖3 两种型式的梨形閥的流量系数曲綫，

当 $\frac{p_2}{p_1} = 0.96$ 时:

a —有釋荷活塞的梨形閥;

b —有扩散器的梨形閥。

为 $3/8$ 額定直徑的扩散器的單座閥。

圖2 所示是有效面积 (用占額定直徑的百分数表示) 的比較性曲綫，它們表示在 $\frac{p_2}{p_1} = 0.95$ 时釋荷活塞直徑的影响; 最合理的釋荷活塞直徑为額定直徑的60%。

因此，由这些資料可知，能量足够高的閥是具有釋荷閥 (如果 $D_n \geq 100$ 公厘) 和長度約

扩散器对阀的能量的影响表示在表3所列的资料中。圖3所示的曲线是表示在某些条件下具有释荷阀的梨形阀与有扩散器的梨形阀的流量系数的比较。

表3 各种梨形阀的比较特性

$$\frac{h}{D_H} = 0.4, \quad \frac{p_2}{p_1} = 0.95$$

順序号	閥的型式	$\frac{F_{90^\circ}}{F_H}$ 的比值
1	具有释荷活塞和长度为3/4直径的扩散器的梨形閥	0.91
2	同上,但扩散器的长度为3/8直径	0.825
3	同上,沒有扩散器	0.675

圖4所示是梨形單座閥的有效面积占額定面积百分数的曲线,这一梨形單座閥具有直径为60%額定直径的释荷閥和长度为

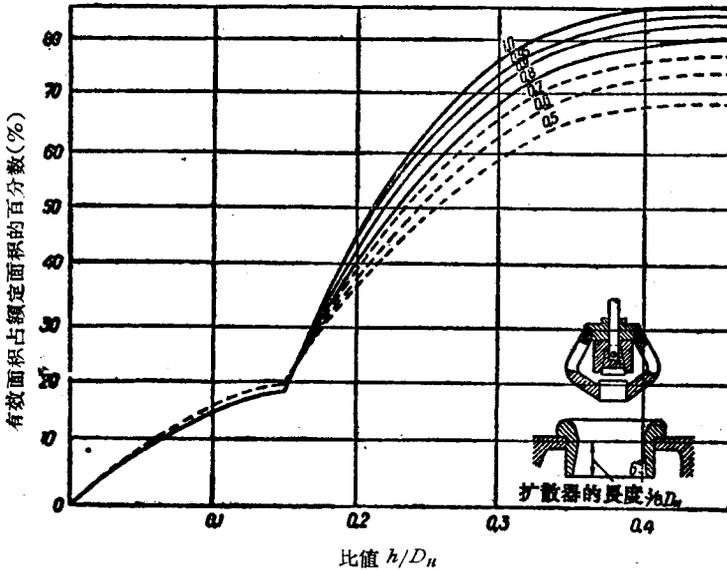


圖4 $D_H=110$ 公厘的,具有扩散器的梨形閥的有效面积曲线。释荷閥的直径为60% D_H 。曲线上的数字表示閥兩面的压力比。实线是根据試驗資料繪出的,虛线是用归纳推理繪出的。