



苏联大百科全书选译

汽轮机·涡轮机叶片

电力工业出版社

汽轮机·涡轮机叶片

•

386R84

电力工业出版社出版(北京平谷街26号)

北京市书刊出版业营业登记证出字第082号

北京市印刷一厂排印 新华书店发行

•

787×1092毫米开本 * 16印张 * 15千字

1956年9月北京第1版

1956年9月北京第1次印刷(1—4100册)

统一书号: 17034·7 定价(第10类)0.42元

汽 輪 机

汽輪机①(德文 Turbine, 源自拉丁文 turbo——旋風、陀螺、紡錘)是一种热力發动机, 在这种發动机里, 我們利用水蒸汽在不間断地流过導叶片和动叶片的曲綫通道时所產生的膨脹功, 在軸上產生一个固定的力矩。促使汽輪机在20世紀內獲得迅速發展的主要原因是: 在汽輪机內, 能的轉變是靠蒸汽在汽輪机通汽部分的靜止的和轉动的通道內不間断地膨脹來实现。因此, 汽輪机便和活塞式机械不同, 在活塞式机械內膨脹过程是週期性地在汽缸里發生, 而在汽輪机內, 能的轉變却是連續不断地实现的。这样便能使汽輪机在体積和重量比較小的条件下獲得高度的轉速, 因而使我們有可能制成單位容量很大的机組, 並且把它直接与高速度的耗用能力的机器(發电机、送風机、渦輪压缩机等)連接起來。在汽輪設備中可以採用初参数很高的蒸汽(蒸汽压力在100絕對大气压以上, 温度在 500° 以上)。同时, 蒸汽在汽輪机里可以一直膨脹到凝汽器內所維持的压力——0.03至0.06絕對大气压。这一情况以及汽輪机本身的高效率, 使我們能够獲得很高的設備經濟性, 也就是產生每1, 瓩小时电能的單位热耗是很小的。如果在机械能以外, 还需要取暖或工業用的热, 則可以从汽輪机的中間几級里抽出蒸汽來。机械能与热能的綜合生產, 使汽輪机設備的經濟性能够顯著提高。流过汽輪机的蒸汽不与油接触, 因而不会变質, 所以可以供給各种工业用。凝結水內因不

① 又称“蒸汽透平”或“



含雜質，所以是蒸汽鍋爐的合格的給水。現代汽輪機的使用期限一般設計不少於 100 000 小時，即相當 11.4 年的不斷的運行。如果我們能夠正確地運行和仔細地進行檢修，則汽輪機的使用期限實際上可以超過上述數字好幾倍。

在火力發電廠里，汽輪機是驅動發電機的主要的原動機（參閱“汽輪發電機”）。當與雙極的交流（50 赫芝）發電機連接時，汽輪機一般設計為 3000 轉/分的固定轉速，每台機組的容量設計在 2.5 至 150 兆瓦之間。在同一轉速下還有可能製造成轉速的容量更大的汽輪機。當容量比較小時（1.5 兆瓦及以下），也可以造成 3000 轉/分的，但更經濟的辦法是把汽輪機造成更高的轉速（自 6000 至 10 000 轉/分），而用減速器同發電機相連。

當經濟性並不佔有首要的地位時，汽輪機也可以造成中等容量的或者是小容量的。被廣泛的用於驅動水泵等機械的各種輔助汽輪機便屬於這種類型。帶動機車頭上照明用的 0.5 瓩直流發電機的汽輪機也可作為另一個例子。

汽輪機也被採用為大型輪船的主要發動機。在這些裝置中，高速的汽輪機通常借齒輪傳動裝置同低速推進器的軸連接，汽輪機須按照輪船的行駛速度以變動速度運行。曾有好幾次企圖試制裝有汽輪機曳引設備的機車頭，但是在這方面所遇到的障礙是汽輪機車的容量有限，以及在凝汽器內難於產生高度的真空。

根據使用的情况，汽輪機可以分為固定式和移動式兩種。固定式的汽輪機包括驅動發電機的汽輪機（具有固定轉速的汽輪機），和驅動离心式送風機、空氣壓縮機、水泵等的汽輪機。這些汽輪機多數以變動的轉速運行。移動式的汽輪機主要是船用的。

固定式的汽輪機按其熱力過程的特性分類如下：凝汽式汽輪機，在這類汽輪機里，蒸汽經過膨脹以後全部進入凝汽器，在那里排汽的熱量都傳給了冷卻水而沒有被有益地利用。背壓式汽輪機，它的排汽供給利用排汽的熱量來取暖或作其它生產用的用戶。背壓式汽輪機，當其排汽用於其他汽輪機中時，稱為前置式汽輪機。帶有中間抽汽的凝汽式汽輪機，在這類汽輪機里，部分蒸汽是在一定的壓力下從中間的級內抽出並供給熱力用戶，其餘的蒸汽則繼續在汽輪機的後面幾級里作功並被導入凝汽器里。如果熱力用戶需要各種不同壓力的蒸汽，那末在一台汽輪機上要制有兩個能夠調整的抽汽點。帶有中間抽汽及背壓的汽輪機，是用來供給需要兩種不同壓力的蒸汽的熱力用戶；在這些汽輪機里，一部分蒸汽是在一定的壓力下從中間的級內抽出，同時其餘的蒸汽，經過了以後的幾級後，也在比較低的壓力下被引進熱力用戶。廢汽汽輪機，在某些工業企業中，從汽錘、汽壓機、蒸汽機里排出的蒸汽的壓力，僅僅稍微高於大氣壓，因而不能利用這些廢汽來作暖汽使用。這些機器里排出的廢汽可以送入汽輪機，讓它在那里膨脹到低於大氣的壓力並且發出有用的功率。這種汽輪機稱為廢汽汽輪機。中間進汽式汽輪機（即雙壓汽輪機），我們可以把廢汽或從鍋爐來的低壓蒸汽導入這種汽輪機的中間的某一級里。在所有上述各種型式的汽輪機中都可以利用不調整抽汽把給水再生加熱。

按照導入汽輪機的最初壓力，汽輪機可以分為：以壓力為1.2至2.5絕對大氣壓的廢汽運行的低壓汽輪機；初壓力不超過40絕對大氣壓的中壓汽輪機；初壓力，在大多數情況下，為從60至120絕對大氣壓的高壓汽輪機；初壓力為140絕對大氣壓以上的超高壓汽輪機。

汽輪機裝置的熱循環 汽輪機是按照下列(圖1)方式運行

的蒸汽动力装置中的一件。給水泵 1 把水的压力提高到 p_0 ，並把水送入鍋爐 2，消耗在 1 公斤水上的功是 L_H 。蒸汽从鍋爐進入过热器 3，在过热器里它的温度被提高到 t_0 。在鍋爐和过热器里，热量的加入都是在等压 p_0 下進行的，所以加入水和蒸汽的热量可以用过热蒸汽的焓 i_0 同給水的焓 i_a 的差数來表示：

$$Q_1 = i_0 - i_a.$$

从鍋爐里得到的具有焓 i_0 的蒸汽被引入汽輪机 4，因在汽輪机中膨脹而作了功 L_T 。汽輪机的排汽進入凝汽器 5，排汽的焓是 i_k 。这里蒸汽在不变的压力下凝結了，在把它的热量傳給冷却水后，具有焓 i'_k 的凝結水則重新被水泵 1 抽出並送入鍋爐。

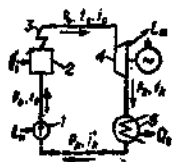


圖 1 汽輪裝置的原理圖

在凝汽器內每公斤蒸汽在等压下放出的热等於差数 $Q_2 = i_k - i'_k$ 。每公斤蒸汽所作的功相当於差数

$$\begin{aligned} AL &= Q_1 - Q_2 = (i_0 - i_a) - (i_k - i'_k) \\ &= (i_0 - i_k) - (i_a - i'_k) = AL_T - AL_H, \end{aligned}$$

式中 $AL_T = i_0 - i_k$ 是每公斤蒸汽在汽輪机內所作的功，而 $AL_H = i_a - i'_k$ 則是把 1 公斤水送入鍋爐时給水泵所消耗的功。

整套裝置的絕對效率(假如不考慮机械損失)为：

$$\eta = \frac{AL}{Q_1} = \frac{(i_0 - i_k) - (i_a - i'_k)}{i_0 - i_a} = \frac{(i_0 - i_k) - (i_a - i'_k)}{(i_0 - i'_k) - (i_a - i'_k)}.$$

如果不計水泵的功，則效率可寫成：

$$\eta_i \approx \frac{i_0 - i_k}{i_0 - i'_k}.$$

当汽輪机的工作中沒有損耗时，蒸汽在汽輪机中的膨脹过程是在等熵($S = \text{常数}$)的情况下進行的，即沿着綫 ac (圖 2)進行。此时排汽的焓等於 i_k ，而絕對效率为：

$$\eta_i = \frac{i_0 - i_{kt}}{i_0 - i'_k} = \frac{H_0}{H_i};$$

式中的 H_0 称为理想热降。

在实际的汽轮机中，由于蒸汽膨胀时的损失，膨胀线向熵增大的一边倾斜（图2内线ab），因而在汽轮机内实际所产生的功 $H_i = i_0 - i_k$ 小于 H_0 。汽轮机做功的程度，决定于实际在汽轮机中变为功的热降对在理想的装置内可能变为功的热降之比，即 $\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0}$ 。这比值 η_{oi} 称为相对内效率。相当的绝对效率可以用下列方式表示：

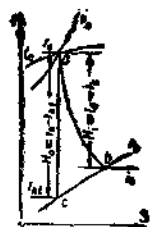


图2 在 $s-t$ 热力图中表示的汽轮机的蒸汽膨胀曲线

$$\eta_i = \frac{H_i}{i_0 - i'_k} = \frac{H_i}{H_0} \cdot \frac{H_0}{i_0 - i'_k} = \eta_{oi} \cdot \eta_{it},$$

即绝对热效率和相对内效率的乘积。

如果要考虑汽轮机内的机械损失，那末有效的功可以用 $H \eta_M$ 的乘积来表示，式中 η_M 是机械效率，而绝对有效效率就表现为

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M.$$

知道了理想热降 H_0 并估计了相对有效效率后，就可能计算产生每1吨小时的能所需要的单位蒸汽消耗量

$$d_e = \frac{860}{H_0 \eta_{oi} \cdot \eta_M} \text{ 公斤/吨-时}$$

与单位耗热量

$$q_e = d_e (i_0 - i_k) \text{ 大卡/吨-时}.$$

为了提高 η_i ，最好提高蒸汽的初压力及温度，以及降低排汽的压力。观察一下图3内的热力图表，就可以很容易地看

到，当蒸汽的温度不变及在一定的凝汽器内的压力下，提高蒸汽的初压力，将使排气温度增加。經驗指出，汽轮机最后几級内的实际容許的湿度不應該超过12—15%，这样就有了一条界綫 ab ，不容許蒸汽膨胀到这条界綫以下。为了在提高初压力时

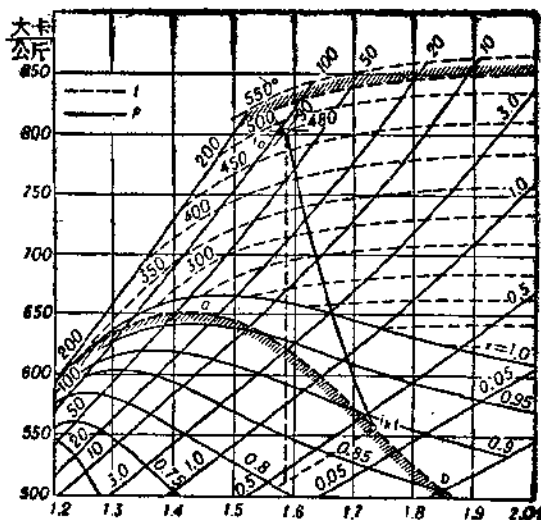


圖 3 表示在 $s-t$ 圖上的汽輪机的合理的热降部分

同时要保持容許的湿度，就應該提高初温度。可是在这方面却發生了由於金屬的强度所引起的阻碍。实际經驗确定，为了長期运行，当蒸汽温度不超过 400° 时，可以采用普通的碳素鋼；当温度为 $500-540^{\circ}$ 时，可以采用珠光体一类的鉍鋼；当温度为 $550-600^{\circ}$ 时，則用鉻鎳高合金鋼。根据对最后几級内最大容許湿度的計算及上面列举的温度的限度，在苏联已經建立了蒸汽参数的标准。對於大容量的汽輪机(25兆瓦以上的)，标准参数定为 90 絕對大气压和 500° ，對於 12 兆瓦及以下的汽

輪機，則定為 35 絕對大氣壓和 435° 。

把蒸汽的初壓力再提得更高(140—200 絕對大氣壓)，可以進一步提高汽輪機設備的經濟性。在這種情況下，我們照例採用把蒸汽經過中間加熱的方法，這種做法可以提高熱循環的經濟性，並且可以防止汽輪機的最後幾級內的蒸汽溫度過大。

在現代汽輪機裝置中，我們廣泛地採用了利用從汽輪機中間的幾級內抽出的蒸汽把給水作再生加熱的方法。這種熱系統可以使產生每 1 瓩小時電能的耗熱量大為減少。

相對效率 η_{rel} 的數值同汽輪機內通汽部分內蒸汽流形成的完善程度有關，因此就需要採用高效率的汽輪機噴嘴和動葉片的截面形狀，效率在很大的程度上也跟各種漏汽所引起的損失的比重有關。經過汽輪機的總蒸汽流量越大，噴嘴和動葉片通道的尺寸越大，那末這些損失就越小。因此，汽輪機的設計容量越大時，則其相對效率也越大。為了示例，在圖 4 中繪出了在不同的初蒸汽壓力下，相對效率隨着各種汽輪機容量變化的曲線。這些曲線的性質很清楚地指出，容量小的汽輪機，其經濟性是不高的。一般他們具有較低的效率，因此，只有當裝置的經濟性並不具有頭等重要的意義時，才適宜採用小容量的汽輪機。相反地，在容量大的裝置中，相對效率可以達到 80—85%。為了說明這種情況，在後面的表內舉出了在各種蒸汽初參數及最終參數下計算得到的大容量的凝汽式汽輪機裝置的經濟指標。

這些數字指出，即使在採

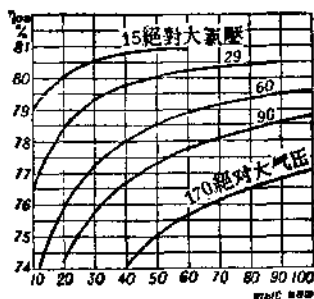


圖 4 相對效率隨着汽輪機容量的變化曲線

用超高蒸汽参数、並且採用中間再熱及擴大了的再生回熱系統的裝置中，也只有 42.5 % 的用於產生蒸汽的熱量變成了電能。其餘的 57.5 % 都損失掉了，損失熱量中的極大部分是傳給了通過凝汽器的冷卻水（冷源）。

在需要熱供暖或用於工藝目的的情況下，傳熱給冷源所引

大容量凝汽式汽輪機裝置的經濟指標

參 數	汽輪機裝置的容量，千瓩		
	100	100	150
初壓力（絕對大氣壓）	29	90	170
初溫度（℃）	400	480	550
中間過熱所達到的溫度（℃）	—	—	520
凝汽器內的壓力（絕對大氣壓）	0.04	0.035	0.03
再生加熱用抽汽點的數目	3	5	7
給水溫度（℃）	150	215	225
計算的單位耗熱量（大卡瓩時）	2740	2280	2020
絕對電效率（%）	51.4	57.7	42.5

起的損失中很大部分可能被有益地利用了。例如，當需要熱力把水加熱到 100° 來供暖時，就可以從汽輪機中間的壓力稍大於大氣壓力的幾級內抽出蒸汽，而把它在表面加熱器中凝結了，於是便可把水加熱到需要的溫度。很明顯，在這種情況下抽出的蒸汽所作的功，比較它膨脹到凝汽器內高度的真空時所做的功要小，可是發生蒸汽的潛熱卻被利用了。用於供暖時，一般可採用壓力為 1.2—2.5 絕對大氣壓的蒸汽。用於工業企業工藝上的需要，通常採用具有較高位能的熱，因而就要從汽輪機的較高壓力（5、7，甚至到 10 絕對大氣壓）的點上抽汽。如果有可能利用進入汽輪機的全部蒸汽，那末就讓蒸汽在汽輪機內膨脹到熱力用戶所需要的壓力為止。帶有背壓的汽輪機的缺點是他

們只能按照熱負荷曲線運行；因此他們只能被用在和純凝汽式汽輪機併列運行的情況下。當缺乏熱能力用戶時，就不可能合理地利用背壓式汽輪機。設計用於供暖系統的背壓式汽輪機在夏季的幾個月份就處於這種情況。

帶有中間抽汽的汽輪機在運行中具有比較大的伸縮性。根據設計條件，這種汽輪機可能作為不抽汽的純凝汽式汽輪機運行，也可以作為背壓式汽輪機運行，並且當抽汽量為這兩種情況中的任何一個中間數值時，都可以發出必需的電力功率。

汽輪機的热过程 讓我們根據圖 5 中所畫的一個汽輪機級的例子來研究汽輪機工作的原理。具有高的初壓力 P_0 及初溫 t_0 的水蒸汽被引入靜止的曲綫通道，即噴嘴 A 。維持在噴嘴出口處的壓力是 P_1 ，比 P_0 低得很多。在壓力差的影響下，蒸汽帶着速度 c_1 公尺/秒從噴嘴內流出。帶着這個速度的蒸汽流，被導向由固定在葉輪邊緣上的動葉片所構成的通道 B 。蒸汽流在沿着動葉片中間的曲綫通道流動時

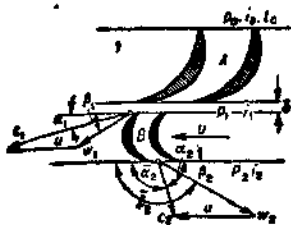


圖 5 汽輪機的一個級的示意圖

產生了轉動汽輪機葉輪的力。根據流過蒸汽的數量，汽輪機的噴嘴可能沿着葉輪的整個圓周裝配（全面送入蒸汽），或者只裝在葉輪的一部分圓周上（局部送入蒸汽）。裝有噴嘴的弧長對整個圓周長度的比稱為進汽率。

如果蒸汽的膨脹只發生在汽輪機級的靜止的噴嘴內，而在動葉片的通道中只發生了蒸汽流方向的改變，因而動葉片進口處的壓力 P_1 便等於出口處的壓力 P_2 ，則這種汽輪機級稱為沖動級。在全面送入蒸汽的幾級內，膨脹可能不僅僅發生在噴嘴

內，也可能發生在動葉片的通道內。這時壓力 p_2 便小於動葉片通道進口處的壓力 p_1 。這樣的汽輪機級稱為反动級。

反动度 $\epsilon = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}}$ 是由相當於蒸汽在動葉片通道內膨脹的熱降 h_{02} 對整個級的總熱降 $h_{01} + h_{02}$ 之比求得。

汽輪機級的基本設計數值。從噴嘴流出的速度可以從下式求得：

$$c_1 = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

式中 p_0 、 v_0 ——蒸汽的初壓力及蒸汽的單位容積；

k ——絕熱指數（對於過熱蒸汽 $k=1.3$ ）；

φ ——速度係數，約為 0.94—0.97。

蒸汽流出的速度（參閱“熱力學”）也可以用下面的形式來表示：

$$c_1 = \varphi \cdot 91.5 \sqrt{h_{01}}.$$

式中 h_{01} 大卡/公斤由初參數 p_0, t_0 到壓力 p_1 的等熵熱降。

設 u 公尺/秒為葉片運動的圓周速度並畫出動葉通道進口處的速度三角形（圖 5），就可以求出進入動葉片通道中的相對速度 w_1 和它的方向，這方向是由角 β_1 決定的。如果在動葉片通道內發生了附加的蒸汽膨脹，則蒸汽出口的相對運動的速度可以根據下面的式子求得

$$w_2 = \psi 91.5 \sqrt{h_{02} + \frac{Aw_1^2}{2g}},$$

式內 h_{02} 是壓力 p_1 和 p_2 中間的等熵熱降，而係數 ψ 則是為了動葉片通道內的損失而設，通常約為 0.85 至 0.95。對於沖動級， $w_2 = \psi w_1$ 。作出了動葉片通道出口處的速度三角形，可以

求得出口的絕對速度值 c_2 公尺/秒和它的方向角 α_2 ，即它和叶片运动方向所構成的角。

蒸汽流加於动叶片上的力在动叶片运动方向上的投影可以从运动量的式子求得，它是

$$P_u = \frac{G}{g}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \text{ 公斤,}$$

G ，公斤/秒——每秒鐘內流过的蒸汽量； g ，公尺/秒²——重力加速度； c_1 及 c_2 ，公尺/秒——速度矢量的絕對值，可从速度三角形圖（圖 6）求得。

蒸汽流在叶片边缘上產生的功率是：

$$N_u = \frac{P_u \cdot u}{102} = \frac{Gu}{102g}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \text{ 瓩.}$$

把上面的式子進行了分析以后可以看出，为了使汽輪机級得到較高的效率，必須使叶片运动的圓周速度 u 及汽流的絕對速度 c_1 間保持着一定的关系。

對於冲動級，这比值 $\frac{u}{c} = 0.4 \sim 0.5$ 。對於反动度为 $p = 0.5$

的反動級，最有利的比值 $\frac{u}{c}$ 是在 0.7 至 0.9 的範圍內。例如，

当速度为 3000 轉/分时，假如級的直徑为 1 公尺（这些数字在現代的汽輪机內是常会遇到的），則圓周速度 u 將为 157 公尺/秒。

在这种情况下，当 $\frac{u}{c_1} = 0.45$ 时，汽流速度 c_1 在冲動級內应

採取为 350 公尺/秒：而在反动級內，当 $\frac{u}{c_1} = 0.8$ 时， c_1 为 200 公尺/秒。相当於这些速度的热降 h_0 。對於冲動級是 16.3 大卡/公斤，而對於反动級則是 9.5 大卡/公斤。这个簡單的計

算指出，汽輪機的每一個級，當比值 $\frac{u}{c_1}$ 為最有利的數值時，



圖 6 汽輪機級入口和出口處的速度三角形

也僅僅能轉換小量的熱降，比起從蒸汽的初狀態到離開汽輪機時的壓力為止一段內所量得的可用熱降來要小好多倍。例如當初壓力 $P_0 = 90$ 絕對大氣壓，初溫度 $t_0 = 500^\circ$ 及凝汽器內壓力 $P_K =$

0.04 絕對大氣壓時，整台汽輪機的可用熱降是 330 大卡/公斤。因此，設計成高效率的現代汽輪機，總作成多級的，而在每一級內只轉換總熱降的一部分。

功率 $N_{c\lambda}$ 相當於葉片圓周上的效率，這效率可以計算為葉片圓周上被利用的熱降 H_n 對可用熱降 H_0 的比，即

$$\eta_{c\lambda} = \frac{H_n}{H_0}$$

為了能找出汽輪機級在軸上產生的功率，必須算出葉輪在蒸汽工質內的摩擦損失 (N_{TP})，和由於蒸汽漏過間隙而引起的損失 (N_y)。這樣便可求出級的內功率 $N_i = N_{0n} - N_{TP} - N_y$ 及內效率

$$\eta_{0i} = \eta_{0n} - \zeta_{TP} - \zeta_y$$

式中 ζ_{TP} 和 ζ_y 是摩擦損失和漏汽損失，用理想級功率 N_0 的份數來表示。圖 2 所示為汽輪機的一個沖動級在 $s-i$ 圖上的熱力過程圖。

在多級汽輪機內，膨脹過程發生在許多連續的級內，因此蒸汽從前一級出來的最終狀態就成為次一級的初狀態。這樣，多級汽輪機的热過程可以畫成像圖 7 內所示的那樣。

多級汽輪機的相對內效率可以從整台汽輪機的已被利用的

热降 $H_i = \sum h_i$ 对其可用热降之比求得，即

$$\eta_{ei} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{\sum H_i}{H_0}$$

汽輪机的構造 圖 8 所示是容量为 50 000 瓩、3000 轉/分的高压凝汽式汽輪机的縱断面。这台汽輪机是列寧格勒斯大林金属工厂制造的。这一类型是屬於高压汽輪机的一类，这类汽輪机也包括容量为 25 000 瓩及 100 000 瓩的凝汽式汽輪机，及容量为 25 000 瓩的帶有一級或二級調整抽汽的汽輪机。这一类汽輪机的設計初压力是 90 絕對大气压，蒸汽的初温度是 500°。

汽輪机前端的十个叶輪 1 和軸 2 鍛成一个整体，其后的七个叶輪 3 是在热状态下套裝在軸上的。在每个叶輪的边緣上裝有动叶片 4，第一級的叶輪上的叶片是裝成双列的。各叶輪被他們中間的靜止的隔板分隔开，在隔板上裝有噴嘴。第一級的噴嘴裝在特殊的焊起來的連接管上，每个連接管和一个調速汽門連接。汽輪机有四个調速汽門 5，其中兩個裝在外壳盖上，两个裝在汽輪机旁边。当負荷減小时，調速汽門就依次关闭，从而关断進入各噴嘴組的蒸汽。这样，第一級是在進汽度变动着的情况下工作的，所以被称为調整級。上述控制蒸汽進入汽輪机的方法称为噴嘴調節法。汽輪机所有以后的各級都是全面進汽的。

汽輪机的軸支承在兩個軸承上，而前端軸承 6 是推力-支承混合式軸。在軸穿过汽輪机本体的地方裝有軸封，这叫做端軸封，它是做成迷宫式的。前端的軸封用來防止从汽輪机內漏

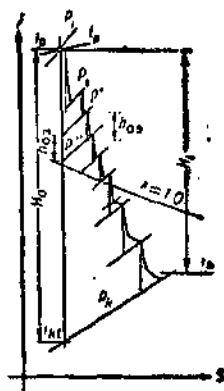


圖 7 在 $s-i$ 圖中表示多級汽輪机热力过程圖

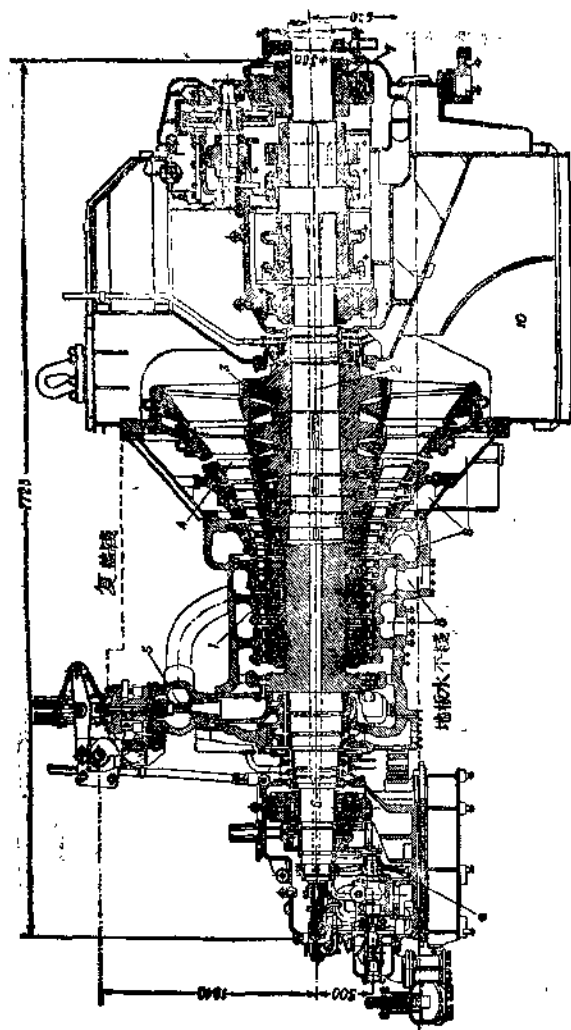


圖 8. 列寧格勒斯大林金屬工廠製造的，容量為 50 000 瓩、轉速為 3000 轉/分的蒸汽式汽輪機

出蒸汽，~~防止空氣漏入汽輪機~~來防止空氣竄入汽輪機的排汽管和凝汽器中。~~防止空氣漏入汽輪機~~我們就把低壓蒸汽導入後端的軸封內。在汽輪機軸經隔板中央圓孔穿過隔板的地方也裝有軸封，以減少沿着軸從一級漏入另一級的蒸汽。汽輪機的排汽管10和表面凝汽器連接，在凝汽器內，用冷卻蒸汽和抽出空氣的方法，以維持低於大氣壓力的壓力。凝汽器內的壓力通常是0.03—0.06絕對大氣壓。汽輪機本體上有蒸汽從中間級8內被抽出，抽出的蒸汽是用在把給水再生加熱上。汽輪機軸的右端直接和發電機的軸連接，發電機軸的另一個軸承7是裝在汽輪機的排汽管上。

在大容量的汽輪機上還規定了應該裝設盤車設備，用了這種設備可以把不在運行的汽輪機的軸慢慢地轉動。為了保證汽輪機停止後，汽輪機軸能夠均衡地冷卻，這種盤車設備是必需的，因為靜止的軸的冷卻是不均衡的，由此便會發生彎曲。盤車設備由電動機及和電動機連接的齒輪傳動裝置組成。這個傳動裝置可以和裝在發電機轉子軸端的靠背輪上的齒輪連接在一起。盤車設備的電動機開動後，汽輪機軸就會作緩慢的(4—6轉/分)的迴轉。汽輪機起動前和在正常運行的時候，盤車設備是和裝在汽輪機與發電機中間的靠背輪上的齒輪脫離的。

在汽輪機軸的前端裝有齒輪，它轉動和螺旋油泵連接的軸9，從而把油供給透平的調速系統及供軸承潤滑之用。油泵的軸，利用蝸母輪傳動裝置，又帶動了离心調速器的橫裝的軸。

汽輪機的軸承內有大量的熱發生的，為了使軸承的溫度不超過容許的限度(60°)，必須把發出的熱量導出。循環潤滑可以保證把熱從軸承導出，受了熱的油經過冷卻以後又重新被用於潤滑。