

蘇聯機器製造百科全書

第十二卷

第七章 水 力 透 平

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

蘇聯機器製造百科全書

第十二卷

第七章 水力透平

夏包夫等著



機械工業出版社

1955

出版者的話

蘇聯機器製造百科全書第十二卷是一部機械設計的參考書。

全卷共分四大部分：第一部分（第一至六章）是農業機械，內容包括各種耕耘機、播種機、收穫機、刈草機、飼料準備機等；第二部分（第七至九章）是液力機械，內容包括水力透平、泵和液體傳動機構；第三部分（第十至十二章）是壓縮機，內容包括活塞式、迴轉活塞式和離心式氣體壓縮機；第四部分（第十三至十六章）為冷凍機械，內容包括各種冷凍機的工作過程、冷凍劑和傳熱劑、冷凍機各部分以及組合冷凍機等。

本卷詳細論述了這些機器工作過程的理論、設計和計算方法，並包括極有價值的先進的技術參考數據和資料。這些都是蘇聯歷年社會主義工業對這方面產品設計的總結性資料。

現在我國正在逐步實現社會主義工業化和農業的社會主義改造，改造農業所必需的各種農業機械和一般工業用的通用機械的設計是一項很重要的任務。這卷書可以幫助我們解決許多實際問題。為了適應目前各方面的急需，先分冊出版。

本冊是原書的第七章。敘述水力透平的工作過程，選擇和設計透平的方法，同時還附有很多特性曲線和數據。最後，還詳細地研究了用洩水管提高透平效率，以及保證透平在啞蝕方面的安全工作問題。可供水力透平設計和製造人員以及水電站工作人員的參考。

蘇聯 ‘Машиностроение энциклопедический справочник’ (Машгиз
1948 年第一版) 一書第十二卷第七章 (Н. М. Шапов, В. С. Квятковский,
Л. А. Симонов, В. А. Тиме 著)

編者：蘇聯機器製造百科全書編輯委員會 譯者：俞炳元

書號 0641

1955 年 2 月第一版 1955 年 2 月第一版第一次印刷

787×1092¹/₁₆ 142 千字 5³/₈ 甲張 0,001— 3,650 冊

機械工業出版社(北京歷甲廠 17 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證出字第 008 號

定價 8,000 元(18)

9,500 元

目次

第七章 水力透平

概論.....夏包夫 (Н. М. Шапов)		主要部件的計算.....	
一般概念及定義.....1		克弗亞特可夫斯基 (В.С.Квятковский) 37	
工作過程.....5		轉子的結構計算.....37	
一般特性曲線圖.....7		導水機構的結構計算.....38	
單元特性曲線圖.....11		軸承的計算.....41	
蝕蝕特性曲線圖.....12		渦殼的計算.....44	
透平的標準品種.....12		洩水管的計算.....47	
各式透平的應用範圍.....14		速率調整.....金密 (В.А.Тиме) 52	
結構型式.....		概述.....52	
.....克弗亞特可夫斯基 (В.С.Квятковский) 15		調速機構的示意圖式.....53	
低水頭透平.....19		調速器的型式及構造.....53	
中水頭透平.....20		計算調速器主要機構用的構造特性及基本原理.....61	
高水頭透平.....29		調速系統動力特性的研究.....66	
轉子及導水機構的水力設計.....		速率調整率的保證.....68	
.....西蒙諾夫 (Л.А.Симонов) 31		發電設備的並列運行.....72	
法蘭西斯式透平.....31		調速器的裝置和運轉.....73	
旋槳式透平.....33		參考文獻.....77	
拍利登式透平.....36		中俄名詞對照表.....77	

第七章 水力透平

概 論

一般概念及定義

水力原動機是將流水中所含的能(位能、壓力能、動能)藉原動機的主軸或轉輪轉變為機械能的機器。僅僅利用水的壓力能(水壓機或液體壓力缸)或主要是利用位能(水輪)的原動機,與同時利用壓力能和動能的機器(像水力透平)比較,其重要性要差得多。水力透平的轉動,是由於水流經過轉子而有動量矩的變化;或者,從另外一個角度去看,是由於水流經過轉子而有環流的變化,因而在其主軸上產生扭力矩。

透平的主要工作部分(如圖 34)有固定的導水機構,水流經過時,可使它的速度有一定的數值及方向;還有轉動的轉子,可使水流的動量矩減少,並藉它而使水流中所含的能量傳到主軸;同時在導水機構中被旋轉的水流,就在轉子中旋轉,即它的環流被減少了。

導水機構除有上述的作用外,一般還要起着調整透平負荷的作用。當被產生的出力(功率) N 仟瓦(或馬力)有變化時,導水機構即起作用,即使經過它的流量 Q (公尺³/秒)起變化,以改變或保持透平主軸的正常轉速 n 。

按照水流經過轉子的方向,可將透平區分為下列各種型式。

在軸流式透平中[旋槳式,拍利登式(Пельтон),卡布蘭式(Каплан),若范式(Жонваль),熱拉爾式(Жирар),圖 1, V],一般的說,水流與轉子的主軸有一定不變的距離。在向內徑流式透平中(圖 1, II),水流是沿轉子直徑向主軸流入的。在向外徑流式透平[伏耳聶依羅式(Фурнейрон),施瓦克魯格式(Швам-круг),圖 1, I]中,水流是沿轉子直徑從主軸向外流出的。在混合流式透平[法蘭西斯式(Френсис),圖 1, III]中,水流的方向是不一致的,一部分水流是自向內徑流而轉到軸流,另一部分則逐漸轉

到離心向外徑流。在向內向外徑流(向心,離心)式透平[巴琪式(Банки),圖 1, IV]中,水流接近轉子軸心時是向內徑流,而後,離開主軸則向外徑流,穿過水輪。

按照水力透平的工作過程,可分為二類:主動式或衝擊式(射水不帶壓力能),和反應式(射水仍帶有壓力能)。在第一類透平中,水進入轉子時,僅含有動能,而在第二類透平中,水進入轉子時所含的能量,一部分是動能,另一部分則為壓力能。主動式和反應式水力透平是一般常用的,但按其本質來說,是不正確的,因為這兩種透平,同樣的都是由於水在水容器中的反應力而動作的。

每一類透平以它的轉子及導水機構的特徵形式而區分為各種型式。最通用的水力透平是法蘭西斯式,旋槳式和卡布蘭式,其導水機構均為芬加式(Финка),而拍利登式透平,則以射針在噴嘴內移動而調節其水量。

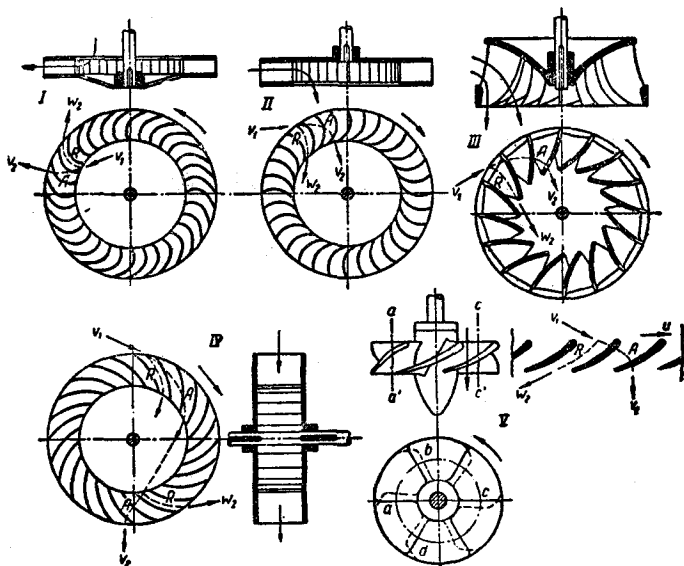


圖 1 透平轉子型式:

I—向外徑流式; II—向內徑流式; III—混合流式(法蘭西斯式); IV—向內向外徑流式(巴琪式); V—軸流式(旋槳式); A—水流流通的絕對道路; R—相對道路。

芬加式導水機構(圖34)是由在轉子外邊的圓周上,分佈的一周的導水瓣組成。當調節時,所有導水瓣同時在其固定的幾何軸心線上旋轉同樣的一定角度,這些導水瓣軸心線沿圓柱形構成線佈置,也有成為圓錐形的,但是比較稀少。

拍利登式透平的射針噴嘴(圖55)是圓斷面錐形的噴嘴,在其孔中用錐形射針進行調節。

法蘭西斯式透平(圖32)通常稱為混合流反應式透平。有時特高比速的法蘭西斯式透平,其轉子葉片的進水邊緣,逐漸向外移開成為圓錐形者(與圓柱形者大不相同),則稱為對角流式透平。

如在渦殼內的反應式透平沒有芬加式導水機構,則可於渦殼內某處裝置一個轉動舌瓣以調節全部水量;屬於這種調節的為烈以非西捷式(Рейфенштейн)和克弗亞特可夫斯基式(Квятковский)機構(圖65和66)。

軸流反應式透平,其轉子上的葉瓣數目不多,並固定於軸殼部上,則稱為旋漿式透平(圖39)。

同樣的透平,但它的葉瓣不固定在轉子的殼部上,能夠沿着葉瓣的幾何軸心線轉動(葉瓣軸心線對主軸殼來說是固定的),並且所有的葉瓣能夠在同一時候轉動同一的角度,則稱為卡布蘭式透平(圖24)。

如卡布蘭式透平轉子的葉瓣在工作時不是自動的轉動,而在停機時需要用人工調節轉動的,則稱為半卡布蘭式透平。

如卡布蘭式透平的導水瓣是固定而不能轉動的,則稱為湯姆式(Томанн)透平(不常採用)。

拍利登式透平(圖22,簡圖10)是主動式透平的一種,其轉子的外緣,裝有水斗,當噴嘴射出的水進入時,便分成兩半向外邊離去。

久耳國式(Тюрго)透平,當不充分掌握它的特性的時候,稱為主動軸流式透平,它的進水機構和拍利登式透平的噴嘴一樣。

巴琪主動式透平,在容量很小時,製造起來很為簡單,但有很多的缺點,所以很少採用。

透平的性能是由下列四個因素決定的:透平所承受到因而能工作的——水頭 H (公尺);經過透平的流量 Q (公尺³/秒)(或它所產生的出力 N);效率 η 和所產生的轉速 n (轉/分)。

圖2是表示反應式,帶肘形洩水管、豎軸水力透平的水頭分佈狀況。反應式透平的工作水頭 H ,是一公斤的水流當進入透平進水殼時與排水道開始時的能量差數(公尺),也就是

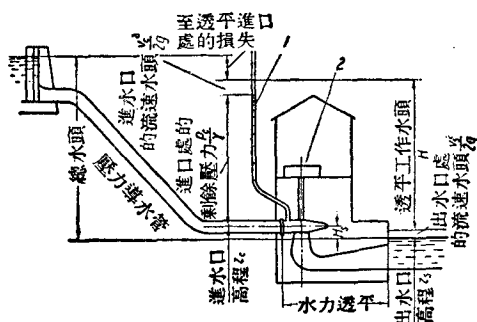


圖2 透平水頭分佈圖:

1—測壓計; 2—發電機。

$$H = z_c - z_s + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2 - v_s^2}{2g},$$

式中 z_c 和 z_s 是表示進水殼及洩水道的高程, v_c 和 v_s 是表示水流在進水殼及洩水道中的速度, p_c 是表示水流進入進水殼後仍帶有之水壓力, γ 為流體之比重(水為 1000 公斤/公尺³)。

流量 Q (公尺³/秒),下降高度為 H ,具有 $Q\gamma H$ 公斤公尺/秒的功率,但由於透平內部之損耗,一部分能力消耗成為熱量而消失,故在透平主軸上,所能產生的功率,僅為

$$N = Q\gamma H\eta \text{ 公斤公尺/秒} = \frac{Q\gamma H\eta}{102} \text{ 仟瓦} \\ = \frac{Q\gamma H\eta}{75} \text{ 馬力} \quad (1)$$

主動式透平,其水頭為 H 時, $v_s = 0$,至於 z_s 則採用從轉子水斗或葉瓣退水處之高程為準。

式中, η 是透平全效率,它可以分成下列各部分:機械效率 η_m ,包括機械損失。如軸承、軟墊襯的摩擦損失,以及轉子邊緣與水或風摩擦之損失等;水力效率 η_h ,包括水經過進水殼、導水機構、轉子(反應式)及洩水管之損失,以及出水之損失(出水所含的動能)等;容量效率 η_v ,包括出水中有一部分水流不經過轉子內而經過轉子周緣者。因此:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_v. \quad (2)$$

透平內流量的變化,以及因而使它的出力的變化自最大降到零,是用調速機構來調節的(芬加式導水機構中的導水瓣,卡布蘭式和烈以非西捷式透平中的葉瓣,以及拍利登式透平噴嘴內射針的移動等)。用這些機構,可變更或保持透平的正常轉速。

所謂透平的開度就是指改變它的流量的機構位置;芬加式導水機構的開度,是以導水瓣間的距離來測定(直線距離 α_0 或最大角 α 的百分數),拍利登式的噴嘴則以射針自全閉時的移動行程而確定。卡布蘭式透平出水的多少,則與導水瓣總開度 α ,及轉子葉瓣轉動

的角度 φ 有關(這種總開度可稱為充滿度)。

所謂透平方式就是它的工作過程方式(用它改變能量的方法)。外表表現為透平的開度(或充滿),和它的轉速 n 與水頭 H 的配合;自內部本質來看,則為透平內每一點水流流速方向的保持不變,及各點間水速相互關係的保持不變,也就是保持 $Q/\sqrt{H}$ 及 $n/\sqrt{H}$ 的不變。在不同的水頭而在相同的關係下,透平效率數值的變化不大。這種情況表現在:最優效率為 $\eta_0 = \eta_{\max}$, 正常的最大值(當最優轉速 $n = n_0$, 及當 $\alpha_0 = \alpha_{0\max}$ 時)是 $Q_{0l} = Q_{\max}$, 及 $N_{0l} = N_{\max}$; 空載運轉時 $n_v = n_{\max}$; 擊動時 $n_b = 0$, 而那時透平所產生的力矩為 $M_b = M_{\max}$ 。

不同尺寸的透平,但流水經過的各部分幾何地相似,可列入同一類型內。所有它們的類型尺寸構成一種類型。在一種類型內,透平尺寸以其特別直徑 D 決定之。法蘭西斯式及巴琪式透平則以轉子進水邊緣之最大直徑為準,旋槳式及卡布蘭式透平,則以轉子葉瓣外殼的最大直徑為準。至於拍利登式及久耳國式透平,則以透平中心線至噴嘴中心線間的距離的二倍為準。

按照透平轉子直徑的大小,可將透平區分為大型(法蘭西斯式 $D > 1.2$ 至 6.6 公尺,卡布蘭式到 9.0 公尺),中型($D = 0.5 \sim 1.2$ 公尺),及小型($D < 0.5$ 公尺)三類。

同一類型的透平,在同一情況下及其效率相差不多時工作,如應用由歐依列爾(Эйлер)方程式(13)而來的富盧特(Фруд)公式:

$$\frac{Q_b}{Q_a} = \left(\frac{D_b}{D_a}\right)^2 \sqrt{\frac{H_b}{H_a}}; \quad (3)$$

$$\frac{n_b}{n_a} = \left(\frac{D_a}{D_b}\right) \sqrt{\frac{H_b}{H_a}}; \quad (4)$$

$$\frac{N_b}{N_a} = \left(\frac{D_b}{D_a}\right)^2 \frac{H_b}{H_a} \sqrt{\frac{H_b}{H_a}}, \quad (5)$$

式中, Q_a, D_a, H_a, n_a 和 N_a 表示某一透平的數據,而 Q_b, D_b, H_b, n_b 和 N_b 則表示另一透平,在相似情況及不同水頭下的數據。

但在同一情況下,透平的效率隨其直徑而增大,大體可按下列姆基-馬洛索夫(Муди-Морозов)公式求得。

$$\eta_b = 1 - (1 - \eta_a) \sqrt[4]{\frac{D_a}{D_b}}. \quad (6)$$

式中, η_b 和 η_a 應當是指它們的水力效率 η_h 而言。但因為 η_m 接近於 1, 並且這個公式的準確性不高, 通常就可根據公式(6)來計算全效率 η , 此外, 也僅能將最佳效率 η_0 推算出來。其他情況下的效率, 則可按最佳

效率比例而求得。根據最近實際情況, 公式(6)中的四次根, 有時可以五次根代替之。姆基公式並不適用於拍利登式透平, 因為噴嘴與轉子間的射水, 尚有其他追加損失。

因直徑關係而影響及於透平的效率, 對於相似的透平可將公式(3)至(5)作如下的修正:

$$\frac{Q_b}{Q_a} = \left(\frac{D_b}{D_a}\right)^2 \left(\frac{H_b}{H_a}\right)^{1/2} \left(\frac{\eta_b}{\eta_a}\right)^{1/2};$$

$$\frac{n_b}{n_a} = \frac{D_a}{D_b} \left(\frac{H_b}{H_a}\right)^{1/2} \left(\frac{\eta_b}{\eta_a}\right)^{1/2};$$

$$\frac{N_b}{N_a} = \left(\frac{D_b}{D_a}\right)^2 \left(\frac{H_b}{H_a}\right)^{3/2} \left(\frac{\eta_b}{\eta_a}\right)^{3/2}.$$

在同一水頭 H 下, 所設計相同出力 N 的透平, 其轉速可能不同。這是由於它們的比速 n_s 不同的緣故, 透平的轉速就是根據這個關係(比速)而確定的。比速是表示在一公尺水頭下, 透平產生一馬力時的轉速, 它可由下式來表示:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N(\text{馬力})}{\sqrt{H}}} = \frac{7}{6} \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N(\text{仟瓦})}{\sqrt{H}}} \quad (7)$$

在採用英制的國家中, 計算 n_s 時所用的馬力, 是按一馬力等於 76.04 公斤公尺/秒而定的, 其水頭則以英尺計算, 故 $n_s = 4.45 n_s \text{ 英}$ 。

每一類型的透平, 有它一定的比速, 它的特性可用 N_{s0} 及 n_{s1} 表示。相似類型的透平轉速, 隨其直徑的增大, 則其數值亦略有變動, 可按公式(7)及(1)計算, 至於效率的增加按公式(6)計算。

在同一情況下, 可能根據不同的比速 n_{s1} (在一定的範圍內)去設計及製造透平。例如拍利登式透平的比速範圍是 3 至 26 (單射嘴), 最高可達 52 (四個射嘴)。巴琪式透平為 50~150, 法蘭西斯式為 70~350, 旋槳式及卡布蘭式透平為 300~1000。

在公式(3)和(4)中, 如水頭和直徑的數值, 均以一公尺代入之, 所得到的流量和轉速, 稱為單位流量和單位轉速, 並用 Q'_1 和 n'_1 表示。此種數字較之 n_s 更可正確地來表示透平的特性, 它們間的關係是:

$$n_s = 3.65 n'_1 \sqrt{\eta Q'_1}. \quad (8)$$

同一比速, 可能表示二種不同類型的透平; 在相同出力 N 情況下, 直徑較小的轉子, 其單位出水量 Q'_1 較大; 如單位轉速 n'_1 較大, 則其轉速 n 亦大。

關於透平的構造, 首先是按其主軸的豎置或臥置而區別為豎軸或臥軸透平; 其次, 反應式透平則再按其進水殼的構造及型式而有所區別。

進水殼有明槽式的，是指其中的自由水面僅受有大氣壓力(圖22, 簡圖1)；而封閉式的，是指進水殼中充滿了水而受有較大氣壓力為高的壓力。

進水殼外型按照螺旋形製成者，叫做螺旋形進水殼，封閉式螺旋形進水殼可叫做渦殼(圖22, 簡圖8)。封閉式進水殼的形狀有圓柱或圓錐形式者，叫做圓柱或圓錐式進水殼。圓柱形進水殼的進水方向沿透平主軸者，叫做前進水式(或額面進水式圖22, 5型)，它的進水方向與透平主軸相垂直者，叫做側進水式——輻射式。

封閉式螺旋形進水殼(渦殼)，按其結構情況，可分為用圓形金屬做成的(其沿徑截面，近於圓形，圖22, 8型)和用水泥構成的T狀型的(多角型的截面，圖22, 7型)。

透平根據其進水殼的型式，可稱之為明槽式、封閉式、渦殼式、圓柱式、前進水式、及側進水式(輻射式)等名稱。

拍利登式透平的型式，除按其主軸的佈置外，可按其主軸上裝置轉子的數目(一個或二個)及每一轉子射水噴嘴的數目(臥軸的普通有一個或二個噴嘴，圖22, 10型，豎軸的可有二個或四個，圖46)而區分。

如從反應式透平的洩水管的對面沿其主軸看，如轉子旋轉的方向為順時針，就叫做右旋轉透平；反之，則稱左旋轉透平。在一般情況下，都採用右旋轉透平；有時因要避免導水管的過度屈折，亦可採用左旋轉透平。拍利登式透平的旋轉方向，規定自驅動的方面看。

在反應式透平中，流水自轉子用洩水管排出，其出水口截面面積是比進水口為大(圖76)。洩水管的作用，是減少流水自轉子流出時所帶的動能，以便在轉子下面恢復一部分的壓力能而將透平的效率提高。為了安裝及修理方便起見，有時將轉子置於尾水位之上，這樣的裝置，仍可利用自進水位至轉子和轉子至尾水位間的全部水頭。

洩水管的形狀有下列數種：豎軸透平的洩水管有直管式(圖76, a)(圓錐形或鐘口形的)和彎管式的(由圓錐形的直管和截面逐漸增大的肘形彎管所組成，其出口處與進口處間的方向成90°，圖76, b)。臥軸透平的洩水管是採用肘形的(由洩水管及直立或斜的圓錐管所組成，圖76, c)。鐘形洩水管(圖76, d)是不再使用。臥軸透平裝置在深水裏的，則採用橫式直洩水管。

關於洩水管作用的效率，是以它所能恢復水頭的程度而決定(有時叫做洩水管效率)

$$\eta_d = \frac{\frac{v_3^2}{2g} - \frac{v_4^2}{2g} - h_{\zeta}}{\frac{v_3^2}{2g}} = \frac{\frac{p_{at}}{\gamma} - \frac{p_3}{\gamma} - z_3}{\frac{v_3^2}{2g}}, \quad (9)$$

式中 v_3 和 v_4 是指進入及離開洩水管時的水流速度； p_{at} 是大氣壓力； p_3 是洩水管進口處的絕對壓力； z_3 是洩水管進口處的高程； h_{ζ} 是洩水管中的水力損失。

錐形直洩水管的效率 η_d 等於或大於 0.8，彎形的則為 0.6~0.8，臥軸透平的肘形洩水管則為 0.4~0.6。

水流離開透平洩水管時的速度是 v_4 ，因之，有一部分相對的動能 $v_4^2/2gH$ 仍隨水流流出而損失。在慢比速透平中，此項損失可達 3%，在快比速透平中則更大。

水流經反應式透平各部分時所受到的壓力是不同的，在洩水管的進口處或葉瓣的背面(凸出處)，所受到的壓力為最小。作用於透平的水頭和透平的比速越高，則此最低壓力的數值越小。當壓力降低至水汽壓力時，水即蒸發為水汽，俟水汽移動到較高壓力處，水汽就突然凝結為水。這種現象叫做噎蝕(絕氣)現象，它會減低透平的 Q 、 η 、 N 並產生震動。當發生凝結時，所產生的頻繁局部提高壓力會使透平水汽消失處部件損壞——動搖和腐蝕。

在洩水管進口處的壓力，可以白耳努利(Бернулли)方程式表示之如下：

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_{at}}{\gamma} - z_3 - \left(\frac{v_3^2}{2g} - \frac{v_4^2}{2g} - h_{\zeta} \right), \quad (10)$$

式中 z_3 是靜力真空，括弧中的項目是動力真空。

為了避免在轉子下面產生噎蝕現象，則公式(10)

中的 $\frac{p_3}{\gamma}$ 必須 $\geq \frac{p_t}{\gamma}$ ， p_t 為在該水溫時的水汽壓力。水汽壓力以水柱(公尺)表示之，並因水溫而變化。

t°C	0	10	20	40	60	80	100
h_t 水柱(公尺)	0.06	0.12	0.24	0.75	2.03	4.83	10.33

相應的不等數值，可以使轉子產生更危險的噎蝕溝。將上式加以某些簡化，可得如下的湯姆(Том)公式，以規定允許的最大吸水高度：

$$H_s \leq 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma H. \quad (11)$$

H_s 假定為尾水位以上的高度；臥軸透平是指尾水位與透平中心線間的距離(準確的說，應自轉子最高的邊緣算起)；豎軸法蘭西斯式透平，是自導水機構的中心線至尾水位間的距離；豎軸旋槳式及卡布蘭式透平

則指轉子葉瓣中心面至尾水位間的距離； ∇ 是透平機的拔海高程； σH 是動力真空； σ 是噎蝕係數，它是根據試驗室試驗而得來的，每一型式轉子的噎蝕係數，列表表示。因為由試驗而得到的臨界噎蝕係數 σ_{cr} ，在那種試驗情況下，噎蝕早已開始；為安全起見，代入公式(10)中的實際應用的噎蝕係數 σ_{pr} 的數值，應當比較臨界係數高出 5~10%。同時利用已經裝置而運用情況很好的透平，按照下列公式來計算出它的噎蝕係數 σ ，與之比較，也可判斷透平的噎蝕安全程度：

$$\sigma = \frac{10 - \frac{\nabla}{900} - H_s}{H}, \quad (12)$$

σ_{cr} 是根據模型轉子而決定的。 σ 應當大於 σ_{cr} 。高度 H_s 可能大於 0 和小於 0。豎軸法蘭西斯式透平，一般地講， H_s 是在 1 至 2 公尺之間，大型卡布蘭式透平的 H_s ，往往是小些，例如，可以到 -2 公尺。大型臥軸透平的 H_s ，如小於 2.5~3 公尺，是不適宜的。

防止噎蝕現象，可採用下列諸方法：1) 透平的正确設計及製造(特別是，增加轉子葉片的數目及它的長度，可減少噎蝕的危險，但將減低它的效率)；2) 在高水頭時，採用較慢比速的透平；3) 減低 H_s ；4) 在噎蝕的情況下通空氣進入轉子葉片。噎蝕現象所引起的不良影響，最顯著的是透平部件的腐蝕，用機械強度較高的鋼(含有鉻、鎳、銅)或將部件的表面磨光，也可部分的預

防噎蝕現象的發生。

反應式透平轉子的進水處的水壓力總較出水處為高($p_1 > p_2$)，惟轉子進水邊緣處水流的相對速度，則較出水邊緣處者為小($w_1 < w_2$)。主動式透平的情況，則是 $p_1 = p_2$ 和 $w_1 \approx w_2$ 。它的轉子，應當裝置在較尾水位高的地方。裝置洩水管是可能的，但很複雜，所以多不加採用。因之，自轉子至尾水位間的一部分水頭是損失而不能利用了。惟當採用豎式軸的佈置，則此種損失，可大為減低。

拍利登式透平的射針及水斗後面凸出的莖上也會發生噎蝕現象，因為水流在那裏有很高的速度而產生着高度的真空。

工作過程

透平是藉其工作轉子減少流經該轉子的水的動量矩而工作的。水流進入轉子時的動量矩是

$$\frac{q\gamma}{g} v_1 \cos \alpha_1 R_1,$$

而流出轉子時為 $\frac{q\gamma}{g} v_2 \cos \alpha_2 R_2$ ，

式中 q 是經過轉子通路的流量， v_1 和 v_2 是水流進入和流出轉子時的絕對速度； R_1 和 R_2 是進水和出水處的半徑， α_1 和 α_2 是流水的絕對速度和轉子的圓周速度間的角度(圖 3)。此動量矩的方向如與轉子的轉動方向相同則為正數，如與之相反，則為負數。

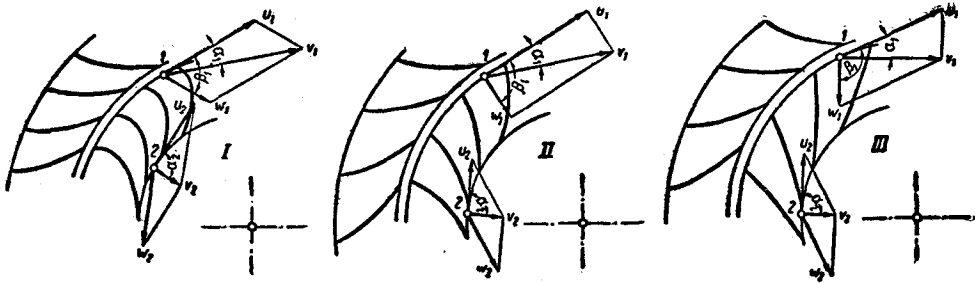


圖 3 水流通過向內徑流反應式透平：
I— $\beta_1 < 90^\circ$ ；II— $\beta_1 = 90^\circ$ ；III— $\beta_1 > 90^\circ$ 。

將環流 Γ 引入，動量矩可用下式表示：

$$\frac{q\gamma}{g} \frac{\Gamma R}{\pi 2R} = \frac{q\gamma \Gamma}{g 2\pi}.$$

傳給轉子的力矩

$$M = q\gamma \left(\frac{v_1 \cos \alpha_1 R_1 - v_2 \cos \alpha_2 R_2}{g} \right)$$

在平衡狀況下，是由透平主軸所受的有效及無用的應力來平衡的。

因為 $q = Q - Q_V$ ， Q_V 是轉子邊緣間流出因而損失的水量，故容量效率為 $\eta_V = \frac{Q - Q_V}{Q}$ ， $q = Q\eta_V$ 。

以角速度 $\omega = \frac{\pi n}{30}$ 乘 M ，便得水流經過轉子而產生的出力，再乘機械效率 η_m ，可得透平的有效出力

$$Q\gamma \left(\frac{v_1 \cos \alpha_1 R_1 - v_2 \cos \alpha_2 R_2}{g} \right) \eta_V \eta_m = Q\gamma H \eta_o$$

以 $\eta = \eta_v \eta_h \eta_m$ 代入，即得透平的基本方程式（歐依爾兩方程式）

$$\eta_h H = \frac{v_1 \cos \alpha_1 u_1 - v_2 \cos \alpha_2 u_2}{g} = \frac{\omega(\Gamma_1 - \Gamma_2)}{g 2\pi} \quad (13)$$

由方程式(13)可見，透平的工作過程僅僅是由進水及出水速度的關係和它們間的角度所確定的。進水與出水通路的中間部分（圖3），只要使水流速度的數值及方向的變化平穩，即可避免不必要的損失。

絕對速度 v_1 和 v_2 是要使相對速度 $w_1 = q/F_1$ 和 $w_2 = q/F_2$ (F_1 和 F_2 是相當於該速度的橫截面) 與圓周速度 $u_1 = \pi D_1 n / 60$ 和 $u_2 = \pi D_2 n / 60$ 在平行四邊形或三角形中有一定的適當的關係。圓周速度 u 的方向是與圓周相切，相對速度 w 的方向是按水流通路方向。葉片間水流流動的相對路徑是與葉片中間通路的形狀相適應，它流動的絕對路徑是按它的相對路徑和轉子的位移而決定；因之，它與 v_1 和 v_2 的方向是有關係的。

圓周速度和相對速度間角度 β_1 可能比直角小（圖3, I），可能相等（圖3, II），也可能大於直角（圖3, III）。出水角 α_2 大致接近於 90° （當 $\Gamma_2 \approx 0$ ）時有利。因為，在一定尺寸的轉子及一定數量的出水下，出水速度 v_2 ，也就是出水所含能量 $v_2^2/2g$ （動能）是可以達到最小值的。當 $\alpha_1 < 90^\circ$ 時， Γ_1 應當是大於0。要達到這樣的情況，可以把導水瓣斜置成一定的方向，如渦殼沒有導水瓣，則利用進水殼的形狀，也可在對稱的渦殼內用斜向的進水門使水流流入有一定的方向。

當 $\alpha_2 = 90^\circ$ ，並代入(13)式，即得

$$\eta_h H = \frac{v_1 \cos \alpha_1 u_1}{g} \quad (14)$$

在反應式透平中， $F_2 < F_1$ ，因之， $w_2 > w_1$ 和 $p_1 > p_2$ （水流進入轉子時的壓力比離開轉子時為大），故水在轉子中流動時是帶有壓力的。

在主動式透平中，水斗間的地位很大。轉子是在空氣中旋轉， $w_2 = w_1$ ， $p_2 = p_1$ ，射水可能僅接觸水斗的一面。水流在轉子中流動是沒有壓力的。

自主動式透平的導水機構中射出的水是在大氣壓力中流通着，惟在反應式透平中流水是在壓力 p_1 下流通着的。因之，前者射出的水，其速度 v_0 比後者為高。自公式(13)中可看到，當同樣的 η_h 、 H 和 D ，主動式透平的 u_1 和 n 值，及 Q 與 n_s 值是小於反應式的。除此以外，主動式透平射出的水僅僅經過一個或幾個水斗，而反應式透平却是沿了整個轉子的周圍都是有水的，因之，就增加了 Q 、 N 和 n_s 。

主動式透平的調節是將噴嘴的開口減小，在同樣

的射出速度下，透平的流量，也就是出力，因之而減少了。

在反應式透平內有壓力的水流中，芬加式導水瓣間的間隙略有縮小，但不改變水流的方向時，可能會使透平的出水發生變化，但此變化並不由於導水瓣間的截面的變化，而僅由於摩擦力增加的緣故。

但導水瓣的轉動，不僅使導水瓣的出水截面減小，並使開口 α_0 亦隨之而減小。因之，在同一個轉子情況下，環流 Γ_0 和 F_1 就隨之而增大；當此接近轉子的環流增大時，則流水通過轉子的可能性就減小，因之，就會減少轉子的出水，也就減少了轉子所產生的出力。

快比速透平的出水截面，在相對的出水情況下，比較慢比速透平的出水截面為小，所以前者出水所含的動能 $v_2^2/2gH$ 比後者為大，卡布蘭式透平的數字可能達到或超過 30%。

洩水管截面的增大，減低了出水所帶走的能量，由於後者的減低，可將動力真空 $\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_4^2}{2g} - h_t = \sigma H$ 增加靜止真空 H_s [方程式(9)和(10)]。但是即使有形狀很好的洩水管，也僅能在轉子出水斜度不太大的時候，即當 $\alpha_2 \approx 0$ ，才能使水力的損失 h_t 變得很小。當負荷 N 調節不大時，即自最佳的 Q_0 情況下去減少 Q 及增加環流 Γ_2 的絕對值，則 h_t 就會增加，因之就使 η_d 和 η 降低。這種特徵，在高比速透平中表現得很明顯，特別是旋槳式透平在負荷降低時，會大大的減低效率。

卡布蘭式透平則不然，當導水瓣轉動時，轉子的葉瓣亦隨之而轉動，而得到相應的新的 Q ，使 α_0 仍可接

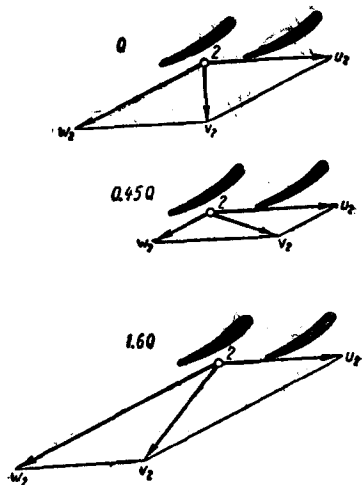


圖4 旋槳式透平出水口水流速度。

近於 90° 和 $\Gamma_2=0$ (圖 4 及 5)。這樣,在低負荷時,卡布蘭式透平的性能較之旋槳式者大大的改善。

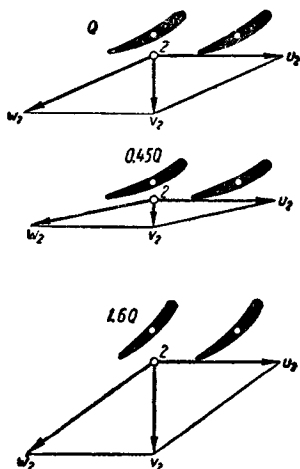


圖 5 卡布蘭式透平出水口水流速度。

圖 75 所示的是卡布蘭式透平的能量平衡情況圖。它指出,從反應式透平的效率較最佳效率略有偏差而降低時,主要是由於洩水管內損失增加所致,因之,洩水管對於透平的經濟使用,起着很大的作用。

圖 6 是連續的表示着反應式透平沿水流經路的能量自壓力能變為速能及反變為壓力能和轉變為有效能量(轉子所吸收)及損失的情況(用於水頭 96 公尺的透平, $n_s=156$, $\eta_0=0.93$)。V 是速度係數的符號等於

$$\frac{V}{\sqrt{2gH}}$$

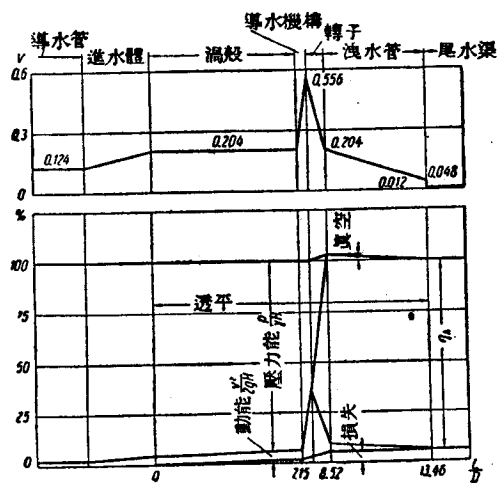


圖 6 反應式透平($n_s=156$, $D=4.95$ 公尺, $H=96$ 公尺, $n=120$, $N=150000$ 馬力, $\eta=93\%$) 中的能量連續變化。

一般特性曲線圖

用理論的計算,來預先決定透平的工作情況,尤其與最佳情況有所差異時的工作情況,僅在極小範圍內有可能。而與最佳情況不同者,可能因所承受的水頭不同,所具有的開口不同,以及轉速的不同,而其性能有所區別。這種數據可預先決定透平所需的流量、效率及其出力。同時,為了計劃水力設備需用的水量和水能的經濟使用起見,必須預先確定透平的這些數字。這些預先決定的數字,主要是根據在試驗室中試驗模型轉子所得的結果而推算得來的,所以被推算出來的透平的實際情況和模型透平是相似的,惟尺寸大小不同而已。自模型透平的參數,可按富盧特和姆基公式(3)~(5)和(6),推算到實際製造的透平的數字。

試驗所得的結果,不列表表示,因應用時不甚方便,而以特性曲線圖表示之。在蘇聯,被採用的主要特性曲線如圖 7。這種結果是按下述方法得來的:試驗是在試驗室中所用的水頭和某種制動負荷下進行,把透平的導水瓣開一定的開口,它所產生的機械能是由測功器所吸收。根據轉速、流量和出力以計算效率。以負荷的變化來改變轉速,並重複的進行測定。然後,順序的變更導水瓣間的開口,按每種情況,再度幾次的變更轉速。所得的數字,除效率外,均按照富盧特公式以 $H=1$ 公尺, $D=1$ 公尺換算之。在以 Q'_1 和 n'_1 為座標的圖中,劃入由試驗所測的一系列的點,每點均有其一定數值的效率。將相等效率的點連結成爲一曲線,叫做等效率曲線。按照願望,也可繪製一系列的等開口線及等比速線。

如果爲一水電站,在規定轉速之下,選擇一規定型式及直徑的透平,那末,按照它的特性,可選用同一類型的模型透平,以確定實際選用透平的特性。其法如下:水電站的經濟用水計劃要考慮到水頭及流量的可能結合情況及其延續情形,透平的轉速和它的每個流量要按富盧特公式以 $H=1$ 公尺及 $D=1$ 公尺根據實際的水頭和直徑換算之。在特性曲線上,自己知的 Q'_1 和 n'_1 ,得到一點,它是代表着模型轉子的效率 η_m ,然後按照姆基公式,從模型轉子直徑 D_m 換算爲實際 D ,再核算其實際效率。這樣得到的數值爲了有餘量,需要加以減小(例如,2%),然後再根據它去計算透平的出力 N (千瓦)。再按照出力和延續時間,計算出總的發電量(千瓦小時)。如選用透平的進水殼及洩水管的形狀較之模型轉子的形狀爲差,則它的出水量及效率數值,需要再度的降低。

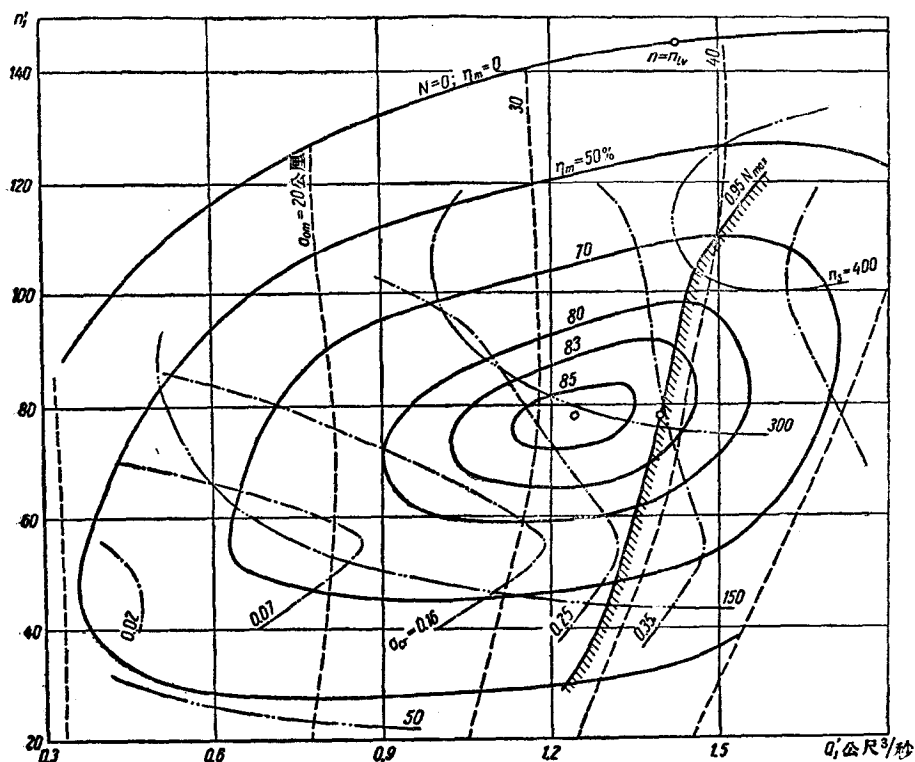


圖 7 法蘭西斯式透平, $\eta = f(Q'_1, n'_1)$ ($\Phi 300$ -BM-27.6) 單位流量-單位轉速曲線圖:

$$n'_{01} = 78; Q'_{01} = 1.24; \eta_{om} = 85.3; \sigma_{ocr} = 0.28; Q'_{11} = 1.39; \eta_{lm} = 84.0; \sigma_{lcr} = 0.34.$$

如果,在一定數值的水頭及出水情況下,來選擇透平的型式,那末,它的直徑和最優的轉速可這樣的加以確定:在特性曲線上,找到最適合於透平運轉的一點(例如,最優的情況或具有較高的轉速及較大的開口)。

將已知水量 Q_b 及模型透平的水量 Q_a 代入公式(3);設 H_a 和 D_a 等於 1,則 D_b 就可加以確定。然後自公式(4),求得 n_b 。這二個數值可按透平的標準直徑和發電機的轉速(如透平與發電機直接連接)取得一致。

在圖 7 上看到有等效率線及由二個變數相互有關的其他數值的特性曲線,叫做一般特性曲線圖,或水力曲線圖。這種曲線圖按照其座標,可叫做流量轉速圖,以符號 $\eta, \alpha, n_s = f(Q'_1, n'_1)$ 表示。

在水力曲線上,可能畫出等出力線 N'_1 。它表示:在任何轉速情況之下,增加導水瓣的開口(和出水)會使出力增高,但僅能達到一定的最大值,超過此數值,即使開口加大,出力反為減小。這樣的來運用透平,即超過了最大出力的開口,是毫無意義的。除此以外,接近最高負荷時,自動調速器的運轉是不穩定的。因之,在法蘭西斯式透平的水力曲線圖上,一般繪有出力極限

曲線,它並不根據 N_{max} , 而是按照 $0.95 N_{max}$ (圖 7) 來繪出的;在卡布蘭式透平的這樣曲線,是繪最大 Q 的。

在圖 7 上的特性曲線,是關於法蘭西斯式透平的;它表示:自最好的情況而有任何變化時,效率總是下降的(無論開口及出水或轉速)。

旋槳式透平具有多少不同特性的水力曲線圖;當較最佳的狀況有偏差時,特別是流量有變化時,透平的效率下降得很快。轉子的葉瓣按另外角度 φ 裝置在轆上時,也就產生另外的水力曲線(圖 8)。由此可知,旋槳式透平僅能在一定出水的情況下(適當的水頭),才能運用得很好,其出力的調整也是不好的。但是為了使透平隨着水頭的各種季節變化,僅需將轉子轆部的葉瓣的角度 φ 加以變更即可,這種變換對小型旋槳式透平來講,比法蘭西斯式複雜轉子的調換要簡單得多。

為了繪製卡布蘭式透平特性曲線,把旋槳式透平的葉瓣擺在各種不同角度 φ 下進行試驗,而將試驗結果繪成一系列的水力曲線圖。再自這些圖上,對每一種 Q'_1 和 n'_1 的組合,選擇一種最好的導水瓣開口 α_0 和葉瓣轉動角度 φ 的配合(指效率而言)。

卡布蘭式透平的水力曲線圖是由那些最好的點所組合起來的，因之除等開口線 a_0 外，還可求得等角線 φ (圖 9)。實際上，它的調速機構應有特殊的裝置 (組合機構)，使透平在每種具體情況下，都具有最好的 a_0 和 φ 的組合。

圖 10 是一種拍利登式透平的特性曲線。在這種曲線上，特別可以看到，出水是與轉速沒有關係的 (其他主動式透平也是這樣)。

水力曲線圖 $\eta = f(Q, n_1')$ 中，沒有很明顯的將水頭 H 的變化規定出來；然而，透平實際的作用，是與水頭 H 的變化有關。上面曾經指出，當水頭變化時，在水力曲線上，可以找出透平的工作情況。但是為了方便起見，可以利用富盧特公式，將 η 與 H 和 Q (或 N) 的關係，把曲線圖重新畫出 (變換等值線或圖上的點)。圖 11 表示用對數座標畫出的水頭—流量關係曲線圖 $\eta = f(H, Q)$ 。

在水电站的一定情況下選擇透平，必須比較擬議中的各種不同型式的透平，而這些透平具有各種不同的直徑和不同的轉速。在一定組合的 D 和 n

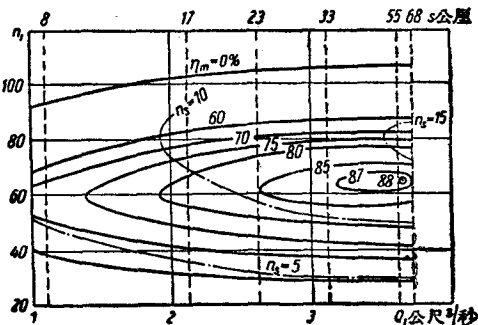


圖 10 拍利登式透平 (射嘴直徑 36.6 公厘，轉子直徑 600 公厘，化到 $H = 1$ 公尺) 的水力曲線圖。

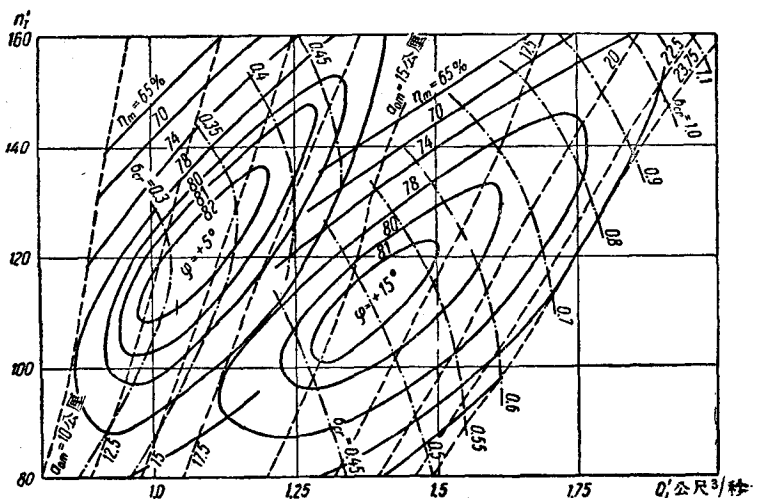


圖 8 旋槓式透平在各種轉角 φ 時的水力曲線圖 (IIpK-245-BM-28.9; 左面 $\varphi = +5^\circ$, 右面 $+15^\circ$)。

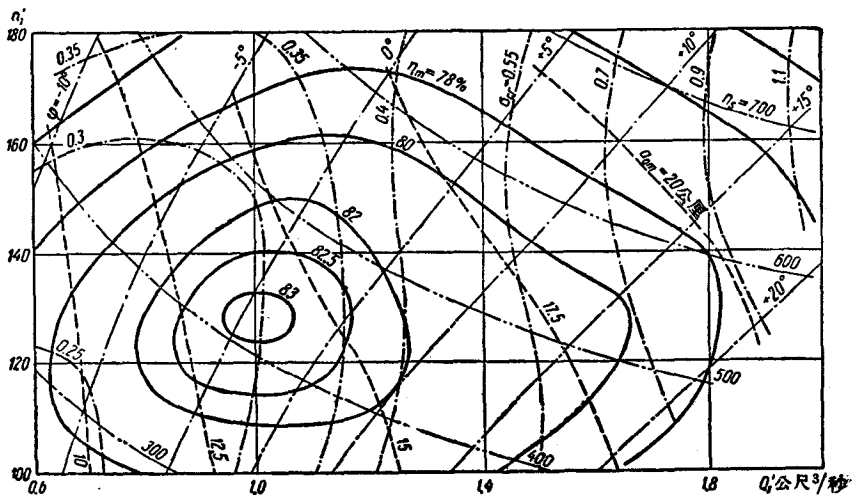


圖 9 卡布蘭式透平 (K-245-BM-28.9) 的水力曲線圖。

之下要去比較這些方案，必須每次去畫出新的水力曲線圖 $\eta = f(H, Q)$ 。為了避免這樣的不方便，可以一次的把它們的關係表示出來。要達到這個目地，曲線圖所採用的座標，不能是數字座標 $\eta = f(H, Q)$ ，而應是對數座標 $\eta = f(\lg H, \lg Q)$ (圖 11)。任何其它的組合，就不需變更水力曲線圖的形狀，而僅需將它們移到座標的其他方位去。

當透平運用時，把 $\eta = f(N, H)$ 關係繪成的水力曲線圖，使用起來很為方便，這種曲線圖，就叫做運用水力曲線圖，如圖 12 所示。

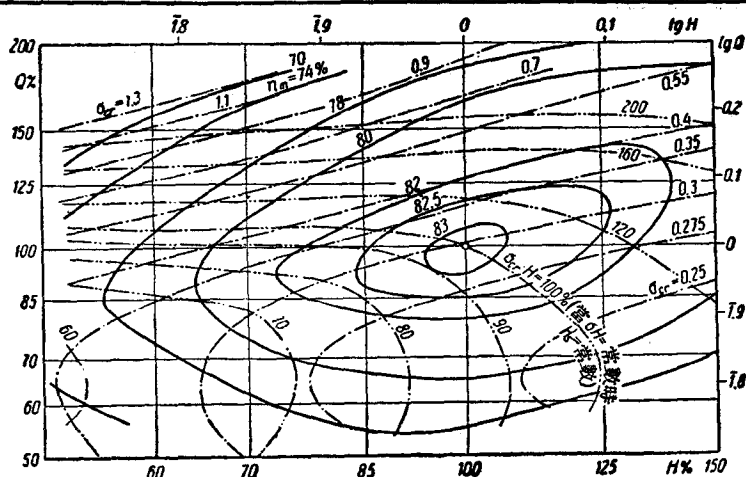


圖11 以對數座標 $\eta=f(\lg H, \lg Q)$ (K245-BM-28.9) 表示卡布蘭式透平的水頭-流量曲線圖。

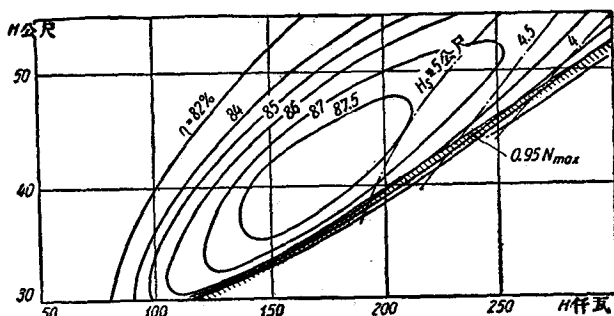


圖12 運用水力曲線圖 (Φ15-ΓM-50) $\eta=f(n_1 H)$ 。

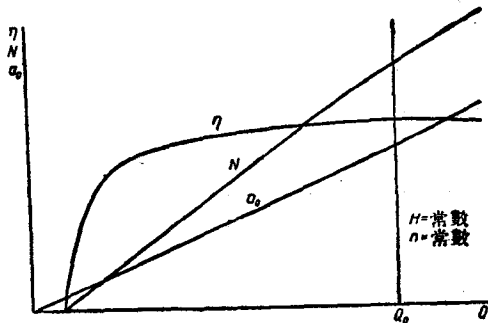


圖13 單元流量特性曲線圖 $\eta, N, a_0=f(Q)$ 。

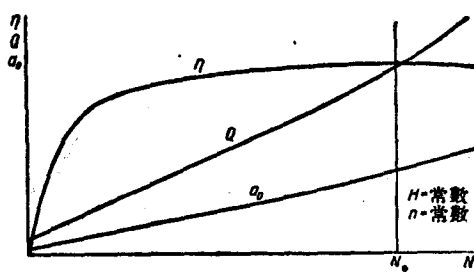


圖14 單元出力特性曲線圖 $\eta, Q, a_0=f(N)$ 。

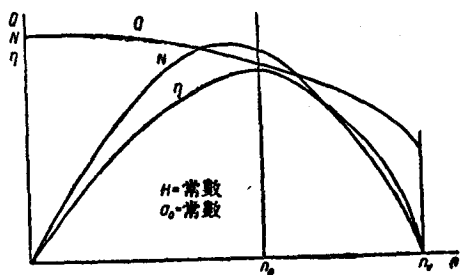


圖15 單元轉速特性曲線圖 $\eta, Q, N=f(n)$ 。

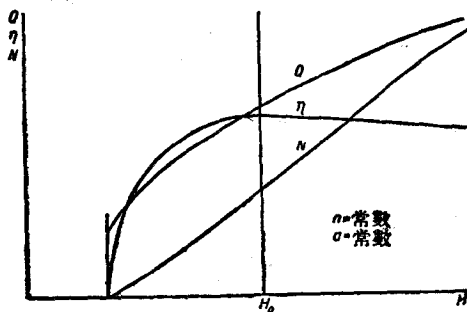


圖16 單元水頭特性曲線圖 $\eta, Q, N=f(H)$ 。

單元特性曲線圖

水力曲線圖是表示着根據兩個獨立值的一系列變值的關係，完全表示着透平的特性，但是不夠顯著。這種關係，最好是用單元特性曲線圖表示出來，在這種圖上，祇根據一個變值表示着一系列數值的關係。如在圖7上，截取任何 n =常數的一線，可以得到圖13的 η 、 α_0 、 n_s （而後可計算 N ）與出水 Q 的關係特性，再把它繪成 $\eta, Q=f(N)$ ，這種曲線圖叫做出力特性曲線圖（圖14）。

這二種曲線叫做運用特性曲線，因為透平多半是按照這些關係在工作着的。而這透平的負荷是在變化，水頭及轉速保持着不變。

從運用特性曲線上，確定了空載流量 Q_0 。這個流量，僅僅使透平在一定的轉速下運轉，而不產生任何的出力。

自水力曲線圖上採取一個 α 為常數的截面，可得轉速特性曲線圖 $\eta, Q, N=f(n)$ 〔（圖15）——適於慢比速透平〕。把不同 α_0 的曲線組成起來的特性圖，則叫做主要特性曲線圖，因為它是取自試驗室的原始紀錄，各種特性曲線圖都是根據它而作出的。在這種曲線圖上，可以很巧妙的得到二種情況：（1）飛逸情況——在最大開口 α_0 和可能的最高水頭 H 情況下的飛逸轉速 n_0 和（2）掣動情況——透平被掣動時，即 $n_0=0$ ，而空載流量 $Q_0>0$ 。

自水頭-流量曲線圖截面（圖11），從 α_0 =常數，可得到水頭單元特性曲線圖 $\eta, Q, N=f(H)$ （圖16）。在這圖上，出力曲線幾乎是一根直線，順便可以自該圖得到最小的空載水頭 H_0 ，在這種水頭下，透平不能產生出力。

單元特性曲線圖使我們很容易比較各種透平的特性；為了比較便於繪出這種比較曲線圖，所採取的座標，不用絕對數字，而用相對數字，就是把採用的一些特性數字，如最大的和最好的，都用百分比表示出來。像圖17，是比較各種透平的流量特性，當流量及負荷降低時，各種型式的透平，其效率的降低是不一致的。拍利登式透平降低得最少，卡布蘭式和湯姆式透平也是同樣的降得很少，法蘭西斯式透平，降低得多些，而旋槳式透平降低得最多。例如，自最大負荷降低一半，卡布蘭式透平的流量，可降低到全流量的45~50%，而旋

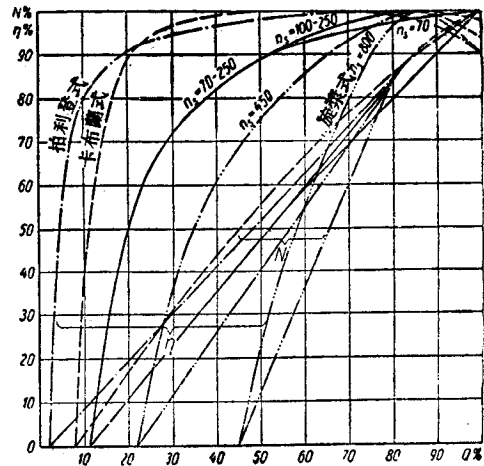


圖17 相對流量特性比較圖。

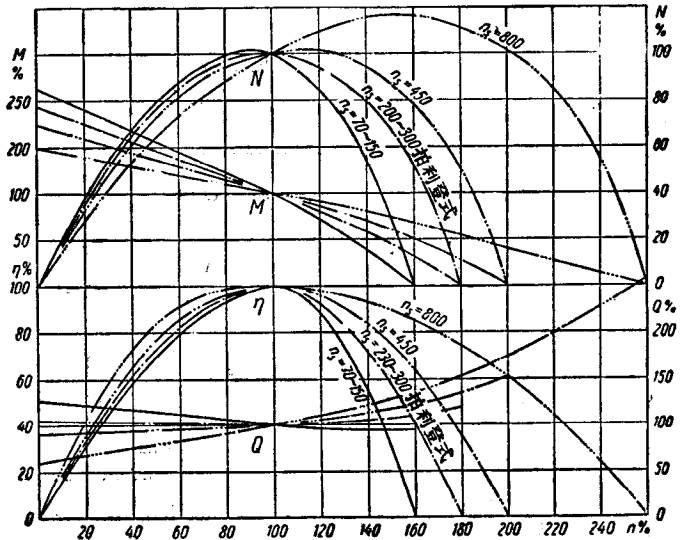


圖18 相對轉速特性比較圖。

槳式透平僅到65%。因之，當負荷有劇烈變化時，這種特性曲線圖，可以表示出各種型式透平的相對有利的地方。

圖18是轉速特性的比較，它指出各種型式透平的飛逸轉速是不同的，卡布蘭式及旋槳式透平的飛逸轉速是很高的（可達到正常轉速的260%），而慢比速法蘭西斯式透平的則較低（在160%左右）。當負荷消失及調速器失效時，透平可能達到這樣的飛逸轉速。因之，在設計與透平在同一軸上的發電機轉子時，其離心力的計算，應以飛逸轉速為根據，這大大地增加它的價格。

從圖18可以看到，當轉速較最佳轉速稍高時，高比速透平的出力是要增高的。這樣會使在速率增高時，

其出力亦為之增高，而將影響及於速率的調整；因為當負荷失去時，這種被增加的出力，很快的就會消失。當超速時，降低慢比速反應式透平的出水量，而高比速透平的出水量反而增加；主動式透平則不變。扭力矩 M 則因轉速降低而增大。

從比較水頭特性曲線圖可知，當水頭降低時（例如，洪水時尾水位上升），高比速透平出力的降低，較之慢比速的為慢，因此高比速透平維持出力較好。

每種型式的透平，有它自己個別的特性。雖然圖17~19所表示的特性是取自一定的型式及比速，但不是絕對的，因為圖上所採取的，是各種型式的一般典型特性而已。

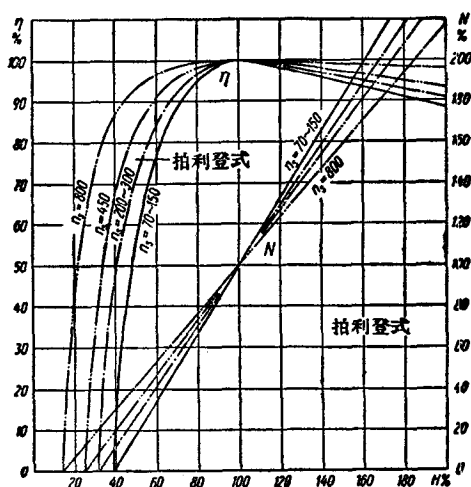


圖19 相對水頭特性比較圖。

蝕蝕特性曲線圖

臨界蝕蝕係數 σ_{cr} 在透平的各種條件下而有所不同，是根據試驗而確定的。透平在一定範圍內起動，維持 H_s 不變，當透平的效率沒有開始下降以前， H_s 增高，在這種情況下，由公式(10)所確定的蝕蝕係數（考慮到大氣壓力的正確數字，及在水溫 t° 時的水汽壓力），叫做臨界蝕蝕係數。在不同情況下的數字，可用等值線在水力曲線圖 $\sigma=f(Q'_1, n'_1)$ 表示出來，如同表示 η 一樣。圖7、8和9上是繪着法蘭西斯式、旋槳式和卡布蘭式的等 σ 線。

透平安裝的高程就是離開尾水位的距離 H_s ，應使之符合湯姆的不等式(10)。但透平的開口和尾水位的高程也時常發生變化。對於低水頭透平當洪水高漲時，針對尾水位的

升高而使水頭降低並將導水機構的導水瓣開口開大，就是說透平的運轉情況符合水力曲線圖7~9右上角的某些點子。在重要的場合中，應當按照 H 和 σ ，在透平運轉的各種可能情況下，去求出 H_s ，根據它和尾水位的高程，才去決定透平的最高容許安裝高程。為了避免蝕蝕現象的產生，透平的安裝高程，應當不高於上面所求得的最低高程。但是如最危險的蝕蝕情況是短時的，那末為了避免費用很大的挖深地基，可允許有不太大的蝕蝕現象的存在；但却要保證透平的震動安全而不大，而其腐蝕的情況是比較輕微的。在一年內腐蝕地方的鉚修，不能超過一次，並且在鉚修時，不將透平拆開。

為了初步計算透平安裝高程的方便起見，可採用選定型式的透平的臨界蝕蝕係數 σ_{cr} ，因為通常它是正常情況下的蝕蝕係數的最大值。

透平的標準品種

在蘇聯，標準品種確定了應製造的更好型式的透平品種，使能用最少的品種以滿足國民經濟的需要。

標準品種包括了反應式透平的法蘭西斯，卡布蘭和旋槳各種型式，適用於1.5到250公尺的水頭和到125,000千瓦的容量。

標準品種確定了下列的標準直徑，以公分為單位：30, 35, 42, 50, 59, 71, 84, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 275, 300, 330, 370, 410, 450, 500, 550, 600,

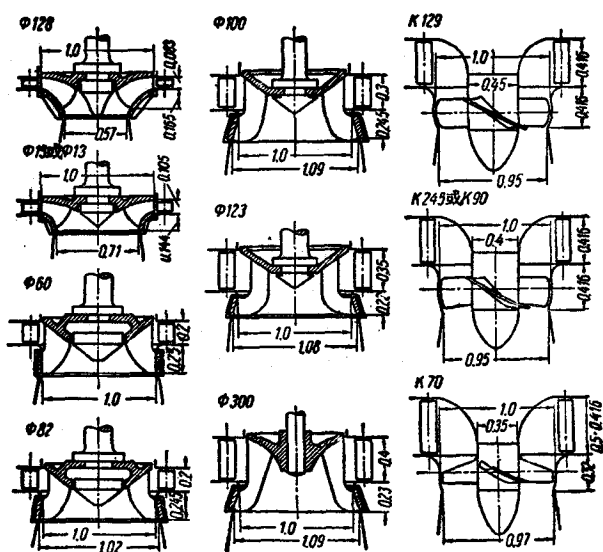


圖20 標準品種透平轉子的剖面圖。

表 1 標準反應式透平的工作參數

項 目	透 平 類 型 和 型 式 的 符 號															
	法 蘭 西 斯 式								卡 布 蘭 式				旋 槳 式			
	$\Phi 128$	$\Phi 15$	$\Phi 13$	$\Phi 60$	$\Phi 82$	$\Phi 100$	$\Phi 123$	$\Phi 300$	K129	K245	K90	K70	ПрК129	ПрК245	ПрК90	ПрК70
最高容許水頭 H_{max} (公尺)	250	170	85	120	100	70	45	25	30	22	18	7	25	22	18	7
轉子直徑極限 D_{min} 和 D_{max} (公分)	100 410	50 450	30 100	100 500	42 500	84 550	84 660	30 100	180 900	180 900	180 900	180 900	180 900	71 900	180 900	35 900
單位轉速 n'_1	60	61	59	61	66	65	77	79	135	135	146	171	133	133	140	166
單位最佳流量 Q'_{01} (公尺 ³ /秒)	0.148	0.297	0.307	0.52	0.74	0.92	1.1	1.24	0.98	1.0	1.3	1.44	1.0	0.96	1.32	1.46
在 $D = 1$ 公尺時, 最佳效率, η_0 (%)	85.1	88.7	89.8	89.8	88.7	88.7	89.8	88.7	87.5	87.5	87.5	87.5	87.5	87.5	87.5	87.5
單位最大流量, Q'_H (公尺 ³ /秒) ①	0.17	0.33	0.40	0.57	0.87	1.1	1.3	1.4	1.6~1.21	1.7~1.3	1.9~1.4	2.1~1.6	1.4~1.1	1.4~1.1	1.5~1.2	1.8~1.5
極限效率與最佳效率之比 $\eta_l:\eta_0$	0.97								0.95				0.97			
極限比速 n_{sl}	80	120	130	150	200	230	300	305	580	600	670	820	530	550	590	750
容許蝕蝕係數 σ_{HT} ($H_s \leq 10 - \frac{V}{900}$ — $\sigma_{HT}(H)$) ①	0.038	0.068	0.094	0.092	0.11	0.15	0.22	0.35	0.79 ~0.49	0.77 ~0.49	0.9~ 0.68	1.9~1.6 0.68	0.49 ~0.35	0.5~ 0.35	0.68 ~0.57	1.7~1.6
相對導水機構高度 $\beta = b \cdot D$	0.083	0.105	0.105	0.2	0.2	0.3	0.35	0.4	0.416	0.416	0.416	0.416	0.416	0.416	0.416	0.416
相對出水口直徑 $\Delta = D_2:D$	0.573	0.71	0.71	1.0	1.02	1.09	1.08	1.09	0.95	0.95	0.95	0.97	1.0	1.0	1.0	1.0
相對截部直徑 $\delta = d:D$	—	—	—	—	—	—	—	—	0.45	0.4	0.4	0.35	0.45	0.4	0.4	0.35
導水機構中心線以下, 轉子的相對深度 $\varepsilon = x:D$	—	—	—	—	—	—	—	—	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41

① 在項目中有二個數字者, 小者是指在高水頭情況下, 爲了避免噎蝕現象的產生而採用的透平, 其導水機構並不全開。