

离心式水泵的技术测定

楊兆彬 編 寫

中国工业出版社

73-64
YZB

离心式水泵的技术测定

楊兆彬 編 写

严 万 生 审 校



中国工业出版社

本书重点介绍了矿井离心式水泵的特性曲线（包括扬程、流量、轉数、功率和效率等基本参数）和管路特性曲线以及这些曲线的测定方法、测定的注意事项、测定结果的整理和特性曲线的繪制，水泵經濟运行的几种調节方法等。对离心式水泵的结构、原理仅作扼要的叙述。内容具体实用，可供煤矿和使用离心式水泵的部門在测定水泵性能时参考。

离心式水泵的技术测定

楊 兆 彬 編 写

严 万 生 审 校

•

煤炭工业部书刊編輯室編輯（北京东长安街煤炭工业部大楼）

中国工业出版社出版（北京修睦胡同10号）

北京市书刊出版业营业许可证出字第110号

中国工业出版社第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

•

开本 $787 \times 1092^{1/32}$ ·印张2·字数39,000

1965年6月北京第一版·1965年6月北京第一次印刷

印数0001—8,360·定价（科四）0.24元

•

統一书号：15165·3940（煤炭-279）

目 录

第一章 概論.....	1
§ 1-1 离心式水泵的基本原理与分类	1
§ 1-2 离心式水泵的特性曲线和管路特性曲线	6
§ 1-3 测定过程中的一般事项	19
第二章 水泵特性曲线的测定	21
§ 2-1 試驗用设备及仪表	21
§ 2-2 揚程的測定	29
§ 2-3 流量的測定	30
§ 2-4 轉数的測定	38
§ 2-5 功率測定和效率計算	39
第三章 管路特性曲线的测定	40
第四章 測定結果的整理和特性曲线的繪制	44
第五章 矿井排水設備經濟运行的几种調节方法	46
§ 5-1 水泵的正常工作区域	47
§ 5-2 水泵特性的調节	48
§ 5-3 管路特性曲线的調节	51
§ 5-4 其他有利于水泵經濟运行的几种方法	56

第一章 概 論

§ 1-1 离心式水泵的基本原理与分类

一、离心式水泵的结构和原理

离心式水泵的用途較广。在煤矿中主要是用来将矿井涌水由井下（低水平）排到井上（高水平），是矿井主要設備之一。其作用原理是利用工作机构—叶輪使吸入側和排出側产生压力差。图 1 是单級离心式水泵的簡图。有多个后傾叶片組成的叶輪 1，随泵軸 2 旋轉后，叶片迫使液体随叶輪旋轉，由于离心力作用，叶輪內的液体被甩向四周产生加速度，液体动能增加，液体的动能能在叶輪导向輪 3

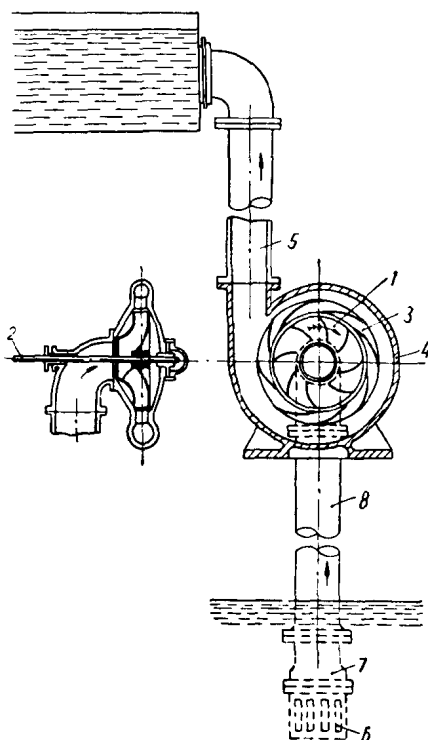


图 1 离心式水泵

和泵壳 4 中轉化为压能，压入排水管 5 中。与此同时吸入侧压力下降，形成低于大气压力的半真空状态，与作用在吸水面上的大气压力造成压差。这时吸水面的液体便由籠头孔 6 頂开底閥 7，經吸水管 8 被压入泵內。这样，叶輪不断的旋轉，液体也連續不断的被吸入和排出。

液体进入叶輪后，从叶輪获得能量，速度与压力都要增加。

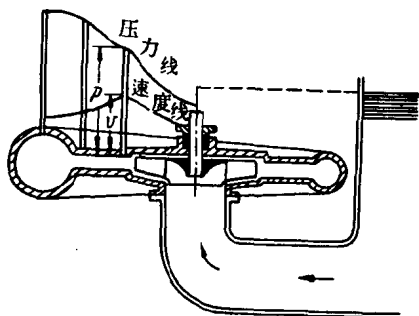


图 2 水进入叶輪后速度与压力变化图

与压力的变化見图 2。

离开叶輪后的液体，已具有相当大的速度，如果直接导入泵壳，势必产生冲击，使能量损失增大。因此，在具有高压力水泵的叶輪外，都設有导向装置，使高速度液流的大部分动能变为压能，速度与压力的变化見图 2。

二、离心式水泵的分类

1. 按揚程高低分类

- (1) 低压泵（揚程低于 20 米水柱）；
- (2) 中压泵（揚程为 20~160 米水柱）；
- (3) 高压泵（揚程高于 160 米，最高达 2000 米水柱）。

2. 按有无导向輪分类

(1) 无导向装置的螺壳式水泵。叶輪內的水直接流入螺旋式泵壳內，使动能逐渐变成压能，見图 3；

(2) 有导向装置的离心泵。从叶輪流出的水，經导向

輪后，一方面將動能變為壓能，同時又利用導向裝置改變了水流方向，使其沿徑向流出，見圖 4。

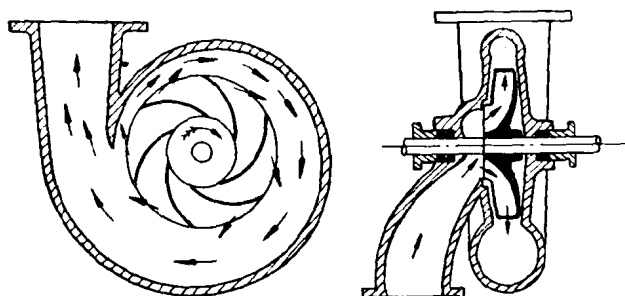


圖 3 螺殼式水泵

3. 按葉輪數目分類

(1) 單級泵。泵殼內僅有一個葉輪。這種泵揚程很低，一般不超過 50~70 米，見圖 3；

(2) 多級泵。泵殼內裝有 2 個以上葉輪，液體順次經過一系列葉輪以增加揚程。總揚程等於每個葉輪產生揚程的總和，見圖 5。

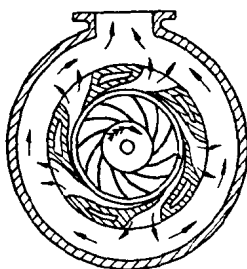


圖 4 有導向裝置水泵

4. 按葉輪進水方式分類

(1) 單吸式水泵，葉輪的一側有進水口，見圖 3 側面圖；

(2) 雙吸式水泵，葉輪的兩側都有進水口，其流量是單吸式水泵的兩倍，見圖 6。

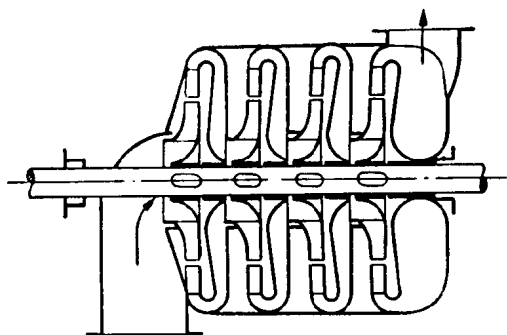


图 5 多級式水泵

5. 按比轉数分类

- (1) 低比轉数的泵；
- (2) 正常（中速）比轉数的泵；
- (3) 高比轉数的泵。

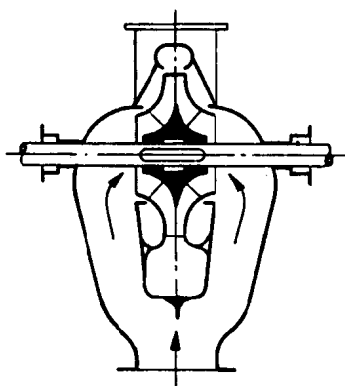


图 6 双吸式水泵

比轉数是确定水泵类型的特性系数之一。叶輪完全相似的一組水泵，轉数虽然不同，但比轉数是相同的，也就是它們的性能是相似的，在流量、揚程、轉数之間有一定的关系。在一組性能相似的水泵中，将一台水泵的叶輪縮小，并使其揚程为1米，流量为 $0.075 \text{ 米}^3/\text{秒}$ ，所

产生的有效功率是1馬力，这縮小叶輪的每分钟轉数，就是这一組水泵的比轉数，可用下列公式表示：

$$\text{单級单吸式水泵} \quad n_s = 3.65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1-1)$$

式中 n ——水泵的轉数 (轉/分);
 Q ——水泵的流量 (米³/秒);
 H ——水泵的揚程 (米)。

多級水泵每个叶輪的比轉数

$$n_s = 3.65 \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{Z}\right)^{3/4}} \quad (1-2)$$

式中 Z ——水泵級数。

$$\text{双吸式水泵} \quad n_s = 3.65 \frac{n\left(\frac{Q}{2}\right)^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1-3)$$

按照 n_s 的大小, 可以将水泵分成五种基本型式 (图 7)。

离心泵			混流泵	軸流泵
低速的	中速的	高速的		
				
$n_s = 50 \sim 100$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 3$	$n_s = 100 \sim 200$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_s = 200 \sim 300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8 \sim 1.6$	$n_s = 300 \sim 500$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2 \sim 1.1$	$n_s = 500 \sim 1200$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

图 7 各种水泵比轉数

§ 1-2 离心式水泵的特性曲线和管路特性曲线

一、水泵的理论特性曲线和实际特性曲线

离心式水泵的特性曲线是表示在一定转速下，水泵基本参数流量 Q 与扬程 H 、功率 N 、效率 η 间的关系曲线，见图8。其中流量 Q 与扬程 H 的关系曲线为水泵的主要特性曲线。

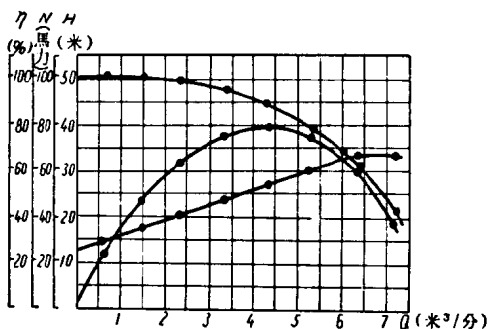


图8 离心式水泵特性曲线

由透平理论可知，欧拉方程式是离心式水泵的基本方程式：

$$H_{r\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (1-4)$$

式中 $H_{r\infty}$ ——水泵的理论扬程 (米)；
 u_2, u_1 ——液体进出水轮的圆周速度；
 c_2, c_1 ——液体进出水轮的绝对速度；
 α_1, α_2 ——绝对速度与圆周速度间之角度。

离心式水泵液体在水入口是沿径向进入的，故 $\alpha_1 = 90^\circ$ ，离心水泵的基本方程式可写成：

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}, \quad (1-5)$$

由图 9 速度平行四边形得：

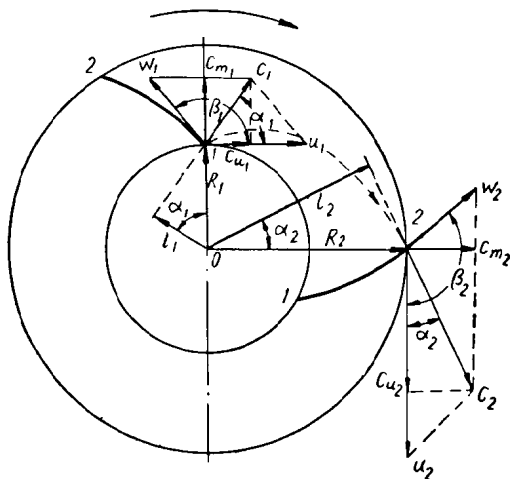


图 9 速度平行四边形

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cdot \cos \beta_2$$

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 w_2 \cdot \cos \beta_2}{g} \quad (1-6)$$

水泵的理论流量为：

$$Q = C_{m2} \cdot F_2$$

式中 $F_2 = \pi D_2 \cdot b_2$ —— 水轮出口面积；

$$C_{m2} = w_2 \cdot \sin \beta_2。$$

$$\therefore Q = \pi D_2 b_2 \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad (1-7)$$

代入 (1-6) 式得：

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi g D_2 \cdot b_2} \quad (1-8)$$

假設水泵的轉數恒定，上式右側除 Q 值外，全是常數，因此 (1-8) 式可變成：

$$H_{\infty} = K_1 - K_2 Q \quad (1-9)$$

式中 K_1 、 K_2 為常數。離心式水泵葉輪葉片採用後傾式時， $\beta_2 > 90^\circ$ ， $K_2 < 0$ 。

式 (1-9) 為當水泵葉片為無限多與無限薄時，流量與理論揚程的關係曲線，如圖10直線 I，這就是離心式水泵的理論特性曲線。

由於水泵的葉片並非無限多及無限薄，同時在水泵內部存在各種損失，因此水泵實際揚程 H 將小於理論揚程。圖10，I 是葉片為有限時流量與揚程的關係曲線（直線），II 表示泵內水力損失與流量的關係曲線；IV 表示泵內的沖擊損失與流量的關係曲線。要獲得實際的 $Q-H$ 曲線，必須由直線 I 減去曲線 II、IV，亦即從有限葉片關係曲線 I 的縱座標上減去水力損失曲線 II，得一拋物線 V；再從拋物線的縱座標減去沖擊損失曲線 IV，得到曲線 VI，這一曲線就是實際的 $Q-H$ 特性曲線。從圖上可見，在曲線 VI 上有 O' 、 K 、 N 三個點， O' 是當 $Q=0$ 時水泵的揚程，這一點說明當閘閥全部關閉後，泵內的壓力不會無限升高，而是一有限值。點 K 是曲線上具有最大值的一點，在特性曲線 K 點左邊部分為水泵不穩定工作區域。點 N 是對應於水泵最高效率的壓力值，也是設計給定的額定壓力值。由圖可知，水泵工作狀態離開 N 點愈遠，沖擊損失愈大。

由於液體在泵內的流動狀態極為複雜，各種損失不能準確的算出，所以理論特性曲線不能代表水泵的實際特性曲線，只有用實驗的方法，才可能真實反映出各參數間的複雜變化關係，找出每台泵的实际工作狀態。

实际特性曲线是靠调节水泵出口处的闸阀来控制其流量大小，同时记录扬程 H 、功率 N 及流量 Q 等一系列读数，经计算后，按一定比例绘制得出的。

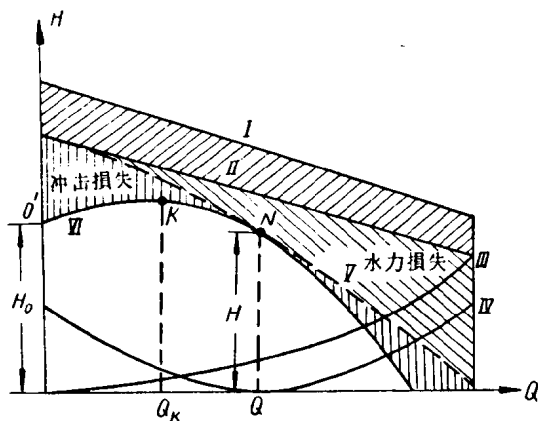


图 10 水泵计算特性曲线的绘制

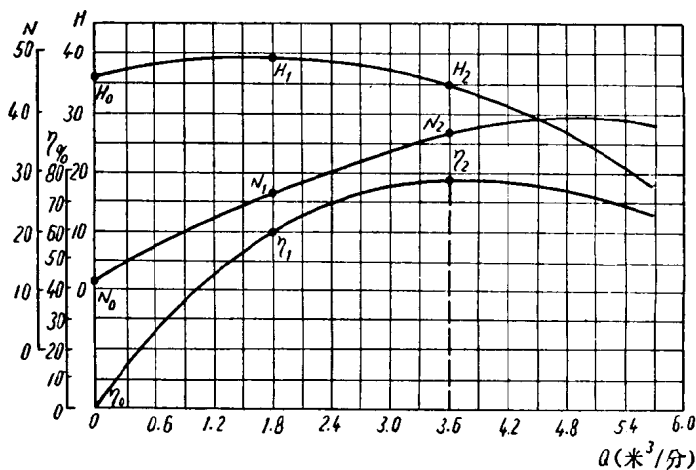


图 11

現根据图11簡要分析三个曲綫的变化情况。当閘閥完全关闭，流量 $Q=0$ 时，揚程 H 有一个較大值 H_0 （如 $Q-H$ 特性曲綫是陡峭的，則出現一最大值，这将根据特性曲綫的形状而定），功率 N 有一最小值 N_0 。这时水泵沒有排出液体，功率 N_0 是消耗在叶輪对液体的搅动，以及軸承、填料箱等摩擦損失上，并非有效功率。故此时效率 $\eta_0=0$ 。当閘閥逐渐开启相当于曲綫上的 H_1 点时，流量有一較小值 $Q_1=1.8$ 米³/分，揚程有一最大值（如 $Q-H$ 曲綫是陡降的，則出現一較小值），此时的对应功率及效率均随流量的增大而上升， $N_1=26$ 馬力， $\eta_1=60\%$ 。当閘閥开启到一定程度在曲綫上相当于 H_2 点时，效率 η_2 出現一最大值达77%，其对应流量、功率及揚程为 $Q_2=3.6$ 米³/分， $H_2=35$ 米， $N_2=36$ 馬力，如繼續开启閘閥，流量及功率虽仍繼續增大，但效率已漸趋下降。由几条曲綫的变化規律可以发现，对应一定的 H 、 Q 、 N 值，效率曲綫有一最大值 η_2 ，这一点就是經濟运行点。效率最高点的左右平緩段愈大，水泵的經濟运行范围也愈大，对水泵的經濟运行就愈有利。如要使水泵在經濟状态下工作，应尽量使水泵保持在 η_2 点运行或力求接近在这一状态下运行最为理想，对新安装的水泵管路，应在接近 η_2 点右侧运行。

二、特性曲綫的几种形式

$Q-H$ 特性曲綫根据叶輪轉数，叶輪叶片数以及其出水角和結構形状等不同而形成多种多样的形状。根据曲綫的陡峭程度可以分成几种类型。陡峭程度由系数 K 确定：

$$K = \frac{H_0 - H_m}{H_m} \times 100\% \quad (1-10)$$

式中 H_0 ——流量 $Q=0$ 时的扬程；

H_M ——效率 $\eta=\eta_{max}$ 时的扬程。

图12中曲线1， $K=25\sim30\%$ ，属于陡峭的特性曲线；
曲线2， $K=8\sim12\%$ 属于平缓的特性曲线；曲线3是驼峰
的特性曲线，它不能用陡峭程度来衡量。

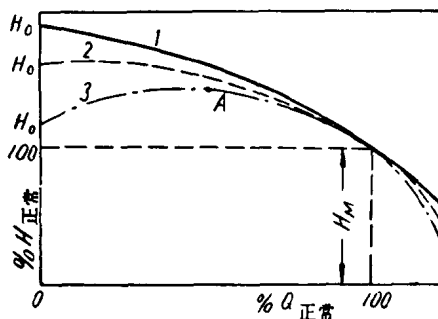


图 12 $Q-H$ 特性曲线的几种形式

三种不同的特性曲线，各有它不同的特点。陡峭的特性曲线在流量变化很小时，扬程的变化很大，符合静压头是波动的情况下使用。平缓的特性曲线特点是在扬程变化不大时，能在较大的流量范围内保持较高的效率，用于变动载荷时，这种特性曲线较好。驼峰的特性曲线中间凸起，两边下弯，在最大值A点左右的相同压头下，有两种不同流量，所以这种特性曲线的水泵，在操作运行上是不稳定的，最大值A点叫作临界点，左边部分是水泵的不稳定区域。在这段区域内由于闸阀开启度很小，液体在闸阀内产生涡流，扬程损失很大，同时水量不稳定，效率也很低，是不合理的工作区域。

陡峭的和平緩的特性曲綫，在任何工况情況下，都是比較穩定的。

$Q-H$ 特性曲綫的任何一種形狀都和一定的比轉數 n_s 相適應。 n_s 很低時， $Q-H$ 曲綫是平緩的（由於泵的壓頭高，流量小）； n_s 很高時， $Q-H$ 曲綫是陡峭的（由於泵的流量很大，但壓頭並不高），見圖13,a。隨着 n_s 的增加，曲綫愈變愈陡。 $Q-N$ ， $Q-\eta$ 特性曲綫的形狀同樣與 n_s 的大小有關。圖13,b和圖13,c表示在固定轉數下，各種不同 n_s 水泵的典型 $Q-N$ ， $Q-\eta$ 特性曲綫。

三、管路特性曲綫

經過水泵獲得能量的液體，必須沿管路輸送到需要的場所。在輸送過程中，由於水泵可以產生不同的流量和揚程，所以液體通過不同管路時，所需克服的阻力也不同。對於一定結構的管路，通過流量愈大，管路的阻力損失也愈大，相反則愈小。如通過流量是零，那就根本不產生阻力損失。管路特性曲綫就是反映流量與阻力損失的變化關係曲綫。阻力損失包括：吸水管路和排水管路的沿程損失（直管損失）；由於彎管各種閘閘等所造成的局部損失。管路設施為一定時，阻力損失與管路中液體流速的平方成正比，和流量的平方也成正比。因此阻力損失可以下式表示：

$$H_w = \sum \xi \frac{v^2}{2g} = K \frac{Q^2}{2g} = K_1 Q^2 \quad (1-11)$$

式中 ξ ——沿程損失與各種局部損失係數；

v ——管路中液體流速（米/秒）；

K_1 ——比例係數。

上式可以圖14中的一條二次拋物綫表示。水泵所產生的

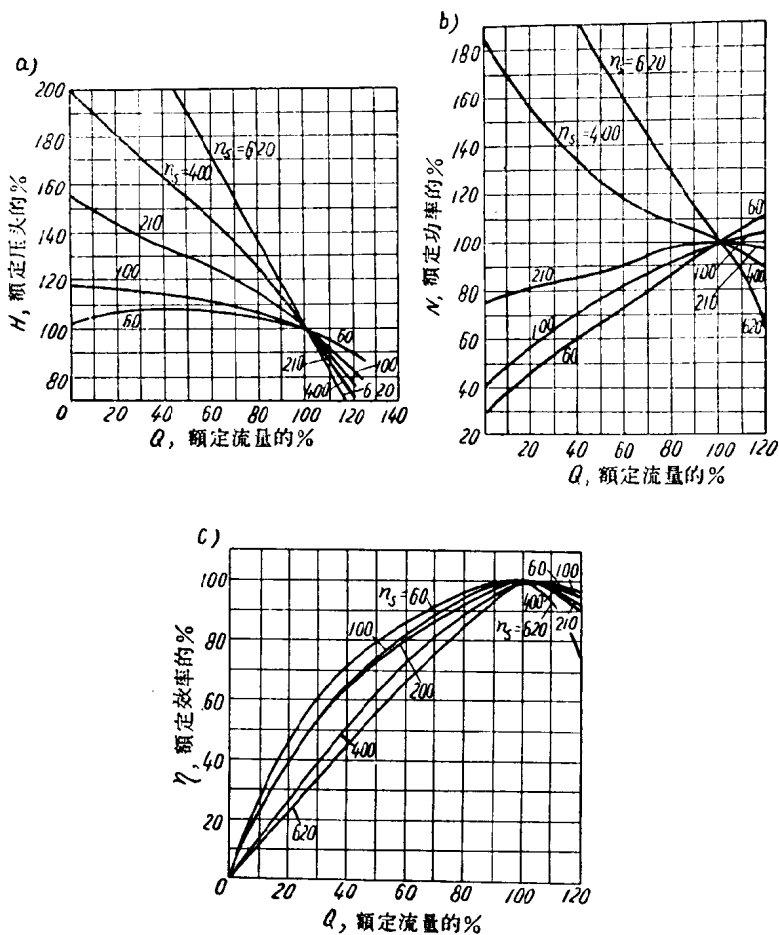


图 13

a—各种不同比轉数水泵的 $Q-H$ 特性曲线；b—各种不同比轉数水泵的 $Q-N$ 特性曲线；c—各种不同比轉数水泵的 $Q-\eta$ 特性曲线