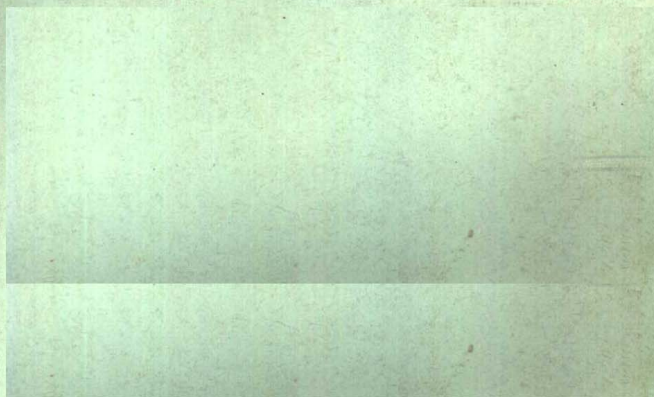


船舶辅机(四)

# 船用泵分油机与防污染技术



上海海运学院



# 目 录

第一篇 船用泵、风机和分油机 .....	( 1 )
第一章 离心泵与通风机 .....	( 1 )
§ 1—1 离心泵和通风机的基本理论 .....	( 1 )
一、离心泵和通风机的基本结构及工作原理 .....	( 1 )
二、离心泵与通风机的基本参数 .....	( 1 )
三、流体在叶轮里的流动、速度三角形 .....	( 4 )
四、离心泵与风机的基本方程式 .....	( 5 )
五、叶片型式对压头的影响 .....	( 8 )
六、离心泵与风机的性能曲线 .....	( 9 )
七、泵与风机的运行和调节 .....	( 16 )
八、离心泵与风机的相似理论和比转数 .....	( 21 )
§ 1—2 离心泵 .....	( 27 )
一、离心泵的分类 .....	( 27 )
二、离心泵的性能 .....	( 27 )
三、输送粘性液体时离心泵的性能 .....	( 33 )
四、离心泵的几何安装高度与汽蚀现象 .....	( 37 )
五、离心泵的构造、拆装和检修 .....	( 40 )
六、船用离心泵的结构实例 .....	( 55 )
七、船用离心泵的吸入自动化 .....	( 65 )
八、船用离心泵的运行管理及故障排除 .....	( 81 )
§ 1—3 离心式通风机 .....	( 84 )
一、离心式通风机的分类和结构型式 .....	( 84 )
二、离心通风机的性能 .....	( 87 )
三、通风机的噪声及其消音 .....	( 91 )
四、船用离心式通风机的结构实例 .....	( 97 )
五、船用离心式通风机的运行及故障排除 .....	( 101 )
第二章 轴流风机与泵 .....	( 103 )
§ 2—1 概述 .....	( 103 )
§ 2—2 轴流风机与泵的类型和速度三角形 .....	( 104 )
§ 2—3 轴流风机与泵的升力理论简介 .....	( 105 )

§ 2—4 轴流风机的结构实例	(107)
-----------------	-------

### 第三章 旋涡泵 (110)

§ 3—1 旋涡泵的工作原理	(110)
§ 3—2 旋涡泵的性能	(112)
一、旋涡泵的性能曲线	(112)
二、旋涡泵的汽蚀性能	(113)
§ 3—3 典型结构	(114)

### 第四章 往复泵 (119)

§ 4—1 往复泵的基本结构、工作原理	(119)
§ 4—2 往复泵的排量、容积效率和排量不均匀度	(122)
§ 4—3 吸入过程和排出过程	(126)
§ 4—4 空气室	(132)
§ 4—5 往复泵的主要零件	(135)
§ 4—6 电动往复泵	(138)

### 第五章 分油机 (145)

§ 5—1 分油机工作的基本原理和理论基础	(146)
一、概述	(146)
二、离心分离过程的理论分析和设备选型	(146)
三、油类加热温度与分离效果的关系	(152)
四、碟式分油机的工作原理	(153)
五、管式高速分油机的工作原理	(157)
5—2 碟式分油机的结构	(161)
一、传动装置	(161)
二、分离筒	(164)
§ 5—3 碟式自动排渣分油机	(165)
一、DZY—30 型分油机	(165)
二、DZY—50 分油机	(168)
三、迪——拉伐尔 (De—Laval) 分油机	(176)
四、DBY—30 型分油机	(181)
§ 5—4 分油机在船舶上的应用	(191)

## 第二篇 海洋环境保护及船舶防污染技术 (199)

### 第六章 海洋环境保护、石油对海洋的污染 (200)

§ 6—1 环境保护的重要意义	(200)
一、人类与环境的关系	(201)

二、人类活动对环境的影响·····	(204)
三、国外公害和海洋污染现状·····	(205)
§ 6—2 我国大力治理“三废”、开展环境保护工作·····	(211)
§ 6—3 石油对海洋的污染·····	(212)
一、海洋油污染事件的发生·····	(213)
二、石油进入海洋后的性状及运动·····	(215)
三、海洋油污染的危害·····	(219)
§ 6—4 防止海洋油污染的措施·····	(224)
一、防止油船事故及各种船舶非法排油·····	(224)
二、防止油污染的技术措施·····	(225)
1. 船上的防污染装置·····	(226)
2. 港口的防污染设施·····	(226)
<b>第七章 石油及生活污水的污染指标和水体污染的防护·····</b>	<b>(245)</b>
§ 7—1 石油及生活污水的污染指标·····	(245)
§ 7—2 水体污染的自净和防护·····	(251)
一、水体自净·····	(251)
二、水体防护·····	(254)
<b>第八章 船舶油水分离器、油分浓度监控装置·····</b>	<b>(257)</b>
§ 8—1 船舶油水分离器·····	(258)
一、油污水中油粒运动的一般规律·····	(259)
二、油水分离方法和基本原理·····	(265)
三、船舶油水分离器的结构和性能·····	(269)
四、船舶油水分离器的工作和设备选型·····	(275)
五、船用油水分离器的运行管理·····	(277)
§ 8—2 油分浓度监控装置·····	(278)
一、油水分离器的自动控制·····	(278)
二、油分浓度计·····	(282)
<b>第九章 船舶油污水系统的自动化、污水处理装置和焚烧炉·····</b>	<b>(296)</b>
§ 9—1 船舶污水驳运的遥控和自动化·····	(296)
一、舱底、压载系统遥控和自动化概述·····	(296)
二、液压和气动控制系统·····	(299)
三、舱底水系统的自动化·····	(302)
§ 9—2 船舶污水处理装置和焚烧炉·····	(304)
一、船舶生活污水处理装置·····	(304)
三、焚烧炉·····	(307)



# 第一篇 船用泵、风机和分油机

## 第一章 离心泵与通风机

### § 1—1 离心泵和通风机的基本理论

#### 一、离心泵和通风机的基本结构及工作原理

离心泵和通风机的结构型式很多，但由于作用原理相同，所以基本结构，主要零部件的形状是相似的。图 1—1 是离心泵的简图(通风机基本上和它相类似)。它主要由泵轴 1、叶轮 2、泵壳 3、轴封装置 4、吸入管 5、和排出管 6 等组成。

在离心泵和风机中，能量从泵轴传给流体是借助于旋转的叶轮。因此叶轮是离心泵和风机极重要的部件。

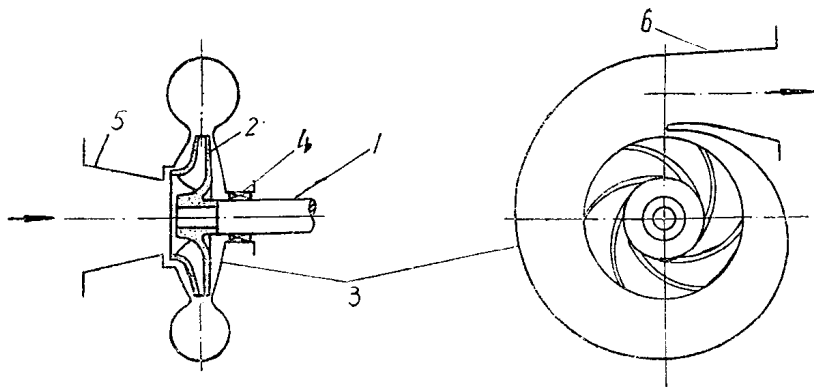


图 1—1 离心泵简图

1-泵轴；2-叶轮；3-泵壳；4-轴封装置；5-吸入管；6-排出管。

叶轮旋转之前，机壳内部充满了流体(水泵先灌满水)，当叶轮迅速转动时，机壳里的流体就被叶轮上的叶片带着一起转动，能量便传给流体。因为流体各部分之间的相互作用力太小，不足以维持流体作圆周运动，所以流体在离心力的作用下，从叶轮中甩出，流到机壳中，然后从排出管排出。这样，机壳里转动轴附近的压强就要小于 1 个大气压，形成真空。于是，在外面大气压力的作用下迫使外界的流体(液体或气体)源源不断地进入叶轮，代替已经排出的流体，然后又被叶轮甩出。这就是离心泵和风机能连续不断地输送流体的原理。

#### 二、离心泵与通风机的基本参数

在泵(或通风机)产品样本、说明书和其他一些书刊中，经常可以看到流量、扬程、轴功

率、效率、转速等泵(或通风机)的性能参数。这些性能参数可以表示一台泵(或通风机)的整体性能。泵(或通风机)在高效率区中运行可获得最经济、最合理的使用效率。下面介绍几个主要性能参数的基本概念。

### 1. 流量(排量)

流量是指泵与风机在单位时间内排出流体的数量(体积或重量)。有体积单位和重量单位两种表示方法。

体积流量用 $Q$ 表示,常用单位为升/秒、米<sup>3</sup>/时,1升/秒=3.6米<sup>3</sup>/时。

重量流量用 $G$ 表示,单位是公斤/秒、公斤/分、吨/时等,1公斤/秒=3.6吨/时。

重量流量 $G$ 和体积流量 $Q$ 两者关系:

$$G = \gamma \cdot Q$$

1—1

式中  $\gamma$ ——流体在输送温度下的重度,公斤/米<sup>3</sup>。

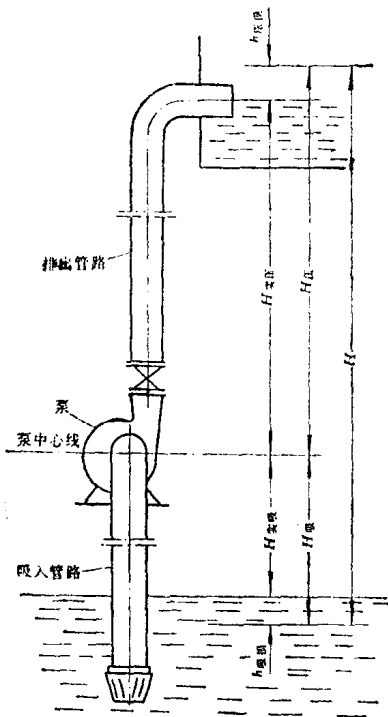


图 1—2 扬程示意图

### 2. 扬程(压头)

单位重量流体通过泵(或通风机)后所获得的能量称为扬程。扬程用符号 $H$ 表示,其单位为公斤·米/公斤,将公斤约去,则得扬程的单位为米液柱,但习惯上简称为米,(由于通风机产生的压力很小,因此通常用毫米水柱表示其压头)不同型号的泵(或风机)有不同的扬程,它与叶轮直径、叶轮数目、转速等有关。对于一个泵(或风机)来讲,扬程是随着流量的大小变化的。通常我们所讲的扬程,是指试验得出的最高效率点的扬程。

扬程是一个总的说法,我们一般说的扬程是指全扬程(全压)。全扬程可分为吸上扬程和压出扬程,如图 1—2 所示。

### 3. 功率

功率是表示机组在单位时间(1秒钟)内所做“功”的大小,通常用 $N$ 表示,单位是千瓦或马力。

离心泵的功率可分为轴功率、有效功率

和配带功率三种。

轴功率即输入功率是指原动机传给泵的功率,用 $N$ 表示。

有效功率即输出功率是指单位时间内传给液体的功率,用 $N_e$ 表示。它可用离心泵的扬程和重量流量的乘积来计算。

即:

$$N_e = G \cdot H \quad \text{公斤} \cdot \text{米/秒:}$$

$$= \gamma \cdot Q \cdot H \quad \text{公斤} \cdot \text{米/秒。}$$

或

$$N_e = \frac{\gamma Q H}{75} \quad \text{马力;}$$

$$N_e = \frac{\gamma Q H}{102} \quad \text{千瓦。} \quad 1-2$$

上式中：  $\gamma$ ——液体重度 公斤/升；  
 $Q$ ——流量 升/秒；  
 $H$ ——扬程 米。

从上面几个式子中看出泵的有效功率  $N_e$  是和所输送液体的重度  $\gamma$  有关，而泵铭牌上注的功率是指抽送清水的情况。如果油轮上离心泵用来输送油或其他液体时，因为  $\gamma$  不同，所以它的功率值也要相应变化。

由于水泵内有各种损失，所以轴功率总比有效功率大，它们之间相差一个泵的效率。

$$\text{即} \quad N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta} \quad \text{马力}$$

$$N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta} \quad \text{千瓦} \quad 1-3$$

配带功率是指带动离心泵的原动机功率的大小，常用  $N_{配}$  表示，为了安全起见，一般配带功率应比轴功率大，它主要比轴功率多考虑一个传动效率，另外还留有一定余量。

$$N_{配} = K \frac{N}{\eta_{传}} \quad 1-4$$

式中  $\eta_{传}$ ——传动效率，直接传动  $\eta_{传} = 1$ ，间接传动  $\eta_{传} < 1$

$K$ ——备带系数，可根据水泵轴功率的大小确定。它主要考虑了当进水池水位有变化，实际扬程也就变化，引起轴功率的增加；水泵和管系用久后，摩阻会增加，往往也会增加轴功率，另外离心泵的实际性能不完全符合标准，可能有误差，在运转过程中就可能发生超负荷现象。

表-1-1 备带系数表

轴 功 率 (瓩)	< 5	5~10	10~50	50~100	> 100
K电动机(瓩)带动	2~1.3	1.3~1.15	1.10~1.15	1.0~1.05	1.05

水泵样本，或标牌上一般都标有配带功率(配套功率)的数值。

#### 4. 效率

离心泵(或通风机)从电动机那里取得的轴功率不可能全部转化为有效功率，有一部分在水泵内损失掉了，我们把有效功率与轴功率之比叫做效率用符号  $\eta$  来表示。

$$\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\% \quad 1-5$$

泵的流量  $Q$  和扬程  $H$  一定时，如果  $\eta$  高，则泵所需要的轴功率  $N$  就小。我们总是希望泵的效率高些，这样可节省电力，目前离心泵的效率  $\eta$  大致在 60~85%，大型离心泵可达 90%。

#### 5. 转数

转数又叫转速是指水泵叶轮在每分钟内旋转的次数，通常用  $n$  表示，单位是“转/分”。每台离心泵“铭牌”上的转速是一定的，称为额定转速。水泵的转速在使用时不能随便提

高或降低，如果外界条件需要我们改变转速时，提高转速时一般限制在 10% 以内，不能超过太多。否则，不但会引起超载，而且泵体内零件也会损坏。降低转速时，也不要低于 50% 否则，泵的效率将大大下降。

### 三、流体在叶轮里的流动、速度三角形

离心泵与通风机的主要零件是叶轮，叶轮上有许多弯曲的叶片，叶片之间形成通道（流道）。当流体经叶轮时，叶轮上的叶片给流体能量。结果，在叶轮进口及出口处单位重量流体的能量增加。流体由叶轮的进口吸入在离心力的作用下，流体一方面随着叶轮一起旋转，同时又从转动着的叶轮里向外流动。

流体随着叶轮的旋转运动称为圆周运动，其速度称为圆周速度，用  $U$  表示。流体圆周速度的方向与叶轮圆周切线方向一致，如图 1-3a。

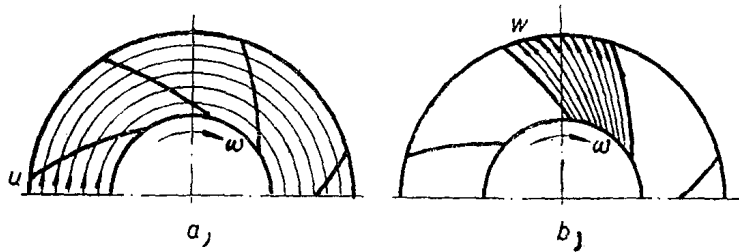


图 1-3 流体的圆周运动和相对运动

a. 流体的圆周运动      b. 流体的相对运动

流体从旋转着的叶轮里向外的流动称为相对运动，其速度称为相对速度，用  $W$  表示。相对速度的方向与叶片相切，如图 1-3b。

流体相对于壳体的运动称为绝对运动，其速度称为绝对速度，用  $V$  表示。绝对速度  $V$  等于圆周速度  $U$  和相对速度  $W$  的矢量和，即

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$$

绝对速度  $v$  的方向遵从平行四边形法则。以叶轮上某一点  $A$  的  $u$  和  $w$  为邻边作平行四边形，则对角线即为  $v$ ，其方向即为绝对速度的方向。也可用三角形法则来确定：以  $A$  点为起点作  $u$  再以  $u$  的终点  $B$  为起点作  $w$ ，最后连接  $AD$  得一三角形。矢量  $AD$  即  $v$ 。显然，这两种方法是完全一致的。通常把这种图形叫速度三角形，如图 1-4 所示。

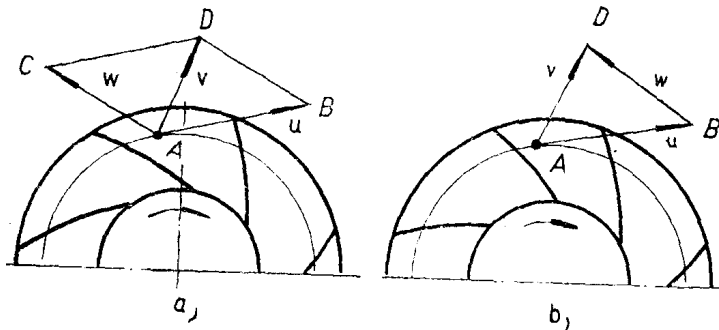


图 1-4 流体的绝对速度、叶轮中任意点的速度三角形



动量及动量矩方程式指出，最有用的是液体在叶轮入口和出口的流动状态。当叶轮几何形状一定时，在给定的参数下，可以作出叶轮的进口和出口速度三角形，从而得出液体在叶轮进口和出口的流动状态。

在研究叶轮里流体流动状态时，通常把绝对速度分解成两个相互垂直的分速度：一个是与园周方向一致的分速度，称为园周分速度，用  $V_u$  表示；另一个是与园周速度垂直的分速度，称为轴面速度，用  $V_m$  表示，如图 1—5 所示。

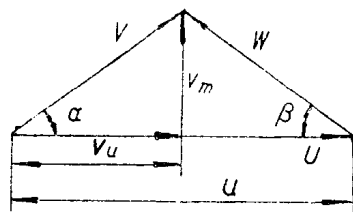


图 1—5 速度三角形

在速度三角形中，绝对速度  $v$  与园周速度  $u$  的夹角用  $\alpha$  表示，相对速度  $w$  与园周速度  $u$  的夹角用  $\beta$  表示。

#### 四、离心泵与风机的基本方程式

##### \*1. 动量及动量矩方程式

当理想流体在管中作稳定流动时(图 1—6)， $dt$  时间内，体积 1—1~2—2 中的流体移至 1'—1'~2'—2'。根据连续流动方程式知，流体流经截面 1—1 和 2—2 的流体质量应当相等，即：

$$d_{m1} = d_{m2} = \frac{G}{g} \cdot dt$$

式中：

$d_{m1}$  和  $d_{m2}$ ——流体 1—1~1'—1' 和流体 2—2~2'—2' 中的流体的质量(公斤·秒<sup>2</sup>/米)

$G$ ——流体的重量流量(公斤/秒)；

$g$ ——重力加速度(米/秒<sup>2</sup>)。

在物理学中，把物体的质量  $m$  和速度  $v$  的乘积称为物体的动量，用  $p$  来表示，即  $p = mv$ 。动量是一个矢量，其方向与速度的方向相同。动量定理指出：质点系总动量的变化量等于外力对质点系的冲量的总和。

现在把动量定理应用到 1—1~2—2 这一段液流上去。如果由于压力差、粘性等，作用在流体上的力为  $F$ ；1—1、2—2 两个截面上流体流动的平均速度分别为  $v_1$  和  $v_2$ ，则：

$$F \cdot dt = d_{m2} \cdot \vec{v}_2 - d_{m1} \cdot \vec{v}_1 = d_m (\vec{v}_2 - \vec{v}_1)$$

式中： $d_m = d_{m1} = d_{m2}$ ——容积 1—1~1'—1' 与 2—2~2'—2' 中的质量；

$\vec{v}_1$ ——截面 1—1 上的速度；

$\vec{v}_2$ ——截面 2—2 上的速度。

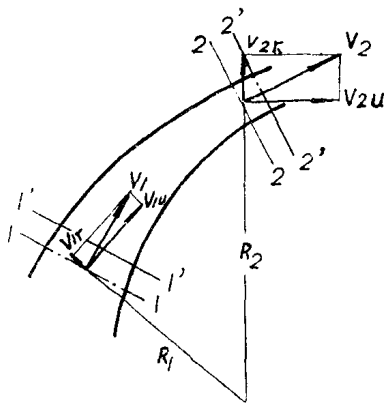
$$\therefore d_m = \frac{G}{g} \cdot dt$$

$$\therefore F = \frac{G}{g} (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \quad 1-6$$

这就是流体动力学的动量方程式。

根据动量矩定律：作用于物体上的合力对于某一轴的冲量矩等于该物体在力的作用时间内对同一轴的总动量矩。现在把动量矩定理应用到流体流动上去。

动量矩方程式最方便是用极坐标来表示。如图 1—7，基元稳定理想流体由截面 1—1 流向截面 2—2，两截面上的半径各为  $R_1$  和  $R_2$ 。dt 时间内，流体由 1—1~2—2 移至 1'—1'~2'—2'，我们将流体速度  $v$  分解为切线分速度  $v_u$  和径向分速度  $v_r$ 。



1—1~2—2 这一段流体在 dt 时间内所产生的动量矩的变化可以用体积 1—1~1'—1' 和 2—2~2'—2' 中流体动量矩的变化来表示，即：

$$dm_2 v_{u2} \cdot R_2 - dm_1 v_{u1} \cdot R_1 = dm(v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1)$$

因此：

$$M \cdot dt = dm(v_{u2} R_2 - v_{u1} \cdot R_1)$$

$$M = \frac{dm}{dt} (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1)$$

$$M = \frac{G}{g} (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1) \quad 1-7$$

图 1—7 动量矩方程式引证图

式中：  $M$ ——作用在所研究的质量上所有外力之总力矩。

这就是流体动力学的动量矩方程式。

应用动量方程式和动量矩方程式时，我们只要知道流体的初始及终了状况就可进行计算，不必知道流体流动过程中的实质。这个方程式的这一特性使我们能很方便地用它来解决叶片机(离心泵、离心式风机，涡轮机)中作用力和力矩的有关问题。

## 2. 离心泵与风机基本方程式

在推导离心泵(或风机)基本方程式时，我们可应用上述动量矩方程式，并假设叶轮叶片无限薄，叶片数目无限多的情况。如果水力损失、机械损失和容积损失都不考虑，则离心泵(或风机)有效功率  $N_e$  应等于轴功率  $N$ ，即：

$$N = N_e = GH_T$$

式中：  $H_{T\infty}$ ——理论扬程；

$G$ ——重量流量。

另一方面，水泵与风机轴功率

$$N = M \cdot \omega$$

式中：  $\omega$ ——叶轮的角速度

$$\therefore GH_{T\infty} = M \omega = \omega \left[ \frac{G}{g} (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1) \right]$$

$$\therefore u_1 = \omega R_1, \quad u_2 = \omega R_2$$

$$\therefore GH_{T\infty} = \frac{G}{g} (u_2 \cdot v_{u2} - u_1 \cdot v_{u1})$$

从而得离心泵与风机基本方程式：

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad 1-8$$

由离心泵与风机基本方程式可以看出：

(1) 叶轮叶片传递给流体的能量仅与流体在叶轮进出口处速度的大小和方向有关；

(2) 用液柱高度表示的扬程仅与流体的运动状态有关, 与流体种类无关。

一般离心泵在进口上不装导向装置, 即液体无旋地进入叶轮, 此时  $\alpha_1 = 90^\circ$ ,  $\cos \alpha_1 = 0$ ,  $v_{u1} = 0$ 。于是

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{u2}}{g} \quad 1-9$$

实际上, 叶轮上叶片数目是有限的, 离心泵一般为 5—7 片。此时叶轮里液体流动情况就要发生变化。在假设叶片数为无穷多的叶轮里, 液体只好完全沿着叶片流动, 液体在叶轮出口处相对速度的方向与叶片切线方向完全一致。当叶片数有限时, 叶片对液体的约束能力就减弱了。由于液体本身惯性的影响, 使液体流出叶轮的相对速度方向向叶轮旋转的反方向偏离一个角度。

离心泵有限叶片时的理论扬程, 常用下列经验公式计算:

$$H_T = \varepsilon \cdot H_{T\infty}$$

式中  $\varepsilon$ ——修正系数 一般  $\varepsilon \approx 0.8$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{2 \sin \beta_2}{Z [1 - (D_1/D_2)^2]}}$$

式中  $Z$ ——叶片数

离心泵与风机还可利用速度三角形表示为另一种形式。

$$\because w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2 v_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$$\therefore \frac{w_1^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g}$$

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g}$$

移项得

$$\frac{u_1 v_{u1}}{g} = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$$

$$\frac{u_2 v_{u2}}{g} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g}$$

或

$$\frac{u_2 v_{u2}}{g} - \frac{u_1 v_{u1}}{g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

$$\therefore H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{u2}}{g} - \frac{u_1 v_{u1}}{g}$$

$$\therefore H_{T\infty} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad 1-10$$

可以看出, 离心泵(或风机)工作时, 单位重量流体通过叶轮将获得以下三种能量:

1.  $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$  是由离心力而产生的压头;

2.  $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$  是由于流体沿着叶片槽道流动, 因槽道截面逐渐增大, 相对速度逐渐减

小, 所以就有  $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$  的动能转变为压头;

3.  $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$  是因为出口绝对速度比进口绝对速度大而增加的动能。

### 五、叶片型式对压头的影响

从(1-9)式可知, 当  $\alpha_1 = 90^\circ$  时, 离心泵与风机的理论压头方程式为

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} u_2 v_{u2}$$

由出口速度三角形知

$$v_{u2} = u_2 - v_{m2} \cdot \text{ctg } \beta_2$$

代入上式得

$$\begin{aligned} H_T &= \frac{1}{g} u_2 (u_2 - v_{m2} \cdot \text{ctg } \beta_2) \\ &= \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g} \cdot v_{m2} \cdot \text{ctg } \beta_2 \end{aligned} \quad 1-11$$

从(1-11)式可以看出, 理论压头和叶片的出口角度  $\beta_2$  有关。下面我们将就  $\beta_2$  对压头的影响进行讨论:

图 1-8 表示三种不同型式的叶片: a. 后弯叶片 (后向叶片), b. 径向叶片, c. 前弯叶片 (前向叶片)。

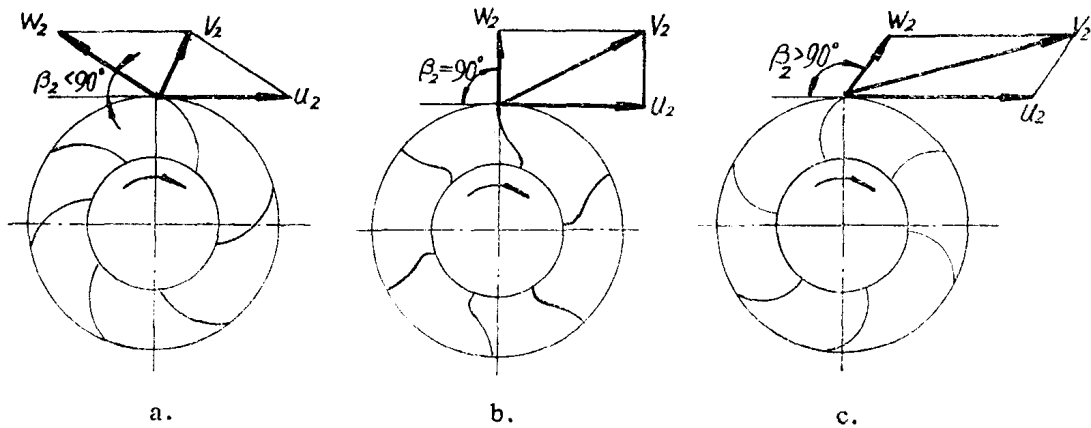


图 1-8 叶片型式

a. 后弯叶片; b. 径向叶片; c. 前弯叶片。

1. 当  $\beta_2 < 90^\circ$  (后弯叶片) 时,  $\text{ctg } \beta_2 > 0$ , 故从 (1-11) 式得

$$H_T < \frac{u_2^2}{g}$$

2. 当  $\beta_2 = 90^\circ$  (径向叶片),  $\text{ctg } \beta_2 = 0$ , 则

$$H_T = \frac{u_2^2}{g}$$

3. 当  $\beta_2 > 90^\circ$  (前弯叶片),  $\text{ctg } \beta_2 < 0$ , 则  $H_T > \frac{u_2^2}{g}$

可以看出, 当叶轮外径一定时,  $H_{T\infty}$  随着  $\beta_2$  的增大而增大, 因此, 似乎离心泵 (或风机) 应该采用前弯叶片比较最合适, 如果全面地看问题, 它也有不利的一面。出口角  $\beta_2$  的增大将产生较大的水力损失, 因为

1. 从小的叶片入口安装角  $\beta_1$ , 过渡到大的出口角  $\beta_2$ , 角度变化太大时, 将造成较大的水力损失;

2. 随着  $\beta_2$  的增大, 叶轮出口流体绝对速度  $v_2$  将大大增大。

$$\therefore H_T = \underbrace{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}}_{\text{压能}} + \underbrace{\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}}_{\text{动能}} \quad 1-12$$

在泵和风机中  $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$  这部分动能是利用出口涡壳等使其部分地转化为压能。从水力学上看, 在能量转换过程中, 从压能  $\rightarrow$  动能损失较小, 而从动能  $\rightarrow$  压能时损失较大。

下面让我们来分析各种型式叶轮的优缺点:

1. 后弯叶片(图 1—8a)的流道狭长, 流道断面逐渐扩大, 故流体被增压及加速的过程比较平缓, 出口绝对速度  $v_2$  较小, 故流体在涡壳中所产生的噪音也较小。由试验证明, 在同样流量和压头下后弯叶片的噪音最小, 效率最高。同时, 后弯叶片的泵与风机在工作中稳定性好, 另外后弯叶片的泵和风机所需功率不会超过额定负载, 故所配的电动机不会出现超载现象(后二点优点可从后述泵与风机的特性曲线中看出)。

目前, 大、中型通风机中广泛采用后弯叶片, 在离心泵中都采用后弯叶片。

2. 前弯叶片(图 1—8c)流道短, 叶片弯曲度大, 断面变化大, 故流体在流道中改变方向角度较大, 流体被增压及加速的过程也较剧烈, 出口绝对速度  $v_2$  较大, 故能量损失及噪音都较大, 效率较低。由于前弯叶片所需功率随着流量的增加会不断增加(见特性曲线), 故在配用原动机时要注意超载现象。它的优点是, 在相同的圆周速度下产生的压头较大, 故在相同的流量压头下, 它的叶轮外径小, 转速较低。故目前在要求风机尺寸小的场合, 或功率消耗较小的风机中广泛采用前弯叶片(如 CQ 型船用离心风机)。因为在功率消耗不大的情况下, 效率指标不是主要考虑的问题。但在离心泵中, 考虑效率是主要的, 因此排除了采用前弯叶片的可能性, 而采用后弯叶片。

3. 径向叶片的性能特点介于后弯和前弯叶片之间, 由于它的工艺简单, 故在某些场合被采用(如 IC 型船用离心式风机), 由于叶片本身不易积尘, 叶片强度较好, 故在排尘风机中也经常被采用。

## 六、离心泵与风机的性能曲线

离心泵(或风机)的性能是由流量  $Q$ 、扬程(压头)  $H$ 、功率  $N$  和效率  $\eta$  等参数表示的。离心泵(或风机)在工作时这些参数之间存在着一定的关系。例如流量变了, 相应的压头、功率和效率等也都变了; 转速变了, 这些参数也就变了。离心泵(或风机)的性能曲线(或特性曲线)就是反映泵或风机在恒速下流量与扬程( $Q-H$ )、流量与轴功率( $Q-N$ )、流量与效率( $Q-\eta$ )等参数关系的曲线。其中  $Q-H$  性能曲线是泵与风机最基本的性能曲线。性能曲线反映了各参数之间的内部规律, 实质上, 离心泵(或风机)的性能曲线是流体在泵(或风机)内运动规律的外部表现形式。利用这些性能曲线, 可以使我们了解泵(或风机)的性能, 对于正确地选择和经济合理地使用泵(或风机)都起着很重要的作用。

通常在转速不变的情况下, 每台泵(或风机)都有三条性能曲线, 即流量—扬程曲线( $Q-H$ )、流量—功率曲线( $Q-N$ )、流量—效率曲线( $Q-\eta$ ), 如图 1—9 所示。这些曲线到目前

为止，还不能用理论计算的办法得出，而只能在一定的转速下，以试验的方法求得。不同的转速，有不同的性能曲线。

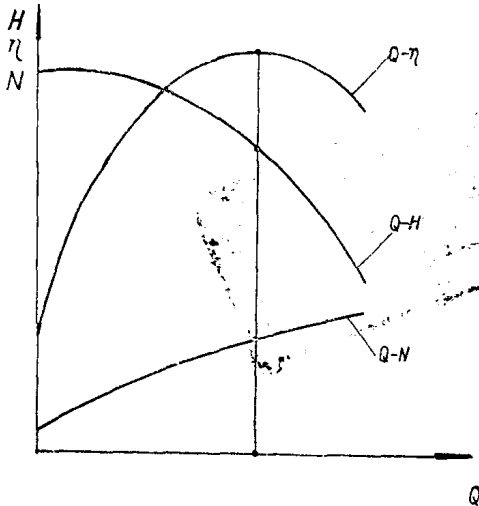


图 1—9 泵与风机的性能曲线

根据一机部部颁标准 JB1040—67，离心泵以大气压为 760 毫米水银柱和清水温度为 20℃ 为标准工况；而通风机是以大气压为 760 毫米水银柱、温度为 20℃，相对湿度  $\varphi = 50\%$  时的空气状态。空气重度  $\gamma_p = 1.2$  公斤/米<sup>3</sup> 为标准工况。

在性能曲线上，对于一个任意的流量点，都可以找出一组与其相对应的扬程 H、功率 N 和效率  $\eta$  值。通常，把这一组相对应的参数称为工作状况，简称工况或工况点。对应于离心泵（或风机）最高效率点的工况称为最佳工况点。最佳工况点一般应与设计工况相重合，但实际上，有些泵（或风机）的最佳工况点与设计工况点并不重合。

在生产实践中，必须参照泵（或风机）的性能曲线来选择泵的运行工况点，这样才能使泵（或风机）

经常保持在高效率区间运行，既省动力，又不易损坏机件。也就是说，只有借助泵（或风机）的性能曲线，才能正确掌握泵（或风机）的运行情况，因此深入地了解离心泵（或风机）的性能曲线是非常必要的。

虽然到目前为止，还不能用理论计算的办法得出性能曲线，而只能用试验的方法求得。但是，我们还要从理论上对泵（或风机）的性能曲线进行分析、解释，达到理论和实际的统一。

### 1. 离心泵与风机的理论性能曲线

在实用上，Q—H 之间的关系最重要，下面我们首先讨论一下流量 Q 和扬程 H 之间的关系。

已知当  $\alpha_1 = 90^\circ$  时，离心泵与通风机的基本方程式为

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g} v_{m2} \cdot \text{ctg} \beta_2$$

$$\because Q = V \cdot F$$

$$\therefore H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g} \cdot \frac{Q_T}{F_2} \cdot \text{ctg} \beta_2$$

式中  $F_2$ ——叶轮出口有效面积；  
 $Q_T$ ——理论流量。

对于一个既定的泵，在一定的转速下， $u_2$ 、 $\beta_2$ 、 $F_2$  都是一定的。所以， $H_{T\infty}$  随着  $Q_T$  而变化 [ $H_{T\infty} = f(Q_T)$ ]，并且是一个直线方程。

图 1—10 是在  $Q_T - H_{T\infty}$  座标图中用三条直线绘出了上述方程式。这三条直线的倾斜度是由  $\beta_2$  的数值决定的。

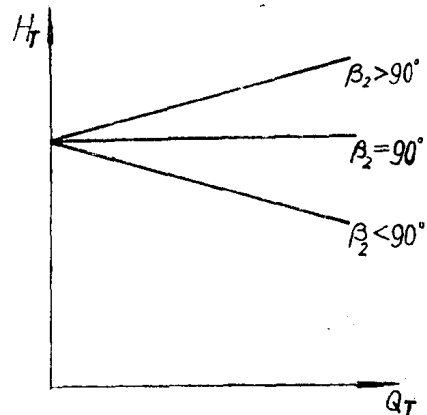


图 1—10 离心泵与通风机的理论流量和压头特性线



当  $\beta_2 < 90^\circ$  (后弯叶片) 时,  $\text{ctg } \beta_2 > 0$ ,  $H_{T\infty} = f(Q_T)$  为一自左至右向下倾斜的直线;

当  $\beta_2 = 90^\circ$  (径向叶片) 时,  $\text{ctg } \beta_2 = 0$ ,  $H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g}$  为一水平直线;

当  $\beta_2 > 90^\circ$  (前弯叶片) 时,  $\text{ctg } \beta_2 < 0$ ,  $H_{T\infty} = f(Q_T)$  为一条自左至右向上倾斜的直线。

同样, 根据以上所得出的关系曲线, 可以进一步绘出理论功率  $N_T$  与理论流量  $Q_T$  之间的关系曲线, 其时,  $N_T = \frac{\gamma Q_T \cdot H_T}{102}$  为纵坐标,  $Q_T$  为横坐标, 如图(1—11)中(2)所示。

流量与效率的关系曲线在没有损失的情况下将是一条水平直线, 如图(1—11)中(3)所示。

那末, 离心泵(或风机)理论性能曲线与实际性能曲线为什么会产生差异? 我们还得从理论上对性能曲线进行分析, 才能抓住事物内部的矛盾性。

### \*2. 离心泵(或风机)内能量损失

离心泵(或风机)实际性能曲线与理论性能曲线之差, 就是离心泵(或风机)内有各种能量损失, 为了了解实际性能曲线, 我们必须研究离心泵(或风机)内能量损失。

那末泵内有那些损失呢?

从离心泵的能量平衡图(图1—12)中可以看出能量的损失情况。

图中左边表示输入功率  $N$ , 传递给泵时由于轴承、轴封的摩擦损失了一部分功率, 我们称之为轴承、填料函摩擦损失。又因为叶轮在充满流体的泵壳中转动, 其前后盖板与流体产生摩擦, 又损失了一部分功率, 这部分我们称之为轮盘摩擦损失。这两部分损失之和称为机械损失。去掉这两部分损失剩下的功率才能经叶轮全部传给流体做有用功的功率, 我们称它为水力功率。但水力功率并不是完全能变成泵的有效功率, 由于叶轮和密封环等处有间隙, 液体从此间隙漏损一部分, 也要损失一部功率, 这种损失, 我们称它为容积损失。另外液体由吸入管流经吸入室、叶轮和泵体等处时与其产生摩擦、撞击和旋涡造成一部分损失, 这种损失叫水力损失。去掉这些损失后剩余的功率才是泵的有效功率  $N_e$ 。

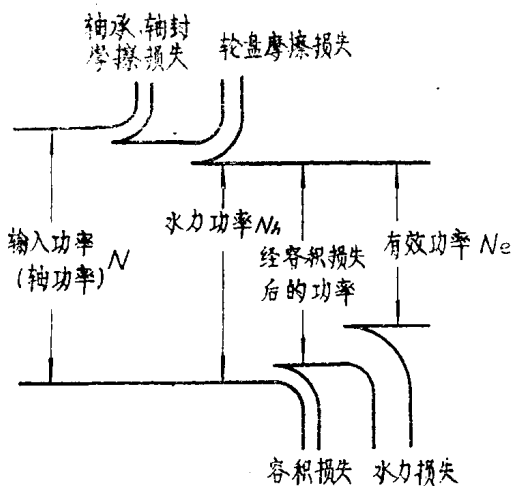


图 1—12 离心泵能量平衡图

#### (1) 机械损失

机械损失是指泵的轴承、轴封及轮盘摩擦损失(圆盘摩擦损失)所消耗的功率。

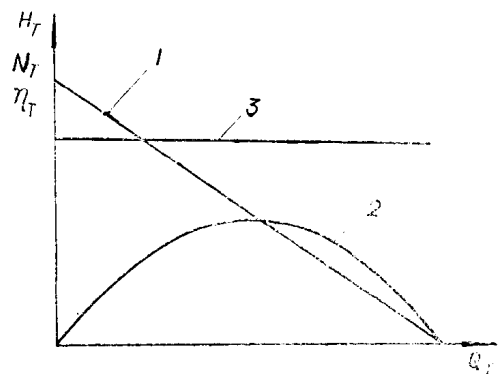


图 1—11 理论性能曲线 ( $\beta_2 < 90^\circ$ )  
1— $Q_T$ - $H_T$  曲线; 2— $Q_T$ - $N_T$  曲线;  
3— $Q_T$ - $\eta_T$  曲线。

a. 轴封和轴承摩擦损失

可按下列经验公式决定

$$\Delta N = (0.01 \sim 0.03)N$$

功率大的泵取  $\Delta N = 0.01N$ ，功率小的泵取  $\Delta N = 0.03N$ 。

目前，很多泵采用机械密封的结构，这样轴封摩擦损失实际上就很小了。在采用填料函密封时，若填料压盖压得太紧，摩擦损失就要增大，甚至能使填料发热烧毁。如果是输油泵则有发生火灾之危险。对水泵来说，如果压得太紧，泵就可能起不动了。因此，在管理中合理压紧填料压盖是十分重要的。如国产 CLj 型泵规定合理间隙为每分钟漏泄 60 滴左右。

与其他各项损失相比，机械损失所占的比重是不大的。

b. 圆盘摩擦损失

叶轮在充满液体的泵体内旋转时，叶轮外表面与液体有摩擦损失。因最初测定这部分损失时常借用圆盘进行试验，故常把这种损失称为圆盘摩擦损失。该损失可用下列经验公式估算：

$$\Delta N_{df} = \frac{0.88}{21.6} \times 10^{-10} \gamma \pi^3 n^3 D_2^5 \text{ 千瓦} \quad 1-13$$

式中  $D_2$ ——叶轮外径，米；

$n$ ——叶轮的转速，转/分。

圆盘摩擦损失比较大，在机械损失中占主要成分，尤其是对中、低比转数的离心泵，圆盘摩擦损失更加大。由图 1—13 可看出圆盘摩擦损失与比转数  $n_s$  的关系。在中、高比转数中所占损失比例很小，不大于 5%，而在低比转数时它的损失急剧增大，当  $n_s = 30$  时它的损失将增大到接近于有较功率的 30%。

机械损失的大小常用机械效率  $\eta_m$  表示，即

$$\eta_m = \frac{N - \Delta N_m}{N} \quad 1-14$$

式中  $\Delta N_m$ ——总的机械损失功率， $\Delta N_m = \Delta N + \Delta N_{df}$

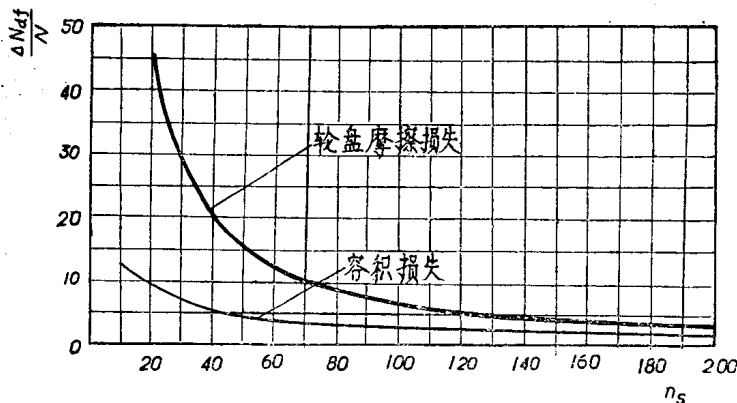


图 1—13 圆盘摩擦损失、容积损失与比转数  $n_s$  的关系

(2) 容积损失

离心泵叶轮和泵体之间有间隙。当泵运转时，泵体内各处压力并不相等，在间隙前后产生压力差，液体就从高压区流到低压区。这部分回流的液体既在叶轮中获得了能量，但未被

有效地利用，而在泵体内循环流动，因克服间隙流动阻力而消耗掉了，这种能量损失称为容积损失。

因此泵的实际排量小于叶轮所排出的理论排量。离心泵中产生泄漏的地方很多，其部位如下：

a. 密封环的间隙、b. 平衡孔和平衡盘的间隙、c. 多级泵隔板间隙、d. 轴封装置等，其中轴封装置是直接接触的，在正常情况下泄漏量较小。多级泵隔板间隙泄漏，由于这部分液体不经过叶轮，不影响泵的流量，所以这部分能量损失不属于容积损失。

其中主要的是

#### a. 密封环间隙

由于泵腔内的压力较叶轮入口处为高，所以有一小股液体通过密封间隙从叶轮出口流回叶轮入口，图 1—15 所示。这一小股液体流经叶轮时从叶轮吸收的功没有有效地利用，消耗于克服密封间隙的阻力。

$$\text{密封环间隙泄漏量 } q_1 = \pi D_w \cdot b \cdot C \sqrt{2g \Delta H_w} \quad 1-15$$

式中  $\pi D_w \cdot b$ ——密封环间隙环形过流面积(米)<sup>2</sup>；

$D_w$ ——密封环间隙平均直径(米)；

$b$ ——密封环间隙的宽度(米)；

$C$ ——密封环间隙的流速系数；

$\Delta H_w$ ——密封环间隙两端压差(米液柱)。

当  $n_s = 60 \sim 150$  时， $\Delta H_w \approx 0.6H$ ；

当  $n_s = 180 \sim 250$  时， $\Delta H_w \approx 0.8H$ 。

看出对给定的泵，要提高容积效率  $\eta_v$ ，应尽量减小密封间隙的平均直径  $D_w$ 。在保证安全运行及制造允许条件下，应尽量采用较小的间隙量  $b$ 。当泵运转一定时间后间隙  $b$  就要增大，到一定程度后(说明书上有规定)就要更换新密封环，重新调整密封环间隙大小。另外还可增加密封环间隙阻力，即采用所谓迷宫形密封环或锯齿形密封环，如图 1—14 所示。

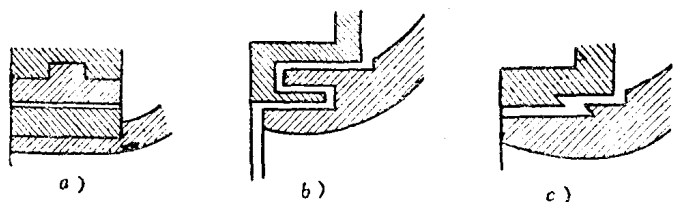


图 1—14 密封环的形式

a-圆柱形密封环；b-迷宫形密封环；c-锯齿形密封环。

#### b. 平衡孔和平衡盘间隙

有一部分液体虽从叶轮获得了能量，但未被有效地利用，而消耗于克服平衡机构的阻力或从平衡孔回流，这些损失也属于容积损失。

平衡孔一般将使效率降低 3—6%。

对一般多级离心清水泵平衡盘间隙泄漏量为泵流量的 2—3%，小泵所占的比例较大，大泵较小。

可用容积效率  $\eta_v$  (%) 来表示容积损失的大小，即