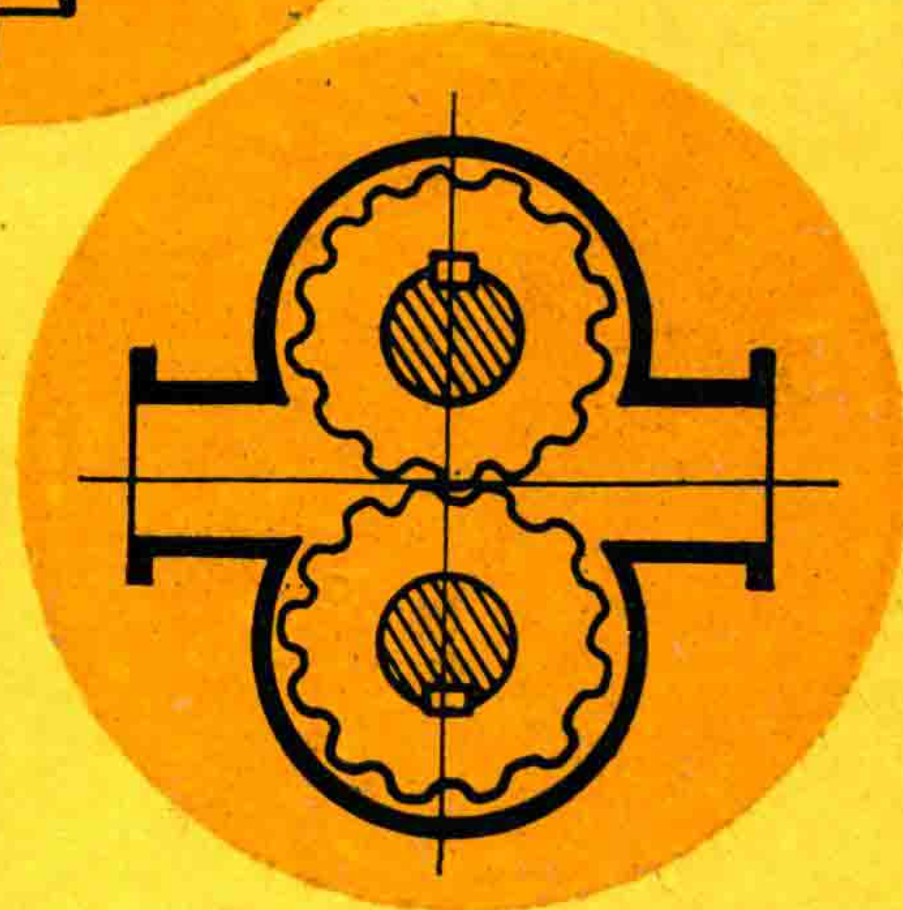
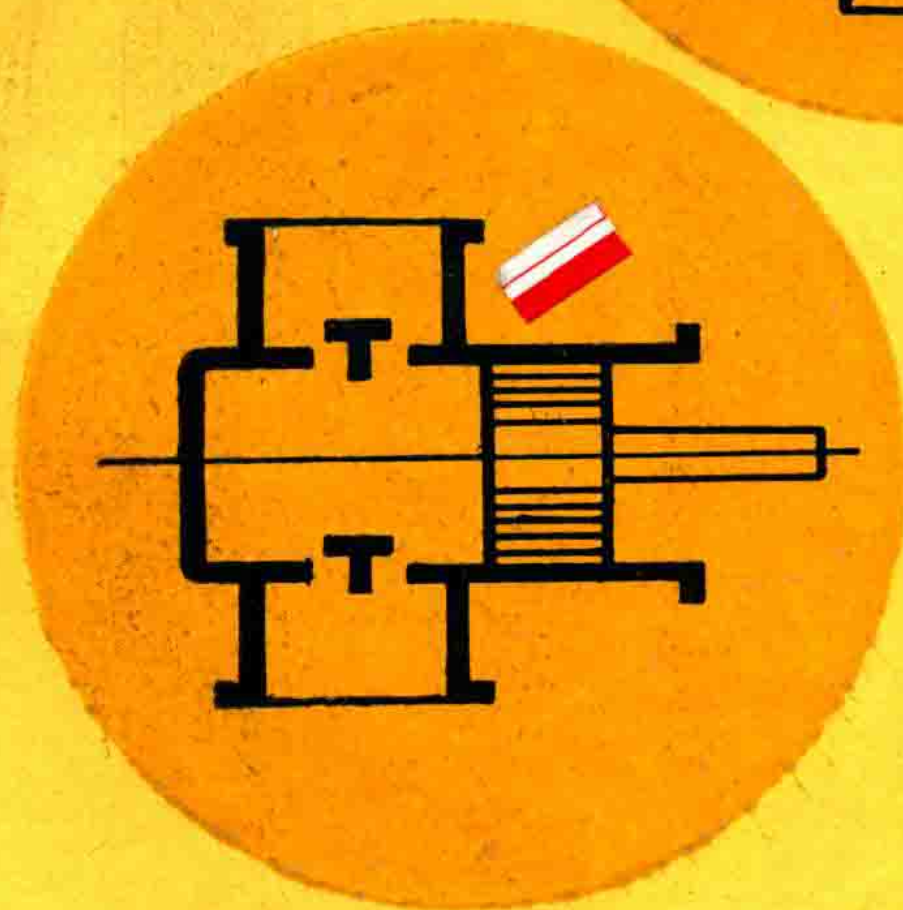
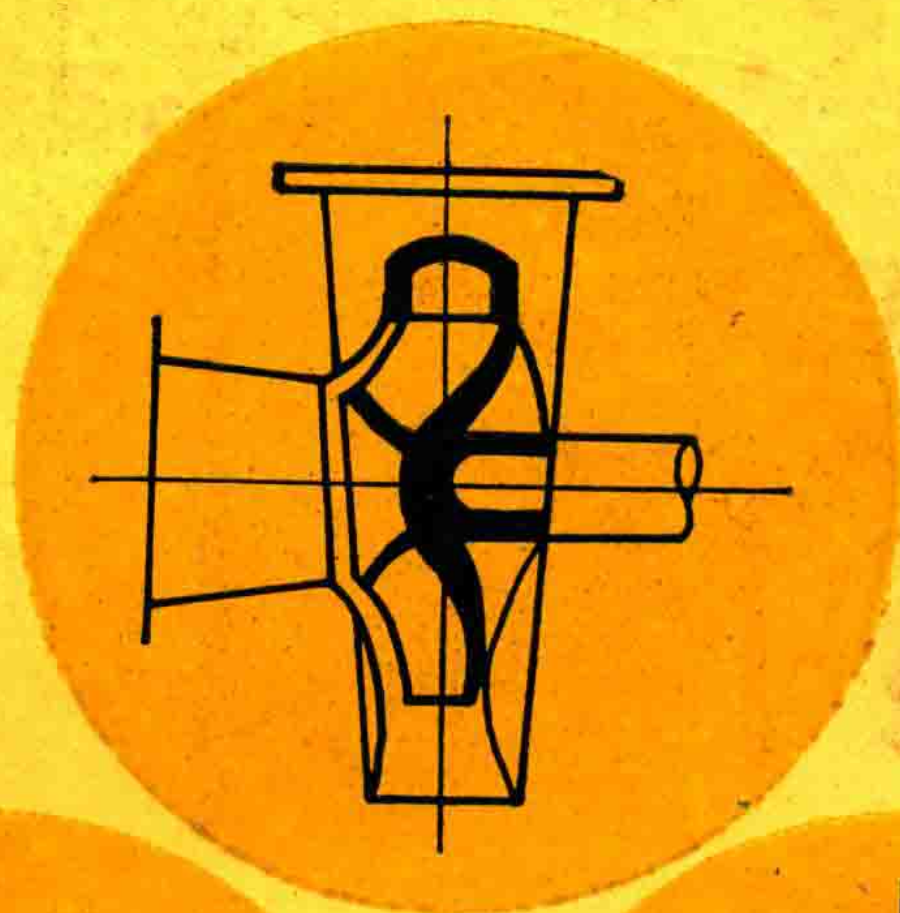


技术培训试用教材



离心泵及 其它类型泵



中国石化销售公司
沈阳公司

营口制桶厂

前 言

油库是收、发、储存和运输成品油的基地，而油泵则是油库中的主要设备之一。但由于有些用户对泵类产品的技术性能缺乏了解，在选择、安装、使用、维修保养和故障排除等方面存在一定的问题，导致相当部分油泵的使用效率不高、故障较多和寿命不长。为满足广大司泵、检修及有关技术人员的要求，提高技术素质，以做到合理选择、正确使用油泵产品，并能排除常见故障。为此，我们收集了大量资料，并紧密结合我厂设计、制造、维修泵类产品的经验，编写了这本油泵应用技术培训教材。

由于编者水平有限。时间仓促，教材中肯定有许多错误之处，仅供广大司泵，检修及有关技术人员参考，敬请读者批评指正。

编 者

90.6.8

目 录

第一章 概论	第五章 离心泵的维修
第一节 泵的定义及分类.....(1)	第一节 维修制度及修理的工艺
第二节 泵的基本参数.....(4)	过程和方法.....(70)
第二章 离心泵的基本知识	第二节 修理的拆卸与装配.....(73)
第一节 离心泵的工作原理.....(7)	第三节 维修安全知识.....(75)
第二节 离心泵的分类.....(7)	第四节 离心泵的检修.....(76)
第三节 离心泵的基本性能参数.....(9)	第五节 离心泵各部件的检查与
第四节 离心泵的汽蚀.....(16)	修理.....(80)
第五节 离心泵的特性曲线.....(23)	第六节 联轴器的技术要求和检
第六节 选择离心泵的步骤和方法...(24)	修方法.....(85)
第七节 局部阻力损失的计算.....(35)	第七节 离心泵总装时的技术要求...(87)
第三章 离心泵的型号、结构	第八节 I Y型离心泵的拆卸与
第一节 离心泵的型号和结构.....(41)	装配.....(88)
第二节 主要另部件.....(47)	第六章 容积式泵
第三节 轴向力平衡装置.....(50)	第一节 容积式泵的性能参数和
第四节 I Y型离心泵结构说明.....(54)	特性曲线.....(89)
第五节 BY型离心泵结构说明.....(55)	第二节 往复泵.....(91)
第六节 EBY型离心泵结构说明...(55)	第三节 回转泵.....(100)
第四章 离心泵的运行、调	第四节 油库常用泵的比较.....(113)
节、故障及排除	第七章 泵的密封
第一节 离心泵的运行.....(56)	第一节 密封的分类.....(117)
第二节 离心泵的调节.....(59)	第二节 泵的轴封.....(120)
第三节 离心泵的操作.....(62)	第三节 机械密封.....(125)
第四节 I Y型离心泵的起动、停止	第四节 油封.....(136)
和运行	第八章 泵的安装、管路配
BY型离心泵的起动、停止和运行	制及注意事项
EBY型离心的起动、停止	第一节 泵的安装及注意事项.....(137)
和运行.....(63)	第二节 管路安装配制及注意
第五节 离心泵故障的分析与排除...(65)	事项.....(139)
	附：常用油泵目录表.....(142)
	本书常用符号表.....(144)
	主要参考书目.....(145)

第一章 概 论

第一节 泵的定义及分类

泵是输送和提升液体的机器。它把原动机的机械能转化为被输送液体的能量，使液体获得动能和势能。泵的性能范围很大，流量可达 $110\text{m}^3/\text{s}$ ；压力可达 600MPa ；温度可达 600°C 。泵在国民经济中应用很广，品种系列也很多。对泵的分类也各不相同。

按原理分，有以下三类：

(1) 叶片式泵：它对液体的压送是靠装有叶片的叶轮高速旋转而完成的。属于这一类的有离心泵（见图 1—1）、轴流泵、混流泵等。

图 1—1 所示，是离心泵工作的装置简图。原动机带动叶轮旋转，将水从 A 处吸入泵内，排送到 B 处。泵中起主导作用的是叶轮，叶轮中的叶片强迫液体旋转，液体在离心力作用下向四周甩出。这种情况象转动的雨伞，雨伞上的水滴向四周甩出去道理一样。泵内的液体甩出去后，新的液体在大气压力作用下进到泵内。如此连续不断地从 A 处向 B 处供水。这就是离心泵的基本原理（见图 1—2）。

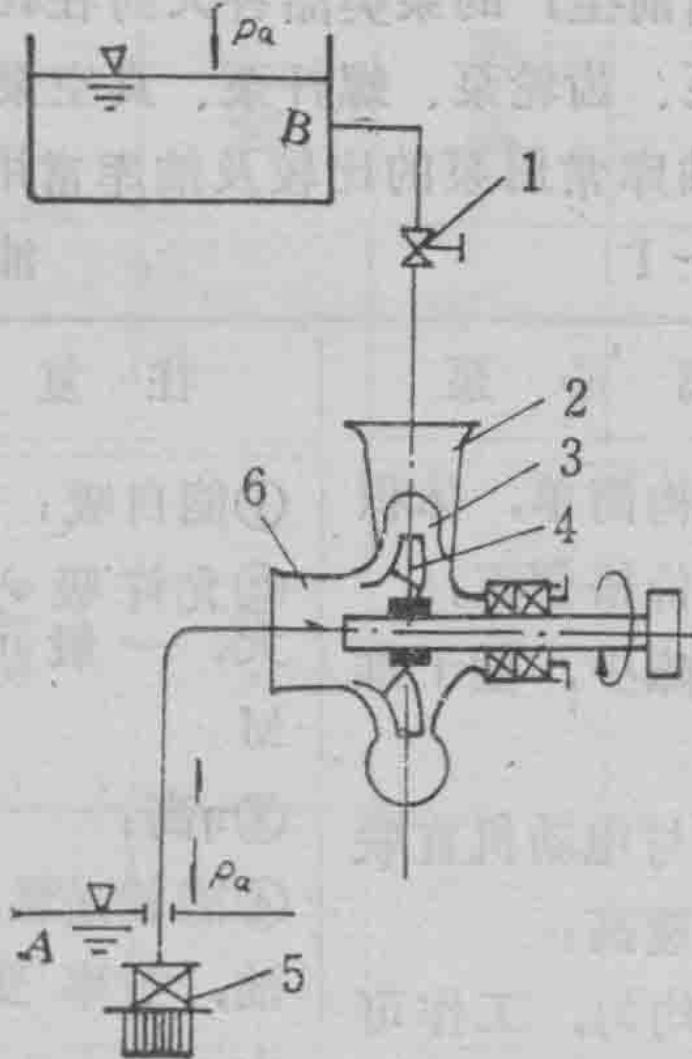


图 1—1 离心泵工作装置简图

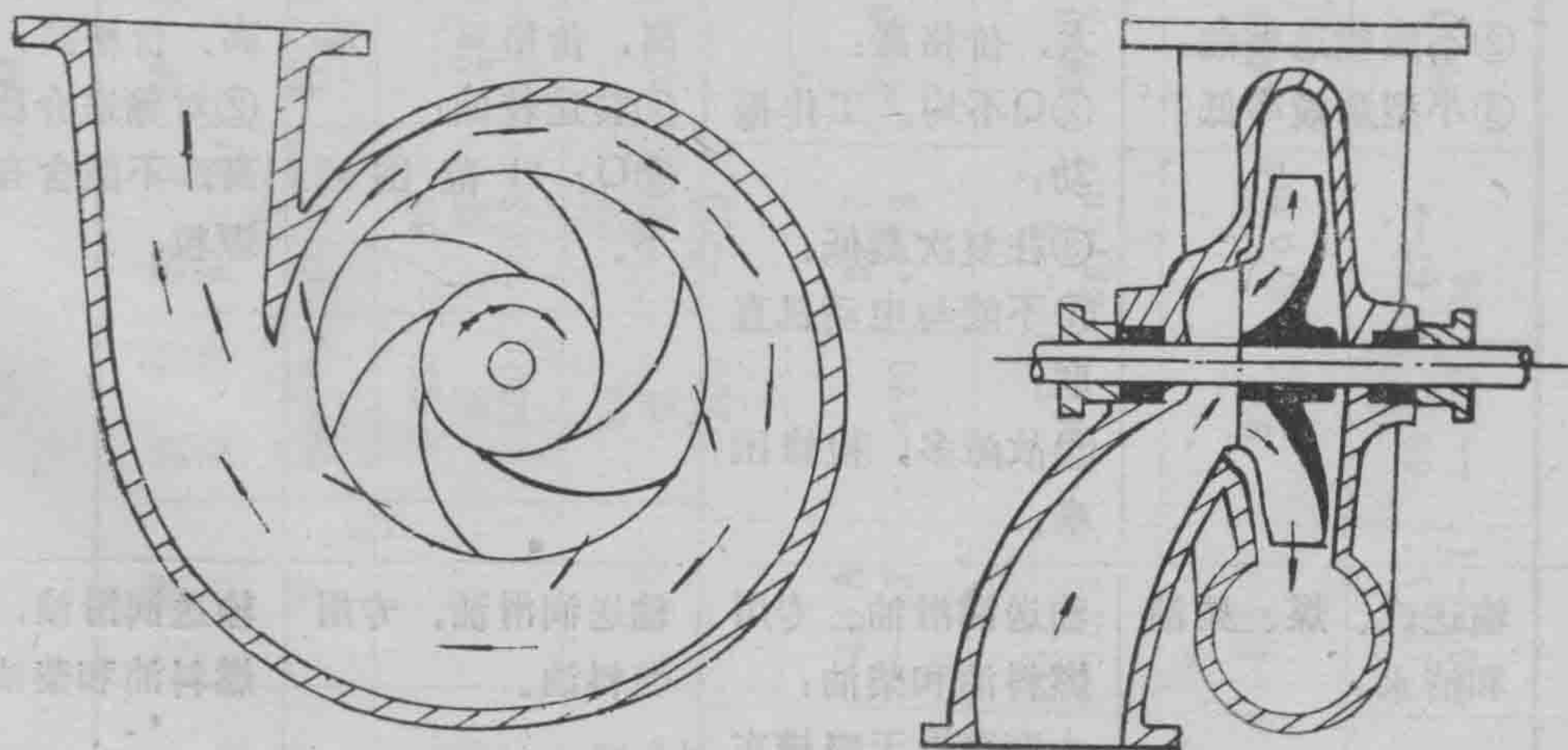


图 1—2

(2)容积式油泵：它对液体的压送是靠泵体工作室容积的改变来完成的。一般工作室改变的方式有往复运动和旋转运动两种。属于往复运动这一类的如活塞式往复泵、柱塞式往复泵等。属于旋转这一类的如转子泵等。

(3)其它类型泵：这类泵是指除叶片式泵和容积式泵以外的特殊泵。属于这一类泵的主要有螺旋泵，水轮泵以及气升泵(又称空气扬水机)等。

按用途分有：清水泵、污水泵、油泵、耐腐蚀泵、农业泵、锅炉给水泵等。

按驱动方式分有：电动、汽动、手动、其他动力(柴油机、汽油机、)。

我国当前生产的泵类品种大约在400种以上。油库中常的泵主要有：离心式油泵、电动往复泵、齿轮泵、螺杆泵、真空泵、手摇泵、等几十种以上。

现把油库常用泵的比较及油库常用泵的选用范围列表如下：(表1—1)(表1—2)。

表 1 — 1 油库常用油泵的比较

	离 心 泵	往 复 泵	齿 轮 泵	螺 杆 泵
优 点	①结构简单，体积小、价格便宜， ②故障少，便于维修； ③能与电动机直联 ④转速高； ⑤Q均匀，工作可靠； ⑥QH范围很大。	①能自吸； ②允许吸入高度大，一般可达8 M； ③η高； ④能输送粘油、轻油，效率变化不大。	①能自吸； ②结构简单，体积小； ③故障少，使用方便； ④能与电动机直联； ⑤流量较均匀。	①、②、③、④同齿轮泵； ⑤工作平稳，Q均匀； ⑥Q、H范围大η高； ⑦能输送粘油和轻油。
缺 点	①不能自吸； ②不能输送粘油； ③小型泵效率低；	①结构复杂，体积大，价格高； ②Q不均、工作振动； ③往复次数低； ④不能与电动机直联； ⑤故障多，检修困难。	①另件加工要求高，价格高 ②转速较低； ③Q、H范围较小。	①另件加工要求高，价格高； ②对输送介质要求高，不能含有固体颗粒。
备 注	输送汽、煤、柴油和清水。	输送润滑油、专用燃料油和柴油； 小型泵用于吸槽车底油。	输送润滑油，专用燃料油。	输送润滑油，专用燃料油和柴油。

表 1-2

油库常用泵参考表

泵名称	型号	流量范围 h ³ /h	扬程范围 m	转数 转/分	轴功率范围 KW	效率 %	适用温度 ℃	适用粘度 mm ² /s	适宜输送介质	充许气蚀余量 米液柱	充许吸入高度 米液柱	备注
卧式离心油泵	Y	6.25 至 500	60 至 603	2950	295~ 640	20 ~72	I类材料 —20~200 II类 " " " —45~400	<650	液化气 油品、剂 油溶	1.5~ 6.5		
单级双吸离心油泵	YS	90 至 351	20 至 102	2950	7.45~ 67	71~ 81	≤80	35~45	汽、煤、油、柴油等	5 ~7.3		
单级双吸离心油泵	SA	126 至 1260	28 至 94	1450 2950	3.48~ 250	70~ 88	≤80		清水及类似水的液体	1.4 ~6.5		
管道离心油泵	YG	6.25 至 360	24 至 150	1450 2950	5.23~ 110	50~ 80	—45~225		汽、煤、油、柴油等	3.0 ~45		
耐腐蚀塑料离心泵	FS	13.1 至 190.8	30.5 至 39.5	1450 2950	2.72 ~23.2	46 ~78	常温		75%硫酸 50%碱液 20%盐酸等			
电动往复泵	2DS	10 至 50	6至10 kg/cm ²		电机功率 10~40		≤60	45~ 380	不含固体颗粒无腐蚀性油品	4		
三螺杆泵	3G	0.4 至 100	5至60 kg/cm ²	1450 2950	0.5~ 79	41 ~70	≤80	21~380	润滑液体			
"	3U 3SU	5.9 至 300	4至25 kg/cm ²	1450 2950			≤80		油品	3 ~6.5		
齿轮油泵	Ch	3.3 ~18	3.3~3.6 kg/cm ²	960 ~1450	0.8 ~32	38 ~66	≤60	200	"	3 ~7		
"	ZCY	1.1 ~38	28~14.5 kg/cm ²	960 ~1450	电机功率 2.2~10	40 ~55	≤60		"	3 ~5		
"	KCB	1.1 ~29	33 ~145	960 1450	2.2 ~10		≤60	75	不含固体颗粒、溶于水的			
环水真空泵	SE	抽气量 7.2~ 1620	残压53 ~122 Hg	730 1450	电机功率 4~70		—20~40		汽、煤、油、柴油	3 ~6.3		营桶产
离心油泵	IY80— 65—160	30 ~55	35.5 ~288	2900	4.6 ~6.25	6.25 ~71.5	≤75		"	5.2 ~6.3		"
"	6B—33	140 ~200	38.8 ~29.2	1450	18.3 ~21.4	74.5~ 76.5	≤75		"	3.3 ~6.7		武汉站
"	4BA —12	65 ~120	37.7 ~28	2900	9.25 ~12.3	72 ~78	≤75		油品	4		营桶
电动往复泵	1DY —15/1.5	15	15 kg/cm ²	1450	电机功率 3KW		≤60		润滑油	3		"
转子泵	1½"	9	15 kg/cm ²	1450	3KW				汽、煤、柴油	3.6 ~48		"
离心油泵	100Y —60—1	60 ~120	67~ 59	2900	电机功率 30KW							

第二节 泵的基本参数

表征泵的主要性能的参数主要有流量、扬程、转速、汽蚀余量及功率和效率。

(1) 流量Q

流量是指泵在单位时间内输送出去的液体量。流量分体积流量和质量流量。

体积流量用Q表示,单位是 m^3/s 、 m^3/h 等、

质量流量用 Q_m 表示,单位是 kg/h 、 kg/s 等。

质量流量和体积流量的关系为:

$$Q_m = \rho Q \quad (1-1)$$

式中 ρ 液体密度 (kg/m^3) ; 常温清水 $\rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$

(2) 扬程H

扬程是泵所抽的单位重量液体从泵进口处到泵出口处能量的增值。也就是一牛顿液体通过泵获得的有效能量。其单位是 $\text{N} \cdot \text{m}/\text{N} = \text{m}$ 即泵抽送液柱高度,习惯简称为米。

(3) 转速n

转速是泵轴单位时间的转数,单位是 r/min 。

(4) 汽蚀余量NPSH

汽蚀余量又叫净正吸头,是表示汽蚀性能的主要参数。汽蚀余量国内用 Δh 表示。

(5) 功率和效率

泵的功率通常指输入功率,即原动机传到泵轴上的功率,故又称轴功率,用N表示。

泵的有效功率又称输出功率,用 N_e 表示,它是单位时间内从泵中输送出去的液体在泵中获得的有效能量。

因为扬程是泵输出的单位重量液体从泵中获得的有效能量,所以扬程和质量流量及重力加速度的乘积,就是单位时间内从泵中输出液体所获得的有效能量——泵的有效功率。

$$N_e = HQ_m g = g\rho QH(W)$$

$$\text{或} \quad N_e = \frac{g\rho QH}{1000} = \frac{\gamma QH}{1000} (KW)$$

(1-2)

式中 ρ —泵输送液体的密度 (kg/m^3) ;

γ —泵输送液体的重度 (N/m^3) ;

Q—泵的流量 (m^3/s) ;

H—泵的扬程 (m) ;

g—重力加速度 (m/s^2) 。

若液体重度的单位为 N/m^3 , Q、H的单位与上式相同,则

$$N_e = \frac{\gamma Q H}{102} \quad (\text{KW})$$

轴功率 N 和有效功率 N_e 之差为泵内的损失功率，其大小用泵的效率来计量。泵的效率为有效功率和轴功率之比，用 η 表示，即

$$\eta = \frac{N_e}{N} \quad (1-3)$$

例题：如图 1—3 所示，泵从油罐 B 向油罐 A 供油，试用下面两组参数表示泵的扬程，泵出口和进口总水头。

(1) 泵出口压力计读数 M_d (m)、泵进口真空表读数 V_s (m)、表距 Z_o (m) 泵进口出口速度 U_s 、 U_D (m/s)。

(2) 压力 P_c 、 P_t (MPa)、几何高度 Z'_1 、 Z'_2 、 Z_0 、吸入管路和排出管路的损失水头 h_1 、 h_2 (m)。

解：

$$M_d = \frac{P_D}{g\rho} - \frac{P_a}{g\rho}$$

$$V_s = \frac{P_a}{g\rho} - \frac{P_s}{g\rho}$$

$$\frac{P_D}{g\rho} = M_d + \frac{P_a}{g\rho}$$

$$\frac{P_s}{g\rho} = \frac{P_a}{g\rho} - V_s$$

$$H = M_d + V_s + \frac{U_D^2}{2g} - \frac{U_s^2}{2g} + Z_o$$

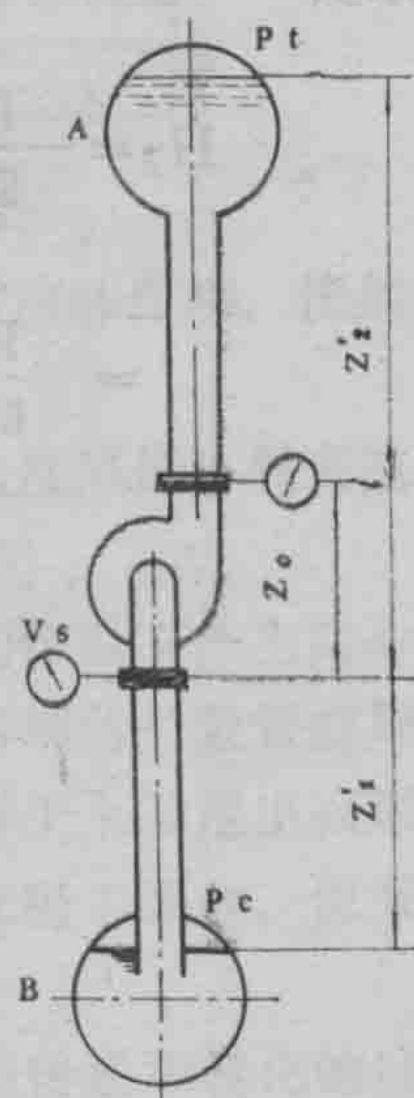


图1—3 泵装置

$$(1-4)$$

列吸入液面和泵进口、排出液面和泵出口的伯努利方程：

$$\text{由} \quad \frac{P_c}{g\rho} = \frac{P_s}{g\rho} + \frac{U_s^2}{2g} + Z'_1 + h_1$$

$$\text{则} \quad \frac{P_s}{g\rho} + \frac{U_s^2}{2g} = \frac{P_c}{g\rho} - Z'_1 - h_1$$

由
$$\frac{P_D}{g\rho} + \frac{U_D^2}{2g} + Z_0 = \frac{P_t}{g\rho} + Z'_2 + h_2$$

则
$$H = \frac{P_D - P_s}{g\rho} + \frac{U_D^2 - U_s^2}{2g} + Z_0$$

$$= \frac{P_t - P_c}{g\rho} + Z'_1 + Z'_2 + h_1 + h_2$$

进口总水头

$$H_1 = \frac{P_s}{g\rho} + \frac{U_s^2}{2g} = \frac{P_a}{g\rho} - V_s + \frac{U_s^2}{2g}$$

$$= \frac{P_c}{g\rho} - Z'_1 - h_1 + \frac{U_s^2}{2g}$$

出口总水头

$$H_2 = \frac{P_D}{g\rho} + \frac{U_D^2}{2g} = M_d + \frac{P_a}{g\rho} + \frac{U_D^2}{2g}$$

$$= \frac{P_t}{g\rho} + Z'_2 + h_2 - Z_0$$

第二章 离心泵的基本知识

第一节 离心泵的工作原理

如图 2—1 所示, 我们拿一敞口圆筒做实验。当敞口圆筒绕中心轴做等角速旋转时, 圆筒内的水面便呈抛物线上升的旋转凹面。圆筒的半径越大, 转得越快时, 液体沿圆筒上升的高度 h 就越大。壁面 D 点液体质点所受的水静压力就越大。离心泵就是基于这一原理来工作的, 所不同的是离心泵的叶轮、泵壳都是经过专门的水力计算和设计来完成的。

离心泵的主要过流部件是吸液室、叶轮和压液室。

(1)、吸液室

吸液室的作用是把液体按一定要求引入叶轮。

(2)、叶轮

叶轮是泵的核心, 也是过流部件的核心, 泵通过叶轮对液体做功, 使其能量增加。

(3)、压液室

压液室的作用是收集从叶轮中高速流出的液体, 使其速度降低, 转变速度能为压力能, 并把液体按一定要求送入下级叶轮进口或送出排出管路。

当泵内充满液体时, 由于叶轮高速旋转, 液体在叶片的作用下产生离心力, 使液体获得大的速度以及少量的压力能, 液体通过排出室即蜗壳后端的扩散管或导管的截面逐渐扩大, 使速度能转成压力能。在这同时, 泵叶轮中心处由于水被甩出而形成低压, 低于泵吸入口压力, 在泵内外压差的作用下、液体又源源补充吸入泵内, 使泵连续排出液体。

由上述可知, 离心泵的工作过程, 实际上是一个能量的传递和转化的过程, 它把高速旋转的机械能转化为被抽升液体的动能和势能。在这个传递和转化过程中, 就伴随着许多能量损失, 这种能量损失越大, 该离心泵的性能就越差, 工作效率就越低。

第二节 离心泵的分类

一、按叶轮数目或级数来分:

1、单级泵——泵中只有一个叶轮。

2、多级泵——泵中有许多大小相同的叶轮串联在轴上工作, 每一叶轮为一级。(最多可达300多级) 它能提高扬程, 而不增加流量。

二、按叶轮吸入方式来分:

1、单吸式泵——叶轮一侧有吸入口的泵。 图 2—2 (a)

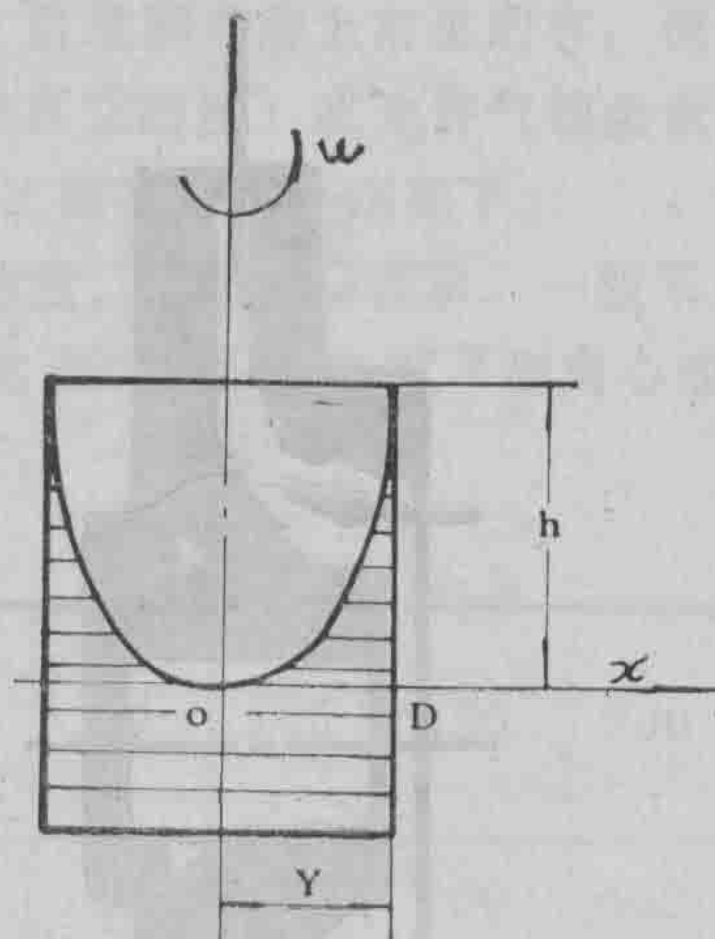


图 2—1

2、双吸式泵——叶轮两侧都同时吸入液体的泵。 图 2—2 (b)

三、按叶轮的结构分：

1、开式叶轮泵——叶轮没有前后盘板（图 2—3）（a）多用于污水泵。

2、半开式叶轮泵——叶轮靠吸入口处没有盘板（图 2—3）（b）适于粘度较大或含有固体颗粒的液体。

3、闭式叶轮泵——叶轮两侧都有盘板（图 2—3）（c）适于输送洁净的液体。

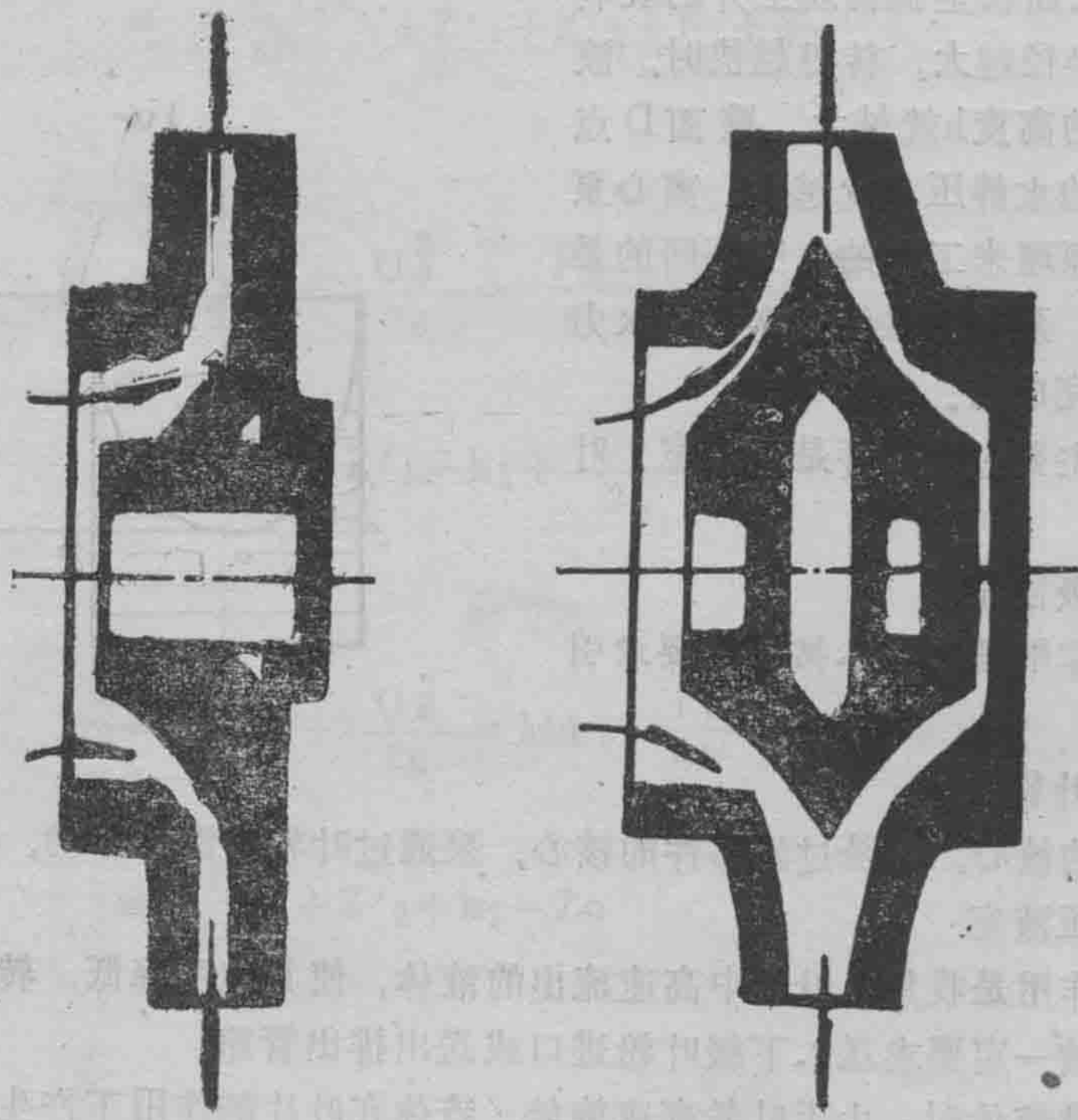


图 2—2

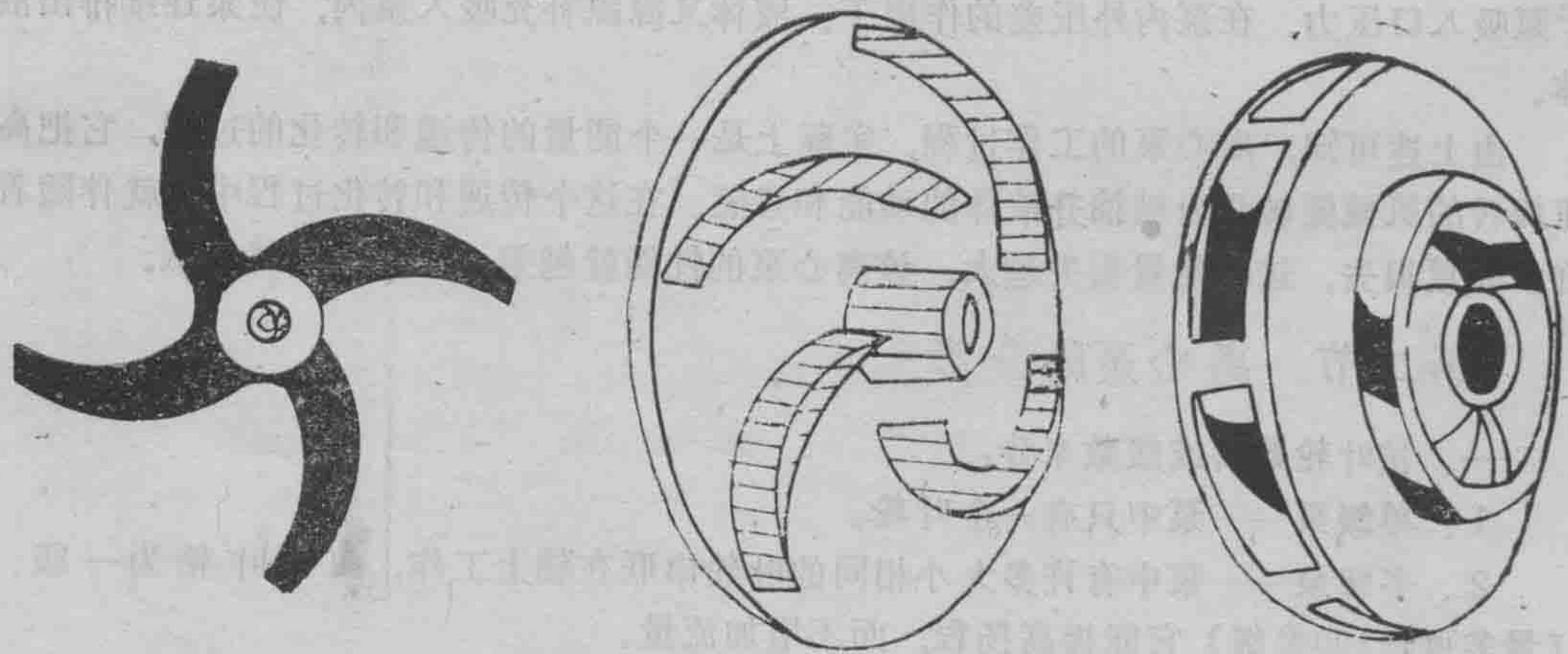


图 2—3

四、按泵轴位置分为立式泵，卧式泵。

五、按支承结构分为悬臂式泵、两端支承泵。

六、按压水室形式分为蜗壳式泵、导叶式泵。

七、按泵的扬程分：低压泵（<20米水柱）、中压泵（20~160米水柱）、高压泵（160米水柱以上）。

第三节 离心泵的基本性能参数

离心泵及其他叶片式泵的性能参数，在样本、目录和名牌上常见的有：流量（Q）扬程（H）转数（n）允许吸程（H_s）（允许吸上真空高度）或允许气蚀余量（Δh）、轴功率（N_轴）、或电机容量（KW）效率（η）比转数等，介绍如下。

（1）流量：指泵在单位时间内的输送的液体量。以符号Q表示。一般采用m³/s为单位。泵的额定流量与泵吸入口直径存在一定比例关系。对于Y型离心油泵（n=2950r/min）其额定流量与吸入口直径的关系如下：

表 2—1

吸入口直径 (mm)	40	50	65	80	100	150	200	250
流量 (m ³ /h)								
级数								
两级泵	6.25	125	25	50	100	200	300	450
多级泵	6.25	125	25	45	80	150	280	450

$1\text{ m}^3/\text{h}=0.278\text{ L/S}; 1\text{ L/S}=3.6\text{ m}^3/\text{h}.$

体积流量和重量流量可按式换算： $G=\gamma Q$ 。

（2）扬程（或压头）

泵的扬程H(图2—4)是指单位重量液体通过泵后，所获得的能量增值(N·m/N或米液柱)。

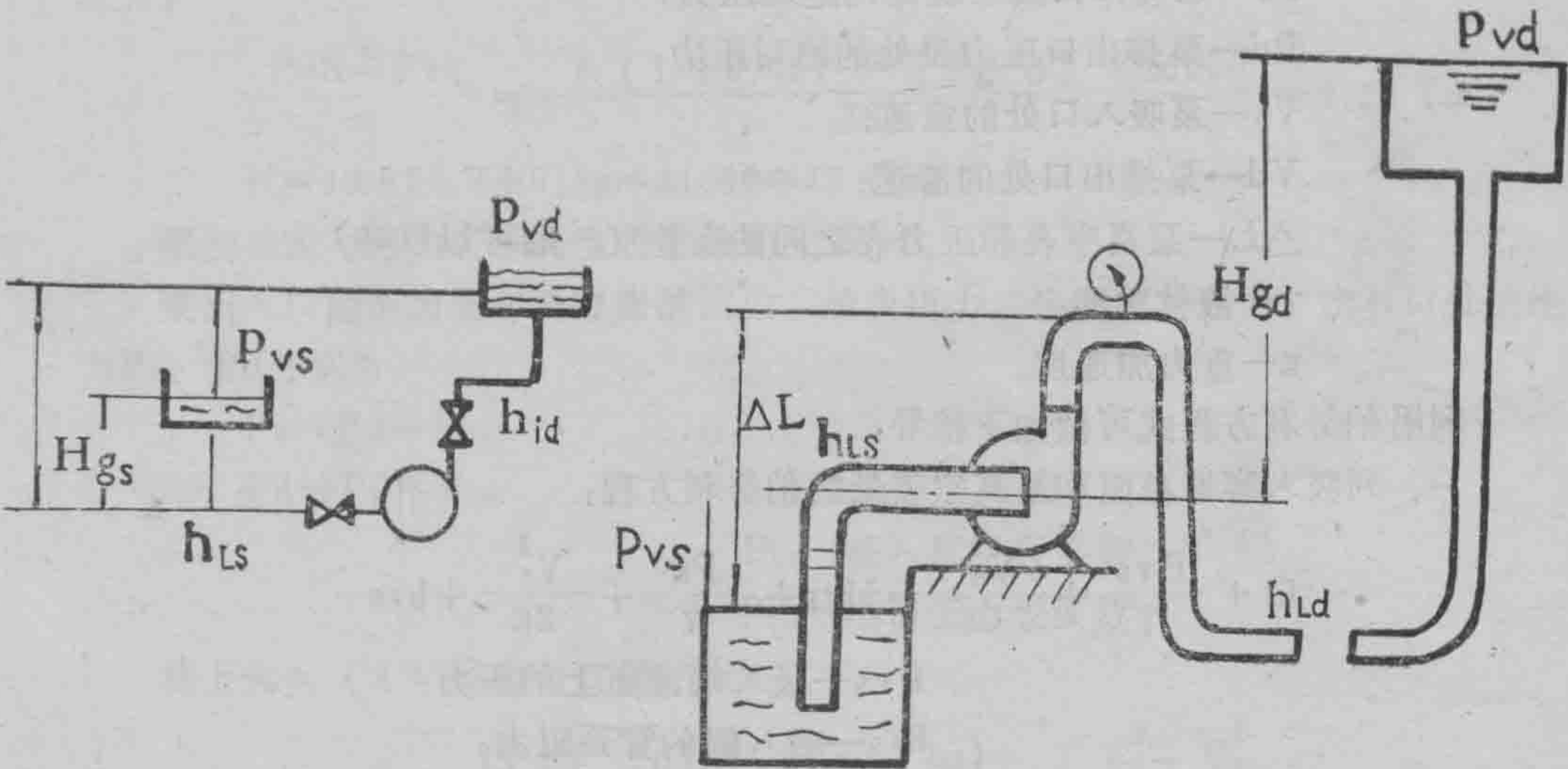


图2—4

泵样本或名牌上给出的泵扬程是用水试验得出的。在液体粘度不大于水时，恒转速下，泵的扬程与液体的粘度无关；当液体粘度较大时，泵的扬程应进行校正。

$$H = \frac{10(P_{vd} - P_{vs})}{\gamma} + H_{gd} + H_g + h_{1d} + h_{1s} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g}$$

式中：H—泵的扬程：米液柱；

P_{vd} , P_{vs} —排出端、吸入端容器液面上的压力：MPa；

H_{gd} —排出端最高液面至泵中心的垂直距离，米液柱；

H_{gs} —吸入端液面至泵中心的垂直距离（当液面低于泵中心吸上时， H_{gs} 取“+”值，当液面高于泵中心线灌注时， H_{gs} 取“-”值）米液柱；

h_{1d} , h_{1s} —排出侧、吸入侧管系阻力，米液柱；

V_d , V_s —排出侧、吸入侧的液体流速，m/s

g —重力加速度，9.81m/s²

γ —液体重度，t/m³

根据（图2—4）情况，如以吸入面为基准，泵吸入口和排出口，单位重量液体的能量。

$$E_s = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + H_{gs} \quad (\text{吸入口})$$

$$E_d = \Delta L + \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} + H_{gs} \quad (\text{排出口})$$

单位液体经过泵后，能量的增值，即为泵的扬程（H）：

$$H = E_d - E_s$$

$$= \Delta L + \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

E_s —泵吸入口单位重量液体能量；

E_d —泵排出口单位重量液体能量；

P_s —泵吸入口真空表处的绝对压力；

P_d —泵排出口压力表处的绝对压力；

V_s —泵吸入口处的流速；

V_d —泵排出口处的流速；

ΔL —泵真空表和压力表之间的高差（一般可以忽略）；

γ —液体重度；

g —重力加速度。

利用伯努利方程式可做如下推导：

一、列吸入容器液面和泵真空表处的伯努利方程：

$$0 + \frac{P_{vs}}{\gamma} + \frac{V_n^2}{2g} = H_{gs} + \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + h_{1s}$$

P_{vs} —吸入端液面上的压力；

h_{1s} —吸入侧的管系阻力；

V_n —吸入罐液面下降速度；

二、列出泵出口压力表处和排出罐液面间的伯努利方程：

$$\Delta L + H_{gs} + \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} = H_{gs} + H_{gd} + \frac{P_{vd}}{\gamma} + \frac{V_m^2}{2g} + h_{id}$$

V_m —排出罐液面上升速度。

吸入罐和排出罐面积较大，所以 $V_n \approx V_m \approx 0$ ，上两式相加得：

$$\Delta L + \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} = H_{gs} + H_{gd} + h_{is} + h_{id} + \frac{P_{vd} - P_{vs}}{\gamma}$$

$$\therefore \Delta L + \frac{P_a - P_s}{\gamma} + \frac{V_a - V_s}{2g} = H$$

$$\therefore H = H_{gs} + H_{gd} + h_{is} + h_{id} + \frac{P_{vd} - P_{vs}}{\gamma}$$

如果吸入罐和排出罐液面通大气时，

则 $P_{vd} = P_{vs} = P_d$ (大气压力)。泵的扬程

$$H = H_{gs} + H_{ga} + h_{is} + h_{id} \dots \dots \dots (2)$$

例：某油库由卧罐（标高112米、卧罐正压0.4kg/cm²）用泵向立罐输油（立罐标高127米，正压0.02kg/cm²），已知两罐之间当流量为100m³/h时，其管路的阻力损失26.7米，所输送的为汽油，重度0.78吨/米³，求所需泵的扬程？

$$\text{解： } H = H_{gs} + H_{gd} + h_{is} + h_{id} + \frac{P_{vd} - P_{vs}}{\gamma}$$

$$H_{gs} + H_{gd} = 127 - 112 = 15M$$

$$h_{is} + h_{id} = 26.7M$$

$$\frac{P_{vd} - P_{vs}}{\gamma} = \frac{[(1 + 0.02) - (1 + 0.4)] \times 10000}{780} = -4.9$$

$$H = 15 + 26.7 + (-4.9) = 36.8 \text{ 米}$$

但实际上在输油过程中卧罐不可能保持0.4kg/cm²的正压，所以，泵的实际扬程应为：

$$\frac{P_{vd} - P_{vs}}{\gamma} = \frac{[(1 + 0.02) - (1 + 0)] \times 10000}{780} = 0.26 (m)$$

$$H = 15 + 26.7 + 0.26 = 41.96 \approx 42 (m)$$

泵的扬程与压力表和真空表读数的关系：

泵出入口的压力表和真空表的读数，是表压力，也叫相对压力。出入口处的绝对压力 P_s 、 P_d 分别为：

$$P_s = P_d - P_{bs}$$

$$P_d = P_d + P_{bd}$$

P_{bs} —吸入真空表读数；

P_{bd} —出口压力表读数。

将上代入 (1) 扬程与式得

$$H = \Delta L + \frac{(P_d + P_{bd}) - (P_d - P_{bs})}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g}$$

$$= \Delta L + \frac{P_{bd} - P_{bs}}{r} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \quad (\text{第一、三项可以忽略, 略去后}):$$

$$H = \frac{P_{bd} - P_{bs}}{\gamma} \dots \dots \dots (3)$$

将 (3) 与 (2) 比较, 可知:

$$\frac{P_{bd}}{\gamma} = H_{gs} + h_{ls}$$

$$\frac{P_{bd}}{\gamma} = H_{gd} + h_{ld} \quad \text{根据这种情况, 泵工作时, 真空表和压力表读数的}$$

变化, 可以帮助我们分析一些故障。例如: 泵吸入管堵塞时, 真空表的读数比正常大, 压力表的读数比正常小。因吸入管堵后, 吸入管的阻力损失增大, 而排出管的阻力损失因流量的减小而减小。

排出管堵塞时, 真空表的读数比正常小, 压力表的读数比正常大。其原因是排出管的阻力损失增大, 而吸入管的阻力损失因流量的减小而减小。

排出管破裂时, 压力表的读数突然降低, 而真空表的读数突然增大。这是由于排出管破裂时, 排出管的阻力损失减小, 泵的流量突然增加, 吸入管的阻力损失也突然增大。

离心泵的扬程与叶轮个数和转速有关, 由于受叶轮材料强度的限制, 所以, 离心泵的转速不可能很高。一般铸铁叶轮的圆周速度不超过50米/秒, 扬程一般不超过125米; 一般铸钢叶轮的圆周速度不超过100米/秒, 扬程不应超过500米, 如需要得到更高扬程, 就必须采用多级泵。

3、转数: (R、P、M) 指每分钟内叶轮的转数, 以符号 n 表示 (转/分)。一般离心油泵采用电动机驱动, 转动主要分2960转/分 (2P), 1460转/分 (4P) 两种; 其余960/转分 (6P)、730转/分 (8P)、560转/分 (10P) 较少用。

4、轴功率、效率和配用电机功率:

轴功率 (N_o) 包括: 有效功率 (N_e) 和无功功率 (即容积, 水力和机械损失的总和) 两部分。

有效功率 N_e (KW), 即泵在单位时间内对液体所作的功。

$$N_e = \frac{QH\gamma}{367} \quad (\text{KW})$$

$$\text{或 } N_e = \frac{QH\gamma}{270} \quad (\text{HP})$$

Q —流量 (m^3/h)

H —扬程 (m)

γ —液体重度 (t/m^3)

$$\text{轴功率 } N_o = \frac{N_e}{\eta}$$

$$\text{即 } N_o = \frac{QHr}{367\eta} \quad (\text{KW})$$

或
$$N_o = \frac{QHr}{270\eta} \quad (\eta)$$

离心泵的配套功率（N），为了安全起见，一般应比轴功率大些。

即
$$N = K \frac{N_o}{\eta_{传}}$$

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

K—备用系数，可根据泵的轴功率大小，在下表中选取。

表 2—2 备 用 系 数 表

水泵轴功率	< 5	5~10	10~50	50~100	>100
电动机(千瓦)	2~1.3	1.3~1.15	1.15~1.1	1.08~1.05	1.05
内燃机(马力)		1.5~1.3	1.3~1.2	1.2~1.15	1.15

5、效率（ η ）

表示水泵性能的好坏及对动力有效利用的多少。效率是一项重要的技术经济指标。水泵从原动机取得的轴功率，其中有一部分在泵内损失了，没有损失的部分(即有效功率 N_e)与轴功率（ N_o ）之比叫做效率（ η ）。

即
$$\eta = \frac{N_e}{N_o} \times 100\%$$

目前，离心泵的效率大致在60~85%，大型离心泵可达90%左右。

离心泵的功率损失（也称无功功率）包括三方面的损失，即水力损失、容积损失、机械损失。

（1）水力损失：

离心泵的水力损失有冲击损失，即当流量偏离设计工况时，其液流方向就要与叶片方向发生偏离，产生冲击。其冲击力与实际流量和设计流量之差的平方成正比。即 $h_{Ch} = B(Q - Q_K)^2$ ，B—系数。还有旋涡损失（因为泵体空间截面复杂，液体在流速和方向的变化中不可避免地会产生旋涡损失。且过流表面存在尖角、毛刺、死水区等也会增大旋涡损失）以及沿程摩擦损失（ $h_m = \Lambda Q^2$ ， Λ —系数）。

在各部位的水力损失中，叶轮内的水力损失最大，是全部水力损失的一半左右；其次是导叶转弯处的水力损失占1/4左右；其余1/4损失在叶轮到导叶、导叶扩散部分、及导叶到叶轮入口等部位。

（2）机械损失：

包括轴承、轴封摩擦损失和叶轮园盘摩擦损失。

轴承和轴封与轴高速旋转时产生摩擦，其损失较小，约占轴功率的1%~3%左右。

叶轮园盘摩擦损失，即叶轮盖板表面与液体的相互摩擦。这种损失在整个机械损失

中占的比较大，特别在一些中，低比转数的泵中更显著。

如 图 2—5 %

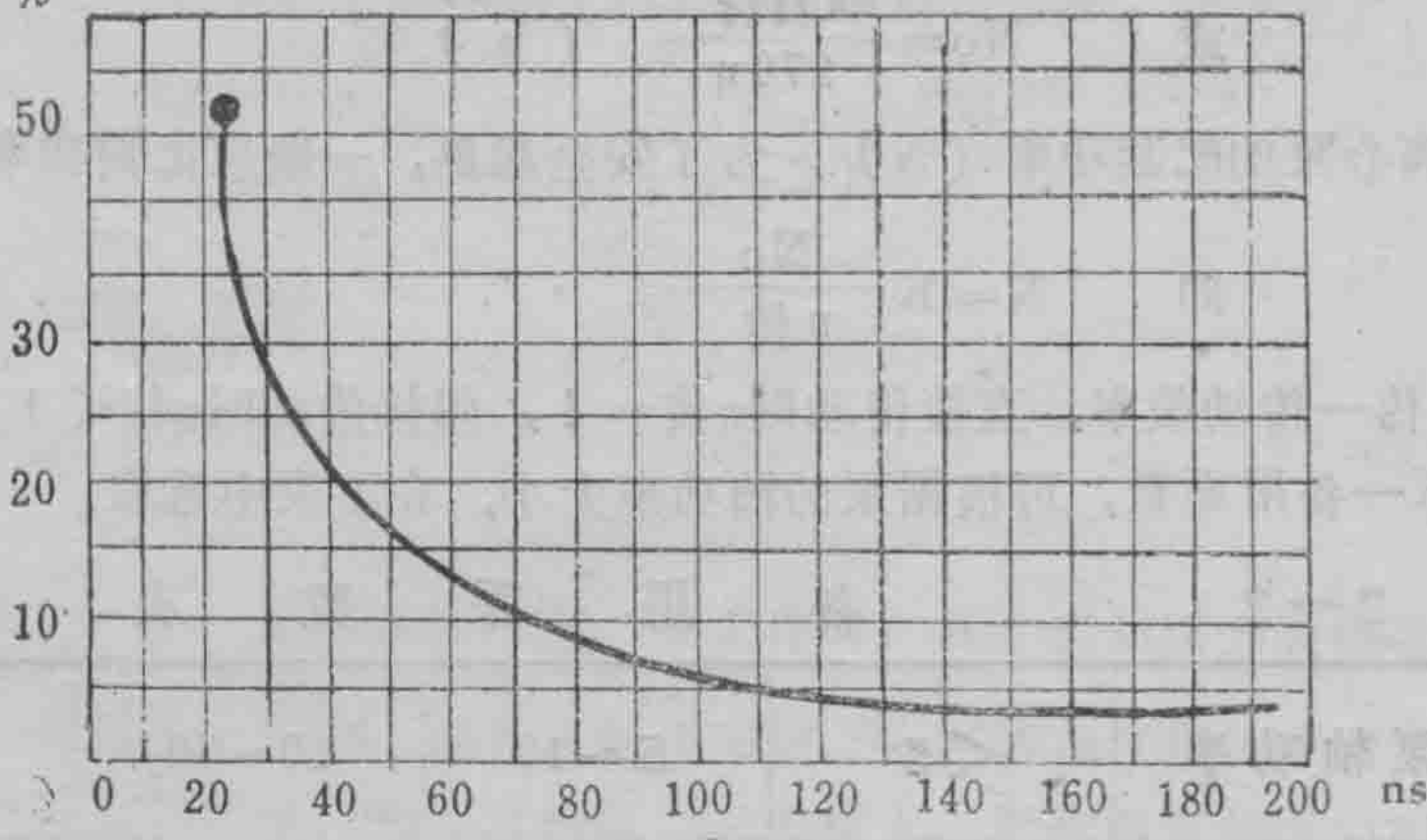


图2—5 园盘摩擦损失与比转数的关系

ΔN_{df} —园盘摩擦损失

(3) 容积损失

包括密封环漏泄损失、平衡机构漏泄损失和级间漏泄损失。

① 密封环漏泄损失。

水泵工作时，由于叶轮入口处密封环两侧存在压力差，一侧近似叶轮出口压力，一侧为叶轮入口压力，所以始终会有一部分液体从叶轮出口向入口漏泄。这部分液体在叶轮里获得了能量，但并没有排出，只用到克服密封环阻力上，造成了损失。密封环直径愈大，其两侧压力相差愈悬殊。则漏泄量就愈大。为了减少漏泄，应在允许的情况下缩小密封环的间隙。一般总间隙近似取密封环直径的 2 % 左右。装配时，密封环不可偏心太大，否则漏泄量亦增加。

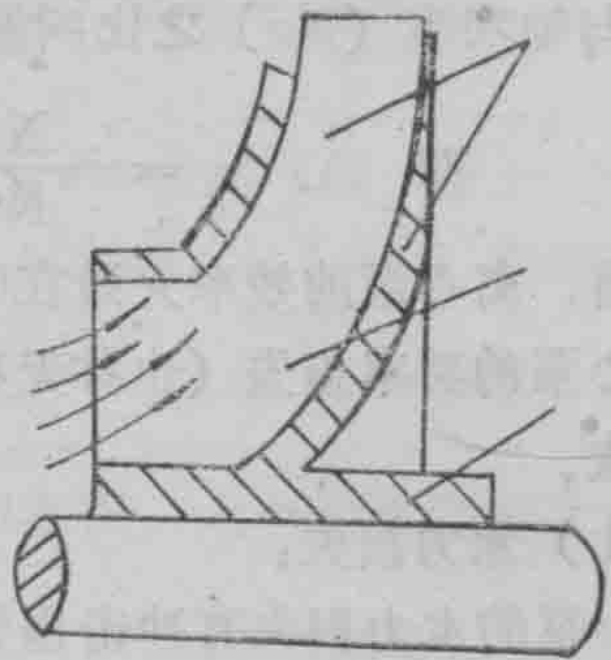


图 2—6

为了减少密封环的漏泄，可用增加密封环阻力的办法，即将密封环制成迷宫，锯齿形等。

密封环的漏泄，在某种情况下会引起叶轮入口扰动，因此要合理的设计密封环形式。

② 平衡机构漏泄损失

许多离心泵都设有平衡轴向推力的机构：如平衡孔、平衡管、平衡盘等。由于平衡机构两侧存在压力差，所以，有一部分液体从高压区域向低压区域漏泄。平衡孔的漏泄会使泵效率降低 5 % 左右；在平衡盘机构中，漏泄量一般是工作流量的 3 %，有些高压泵的比值还要大些。为了减少此项损失，可在不影响平衡的情况下减小平衡盘直径。

③ 级间漏泄损失

在涡壳式多级泵中，级间隔板两侧压力不等、因而也存在漏泄损失、分段式多级泵级