全国技校教材
劳动和社会保障部培训就业司组织评审认定

煤炭技工学校通用教材

选煤厂流体机械

煤炭工业出版社

煤炭技工学校通用教材

TD45
C2004002

选煤厂流体机械

全国职业培训教学工作指导委员会煤炭专业委员会　编

煤炭工业出版社

·北　京·

内 容 提 要

本书概述了流体力学基本理论，油压泵和离心清水泵及杂质泵的工作原理、结构、性能和使用，对离心式通风机、鼓风机和水环式真空泵及空气压缩机的工作原理、结构、使用等内容也进行了较为详细的论述。

本教材适于煤炭技工学校选矿专业师生阅读，亦可作选煤厂在职培训、就业前培训之用。

煤炭工业出版社　出版
（北京市朝阳区芍药居 35 号　100029）
网址：www.cciph.com.cn
北京密云春雷印刷厂　印刷
新华书店北京发行所　发行
*
开本 787mm×1092mm 1/16　印张 8 3/4
字数 201 千字　印数 1—4,000
2004 年 3 月第 1 版　2004 年 3 月第 1 次印刷
ISBN 7-5020-2371-2/TD463

社内编号 5142　定价 15.00 元

版权所有　违者必究
本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题，本社负责调换

全国职业培训教学工作指导委员会
煤炭专业委员会

主任委员 刘 富

副主任委员 仵自连 刘同良 张贵金 韩文东 范洪春 刘荣林
雷家鹏 曾宪周 夏金平 张瑞清

委 员 （按姓氏笔画为序）

于锡昌 牛麦屯 牛宪民 王亚平 王自学 王朗辉
甘志国 石丕应 仵自连 任秀志 刘同良 刘荣林
刘振涛 刘 富 刘 鉴 刘鹤鸣 吕军昌 孙东翔
孙兆鹏 邢树生 齐福全 严世杰 吴庆丰 张久援
张 君 张祖文 张贵金 张瑞清 李 玉 李庆柱
李祖益 李家新 杨 华 辛洪波 陈家林 周锡祥
范洪春 赵国富 赵建平 赵新社 夏金平 高志华
龚立谦 储可奎 曾宪周 程光玲 程建业 程彦涛
韩文东 雷家鹏 樊玉亭

前　言

为了加快煤炭技工学校的教学改革步伐，不断适应社会主义市场经济发展和劳动者就业的需要，加速煤炭工业技能型人才的培养，促进煤炭工业现代化建设的发展和科学技术的进步，在全国职业培训教学工作指导委员会的指导下，全国职业培训教学工作指导委员会煤炭专业委员会，以全国煤炭技工学校“八五”教材建设规划为基础，研究制定了全国煤炭技工学校新时期教材建设规划，并列入了国家劳动和社会保障部制定的全国技工学校教材建设规划，劳动和社会保障部以《关于印发1999年度全国职业培训教材修订开发计划的通知》（劳社培就司函（1999）第15号）下发全国。这套教材59种，其中技术基础课教材43种，实习课教材16种。目前正在陆续出版发行当中。

这套教材主要适用于煤炭技工学校教学，工人在职培训、就业前培训，也适合具有初中文化程度的工人自学和工程技术人员参考。

《选煤厂流体机械》是这套教材中的一种，该教材由淮北矿业集团职教中心李含胜同志编写，1993年由煤炭工业出版社出版发行。2000年，全国职业培训教学工作指导委员会煤炭专业委员会根据煤炭生产和煤炭技工学校的教学要求，依据劳动和社会保障部批准的全国煤炭技工学校统一教学计划、教学大纲，组织有关专家对该教材进行了全面审查，并对教材中的部分内容进行了修改和更新。使该教材内容更加丰富，更具针对性、科学性、适用性，能更好地满足煤炭技工学校的教学要求。在本教材的编写过程中，得到了煤炭企事业单位有关专家和工程技术人员的大力支持和帮助，在此一并表示感谢。

由于时间仓促，书中难免有不当之处，恳请广大读者批评指正。

全国职业培训教学工作指导委员会
煤　炭　专　业　委　员　会
2004年2月

目　　录

第一章　流体力学基础 …… 1
　第一节　流体力学及学习流体力学的目的 …… 1
　第二节　流体的主要物理性质 …… 1
第二章　流体静力学 …… 6
　第一节　流体静压力及其特性 …… 6
　第二节　流体静压力基本方程式 …… 7
　第三节　等压面 …… 10
　第四节　压力的测量 …… 11
第三章　流体动力学基础 …… 18
　第一节　流体动力学的基本概念 …… 18
　第二节　流体流动的连续性方程式 …… 21
　第三节　伯努利方程式 …… 23
　第四节　实际流体总流的伯努利方程式 …… 27
　第五节　总流伯努利方程式的应用 …… 28
第四章　流体在管路中的流动状态和水头损失 …… 34
　第一节　雷诺实验和流体的两种运动状态 …… 34
　第二节　流体流动的水头损失 …… 36
第五章　离心式清水泵和杂质泵 …… 42
　第一节　离心式水泵的工作原理和基本参数 …… 42
　第二节　水泵的吸水高度和汽蚀现象 …… 47
　第三节　离心式清水泵和杂质泵的主要结构型式 …… 50
　第四节　离心式水泵的工作性能 …… 63
　第五节　离心式水泵的使用 …… 70
　第六节　油压泵 …… 73
第六章　通风机 …… 78
　第一节　概　述 …… 78
　第二节　通风机的性能 …… 79
　第三节　通风机的结构型式 …… 82
　第四节　通风机的使用 …… 84
第七章　空气压缩设备 …… 88
　第一节　概　述 …… 88
　第二节　空压机的结构、主要部件及附属装置 …… 91
　第三节　活塞式空压机的使用 …… 100

第八章　离心式鼓风机…… 106
第一节　离心式鼓风机的结构及其特点…… 106
第二节　离心式鼓风机的性能…… 107
第三节　离心式鼓风机的使用…… 108
第四节　罗茨鼓风机…… 112
第九章　水环式真空泵及压风机…… 118
第一节　单作用水环式真空泵…… 118
第二节　双作用水环式真空泵…… 120
第三节　真空泵的使用和维护…… 128

第一章 流体力学基础

第一节 流体力学及学习流体力学的目的

流体力学是力学的重要组成部分。流体力学主要是研究流体的平衡和运动规律以及运用这些规律来分析和解决工程技术中的应用与计算的一门学科，是工程应用力学的组成部分之一，它采用理论分析与实验相结合的方法研究并建立起流体中的作用力、运动速度和压力之间的关系。流体力学分流体静力学和流体动力学等几大部分。研究流体平衡规律的一门学科叫流体静力学；研究流体运动规律的一门学科叫流体动力学。

在理论研究方面，流体力学广泛采用物理学和理论力学的基本定律。但是流体在平衡和运动状态中的许多问题相当复杂，难以都能得到严密的理论验证。除了理论分析外，它还广泛地借助于实验的方法，才建立起自己的科学体系。因此，流体力学不仅理论性较强，而且实践性也较强。

流体力学是一门应用较广的学科，如工业上和生活中的城市给水和排水、排水灌溉、海港水运以及输油等方面都离不开流体力学。在煤矿生产和选煤厂生产中的排水、通风、鼓风、水力采煤和重力选煤等的理论基础都是流体力学。

流体力学所研究的运动，仅限于由于外部原因而引起的运动，对于流体内部的分子运动不予考虑，即把流体看作是由无穷多个连续分布的流体质点所组成的连续介质，并假想在连续介质中，质点与质点之间没有空隙，质点是均匀地分布在连续介质之中的。

本篇重点介绍流体力学中最基本的概念及应用，如流体静力学基本方程式、连续性方程式、伯努利方程式以及液流在管路中的压头损失计算公式等，为学习和掌握选煤厂各种流体机械的性能，为分析和计算流体力学问题提供必要的理论基础。

第二节 流体的主要物理性质

在工程技术中，我们往往把流体分子之间的吸引力称为内聚力（也称相互聚集力），而把流体分子与固体分子之间的吸引力称附着力。流体的物理性质与上述两种力有关，这些物理性质是决定流体平衡和运动规律的内在原因。主要有：

一、流动性

液体和气体统称为流体。流体不同于固体的明显之处，在于各流体质点之间的内聚力极小，即流体（特别是液体）能承受较大的压应力，却几乎不能承受拉应力，对剪切应力的抵抗极弱，易于流动，不能保持固定的形状，其形状只能随容器形状的改变而改变，这个特性叫流体的流动性。

液体和气体的主要区别在于液体分子间的距离较气体小，在压力作用下体积改变很小；气体分子间距离较大，在压力作用下体积改变较大。

二、密度和重度（容重）

我们知道，对于各种不同的流体，即使体积相同，质量也是不同的。如 1 m^3 的水、油、水银、空气等，其质量显然不同，为了表明流体的这种性质，我们采用密度即单位体积的流体所具有的质量来表示。

若用 ρ 来表示流体的密度，则：

$$\rho = \frac{M}{V} \tag{1-1}$$

式中 ρ——流体密度，kg/m^3；

M——均质流体的质量，kg；

V——均质流体的体积，m^3。

实验证明，流体的密度 ρ 与压力 p 和温度有关，但在通常状态下流体是处在大气压力之下，并且温度的变化不大，所以流体的密度可以看成是不变的。

地球表面的一切流体，都处在地心引力的作用之下。因此，具有质量的流体也一定具有重量。由于重量易于称量，故在流体力学中又多用单位体积的流体所具有的重量即重度（或容重）来表示上述的特征。

若用 γ 表示流体的重度，则：

$$\gamma = \frac{G}{V} \tag{1-2}$$

式中 γ——流体的重度，N/m^3；

G——流体的质量，N；

V——流体的体积，m^3。

流体的重度也和密度一样与压力及温度有关，但因变化很小，所以也可以看成是不变的。

在工程应用中，有时已知均质流体的密度求其重度，或已知均质流体的重度求其密度。此时，直接应用上述两个公式比较繁琐，因此，我们设法导出另外的公式。

由式（1－1）和式（1－2），并考虑 $G = Mg$，可以得到重度与密度的关系式如下：

$$\gamma = \rho \cdot g \tag{1-3}$$

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \tag{1-3'}$$

式中 g——重力加速度，m/s^2；

其他符号的意义同上。

在工程技术中，常见的几种流体的密度、重度如表 1－1 所示。

例 1－1　已知水在 4℃时的密度为 $0.001kg/cm^3$，求此温度时水的重度？

解：

$$\rho = 0.001kg/cm^3 = 1000kg/m^3$$

$$\gamma = \rho g = 1000kg/m^3 \times 9.810m/s^2 = 9810N/m^3$$

注意：题中的已知数单位与公式中量的符号的单位不同时，应先划成统一的单位，然后再代入公式计算。

三、压缩性、膨胀性

1. 压缩性

由于流体各分子之间有一定的间隙，当作用在流体上的压力增加时，其分子间的距离

缩小，因而流体的体积减少，密度增加。概括地讲，就是在温度不变的条件下，流体的体积随外压力的增加而缩小的性质称为流体的压缩性。压缩性的大小用体积压缩系数或压缩率 β_p 表示，其单位为 m^2/N。

表 1－1　几种流体的重度与密度

流体名称	温度/℃	密度/（$kg \cdot m^{-3}$）	重度/（$N \cdot m^{-3}$）
水	4	1000	9810
水	10	999.7	9807.23
水	15	999.1	9801.37
水	20	998.2	9794.54
水银	20	13600	133420
汽油	20	678	6651
煤油	20	808	7926
润滑油（矿）	20	900～930	8830～9120
酒精	20	789	7740
空气	20	1.205	11.821
空气	0	1.293	12.684

实验测定，液体的体积压缩系数是非常小的，例如水在 20℃，压力为 101300～2500000Pa 时，其体积压缩系数 β_p 仅为 $4.844 \times 10^{-10} m^2/N$。常用液压油的压缩率为 $(5.1 \sim 7.1) \times 10^{-10} m^2/N$，因此在工程上的许多问题中，可以把液体当作是不可压缩的，但在某些特殊情况下，例如研究液体的振动、冲击时，仍必须考虑。否则由于压缩性引起的影响将会造成很大的偏差。

由于气体的压缩性很大，故称为可压缩流体。但对于流速低于 50～70m/s，压力低于 $9.81 \times 10^3 Pa$ 的气体，也可以当作不可压缩的流体对待，以便于分析研究。

2．膨胀性

在压力不变的情况下，流体随温度的升高而体积增大的性质称为流体的热膨胀性，简称膨胀性，流体膨胀性的大小可用体积膨胀系数 β_t 表示，其单位为 1/℃。

实验证明，液体的 β_t 值是很小的，当压力及温度变化不大时，可以认为液体的体积不发生变化，是既不可压缩又不膨胀的流体，压力及温度的变化很大时，需考虑其压缩性及膨胀性，否则会产生较大的误差。

四、粘　性

流体运动时，在其内部产生内摩擦力的性质称为流体的粘性。

当流体以某一速度流动时，其内部分子之间存在吸引力，此力称为流体的内聚力。而把流体分子和固体分子之间的吸引力叫附着力。流体的内聚力和附着力都是抵抗流体运动的阻力，而且是以内摩擦力的形式表现出来的，这就是流体粘性的实质。

液体和气体都具有粘性，但粘性的大小不一样，在相同条件下，液体的粘性比气体大。

设有两块平行板Ⅰ和Ⅱ（图 1－1），其间充满静止流

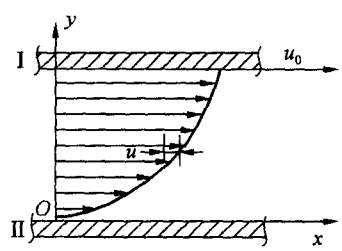


图 1－1　流体内部速度分布与粘性

体，若Ⅱ板固定不动，而Ⅰ板以速度 u_0 向右移动。两板间的流体在垂直断面中出现不同速度的运动状态，即可看作很多层流体的流动，与Ⅰ板接触的流体层同样以速度 u 运动，愈往下流体层运动的速度愈小，紧靠Ⅱ板的流体层速度几乎为零。

上述实验表明：每一层速度较慢的流体，都是在速度较快的流体层的带动下运动的，即快层对慢层产生一个拖力。根据作用与反作用原理，慢层对快层有一个阻止运动的阻力。拖力和阻力分别作用在两个流体层的接触面上，并且这一对力是在流体内部产生的，故称这对力叫内摩擦力或粘性阻力。

流体的粘性通常用粘度表示。粘度的表示有釉下几种方法：

1. *动力粘度*

动力粘度又称动力粘性系数，简称粘度，以 μ 表示。

μ 的单位是牛·秒/米^2（N·s/m^2）或帕·秒（Pa·s），1Pa·s 是指某一种均质流体在层状流动时的动力粘度，在该流体内两个相距 1m 的平面以 1m/s 的速度作相对运动时产生的切应力 1Pa。

动力粘度的工程单位是公斤力·秒/米^2（kgf·s/m^2），绝对单位制是达因·秒/厘米^2（dyn·s/cm^2），叫做“泊”。它们与国际单位制单位的换算关系如下：

$$1\text{Pa·s}=1\text{N·s/m}^2=10\text{P}=1000\text{cP}=0.102\text{kgf·s/m}^2$$

$$1\text{kgf·s/m}^2=9810\text{cP}=9.81\text{Pa·s}$$

2. *运动粘度*

运动粘度又称运动粘性系数，用符号 ν 表示。它是流体的动力粘度与密度在一个标准大气压下温度相同时的比值，即：

$$\nu=\frac{\mu}{\rho} \tag{1-4}$$

运动粘度的工程制单位和国际单位制相同，都是 m^2/s。1m^2/s 是指某一均质流体的动力粘度为 1Pa·s，密度是 1kg/m^3 时的运动粘度。运动粘度的绝对制单位为斯托克斯（St），它与国际单位制单位的换算关系：

$$1\text{m}^2/\text{s}=10000\text{cm}^2/\text{s}=10^6\text{cSt}$$

$$1\text{cSt}=10^{-6}\text{m}^2/\text{s}=10^{-2}\text{cm}^2/\text{s}$$

常用机械油的号数，就是表示这种油在温度为 5℃时，其运动粘度 ν 的平均值，表 1-2、表 1-3 分别给出了水和空气的 ν。

表 1-2　水在不同温度时的重度和粘度

温度 t/℃	重度 γ/（N·m^{-3}）	运动粘度 ν/（cm^2·s^{-1}）
0	9808.63	0.0179
10	9807.23	0.01306
15	9801.37	0.0114
20	9794.54	0.0100
30	9764.58	0.0080
40	9733.87	0.0066
60	9645.58	0.0047
80	9532.05	0.0036
100	9401.71	0.0029

表 1-3　空气在不同温度时的重度和粘度

温度 t/℃	重度 γ/ ($N \cdot m^{-3}$)	运动粘度 ν/ ($cm^2 \cdot s^{-1}$)
0	12.684	0.137
10	12.232	0.147
15	12.027	0.152
20	11.821	0.157
30	11.449	0.166
40	10.066	0.176
60	9.810	0.196

3. 恩氏粘度

恩氏粘度是以恩氏粘度计测出来的，即在一定的温度下使 200cm^3 的被测液体在自重作用下从圆筒中经直径 2.8mm 的小管流出所需的时间与 20℃的同体积蒸馏水流过上述小管所需的时间的比值就是这种流体的恩氏粘度，用符号°E 表示，即：

$$^{\circ}E = \frac{t_1}{t_2} \tag{1-5}$$

式中　t_1——200cm^3 的被测流体流过恩氏粘度计的小孔所需的时间，s；

t_2——200cm^3 的蒸馏水在 20℃时流过恩氏粘度计小孔所需的时间，s；一般 t_2 为 50～53s。

工业上常用 20℃、50℃和 100℃作为测定恩氏粘度的标准温度，其代表符号°E_{20}，°E_{50}、°E_{100}。求得°E 后，运动粘性系数可用下式求出：

$$\nu = 0.0731^{\circ}E - \frac{0.0631}{^{\circ}E}$$

复习思考题

1. 流体的重度和密度有何区别？它们的关系是什么？

2. 何谓流体的压缩性、膨胀性？它们对流体的重度和密度有何影响？在实际计算中，什么情况下才考虑流体的压缩性？

3. 圆管中充满流动的流体，是靠管壁的流速大？还是靠管中心的流速大？为什么？

4. 某种流体在桶内的体积为 0.06m^3，此流体的质量为 816kg，求此流体的密度、重度和质量？

5. 润滑油的密度 $\rho = 900kg/m^3$，用恩氏粘度计测其 200cm^3，在 20℃时流完的时间 $t_1 = 22min$，试求其动力粘度和运动粘度？

第二章 流体静力学

流体静力学是研究流体平衡规律的一门学科。这里所指的平衡不单指一般所谓静止的情况，而应当有广义的理解，凡是流体质点与质点间以及流体质点与固体接触面之间没有相对运动，这种状态就称为平衡。

第一节 流体静压力及其特性

一、流体静压力

在一个静止且装满均质流体的容器中，由于流体的重量而使容器底、壁以及流体内部质点都将受到压力的作用，观察从静止状态的流体中取出的一块分离体，如图 2－1 所示。这块分离体处于平衡状态，为了得出流体内部的应力，则用一平面 AB 把它分成Ⅰ、Ⅱ两部分，若拿走Ⅰ部分，则必须在平面 AB 上加一个代替Ⅰ部分对Ⅱ部分的作用力 F（力 F 应该是作用在平面 AB 各点上诸力的合力，且此诸力是均匀分布的），才能使Ⅱ部分保持平衡。若用 S_A 代表面 AB 的面积，则其流体静压力 p 为

$$p=\frac{F}{S_A} \tag{2-1}$$

按公式（2－1）求得的是面积 S_A 上的平均流体静压力，这只有在水平作用面的情况下，各部分的流体静压力才会是一样的。而在垂直作用面或倾斜作用面的情况下，其不同部位上的平均流体静压力是不一样的。为了计算上述两种情况下的流体静压力，必须引入“点的流体静压力的概念”。

在面积 S_A 上任意处，取一微小面积 ΔS_A，设作用在其上的总作用力为 ΔF，当小面积 ΔS_A 趋近于零时，$\frac{\Delta F}{\Delta S_A}$的极限，即：

$$p=\lim_{\Delta S_A \to 0}\frac{\Delta F}{\Delta S_A} \tag{2-2}$$

称为流体内部一点的流体静压力。

由此我们看出：所谓流体静压力，是指在静止的流体中单位面积上所受的作用力，因而又叫流体静压力强度。

二、流体静压力特性

流体静压力具有下述两个特性：

（1）流体静压力永远向内并垂直于作用面。

这一特性可以用反证法来验证。如图 2－1 所示，在处于静止状态的流体中，任意取 AB 面下的流体为分离体，并假设作用在 AB 面上的力为 F'，其方向向外，且不与该面垂

直，则 F' 可以分解为一个垂直于 AB 面的力 F_a'，一个相切于 AB 面的力 F_t'。若此种假设正确，则 F_t' 必引起流体流动，这显然与流体处于静止状态的前提条件不符。因此，F_t' 只可能等于零，即力 F' 只能与 AB 面垂直。另外，根据流体不能承受拉力的特性，可以得出结论：F' 的方向只能是向着作用表面的内法线方向，即图 2－2 中 F 的方向。

（2）流体内任一点，所受各方向上的流体静压力的大小均相等。

在静止的流体中任意取一点 A，如图 2－3 所示，假设此点左边的流体静压力 p_1 大于右边的流体静压力 p_2，流体质点 A 必将向右移动，这与静止流体的前提相矛盾，因此 $p_1 = p_2$。用此方法，可以证明 A 点处任意方向上的流体静压力相等。如用测压计围绕任意一点，测其各方向上的流体静压力，则测压计的读数是一个定值。

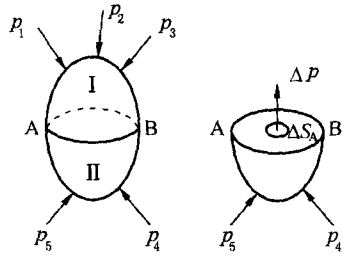


图 2－1　静止流体中的分离体

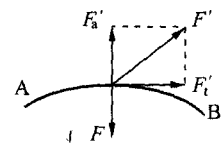


图 2－2　流体静压力特性(Ⅰ)

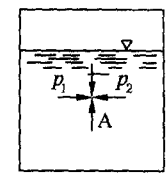


图 2－3　流体静压力特性(Ⅱ)

第二节　流体静压力基本方程式

流体静压力的基本方程式，是计算流体内部某处一点静压力的公式。

在盛有流体的静止容器中，流体的表面为自由面（即液体和外界气体之间或与真空之间的分界面）。设作用于流体自由面单位面积上的压力为 p_0（可等于标准大气压，也可不等于标准大气压），现在来研究自由面以下深度 h 处 A 点的流体静压力 p。

在自由面下 h 深度处取一点 A，假设绕 A 点做一小圆周，其圆周围成的水平面积为 ΔS，然后过圆周上各点向上作垂线，所形成的圆柱面和自由面相交，如图 2－4 所示，结果得到一底面积为 ΔS，高度为 h 的垂直圆柱体，把这个圆柱体作为一个分离体从周围流体中分离出来，并放大，我们来分析它的平衡条件。

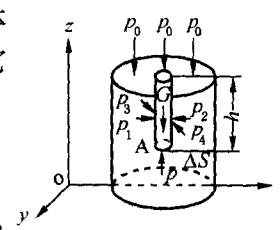


图 2－4　深度为 h 处 A 点的流体静压力

作用在其上的力有：

（1）垂直向上作用于底面上的力为：$F = p \cdot \Delta S$；

（2）垂直向下作用上顶面的力即自由面上的力为：$F_0 = p_0 \cdot \Delta S$；

（3）作用于圆柱体侧面上的压力为 p_1、p_2 等等。其方向均为水平方向，即各力都垂直于圆柱体表面；

(4) 小流体圆柱所受到的重力，即自重为：

$$G=\gamma\cdot\Delta S\cdot h$$

做空间直角坐标系如图 2－4，并将作用于流体圆柱上的各力，投影在各坐标轴上，由物理学和理论力学可知：欲使圆柱体保持平衡，各力在每一坐标轴上的投影之代数和必等于零。由于流体是静止的，根据流体静压力特性（Ⅱ）可知，圆柱体侧面上的力 F_1、F_2 等是相互平衡的，所以它们在各坐标轴上的投影之代数和都等于零。

分析垂直方向上的作用力，F_0、F、G 三力在 OX 和 OY 两轴上的投影也必然等于零。因为它们是垂直于这两个坐标轴的。因此，欲使分离出来的流体圆柱保持平衡，只要 F_0、F、G 三力在 OZ 轴上的投影之和等于零即可。若规定向上的作用力为正（反之亦可），则得到下列平衡方程式：

$$p\cdot\Delta S-p_0\cdot\Delta S-\gamma\cdot\Delta S\cdot h=0$$

即

$$p=p_0+\gamma h\quad(\mathrm{N/m^2}) \tag{2-3}$$

式中 p ——深度 h 处的流体静压力，$\mathrm{N/m^2}$；

p_0——作用在自由面上的外压力，$\mathrm{N/m^2}$；

γ ——流体的重度，$\mathrm{N/m^3}$；

h ——所研究的点与自由面之间的距离，m。

公式（2－3）是流体静压力的基本方式，说明如下：

(1) 在静止的流体中，某点流体静压力 p 的大小等于作用在自由面上的外压力 p_0 与由流体自重所形成的余压力 γh 之和；

(2) 如果自由面上所受的外压力 p_0 为一定值时，则流体内部某一点的流体静压力 p 与其所在的深度 h 成正比；

(3) 当自由面上所受的外压力等于 1 标准大气压时，即 $p_0=p_a$（p_a 为标准大气压），则：

$$p=p_a+\gamma h\quad(\mathrm{N/m^2}) \tag{2-4}$$

(4) 公式（2－3）适用于不可压缩的静止流体（流体重度 γ 为常数）。

如果我们在静止的流体中任意取两点如图 2－5 所示，1 点至自由面的垂直高度为 h_1，2 点至自由面的垂直高度为 h_2，1、2 两点至选定的基准面 0—0 的垂直高度为 Z_1 和 Z_2，由公式（2－3）知，1、2 两点的流体静压力分别为：

$$p_1=p_0+\gamma h_1$$

$$p_2=p_0+\gamma h_2$$

式中 p_1——1 点的静压力，$\mathrm{N/m^2}$；

p_2——2 点的静压力，$\mathrm{N/m^2}$；

p_0——流体自由面上的压力，$\mathrm{N/m^2}$（此处 $p_0=p_a$）。

由上述两式得 1、2 两点静压力差为：

$$p_1-p_2=\gamma\ (h_1-h_2)$$

或

$$p_1-p_2=\gamma h$$

因

$$h=Z_2-Z_1$$

所以

$$p_1-p_2=\gamma\ (Z_2-Z_1)$$

即
$$Z_1+\frac{p_1}{\gamma}=Z_2+\frac{p_2}{\gamma} \tag{2-5}$$

公式（2－5）是流体静压力基本方程式的另一种表示形式。

例2－1　如图2－6在盛有同种流体的静止容器中，若 $h_1>h_2$，那么1、2两点哪点的静压力大。

解：根据公式（2－3）得：

$$p_1=p_a+\gamma h_1,\quad p_2=p_a+\gamma h_2$$

因为
$$p_1-p_2=(p_a+\gamma h_1)-(p_a+\gamma h_2)=\gamma(h_1-h_2)>0$$

所以
$$p_1>p_2$$

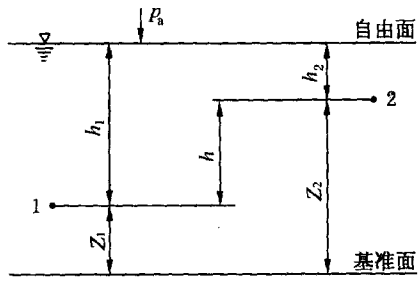


图2－5　流体中两点的压力

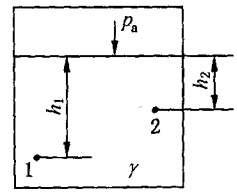


图2－6　例2－1图

即1点的流体静压力较2点大。

注：本题也可根据式（2－3）说明（2）来分析判断。

例2－2　有一具有水平底面的容器，试求距容器底1m和5m高处两点的流体静压力差（流体为水）。

解：设以容器底面为基准面：

$$Z_1=1\text{m},\quad Z_2=5\text{m},\quad \gamma=9810\text{N/m}^3$$

根据式（2－5）$Z_1+\frac{p_1}{\gamma}=Z_2+\frac{p_2}{\gamma}$得：

$$\Delta p=p_1-p_2=\gamma(Z_2-Z_1)=9810\times(5-1)=39240\ (\text{Pa})$$

注意：

1. 此例涉及到应用流体静力学基本方程式计算时选基准面的问题，一般基准面都是选在容器或所求点下面而且是水平的，至于在容器中或所求点下面什么位置，要视具体问题而定。

2. 解题前，要先统一单位后，才可将各有关数值代入公式计算。

例2－3　求水池中距水面1m、10m、20m处的流体静压力，并绘出侧壁上的流体静压力分布图（按 $p_0=0$ 和 $p_0=98100\text{Pa}$ 两种情况计算和绘图）。

解：取 $\gamma=9810\text{N/m}^3$，根据式（2－3）

（1）在 $h=1\text{m}$ 处

$p_0=0$ 时

$$p_1=p_0+\gamma h=9810\times1=9810\ (\text{N/m}^2)$$

$p_0=98100\text{Pa}$ 时

$p'_1=p_0+\gamma h=98100+9810\times1=107910$（Pa）

（2）在 $h=10\text{m}$ 处

$p_0=0$ 时

$p_{10}=p_0+\gamma h=9810\times10=98100$（Pa）

$p_0=98100\text{Pa}$ 时

$p'_{10}=p_0+\gamma h=98100+9810\times10$

$=196200$（Pa）

（3）在 $h=20\text{m}$ 处

$p_0=0$ 时

$p_{20}=p_0+\gamma h=9810\times20=196200$（Pa）

$p_0=98100\text{Pa}$ 时

$p'_{20}=p_0+\gamma h=98100+9810\times20=294300$（Pa）

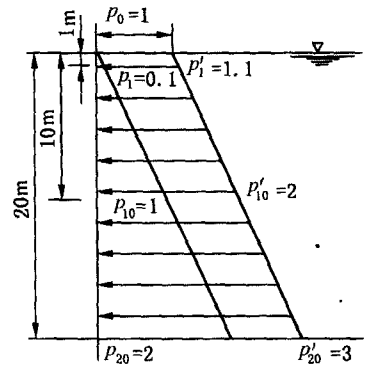


图 2-7　例 2-3 图

将上述计算结果按一定的比例绘出压力分布图如图 2-7 所示。由图可以看出，当池内为均质流体时，作用在水池侧壁上的流体静压力按倾斜直线分布。

第三节　等　压　面

在静止的流体中，各点的流体静压力并不完全相同，但其中某些点的流体静压力是相等的。若将流体静压力相等的点连成一个面，则这个面叫等压面，即在这个面上各点的流体静压力都相等。由流体静力学基本方程式 $p=p_0+\gamma h$ 知，若 p_0、γ 均为常数时，则流体静压力的大小决定于流体的深度 h。因此在均质且仅受重力作用的静止流体中，对于同一深度 h 的平面均为等压面。等压面的方程为：

$$p=\text{常数}$$

应用流体静力学基本方程式，结合对等压面这一概念的理解，得出以下几个结论：

（1）由 $p_0=p_0+\gamma h$ 知，若 $h=0$，则 $p=p_0$，这就是说流体的自由面是等压面，即自由面上一切点都受到同一个外压力作用。

（2）由于 $p=p_0+\gamma h$ 中的 h 可以在〔0，H〕中任意取值（H 代表流体自由面到容器底的深），所以在均质且仅受重力作用的静止流体中，各水平面都是等压面。

（3）容器中的流体如果不是同一种（或不是均质的），同一水平面并不一定是等压面，如图 2-8a 所示，图玻璃管中的水与容器中的水是连通的，因此任何一水平面都是等压面。而图 2-8b 中的 A—A 平面虽是水平面，但由于此面通过两种流体（玻璃管中是水，容器中是油），因而不是等压面，只是 B—B 及其以下的水平面才是等压面。

例 2-4　有一两端开口的连通器（两个或两个以上互相连通的容器）如图 2-9 大直径端装有汞，小直径端装有水，处于平衡状态，已知分界面至小直径端水面的高 $h_1=200\text{mm}$，试求分界面至大直径端水银液面的高 h_2（$h_2=h_0$）。

解：通过两种液体的分界面 1—1 延线到大端直径 2—2 面都是等压面。设表面压力为 p_0（这里 $p_0=p_a$），则两侧液体的流体静力学基本方程式为：

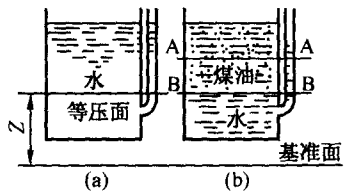


图 2-8 等压面

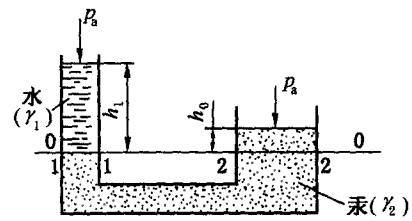


图 2-9 例 2-4 图

$$p_1 = p_0 + \gamma_1 h_1 \qquad \gamma_1 = 9810\text{N/m}^3$$

$$p_2 = p_0 + \gamma_2 h_2 \qquad \gamma_2 = 133420\text{N/m}^3$$

因为两侧是等压面，所以 $p_1 = p_2$

$$p_0 + \gamma_1 h_1 = p_0 + \gamma_2 h_2$$

所以

$$\gamma_1 h_1 = \gamma_2 h_2$$

$$h_2 = \frac{\gamma_1 h_1}{\gamma_2} = \frac{9810 \times 200}{133420} = 14.7\text{mm}$$

第四节 压 力 的 测 量

一、压力计算的基准和单位

公式（2-3）在实际应用中，由于压力计算的起点不同，可分为绝对压力和相对压力(或表压力)。以完全真空为基准算起的压力叫绝对压力，以 p 表示；以大气压力为基准算起的压力叫相对压力（表压力），以 p_b 表示。

根据流体静力学基本方程式，结合绝对压力和相对压力的定义，当外压力 p_0 等于大气压 p_a 时，则：

$$p_{绝} = p_a + \gamma h \quad (\text{N/m}^2) \tag{2-6}$$

$$p_{表} = p_{绝} - p_a = \gamma h \quad (\text{N/m}^2) \tag{2-7}$$

由公式（2-6）和公式（2-7）可以看出，在重力作用下的静止流体中，某一点的绝对压力，等于大气压力与表压力之和，而表压力为绝对压力与大气压力之差。

工程上所用的压力表或压力计，在其标度为零处，相当于当地大气压力，也就是在当地大气压力下指针指向零点，因而在压力表或压力计上读得的数值是表压力。

例 2-5 试求在静止的水中，深度为 20m 处一点的绝对压力和相对压力。已知水的重度 $\gamma = 9810\text{N/m}^3$，外压力 $p_0 = p_a = 98100\text{N/m}^2$。

解：绝对压力为：

$$p = p_a + rh = 98100 + 9810 \times 20 = 294300 \quad (\text{N/m}^2)$$

相对压力为：

$$p_b = \gamma h = 9810 \times 20 = 196200 \ (\mathrm{N/m^2})$$

假如某点的绝对压力小于大气压力，则该点处于真空状态。我们把绝对压力小于大气压力的数值叫真空度，以 p_z 表示：

$$p_z = p_a - p_{绝} \quad (p_{绝} < p_a) \tag{2-8}$$

真空度是大气压力与绝对压力之差。显然真空度只能在0～1atm（101.3kPa）的范围内变化。如选煤厂使用的水泵和风机，其叶轮的入口处流体的绝对压力是小于大气压力的，即具有真空度。

为了正确区分绝对压力、表压力和真空度，并直观了解它们之间的相互关系，可用图2－10表示，图中下面一条横实线表示绝对压力基准线，上面一条横实线表示相对压力基准线。

二、压力的计算单位

压力的计算单位一般有下面几种：

（1）用单位面积上的作用力来表示，其国际单位为我国法定计量单位 $\mathrm{N/m^2}$。

（2）用大气压单位表示，一个标准大气压 $1\mathrm{atm} = 101325\mathrm{N/m^2}$，在工程上一个大气压 $1\mathrm{at} = 98066.5\mathrm{N/m^2}$。

（3）用水柱或水银柱液注的高度表示压力的大小。因为 $p_b = \gamma h$，则 $h = \frac{p_b}{\gamma}$，说明一定的压力就相当于一定的液柱高，流体不相同，则液柱高 h 值就不同，即一定的压力可用不同的液柱高表示。

一个工程大气压用水柱或水银柱分别表示为：

$$h_{水} = \frac{p_a}{\gamma_{水}} = \frac{98100}{9810} = 10\mathrm{mH_2O} \ (1\mathrm{mmH_2O} = 9.80665\mathrm{Pa})$$

$$h_{水银} = \frac{p_a}{\gamma_{水银}} = \frac{98100}{133420} = 0.735\mathrm{mHg} \ (1\mathrm{mmHg} = 133.322\mathrm{Pa})$$

例2－6　某处有几点，其压力分别为：①$p_1 = 0.5\mathrm{at} = 0.5\mathrm{kgf/cm^2}$；②$p_2 = 39240\mathrm{N/m^2}$；③$p_{b3} = 0$；④$p_{b4} = -29430\mathrm{N/m^2}$，试把它们用大于号“＞”连接起来？

解：先将各点压力用绝对压力表示（用相对压力也可），再把各点的压力都换算成统一的单位，然后再进行比较。

因为：①点 $p_1 = 0.5\mathrm{at} = 0.5\mathrm{kgf/cm^2} = 49050\mathrm{N/m^2}$

②点 $p_2 = 39240\mathrm{N/m^2}$

③点 $p_3 = p_a + p_{b3} = 98100 + 0 = 98100 \ (\mathrm{N/m^2})$

④点 $p_4 = p_a + p_{b4} = 98100 + (-29430) = 68670 \ (\mathrm{N/m^2})$

所以：$p_3 > p_4 > p_1 > p_2$

例2－7　如图2－11所示，在静止的水中分别插入三根细玻璃管Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ。Ⅰ管中的水面与外面水的自由表面等高，Ⅱ管中水面低于外面水的自由表面100cm；Ⅲ管中水面高出外面水的自由表面100cm。求各管中的压力（以绝对压力和相对压力表示，已知水的重度 $\gamma = 9810\mathrm{N/m^3}$）。

解：应用等压面原理及流体静力学基本方程式，通过Ⅰ管内水面上A点，Ⅱ管内水

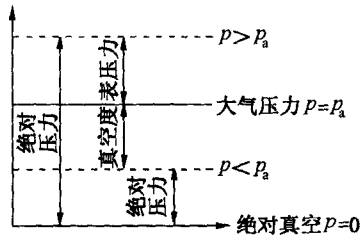


图 2－10　压力之间的关系

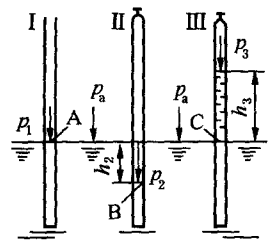


图 2－11　例 2－7 图

面上 B 点，Ⅲ管内水面上 C 点分别画出水平面，这三个水平面都是等压面。因此

(1) 各管中水面上的绝对压力：

Ⅰ管：$p_1 = p_a = 98100\ (\mathrm{N/m^2})$

Ⅱ管：$p_2 = p_a + \gamma h_2 = 98100 + 9810 \times 1 = 1.079 \times 10^5\ (\mathrm{N/m^2})$

Ⅲ管：$p_3 = p_a - \gamma h_3 = 98100 - 9810 \times 1 = 8.829 \times 10^4\ (\mathrm{N/m^2})$

(2) 各管中水面上的相对压力：

Ⅰ管：$p_{b1} = p_1 - p_a = 9.81 \times 10^4 - 9.81 \times 10^4 = 0\ (\mathrm{N/m^2})$

Ⅱ管：$p_{b2} = p_2 - p_a = 1.079 \times 10^5 - 9.81 \times 10^4 = 9.81 \times 10^3\ (\mathrm{N/m^2})$

Ⅲ管：$p_{b3} = p_3 - p_a = 8.829 \times 10^4 - 9.81 \times 10^4 = -9.81 \times 10^3\ (\mathrm{N/m^2})$

从以上两个例子，大家应注意两个问题：

(1) 计算压力要注意单位的换算；

(2) 相对压力是正值时，其数值表示玻璃管内的压力超过大气压力 p_a 的部分，当相对压力是负值时，表示管内压力小于大气压力 p_a 的部分。但要注意，负压的绝对值是有限度的，最大值只能等于 p_a，也就是玻璃管内气体完全抽光的时候。绝对压力等于零，即 $p_b = -p_a$，而 $p_b < -p_a$ 是没有意义的。

三、流体静压力的测量

在工程技术中，应用物理学中连通器内流体平衡的原理和等压面的概念，制造出许多测量流体静压力的仪器——测压计。这些测压计一般以水、酒精、水银等作为工作介质，用于测量低压、真空度、压力差。所以又把这些测压计叫液柱式测压计。

1．测压管

测压管是一种最简单的液柱式测压计，其构造为一根直径 5～10mm 的直玻璃管，下端连于被测管或容器的侧壁，上端开口与大气相通，如图 2－12 所示。按玻璃管中液面上升的高度即可计算出被测管路或容器内流体静压力的大小。

例如测压管中液柱高 $h = 2\mathrm{m}$，通过管路中心 C 取等压面 0—0，则管路中 C 点的绝对压力和相对压力为：

$$p_{C绝} = p_a + \gamma h = 98100 + 9810 \times 2 = 117720\ (\mathrm{N/m^2})$$

$$p_b = \gamma h = 9810 \times 2 = 19620\ (\mathrm{N/m^2})$$

这种测压管的优点是构造简单，测量直接而精确。但测压管只能测量液体一类的压

力，不能测量气体，且测量范围小。若测量很大的压力时，就需要很长的测压管，用起来很不方便。为了克服这个缺点可用水银测压计。

2. 水银测压计

如图 2－13 所示，在 U 形玻璃管内装上水银，将管的一端与需测压力管路或容器连接，另一端开口并与大气相通，此时根据水银面的高度差，即可求得管路或容器内流体静压力的大小。

令水银与被测流体交界面的一点为 1，通过 1 点引水平线与右支管交于 2 点，在连续均匀的水银中，1 点和 2 点处于同样的高度上，所以两点在一个等压面上，即

$$p_1 = p_2$$

左支管 1 处的绝对流体静压力为：

$$p_1 = p_c + \gamma h_2$$

式中 γ——被测流体的重度。

右支管 2 处的绝对流体静压力为：

$$p_2 = p_a + \gamma_g h_1$$

式中 γ_g——水银的重度。

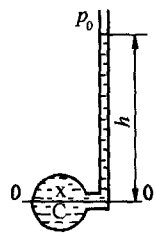


图 2－12 测压管

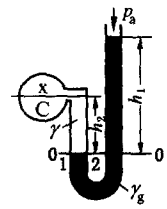


图 2－13 水银测压计

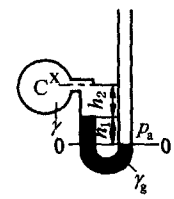


图 2－14 水银真空计

由于 $p_1 = p_2$，从上述两式可以求出管内流体的绝对流体静压力为：

$$p_c = p_a + \gamma_g h_1 - \gamma h_2 \tag{2-9}$$

管内被测流体的相对压力为：

$$p_b = p_c - p_a = \gamma_g h_1 - \gamma h_2 \tag{2-10}$$

这种水银测压计能测量液体和气体的压力。如果被测的是气体的压力，因气体的重度 γ 很小，则式中 γh_2 可以忽略不计。

3. 水银真空计

在工程技术中，经常会遇到待测流体的绝对压力低于大气压的问题。例如离心式水泵的叶轮吸水口处和鼓风机的叶轮进风口处就是这样，即上述两处具有真空度，它的大小可用测量真空度的仪器——真空计来测量。图 2－14 所示为一水银真空计。当真空计与被测流体连通后，由于被测处的绝对压力 p_c 小于大气压力 p_a，所以在大气压力的作用下，U 形管左侧水银面高于右侧。取 0—0 面为等压面，按公式 (2－3)，则

$$p_a = \gamma h_2 + \gamma_g h_1 + p_c$$

由此求得点C处的真空度 p_z 为：

$$p_z = p_a - p_c = \gamma h_2 + \gamma_g h_1 \tag{2-11}$$

式中 p_c——被测流体中点C处的绝对压力；

h_1——U形管左右两侧液面的高度差。

真空度的大小，亦可用液柱高度来表示，叫做真空高度，当以水银柱高度表示时，则

$$h_z = \frac{p_z}{\gamma_g} = \frac{\gamma}{\gamma_g} h_2 + h_1 \tag{2-12}$$

式中 h_z——以水银柱高度表示的真空度。

若管路或容器中为气体时，因其重度很小，故 γh_2 这一项可以略去不计，则得：

$$p_z = \gamma_g h_1$$

$$h_z = h_1$$

4. 压差计

压差计是用来测量流体中两点压力差的仪器，如图2-15所示。

欲测量两管内压力差 $p_A - p_B$ 时，可取等压面1—2，则

左支管1处的绝对压力为：

$$p_1 = p_A + \gamma h_1$$

右支管2处的绝对压力为：

$$p_2 = p_B + \gamma h_2 + \gamma_g h_3$$

因

$$p_1 = p_2$$

所以

$$p_A - p_B = \gamma_g h_3 - \gamma (h_1 - h_2) \tag{2-13}$$

式中 γ_g——水银的重度；

γ——A、B两管中流体的重度；

h_3——U形管左右两侧水银面高度差。

若A、B两管中为气体时，则 γh_1 和 γh_2 可以略去不计，这样式（2-13）可写成 $p_A - p_B = \gamma_g h_3$。

例2-8 如图2-16所示的测压管装置，假设容器A中水面上的表压力等于24525N/m^2，$h = 500$mm，$h_1 = 200$mm，$h_2 = 250$mm，酒精的重度为7740N/m^3，试求B容器中空气压力 p_B。

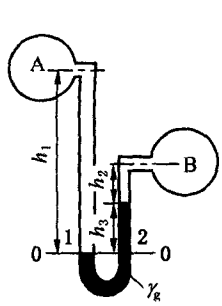


图2-15 压差计

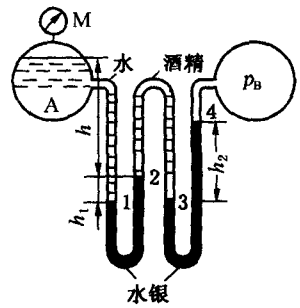


图2-16 例2-8图

解：设水的重度为 γ，水银的重度为 γ_g，酒精的重度为 γ'，则 1 点的压力为：

$$p_1 = p_a + p_b + \gamma\ (h + h_1)$$

2 点的压力为：

$$p_2 = p_1 - \gamma_g h_1 = p_a + p_b + \gamma\ (h_1 + h)\ - \gamma_g h_1$$

3 点的压力为：

$$p_3 = p_2 + \gamma' h_1 = p_a + p_b + \gamma\ (h + h_1)\ -\ (\gamma_g - \gamma')\ h_1$$

4 点的压力为：

$$p_4 = p_3 - \gamma_g h_2 = p_a + p_b + \gamma\ (h + h_1)\ -\ (\gamma_g - \gamma')\ h_1 - \gamma_g h_2$$

若设空气中各点的压力近似相等，故所求的压力 p 为：

$$\begin{aligned} p &= p_4 = p_a + p_b + \gamma\ (h + h_1)\ - \gamma_g\ (h_1 + h_2)\ + \gamma' h_1 \\ &= 98100 + 24525 + 9810 \times\ (0.5 + 0.2)\ - 133420 \times\ (0.2 + 0.25)\ + \\ &\quad 7740 \times 0.2 = 71001\ (\mathrm{N/m^2}) \end{aligned}$$

p 小于一个大气压，说明容器 B 中存在着真空度 p_{ZB}：

$$p_{ZB} = p_a - p = 27099\mathrm{N/m^2}$$

复习思考题

1. 何谓流体静压力？它有哪些特性？它的大小与哪些因素有关？

2. 何谓自由面与等压面？指出图 2－17 连通器中的等压面。

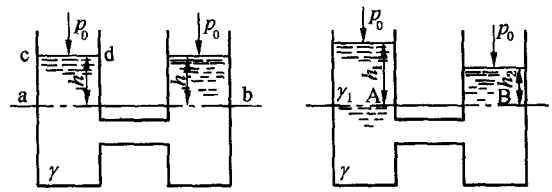


图 2－17　连通器中的等压面

3. 什么叫绝对压力？什么叫相对压力？两者有何关系？真空度又是什么意思？

4. “流体静压力的大小与深度 h 成正比”这样说确切吗？为什么？

5. 设水池内水面的表面压力 $p_0 = 98100\mathrm{N/m^2}$，水的重度 $\gamma = 9810\mathrm{N/m^3}$，求水池内水深 $h = 3\mathrm{m}$ 和 $h = 5\mathrm{m}$ 时水对池壁作用的流体静压力各为多少？并绘出压力的作用方向。

6. 在一个气缸上所装的压力表的指针为 2at，试将此压力用单位面积上的作用力、水柱高和水银柱高三单位表示。

7. 在海深为 $h = 200\mathrm{m}$ 处，测得相对压力为 $1.962 \times 10^6\mathrm{N/m^2}$，试求海水的重度。

8. 水面上气压计的读数为 755mmHg 时，求位于水面下 8m 深处的流体静压力。

9. 如图 2－18 所示，风管 A 的壁孔与 U 形管一端相接，U 形管内装水，其水面高差 $h = 185\mathrm{mm}$，求 A 内的绝对压力及真空度。

10. 如图 2－19 所示，水管壁孔与 U 形管一端相接，U 形管内装水银。图中 $h_1=250\text{mm}$，$h_2=200\text{mm}$，求管内 A 处的压力。

11. 空间某处有几点，它们的压力分别为：

①$p_1=2.943\text{N/cm}^2$，②$p_2=3\text{mH}_2\text{O}$，③$p_3=0.7\text{atm}$，④$p'_b=147.15\text{N/m}^2$，⑤$p''_b=200\text{mmHg}$，问：

(1) 哪一点的压力最大？哪一点的压力最小？

(2) 哪些点具有真空度？真空度是多少？

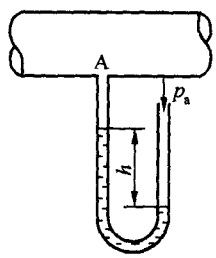


图 2－18　习题 9 图

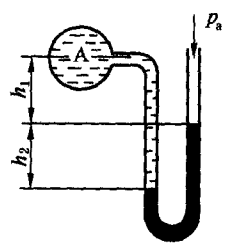


图 2－19　习题 10 图

12. 如图 2－20 所示的几种不同形状、但装水深度相同的容器，它们都有相同面积的水平底面。试问各容器底面所受的作用力是否相同？为什么？

13. 在三个底面积为 2m^2，高为 1m 的容器内，分别装满水、润滑油和汽油。求各容器底面所受的流体静压力和作用力。流体静压力分别用 N/cm^2、N/m^2 及大气压表示。

14. 如图 2－21 所示，在盛水的密封容器内，其自由面上的压力（计入大气压）$p_0=122625\text{N/m}^2$，在自由面以下深度 $h=3\text{m}$ 处，有一测压管与容器相连通，问水在测压管内的高度 h_p 是多少？(用两种方法做)

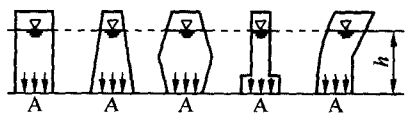


图 2－20　习题 12 图

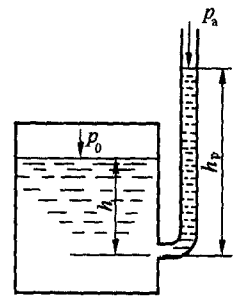


图 2－21　习题 14 图

第三章　流体动力学基础

流体动力学是研究流体运动一般规律及其在工程上的实际应用的一门学科。在讨论流体的运动规律之前，首先弄清理想流体的概念。

在流体力学中所研究的流体是自然界中实际存在的流体，它具有以前所述的各种性质，这些性质，尤其是粘性的存在，使得对流体的运动和平衡规律的研究相当复杂。为了对问题研究方便起见，常引用理想流体的概念。所谓理想流体，就是一种完全没有压缩性、膨胀性和粘性的流体，显然理想流体实际上是一种假想的并不存在的流体。

在流体静力学中讨论的是处于静止状态的流体，讨论的中心问题只是流体静压力的大小、方向及其分布规律的问题，根据流体静力学基本方程式可知，它只与质点所在空间的位置有关，而与时间无关。

流体动力学研究的是处于运动状态的流体，因此，所讨论的中心问题是流体动压力及流体运动的速度。运动的流体其动压力和流速不仅与流体质点所在的空间位置有关，而且也随时间的改变而改变。流体动力学的基本任务就是确定运动流体的动压力和流速以及它们之间的相互关系与变化规律。

第一节　流体动力学的基本概念

一、稳定流动和不稳定流动

在流体力学中认为流体是由连续分布着的质点所组成，在流体运动的情况下，流体中任意一个质点在某一瞬间占据着一定的空间位置，并具有一定的速度 u、水动压力 p、密度 ρ 及温度 T 等参数。因标准状态下流体的压缩性很小，故密度可以认为是常数，而温度的微小变化在流体力学中亦不考虑，故运动参数仅有速度及流体动压力两项。

流动流体中每一质点的流速和流体动压力不随时间的变化而变化的流动，叫做稳定流动。如容器中的水位保持不变时的孔口出流（图 3－1）和水位固定不变时渠道中的水流，都是稳定流动。

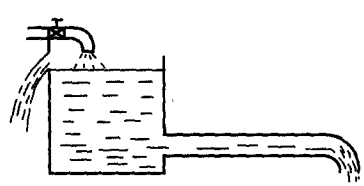


图 3－1　稳定流动

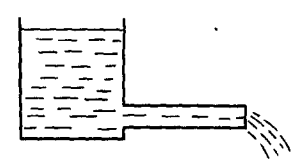


图 3－2　不稳定流动

流动的流体中每一点的流速 u 和流体动压力 p 全部（或其中一个）随时间的变化而变化的流动叫不稳定流动。如水塔中水位不断变化的孔口出流（图 3－2）和水位变化时渠道中的水流都是不稳定流动。

实际上，经常遇到的是稳定流动。如离心式水泵在固定转数下运转时，其吸水管和排水管中的水流就是稳定流动。本书只讨论稳定流动的情况。

二、流线和流束

1. 流　线

为了形象地反映通过空间各点的流体质点在任一时刻的流速方向，我们引出流线的概念。

设在某一瞬间 t_1，运动着的流体中点 a 处的质点速度为 u_1，其方向如图 3－3 所示，沿 u_1 方向离 a 无限近（ΔS）的地方取点 b，在同一时刻内 b 点处流体质点的速度为 u_2。用同样的方法取 c, d, e· ·诸点，在同一时刻内上述各点处质点的速度分别为 u_3, u_4, u_5· 。由此得折线 abcde· 。当 ab，bc· ·线段的长度无限缩短时，这条折线的极限将是一条曲线。这条曲线就是在瞬间 t_1 通过点 a 的流线，即在这条曲线上的每一流体质点的速度向量均切于此线。

由此可知，所谓流线，是流动的流体中某一瞬间的一条空间曲线，在这条曲线上的各个质点在该瞬间的速度向量都与此线相切。

2. 流　束

在一流动的流体中，任取一条微小的封闭曲线，经过曲线上每一点绘出流线，这些流线组成一个管状表面，即流管。充满在流管内部的全部流体叫做流束，如图 3－4 所示。流束的主要特征是：

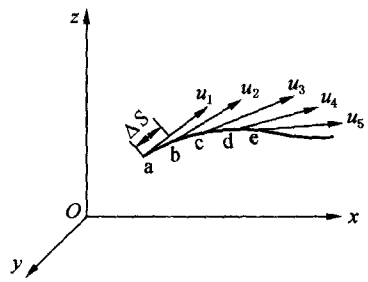


图 3－3　流线

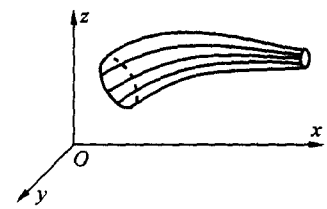


图 3－4　流束

（1）稳定流动时，流束的形状不随时间的改变而改变。因为在稳定流动时各点的速度大小和方向不随时间而变化，所以各流线也不随时间而变化。

封闭曲线的长度（或由封闭曲线所围成的面积 ΔS）如果无限缩小，在极限情况下，流束就变成一条流线。

（2）流体质点不能穿过流束表面。

(3) 微小流束的极限是流线，其断面上各点的运动参数相同。

把无数这样的微小流束加起来就是流体的整体，我们把这个整体叫做总流。比如水管内的水流就是一个总流，所以我们在讲述微小流束的概念后，再把它推广到总流上去，就可以得到我们所需要的结果。

三、过流断面、湿周和水力半径

1. 过流断面

和流体流动方向相垂直的横断面叫做过流断面。过流断面可以是完全为固体的外壁所限制，也可能局部为固体的外壁所限制，如流体充满管道的流动（图 3－5a 所示）及流体在河道和渠槽中的流动（图 3－5b 和图 3－5c 所示），过流断面用 S 表示，单位为 m^2。

2. 湿　周

流过过流断面内的流体与外壁（如管壁、渠壁）接触线的长度叫做湿周，用 X 表示，单位为 m。

3. 水力半径

过流断面与湿周之比叫做水力半径，用 R 表示，即：

$$R=\frac{S}{X}$$

例如充满液体的直径为 d 的圆管，其水力半径为：

$$R=\frac{S}{X}=\frac{\pi d^2}{4\pi d}=\frac{d}{4}=\frac{r}{2}\quad (r\text{ 为半径})$$

由此可见，水力半径与圆断面的几何半径是两个完全不同的概念。

四、流量和平均流速

1. 流　量

单位时间内经过过流断面的流体体积，叫流量，其单位有 m^3/h，m^3/min 和 m^3/s。

在流体中取一微小流束，其断面为 ΔS，因断面很小，断面上的流速可以认为是相等的，以 u 表示，所以微小流束与总流的流量分别为：

$$q=\Delta S\cdot u$$

$$Q=\sum q=\sum \Delta S\cdot u$$

式中　q——微小流束的流量；

Q——总流的流量；

ΔS——流体中任一微小流束的过流断面面积；

u——微小流束断面上的流速。

2. 平均流速

流体流动时，由于流体与固体外壁间、流体本身质点间都有阻力产生，在过流断面上的各质点的流速是不同的。一般地与固体外壁接近的部分，流速较慢，逐渐趋于零，而中心部分流速最快，如图 3－6 所示。由于过流断面上各点的流速较难求得，按照上式计算流量相当困难，故在实际计算中引入平均流速的概念。

平均流速是一个假想的流速，在这种流速下所流过的流量与实际流速下流过的流量

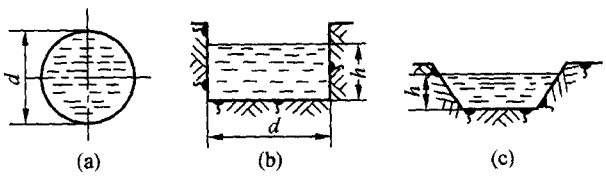


图 3-5 过流断面

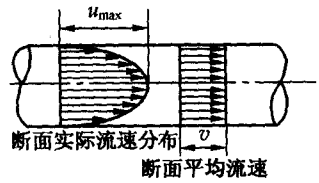


图 3-6 断面流速分布

(同一过流断面) 相等。因此，上式可写成：

$$Q = \sum \Delta S \cdot u = S \cdot v$$

式中 S——总流的过流断面；

v——总流的平均流速；

其他符号意义同前。

上式说明：流体流过某一过流断面的流量等于该过流断面与平均流速的乘积。

例 3-1 设已知流量 $Q = 150 m^3/h$，管道的有效直径 $d = 200mm$，试求流体在管道中流动时的平均速度。

解：

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \times 150}{3600\pi \times 0.2^2} = 1.33 \ (m/s)$$

例 3-2 渠道中流体的平均速度 $v = 0.85 m/s$，过流断面 $S = 4m^2$ 时，渠道中的流量等于多少?

解：

$$Q = S \cdot v = 4 \times 0.85 = 3.4 \ (m^3/s)$$

第二节 流体流动的连续性方程式

在流体力学中，我们认为流体是连续介质，在流动过程中将连续地充满整个流动空间，即其间没有任何空隙，说明流体流动这一特征的数学式叫做流体流动的连续性方程式。

在导出流体的连续性方程式时，把流体作为是不可压缩的，实际上，这种假定能保证计算的精确度。

一、微小流束的连续性方程式

设在稳定流动的流体中取一微小流束，即断面 1 和 2 如图 3-7 所示，用 ΔS_1 和 ΔS_2 分别代表微小流束断面 1 和 2 的面积，用 u_1 和 u_2 代表相应断面上的流速，用 ΔQ_1 和 ΔQ_2 代表通过相应断面的流量，则

$$\Delta Q_1 = \Delta S_1 \cdot u_1 \qquad (3-1)$$

$$\Delta Q_2 = \Delta S_2 \cdot u_2 \qquad (3-1')$$

根据以上所述的稳定流动及微小流束的性质可知：

(1) 该流体段的形状不随时间变化；

(2) 流体流入或流出该段，只能经过断面 ΔS_1 和 ΔS_2，即两断面之间无分流和汇流现象。又由于假定流体是不可压缩的连续介质，所以在同一时间内，通过断面 1 流入该段的流体体积，应等于通过断面 2 从该段流出的流体体积，即满足下列关系：

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 \tag{3-1''}$$

或

$$\Delta S_1 \cdot u_1 = \Delta S_2 \cdot u_2$$

因为断面 1 和 2 是沿着流程任意选取的，所以对于微小流束段上的任何断面，可以写出下列关系式：

$$\Delta S_1 \cdot u_1 = \Delta S_2 \cdot u_2 = \cdots = \Delta S_n \cdot u_n = \Delta Q \tag{3-2}$$

式 (3-2) 就是微小流束的连续性方程式，此式表明：当流体是稳定流动时，经过微小流束任一断面的流量是一常数。

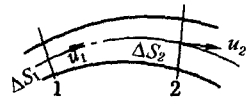


图 3-7 稳定流动时的微小流束



图 3-8 总流

二、总流的连续性方程式

把流体分成许多微小流束如图 3-8 所示，对其中任意一流束可根据公式 (3-2) 写出：

$$\Delta S_1 \cdot u_1 = \Delta S_2 \cdot u_2$$

把上式两端分别按微小流束断面累加起来，即得：

$$\sum \Delta S_1 \cdot u_1 = \sum \Delta S_2 \cdot u_2 \tag{3-3}$$

根据公式 (3-1'') 得：

$$Q_1 = Q_2 \tag{3-3'}$$

或

$$Q_1 = Q_2 = Q = 常数 \tag{3-3''}$$

即作稳定流动时，通过整个流体各断面的流量是一常数。

用流速来表示流量时，则得下列形式的连续性方程式：

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 = Q = 常数 \tag{3-3'''}$$

上式表明，当流体稳定流动时，不论平均流速和过流断面面积沿着流程怎样变化，而不同断面内的流体流量仍然相同。由公式 (3-3''') 可以得出：

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1} \tag{3-4}$$

即平均速度和相应的过流断面积成反比。

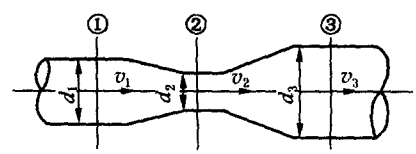


图 3-9 异径管

例 3-3 有一异径管如图 3-9 所示，管内充满

了水流，由左端向右端流动。已知①②③三个断面的直径分别为 200mm，80mm，300mm，且知①断面的平均速度为 1.5m/s，求流量和②③断面的平均速度各为若干？

解：由式（3－3‴）得

$$Q = S_1 \cdot v_1 = \frac{\pi}{4} \times 0.2^2 \times 1.5 = 0.047 \ (\mathrm{m^3/s})$$

根据式（3－4）可得

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{S_1}{S_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \cdot v_1 = \left(\frac{200}{80}\right)^2 \times 1.5 = 9.38 \ (\mathrm{m/s})$$

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{S_1}{S_3} = \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^2 \cdot v_1 = \left(\frac{200}{300}\right)^2 \times 1.5 = 0.67 \ (\mathrm{m/s})$$

第三节　伯努利方程式

一、理想流体微小流束的伯努利方程式

我们在仅受重力作用的稳定流动的理想流体中，取如图 3－10 所示的一段微小流束。图中各符号的意义如下：

ΔS_1、ΔS_2——微小流束中 1—1、2—2 处的过流断面面积；

u_1、u_2——微小流束中 1—1、2—2 处的流速；

p_1、p_2——作用在 ΔS_1 和 ΔS_2 上的流体动压力；

Z_1、Z_2——断面 ΔS_1 和 ΔS_2 的中心至水平基准面的垂直距离；

ΔL_1、ΔL_2——微小流束中 1—1、2—2 两断面在 Δt 时间内分别移到 1′—1′、2′—2′两断面处的距离。

当这一微小流束段，在 Δt 时间内由 1—1、2—2 的位置分别移到 1′—1′和 2′—2′的位置时，由动能定理可知：动能的增量等于在同一时间内作用在这一微小流束段上各力所做功的总和，这一定理可用下式表示：

$$\Delta E = \sum A \qquad (3-5)$$

式中　ΔE——动能的增量；

$\sum A$——各力所做功的总和。

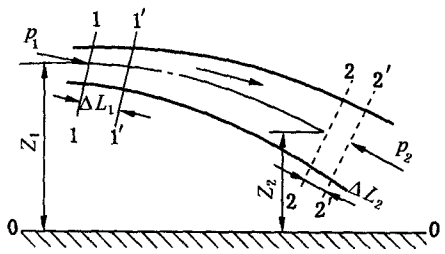


图 3－10　理想流体微小流束的伯努利方程式

1．动能的增量 ΔE

在稳定流动时，动能的增量可由流动的流体在两个位置上的动能差来确定。也就是由体积 V_{1-2} 和 $V_{1'-2'}$ 的动能差来确定。因为在 V_{1-2} 和 $V_{1'-2'}$ 中均含有 $V_{1'-2}$，所以所求流体的动能增量仅决定于 $V_{1-1'}$ 和 $V_{2-2'}$ 两体积的动能差。而

$$V_{1-1'} = \Delta S_1 \cdot u_1 \cdot \Delta t$$

$$V_{2-2'} = \Delta S_2 \cdot u_2 \cdot \Delta t$$

又由连续性方程式知，沿流束段在同一时间内各断面的流量为常数。因此

$$V_{1—1'} = V_{2—2'} = V$$

其质量为：

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\gamma V}{g}$$

式中 γ——流体的重度；

V——流束段 1—1′或 2—2′间流体的体积。

因此动能的增量为：

$$\Delta E = E_2 - E_1 = \frac{1}{2} m u_2^2 - \frac{1}{2} m u_1^2 = \frac{\gamma V}{2g} (u_2^2 - u_1^2) \qquad (3-5')$$

2．作用在微小流束段上各力所做功的总和 $\sum A$

（1）重力所做的功 A_1。因为微小流束段在 Δt 时间内由位置 1—2 移到 1′—2′时，1′—2 这一段流体的形状和大小并没有改变，而仅是质点的流动和替换。因此，在计算重力所做的功时，可以设想 1′—2 间的流体仍停留在原处，而只考虑 1—1′间的流体移至 2—2′位置时重力所做的功。因为重力所做的功，等于重力和流体运动前后的高度差的乘积，所以当微小流束段的重心由高度 Z_1 降至 Z_2 时（图 3－10），其重力在垂直方向上所做的功为：

$$A_1 = \gamma \cdot V (Z_1 - Z_2) \qquad (3-5'')$$

（2）流体动压力所做的功 A_2。作用在微小流束段上的流体动压力有两种：一种是侧面上的压力，另一种是两端面上的压力。侧面上动压力的方向和流体运动的方向垂直，因此这些压力所做的功为零，所以不考虑这些压力。两端面上的动压力所做的功如下：

$$A_2 = p_1 \Delta S_1 \Delta L_1 - p_2 \Delta S_2 \Delta L_2$$

等式右侧第二项之所以取负号，这是因为压力 p_2 的作用方向与流体流动的方向相反，p_2 压力所做的功为负功。

因

$$\Delta S_1 u_1 \Delta t = \Delta S_2 u_2 \Delta t = V$$

$$\Delta S_1 \Delta L_1 = \Delta S_2 \Delta L_2 = V \qquad (3-5''')$$

故

$$A_2 = p_1 V - p_2 V$$

（3）摩擦力所做的功 A_3。由于假设条件为理想流体无粘性，故摩擦力所做的功等于零，即

$$A_3 = 0 \qquad (3-5'''')$$

把所得各力所做功的表达式和动能增量的表达式代入公式（3－5）中，则

$$\frac{\gamma V}{2g} u_2^2 - \frac{\gamma V}{2g} u_1^2 = \gamma V (Z_1 - Z_2) + p_1 V - p_2 V$$

将上式等号两边各项同除以 γV（即表示单位重量流体）并加以整理得：

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} \qquad (3-6)$$

因微小流束的过流断面 1—1 和 2—2 是任意选取的，所以上式对整个微小流束来说都适用，这样对沿流程任意选取的微小流束的横断面，则可表示为：

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = H \text{（常数）} \qquad (3-6')$$

式中 Z——位置水头（又称比位能）；

$\frac{p}{\gamma}$——压力水头（又称比压能）；

$\frac{u^2}{2g}$——速度水头（又称比动能）；

H——总水头（又称总比能）。

公式（3－6）与式（3－6′）便是理想流体微小流束的伯努利方程式，它是能量守恒定律在流体力学中的具体应用。该式说明了对于理想流体微小流束来说，其位置水头、压力水头与速度水头之和等于总水头，而总水头在微小流束所有断面上是一个常数。

二、实际流体微小流束的伯努利方程式

由于实际流体具有粘性，流动时流体与外界的摩擦，流体与流体之间的摩擦都消耗部分能量，所以总水头沿流动方向将逐渐减少。若断面 1—1 与断面 2—2 上的总水头分别为：

$$H_1 = Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g}$$

$$H_2 = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}$$

则 H_1 总是大于 H_2 的，即

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_w \qquad (3-7)$$

式中 h_w——损失水头（又称损失比能）。

公式（3－7）便是实际流体微小流束的伯努利方程式，该式说明对于实际流体微小流束来说，其前后两断面上的总水头之差，等于此两断面之间的损失水头。

三、微小流束伯努利方程式的意义

1．几何意义

第一项 Z

Z 为微小流束过流断面的中心距基准面的高度，这个高度称为位置水头。对于一微小流束的各断面来说都具有这样的高度，因而将一段微小流束各断面的中心点连接起来就形成了一条曲线，我们把这条曲线称为位置水头线。

第二项 $\frac{p}{\gamma}$

$\frac{p}{\gamma}$在流体力学中称为压力水头。如果设想在流束的每个断面上，都装上一个测压管，那么流体在流体动压力作用下将沿测压管内上升一定高度，这个高度即为该断面的$\frac{p}{\gamma}$值。把每个断面的压力水头和位置水头之和组成的若干点连接起来的曲线，称测压管水头线，如图 3－11 所示。

第三项 $\frac{u^2}{2g}$

在流体力学中称此项为速度水头，表示在不计空气阻力时，流体以速度 u 铅直向上

喷射时能达到的最终高度。

对于一微小流束而言，将各断面的位置水头、压力水头和速度水头之和组成的若干点连接起来的曲线称总水头线，如图 3－11 所示。由图看出，理想流体微小流束的总水头线是水平的。即各断面上的总水头 H 均相等。

对于实际流体微小流束来说，由于流动时具有一定的阻力，所以沿流动方向，各断面的总水头逐渐降低，如图 3－12 所示。

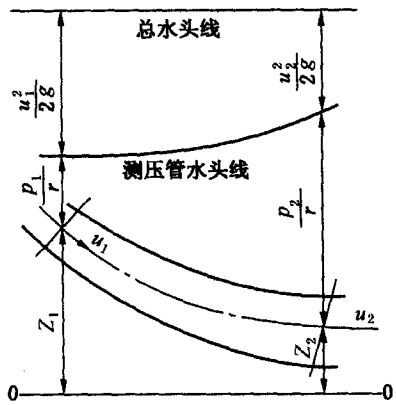


图 3－11　理想流体的总水头线与测压管水头线

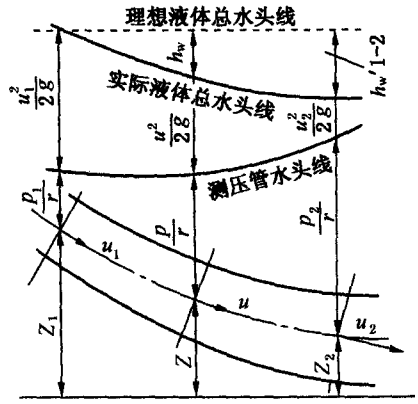


图 3－12　实际流体微小流束的测压管水头线和总水头线

2. 能量意义（物理意义）

第一项　Z

对于重量为 G 的流体来说，它对与之相距为 Z 的某一水平基准面 0—0 的位能是 GZ，则单位重量流体的位能是 Z，所以公式（3－6′）中的第一项表示单位重量流体对某一水平基准面的位能，称比位能。

第二项　$\frac{p}{\gamma}$

表示单位重量的流体所具有的压力能，称比压能。由于位能和压力能同属于势能，因此 $Z+\frac{p}{\gamma}$ 就成为单位重量的流体的总势能，称比势能。

第三项　$\frac{u^2}{2g}$

此项表示单位重量的流体所具有的动能，又称比动能。因为质量为 m 的流体具有动能 $\frac{mu^2}{2}$，对单位重量的流体而言，其动能为：

$$\frac{\frac{mu^2}{2}}{G}=\frac{mu^2}{2mg}=\frac{u^2}{2g}$$

对于理想流体微小流束来说，各断面单位重量的流体所具有的能量是个常数，即总比能是相等的。

对于实际流体微小流束来说，由公式（3－7）知，在公式的右边多了一项 h_w，它表示单位重量的流体沿流动方向，在流经两断面之间的过程中所损失的能量，又称损失比能。

第四节　实际流体总流的伯努利方程式

以上所讲的是理想流体微小流束和实际流体微小流束的伯努利方程式，它们只适用于微小流束或流线上。但在工程技术中，最常碰到的问题是解决总流上的问题。因此必须把实际流体微小流束的伯努利方程式作某些修正，再推广到实际流体总流上去，要推广首先作如下条件限制：总流是在重力作用下的作稳定流动的不可压缩的粘性流体，且所研究的断面的总流是缓变流动（一种流线几乎是平行直线的流动）。过流断面上各点的比势能(比位能和比压能之和)相等，即 $Z+\frac{p}{\gamma}=$常数。所以总流在第一断面处比势能的平均值为：

$$Z_1+\frac{p_1}{\gamma}$$

总流在第二断面处比势能的平均值为：

$$Z_2+\frac{p_2}{\gamma}$$

总流是由许多微小流束组成的，每个流束横断面内任何一点的流速都可以认为是一样的，而在实际流体总流的情况下，这种假设就不适用了，在实际流体总流的断面内各微小流束的速度是不相等的，也就是说比动能是不相等的。但总流在某断面处的比动能的平均值可以近似地取为：

$$\frac{1}{n}\sum_{1}^{n}\frac{u_n^2}{2g}=\frac{1}{n}\left(\frac{u_1^2}{2g}+\frac{u_2^2}{2g}+\cdots+\frac{u_n^2}{2g}\right)=\frac{\alpha_1 v_1^2}{2} \tag{3-8}$$

式中　u_1，$u_2\cdots u_n$——断面 1 内 n 个微小流束的实际速度；

v_1——断面 1 的平均速度；

α_1——总流断面 1 内的动能修正系数。

这样，沿第一个断面所取的平均比动能为：

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$$

同样，第二个断面的平均比动能为：

$$\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$$

关于损失比能的计算，为简便起见，一般均假设所有流束段的损失比能 h_w 都相等，所以总流自第一断面到第二断面间损失比能的平均值仍为 h_w。

第一断面和第二断面的总比能可写成：

$$H_1=Z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{\alpha v_1^2}{2g}$$

$$H_2=Z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$$

若两断面间计入损失比能 h_w，则：

$$Z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}=Z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}+h_w \tag{3-9}$$

上式即为实际流体总流的伯努利方程式。

动能修正系数 $\alpha>1$。对形状或大小不同的过流断面，修正系数 α 的值是不同的。过流断面愈大，流速的分布越不均匀，α 值越大。其变动一般在 1.0～1.2 范围内，对明渠及管道中的等速流，均取 $\alpha=1.1$，有时为简化计算，可取 $\alpha=1.0$。

第五节　总流伯努利方程式的应用

在流体力学中，借助于伯努利方程式，能够推导出许多适用于工程技术中的计算公式，并可用来解决大量的实际问题。

一、伯努利方程式的适用条件

欲正确地应用伯努利方程式，须注意下列应用条件：

（1）流体是在重力作用下的稳定流动；

（2）流量沿程不变，即在所选取的两个过流断面之间并无分流和汇流现象；

（3）只适用于压缩性可以忽略的流体；

（4）运用伯努利方程式时，所选择的断面必须在缓变流段，对于两断面之间的流体，则不一定是缓变流。

二、解题的基本方法

运用伯努利方程式解决实际问题时，在各项数值的选取上（或指解题的方法和技巧）应注意下列事项：

（1）基准面可以任意选取一水平面，但为计算方便，最好按下述方法选取：

①图 3－13 所示的倾斜流动的总流，一般选在两断面之下或过最低断面的形心。将基准面选在两断面之下，可以避免使 Z_1 和 Z_2 出现负值，选基准面过最低断面的形心，可使其中的一个 Z 值为零，简化计算。

②图 3－14 所示的竖直流动的总流选基准面通过最低断面，使 $Z_2=0$。

③图 3－15 所示的水平流动的总流选基准面过其中心线，使 $Z_1=Z_2=0$。

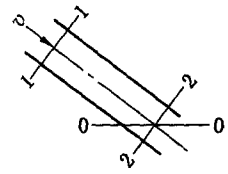


图 3－13　倾斜流动

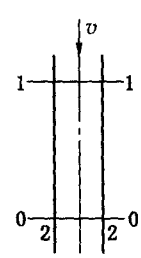


图 3－14　竖直流动

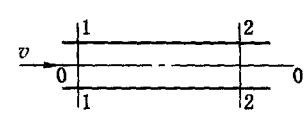


图 3－15　水平流动

(2) 在列伯努利方程式解题时，常需要同时运用总流的连续性方程式，以减少伯努利方程式的一个未知量。

(3) 方程式中的流体动压力 p_1 和 p_2 可取绝对压力，亦可取相对压力，但两压力须取相同的标准。

(4) 由于所取过流断面各点的$\left(Z+\frac{p}{\gamma}\right)$均相等，所以可以对选定的两个过流断面上任意一点列伯努利方程式。为了方便起见，对圆管中的总流通常取在轴心上的点，而对明渠则取自由面上的点。

(5) 总流两断面上的动能修正系数可认为大致相同，并且很接近于1，此时一般取 $\alpha_1=\alpha_2=1.0$。

(6) 断面的选取是解决问题的关键，一般在哪个位置上取断面，首先要考虑该处的 Z，p，v 三者是否好求或已知；如果要利用总流的伯努利方程式求图中某处的一参数值，则该处一定可设一断面。

(7) 损失水头的计算见第四章。

例3-4　如图3-16所示，若水泵的排水量 $Q=0.03\text{m}^3/\text{s}$，吸水管直径 $d_x=150\text{mm}$，吸水管中的水头损失 $h_w=0.8\text{m}$，水泵所产生的真空度$\frac{p_z}{\gamma}=6.4\text{m}$。求离心式水泵的吸水高度 H_x（泵轴中心线距吸水井水面之间的垂直高度）。

解：以吸水井水面0—0为基准面，列出0—0和1—1两断面的伯努利方程式：

$$0+\frac{p_a}{\gamma}+\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g}=H_x+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}+h_w$$

则：

$$H_x=\frac{p_a-p_1}{\gamma}+\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g}-\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}-h_w$$

在吸水过程中水面高度变化不大，可近似认为吸水井水面下降速度 $v_0=0$。差值$\frac{p_a-p_1}{\gamma}$是断面1—1处的真空度$\frac{p_z}{\gamma}$，设 $\alpha_0=\alpha_1=1$，则上式可写为：

$$H_x=\frac{p_z}{\gamma}-\frac{v_1^2}{2g}-h_w \tag{3-10}$$

因：

$$v_1=\frac{Q}{S_1}=\frac{4\times0.03}{3.14\times0.15^2}=1.7\ (\text{m/s})$$

$$\frac{v_1^2}{2g}=\frac{1.7^2}{19.62}=0.147\ (\text{m})$$

将数值代入公式（3-10）得：

$$H_x=6.4-0.147-0.8=5.45\ (\text{m})$$

例3-5　如图3-17所示，在水泵排水管上装一压力表，读数 $p_y=2\text{kgf/cm}^2$（196200N/m^2），在吸水管上装一真空表，读数 $h_z=184\text{mmHg}$，两个表高差 $Z_1=0.5\text{m}$，排水管直径 $d_p=100\text{mm}$，吸水管直径 $d_x=150\text{mm}$，排水量 $Q=0.05\text{m}^3/\text{s}$，动能修正系数 $\alpha=1$，不考虑水头损失，求水泵的扬程 H。

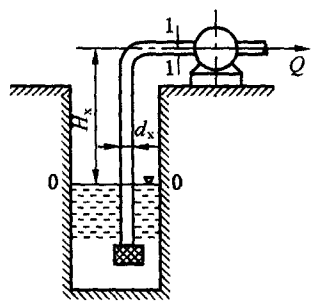


图 3-16　离心式水泵的吸水高度

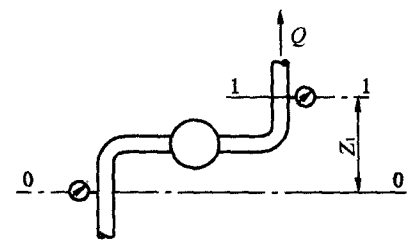


图 3-17　水泵扬程的测定

解：在吸水管真空表处取基准面 0—0，列 0—0 与 1—1 断面的伯努利方程式

$$Z_0+\frac{p_0}{\gamma}+\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g}+H=Z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}+h_{w_0-1}$$

由于断面 0—0 与基准面重合，$z_0=0$，断面 1—1 距基准面的垂直高度 $Z_1=0.5\text{m}$，令 $\alpha_0=\alpha_1=1$，$h_{w_0-1}=0$。

压力表读数 $p_y=196200\text{N/m}^2$，则：

$$\frac{p_1}{\gamma}=\frac{p_y+p_a}{\gamma}=\frac{196200+98100}{98100}=30\ (\text{m})$$

真空表读数 $h_z=184\text{mmHg}$，则：

$$\frac{p_0}{\gamma}=\frac{p_a-p_z}{\gamma}=\frac{p_a-\gamma_g h_z}{\gamma}=\frac{98100-133416\times 0.184}{9810}=7.5\ (\text{m})$$

吸水管与排水管中水的流速为：

$$v_0=\frac{4Q}{\pi d_x^2}=\frac{4\times 0.05}{3.14\times 0.15^2}=2.83\ (\text{m/s})$$

$$v_1=\frac{4Q}{\pi d_p^2}=\frac{4\times 0.05}{3.14\times 0.1^2}=6.37\ (\text{m/s})$$

将上述各数代入前式，得：

$$0+7.5+\frac{2.83^2}{2g}+H=0.5+30+\frac{6.37^2}{2g}+0$$

由此得水泵的扬程 $H=24.66\text{m}$。

例 3-6　如图 3-18 所示，用虹吸管从大容器中向外引水。已知该管的 h_w、h、H，求出水口处速度和 3—3′处的真空度。

解：基准面 0—0 和三个断面 1—1、2—2、3—3 选法如图，然后列 1—1 和 2—2 两断面的伯努利方程式：

$$\frac{p_a}{\gamma}+\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}+H=\frac{p_a}{\gamma}+\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}+h_w$$

由于容器断面比管子断面大的多，故可取 $v_1\approx 0$，又取 $\alpha_1=\alpha_2=1.0$，则：

$$H=\frac{v_2^2}{2g}+h_w$$

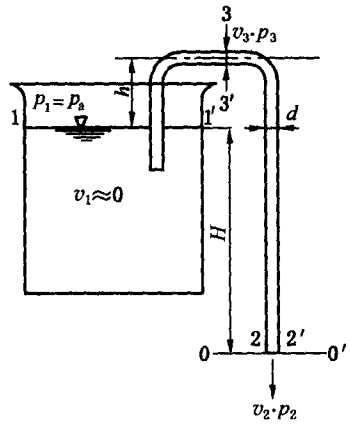


图 3－18　虹吸管

从上式解出 $v_2=\sqrt{2g\ (H-h_w)}$。

其次，列出断面 1—1′与 3—3′的伯努利方程式（仍以 0—0 为基准面）

$$\frac{p_a}{\gamma}+\frac{\alpha_1 v_1^1}{2g}+H=\frac{p_3}{\gamma}+\frac{\alpha_3 v_3^2}{2g}+H+h+h_w$$

设 $v_1\approx0$，$\alpha_3=1.0$，$v_3=v_2$（两处管径相同）

$$\frac{p_3}{\gamma}-\frac{p_a}{\gamma}=-\left(\frac{v_3^2}{2g}+h+h_w\right)$$

由此可知，虹吸管断面 3—3 处将产生负压，其真空度$\frac{p_z}{\gamma}$为：

$$\frac{p_z}{\gamma}=\frac{v_3^2}{2g}+h+h_w$$

复习思考题

1．如何判定稳定和非稳定流动？在稳定流动中，不同空间点上的流速和压力是否相同？

2．为什么要提出平均流速这个概念？总流断面上某点的实际流速与断面平均流速有什么不同？平均流速和流量有什么关系？

3．何谓理想流体？理想流体与实际流体有什么区别？

4．何谓流线？流管？流束？三者有何关系？

5．何谓流体的过流断面、湿周和水力半径？

6．连续性方程式的实质是什么？试加以证明。

7．伯努利方程式的实质是什么？

8．如图 3－19 所示，有一圆管，其断面不等，管中充满流体由左向右流动，已知管中第一断面的直径为 $d_1=200\text{mm}$，第二断面 $d_2=100\text{mm}$，平均流速 $v_2=1\text{m/s}$，求 v_1？

9．从内径为 3m 的大容器中通过内径为 200mm 的钢管往工地送水，已知其流量为 $0.090\text{m}^3/\text{s}$。求钢管内的平均水流速度和大容器水面下降速度。

10．如图 3－20 所示，有一渐扩水管，①处的内径为 0.5m，其中心在基准面 $x-x'$

上3m，压力为39.24N/cm²。②处的内径为1m，其中心在基准面上5m，管内流量为1.2m³/s。求②处的压力和管内水流的总能量各为若干（损失水头不计）？

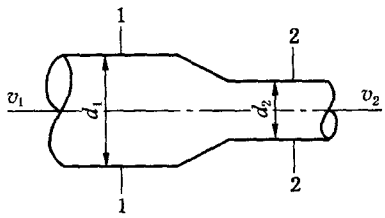


图3-19　习题8图

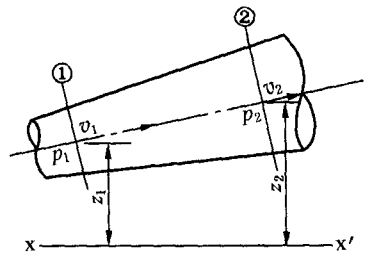


图3-20　习题10图

11. 如图3-21所示，试用伯努利方程式证明：静止流体中任意两点的流体静压力差 $\Delta p = p_1 - p_2 = \gamma h$。

12. 如图3-22所示，若 $H=2\text{m}$，$d=2.5\text{cm}$。试求当大容器内为理想流体，且 $h_w=0$ 时的流量 Q_1 和当容器内为实际流体，且 $h_w=0.1\text{m}$ 时的流量 Q_2。

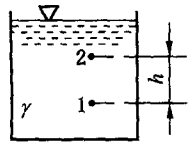


图3-21　习题11图

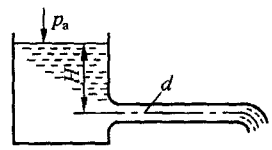


图3-22　习题12图

13. 如图3-23所示，一虹吸管，已知 $h=1\text{m}$，$H=2\text{m}$，容器中的流体被看作理想流体（$h_w=0$），求出口速度和A点的压力 p_A。

14. 如图3-24有一水平放置的文德里流量计，今读得压差计上的数值为 $\Delta p = 800\text{mmH}_2\text{O}$。若 $d_1=250\text{mm}$，流量计喉部直径 $d_2=100\text{mm}$，求流量若干（不计损失）？

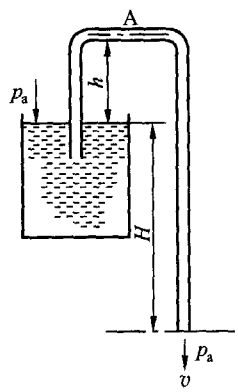


图3-23　习题13图

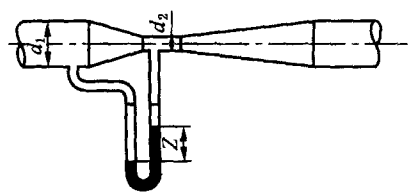


图3-24　习题14图

15. 如图 3－25 用虹吸管自水池中吸水，如不计管中水头损失。试求断面 3 处的真空度？如 3 处的真空度最大不得超过 7mH_2O 时，问 h_1 和 h_2 的值有何限制？

16. 如图 3－26 所示，水从容器的侧壁孔口沿着变断面的水平管流出，假设容器中的水位固定不变，并忽略水头损失。当已知 $H=2$m，$d_1=7.5$cm，$d_2=25$cm，$d_3=10$mm，$v_3=6.27$m/s，$p_3=p_a$，$v_0=0$ 时，试求流量 Q 及断面 1 和 2 处的平均流速 v_1、v_2 及流体动压力 p_1、p_2。

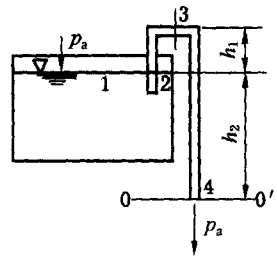


图 3－25　习题 15 图

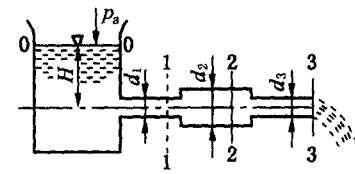


图 3－26　习题 16 图

第四章　流体在管路中的流动状态和水头损失

人们通过多年的研究和实验证明，流体在管道中流动时，存在着两种不同的状态。一为层流运动状态，即流体在流动时，各质点互不混杂，作平行于管轴线的运动。粘性较大的流体在极缓慢流动时，属于层流运动。另一种为紊流运动状态，在这种流动状态下，流体各质点呈强烈的混杂，各质点的运动方向是不规则的，除了有沿流动方向的运动外，还有垂直流动方向的运动，而且在流体内部存在着时而产生时而消失的涡流。在渠道及压力管道中，绝大多数粘性不大的流体的流动均属于紊流状态。流体运动时存在层流、紊流两种不同的状态，并产生不同的能量损失，这个结论在1883年首先被英国物理学家雷诺用实验证实。

第一节　雷诺实验和流体的两种运动状态

一、雷诺实验

雷诺实验装置如图4－1所示（注意：该装置放在对流体流动无干扰的固定台子上），图中H是玻璃管，G是注带色流体的细管，P是控制带色流体的阀门，E是盛带色流体的容器，B是保持一定位置高度的大容器，F是蜂窝板，M是溢流隔板，N是阀门，A是短管，K是控制阀，1、2是测压管，D是量筒，C是喇叭口。

从大容器B引出一根一端带有喇叭口C的玻璃管H，其另一端装有控制阀K，借以调节流动速度。为了显示流体的流动状态，从上部盛带色流体的容器E通过细管G把带色流体引入玻璃管入口C，随流体经玻璃管H流出，用量筒D配合秒表可测出通过玻璃管的流量，计算出管内的平均流速。

实验过程如下：微微打开控制阀K和控制带色流体的阀门P，水平玻璃管H内的流体流速并不大。此时带色流体在管道H内成一条鲜明的细流，非常平稳，并与管中心线相平行，此种流动状态称为层流如图4－1a所示。当控制阀逐渐开大到一定程度，带色流体的细流显出波动如图4－1b所示，这种流动状态叫做过渡状态。如果继续开大控制阀，波动的带色流体细流发生破断，流动的稳定性遭到破坏。如再增大流速，带色流体与总流一起形成环状涡流，进而互相混杂，这种状态即为前面讲过的紊流如图4－1c所示。反之，把控制阀逐渐关小，则带色流体形成的细流又恢复到图4－1b所示的过渡状态，再关小则恢复到图4－1a所示的层流状态。

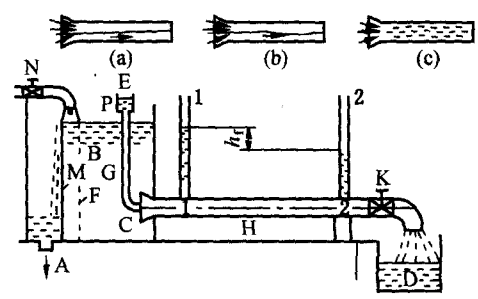


图4－1　雷诺实验及流动状态

我们把这两种流动状态转换时的流体流速叫做临界流速；并把由层流变成紊流时的流速称为上临界流速，用 v_s 表示，把由紊流变成层流时的流速称为下临界流速，用 v_x 表示。实验证明：上临界流速大于下临界流速。

二、雷诺数及其临界值

雷诺通过实验发现：

(1) 用不同的流体，在直径相同的管道中做实验所测得的临界流速与粘性成正比。这是因为粘度大的流体，在流动中难以混乱，故其临界流速较大。

(2) 用同一流体在不同直径的管道中进行实验所测得的临界流速与总流断面直径的大小成反比。因为管道断面越大，管壁对流体质点径向限制越小，因而流体质点运动也易混乱，故其临界流速减小。

把影响临界流速的两个主要因素综合起来即可表示为：

$$v_R \propto \frac{\nu_{粘}}{d}$$

或

$$v_R = Re \cdot \frac{\nu_{粘}}{d} \tag{4-1}$$

式中 v_R——临界流速；

$\nu_{粘}$——流体运动粘度；

d——管径；

Re——是一个无因次的系数，用它可以判别流体运动的状态，我们称这个系数为临界雷诺数。

下临界流速对应一个下临界雷诺数 Rx：

$$Rx = \frac{v_x \cdot d}{\nu_{粘}} = 2320$$

上临界流速对应一个上临界雷诺数：

$$Rs = \frac{v_s \cdot d}{\nu_{粘}} = 13800$$

根据上述临界雷诺数的形式，可以写出一般流体流动的雷诺数为：

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu_{粘}} \tag{4-2}$$

式中 Re——无因次的系数，叫雷诺数；

v——管道中的平均流速；

其他符号定义同前。

一般下临界雷诺数比较稳定，上临界雷诺数常随实验环境、流动的起始状态不同有所差异，而且极不稳定。因此，上临界雷诺数在工程技术中没有实用意义，通常应用下临界雷诺数作为层流、紊流的分界，即当：

$Re > 2320$ 时为紊流；

$Re < 2320$ 时为层流。

例 4-1 有一水管，其直径为 $d = 500\text{mm}$，水的流速 $v = 1\text{m/s}$，水温度 $t = 20℃$，试判别水管中水流的运动状态。

解：根据表 1－3，当水温 $t=20℃$ 时，水的运动粘度 $\nu_{粘}=1.006\times10^{-6}m^2/s$

所以 $$Re=\frac{v\cdot d}{\nu_{粘}}=\frac{1\times0.05}{1.006\times10^{-6}}=5\times10^4>2320$$

故水管中的流体为紊流运动状态。

例 4－2　在大气压力下，15℃时水的运动粘度 $\nu_{粘}=1.142\times10^{-6}m^2/s$，该流体在内径 50mm 圆管中流动从紊流逐渐将流速降低到多大速度时，才能变成层流？

解：已知临界雷诺数 $Re=2320$，所以：

$$v=\frac{Re\cdot\nu_{粘}}{d}=\frac{2320\times1.142\times10^{-6}}{0.05}=0.053\ (m/s)$$

故知当水管中的水流速度降至 0.053m/s 以下时为层流。

第二节　流体流动的水头损失

在上节所讲的雷诺实验中，我们看到直管 1、2 两断面处的测压管水头下降了 h_f，而此两断面管径 d 不变，即流速 v 和速度水头 $\frac{v^2}{2g}$ 不变，管道水平设置，位置高度 Z 不变，但其压力水头减小了，显然是流体在流动中消耗了能量。

如果在阀门等装置下游断面上，也装置测压管，可以看到阀门后各断面上的压力水头，比阀门前各断面的压力水头低，说明流体经过阀门等装置后，也消耗能量。

流体流动时的能量损失，与流体本身的物理性质、运动状态以及与流体接触的器壁情况有关。流体的能量损失可分为两类：

一、沿程水头损失

流体在管径不变的直管中和过流断面形状尺寸不变的明渠中流动时，流体与管壁或渠壁以及流体之间存在摩擦阻力，这种阻力我们叫沿程阻力。流体流动时因克服沿程阻力而消耗的水头（能量），称为沿程水头损失，以符号 h_f 表示，见图 4－2。

由实验可知，沿程损失与流体流过直管的长短成正比，与速度水头 $\frac{v^2}{2g}$ 成正比，与管路直径 d 成反比。圆管中流体的沿程水头损失为：

$$h_f=\lambda\cdot\frac{L}{d}\cdot\frac{v^2}{2g}\quad(m)\qquad(4-3)$$

式中　L——管路长度，m；

d——管路直径，m；

v——流体流动的平均速度，m/s；

g——重力加速度，m/s^2；

λ——沿程阻力系数，其确定方法为：

(1) 在层流运动，即 $Re<2320$ 时：

$$\lambda=\frac{64}{Re}\quad(适用于水)\qquad(4-4)$$

$$\lambda=\frac{75}{Re}\quad(适用于油)\qquad(4-4')$$

（2）在紊流运动，即 $Re>2320$ 时，其沿程阻力系数可用下式计算：

$$\lambda=\frac{0.021}{d^{0.3}} \tag{4-5}$$

式中 d——管道直径。

为计算简便且能达到要求的精度，在工程中一般取：$\lambda=0.02\sim0.03$。

例4-3 有一旧钢管，其长度 $L=150\text{m}$，内径 $d=0.259\text{m}$，通过管中流量 $Q=0.1\text{m}^3/\text{s}$，水温为10℃，求沿程水头损失 h_f 和流动状态。

解：管内平均流速：

$$v=\frac{4Q}{\pi d^2}=\frac{4\times0.1}{3.14\times0.259^2}=1.9\ (\text{m/s})$$

水温为10℃时的运动粘度：

$$\nu=1.306\times10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$$

判别流动状态：

$$Re=\frac{v\cdot d}{\nu}=\frac{1.9\times0.259}{1.306\times10^{-6}}=376799.3>2320$$

故此流体流动为紊流：

取 $\lambda=0.03$

所以有：$h_f=\lambda\cdot\frac{L}{d}\cdot\frac{v^2}{2g}=0.03\times\frac{150}{0.259}\times\frac{1.9^2}{2\times9.81}=2.76\ (\text{m})$

注意：各符号所代表的物理量的单位，要化成和公式中要求的单位相同时，才能代入公式计算。

二、局部水头损失

为了控制流动方向及流量，管路上要装置很多弯头、三通、阀门、异径管等附件。流体流经这些管件时，所产生的阻力称为局部阻力。克服这种阻力而损失的能量，称为局部损失水头，以 h_j 表示，见图4-2。

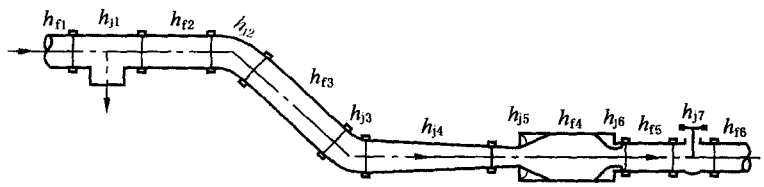


图4-2 沿程和局部水头损失

由于局部水头损失的形式（如三通、弯头、渐变小、渐变大、阀门等）是多种多样的，所引起的流动状况也较复杂。因此，局部损失水头的计算，除管径突然扩大的一种情况能在理论上解决外，其他各种局部水头损失还一直是停留在试验测定阶段。

局部损失通过实验确定，通用公式为：

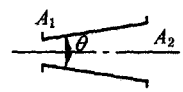
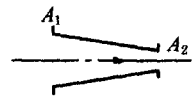
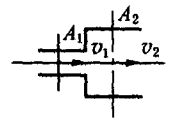
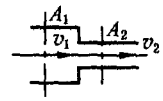
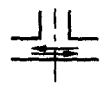
$$h_j=\xi\frac{v^2}{2g} \tag{4-6}$$

式中 v——平均流速，未加说明时，一般采用变化后的流速，m/s；

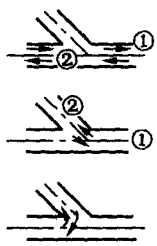
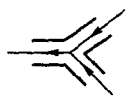
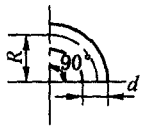
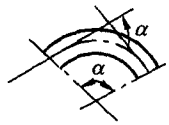
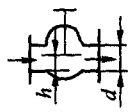
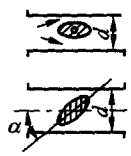
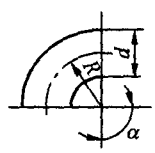
ξ——局部阻力系数，通常用实验方法确定。

各种常用管件的局部阻力系数 ξ 值见表 4－1。

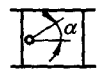
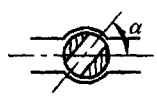
表 4－1 局 部 阻 力 系 数 表

名 称	简 图	局部阻力系数 ξ
渐扩管		$\xi=k\left(1-\frac{A_1}{A_2}\right)^2$ θ/ (°) 7.5 10 15 20 30 k 0.14 0.16 0.27 0.43 0.81
渐缩管		0.06
突然扩大		$\xi=\left(\frac{A_2}{A_1}-1\right)^2$
突然缩小		$\xi=0.5\left(1-\frac{A_2}{A_1}\right)$
管子进口 ①锐缘进口 ②稍微修圆 ③完全修圆		0.50 0.20～0.25 0.05～0.10
管子出口 (水面下)		1.0
等径三通 ①直流		0.10
②分支流		1.50
③汇合流		3.0
④转弯流		1.50

续表

名　称	简　图	局部阻力系数 ξ
斜三通		①0.05　②0.15 ①0.50　②1.0 3.0
叉　管 分支流		1.0
汇合流		1.50
四　通		$\xi=2\times$（三通之 ξ 值）
弯　管 （90°）		R/d: 0.5 / 1.0 / 1.5 / 2.0 / 3.0 / 4.0 / 5.0 $\xi_{90°}$: 1.20 / 0.80 / 0.60 / 0.48 / 0.36 / 0.30 / 0.29
弯　管 （任意角）		α/（°）: 50 / 60 / 70 / 90 / 100 / 120 / 140 / 160 / 180 ξ: 0.75 / 0.83 / 0.88 / 1.0 / 1.05 / 1.13 / 1.2 / 1.27 / 1.33
闸板阀		h/d: 1/8 / 2/8 / 3/8 / 4/8 / 5/8 / 6/8* / 7/8 / 1 ξ: 97.8 / 17 / 5.52 / 2.06 / 0.81 / 0.26 / 0.07 / 0.01
蝶　阀 ①全开 ②各种开度时		0.10～0.30 α/（°）: 5 / 10 / 15 / 20 / 30 / 50 / 70 ξ: 0.24 / 0.52 / 0.9 / 1.54 / 3.91 / 32.6 / 751
90°弯头		d/R: 0.4 / 0.5 / 0.6 / 0.8 / 1.0* / 1.2 / 1.4 / 1.6 / 1.8 / 2.0 $\xi_{90°}$: 0.138 / 0.145 / 0.158 / 0.206 / 0.294 / 0.44 / 0.661 / 0.974 / 1.408 / 1.978 若 $\alpha\neq90°$，$\xi=\xi_{90°}\frac{\alpha}{90°}$

续表

名　称	简　图	局部阻力系数 ξ								
逆止阀		α/(°)	15	20	25	30	40	45	50	55	60	70
		ξ	90	62	42	30	14	9.5	6.6	4.6	3.2	1.7
旋　塞		α/(°)	5	10	15	20	30	40	50	60	82	
		ξ	0.05	0.29	0.75	1.56	5.47	17.30	52.6	206	∞	
滤水器（带底阀）		d	50	75	100	150	200	250	300			
		ξ	10	8.5	7.0	6.0	5.2	4.4	3.7			
滤水器（无底阀）		2～3										

例4－4　设在某直径相同的吸、排水管道上，装有带底阀的滤水器一个，90°的弯头5个，闸板阀1个，逆止阀1个，分支流三通1个，直流三通2个，管道中的流量 $Q=120\text{m}^3/\text{h}$，管道直径为150mm，试求管道的局部水头损失？

解：管内平均流速为：

$$v=\frac{4Q}{\pi d^2}=\frac{4\times120}{3600\times3.14\times0.15^2}=1.89\ (\text{m/s})$$

局部损失水头为：

$$h_j=\sum\xi\frac{v^2}{2g}=(1\times6+5\times0.294+1\times0.26+1\times3.2+1\times1.5+2\times0.1)\times\frac{1.89^2}{2\times9.81}=2.3\ (\text{m})$$

例4－5　有一条管路，长为10m，管径为100mm，其中有两个90°的弯头$\left(\frac{d}{R}=1.0\right)$。管路的沿程水头损失系数 $\lambda=0.037$。如拆除这两个弯头而管路长度不变，作用于管路两端的总水头也保持不变，试问管路中的流量能增加百分之几？

解：在拆除弯管之前，在一定流量下的水头损失为：

$$h_w=\lambda\cdot\frac{L}{d}\cdot\frac{v_1^2}{2g}+2\xi\frac{v_1^2}{2g}=\left(\lambda\frac{L}{d}+2\xi\right)\frac{v_1^2}{2g}$$

式中 v_1 为该流量下的圆管断面流速。则：

$$h_w=\left(0.037\times\frac{10}{0.1}+2\times0.294\right)\frac{v_1^2}{2g}=4.29\left(\frac{v_1^2}{2g}\right)$$

拆除弯管后的沿程水头损失为：

$$h_f=0.037\times\frac{10}{0.1}\times\frac{v_2^2}{2g}=3.7\left(\frac{v_2^2}{2g}\right)$$

若两端的总水头差不变，则得：

$$3.7\left(\frac{v_2^2}{2g}\right)=4.29\left(\frac{v_1^2}{2g}\right)$$

因而 $$\frac{v_2}{v_1}=\sqrt{\frac{4.29}{3.7}}=\sqrt{1.16}=1.077$$

流量 $Q=v\cdot s$，所以 $$Q_2=1.077Q_1$$

即流量增加 7.7%。

从以上所讲的知道，实际流体总流的伯努利方程中的损失水头 h_w，应按流动系统中的实际情况，将其主部沿程水头损失和各种局部水头损失相加，可以写成为：

$$h_w=\sum h_f+\sum h_j$$

复习思考题

1. 何谓雷诺数？决定流体流动是层流和紊流状态的准则是什么？

2. 在层流状态下，为什么 Re 相同时，阻力系数 λ 就相同？

3. 计算管流沿程水头损失的公式，层流和紊流都是一样的，那么在什么地方有所不同呢？

4. 为了把判别运动状态的公式 $Re=\frac{v\cdot d}{\nu}$ 能用于各种状态断面的管流，在公式中用水力半径 R 代替直径 d 是比较方便的，这样管流的临界速度如何求法？

5. 在大气压力作用下，20℃水的运动粘度 $\nu=0.010\text{cm}^2/\text{s}$，当此水流流经内径为 60mm 的圆管时，呈紊流状态，问将水流速度降低多少才能变为层流？

6. 温度为 10℃的水，通过一内径为 25cm 的管道，问在临界雷诺数 $Re=2320$ 时，能通过多少流量？

7. 一段水管直径 $d=200\text{mm}$，通过此管中流量 $Q=20\text{m}^3/\text{s}$，水的温度为 15℃试判断水在管中的流动状态。

8. 沿直径 $d=200\text{mm}$，长度 $L=3000\text{m}$ 的无缝钢管送水，若管中流量 $Q=128\text{m}^3/\text{h}$，水的温度为 20℃，试计算其沿程损失。

9. 设在某直径相同的吸、排水管道上，装有无底阀的滤水器 1 个，90°的弯头 4 个，闸板阀 1 个，分支流三通 2 个，直流三通 1 个，逆止阀 1 个，若管中流量为 $216\text{m}^3/\text{h}$，钢管道的直径为 200mm，管道总长为 150m，求水头损失。

第五章　离心式清水泵和杂质泵

水泵是用来输送液体的机械之一。在选煤厂广泛应用离心式清水泵和杂质泵进行供水，输送煤浆及重介质悬浮液等。因而离心式水泵是选煤厂重要的辅助设备，其运转好坏，直接影响着正常生产和提高工作效率等方面。本章将详述常用的离心式清水泵和杂质泵的工作原理及结构等方面的知识。

第一节　离心式水泵的工作原理和基本参数

由于离心式清水泵和杂质泵都是以同样的方式输送液体（水）的，它们的原理是相同的。但由于这两种泵的工作介质的成分（清水泵的工作介质是清水，杂质泵的工作介质是煤浆及重介质的悬浮液）和使用场所的不同，所以这两种泵的结构和各部件的材料等也有不同之处，这是我们以后经常碰到并且要严格区分的。

一、选煤厂的排水设备的组成

选煤厂的排水设备主要由水泵、电动机、管路（吸水管和排水管）、管路附件和仪表等部分组成，如图 5－1 所示。

该设备中的水泵、电动机、管路的作用是明显的，下面介绍一下管路上各个附件的作用。

1．灌水漏斗

灌水漏斗也叫充水漏斗，其作用是在水泵启动前，向水泵和吸水管内灌引水用。

2．滤水器和底阀

滤水器装在吸水管的末端，插入吸水池中。滤水器的作用是使吸水池中煤泥或杂物不至于吸入水泵内，以防水泵被堵塞和加快磨损。在滤水器内装有舌形底阀，其作用是使灌入水泵和吸水管中的引水以及停泵后的存水不至于漏掉。

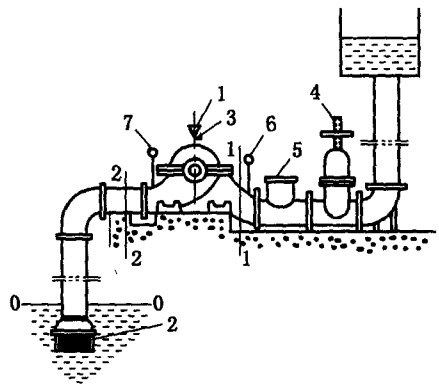


图 5－1　离心式水泵的排水设备示意图
1—灌水漏斗；2—滤水器、底阀；3—放气阀；4—逆止阀；5—闸阀；6—压力表；7—真空表

3．放气阀

放气阀也叫放气栓，装于泵壳顶部，用于在向泵内和吸水管中灌引水时，打开此阀，放出泵内的空气，充水完毕关闭。

4．闸　阀

闸阀也叫阀门。这里所说的闸阀是泵出口处排水管路上的第一个闸阀一即调节闸阀，位于逆止阀的下方，其作用是：

（1）调节水泵的流量；

(2) 启动时将它完全关闭，以降低启动电流；

(3) 在多台水泵多条管路运行的排水系统中起控制或选择某一趟管路运行的作用。

调节闸阀的优点是流动阻力和关闭压力较小，安装时无方向性，能够方便地用来调节水泵的流量和扬程等。其缺点是密封面容易擦伤，检修较为困难，高度尺寸较大，在安装位置受到限制时，安装不方便，结构较复杂。

5. 逆止阀

逆止阀装在调节闸阀的上边（或后边）。其作用是当水泵突然停止运转（如突然停电）时，或者在未关闭调节闸阀的情况下停泵时，能自动关闭，切断水流，使水泵不致受到水力冲击而遭到破坏。

另外，在两台以上水泵并联工作时，逆止阀可以阻止水流从一台水泵流入其他水泵。

6. 压力表和真空表

压力表安装在水泵的出水口处，用以检测排水管中水压的大小。常用的压力表为普通弹簧管压力表。压力表所测出的压力叫做表压力或相对压力。

真空表安装在水泵的吸水口处，用以检测吸水管中或水泵吸水口处的真空度。

在离心式水泵启动时，要将压力表和真空表表管上的旋塞关闭，以防被压力水冲坏。当水泵启动达到额定转速时，再将旋塞打开，进行压力和真空的检测。

二、离心式水泵的工作原理

离心式水泵是一种输送液体的流体机械，它是依靠旋转的叶轮对液体的作用把原动机的机械能传递给液体，使液体的能量（位能、压力能和速度能）增加。

图 5-2 为一单级离心式水泵的示意图。泵的主要工作部件有叶轮，其上有一定数目的叶片，叶轮固定于轴上，由轴带动旋转，泵的外壳为螺线形的扩散室，泵的吸水口与吸水管相连接，泵的排水口则与排水管相连接。

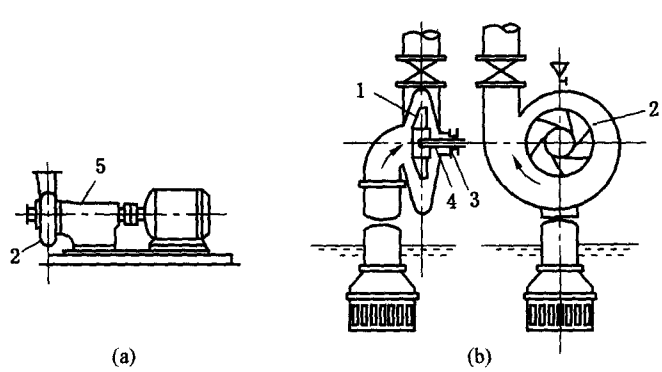


图 5-2 单级离心式水泵示意图

1—叶轮；2—泵壳；3—轴承；4—泵轴；5—托架

当水泵开动后，叶轮即随泵轴旋转，原先由漏斗注入到叶片流道间的水，在叶片的动力作用下作旋转前进运动，水在从叶轮进口流向叶轮出口的过程中，其速度能和压力能都

得到增加，被叶轮排出的水经过螺线形扩散室，大部分速度能转换成压力能，然后沿排水管输送出去。这时，叶轮进口处则因水的排出而形成真空，吸水池中的水在大气压力的作用下，被压入叶轮的进水口。于是，旋转着的叶轮就连续不断地把水吸入和排出，从而形成连续的水流。

为了把速度能更好地转变成压力能，有的离心式水泵带有导向器（导水圈）。

从水泵的工作原理，我们可以了解水泵的正常工作必须首先具备两个基本条件：

（1）水泵启动前，必须向泵内充满水；

（2）水泵的工作轮（叶轮）必须由原动机带动旋转。

三、离心式水泵的工作参数

水泵的基本参数（流量、扬程、效率、功率等）是用来表征水泵工作性能的主要指标，一般都在水泵的“铭牌”或技术规格表上给出。下面分别加以介绍。

1. 扬　程

又称水泵的压头，以 H 表示之。其意义就是单位重量的水，通过水泵后所增加的能量。扬程的单位为：牛·米/牛或米水柱（N·m/N 或 mH_2O）。

如图 5－1，设 p_1、p_2 分别为水泵出水口压力表的读数和吸水口真空表的读数，v_1、v_2 分别为出水口和吸水口处的流速，Z_1、Z_2 分别代表泵出、入口中心线到基准面的高度。根据伯努利方程式可知，水泵入口总比能 E_2 和出口总比能 E_1 可分别用下式表示：

$$E_1 = Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$E_2 = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

式中　γ——水的重度，N/m^3。

水泵的扬程　　$H = E_1 - E_2$

$$= \left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right)$$

因为　　$v_1 \approx v_2$，$Z_1 \approx Z_2$

所以

$$H \approx \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \qquad (5-1)$$

从上式可以看出，水泵出、入口两表读数的差并用 mH_2O 表示，就近似等于水泵的扬程。当水泵入口压力为负压时（即 p_2 为负的相对压力值），则

$$H \approx \frac{p_1}{\gamma} + \frac{p_2}{\gamma} \qquad (5-2)$$

不同型号的水泵有不同的扬程，它是由设计来决定的，它与水泵叶轮的直径，叶轮的数目和叶轮的旋转速度有关。对于一台水泵来说，扬程是随流量的大小变化的。通常我们说这台泵扬程多高，或者是在水泵铭牌上标出的扬程一般是这台泵在最高效率点的扬程。

2. 流　量

流量就是水泵的出水量，它表示在单位时间内流过水泵的水的体积。流量用 Q 表示，单位有：升/秒、$米^3$/秒、$米^3$/分、$米^3$/时等。其基本换算关系如下：

$$1m^3/h=\frac{1000}{3600}L/s=0.278L/s$$

$$1L/s=\frac{3600}{1000}m^3/h=3.6m^3/h$$

通常我们说这台泵的流量多大，或者是在水泵铭牌上标出的流量，一般是指这台泵在最高效率点的流量，即额定流量。今后如不特别指出，所说的流量都是体积流量。

3. 功　率

水泵的功率可分为有效功率、轴功率和配用功率三种。

(1) 有效功率。水泵在单位时间内对流经其内的水所做的有效功的大小，叫做水泵的有效功率。用符号 N_X 表示，其表达式为：

$$N_X=\gamma QH \quad (N\cdot m/s)$$

$$=\frac{\gamma QH}{1000} \quad (kW) \qquad (5-3)$$

式中　γ——水的重度，N/m^3；

Q——水泵的流量，m^3/s；

H——水泵的扬程，m。

(2) 轴功率。水泵在工作时，电动机传递给水泵轴上的功率，叫做水泵的轴功率。由于水泵有各种能量损失，所以轴功率总是比有效功率大些。轴功率用 N_Z 表示，其表达式为：

$$N_Z=\frac{\gamma QH}{1000\eta} \quad (kW) \qquad (5-4)$$

式中　η——水泵的效率。

(3) 配用功率。水泵所选用的电动机功率，叫做水泵的配用功率或配套功率，用符号 N_d 表示。由于离心式水泵都是通过联轴器直接传动的，传动损失极小（传动效率为0.99），故可以认为配用功率和轴功率在大小上基本是相等的。但是，由于水位的变化，水中煤泥和杂质含量的变化，可能引起轴功率的增大。此外电动机的输出功率可能由于某种原因而减小（例如由于电压降低而使电动机的输出功率减小）。因此，为了保证机组的安全和正常运转，一般配用功率都比轴功率大一些，因此有如下表达式：

$$N_d=K_B\frac{\gamma QH}{1000\eta}=K_BN_Z \quad (kW) \qquad (5-5)$$

式中　K_B——功率的备用系数；

当 $Q<20m^3/h$ 时，$K_B=1.5$；

$Q=20\sim80m^3/h$ 时，$K_B=1.2\sim1.3$；

$Q=80\sim300m^3/h$ 时，$K_B=1.15\sim1.2$；

$Q>300m^3/h$ 时，$K_B=1.1$。

其他符号的意义同前。

4. 效　率

水泵在工作时，由于存在着各种能量损失，如机械摩擦损失，水力摩擦损失和泄漏损失等，故其有效功率必然要小于轴功率。水泵的有效功率与轴功率之比的百分数，叫做水泵的效率，用符号 η 表示，其表达式为：

$$\eta=\frac{N_X}{N_Z}\times 100\%=\frac{\gamma QH}{1000N_Z}\times 100\% \qquad (5-6)$$

由于水泵内部有上述能量损失，所以水泵的轴功率不能全部传递给水。因此效率 η 总小于 1。显然水泵的效率愈高，水泵的内部损失就愈小。所以水泵的效率大小是衡量水泵性能好坏的主要指标。目前我国生产的离心式清水泵的效率在 70%～90%之间，输送煤浆的杂质泵的效率略低较同类参数的清水泵，一般低 5%左右。

5. 转　速

水泵轴每分钟的转数，叫水泵的转速，用符号 n 表示，单位为转/分。

由于水泵的扬程、流量和功率都和转速的高低有关，所以水泵转速也是重要的基本参数。一般水泵和电机是直联的，其转速也就是电机的转速。水泵常用的转速有 2900r/min，1450r/min，960r/min，750r/min 等。当水泵用三角胶带传动时，水泵的转速比较容易改变。将水泵的转速提高，要考虑到水泵机械强度的限制，一般不能超过设计转速的 10%；降低转速，水泵的扬程、流量、功率都相应的降低，在以后再讲述它们具体的变化规律。

6. 允许吸上真空高度 $H_{S允}$

在保证水泵不发生汽蚀的情况下，泵吸水口处所允许的最大真空度，叫做水泵的允许吸上真空高度，用符号 $H_{S允}$表示。例如 200D43×3 型多级离心式水泵的工作参数为：$Q=288m^3/h$，$H=122.4m$，$N_Z=120kW$，$\eta=0.8$，$n=1480r/min$，$H_{S允}=5.7m$。

例 5－1　已知一水泵的总扬程是 90m，流量是 $0.008m^3/s$，求水泵的有效功率。如果泵的效率为 60%，那么泵的轴功率是多少？

解：
$$N_X=\frac{\gamma QH}{1000}=\frac{9810\times 0.008\times 90}{1000}=7.063\ (kW)$$

泵的轴功率：
$$N_Z=\frac{N_X}{\eta}=\frac{7.063}{0.6}=11.7\ (kW)$$

例 5－2　有一台离心式水泵，其额定流量 $Q=0.0102m^3/s$，额定扬程 $H=20m$，轴功率 $N_Z=2.5kW$。试求该泵的效率和配用功率各为多少（已知水的重度 $\gamma=9810N/m^3$）？

解：根据公式（5－3）
$$N_X=\frac{\gamma QH}{1000}=\frac{9810\times 0.0102\times 20}{1000}=2\ (kW)$$

根据公式（5－6）
$$\eta=\frac{N_X}{N_Z}\times 100\%=\frac{2}{2.5}\times 100\%=80\%$$

根据公式（5－5）
$$N_d=K_B\frac{\gamma QH}{1000\eta}=1.3\times\frac{9810\times 0.0102\times 20}{1000\times 0.8}=3.25\ (kW)$$

四、运转比例定律

离心式水泵在运转过程中，它的流量、扬程和功率时常随着转速的改变而发生变化，我们把水泵的流量、扬程和功率随着转速的改变而改变的规律叫做水泵的运转比例定律，

可用下列公式表示：

（1）水泵的流量与其转速成正比，即：

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{n_1}{n_2} \tag{5-7}$$

式中 Q_1——水泵在原转速 n_1 时的流量；

Q_2——水泵在新转速 n_2 时的流量。

（2）水泵的扬程与其转速的平方成正比：

$$\frac{H_1}{H_2}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \tag{5-8}$$

式中 H_1——水泵在原转速 n_1 时的扬程；

H_2——水泵在新转速 n_2 时的扬程。

（3）水泵的功率与其转速的立方成正比：

$$\frac{N_1}{N_2}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \tag{5-9}$$

式中 N_1——水泵在原转速 n_1 时的功率；

N_2——水泵在新转速 n_2 时的功率。

例5-3 有一台6BA-18A型离心式水泵，其铭牌上标明的流量为144m³/h，扬程为9.5m，电动机功率为7.5kW，转速为1450r/min。当其转速降低到1300r/min时，求其流量、扬程和电动机的功率各为多少？

解：将已知条件代入公式得：

$$Q_2=Q_1\frac{n_2}{n_1}=144\times\frac{1300}{1450}=129\ (\mathrm{m^3/h})$$

$$H_2=H_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2=9.5\times\left(\frac{1300}{1450}\right)^2=8.53\ (\mathrm{m})$$

$$N_2=N_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3=7.5\times\left(\frac{1300}{1450}\right)^3=5.3\ (\mathrm{kW})$$

第二节 水泵的吸水高度和汽蚀现象

一、水泵的吸水高度

自水泵轴心线到吸水井水面之间的垂直高度叫做吸水高度或几何安装高度，以 H_X 表示，如图5-3所示。水泵安装在水面以上 H_X 高度处，在选用水泵时，当然希望水泵的吸水高度越高越好，这样可以提高泵的安装高度，以减少土建工程。但是，泵的吸水高度是否可以无限制地提高呢？不能。根据离心式水泵的工作原理可知，泵之所以能把低处的水吸至泵内是因为叶轮内的水在叶轮（片）离心力的作用下作旋转前进运动，而在叶轮的中心（吸水口）处造成真空度，即水泵吸水口处的压力低于水池水面的压力，吸水池中的水在水面大气压力的作用下经吸水管源源不断进入泵内。现在水池水面的压力为大气压力 p_a，可见水泵吸水口的压力必然低于一个大气压，而具有一定的真空度。现在利用流体力

学的能量方程式（伯努利方程式）来求水泵吸水口的真空度。

在图 5－3 中，选水池水面 0—0 为基准面列出吸水池水面 0—0 和泵吸水口断面 1—1 间的伯努利方程式：

$$0+\frac{p_a}{\gamma}+\frac{v_0^2}{2g}=H_X+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{v_1^2}{2g}+h_{w吸}$$

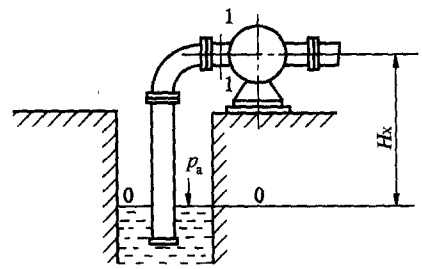


图 5－3　水泵的吸水高度

式中 $\frac{p_a}{\gamma}$ ——水池水面上的大气压力水头，mH_2O；

$\frac{p_1}{\gamma}$ ——水泵 1—1 断面的压力水头，mH_2O；

v_0 ——水池水面下降的速度，m/s；

H_X——水泵的吸水高度，m；

v_1 ——水泵吸水口处水的流速，m/s；

$h_{w吸}$——吸水管中 0—0 基准面至 1—1 断面之间一段的能量损失，mH_2O。

由于 $v_0\approx0$，　　所以　　$\frac{p_a-p_1}{\gamma}=H_X+\frac{v_1^2}{2g}+h_{w吸}$

若水泵的吸水口真空度用H_S表示，则：

$$H_S=\frac{p_a-p_1}{\gamma}$$

所以

$$H_S=H_X+\frac{v_1^2}{2g}+h_{w吸} \tag{5-10}$$

若吸水口真空度用最大的吸水口真空度即用允许吸上真空高度 $H_{S允}$来表示，且为已知时，那么可以求出最大的允许吸水高度 $H_{X允}$。

$$H_{X允}=H_{S允}\frac{v_1^2}{2g}-h_{w吸}=\frac{p_a-p_1}{\gamma}-\frac{v_1^2}{2g}-h_{w吸} \tag{5-11}$$

根据式（5－11），我们在安装水泵时，可以确定最大的允许吸水高度。同时看到在式（5－11）中，即使 p_1、v_1、$h_{w吸}$都减少至零，吸水高度也只能达到：$\frac{p_a}{\gamma}=10m$，而实际上这是永远办不到的。一般水泵的吸水高度为 4～5m 左右。

由式（5－10）可以看出，水泵吸水口处的真空度 H_S 与水泵的吸水高度 H_X、吸水管中水流的速度水头$\frac{v_1^2}{2g}$和吸水管中水流的损失水头 $h_{w吸}$三部分有关。在一般情况下，三项中 H_X 一项的数值最大。所以水泵的吸水高度 H_X 愈大，水泵吸水口处的真空度 H_S 就愈大，也就是水泵吸水口的压力 p_1 将降得很低。

例 5－4　某选煤厂循环水泵站，采用 10SH－9 型水泵抽水，其允许吸上真空高度 $H_{S允}=6mH_2O$，如果吸水管的总损失 $h_{w吸}=1.1mH_2O$，吸水管中的水流速度为 1m/s，试确定此泵的最大允许吸水高度。

解：由（5－11）式　　$H_{X允}=H_{S允}-\frac{v_1^2}{2g}-h_{w吸}$

得到：

$$H_{X允}=6-\frac{1^2}{2\times 9.8}-1.1=4.85\ (\mathrm{m})$$

二、水泵的汽蚀现象

由以上所述可知，水泵在工作时，水泵入口处的压力最低。但是实际上水泵入口处的压力 p_1 不能过低。当 p_1 过低时，水泵就会产生一种汽蚀现象，使水泵不能正常工作。

我们知道水在一个大气压力之下100℃时将发生汽化（由水变成蒸汽），根据实验得知，水的汽化温度和压力有关。随着水面压力的降低，汽化的温度也下降，其变化规律如表5－1所示。

表5－1　水发生汽化时的温度与压力的关系

温　度　/℃	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
饱和蒸汽压力/mH_2O	0.09	0.12	0.24	0.43	0.75	1.25	2.00	3.17	4.82	7.14	10.33

从上表可以看出，水在常温下可以发生汽化，条件是水面的压力降低到发生汽化的压力以下（称为饱和蒸汽压力）。如20℃时水的饱和蒸汽压力为0.24mH_2O。

如果水泵吸水口附近处，压力过低以致下降到当时水温的饱和蒸汽压力以下时，水就急剧的发生汽化并出现下列三种现象，即汽蚀现象：

（1）水在汽化的同时，析离出溶解在水中的空气。在汽化处水流有效断面积减少了，局部地方流速增加，并伴随涡流产生，使水泵的扬程、流量、效率都显著降低。

（2）汽化时，溶解在水中的气体从水中逸出，形成许多蒸汽与气混合的小气泡，这些小气泡随水流进入叶轮的高压区时，气泡中的蒸汽又突然凝结成水，结果在气泡消失处形成空洞，周围的水急进入空洞，造成极大的水力冲击，冲击的范围虽然很小，但可以造成高达几百个大气压的局部压力。由于气泡不断形成和凝结，强大的冲击压力，以极高的频率反复作用在叶轮上，时间过长，叶轮的表面就会发生严重的撞伤，表面上出现斑点或成蜂窝状。

（3）在所产生的气泡中，还夹杂有一些活泼的气体（如氧气），它借助于气泡凝结时所放出的热量对金属部件起化学腐蚀作用。以上三种现象是同时发生的，统称为水泵的汽蚀现象。

当水泵发生汽蚀现象时，在吸水管的一侧有特殊的声响，产生噪声和振动。由于汽蚀现象破坏了水泵正常工作并使叶轮严重的受到侵蚀，所以水泵是不允许在汽蚀情况下工作的。

三、防止汽蚀现象的方法

汽蚀现象既然有上述危害，在工作中我们就要设法防止水泵产生汽蚀现象。在工程上一般采用如下几种方法：

（1）使水泵的吸水高度小于水泵的允许吸上真空高度，即 $H_X<H_{S允}$，这一点我们可以由式（5－11）求得。

（2）合理安装吸水管路，减少吸水管路的能量损失，日常维护中不使吸水管发生

堵塞。

（3）应尽量采用压入式的布置方式，使水池水面高于水泵，这样一方面可以使水泵经常自动充满水，便于水泵的启动，同时使水泵吸水口处于正压之下，避免发生汽蚀现象。选煤厂的循环水泵和输送矿浆的杂质泵，一般都是采用压入式布置方式。

第三节　离心式清水泵和杂质泵的主要结构型式

一、离心式水泵的分类

离心式水泵是一种广泛应用于国民经济各部门的通用机械。为了适应于各种不同的应用条件，离心式水泵制造有多种结构形式。就选煤厂应用的离心式水泵而言，型式也有多种，可分类如下：

（1）按水泵所产生的扬程来分：

①低压泵：扬程低于 25m；

②中压泵：扬程为 25～60m；

③高压泵：扬程在 60m 以上的。

（2）按水泵的级数来分：

①单级泵：泵轴上仅有一个叶轮；

②多级泵：泵轴上装有多个叶轮。

（3）按叶轮吸水面数目分：

①单吸泵：叶轮上仅有一个吸水口；

②双吸泵：叶轮两侧各有一个吸水口。

（4）按泵壳的结构分：

①螺壳式水泵：如 BA、B 型泵等；

②分段式水泵：如 D 型、DA 型泵等；

③水平中开式水泵：即在通过轴心线的水平面上开有结合缝。如 SH、S 型和 8PN～12PN 等泵。

（5）按泵轴的位置来分：

①卧式泵：泵轴水平装置，如 D、BA、SH 型等；

②立式泵：泵轴与地面垂直装置，如 2PNL 和 3PNL 等。

（6）按水泵的工作介质分：

①清水泵：吸、排含有砂粒、泥浆成分较少的水，如 D、SH 型等泵；

②杂质泵：吸、排含有砂粒、泥浆成分较多的水。

由于离心式水泵种类及结构型式繁多，我们在这里只详细讲述单级单吸悬臂离心式清水泵的构造及性能，对其他型式的离心泵用比较的方法介绍其特点。

二、单级单吸悬臂式离心清水泵的构造（以 IS 型泵为例）

IS 型泵是用于输送清水或物理及化学性质类似清水的其他液体的单级单吸（轴向吸入）卧式离心泵。IS 型系列泵有填料密封和机械密封两种。

1. 型号意义

以 IS 80－65－125 J A 型泵为例。

IS——单级单吸轴向吸入式离心泵；

80——泵吸入口直径，mm；

65——泵排出口直径，mm；

125——叶轮的名义直径，mm；

J——表示机械密封；

A——表示叶轮外径第一次切割。

2. 技术性能（表 5－2）

表 5－2 IS 型单级单吸离心泵技术性能表

型号	转速 n/（$r \cdot min^{-1}$）	流量 Q		扬程 H/m	效率 η/%	功率/kW		必需汽蚀余量 $(NPSH)_r$/m
		（$m^3 \cdot h^{-1}$）	（$L \cdot s^{-1}$）			轴功率	电机功率	
IS50－32－125	2900	7.5	2.08	22	47	0.96	2.2	2.0
		12.5	3.47	20	60	1.13		2.0
		15	4.17	18.5	60	1.26		2.5
IS65－50－160	2900	15	4.17	35	54	2.65	5.5	2.0
		25	6.94	32	65	3.35		2.0
		30	8.33	30	66	3.71		2.5
IS80－65－125	2900	30	8.33	22.5	64	2.87	5.5	3.0
		50	13.9	20	75	3.63		3.0
		60	16.7	18	74	3.98		3.5
	1450	15	4.17	5.6	55	0.42	0.75	2.5
		25	6.94	5	71	0.48		2.5
		30	8.33	4.5	72	0.51		3.0
IS100－80－125	2900	60	16.7	24	67	5.86	11	4.0
		100	27.8	20	78	7.00		4.5
		120	33.3	16.5	74	7.28		5.0
	1450	30	8.33	6	64	0.77	1.5	2.5
		50	13.9	5	75	0.91		2.5
		60	16.7	4	71	0.92		3.0
IS125－100－200	2900	120	33.3	57.5	67	28.0	45	4.5
		200	55.6	50	81	33.6		4.5
		240	66.7	44.5	80	36.4		5.0
	1450	60	16.7	14.5	62	3.83	7.5	2.5
		100	27.8	12.5	76	4.48		2.5
		120	33.3	11.0	75	4.79		3.0
IS150－125－250	1450	120	33.3	22.5	71	10.4	18.5	3.0
		200	55.6	20	81	13.5		3.0
		240	66.7	17.5	78	14.7		3.5
IS200－150－250	1450	240	66.7	22.6	70	21.1	37	3.6
		400	111.1	20	82	26.6		4.6
		460	127.8	17.2	79	27.3		4.9

3. 结构特点

IS型泵主要由泵体1、泵盖2、叶轮3、轴4、密封环5、轴套8及悬架轴承部件12等组成（图5-4）。它在结构上有如下特点：

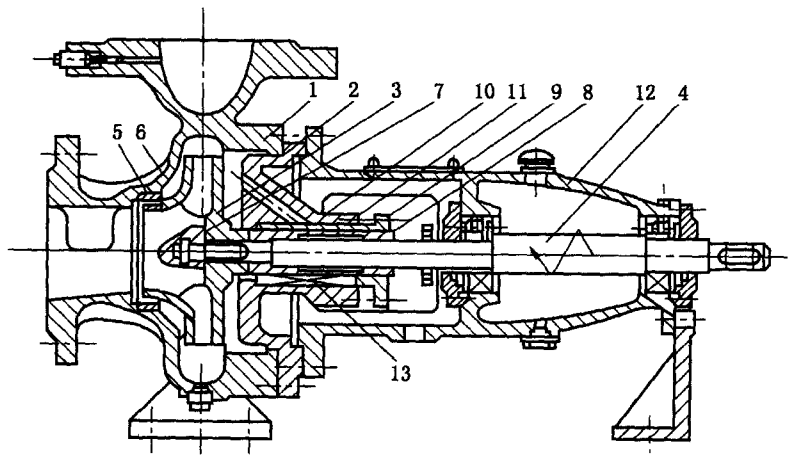


图5-4 IS型离心泵结构图

1—泵体；2—泵盖；3—叶轮；4—轴；5—密封环；6—叶轮螺母；7—止动垫圈；8—轴套；9—填料函盖；10—填料环；11—填料；12—轴承部件；13—机械密封

（1）IS型泵的泵体和泵盖的部分，是从叶轮背面处剖分的，即后开门结构形式。

（2）泵的壳体（即泵体和泵盖）构成泵的工作室。叶轮、轴和滚动轴承等为泵的转子。悬架轴承部件支承着泵的转子部件，滚动轴承承受泵的径向力和轴向力。

（3）为了平衡泵的轴向力，泵的叶轮前后均设有密封环和平衡孔。

（4）泵的轴向密封是由填料压盖9、填料环10和填料11等组成，以防止进气或大量漏水。

（5）为避免轴磨损，在轴通过填料腔的部位装有轴套保护。轴套与轴之间装有O型密封圈，以防沿着配合表面进气或漏水。

（6）泵的传动方式是通过弹性套柱销联轴器与电动机联结的。泵的旋转方向，从驱动端看，为顺时针方向旋转。

4. 常见故障及其解决方法（表5-3）

表5-3 故障及其解决方法

故　障	原　因	解决方法
水泵不吸水，压力表及真空表指针剧烈摆动	水泵注入的水不够，吸入管或仪表漏气	向水泵内注水处理漏气处
水泵不吸水，真空表显示高度真空	底阀没有打开，或已淤塞，吸水管阻力太大，吸水管高度太大	打开或更换底阀。清洗或更换吸水管，降低吸水高度
水泵出水处压力表显示压力，而水管仍不出水	出水管阻力太大，旋转方向不对，叶轮淤塞	检查或缩短水管及检查电机。取下水管接头，清洗叶轮
流量偏低	水泵淤塞，口环磨损过多	清洗水泵及管子，更换口环

续表

故　障	原　因	解决方法
水泵消耗的功率过大	填料函压得太紧，填料函发热	拧松填料函，或将填料取出来打方一些
水泵内部声音反常，水泵不上水	流量太大，吸水管内阻力过大，吸水高度过大在吸水处有空气渗入，所输送的液体温度过高	增加出水管内的阻力，以减低流量，检查泵吸入管内阻力，检查底阀，减少吸水高度。拧紧堵塞漏气处，降低液体的温度
轴承过热	没有油，水泵轴与电机轴不在一条中心线上	注油，把轴中心对准
水泵振动	泵轴与电机轴不在一条中心线上或泵的安装位置不正	把水泵和电机的轴中心线对准

三、单级双吸离心式水泵

现以我国生产的SH型水泵为例，介绍单级双吸式离心泵的结构等方面的问题。S型单级双吸泵与SH相似，这里不再介绍。

SH型水泵在结构上有甲式和乙式两种型式，轴径小于70mm的为甲式，采用滚动轴承支承。轴径大于或等于70mm的为乙式，采用滑动轴承支承。但目前大多数已改为采用滚动轴承，其他方面并无区别。图5－5为SH型甲式水泵结构图。

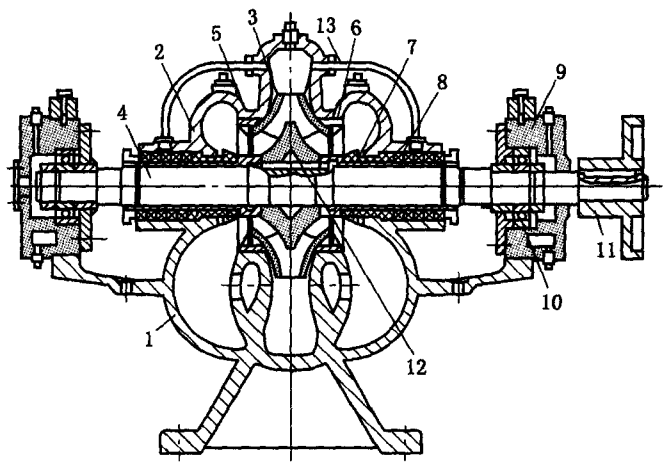


图5－5　SH型泵的结构

1—泵体；2—泵盖；3—叶轮；4—轴；5—双吸密封环；6—轴套；7—填料套；8—填料；9—轴承体；10—球轴承；11—联轴器；12—键；13—水封管

1.SH型水泵的结构特点

从图5－5我们看到，SH型水泵的结构主要有双面吸水的叶轮3、泵体1、泵盖2、泵轴4、双吸密封环和填料装置等。它在结构上有如下特点：

(1) 在总的布置上：SH型泵的叶轮在轴的中央，轴两端由轴承支承。泵体分上下两部分，中间水平对开，打开上盖，内部结构完全可以看到。该泵的吸水口和排水口均在轴心线下方，成水平方向，与轴心线垂直。泵盖用双头螺栓和圆锥定位螺钉固定在泵体上，便于检查泵内全部零件，无需拆卸吸、排水管道及电机，因此检修方便，如图5－5所示。

(2) 泵体：用铸铁制成水平轴向中开形的，它与泵盖2共同构成半螺旋吸水室和压水室，其作用和单吸式水泵的吸水室和压水室相同。泵体的进、出口法兰盘上，有安装真空表和压力表的螺纹孔。在进、出口法兰盘的底部有放水用的螺塞。

(3) 泵盖：用铸铁制成，在上部有安装水封管及放气栓的螺孔，也有的将水封管取消了，直接在泵盖上铸有水封槽，由水槽将压水室和填料箱连通。泵盖上有两个起吊钩，供拆卸泵盖时用。

(4) 叶轮：用铸铁制成，经过静平衡校验，用键、轴套和两边的轴套螺母固定在泵轴上（其轴向位置用轴套螺母进行调整），与用45号优质碳素钢锻制加工而成的泵轴，共同组成水泵的转子。叶轮双面吸水，是对称形的，好像两个单吸叶轮背靠背地放置在一起，在叶轮两盘之间有弯曲的叶片，水从叶轮两侧吸入，其流量比相同尺寸的单吸叶轮大一倍，所以双吸泵的特点是流量大。

(5) 双吸密封环：为铸铁制成，以其与叶轮的间隙，来减少压水室内的水漏回吸水室且保护泵壳免于磨损，本身为易损件，当磨损后可以备件更换。

(6) 填料装置：由于双吸式水泵的泵轴从两面穿出泵壳，所以泵壳两端都设有填料箱。填料箱中的水封环从压水室用水管引来高压水，起水封作用。由于泵轴穿出泵壳的部位是吸水侧，所以，填料和水封环的作用是挡住外来的空气，不使其进入吸水室，这是和单吸单级水泵的填料箱作用不同的地方。另外，填料箱和水封环还可以防止水大量的漏出，填料的松紧同BA泵。

(7) 由于双吸式叶轮两面是对称的，所以消除了轴向推力。但如果叶轮入口的密封环磨损，两个入口的间隙大小不同时，也会出现一定的轴向推力，此推力由轴承承担。

(8) 从传动方向看，SH型泵的叶轮均为逆时针方向旋转，如需要顺时针方向旋转的泵，可向厂家特殊提出。

2、型号意义

目前所制造的SH型泵有：6SH－6、6SH－9、8SH－6、8SH－9、8SH－13、24SH－19、24SH－28、32SH－19、48SH－22共30种，规格型号61个。

下面以其中的10SH－13A型水泵为例，介绍其型号意义如下：

10——吸水口直径的英寸数；

SH——单级双吸卧式离心泵；

13——比转数被10除所得的整数；

A——表示该泵更换了不同直径的叶轮或表示该泵的叶轮外径车削过。

3．技术性能

SH型泵系单级、双吸卧式离心泵，在选煤厂主要是用作循环输送生产所需的清水。这种泵的流量在111.6～12500m^3/h之间，扬程范围为10～140m，效率为65%～88%之间，允许吸上真空高度为1.3～6m，轴功率为15.4～913kW之间，该泵有970r/min、1450r/min、1470r/min、2900r/min等几种转速，部分SH型泵的技术性能见表5－4。

表 5-4 SH型离心式水泵的技术性能表（部分）

型号	流量 Q		扬程 H/m	转速 n/(r·min^{-1})	功率 N/kW		效率 η/%	允许吸上真空高度 h_s/m	叶轮直径 D/mm	泵重/kg
	($m^3 \cdot h^{-1}$)	($L \cdot s^{-1}$)			轴功率	电动机				
10SH-6	360	100	71	1465	88.1	135	79	6	460	
	486	135	65.1		112		79			
	612	170	56		129.6		72			
10SH-6A	342	95	61	1450	72	100	79	6	430	
	468	130	54		86		80			
	540	150	50		98		75			
10SH-9	360	100	42.5	1450	55.5	75	75	6	367	4280
	486	135	38.5		61.5		83			
	612	170	32.5		67.7		80			
10SH-9A	324	90	35.5	1450	41.7	55	75	6	338	4280
	468	130	30.5		48.6		80			
	576	160	25		49.8		79			
10SH-13	360	100	27	1450	33.1	55	80	6	296	4200
	486	135	23.5		36.2		86			
	576	160	19		36.4		82			
10SH-13A	342	95	22.2	1450	25.8	40	80	6	270	4200
	414	115	20.3		27.6		83			
	482	134	17.4		28.6		80			
10SH-19	360	100	17.5	1450	21.4	28	80	6	240	4050
	486	135	14		21.8		85			
	576	160	11		22.1		75			
10SH-19A	320	89	13.7	1450	15.4	20	78	6	224	4050
	432	120	11		15.8		82			
	504	140	8.6		15.8		75			
12SH-6	590	164	98	1450	213	300	74	5.4	540	8470
	792	220	90		250		77.5	4.5		
	936	260	82		279		75	3.5		

四、D型泵

D型泵系单吸多级分段式离心泵，此型泵是在老产品DA型泵的基础上改进生产的，供输送清水和酸性介质的水用。

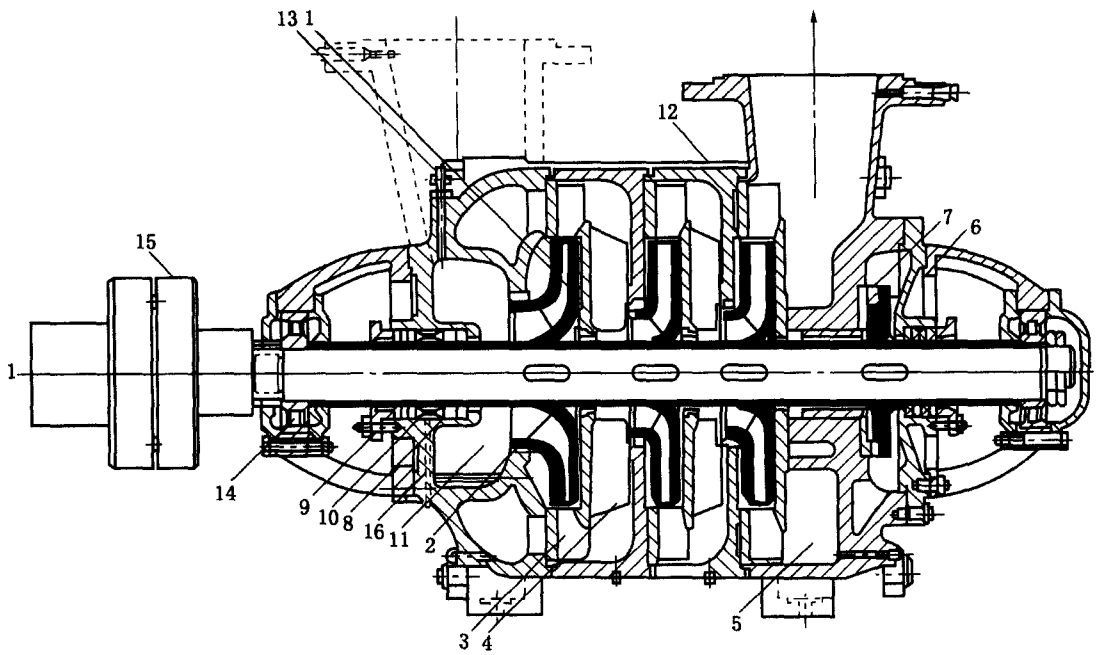


图 5－6　200D43 型三级泵的结构图

1—叶轮；2—大口环；3—导叶；4—返水圈；5—出水段；6—平衡盘；7—平衡盘衬环；8—盘根；9—压盖；10—水封环；11—进水段；12—中间段；13—放气孔；14—轴承；15—联轴器；16—水封管

1.D 型泵的结构

D 型泵为多级分段式，其结构如图 5－6 所示。该泵的吸水口位于进水段上成水平方向；排水口在出水段上成垂直向上。其扬程可根据使用需要而增减水泵的级数。水泵各部分装配良好与否，对性能影响很大，尤其是叶轮的出口与导水圈的入口之相对位置，即叶轮的出口中心必须对准导水圈入口中心，其中稍有偏差便使水泵的流量减小，扬程降低，效率降低，故在检修后装配时务必注意，若有偏差，必须调整。

D 型泵的主要零部件有：叶轮、轴、平衡盘、轴承体、前段（进水段）、中段、后段（出水段）、轴承、密封环和填料装置等。

（1）叶轮。该泵叶轮为铸铁制成，由前盘、后盘和叶片等组成，如图 5－7 所示，它是离心泵中的一个主要部件，几级泵就有几个叶轮，各叶轮顺次装在同一轴上。在这种水泵中，水由吸水室进入第一级叶轮，然后又顺次进入第二级及以后各级，所以它的总扬程是各级叶轮扬程之和。因此多级泵可以得到较大的扬程。

（2）泵轴。用 45 号优质碳素钢制成，中间装有叶轮，用键等固定在轴上。轴上的一端装联轴器部件，与电机直接联接。为了防止泵轴的锈蚀，在轴与水接触的地方装有轴套，轴套锈蚀和磨损后可以更换新的，这样可以延长泵轴的寿命。

（3）平衡盘。用耐磨铸铁制成，如图 5－8 所示，平衡盘装在轴上，位于出水段与尾盖之间，用来平衡轴向推力。它的平衡原理在今后还要详述。

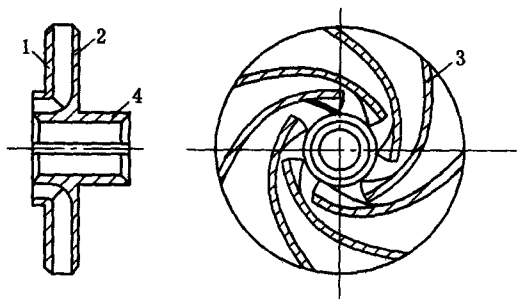


图 5－7　D型水泵叶轮剖视图

1—前轮盘；2—后轮盘；3—叶片；4—轮毂

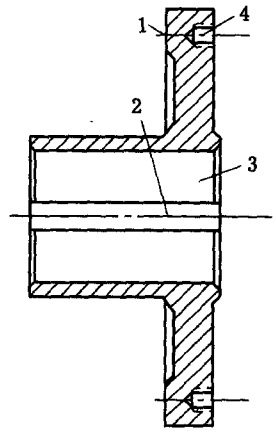


图 5－8　平衡盘

1—盘面；2—键槽；3—轴孔；4—拆卸用螺丝孔

叶轮、轴、平衡盘共同组成水泵的转子。

（4）泵壳。为了便于加工和分段装配，泵壳制成前段、中段、后段，各段是垂直分开的，装配时各段是用拉紧螺栓紧固成一体的。

（5）导水圈和返水圈。为了使水泵的结构比较紧凑，并把前一级的水流均匀的导致下一级叶轮入口，在各级中段的泵壳内都设用铸铁制成的导水圈和返水圈，如图 5－9 所示。

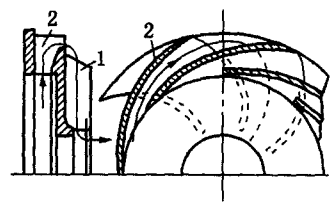


图 5－9　导水圈和返水圈

1—返水圈叶片；2—导水圈叶片

（6）密封装置。泵的各段之间的静止结合面采用纸垫密封；转动部分与固定部分之间的密封是靠密封环和填料装置来完成的。

①密封环：又叫口环，叶轮吸水口外圆和水泵的固定部分之间，叶轮背面轮毂处与泵段导叶内孔之间有环形缝隙，见图 5－6。为了防止高压区的水经环形缝隙进入低压区形成循环流。这里采用密封环来密封这两处的缝隙。装在叶轮入口外的密封环叫大口环，其作用是防止叶轮出口处的水沿叶轮前轮盘进入叶轮吸水口处，装在级间间隙处的密封环叫小口环，其作用是防止后一段的水窜流至前一级。如图 5－10 所示。

②填料装置：在水泵轴穿过泵壳的地方设有填料装置（填料箱），以实现泵的密封。在排水侧的填料装置用来防止压力水漏出；在吸水侧的填料装置用来防止空气漏入而影响水泵的正常吸水。

D型泵的填料装置如图 5－11 所示，它由填料箱内壁、填料（盘根）、填料环及填料压盖等组成，用螺栓及压盖压紧填料，填料紧贴于轴和填料箱的内壁，以保证密封。填料的松紧必须适当，过松时，水和空气易漏出和流入；过紧时，会使轴和填料很快发热，减少使用寿命，一般以从填料箱中滴水 20 滴/min 左右为宜。

D型泵一般用石墨粉油浸石棉绳或油浸棉纱作为填料。

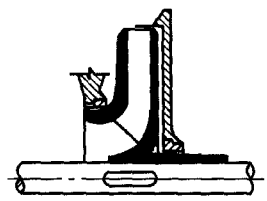


图 5－10　密封环装置

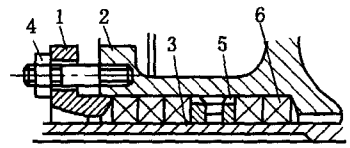


图 5－11　D型泵进水侧填料

1—填料压盖；2—进水段；3—轴套；
4—压盖螺栓；5—水封环；6—填料

2.D型水泵的型号意义

以 200D43×5 和 200DF43×5 为例：

200 ——水泵吸水口直径的毫米数；

D——单吸多级分段式清水泵；

DF——单吸多级分段式耐酸泵；

43 ——平均单级额定扬程；

5 ——水泵的级数。

3.D型泵的特点

(1) D型泵的流量和扬程范围比较大，并有清水泵和耐酸泵之分；

(2) 效率高达 80%，是国产多级水泵中效率最高的；

(3) 用平衡盘来平衡轴向推力，并采用单侧向心滚珠轴承；

(4) 水泵的级数为 2～9 级；

(5) 为了防止水进入泵轴，采用了“O”型耐油橡胶密封圈及挡水圈；

(6) 通向吸水侧填料箱的水封管通过进水段内部，不裸露在外面。

部分 D 型泵的技术性能见表 5－5。

表 5－5　D型泵的技术性能表（部分）

型　号	级数	流　量/($m^3 \cdot h^{-1}$)	扬　程/m	转　速/($r \cdot min^{-1}$)	电机功率/kW	效　率/%	允许吸上真空度/m	叶轮直径/mm
150D30	3	119～190	93.0～79.5	1480	75	74～75	7.0～5.8	305
	4	119～190	124.0～106.0		100			
	5	119～190	155.0～133.0		115			
	6	119～190	186.0～156.0		125			
	7	119～190	217.0～185.0		155			
	8	119～190	248.0～212.0		180			
	9	119～190	279.0～239.0		180			
	10	119～190	310.0～265.0		225			

续表

型　号	级数	流　量/($m^3 \cdot h^{-1}$)	扬　程/m	转　速/($r \cdot min^{-1}$)	电机功率/kW	效　率/%	允许吸上真空度/m	叶轮直径/mm
200D43	2	190～346	90.6～74.0	1480	110	73～80	7.2～4.5	360
	3	190～346	135.9～110.0		150			
	4	190～346	181.2～148.0		230			
	5	190～346	226.5～185.0		300			
	6	190～346	271.8～222.0		300			
	7	190～346	317.1～259.0		350			
	8	190～346	362.4～296.0		410			
	9	190～346	407.7～333.0		440			
200D65	5	190～336	400～319	1480	440	70	6	
	6	190～336	411～339		500	64～67	7～5	
	7	190～336	480～395		680	64～68	7～5	
	8	190～336	548～451		680	64～68	7～5	
200D65	9	190～336	616～598	1480	850	64～68	7～5	450
	10	190～336	685～565		850	64～68	7～5	450
	11	190～336	715		1050	70	7～5	450

注：1.200D43 型水泵的设计效率最高为 80%，其相应的扬程为每级 43m，但实际各厂家成批生产略低于设计要求。

2. 200D65 型水泵原设计最高效率为 68%，但通过许多厂家的共同努力，已有所提高，现在 200D65 型泵的最高效率已超过 74%。

五、离心式渣浆泵

在选煤厂各种工艺流程中，由于输送的介质基本上都含有较多的固体颗粒，因此大量采用离心式渣浆泵来完成介质的排送工作。目前选煤厂大量使用的离心泵主要是 ZJ 系列高效耐磨型离心式渣浆泵。

ZJ 系列渣浆泵具有效率高、耐磨性能好、运行平稳、结构简单可靠等特点，是目前选煤厂比较常用的一种渣浆泵。已在煤炭、电力、冶金矿山等行业得到普遍应用。

ZJ 系列渣浆泵有卧式和立式两类，其型号有 50ZJ、65ZJ、80ZJ、50ZJL 等 14 个基本规格。

1.ZJ 型泵的结构特点

下面以卧式泵为例介绍 ZJ 型泵的结构，如图 5－12 所示。

ZJ 型泵的结构可分为三大部分：托架部分，泵体部分，过流部分。

（1）托架部分由轴承、轴承端盖、油堵等组成。

托架用灰铸铁制成，用法兰与泵体相连接。托架两端各装有滚动轴承，这种轴承能承受径向和轴向压力。在轴承之间有供储存润滑油（脂）的空腔，该型泵既可以采用润滑油也可以采用润滑脂润滑，油腔侧面装有油标尺，可以随时观察油位的高低。托架下面装有放油用的油堵，在更换润滑油时旋去油堵，放掉脏油，运转时应做好润滑油的清洁工作，以保证轴承的长期安全运转。轴承润滑油为 20 号机油。

（2）泵体部分由前后泵壳、轴、轴套、联轴器等组成。

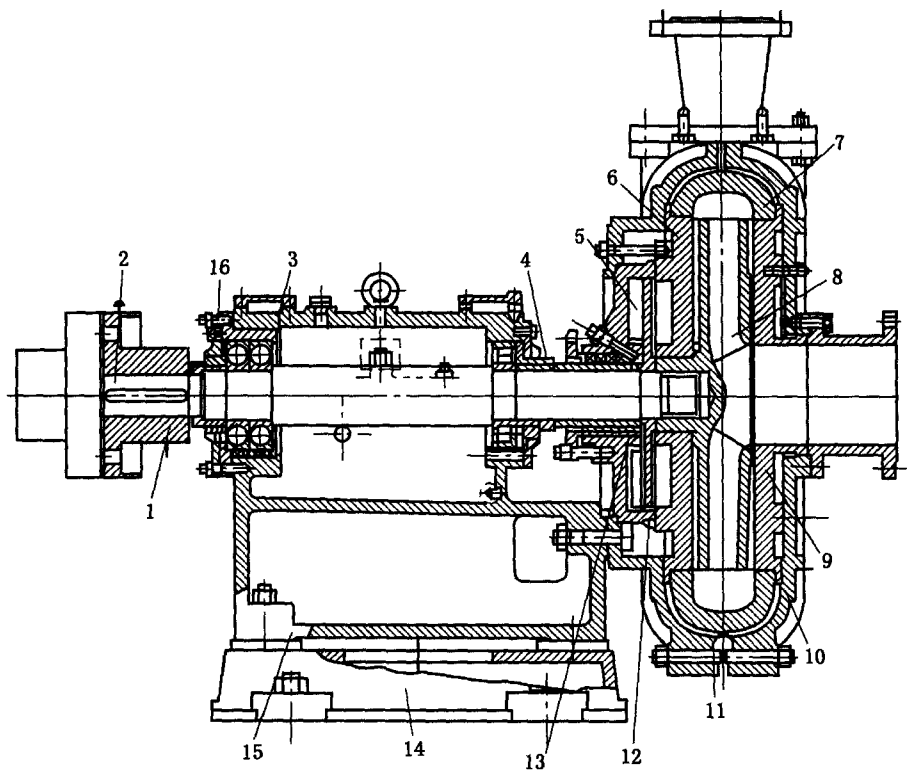


图 5－12　ZJ 型泵的结构图

1—联轴器；2—轴；3—轴承箱；4—拆卸环；5—副叶轮；6—后护板；7—蜗壳；8—叶轮；9—前护板；10—前泵壳；11—后泵壳；12—填料箱；13—水封环；14—底座；15—托架；16—调节螺钉

前后泵壳一般为铸铁制成（串联泵后级泵的泵壳则用铸钢制成），后泵壳用法兰与托架连接；泵轴采用优质碳素钢支撑，一端连接叶轮，另一端装有联轴器（或胶带轮）与电机连接。

（3）过流部分由叶轮、蜗壳、护板、填料箱、副叶轮等组成。

过流部分的零件由于与输送介质直接接触，一般采用高铬耐磨材料制成。叶轮、蜗壳、前后护板组成输送介质的主要通道，副叶轮则安装在后护板和填料箱之间，它的作用主要是降低填料处的压力，防止渣浆进入填料，保证填料的正常密封。

2.ZJ 型泵的技术参数

ZJ 型泵的技术参数见表 5－6。

3. 型号意义

以 250ZJ－Ⅰ－A75 型泵为例：

250——泵的出口直径，mm；

ZJ——渣浆泵；

Ⅰ——一级泵（串联泵的第一级泵，Ⅱ表示第二级泵，最多可串联三级）；

A——叶片数为5枚；

75——叶轮直径（毫米）被10除所得的整数。

表5-6 ZJ系列渣浆泵的技术参数

型　号	配套功率/kW	清水性能					间断通过最大颗粒/mm
		流量 Q/($m^3 \cdot h^{-1}$)	扬程 H/m	转速/($r \cdot min^{-1}$)	效率/%	汽蚀余量/m	
300ZJ－Ⅰ－A100	630	450～1830	15～66	300～600	81	3	90
250ZJ－Ⅰ－A75	560	300～1500	20～98	490～980	76	3	72
200ZJ－Ⅰ－A58	200	210～850	13～58	490～980	82	2.5	62
150ZJ－Ⅰ－A50	75	100～460	10～44	490～980	77	2.5	48
100ZJ－Ⅰ－A33	45	56～230	9～42	700～1480	70	1.8	32
80ZJ－Ⅰ－A33	37	43～180	8～43	700～1480	66	2.3	24
65ZJ－Ⅰ－A30	15	23～80	7～35	700～1480	62	1.8	19
50ZJ－Ⅰ－A50	90	27～120	22～110	700～1480	66	46	13
40ZJ－Ⅰ－A17	4	4～23	9～45	1400～2900	53	2.5	11
150ZJL－Ⅰ－A35	37	99～370	3～18	490～980	69		11
100ZJL－Ⅰ－A34	45	74～300	6～37	700～1480	66		10
80ZJL－Ⅰ－A36	45	50～200	7～46	700～1480	59		10
65ZJL－Ⅰ－A30	20	18～100	6～35	700～1480	52		10
50ZJL－Ⅰ－A20	4	8～38	2～11	700～1480	40		10

六、离心式水泵的轴向推力及平衡方法

1. 产生轴向推力的原因

单侧吸水的叶轮在工作时，如图5－13所示，叶轮入口处的压力 p_1 低于大气压力，叶轮出口处的压力 p_2 高于大气压力。压力为 p_2 的水经叶轮与导水圈（或泵壳）之间的径向间隙，进入叶轮与泵壳之间的空间。由于作用在叶轮的前轮盘上的总压力小于作用在叶轮后轮盘上的总压力造成两侧压力不平衡。因此，要产生由排水侧朝吸水侧的轴向推力。

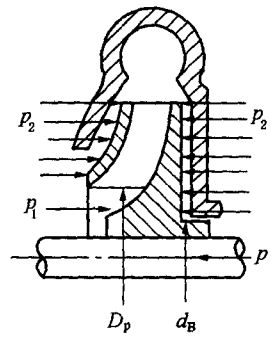


图5－13 叶轮所受的轴向推力

2. 轴向推力的危害

水泵的轴向推力使水泵的转子向水泵的吸水口方向窜动，这样就会使高速旋转的叶轮与固定泵壳相碰，引起彼此的相互磨损，同时还会使相互对正的叶轮出口与导水圈

入口之间发生超过限度的偏移（一般为1～4mm），使水泵的效率降低。

3．轴向推力的平衡方法

根据水泵的结构不同，轴向推力的平衡方法有以下几种：

（1）平衡孔法：如图5－14所示，在叶轮的后轮盘上对着叶轮的进水口处，均布地钻有4～8小孔A，这些小孔叫平衡孔。平衡孔A与小室E相连通，使小室E内的压力和叶轮进口处的压力 p_1（p_1 低于大气压力）基本相等（由于平衡孔起着卸压的作用），这样便会大大减少叶轮前后轮盘上的总压力差，使轴向推力得到一定程度的平衡。

由于这种平衡轴向推力的方法会使水泵的漏损增加，降低水泵的效率。因此，这种平衡轴向推力的方法只能适用于单级单吸的小型水泵上。为减少水泵的漏损，用密封环K将小室E与叶轮背侧的高压区隔开，以防通过间隙的漏损过大，不使水泵的效率显著降低。

（2）止推轴承法：止推轴承平衡轴向推力就是水泵采用止推轴承，这种方法多用于单级单吸的小型水泵上，并且有时要与平衡孔法配合使用。

（3）平衡盘法：就是一种采用水力平衡装置的方法，即最后一级叶轮之后的泵轴上，用键固定一个平衡盘，如图5－15所示。平衡盘左侧的空间叫平衡室，由特设的径向窜水间隙 L_1（此间隙大小为1～1.5mm）与最后一级叶轮的高压区 p_2 部分相通，平衡盘右侧的空间，用回水管与水泵的吸水管相通。当平衡盘左、右两侧所受的压力不平衡时，平衡盘会产生轴向窜动，带动整个泵的转子产生左、右窜动。水泵工作时，当平衡盘上所产生的向右的轴向推力大于水泵转子向左的轴向推力时，平衡盘便带动整个水泵转子向右窜动，这时平衡盘与平衡环之间的轴向间隙 L_2 增大，通过此间隙流过的高压水量增多，平衡室中的压力 p_2 就降低，于是平衡盘上所产生的向右的轴向推力就相应减小，水泵的转子便会自动向左窜动，这样 L_2 又减少，p_2 又增大，平衡盘上所产生的轴向推力又增大，直到叶轮上所产生的朝向吸水方向的轴向推力和平衡盘上所产生的朝向排水方向的轴向推力完全达到平衡为止。

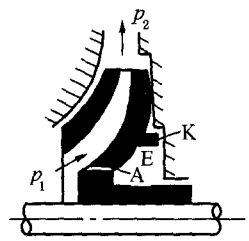


图5－14　平衡孔

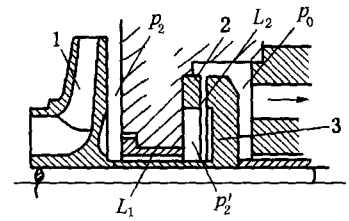


图5－15　平衡盘法

1—末级叶轮；2—平衡环；3—平衡盘

平衡盘法具有自动调节的特点，故广泛应用在单吸多级的离心式水泵上。

从平衡盘的回水管中流出的水量不应超过水泵流量的1.5%～3%，否则水泵的效率就要显著降低。因此，在水泵的装配时，平衡盘与平衡环之间的轴向间隙 L_2，正常时应保持0.5～1mm，泵轴的最大窜量不大于4mm，最小窜量不小于1mm。

第四节　离心式水泵的工作性能

一、离心式水泵的性能曲线

在本章第一节讲述了水泵的扬程（压头）、流量、功率、效率、允许吸上真空高度等基本参数。这些参数是水泵效率最高点对应的参数。它们之间并不是孤立的，而是彼此相互联系的。在这些参数中流量是变化的，随着流量的变化，其扬程、功率、效率也随之发生变化。但是，每一型号的水泵都按自己特定的变化规律而变化。离心式水泵各参数之间的变化关系，可以用它们之间的性能曲线来表示。对于一台指定的水泵，当转数 n 不变的情况下，通常有三条关系曲线：流量—扬程的关系曲线；流量—功率的关系曲线；流量—效率的关系曲线（这里流量用横坐标表示，扬程、功率、效率用纵坐标表示）。水泵的性能曲线都是经过专门厂试验得到的。图 5－16 为 10SH－9 型水泵的性能曲线图。

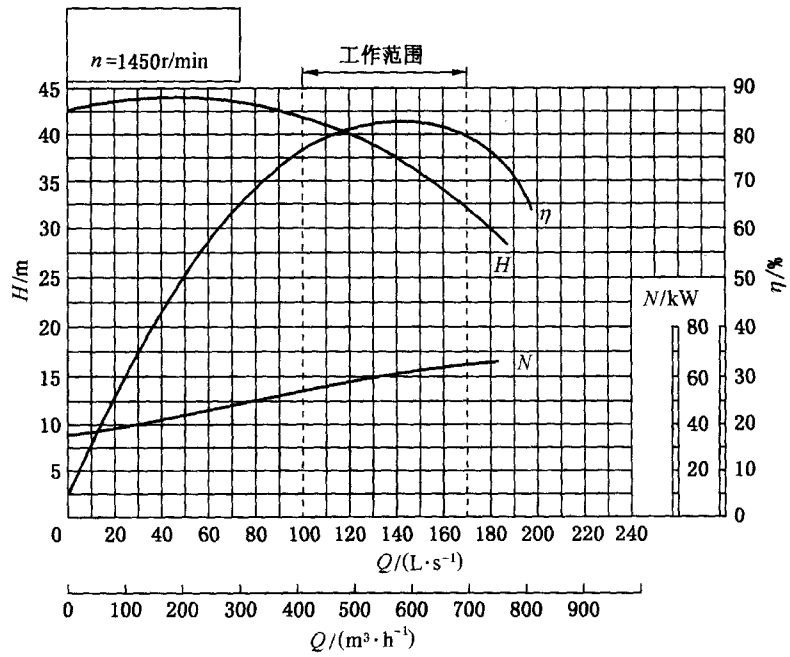


图 5－16　10SH－9 型水泵性能曲线

1．流量—扬程曲线

水泵的扬程与流量之间的关系曲线称为流量—扬程曲线，简称扬程曲线，用 Q—H 表示。从图 5－16 中 10SH－9 型泵的性能曲线图上，我们可以看到：当流量为零时（即调节闸阀完全关闭），扬程为最大，这个扬程叫初始扬程。流量较小时扬程比较高，随着流量逐渐增大，扬程逐渐下降，但下降比较缓慢。水泵的扬程通常都是随流量的增加而下降的，但下降的快慢与比转数的大小有关。比转数小的下降得慢些，也就是曲线比较平

坦；比转数大的下降得快些，也就是曲线比较陡。

2．流量—功率曲线

水泵的轴功率与水泵流量之间的关系曲线称为流量—功率曲线，简称功率曲线。用Q—N表示。由图5－16可以看出，水泵的轴功率是随着流量的增大而逐渐增大的，多数离心式水泵都是这个规律。但是增加的快慢也与比转数有关。比转数越小，轴功率随流量的增加而增加得越快，曲线较陡。比转数越大增加得越慢，曲线比较平坦。当流量为零时，功率为最小，所以离心式水泵要在调节闸阀完全关闭的情况下起动，以减小起动负荷。

3．流量—效率曲线

水泵的效率与水泵流量之间的关系曲线称为流量—效率曲线，简称效率曲线，用Q—η表示。我们从图5－16中可以看到，当流量为零时，效率也等于零，随着流量的增大，效率便急剧地增加。当流量增大到一定数值后，效率反而下降。水泵的效率曲线很像一个山峰状，所以也叫峰状曲线。

水泵的效率有一个最大值，反映水泵效率的最大值之点，叫做最高效率点。水泵在工作时，最好其流量、扬程、功率和效率的大小，正好与最高效率点相对应，因为这样可达到少消耗电力多排水的目的。但是，在实际情况下很难做到这样。因此，要在最高效率点附近划定一段效率较高的区域，这个效率较高的区域，叫水泵的高效区。水泵在运转时，要求它应当在这个高效区内工作，因此高效区也叫做水泵的合理工作区或允许的工作区。与最高效率值相对应的流量、扬程和功率分别叫做额定流量、额定扬程和额定功率。

我们在水泵的性能曲线上可以看到，每一个流量相对应有一个扬程、功率和效率。当流量变化时，扬程、功率和效率就沿着这些曲线的变化规律而变化。所以通过性能曲线可以从一个参数查得其他参数。

二、离心式水泵与管道连接的工作状况

每一台水泵都是和一定的管路连接在一起进行工作的，水泵使水获得的能量，不仅用于使水的位能提高，还要用于克服管路中的各种阻力。因此，水泵的工作状况不仅决定于水泵的本身，同时也决定于管路中的配置情况，所以必须研究管路中的特性。

1．管路特性曲线

管路特性曲线是反映从管中流过的水的流量与压头消耗之间的关系曲线。

设有一台水泵在一条管路中工作，如图5－17所示，水泵将水从吸水井抽到供水池中，水泵的吸水高度为H_x，排水高度为H_p，总的输水高度为H_{sy}。$H_{sy}=H_x+H_p$，输送的水量为Q，现求水从吸水井输送到供水池所需的压头H。

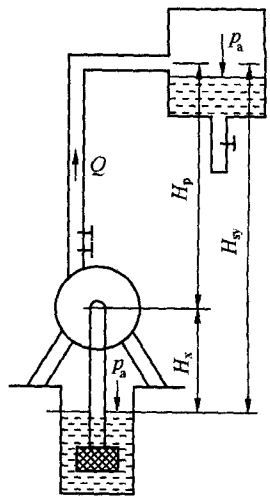


图5－17　管路工作示意图

水泵将水从吸水井经过管道送到供水池消耗能量（压头）有两部分，第一部分用于将

水提高到高度 H_{sy}，另一部分用于克服水流经过管路的阻力损失 Δh，即

$$H = H_{sy} + \Delta h \tag{5-12}$$

式中的 Δh 包括沿程损失和各种局部损失（闸阀，弯头、逆止阀，底阀等）以及管道出口的速度水头损失。由前述可知：

$$\Delta h = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} + \sum \xi \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \tag{5-13}$$

式中 λ——沿程阻力系数；

L——直管段长，m；

d——管道直径，m；

$\sum \xi$——各局部阻力系数之和；

v——管内水的流速，m/s。

化简得：

$$\Delta h = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi + 1 \right) \frac{v^2}{2g} \tag{5-14}$$

因为 $Q = \frac{\pi d^2}{4} v$ 所以 $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$

将 v 代入式（5-14）得：

$$\Delta h = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi + 1 \right) \frac{8}{\pi^2 d^4 g} Q^2$$

令 $$R = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi + 1 \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 d^4 g}$$

则 $$\Delta h = RQ^2$$

由式（5-12）得： $$H = H_{sy} + RQ^2 \ (\text{m}) \tag{5-15}$$

公式（5-15）叫做管路特性曲线方程式，它表示某一特定的管道所需要的压头与通过其中流量之间的关系。式中 R 称为管道常数，它与管道的材料尺寸以及管道上闸门的开启程度等因素有关，当管道一定时，R 为常数。

由式（5-15）给出不同的 Q 值可求出对应的 H 值，然后在平面直角坐标系中绘出如图 5-18 所示的管路性能曲线 1，它是一条不通过坐标原点的抛物线。管路阻力越大，管路特性曲线越陡，如曲线 2。管道阻力越小，管路特性曲线越平缓，如曲线 3 所示。

2．离心式水泵的工况点

当水泵在某一特定管道上稳定工作时，水泵的流量就是从管中流过的水量；水泵的压头就是水流过管路时所消耗的总压头。所以，如果把水泵特性曲线与管路特性曲线按同一比例尺画在同一坐标图上（图 5-19），则这两条曲线的交点 M 就叫水泵的工况点，该点确定了水泵在一定的管路中工作时所产生的流量和压头。因此，为了使水泵稳定经济的运转，在选择和使用水泵时，必须注意水泵与管路两条特性曲线间的配合。

例如 10SH-9 型单级双吸式水泵在某一管道中工作，管道输水高度为 $H_{sy} = 30\text{m}$，管道常数经计算为 $R = 39.6\text{s}^2/\text{m}^5$，则管道性能曲线方程为：

$$H = 30 + 39.6Q^2 \ （Q \text{ 的单位为 } \text{m}^3/\text{s}）$$

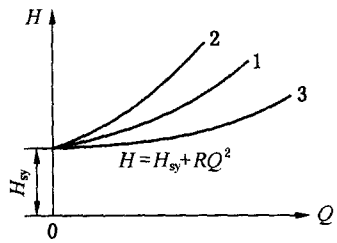


图 5－18　管路特性曲线图

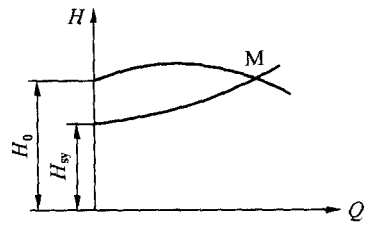


图 5－19　离心式水泵的工况点

代表此方程的管道性能曲线画在 10SH－9 型泵的性能曲线图上（图 5－20），它与水泵的压头特性曲线交于 M 点，此点即为 10SH－9 型泵的工况点。

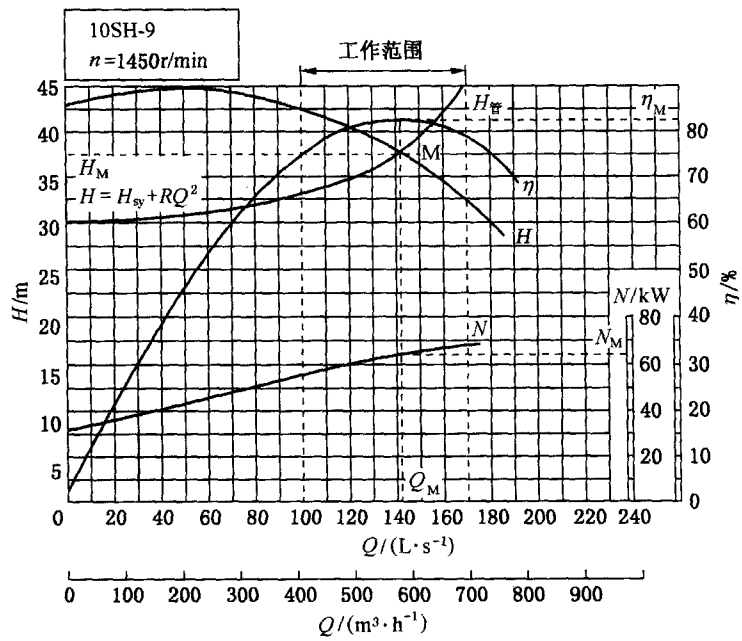


图 5－20　10SH－9 型泵的工况点示意图

3．离心式水泵稳定和经济运转的条件

离心式水泵在工作时，不论是水泵性能曲线还是管路特性曲线发生变化，其工况点都要发生变化。为了保证水泵在稳定和经济的状况下运转，必须满足以下两点。

（1）为了保证水泵的稳定运转，水泵零流量时的压头值 H_0 与总排水高度（测地高度）H_{sy}之间应保持下列关系：

$$H_{sy}\leqslant 0.9H_0 \qquad (5-16)$$

（2）为了保证水泵运转的经济性，水泵的工况点始终位于高效区范围内，即要求

$$\eta\geqslant (0.85\sim 0.9)\ \eta_{zd} \qquad (5-17)$$

式中 η ——水泵的运转效率（即工况点所对应的效率）；

η_{zd}——水泵的最大效率。

三、离心式水泵的流量和压头调节

对离心式水泵的流量和压头的调节，目的有二：一是使水泵在运转过程中，其工况点始终都能在高效区范围内；二是使水泵的流量和扬程能够满足实际工作的需要。由于离心式水泵的流量和压头是水泵的特性曲线和管路特性曲线的交点即工况点确定的，因此，要调节水泵的流量和压头，必须从改变管路特性曲线或水泵特性曲线着手，其方法有如下几种。

1．闸门节流法

在选煤厂供水用的水泵经常采用这种方法调节水泵的流量。闸门节流法的实质是在不改变水泵扬程特性曲线的情况下，利用调节闸阀的开闭来改变管路阻力的大小，从而改变管路性能曲线，以达到改变水泵工况点之目的。如图 5－21 所示。

当闸阀关小时，管路阻力增大，管路特性曲线变为陡曲，由 1 变为 2，其工况点由 M 变为 M′，管路中的扬程有所增加（$H'>H$），但流量却有所下降（$Q'<Q$）；反之，当阀开大时，管路阻力减小，管路性能曲线变为平直，由 1 变为 3，其工况点由 M 变为 M″，管路中的扬程有所降低（$H''<H$），但流量却有所上升（$Q''>Q$）。

这种调节方法的优点是方法简单方便，适合于调节范围较小的地方或经常需要调节的情况下采用。它的缺点是增加了管道的阻力损失，为了克服此损失需要水泵多消耗能量，因而增加了水泵的电能消耗。所以在长期的、幅度比较大的调节水泵的流量时，用此法是不合适的。在矿浆管路中为预防管路堵塞一般不采用闸阀调节。

2．改变叶轮数目法

这种方法的实质是在不改变管路特性曲线的情况下，借助于减少多级泵轴上的串联叶轮数目来改变水泵的扬程性能曲线，以改变水泵的工况点，达到工况调节的目的。当水泵的叶轮数目改变（减少）时，水泵的流量—扬程曲线就要发生改变，同时其他性能曲线也要发生改变，而且水泵的流量和扬程都要降低，如图 5－22 所示。

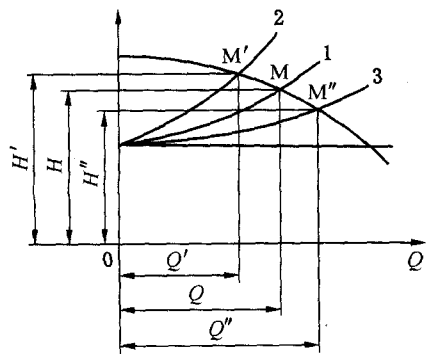


图 5－21 闸门节流法的调节原理

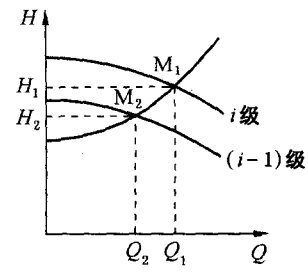


图 5－22 改变叶轮数目法的调节

当需要降低水泵的扬程时，可将多级泵的叶轮拆掉一个或数个，在被拆叶轮的位置上换与叶轮同宽的轴套。这样既不需要更换泵轴，也不需要更换拉紧螺栓，即水泵的外形尺寸仍然不变。

实际证明，往下拆叶轮时，应从排水侧或中间往下拆起，而不应从吸水侧拆起。只有这样才不至于影响水泵的吸水扬程，同时水泵的效率也不会降低的太大。

这种调节方法的特点是：虽然水泵的效率有可能稍微下降，但还是比较经济的。同时调节的范围大，但手续较复杂。当水泵的流量和扬程都要大幅度地降低时可以采用这种调节方法。

3．削短叶轮叶片长度法

削短叶轮叶片的长度如图 5－23 所示，这种调节方法的实质也是在不改变管路特性曲线的情况下，改变水泵的扬程性能曲线，以改变水泵的工况点，达到调节工况点的目的。当叶轮叶片长度削短时，水泵的流量—扬程曲线就要发生变化，同时其他特性曲线也要发生改变，而且水泵的流量和扬程都要降低。

叶轮叶片长度的削短要在车床上进行车削，实践证明，当叶轮叶片长度削短 10％时，水泵的效率降低 1％，因此叶片长度的削短极限为：

$$D'_2 = 0.8D_2$$

式中 D'_2 ——叶轮叶片削短后的直径；

D_2 ——叶轮叶片削短前的直径。

若过分地削短叶片长度，则水泵的效率将急剧下降。经验表明，一般可削短叶片长度的 8％～10％。

这种调节方法的特点是经济效果较好，但手续复杂，并且只能用在要求同时降低流量和扬程的条件下。这种方法多应用于不带导水圈的螺壳式水泵等。

4．改变转速调节法

可以采用改变胶带轮直径、电机级数或变频调速的方法改变泵轴转速，泵的特性曲线将随比例曲线变化。

四、离心式水泵的联合工作

当一台水泵单独工作不能满足排水要求时，可采用多台水泵联合工作。联合工作的基本方式有串联和并联两种。在进行串并联运转时，最好采用同类型同规格的水泵。

1．水泵的串联运转

当一台水泵所产生的扬程达不到要求时，须采用两台水泵串联运转。串联的目的是为了增加扬程。

如图 5－24 所示，若已知两台相同水泵的扬程曲线为Ⅰ和Ⅱ，管路特性曲线为Ⅲ，显然在这种情况下，两台水泵单独运转是不能排水的（没有工况点）。若将两台水泵串联运转，即水泵Ⅰ把水排到水泵Ⅱ的吸水口中，再由水泵Ⅱ把水排至地面。这样，流经两台水泵的流量相同，而排水管中的压头为两水泵的压头之和（因两台水泵的吸排水口直接相接，水泵间的管路损失略去不计），因此，两台水泵的扬程相加就是串联后的总扬程。图 5－24 中的Ⅰ＋Ⅱ就是两台水泵串联运转时的合成特性曲线。

管路特性曲线Ⅲ与合成特性曲线Ⅰ＋Ⅱ的交点 M 即为串联运转时的工况点，此时水泵的合成流量为 Q_M，合成扬程为 H_M。由图可知，两台相同水泵串联运转时，每台水泵

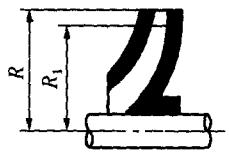


图 5-23　削短叶轮叶片长度

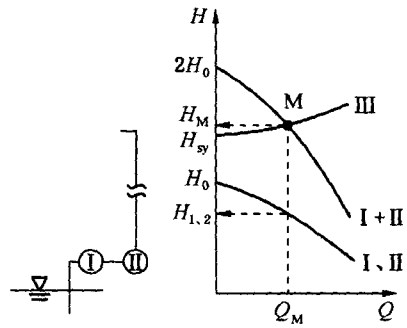


图 5-24　同性能两台水泵的直接串联

的流量等于合成流量 Q_M，每台水泵的扬程等于合成扬程 H_M 的 1/2。

实践证明，串联运转受排水系统和水泵强度的限制，很少使用。

2．水泵的并联运转

当水量太大时，由于一台水泵担负不了排水任务，而现有管路又少于水泵的工作台数时，须采用水泵的并联运转。并联运转的主要任务是增加流量。

图 5-25 是两台相同水泵并联运转示意图。水泵Ⅰ和Ⅱ的扬程特性曲线用Ⅰ、Ⅱ表示。在同一扬程下，把曲线Ⅰ和Ⅱ的横坐标相加，即得并联运转时的合成特性曲线Ⅰ＋Ⅱ。

管路特性曲线Ⅲ与并联运转时的合成特性曲线Ⅰ＋Ⅱ的交点 M，即为并联运转时的工况点。并联后水泵的总流量为 Q_M，扬程为 H_M。

由图可知，两台相同水泵并联运转时，每台水泵的流量为 $Q_Ⅰ = Q_Ⅱ = Q_M/2$，扬程为 $H_Ⅰ = H_Ⅱ = H_M$。当一台水泵单独在此管路中工作时，其工作点为 $M_{1,2}$，其流量为 $Q_1 = Q_2$，扬程为 $H_{1,2}$。

显然，两台相同水泵并联时的合成流量为 Q_M 大于每台水泵单独运转时的流量 $Q_{1,2}$，而小于每台水泵单独运转时的流量之和 $Q_1 + Q_2$，即

$$Q_{1,2} < Q_M < Q_1 + Q_2$$

由上式知，并联后水泵的总流量增加了，因而达到了水泵并联运转的目的。

3．串并联运转方式的确定

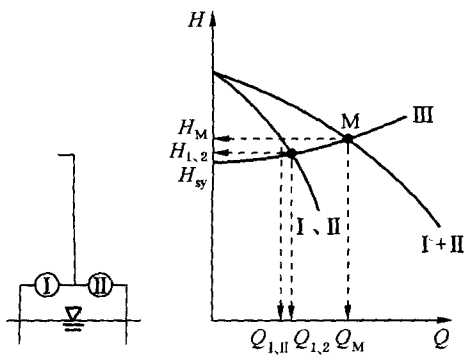


图 5-25　同性能两台水泵的并联

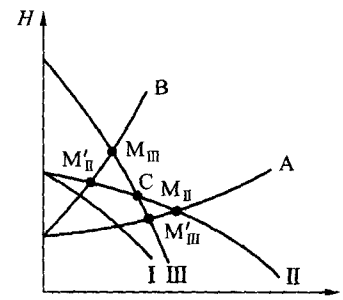


图 5-26　相同水泵串并联运转比较图

由前面的讨论得出：水泵串联的主要目的是为了增加扬程，并联的主要目的是为了增加流量。但在某些情况下，此结论不完全正确。

在图 5－26 中，曲线Ⅰ是两台相同水泵的扬程曲线，曲线Ⅱ是这两台水泵并联运转时的合成特性曲线，曲线Ⅲ是它们串联运转时的合成特性曲线。曲线Ⅱ、Ⅲ的交点 C 是这两种运转方式优劣的分界线。当管特性曲线为 A 时，并联运转工况点 $M_{Ⅱ}$ 的流量和扬程均大于串联运转工况点 $M'_{Ⅲ}$ 的流量和扬程；当管路特性曲线为 B 时，串联运转工况点 $M_{Ⅲ}$ 的流量和扬程又大于并联运转工况点 $M'_{Ⅱ}$ 的流量和扬程。因此，在确定运转方式时，必须依具体情况而定。

第五节　离心式水泵的使用

一、水泵的启动

（1）清除可能妨碍机组运转的任何物件；检查基础螺栓（螺钉）及连接部分的紧固情况，检查填料压盖的压紧程度；检查并加足润滑油。

（2）如果水泵是检修后第一次启动，必须在启动之前用手转动泵轴或联轴器，以判断有无卡阻等情况。

（3）在启动前必须将泵内及吸水管中充满水。

①对于压入式布置的水泵，由于吸水池的水面高于水泵，水泵中经常处于充满水的状态，在水泵启动前无须再进行充水。

②对于吸入式布置的水泵，由于吸水池的水面低于水泵，所以在启动前要先充满水。

③充水方法：一是利用泵壳上的充水漏斗，二是利用排水管上的旁通管将水充入泵和吸水管内。

④充满水的同时，应打开泵上面的放气栓，将泵中的空气放掉。

⑤对于吸水口直径大于 350mm 的水泵，可以利用真空泵将泵和吸水管中的空气抽出，水即可进入吸水管并充满泵内。

⑥无底阀的水泵启动时，可利用射流泵，也可利用真空泵。

（4）泵内充满水后，将排水管上的闸阀关闭，以减少启动负荷。对于压入式布置的水泵，也可打开吸水管上的闸阀。

（5）按规定的电动机启动的步骤启动电机，使泵运转。

（6）查看电流表、真空表、压力表的读数，并注意运转声响，发现问题及时处理。

（7）观察电机和泵在启动后 2～3min 内是否运转平稳。

（8）正常运转后，逐渐打开排水管（或吸水管）上的闸阀，使水泵开始正常运转。

注意：在启动后逐渐打开闸阀时，压力表的读数是减小的，电流表和真空表的读数是逐渐升高的。

（9）杂质泵在启动前应检查泵内是否被矿浆堵塞；应打开向水封环注水的管路。

二、离心式水泵的正常运转

（1）水泵在运转中要注意水泵轴承温度，滚动轴承最高不超过 75℃，滑动轴承最高不超过 70℃。

(2) 填料箱中的水封管要正常供水，填料的松紧要适宜。填料过紧会发生过热甚至有时冒烟。过松将大量漏水或进气。填料箱正常的滴水每分钟为10～20滴。

(3) 在运转中应定期更换轴承箱中的润滑油，注意供油量是否合适。

(4) 水泵应定期进行检查，叶轮与密封环配合处的间隙不能磨损过大，超过规定值时(一般为0.4～0.6mm) 应及时更换，否则水泵的效率大为下降，上水量减小。

(5) 应定期检查弹性联轴器，注意电机轴承温升。

(6) 经常检查吸水管是否有漏气及底阀堵塞。运转过程中如发生噪声或不寻常的声音应立即停车，检查其原因。

(7) 砂泵及泥浆泵应定期检查和调整叶轮与护板之间的间隙，注意定期更换叶轮、护板及轴承等部件，保证泵的正常工作。

在选煤厂用砂泵输送矿浆及重介质等，叶轮及其他过流部件磨损较严重。有的叶轮使用寿命仅有200h，一般也只有400～500h。叶轮磨损会使流量减少，使泵的功率过大，效率大为降低。所以叶轮及泵壳等部件应采用耐磨材料制造。

输送矿浆和重介质的管路及闸阀磨损情况也很严重。管路工作一定时期应定期转动一下位置（一般转动120°)。以提高管路使用期。弯头部分极易磨损，应采用内衬橡胶特制弯管。另外采用厚壁煨弯管代替焊接弯头，可以延长寿命5倍。普通闸板阀磨损后易发生不严密等问题。对于其他阀门的磨损问题，可利用改变阀门结构，提高寿命来解决。

三、离心式水泵的停泵

(1) 慢慢关闭排水管上的闸阀，使水泵进入空转状态；

(2) 关闭真空表的旋塞；

(3) 切断电源，停转电动机；

(4) 关闭压力表的旋塞；

(5) 泵在停车后，应及时消除在工作中发现的问题，查明疑点，做好清洁工作。如泵在停止后短时期内不工作，为了避免锈蚀和冻裂，应将泵壳内的水放出。若长期停用，则应对泵施以油封。

砂泵在输送矿浆后停车时，应先输送清水冲洗管路，使管路不致堵塞。为了防止砂泵因事故突然停车，而产生堵塞。在排水管上应装设事故放出阀。为了用清水冲洗，应设清水管路。

四、离心式水泵常见故障、排除方法及完好标准

1. 离心式水泵常见故障及排除方法

了解离心式水泵的一些常见故障，分析产生的原因，找出相应的排除方法，是学习离心式水泵的主要内容，对于今后工作中正确使用和维护有重要意义。离心式水泵在运转中常见的故障、产生原因及排除方法见表5－7。

2. 水泵的完好标准

(1) 螺栓、螺母、垫圈、放气阀等齐全、完整、紧固。

(2) 泵体、管路无裂纹、不漏水，吸水管不小于吸水口直径，不漏气。底阀不堵塞，盘根滴水不成线，不发热。运转正常，无异常振动。

(3) 逆止阀（煤泥泵不用逆止阀)、闸板阀完整齐全，不漏水，操作灵活，指示准确。

(4) 叶轮磨损不超过原直径的5%，不与外壳发生摩擦，轴向窜量不超过一侧间隙的1/2。

(5) 仪表完整齐全，指示准确。40kW以上的水泵应安装电流表。

(6) 滚动轴承温度不超过75℃，滑动轴承温度不超过65℃。

(7) 联轴器端面间隙比轴的最大串量大2～3mm，径向位移不大于0.2mm，端面倾斜不大于1.0%，胶圈外径和孔径差不大于2mm。

表5-7 水泵常见故障及排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
水泵启动后吸不上水	1. 启动前未注满引水或底阀泄漏 2. 吸水高度超过允许值 3. 吸水管堵塞或底阀未开、滤水器堵塞 4. 吸水管或泵吸水侧的填料漏气 5. 水泵转速过低或旋转方向弄反 6. 砂泵因矿浆浓度过大或有异物进入，造成流通部件堵塞	1. 重新注水，消除泄漏 2. 降低吸水高度，使之不超过允许值 3. 冲洗滤水器和底阀，疏通吸水管的堵塞处 4. 修理吸水管，拧紧或更换填料 5. 检查电源电压和电机或重新接线 6. 控制矿浆浓度，防止木块等进入矿浆池
水泵排水量不足	1. 转速未达到额定值 2. 吸水管和叶轮局部堵塞 3. 多级水泵的叶轮和导水圈的入口未对正或密封环间隙过大而使漏损过大 4. 水泵吸水侧少量漏气 5. 排水管被局部堵塞或管道安装不正确而使管道阻力过大 6. 砂泵叶轮磨损太严重或与护板间隙过大	1. 调整电压 2. 控制矿浆粒度，检查处理堵塞处 3. 调整，重新安装叶轮，更换密封环 4. 清除漏气，调整或换新材料 5. 调整清除堵塞 6. 更换或调整
启动负荷过大	1. 填料压得太紧 2. 叶轮平衡盘安装不正，转动部分与固定部分有摩擦或卡碰现象 3. 排水管道破裂，使管道阻力突然下降 4. 砂泵因矿浆浓度过大而使功率过大	1. 放松填料 2. 检查调整 3. 检修排水管路 4. 控制矿浆浓度
轴承过热	1. 油质不良或油量不足 2. 轴承过度磨损或轴瓦过紧 3. 泵轴弯曲或联轴器不正 4. 平衡盘失去作用	1. 换油或加油 2. 修理、调整 3. 校正泵轴，找正联轴器 4. 检查回水管是否堵塞，进行疏通或更换
泵壳局部发热	1. 水泵在闸阀关闭的情况下运转了较长的时间 2. 平衡盘导水管堵塞	1. 水泵启动后，应立即打开闸阀 2. 清理导水管
填料过热	1. 填料压得过紧 2. 填料失水 3. 填料压得偏斜 4. 轴承套表面有损伤	1. 适当放松填料 2. 检查水封环是否装正，水封管有无堵塞 3. 松开压盖，重新均匀的上紧 4. 修　理
水泵振动	1. 基础螺丝松动 2. 电动机和水泵中心线不对正 3. 泵轴弯曲 4. 轴承磨损过大 5. 转动部分有擦碰现象 6. 水泵转子或电机转子不平衡	1. 拧　紧 2. 重新找正 3. 矫正或更换 4. 修理或更换轴承 5. 查出原因，消除擦碰 6. 检查修理
水泵有噪音，排水量、压头跳跃或供水中断	1. 流量太大 2. 吸水管阻力太大 3. 吸水高度太大 4. 温度过高	1. 适当关闭闸阀 2. 检查吸水管路、滤水网或底阀 3. 适当降低吸水高度 4. 降低水温或降低吸水高度

第六节　油　压　泵

这里所讲的油压泵，主要指双级叶片式油泵。它主要用于选煤厂自动压滤的液压系统中，借助于液控单向阀及节流阀等附件，可以调节和控制油路的压力。为了更明确地了解油泵的作用，首先来介绍一下液压系统。

一、液压系统工作过程

自动压滤机的液压系统见图 5－27。它分为油缸阀块和马达阀块两部分。由一台 5.5kW 双出轴电动机带动一台低压大流量的单级叶片泵 1 和一台高压小流量的双级叶片泵 2 同时工作，构成双泵供油回路。

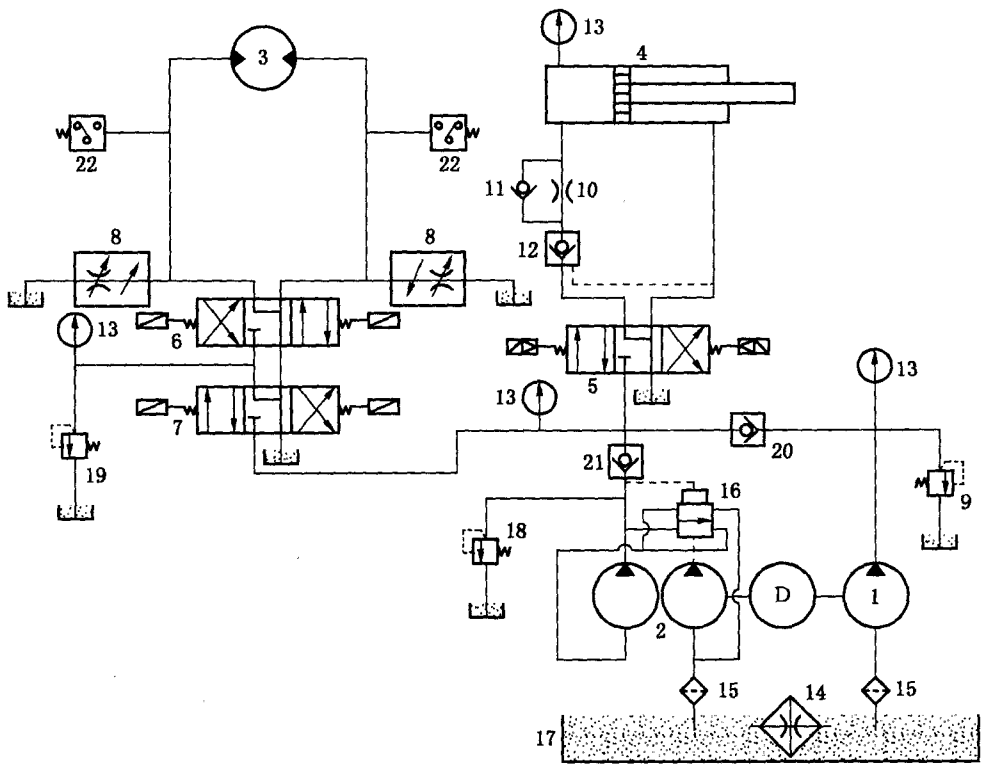


图 5－27　液压系统原理图

1—油泵（YB－40）；2—双级定量油泵（YZB－A14C－JF）；3—油马达（S2M）；D—电机；4—油缸；5—电液换向阀（34DYY－B20H－T）；6、7—电磁换向阀（34DY－B10H－T）；8—流量调节阀（Q－10B）；9—溢流阀（X4F－B20E）；10—节流孔（LDE－B20C）；11—单向阀（LDE－B20C）；12—液控单向阀（DFY－B20H）；13—压力表（Y－100）；14—加热器（SRY2－220/1）；15—粗过滤器；16—定比压力阀；17—油箱；18—溢流阀（YF－B10H）；19—溢流阀；20—单向阀（DF－B20K1）；21—单向阀（DF－B10K1）；22—压力继电器

油缸阀块的作用是控制头板顶紧和松开。头板需要顶紧时，油泵启动。在低压油路中，液压油经过滤油器 15、油泵 1 进入油缸阀块，再经过溢流阀 9、压力表 13 和单向阀

20。在高压油回路中，液压油经过滤油器 15、双级油泵 2 进入油缸阀块，再经过溢流阀 18、单向阀 21 和压力表 13 与低压油路汇合。汇合而成的压力油通过电液换向阀 5 左侧，再经过液控单向阀 12、单向节流阀 11 进入油缸的高压端，推动活塞向前移动。油缸低压端的液压油经电液换向阀流回油箱。

在油缸阀块中，可以调节两个溢流阀来调整活塞的移动速度。

马达阀块的作用是控制拉板装置的拉板和返回。工作时，油缸阀块中电液换向阀芯总处于中间位置，保持油路的压力。汇合而成的压力油进入马达阀块，先通过第一个电磁换向阀 7 的左侧，至溢流阀 19、压力表 13，然后进入第二个电磁换向阀 6 的右侧，经流量调节阀 8 进入油马达。油马达旋转，带动拉板装置向机尾方向运动。碰到滤板手把时，油

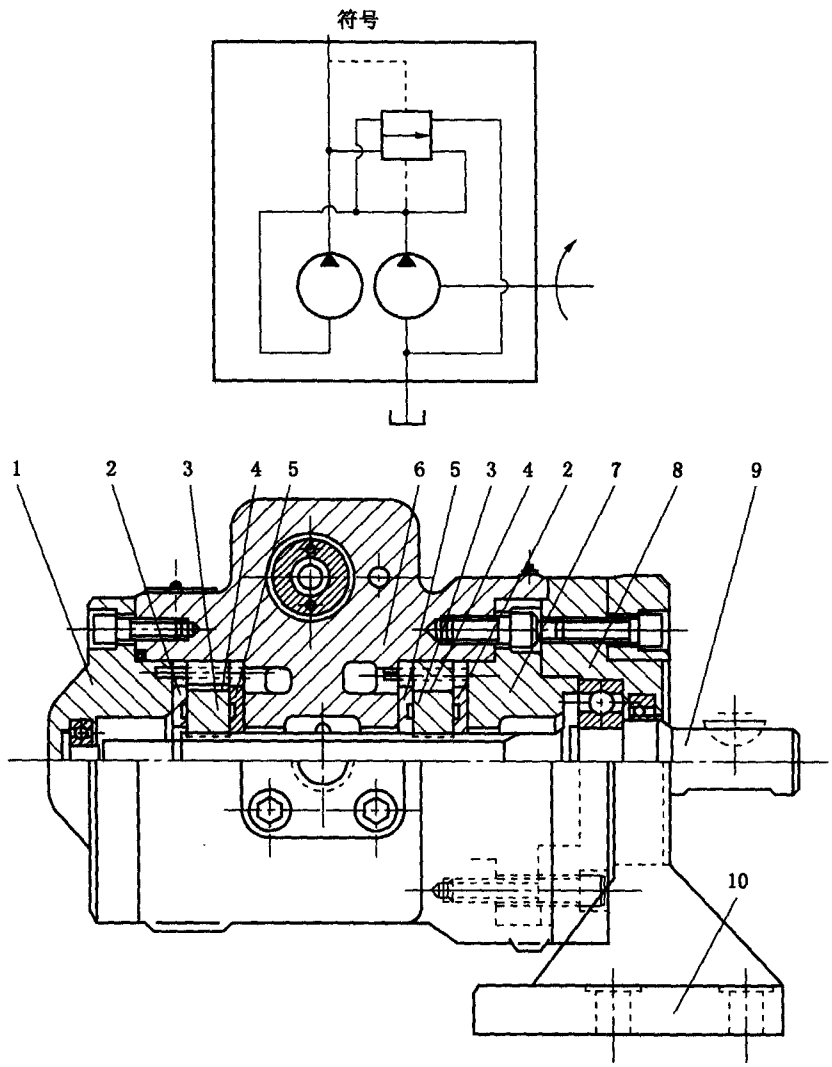


图 5-28　YZB 型泵的结构

1—左泵体；2—吸油盘；3—转子；4—叶片；5—排油盘；
6—中泵体（定子）；7—右泵体；8—端盖；9—轴；10—脚架

路压力升高，压力继电器 22 动作，使第二个电磁换向阀换向，压力油经其左侧油路，通过调节阀 8 进入油马达的另一端，使油马达反向旋转，带动拉板装置拉滤板。如此反复，以至拉完全部滤板。

在马达阀块中可以调节流量调节阀 8 来调整拉板装置拉板和返回的速度。

二、液压泵的结构

如图 5－28 所示，YZB 型双级叶片泵主要由固定部分、转动部分和密封部分组成。固定部分包括左泵体、中泵体（定子）、右泵体、脚架等。三部分泵体用螺钉连在一起，中泵体上有吸油口和排油口，用法兰盘分别与吸油管和排油管连接。转动部分包括转子、叶片、泵轴等。密封部分主要是密封圈，防止油外泄。

三、叶片泵的工作原理

叶片泵是利用安装在转子中可作径向伸缩的叶片，将转子、定子和叶片所包围的空间分隔成若干个密封的工作容积，从而实现吸、排油的，见图 5－29。

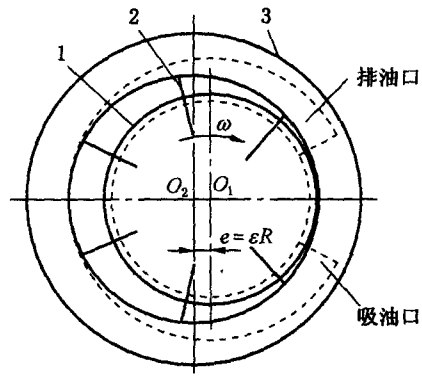


图 5－29　叶片泵工作原理图

1—转子；2—叶片；3—定子

当转子按图示顺时针方向旋转时，位于水平连心线下半部的各密封工作容积不断增大，形成局部真空，而从吸油盘上的吸液窗口吸油；在水平连心线上半部的各密封容积不断缩小，压力增大，将油液从排油盘上的排液窗口挤压出去，从而形成了吸油和排油。在吸油腔和排油腔之间有一段封油区，将吸油腔和排油腔隔开。

为使处于排油腔内的叶片两端所受的压力平衡，以便于叶片在离心力的作用下从转子槽中顺利滑出而紧贴定子表面，通常都将这些叶片槽底部与排油腔连通；而位于吸油腔内的各叶片槽底部则与吸油腔连通，以避免这些叶片端部与定子内表面压得过紧，减轻它们磨损。

由前述可知，YZB 型双级叶片泵是在一个泵体内安装两个转子并由同一根传动轴驱动；相当于两个单级叶片泵串联而成。为了平衡两个油泵的压力，在两个油路中间设有一个平衡阀，进行自动调节。

下面以 YZB－A14C－JF 为例，介绍其型号意义：

YZB——双级叶片泵；

A——A 系列（共 A、B、C 三个系列）；

14——排油量为 14ml/r；

C——压力分级；

J——安装方式为脚架安装；

F——连接形式法兰连接。

四、双级叶片式油泵常见故障、排除方法及完好标准

常见故障及排除方法。

双线叶片式油泵常见故障及排除方法见表5－8。

表5-8 常见故障及排除方法

现　象	产　生　原　因	排　除　方　法
吸不上油或无压力	1. 原动机与油泵转向不一致 2. 油箱内油面过低 3. 入管及过滤器装置堵塞 4. 启动时转速太低 5. 油的粘度过高，使叶片运动不灵活 6. 进油端漏气 7. 叶片在转子槽内卡死 8. 配油盘与泵体接触不良	1. 纠正转向 2. 加油至油标线 3. 清洗过滤装置，除去堵塞物 4. 加大转速达到泵的最低转速以上 5. 采用所推荐的工作油，或适当提高油的温度 6. 更换密封，修理密封面 7. 拆洗重装重调试 8. 整修配油盘及泵体配合表面
流量不足或压力升不上去	1. 各连接处密封不严吸入空气 2. 个别叶片运动不灵活 3. 泵盖处螺钉松动 4. 叶片和转子反装 5. 系统中有泄漏 6. 定子内表面磨损严重，叶片与其接触不良 7. 配油盘端面磨损严重，使漏损增大	1. 检查各连接处，紧固各连接处 2. 逐个检查，不灵活的应单槽研配 3. 适当拧紧螺钉 4. 纠正叶片和转子方向 5. 对系统顺次检查 6. 更换新定子 7. 更换新零件
噪声严重	1. 吸入管及过滤器部分堵塞 2. 吸入端漏气 3. 从轴密封漏入空气 4. 泵盖螺钉太松 5. 联轴器安装不同心或松动 6. 配油盘里有脏物 7. 油的粘度过高，油中有气泡 8. 入口滤油器太小 9. 转速太高 10. 泵体腔道堵塞	1. 除去脏物使吸油畅通 2. 在结合部加油，把接头处拧紧 3. 在轴油封处加油或换新密封 4. 在泵端盖部加油，拧紧螺钉 5. 重新安装，使之同心，并紧固 6. 拆开清除脏物 7. 改用推荐油 8. 改用容量合适的滤油器 9. 把转速降到最高转速以下 10. 清理或更换泵体
外部漏油	1. 油封损坏，密封圈损伤 2. 密封面不良	1. 更换新油封或密封圈 2. 检查密封面，进行修整

复习思考题

1. 绘图叙述离心式水泵的工作原理和排水设备各附件的作用。根据离心式水泵的工作原理来看，离心式水泵的压头与转数有无关系？不预先灌引水行吗？为什么？

2. 为什么灌水漏斗装在水泵的上面？装在下面或侧面行否？为什么？

3. 闸板阀在停泵时有何作用？

4. 水泵的扬程（压头）意义是什么？如何计算水泵的扬程？

5. 写出功率计算式 $N_X=\frac{\gamma QH}{1000}$ 中，γ、Q、H、N 四个符号的单位。

6. 设有一台离心式清水泵由电动机直接传动，它的扬程为 100mH_2O，流量为 3600m^3/h，效率为 70%，那么电动机需多大的功率？

7. 何谓水泵的允许吸上真空高度？水泵吸水口的真空度大小与哪些因素有关？

8. 某排水设备中的吸水管直段长 7.5m，直径 $d_x=250$mm，流量 $Q=288$m^3/h，其上有一带底阀的滤水器，一个 90°的弯头，一个异径管，允许吸上真空高度为 6.1m，试确定该泵的最大允许吸水高度（$\lambda=0.03$）。

9. 什么是汽蚀现象？应采用哪些措施防止其发生？

10. 离心式水泵有哪些基本部件组成？并说明各部件的作用。

11. 双吸式水泵的结构特点是什么？

12. D 型泵为什么中段采用导水圈和返水圈？结构还有哪些特点？

13. ZJ 型泵的结构特点是什么？

14. 轴向推力是如何产生的？有何危害？详述平衡孔法和平衡盘法平衡轴向推力的原理。

15. 离心式水泵有哪几条主要性能曲线？各有何特点？

16. 管道性能曲线是一条什么曲线？管道常数 R 的变化对曲线有何影响？

17. 如何确定水泵的工况点和工作参数？依据什么来判断工况点是否合理？

18. 为什么要进行离心式水泵的调节？调节的方法有哪几种？调节原理是怎样的？

19. 为什么要进行水泵的串、并联运转？两台水泵流量范围相差很大时，为什么不宜串联工作？

20. 为什么两台水泵的扬程相差过大不宜并联工作？

21. 水泵起动前，出口处的闸阀是闭还是打开的？为什么？

22. 启动结束打开闸阀时，真空表和压力表的读数如何变化？试分析其原因。

23. 砂泵的启动和停止应做哪些工作？

24. 杂质泵（清水泵亦同）的过流部件磨损严重时，会出现什么现象？

25. 水泵吸不上水或吸水量减少应从哪几个方面找原因？

第六章 通 风 机

第一节 概 述

通风机主要用于除尘、干燥及厂房通风等场所。

根据流体的物理性质，我们知道空气和水的主要区别之一是空气的可压缩性，空气被压缩体积减小而密度增大，这一点和水是不同的。但由于通风机对空气的增压很小，不超过9810Pa，所以其压缩性很小，可忽略其密度的变化。因此通风机中之空气也可看成是不可压缩的流体。这样就使通风机和水泵的工作原理和工作性能极为相近。

下面用对比的方法来介绍通风机。

一、离心式通风机的基本构造和工作原理

图6－1是离心式通风机的构造示意图，叶轮1是风机的主要部件，上有若干个叶片4。叶轮通过轴3与电机相连，机壳2是一螺壳形的，5为出风管（或锥形扩散器），6为喇叭形进风口。从图上可以看出它的构造和单级离心泵基本相同。其特点是：

（1）离心式通风机所产生的气体压力较低。所以叶轮和机壳等部件是用钢板焊接或铆接而成，也可用铸铝制造叶轮；

（2）没有填料箱装置；

（3）因风机产生的气体压力低，其轴向推力一般由轴承来承担；

（4）离心式通风机都是单级结构，依靠加大叶轮尺寸及改变转速来提高风压，若采用双吸式叶轮则可提高风量。

离心式通风机的工作原理和离心式水泵相似。主轴3带动叶轮（工作轮）按反时针方向旋转时，叶轮中的空气在叶片离心力的作用下获得能量，经叶轮入口处径向流至叶轮外缘，由机壳收集并引向出风口。此时在叶轮入口处产生部分真空，外部空气在大气压力的作用下连续不断地经进风口6补进，随后又连续地沿径向流出，最后经螺线形机壳2和锥形扩散器5排至大气中。由于空气沿轴向流入，沿叶轮径向流出，故称为离心式。

有的离心式通风机装有前导向器，通过前导向器可使通风机叶轮的进口处产生气体的扭曲，用来调节通风机的工作性能。

二、轴流式通风机的基本构造和工作原理

人们生活中使用的电风扇就是简单的轴流式风机。选煤厂常用的轴流式通风机如图6－2所示，它是由带有叶片2的叶轮1、机轴3、圆筒形机壳4、流线体（罩）6、喇叭形进风口5、整流器7、扩散器8等组成。

当电动机经轴带动叶轮旋转时，由于叶片2对空气产生动力作用，增大了空气的动能和压力能，从而在叶轮的排出侧产生一定压力的高压区，经整流器7校正流动方向后，以接近于轴线的方向通过扩散器8排出。此时在叶轮的吸气侧产生部分真空，外部空气在大

气压力的作用下经喇叭形进风口 5 进入叶轮。叶轮不停地旋转，从而形成连续的气流。由于空气是沿轴向流入和流出的，故称为轴流式。

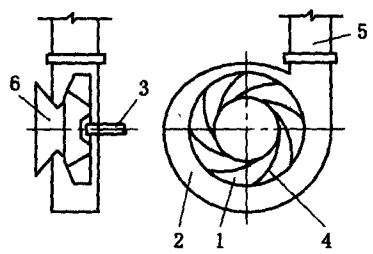


图 6-1　离心式通风机构造示意图

1—叶轮；2—机壳；3—机轴；4—叶片；5—扩散器；6—进风口

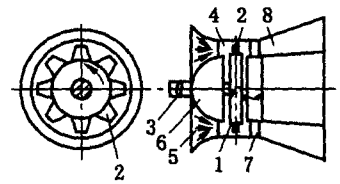


图 6-2　轴流式通风机的构造示意图

1—叶轮；2—叶片；3—机轴；4—机壳；5—进风口；6—流线体；7—整流器；8—扩散器

由离心式通风机和轴流式通风机的工作原理可以看出，两者有其共同点，即都是由叶轮旋转时，在进风口和出风口间形成压力差，使空气在通风机内及其相连接的管网内流动。但是，通风机的结构以及空气流入叶轮与流出叶轮的情况都是不同的，即它们各有其特点。

喇叭形进风口和流线体（罩）的作用是把空气平滑地引入叶轮，以减少进气阻力。叶轮后面的整流器是和机壳固定一起不动的，气流通过叶片后，气流和叶轮一起运转，因之有一旋转分速度。整流器的作用就是把此旋转分速度转化为静压能，提高风机的压力。扩散器的流道断面是逐渐扩大的，气流通过扩散器时，向前运动的速度逐渐减小，使此速度能转化为静压能，所以通过扩散器，通风机的压力进一步增大。

第二节　通风机的性能

一、通风机的性能参数

和其他流体机械一样，通风机也有几个基本工作参数。

1. 风　量

表示单位时间内流过通风机的空气体积，用符号 Q 表示，其单位为 m^3/s，m^3/min，m^3/h。

2. 风压（全压）

1）静压　在通风机产生的全压中，用来克服通风管网阻力的有益风压叫通风机的静压，用符号 H_j 表示。它是全压中的主要部分。

2）动压　使气流在通风机出口断面以平均速度 v 流动时所损失的风压，叫通风的动压，用符号 H_d 表示。

3）全压　通风机在通风管网中工作时，在通风机入口与出口之间形成的总压力差，叫通风机的全压。亦即单位体积空气流过通风机时所获得的全部能量，用符号 H 表示。

即

$$H = H_d + H_j \tag{6-1}$$

静压、动压、全压的单位为帕或牛/米^2（Pa或N/m^2）。

3. 功　率

1）轴功率　电动机传递给通风机轴的功率，亦即通风机的输入功率，叫通风机的轴功率，用符号 N_Z 表示。

2）有效功率　单位时间内空气自通风机所获得的实际能量，亦即通风机的输出功率，叫做通风机的有效功率，用符号 N_X 表示，

$$N_X = \frac{QH}{1000} \tag{6-2}$$

式中　N_X ——通风机的有效功率，kW；

Q ——通风机的风量，m^3/s；

H ——通风机的全压，N/m^2 或 Pa。

4. 效　率

由于通风机在运转过程中要产生各种损失，因此，通风机的轴功率 N 不可能全部变为有效功率N_X，也就是 N_X 总比 N_Z 小一些。有效功率 N_X 与轴功率 N_Z 的比值，叫通风机的效率，用符号 η 表示。

$$\eta = \frac{N_X}{N_Z} = \frac{QH}{1000N_Z} \tag{6-3}$$

由上式可知，通风机的轴功率 N_Z 又可表示为：

$$N_Z = \frac{QH}{1000\eta} \quad (\text{kW}) \tag{6-4}$$

5. 转　速

所谓转速，是指通风机的叶轮每分钟转动的圈数，用符号 n 表示，单位为 r/min。

二、通风机的性能曲线

类似于水泵的性能曲线，我们把反映通风机的风量、风压、功率、效率等参数之间变化关系的曲线叫通风机的性能曲线。

1. 离心式通风机的性能曲线

以 4－72－11№6C 型离心式通风机为例。

4－72－11№6C 型离心式通风机的性能如表 6－1 所示，性能曲线如图 6－3 所示。

从图 6－3 我们看出，离心式通风机的性能曲线与离心式水泵的性能曲线极其相似，它表示风压 H、功率 N_Z 和效率 η 随风量 Q 的变化而变化的规律。这一性能曲线是在通风机尺寸及转速一定的条件下通过实验得到的。离心式通风机的性能曲线包括风量—风压曲线、

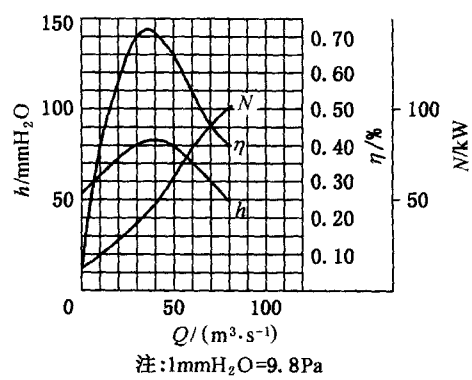


图 6－3　4－72－11№6C 型通风机性能曲线

风量—功率曲线和风量—效率曲线3条。

（1）风量—风压曲线。通风机的风量和风压之间的关系曲线，叫风量—风压曲线，简称风压曲线，写成 $Q—H$ 曲线或 H 曲线。从图6－3中可以看出，当风量为零时（即调节风门完全关闭），其初始风压不是最大，而是最小。随着风量的增加，其风压逐渐上升，但风量增加到一定值后，风压又逐渐下降，其风量—风压曲线为一条峰状性能曲线。

（2）风量—功率曲线。通风机的风量和功率之间的关系曲线，叫做风量—功率曲线，简称功率曲线，写成 $Q—N$ 曲线或 N 曲线，如图6－3所示。从图6－3中可以看出，当风量为零时（即调节门完全关闭），功率为最小，因此离心式通风机必须在调节门完全关闭的情况下起动，因为这样起动消耗功率为最小，其 $Q—N$ 曲线是一条逐渐上升的性能曲线。

（3）风量—效率曲线。通风机的风量和效率之间的关系曲线，叫风量—效率曲线，简称效率曲线，写成 $Q—\eta$ 曲线或 η 曲线。从图6－3中可以看出，风量一开始从零增加时，效率曲线上升很快，当风量增加到一定值时，效率曲线又下降。其风量—效率曲线是一条陡峭的峰状性能曲线。

表6－1　4－72－11№6C型离心式通风机性能表

序　　号	全　压 H/Pa	风　量 Q/（$m^3 \cdot h^{-1}$）	轴功率 N_Z/kW	电动机 功率/kW	效　率 η/%
1	844	5920	1.69	$JO_2-\frac{32}{3}-4$型	82.4
2	824	6640	1.77	$JO_2-\frac{32}{3}-4$型	86
3	814	7360	1.86	$JO_2-\frac{32}{3}-4$型	89.5
4	795	8100	1.96	$JO_2-\frac{32}{3}-4$型	91
5	755	8800	2.03	$JO_2-\frac{32}{3}-4$型	91
6	697	9500	2.08	$JO_2-\frac{32}{3}-4$型	88.5
7	638	10250	2.12	$JO_2-\frac{32}{3}-4$型	85.5
8	578	11000	2.15	$JO_2-\frac{32}{3}-4$型	82.4

2．轴流式通风机的性能曲线

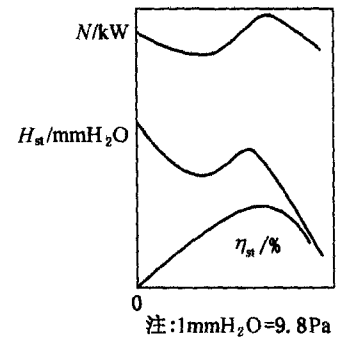
和离心式通风机一样，轴流式通风机也有风量—风压曲线；风量—功率曲线和风量—效率曲线3条性能曲线。

（1）风量—风压曲线。由于叶片在叶轮上的安装角度不同，每隔5°一个位置，每个安装角对应一条风量—风压曲线，共计7条，如图6－4所示。每条曲线仅画出了顶峰右侧部分，而未给出顶峰左侧的部分，因为顶峰的左侧部分为一段谷状性能曲线，通风机在这段曲线上工作时会出现风压波动，并伴有振动和噪音，其运转是不稳定的，所以此段称

为不稳定工作区。风机是不允许在此范围内工作的，轴流式风机的整个风量—风压曲线为一条鞍状性能曲线。

(2) 风量—功率曲线。由图 6－4 可以看出，叶片的每个安装角度对应一条曲线。当风量由零逐渐增加时，功率曲线一开始缓慢下降，而后又缓慢上升，然后又缓慢下降，并且在风量为零时功率较大。因此，轴流式通风机不能在关闭调节门的情况下启动。因为这样启动功率并不是最小，而应在半开或全开调节门的情况下启动，这样启动功率较小。

(3) 风量—效率曲线。由图 6－4 中的效率曲线可以看出，随着风量的增加，其效率也逐渐增加，而最大效率点在风压较高的区域内。



注:1mmH$_2$O=9.8Pa

图 6－4　轴流式通风机的性能曲线

由前述知道，轴流式通风机叶轮上叶片的安装角度 θ 是可以调整的（有些小型风机的叶片不能调整）。叶片安装角 θ 加大时，它的功率曲线和风压曲线都向上移，也就是风量相同时，风压和功率加大。所以此种风机可以用改变叶片安装角的方法来调整风机工况。但安装角 θ 不超过 45°。

另外，从图 6－4 上还可以看出，此种风机的风压曲线比较陡直。所以，当风量变化较小时，风压变化较大。因此用闸门调节风量是不经济的。

从通风机的性能曲线上，我们能直观地看出一台通风机的优劣，便于我们在工作中选用通风机。

第三节　通风机的结构型式

在选煤厂除尘系统及厂房通风中主要应用离心式通风机，其中以 4－72－11 型风机最为广泛。

1. 型号意义

以 4－72－11№6C 型离心式通风机为例：

4 ——表示风机在最高效率点时的全压系数乘以 10 所取的整数；

72 ——表示通风机在最高效率点时的比转数；

1 ——表示通风机的叶轮为单侧吸气；

1 ——表示风机设计序号；

№6 ——表示通风机的机号，即叶轮直径为 6dm；

C——表示通风机的传动方式为 C 式〔注：比转数为设计通风机（或）水泵的重要参数，但对我们使用风机而言并无特殊重要意义，故不讲述〕。

2. 型号与规格

机号“№”按叶轮外径（dm）表示，共有 13 种机号和 18 种规格。按顺序列为：№2.8A、№3.2A、№3.6A、№4A、№4.5A、№5A、№5.5A、№6A、№6C、№6D、№8C、№8D、№10C、№100、№12C、№12D、№16B、№20B。在这些序号和规格中，选煤厂常用的多为№2.8～№10 几种。

3. 旋转方向

这种风机可制成“右旋”和“左旋”两种形式。从电机一端看，叶轮按顺时针方向旋转的，叫做右旋通风机，以“右”表示；若叶轮按逆时针方向旋转的叫左旋通风机，以“左”表示。

4. 出风口位置

通风机的出风口位置，以机壳的出风口角度表示。

5. 传动方向

通风机的传动方式，计有A、B、C、D 4种。A式表示无轴承装置，以电机直接传动；B式表示悬臂支承装置，胶带传动，胶带轮在滚动轴承中间；C式表示悬臂支承装置，胶带传动，胶带轮在滚动轴承外侧；D式表示悬臂支承装置，用联轴器连接传动如图6-5所示。

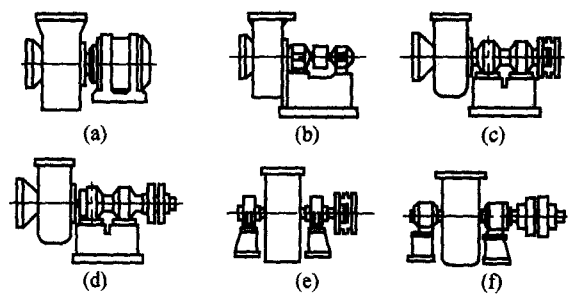


图6-5 离心式通风机的传动方式

6. 4-72-11型通风机的优点

(1) 效率高，节省电力，最高效率可达91%；

(2) 运转平稳，噪音低。经测试，这种通风机的噪音低于目前国产的同类中低压通风机；

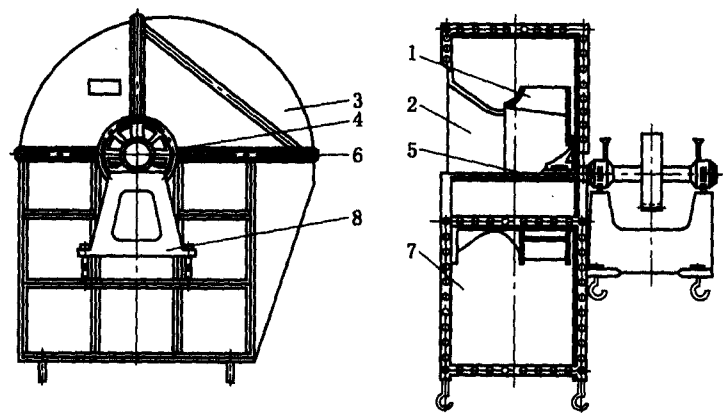


图6-6 4-72-11型通风机

1—叶轮；2—进风口；3—机壳；4—胶带轮；5—机轴；6—轴承；7—出风口；8—轴承架

(3) 结构完整，便于维修。№2.8～№6的8种通风机，全部采用与电动机直接连接的安装结构型式。叶轮，机壳直接固定在电动机轴和法兰盘上。产品重量较同规格的其他产品平均减轻50%左右，体积也大为缩小，安装方便；

(4) 拆装方便，出风口方向可以调整。№2.8～№12的11种机壳，两侧板开有对称

的大圆孔，机壳左、左转向通风，叶轮从两侧均可取出，但叶轮不能左右通风。

7．4 －72－11 型通风机的结构

(1) 叶轮：由后曲式的机翼型叶片、双曲线型前盘和平板型后盘构成。均用优质钢板制成，并经过动平衡和静平衡校正，空气动力性能良好，效率高，运转平稳。

(2) 机壳：做成两种不同型式，№2.8～№12 的机壳制成整体，不能拆开；№16、№20 的机壳制成三开式，除水平能分成上、下两半外，上半部还沿中心线垂直分为左、右两半，各部分之间用螺栓连接，和轴平行的机壳断面为矩形。

(3) 进风口：制成整体，装于通风机的侧面，与轴平行的截面为曲线形状，使气流能顺利地进入叶轮，以减少损失和冲击。

(4) 传动部分：由主轴（35 号或 45 号优质碳素钢）、轴承箱、滚动轴承、胶带轮或联轴器组成，如图 6－6 所示。

第四节　通风机的使用

一、启动前的准备

通风机在启动前要进行认真地检查，检查的内容如下：

(1) 润滑油的名称、型号、主要性能和加注数量，是否符合要求，检查油质是否清洁，油圈是否完整灵活。

(2) 启动前，应将通风机转子盘动 1～2 圈，看看是否有摩擦或卡住现象。

(3) 通风机内，联轴器、胶带轮等转动部位有无杂物，若有，应予以清除。

(4) 通风机、轴承座、电动机的基础地脚螺栓是否松动。地脚螺栓不牢固会造成通风机的强烈振动。

(5) 对于新换的或改变极数的电动机，启动前应先测量电动机的实际转数，是否与要求的转数相同。

(6) 检查机械各部位螺钉及键有无松动；对于离心式通风机应检查胶带松紧程度及有无裂纹，胶带轮沟槽是否磨损过限。

(7) 检查电动机炭刷和滑环接触是否良好。

二、启动和运转

应该进行如下操作和检查：

(1) 带上绝缘手套、穿上绝缘胶靴，合上隔离开关、关闭合配电箱或开关柜。

(2) 开始启动时，应由慢渐快，离心式风机应关闭风门启动，当风机达到正常转速时，再打开风门；轴流式风机应半开或全开风门启动。

(3) 通风机叶轮是否倒转，如果倒转，必须使叶轮完全停止转动后，找出原因予以纠正，再重新启动。

(4) 监视通风机的电流，它不仅是通风机负荷的标志，也是一些异常事故的预报。

(5) 检查电压表及负压计指示是否正常。当负压计的读数发现有较大的增减时，应立即向有关领导汇报。

(6) 检查轴承温度。滑动轴承温度不得超过65℃，滚动轴承温度不得超过75℃。使用扇形温度计要注意乙醚导管是否失灵或损坏。

(7) 注意各部分零件有无摩擦、碰撞声，机体有无振动，有无异常气味。

(8) 按时检查电动机的温升，不得超过铭牌规定。

三、停　止

通风机停止运转时要注意：

(1) 按停电按钮，停止电动机运行，拉回断路器，打开防爆门进行自然通风。

(2) 检查通风机各部是否处于完好状态，尤其是轴承、传动轴和叶轮，如果发现问题，应及时处理。

(3) 当通风机出现断轴、打齿、温升超过规定值等故障时，应立即切断运转通风机的电源。

四、通风机的常见故障及完好标准

1. 通风机的常见故障及处理

在通风机运转过程中，可能发生某些故障。对于所发生的故障，必须迅速查明原因，及时处理，避免事故的扩大。现将在运转中的常见故障，产生原因及排除方法列于表6－2中。

表6－2　通风机的常见故障、产生原因及排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
电动机电流过大和温升过高	1. 由于短路吸风，造成风量过大 2. 电压过低或电源单相断电 3. 联轴器连接不正，皮圈过紧或间隙不均	1. 消除短路吸风现象 2. 检查电压，变换保险丝 3. 进行调整
叶轮损坏或变形	1. 叶片表面或铆钉腐蚀磨损 2. 铆钉和叶片松动 3. 叶轮变形后歪斜过大，使叶轮径向跳动或端面跳动过大	1. 如个别损坏，应更换；如损坏过半数，应更换叶轮 2. 用小冲子紧位，仍无效时，更换铆钉 3. 卸下叶轮，用铁锤校正或将叶轮放平，压轮壳某侧边缘
轴承箱振动剧烈	1. 通风机轴与电动机轴不同心，联轴器装歪 2. 基础的刚度不够或不牢固 3. 机壳或进风口与叶轮摩擦 4. 叶轮铆钉松动或轮盘变形 5. 叶轮、联轴器或胶带轮与轴松动 6. 机壳与支架、轴承箱与支架、轴承盖与座等连接螺栓松动 7. 胶带轮安装不正、两胶带轮轴不平行 8. 转子不平衡	1. 调整或重新安装 2. 进行修补和加固 3. 修理叶轮或进风口 4. 修理 5. 修理机轴、叶轮、联轴器或皮带轮，或重新配键，重新装配 6. 紧固螺栓 7. 进行调整，重新找正 8. 重新找平衡

续表

故障现象	产生原因	排除方法
轴承温升过高	1. 轴承箱振动剧烈 2. 润滑脂质量不良或充填过多 3. 轴承箱盖与座连接螺栓过紧或过松 4. 机轴与滚动轴承安装歪斜，前后两轴承不同心 5. 滚动轴承损坏	1. 查明原因，进行处理 2. 更换或去掉一些。滚动轴承的注油量为容油量的 2/3 3. 调整螺栓松紧度 4. 重新安装和调整找正 5. 更换轴承
发生不规则的振动，且集中于某一部分，噪音与转速相符，在启动或停机时可以听到金属弦声	通风机内部有摩擦 1. 叶轮歪斜与机壳内壁相碰，或机壳刚度不够，产生左右摇晃 2. 叶轮歪斜，与进风口相碰	1. 修理叶轮和止推轴承，对机壳进行补强 2. 修理叶轮和进风口

2、通风机的完好标准

通风机的完好标准如表 6－3 所示。

表 6－3 通风机的完好标准

<table>
<tr><th>项目</th><th>完好标准</th><th>备注</th></tr>
<tr><td>螺栓、螺母、背帽、垫圈、开口销、铆钉、护罩</td><td>齐全、完整、紧固</td><td></td></tr>
<tr><td>机壳和叶轮</td><td>机壳不漏风，防锈良好
叶片、辐条齐全、紧固、无裂纹
轴流式叶片角度安装一致，误差不超过 ±1°
叶轮保持平衡，能在任何位置上停止</td><td>用样板检查</td></tr>
<tr><td>传动装置</td><td>联轴器的端面间隙及同心度误差符合下表规定
<table>
<tr><th rowspan="2">类型</th><th colspan="2">端面间隙/mm</th><th colspan="2">同心度误差</th></tr>
<tr><th>直径</th><th>间隙</th><th>径向位移/mm</th><th>端面倾斜</th></tr>
<tr><td>齿式</td><td>300～500
500～700</td><td>7～8
11～14</td><td>0.2</td><td>1.2‰</td></tr>
<tr><td>弹性</td><td colspan="2">轴最大窜量＋（2～3）</td><td>0.15</td><td>1.2‰</td></tr>
</table>
胶带轮平行对正，两胶带轮轴向错位不超过 2mm，端面偏摆不大于轮径的 2‰，胶带松紧程度适宜。三角胶带和胶带槽底部应有间隙，胶带根数符合厂家规定。
齿轮联轴器的齿厚磨损不超过原齿厚的 30%。
弹性联轴器的胶皮圈外径与孔径差不大于 2mm</td><td>记录有效期为一年</td></tr>
</table>

续表

<table>
<tr><th>项　　目</th><th>完　好　标　准</th><th>备　注</th></tr>
<tr><td>轴及轴承</td><td>主轴及传动轴的水平偏差不大于0.2‰
轴承间隙不超过下表规定
<table><tr><th>轴　径/mm</th><th>滑动轴承/mm</th><th>滚动轴承/mm</th></tr><tr><td>50～80</td><td>0.20</td><td>0.17</td></tr><tr><td>＞80～120</td><td>0.24</td><td>0.20</td></tr><tr><td>＞120～180</td><td>0.30</td><td>0.25</td></tr><tr><td>＞180～260</td><td>0.36</td><td>0.30</td></tr></table>滚动轴承温度不大于75℃，滑动轴承温度不大于65℃
油质合格，油量适当，油圈转动灵活，不漏油
运转无异常，无异常振动</td><td></td></tr>
<tr><td>电　　气</td><td>电动机、起动设备、开关柜符合其完好标准
接地装置合格</td><td></td></tr>
<tr><td>仪　　表</td><td>水柱计、温度计、电压表、电流表等指示正确</td><td>1. 水柱计测点位置应符合设计规定
2. 水柱计应有两套同时能测负压及全压或动压
3. 仪表记录有效期一年</td></tr>
</table>

复习思考题

1. 通风机在选煤厂有什么作用？
2. 说明离心式通风机的主要组成部件及其作用。
3. 叙述离心式通风机的工作原理。
4. 叙述轴流式通风机的工作原理。
5. 水泵和风机轴功率的计算式相同否？为什么？
6. 如何启动和停止通风机？
7. 叶轮损坏或变形、轴承箱剧烈振动或轴承温升过高分别是何种原因？如何排除？

第七章 空气压缩设备

在选煤厂中，常利用空气压缩机产生的压缩空气作介质桶搅拌、风力清仓、煤仓闸门以及机械厂气锤等的动力。而空气压缩设备就是生产和输送压缩空气的设备。

使用压缩空气的最大优点是能够利用取之不尽，用之不竭的自由空气。并且与电力相比，它还具有不产生火花、不怕超负荷、无触电危险等优点。但是空气压缩机的运转效率低，耗电量大。因此，在使用中应注意提高空气压缩机的效率，减少压力空气在管道中的损失，节约压气的消耗量。

第一节 概 述

一、空气压缩设备的组成

选煤厂所用的空气压缩设备如图 7－1 所示，它主要由空压机、拖动装置（一般用电动机）、滤风器、风包（也叫储气罐）、输气管道和冷却设备等部分组成。

二、活塞式空压机的分类

空压机的型式和种类较多。选煤厂常用的是活塞式空压机。根据其工作性能和安装的形式，活塞式空压机一般分以下几类：

(1) 按排气压力的高低分：

低压空压机　压力为 $1.96\times10^5\sim9.81\times10^5$Pa；

中压空压机　压力为 $9.81\times10^5\sim9.81\times10^6$Pa；

高压空压机　压力为 $9.81\times10^6\sim9.81\times10^7$Pa；

超高压空压机　压力大于 9.81×10^7Pa。

选煤厂用的空压机属于低压空压机。

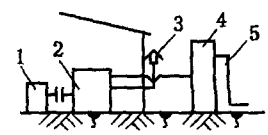


图 7－1　空气压缩设备的组成

1—电动机；2—空压机；3—滤风器；4—风包；5—压气管

(2) 按排气量的大小分：

微型空压机　排气量小于 $1m^3/min$；

小型空压机　排气量为 $1\sim10m^3/min$；

中型空压机　排气量为 $10\sim100m^3/min$；

大型空压机　排气量大于 $100m^3/min$。

(3) 按气缸排列的位置分（见表 7－1）。

(4) 按空压机的级数分为单级空压机、两级空压机、多级（三级以上）空压机。

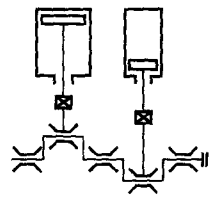
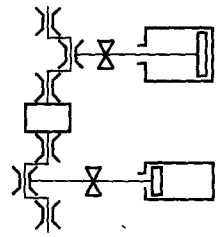
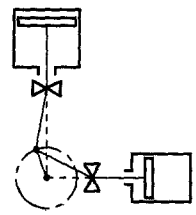
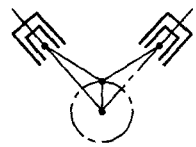
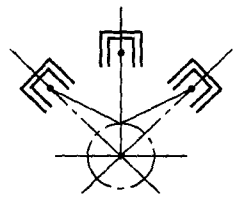
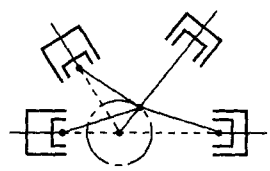
(5) 按活塞往复一次的工作次数分：

单作用式空压机—活塞往复一次工作一次（即气体仅在活塞一侧被压缩）；

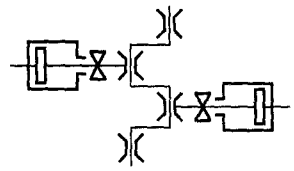
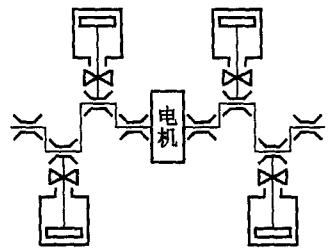
双作用式空压机—活塞往复一次工作两次（即气体在活塞两侧均被压缩）。

(6) 按空压机的冷却方式，分为风冷式空压机和水冷式空压机。

表 7-1　活塞式空气压缩机的基本型式

分类方法	基本型式		简　　图	说　　明
按气缸的排列	立　式			两级气缸均为竖立布置的
按气缸的排列	卧　式			两级气缸均为横卧布置的
按气缸的排列	角度式	L型		两级气缸中心线夹角为 90°，而且分别为垂直和水平布置
按气缸的排列	角度式	V型		同一曲拐上两级气缸中心线夹角可为 90°、75°、60°等
按气缸的排列	角度式	W型		同一曲拐上相邻的气缸中心线夹角为 60°
按气缸的排列	角度式	扇型		同一曲拐上相邻的气缸中心线夹角为 45°

续表

分类方法	基本型式		简　　图	说　　明
按气缸的排列	对称平衡式	M 型		两气缸水平布置并分别在曲轴两侧，相邻两曲拐轴为 180°
	对称平衡式	H 型		四个气缸水平布置，分布曲轴两侧，电动机置于中间

此外，还有一些分类方法，这里就不详述了。

三、活塞式空压机的工作原理

在活塞式空压机中，空气的压缩是由在气缸内作往复运动的活塞来完成的。图 7－2 是最简单的单级单动活塞式空压机的原理图。主要由气缸、活塞、气阀、曲轴、连杆等部件组成。

当活塞 2 在外力的作用下由外止点向右移动时，气缸 1 左侧内的容积增大，压力降低，产生部分真空。此时外界空气在大气压力的作用下，推开吸气阀 7 进入气缸 1 内。活塞继续向右运动直至气缸右端内止点，这个过程叫吸气过程。

当活塞 2 在外力的作用下由内止点至左返行时，气缸 1 左侧的容积减小，同时吸气阀 7 关闭。原吸入气缸 1 内的空气逐渐被活塞 2 压缩，压力逐渐增加，这个过程叫作压缩过程。

当气缸 1 内的空气压力增加到大于排气管内的压力时，压缩空气推开排气阀 8 排入排气管道内，这个过程叫作排气过程。当活塞到达外止点时，排气过程结束。

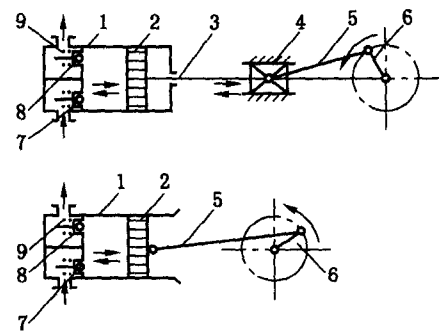


图 7－2　单级单动活塞式空压机原理图

1—气缸；2—活塞；3—活塞杆；4—十字头；5—连杆；6—曲轴；7—吸气阀；8—排气阀；9—弹簧

当活塞 2 再次向右移动时，左边排气阀立即关闭，残留在气缸余隙容积（活塞位于气缸内、外止点位置时与气缸盖、气缸座之间所形成的空间容积）内的压缩空气开始膨胀，直至压力降到低于吸气压力时，才开始吸气，这

个过程叫作膨胀过程。

综上所述可知，活塞在气缸内作一个往复运动时，气缸内空气状态的变化是由吸气、压缩、排气、膨胀四个基本过程所组成，我们把此时空气状态变化的全过程叫一个循环或一个循环过程。

第二节　空压机的结构、主要部件及附属装置

国产空压机有活塞式、螺杆式、离心式等各种型式。近年来，活塞式空压机中的L型空压机被大多数选煤厂所选用。

L型空压机是活塞式空压机的一种。国产L型空压机有3L－10/8、4L－20/8等七种规格。图7－3为4L－2018型空压机的总剖视图。

一、型号意义

以4L－20/8型空压机为例：

4——表示L系列第四种产品；

L——表示气缸的排列型式为直角式；

20——表示空压机的额定排气量，m^3/min；

8——用工程单位制表示的额定排气压力为$8kgf/cm^2$，即$7.85\times10^5N/m^2$。

二、L型空压机的机构

L型空压机是两级、双缸、复动、水冷、固定式空压机，主要由下列机构组成：

(1) 传动机构　由胶带轮、曲轴、连杆、十字头等部件组成。

(2) 压缩机构　由气缸、吸、排气阀、活塞等部件组成。

(3) 润滑机构　由齿轮油泵、注油器和滤油器等部件组成。

(4) 冷却机构　由冷却水管路、中间冷却器、后冷却器和润滑冷却器等组成。

(5) 压力调节机构　由减荷阀、压力调节器、安全阀及仪表等部件组成。

三、L型空压机的主要部件

1. *机身部件*

图7－4为4L－20/8型空压机的机身。

L型空压机的机身与曲轴箱用灰铸铁制成一个整体。外形为正置的直角形。机身的两个贴合面1和3用法兰与高、低压气缸相连；在垂直颈部和水平颈部内装有可拆的十字头滑道2和4，十字头在其中作往复运动；机身相对的两侧壁上开有大小两个轴承孔5，用以安装曲轴的滚动轴承。曲轴是从机体端面的轴孔装入的；机身下部兼做润滑油的油池，机身用地脚螺栓固定在基础上。机身可联接和固定其他零部件。

2. *曲轴部件*

曲轴是接受电动机以扭矩形式输入的动力，并把它转变为活塞的往复运动以压缩空气而做功。曲轴为单曲拐，如图7－5所示，其上并列装置两根连杆。曲拐的两边装有两盘双列球面向心滚珠轴承，轴的一端装有胶带轮，另一端插有传动齿轮油泵用的传动小轴，

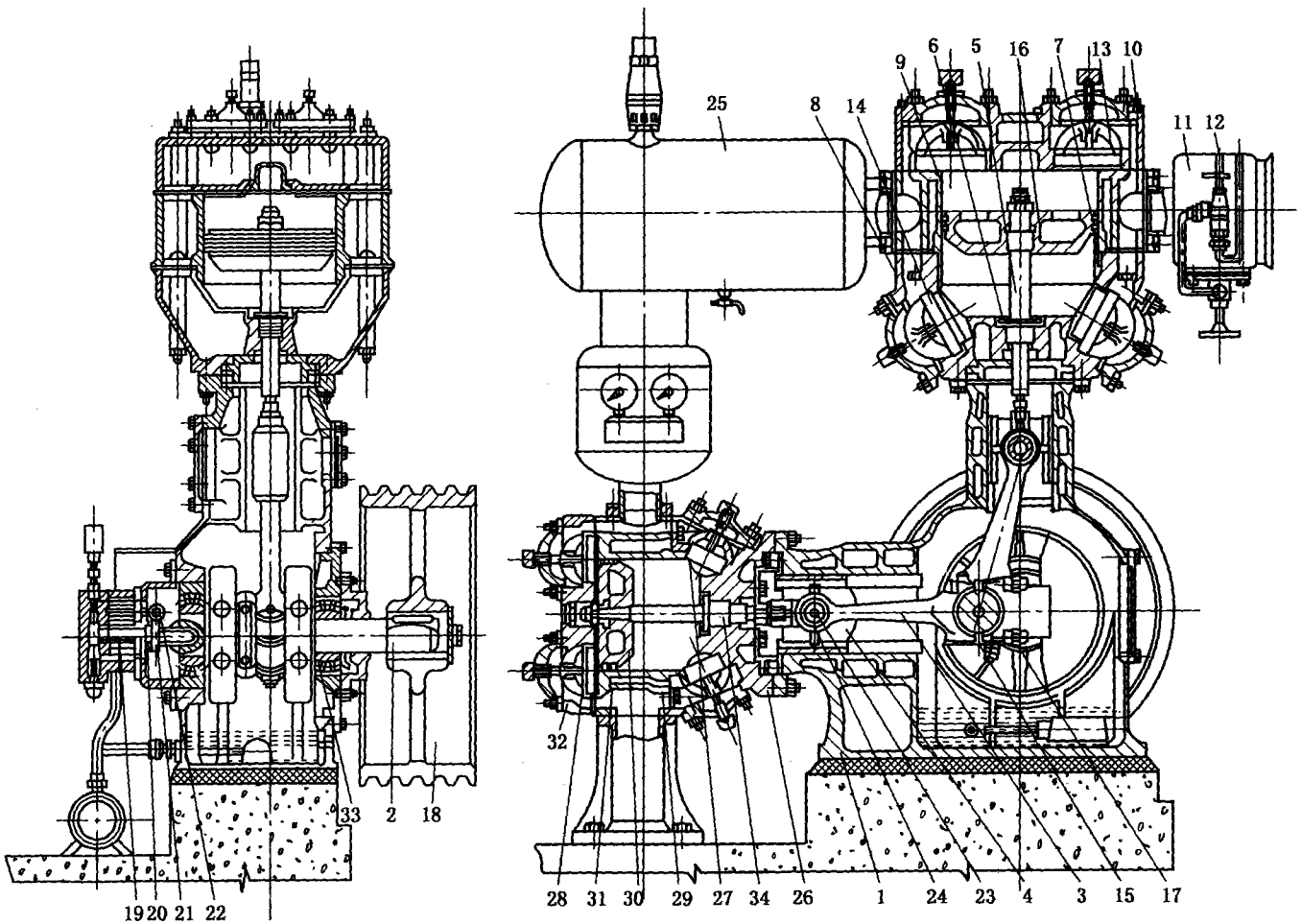


图 7-3　4L-20/8 型空压机剖视图

1—机身；2—曲轴；3—连杆；4—十字头；5—活塞杆；6—一级填料；7—一级活塞环；8—一级气缸座；9—一级气缸；10—一级气缸盖；11—减荷阀；12—压力调节器；13—一级吸气阀；14—一级排气阀；15—连杆轴瓦；16—一级活塞，17—连杆螺栓；18—三角胶带轮；19—齿轮油泵；20—注油器；21、22—蜗轮及蜗杆，23—十字头销铜套；24—十字头销；25—中间冷却器；26—二级气缸座；27—二级吸气阀，28—二级排气阀；29—二级气缸，30—二级活塞；31—二级活塞环；32—二级气缸盖；33—滚动轴承；34—二级填料

通过传动小轴、蜗杆传动蜗轮带动齿轮油泵。曲轴的两个曲臂上各装一块平衡铁，用来平衡旋转惯性力和往复惯性力。由齿轮油泵排出的润滑油，经曲轴油孔通向各摩擦点。

3．连杆部件

连杆是将作用在活塞上的推力传递给曲轴，又将曲轴的旋转运动转换为活塞的往复运动的部件，如图7－6所示。

连杆由大头、杆体、大头盖和小头等组成，用球墨铸铁制成。杆体呈锥形，内有贯通大、小头的油孔。

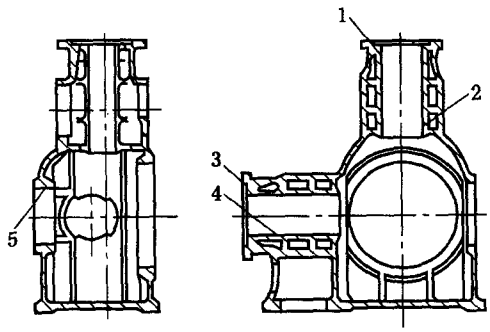


图7－4　4L－20/8型空压机的机身

1、3—贴合面；2、4—十字滑道；5—轴承孔

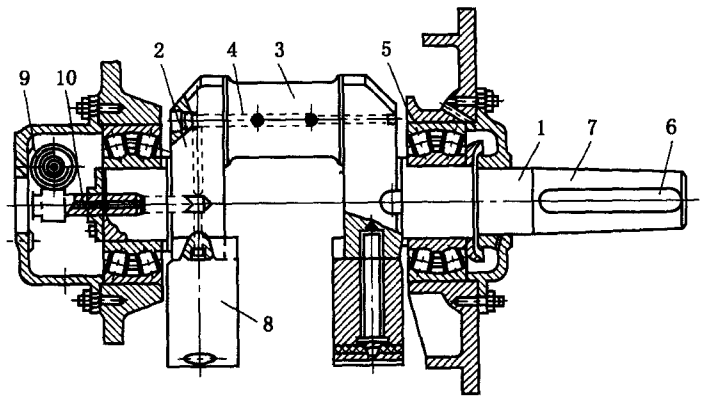


图7－5　曲轴部件

1—主轴颈；2—曲臂；3—曲拐；4—曲轴中心油孔；5—轴承；6—键槽；7—曲轴外伸端；8—平衡铁；9—蜗轮；10—传动小轴

连杆大头分成两半，内装浇有巴氏合金衬层的大头瓦，其间有两层铜垫，借铜垫可调整大头瓦和曲拐间的径向间隙。大头瓦的两半部分用两个连接螺栓连接起来，安装于曲拐上。连杆小头内装有磷青铜衬瓦以减少摩擦，磨损后可以更换。连杆小头瓦内穿入十字头销与十字头相连，可从机身侧面拆卸。

4．十字头部件

如图7－7所示，十字头是连接活塞杆与连杆的运动机件，在十字头滑道内作往复运动。具有导向作用。十字头为灰铸铁制成的整体结构。

十字头的一端用螺纹与活塞杆相连接，两侧有装十字头销用的锥形孔，十字头销用键固定在十字头上，并与连杆小头瓦相配合。十字头销与十字头摩擦面上分别有油孔和油槽，由连杆流来的润滑油经油孔和油槽润滑连杆小头瓦与十字头的摩擦面。

5．活塞部件

图7－8为4L－20/8型空压机的活塞部件。活塞由灰铸铁制成，内空心带筋，外形

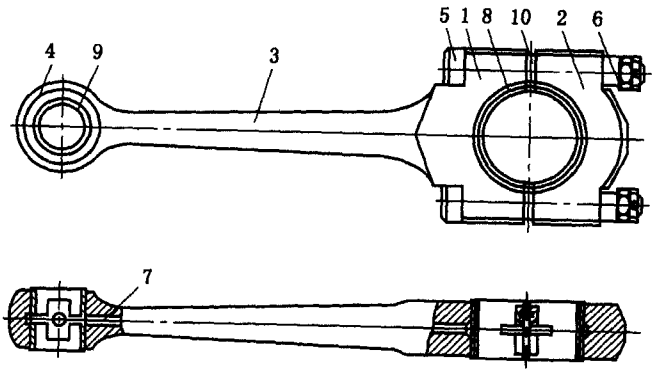


图 7－6　连杆部件

1—大头；2—大头盖；3—杆体；4—小头；5—连杆螺栓；6—连杆螺母；
7—杆体油孔；8—大头瓦；9—小头瓦；10—垫片

呈圆盘状，以便和气缸构成压缩容积，它不仅应该质量轻，密封性好，而且需要有足够的强度和刚度。

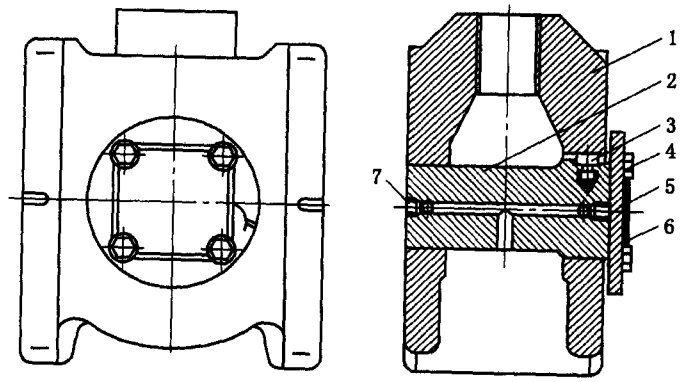


图 7－7　十字头部件

1—十字头体；2—十字头销；3—螺钉键；4—螺钉；5—压盖；6—止动垫片；7—螺塞

活塞上装有活塞环，活塞环是铸铁制成的方形断面的开口圆环，具有一定的弹力，在自由状态时，其外径大于气缸内径。活塞环的作用是利用它本身的张力使环的外表面紧贴在气缸镜面上，以防止气体泄漏，为避免空气从开口处泄漏，两个活塞环的开口应错开 90°。

活塞杆用 45 号钢锻造而成，杆身摩擦部分经表面硬化处理，具有良好的耐磨性。活塞杆的一端制成锥形体，插入活塞的锥形孔内，用锁紧螺母紧固，并插入开口销以防松动。活塞杆的另一端与十字头用螺纹联接，拧入的螺纹多少可调节气缸内的上、下余隙。调好后用螺母锁紧。

6．气缸部件

4L－20/8 型空压机的气缸用灰铸铁制成，由缸盖、缸体和缸座三部分用双头螺栓连

接组合而成。气缸为双层壁，分内外层，两层之间的空间即为流通冷却水的水套。如图7－9所示，缸盖和缸座上各有四个阀室，装有两个吸气阀和两个排气阀。缸盖、缸体和缸座的水套、气路都对应相通，但水套和气路之间相隔开，各接合面用石棉胶垫密封。在缸座内侧有填料箱。

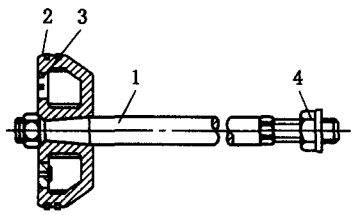


图7－8　活塞部件

1—活塞杆；2—活塞环；3—活塞；4—螺母

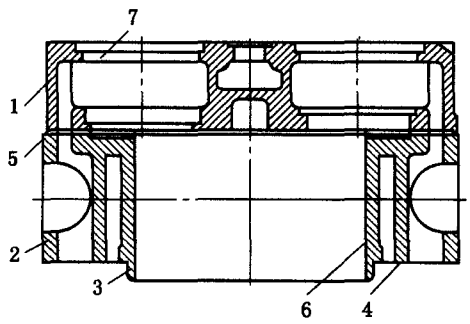


图7－9　气缸部件

1—气缸盖；2—气缸体；3—气缸突肩；4—气缸装置面；5—橡胶石棉垫；6—气缸镜面；7—气缸盖阀室

7．气阀部件

气阀是随着气缸内气体的压力变化而自动开闭的，是空压机的重要部件之一，它的工作正常与否，直接影响排气量和功率的消耗。

图7－10为4L－20/8型空压机的吸、排气阀部件，它是由阀座、阀片、阀盖、弹簧

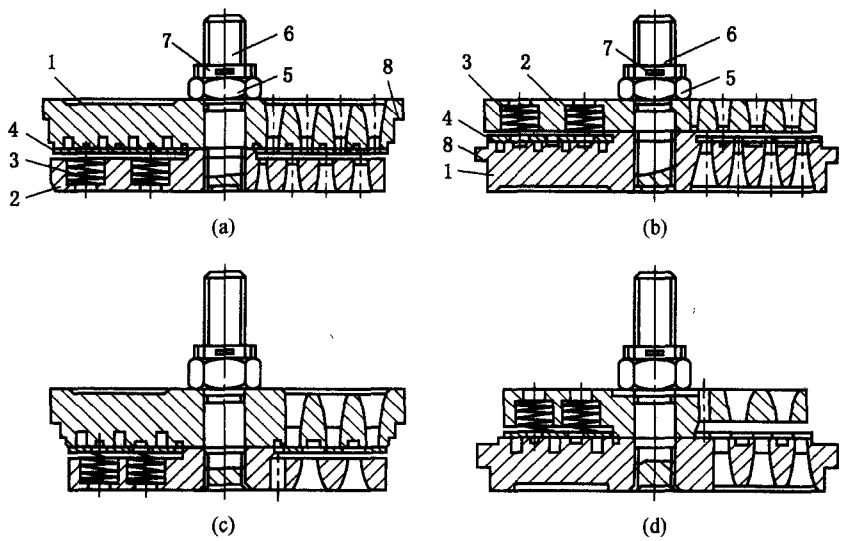


图7－10　气阀部件

a、b—一级吸气阀和排气阀；c、d—二级吸气阀和排气阀

1—阀座；2—阀盖；3—弹簧；4—阀片；5—螺母；6—螺栓；7—开口销；8—垫

和螺栓等零件组成。阀座和阀盖由灰铸铁制成，阀片用合金钢制成，弹簧是用合金弹簧丝制成。阀片为直径不同的几个环状薄片，由均布在其上的圆柱形小弹簧压紧在阀座的密封面上，阀片的开启是依靠阀片两侧的压力差进行的。吸气过程是当阀内气压低于阀外气压，其压差超过吸气阀弹簧压力时，空气即进入气缸。吸气终了，阀内外压差低于弹簧压力时阀片即被弹簧压回阀座，停止吸气。排气阀中阀片的动作与上述相似，当气缸内气压超过排气阀外气压和弹簧压力之和时，即进行排气，排气完毕后阀片即被压回阀座。

阀片是一个易损件，这是因为气阀内外有一个压差，气阀工作时，阀片靠压差的作用对阀座和阀盖有冲击作用，并且由于气流等因素的影响，阀片在启闭过程中还能发生转动，这也加剧了阀片的磨损，所以要定期更换阀片。

8．填料装置

填料是防止气缸内的压气自活塞杆与气缸座之间的间隙泄漏的组件，它应该是密封性能良好且耐磨。

L型空压机的一级和二级填料如图7－11所示，它主要由密封圈、挡油圈和隔环等组成。密封圈（图7－12）和挡油圈（图7－13）均由灰铸铁制成，它们都是由三个带斜口的瓣组成整圈，用弹簧将其紧箍在活塞杆上起密封作用。当内圈磨损后，借助弹簧的力量，密封圈和挡油圈能自动向内箍紧，保证密封。

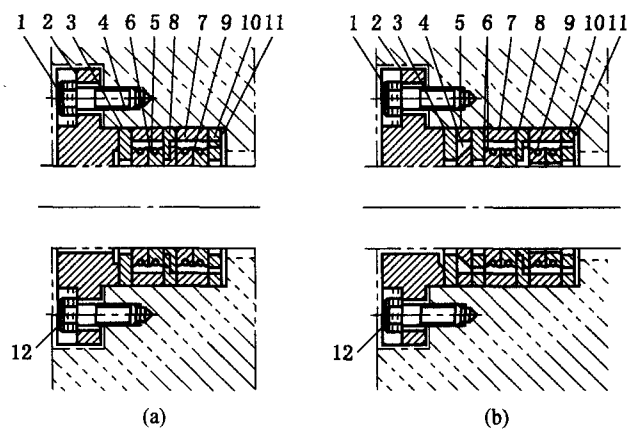


图7－11　金属填料装置

1—螺钉；2—填料压盖；3—垫；4、7—隔环；5—弹簧；6—密封圈；8—挡板；9—挡油圈；10—套环；11—石棉胶垫；12—锁丝

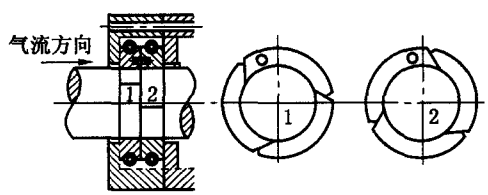


图7－12　密封圈

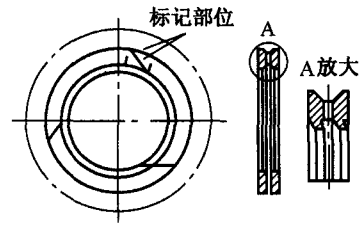


图7－13　挡油圈

挡油圈内面中部开有环形槽并钻有径向小孔，它可以把粘附在活塞杆上的机身内的机油刮下来，以免其进入气缸内。挡油圈安装在紧靠机身的一侧，而密封圈则安装在靠近气缸的一侧。

四、空压机的附属装置

1. 滤风器

滤风器的作用是过滤空气，不让空气中的灰尘和杂质进入气缸。因为含有灰尘和杂质的空气被吸入气缸，在高温的气缸内和润滑油混合而粘附在气阀、气缸壁和活塞环等处而形成积垢，不仅会引起气阀不严密，还会加快气缸镜面、活塞环和活塞杆的磨损，缩短其使用寿命，增加功率消耗和降低效率。

4L－20/8 型空压机用的是金属网滤风器，如图 7－14 所示，主要由壳体和滤芯组成。其壳体由筒体 1 和封头 2、5 组成；滤芯由多层波纹状金属网组成，金属网上涂有粘性油，污浊空气通过时，灰尘和杂质便粘附在金属网上。当金属网上附着的灰尘和杂质过多时，可拧下螺母 4，取下封头 5，将滤芯取出清洗。

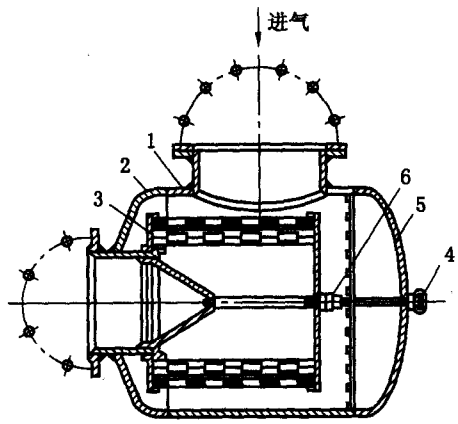


图 7－14　金属网滤风器

1—筒体；2、5—封头；3—金属网；4、6—螺母

2. 风　包

风包的作用是：

(1) 可以缓和由于排气的不连续和不均匀而引起的压力波动，使供气均匀；

(2) 储备一定数量的压缩空气，以维持供需之间的平衡；

(3) 压缩空气内含有油滴和水分，被排入风包内时，由于断面突然扩大，流速迅速降低，可以分离压气中的油和水。

L 型空压机的风包为立式的焊接结构，如图 7－15 所示，其高度一般为直径的 2～3 倍。

风包上的进气口（空压机来的）在下，排气（送压气管）口在上。进气口和排气口间的间距应尽可能加大，以利分离出压气中的油和水。风包上装有安全阀、检查孔、压力表和放油、水和短管等。

风包应安装在室外阴凉处，单独使用一个基础。风包和空压机的距离不应大于 12～15m。

3. 安全阀

安全阀是一种保护装置，通常一级安全阀装在中间冷却器上，二级安全阀装在风包上。当各级空气压力超过安全阀的整定压力时，它就自动开启，把一部分压缩空气泄于大气，以使系统中的压力降低到正常的工作压力，保证空压机安全运行。

弹簧式安全阀的结构如图 7－16 所示。阀芯 4 受弹簧 3 的压力作用，压紧在阀座 6 上，使系统的压气与外界隔开。如果空压机的某一级压力超过安全阀的整定值时，弹簧 3 便被压缩，阀芯 4 上升，此时压气将经过阀座 6 而由排气孔排到大气中。

安全阀的动作压力值可由调节螺钉 7 来进行调节。

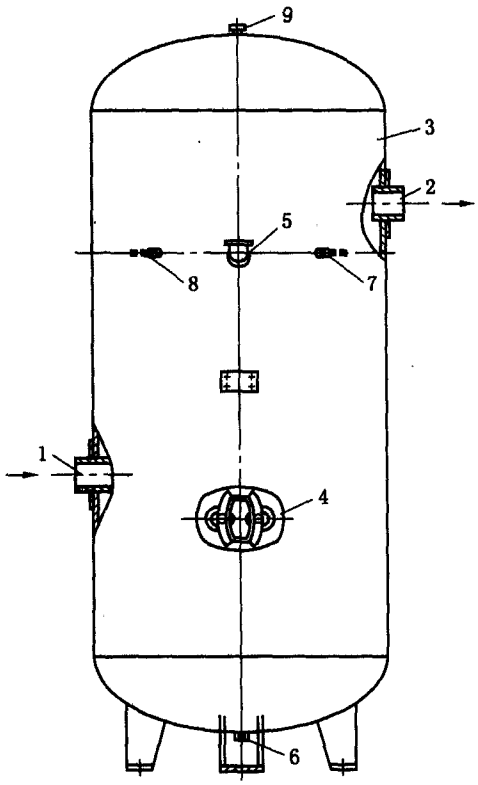


图 7－15　风包

1—进气口；2—排气口；3—包体；4—检查孔；5—压力调节器接头；6—放油水阀；7、8—压力表接头；9—安全阀接头

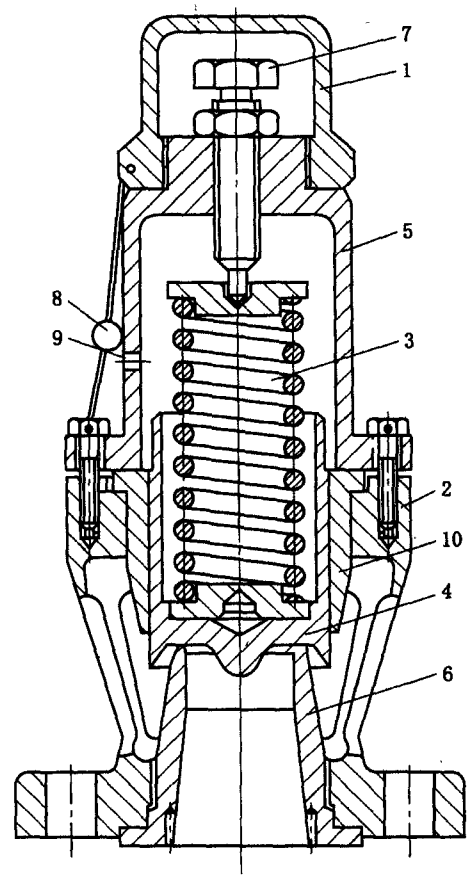


图 7－16　安全阀

1—阀盖；2—套筒；3—弹簧；4—阀芯；5—阀体；6—阀座；7—调节螺钉；8—铅封；9—卸荷孔；10—阀套

4．润滑系统

在空压机中，零件互相滑动的部位，如活塞环和气缸内壁；填料和活塞杆表面等处，都应注入润滑油润滑，以达到降低空压机的功率消耗，减少摩擦部位的磨损，延长零件使用寿命及降低摩擦表面温度等目的。

4L－20/8 型空压机有两个独立的润滑系统，一是传动机构的润滑系统，二是气缸的润滑系统。图 7－17 为上述两个润滑系统的原理图。

（1）传动机构润滑系统。4L－20/8 型空压机传动机构的润滑系统由滤油器、润滑油冷却器、油管、齿轮油泵、压力表等组成。

润滑油从机身油池经过滤油器粗滤后，又经油冷却器被吸入齿轮油泵加压到147150～245250Pa，再经细滤油器、曲轴油孔到曲拐对连杆大头瓦进行润滑，其中一部分油再经过连杆油孔到连杆小头瓦润滑点，最后经十字头油孔润滑十字头滑道。

曲轴两端主轴承的润滑是利用机身铸孔流来的油进行润滑。

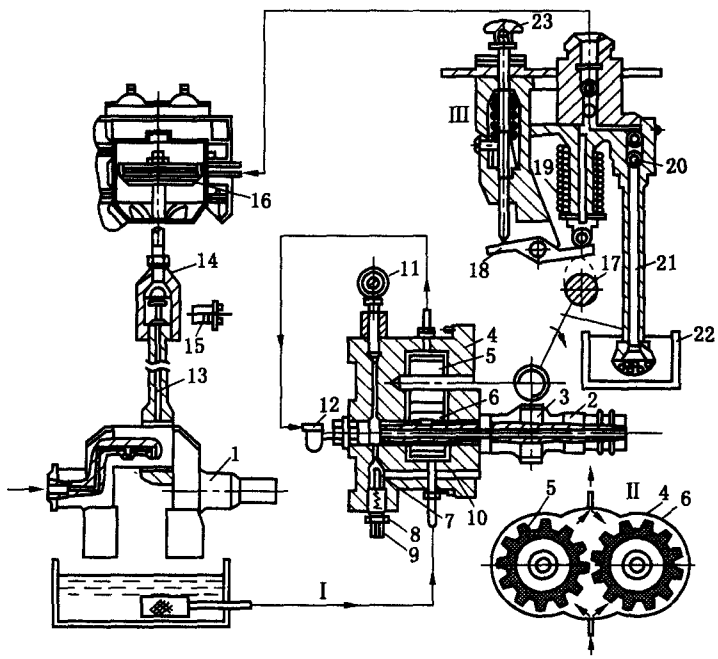


图 7－17　L 型空压机润滑系统原理图

1—曲轴；2—传动空心轴；3—蜗轮蜗杆；4—外壳；5—从动轮；6—主动轮；7—油压调节阀；8—螺母；9—调节螺钉；10—回油管；11—压力表；12—滤油器；13—连杆；14—十字头；15—十字头销；16—气缸；17—凸轮；18—杠杆；19—柱塞阀；20—球阀；21—吸油管；22—油槽；23—顶杆

润滑油的压力大小可通过油压调节阀来控制，转动调节螺钉改变调节阀内的弹簧力即可控制油压。若油压超过此弹力时，便顶开油压调节阀，油不经过空心传动轴而直接经回油管流回油池。

传动机构的润滑油一般采用 HJ－30、HJ－40、HJ－50 等号机械油，这些机械油的闪点较低。

（2）气缸的润滑系统。气缸的润滑可以减少活塞与气缸镜面之间的摩擦阻力，减少磨损；还可以带走摩擦热，起到冷却作用，防止活塞环同活塞和气缸咬死或烧伤。4L－20/8 型空压机的气缸采用单独的注油器注油，所用的润滑油是在高温下具有足够粘性和稳定性的压缩机油。气缸润滑系统用的注油器和齿轮油泵一样，都是由曲轴带动的，经蜗轮、蜗杆减速后，带动凸轮 17 旋转，注油器上的杠杆 18 受凸轮控制上下摆动，柱塞阀 19 在弹簧的作用下紧靠杠杆上下运动。当柱塞阀向下移动时，柱塞阀上部空间产生一定的真空，油槽 22 内的润滑油经过滤后沿吸油。管 21 推开球形单向阀 20，进入柱塞阀的上部；当柱塞阀上移时，单向阀 20 关闭，压力油推开排油单向阀分别进入一、二级气缸。

注油器排油量的大小，是借旋转顶杆 23 改变柱塞的行程来调节的。顶杆 23 还可以作为起动前手动供油之用。

5．*冷却系统*

空压机的冷却系统有两个作用：第一，使气缸不致过热以保证设备的正常运转；其

二，提高空压机的效率。

空压机的冷却方式可分为气冷和水冷两种。气冷是使压气过程所产生的热量，由气缸周围的缸壁的直接辐射作用，散发到大气中。为获得较好的冷却效果，通常在气缸外壁制成许多层散热片。这种冷却方式只在小型空压机上使用。

L型空压机一般是利用冷却水冷却的，其冷却系统由中间冷却器、气缸壁水套、润滑油冷却器、后冷却器和冷却水管路等组成，如图7－18所示。由冷却水泵N_3排出的冷却水首先进入中间冷却器2，而后分两路送入Ⅰ、Ⅱ级气缸3和4的冷却水套，再排至漏斗5，经回水管6到热水池10，再由水泵将热水由热水池10送至冷却塔7冷却，冷却后的水经水沟8流回冷却池9。图中的实线表示冷水流动路线，虚线表示热水流动路线。

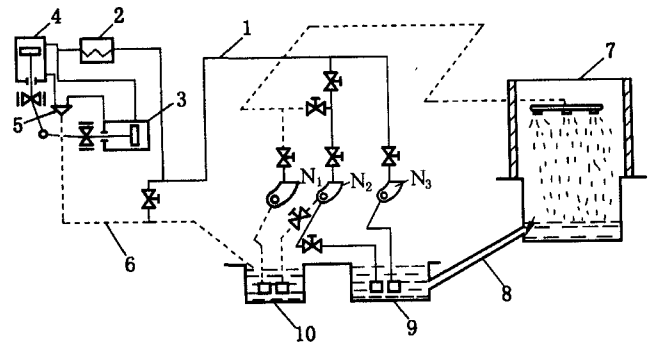


图7－18　冷却系统图

1—总进水管；2—中间冷却器；3、4—Ⅰ、Ⅱ级气缸；5—漏斗；6—回水管；7—冷却塔；8—水沟；9—冷却池；10—热水池；N_1—热水泵；N_2—备用泵；N_3—冷却泵

第三节　活塞式空压机的使用

一、开车前的准备

(1) 进行外部检查，特别要注意各部螺栓的紧固情况；

(2) 人工盘车2～3转，检查运动部分有无卡阻现象；

(3) 开动冷却水泵向冷却系统供水，并在漏斗处检查冷却水量是否充足；

(4) 检查润滑油量是否足够，并在开车前转动注油器手轮，以向气缸内注入润滑油；

(5) 关闭减荷阀（或打开吸气阀），把空压机调至空载启动位置，以减少电动机的启动负荷。

二、启　动

(1) 启动电动机，并注意电动机的转向是否正确；

(2) 待电动机运转正常后，逐渐打开减荷阀，使空压机投入正常运转。

续表

故障现象	产 生 原 因	排 除 方 法
气缸中有水	1. 水腔或缸体垫片漏水 2. 中间冷却器密封不严或水路破裂	1. 拧紧气缸连接螺栓，更换垫片 2. 拆下检修，必要时更换水管

2. 完好标准

活塞式空压机的完好标准如表 7－3 所列。

表 7－3 空压机的完好标准

<table>
<tr><th>序号</th><th>检查项目</th><th>完 好 标 准</th><th>备 注</th></tr>
<tr><td>1</td><td>螺栓、螺母垫圈、开口销、护罩</td><td>齐全、完整、紧固</td><td></td></tr>
<tr><td>2</td><td>气缸与阀室</td><td>气缸无裂纹，不漏风
排气温度：
单缸不超过 190℃；双缸不超过 160℃
阀室无积垢和炭化油渣
阀片无裂纹、与阀座结合严密、弹簧压力均匀
阀片行程一般为 2～3.5mm 或符合厂家规定
活塞、气缸和活塞环的磨损量以及气缸的余隙应符合如下标准：
（1）活塞和气缸的间隙和磨损量（mm）规定如下表：
<table>
<tr><th>气缸直径</th><th>标准间隙</th><th>最大磨损量</th></tr>
<tr><td>80～120</td><td>0.12～0.25</td><td>0.5</td></tr>
<tr><td>>120～180</td><td>0.15～0.30</td><td>0.6</td></tr>
<tr><td>>180～260</td><td>0.18～0.35</td><td>0.7</td></tr>
<tr><td>>260～360</td><td>0.21～0.40</td><td>0.9</td></tr>
<tr><td>>360～500</td><td>0.25～0.46</td><td>1.05</td></tr>
<tr><td>>500～630</td><td>0.30～0.52</td><td>1.2</td></tr>
</table>
（2）活塞环侧面间隙为 0.05～0.1mm，装入气缸内其切口的间隙应为气缸直径的 0.4%～0.6%
活塞环不允许有下列情况之一：
①断裂或经过猛烈的烧灼
②侧面间隙比规定大到 2～2.5 倍
③切口间隙比规定大到 1.5～2.0 倍
（3）活塞和气缸的余隙，一般不得大于下表规定（或按设备出厂厂家的规定）：
<table>
<tr><th>空气压缩机容量</th><th>10m³/min 以下</th><th>20m³/min</th><th>40m³/min 及以上</th></tr>
<tr><td>曲轴端，mm</td><td>1.2～2.2</td><td>1.5～2.5</td><td>2.5～4.5</td></tr>
<tr><td>曲轴他端，mm</td><td>1.5～2.5</td><td>2.0～3.5</td><td>3.0～5.5</td></tr>
</table></td><td>1. 盛水试验时，阀座和阀片应保持原运行状态，盛水持续 3min 渗水不超过 5 滴为合格
2. 检查记录有效期一年</td></tr>
</table>

续表

<table>
<tr><th>序号</th><th>检查项目</th><th>完　好　标　准</th><th>备　注</th></tr>
<tr><td>3</td><td>十字头与滑板</td><td>最大间隙不超过 0.6mm，接触面积不小于 60%</td><td></td></tr>
<tr><td>4</td><td>轴　承</td><td>主轴的水平度偏差不大于 0.1‰
轴承最大间隙（mm）不得超过下表规定：
<table>
<tr><th>轴　颈</th><th>滑动轴承</th><th>滚动轴承</th></tr>
<tr><td>30～50</td><td>0.16</td><td>0.12</td></tr>
<tr><td>＞50～80</td><td>0.20</td><td>0.17</td></tr>
<tr><td>＞80～120</td><td>0.24</td><td>0.20</td></tr>
<tr><td>＞120～180</td><td>0.30</td><td>0.25</td></tr>
<tr><td>＞180～260</td><td>0.36</td><td>0.30</td></tr>
</table>
滑动轴承温度不超过 65℃
滚动轴承温度不超过 75℃
滑动轴承沿轴向接触不小于轴瓦长的 3/4，在轴瓦中部接触弧面应为 90°～120°</td><td></td></tr>
<tr><td>5</td><td>传动装置</td><td>弹性联轴节端面间隙比轴最大窜量大 2～3mm，径向位移不大于 0.15mm，端面倾斜不大于 1.2‰，胶圈外径与孔径差不大于 2mm
胶带轮平行对正，两胶带轮轴向错位不超过 2mm，端面偏摆不大于轮径的 2‰，胶带松紧适宜。三角胶带和轮槽底部应有间隙，胶带根数符合厂家规定</td><td>其他类型联轴节端面间隙以厂家规定为准</td></tr>
<tr><td>6</td><td>冷却系统</td><td>中间冷却器、气缸水套定期清洗，水套水垢厚度不超过 1mm 水泵符合一般水泵完好标准，冷却系统不漏水，冷却水压力不超过 $2.45\times10^5N/m^2$，出水温度不超过 40℃</td><td></td></tr>
<tr><td>7</td><td>润滑系统</td><td>气缸必须使用压缩机油，油质合格
有十字头的曲轴箱，油温不大于 60℃；无十字头的曲轴箱油温不大于 70℃
不漏油，油压为（0.785～2.943）$\times10^5N/m^2$</td><td>1. 压缩机油的闪点不低于 215℃
2. 压缩机油应有化验单</td></tr>
<tr><td>8</td><td>安全装置与仪表</td><td>压力表、温度计、电流表、电压表、安全阀齐全、可靠，并定期校验
风包上必须装安全阀，风包和空气压缩机间装闸板阀，阀前必须装安全阀
安全阀动作压力不超过使用压力的 10%
压力调节器动作可靠
水冷却式空气压缩机有断水保护或断水信号</td><td>1. 记录有效期为一年
2. 安放温度计的套管插入出风管内深度不小于管径的 1/3 或厂家规定位置</td></tr>
<tr><td>9</td><td>风包与滤风器</td><td>风包及空气压缩机进出管路清理间隔期不大于 1 年
风包要有人孔和放水阀
滤风器要定期清扫，间隔期不大于 3 个月</td><td>运转时间短的管路清理时间可适当延长</td></tr>
<tr><td>10</td><td>电　气</td><td>电动机与开关柜符合其完好标准
接地装置合格
有盘车装置的压缩机要和电气起动系统有闭锁</td><td></td></tr>
</table>

复习思考题

1. 空气压缩机产生的压气在选煤厂有何作用？压气作为一种能量有何优点？
2. 绘图叙述活塞式空压机的工作原理。
3. 空压机为什么要空载起动？怎样实现空载启动？
4. 空压机在工作中为什么要进行冷却？冷却过程是怎样的？
5. L 型空压机有哪几个机构？各机构由哪些部件组成？
6. 空压机各主要部件的作用和构造如何？
7. 空压机润滑哪几个部位？润滑过程是怎样的？
8. 填料装置、滤风器、安全阀是怎样分别起作用的？
9. 叙述吸、排气阀、安全阀的动作原理。
10. 空压机的起动和停止顺序如何？
11. 空压机在运转时常发生什么故障？应如何排除？

第八章 离心式鼓风机

在选煤厂，离心式鼓风机主要用于向跳汰机送风。离心式鼓风机就其工作原理来说同离心式水泵及离心式通风机是一样的。由于要求鼓风机产生较高的风压（9810～294300Pa相对压力），因此，鼓风机在构造上与离心式通风机相比较有显著的不同。

我国生产的离心式鼓风机的型号、规格及性能可参阅表8－1。

表8－1 离心式鼓风机型号及规格表

型 号	流 量/($m^3 \cdot min^{-1}$)	出口压力/Pa	进口温度/℃	主轴转速/($r \cdot min^{-1}$)	轴功率/kW	电机功率/kW
D100－32	100	24034	20℃	2950	60	75
D200－32	200	34335	30℃	2950	210	220
D250－11	250	26487	30℃	2950	185	220
D500－11	500	22563	30℃	2950	290	290
D700－13	700	28449	50℃	2950	370	440

第一节 离心式鼓风机的结构及其特点

选煤厂生产使用的鼓风机均为多级的鼓风机（2～5级）。图8－1绘出了一台四级离心式鼓风机的结构图。气体自吸气管8进入第一级叶轮，叶轮外围有导轮2，用以将气体的部分动能转化为压力能，并引向回流导流器3，气体经此导流器后，流动方向由径向转为轴向，并引向下级叶轮，在最后一级及导轮外围装有螺壳9，用以汇集流出的气流且引向排气管，并在螺壳中将部分速度能转化为压力能。离心式鼓风机在逐级压缩气体时也要产生部分热量，但其压缩比$\frac{P_2}{P_1}$较空气压缩机为低，因之不装设水冷却装置（P_1——进口处的压力，P_2——出口处的压力）。

离心式鼓风机在结构上有下列几方面不同于通风机：

（1）鼓风机（图8－1）的机壳是用铸铁铸造而成的。为了获得较高的风压，一般多做成几个叶轮串联在一起的多级结构（不超过5级），因之其构造形式和多级水泵很相似。各级之间有导轮和回流导流器，以便引导前级的风流进入下一级叶轮。

（2）中、低压鼓风机的叶轮一般用钢板焊接而成（图8－2）。高压鼓风机的叶轮为铸造而成，以承受较高的圆周速度。

（3）鼓风机的风压较高，功率也比离心式通风机大，因此，为了提高鼓风机的效率，对叶轮、导轮、机壳等流通部件，在型式及结构上要求较高，对密封间隙也有较高的要求，以提高其密封性能。

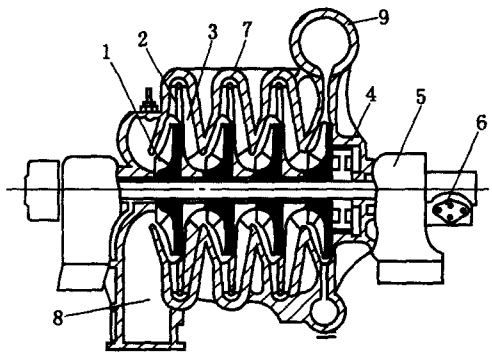


图 8－1　离心式鼓风机

1—叶轮；2—导轮；3—导流器；4—平衡盘；5—轴承箱；6—冷却水套；7—机壳；8—进气口；9—排气螺壳

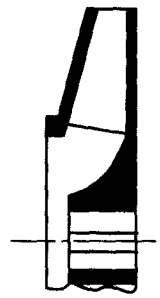


图 8－2　离心式鼓风机的叶轮

(4) 多级鼓风机在最后一级叶轮的外侧装有平衡盘，以平衡叶轮产生的轴向推力，如图 8－1 的 4 所示。

(5) 离心式鼓风机的型号意义：

以 D100－32 型离心式鼓风机为例：

D——表示单吸式；

100 ——表示鼓风机的风量为 100m³/min；

3 ——离心式鼓风机的级数（叶轮个数）；

2 ——设计序号。

第二节　离心式鼓风机的性能

一、离心式鼓风机的基本参数

离心式鼓风机的基本参数和离心式通风机基本相同，也是压力（或升压）、风量、功率、效率和转速。但由于鼓风机工作中空气受到压缩，一方面体积 V 有改变，另一方面因压缩而发热，因之气体的温度是有变化的。由于鼓风机没有水冷却装置，所以其压缩过程可以近似看成是绝热（在与外界没有热量交换的情况下，气体状态的变化过程）压缩过程。

1. 压力（或升压）ΔP

是指气体经过鼓风机后压力的增量，通常以帕（Pa）或牛/米²（N/m²）表示。在多级鼓风机中，各级的升压是不一样的，因为空气的重度 γ 随压力的增加而变大。

2. 风量 Q

鼓风机的风量是以单位时间内吸进风机的气体体积表示的，其单位是米³/分(m³/min)。

3. 功　率

(1) 鼓风机的轴功率 N_Z 原动机传递给离心式鼓风机主轴的功率，其值为：

$$N_Z=\frac{L_{米^3}\times Q}{60\times 1000\times \eta_{绝热}}\quad (kW) \tag{8-1}$$

式中 $L_{米^3}$——表示鼓风机以绝热压缩时，对每立方米的空气所做的功(未考虑损失在内)，$N\cdot m/m^3$；

Q ——鼓风机的风量，m^3/min；

$\eta_{绝热}$ ——鼓风机绝热过程的效率，约为70%～80%。

(2) 电动机的功率 N_d：

$$N_d=\frac{N_Z}{\eta_{传}}\quad (kW) \tag{8-2}$$

式中 $\eta_{传}$——传动效率。

二、离心式鼓风机的性能曲线

根据上述鼓风机的性能参数，在同一坐标系中按同一比例绘出的曲线叫鼓风机的性能曲线。该性能曲线是由 $\Delta P—Q$、$N—Q$、$\eta—Q$ 三条曲线组成。图8-3为一般离心式鼓风机的性能曲线。其中压力曲线 $\Delta P—Q$ 上的最高点 K 为临界点，K 点以右部分为工作区域，K 点以左部分为不稳定工作区，鼓风机应避免在此区域内工作。图中曲线A为管道性能曲线，P_C 表示管道中的固定反压力。当鼓风机向跳汰机送风时，空气要通过液体层就会出现这种反压力（也就是跳汰机所需要的风压，一般为20000～25000Pa)。此时管道性能曲线方程式为 $P=P_C+RQ^2$ (Pa)，管道性能曲线A和压力曲线之交点 M 为鼓风机之工况点，M 点即决定了离心式鼓风机的工作流量、工作压力、功率和效率。

图8-4为D100-32型离心式鼓风机的 $\Delta P—Q$ 性能曲线图，此性能曲线是在转速 n 为2950r/min，吸气口处的压力为98100Pa、吸气温度为20℃的情况下得出的。

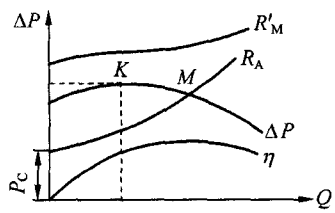


图8-3 离心式鼓风机的性能曲线

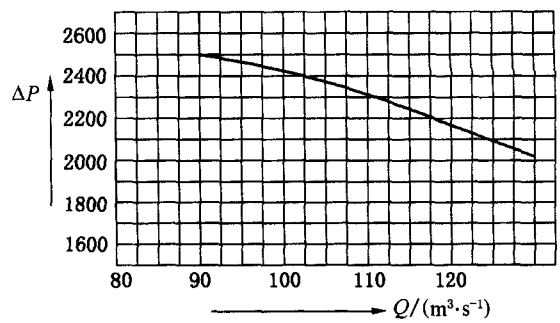


图8-4 D100-32型离心式鼓风机的性能曲线

第三节 离心式鼓风机的使用

一、离心式鼓风机的调节

从原理上来看，离心式鼓风机和离心式通风机是基本相同的，性能曲线也很相似，所

以离心式鼓风机的调节也可以按调节离心式通风机的方法进行。在选煤厂使用的离心式鼓风机多为交流电动机拖动，并且鼓风机和电动机是直接连接的，所以用改变鼓风机的转速调节比较困难，可行的调节方法为下列两种：

1．利用鼓风机排气管路上的闸阀调节

如图 8－5 所示，通过改变排气管路上闸阀的开启程度，从而改变管道性能曲线，使工况点 M 发生变化。从图上我们看到，原来的管道常数为 R 的管道性能曲线，其工况点为 M，工作风量为 Q_M。当跳汰机需要的风量减少时，可将闸门关小，R 改变为 R'，M 改变为 M'，风量减少为 Q_M'，当跳汰机需要的风量增大时，可将闸门开大，R 改变为 R''，工况点及工作风量相应改变为 M''和 Q_M''。这种方法在现场经常采用。跳汰机床层厚度改变时，将使反压力 P_C 发生变化，也将引起工况点的改变，如图 8－6 所示。当床层厚度小时反压力为 P_C，此时工况点为 M，工作风量为 Q_M，当床层厚度加大时，反压力 P_C 变为 P'_C，M 点移到 M' 点，如果欲使风量加大，应将闸门开大，使工况点由 M' 移到 M'' 点。此种调节方法的优点是便于根据工艺要求及时调节风量，其缺点是要将鼓风机产生的风压，一部分消耗在闸门的阻力上。

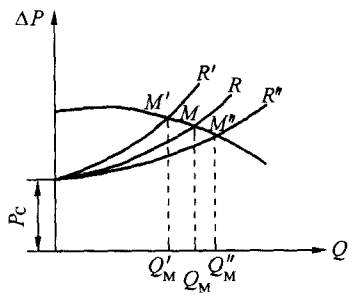


图 8－5　利用闸门调节

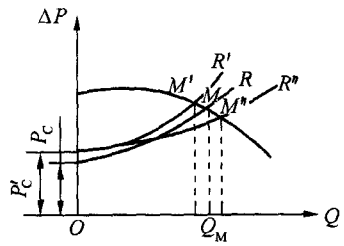


图 8－6　反压力 P_C 改变的调节

2．利用鼓风机吸气管上调节阀的调节方法

如图 8－7 所示，在鼓风机吸气管上装设调节阀，改变调节阀的开启程度，即可改变鼓风机的性能曲线。其原理是基于气流经过吸气管节流时，由于阻力加大，使鼓风机入口处的压力 P_1 降低，因而引起气体密度 ρ 和重度 γ 的减小。鼓风机产生的压力和消耗的功率与气体的重度 γ 成正比，即：

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}=\frac{\gamma_1}{\gamma_2}\quad\frac{N_1}{N_2}=\frac{\gamma_1}{\gamma_2} \tag{8-3}$$

所以当吸气管的节流阀开启大小不同时，其阻力大小也不同，因此使鼓风机的相同风量下的升压 ΔP 不同，这就使鼓风机性能曲线发生变化。在图 8－7 上我们看到，鼓风机的性能曲线随着闸门的逐渐关小，由 ΔP_1 改变为 ΔP_2、ΔP_3、ΔP_4 等。当管道性能曲线为 A 时，它与 ΔP_1 曲线交于 M_1 点，工作风量为 Q_{M_1} 点。将吸气闸门关小后，ΔP_2 曲线和管道性能曲线交于 M_2 点，使 Q_{M_1} 改变为 Q_{M_2}，达到调节的目的。

吸气管节流调节的优点是：随着吸气管节流加大，鼓风机功率也相应下降，所以它比

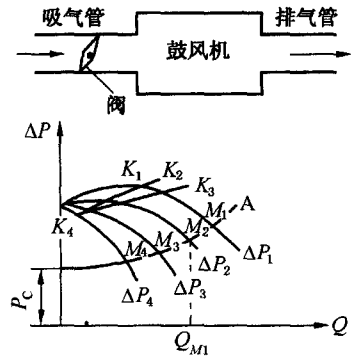


图 8-7　吸气管节流调节

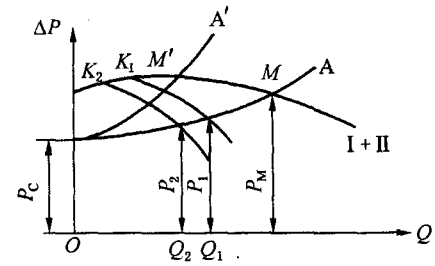


图 8-8　鼓风机的并联工作

利用排气管上的闸阀调节要经济。同时，随着节流加大，鼓风机性能曲线的临界点 K 左移（由 K_1 到 K_2，由 K_2 到 K_3 等），使性能曲线的不稳定区域减小，对于避免鼓风机的不稳定工作是有利的，这种调节范围也比较大。

二、鼓风机的并联工作

在选煤厂的鼓风系统中，常采用鼓风机的并联工作，其目的主要是增加向跳汰机输送的风量。离心式鼓风机并联工作的原理和离心式水泵的并联相似，现在说一下可能遇到的问题。

如图 8-8 所示，两台离心式鼓风机Ⅰ、Ⅱ并联后，它们的并联性能曲线为Ⅰ + Ⅱ，此时和管道性能曲线 A 交于 M，此点即为并联后的工况点，它的工作风量 Q_M 比 Q_1 和 Q_2 为大，但是小于 Q_1+Q_2（Q_1、Q_2 为鼓风机单独在管道 A 上工作时的风量），同时，从图 8-8 中还可看到，并联工作后鼓风机的风压也由 P_1 或 P_2 上升为 P_M。

在并联工作中，当鼓风机系统需要的风量减小时，即可将闸门关小，此时管理性能曲线上升，因之有可能出现工况点进入不稳定工作区。如图中管道性能曲线 A 改变为 A′之情况。在现场应注意避免发生上述情况，否则将引起鼓风机震动，风量不稳定，破坏鼓风机的正常工作。

三、防止鼓风机不稳定运转的方法

鼓风机的不稳定工作亦称为“飞动现象”，为防止鼓风机的飞动现象，可采取下述方法：

（1）在排气管上装设放风阀。当鼓风机的风量减小到临界风量 Q_K 时（此时风压上升到临界风压 P_K），打开放风阀，使排气管中的流动阻力减小（管路特性曲线变为虚线），使鼓风机的工况点风量不至于减小到 Q_K 以下，以保证鼓风机的稳定工作，如图 8-9 所示。

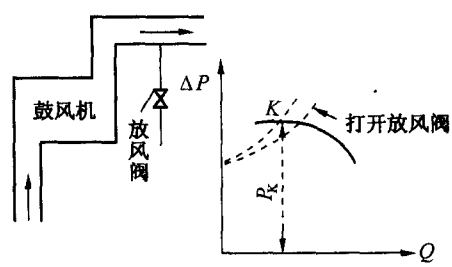


图 8-9　鼓风机排气管的放风

(2) 对于多级鼓风机可采用级间部分放风的方法，防止鼓风机的飞动。

(3) 利用关小吸气管上的节流阀，可防止鼓风机的飞动。

当鼓风机的管路风量减小到接近 Q_K 时，此时将吸气管的节流阀关小，使鼓风机的性能曲线改变，如图 8－7 所示，临界点左移，使鼓风机避免飞动。

四、离心式鼓风机的启动、运转和停止

1. 离心式鼓风机的启动

从做启动前的准备开始，到鼓风机正常运转之前都属于启动阶段，应在此阶段做如下工作：

(1) 为使鼓风机的启动功率最小，同时还要避免鼓风机出现不稳定工作，为此必须：①把吸气管上的节流阀关闭，可以使启动功率最小。因此，在开车前应将吸气管上的节流阀关小到启动位置上，大约仍使流通面积保留 5%；②为了避免鼓风机陷入不稳定工作，在开车前应将鼓风机排气管上的闸门完全关闭，而将放风阀稍微打开一些，以保证不出现飞动现象。

(2) 在启动前应对全套装置进行细致的检查，以保证运转安全可靠。然后开动辅助油泵，在润滑系统油压未达到操作规程规定的数值以前，不要开动电动机，避免因润滑不足而发生事故，待鼓风机达到正常转速后，主油泵已在规定的油压下向润滑系统供油，此时才可将辅助油泵关掉。

(3) 当鼓风机的运转达到正常时，即可将排气管上的闸阀慢慢打开，并将吸气管上的节流阀打开，把放风阀完全关闭。

2. 鼓风机的运转

(1) 鼓风机运转时，应按时抄读各仪表的读数，尤其要注意轴承润滑油出口的温度，以及鼓风机的风压和风量的数值。

(2) 应注意鼓风机运转时的噪音和振动，发现异常时应停车检查。

(3) 润滑油温度达到 40～45℃时，应使用润滑油冷却器。

3. 鼓风机的停止

(1) 停机前，应先将放风阀打开。

(2) 将吸气管上的节流阀放在启动的位置上。

(3) 将排气管上的闸门关闭，并开动辅助油泵。

(4) 在电动机停转后，润滑油的温度已下降到 40～45℃以下，此时将辅助油泵关掉。

五、故障、排除方法及完好标准

(1) 故障及排除方法（表 8－2）

表 8－2 离心式鼓风机故障及排除方法

故 障	原 因	排 除 方 法
风量不足	管道系统阻力超过风机规定风压	清障，降低管道阻力
风压不足	管道系统阻力过高	调节阀门使其降低阻力

续表

故　障	原　　因	排　除　方　法
电动机超负荷	1. 风压过低使风量过大 2. 空气密度大于额定数据 3. 风机内部发生摩擦碰撞 4. 排气管漏气 5. 并联工作风机的影响	1. 适量增压，降低风量 2. 减小空气密度 3. 停机检修 4. 检修排气管 5. 改用串联或单机工作
风机振动	1. 基础不牢固 2. 主轴变形 3. 出口阀门控制过小，产生飞动 4. 风机内部有碰撞 5. 电机与风机轴不同心 6. 转子不平衡 7. 进油温度过低（水冷却过度） 8. 地脚螺栓松动 9. 电动机振动 10. 管路振动	1. 查明地点、原因修复 2. 校正或更换主轴 3. 调整出口阀门 4. 停机检修 5. 调整 6. 校正转子 7. 设法提高油温 8. 紧固地脚螺栓 9. 检修电机 10. 紧固管路
轴承温升过高	1. 润滑油有杂质或混有砂 2. 转子失去平衡，发生振动 3. 油中混有水 4. 油冷却不充分 5. 向轴承进油的孔道阻塞 6. 油面降低油量不足 7. 电动机与风机轴心不一致 8. 轴承的装配与所承受的推力方向不一致 9. 轴承压盖压紧后，其间隙不符合要求	1. 过滤或更换润滑油 2. 检修转子 3. 查明进水原因、换油 4. 更换油冷却器 5. 清除堵塞部位 6. 补充足够油量 7. 调整、校正 8. 调整、检修 9. 调整、检修

(2) 离心式鼓风机的完好标准（见罗茨式风机）

第四节　罗 茨 鼓 风 机

罗茨鼓风机属容积回转式鼓风机，主要用来输送清洁空气之用，它的最大特点是在使用时，当压力在允许范围内加以调节时，风量变动较小，并且压力的选择范围很宽。

一、罗茨鼓风机的工作原理

如图 8－10 所示，在鼓风机机壳 1 内的两根转轴 3 上，装有两个互相垂直的“8”字形叶轮 2，叶轮的断面轮廓为渐开线形。当叶轮借助于一对等速传动齿轮作反向旋转时，依靠叶轮与叶轮之间，叶轮与机壳之间的间隙（如图中画斜线部分所示），使吸气腔和排气腔基本隔绝，不断地将空气由吸气管送入排气管，并使压力升高。其压力的大小决定于排气管中气体的压力。此种鼓风机之叶轮在工作过程中对空气并无压缩作用，只是当吸入的空气达到排气口的瞬间才受到排气管中气体的反压缩而压力升高。

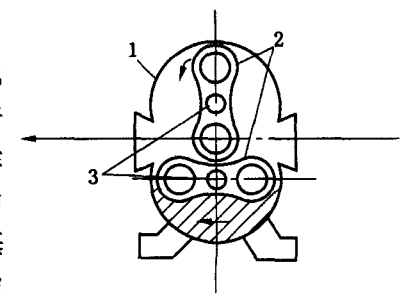


图 8－10　罗茨鼓风机的工作原理图
1—机壳；2—叶轮；3—轴

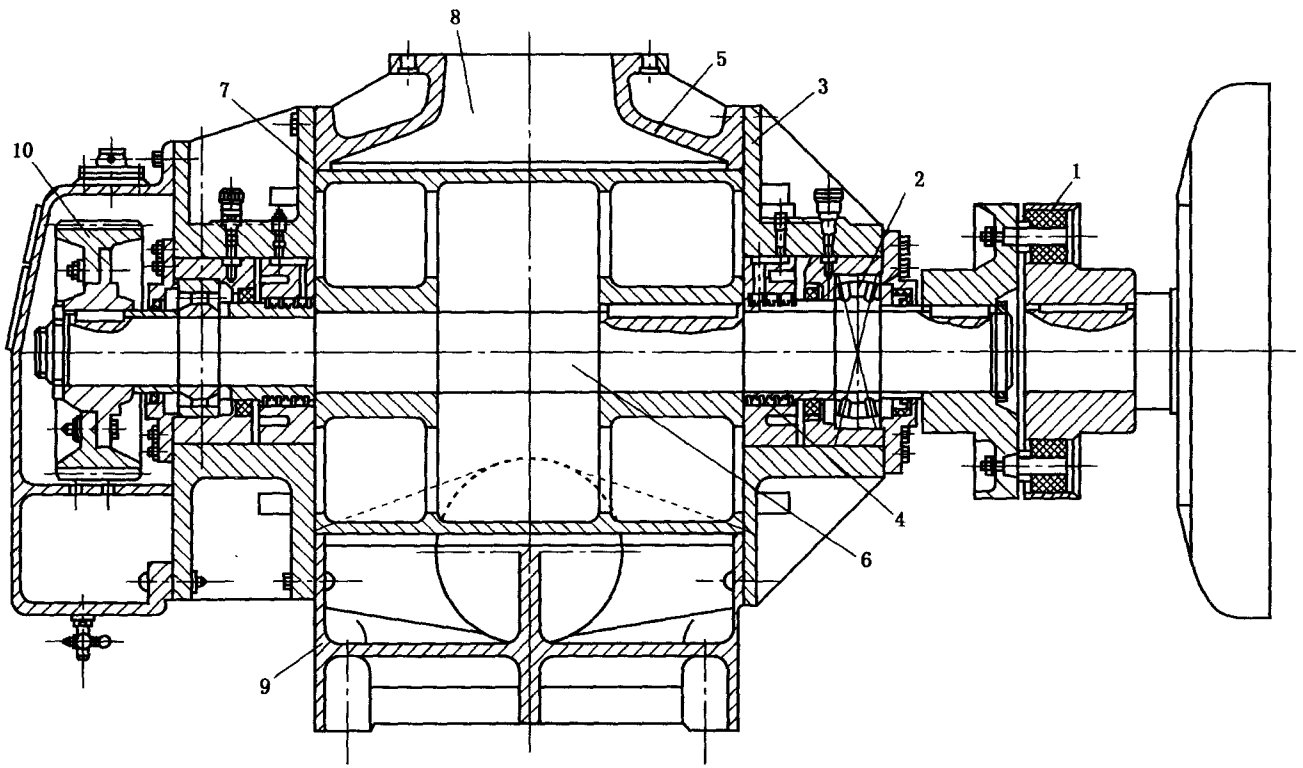


图 8－11　LG480×665－1 型鼓风机结构（一）

1—联轴器；2—轴承，3—右墙板；4—气密封；5—机壳；6—主轴；7—左墙板，8—吸气口；9—托架；10—齿轮箱

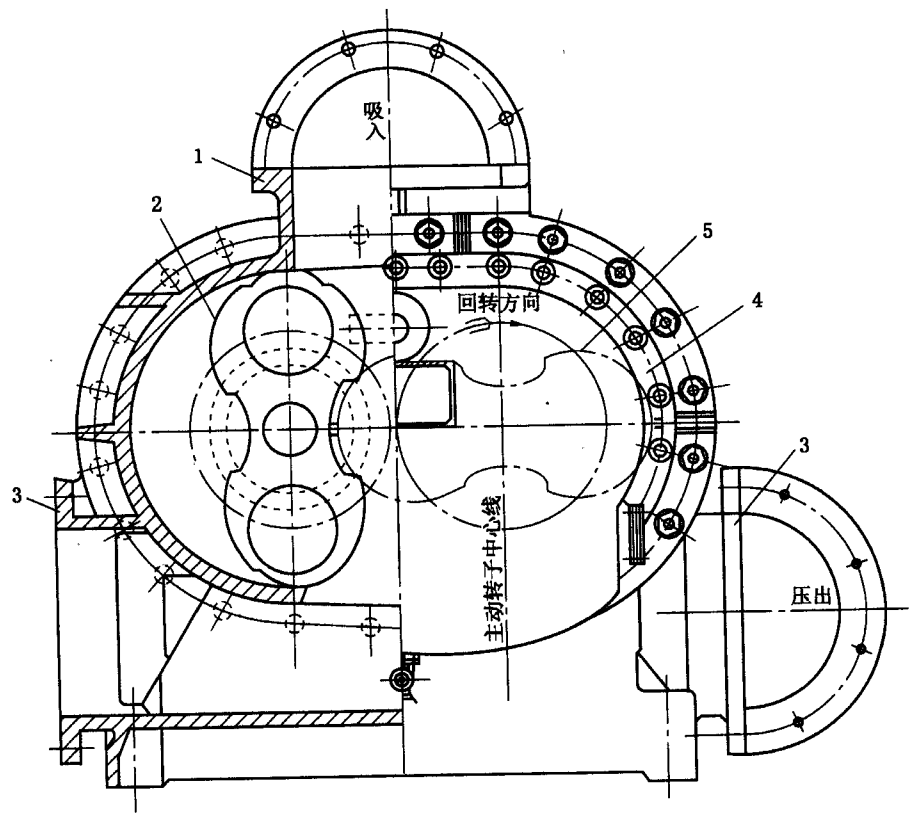


图 8－12　LG480×665－1 型鼓风机结构（二）

1—吸气口；2—从动转子；3—排气口；4—机壳；5—主动转子

二、罗茨式鼓风机的结构

以 LG480×665－1 型罗茨鼓风机为例来叙述其结构，如图 8－11 和图 8－12 所示。

本型号鼓风机采用卧式结构，即两转子成水平放置，进气口在上部，排气口在下部两侧，使用时可根据需要任选其一。鼓风机与电动机采用弹性联轴器联接。

鼓风机的机体由左墙板、机壳、右墙板组成，齿轮箱一侧的墙板称为左墙板，中间的称为机壳，联轴器一侧的墙板称为右墙板。机壳和墙板的材料皆采用灰铸铁。

墙板内部装置轴承部和密封部，本型鼓风机右墙板内的轴承为定位端，转子热膨胀时允许向左端位移。

鼓风机有两个转子，即主动转子和从动转子，主、从动轴的材料为 45 号钢，经调质等其他处理。叶轮的材料为铸铁，工作型线采用渐开线。

罗茨鼓风机的工作间隙包括：叶轮与叶轮之间的总间隙为 0.70～1.10mm；单面间隙不得小于 0.30mm；叶轮与机壳之间的径向间隙为 0.25～0.40mm；叶轮与左、右墙板之间轴向总间隙为 0.65～0.85mm，其中与右墙板之轴向间隙不得小于 0.2mm，与左墙板之轴向间

隙必须大于右墙板之间隙，以保证鼓风机正常运转，既不相互摩擦，又不使泄漏过多。

LC480×665－1型罗茨鼓风机的轴承采用滚动轴承。

该型鼓风机密封分油密封和气密封两部分。轴承油密封采用骨架式橡胶油封，并需定期压注适量的钠基润滑脂；气密封采用胀圈；每组密封由四道胀圈组成：定期压注适量的润滑脂。在工作过程中，应定期更换已污秽的润滑脂，以达到保持密封性能良好和较长的使用寿命，污秽油脂可通过墙板下部的孔排出。

罗茨鼓风机的同步齿轮既作传动，又作叶轮定位，是罗茨鼓风机的重要部件。同步齿轮采用标准直齿，由齿轮圈和齿轮毂组成，用圆锥销定位。

齿轮圈采用45号锻钢制成，经调质方法处理，以保证啮合质量。齿轮箱盖内置有油池，形成同步齿轮润滑系统。夏天采用H－50号机油；冬天采用Hτ－40号机油。

同步齿轮采用浸入式油池润滑，油量的调节以空负荷试运转时，从齿轮箱盖上部的视油窗看润滑油是否形成细毛雨点般的飞溅情况为准，如过大或不足则应调整解决。

罗茨鼓风机具有结构简单，运转可靠等优点。缺点是单位排气量的功耗较大，运转时噪音较大。此种鼓风机在选煤厂可用来向真空过滤机输送压力空气，也可用来向跳汰机输送压气。

目前，我国生产多种型号的罗茨式鼓风机，其叶轮直径为100～1000mm；叶轮长度为72～1500mm，风量为0.25～800m^3/min；压力为20000～110000Pa。叶轮转速为580～2900r/min，电机功率为4～1000kW。

罗茨鼓风机的型号意义如下：

以LC480×665－1型为例：

LC——罗茨式鼓风机；

480——叶轮直径的毫米数；

665——叶轮长度（mm）；

1——设计序号。

三、罗茨鼓风机的使用

1．启动前的准备

（1）检查各主要工作间隙是否合乎要求；

（2）检查各紧固件和定位销的质量及松紧程度；

（3）检查进、排气管道和阀门；

（4）向轴承部位压注适量的润滑脂；

（5）向油箱加入规定牌号的机械油至规定油位线；

（6）向冷却部件通水，检查冷却水是否畅通；

（7）全部打开进、排气口阀门，盘动转子，注意倾听有无异常声响；

（8）检查机组转子旋转方向是否符合规定。

2．空负荷试运转

罗茨鼓风机空负荷运转是指风机在进、排气口阀门全部打开的条件下投入运转，新安装或大修后的机组都应经过空负荷试运转。

（1）风机无碰撞或摩擦等不正常的声响；

(2) 调整润滑油的正常油位（从齿轮箱盖上部的视油窗看润滑油是否形成细毛雨点般的飞溅情况为准，如过大或不足则应调整)；

(3) 各部分不应有很高的温度，没有不正常的气味或冒烟现象；

(4) 在左、右墙板部位测量鼓风机振动不大于 0.14mm；

(5) 空负荷持续运转时间一般不少于 30min。

3. 鼓风机正常带负荷运转

经空载试运转过程良好的机组，可以投入带负荷运行，带负荷的方法是借助于调节阀门逐步、缓慢地带上负荷，直至满负荷，不准一次调节至额定负荷。

鼓风机在正常运转中，严禁完全关闭进、排气口阀门，也不准超负荷运行。

罗茨鼓风机的额定压力系指进、排气口之间的压差，在排气压力正常的情况下，须注意进气口的压力变化，以免超负荷。

鉴于罗茨鼓风机的特性，规定排气管道上的气体不能直接地、长时间地回入鼓风机的进气口，否则将影响机器性能及安全。

各滚动轴承的表温一般不超过 85℃，左、右墙板上部的径向振幅不超过 0.14mm。

4. 停　车

该风机不宜在满负荷下突然停车，应先卸荷后停车，以免损坏风机。

风机停转后，应对其叶轮与叶轮之间、叶轮与机壳之间的杂物清除。对转动部分及其基础上的固定件进行检修、保养。

5. 维护和检修

(1) 风机的安全而长期的运行，取决于正确而经常的维护和保养。

(2) 鼓风机的机体内应消除生锈、剥落和结垢的现象存在。

(3) 风机不要超负荷运行。各润滑和冷却部分要符合规定要求，注意润滑剂的质量。

(4) 经常或定期用听棒倾听鼓风机运行有无异常声响。

(5) 运行中，要注意进气压力、排气压力、轴承温度、电机的电流有无逐步增加的趋势，同时要在排气管道上安装限制超负荷使用的压力仪表。

(6) 鼓风机转子的轴向位置，可变更右墙板部位的定位轴承处的调整垫片来进行调整。鼓风机的叶轮位置，可拆卸同步齿轮部的定位锥销，变更齿轮圈和齿轮毂的定位位置来进行调整。

(7) 密封胀圈断裂，应调换，安装时应将各胀圈之接头位置错开。

6. 鼓风机的完好标准（离心式和罗茨式均适用）

(1) 螺栓、螺柱、螺钉、螺母齐全、紧固，同一部位规格应一致，无松动、脱扣、变形或折断现象。螺母无损伤，一般配量的垫圈不宜超过两个。

(2) 键和键槽规格一致，装配一致，不许有毛刺和烧伤，不得在键槽内加垫。

(3) 机体无严重锈蚀，不漏风。

(4) 阀门、油管、过滤器、调节阀、冷却水管及仪表完整齐全。

(5) 润滑系统完整齐全，不漏油。油泵工作正常，油路畅通，油压正常，油质、油量均合格，油压保护装置灵敏可靠，油环转动灵活。

(6) 冷却系统不漏水，水压、水量、水温适宜。

(7) 叶轮无裂纹、装配紧固，运转时不碰隔板，间隙均匀，密封良好。

(8) 阀门调整灵活，不漏风。
(9) 安全阀、仪表完整齐全，动作可靠，指示准确。
(10) 风压、风量符合工艺要求。

复习思考题

1. 鼓风机在选煤厂有什么作用？产生的气体压力是多大？
2. 鼓风机和其他流体机械比较，在结构上有何不同？
3. 鼓风机风量的调节方法如何？各方法的调节过程是怎样的？各有何优点？
4. 如何防止鼓风机的不稳定工作？
5. 叙述罗茨鼓风机的工作原理和结构。
6. 两种鼓风机在起动和停止时各需做哪些工作？
7. 两种鼓风机在运转中应注意什么？

第九章　水环式真空泵及压风机

水环式真空泵和压风机有双作用和单作用之分，它们是从绝对压力小于98100Pa的空间抽吸和压送不含颗粒、无腐蚀性的气体，并将其排入大气的机械。所抽吸和压送气体的温度不超过40℃为宜。真空泵和压风机可以单独使用或与其他设备配合使用。在选煤厂中，真空泵用于真空过滤机生产过程中，也可供大型水泵启动前充水之用。它有几种型式，选煤厂广泛应用水环式真空泵。水环式压风机和水环式真空泵的构造及工作原理是一样的，只是管路的连接方式不同，所以我们只详细讲述水环式真空泵的构造和工作原理，对于压风机和真空泵的不同之处也给予介绍。

第一节　单作用水环式真空泵

常用的单作用水环式真空泵有SZ－1、SZ－2、SZ－3、SZ－4四种规格。真空泵所形成的最大真空度分别在85%～95%之间，作为压风机用，SZ－1、SZ－2两种真空泵所能形成的最大压力为98100～137340Pa；SZ－3和SZ－4两种真空泵在配套电动机功率允许的情况下最大压力为147150Pa；若增大电动机功率，压力可达206010Pa。表9－1列出了SZ型真空泵的工作性能参数，表9－2列出了SZ型压风机的工作性能参数。

表9－1　SZ真空泵工作性能表

泵的型号	流量/（$m^3 \cdot min^{-1}$）					最大真空度/%	转速/（$r \cdot min^{-1}$）	电机功率/kW	辅助水的消耗/（$m^3 \cdot min^{-1}$）	叶轮直径/mm	叶轮宽度/mm
	真空度在0%	真空度在40%	真空度在60%	真空度在80%	真空度在90%						
SZ－1	1.5	0.64	0.4	0.12	—	86	$\frac{1500}{1450}$	5.5	0.01	200	90
SZ－2	3.4	1.65	0.95	0.25	—	87	$\frac{1500}{1450}$	10	0.02	200	220
SZ－3	11.5	68	4.5	1.5	0.5	92	$\frac{1000}{960}$	30	0.06	320	320
SZ－4	27.0	17.6	11.0	3	1.5	95	$\frac{750}{730}$	70	0.1	450	520

表9－2　SZ型压缩机工作性能表

型号	流量/（$m^3 \cdot min^{-1}$）					最大压力/Pa	转速/（$r \cdot min^{-1}$）	电机功率/kW	辅助水的消耗/（$m^3 \cdot min^{-1}$）	叶轮直径/mm	叶轮宽度/mm
	压力在0Pa	压力在49050Pa	压力在78480Pa	压力在98100Pa	压力在147150Pa						
SZ－1	1.5	1.0				98100	$\frac{1500}{1450}$	5.5	0.01	200	90
SZ－2	3.4	2.6	2.0	1.5		137340	$\frac{1500}{1450}$	17	0.03	200	220

续表

型号	流量/ ($m^3 \cdot min^{-1}$)					最大压力/Pa	转速/ ($r \cdot min^{-1}$)	电机功率/kW	辅助水的消耗/ ($m^3 \cdot min^{-1}$)	叶轮直径/mm	叶轮宽度/mm
	压力在0Pa	压力在49050Pa	压力在78480Pa	压力在98100Pa	压力在147150Pa						
SZ-3	11.5	9.2	8.5	7.5	3.5	206010	$\frac{1000}{960}$	40	0.07	320	320
SZ-4	27.0	26.0	20.0	16.0	9.5	206010	$\frac{750}{730}$	80	0.1	450	520

一、型号意义（以SZ-3型真空泵为例）

S——水环式；

Z——真空泵；

3——真空泵的规格种类。

二、单作用式真空泵的结构

我国生产的SZ-3、SZ-4型水环式真空泵的结构如图9-1所示，泵由泵体1及两个侧盖2、3所组成。图9-2表示侧盖的结构型式，侧盖下部有泵脚a的支撑，上部是进气管c和排气管f，两管通过侧盖上的进气孔d和排气孔g与泵腔相通，轴4偏心地安装在泵体中，见图9-1。叶轮6用键5固定在轴上，叶轮与侧盖之间的间隙应保持在0.5mm以内，此间隙可用泵体和侧盖的垫来调整。叶轮两端的间隙大小是否一致，可以用轴套螺母8推动叶轮来调整。填料箱在轴承架7内，在填料箱后面有一个水室，水由管子11进入此室，一部分进入填料箱，另一部分进入泵内，补充水环用水。

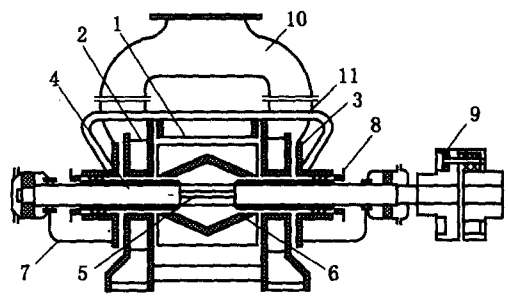


图9-1 SZ-3、SZ-1型真空泵结构示意图

1—泵体；2、3—侧盖；4—泵轴；5—键；6—叶轮；7—支架；8—轴套螺母；9—联轴器；10—排气孔；11—水管

在图9-2中的排气孔g下面有几排圆孔e，孔后面用橡皮球形阀关闭着。由于这种泵的压缩比是由其本身的构造决定的。为了避免气体被过多的压缩而消耗功，这些圆孔的作用就是当气体的压力达到排气压力时，可以在排气口以前压开球阀提前将气体排出。

三、单作用水环式真空泵的工作原理

如图 9－3 所示，叶轮 1 偏心地安装在圆筒形泵体 4 内，起动前向泵内注入一定的水（水深接近于泵轴线）。因此，当叶轮旋转时，由于叶轮离心力的作用使泵体内的水紧贴泵壳内壁而形成一个旋转的水环。水环与叶轮轮毂之间形成一个月牙形空间，此空间由叶轮的叶片将其分隔成若干小室。沿着旋转方向向右边的小室逐渐增大，造成一定的“真空”，使气体由吸入孔 3 不断吸入，左边小室的容积逐渐减小，因而使气体压缩后由排出孔排出。如此叶轮每转动一周，叶片间的空气容积改变一次，因而吸一次气排一次气。

由于在工作中，水环会发热（因气体受压缩而发热），同时一部分水和气体一起被排走，因此真空泵在工作中、必须不断地补给冷水，以冷却和补充泵内消耗的水。

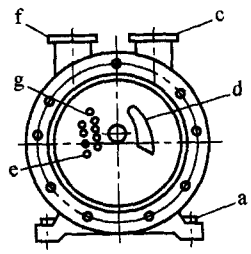


图 9－2　侧盖的结构型式

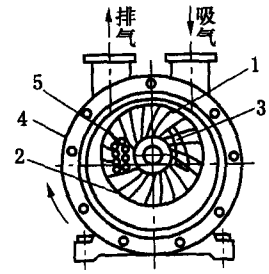


图 9－3　单作用水环式真空泵的工作原理

1—叶轮；2—水环；3—吸入孔；4—泵体；5—排气孔

第二节　双作用水环式真空泵

常用的双作用水环式真空泵有 2YK－110 型，兼作压风机用的有 2YK－27A 型的真空泵。和单作用的真空泵一样，一般用来抽吸不含颗粒，无腐蚀性的气体，气体的温度不超过 40℃，它可以单独使用或与其他设备配合使用。

一、双作用真空泵型号的意义

以 2YK－110 和 2YK－27A 为例：

2——表示双吸式；

YK——表示单级液环（一般情况下为水环）式真空泵；

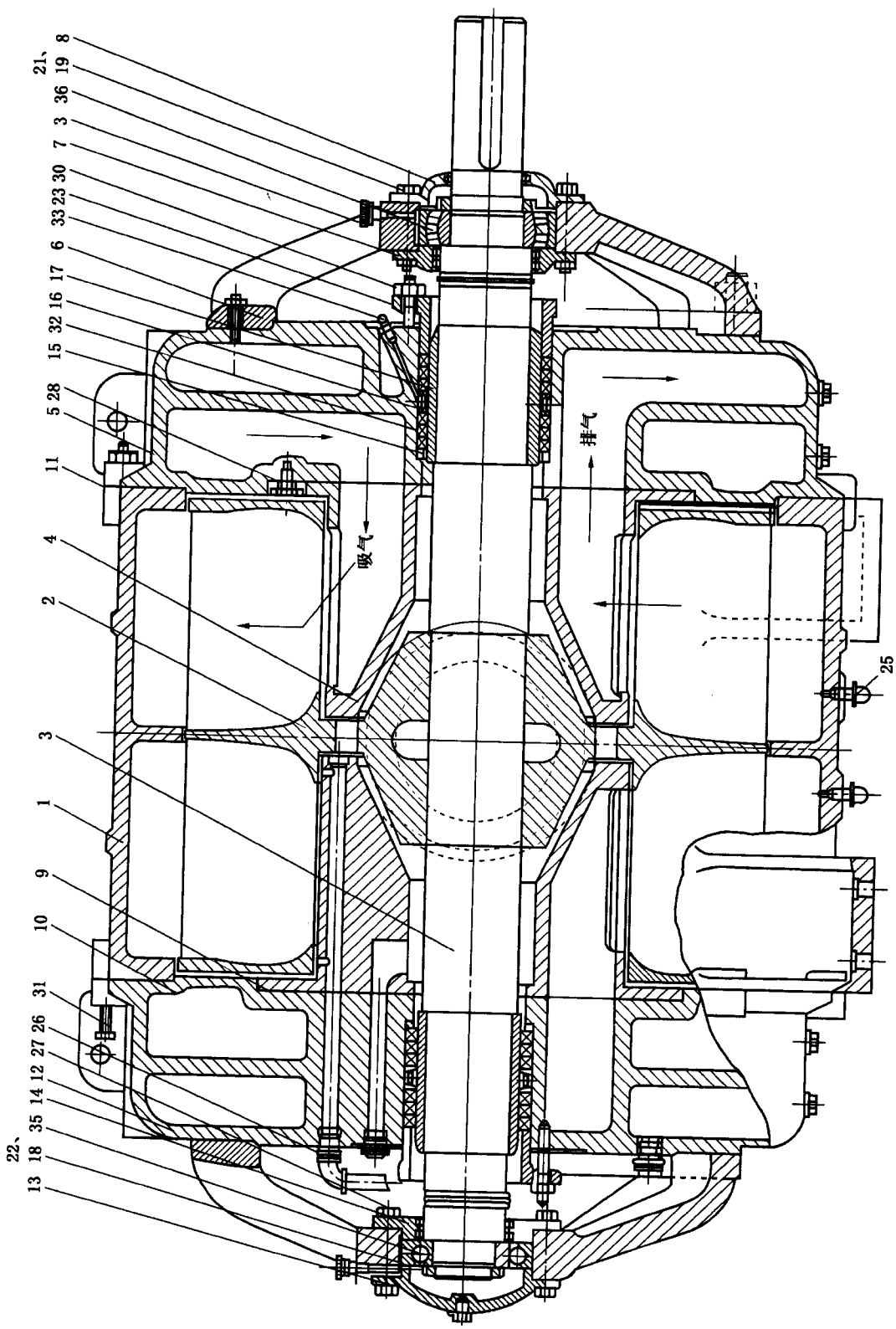
110——表示当吸入口真空度为 40000Pa 时，真空泵的抽气速率为 $110m^3/min$；

27——表示作真空泵使用时，在吸入口真空度为 40000Pa 时的抽气速率为 $27m^3/min$；

A——表示作压风机用。

二、双作用真空泵的结构

图 9－4 为我国生产的双作用 2YK－110 型液环式真空泵结构剖面图，图 9－5 为我国


21、
19
8
36
3
7
30
23
33
6
17
16
32
15
28
5
11
4
2
3
1
9
10
31
26
27
12
14
35
18
13
22、
吸气
排气
25

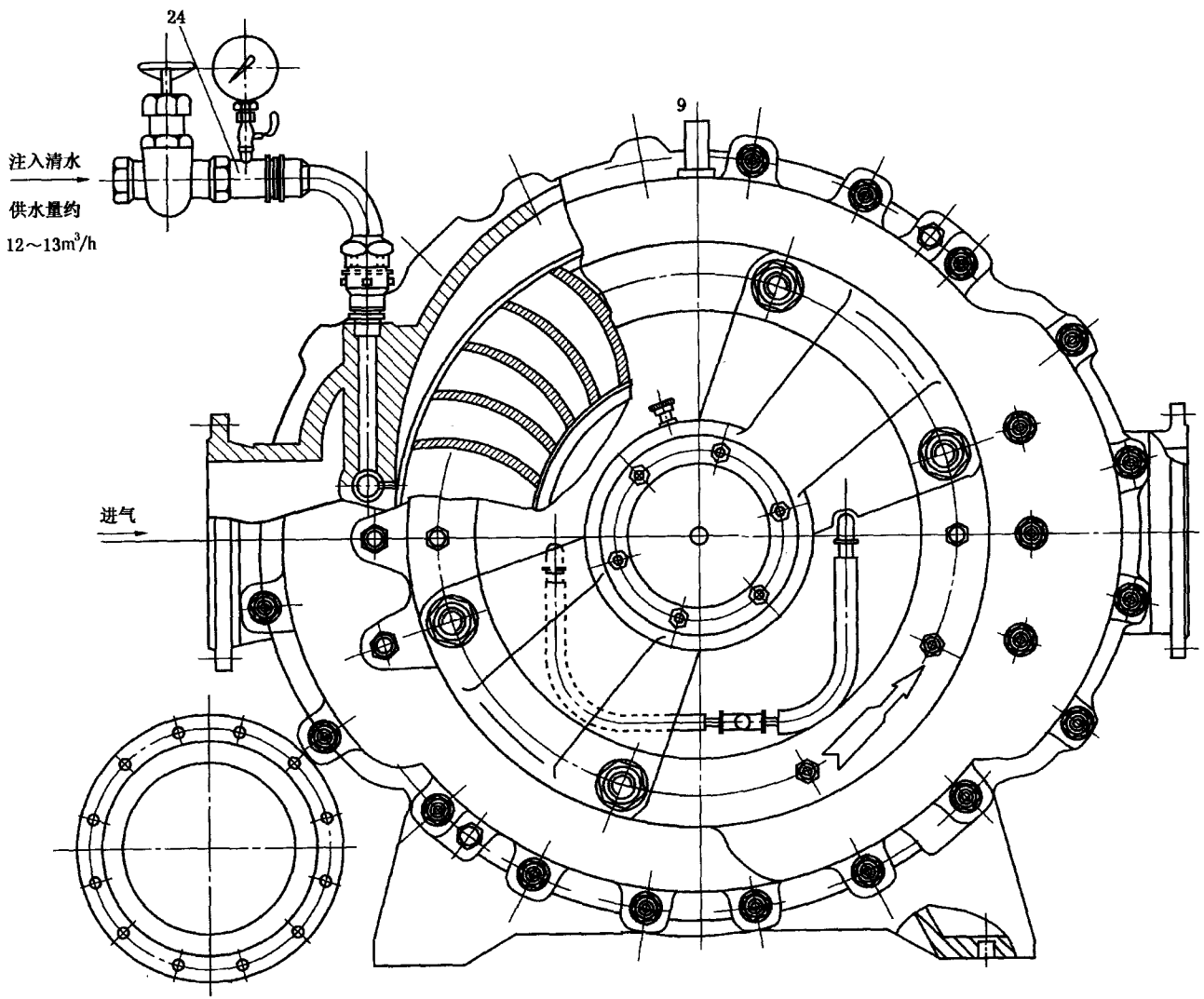
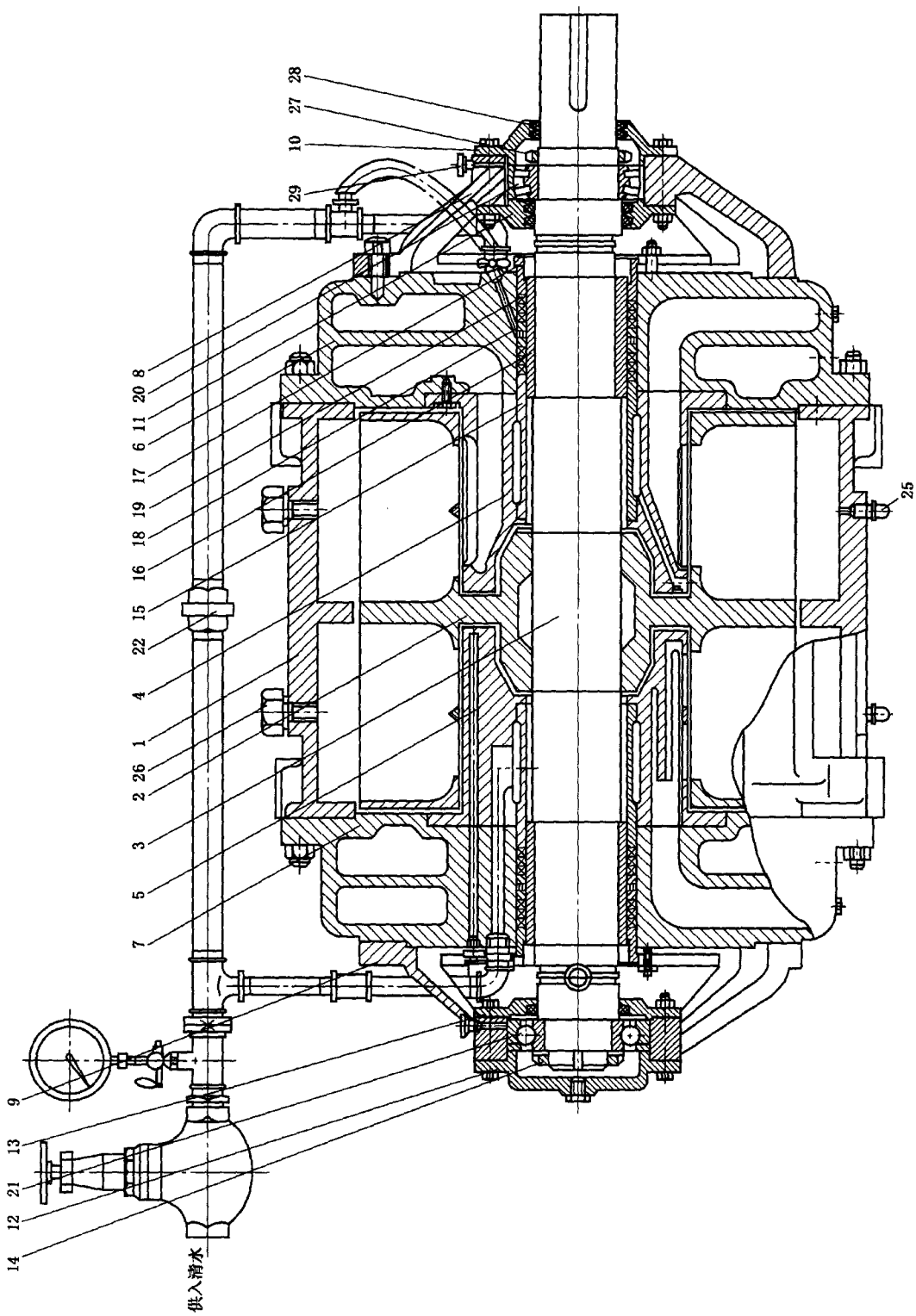


图 9－4　2YK－110 型
液环真空泵结构图

1—泵体；2—叶轮；3—泵轴；4—前分配器；5—前盖；6—前轴承架；7—前轴承左盖；8—前轴承右盖；9—后分配器；10—后盖，11—纸垫；12—后轴承架；13—后轴承左盖；14—后轴承右盖；15—填料垫；16—填料环；17—轴套；18—圆螺母；19—圆螺母；20—止退垫圈；21—止退垫圈；22—螺塞；23—填料压盖；24—进水管路；25—放水管路，26—回水管路；27—羊毛毡；28—纸垫；29—双头螺栓；30—螺母；31—拆开螺钉；32—填料；33—压油嘴或通水封；34—旋盖黄油杯；35—轴承；36—轴承


28
27
10
29
8
20
11
6
17
19
18
16
15
22
4
1
26
2
3
5
7
25
9
13
21
12
14
供入清水

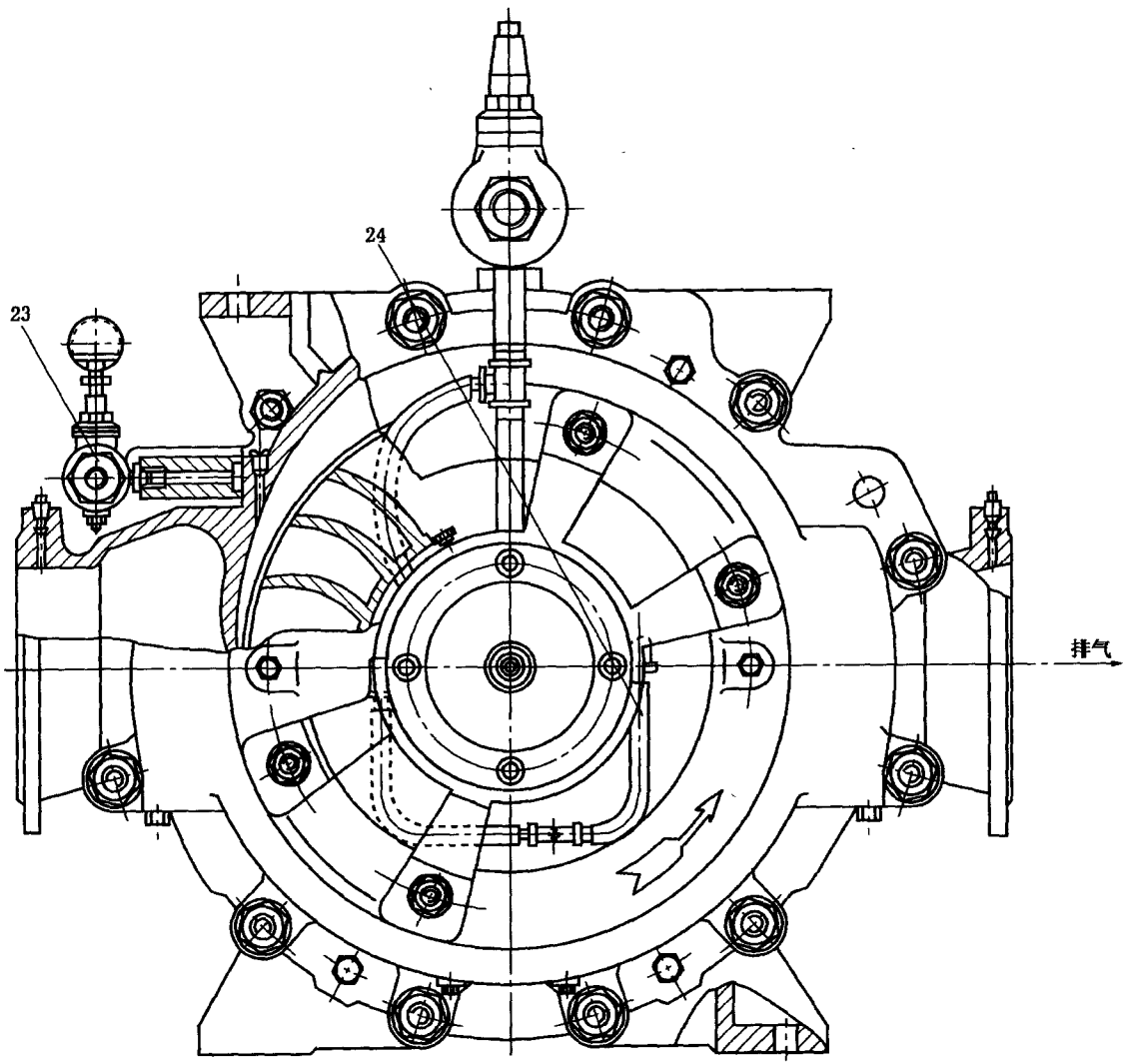


图 9-5　2YK-27 型真空泵剖面图

1—泵体；2—叶轮；3—泵轴；4—前分配器；5—后分配器；6—前盖；7—后盖；8—前轴承架；9—后轴承架；10—前轴承外盖；11—前轴承内盖；12—后轴承外盖；13—后轴承内盖；14—圆螺母；15—分配器内套；16—护轴套；17—填料压盖；18—填料环；19—填料；20—双列球面轴承；21—单列球轴承，22—水封管部件；23—进水管部件；24—回水管部件；25—放水管部件；26—六角螺塞；27—止退垫圈；28—羊毛毡；29—旋盖黄油杯

生产的双作用 2YK－27 型液环式真空泵结构剖面简图。由于两真空泵的结构相似，故只介绍 2YK－110 型真空泵的结构，本型泵由下列几个主要部分组成：

1．转　子

将叶轮 2 预先加热，然后套入泵轴 3 组装而成为真空泵的转子，它对称地安装在具有两个偏心半圆型内腔的泵体 1 中。

2．分配器

分配器有前分配器 4 和后分配器 9，分别装在叶轮两侧内孔和泵轴的前、后端（有传动轮的一端为前）。

3．泵　盖

泵盖有前盖 5 和后盖 10，分别装在前、后分配器及泵体的两端。

4．填料箱

在前、后端盖的泵轴伸出处分别装有两个填料箱，在两填料箱外部分别装有轴承箱，包括前、后轴承架 6 及 12；前、后轴承盖 7、8 及 13、14 和前端的双列球面滚子轴承 36；后端的单列向心球轴承 35 等。

5．水管系统

此泵的水管系统有进水管 24、放水管 25、回水管 26。回水管的作用是将泵内水环外部之水引向分配器两侧起密封作用，把吸气部分和排气部分隔开。

此型泵的结构和 SZ 型泵比较主要是在转子内部装有固定的分配器，前后分配器上分别有两个进气孔道和两个排气孔道，孔道的位置分别和水环所形成的新月牙形空间的进气、排气位置相对应，吸气孔道和端盖内层空腔相通，排气孔道和端盖外层空腔相通。两端盖的内层空间和泵的吸气口相连，外层则和排气口相通（图中未标出，吸、排气口在泵体上）。

该泵采用三角胶带间接传动，从胶带轮端看泵为顺时针方向旋转。在电机与泵之间，设有胶带拉紧装置，以调整胶带松紧程度。泵体上和填料箱两侧设有进水管路装置，水沿径向及侧面注入泵腔内，以补充水环水的消耗。

三、双作用真空泵的工作原理

如图 9－6 所示，在两个半圆形内腔的泵体中装有叶轮，当叶轮按图示箭头方向转动时，注入泵体中的水因离心力的作用被甩到泵体内壁，并随叶轮一起旋转，形成水环，水环形状与泵体内壁相似，水环与分配器之间形成上、下两个月牙形“空间”。当叶轮由 A 点移到 B 点时，两相邻叶片之间所包围的这个“空间”由小逐渐增大，压力降低，因而起吸气作用；当叶轮由 B 点转到 C 点时，两叶片之间的“空间”逐渐减小，使原来吸到“空间”中的气体受到压缩。当压力达到略大于气压力时，气体由分配器到排气口排出。由 C 点经 D 再转到 A 点的下半转中又重复上述的吸

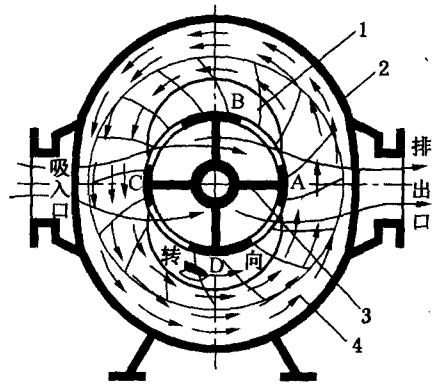


图 9－6　双作用水环式真空泵工作原理图

1—叶轮；2—泵体；3—分配器；4—水环

气和压缩过程。所以叶轮每转一圈，吸气两次，排气两次，故称为双作用式。分配器的吸气部分和吸入口相通，排气部分和排气口相通，详细作用参看双作用真空泵的结构图。

当水环式真空泵作为压风机使用时，应将吸入口通大气，而排气口和压风管路相接。

四、双作用真空泵的工作性能

由表9－1、表9－2、表9－3可看出真空泵的工作性能参数主要有真空度、流量、功率、效率、转速等。

1．真空度

真空度是真空泵抽吸气体低于一个绝对大气压程度的指标，有3种表示方法：

(1) 以抽吸的空气的绝对压力表示，用 p_1 表示之，其单位为帕（Pa）。2YK－110型真空泵性能曲线上之真空度用此种表示方法（单位换算后），见图9－7。

(2) 以抽吸空间的真空度表示，用 p_z 表示之，其单位为帕（Pa），即

$$p_z = p_a - p_1 \tag{9-1}$$

式中 p_a——为一个大气压，Pa；

p_1——为吸气的绝对压力，Pa。

表9－3 2YK－110型液环式真空泵工作性能表

以进气压力表示/Pa	98100	85192	78738	72284	65830	59376	52922	46468	40000	33560	27106	20652	15469
以相对标准大气压的压差表示/Pa	0	12908	19362	25805	32269	38723	45177	51631	58065	64539	70953	77447	82610
抽气速率 $S/(m^3 \cdot min^{-1})$	121	121	121	120.8	120.4	119.7	118.5	116.8	113.2	108.3	100.7	85.5	0
轴功率/kW	95	102	107	111.5	116.5	122	127.5	133.5	139	145	150	155	179
效　率/%	0	27.5	33.7	43.5	48	51.2	53.2	53.2	51.2	47.5	41.2	30	0
转　速/（$r \cdot min^{-1}$）	250												
供水量/（$m^3 \cdot h^{-1}$）	12～13												
配套电机型号及规格	JR127－6（DE_3）　980r/min　电压 380V 185kW　电压 3000V 165kW												
外形尺寸/mm（长×宽×高）	约2665×1700×1560												
泵进出口直径/mm	φ300/φ300												
泵　重/kg	85000（不包括重7000kg的消音器）												

注：1．极限真空允差10%；

2．当吸入真空度为40000Pa时，泵的抽气速率为110m^3/min，允差10%；

3．供水温度要求15℃，不超过25℃。

在现场所用的真空表多用这种表示方法。显然，p_z 愈大时则 p_1 愈小。

(3) 以真空度的百分数表示之，即

$$B = \frac{p_a - p_1}{p_a} \times 100\% = \frac{p_z}{p_a} \times 100\%$$

SZ型真空泵即用此式表示其真空度。

在选煤厂所用的真空泵属于低真空度的真空泵（$B<99\%$）。SZ型真空泵的最大真空度为95%，2YK－110型真空泵的最大真空度为76744～82834Pa。

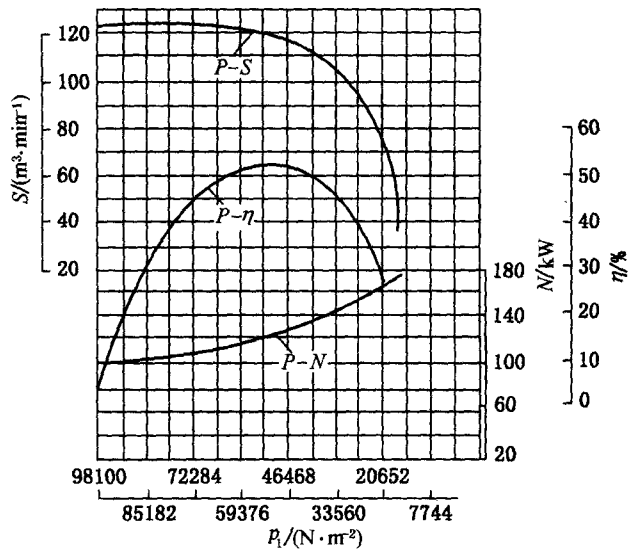


图 9－7　2YK－110 型真空泵性能曲线图

2．真空泵的流量

真空泵的流量是折算到一个工程大气压及 0℃时的抽吸气体的容积来计算的，其单位为 m^3/min。

2YK－110 型真空泵是用抽气速率 S 表示其抽气量大小的，抽气速率的单位是 m^3/min，但是气体的容积是按实际抽吸真空度下的气体容积计算的。

3．真空泵的功率

真空泵的功率可用下式计算：

$$N=\frac{SL}{60\times1000\eta}\quad(kW)\tag{9-2}$$

式中　S——抽气速率，m^3/min；

L——抽吸 $1m^3$ 空气所消耗的理论功，$N\cdot m/m^3$；

η——真空泵的效率。

4．真空泵的效率

真空泵的效率 η 是考虑到真空泵实际上不是等温压缩，而是多变压缩多变的功，同时还考虑到泵内各种损失的功率消耗，所以真空泵的效率较低。从表 9－3 和图 9－6 的性能曲线上可看出，2YK－110 型真空泵的最高效率为 53%左右。

图 9－6 表示出了 2YK－110 型真空泵的性能曲线，由 $p-S$、$p-h$、$p-\eta$ 三条曲线组成。

真空泵的抽气速率 S 随着真空度 p_z 的增大（p_1 表示的绝对压力下降）而逐渐减少。当 p_1 小于 21355Pa 时曲线迅速下降至零，S 随 p_1 的下降而减少的原因主要有下列几点：

（1）由于 p_1 的减少，真空泵的压缩比$\frac{p_a}{p_1}$增大，使泵腔内高压部分向低压部分的漏气

量增多，因而使吸气量减少。

（2）真空泵中的水环随转子一起转动，有时处于吸气位置（低压区），有时处于压缩和排气位置（高压区）。水环在高压区时溶解一部分气体，转到低压区时，水中气体有一部分将析出到吸气空间，p_1 愈小气体析出愈多，因而减少从外界的吸气量。

（3）随着 p_1 的降低，水环中会有较多的水蒸气进入吸气室，这也影响泵从外界吸气。特别是当吸气室中的蒸汽压力等于 p_1 时，真空泵就不能再从外界吸入空气，使吸气量降为零。

真空泵的轴功率随着 p_1 的减小而加大（因压缩比加大），所以，真空泵启动时，为了尽量减小起动功率，应使 p_1 达到最大值（即吸气管通大气）。

真空泵的效率 η 在 $p_1 = 98100\text{N/m}^2$ 时及 $S = 0$ 时均为零，当 $p_1 = 46468 \sim 52922\text{Pa}$ 时，η 达到最大值 53.5%。在现场真空过滤系统中使用的 2YK－110 型真空泵达到的真空度为 51632～58089Pa（相当于 $p_1 = 46468 \sim 40015\text{Pa}$）。此时真空泵的效率为 53.5%～51.2%，因之真空泵的效能得到了充分发挥，运转是较合理的。

第三节　真空泵的使用和维护

一、真空过滤系统的布置方式

1. 自行泄滤液系统

图 9－8 绘出了选煤厂的真空泵管路系统及其设备，真空过滤机 1 通过真空管路 2 及 4 与真空泵 6 相连，为防止和空气一起被抽出的滤液进入真空泵，设置气水分离器 3。分出的滤液沿管子 5 流到下面的水槽中，管 5 的垂直高度必须大于 10m，并且末端插入水槽中，以防止空气自下部进入真空管路，并使滤液能够顺利流出。真空泵进气管之前，设置为起动用的三通管及闸门 7。11 是为检示用的真空表，自真空泵排出的空气及水沿管 12 进入消音器 13（气水分离器），水被分离自消音器下部的放水管 14 排出，空气则从上部的管子中排入大气。为了保证真空泵的正常运转，真空泵中清水管路 8 分两路注入清水，以补充水环用水并作为填料箱水封之用。9 为真空泵内部的回水管，泵下部设有放水管 10，以便在长期停泵或检修时放出泵体中的水。

在真空过滤装置中，为了吹掉过滤饼，应设置压风机，把压力为 98100～147150Pa 相对压力左右的压缩空气送入过滤机中。

这种系统的优点是设备简单，真空泵不易进煤水；其缺点是过滤机和真空泵安装位置较高，增加了厂房高度和基建费用。

2. 用离心泵泄滤液系统

从真空过滤机吸出的滤液先经过滤液筒，筒下部经管路和离心泵吸入口相连，滤液经离心泵抽出送至滤液池（或到过滤机）。集液筒内处于低压状态，带水的气体从上部管道进入气水分离器进行分离，部分水引入下部滤液池，气体再由真空泵抽出。这种系统中的过滤机安装位置可以较低（比第一种系统可降低 4～5m），便于厂房布置，且可以使真空泵不进煤水。但增加了设备及管路，同时要求离心泵的排量要和滤液筒水位配合较好，如图 9－9 所示。

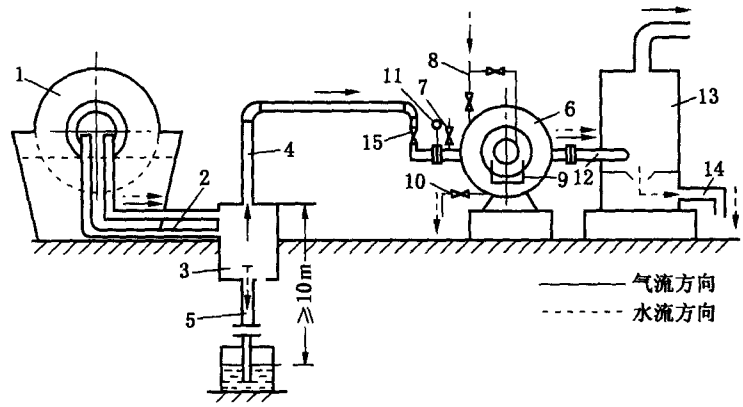


图 9－8　自行泄滤液真空管路系统及设备

1—真空过滤机；2、4—真空管路；3—气水分离器；5—管道；6—真空泵；7—阀门；8—清水管；9—回水管；10—放水管；11—真空表；12—管道；13—气水分离器；14—放水管

3. 放液筒放滤液系统

为了克服上述两种系统存在的缺点，在许多选煤厂的真空过滤系统中多采用放液筒放滤液系统。放滤液系统其布置形式是，在气水分离器下部连接了两个放液筒 1 和 2，放液筒上部及下部分别和活门 3、4、5 及 6 相连。如图 9－10 所示，由一个用电磁铁控制的二位五通阀来操纵，使两个放液筒轮换放液和进液。具体操作过程如下：

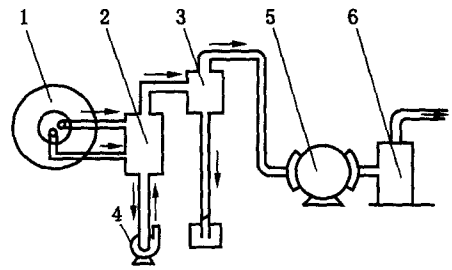


图 9－9　离心泵泄滤液系统

1—真空过滤机；2—滤液筒；3—气水分离器；4—离心泵；5—真空泵；6—消音器

图 9－10 所示的位置是放液筒 1 通过 7 和管 9 与真空系统相通，活门 3 在上部泄液的重力作用下自动打开，滤液从气水水分离器进入放液筒 1。此时活门 5 因受外部大气压力作用而紧闭。放液筒 2 通过管 8 及二位五通阀和大气相通。筒内滤液由于自重推开活门 6 泄入滤液池，活门 4 由于两侧压差而处于紧闭状态。

当放液筒 1 滤液放满时，接通筒顶部的接点（电极），电磁铁断电，重锤拉二位阀芯下落，此时管 7 通大气，放液筒 1 上部也和大气相通，活门 3 自动关闭，活门 5 打开，放液筒 1 放液。与此同时，二位五通阀使管 8 和 9 相通，使放液筒 2 和真空系统相连，活门 4 打开，活门 6 关闭，2 筒进液。如此两筒可以轮换进液和放液。

这种系统要保证过滤机滤液量 Q_1 小于放液筒的进液量 Q_2，Q_2 小于放液筒放液量 Q_3；也就是说 $Q_3>Q_2>Q_1$，使气水分离器可靠地工作，不使煤水进入真空泵中。

此种系统使过滤机安装位置低，放液筒由铁板焊接，可以自制，投资不高，不增加设备，但系统比较复杂。

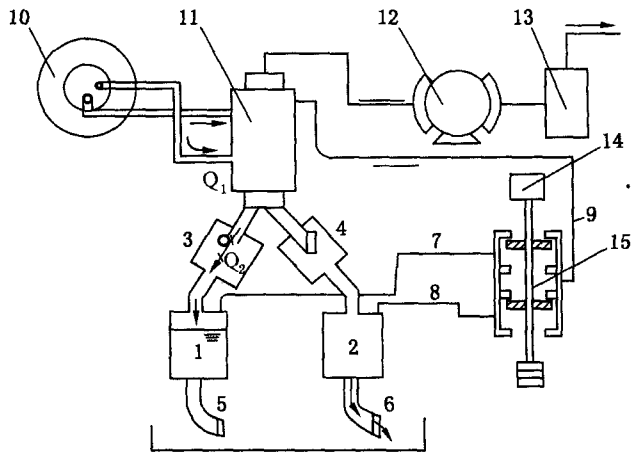


图 9－10　放液筒放滤液系统

1、2—放液筒；3、4—活门；5、6—活门；7、8、9—管路；10—过滤机；11—气水分离器；12—真空泵；13—消音器；14—电磁铁；15—二位五通阀

二、真空泵的启动

（1）启动前应检查真空泵（或压风机）及有关设备是否完好，能否投入工作，并且用手转动转子，检查有无卡住现象；

（2）启动原则上不允许在高真空情况下直接启动，避免启动困难及电流过大；

（3）如真空泵在真空状态下启动，则须先打开接通大气的阀门 7，启动之后，再徐徐关闭接通大气的阀门，待泵内的真空度与设备现有的真空相适应时，才打开进气阀门 15，同时完全关闭阀门 7，见图 9－8；

（4）如真空泵不是在真空状态下启动，应关闭接通大气的阀门，打开进气阀门；

（5）检查轴承架及填料涵内的黄油是否足够；

（6）向真空泵体内及填料箱注入清水，水质应尽量采用软水，硬度大的水质应软化处理。注入泵内的清水水压约为 58860～107910Pa，注入填料箱内的清水水压约为 19620～49050Pa；

（7）从进水管引进清水，冲洗 15～20min，同时用手转动转子，然后放出污水；

（8）试验启动（约 1min）时，检查电机转向是否与真空泵要求的转向相符，若相符，则正常启动运转。

三、真空泵的运转

（1）在运转中应时常观察检查真空泵的转速和轴功率是否比较稳定，注水和水封是否正常，轴承是否过热（不应超过外界温度 50℃，但实测的最高温度不应大于 75℃）；

（2）供水量和排水温度（不超过 40℃）是否正常；

（3）每运转 2000h 后，更换一次轴承支架内的黄油，注入黄油最多充塞空间 2/3，不宜过多；

(4) 检查填料压盖是否压得过紧（螺母必须用手能松开），如果填料压盖拧得不太紧而填料仍有发热，则应及时检查填料涵通水管路有无阻塞，确保得到清水冷却；

(5) 运转中如发现真空泵有不正常的现象，应立即停泵检查，待故障排除后，再行启动运转；

(6) 如果每天工作 24h 的真空泵，则需要每隔 15d 停数分钟，以利用水环冲洗泵腔中脏物，保持泵内清洁；

(7) 定期检查泵内各零件的情况（至少每月一次），如滚动轴承的径向间隙、密封和填料情况、胶带松紧程度、磨损情况及各紧固件的紧固情况等；

(8) 真空泵运转 1 年后，应全部拆卸检查：叶轮与分配器间隙、叶轮与前后盖的间隙等，如超过规定的最大值，应及时修复或更换；

(9) 如所供水的水质是含可溶性钙盐、镁盐较多的硬水，则易生成水垢附着于叶轮叶片及分配器表面上，以致影响真空泵性能，引起抽气量减少，功率增大，使泵产生故障而不能正常使用。为此须要注意水垢生成情况，定期清理水垢（一般是 3 个月清理 1 次，可以将泵拆开，用工具打掉或用稀盐酸冲洗，冲洗后迅速再用清水冲洗几次）。

四、真空泵停止

(1) 停机前先检查各部分的工作状况能否符合停机要求；

(2) 关闭进气阀门，同时把接通大气的阀门打开一些，关闭一切进水管路，然后切断电机电源；

(3) 长时间停机（两天以上）时应放出泵内积水，以防锈蚀。冬天时停泵放出积水，还可防止冻坏真空泵。

五、真空泵常见故障处理方法及完好标准

1. 常见故障及处理方法（表 9-4）

表 9-4 真空泵常见故障及处理方法

故　障	原　因	处　理　方　法
真空泵不吸气或抽气量不够	1. 没有注入清水或注入量不够 2. 填料处漏气 3. 水环温度高	1. 向泵内注入清水 2. 更换新的或压紧填料 3. 增加水量，降低温度
启动困难	1. 真空泵内生锈 2. 填料太硬太干	1. 用手转动数次胶带 2. 剥松填料并注入石墨润滑脂或更换填料
泵振动或有响声	1. 三角胶带松动 2. 地脚螺栓松动 3. 泵内异物产生摩擦 4. 叶片脱落	1. 消除胶带轮松动 2. 拧紧地脚螺栓 3. 取出异物 4. 更换叶轮
真空度不足或泵发热	1. 注入清水量不足 2. 密封部分失效 3. 注水管道堵塞 4. 压气管道堵塞 5. 水环温度过高	1. 增加注水量 2. 检修密封部分 3. 清洗管路 4. 检查压气管道 5. 降低水温

续表

故　障	原　因	处　理　方　法
轴承或填料箱发热	1. 油量不足 2. 油质变坏 3. 填料压得过紧 4. 没供密封水或不足	1. 检查润滑油情况加油 2. 更换或增加新油 3. 适当松开填料压盖 4. 供给密封水并增加水量

2. 真空泵的完好标准

(1) 叶轮、泵壳、分配器、轴承座等部件不得有裂纹，各部螺钉齐全紧固。

(2) 叶轮轴保持水平，不得有弯曲和裂纹，各接口处不漏风，不漏水。

(3) 叶轮与泵壳的径向最大磨损量为 2～3mm；叶轮与分配器的最大径向磨损量为 0.8～1mm；叶轮与泵侧壁轴向间隙最大磨损量为 2～3mm；叶轮与分配器轴向间隙最大磨损量为 6～9mm；水垢厚度不得超过 2mm。

(4) 气水分离器不漏水、不漏气，进出口阀门灵活好用。

(5) 各部管道不得堵塞，不得漏水和漏风，水垢要定期清理。

(6) 风水阀门、浮漂及调压器灵敏可靠。

(7) 冷却水压、水量符合要求。水压应为 63.7kPa，每吸入 $1m^3$ 气体，水量不得低于 2～2.5L。

(8) 仪表完整齐全、灵敏可靠、指示准确。切实做到定期校核，以达到计量标准。

(9) 真空度达到 80%以上。

复习思考题

1. 水环式真空泵的作用是什么？其工作原理如何？真空泵为何又能当压风机使用(单、双作用真空泵)？

2. 水环式真空泵由哪些主要部件组成？

3. 单、双作用式真空泵有何异同（从作用、原理、结构上叙述)？

4. 水环式真空泵在工作中为什么要不断补充冷却水？

5. 真空泵的性能曲线由哪几条组成？为什么抽气速率随着真空度的加大而减小？

6. 选煤厂的真空过滤系统布置方式有哪几种？并说明各系统的优劣和具体布置形式？

7. 真空泵在启动、运转和停止时应做哪些工作？