

中等專業學校試用教科書

泵和壓縮機

大連工業專科學校等編



中國工業出版社

書中扼要地介紹了泵和壓縮機的基本原理、計算方法，並重點敘述了各種泵和壓縮機的構造、特性、使用和選擇等。

本書共分為泵和壓縮機兩篇：第一篇包括往復泵、離心泵和迴轉泵及其它液體輸送器；第二篇包括往復式、離心式和其它型式的壓縮機。書中以離心泵和往復式壓縮機為主。

此書可作中等專業學校三、四年制的化工機械專業教科書，亦可供從事於泵和壓縮機工作的工程技術人員閱讀。

泵 和 壓 縮 機

大連工業專科學校等編

*

中國工業出版社出版（北京佟麟閣路內10號）

（北京市書刊出版事業許可證出字第110號）

人民鐵道出版社印刷廠印

新華書店科技發行所發行·各地新華書店經售

*

開本 787×1092¹/₁₆·印張 18¹/₂·字數 414,000

1961年8月北京第一版·1961年8月北京第一次印刷

印數 0001—3033·定價(9-4) 1.75元

統一書號: 15165·264 (化工-20)

目 录

序 言.....	3
----------	---

第 一 篇 泵

第一章 往复泵..... 6

§ 1—1 往复泵的工作原理及分类.....	6
§ 1—2 往复泵的理论流量.....	8
§ 1—3 往复泵的实际流量.....	9
§ 1—4 曲柄传动泵的活塞的运动规律.....	11
§ 1—5 活塞泵的流量曲线图.....	13
§ 1—6 空气室.....	15
§ 1—7 往复泵的吸入过程.....	18
§ 1—8 动力往复泵的排出过程.....	24
§ 1—9 往复泵的功率与效率.....	26
§ 1—10 往复泵主要尺寸的确定.....	30
§ 1—11 化工厂常用往复泵的构造实例.....	31
§ 1—12 往复泵主要零件的构造.....	40
§ 1—13 往复泵的操作.....	48

第二章 离心泵.....53

§ 2—1 概 說.....	53
§ 2—2 离心泵的作用原理和分类.....	53
§ 2—3 离心泵中液体的运动及理论流量.....	56
§ 2—4 离心泵的基本方程式.....	58
§ 2—5 离心泵的实际流量.....	64
§ 2—6 离心泵的功率与效率.....	64
§ 2—7 流量压头、功率和转数的关系.....	67
§ 2—8 比转数.....	69
§ 2—9 主要尺寸的确定.....	71
§ 2—10 轴向推力及平衡方法.....	76
§ 2—11 离心泵的特性曲线.....	81

§ 2—12 离心泵在管路上的工作曲线.....	89
§ 2—13 离心泵流量的调节.....	93
§ 2—14 离心泵的吸入高度和空蚀.....	96
§ 2—15 离心泵的构造零件.....	98
§ 2—16 离心泵的构造实例.....	102
§ 2—17 离心泵的操作.....	111
§ 2—18 离心泵与往复泵的比较.....	112

第三章 迴轉泵及其他液体输送器.....113

§ 3—1 概 論.....	113
§ 3—2 迴轉泵.....	115
(一) 正齒輪泵.....	115
(二) 人字齒輪泵.....	119
(三) 內齒輪泵.....	119
(四) 羅茨泵.....	119
(五) 螺桿泵.....	120
(六) 摆动柱塞旋轉泵.....	121
(七) 蝸輪泵.....	122
(八) 滑板泵.....	122
(九) 手搖泵.....	123
§ 3—3 其他液体输送器.....	125
(一) 酸蛋.....	125
(二) 噴射泵.....	128
(三) 空气升液器.....	130
(四) 水錘揚水器.....	131
(五) 虹吸管.....	132
(六) 內燃水泵.....	133
(七) 电磁泵.....	134

第 二 篇 压 縮 机

第四章 往复压缩机.....137

§ 4—1 往复压缩机的分类.....	137
§ 4—2 往复式压缩机的工作过程.....	138
§ 4—3 往复式压缩机的排量.....	143
§ 4—4 多段压缩.....	148
§ 4—5 压缩机的功率和效率.....	152
§ 4—6 往复式压缩机的类型和构造.....	156
(一) 空气压缩机.....	159

(二) 氨冷冻压缩机.....	161
(三) 往复式循环压缩机.....	164
(四) 气体发动机-压缩机.....	167
(五) 大型多段压缩机.....	169
§ 4—7 往复式压缩机的主要零件.....	177
(一) 压缩机的机座.....	177
(二) 气缸.....	179
(三) 活塞.....	180

(四) 活塞杆.....	183
(五) 活塞环.....	185
(六) 主軸.....	187
(七) 連杆.....	189
(八) 十字头.....	189
(九) 盘根箱.....	190
(十) 配气閥.....	198
§ 4—8 輔助設備与管路.....	204
(一) 冷却器.....	204
(二) 油分离器.....	210
(三) 安全閥.....	212
(四) 管路.....	213
§ 4—9 压缩机的潤滑.....	219
(一) 对潤滑油的要求, 所采用的潤滑油与潤滑系統.....	219
(二) 潤滑油消耗量定額.....	221
(三) 气缸的潤滑.....	222
(四) 运动机构的潤滑.....	225
§ 4—10 往复式压缩机的調节与操作.....	229
(一) 調节.....	229
(二) 操作.....	233
第五章 离心式压缩机	236
(甲) 离心式通风机.....	237
§ 5—1 离心式通风机的作用原理及分类.....	237

§ 5—2 离心式通风机的风压、风量和功率.....	237
§ 5—3 离心式通风机的特性.....	241
§ 5—4 离心式通风机在管路上工作.....	250
§ 5—5 离心式通风机的調节.....	253
§ 5—6 离心式通风机的结构及主要零件.....	256
§ 5—7 离心式风机的选择.....	263
(乙) 离心式鼓风机及离心式压缩机.....	265
§ 5—8 离心式鼓风机及压缩机的作用原理.....	265
§ 5—9 透平鼓风机及透平压缩机的特性及风量調节.....	266
§ 5—10 透平鼓风机及透平压缩机的结构及主要零件.....	267
第六章 其它型式的压缩机	276
(甲) 迴轉式压缩机和迴轉式鼓风机.....	276
§ 6—1 滑板式迴轉压缩机.....	276
§ 6—2 罗茨鼓风机.....	280
§ 6—3 叶氏鼓风机.....	282
(乙) 真空泵.....	284
§ 6—4 往复式真空泵.....	284
§ 6—5 水环式真空泵.....	288
§ 6—6 納西泵 (液环压缩机).....	290
(丙) 軸流式通风机.....	291

序 言

在化学工业生产中，其原料、中间产品或成品以液态和气态存在者，居絕大多數，这些物料在生产过程中的輸送，一般都用泵和压缩机来完成，因此它們在化学工业生产中佔了一定的地位。又根据在高速或低速，高温或低温，高压或低真空下的生产种类來进行的工艺上的特点，以及所处理的具有腐蚀、有毒、可燃、易爆等性質不同的物料，对机械强度、材料、结构型式等方面有它特殊的要求，故化工厂中所选用的泵和压缩机不但数目很多，而且种类也甚繁雜。为此，化工机械专业学生必須掌握有关泵和压缩机方面的知識。

在选編过程中，注意了貫徹党的教育方針，巩固教育革命的成果，以精簡、加深、更新、的原則，从原理、性能、结构、选择等角度來全面分析这些机械，書中除了着重的闡明这些机械的基础理論外，也尽可能介紹我国科学技术的成就和国产机械的性能和規格，以便于实用。

水力学及管件与化工原理中流体力学部分重复，故未列入。泵和压缩机的安裝与修理虽然也都是本書应有之内容、但为了避免与“化工机械的安裝修理”教材重复，亦未述及。三年制与本課程合开的热工部分採用四年制单开的热工教材。

在选編本書时，以化学工业部在1959年制定的指导性教育計劃（草案）中化工机械专业三年制的教育进程为依据，並照顧了四年制，故在内容和深广度方面稍留余地，希望採用本書的各校根据具体情况，学生水平以及年制等的不同，在講授过程中适当地增添或刪减。

本書取材于大連工专的講义“泵和压缩机”、北京石油学院編写的“泵和压气机”、克斯·古列維奇著“石油煉制工业的泵和压缩机”、以及斯納敏斯基著的“泵、压气机及通風机”。

本書是在化学工业部的統一組織领导下，由大連工业专科学校、錦西化学公司化工学院、吉林化工专科学校和哈尔滨市化工輕工学校四个院校有关教师，根据培养目标和中央关于这次教材选編工作的指示选編而成的。

最后，由于我們的水平和時間所限，缺点和錯誤在所难免，希望採用本書的各校师生和广大讀者提出意見批評和指正。

編 者

1961年4月

第一篇 泵

吸取、輸送及壓送液体的机器通称为泵。液体依靠由泵所获得的能量而产生运动。

液体輸送机械最早的使用是为了农业灌溉的需要。在公元前很久我国就有了好几种简单的吸水机械，如桔槔、轆轤等。东汉的畢嵐和三国的馬鈞总结了劳动人民的經驗，制造和改良了至今农村尚有使用的脚踏水車（翻車）。唐宋时代开始使用水力，而元明时代則成功地应用了水力和畜力帶动的水車。明朝出現了龙骨水斗，用以从深井中汲水。然而长期的封建統治限制了我国劳动人民智慧的进一步發揮。在国外，根据記載，灭火用的手搖式往复泵，公元前120年古希腊开始使用。随着蒸汽机的出現，往复泵广泛地应用于一切工业部門。1754年俄国科学院院士欧拉研究出的离心泵的原理，至今仍为离心泵設計的基础；但是至二十世紀初，由于电动机和蒸汽透平的出現，离心泵才得到广泛的应用，愈来愈多地代替了往复泵，而成为使用最广泛的一种泵。

我国解放以前泵的生产极少。解放后十年來不但大批生产了各种泵；而且已掌握了先进的技术。在1958年大跃进中不少地方試制成功了世界上最新型的泵——內燃水泵。

对化学工业來說，由于所輸送的流体的性質极为不同，有的腐蝕性强烈；有的粘度很高；有的含有大量固体顆粒；有的温度很高或很低，还有的要求加压到很高的压力，因而所用的泵的种类极为繁多，性能要求也极为复雜。如果說管路是化工厂的血脉，則流体輸送机械就是化工厂的心脏，流体輸送机械选用和運轉的好坏，直接影响到生产的正常进行。

此外，泵在国民經济其它部門的应用也是极为广泛的，例如：

1. 动力工程——在动力工厂中需要大量水來产生蒸汽，並且每小时就要使数十吨水循环，因此，在鍋爐系統中需要耐高温和高压的給水泵，同时还需要大型循环水泵。

2. 給水和排水工程——不論工业地区，城市和鄉村都需要大量的清水泵和污水泵來实现供水和排水。

3. 水力工程——在很多水力工程的项目中要求从低水位池将水送至高水位池，这就要求有許多大型水泵。

4. 建筑工程——在建筑工地上，普遍采用水泵來排出积水（地下水）。

5. 灌溉工程——目前在农业的田地灌溉方面，也采用各种中、小型水泵。

6. 采矿工程——在矿井里的水和露天矿場上都需要用水泵來抽水，有些矿井实行用水力來采煤。

7. 机械制造业——在各种运动机械和工作母机上，都有潤滑系統和油压特殊系統，因此，采用大量的油泵。

8. 石油工业——在矿場上鑽井时需要泥漿泵供給泥漿，采油时需要注水井用水泵，在儲运方面要有大的油泵來克服管内阻力，在石油厂中就需要很多特殊用途的泵，这些泵要能耐熱、耐壓、耐酸和耐碱，因此泵的結構型式亦較多。

泵的种类繁多，但基本上可归納成以下三大类：

1. 容积泵——依靠工作室容积間歇地改变而輸送液体的。例如：往复泵和迴轉泵。

2. 叶片泵——依靠工作叶輪的旋轉运动輸送液体的，例如：离心泵和軸流泵。

3. 流体流动作用泵——依靠一种流体流动的能量來輸送液体的，例如：噴射泵和揚酸器。

等。

决定泵的性能的主要指标有以下几个参数：

1. 流量（又叫揚量）——单位時間內通过排水管輸送的液体量，称为泵的流量。流量的单位一般都采用升/秒、米³/小时，并用符号 Q 表示。

2. 压头（又叫揚程）——液体通过泵，从泵进口到出口处液体增加的压能的数值，称为压头。压头的单位通常采用公斤/厘米²或米液柱（有时用米水柱），用符号 H 来表示。

3. 功率——原动机传给泵轴的功率，称为轴功率。泵传给液体的功率，则称为有效功率（水功率）。功率的单位一般为馬力或千瓦，用符号 N 来表示。

4. 效率——泵的有效功率与需用功率的比值以 % 或小数来表示，称为泵的效率。泵的效率说明泵的完善程度，通常以符号 η 表示之。

第一章 往复泵

§ 1-1 往复泵的工作原理及分类

往复泵有下列一些主要的零件（如图 1-1）：

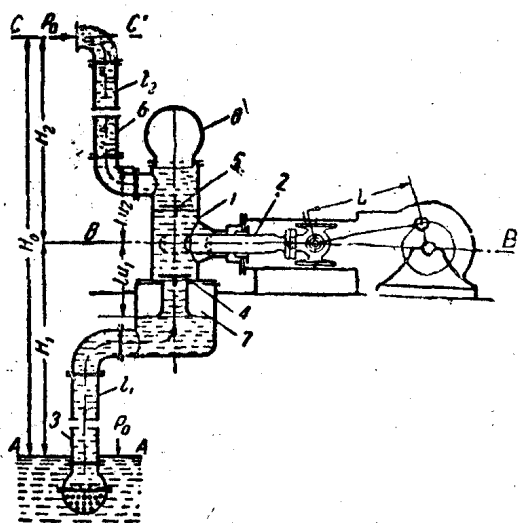


图 1-1 横臥单动往复泵簡图

1—气缸； 2—活柱； 3—吸入導管； 4—吸入活門； 5—壓出活門； 6—壓出導管； 7與8—吸入與排出空气室。

1) 泵缸或泵体；

2) 活塞或活柱（或称柱塞），当活塞或活柱往复运动时，液体則被吸入泵缸或由泵缸压出；

3) 活門，使泵缸的空間与吸入及压出空間交替地連通起来。

依运动的种类，泵可分为：传动裝置所传动的动力往复泵；直接和蒸汽机連接的蒸汽直接作用泵和直接与电动机連結的电动泵三种。

按活塞的裝置，往复泵可分为：直立泵与横臥泵两种。

按操作的方法，往复泵可分为：单动泵、双动泵、多动泵及差动泵四种。

現按其操作的方法分类，研究各种的构造及其操作原理。

单动泵（单作用泵） 往复泵当軸旋轉一周或其活塞作两次衝程时，有一次汲液体进入气

缸，並有一次将液体自气缸中排出，这样的往复泵称为单动泵。

在横臥往复单动泵內（圖 1-1）当活柱 2 自左而右运动时，生成减压空間。液体受大气的压力的作用，沿吸入管 3 上升，經過此时开啓的活門 4，而将气缸注滿。当活柱作反方向运动（自右而左运动）时，液体的压力使吸入活門关闭，而使压出活門开啓，因而液体排入压出导管 6 中。

圖 1-2 为直立单动泵的簡圖。該泵有活門两个，其操作和横臥单动泵相似。

具有通道活塞（盘形活塞）的泵也属于单动泵的一种（圖 1-3）。泵的气缸 1 內，有直

通孔的活塞 3 为连接活塞杆 2 所带动，而活塞上的直通孔为环状活门 4 所遮蓄；当活塞自下而上运动时，经吸入活门 5 吸入液体，同时将活塞上面的液体排出。当活塞向下运动时，在活塞下面的液体为活塞所挤压，穿过压出活门进入气缸上部。因此，活塞的一个冲程内，吸入及压出液体各一次，而另一冲程则为空转，故这种型式的泵工作时，非常不均匀。

双动泵（双作用泵） 在双动泵中，活塞每一冲程都吸入和压出液体。双动泵可认为由两部单动泵所合成。它有四个活门和一个或两个活柱。

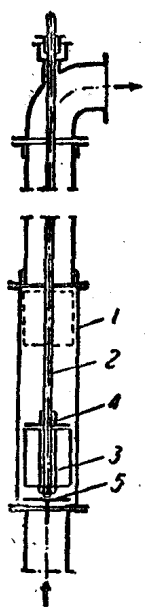


图 1-3 通道活塞泵略图
1—气缸；2—活塞杆；3—通道活塞；4—环状压出活门；5—吸入活门。

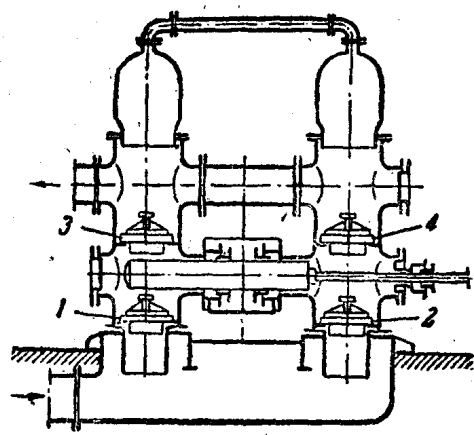


图 1-4 双动泵简图
1 与 2—吸入活门；3 与 4—压出活门。

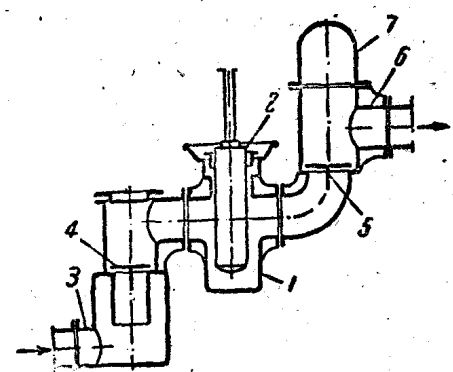


图 1-2 直立单动往复泵简图
1—气缸；2—活柱；3—吸入入口；4—吸入活门；5—压出活门；6—压出口；7—空气室。

在横卧双动泵（图 1-4）中，当活柱向右移动，将一部分液体经过活门 1 吸入气缸的左部，同时经过压出活门 4，将另一些液体从气缸右部排入压出导管中；当活柱反方向运动时，相反地，经过活门 2 将液体吸入气缸右部，而液体经过左部开闭的压出活门 3 被压出。

双动泵制成直立式和横卧式两种。压出高度大时，使用装有柱形活塞的双动泵。

三动泵（三作用泵） 三作用泵是三部单作用泵所构成的。这三部单作用泵具有公共的吸入管和公共的排出管，同时曲柄彼此错开 120° ，曲柄这样的安排使泵在工作时，液体的供输在任何的时间内都不会停止。因此，这种泵与上述各种泵的不同点是它的供送量具有较大的均匀性，此外，泵的转轴在一转中，力的分配也比较均匀，所以飞轮的尺寸也可做得较小，图 1-5 所示即为一立式三作用的柱塞泵。

差动泵 此种形式的泵，在活塞或活柱的两个行程内，吸入液体

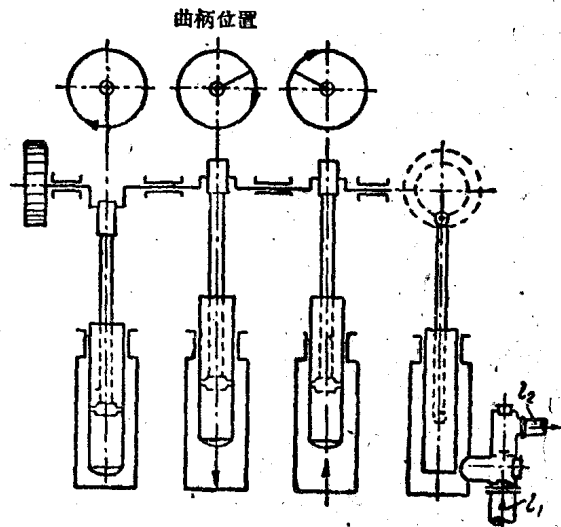


图 1-5 立式三作用柱塞泵的示意图。

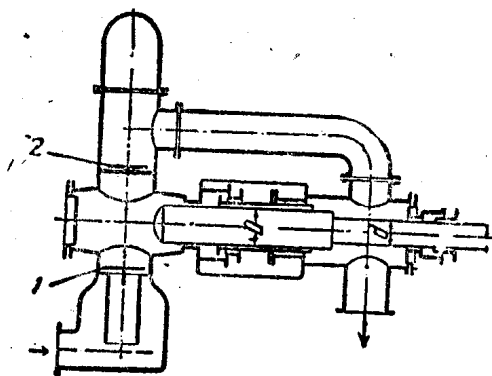


图 1-6 差动泵简图
1—吸入活門； 2—壓出活門。

一次，压出液体两次。差动泵亦有横臥与直立两种。

横臥式差动泵(圖1-6)之活柱向右移动时，液体吸入气缸的左部，而将液体从右部压出。当活柱运动方向(向左)相反时，吸入活門 1 关闭，液体經過开啓的压出活門 2，从气缸的左部压到气缸的右部。气缸右部的容积比左部小一个活塞杆所佔的容积，所以一部分的液体就排出到压出导管中。适当选择活柱与活柱杆的断面，当活柱(或活塞)向左或向右运动时，都可以得到相等的送液量，和双动泵一样。差动泵較双动泵的优点是其活門数目較少。

§ 1-2 往复泵的理论流量

进入泵浦液缸中的液体占据着活塞空出的地方。因此，如果不考虑損漏的話，泵浦供送的液体的理論体积便等于活塞所走过的体积。現用 F 表示活塞的横截面积(米²)，用 S 表示活塞的行程(米)，那么，对单作用泵(圖 1-2 和圖 1-3)而言，在向左(或向上)的行程中吸取体积便为 FS ，而在相反的行程中，此同一体积被压入排出管中。这样，单作用泵的轉軸每轉一轉，理論上輸送的体积便为 FS 米³。如每分鐘的轉数为 n 轉时，則每秒的理論供送量(出量)为：

$$Q_{理} = \frac{FSn}{60} [\text{米}^3/\text{秒}]. \quad (1-1)$$

双作用泵的吸入和排出是在活塞的两边进行的，因此泵的轉軸每轉一轉，便有两次吸入和两次排出。如果活塞杆通过活塞的两边，那么，在一轉內的两次供送量相等；如活塞杆在活塞的一方，那么，在沒有活塞杆的活塞那边所供給的体积便为 FS ，而有活塞杆的一边为 $(F-f)S$ ；此处， f 为活塞杆的断面面积。因此在一轉內总共供送：

$$FS + (F-f)S = (2F-f)S.$$

每秒的理論供送量(出量)，如每分鐘为 n 轉，則：

$$Q_{理} = \frac{(2F-f)Sn}{60} [\text{米}^3/\text{秒}]. \quad (1-2)$$

活塞杆造成的供送量的减小，有时也被考慮用全部体积 FS 的某一百分数表示。

三作用泵具有三个单作用泵的出量，因而它的出量为：

$$Q_{理} = \frac{3FSn}{60} [\text{米}^3/\text{秒}]. \quad (1-3)$$

四作用泵的出量等于两个双作用泵的出量，因而：

$$Q_{理} = \frac{2(2F-f)Sn}{60} [\text{米}^3/\text{秒}]. \quad (1-4)$$

差动泵(圖 1-6)在向右行程时吸入体积 FS ，而在同一行程中供給排出管为 $(F-f)S$ ；在向左行程时沒有吸入，而进入排出管的体积(在右边为 $FS - (F-f)S$ ，因此，在泵的一轉內，进入排出管的液体量为：

$$(F-f)S + FS - (F-f)S = FS.$$

由此可知，差动泵的出量和单作用泵是一样的，如果根据大活塞的直径来计算，则：

$$Q_{理} = \frac{FSn}{60} [\text{米}^3/\text{秒}]. \quad (1-5)$$

差动泵与单作用泵相比，其优点如前述，乃出量较为均匀，要使出量能尽可能地均匀，就必须使在活塞的每一行程中所供给的体积相同，亦即：

$$(F-f)S = FS - (F-f)S.$$

消去式中的 S ，移项，并合并同类项，得：

$$f = \frac{1}{2}F,$$

也就是小活塞的面积应该比大活塞的面积小一倍。因为，

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{和} \quad F = \frac{\pi D^2}{4}$$

要达到供送的均匀性，则：

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

由此

$$d = \frac{D}{\sqrt{2}} = 0.71D. \quad (1-6)$$

顯然，在上述基礎上，可以寫出任何泵的出量的普遍公式：

$$Q_0 = \frac{FSn}{60} \cdot i \cdot \psi [\text{米}^3/\text{秒}], \quad (1-7)$$

式中 F ——面积（平方公尺）；

S ——活塞的行程（公尺）；

n ——每分鐘的轉數；

i ——泵作用的次數（級數）；對單作用泵 $i=1$ ，雙作用泵 $i=2$ 等等；

ψ ——計及活塞杆影响的系数；對奇次作用的泵 $\psi=1$ ，偶次作用的泵 $\psi = \frac{2F-f}{2F}$ 。

如果活塞杆通过液缸中活塞的两边，則應考慮到活塞的工作面积 F ，也就是采用：

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

在这种情况下，对任何級數的泵，其系数 ψ 都可省略。

§ 1-3 往复泵的实际流量

由于一系列的原因，泵所供给的液体的实际数量是比理論数量为小的（理論出量可按上节所指出的公式来计算）。实际出量比理論出量所小的数值，如前所指，可用容积效率来计算。容积效率的数值自 0.98 到 0.80 以至更小，对于泵的实际安装和适当的养护具有重大的意义。容积效率的平均值采用 $\eta_v = 0.9$ 。泵浦输送的液体之性質对容积效率也有很大的影响。十分明顯，在吸取泥漿液体时，容积效率将被降低；在吸取热液体时，液缸中可能出现蒸汽泡，所以这时的容积效率也会降低。出量的不均匀或損耗，同样也会影响到容积效率。

因此，容积效率是不可能为一固定值的。但是考虑到工厂中泵的工作条件，一般还是将 η_0 数值定出来的。例如，按照技术定额，对于制糖工厂而言， η_0 值采用：

冷水泵.....	0.9—0.92
生水泵.....	0.8—0.85
奶泵.....	0.65
非过滤液泵.....	0.55—0.60
过滤液泵.....	0.65
糖浆泵.....	0.55
氨水泵.....	0.45
果汁泵.....	0.30
石灰乳汁泵.....	0.45
吸水泵.....	0.30
给水泵.....	0.60

η_0 的减小多半是由下列原因所造成的：1) 閥装配得不好；在泵将液体吸入吸入管时，排出管中的部分液体被吸回到泵中；2) 吸入閥没有及时开启，吸入作用不在整个活塞的行程中进行；3) 閥、活塞、填料函和法兰不紧密；4) 空气或蒸汽聚集在液缸之中，因此只有在液缸中的空气或蒸汽膨胀到吸入压力时，才能吸入；5) 出量（输送量）与閥尺寸不相称，因而液体赶不上活塞。

从上述的缺点中，其中第一点及第二点通过对閥及閥上的负荷的正确计算，基本上是可以消除的。第三点只要仔细的装配也可避免。第四个缺点则是构造上的毛病。在设计泵时，应该特别注意泵的结构形式，所选择的形式应使空气在液缸中不会在泵的“死点”处以“空气垫”的形式出现，而是能和液体一起进入排出管。第五个缺点只要对閥及与之有关的泵的轉数进行精确的计算，是完全可以避免的。

泵在 1 秒鐘內輸送的液体的实际体积或出量的计算公式，只要在公式(1—7)中引入一个容积效率便可得出，所得之公式如下：

$$Q = \frac{FSn}{60} \cdot i \cdot \psi \cdot \eta_0 [\text{米}^3/\text{秒}]. \quad (1-8)$$

例题 1—1 某单缸双动往复泵的送液能力为 22,800 [公升/小时]，往复泵的活塞直径为 125 [毫米]，活塞杆直径为 35 [毫米]，曲柄的半径为 136 [毫米]，活塞的往复次数每分鐘为 65 次。求此泵的容积效率。

解：单缸双动往复泵每分鐘的理論送液能力，可由式(1—2)求出：

$$\begin{aligned} Q_{理} &= (2F - f) \cdot S \cdot n \\ &= \left(2 \cdot \frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d^2 \right) \cdot 2R \cdot n \\ &= [(2 \times 0.785 \times 0.125^2) - (0.785 \times 0.035^2)] \times 2 \times 0.136 \times 65 \\ &= 0.415 [\text{米}^3/\text{分鐘}] \end{aligned}$$

往复泵的实际送液能力：

$$Q_{實} = \frac{22800}{1000 \times 60} = 0.38 [\text{米}^3/\text{分鐘}]$$

故此，泵的容积效率：

$$\eta_{容} = \frac{Q_{實}}{Q_{理}} = \frac{0.38}{0.415} = 0.915 = 91.5\%$$

§ 1—4 曲柄傳動系的活塞的运动規律

使泵浦轉軸每轉一轉，活塞通过的路程为 $2S$ ；設泵浦轉軸每分鐘轉 n 轉，則活塞通过的路程为 $2Sn$ 。因而，活塞的平均速度为：

$$v_{\text{平均}} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \quad (1-9)$$

如果活塞的运动是由曲柄机构來傳動的，那么，活塞的速度便是变化的，它从活塞在死点位置的 0 逐漸地变化到中間位置的最大值。这种情况很清楚地反映在泵的工作中，並且是使泵浦裝置工作复雜化的許多原因之一。

圖 1-7 所示为由曲柄机构傳動的活塞运动規律。

設連杆具有无限大的长度，則活塞推进的路程便等于曲柄所走过的圓弧在泵中心綫上的投影，因此：

$$x = r - r \cos \varphi = r (1 - \cos \varphi) \quad (1-10)$$

式中 x —— 活塞移动的距离。

活塞的速度可作为移动的距离对時間的第一階导数求出：

$$v = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt}$$

如将角 φ 以弧度表示，則其第一階导数即为角速度，現以 ω 表示。于是

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\pi n}{30} = \omega,$$

因此

$$v = \omega r \sin \varphi \quad (1-11)$$

取活塞速度 v 的第一階导数，得到活塞的加速度：

$$\frac{dv}{dt} = \omega r \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt},$$

但

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega,$$

因此

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r \cos \varphi \quad (1-12)$$

从上述速度的公式中可看出，活塞在死点位置时，即 $\varphi=0$ 或 $\varphi=\pi$ 时其速度等于零，而当 $\varphi = \frac{\pi}{2}$ 或活塞在中間位置时，速度为最大，因为这时 $\sin \frac{\pi}{2} = 1$ 。

因此，

$$v_{\text{最大}} = \omega r \quad (1-13)$$

平均速度的表达式可改写为下列形式：

$$v_{\text{平均}} = \frac{Sn}{30} = \frac{2rn}{30} = \frac{rn}{15}。$$

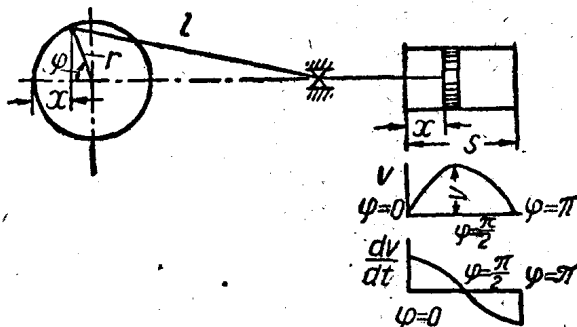


图 1-7 活塞泵曲柄-連杆传动裝置的示意图

因此，最大速度为平均速度的：

$$\frac{v_{\text{最大}}}{v_{\text{平均}}} = \frac{\pi r n}{30} : \frac{r n}{15} = \frac{\pi}{2} = 1.57 (\text{倍}). \quad (1-14)$$

从活塞速度的方程式中可看出，速度在活塞行程上是按正弦定律而变化的。因此活塞的速度图解可用正弦曲线来表示（图 1-7）。

将 $\sin \varphi$ 用活塞的位置 x 来表示，这样在某些情况下，利用公式(1-11)可能是比较方便的。

从表达式(1-10)可得：

$$\cos \varphi = 1 - \frac{x}{r}.$$

进一步，则得：

$$v = \omega r \sqrt{\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}}. \quad (1-15)$$

从活塞加速度的方程式可看出：在角 $\varphi = 0$ 和 $\varphi = \pi$ 时，也就是活塞在两个死点位置的时候，活塞的加速度具有最大值，因为这时 $\cos \varphi = 1$ ；在活塞的中间位置时 $\varphi = \frac{\pi}{2}$ ， $\cos \varphi = 0$ ，因此加速度 $\frac{dv}{dt} = 0$ 。图 1-7 表示 加速度在活塞行程上的变化的图解；表示加速度变化的曲线为一余弦曲线。在第一个四分之一转中，加速度从正值减小到零；在第二个四分之一转中加速度为负值，因为速度减小，而加速度的绝对值变大；在第三个四分之一转中，加速度为负值，因为速度的方向相反。在第四个四分之一转中，由于速度在相反方向减小了，故加速度为正值。

将活塞加速度的表达式中的 $\cos \varphi$ 以 $\left(1 - \frac{x}{r}\right)$ 代入，我们得到与活塞位置 x 有关的加速度的公式：

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right) \quad (1-16)$$

在上面引出的结论中，是假定连杆的长度为无限大的，考虑到连杆的有限长度，我们得出比较复杂的公式，即：

$$v = \omega \left(r \sin \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \sin 2 \varphi \right); \quad (1-17)$$

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right). \quad (1-17a)$$

式中 l ——连杆长度；在曲柄销位于汽缸和转轴之间的活塞位置的时候用 $[+]$ 号，在曲柄销处于相反位置的时候，用 $[-]$ 号。

由于加速度在活塞的死点位置时具有最大值，因此取决于连杆有限长度的修正数，在活塞的这个位置时，对加速度而言应等于 $\left(1 \pm \frac{r}{l}\right)$ 。通常 $\frac{r}{l} = \frac{1}{5} = 0.2$ ，因此修正数之值为 1.2 和 0.8。

当角 $\varphi = \frac{\pi}{4}$ 时，速度的修正数具有最大值，而在活塞的死点和中间位置时修正数等于零。

§ 1—5. 活塞系的流量曲线图

在正常工作着的泵中，液体在活塞下总是连续的。在任一时刻泵每秒输送的液体体积等于活塞的速度乘以活塞的面积。对于已确定的泵而言，由于活塞的面积是一常数，所以所供给的体积之变化视速度的变化而定，因此，出量与速度的变化一样，也是遵循正弦定律而变化的。

在无限小的时间 dt 内，活塞通过的路程为 dS ，在此时间内输送的体积为：

$$dQ = F dS,$$

但 $dS = v dt = \omega r \sin \varphi dt$ ，因此：

$$dQ = F \omega r \sin \varphi dt.$$

由于 $dt = \frac{d\varphi}{\omega}$ ，故

$$dQ = Fr \sin \varphi d\varphi.$$

可见，在活塞的行程中，液体的出量(供送量)的变化是与活塞速度的变化相类似的，也就是说，按正弦曲线变化。

对于不同级次的泵，在活塞行程上的出量的变化可用图解法来表示。借助于这样的曲线图极易阐明出量的参差度(不均匀性)，也就是确定最大出量超过平均出量为若干倍。

用规定的比例量出活塞的面积 F ，以相同比例的半径画一半圆(图 1-8)。在该半圆的直径的延长线上，按一定的比例截取半径为曲柄距 r 的圆的周长。在这直线的左半段中画出正弦曲线。正弦曲线下所包围的面积便表示活塞在一个行程内所供给的，在一定比例尺寸下的液体体积；这可很容易地从下面的公式

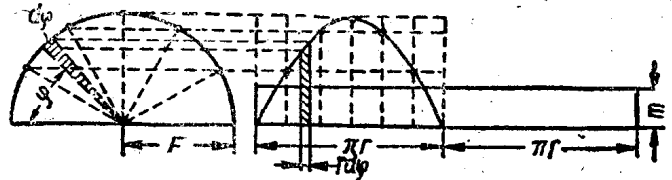


图 1-8 单作用泵的出量曲线图

证明。设曲柄处于与某一角度 φ 相当的位置；在间隔 dt 的瞬间后，曲柄转动角度 $d\varphi$ ，曲柄端描绘出圆弧 $r d\varphi$ 。底边为 $r d\varphi$ 的无限小的阴影面积便等于：

$$dQ = r d\varphi F \sin \varphi.$$

将上式积分，得出正弦曲线下的面积：

$$Q = \int_0^{\pi} Fr \sin \varphi d\varphi = Fr \left[-\cos \varphi \right]_0^{\pi} = 2Fr = FS.$$

因而，正弦曲线所包含的面积，在一定的比例尺下，表示了活塞在一个行程内所供送的液体体积。在单作用泵中，当活塞作反行程时没有输出，因此在曲线图的右面一段没有面积。

以底边为 $(\pi r + \pi r)$ 的矩形面积来代替正弦曲线的面积，并与之同样大小，则这个矩形的高度便表示在同一比例尺下的平均出量。正弦曲线的最大高度表示量的最大值。这两高度的比便等于最大出量与平均出量的比：

$$\frac{Q_{\text{最大}}}{Q_{\text{平均}}} = F : m.$$

按作图法，矩形面积等于

$$m2\pi r = FS = F \cdot 2r,$$

由此

$$m = \frac{F}{\pi}.$$

因而

$$\frac{Q_{\text{最大}}}{Q_{\text{平均}}} = F : \frac{F}{\pi} = \pi \quad (1-18)$$

亦即，在单作用泵中，最大出量为平均出量的 π 倍。

双作用泵在活塞向右及向左行程中均有输出。用同样的方法绘出泵的出量曲线图，我们得两条正弦曲线（图 1-9）。在这种情况下，显而易见：

$$2\pi r m = 2FS = 2F \cdot 2r,$$

由此

$$m = \frac{2F}{\pi}$$

因而

$$\frac{Q_{\text{最大}}}{Q_{\text{平均}}} = F : \frac{2F}{\pi} = \frac{\pi}{2} = 1.57, \quad (1-19)$$

亦即，最大出量为平均出量的 1.57 倍。

差动泵在吸入时的变化曲线可与单作用泵一样地得到，也就是说它由一高度为 F 的正弦曲线所构成。在排出时，差动泵与双作用泵一样，得到两条正弦曲线，但高度 $f = \frac{F}{2}$ ，同时吸入的正弦曲线的面积与排出的小的正弦曲线面积之总和相等。因此，在吸入时参差度为：

$$\frac{Q_{\text{最大}}}{Q_{\text{平均}}} = 3.14;$$

而在排出时参差度为：

$$\frac{Q_{\text{最大}}}{Q_{\text{平均}}} = 1.57。$$

三作用泵是由三个单作用泵所构成的，其中各液缸之曲柄位置互相错开 120° 。这样，为了要得到合成的出量曲线，便必需绘出三条彼此错开 120° 的正弦曲线，然后再把它们纵坐标相加（图 1-10）；合成曲线所构成的曲线面积便表示三只液缸的总出量。曲线图中的最大高度显然等于 F ，因为此高度是由两线段 ab 及 bc 叠加而得的，而每一线段又等于 $F \sin 30^\circ$ 即为 $0.5F$ 。在这种情况下：

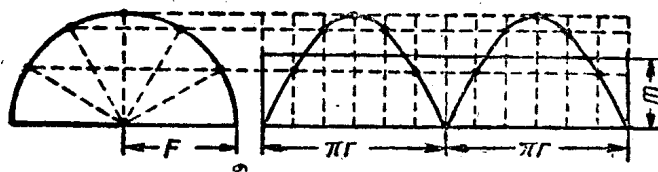


图 1-9 双作用泵的出量曲线图

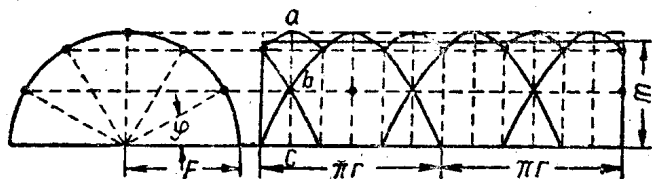


图 1-10 三作用泵的出量曲线图

$$m2\pi r = 3FS = 3F \cdot 2r,$$

由此

$$m = \frac{3F}{\pi}.$$

出量的参差度为:

$$\frac{Q_{\text{最大}}}{Q_{\text{平均}}} = F : \frac{3F}{\pi} = \frac{\pi}{3} = 1.047. \quad (1-20)$$

为了繪制四作用泵的出量曲綫圖, 必須繪出两个錯开 90° 的双作用泵的出量曲綫圖 (圖 1-11)。

把这些正弦曲綫的縱坐标相加, 得到一条新的曲綫, 这条曲綫便是总的出量的变化曲綫。最大出量与縱坐标值成正比:

$$(ab + bc) = 2F \sin 45^\circ = 1.41F.$$

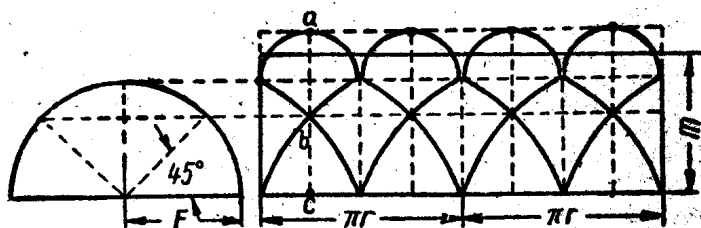


图 1-11 四作用泵的出量曲綫圖

和上述相类似, 我們得到:

$$m2\pi r = 4FS = 4F \cdot 2r,$$

由此

$$m = \frac{4F}{\pi}.$$

出量的参差度为:

$$\frac{Q_{\text{最大}}}{Q_{\text{最小}}} = 1.41F : \frac{4F}{\pi} = \frac{1.41\pi}{4} = 1.11. \quad (1-21)$$

所得到的各种結果可列成表 1-1:

表 1-1

泵	参 差 度
單 作 用	$\pi = 3.14$
双 作 用	$\frac{\pi}{2} = 1.57$
三 作 用	$\frac{\pi}{3} = 1.047$
四 作 用	$\frac{1.41\pi}{4} = 1.11$
差 動	$\frac{\pi}{2} = 1.57 \text{ 和 } \pi = 3.14$

§ 1-6 空 气 室

由于活塞的不均匀的运动的影響, 液体在吸入管和排出管中所产生的不均匀的运动引起了很多缺点; 因为, 在这种情况下, 泵产生的压力不穩定, 流量波动得很厲害, 同时, 为了克服管路里的慣性力还要消耗一定的功率。

在流量不均匀的情况下, 泵将按时的傳遞加速度到充滿吸入管和排出管里的全部液体, 同时, 每一次都消耗了相当的能來产生这个加速度。

这种現象在单作用泵里表现得特別严重。在它的管子里, 液体成周期性的运动, 就是: 液体只是在曲柄轉一轉的一半時間内运动, 在另一半時間里, 整个管路里的液体都靜止, 等待着下一次新的冲击。在这种情况下, 泵工作起來便会发生响声, 管子也会搖动, 並可能引起事故。为了減輕震动, 这种泵必須在低的轉数和低的生产率下工作。

为了平穩吸入管和排出管里液体运动的速度, 我們採用了空气室。当吸入管和排出管上