

往复泵设计

《往复泵设计》编写组 编

机械工业出版社

内 容 提 要

本书共分十一章。第一章介绍往复泵的基础知识；第二章介绍各类往复泵的结构型式和结构参数的选择；从第三章开始至第七章，以机动往复泵为代表性产品，介绍了主要零、部件的设计方法以及往复泵主要附属设备的设计方法；最后四章介绍了四种专用泵常用结构型式及其设计方法。书中各章附图大多数是来自生产实践。

本书是一本介绍往复泵基础知识、结构型式和设计方法的专业性书籍，可供从事往复泵研究、设计、制造和使用部门的工程技术人员以及高等院校有关专业的师生参考。

往 复 泵 设 计

《往复泵设计》编写组 编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $35\frac{3}{4}$ · 字数 986 千字

1987年2月北京第一版·1987年2月北京第一次印刷

印数 0,001—2,630 · 定价 9.30 元

*

统一书号：15033·5826

前 言

往复泵是工业泵中不可缺少的一类产品。它的突出优点是：可获得高的排压，且流量与压力无关，适应输送介质十分广泛，吸入性能好，效率高，泵的性能不随压力和输送介质粘度的变动而变动。在当今世界能源紧缺的形势下，往复泵作为节能产品，在石油开发、管道输煤、煤气化工、电站排渣、矿山开采等方面起着重要作用，而且在压力容器检测和实现现代化石油化工工业全面自动化工作方面也是不可缺少的品种。近年来，其产量明显增长，证实了它在国民经济发展中的地位。

往复泵的主要缺点就在于它是一种低速机械，因此，体积和重量较大。这类泵结构比较复杂，配套性强而通用性差；品种多而批量小，它的总产量约占整个泵类总产值3%左右。正因为如此，往往不注意这类产品的开发。以致这类产品的研究成果和文献资料也很少。至于全面地、系统地介绍往复泵结构、设计方面的书，至今还没有见到。从事往复泵研究、设计、制造和使用部门的工程技术人员早就盼望有这样一本专业性的设计参考资料。本书就是为了满足这一迫切需要而组织编写的。

本书共分十一章。第一章介绍了往复泵的基础知识，第二章介绍了各类往复泵的结构型式和主要结构参数选择。前两章是本书的前导，通过这两章可以了解到本书所介绍的往复泵的全貌和基本内容。第三章至第七章，以机动往复泵为代表，讲述了主要零、部件以及往复泵主要附属设备的设计方法。最后四章讲述了计量泵、蒸汽往复泵、石油矿场用往复泵和液压机用高压往复泵的一般结构及其设计方法。书中附有大量插图，这些图样基本上来自经过多年生产实践的实际用图。对于重要零、部件还附有设计计算程序表，可供设计者参考。

本书编写工作起步于1975年，当时受机械工业部科技局的委托，由机械工业部合肥通用机械研究所负责组织工作，由下列成员组成编写组：合肥通用机械研究所赵胜、赵振东，本溪水泵厂白德文，兰州石油机械研究所唐上智，兰州通用机器厂陈宏规，甘肃工业大学战长松，宝鸡水泵厂谢良辰，西安重型机械研究所朱守成，重庆水泵厂彭朝新，大隆机器厂蔡明学，华东石油学院吴宗祥等。

到1980年，由编写组提出初稿，经过会审，最后由赵胜、赵振东，叶长根三同志作了修改、增删和整理（叶长根负责第一章，赵胜负责第二章至第七章，赵振东负责第八章至第十一章）。在初稿阶段，合肥通用机械研究所叶长根、西安重型机械研究所王学忠两同志还参与了修改、整理工作。

在本书编写过程中得到了编写组成员的所在单位和行业厂的大力支持，不仅提供了大量的图样、资料和实践经验，而且在审稿时还提出了许多宝贵意见，在此表示衷心的感谢！

由于往复泵资料甚少，加之我们的技术水平和业务知识有限，书中错误和缺点在所难免。但是，为了满足读者急需，促进往复泵产品的技术发展，我们在力所能及的条件下，把现有的资料汇集成册，以飨读者。最后恳切地希望得到广大读者批评、指正。

《往复泵设计》编写组

1983年12月

目 录

前言	
绪论	1
第一章 往复泵设计基本知识	6
第一节 泵的流量	6
第二节 泵的瞬时流量	11
第三节 吸入和排出管内液体的流动	24
第四节 泵的压力	34
第五节 泵的吸入能力	41
第六节 泵阀运动规律及其特征值	45
第七节 泵的功率和效率	69
第八节 空气室	73
第二章 总体设计	78
第一节 泵型及总体结构型式选择	79
第二节 液力端结构型式选择	111
第三节 传动端结构型式选择	131
第四节 主要结构参数的选择与确定	135
第五节 原动机的选择	144
第三章 液力端主要零部件设计	147
第一节 液缸体	147
第二节 泵阀设计	155
第三节 活塞、活塞杆、活塞环	186
第四节 柱塞及其密封	203
第四章 动力计算	227
第一节 曲柄连杆机构的受力分析	227
第二节 往复泵基础的振动形式及挠力载荷的确定	246
第三节 飞轮矩的确定	256
第五章 传动端主要零、部件设计	258
第一节 机体	258
第二节 曲轴	266
第三节 连杆及其轴瓦	313
第四节 十字头	358
第六章 安全阀和空气室	375
第一节 安全阀	375
第二节 空气室设计	393
第七章 往复泵的润滑	413
第一节 往复泵的润滑部位和润滑方式	413
第二节 压力循环润滑系统的设计	419
第三节 往复泵的润滑油(脂)	428
第八章 计量泵	431
第一节 计量精度	435
第二节 计量泵原动机和传动端	437
第三节 柱塞计量泵液力端	449
第四节 隔膜计量泵	454
第五节 过流量	473
第九章 蒸汽直接作用泵	475
第一节 蒸汽直接作用泵的特点和典型结构	475
第二节 蒸汽直接作用泵的活塞运动规律	493
第三节 蒸汽直接作用泵的配汽机构	504
第四节 蒸汽直接作用泵的示功图及汽耗量的确定	520
第五节 蒸汽直接作用泵驱动部分主要构件的典型结构	528
第六节 蒸汽直接作用泵主要参数的选择和主要尺寸的确定	536
第十章 石油矿场用往复泵	541
第一节 石油矿场用往复泵的总体设计	541
第二节 液力端结构	578
第三节 传动端结构	599
第十一章 液压机用高压往复泵	616
第一节 液压机用高压往复泵的工作要求和特点	616
第二节 液压机用三联高压往复泵	616
第三节 高速往复泵	621

绪 论

往复泵是泵类产品中出现最早的一种，至今已有 2100 多年的历史。在旋转式原动机出现以前，往复泵几乎是唯一的泵类。在旋转式原动机出现之后，才逐步地产生了离心泵和转子泵等其它类型的泵。后出现的泵，由于它们的结构比较简单、操作比较方便，而且还有体积小、重量轻、流量均匀等一系列优点，致使原来使用往复泵的地方逐步地为这些泵类所取代。目前，往复泵的产量只占整个泵类总产量很少的一部分。但是，往复泵所具有的特点并没有被其它类型泵所代替。有些特点仍为其它类型泵所不及，因此，它非但不会被淘汰，而且仍将作为一种不可缺少的泵类，被广泛采用。

一、往复泵的特点

在离心式和容积式两大类泵中，往复泵属于容积式泵。亦即它也是借助工作腔里的容积周期性变化来达到输送液体的目的；原动机的机械能经泵直接转化为输送液体的压力能；泵的流量只取决于工作腔容积变化值及其在单位时间内的变化次数（频率），而（在理论上）与排出压力无关。

往复泵和其它类型容积式泵的区别，仅在于它实现工作腔容积变化的方式和结构特点上：往复泵是借助于活塞（柱塞）在液缸工作腔内的往复运动（或通过隔膜、波纹管等挠性元件在工作腔内的周期性弹性变形）来使工作腔容积产生周期性变化的。在结构上，往复泵的工作腔是借助密封装置与外界隔开，通过泵阀（吸入阀和排出阀）与管路沟通或闭合。

往复泵这一实现工作腔容积变化的方式和结构特点，构成了这类类型泵性能参数和总体结构的一系列特点。这些特点也正是这类类型泵借以生存、竞争和发展的依据：

1. 瞬时流量是脉动的

这是因为在往复泵中，液体介质的吸入和排出过程（即容积变化过程）是交替进行的，而且活塞（柱塞）在位移过程中，其速度又在不断地变化之中。在只有一个工作腔（单缸泵）的泵中，泵的瞬时流量不仅随时间而变化，而且是不连续的；在具有多个工作腔（多缸泵）的泵中，如果工作腔的工作相位安排适当，则可减小排出集液管路中瞬时流量的脉动幅度，乃至可达到在实用上可认为是稳定流的地步。当然，此时相应的泵的结构也就变得复杂了。也正因为如此，往复泵的工作腔不宜设置过多。因此，往复泵瞬时流量的脉动性也就不可避免，只不过因不同泵型其脉动程度有大有小而已。

2. 平均流量（即泵的流量）是恒定的

由前述往复泵实现工作腔容积变化的方式和结构特点可知，当泵的设计合理、制造质量又好时，泵的流量只取决于工作腔容积的变化值及其频率。具体地讲：泵的流量只取决于泵的主要结构参数—— n （每分钟往复次数）、 S （活塞或柱塞行程）、 D （活塞或柱塞直径）、 Z （工作腔或活塞数目），而（在理论上）与排出压力无关，且与输送介质（液体）的温度、粘度等物理、化学性质无关（实际上，由于介质性质和排出压力不同，密封或泵阀处的泄漏量也有所不同，因此也可以说有一点关系）。当泵的每分钟往复次数一定时，泵的流量也是恒定的。

往复泵这一特点也正是作为计量泵选型的基础。

由于受活塞（柱塞）密封技术以及泵阀、液缸体等设计技术及材料强度等方面的限制，往复泵的工作腔容积一般不宜太大（特别是高压时），工作腔数目不宜太多、每分钟往复次数也不宜太高。因此，泵的流量也就不可能很大。

3. 泵的压力取决于管路特性

离心式泵流量和扬程是由泵本身所限定的，而且两者是密切相关的。往复泵则不同，它的排出压力不能由泵本身限定，而是取决于泵装置的管路特性，并且与流量无关。换句话说，不论泵装置的管路有多大的水力阻力，原则上泵都可以按其主要结构参数所决定的恒定流量予以排出。也就是说，如果认为输送液体是不可压缩（因液体压缩率很小，通常可这样认为，但在高压或超高压下、液体的压缩性也不容忽视）的，那么，在理论上可认为往复泵的排出压力将不受任何限制，即可根据泵装置的管路特性，建立泵的任何所需的排出压力。

当然，在往复泵实际出厂时，都有一个泵的排出压力的规定，这不是说该泵的排出压力不会再升高，而只是说，由于受到配带原动机的额定功率（或其它动力源参数）和该泵本身的结构强度（包括液力端和传动端所有承压、受力的零部件）的限制，不允许高出这一排出压力下使用而已。

由这一特点导致往复泵在启动和操作过程中与离心泵有着重大区别：

- ① 在泵的排出管路上必须设置安全阀，以保证泵的排出压力不高于它的额定值；
- ② 在泵启动前，必须把管路上的排出阀门全部打开，且不允许排出管路堵塞，否则就有可能造成设备或人身伤亡事故；
- ③ 往复泵允许降压使用，此时不会产生超载，也没有机件损伤的可能，只不过没有充分发挥原设计的功能而已。

4. 对输送的介质（液体）有较强的适应性

往复泵原则上可以输送任何介质，几乎不受介质的物理性能或化学性能的限制。当然，在实际应用中，有时也会遇到不能适应的情况。但是，当遇到这种情况时，多半是因为液力端的材料和制造工艺以及密封技术一时不能解决的缘故。其它类型泵就不能做到这一点。

5. 有良好的自吸性能

往复泵不仅有良好的吸入性能，而且还有良好的自吸性能。因此，对多数往复泵（除高速泵外）来说，在启动前通常不需灌泵。

由上述往复泵的主要特点可以看出往复泵的主要适用范围。即往复泵主要适用于高压（或超高压）、小流量，要求泵的流量恒定或定量（计量）或成比例地输送各种不同的介质（液体），或者要求吸入性能好或者要求有自吸性能的场所。

二、往复泵的分类

往复泵（相对离心泵来讲）的特点决定了它的“通用性”越来越差，而专业配套性越来越强。于是就出现了这样的情况——虽然它的产量少，但泵型和品种却繁多，以致于已经无法按照某一统一原则来进行分类了。这里所讲的分类，只能是按照这类型泵各方面特点进行比较，并兼顾到目前已经习惯了的称呼，予以相对的分类和命名：

（一）按泵的液力端特点分

1. 按与输送介质接触的工作构件可分为：活塞泵、柱塞泵和隔膜（包括油隔离）泵；
2. 按泵的工作原理或流量的脉动特性可分为：单作用泵、双作用泵、差动泵、单缸泵、

双缸泵、三缸泵、多缸泵等；

3. 按泵的活塞（柱塞）数目可分为：单联泵、双联泵、三联泵、多联泵等；

4. 按活塞（柱塞）中心线所处的位置可分为：卧式泵、立式泵、角度式（Y形、V形等）泵、对置式泵和轴向平行式（无曲柄）泵等；

（二）按传动端的结构特点分

根据传动端把原动机的旋转运动转化为活塞（柱塞）的往复运动的方式特点可分为：曲柄（曲柄连杆机构）泵、凸轮（凸轮轴机构）泵和无曲柄（无曲柄机构）泵等；

（三）按泵的驱动方式或配带的原动机分

机动（以电动机或旋转式内燃机驱动的）泵、直动（以蒸汽、气体或液体直接驱动的）泵和手动（人力驱动）泵。

（四）按泵的排出压力（ p_2 ）分

根据泵排出压力高与低可分为：低压泵（ $p_2 < 10 \text{ kgf/cm}^2$ ）、中压泵（ $p_2 \geq 10 \sim 100 \text{ kgf/cm}^2$ ）、高压泵（ $p_2 > 100 \sim 1000 \text{ kgf/cm}^2$ ）、超高压泵（ $p_2 > 1000 \text{ kgf/cm}^2$ ）；

（五）按泵的每分钟往复次数（ n ）分

按每分钟往复次数高与低可分为：低速泵（ $n < 80 \text{ spm}$ ）、高速泵（ $n > 550 \text{ spm}$ ）。介于两者之间的，对一般性往复泵来讲，通常是正常选择范围（当然各类型往复泵，其正常范围也有所不同），因此，没有划分。

（六）按泵输送介质某一突出特性分

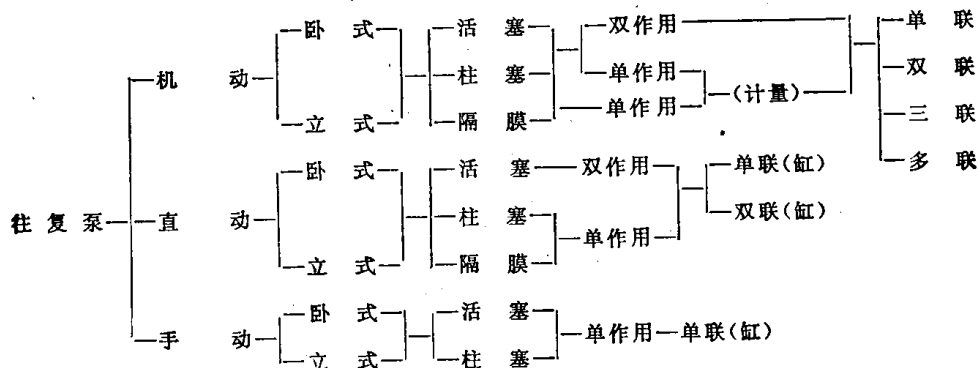
根据泵设计时主要适用的介质可分为：热油泵、酸泵、碱泵、盐泵、液氨泵、甲铵（氨基甲酸铵）泵、泥浆泵、重水泵、清水泵、高温泵、低温泵、超低温泵、高粘液泵、低粘液泵等。

（七）按泵的用途分

根据泵主要的使用部门或主要用途可分为：工业用泵、农业用泵、陆用泵、船用泵、化工用泵、原子能用泵、电站用泵、石油矿场用泵、液压机用泵、压裂泵、固井泵、农药喷雾用泵、注水泵、清砂泵、清渣泵、除锈泵、试压泵、消防泵、计量泵、平流泵等。

由上述分类可知，往复泵的品种十分繁杂，而且从分类命名中也很难找出它们之间相互联系，有些称呼也不能确切地反映泵的特点。在实际采用上述称呼时（特别是设计和生产部门），往往为了较为确切地反映该泵的结构特点和性能特点，常常就要冠以一连串的组合式称呼，例如：卧式三联（缸）单作用机动柱塞泵、卧式双缸双作用蒸汽直接作用活塞泵、立式五缸单作用机动柱塞泵等等。这种组合方式是多种多样的。为了使读者对前述分类和组合

表1 往复泵的大致分类



方式有一个粗糙的了解，现把目前常见的若干种（并非全部）组合方式，列入表1。较为详细的情况，请参看本书第二章。

三、往复泵的应用与发展

综合前述可知，往复泵是一类品种多、批量少，而通用化程度较低、专业配套性很强的产品。它常常是随着某一生产工艺的需要而产生，又随着这一生产工艺的重大改革或取消而更新或淘汰。当这种生产工艺长期稳定时，也有基本上适应这一工艺需要的定型产品。从上述分类可知，往复泵的应用仍然十分广泛。下面将列举若干实际应用领域来补充说明这一情况。例如：

用于化肥生产配套用的有铜液泵、碱液泵和氨基甲酸铵（甲铵）泵和液氨泵等；

用于高压聚乙烯装置配套用的超高压催化剂注射泵等；

用于11.5万t/a、30万t/a乙烯、3万t/a乙醛、5万t/a丙烯腈、2.5万t/a芳烃、6万t/a乙二醇、4.2万t/a丁二烯等装置上的各种药液注射计量泵以及用于各研究院所中间试验装置上的各种计量泵等；

用于提供造船或机械制造大型锻压设备上配套用的液压机用泵；

用于输送石油及其副产品和电站锅炉给水备用配套的各种蒸汽直动泵；

用于陆上石油钻井或海上石油开发配套用的钻井泥浆泵、压裂泵、固井泵和注水泵等；

用于铸造、轧钢方面的水力清砂、除锈泵；

用于长距离管道输送煤粉、冶金矿尾矿的油隔离泵，用于矿井排水的无曲柄泵以及用于加固井壁、防止地下水害的注浆、堵水用泵等；

用于船舶的舱底泵；

用于农药喷雾机配套用的农用泵；

用于水压试验或容器爆破试验以及水力切割配套的高压泵和超高压泵。

用于城市污水清洗车配套的清洗泵，用于消防的消防泵；

用于电站或船台等污水处理的各种计量泵。

总之，往复泵无论是在工业或农业、陆上和海上、国防与民用、科研与生产等各个部门，仍然是作为一种不可缺少的品种被广泛地采用着。总括各类往复泵，它的排出压力可由常压，一直到 15000kgf/cm^2 ，其流量范围由 $\text{cc/h} \sim 600\text{m}^3/\text{h}$ ，输送介质的温度由 $-200 \sim 450^\circ\text{C}$ ，粘度由 $0.1\text{cp} \sim 250000\text{cp}$ 。被输送的介质，由一般常温清水直至具有强腐蚀、易挥发、易结晶、易燃、易爆、剧毒、恶臭、磨砺性强、比重大、粘度高、有放射性或其它贵重液体等。

从今后发展的角度来看，尽管往复泵原来占据的位置有不少已被其它类型泵所取代，其产量也很少，但这并不意味着往复泵有全部被取代的趋势。实际情况是：在各类型泵的生存与竞争中，则是更加突出地发挥了它们各自的特长，显示其本身的优越性，从而更好地为国民经济、为四个现代化服务。由此可知，要想求得往复泵的生存与更进一步的发展，从根本意义上来讲，就是要扬长避短，充分发挥往复泵本身的优势。这就是说：

第一，要充分发挥往复泵配套性强、适应介质广泛的优势。

对于其它任何一类泵来讲，它所适应的介质都要受到限制。例如，离心泵就不能适应粘度很高的液体；转子泵则通常不能适应于化工介质。而目前随着石油化工、化学工业、医药卫生等部门生产技术的发展，使得输送介质的名目繁多、性状各异。有些介质对其它类型泵

来讲，就不能适应，但对往复泵来讲，因为它原则上不受介质的物理和化学性能的限制，可见，往复泵是大有用武之地的。

第二，要充分发挥往复泵在流量比较小而排出压力又很高的情况下，它的整机效率高、运转经济性好的优势。

上述两点，往往不被使用部门所重视。他们往往是过分地注意了往复泵体积较大、结构较复杂、瞬时流量又脉动这些缺点，而忽视了这类泵的特长，因此常常习惯于选用其它类型泵。他们不了解这些泵正是因为对某些介质不能适应或者在压力高、流量小的范围内不可能有较高的效率这一弱点，以至有这样的情况发生——历经数年，几经周折，最后又不得不回到往复泵这一选型上来。由此可见，在当前世界性能源危机、强调以节能原则采用省能机械的现实面前，对于使用部门来讲，如何正确地认识各类型泵的特点，如何正确地选型，是面临的新课题；对于从事往复泵研究、设计和生产的部门来讲，如何正确地宣传往复泵的特点，如何努力地发展新品种以满足用户的需要，是面临的新任务。

特别是当排出压力很高（高压或超高压）而流量又很小时，其它类型泵已经不仅是效率很低的问题，而是根本不能适用。因此，往复泵主要是在高压或超高压、流量小或比较小的范围内发展新品种。在这一领域内，往复泵是独占优势的。

第三，要充分发挥往复泵的流量恒定而且与排出压力无关的优势。

往复泵这一特长是它成为计量泵选型的基础，而计量泵这一新品种是随着现代工业朝着自动化操作，远距离自动控制这一发展形势而出现的。由于计量泵这一新品种的出现，使得原来生产工艺由手工进行物料配比这一环节，被计量泵所代替，使物料配比实现了远距离自动控制下的连续操作，并使物料配比更加准确无误，从而为提高产品质量、降低成本、改善劳动条件、提高全员劳动生产率、全面实现工艺流程的自动化创造了条件。计量泵虽然只是从本世纪五十年代才兴起的新品种，但是至今已经不仅是在石油、化工合成装置上被广泛采用，而且在水处理装置、研究院所的中间试验装置以及化学分析仪器、医药、食品加工和矿井注浆堵水方面也已被广泛采用。

当然，要求得往复泵的不断发展，不仅要注意到充分发挥它的特长或优势，而且还要不断地克服它的缺点。为此，就必须加强技术基础的研究、不断地提高产品质量、注意采用新技术、新材料、新工艺，以及在保证产品好用、耐用的同时，要力求结构简单、操作方便、体积小、重量轻和外形美观。

第一章 往复泵设计基本知识

本章编写的目的在于使读者对往复泵的常用术语、定义、泵的性能特点、活塞和泵阀的运动规律和空气室的工作原理等，有一个较为全面的了解。可以说，本章既是绪论内容的补充，又是以后各章的先导，同时也是从事往复泵设计、试验研究和用户使用选型的基本知识。

第一节 泵的流量

一、泵的理论流量

在不计泵内任何容积损失时，泵在单位时间内应排出的液体容积称为泵的理论平均流量，简称泵的理论流量。由于不计任何容积损失，泵在单位时间内吸入和排出的体积，可用下式表示：

$$\text{单作用泵:} \quad Q_t = ASnZ \quad (1-1)$$

$$\text{双作用泵:} \quad Q_t = ASnZ(1 + K) \quad (1-2)$$

式中 Q_t ——泵的理论流量；

A ——柱塞（或活塞）的截面积；

$$A = \frac{\pi}{4}D^2 \quad (D \text{——柱塞或活塞直径})$$

S ——行程长度；

n ——曲轴转速（或柱塞的每分钟往复次数）；

Z ——联数（柱塞或活塞数）；

K ——系数

$$\begin{aligned} K &= 1 - \frac{A_r}{A} \quad (A_r \text{——活塞杆截面积}) \\ &= 1 - \left(\frac{D_r}{D}\right)^2 \quad (D_r \text{——活塞杆直径}) \end{aligned}$$

当双作用泵的活塞杆直径与活塞直径相等时 ($D_r = D$)， $K = 0$ ，而这时双作用泵也就成了单作用泵。将 $K = 0$ 代入式 1-2 也就得到了式 1-1 的形式。因此式 1-2 可以作为泵的理论流量的通式，即泵的理论流量可以统一用下式表示：

$$Q_t = ASnZ(1 + K) \quad (1-3)$$

柱塞（或活塞）在一次排出或吸入行程中扫过的工作腔空间称为行程容积，

$$V'_s = AS \quad (\text{无活塞杆侧}) \quad (1-4)$$

$$V''_s = ASK = KV'_s \quad (\text{有活塞杆侧}) \quad (1-5)$$

式中 V'_s ——无活塞杆侧工作腔的行程容积；

V''_s ——有活塞杆侧工作腔的行程容积。

将式 1-4 及 1-5 代入式 1-3 可得理论流量的另一种形式的表达式:

$$\begin{aligned} Q_t &= nZ(V'_s + V''_s) \\ &= nZV'_s(1 + K) \end{aligned} \quad (1-6)$$

二、泵的流量

单位时间内在泵出口处实际测得的液体体积 (包括包含于其中的气体和固体体积并折算成泵进口状态下的体积) 称为泵的实际平均流量, 简称泵的流量。流量的常用单位有 m^3/s 、 m^3/h 、 l/min 、 l/h 等, 视泵的流量大小及习惯而采用。

由于泵内存在容积损失, 因此, 泵的流量小于泵的理论流量, 相互之间的关系为:

$$Q = Q_t - \Delta Q \quad (1-7)$$

式中 Q ——泵的流量;
 Q_t ——泵的理论流量;
 ΔQ ——泵的流量损失。

三、泵的容积效率

泵的流量与理论流量之比称为容积效率:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_t} = 1 - \Delta\eta_v \quad (1-8)$$

式中 η_v ——容积效率;
 Q ——泵的流量;
 Q_t ——泵的理论流量;
 $\Delta\eta_v$ ——泵的容积损失率。

设曲轴旋转一圈, 每个工作腔实际排出的液体体积为 V' (无活塞杆侧) 和 V'' (有活塞杆侧), 则每个工作腔在曲轴旋转一圈时损失的容积为:

$$\Delta V' = V'_s - V' \quad (\text{无活塞杆侧}) \quad (1-9)$$

$$\Delta V'' = V''_s - V'' \quad (\text{有活塞杆侧}) \quad (1-10)$$

式中 $\Delta V'$ ——无活塞杆侧的容积损失;
 $\Delta V''$ ——有活塞杆侧的容积损失;
 V' ——无活塞杆侧工作腔在曲轴旋转一圈时实际排出的液体体积;
 V'' ——有活塞杆侧工作腔在曲轴旋转一圈时实际排出的液体体积。

所以, 流量也可表示为:

$$\begin{aligned} Q &= nZ(V' + V'') \\ &= Q_t - nZ(\Delta V' + \Delta V'') \end{aligned} \quad (1-11)$$

容积效率也可表示为:

$$\eta_v = 1 - \frac{\Delta V' + \Delta V''}{V'_s + V''_s} = 1 - \frac{\Delta V' + \Delta V''}{V'_s(1 + K)} \quad (1-12)$$

设:

$$\frac{\Delta V'}{V'_s} = \Delta\eta'_v \quad (1-13)$$

$$\frac{\Delta V''}{V''_s} = \Delta\eta''_v \quad (1-14)$$

式中 $\Delta\eta'_v$ ——无活塞杆侧工作腔的容积损失率;

$\Delta\eta_v''$ ——有活塞杆侧工作腔的容积损失率。

$$\text{则: } \Delta\eta_v = \frac{\Delta\eta_v' + K\Delta\eta_v''}{1 + K} \quad (1-15)$$

$$\eta_v = 1 - \frac{\Delta\eta_v' + K\Delta\eta_v''}{1 + K} \quad (1-16)$$

由以上的推导可以看出, 如果能求出每个工作腔的 $\Delta\eta_v$, 即可求得 η_v 。而 $\Delta\eta_v$ 又表示工作腔容积的损失率, 所以 η_v 也可看作工作腔容积的利用率。

工作腔的容积损失由以下几部分组成: 由于液体压缩或膨胀造成的容积损失率 $\Delta\eta_{v1}$, 由于阀在关闭时滞后造成的容积损失率 $\Delta\eta_{v2}$, 由于阀关闭后不严, 通过密封面的泄漏造成的容积损失率 $\Delta\eta_{v3}$ 以及通过柱塞或活塞杆、活塞环的泄漏造成的容积损失率 $\Delta\eta_{v4}$ 。 $\Delta\eta_{v4}$ 通常很小, 可以忽略, 所以每个工作腔的容积损失率为 (为书写方便, 略去了“,”和“.”):

$$\Delta\eta_v = \Delta\eta_{v1} + \Delta\eta_{v2} + \Delta\eta_{v3} \quad (1-17)$$

(一) $\Delta\eta_{v1}$ 的计算

在低压情况下, 由于液体的压缩率很小, 认为液体是不可压缩的, 在很多计算中不会出现。但是在高压情况下 (如水在压力 400 kgf/cm^2 以上时), 液体的压缩性便不容忽视了。特别对于一些压缩率较大的液体或液体中含有气体时, 液体的压缩性甚至会成为影响容积效率的主要因素。

$\Delta\eta_{v1}$ 可根据不同已知条件进行计算

1. 已知液体的压缩率时

当流量折算成泵进口状态 (压力为吸入压力 p_1 时) 下的流量时:

$$\Delta\eta_{v1} = C \frac{\beta_1 p}{1 - \beta_1 p} \quad (1-18)$$

式中 C ——相对余隙容积

$$C = \frac{V_c}{V_s};$$

V_c ——余隙容积 (排出终了时的液缸容积);

β_1 ——液体在该温度下的压缩率, 水的压缩率, 见表 1-1;

p ——全压力;

$$p = p_2 - p_1;$$

p_2 ——泵的排出压力 (绝对);

p_1 ——泵的吸入压力 (绝对)

当流量为排出压力下的流量时:

$$\Delta\eta_{v1} = (1 + C)\beta_1 p \quad (1-19)$$

2. 已知或可以求得泵进出口处的液体密度时:

当流量折算成泵进口状态下的流量时:

$$\Delta\eta_{v1} = C \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right) \quad (1-20)$$

式中 ρ_2 ——泵出口处液体的密度;

ρ_1 ——泵进口处液体的密度。

当流量为出口状态下的流量时:

表1-1 水的压缩率 $\beta, \times 10^{-6} (1/\text{lb}/\text{in}^2)$ ①
 [从14.7lb/in²(绝对)(0°C~100°C)和饱和压力(超过100°C)起的压缩率]

压		度																			
		0°C 32°F	20°C 68°F	40°C 104°F	60°C 140°F	80°C 176°F	100°C 212°F	120°C 248°F	140°C 284°F	160°C 320°F	180°C 356°F	200°C 392°F	220°C 428°F	240°C 464°F	260°C 500°F	280°C 536°F	300°C 572°F	320°C 608°F	340°C 644°F	360°C 680°F	
kgf/cm ² (绝对)	lb/in ² (绝对)																				
14.08	200	3.12	3.06	3.06	3.12	3.23	3.40	3.66	4.00	4.47	5.11	6.00	7.27								
28.17	400	3.11	3.05	3.05	3.11	3.22	3.39	3.64	3.99	4.45	5.09	5.97	7.21								
42.25	600	3.10	3.05	3.05	3.10	3.21	3.39	3.63	3.97	4.44	5.07	5.93	7.15	8.95							
56.34	800	3.10	3.04	3.04	3.09	3.21	3.38	3.62	3.96	4.42	5.04	5.90	7.10	8.85	11.6						
70.42	1000	3.09	3.03	3.03	3.09	3.20	3.37	3.61	3.95	4.40	5.02	5.87	7.05	8.76	11.4	16.0					
84.51	1200	3.08	3.02	3.02	3.08	3.19	3.36	3.60	3.94	4.39	5.00	5.84	7.00	8.68	11.2	15.4					
98.59	1400	3.07	3.01	3.01	3.07	3.18	3.35	3.59	3.92	4.37	4.98	5.81	6.95	8.61	11.1	15.1					
112.7	1600	3.06	3.00	3.00	3.06	3.17	3.34	3.58	3.91	4.35	4.96	5.78	6.91	8.53	10.9	14.8					
126.8	1800	3.05	2.99	2.99	3.05	3.16	3.33	3.57	3.90	4.34	4.94	5.75	6.87	8.47	10.8	14.5	36.9				
140.8	2000	3.04	2.99	2.99	3.04	3.15	3.32	3.56	3.88	4.32	4.91	5.72	6.83	8.40	10.7	14.3	34.7				
154.9	2200	3.03	2.98	2.98	3.04	3.14	3.31	3.55	3.87	4.31	4.89	5.69	6.78	8.33	10.6	14.1	32.9				
169.0	2400	3.02	2.97	2.97	3.03	3.14	3.30	3.54	3.85	4.29	4.87	5.66	6.74	8.26	10.5	13.9	31.6	86.4			
183.1	2600	3.01	2.96	2.96	3.02	3.13	3.29	3.53	3.85	4.28	4.85	5.63	6.70	8.20	10.4	13.7	30.5	69.1			
197.2	2800	3.00	2.95	2.95	3.01	3.12	3.28	3.52	3.83	4.26	4.83	5.61	6.66	8.14	10.3	13.5	29.6	61.7			
211.3	3000	3.00	2.94	2.94	3.00	3.11	3.28	3.51	3.82	4.25	4.81	5.58	6.62	8.08	10.2	13.4	28.7	57.2			
225.4	3200	2.99	2.94	2.94	3.00	3.10	3.27	3.50	3.81	4.23	4.79	5.55	6.58	8.02	10.1	13.2	27.9	51.0			
239.4	3400	2.98	2.93	2.93	2.99	3.09	3.26	3.49	3.80	4.22	4.78	5.53	6.54	7.96	9.98	13.0	27.1	48.6			
253.5	3600	2.97	2.92	2.92	2.98	3.08	3.25	3.48	3.79	4.20	4.76	5.50	6.51	7.90	9.89	12.9	26.4	45.4			
267.6	3800	2.96	2.91	2.91	2.97	3.07	3.24	3.47	3.78	4.19	4.74	5.47	6.47	7.84	9.79	12.7	25.8	44.5			
281.7	4000	2.95	2.90	2.90	2.96	3.06	3.23	3.46	3.76	4.17	4.72	5.45	6.43	7.78	9.70	12.5	25.2	42.8			
295.8	4200	2.95	2.90	2.90	2.96	3.06	3.22	3.45	3.75	4.16	4.70	5.42	6.40	7.73	9.62	12.4	24.6	41.3			
309.9	4400	2.94	2.89	2.89	2.95	3.05	3.21	3.44	3.74	4.14	4.68	5.40	6.36	7.68	9.53	12.2	24.1	40.0			
323.9	4600	2.93	2.88	2.88	2.94	3.04	3.20	3.43	3.73	4.13	4.66	5.37	6.32	7.62	9.44	12.1	23.6	38.8			
338.0	4800	2.92	2.87	2.87	2.93	3.03	3.20	3.42	3.72	4.12	4.64	5.35	6.29	7.57	9.36	12.0	23.2	37.6			
352.1	5000	2.91	2.87	2.87	2.93	3.03	3.19	3.41	3.71	4.10	4.63	5.32	6.25	7.52	9.28	11.8	22.7	36.6			
366.2	5200	2.90	2.85	2.85	2.92	3.02	3.18	3.40	3.69	4.09	4.61	5.30	6.22	7.47	9.19	11.7	22.3	35.6			
380.3	5400	2.90	2.85	2.85	2.91	3.01	3.17	3.39	3.68	4.07	4.59	5.27	6.19	7.41	9.12	11.6	21.9	34.6			

〔从14.7 lb/in²(20°和100°)和饱和压力(200°C)起的压缩率〕

(续)

压力(绝对)		温 度			压力(绝对)		温 度		
kgf/cm ²	lbf/in ²	63°F 20°C	100°C 212°F	200°C 392°F	kgf/cm ²	lbf/in ²	20°C 63°F	100°C 212°F	200°C 392°F
422.5	6000	2.84	3.14	5.20	1549	22000	2.61	2.42	3.75
493.0	7000	2.82	3.10	5.09	1620	23000	2.59	2.38	3.68
563.4	8000	2.80	3.05	4.97	1690	24000	2.58	2.33	3.61
633.8	9000	2.78	3.01	4.87	1761	25000	2.57	2.29	3.55
704.2	10000	2.76	2.96	4.76	1831	26000	2.56	2.24	3.49
774.6	11000	2.75	2.92	4.66	1901	27000	2.55	2.20	3.43
845.1	12000	2.73	2.87	4.57	1972	28000	2.55	2.15	3.37
915.5	13000	2.71	2.83	4.47	2042	29000	2.54	2.11	3.31
985.9	14000	2.70	2.78	4.38	2113	30000	2.53	2.05	3.26
1056	15000	2.69	2.74	4.29	2183	31000	2.52	2.02	3.21
1127	16000	2.67	2.69	4.21	2254	32000	2.51	1.97	3.16
1197	17000	2.66	2.65	4.13	2324	33000	2.50	1.93	3.11
1268	18000	2.65	2.60	4.05	2394	34000	2.49	1.88	3.07
1338	19000	2.64	2.56	3.97	2465	35000	2.49	1.84	3.03
1408	20000	2.63	2.51	3.89	2535	36000	2.48	1.79	2.99
1479	21000	2.62	2.47	3.82					

① 本表引自美国水力学会标准。表中压力(公制)值系作者根据表中英制值换算得。附于表中,便于参考,表中压缩率值系英制,如改为1/kgf/cm²,只需将表中值乘以14.2。

$$\Delta\eta_{v1} = (1 + C) \left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \quad (1-21)$$

根据流量的定义,在非特别注明时,均按式(1-18)和(1-20)计算 $\Delta\eta_v$ 和 η_v 。如需要计算液体压力为 p_2 时的容积效率,则按式(1-19)和(1-20)计算。

(二) $\Delta\eta_{v2}$ 的计算

设吸入阀的滞后角为 β_1 ,排出阀的滞后角为 β_2 ,则由于吸入阀和排出阀关闭滞后造成的容积损失率 $\Delta\eta_{v2}$ 按下式计算:

$$\Delta\eta_{v2} = \left(\sin^2 \frac{\beta_1}{2} + \sin^2 \frac{\beta_2}{2} \right) + \frac{\lambda}{4} (\sin^2 \beta_1 - \sin^2 \beta_2) \quad (1-22)$$

式中 λ —— 连杆比,

$$\lambda = \frac{r}{l};$$

r —— 曲柄半径;

l —— 连杆长度。

当 β_1 和 β_2 很小时,且 $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ 时, $\Delta\eta_{v2}$ 可近似为:

$$\Delta\eta_{v2} \approx 2 \sin^2 \frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta^2}{2} \quad (1-23)$$

式1-23表明:阀的滞后角越大, $\Delta\eta_{v2}$ 越大, η_v 越低。因此,从提高容积效率着眼,在设计时也应严格控制滞后角不要过大。

(三) $\Delta\eta_{v3}$ 的影响因素

通过关闭的吸入和排出阀泄漏的液体量的理论计算是困难的,因为影响因素太多。一般来说,在工作条件相同的情况下,阀密封面的制造质量越高,密封性能越好,阀的尺寸越

小, 则 $\Delta\eta_{v3}$ 越小。如果输送介质中含有固体颗粒或其它杂物, 则不仅会使密封面破坏, 而且也会因杂物进入密封面而导致阀关闭不严密, 使 $\Delta\eta_{v3}$ 显著增大。使用过久的阀也会因密封面损坏而导致 $\Delta\eta_{v3}$ 增大。

据资料介绍, $\Delta\eta_{v2}$ 和 $\Delta\eta_{v3}$ 之和 (由于阀的回流和泄漏造成的容积损失率) 大约在 2~10% 的范围内。

(四) 影响 η_v 的其它因素

影响 η_v 的因素除上述几项外, 还与输送介质的粘度, 泵的压力和转速有关。

一般来说, 当粘度太大时, $\Delta\eta_v$ 随着粘度的增加而增大。下面的例子 ($n = 150\text{rpm}$, 采用平板阀时) 可以说明 \ominus (见表 1-2):

表 1-2 $\Delta\eta_v$ 与粘度的关系

粘度 (cSt)	100	1000	2000	6000	10000	12000
$\Delta\eta_v$	8	8.5	9.5	20.0	41.0	61.0

上述例子表明: 当粘度超过 1000 cSt 时, $\Delta\eta_v$ 开始急剧增长。在这种情况下, 如果不采取措施来改进阀的结构设计, 容积效率将很低。所以在高粘度泵中, 通常采用强制动作的阀。

压力越高、转速越低, 则 $\Delta\eta_v$ 越大。下列数据可以说明 \ominus (见表 1-3):

表 1-3 $\Delta\eta_v$ 与 p 和 n 的关系

p		$\Delta\eta_v$		
kgf/cm ²	lb/in ²	$n = 440\text{spm}$	$n = 390\text{spm}$	$n = 365\text{spm}$
282	4000	11	22	34
211	3000	9	20	31
14.1	2000	7	18	30
70.4	1000	7	15	27.5

第二节 泵的瞬时流量

一、活塞运动规律

图 1-1 所示为曲柄泵传动示意图。

令: x —— 活塞位移, 以远离曲柄旋转中心为正。 x 的坐标原点取在活塞前死点, 即前死点的坐标 $x = 0$, 后死点的坐标 $x =$

$-S$ (S —— 行程长度), 且令:

φ —— 曲柄转角, 逆时针为正, $x = 0$

时, $\varphi = 0$;

r —— 曲柄半径;

l —— 连杆长度;

λ —— 连杆比, $\lambda = \frac{r}{l}$;

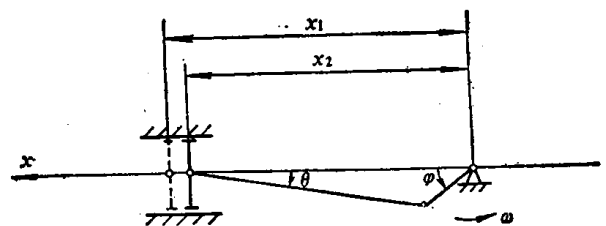


图 1-1 曲柄泵传动示意图

\ominus I. J. 卡拉西克: 《Pump Handbook》, 1976, p. 3~4.

n ——曲轴转速；

ω ——曲柄角速度， $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ ；

θ ——连杆夹角。

活塞位移 x 为：

$$\begin{aligned} x &= x_2 - x_1 \\ &= r \cos \varphi + l \cos \theta - (r + l) \end{aligned} \quad (1-24)$$

$$\sin \theta = \frac{r}{l} \sin \varphi = \lambda \sin \varphi$$

$$\therefore \cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \quad (1-25)$$

将式 1-25 代入式 1-24 得：

$$x = r (\cos \varphi - 1) + l (\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - 1) \quad (1-26)$$

活塞速度 u 为：

$$u = \frac{dx}{dt} = -r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) \quad (1-27)$$

通常 λ 值很小 ($\lambda \leq 1/4$)，所以可近似认为： $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = 1$ ，因而活塞速度可近似以下式表示：

$$u = -r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (1-28)$$

计算表明：当 $\lambda \leq 1/4$ 时，按式 1-28 和式 1-27 求得的最大速度 u_{\max} 的误差不大于 $\pm 0.2\%$ ，对应 u_{\max} 的相位角的误差不大于 $\pm 0.4\%$ 。也就是说，式 1-28 与 1-27 极为近似。所以今后均取式 1-28 作为速度的表达式。

活塞加速度 a 为：

$$a = \frac{du}{dt} = -r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (1-29)$$

$$\text{令：} \quad \frac{u}{r\omega} = \Phi(u) = - \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (1-30)$$

$$\frac{a}{r\omega^2} = \Phi(a) = - (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (1-31)$$

式中 $\Phi(u)$ ——活塞无因次速度；

$\Phi(a)$ ——活塞无因次加速度。

u 与 $\Phi(u)$ 及 a 与 $\Phi(a)$ 具有同样的波形，仅是纵坐标比例尺不同而已。为图示方便起见今后均采用无因次图象。 $\Phi(u)$ 及 $\Phi(a)$ 的图形见图 1-2。

由图可以看出，当 $\lambda = 0$ 时， $\Phi(u)$ 及 $\Phi(a)$ 呈标准的正弦波形， $\Phi(u)_{\max} = |\Phi(u)_{\min}| = 1$ ； $\Phi(a)_{\max} = |\Phi(a)_{\min}| = 1$ ，相应于 $\Phi(u)_{\max}$ 的 $\varphi = \frac{3}{2}\pi$ ；相应于 $\Phi(u)_{\min}$ 的 $\varphi = \frac{\pi}{2}$ ；相应于 $\Phi(a)_{\max}$ 的 $\varphi = \pi$ ；相应于 $\Phi(a)_{\min}$ 的 $\varphi = 0$ 。当 $\lambda \neq 0$ 时， $\Phi(u)$ 及 $\Phi(a)$ 的波形偏离正弦波形。 λ 越大，偏离越多，但对 $\Phi(u)$ 及 $\Phi(a)$ 的影响各不相同。对 $\Phi(u)$ 来说，最大值（绝对值）相差不大，但对应最大值的 φ 角偏离较大。当

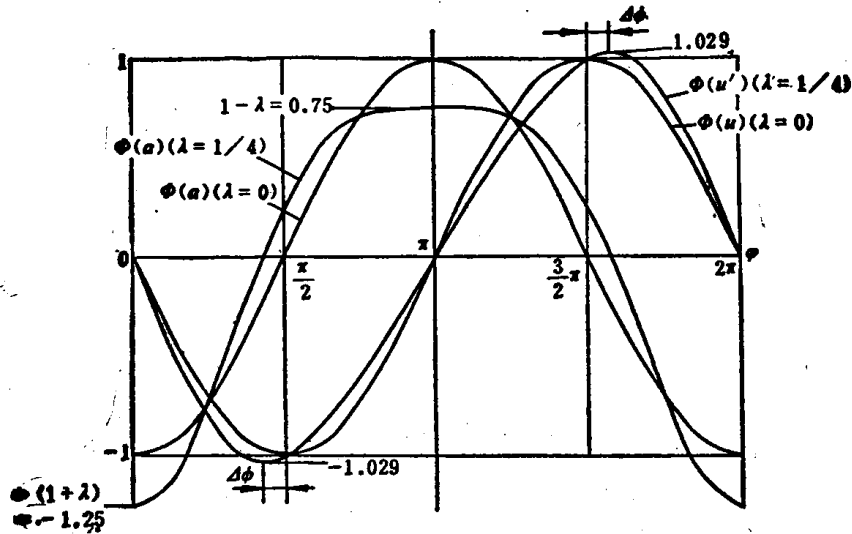


图1-2 活塞无因次速度和加速度图

$\lambda \leq 1/4$ 时, $\Phi(u)_{\max} = |\Phi(u)_{\min}| \leq 1.029$, $\Delta\varphi \leq 13^\circ$; 对 $\Phi(a)$ 来说, 最大值(绝对值)相差较大, $\Phi(a)_{\max} = 1 - \lambda$, $|\Phi(a)_{\min}| = 1 + \lambda$, 而对应最大值(绝对值)的 φ 角不变。也就是说, 加速度的最大值总是产生于吸入行程始点 ($|\Phi(a)_{\min}| = 1 + \lambda$) 和排出行程终点 ($\Phi(a)_{\max} = 1 - \lambda$)。

二、泵的瞬时流量

在不考虑任何容积损失的前提下, 泵在每一瞬间排出或吸入的流量称为理论瞬时流量, 简称瞬时流量。显然, 每个工作腔的瞬时流量在数值上应等于工作腔容积的变化率, 但符号相反。整台泵的瞬时流量应为各工作腔的瞬时流量(在同一瞬间)之和。

(一) 单缸单作用泵的瞬时流量

设活塞在 dt 时间内的位移为 dx , 则在 dt 时间内工作腔的容积变化量为 $dV = -Adx$ (A ——活塞面积), 工作腔容积变化率 $\frac{dV}{dt}$ 为:

$$\frac{dV}{dt} = -A \frac{dx}{dt} = -Au = -Ar\omega\Phi(u) \quad (1-32)$$

泵的瞬时流量 q 为:

$$q = -\frac{dV}{dt} = Au = Ar\omega\Phi(u) \quad (1-33)$$

式 1-32 及 1-33 表明: 当 $\varphi = -\pi \sim 0$ 时, $\Phi(u)$ 为正值, $\frac{dV}{dt}$ 为负值(工作腔容积减小), 这时 q 为正值, 对应于液体由工作腔排出泵外(瞬时排出流量); 当 $\varphi = 0 \sim \pi$ 时, $\Phi(u)$ 为负值, $\frac{dV}{dt}$ 为正值(工作腔容积增大), 这时 q 为负值, 对应于液体由吸入管进入工作腔(瞬时吸入流量)。由于流量被定义为出口处的流量, 所以, 今后如不特别注明, 瞬时流量均指瞬时排出流量, 以 q_2 表示。必要时, 以 q_1 表示瞬时吸入流量。

因为一个完整的工作过程(包括吸入和排出过程)对应的曲柄转角为 2π 。所以下均以一个周期为限列出瞬时流量方程。