

高等学校教学用书

石油矿场水力机械

石油矿场水力机械教材编写组 编



中国工业出版社

高等学校教学用书



石油矿场水力机械

石油矿场水力机械教材编写组 编

江苏工业学院图书馆
藏书章

中国工业出版社

本书是在“石油流体机械”和“石油矿场水力机械”（均为北京石油学院内部出版）的基础上改编的。内容系统地介绍了石油矿场所用各种水力机械的基本理论、工作特性、典型结构、整体设计，以及主要零件的强度计算方法等问题。全书由往复泵、离心泵、涡轮钻具、涡轮传动、液压传动、抽油设备和水力压裂设备等七章组成。

本书除作石油高等院校石油矿场机械专业教材外，也可供现场有关技术人员参考。

本书系由胡泽明、王迺、袁申（以上北京石油学院）和赵乃驥（西安石油学院）四人参加编写，经陶景明（东北石油学院）、万邦烈、郎亦炯（以上北京石油学院）三人作了全面审定，马值佩、王记隆、李昌熙（以上北京矿业学院）三人对部分章节分别作了审定，北京石油学院赵怀文、龙以宁、王登高、文世鹏、唐上智、庄玉琴等参加了部分编审工作。

石油矿场水力机械

石油矿场水力机械教材编写组 编

*

石油工业部石油科学技术情报研究所图书编辑室编辑（北京北郊六铺炕）

中国工业出版社出版（北京修门内大街10号）

北京市书刊出版业营业许可证出字第110号

中国工业出版社第三印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{8}$ ·印张 $14 \frac{1}{8}$ ·字数302,000

1965年8月北京第一版·1965年8月北京第一次印刷

印数0001—1,110·定价（科五）1.50元

*

统一书号：K15165·3973（石油-347）

目 录

緒 論	1
第一章 往復泵	3
第 1 節 往復泵的基本概念	3
第 2 節 吸入過程和排出過程	8
第 3 節 空氣包作用原理和計算	12
第 4 節 泵的壓頭、示功圖和效率	16
第 5 節 泵閥工作理論	22
第 6 節 特性曲綫	25
第 7 節 石油礦場使用的往復泵及典型部件和零件	28
第 8 節 設計方法與步驟	42
第二章 離心泵	48
第 1 節 離心泵的作用原理與分類	48
第 2 節 離心泵內液體的運動	50
第 3 節 離心泵的基本方程式	52
第 4 節 葉片數目對離心泵工作的影響	54
第 5 節 葉片出口角對離心泵理論壓頭的影響	56
第 6 節 離心泵內的損失、功率和效率	57
第 7 節 離心泵的特性曲綫	59
第 8 節 離心泵的相似	62
第 9 節 輸送石油產品對離心泵工作的影響	68
第 10 節 離心泵在管路上的工作	69
第 11 節 離心泵的汽蝕現象與吸入計算	72
第 12 節 離心泵的典型結構及主要零部件結構	74
第 13 節 離心泵的選取	80
第三章 渦輪鑽具	82
第 1 節 渦輪的作用原理	82
第 2 節 渦輪內液體的運動	82
第 3 節 渦輪的轉矩、功率和壓頭	85
第 4 節 渦輪鑽具中的損失與效率	88
第 5 節 渦輪的特性曲綫	89
第 6 節 渦輪葉片結構對其特性的影響	94
第 7 節 渦輪的相似	100
第 8 節 渦輪鑽具橡膠止推軸承的工作	101
第 9 節 渦輪鑽具與泵組的聯合工作	104
第 10 節 渦輪鑽具的結構	109

IV

第11节 涡轮钻具的设计步骤	112
第四章 涡轮传动	115
第1节 涡轮传动的基本概念	115
第2节 涡轮联轴器	118
第3节 涡轮变矩器	127
第4节 綜合式涡轮传动	134
第5节 涡轮传动的类型与结构	135
第6节 涡轮传动的設計計算	142
第五章 液压传动	144
第1节 液压传动的概念	144
第2节 液压传动元件	145
第3节 液压传动系統設計	164
第六章 抽油设备	174
第1节 游梁式抽油机	174
第2节 抽油杆	193
第3节 深井泵	196
第4节 液压式抽油机	201
第5节 电动潜油离心泵	203
第6节 水力活塞泵	207
第7节 振动泵	211
第七章 水力压裂设备	214
第1节 水力压裂设备的结构	214
第2节 水力压裂设备設計的几个問題	218
主要参考书	222

緒 論

《石油矿场水力机械》是石油矿场机械专业的主要专业課。

本課程將系統介紹石油矿场所用各种水力机械的基本理論、工作特性、典型結構，以便进行机器的合理选择、使用及維修。同时，还对机器方案特点、主要零件結構、优缺点进行分析和評比，介紹机器整体設計以及主要零件强度計算的方法，以滿足石油矿场水力机械改裝設計和全套設計的需要。

各种水力机械在石油矿场上应用十分广泛。钻井时，利用性能良好的渦輪传动、液壓传动机构来传递发动机的能量給絞車、轉盘和钻井泵等工作机，利用高压往复式泵循环泥浆及注水泥固井，利用井底多级渦輪钻具带动钻头破碎岩层。采油时，大量应用各种往复式泵进行油井冲洗、油层压裂和注水，利用游梁式抽油机——深井泵裝置从井內抽油。近年来，还試驗和应用了液壓式抽油机、水力活塞泵、电动潛油泵及振动泵等新型抽油設備。随着钻井、采油工艺的发展，石油矿场水力机械設備成套性及其机械化程度获得显著的提高。

水力机械的种类很多，根据用途不同，可分为泵、水力发动机及液力传动机构三类。其中泵和水力发动机是水力机械的两大基本类型，而液力传动机构是利用前两者作为基本元件組成的传动机械。

泵是将发动机軸上机械能传给液体，借以增加液体的位能、压能或动能的机器。根据作用原理及結構特征不同，泵可分为两个基本类型：

1. 离心式及軸流式泵。通过轉动的工作輪叶片和液体的相互作用，把机械能轉变为液体能。

2. 容积式泵。通过挤子（活塞、轉子）在液缸（或定子）中的排挤作用，提高液体压能。往复泵、叶片泵属于这一类。

水力发动机和泵相反，是将液体的位能、压能和动能轉变为发动机軸或活塞杆上机械能的机器。根据液体能量轉变特点，常用的水力发动机分为两个基本类型：

1. 液壓式水力发动机。利用液体压能推动工作机构作功。如液壓缸、液馬达等；
2. 渦輪式水力发动机。利用液体动量变化产生的力来作功，即同时利用液体的动能和压能。水渦輪属于这一类。

液力传动机构是利用液体作传能工质的传动机构，由泵和水力发动机組合而成，并具有一定的操纵机构。根据組成元件的不同，液力传动机构可分为两个基本类型：

1. 容积式液力传动（簡称液壓传动）。在液壓传动中，轉子泵所产生的压能，通过工作液体传递到从动机构（液壓缸或液馬达）上；

2. 动力式液力传动（簡称渦輪传动）。在渦輪传动中，离心泵（主动輪）使工作液体获得能量，然后液体能再传到渦輪（从动輪）上。

由于石油矿场水力机械的多样性，为便于学习掌握，本課程是按照水力机械工作原理

的不同来进行编排：先介绍容积式水力机械（往复泵），接着讲述涡轮类机械（离心泵、涡轮钻具、涡轮传动），此后，介绍以容积式水力机械为元件的液压传动，末了着重讲述以上各类机械在石油矿场具体应用的抽油设备及压裂设备。

因此，本课程除绪论外，由往复泵、离心泵、涡轮钻具、涡轮传动、液压传动、抽油设备和水力压裂设备等七章组成。

第一章 往 复 泵

往复泵在石油工业中的应用很广泛。石油矿场上常需在高压下输送大粘度、大比重和高含砂量的液体，而流量相对不大，用往复泵较合适。往复泵在钻井时用作循环泥浆，驱动涡轮钻具。在采油时，用作原油输送、洗井、注水及地层压裂。抽油设备中的深井泵也是一种特殊结构的往复泵。往复泵的缺点是，排量不均，且不易调节，低速、笨重、有许多阀门和易损件等。因此，在生产中如何克服缺点、发扬优点是非常重要的问题。

第 1 节 往复泵的基本概念

一、工作原理

图 1-1 为卧式单缸单作用往复泵。包括缸体、活塞、吸入阀和排出阀，吸入管和排出管，曲柄连杆机构等基本部件。

曲柄以角速度 ω 从水平位置按箭头方向开始旋转，活塞右移，缸内形成真空，在吸水池液面大气压力 P_a 的作用下，液体挤开吸入阀，进入缸内。这就是吸入过程。当曲柄转过 180° 角后，活塞向左移，缸内液体受挤压，因此，吸入阀门关闭，排出阀门打开，液体由活塞挤出缸外，经排出阀和排出管到排水池。这就是排出过程。

二、分类

往复泵的分类：

1. 按作用分。单作用式，每一冲程只作吸入或排出；双作用式，每一冲程兼作吸入和排出。

2. 按活塞式样分为活塞泵及柱塞泵。

3. 按缸数分为单缸泵、双缸泵（曲柄互成 90° ）及三缸泵（曲柄互成 120° ）等。

4. 按缸的位置分为卧式泵、立式泵、V形泵或星形泵等。

通常说明往复泵的主要特点，例如可以写为五缸、单作用、立式、柱塞式、注水泵。

三、活塞运动规律

除蒸汽式往复泵外，绝大部分往复泵都是用曲柄连杆机构或偏心机构，把主轴的等速旋转运动变为活塞的往复运动。

图 1-2 为最常用的曲柄连杆机构：曲柄 OB 长度为 r ，连杆 AB 长度为 l 。

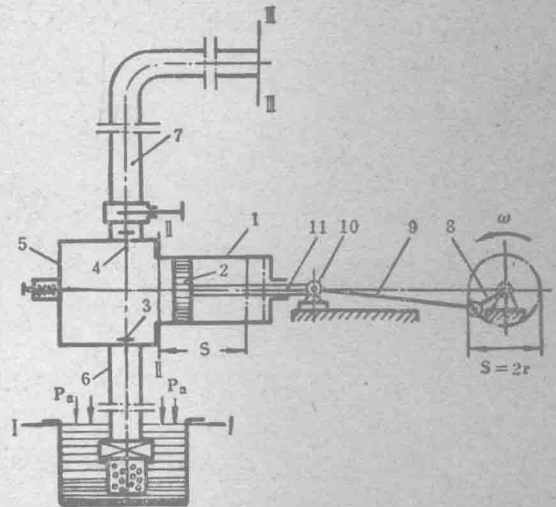


图 1-1 往复泵示意图

1—缸体；2—活塞；3—吸入阀；4—排出阀；
5—阀室；6—吸入管；7—排出管；8—曲柄；9—
连杆；10—十字头；11—活塞杆

1. 活塞向右运动时, 其位移 x (自左顶点算起, φ 角由水平线算起) 用下式表示:

$$x = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta)$$

活塞向左运动时, 其位移 x (自右顶点算起, 即 φ 角再由水平线算起) 可用下式表示:

示:

$$x = r(1 - \cos \varphi) - l(1 - \cos \beta)$$

所以, 一个往复冲程中位移 x , 又可写为:

$$x = r(1 - \cos \varphi) \pm l(1 - \cos \beta) \quad (1-1)$$

由此可见, 在往复冲程中, 连杆有限长度的影响是不同的。

以 φ 的函数表示 β 角,

因:

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

所以:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$$

按二项式定理分解, 因 $\sin \varphi < 1$, 且 $\lambda < 1$, 所以忽略其高次方各项, 得:

$$\cos \beta \approx 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \varphi}{2}$$

将 $\cos \beta$ 值代入 (1-1) 式, 得:

$$x = r(1 - \cos \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi) \quad (1-2)$$

2. 活塞的速度 u 和加速度 j , 可将 (1-2) 式对时间 t 进行一次及二次微分获得:

$$\begin{aligned} u &= \omega r \left(\sin \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \\ j &= \omega^2 r \left(\cos \varphi \pm \lambda \cos 2\varphi \right) \end{aligned} \quad (1-3)$$

此处, $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\pi n}{30}$ 是曲柄轴的角速度。

在一般泵中, $\lambda = \frac{r}{l} < 0.2$, 故可忽略 λ 的影响, (1-3) 式成为:

$$\begin{cases} u = \omega r \sin \varphi \\ j = \omega^2 r \cos \varphi \end{cases} \quad (1-4)$$

四、排量

泵的排量是单位时间内泵所排出的液体数量。通常以体积单位或重量单位来计算。体积排量用 Q 表示, 其单位为米³/时、米³/秒或升/秒。重量排量用 G 表示, 其单位为吨/时、吨/秒或公斤/秒。

体积排量和重量排量的关系是:

$$G = \gamma Q \quad (1-5)$$

式中 γ ——所输送液体的重度。

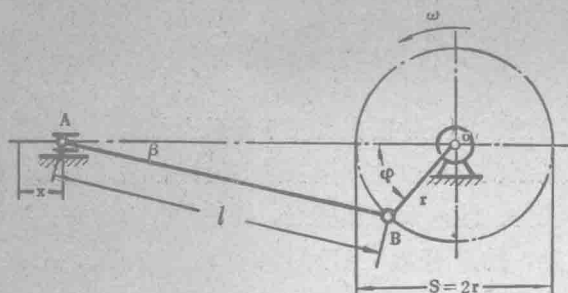


图 1-2 往复泵运动示意图

由于活塞不是等速运动，所以泵的排量是随时间而变的。在每一瞬时，泵的理论排量称为瞬时理论排量 $Q_{\text{瞬}}$ ，单缸单作用泵的瞬时理论排量可按下式计算：

$$Q_{\text{瞬}} = Fv = F\omega r \sin \varphi = \frac{F\pi nr}{30} \sin \varphi \quad (1-6)$$

当泵的 F 、 n 、 r 一定时，瞬时理论排量，按活塞运动速度的同样规律变化，亦即按正弦曲线而变。多缸或双作用泵的瞬时理论排量，就是将各缸在不同瞬时的排量迭加起来。瞬时排量的概念是表明往复泵排量随时间变化的规律。

为了估计往复泵的工作能力，常用平均理论排量 $Q_{\text{理论}}$ 。平均理论排量，是不考虑泵在一段时间内漏失和吸入不良等不利因素影响的平均排量。

若为单缸单作用泵，平均理论排量 $Q_{\text{理论}}$ 为：

$$Q_{\text{理论}} = \frac{FSn}{60} \text{米}^3/\text{秒} \quad (1-7)$$

式中 F ——活塞的横截面积， 米^2 ；

S ——冲程，米；

n ——泵轴每分钟转数。

若为单缸双作用泵，则当活塞向左运动时（图 1-1）排出液体量为：

$$V_1 = FS$$

当活塞向右运动时，排出液体量为：

$$V_2 = (F-f)S$$

式中 f ——活塞杆的截面积， 米^2 。

所以，单缸双作用泵的平均理论排量可由下式求得：

$$Q_{\text{理论}} = \frac{(2F-f)Sn}{60} \text{米}^3/\text{秒} \quad (1-8)$$

设泵的工作缸有 i 个，其总排量应为上式的 i 倍。

实际上，泵的吸入阀和排出阀都不能及时关闭；泵阀、活塞和其他的密封处可能有高压液体漏失；泵缸中可能存留气体，排出过程时气体受压，而吸入过程，气体重新膨胀占据缸内一部分体积，影响液体吸入量。上面各因素都使泵的实际排量低于理论排量，以系数 α 估计这种差别。单缸单作用的实际平均排量 Q ，可按下式计算：

$$Q = \alpha \frac{FSn}{60} \text{米}^3/\text{秒} \quad (1-9)$$

式中 α ——泵的排量系数， $\alpha = \frac{Q}{Q_{\text{理论}}}$ ， α 值一般在 $0.85 \sim 0.95$ 之间。大型而吸入条件较好的新泵，其 α 值可达 $0.97 \sim 0.99$ 。

而单缸双作用泵的实际平均排量 Q 则为：

$$Q = \alpha \frac{(2F-f)Sn}{60} \text{米}^3/\text{秒}$$

五、排量不匀度

往复泵主要缺点之一是排量不匀，可用 m 表示不匀度：

$$m = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{理均}}} \quad (1-10)$$

式中 $Q_{\max}$ ——泵的最大瞬时理论排量；

$Q_{\min}$ ——泵的最小瞬时理论排量。

对单缸单作用往复泵，当 $\varphi = 90^\circ$ 时， $\sin \varphi = 1$ ，可得该泵的最大瞬时排量 $Q_{\max}$ ，

$$Q_{\max} = \frac{F\pi S n}{60}$$

泵的最小瞬时排量 $Q_{\min} = 0$ 。

其平均理论排量，可自式 (1-7) 得出。因此，它的排量不匀度为：

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{理均}}} = \frac{F\pi S n - 0}{FSn} = \pi = 3.14$$

对双缸单作用往复泵，两曲柄相位角差 180° ， $Q_{\max}$ 、 $Q_{\min}$ 没有改变，然而，平均理论排量增加了一倍，所以：

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{理均}}} = \frac{F\pi S n - 0}{2FSn} = \frac{\pi}{2} = 1.57$$

对三缸单作用往复泵，三个曲柄相位角差 120° ，由三缸排量曲线迭加后可看出，当第一缸 $\varphi = \pi - \pi/6$ ，第二缸 $\varphi = \pi/6$ 时，存在最大瞬时排量 $Q_{\max}$ ：

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= Q_1 + Q_2 \\ &= \frac{F\pi S n}{60} \sin\left(\pi - \frac{\pi}{6}\right) + \frac{F\pi S n}{60} \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \\ &= \frac{F\pi S n}{60} \times \frac{1}{2} + \frac{F\pi S n}{60} \times \frac{1}{2} \\ &= \frac{F\pi S n}{60} \end{aligned}$$

三缸单作用往复泵的最大瞬时排量和上述泵相同。而最小瞬时排量为 $0.865 \times \frac{F\pi S n}{60}$ 。

总的平均理论排量为三缸之和：

$$Q_{\text{理均}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 3 \times \frac{F\pi S n}{60}$$

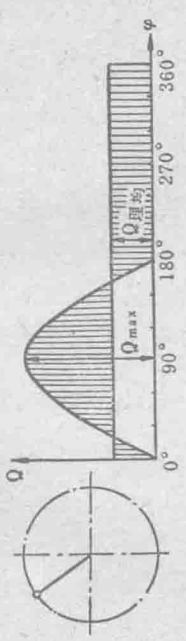
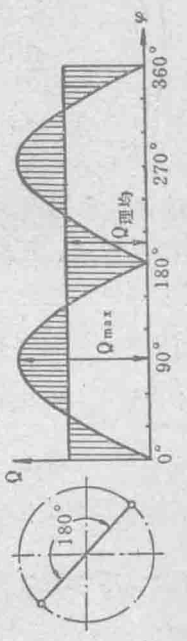
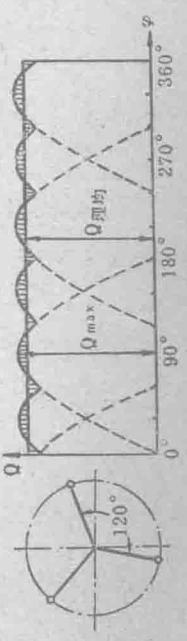
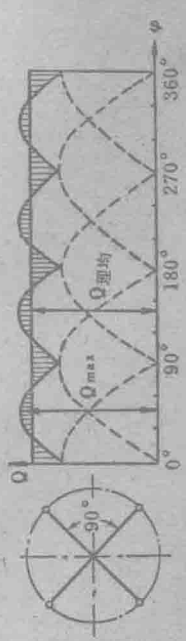
所以：

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{理均}}} = \frac{F\pi S n(1 - 0.865)}{3FSn} = 0.141$$

可用同样方法求出其他型式往复泵的排量不匀度。在表 1-1 中给出常用的几种类型泵的最大排量 $Q_{\max}$ 、最小排量 $Q_{\min}$ 、平均排量 $Q_{\text{理均}}$ 及排量不匀度，在此表中，忽略了双作用泵中活塞杆截面积 f 对排量的影响。

上述可见，当往复泵缸数增多时，排量趋于均匀，而单数缸效果更显著。如三缸单作用就比四缸单作用泵均匀些。但是缸数太多，常使泵结构复杂，造价增高，维修困难，所以目前常用双缸双作用及三缸单作用或双作用的往复泵。在选择泵缸数目时，需综合考虑设计合理、制造可能和使用条件等因素。

表 1-1

泵 型	排 量 变 化 曲 线	最大排量 $Q_{\max}$	最小排量 $Q_{\min}$	平均排量 $Q_{\text{平均}}$	不均匀度 $\frac{Q_{\max}-Q_{\min}}{Q_{\text{平均}}}$
1. 单缸单作用		$\frac{F\pi S n}{60}$	0	$\frac{F\pi S n}{60}$	3.14
2. 双缸单作用		$\frac{F\pi S n}{60}$	0	$\frac{F\pi S n}{30}$	1.57
3. 三缸单作用 (三曲柄互成120°)		$\frac{F\pi S n}{30}$	$0.865 \times \frac{F\pi S n}{60}$	$3 \times \frac{F\pi S n}{30}$	0.141
4. 四缸单作用或双缸双作用 (两曲柄互成90°)		$1.414 \times \frac{F\pi S n}{60}$	$\frac{F\pi S n}{60}$	$\frac{F\pi S n}{15}$	0.314

第2节 吸入过程和排出过程

一、吸入过程

当吸入过程时，液体在大气压力作用下，从吸水池经吸入管綫，进入缸内。由于活塞运动是变化的，因此在吸入管綫和缸内，液流速度和加速度也是变化的，液流是不稳定的。如图 1-3 所示。

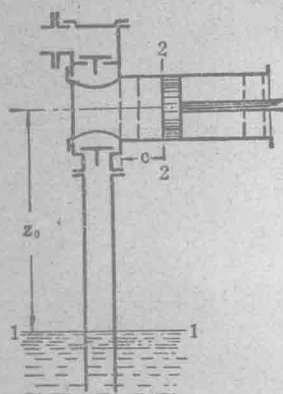


图 1-3 泵的吸入管綫示意图
图例 Z_0 —吸高

对于实际液体的不稳定流，伯諾里方程式如下：

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{\text{惯}} + \Sigma h \quad (1-11)$$

式中 Z_1, Z_2 ——在 1、2 两截面单位重量液体的位能；

$\frac{p_1}{\gamma}, \frac{p_2}{\gamma}$ ——在 1、2 两截面单位重量液体的压力水头；

$\frac{u_1^2}{2g}, \frac{u_2^2}{2g}$ ——在 1、2 两截面单位重量液体的速度水头；

$h_{\text{惯}}$ ——在 1、2 两截面間单位重量液体的惯性水头；在断面不变的一段管綫中，液流的加

速度可以用 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 表示，而：

$$h_{\text{惯}} = \frac{l}{g} \frac{\partial u}{\partial t} \quad (1-12)$$

Σh 为在 1、2 两截面間单位重量液体的水力损失水头。水力损失，包括管綫的沿程水力损失和各种局部水力损失（如：閘門、弯头、三通等）。

将上述伯諾里方程式应用到往复泵的吸入过程，假設以吸水池液面为基准面和液面变化速度为 0，那末，自吸水池液面至活塞，各种能量的轉化可用下式表示：

$$Z_0 + \frac{p_{\text{吸}}}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + \frac{l_{\text{吸}}}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \xi_{\text{吸}} \frac{u^2}{2g} + K_{\text{吸}} = \frac{p_a}{\gamma} \quad (1-13)$$

式中 Z_0 ——吸高；

$\frac{p_{\text{吸}}}{\gamma}$ ——吸入过程中缸内的压力水头；

$\frac{u^2}{2g}$ ——吸入过程中缸内的速度水头；

u ——活塞速度；

$\frac{l_{\text{吸}}}{g} \frac{\partial u}{\partial t}$ ——吸入过程中吸入管綫的惯性水头；

$l_{\text{吸}}$ ——自最低点至活塞断面处的吸入管长度；

$\frac{\partial u}{\partial t} = j$ ——活塞加速度；

$\xi_{\text{吸}} \frac{u^2}{2g}$ ——吸入管綫水力损失水头；

$\xi_{\text{吸}}$ ——吸入管綫水力摩阻系数；

$K_{\text{吸}}$ ——吸入閥的水力損失水头；

$\frac{P_a}{\gamma}$ ——大气压头。

上式未考虑泵缸內由于活塞移动 x 距离后所增加的一段液柱影响，因为一般往复泵冲程不大， x 的影响很小。由于吸入管綫各处截面积不一定相同，所以各处的液流速度和加速度需要考虑截面变化的影响。

由式 (1-13) 可得：

$$\begin{aligned}\frac{P_{\text{吸}}}{\gamma} &= \frac{P_a}{\gamma} - \left[Z_0 + \frac{u^2}{2g} + \frac{l_{\text{吸}}}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \xi_{\text{吸}} \frac{u^2}{2g} + K_{\text{吸}} \right] \\ &= \frac{P_a}{\gamma} - \left[Z_0 + \frac{l_{\text{吸}}}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + (1 + \xi_{\text{吸}}) \frac{u^2}{2g} + K_{\text{吸}} \right]\end{aligned}\quad (1-14)$$

現在用图解来表示吸入过程各因素对泵缸內吸入压力的影响，以及后者随活塞位移的变化。

因：

$$u = \omega r \sin \varphi$$

$$j = \omega^2 r \cos \varphi$$

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

所以：
$$\frac{u^2}{2g} = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right)$$

$$j = \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right)$$

把 (1-14) 式中的各項化成位移 x 的函数，得：

$$\begin{aligned}\frac{P_{\text{吸}}}{\gamma} &= \frac{P_a}{\gamma} - \left[Z_0 + (1 + \xi_{\text{吸}}) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) + \right. \\ &\quad \left. + K_{\text{吸}} + \frac{l_{\text{吸}}}{g} \left(1 - \frac{x}{r} \right) \omega^2 r \right]\end{aligned}\quad (1-15)$$

以横坐标表示 x 值，而慣性水头、管綫水力損失水头、閥門損失水头等值，以纵坐标表示。如图 1-4 所示，可得下列曲綫：

1) 細实綫，表示 $\frac{P_a}{\gamma}$ ；

2) 曲綫 a，表示 Z_0 ；

$\frac{P_a}{\gamma}$ 和 Z_0 不随 x 改变，都是平行于横坐标的直綫；

3) 曲綫 b，表示閥門損失水头。吸入閥开始打开时，需要消耗較高水头，而閥开后流道內阻力基本不变；

4) 曲綫 c，表示 $(1 + \xi_{\text{吸}}) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right)$ ，当 $x=0$ 及 $x=2r$ 时都为零，中間各点

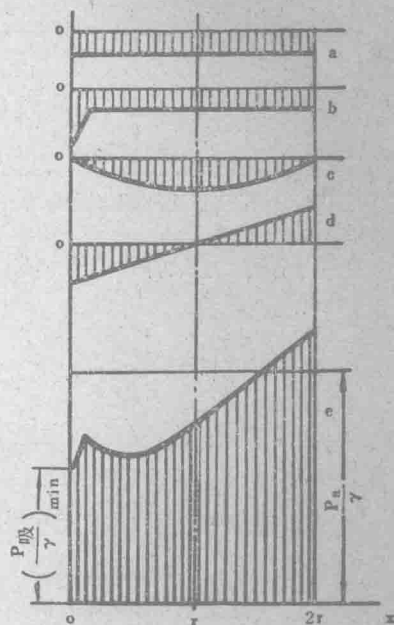


图 1-4 吸入压力变化图

随活塞位移的平方而变，为抛物线；

5) 曲线 d, 表示 $\frac{I_{\text{管}}}{r} \left(1 - \frac{x}{r}\right) \omega^2 r$, 当 $x=0$ 及 $x=2r$ 时, 获得最大值。中间各点随活塞位移的一次方而变, 为一斜线;

6) 曲线 $\frac{P_{\text{管}}}{\gamma}$, 由 $\frac{P_a}{\gamma}$ 减 a、b、c、d 纵坐标之和即得。

要使吸入过程正常进行, 还必须:

$$\left(\frac{P_{\text{管}}}{\gamma}\right)_{\min} > \frac{P_t}{\gamma} \quad (1-16)$$

式中 $\left(\frac{P_{\text{管}}}{\gamma}\right)_{\min}$ ——吸入压头的最小值;

P_t ——液体在输送温度下的汽化压力;

$\frac{P_t}{\gamma}$ 值对不同液体、不同输送温度有不同数值, 如表 1-2。

表 1-2

液 体	开 始 气 化 压 力 (米水柱)										
	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C	70°C	80°C	90°C	100°C
水	0.02	0.12	0.24	0.43	0.75	1.25	2.02	3.17	4.82	7.41	10.33
轻原油①	0.35	—	0.8	—	1.4	2.6	3.8	—	8.7	—	15.4
汽油	0.66	0.815	1.09	1.69	2.31	3.26	—	—	—	—	—
泥浆(水基)	—	0.18	0.32	0.55	0.90	1.46	—	—	—	—	—

① 不同泥浆和不同油田原油的性质有所区别, 这些数值仅供参考。——编者

如不满足上述条件, 在吸入过程中泵缸内就会形成气化空隙, 引起水击或充满不良等现象, 严重的水击, 导致零件的损坏。

由图 1-4 可见, $\frac{P_{\text{管}}}{\gamma}$ 的最小值发生在 $x=0$ 处, 即活塞刚开始吸入的瞬间, 故吸入条件应按 $x=0$ 点进行验算。此时吸高 Z_0 、阀门损失水头和惯性水头的影响最大。而吸入管沿线程和局部水力损失都为 0。

当活塞速度按正弦规律变化时, 吸入管线内液流速度, 也按同样规律变化, 因此, 在吸入冲程的前半, 液流速度增加, 加速度和流动方向相同, 由惯性力引起的惯性水头使泵缸内吸入压力降低; 而在吸入冲程的后半, 液流速度减少, 加速度和流动方向相反, 惯性水头使泵缸内吸入压力提高。所以, 惯性水头, 不是能量损失。但在 $x=0$ 点, 却不利于吸入, 在许多情况下, 惯性水头的影响相当大, 应着重考虑。

为满足 $\left(\frac{P_{\text{管}}}{\gamma}\right)_{\min} > \frac{P_t}{\gamma}$, 由式 (1-15) 得出, 需使 $\frac{P_a}{\gamma}$ 尽量大, 并使后面各项数值尽量减小。在一般情况下, P_a 指的是大气压力, 随所在地海拔高度增加而减少, 所以在高原地区使用往复泵时, 应注意 P_a 与海拔高度关系 (表 1-3)。表中除水柱高外, 也列举了泥浆柱高度, 后者在钻井泵排送泥浆计算时采用。

表 1-3

海拔, 米	0	100	200	300	400	500	600	800	1000	1500	2000	2500
水柱高, 米	10.3	10.2	10.1	9.9	9.8	9.7	9.6	9.4	9.2	8.6	8.1	7.6
$\frac{p_a}{\gamma}$ 泥浆柱高 (比重1.2), 米	8.62	8.50	8.43	8.26	8.17	8.1	8.0	7.84	7.67	7.17	6.75	6.34

要改善泵的吸入条件, 如对式 (1-14) 进行分析后, 可得出下列几种方法:

1. 降低泵的安装高度。当输送易汽化液体时 (如热油等), 往往需要把泵装在吸入罐下面, 即 Z_0 为负值, 使液体自流地充满泵缸, 造成灌注。必要时也可采用离心泵作为

往复泵的灌注泵, 这时 $\frac{p_a}{\gamma}$ 值就不是大气压力, 而等于离心泵的排出压力。应尽量缩短吸入管线, 以降低惯性水头影响。

2. 在吸入管线上, 靠近泵缸吸入阀处装吸入空气包, 以减少吸入管内的液体惯性水头影响。

二、排出过程

和吸入过程同样, 列出排出过程的伯诺里方程式 (图 1-5):

$$\frac{p_a}{\gamma} + Z_1 + \frac{u_{排}^2}{2g} + (\xi_{排} - 1) \frac{u^2}{2g} + K_{排} + \frac{l_{排}}{g} \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{p_{排}}{\gamma} \quad (1-17)$$

式中 p_a ——排出管端的绝对压力;
 $u_{排}$ ——排出管端横截面上的流速;
 Z_1 ——排出口距泵缸中心的高度;
 $l_{排}$ ——排出管线的长度;
 $\xi_{排}$ ——排出管线的局部阻力系数;
 $K_{排}$ ——排出阀阻力;
 $p_{排}$ ——排出过程中泵缸内的压力。

也可用图解法表示排出过程各项因素对泵缸内排出压力的影响 (图 1-6)。

- 1) 细实线表示 $\frac{p_a}{\gamma}$;
- 2) 曲线 a 表示 Z_1 ;
- 3) 曲线 b 表示排出阀损失 $K_{排}$;
- 4) 曲线 c 表示 $(\xi_{排} - 1) \frac{u^2}{2g} + \frac{u_{排}^2}{2g}$;

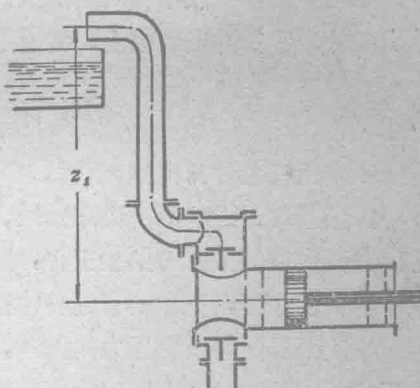


图 1-5 泵的排出管线示意图

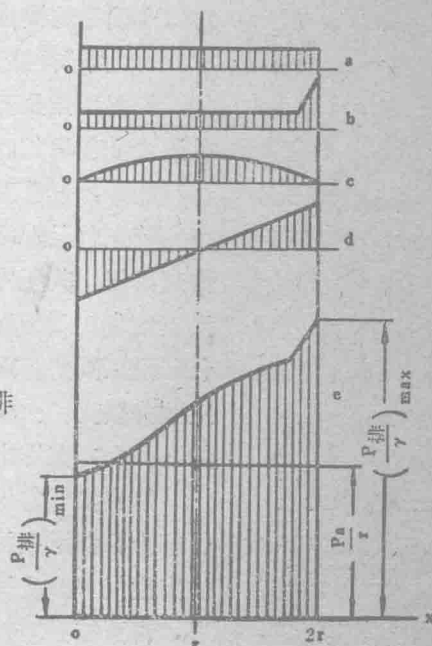


图 1-6 排出压力变化图

5) 曲线 d 表示 $\frac{l_{排}}{g} \frac{\partial u}{\partial t}$ 。

取各曲线纵坐标代数和, 则得 $\frac{P_{排}}{\gamma}$ 。由 $\frac{P_{排}}{\gamma}$ 可见排出过程的排出压力是不均匀的, 冲程开始时压力高, 以后逐步降低。

在排出过程中, 活塞经过中点后, 运动速度减小, 加速度和液流方向相反, 而惯性力和液流方向相同, 促使它运动, 即在 (1-17) 式中惯性水头 $\frac{l_{排}}{g} \frac{\partial u}{\partial t}$ 为负值, 当管路 $l_{排}$ 极长时, 可能使泵缸内 $P_{排}$ 下降很大, 甚至低于所排液体在该温度下汽化压力, 发生水击, 破坏排出过程。

此外, 排出压力的不均匀性会影响泵和发动机的负载不均, 尤其当排出压力变化的频率, 如与管綫自振频率相同或成整数倍时, 将引起共振, 严重破坏管綫和机件。为了改善排出条件, 常在排出管綫上, 靠近泵缸排出閥处装排出空气包。

第3节 空气包作用原理和计算

一、空气包作用原理

排量不均, 影响泵的使用效果, 甚至根本限制了它在某些领域的推广。当排量发生变化时, 泵内和管綫阻力发生变化, 泵压就随之波动。一般泵压波动为排量变化的平方, 而液流的惯性作用, 更加剧了这种波动。

往复泵排量和排出压力的波动, 会降低其零件寿命, 若压力波动频率与部件自振频率相同或成整数倍时, 将发生共振, 引起更大的破坏。排出压力波动, 还会降低机械效率和水力效率, 影响使用效果, 如压裂、注水工作中, 对油层产生不利影响等。由往复泵吸入量变化引起的惯性水头, 能使吸入过程恶化, 导致水击或充满不良。

排量不均现象, 可采用多缸或双作用式泵来减轻。目前, 一般采用双缸双作用及三缸单作用或双作用式, 若采用单作用柱塞泵时, 缸数还可酌量增加。

此外, 也常采用在吸入和排出管綫上安装空气包的方法。吸入空气包装在吸入管綫上, 靠近泵吸入閥处 (图 1-7), 它为一密闭容器, 内充空气, 其压力低于吸入池的大气压。液体在进入泵缸前, 先经吸入空气包。从吸入池到空气包一段管綫中, 排量比较均匀。但在空气包与泵缸间的管路中, 液流速度与活塞运动速度变化规律相同, 即按正弦曲线变化: 在某一段时间, 吸入液量很大, 在另一段时间吸入液量又很小; 在排出过程时, 吸入液体为零。

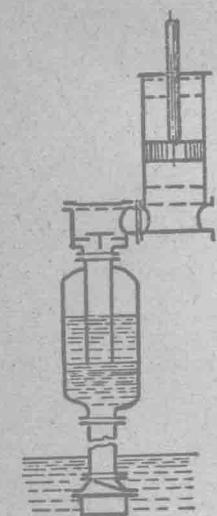


图 1-7 安装吸入空气包的示意图

排出空气包工作情况, 与吸入空气包相似, 排出空气包装在排出管綫上, 靠近泵排出閥处 (图 1-8), 它将排出管綫分为二段: 自泵缸到排出空气包及自排出空气包至排水池面。活塞按正弦规律运动, 把水压入排出空气包, 所以, 自泵缸到空气包的一段管綫中, 液流不均匀, 而在空气包后的管路中, 液体得到较均匀的运动。当活塞瞬时排量大于平均排量时, 排出管綫中阻力增大。