

高等学校交流讲义

活塞泵及其它类型泵

丛庄远、董国华、查 森編譯

只限学校内部使用



中国工业出版社

前 言

本交流讲义共分四部分：活塞泵、射流泵、水环泵及旋渦泵。书中介绍了这几种不同类型泵的一般原理、结构及其计算方法，其中着重讲解了有关泵工作过程中的水力问题。目前在工业中主要采用的活塞泵，是以旋轉原动机带动的傳动式活塞泵和蒸汽直接作用泵，因此，在活塞泵部分只介绍这两部分内容。

随着我国经济建设事业的不断发展，对各种类型泵的需要，不仅在数量上，而且在品种及质量上，都提出了更高的要求，所以，水力机械专业，特别是对水泵专业的学生，都必须掌握本交流讲义所介绍的内容。

本书活塞泵部分是由丛庄远同志编写的，其他类型泵是由查森及董国华同志编写的。本书主要是按照苏联专家O. B. 巴依巴柯夫副教授(1955~1956年)及布达耶夫副教授(1957年)在我校动力系水力机械专业讲学的内容加以整理、补充而編成的。在选編过程中，由于时间仓促，没有来得及参考有关这方面的各种资料，同时由于业务水平限制，缺点及錯誤在所难免，敬希讀者提出批評和指正。

編 者

1961.6.

本书是根据苏联专家在我校水力机械专业讲学的内容加以整理，补充而写成。

本书共分四部分内容：活塞泵、射流泵、水环泵和旋涡泵。书中介绍了这几种泵的一般原理、结构及其计算方法；其中着重讲解有关泵工作过程中的水力问题。

本书适用于水力机械专业学生作为教材，也可供有关工程技术人员参考。

活塞泵及其它类型泵

丛庄远，董国华，查森編譯

*

第一机械工业部教材编审委员会編輯

(北京复兴門外三里河第一机械工业部)

中国工业出版社出版(北京佟麟閣路丙10号)

(北京市书刊出版事业許可証出字第110号)

机工印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印張 $8 \frac{5}{8}$ · 字数 207,000

1962年4月北京第一版·1962年4月北京第一次印刷

印数 0,001—2,120 · 定价(10-5)1.05元

*

統一书号: K 15165 · 1429(一机-273)

目次

I. 活塞泵

§ 1-1 泵的基本概念	3
§ 1-2 活塞泵的工作原理、特点和使用范围	3
§ 1-3 活塞泵的平均流量、瞬时流量和流量不均匀系数	5
§ 1-4 在工作过程中泵缸中压力的变化	9
§ 1-5 活塞泵的空气室	15
§ 1-6 活塞泵閥門的基本理論	21
§ 1-7 活塞泵基本尺寸的选择	31
§ 1-8 泵体及其强度的計算	35
§ 1-9 活塞、柱塞及其密封	37
§ 1-10 閥門的設計和結構	42
§ 1-11 曲柄連杆机构的計算	45
§ 1-12 蒸汽直接作用泵概述	48
§ 1-13 蒸汽直接作用泵活塞和閥門运动的特点	49
§ 1-14 蒸汽直接作用泵閥門的計算	50
§ 1-15 蒸汽直接作用泵泵缸的計算	52
§ 1-16 蒸汽直接作用泵汽动部分的計算	53
§ 1-17 蒸汽直接作用泵的耗汽量	58
§ 1-18 活塞泵的效率 and 試驗	59

II. 射流泵

§ 2-1 射流泵的工作原理	63
§ 2-2 射流泵的分类及其用途	64
§ 2-3 射流泵的基本参数及特性曲綫	64
§ 2-4 射流泵的相似律	68
§ 2-5 射流泵的工作过程及其特性曲綫	75
§ 2-6 射流泵的能量平衡和效率	77
§ 2-7 在計算特性曲綫时, 考虑速度的不均匀度	82
§ 2-8 射流泵的综合特性曲綫	84
§ 2-9 計算射流泵的基本尺寸和作出有因次的特性曲綫	86
§ 2-10 射流泵的通用特性曲綫	87

§ 2-11 射流泵內的汽蝕問題和射流泵的汽蝕計算	91
§ 2-12 根据給定的工作状况設計射流泵	93
§ 2-13 射流泵基本构件的結構設計	96
§ 2-14 射流泵的改进道路	99
§ 2-15 深井射流装置	101
§ 2-16 射流抽水装置在管路网中的工作	104

III. 水环泵

§ 3-1 水环泵泵壳的尺寸及其排气量	107
§ 3-2 压出口及吸入口的尺寸	108
§ 3-3 求能保証給定的临界压缩比 x_{kp} 的泵的轉速	111
§ 3-4 泵的特性曲綫	111
§ 3-5 功率和效率	112
§ 3-6 相似定律	113
§ 3-7 水环泵的計算順序	114
§ 3-8 用水环泵来抽送液体	115
§ 3-9 水环泵的結構	115

IV. 旋渦泵

§ 4-1 旋渦泵的应用	117
§ 4-2 旋渦泵的分类	118
§ 4-3 泵的能量平衡	119
§ 4-4 旋渦泵的工作过程	121
§ 4-5 旋渦泵的計算理論	123
§ 4-6 以統計数据为基础来計算旋渦泵	125
§ 4-7 旋渦泵給水量的調节	129
§ 4-8 旋渦泵的汽蝕	130
§ 4-9 旋渦泵抽送气体 (旋渦泵的自吸能力) 时的工作情况	133
§ 4-10 旋渦泵抽送液体与气体的混合物时的工作状况	137
§ 4-11 旋渦泵的結構	138

前 言

本交流讲义共分四部分：活塞泵、射流泵、水环泵及旋渦泵。书中介绍了这几种不同类型泵的一般原理、结构及其计算方法，其中着重讲解了有关泵工作过程中的水力问题。目前在工业中主要采用的活塞泵，是以旋轉原动机带动的傳动式活塞泵和蒸汽直接作用泵，因此，在活塞泵部分只介绍这两部分内容。

随着我国经济建设事业的不断发展，对各种类型泵的需要，不仅在数量上，而且在品种及质量上，都提出了更高的要求，所以，水力机械专业，特别是对水泵专业的学生，都必须掌握本交流讲义所介绍的内容。

本书活塞泵部分是由丛庄远同志编写的，其他类型泵是由查森及董国华同志编写的。本书主要是按照苏联专家O. B. 巴依巴柯夫副教授(1955~1956年)及布达耶夫副教授(1957年)在我校动力系水力机械专业讲学的内容加以整理、补充而編成的。在选編过程中，由于时间仓促，没有来得及参考有关这方面的各种资料，同时由于业务水平限制，缺点及錯誤在所难免，敬希讀者提出批評和指正。

編 者

1961.6.

目次

I. 活塞泵

§ 1-1 泵的基本概念	3
§ 1-2 活塞泵的工作原理、特点和使用范围	3
§ 1-3 活塞泵的平均流量、瞬时流量和流量不均匀系数	5
§ 1-4 在工作过程中泵缸中压力的变化	9
§ 1-5 活塞泵的空气室	15
§ 1-6 活塞泵閥門的基本理論	21
§ 1-7 活塞泵基本尺寸的选择	31
§ 1-8 泵体及其强度的計算	35
§ 1-9 活塞、柱塞及其密封	37
§ 1-10 閥門的設計和結構	42
§ 1-11 曲柄連杆机构的計算	45
§ 1-12 蒸汽直接作用泵概述	48
§ 1-13 蒸汽直接作用泵活塞和閥門运动的特点	49
§ 1-14 蒸汽直接作用泵閥門的計算	50
§ 1-15 蒸汽直接作用泵泵缸的計算	52
§ 1-16 蒸汽直接作用泵汽动部分的計算	53
§ 1-17 蒸汽直接作用泵的耗汽量	58
§ 1-18 活塞泵的效率 and 試驗	59

II. 射流泵

§ 2-1 射流泵的工作原理	63
§ 2-2 射流泵的分类及其用途	64
§ 2-3 射流泵的基本参数及特性曲綫	64
§ 2-4 射流泵的相似律	68
§ 2-5 射流泵的工作过程及其特性曲綫	75
§ 2-6 射流泵的能量平衡和效率	77
§ 2-7 在計算特性曲綫时, 考虑速度的不均匀度	82
§ 2-8 射流泵的综合特性曲綫	84
§ 2-9 計算射流泵的基本尺寸和作出有因次的特性曲綫	86
§ 2-10 射流泵的通用特性曲綫	87

§ 2-11 射流泵內的汽蝕問題和射流泵的汽蝕計算	91
§ 2-12 根据給定的工作状况設計射流泵	93
§ 2-13 射流泵基本构件的結構設計	96
§ 2-14 射流泵的改进道路	99
§ 2-15 深井射流装置	101
§ 2-16 射流抽水装置在管路网中的工作	104

III. 水环泵

§ 3-1 水环泵泵壳的尺寸及其排气量	107
§ 3-2 压出口及吸入口的尺寸	108
§ 3-3 求能保証給定的临界压缩比 x_{kp} 的泵的轉速	111
§ 3-4 泵的特性曲綫	111
§ 3-5 功率和效率	112
§ 3-6 相似定律	113
§ 3-7 水环泵的計算順序	114
§ 3-8 用水环泵来抽送液体	115
§ 3-9 水环泵的結構	115

IV. 旋渦泵

§ 4-1 旋渦泵的应用	117
§ 4-2 旋渦泵的分类	118
§ 4-3 泵的能量平衡	119
§ 4-4 旋渦泵的工作过程	121
§ 4-5 旋渦泵的計算理論	123
§ 4-6 以統計数据为基础来計算旋渦泵	125
§ 4-7 旋渦泵給水量的調节	129
§ 4-8 旋渦泵的汽蝕	130
§ 4-9 旋渦泵抽送气体 (旋渦泵的自吸能力) 时的工作情况	133
§ 4-10 旋渦泵抽送液体与气体的混合物时的工作状况	137
§ 4-11 旋渦泵的結構	138

I. 活 塞 泵

§ 1-1 泵的基本概念

什么是泵？在城市供水系统中，泵把水从低处压到高处，提高了它所具有的位能；在火力发电站中，依靠泵的作用，把水压入高压锅炉内，使它的压力势能增加；在水力采煤的矿井中，泵射出的高速水流，以巨大的动能，把坚硬的煤层打成碎块。总之，不论形式如何，通过泵的作用，液体的机械能都有所增加。因此可以说，泵是一种用来增加液体的机械能的机器。

为了说明泵的基本性能，下面介绍几个泵的基本参数。

1. 流量：在单位时间内，泵所输送的液体的体积叫作流量。用字母 Q 来表示。常用的单位是升/秒； $\text{米}^3/\text{秒}$ ； $\text{米}^3/\text{小时}$ 。

2. 扬程：通过泵后，单位重量的液体的机械能的增值，叫作泵的扬程。用字母 H 来表示。根据这个定义，在工程单位中，扬程为：

$$\left[\frac{\text{公斤} \cdot \text{米}}{\text{公斤}} \right] = [\text{米}]。$$

扬程的单位是长度单位，其物理意义可以这样理解：一米的扬程表示液体流过泵后，一公斤液体得到了一公斤·米的机械能，而一公斤·米的机械能正好可以使一公斤液体在重力场中抬高一米的高度。

当泵的扬程很高时，经常也用泵排出液体的压力来代替扬程。它们之间的关系是：

$$P = \gamma \cdot H,$$

式中 P ——液体的排出压力 ($\text{公斤}/\text{米}^2$)；

γ ——液体的重量 ($\text{公斤}/\text{米}^3$)；

H ——扬程(米)。

3. 效率：这是一个表示泵完善程度的能量指标，它等于泵的有效功率 ($N_{\text{有效}}$) 与输入功率 ($N_{\text{输入}}$) 之比。用字母 η 来表示。

$$\eta = \frac{N_{\text{有效}}}{N_{\text{输入}}},$$

式中 $N_{\text{有效}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102}$ (瓩)。

4. 转数：转数是在单位时间内泵的工作循环次数。如果泵的工作部分作旋转运动，则用转/分来表示。如果泵的工作部分作往复直线运动，则用行程数/分来表示。泵的转数用字母 n 表示。对往复式活塞泵，常常称 n 为行程数。

§ 1-2 活塞泵的工作原理、特点和使用范围

活塞泵的工作部分 (图 I-1) 是由泵缸 1，活塞 2，吸水阀门 3，压水阀门 4，吸水管 5 和压水管 6 所组成的。

它的工作原理如下：活塞在泵缸内作往复运动。当活塞从左极限位置 I 向右运动时，

活塞左面由于活塞和泵缸所组成的腔体体积不断扩大，因而腔体内形成低压区。这时，外部的液体在吸水池表面和泵腔内部的压力差作用下，冲开吸水阀门，沿着吸水管路进入泵缸内。这就是活塞泵的吸水工作过程。

当活塞从右极限位置Ⅱ返回时，泵缸内的液体开始被挤压。但是，液体实际上几乎是不可压缩的，所以压力骤然升高。在这个压力作用之下，吸水阀门被紧紧地关闭，而液体把压水阀门打开，沿着压水管路流到所需要的地方去。

从上述活塞泵工作原理中可以看出，活塞泵有以下特点：

1. 活塞泵的流量只与泵本身的几何尺寸（在极限位置Ⅰ-Ⅱ间的泵缸体积）和泵的转速有关，而与泵所产生的扬程无关。因为，无论在什么样的扬程下工作，只要动作一次，泵就排出等于Ⅰ-Ⅱ间泵体体积那么多的液体。

2. 活塞泵的扬程与泵本身无关，只取决于泵在其中工作的水力装置的特性。因为，在水力装置中，无论对活塞产生多么大的压力，只要原动机有足够的功率，活塞泵本身有足

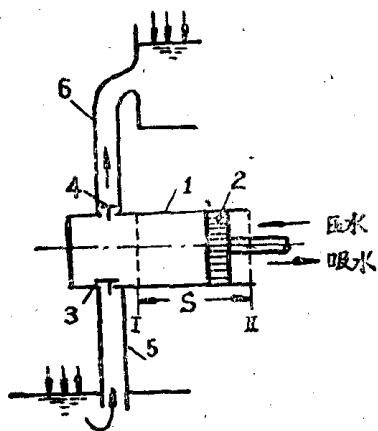


图 I-1

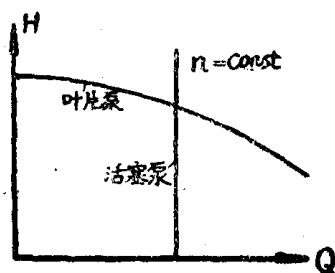


图 I-2

够的强度，那么就可以推动活塞把液体排出。这样，同一台活塞泵，在不同的水力装置中就会产生不同的扬程：在高压装置中就可以产生高扬程，而在低压装置中只能产生低扬程。

虽然如此，但是实际上也还有高压活塞泵和低压活塞泵之分。这是因为，在不同扬程下工作的活塞泵，要求有不同的机械强度、结构和不同的原动机功率。

以上两点，是活塞泵与叶片式泵根本区别之点。活塞泵扬程和流量的独立性在特性曲线上表现为一条垂直线（图 I-2），而叶片式泵的流量和压力则以一定的关系变化，在特性曲线上表现为一条倾斜的曲线。

应当指出，活塞泵的这些特点不只是活塞泵所特有，而且所有的容积式泵也都具有这些特点。

虽然活塞泵可以产生任何所需的扬程，而且保持不变的流量，但是，它的使用范围和叶片式泵比较起来，

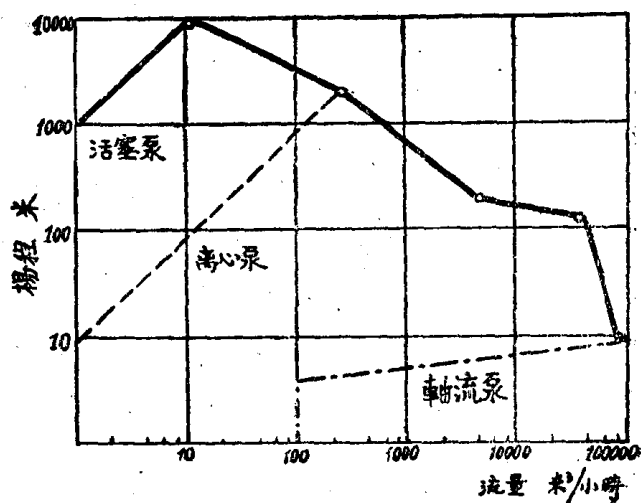


图 I-3

还是不大的。这是因为它是一种低速机器（这是由水力原因造成的），而且还需要一套把原动机的旋转运动转变成活塞泵工作部分的往复运动的机构，所以庞大笨重，结构复杂。与此相反，叶片式泵是高速的旋转机器，所以轻便简单，因而获得了广泛的应用。

虽然如此，活塞式泵在国民经济中仍然占有相当的地位。

在小流量，高扬程下工作时，离心泵工作轮直径很大，流道很窄，工作轮外表面与周围液体的摩擦损失和水流在工作轮内部流道的水力摩擦损失都很大，所以采用离心泵是不经济的。

当流量小时活塞泵体积还不十分大，产生高扬程对活塞泵是没有困难的，所以在这种情况下活塞泵就代替了叶片泵而获得相当广泛的应用（图 I-3）。

在石油工业，化学工业，地质钻探，水压机设备以及锅炉给水等许多国民经济部门，都大量地应用活塞泵。

在我国，许多工厂都生产活塞泵，其中还有专门生产活塞泵的工厂。

§ 1-3 活塞泵的平均流量、瞬时流量和流量不均匀系数

在曲柄连杆机构的活塞泵中，活塞作变速运动，所以流量也是时时在改变的。但是对使用者来讲，往往是要知道在一段时间内，泵能供给多少液体，所以讨论平均流量是有意义的（图 I-4）。

正如在 § 1-2 所讲的，活塞泵的流量只决定于泵本身的尺寸和泵的转数，也就是决定于：

活塞行程，用 S 表示；

活塞面积，用 F 表示；

泵缸数，用 i 表示；

行程数，用 n 表示。

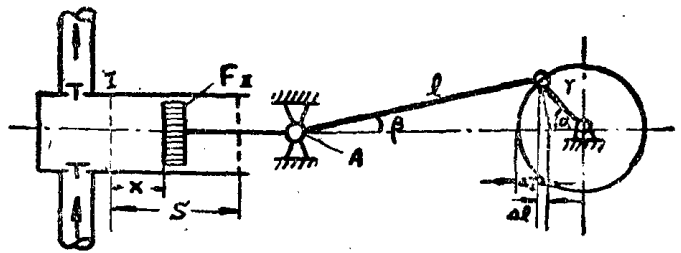


图 I-4

活塞在一个往复行程中所排出的液体体积在理论上应当等于活塞在一个行程中所扫过的空间体积，所以平均理论流量，也就是每秒钟活塞排出液体的平均值 Q_T 可以写成

$$Q_T = i \frac{FSn}{60} \quad (1-1)$$

实际上，由于在阀门和密封处有漏损，也有可能吸入一些气体，或者从液体中当压力降低时析出一些气体，占据了泵缸一部分体积，使得真正的平均流量 Q_{cp} 小了一些：

$$Q_{cp} = i \frac{FSn}{60} \eta_0 \quad (1-2)$$

式中 $\eta_0 < 1$ ，称做容积效率。

平均流量是一个想像的不变的流量，但是真实的流量在工作过程中是变化的。

为了研究流量变化的规律和要知道每一瞬间的真实流量，则必须研究瞬时流量，也就是某一时刻真正的流量。显然，瞬时流量 Q 可以写成

$$Q = FV \quad (1-3)$$

式中 V 是活塞运动的速度。

活塞面积 F 在工作过程中是不变化的常数，所以瞬时流量 Q 和活塞速度 V 有着同样的

随时间变化的规律。这样，我们要研究瞬时流量 Q 的变化规律，首先要研究曲柄连杆机构所带动的活塞的运动规律。

当曲柄转过 α 角时，活塞从左极限位置 I 走过的距离为 X ，这个距离应该等于曲柄和连杆在水平轴上投影缩短 Δr 及 Δl 之和，即

$$X = \Delta r + \Delta l$$

在活塞泵中，为了改善机构的受力状况，连杆作得比曲柄长得多，一般 $l > 5r$ ，甚至更长。这样，由于 β 角与 α 角比较起来小得多，所以 Δl 与 Δr 比较起来也是小得多，我们就可以近似地忽略 Δl 。这时

$$X = \Delta r = r - r \cos \alpha$$

$$V = \frac{dx}{dt} = r \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt}$$

但是

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega, \quad \alpha = \omega t$$

式中 ω 是曲柄的旋转角速度， t 是从 α 等于零开始计算的时间。所以

$$V = r\omega \sin \omega t \quad (1-4)$$

由此可知，活塞的速度是随时间按正弦规律在变化。

将 (1-4) 式代入 (1-3) 式中则得出

$$Q = Fr\omega \sin \omega t \quad (1-5)$$

显然，瞬时流量也在随时间按正弦规律变化，因而流量是不均匀的，并在 $Q_{\max} = F\omega r$ 和 $Q = 0$ 之间作周期性的变化（图 I-5）。

为了表示流量的不均匀程度，我们引入流量不均匀系数的概念。

流量不均匀系数 δ_Q 等于最大流量 $Q_{\max}$ 与平均流量 Q_{cp} 的比值，即

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} \quad (1-6)$$

δ_Q 愈大，表明流量愈不均匀， δ_Q 愈接近于 1，表明流量愈均匀。

采用多缸泵，会使泵的压水管路和吸水管路中的流量均匀化。我们现在对有不同泵缸数的活塞泵的流量不均匀程度进行讨论：

1. 只有一个泵缸的情况。

在这种情况下，根据前面的分析，流量不均匀系数 δ_{QI} 可以写成

$$\delta_{QI} = \frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = \frac{F\omega r}{\frac{FSn}{60}} = \frac{F \frac{2\pi n}{60} r}{F \frac{2\pi n}{60}} = \pi \approx 3.14$$

这表明，单缸泵的最大流量是平均流量的 3.14 倍，所以流量是很不均匀的。

2. 有两个泵缸的情况。

这时活塞泵曲轴同时带动两个活塞，它们的曲柄相差 180° （图 I-5）。这时虽然平均流量增加了一倍，但是最大流量仍然没有改变，所以

$$\delta_{QII} = \frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = \frac{F\omega r}{2 \frac{FSn}{60}} = \frac{F \frac{2\pi n}{60} r}{F \frac{2\pi n}{60}} = \frac{\pi}{2} \approx 1.57$$

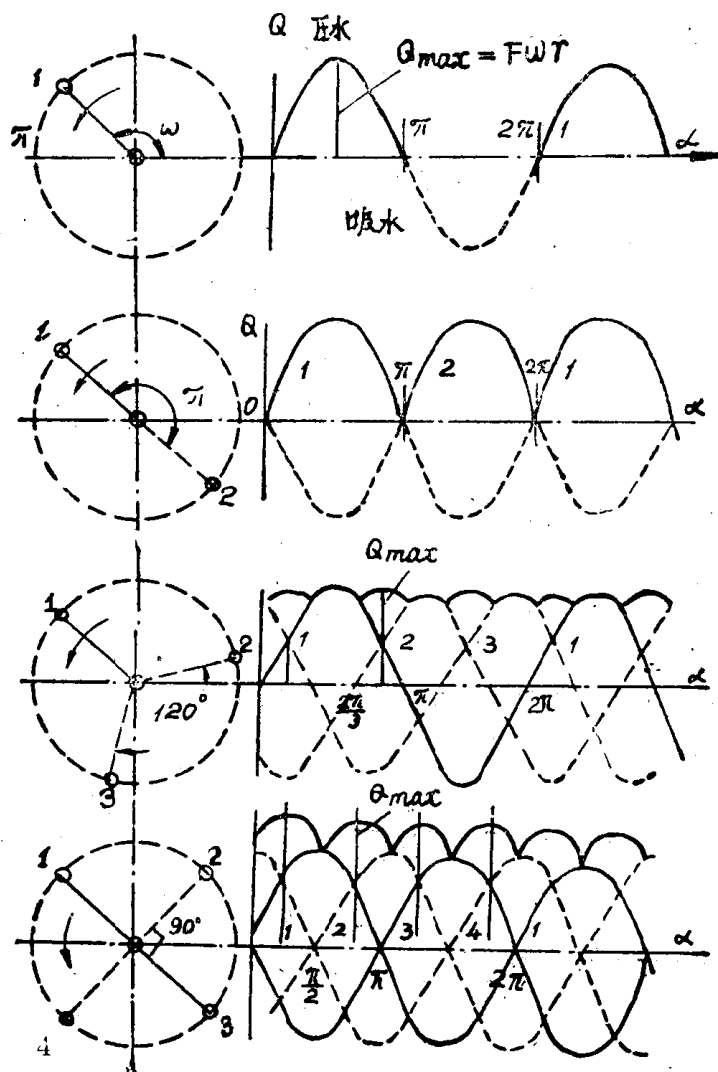


图 I-5

显然，由于采用了两个泵缸，流量变得均匀了。在单缸泵中，流量是间断的，而在双缸泵中，流量是连续的。

3. 有三个泵缸的情况。

这时活塞泵曲轴同时带动三个活塞，它们的曲柄间相差 120° （图 I-5）。

为了得到泵的总流量，我们把三条相位角相差 120° 的流量正弦曲线叠加起来，而总的流量等于三个泵缸的流量之和：

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 3 \frac{FSn}{60}$$

从图（I-5）中可以看出

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= Q_1(\alpha = \pi - \frac{\pi}{6}) + Q_2(\alpha = \frac{\pi}{6}) = F\omega r \sin(\pi - \frac{\pi}{6}) + F\omega r \sin(\frac{\pi}{6}) \\ &= \frac{1}{2}F\omega r + \frac{1}{2}F\omega r = F\omega r \end{aligned}$$

由此可知，三缸泵虽然平均流量增加了三倍，但是最大流量并没有改变，所以流量不均系数等于

$$\delta_{03} = \frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = \frac{F\omega r}{3 \cdot \frac{FSn}{60}} = \frac{F \cdot \frac{2\pi n}{60} \cdot r}{3F \cdot \frac{2\pi n}{60}} = \frac{\pi}{3} \approx 1.04$$

三缸泵的最大流量与平均流量的差别极小，所以流量是相当均匀的。

4. 有四个泵缸的情况。

我们采用了更多的泵缸数，那么流量是不是会变得更均匀一些呢？对四缸泵，一根曲轴同时带动四个活塞，它们的曲柄之间各相差 90° 。为了得到泵的总的流量，我们把四条相位角相差 90° 的流量正弦曲线叠加起来，而总的流量等于四个泵缸流量之和：

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

从图（I-5）中可以看出：

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= Q_1(\alpha = \pi - \frac{\pi}{4}) + Q_2(\alpha = \frac{\pi}{4}) \\ &= F\omega r \sin(\pi - \frac{\pi}{4}) + F\omega r \sin \frac{\pi}{4} \\ &= 0.7F\omega r + 0.7F\omega r = 1.4F\omega r \end{aligned}$$

四缸泵的最大流量和单缸泵、双缸泵以及三缸泵比较，都增大了1.4倍。这时四缸泵的流量不均匀系数等于

$$\delta_{04} = \frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = \frac{1.4F\omega r}{4 \cdot \frac{FSn}{60}} = \frac{1.4F \cdot \frac{2\pi n}{60} \cdot r}{4F \cdot \frac{2\pi n}{60}} = \frac{1.4\pi}{4} \approx 1.1$$

与三缸泵比较可以看出， $\delta_{04} > \delta_{03}$ ，也就是四缸泵的流量并不比三缸泵均匀，反而更不均匀一些。这是因为在这种情况下，最大流量比平均流量增加的倍数更大。

表 I 列示了具有不同泵缸数的曲柄连杆机构活塞泵的流量不均匀系数。

表 I-1

i	1	2	3	4	5	6	7
δ_0	3.14	1.57	1.04	1.1	1.016	1.047	1.008

从表 I-1 中可以看出，当泵缸数增多时，总的趋势是使流量均匀，但是流量均匀程度并不是随缸数的增加而单调地变化，而是波浪式的增加。

虽然多缸泵的流量较为均匀，但是由于结构复杂，所以缸数不宜过多。

目前广泛采用的是四缸泵的双缸双作用泵（图 I-6）和三缸泵（图 I-7）。

三缸泵的特点是流量均匀。

在双缸双作用泵中，一个泵缸中有两对阀门，在被活塞所分隔开的两个腔体中同时交替地进行吸水和压水过程，因而一个泵缸起着两个单作用泵缸的作用，而两个泵缸就起着四个单作用泵缸的作用。

双缸双作用泵的流量虽然不如三缸泵均匀，但是结构较为紧凑。

在什么条件下采用三缸泵，而又在什么条件下采用双缸双作用泵呢？

当压力或扬程很高时，如果采用双缸双作用泵，那么在活塞与泵缸内壁之间，在有相对运动的条件下，密封是很困难的。

所以，在压力高的情况下，不宜采用双缸双作用泵，而在压力较低时，为了得到紧凑

的结构, 采用它是比较适合的。

为了改善密封性能, 往往不用活塞而改用柱塞 (图 I-6)。柱塞不与泵缸内壁接触, 只有一个固定的密封, 这个密封在泵缸外面, 便于维护, 所以能够保证良好的密封性。因而柱塞泵适合于在高压时使用。

由于双作用柱塞泵的结构复杂, 为了使流量均匀而结构不复杂, 所以在多数情况下作成三缸的。

应当指出, 柱塞与活塞在工作原理上是没有区别的, 所以柱塞泵与活塞泵都统称为活塞式泵。

为了提高泵流量的均匀性, 有时也采用所谓差动式泵 (图 I-8)。

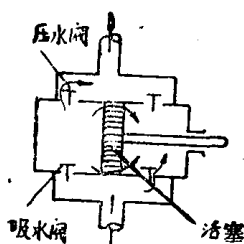


图 I-6

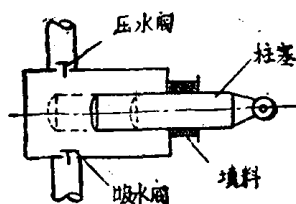


图 I-7

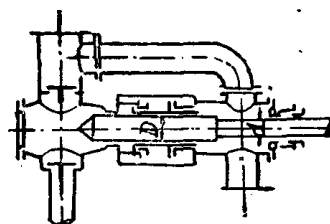


图 I-8

在差动式活塞泵中, 柱塞由两个直径为 D 、 d , 面积为 F 、 f 的不同的部分所组成。

在吸水过程中, 泵体左边吸入的流量为

$$Q = \frac{FSn}{60}$$

在左边吸水的同时, 右边的柱塞排出的液体体积为 $(F - f)S$, 送入压水管路。

在左边压水时, 排入管路中的液体并没有完全被输出, 其中一部分被右边吸入, 所以实际上只有 fS 的液体被送入压水管路。

在一个往返行程中, 排入压水管路中总的体积为 $(F - f)S + fS = FS$, 所以和单缸泵一样。

但是, 这么多的液体是分别在两个单程中被排出的, 所以压水管路中的流量是连续的, 从而增加了流动的均匀性。

§ 1-4 在工作过程中泵缸中压力的变化

在前一节中我们研究了活塞泵中运动的变化规律, 也就是运动学问题。在这一节中, 则要研究与液体运动规律密切相关的压力变化规律, 也就是动力学问题。

在研究液体的运动规律和压力变化规律时, 在水力学中常常应用伯努利方程式

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \text{常数}$$

这个方程式的物理意义是, 在稳定的流动中, 液体的机械能守恒。

在所有的水力机械中, 液体的能量都要发生变化, 所以总是有不稳定流动存在的。

为了解决在不稳定流动中运动和压力间关系的问题, 我们来推导不稳定流动的伯努利方程式。

在不稳定流动中, 速度和压力不仅是位置的函数, 也是时间的函数:

$$v = V(S, t); P = P(S, t)$$

在不稳定液流中的微小流束 (图 I-9) 中之微小段, 长度等于 dS , 面积为 dF 。

我们认为液体是理想的, 液体之间没有摩擦力产生, 所以只受重力和压力的作用。

把作用在这小段液体上所有外力都投影在流动方向上, 从牛顿第二定律就可以得出:

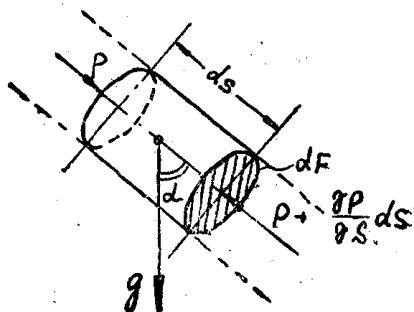


图 I-9

$$PdF - \left(P + \frac{\partial P}{\partial S} dS\right)dF +$$

$$g\rho dFdS \cdot \cos \alpha = dFdS \rho \frac{dV}{dt} - \frac{\partial P}{\partial S} + \rho g \cos \alpha = \rho \frac{dV}{dt}$$

因为

$$\cos \alpha = \frac{-\partial z}{\partial S};$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial S}$$

所以

$$\frac{\partial P}{\partial S} + \rho g \frac{\partial z}{\partial S} + \rho \frac{\partial}{\partial S} \left(\frac{V^2}{2} \right) + \rho \frac{\partial V}{\partial t} = 0$$

将上式除以 ρ , 并沿路程 S 积分:

$$\frac{1}{\rho} \int_{P_1}^{P_2} dP + g \int_{z_1}^{z_2} dZ + \int_{V_1}^{V_2} d \left(\frac{V^2}{2} \right) + \int_{S_1}^{S_2} \frac{\partial V}{\partial t} dS = 0$$

将各积分式求出, 并乘上 $\frac{1}{g}$ 得:

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_2 - Z_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_{S_1}^{S_2} \frac{\partial V}{\partial t} dS = 0$$

最后, 将方程写成:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_{S_1}^{S_2} \frac{\partial V}{\partial t} dS$$

这个方程式就是不稳定流动的伯努利方程式。

和稳定流动的伯努利方程式相比较, 不稳定流动的伯努利方程中出现了最后一项, 这一项我们叫作惯性水头, 用 h_i 表示:

$$h_i = -\frac{1}{g} \int_{S_1}^{S_2} \frac{\partial V}{\partial t} dS$$

显然, 惯性水头是由于克服从 S_1 到 S_2 间液体时变加速度的惯性力而产生的。

当液体在管路中流动时, 管子断面往往是不变的, 这时沿着管路里的流动方向上时变加速度 $\frac{\partial V}{\partial t}$ 也是不变的, 所以惯性水头可以写成:

$$h_i = -\frac{j}{g} L$$

式中 $j = \frac{\partial V}{\partial t}$; $L = S_2 - S_1$

慣性水头和时变加速度 j , 管路长 L 成正比, 这是因为加速度愈大, 被加速液体质量愈大 (即流綫愈长), 所需的力也愈大。这样, 不稳定流动的伯努利方程可以写成

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_j$$

在实际液体中, 由于粘性的存在, 总是有水力损失的, 所以对实际液体:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_j + \Sigma h_n$$

式中 Σh_n 是沿着流动方向, 从 1 到 2 断面所有水力损失之和。

下面, 我們利用不稳定流动伯努利方程式来研究在吸水过程和压水过程中, 泵缸中的压力是怎样变化的。

1. 吸水过程中活塞表面压力的变化。

为了求出在吸水过程中活塞表面压力的变化规律, 对 I-II 断面 (图 I-10) 列出不稳定流动的伯努利方程式:

$$Z_I + \frac{P_I}{\gamma} + \frac{V_I^2}{2g} = Z_{II} + \frac{P_{II}}{\gamma} + \frac{V_{II}^2}{2g} + h_{I-II} + \Sigma h_{nI-II} \quad (1-7)$$

我們取吸水池表面为計算的基准面, 这对計算是方便的。同样, 为了說明問題方便, 我們认为吸水表面是在大气压力的作用之下。这时:

$$P_I = P_a, \quad V_I = 0, \quad Z_I = 0,$$

$$P_{II} = P_{bc} \text{——吸水时活塞表面压力,}$$

$$V_{II} = V \text{——活塞的速度,}$$

$$Z_{II} = H_{bc} \text{——几何吸水高度。}$$

把各項帶入式 (1-7) 中, 整理之后得到

$$-\frac{P_{bc}}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left(H_{bc} + \frac{V^2}{2g} + h_{I-II} + \Sigma h_{nI-II} \right) \quad (1-8)$$

由式中可以看出, $P_{bc} < P_a$, 也就是在吸水过程中活塞表面是在真空的作用之下, 正是在这个等于泵体内外压力差的真空值的作用下, 使液体克服了位置高度 H_{bc} , 慣性水头 h_{I-II} , 水力损失 h_{nI-II} 并造成液体流动所必需的速度水头 $\frac{V^2}{2g}$, 使液体从吸水表面进入泵缸内。

这个結論和我們介紹活塞泵工作原理时的讲法是一致的。

为了知道在工作过程中活塞表面压力 P_{bc} 怎样随着活塞的位置 X_b 变化, 我們分析一下方程式 (1-8) 中各項是怎样分别随着 X_b 的变化而变化的:

(1) 几何吸水高度 H_{bc} = 常数, 不随 X_b 变化, 只决定于泵在使用时的安装高程。

(2) 速度水头:

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{1}{2g} (\omega r \sin \omega t)^2 = \frac{1}{2g} \omega^2 r^2 (1 - \cos^2 \omega t)$$

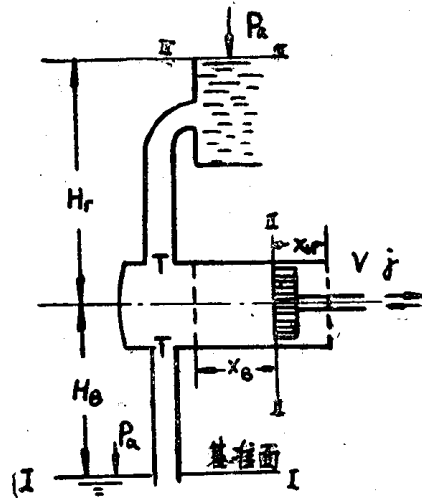


图 I-10

在上一节中我們已經知道，如果忽略連杆的影响，則：

$$X_B = r - r \cos \alpha; \quad \cos \alpha = 1 - \frac{X_B}{r}$$

將他代入速度水头中去：

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{1}{2g} \omega^2 r^2 \left[1 - \left(1 - \frac{X_B}{r} \right)^2 \right] = \frac{1}{2g} \omega^2 r^2 \left(\frac{2X_B}{r} - \frac{X_B^2}{r^2} \right)$$

(3) 慣性水头。

$$h_{I1-II} = h_{isc} + h_{iu}$$

式中 h_{isc} 是吸水管路中的慣性水头， h_{iu} 是泵缸中的慣性水头。后者由于长度較小，而慣性水头与长度成正比，所以与吸水管路上的慣性水头比較起来，可以忽略不計的。这样：

$$h_{I1-II} = h_{isc} = \frac{j_B}{g} L_B = \frac{L_B}{g} \cdot \frac{dV_B}{dt}$$

式中 L_B , V_B , j_B 分别为吸水管路的长度，流速和慣性水头。

根据流动的連續性：

$$V_B = V \frac{F}{f_B}$$

式中 f_B 为吸水管路的过水断面面积。

將 V_B 代入 h_{isc} 中則得到：

$$h_{isc} = \frac{L_B}{g} \frac{dV}{dt} \frac{F}{f_B} = \frac{L_B}{g} \frac{\partial}{\partial t} (r \omega \sin \omega t) \frac{F}{f_B} = \frac{L_B}{g} \omega^2 r \cos \omega t \cdot \frac{F}{f_B} = \frac{L_B}{g} \cdot \frac{F}{f_B} \omega^2 r \left(1 - \frac{X_B}{r} \right)$$

(4) 水力損失 Σh_{nI-II} 。

水力損失是由两部分所組成的：一部分是吸水管路中的水力損失 h_{sc} ，另一部分是閘門所造成的水力損失 h_{kc} 。

a) 从水力学知道

$$h_{sc} = \lambda \frac{L_B}{d} \frac{V_B^2}{2g} = \lambda \frac{L_B}{d} \frac{V^2}{2g} \cdot \frac{F}{f_B} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$K = \lambda \frac{L_B}{d} \cdot \frac{F}{f_B}$$

由此可見，管路中的水力損失和速度水头有着同样的随 X 变化的規律。

6) 閘門的水力損失 h_{kc} 。在整个工作过程中几乎保持不变，只是在閘門打开时要克服較大的阻力。

把所有各項代入式 (1-8) 中：

$$\frac{P_{sc}}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left[H_{sc} + (1+K) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2X_B}{r} - \frac{X_B^2}{r^2} \right) + \frac{F}{f_B} \frac{L_B}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{X_B}{r} \right) + h_{kc} \right] \quad (1-9)$$

式中各項都是活塞位置 X 的函数，所以可以用图解法来表示出活塞表面（亦即泵缸內）压力在整个吸水过程中的变化規律。

在图 (I-11) 中，我們把方程式 (1-9) 中之各項随 X_B 变化的图形疊加起來就得出在吸水过程中活塞表面压力水头 $\frac{P_{sc}}{\gamma}$ 变化的曲綫。

H_{sc} 是不随 X 改变的，所以是一条水平綫。速度水头 $\frac{V^2}{2g}$ 和吸水管路中的水力損失是 X 的二次拋物綫。閘門的損失，由于在工作中基本不变，所以也是一条水平綫，只不过在开始工作时有所波动。吸水管路的慣性水头是一条傾斜直綫，当 $X_B = r = \frac{S}{2}$ 时他等于 0。

从疊加結果可以看出，由于流动的不稳定，尤其是其中慣性水头的影響，使在吸水工

作过程中, 在活塞表面产生压力不均匀的现象, 造成尖峰真空。由于在吸水过程刚开始时惯性水头最大, 因此克服这个水头的尖峰真空值也在此时达到最大值。过大的压力降低对泵的工作是不利的。因为在正常工作时, 泵缸内的压力不应低于被抽送液体在工作温度下的饱和蒸气压 $\frac{P_{n, \text{sat}}}{\gamma}$, 否则由于液体的汽化, 泵缸内被气体所占据, 从而使容积效率下降。不仅如此, 由于在压水过程中, 汽泡会重新凝结, 因而可能产生严重的局部水击现象, 使零件表面破坏, 这就是汽蚀。这样, 为了保持正常的工作, 必须满足

$$\frac{P_{nc}}{\gamma} \geq \frac{P_{n, \text{sat}}}{\gamma}$$

将这个条件代入式 (1-9) 中

$$\frac{P_{n, \text{sat}}}{\gamma} \leq \frac{P_a}{\gamma} - \left[H_{bc} + (1 + K) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2X_B}{r} - \frac{X_B^2}{r^2} \right) + \frac{F}{f_B} \frac{L_B}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{X_B}{r} \right) + h_{KB} \right]$$

当开始吸水时, 也就是 $X_B = 0$ 时条件是最差的, 所以必须保证

$$\frac{P_{n, \text{sat}}}{\gamma} \leq \frac{P_a}{\gamma} - \left(H_{bc} + \frac{F}{f_B} \frac{L_B}{g} \omega^2 r + h_{KB} \right)$$

因为

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

所以

$$n \leq \frac{60\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{P_a}{\gamma} - \left[H_{bc} + h_{KB} + \frac{P_{n, \text{sat}}}{\gamma} \right] \frac{f_B}{F}}{L_B r}}$$

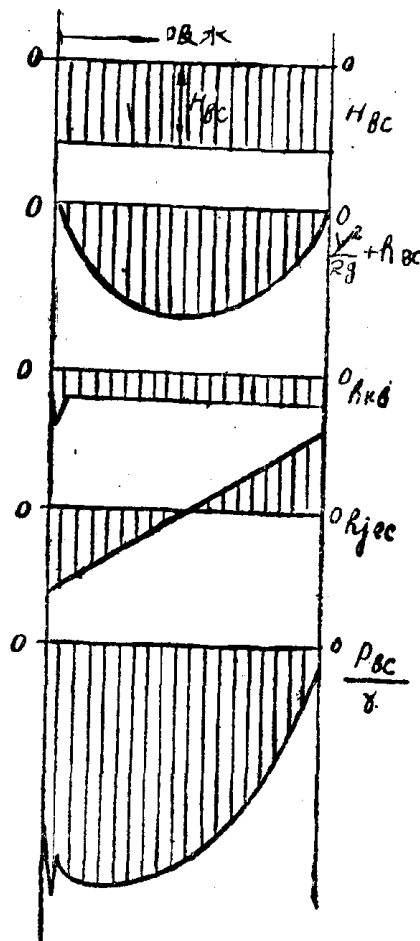


图 I-11

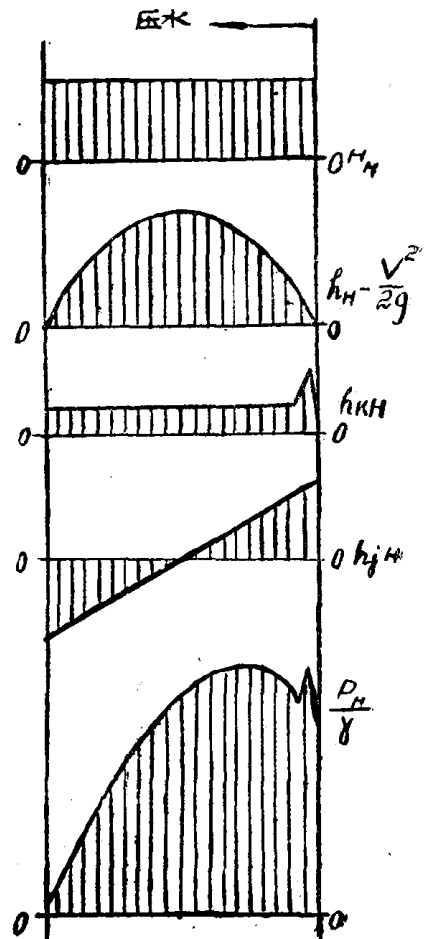


图 I-12