

叶片泵与透平压缩机

〔西德〕 C. 普弗莱德芮尔 著

机械工业出版社

本书是流体机械专业很有价值的著作之一，它的特点是把各种叶片式流体机械，即离心式和轴流式泵、通风机、透平鼓风机和透平压缩机几类，根据它们的共性，系统地、全面地阐述了它们之间的基本原理和设计方法。还根据各种不同类型机器的特性，分别提出了具体的设计要求。

本书可供从事流体机械的教师和工程技术人员参考。

**Die Kreispumpen
für Flüssigkeiten und Gase**

C. Pfeleiderer

Springer-Verlag, 1961

* * *

叶片泵与透平压缩机

〔西德〕 C. 普弗莱德芮尔 著

奚启棣 译

周达孝 校

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（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 $850 \times 1168^{1/32}$ · 印张 $23^{5/8}$ · 字数 622 千字

1983年10月北京第一版·1983年10月北京第一次印刷

印数 0,001—7,300 · 定价 3.50 元

*

统一书号：15033·5527

译 者 的 话

西德柏林瑞克技术大学前教授卡尔·普弗莱德芮尔 (Carl Pfleiderer) 工学博士是世界上素负盛名的流体机械方面的权威, 他的“叶片泵和透平压缩机” (Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase) 一书, 对于这类机械的发展起到了很重要的作用和深远的影响。

本书的主要特点是根据各种叶片式流体机械 (离心式和轴流式泵、通风机、透平鼓风机和透平压缩机) 的共性, 系统地、全面地阐述了基本原理和设计方法, 同时还根据各种不同类型机器的特性, 分别提出了具体的设计要求, 使读者在掌握这类机器的普遍规律的基础上, 能够更容易、更迅速地进行设计和研究工作。

为适应我国科学技术发展的需要, 特将本书译出, 可供从事流体机械的教师和工程技术人员参考。由于译者的水平有限, 错误在所难免, 请读者指正。

译者

1981年5月

第五版序言

为适应以专业化为中心的时代趋势，教材必须介绍广泛适用的基本原理。因此，尽管在各种流体机械中输送的介质和流动现象各有不同，我们还是要尽可能找出其共性。这可以利用共同的概念，如扬程、功率减低系数、吸入系数或音速系数来实现。功率减低系数这一重要概念，可以使全部叶片类型的造形统一在同一基础上。但目前在这方面的设计数据和其它的、用于特殊叶片形状，特别是轴流叶片的方法一样少，因而不能起决定性的作用。但是，实践会得到有用的结果。在本版中提出了功率减低系数新的推导，它显示出一种有希望的新发展。此外，还考虑了按机翼来处理轴流叶片的另一种方法，并且给予轴流叶片以更大的注意。

此外，这次改版本书各个部分又作了调整，使其符合发展情况，并作了部分的改写。尽管如此，本书的整个范围仍然保持不变，因为老版中不重要的部分已被删掉了。

为了不必改动大量的图，代表符号仍保持和第四版中一样。因此，脚注 I 还是表示与泵和压缩机进口接管有关的量，而脚注 II 则表示与出口接管有关的量，以代替在流体机械一书中采用的符号 S 和 D 。

在本版中已把过去所用的力和重量的单位 Kilogramm (kg) 改为 Kilopond (kp)，以避免与物理度量制中的质量的质量的同名单位相混淆。虽然这种改变并不是完全合适的，但是，应用在大学课程中对学生还是有益的。虽然还不能肯定，这种符号“kp”在国外是否也能广泛采用。必须强调的是，这个 kp 与以前采用的重量 kg 有相同的意义，它绝不是只用来度量力，而且也用来度量物质的重量。质量 kg 的应用就避免掉了，因为它根本上属于另一个

MKS 制，因此，保持了纯粹的工程单位制。只有在少数的图中，由于改变很麻烦，还保留了 kg 符号，其意义与 kp 是一样的。

感谢我的职务继任人佩特曼 (Hartwig Petermann) 教授、博士对我的大力支持，他始终不渝地热情地与我共同讨论出现的问题，并提出了很多好的建议。同时，我要感谢教研室的助教们，他们协助我校对清样。我还要对斯普林格尔出版社表示谢意，感谢他们给予新版的充分重视。

C. 普弗莱德芮尔 1960年夏

目 录

绪言	1
第一章 泵和压缩机中被输送介质的一般特性	5
1. 扬程 H	5
2. 在液体中使压力升高的比功 (压力头) h_p	9
3. 在气体中使压力升高的比功 (压力头) h_p	13
4. 损失和效率	21
5. 压缩机的绝热效率和等温效率	25
6. 在无冷却时的实际压缩过程、多变效率	27
第二章 流体力学基础	31
7. 用于液体和气体的伯努里定理	31
8. 动量定理	34
8a. 动量定理的应用	35
9. 环流	43
10. 库塔-茹可夫斯基定理	55
11. 无摩擦 (理想) 液体的流动图	58
12. 真实流体的特性	69
13. 真实流动举例	74
14. 密度变化很大的气体流动	94
15. 缝隙损失	103
15a. 旋转圆盘的摩擦功	114
第三章 叶轮中的流动机理和叶片功	119
16. 绝对和相对运动, 无冲击的入流	119
17. 叶片力的力矩和它对 1 kp 流体所做的功 H_{th}	123
18. 一元流线理论与实际之间的矛盾	131
19. 有限叶片数的影响	132
20. 关于因叶片数减少而引起功率减低的简要说明	139
20a. 代表符号和几个方程的综述	145
21. 确定泵和压缩机的由于有限叶片数造成的“功率减低”的 近似公式	149

VII

21a. 方程 (35) 中因数 c_{2m}/u_2 的意义	152
22. 方程 (37) 中经验系数 ψ' 的量; 计算的方法	154
23. 过压效应和等压效应	160
24. 叶片出口角 β_2 的选择	162
第四章 各种叶轮形状的特性参数及其应用	169
25. 压力系数 ψ , 扬程的近似公式	169
26. 叶轮形状的演变	171
27. 比转数	174
28. 其它的特性参数	179
28a. 叶片数 z	182
29. 入流系数 $\varepsilon = c_{0m}/\sqrt{2gH}$	184
30. 效率和高速性、叶片泵和透平压缩机的应用极限	187
31. 多级和多流结构的评价	190
32. 模化定律、换算公式	192
33. 叶轮性能的修正	201
第五章 由汽蚀和超音速所决定的设计极限	203
34. 汽蚀 (汽穴现象) 概述	203
35. 最大许可的吸上高度	205
36. 在叶轮进口处压力下降的各种原因, 即汽蚀余量 Δh 的形成	209
37. 吸入系数 S (汽蚀敏感度 σ) 和最适当的相对入流角 β_{0a}	213
38. 最大许可的吸上高度的计算	221
39. 雷诺数, 特别是机器尺寸对于汽蚀极限的影响	224
40. 达到大的几何吸上高度的措施	225
41. 在非无冲击入流时的汽蚀	228
42. 由气体析出而形成的空穴	231
43. 压缩机中的超音速极限	232
44. 音速系数 S_0 和马赫数 w_{0a}/a 之间的关系	245
45. 汽蚀和超音速的特性值的对比	247
第六章 简单弯曲的径流叶片	248
46. 泵或压缩机叶轮的一般计算程序, 以慢速叶轮来说明	248
47. 简单弯曲径流叶片的设计	257
48. 进口边伸入弯曲区的简单弯曲的径流叶片	264

49. 径向长度较小的径流叶片	266
50. 具有简单弯曲叶片的离心式泵和压缩机的计算实例	270
I. 有等厚度叶片的供水的多级泵	270
II. 单级鼓风机	276
III. 具有蜗壳的低压泵或通风机	285
IV. 具有不等厚叶片的热水泵	286
第七章 双重曲面的径流叶片	292
51. 叶轮轮廓的设计	292
52. 叶片面的设计	294
53. 中速叶轮 (弗朗西斯叶轮) 举例	303
54. 在轴面截面上出口边的偏斜位置、快速叶轮	310
55. 考虑在各个单个流面中损失的差异	313
56. 快速叶轮举例	315
57. 一台带有半轴流叶轮和轴向导轮的泵 (图160) 的计算举例	321
第八章 轴流叶片的特殊性	327
58. 轴流叶轮中的二次流	327
59. 叶片形状和反作用度	328
60. 轮毂比 r_i/r_o 和其它的一般观点	332
61. 轴流泵和压缩机的特性系数	339
62. 叶片的造型	341
63. 减少扭曲和马赫数的措施	345
64. 恒定的反作用度 $r(r) = 50\%$	354
第九章 轴流叶片的设计	363
65. 叶片的各种计算方法	363
66. 根据“功率减低”方法计算轴流叶轮	364
66a. 单级鼓风机举例	368
66b. 在输送介质的各种物理状态下的特征	372
I. 考虑可压缩性	372
II. 输送水用的慢速轴流叶轮	374
67. 按机翼计算轴流叶片	375
68. 轴流泵和压缩机的导向装置	398
69. 当作机翼来计算轴流叶片的例题	402

X

第十章 导向装置	410
70. 导向装置在各种泵和压缩机中的功能	410
71. 导轮	411
71a. 导向叶片计算举例	418
72. 导向叶片的角盈	420
73. 导向叶片的逐点计算法	423
74. 多级泵和压缩机的导向装置	424
75. 无叶导向环	431
76. 任意截面的蜗壳	437
77. 圆形截面的蜗壳	445
77a. 考虑蜗壳中的密度变化	449
78. 进口导向装置	450
第十一章 特性曲线	452
79. 节流曲线的形成	452
80. 在流量改变时的叶片功 H_{thx}	453
81. 节流曲线的预先确定	458
82. 在非垂直入流时的节流曲线 ($\alpha_0 \neq 90^\circ$)	466
83. 特性面	469
84. 节流曲线的全等	471
84a. 相似定律 (牛顿相似定律)、等效率曲线	472
85. 最高效率的操作点	475
86. 快速叶轮的节流曲线	476
87. 用于轴流叶轮的特殊方法	486
88. 轴功率线	491
89. 操作点的确定	492
90. 驱动器停止后的过程、反转转数	495
91. 不稳定的操作范围	497
92. 获得稳定的节流曲线的方法	509
93. 雷诺数, 特别是粘度对于特性曲线形状的影响	512
94. 特性曲线的特殊图示方法	515
第十二章 调节	520
95. 在转数不变和叶片配置不变时的调节	520

96. 利用调整导向叶片的调节	523
97. 利用改变工作通道来调节	527
98. 利用改变转数来调节	528
98a. 自动调节	531
第十三章 轴向推力及其平衡	532
99. 轴向推力的计算	532
100. 利用叶轮的适当构造和布置来达到平衡	535
101. 多级水泵中的公共平衡机构	537
102. 公共平衡装置的计算	540
103. 立式泵的平衡	543
第十四章 输送液体和气体的结构型式	545
104. 多级泵	546
105. 径向进水(气)的单级泵和压缩机	554
106. 半轴流和轴流式(包括螺旋式)泵和压缩机	563
107. 多流泵	570
108. 深井泵	572
109. 污水泵和耐酸泵	575
第十五章 多级压缩机	578
110. 摩擦热的影响	578
111. 无冷却的多级压缩机	584
112. 各种不同的冷却方法	594
112a. 多级压缩机机壳的数量和布置	603
113. 有冷却的多级压缩机的计算	605
114. 空气湿度的影响	612
115. 多级轴流压缩机计算举例	616
116. 多级压缩机的特性曲线	632
117. 特性曲线与起始温度和气体种类的依赖关系	635
118. 在输送气体时的轴向推力平衡和密封	639
第十六章 重要部件的强度	642
119. 由离心力引起的叶轮的应力	642
120. 径流叶轮在轴上的固定	658
121. 按临界转数来计算轴	660

Ⅱ

附录：自吸式叶片泵	678
概述	678
1. 喷射泵	679
2. 带有偏心水环的泵	680
2 ₁ . 水环泵	680
I. 输送空气的情况	682
II. 输送水的情况	698
2 ₂ . 旋涡泵	698
3. 自吸水泵的现代结构	712
参考文献	715

绪 言

泵和压缩机是输送液体和气体的设备。它们得到广泛应用，是由于它们能使流体在管道中以最经济的方式输送。在出口与预定地点相连接的上述管道中接有位置固定的泵和压缩机，用以向流体施加必需的力，以使其前进，即在一边吸入，在另一边排送。借此，在泵和压缩机的出口侧（排出管接头）的管道中造成压力升高，而在泵和压缩机的进口侧（吸入管接头）造成压力下降。因此，就最广泛的意义来说，若把泵和压缩机的作用与管道分开来看，则泵或压缩机的目的应当是：将液体或气体从压力较低的空间输送到压力较高的空间里去。

显然，泵和压缩机中的流动过程是与动力机械中的相反，而在结构上，它们倒极为相似。如在动力机械中一样，我们把泵和压缩机也划分为两大主要类型，即：

1. 活塞式泵和压缩机是作为水柱机（已不再使用）或活塞式蒸汽机的反转。其特征是在封闭的圆柱形容器内往复运动的活塞通过静力的作用而产生被输送介质的压力能。

2. 叶片泵和透平压缩机是作为透平机的反转。

除了这两种最重要的结构型式以外，还有几种次要的型式，如喷射泵、水锤泵、空气扬水泵等，在这些泵中，驱动机与泵似乎是连成一体的，因而在动力机械中，还没有与其相对应者。

本书只讨论输送液体的叶片泵和输送气体的透平压缩机。若无另外的说明，则在论述液体输送时，只是指水而言；在论述气体输送时，只是以空气作为被输送介质。

在叶片泵和透平压缩机中，所需要的压力能是由一个旋转的、带有叶片的轮子所产生的。由于叶片作用在被输送介质上，不仅引起压力升高，而且还造成速度增加。为了把速度增量也用于提

高压力，由叶轮流出来的输送介质被引入静止的、截面逐渐扩大的通道，借此，速度转换为压力。这种与机壳固定连接在一起的导向通道的整体称为导轮。在好多情况下，只有一个具有螺旋管状的单独的导向通道呈环形室围绕在叶轮的外围。

图 1~4 给出了最重要结构的示意图。叶轮可径向地由内向外输水（图 1）。在这种泵里，在轴向平面的环形投影中（轴面投影图），流线主要是沿径向由内向外伸展。这种结构型式（过去称为离心泵和压缩机）最为流行，因为其离心力是作用在流动方向上，促使压力逐步提高。往相反方向输水——径向由外向内——虽然也是可能的，但是迄今为止，尚未应用。在更大流量或高速性时，人们采用轴向的流入叶片和径向流出的叶轮（图 2），即具有法兰西斯式透平的叶轮形状。在流量或高速性极大而扬程很小时，采用轴流式叶轮（图 3）较为有利。这种结构近来受到更大的注意。

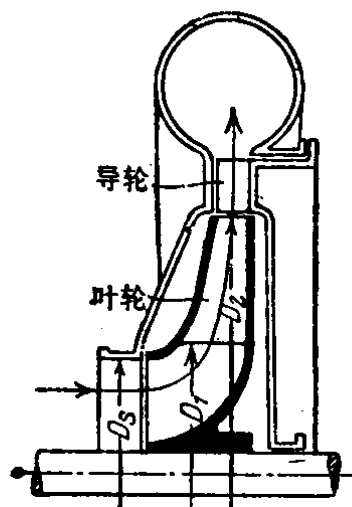


图 1 带导轮的
泵和压缩机

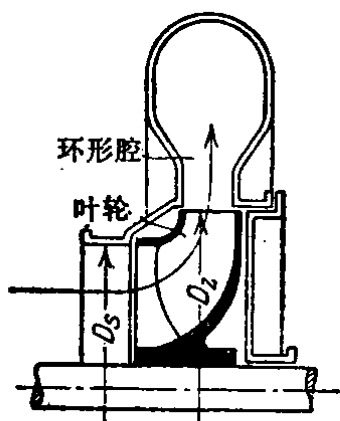


图 2 轴向进入和径向排出的、
无导轮的泵与压缩机

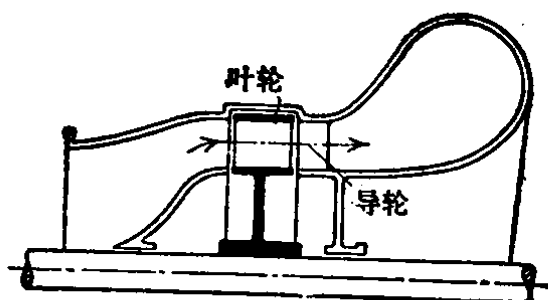


图 3 轴流式泵和压缩机

被输送介质是通过进口管流入叶轮，而多半是不设其它的导流装置。只是在很少的情况下，在叶轮进口前面装设固定的导向叶片，使被输送介质按一定的方向进入叶轮，全部导入叶片形成

为进口导轮（图4）。

随着扬程的增加，对于一定的流量最后会达到一个极限，至此采用单个叶轮已不适当了。固然对于无论多高的扬程和任一转数都可以计算出相应的叶轮，但是，这样的叶轮效率很低，而且结构形状也不好。因此，无论如何有必要采用若干个单个叶轮相互串联，即多级结构以达到给定的扬程，这样就可以相应地减少单个叶轮的扬程。在此情况下，这些叶轮是装在一根共同的轴上（图5）。

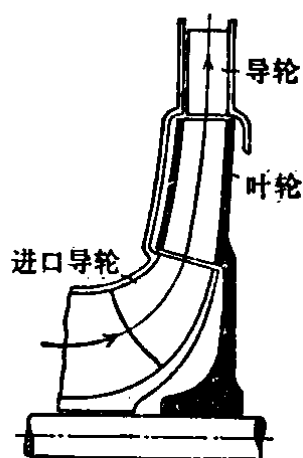


图4 在进口和出口带有导轮的离心泵和压缩机

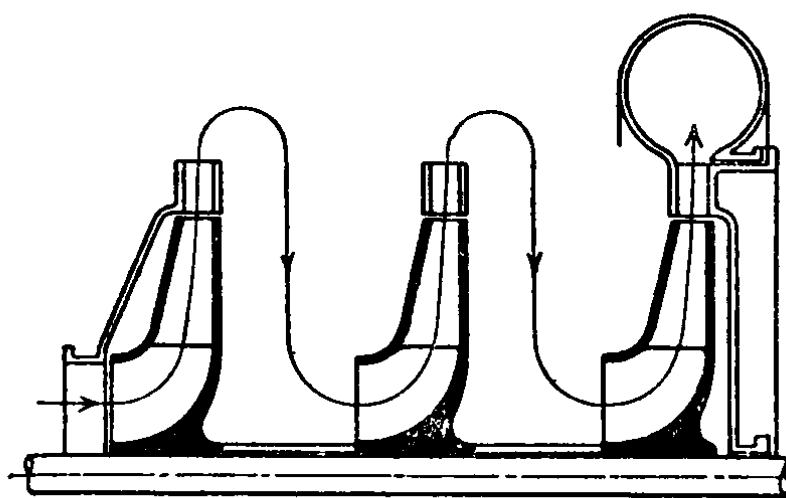


图5 多级结构

正象在高扬程时需要划分压力一样，在大流量时也可以把被输送介质的流量划分开来，用几个叶轮并联。用这种方法我们就得到多流式结构，在这种情况下通常采用如图6的双吸式单个叶轮组。但是，这种结构型式目前已逐渐被如图2和3的高速叶轮所代替。

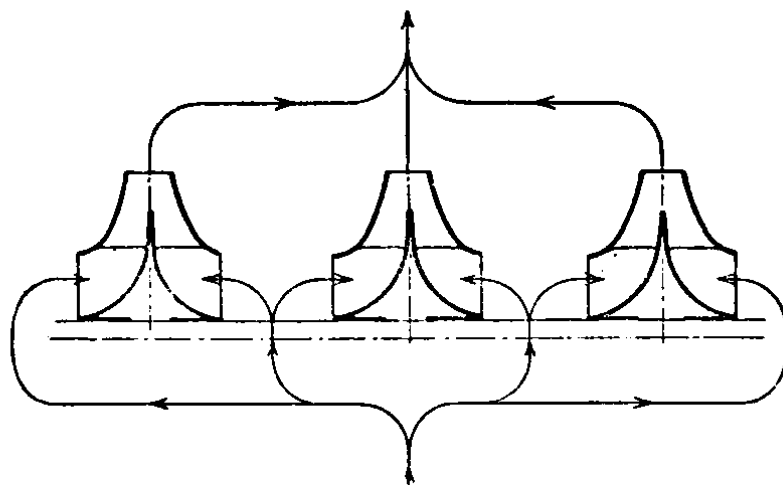


图6 多流结构

上面的概述既

适用于输送水，也适用于输送空气。这两种范畴在本书中将同时进行讨论。如果注意到下列的差别，这样做就没有什么困难：

1. 因为气体比水轻，所以，为达到已定升压，压缩机所必需的速度要比水泵的速度大很多，因而叶轮的圆周速度也大得多。叶轮材料所受的离心力相应地也较大，因而只好放弃在制造水泵叶轮时所常用的铸造方法，而采用锻造或轧制的原材料作为叶轮材料。因此，要采用如图 2 的叶轮形状也就有困难。在压缩机的整个应用范围中，应当采用图 1 和图 3 的叶轮形状[⊖]，因此，在很大程度上是属于中等吸入能力范围，而不是高效率范围。

2. 水是容积恒定的，但是又是可蒸发的。因此，在水泵中，在压力低而速度又很高的地方，会形成充满蒸汽的空穴（气蚀），它会起很坏的作用。

在气体中，在压力升高很大的情况下，应当考虑可压缩性。如果在减速流的任何地方，速度超过了音速，就会产生压缩激波，而不是气蚀。因此，在输送水时的气蚀是与输送气体时的接近音速是相当的，而且通常使设计受到一定的限制。它们都发生在相同的地方，即在流动获得局部高速的处所。

⊖ 近年来，由于制造技术的进步，在透平压缩机中也已经广泛采用如图 2 的叶轮形状，即三元流动叶轮。——译注

第一章 泵和压缩机中被输送 介质的一般特性

1. 扬程 H

泵和压缩机的扬程与发电机所产生的端电压相似。可以认为它是分摊在流过的被输送介质单位重量上的有效能量的增加量。因此，它的因次为 mkp/kp 或 m 。重要的是这种差值不能当作是压力差，因而不能以压力单位来度量。我们可以把扬程 H 理解为被输送介质的液柱（或气柱）高度。这种理解不仅适用于水的输送，也适用于气体输送，虽然气柱下面要比上面密一些和热一些（见第 12 页）。气柱上端的状态自然应当与被输送介质在压缩机进口处的状态相同。因此，在气柱下端的状态，自动地满足无损失的压缩机在出口处的极限条件。

在确定扬程 H 时，不应把发生在与泵和压缩机相连接的管道中的损失包括在泵和压缩机之内（如同在发电机中不应把供电电缆中的损失包括在内一样），因为这些管道是随着安装位置而改变，而且大多数是由另外的厂家制造。与此相反，机器中的损失应当予以扣除。因为能量的增加量 H ，可作为进口和出口之间的有效压差来利用，所以对于在无冷却压缩时的气体，应取其绝热值。

这样理解的扬程应当按照伯努里（Bernoulli）定理（第 7 节）表达为压力头、速度头和位置高的增加量之和：

$$H = h_p + \frac{c_{\text{II}}^2 - c_{\text{I}}^2}{2g} + y \quad (1)$$

其中 h_p 为“压力头”，即把每 kp 被输送液体（或被输送气体）由进口压力 P_{I} 提高到出口压力 P_{II} 的、以 mkp 为单位的无损失功（第 7 页），参见图 7；

c_1 , c_2 分别为泵和压缩机的进口管接头和出口管接头中测压点处的流速 (m/s);

γ 为这两测压点之间的标高差 (m), 当排出端测压点在吸入端测压点之上时, γ 为正值;

g 为重力加速度 (m/s^2)。

在输送气体时, 方程 (1) 中的标高差 γ 大都可以忽略不计。

“压力头” h_p 将在后面两节中对液体和气体作详细的讨论。如果出现的容积变化可以忽略不计, 例如在液体中一样, 则

$$h_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} 10^4$$

(P , p 分别为以 kp/m^2 和 kp/cm^2 为单位, $\gamma = 1/v$ 单位为 kp/m^3 的比重。)

对于无冷却的气体压缩, h_p ——应取绝热值, 因为在确定 H 的定义时, 是以无损失的状态变化为依据的 (第 15 页)。如果冷却始终是不充分的, 严格地说, h_p 应取在无摩擦情况下所必需的压缩功, 即大约为多变功。然而, 在大多数情况下, 建议采用绝热值 (第 605 页)。只有在确定效率时, 在此情况下才采用等温值 (第 5 节)。

方程 (1) 特别适合于根据试验结果来确定扬程 H 。但是, 有时只知道吸入容器和排出容器的位置以及连接管道, 因此, 与其相连的泵的扬程必须经过计算。如果我们运用方程 (1) 于整个管道的始端与末端上,

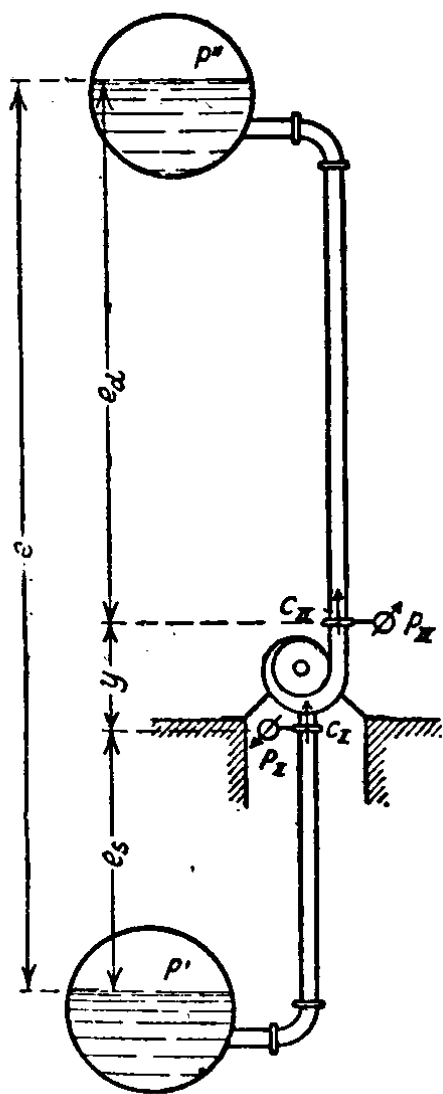


图 7 泵站示意图