

A. И. 斯捷潘諾夫 著
梁榮厚 王煥德 譯

离心泵和轴流泵

中国工业出版社

A. И. 斯捷潘諾夫 著
梁 荣 厚 王 煥 德 譯

离心泵和轴流泵
图书馆
理论、设计、应用
藏书章

中国工业出版社

本书是А.И. 斯捷潘諾夫关于离心泵和軸流泵的大著述。
书中闡明了作者和其他研究者多次实验研究的結果以及他所研究的計算泵工作輪的新方法。书中大量最新型式的泵的图样是設計师的宝贵材料。

本书适用于离心泵的設計和維護方面的工程技術人員，对于高等学校相应专业的学生也有参考价值。

本书的序，一、五、九、十五、十八章由梁榮厚翻譯，十二、十三、十四章梁榮厚譯、王煥德校，其它各章王煥德、梁榮厚合譯。

А. И. Степанов
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И ОСЕВЫЕ
НАСОСЫ

теория, конструирование и применение
МАШГИЗ Москва 1960

* * *

离心泵和軸流泵

理論、設計和应用

梁榮厚 王煥德 譯

*

第八机械工业部图书杂志編輯部图书編輯室編輯 (北京德勝門外北沙灘)

中国工业出版社出版 (北京在朝陽門外西10号)

北京市书刊出版业营业許可証出字第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·各地新华书店經售

*

开本850×1168 $1/32$ ·印张15 $1/4$ ·插頁3·字數360,000

1965年7月北京第一版·1965年7月北京第一次印刷

印數0001—5,210·定价(科五) 1.90元

*

統一書号: 15165·3797 (八机-78)

前 言

1948年本书第一次出版后，离心泵的应用范围更加广泛了。同时，每級的揚程、抽送液体的压力和溫度、泵的轉数和尺寸都增加了。这就提出了許多新問題——水力、机械、冶金和工艺等方面的問題。前一时期，由于对水泵中各部份液流的性质有了較好的了解，在設計的理論和实践上都取得了显著的进展。这証明本书現行再版內容仍然保有第一版所用工作机构的作用原理及提出試驗数据的方法是正确的，因为它们經住了時間的考驗。近十年来，这些方法在透平压缩机方面的成功应用也証实了它們的正确性。

本书在內容上，对于泵的理論、設計和应用做了很多补充。另一方面，为了減少篇幅則删削或压缩了第一版內的某些章节。

主要改变和补充如下。增加了新的一章：“离心泵装置系統內的水击”。由于泵的尺寸及其轉数增加了，設計師与运行維護人員就必然会遇到与水击有关的問題。这一章指出了关于水击現象实质的基本概念。

第十八章闡述了带离心泵及射流泵的装置，內容增加了，并在很大程度上改写了，这一章引起了讀者的最多的反应。第十六章及第十七章的大部分插图都換了新的。以增大的篇幅闡述了軸流泵及混流泵零流量时的揚程問題。注意了新的試驗数据。更詳細地分析了立式旋桨泵集水井的基本設計原理。

第十四章中对更广泛型式的水泵列出了新的粘度修正图。

在第十三章中补充了混流泵和軸流泵新的全性能曲線。本章中也簡要地叙述了关于在水力蓄能設備中水泵所达到的数据。

第十二章中引入了汽蝕热力准則的概念，它在泵向着具有不同物理和热力性能的液体变换时，能够修正泵的汽蝕性能曲線。第九章中列出了任意出口角时泵工作輪的新計算图表。确定了对于已知工作輪选择蝸形体基本尺寸的方法。在第五章中介绍了繪制入口速度三角形的精确方法。

对本文的正文做了許多小修改。为了使了解第一版內容的讀者感到方便起見，各章节仍保持了以前的名称和次序。

目 录

前 言	
第 一 章	水力学中的某些問題..... 1
第 二 章	定义和术语..... 21
第 三 章	离心泵的工作輪理論..... 32
第 四 章	欧拉的揚程旋渦理論..... 60
第 五 章	比轉数和計算系数..... 77
第 六 章	离心泵混流式工作輪的設計..... 101
第 七 章	泵壳..... 120
第 八 章	軸流泵..... 148
第 九 章	离心泵的水力性能曲綫..... 172
第 十 章	容积損失、机械損失和輪盘損失..... 193
第 十 一 章	軸向力..... 216
第 十 二 章	离心泵內的汽蝕..... 237
第 十 三 章	离心泵的特殊运行条件..... 283
第 十 四 章	泵在設計和使用中的特殊問題..... 309
第 十 五 章	軸的临界轉数計算..... 345
第 十 六 章	深井泵和軸流泵的特殊問題及应用范围..... 374
第 十 七 章	离心泵的特殊問題和应用范围..... 399
第 十 八 章	帶离心泵及射流泵的裝置..... 426
第 十 九 章	离心泵裝置系統內的水击..... 449

第一章 水力学中的某些問題

从理論上研究液体在水力机械中流动的問題有很大困难，因为，水力机械中大部分流道都具面积可变和形状不規則的断面，以及弯曲的中綫。部分流道呈旋轉运动，并且流經其中的液流获得或者輸出功。

若将由水力学所知的在理想条件下导出的簡單关系式用到这样的液流上，那么，不仅在数量上会得到不正确的解答，甚至对于液流在整体上也会有不正确的概念。

对于液体流动中某些問題的过多簡化，在过去曾导致許多錯誤的結論，尽管有許多业經实验确定的可証明这些結論的依据是錯誤的事实，但它們至今仍被沿用。

本章将研究那些在水力学課程中不研究或叙述得不够的一些問題。

在某些情况下，也指出了在离心泵液流的条件下应用水力学基本原理的一些限制。也研究了某些必定要常常接触的錯誤概念。

1·1 伯努利方程

把伯努利方程应用到流經水力机械各部分的液流时，常常沒有考虑該方程的应用范围。

伯努利方程

$$h + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = E = \text{const}, \quad (1 \cdot 1)$$

式中 h ——位能（或位于距已知平面高为 h 上的单位重量所做的功）；

$\frac{p}{\gamma}$ ——压力能；

$\frac{v^2}{2g}$ ——动能或速度头。

E 值是一公斤液体的总能量(公斤·米),与液体比重 γ 无关。方程中各项都以米液柱表示。

应用到同一流綫的两个点之伯努利方程则表示理想液体的能量守恒定律。

实际液体中不同流綫的 E 值是不相同的; E 值的改变可能由粘性作用所引起。

下面将研究伯努利方程对于实际液体的应用范围。

a) 功率方程

$$Q\gamma h + Qp + Q\gamma \frac{v^2}{2g} = \text{const} \quad (1 \cdot 2)$$

除以 Q (单位时间内的容积流量和 γ), 则得方程(1·1)。

当研究同一流綫上的两个点时, 如用 Q 除方程(1·2), 则要求容积流量保持常值。

这说明, 閉式流道中的液体, 在所論两点之間不增多也不减少。

由連續方程可以得出結論: 伯努利方程仅适用于一条流綫上的各点, 因为对不同流綫, 伯努利方程中的常数項不一定相同。

例如, 在直管的液流中, 靠近管中心的流綫, 其总能量大于同一断面任何其它点上的总能量。

6) 如果液流上所有各点的 γ 值为常数, 方可从方程(1·2)中消去 γ 。这说明液体必須是不可压縮的。

使乘积 $Q\gamma$ 成为常数还不够, 因为該乘积就是液体重量, 对气体來說, 它也是常数。

(1·1)形式的伯努利方程不能应用于气体, 因为它沒有考虑流动气体中发生的热力变化。由此可得出結論, 即如果沿液体流綫上有气体吸入或逸出, 則伯努利方程就不适用, 因为在两种情况下都有能量的变化。

b) 流綫可定义为液体质点自某一点向另一点的流动路綫。

当流綫的位置及其上每一点的速度都不随時間变化时，則液体处于稳定运动状态。伯努利方程只适用于稳定流动。

г) 伯努利方程只适用于绝对运动。在动流道內的相对液流中，液体能量的增加或减少和流道形状及流动性质有关。

因此，在相对运动中，沿流綫及由一条流綫向另一条流綫变换时，伯努利方程中的常数是变化的。

и) 对实际液体流动而言，伯努利方程不适用于曲綫运动，因为在这种场合有惯性力作用，并出现离心力。

在这种情况下，流綫便不能保持相对位置，出现二次横流，液体也可能脱离流道壁。

е) 如果流道有弯头、弯管或流道处于运动中，即使流道內是平均液流，也不适于应用伯努利方程，因为局部压力和速度（在两点上测定的）可能与整个液流的平均值有很大差别。

此外，按平均速度算出的伯努利方程內的速度头，并不代表等于各条流綫动能之和的真实动能〔1〕

$$\frac{v_m^2}{2g} < \sum \frac{v^2}{2g}$$

此式说明，平均值的平方小于各平方的平均值，計算一个数字实例，就可确信这点。

1.2 雷諾数

雷諾数 $Re = \frac{vd}{\nu}$ ，式中 v 为速度， d 为管径， ν 为液体的运动粘度。雷諾数用来作为閉式流道內的相似准则。

液流流态（层流和紊流）和速度分布对几何相似的管段是相似的，如果雷諾数相同，則可将同一摩擦系数 f 应用于达西

（Darcy）公式 $h = f \frac{Lv^2}{d \cdot 2g}$ 中，而不取决于液体种类、实际速度或管子的尺寸。关于圓管內摩擦損失的大量数据已經整理并通过与雷諾数的关系表示之。

管壁粗糙度的估計是使 f 值不能确定 (在 $\pm 10\%$ 範圍內) 的唯一因素。

a) 水力半徑 对于非圓断面的管道, 通常引入水力半徑 $m = \frac{\text{面积}}{\text{湿周}}$ 的概念, 并根据圓管的数据确定摩擦系数, 取 $d = 4m$;

同时假設两种场合下的流动性质相似。这种假設在理論上是无依据的, 因为液流相似的主要先决条件是液流的几何相似。

而且, 理論和实验都已証明: 对于矩形断面流道內的层流, 摩擦系数和流道形状有关, 且不同于圓管的摩擦系数^[2]。

$$\text{对于圓管, } f = \frac{64}{R};$$

$$\text{对于正方形管, } f = 0.89 \frac{64}{R};$$

$$\text{对于环形間隙或两平板間的間隙 } f = 1.5 \frac{64}{R}.$$

什列尔 (Шиллер) ^[2] 研究了圓形、正方形、矩形、三角形和星形等不同断面流道內的液流, 发现根据 $d = 4m$ 提出的摩擦系数 f , 与圓管的数据不符。

对于紊流, 系数的差别不大, 但因沒有更好的办法, 故可近似地取用由圓管得出的数据, 虽然这样做缺乏理論依据。

6) 曲线液流与可变断面流道 液流速度分布的任何破坏——例如因面积或流向改变而引起的破坏——都能使流道內的液流形状改变。在这种情况下, 按稳定流动的平均流速算出的雷诺数, 如果用于直管液流, 就不成其为液流的相似准则了。

換句話說, 同一雷诺数的数值不能保証液流的相似, 因为当雷诺数相差很大的情况下, 若使用的不是直管, 就会发生由层流至紊流的转变^[3]。

对于这类液流, 沒有計算摩擦系数 f 的方法; 在一系列情况下 (例如在工作輪流道內和蝸形体流道內), 都不能求出流道的精确长度或断面面积。

而且, 摩擦損失較之扰动因素所引起的旋渦附加損失, 是无

足輕重的。

与摩擦損失不同，旋渦損失服从于另一規律。对于直管，为要形成稳定的速度图，要求其长度等于20—40倍管径（依某些研究者，还要长些）。但是离心泵的流道沒有这样长。这些流道的大部分都是以可变断面为其特征，而且通常都是漸增的；其中有些是不动的，有些則处于旋轉运动中。

在确定雷諾数时，根据采用什么样的流道和什么样的断面来计算速度和特有尺寸，可以对同一台泵列出許多雷諾数。

如果采用許多可能的雷諾数作为一定类型的泵的工况准則，那么，其中每一个雷諾数都将能够反映該泵所有流道的总效应。这种准則的性质还没有确定，并且不同于直管内液流的准則。

在现代泵中，水力摩擦損失只占泵所需功率的一小部分，对决定揚程产生的、做为泵的計算基础的相似定律影响不大。因此，关于离心泵中水力摩擦損失的知識的不足，并不能构成水泵設計进展緩慢的原因。

綜合上述可以肯定，对于曲綫流，扩散流和收縮流，不可能只根据雷諾数求出速度分布、揚程損失（摩擦和旋渦損失）及液流性质（层流或紊流）。

对于某些型式的液流，沒有雷諾数的通用定义，而对于另一些液流（在应用于直管液流方面），雷諾数的性质还不能确定。

B) 收縮流道和扩散流道 在取自尼古拉茲(Nikuradse)著作^[4]的图1·1上表示了断面面积沿流道长度的改变对于速度分布的影响。正如由該图可以看出的，在收縮流道速度沿断面具有最均匀的分佈。

在設計工作輪進水流道时，可以利用液流收縮的有利影响获得均匀的速度場。

作者确认，具有沿流动方向漸縮断面的进水弯管像正錐体进水管一样有效；由此可得出結論，弯管对速度分布的不良影响，可以完全被漸縮断面的均衡影响所抵消。

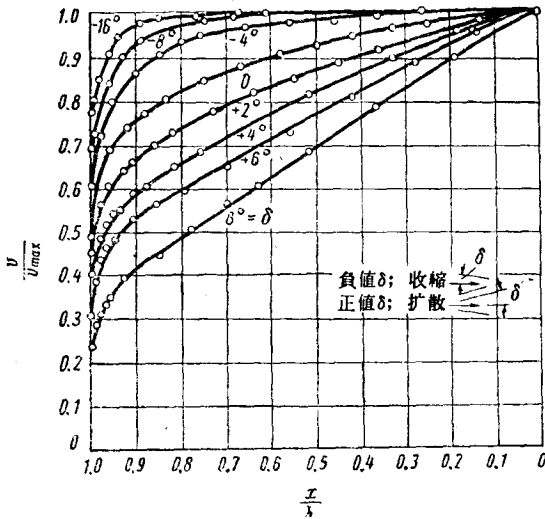


图 1·1 矩形断面收缩流道和扩散流道内的速度分布
b—流道宽度的二分之一； x —所论点与流道轴线的距离[4]

1·3 曲线流道中的液流

a) 速度分布和压力分布 研究弯管和弯头内液流的绝大部分研究工作，都在于阐明其中的压力损失问题。同时，通常按 $vr = \text{const}$ 取理论流动模型，式中 v 是沿流线的速度， r 是流线的曲率半径。

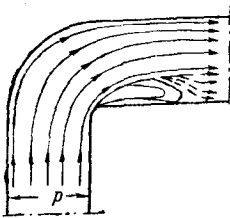


图 1·2 弯管内的
流线[5]

但是，最近的研究表明[5]，只有当速度很低或平均曲率半径与管径之比 $\frac{r}{d}$ 很大时，才能有这种流动形态。

当速度很高或 $\frac{r}{d}$ 很小时，后半部弯

管的液流则移向弯管外壁(图1·2和1·3)。

在理想液体中，随着速度分布的改变，压力的分布也同时发生这样的变化：速度沿内壁的增加伴随

着压力的降低，速度沿外壁的增加伴随着压力的增加。

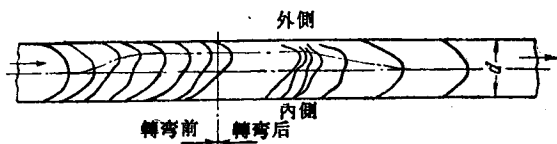


图 1·3 弯管展开断面上的速度分布〔5〕

当液流以低速流向弯管及比值 $\frac{r}{d}$ 较大时，就会产生这样的压力分布和速度分布。

当高速和急转弯时，高速度移向外壁，但对压力分布的影响很小，并且在弯管外壁，既有最大速度又有最大压力。

低压区在转弯后扩大到一定距离，并在液流脱离开内壁和形成旋涡空腔时结束（图 1·4 和 1·5）。液体在弯管内的这种流态是由流动液体质量的惯性或离心力所引起的。

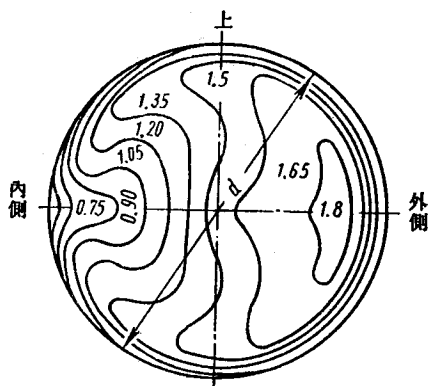


图 1·4 弯管中部的速度分布，米/秒〔5〕

此外，还出现两个螺旋横向流动，它们在弯管中部即流向外壁，而沿侧壁——则流向内壁（图 1·6）。雅涅尔 (Yarnell)〔6〕曾用一根直径 150 毫米的标准弯管进行实验，得到了同样的速度分布和压力分布。

在 90° 弯头末端的外壁发现高压、高速，而在流道始端的内壁则发现高速和低压。

压力在拐弯后 1.5 米的断面上被平衡，但正常的速度分布还须在拐弯后 3 米处才能完全恢复。

阿德列 (Adler)^[7]观察到, 当曲率半径较大 ($\frac{r}{d}=25, 50$ 和 100) 和雷诺数为 1950 至 3220 时, 层流的较大速度和压力是在外壁附近。同时, 未能明确确定“理论的”速度分布和压力分布受到破坏时的速度

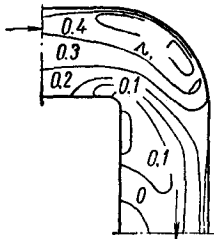


图 1·5 弯管中的压力分布, 米水柱^[5]

临界值或 $\frac{r}{d}$ 临界值。

在离心泵内, 工作轮和泵壳的所有流道都是曲线形的, 而流过的液体速度又很高, 因此在其中未必能有“理论的”速度分布和压力分布。

6) 若干串联的弯管 当液流向同一方向流经位于不同平面中 (图 1·7) 的数个弯管时, 液体便有一个螺旋运动加于平移运动之上^[8]。在圆断面的流道内, 这种运动并不产生任何附加损失, 甚至还能使液流更趋稳定。但在正方形或矩形流道内, 由于拐角处有显著的旋涡, 因而产生扬程损失。

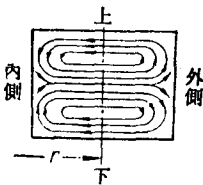


图 1·6 弯管中的螺旋横向流动示意图

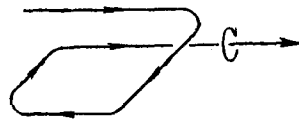


图 1·7 引起旋涡运动的数个串联的弯管

在蜗壳式多级离心泵内, 在由一级到另一级的迴水流道中就有这样串联的弯管。

为了减少损失, 大部分迴水流道应做成圆形断面。

1.4 总能量

要在静流道或动流道内产生并保持液流，应当在相对于与无速度相应的起始位置的流动方向上发生总能降^①。

表示液流总能的图示称为总能线。

应该把总能线和仅仅表示液流各点上水静压力的测压线区别开来（图1·8）。测压线可能沿液流有局部的降低或升高，而总能则是沿流动方向连续下降的。

在实际管流中，总能降取决于沿液流的水力损失。

可以提出一种由水静压降引起、但总能保持不变的理想液流，例如自容器经管嘴的出流。但对实际液体，其流动过程永远遵循总能降所指的方向。

泵在管路系统内的工作引起总能的急剧改变，但就是在这种情况下，液流仍然要由泵前、泵内和泵后的总能降决定。

在泵工作轮动流道内的总能降，是相对于无流量的能量水平而言的。

液体的流动刚一发生，能量便被液流这样地吸收，即总能将在所有各点并将一直保持低于与在无流量对应的水平之下^②。

采用“总能量”这一概念可简化与液流有关的一系列问题；并将在以后各章中得到发展（图1·9，1·11和7·11）。

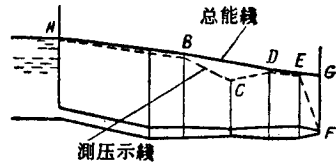


图 1·8 总能线和测压线

1.5 液体压力转化为速度

在不动的液体容积内，压力向各方面的传播是相同的，而在运动的液体中，由于动力作用的结果，沿着液流和流道的横断面

① 见第60页的译注。——俄译本校注

② 对前弯叶片的工作轮而言，总扬程随着流量的增加而增加。——俄译本校注

都可能有压力差存在。

压力由于动能的变化而沿着液流改变，此时由伯努利方程所确定的每条流綫的总能量仍然不变。

流道横断面上的压力可能发生变化；不过在某些流綫上，压力增加而速度并不降低，也就是说，当总能增加或伯努利方程的常数增加时，压力也增加。

因为流道横断面上的液流总能并未改变，所以一组流綫的压力能的这种增加只能来自其余流綫的压力能。

如果由此发生了压力能的传递而无流綫的实际混合，则可与热传导相类似地把压力能称为传导量。

不論是压力能还是热能都取决于分子的动能，且正如由气体热力学已知的那样，它們是能够互相轉換的。

如果压力能的互换是靠流綫的相互渗透或混合来实现的，則其过程和对流相似。

还有一种压力轉換的形式，进行时沒有质点的互换和流綫的混合，而是借助于运动着的压力波。

有一切水击現象相伴生的压力波，在有关这个题目的大量文献中已有叙述。

压力能流自高处流向低处的进行过程，同热自高温向低温传导一样，但压力能流向相反方向的流动，却是通常可以在因曲綫运动或旋轉运动产生的动力作用下发生的。

若借助专门工具，例如导向叶片或管道的直綫部分，消除圆周分速度，那么，压力立刻就会由于压力能的自高而低地沒有流綫的混合自然变换，即通过传导的途径而得到平衡。

由于传导，在水力学所論的稳定流动的条件下，在流道的断面上可以观察到不变的压力。

在下面的例子中，研究压力能的传导和对流。

图 1·9 所示为离心泵工作輪的进水直管。在距泵相当远的断面 AB 上，压力 p_1 不变，且速度分布均匀。在靠近泵的断面 CD 上，在管壁处测得的压力 p_2 大于断面 AB 上的压力。但是由于总

能量自 AB 至 CD 是減小的，所以断面 CD 上压力的提高只通过降低中間流綫压力的途径才能实现。在 CD 断面上，形成一个压力抛物面，而且边界上的压力高于起始的平均压力，中心的压力又低于起始平均压力。

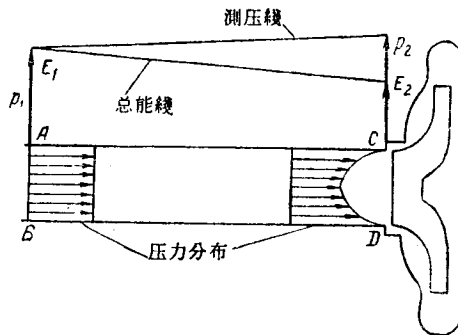


图 1·9 沿工作輪进水管的总能綫和测压綫

由于因液流旋轉而引起的附加圆周分速度的出現，边界上的绝对速度高于中心的速度。这种压力的重新分布不是通过流綫的混合和传导而实现的。

在第三章內将指出，吸入管中的預旋是液体在流向工作輪流道入口 \bullet 时沿最小阻力路綫突进所引起的。当着液流預旋发生在与工作輪的旋向相反的方向时（这种情况通常在泵的流量超过名义流量时发生），这是十分明显的。在軸流泵出口处可以观察到一种相反的情况，即工作輪出口四周的压力和速度大于輪轂处的压力和速度。在出口扩散管內，一部分动能轉变为压力，而压力則是沿压力管整个面积上拉平的。

出口扩散管內压力能的交換是在沒有流綫混合的情况下进行的（用传导法），施密特（Schmidt）^[9]把烟和火花引入通风机吸入管时确定了这种情况。

阿德列（Adler）发现的层流时弯管外壁处的較高速度和压

① 引用液体的“突进”并不能用来証明作者提出的論点的正确性。关于問題实质的注解見 43 頁。——俄譯本校注

力，可以作为用传导方法传送压力的一个说明，因为层流时无流线的混合。

例如，在弯管内就是借助于对流进行压力传递的(图1·5)。弯管外壁处的压力和速度都提高了，而且能量的增加又是来源于内壁附近流线的能量。这一过程并不经济，且经常伴有损失，即压力能转化为热。

拐弯后，压力均匀性的恢复部分依赖于对流，部分借助于传导。

1·6 压 力 能

a) 定义 应当把由伯努利方程(1·1)中 $\frac{p}{\gamma}$ 所确定的压力能与应用于气体的压缩能区别开来。由可压缩性引起的压缩能，对液体来说可以略去不计。

压力能和压缩能都是蓄藏位能的不同形式。由下面例子中可看出二者的差别：封闭式容器中的一公斤水在7公斤/厘米²(70米水柱)的水静压力作用下，只有可略去不计的压缩能。然而，在70米高的立管底部的一公斤水，却具有70公斤·米的压力能。

管内一公斤水的位能量，不论它在管内的位置如何，总是那一个能量，但按不同方法分为压力能和在不同高度点上的位能。在这两个例子中，蓄藏着的能量等于输入的能量。

压力只是蓄能水准的一个指标，并不能指明所蓄能量的数量，正如温度并不是物体热能的数量指示器一样。

常常把压力和压力能混为一谈^[10, 11]。

压力 p 公斤/厘米²可以代表伯努利方程中的压力能，此时压力表示单位容积(一立方米)的总能量(公斤·米)，正如每米扬程 h 代表一公斤液体的能量(公斤·米)一样。

6) 液体与固体混合物 离心泵被广泛应用于输送悬浮于液体中的固体，例如挖泥、抽送泥浆、灰渣和混凝土等。