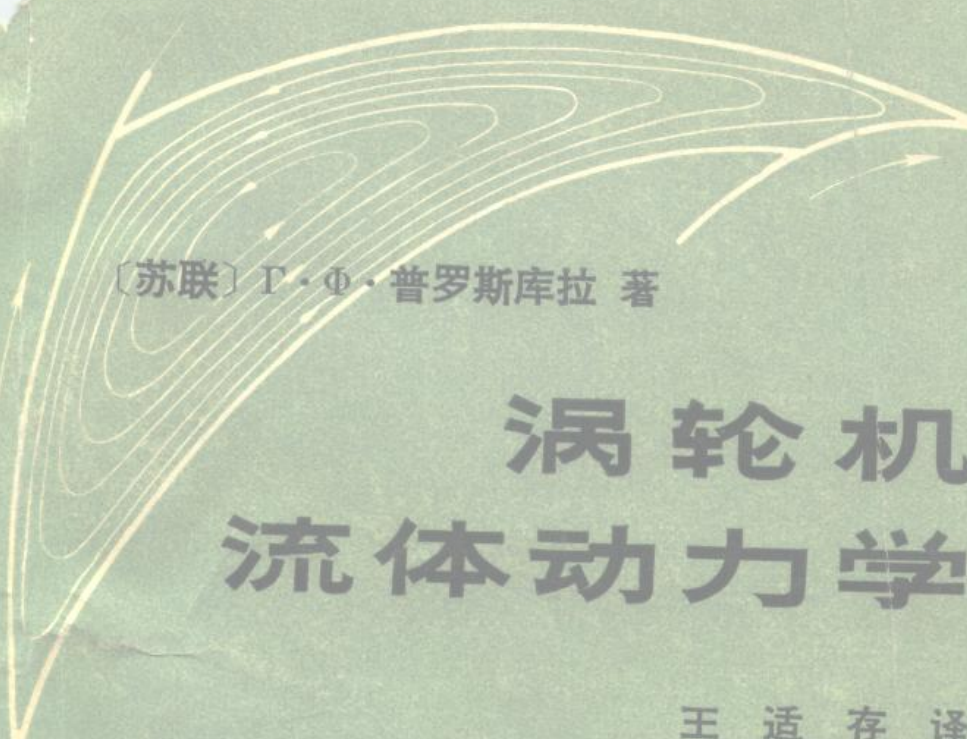




〔苏联〕Г·Ф·普罗斯库拉 著

涡轮机 流体动力学

王适存译

中国工业出版社

52.7
125

7
7670 101

〔苏联〕Г·Ф·普罗斯庫拉 著

涡轮机流体力学

王适存译

中国工业出版社

本书系根据苏联国立机械制造科技出版社乌克兰分社1954年在基輔出版的 Г.Ф. 普罗斯庫拉 所著“渦輪机流体动力学”修訂第二版譯出。全书共分11章，分別敘述了流体动力学的一般問題(第1~3章)，粘性流体和非粘性流体通过叶栅的流体动力学理論(第4~7章)，以及流体动力学在軸流式水輪机、混流式水輪机、軸流式泵和离心式泵的理論方面及計算中的应用問題。

原书經苏联高等教育部审定为机械制造系“水輪机制造”专业的教学参考书，亦可供有关部門的設計、科研人員工作中参考。

本书中譯本由王适存翻譯，赵令誠校訂。

Г.Ф. Проскура
ГИДРОДИНАМИКА ТУРБОМАШИН
МАШГИЗ УКРАИНСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
КИЕВ—1954

* * *

渦輪机流体动力学

王 适 存 譯

*

水利电力部办公厅图书編輯部編輯(北京阜外月坛南書房)

中国工业出版社出版(北京佟麟閣路丙10号)

北京市书刊出版业营业許可証出字第110号

中国工业出版社第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

*

开本850×1168 $\frac{1}{16}$ ·印張15 $\frac{1}{8}$ /16·插頁2·字数387,000

1964年10月北京第一版·1964年10月北京第一次印刷

印数0001—3,180·定价(科七)2.90元

統一書号: 15165·3172(水電-433)

序 言

現代水輪機製造的發展，在很大的程度上應歸功於應用流體動力學的方法來研究這個問題。

工程技術上流體動力學的問題，可用各種不同的方式來解決。在工程技術上所應用的流體動力學的科目，可以分成下列幾門：1) 流束流體動力學① (струйная гидродинамика)；2) 解析流體動力學；3) 實驗流體動力學；4) 統計流體動力學。流束流體動力學包括水力學的問題，同樣它也是應用最廣的工程流體動力學的理論方法；因為在其中應用系數的緣故，它有一種考慮真實運動現象的能力。流束流體動力學不論在何種情況下均不能給出有關流體內部運動情形的知識。為了要以數學形式獲得這些知識，必須借助大量的坐標來確定運動。在歐拉方程式的基礎上，曾產生了經典流體動力學，現今許多傑出的數學家 and 物理學家正致力於發展這門科學。在這裏面，用到一些精確的數學分析法，因而不太容易理解而且在使用上也不夠方便，以致於不能成為那些在工作中沒有充裕時間的工程師們的計算工具。因此，完全可以理解，為什麼要努力於制定一些以實驗手段來研究運動現象的方法，搞出一套把運動尽可能地表現成天然形態的方法。這些方法已按適合於工程技術需要的形式而獲得廣泛的發展，由於這一緣故，這時可以把它說成是實驗流體動力學。對於工程技術上的目的來說，淺顯實用的研究流體運動的方法具有很大的價值，因為借助於這種方法能把計算和試驗的結果做得如此“一目了然”，以致根據它們能夠得出合乎實際的結論。在這一意義上，可以把它說成是統計流體動力學。

① 這門流體動力學就是把整個流動看作是一條流束來進行研究，或可稱為一元流體動力學——譯者。

1965.12.9

4002165

在給定形狀的流道內作已知運動的流體中，其速度分布和壓強分布的確定，是一個有實際意義的基本問題。在大多數的情況下，這一問題的直接解析解答，在實踐上需要應用極其繁雜的數學方法。因此，比較容易的往往是：找出在理論上可能的運動形態的解析式，並且利用這一辦法來確定有一定應用目的的流道形狀或物體形狀。

解析流體動力學的作用，並不在於為了應用它的方法來設計渦輪機流道這一實用的目的，而是在於描述水的運動形態，提供在實際計算方法中進行修正的可能性，以及指出實驗流體動力學應進行研究的方向。假設棄掉葉片數目為無限多這一假定，並應用與保角變換法有關的二元及三元空間的運動理論，再略去摩擦的影響，就可能研究渦輪機流道內水的運動。但是，理論研究總是應以試驗來補充的，以便獲得各種現象的明晰概念而達到有效的成果。雖然，對渦輪機中水的運動現象的理論研究大大地豐富了我們在這一個領域內的知識，但仍需進行試驗來確定理論與真正的實際情形究竟符合到怎樣的程度。從理論上可以導出公式來，而通過試驗則可給出公式的系數。

由於要求渦輪機的構造日趨合理化，就促使必須研究由流體運動形態所確定的渦輪機工作過程。因此，就又需要以流體動力學的方法來進行分析。由於以有勢流動的性質為基礎的這種流體動力學的分析方法不夠精確，因而又必需對工作中的渦輪機進行觀察和攝影其實際運動形態。這一辦法能夠檢查那些計算用的假定，並能用來校正已做好的流道形狀，以便消除其外形輪廓上產生引起大量損失的條件的不正確之處。採用這種辦法可以觀察到在離心式泵的葉片上可能形成空蝕現象的渦流；攝影試驗表明，在離心式泵內水的運動中總是附帶有水流與葉片的分離現象；這些都說明了有勢流動的流體動力學理論的結果與已做成的離心式泵的試驗數據之間的不相一致。

為了要從理論上確定水對機械元件的力的作用，就必需以流體動力學來研究運動形態作為基礎。理論研究的精確性，要看作

为理論基础所假定的运动形态正确到如何程度而定。常用于渦輪机流体动力学理論中的有势流动形态，如前面所指出，并不完全真实，因此，除了以流体动力学来确定水力机械叶片上的受力情况外，同时还应进行試驗以确定这些受力情况。由于渦輪机理論的不够完善，以及不可能在理論上确定渦輪机中工作机构的各个元件对其特性的影响，所以必需对各种同一类型的叶輪进行研究。

水的复杂运动形态，以及主要在尾水管(或吸水管)中和蜗室内的运动对渦輪机特性的影响，又使得对渦輪机工作进行整体的研究成为必需。

上述渦輪机工作过程的理論研究方法和試驗研究方法的意義，也說明了流体动力学分析的作用：并非作为任何一种渦輪机的理論和計算的唯一方法，而是当作一种工具，借助它有可能来描述在渦輪机流道內的流体运动形态的一般情况。当掌握了用流体动力学所得出的、并在具体模型上根据观察流体运动而获得的数据加以修正的一般运动情况，就能使渦輪机各工作机构的构造日趋合理。

在渦輪机理論中，可能有下列这些研究方法：

1. 利用对于非粘性流体运动形态的流体动力学的分析方法来研究渦輪机的工作过程，并且由此确定出工作流体与渦輪机各工作机构之間相互作用的力；这时，工作机构的尺寸以及这些尺寸彼此之間的关系仍然未曾确定。

2. 研究真实流体在流过渦輪机各部分的运动过程中的損失。在这种情况下，对于运动的形态，正如对流体介质的变形一样，并不加以注意；而对能量的損失就象在流体沿平板的运动情况中那样，应用紊流运动时的附面层內的运动理論来确定；从渦輪机工作最經濟的这样条件出发，根据这些研究就可能来确定各工作机构的尺寸。

3. 研究那些能闡明次要运动作用的运动形态的影响，而这些次要运动就是附加能量損失的根源。这时，必須力求找出渦輪机

內过流部分的更加合理的形状。

这些方法彼此相互补益，因而可以用来全面考察渦輪机的工作过程，不論在工作机构的合理的流道形状方面，还是在渦輪机的最佳的主要尺寸方面。

在渦輪机的理論中，要討論渦輪机的两种基本型式——徑流式(离心式和向心式)和軸流式，这就把水力渦輪机的所有应用范围都包括在內了。这两种型式的渦輪机均可按水輪机方式工作，也可按水泵方式工作，要看它們是用来利用流体的自然能量，还是用来利用机械能或电能把能量傳給流体而定。尽管渦輪机的构造形状各有不同，但是在工作最經濟的条件下用来确定尺寸的那些基本参数，仍可应用工作流体經過渦輪机的整个运动过程的动力相似規律，而归納成一定的关系式。

上述这些見解，曾指导本人对“渦輪机流体动力学”一书进行修訂工作。同时，我也注意到本书的編写，不仅要适用于水力机械制造专业系科的学生，并且也能适用于工厂里面从事渦輪机設計的工程技术人員。由此不仅决定了本书內容的选取，还决定了本书的叙述方式。为了不致大量增加本书的篇幅，所以在叙述时不得不仅限于所最必需的材料。

本书包括有：

1. 非粘性的和有摩擦的流体运动的基本方程式和定理的叙述。

2. 不可压縮流体的平面有势运动；由流道边壁形状所給定的流动形态的图制方法。

3. 保角变换法，其中叙述了叶片理論以及流体通过无限叶栅的运动理論(作为軸流式渦輪机理論的基础)。援引了对于叶栅叶片上的受力情况由理論确定出的結果与由試驗确定出的結果的比較。給出了对于理論計算的修正方法。

4. 借以說明經過叶栅运动的有势分离流体运动。

5. 对称于 Z 軸的有势流体运动。說明了当夹壁形状已知时流动形态的图制方法；指出了这一方法对于繪制水輪机和水泵的渦

室的应用。还叙述了当设计渦輪机叶片的叶型时有很大意义的旋轉面上的保角变换法；討論了在曲綫形薄层內的运动情况。

6.在渦輪机理論的一章內，叙述了渦輪机的二元流体动力学理論；进行了气蝕現象的分析，并且确定了在水輪机內或水泵內消除气蝕現象的条件。

7.在“軸流式水輪机和水泵”的一章內，叙述了以叶片理論和叶柵理論为基础的軸流式水輪机和水泵的理論与計算方法。

8.叙述了以采用保角变换法的叶片理論和叶柵理論为基础的离心式水輪机和泵的渦旋理論，并且把理論的結果与离心式泵及鼓风器的試驗数据进行了比較。

9.提供了繪制叶片端部的流体动力学方法。

10.书中有大量章节用于分析渦輪机叶片上的气蝕現象。

目 录

序言

第一章 流体运动的基本方程式和定理	1
第1节 定义和规定的符号	1
第2节 静止流体内的压强分布定理	2
第3节 流体的物理性质	3
第4节 摩擦力和压力	7
第5节 流体动力学的基本方程式	13
第6节 能量方程式	17
第7节 流体运动学	22
第8节 有势运动	26
第9节 确定无限长物体(平面流动)由静止状态进入运动 时所受的压强	34
第10节 渦旋运动	37
第11节 拉格朗什积分式	41
第12节 非粘性流体的流体动力学方程式变到圆柱坐标的 换算	42
第13节 摩擦, 粘性流体在直线流道内的运动方程式, 层 流运动	46
第14节 紊流运动的研究	56
第15节 对可化成势流形态的粘性流体运动的特殊情况的 研究	66
第二章 不可压缩流体的有势运动	68
第1节 平面运动	68
第2节 在平面 z 上的 ϕ 綫和 ψ 綫的求法	77
第3节 流速的表达式	78
第4节 繪制流綫的图解法	80
第5节 不可压缩流体内有固体存在时的平面有势运动	85
第6节 恰普雷金公式	98

第三章 保角变换法的应用	100
第1节 一般概念	100
第2节 作用于平板上的流体压力	102
第3节 叶片的一般理论	105
第4节 儒柯夫斯基叶型	108
第5节 无限薄的叶型	112
第6节 儒柯夫斯基叶型的举力	113
第7节 对称叶型	114
第8节 儒柯夫斯基叶片周线上的速度和压强的确定	114
第9节 叶片上的力矩和压力中心	118
第10节 理论与试验数据的比较	121
第11节 叶栅	122
第四章 叶栅的流体动力学理论	125
第1节 H. E. 儒柯夫斯基在水轮机制造的发展中所起的 作用	125
第2节 叶片上受力的确定	132
第3节 平板叶型的叶栅理论	135
第4节 叶栅的保角映射	148
第5节 表示流动情况特征的几个常数的确定	154
第6节 流体通过叶栅的运动形态的确定	157
第7节 叶栅叶片上所发生的受力情况的确定	161
第8节 叶片形状	171
第9节 流动形态	175
第10节 作用在叶片上的力	179
第11节 作为水轮机图式和泵的图式的叶栅	184
第12节 $C_{y,1}/C_{y,1}$ 值的理论确定法与试验确定法的比较	187
第13节 无限薄的曲线叶型所构成的叶栅	193
第14节 由有厚度的叶型所构成的叶栅	199
第15节 $C_{y,1}$ 和 K 的理论值与试验值的比较	201
第16节 叶栅内的流动偏角 δ	204
第17节 有害阻力的影响	208
第18节 μ_T 值与 μ_H 值的确定	211
第19节 流道形状的影响	217

第20节	流道曲率对有害阻力值的影响	225
第21节	叶栅的試驗研究	229
第22节	根据最小損失条件的叶栅参数的确定	231
第五章	有势的分离流动	238
第1节	穿过容器边壁上裂口的出流	238
第2节	边壁上一列无限多的裂口	242
第3节	通过叶栅的运动理論	248
第4节	作用在叶栅叶片上的压力	253
第六章	流体对称于 Z 軸的有势流动	256
第1节	运动的基本方程式	256
第2节	連續性条件	259
第3节	流綫的图形繪制法	260
第4节	蜗室图形繪制法的原理	262
第5节	旋轉面上的保角变换法	264
第6节	曲綫流层的有势运动	270
第七章	渦輪机工作輪流道內的运动	274
第1节	絕對运动和相对运动	274
第2节	繞 z 軸旋轉的內腔中流体的相对运动	277
第3节	受有均匀压强的膜片的变形	279
第4节	由軸向渦旋引起的渦旋运动形态的試驗确定	281
第5节	繪制流綫的近似法	282
第6节	由軸向渦旋所形成的环流运动的动能的确定	285
第八章	渦輪机理論	289
第1节	渦輪机的各种类型的描述	289
第2节	流体在旋轉內腔里面运动时的渦輪机流体动力学 的一般定理	295
第3节	渦輪机工作輪的运动形态(流綫)及其叶片曲面的 繪制法	299
第4节	叶片曲面上的压强分布。空蝕現象	305
第5节	空蝕現象的研究	310
第6节	H.E. 儒柯夫斯基叶型的空蝕系数	326
第7节	H.E. 儒柯夫斯基叶型的空蝕理論在其他叶型形状	

上的推广	331
第8节 渦旋分量的确定	334
第9节 渦輪机流体动力学方程式在某些个别情况中的应用	335
第10节 渦輪机动力相似定律及其特性系数	342
第11节 軸流式渦輪机	343
第12节 离心式泵(風扇)和混流式水輪机	353
第九章 离心式泵和混流式水輪机的渦旋理論	372
第1节 泵的理論	374
第2节 在弯曲的薄层内的水流运动	376
第3节 环量 Γ'_c	383
第4节 环量 Γ''_c	386
第5节 系数 ε	388
第6节 效率 η	389
第7节 与試驗結果的对比	391
第8节 Q, H 特性綫	397
第9节 实际制成的离心式泵的类型	399
第10节 叶片厚度对泵的 Q, H 特性綫的影响	400
第11节 实际泵的工作情况的分析	401
第12节 对于非粘性流体(当 $z = \infty$ 时)的能头表达式	410
第13节 充液系数 q	412
第14节 离心式泵的計算方法	415
第15节 混流式水輪机的渦旋理論	416
第十章 軸流式水輪机和水泵	417
第1节 水輪机的功率方程式	417
第2节 η 最大的条件	419
第3节 工作輪直径的确定	423
第4节 軸流式水輪机叶片的繪制	425
第5节 水輪机的一般空蝕特性	433
第6节 水輪机工作的空蝕情况的研究	433
第7节 水泵的功率方程式	470
第8节 水泵尺寸的确定	474

第9节	軸向渦旋的影响	475
第10节	实际水泵的举例	477
第十一章	叶端的构图	481
第1节	叶片前端的构图	481
第2节	有限长度的修圓部分, 无冲击的流入情况	482
第3节	偏斜的流到叶片上的情况	487
第4节	叶片厚度 δ 和前緣修圓部分的形状对渦輪机工作輪內的 流体运动速度的影响	490
第5节	叶片后端的构图	490
参考資料		493

第一章 流体运动的基本方程式和定理

第1节 定义和规定的符号

流体的重量或容积通常是用比值来表示的，即把所给的数量与单位重量或单位容积相比。

均质流体的比重：

$$\gamma = \frac{\text{流体的重量}}{\text{流体的容积}} = \text{单位容积的重量。}$$

均质流体的比容：

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{\text{流体的容积}}{\text{流体的重量}} = \text{单位重量的容积。}$$

当流体的压力均匀分布于表面 S 上时，把单位压力 $p = \frac{P}{S}$ 之值称为流体的压强；式中 S ——表面的大小， P ——流体的总压。

$$p = \frac{dP}{dS} \text{ 是某点处的压强。}$$

总压 P 的因次以公斤计，单位压力 p 的因次以公斤/米²计。

除了作用在流体单元表面上的压强 p 以外，在流体上还作用有与单元容积的大小有关的力——容积力：

$$P_Q = \frac{P_w}{m},$$

式中 P_w ——容积力的总值；

m ——承受容积力的流体单元的质量。

P_Q 的因次以米/秒²计。

第2节 静止流体内的压强分布定理

在流体內設置坐标軸 x 、 y 、 z (图 1)。用一无限接近于坐标原点 O 的平面截过坐标軸。这一平面沿直綫 CA 、 BA 和 BC 截过坐标平面，并在流体內划出一流体单元 $OABC$ ，它具有无限小的质量

$$dm = \frac{1}{6} \frac{\gamma}{g} dx dy dz,$$

式中 $g = 9.81 \text{ 米/秒}^2$ ——重力加速度；

dx 、 dy 、 dz —— A 、 B 和 C 点的坐标。

当取流体单元的平面 ABC 、 OCB 、 OCA 和 OAB 上的压强分别等于 p 、 p_x 、 p_y 和 p_z 时，我們就能写出流体单元 $OABC$ 的平衡条件。若以 S 表示面积 ABC 之值，而 ABC 的法綫与坐标軸 x 、 y 、 z 所形成的角度則以 a 、 b 、 c 来表示。

根据对 x 軸的平衡条件 (参閱图 1 的符号)，我們得出：

$$P \cos a = P_x + X dm, \quad (1)$$

式中 X ——容积力在 x 軸上的投影。

考虑到 $X dm$ 这一項与方程式 (1) 的其他各項相比較是高阶的无限小值，則 $X dm$ 可以略去。

我們有

$$P \cos a = P_x.$$

由于

$$P = p S$$

以及

$$P_x = p_x S_x = p_x S \cos a,$$

于是得出

$$p = p_x.$$

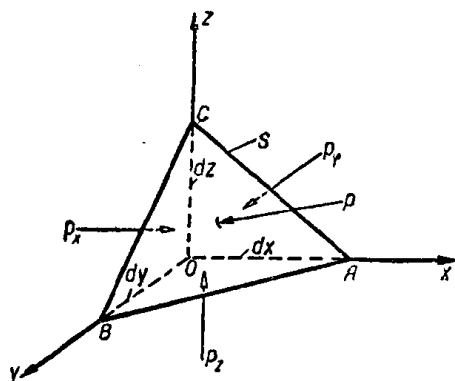


图 1 静止流体內压强的确定

相似地，可写出对 y 軸和 z 軸的平衡条件，我們求得：

$$p = p_x = p_y = p_z.$$

这样，静止流体內的一定点处的压强，在所有方向上都是相同的(巴斯加定理)。

第 3 节 流体的物理性质

流体沒有固体那种保持自身形状的能力：不大的力就可引起流体的显著变形。流体在本身重量的作用下发生流动，如果对此有可能的話。

实际流体仅在一定程度內具有流动性的这种性质，正如固体也可以具有很小的流动性质一样。流动性决定于物体的粘性——物体质点彼此之間的粘結程度，若粘性不存在，我們可能有一种非粘性流体；反之，在绝对粘性的情况下，物体可能是绝对剛固的。实际的物体按其自身性质來說，居于非粘性流体和绝对固体之間：流体按其性质接近于非粘性流体，固体則接近于绝对剛体。通常，把仅承受重力并具有流动性的物体，称为流体。

流体可分成两类：可滴性流体(液体)和气体。第一类具有較大的密度，只能使其密度在有限程度內发生变化；第二类与之相反，在受力作用后就压缩或膨胀，从而能够显著地改变自身的密度。

压缩性 截面 $F=1$ 厘米² 的柱体形的流体，其容积为 V ，受压强 P 公斤/厘米² 的作用(图 2)。当压强增大 Δp 时，容积 V 减缩 ΔV ；系数

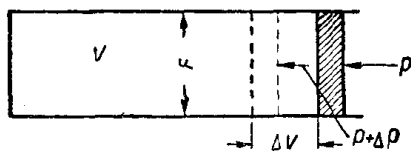


图 2 流体压缩系数的确定

$$K = - \Delta p \cdot \frac{V}{\Delta V} = - V \frac{dp}{dV}$$

称为压缩模数；它的倒数值

$$k = \frac{1}{K} = - \frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (2)$$

称为压缩系数。液体具有极小的压缩度。如果压强以公斤/厘米²

来表示, 則水的壓縮模数 K 平均为 20000 公斤/厘米² (大气压)。

这样, 在工程技术上常用的压强之下, 水的壓縮度 $\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta p}{K}$
 $= -\frac{\Delta p}{20000}$ 是极其微小的值。因此, 几乎在所有的应用情况中,
 都认为水是不可壓縮的

$$\left(k = \frac{1}{K} = 0 \right).$$

对于水來說, K 几乎不随压强而变。与此相反, 空气和其他
 气体則具有很大的壓縮性。在等温过程^①的情况中, 气体的压强
 p 和容积 V 是由下述关系式相連系的:

$$pV = \text{常数} = GRT.$$

式中 R ——气体常数, 对于空气來說, 等于 29.27;

$T = 273^\circ + t$ ——绝对温度;

t ——气体温度, 以 $^\circ\text{C}$ 計。

微分这一方程式, 我們得出: $p dV + V dp = 0$; 由此, 壓縮
 模数

$$K = -\frac{dp}{dV} V = p, \quad (3)$$

当 $p = 1$ 个大气压 (1 公斤/厘米²) 时, 系数 $K = 1$ 。

这样, 所有流体 (液体和气体) 都是彈性介质, 压强的变化
 $\Delta p = -\frac{\Delta V}{V} \cdot K$ 就与由它所引起的容积变化 $\frac{\Delta V}{V}$ 成正比 (当 K
 $= \text{常数}$ 时)。

粘性 粘性——流体抵抗质点之間的相对运动 (移动) 的一种
 性质, 它决定于流体质点之間以及流体质点与其边壁之間的粘結
 力。流体运动时粘性才表現出来。如果流体貼附于一水平边壁 S
 (图 3), 設它由厚度为 dn 的一些流层 $A, B, C, \dots$ 所构成, 若
 迫使流体沿边壁 S 而移动, 則质点之間的粘結力就会阻止这一移
 动。单位面积上的粘結力以 τ 来表示, 以后称为“单位 摩擦力”

① 在恒定温度下的状态变化 (参阅“热力学教程”)。