泵图集

BENG TU JI

12

机械工业出版社

泵 图 集

〔日本〕 泵图集分科会 编

关 醒 凡 译

机 械 工 业 出 版 社

機械図集
ポンプ
ポンプ図集分科会　編
（根据日本机械学会1971年版译出）
* * *
泵图集
〔日本〕泵图集分科会　编
关醒凡　译
*
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）
中国农业机械出版社印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行·新华书店经售
*
开本　787×1092 1/16 · 印张 8 · 字数 206 千字
1976年 8 月北京第一版 · 1984年 5 月北京第二次印刷
印数40,001—48,000 · 定价0.61元
*
科技新书目：61—111
统一书号：15033·4345

译 者 的 话

《泵图集》是根据日本机械学会1971年出版的《机械图集——泵》译出的，内容包括泵的基本理论，零件材料的选择，离心泵、混流泵、轴流泵的设计例题，各种结构型式泵的适用范围、特点、结构说明，各种泵的装置系统、泵站设备以及在使用中的有关问题。

本图集内容较全，可作为设计和使用的参考资料，亦可作为教学参考书。

由于水平所限，译文中错误与不当之处，请批评指正。

本书由杨润俊和姜喆雄二同志审校，在此表示感谢。

译　者

目　次

第一章　概论及设计例题 …… 1
1.1　概论 …… 1
1.1.1　泵的基本术语 …… 1
1.1.2　泵的分类和型式 …… 2
1.1.3　水力学基本关系 …… 3
1.1.4　相似定律和比转数 …… 10
1.1.5　特性曲线 …… 12
1.1.6　汽蚀 …… 12
1.1.7　泵用材料 …… 15
1.2　设计例题 …… 19
1.2.1　单吸离心泵 …… 19
1.2.2　混流泵 …… 28
1.2.3　轴流泵 …… 38
第二章　不同型式泵的标准图集 …… 45
2.1　关于不同型式泵分类的说明 …… 45
2.1.1　型式的选择 …… 45
2.1.2　泵性能规格的确定 …… 45
2.1.3　泵选择图表 …… 46
2.2　离心泵 …… 50
2.2.1　单吸单级离心泵 …… 50
2.2.2　双吸单级离心泵 …… 52
2.2.3　水平中开式多级离心泵 …… 54
2.2.4　节段式多级离心泵 …… 56
2.2.5　卧式筒式多级离心泵 …… 58
2.2.6　立式筒式多级离心泵 …… 60
2.3　混流泵 …… 62
2.3.1　卧式混流泵 …… 62
2.3.2　立式混流泵 …… 64
2.3.3　蜗壳式混流泵 …… 68
2.4　轴流泵 …… 70
2.4.1　卧式、立式轴流泵 …… 70
2.4.2　可调叶片轴流泵 …… 72
2.5　特殊结构的叶片式泵 …… 74
2.5.1　潜水电泵 …… 74
2.5.2　作业面潜水电泵 …… 76
2.5.3　贯流式泵 …… 78
2.5.4　屏蔽电泵 …… 80
2.5.5　自吸式泵 …… 82
2.6　其它类型泵 …… 84
2.6.1　旋涡泵 …… 84
第三章　不同用途泵的图集 …… 86
3.1　关于不同用途泵分类的说明 …… 86
3.2　农田用泵 …… 88
3.2.1　灌溉用泵 …… 88
3.2.2　排水泵 …… 90
3.3　工业用水及自来水用泵 …… 92
3.3.1　取水、送水系统图（工业用水的场合） …… 92
3.3.2　取水泵 …… 93
3.3.3　送水泵 …… 94
3.3.4　自来水泵控制系统图 …… 95
3.4　下水道用泵 …… 96
3.4.1　下水处理场系统图 …… 96
3.4.2　排雨水泵 …… 97
3.4.3　排污水泵 …… 98
3.4.4　污泥泵 …… 99
3.5　发电用泵 …… 100
3.5.1　火力发电用泵 …… 100
3.5.2　原子能发电用泵 …… 105
3.5.3　水力发电用泵 …… 107
3.6　土木、建筑用泵 …… 108
3.6.1　大建筑物用空调设备系统图 …… 108
3.6.2　大建筑物空调装置用泵 …… 109
3.6.3　土木工程用作业面潜水电泵 …… 109
3.7　矿山、钢铁用泵 …… 110
3.7.1　水力采煤装置 …… 110
3.7.2　除鳞泵 …… 111
3.8　化学工业用泵 …… 112
3.8.1　石油化学流程说明图（乙烯装置） …… 112
3.8.2　流程泵 …… 113
3.8.3　管道泵 …… 114
3.8.4　高温泵 …… 115
3.8.5　低温泵 …… 116
3.8.6　浆料泵 …… 117
3.8.7　耐腐蚀泵 …… 118
3.8.8　泥浆泵 …… 120
3.8.9　熔融金属泵 …… 121
3.9　船用、造船用泵 …… 122
3.9.1　船用泵系统图 …… 122
3.9.2　给水泵、冷凝泵 …… 123
3.9.3　货油泵 …… 124
3.9.4　吸泥泵 …… 125
3.9.5　船坞排水泵 …… 126

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

第一章　概论及设计例题

1.1　概　　论

1.1.1　泵的基本术语

术　　语	意　　义	符　号	单　位
全扬程	泵运转时产生的全水头叫全扬程，用泵压出口和吸入口处的全水头差表示(不易混淆时亦可称扬程)。	H	米
实扬程	泵装置中压出液面与吸入液面间的全水头差。	H_A	米
(泵)基准面❶	研究压出全水头、吸入全水头等时位置水头的基准面。基准面是包含通过叶轮叶片入口外端圆中心点的水平面。但是，(1)多级泵按第一级叶轮取；(2)立式双吸泵按上侧的叶片取。		
压出全水头	泵基准面上的压出口全水头。	H_D	米
吸入全水头	泵基准面上的吸入口全水头。	H_S	米
有效的净正吸入水头	也叫NPSH。参考第14页。		米
泵效率	$\eta = 0.981\gamma QH/L$ % 式中　γ——重度(公斤/米^3)；　H——全扬程(米)； Q——流量(米^3/秒)；　L——轴功率(千瓦)	η	%
泵的性能	泵运转时测得的全扬程、流量、轴功率、转速、效率等的值及其相互关系叫泵的性能。		
泵的特性	在泵的种类和型式一定的情况下，与泵的尺寸大小无关的泵的性质、特点等叫泵的特性。		
比转数	参考第10页。	n_s	
吸入比转数	参考第14页。	S	
性能曲线	在图上用曲线表示泵的性能。参考第23页。		
特性曲线	在图上用曲线表示泵的特性。用百分比、无因次值表示等		
预旋	在叶轮稍前流入叶轮液体具有的旋转运动。		
汽蚀	参考第12页。		
喘振	包含泵和管路的系统，在某一特定的流量范围内，引起一种自激振动，使流量以一种特定的周期变动的现象。		
水击	参考第7页。		
灌水	起动前向泵及吸入管路内灌满水。		
水封	为防止外面空气进入，向轴封部分注入液体。		
倒灌	吸入液面上为大气压力时，吸入液面在泵基准面上方的状态。		
吸上	吸入液面上为大气压力时，吸入液面在泵基准面下方的状态。		
性能试验	求全扬程、流量、轴功率、效率等泵性能的试验。		
汽蚀试验	在规定的运转条件下，确定有无发生汽蚀的试验。		
NPSH试验	求泵必需的NPSH的试验。		

❶ 由ISO（国际标准化组织）。

1.1.2 泵的分类和型式

一、泵的分类

泵是由原动机驱动给液体以能量的流体机械。泵用来把需要数量的液体，连续地输送到要求的高度或一定压力的地方。

泵按其作用原理，可分为以下三类。

1. 叶片式泵　叶片式泵是由装在主轴上的叶轮的作用，给液体以能量的机器。按其作用原理可作如下分类。

离心泵：离心泵主要是由离心力的作用，给叶轮内液体以压力能和速度能，进而，在壳体或导叶内，将其一部分速度能转变为压力能，进行抽送液体的泵。

轴流泵：轴流泵是由叶片的升力作用，给叶轮内液体以压力能和速度能，进而，通常是在导叶内，将其一部分速度能转变为压力能，进行抽送液体的泵。

混流泵：混流泵介于离心泵和轴流泵之间，它是由离心力和叶片升力的作用，给叶轮内液体以压力能和速度能，进而，在导叶内，将其一部分速度能转变为压力能，进行抽送液体的泵。

2. 容积式泵　容积式泵是由活塞、柱塞以及转子等的排吸作用，进行抽送液体的机器。容积式泵大致分为往复泵和转子泵两类。

往复泵：往复泵是由柱塞等的往复运动，进行排送液体。其类型有：活塞泵；柱塞泵；隔膜泵。

转子泵：转子泵是由旋转运动进行排送液体的泵。下列泵属于转子泵：齿轮泵；螺杆泵；凸轮泵；滑片泵。

3. 特殊类型泵　这类泵是指叶片式泵和容积式泵以外的特殊泵。主要有以下几种：旋涡泵；空气扬水泵；射流泵；粘液泵；电磁泵。

以上各种泵，生产最多的是叶片式泵。日本1970年叶片泵实际产值为639.22亿日元，约占泵总产值的80%。

二、叶片式泵的型式

叶片式泵按其结构型式，可详细分类● 如下：

1. 按主轴方向

（1）卧式：主轴水平放置；

（2）立式：主轴垂直放置；

（3）斜式：主轴倾斜放置。

2. 按液体从叶轮流出的方向

（1）径流式：液体主要在与主轴垂直的平面上流出；

（2）混流式：液体主要在与以主轴为中心轴的圆锥面上流出；

（3）轴流式：液体主要在与主轴同心的圆柱面上流出。

3. 按吸入方式

（1）单吸：叶轮只在一面有吸入口；

（2）双吸：叶轮在两面有吸入口。

● 关于按比转数分类，参考1.1.4节。

4. 按级数

（1）单级：液体通过一个叶轮的结构；

（2）多级：液体通过同一轴上的两个以上叶轮的结构，称为2级、3级……。

5. 按叶片安装方法

（1）可调叶片：叶轮的叶片安放角度可以调节的结构；

（2）固定叶片：叶轮的叶片安放角度是固定的结构。

6. 按壳体剖分方式

（1）分段式：壳体按与主轴垂直的平面分开；

（2）节段式：在分段式多级泵中，每一级壳体都是分开式的；

（3）中开式：壳体在通过轴心线的平面上分开；

（4）水平中开式：在中开式中分开面是水平的；

（5）垂直中开式：在中开式中分开面是垂直的；

（6）斜中开式：在中开式中分开面是倾斜的。

7. 按泵体形式

（1）蜗壳泵：叶轮压出侧具有带蜗室的壳体；

（2）双蜗壳泵：叶轮压出侧具有带两个与轴心对称的蜗室的壳体；

（3）透平泵：带导叶的离心泵；

（4）筒式泵：内壳体外装有圆筒状的耐压壳体；

（5）双壳泵：指筒式泵之外的双层壳体泵。

8. 特殊结构的叶片式泵

（1）潜水电泵：驱动泵的电动机与泵一起放在水中使用的泵，电动机内封有水、油或气体；

（2）贯流式泵：泵壳体内部装有电动机等的驱动部分；

（3）屏蔽电泵：泵与电动机直连的泵，电动机定子内侧装有屏蔽套；

（4）自吸式泵：抽送液体作用的叶轮同时能起灌水作用的泵；

（5）管道泵：泵看作是管路的一部分，无需特殊改变管路即可安装的泵；

（6）无堵塞泵：抽送液体中的固体不能在泵内造成堵塞的泵。

泵型式的称呼方法例子（在泵名称前选择排列强调泵型式的术语）

例如：卧式水平中开式双吸离心泵；

立式双壳式混流泵；

立式可调叶片轴流泵。

1.1.3 水力学基本关系

一、流动的基础

1. 层流和紊流、雷诺数

雷诺数表示流体具有的惯性力与粘性力比的程度，雷诺数为：

$$R_e = \frac{vl}{\nu}$$

式中 l——物体的代表长度；

ν ——运动粘度系数；

v ——流速。

根据雷诺数的大小，可把流动分为层流或紊流。在紊流中，惯性力的影响很显著，流体在主流方向及其与主流垂直方向，均有速度变量，流动是混乱的。但是，在稳定的紊流中，这种速度变量可大致认为互相抵消，当作均匀流动。水和空气的流动，在很多情况下是紊流，尤其是粘度为零，因而 R_e 趋于无穷大情况下的所谓理想流体的流动，更应该当作紊流。

层流是粘性影响起主导作用的流动。通常，高粘度油的流动和通过窄缝处水的流动，可认为是层流。圆管内流动的临界雷诺数为：

$$R_e = \frac{v_m d}{\nu} = 2300$$

式中 v_m ——平均流速；

ν ——运动粘度系数；

d ——管内径。

圆管内流动的雷诺数小于临界雷诺数时，其流动为层流。

2. 伯努利定理和连续性方程式

在不可压缩理想流体的流动中，在一根流线上，可建立下面的伯努利定理：

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z + \frac{1}{g}\int \frac{\partial v}{\partial t} ds = \text{const} \qquad (1)$$

在稳定流动情况下，

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z = H = \text{const} \qquad (2)$$

式中 p ——压力（公斤/米^2）；

v ——流速（米/秒）；

z ——从基准面测量的高度（米）；

s ——沿流线测量的长度(米)；

γ ——重度（公斤/米^3）；

t ——时间(秒)；

g ——重力加速度（米/秒^2）；

H ——全水头（米）。

$\frac{p}{\gamma}$、$\frac{v^2}{2g}$和 z 分别为压力水头，速度水头和位置水头。水头指单位重量液体具有的能量，用液柱高度表示，并都具有长度的因次〔米〕。

全水头H，是指压力水头、速度水头和位置水头之和。无旋流动的情况下，H值不仅在同一根流线上等于常数，而且在全流动范围内等于常数。

在以一定的速度 u 旋转的流道中，其伯努利方程式，应当用对流道的相对速度 w 表示，这种情况下的伯努利方程式表示如下：

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} + z - \frac{u^2}{2g} = \text{const} \qquad (3)$$

式中 u ——流道的圆周速度。

在伴有损失的实际流体情况下，式（2）变为：

$$\left[\frac{p}{\gamma}+\frac{v^2}{2g}+z\right]_{①}=\left[\frac{p}{\gamma}+\frac{v^2}{2g}+z\right]_{②}+h_l \qquad (4)$$

下标①、②分别表示一根流线上两点的值，h_l 是这两点间单位重量液体损失的能量（损失水头），其单位用液柱米表示。

由许多流线围成的流管，取其任意断面 A（图 1），如断面的平均流速为 v，在不可压缩流体的稳定流动中，可建立连续性方程式：

$$vA = Q = \text{const} \qquad (5)$$

式中 Q——通过流管内的流量。

用伯努利方程式和连续性方程式，可以解决理想流体的各种流动问题。

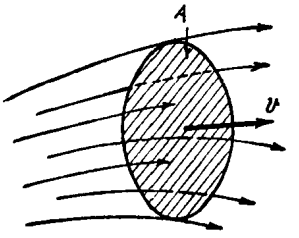


图 1 流管

3. 自由旋涡流动和强迫旋涡流动

在旋转流动中，如流体的圆周速度为 u，半径为 r，用下式表示的流动：

$$ur = \text{const};\quad \frac{u}{r} = \text{const} \qquad (6)$$

分别称为自由旋涡流动和强迫旋涡流动。

在自由旋涡流动中，流体具有的全水头等于常数，靠近中心的压力很低；而且绕原点的环量 $\Gamma = 2\pi ru$ 等于常数。泵吸入管的淹没深度不足时，可以看到吸入旋涡，这种流动近于自由旋涡流动。

在强迫旋涡流动中，流体具有的全水头，沿半径方向与 r^2 成比例地增大。离心泵叶轮盖板和壳壁的间隙不很窄时，其间流体的旋转运动，可认为是强迫旋涡流动。

4. 动量、角动量方程式

一定密度 ρ 的流体，在稳定的流动状态下，研究其中一个封闭曲面 S（曲面的一部分常是固体壁，而且曲面内还可以包含有固体），流体从封闭曲面 A 部分流入，从 B 部分流出，如由于压力差、粘性等，作用在 S 面内流体上的力矢量为 F，则成立下面的动量方程式：

$$\boldsymbol{F} = \int_B \rho \boldsymbol{V}_B dQ - \int_A \rho \boldsymbol{V}_A dQ \qquad (7)$$

式中 $\boldsymbol{V}$——流动的速度矢量；

Q——流量。

方程式右边第一项表示单位时间从 B 流出的流体具有的动量；第二项表示单位时间从 A 流入流体具有的动量（图 2）。

若封闭曲面为 S 的流体上的作用力，绕 O 点的力矩为 T，则成立下面的角动量方程式：

$$T = \int_B \rho [\boldsymbol{r}_B \times \boldsymbol{V}_B] dQ - \int_A \rho [\boldsymbol{r} \times \boldsymbol{V}_A] dQ \qquad (8)$$

式中 $\boldsymbol{r}$——从 O 点测量的位置矢量；

$[\boldsymbol{r} \times \boldsymbol{V}]$——矢量积。

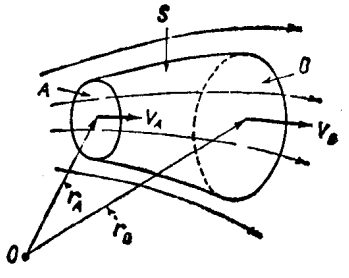


图 2 流动状态

把式（8）用于离心泵叶轮内的流动，并乘以角速度，则得到下面的欧拉方程式：

$$H_{th} = \frac{(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1})}{g} \qquad (9)$$

式中 H_{th}——不考虑损失的情况下，单位重量液体从叶轮中接受的能量（理论扬程）；

u_1、u_2——叶轮进口、出口的圆周速度；

v_{u1}、v_{u2}——叶轮前、后流体绝对速度的圆周分量。

二、管内的流动

1. 圆管内的流动

在稳定的层流情况下，离管进口大约为 $0.065R_e d$ 之前（d：管内径；$R_e=v_m d/\nu$；v_m：平均流速）；在紊流情况下，离管进口为（25～60）d 之前，其速度分布不产生变化，在这段之后的圆管内的流动可表示于下：

层流时的流速分布

$$v = V[1-(r/r_0)^2] \tag{10}$$

对于光滑管中的紊流，在 $R_e<10^5$ 的范围内，成立以下的关系：

$$v = V(y/r_0)^{1/7} \tag{11}$$

当 R_e 很大时，可以用 $\frac{1}{8}$、$\frac{1}{9}$……代替式中的指数 $\frac{1}{7}$，或用下式表示：

$$v = v_*\left(5.5+5.75\ \lg\frac{yv_*}{\nu}\right) \tag{12}$$

在很广的 R_e 范围内，上式给出的结果与实际相符合。

以上各式中 V——最大流速；

r——半径；

r_0——管的半径；

$v_*=\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$——摩擦速度；

τ_0——壁面上的剪切应力；

$y=r_0-r$。

在长度为 l 的圆管中，由于管壁摩擦损失的水头，用下式计算：

$$h_l=\lambda\frac{l}{d}\frac{v_m^2}{2g} \tag{13}$$

圆管的摩擦系数 λ，由雷诺数 R_e 和粗糙度 ε 间的关系确定，图 3 所示的是确定 λ 的莫迪曲线图。

2. 各种断面管的摩擦系数

在非圆断面的管中，由于流体的摩擦阻力造成的损失水头，用下式计算：

$$h_l=\lambda_h\frac{l}{r_h}\frac{v_m^2}{2g} \tag{14}$$

式中的 r_h 是水力半径，如流动的断面为 A，湿周长度为 p，则 $r_h=\frac{A}{p}$。因为内径为 d 的圆管，$d=4r_h$，所以 λ_h 值可近似地用 $R_e=4r_h v_m/\nu$ 时的圆管摩擦系数表示。

3. 扩散管和收缩管的损失水头

如扩散管前、后的平均流速为 v_1、v_2，则扩散管的损失水头 h_s 为：

$$h_s=\xi(v_1-v_2)^2/2g \tag{15}$$

对圆断面，当扩散角 $\theta=5°\sim7°$ 时，正方形断面，当 $\theta=7°\sim8°$ 时，ξ 值最小，大约分别为 0.135 和 0.145；而急剧扩大（$\theta=90°$）时，$\xi\approx1$。

对于收缩管，除非断面形状急剧变化的情况要考虑收缩损失之外，一般可只考虑摩擦损失。

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

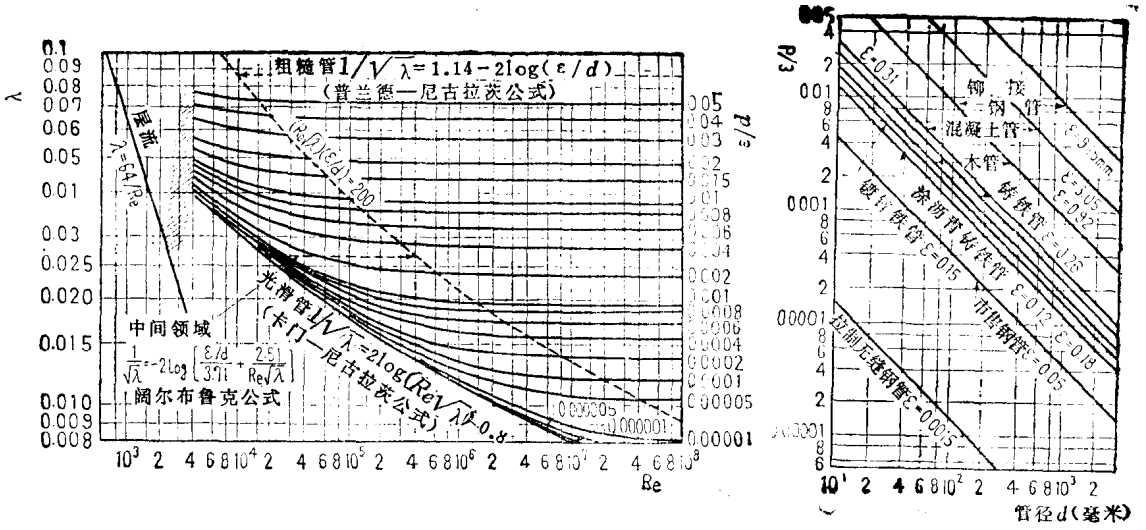


图 3　圆管摩擦系数(莫迪曲线图)

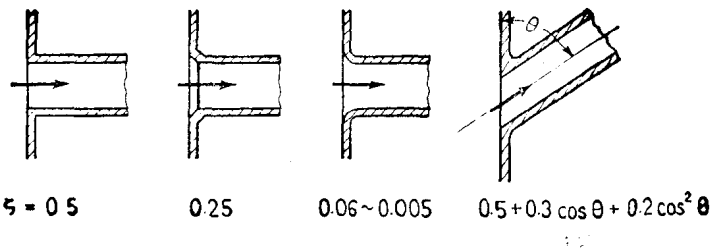


图 4　管路入口的损失系数

4. 管内流动的其它损失

管路入口损失系数 $\zeta=h_s/(v_m^2/2g)$ 的值，示于图 4。此外，管路中有弯头、肘管、阀和节流孔等时，也产生损失水头，其值大小由于形状和阀的开度不同而有所差别。

5. 通过管路的流量

如管路前、后水槽内水面的高差为 H_t，管路内径为 d，长度为 l，圆管摩擦系数为 λ，除摩擦以外的损失系数为 ζ_1、ζ_2，则通过此管路的流量为：

$$Q=\frac{\pi d^2}{4}\sqrt{2gH_t\Big/\left(\lambda\frac{l}{d}+\sum_i\zeta_i+1\right)} \tag{16}$$

泵抽送液体时，用扬程曲线和阻力曲线的交点决定供水量 Q_N（图 5）。阻力曲线的表达式为：

$$H_t=H_a+CQ^2$$

式中

$$C=\left(\lambda\frac{l}{d}+\sum_i\zeta_i+1\right)(4/\pi d^2)^2/2g$$

6. 水击

长管路末端的阀急速关闭时，管路中的水具有的动能变为压能，使压力急骤增大。由于阀的闭锁产生的压力波，在管路中往返的时间为 $T=2l/a$，如果在此时间内阀关闭完了

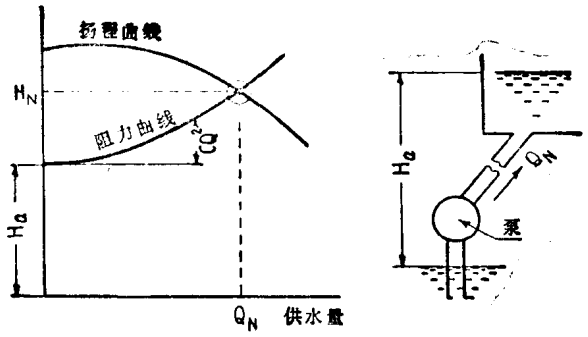


图5 供水量的决定

(急闭锁)，则压力水头的增加与闭锁的时间无关，压力水头的最大值用下式计算：

$$h_{max}=\frac{av_0}{g} \tag{17}$$

式中 g——重力加速度（米/秒²）；

v_0——阀闭锁前管内的流速(米/秒)；

a——压力波传播速度(米/秒)。

a 值可以用下式表示：

$$a=\sqrt{\frac{Kg}{\gamma}}\Big/\sqrt{1+(K/E)(d/s)} \tag{18}$$

式中 K——水的体积弹性系数（公斤/米²）；

E——管壁材料的纵向弹性系数（公斤/米²）；

d——管内径（米）；

s——管壁厚度（米）；

γ——水的重度（公斤/米³）。

这种增大了的压力，由于反射波的到来而开始下降，这样，因压力波的往返，管内的压力变化很大。另外，管路末端的阀急骤打开时，压力首先下降，也形成压力波，重复与上述情况同样的现象。

泵运转时，由于停电等原因泵的动力切断时，在送水管路很长的情况下，产生与上述相同的水击现象，因而，需要采取适当的措施。

三、平板和翼型上的作用力

1. 流动中平行平板的摩擦阻力

在稳定均匀的流动中，与流动平行地放置光滑平板，在平板一面上作用的表面摩擦力 D 为：

$$D=\frac{c_f A\rho U^2}{2} \tag{19}$$

式中 U——流速；

A——板一面的表面积；

c_f——摩擦阻力系数（如图6所示）。

当平板的表面粗糙度 ε 为下值时：

$$\varepsilon \geqslant 100\nu/U \tag{20}$$

不能忽视粗糙度的影响，随着 R_e 的增大，与圆管的情况相同，摩擦阻力系数由相对粗糙度

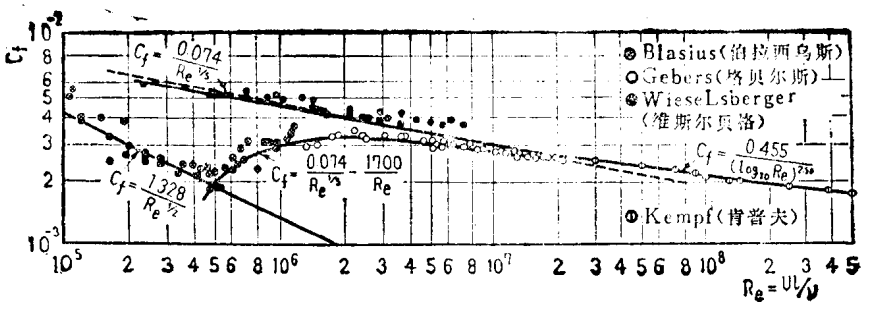


图 6　平板的摩擦系数

ε / l（l：板的长度）决定，近于常数值。

2. 翼型和翼栅

在均匀流动中作用在翼型上的升力 L 和阻力 D，其方向如图 7 所示，其值用下式计算：

$$\left.\begin{aligned} L &= \frac{c_L A \rho U^2}{2} \\ D &= \frac{c_D A \rho U^2}{2} \end{aligned}\right\} \tag{21}$$

式中　A——翼型面积；

c_L——升力系数；

c_D——阻力系数。

升力系数和阻力系数是翼型、冲角 α 等的函数，其一例如图 8 所示。

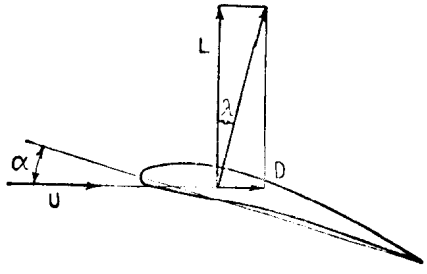


图 7　翼型上的作用力

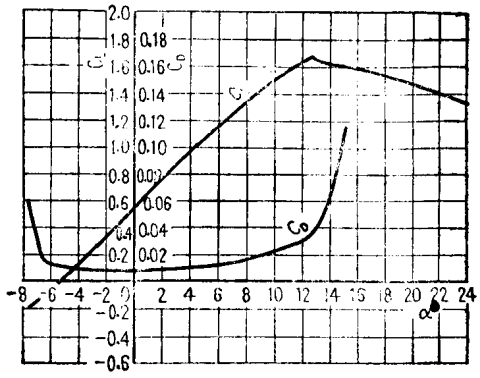


图 8　NACA6309翼型的性能

把轴流叶片式机械的叶轮和导叶，用与轴同心的圆柱面切割，并展开，则得到翼型按一定间隔排列的翼栅。翼栅中翼型的阻力系数 c'_L 和升力系数 c'_L，用栅前、后流速的平均矢量 w_∞ 方向和垂直 w_∞ 方向上的力的分量表示。由于翼型间的互相影响，c'_L 和 c'_D 与单翼的 c_L 和 c_D 不同，但是，对于普通的轴流泵，因节距比很大，可以忽略它们之间的差别。再之，对翼栅而言，冲角为 w_∞ 与翼弦之间的夹角。

四、流量的测定

泵的流量，通常用孔板、喷嘴等节流流量计和堰等进行测量。

假设节流流量计前、后的压力差为 $p_1 - p_2$，则流量为：

$$Q = cA\sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} \tag{22}$$

式中 A——节流部分的断面积；

c——流量系数。

关于标准孔板、喷嘴的形状及流量系数，可参考 JIS B 8302 及 JIS Z 8762(JIS—日本工业标准)。

用堰测量流量时，导水槽中的水越过堰板流出，测量从堰板上缘到自由表面的垂直距离，根据测量结果求其流量。按堰板的形状，分为全宽堰、矩形堰、三角堰等。关于堰的详细情况，可参考 JIS B 8302。

1.1.4 相似定律和比转数

一、相似定律

形状相同大小不同的泵，其性能间大致成立以下关系（相似定律）：

$$\left.\begin{aligned}\frac{Q}{Q'} &= \frac{nD^3}{n'D'^3}\\ \frac{H}{H'} &= \frac{n^2D^2}{n'^2D'^2}\\ \frac{L}{L'} &= \frac{n^3D^5}{n'^3D'^5}\end{aligned}\right\} \tag{23}$$

式中的 n、Q、H、L、D 分别为实型泵的转速、流量、全扬程、轴功率及大小（例如叶轮直径），带〔′〕的值表示与实型泵相似的泵，在相似运转状态下（如最高效率点）的值。

二、比转数

比转数用下式计算：

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \tag{24}$$

式（24）是由式（23）消去 D 以后得到的。另外，对同一台泵，在保持形状相似的同时，改变其大小，可以推算出这台泵在单位流量 $Q'=1$ 下，产生单位扬程 $H'=1$ 时的转速就是比转数，即 $n' = n_s$。因此，相似泵的 n_s 相等。在通常的设计中，如 n_s 相等，则形状大致相似。n_s 用最高效率点下的 Q、H 值计算$\left(\text{多级泵用单级扬程}H\text{、双吸泵用}\frac{Q}{2}\right)$。

综上所述，确定了 n_s 值，就可大致确定出叶轮的形状（参考图 9），并且可以推测该泵的性能曲线的倾向和汽蚀性能等。所以，比转数是最主要的设计参数。

即使是同一台泵，由于用的单位不同，n_s 值也不同。在 JIS 标准中，用 n（转/分）、Q

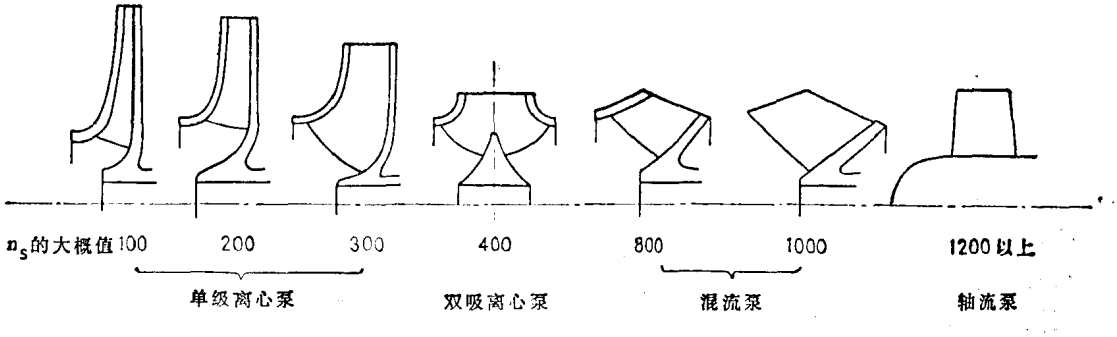


图 9 叶轮断面形状与比转数的关系

（米³/分）、H（米）计算 n_s，使用与此单位不同的单位计算的 n_s'，其换算系数 $k=\frac{n_s}{n_s'}$示于表1。图10是计算 n_s 的图表。

表1　比转数的换算系数 k

n_s[转/分、米³/分、米]$=kn_s'$

n_s' 的使用单位	k
转/分、米³/秒、米	7.75
转/分、升/秒、米	0.245
转/分、呎³/分、呎	0.410
转/分、呎³/秒、呎	3.18
转/分、美加伦/分、呎	0.150

译注：$\frac{3.65\text{转/分}\sqrt{\text{米}^3/\text{秒}}}{\text{米}^{3/4}}=\frac{1}{2.123}\times\frac{\text{转/分}\sqrt{\text{米}^3/\text{分}}}{\text{米}^{3/4}}$ 即中国的比转数为日本比转数的$\frac{1}{2.123}$。

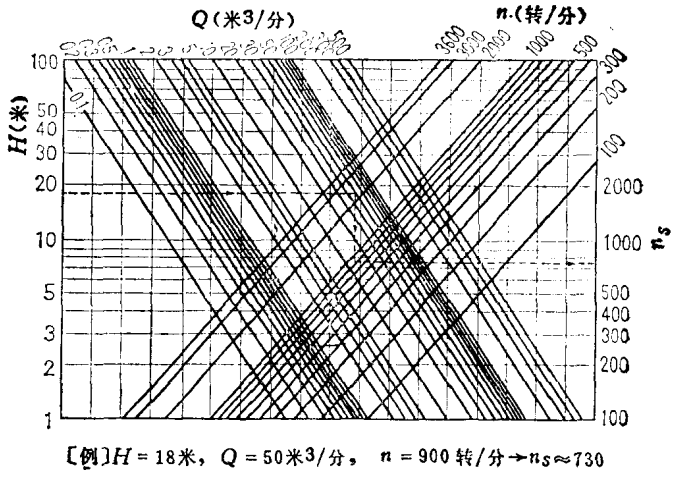
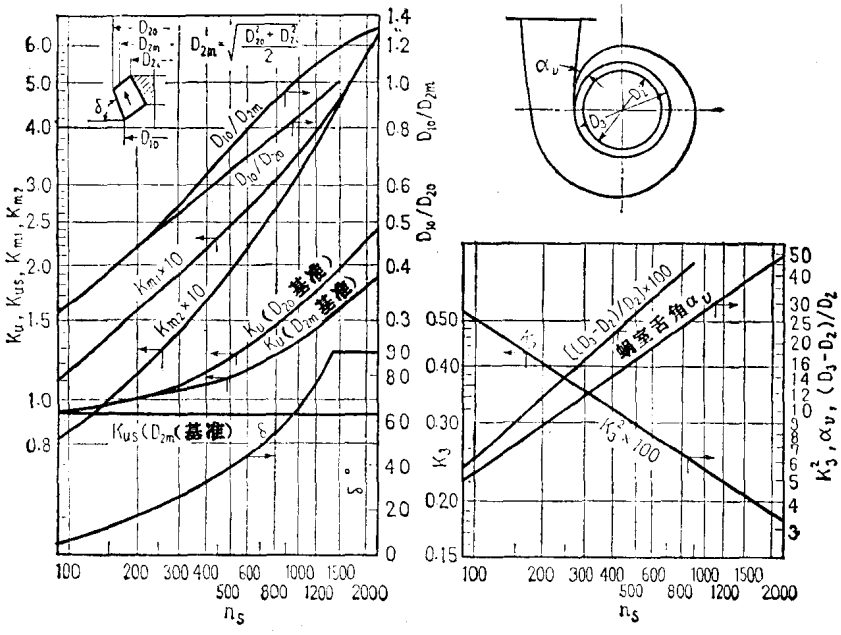


图10　比转数 n_s 的计算图表

三、比转数和设计系数的关系

图11表示的是叶轮和蜗室设计系数与比转数之间经验关系的一个图例(有效平均直径上叶片出口角 $\beta_{2m}=22.5^\circ$ 的情况下)[1]，此图在确定主要设计参数时经常使用。



(a)叶轮　　(b)蜗室

图11　设计系数

(1) Stepanoff, A. J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps* 2nd Ed., (1957), 79, 113, 135, John Wiley & Sons.

图中：

$$K_{m1}=\frac{v_{m1}}{\sqrt{2gH}} \qquad K_{m2}=\frac{v_{m2}}{\sqrt{2gH}}$$

$$K_u=\frac{u_2}{\sqrt{2gH}} \qquad K_{us}=\frac{u_2}{\sqrt{2gH_s}}$$

$$K_3=\frac{v_3}{\sqrt{2gH}}$$

$$v_{m1}=\frac{Q}{A_1} \qquad v_{m2}=\frac{Q}{A_2}$$

式中 A_1、A_2——叶轮进口稍前、出口稍后的过流断面积；

u_2——叶轮出口圆周速度；

v_3——蜗室内的平均流速；

H_s——关死扬程。

1.1.5 特性曲线

通常，用以横座标表示一定转速下的流量Q，纵座标表示全扬程H、轴功率L及效率η的性能曲线表示泵的性能（参考第二章）。

欲表示转速和大小不同的泵的性能，最好用下面公式所表示的流量系数ϕ、扬程系数ψ、轴功率系数ν，代替Q、H、L的特性曲线。这样，在水力效率和总效率相同的范围内，可以认为泵的性能与转速和大小无关。

$$\phi=\frac{Q}{A_2u_2} \qquad \psi=\frac{2gH}{u_2^2} \qquad \nu=\frac{L}{\frac{\gamma A_2u_2^3}{2g}} \tag{25}$$

另外，上式中的$2g$往往用g代替。

图12表示的是泵型式（比转数）和特性曲线倾向的关系。图中的各曲线均以相对最高效率点数值的百分比〔%〕表示。

对于小n_s的泵，在小流量范围的扬程曲线上，多产生右上倾斜部分（驼峰特性），在此范围内运转时，容易变为不稳定。而大n_s的轴流泵，关死点的轴功率为设计点值的1.5～2.5倍，所以，由于原动机容量问题，多数不能在关死点运转。

一般说来，泵越大，泵的最高效率越高，而且由于n_s不同也稍有差别。图13表示的是基于对很多泵的调查结果，得出的标准的最高效率(2)。

1.1.6 汽　蚀

一、汽蚀的发生

叶轮等过流部分内流体的压力，下降到某一个值以下，这里便产生汽泡，这种现象叫做汽蚀。

发生汽蚀的临界压力，由于液体中存在的很细微的气泡和容解的空气量而有所不同。对普通水泵，可以把相当水温下的饱和蒸汽压力p_v（表2），作为发生汽蚀的临界值。

---

(2) ポンプ技术者连盟，ポンプ工学，3-8(昭42)。

● 译注：原文有误，$K_{us}=\frac{u_2}{\sqrt{2gH}}$应为$K_{us}=\frac{u_2}{\sqrt{2gH_s}}$。● 译注：原文有误，$\nu=\frac{L}{\frac{\gamma Au_2^3}{2g}}$应为$\nu=\frac{L}{\frac{\gamma A_2u_2^3}{2g}}$。

泵图集

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com