

向心涡轮稳态和 动态参数 的选择和计算

国防工业出版社

向心涡轮稳态和动态参数的 选择和计算

〔苏〕B. T. 米特罗欣 著

邓启明 杨燕生 高原 译

袁修干 校

国防工业出版社

内 容 简 介

本书着重介绍了向心涡轮和离心涡轮获得最高效率的最佳参数选择及计算方法、导向器和叶轮叶型的设计问题以及涡轮的动态特性，书中还提供了丰富的试验及计算资料。

书末附有译者用电子计算机求得的轮级最佳参数匹配的计算结果，以便于读者在设计计算中应用。

本书可供航空、汽车、运输和动力机械工业部门从事涡轮及涡轮装置研究和设计的工程技术人员、科学工作者、高等院校有关专业的教师及高年级学生参考。

Выбор параметров и расчёт центробежной
турбины на стационарных и переходных режимах

В. Т. МИТРОХИН

《МАШИНОСТРОЕНИЕ》1974

*

向心涡轮稳态和动态参数的选择和计算

邓启明 杨燕生 高原 译

袁修干 校

*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092 $1/32$ 印张 $9\frac{3}{8}$ 199千字

1980年5月第一版 1980年5月第一次印刷 印数：0,001—3,400册

统一书号：15034·1924 定价：0.98元

出版说明

遵照毛主席关于“洋为中用”的教导，为适应我国科学技术发展的需要，我们翻译出版了《向心涡轮稳态和动态参数选择和计算》一书，供读者参考。

本书介绍了向心涡轮和离心涡轮稳态和动态参数选择和计算的有关问题。书中讨论了向心涡轮和离心涡轮获得最高效率的最佳参数选择问题、稳定状态时导向器和工作轮的叶型设计和计算问题以及涡轮的动态特性问题。书中还提供了丰富的实验结果及计算资料。涡轮动态特性研究是涡轮在工业部门广泛应用中提出的一个新课题，作者根据径向涡轮和轴流涡轮的一维非稳定流动计算，确定了导向器和工作轮在过渡状态下的过渡函数和传递函数，并且提供了有关的实验及计算资料。

为便于读者在设计中选择轮级的最佳参数，译者用电子计算机对本书第一章提出的轮级最佳参数的匹配关系进行了计算，计算结果以图解曲线形式提供于本书的附录Ⅱ中。

向心涡轮及其装置，在航空、汽车、运输和动力机械工业中的使用日益广泛。本书可供上述工业技术部门中，从事涡轮及涡轮装置研究的工程技术人员、科学工作者以及高等工院校有关专业的教师和高年级学生参考。

由于我们水平所限，书中可能存在不少缺点和错误，恳请读者批评指正。

前 言

本书是一九六六年出版的《向心涡轮的参数选择 and 计算》经增订后的第二版。

书中除介绍了稳态涡轮的计算方法外，还介绍了由作者研究出的涡轮机动力特性的计算方法。

之所以需要确定动力特性（频率特性，过渡函数），是因为要研究装有涡轮机系统的稳定性问题和确定涡轮机过渡状态的问题。动力特性的计算方法首先是适应径向涡轮机发展起来的，这个方法可用来计算轴流涡轮、压气机和泵的动力特性（第三章）。第四章列举了该方法的计算数据和实验数据的初步比较结果。

在论述稳态向心涡轮计算的第一、第二和第三章中提供了可用于工作轮叶型设计的许多计算数据和实验数据，而在本书的第一版中，仅提供了这个方法的原理。应用现有空间流动的计算方法和附面层理论，可对型面上流体动力合理的速度分布进行某些定量的估计。在向心涡轮的试验过程中，这些估计已得到了实验验证。

目 录

主要符号	1
第一章 级的参数选择	4
1.1 工作过程的特点	4
1.2 涡轮级最佳参数的选择	12
第二章 导向器和工作轮中的稳定流动	27
2.1 平均速度的计算	30
2.2 导向器叶栅的流动计算和叶型设计	37
2.3 径向涡轮导向器损失系数的计算	43
2.4 固定环形叶栅的气流出口角	48
2.5 工作轮中的流动计算	50
2.5.1 径向涡轮机中非粘性可压缩流体轴对称涡流的计算	52
2.5.2 流通部分周边上速度分布的近似计算	65
2.5.3 气流轴对称面上的二维流动计算	68
2.6 附面层内无分离流动的条件	77
2.7 分离流动举例	83
2.8 径向涡轮工作轮损失系数的计算	92
2.9 气流实际入口角不同于计算入口角时工作轮损失系 数的确定	96
2.10 工作轮的叶型设计	111
2.10.1 具有径向进气叶片边缘的工作轮叶片数的选择	112
2.10.2 子午周边的叶型设计和型面形状的选择	114
第三章 涡轮的非稳定过程	121
3.1 引言	121
3.2 基本方程	124

3.3	方程组化为积分方程	126
3.4	可能解的范围和计算方法	130
3.4.1	分段解题	131
3.4.2	各段解的衔接	137
3.4.3	通解	139
3.5	叶栅中的一维非稳定流动	146
3.6	旋转叶栅和固定叶栅的主要动力特性的确定	149
3.7	旋转叶栅和固定叶栅放大系数的计算	156
3.8	旋转叶栅波能发生条件的确定	165
3.9	作为分散参数系统的叶栅动力特性	172
3.10	过渡过程的计算	182
3.11	作用在圆周方向上的力矩和力的动力特性	191
第四章	向心涡轮的实验研究	201
4.1	级过程的相似及其模拟	201
4.2	向心涡轮实验研究用的试验台及所测量参数	205
4.3	向心涡轮的实验特性	211
4.4	工作轮叶型对级参数的影响	220
4.5	实验确定涡轮动力特性的某些结果	241
4.5.1	测量方法	242
4.5.2	阻抗的测量方法	244
4.5.3	实验数据和计算数据的比较	248
附录 I	燃气涡轮级的计算步骤	252
附录 II	轮级最佳参数匹配关系图解曲线	268
参考文献		292

主要符号

- a —— 音速 (米/秒);
- A_{ij} —— 传递函数矩阵元素;
- c —— 绝对速度 (米/秒);
- D —— 直径 (米);
- f —— 截面积 (米²);
- $\bar{f}$ —— 波形参数;
- F —— 传递函数;
- G —— 工质流量 (公斤/秒);
- h —— 焓降或单位功 (焦耳/公斤);
- $h(t)$ —— 过渡函数;
- $h(l)$ —— 场系数 (米⁻¹);
- i —— 焓 (焦耳/公斤);
- J —— 惯性矩 (米⁴);
- Im —— 复数的虚部;
- k —— 波数;
- $k(t)$ —— 脉冲过渡函数;
- l —— 叶片长度或高度 (米);
- M —— 气流速度与当地音速的比值;
- n —— 转速;
- N —— 功率 (千瓦);
- p —— 压力 (帕, 第三章为压力脉动值)●;
- r —— 半径 (米);
- Re —— 雷诺数;
- R —— 气体常数 (焦耳/公斤·度);
- Re —— 复数的实部;
- s —— 型面弧长、流线长度 (第三章为综合参数);

● 巴为气压单位, 1 帕 = 1 牛顿/米²。——校者

- S —— 熵 (焦耳/公斤·度);
 T —— 绝对温度 ($^{\circ}\text{K}$);
 t —— 栅距 (第三章为时间);
 u —— 圆周速度 (米/秒);
 V —— 合成速度 (米/秒; 第三章为体积, 米³);
 w —— 相对速度 (米/秒, 第三章为速度脉动值);
 W —— 复势;
 X —— 复数的虚部;
 z —— 叶片数 (第三章为阻抗矩阵元素);
 α —— 绝对运动气流角;
 β —— 相对运动气流角;
 γ —— 气流轴对称面相对轴线的倾斜角、型面安装角;
 δ —— 传导系数的实部;
 δ_{ij} —— 总传递函数矩阵元素;
 Δ —— 间隙量、参数增量;
 ζ —— 损失系数 (第三章为无因次阻抗);
 η —— 效率 (第三章为无因次传导性);
 θ —— 各种角度值;
 κ —— 绝热指数;
 λ —— 速度系数;
 μ —— 径向度;
 ν —— 动粘度 (第三章为频率, 1/秒);
 Π —— 涡轮压力比;
 ρ —— 密度 (公斤/米³) 或反力度;
 τ —— 通道相对长度;
 φ —— 导向器的速度系数;
 χ —— 挤压系数;
 ψ —— 工作轮的速度系数;
 Ω —— 旋转角速度;
 ω —— 圆周频率。

上 注 角

'——参数脉动值;

*——滞止参数。

下 注 角

0——导向器进口或叶栅进口;

1——工作轮进口或通道进口;

2——工作轮出口或叶栅出口;

t ——理论的;

c ——绝对运动;

w ——相对运动;

u ——圆周方向上;

ад——绝热的;

кр——临界的或尾缘的;

p ——压力;

тр——摩擦;

π ——平面的;

пр——型面的;

T ——功率的;

вт——二次的;

κ ——圆周的或结构的;

с.а——导向器;

р.к——工作轮;

сп(A)——型面凸面的;

вог(B)——型面凹面的;

符号上面的横线表示参数的稳定值或相对量。矩阵用方括弧表示。
速度系数的气动函数:

$$\tau = \frac{T}{T^*}, \quad \Pi = \frac{p}{p^*}, \quad \varepsilon = \frac{\rho}{\rho^*}, \quad q = \frac{\rho c}{\rho^* c^*}, \quad y = \frac{p^* f_{кр}}{p f};$$

$$\rho_{кр} = \rho^* \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}.$$

第一章 级的参数选择

1.1 工作过程的特点

现在让我们来研究一下径向——向心式（以下称径流式——译者）涡轮和离心式涡轮的基本要素。向心式涡轮可分为径-轴流式（图 1.1 a）和径向式（图 1.1 b）两种，后者广泛用于制冷装置的涡轮膨胀机中。径轴流式涡轮比径流式涡轮好，因为后者在相同的径向尺寸情况下其功率比较小。

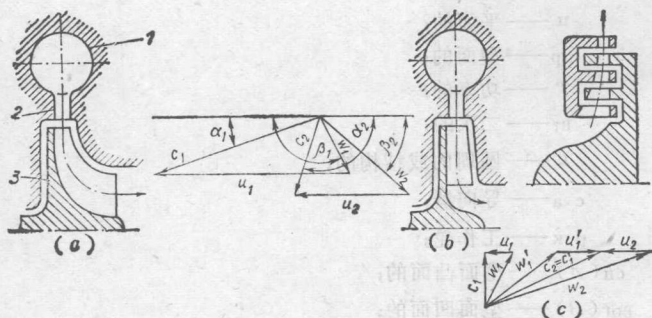


图 1.1 径向涡轮示意图

a—向心式（径轴流式）；b—向心式（径流式）；c—离心式；1—蜗壳；2—导向器和壳体；3—工作轮。

离心式涡轮和双转子式涡轮（参阅图 1.1 c）一样，我们都很熟悉。尤克斯特尔在其著作[54]中，对双转子式涡轮

已作了详细论述。

和涡轮机理论的习惯用法一样，我们也假定工作轮进口速度三角形的角度按速度矢量 c_1 或 w_1 与圆周速度 u_1 的正向之间的夹角进行计算，而工作轮出口速度三角形的角度则按速度矢量 w_2 或 c_2 与 u_2 的负向之间的夹角计算。

在向心涡轮中，通常工质是从进气管流入集气管（蜗壳）。但是，也有一个或数个进气管与蜗壳接通的，而进气管的数目则取决于包括涡轮在内的整个组件（发动机或附件）的合理布局。导向器[●]的作用是：在极小的损失情况下，保证工作轮进口速度在大小和方向上都均匀。

现在来简单地谈谈蜗壳中的气流流动。

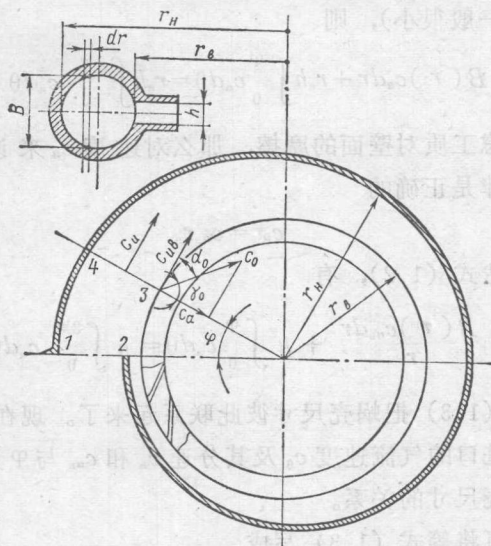


图1.2 涡轮蜗壳中的流动计算

● 导向器又常称作喷管环、整流窗、喷嘴环等。——校者

图 1.2 为带一个进气管的蜗壳示意图。为了确定蜗壳各基本尺寸之间的关系，我们来研究一下工质由进气管通过截面 1—2 流进来的 G 、通过截面 2—3 流入导向器的 G_1 和通过截面 3—4 流过蜗壳的 G_2 之间的流量平衡式。显然

$$G_1 = \int_0^\varphi \rho h r_n c_a d\theta$$

$$G_2 = \int_{r_B}^{r_H} \rho B(r) c_a dr$$

$$G = \int_0^{2\pi} \rho h r_n c_a d\theta$$

而

$$G = G_1 + G_2$$

如果假定 $\rho = \text{常数}$ (这个假设是完全可以的，因为蜗壳中的速度一般很小)，则

$$\int_{r_B}^{r_H} B(r) c_a dr + r_n h \int_0^\varphi c_a d\theta = r_n h \int_0^{2\pi} c_a d\theta \quad (1.1)$$

如果不考虑工质对壁面的摩擦，那么对速度 c_a 来说，下面的面积规律是正确的

$$c_a r = c_{aB} r_B \quad (1.2)$$

考虑到表达式 (1.2)，有

$$\int_{r_B}^{r_H} \frac{B(r) c_{aB} dr}{r} + h \int_0^\varphi c_a d\theta = h \int_0^{2\pi} c_a d\theta \quad (1.3)$$

等式 (1.3) 把蜗壳尺寸彼此联系起来了。现在来研究在导向器进口的气流速度 c_0 及其分速 c_a 和 c_{aB} 与 φ 无关的情况下，蜗壳尺寸的关系。

于是可将等式 (1.3) 写成

$$c_{aB} \int_{r_B}^{r_H} \frac{B(r)}{r} dr = h c_a (2\pi - \varphi)$$

或

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\int_{r_B}^{r_H} \frac{B(r)}{r} dr}{h(2\pi - \varphi)} \quad (1.4)$$

如果已知蜗壳的通道截面，也可利用公式 (1.4) 来估算蜗壳参数。

上面所导出的关系式是在不考虑工质的压缩性的情况下得出的，也就是只有当蜗壳中工质的流动速度很小时它才是正确的。当必须考虑工质的压缩性时，可应用参考文献〔15〕中的数据。

工质由蜗壳流入导向器。第二章将对导向器中的流动进行详细研究，所以现在只简单地谈谈过程的特点。

导向器出口的平均速度可由伯努利积分求得

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const} \quad (1.5)$$

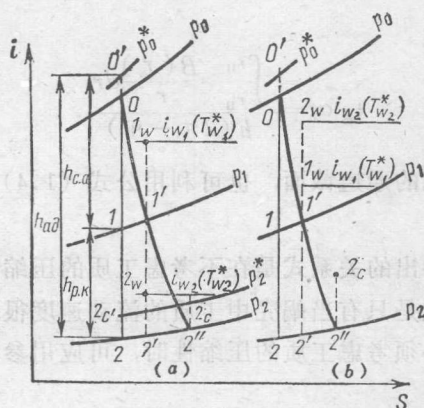
从一元流动模型（将整个气流视作一股）的情况出发，由表达式 (1.5) 便可求出导向器出口的理论流动速度

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (1.6)$$

关系式 (1.5) 和 (1.6) 与计算轴流涡轮机的导向器所

- 本书对一公斤气流的机械功及热量单位均采用焦耳/公斤，而非公斤米/公斤或千卡/公斤。因为机械功 1 公斤米 = 9.81 焦耳，故公式不采用

(8.1) $\int \frac{dp}{r} + \frac{c^2}{2g} = \text{const}$ 的形式。以后书中出现的能量方程及由能量方程导出的公式中，都由于有与单位换算有关的类似问题，故使最后计算公式与以公斤米/公斤及大卡/公斤单位计算的公式有所不同，请读者注意。——校者

图1.3 膨胀过程的 $i-S$ 图

a—离心式涡轮；b—离心式涡轮。

采用的关系式相同。

在涡轮计算中（图 1.3 a），通常不是选择导向器后的静压，而是反力度

$$\rho = \frac{h_{p,k}}{h_{a\pi}} = \frac{i_1 - i_2}{i_{0'} - i_2} \quad (1.7)$$

如果考虑到 $h_{p,k} = h_{a\pi} - h_{c,a}$ ，以及关系式

$$h_{c,a} = \frac{c_{1r}^2}{2} \ominus$$

$$h_{a\pi} = \frac{c_{a\pi}^2}{2}$$

则

$$\rho = 1 - \left(\frac{c_{1r}}{c_{a\pi}} \right)^2 \ominus \quad (1.8)$$

● 原文误为 $c_1^2/2$ 。——校者

● 原文误为 $(c_1/c_{a\pi})^2$ 。——校者

当 c_{ax} 和 ρ 为已知, 按表达式 (1.8) 便可确定出速度 c_{1r} , 而按关系式 (1.6) 便可确定出导向器后的静压。

在 $i-S$ 图上 (参阅图 1.3a), 导向器的绝热膨胀过程是用线段 $0'-1$ 表示的, 而当导向器进口速度 c_0 小到可以忽略不计时 (与此速度相对应的是焓降 $0-0'$), 则可用线段 $0-1$ 表示。这时可以认为 $p_0 \cong p_0^*$ 。

导向器的实际膨胀过程与气流对型面摩擦的总压损失、尾缘损失、二次损失及气流分离和超音速时的损失——激波损失有关。考虑到这些损失, 导向器实际膨胀过程的终点在 $i-S$ 图上用 $1'$ 点表示。

在向心涡轮中与轴流涡轮不同, 导向器叶片的出口直径小于进口处直径。由此, 当向心涡轮和轴流涡轮 α_1 和 α_0 角相同时, 向心涡轮导向器中的气流收敛度较大, 这就使向心涡轮导向器的膨胀损失较轴流涡轮为小。所以向心涡轮可以采用比轴流涡轮更短的叶片, 而并不会明显地降低涡轮效率。

在向心涡轮导向器和工作轮间的径向间隙中, 气流还要继续膨胀。当工作轮前的压力 p_1 和初始压力 p_0^* 为已知时, 径向间隙增大, 而产生于导向器上的压降能力则降低。在增大径向间隙和缩小导向的极限情况下, 可导致涡轮不需要使用导向器^{[11]、[42]}。

为了足够近似地计算间隙中的气流流动, 可以假定不考虑摩擦, 即圆周分速 c_u 是按“面积律” $c_u r = \text{常数}$ 变化的, 而径向分速 c_r 则与气流密度及环形截面积成反比例地变化。当膨胀比很小时, 即可以忽略压缩性影响, 而当间隙的宽度 h

为常数时, 径向分速的变化与半径成反比。在这种情况下, 径向间隙中流动的绝对速度角 α_1 是不变的, 而流线为对数螺线。

在导向器和工作轮间的径向间隙或者双转子离心涡轮的两相邻工作轮间的径向间隙中的压力变化, 与离心式压气机无叶扩压器所发生的情况很相类似。

向心涡轮工作轮中的气流, 在变化的离心力场作用下膨胀而作功。在 $i-S$ 图上 (参阅图 1.3 a) 线段 $i_{w2}^* - i_2'$, 相当于工作轮出口气流在相对运动中的动能。

如果研究压力 p_0^* 、 p_1 和 p_2 为已知的轴流涡轮、向心涡轮和离心涡轮的工作轮的气流流出过程, 就可发现, 与轴流涡轮工作轮的出口气流速度相比, 向心涡轮中的离心力场可使工作轮的出口气流速度减小, 而离心涡轮中离心力场则使工作轮的出口气流速度增大。写出伯努利积分

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = i_w^* - \frac{u^2}{2} = \text{const} \quad (1.9)$$

便可证明这一点。式中 $i_w^* = i + (w^2/2)$ 为相对运动中绝热滞止气流的焓, 而 $i = \int \frac{dp}{\rho}$ 。

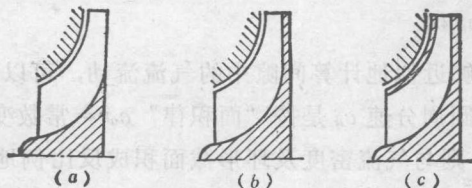


图1.4 向心涡轮工作轮的类型

a—开式; b—半开式; c—闭式。