

HUAZHONG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY PRESS

高等学校教材



风机的 运行与装置

FENGJI DE YUNXING YU ZHUANGZHI

姚贵喜 白蔚君

华中理工大学出版社

要 求 容 内

要 求 容 内

风机的运行与装置

姚贵喜

白蔚君

江苏工业学院图书馆
藏书章

华中理工大学出版社

风机的运行与装置

姚贵喜 白蔚君
责任编辑 易秋明

✱

华中理工大学出版社出版发行

(武昌喻家山)

新华书店湖北发行所经销

华中理工大学出版社印刷厂印刷

✱

开本: 850×1168 1/32 印张: 7.25 字数: 177 000

1991年9月第1版 1991年9月第1次印刷

印数: 1-1 500

ISBN7—5609—0588—9/TK·22

定价: 1.90元

前 言

风机是透平式压缩机、鼓风机和通风机的总称。它广泛应用于石油化工、化肥、冶金、电力及交通等部门，并常被认为是整个装置的“心脏”，又因风机是高速旋转机械，故它的可靠运行是至关重要的。由于风机的耗电量大，它的节能运行也势在必行。从事风机技术工作的人员，必须了解风机运行中的技术问题，并掌握解决问题的方法。

本书是在作者1984年编译的《风机的调节、使用和运转》教材的基础上，经过多年来的教学实践，并吸收风机技术领域的科研新成果编写而成的。全书包括风机的运行特性，调节方法，自动调节系统和保护，附属设备，故障分析和诊断以及风机装置的节能等内容。

本书由华中理工大学姚贵喜、白蔚君编写，武汉鼓风机厂钱光德及湖北省风机厂李国兴审阅，白蔚君作了全书的统稿和整理工作。在编写和审定过程中，得到了华中理工大学压缩机教研室、武汉鼓风机厂及湖北省风机厂等单位的大力协作，在此表示诚心的谢意。限于编者水平，难免存在错误和不妥之处，恳请读者批评指正。

编者 1990年4月

内 容 提 要

本书阐述风机的运行特性、调节方法、自动调节系统及保护、附属装置、故障及诊断以及风机装置的节能等问题。书中吸取了国内外80年代风机领域里的科研新成果、新技术。较全面地分析了风机运行方面的问题，并附有实例。

本书可作为风机、流体机械及化工机械等专业的教材或参考书；也可供风机使用部门、规划部门及风机制造厂的工程技术人员参考。

目 录

第一章 风机的特性	(1)
§1-1 风机的性能曲线.....	(1)
§1-2 风机与管网的联合工作.....	(14)
§1-3 风机的联合运行.....	(17)
§1-4 风机特性的稳定性分析.....	(26)
§1-5 风机的异常现象.....	(30)
§1-6 改善风机小流量区的性能.....	(46)
第二章 风机性能的调节方法	(50)
§2-1 阀门节流调节.....	(51)
§2-2 进口导流器调节.....	(55)
§2-3 静叶角度调节.....	(60)
§2-4 轴流风机动叶调节.....	(64)
§2-5 变转速调节.....	(67)
§2-6 各种调节方法的比较.....	(71)
第三章 风机的自动调节系统及保护	(77)
§3-1 风机的自动调节系统.....	(77)
§3-2 风机的等流量及等压力调节系统.....	(84)
§3-3 风机的防喘振调节系统.....	(92)
§3-4 风机的保护设施.....	(100)
第四章 风机的附属设备	(114)
§4-1 空气过滤设备.....	(114)
§4-2 除湿系统.....	(125)
§4-3 润滑系统.....	(130)
§4-4 气体冷却器.....	(139)

§4-5	风机的噪声控制和消声器.....	(154)
第五章	风机的故障和诊断.....	(169)
§5-1	风机的异常状态和故障检测.....	(169)
§5-2	异常诊断系统.....	(174)
§5-3	风机的振动故障和诊断方法.....	(179)
§5-4	油膜自激涡动.....	(186)
§5-5	振动的频谱分析.....	(192)
§5-6	滚动轴承的故障和异常诊断.....	(200)
第六章	风机装置的节能.....	(207)
§6-1	减少风机本身耗功.....	(207)
§6-2	合理选型.....	(210)
§6-3	运行中的最佳调节.....	(212)
§6-4	降低原动机和控制装置的能耗.....	(217)
参考文献		(223)

第一章 风机的特性

风机一般是根据给定的参数（如进气压力、排气压力及流量等）而设计的。但是，在实际运行中，由于风机所处的管网特性变化，它可能在设计工况下工作，也可能在非设计工况下工作。本章主要介绍风机在不同工况下的特性，即风机的性能曲线、风机与管网的联合工作以及风机运行的稳定性分析。

§1-1 风机的性能曲线

风机的主要性能参数：排气压力 p_{out} （或压力比 ε ）、效率 η 和功率 N 与进口容积流量 Q_{in} （或质量流量 G ）和转速 n 之间的变化关系，常用曲线表示，这些曲线称之风机的性能曲线。当风机的转速及进口气体状态（指气体的种类、压力及温度等）不变时，风机的性能曲线包括： $p_{out} = f_1(Q_{in})$ 或 $\varepsilon = f_2(Q_{in})$ ； $\eta = f_3(Q_{in})$ 及 $N = f_4(Q_{in})$ 。下面将讨论这些曲线的形状。

一、风机性能曲线的形状

这里，首先分析离心式级的压力比 ε 与进口流量 Q_{in} 的关系，即分析 $\varepsilon = f(Q_{in})$ 的形状。众所周知，由于旋转叶轮对气体做功使其压力增大，叶轮对一公斤气体所作的功由伯努利方程表示为

$$h_{th} = \int_1^2 v dp + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + h_{hyd} \quad (1-1)$$

式中 h_{hyd} ——流动损失，它是级中气体流动过程所产生的损失。

对于级的进出口其动能的变化可以忽略，即 $\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \approx 0$ ，则有

$$\int_1^2 v dp = h_{th} - h_{hd}$$

上式中的 $\int_1^2 v dp$ 反映了气体的静压能或压力比的大小。下面分析 h_{th} , h_{hd} 与流量 Q_{in} 的关系。对于离心式风机, 理论能量头 h_{th} 可由欧拉方程 (假设气流进入叶轮叶道时无预旋 $c_{1u} = 0$) 得出

$$h_{th} = c_{2u} u_2 = u_2 (u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2A} - \Delta c_u) \quad (1-2)$$

式中 β_{2A} ——叶片出口安装角; Δc_u ——由于轴向涡流的影响而减少叶轮加给气体的能量头, 而轴向涡流是因气体的惯性而产生的, 它与流量变化关系甚小, 见图1-1所示; c_{2r} ——叶轮出口气流径向速度, 它与流量的关系可写成

$$c_{2r} = Q_{in} / (F_2 k_{v2})$$

式中 F_2, k_{v2} ——分别为叶轮出口流道面积、气体的比容比 $k_{v2} = v_{in} / v_2$ 。

这样式(1-2)可写成

$$h_{th} = u_2^2 - \Delta c_u u_2 - \operatorname{ctg} \beta_{2A} u_2 Q_{in} / (F_2 k_{v2})$$

或

$$h_{th} = f(Q_{in}) = C - B Q_{in} \quad (1-3)$$

h_{th} 与流量 Q_{in} 的函数关系是截距为 C , 斜率为 B 的直线, 如图1-2所示。

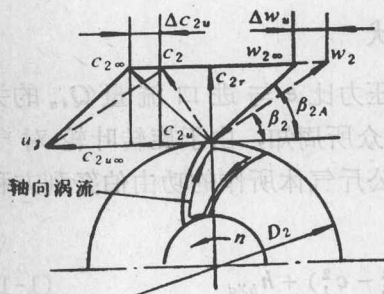


图 1-1 叶轮出口速度三角形及轴向涡流

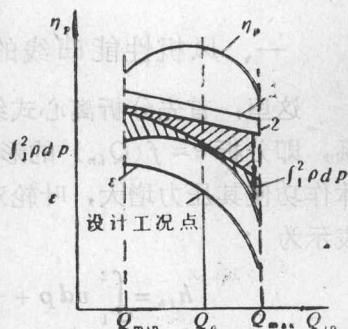


图 1-2 级的性能曲线

- 1——不考虑轴向涡流及粘性时影响 $h_{th} = f(Q_{in})$
- 2——考虑轴向涡流及粘性的影响时 $h_{th} = f(Q_{in})$

下面再讨论流动损失 h_{hyd} 与流量 Q_{in} 的关系。流动损失从物理现象可分为流动摩擦损失 h_{fric} ，二次流损失 h_{sec} ，尾迹流损失 h_{min} 及分离冲击损失 h_{sh} 。由于二次流损失及尾迹流损失与流量的关系目前尚不够清楚，故暂讨论流动损失中流动摩擦损失 h_{fric} 及分离冲击损失 h_{sh} 与流量 Q_{in} 的关系。流动摩擦损失在流体力学中又称沿程损失，其计算公式为

$$h_{fric} = \lambda \frac{L}{d_h} \frac{c_m^2}{2}$$

式中 λ ——流道阻力系数，它与流道的粗糙度 Δ 、气流雷诺数 Re 有关， $\lambda = f(Re, \Delta)$ ； d_h ——流道的平均水力直径； L ——流道的中心流线条长度； c_m ——气流的平均速度。

由于流道中的气流速度 c_m 与流量 Q_{in} 成正比，而其它参数随流量变化可忽略，故可认为流动摩擦损失与流量的平方成正比。

$$h_{fric} = K_1 Q_{in}^2 \quad (1-4)$$

式中 K_1 ——常数。

显然， h_{fric} 与 Q_{in} 的关系为二次抛物线，如图1-3所示。

分离冲击损失一般产生于非设计工况，风机在设计工况下工作时，气流方向与流道的叶片方向基本一致，此时冲击损失最小。当流量大于或小于设计流量 Q_0 时，气流方向角 β_1 与叶片安装角 β_{1A} 差值增加，即出现较大的冲角

$$i = \beta_{1A} - \beta_1$$

冲角增大，使叶道内冲击分离损失增加。图1-4为离心式叶轮进口气流速度三角形随流量的变化情况，对于结构已定的叶轮及叶片通道，其气流径向速度 c_{1r} 正比于流量

$$c_{1r} = c_{1r0} Q / Q_0$$

气流角

$$\beta_1 = \text{tg}^{-1} \frac{c_{1r}}{u_1}$$

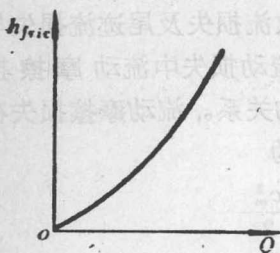


图 1-3 $h_{fric} = f(Q_{in})$ 曲线

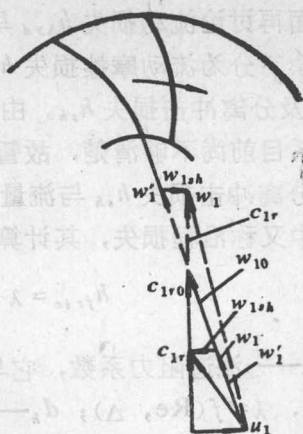


图 1-4 叶轮进口气流的冲击现象

当流量小于设计流量 $Q < Q_0$ 时, $c_{1r} < c_{1ro}$, 转速 n 一定, u_1 也是定值, 故 β_1 减小, 正冲角 $i = \beta_{1A} - \beta_1$ 增大, 若将相对速度 w_1 分解为两个速度: w'_1 是沿设计流量 Q_0 时的 w_{10} 方向的分速, w_{1sh} 是沿叶轮圆周方向的分速, 显然 w_{1sh} 在叶道内与叶片发生冲击作用, 故 w_{1sh} 称为冲击速度, 随着冲角 i 的增大, 冲击速度 w_{1sh} 增高, 冲击现象严重。冲击损失 h_{sh} 的大小可近似写成

$$h_{sh} = \xi_{sh} \frac{w_{1sh}^2}{2}$$

式中 ξ_{sh} ——冲击损失系数, 它与冲角的正负值有关。

冲击速度 w_{1sh} 可由速度三角形的相似关系得到

$$\frac{w_{1sh}}{u_1} = \frac{c_{1ro} - c_{1r}}{c_{1ro}}$$

$$w_{1sh} = u_1 \left(1 - \frac{c_{1r}}{c_{1ro}} \right)$$

$$\text{则 } h_{sh} = \xi_{sh} \frac{u_1^2}{2} \left(1 - \frac{c_{1r}}{c_{1ro}} \right)^2 = \xi_{sh} \frac{u_1^2}{2} \left(1 - \frac{\phi_{1r}}{\phi_{1ro}} \right)^2 \quad (1-5)$$

同理, 当 $Q > Q_0$ 时, 冲角 $i = \beta_{1A} - \beta_1$, 负冲角增大, 其冲

击速度及冲击损失分别为

$$w_{sh} = u_1 \left(\frac{c_{1r}}{c_{1ro}} - 1 \right)$$

$$h_{sh} = \xi'_{sh} \frac{u_1^2}{2} \left(\frac{\phi_{1r}}{\phi_{1ro}} - 1 \right)^2 \quad (1-6)$$

应当指出的是：在式(1-5)及(1-6)中冲击损失系数值有较大的差异，这是因为在流量大于设计流量时，即 $Q > Q_0$ ，负冲角 $i < 0$ 增大，气流冲向叶片非工作面，在叶片工作面产生分离涡流区，工作面的压力高于非工作面，这里的分离区扩大不明显（见图1-5），与此相反，当流量 $Q < Q_0$ 时，正冲角 i 增大，气流冲向叶片工作面，使本来压力低的非工作面分离区扩大，故在正冲角时的冲击损失系数 ξ_{sh} 比负冲角时的 ξ'_{sh} 要大10~15倍。

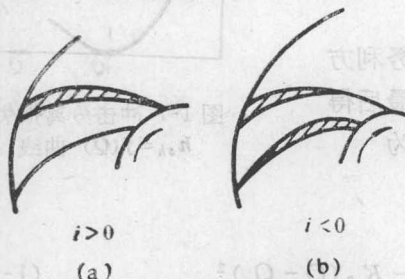


图 1-5 不同冲角时叶道内
的气流分离现象

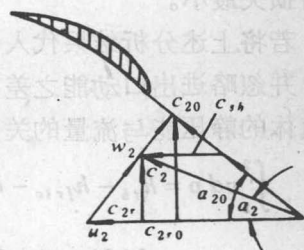


图 1-6 叶片扩压器进口
的气流冲击现象

对于具有叶片扩压器的级，当流量不同于设计流量时，在叶片扩压器的进口也同样产生冲击分离损失，如图1-6所示，假设叶轮叶片出口气流相对速度 w_2 方向不变，则有叶轮出口冲击速度为

$$c_{2sh} = u_2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{c_{2ro}} \right) = u_2 \left(1 - \frac{\phi_{2r}}{\phi_{2ro}} \right)$$

叶片扩压器进口 D_3 处的冲击速度由连续条件得到

$$c_{sh} = u_2 \frac{D_2}{D_3} \left(1 - \frac{\phi_{2r}}{\phi_{2ro}} \right)$$

叶片扩压器进口处的冲击损失为

$$\begin{aligned} h_{sh} &= \xi_{sh} c_{2h}^2 / 2 \\ &= \xi_{sh} \frac{u_2^2}{2} \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \left(1 - \frac{\phi_{2r}}{\phi_{2ro}} \right)^2 \end{aligned} \quad (1-7)$$

综上所述, 冲击损失正比于冲击速度的平方, 也就是正比于流量差值的平方, 即

$$\begin{aligned} h_{sh} &= \xi_{sh} \frac{u_1^2}{2} \frac{1}{\phi_{1ro}} (\phi_{1r} - \phi_{1ro})^2 \\ &= K_2 (Q - Q_0)^2 \end{aligned} \quad (1-8)$$

式中 K_2 ——常数。这种关系如图1-7所示, 近似为顶点是 Q_0 的二次抛物线, 当在设计工况下运行时, $Q = Q_0$, 冲击损失最小。

若将上述分析结果代入伯努利方程, 并忽略进出口动能之差, 最后得出气体的静压能与流量的关系为

$$\begin{aligned} \int_1^2 v dp &= h_{th} - h_{fric} - h_{sh} \\ &= f(Q) - K_1 Q^2 - K_2 (Q - Q_0)^2 \end{aligned} \quad (1-9)$$

此关系如图1-2所示, 压力比 ε 与流量的关系 $\varepsilon = f_1(Q)$ 与 $\int_1^2 v dp = f(Q)$ 曲线是近似的, 压力比 ε 与静压能的关系可由压缩功的公式求出, 如多变压缩过程

$$\int_1^2 v dp = h_p = \sigma RT_1 (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1)$$

则

$$\varepsilon = \left(\frac{h_p}{\sigma RT_1} + 1 \right)^\sigma$$

式中 σ ——指数系数, $\sigma = \frac{m}{m-1}$, 而 m 为压缩过程的多变指数。

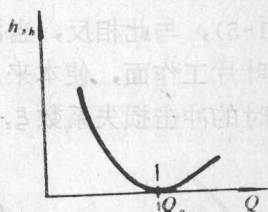


图 1-7 冲击分离损失 $h_{sh} = f(Q)$ 曲线

轴流式风机性能曲线 $\int v dp = f(Q)$ 的形状与离心式风机大致相同。轴流式风机在进口无预旋 $c_{1u} = 0$ (见图 1-8) 的条件下, 其欧拉方程式为

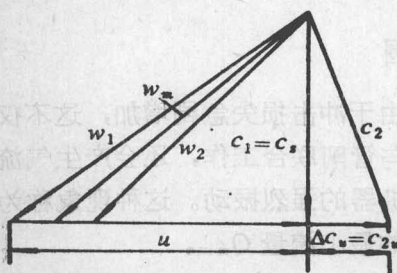


图1-8 轴流式风机叶轮进出口气流速度三角形

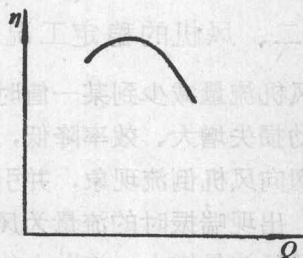


图1-9 风机的效率曲线 $\eta = f(Q)$

$$h_{th} = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 = u(c_{2u} - c_{1u})$$

令

$$\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u} = u - c_t \operatorname{ctg} \beta_2 = u - \frac{Q}{F} \operatorname{ctg} \beta_2$$

代入上式

$$h_{th} = u \left(u - \frac{Q}{F} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) = C' - B'Q = f(Q)$$

对于轴流式风机, 其流动损失与流量的变化关系也可用与离心式风机相同的方法进行分析。

风机的效率 η 与流量 Q 之间的关系即 $\eta = f(Q)$ 可作如下的分析: 风机在设计工况下运行时, $Q = Q_0$, 这时气流基本上沿叶片方向进入叶片通道, 冲角近似为零, 故流动过程中分离损失及冲击损失最小, 相应压缩过程的效率 η 为最高。当 $Q < Q_0$ 时, 随着流量减少正冲角 $i = \beta_{1A} - \beta_1$ 增大, 分离冲击损失增加较快, 加之相对漏气损失系数 $\beta_l = G_l/G$ (G_l 为级内通过轮盖处密封的内漏气量) 及轮阻损失系数 $\beta_{df} = N_{df}/G$ (N_{df} 为旋转叶轮外侧所耗的摩擦阻力功率) 的增加, 使效率很快下降。当 $Q > Q_0$ 时, 随着

流量的增大,负冲角 $i = \beta_{1A} - \beta_1$ 增大,流动过程的摩擦损失,冲击分离损失均增加使效率也下降。由上述分析可知:性能曲线 $\eta = f(Q)$ 如图 1-9 所示为中间高两头低的形状,在设计流量 Q_0 附近运行时效率最高,而偏离设计工况时效率均下降。

二、风机的稳定工况范围

风机流量减少到某一值时,由于冲击损失急剧增加,这不仅使流动损失增大、效率降低,若与管网联合工作,还会产生气流从管网向风机倒流现象,并引起机器的强烈振动。这种现象称为喘振。出现喘振时的流量为风机的最小流量 $Q_{\min}$ 。

风机流量增大,流道中的流速也随之增大,当流道最小截面上达到音速时,其流量就不能再增大。或者随着流量增加,叶轮对气体所作的功,全部用于克服流动损失,而气体的压力得不到提高,即 $\varepsilon \approx 1$ 。出现上述现象称为堵塞工况(或称滞止工况)。此时的流量为风机最大流量 $Q_{\max}$ 。

综上所述,风机若要稳定运行,其流量变化范围为

$$Q_{\min} < Q < Q_{\max}$$

这个流量区域称为风机的稳定工况范围,一般常用

$$K_Q = Q_{\max} / Q_{\min}$$

或

$$K'_Q = (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_0$$

$$\left. \begin{array}{l} K_Q = Q_{\max} / Q_{\min} \\ K'_Q = (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_0 \end{array} \right\} (1-10)$$

来表示风机稳定工况范围的大小。衡量一台风机性能的好坏,不仅要在设计工况下具有较高的效率,还要求它有较宽的稳定工况范围,即 K_Q 或 K'_Q 大。另外还希望在较大的流量变化范围内,压力及效率值变化较小,即性能曲线比较平坦。

三、影响性能曲线的因素

1. 级数的影响

对于升压较小的通风机,气体流动过程可作为不可压缩流体处理,故级数对性能曲线影响甚小,而离心式通风机一般为单级

结构，轴流式通风机常用单级或者双级型式，使双级结构的升压 Δp 也小于 5kPa 。然而在压缩机或鼓风机中，由于单级中的气体升压较大，随着级数增加，气体的压力、比容及容积流量变化更大，从而影响其性能曲线的形状及稳定工况范围。下面以两级压缩为例来说明级数的影响。

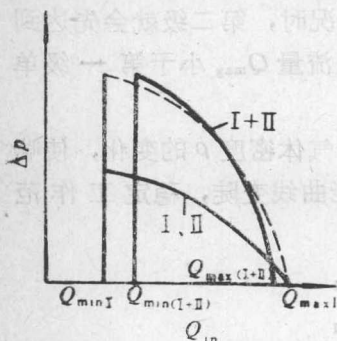


图 1-10 两级鼓风机的性能曲线

虚线为不考虑压缩性时的性能曲线

图 1-10 为由两个性能曲线完全相同的级所组成的鼓风机的性能曲线，若不考虑气体的压缩性，即气体密度 ρ 不变，则两级串联后的性能参数有如下关系

$$G = G_I = G_{II}$$

$$Q_{in} = Q_{in I} = Q_{in II}$$

$$\Delta p = \Delta p_I + \Delta p_{II}$$

$$Q_{max} = Q_{max I} = Q_{max II}$$

$$Q_{min} = Q_{min I} = Q_{min II}$$

按上所述，很容易作出两级串联后的性能曲线，即在相同的流量下将升压 Δp 叠加，如图 1-10 中虚线所示。

众所周知，在鼓风机中，气体的密度 ρ 是随着压力的升高而增大的。根据连续流定律，两级中的质量流量 G 是相同的，而容积流量之间的关系为

$$Q_{in II} = Q_{in I} \rho_{in I} / \rho_{in II} < Q_{in I}$$

当第一级的流量 $Q_{in I}$ 减小时，从单级的性能曲线可知，其升压 Δp 增大，出口密度（第二级的进口气体密度 $\rho_{in II}$ ）变大，则第二级进口流量 $Q_{in II}$ 会更小。这样当 $Q_{in I}$ 减小到某一值而未达到喘振流量 $Q_{min I}$ 时，第二级的流量 $Q_{in II}$ 由于下降得更快，可能达到喘振流量，使整个机器产生喘振现象。上述分析表明：两级串联后的喘振流量 Q_{min} 大于第一级单独工作时的喘振流量 $Q_{min I}$ ，即串联后喘振流量 Q_{min} 增大。

当第一级流量 $Q_{in I}$ 增大时，从性能曲线形状可知，压升 Δp_I

下降。当 Q_{inI} 增大到某一值时, Δp_I 值会很小, 由于级内气体流动摩擦损失及冲击分离损失的增大, 使第一级出口的气体温度仍大于其进口温度, 这样气流过程的密度 $\rho = p/RT$ 减小, $\rho_{inII} < \rho_{inI}$, 那末第二级的进口流量就会增大

$$Q_{inII} = Q_{in} \rho_{inI} / \rho_{inII} > Q_{inI}$$

这样在第一级流量尚未达到滞止工况时, 第二级就会先达到滞止流量。由此可见两级串联后的滞止流量 Q_{max} 小于第一级单独工作时的 Q_{maxI} 。

综上所述, 两级串联工作后, 由于气体密度 ρ 的变化, 使喘振流量 Q_{min} 增大, 滞止流量减小, 性能曲线变陡, 稳定工作范围变小, 即

$$Q_{min(I+II)} > Q_{minI}$$

$$Q_{max(I+II)} < Q_{maxI}$$

$$K_Q = Q_{max(I+II)} / Q_{min(I+II)} < Q_{maxI} / Q_{minI}$$

上述现象随着级数增多, 压缩过程中气体密度 ρ 及容积流量 Q 变化更大, 风机的性能曲线也变得更陡, 稳定工况范围变得更小。

2. 中间冷却的影响

对于压力比 ε 较大的压缩机, 为了节省耗功及运行的安全, 常采用中间冷却方法以降低压缩过程气体的温度。如上所述, 气体在经过多段串联的压缩过程后, 压力不断增高, 而经中间冷却, 气体温度降低至接近进口温度, 其密度 $\rho = p/RT$ 的变化将比无中间冷却时更大, 那末后面段进口的容积流量会变得更小, 整个压缩机也更容易进入喘振工况。图1-11是两次中间冷却三段串联离心压缩机的性能曲线, 从图中看出, 段数愈多, 性能曲线愈陡, 稳定工况范围愈窄。

3. 机器转速的影响

在压升较小的通风机中, 由于不考虑马赫数 M 的影响, 即不考虑气体的压缩性, 机器转速变化时, 主要参数与转速的关系可