

Engineering Industry and Technics

高能量头离心式鼓风机

Industrie Mécanique et Technique

〔苏〕С. П. 里符希茨 著

きかいこうぎょうぎじゅつとしょ

ingenbauindustrie und Technologie

Промышленности и Технике

机械工业出版社

本书论述高能量头离心式鼓风机的计算和设计问题。介绍了在考虑工作介质可压缩性情况下的理论和计算，并列举了影响机器工作性能的某些因素的分析 and 试验资料。对机器在非设计工况下的运行情况、流量和能量头的调节方法以及调节过程的物理原理作了说明。介绍了设计机器和原型机器在不同介质中工作的模化方法，分析了比例效应的影响，并叙述了近似模化的方法。讨论了机器在含尘气流中的工作情况。对通流部分的气动略图作了分析，并提供了计算和设计的说明及选择高能量头离心式鼓风机结构参数的试验数据。

本书供从事高能量头离心式鼓风机设计、计算和使用部门的工程技术人员使用，亦可供大专院校有关专业的学生参考。

ВЫСОКОНАПОРНЫЕ ДУТЬЕВЫЕ МАШИНЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТИПА

С. П. Лившиц

《МАШИНОСТРОЕНИЕ》

ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ

1976

* * *

高能量头离心式鼓风机

〔苏〕С. П. 里符希茨 著

熊欲均 于绍和 译

续魁昌 校

*

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）

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{32}$ · 印张 $10\frac{7}{8}$ · 字数 235 千字

1982 年 1 月北京第一版 · 1982 年 1 月北京第一次印刷

印数 0,001—2,400 · 定价 1.10 元

*

统一书号：15033 · 5211

前 言

鼓风机、引风机非常广泛地应用于国民经济的许多部门。近十年来，冶金、矿山、热力和其它工业的蓬勃发展，要求迅速提高这类机器的基本参数。不久前用户所用的鼓风机还限于压力 $300 \sim 400$ 公斤力/米² 和流量 $(150 \sim 300) \times 10^3$ 米³/小时的范围内。最近则要求将鼓风机的压力提高到 $2800 \sim 3000$ 公斤力/米² 时，流量达到 $(1.8 \sim 2.0) \times 10^6$ 米³/小时。例如，在现代冶金工业中，在烧结和铁矿粉焙烧的过程中使用的高能量头引风机，要求当炽热气体（ 400°C ）的压力升高到 1600 公斤力/米² 时，流量达 1.8×10^6 米³/小时。这个压差相当于大气条件下约 2800 公斤力/米² 的压力。

对于大功率增压锅炉装置的动力工程，要求使用大流量和空气升压达到 $1600 \sim 1800$ 公斤力/米² 的高能量头通风机，来代替低能量头的通风机和引风机。这样就有必要生产一种鼓风机，它和以前所使用的通风机、引风机的区别是具有很高的能量头和很大的流量。这种鼓风机叫做大流量的高能量头鼓风机。这种类型的鼓风机是压缩机的一种变型，它具有某些既不同于目前使用的鼓风机、引风机，也不同于压缩机与增压器的特点。

由于这种机器具有比普通的通风机和引风机较高的能量头，因此，需要根本地改变处理计算和设计问题的方法。根据工作介质是不可压缩的假定而简化了的设计方法，仅适用于通风机，而不适用于高能量头鼓风机。同时，和压缩机一

IV

样，除了空气动力现象以外，还应该考虑热力过程。此外，对这种类型的鼓风机还提出了一系列其它要求。

由于需要在较大范围内改变负荷，使调节条件变得很复杂，而且在机器中必须考虑气体的可压缩性，因此，在研究和设计这种机器的过程中，采用模化法的条件要复杂一些。

就压缩机与增压器本身来说，主要用途在于获得一定的压力。但我们所研究的这种机器是用于输送大容量的气体的，其所需要的压力在通常情况下只用于克服管路阻力。赋予这种机器以“高能量头”这一术语的意思，仅仅是与普通的鼓风机、引风机相比较而言（若与压缩机和增压器相比这种机器又是低能量头的）。

在结构和工艺方面，这种机器和通风机很相近。在苏联研制高能量头鼓风机的工作，主要由从事一般通风机制造的设计人员承担。

在技术文献中，有许多关于鼓风机理论和计算方法的珍贵著作，但这些著作所论述的基本上是通风机制造中所采用的计算方法，基于工作介质是不可压缩的假设。作者撰写本书的主要目的是总结在压缩机和通风机制造中积累的应用于高能量头鼓风机制造的计算和设计经验。书中尤其注意研究调节过程的气动原理及考虑到高能量头鼓风机的特殊条件而提出的准确的和近似的模化方法。本书的试验资料是在作者指导下，中央锅炉透平科学研究所根据对离心压缩机和鼓风机研究的结果写出来的。其中也包括了其它部门研究的结果，尤其充分采用了研制大流量鼓风机的部门提供的试验资料。

根据厂家的愿望，作者在书中写入了有关高能量头鼓风机一些部件的许多详尽的计算例题。

符 号

- p ——压力, 公斤力/米²
 π ——升压比
 t ——温度, °C; 时间, 秒
 T ——绝对温度, K
 γ ——重度, 公斤力/米³
 v ——比容, 米³/公斤
 φ ——速度系数
 a ——声速, 米/秒
 Q ——容积流量, 米³/秒, 米³/时
 G ——质量流量, 公斤/秒, 公斤/时
 g ——重力加速度, 米/秒²
 H ——能量头, 公斤力·米/公斤
 $\overline{H}$ ——压力系数
 ψ ——能量头系数
 $\overline{Q}$ ——流量系数
 C_p ——等压比热, 千卡/(公斤·°C)
 C_v ——等容比热, 千卡/(公斤·°C)
 m ——多变指数
 M_D ——旋转面尺寸模化的比例
 M_M ——子午面尺寸模化的比例
 μ ——能量头减少系数
 D_r ——水力直径, 米
 U ——流道周界, 米
 f ——流道截面积, 米²

X

F ——面积, 米²

R, r ——半径, 米、毫米

D, d ——直径, 米、毫米

B, b ——宽度、轴向尺寸, 米、毫米

$\bar{d}, \bar{D}$ ——相对直径

$\bar{b}$ ——相对宽度

$K_b = b_1/b_2$ ——叶轮进、出口宽度比

β ——相对速度矢量和牵连速度矢量的反方向之间的夹角, 度

δ ——绝对速度矢量和径向之间的夹角, 度

i ——冲角, 度

$\bar{W}$ ——气流在叶轮通道中的扩压度

K_c ——气流在进口转弯段的收敛度

s ——间隙, 毫米

l ——长度, 米、毫米

θ ——中心包容角, 度

θ ——当量扩压角, 度

K_α ——修正系数

n ——转速, 转/分

n_{yx} ——比转速

Ω ——反作用度

τ ——叶片通道的阻塞系数

z ——叶片数

∂_{yx} ——单位腐蚀量

∂_t ——在某段时间里的腐蚀量

$\bar{N}$ ——功率系数

$A = 1/427$ ——功的热当量, 千卡/(公斤力·米)

ρ ——密度, 公斤·秒²/米⁴

下 角 标

- i —— 内部的, 局部的
 0 —— 叶轮进口
 1 —— 叶片进口
 2 —— 叶轮出口
кон —— 终了的、末端的、出口的
нач —— 初始的
 r —— 径向的
 u —— 圆周的
 t —— 理论上的
ид —— 理想的
ад —— 绝热的
пол —— 多变的
опт —— 最佳的
пред —— 极限的
ст —— 静止的
 π —— 总的, 滞止的
 s —— 间隙的
 h —— 能量头的
 $л$ —— 叶片的
вх —— 进口的
вых —— 出口的
мод —— 模型的
нат —— 实物的
пр —— 换算的
кр —— 临界的
其它符号见正文。

目 录

前言

符号

第一章 高能量头鼓风机的物理原理	1
一、高能量头鼓风机是压缩机械的变型	1
二、大流量高能量头鼓风机的型式	3
三、气体介质在通道中的流动	10
四、叶轮、气体介质在旋转叶栅通道中的流动、欧拉方程	15
五、在高能量头鼓风机中可压缩性的影响、效率	20
第二章 鼓风机与管网、鼓风机的运行参数、无因次 参数与特性	27
一、管网的特性、管网的进口与出口段、高能量头鼓风时阻 力的总和	27
二、鼓风机的特性曲线、机器和管网的特性曲线之间的关系	31
三、无因次气动参数和结构参数	33
四、无因次特性曲线、比转速	35
第三章 离心式鼓风机叶轮中气流的空气动力学	40
一、离心式叶轮的类型、主要结构参数	40
二、理想气体在旋转环型叶栅通道中的流动	44
三、叶轮中实际气体流动的真实图形、一些试验研究结果	49
四、能量头减少系数、有限叶片数的影响	53
五、作者的研究和计算 μ 值的精确公式、试验系数 K 、结构 型式参数 ϕ_2 和 ϕ_3	57
六、出口截面气流方向的影响、叶轮的反作用度	61
第四章 叶轮主要结构参数的选择和计算	67
一、叶轮型式的选择、叶轮圆周速度和径向尺寸的确定	67

VI

二、工作叶片进口边的安装角 β_{1x}	73
三、叶轮进口段轴向尺寸 b_1 的选择	78
四、叶轮通道中气流的扩压度及盖盘型线的选择	82
五、关于叶轮的最佳叶片数	93
第五章 高能量头鼓风机的静止元件	98
一、鼓风机的进气装置	98
二、弯管形吸气室的最佳结构型式、一些试验研究的结果	100
三、鼓风机的出口装置、蜗室中气流的空气动力学	105
四、鼓风机蜗室的计算	110
五、蜗室螺旋型线采用“结构方形”的画法	113
六、试验确定蜗室的最佳宽度	116
七、蜗室宽度对机器能量头特性曲线斜率的影响	125
八、用结构方形画出蜗室的方法在计算上的改进	127
九、鼓风机的密封装置	131
第六章 离心式鼓风机的调节	139
一、鼓风机工况“沿特性曲线”的变化	139
二、调节参数和调节方法	142
三、鼓风机经济的调节深度、调节过程中的能量头损失	148
四、用改变转速方法调节时的能量损失	151
五、关于用转动襟翼的方法调节鼓风机的问题	156
六、用改变叶轮进口气流方向进行调节时的能量损失	159
七、叶轮结构参数对采用进口导流器的调节过程的影响	165
八、改变通流截面和利用进口导流器相结合的综合调节方法	181
九、关于调节问题的结论和建议	188
第七章 鼓风机中过程的相似、模化法的应用	190
一、相似的基本准则	190
二、在实物机器中得到类似模型的特性曲线的条件	192
三、工作于同一种气体的鼓风机的模化	196

四、实物和模型机器工作于不同气体情况下的模化	199
五、近似模化法	203
六、关于鼓风机中可压缩性准则的影响、对于不同物理性 质的气体模化的一些例子	205
七、按比转速模化法选择原型机	216
八、以比转速不同于设计的实物机器的模型作为原型的应 用	223
九、摩擦损失及比例效应的影响	225
十、利用单吸入式模型特性曲线研制双吸入式鼓风机	235
第八章 离心式鼓风机空气动力略图	238
一、通流部分的空气动力略图	238
二、具有薄板型叶轮叶片鼓风机的空气动力略图	240
三、具有机翼型叶轮叶片的鼓风机空气动力略图	253
四、具有机翼型叶片的鼓风机的空气动力略图	263
五、一些外国公司的鼓风机的空气动力略图	280
第九章 高能量头鼓风机通流部分设计的一些建议	287
一、给定参数的分析和机器型式的确定	287
二、鼓风机通流部分主要元件的计算	293
三、用模化法设计鼓风机	301
四、模型和实物机器的比转速值不同时的模化	303
五、根据原型的无因次特性曲线对所设计的机器的有因次 气动特性曲线进行计算与绘制	305
六、计算例题	307
第十章 在污浊气流中鼓风机的工作	313
一、概况	313
二、试验研究的结果	317
三、关于离心式鼓风机元件浸蚀性磨损的运行资料	324
四、防止鼓风机元件的淤塞和浸蚀性磨损的一些措施	329
参考文献	333

第一章 高能量头鼓风机的物理原理

一、高能量头鼓风机是压缩机械的变型

高能量头鼓风机是压缩机械的一种变型。对所有压缩机械的变型（压缩机、增压器、通风机），除了它们共有的理论基础外，其中每一种变型还具有值得研究的特殊之处。

高能量头鼓风机按其用途可以归入通风机类。这种器的主要功能是在能量头不高的情况下输送大流量气体。但它比普通的通风机和引风机具有高得多的能量头和大得多的流量。一般通风机特有的压差极限值是 $300\sim 400$ 公斤力/米²，而高能量头鼓风机的单机压差在大气条件下，可以达到 $2800\sim 3000$ 公斤力/米²。以前在通风机制造中所见到的流量为 $(150\sim 300) \times 10^3$ 米³/小时，而高能量头鼓风机的流量可达 $(1.8\sim 2.0) \times 10^6$ 米³/小时。除 Q 和 H 值外，一般通风机制造中的特性参数值几乎全都相应地增大了。

这些数量上的差异，必然导致质量上发生新的变化。这种变化不能不反映到计算和设计的方法上。低能量头的通风机设计中，采用了假设工作介质是不可压缩的比较简便的方法，但这种方法不适用于高能量头鼓风机。按照通流部分中产生的过程特性，这种机器类似于压缩机。除了气动现象外，这里还应该考虑热力过程。

另外，只局限于压缩机制造中积累的经验也是不够的。高能量头鼓风机还有许多和通风机相类似的，与大流量有关的

结构和工艺方面的特殊问题。

技术的发展,将使高能量头鼓风机得到非常广泛的应用。目前,这种机器已普遍使用于热力、冶金和矿业等部门。由于热力系统向大型化发展,因此,燃料在增压条件下充分燃烧就需要大型鼓风机。其压差达 $1600 \sim 1800$ 公斤力/米², 流量达 $(1.6 \sim 1.8) \times 10^6$ 米³/小时,用它代替原来由鼓风的通风机及其配套的引风机组成的系统。

对于动力鼓风机的基本要求之一是较大的适应性。它的流量调节范围必需很宽。

压差为 $700 \sim 1000$ 公斤力/米² 的深矿井主通风机与高能量头鼓风机应属于一类。这种机器与动力型机器的差别在于必须适合《按垂直座标》进行调节。也就是说,在工作过程中明显地改变能量头而流量几乎不变。在工作过程中能量头的提高要与取决于巷道长度的管网阻力的增加相适应。与预定的额定值相比,空气流量不应该有明显的变化。一些矿井通风机设计成两种工况:吸入和排出工况。用于主巷道《掘进》时通风的机器尤其是这样。第一种工况用于爆破之后,需要在极短时间内排出爆炸过程中所产生的瓦斯时,掌子面的直接通风;第二种工况(转子转速比较低时)用于进行掘进周期收尾工作时—钻探、搬运岩石的场合〔36〕。

在一些冶炼过程中,鼓风机所处的条件是十分恶劣的。例如,用于选矿公司烧结厂铁矿粉焙烧系统的 Д₂ 型鼓风机,要从输送装置中抽吸炽热气体 ($350 \sim 400^\circ\text{C}$),并将这种气体增压至稍高于大气压,再送到矿粉干燥的地方。在这种情况下,相当于在冷空气条件下工作时机器所产生的能量头约等于 2600 公斤力/米² 的当量压差。

因此,对于空气或其它气体,当进口压力接近于大气压

时，产生的压力相当于在大气条件下，升压到 $800 \sim 3000$ 公斤力/米² 的大流量机器，都属于我们所研究的高能量头鼓风机范畴。

按机器中所发生的过程，这种机器相近于低压压缩机的级；而按用途、结构和一些工艺特点，它又和通风机很相近。

二、大流量高能量头鼓风机的型式

鼓风机同所有压缩机一样，可以制成轴流式或离心式。问题在于哪一种型式比较理想。在不同场合，回答这一问题需要根据具体生产条件以及制造厂的设计和工艺水平。现就这个问题对大流量高能量头鼓风机谈几点看法。

显而易见，当讨论关于轴流式和离心式方案的理想程度问题时，应该看其中哪一种型式能满足下列基本要求：

保证必要的能量头；

满足特定范围内的流量；

轴流式和离心式方案对改变工况的适应性和调节系统的复杂程度；

制成轴流式和离心式时鼓风机所能达到的效率水平；

同总装置中的工作介质的特性及生产厂的设计和工艺水平有关的其它要求。

从满足上述要求的角度出发，我们探讨一下通流部分的定型问题。

保证最大能量头 在一次近似计算中，这种机器的能量头范围，相当于在大气条件下工作时升压到 $800 \sim 3000$ 公斤/米²。这相当于绝热能量头的最大值 $H_{a\pi} \approx 660 \sim 2250$ 公斤力/米² 公斤。

在此条件下，粗略确定轴流式或离心式机器应具有级

数。

轴流式：根据气动特性相接近的，由中央流体动力研究所研制的 K-42 ϕ 叶型的叶环的使用情况进行初步分析。这类叶型的叶环应用于 ДОД-31.5 型引风机。这种机器的转速 $n = 496$ 转/分 ($u \approx 82$ 米/秒)，当进口温度约 100°C 时，在加强工况时，两级中的压差大约可达 375 公斤力/米²。这大约相当于 420 公斤力·米/公斤的绝热能量头，或根据所有两级机器的能量头系数

$$\psi = \frac{H_{\text{а.п}} 2g}{u^2} \approx 1.225$$

为保证上述能量头范围的下限 (660 公斤力·米/公斤)，在这种两级的机器中周速 $u \approx 103$ 米/秒，而在单级的机器中周速大约为 $145 \sim 150$ 米/秒就够用了。

为保证上述能量头范围的上限 (2250 公斤力·米/公斤)，在类似两级的机器中，将需要大约 190 米/秒的周速。

在类似叶环的三级的机器中，总能量头系数同两级的相比，大约增大到 $\frac{3}{2}$ 倍。因此，为保证最大能量头 $H_{\text{а.п}} \approx 2250$ 公斤力·米/公斤，需要的周速为 155 米/秒左右。

应该指出，苏联生产的大多数轴流式通风机，正如上面提到的 ДОД-31.5 型通风机，它的周速不超过 100 米/秒。但这并不能认为是极限值。应该研制能适应更高周速的叶环。例如，中央锅炉透平科学研究所研制的 K-70-16 型压缩机的叶型（以周速 130 米/秒试验）和其它叶型，可以作为这项工作的基础。为此我们可以提一下，丹麦和瑞典生产的通风机[⊖]

⊖ 文中是指丹麦 Нордиск Вентилятор 公司的 Варнакс 型通风机，瑞典 Свенска Флектфабрикен 公司的 PF 型通风机，译时省略了。

——译者注

周速已达到 155 米/秒和更高些。

离心式：单级离心式鼓风机可以保证上述能量头范围的上限。作为 ВДН-25×2 和 ВДН-36×2 型高能量头鼓风机的基础的 И59-15.1-30×2 型通流部分气动略图，在最佳工况下可保证能量头系数达 $\psi \approx 0.8$ 左右。这就意味着，为了达到 $H_{\text{н}} \approx 2250$ 公斤力·米/公斤能量头，大约需要 234 米/秒的周速。离心式鼓风机可以采用这样的周速。

因此，两级或三级轴流式鼓风机或单级离心式鼓风机即可达到我们所研究的这种鼓风机所必须的能量头。

保证最大流量 众所周知，轴流式鼓风机比离心式鼓风机更易于获得较大流量。为了进一步明确这个问题，现就本书研究的这种鼓风机进行初步计算。

轴流式鼓风机的容积流量由下式求出

$$Q = \frac{\pi}{4} u \varphi D^2 (1 - v^2) \text{ 米}^3/\text{秒}$$

式中 $v = D_{\text{в.т.}}/D_{\text{н.т.}}$ ——轮毂比；

$\varphi = c_z/u$ ——轴向速度系数；

u ——叶轮圆周速度。

叶轮直径（米）应满足下列条件

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u \varphi (1 - v^2)}}$$

在估算按照自己的气动特性与上述相近的叶环时，我们在目前的计算中取 $\varphi \approx 0.5$ 和 $v \approx 0.5$ 。这样，上面的公式变成

$$D \approx 1.84 \sqrt{\frac{Q}{u}}$$

如果我们研究的这种鼓风机的最大流量取 $(1.8 \sim 2.0) \times$

$10^6 \text{ 米}^3/\text{时}$, 即大约 $(500 \sim 550) \text{ 米}^3/\text{秒}$, 则当周速为 $190 \text{ 米}/\text{秒}$ 时, 两级方案的叶轮外径大约为 $3.0 \sim 3.15 \text{ 米}$ 。因此, 在三级的方案中, 当周速大约 $155 \text{ 米}/\text{秒}$ (在能量头的上限), 叶轮直径为 $3.3 \sim 3.5 \text{ 米}$ 左右流量即达到最大值。

当鼓风机在能量头下限, 以大约 $103 \text{ 米}/\text{秒}$ 的周速运行时, 为获得最大流量需要 $4.1 \sim 4.25 \text{ 米}$ 左右的叶轮直径 (当然, 在上述所有情况下, 周速是根据直径选择相应的转速加以保证的)。

因此, 如果这种鼓风机制成轴流式并采用三级和两级的方案, 那么, 在整个能量头范围内叶轮直径为 $3.0 \sim 4.25 \text{ 米}$ 即可达到最大流量。

离心式鼓风机可以达到的最大流量 ($\text{米}^3/\text{秒}$) 用下列公式求出

$$Q = \frac{\pi}{4} \varphi_0 u_2 z D_2^2 (\overline{D}_0^2 - \overline{d}^2)$$

式中 $\overline{D}_0 = D_0/D_2$ ——叶轮进口相对直径;

$\overline{d} = d/D_2$ ——轴相对直径;

$\varphi_0 = c_0/u_2$ ——进口速度系数;

z ——进气装置数量 (1 或 2)。

根据苏联工业部门所掌握的离心式鼓风机的最完善的气动略图, 对最大流量的估算可取下列数值: $\overline{D}_0 \approx 0.6 \sim 0.7$; $\overline{d} \approx 0.17$; $\varphi_0 \approx 0.32 \sim 0.36$ 。

将这些数值代入上述公式, 对双进气的鼓风机可得

$$D_2 = 1.86 \sqrt{\frac{Q}{u_2}}$$

因此, 当我们研究的这种鼓风机在能量头的上限以 $u_2 \approx 235 \text{ 米}/\text{秒}$ 的周速工作时, 对于最大流量 ($550 \text{ 米}^3/\text{秒}$) 叶轮的直

径应该是 2.8~3.0 米左右。

在要求得到与我们研究的这种鼓风机的能量头下限相近的能量头相应的最大流量时 ($u_2 \approx 135$ 米/秒), 叶轮的最大直径也不超过 4 米。

根据通风机制造的实践得知, 这种最大直径的离心式叶轮属于钢板型的, 并且在运输方面不会造成不便。

因而, 从保证我们研究的这种鼓风机的最大流量的观点出发, 应该认为轴流式和离心式的方案都是可以采用的。

鼓风机对变化工况的适应性 在采用转子转速可变的驱动情况下, 流量和能量头的调节问题, 不论是轴流式还是离心式鼓风机都比较容易解决。但在多数情况下都使用固定转速的电动机。此时轴流式的调节比离心式容易。在转速不变的情况下, 最普遍的调节方法是采用在叶轮进口处气流的旋绕。下面将要谈到, 在离心式鼓风机中, 这种方法基本适用于《向下》调节。即正旋绕, 以减少流量和能量头。而在轴流式鼓风机中, 不仅能减少性能参数, 而且借助于气流在某些范围内负旋绕, 也能增加性能参数值。这样, 可以利用比最大值稍许低的参数进行轴流式鼓风机的估算。在其它相等条件下, 在较大范围内改变负荷时, 这一情况可以保证较高的平均使用效率。

因此, 若从调节的角度来看, 则轴流式比离心式具有一定的优点。

轴流式和离心式鼓风机的效率水平 众所周知, 现代轴流式压缩机级的叶环的效率可达 90~93%, 明显超过离心式压缩机级的效率。但这个优点主要在多级压缩机中才能得到显著的收益。在由一级、两级、甚至三级组成的 (如我们研究的这种鼓风机) 轴流式的效率通常不高, 甚至有时低于离心