

压缩机应用技术



浙江省机械工业厅经济技术情报站
杭州制氧机厂技术情报室

出版前言

压缩机作为机械工业的重点产品，广泛应用于国民经济各个部门。杭州制氧机厂是机械行业大型骨干企业，是我国最大的空气分离设备生产基地，制造各种压缩机已有三十余年历史，积累了丰富的设计和制造经验，具有完整的质量保证体系，并经过用户长期稳定运行，证明性能优良、安全可靠。1978年后，杭州制氧机厂先后引进联邦德国林德公司和日本日立公司技术，使产品达到八十年代初国际先进水平。为做好产品售后的技术服务工作，提高用户操作、维修人员的技术素质，进一步保证空分设备配套压缩机组的稳定性和可靠性，由杭州制氧机厂技术情报室负责组织有关压缩机设计、制造工程师和有丰富实践经验的技师编写了这本《压缩机应用技术》资料，向读者阐述了透平压缩机（包括空透、氧透、氮透）和无润滑活塞式压缩机（包括空压机、氧压机、氮压机）在空分设备中的应用和设计原理，分析了国内外典型机组的水平，详细介绍了主要结构、制造装配工艺、安装调试方法及操作管理、维修保养等技术，内容丰富，参数详尽，系国外先进技术和杭州制氧机厂丰富经验之结晶，是一本实用性很强的技术资料，在此敬献给从事压缩机产品研究、设计、制造和使用单位的工程技术人员，尤其是空分设备及其配套机组的操作、维修人员。资料附有推荐产品主要规格和技术参数，可供设计和使用单位选型时参考。参加编写的有俞永乐、樊国强、吴如杉、刘启宣等同志。

浙江省机械工业厅经济技术情报站

杭州制氧机厂技术情报室

一九八八年三月

目 录

第一篇 离心式压缩机应用技术

第一章 离心式压缩机的原理

第一节 工作原理	(1)
第二节 工作轮叶片对气体的做功	(2)
第三节 实际耗功和功率	(4)
第四节 压缩机的效率	(5)

第二章 离心式压缩机组的结构

第一节 压缩机的结构	(6)
第二节 联轴器	(8)
第三节 底座	(8)
第四节 进口导叶调节装置	(8)
第五节 气体冷却器	(8)
第六节 润滑系统	(8)
第七节 增速机	(9)
第八节 袖封装置	(9)

第三章 离心式压缩机的装配

第一节 装配特点	(10)
第二节 装配的基本要求	(10)
第三节 轴承座与机壳分离机型的装配	(12)
第四节 轴承座与下机壳整体结构机型的装配	(16)
第五节 进口导叶机构的装配	(18)
第六节 扣上机壳的注意事项	(20)

第四章 转子组装及动平衡

第一节 转子组装的技术要求	(21)
第二节 转子的动平衡	(22)
第三节 转子组装及动平衡工艺过程	(22)
第四节 平衡精度	(22)
第五节 动平衡试验机的选择	(25)

第五章 离心式压缩机的安装

第一节 空气透平压缩机的安装	(27)
第二节 氧气透平压缩机的安装	(35)

第六章 离心式压缩机的喘振和防喘振系统

第一节 喘振现象和机理	(57)
-------------	--------

第二节 防喘振条件.....	(61)
第七章 离心式压缩机的操作维修	
第一节 离心式压缩机的操作.....	(66)
第二节 检修和备件配换.....	(66)
第三节 故障排除.....	(73)

第二篇 无油润滑往复式压缩机应用技术

第一章 无油润滑压缩机的应用和发展	(77)
第一节 无润滑压缩机在生产上的应用.....	(77)
第二节 无润滑压缩机发展概况.....	(78)
第三节 迷宫式压缩机的技术特点.....	(79)
第二章 氟塑料密封压缩机技术	(84)
第一节 填充聚四氟乙烯的特点.....	(84)
第二节 影响 PTFE 寿命的主要因素.....	(84)
第三节 PTFE 无润滑压缩机设计特点.....	(89)
第三章 无润滑空压机的安装调试和操作维修技术	(109)
第一节 2D8—17/45—Ⅱ型空压机概况.....	(109)
第二节 2D8—17/45—Ⅱ型空压机的安装.....	(111)
第三节 2D8—17/45—Ⅱ型空压机的试车.....	(117)
第四节 2D8—17/45—Ⅱ型空压机的操作.....	(118)
第五节 2D8—17/45—Ⅱ型空压机的维修.....	(119)
第四章 无润滑氧压机的安装调试和操作维修技术	(123)
第一节 2Z2—3/165型氧压机概况.....	(123)
第二节 氧压机的结构型式.....	(126)
第三节 氧压机的安装.....	(128)
第四节 氧压机的试运转.....	(130)
第五节 氧压机的操作.....	(132)
第六节 氧压机的维修.....	(132)
第七节 氧气设备燃烧事故预防措施.....	(133)
附录1: 杭氧厂向用户推荐的透平压缩机技术数据表。	
附录2: 杭氧厂向用户推荐的往复式压缩机技术数据表。	

第一章 离心式压缩机的原理

第一节 工作原理

透平压缩机也称蜗轮式压缩机。从能量观点来看,透平压缩机是把原动机的机械能转变为气体能量的一种机械,通常分为离心式和轴流式两种。在过去几年里,离心式压缩机已在工业生产中占有一定的地位。在冶金、化工、电力、石油等部门得到了广泛的应用。

在离心式压缩机中,由于气体在工作轮里的离心力增压,在工作轮渐扩通道中流动时的增压,以及在工作轮以后的扩压器和蜗壳等渐扩通道中流动时的增压,而使气体压力得到了提高。

一个工作轮及与其相配合的固定元件称为“压缩机级”,简称为“级”。由于一个“级”中提高气体压力是有限的,因此,为了得到某个一定的压力,压缩机往往由许多级组成。级的固定元件除了吸气室、扩压器、蜗壳外,还有弯道和回流器。

一、工作轮及固定元件的作用:

1、吸气室

吸气室的作用是把所需压缩的气体,从进气管或中间冷却器的出口均匀地吸入工作轮去进行增压。因此,在每级或每段压缩机的进口都设置了吸气室。

2、工作轮

工作轮也称为叶轮,它是压缩机的一个最重要的部件。气体在工作轮叶片的作用下,跟着工作轮作高速旋转。气体由于受旋转离心力的作用,以及在工作轮里的扩压流动,使气体通过工作轮后的压力得到了提高。此外,气体的速度也能同样在工作轮里得到提高。因此可以认为工作轮是使气体提高能量的唯一部件。

3、扩压器

气体从工作轮流出时,具有较高的流速。为了充分利用这部分速度能,常常在工作轮后设置了流通截面逐渐扩大的扩压器,用以把速度能转变为压力能,以提高气体压力。

4、弯道与回流器

为了把扩压器后的气体引导到下一级工作轮去继续提高压力,在扩压器后常常设置有使气流拐弯的弯道,以及把气体均匀地引入下一级工作轮进口的回流器。

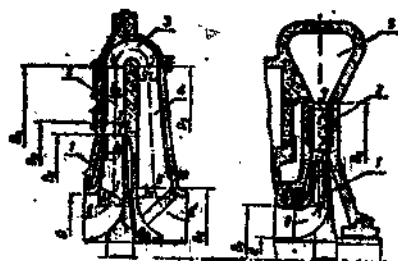
5、蜗壳

蜗壳的主要作用是把扩压器后面或工作轮后面的气体汇集起来,把气体引到压缩机外面去,使它流向气体输送管道或流到冷却器去进行冷却。此外,在汇集气体的过程中,在大多数情况下,由于蜗壳外径的逐渐增大和流通截面的渐渐扩大,也使气流起到一定的降速扩压的作用。

任何结构型式的离心式压缩机,都是由级组成。由于与工作轮相配合的固定元件不同,级的型式也很多。但从基本结构上来看,它可分为中间级和末级两种。

图 1—1—1 (a) 所示的是中间级的型式。它是由工作轮 1、扩压器 2、弯道 3 和回流器 4 等组成。气体经过中间级后，将直接流到下一级去继续进行增压。

图 1—1—1 (b) 表示末级的型式。它是由工作轮 1、扩压器 2、蜗壳 5 等组成。气体经过这一级增压后排出机外。



(a) 中间级

(b) 末级

图 1—1—1 离心式压缩机的级
当压缩机要获得较高压力时，往往需进行多级压缩，但为了节省功率消耗，避免压缩终了时气体温度过高，以及使压缩机后面的几级压力不致过份降低，常常将气体压到某一压力后，先引到冷却器中进行冷却，降低气温之后再继续压缩。这样依冷却的次数多少可将压缩机分成几个段。一个段可以包括几个级，也可仅有一个级。在段中最后一级即属于上述的末级型式。

气体在压缩机中逐级提高了压力。为了减少压缩机外部和内部的漏气，在压缩机中必须设置各种密封，它是压缩机的一个重要组成部分。一般在机壳的两端设置前后轴封以减少外泄漏。在主轴及各级工作轮轮盖进口也设置密封以减少内泄漏。此外，为了减少工作轮作用到止推轴上的轴向推力，一般设置平衡盘。

第二节 工作轮叶片对气体的做功

离心式压缩机是通过工作轮叶片对气体进行做功，从而使气体提高了能量。功的大小可由工作轮出口气流圆周分速度 C_{2u} 和工作轮外缘的圆周速度 u_2 的乘积来决定。

从图 1—1—2 所示的工作轮出口速度三角形可以看出，在圆周速度 u_2 和气流径向分速度 $C_{2r} = w_{2r}$ 不变的条件下，气流圆周分速度 C_{2u} 是随着气流出口角的减小（图上的 β_{2A} 减小到 β_2 ）而下降（图上的 C_{2u}' 下降到 C_{2u} ）。亦即工作轮叶片对气体的做功将随着工作轮气流出口方向角 β_2 的减小而降低。

如果 β_{2A} 角是工作轮叶片的出口几何安装角（叶片的切线与工作轮圆周切线的夹角），那么气体在实际工作轮中流动时，气流并不是沿着 β_{2A} 方向流出去的。因为气流除了从内径向外径流动外，还同时在叶轮流道中作轴向旋涡流动。这是由于气体本身具有惯性，而气体的粘性又很小，当工作轮旋转时，气体不能跟着工作轮一起旋转而产生的。这样，气流在工作轮里就会出现一个与工作轮旋转方向相反的轴向旋涡。它所产生的附加速度，使气流出口相对速度的圆周分速度引起了 ΔW_{2u} 的变化，同时也使气流出口角减少为 β_2 。而工作轮的气流出口圆周分速度 C_{2u}' 也将由于上述原因而减少为 C_{2u} 。这样，实际工作轮叶片对气体的做功也必然降低。

在实际工作轮里，叶片对于每公斤气体所作的叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 按动量矩定理可写成：

$$h_{\text{叶片}} = \frac{u_2 C_{2u}}{g} = \frac{u_2^2 \cdot \varphi_{2u}}{g}$$

$$= \frac{u_2^2}{g} (1 - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2A})$$

公斤·米/公斤

(1-1)

式中, $\varphi_{2u} = \frac{C_{2u}}{u_2}$ ——周速系数;

$\varphi_{2r} = \frac{C_{2r}}{u_2}$ ——流量系数;

Z ——工作轮叶片数;

β_{2A} ——工作轮叶片出口安装角
度。

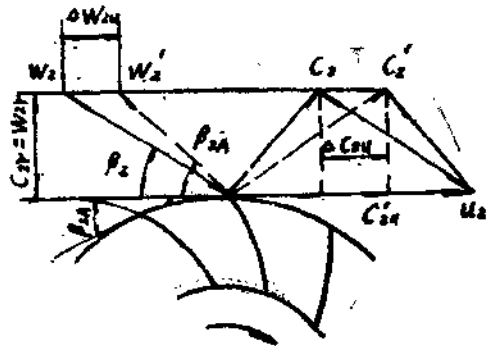


图 1-1-2 工作轮出口速度三角形

只要知道下列四项数据,即可算出工作轮叶片在旋转时对每公斤气体所作的功:

- (1) 工作轮轮缘圆周速度 u_2 , 米/秒;
- (2) 工作轮叶片出口安装角 β_{2A} , 度;
- (3) 工作轮叶片数 Z ;
- (4) 工作轮流量系数 φ_{2r} 。

安装角 β_{2A} 的选取:

对于后弯式工作轮, 它的安装角 β_{2A} 为:

水泵型工作轮 $\beta_{2A} = 15^\circ \sim 30^\circ$

压缩机型工作轮 $\beta_{2A} = 30^\circ \sim 60^\circ$

叶片数 Z 的确定:

工作轮叶片是用来使气体在工作轮旋转的条件下获得能量。由于气体在叶片流道中流动时具有流动摩擦损失和扩压损失,而使压缩机的效率下降。为了减少上述损失,合理地选择叶片数是很必要的。在一般的情况下,

$\beta_{2A} = 15^\circ \sim 30^\circ$ 时, 叶片数 $Z = 6 \sim 14$ 片

$\beta_{2A} = 30^\circ \sim 60^\circ$ 时, 叶片数 $Z = 12 \sim 28$ 片

工作轮流量系数 φ_{2r} 的选取:

从工作轮叶片功公式 (1-1) 可以看出, 对一般压缩机工作轮来说, 随着流量系数 φ_{2r} 的增大, 会使叶片功 h_{01} 下降, 这对于提高级的压缩比是不利的。反之, 如果把流量系数 φ_{2r} 取得太小, 则工作轮叶片流道里的平均流速必然下降。这时由于叶片流道中的轴向旋涡的影响, 会使叶片流道的气流产生倒流现象, 使级的性能恶化。所以对不同的工作轮选用适当的流量系数是十分重要的。

在一定的圆周速度 u_2 的条件下, 为了保证工作轮叶片流道中有一定的平均速度, 则叶轮出口径向分速度 C_{2r} 将随叶片出口安装角 β_{2A} 的增大而增加。因此, 流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{C_{2r}}{u_2}$ 常常是随着叶片出口安装角 β_{2A} 的增加而选用较大的值。此外, 还要按照扩压器的型式、叶片出口的相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 和流量的大小, 来考虑流量系数的选取。

图 1-1-3 表示工作轮不同的出口安装角 β_{2A} , 在中等相对宽度 ($\frac{b_2}{D_2} = 4 \sim 5\%$) 的



图 1—1—3 流量系数与叶片出口安装角的关系。

条件下，一般设计中所取用的流量系数。

第三节 实际耗功和功率

压缩机的级是通过工作轮把能量传递给气体的，因此，级的功和功率的消耗也都在工作轮上反映出来。工作轮除了通过叶片对气体施加叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 外，还存在着工作轮的轮盘、轮盖的外侧面及轮缘与周围气体的摩擦所产生的轮阻损失，也存在着工作轮出口高压气体通过轮盖气封漏回到工作轮进口低压端的漏气损失。

在不考虑轮阻损失和漏气损失时，工作轮对每公斤气体做功如公式 (1—1) 表示的那样。

若工作轮的重量流量每秒钟为 G 公斤，这时的耗功为：

$$G \cdot h_{\text{叶片}} = G \frac{C_{2u} \cdot u_2}{g} \text{ 公斤} \cdot \text{米/秒} \quad (1-2)$$

所以，每秒钟工作轮流量为 G 公斤时的功率消耗为：

$$N_{\text{叶片}} = \frac{G \cdot h_{\text{叶片}}}{102} \text{ kw} \quad (1-3)$$

对于实际工作轮来说，它存在着漏气损失和轮阻损失。由于漏气的存在，工作轮中的工作流量为有效流量与漏气流量之和：

$$G_{\text{工}} = G + G_{\text{漏}} \text{ 公斤/秒} \quad (1-4)$$

$$\beta_{\text{漏}} = \frac{G_{\text{漏}}}{G} \text{ --- 漏气损失系数；}$$

$\beta_{\text{阻}}$ —— 轮阻损失系数。

则工作轮对于每公斤有效气体的实际耗功 $h_{\text{实}}$ 可表示为：

$$h_{\text{实}} = (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) h_{\text{叶片}} \text{ 公斤} \cdot \text{米/公斤} \quad (1-5)$$

工作轮在有效流量为 G 公斤时的实际功率 $N_{\text{实}}$ 表示为：

$$N_{\text{实}} = \frac{(1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) G \cdot h_{\text{叶片}}}{102} \text{ kw} \quad (1-6)$$

在一般的情况下，漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}} = 0.005 \sim 0.05$ ；

轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}} = 0.02 \sim 0.13$ 。

知道了压缩机级的功率，则将各级功率相加即可算出整台压缩机的内功率 $N_{\text{内}}$ 。压缩机的内功率是指压缩机转于不包括轴承摩擦损失和齿轮箱摩擦损失在内的功率消耗。

$$N_{\text{内}} = N_{\text{实}1} + N_{\text{实}2} + N_{\text{实}3} + \dots \quad (1-7)$$

若轴承和齿轮箱各摩擦损失的功率为 $N_{\text{机损}}$ ，则由增速机低速端所传入的功率 $N_{\text{轴}}$ 为：

$$N_{\text{轴}} = N_{\text{内}} + N_{\text{机损}} = \frac{N_{\text{内}}}{\eta_{\text{机械}}} \text{ kw} \quad (1-8)$$

$\eta_{\text{机械}}$ 是压缩机传动的机械效率，对于不同功率的压缩机机械效率可取为：

$N_{\text{内}} > 2000 \text{ kw}$ 时， $\eta_{\text{机械}} \geq 97 \sim 98\%$

$N_{\text{内}} = 1000 \sim 2000 \text{kw时},$

$\eta_{\text{机械}} = 96 \sim 97\%$

$N_{\text{内}} < 1000 \text{kw时},$

$\eta_{\text{机械}} \leq 96\%$

第四节 压缩机的效率

离心式压缩机的级对于每公斤有效气体所消耗的实际功，可以认为是由叶片功 $h_{\text{叶片}}$ ，漏气损失 $h_{\text{漏}}$ 和轮阻损失 $h_{\text{轮阻}}$ 三部分组成。其中叶片功一般要占整个工作轮实际耗功的百分之九十以上。而对于整个压缩机的级来说，叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 还可以分为下列三部分：

(1) 用于在级的多变过程中（压缩过程指数为 n ）压缩气体，使气体由级的进口压力 p_i 上升到级的出口压力 p_e 。这部分功称为多变功 $h_{p,0,1}$ 。

(2) 气流在级中的流动损失 $\Delta h_{\text{流动}}$ 公斤·米/公斤。这是指气流在工作轮内和级的固定元件（扩压器、弯道、回流器、蜗壳等）中的流动损失。它约占工作轮实际耗功 $h_{\text{实际}}$ 的 10~25% 左右。

(3) 级的出口动能的增加 $\Delta h_{\text{动能}}$ 。这对于提高本级的压力没有好处，因此可以作为本级的余速损失看待。应该指出，在一般情况下，级的进出口动能的变化不大， $\Delta h_{\text{动能}}$ 一般只占工作轮实际耗功 $h_{\text{实}}$ 的千分之几到百分之几。因此在进出口动能变化小的情况下，常常可以忽略不计。

按照上述分析，可以把压缩机级的实际耗功，亦即工作轮的实际耗功 $h_{\text{实}}$ 看成是由五个方面所组成：

$$\begin{aligned} h_{\text{实}} &= h_{\text{叶片}} + h_{\text{轮阻}} + h_{\text{漏气}} \\ &= h_{p,0,1} + \Delta h_{\text{流动}} + \Delta h_{\text{动能}} + h_{\text{轮阻}} + h_{\text{漏气}} \end{aligned}$$

(1-9)

图 1-1-4 表示了压缩机级的实际耗功的分配情况。

从压缩机五个耗功方面来讲，多变功 $h_{p,0,1}$ 对于衡量整个压缩机级的气体压力升高是具有代表性的。多变功 $h_{p,0,1}$ 与工作轮实际耗功 $h_{\text{实}}$ 之比称为多变效率 $\eta_{p,0,1}$ 。离心压缩机的多变效率一般在 70~84% 左右。

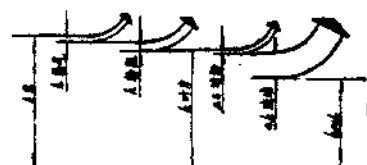


图 1-1-4 压缩机耗功分配

第二章 离心式压缩机组的结构

第一节 压缩机的结构

压缩机由机壳、隔板、扩压器、转子、中间冷却器、进口导叶机构及轴承、轴承箱等组成。

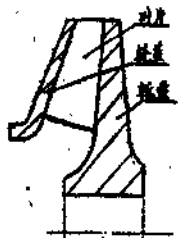
1、机壳

机壳用铸铁浇铸而成，采用水平剖分结构，上、下机壳间用定位销定位，双头螺栓连接。上机壳上设置有供起吊用的吊耳和用于拆卸的支顶螺钉，下机壳剖分面上装有导向杆可供装拆上机壳时起导向作用。轴承箱与压缩机机壳一样是水平剖分的，下半轴承箱与下机壳连成一体，箱盖是由整体铸铁浇铸而成，可以从机壳上拆下，便于检查轴承，轴承箱下半有一个进油孔和排油孔，用以向轴承孔供油。轴承箱下半与机壳连成一体可以获得良好的刚性。机壳内零件用定位螺栓固定。入口侧的底脚处有键，用于压缩机定中心及轴向热膨胀。所以只要基础不存在应力，机壳热膨胀是允许的。机壳出厂前进行过强度试验，能承受设计压力。

双缸氧压机的低压缸采用铸铁机壳，高压缸采用铸钢机壳，两者均是水平剖分结构。连接水平剖分面的螺栓在任何情况下不得松动。中分面经过精密加工，既不需要也不允许装入垫片，只是涂以水玻璃（硅酸钠），禁止使用其它有机液体密封胶。因为在高纯度氧气的情况下，使用有机液体密封胶是很危险的。氧压机机壳内壁以及与氧气接触的一些碳钢铸铁零件表面镀铜防锈。镀铜表面如果受到硬物的碰击，镀层容易损坏，所以在装拆压缩机时应特别小心。

2、转子

转子是压缩机的主要部件，它是由主轴及热套在主轴上的多只叶轮、平衡盘和止推盘等组成。转子经过严格的动平衡，使其能安全、稳定地运行。



(1) 主轴：

主轴由合金钢或不锈钢锻制加工而成。

(2) 叶轮：

叶轮是由锻造不锈钢材料制成。采用闭式焊接结构，二元叶型或三元叶型，加工过的叶片焊在轮盘和轮盖上，或铣制在轮盖上，然后与轮盘焊接（见图 1—2—2）

图 1—2—1 叶轮 叶轮需经动平衡及超速试验。超速试验的转速超过工作转速的 10%。

(3) 平衡盘：

平衡盘是用优质钢材或不锈钢（氧透）锻造制成并热套（过盈配合）在主轴上（见图 1—2—3）。压缩机转子轴向推力指向进气侧。轴向推力是由于每个叶轮的进、出口两侧的

压力不同而引起的。平衡盘的设置是为了减少轴向推力。平衡盘外侧通过平衡管与进口管相接,但轴向推力不能完全消除,剩余的轴向力由止推轴承承受。

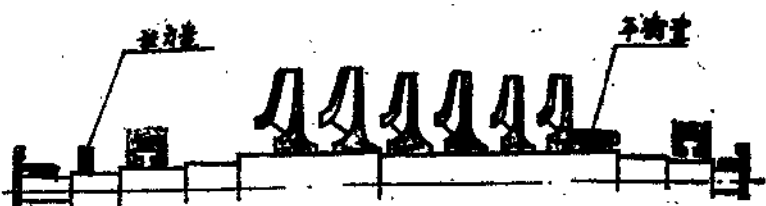


图 1—2—2 转 子

(4) 止推盘:

由于平衡盘不能完全消除转子上的轴向推力,剩余的轴向推力通过装在转子上的止推盘,而作用在止推轴承上,以实现转子轴向推力的平衡。

3. 隔板

隔板用来组织压缩机内的气体流道。可以把隔板分为三类,即进气隔板、中间隔板及排气隔板。

进气隔板把气体导入第一级叶轮的进口,中间隔板(扩压器)有效地把叶轮出口处气流的动能转变为压力能,再把气体导入下级叶轮的进口。

为了装配转子,所有隔板都制成水平剖分。

4. 径向轴承

径向轴承采用可倾瓦块式,可倾瓦轴承有五个瓦块,周向均布,轴衬的配列位置与主轴颈同心(见图 1—2—3)。瓦块为钢制件,内孔浇铸巴氏合金。瓦块与垫块连在一起。装在轴承壳内的瓦块可以绕着自己的轴线(与主轴颈中心线平行)单独摆动,同时由螺栓周向限位,使它在

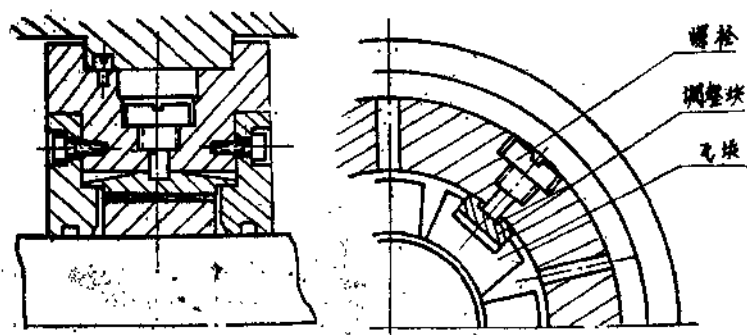


图 1—2—3 可倾瓦轴承

在工作时不会与轴颈一起转动。这种轴承对于减振是十分有效的。油从轴承壳的外侧环形空间供入,经过轴承间隙回油。运转中,每块瓦块随着轴颈旋转而产生的流体动力调整自己的位置,从而使每个瓦块具有最佳油楔。由于瓦块之间的间隙大,油膜不连续,与油隙旋转有关的不稳定性也就不存在了。

5. 止推轴承

金氏止推轴承带有油量控制环,以减少油耗量。在推力盘的每侧装有若干块止推块,足以承受双向的设计负荷。考虑油膜及轴的热膨胀,必须保持足够的间隙。

6. 迷宫密封

密封器在压缩机机壳内,转子从密封器的内孔穿过(见图 1—2—4)口环密封器装在每个叶轮的进口环处,级间密封器装在级和级之间,阻止气体沿着轴向漏到前而的级去。平衡盘密封器是为了防止平衡盘外周处的泄漏。

低压段的密封器由铝合金制成,高压段的密封器的本体是由铸造锡青铜制造,而密封片则是由铜镍合金带制造。

有两台电动齿轮油泵，其中一台备用。当油压降至于定值以下时，备用油泵自动启动转换为主油泵。供油装置的主要部件有：一对油冷却器、油箱、一对粗过滤器、一对油过滤器、安全阀、逆止阀、截止阀、油压力表、油面计等。

第七节 增速机

压缩机组配有二台增速机（见图 1—2—5）

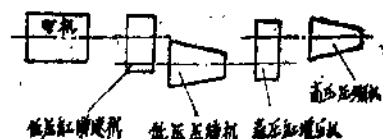


图 1—2—5 增速机在压缩机组中所处位置

第八节 轴封装置

轴封装置用来防止气体外漏以及空气和润滑油通过间隙漏入机壳内。氧透采用不接触型迷宫密封，以免密封与转子接触，引起着火和燃烧。如果只采用简单的迷宫密封，少量的氧气外漏会增加机器周围的氧气浓度。安全仍然没有保证。所以我们采取充入氮气与氧气之间具有差压控制的迷宫密封。经过平衡盘迷宫密封漏出的氧气进入机壳排气端的平衡腔内，一部分漏出的氧气流回压缩机进口管。这部分回流氧气的量，由平衡腔与进口管的差压来控制（平衡腔的压力略高于进口管压力）。另一部分氧气进入密封的氧气腔，该处的压力略高于混合气体腔的压力。与此同时，氮气进入密封的氮气腔，该处压力略高于混合气体腔的压力。

漏出的氧气和氮气一起进入混合气体腔，氧气的浓度因与氮的混合而降低。混合气体在安全的地方排入大气。此外，为了防止氮气进入压缩机进口管，要把高压缸的氧气引入低压缸的氧气腔。

采用这样的迷宫密封，防止了氧气的外漏和外部大气、氮气及润滑油的渗入。

差压这样设定：即使在氧气压力发生强烈波动的情况下也不会发生倒流。

第三章 离心式压缩机的装配

第一节 装配特点

一台离心式压缩机是由许多零件组合而成的，这一组合过程就是这台压缩机的装配过程。离心式压缩机的装配可以分为部件装配（称部装）和机组总装配（称总装）。部装是将若干个零件装配成一个独立的部件，总装是将零件和部件装配成整台压缩机。

大型离心式压缩机装配与活塞式压缩机比较，有以下几方面特点：

（1）装配精度要求高，装配过程中有大量的调整和修配等作业。

（2）离心式压缩机复合件多，所谓复合件，就是将基本单元零件通过铆接、焊接及热装等手段复合成一个部件，它装成后再不能拆开。如果要强行拆开，会使零件精度遭受破坏，如叶轮、转子等部件都属于复合件，它们是不可拆的。

（3）由于离心式压缩机结构复杂，体积庞大，一般属于单件生产，因此装配互换性差，不能采用选配的装配手段。

（4）压缩机装配尺寸积累误差大，这种尺寸误差值大小也无一定的规律，只有总装后才能将这些误差值反映出来。如果静止件和转子件都各自单独装配，这样装配成的压缩机是无法保证图纸规定装配技术要求的。为了满足压缩机装配要求，必须采用调整装配和单配方法，来弥补积累误差，有时为了确定某些尺寸，需要在装配过程中实际测得，再将该零件送到机床上去追加工。

第二节 装配的基本要求

总装的任务是把合格的零件，按照压缩机装配精度的要求，分别按静止件和转动件组合成一体，达到静止件和转子件之间规定的间隙值，以保证高速安全地运转。

由于离心式压缩机是单件装配，某些装配精度是用调整和单配方法来实现的。因此在总装过程中，不仅需要熟练的装配工人，而且需要责任心很强的检验员配合，这是很重要的。检验主要有两方面：第一，是否按装配工艺规程进行装配作业。第二，各关键部分是否达到装配精度要求。这两点是保证压缩机最终质量的关键。

总之，压缩机装配不仅仅是零件的组合，而且要满足装配的基本要求。

离心式压缩机总装配的基本要求有：

（1）轴承座装于机壳两端，必须要求同心，这是保证转子安装在机壳内具有准确位置，这个位置的准确性直接影响到其它零件的装配。

（2）各级叶轮出风口必须对中气体流道，对准程度将会影响到压缩机的性能。

（3）各级密封器的齿片与对应的密封槽或对应的阶梯肩格必须对中，这是静止件和转子件之间在高速旋转下，不会发生摩擦接触的保证，达到安全可靠。此外，也能减少级间泄漏

量，起到密封气体的作用。

以上三点，从装配手段来说，都属于调整的装配方法。

(4) 径向轴承和推力轴承各间隙值必须符合图纸规定要求，不同部位的不同间隙值参见表 1—1

表1—1 径向轴承和推力轴承各间隙值

机 型	径 向 单 面 间 隙(mm)			轴 向 总 间 隙(mm)		
	最 小	最 大	极 限	最 小	最 大	极 限
轴承座与机壳整体型	0.05~	0.065~	0.065~	0.25~	0.355~	0.355~
	0.065	0.075	0.075	0.253	0.41	0.41
轴承座与机壳分离型	顶隙总值: 0.12~0.16			0.12~0.16		
	侧隙单面值: 0.10~0.12					

(5) 各级密封器径向间隙必须满足图纸规定值，参见表 1—2。这个间隙值大小将影响级间泄漏量。

上述第 4、5 点是通过修配方法来实现的，其中轴承间隙主要通过修配调整垫片来达到。

(6) 机壳、隔板上下引通道必须一致，以及上下机壳剖分面必须密缝。在实际生产中，这个要求是由机械加工来完成的，当然局部的如阻碍通流部分的倒角，也可由装配钳工加工。

表1—2 各级密封器的间隙值 (mm)

机 型	轴 承 座 与 机 壳 整 体 型			轴承座与机壳分离型
	最 小	最 大	极 限	平 均
轮 盖 密 封 器	1级	0.63	0.663	0.803
	2—4级	0.622	0.654	0.796
	5级	0.514	0.546	0.680
	6级	0.508	0.540	0.682
	7—8级	0.415	0.444	0.587~0.589
	9—10级	0.386	0.411	0.557~0.561
轮 盖	1~5级	0.275	0.325	0.450
密 封 器	7~10级	0.275	0.325	0.450
平衡盘轴端密封器		0.275	0.325	0.375
油 密 封 器		0.275	0.325	0.375

7. 为了保证安全运转，各流道清洗也是装配的基本要求，特别是氧气压缩机更加重要。

以上几方面的基本要求，通常为离心式压缩机必要的作业内容。对于不同结构形式的压缩机，同样要实现以上基本要求，但其装配方法不尽相同。为了熟悉离心式压缩机装配方法，现以轴承座与下机壳分离结构和轴承座与下机壳整体结构这两种机型为例作一介绍。

第三节 轴承座与机壳分离结构机型的装配

这种机型的结构参见图1—3—1。杭氧厂生产的4TY—167/8型的单轴六级氮压机、1TY—115/5.3—I型单轴五级空压机、1TY—120/3型单轴三级空压机和1TY—575/5.5型单轴四级空压机等都属于这种结构机型的压缩机。

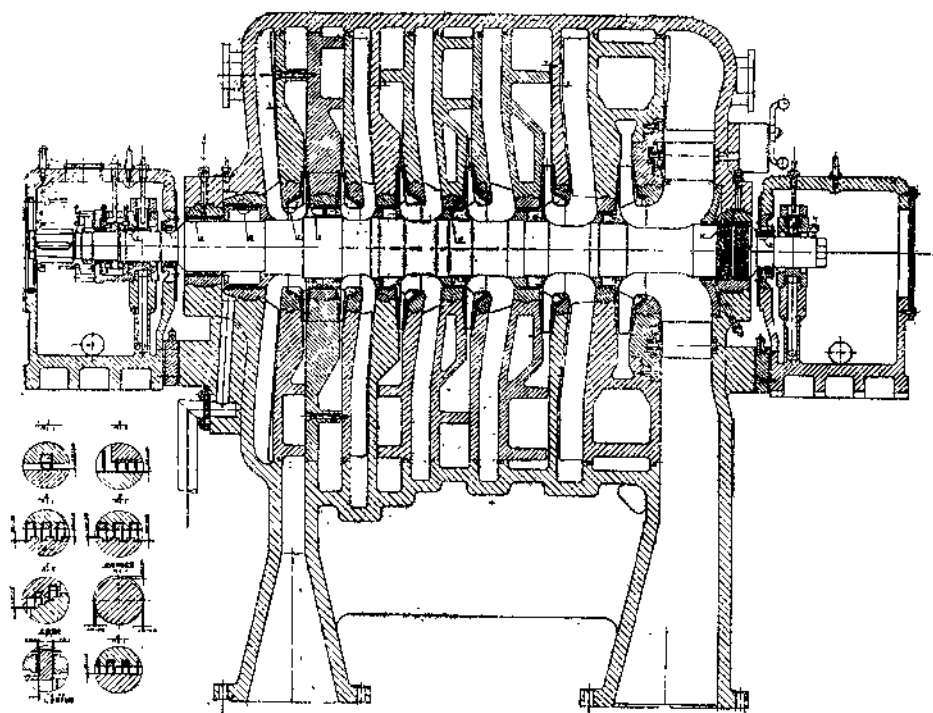


图1—3—1 轴承座与机壳分离结构机型

1. 轴承座和下机壳的组装与调整

为了避免校正和调整的困难，杭州制氧机厂生产的以上几种产品中，除机型较大的1TY—575/5.5型单轴四级空压机外，其余都是将轴承与机壳复合配镗加工。这种配镗方法能使机壳与轴承孔达到理想的同心，大大地减轻装配工作量。具体作业顺序：

- (1) 先将下机壳四个支承面与轴承座肩格支承配合面进行拂刮。
- (2) 按图纸要求的位置调整好轴承座和机壳两端面处间距，配划轴承座上螺孔加工线。
- (3) 在钻床上钻攻螺孔。
- (4) 下机壳四个支承面与轴承肩格精拂，然后用螺栓紧固，紧固前须较准确地调整好轴承座端面与下机壳端面间距。
- (5) 合格后配钻定位销，并装入锥销。
- (6) 以机壳孔为校正基准，在镗床上加工轴承孔（轴承孔留有余量）。

另一种方法是通过校正同心来完成，这种装配作业步骤如下：

- (1) 下机壳装在两轴承座上，而两轴承座必须用固定架（箱）支承，使机壳呈架空

状态。

(2) 预调整轴承座与机壳同心, 同时调整好轴向端面间距。并预装机壳两端滑键。

(3) 配划轴承座上两螺孔加工线。

(4) 在钻床上钻攻螺孔。

(5) 用螺栓将轴承座与下机壳紧固, 然后连同轴承座的机壳仍装在两固定架上定位, 重复以上(1)、(2)作业步骤进行精确调整。

(6) 用假轴承, 假主轴装在两端轴承座上, 进行精确的同心度校正, 调整时应松开螺栓并用百分表及专用夹持抱箍固定在假轴上, 按同一方向转动, 可以测得如图 1—3—2 所示的左右方向 R_1 , R_2 和垂直方向 R_3 。要使机壳两端轴封孔显示百分表读数 $R_1 = R_2 = R_3$, 表明两端轴承与机壳已经同心。

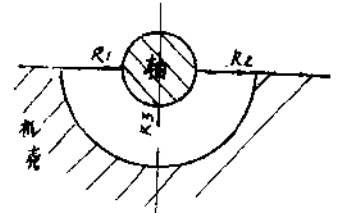


图 1—3—2 应用假轴找中示意图

如果采用产品主轴和产品轴承找同心, 其读数 R_3 必须小于 R_1 和 R_2 , 因为轴承孔与主轴须存在间隙值, 在静止状态主轴自重而接触下底面, 其值大小应将总间隙值的一半来换算 (注意该总间隙值应以实际测定值为准)

(7) 待找中合格后, 经检验员确认, 然后再紧固螺栓, 并装好两端滑键, 配作定位销。

2. 各级叶轮出风口和各级密封器对中调整

为了达到出风口对中流道和密封器对准密封槽的目的, 一般有三种装配方法:

(1) 采用假轴, 轴套留余量。

将各级叶轮预先套装在假轴上, 使各级叶轮出风口同时对中流道最佳位置, 然后测得各轴套轴向实际尺寸, 按实际测得尺寸车对轴套, 同时将轴套余量车去。

(2) 不用假轴采用密封器留余量。

有时为了适应单件生产需要, 不用专门设计的假轴, 以降低制造成本。预装产品主轴, 由于产品主轴与叶轮是过盈配合, 无法预套装各级叶轮。采用先将光轴的轴向相对位置调整到最佳位置, 复核轴套和叶轮轴向尺寸, 通过实际测定值来验证出风口对准流道, 此时不考虑密封器对中。复核换算各级轴套轴向尺寸的方法简述为下: (参见图 1—3—3)

