

國外化工用透平壓縮機 發展概況

第三分冊 結構與試驗

上海科學技術情報研究所

国外化工用透平压缩机发展概况

第三分册 结构与试验

*

上海科学技术情报研究所出版

新华书店上海发行所发行

上海市印刷三厂印刷

*

开本: 787×1092 1/16 印张: 6½ 字数: 160,000

1975年12月第1版 1975年12月第1次印刷

印数: 1—4,500

代号: 151634·271 定价: 0.80元

(只限国内发行)

毛主席语录

深挖洞，广积粮，不称霸。

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

洋为中用。

坚持政治挂帅，加强党的领导，大搞群众运动，实行两参一改三结合，大搞技术革新和技术革命。

前 言

在毛主席革命路线指引下，举国上下，各条战线都出现了欣欣向荣的跃进景象。化学工业战线亦不例外。

化学工业战线的广大工人、干部和科技人员，在批林批孔运动推动下，以及在大干快上的革命精神鼓舞下，在研制和掌握新工艺、新技术、新设备、新材料方面取得了不少进展，符合我国特点的社会主义化学工业体系正在充实和完善，具有先进水平的化工企业和设备正在建设和投产。我们一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

透平压缩机是化工的关键设备之一，它和往复式压缩机相比，具有速度高、尺寸小、调节性能好、占地少，投资省、操作费用低、维修简便、运转平稳等优点，即使效率也有可能超过往复式压缩机。因此，近二十年来，各国都相竞把透平压缩机的应用领域扩展到化工各个部门，用于压缩各种不同的气体。随着化工设备的大容量化，透平压缩机的终压已经发展到了目前往复式压缩机所能达到的水平，且在低压缩比下越来越多地采用轴流式压缩机。显然，透平压缩机有着十分宽广的发展前途。

在我国化工行业，也十分注意采用透平压缩机，研制、生产和使用透平压缩机的单位越来越多。为了配合这方面的需要，我们会同上海机电一局情报站、上海鼓风机厂、上海压缩机厂、上海第一冷冻机厂、上海汽轮机厂、上海化工机修总厂、大隆机器厂、上海化工学院、上海机械学院、上海交通大学、上海化工研究院等单位，收集、翻译、编写了《国外化工用透平压缩机发展概况》一书。本书共分四个分册：第一分册——综述；第二分册——设计与计算；第三分册——结构与试验；第四分册——制造、运行与维护。在工作过程中，我们还得到了全国压缩机行业华东地区情报网、南京压缩机厂、南京化工学院、通用机械研究所等单位的支持，表示感谢。

由于时间仓促，水平有限，缺点错误恐难避免，希望读者批评指正。

上海科学技术情报研究所

一九七五年二月

目 录

前 言

第 一 章 气缸水平剖分型离心式压缩机的结构	(1)
一、气缸	(1)
二、隔板	(2)
三、叶轮	(3)
四、转子	(5)
五、可倾瓦块轴承和多油楔轴承	(5)
六、止推轴承	(7)
七、密封装置	(7)
第 二 章 气缸垂直剖分型离心式压缩机的结构	(10)
一、气缸	(10)
二、隔板	(11)
三、叶轮	(11)
四、转子	(12)
五、密封	(13)
六、润滑油和密封油系统	(14)
第 三 章 合成氨用离心式压缩机的结构	(17)
第 四 章 甲醇合成气离心式压缩机的结构	(21)
第 五 章 二氧化碳离心式压缩机的结构	(24)
第 六 章 管路用离心式压缩机的结构	(26)
第 七 章 双轴四级离心式压缩机的结构	(28)
第 八 章 组装式离心压缩机的结构	(30)
一、结构特点	(30)
二、应用与组合	(31)
三、润滑油系统	(31)
四、使用、总结和规范意见	(32)
第 九 章 氯气离心式压缩机的结构	(36)
第 十 章 制冷单级离心式压缩机的结构	(38)
一、径向叶片叶轮的压缩机级	(38)
二、控制系统	(39)
三、结构	(40)
四、噪音	(41)
五、TKΦ-2 离心式压缩机	(41)
第十一章 天然气液化装置基本负荷制冷透平压缩机的结构	(42)

一、混合组分制冷压缩机的大小和功率	(43)
二、压缩机、原动机和循环的配合	(44)
三、转子动力学和振动学	(45)
四、密封装置	(45)
五、轴流式压缩机的叶片	(46)
六、轴向推力和转子联轴器	(47)
第十二章 轴流-离心复合压缩机的结构	(48)
第十三章 轴流式压缩机的结构	(50)
一、结构	(50)
二、全部可调静叶角度的大功率轴流式压缩机	(52)
三、两万五千瓩静叶可调轴流式压缩机	(55)
四、轴流式压缩机的发展趋势	(56)
第十四章 可调叶片扩压器的离心式压缩机的结构	(58)
第十五章 高压比离心式压缩机的结构	(60)
一、损失机理	(60)
二、压缩机的性能图	(61)
三、设计上的有关问题	(61)
第十六章 透平压缩机的类型化问题	(63)
一、大型化的技术问题	(63)
二、大型化的经济性问题	(66)
三、大型化的动力	(67)
第十七章 透平压缩机的测试	(68)
一、对象和范围	(68)
二、参数内容	(68)
三、测试导则	(70)
四、测试仪器和方法	(72)
五、结果的计算	(82)
六、用滞止参数来说明压缩机性能	(90)
七、试验报告	(91)
第十八章 离心式压缩机的动平衡	(96)
一、简述	(96)
二、刚性转子	(96)
三、关于动平衡度	(96)
四、双平面配衡和单平面配衡	(97)
五、关于修正面偏心	(97)
六、关于动平衡度的表示法	(98)
七、关于动平衡度的等级	(98)
八、关于动平衡度等级的选择方法	(98)

第一章 气缸水平剖分型离心式压缩机的结构

气缸在水平中心线处剖分为上下两部分的离心式压缩机,称为水平剖分型离心式压缩机^[1-2]。这种类型的离心式压缩机,其缸内最大的压差一般低于84公斤/厘米²,通常限制在40~50公斤/厘米²左右,最大气量可以达到540,000呎³/分(15,420米³/分),是目前最为常见的用途最为广泛的一种离心压缩机。

关于气缸水平剖分型离心式压缩机的结构特点和要求,简述于下。

一、气 缸

气缸沿水平中心线剖分,上下两部分用螺钉连接,接合面要密切紧合,保证在缸内的气压下气体不会泄漏出来,每一气缸必须准确定位,确保拆缸检修后仍能装入原有位置,由于气缸内存在着温差,设计时除应注意到压力的因素外,亦应对温度引起的热膨胀和温差应力作适当的考虑。

对于使用材料方面,当压缩的气体是空气或性质接近空气的气体,在缸内气压低于15公斤/厘米²时,可以采用普通铸铁;而低于50公斤/厘米²时,可以采用铸铁或球墨铸铁。按API 617规范,在下列情况时就得使用铸钢或锻钢:

① 设计压力在17.6公斤/厘米²,表(250磅/吋²,表)以上、处理的气体为空气或不燃烧的气体;

② 在最大连续操作转速处算出的排气温度超过232°C(450°F)、处理的气体为空气或不燃烧的气体;

③ 设计压力超过5.3公斤/厘米²,表

(75磅/吋²,表)的可燃及有毒气体;

④ 在最大连续操作转速处算出的排气温度超过177°C(350°F)、处理的气体为可燃及有毒气体。

对于运转时压缩气体的温度在-29°C(-20°F)或以下的场合,按API 617规范,最低温度处的材料冲击值必须在15呎-磅(2.08公斤米),实际上这是ASTME-23的规定。

对于气缸强度的计算,API 617规定,完全可按ASME锅炉和压力容器规范第VIII部分进行,

$$t = \frac{pR}{SE - 0.67}$$

$$p = \frac{SEt}{R + 0.67}$$

式中 t ——气缸的必要最小厚度,吋

p ——设计压力,也是气缸最大许用压力,磅/吋²

R ——气缸的内半径,吋

S ——材料最大许用应力(见ASME锅炉和压力容器规范VIII,节C的表)

E ——气缸的接缝效率。

压缩机的气缸设计除了要考虑内压力外,还要考虑外接部件热应力对它施加的外力。API 617规定,气缸必须能承受按NE-MASM20计算值的1.85倍以上的外力和力矩,其值限制在下列范围内:

① 施加在气缸任何接管处的合力及合力矩不许超过下式:

$$F = \frac{500D - M}{3}$$

式中 F ——合力, 磅; (其中包括由于连接处自由膨胀接头的压力)

M ——合力矩, 呎磅

D ——配管直径小于 8 吋 (203 毫米) 时即用所接管件的内直径; 对直径大于 8 吋的接管, 采用

$$D = \frac{16 + \text{内直径(吋)}}{3}$$

② 气缸上有进气口、抽气口和排气口, 接管在力和力矩的复合作用下, 对于排气口接管中心线处求出的进气口、抽气口和排气口接管的合力和合力矩, 不得超出下列两个条件:

$$a. \quad F_c = \frac{250D_c - M_c}{2}$$

式中 F_c ——进气口、抽气口和排气口上的作用力的合力, 磅

M_c ——进气口、抽气口和排气口上由作用力产生的合力矩, 呎磅

D_c ——直径 9 吋 (228.6 毫米) 以下时, 相当于进气口、抽气口和排气口总面积圆形通道的直径, 吋; 9 吋以上时则用

$$D_c = \frac{18 + \text{当量直径}}{3}, \text{ 吋。}$$

b. 合力和合力矩在 x, y, z 方向的分量, 不得超过下式:

$$F_x = 50D_c, \quad M_x = 250D_c$$

$$F_y = 125D_c, \quad M_y = 125D_c$$

$$F_z = 100D_c, \quad M_z = 125D_c$$

式中 F_x ——与透平轴平行的 F_c 水平分量

F_y —— F_c 的垂直分量

F_z —— F_c 的水平分量

M_x —— M_c 在与透平轴成直角的垂直面内的分量

M_y —— M_c 在水平面内的分量

M_z —— M_c 在与透平轴平行的垂直面内的分量。

对于气缸制造方法, 根据制造厂的经验

报道, 小型铸铁气缸的最大压力可以用到 300 磅/吋² (21.1 公斤/厘米²); 铸铁弱于承受热冲击, 大型的以不超过 50 磅/吋² (3.52 公斤/厘米²) 为宜, 在大型气缸铸造过程中, 出现了许多问题, 如总是有砂眼、空穴、裂纹等毛病, 不是多些就是少些, 而最大的问题还是这些毛病要在铸件清砂刮缸, 甚至在加工完毕探伤时才能发现, 对铸件是否报废至此才能作出结论, 所以国外工厂对大型气缸铸件往往以月来计算它的生产时间。由于废品多, 周期长, 所以成本高, 制造与使用双方都感不满, 这就促使在六十年代中期对水平剖分气缸采用了全焊接的结构。全焊接的工艺是复杂的, 因为气缸形状并不是单纯的筒体, 缸上还得装接许多进出气接管头子, 多的有 8~10 只之多, 加上仪表接头、油路接头、泄放管路接头等, 筒体上大大小小开有数十只孔穴。这就对焊接工艺提出了较高的要求, 目前各厂常常采用 ASME 锅炉和压力容器规范进行焊接。气缸材料采用碳钢或低合金钢的钢板, 并用自动或半自动电弧焊接。焊接制造的气缸重量, 比铸造的轻, 废品也少得多。焊接后经过热处理消除应力, 用磁粉探伤和 γ -射线探伤, 再以 1½ 的工作压力作水压试验^[3]。

二、隔板

隔板是压缩机的静止部件, 并是高速气流的通道。它由三部分组成, 即离开叶轮的高速气流入口部分 (即扩压器), 引导气流转 180° 弯的回流部分, 和引导气流滑顺地进入下一级叶轮去的导流部分。

在普通情况下, 隔板都分成上下两半, 由铸铁铸成, 但考虑安全起见在压力稍高的地方也有用锻钢或焊接的。隔板落座在气缸的槽道里, 其重量由槽道支承, 由于各级都有各自独立的隔板, 所以推力并不从这一隔板传向另一隔板。有种压缩机是双流式的^[4],

所以中间进气后, 气流就按左右背向流动, 然后再行汇聚。第一级吸气隔板, 可以装上能够调节的导叶, 用来改变进入叶轮的气流角度, 以适应气量调节, 保证效率。导叶由齿轮传动。可调导叶一般按机翼理论进行设计, 具有特别薄的剖面 and 象刀口一样较锐的出口边缘, 力求气体流动滑顺, 并能随着气量的改变作相应的流道形状改变^[5]。对于采用电动机驱动的离心式压缩机, 这种可调导叶可使机组在等速条件下变更气量, 从而获得范围宽广、效率较高的运转。在化工生产中, 齿轮的控制柄还可通过自控装置, 接受工艺操作条件对气量进行控制, 以便作较好的配合。如果气量变化不大, 则装置固定入口导叶也是有利于运行效率的^[6]。隔板组件与缸内壁间用金属密封。

离心式压缩机的扩压器有: 无叶扩压器, 叶片式扩压器, 少通道直壁扩压器和管状扩压器。固定叶片式叶栅的扩压器, 在改进热力效率的同时, 却使机器高效的运行范围变窄(在一定流量范围内)。

一般化工用的离心式压缩机, 希望在气量变化时排气压力的变动少些, 而要求压头流量图上的性能曲线平坦些。所以, 扩压器往往不用叶片式的, 但在合成氨生产中的空气压缩机, 要求采用较高的升压比。为了使整台离心式压缩机的效率上升, 在周速高的低压级里采用了叶片扩压器。

管状扩压器是最近几年才发展起来的新型扩压器, 开始用在高压比的径向半开式叶轮的单级离心压缩机上, 在升压比为5.45~6时, 可以获得的效率为81.8~81.3%, 比用一般扩压器的效率要高6.8~8.8%。据最近报导的资料, 在单级升压比为15、12、10:1时, 采用这种扩压器的压缩机的绝热效率为72%、75%、76.8%^[7]。在这方面, 三元超音速气体动力学的分析已与实验数字很相接近, 说明它已逐渐进入成熟阶段。

扩压器是继叶轮之后在流体性能上非常

重要的部分, 不仅对能否达到额定的排气压力起着重要的作用, 而且在小流量时是否惹起喘振都和它的性能息息相关。在处理含尘多或含沉淀物多的气体时, 扩压器是最易积聚尘土或沉淀物的场所, 因为在这里气流速度骤减, 静压上升, 只要一点粘壁便会迅速沉积, 这时气流通道变狭, 除了引起压缩机的输气量下降外, 整台机器的性能便会跌落下来, 这在化工离心压缩机历史上是并不罕闻的。晚近采取了一些措施, 包括喷射液体(或水)清洗、设计扩压器时把通道安排得略为宽些、进口气流进行过滤, 都收到了良好的效果。

为了防止级间漏气, 每一隔板都装了迷宫密封。经验告诉我们, 密封环是易于磨损的, 尤其在起停频繁、操作转速处在1~2次临界转速之间的那些压缩机, 所以要求密封环设计得易于拆卸安装^[8]。

三、叶 轮

叶轮是离心式压缩机中的重要部件, 数十年来有了很大的发展。目前常用的叶型, 有后弯叶片和径向叶片等数种, 常用的叶轮有半开式叶轮和闭式叶轮, 在制造方法上有铆接叶轮、铸造叶轮、锻件铣制的叶轮、焊接叶轮和电蚀加工的叶轮^[9]。

焊接叶轮已有二十多年的历史。美国的克拉克工厂为了制造焊接叶轮, 投资百万美元作了为期三年的科研试制和发展工作, 至今并未中断, 目前的产品都是三元叶型的焊接叶轮, 使得流道形状在气体流动性能上达到更高的要求。此外, 三元叶型的焊接叶轮还具有如下的优点: ①结构坚固强度高; ②在给定的材质和运行间隙下, 允许在较高的压力或升压比下操作; ③通道光滑, 不易积垢, 并耐腐蚀和侵蚀; ④生产周期短; ⑤节约材料成本低; ⑥可以自由选择叶片形状。

焊接叶轮时, 先在轮盘上铣出预备嵌装

叶片的槽道。叶轮各个部分，除叶片外都应留出适当的加工余量，以便为焊接变形后留下整形加工的余地。有的制造厂采用轮盘叶片一体铣制，有的采用轮盖叶片一体铣制，也有轮盖、轮盘、叶片三件全部焊接的^[10]。轮盘和轮盖在夹具中装接好后把焊料放在外侧面的槽道里，送入炉中加温，定时控制温度来进行焊接，焊完后进行喷砂、最后加工。这就是钎焊叶轮，焊料一般为铜合金或镍合金。镍合金用于有腐蚀性的气体，铜合金用

于象空气等一般性的气体。钎焊叶轮当然可以用于升压较高的场所，例如多级叶轮的末级。采用通常办法焊接的叶轮，需要事前预热到 300℃ 左右，而后进行焊接，以后还需在 650℃ 下退火消除应力。国外常参考 ASME 锅炉和压力容器规范进行焊接工作。

除了焊接叶轮外，水平剖分气缸离心式压缩机中常常采用铆接的叶轮，这是古老的制造方法，在此就不介绍了。关于叶轮的各加工方法、使用材质，见表 1 所示。

表 1 离心压缩机叶轮的加工方法、材质、用途和特点

项 目 种 类	材 质	用 途	特 点
铆接结构 叶 轮	Cr-Mo-Ni 系 合 金 钢	一般企业用压缩机（空气、氮、氢气压缩机等）	适合于一般用途
	不 锈 钢	一般企业用、化工设备用的压缩机（腐蚀性气体的压缩机等）	1. 容易制造 2. 经 济
铸造叶轮	不 锈 钢	不存在或腐蚀不成为问题的压缩机，腐蚀性气体压缩机	1. 耐腐蚀、强度高，适于用在高转速 2. 能自由选择叶片形状
	铝 合 金	空气压缩机，低温气体压缩机，冷冻压缩机	1. 一般较为经济 2. 在低温下有优良的机械性质 3. 重量轻 4. 能自由选择叶片形式
焊接叶轮	Cr-Mo-Ni 系 合 金 钢	一般企业用、化工设备用压缩机（空气、氮、氢压缩机）	1. 一般性 2. 强度高，适于用在高转速 3. 能自由选择叶片型式
	Ni-Cr 折出 硬 化 钢	腐蚀不成为问题的压缩机，一般企业用、化工设备用腐蚀性气体压缩机，高温气体压缩机	1. 耐腐蚀性，有较高的高温强度，高温耐酸性 2. 强度高，适于高转速 3. 能自由选择叶片形状
	9%Ni 钢	低温气体压缩机，极低温气体压缩机	1. 在低温下有优良的机械性能 2. 能自由选择叶片形状
	Cr-Mo 系 低合金钢	化工设备用，公害处理设备、应力腐蚀性气体压缩机（含有 H ₂ S 及其化合物的气体压缩机）	1. 有较高的耐应力腐蚀性 2. 能自由选择叶片形状
锻造叶轮	铝 合 金	低温气体压缩机，极低温气体压缩机，空气压缩机等	1. 一般的，经济的 2. 精度高，适宜于高转速 3. 重量轻 4. 在低温下有优良的机械性能
特殊加工 的叶轮	钎焊Cr-Mo-Ni 系 高合金钢，不锈钢	一般企业用，化工设备用高压压缩机等	1. 精度高 2. 适宜于高转速高压用 3. 强度高 4. 不易应力腐蚀
	电腐蚀（可蚀金属，不限材质）	一般企业用、化工设备用高压压缩机，特殊气体压缩机	1. 耐腐蚀，有较高的高温强度，高温耐酸性，低温韧性，耐应力腐蚀性 2. 精度高，适宜于高转速高压用 3. 能自由选择材质

叶轮的圆周速度受到材质和结构的限制，目前最高的线速度在 300~340 米/秒（后弯叶片）和 450 米/秒（径向叶片）左右。由于压缩机常会遇到气体中有腐蚀性的组分，为了防止应力腐蚀起见，常把材料热处理后的屈服点限制在 63 公斤/厘米² 以下。但有

的工厂觉得这是没有理由的，他们的论据是“这种数据是从有限的钢种得出的较为不成熟的数据”。

迄今为止，对叶轮的应力分析都是近似的，精确解还未获得。利用电子计算机进行计算已很普遍，但并未解决根本问题。

四、转 子

叶轮装集到轴上去后成为转子,它是离心式压缩机的主要动件,叶轮数目可从1到12只,布局的方式很多^[11]。

对于中等圆周速度的叶轮转子,可用鼓风机上所用的离心压缩机作为例子,叶轮是焊接的,直径可以大到6呎(1.83米),叶轮圆周速度在240米/秒以下,在单进气叶轮的设计中,可以压缩的气量为190,000呎³/分(5420米³/分,入口),转轴是刚轴设计。

对于高压头背靠背的叶轮转子,仍可使用槽焊叶轮,有的转子具有12只叶轮之多,能达到或超过170,000呎(51,900米)的压头。为了获得转子具有最大刚度,该轴的设计非常特殊,采用了贯穿螺栓结构。

对于高周速叶轮的转子,常采用两只具有导流器的半开式叶轮。铰制的叶轮,因叶片有加强筋的作用,所以可用在超过300米/秒叶轮周速度的地方,它见用于天然气压缩机,处理气量为30,000呎³/分(860米³/分),也可用于硝酸工业中气体的压缩。这类转子最适于全负荷操作,这是受到半开式叶轮本身特性曲线范围较窄限制的原因。

对于大流量双进气的叶轮转子结构,其闭式叶轮中采用了导流器,轮盖在导流器叶片和叶轮本身叶片的上面,叶片为后弯式,后面的叶轮是具有两面进气的结构,这种结构特别适宜于既要处理低压头大流量的气体,又要机身特别紧凑的地方,它的特性曲线给出的使用范围宽广,在化工厂中常用作压缩加工气体之需。

离心式压缩机的转子,是受驱动机械驱动的部件,常用的转速在10,000~25,000转/分间,即使是在最简单的情况下也成为具有两根轴(一根为驱动机械的)和一只联轴器的轴承。在复杂一些的情况下,压缩机本身有三只气缸、二只增速箱,再加上汽轮机(或燃气轮机)和联轴器。这样的轴系在力学

计算中是繁琐的,但是为了确保机组安全运行,必须对它进行尽量精确的振动计算,求出它的自振频率,并在运行中避开这一自振频率,如果运转时的转速刚好与转子的自振频率一样,振幅就会猛烈增大以致断轴,这便是临界转速。临界转速的计算方法有十多种之多,成为振动理论用于工业方面的一个重要部分,并在一定的条件下具有相当的准确性,甚至与实际只有2%的差距,但结合轴承油膜和刚性影响对高速复杂轴系的精确计算,至今尚少可靠的资料。爱令奥特工厂在考虑了悬伸影响、轴承几何影响、润滑油的物性和运行影响、轴系中不平衡力的影响、阻尼影响等等参变数后,对振动性系数修正并排成计算程序,用示波器把计算结果显示出来^[12]。这对轴系的稳定性分析,或是修改轴系的设计,都提供了条件。高速离心式压缩机的工作转速,通常处在第一、第二临界转速之间。设计时,一阶临界转速应在工作转速的60%以下,二阶临界转速应为工作转速的126%以上,现有的离心式压缩机工作转速很少超过二阶临界转速。

五、可倾瓦块轴承和多油楔轴承

在高速涡轮(透平)机械里,近年来使用可倾瓦块的轴颈轴承日益增长起来,这是因为可倾瓦块轴颈轴承对于高速轻载的转子具有优越的防振性所致。目前,经过多年的实践,一般都承认转轴的振动有着三个原因,它们影响着原有筒式轴承的设计,即:

① 转子不平衡——这会造成转子质心从几何中心处产生移动,造成以运转速度为频率的振动。

② 半频油膜振荡——这可能在任何转速时都会产生的,并会造成以运转速度的一半为频率的振动,除非它刚好碰到转子的二阶临界转速的出现,否则的话一般不会形成共振。

③ 油膜振荡或油膜涡振——这现象出现在转子超过一次临界转速的两倍时，并常常在转子的一次临界转速时激起振动。扰动开始的最低速度，视不同的转子结构而异，从稍大于两倍一次临界转速一直到大于五倍一次临界转速为止。

早前一段时期，曾研究了轴承内油膜在高速运行时的性能，并设计出二油楔（椭圆）、三油楔一类的多油楔轴承。这些轴承也能在相当的范围内抑制了轴颈的振动，而且目前还在应用着，但是对振动的抑制比较卓有成效的还是可倾瓦块轴承。美国克拉克厂的轴承系连同壳子一起的五瓦块可倾瓦块轴承^[13]。爱令奥特厂在瓦块内部嵌装热电偶敏感元件，以便测量轴瓦温度^[14]。

可倾瓦块轴承的瓦块数有3、4、5、6等几种，瓦块等距离地沿轴颈圆周布置，瓦块围成的圆周与轴颈同心，其半径的大小足以保证正常轴承的间隙，每块瓦块的外周面半径车得比壳子的内半径稍小一点，可让瓦块能靠着壳子内面的活动支点沿平行于轴颈的轴线摆动^[15]。此时每块瓦块的厚度，是仔细地按理论算定的，以求避免运行时一旦有了负荷产生过大的畸变。在壳子里，每块瓦块都用一只松装的销子或螺钉防止瓦块随轴旋转。壳子是为盛装瓦块而设计的，通过钻在壳子上的一只小孔注入润滑油，油经壳子每端靠得较近的孔隙逸出。在大多数应用场合中，壳子落座于轴承支座里一只紧合的圆柱孔内。在轴颈失中较大的情况下，轴承壳子装在支座的球形座里。

瓦块由碳钢制成，表面浇有白合金。晚近的一些经验已经显示出，阳极电镀铝的瓦块同样运行得很好。轴承壳子也用碳钢制造。在运行中，每一瓦块视旋转轴颈产生的液力自行调整它本身的位置，因而在每一瓦块处，都建立了一个最佳的油楔。由于瓦块间的周向间隙，油膜不象整圆式轴承那样地连续，并且不可能存在着和旋转油膜一起产

生的不稳定性。至于在止推轴承里，由于摆块和最佳油膜的存在，就允许使用比固定块要高的轴承负荷。

克拉克厂的可倾瓦块轴承中，有一块瓦块是位于轴承下半部壳子的垂直中心线处。这样安排的好处是保证轴在停转时能妥善地为瓦块所支承着。当轴转动时，有一种趋势迫使油膜进入瓦块和轴承的间隙里去。进入每一瓦块和间隙内的油，有着迫使瓦块前缘离开轴的趋势。由于瓦块在背部活络支持着，所以当瓦块前缘的间隙增加时，后缘的间隙就在减小。这现象造成了瓦块和轴间形成一楔形油隙。当油通过时，间隙的渐减造成了油膜压力的增加。最后，每一瓦块都在运行中建立起一个稳定力，使转子稳稳地处在各油楔的稳定力之间，大大地抑制了振动的产生。

瓦块的振动作用，对于容忍转子不平衡和加工不精确方面也起着重要的作用。轴颈小量的摆动是始终存在的，即使在最小心的平衡和装配程序下，这些不平衡度也不会等于零，有代表性的轴颈的摆动数为0.0002吋。有摆动就会有振动，如果轴承是具有一些挠性的，那末这项轴颈的横向移动便显得微不足道，可倾瓦块的另一作用就在于此。如果采用普通的整圆滑动轴承，那末在油楔尖端处，油膜极薄，一遇轴颈摆动，便无法容忍，立即破裂。但在可倾瓦块轴承里，却不是这样，轴瓦可以稍作摆动，以求适应轴颈位移，并且油膜也能维持得了。具有五块瓦块产生的五个油楔，就能很好地建立高速轻载转子的稳定工况，这是近代高速透平机械中的一个成就。这种轴承的比压 p 约为5~10公斤/厘米²，线速度 v 在50米/秒左右， pv 值大致为250~500左右，轴颈与轴瓦间隙约为1.2% $D_{轴颈}$ ，毫米。用矿物润滑油是合适的，带有防火添加剂的润滑油效果同样良好。

对于多油楔轴承，以其轴承表面的圆弧

数, 可以分为整圆(即圆筒形)轴承、袋形轴承、双油楔轴承和三油楔轴承等。通过理论研究和实验分析, 它们有着不同的稳定范围^[16], 例如三油楔轴承适用于较小的 So_R 数, 即小的负荷; 而对其它的轴承, So_R 数就大了。

六、止 推 轴 承

离心式压缩机在运行中, 由于叶轮两侧存在着压差, 高压端与低压端也存在着压差, 因之产生了轴向推力。除了平衡盘平衡掉一部分推力外, 残余的推力就用止推轴承来承受, 以求防止转子的轴向失位。一般常用的为金斯盘莱式, 已在汽轮机上用了数十年。目前在止推块上加装了热敏元件和受载发送讯号的元件, 以求确保止推轴承的安全运行^[17]。国外也有带有温度和推力测量元件的止推轴承^[18]。离心式压缩机的推力大小, 决定于设计的好坏, 最大的到 9 吨, 一般常用的为 4 吨左右。轴承的比压 $p=35\sim50$ 公斤/厘米², 线速度 $v=80\sim140$ 米/秒, 最大的可到 160 米/秒, 瓦块数有 8 块和 12 块的, 表面浇白合金。有的止推轴承, 为了防止机器起动时转子失位, 采用了双面止推, 并和轴颈轴承组合在一起, 成为组合轴承。这种轴承目前用得很多^[19]。

压缩机发生故障, 最多的原因是止推轴承的损毁, 所以有的工厂在设计止推轴承时, 慎重地选取受载能力, 通常取 50~500 磅/吋²(3.5~35 公斤/厘米², 克拉克厂数据) 比较保险。事实上, 这种轴承曾用到过 2000 磅/吋²(140 公斤/厘米²) 还可运转, 安全因素是很大的。即使如此, 止推轴承还是经常造成压缩机停车的主要原因。总结经验发现事故的原因如下:

- ① 压缩机尤其是高压压缩机的喘振;
- ② 齿轮或传动联轴器的推力(受载齿轮联轴器的反向热膨胀);
- ③ 违反设计规定的操作(特别是减速

或排气压力的大变动);

④ 气体中有液份, 使推力大增(因为水与空气的密度比为 830:1), 超过止推轴承的受载比压安全值;

⑤ 密封或平衡盘损坏, 推力平衡装置不起作用, 这会使轴向推力成倍地增长;

⑥ 油里有脏物, 这是产生故障的普通原因。在轴承受足载荷, 最薄的油膜只有 1

密尔(即 $\frac{1}{1000}$ 吋)的几分之一;

⑦ 油压跌落失常;

⑧ 轴承制造或装配错误;

⑨ 操作过程控制问题(阀门突闭)。

七、密 封 装 置

支持离心压缩机转子的轴承, 一般放在与大气相通的轴承壳子里。转轴不得不在两端穿出气缸, 即使设计得把一端封在缸侧内部, 但由于驱动连接, 另一端仍得穿出气缸。为了保持缸内气体不致漏到缸外去, 以及缸外大气不致漏到缸内去, 在转轴出缸的地方设置了密封装置。此外在静止隔板和转子间隙间, 也存在着气体泄漏。为了防止漏气起见, 也得装设密封。密封的种类有迷宫密封、碳环密封、机械接触密封和油膜密封等^[20]。

1. 单纯的迷宫密封

如果压缩机缸内处理的气体是空气、氮气、二氧化碳等气体, 这种气体稍有泄漏不会招致生产和操作人员的危险, 这时常用最简单的迷宫密封。为了尽量减少向大气去的漏气, 在迷宫的中部地区设有小室, 与在压缩机中压力最接近大气压的部分用管相连, 使压力平衡。

在内外气体压力差小的时候, 迷宫密封的漏气可按式计算:

$$\Delta G = \mu f \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{nRT_1}} g$$

式中 ΔG ——漏气量, 公斤/秒;

μ ——流量系数在 0.65~0.85

间;

f ——间隙面积= πds , 米²;

d ——直径, 米;

s ——间隙高度, 米;

p ——气体压力;

T ——气体温度, °K;

n ——密封环数。

最小间隙 s 一般可按式计算, 即

$$s = 0.2 + (0.3 \sim 0.6) \frac{D}{1000}, \text{ 毫米。}$$

从高压侧漏出的气体泄漏率, 与动力损耗率成正比。因此, 应当根据轴径大小、气体温度、气体组分、轴的挠度、临界转速等影响轴对迷宫环间隙大小的因素, 找出最适当的数字。

最近在迷宫密封中又增添了一种蜂窝式的结构, 它是克拉克的产品, 大多由厚 0.2 毫米的不锈钢片焊成, 见用于平衡盘的密封装置。

几年前完成的研究工作表明, 弹簧座迷宫式气封, 是解决轴封的最好办法。利用砂型制造的铝合金气封, 具有良好的耐腐蚀性, 柔度和导热性也适当。装接时可用 T 型结构。装在轴端的迷宫与轴颈密封相联, 备有 45°角接口, 以便于装拆。

2. 充气密封

如果压缩机中的气体是有毒的或易燃易爆的, 则对密封就要求不让气体外漏。假如缸内气体混入一些少量的别种气体没有任何危险的话, 那末可以利用充气密封的办法来防止泄漏。密封气可以用空气、氮气或其它惰性气体。密封气的压力要高于压缩机的吸气压力。密封气由右边高压端, 通过迷宫密封后再经平衡管到左端的低压处, 这种安排总会有一部分密封气混入机内的气体里去, 而另一部分则从密封装置中漏到大气里去, 好在是惰性气体, 有害影响就少得多。

3. 抽气密封

为了防止危险的或有毒的气体漏到车间中去, 还可以采用抽气装置。这种装置需要另备压缩空气或水蒸汽作为喷射器的动力源。使用时将蒸汽或压缩空气通过喷射器, 使中间接管处的压力低于大气压力。这样, 在左右两面迷宫密封接管处的气体, 便低于外界, 从而使机内有有毒或危险气体被抽到喷射器里, 随同水蒸汽或压缩空气一起引射出去。为了减少气体泄漏的可能性, 压缩机高压端有平衡管接至低压端, 降低密封压差。国外也有充气抽气联合密封装置, 密封的效果就更好了^[21]。

4. 碳环密封

在轴上连续装设背有箍紧弹簧的几个碳环, 而碳环装在盛环里后再用压盖压紧。盛环常用不锈钢制成。在不许漏气的氢压缩机上, 就常用这种密封。干碳环密封的效应, 决定于环面的加工精确度, 但要求用于干净的气体, 湿碳环密封, 是在环间注入润滑油的密封, 润滑油可由润滑密封合用系统供应, 在密封油 and 被封气体的中间地区装了有金属加强的碳密封环。密封环夹持在固定密封环和旋转密封环之间, 环面都经研磨擦准到最高的平直度, 并以光谱进行检查^[22, 23]。因为环形是对称的, 所以不因气压油压的变化而产生侧向推力。这样, 经过套筒的弹簧系统, 便可以对三个元件施加一个精确控制的不变压力。小量密封油经过密封装置漏到气体里去, 防止了缸内气体外漏, 漏油量约为 5 加仑/日。润滑油连续冲洗密封面, 防止碎屑擦伤环面。密封装置沿四周布有油孔, 直接用作冷却的油对着碳环喷射进去。在实际装设的碳环密封装置里, 在通向大气侧处还装有一个或数个浮环, 压低密封油的压力到大气压力。采用水代替油, 是这种密封装置的变型。在停车期间, 压缩机的转速渐渐降落到零, 自动装置会使密封油停止下来。当压缩机内的气体压力超过密封油压力时, 停车活塞自动地锁住密封环, 防止漏气。这

种结构特别流行于冷冻机中。如有需要,也可在碳环密封装置里使用惰性气体,接管一般留在装置上。

5. 机械密封

机械密封是一种依靠轴的端面接触来防止气体泄漏的密封。主动部件摩擦面的加工精度、使用材质和配合情况是否适当,都将

影响密封的效果和使用寿命,由于焊接式波纹管的发展,使得这种装置有可能用于温度和压力较高的条件,但到目前为止,还受到主动部件圆周速度的限制。

6. 油膜密封

可用于高压和中低压,密封效果较好[24,25]。详细情况在第二章中再行介绍。

参 考 文 献

- [1] Mitsubishi-clark Centrifugal Compressor 样本
- [2] Hitachi-Pignone Centrifugal Compressor 样本, 7 页
- [3] Hitachi-Pignone Centrifugal Compressor 样本, 16 页
- [4] Hitachi-Pignone Centrifugal Compressor 样本, 19 页
- [5] Hitachi Pignone Centrifugal Compressor 样本, 26 页
- [6] Line of Centrifugal Compressor by clark 样本, 17 页
- [7] Advanced Centrifugal Compressor 134 页
- [8] Hitachi-Pignone Centrifugal Compressor 样本, 18 页
- [9] Line of Centrifugal Compressor by Clark 样本, 16 页
- [10] Elliott multistage Compressor 样本, 16 页
- [11] Elliott multistage Compressor 样本, 17 页
- [12] Elliott multistage Compressor 样本, 61 页
- [13] Mitsubishi-clark centrifugal Compressor 样本, 66 页
- [14] Elliott multistage Compressor 样本, 21 页
- [15] Presentation by Delaval Turbine Inc for China National Technical import Corp, Tilting-shoe Bearing Assembly
- [16] Energie und Technik 1971 年 23 卷 5 期 164 页
- [17] Presentation by Delaval Turbine Inc for China National Technical import Corp, Tilting-shoe Radial Bearing
- [18] Elliott multistage Compressor 样本, 22 页
- [19] Hitachi-Pignone Centrifugal Compressor 样本, 24 页
- [20] 化学プラント用ポンプ・圧縮機 68 页
- [21] 学化プラント用ポンプ・圧縮機 69 页
- [22] Elliott multistage Compressor 样本, 19 页
- [23] Elliott Barrel Compressors 样本 Shaft sealing-a special skill.
- [24] Presentation by Delaval Turbine Inc. for China National Technical import corp., oil Mechanical seals.
- [25] Presentation by Delaval Turbine Inc. for China National Technical import Corp., Multistage Compressor Seal-Bearing arrangement.

第二章 气缸垂直剖分型离心式压缩机的结构

垂直剖分型离心式压缩机亦称筒型离心式压缩机，它的气缸是整只圆筒，并在两端加设端盖(封头)而形成，相对于气缸水平剖分的来讲，气缸两端垂直于水平中心面，故有垂直剖分型离心式压缩机的名称^[1, 2]。这种离心式压缩机，缸内最大的排气压力可达10,000 磅/吋²(703公斤/厘米²)，处理气体的最大流量为350,000呎³/分(9,912米³/分)，是目前在合成氨、甲醇、尿素生产中用得最为广泛的一种离心式压缩机。目前新建的大型化肥厂，都采用透平化，即用蒸汽透平作驱动机，用透平压缩机压缩空气、合成气(原料气)、氨气和循环气^[3]。

关于筒型离心式压缩机的结构特点和要求，简述于下。

一、气 缸

过去在炼油厂和石油化工厂曾使用过水平剖分的离心压缩机压缩氢气和富氢的气体，但是由于水平接合面处不易密封，对于70公斤/厘米²以上的低分子量气体，处理起来很为困难，压力愈高困难愈大，因之改用了筒式气缸。在相同的情况下，筒型的接合面的螺钉连接强度，要比水平剖分型的大一

倍。根据目前发展的情况来看，现有气缸有着四种不同的设计：①通常称之为标准筒型的气缸：采用铸钢或锻钢的气缸，两端用可装拆的盖头盖住，盖上视需要留有出轴的孔穴，盖头用螺钉连结到缸体上。安装时，螺钉要用电加热到给定温度；②并装气缸：实际上是以钢板卷成筒体，再加接管等焊接起来的气缸；③具有剪环端盖设计的气缸；④极高压超厚筒型气缸(气压超过6,500磅/吋²，即458公斤/厘米²)。

筒型离心式压缩机具有内外两缸，内缸都是水平剖分型的，外缸是筒型的。转子、隔板等组件，全部装妥在内缸后再套入到外缸去。如需检修，只要把端盖拆掉后，整只内缸便可倾拉出来，极易为人接近^[3-6]。

筒型气缸由于承受很高的内压，所以制件要经严格的检验。爱令奥特用于天然气射气的离心式压缩机，排气压力为10,000磅/吋(703公斤/厘米²)，筒型缸壁的厚度达11吋(279.4毫米)，水压试验压力为15,675磅/吋(1,100公斤/厘米²)。它的筒体计算完全按照高压容器来进行，由于排气温度的高达250℃左右，所以除了内压外还得考虑温差应力，见表2所示。

表 2 筒型离心式压缩机气缸在内压与温差同时作用下的综合应力*

综 合 应 力	筒 体 内 壁 处 $r=R_1$	筒 体 外 壁 处 $r=R_2$
$\Sigma\sigma_r=\sigma_r+\sigma_{r,t}$	$-p$	0
$\Sigma\sigma_t=\sigma_t+\sigma_{t,t}$	$(p-p_t)\frac{K^2+1}{K^2-1}+p_t\frac{1-\ln K}{\ln K}$	$(p-p_t)\frac{2}{K^2-1}+p_t\frac{1}{\ln K}$
$\Sigma\sigma_x=\sigma_x+\sigma_{x,t}$	$(p-2p_t)\frac{1}{K^2-1}+p_t\frac{1-2\ln K}{\ln K}$	$(p-2p_t)\frac{1}{K^2-1}+p_t\frac{1}{\ln K}$

* 表内的K为气缸筒体外径与内径之比，余为高压容器常用符号。

筒型气缸设计中,为了能够承受较大的压力,采用了剪(力)环装置。这种分为几段的剪环,装在内缸端头的前面,与外缸封盖相近的封围地区,使得离心压缩机具有较大的强度,并能方便而又快速地进行装配。在用高压螺钉连接时,常要精确地对每一螺钉进行拧紧,力求各钉扭矩相等。今在内外缸装配中取消了螺钉连接,使高压筒件的精密装配,进一步得到了保证。端头护圈装置中^[7],内缸端头由放在外缸内面的槽道里的分段剪环所护持。剪环装置设计还有另一优点,即装设时消除了环的扭曲变形。在采用标准设计的剪环时,作用在剪环上的压力和反力,被诱导出的与主力成直角的大小相等方向相反的力系(力偶)所抵消,因之内缸端头可稍有轴向移动;而任何剪环的每一剖面,都处在平衡状态,不会出现环的扭转变曲。在O环密封时,当气压增加,O环上的压缩现象也增加,从而保证了绝对密封。背部的撑环可用聚四氟乙烯或其它合于要求的材料制成。另一种双剪环的护圈结构^[8]也是内缸端护圈装置,并不用高压螺钉。环分内剪环和外剪环两种,用锁板卡紧。

二、隔 板

在高压装置中,严格限制筒体的尺寸,隔板的尺寸也就受到了牵制。隔板包括扩压器、弯头(回流器)和导流器,其中对扩压器的要求最高,既要照顾到动能转变为压头的效率,又要考虑流道不致太长。经过长期的研究,在筒型离心式压缩机中采用了锯齿形隔板。隔板上下对分,扩压器通道接受叶轮出来的高速气流,并使静压上升。设计时,力求水力半径最大、长度最佳、损失最小^[9]。隔板支持在内缸的槽道里,互不传递轴向推力。

三、叶 轮

在高压筒型离心式压缩机中,已经不用

铆接叶轮,代之以整体铣制的、焊接的或电蚀加工的叶轮。

1. 电腐蚀加工的叶轮

小流量高压头的叶轮,由于出口宽度很小,有的达到2毫米左右以致用电焊加工也有困难,因而采用了电腐蚀加工的办法。目前叶轮出口宽度 <5 毫米的叶轮,大多采用此法制造。整锻的叶轮毛坯,在加工前先钻一小孔,以便电蚀时使电解液能形成回路。在这特殊设计的机床中,电蚀刀是正极,叶轮是负极,轴线在加工时要校正水平,电蚀刀可以作直向和横向进刀,当加工时正负两极接近时,立刻放电产生 $3000\sim 4000^{\circ}\text{C}$ 范围极小的局部高温,把金属层层电蚀。电位差由脉冲电机进行控制。电解液种类很多,以高度绝缘为原则。当粗加工时,腐蚀掉的金属量较大,最高数值达40克/时左右,在精加工时最高仅21.5克/时。电刀用电解铜、石墨和黄铜等材料制成,损耗量为蚀掉金属的1.4倍,加工每只叶轮约需 $100\sim 200$ 小时,要看蚀掉的金属量而定。在电蚀加工完毕后,叶轮还要进行精细的整修工作。

电蚀加工法不受叶轮直径大小的限制,叶片型线可以自由选择,加工出的成品精度高,可耐浸蚀,在高压高转速小流量中用得很多。近代的筒式压缩机用于压缩氮氢混合气、二氧化碳气、甲醇原料气时都用这种叶轮。

用FV520B不锈钢电蚀加工出的叶轮,用于315米/秒的圆周速度情况良好。利用电子计算机对405毫米直径的叶轮进行应力计算,考虑了三向应力,并特别注意到由于轮盘和轮盖间相对力矩对叶片造成的弯曲应力,将结果与实测数据进行了对比。测量时转速为17,000转/分,由应变片得出应力数据。从两种数据对比发现,有些地方理论与实测尚能符合,但有些地方偏差也不小,这主要在于迄今为止对叶轮的应力计算尚无完全的精确解;而一般的计算都作了许多假