

化工、石油化工
机械设备
事故分析与预防
讲义

第一章 化工、石油化工机械设备

事故分析与预防概论

第一节 化工、石油化工机械设备安全运行生产中的重要地位

一、化工、石油化工（石化）机械设备在化工、石化生产中的应用

化工、石化机械设备包括容器、换热器、反应器、塔器、干燥器、管式炉以及气体压缩机、风机、泵、离心机等，是化工、石化生产的重要生产工具。将容器、换热器、反应器、塔器、干燥器、管式炉等称为静设备（简称设备），将气体压缩机、风机、泵、离心机称为动设备（简称机器）。

设备在化工、石化生产所有的机械设备中约占 80%。它广泛用于传热、传质、化学反应和物料贮存等方面。

由于生产工艺上的要求，一些化学反应要求在高压条件下进行，从而有利于合成与聚合。例如，从国外引进的年产 18 万吨低密度聚乙烯生产装置中，乙烯原料气的聚合反应是在压力为 100~150 MPa 的反应釜内进行的；在石油炼制中，原料油加氢、脱硫、脱氮和裂化反应是在一定压力的反应器中实现的。同时，许多产品的生产也要求在高温条件下进行。为了维持反应温度和有效地利用废热，总是伴随着各种各样的传热过程，如加热、冷却、冷凝、蒸发。根据使用目的的不同，所采用的换热装置有加热器、冷却器、蒸发器和重沸器等。据统计，在现代石油炼制中，换热器的投资占全部工艺设备投资的 40%。

在生产中，气—液、液—液两相接触进行传质及传热的过程是常见的，如精馏、吸收、萃取、气体增湿、离子交换等，这些过程大多是在塔设备内进行的。据粗略统计，在石油炼制工厂中，塔设备的投资占全厂设备总投资的 10%~20%，塔设备钢材消耗量几乎占全厂设备总重的 25%~30%。

气体、液体的贮存和输送离不开贮槽和贮罐。例如，低、高压乙烯气体受槽、压缩机级间缓冲器是起缓冲作用的贮罐；用于贮存压缩空气或液化气体的压缩空气贮罐、氧气瓶、氯气瓶；广泛用于炼油装置储运系统的圆筒贮罐、石油液化气的球形贮罐以及用于油水分离的分离器、计量用的计量槽等。

在生产中，从原料到半成品再到最终产品大多是流体，而流体的输送和提高流体压力以及自控仪表装置的风源等都离不开泵和压缩机。例如，高压法制聚乙烯需将乙烯气体由 0.03 MPa 加压至反应压力 130~250 MPa；石油炼制中将碳氢化合物中的重组分裂化为轻组分，要求加氢的压力为 15 MPa，这一切都必须由压缩机来完成；又如，需要通过泵输送清水、酸碱溶液、液氨、有机溶剂、铜液和石油产品等液体并提高它们的压力。泵的应用广泛，是仅次于电动机的第二类通用机械。

生产中，需要用离心机把液—液、液—固相混合物分离。例如，炼油生产中高级润滑油、燃料油的提纯；合成纤维、聚氯乙烯的脱水等，都需要离心机来实现。

化工、石化厂中使用的各种离心式压缩机、风机和水泵通常都采用汽轮机作原动机。工厂中带动各类风机和泵的中小型汽轮机为数也极多。

二、化工、石化生产的特点及安全要求

化工、石化生产的特点如下：

(1) 易燃易爆 化工、石化生产，从原料到产品，包括半成品、中间体、添加剂、催化剂、各种溶剂和试剂等，绝大多数是易燃易爆的气体、液体，在高温、高压、深冷、真空条件下极易泄漏或挥发，甚至达到物质的自燃点。如果操作失误、违反操作规程或设备年久失修，发生燃烧爆炸事故的可能性、破坏性极大。加上有些物质还是有腐蚀、有毒的，就更加剧了事故发生的危险性和危害性。许多生产过程中物料需加热，日常设备检修还必须动用明火，这样一旦设备发生燃烧爆炸事故，不仅会损坏设备本身，还会毁坏厂房建筑，甚至造成人员伤亡。

(2) 具有腐蚀性和毒性 化工、石化生产处理的物料，有些具有腐蚀性和毒性，如氰化物、硫化物、氟化物、氢氧化物、烃类等。如果这些物质泄漏到车间内，当其浓度超过容许浓度时，就会严重影响工人的身心健康，甚至造成中毒死亡事故。

此外，工业噪声、高温、粉尘和射线也会对职工和附近居民带来严重危害，导致各种职业性疾病的发生。

(3) 高温高压 化工、石化生产的工艺过程有高温、低温、高压、高真空度、大流量、高转速等各种情况。例如，在高压聚乙烯生产中反应器的压力为 130~250MPa，蒸汽裂解炉管壁温度高达 1100℃；石化的高压热裂化压力为 2—7MPa，温度为 450—550℃。如果由于设计有缺陷，或由于严重腐蚀而没得到及时检修或更换，或操作失误，或超负荷运行，都有可能引起压力容器爆炸事故。由于压力容器中的高压气体具有极高的能量，而且多为易燃、易爆、有毒的介质，一旦发生破坏，所造成的损坏比常温、常压的机械设备大 100~1000 倍。因此，世界上对压力容器的安全运行十分关注，做了大量的科研工作，从一般的压力容器失效分析和安全评定，发展到对提高可靠性、预测寿命课题的开发，建立案例库、先验概率数据库、专家系统，并向人工智能方向发展。

(4) 生产连续性强 化工、石化企业具有生产连续性强的特点，设备一旦发生事故，停产一天的损失也较大，因此确保装置长期安全稳定运行具有重要意义。

如某厂高压聚乙烯车间一次乙烯压缩机发生故障，就使整个系统停车，停车一天损失产量 190 余吨，当时价值约 48 万元。

基于上述特点，对化工、石化机械设备的安全运行提出如下要求：

(1) 足够的强度 为确保化工、石化机械设备长期安全稳定运行，必须保证所有的零部件有足够的强度。一方面要求设计和制造单位严把设计、制造质量关，消除隐患，特别是对于压力容器，必须严格按照国家有关标准进行设计、制造和检验，严禁粗制滥造和任意改造结构及选用代材；另一方面要求操作人员严格履行岗位责任制，遵守操作规程，严禁违章指挥、违章操作，严禁超温、超压、超负荷运行。同时还要加强维护管理，定期检查机械设备的腐蚀、磨损情况，发现问题及时修复或更换，特别是化工、石化机械设备达到使用年限后，应及时更新，以防因腐蚀严重或超期服役而发生重大事故。

(2) 密封可靠 化工、石化厂处理的物料大都是易燃、易爆、有毒和腐蚀性的介质，如果由于机械设备密封不严而造成泄漏，将会引起燃烧爆炸、灼伤、中毒等事故。因此，不管是高压还是低压的机械设备，在设计、制造、安装及使用过程中，都必须特别重视化工、石化机械设备的密封问题。

(3) 安全保护装置必须配套 现代化工、石化机械设备大量采用了自动控制、信号报警、安全连锁和工业电视等一系列安全保护的先进手段，当化工、石化机械设备出现异常时，安全保护装置会自动发出警报或自动采取安全措施，以防事故发生，保证安全生产。

例如，安装在反应器上的防爆膜就是设计时有意识使设备中的某一部件强度特别低，以避免因设备过载而使整个设备报废；又如两种气体混合后进行化学反应，当混合气体的浓度接近爆炸极限时，安装在气体输入管道上的安全保护装置就会自动中断气体的输入，防止燃

烧爆炸事故发生；气体压缩机的油压过低保护装置，在出现运转中短时间油量减少或断油时，就会发出报警与停机连锁，以确保压缩机安全运行。

(4) 适用性强 当运行的温度、压力等条件有变化时，应能完全适应并维持正常运行。而且一旦由于某种原因发生事故时，可立即采取措施，防止事态扩大，并在短时间内予以修复、排除。这除要求安装有相应的安全保护装置外，还要有方便修复的合理组织结构，备有标准化、通用化、系列化的零部件以及技术熟练、经验丰富的维修队伍。

通过上述分析表明，化工、石化机械设备运行状况的好坏，将直接影响化工、石化生产的连续性、稳定性和安全性，而且生产的特殊性使整个机械设备存在许多不安全因素。因此，强化化工、石化机械设备的维护管理，提高职工队伍的安全技术素质，确保化工、石化机械设备的安全运行，在化工、石化生产中越来越重要。

三、安全运行在化工、石化生产中的重要地位

鉴于化工、石化生产的上述特点，化工、石化行业发生事故的可能性、危险性及其后果要比其他行业大得多。一旦发生事故，将直接威胁人民生命和财产的安全，使经济遭受重大损失，后果惨重。同时，正常的生产也无法维持下去，甚至整套机械设备、一条或多条生产线将会毁于一旦。例如，1984年12月3日美国联合碳化物公司在印度博帕尔市的一座农药厂，发生了一起液态甲基异氰酸酯大量泄漏气化事故，使附近地区空气中的这种毒气浓度超过了安全标准的1000倍以上，在事故发生后的一周内，中毒死亡人数达2500人。在该市70万人口中，约有20万人受到不同程度的影响，其中约5万人可能因此而双目失明，其他幸存者的健康状况也将受到严重危害。此外，博帕尔地区的大批食物和水源也被污染，大批牲畜和其他动物也同样遭到威胁而相继死亡，生态环境受到严重破坏。我国也发生多起恶性事故，如1997年6月27日北京东方化工厂罐区乙烯罐爆炸起火，油泵房和一些贮罐被炸毁，死亡9人，伤39人，直接经济损失1.17亿人民币。

通过上述案例的惨痛教训说明，安全运行在化工、石化生产中具有重要作用。为了确保化工、石化生产的安全，确保人民生命财产的安全，国家采取了一系列措施加强安全生产工作。一是从机构上做了重大改革，成立了国务院安全生产委员会、国家安全生产监督管理局、国家质量技术监督局；二是从制度上制定了一整套安全生产法规、标准等文件，如《锅炉压力容器压力管道特种设备事故处理规定》、《危险化学品的安全管理条例》、《国务院关于特大安全事故行政责任追究的规定》和《中华人民共和国职业病防治法》等；三是从1991年起，每年在全国范围内开展“安全生产周”活动，即组织开展安全生产大检查活动，在各地、各行业、各单位进行自查的同时，国务院责成有关部委组织若干个检查组，对省级政府、国务院有关部门和中央大型企业进行检查，消除化工、石化生产中的安全隐患和漏洞，落实整改措施；四是结合安全生产万里行活动，组织新闻单位进行明察暗访，对发现的问题及时揭露和曝光，各单位针对查找出来的突出问题，指定专人负责，采取有效措施，及时消除事故隐患，检查与整改相结合，对检查出来的问题，按照《国务院关于特大安全事故行政责任追究的规定》厉行责任追究；五是为提高全民族的安全意识，强化对安全生产重要意义的认识，组织各种宣传咨询活动，大力宣传党和国家安全生产的方针、法律、法规、标准，使企业的各级领导、管理干部、工程技术人员和操作工人牢固树立“安全第一，预防为主”、“责任重于泰山”、“安全生产是企业各方效益的根本保证”的思想，对安全生产形势的严峻性保持清醒的头脑，深刻认识到安全生产工作任重道远，安全运行是化工、石化生产的前提和关键，没有安全作保障，生产就不能顺利进行；此外，要认真分析国内外典型事故案例，吸取教训，学习国内外先进的安全生产技术、管理观念、方式和方法，认真研究探讨化工、石化生产中可能会发生的事故和预防措施，尽可能杜绝事故的发生和使事故造成的损失减少到最小程度。

第二节 化工、石化机械设备的材料选择在安全运行中的重要作用

(1) 合理选择材料的重要性

材料的正确选择是设备与机器连续安全运行的保证。

因选材不当、材料本身存在缺陷或对材料不适当处理而引起的事故颇多。压力容器如选材不当,即使容器具有足够壁厚,在正常使用条件下也可能因材质韧性降低而发生爆裂、断开或因工作介质对材料腐蚀而导致腐蚀破裂,甚至发生火灾和爆炸事故;如果机器的零部件选材不当,或材料本身有缺陷等,将会使运动部件出现裂纹、断裂或脱落飞出而击伤构件,甚至发生燃烧爆炸事故;管道,特别是高温、低温或腐蚀环境中使用的管道,如果材料本身有缺陷或选材不当,将会引起疲劳裂纹、金属材质脆化等事故。

例如,1991年4月26日凌晨,山东省某化肥厂合成塔与废热锅炉连接管($\phi 127 \times 24$)突然爆裂断开,大量高压合成气喷出起火,烧死7名职工。经调查发现,该连接管按规定应采用材质为1Cr18Ni9Ti的无缝钢管,但实际用15CrMo材质代替,并用20号钢弯头与15CrMo钢管道焊接。而发生爆裂的部位正是20号钢弯头处,断口呈脆性断裂。由于合成塔出口温度由210℃提高到280℃,使碳钢弯头内壁遭到严重氢蚀,内壁脱碳深达8mm,使其机械强度和冲击韧性大大下降,致使弯头在运行中爆裂。

1991年9月25日,辽宁省某化肥厂低压泵房热水循环泵的泵体爆裂,大量过热水喷出并汽化,烫死伤5人,经济损失达50.8万元。经检查发现泵体材料为硬度与强度是所有牌号灰口铸铁中最低的灰口铸铁。虽然该泵的运行工况和泵体材料均符合产品说明书的要求,但事故发生说明采用此种材料做泵体是不合适的。

1989年12月5日,黑龙江省某化肥厂冷凝塔爆炸,造成3人死伤和一些设施破坏。事后调查发现设备运行工况正常,经检查分析,发生事故的原因是未按设计要求对设备进行防腐处理,致使冷凝塔壁严重腐蚀减薄而受不了正常操作压力,造成使用不到三年的设备因腐蚀严重而发生物理爆炸。

二、选材中应注意的问题

(1) 必须全面考虑机械设备的使用场合、结构形式、工作特点、介质性质、材料使用性能、工艺性和经济合理性。

(2) 材料选用应符合原中国石油化工总公司、原化学工业部、原机械工业部颁布的《钢制石油化工压力容器设计规定》等技术文件及原机械工业部颁布的国家级、部级的各项标准、规定、规范和技术条件。国家尚没有正式标准的,如离心式压缩机,其主要零部件材料可参照美、日、荷型离心式压缩机有关标准进行选用。

(3) 选用材料的化学成分、金相组织、机械性能、物理性能、热处理和焊接方法应符合有关的材料标准,与之相应的材料试验和鉴定应由用户和制造厂商定。

(4) 由制造厂提供的其他材料,经试验、技术鉴定后,确能保证设计要求的,用户方可使用。

(5) 处理、输送和分离易燃易爆、有毒和强化学腐蚀介质时,其材料的选用应尤其慎重,应严格遵守有关标准。

(6) 与化工设备与机器所用材料相匹配的焊接材料应符合有关标准、规定。

(7) 技术革新、设备改造时使用代材料时,要有严格的审批手续。

(8) 严格执行进厂设备、配件、材料的质量检查验收制度,防止不合格设备、配件、材料进入石油化工装置投入生产,消除设备本身的不安全因素。

(9) 在设计、材料分类和加工等各个阶段,都有可能发生材料误用问题,因此要严格管理制度,严把设备采购关,防止低劣产品进厂。

第三节 化工、石化机械设备的分类与典型结构

一、设备分类与典型结构

设备种类繁多,形式多种多样。按工艺用途不同,可分为塔槽(罐)类、换热设备、反应器、干燥设备、分离器、加热炉和废热锅炉等。而化肥、化工、炼油厂中使用的化工设备大多数是压力容器,对压力容器进行分类也有许多种方法。

按工作压力不同,可分为低压、中压、高压和超高压四个等级,具体划分见表 1-1。

表 1-1 压力容器分级

等 级	压力 / Mpa (kgf/cm ²)	等 级	压力/Mpa (kgf/cm ²)
低压容器	$0.098 (1) \leq p < 1.57 (16)$	高压容器	$9.8 (100) \leq p < 98 (1000)$
中压容器	$1.57 (16) \leq p < 9.8 (100)$	超高压容器	$p \leq 98 (1000)$

1. 贮槽与塔器

贮槽(或贮罐)是指用于贮存各种介质,维持稳定压力,起到缓冲、持续进行生产和运输物料作用的容器,贮槽的种类很多,按容积大小可分为小型贮罐和大型贮罐。贮罐的结构一般有以下三种。

(1) 中小型贮罐 由圆筒体和两个封头焊接而成,通常器内为低压,其结构比较简单,如图 1-1 所示。

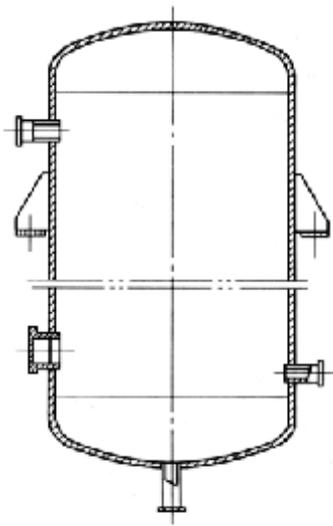


图 1-1 圆筒形容器

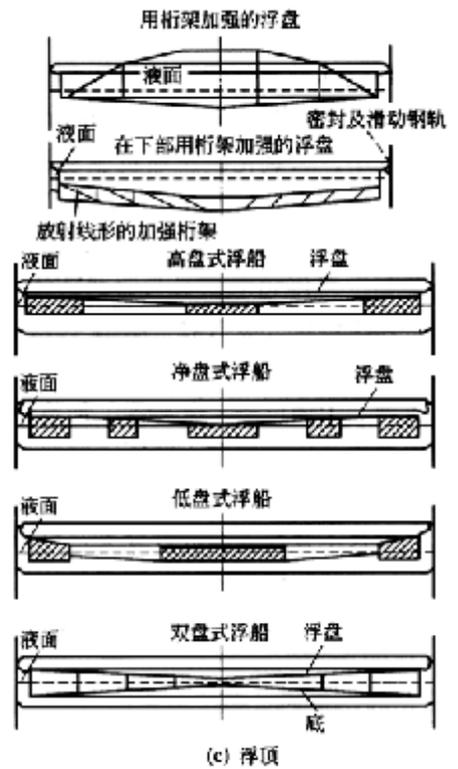
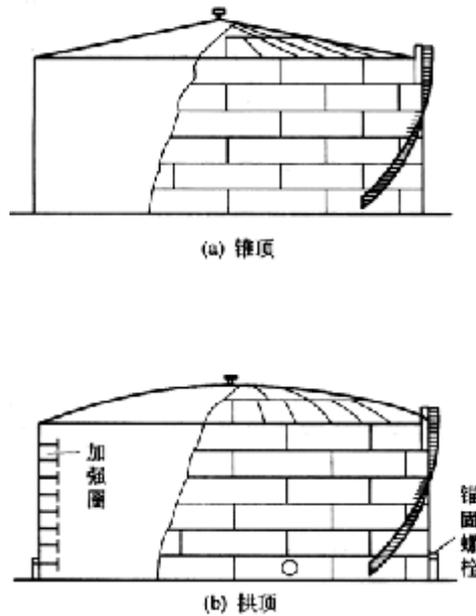


图 1-2 罐顶的结构形式

(2) 大型贮罐 主要用于贮存不带压力、腐蚀性较小的液体和煤气。其罐顶形式有三种，即锥顶、拱顶和浮顶等，如图 1-2 所示。

(3) 球形罐 其结构如图 1-3 所示。它也属于大型贮罐，在相同容积下表面积最小。

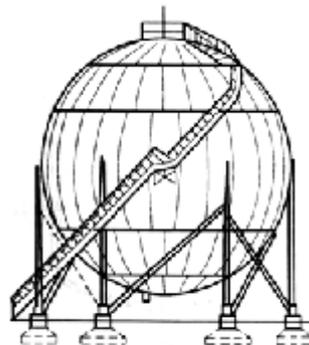


图 1-3 球形罐

在相同压力下，球形罐比圆筒形罐的壁厚要薄，其壳体应力为圆筒形罐壳体应力的 $1/2$ ，但制造加工复杂，造价较高。它主要用于大型液化气体贮罐，例如丙烷、丁烷、石油液化气以液态贮存时一般采用球形贮罐。

不论是哪种形式的贮槽或贮罐，其故障主要发生在壳体本身，通常为燃烧爆炸、严重腐蚀、侵蚀以及严重泄漏等。

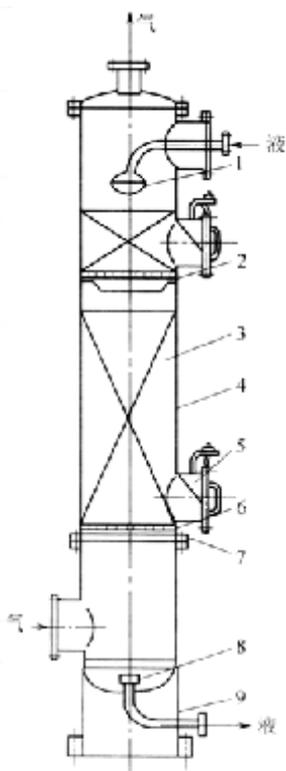


图 1-5 填料塔总体结构

- 1—液体分布装置；
- 2—分配锥；3—填料；
- 4—塔体；5—卸放口；6—栅板；
- 7—支承板；8—出料装置；9—裙座

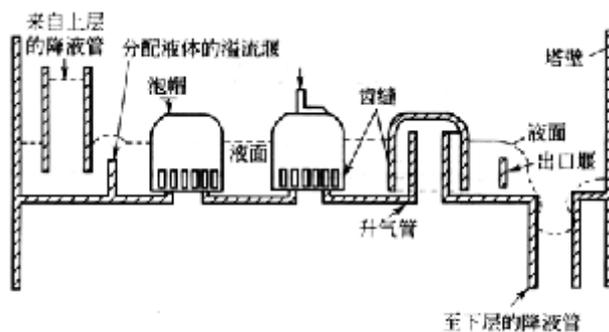


图 1.4 泡罩塔的结构简图

在化工、石化生产中，经常会遇到物质从一相转移到另一相的过程。例如用水吸收气态氯化氢制盐酸时，氯化氢由气相转移到液相（水）中去，这种过程称为物质的传递过程。气体吸收、液体的蒸馏、固体的干燥、溶剂的萃取都属于传质过程。为其工艺过程服务的相应设备，如吸收塔、蒸馏塔、反应塔（作为反应设备使用）、萃取塔等都属于塔设备。

塔设备通常按照内部构件的结构特点进行分类，可分为板式塔和填料塔两大类。

(1) 板式塔 塔体多用多用钢板焊接而成，若用铸铁制造，则塔间用法兰连接。板式塔内件主要有塔盘、降液管、受液盘、除沫器等。按塔盘结构不同又分为泡罩塔、筛板塔等，典型的泡罩塔如图 1-4 所示。

(2) 填料塔 填料塔的结构如图 1-5 所示。

填料塔结构简单，塔内组件较少，机械故障相对减小。但塔内污染、腐蚀和泄漏故障仍是必须引起注意的问题。特别是在检修前未作置换、置换不彻底、置换方法不正确或设备本身制造缺陷以及检修中违章动火等，都将会引起爆炸事故。在化工、石化厂中塔爆炸事故时有发生。

2. 换热器

换热器是用来完成各种传热过程的设备。列管式换热器是化肥、化工、炼油厂中应用最广、效率较高的一种传统的传热设备，如图 1-6 所示，它还是高温、高压和大型换热器的主要结构形式。

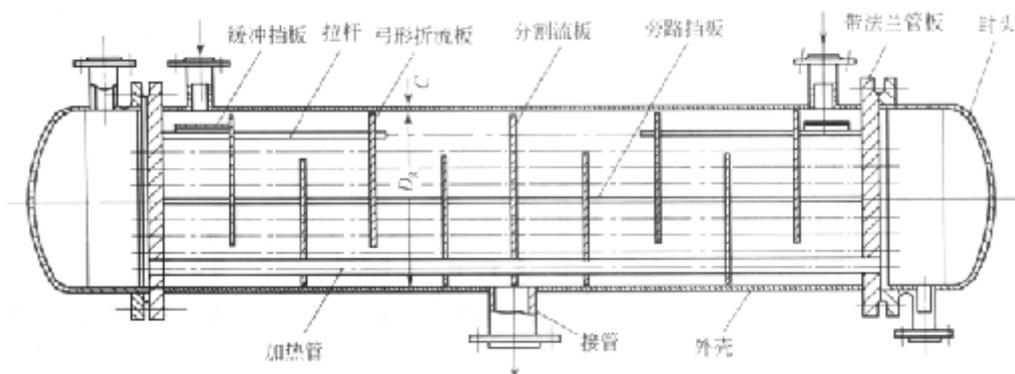


图 1-6 列管式换热器

换热器的分类见表 1-2。

管束、封头失效，管子胀口泄漏、腐蚀以及因换热器材料疲劳、零部件破坏而引起的燃烧爆炸事故，会使生产遭到损失，甚至威胁人身安全，因此必须给予足够的重视。

表 1-2 换热器的分类

热量传递方式	间壁形状	结构形式	管束与壳体结构形式	适用范围
间壁式	管壳式	列管式	固定管板式	管壳温差 $\leq 50^{\circ}\text{C}$ ，壳程承受较低压力
			浮头式	高温高压场合
			U形管式	管内外承受高压
			填料函式	压差较小场合
			薄管板式	中压、大直径（2000mm 以下）
	套管式		逆流操作，传热面较小的冷却器、冷凝器或预热器	
	蛇管式		用于管内流体的冷却或冷凝	
	紧凑式	板式		用于黏性较大的液体间换热
		螺旋板式		逆流操作，回收低温热能
		板翅式		主要用于制氧
伞板式			通道较小，易堵，要求流体干净	
板壳式			压力不能太高	
直接接触式			允许换热流体之间直接接触	
蓄热式			高温炉气中回收热量	

3. 反应设备

反应设备是进行化学反应过程的设备。反应设备在化工、石油化工中应用极为广泛。反应设备与工艺过程密切相关，其结构形式繁多，大型化肥、化工、炼油厂使用较多的有三种，

即反应锅、固定床催化反应设备和流化（或沸腾）床催化反应设备，其性能特点、适用范围如表 1-3 所示。

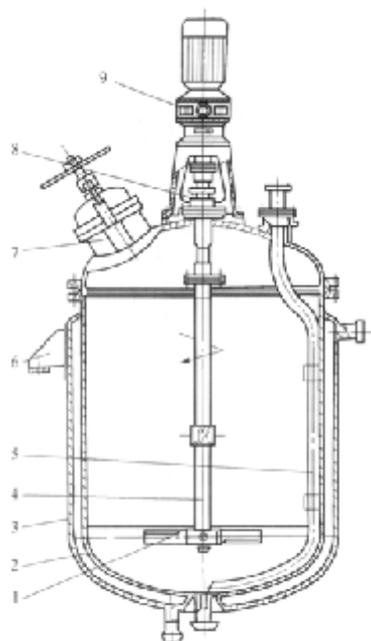


图 1-7 反应釜结构图
1—搅拌器；2—罐体；3—夹套；
4—搅拌轴；5—压出管；6—支座；
7—人孔；8—密封；9—传动装置

表 1-3 各类反应设备性能比较

类型	特点	适用范围	应用举例
反应锅 (一级或多级串联)	适应性强，操作弹性大，连续操作时温度和浓度容易控制，产品质量均一；但转化率高时，反应锅尺寸较大	液相、液-液相、液-固相、气-固相	染料、制药、涂料、制烧碱等反应锅、反应桶
固定床催化反应设备	返混小，高转化率时催化剂用量少，催化剂不易磨损；操作时温度不易控制，流体速度较低，流体与固体接触面小，合成效率较低，一般为 10%~12%，催化剂装卸困难	气-固（非催化剂与催化剂）相	化肥工业的甲烷、氨合成塔，基本有机合成的甲醛、醋酸合成塔
流化床催化反应设备	流体与固体接触面积大，传热好，传质传热系数大，催化剂有效系数大，温度均匀，易控制，固体颗粒容易加入和取出，流动容易；颗粒和器壁易磨损，固定床的高度与直径比较小，返混大，影响转化率，操作条件限制大	气-固或气-液（非催化剂与催化剂）相，特别是催化剂失活很快的反应	硫铁矿的焙烧，活性炭的制造，化肥工业的氨合成塔

反应釜（或反应锅）的结构如图 1-7 所示。反应釜、合成塔、流化床中的反应介质绝大多数是易燃易爆的气体或粉末状固体物料，因检修中未进行彻底置换、违章动火、物料性能不清楚、开车程序不严格、操作中超压和泄漏而造成的爆炸事故极多，因泄漏严重、违章进入釜内作业造成的中毒事故也颇多。触媒中毒、冷管失效也是常见事故之一。

4. 干燥设备

干燥是将热量加于湿物料中并排除挥发性成分（大多数情况下是水），从而获得一定湿含量的固体产品。干燥过程所需的设备为干燥设备。

干燥技术是一种古老而通用的单元操作技术，然而它又是复杂、人类对其了解最浅的技术。因此，大多数干燥设备设计仍然依赖于小规模试验和实际操作经验，换句话说，干燥器设计尚属非标设计。

干燥设备易发生的故障有黏性物料、易结块物料粘壁或堵塞，高温击穿损坏元件等。

5. 废热锅炉

废热锅炉（或称余热锅炉）既是回收热量生产低中压蒸汽的动力锅炉，又是有化工介质的工艺设备。由于它主要完成热量传递，因此，其基本结构是一个具有一定传热面积的传热设备。废热锅炉的结构形式多种多样，其分类方法见表 1-4。化肥、化工、炼油厂用的最多的是固定平管板式火管废热锅炉和挠性管板式、碟式管板式、烟道式废热锅炉等。

表 1-4 废热锅炉的分类

分类方法	类 型	适 用 范 围	分类方法	类 型	适 用 范 围
炉管内流动介质	水管式	蒸汽压力高、蒸发量大 的大型工厂	结构形式	列管式	中小型氨厂转化气、 乙烯、制氢、硫酸等
	火管式	中小型低压锅炉		U形管式	高温高压
炉管的位置	卧式	中小型废热锅炉		刺刀管式	
	立式	回收热负荷大、蒸汽压力 较高的大型化工装置		螺旋盘管式	压力较高、管壳之间 热膨胀差较大、重油裂 化气的废热回收
操作压力	低压	$P < 1.3 \text{ Mpa}$ (13 kgf/cm ²)		双套管式	急冷高温裂解气
	中压	$P=1.4\sim 3.9 \text{ MPa}$ (14~ 39 kgf/cm ²)		工艺用途	重油汽化
	高压	$P=4\sim 10 \text{ MPa}$ (40~100 kgf/cm ²)	乙烯生产裂解急冷		
		甲烷-氢转化气			
汽水循环系统工作特性	自然循环式	化工厂中的废热锅炉	合成氨(前、中、后) 置式		
	强制循环式				

这里只介绍卧式固定平管板式火管废热锅炉。它类似于管壳式换热器，管板直接焊在壳体上，其结构如图 1-9 所示。

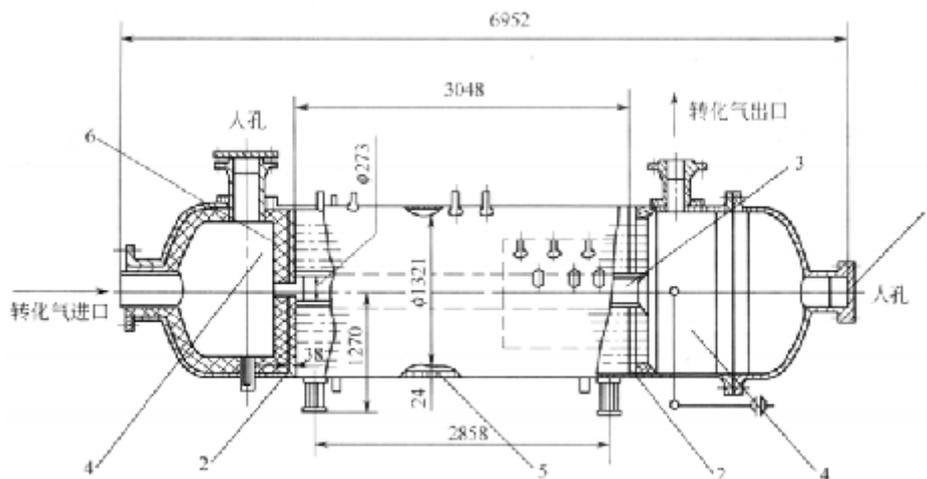


图 1-9 卧式固定平管板式火管废热锅炉

1—人孔盖板；2—管板；3—中心旁通管；4—管箱；5—筒体；6—管束

这种锅炉除用作中、小型氨厂转化气的废热锅炉外，也可用于乙烯、制氢、硫酸、焦化等厂的废热回收。

废热锅炉的炉管爆破（即加热部件管子的破裂）、炉体损坏、管束失效事故是大量发生的，包括从国外引进的废热锅炉，也曾多次发生类似事故，直接影响生产和安全，必须引起足够的重视。

6. 加热炉

加热炉（或称工业炉）是指用燃料燃烧的方式将工艺介质加热到相当高温度的设备。

在化肥、化工、炼油生产中，加热炉的应用也是相当广泛的，其种类也多种多样。

按加热炉的形状及热物料的状态不同，可将其分类，见表 1-5。

加热炉的结构形式很多，不论是哪种形式，加热炉的结构一般由四部分组成，即燃烧装置、燃烧室（或炉膛）、余热回收室和通风装置。

表 1-5 加热炉的分类

炉型	结构形式	应用	炉型	结构形式	应用
加热流体型	釜式炉	焦油蒸馏釜式炉 精萘蒸馏釜式炉	移动层炉型	发生炉型	煤气发生炉、水煤气发生炉 鲁奇加压煤气发生炉 油页岩干馏炉
	管式炉	炼油管式加热炉 烃类裂解管式炉 烃类蒸汽转化管式炉 可燃气体的各种管式炉		熔矿炉型	钙、镁、磷肥高炉
熔融固体型	反射炉型	硅酸钠制造炉	气流反应炉型		重油加压汽化炉 硫磺焚烧炉 重油制炭黑炉 天然气制炭黑炉 天然气部分燃烧制乙炔炉

由于种种因素导致加热炉炉管泄漏、严重损坏、爆炸、炉嘴环隙堵塞和整个炉体爆炸是常见的事故。

二、机器分类与典型结构

化肥、化工、炼油厂使用较广的有气体压缩机（包括风机）、汽轮机、离心机和泵（简称三机一泵）。由于气体压缩机、汽轮机和泵都是以流体作为工作介质进行能量转换的机械，

所以统称为流体机械。

1. 压缩机

压缩机是一种用于压缩气体、提高气体压力和输送气体的机械。

按照压缩气体的原理、能量转换方式的不同，压缩机可分为容积式和速度式（或称透平式）两种基本类型。

容积式压缩机是依靠气缸工作容积的周期性变化来压缩气体，以提高气体压力的机械。按照活塞在气缸中运动方式的不同，可分为往复式（简称往复式或活塞式）压缩机和回转式压缩机。

透平式压缩机的工作原理与容积式截然不同，它是一种叶片旋转式机械。它依靠高速回转的叶轮，使气体在离心力作用下以很高的速度甩出，从而获得速度能和压力能，然后通过扩压元件将速度能转化为压力能。透平式压缩机按照流体方向的不同，又有离心式、轴流式和混流式三种结构形式。按排气压力大小，压缩机又可分为通风机、鼓风机和压缩机。

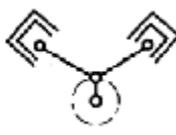
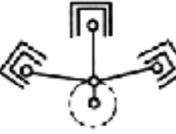
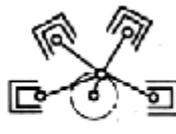
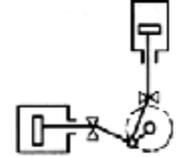
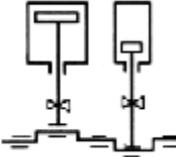
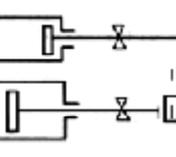
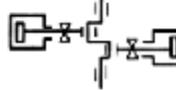
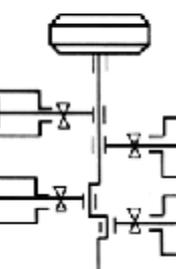
压缩机的分类见表 1-6。

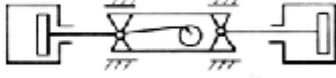
表 1-6 压缩机的分类

类别		风 机		压 缩 机 >0.294MPa (3kgf/cm ²)
		通 风 机 9.8~14.7kPa (0.1~ 0.15kgf/cm ²)	鼓 风 机 <0.294MPa (3kgf/cm ²)	
容 积 式	往复式			活塞式压缩机
	回转式		罗茨鼓风机	滑片式压缩机 螺杆式压缩机 液环式压缩机
速度（透平）式		多叶片通风机 透平式通风机 轴流式通风机	离心式鼓风机 轴流式鼓风机	离心式压缩机 轴流式压缩机

活塞式压缩机是容积式压缩机的典型代表，其结构及特点见表 1-7。

表 1-7 活塞式压缩机的形式和结构特点比较

压缩机形式	型号	示意图	结构特点	适用范围	
角 度 式	V		① 气缸中心线互成一定夹角； ② 质量轻，占地小，结构紧凑，动力平衡性好； ③ 一般为单作用	微小型风冷低压移动式压缩机，用于喷漆、轮胎充气、仪表用风、风动工具和制冷用压缩空气	
	W				
	SF (扇形)				
	L		气缸中心线互成 90° 夹角，气缸中心线垂直于地面，结构紧凑、动力平衡性好，管道布置合理	中型固定水冷式压缩机，可供各种风动工具、风动机械所需压缩空气，如 13.3-17/320 型氮氢气压缩机、丙烯等石油气压缩机	
立 式	Z		气缸中心线垂直于地平面，结构简单、占地最小，两列以上动力平衡性较好，但维修不便，不易变型	中、小型迷宫式密封和石墨、填充聚四氟乙烯无油环密封的无油润滑压缩机，如氧压机	
卧 式	一般卧式	P		气缸中心线均作水平面布置，占地面积大，动力平衡性差，但管路布置整齐，操作维修方便	大型化工厂用 (趋于淘汰)
	对称平衡式	D		① 气缸中心线均作水平面布置，并分布在曲轴中心线两侧； ② 一、二阶往复惯性力可以自行平衡，惯性力矩小，转速可提高； ③ 减小机器和基础尺寸，操作维修方便； ④ 运动部件与填料数量较多，结构复杂	大中型大功率压缩机，化肥、炼油厂中工艺用压缩机。如 H22-165/320 氮氢气压缩机、4M12-45/210 二氧化碳压缩机、6D32-285/320 压缩机、乙烯一次压缩机、2D12-T00/8 空压机
		H			
M					

压缩机形式	型号	示意图	结构特点	适用范围
对置式			① 气缸及传动部件均分布在曲轴中心线两侧,其相对两列的活塞作同向同速运动; ② 具有一般卧式压缩机的优点; ③ 惯性力平衡不如对称平衡式压缩机,但切向力变化均匀	超高压用

(1) 活塞式压缩机 活塞式压缩机包括主机和辅机两部分。主机部分如图 1-10 所示。曲轴、连杆、连杆螺栓、活塞杆断裂是活塞式压缩机常见的事故。

气缸和活塞是实现气体压缩的主要零部件,而气缸发热、导常振动、开裂和活塞断裂事故,在活塞式压缩机工作中是屡见不鲜的。

活塞环、气阀阀片与弹簧和填料是易损件,而它们的寿命长短与可靠性将直接影响压缩机运行的稳定性运行周期。

辅机部分包括滤清器、缓冲器、气液分离器、中间冷却器、注油器、油泵和管路系统。其中缓冲器、中间冷却器、气液分离器的燃烧爆炸事故多为常见。

(2) 螺杆压缩机 螺杆压缩机按螺杆的数目不同,可分为单螺杆和双螺杆压缩机。按运行的方式不同,可分为喷油(湿式)和无油(干式)螺杆压缩机。

双螺杆压缩机的结构如图 1-11 所示。它主要由一对转子、机体(或称气缸)、轴承、同步齿轮及轴封等零部件组成。

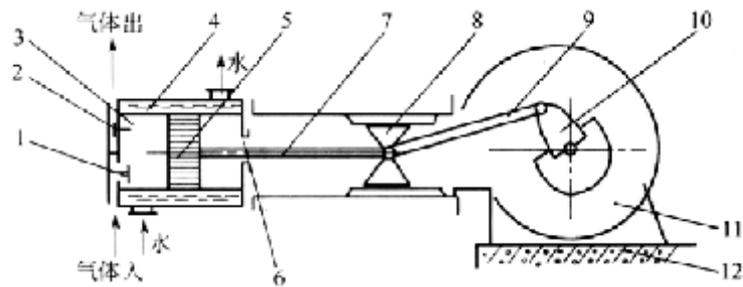


图 1-10 活塞式压缩机结构原理

1—吸气阀; 2—排气阀; 3—气缸; 4—水套; 5—活塞; 6—填料函; 7—活塞杆; 8—十字头; 9—连杆; 10—曲轴; 11—机身; 12—基础

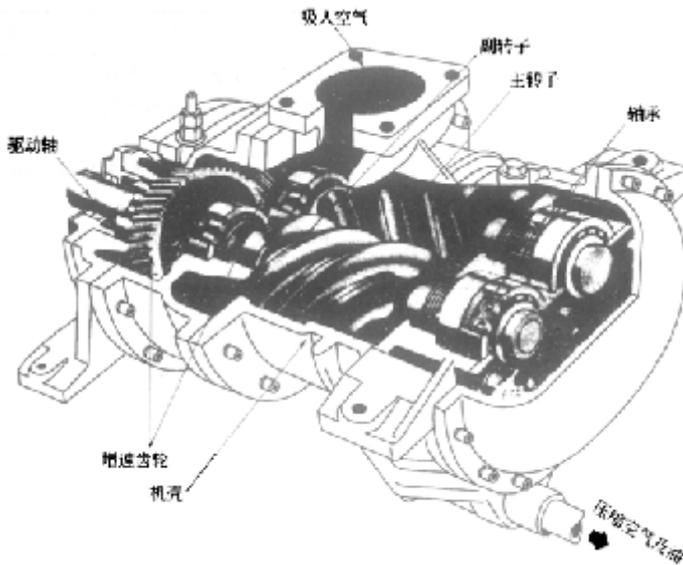


图 1-11 双螺杆压缩机

因螺杆压缩机无磨损件,可实现无油润滑,故适用于中、低压及中、小排量($<10\text{m}^3/\text{min}$)动力用空气压缩、工业气体压缩、制冷工业或允许气体带有液体以及粉尘微粒的使用场合。

抱轴、烧瓦、轴承损坏是螺杆压缩机常见的事故。

(3) 液环式压缩机 液环式压缩机和液环式真空泵统称为液环泵,它既可作真空泵使用,也可单独作压缩机用,在少数情况下,也可

可输送液体。

液环泵是回转式容积泵的一种,因其通过旋转的液体来传递能量,故叫液环泵,如果工

作介质是水则称水环泵。

根据工作性能要求，液环泵有多种结构形式。常用的有单级作用液环泵、单级双作用液环泵。

YLJ 型液环式氯气泵是我国目前生产较多的一种液环泵产品，其结构和工作原理如图 1-12 所示。它主要由泵体（包括锥形分配套、大盖、椭圆形壳体）、工作轮、轴承支座和密封装置构成。

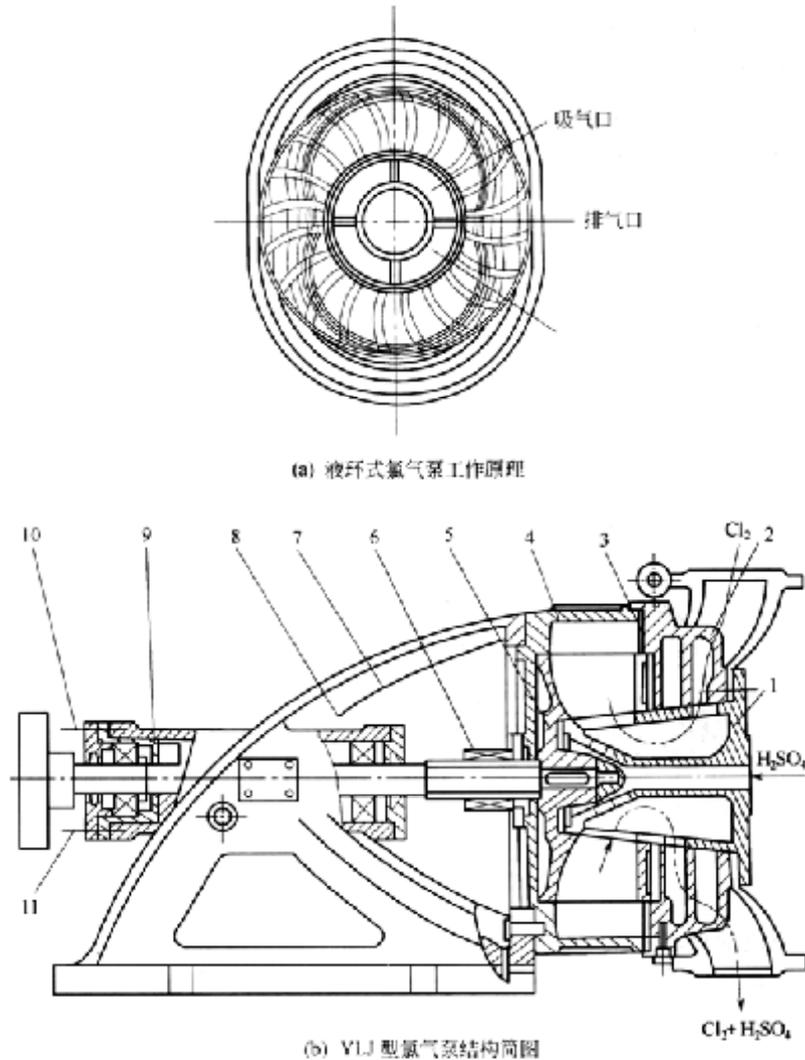


图 1-12 YLJ 型单级悬臂双作用液环式氯气泵

1—锥形分配套；2—大盖；3—垫片；4—椭圆形壳体；5—叶轮；6—轴套；
7—弓形支架；8—前轴承；9—套筒；10—轴承压盖；11—调整螺钉

泵体、轴承发热、振动和严重泄漏是液环式压缩机常见的事故。

(4) 离心式压缩机 大型化肥、化工、炼油生产用离心式压缩机一般分为几段进行压缩，段与段之间设置冷却器。每一个段一般又由一个或几个压缩级组成。而每一个级是离心式压缩机升压的基本单元，它主要由一个叶轮及与其相配合的固定元件构成。叶轮是离心式压缩机中惟一做功部件，大部分压力（约 65%~70%）是在叶轮中形成的，所以单级压缩所能产生的压力是有限的，对于较高压力，要靠采用多级压缩的方法得到。由于气体在压缩机中流动方向与主轴垂直，故称离心式压缩机，它和轴流式（气体在压缩机中流动方向与主轴平行）压缩机统称为透平式压缩机。

离心式压缩机按其结构特点分为水平剖分型和垂直剖分型两种。图 1-13 为水平剖分型离心式压缩机。

用于不同介质的离心式压缩机见表 1-8。

离心式压缩机的转速很高，一般是每分钟几千或上万转，对动平衡要求极高。由于种种原因，转子不平衡就会引起叶轮飞裂、叶片断裂、转子损坏、轴承与轴瓦烧坏以及异常振动。

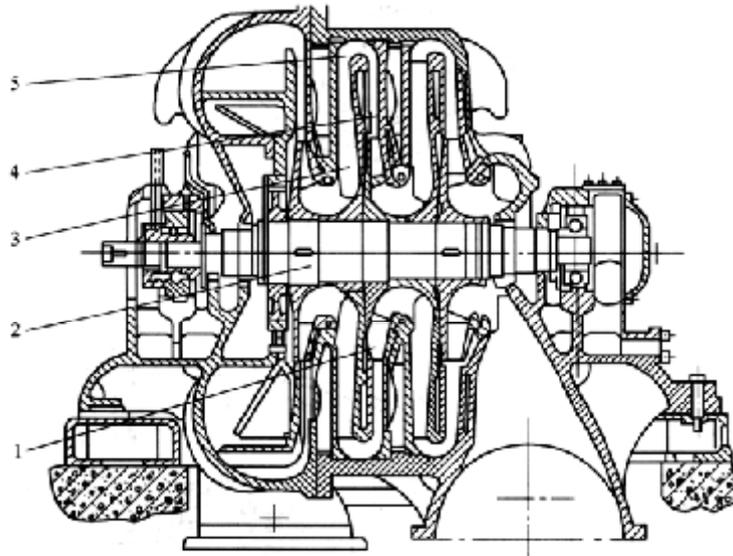


图 1-13 水平剖分型离心式压缩机
1—叶轮；2—主轴；3—扩压器；4—回流器；5—弯道

表 1-8 离心式压缩机的应用

产 品	介 质	装 置 容 量	排 气 压 力 /MPa (kgf/cm ²)
丙烯腈	空气	700~900 吨 / 年	0.196 (2)
	丙烯		1.862 (19)
氨	合成气	800~1500 吨 / 日	20.58 (210)
	氢气		3.43 (35)
	氨		1.47 (15)
乙烯	裂解气体	300000~500000 吨 / 年	3.626 (37)
	丙烯		1.666 (17)
	乙烯		1.862 (19)
甲醇	合成气体	1000~2000 吨 / 日	4.9 (50)
	循环气体		4.9 (50)
尿素	二氧化碳	1000~1500 吨 / 日	14.7 (150)
天然气液化	丙烷	1000000 吨 / 年	1.862 (19)
	混合制冷剂		4.214 (43)
石油精制	重油间接脱硫	1.4~6 万桶 / 日	6.86 (70)
	催化重整	3.5~5 万桶 / 日	2.548 (26)
	重油直接脱硫	2.7~7 万桶 / 日	10.78 (110)
	催化裂化	约 6 万桶 / 日	1.568 (16)

(5)轴流式压缩机 轴流式压缩机是利用外界提供的机械能连续不断地使气体压缩并输送出去的机械。它首先是使气体分子获得很高的速度，然后让气体停滞下来，将动能转化为压力能，即将速度转化为压力，因此它是速度式压缩机主要类型之一。它与离心式压缩机最大的区别是气体流动的方向不同，不像离心式压缩机那样从轴向到径向的急转变，而是气体从轴向进入高速旋转的叶片，然后被叶片推到导叶中扩压，最后沿轴向排出。因此，轴流式压缩机的最高效率可达到 90%。依据它的工作原理，单级压力比不可能像离心式机械那么高，故一般都采用多级形式。对于总压力比较大的轴流式压缩机而言，有不少是十级以上的。

多级轴流式压缩机如图 1-14 所示。

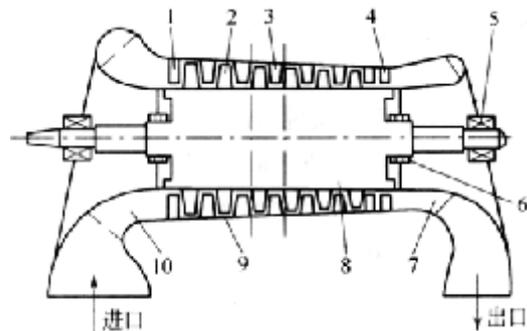


图 1-14 多级轴流式压缩机

- 1—进口导流叶片；2—工作叶片（也称动叶片）；
3—中间导流叶片（也称静叶片）；4—整流装置；
5—轴承；6—密封；7—扩压器；
8—转子；9—机壳；10—收敛器

轴流式压缩机的转速很高，一般大于 4000r/min，宜采用高转速的驱动机直接驱动压缩机，避免使用高速、大负荷的齿轮箱传动。

轴流式压缩机运行中出现的故障有旋转失速，即在小流量区运行时，气流流入叶栅时正冲角增大，使叶片背面气流产生脱离，从而相继影响相邻的叶片，使脱流现象逐渐向叶片背弧方向传播，形成旋转失速，导致叶片在交变应力下发生疲劳破坏。

其次是喘振，即旋转失速进一步发展，使叶片背弧气流严重脱离，气流通道堵塞，机组发生喘振。发生喘振时，机组产生剧烈振动，如不及时采取有效措施可导致某些零件损坏。

2. 风机

风机是输送气体，将原动机的机械能转变为气体的动能和压力能的机械。

按照输送气体的压力不同，风机可分为通风机（9.8~14.7kPa）和鼓风机（<0.294Mpa）两种类型。

按照介质在风机内部流动的方向不同，风机可分为离心式风机、轴流式风机和混流式风机。

按照工作原理不同，风机可分为回转式（罗茨鼓风机）、速度式（离心式、轴流式、混流式风机）和其他类型风机，如再生式鼓风机（或称旋涡风机）。

(1)离心式风机 离心式风机主要由叶片、叶轮前后盘、机壳、截流板、支架和吸入口等部件构成，如图 1-15 所示。机壳内的叶轮固装在原动机拖动的转轴上，叶片与叶轮前后盘连接成一体。

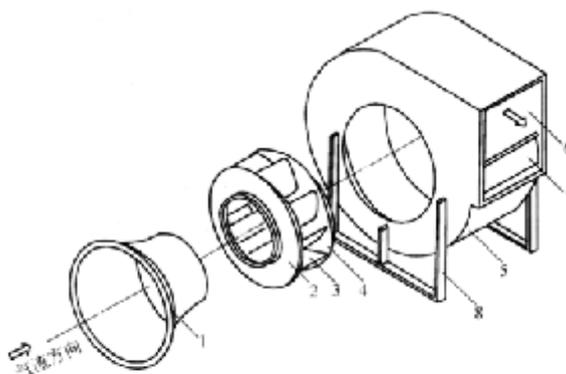


图 1-15 离心式风机结构示意图

- 1—吸入口；2—叶轮前盘；3—叶片；4—后盘；5—机壳；
6—出口；7—截流板（即风舌）；8—支架

后盘连接成一体。

当叶轮随原动机拖动转轴旋转时，叶片间的气体也随叶轮一起旋转而获得离心力，并使气体从叶片之间的开口处甩出，被甩出的气体挤入机壳，于是机壳内的气体压强增高，最后被导向出口排出。气体被甩出后，叶轮中心部位的压强降低，从而外界气体就能从风机吸入口通过叶轮前盘中央的孔口吸入，源源不断地输送气体。

离心式风机常见故障是煤气倒流

入风机内引起爆炸；叶轮、轴承、轴瓦烧坏；压力偏高或偏低；风机不规则振动和风机与电机一起振动等。

(3)罗茨鼓风机 罗茨鼓风机是最早制造的两转子回转式压缩机之一，其结构如图 1-19 所示。它由一截面呈“8”字形、外形近似椭圆形的气缸和缸内配置的一对相同截面（也呈“8”字形）彼此啮合的叶轮（又称转子）组成。在转子之间以及转子与气缸之间都留有 0.15—0.35 mm 的微小的啮合间隙，以避免相互接触。两个转子的轴由原动机轴通过齿轮驱动，且相互以相反的方向旋转。气缸的两侧面分别设置与吸、排气管道相连通的吸、排气口。

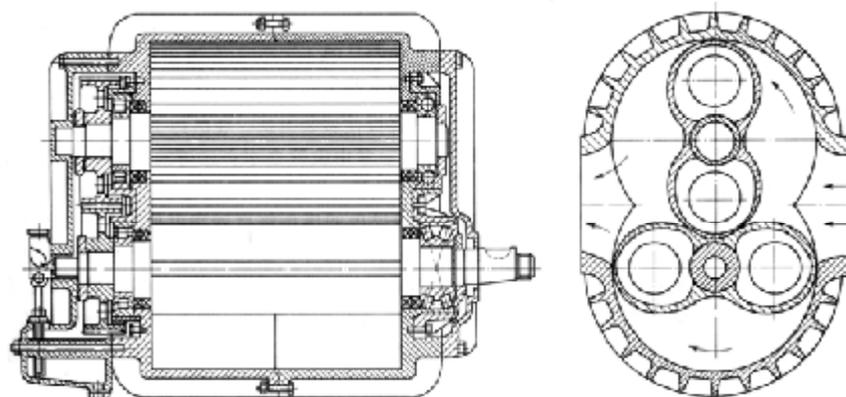


图 1-19 罗茨鼓风机

罗茨鼓风机在运行中常见的故障有因抽负压，空气进入系统，形成爆炸性混合气体而发生爆炸；鼓风机内带水，转子损坏，盘车盘不动，机壳发烫、振动、噪声大；电机电流超高或跳闸；出口压力波动大和泄漏中毒等。

3. 泵

泵是把原动机的机械能转变成被抽送液体的压力能和动能的机械。

泵的种类极多，分类方法也多种多样。按泵的作用原理不同可分为三种类型：动力式泵、容积式泵、其他类型泵。

(1) 动力式泵 利用高速回转的叶轮将能量连续地施加给液体，使其提高压力能和速度能，随后通过扩压元件将大部分速度能转化为压力能，如离心泵、旋涡泵、混流泵和轴流泵等。由于它们都具有叶片，又称叶片泵。

(2) 容积式泵 利用泵的工作容积周期性变化，将能量施加给液体，使其提高压力能并强行排出，如活塞泵、柱塞泵、齿轮泵、螺杆泵和水环泵等。

(3) 其他类型泵 利用液体的能量（定能、动能等）来输送液体，如射流泵。

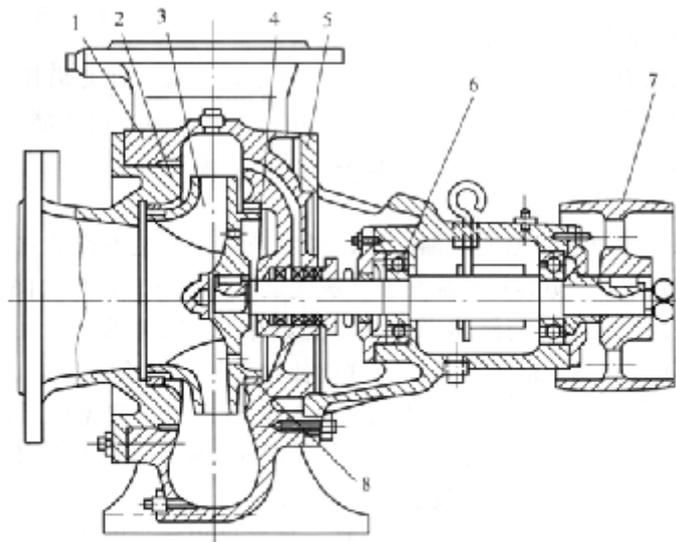


图 1-20 单级悬臂式离心泵

1—泵体；2—泵盖；3—叶轮；4—泵轴；
5—机架；6—轴承；7—皮带轮；8—密封环

化肥、化工、炼油厂中大量使用的是离心泵、容积式泵。

离心泵的结构如图 1-20 所示。它主要由包括叶轮与轴在内的运转部件（即转子）和由壳体、填料函和轴承等组成的静止部件两大部分构成。在泵体内的叶轮人口处有吸液室，叶轮出口有压液室。为保证离心泵的正常运转，还需具有必要的附属设备，如进水过滤器、底座、闸阀、排出阀、压力表和真空表等。叶轮是传递原动机能量对液体做功的惟一部件。

由于叶轮旋转时将能量施加给液体，所以在离心泵中形成了高、低压区。为了减小液体由高压区流入低压区，在泵体和叶轮互相摩擦的地方装有密封环；由于泵轴伸出泵体，为减少有压力的液体流出泵外和防止空气进入泵内，在旋转的泵轴和固定的泵体之间装有轴封机构；泵在运行中由于作用在转子上的力不对称，会产生轴向力，此力得不到平衡时，会造成振动和轴承发热，因此，泵装置中还设有轴向力平衡机构。

离心泵的结构形式甚多，按泵轴的位置可分卧式和立式两大类；按叶轮的数目不同可分为单级泵和多级泵；按叶轮吸入方式不同又有单吸泵和双吸泵之分；按泵的用途和输送液体的性质，可分为水泵、酸泵、碱泵、油泵、低温泵、高温泵、液氨泵和屏蔽泵等。

据国内外资料统计，离心泵的产量占泵总产量的 75%，由于它具有流量范围广（ $5 \sim 20000 \text{ m}^3 / \text{h}$ ）、扬程范围宽（ $8 \sim 2800 \text{ m}$ ）、适应性强、结构简单、体积小、质量轻、操作维修简单和运转平稳等特点，化肥、乙烯及三大合成工业和石油炼制工业所需要的各种油泵、耐腐泵、计量泵等都采用离心泵。此泵启动前必须灌泵，输送高黏度液体时效率较低，甚至无法工作。

泵轴烧坏断裂，轴承、轴瓦严重磨损，轴封严重泄漏及其他零部件损坏，泵电机烧坏而停产及由此而引起的燃烧爆炸、灼伤事故等是离心泵常见的事故。

容积式泵包括往复泵、柱塞泵（如图 1—21 所示）、齿轮泵、隔膜泵和水环泵等。其中柱塞泵在化肥、化工、炼油厂中应用较多。

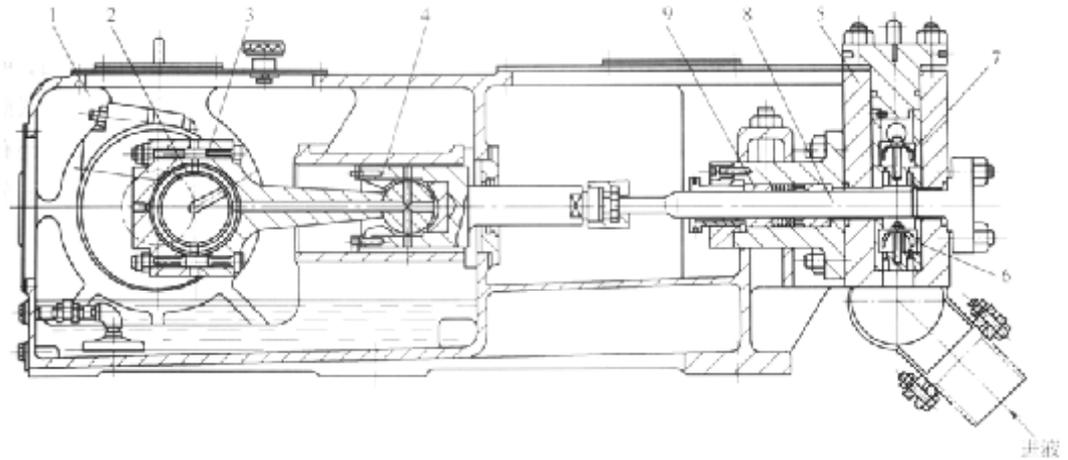


图 1-21 卧式柱塞式高压泵

1—机座；2—曲轴；3—连杆；4—十字头；5—液缸；
6—吸入阀；7—排出阀；8—柱塞；9—填料函

容积式泵由于不论排出压力高低，其排液量大致都相同，因此，关闭出口阀时，泵的流量并不减小，反而使压力剧烈上升，致使驱动机和不耐压部件损坏，为此，在靠近泵体处设置安全泄压装置（一般采用安全阀）。

4. 离心机

离心机是利用离心力来分离液-固相（悬浮液）、液-液相（乳浊液）非均一系混合物的一种典型的化工机器。

离心机的结构形式很多，分类的方法也多种多样。按照分离原理不同，可分为过滤式和沉降式两类。

过滤式是指分离过程是在有孔的转鼓上进行的，如图 1-22 所示。

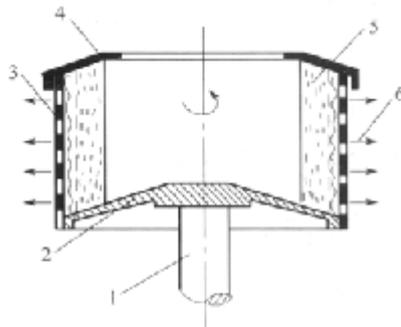


图 1-22 过滤式离心机

1—转鼓回转轴；2—转鼓底；3—转鼓壁；
4—拦液板；5—滤渣；6—滤液

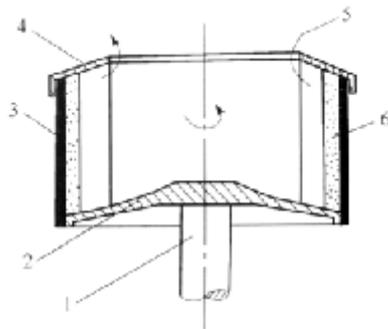


图 1-23 沉降式离心机

1—转轴；2—鼓座；3—转鼓；
4—拦液板；5—澄清液；6—滤渣

过滤式离心机主要用于分离固体含量较多、固体颗粒较大的悬浮液。

沉降式是指分离过程是在无孔的转鼓上进行的，如图 1-23 所示。

沉降式离心机主要用于分离含固体量少、固体颗粒较细的悬浮液。

目前在化肥、化工、炼油企业中使用最多的是刮刀卸料离心机和活塞推料式离心机，用以处理硫酸铵、碳铵、硫酸铜、尿素、聚氯乙烯、硝酸盐和焦油副产品等物料。

转鼓振动、机身振动和分离易燃易爆液体时发生的燃烧爆炸事故是离心机常见的事故。

5. 汽轮机

汽轮机是通过喷嘴或静叶片的膨胀过程，使压力蒸气的热能转化为动能，从而推动动叶片做机械功的一种原动机。

按汽轮机的工作原理不同，可分为冲动式和反动式两类。冲动式是指蒸汽压力降出现在喷嘴中，利用喷出蒸汽的冲击力的汽轮机。反动式是指蒸汽压力降不仅出现在喷嘴中，而且也出现在转子叶片中，利用蒸汽对叶片的反动力的汽轮机。在从国外引进的大型氨厂使用的工业汽轮机中，美国机组全部是冲动式汽轮机，法国、日本机组为反动式汽轮机。

按热力过程分类，可分为凝汽式、抽汽式和背压式三种。

凝汽式汽轮机是指蒸汽在汽轮机中做功以后，排至冷凝器中并全部冷凝为冷凝水的汽轮机。炼油厂的大型汽轮机大多采用这种形式。

抽汽式汽轮机是指在汽轮机工作中，从它的某一中间级或几个中间级后抽出一定量的蒸汽供其他设备（如供暖和工艺加热）用，其余蒸汽在机内做功后仍排至冷凝器中冷凝。

背压式汽轮机是指排汽压力大于一个大气压，排汽既提供低压蒸汽又产生动力用于供暖或工业加热等用汽设备的汽轮机。大型合成氨厂使用的汽轮机中就有不少是背压式汽轮机，炼油厂的小型汽轮机几乎全部采用这种形式。

按蒸汽的初参数分类，又可分为低压、中压、高压、超高压和超临界压力汽轮机，其分类方法如表 1-10 所示。

表 1-10 按初参数分类表

分 类	参 数 范 围	
	压力（绝压） / MPa (kgf / cm ²)	温度 / °C
低压	<1.96 (20)	<350
中压	1.96~3.2 (20~40)	350~450
高压	4.9~14.7 (50~150)	450~560
超高压	16.66 (170)	550
超临界压力	>22.11 (225.65)	580~650

冲动式汽轮机的结构如图 1-25 所示，它主要由轴、叶轮、叶片、喷嘴、汽缸和排汽管组成。

冲动式汽轮机的级数一般较少，动叶片内无压强，轴向推力较小，故适用于大、中、

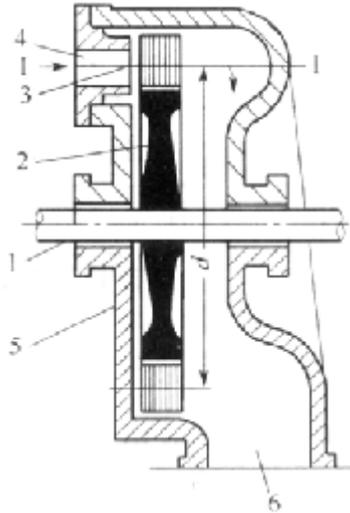


图 1-25 单级冲动式汽轮机

1—轴；2—叶轮；3—叶片；
4—喷嘴；5—汽缸；6—排汽管

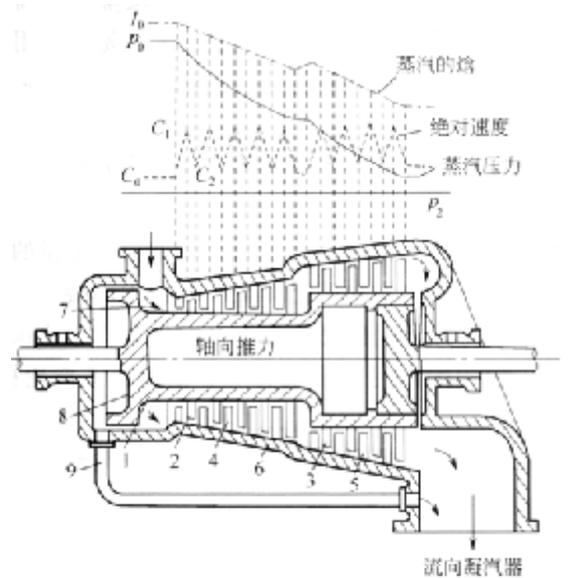


图 1-26 反动式汽轮机

1—转鼓；2、3—动叶片；4、5—静叶片；6—汽缸；
7—进汽的环形室；8—平衡活塞；9—蒸汽联络管

小型汽轮机的使用场合，比如用于驱动辅助设备。

反动式汽轮机的结构如图 1-26 所示。它主要由转鼓、动叶片、静叶片、汽缸、进汽的环形室、平衡活塞和蒸汽联络管等部件构成。

反动式汽轮机一般为多级。动叶片直接安装在转鼓上，在两列动叶片之间有静叶片（相当于冲动式汽轮机的喷嘴）安装在汽缸内壁上。动静叶片的截面形状完全相同。

汽轮机的做功原理主要是经过两次能量转换过程。一次是热能转变成为动能，它是在喷管中实现的，喷管做成静止的零件，并采用各种不同的方法将其固定在汽缸内，构成汽轮机的静止部件（简称静子）；二次是汽流对动叶做功，将汽流的动能转换成机械能，它是在动叶栅内进行的。动叶栅以不同的方式安装在转子上，构成汽轮机的转动部件（简称转子）。

转子与静子是汽轮机的主要组成部件。此外，还有支撑转子的轴承与供油润滑系统。为了调节转速与功率，还配有调节系统和防止超速的保安装置（如危急遮断装置、报警装置），还有其他特殊装置，如盘车机构等。

汽轮机转子由主轴、叶轮、叶片等零件构成，并通过联轴器或减速器与被驱动机械（如离心式压缩机、风机和泵等）的轴相连。

叶轮用来安装工作叶片，将叶片上所受的力矩传递到轴上，拖动被驱动机械运行。工业汽轮机转速一般很高（ $n=12000\sim 20000\text{r/min}$ ），在高转速下，除动叶片外，叶轮在汽轮机中是承受负荷最大的零件，而叶轮飞裂、叶片折断是汽轮机多发事故。

动叶片是汽轮机惟一做功零件，它又是汽轮机中最薄弱的环节。动叶片通常与围带或拉筋连接在一起。

围带是防止流经叶片的汽流由于离心力的作用而飞离叶片的通道。拉筋是为了减少离心力对长叶片的影响。长叶片一般不采用围带而用比较细的拉筋来增加叶片的刚性，从而改善抗弯性能。在生产中，叶片断裂、围带破裂经常发生，甚至法国进口的蒸汽透平高压汽缸

也多次发生叶轮叶片折断、围带破裂和铆钉折断等事故。

第四节 化工、石化安全生产的现状分析

我国的化工、石油化工发展很快。到目前为止，我国已有约 1800 多家大中小型氮肥企业，3000 多家化工厂和 100 多家大中型石油化工基地，几乎遍及全国。特别是近 30 年来，我国从国外引进了一大批成套生产装置，如 13 套 30 万吨/年合成氨、6 套 30 万吨/年乙烯和 6 套大型石油化纤生产装置，现已投产。随着老厂改造、扩建，新厂的建成投产，以及引进大型生产装置的开工，结合行业生产的特点，安全生产和环境保护已是摆在我们面前的重要课题。国家有关部门特别注意了机械设备的优化设计、科学管理及设备改造与更新，并制定了一系列有关设计、制造、检查的法律、法规、标准，还在机构改革、强化管理、提高职工安全文化素质等方面采取了一系列措施，使安全生产工作在一定时期内出现根本性扭转，取得了很大成绩。尽管如此，由于行业本身生产的特殊性，加之装备技术相对落后、企业管理尚存在差距、职工安全意识和法制观念还没有牢固建立等，重大事故屡屡发生，有的甚至是灾难性的，而且安全生产不稳定，有时设备事故有所减少，有时又有所回升。

据 1979—1988 年全国 28 个省市化肥、化工、炼油行业生产的不完全统计，共发生重大设备事故 552 起，占全部重大事故的 51.7%，造成的直接经济损失达 4048.7 万元；据 1990—1999 年全国 29 个省、自治区、直辖市化工系统县以上全民企业的不完全统计，发生重大伤亡事故 3680 起；据有关部门统计，1949—1984 年，全国石油化工企业发生各类事故约 5899 起，其中因设备原因发生的事故占很大比例。从伤亡人数来说，也是十分惊人的。以小氮肥和炼油生产为例，截止到 1989 年，小氮肥生产伤亡人数达 3386 人，其中死亡 1332 人；在 1983—1987 年的 5 年间，炼油行业所发生的 647 起事故中，死亡人数达 117 人。近 10 年来，全国化工系统县以上全民企业死亡人数 2044 人，其中因物体打击、烫伤、物理爆炸、化学爆炸、中毒窒息死亡人数为 1032 人。

从 1979—1999 年全国 29 个省市自治区化工系统生产事故统计看，化工设备中的塔、槽、釜燃烧泄漏爆炸事故为 181 起，换热器燃烧爆炸事故 40 起，煤气发生炉爆炸 67 起，废热锅炉爆炸事故 20 起，管道破裂事故 58 起，化工机器中的气体压缩机事故 237 起，鼓风机事故 41 起，石油化工用泵事故 50 起，离心机事故 10 起。

以上统计均为重大事故。所谓重大事故是指 1979—1986 年直接经济损失 4000 元以上者；1987—1999 年直接经济损失 10000 元以上者：

通过大量的化工设备与机器事故统计分析，可看出以下几个特点。

一、爆炸事故屡见不鲜

燃烧爆炸是行业生产多发事故之一。据 1979—1988 年全国 28 个省市化肥、化工、炼油行业生产的不完全统计，共发生化工设备与机器燃烧爆炸事故 252 起，占全部设备重大事故的 45.7%；1983—1987 年全国炼油生产发生的爆炸事故约占事故总数的 40% 以上；据统计，1998 年全国发生锅炉、压力容器、气瓶、压力管道爆炸事故 140 起，受伤 520 人，其中 130 人死亡，直接经济损失 3021.55 万元；1990—1999 年全国 29 个省、自治区、直辖市化工系统县以上全民企业发生物理、化学爆炸事故 387 起，死亡 519 人。此类事故年年不断。其原因主要是由于行业生产特点决定的，加之违章指挥，违章作业，违反操作规程；设备、工具、附件有缺陷；管理上有漏洞，如规章制度不健全、劳动组织不合理；不懂操作技术知识，操作人员安全文化素质不高，从而导致燃烧爆炸事故屡屡发生。

二、泄漏事故普遍发生

泄漏中毒灼伤事故是石油化工生产普遍发生的事故，是小氮肥行业发生最频繁的事故之

一，是导致职业病发病的主要渠道之一。据 1990~1999 年全国 29 个省、自治区、直辖市化工厅（局）统计，化工系统县以上全民企业因化工装置泄漏而引起的中毒、窒息事故 253 起，其中死亡 309 人，占全部死亡人数的 14.98%；重伤 40 人，占全部重伤人数的 1.77%。近 30 年来，小氮肥企业因设备、管道泄漏中毒窒息死亡人数 171 人。

据美国环保局（EPA）对 1988~1992 年间大约 800 种有害化学物质发生的 34600 起泄漏事故（石油、汽油及其制品发生的 37500 起事故除外）的分析，发现其中约 6% 的事故造成人员伤亡，大约 2/3 发生的事故主要是由 15 种化学物质泄漏引起。发生次数最高的是多氯联苯 3586 起，34 人受伤；其后，发生事故的次数和受伤人数依次为：氨 3333 起、伤 389 人，硫酸 2387 起、伤 130 人，氯气 2099 起、伤 409 人，盐酸 1504 起、伤 143 人；再后发生泄漏事故的 5 种化学产品依次是乙二酸、二氧化硫、放射性物质、苯及硫化氢。

据 1999 年三季度我国有关部门统计，因化工装置泄漏引起中毒的化学物质有硫化氢、煤气、氯气、氨、氫气、氯乙烯单体、光气、苯、氰化钠、氢氟酸、硝酸、硫酸、浓盐酸、液氯、硫酸二甲酯、甲醇、氯乙烯、四氯化硅、氰化钾汞、氮氧化物、二氧化硫等 27 种有毒化学品。导致多发、恶性中毒事故的物质主要为硫化氢，硫化氢中毒占总中毒次数的 1/5，造成死亡人数占总死亡人数的 57.6%。

由于有毒物质大多是原料和中间产物，在生产过程中以气体或液体状态存在，在发生泄漏事故的情况下，有害物质迅速外泄并污染作业环境，如防护不当或处理救助不及时，很容易发生急性中毒、慢性中毒、职业性皮炎和化学灼伤等。

分析泄漏中毒事故的原因，主要是设备密封不严、严重腐蚀穿孔、超压引起设备与管道突然断裂、检修时未加设挡板、有毒气体倒流负压系统、阀门泄漏、操作失误、管理混乱和规章制度不落实等。在小氮肥作业脱硫工段发生泄漏中毒的 21 起事故中，违反操作规程 9 起，操作失误 1 起，设备缺陷 4 起，缺乏安全知识 3 起，违反劳动纪律 2 起，安全措施不当 2 起。从泄漏中毒事故案例分析来看，一是由于人们对有害作业造成的危害缺乏充分的认识和重视，一些有害作业场所无通风设备或通风设备运转不正常，造成作业场所有毒物质超过正常标准；二是没有基本的防护意识，检修时受害人几乎无一配带个人防护用品，在未采用任何防护措施的情况下作业、操作；三是现场救援组织和初步急救能力不足，更加重了事故的严重性。

三、相同事故接连不断

不论是化工设备还是化工机器，相同事故重复发生，有的在在一台设备上连续发生多次。以下是几类常见事故。

（1）煤气发生炉水夹套超压爆炸 因水夹套蒸汽出口阀未打开或开得过小或阀芯脱落而引起煤气发生炉水夹套超压爆炸事故，特别是小氮肥企业尤为严重。

（2）未置换或置换不合格引起设备爆炸 在化工设备与机器停车检修前，未作置换、清洗或置换不彻底，动火时发生爆炸。

（3）不与生产系统隔绝，动火引起设备爆炸 检修前后，未按规定抽堵盲板，或盲板质量不合格，或随意用铝板、石棉板、阀门等代替盲板，未能有效地与生产系统隔绝引起爆炸，检修后未及时除掉盲板而造成运行中超压爆炸。

（4）违章动火引起设备爆炸 动火前未作动火分析，动火手续不齐全、不办理动火证违章动火切割、补焊引起设备爆炸居多，如气柜、锅炉、塔设备、管道等，尤其是氮肥企业的碳化塔螺栓切割。

（5）上班睡觉、离岗，致使锅炉烧干 因上班睡觉、离岗或误操作致使锅炉、废热锅炉烧干的事故频繁发生。据 1967~1979 年小氮肥企业统计，20 多年来锅炉烧干事故共发生 172 起，其中因上班睡觉、离岗、误操作导致的事故占总事故的 62.8%。

（6）异径管错装发生爆炸事故 在节能技术改造时，将循环机出口碳钢异径管与氨合

成塔中置锅炉进口相同管径的不锈钢异径管对换错装,发生氨合成塔中置锅炉进口异径管爆炸。

(7) 电流过高跳闸、氯气倒流至负压系统 氯气泵电机因电流过高而跳闸,导致泵后氯气倒回至泵前的负压系统,该压力冲破设备顶部封头及接管而泄漏到空间。

(8) 带液造成液击事故 因操作中带水、带液造成压缩机液击事故,致使活塞杆顶弯、曲柄位移、轴瓦烧坏或曲轴弯曲断裂。

(9) 管线泄漏爆炸 进管线爆炸或泄漏引起空间爆炸事故频频发生。

(10) 活塞杆断裂 因制造缺陷(包括材料化学成分和锻件质量不符合要求)或活塞杆与十字头连接螺纹处应力集中较大,引起活塞杆断裂次数频繁,1983~1986年近4年间竟发生32起。

(11) 曲轴断裂 因压缩机长期运行,致使曲轴疲劳断裂多起:1988—1991年的4年间,全国6个化肥厂同一台机型(H22III165/320)相继发生此类事故。

(12) 断油烧瓦磨轴事故 因齿轮油泵发生故障、润滑油油质低劣、安装时轴瓦间隙不合适等原因而引起压缩机运行中发生断油烧瓦磨轴事故,重者可使主轴报废。1983~1986年近4年间共发生12起此类事故。

(13) 离心式压缩机、风机、蒸汽透平叶片断裂 因设计缺陷(指球形叶根)和制造缺陷(指焊缝未焊透、气孔、咬边以及叶轮材料中存在非金属夹杂物,且有机械损伤),使叶轮产生局部应力集中,致使引进的大化肥合成气压缩机、压缩机驱动透平、尿素装置的离心式压缩机及炼油装置的凉水塔轴流风机等高速旋转机器的叶轮产生疲劳断裂。

(14) 离心式压缩机机组振动 据1977~1988年我国14套大型氮肥装置五大机组的转子损坏情况分析来看,近90个转子中有46根是离心式压缩机转子,而且机组的振动是引起转子损坏的主要原因。

四、恶性事故没能遏制

从发生设备事故的数量及事故的严重性来看,总的趋势有所增加和发展,重大恶性事故没能遏制。现举例如下。

1972年4月15日,山西省某县化肥厂运输液氨罐车在途中发生爆炸,死亡21人,重伤56人,轻伤99人。主要原因是自制压力容器,未经技术鉴定和质量检验,又未装安全阀,导致液氨罐车超压爆炸。

1975年8月20日,浙江省某化肥厂合成车间所用的3M16—117/2型原料气压缩机(系压缩焦炉气和高炉气的两用设备),停车前曾用于压缩焦炉气,而再次开车前,既没有校对安全阀的操作票,又未采取置换处理,在未打开高炉气进口阀和三段卸载阀的情况下启动,致使压缩机憋压,三段阀门垫片在高压下断裂,高压气体冲出,摩擦产生静电起火,引起压缩机爆炸,3人死亡,6人受伤,直接经济损失达12万元。

1984年1月1日,大连石化公司某石油厂催化车间气体分馏装置发生燃烧爆炸事故,燃烧面积达5760 m²,爆炸冲击波及距厂10 km以外的重型机器厂、纺织厂,使721户居民房遭到不同程度的损坏,伤亡人数达85人,其中5人死亡,直接经济损失达252万元。主要原因是气分装置脱丙塔与塔底重沸器之间连接管线的变径管缩口处的焊接质量低劣,加上开、停车及试压中压力、流量的变化导致低周疲劳,而产生断裂,使压力为1.7 MPa、温度为54℃的丙烷液体喷出,在空间急剧气化形成爆炸性混合物所致。

1984年10月16日,广州某氮肥厂2AD95/20型冰机因出口调节阀制造质量差,断裂后掉进气缸,造成中体拉断、连杆弯曲、活塞杆变形、曲轴箱拉裂并变形及顶盖击碎事故,整机报废,损失严重。

1988年4月22日,吉林省辽源市某石油化工厂环氧化物车间皂化岗位环氧乙烷精馏塔,在压料过程中,因未打开出料阀,造成憋压爆炸事故,当场死亡4人,伤3人,直接经济损

失 20 万元。

1989 年 8 月 29 日，辽宁省本溪市某化工厂聚氯乙烯车间聚合工段，因氯乙烯从设备人孔和轴封处大量泄漏，引起燃烧爆炸，死亡 12 人，伤 5 人。

1991 年 4 月 26 日，山东省某县化肥厂合成车间，合成塔与废热锅炉连接弯管因材质代用错误发生突然爆炸，大量高压合成气从断开处喷出起火，烈火扑向断口正前方 20 多米处的厂调度室，致使室内 7 名职工当场烧死。

1992 年 6 月 27 日，内蒙古通辽油脂化工厂因癸二酸车间水解釜水解生成的“油酸”对碳钢器壁的腐蚀及冲刷，使器壁减薄，强度降低，致使水解釜发生爆炸，造成 8 人死亡，受伤 14 人。

1994 年 10 月 19 日，某小化肥厂水煤气发生炉发生爆炸，致使数吨重的炉体倾塌，700kg 重的炉条机碎块飞至距炉体 13m 远处，造成 4 人死亡、5 人重伤，直接经济损失达 30 万元。

1995 年 6 月 4 日，上海天原化工厂氯气外泄，致使 800 名居民不同程度地吸入氯气，814 人被送往医院治疗，直接经济损失 2000 多万元。

1997 年 5 月 4 日，重庆市长寿化工总厂污水处理车间违章动火，引起爆炸，致使 12 人死亡，6 人烧伤，直接经济损失 151.22 万元。

1997 年 6 月 27 日，北京东方化工厂罐区由于操作工错开阀门，引起乙烯罐爆炸起火，油泵房和一些贮罐被炸毁，死亡 9 人，伤 39 人，直接经济损失达 1.17 亿元。

五、设备缺陷比例很大

在大量的设备事故中，因设计制造缺陷而导致的比例很大。例如自制设备、擅自修改图纸改装设备，材质选择不符合要求、随意选用代材，铸造、焊接质量低劣（如铸件存在砂眼、气孔，焊缝不开坡口、未焊透、焊缝错边等），以及管件、阀门质量不佳而留下隐患等。截止到 1979 年，全国大型压缩机因设计不周、制造缺陷而发生的故事占全部压缩机事故的 61.8%。据全国 55 个中型合成氨厂不完全统计，1982—1986 年因设计不周、制造缺陷而发生的压缩机事故占全部事故的 48%。尤其严重的是，因设计、制造缺陷原因而发生气缸开裂的次数为最多，占全部开裂事故的 64.2%。据 1990~1999 年全国 29 个省、自治区、直辖市化工系统县以上全民企业不完全统计，因设备设计缺陷发生事故 43 起，占全部重大事故的 3.7%，因设备制造缺陷发生事故 396 起，占全部重大事故的 34.4%。从法国引进的大型尿素装置中，二氧化碳压缩机驱动透平、合成气压缩机蒸汽透平的叶轮多次、多地（南京、安庆、广州）发生断叶事故，经分析主要是设计制造缺陷所致。

第二章 化工、石化机械设备事故的机理

第一节 设备事故的机理

化工、石化设备是承受高温、高压、低温、高真空度和处理易燃易爆、有腐蚀、有毒介质，完成复杂工艺过程的工具。设备一旦发生事故，其后果相当严重，轻者会使设备损坏、失效，影响装置的正常运行，重者还会引起着火爆炸、窒息中毒和灼伤等人身伤亡的严重后果。

设备事故主要包括燃烧爆炸、严重泄漏、腐蚀和管束失效等，其中最危险、破坏性最大的是爆炸事故、严重腐蚀和泄漏中毒。下面重点介绍爆炸事故、腐蚀的机理。

爆炸是物质从一种状态迅速转变成另一种状态，并在瞬间释放出巨大能量，具有很大的破坏力，并同时产生巨大声响的现象。

爆炸可分为物理性爆炸和化学性爆炸两大类。

一、物理爆炸

物理爆炸（或物理性爆炸）是指由于物质的物理变化即物质的状态或压力发生突变而引起的爆炸现象。其爆炸前后的物质种类与化学成分均不发生变化。

化工、设备因物理爆炸而破裂通常有两种情况，一种是在正常操作压力下发生的，一种是在超压情况下发生的。而正常工作压力下发生的设备破裂，有的是在高应力下破坏的，即由于设计、制造、腐蚀等原因，使设备在正常操作压力下器壁的平均应力超过材料的屈服点或强度极限而破坏；有的是在低应力下破坏的，即由于低温、材料缺陷、交变载荷和局部应力等原因，使设备在正常操作压力下器壁的平均应力低于或远低于材料的屈服点而破坏。正常操作压力下发生的破坏常见于脆性破裂、疲劳破裂和应力腐蚀破裂。

设备在超压情况下发生物理爆炸而破裂，一般是由于没有按规定装设安全泄放装置或装置失灵、液化气体充装过量且严重受热膨胀、操作失误或违章超负荷运行等原因而引起超压导致爆炸破裂。这种破坏形式一般属于韧性破裂。发生物理爆炸时，虽然有时升压速度比较快，但总有一段增压过程。

例如设备试压（不包括违章用氧、可燃性气体补压）、石油液化气瓶在正常操作压力和超压下引起的爆炸均属于物理爆炸。

在设备发生物理爆炸破裂后，如何判断破坏是在正常操作压力还是在超压情况下发生的，一般可从以下两个方面进行分析。

一是从破裂的一般特征进行分析。如果设备在破坏前没有超压迹象和超压的可能性很小，从破坏的主要特征看基本上是属于脆性破裂、疲劳破裂和应力腐蚀破裂，一般情况下可认为是在正常操作压力下发生的。如果有超压的迹象和可能性，而且属于韧性破裂，很可能是在超压情况下发生的。

二是通过破裂压力验算和爆炸能量计算来进行分析。如果从破裂特征看，基本上属于韧性破裂，但经破裂压力的验算，其结果与正常操作压力相差不大，同时计算设备在正常操作压力下的爆炸能量又远远大于根据现场破坏情况计算的破坏能量，一般情况下也可判断为正常操作压力下的破坏；如果按壁厚验算的破裂压力远远大于设备正常操作压力，而同时按正常操作压力计算的爆炸能量小于现场破坏的能量，此种情况可判断为超压情况下发生的破坏。

二、化学爆炸

化学爆炸（或化学性爆炸）又称化学反应爆炸，它是指在设备内，物质发生极迅速、剧烈的化学反应而产生高温高压引起的瞬间爆炸现象。发生化学爆炸前后，物质种类和化学成分均发生根本的变化。

按化学爆炸时所发生化学变化的不同，一般可分为简单分解爆炸、复杂分解爆炸和爆炸性混合物爆炸三类。这三类爆炸除简单分解的可爆物不一定发生燃烧反应，爆炸时所需热量是由可爆物本身分解产生的以外，其他类可爆物爆炸时均伴有激烈的燃烧现象。

在化工、石化生产中发生的化学爆炸事故，绝大部分是爆炸性混合物爆炸。

所谓爆炸性混合物爆炸，是指可燃性气体、蒸气与空气混合达到一定的浓度后，遇明火而发生的异常激烈的燃烧，甚至发生迅速的爆炸。这种混合物称爆炸性混合物。

爆炸性混合物爆炸必备的条件有以下三个：

(1) 具有可燃的易爆物质，如氢氧混合气、水煤气、半水煤气混合气体以及氢气、一氧化碳、乙炔、丙烷、氨、乙醚等与空气（或氧）的混合物。

(2) 上述的可燃易爆气体与空气（或氧）混合达到一定浓度范围，如半水煤气与空气混合浓度为 8.1%~70.5% 时，便有可能爆炸。

(3) 有发火源。该混合物遇到明火或微小发火能量的激发，如火焰、焊接时产生的火花、电弧、机械撞击火花、静电起火和电器火花等。但需要注意的是，这种爆炸性混合物，在高压、高温情况下，在没有明火或静电作用时，同样有可能发生化学爆炸，如设备升压、卸压时，由于气流速度太高，产生高温引爆或高温下积炭自燃。

通过对爆炸性混合物爆炸必备条件的分析，可知化工、石化生产中发生爆炸性混合物爆炸的可能性很大。一是处理易燃易爆气体或蒸气的设备到处可见；二是空气是常见的助燃物质，而且大量存在，无孔不入；三是由于设备运行、安装、检修的需要，离不开着火源。因此，在化工、石化工业生产中，由于密封装置失效、设备管道腐蚀或断裂以及安装检修不良、操作失误等原因，可燃性气体从石化工艺装置、设备、管道内泄漏或喷射到厂房或周围的大气中，或由于负压操作、系统串气、密封不严或失效，空气窜入到石化装备内，可燃性气体与空气（或氧）混合形成爆炸性混合气体，若遇到明火或高温就有发生化学爆炸的危险。

可燃性气体或蒸气在空气中足以使火焰蔓延的浓度有一个从最低到最高的范围，其中最低浓度称为该气体或蒸气的爆炸下限，而最高浓度称为该气体或蒸气的爆炸上限。上限与下限之间的浓度范围称为爆炸极限。显然，如混合物的浓度在此范围以外时，一般是不会发生爆炸的。但若其浓度高于上限时，就要格外小心，一旦补充一点空气，就有发生爆炸的危险，因此，安全浓度范围只能是相对的，几种常见可燃性气体的爆炸极限见表 2-1。

表 2-1 几种常见可燃性气体的爆炸极限

爆炸性物质名称	爆炸极限 / % (体积)		爆炸性物质名称	爆炸极限 / % (体积)	
	下 限	上 限		下 限	上 限
氢气	4.0	75.0	乙炔	2.5	80.0
一氧化碳	12.5	74.2	甲烷	5.0	15.0
硫化氧	4.3	45.5	汽油	1.0	6.0
氨	15.5	27	煤气	5.3	32.0
水煤气	6.9	69.5	甲醇	6.0	36.5
半水煤气	8.1	70.5	苯	1.5	9.5

发生化学爆炸时的主要特征如下：

(1) 发生化学爆炸，一般都在瞬间进行，同时伴有激烈的燃烧反应；容器破裂时还会

出现火光和闪光现象。

(2) 爆破后的容器一般多为破裂，裂成许多的碎片，其断口有脆性破裂的特征。

(3) 事故后检查安全阀和压力表，安全阀有泄压的迹象，压力表的指针撞弯或回不到零位。

(4) 容器爆炸时，一般有二次空间化学爆炸的迹象，如在容器内和室内有燃烧痕迹或残留物，有时还会听到二次响声。

据 1949~1982 年全国化工事故的不完全统计，共发生设备与管道爆炸事故 295 起，其中物理爆炸 138 起，占 46.7%；化学爆炸 157 起，占 53.3%。

分析爆炸破坏的主要特征、机理、发生的主要原因，是探索设备安全运行常见的分析方法。

按金属材料破裂的现象不同，压力容器破裂可分为韧性破裂、脆性破裂、疲劳破裂、腐蚀破裂和蠕变破裂等五种形式，其破裂的机理、主要特征及发生原因如下：

1. 韧性破裂

韧性破裂是指容器在压力作用下，器壁上产生的应力达到材料的强度极限而发生断裂的一种破坏形式。

其破裂的机理如下：

在制造压力容器的碳钢及低合金钢材料中一般含有脆性夹杂物。容器内的压力使器壁受到拉伸产生塑性变形，材料中的夹杂物处首先破裂或形成微孔，随着容器内压力的升高，微孔长大、聚集结果形成裂纹，最后导致韧性断裂。

韧性破裂的主要特征如下：

(1) 破裂的容器具有明显变形，即容器的直径增大和器壁减薄，其最大圆周伸长率常达 10% 以上，容器体积增大率也往往超过 10%，有的甚至达 20%。

(2) 断口宏观分析呈暗灰色纤维状，没有闪烁的金属光泽，断口不齐平。

(3) 破裂容器一般不产生碎片，只是裂开一个口或偶然发现有少许碎片。

(4) 容器发生韧性破裂时，其实际爆破压力与计算的爆破压力相接近。

导致韧性破裂的主要原因如下：

(1) 超压 安全阀失灵，操作失误（如错开阀门），检修前后忘记抽堵盲板，气体未排出，违章超负荷运行，容器内可燃性气体混入空气或高温引起物料分解发生的化学燃烧爆炸，液化气体充装过量或贮存温度过高，温度升高时压力剧升等，均会引起容器超压而破裂。

(2) 器壁厚度不够或使用中减薄 设计制造不合理或误用设备，造成器壁厚度不够；介质的腐蚀冲刷或长期闲置不用又没有采取有效的防腐措施和妥善保养，导致器壁大面积腐蚀，壁厚严重减薄。

2. 脆性破裂

脆性破裂是指容器在破裂时没有明显塑性变形，器壁平均应力远没有达到材料的强度极限，有的甚至低于屈服点的一种破坏形式，其破裂现象和脆性材料的破坏很相似。又因它是在较低的应力状态下发生的，故又称低应力破坏或低应力脆断。

其破裂的机理如下：

发生低应力脆性断裂的必需条件有三个：一是容器本身存在缺陷或几何形状发生突变，二是存在一定的水平应力，三是材料韧性很差。

脆性破裂包括开裂和裂纹扩展两个阶段。所谓开裂是指从已经存在的缺陷处（韧性较差）开始发生不稳定的裂纹。所谓裂纹扩展，是指开裂后形成的裂纹迅速（接近音速）扩展，以致造成容器在低应力状态下发生脆断。

石化厂用的低温压力容器可能发生的破坏主要是低应力脆性断裂。

其破裂的主要特征如下：

-
- (1) 容器破裂时一般无明显塑性变形，破裂之前没有或者只有局部极小的塑性变形。
 - (2) 断口宏观分析呈金属晶粒状并富有光泽，断口平直。
 - (3) 破裂通常瞬间发生，常有许多碎片飞出。
 - (4) 破坏时的名义工作应力较低，通常低于或接近于材料的屈服点。
 - (5) 破坏一般在较低温度下发生，且在此温度下材料的韧性很差。
 - (6) 破裂总是在缺陷处或几何形状突变处首先发生。

导致脆性破裂的主要原因如下：

- (1) 低温 很多材料在低温下工作时，韧性降低，抗冲击能力下降，易产生脆性破裂。
- (2) 材料存在缺陷 通常指夹渣、裂纹（对材料改善韧性的热处理不当会造成裂纹），裂纹处引起高度应力集中，在容器水压试验和在正常压力下运行时发生突然破坏。
- (3) 焊缝有缺陷 在设备制造中，一般焊接区存在缺陷较多，而且焊接区的韧性常比母材低，又有残余应力存在，所以裂纹往往沿着焊接区而扩展。焊缝存在缺陷（通常是指夹渣、未焊透、错边和裂纹等），或焊后未作消除应力退火处理，或焊接过程中曾中断预热，残余氢在高残余拉应力区聚集而产生裂纹扩展等，这些都是导致材料塑性降低而破裂的原因。
- (4) 材料中的磷、硫含量过高及应力腐蚀都将会恶化材料的力学性能，从而引起脆性破裂。

3. 疲劳破裂

疲劳破裂是指容器在反复加压、卸压过程中，壳体材料长期受到交变载荷作用，由于疲劳而在低应力状态下突然发生的破坏形式。

其破裂的机理如下：

由于构件形状尺寸突变和材料不均匀等原因，构件某些局部应力特别高。在长期交变载荷作用下，应力较高点或有缺陷点逐步形成微细裂纹，裂纹尖端应力严重集中促使裂纹逐步扩展，是构件截面不断削弱。裂纹尖端材料处于三向拉伸应力状态，比单向拉伸应力不易出现塑性变形，所以，当裂纹扩展到一定程度，在偶尔的超载冲击下，构件就会沿削弱的截面发生突然脆性断裂。

其破裂的主要特征如下：

- (1) 容器破坏时无明显的塑性变形。
- (2) 断口明显分为光滑区和粗糙区。
- (3) 从产生开裂的部位来看，一般都是在局部应力很高的地区，尤其是在容器的接管处极为常见。
- (4) 从裂纹发展缓慢，不像脆断那么迅速且破成许多碎片，只是开裂形成缝口，使容器泄漏而失效。
- (5) 疲劳破裂通常是在操作温度、压力大幅度波动且频繁启动、停车的情况下发生。

导致疲劳破裂的主要原因如下：

- (1) 容器承受交变循环载荷 如容器的频繁启动和停车，反复的加压和卸载，压力、温度周期性波动且波动幅度较大。
- (2) 过高的局部应力 由结构、安装的需要或材料的缺陷使个别部位产生高度的应力集中（如容器和接管的焊接接头，容器焊缝处等），或由于振动而产生的较大的局部应力。
- (3) 高强度低合金钢的广泛应用和特厚材料的应用增加，材料本身和焊缝处往往很容易形成各种缺陷。

4. 腐蚀破裂

腐蚀破裂是指容器壳体由于受到腐蚀介质的作用而产生破裂的一种破坏形式。腐蚀破裂的形式大致可分成五类，即均匀腐蚀、点腐蚀、晶间腐蚀、应力腐蚀和疲劳腐蚀。

其破裂的机理如下:

均匀腐蚀是由于设备大面积出现腐蚀现象,从而使器壁减薄、强度不够而导致的塑性破坏。

点腐蚀(又称点蚀)是由于在金属表面有缺陷、附着物、疏松、加杂物等不均的地方存在潮湿介质或氯介质而形成微电池而发生的电化学腐蚀,从而使其表面形成穿孔或局部腐蚀深坑,它将引起应力集中。在交变循环载荷作用下,有可能发生韧性破裂或脆性破坏。

晶间腐蚀是一种局部的、选择性的腐蚀破坏。这种腐蚀破坏通常沿着金属材料的晶粒边缘进行。腐蚀性介质渗入到金属材料深处,金属晶粒之间的结合力因腐蚀而破坏,从而使材料的力学性能(强度和塑性)完全丧失,只要用很小的外力容器即将破坏。

应力腐蚀是金属材料在持久拉应力和一定的腐蚀介质共同作用下,以裂纹形式发生的脆性破裂。拉应力可由焊接、热加工、热处理等产生的材料残余应力,也可由载荷、操作或振动等原因产生的外加应力或热应力引起。由事故调查结果表明,由制造加工的残余应力引起的应力腐蚀破裂可占 80%左右。由于电化学腐蚀在材料表面产生微裂纹,金属晶粒间的结合力随之降低,在拉应力的作用下则加速腐蚀,使表面的裂纹向材料内部扩展。设备通常采用碳钢、低合金钢和奥氏体不锈钢制造,在特定腐蚀介质环境中产生应力腐蚀破裂,腐蚀介质如表 2—2 所示。

表 2-2 特定腐蚀环境

材 料	腐 蚀 介 质	材 料	腐 蚀 介 质
碳 钢	NaOH 溶液 硝酸盐 酸性H ₂ S水溶液 海水	奥氏体不锈钢	热碱(NaOH、KOH、LiOH) 氯化物水溶液 聚连多硫酸(H ₂ S _n O ₆ , n=2~5)
低合金钢	液氨 CO ₂ -CO-H ₂ O 碳酸盐		高温高压含氧高纯水

疲劳腐蚀(又称腐蚀疲劳)是金属设备在腐蚀介质和交变拉应力共同作用下而发生腐蚀破坏的一种形式。腐蚀使金属表面局部损坏并促使疲劳裂纹的形成、扩展,而交变拉应力又破坏金属表面的保护膜,进而促使表面腐蚀的产生,因此,腐蚀与疲劳是互相促进的。

由于化工、石化工业所使用的压力容器,其工作条件十分苛刻,既承受压力的作用,又承受温度的作用,而且压力和温度都是大范围波动的,此外,还要受到各种环境(包括材料、腐蚀介质)的影响,因此事故是大量、频繁和复杂的。通过大量统计资料表明,所发生的设备事故中,最多的是疲劳破裂和应力腐蚀破裂事故。据日本统计的 17 年石化厂化工设备的 563 起事故中,疲劳断裂占 30%左右,应力腐蚀断裂占 22.6%。英国调查的 100300 个容器中,在运行年的时间内共发生 132 起破坏事故(其中 7 起是灾难性的),其中因疲劳裂缝引起的事故占 36%,而因疲劳裂纹、腐蚀裂纹引起的破坏事故占裂纹扩展造成设备破坏总数的 60%以上。在腐蚀破裂事故中,应力腐蚀破裂也是最危险而且又较为常见的一种破坏事故。日本曾对 17 年内所发生的 306 起设备腐蚀破裂事故进行了统计,其中应力腐蚀破裂占 42.2%,美国杜邦公司的调查也有类似的数据。我国石化生产中,因疲劳断裂和应力腐蚀断裂引起的设备破坏事故占的比例也最大。

化工、石化厂中经常发生的腐蚀破裂事故有渗碳腐蚀、氢脆、苛性脆化、硫化氢腐蚀、氯脆和 CO、CO₂ 气体腐蚀。

渗碳腐蚀是指在处理 CO、CO₂ 或烃的高温装置和管道的金属表面上析出碳,从而破坏

金属氧化膜保护层的破坏形式。

氢脆（又称渗氢脱碳腐蚀）是在高温高压下，氢气渗入到钢材内，与金属材料内的渗碳体相互作用生成甲烷（即氢使碳甲烷化）逸出，而使碳钢脱碳，以致造成材料的强度与塑性大幅度降低的破坏形式。

苛性脆化（又称碱脆）是指废热锅炉或水夹套汽包等设备在高温条件下，水质中的浓碱生成可溶性铁酸钠，在热碱溶液的腐蚀和拉应力共同作用下而发生的破坏形式。

硫化氢腐蚀是煤、加氢脱硫装置等设备内的有害介质——硫化氢对器壁产生应力腐蚀或腐蚀疲劳，促使裂纹形成、裂纹扩展，最后导致断裂的一种破坏形式。

氯脆是指奥氏体不锈钢在氯化物水溶液中引起的应力腐蚀破裂现象。在拉应力的作用下，含氯离子水破坏了不锈钢表面钝化膜，使腐蚀向纵深发展，造成应力腐蚀断裂。

CO、CO₂ 气体的应力腐蚀是指充装 CO、CO₂ 或它们的混合气体的设备，在较高温度和水分存在的条件下产生应力腐蚀，从而导致断裂的破坏形式。

其破裂的主要特征如下：

- （1）渗碳腐蚀的不锈钢金属表面呈孔蚀状，且在焊缝和热影响区腐蚀特别严重。
- （2）由氢脆而破裂的容器的金属表面及断口上有鼓泡现象（氢脆特征）。
- （3）发生碱脆断裂的容器，其断口与主拉伸应力方向基本上垂直，且黏附有磁性氧化铁物质。
- （4）发生硫化氢腐蚀容器的器壁上有一层银灰色、多孔、松散的易剥落层，这就是腐蚀生成物——硫化铁。
- （5）发生氯脆的设备表面有腐蚀坑存在，其裂纹通常是穿晶型的，并且带分支，类似河流状。

导致腐蚀破裂的主要原因如下：

- （1）高温、易产生局部过热区、处理 CO 和 CO₂ 或烃类介质的设备，易发生渗碳腐蚀。
- （2）高压、水分多、露点高条件下的合金材料易产生应力腐蚀。
- （3）氢与硫共存、腐蚀条件恶劣，易发生硫化氢引起的应力腐蚀。
- （4）高温、高压、碳含量高的铁碳合金设备，易发生氢脆。
- （5）高温氯化物溶液下的奥氏体不锈钢设备，较高的冷作残余应力及振动应力、高温、高压的氯化物水溶液是发生奥氏体不锈钢应力腐蚀破裂的必要条件。
- （6）CO、CO₂ 或 CO+CO₂+H₂O 或 CO+CO₂+N 混合气体中加水，均会引起应力腐蚀。

5. 蠕变破裂

蠕变破裂是指金属材料长期在高温条件下受热应力的作用而产生缓慢、连续的塑性变形。

其破裂的机理如下：

长期在高温条件下运行的设备，由于受到热应力的作用，器壁将产生缓慢、连续的塑性变形，使容器的体积逐渐增大，即产生蠕变变形，严重时在高应力状态下便会发生蠕变破裂。一般材料的蠕变破裂温度为它熔化温度的 25%~35%，钛钢及合金钢的蠕变温度通常为 350—400℃。

其破裂的主要特征如下：

- （1）蠕变破裂只发生在高温容器或装置中，破裂时有明显的塑性变形，其变形量与材料在高温下的塑性有关。
 - （2）由断口金相分析可以发现微观金相组织有明显变化，如晶粒长大、再结晶与回火效应、碳化物分解、合金组织球化（或石墨化）等。
 - （3）长期在高温和热应力作用下，破裂时的应力低于材料正常操作温度下的抗拉强度。
- 导致蠕变破裂的主要原因如下：

(1) 设计时选材不合理, 如选用了常温时塑性良好而高温时变脆的材料, 或采用一般碳钢代替蠕变性能良好的合金钢。

(2) 操作不佳, 维护不周, 设备运行中可能出现局部过热。

三、严重腐蚀

参与化学反应的介质以及反应的生成物大多是有腐蚀的, 一方面腐蚀使金属壁变薄、变脆, 致使设备提早报废, 影响产量; 另一方面, 腐蚀可使设备造成严重的跑、冒、滴、漏, 污染环境。更为严重的是, 腐蚀将使设备破裂而引起燃烧爆炸。因此, 对腐蚀问题必须给以高度重视。

腐蚀可分为化学腐蚀与电化学腐蚀。

1. 化学腐蚀

化学腐蚀是指金属与周围介质发生化学反应而引起的破坏, 在腐蚀过程中不产生电流。化学腐蚀的产物大多是形成不同厚度的膜(称表面膜), 此膜对金属的腐蚀速度影响很大。

化学腐蚀中最常见的是气体腐蚀, 即铁碳合金的高温氧化和高温高压下的氢腐蚀。

2. 电化学腐蚀

电化学腐蚀是指金属与电解质溶液间产生电化学作用而引起的腐蚀破坏, 在腐蚀过程中有电流产生。实际上, 电化学腐蚀是由于金属与电解质溶液构成了原电池而发生的。

化学腐蚀和电化学腐蚀都将会使金属形成裂纹以致产生破裂。腐蚀破裂的形式及其机理前面已介绍过, 这里不再赘述。

四、泄漏中毒

在石化生产中, 由于设备密封不严、严重腐蚀穿孔、超压引起的设备与管道突然断裂、开错阀门或因阀门故障无法关闭、阀门密封不严、电流过高跳闸或检修时未加设堵板与系统隔绝、气柜水封排放时有毒气体倒流至负压系统等原因致使大量有毒气体或液体泄漏、逸出、喷出而污染作业环境, 当其浓度超过规定的浓度时便造成中毒甚至窒息身亡事故。

1. 常见工业毒物的来源及传入人体的途径

常见的工业毒物是指较小剂量的化学物质。它在一定的条件下进入人的肌体, 与体液和细胞产生生物物理、生物化学作用, 从而扰动或破坏肌体的正常功能, 引起功能性或器质性病变, 导致暂时性或持久性病理损害, 甚至危及生命。

在化工、石化生产中, 工业毒物的来源是多方面的。有的作为原料, 如制造有机玻璃的氰化钠; 有的系中间体或副产品, 如合成氨生产造气过程和石油炼制过程中产生的硫化氢, 制造半水煤气中的副产品 CO, 制造丙烯腈中的副产品乙腈、氢氰酸等; 有的是石化产品如化肥生产的氨; 有的作为辅助原料, 如制造聚乙烯、聚丙烯所使用的催化剂、防老剂; 还有的为化学反应产生的废弃物, 如石油炼制加氢汽油中的混合苯等。

常见工业毒物侵入人体的途径主要有呼吸道、皮肤和消化道三种, 而经消化道进入人体而被吸收的较少。

(1) 呼吸道 常见工业毒物经呼吸道侵入人体且被吸收是最常见、最主要、最危险的途径。

(2) 皮肤 皮肤吸收是通过人体完整的皮肤、毛囊及皮脂腺而被人体吸收, 具有高度脂溶性和水溶性的工业毒物, 如苯的硝基、氨基化合物, 有机磷化物, 苯及苯的同系物, 氰化硫化氢以及腐蚀性的物质等, 此毒物被人体吸收后也不经肝脏解毒而直接进入血液系因此, 它是比较危险的中毒途径。

(3) 消化道 工业毒物进入消化道被人体吸收引起中毒的案例不多, 一般多因不良饮食习惯, 食物被污染或毒物溅入口腔, 或者进入呼吸道的毒物黏附在鼻咽部或混在分泌物中, 借吞咽动作无意进入消化道, 其中只有一小部分进入血液循环系统, 大部分毒物随粪便排出或被小肠吸收经肝脏解毒转化后排出。

2. 常见毒物的性质及中毒的表现

(1) 苯(C₆H₆)

①理化特性 苯是五色透明易挥发的液体，有特殊的芳香气味。易燃，燃烧时产生带烟火焰。

②毒性对人的危害 苯属 I 级(极度危害)毒物，在生产环境的空气中，以蒸气形态存在，主要经呼吸道吸入，吸入后约 50%由呼吸道排出体外，约 40%在体内氧化成酚类与硫酸根及葡萄糖醛酸结合随尿排出，皮肤也能吸收。

苯的嗅觉阈通常为 3—5mg/m³，苯蒸气对人体的危害见表 2—3。

表 2-3 苯吸入后对人体的危害

空气中苯蒸气浓度 / (mg/m ³)	接触时间 / min	危害程度	空气中苯蒸气浓度 / (mg/m ³)	接触时间 / min	危害程度
100~480	300	头痛、乏力、疲劳	2400	30	生命危险
1600	60	一般苯中毒症状	61000~64000	5~10	死亡
4800	60	严重苯中毒症状			

③中毒表现 急性中毒和慢性中毒的临床表现见表 2-4。

表 2-4 急性中毒和慢性中毒的临床表现

分 级	临 床 表 现
急性中毒	轻度中毒 头痛、耳鸣、流泪、咳嗽、疲劳乏力、步态蹒跚、酒醉感
	中度中毒 恶心、呕吐、嗜睡、神志不清、流泪、畏光、视力模糊
	重度中毒 脉搏频弱、血压下降、神志突然丧失、长时间昏迷、瞳孔散大、对光反射迟钝或消失、呼吸急促继而变慢衰竭而死亡
慢性中毒	血小板降低、皮下出血、牙龈出血、紫癜、鼻衄、月经过多、全血细胞少(再生障碍性贫血)、白血病(少数人出现)

(2) 氨(NH₃)

①理化特点 氨是无色且具有强烈刺激气味的气体。易溶于水，其水溶液称为氨水，也可形成雪状的固体。氨水具有强烈的刺激性气味，氨也溶于乙醇和乙醚等有机溶剂。氨在纯氧中燃烧时产生黄色火焰，在催化剂(铂网)作用下，被氧化成一氧化氮。

②毒性对人的危害 氨属 IV 级(轻度危害)毒物，它对上呼吸道有刺激和腐蚀作用。氨与人体潮湿部位的水分作用生成高浓度氨水，可引起接触部位的碱性化学灼伤，如溅到眼睛上可导致失明。

人对氨的嗅觉阈为 0.5~1mg/m³。氨对人的危害见表 2-5。

表 2-5 氨对人体的危害

浓度/(mg/m ³)	接触时间/min	危害程度	危害分级
0.7		感觉到气味	对人体无危害
9.8		无刺激作用	
67.2	45	鼻、咽部位有刺激感，眼有灼痛感	
70	30	呼吸变慢	轻微危害
140	30	鼻和上呼吸道不适、恶心、头痛	
140~210	20	身体有明显不适但尚能工作	中等危害
175~350	20	鼻眼刺激、呼吸和脉搏加速	
553	30	强刺激感，可耐受 1.25min	重度危害
700	30	立即咳嗽	
1750~3500	30	危及生命	
3500~7000	30	即刻死亡	

③中毒表现 氨中毒临床表现见表 2-6。

表 2-6 氨中毒临床表现

分 级	临 床 表 现
轻度中毒	眼、鼻、咽部有辛辣感，流泪、咳嗽、喷嚏、咳痰、咳血、胸闷、头痛、头昏、乏力（液氨溅入眼内，应立即拉开眼睑使氨水流出，并及时用清水清洗） 临床检查有眼结膜、鼻和咽黏膜充血，肺部可听及干啰音
重度中毒	肺水肿、脑水肿、喉头水肿、喉痉挛、窒息，抢救不及时可有生命危险（抢救时严禁使用压迫式人工呼吸法）

（3）氯（Cl₂）

①理化特性 氯是呈黄绿色且具有剧烈窒息性臭味的气体，氯与许多化学物品如乙炔、氨、燃料气、氢气、烃类及金属粉末剧烈反应而发生爆炸，在空气中不能燃烧，但一般可燃物大多能在氯气中燃烧，在高温下与一氧化碳作用生成毒性较大的光气。

②毒性对人的危害 氯是一种强刺激性气体，属Ⅱ级（高度危害）毒物，主要损害上呼吸道和肺部。

氯的嗅觉阈因人体差异而不同，一般为 0.06~5.8mg/m³，氯对人体的危害见表 2-7。

表 2-7 氯对人体的危害

浓 度/(mg/m ³)	接触时间/min	危 害 程 度
0.06~1.5	30~60	无不适反应
1.5		稍闻到气味
3~9		有明显气味和刺激感
18~40		刺激咽喉
90		引起剧咳
120~180		对上呼吸道和肺部造成严重损害
300		可引起致命损害
3000		吸入少许即可危及生命

③中毒表现 氯中毒的临床表现见表 2-8。

表 2-8 氯中毒临床表现

分 级	临 床 表 现
轻度中毒	产生眼结膜、上呼吸道黏膜刺激性症状，眼、鼻辛辣感，流泪，咽喉烧灼感，咽痛，干咳。临床检查可发现眼结膜、鼻和咽喉黏膜充血，肺部听诊可听见干啰音或哮鸣音
中度中毒	阵发性呛咳、胸闷胸痛、呼吸困难、呼吸及脉搏加快、头昏、头痛、烦躁不安、恶心、呕吐、中止腹痛。临床肺部检查时，有呼吸音粗糙、干啰音，数小时后引起中毒性肺炎
重度中毒	咳血、持续性剧咳、胸闷、呼吸困难，引起中毒性肺水肿，昏迷或休克，严重时引起喉部及支气管痉挛、水肿、迅速窒息，刺激三叉神经末梢引起反射性呼吸抑制，造成反射性心跳停止

(4) 一氧化碳 (CO)

①理化特性 一氧化碳是一种无色、无味、无刺激性的气体，可燃，在燃烧时其火焰呈蓝色，与空气混合（体积分数 12.5%~74.2%）形成爆炸性混合物，与氧燃烧易发生爆炸，在适当高温条件下，能将许多金属氧化物还原成金属，故冶金工业用它作还原剂。

②毒性对人的危害 一氧化碳属Ⅱ级（高度危害）毒物，操作环境空气中若含有过多的一氧化碳，因其无色、无味，人们在不知不觉中吸入一氧化碳而被毒害，因此它是一种危险性很大的毒气。

空气中只有 1/800 体积的 CO，就能使人在半小时内死亡，这就是通常所说的煤气中毒。一氧化碳对人体的危害见表 2-9。

表 2-9 一氧化碳对人体的危害

吸入时间 / h	浓度 / (mg/m ³)	碳氧血红蛋白 / %	危 害	吸入时间 / h	浓度 / (mg/m ³)	碳氧血红蛋白 %	危 害
2.5	58.5	7	轻度头痛	1.5	582.5	45	恶心呕吐
2	117	12	中度头痛、眩晕	1	1170	60	昏迷
2	292.5	25	严重头痛	0.08	11700	90	窒息死亡

③中毒表现 一氧化碳中毒临床表现见表 2-10。

表 2-10 一氧化碳中毒临床表现

分 级	血红蛋白 / %	临 床 表 现
轻度中毒	<30	头痛、头昏、头沉重感、恶心呕吐、全身乏力、心悸、神志恍惚、耳鸣，出现上述症状而活动时便加剧，但不昏迷，如及时离开中毒环境吸入新鲜空气便可自行恢复
中度中毒	30~50	除上述症状外，还会在面颊呈现樱桃红色，呼吸困难，心率加快，大小便失禁，昏迷。及时抢救后能好转，不留后遗症
重度中毒	>50	很快进入昏迷状态，并出现肌肉痉挛和抽出，同时可继发脑水肿、心力衰竭、休克、酸中毒等并发症，经抢救后仍会留下后遗症，如偏瘫、植物神经功能紊乱和神经衰弱等

(5) 硫化氢 (H₂S)

①理化特性 硫化氢是一种无色且有恶性臭（臭鸡蛋味）有毒的气体。

硫化氢的化学性质不稳定，点火时能在空气中燃烧，具有还原性。

在化肥生产、石油炼制中接触硫化氢的机会比较多，化肥生产中的造气、脱硫装置的半水煤气中，石油炼制中接触硫化氢的机会比较多，化肥生产中的造气、脱硫装置的半水煤气中，石油炼制中的催化裂化、加氢裂化、催化重整、加氢精制、制硫、焦化、气体分馏和双塔汽提等装置的石油气、酸性水和废渣中均会有不同浓度的硫化氢，在生产和贮运过程中都有可能发生硫化氢的中毒事故。

②毒性对人的危害 硫化氢属Ⅱ级（高度危害）毒物，对黏膜有强烈的刺激作用。

当操作环境空气中含有 0.1% H₂S 时，对呼吸道和眼的局部刺激作用明显，会引起人们头疼、晕眩，当吸入高浓度 H₂S 时，会引起颈动脉窦的反射作用使呼吸停止，造成昏迷，甚至可直接麻痹呼吸中枢神经而引起窒息。长期与 H₂S 接触，能引起慢性中毒，使感觉疲劳变坏，引起头痛、消瘦等。

人的嗅觉阈为 0.012~0.03 mg/m³，它对人体的危害见表 2-11。

表 2-11 硫化氢对人体的危害

浓度/(mg/m ³)	接触时间	危害程度	危害分级
0.035			无危害
0.4		能明显嗅出气味	无危害
4~7		中等强度的臭味	无危害
30~40		虽有强烈臭味，但仍能忍耐；引起局部刺激和产生全向性症状	轻度危害
70~150	1~2h	使眼及呼吸道出现刺激症状，如眼的灼热刺痛，呛咳等，吸入 2~25min 即产生嗅觉疲劳，嗅不到气味，长时间接触会引起亚急性和慢性结膜炎	轻度危害
300	1h	出现眼和呼吸道刺激症状，引起宰经抑制，长时间接触可引起肺水肿	中度危害
760	15~60min	引起肺水肿、支气管炎及肺炎，头痛、头晕、恶心、呕吐、咳嗽、喉痛、尿困难，威胁人的生命	重度危害
1000	数秒钟	引起急性中毒，出现明显的全身症状，呼吸急促，甚至因呼吸麻痹而死亡	重度危害
1400	顷刻	嗅觉立即疲劳、昏迷、呼吸麻痹、窒息而死亡	重度危害

③、中毒表现 H₂S 的中毒临床表现见表 2-12。

表 2-12 H₂S 中毒临床表现

分级	临床表现
轻度中毒	眼灼热刺痛、畏光流泪、流涕、呛咳、咽痒、胸闷，临床检查可见黏膜充血，呼吸音粗糙，数小时或数天后方可自愈
中度中毒	视觉模糊、角膜水肿、咳嗽、喉痒同时出现头痛、头晕、心悸、乏力、呕吐和运动失调等中枢神经系统失调症状，临床检查可见面色灰白、皮肤湿冷、意识不清，脉搏快而弱，两肺可听及干、湿性啰音，经及时治疗后可很快痊愈
重度中毒	表现为神志模糊、骚动、抽搐、心悸、昏迷等中枢神经系统失调症状，呼吸困难，甚至导致呼吸麻痹而死亡，如抢救治疗及时，1~5 天便可痊愈。在接触浓度 1000mg/m ³ 以上的 H ₂ S 时，可发生电击一样“闪电型”死亡，即在数秒内突然倒下，瞬间停止呼吸，立即采取人工呼吸尚可生还

(6) 二氧化硫 (CO₂)

① 理化特征 二氧化硫是一种无色而有刺激性气味的毒气体，易溶于水

② 毒性对人的危害 二氧化硫被吸入呼吸道后，在黏膜的湿润表面上生成亚硫酸和硫酸，产生强烈的刺激作用，大量吸入可引起喉水肿、肺水肿、声带痉挛，严重时使人窒息。

二氧化硫对大气、作业环境有一定的污染，工业上要求空气中的二氧化硫含量不得超过 0.02mg/L。

③ 中毒表现 二氧化硫中毒临床表现见表 2-13。

表 2-13 二氧化硫中毒临床表现

分级	临床表现
轻度中毒	眼鼻、上呼吸道黏膜出现刺激性症状，如眼灼热、流泪、流涕、喉痒、声音嘶哑、胸部紧压痛、胸痛、剧咳、头昏、乏力、恶心、呕吐、临床检查眼黏膜和咽道充血，两肺可听及干性啰音
中度中毒	出现肺水肿、呼吸困难，临床检查两肺布满啰音、肺泡破裂、气胸、纵膈气肿
重度中毒	昏迷、休克、呼吸中枢麻痹

3. 常见毒物的防治

不同的工业毒物，因其性质与危害程度不同有其相应的预防、治疗方法，当然有些是共同的。现以在石化生产中频繁发生泄漏中毒致人死亡的硫化氢气体为例，简要介绍其防治方法。

(1) 掌握作业环境硫化氢的分布情况及本岗位所存在的中毒危险源，在硫化氢可能存在的作业区内设置固定式有毒有害气体报警装置或明显的安全警示牌，提醒作业人员注意做好安全防护工作。对探头暴露在露天环境中的报警装置须装设防雨罩，定期校准与监测，每天至少一次检查报警装置，发现问题及时调整。

(2) 对作业环境中的硫化氢含量必须设专人定时测量，当因处理物料和操作条件发生变化致使其浓度超过 $10\text{mg} / \text{m}^3$ 时应及时采取有效的防护措施，防止人员中毒。

(3) 采取通风措施使作业环境中有害气体硫化氢的浓度降低，尤其是在处理作业场所出现硫化氢大量泄漏事故时，务必在采取通风条件下戴好防毒面具后方可进行堵漏。

(4) 根据作业环境和生产岗位空气中含氧量及硫化氢的浓度情况，给职工配备完好、适用、整洁的防护用品，并平日加强训练，使职工在应急的情况下能熟练地使用、正确地维护和用后妥善保管。

(5) 在采样、检查、堵漏、脱水排凝和现场施救时，应选取适用的防毒面具，至少两人同时到现场，并落实好监护措施，监护人不得随意离开作业施救现场。

(6) 在大量有毒气体泄漏时，未戴防毒面具的所有人员应立即离开作业现场，戴防毒面具者在未脱离危险区域之前，严禁脱下防护用品，以防中毒。

(7) 进入含有硫化氢的容器内作业，必须按有关规定切断一切物料来源，在完成彻底清洗、吹扫置换、加堵盲板且经采样分析合格(硫化氢浓度 $<10\text{mg} / \text{m}^3$)、落实好安全措施、办理完进容器作业票和有人监护情况下方准进入容器内作业。在作业过程中始终保持通风，采样分析时间间隔一般为 1 小时，在 1 小时之内必须进行一。

(8) 在工艺技术改造上力求实现密闭化生产，使作业区硫化氢浓度符合国家卫生标准。

(9) 接触硫化氢有毒气体的作业人员上岗前，每年必须接受一次硫化氢中毒及救护的安全知识培训，经考核合格方准上岗，使职工掌握其性能、特征、危害和救护方法，增强自身保护意识。

(10) 定期组织演练、制定事故预防方案，使职工熟练掌握设备安全操作规程、有关规定，不断提高职工安全操作技能及处理急救情况的能力。

第二节 机器事故的机理

化工、石化机器运转中发生的故障基本上包括两大类。

一类是流体(或水力)性质的，属于机器的性能故障。主要表现在机器的性能显著下降，比如活塞式压缩机的排气量不足、排气温度过高，透平压缩机的喘振和离心泵的扬程下降及

气蚀现象等。

另一类是机械性质的，属于机器本身的机械故障。主要表现在机器的轴功率过大、燃烧爆炸、磨损与疲劳可能引起的机件损伤和断裂破坏、腐蚀与污染、噪声与振动将会导致的环境污染和使机件过早地损坏。

这两类性质的故障彼此有一定的内在联系。例如，泵的口环磨损量增加属于机械故障，但它将会引起泵出口压力不足、流量减少的性能故障，与此同时还会伴随有振动过大的机械故障。

如果把机器所发生的事进一步分类，大致有以下五种类型。

一、燃烧与爆炸

燃烧是一种化学能转变成热能的化学反应过程。

物质燃烧必须同时存在以下三个条件：

- (1) 可燃物（易燃物）。
- (2) 助燃物。
- (3) 火源。

例如，往复式空气压缩机的气缸润滑油大都采用矿物润滑油，它是一种可燃物。当气体温度急剧升高，超过润滑油的闪点后如继续升高，将发生剧烈地氧化而引起燃烧爆炸；另一种情况是沿整个排气系统（包括缓冲罐、排气管道、中间冷却器、后冷却器和贮气罐等）形成油沉积物（简称积炭），在一定条件下，积炭自燃进而引起着火爆炸。

与设备一样，机器爆炸同样分为化学爆炸与物理爆炸。

石化用压缩机的压缩介质绝大多数是易燃易爆的气体，而且在高压条件下极易泄漏，可燃性气体通过缸体连接处、吸排气阀门、设备管道的法兰和密封等缺陷部件泄漏，或零部件疲劳断裂、高压气体冲出，或空气进入压缩机系统，形成爆炸性混合物，如果操作、管理不善和检修不合理，一遇火源，就会发生异常激烈燃烧，甚至引起爆炸事故。

在某些工艺过程中，用离心机来分离易燃易爆的液体，当操作中同时具备可燃物、氧化剂和火源三个条件时，将会引起燃烧爆炸。

上述的燃烧爆炸是化学爆炸。

在压缩机启动过程中，因缺乏操作知识，没有打开压缩机至贮气罐间的阀门，或操作中因压缩机气体调节系统中的仪表失灵，气体压力过高，超过管道与贮气罐材料的强度极限时会引起物理爆炸。

二、腐蚀与污染

在不同工作介质环境下运行的化工、石化机器的种类繁多，例如：30万吨乙烯成套装置的丙烷、乙烯压缩机；化工厂使用的烟道气、硝酸气、氯气压缩机；石化厂中用来输送各种酸、碱液及其他化学腐蚀性介质的泵、耐腐蚀泵、液下泵和屏蔽泵；这些工作介质都是有腐蚀性的。即使空气压缩机也存在腐蚀性问题。腐蚀不但对人有不同程度的化学性灼伤作用，而且对金属设备也有较强的腐蚀性，同时还会使机器性能急剧下降。腐蚀将会使零部件减薄、变脆造成机件破坏，甚至承受不了原设计压力而引起断裂、泄漏、着火爆炸事故。

压缩空气中含有二氧化硫和三氧化硫等，其含量因地点、风向的不同而异，最高可达 $1\mu\text{L/L}$ 。在干燥的环境中， SO_2 、 SO_3 的腐蚀作用很弱，但如果与中间冷却器的冷凝液结合在一起，生成亚硫酸和硫酸（pH值可达3），将会对中间冷却器、连接管道、叶轮等有较强的腐蚀作用。

对于输送腐蚀性气体的往复式压缩机，因气流速度较低，应力也较低，而且润滑油在某种程度上起到一定的保护作用，故防腐问题便于解决。而对高速运转的离心式压缩机、分离机和耐酸泵等，在材料选择上要予以慎重考虑。

被输送的气体如果不经除尘处理，对往复式压缩机将加剧磨损和易形成积炭；对风

机会磨损机壳和叶轮；对透平式压缩机，则会降低效率并产生严重的振动。如果气体压缩机吸入口处的水蒸气达到饱和，则对气体压缩机的污染更为严重、潮湿的污染气体经干燥后将会产生大量的沉积物，阻塞叶片之间的通道，对叶片产生扰动使叶片共振，腐蚀和冲蚀部件，从而降低材料的疲劳强度，最终导致转子、叶片的破坏。特别是气体中的某些成分与催化物质（如铁锈）在一定温度下形成固体沉淀，致使气体的通流截面积减小（严重者达 60%~70%），压缩机的效率将显著下降。

三、磨损与疲劳

在机器试车、运行过程中，由于设计、制造、安装、检修方面的问题，或缺乏正确的操作、维护知识，都有可能造成机器零部件损坏和破坏性事故。其事故常见的原因是运动副的磨损、材料的塑性变形和疲劳破坏。

磨损可分为黏着磨损、磨料磨损和腐蚀磨损三种。

1. 黏着磨损

当两个金属零件表面直接接触，其间没有润滑油膜隔开，即没有形成完全润滑时的磨损称黏着磨损。此种磨损是石化机器摩擦零件中最常见的磨损形式。压缩机、风机、泵和离心机的主轴与轴承之间、活塞与活塞环之间的磨损为黏着磨损。

2. 磨料磨损

当两个零件表面之间存在尘埃、金属屑或积炭等坚硬的磨粒时所造成的磨损称磨料磨损。这种磨损是由于气体净化不好，工艺流程中的气体含有大量杂质，润滑油中含有金属屑、杂质，以及高温下润滑油分解形成积炭等造成的，如气缸与活塞环之间的磨损。

3. 腐蚀磨损

由于腐蚀作用使金属氧化物剥落，致使金属表面间发生的机械磨损称腐蚀磨损。此种磨损往往与黏着磨损、磨料磨损结合在一起同时产生。而且，空气、腐蚀性介质的存在将会加剧腐蚀磨损。腐蚀磨损按腐蚀的速度不同又分为氧化磨损、特殊介质腐蚀磨损和微动磨损三种，其中最容易使机件断裂的是微动磨损。

微动磨损是指采用机械方法（如过盈配合或过渡配合等）连接的两个零部件表面在动载荷的作用下发生相对运动，使零部件表面产生近似于坑蚀、点蚀的腐蚀形态的磨损，又称咬蚀、摩擦腐蚀或磨蚀疲劳。微动磨损将降低机件的使用寿命，使其在低于疲劳极限的受力状态下发生破裂。

机器的嵌合部位（如键与键槽的配合处、连杆螺栓的螺母与连杆的结合面）、过盈配合处（如主轴颈、曲柄轴和转子的红套处），虽没有宏观的相对位移，但在交变的脉动载荷和振动的作用下，会产生微小的相对滑动。

咬蚀造成了表面应力集中和残余拉应力，削弱了疲劳强度，比较容易引起表面初始裂纹，并有可能扩展，致使连接件断裂。

机件的磨损量不仅与磨损类型、材料有关，而且与工作条件（如工作时间、载荷、摩擦速度、有无润滑、润滑状态及周围介质等）有关。

通过大量试验表明，表面磨损量与机器工作时间有一定的内在规律性，其变化曲线如图 2-1 所示。零件磨损曲线可分三个不同阶段。

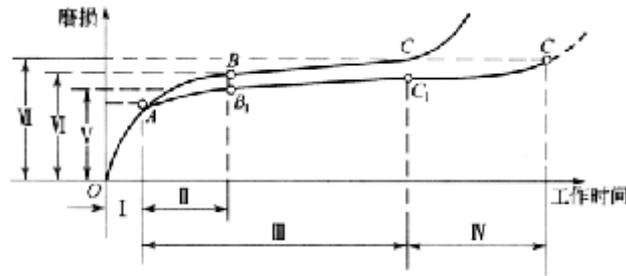


图 2-1 零件磨损曲线

I—生产磨合时期；II—运行磨合时期；III—大修间隔时期；
IV—由于初期磨损降低而增加的大修间隔时期；
V—降低了的初期磨损；V₁—初期磨损；V₂—极限磨损

(1) 磨合阶段（曲线 OB 段） 由于机加工造成零件表面具有一定的粗糙度。在磨合开始时磨损非常迅速，磨损曲线的斜率很大，此阶段的磨损称初期磨损。

(2) 工作阶段（曲线 BC 段） 零件经过初期磨损后，使工作表面粗糙度很低，再加之润滑条件的逐步改善，磨损速度大大减缓，磨损量的增长率几乎不变，直至工作很长时间后，磨损的增长率才逐渐增大。

(3) 事故性磨损阶段（C 以后） 随着磨损量逐步增加，配合面间隙增大，再受到载荷分布不均、冲击、过热和漏油等因素影响，磨损将急剧增加，直至达到磨损极限（即零件与配合件不能继续使用时的磨损程度）时，将引起破坏性事故。

为了防止零件因配合面磨损达到磨损极限而发生破坏性事故，保证机器运转的可靠性与经济性，对机器的主要运动副之间的磨损极限值和允许极限值（零件或配合件已经有了某种程度的磨损，但到下次检修之前，磨损最严重的程度还达不到磨损极限值，此程度叫允许极限），都应在使用说明书中作出文字说明。

机器的主要运动部件，如活塞式压缩机的曲轴、连杆、连杆螺栓，透平压缩机和离心泵的转子、叶轮及离心机的转子、转鼓等是在交变载荷下工作，它们经过较长时间运行后，在事先没有明显征兆的情况下，而发生突然断裂的现象称疲劳，疲劳断裂没有明显塑性变形。疲劳断裂具有颇大的危险性，它会导致重大事故。

影响疲劳的因素见表 2-14。

表 2-14 影响疲劳的因素

工作条件	载荷特征（应力状态，应力循环不对称度等） 载荷交变频率 工作温度、工作介质
零件几何形状与表面质量	尺寸因素，表面粗糙度、表面耐蚀性、缺口效应
材料性质及状态	化学成份、金相组织、纤维方向、内部缺陷
表面处理及残余应力	表面冷作硬化、表面热处理、表面涂层

零件的疲劳极限将直接影响零件的疲劳寿命。

四、噪声与振动

风机、离心式压缩机、活塞式压缩机所产生的噪声声级高（透平压缩机的噪声可达90~95dB(A)），涉及面广。长期在较高的噪声级下工作，不仅能损伤职工的听觉，对神经、心脏及消化系统会产生不良影响，而且还会使职工的情绪烦躁，降低工作效率，甚至还会引起事故。因此，为减少噪声对环境的污染，各国都制定了限制噪声的标准，见表2-15。

噪声源主要包括空气动力性噪声、机械噪声和电磁噪声三种类型。

表 2-15 噪声允许声级标准/ dB (A)

标准及适应部门		噪声下允许工作时间					
		8 h	4 h	2 h	1 h	0.5 h	0.25 h
美国职业安全和保健标准规范		90	95	100	105	110	115
英国劳工部规范		90	93	96	99	101	107
国际标准化组织规范		85	87	89	92	95	100
中国工业企业噪声卫生标准	新建、扩建、改建企业	85	88	91	94	97	100
	现有企业最宽限度	90	93	96	99	102	105
	最高不得超过	115					

往复式压缩机的噪声主要是流经吸排气阀、气缸、中间冷却器和连接管路的气流强烈脉动引起的空气动力性噪声（其中吸气时的空气动力性噪声最大）和运动机构的动力平衡性差或基础设计不当（比如活塞、十字头、连杆、曲柄、阀片等运动部件的冲击）而产生的机械噪声，以及电动机等所产生的电磁噪声。

往复式压缩机的转速较低，一般为500~800 r/min，因此，多为低频噪声。但是这种低频噪声往往与厂房或临近某些建筑结构产生共鸣，则使噪声级提高。往复式压缩机声功率级可由下式估算

$$L_w = 75 + 10 \times 1g N \quad \text{dB (A)}$$

式中 N——轴功率，kW。

离心式压缩机的噪声主要是高速流体流经通流元件时所产生的流体噪声和汽轮机、齿轮所产生的噪声。

离心式压缩机声功率级可按下式估算

$$L_w = 20 + 1g N + 50 + 1g (u_2 / 2625) + 84 \quad \text{dB (A)}$$

式中 N——轴功率，kW；

u_2 ——叶轮圆周速度，m/s。

轴流式压缩机与离心式压缩机产生噪声的原理基本相同。

上述介绍的声功率级计算式只是经验公式，准确的噪声级必须采用声级表，按标准测量方法测定。

泵的噪声主要有流体噪声和机械噪声两类。

流体噪声是由于泵系统中流体的周期性脉动、气蚀和泵的实际运行点远离允许运行范围

时所产生的。在流体内产生的周期性振动含有声能，此种声能可直接与管路耦合，再次放射到邻近的工作范围。气蚀产生的噪声特点是宽频带高强度能量的噼噼啪啪的爆裂声。这种爆裂将产生具有足够能量的冲击波，当这种能量冲击到不平整的表面上时，冲击波可能激发出强迫振动，从而再次放射出噪声。实际运行点远离允许运行范围时产生的噪声特点是隆隆的撞击声。这些均是由于泵的压力脉动，在流体内产生周期性振动引起的。

机械噪声是由于地脚螺栓松动、垫片未垫实、轴弯曲、叶轮不平衡、滚动轴承滚珠破碎、滑动轴承间隙过大、口环间隙过小和平衡盘研磨等原因产生的。机械产生的噪声能量都会引起强迫振动，或在管路和支承结构中引起机械共振，结果就形成了传到周围环境中的噪声。其噪声特点是噪声相对比较低沉，没有流体撞击或爆裂声。

单吸、双吸和多级离心泵的噪声级与轴功率之间的关系如图 2—2 所示。

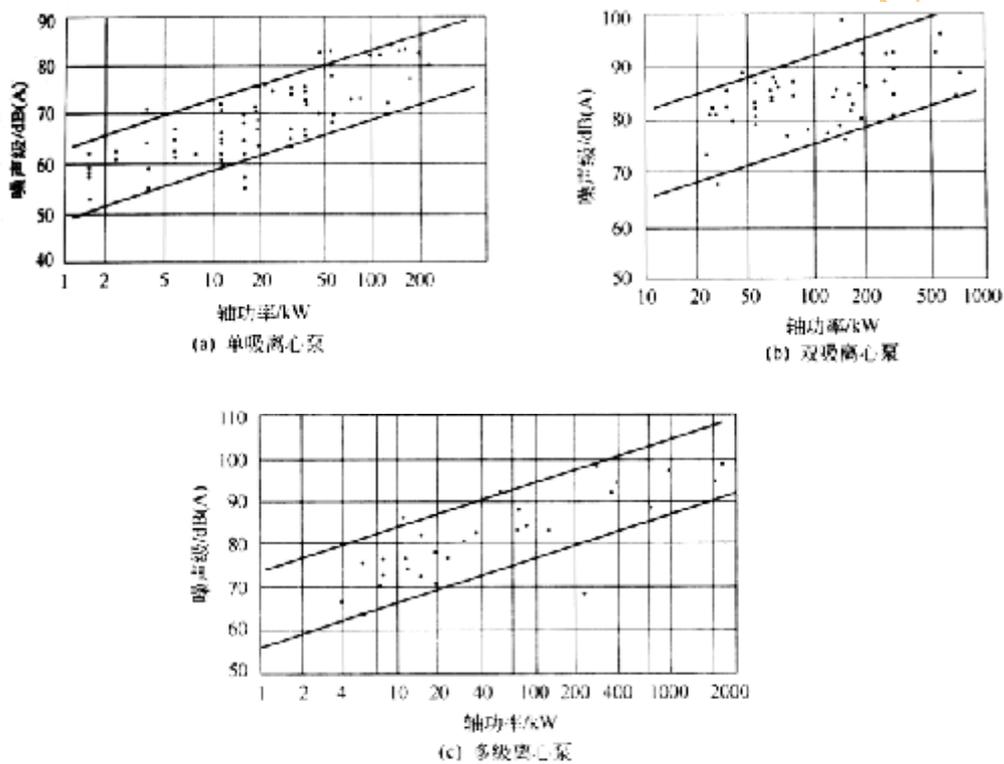


图 2-2 离心泵的噪声级与轴功率之间的关系

泵房的噪声与泵体的噪声应作为一个整体系统来考虑。泵房的噪声与泵的形式、性能参数和台数有关。

对泵及泵房的噪声，各国都作了严格规定：日本限定泵侧的噪声为 65 dB (A)，泵房占地的边界线上为 40~45 dB (A)。

机器在运行中，由于种种原因而产生的强烈异常振动是常见的一种故障。它不但会导致连接件接头松脱、基础松动、支撑移动，焊缝、绝缘破坏，压力表等附属仪表工作不稳定，加剧运动件与静止件的磨损和引起泄漏等故障，而且还会降低机器的性能，产生很大的噪声，恶化工作条件，严重影响机器运转的可靠性，甚至引起机器、管道疲劳断裂，造成爆炸等破

坏性事故。同时，振动本身还直接危害职工的身体健康，引起神经系统和心血管疾病。

往复活塞式压缩机机组和管道振动的原因除了运动机构存在不平衡力与力矩（即动力平衡性差）和基础设计不当外，流体流经吸、排气阀时的间歇性而引起的气流脉动也是导致振动的主要原因。

所谓气流脉动即是由于活塞式压缩机吸、排气的间歇性，使气流的压力和速度呈周期性变化的现象。气流脉动可能会引起管道和机组的共振，并带来严重后果。

对于离心式压缩机、风机和离心泵，离心机称为回转式机械。引起回转机械振动的原因主要包括两个方面：一是机械本身固有特性决定的，即共振现象；二是由于不平衡力、扰动性力的作用，即转子的重心不在旋转中心线上，因此不平衡质量产生了离心力，在离心力的作用下，使回转机械产生振动。

导致不平衡的原因很多，比如材质不均、设计原因、加工误差、机械安装对中不良、装配调整不好等。

为了减少不平衡引起的振动，除了消除上述原因外，在转子加工安装好后，还必须对转子进行动平衡试验。

尽管如此，在试车、操作过程中仍会产生振动。如离心式压缩机的叶轮因腐蚀、磨损、粉尘集聚的不均匀等导致转子不平衡，操作中气流不稳定而发生喘振，均会引起机组振动。离心机在投料试车、装料、卸料时不均匀（这与物料种类、转鼓内料层的密实度、坚硬度、切削阻力有关）也同样会产生强烈振动。因此，高速回转机械的正常操作是十分重要的。

目前，对活塞式压缩机、高速离心式压缩机、汽轮机的振幅应控制在允许的范围内，见表 2-16~表 2-20。

表 2-16 活塞式压缩机基础振幅规定值

主轴转速 (r/min)	<400	200~400	<200
基础振幅/mm	≤0.15	≤0.20	≤0.25

表 2-17 高速离心式压缩机允许振幅规定值

转子转速 (r/min)	≤3000	≤6500	≤10000	≤10000~16000
机壳轴承部位双振幅/mm	0.05	0.04	0.03	0.02
转子转速 (r/min)	≤3000	≤6500	≤10000	≤10000~16000
齿轮箱轴承部位双振幅/mm	—	0.05	0.04	0.03

表 2-18 美国克拉克公司规定转子对轴承座安全运转振幅标准

主轴转速 (r/min)	4000	8000	12000	16000	20000	24000	28000
转子对轴承座双振幅/mm	<0.0547	<0.0318	<0.0254	<0.0228	<0.0203	<0.0190	<0.0175

表 2-19 我国水电部规定汽轮机机组对轴承座振幅标准/mm

汽轮机转速/ (r/min)	新安装的汽轮机		正常运行		
	全负荷及半负荷	空负荷励磁	优	良	合格
1500	<0.05	<0.08	<0.03	<0.05	<0.07
3000	<0.04	<0.06	<0.02	<0.03	<0.05
≥5000	<0.02	<0.03	0.01	<0.03	<0.05

表 2-20 国际电工委员会 (IEC) 和国际标准化组织 (ISO) 联合推荐的汽轮机允许振动值

额定汽轮机转速 (r/min)		1000	1500	1800	3000	3600	≥6000
从轴承座上测量的 双振幅	μm	75	50	42	25	21	12
	in	0.003	0.002	0.017	0.001	0.0008	0.0005
从邻近轴承的轴上测量 的双振幅	μm	150	100	84	50	42	20
	in	0.006	0.004	0.003	0.002	0.0017	0.001

五、气蚀与喘振

气蚀是离心泵设计、操作中必须认真考虑的问题，特别是随着石化装置大型化、高速化的发展，其重要性更为突出。

泵之所以能吸上液体，主要是依靠叶轮中心形成的一定的局部真空，在依靠液面在大气压作用下使液体沿吸入管进入泵的叶轮中心。可见泵的吸上高度是有限制的。如果泵安装离液面过高，超过限制高度，则泵叶轮中心压力降低到等于液体当时温度下的饱和蒸汽压力，液体就开始沸腾汽化，在液体中形成气泡，气泡中充满蒸汽和自液体中析出的气体。当气泡被流体带入到叶轮内压力较高区域时，气泡中的蒸汽突然凝结而使气泡破裂。由于气泡破裂得非常快，因此周围的液体就以高的速度冲向气泡原来占的空间，产生强烈的水力冲击，即水锤作用，其频率高达每秒 2、3 万次，使叶轮表面造成严重损伤。这种液体汽化、气泡产生和破裂的过程中引起的一些列现象就叫做汽蚀。离心泵在严重的气蚀状态下运行，将使泵的流量、扬程和效率显著降低（如图 2—3 所示），甚至无法工作。同时还会伴有强烈的噪声和振动。长期连续在此工况下运行，使叶轮金属表面受到严重侵蚀，在叶轮入口边靠近前盖板处和叶片人口处附近产生蜂窝状或海绵状组织，导致叶轮破坏。因此，在设计和操作中应设法提高离心泵抗气蚀性能，以防气蚀发生。

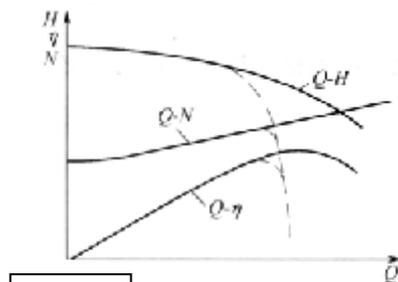


图 2-3 泵发生气蚀时的性能曲线
— 正常运转时的性能曲线；
--- 发生气蚀时的性能曲线

喘振是离心式压缩机在正常运行及开、停车过程中常见的故障。离心压缩机的各级叶轮、扩压器、回流器等气体流道都是按照最高效率点设计工况设计的。当压缩机实际运行的流量

Q_j 比设计流量 ($Q_{j\text{设}}$) 小到一定程度 ($Q_j \leq Q_{j\text{min}}$) 时, 使气体打不出去, 压缩机出口管网中的高压气体倒流向压缩机内, 则会出现不稳定工作状态, 此工况称为喘振或飞动。机械长期在喘振工况下运行, 压缩机轴封、轴承、止回阀、管子接头、管子支架等都会很快被破坏, 甚至发生重大破坏事故。喘振现象在开、停车过程中更容易发生, 因此, 必须格外慎重。同时, 必须在设计、操作和预测故障等方面给以高度重视。

标准分享网 www.bzfxw.com

第三章 化工、石化机械设备事故的统计分析

以在化工、石化行业被广泛应用的换热器和管道以及在这些行业中必不可少的动力设备压缩机为例，进行事故统计分析。

第一节 换热器事故统计分析

换热器是化工、石化等领域中广泛应用的一种通用工艺设备。在石化厂中，换热器投资约占总投资的 20%以上，占设备总质量的 40%以上。

有的换热工作条件要求在高温高压条件下进行，如工作介质的压力最高可达 250 MPa，操作温度最高达 1000~1500℃；有的其工作流体具有易燃、易爆、有毒、腐蚀性特点，加之化工、石化生产要求处理量大、连续性强，因此，这就给换热器正常运行带来了一定的困难，稍有不慎就会发生事故，危及职工的生命安全。

据国外化工设备损坏情况统计资料介绍，换热器的损坏率在所有化工设备损坏的比例中所占的比重最大，为 27.2%，远远高于槽、塔、釜的损坏率（17.2%）。据原化工部 1949~1982 年小石化生产的不完全统计，换热器发生爆炸事故共 21 起，伤亡人数 102 人。1973~1983 年小氮肥发生热交换器爆炸事故共 16 起，伤亡人数 12 人。1979~1988 年全国换热器爆炸事故统计见表 3-1。据 1990~2000 年全国 29 个省、自治区、直辖市化工系统县以上全民企业的不完全统计，发生换热器泄漏爆炸事故 18 起，其中爆炸 6 起，见表 3-2。

表 3-1 1979~1988 年换热器爆炸事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故简况
1	1979.5.6	四川江北区氮肥厂	因自制热交换器，擅自修改图纸，制造质量低劣，并错将封头焊在底部，运行中热交换器突然爆炸，伤 5 人，其中 1 人死亡
2	1979.5.18	宁夏中宁县化肥厂	因冷凝塔严重腐蚀，塔壁变薄穿孔，并带病长期超压运行，致使该设备中上部爆炸

续表

序号	发生时间	发生单位	事故简况
3	1979.6.10	山东滨州化工厂	将蒸汽通入原油加热器,夹套试漏时,因加热器进口阀门关闭,原油受热气化超压而爆炸,高压原油喷出,伤2人
4	1979.7.18	广西宜山龙江氮肥厂	因螺旋板式换热器外壳采用普通钢板制成,腐蚀严重,致使半水煤气进口处钢板穿孔,并沿轴向炸裂
5	1979.7.26	湖北通山县化肥厂	因自制冷凝塔壁未采取防腐措施,钢板受H ₂ S腐蚀严重,塔壁减至1.5~2mm,升温时发生物理爆炸
6	1979.9.6	河南辉县化肥厂	因设备制造缺陷引起换热器爆炸
7	1979.10.20	湖北利川县化肥厂	因变换中间换热器选材、制造工艺不符合设计要求,致使升温过程中发生爆炸,1人受伤
8	1979.10.24	福建龙海县角美合成氨厂	因合成水冷却器排管(φ35mm×6mm)材质缺陷,循环气中氨含量偏高,系统压力升高,致使排管自上而下突然炸开
9	1980.10.20	安徽砀山化肥厂	因多年腐蚀,变换冷凝塔的壁厚由10mm减少到3mm下仍带病运行,致使该塔在0.7MPa压力下爆炸
10	1980.11.8	福建厦门市合成氨厂	因违章,未按规定先打开碳化塔进出口阀,致使冷凝塔超压而爆炸
11	1981.2.6	南京栖霞山化肥厂	尿素高压甲胺冷凝器因制造缺陷而产生严重泄漏
12	1981.3.24	云南天然气化工厂	因换热器制造缺陷,长期在高温高压下运行,列管过早疲劳老化而致使列管严重泄漏
13	1981.4.21	湖北应山县化肥厂	因制造质量差,材质缺陷,致使氨冷器在低于设计压力下爆炸(设计压力20MPa,爆炸压力18.5MPa)
14	1982.4.25	四川灌县氮肥厂	因设计制造缺陷,焊缝未焊透,超压超低温运行,泄漏爆炸
15	1982.6.30	山西太原化工厂	在列管冷凝器未泄压情况下,违章在底部铲平列管堵头,加盲板时,由于震动致使列管破裂,液氨喷出伤人
16	1982.8.16	大连化工厂	因预冷器管线材材质缺陷,结构不合理,焊缝严重未焊透,致使合成车间氨分工段预冷器上管板连筒及入口混合管爆裂着火
17	1982.11.2	河南洞口县氮肥厂	自制设备,焊接质量差,运行中爆炸
18	1982.12.21	四川化工厂	因氨气窜入氨系统,引起氨蒸发器高压蛇管断裂
19	1983.3.1	福建龙海县角美合成氨厂	因设计不合理,制造质量差,致使氨冷器低压壳体超压而爆炸,死亡1人
20	1983.10.8	北京延庆化肥厂	将一台已于1981年报废的加热器安装在变换工段中,因该设备焊缝没开坡口,焊层仅2mm深,安装前试压两次发现有泄漏,补焊后投入运行,因超压而爆炸,灼伤12人,其中1人死亡
21	1985.7.24	天津硫酸厂	因高压省煤器热水管严重腐蚀,漏水与通过其中的SO ₂ 反应生成稀硫酸,此酸与换热器及壳体金属铁反应生成的氢气达到一定浓度,遇明火使换热器爆炸
22	1986.7.27	燕山石油化工公司化工一厂	由于液氧中有机物含量上升和积聚(由100μL/L增加至250μL/L)及去除烃化物用液氧循环吸附器没有启动,致使冷凝蒸发器全面爆炸,13人受伤
23	1987.4.20	山西灵丘县化肥厂	在对热交换器内件进行强度试验时,采用气压试验代替,并用氧补压,致使热交换器爆炸,造成1人死亡
24	1987.9.4	浙江乐清县氮肥厂	在对热交换器内件进行试压补焊时,采用氧气给内件补压,致使试压过程中爆炸,1人死亡
25	1987.9.20	湖南沅江县氮肥厂	合成系统加热器试压试漏时,采用可燃性的精煤气试压,造成化学爆炸,1人死亡

注:合计伤亡人数

表 3-2

换热器泄漏爆炸事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故简况
1	1990.2.10	陕西省南郑县氮肥厂	在进入外冷却器处理堵管事故时,因蒸汽阀开启过大,外冷却器内蒸汽过多,致使 1 名检修工人由于缺氧窒息死亡
2	1991.4	某大型合成氨厂	因浮头式蒸发过热器的管束热膨胀,冷却时管束收缩受阻,失稳变形,产生很大的拉应力,又因有冷凝水的存在和外来有害元素 Cl、S、K 的侵入,产生应力腐蚀,致使 25 根换热管断裂,300 多根换热管有穿透性裂纹、管束扭曲和过热器泄漏
3	1991.5	山西天脊煤化工集团公司	因 Cl ⁻ 离子的聚集和介质中 S 的含量很高,在这种介质环境和应力条件下,致使煤气变换系统中的 W-301 立式列管换热器的管束(Cr-Ni 不锈钢)发生应力腐蚀破坏,停车检查发现有 32 根管子穿裂,经采取更新管束材料,减少有害介质措施,运行 5 年后未见应力腐蚀现象再次发生
4		珠海裕华股份有限公司	因流体流过管子所产生的扰动频率(称激振频率)近似于管子的自振频率(称固有频率)或与其任何一个高频谐波相等,致使 3 万吨/年瓶级聚酯切片生产线固相缩聚系统的 2 台气体换热器产生了强烈的振动和噪声,而使换热器破坏
5	1992.7.17	广东省惠阳化工厂	处理精馏塔(生产无水氨车间)冷凝器底阀及下液管堵塞故障时,因工人用力过猛,将三叉管上端法兰碰到冷凝器底 Dg50 球阀手柄,手柄随之转动,致使冷凝器内的含氟酸积液突然下泄,将一名未按规定穿戴好防护用品的工人严重灼伤致死
6	1992.10.22	甘肃省张掖地区化肥厂	在检修合成塔时,因未按规定程序作业,致使换热器的内芯突然崩出,将 1 名工人打成重伤致死
7	1994.2.17	湖南省岳阳市氮肥厂	因金属垫片选型不符合规范、法兰螺栓紧固不均匀,投入使用前未按要求进行试压及气密性试验,在检修完甲胺分厂合成低温 U 形管换热器(D600 mm×6 m)重新开车后,封头法兰处的金属垫片被冲开,突然破膜而发生泄漏,大量液氨并带有部分甲醇、甲胺喷出,造成 3 人中毒死亡
8	1994.5.20	河北省宣化化肥厂	因净化车间变换系统管线腐蚀严重,致使换热器的进口管(φ500 mm)三通突然爆炸,大量气体喷出,发生空间爆炸,造成 8 人死亡,3 人受伤
9	1994.7.15	河南省获嘉县化肥厂	变换加热器突然裂开 1.3 m 长的口子,大量气体喷出起火,致使对值班室的 1 名工人烧死,3 人受伤
10	1994.10.5	河北省宣化化肥厂	净化车间变换岗位热交换器主线进口管突然爆炸,气体冲出发生空间爆炸,造成正在 3 m 处给副线打卡子堵漏的 8 名工人死亡,3 名工人受伤
11	1995.1.13	陕西省化肥厂	在停车检修合成车间酮洗工段再生系统的加热器时,因未按规定对其进行清洗置换,设备内存在可燃性气体;检修中使用铁堵头堵漏并使用非防爆照明器材,工人穿戴不符合安全规定的化纤工作服,发生爆炸造成 4 人死亡,4 人受伤
12	1995.2.13	河北省兴隆县化肥厂	因脱碳溶剂冷却器的下封头无法兰,且与裙座焊接,故被迫采取下封头开人孔方法修补列管泄漏事故,且焊后未按规定做水压试验,开车后,人孔金属板在压力作用下整体脱落,可燃性气体喷出,发生空间爆炸,造成 4 人死亡,1 人受伤
13	1995.9.20	辽宁省锦州市某化工厂	因 H301 卧式固定管板换热器壳程介质的横向流引起横向诱发振动,致使检修完毕后试车约 5 min 便发现壳体振动,且产生脉动冲击声,部分管子与管板间的胀接头松动。经采用在壳程入口处设置挡板、缩小折流板间距等方法后,防止了管子的振动
14	1996.1.12	河南省淮阳县化肥厂	因采用氧气对合成系统列管式循环预热器进行试压试漏且有关技术资料不全,内件油污较多虽做清理又不彻底,在试压介质经减压后其压力接近 0.4 MPa 时,预热器着火爆炸,造成 1 人死亡
15	1996.11.29	河北省邢台县化肥厂	在大修结束对合成系统进行空气试漏,其压力达到 15 MPa 时,发现冷交换器的小盖填料处漏气,经泄压放空后,因压力表量程大、空气压力未泄尽,致使一名维修工在拆除小盖螺栓,用锤敲击时,系统内残存空气冲出,气浪将其冲到合成塔框架上撞击致死

据统计资料表明，热交换器的事故类型主要有燃烧爆炸、严重泄漏和管束失控三种。其中设计不合理、制造缺陷、材料选择不当、腐蚀严重、违章作业、操作失误和维护管理不善是导致换热器发生事故的主要原因。

一、燃烧爆炸

(1) 自制换热器，盲目将设备结构和材质做较大改动，制造质量差，不符合压力容器规范，设备强度大大降低。

(2) 焊接质量差，特别是焊接接头处未焊透，又未进行焊缝探伤检查、爆破试验，导致焊接接头泄漏或产生疲劳断裂，进而大量易燃易爆流体溢出，发生爆炸。

(3) 由于腐蚀（包括应力腐蚀、晶间腐蚀），耐压强度下降，使管束失效或产生严重泄漏，遇明火发生爆炸。

(4) 换热器做气密性试验时，采用氧气补压或用可燃性精炼气体试漏，引起物理与化学爆炸。

(5) 操作违章、操作失误，阀门关闭，引起超压爆炸。

(6) 长期不进行排污，易燃易爆物质（如三氯化氮）积聚过多，加之操作温度过高导致换热器（如液氯换热器）发生猛烈爆炸。

(7) 过氧爆炸。

相应的预防措施如下。

(1) 换热器设计、制造应符合国家压力容器的规范要求，图纸修改与变动必须经主管部门同意，经验收质量合格。

(2) 制造换热器时，要保证焊接质量，并对焊缝进行严格检查。

(3) 流体为腐蚀介质时，提高管材质量和焊接质量，增加管壁厚度或在流体中加入腐蚀抑制剂，定期检查管子表面腐蚀情况和对易腐蚀损坏的设备进行检测，采取有效措施。

(4) 换热器做气密性试验时，必须采用干燥的空气、氮气和其他惰性气体，严禁使用氧气和可燃性气体试漏或补压。

(5) 严禁违章操作，严格执行操作规程。

(6) 对于易结垢的流体可定期进行清洗，将结垢清洗掉。

(7) 严格控制氧的含量。

二、严重泄漏

换热器发生燃烧爆炸、窒息、中毒和灼伤事故大都是由于泄漏引起的。易燃易爆液体或

气体因泄漏而溢出，遇明火将引起燃烧爆炸事故；有毒气体外泄将引起窒息中毒，有强腐蚀流体泄漏，将会导致灼伤事故。最容易发生泄漏的部位有焊接接头处、封头与管板连接处、管束与管板连接处和法兰连接处。

焊接接头泄漏的直接原因是焊接质量差，如焊缝未焊透、未熔合、存在气孔夹渣、焊缝未经探伤检验，甚至未做爆破试验，只做部分部件的水压试验和采用多次割焊，造成金相改变，内应力增大，强度大大降低。

列管泄漏会造成气体走近路，如管内半水煤气泄入管间变换气中，使变换气一氧化碳升高，影响正常生产。造成列管泄漏主要是腐蚀、开停车频繁、温度变化过大、换热器急剧膨胀或收缩使花板胀管处泄漏以及设备本身制造缺陷等原因所致。

具体原因如下。

(1) 因腐蚀（如蒸汽雾滴、硫化氢、二氧化碳）严重，引起列管泄漏。

(2) 由于开停车频繁，温度变化过大，设备急剧膨胀或收缩，使花板胀管泄漏。

(3) 换热器本身制造缺陷，焊接接头泄漏。

(4) 因操作温度升高, 螺栓伸长, 紧固部位松动, 引起法兰泄漏。

(5) 因管束组装部位松动、管子振动、开停车和紧急停车造成的热冲击, 以及定期检修时操作不当产生的机械冲击而引起泄漏。

相应的预防措施如下。

(1) 定期进行清洗; 选择耐蚀管材; 流体中加入腐蚀抑制剂; 控制管内流速; 视泄漏情况决定停车更换或采取堵漏措施。

(2) 精心操作, 控制系统温度不要发生较大的波动。

(3) 保证焊接质量, 对焊缝进行认真检查。

(4) 尽量减少法兰连接, 升温后及时重新紧固螺栓, 紧固作业要力求方便。

(5) 对胀管部位不允许有泄漏的换热器宜采取焊接装配。

三、管束失效

塔设备污染、反应器触媒中毒、设备严重泄漏都是化工设备事故, 而管壳式换热器、合成塔和废热锅炉的管束失效也是化工设备破坏形式之一。

管壳式换热器、合成塔和废热锅炉的管束是薄弱环节, 最容易失效。管束失效的形式主要有腐蚀开裂、传热能力迅速下降、碰撞破坏、管子切开、管束泄漏等多种。其常见的原因如下。

1. 腐蚀

换热器多用碳钢制造, 冷却水中溶解的氧所致的氧极化腐蚀极为严重, 管束寿命往往只有几个月或一二年, 加之工作介质又有许多是有腐蚀性的, 如小氮肥的碳化塔冷却水箱, 在高浓度碳化氨水的腐蚀和碳酸氢铵结晶腐蚀双重作用下, 碳钢冷却水箱有时仅使用二三个月就发生泄漏。

管子与管板的接头是管束上的易损区, 许多管束的失效都是由于接头处的局部腐蚀所致。我国的换热器的接头多采用焊接形式, 管子与管板孔之间存在间隙, 壳程介质进入到间隙死角之中, 就会引起缝隙腐蚀。对于采用胀接形式的接头, 由于胀接过程中存在残余应力, 在已胀和未胀管段间的过渡区上, 管子内、外壁都存在拉应力区, 对应力腐蚀非常敏感。一旦具备发生应力腐蚀的温度、介质条件, 换热器就很快由于应力腐蚀而破坏。许多合金钢和不锈钢换热器管束, 往往是由于局部腐蚀和应力腐蚀而迅速开裂的。有人曾对某变换气换热器管束做过失效分析, 该换热器材质为 Cr25Ni20, 在温度为 420℃ 左右下运行, 在操作三四个月之后, 竟有 14% 的管子开裂泄漏。对其断口进行分析表明, 断口形态呈敏化不锈钢应力腐蚀的典型特征: 裂纹在起始处为晶间型, 裂纹深入到金属内部时转化为穿晶型。

2. 结垢

在换热器操作中, 管束内外壁都可能会结垢, 而污垢层的热阻要比金属管材大得多, 从而导致换热能力迅速下降, 严重时将会使换热介质的流道阻塞。

3. 流体流动诱导振动

为强化传热和减少污垢层, 通常采用增大壳程流体流速的方法。而壳程流体流速增加, 产生诱导振动的可能性也将大大增加, 从而导致管束中管子的振动, 最终致使管束破坏。常见的破坏形式有以下几种。

(1) 碰撞破坏 当管子的振幅足够大时, 将致使管子之间相互碰撞, 位于管束外围的管子还可能和换热器壳体内壁发生碰撞。在碰撞中, 管壁磨损变薄, 最终发生开裂。

(2) 折流板处管子切开 折流板孔和管子之间有径向间隙, 当管子发生横向振动的振幅较大时, 就会引起管壁与折流板孔的内表面间产生反复碰撞。由于折流板厚度不大, 管壁多次、频繁与其接触, 将承受很大的冲击载荷, 因而在不长的时间内就可能发生管子被切开的局部性破坏。

(3) 管子与管板连接处破坏 此种连接结构可视为固定端约束, 管子振动产生横向挠

曲时，连接处的应力最大，因此，它是最容易产生管束失效的地区之一。此外，壳程接管也多位于管板处，接管附近介质的高速流动更容易在此区域内产生振动。

(4) 材料缺陷的扩展造成失效 尽管设计得比较保守，在操作中管束的振动是不可避免的，只不过振幅很小而已。因此，如果管子材料本身存在缺陷（包括腐蚀和磨蚀产生的缺陷），那么在振动引起的交变应力作用下，位于主应力方向上的缺陷裂纹就会迅速扩展，最终导致管子失效。

(5) 振动交变应力场中的拉应力还会成为应力腐蚀的应力源。

流动诱导振动引起管子破坏，易发生在挠度相对较大和壳程横向流速较高的区域。此区域通常是 U 形弯头、壳程进出口接管区、管板区、折流板缺口区和承受压缩应力的管子。

4. 操作维修不当

应力腐蚀只有在拉应力、腐蚀介质和材料敏化温度等条件同时具备的情况下才会发生。

如果操作条件不稳定或控制不当，尤其是刚开工时，最容易出现产生应力腐蚀的条件。

在开工的热过程中，管子内壁温度远远高于管外壁温度，因而在管子外壁面将产生短暂但应力水平很高的轴向和周向拉应力。依据温度应力公式计算，管外壁拉应力将接近或超过管材的屈服点。在这种高拉应力的反复作用下，管子上将会产生应力腐蚀微观裂纹，并迅速扩展直至开裂。换热器管束上的裂纹一般起始于管外壁，且垂直于拉应力方向。

管束产生泄漏后，现场经常采用堵管方法，并作为一种应急的修复措施。有关专家曾对变换气换热器管束做过试验，当第一次发现管束泄漏后，将占管总数 14% 的泄漏管子予以堵塞，然后继续使用。结果，很快就发生了更严重的破坏，以致造成管束报废。这是由于堵塞的管子因管内无介质流动，其温度大致等于壳程介质的温度，若壳程为高温介质，这些已堵管子的温度还要大大增加，从而因已堵管和未堵管的温差很大，加速了自身的破坏。而且已堵管子因温度较高，还会受到轴向压应力的作用；未堵管子，特别是位于已堵管周围的管子，就将受到附加轴向拉应力的作用，从而加快自身的应力腐蚀破坏。

预防措施如下。

(1) 合理选择管材，制定合理的开停工程序，加强在线监测，严格控制运行条件，防止和减轻应力腐蚀。对工艺介质进行适当处理，降低其腐蚀性。

(2) 采取先进水处理新工艺，新配方。

(3) 优化结构设计，在流体入口前设置缓冲罐，减少脉冲，适当减小折流板间距和折流板厚度，增大管壁厚度。

(4) 严格控制操作条件，使其比较稳定。在管束试压或操作中发现接头泄漏时，对接头处修复胀管要慎重。修复管束时，采用堵管方法也应慎重，在可以更换管子的场合，应尽量拆管更换，而不采用堵管的方法。

第二节 管道破裂、泄漏与爆炸事故统计分析

管道(又称配管)是用来输送流体物质的一种设备,它广泛用于化工、石油据资料统计,用于化工厂管道的建设投资约占化工厂全部投资的30%以上。化肥、化工、炼油采用的管道主要用于输送、分离、混合、排放、计量和控制或制止流体的流动。

由于化工生产的连续性,生产过程除常温常压外,许多是在高温高压、低温高真空条件下进行的,而且许多工作介质还具有易燃易爆、有腐蚀、有毒性的特点,因此对管道安全运行带来一定的威胁,加之石油化工厂的管道与其他工业相比,数量多,尺寸、形式多种多样,而且错综复杂,这就加剧了发生事故的可能性和危险性。

据1979~1989年全国28个省市化肥、化工、炼油行业的不完全统计,发生管道破裂事故数十起,其中重大事故33起,见表3—3,造成的直接经济损失达218.76万元。据1990~1999年全国29个省、自治区、直辖市化工系统县以上全民企业的不完全统计,发生管道破裂事故25起,死亡50人,见表3—4。通过大量事故统计分析,管道设计不合理,材质与制造质量低劣,安装、检修、维护不当,操作失误,外界条件恶劣,液体冲击、化学腐蚀和高温下积炭自燃等均有可能导致管道破裂、爆炸事故。发生管道破裂爆炸事故,不仅会影响管道的正常运行,而且还会使整个系统发生连锁反应,使事故迅速蔓延和扩大,毁坏设备、厂房建筑物,特别是当管内介质有毒时,对人的生命威胁更大。

表 3-3 1979~1989 年管道破裂与爆炸事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故简况
1	1979.2.7	宣化化肥厂	发生炉防爆板破裂后,因未能及时停车,切断空气,大量空气喷出,空气总管压力下降,致使其他运转的发生炉的下吹煤气送入空气系统,引起空气总管爆炸
2	1979.6.17	广西崇左县氮肥厂	更换固定副塔氨水进口管时,因置换不彻底和未切断固定副塔前后管道而爆炸,死亡1人
3	1979.7.17	银川氮肥厂	因停电鼓风机停转,当供电恢复后,因没有启动鼓风机,造气炉底部水煤气倒流入处于常压状态的空气总管内,启动水泵出口阀时爆炸
4	1979.12	河南鹤壁化肥厂	停电检修,因操作不当致使煤气倒流,引起空气总管爆炸
5	1979.12.28	江苏省六合化肥厂	因碳化车间水洗塔液位过低,排液管液封破坏而大量漏气,在巨大反作用下,排液管受剧烈振动而断裂,并引起爆炸,死亡1人
6	1980.1.11	河南安阳化肥厂	换热器上封头腐蚀穿孔,修复时因煤气窜入空气管线而爆炸
7	1980.5.25	鲁南化肥厂	因管线上流量计孔板中的气体流速过大,使管板的管壁冲刷严重,壁厚由8mm降至2mm以下,承受不住其内压力而爆破
8	1980.7.30	四川永川化工厂	因管线长期埋入地下,腐蚀严重,车辆碾压及管内压力上升,致使 $\phi 159 \text{ mm} \times 5.5 \text{ mm}$,长140mm管线多处破裂
9	1980.9.21	江西抚州磷肥厂	检修硫酸管道时,因拧紧阀用力过大致使硫酸管破裂,硫酸喷出,将作业工人灼伤
10	1980.11.5	陕西原平化肥厂	因变换反应压力高,致使变换炉进口管上部的L形管爆炸

续表

序号	发生时间	发生单位	事故简况
4	1991.3.2	湖南省衡南县氮肥厂	因违章带压拧紧螺栓处理合成工段1号、2号氨冷器之间的补气管法兰漏气故障时,突然漏气声响增大,瞬间发生震耳的响声,补气到1号、2号氨冷器高压管法兰处丝扣滑脱,致使30 MPa的高压氨气从管内喷出,造成1人死亡,1人受伤
5	1991.5.27	湖北省老河口市化工总厂	因盐酸合成车间多次停电,造成氨中含氮的比例偏高而又没有相应的有效措施,在检修后点火开车时发生回火爆炸,致使操作室内的氯气管平板封头炸脱,造成室内7人中毒,其中1人死亡
6	1991.5.27	北京化工三厂	因环氧酮小组真空缓冲罐内吸入不同物料,反应后产生压力,致使真空泵缓冲罐接管处破裂并喷出火,将距缓冲罐10 m远的3名工人烧成重伤,其中1人死亡
7	1991.8.21	吉林省吉化公司化肥厂	在停车检修时,因对采用氮气置换过的造气除尘器管线尚没有用空气置换合格的情况下,钻进管内作业,致使2名工人窒息死亡
8	1991.8.24	山东省莱芜化肥厂	因管道安装时错将循环机上的碳钢异径管安装在合成塔后废热锅炉的进口管上,致使进口管(异径管)三处破裂,高压气体冲出,造成在操作室内的7名职工烧伤,其中6人死亡
9	1991.12.1	河北省张家口树脂厂	在往树脂车间聚合工段中的聚合釜内加料时,因氯乙烯沿输送管的法兰处泄漏,发生空间爆炸,造成5人死亡,3人重伤,4人轻伤
10	1992.1.4	山东省鲁西化肥厂	在更换造气车间吹风管道的防爆板时,尚未装好的防爆板突然爆炸,造成1人死亡
11	1992.1.29	河北省张家口地区怀来县化肥厂	M16大型压缩机五段管($D83\text{ mm}\times 9\text{ mm}$)因腐蚀减薄而爆炸
12	1992.9.25	湖南省邵阳宝庆化工厂	在对氨加工车间的中和器氨分配管带压补焊后,分配管突然爆炸,造成1名焊工死亡,2人受伤
13	1994.1.8	山西省灵石化肥厂	因甲醇车间维修工擅自用管钳将锯断部分阀杆的采暖阀门打开,用蒸汽取暖,此时正是锅炉停炉检修期间,蒸汽压力变低,中压变换炉的变换气进入蒸汽管网,从管螺纹的连接处漏入室内,致使5人中毒,其中2人死亡
14	1994.3.18	山东省东都农药厂	因原料气含氮量超标和该厂没有三氯化氮分析检测手段,在拆除液氮包装岗位液氮气化器排污管道予以排污时,发生三氯化氮爆炸,造成12人死亡,2人重伤
15	1995.3.11	江苏省南通市如东化肥厂	因带压拧紧没有上紧就投产的三个螺栓时,致使造气上行总管再次发生爆炸,高压气流将一名工人推至4 m高坠落身亡
16	1994.5.3	湖北省老河口市光化磷肥厂	在处理硫酸车间干燥塔上酸管泄漏时,因错将干燥泵当作吸收塔启动,致使硫酸从上酸管泄漏点喷出,将7人灼伤,其中1人死亡
17	1995.11	江苏省如东农药厂	因烟气腐蚀和水冷管管子加工成形时外侧壁延展减薄,致使SHW6-13-A锅炉水冷壁管局部破裂
18	1996	广东省云浮市磷肥厂	由于在较长的热力管道(最长为50 m)上没有合理地安装管道膨胀补偿器和支吊架,影响管道的伸缩;频繁地开、停炉和温度的变化产生交变热应力;以及对裂纹处理不当致使热力管道不断产生裂纹和泄漏
19	1996.12	河南省中原化肥厂	因在Incoloy 800H钢制集气管的断裂处与护板断续焊处的组织晶间上,出现了贫Cr、富Ni及伴有部分,渗入后的成分偏聚,形成黑白相间的晶界条带,导致一段炉上集气管多次出现裂纹,以至负荷骤减直至停车
20		大连石油化学工业公司	因低碳钢管存在氢脆现象(在工作条件下氢的最大浓度可达 $160\text{ }\mu\text{L/L}$ 以上),在氢蚀和更为严重的应力腐蚀共同作用下,导致使用12年之久的重整氢气管道($\phi 38\text{ mm}$)在 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、147 MPa的氢气作用下出现裂纹(裂纹发生在沿径向且距焊缝中心线约70 mm处)且氢气外溢

续表

序号	发生时间	发生单位	事故简况
11	1980.12.27	大连化工厂	重碱工段的地下总管线($\phi 600$ mm)因长期受母液、海水严重腐蚀而断裂
12	1981.2.3	陕西兴乡化肥厂	低空阻器至低变分离器间的管线上90°弯头瞬时爆炸
13	1981.2.27	贵州剑江化肥厂	因误操作,关闭生产罐进口阀后未及时打开备用罐出口阀,致使超压将输氨总管的连通管爆炸
14	1981.6.13	太原化肥厂	因排管冷却器中积炭严重,在用空气试车中,高温下积炭自燃而引起弯头爆炸
15	1981.9.3	江西贵溪县红旗化工厂	安装硫化钠成品输出管道时,丝口部位未切除,因其强度不够,正常使用期内突然断裂,大量硫化钠喷出将工人灼伤致死
16	1981.11.2	浙江衢州化工厂	因氨气中混入氢气超过标准;致使氨气总管及液氨系统发生强烈爆炸
17	1982.1.7	锦西化工厂	因管道使用30年,材质脆化、焊缝腐蚀严重,利用水银电解产生的氢气与煤气混合中,氢气系统混入空气而爆炸
18	1982.1.13	黑龙江浩良河化肥厂	因制造缺陷致使 $\phi 900$ mm供水铸铁管断裂
19	1982.4.10	福建龙海县磷肥厂	违章带压检修酸泵出口管道时,因铸铁管破裂,硫酸喷出伤人
20	1982.5.6	广州石油化工厂	因油管材质不良,有砂眼,漏油着火
21	1982.8.9	大连化工厂	合成气压缩机五段出口管及冷却器弯头炸开
22	1982.8.16	大连化工厂	因冷凝器入口混合管线材质低劣,结构设计不合理,焊缝没焊透而爆裂着火
23	1983.7.5	广州氮肥厂	因工艺操作不稳定, CO_2 气体加速碳钢腐蚀,弯头曲率半径太小,致使缓冲槽下液管($\phi 159$ mm \times 4.5 mm)炸开
24	1983.11.26	湖北云梦县化肥厂	因造气车间高压水压力不稳定,设备本身缺陷、液控阀不能正常启闭,致使煤气进入空气总管爆炸
25	1984.2.15	云南天然气化工厂	因甲酸泵脉冲造成管线振动,致使气相管焊缝裂开,泄漏严重
26	1984.7.9	湖北鄂西化工厂	因停电高压泵停止向水洗塔供水,致使中压裂化气导入低压水管,发生过压着火爆炸
27	1984.10.29	云南天然气化工厂	尿素高压洗涤器进口套管的角焊缝产生疲劳裂纹
28	1984.12.12	平顶山化肥厂	净化交换气体出口管破裂
29	1985.6.9	云南沿益化肥厂	尿素车间一段分解塔下液管($\phi 159$ mm \times 4.5 mm)因冲刷腐蚀严重,管壁减薄至1 mm,造成超压而爆炸
30	1987.10.31	贵州化肥厂	合成车间循环机出口放空管疲劳断裂,氨泄漏,发生爆炸着火
31	1988.1.5	山东昌乐县化肥厂	因压缩机五段出口管弯头材质脆(锰钢),仅使用一年半就发生脆性破裂(250 mm 裂纹),引起爆炸
32	1988.5.30	山西安泽县化肥厂	因高压水洗泵止逆阀突然破裂,引起出口管破裂,大量水洗气,变换气外泄,引起空间爆炸
33	1988	长沙化工厂	因硫酸腐蚀和环境温度影响,致使酸库出口与阀门相连接的短管断裂

表 3-4 1990~1999 年管道破裂与爆炸事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故简况
1	1990.2.26	甘肃省刘家峡化肥厂	在处理解析塔排放导淋管堵塞故障时,因盲目将阀门开大,致使大量裂化气和炭黑水喷出,由于气体反冲力大,将一段3 m长、40 mm粗的导淋管弹起,击中一工人头部致死
2	1990.10.27	河北省万全县化肥厂	因合成循环机出口法兰丝扣连接的高压管脱管造成大量氨气喷出,随即发生空间爆炸、着火,致使厂房及部分设备烧毁,死亡4人,重伤1人,轻伤5人
3	1990.12.1	浙江省金华化肥厂	在处理磷肥车间高压工段煤气管道水孔盖煤气泄漏故障时,因未经汇报一工人擅自用耙子柄支住水孔盖,另一工人用工具上紧楔子,致使2人均中毒昏倒,其中1人死亡

续表

序号	发生时间	发生单位	事故简况
21	1997.4.2	吉林省吉化公司有机合成厂	因动力车间炉外送管线腐蚀,受压能力降低,在操作工和设备员检查管线保温层时,管路突然爆开,造成1人死亡
22		北京燕山石油化工公司合成橡胶厂	因喷胶管线固有频率过低,当经罗茨泵输送的液体之脉动频率与喷胶管线系统固有频率相接近时,致使喷胶管线发生共振;加之管线系统原有约束条件不合理及约束不够,最大振幅达1575 μm ,从而造成管线疲劳损伤、管线保温层材料破损、流量计及接管损坏、产生噪声等。经采用模拟实际约束方法给出管线防振方案后,大大减小管线的振动,最大振幅降至50 μm 以下
23	1998.2.13	湖北省嘉鱼县化肥厂	因地面不平,装运木模板的手推车翻车,将氨贮槽出口管砸坏,致使阀门接口处断裂,液氨泄出,造成在场的17人中毒,其中9人死亡
24	1998.2.14	武鸣氮肥厂	因合成塔内件中心管下端使用的XS450型橡胶石棉盘根破碎粉化,使填料密封处发生泄漏,在塔内压差的作用下,经塔内换热器加热后的高温气体自中心管上端逆流至下端,经填料密封处短路到合成塔出口,高温气体经中心管下端时直接加热异径管,使其温度超过设计温度(200℃),在超高温高压富氨工况下,异径管自表面发生氢腐蚀且不断向深层延伸,产生严重脱碳,致使 $\phi 800\text{ mm}$ 氨合成塔底部的冷气管线异径管突然发生爆裂,高压气体喷出后着火,4人被烧伤
25	1999.3	某化工厂	由于丙烯腈装置吸收塔管道介质中含有氢原子,侵入内壁材料后发生氢脆损伤和管道法兰角焊缝质量较差,致使吸收液管道频繁产生裂纹直至破坏

发生管道破裂与爆炸主要原因有以下几个方面。

一、管道设计不合理

(1) 管道挠性不足。由于管道的结构、管件与阀门的连接形式不合理或螺纹制式不一致等原因,会使管道挠性不够。当然这和管道的加工质量密切相关。如果发现管道挠性不足,又未采取适宜的固定方法,很容易因设备与机器的振动、气流脉动而引起管道振动,从而致使焊缝出现裂纹、疲劳和支点变形,最后导致管道破裂。

(2) 管道工艺设计缺陷。这是一个管道工艺设计问题,如氮气与氧气的管道连接在一起,操作中误关闭充氮阀门,致使氧气进入合成水洗系统,形成爆炸性混合物,会导致整个系统(包括管网)爆炸。还有,在管道设计中没有考虑管道受热膨胀而隆起的问题,致使管道支架下沉或温度变化时因没有自由伸长的可能而破裂。

预防措施如下。

(1) 管道应尽量直线敷设,平行管的连接应考虑热膨胀问题。

(2) 置换或工艺用惰性气体与可燃性气体管道应装设两个阀门,中间应加装放空阀,将漏入的氧气放空,防止氧气窜入到氮气管道。喷嘴氧气进口管道的氮气置换,可采用中压蒸汽置换吹扫,以免氧气与氮气管道相连通。

二、材料缺陷、误用代材和制造质量低劣

(1) 由于材料本身缺陷,如管壁有砂眼,弯管加工时所采用的方法与管道材料不匹配或

不适宜的加工条件,使管道的壁厚太薄、薄厚不均(如 $\phi 56 \times 7$ 的精炼气总管壁厚相差0.5~1.5 mm;管道冷加工时,内外壁有划伤,使壁厚变薄,在腐蚀介质作用下,易产生应力腐蚀,加速伤痕发展以至发生断裂)和椭圆度超过允许范围。

(2) 选用代材不符合要求(如用有缝钢管代替无缝钢管,用15CrMo材质取代1Cr18Ni9Ti的无缝钢管)或误用。材料的误用在设计、材料分类和加工等各个环节都有可能发生。如误用碳钢管代替原设计的合金钢管,将使整个管道或局部管材的机械强度和冲击韧度大大降

低，从而导致管道运行中发生断裂爆炸事故，这在国内外都有深刻的教训。

(3) 焊接质量低劣。管道的焊接缺陷主要是指焊缝裂纹、错位、烧穿、未焊透、焊瘤和咬边等。

预防措施如下。

(1) 严格进行材料缺陷的非破坏性检查，特别是铸件、锻件和高压管道，发现有缺陷材料不得投入使用。安装后，进行水压试验，试验压力应为工作压力的 1.5 倍。

(2) 按管道的工艺条件正确选择钢管形式、材质，切不可随意代替或误用。

(3) 对管道的焊缝进行外观检查 and 无损检验，确保焊接质量。焊工须经考试合格后方可正式进行焊接。

三、违章作业、操作失误

(1) 在停车检修和开车时，未对管道系统进行置换，或采用非惰性气体置换，或置换不彻底，空气混入管道内，氧含量增加。如果其浓度未达到爆炸极限，混入管道的氧气与其内的可燃性气体发生异常反应，反应后产生的压力远超过其设计压力，则使管道随设备一起发生破坏；如果其浓度达到爆炸极限，爆炸性混合气体就有发生爆炸的危险。

(2) 检修时，在管道（特别是高压管道）上未装盲板，致使空气与可燃性气体混合，形成爆炸性混合气体，检修动火时发生爆炸；或在检修完工后忘记拆除管道上的盲板，开车时因截断气体或水蒸气的去路，造成憋压而爆炸。

(3) 检修脱洗塔放水后，空气进入管道内与洗涤水中溢出的氢气混合，形成爆炸性混合气体，用铁质工具堵盲板时产生火花而爆炸。

(4) 用蒸汽吹扫管道时，因忘记关闭或未关严蒸汽阀门；紧急停车检修时，因忘记及时打开煤气发生炉盖板、放空阀，又未作吹扫处理等，以及水封被堵死、止逆阀失灵、突然断电、鼓风机停止运行等原因，造成可燃性气体（如煤气）管道与水蒸气管道，煤气管道与空气管道，煤气或重油管道与氧气管道之间产生压差，致使可燃性气体（如煤气）、重油倒流入正在检修中的水蒸气管道、处于常压状态下的空气总管道和氧气管道中，形成爆炸性混合气体，而引起管道爆炸。

(5) 因氧含量超标（氧含量高达 3%），化学反应（变换反应）压力超高使管道超压，或中压裂化气导入低压水管道时超压，当超过管道的强度极限时而破裂或遇火爆炸。

(6) 违章作业和检修中违章动火。为综合利用能源，误将水电解产生的氢气的一部分用来与煤气混烧，在混烧中，因掺入的氢气中混入空气，遇环己酮脱氢炉的火嘴明火而爆炸；检修时未作动火分析就进行检修造成爆炸。

预防措施如下。

(1) 在停车检修和开车时，应按规定进行管道系统的置换吹扫工作，经检查确认合格后，方可动火或开车。

(2) 检修前后，应按规定进行管道盲板的抽堵工作，采用正确的抽堵方法，切不可用金属工具，以免造成火花。

(3) 发现可燃性气体（如煤气）倒流入蒸汽（或空气、氧气）管道时，应立即提高蒸汽压力或拆开蒸汽管道上的法兰分段吹扫。因突然断电停车时，应按规定及时打开炉盖、放空阀，切断空气总阀，防止煤气倒流入空气总管。建议增设紧急停车联锁装置和空气总管防爆膜，预防万一。

(4) 严格控制氧含量，当合成氨厂半水煤气的氧含量 $>1\%$ 时，必须切断氧气，防止高压气体进入低压管道。发现压力超高时应采取紧急措施。

(5) 严禁将易形成爆炸性混合气体的氢气与煤气混烧，如工艺需要必须采用此办法时，要有极严格的安全措施。严格执行动火的有关规定，动火前必须作动火分析，确认合格后，办理动火证，且在非禁火区内方可动火。

四、维护不周

(1) 管道长期受母液、海水腐蚀，或长期埋入地下，或铺设在地沟内与排水沟相通，被水浸泡，腐蚀严重而发生断裂，致使大量可燃性气体外泄，形成爆炸性混合气体。

(2) 装有孔板流量计的管道中，因流体冲刷厉害，壁减薄严重而破裂。

(3) 因气流脉冲使所连接的化工机器与设备振动干扰，引起管道剧烈振动而疲劳断裂。

(4) 管道泄漏严重，引起着火。

(5) 有油润滑的压缩机管道，高温下积炭自燃引起燃烧爆炸。

(6) 管道承受外载过大，如埋入地下的管道距地表面太浅，承受来往车辆重载的压轧使管道受损（如 140m 长的管线多处破裂），或回填土压力过大，致使管道破裂。

(7) 压力表、安全阀失灵（如压力表、安全阀管道堵塞），致使管道、设备超压时不能准确反映压力波动情况，超压下不能及时泄载。

预防措施如下。

(1) 定期检查管道的腐蚀情况，特别是敷设埋入地下的管道，应按有关规定或实际情况进行修复或更换。

(2) 控制孔板的流速，定期检查其磨损情况。

(3) 采取合理的管道布置和妥善的加固措施，在进出振动较大的化工机器和设备的附近，应设置缓冲装置，以减轻对管道的干扰。发现严重振动时，应及时设法排除。

(4) 定期检查管道的泄漏情况，查明原因，及时采取有效措施。

(5) 合理选择气缸润滑油，保证油的质量，按说明书的要求注油，油量适当、适时。采取先进水质处理工艺，定期清理污垢，严格控制排气温度。应装设油水分离器，及时排放中间冷却器、气缸和管道内的油水。压缩机吸入口处应装设滤清器，贮气罐应放在阴凉位置。

(6) 按规定要求铺设地下管道，避开交通车辆来往频繁、重载交通干线或其他外载过重的地域，且回填土适度。

(7) 定期校验压力表，重新调整安全阀开启压力，发现压力表、安全阀失灵时应及时修复或更换。

管道发生断裂、爆炸事故的原因是多方面的，而且造成同一起管道破裂爆炸事故往往不是某一种原因，因此，在上述的事故原因统计中，大都是按第一位原因计算事故件数的。由上述分析可知，发生管道破裂、爆炸重大事故的主要原因是由于管道内外超载、管道内可燃性气体混入空气或可燃性气体倒流入空气系统形成爆炸性混合气体，遇明火爆炸引起的。当然，发生此类事故的原因虽多，但操作失误、违章作业和维护不周的情况占绝大多数，其次是因设计、制造、安装、检修不合理引起的。这里需要指出的是，全国小氮肥企业发生的可燃性气体（煤气）倒流引起空气总管爆炸事故很多，1966~1981 年的近 10 年间就发生了 32 起，平均每年 3 起，造成的直接经济损失为 8.18 万元。管道与众多化工设备与机器相比，虽不被人们更多地关注，但是管道的作用以及发生的破坏事故是不可忽视的。特别是因管道发生故障而引起设备、机器甚至装置破坏也很多，因此，应引起有关人员的高度重视。

第三节 压缩机事故统计分析

一、压缩机事故综合分析

压缩机是化工、石化生产必不可少的动力设备。

据 1986 年全国 55 个氮肥企业大型压缩机的调查资料表明: 全国拥有各类往复式压缩机 1227 台, 回转式压缩机 55 台, 透平式压缩机 428 台。其中大多数压缩机都是我国自行设计制造的, 也有一些是使用前苏联、德国、瑞士、日本和美国的产品。据资料统计, 1949~1979 年, 我国部分石油化工厂的大型活塞式压缩机发生事故 356 起 (见表 3-5), 占各厂石油化工生产全部事故的 51.5%, 所造成的经济损失为 2239.4 万元。据 1979~1988 年上半年全国 28 个省市化肥、化工、炼油行业生产的不完全统计, 共发生重大压缩机事故 224 起 (见表 3-6), 占全国石化生产重大事故的 21%, 所造成的直接经济损失达 2237.11 万元。据全国 55 个中型合成氨厂不完全统计, 1982~1986 年 1 季度, 共发生活塞式压缩机事故 85 起 (见表 3-7), 其中重大事故 33 起。

对 1979~1988 年 224 起重大压缩机事故原因进行统计分类可知, 事故发生的原因主要有以下几个方面。

- (1) 因设计不合理、制造缺陷而发生的事 79 起, 占全部压缩机事故的 35%。
- (2) 因操作 (误操作、违章操作)、维护管理不善而发生的事 90 起, 占全部压缩机事故的 40%。
- (3) 因检修不良而发生的事 27 起, 占全部压缩机事故的 12%。
- (4) 因其他原因 (包括电器事故、自然灾害等) 而发生的事, 占全部压缩机事故的 13%。

据国外大型化肥厂运行的经验表明, 因蒸汽透平与压缩机机组故障而使整个工厂停产约占所有工厂停产事故的 25%, 其中因设计不合理造成的事故占 10%~15%, 因操作不当而造成的事故占 13%~15%。

常见的重大压缩机事故包括燃烧爆炸和机械事故两大类。

表 3-5 1949~1979 年我国部分石油化工厂大型高压活塞式压缩机零部件损坏事故统计^①

事故原因 零部件	设计 不合理	制造 缺陷	检修 不良	维护 不周	违章 操作	其他	总次数	所占 比例%
活塞	5	23	5	1	7	2	43	12.08
活塞杆	3	61	8	4	9	4	89	25.00
气阀		1	2	6	5	2	16	4.50
气缸	52	10	2	5	10	2	81	22.75

续表

事故原因 零部件	设计 不合理	制造 缺陷	检修 不良	维护 不周	违章 操作	其他	总次数	所占比例 /%
气缸套	11	19	3	1	1		35	9.83
十字头	1	11	5	3	3	1	24	6.74
连杆	3	3	2	2		1	11	3.09
曲轴	6	4		3	13	5	31	8.71
其他	4	3	1	2	13	3	26	7.30
总次数	85	135	28	27	61	20	356	
所占比例/%	23.88	37.92	7.86	7.58	17.14	5.62		100

① 所统计的工厂有：北京石油化工总厂、吉林化工厂、包头第一化工厂、兰州化工厂、四川化工厂、成都军区第三制药厂、东方红化肥厂、新疆化工厂、新疆石油化工厂。

表 3-6 1979~1988 年全国化肥、化工、炼油行业压缩机重大事故统计^①

事故原因 事故名称	设计 不合理	制造 缺陷	检修 不良	维护 不周	违章 操作	其他	总次数	所占比例 /%
活塞杆断裂	1	9	2	7		3	22(23) ^②	10
气缸开裂	1	3		1	2	1	8	3
其他零部件损坏	4	19	11	15	8	7	64	29
叶轮叶片断裂	2	15	1	7		2	26	11
断油烧瓦		2		7	5	1	15	7
机组振动	4	6	5	2			18(21) ^②	8
燃烧爆炸	2	6	3	12	12	3	38	17
其他		5	5	9	3	11	33	15
总次数	14	65	27	60	30	32	224	
所占比例/%	6	29	12	26	13	14		100

① 1979~1986 年直接经济损失 4000 元以上者，1987~1988 年直接经济损失 10000 元以上者为压缩机重大事故。

② 括号内的数值含与其他事故重复统计的次数。

表 3-7 1982~1986 年全国 55 个中型合成氨厂压缩机事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故名称	机型	事故简况	事故原因
1	1983.4.3	贵州剑江 化肥厂	气缸盖 炸飞	2 号 2AL- 27 冰机	开车时旁路阀和出口阀均未 打开,超压引起爆炸,将气缸盖 炸飞	操作失误
2		四川泸州 天然气化 工厂	气缸盖裂	3M16-117/ 21 空压机	气阀阀杆断裂,掉入气缸,打 坏气缸顶盖	气阀材质(铸铁)差
3	1984.9.1	广州氮 肥厂	三段缸头 进口阀腔裂	9 号 3D22 (II)-145/320	运行近一年,三段缸头进口 阀腔处沿水平方向出现一条约 200 mm 长的裂纹	设计、制造质量存在问题
4	1983.12.13	云南解放 军化肥厂	三段缸头 阀腔裂	6 号 3D22 (II)-145/320	三段缸头阀腔处出现裂纹	长期在交变载荷下导致 疲劳裂纹
5	1985	江苏南化 公司氮肥厂	气缸打坏	5LCO ₂ 压 缩机	气阀座坏,连接螺栓掉入缸 内打坏气缸体、活塞、机身,连 杆弯曲	铸造气阀质量不好,气阀 有裂纹,连接螺栓掉入气缸
6		山西原平 化肥厂	二段缸 体裂	2 号 3SW- 40/8 压缩机	二段缸活塞清砂堵塞脱落, 掉入缸内打烂缸体	活塞纹堵配置松动造成 撞缸
7	1984.4.20	山西太原 化肥厂	六段缸体 连接法兰 处裂	6 号 1F266 压缩机	开车过程中发现六段缸漏 气,经检查六段缸体连接法兰 处有一道 300 mm 长纵向裂纹	气缸体老化造成裂纹

续表

序号	发生时间	发生单位	事故名称	机型	事故简况	事故原因
8		河南宜阳化肥厂	三段气缸阀紧固螺栓处裂	3号红旗牌压缩机	三段气缸已使用14年,在三段进气阀螺栓紧固处螺孔向缸体内产生裂纹	进气阀处螺孔因铸造热应力产生裂纹,并在交变载荷作用下扩展
9	1984.4.24	广西柳州化肥厂	六段缸超压	5号H22Ⅲ 165/320 压缩机	误操作引起六段缸超压60 MPa(600 kgf/cm ²)	开车时,因六段缸6个进气阀只开一个,致使超压,且六段安全阀失灵
10	1984.6	贵州剑江化肥厂	气缸套裂	2号5F循环机	气缸套在胸腔腰孔处45°方向产生螺旋线断裂	气缸套材质差
11	1983.9.10	河南宜阳化肥厂	四段气缸套转动	1号H22Ⅳ型压缩机	运行中,发现四段缸套因振动而产生转动	装配时配合过松,紧固不牢
12	1984.12.1	河南宜阳化肥厂	四段气缸套转动	4号H22Ⅲ型压缩机	运行中,发现四段缸套因振动而产生转动	装配过盈量小
13	1983.2.21	石家庄化肥厂	机身与气缸脱开	7号2N45压缩机	高压侧气缸与机身突然脱开,发生大火	四段气缸12根M48×3连接螺栓出现疲劳裂纹
14	1986.4	北京化工实验厂	三段缸筋板裂	红旗牌压缩机	检修中发现三段缸筋板裂	交变载荷作用下出现疲劳裂纹并扩展
15	1985.7	四川化工总厂	气阀碎裂	3号BTD-ICC冰机	二段进气阀阀座碎裂后掉入气缸,撞击使二段中体连接筒拉裂且使主轴断裂	二段缸进气阀座制造质量低劣,碎裂后掉入气缸撞击而使压缩机损坏
16	1984.10.16	广州氮肥厂	气阀碎裂	2号AD15-95/20冰机	二段缸出口阀碎裂后掉入气缸内,造成严重撞击事故,致使中体拉裂、整机报废	出口阀制造质量差,经探伤分析气阀内部有裂纹、结构疏松、有气孔,又未及时发现问题气阀碎裂掉入气缸内
17	1983.2.12	广西河池氮肥厂	活塞打坏	1号512型循环机	排气阀连接螺栓断,掉入气缸打坏右腔活塞,打弯活塞杆	气阀连接螺栓材质和制造质量存在问题
18	1983.10.5	广西河池氮肥厂	活塞裂	1号512型循环机	气阀连接螺栓断裂后掉入气缸内,打裂活塞,打弯活塞杆	气阀连接螺栓制造质量、材质差
19	1986.1.20	广西河池氮肥厂	活塞打坏	2号H22Ⅲ-165/320压缩机	二段缸带水液击打坏活塞,打弯活塞杆	操作工责任心不强,开车前一段水冷却器积水未排净
20	1985.5.5	江苏南化公司氮肥厂	活塞打坏	2号512型循环机	气阀连接螺栓掉进气缸内,打坏活塞,顶弯活塞杆	检修质量差,阀座经多次光刀而减薄,第一个紧固螺母已到螺栓光杆部位,不起紧固作用,致使中心螺栓松动脱落
21	1985.5.16	山西太原化肥厂	一段活塞端面撕裂	H22Ⅲ型压缩机	一段活塞从活塞端处撕裂,致使活塞杆与活塞分离	设计不合理,活塞内筋板只在一个端面焊接,而另一端未焊,长期在交变载荷作用下造成疲劳而断裂
22	1985.5.31	云南解放军化肥厂	活塞杆尾部断	4号512A型循环机	轴侧缸活塞在活塞锁母螺纹根部断裂,前置活塞杆打击引起爆炸	512A型循环机是512型的改型,气缸直径由φ165mm增大为φ180mm,而活塞杆等其他部件仍为512型循环机的零部件,因振动大,进出口压差难以控制,造成早期疲劳断裂
23		河北宣化化肥厂	活塞杆尾部断	5F循环机	轴侧缸活塞杆在活塞连接根部断裂,前置活塞杆尾部打击引起爆炸	疲劳断裂

续表

序号	发生时间	发生单位	事故名称	机型	事故简况	事故原因
24	1986.3	北京化工实验厂	活塞杆尾部断	3号5F循环机	轴侧气缸活塞杆在活塞连接的前端断裂,前置活塞杆尾部打击引起爆炸	疲劳断裂
25	1986.4.11	长山化肥厂	活塞杆断	1号512型循环机	运行中听到异常响声,经检查发现活塞杆在背景螺母内第二圈螺纹处断裂	由活塞杆断面分析属疲劳断裂
26	1983.5.21	广州氮肥厂	活塞杆断	8号3D22(II)-14.S/320压缩机	三段活塞杆在活塞螺母螺纹根部处断裂	活塞杆制造质量有问题
27	1986.3.13	北京化工实验厂	活塞杆断	H22Ⅲ型压缩机	在运行中,三、五段丝扣断,检修时才发现	活塞杆丝扣存在微观缺陷,由车削加工时造成
28	1984.8.17	北京化工实验厂	活塞杆断	红旗牌压缩机	在运行中,低压侧活塞杆丝扣断裂	活塞杆制造质量差,存在制造缺陷
29	1985.3	北京化工实验厂	活塞杆断	H22V型压缩机	在检修中发现四段活塞杆断,丝扣断	活塞杆丝扣部位存在缺陷,应力集中引起断裂
30	1984.1.8	长山化肥厂	活塞杆断	1号4M12-123/32氮氢压缩机	一段盖侧缸右方法兰螺纹处发生断裂,活塞撞碎,余隙阀击碎	活塞杆螺纹处应力集中,疲劳断裂
31		天津碱厂	活塞杆丝扣处断	3M16压缩机	活塞杆的螺纹在运行中断裂	制造质量差
32	1984.2	北京化工实验厂	活塞杆断	5号2SL ₂ K压缩机	停车检查发现低压侧活塞杆丝扣部分发生断裂	活塞杆丝扣部分制造质量差,在交变载荷作用下造成断裂
33	1985	浙江衢化公司合成氨厂	活塞杆填料函部位断	H228型压缩机	在运行中,突然发现四段活塞杆在填料函部位断裂,产生冲击火花,致使填料函部位回气,引起着火	制造质量差,使四段活塞杆在光杆部分发生断裂,冲击出现火花引起着火
34	1983.3.10	广州氮肥厂	活塞杆填料函部位断	7号3D22(II)-145/320压缩机	三段活塞杆断裂,断裂部位在填料函处	使用时间仅6个月,制造质量差,产生脆性断裂
35	1983.11.17	广州氮肥厂	活塞杆在五段活塞球面垫螺纹退刀槽部分断裂	4号红旗牌压缩机	低压侧活塞杆在五段球面垫螺母螺纹退刀槽位置断裂	活塞杆已使用10年,疲劳断裂
36	1984.10.17	广州氮肥厂	活塞杆与十字头连接螺纹部位断	1号红旗牌压缩机	高压侧活塞杆在与十字头连接的螺纹部位距轴端120mm处沿轴向断裂	活塞杆已使用10年,疲劳断裂
37	1985.2.6	广西河池氮肥厂	活塞杆与十字头连接处断	1号512型循环机	活塞杆与十字头连接处断裂	材质不过关,螺纹加工质量差
38	1985.8.27	广西河池氮肥厂	活塞杆与十字头连接处断	1号512型循环机	活塞杆与十字头连接处断裂	螺纹加工质量问题,间歇运行仅2438h,过早疲劳破坏
39	1983.10.8	沾益化肥厂	活塞杆与十字头连接处断	1号4D12-55/220CO ₂ 压缩机	三段活塞杆与十字头连接部位断裂	材质和制造质量问题,疲劳断裂
40	1984.2.2	剑江化肥厂	活塞杆拉毛	2号大地牌压缩机	五段填料函漏气,电机碳刷产生电火花引起着火,烧坏填料,拉坏活塞杆	填料函漏气,电机产生火花起火,使活塞杆拉毛

续表

序号	发生时间	发生单位	事故名称	机型	事故简况	事故原因
41	1982.11	剑江化肥厂	活塞杆保护套打碎	4号2SLK-1100/800压缩机	六段活塞杆保护套开裂掉入二段缸保护套内,使其打碎	原因待查
42	1985.4.10	剑江化肥厂	余隙阀活塞打碎	2号2SLK-1100/800-362压缩机	四段缸带水液击,打碎四段余隙阀活塞	水洗塔带水产生液击
43	1986.5.19	浙江衢化公司合成氨厂	十字头销轴紧固螺栓断	4号4D12CO ₂ 压缩机	因十字头销轴紧固螺栓断,致使十字头销轴飞出打坏中体,十字头断裂,活塞杆断	十字头销轴制造质量差
44		天津碱厂	十字头连接螺母断	4M12CO ₂ 压缩机	运行中发生十字头连接螺母断裂	活塞杆的制造质量差,存在制造缺陷
45	1984.7	广西柳州化肥厂	十字头销轴盖板螺栓断	4号H22III-161/320压缩机	三段十字头销轴盖板螺栓断裂,十字头销轴退出连杆小套钢套	螺栓材质问题,疲劳断裂
46	1982	贵州化肥厂	十字头销轴飞出	2号4D22-55/220压缩机	四段十字头销轴小头压板螺栓松脱,使十字头销轴滑退,击坏连杆小头铜套	十字头压板螺栓松脱,紧固不牢
47	1984.8.20	广州氮肥厂	十字头销轴飞出	2号4D12-55/220CO ₂ 压缩机	二段十字头销轴防松垫疲劳断裂,造成十字头销轴滑出撞击中体	十字头销轴防松垫疲劳断裂
48	1985.10	湖南湘江氮肥厂	十字头销轴螺栓断	9号H22IV型压缩机	四段十字头销轴紧固螺栓断,致使十字头销轴飞出,造成活塞杆弯曲、十字头断裂、中体破裂	十字头销轴制造质量差
49	1983	四川泸州天然气化工厂	十字头销轴螺栓断	1-15/30型空压机	十字头销轴紧固螺栓松脱,致使十字头销轴飞出打裂机身、气缸,整机报废	十字头销轴紧固螺栓松脱
50	1984.2.2	北京化工实验厂	十字头颈断	7号H22V型压缩机	检修中发现四段十字头颈断	十字头颈砂孔多,制造缺陷严重
51	1985.11.23	北京化工实验厂	十字头颈断	4号H22III型压缩机	检修中发现四段十字头颈断	十字头制造中存在严重缺陷
52		乌拉山化肥厂	十字头颈断	H22IV型压缩机	在运行中发现三、五段活塞杆磨偏,停机检查发现十字头颈断	属制造质量问题
53	1983.8.30	长山化肥厂	十字头滑板断	13×45-80/453压缩机	运行中听到闷声,停车发现A-2/3列十字头上下滑板断裂	安装质量差,各部间隙不准确,油量少,因滑板间隙小,摩擦发热后抱瓦并拉断滑板
54		天津碱厂	连杆断	8AS-17冰机	运行中发现连杆断	连杆材质内部有砂眼等缺陷
55		陕西兴平化肥厂	连杆断	4D12压缩机	运行中发生连杆断	连杆小头轴颈太细,过渡圆弧太小,属设计制造问题
56	1985.8.27	长山化肥厂	连杆断	3号8AS17冰机	安装时,预紧力过大,导致连杆螺栓产生裂纹,运行中裂纹扩展致使断裂,从而使连杆及其他零件断裂	连杆螺栓产生裂纹,属安装和连杆螺栓质量问题
57	1982.9.11	长山化肥厂	连杆小头断	4M12-123/32氮气压缩机	二段缸连杆小头瓦与十字头销轴的间隙小,导致抱瓦将连杆拉断,曲轴弯曲,曲轴箱破裂,中体打碎	检修中,因调整不当使连杆小头瓦与十字头销轴间隙小,抱瓦而拉断连杆

续表

序号	发生时间	发生单位	事故名称	机型	事故简况	事故原因
58	1982.9.11	长山化肥厂	连杆小头折断	2号4M12-123/32 氮气压缩机	二段连杆小头运行时折断	组装时,连杆小头轴瓦与十字头销轴间隙小,抱轴拉断
59	1986	浙江衢化公司合成氨厂	连杆螺栓断	N ₂ 压缩机	因二段连杆螺栓断而造成事故	连杆螺栓制造质量差
60		陕西兴平化肥厂	连杆螺栓断	6AW17 冰机	运行中发生连杆螺栓断裂	连杆螺栓制造质量差
61	1985.12.20	长山化肥厂	连杆螺栓断	3号8AS-71 冰机	安装时,预紧力过大,导致连杆螺栓产生裂纹断裂,以致损坏连杆及其他零部件	连杆螺栓制造质量缺陷,安装不当
62	1986.2.26	广西河池氮肥厂	连杆瓦烧	1号512型 循环机	油泵跳车,使油压联锁失控,断油烧瓦	联锁失灵,操作不精心
63	1984.10	黑龙江化工厂	主轴瓦烧坏	3M16 压缩机	低压电突然停,高压电继续送电,造成各轴瓦烧坏	低压电停,断油,属电网故障问题
64	1984.10	黑龙江化工厂	主轴瓦烧坏	1号3M16 压缩机	低压电停,高压电继续送电,引起主轴瓦、连杆十字瓦烧	电气故障问题
65	1984.10	黑龙江化工厂	主轴瓦烧坏	2号3M16 压缩机	油泵联锁失灵,烧坏主轴瓦、连杆瓦、十字头瓦	油压联锁失灵
66		沾益化肥厂	主轴瓦烧坏	1号4D22-55/220CO ₂ 压缩机	冷却器内积水,开车时带入气缸,并侵入曲轴箱,使油乳化,烧坏5号轴瓦	操作工违反操作规程,开车前未排放冷却器积水
67	1983.2.10	广州氮肥厂	主轴瓦烧	2号4D12-55/220CO ₂ 压缩机	循环油泵断电,油压联锁失灵,主机未跳闸烧瓦	循环油泵断电,联锁失控
68	1984	云南氮肥厂	主轴瓦烧	1号H22 IV 型压缩机	为多产碳铵,三段缸放空取气,造成活塞力不平衡,引起4号、6号主轴瓦烧坏	操作工艺不合理,违反操作规程
69	1982.7	四川泸州天然气化工厂	主轴瓦烧	1号4D12-55/220CO ₂ 压缩机	因润滑不佳将主轴瓦烧坏,瓦座产生裂纹	润滑不良
70	1985	三明化工厂合成氨分厂	主轴瓦烧坏	4D12CO ₂ 压缩机	因联锁失灵,造成断油、烧瓦、断轴,使主轴颈磨损,后采用刮镀修复	油泵联锁失灵,断油,烧瓦、黏轴
71	1985.1	北京化工实验厂	主轴瓦烧坏	H22 III 型压缩机	低压电停,高压电继续送电,联锁失灵,缺油烧坏主轴瓦、连杆瓦、十字头瓦	电气问题,联锁失灵
72	1982	湖南资江氮肥厂	主轴裂	2号6L2K 压缩机	主轴出现穿孔性裂纹	主轴制造质量差
73	1986.4.20	山西太原化肥厂	曲轴断	2号1F266 压缩机	低压侧曲轴运行中突然断裂	在大修中因未探出低压侧曲轴的侧斜式裂纹,运行中疲劳裂纹扩展而断轴
74		河北宣化化肥厂	曲拐处断	1号5F 循环机	运行中出现曲拐处断裂	因疲劳产生裂纹,扩展后断裂
75	1984	剑江化肥厂	曲轴拉坏	1号5SA3-17 冰机	带氨使曲轴箱内的油乳化,油黏度增大,烧轴瓦,拉坏曲轴	带氨使油乳化,烧瓦,黏轴而拉坏曲轴
76	1985	浙江衢化公司合成氨厂	曲轴因烧瓦损坏	4号4D12型 CO ₂ 压缩机	润滑油无联锁装置,致使主轴的温度高达200℃,使全部轴瓦烧坏气抱轴,致使曲轴报废	油无联锁装置,同时操作不精心,轴承温度高达200℃时也未及时处理,造成烧轴黏轴

续表

序号	发生时间	发生单位	事故名称	机型	事故简况	事故原因
77	1985.2.25	云南解放军化肥厂	曲柄移位	2号5C循环机	带液氨液击使曲柄移位130'	带液氨液击,使压缩机功率猛增,致使曲柄圆键剪断
78	1982.3.6	辽宁盘锦化肥厂	各部轴瓦烧	3D22型压缩机	油泵靠背轮胶棒磨损,造成泵与电机脱离,缺油烧瓦	油泵靠背轮胶棒磨损
79	1983	广西河池氮肥厂	主轴拉毛	3号4D12-55/220型CO ₂ 压缩机	轴承温度高,温度联锁装置失灵,电机侧第一副轴瓦受磨损,压缩机主轴拉毛	温度联锁装置失灵
80	1983.2	湖南湘江氮肥厂	机身断裂	5号6L ₂ K压缩机	低压侧机身在运行中突然断裂,致使整个低压侧报废	进口机质量差,温度不够
81	1985.9.10	云南解放军化肥厂	冷却器弯头丝扣拉脱	2号红旗牌压缩机	碳铵在管道内结晶堵塞,引起五段超压,拉脱五段中间冷却器第一排弯头丝扣	碳化工段带氨,加之超压,安全阀失灵,超压不起跳,憋压所致
82		乌拉山化肥厂	出口管线振裂	512型循环机	运行中,因512型循环机管道振动严重,致使出口管线振裂	管道振动严重
83	1983.1.20	四川化工总厂	缓冲器爆炸	1号4M12型压缩机	运行中平衡缓冲器爆炸	缓冲器纵焊缝未焊透,超压发生爆炸
84	1984.3.1	贵州化肥厂	缓冲器根部焊缝断裂	4号H22IV-165/320压缩机	二段带碱液产生碱击,造成系统严重振动,使五段缓冲器根部支承筒节焊缝全部断裂	净化工段的一个调节阀阀芯脱落,大量碱液带入到压缩机中
85	1986.4.24	洪洞焦化厂	入口管三通爆炸	2号3D22压缩机	在停车中,一段入口管三通盲板处漏氢,引起着火和空间爆炸	三通盲板因密封不严而漏气

燃烧爆炸事故统计分析

在化工、石化生产中,压缩机发生燃烧爆炸事故的危险性极大,不但严重影响安全稳定生产,造成极为严重的经济损失,而且还会造成人员伤亡和建筑物的毁坏。因此,压缩机的燃烧爆炸事故已引起人们的高度重视。

据1979~1988年上半年全国28个省市化肥、化工、炼化等行业的不完全统计,压缩机的燃烧爆炸事故发生38起(见表3-8),占压缩机重大事故的17%,造成的经济损失达1665万元。据1990~1999年全国29个省、自治区、直辖市化工系统县以上全民企业的不完全统计,发生压缩机事故15起,其中爆炸13起,见表3-9。

通过大量的统计分析可以看出,设计、制造、安装和维护不合理,气体泄漏,高温高压下积炭自燃,液体冲击,误操作和违章作业是导致压缩机装置发生燃烧爆炸的主要原因。

表3-8 压缩机燃烧爆炸事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故简况
1	1979.1.27	吴泾化工厂	氢氢气压缩机一段气缸支架脚断,进口管漏气着火
2	1980.4.6	银川氮肥厂	循环机出口总管压力表根部泄漏,引起静电起火爆炸
3	1980.4.10	山西原平化肥厂	填料处可燃性气体外漏着火
4	1980.7.12	江西氨厂	因操作压力憋高,将一段进口水封冲破,被停辅机时产生的电火花引燃
5	1980.8.2	山西大同工农化肥厂	高压压缩机集油器爆炸,死2人
6	1980.8.17	山东鲁南化肥厂	更换压缩机高压缸阀门时产生火花而着火
7	1980.8.25	湖南衡水氮肥厂	高压压缩机集油器爆炸,死1人,伤2人
8	1980.10	湖南洞庭氮肥厂	空压机爆炸,整机报废

续表

序号	发生时间	发生单位	事故简况
9	1980.12.8	云南解放军化肥厂	氧压机爆炸,重伤2人
10	1981.5.15	浙江衢州化工厂	因违章致使高压压缩机一段回收管、气缸、出口缓冲器和二段缸进出口缓冲器等多处爆炸
11	1981.6.13	山西太原化肥厂	1F266型压缩机检修后用空气试车时,积炭在高温下激烈氧化而爆炸
12	1981.6.22	江西第二化肥厂	违章致使热炉气鼓风机发生爆炸
13	1981.8.16	河北沧州化肥厂	原料气压缩机调速器失灵,超速超压,可燃性气体大量外溢着火
14	1981.9.26	广州氮肥厂	冰机开车前未作排液处理,使用近路阀致使冷冻机爆炸,死1人
15	1982.1.27	广州氮肥厂	净化气带液,导致合成压缩机缸体爆炸
16	1982.8.9	辽宁大连化工厂	合成压缩机五段出口管、水冷器弯头炸开
17	1982.8.13	吉林化工公司	乙炔装置乙醇车间投料时,乙烯压缩机二段出口阀泄漏引起火灾,损坏七台设备
18	1982.9.6	辽河化肥厂	压缩机高压缸损坏后,漏气引起油系统着火
19	1982.12.13	上海高桥化工厂	因停电电气,丙烯气体减压气体回溢,重新开车时,仪表继电器产生火花引起空间爆炸,毁坏厂房设备,烧伤18人,其中3人重伤
20	1983.2.21	石家庄化肥厂	氮氢气压缩机二段缸与四段缸间连接螺栓根部疲劳断裂,氮氢气溢出引起爆炸着火,高压侧活塞杆、十字头和曲柄报废
21	1983.3.25	湖南湘江氮肥厂	氮氢气压缩机二段装填料函手孔下部及连接部位存在严重缩孔缺陷,引起气缸爆炸
22	1983.11.13	河北宣化化肥厂	因活塞杆质量差,尾杆冲击气缸,可燃性气体大量喷出,引起空间爆炸
23	1984.1.5	广州氮肥厂	氧压机开车前,虽采用四氯化碳对活塞杆进行了除油处理,但伸入填料部分活塞杆清洗不干净,致使填料带油着火
24	1984.3.3	山东鲁南化肥厂	氮氢气压缩机因六段缸缸套材质低劣,发生疲劳断裂,致使高压气体冲出,引起空间爆炸
25	1984.3.26	贵州开阳磷矿	空压机主输风管上的油水分离器爆炸
26	1984.5.4	山东潍坊磷铵厂	在压缩机负荷试车时,带压紧固法兰螺栓造成爆炸,死1人
27	1984.9.7	江西景德镇化肥厂	循环机用空气加压试车中,因置换不彻底,设备内残留可燃性气体,活塞撞击产生火花而爆炸,死1人,伤3人
28	1984.5.31	云南解放军化肥厂	循环机超负荷运行,致使活塞销紧螺母螺纹根部断裂,前置活塞杆撞击引起爆炸,死亡1人
29	1985.9.29	湖北鄂西化工厂	氧压机三段出口阀损坏,致使三段缸出口超压,安全阀起跳,引起爆炸着火
30	1986.3	北京化工实验厂	活塞杆与活塞连接螺纹疲劳断裂,活塞杆尾部撞击引起爆炸
31	1987.1.1	河南固始县化肥厂	氮氢气压缩机六段与合成系统接头阀门法兰处泄漏,照明灯接头处短路打火,引起空间爆炸
32	1987.1.24	银川化肥厂	空压机二段缸爆炸
33	1987.6.25	广西隆林氮肥厂	检查循环压缩机时,用铝板作盲板,高压气体窜入,压破铝板进入气缸,活塞冲击引起空间爆炸
34	1987.10.9	银川化肥厂	合成车间压缩机入口阀泄漏,发生爆炸
35	1987.10.31	贵州化肥厂	循环机出口放空管疲劳断裂,氮气大量泄漏,发生爆炸着火
36	1988.5.9	安徽望江县化肥厂	合成车间循环机进口阀失灵,高压气体喷出,发生爆炸起火
37	1988.7.16	贵州化肥厂	空气鼓风机油泵系统经检修重新开车后,发现异声,未及时采取措施致使风机轴颈扭断,油箱起火爆炸,整台设备报废
38	1988.8.4	山东鲁南化肥厂	因操作不当,判断失误,造成空压机超压,安全阀起跳,导致油水分离器爆炸

表 3-9 压缩机燃烧爆炸事故统计 (1990~1999 年)

序号	发生时间	发生单位	事 故 简 况
1	1990.10.27	河北省万全县化肥厂	因与循环压缩机机体连接的高压出口管经常拆卸及安装,用力过大而产生严重变形,使管子的外螺纹与法兰内螺纹不能有效地接触;设备长期带病运行管理混乱、高压出口管配置不合理,与机体连接的这段管子受力较大,但该管上又没有支承与固定,造成运行中的较大振动致使循环压缩机两侧气缸出口管突然从法兰盘上脱出,高压循环气喷出,瞬间发生空间爆炸,并形成大火,造成 5 人死亡,压缩机厂房全部破坏,部分设备被烧毁
2	1992.8.9	江苏省大丰化肥厂	因合成厂房内压缩机二段出口管腐蚀而减薄严重(最薄处仅为 1~2 mm),运行中发生爆裂,气体喷出着火,造成 5 人死亡
3	1994.1.28	吉林省梅河口市化肥厂	因高压法兰螺纹脱扣,在巡检到合成车间压缩岗位压缩机六段出口位置时,可燃性气体外泄,瞬间发生爆炸,造成 1 人死亡,2 人受伤
4	1995.1.15	陕西省扶风县氮肥厂	因年久失修,压缩机六段进口阀阀体上螺纹突然松动,高压气体从六段缸口喷出起火,烧死 2 人
5	1995.10.29	河南省温县化肥厂	在压缩工段 4 [#] 压缩机弯道弯头加工过程中,因未采取合理的弯管成型工艺,致使六段缸出口高压管道弯头处突然爆炸,大量高压气体冲出,形成空间爆炸,造成填墙倒塌
6	1995.11.14	河南省双阳化肥厂	在压缩机车间 6 [#] 压缩机更换六段缸活门后开车送气时,因超压致使活门打出,高压气体冲出引起爆炸起火,造成 5 人被烧伤
7	1995.11.23	河南省汝州市化肥厂	因合成车间 2 [#] 循环机出口活门阀垫被高压循环气冲开,大量高压气体喷出,发生空间爆炸,造成 1 人死亡
8	1996.1.24	山西省五台山化肥厂	在发现合成车间生产不正常时,因紧急停车时误操作,将四段缸进口阀及六段缸出口阀关闭,致使六段缸高压气体串入低压系统憋压,在四段缸入口处发生爆炸,造成 1 人死亡,1 人受伤
9	1996.7.13	河北省平山县化肥厂	因设备制造质量缺陷致使氮氢压缩机在运行中五段缸缸体突然爆裂,高压可燃性气体喷出起火,造成 2 人烧伤致死
10	1996.8.7	陕西省洋京化肥厂	检修时用新丝母和旧螺杆配套安装在合成车间的循环机进口阀上,因啮合不好,使螺母加速损坏,产生高压氮氢气体泄漏;在更换循环机东侧活塞环拆卸缸盖闻到氨味忙拧紧进口阀时,终因螺杆与丝母突然脱扣滑丝,拆开的气缸盖突然被高压气流冲出,瞬间发生爆燃,造成 2 人死亡,4 人受伤
11	1996.12.6	山东省瑞星化工集团公司化肥厂	在检修 8 号压缩机一、二段气缸时,因只将其气缸阀门关死,但未用盲板与系统隔绝,在活塞安装不进去的情况下,工人用 $\phi 57$ mm 的钢管往气缸里敲击活塞头时发生爆炸,致使活塞连同连杆一起飞出,打伤 1 人致死
12	1996.12	广东省广州乙烯股份有限公司	该公司汽油加氢装置的两台单列单级卧式往复式氢气压缩机,因其基础的固有频率 $f=14$ Hz,接近机器的振动频率以及压缩机安装重心高和机座与基础连接刚性不够等原因致使压缩机启动后出现强烈的振动,振动烈度值达 36 mm/s,而使机器无法正常运行。 后将铸铁活塞改为铝活塞,往复运动质量从 286.59 kg 降低到 198.43 kg,经计算往复惯性力下降 31%;原有基础加宽 1.7 m,加深 1 m,则固有频率避开共振区,将机器机座和基础有效地连接成一体,其烈度降至 10 mm/s 左右。经采取上述减振措施,该机平稳运行至今
13	1997	马岭炼油厂	在该厂催化裂化装置主风机并联的两台 D-100/2.5 型往复空气压缩机运行中,因共振和气流的压力不均匀引起该机排气管道振动很大。经采取避开共振管长区(主风机排气管长比原设计缩短 1.2 m,即 401/2 [#] 压缩机排气管长为 10.8 m,401/2 [#] 压缩机排气管长为 5.5 m)和在转弯处增大转弯半径减振措施后,取得较好的运行效果

石油化工用压缩机的压缩介质绝大多数是易燃易爆的气体，而且在高压条件下极易泄漏。可燃性气体通过缸体连接处、吸排气阀门、设备和管道的法兰、焊口和密封等缺陷部位泄漏；压缩机零部件疲劳断裂，高压气体冲出至厂房空间；空气进入到压缩机系统，形成爆炸性混合物，此时，如果在操作、维护和检修过程中操作、维护不当或检修不合理，达到爆炸极限浓度的可燃性气体和空气的混合物一遇火源就会发生异常激烈燃烧，甚至引起爆炸事故。

对于氧气压缩机，如果氧气流中混入可燃性气体、油脂、铁锈、纸屑等杂质和金属物体，当润滑油突然中断或供给过于不足时，将造成气缸“干磨”导致高温，气缸内的可燃物在高压、高温情况下，很快与氧反应而引起自燃。由于热的集聚和高压氧的助燃，可使燃烧加剧，造成极为严重的气缸燃烧爆炸事故。

石油化工用压缩机和空气压缩机的气缸润滑大都采用矿物润滑油，它是一种可燃物。当气体的温度剧升，超过润滑油的闪点后就会产生强烈的氧化，将有燃烧爆炸的危险。另外，呈悬浮状存在的润滑油分子，在高温高压条件下，很容易与空气中的氧发生反应，特别是附着在排气阀、排气管道灼热金属壁面上的油膜，其氧化就更为加剧，生成酸、沥青及其他化合物。它们与气体中的粉尘、机械摩擦产生的金属微粒结合在一起，在气缸盖、活塞环槽、气阀、排气管道、缓冲罐、油水分离器和贮气罐中沉积下来形成积炭。

积炭是一种易燃物，在高温过热、意外机械撞击、气流冲击、电器短路、外部火灾及静电火花等条件下都有可能引起积炭自燃，甚至爆炸。积炭燃烧后产生大量的CO，当压缩机系统中CO的含量达到15%~75%时就会发生爆炸，在爆炸的瞬时释放出大量热量并产生强烈的冲击波。由于气体的压力和温度急剧升高、燃烧产物的急速膨胀，冲击波以超音速沿压缩气体流动方向传播蔓延，引起多处发生连续性爆炸。

在压缩机启动过程中，没有用惰性气体置换压缩机系统中的空气或置换不彻底（氧的含量超过4%或残存有可燃物等杂质）就启动；因缺乏操作知识，没有打开压缩机（或冰机）的出口阀、旁路阀引起超压；在操作过程中，因压缩机气体调节系统的仪表失灵，引起气体压力过高等，都会引起燃烧爆炸事故。

下面就所统计的38起烧爆炸事故的具体原因进行简略分析，并提出相应的对策。

1.可燃性气体泄漏严重

- (1) 吸、排气阀失灵，密封不严，造成泄漏，引起着火爆炸。
- (2) 轴封处泄漏严重，引起着火。
- (3) 与高压合成系统连接的阀门法兰漏气，照明接头处短路，引起着火爆炸。循环机出口总管压力表根部泄漏，高压气体冲出，静电起火爆炸。氮氢气压缩机气缸支脚断裂，进口管道漏气，遇明火引起爆炸。

预防措施如下。

- (1) 合理安排吸、排气阀，保证气阀动作的灵活性和气密性，及时清理污垢和更换气阀。
- (2) 合理安装活塞杆与填料，定期检查磨损情况，及时更换填料。透平氧压机应设置气密装置，将安全密封气体流入轴封部位，设置与平衡室保持压差的调节装置。
- (3) 应合理安装管路、阀门、法兰和仪表等管件，保证连接件密封可靠，并经常检查连接部位的漏气情况，设置气体泄漏的检测装置，监视密封系统的异常现象。

2.因腐蚀、疲劳断裂，可燃性气体喷出

- (1) 循环机出口放空管疲劳断裂，氨泄漏引起着火爆炸。
- (2) 多级缸之间、气缸与机身之间连接螺栓的螺纹根部疲劳断裂，大量高压气体喷出，引起着火爆炸。
- (3) 机身、高压缸损坏，引起油系统着火，缸套材质低劣，缸体严重缩孔缺陷而产生

疲劳断裂，致使高压气体冲出，引起空间爆炸。

(4) 活塞锁母螺纹根部、活塞杆与活塞连接螺纹根部疲劳断裂，活塞杆打击起火引起爆炸。

预防措施如下。

(1) 减少压缩机管系振动，保证管材和焊口质量。

(2) 保证连接螺栓结构、几何尺寸合理，材质优良，提高螺纹的强度和加工精度；保证连接面紧密贴合，拧紧力适当。

(3) 严格进行机身、缸体、缸套的质量检查；对高温高压压缩机主要零部件进行剩余寿命的诊断。

(4) 提高热处理工艺质量，保证活塞杆强度；采用圆弧滚制螺纹，提高螺纹的加工精度；在制造、安装中保证高质量，避免附加弯矩的产生。

3. 温度压力过高，积炭自燃和可燃物燃烧

(1) 气缸润滑剂选择不当，润滑油牌号不符，加油量过多或太少，油质不佳，使气体温度剧升，形成积炭。

(2) 循环冷却水水质差，中间冷却效果不好，冷却水意外中断，致使气体温度升高。中间冷却器、油水分离器和贮气罐排放油水不及时或不彻底，增加污垢、阻力，使气体温度升高。

(3) 用空气试压试漏，高温下积炭，激烈氧化而爆炸；机械制造过程中，铁锈等杂质未清除干净，导致发热；滤清器污垢严重，吸入气体含尘量大，易形成积炭。

(4) 缺少安全措施和现代化管理手段。

预防措施如下。

(1) 根据气体性质合理选择润滑剂，乙炔气用非乳化矿物油，氯气用浓硫酸，氧气用蒸馏水和稀释甘油，乙烯气用白油或无油润滑；选择闪点高，氧化后析炭量少的高级润滑脂；注油量适当，对于活塞移动面积为 $200\text{cm}^2 / \text{min}$ ，注油量约 $0.01 \text{ L} / \text{h}$ 为宜；定期进行油质分析，及时更换新油。

(2) 采取先进的水质处理工艺，定期清除污垢、排放油水，严格控制排气温度，不得超过允许值。

(3) 充分清除铸件与配管中的异物与铁锈，组装后整个压缩机系统进行彻底吹除；选用耐蚀材料，选择高效滤清器，及时清除污垢。

(4) 在有爆炸气体的压缩机附近设置防爆墙和惰性气体灭火装置。对于高压、易燃易爆气体的安全阀要经常检查其可靠性。采用仪表计测量和自动报警装置，发现异常故障可及时采取安全措施。

4. 误操作，违章作业，导致燃烧爆炸

(1) 检修氮氢气压缩机时，用铝板作盲板，使高压气体喷出引起空间爆炸；在冰机开车时未打开旁路阀和出口阀，压力升高超过材料强度极限而导致爆炸；鼓风机运行中，已发现异常响声而没有及时停车检查，致使风机轴颈扭断，油箱起火爆炸。

(2) 化工用压缩机负荷试车时，没有用低压氮气吹除或吹除不彻底，引起燃烧爆炸。

(3) 禁油处理不彻底，使填料带油着火，集油箱爆炸。

(4) 误认为冰机工段出口无液氨；听到液击声未作排液处理，使用近路阀，因高温使液氨气化而爆炸。

预防措施如下。

(1) 熟悉操作知识，开车前必须打开压缩机（或冰机）的出口阀门，开车后密切注视水、气、油的压力和温度的变化以及异常响声。

(2) 负荷试车，启动可燃性气体压缩机时，首先用惰性气体置换其中的空气，使氧含

量小于 4%。对于压缩氢气和乙炔气，含氧最高限度为 2%。负荷试车必须严格按照操作规程进行。

(3) 禁止用汽油等挥发性油类清洗零件，制造安装过程中，尽量避免与大气接触，严格执行禁油处理和控制在油温。

(4) 精心操作。

5. 因制造缺陷、管理不善引起爆炸事故

(1) 氧压机出口阀损坏，使其超压，安全阀启跳，引起着火爆炸；油水分离器因制造缺陷爆炸；缓冲器因操作带水而发生爆炸。

(2) 操作时压力超高，将水封冲坏，大量高压气体放空，电火花引燃。

(3) 因停电，丙烯气体压缩机减压气体溢出，重新开车时，继电器产生火花，引起空间爆炸。

(4) 电机绝缘老化而引起着火，烧坏压缩机。

预防措施如下。

(1) 加强质量管理和质量检查，发现缺陷及时补救或更换易损件。

(2) 密切注视压力表读数的变化。

(3) 加强电机继电器的维护和保养。

(4) 及时更换绝缘老化的电机。

三、机械事故统计分析

典型的压缩机机械事故有活塞杆断裂、气缸开裂、气缸和气缸盖破裂、曲轴断裂、连杆断裂和变形、连杆螺栓断裂、活塞卡住与开裂、机身断裂和烧瓦以及离心式压缩机叶片断裂、离心式压缩机机组振动等。压缩机零部件的损坏同样可酿成破坏性事故，有时还会毁坏整个压缩站、厂房和建筑物，甚至造成人员伤亡。

以下对经常遇到的离心压缩机有关事故进行统计分析。

1. 离心式压缩机转子磨损与损坏

在引进的大型化肥、乙烯生产装置和国内的大型炼油厂中，离心式压缩机已是生产中的关键设备。它不仅在动力消耗和投资上占的比例很大，而且设备的故障对正常生产的威胁也较大。据有关资料统计，1977~1978 年，大型氮肥装置的五大机组（空气压缩机、原料气压缩机、合成气压缩机、氨压缩机、二氧化碳压缩机）和各种类型的风机发生故障达 160 起，占全部设备事故停车次数的一半以上，损失产值达 1.3 亿元（不含维修和更换备品、备件所需费用）。而发生事故最多的是机组转子。截止到 1980 年 10 月，有近 90 个转子遭到不同程度的磨损与损坏，其中离心压缩机转子就有 46 个。

据 1979~1988 年全国 28 个省市化肥、化工、炼油行业不完全统计，发生离心式压缩机、风机转子磨损、损坏甚至断裂等重大事故 37 起，直接经济损失约 698.1 万元。转子磨损与损坏，一般是指转子与静止元件（平衡盘、叶轮气封、轴封）的磨损与损坏（11 起），叶轮的磨损与损坏（13 起），蒸汽透平叶片、围带、拉筋的磨损和折断（13 起）。后二者分别在本节和第九节中介绍，这里重点介绍离心式压缩机、风机转子与静止元件磨损、损坏甚至轴断裂事故（见表 3-10）的主要原因与预防措施。

表 3-10 离心式压缩机转子磨损与损坏事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故简况
1	1981.3.2	辽河化肥厂	因长期运行疲劳致使引风机轴断
2	1981.3.26	山东齐鲁化肥厂	因维护不周压缩机轴烧坏
3	1981.7.9	兰州石油化工厂	因材质问题,丙烯压缩机运行中主轴突然断裂
4	1982.2.4	兰化石油化工厂	因管理不善,泵联轴节的连接橡胶块被剪断,致使合成气压缩机一段流量突然下降,入口温度超过 65℃,转子损坏
5	1982.5.19	四川化工厂	因维护不周,致使轴位移保护装置失效,引起误动作,轴位移磨损严重
6	1982.5.22	兰化石油化工厂	因违章,致使塔回流的乙烯量加大,造成压缩机各级的压力上升,转子窜动磨损而停车
7	1982.7.22	兰州化学工业公司	因制造缺陷,致使分离工段压缩机轴在 $\phi 20$ 直径处断裂
8	1982.10.16	兰化 303 厂	因操作失误,压缩机发生气流脉动,致使转子损坏
9	1982.11.3	贵州天然气化工厂	因尿素 CO ₂ 压缩机高压缸内缸与外缸缸套高压侧的 O 形圈、背环被高压气体冲掉,致使高压气窜入低压缸,轴向推力大大增加,轴位移失去控制
10	1983.7.8	山西原平化工厂	因轴承质量低劣、无人操作,发现异常未及时停车,致使轴、叶轮遭到不同程度的损坏
11	1986.6.11	云南解放军化肥厂	因制造缺陷,致使硝酸工段氧化氮压缩机轴断裂,断裂部位在第三级叶轮与主轴配合的 $\phi 145$ 与 $\phi 144$ 台阶 5 cm 部位处

主要原因如下。

(1) 因设计、装配、操作等原因致使转子在气缸内的轴向位置不正确, 转子对中不好引起转子轴向窜动超差或产生较大的振动。

(2) 因高压缸内缸与外缸套高压侧的 O 形环和背环被冲掉, 高压气体窜入低压缸, 使轴向推力大大增加, 引起止推轴承磨损或烧坏, 使转子轴向窜动, 轴向位移失去控制。

(3) 缸内级间气封及叶轮口环气封的密封齿空腔内存在很多油污或催化物质(如触媒粉), 级间气封严重损坏, 气封齿在圆周方向成锯齿状, 因气封间隙增大, 级间泄漏量随之增大, 造成轴向力大大超过设计值而使止推轴承烧坏。

(4) 因转子的热膨胀、机组倒转或操作时塔回流量加大, 致使各级压力上升而造成转子瞬时窜动或轴向位移。

(5) 泵联轴节橡胶块被切断, 致使离心式压缩机流量突然下降, 吸入温度超高, 引起转子与止推轴承损坏。

(6) 因轴承质量低劣, 发现问题未及时停车, 致使前轴承盖、轴、叶轮、密封圈等受到不同程度的损坏。

(7) 因转子强烈振动, 致使转子与密封部位接触而造成磨损。

(8) 在变工况运行中, 产生旋涡、旋转失速等不稳定气流或发生喘振, 致使转子运行不稳定而发生磨损、损坏。

(9) 转子有裂纹等制造缺陷, 抗扭能力降低, 致使转子在运行中断裂。

(10) 气体中的某些成分与存在的催化物在一定温度下形成固体或沉淀, 致使中间级迷宫密封和平衡活塞的间隙堵塞, 引起末端推力不能平衡, 推力轴承、轴严重磨损或损坏。

(11) 管路堵塞或压缩机内吸入异物, 致使转子等部件磨损。

(12) 探头间隙和接近器输出电压不成线性关系, 接近器劣化失效, 致使误动作, 产生较大的轴向位移。

(13) 转子各密封部位的间隙安装不良及部件松动。

预防措施如下。

(1) 合理设计、安装，正确操作。为实现准确的对中，应保证基础尺寸合适，具有足够的强度；底板刚性好、砂浆材料适宜，并在良好条件下灌浆；管子应很好地固定并具有足够的挠性；挠性联轴器应采用过渡配合安装；正确确定对中允差。

(2) 检查、修复级间密封，并使用轴向位移仪监控轴的轴向位移，以防止高推力负荷发生。

(3) 采取必要的防气蚀、腐蚀措施。

(4) 严格按照操作规程运行。

(5) 发生吸入温度稍稍超过设计指标时，如果压缩机转速还有潜力，可适当提高转速以避免喘振发生。

(6) 确保轴承质量，发现问题及时修复或更换。

(7) 及时停机检查振动的原因并予以排除。

(8) 在变工况运行时，注意操作时必须遵循“升压时先升速，降速时先降压”的原则，防止转速过低，出口压力升得过高。通过控制仪表调节喘振循环阀。

(9) 保证转子制造质量，运行前必须认真检查，发现问题不可投入运行，应立即修复、更换。

(10) 在压缩机吸入口处采用高效袋滤器，在每一中间冷却器管束部分设置分离器，除去油污和催化物。

(11) 彻底进行系统检查，除去管路和压缩机内的异物、铁锈。

(12) 对轴向位移仪等安全保护装置要定期检查，确保其测试精度与可靠性。

(13) 安装时，确保密封元件的间隙，紧固松动部件，加设防松部件。

2.离心式压缩机、风机叶片断裂

叶轮是离心式压缩机、风机惟一做功的心脏部件，而高转速、大流量、高压力比、大功率和变工况等苛刻工作条件对叶轮的设计、制造技术、加工精度及维护提出了更高的要求。一旦发生叶轮损坏、叶片断裂甚至解体破坏事故，不仅损坏转子，而且随转速增加将引起剧烈的振动，使其无法操作，严重威胁压缩机、风机连续、安全稳定运行，将造成巨大的经济损失。

在近 30 年中，大型化肥装置的五大机组、各种类型引风机以及中型企业使用的离心式压缩机、离心式鼓风机的叶轮损坏、叶片断裂事故连续发生多起。据 1979~1988 年上半年全国 28 个省市化肥、化工、炼化等行业的不完全统计，共发生重大离心式压缩机、风机事故 82 起，其中叶轮飞裂、叶片断裂 13 起（见表 3-11），造成的直接经济损失 126.42 万元。

表 3-11 离心式压缩机、风机叶片断裂事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故简况
1	1980.5.31	广东石油化工厂	因维护不周,凉水塔轴流风机主轴偏斜,致使全部叶片碰到风筒而被折断
2	1981.1.12	云南解放军化肥厂	因制造缺陷,致使合成水洗工段风机叶片断裂
3	1981.3.17	燕山石油化工研究院	离心压缩机叶轮叶片折断三只
4	1981.9.7	兰化公司化肥厂	因制造缺陷,致使压缩机在运行中三级叶轮轮盘沿铆钉断裂,造成转子、第二级导流器、第三级隔板报废
5	1981.12.14	云南天然气化工厂	因制造缺陷致使硝酸尾气离心压缩机叶片损伤
6	1982.4.11	江西第二化肥厂	引风机叶轮严重打坏
7	1982.4.13	南化公司氮肥厂	因维护不周,鼓风机叶轮损坏
8	1982.11.5	西安化工厂	因维护不周,引风机叶片断
9	1983.1.5	云南天然气化工厂	CO ₂ 压缩机叶片疲劳松动
10	1983.3.7	兰化石油化工厂	因制造缺陷致使砂子炉裂解工段鼓风机叶轮损坏
11	1983.8.30	四川化肥厂	因制造缺陷、振动等原因,致使压缩机四级叶轮入口侧三只叶片焊缝松脱,产生位移,叶轮变形
12	1984.1.9	辽河化肥厂	因二段中间冷却器、分离器液面指示失真、报警失灵,致使三段入口气体带酸性,造成腐蚀,导致尿素装置 102J 高压缸三段一级叶轮被打碎,侧端密封片脱落并引起喘振
13	1984.10.18	广州氮肥厂	因铆钉长期受气体及酸泥腐蚀,致使硫酸车间鼓风机叶轮两只叶片断裂脱落,靠近叶轮一端轴瓦烧损

离心式压缩机叶轮多采用焊接和铆接的结构形式。叶轮损坏多发生在离心力最大的叶轮外缘和应力较高的轮盖进口侧以及铆钉的松动或断裂部位,也有的叶轮前盘连同叶片从与后盘焊接处发生断裂。通过大量事故分析表明,叶轮破裂的断面无明显的塑性变形,几乎全部是宏观脆断。因此,叶轮破坏大部分属于应力腐蚀,其次是疲劳腐蚀。

应力腐蚀是指叶轮材料在受到应力和腐蚀的双重作用下产生应力腐蚀裂纹而导致的脆性断裂。应力腐蚀裂纹一是由于局部腐蚀引起的,二是在腐蚀环境中,材料因腐蚀反应生成氢气从而产生裂纹并扩展,后一种属于氢脆断裂。

疲劳腐蚀是指叶轮在处于振动的状态下,受到交变应力和叶轮与轴的复合振动应力的双重作用,在其薄弱部位产生局部变形,以致超过材料的疲劳极限而产生裂纹。随叶轮的连续不断地振动,裂纹逐渐扩展,最后导致叶轮疲劳断裂。

通过大量的事故统计分析可知,设计制造缺陷、安装和检验不合理、气体与酸泥腐蚀、转子动不平衡引起的共振以及频繁地在喘振区运行等,是导致离心式压缩机、风机叶片断裂的主要原因。

以下具体介绍事故原因与预防措施。

(1) 设计制造缺陷。叶轮结构设计不合理,叶轮材料中存在若非金属夹杂物,使其机械性能降低,特别是在仅有几个毫米厚的轮盖边缘上含有夹杂物,使叶轮产生局部应力集中源,从而大大降低疲劳强度;制造缺陷是指焊缝本身和热影响区缺陷以及叶轮加工表面粗糙,如叶片与轮盖之间没有全焊、未焊透、存在气孔、咬边等,若非金属夹杂物刚好在此区域,就更加剧了裂纹的产生和扩展;叶轮与轮盖焊接后使轮盖热影响区内组织发生变化,该区的强度、硬度相对原组织降低,若非金属夹杂物正好处在变化前后组织的交界处,就进一步促使应力集中源的形成,进而促使应力腐蚀裂纹产生,以致发生叶片断裂。

预防措施如下。

发生上述故障时,应立即停车,组织有关人员损坏部件进行检查与事故分析;改进叶型设计,避开共振,改变传统离心式压缩机、风机叶轮设计方法,一可采用安全寿命设计,即在有效寿命期间,叶轮不得产生裂纹,二也可采用可靠性设计,即在叶轮存在缺陷或有损

伤的条件下,应用断裂力学理论预测出断裂寿命,采取有效的预防措施;选用耐腐蚀、高强度的叶轮材料,确保叶轮加工质量,采用高形状精度和高表面粗糙度加工;在叶轮轮盘外缘两叶片之间部位可磨削圆弧;采用超声波无损探伤,从各个方向对焊缝和热影响区进行严格检查,及时发现焊缝和材质内部缺陷;叶片与轮盖之间应全部焊透,焊后必须进行消除内应力处理;消除过大的振动源,调整共振频率,使叶轮振动控制在允许范围内;修复后的转子应严格进行动平衡、无损探伤和超透试验。

(2) 气体与酸泥腐蚀。石油化工用离心压缩机输送的介质大多具有较强的腐蚀性,例如 CO_2 、 NH_3 、 CO 和 H_2 ,它们在一定条件下生成氨基甲酸铵($\text{NH}_2\text{COONH}_4$)等,即使是空气压缩机、风机,由于空气和工业烟气中含有 SO_2 、 SO_3 等酸性气体,湿度大时将形成亚硫酸、硫酸,它们对叶轮都有不同程度的腐蚀作用。裸露的叶片长期受气体和酸泥的腐蚀,在没有进行定期检查或段间冷却器、分离器液面指示失真、报警失灵情况下,使下一段人口气体带有酸性,在焊接叶片的焊接缩孔、气孔处形成腐蚀坑,同时伴有部分氢渗现象,易形成疲劳源,致使叶片在受到高应力和腐蚀时发生脆性断裂。

预防措施如下。

采用耐腐蚀高强度的不锈钢焊接叶轮,焊后进行热处理,其表面进行防腐涂层保护;尽可能降低工艺气中 CO 、 CO_2 的含量,并控制其合成气出口温度不能过低,一般 $\geq 38^\circ\text{C}$,以防止氨基甲酸铵的生成;定期排出中间冷却器内所生成的含有亚硫酸、硫酸的冷凝水,使其导出机外;安装高效的吸气过滤器(如脉冲式袋滤器),以降低压缩机、风机进口的流速,减少空气中所含的雾状水滴与粉尘;严格检查叶轮的腐蚀情况,并及时清除叶轮内部和表面的沉积物。

(3) 转子的严重振动。由于叶轮设计欠佳,使危险振型没有避开共振;叶片制造缺陷,在施工或检修现场进行了不适当的调整、调换,造成驱动机与压缩机主轴对中发生了偏离;叶轮安装不够紧密,或因磨损、腐蚀的不均匀,灰尘在叶轮上积聚,个别叶片折断等,使叶轮不平衡,将引起较大的振动。特别是叶轮的自振频率与扩压器、回流器或气体管道的自振频率相吻合时,将产生共振,这对叶轮的安全运转威胁很大。

预防措施如下。

消除过大的振动源,调整机组的共振频率,使叶轮振动控制在允许范围内;精心安装,确保转子对中良好;发现转子不平衡时,应查明原因并加以消除,必要时可在高转速动平衡机上进行试验;在变工况运行时,要避免发生负荷突变,严格控制调速范围,严防转速过低使叶片振动频率落入共振区;采用轴振动频谱分析的方法,及早发现主轴的异常振动;严格控制进油温度,适当增加油的黏度;从压缩机顶上垂直下来的进口管道不应直接压在压缩机上,必须由管道挂钩或支架来承担其重量,以防止机壳在管道重量下产生变形而使振动加剧;安装高效过滤器,及时清除叶轮上的积尘、结焦和盐垢;当发现离心式压缩机、风机机组发出异声且伴有剧烈振动时,应立即停车检查;严格按照操作规程进行操作,防止喘振、旋转失速等不稳定气流发生;密切注视压力、真空度、进气量的波动及机组的异常响声,及时发现,及早处理。

3.离心式压缩机机组振动

据国内外调查资料表明,离心式压缩机事故主要有机组振动超差,转子、轴承损坏(尤其是止推轴承更为严重),叶片、围带断裂,密封损坏,联轴器、减速齿轮轴承损坏等形式,而机组振动是最为普遍的一种事故。据加拿大锅炉检验、保险公司和哈尔滨福特检验、保险公司对若干台输送氨气、空气、氧气和其他气体的离心式压缩机事故调查结果表明,最先损坏的零件比例依次为止推和径向轴承 62.4%,叶轮 18.8%,密封轴和联轴器 18.8%。

据 1977~1988 年我国 14 套氮肥装置的五大机组转子损坏情况的初步分析,有近 90 个转子遭到不同程度的损坏,其中压缩机转子就有 46 个。而造成转子损坏的原因虽是多方面

的，但转子运行中振动是不可忽视的重要原因。

据 1979~1996 年全国 28 个省市化肥、化工、炼油生产的不完全统计，发生重大机组振动事故 23 起（表 3-12），造成的直接经济损失达 670 万元。导致机组振动的原因很多，而且是极其复杂的。对较明显的振动原因易于判断，比较复杂的可借助于现代科学仪器（如频谱分析仪等）对机器进行振动测量和分析，即除了需要测量振幅的大小以外，还需同时结合其他方面的特征一起进行分析。

表 3-12 离心式压缩机机组振动事故统计

序号	发生时间	发生单位	事故简况
1	1979.3.12~4.9	安庆石油化工总厂	因设计制造缺陷,从法国赫尔蒂公司引进的尿素装置 CO ₂ 压缩机驱动透平轴振动,其振幅由 6 μm 陆续升至 16 μm,且采用减负荷(70%)、调整蒸汽量运行时仍无明显效果
2	1979.5.23	安庆石油化工总厂	透平单独试车时,振动增加较大,其振幅随转速增加而增大,最高达 21 μm,并伴有摩擦声
3	1979.6.1	广州石油化工厂	合成车间低压系统负荷达 65%时,尿素装置 CO ₂ 压缩机因设计制造缺陷驱动透平轴出现异常振动
4	1980.7.4	南京栖霞山化肥厂	合成气压缩机的蒸汽透平 KT1501 主机高、中、低压气缸振动
5	1980.4.26	湖北省化肥厂	因平衡盘侧无平衡块,致使 CO ₂ 透平压缩机前后径向轴承振动,振幅升至 6 mil(密耳,1 mil=25.4×10 ⁻⁶ m)
6	1981	洞庭氮肥厂	因高压缸转子不平衡、高压缸与增速箱对中超差以及轴瓦工作状态不好,致使 CO ₂ 压缩机经常发生剧烈振动
7	1981.9.30	大庆化肥厂	因透平转子前后轴颈磨损间隙超差,转子一侧偏磨振幅突然增大
8	1982	湖南洞庭氮肥厂	因高压缸转子不平衡,叶轮出口与扩压器进口对中超差,发生气隙激振,致使 CO ₂ 压缩机机组振幅增大
9	1982.4.9	南京栖霞山化肥厂	因合成气压缩机的蒸汽透平 KT1501 检修不良,低压缸振幅高,揭盖检查侧瓦磨坏,段间梳齿密封磨平
10	1982.5.7	南京栖霞山化肥厂	因转子系统刚性差、临界转速偏低,联轴器对中不良和迷宫密封内气体动力作用,致使合成气压缩机低压缸强烈振动,振幅达 42 μm,中压缸振幅升至 80 μm,揭盖检查梳齿气封全部拉平,自由端径向轴瓦破坏严重
11	1982.6.3	南京栖霞山化肥厂	修复后,中压缸振幅经常在 16~20 μm 浮动,有时达 24~27 μm,待振幅高达 40 μm 报警数秒钟后,中低压缸振动振幅达 80 μm,揭盖检查气封拉平
12	1982.6.28	大庆化肥厂	透平转子前后轴瓦的振动值突然升高
13	1982.9.10	广州石油化工厂	因探头引线被润滑油冲击,使其摆动碰到转动的轴上露出铜芯,致使透平轴振动
14	1982.9.28	云南天然气化工厂	因联锁装置与同轴电缆连接部件松脱,致使 CO ₂ 压缩机透平前轴承振动

续表

序号	发生时间	发生单位	事故简况
15	1983.1.8	南京栖霞山化肥厂	因合成气压缩机蒸汽透平 KT1501 低压缸振幅增加,中、高压缸发生强烈振动,其振幅达到报警值
16	1983.4.15	广东石油化工厂	因维护不周,合成气压缩机蒸汽透平 KT1501 中、高压缸振动值超标,停车检修
17	1983.8.30	四川化肥厂	因制造缺陷致使透平压缩机机组振动,转子密封大部损坏,四级叶轮入口处叶片焊缝松脱,叶轮变形
18	1983.11.8	南京栖霞山化肥厂	低压缸发生低频激励引起振动
19	1984.4	大庆化肥厂	因气动激振,油膜涡动振荡,致使 CO ₂ 压缩机高压缸发生异常振动和流量波动
20	1984	浙江镇海石化总厂	因喘振、旋转失速,致使 CO ₂ 压缩机高压缸强烈振动,轴振幅达 60 μm
21	1987.7.5	泸州天然气化工厂	因离心式压缩机轴承支撑瓦紧力不够,引起调节块松动,调节垫片破碎,致使轴的中心下降,造成机组严重振动
22	1994.3.30	扬子石化公司化工厂	为 45 万吨/年 PTA 氧化反应器提供氧化空气的离心式压缩机机组,自 1989 年 9 月建成,累计运行 3 年,低压缸转子振动突然上升,其振幅达到 45 μm(设定的报警值为 48 μm),几天后,低压缸振动加剧,振幅 ≥120 μm(满量程),致使第一级叶轮阻尼围带断裂,断开的一小段围带轮廓尺寸约长 60 mm,宽 30 mm,厚 9 mm(设计尺寸:外径 618.10 mm,宽 30 mm,厚 9 mm) 分析原因是焊缝区及焊接热影响区粗大的马氏体组织影响了焊接强度,焊缝冷收缩变形造成焊缝撕裂倾向的预应力,叶轮在高速回转时,围带受离心力的作用,焊缝截面处产生剪应力及弯矩,两个方面使焊缝裂纹逐渐扩展,导致脆性解理断裂
23	1996.7.20		C501 离心式(四级)氮气压缩机驱动功率为 610 kW,主轴功率为 550 kW,主机转子转速 15300 r/min。该机配备本特利公司生产的 7200 系列振动监测系统,测点有 7 个(ABCD 测点为压缩机主轴轴瓦径向位移传感器,EF 点为齿轮增速箱高速轴和低速轴轴瓦的径向位移传感器,G 点为主轴轴向位移传感器) 压缩机在运行中,因转子结垢导致转子不平衡引起振动,振动报警时,D 点振动的振幅值在高达 60~80 μm 之间波动(超过报警极限),C 点振动的振幅值也偏大,在 50~60 μm 波动,其他被测点振动的振幅值没有明显变化

离心式压缩机机组常见的振动原因及预防措施如下:

(1) 转子不平衡 由于转子不平衡产生的离心力与转速的平方成正比,因此,机器启动后很快就会振动,而且随着转速的提高和负荷的增加,振动将加剧。特别是挠性轴,当通过第一阶临界转速时振动相当激烈,振动频率始终与转速同步,径向振幅很大。引起转子不平衡的原因如下。

①运输或安装不当,转子被碰撞或停放时间过长而保养又不得法,转子平衡精度差。

②转子发生弯曲变形。

③机组运行中,因某些部件过盈量太小,高速旋转时致使螺钉松动或脱落。

④叶轮上堆积沉积物,如积灰、结焦、结盐垢;叶轮被腐蚀、冲刷磨损以及铆钉松动、脱落;叶轮局部破碎。

⑤动叶片、围带、拉筋、铆钉松动或飞脱。

⑥齿轮联轴节加工或安装不当。

预防措施如下。

①精心运输、保养,保证安装质量,重新做动平衡试验。如有必要可在高转速($n=000-40000r/min$)动平衡机上进行试验。

②控制转子热胀冷缩,使其均匀或校直。

③紧固松动的零部件，增设防松装置。

④清除叶轮上的污垢，修复或更换叶轮。

⑤检查动叶片表面冲蚀、腐蚀或损伤情况，检查围带铆钉孔处有无裂纹；铆钉的严密程度；围带是否松动，铆钉有无剥落或裂纹；检查拉筋有无脱焊、断开、冲蚀或腐蚀的情况。检查中如发现上述缺陷时，应及时处理或更换。

⑥保证齿轮联轴节的加工质量，使其啮合良好，重新组装找正。机组安装找正不仅要求单台机座位置水平和对中，还要求汽轮机、离心式压缩机、齿轮箱机座之间在连接后仍能维持稳定运行。在机组安装找正时，应充分考虑轴系在运转中由于转子自重而产生的挠度、热膨胀和转子工作时干扰力的影响。

(2)半速涡动与油膜振荡 半速涡动是离心式压缩机径向轴承在流体动力润滑条件下，轴颈位置发生振荡的一种形式。换句话说，就是在外载荷与油膜力的作用下，轴颈沿偏移的中心位置方向移动。发生半速涡动时，一般振幅较小，涡动轨迹通常为一椭圆；振幅较大时，轨迹形状更为复杂。半速涡动是指振动角频率为轴转动角速度的一半或少于一半。发生油膜振动时，有时因轴承干摩擦而出现吼叫声。

产生半速涡动与油膜振荡的原因如下。

①转子制造精度差或动平衡差。

②轴承动力特性参数选择不当。

预防措施如下。

①确保转子制造质量，重新做动平衡试验，配衡修正。

②正确选择轴承动力特性参数，改进轴承结构，可采用多油楔轴承或多油叶轴承或可倾瓦轴承；将轴承间隙增大；提高润滑油油温；调整轴承高度等措施可以提高稳定性。

(3)基础不坚或下沉及共振 在离心式压缩机运行时，基础振动振幅一般不大，而在停车时由于其他振源引起基础表面的振幅值增大，振频与转速同步，尤其是转子稍不平衡将会引起强烈振动。

产生这种振动的原因如下。

①机器与底架固定不牢，地脚螺栓松动。

②基础与底座间填充物脱离。

③基础不坚。

④基础自振频率接近工作转速或油膜共振频率。

预防措施如下。

①重新紧固。

②注入环氧树脂等填充物。

③修补基础。

④应使基础的自振频率至少避开机器工作转速的 $\pm 20\%$ ，且避开“油膜共振频率”。此时基础的自振频率应避开机器工作转速的 $40\% \sim 50\%$ 。

⑤因为电机的谐波激磁和磁场反作用，其自振频率为两倍的工作转速，故基础的自振频率应避开机器两倍工作转速的 $\pm 15\%$ 。

⑥因为附近地段其他机器通过管道和地基传播振动频率，根据所设计基础的隔振情况和振动的严重程度，避开工作转速的 $\pm (10 \sim 20)\%$ 。

⑦尽可能避开转子临界转速的 $\pm 10\%$ 。

(4)临界转速下共振

①临界转速计算不精确，误差较大，或由于其他原因，使离心式压缩机工作转速与临界转速接近。

②汽轮机调速机构失灵。

③轴承在运转或拆装过程中，油温及轴承间隙的变化，不仅会影响转子的稳定运行，而且还会使转子轴系的临界转速发生变化。

预防措施如下。

①可暂时提高或降低机器的工作转速，以避开临界转速。

②可对转子做高精度的动平衡试验，从而保证机组在共振转速区也可稳定地运行。

③设计时，应使临界转速至少高于或低于工作转速的 20%，工作转速 n 通常规定为：

刚性转子 $n \leq 0.7n_{k1}$ (n_{k1} 为一阶临界转速)

挠性转子 $(1.3 \sim 1.4)n_{k1} \leq n \leq 0.7n_{k2}$ (n_{k2} 为二阶临界转速)

(5) 结构共振 结构共振是指机器某些部件或组装机本身发生共振。

①机器本身各部件之间的振动频率吻合，如叶轮与扩压器、回流器叶片数的关系引起的共振。

②外界振动频率恰好与机器的涡动频率相吻合，如管道的脉动引起的共振，它将引起转子或轴承处的共振涡流。

③外来激振力作用所产生的频率，与机器本身某部件振动频率吻合。

预防措施如下。

改变部件的设计，改变部件的自振频率，设法避开共振频率。

(6) 部件松动 部件运行中松紧程度不同，其振幅是不相同的。通常，振动的频率两倍于工作转速，尤其是机组运转方式发生改变时，振动将会加剧。

如离心式压缩机支撑瓦紧力不够，引起调节块松动，造成振动偏大，调节垫片因经常受脉冲应力冲击而破坏，从而引起轴中心下移，造成更为严重的振动，使机组停车。

一般采取的措施是紧固松动部件，或增设防松装置。

(7) 转子与固定元件或密封件之间的摩擦测得的振动图像无规律，振动的频率与机器的工作转速同步，而且频率从低到高，波动范围比较宽，启动或停车时能听到金属弦声。发现此种形式振动时，可采取卸拆检查、重新组装的方法予以消除。

第四章 典型重大事故案例分析和教训

第一节 氢气塔爆炸事故分析

1965年某氧气厂自行设计的氢分塔于1970年8月交付且正式投产使用。该塔是非定型设备,塔高为10m,外壳尺寸为4500mm×5000mm,生产能力为130m³/h。在1977年经检修后运转不正常的情况下,停车再次检修中,因动火制度不严而造成氢分塔爆炸。爆炸首先发生在塔内两蓄冷器和氮洗塔之间,致使氢分塔和部分厂房被严重摧毁,造成多人伤亡、经济损失严重的一起重大事故。

一、事故基本情况

某氧气厂设计、制造的氢分塔,在该厂煤气提氢工段投入运行了7年,经定期检修后从1977年7月8日至7月19日运转一直不正常,蓄冷器中部温度由-120℃回升到-84℃,耗冷量大大增加,生产效率不断下降,塔体外壳阀门箱上部出现局部结霜。7月19日8时,因液氮机供冷源不足而停车。8时40分,操作工打开氢分塔南侧下部阀门箱人孔塔皮,将箱内朱光砂保温材料清除,发现蓄冷器下端氢气管集合器上的支管根部环焊缝裂开三分之一,需动火补焊。于11时开始,用低压氮气(8×10³kPa)分别对管道及阀门箱进行吹扫置换。13时30分对阀门箱的中、下部多点处进行检测分析,仍达不到动火要求。于是现场操作人员将阀门底部的3个孔洞铺上4条湿麻袋和1块胶板,再用氮气吹扫置换阀门箱,经检测人员复检分析认为基本合格后动火。当焊枪刚点燃时就发生闷雷般的巨响,粗大灰白色烟柱腾空而起,氢分塔和部分厂房被严重摧毁,周围一片火焰,现场的5名职工当场被炸死。由于氢分塔向东侧倾倒,塔南侧塔皮被撕下一块尺寸为1000mm×800mm×4mm的铁板,飞进对面的液氮机房内,将一名操作工砸死。西侧的操作盘在爆炸声中倾倒,将室内一名操作工砸成重伤,经抢救无效死亡。这场重大事故共死亡7人,轻伤8人,直接经济损失达14万元。

二、事故原因分析

经分析,事故发生的主要原因有以下四点:

- (1) 管道泄漏出来的氢气被保温材料朱光砂吸附,使氢气在阀门箱中的浓度达到爆炸极限(4%~7%),遇明火爆炸。
- (2) 企业安全管理工作薄弱,动火制度执行不严格,没有相应的安全措施。
- (3) 管理、操作人员的安全意识、素质不高,在几次分析不合格的情况下,没有认真查找原因。
- (4) 建筑布局过密,安全防火距离不符合要求,使事故伤害扩大。

三、事故教训与防范措施

- (1) 定期检查管道,发现泄漏应及时采取安全可靠的措施进行修复。
- (2) 动火修复前,必须先将保温材料全部拆除,用氮气对所有的连接系统内部和保温壳内空间进行彻底的吹扫置换,再进行检验分析,经复检确认合格后方可动火。
- (3) 氢气站与其他建筑物要保证一定的安全距离。
- (4) 加强车间的安全管理制度和职工的安全教育,提高安全意识,不断学习,掌握安全技术知识。

第二节 氯乙烯单体泄漏爆炸事故分析

安徽省芜湖市某化学有限公司聚氯乙烯厂下设聚合(含干燥)、制氮、冷却和维修四个工段。自制氯乙烯单体原生产工艺采取乙炔和氯化氢两种气体反应而生成,再将该单体通过计量槽定量泵打入聚合釜合成聚氯乙烯,后经干燥包装进入成品库。由于自制氯乙烯单体成本较高,现改为直接外购。因氯乙烯单体有毒、易燃、易爆和沸点低,而在向聚合釜内进料时没能完全密封。1998年8月5日发生氯乙烯单体泄漏爆炸事故,造成5人死亡、7人受伤,直接经济损失达84.58万元。

一、事故基本情况

1998年8月4日上午聚氯乙烯厂有关领导通知维修工对位于聚合工段东西两边的两台氯乙烯单体进料泵的密封组件进行维修。白班下班前,先修好了西边的1号泵且现场安装完毕,至中班下午5时交接时,东边的2号泵进料口短接法兰仍没有连接好,故只使用西边1号氯乙烯单体进料泵进料,并在交接记录中交待夜班人员“另请用西边泵进料”。待夜班接班后,值班班长令操作工开启泵进料,但因交接不清楚,致使操作工误将东边的2号泵球阀打开,约4500kg氯乙烯单体从没有连接好的短接法兰处泄漏。8月5日6时20分,气体迅速扩散至该工段附近100~200m范围内,遇点火源后发生爆炸燃烧,造成4名当班操作工和8名前来救护的人员中5人死亡,4人重伤,3人轻伤,震塌损毁面积约1200m²的厂房,一批设备遭到损坏。

二、事故原因分析

(1) 交接班时,对严禁使用的东边2号氯乙烯单体泵没有交待清楚,致使当班工人误操作,将东边2号氯乙烯单体泵的进料球阀打开造成氯乙烯单体泄漏;发现泄漏故障后没有采取紧急有效的处理措施,导致泄漏量越来越大。

(2) 在安排维修人员检修两台氯乙烯单体泵时,没有安排有关人员加装中间阻隔盲板;没有设置设备检修安全标志;在东边2号氯乙烯单体泵短接法兰没有连接好的情况下,下班后也没有设置警示标志;爆炸现场附近存在点火源(非防爆电气火花或过热的可能性最大)。

(3) 违反安全检修制度。聚氯乙烯厂在向检修工段布置两台氯乙烯单体泵的维修任务时未下达检修任务书;没有明确交待检修过程中需注意的安全措施问题;没有严格执行对使用易燃易爆有毒介质的设备检修必须切断出入口阀门,并加设中间阻隔盲板的规定。

(4) 未严格执行各级安全检查制度。未认真落实厂级、工段及班组值日检查制度,厂分管领导、工段负责人均未能明确指出在氯乙烯单体泵检修时,进料管须加阻隔盲板、设置安全警示标志,更没强调指出东边2号氯乙烯单体泵短接法兰没有连接好这一重大事故隐患,当班班长在布置任务时也没有强调严禁使用东边2号氯乙烯单体泵问题,以致当班工人误操作造成单体大量泄漏。

(5) 对转岗工人未能进行严格的安全教育和业务培训,当班工人是原电石分厂被整体(23名工人)划入聚氯乙烯厂的,对他们未经安全教育和业务培训,在未取得新岗位《安全作业证》的情况下便上岗作业,从而安全生产意识薄弱,安全生产素质不高,大大缺乏安全防范和处理突发事件的能力。

(6) 安全生产责任落实不到位。改制后企业的各级领导均不同程度地放松安全生产管理,班组、工段、厂级领导都没有认真履行及时排除事故隐患的职责,班组交接缺乏责任心,操作工没严格执行操作规程。

三、事故教训与防范措施

(1) 在企业经济效益滑坡、职工的生产积极性受挫的困难时期,越是要高度重视安全生产;在将主要精力集中投入到开拓市场的同时,越要强调安全管理行政一把手负责制;在企业改制后,既抓生产又要抓经营的条件下,必须建立和完善企业内部安全生产运行机制和必要的

安全生产奖惩机制。

(2)在全公司范围内,认真开展一次安全大检查活动,将危险工段、危险部位作为检查的重点,逐个排除事故隐患。

(3)请锅炉压力容器检验部门对受损压力容器及时进行检验,并按规定验收,杜绝设备带病运行、无证运行的现象发生。

(4)认真贯彻执行被实践证明行之有效的安全管理制度,重新修订和建立适应新形势下的安全管理规章制度。认真做好维修前后的工作衔接和安全交接工作,确保设备安全稳定运行。

第三节 乙烯罐区爆炸燃烧事故分析

1997年6月27日,北京东方化工厂贮罐区发生特大爆炸和火灾事故,死亡9人,伤39人,直接经济损失达1.17亿元。事故发生后,北京市人民政府组织了事故调查组,国家经贸委根据北京市人民政府《关于北京东方化工厂“6.27”特别重大事故处理情况的报告、关于对北京东方化工厂“6.27”事故原因认定意见的复函》和《关于对北京东方化工厂“6.27”事故结论意见的复函》,2000年12月15日对此特别重大事故作出批复。

一、事故基本情况

1997年6月27日21时5分左右,在岗职工闻到泄漏气体的异味,约21时10分,罐体操作室可燃气体报警器发生报警,21时15分,油品罐体操作员张×和油品调度郑×二人去检查气体泄漏源,泄漏的易燃油气迅速扩散,与空气混合形成可燃性爆炸气体,21时26分,遇明火发生瞬间空间爆炸,张×和郑×在火灾爆炸现场身亡爆炸发生时天空出现一片火光。卸油泵旁因扩散有可燃性爆炸气体,当爆炸火源由门窗引入泵房后立即发生爆炸,泵房盖和墙壁向外倒塌,罐区有油和可燃性气体的泄漏部位多处着火。

第一次大爆炸时,冲击波或外飞来物将乙烯球罐的保温层及部分管线破坏和摧毁,乙烯开始外泄,压力突然下降,造成乙烯罐区附近燃起大火。接着,着火处附近的其他管线相继被烧烤破裂,致使大量乙烯泄漏,火势越来越大。在B[#]油罐A7处发生高温塑性破坏的同时,罐内压力迅速下降,液态乙烯发生“暴沸”。爆炸瞬间,爆炸物在空间形成大火球并以“火雨”般的形式向四周抛散,B[#]油罐爆炸残骸由A7破口反向呈扁形朝西北方向飞散,击坏管网油气管后引起大火,并致使周围的建筑物遭到破坏。在爆炸冲击波的作用下,与A[#]油罐相邻的A[#]油罐向西方向被推倒,A[#]油罐底部出入口管线断开,大量液态乙烯从管口喷出后在地面遇火燃烧。经检查发现A[#]油罐顶部有一因罐内压力升高而鼓裂长达1m多的“T”形破口,但不相连。与此同时,C[#]、D[#]油罐的出入口管线也相继被烧坏,大量乙烯喷出后在地面燃烧,造成范围更大的火灾和破坏,从而造成9人死亡,伤39人,直接经济损失达1.17亿元的特大爆炸与火灾事故。

二、事故原因分析

经过事故调查取证、计算机模拟和鉴定分析,造成事故的直接原因是:在从铁路罐车经油泵往贮罐卸轻柴油时,由于操作工开错阀门,使轻柴油进入了满载的石脑油A罐,导致石脑油从罐顶气窗大量溢出(约637m³),溢出的石脑油及其油气在扩散过程中遇到明火,产生第一次爆炸和燃烧,继而引起罐区内乙烯罐等其他罐的爆炸和燃烧。其主要依据如下。

(1)阀门状态。事故调查发现:卸轻柴油前石脑油A罐是满罐,卸油管通往石脑油A罐的两道阀门均开着,通往轻柴油罐的总阀门却关着。卸轻柴油时,轻柴油不能进入轻柴油罐,而只能从石脑油A罐底部管口进入石脑油A罐,并导致石脑油从罐顶外溢。

(2)石脑油A罐基础及附近地面被烧变色。石脑油A罐罐体无破裂现象,而防火堤内数千平方米石灰石地面,有2/3被积油烧至变色,其中约一半变成白色石灰;石脑油A罐的

水泥基础被烧裂并漏出钢筋,上述情况只有在地面上存有大量积油并燃烧才能出现。而其他油罐着火后,防火堤内的地面和油罐基础完好。

(3)经对事故遇难者所在位置的分析 and 微量化学分析,确定事故是因石脑油泄漏引起的。由于死于事故现场的4人都在石脑油A罐周围(其中2人经证实是经乙烯罐区到石脑油罐区遇难的),并对死者肺部取样进行微量化学分析,证实含有石脑油成分而没有乙烯,说明该4人死前吸入了泄漏的石脑油气体。

此外,从事故现场建(构)筑物破坏情况、现场所有人员的位置及伤亡情况,以及中心计算机记录的压力变化、地下排水沟系统爆燃痕迹、现场人证材料分析,并经国家爆炸实验室计算机模拟等,均证明石脑油大量溢出是事故的直接原因。有关专家经对乙烯管道残骸分析,没有发现陈旧裂纹,不能得出乙烯管道泄漏是事故直接原因的结论。

三、事故教训与防范措施

(1)事故的直接原因暴露出该厂安全生产管理混乱,岗位责任制等规章制度不落实。

(2)罐区自动控制水平低,罐区与锅炉房之间距离较近且无隔离墙。

(3)易燃易爆系统应加强监测、完善应急措施,以达到快速反应、早期控制的目的。

(4)卸油站台在卸油作业中容易产生泄漏,卸油作业应由经过培训教育的正式职工承担。

(5)罐区为甲类防火区,隔爆型仪表不安全,应采用本安型防爆仪表。

(6)乙烯罐不能采用玻璃板式液面计。

(7)裂解中心控制室乙烯罐应有工艺自动控制流程图画面及压力、液面、温度等工艺参数指标;除压力外,还应有温度、液位的时、日、周的趋势记录,并能实现自动存储。罐区操作室应有压力、液位和温度的显示和记录。

(8)总图布局设计时,乙烯罐区应单独布置,不宜与常压罐及C3、C4和C5球罐建在一起,常压罐应与球罐分开。

(9)定期检查阀门和管道的泄漏情况。

(10)对乙烯球罐区和其他球罐进行一次全面的安全评估,并做好善后处理。

(11)应对 LT_{50} 焊缝和熔合线的低温冲击功值和断裂韧度值进行系统研究。

第四节 聚氯乙烯聚合釜超压爆炸事故分析

某化工厂聚氯乙烯车间使用的4台聚合反应釜是搪瓷衬里定型设备,其容积 $7m^3$,自重8500kg。釜上配套用电动机型号为IJB-21-6型,功率1kW,电机质量为215kg。反应釜上装有放空阀与安全阀,安全阀为A41H-6型弹簧微启式,起跳压力为 12×10^3kPa ,反应釜的设计压力为 $(8 \pm 0.2) \times 10^3kPa$,温度为 $(50 \pm 0.5)^\circ C$ 。该聚合反应釜于1975年投入使用,1979年因操作工违反劳动纪律,导致超压爆炸,伤1人,经济损失十分严重。

一、事故基本情况

1979年3月6日22时20分,该厂聚氯乙烯车间2号聚合釜开始升温,22时30分,压力升至 4.3×10^3kPa ;22时36分,压力继续升高至 6×10^3kPa ;大约于22时40分,压力升至 6.5×10^3kPa 。22时55分左右,脱岗的一名操作工返回岗位,误认为另一名操作工已关闭蒸汽阀门,便在失去对2号聚合釜运转情况的监视后,分别检查升温后反应后期的4号聚合釜和处于升温后反应前期的3号聚合釜的运转情况。正当操作工走向仪表门口时,突然听到身后有气体喷出的声音,发现氯乙烯单体从2号聚合釜人孔盖法兰处猛烈喷出。该操作工便欲开放空阀,但由于氯乙烯单体喷出量大,又未戴防毒面具,无法接近阀门而被迫离开。伏睡在记录桌上的另

一名操作工被响声惊醒后,想去处理,但也因无法接近2号聚合釜,在即将起火的瞬间离开岗位。

由于2号聚合釜喷出的大量氯乙烯单体与空气混合形成爆炸性气体,被静电火花点燃于23时02分爆炸起火,爆炸后厂房部分倒塌。3号聚合釜由于爆炸燃烧后停水、停电,在釜内无搅拌和冷却的情况下,温度继续升高,乃至造成压力急剧上升,大量聚乙烯气体从人孔盖法兰处喷出,发生第二次起火。

爆炸事故造成1人当场死亡,另一人经抢救无效死亡,1人重伤,6人轻伤,直接经济损失约42.7万元。

二、事故原因分析

(1)严重违反劳动纪律。操作人员在升温的关键时刻,一人脱岗,一人打瞌睡,没有按操作规程及时关闭蒸汽阀,造成聚合釜内反应加剧、超压,导致聚乙烯单体喷出引起着火爆炸。

(2)大量氯乙烯单体从人孔盖法兰垫片处以25m/s的流速喷出,气体与法兰搪瓷、胶垫摩擦产生静电火花,以致点燃氯乙烯,引起着火爆炸。

(3)安全设施管理不严。事故首先发生在2号聚合釜,该釜是搪瓷衬里的定型设备,仅仅使用了三年(实际运行时间为443d),安全阀选用型号不当,致使事故发生时,安全阀没有起到泄压作用,从而使事故事态扩大。

三、事故教训与防范措施

(1)严格贯彻“安全第一,预防为主”的方针,把安全生产始终摆在领导的重要议程上来抓。

(2)加强职工的安全知识、劳动纪律的教育,提高广大干部、职工的安全素质和及时妥善处理突发事件的能力。

(3)选用合适的安全阀,并定期检验,以确保动作灵敏、安全可靠。

第五节 6D32 压缩机连杆螺栓断裂事故分析

某化肥厂第一氮肥厂是设计生产能力为6万吨/年合成氨、11万吨/年尿素的中型化工企业。1971年试车投产,1978年达到并超过原设计能力。近些年来,通过不断技术改造、挖潜,合成氨已达到并超过9万吨/年的水平。该厂投产初期,其运行方式为两台6D32氮氢气压缩机或两台6D32氮氢气压缩机加一台H22III氮氢气压缩机,目前,该厂以三台6D32氮氢气压缩机运行为主。6D32氮氢气压缩机概况如表4—12所示。从1995~1998年4年间频繁发生连杆螺栓断裂事故,造成设备严重损坏。

表 4-12 6D32 氮氢气压缩机概况

机号	产地	投产日期	型号及技术特性	气缸缸况			
				级别	改造前内径/mm	改造后内径/mm	改造时间
1# 压缩机	上海压缩机厂	1971 年 9 月	6D32-I-250/320 型, 六列八缸, I 级进气量 250 m ³ /min, 转速 250 r/min, 电机功率 4000 kW, I 级进气压力 0.102 MPa, VI 级排气压力 32 MPa	II 级	740	748	1996 年 10 月
				IV 级	420	440	1997 年 10 月
				V 级	275	285	1997 年 10 月
				VI 级	110	115	1993 年
2# 压缩机	太原重型机器厂	1976 年 1 月	6D32-I-250/320 型, 六列八缸, I 级进气量 250 m ³ /min, 转速 250 r/min, 电机功率 4000 kW, I 级进气压力 0.102 MPa, VI 级排气压力 32 MPa	II 级	740	748	1992 年 7 月
				IV 级	420	440	1997 年 6 月
				V 级	275	285	1997 年 6 月
				VI 级	110	115	1993 年
3# 压缩机	太原重型机器厂	1972 年 11 月	6D32-285/320 型, 六列八缸, I 级进气量 285 m ³ /min, 转速 214 r/min, 电机功率 4000 kW	IV 级	420	440	1983 年 5 月
				V 级	275	285	1983 年 5 月
				VI 级	110	115	1993 年

一、事故基本情况

6D32 氮氢气压缩机从 1995~1998 年 4 年间频繁发生连杆螺栓断裂事故, 尤其是 1997 年 1 月和 12 月的两次连杆螺栓断裂, 致使连杆折断, 啃伤曲轴, 打坏刮油器、十字头等部件, 造成设备严重损坏, 给生产带来巨大损失。连杆螺栓断裂情况见表 4-13。

表 4-13 连杆螺栓断裂情况

机号	事故时间	部位	损坏情况
1# 压缩机	1981 年 10 月	四段连杆	上面一根螺栓断裂, 另一根弯曲, 四段连杆撞坏, 四段活塞杆撞弯, VI 级活塞墩粗
2# 压缩机	1996 年 9 月	二段连杆	下面的螺栓沿螺栓丝扣部位断裂
	1997 年 12 月	三段连杆	两螺栓断裂, 三段连杆体弯曲, 三段曲轴颈啃伤, 三段滑板打碎, 五段连杆曲轴弯曲报废
3# 压缩机	1995 年 7 月	四段连杆	一根连杆沿丝扣部位断裂
	1996 年 6 月	四段连杆	一根连杆沿丝扣部位断裂
	1997 年 1 月	三段连杆	连杆螺栓断裂, 连杆折断, 曲轴颈啃伤, 打坏刮油器及十字头
	1998 年 8 月	四段连杆	下面一根螺栓沿第三道螺纹部位断裂, 上面的螺栓沿螺纹中部断裂

二、事故原因分析

1. 装配质量差

连杆螺栓是压缩机连杆上非常重要的零部件, 对其装配质量有严格的要求, 特别是对螺栓的预紧力和伸长量的要求尤为苛刻。而该厂维修工在装配过程中, 采用锤击扳手的方法紧固连杆螺栓, 仅凭经验去控制预紧力的大小, 由于各人自身技术条件的差异和其他原因, 极易造成连杆螺栓的预紧力不均匀, 很难达到技术要求。此外, 维修人员为方便检修, 经常改

变螺栓与螺栓孔有配合要求的部分,造成配合过松。因此,装配质量达不到技术要求是连杆螺栓断裂的主要原因。

2. 气体力的增大

气体力的增大是引起连杆螺栓断裂的另一个原因。6D32 氮氢气压缩机在投产初期,由于负荷较低,压缩机的各级压力均较现在运行时情况偏低,又加之后来为提高生产能力对各级气缸进行了镗缸改造,从而加大了气体力。6D32 氮氢气压缩机原设计活塞力为 32 t,而现在的最大活塞力达到了 39.43t,增加了 23.2%。另外,在压缩机实际操作中,由于各种原因造成的长时间超压也会增大气体力。

三、事故教训与改进措施

(1)严把连杆螺栓备件的质量关,严禁质量不合格的连杆螺栓在机器上使用。

(2)在原有基础上,加大对连杆螺栓的检测力度,每次大中修均对连杆螺栓进行磁粉探伤,并建立连杆螺栓档案,详细记录连杆螺栓的使用情况。

(3)严格执行检修技术规程,严禁盲目、无科学依据地任意修改检修规程和检修方案。

(4)控制连杆螺栓预紧力的大小。为控制好连杆螺栓的预紧力,根据技术要求中对连杆螺栓伸长量(δ)的要求,计算出螺栓的旋紧力矩,通过拉力计控制螺栓的预紧力,再根据扳手力臂的尺寸,计算得出拉力计应控制的具体拉力。

(5)减小连杆螺栓应力幅。依据连杆螺栓应力幅计算式可知减少连杆螺栓横截面可降低螺栓刚度,进而减少连杆螺栓的应力幅。

通过 6D32 氮氢气压缩机连杆螺栓的结构尺寸改进后的两年多来的运行实践,再没有出现过断裂的现象。

第六节 离心式二氧化碳压缩机高压缸异常振动的原因分析

离心式压缩机常见的一个故障就是出现异常的振动,特别是二氧化碳压缩机高压缸发生异常振动,流量大幅度波动,将严重威胁生产。

离心式二氧化碳压缩机是近 20 余年世界各国大型合成氨尿素厂五台大型透平压缩机组(包括原料气、空气、合成气、氨及二氧化碳压缩机)之一。自 20 世纪 70 年代开始,我国从国外引进了数套尿素装置,从二氧化碳压缩机运行实践来看,都相继发生过高压缸的异常振动,有的多次发生。各厂根据多年经验,进行深入分析探讨,找到了发生异常振动的原因,采取了有效措施,从而对稳定压缩机运行、提高企业经济效益起到了一定的积极作用。下面以某化肥厂成功地解决二氧化碳压缩机高压缸异常振动为例,简要介绍其解决方法。

一、机组运行概况

某化肥厂整套装置是 20 世纪 70 年代初从法国引进的,年设计能力为 30 万吨合成氨、52 万吨尿素。整个机组由汽轮机、压缩机低压缸、增速器和压缩机高压缸串联组成。离心式压缩机是由两缸、四段、十三个级组成的,其中 2MCL607 为低压缸,分两段,共七级叶轮;2BCL306 为高压缸,分两段共六级叶轮,段间设有冷却器(机组配置及流程如图 4—38 所示)。

该厂自 1977 年 5 月 12 日开始进行单体设备试车开始,直到 1978 年 10 月 9 日试车生产成功以及在运行中,经常发生较大的轴振动。为了掌握二氧化碳压缩机的运行状态,并确定人们认为是正常的运行状态,该厂对在该机组规定的流量、压力、转速条件下和其他情况(启动全过程、振动报警时)下,进行了频谱测定。经反复对比,确认图 4—39 为正常运行轴振动的频谱。图 4—40 为 1982 年 3 月 19 日测得的频谱。

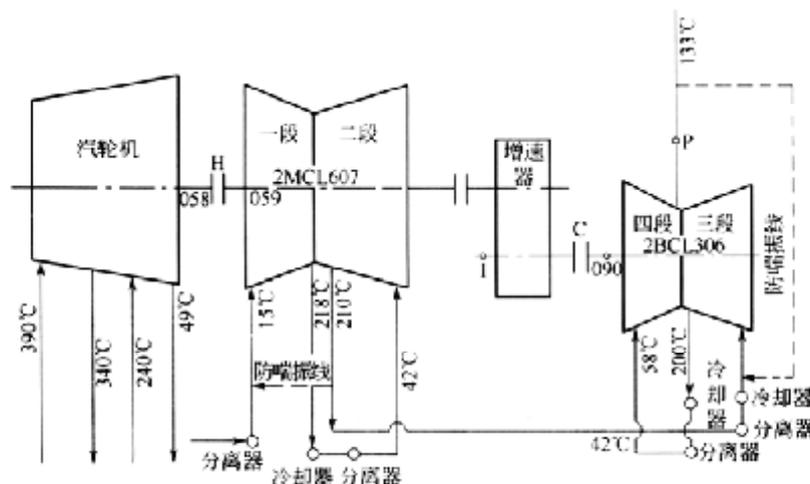


图 4-38 二氧化碳压缩机机组配置及流程

058—透平轴振动探头测点; 059—低压缸轴振动探头测点; 090—高压缸轴振动探头测点;
H—低压缸联轴器外壳测点; I—增速器高速轴承外壳测点; P—四段出口管道气体压力测点

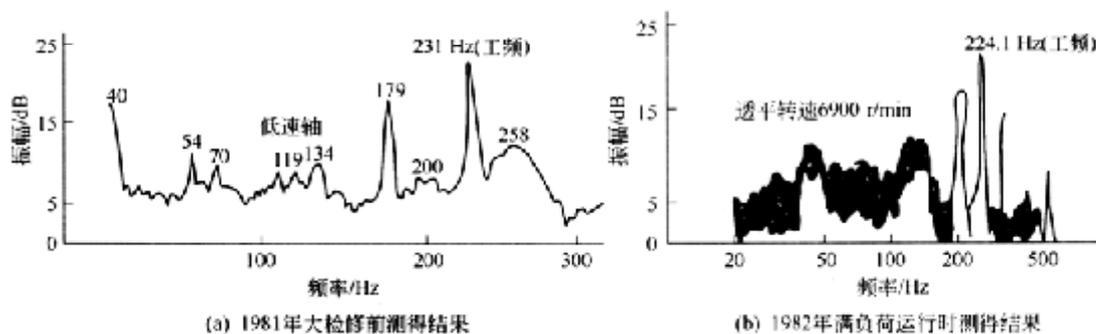


图 4-39 090 轴振动频谱

由图 4-39(a)、(b)可以看出,虽然工况、时间不同,但所测得的频谱却有不少共同点:一是工频分量的幅值为最大;二是从图上可以发现在工频前存在着许多低频,低频分量幅值较大的有 205Hz、180Hz、135Hz、54Hz 和 40Hz;三是工频以上存在着高频,其高频分量大部分是工频的倍频。通过上述现象分析得到以下结果。

(1)工频分量幅值为最大,说明转子存在着相当的不平衡状态。设备生产厂规定残余不平衡力矩 $\leq 1.81 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$,而 1982 年 9 月进行的高压缸转子动平衡试验测得转子左平衡面残余不平衡力矩为 $4.68 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$,转子右平衡面残余不平衡力矩为 $2.06 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$ 。这些数字表明通过 3 年多运行,由于各种因素影响,高压缸转子残余不平衡力矩大大增加。

(2)在工频前出现的一些低频分量,说明与当时压缩机运行状态有关。如当时高压缸四段出口管线抖动十分厉害,通过管线支座引起的压缩机按板的强烈振动;增速器机座刚性差;

四段出口单向阀关闭不严等，这些因素都反映了压缩机的运行状态。

(3)倍频的出现，可能与透平凝汽器支承弹簧变形、四段出口管线抖动、冷态机组良好的对中破坏等因素有关。

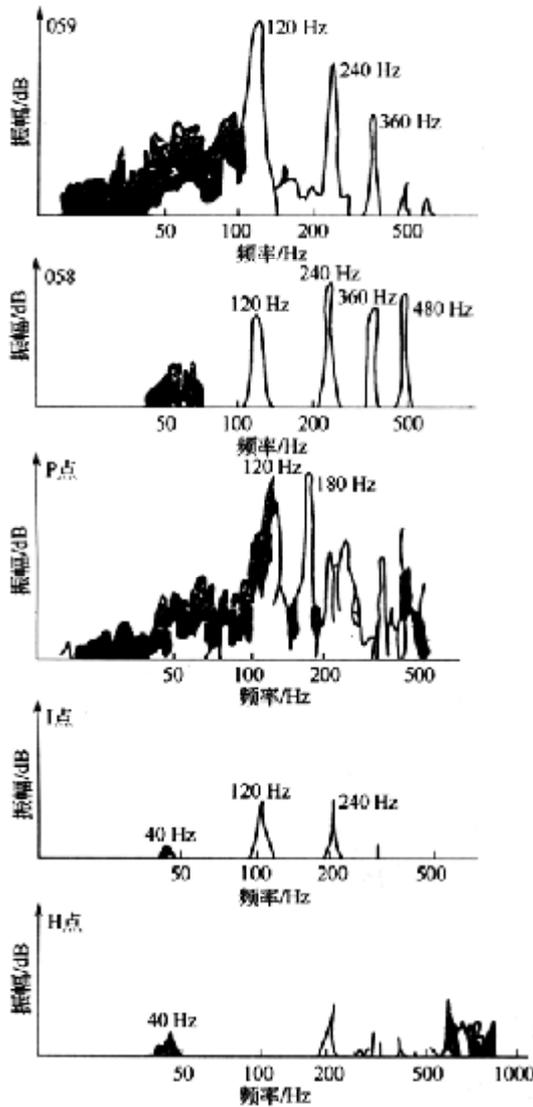


图 4-40 二氧化碳压缩机的频谱图
(1982年3月19日测得)

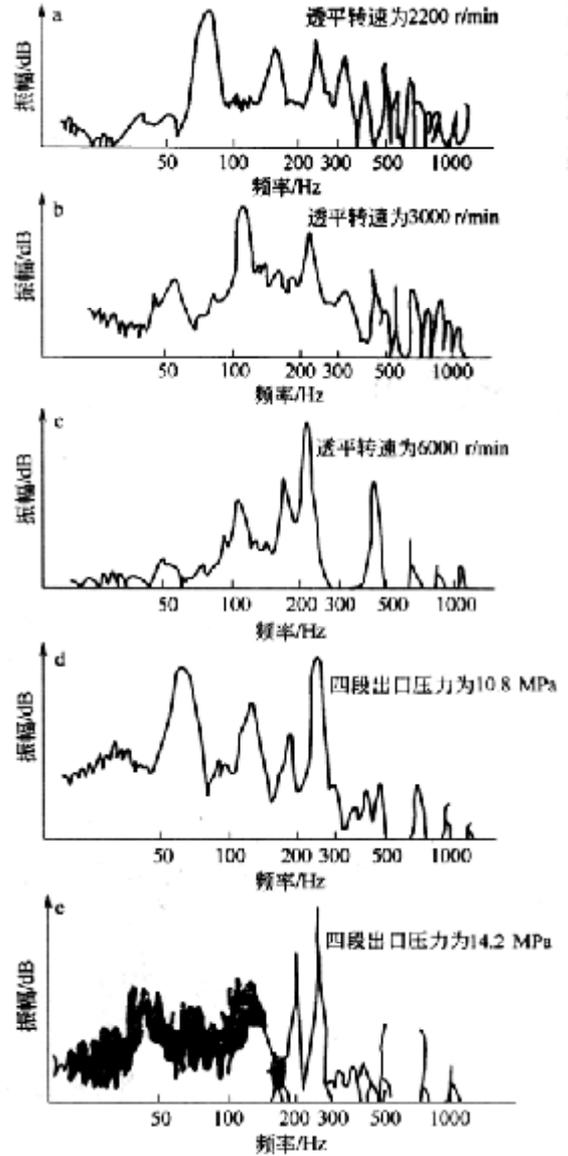


图 4-41 高压缸启动过程轴振动频谱

二、高压缸振动测试数据

图 4-41 和图 4-42 分别为二氧化碳压缩机高压缸启动过程轴振动和四段出口气体压力脉动的频谱。启动过程分两个阶段进行。第一阶段为升速，转速从 60 r/min 逐步升到 3000r/min，过临界转速直至 6000r/min；第二阶段为升压过程。按性能曲线逐步将排气压力升到 5.4 MPa、6.4 MPa、9.8 MPa、10.8 MPa、13.7 MPa，直至 14.2 MPa，此时的转速约为 7000r/min。从所测试的频谱图可清楚看出，当透平转速升至 3000 r/min 时，工频前面的低频部分能量增大。当转速超过 6000 r/min 时，工频分量幅值和大小均相应增大，并在工频前出现了 53Hz、120Hz 和 180Hz，而且在提压过程中，这三个分量频率始终存在。

当四段出口压力升至 10.8 MPa 时, 该段出口管道上出现了强烈抖动, 此时整个按板、增速器机座、四段出口管座也同样发生强烈抖动。这时, 在频谱上可以看到约 58Hz 的幅值增加很快, 其幅值几乎接近工频幅值。从 P 点所测的频谱看, 也具有 58Hz 的气体压力脉动频率。

1981 年 1 月 10 日, 当时二氧化碳压缩机转速为 7020 r/min, 入口流量(湿)为 28000m³/h, 四段出口压力(绝压)为 14.2MPa。正常运行一段时间后, 高压缸 090 轴突然连续发生振动, 振动报警, 且振幅值超过 50 μm(法国规定报警值为 50 μm)。图 4-43 为 058、090 报警时和报警后的振动频谱。从图上可以发现, 090 在报警时, 约 58Hz 的分频幅值超过了工频幅值, 058 轴振动分量也有 58Hz 分量。报警消失后, 58Hz 的分量幅值继续存在, 但其幅值较小。

随着负荷的上升, 当压缩机高压缸负荷大于 95% 时, 轴振动报警经常发生, 其振幅值一般都在 50 μm 以上, 且振动又无规律可循, 在各种情况下, 都有可能发生轴振动跑高现象。但从当时的运行状态看, 其工况稳定、运行平衡, 但高压缸却会突然发生轴振动跑高, 以至超过 70 μm 时而报警。严重时, 一班发生数十次, 每次报警时间一般约 2~3 s, 而且, 不必采取任何处理措施便会自动恢复正常。报警时, 防喘振流量、压力几乎没有什么变化。但在振动跑高时, 能清晰地听到机内气流紊乱流动的嗡嗡声, 而且当振动时间比较长时, 采取适当的降负荷, 便可使压缩机转入稳定运行。当稳定运行一段时间后, 再恢复到原来的负荷时, 此时振动也不一定发生。

三、高压缸振动原因分析

从高压缸数百次异常振动报警时所出现的现象看, 高压缸的轴振动主要是由于气体动力激振引起的, 且振动发生在高压缸最末两级(根据现场测试和手感, 高压缸四段即 090 侧的振值远高于三段侧)。为什么振动会发生在四段侧呢? 由意大利新比隆公司的研究结果可知, 凡是工作区在压力和分子量关系曲线(见图 4-44)上方运行时, 均会造成气体动力激振。该厂二氧化碳压缩机四段的运行工况正好落在曲线上方。

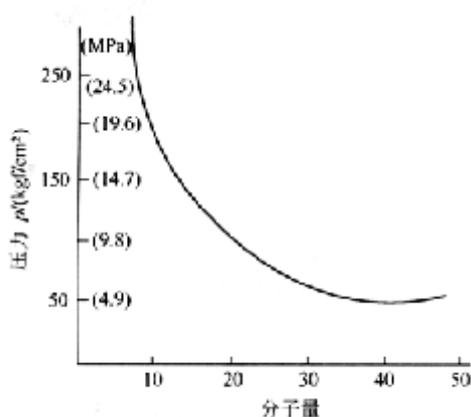


图 4-44 压力和分子量的关系曲线

再从该机的特性曲线看, $p-Q$ 曲线很陡, 加之四段叶轮的出口宽度仅为 3mm, 只要工况稍有变化, 就会使运行进入不稳定的边缘。又因二氧化碳气体分子量较大, 很容易产生较大的气体激振力。

从图 4-43 也可以看出, 压缩机高压缸运行容易受到外部激振力的影响。即透平机运行好坏对高压缸振动有一定影响。但这并不是主要影响因素, 真正导致高压缸轴振动跑高的原因是四段两个叶轮容易产生气体“旋转脱离”。

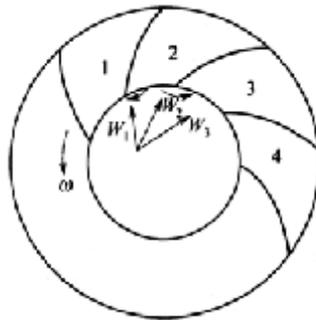


图 4-45 流道内的边界层分离

从所测得的高压缸轴振动(090 测点)频谱看,不管在什么工况下,只要高压缸发生振动跑高,均可以发现气体“旋转脱离”现象。在压缩机设计中,都有一个设计工况点,即有一定的压力和流量。当流量减少或不足时,在叶道的叶片非工作面上易产生边界层分离,流量越小,冲角越大,脱离也越严重。由于气流的不均匀性等原因,这种情况一般先在某一个流道或几个流道产生,如图 4-45 所示。图中流道 2 首先发生了气体边界层脱离,产生脱离团。这样就使该流道发生局部阻塞,减小了流通面积,原来流入流道 2 的气流就被挤入相邻的流道 1、流道 3,从而改变了进入流道 1、流道 3 气流相对速度的方向。对于流道 1 而言,气流相对速度方向由原来的 W_2 变 W_3 气流向着叶轮非工作面流动,冲角减小,改善了流动条件,不易发生边界层分离;而对于流道 3 而言,相对速度方向由原来的 W_2 变为 W_3 ,气流向着叶轮工作面流动,使其冲角增大,易产生旋转脱离。流道的边界层分离改善了流道 2 的流动条件,但又使边界层分离转嫁到流道 3,恶化了流道 3 的流动条件。显然,随着叶轮的继续旋转,边界层分离区总是沿圆周速度的反方向移动。而且这种移动的速度比叶轮本身的旋转速度小,这就是所谓的“旋转脱离”现象。一旦“旋转脱离”发生,轴便产生较大的振动。

四、消除振动的措施

(1)严格控制进油温度。在运行中,将原设计规定油冷器出口油温(进轴承的油温)由 $40\sim 50^\circ\text{C}$ 降低到 $36\sim 38^\circ\text{C}$,以增加油的黏度,起到稳定运行的作用。

(2)适当增加油的黏度,即在原来使用的 30 号透平油中加入约 1000 kg 的 45 号透平油,使油的黏度 (50°C) 由原来的 $28.55\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 增加到 $29.62\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 。经实践,发现高压缸 090 轴振动幅值浮动有所改善。

(3)适当降低四段气体的人口温度。当压缩机高压缸振动跑高时,适当降低人口气体温度,一般降低 $2\sim 5^\circ\text{C}$ (由原设计的 58°C 降低到 $42\sim 45^\circ\text{C}$)。

(4)改进四段出口管线设计,如图 4-46 所示。

(5)严格控制转子的低速动平衡精度。

(6)严格轴中心的冷对中。为保证机组良好的冷对中状态,严格控制冷对中误差,其值控制在 0.015mm 以内,以达到降低倍频分量的幅值。

(7)控制轴承间隙,尤其控制 090 侧轴承间隙,使其控制在下限时(原轴承间隙 0.19mm ,后为 0.13mm),振动就相应减小。

(8)增加一个四段出口单向阀。原设计的单向阀动作不灵敏，又易偏磨(指阀头与阀座)，致使紧急停车时，倒流尿素液体现象多次发生，常引起高压缸隔板流道堵塞，使高压缸振动加剧。增设一个单向阀后，再未发生过倒液现象。

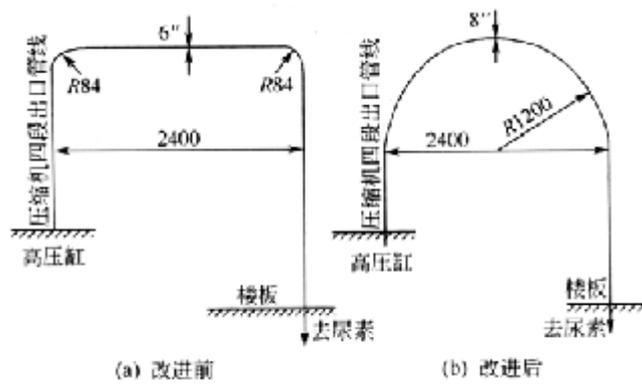


图 4-46 四段出口管线改进前后示意图 (单位: mm)

第六章 化工、石化机械设备的维护管理

第一节 塔槽(罐)类容器的维护管理

塔槽(罐)类容器的结构虽然简单,但是其开停车和操作相对比较复杂,它和工艺过程、工艺条件及整套装置的开车因素密切相关。这里只对各种塔槽(罐)类容器操作运行中经常发生的故障、维护管理方法的共同点进行简要介绍。

一、塔为维护管理

1. 运行中检查

为了保证塔安全稳定运行,必须做好日常检测或检查,并认真记录检查的结果,以作为定期停车检修的历史资料。日常检测或检查的项目如下。

(1)原料、成品、回流液等的流量、温度、纯度及公用工程流体(如水蒸气、冷却水、压缩空气等)的流量、温度和压力等。

(2)塔顶、塔底等处压力及塔的压力降。

(3)塔底温度,如果塔底温度低,应及时排水,并彻底排净。

(4)连接部件是否因振动而松弛。

(5)紧固件有无泄漏,必要时重新紧固。

(6)仪表是否正常,动作是否灵敏可靠。

(7)保温保冷材料是否完整,并根据实际情况进行修复。

(8)塔的机座和管线在开工初期受热膨胀后,不得出现错位。

(9)在寒冷地区运行的塔器,其管线最低点排冷凝液的结构不得造成积液和冻结破坏。

2. 停车检查

通常每年要定期停车检修一二次,将塔设备打开,检修其内部部件。注意在拆卸塔板时,每层塔板要作出标记,以便重新装配时不致出现差错。此外,在停车检查前,预先准备好备件,如密封件、连接件等,以便更换或补充。停车检查的项目如下。

(1)取出塔板或填料,检查、清洗污垢或杂质。

(2)检测塔壁厚度,作出减薄预测曲线,评价腐蚀情况,判断塔设备使用寿命。

(3)检查塔板或填料的磨损破坏情况。

(4)检查液面计、压力表、安全阀是否发生堵塞和在规定压力下动作,必要时重新调整和校正。

(5)如果在运行中发现有异常振动,停车检查时要查明其原因。

塔的常见故障及排除方法见表5—1。

二、槽(罐)类容器的维护管理

1. 检查

槽(罐)类容器因结构和用途不同,检查项目也不一样。槽(罐)类容器的检查,通常指主体和金属、非金属衬里的检查,其检查项目如下。

(1)主体

表 5-1 塔的常见故障及排除方法

序号	故障	故障原因	消除措施
1	污染	(1) 灰尘、锈、污垢(氧化皮、高沸点烃类)沉积,引起塔内堵塞 (2) 反应生成物、腐蚀生成物(污垢)积存于塔内	(1) 送料塔板堰和溢流管之间要留有一定的间隙,以防积垢 (2) 停工时彻底清理塔板,若锈蚀严重时,可改用高级材质取代原有材质
2	腐蚀	(1) 高温腐蚀 (2) 磨损严重 (3) 高温、腐蚀性介质引起设备焊缝处产生裂纹和腐蚀	(1) 严格控制操作温度 (2) 定期进行腐蚀检查和测定壁厚 (3) 流体内加入防腐剂,器壁包括衬里涂防腐层
3	泄漏	(1) 人孔和管口等连接处焊缝裂纹、腐蚀、松动,引起泄漏 (2) 气体密封圈不牢固或腐蚀	(1) 保证焊缝质量,采取防腐措施,重新拧紧固定 (2) 拧紧,修复或更换
4	压力降	(1) 液相或气相负荷增大 (2) 设备缺陷	(1) 减少回流比,加大塔顶或塔底的抽出量;降低进料量或进料温度 (2) 查明设备缺陷处,采取相应措施

①腐蚀、侵蚀状况 可在清洗表面基础上通过肉眼检查,如有点蚀可采用深度规、孔深计测量其深度。

②裂纹 可采用肉眼检查、磁粉探伤、浸透探伤法,重点在焊缝处和连接部位。

③氢蚀 可采用超声波检查和通过可见光线的阴影状况由肉眼检查其表面。

④变形 可通过肉眼检查,利用直尺、沿线、中心线等进行测量。

(2)金属衬里

①腐蚀、侵蚀状况。

②凸起状况 由肉眼或锤击检查,用浸透探伤法检查衬里有无开裂,如发现有泄漏,可将衬里掀掉,检查基体的腐蚀状况。

(3)非金属衬里(橡胶、合成树脂、玻璃和水泥等)

①破损、剥落、腐蚀。

②裂纹 可用火花试验检查裂纹、破裂情况,如发现衬里破坏,要对基体进行裂纹、破裂检查,必要时测定基体厚度。

2. 清洗

清洗的目的是清除槽(罐)类容器的污垢,常用的清洗方法如下。

①喷射清洗 利用高压气吹扫,清除污垢。

②机械清洗 利用刷子等工具清除污垢。

③化学清洗 通过结垢的取样分析,选择适宜的化学清洗剂将结垢溶解清除。此种方法是减轻劳动强度和提高运行效率的最佳清洗方法。

3. 检查试验

和压力容器一样,在投入使用前,对槽(罐)要进行耐压试验和气密性试验。

①耐压试验 通常进行水压试验,即使槽(罐)类容器充满水,排净空气,待器壁温度与水温度相同时,缓慢升压到规定压力。如果槽(罐)类容器的材质为奥氏体不锈钢时,为防止裂纹产生,应限制水中氯离子含量。

在冬季或寒冷地区进行水压试验时,应避免使用清水,以防冻。

对不宜用水进行试压的槽(罐)类容器,可进行气压试验。

②气密性试验 通常用空气进行气密性试验。

在进行气密性试验时,要缓慢升压至设计压力,并保持 30 min,同时在检查部位用毛刷或加油器涂肥皂水或发泡液,如果发现有气泡产生,则发生气泡处便是泄漏点。

在法兰连接处,可事先贴上胶带,并在其上扎一个细孔,再涂肥皂水,通过产生的气泡

找出泄漏点。

槽(罐)类容器常见故障及排除方法见表 5—2。

表 5-2 槽(罐)类容器常见故障及排除方法

序号	故障	故障原因	排除方法
1	严重腐蚀和侵蚀	(1)材料本身不耐应力腐蚀 (2)焊接热处理方法不当	(1)当槽(罐)内介质为烧碱、氯化物、硫化物、胺、氟化物、水银和氨时,材料选择尤应注意;对易发生腐蚀减薄的壳体,应定期检查,测定厚度变化,采用耐腐蚀衬里(金属、非金属),注入中性剂和腐蚀抑制剂 (2)采用正确热处理方法,消除焊接加工产生的残余应力
2	严重泄漏	焊接、接管、阀门处及侵蚀所形成的孔隙,都容易产生泄漏	仔细进行检查、检修和测试,必要时进行更换
3	其他	(1)减压和加压操作损坏贮槽 (2)排气阀、排气管损坏,使槽(罐)内空气受压缩 (3)槽内液体抽出,受外压而起皱 (4)槽(罐)类容器基础发生不均匀下沉	(1)常压设备严禁减压和加压使用 (2)定期检查、修复,必要时更换 (3)保持液面一定高度,严禁擅自放低液位 (4)基础要牢固,定期检测基础下沉情况

第二节 换热器的维护管理

换热器的种类很多,操作方法大同小异,它们的共同点是利用两种物料间大量的接触面积进行热交换,以完成冷却、冷凝、加热和蒸发等化工过程。而换热器的操作条件、换热介质的性质、腐蚀速度和运行周期决定了换热器维护管理的内容。现以广泛使用的列管式换热器为例,讨论其维护管理方法。

一、启动

- (1)首先利用壳体上附设的接管,将换热器内的气体和冷凝液(如果流体为蒸汽时)彻底排净,以免产生水击作用,然后全部打开排气阀。
- (2)先通入低温流体,当液体充满换热器时,关闭放气阀。
- (3)缓缓通入高温流体,以免由于温差大,流体急速通入而产生热冲击。
- (4)温度上升至正常操作温度期间,对外部的连接螺栓应重新紧固,以防垫片密封不严而泄漏。

二、运行和维护

- (1)对于采用法兰连接的密封处,因螺栓随温度上升(150℃以上)而伸长,紧固部位发生松动,因此,在操作中应重新紧固螺栓。
 - (2)对于高温、高压和危险有毒的流体,对其泄漏要严格控制,应注意以下几点。
 - ①从设计角度出发,尽量减少法兰连接,少使用密封垫片。
 - ②从安装角度出发,紧固操作要方便。
 - ③采用自紧式结构螺栓,这样在升温升压时不需要重新紧固。
 - (3)换热器操作一段时间后,换热性能会降低,应注意以下几个问题。
 - ①传热表面上结污严重,传热效果显著下降。
 - ②污垢将使管内径变小,流速相应增大,压力损失增加。
 - ③产生管子胀口泄漏及腐蚀。
 - ④操作条件不符合设计要求,而使材料产生疲劳破坏。
 - (4)为使换热器长期连续运行,必须定期进行检查与清洗。

三、停车

(1)首先切断高温流体，待装置停车前再切断冷流体。当石油化工生产需要先切断低温流体时，可采用旁路或其他方法，同时停止高温流体供给。如果较早地切断冷流体，则有可能因热膨胀而使设备遭到破坏。

(2)换热器停车后，必须将换热器内残留的流体彻底排出，以防冻结、腐蚀和水锤作用。

(3)排放完液体后，可吹入空气，使残留液体全部排净。

四、检查和清洗

换热器的检查和清洗分两个阶段进行。

1. 操作运行中的检查和清洗

操作运行中检查和清洗是一种积极的维护方法，它既能早期发现异常并采取相应的措施，又可保持管束表面清洁，保证传热效果和防止腐蚀。

(1)定期检查流量、压力和温度等操作记录。

①如果发现压力损失增加，说明管束内外有结垢和堵塞现象发生。

②如果换热温度达不到设计工艺参数要求，说明管内外壁产生污垢，传热系数下降，传热速率恶化。

③通过低温流体出口取样，分析其颜色、密度、黏度来检查管束的破坏、泄漏情况，如果冷却水的出口黏度高，可能是因管壁结垢、腐蚀速度加快和管束胀口泄漏所致。

(2)定期检查壳体外表面的腐蚀和磨损情况，通常采用超声波测厚仪或其他非破坏性测厚仪器，从外部测定估计会产生腐蚀、减薄的壳体部位。

(3)清洗。操作中清洗一般是指管内侧的清洗，对于易结垢的流体，可定期暂时地增加流量或进行逆流操作，以除去管内壁的污垢；也可根据流体种类注入适宜的化学药品，将污垢溶解去除。

2. 停车时检查和清洗

(1)检查换热器管内外表面结垢的情况、有无异物堵塞和污染的程度。

(2)测定壁厚，检查管壁减薄和腐蚀情况。

(3)检查焊接部位的腐蚀和裂纹情况。因焊接部位较母材更易腐蚀，故应仔细检查。管子与管板焊接处的非贯穿性裂纹可用着色法检查。对发生破坏前正在减薄的黑色及有色金属管壁和点蚀情况的检查，采用涡流(电磁)检测技术。检查的部位有侧面入口管的管子表面、换热管管端人口部位、折流板和换热管接触部位和流体拐弯部位。

管束内部检查，可利用管内检查器(内视镜)或利用光照进行肉眼检查。对管束装配部位的松动情况，可使用试验环进行泄漏试验检查，根据漏水情况，可检查出管子穿孔、破裂及管子与管板接头泄漏的位置。如果发现泄漏，应再进行胀管或焊接装配。

(4)清洗。换热器解体后，可根据换热器的形状、污垢的种类和使用厂的现有设备情况，选用下述的清洗方法。

①水力清洗 即利用高压泵[输出压力 $(100\sim 200)\times 10^2\text{kPa}$]喷出高压水以除去换热器管外侧污垢。

②化学清洗 即采用化学药液、油品在换热器内部循环，将污垢溶解除去。此方法的特点一是可不使换热器解体而除污，有利于大型换热设备的除垢；二是可以清洗其他方法难以清除的污垢；三是在清洗过程中，不损伤金属和有色金属衬里。

常用的化学清洗是酸洗法，即用盐酸作为酸洗溶液。由于酸能腐蚀钢铁基体，因此，在酸洗溶液中需加入一定量的缓蚀剂，以抑制基体的腐蚀，国内常用“02 侵蚀剂”。

③机械清洗 该法用于管子内部清洗，在一根圆棒或管子的前端装上与管子内径相同的刷子、钻头、刀具，插入到管子中，一边旋转一边向前(或向下)推进以除去污垢。此法不仅适用于直管也可用于弯管，对于不锈钢管则可用尼龙刷代替钢丝刷。

五、常见故障原因与对策

换热器常见故障原因及对策见表 5-3。

表 5-3 换热器常见故障原因及对策

序号	故障	故障原因	对策
1	法兰泄漏	法兰泄漏常发生于螺栓紧固部位和旋入处,螺栓随着温度上升而伸长,紧固部位发生松动	(1)尽量减少连接法兰 (2)紧固作业要方便 (3)采用自紧式结构螺栓
2	污垢导致热效率降低	流体中含有固体物、悬浮物;冷却水中的藻类、细菌、泥砂都会导致严重结垢	(1)充分掌握易污部位、致污物质、污垢程度,定期进行检查 (2)当流体很容易形成结垢时,必须采用容易检查、拆卸、清理的设备结构
3	管子的腐蚀、磨损	(1)污垢腐蚀 (2)流体为腐蚀性介质 (3)管内壁有异物积累,发生局部腐蚀 (4)管内流速过大,发生磨损;流速过小,则异物易附着管壁产生电位差而导致腐蚀 (5)管端发生磨损	(1)定期进行清洗 (2)提高管材质量,如果缺乏适宜的材料,要增加管壁厚度,或者在流体中加入腐蚀抑制剂 (3)在流体入口前设置滤网、过滤器等将异物除去 (4)使管内流速适当 (5)在管入口端插入 200 mm 长的合成树脂等保护管
4	管子振动	(1)管与泵、压缩机共振 (2)回转机械产生的直接脉动冲击 (3)侧面进入的高速蒸汽等对管子的冲击 (4)管振动是由于流速、管壁厚度、折流板间距、列管排列等综合因素引起的	(1)在流体入口前设置缓冲罐防止脉冲 (2)折流板上的管孔径与管子紧密配合,管孔不要过大 (3)减少折流板间距,使管子的振幅变小 (4)加大管壁厚度和折流板厚度
5	由于管组装配部位松动形成的泄漏	(1)管振动 (2)开停车和紧急停车造成的热冲击 (3)定期检修时操作不当产生的机械冲击	(1)重新胀管,检修中对某根管子进行胀管装配时,要对周围的管子进行再胀管,以免松动 (2)对于胀管部位不允许泄漏的设备宜采用焊接装配

第三节 管式加热炉的维护管理

管式加热炉(或称管式炉)是加热炉的一种,由于它广泛应用于石油化工、炼油、化肥和有机化学工业,因此,对其操作、维护方法作重点介绍。

一、点火和熄火

1. 用油作燃料时

(1)管式炉点火前准备工作

- ①注意切水及换罐。因罐底水分较多,将会使燃料油混入大量的水分,造成燃烧器熄火。
- ②将燃油加热,使油的黏度降低到足以保证燃油在燃烧器中完全雾化。加热的温度根据燃烧器的技术条件确定。加热温度过高,易使燃油分解,产生积炭现象而增加泵的吸入损失。雾化蒸汽过热使火嘴易产生积炭,部分燃油在燃烧器中气化还可导致熄火。

③用蒸汽或空气将炉膛彻底吹扫,清除滞留在其内的可燃性气体。

④向炉膛吹入蒸汽时,检查疏水器是否正常,并经常用排凝阀切水。

(2)点火

①点火时，将火把插到燃烧器的前方，然后慢慢打开油管线上的阀门，并检查挡板的开度是否够。

②与此同时，将雾化蒸汽或雾化空气的阀门适当开启。

③一旦出现熄火时，务必按上述步骤重新点火。

(3)熄火 熄火时，先关油阀，然后再关闭蒸汽阀和空气阀。

2. 用燃料气作燃料时

(1)点火前的准备工作

①检查燃料气贮罐的压力是否合适，其大小足以维持燃烧为宜，压力低时易产生回火。

②注意燃料气贮罐的液面，切勿使气体管线内存积液体。

③滞留在炉膛内的燃料气，若其浓度达到爆炸极限时遇明火则将发生爆炸事故，故点火前，切勿用蒸汽或空气吹扫炉膛。

(2)点火

①点火时，将火把插到燃烧器的前方，然后慢慢打开燃料气阀门，待火焰稳定后再逐步增加燃料气量。

②经常观察火焰状态，注意避免出现回火。

③一旦出现熄火时，务必按上述步骤重新点火。

(3)熄火 熄火时，先关燃料气阀门，然后再关闭空气阀。

二、正常操作

1. 确保最佳的过剩空气率

燃料在燃烧室燃烧时，燃料完全燃烧所需的空气量叫理论空气量，为使燃烧完全和火焰稳定，燃烧过程中实际空气量应大于理论空气量。过剩空气量与理论空气量的比值称过剩空气率。

对于重油燃烧室，过剩空气率约为 15%~30%；对于燃料气燃烧室，过剩空气率约为 5%~30%。如果过剩空气率太高，就会相应加热多余的空气而使能耗增加；反之，过剩空气率太低，则燃烧不完全，而且火焰不稳定，出现长焰。

2. 压力和抽力的调节

(1)注视烟道气压力表指针的变化，调节挡板，使炉膛内的压力不高于大气压。否则，

烟道气由耐火砖间隙或衬里间隙向外泄漏，以致损坏炉壁。

(2)注视烟道气压力表，勿使抽力(或炉内负压值)过大，否则抽风量增大，过剩空气率增加，从而导致炉膛温度降低、烟气量增大、烟囱热损失加大和炉热效率及处理能力降低。

(3)采用奥氏分析仪或其他仪器分析烟气，调节挡板以确保最佳的过剩空气率。

3. 火焰的调节

(1)火焰状态的调整。对于油燃烧器可由雾化蒸气、一次空气及二次空气量进行调整；

对于气燃烧器可由一次空气量及二次空气量进行调整，以使其燃烧完全，火焰稳定。

油燃烧器空气量不足时，火焰长而呈暗红色，炉膛发暗；反之，如果一次空气量过大，

则火焰短而发白，略带紫色，前端冒火星，炉膛完全透明，而且还会产生微弱的爆炸声甚至

将火焰熄灭；空气量适中，则火焰呈淡橙色，炉膛比较透明，烟气呈浅灰色。如果空气充

分，雾化蒸气适当时，如仍出现长焰且烟多，或经常熄火，则属于燃烧器火嘴设计缺陷问题。

气燃烧器空气量不足时，火焰长而呈暗橙色，炉膛发暗并冒黑烟。随空气量的增大，火焰变短，前端发蓝，炉膛透明，烟气颜色变浅。

由于燃烧气较空气轻，浮力的作用使之在炉膛内上升。可采用烟囱闸板调节通过烟囱的流量，即如果开启闸板，炉内压力下降，空气自然吹入炉内，使过剩空气率增大，燃料消耗增加，热效率下降；反之，如关闭闸板；炉内压力增大，可导致火焰从炉缝隙、窥视孔等处喷出。为维护炉内正常压力，保证安全生产和提高热效率，适当地调节烟囱闸板的开启程度也是十分必要的。

(2)竭力避免火焰扑向耐火砖或衬里炉壁及舔管。调节炉温时，尽量将火焰调短为宜，否则，火焰扑向炉壁，将会缩短耐火砖或衬里的使用寿命。火焰舔管，则出现局部过热现象，不仅会加速结焦，而且还严重损坏炉管外表面，除非迫不得已而需要加热炉超负荷运行。

(3)在燃烧器的外围不得出现燃烧(或称后燃)。加热炉在实际负荷超过设计能力情况下，有时会出现上述现象。如果在此工况下继续维持操作，同样会损伤耐火砖、衬里、炉管及烟囱。

4. 温度的调节

(1)用温度指示仪或记录仪经常检查炉膛温度。操作时，切勿使炉膛温度超过规定温度的上限，否则将导致耐火砖或衬里的熔融、炉管及吊架氧化程度的加剧，从而使金属强度随温度上升而下降，增加维修费用。

(2)必须用温度计作不定期检查，避免炉管局部过热而发生结焦现象。局部过热不仅使燃油分解、炉管结焦、导热系数降低，同时增大加热炉的压力降，严重时加热炉必须紧急熄火。炉管过热、结焦还会使管内流速降低，从而使处理量大大低于设计生产能力。

三、日常维护检查

管式加热炉的维护检查不同于压力容器、配管等其他设备，它不能在操作运行中进行强度检查，而且其内部破坏造成的危害远比其他设备严重。

日常维持检查主要有炉内观察和炉外检查两项。

1. 炉内观察

(1)管和管支持部件

①观察整体和局部颜色的变化，根据实际操作经验，掌握炉管及管支持部件的正常颜色，一般来说，通常为红黑色，高温下为红色或红白色。如炉管及管支持部件表面氧化皮剥落，管子局部劣化或内壁结焦，会变成粉红色。

②检查火焰是否与炉管及支持部件有直接接触。

③炉管及支持部件是否弯曲、膨胀和变形。

④炉管是否与支持部件脱开。

(2)燃烧室

①观察火焰的形状、宽度、长度、颜色的变化情况。

②观察燃烧室衬砖的结焦情况。

③各燃烧室燃烧状态是否一致。

(3)炉膛内壁 观察炉膛内红热部位是否出现裂纹、脱落和突出等现象。

2. 炉外检查

(1)燃烧室、燃料系统

①检查燃料总管压力、燃烧室入口压力及燃料控制阀的开启程度。必要时，为维持稳定燃烧需增减燃烧室的数量。

②检查燃料管路的泄漏情况。

③检查燃料管内有无凝液(使用气体燃料时，指某些组分的凝结分离物)。如有凝液，必须彻底排除。当使用液体燃料时，还需检查管内有无空气或气体积聚，如有也需排除。

(2)通风装置

①检查炉内压力是否保持负压。

②用测氧仪检测过剩空气率是否适当。如发现异常，需适当调节烟囱挡板和通风系统。

(3)炉框、壳体

①检查炉框、壳体有无变形或油漆剥落。

②检查烟囱、连接部件等腐蚀情况。

(4)工艺管路系统

①检查工艺管路有无泄漏，振动。

②压力及流量调节阀的开启度是否适当。

(5)吹扫用蒸汽 点火之前，将炉内滞留的气体吹扫干净，并检查疏水器是否正常。

(6)基础 检查基础是否有裂纹，地脚螺栓是否松动。

(7)控制室

①检查管壁温度和烟道气温度是否正常及波动情况

②检查管内流体流量和进出口温度是否正常。

四、定期维护检查

1. 大修时检查项目

停车大修时检查项目如表 5~4 所示。

2. 清焦

清焦就是清除炉管(或称加热管)内的积炭。通常采用蒸汽清焦，故称热法清焦。

清焦的方法是将蒸汽通入结焦的炉管内，同时管外壁在燃烧室加热，使管内结焦与蒸汽发生反应，并

表 5-4 管式加热炉定期检查项目

检查部位	检查项目
炉管	(1)管弯曲;(2)膨胀;(3)锈皮剥落;(4)色变程度;(5)裂纹;(6)管壁厚度;(7)如有可能,应检查管内情况
焊缝	(1)外观检查;(2)必要时检查开裂情况
管支持件	(1)接头接合情况;(2)表面状况;(3)热膨胀部位的适应性;(4)保护泥的损坏情况;(5)部件损伤情况
炉内壁 (耐火材料)	(1)砖脱落情况;(2)裂纹;(3)砖松动;(4)剥落情况
炉膛、壳体、烟囱	(1)外观检查;(2)必要时的壁厚检查
燃烧室	解体检查
压力检查	重新开车前,检查炉膛内压力是否在规定压力范围内

使散裂的结焦随蒸汽由管端吹除,少量的结焦可通入空气而除去。

操作程序如下。

(1)燃烧室点火后,炉管温度达到 150℃时,以 $90 \text{ ks} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 的管内速率通入蒸汽,并加热到规定的温度。一般情况下,燃烧室的燃气温度控制在 700~750℃范围内,蒸汽出口温度为 550~600℃。在清焦操作中要依据炉管材质、结焦程度确定其温度范围。

(2)散裂的结焦随蒸汽排出,因其温度很高,故可采用水急冷使之除去。如果清焦效果差,则可采取增减蒸汽量、改变蒸汽流向等方式,对结焦进行冲击来提高清焦效率。

(3)如果用蒸汽清焦基本无效,可将蒸汽量减至 1/3,慢慢通入空气,空气量约为蒸汽量的 1/10。此时,需注意竭力避免因通入空气的流速过快发生氧化反应而损坏炉管。

(4)检测排放气中 CO_2 含量,当其达到 0.1%~1.0%时,则可认为清焦完成。

五、常见故障原因与对策

管式加热炉常见故障原因及对策见表 5-5。

表 5-5 管式加热炉常见故障原因及对策

序号	故障	故障原因	对策
1	烧(火)嘴损坏	(1)低负荷运行火焰不稳定 (2)加热温度过高或雾化蒸汽过热,积炭增加,使喷嘴堵塞 (3)高温氧化 (4)磨损、腐蚀、裂纹 (5)安装错误	(1)控制烧嘴的运行数量,使每个烧嘴的燃烧量在设计范围内 (2)避免低负荷运行,调节温度 (3)控制温度或更换烧嘴 (4)定期检查,不得有明显的腐蚀、磨损和裂纹,必要时更换烧嘴 (5)重新安装,确保安装位置、烧嘴喷头开孔的方向正确
2	加热管损坏	(1)腐蚀 (2)磨损 (3)裂纹 (4)泄漏 (5)蠕变断裂	(1)(2)(3)定期检查加热管的腐蚀、磨损、裂纹情况,确保壁厚大于所要求的最小壁厚,必要时修复或更换 (4)由泄漏试验,检查泄漏情况,修复或更换 (5)从抽样管上切取切片进行高温短时间蠕变断裂试验,非破坏性检查推断剩余寿命或更换

续表

序号	故障	故障原因	对策
3	炉内耐火绝缘材料损伤	(1)施工不良 (2)裂纹 (3)剥落 (4)腐蚀	(1)精心施工,由于耐火材料的支承物是与炉体钢构件相连,则其结构应考虑热膨胀问题 (2)当耐火隔热材料出现裂纹时,裂纹 $<5\text{ mm}$ 可不必修复;裂纹 $>5\text{ mm}$ 用陶瓷纤维填充;当出现周围裂缝而隆起,应去掉重新修补好 (3)选择耐火强度高的材料时,材料最高使用温度相对燃烧气体温度要留有10%余量;重新修复 (4)定期检查腐蚀情况,必要时进行更换
4	加热炉爆炸	(1)金属片、木片等引起堵塞,引爆或火灾 (2)其他易燃性液体、可燃性气体等引起爆炸或火灾	(1)肉眼检查,炉内不得有引爆或火灾的物质,并及时排除 (2)加强气体检测
5	污染环境	(1)喷嘴噪声 (2)烟气对大气污染	(1)喷嘴四周加隔音罩,加强仪表室和休息室的隔音效果,使用低噪声燃烧器 (2)高烟囱排放,改进燃烧器,减少过剩空气,减少 NO_x 的生成量,燃料预先脱硫、烟气脱硫和脱氮

第四节 废热锅炉的维护管理

废热锅炉与普通动力锅炉一样,都是生产动力蒸汽的一种高温高压设备,所不同的是热源不同。它不是采用煤油、天然气、煤等燃料,而是利用化工生产工艺气中的废热,因此,它既是一种能量回收装置,也是一种化工介质工艺设备。正是由于它的热源是高温工艺气体,所以在操作、维护管理和故障处理上有其独特性。

一、投入运行前的检查

(1)检查水质。废热锅炉的水包括补充给水及循环炉水两部分。为确保废热锅炉持久安全稳定运行,必须对给水和炉水的水质进行严格处理,使其符合规定的各项指标。它必须是合格的软水,而且要保持水质的稳定性。

对新安装的废热锅炉必须有可靠的水处理措施,方可投入运行。

(2)检查供水装置。废热锅炉供水一般采用注水器、柱塞泵和离心水泵,运行前必须对其进行全面检查。要求选用的供水装置的流量与压力满足废热锅炉运行中的要求,而且机械部分运行可靠。为预防给水泵运行中发生临时故障,应设置备用给水泵。

(3)新安装或检修后的废热锅炉,在冷态下启动是一个不稳定的过程,因此,要求锅炉和汽包在进水以前,金属温度应接近于室温。为减少热应力还要限制其进水温度和进水速度,通常,进水温度不得超过 90°C ,上水时间至少为 $2\sim 3\text{ h}$ 。

(4)检查废热锅炉的安全附件,如水位计与安全阀,对其要求是必须齐全、完好、准确、灵敏、可靠。

按废热锅炉安全规程的有关要求,对于蒸汽量 $>0.5\text{ t/h}$ 的锅炉,至少应装两个安全阀。而在运行前,对安全阀应进行调整,使其符合开启的压力要求。

二、操作运行中检查

(1)密切注视、调整汽包水位的波动情况,使其水位控制在允许的波动范围以内。若水位降低到锅炉运行规程所规定的水位下限以下,应加大锅炉给水或采取其他措施;若水位升到规程所规定的上限以上时,应立即停炉。

(2)监视给水压力和给水流量，注意防止自动调节器失效。

(3)监视水循环系统以确保废热锅炉在高的热负荷下不致发生超温而爆炸。

(4)监视蒸汽的品质和压力。在废热锅炉首次运行时，要加强排污，充分换水，逐步提高蒸汽的品质，而且在气压达到额定值以前，加强汽样分析；为避免汽包内产生过大的热应力，在启动过程中，必须严格控制升压速度。

在废热锅炉正常运行时，蒸汽压力允许波动范围规定为额定值 $\pm(0.5-0.01)\times 10^2\text{kPa}$ 。

(5)定期检查安全阀。为防止运行中阀芯与阀座粘住等失灵情况发生，司炉人员应定期进行自动或手动排汽或水试验，检查安全阀动作的可靠性。

(6)监视废热锅炉的高温工艺气入口温度、分布情况和清洁度。控制高温工艺气入口温度(即废热锅炉的最高温度)，可避免蒸汽产量的波动、锅炉水循环的不稳定和锅炉材料热疲劳以及过大的热应力；监视高温工艺气在废热锅炉管束中的分布情况，可避免由于高温工艺气分布不均而产生部分管内偏流、管子过热而导致爆裂；控制工艺气体的清洁度，可控制灰垢在炉管外壁上的沉积程度，以保证锅炉生产周期长久。

(7)排污。废热锅炉在运行期间，应根据负荷大小和炉水的品质来调节排污量。通常采用连续排污来排除污水表面的杂质和含盐浓度较高的污水，采用间歇排污主要用于排除炉水中沉淀的污垢。

三、清洗

新安装的废热锅炉在投入使用前，应进行清洗，其目的是除去锅内的氧化皮、腐蚀产物、防护涂层、焊渣、油垢及其他污物杂质。

运行一段时间以后，也需要对其进行清洗，其目的是清除在废热锅炉运行过程中传热面上沉积的污垢层、结焦或金属腐蚀物。

清洗的方法有化学清洗、水力清洗和机械清洗等三种。

1. 化学清洗

废热锅炉的化学清洗包括碱洗、酸洗、钝化等化学过程。采用化学清洗时，不必使锅炉解体便可清洗到锅内管程或壳程，以至较小的间隙处。化学清洗剂中加有抗蚀剂，以减少清洗时对钢材的损伤。清洗后，需进行钝化处理，以对金属表面有较好的保护作用。化学清洗剂的选用(品种、浓度、用量)、清洗方法(清洗时的温度、清洗时间长短)要由锅垢样品的试验结果而定、通常对污垢的溶解度以80%较为适宜。常用的化学清洗剂见表5-6。

化学清洗的程序为水洗、碱洗、净洗、酸洗、净洗、钝化和净洗。

水洗是用过滤水冲洗锅炉以除去锅内的焊渣、铁锈、粉尘及杂质。冲洗时流速一般大于 0.6 m/s 。

碱洗是用蒸汽将脱盐的软水加热到 $80\sim 90^\circ\text{C}$ 进行循环，然后再加入化学药品，以除去油污和防护涂层。碱洗时流速应大于 0.5 m/s ，冲洗时间约 $10\sim 12\text{h}$ 。

净洗是在排放循环的碱液之后用过滤水冲洗锅炉，使锅内 PO_4^{3-} 含量 $<1\times 10^{-6}$ 。

酸洗是用蒸汽将脱盐软水加热到 $80\sim 90^\circ\text{C}$ ，然后加入化学药品，并用氨水将溶液调至 $\text{pH}=3.5\sim 4$ 。酸洗时速度一般应大于 0.3 m/s ，酸洗时间约 $5\sim 7\text{h}$ 。

净洗是在排净酸液后用过滤水冲洗锅炉，锅内排水的 $\text{pH}=5\sim 6$ ，铁含量 $<(20\sim 500)\times 10^{-6}$ 。

钝化是在溶剂槽内加入 NH_3 、 N_2H_4 溶液($\text{pH}=9.5\sim 10$ ，浓度为 $300\sim 500\ \mu\text{l/L}$)，以使锅炉新表面上形成保护膜，钝化的水温为 65°C ，钝化时间约 20h 。

表 5-6 常用的化学清洗剂

清洗方法		序 号		
		1	2	3
碱 洗	配方	1% Na_3PO_4	0.4%~0.5% Na_3PO_4 0.07%~0.1% Na_2HPO_4 0.05% 601 清洗剂	0.5% Na_3PO_4 0.05% 表面活性剂
	清洗温度/℃	95~97	98~100	93
	清洗时间/h	8	25	
酸 洗	配方	3% 柠檬酸 0.2% 二磷甲苯磺脲 用 NH_3 调至 pH=3.5~4.0	3%~3.5% 柠檬酸 0.25% 二磷甲苯磺脲 用 NH_3 调至 pH=3.5~4.0	2.5% 柠檬酸 0.5% 缓蚀剂 0.25% 氯化氢氨 0.05% 润湿剂 用 NH_3 调至 pH=3.5~4.0
	清洗温度/℃	90~95	98~100	93
	清洗时间/h	4~5	5	
漂 洗	配方	—	—	0.2% 柠檬酸
	清洗温度/℃			50~65
钝 化	配方	1%~1.5% NaNO_2 用 NH_3 调至 pH=9.5~10	300~500 mg/L N_2H_4 10~200 mg/L NH_3	0.5% NaNO_3 用 NH_3 调至 pH=9.5~10
	清洗温度/℃	50±5	98~100	50~65
	清洗时间/h	6	30	

最后一道工序是净洗，它是在排放钝化液之后用软水冲洗，锅内排水 pH=8.5 左右。净洗时要求将所有的检测管线、排水管、旁通管和加气管统统冲洗干净。

2. 水力清洗

水力清洗是废热锅炉清洗中普遍采用的方法之一。它是用高压水枪去除锅内的污垢。清洗时，高压水从各个方向射向管壁，将污垢除去，水的压力约 $(200\sim350)\times 102\text{kPa}$ 。

3. 机械冲洗

机械冲洗也是锅炉清洗中常用的一种方法。早期的机械冲洗是用一根棒或管插入炉管内手工刮削管垢，并最后用蒸汽或水冲洗。目前采用的是用压缩空气、蒸汽或水力作为动力，驱动各种旋转工具(如刷子、铝头或专用刀片)，消除锅炉内的污垢。工业上还采用喷砂法清洗锅内污垢，即使用喷枪喷出压缩空气和砂子(干式喷砂)或高压水流喷砂(湿式喷砂)，利用砂子与污垢间的机械摩擦作用去除污垢。

四、停炉

废热锅炉的正常停炉过程和冷态时启动一样，都是一个不稳定的过程。因为在停炉以后，即使中断了高温工艺气体的供给，但炉内仍储存一部分热量，仍能继续使水汽化产生蒸汽，而且停炉时对锅内各部分的降温速度不能要求太快、过急，否则将会在不稳定的停炉过程中产生巨大的热应力而导致废热锅炉损坏。因此，对停炉时进水的速度、温度和上水时间同样应进行严格控制。

锅炉在运行时，遇到下列异常情况之一时应立即停炉，采取必要、相应的措施。

- (1) 锅炉水位降低到运行规程所规定的水位下限以下时。
- (2) 不断加大锅炉给水及采取其他措施，但水位继续下降。
- (3) 锅炉水位已升高到运行规程所规定的水位上限以上时。
- (4) 锅炉烧干或确认严重缺水时，切记严禁补加冷水。
- (5) 给水机械全部失效。

- (6)水位计及安全阀全部失效。
 (7)锅炉元件损坏,危及运行人员安全。
 (8)燃烧设备损坏,炉墙倒塌或锅炉构架被烧红,严重威胁锅炉安全运行。
 (9)其他异常情况,且超过安全运行允许范围。

五、常见故障原因与对策

废热锅炉常见故障原因与对策见表 5-7。

表 5-7 废热锅炉常见故障原因与对策

序号	故障	故障原因	对策
1	锅炉水循环不好,引起管壁超温、过热、爆裂	<p>(1)炉水水质不符合要求,含有不溶性固体或磁铁矿腐蚀产物,使管壁结垢</p> <p>(2)安装检修不良,将螺帽、垫圈或金属碎片等杂物落入炉管内,局部堵塞炉管</p> <p>(3)汽包中水位偏低或给水温度过高,使水循环推动力减小</p> <p>(4)高温工艺气分布不均匀,使部分管子热流密度过大,水循环发生偏流</p> <p>(5)汽水系统发生逆向循环</p> <p>(6)锅炉设计、改造、结构不合理,或升温过猛、停炉过快,管子受热不均,产生巨大热应力</p>	<p>(1)加强水质管理,定期检查并清除水垢</p> <p>(2)注意检修质量,严防异物落入炉管内</p> <p>(3)运行中密切监视水位,维持锅炉正常水位和控制给水温度</p> <p>(4)确保高温工艺气体在炉管间的均匀分布,以防废热锅炉的热负荷分配不均匀导致水循环速度不同</p> <p>(5)改进汽包结构,将进入汽包的上升管位置移到汽包液位线以上;提高汽包内旋风分离器位置;把各台废热锅炉的上升管出口之间,用径向挡板分隔开来;加强操作管理,增大下降管内两相流体的密度,减少上升管内清液柱的密度</p> <p>(6)精心设计,按规定程序升温、停炉</p>
2	锅炉给水水质不好或工艺气中含有腐蚀性组分,使炉管管壁发生高温腐蚀	<p>(1)锅炉给水脱氧不合格,造成局部溃疡性腐蚀</p> <p>(2)锅炉给水 pH 值没有调整好,或化学清洗后残留物引起酸性腐蚀</p> <p>(3)炉管的定距处或弯管处产生局部冲刷腐蚀或汽水腐蚀</p> <p>(4)高温工艺气中腐蚀性组分在露点条件下产生凝液腐蚀</p>	<p>(1)严格进行锅炉给水的脱氧处理,确保脱氧器的塔板不被损坏;严格控制操作条件、联氨加入位置等</p> <p>(2)锅炉给水处理 pH 值,要求不低于 9.0~9.5;严格进行给水脱氧处理</p> <p>(3)严格控制进入锅炉的高温工艺气体的流速,当气流方向与炉管轴线方向平行时,允许有较高的流速(8 m/s),垂直流动时,流速不大于 4 m/s;在容易受冲蚀的部位上加防冲蚀耐磨层或提高锅炉部件的硬度</p> <p>(4)在废热锅炉的设计及操作中,使锅炉的壁面温度高于酸性气体组分的露点温度;严格控制废热锅炉的出口温度</p>
3	机械损伤	<p>(1)锅炉选材、制造、安装、检修中所造成的缺陷或机械损伤</p> <p>(2)在开、停车时,升温或降温速度过大,使锅炉结构上承受过大的热应力;开停车过于频繁产生热应力破坏</p> <p>(3)管箱和壳体上耐热衬里层破裂损坏使锅炉局部过热</p> <p>(4)由于压力波动引起水锤或气流冲击而产生磨损破裂</p>	<p>(1)在结构设计、制造安装、检修中避免缺陷或机械损伤,发现后及时修复</p> <p>(2)按规定程序进行升温、降温及停炉,严格控制锅炉升压速度;采用热膨胀系数低、热疲劳强度高的材料,在结构设计上应尽量减少热应力</p> <p>(3)与高温工艺气体直接接触的部件材料要考虑高温下的化学稳定性,发现耐热衬里层破裂应及时修复</p> <p>(4)减少供汽,必要时应关闭主蒸汽阀,将水击段疏水阀开启疏水,严格控制气流速度</p>

第五节 配管的维护管理

配管的维护管理一般包括日常的维护、定期停车检修和紧急停车检修三部分。

一、日常维护

1. 登记与建档

高压工艺配管必须要进行登记与建档，登记与建档的内容如下。

- (1)编号、名称，在有高压盲板处必须挂牌，牌上标有编号，并登记入档。
- (2)始端与终点，长度规格。
- (3)工作介质、工作压力、工作温度。
- (4)安装日期、使用日期。
- (5)焊接焊缝探伤记录。
- (6)检验周期、检验方法和检测结果。
- (7)安装时的原始记录及使用、改造、修复和更新记录。
- (8)管道竣工图。
- (9)按工艺系统的管段管件、紧固件和阀门等的登记表。

2. 日常维护项目

(1)通过直观检查管道、管件、阀门及紧固件(法兰与连接螺栓)的防腐层、保温层的完好情况，可了解管表面有无缺陷。

(2)通过直观检查、气体检测器测定管道的连接法兰、接头、阀门填料和焊缝处有无泄漏。

(3)通过直观检查、手锤检查吊卡、管卡支承的紧固、吊架支撑体有无松动及防腐情况。

(4)通过直观检查、振动仪测定方法检查管道有无强烈振动，管与管、管与相邻物件有无摩擦。

(5)根据运转情况，用听声法检查管内有无杂质堵塞、异物撞击和摩擦声响。

(6)安全附件、指示仪表有无异常现象。

(7)阀门的操作机构是否灵活及润滑情况。

(8)控制机器和设备的工艺参数不得超过工艺配管设计和缺陷评定后的许用值，严禁在超温、超压、强腐蚀和强烈振动条件下运行。

(9)高压工艺配管的操作运行中，严禁带压紧固或拆卸、带压补焊、热管线裸露、作电焊机的接地线或吊装重物受力点以及用热管线烘干物品、做饭等其他用途使用。

二、定期停车检修

在石油化工生产正常运行时，通常每年停车大修一次。在大修期间，对管道进行全面检验，全面检验的项目如下。

(1)表面检查。

①宏观检查。用肉眼检查管道、管件、阀门和焊缝的表面腐蚀、各种损伤的深度和分布情况，并做详细记录。

②表面探伤。用磁粉探伤或着色探伤检查管道、管件和管头螺纹表面有无裂纹、折叠、结疤和腐蚀等缺陷；用灯光或内窥镜检查管道、管体内壁表面有无裂纹、折叠、结疤和腐蚀等缺陷。

对于全焊连接的高压工艺管道，可拆卸阀门，用内窥镜检查；对无法进行内壁表面检查的管道，可采用超声波或射线探伤方法抽查。

(2)管道、管件的壁厚检查。投入使用后，应在两年内每年进行一次壁厚检查。检查时，测厚选点为弯管处和焊接管件。确认腐蚀轻微或无壁厚减薄后，可分段划定检查周期。检查

的方法依检查部位确定，通常管内采用灯光检查，管外采用超声波检查，高温处采用超声波探伤。测厚周期应根据管道腐蚀、磨蚀速度确定。经实测，腐蚀、磨蚀速度 $<0.1\text{mm/a}$ ，每4年测厚一次； $0.1\sim 0.25\text{mm/a}$ ，每两年测厚一次； $>0.25\text{mm/a}$ ，每半年测厚一次。

(3)管道、管件、阀门的丝扣和连接螺栓螺纹的检查。

(4)检查管道支撑件有无松动、损伤或断裂。

(5)采用超声波能量法或测厚法检查判断工作温度大于 180°C 的碳钢和工作温度大于 250°C 的合金钢的临氢管道、管件和阀门的氢腐蚀程度。

(6)管道在运行中，对出现超温、超压有可能影响金属材料性能的、蠕变率接近或超过1%的、有可能导致氢腐蚀或氮化的管道、管件和阀门，应进行破坏性取样检验，检验其化学成分、力学性能、冲击韧性和金相组织，根据材质的劣化程度判断相邻连接管道能否继续使用，监控使用或判废。

(7)检查需修理或更新的部件质量是否合格。

(8)进行耐压试验和气密性试验。

(9)解体抽查检验也可安排在大修期间进行，解体抽查的项目如下。

①检查机器与设备法兰拆卸后自由状态是否错位，顶死或分开。

②检查管口、密封面、管口壁和垫圈的腐蚀情况。

③检查连接螺栓、螺纹第一、二道啮合螺纹处和螺纹与光杆过渡处有无裂纹和损伤。

④检查管件的支承有无松动、变形或断裂。

⑤采用无损探伤抽检全焊高压工艺管道，采用内窥镜检查、修理阀门。

(10)全面检验的周期通常每10~12年至少进行一次，但不能安排在设计寿命之末进行；抽检周期通常每年安排一次。

三、紧急停车检修

为了防止管道、设备事故的事态扩大，确保安全可靠运行，凡遇下列情况之一者应紧急停车检修。

(1)输送可燃性、易爆、有毒、强腐蚀流体的管道和高压管道，在运行中如发现泄漏，应立即停车检修，并将压力全部排尽。

(2)在运行中如发现管道、特别是高压工艺管道振动超过标准，应立即停车检修，查明振动源，采用消除措施。在消除振动时，应从气流脉动分析入手，消除振动源。

(3)运行中，如发现安全附件、指示仪表有缺陷、异常时，应及时报告，必要时停机妥善处理。

(4)运行中，管道、管件、阀门和紧固件如出现疲劳断裂、严重破损、严重腐蚀时，应停车紧急处理。

四、常见故障原因与对策

配管常见故障原因与对策见表5—8。

表 5-8 配管常见故障原因及对策

序号	故障	故障原因	对策
1	管泄漏 ^①	裂纹、孔洞(管内外腐蚀、磨损)、焊接不良	(1)装旋塞;(2)缠带; (3)打补丁;(4)箱式堵漏;(5)更换
2	管堵塞 ^①	(1)阀不能关闭 (2)杂质堵塞	(1)更换阀和管段 (2)热接旁通,设法清除杂质
3	管振动	(1)流体脉动 (2)机械振动传导	用管支撑件固定或撤掉管支撑件,但必须保证强度(包括管支撑物和管架固定所产生的热应力等)
4	管弯曲	管支撑件不良	用管支撑件固定或撤掉管支撑件,但必须保证强度(包括管支撑物和管架固定所产生的热应力)
5	法兰泄漏 ^①	(1)螺栓松动,损坏 (2)气体密封垫片损坏	(1)箱式堵漏,紧固螺栓 (2)更换螺栓 (3)更换气体密封垫、法兰
6	阀泄漏	压盖填料不良、杂质附着在其表面上	(1)紧固填料函 (2)更换压盖填料 (3)更换阀部件或阀 (4)阀部件磨合

①对于可燃性物料、高压物料、检修时要十分谨慎地进行紧急处理,或者只要有可能就应停车且采取根本性处理措施。

第六节 压缩机的维护管理

一、活塞式压缩机的维护管理

1. 启动准备

(1)检查压力表、温度计、电流表、电压表等计量仪表是否齐全、完好,是否超过校验时间。

(2)检查安全阀、爆破板等安全设备,调整和检查启动联锁装置、报警装置、切断装置(自动切断或自动切换)、自动启动等各种保护装置,以及流量、压力、温度调节等控制回路。

(3)检查传动装置是否连接可靠,安全罩是否齐全牢固。

(4)打扫现场,拆除妨碍启动的一切障碍物,检查设备、配管内部有无异物(如工具等)和残液。

(5)检查外部油油箱、冷却油油箱和内部油油箱是否加入了足够的油量;天气寒冷时,油温下降,还要用蒸汽进行加热。

(6)启动辅助油泵或与机组不相连的其他油泵(如外部齿轮油泵、内部气缸注油器和冷却油泵),向各注油点注油,并使其在规定的油压、油温下运转。

(7)启动内部油泵,调节流量。特别注意气阀设在气缸头部的高压气缸。若启动前注油量过多,当压缩机启动时,残存在气缸内的润滑油就会对活塞产生液体撞击,导致活塞破坏的重大事故。

(8)向气缸冷却夹套、油冷却器及各级中间冷却器通水,检查气缸排水阀是否已关闭。

(9)新安装或大修后的压缩机,试车前必须对整个机组及系统管路进行彻底吹除。

启动可燃性气体压缩机时,为使空气不残留在气缸配管中,首先要用惰性气体置换其中的空气,确认氧的含量在4%以下之后方可启动。

启动氢气和乙炔气压缩时,经惰性气体置换后,氧含量的最高限度为2%,而且应根据

压缩机性能和操作规程规定的压力进行试车，不得超过。

(10)盘车一圈以上或瞬时接通主电动机的开关转几次，检查是否有异常现象，取下电动盘车装置的手轮，装上遮断件并锁紧。

2. 启动

启动前各岗位应联系好，确认无问题后，报告工长、调度人员，经同意后方可开车。启动的程序如下。

(1)启动主电动机。

(2)调整外部齿轮油泵的油压在规定的范围内。

(3)检查气缸注油器，确认已注油。

(4)调节压力表阀的手轮，使指针稳定。

(5)检查周围是否有异常撞击声。

(6)监视轴承温度及吸人和排出气体的压力、温度，并与以前的记录进行比较，是否有异常现象。

(7)启动加速过程中，为避免电机超负荷，应关闭进排气阀，全开旁通阀，进行空负荷启动。

当压缩介质为易燃易爆气体时，如果关闭进气阀进行空负荷启动，吸人管就会呈负压状态，吸人空气而发生危险。此时，要全开入口阀，注入氮气等惰性气体。

正常运转之后，要逐渐升压，全开吸气阀。当出口压力接近规定压力时，再慢慢地打开出口阀。

升压过程中要关闭排气阀，压力达到平衡时，关闭旁通阀，使其进入正常负荷运行。

3. 压缩机的正常停车

(1)压缩机正常停车之前，应放出气体，使压缩机处于无负荷状态，并依次打开分离器的排油阀，排尽冷凝液，然后再切断主电机开关。

(2)当压缩机安全停转后，依次停止内部注油器、冷却油泵和外部齿轮油泵。

(3)待气缸冷却后停止冷却水，停止通向外部油冷却器和油冷却器的冷却水。

(4)冬季停车时，必须采取可靠的防冻措施，以防冻坏管道、设备。

(5)正常停车时，应为下次启动做好充分准备工作，如检查联锁装置是否完好，避免由于误操作引起的突然启动。

4. 压缩机的事故停车

(1)当压缩机出现报警，压缩机、电动机及附属设备在运行中发生人身、机械事故时，应立即进行事故紧急停车。但在压缩机停车时，应尽可能查明不正常现象前后的状况，以便进行事故分析，确认事故的原因。

(2)在发生事故紧急停车时，除按正常停车程序停车外，还应采取为制止事故事态扩大和消除事故所必须采取的其他措施。

5. 运行和维护

(1)压缩机在运行时，必须认真进行必要的检查和巡视，监视压缩机运行状况，密切注视吸、排气压力及温度、排气量、油压、油温、供油量和冷却水温度等各项控制指标，注意异常响声，并每隔一定时间记录一次。

(2)操作中严防工艺气体由高压缸串入低压缸和其他气体管道，严防带油、带水、带液。

(3)禁止压缩机在超温、超压和超速下运行。

(4)遇有超压、超温、缺油、缺水或电流增高等异常现象时，应认真排除故障，并及时向工长或调度人员报告。

(5)遇有下列情况之一、危及人身及设备安全时，操作人员有权先紧急停车，然后向工长、调度人员报告。

①发生火灾、爆炸，大量漏气、漏油、带水、带液和电流突然升高。

②超温、超压、缺油、缺水，且不能恢复正常。

③机械、电机运转有明显的异声，有发生事故的可能等。

(6)易燃、易爆气体大量泄漏需紧急停车时，考虑非防爆型电气开关、起动机禁止在现场操作的情况，应通知电工在变电所内切断电源。

(7)压缩机大、中修时，必须对主轴、连杆、活塞杆等主要部件进行探伤检查。其附属的压力容器应按照原国家劳动总局的《压力容器安全监察规程》及原化学工业部《化工系统大中型企业压力容器高压管道维修检验规程》进行检验，发现问题及时处理，确保安全运行。

(8)压缩机大、中修时，必须对可能产生积炭的部位进行全面、彻底检查，将积炭清除后方可用空气试车。严防积炭高温下引起爆炸。有条件的企业可用氮气、贫气试车。

(9)检修设备时，生产工段和检修工段应严格履行交接手续，并认真执行检修许可证和有关安全检修的规定，确保检修安全。

(10)添加或更换润滑油时，要检查油的标号是否符合规定。应选用闪点高、氧化和碳析出量少的高级润滑脂；注油量要适当，并经过过滤。禁止用闪点低于规定的润滑油代用。还应根据压缩气体的种类选择润滑剂，如乙炔气体采用非乳化矿物油；氯气采用浓硫酸；氧气采用水或稀释甘油水溶液；乙烯气体采用白油。

(11)特殊性气体(如氧气)压缩机，对其设备、管道、阀门及附件，严禁用含油纱布擦拭，不得被油类污染。检修后应进行脱脂处理，还应设置可燃性气体泄漏监视仪器。

(12)压缩机房内禁止任意堆放易燃物品，如破油布、棉纱及木屑等。

(13)移动式空气压缩机应远离排放可燃性气体的地点设置，其电器线路必须完好、绝缘良好，接地装置安全可靠。

(14)安全装置、各种仪表、联锁系统和通风设施必须按期进行校验和检修。

(15)压缩机的试运转、无负荷试车、负荷试车和可燃性气体、有毒气体、氧气压缩机机组、附属设备及管路系统的吹除和置换，应按有关规定进行。

(16)空气压缩机开车前，应检查吸入管防护罩、滤清器是否完好，防止吸入易燃、易爆气体或粉尘，避免积炭和引起燃烧爆炸事故。

(17)禁止使用吊车进行盘车。

6. 停车

(1)压缩机停机时，要卸压达到空负荷状态，除去余压和冷凝液，即净化系统内部之后方可停止驱动机。

(2)压缩机密封部位、轴承温度下降之后，必要时停止给油。关闭给水阀，排除压缩机内冷却水。

(3)要将冷凝液排尽。系统内可封入干燥氮气。适当转动机器，以防止轴承和滑动等部件生锈。尤其在寒冷地区，停机时要排除冷却水以防止冻结。

7. 常见故障原因与对策

活塞式压缩机常见故障原因及对策见表 5-9；液环式压缩机(或液环泵)常见故障原因与对策见表 5-10。

表 5-9 活塞式压缩机常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	一级吸气温度异常升高	(1)气源温度高 (2)一级吸气管路受热 (3)一级吸气阀动作不良,导致逆流	(1)降低气源温度 (2)移开靠近吸气管的高温设备 (3)修理,更换吸气阀
2	中间级吸气温度异常升高	(1)该级吸气阀动作不良,造成逆流 (2)前级冷却器冷却效果降低	(1)修理、更换吸气阀 (2)彻底清洗冷却器,清除污垢,确保冷却水流量
3	一级排气温度异常升高	(1)一级排气阀动作不良,造成逆流 (2)二级吸气阀动作不良,造成压力过高 (3)一、二级连接管路阻力过大 (4)一级吸气温度高	(1)修理、更换排气阀 (2)修理、更换吸气阀 (3)检查、清洗管路 (4)检查工艺流程,移开吸气管附近的高温设备
4	中间级排气温度异常升高	(1)后一级吸气阀动作不良,级间压力升高 (2)该级气缸和前级冷却器效果低,级间压力升高 (3)与后一级的连接管路阻力损失过大 (4)该级排气阀动作不良,泄漏或损坏,造成逆流 (5)冷却水温度高	(1)修理、更换吸气阀 (2)彻底清洗气缸和级间冷却器,确保冷却水流量,保证冷却水畅通 (3)检查、清洗管路 (4)修理更换排气阀 (5)降低冷却水温度,夏季采用强制冷却
5	第一级吸气压力过低	(1)吸气过滤器不清 (2)吸气管路系统阻力大 (3)气源系统压力低	(1)清洗过滤器 (2)检查、清洗管路 (3)检查气源系统,查清压力低的原因
6	中间级排气压力异常升高	(1)后一级吸排气阀动作不良,造成逆流 (2)与后一级连接的管路阻力损失过大 (3)该级吸排气阀动作不良或装反 (4)该级冷却器效果低	(1)修理或更换 (2)检查、清洗系统管路 (3)检查、修理或更换 (4)检查清理级间冷却器
7	最终排气压力异常升高	(1)出口逆止阀损坏或局部污物堵塞,阻力过大 (2)排气阀动作不良 (3)背压系统压力升高 (4)排气管路阻力过大	(1)检查、清洗或修理出口逆止阀 (2)检查、修理或更换排气阀 (3)降低背压 (4)检查清洗管路
8	油压降低	(1)油管接头松开或油管破裂 (2)油泵损坏 (3)油过滤器堵塞 (4)油冷却器堵塞 (5)润滑油黏度低 (6)轴瓦间隙不当 (7)油安全阀泄放压力降低	(1)紧固或更换 (2)修理或更换 (3)清洗 (4)清洗 (5)更换润滑油 (6)修复或更换轴瓦 (7)修理或更换油安全阀
9	排气量达不到设计要求	(1)气阀特别是低压级气阀泄漏 (2)填料函泄漏 (3)第一级余隙容积过大 (4)第一级气缸实际结构的最小余隙容积大于设计值 (5)驱动装置转速降低 (6)气缸磨损 (7)活塞环咬死 (8)活塞环磨损	(1)检查、修复低压级气阀 (2)检查填料函密封状况,更换填料 (3)调整余隙容积 (4)属设计问题,应修改设计或采取相应措施调整余隙 (5)调节驱动装置转速 (6)修复或更换缸套 (7)清洗、更换润滑油,改善冷却条件 (8)更换活塞环

续表

序号	故障	原因	对策
10	功率消耗过大, 超过设计值	(1) 气阀阻力太大 (2) 吸气压力过低 (3) 压缩级间的内泄漏	(1) 检查气阀弹簧力是否恰当, 气阀通道面积是否足够大, 是否有污垢 (2) 检查吸入管路和滤清器, 如阻力太大应清洗去除污物 (3) 检查吸排气阀是否正常, 各级排气温度是否增高, 应采取相应措施
11	轴承、十字头滑履发热	(1) 轴瓦与轴颈贴合不均匀, 间隙过小 (2) 多只主轴瓦不同轴度太大, 轴承偏斜或曲轴弯曲 (3) 连杆大头瓦与小头瓦不平行度过大 (4) 润滑油供应不足或中断 (5) 润滑油质量低劣或不纯净	(1) 用涂色法刮研或改善单位面积上的比压, 增大轴瓦间隙 (2) 适当调整其配合间隙 (3) 调整大、小头瓦的不平行度 (4) 检查、修复油系统(包括油泵与油路) (5) 更换润滑油, 检查滤油器或清洗管路
12	气缸发热	(1) 冷却水供应不足或中断 (2) 气缸润滑油减少或中断 (3) 气体被污染或气缸内进入异物 (4) 活塞环装配不当或断裂	(1) 检查冷却水系统确保冷却水流量 (2) 检查、修复气缸润滑油系统 (3) 检查吸气过滤器, 纯净气体或排出异物 (4) 修复或更换活塞环
13	活塞杆与填料过热	(1) 填料止推装置轴向间隙过小 (2) 填料组装不良产生偏斜 (3) 填料和活塞杆表面粗糙 (4) 注油量不足或中断 (5) 气体或油中混入杂质 (6) 填料箱冷却水不足或中断	(1) 按正常止推轴向间隙装配 (2) 重新正确安装, 检查止推弹簧是否装上, 然后再装填料 (3) 重新磨光, 超精加工活塞杆, 更换填料 (4) 检查修复注油系统, 增加注油量 (5) 净化气体, 除去杂质 (6) 检查修复冷却水系统, 增加冷却水量
14	阀片磨损	(1) 阀座面磨损, 使阀升程过大 (2) 杂质吸入 (3) 冷凝液混入引起腐蚀 (4) 阀升程限制器磨损, 使阀片动作不正常	(1) 研磨阀片, 阀座或更换 (2) 清洗吸入配管 (3) 严格防止冷凝液进入 (4) 更换气阀升程限制器
15	阀片过热	(1) 弹簧太软, 阀片损坏 (2) 阀片上承受的负荷太大或不均匀	(1) 更换弹簧、阀片 (2) 减小负荷或使阀片负荷趋向均匀
16	填料大量漏气	(1) 填料函紧固不良 (2) 填料函组装顺序不正确 (3) 填料函装配、研磨、调整不当 (4) 活塞杆和填料磨损严重 (5) 润滑油不能到达各注油点 (6) 气体、油混入杂质	(1) 均匀紧固填料压盖 (2) 按顺序重新装入(要特别注意与油孔的关系) (3) 重新正确安装, 重新加工、装配、研磨填料 (4) 调整定心, 重新研磨超精加工活塞杆或更换填料 (5) 适当增加给油量 (6) 纯净气体, 更换润滑油

表 5-10 液环式压缩机(或液环泵)常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	气量不够	(1) 封液不足 (2) 管道系统漏气 (3) 间隙过大 (4) 转速不够 (5) 主要零件(如叶片)损坏	(1) 增加供液量 (2) 做泄漏试验, 并修补泄漏部位 (3) 调整间隙 (4) 如电压过低则应提高电压 (5) 更换主要零件

续表

序号	故障	原因	对策
2	不转	(1)电力系统出毛病 (2)泵内有外来杂物	(1)检查线路 (2)拆泵,清除杂物
3	电流过载	(1)液环量过大 (2)叶轮与分配器之间间隙过小 (3)叶轮发生轴向窜动 (4)泵出口压力突然升高	(1)调整液环量 (2)调整间隙 (3)更换轴承 (4)检查出口管路和排气阀,并加以调整
4	不正常声响	(1)液环量过多或过少,液体发生水力冲击 (2)叶片破碎 (3)泵内有杂物 (4)轴承损坏	(1)调整液环量 (2)更换叶轮 (3)停机清除杂物 (4)更换轴承
5	泵体发热	(1)液环量太小 (2)泵入口氯气温度高,含水量大 (3)冷却器结垢	(1)增加供液量 (2)加强冷却塔的冷却和干燥塔的操作 (3)清除结垢
6	轴承过热	(1)轴承内有杂物 (2)润滑油不足或过多 (3)轴承装配不正确	(1)清洗轴承 (2)调整油量 (3)重新安装
7	振动	(1)轴弯曲 (2)地脚螺栓松动 (3)叶轮不平衡,偏差大 (4)电动机联轴器与泵联轴器不同心 (5)轴承损坏	(1)校正或更换 (2)拧紧地脚螺栓 (3)校正不平衡 (4)校正联轴器 (5)更换轴承
8	经常性密封面处泄漏	(1)密封环损伤 (2)端面比压过小 (3)安装时受力不均匀 (4)泵轴窜动量过大	(1)仔细检查流体中是否有杂质 (2)调整端面比压 (3)均匀拧紧螺钉 (4)检查轴窜动量,并校正
9	静压泄漏时泄漏	(1)紧定螺钉没有压紧 (2)动静环接触表面安装时碰伤	(1)压紧紧定螺钉 (2)检查端面

二、螺杆式压缩机的维护管理

1. 启动前的准备

(1)打开油气桶底部的泄油阀,将停机期间的冷凝水排出,一旦有油流出,应立即关闭泄油阀。

(2)针对螺杆空气压缩机 24h 连续运转、高温高热的环境下作业的现状,务必在每周至少一次停机 10h 以上,然后执行(1)所述,并且调整机体排气温度在 75—95℃之间,主要目的是避免油乳化、机头轴承烧毁、油细分离器寿命缩短。

(3)打开水分离器或后冷却器排污阀,排出冷凝水。

(4)检查油位是否正常,润滑油量应适中,不足时应予以补充。严禁混用不同牌号的润滑油,混用不同牌号或非生产厂指定的润滑油,否则将会造成机头卡死的严重后果。补充润滑油时,应确定系统内已无压力时方可打开加油口盖。

(5)观察油位应在停机 10min 以后进行,此时系统中流动的油基本上已回流至油气桶,运转中的油位可能较停机时之油位稍低。

2. 车、开机

(1)接上电源线及接地线,测试主电压是否正确,三相电源是否无误。

(2)检查油桶内油位是否在 H 与 L 之间,以确保开机正常运转时的油位。

(3)试车前,应向进气阀内加入 0.5 L 左右的润滑油,并用手转动螺杆式空压机数转,

防止启动时空压机主机因失油而被烧损，尤其特别注意，切不可让异物掉入压缩容积内，以免损坏主机。

(4)检查冷却系统(主要针对水冷式机型)，打开水路，确认水压在 0.15~0.5MPa 之间。

(5)检查排气管路是否畅通，避免开机后因空气压力迅速提高而造成憋压。

(6)按下“ON”按钮启动后 2 s 内，立即按“紧急停止”按钮，检查转向是否与机头端面(转轴伸出端)的箭头方向一致，若转向不对，应调换三条电源线中的任意两条。

(7)按下“ON”按钮，螺杆空压机开始运转。

(8)观察仪表及指示灯是否正常，注意各报警指示灯是否有异常指示。

(9)若发现有异常声音、异常振动或漏油等现象时，应立即按下“紧急停止”按钮停机检查。

(10)检查机体排气温度(观看排气温度表)是否保持在 75~95℃之间。

3. 运行维护

(1)在运行中，特别注意螺杆式压缩机是否超出规定参数值，如进气压力过低，排气压力增加、进气温度上升、排气温度上升以及轴承温度过高等。

(2)检查转动件之间是否有接触故障发生及轴承是否损坏。

(3)当运转中发现有异常响声或异常震动时应尽快停机。因螺杆压缩机噪声很大故难以发现异常声音，当突然停车和保护装置动作停止时，必须在查明原因之后，经过旋转和空负荷过程方可重新开车。

(4)吸人的气体被腐蚀性气体污染时，因污染的气体的冷凝会腐蚀转动部件，应调节冷却水量，使二段入口气体温度在 15~20℃的大气温度范围内。

(5)运转中管路及容器内均有压力，不得松开管路或塞头以及打开不必要的阀门。

(6)在长期运转中，若发现从观油镜中观察不到油位，应立即停机。停机 10min 后观察油位，若油位不足，等待系统内压力降为零时，将油位补充至 H 偏上位置，以确保开机正常运转时油位保持在 H 与 L 之间。

(7)后冷却器及水分离器含有凝结水，应把排污阀微开式装一台自动排污器，否则水分将流到系统中。

(8)运转中应每 2 h 检查一次仪表，记录电压、电流、气压、排气温度和油位值，供日后检修时参考。

运行中日常保养项目见表 5—11。

表 5-11 运行中日常保养项目及方法

运转时间	日常保养项目及方法
每日或每次运转前	进行开机前的检查(见启动前的准备)
500 h	(1)新机使用后第一次换油过滤器滤芯 (2)空气滤芯取下清洗,用 0.2 MPa(C)以下低压压缩空气由内向外吹干净 (3)更换润滑油
1000 h	(1)检查进气阀导杆,并加注润滑油脂 (2)清洁空气滤清器 (3)检查与观察油滤芯或更换

续表

序号	故障	故障原因	对策
15	空气中含油分离, 润滑油添加周期缩短, 无负荷时滤清器冒烟	(1)油面太高 (2)回油管限流孔阻塞 (3)排气压力低 (4)油细分离器破损 (5)压力维持阀弹簧疲劳	(1)检查油面排放情况, 使油位在“H”与“L”之间 (2)拆卸清洗 (3)提高排气压力(调整压力开关至设定值) (4)更换新品 (5)更新弹簧
16	无法全载运转	(1)压力开关故障 (2)三向电磁阀故障 (3)泄放电磁阀故障 (4)进气阀动作不良 (5)压力维持阀动作不良 (6)控制管路泄漏 (7)容量阀调整不当	(1)更换新品 (2)更换新品 (3)更换新品 (4)拆卸清洗后加注润滑油脂 (5)拆卸后检查阀座及止回阀片是否磨损, 如磨损需进行更换 (6)检查泄漏位置并锁紧 (7)重新设定调整
17	无法空车, 空车时表压力仍保持工作压力或继续上升至安全阀动作	(1)压力表开关失效 (2)进气阀动作不良 (3)泄放电磁阀失效(线圈烧损) (4)气量调节膜片破损 (5)泄放限流量太小	(1)检修, 必要时更换 (2)拆卸清洗后加注润滑油脂 (3)检修, 必要时更换 (4)检修更换 (5)适度加大泄放限流量
18	空压机排气量低于正常值	(1)空气滤清器堵塞 (2)进气阀动作不良 (3)压力维持阀动作不良 (4)油细分离器堵塞 (5)泄放电磁阀泄漏	(1)清洗或更换 (2)拆卸清洗后加注润滑油脂 (3)拆卸后检查阀座及止回阀片是否磨损或弹簧是否疲劳, 若存在磨损或疲劳予以更换 (4)检修, 必要时更换 (5)检修, 必要时更换
19	空/重车频繁	(1)管路泄漏 (2)压力开关压差太小 (3)空气消耗量不稳定	(1)检修, 必要时更换 (2)重新设定(一般压差为 0.2 MPa) (3)增加贮气罐容量
20	停机时油雾从空气过滤器冒出	(1)油停止阀泄漏 (2)止回阀泄漏 (3)重车停机 (4)电气线路错误 (5)压力维持阀泄漏 (6)泄放阀未泄放	(1)检修, 必要时更换 (2)拆下后检查阀片及阀座是否磨损, 如磨损则予以更换 (3)检查进气阀是否卡住, 如卡住则拆卸清洗后加注润滑油脂 (4)检查电气线路重新接线 (5)检修, 必要时更换 (6)检查泄放阀, 必要时更换

三、离心式压缩机的维护管理

1. 启动前的准备

(1)对运行人员来说, 首先要了解离心式压缩机的结构、性能和操作指标。

(2)检查管路系统内是否有异物(如焊屑、废棉纱、砂石和工具等)和残存液体, 并用气体吹扫干净。初次开车前对管路系统进行吹扫时, 应在缸体吸入管内设置锥形滤网, 经吹扫运行一段时间后再拆除, 以防异物进入缸内, 导致严重的事故。

(3)检查管路架设是否处于正常支承状态, 膨胀节的锁扣是否已打开。应使压缩机缸体受到的应力最小, 不允许管路的热膨胀、振动和质量影响到缸体。

(4)检查润滑油和密封系统, 油系统在机组启动前应确认油清洗合格, 油箱的油量适中

且经质量化验合格；油冷却器的冷却水畅通，蓄压器按规定压力充氮，以及主轴泵及辅助油泵是否正常输油和密封油是否保持液封等。

(5)检查电气线路和仪表风系统是否完好。各种仪表、调节阀门经校验合格，动作灵活准确，自控保安系统经检查动作灵敏可靠。

(6)检查压缩机本身。如大型机组都设有电动机驱动的盘车装置，小型机组配置盘车杠，启动前应通过盘车检查转子是否顺利转动，有无异常现象；检查管道和缸体内积液是否排尽，中间冷却器的冷却水是否畅通。

(7)拆除所有在正常运行中不应有的盲板。

2. 启动

(1)和其他动力机械相仿，主机未开辅机先行，在接通各种外界能源(如电、仪表、空气、冷却水和蒸汽等)后，首先启动润滑油泵和油封的油泵，使其投入正常运行。

(2)检查油温和油压，使其调整到规定值。油温开始较低，特别是冬季开车，应用油箱底部的蒸汽盘管进行加热。油温要求在 15℃ 以上时允许启动辅助油泵进行油循环，加热到 24℃ 以上时方能启动主油泵。停辅助油泵并将其放在适宜的备用位置。油泵的出口压力一般调整到 0.147MPa(1.5kgf/cm²)。

(3)启动可燃性气体压缩机时，在油系统投入正常运行后应首先用惰性气体(如氮气)置换压缩机系统中的空气，使氧含量小于 0.5% 后方可启动。然后再用工艺气置换氮气到符合要求，并将工艺气加压到规定的入口压力。

(4)启动前将气体的吸入阀门按要求调整到一定位置，对于不同的机组要求不一样。对电动机驱动的压缩机，为了防止在启动加速过程中电动机过载，因此应关闭吸入阀，同时全部打开旁路阀，使压缩机空负荷启动且不受排气管路负荷的影响。10 几秒钟后压缩机达到额定转速，然后再渐渐打开吸入阀和关闭旁路阀。而对汽轮机驱动的压缩机来说，转速由低到高逐步上升，不存在电动机驱动由于升速过快而产生的超负荷问题，所以一般是将吸入阀全开，防喘振用的回流阀或放空阀全开。如有通工艺系统的出口阀，应予以关闭(如 002 压缩机通工艺系统的出口放空阀按现场经验开启为 50% 左右较适宜)。

(5)启动前，全部仪表、联锁系统投入使用，中间冷却器通水。

(6)对汽轮机暖管、暖机。暖管结束后逐渐打开主汽阀在 500~1000r/min 下暖机，稳定运行半小时，全面检查机组。检查内容包括：润滑油系统的油温、油压和轴承回油温度；密封油系统、调速油系统、真空系统、汽轮机的汽封系统和蒸汽系统以及各段进出口气体的温度、压力是否异常；机器有无异常响声等。当一切正常，油箱油温已达到 32℃ 以上时，则可开始升速。油温升高到 40℃ 时，可切断加热盘管蒸汽，并向油冷却器通冷却水。

(7)当汽轮机驱动的压缩机转速达到 500r/min 以前，应按照暖机运转的程序进行，然后全部打开最小流量旁路阀，按预先制定的机组负荷试运升速曲线进行升速。从低速 500~1000r/min 到正常的运行转速的升速过程中，中间应分阶段作适当停留，以避免因蒸汽突然变化而使蒸汽管网压力波动。但注意在通过临界转速区(临界转速的±10%)时不要停留，以防转子产生较大振动，造成密封环迷宫齿片和轴承等间隙部位的损伤，甚至可能导致密封严重破坏。通过临界转速区进入调速器起作用的调速器(最低转速一般为设计转速的 85% 左右)时可较快地升速，使机组逐渐达到额定转速。在升速的同时对机组的运行状况要进行严密监视，尤其注意机组的异常振动。

3. 运行和维护

(1)建立一套完好的操作记录。压缩机的操作记录是记载压缩机运行状况的依据，是避免不必要修理的好办法。操作记录的项目大体包括：压缩机轴承温度，各级的振动情况，各级进、出口的气体温度和压力，润滑油、密封油的油温和油压，油箱的油位高度，中间冷却器、油冷却器和后冷却器进出口冷却水的温度以及电动机的安培数等。必要时测试、记录冷

凝液的 pH 值。上述各项记录数据，无论是用目测或用自动方式连续记录而得到的，都要经过核实和校正才能使用。在正常操作情况下，机器每一个零部件的使用寿命决定于操作者的工作是否谨慎、细致。

(2)操作者最好将本装置与其他类似装置中所列举的正常操作压力、温度等控制值列成表格。此外，还应将最大允许偏差值列入表内，以便于比较。

(3)运行中监视。为保证压缩机在苛刻条件下长期安全运转，防止事故发生，运行中的监视是很重要的维护项目。运行中的监视项目主要有：异常喘振和振动监视、诊断(主要监视项目)，密封系统的异常诊断(其中包括气体泄漏检测、密封压力差、密封油的喷淋量和工艺过程的压力、温度变化的监视)，其他监视项目(轴承温度、润滑油、密封油的压力、温度和油质状态)。

(4)大容量压缩机设有许多保护装置和调节系统，其重要性与压缩机相当，因此，在压缩机的启动中或运转中，都要监视保护系统和调节系统是否正常。

(5)在压缩机运行中，随着出口压力的调高，汽轮机的转速可能有些下降，此时要进行调整，必须使机组在额定转速下运行。

(6)如果两台压缩机并联运行，应首先熟悉并联机组的运行特性，并对各机流量作妥善的分配。如果气体需要量很小，为防止出现喘振现象，应使一台作全负荷运行，而另一台停止使用。如果需气量增加，则可两台投入管网运行。需要注意的是在没有出口止逆阀(或称单向阀)时，第二台机要在达到全速和额定出口气压后才可打开通往管网送气的阀门，以免管网气压高于压缩机的出口压力而造成倒流。如果第二台设备有本系统的放空阀，在小流量时应把阀门完全打开，以防喘振。

4. 停车

压缩机的正常停车顺序与开车顺序相反，其程序如下。

(1)接到生产车间的停车通知后，关闭送气阀，同时打开出口防喘振回流阀或放空阀，使压缩机与工艺系统切断，全部自行循环。

(2)关闭进口阀，启动辅助油泵，在达到喘振流量前切断汽轮机或电动机的电源。

(3)通过调速器使汽轮机降速。降到调速器起作用的最低转速时，打开所有的防喘振回流阀或放空阀。开阀顺序应为先开高压后开低压。阀门的开、关都必须缓慢进行，以防止因关得太快而使压力比超高造成喘振；也要防止因回流阀或放空阀打开太快而引起前一段入口压力在短时间内过高，而造成转子轴向力过大，导致止推轴承损坏。

(4)用主汽阀手动降速到 500r / min 左右运行半小时(注意快速通过临界转速)。

(5)利用危急保安器或手动停车开关停机。

(6)关闭压缩机出口阀，防止管网工艺气体倒流至机器中。

(7)在停机后要使油系统继续运行一段时间，一般每隔 15 min 盘车一次。当润滑油回油温度降到 40℃左右时再停止辅助油泵，关闭油冷却器中的冷却水以保护转子、轴承和密封系统。

(8)关闭压缩机中间冷却器的冷却水。

如果工艺气体是易燃、易爆或对人身有害的，需在机组停车后继续向密封系统注油，以确保易燃、易爆或有害气体不漏到机外。如机组需要作长时间停车，在把进、出口阀都关闭以后，应使机内气体卸压，并用氮气置换，再用空气进一步置换后，才能停止油系统。

5. 常见故障原因与对策

离心式压缩机常见故障原因与对策见表 5—13。

表 5-13 离心式压缩机常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	压缩机入口油温过高	(1)冷却水量不足 (2)冷却器结垢 (3)润滑油变质	(1)增加冷却水量 (2)彻底清理污垢 (3)更换新油
2	轴承温度高	(1)润滑油供给不足或中断 (2)润滑油含水 (3)轴承进油温度高 (4)轴瓦与轴颈的间隙大小	(1)检查主油泵、压力油管路和连接法兰是否有损坏、堵塞和泄漏等现象；检查油箱油位是否过低，清洗油路，适当增加注油量 (2)疏水并检修油冷却器中的漏管或更换新油 (3)增大油冷却器冷却水量 (4)检查、调整间隙
3	油压急剧下降	(1)主油泵故障 (2)油管破裂或连接法兰严重漏油 (3)油过滤器堵塞 (4)油箱油位过低 (5)油泵吸入管漏气	(1)切换检查、排除故障或换泵 (2)更换油管，拧紧法兰螺栓 (3)清洗油过滤器 (4)加添润滑油 (5)检查排除
4	油冷却器出口温度过高	(1)油冷却器内结垢 (2)冷却水量不足 (3)润滑油变质 (4)冷却器内有空气	(1)清除污垢 (2)加大冷却水量 (3)更换新油 (4)排除积气
5	压缩机出口流量降低	(1)密封间隙过大 (2)压缩机某一段进气温度过高 (3)吸入管路过滤器堵塞 (4)原动机转速下降	(1)调整间隙 (2)增大冷却水量 (3)清洗滤网排除污物 (4)检查调整原动机
6	耗油量大	(1)密封油系统动作不良 (2)密封油污油，收集器排油阀失灵 (3)污油收集器油气分离器效果不好 (4)浮环磨损，使内浮环与轴间隙过大 (5)浮环“O”形环橡胶变质失效，安装质量不好 (6)密封油高位槽高位液报警后未及时处理，油从高位槽顶通过气体平衡管倒灌入密封腔，进而漏入气缸	(1)检查密封油系统 (2)检查、修复污油收集器排油阀 (3)检查、修复收集器排油阀，严防泄漏 (4)检查或更换浮环 (5)更换“O”形环，确保安装质量 (6)报警后及时采取措施
7	压缩机喘振	(1)吸入管路堵塞，吸气压力下降 (2)气体冷却器冷却能力降低，吸入温度升高，使相同转速下喘振压升比下降 (3)出口压力升高，超过相同转速下的喘振压升比 (4)开、停车发生喘振	(1)彻底清洗吸入过滤器、吸入管路 (2)增加冷却水量，清除冷却器污垢，适当提高转速 (3)进行试车与气密试验前的性能相似换算，控制出口压力 (4)中间几级引出旁通管路，使其在启动时回流或放空，转速提高到一定程度后，逐步关闭旁通阀；停车前降速过程中，在转速下降到调速器最低工作转速之前，必须按先高压后低压顺序依次打开旁通阀

续表

序号	故障	原因	对策
8	振动	(1)机器与底架固定不牢;地脚螺栓松动;基础与底座间填充物脱离 (2)转子不平衡 (3)转子轴弯曲 (4)转子发生磨损和腐蚀 (5)轴上零部件松动 (6)轴瓦间隙太大 (7)轴瓦合金脱落 (8)轴承油膜振荡 (9)轴承轴套损伤 (10)叶轮变形与损坏 (11)联轴器齿轮啮合不良 (12)操作转速接近临界转速 (13)负荷急剧变化,喘振 (14)轴承进油温度过低 (15)驱动机振动 (16)气缸有积液或固体异物 (17)气流不畅,背压过高 (18)气体动力激振(高压缸) (19)设计缺陷 (20)自动振动	(1)重新紧固;紧固地脚螺栓;注入环氧树脂等填充物(灌浆) (2)重新做动平衡试验,配重修正或清除叶轮的污垢 (3)校直 (4)用二硫化钼套补强,用液压装套 (5)紧固松动部件,增设防松装置 (6)调小轴瓦间隙或更换轴瓦 (7)更换轴瓦 (8)改进轴承结构,如采用多油楔轴承或将轴隙加大 (9)更换成含油轴承 (10)修复或更换叶轮 (11)检修,重新组装 (12)调整操作转速,不要在临界转速下停滞或改变临界转速 (13)稳定负荷,增大流量或采取消除喘振的措施 (14)加热润滑油,使其保持在 25~40℃ 范围内 (15)检查空气间隙是否过大,线圈是否短路,并予以排除 (16)排除积液和异物 (17)清除滤网和隔板污垢(水锈与铁锈) (18)严格控制进油温度(36~38℃),适当增加油的黏度,严格控制转子的低速动平衡精度,严格轴中心的冷对中和轴承间隙 (19)改进设计 (20)防止气体喘振,安装轴承减振器,设置旁路

四、轴流式压缩机的维护管理

1. 机组试车前的准备

(1)试车前必须完成油系统的冲洗工作,并对油质进行理化检验,其指标应合格。采用直观方法进行检查,可用 200 目滤网检查回油管道上以及滤油器的滤网上不能存在的硬质颗粒。在相同温度条件下,滤油器前后压差在 6h 内应保持稳定。

(2)确认机组各部位安装到位,各机构精度符合技术文件要求。

(3)确认油、水、气系统管道连接是否具备了使用条件,气管路系统应清理干净。

(4)检查各仪表、阀门是否打开,各仪表的灵敏度以及精度标定合格。尤其是对油压低报警、低低连锁和轴承温度高报警、高高连锁,以及轴位移报警、连锁系统反复进行试验,确认功能正确、信号可靠,这是试车的关键。

(5)作好试车前的人员组织准备,由安装工程师编制出试车方案,包括试车步骤及试车中人员的组织安排,做到各负其责。

2. 机组试车

大型机组试车一般都是分部进行,即先作单元试车,然后机组逐步连起来试车。对于三机组往往是先试电机,然后电机与齿轮箱,电机、齿轮箱及轴流压缩机联合试车。烟气轮柳要先单独试验合格后方可参与整个机组的试车。

(1)首先启动润滑油系统,调整各部达到运行要求,包括调整油压,使各供油点压力达

到各单机要求，调整油温到 $(40\pm 5)^{\circ}\text{C}$ 。各冷油器、滤油器的备用件上充满油，作好切换准备，高位油箱充满油，且回油正常。

(2)将电机与齿轮箱联轴器脱开，启动电机，判别旋转方向正确后，作 0.5~1 h 的空运转。

(3)试验盘车电机使之运转正常。

(4)电机与齿轮箱联动试车。连接电机与齿轮箱的联轴器，脱开齿轮箱与轴流压缩机联轴器，启动盘车电机，检查各部位运转正常且无刮碰撞击声。启动电机运行 1~2h，检查各轴承温度是否正常，齿轮箱振动检测是否正常，停电机时观察盘车电机是否能自动投入。

(5)电机—齿轮箱—轴流压缩机联动试车。断开烟机联轴器，将静叶角度调整到最小启动角，确认自控仪表柜上各启动条件均已满足。关闭排气管道上的排气阀，打开防喘振管路上的防喘阀。启动动力油站并调整使其正常。当运转至工作转速后，不宜作长久运行。确认各参数正常后，操作静叶释放，使静叶角度调整到。

(6)烟气轮机的单独试车应按烟机的出厂说明书的规定进行试验。22°，运行 0.5~1 h，记录各项参数。然后根据试车方案要求，如果安排了性能测试，则此时内自控工程师以及操作工配合进行防喘振性能曲线的标定。然后进行风机设计性能点运行 24 h 或 72 h 试验，考核机械运转及气动性能。试车过程中要注意记录各种状态下的参数以便当机器出现问题进行分析时参考。

(7)机组联动试车。连接烟机联轴器，按有关机组开车的规程操作，因不同配置的机组开车方案不同，有的机组电机启动能力足够，可由电机直接驱动整个机组，有的机组在试车时需先由烟气轮机将机组拖动到 70%~80%工作转速时，再主电机合闸，拖动到工作转速，所以，要按照机组配置的实际状况确定试车方案。

3. 运行和维护

机组运行后主要关注各轴承的温度、各转子的振动情况，再者是确定叶片的检验时机、叶片裂纹的检验及轴流压缩机其他项目的检查。

(1)轴承温度。轴承的温度取决于轴瓦在运行时润滑条件形成的好坏。轴流压缩机采用的是椭圆及轴承，其结构简单、刚性较好，只要润滑条件良好，一般都能很好地运行。良好的润滑条件是指轴瓦间隙合格，供油压力流量充足，并且油质合格。只要具备了上述条件，轴瓦温度就不会太高。轴瓦温度的测量通常都是采用铂热电阻埋入轴瓦，距离乌金很近。因此，所测得的温度就能真实地反映轴承的实际温度。一般轴承温度应小于 80°C ，高报警值为 95°C ，高高报警值为 105°C 。

轴流压缩机止推轴承与径向轴承温度的报警值相同。只要轴承型号选用合适，也就是说具有足够的止推面积，一般情况下轴承温度比较低。

(2)转子振动。轴流压缩机振动的测量，目前大部分采用非接触式位移传感器监测两轴颈附近转子轴心的位移。按照苏尔寿标准允许振动的峰—峰值按如下标准执行：

$$\text{正常振动 } \frac{4500}{\sqrt{n}}, \text{ 高报警值 } \frac{6500}{\sqrt{n}}, \text{ 高高报警值 } \frac{8000}{\sqrt{n}} \quad (n \text{ 为转子的转速})$$

(3)叶片检验时机。首期检修(验)叶片裂纹时间：正常运行 8 个月后进行；正常检修(验)叶片裂纹时间：每 2 年进行一次。

(4)叶片的检验。轴流压缩机叶片的损伤通常有腐蚀、侵蚀、频繁喘振等形式，无论何时，只要压缩机发生喘振、逆流等故障有可能对叶片造成破坏、损伤时，都要进行专门的检验。

①叶片裂纹检验的范围：对于动叶检验第一、二级及倒数第一、二级所有叶片的叶身及叶根过渡区；对于静叶检验“0”级导叶及第一、二级和倒数第一、二级的叶身及叶根过渡

区。

②叶片裂纹的检验方法：通常采用着色探伤或磁力擦伤的方法进行裂纹检验。

着色检验时，加工表面应符合 JISB0601(1976)25S 等级要求，表面不得有妨碍探伤的刮伤、铁屑、毛刺等异物存在，检验前要将叶片的叶身、叶根过滤区认真清理干净。

为防止探伤液进入叶根槽或静叶轴承，探伤时应将转子的叶根与轴槽结合缝用胶带纸保护起来。静叶探伤时，将叶片轴承缸直立在地面上，且保护轴承孔，以免探伤液进入，此外，所有的检验液不得使用氯化物。

(5)叶顶、密封、油封和轴承间隙的检测。

叶片顶部间隙如因磨损等原因造成过大时，会影响气动性能，因此，要结合叶片探伤结果和整机气动性能的状况综合考虑何时更换叶片。

密封和油封间隙超差，可进行密封片和油封片的更换。

轴承间隙超差达到一定值时会造成机器振动，从而影响生产，即使目前尚能运行，也应更换轴瓦备件；当轴瓦内表面发现磨损、乌金龟裂、脱壳等缺陷时，应及时更换以消除其隐患。在更换轴瓦时，一定要注意查找原始安装时轴心的位置记录，要使更换轴瓦后的轴心处于原来组装时的中心上，以确保密封间隙、叶片间隙。

(6)静叶可调机构的检查。打开伺服马达后盖，检查缸体磨损情况、伺服马达上的两个球螺母松动情况。

每级拆开 1—3 个静叶，检查其上的“O”形密封是否完好。

检查调节缸导向机构的 DU 板和 DU 套是否有严重磨损，检查所有滑块上的 DU 板是否损坏。

(7)联轴器的检查。主要检查联轴器的磨损情况，尤其是齿式联轴器，应仔细检查内外齿套上轮齿的磨损。磨损严重将是一个十分严重的设备事故隐患。

(8)油系统的检查。包括对油质进行理化性能化验、滤油器的检查清洗、更换损坏的过滤网、清理冷油器冷却水管内的结垢及沉积物。当油质检验发现水分过多或冷却水中有油时，应对冷油器的芯子做水压试验。

(9)检查所有的阀门，应启闭灵活、开关到位，尤其是涉及到安全运行的阀门更应认真检查。

(10)压缩机复装后，对联轴器重新打表找正，并作相应的调整，然后恢复仪表及辅机的组装试车。

4. 机组的停车

(1) 紧急停车。试车或运行中如发生意外情况时，需要紧急停机，停机的操作按机组自控设计的流程进行。出现下述情况时应紧急停车。

- ①机组突然剧烈振动，已起过跳闸值。
- ②机壳内部有碰刮声响或不正常的摩擦声。
- ③任一轴承或密封处出现冒烟情况，或某轴承温度急剧上升时。
- ④油压低于低报警值且无法恢复正常值时。
- ⑤轴位移出现持续增长，达报警值时。
- ⑥因装备流程等原因需紧急停机时。

轴流压缩机紧急停机后，静叶角度会自动关至最小启动角，排气阀自动强制关闭，防喘阀迅速打开。因此，此时应注意观察这些动作是否能够实现。

(2)正常停机。随机组配置不同，停机操作要求不同。通常首先将静叶角度调至最小工作角，打开防喘振阀，关闭排气阀，关闭主电机。主电机停机后盘车电机应自动投入，至少盘车一个班次使机器充分冷却后停止盘车电机。

第七节 风机的维护管理

风机的操作方法依风机的结构形式和用途的不同而异,故其试运转、正常运行的具体操作方法应根据风机出厂技术说明书的规定进行。这里重点介绍一下离心式风机、旋涡风机(旋涡气泵)和罗茨鼓风机的维护管理。

一、离心式风机的维护管理

离心式风机虽依据增压大小、输送介质和用途不同,在风机的主要部件如叶轮、机壳、支承与传动方式的具体构造方面有许多差异,但因相同的工作原理,维护管理方式基本相同,现以锅炉离心(鼓、引)风机为例介绍其维护管理方法。

1. 启动前的准备

(1)关闭进风调节门,使出风调节稍升。

(2)检查风机机组各部件的间隙大小,转动部分不允许有碰撞现象,所有固定零件螺栓需拧紧。

(3)检查轴承润滑油是否充足完好。

(4)检查联轴器是否安装可靠,风机轴与电机轴的同心度是否符合技术规定。

(5)对有水冷却轴承的风机,应检查冷却水系统是否完好。

(6)检查电气线路及仪表安装是否正确。

2. 启动

(1)用手或工具搬动联轴器旋转2~3转,检查风机转子转动是否灵活,有无“憋劲”“卡住”现象。

(2)打开出口阀门,待风机启动后逐渐打开进口阀门。

(3)合上电源开关,电动机启动后,搬动电阻箱手轮,使风机达到正常转速,同时,将电动机滑环扳手扳到运行位置。

(4)根据风机技术性能规定,进行负荷运转试验。

3. 运行和维护

(1)在电动机启动过程中,应严格检查机组运行情况,发现有强烈的噪声或剧烈的振动,应立即停机,检查其原因并予以排除。

(2)当风机启动特性达到正常状态时,逐渐开大进口调节阀,直至满足规定为止。

(3)倾听转子运转声音是否正常,有无摩擦现象。

(4)检查联轴器螺栓有无松动。

(5)检查轴承温度是否符合技术文件规定。

(6)检查冷却水系统是否畅通。

(7)检查轴封部位有无漏气现象。

(8)检查电器与仪表装置,有无损坏或失灵。

(9)注意观察气体的温度变化,是否有超过风机允许的最高温度现象。

(10)运行中,如有转子与机壳摩擦、风机突然强烈振动、轴承温升突然超过规定值电流突然升高、水路堵塞和冷却水中断等现象时,应紧急停车。

(11)定期检查温度计和油标的灵敏性。

(12)如发现流量过大,不符合使用要求或短时间内需要较少的流量时,可利用调节阀门进行调节。

(13)定期清除风机内积尘、污垢等杂质且防止生锈。

(14)只有在风机设备完全正常的情况下方可启动投入运行。

(15) 停车后, 应检查转子的轴向位移、转子与机壳之间的间隙、叶轮与进风口的间隙等, 检查其与试车前有无变化。

(16) 在风机开车、停车和运行过程中, 如发现不正常现象时应立即进行检查, 若是小故障应及时查明原因设法排除, 如是大故障应立即停车检查。

(17) 经检修后启动时, 应检查风机的各个部位是否正常。

(18) 除每次检修后更换润滑剂外, 正常运行情况下, 仍应根据实际运行状态及时更换润滑剂。

(19) 风机的维修、维护应在停车时进行。

4. 停车

5. 常见故障原因及对策

离心式风机常见故障原因与对策见表 5-4。

表 5-14 离心式风机常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	压头偏高流量减少	(1) 气体成分改变、气体温度过低或气体中含有杂质增多致使气体密度加大 (2) 出风管道或风门被堵塞 (3) 进风管道被堵塞	(1) 去除杂质、减小密度 (2) 清除污垢 (3) 清除污垢
2	压头偏低流量增大	(1) 气体密度改变 (2) 气体温度太高 (3) 进风管道破损	(1) 减小密度 (2) 检查冷却水系统适当增大冷却水量 (3) 修复或更换
3	风机与电动机一起振动, 振动频率与转数相吻合	(1) 叶轮不平衡 (2) 部分叶片磨蚀 (3) 叶片有不均匀的附着物、积尘 (4) 空心机翼局部磨穿, 灰尘进入叶片内 (5) 平衡块位置移动, 或在检修后未找好平衡 (6) 双吸风机两侧进风量不等	(1) 重新做动平衡试验, 清除叶轮的污垢 (2) 修复或更换叶片 (3) 清理污垢 (4) 修复机翼或更换, 清除其内灰尘 (5) 重新做动平衡试验, 配衡重修正 (6) 调整两侧挡板
4	风机不规则振动	(1) 联轴器安装不正, 风机轴与电动机轴不同心 (2) 皮带轮安装不正, 两皮带轮轴线不平行 (3) 在找正减速器轴、风机轴、电动机轴时, 未考虑运转时的位移补偿量	(1) 重新安装, 使风机轴与电动机轴对中 (2) 重新安装找正 (3) 重新安装找正, 考虑补偿量问题

续表

序号	故障	原因	对策
5	轴承箱剧烈振动	(1)风机轴与电动机轴不同心,联轴器装歪 (2)机壳或进风口与叶轮摩擦 (3)基础的刚性不够或不牢固 (4)铆钉松动或不牢 (5)叶轮轴套与轴松动,联轴器螺栓松动 (6)机壳与支架、轴承箱与支架、轴承箱盖与底座连接螺栓松动 (7)风机进、出口管道安装不良 (8)转子不平衡 (9)风机叶片磨损	(1)调整同轴度,重新安装联轴器 (2)重新调整 (3)加固基础,紧固 (4)重新紧固 (5)紧固松动部件,加设防松装置 (6)重新紧固 (7)重新组装 (8)重新做动平衡试验,配重修正或清除叶轮污垢 (9)修复或更换
6	轴承温升过高	(1)润滑油脂质量不佳,含有过多灰尘、杂质、污垢 (2)油膜不良,给油不足,轴承密封不佳 (3)轴与滚动轴承安装歪斜,前后两轴承不同心 (4)推力轴承与支承轴承不垂直,顶隙、侧隙和端隙过大 (5)滚动轴承失效 (6)轴瓦刮研质量不良,存油沟斜度过小 (7)轴承箱盖,座连接螺栓紧固力过大或过小 (8)轴瓦材料成分不良或浇注不佳	(1)更换新油 (2)检查注油系统有无损坏,堵塞和泄漏现象,清洗油路,适当增加油量 (3)重新安装 (4)重新组装 (5)更换新轴承 (6)重新刮研或更换,修正存油沟斜度 (7)重新紧固 (8)更换新轴瓦
7	风机内部摩擦	(1)叶轮歪斜 (2)机壳刚度不够 (3)叶轮与进风口圈相碰	(1)重新安装 (2)适当加固 (3)重新调整
8	电动机电流过大、温升过高	(1)开车时进风管道阀门或节流阀未关严 (2)流量超过规定值 (3)电动机输入电压过低或电源单相断电 (4)联轴器安装不正,皮圈过紧或间隙不均匀 (5)风机输送气体密度过大,使压头增加过大 (6)轴承箱剧烈振动	(1)重新调整阀门或节流阀 (2)利用调节门进行调节,减少气体流量 (3)检查三相电网电压且重新接好 (4)重新安装,调整密封圈的松紧度与均匀度 (5)去除杂质,减小气体密度 (6)参见本表第5项

第八节 泵的维护管理

泵的操作方法随其类型和用途不同而有所差异,特别是石油化工用泵与工艺过程和输送介质的性质有密切关系。具体的操作方法应按制造厂提供的产品使用说明书中的规定进行。现以电动机驱动的离心泵为例介绍如下。

一、启动前的准备

(1)检查泵的各连接螺栓与地脚螺栓有无松动现象。

(2)检查配管的连接是否合适,泵和驱动器中心是否对中。处理高温、低温液体的泵,配套连接管件的膨胀、收缩有可能引起轴心失常、咬合等,因此,需采用挠性管接头等。

(3)直接耦合和定心。小型、常温液体泵在停止运行时,进行泵和电动机的定心使两轴心一致;而大型、高温液体泵运行和停止中,轴心差异很大,为了正确定心,一般加温到运转温度或运行后停下泵,迅速进行再定心以保证转动件双方轴心一致,避免振动和泵的咬合。

(4)清洗配管。运行前必须首先清洗配管中的异物、焊渣,切勿将异物掉入泵体内部。在吸人管的滤网前后装上压力表,以便监视运行中滤网的堵塞情况。

(5)盘车。启动前卸掉联轴节,用手转动转子是否有异常现象,并使电动机单独试车,检查其旋转方向是否与泵一致。用手旋转联轴节,可发现泵内叶轮与外壳之间有无异物,盘车应轻重均匀,泵内无杂音。

(6)启动油泵,检查轴承润滑是否良好。

二、启动

(1)灌泵。启动前先使泵腔内灌满液体,将空气、液化气、蒸汽从吸人管和泵壳内排出以形成真空。必须避免空运转,同时打开吸入阀,关闭排液阀和各个排液孔。

(2)打开轴承冷却水给水阀门。

(3)填料函若带有水夹套,则打开填料函冷却水给水阀门。

(4)若泵上装有液封装置,应打开液封系统的阀门。

(5)如输送高温液体泵没有达到工作温度,应打开预热阀,待泵预热后再关闭此阀。

(6)若带有过热装置应打开自循环系统的旁通阀。

(7)启动电动机。

(8)逐渐打开排液阀。

(9)泵流量提高后,如已不可能出现过热时即可关闭自循环系统的阀门。

(10)如果泵要求必须在止逆阀关闭而排出口闸阀打开的情况下启动,则启动步骤与上述方法基本相同,只是在电动机启动前,排出口闸阀要打开一段时间。

三、运行和维护

(1)为了使泵正常运行和维护,妥善管理好下述有关文件极为重要。

①泵管理卡。

②图纸。

③泵的特性曲线、试验报告及检查记录。

④使用说明书。

⑤润滑油一览表,对泵的注油点、油的种类、注油量及注油时间等列表进行管理,以适时适量添加适宜的润滑油,使其处于良好的润滑状态。

⑥日常检查记录,主要检查项目为泵运转的噪声、轴承温度、填料函泄漏量、流量、压力和功率等。

⑦维护和检修记录。

⑧备件清单。

⑨泵事故履历表,根据发生事故的记录,以便事故分析和研究事故处理措施。此外,也可预测零部件寿命,进行有计划的维修和更换。

(2)坚持泵的检查(日、半年、年度)和大修制度,定期监视泵的运行状况。在泵运行中发现任何异常现象要立即报告和及时处理。

(3)备用泵每班盘车一次(180°),定期切换。

(4)冬季停车后,应注意防冻。

四、停车

(1)打开自循环系统上的阀门。

(2)关闭排液阀。

(3)停止电动机。

(4)若需保持泵的工作温度,则打开预热阀门。

(5)关闭轴承和填料函的冷却水给水阀。

(6)停机时若不需要液封则关闭液封阀。

(7)如果特殊泵装置的需要或是要打开泵进行检查,则关闭吸入阀,打开放气孔和各种排液阀。

通常,汽轮机驱动的泵所规定的启动和停车步骤与电动机驱动泵基本相同。汽轮机因有各种排水孔和密封装置,必须在运行前后打开或关闭。此外,汽轮机一般要求在启动前预热。还有一些汽轮机在系统中要求随时启动,则要求进行盘车运转,因此,运行者应根据汽轮机制造厂所提供的有关汽轮机启动和停车步骤的规定进行。

离心泵的启动与停车步骤同样适用于容积式泵,但只有以下少数例外情况值得注意。

(1)切不可使容积式泵在排出口关闭的情况下运行。如果要求容积泵在启动时必须关闭排出口闸阀,必将自循环旁通阀打开。

(2)蒸汽往复泵在启动前必须打开汽缸排水旋塞,使冷凝液排出,以免产生液击损坏汽缸盖故障。

五、常见故障原因与对策

离心泵常见故障原因与对策见表 5-17,轴流泵常见故障原因与对策见表 5-18,柱塞泵常见故障原因与对策见表 5-19,泵用机械密封常见故障原因与对策见表 5-20。

表 5-17 离心泵常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	启动后不出液体或输出压力不足	(1)泵未灌满液体,泵内有气体 (2)吸入阀或吸入管路连接处密封不严 (3)吸入高度太大 (4)口环磨损,壳体间隙过大 (5)叶轮挂有杂物,腐蚀或损坏 (6)底阀或滤网堵塞 (7)电机故障	(1)重新灌泵,充分排气 (2)检查、消除密封不严情况 (3)降低吸入高度 (4)更换口环或壳体 (5)除去杂物或更换叶轮 (6)检查、清洗滤网 (7)校核电机转速、电压并修复

续表

序号	故障	原因	对策
2	消耗功率过大	(1)填料压盖太紧,填料函发热 (2)联轴器橡胶圈过紧 (3)轴窜动量过大,叶轮抵住口环 (4)轴中心线偏移 (5)叶轮平衡盘磨损造成内泄漏 (6)零件卡住 (7)三相电动机一相保险丝烧毁 (8)转速过高,转向错误	(1)调整填料压盖的松紧度 (2)更换橡胶圈 (3)调整轴窜动量 (4)找正轴中心线 (5)重新安装 (6)检查消除 (7)检查、更换新保险丝 (8)调速,改变转向
3	轴承过热	(1)油供给不足或油不清洁 (2)泵轴与电机轴不同心 (3)油环转动不灵活 (4)轴向力过大 (5)轴承损坏	(1)注油或更换新油,清洗轴承 (2)重新调整 (3)检查调整 (4)检查叶轮与平衡盘 (5)更换轴承
4	泵体过热	(1)泵未灌液体 (2)出口阀没打开 (3)泵在很低流量下运行,泵容量太大 (4)泵轴与电动机轴不同心	(1)灌泵 (2)打开出口阀 (3)更换泵 (4)重新调整
5	填料函大量泄漏	(1)填料或密封元件材质选用不合适 (2)填料、轴或轴套磨损 (3)填料、轴或轴套安装不良 (4)轴弯曲,轴中心线偏移 (5)转子不平衡,泵动过大 (6)动、静环腐蚀变形 (7)密封面被划伤 (8)密封弹簧压力不足 (9)冷却水供给不足或管路堵塞	(1)验证填料腐蚀性能,更换填料材质 (2)更换 (3)调整 (4)校直、更换、找正 (5)重新做动平衡试验 (6)更换密封环 (7)重新研磨密封面 (8)调整或更换 (9)增大冷却水流量,或清洗冷却水管路
6	异常震动和噪声	(1)泵安装不良(包括泵和电动机不同心、轴承间隙过大、叶轮歪斜、叶轮与泵体摩擦) (2)轴弯曲 (3)叶轮内有异物 (4)轴承内有水或生锈 (5)轴承磨损 (6)叶轮腐蚀、磨损后转子不平衡 (7)地脚螺栓松动 (8)发生喘振现象 (9)发生水锤现象 (10)外振源传导管路固定不妥 (11)吸入管有空气渗入 (12)液体温度过高	(1)重新调整 (2)校直 (3)清除异物 (4)检查进水原因,更换轴承 (5)更换轴承 (6)更换叶轮 (7)紧固 (8)排除 (9)排除 (10)检查调整,增加配管支架 (11)堵塞、充分排气或更换 (12)降低液体温度
7	泵发生气蚀	(1)泵启动后,排出阀打开过快,液流脱节 (2)油温过高,蒸汽压过大 (3)流量过大 (4)吸入高度太大,管路阻力过大	(1)应放出气体,重新启动 (2)可利用早晚卸油灌冷油,洒水冷却 (3)可关小排出阀,控制流量 (4)有条件时可降低泵的位置,缩短吸入管,增大吸入管径
8	电机停转	(1)泵内混入杂物 (2)泵空转致使电机轴承烧坏 (3)过载 (4)过热	(1)消除 (2)启动前灌泵充足并充分排气 (3)使液体的规格、流量符合设计要求 (4)排气,避免低负荷运行

表 5-18 轴流泵常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	启动后不出液体	(1)泵旋转方向错误 (2)叶轮浸入深度不够 (3)叶片固定失灵 (4)叶片被硬质杂物打碎	(1)调整电机旋转方向 (2)降低泵安装标高 (3)修复固定机构,调整角度 (4)更换叶轮或叶片
2	排液量不足	(1)叶片安装角太小 (2)转速未达到额定值 (3)叶片被硬质异物打碎或外围严重磨损 (4)叶轮深入高度不够	(1)调整叶片安装角度 (2)消除电机故障,检查电网电压 (3)更换叶轮或叶片 (4)重新安装,保证叶轮有足够的深度
3	超负荷或异常振动	(1)叶片安装角超过规定 (2)扬程过高、排液管路堵塞或排液管阀门未全部开启 (3)泵叶轮浸入深度不够或进液管路堵塞 (4)叶轮与外壳有摩擦 (5)液位太低 (6)叶片上绕有异物 (7)进液池不符合设计要求 (8)转子不平衡 (9)泵轴或转动轴安装不同心或弯曲	(1)调整叶片安装角至所配用的电机功率所要求的范围内 (2)清理排液管路,开启排液管阀门 (3)重新安装,使叶轮浸入深度符合要求或疏通进液管路 (4)重新调整叶片与外壳之间的间隙或更换橡胶轴承 (5)停泵 (6)清除异物 (7)进液池太小应予以放大,两台泵中心距过小,应予以移开;进液产生涡流,设法消除;泵离池壁或池底太近,应予以离开 (8)重新校正静平衡 (9)调整同轴度或校直

表 5-19 柱塞泵常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	油温过高	(1)油质不符合规定 (2)冷却不良 (3)油位过高或过低	(1)更换新油 (2)改善冷却 (3)调整油位
2	油压过低	(1)吸入过滤网堵塞或压力表失灵 (2)油泵齿轮磨损严重及各部间隙过大 (3)油位过低	(1)清洗过滤网,修复更换压力表 (2)调整油泵间隙 (3)加油
3	轴承温度过高	(1)润滑油质不符合要求 (2)润滑系统产生故障,油量不足或过多 (3)轴瓦与轴颈贴合不均匀或间隙过小 (4)轴承装配不良或轴弯曲	(1)更换新油 (2)排除、调整注油量 (3)修复 (4)更换轴承、对轴进行校直
4	流量不足	(1)柱塞密封泄漏严重 (2)进出口阀不严密,弹簧损坏 (3)泵内有气体 (4)往复次数少 (5)进出口阀开启不够或堵塞 (6)过滤器堵塞 (7)液面高度不够	(1)修复或更换密封元件 (2)修复或更换 (3)排出气体 (4)调整冲程 (5)检查、修复或清理 (6)清洗过滤器 (7)增加液面高度
5	压力表指示波动	(1)安全阀、单向阀工作不正常 (2)进出口管堵塞或漏气 (3)管路安装不合理,有振动 (4)压力表失灵	(1)检查或更换 (2)检修 (3)调整管路布局 (4)修复或更换

续表

序号	故障	原因	对策
6	密封处泄漏	(1)填料未压紧 (2)填料和密封圈损坏 (3)柱塞磨损或产生沟痕 (4)超过额定压力	(1)适当压紧 (2)更换填料和密封圈 (3)修复或更换 (4)调节
7	异常振动或噪声	(1)各部轴瓦间隙磨损过大 (2)传动机构损坏或螺栓松动 (3)进出口阀零件损坏或缸内有异物 (4)物料液面过低	(1)调整或更换 (2)修复、更换或紧固 (3)更换阀零件或排除异物 (4)提高液面高度

表 5-20 泵用机械密封常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	周期性漏油	(1)转子轴向窜动,动环来不及补偿位移 (2)操作不稳定,密封腔内压力时常变化 (3)转子周期性振动	(1)将轴向窜动减小到规定值 (2)稳定操作,控制压力波动 (3)消除振动
2	经常漏油	(1)动静环密封面变形 ①密封端面比压过大,摩擦热量过多,造成密封面变形 ②密封件结构不合理,刚性不足,受压后变形 ③安装中受力不均匀而变形	①设计不合理,改进设计,减小端面比压 ②改进设计,增加密封件刚性 ③合理安装,使软环与压盖的配合均匀
		(2)密封圈密封差 ①密封圈有缺陷 ②安装时,密封圈边被擦伤 ③V形圈安装时,方向错误	①安装时仔细检查,及时更换 ②更换密封圈 ③予以调整
		(3)组合式动环(或静环)的镶缝不严,产生泄漏 (4)摩擦副不能配合,摩擦面表面损伤 (5)密封副内夹有杂物 (6)密封端面比压过小 (7)动环(或静环)的密封面与轴的垂直偏差度过大 (8)防转销顶部顶住防转槽 (9)弹簧圈装反,弹簧力偏心 (10)转子振动 (11)水垢在轴套表面上的沉积速度超过摩擦副的磨损速度,动环不能补偿磨损位移 (12)轴套表面上相应密封副处有轴向沟槽、凹坑或腐蚀	(3)严格控制配合部位间隙 (4)注意配对的材质或更换 (5)拆卸清除,重新安装 (6)增大密封端面比压 (7)严格按标准值安装,以保证二者间的垂直度 (8)防转槽加深,适当增大防转销的间隙 (9)重新调正弹簧 (10)查清原因,消除振动 (11)经常检查,必要时拆卸密封装置,清除水垢,改用软化水 (12)拆卸轴套予以处理,镀铬或更换新轴套
3	突然性漏油	(1)泵强烈抽空,密封被破坏 (2)弹簧断裂 (3)防转销断裂或失去作用 (4)硬环表面产生裂纹,切割软环表面 (5)软环碎裂 (6)由于温度变化工作介质结晶,短时间内破坏摩擦副	(1)拆卸检查,并依具体情况妥善处理 (2)更换弹簧 (3)更换防转销 (4)更换摩擦副 (5)更换软环 (6)拆卸,研磨摩擦副并重新安装

续表

序号	故障	原因	对策
4	摩擦副表面磨损加快	(1)弹簧比压和密封端面比压过大 (2)摩擦副表面硬度不均 (3)密封副内夹有杂物 (4)密封介质不清洁 (5)水垢逐渐深入到摩擦副内 (6)硬环碎裂,切割软环表面 (7)工作介质对摩擦副表面的腐蚀 (8)摩擦副周围介质结晶或摩擦副内干摩擦 (9)摩擦副材料配对不佳	(1)改进设计,减小比压 (2)重新调质处理或更换 (3)拆卸清洗 (4)采取相应的清洗措施 (5)经常清除水垢 (6)更换摩擦副 (7)改进摩擦副材料 (8)增加封油,冲洗降温,改善润滑 (9)检查摩擦副材料,重新制造,合理匹配
5	停用一段时间后密封泄漏(启动后)	(1)摩擦处结焦或产生水垢 (2)弹簧锈蚀,作用力受到阻碍	(1)拆卸清洗,消除污垢后再启动泵 (2)清洗除锈或更换
6	双端面密封的封油消耗量大	封油压力过大,内端而密封失效	控制封油压力,拆卸检查,更换内端面
7	双端面密封的封油泄漏	封油压力低于工作介质压力,内端面密封失效	增加封油压力,检查或更换内端面

第九节 离心机的维护管理

离心机的结构形式不同,操作方法也不完全一样。这里仅以螺旋沉降离心机和卧式刮刀卸料离心机为典型,介绍离心机的安全操作、维护管理方法。

一、启动前的准备

(1)清除离心机周围的障碍物。

(2)检查转鼓有无不平衡迹象。所有离心机转子(包括转鼓、轴等)均由制造厂做过平衡试验,但如果在上次停车前没有洗净残留在转鼓内的沉淀物,将会出现不平衡现象,从而导致启动时振幅较大,不够安全。一般采用手拉动三角皮带转动转鼓进行检查,若发现不平衡状态,应用清水冲洗离心机内部,直至转鼓平衡为止。

(3)启动润滑油泵,检查各注油点,确认已注油。

(4)将刮刀调节至规定位置。

(5)检查刹车手柄的位置是否正确。

(6)液压系统先进行单独试车。

(7)“假”启动,暂短接通电源开关并立即停车,检查转鼓的旋转方向是否正确,并确认无异常现象。

(8)离心机在启动前,必须进行下列检查,检查合格后方可启动:

①电动机架和防振垫已妥善安装和紧固;

②分离机架已找平;

③皮带轮已找正,并且皮带张紧程度适当;

④传动皮带的防护罩已正确安装和固定;

⑤全部紧固件均已紧固,且紧固的转矩值适当;

⑥管道已安装好,热交换器、冷却水系统已安装好;

⑦润滑油系统已清洗干净,并能对主轴供应足够的冷却润滑油;

⑧润滑油系统控制仪表已接好,且仪表准确、可靠;

⑨所使用的冷却润滑油(液)均符合有关规定;

⑩所用的电器线路、保安线路均已正确接好；

(11)轴、转鼓的径向跳动偏差在允许范围之内。

二、启动

(1)驱动离心机主电动机。

(2)调节离心机转速，使其达到正常操作的转速。

(3)打开进料阀。

三、运行和维护

(1)在离心机运行中，应经常检查各转动部位的轴承温度、各连接螺栓有无松动现象以及有无异声和强烈振动等。

(2)离心机在正常运行工况下，噪声的声压级不得大于 85dB(A)。

(3)离心机设计、安装时，应根据情况采取防振、隔振措施，减少机器的振动和噪声。

(4)原来运转时振动很小的离心机，经检修拆装后其回转部分振动加剧，应考虑是否系由于转子的不平衡所致。必要时需要重新进行一次转子的平衡试验。

(5)空车时振动不大，而投料后振动加剧，应需检查其布料是否均匀，有无漏料或塌料现象，特别是在改变物料性质或悬浮液浓度时，尤其要密切注意这方面的情况。

(6)离心机使用一段时间后，如发现振动愈来愈大，应从转鼓部分的磨损、腐蚀、物料情况以及各连接零件。(包括地脚螺栓等)是否松动诸方面进行检查、分析研究。

(7)对于成品已使用的离心机，在没有经过仔细的计算校核以前，不得随意改变其转速，更不允许在高速回转的转子上进行补焊、拆除或添加零件及重物。

(8)离心机的盖子在未盖好以前，禁止启动。

(9)禁止使用任何物体、以任何形式强行使离心机停止运转。机器未停稳之前，禁止人工铲料。

(10)禁止在离心机运转时用手或其他工具伸入转鼓内接取物料。

(11)进入离心机内进行人工卸料、清理或检修时，必须切断电源，取下保险，挂上警告牌。同时还应将转鼓与壳体卡死。

(12)严格执行操作规程，不允许超负荷进行；下料均匀，避免发生偏心运转而导致转鼓与机壳摩擦产生火花。

(13)为安全操作，离心机的开关、按钮应安装在方便操作的地方。

(14)试验台必须保证离心机安装正确，并有安全保护装置。

(15)外露的旋转零部件必须设有安全保护罩。

(16)电动机与电控箱接地必须安全可靠。

(17)制动装置与主电动机应有连锁装置，且准确可靠。

四、停车

(1)关闭进料阀。一般采取逐步关闭进料阀，使其逐渐减少进料，直到完全停止进料为止。

(2)清洗离心机。

(3)待进料完全停止后，停电动机。

(4)离心机停止运转后，停止润滑油泵和水泵运行。

五、常见故障原因与对策

由于离心机的类型、规格繁多，离心机的故障诊断以卧式刮刀离心机、活塞推料式离心机作为重点介绍，并兼顾其他类型离心机。离心机的故障诊断见表 5-21 和表 2-22。

表 5-21 卧式刮刀离心机常见故障原因与对策

序号	故障	故障原因	对策
1	轴承温度过高	(1)安装不当 (2)润滑油供应不足	(1)重新安装 (2)增加注油量
2	电流增高	(1)负荷过大 (2)转动部件卡住	(1)控制加料量 (2)检查转动部件
3	滤液夹有杂物	(1)筛网或滤布有破根 (2)密封部位泄漏	(1)检查、修复或更换 (2)检查、修复
4	离心机跑料	(1)筛网或转鼓孔堵塞 (2)加料过量 (3)加料阀失灵	(1)检查、清洗、排除污物 (2)控制加料量 (3)检修或更换
5	刮刀动作不灵	(1)油阀失灵 (2)油压不足 (3)油压缸窜油 (4)循环油路堵塞	(1)检查、修复或更换 (2)检查油路、滤油器 (3)检查油缸、活塞环 (4)疏通循环油路
6	转鼓撞击外壳	(1)转鼓摆动严重,偏心运转 (2)加料不均匀	(1)禁止超负荷运行,消除转鼓摆动 (2)控制加料使之均匀
7	转鼓达不到设计转速	(1)刹车制动器没有完全松脱 (2)转鼓锁紧器没有完全松开 (3)摩擦离合器的摩擦片磨损	(1)启动时,使刹车制动器脱开 (2)松开转鼓锁紧器 (3)检查、修复或更换摩擦片
8	分离产品质量差 (如碟片式分离机)	(1)操作转速没达到全速 (2)碟片有沉积物 (3)喷嘴磨损、孔径增大 (4)喷嘴堵塞 (5)加料过多	(1)调速达到全速 (2)清除沉积物 (3)更换喷嘴 (4)清除污垢或异物 (5)控制加料量
9	振动	(1)转鼓动不平衡 (2)加料不均匀 (3)卸料不均 (4)主轴弯曲 (5)转鼓部分磨损和腐蚀 (6)改变物料性质或悬浮液浓度 (7)连接零件(包括地脚螺栓)松动 (8)轴承损坏 (9)筛网安装不均或破漏严重 (10)在转子上补焊、拆除或添加零件及重物 (11)任意提高转速	(1)重新做动平衡试验,消除转鼓不平衡质量 (2)检查布料、漏料或塌料情况,控制加料,使布料均匀 (3)检查旋转刮刀液压系统,保证油压或增大刮刀油缸直径;或在刮刀轴上装一个滚动轴承以增大切削力;或增大刮刀轴、刮刀轴承的直径 (4)校直或更换主轴 (5)定期检查磨损、腐蚀情况,修复 (6)密切注视,检查其布料、漏料或塌料情况 (7)紧固 (8)修复或更换轴承 (9)重新安装筛网,修复或更换 (10)禁止在转子上补焊、拆除或添加零件及重物 (11)在没有进行仔细校核计算前,不允许随意改变转速

续表

序号	故障	故障原因	对策
10	燃烧爆炸(分离易燃易爆物料时)	(1)与氧气混合形成爆炸性气体混合物 (2)进料时,空气随液体旋涡雾进入离心机 (3)停电时,中断氮气吹扫 (4)密封不严,泄漏严重 (5)操作温度低于物料的闪点(刮刀式);操作温度等于或高于物料闪点(非刮刀式) (6)操作温度不低于物料闪点(刮刀式) (7)离心机下料不均匀,转鼓负荷过重,产生偏心运转	(1)离心机启动前,必须用氮气将离心机内的空气置换,使氧的浓度控制在1%~2%时方可开车 (2)离心机进液时,浮液和洗液必须通过氮气 (3)氮气吹扫管路的气动阀应选用气闭型,电磁阀应选用电闭型,以保证停电、停车情况下,氮气吹扫管路上的阀门处于开启状态 (4)检查、修复密封系统,保证密封可靠 (5)采用氮气保护,即流量、压力监控法以保持正压 (6)采用氧浓度监控法 (7)严格执行操作规程,不超负荷运行,下料均匀,避免产生偏心运转,使转鼓与机壳摩擦产生火花;定期检查清理离心机上端的放空管,使之畅通,防止离心机内可燃性气体积累,或加装抽风管
11	母液流出困池,悬浮液从离心机筛篮冲到下料口	(1)筛网条之间的间隙被细晶堵塞,液体流不出去 (2)筛网与外壳之间的空隙被母液中的结晶堵塞 (3)进料量突然增加,大量悬浮液来不及分离 (4)母液管线被结晶堵塞	(1)定期清洗筛网 (2)经常清洗筛网 (3)控制进料量,使其适当、均匀 (4)在母液管道上必须接蒸汽管,定期打开蒸汽阀门,用蒸汽吹堵
12	推断器停止往复运动	(1)油温高或液压系统泄漏严重,造成油压过低 (2)筛篮后腔被结晶堵塞 (3)主轴上滑块的碰叉螺丝松移,不能推动换向阀换向	(1)加强循环油的冷却,以提高油压;液压系统泄漏严重时必须停车检修 (2)停车后必须用软水或稀氨水对筛篮腔认真进行清洗 (3)停车检修换向阀

表 5-22 活塞推料式离心机常见故障原因与对策

序号	故障	故障原因	对策
1	筛篮震动	(1)加料不均匀,引起滤渣厚度不均匀或悬浮液加料突然增加,料液冲破滤渣 (2)布料斗震动 (3)筛篮锁紧与密封环摩擦	(1)均匀加料,若未能消除震动,则可停车清洗后重新加料 (2)检查、查清布料斗震动原因,并予以排除 (3)停机紧固螺帽
2	机身震动	(1)筛篮震动 (2)轴承损坏 (3)地脚螺栓松动	(1)停车检查,查清筛篮震动的原因,并予以消除 (2)更换轴承 (3)紧固地脚螺栓
3	筛篮内有异声	(1)推杆轴套磨损或外壳松动,引起筛篮前环与外壳摩擦 (2)筛篮底与密封环摩擦	(1)更换新轴套,将外套校正并紧固 (2)校正间隙
4	推料盘往复运动不正常	(1)齿轮油泵的滤油网堵塞,吸油量不匀,致使油压不稳定 (2)液压系统漏油 (3)节流阀堵塞或磨损、腐蚀,引起间隙过大	(1)清洗滤油网 (2)停车修复 (3)清洗阀门,清除油泥或更换

续表

序号	故障	故障原因	对策
5	推料盘停止往复运动	(1)筛篮后腔被结晶堵塞 (2)油温过高,造成油压降低 (3)液压系统严重漏油 (4)换向阀杆动作失灵	(1)用清水冲洗干净 (2)加大冷却水流量,降低油温,提高油压 (3)停车修复 (4)清洗油污或更换换向阀
6	油泵油压不高	(1)液压系统严重漏油 (2)油温过高,黏度降低 (3)油量供应不足 (4)滤油器滤网(铜)因腐蚀,滤网碎片被吸入泵内,损坏油泵齿轮 (5)油泵内间隙大 (6)安全阀回油	(1)停车修复 (2)增大冷却水流量 (3)添加润滑油 (4)改用不锈钢滤网或塑料网 (5)调整间隙 (6)调整安全阀
7	皮带打滑	(1)负荷过重 (2)皮带松弛 (3)漏油 (4)摩擦片磨损严重	(1)减少加料,降低滤渣厚度 (2)张紧皮带 (3)修复密封系统 (4)更换摩擦片
8	主轴突然不转动	筛篮与外壳之间堵满结晶	用清水清洗干净
9	出油泡沫多,吸油不正常	(1)进油管漏气 (2)滤油器堵塞	(1)修复进油系统 (2)清洗滤油器
10	母液跑晶多	筛网磨损	更换筛网

第十节 汽轮机的维护管理

一、启动前的准备

(1)检查机组。汽轮机在启动之前,特别是在组装或大修后的第一次启动前,必须对整个机组进行全面的检查。尤其是对各个主要部件应进行详细检查。因这些部件的故障,如转子弯曲、叶轮及叶片安装质量缺陷、轴承研磨不好、传动装置及油泵失常等,均可使汽轮机在运行中产生振动,导致零部件产生摩擦而损坏。危急保安器发生故障,主汽阀、调节汽阀及逆止阀等卡住或关闭不严,均可能使汽轮机有超速的危险。转速表及各种仪表发生故障,就不能及时、准确地了解机组的运行状况,不能及时发现机内异常现象,因而可能会致使机器造成破坏。只有在进行全面检查后,确认所有的设备都处于正常状态时方可启动。

(2)拆卸汽轮机与压缩机低压缸之间的联轴器,并在汽轮机端部联轴器毂上安装专用盲板,以免漏油。

(3)启动润滑油泵,使油系统投入运行,并将各注油点的压力调整到规定值。

(4)对油系统的报警及联锁装置进行检验,并使其灵敏可靠。

(5)暖管和辅机启动。在汽轮机启动之前,应对锅炉到汽轮机间的蒸汽管道进行分段暖管(先进行背压汽轮机蒸汽系统暖管,然后再进行凝汽汽轮机暖管),因为如果不进行暖管,当蒸汽接触到冷的管壁时就会凝结成水,冲入汽轮机中,造成水冲击现象。而且由于冷管壁遇到热蒸汽,金属快速被加热,材料内部形成很大的热应力,使管子发生永久变形,甚至破裂,影响机组安全运行。

汽轮机启动前的暖管,对小型机组来说,主要是指从隔离汽门到自动主汽门之间的这段

管道的暖管工作。自动主汽门后的暖管则与低速暖机同时进行。

暖管工作分低压暖管和升压暖管两个阶段。为了在暖管时使管道内不致产生过大的热应力而引起管道损坏，一般暖管和管内升压应缓慢进行，否则将会使金属管壁内外温差过大而产生较大的额外应力。为了防止管内积水，产生水击现象，暖管时必须正确进行疏水。开始暖管时，蒸汽管线上的疏水阀应全部打开，以便及时排出大量的凝结水。随着管壁温度和管内压力的升高，冷凝水量逐渐减小，此时应逐渐关小疏水阀，以防止大量蒸汽逸出。暖管时还必须注意严密关闭自动主汽门，严防蒸汽漏入汽缸内，引起转子变形，造成启动困难。

暖管时应缓慢打开蒸汽截止阀(对于设有旁路的机组，应先慢慢地打开旁通阀)，打开主汽阀上的排水阀，加热管道，并使管道内压力维持在 $0.2\sim 0.3\text{ MPa}(2\sim 3\text{ kgf/cm}^2)$ 。当管道内壁温度达到 $120\sim 130^\circ\text{C}$ 时，便可通过逐渐开大蒸汽截止阀或旁通阀的方法，并以每分钟 $0.1\sim 0.2\text{ MPa}(1\sim 2\text{ kgf/cm}^2)$ 的速度升压暖管，使其达到规定的压力值。

暖管时应注意两个问题：一是管道各部分(如法兰、螺栓)的温差不能过大；二是管壁温度不得小于相应压力下的饱和温度。只有在满足上述两点要求的前提下，方可较快地升压暖管。

在暖管的同时，应依次启动循环水泵(往冷凝器供给冷却水，然后向凝汽器汽空间灌水的泵)、凝结水泵(使凝结水在抽气器和凝汽器间进行循环的泵)和抽气器(如循环水泵启动需要抽出空气灌泵时可提前投入运行)，使其投入运行。

(6)汽封供汽和真空的建立。汽轮机冲动前，循环水泵、凝结水泵和抽气器等设备均已投入运行，而汽轮机的启动则要求必要的启动真空。启动真空值的高低对机组的经济性和安全性都有一定的影响。启动真空度高，则转子冲动容易，且减少启动时的蒸汽消耗量，同时排汽温度低，对凝汽器的铜管也有好处；启动真空度低，转子冲动时阻力大，启动时的蒸汽消耗量大，排汽温度高，还会影响凝汽器的安全。如果真空度过低，冲动转子的主汽门的开度不足时，还会造成短时间($10\sim 60\text{s}$)内转子转动不起来，形成静止暖机。此时如不及时盘车，将可能会造成轴弯曲事故。因此，汽轮机一般不允许在低的真空度下进行冲动转子的操作。

汽轮机冲动前，当未向汽封供汽时，抽气装置所建立的凝汽器的真空值，与抽气器的性能及汽封间隙调整的数值有关。目前很多汽轮机，包括小型汽轮机($<3000\text{ kW}$)，通常都是在 $46.7\sim 60.0\text{ kPa}(350\sim 450\text{ mmHg})$ 的真空值下冲动转子。汽轮机在这一真空下被冲动后，应迅速向汽封供汽(也可以使冲动转子和向汽封送汽的操作同时)，使真空不断提高。随着汽轮机转速的升高，使其升高到额定真空值。

如果由于汽封间隙调整不当或其他原因，抽气器建立不起 $46.7\sim 60.0\text{ kPa}(350\sim 450\text{ mmHg})$ 的真空，或汽轮机要求在高的真空下冲动，就必须向汽封供汽。先向汽封供汽时，汽封处局部温度变化很快，并且会从汽封处向汽缸内漏蒸汽，引起轴颈和转子受热不均匀而发生弯曲，致使在暖机和升速过程中可能会发生动、静部分的摩擦或振动，严重时还会导致汽轮机的损坏。

对小型汽轮机组还是可以先向汽封供汽，以使真空达到要求，但必须注意汽封汽门的开度不要过大，汽封供汽时间不宜太长，一般控制在 5 min 以内。从安全的角度看，提前向汽封供汽，尽可能采用经过减温的蒸汽，把汽温控制在 $120\sim 140^\circ\text{C}$ 左右为宜。所以，冷态启动时向汽封供减温蒸汽，热态或半热态启动时，则可供给新蒸汽。

(7)将调速器调到起作用的最低转速值。

二、启动

(1)必须将进汽管路和汽轮机汽缸内的凝结水完全放掉。

(2)按制造厂提供的启动曲线进行暖机运转和升速。

(3)同时打开两个汽轮机的主汽阀，使汽轮机在 $500\sim 1000\text{ r/min}$ 转速下运行 1 h 。在低

速暖机期间,要仔细倾听是否有异常响声,主要检查轴承箱、齿轮箱、汽缸、支架和阀等处的撞击声、振动声、接触声和流动声等。如果听到这些声音,即降低转速,直到声音消失为止。如果声音继续存在,必须将汽轮机停车,消除故障后再重新开车。

(4)通常在汽轮机空负荷试运后,并确认无异常现象时才与被驱动机械连机。

(5)在升速过程中,必须不断检查轴承润滑油温度、压力、回油情况、振动、声响和调速器的动作情况。

(6)在正常运行中仍需做各种危急保安超速试验,此时有必要反复进行停机和启动,但必须事先征得供汽部门及有关单位的同意。

三、运行和维护

保护汽轮机组的安全与经济运行是汽轮机运行人员的职责,勤于检查分析情况,防止事故发生,并尽可能提高运行的经济性,是每个运行人员必须做到的。

1. 维护资料的准备

制造厂应提供汽轮机机组全套设备的使用说明书、旋转机器的许用振动值曲线、旋转部件的标准间隙值(包括设计值、装配值、许用值等)和其他资料(如高温螺栓、螺帽的蠕变伸长限制值,联轴器、调速器连杆机构部件,润滑油及其他易损件的更换标准等)。

2. 操作人员和维护人员的配备

配备必要的操作、维护人员后必须进行专门训练,务必使他们熟悉机组的结构、运转特性和操作要领。

3. 运行监视

在汽轮机运行中,操作人员应对汽轮机本体、凝汽系统和油系统进行全面的监视。主要监视的项目有:新汽压力和温度、真空(或排汽压力)、段压力、机组振动、转子轴向位移、汽缸热膨胀、机组的异声、凝汽器的蒸汽负荷、循环水的进口温度及水量、真空系统的密闭程度、油压、油温、油箱油位、油质和油冷却器进出口水温等。特别是对各项的变化趋势进行检查和记录,这对防止事故发生、查明事故原因和研究处理措施都是很必要的。维护工作中必须检查的监视项目见表 5-23。

表 5-23 汽轮机运行的监视检查项目

监视项目	周期	注 意 事 项
运转记录	天(或月、年)	使用记录仪表记下各种温度、压力、速度、液位、流量、振动、阀升程等有关汽轮机、辅助设备和被驱动机的性能数据
各种排泄物的排放	2~4天	打开蒸汽、空气和油等管路中的排洗阀及放气阀,排除空气和油中废液等
振动趋势	1~7天	在不设振动仪的情况下,需每天检查振动趋势,待稳定后可将检查周期适当延长至7天左右
润滑油的色质	7~10天	对汽轮机轴承润滑油、辅机润滑油和调节系统润滑油等取样检查其色质和沉淀物等

续表

监视项目	周期	注意事项
泄漏检查	1个月	检查轴封、阀柱等处的漏气，轴封、各种填料等处的漏油，及其他漏气、漏水等情况
校核发展趋势	1个月	记录振动、轴承温度、轴位移、润滑油和调节油质量恶化、冷却管内外积垢等发展趋势，并加以整理以便于掌握规律
润滑油鉴定	1个月	取样分析其质量
操纵检查	1个月	危急遮断阀有无卡涩、调节装置随负荷变化的灵敏性等，以及停机动作的操纵检查
第一次开缸检查	1~3个月	运转开始后1~3个月有必要作开缸检查，因为1~3个月相当于材料的疲劳限，而且有利于早期发现事故、及时采取措施
仪表检查	3个月	检查保安装置中必要的润滑油压力表、油滤差压计、“胡特瓦特”调速器和油箱的液面计、凝汽器水位计等
分解检查	1年	分解机器并检查各部间隙、磨损情况、烧伤情况、腐蚀和侵蚀情况、基础的不等下沉量和由于其他外力引起的轴线中心变化、齿啮合情况、油路冷却管和水室等积垢情况等
送制造厂检查	1~3年	有关调速器部件、“胡特瓦特”调节装置、调压器、调整仪、特殊阀以及转子的动平衡试验等，均应送制造厂检查调整

(1)新汽压力和温度 新汽压力一般应维持在额定汽压 $\pm 0.05\text{MPa}$ ($\pm 0.5\text{kgf/cm}^2$)范围内。当汽压超过规定的上限压力时，应按规定进行故障停车。当汽压降低时，应按规定降低负荷。当汽压继续下降时，应根据汽压下降速度，在保证辅助设备正常工作的条件下，停止汽轮机运行。

新汽温度一般应维持在额定汽温的 $\pm 5^\circ\text{C}$ 范围内。当汽温超过上述范围偏低时，汽轮机应按规定降低负荷，并加强蒸汽管道和汽缸疏水。汽温过高时将使金属的强度降低，引起金属的蠕变，因此，在高汽温下长期运行是极其危险的。一般规定在允许上限温度下连续运行不得超过30min。

(2)真空(或排汽压力) 凝汽器的真空对汽轮机运行的经济性影响较大。如其他条件不变，真空度每变化1%，汽轮机的汽耗率平均变化1%~2%。因此，正常运行时，应尽可能保证冷凝器在经济的真空下运行。真空过高，循环水泵功耗增加(冷却水流量大)，也会使运行费用增加；而真空过低，除影响汽轮机经济性外，还会影响机组的安全。因此，在汽轮机运行时，对排汽真空要严格监视。

(3)段压力 通常在凝汽式汽轮机的调节级汽室或某几级非调节级汽室上装有压力表，监视其压力的变化，用以判断汽轮机通流部分的洁净状况。如负荷没有发生变化而调节级汽室压力升高，由此就可判断是压力级通流部分结垢，减小了通流面积。同理，某一级压力级汽室压力升高，则说明这一级后的压力级通流面积结垢。由于这些部位的压力具有监视通流部分工作状态的作用，所以人们常称为监视段压力。这些压力可间接表明通流部分的结垢情况。而通流部分的结垢会使机组效率下降，轴向推力增加，将会影响机组安全运行，因此，机组运行时要密切监视段压力，发现异常现象时应及时采取措施。

(4)机组振动 汽轮机在运行中由于某些原因，如汽温变化、轴承润滑条件变化等，会引起机组振动。振动会促使机械材料疲劳、强度降低，零件过早的损坏或造成动、静部分的

摩擦，使机组运行条件恶化。因此，在运行中对机组振动的振幅应进行定期检验。

(5)转子轴向位移 转子轴向位移指标主要用来监视推力轴承工作状态。汽轮机的轴向推力由推力轴承承受，并由它来保持转子和汽缸的相对轴向位置。不同负荷下的推力轴承的负荷是不同的，推力轴承产生的弹性变形也相应变化，油膜厚度也不相同。所以运行时应将位移数值和标准值作比较，以监视机组运行是否正常。

(6)汽缸热膨胀 汽缸膨胀指示器是用来检查汽缸在受热后轴向伸长数值的变化，借以检查汽缸变热的均匀性。最好是在汽缸前端两侧各装一个，这样便于监视观察。汽轮机启动期间，由于各部分压力和温度变化比较剧烈，监视汽缸热膨胀尤为重要。

(7)听音 机组在启动过程中、交接班或工况有较大变动时，运行人员必须对机组进行听音检查。听音部位主要是轴承、主油泵和汽封处等。其目的是发现和防止汽轮机内部动、静部分的摩擦或碰撞。声音是否正常主要凭运行人员的实际经验来判断。

(8)凝汽器的真空 为保持凝汽器真空正常，应监视凝汽器的蒸汽负荷、循环水的进口温度和水量、凝汽器冷却表面的清洁程度、真空系统的密闭程度。在运行中凝汽器铜管水侧(管内)结污垢、汽侧(管间)聚集空气、循环水温过高或水量不足都会引起真空恶化，因此，在运行中要进行上述几项的监视，以具体情况进行分析、调整，并采取必要的预防措施。

(9)油系统运行监视 汽轮机运行中，如发现油压、油温、油箱油位、油质和油冷却器进出口水温有不正常的变化时，应及时查清原因并予以消除。

四、停车

汽轮机的停车过程和启动过程相反，可看成是一个冷过程，它同样会使汽轮机零部件产生热变形和热应力。因此，启动过程中应注意的问题对停机过程也适用。

(1)检查辅助油泵，确认没有问题时，就开始逐渐地降低汽轮机负荷。当负荷降至零(空负荷)试运 2~3 h，检查无问题后，可通过手动或遥控危急遮断装置，使汽轮机停车。

(2)迅速关闭主汽门，此时应注意主汽门、调速汽阀的关闭情况和转速的降低情况。

(3)关闭总截止汽阀和汽轮机的疏水阀。

(4)汽轮机停止运转后，油系统应继续运行一段时间以保证轴颈的冷却，特别是高压侧轴颈的冷却。辅助油泵在停机以后继续运行的具体时间应根据不同的机组(如转子大小、蒸汽温度等)而定。一般在轴承出口温度低于 40℃后再停止辅助油泵。

(5)汽轮机停止转动后，循环水泵也应继续运行。

(6)停止射流器、抽气器的供汽及轴封冷却器的冷却水。

(7)关闭凝汽轮机的排汽蝶阀，降低排汽缸中的真空度。

(8)关闭背压汽轮机排汽阀，降低汽缸内压力。

(9)停机期间(尤其是在长期停机情况下)必须防止蒸汽从排汽阀、主汽阀和危急遮断阀等处漏入汽缸内。一般采用盲板等措施以防机外蒸汽漏入汽缸内，发生点蚀或其他腐蚀。

(10)在汽轮机停机期间，每隔一定时间(一般为 1 天)手动盘车一次，将转子转动 180°，盘车时间掌握得好，就可以把转子热弯曲控制在允许的范围之内。

(11)停车期间还应为下次启动运行作好准备。对齿轮联轴器、轴承和控制设备等进行分解检查和对缺陷加以修复。

五、常见故障原因与对策

汽轮机的常见故障原因与对策见表 5—24，

表 5-24 汽轮机常见故障原因与对策

序号	故障	原因	对策
1	振动	(1)中心偏移 (2)转子不平衡 (3)转子与固定元件接触 (4)轴承不稳定 (5)临界转速 (6)联轴器偏磨及外伸过大 (7)从被驱动侧传来振动 (8)其他	(1)重校中心,实施热态对中,检查基础下沉的不等量,检查配管和膨胀节等引起的外力和变形,检查轴承磨损情况,检查联轴器的允许偏移量 (2)将汽轮机与被驱动机脱开进行单独运转,作出转速-振动值曲线,检查转子挠度(一般应在 3/100 以内),清除黏附在转子上的污垢和异物,实施动平衡试验 (3)修正过小的间隙,加热时要缓慢以减少热膨胀的不均匀度,充分疏水,碳精密封环等的接触压力要降低,轴承间隙要减小 (4)根据轴振动测定和振动分析进行检查,将油黏度和轴承间隙调整到规定值 (5)控制在临界转速以上的范围内运转,实际测定临界转速,在动平衡试验时,将局部不平衡度修正到限值以内 (6)实施热态对中,将运转状态下的联轴器偏心、偏角值调到允许范围以内,从轴承处外伸的质量和距离都尽量减小,提高联轴器的耐磨性 (7)检查基础的振动值是否过大(通常双向振幅应在 2~5 μm 以内),如传入的是横向振动可将定距隔筒减轻些;如传入的是轴向振动可将联轴器直径缩小些 (8)若发生共振则应检查振源并变更共振体的共振频率;若系蒸汽条件和排汽压力不当则应进行调整,按照运转手册的规定控制启动程序和启动时间;若系电路不平衡则主要调整气动分电器(通常可调到分电器的 3% 以内精度)
2	轴承温度异常上升	(1)供油温度上升 (2)供油量不足 (3)轴承间隙过小 (4)油质不良 (5)轴承设计不当 (6)保温不良引起的热传导和热辐射	(1)调整冷却水温度和冷却水量,清除油冷却器内油路和水路污垢 (2)检查油泵、安全阀、油滤、油箱液位,以及油泵吸入管路是否有空气吸入、油内气泡、配管阻力等 (3)用压铅法或其他方法检查并修正轴承间隙 (4)检查油质恶化程度,防止疏水侵入油内(主要是轴封漏气不要侵入),追加新油或全部更换 (5)修改设计 (6)通过水冷、空冷和减少接触面积等措施以防热传导,通过充分包扎保温等措施以防热辐射
3	调整器动作失灵	(1)连杆机构间隙过大 (2)传动装置不良 (3)阀柱、阀、阀座磨损和腐蚀 (4)摩擦阻力过大 (5)油质变坏 (6)操纵力不足	(1)连杆机构在使用中会造成连接销、衬套等零件的磨损,因此,应尽量降低滑动比压和进行耐磨处理 (2)传动用的齿轮或蜗轮等的节距误差要极小,连接件的对中要良好 (3)进行耐磨处理(通常为表面渗氮、氧化等)、耐腐蚀处理(表面堆焊、不锈钢焊等)、降低表面压力等 (4)消除连杆机构、阀等操纵过重的摩擦阻力 (5)检查油质,必要时更换新油 (6)如属油动机操纵力不足,则可改变杠杆比或升高油缸内油压或更换油动机
4	叶片折断和损伤	(1)材料缺陷 (2)蒸汽质量不高 (3)停机期间蒸汽从阀门漏进机内 (4)叶片振动或其他设计不当	(1)全面进行无损探伤,竭力发现裂纹 (2)充分排除蒸汽中的疏水,清除蒸汽管路中的异物 (3)阀芯接触面应研磨密合,全部打开疏水阀,长期停机时,在停止使用的蒸汽管路一端加装盲板 (4)查清叶片振动原因,精心设计
5	轴封不良	(1)密封面硬度不够和接触面过大 (2)弹簧弹力下降 (3)抽气器性能下降或不足	(1)提高硬度,减小弹簧力,增加间隙,减少自重,降低接触面压力 (2)研究有关高温应力问题,更换弹簧 (3)清除喷嘴内堵塞的异物,降低抽气器排出管阻力,减少泄漏蒸汽量,减少管路阻力

续表

序号	故障	原因	对策
6	凝汽器真空下降	(1)空气漏进 (2)凝汽器不良 (3)抽气器不良	(1)提高密封蒸汽压力,通过加压试验找出漏气部位 (2)检查冷却水温度和水量并调节到规定值,检查安全阀确保热井水位,清除冷却管内外部的积垢 (3)调节蒸汽条件、冷却水温度和水量,清除喷嘴内异物
7	效率及功率下降	(1)蒸汽通流部的间隙增大 (2)叶片和喷嘴上粘附污垢 (3)条件变化	(1)调整间隙,按运转手册规定的方法启动,防止热膨胀变形,使轴向能自由变形 (2)用机械、化学或水洗等办法加以洗净,保持蒸汽质量良好 (3)使压力、温度、背压、真空度、转速等恢复正常
8	浸蚀和腐蚀	(1)疏水排放不充分 (2)停机过程中蒸汽漏入 (3)蒸汽质量不高 (4)流速过大,有涡流 (5)油内混有水分 (6)电化腐蚀	(1)加装疏水分离器,改善蒸汽质量,使用耐腐蚀材料 (2)全部打开疏水阀,防止蒸汽阀泄漏,空气充气密封,加热到露点以上 (3)检查纯水质量,防止异物侵入蒸汽,清除蒸汽管路中的异物 (4)降低流速,防止涡流,注射离子 (5)提高轴封的密封性,加装排汽风扇,勿使温度下降到露点以下,用空气或氮气充气密封 (6)安装防腐极板,外喷涂层或内衬保护层,注射离子

第六章 安全保护装置

安全保护装置是保护化工设备与机器安全运行的装置，也是保证化肥、化工、炼油厂安全操作必不可少的保护装置。在设备与机器运行中出现异常、发生一系列故障甚至危险情况下，它可及时发出警报和指示信号，使其得到迅速处理或遮断或自动停机，以防止设备与机器因承受可能的超压、过载、油压过低、油温异常升高、异常振动和轴向推力过大等，而导致燃烧爆炸、机械设备损坏，严重影响生产和危及职工生命安全一系列重大事故发生。

第一节 安全阀

压力容器和压缩机的气缸以及排气管路系统都是按预定的使用压力进行设计的。如果容器的压力和压缩机系统中某一级的压力超过最高许用压力(或规定工作压力)时，就有可能使容器或排气系统发生塑性变形甚至遭到破坏而引起恶性爆炸事故。因此，为了保证容器和压缩机及管路系统安全运行，必须在设备上或压缩机每一级后面的管路中(通常在贮气罐、液气分离器等压力波动较小的部位)都安装安全阀。

一旦容器内或压缩机系统中的压力超过规定值时，则安全阀能自动开启放出气体，待气体压力下降到一定值时，安全阀又自动关闭。所以安全阀是一个起自动保护作用的器件。

安全阀的种类繁多，按排出介质的方式不同，可有开式和闭式两种。

开式(或敞开式)安全阀是把工作介质直接排入大气中且无反压力。此种安全阀多用于压缩空气装置中。

闭式(或全封闭式)安全阀是把工作介质排入到封闭系统的管路中，介质不允许向外泄漏。此种安全阀适用于贵重气体、有毒或有爆炸危险的气体的容器和压缩机装置中。

按压力控制元件的不同，安全阀可分为弹簧式、杠杆式和脉冲式三种。在这三种中，应用比较普遍的是弹簧式安全阀。杠杆式(或称重载式)安全阀由于结构笨重、对振动敏感性强和回座压力低等缺点，目前只是在固定式装置中或蒸汽锅炉中尚有应用，而脉冲式安全阀结构相当复杂，只是在大型电站锅炉中使用。

弹簧式安全阀的工作原理是利用压缩弹簧的压力将阀瓣压紧在阀座上，容器中的气体压力从下部作用在阀瓣上。当气体力小于弹簧力时，弹簧力与气体力之间构成阀瓣与阀座间的密封力，当容器中的气体压力升高时，密封力逐渐减少为零。当气体压力继续升高时，则会使安全阀迅速开启，从而保证设备和管路安全运行。

弹簧式安全阀由于具有结构简单、灵敏度较高和安装位置不受限制、对振动敏感性差等特点，因而得到广泛的应用。

弹簧式安全阀又分微启式和全启式两种。微启式安全阀(如图 6—1 所示)阀瓣的最大开启高度为阀座通径的 $1/20 \sim 1/10$ ，其优点是对结构要求不严，设计、制造、维修、试验方便，缺点是排气量小，效率低。一般用于流体管路或排量不大、要求不高的场合。全启式安全阀(如图 6—2 所示)阀瓣的最大开启高度为阀座通径的 $1/4 \sim 1/3$ ，此阀特点是排放量大。

全启式和微启式两种安全阀在阀瓣上升初期是一样的，即当容器内的压力达到阀的开启压力时，阀瓣逐渐开启。当压力进一步升高时，全启式安全阀借助于辅助机构(调节环或阀瓣上的环状沟槽)的作用，使阀达到全行程。

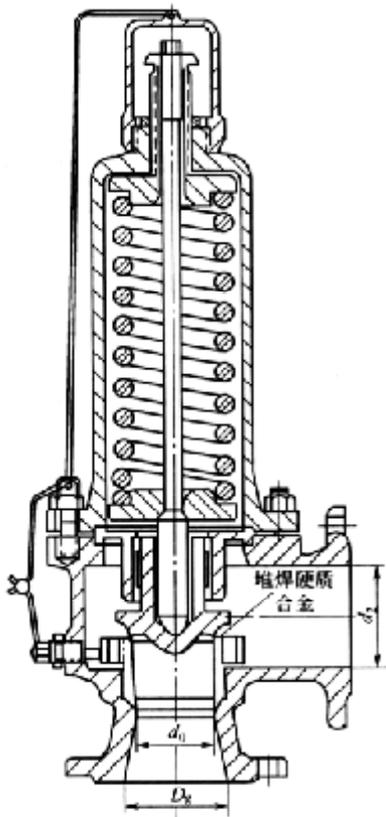


图 6-1 微启式安全阀（公称压力 2.5 MPa）

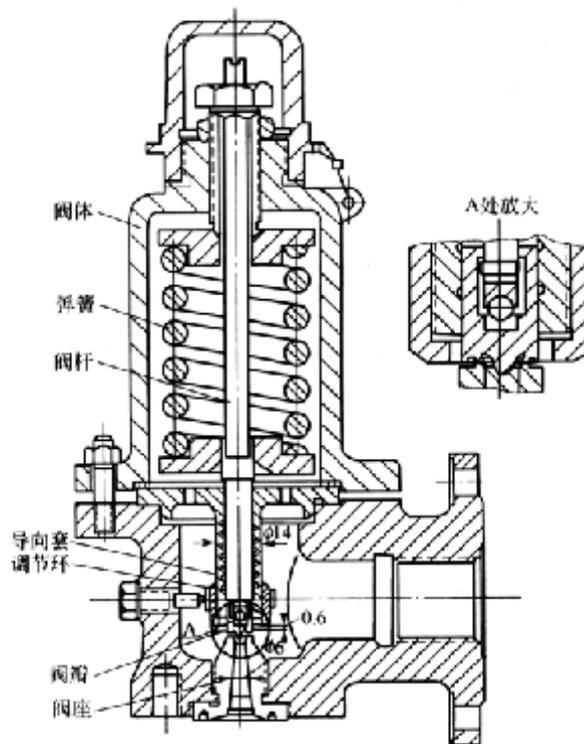


图 6-2 全启式安全阀（公称压力 32 MPa）

安全阀应符合 JB452—77《弹簧式安全阀技术条件》和原国家劳动总局《压力容器安全监察规程》第六章的有关规定。

在设备和压缩机运行中，必须坚持经常对安全阀、负荷调节器、压力表等仪表装置的灵敏度、完好性进行检查和调试，以防止因容器和压缩机管路系统中的仪表失灵，气体压力剧升，超过设备、管路及贮气罐材料的强度极限而引起爆炸。

第二节 爆 破 片

爆破片(又称防爆片、防爆膜)属于断裂型的一种安全泄压装置。由于它具有泄压反应快、密封性能好等特点，使它成为某些化工设备不可缺少安全保护装置。但因其爆破元件膜片只是一次性的，膜片破裂后必须重新更换，设备被迫停车，故它只适用于不宜装设安全阀的化工设备。

这类化工设备包括如下几种。

(1)处理含有黏稠性或粉末状结晶体的工作介质的设备，如焦炉煤气等。这些杂质和结晶体易积聚在安全阀的阀瓣上，设备长期运行中，使阀瓣黏结或阀口堵塞，致使安全阀动作失灵，不能按规定的压力开启而失效。

(2)有可能由物料的化学反应而使压力急剧升高的设备，如反应釜。因其反应升压速度极大，安全阀的滞后现象已不适应及时泄压的要求。

(3)处理有剧毒气体的设备。因安全阀的密封性能差，不能防止有毒介质微量泄漏而污染环境和伤害职

工的身心健康。

爆破片的结构比较简单，它主要由一块很薄的金属膜片和一副夹盘所组成。夹盘一般用埋头螺钉将膜片夹紧并安装在设备的接口管法兰上。

爆破片的结构形式多种多样，常用的爆破片有剪切型、弯曲型、普通拉伸型和失稳型等。这些类型是根据爆破片的膜片断裂时受力变形的形式划分的。它们各有其特点，但目前广泛采用的是普通拉伸型。

普通拉伸型爆破片，又称破裂式爆破片，其结构如图 6-3 所示。

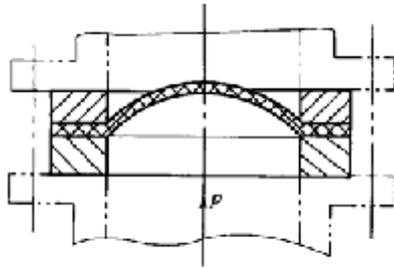


图 6-3 普通拉伸型爆破片

它的膜片是经过大量的拉伸塑性变形后而断裂的。早期的膜片多为平板型，承压后产生塑性变形而成为球冠状。随着气体压力的增大，膜片变形不断增加，厚度逐渐变薄。当气体压力达到规定值时，膜片即被拉断。由于平板型膜片在安装以后，随着设备内气体压力的变化，形状不断地变化，影响到它动作(爆破)压力的准确性，近年来制造的拉伸型爆破片，其膜片都经过液压预拱成凸型(球冠状)，其压力一般都高于设备的正常工作压力，这样膜片在正常压力下的形状不会改变，动作压力也基本保护稳定。膜片的材料必须具有良好的塑性，才能保证它按预定的模式断裂。常用的膜片材料为不锈钢、镍，要求不高的场合也可用铜、铝等箔材。

为防止爆破片的膜片金属在高温下蠕变，致使它在远低于设计爆破压力时即行破裂，各种金属膜片应在不超过它的许用温度极限范围内使用。上述膜片材料的最高许用温度如表 6—1 所示。

表 6-1 常用膜片材料的最高许用温度

膜片材料	不锈钢	镍	铜	铝	蒙乃尔合金
最高许用温度/°C	300	400	160	100	450

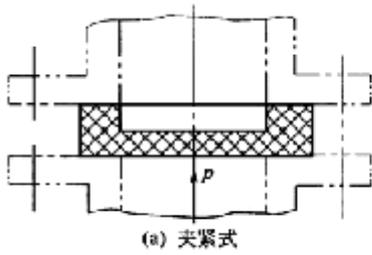
普通拉伸型爆破片的特点如下。

- (1)膜片爆破时无碎片飞出，阻力也不大，能保证气体顺利排放。
- (2)膜片爆破压力较剪切型、弯曲型爆破片稳定，实际爆破压力与设计破裂压力的误差在允许的范围内。
- (3)爆破片在正常工作压力的作用下，特别是在很高的拉伸应力反复载荷作用下，膜片易因疲劳而破裂。
- (4)在爆破片直径已确定的情况下，因受箔材厚度的限制，一般难以实现按工艺需要设计的膜片动作压力。

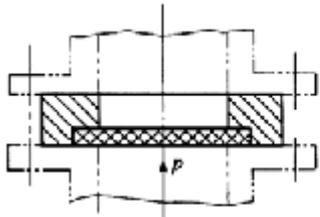
综上所述，普通拉伸型爆破片适用于动作压力要求准确、操作压力比较稳定的设备，应用于脉动负荷时，膜片寿命较短，应定期更换。

弯曲型爆破片(如图 6—4 所示)适用于操作压力大幅度频繁波动的设备，特别适用于正常工作压力较小而设备内有可能发生爆炸危险的设备。

失稳型爆破片(如图 6-5 所示)适用于压力波动较频繁，且对爆破压力要求准确的设备。

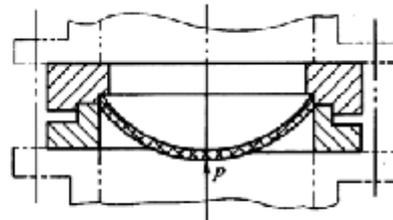


(a) 夹紧式

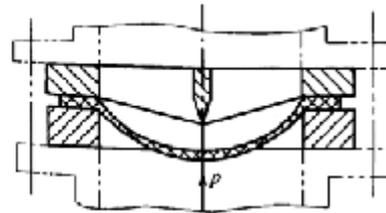


(b) 嵌入式

图 6-4 弯曲型爆破片



(a) 脱落式



(b) 切破式

图 6-5 失稳型爆破片

第三节 启动连锁保护装置

为保证压缩机运行中不发生故障和机器安全启动,通常把驱动机和压缩机的减轻启动负荷、保持油压、冷却水通水、盘车齿轮脱开等一系列启动条件通过联锁回路结合在一起。对于活塞式压缩机而言,卸荷装置通过气动式压力开关控制,空气压力信号接通与否可根据卸荷装置的活门柄位置由限位开关进行检查。润滑油的油压保持,在设有主油泵或电动机带动辅助油泵的场合,可兼用油压下降闸和电机停止闸。对于轴端带动油泵的场合,为了在启动时保持油压,采用手摇泵补充油压,且设计有十几秒钟的时间控制回路,以便从启动开始到等速回转过程中能始终保持油压,达到正常转速后则不致因手摇泵的工作使压力继续升高。

对于小型压缩机从启动前开始到正常工作转速,一直使用手摇泵保持油压。

冷却水系统设有浮子开关。盘车齿轮脱开通过齿轮脱开位置限位开关来感受信号,并将此电气信号输入到联锁回路,未满足上述启动条件时,电机则不能启动。

在化工、石油化工生产中,为保证长年连续运转,一般多采用备机。备机的自动启动一般通过上述的启动联锁保护装置中设计有启动负荷减轻、油压保持同步的自动回路进行控制。自动负荷调节是通过与工艺要求相对应的卸荷空气压力或油压力控制(自动切换减负荷阀和余隙阀)来自动调节流量。

对于离心式压缩机而言,设置继电器或限位开关,使其在不具备下述条件时,离心压缩机不能启动:

- (1)外部油压上升;
- (2)盘车装置的齿轮自动脱开;
- (3)不准出现带液现象。

当主机、备用机中有一台使用汽轮机,或两台都使用电动机驱动时,一般对备用机常常需要输入紧急电源以自动启动。为了防止在切换或切换时的瞬时降压引起压缩机停机,需设置具有足够容量的稳压槽以便在此期间能保持压力的自动保护装置。

对于离心机而言,启动离心机时,为了降低启动扭矩,使电动机的负荷较为平缓,一般采用液力联轴器、离心摩擦离合器或大启动扭矩的特殊电动机。

第四节 油压过低保护装置

润滑油和密封油系统是蒸汽透平压缩机机组的重要组成部分，在离心压缩机运行时，一般由同一个油系统供油。它不仅提供机组的汽轮机和压缩机的轴承、联轴器、齿轮增速箱不同压力的润滑油，而且向汽轮机调速器提供一定压力的调速油，还向低、高压气缸提供不同压力的密封油。

如果在短时间内油量减少或断油，就将会使高速运行的离心式压缩机遭到严重损坏。因此，油压过低保护装置正是确保离心式压缩机安全运行，保证化工、石油化工正常生产的重要保护措施。

润滑油通常使用的油压范围为 $0.098\sim 0.196\text{ MPa}$ ($1.0\sim 2.0\text{ kgf/cm}^2$)，当润滑油或密封油压力由于某种原因下降过低(下降 $40\%\sim 50\%$)时，便通过传感部件(一般采用电磁导向阀或压力开关)向设置在蒸汽进口处的危急遮断阀发出信号，使调节油接通动力缸，顶开挂钩造成脱扣，危急遮断阀立即动作，紧急关闭阀门，于是使汽轮机连同压缩机一起自动紧急停机以保护轴承。此外，机组上还配置备用泵(即辅助油泵，一般由电动机或小型汽轮机带动)，在润滑油和密封油压力大幅度降低时，可通过压力开关，自动接通辅助油泵，以便在主油泵发生故障或进行检修时立即启用。此时，从主油泵突然停机(如烧瓦事故)到辅助油泵开始供油的几秒钟内仍有可能造成油压瞬时剧降，因此，还必须在压力油的管道上增设压力油箱(或蓄能器)。

为了保证从危急停机开始到汽轮机和离心式压缩机转子完全停止运转这段时间内所需的油量，通常在辅助油泵出油管路上安装高位油槽以供给轴承和油膜密封的压力油。由于各轴承所需的油压和油量都与高位油槽的管道尺寸和长度有很大关系，因此，在油管路系统设计时尤其慎重。

在经常停电情况下，为保证油压和油量，还需在辅助油泵处并联高位油槽。

对于活塞式压缩机、离心机也有相应的油压过低保护装置，这里不再赘述。

第五节 轴向位移仪

汽轮机的轴向推力是由推力轴承来承受的，并由它来保持转子和汽缸的相对轴向位置。不同负荷下推力轴承的负荷是不同的，汽轮机在正常运行情况下不应有过大的轴向推力，但由于蒸汽进汽管道内有疏水，或润滑油内有异物，或联轴器轴向滑动不良等原因，往往会增加推力轴承的负荷，使其磨损或烧坏。此时，因为喷嘴和动叶片之间的轴向间隙只有 $1\sim 5\text{ mm}$ 左右，所以就有可能使它们发生碰撞而导致重大事故。

对离心式压缩机来说，当压缩机转子的轴向位移过大时，同样会造成动、静件相互碰撞的严重事故。

因此，通常采用轴向位移仪来监视轴承的工作状况，严格控制轴向位移，也就是当轴向位移达到某极限值(一般为 $0.4\sim 0.5\text{ mm}$)时就必须自动停机。

目前使用的轴向位移仪多采用非接触型，其中常见的有两种。

一种是喷油式(如图 6-6 所示)，它利用一个喷油嘴向固定在轴上的圆盘喷射压力油，当喷嘴与圆盘间的间隙改变时，喷嘴油内的压力也会相应改变，即间隙变小压力就升高，此压力变化反映到压力开关上，以致达到某一限值时压力开关就接通电路使电磁阀动作并造成脱扣，使机组自动停机。

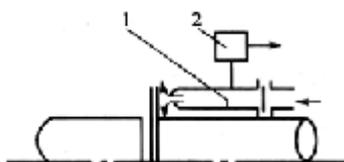


图 6-6 喷油式轴向位移仪
1—喷油嘴；2—压力开关

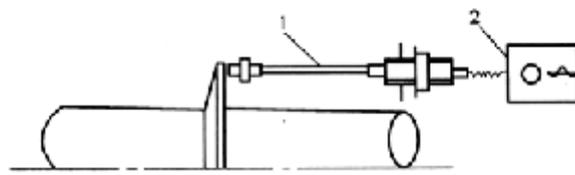


图 6-7 电涡流式轴向位移仪
1—探头；2—指示仪

另一种是电涡流式轴向位移仪(如图 6-7 所示)，它由探头(包括振荡器与高频线圈)、

调谐放大器、检波器、直流放大器和指示仪等部件构成。探头与轴上圆盘之间保持一定间隙。由于探头内是由 455kHz 晶体组成的振荡电路，所以在不受外界干扰情况下，探头高频线圈的共振频率就是 455kHz，此时，调谐系数最高为 1。随着轴向位移的增加，探头越来越接近圆盘，由于圆盘切割磁场引起的诱导电流使探头的高频涡流损失增加，高频线圈的电感降低，实效电阻增大，导致共振频率增高，耦合系数变小，于是经检波和放大后的输出功率也相应变化，则在指示仪上以波的形式或刻度变化反映出来。对金属导体来说，间隙变小，其直流输出功率也减小。

此种轴向位移仪由于具有轻便、灵敏度较高等特点而得到广泛应用，但为了精密测定其值，通常必须将被测的转子进行充分退磁以免受杂波干扰。在轴向位移仪上配置报警和自动脱扣装置，可按设定轴向位移值自动报警和自动停机。

第六节 测 振 仪

对于自动启动和停机的高速汽轮机、离心式压缩机机组，异常振动将会促使机械材料疲劳、强度降低、零件过早地损坏或造成动、静件的摩擦，使机组运行条件恶化。除可采用电涡流式轴向位移仪的探头以外，还可采用在机组上安装测振仪传感器。

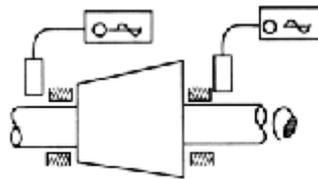


图 6-8 非接触型电涡流式测振仪

测振仪的种类有机械式、电动式和电子式。其中非接触型的电涡流式测振仪已得到广泛应用。其原理、结构与电涡流式轴向位移仪基本相同，所不同的是探头测定位置紧靠近轴承的部位，如图 6-8 所示。而且在测振时要求该处的轴径与轴颈的同心度在 0.013mm 以内，且探头端面垂直于轴线，也就是说通过测定轴承体的振动值来反映转子的振动。

由于产生振动的原因是多方面的，有来自转子本身的动不平衡，也有对中不良、驱动力振动的干扰、配管系统中气体共振的干扰等复杂因素的影响，而通过测振仪所测定的全振幅是综合性的振动值，若具体分析产生振动故障的原因与影响大小，可在原有的接收和指示仪上增设带变频滤波器的示波仪或振动频谱分析装置，以测定和记录不同频率的振动值。

活塞式压缩机、离心机在运行中，由于种种原因也可能会发生异常振动，当振幅超过允许极限值时，设置相应的异常振动保护装置，便可发出警报或自动停机。

第七节 过载保护装置

对气体压缩机来说，排气压力异常升高，超过规定值时，就有可能导致气缸、背压系统如贮气罐发生爆破的危险，一般可通过安全阀或自动调节负荷装置来控制。

对离心机，特别是刮刀卸料、螺旋卸料离心机来说，如果发生过载，就有可能烧坏电机或引起强烈振动，毁坏机器，甚至造成人员伤亡。因此，需装设专门的过载保护装置。

刮刀卸料离心机采用电气—液压自动控制系统，依次完成进料、洗料、分离、卸料和洗网等工序的操

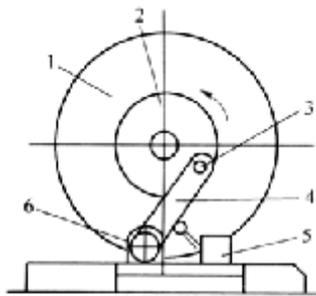


图 6-9 简单机械式过载保护装置

- 1—行星差速器中心齿轮；
- 2—法兰盘；3—保险销；4—杠杆；
- 5—行程开关；6—铰链

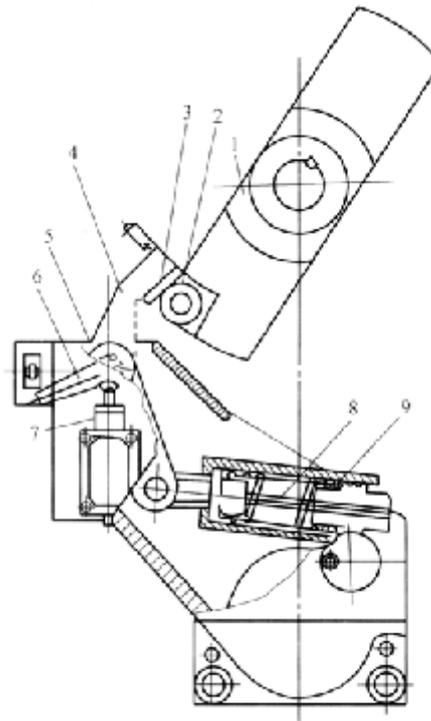


图 6-10 机械式过载保护装置

- 1—转臂；2—滚轮；3—垫；4—杠杆；5—销轴；
- 6—拨叉；7—极限开关；8—压杆；9—压缩弹簧

作。为了避免出现进料过多，使转鼓过载的危险，在控制进料油缸四通阀的电磁吸铁回路中，串联一个进料限制开关。当转鼓内的物料厚度增加到某一极限时，转鼓内随物料厚度增加而转动耙齿装置，从而通过杠杆触动进料限位开关，使电磁吸铁短路，切换四通阀，改变油的流向，使进料阀关闭，停止进料。

螺旋卸料离心机的主电机除了提供分离外，还要供给螺旋输送器的卸渣功率。外转鼓和螺旋输送器的转速由行星齿轮差速器控制。为了防止回转部件特别是行星齿轮差速器超载，一般装有专门的过载保护装置。如果过量的沉渣输入离心机或沉渣中的固体含量增多，超过行星差速器的极限能力时，或者金属异物落入转鼓内卡住螺旋时，就会使离心机过载。此时螺旋叶片与沉渣之间摩擦增大，而且转鼓内壁的沉渣与螺旋输送机黏结在一起，高速运转的转鼓则带动螺旋输送机以同速运转，就可能导致行星差速器与螺旋遭到损坏。

过载保护装置有机械式、机械液压式、电控机械式和电器过载保护装置等类型。当螺旋所受载荷超过允许范围时，被制动的行星差速器中心齿轮轴上产生的扭矩超过极限值时，此种保护装置便开始动作。

常用的机械式过载保护装置如图 6-9 所示。在行星差速器中心齿轮 1 的延伸轴上用键固定一个法兰盘 2，法兰盘 2 由倾斜杠杆 4 并通过保险销 3 划动，杠杆 4 与铰链 6 连接，在杠杆 4 的下部设有行程开关 5。一旦过载，保险销就被剪断。杠杆 4 便不受约束，并在自身重量下按压行程开关的触头，切断主电机电流，同时发出报警信号。此种保护装置结构简单，但可靠性差。

机械式过载保护装置的另一种形式如图 6-10 所示。在行星差速器中心齿轮的延伸轴上，通过键连接将转臂 1 固定，转臂 1 由杠杆 4 通过垫 3 压住转臂上的滚轮 2 制动，杠杆 4 可绕销轴 5 转动，杠杆 4 的另一个臂在绕销轴转动时通过压杆 8 压缩弹簧 9。

当转矩超过极限值时，弹簧被压缩到某一极限位置，此时，转臂 1 就将杠杆 4 转到一定角度，此时杠杆就会带动拨叉 6 触动极限开关 7，切断主电机电流，同时发出报警信号。此装置调整方便，安全可靠，

且结构又不复杂。

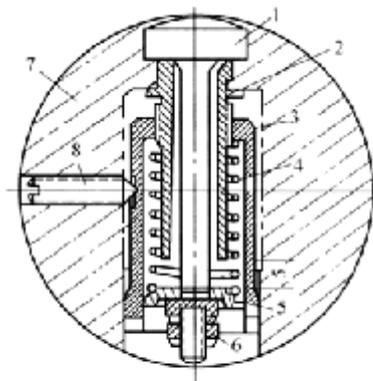


图 6-11 偏心飞锤式危急保安器

- 1—飞锤；2—衬套；3—调节套筒；4—弹簧；5—弹簧座；
6—紧定螺母；7—主油泵体；8—紧定螺钉

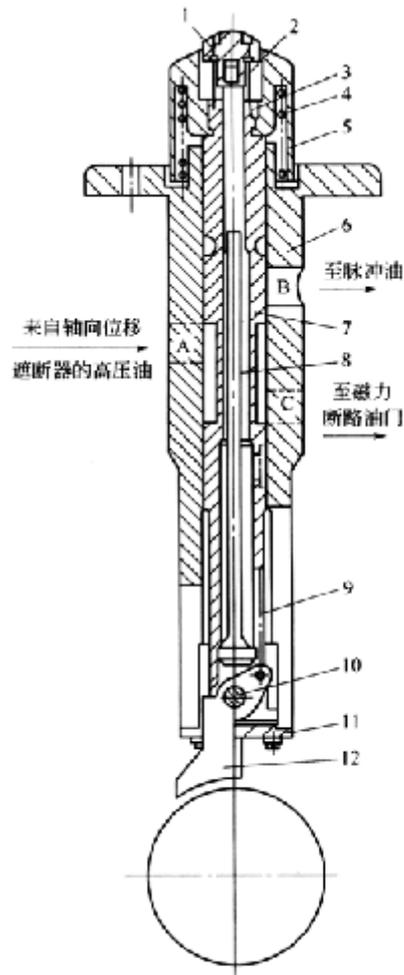


图 6-12 危急遮断油门

- 1—小弹簧罩；2—小弹簧；3—螺钉；
4—大弹簧；5—大弹簧罩；6—壳体；
7—套筒；8—心杆；9—拉力弹簧；
10—销轴；11—盖板；12—拉钩

第八节 超速危急遮断装置

汽轮机的转速一般在 10000~20000 r/min 以上，如果汽轮机突然去掉全部负荷或调节系统失灵，这时机组可能会发生超速，此时，转子部分离心力急剧增大，可能会使叶轮、叶片、转子部件损坏，造成严重事故。

采用超速危急遮断装置可使汽轮机在转速超过额定转速的 10%~15% 时,便自动紧急关闭主汽阀和蒸汽调节阀,使整个机组停机。

超速危急遮断装置一般由危急保安器和危急遮断油门组成。危急保安器可采用机械式偏心、飞锤、弹簧组件和电动式转速控制器。

偏心飞锤式危急保安器的结构如图 6-11 所示。它装在与汽轮机主轴相连的主油泵的泵体上。飞锤 1 通过弹簧 4 压在弹簧座 5 上面,飞锤质心与油泵体旋转中心线有一偏心距。当油泵随汽轮机主轴旋转时,危急保安器也随之旋转,由于偏心质量则在旋转时产生离心力使飞锤飞出。在额定转速运行时,由于偏心质量产生的离心力小于弹簧的压力,则飞锤不能飞出;如果超过额定转速运行时,离心力的增加超过了弹簧压力,则飞锤即飞出,撞击在危急遮断油门的拉钩上,使拉钩脱落,来控制主汽门及调速汽门的关闭动作。

危急遮断油门(如图 6—12 所示)是接受危急保安器动作的装置。

在壳体 6 的互为 90° 夹角的两个断面上,分别开有油孔 A、B 和 C,套筒 7 的上端与大弹簧罩 5 为螺纹连接,下端通过销轴 10 与拉钩 12 相连。在正常工作位置时,拉钩卡住盖板 11,此时大弹簧 4 对大弹簧罩 5 的作用力由拉钩平衡。此时油孔 A、C 相通,高压油经此通路进入主汽门。当危急保安器的飞锤飞出时,撞击拉钩并使其脱落,于是套筒在大弹簧的作用下,向上移动,从而切断 A、C 的通路。并切断去主汽门的高压油路,从而使主汽门关闭。同时危急遮断油门的套筒向上移动,使油孔 A、B 相通,高压油经 A、B 的通路经脉冲油路相通而使调速汽门关闭,切断汽源进而使机组停止运行,从而保证设备的安全。

危急遮断器电指示器装配要求应符合《JB 3281—83》中图 49 的规定。

第九节 处理易燃易爆介质的安全保护措施

在化工、石油化工生产中,经常会处理易燃易爆的气体和液体,如果生产过程中使用的化工设备与机器缺乏必要的安全保护装置及措施,或操作、检修稍有不慎,就有可能导致火灾或爆炸重大事故。

一、气体压缩机

对压缩特殊气体(如氧气)的气体压缩机来说,一般采用如下措施。

(1)采用防爆电机。

(2)气缸填料处应先泄漏,填料装置中应设有放气孔,可排放漏出来的氧气。

(3)应有防止油蒸气逸出到刮油器的措施。

(4)电动机的盘车装置应与电动机完全脱开,才能启动。

(5)冷却水压力不小于 0.147MPa(1.5kgf/cm²)时方能启动。

(6)彻底清洗、消除压缩机铸件及配管中的异物和铁锈。特别是高速运转的透平式压缩机,其要求更加严格。压缩机本身应采用耐蚀性强、加工工艺性好的不锈钢,管道也以不锈钢为主,但为防止燃烧也可使用铜管。

(7)在制造安装过程中,尽量避免与大气接触。安装完毕后,对压缩机系统必须进行彻底吹除,消除杂质、铁锈和污垢。

(8)为防止杂质从外部侵入,在吸入口设置高效滤清器。为防止氧气外漏和油雾与湿气进入透平压缩机内,应设置气封装置并将安全的密封气体注入轴封部。

(9)应广泛采用仪表计测的安全装置,特别是高温高压的氧气压缩机,通过仪表计测,当发现异常时可及时采取安全措施。

(10)在有爆炸性气体的压缩机附近,为保证安全,应设置防爆墙。必要时设置惰性气体的灭火装置。

(11)对可燃性气体的压缩机,应设置可燃性气体泄漏监视仪器。

(12)化工用气体压缩机在用氮、氢气负荷试车前和启动可燃性气体压缩机时,必须首先用低压惰性气体如氮气将压缩机系统进行彻底吹除,置换其中的空气,确认氧的含量在 4% 以下方可启动。对压缩乙炔气和氢气压缩机来说,氧含量最高限度为 2%,避免由于操作疏忽没用氮气吹除或吹除不净而引起爆炸事故。

(13)在压缩机运行中,若发生下列情况之一者,应报警:

- ①冷却水压力低于 0.118MPa(1.2kgf / cm²);
- ②润滑油压力低于 0.118 MPa(1.2 kgf / cm²);
- ③润滑油温高于 65℃;
- ④各级吸、排气压力超过给定值。

发生下列情况之一者,均应自动停车:

- ①冷却水中断或压力低于 0.098MPa(1 kgf / cm²);
- ②润滑油中断或油压低于 0.069MPa(0.7 kgf / cm²);
- ③润滑油温高于 70℃;
- ④各级排气温度超过允许值;
- ⑤仪表柜电源中断。

二、泵

对化肥、化工、炼油厂用泵来说,通常采取如下措施。

- (1)定期检查零部件的磨蚀、腐蚀和气蚀情况,及时更换已损坏的零部件。
- (2)调整和更换密封元件以保证严格密封,防止易燃易爆液体泄漏或喷出。
- (3)及时更换绝缘严重老化的电机,避免超期服役,严格采取防雨、防雷措施以保护电动机绝缘可靠。
- (4)采用氮气保护方法。

三、离心机

对离心机来说,应采取如下安全措施。

- (1)采用氮气保护,即惰性气体(氮气或二氧化碳、烟道气)冲淡氧气的浓度。
- (2)流量监控法和压力监控法。
- (3)氧浓度监控法。

第十节 可燃性气体探测报警装置

可燃性气体探测报警装置是用于检测空气中各种可燃性气体或蒸气在爆炸下限以内的含量的安全保护装置。通常,当空气或操作环境中可燃性气体的含量达到或超过爆炸下限的 20%~25%时,报警探测器便发出一级声光报警信号;当达到或超过爆炸下限的 40%~50%时,报警探测器便发出二级声光报警信号。提醒和告诫人们尽快采取有效措施以防燃烧爆炸事故发生,避免人员伤亡。

可燃性气体探测报警装置通常有固定式和便携式两种结构形式。固定式采用壁挂式和标准卧式机箱安装结构,一般由探测器和指示报警器两部分组成,其特点是探测器(即探头)安装在被监视的生产现场,指示报警器安装在控制室内。采用标准卧式机箱结构具有安装简单、调试方便、整机工作稳定、测量精确度高、通用性强等特点。单点壁挂式报警探测装置是将探测器和指示报警器(二次仪表)合二为一,具有现场检测、现场报警、现场控制和连续工作等特点。便携式一般为探测器和指示报警器为一体的结构,通常由巡检人员和分析人员将其带到现场,选择可疑处或需动火分析处进行现场检测,其特点是方便、灵活,可实现现场检测,现场报警。

依据可燃性气体采集方式不同,可分为泵吸式和扩散式两种。泵吸式报警探测器内有一个吸气泵,将需检测场所的可燃性气体吸至探测头上,其特点是采集率高、应用范围广、不易受风向和风速的影响,但体积大、设备结构复杂。扩散式是依靠空气和作业环境中可燃性气体自然扩散的方式进行检测的,其特点是体积小、结构简单、无需专门的动力装置、使用方便,但检测工作受风向和风速的影响,因此,通常适用于室内和不易受风向影响的场所。

检测的原理主要是扩散式半导体、催化燃烧式传感器配合电子线路实现检测报警。现场报警方式一般为声报警和光报警,声响通常不小于 70dB,光通常为红灯闪烁。

可燃性气体探测报警装置的显示方式有指针式和数字式两种,数字显示检测结果真实、准确、直观、可读性好,故应用广泛。以下介绍几种典型的可燃性气体探测报警器。

1.KQ-BWIB(G2 / G3)吸顶式可燃气体探测报警器

其结构外形如图 6—13 所示，主要技术参数见表 6-2。

其结构外形如图 6—14 所示，主要技术参数见表 6-3。

表 6-2 主要技术参数

型 号	KQ-BWIB(G2)			KQ-BWIB(G3)		
	检测气体	天然气、人工煤气等比空气轻的可燃气体				
检测原理	扩散式半导体、催化燃烧式传感器(可选)					
报警浓度	10%—25% LEL(可调)					
现场报警方式	声、光(红色闪烁)					
联网方式	无源常开或常闭触点(配接编码模块)			带编解码直接连接总线		
巡检指示	无			黄灯闪亮		
报警锁定	无			黄灯常亮		
供电电压	DC12 V	DC24 V	DC36 V	DC12 V	DC24 V	DC36 V
待机电流/mA	100	50	35	100	50	35
报警电流/mA	150	70	50	150	70	50

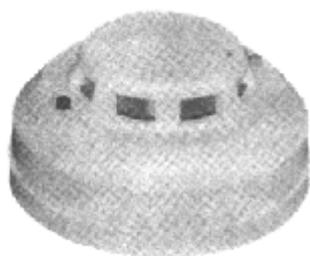


图 6-13 KQ-BWIB (G2/G3)
吸顶式可燃气体探测报警器



图 6-14 KQ-BWIB (G1)
可燃气体探测报警器

表 6-3 主要技术参数

型 号	KQ-BW1B(G1)		
检测气体	各种可燃气体		
检测原理	扩散式半导体、催化燃烧式传感器(可选)		
报警浓度	天然气、液化气 10%~25%LEL(可调);人工煤气、氢气 2%~5%LEL(可调)		
报警方式	声、光报警。声响不小于 70dB;光:红灯闪亮		
联网方式	带编解码,直接连总线(两根)		
电源指示	绿灯常亮		
巡检指示	黄灯闪亮		
报警锁定	黄灯常亮		
输出控制	关闭电磁阀或无源常开、常闭触点		
供电电压	DC12 V	DC24 V	DC36 V
待机电流/mA	100	50	35
报警电流/mA	150	70	50
外形尺寸	142 mm×82 mm×40 mm		

2. KQ-BW1B(G1)可燃气体探测报警器

3. KQ-BW1A/B 可燃气体探测报警器

其结构外形如图 6-15 所示。

4. JQB-BM-HX2131/A/B 系列可燃气体探测器

其结构外形如图 6-16 所示, 主要技术参数见表 6-4。

表 6-5 主要技术参数

型 号	JQB-BM-HX2131	JQB-BM-HX2131A	JQB-BM-HX2131B
检测气体	可燃气体	可燃气体	可燃气体
检测原理	半导体、催化燃烧	半导体、催化燃烧	半导体、催化燃烧
响应时间	< 30 s	< 30 s	< 30 s
恢复时间	< 60 s	< 60 s	< 60 s
检测浓度	1%~100%LEL	1%~100%LEL	1%~100%LEL



图 6-15 KQ-BW1A/B 可燃气体探测报警器



图 6-16 JQB-BM-HX2131/A/B 系列可燃气体探测器



图 6-17 JB-TB-HX10A 可燃气体报警控制器（总线制）

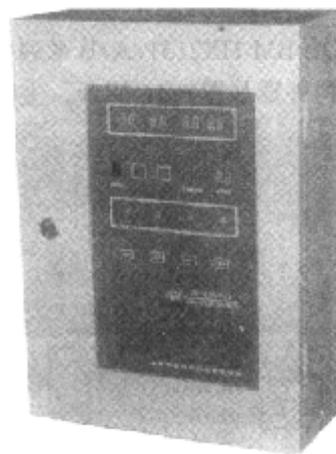


图 6-18 JB-TB-HX10A/4/8 可燃气体报警控制器（多线制）

表 6-6 主要技术参数

型 号	JB-TB-HX10A/4	JB-TB-HX10A/8
报警方式	声光报警	
电 源	三相四线 AC380 V 或 AC220 V	AC220 V
输出控制	直接驱动 3 路三相或单相排风机和 1 路电磁阀	4 路无源触点控制排风机和电磁阀
面板显示	日期、时间、开机设定、面板演示、消声、红色闪亮报警、手动查询报警记录	
主要功能	记录最近 20 次报警事件的时间、首报地址、主备电自动转换、备电自动浮充、报警、故障分别指示、配接 JQB-BM-HX2131 型可燃气体探测器	
使用环境	温度 -10~50 ℃、相对湿度 ≤95% (45 ℃时)	
整机质量	<10 kg	

续表

型 号	JQB-BM-HX2131	JQB-BM-HX2131A	JQB-BM-HX2131B
输出信号	电压 0~5 V/电流 4~20 mA	无源开关量	编码接总线传输
最大传输距离	200 m	1500 m	1500 m
供电电源	DC5 V、DC24 V	DC24 V(12~36 V)	DC24 V(12~36 V)
工作温度	-40~+70 ℃	-40~+70 ℃	-40~+70 ℃

5. JB-TB-HX10A 可燃气体报警控制器(总线制)

其结构外形如图 6-17 所示。主要技术指标如下。

- ①工作电源：AC220V(1±15%)V，功率<100W。
- ②最大监控点数：探测器 32 只，输出外控设备(电磁阀、风机等)16 个。
- ③信号总线传输距离：≤1500m。
- ④内部输出触点信号：1A / DC24 V。
- ⑤整机质量：<10kg。

6. JB-TB-HX10A / 4 / 8 可燃气体报警控制器(多线制)

其结构外形如图 6-18 所示，主要技术参数见表 6—5。

7. SC-HX1A 型便携式可燃气体检测仪

其结构外形如图 6—19 所示。主要技术参数如下。

- ①先进的催化燃烧式传感器，扩散式检测。
- ②适用气体：天然气、液化石油气、人工煤气、醇类、苯类等可燃气体。
- ③三又二分之一位数码显示，声光报警、欠压报警。
- ④检测浓度 0~100%LEL。
- ⑤用于贮气站、加气站、煤气管道、石油、化工等可燃气体泄漏检测。
- ⑥两节 5 号电池供电。

8. SBJ-HX2210 强声光报警器

其结构外形如图 6-20 所示。

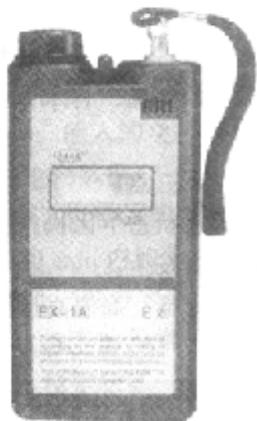
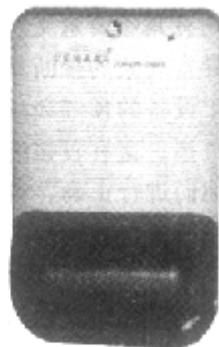


图 6-19 SC-HX1A 型便携式可燃气体检测仪



- 声光报警，声强大于 85 dB
- DC24 V 供电
- 壁挂式安装

图 6-20 SBJ-HX2210 强声光报警器

第七章 化工、石化机械设备状态监测与故障诊断技术

第一节 机械设备状态监测与故障诊断的意义和发展历史

一、机械设备故障及故障诊断

在石化行业的各类工厂中,各种各样用来输送不同工作介质的旋转机械设备被大量使用着,这些旋转机械设备如压缩机、汽轮机、风机、各种水泵、工艺物料泵、电机、齿轮箱等,特别是那些高转速、大容量而且是单系列配置的旋转机械的长周期安全稳定运行,在大型石油化工企业的生产中是至关重要的,对大型单系列流程化生产的工厂来说,则更是性命攸关的。在这样的工厂中,处于生产关键部位的旋转设备很多,只要其中任何一台机组出现故障,都将会立即影响全厂的正常生产。这不仅会给机器本身直接带来损伤,而且因检修设备造成的停产以及开停车时的放空等等,其经济损失是巨大的。因此,石化行业各个炼油厂及其他相关厂家自20世纪80年代以来,积极开展了形式多样的旋转机械设备状态监测与故障工作。

机械设备的故障就是指机械设备在规定时间内、规定条件下丧失规定功能的状况,通常这种故障是从某一零部件的失效引起的。

任何零部件都有它的寿命周期,因而机械设备的故障是客观必然存在的,如何有效地提高机械设备运行的可靠性,及时发现和预测出故障的发生是十分必要的,这正是加强机械设备管理的重要环节和最重要的工作。机械设备从正常到故障会有一个发生、发展的过程,因此对机械设备的运行状况应进行日常的、连续的、规范的工作状态的检查和测量,即工况监测或称状态监测,它是机械设备管理工作的一部分。

机械设备的故障诊断则是发现并确定故障的部位和性质。寻找故障的起因,预报故障的趋势并提出相应的对策。

机械设备状态监测及故障诊断技术(下简称故障诊断技术)是从机械故障诊断技术基础上发展起来的。所谓“机械故障诊断技术”就是指在机械基本不拆卸的情况下,在它运行当中掌握其运行状态,早期发现故障,判断故障的部位和原因,以及预报故障的发展趋势。

机械设备故障诊断技术不仅在机械设备使用和维修过程中使用,而且在机械设备的设计、制造过程中也要为今后的监测和维修创造条件。因此,机械设备故障诊断技术应贯穿到机电机械设备的设计、制造、使用和维修的全过程。

二、机械设备故障诊断技术发展历史

机械设备故障诊断技术的发展是与机械设备的维修方式紧密相连的。人们可将故障诊断技术按测试手段分为六个阶段,即感官诊断、简易诊断、综合诊断、在线监测、精密诊断和远程监测。若从时间考查,故障诊断技术大致可以分为20世纪60年代以前、60年代到80年代和80年代以后几个阶段。在上个世纪60年代以前,人们往往采用事后维修(不坏不修)和定期维修。但所定的时间间隔难以掌握,过度维修和突发停机(没到维修期、机械设备已发生故障)事故时有发生,鉴于这些弊端,美国军方首先在20世纪60年代,改定期维修为预知维修;也就是定期检查,视情(视状态)维修,即从单纯的以时间周期为基础的检修制度,改为以设备的实际技术状态为基础的检修制度。不仅要看设备运转了多长时间,还要看设备的实际使用状态和实际技术状况,实际利用小时和实际负荷状况,来确定设备该不该修。也就是说,要从静态管理发展到动态管理。这种主动维修的方式很快被许多国家和其他行业

所效仿，机械设备故障诊断技术很快发展起来。

20世纪60年代到80年代是故障诊断技术迅速发展的年代，那时把诊断技术分为简易诊断和精密诊断两类，前者相当于状态监测，主要回答机械设备的运行状态是否正常；后者则要求定量掌握机械设备的状态，了解故障的部位和原因，预测故障对机械设备未来的影响。对于回转设备，现场常用的诊断方法以振动法较多，其次是油——磨屑分析法，对于低速、重载往复运动的设备，振动诊断比较困难，而油——磨屑分析技术比较有效。此外，在设备运行中都会产生机械的、温度的、噪声的以及电磁的种种物理和化学变化，如振动、噪声、力、扭矩、压力、温度、功率、电流、声光等等，这些反映设备状态变化的信号均有其各自的特点，一般情况下，一个故障可能表现出多个特征信息。而一个特征信息往往又包含在几种状态信息之中。因此除振动法和油——磨屑分析法之外，实用的诊断方法还有声响法、压力法、应力测定法、流量测定法、温度分布法（红外诊断技术）、声发射法（AE法—Acoustic Emission）等等。这些诊断方法所用仪器方法简便、讲求实效。同时，从信息处理技术角度出发，对反映设备故障的特征信息，通过利用信号模型，直接分析可测信号，提取特征值，从而检测出故障。既然一个设备故障，往往包含在几种状态信息之中，因此利用各种诊断方法对一个故障进行综合分析和诊断就十分必要，如同医生诊断病人的疾患一样，要尽可能多的调动多种诊断、测试方法，从各个角度、各个方面进行分析、判断、以得到正确的诊断结论。此外各种状态信息都是通过一些测试手段获得的，难免存在各种测量误差，如何对这些已获得的信号进行处理，以便去伪存真、提高设备故障诊断的确诊率也是十分重要的。把现代信号处理理念和技术引入设备管理和设备故障诊断是当前的热门。常用的信号模型有相关函数，频谱自回归滑动平均，小波变换等等；从可测信号中提取的特征值常用的有方差、幅度、频率等。以信息处理技术为基础，构成了现代设备故障诊断技术。

20世纪80年代中期以后，人工智能理论得到迅猛发展，其中专家系统很快被应用到故障诊断领域。以信息处理技术为基础的传统设备故障诊断技术逐渐向基于知识的智能诊断技术方向发展，陆续涌现出许多新型的状态监测和故障诊断方法。

三、设备诊断的国家政策及发展概况

（一）设备诊断的国家政策

早在1983年1月，国家经委下达的“国营工业交通企业设备管理试行条例”，就明确的提出要“根据生产需要，逐步采用现代故障诊断和状态监测技术，发展以状态监测为基础的预防维修体制”。在1985年11月国家经委委托中国设备管理协会，在上海金山召开了“设备诊断技术应用推广会议”，后来在1986年第二届全国设备管理先进单位表彰会上，李鹏总理更明确指出：“应该从单纯的以时间周期为基础的检修制度，逐步发展到以设备的实际技术状态为基础的检修制度。不仅要看设备运转了多长时间，还要看设备的实际使用状态和实际技术状况，实际利用小时和实际负荷状况，来确定设备该不该修。也就是说，要从静态管理发展到动态管理。这就要求我们采用一系列先进的仪器来诊断设备的状况，通过检查诊断来确定检修的项目”。

（二）我国开展设备诊断的经历过程

我国工交企业设备诊断从1983年起步，迄今已20多年，不仅获得了较好效益，而且也接近了当代世界先进水平，整个历程大致可分为5个阶段。分述于下：

1.从1983至1985年：准备阶段

这一阶段的标志是1983年国家经委“国营工业交通企业设备管理试行条例”的发布和同年中国机械工程学会设备维修专业委员会在南京会议上提出“积极开发和应用设备诊断技术为四化建设服务”倡议书。这一阶段的主要工作是学习国外经验，开展国内调研，制订初步规划，在部分企业试点等。与此同时，积极参加国际交流，邀请外国专家来华讲授，从而形成一支既有理论知识也有工作经验的骨干队伍。此时期的主要困难是手段不足，仪器主要

依靠进口,加之实际经验不足,尚缺乏对复杂问题的处理能力,因而在企业创立的信誉较低。

2.从 1986 至 1989 年: 实施阶段

这一阶段开始的标志是 1985 年国家经委在上海召开的“设备诊断技术应用推广大会”。由于经过了两年准备、工作试点,取得了初步成效,企业开始有了较大规模投入,从而使得设备诊断进入到一个活跃时期。中国机械工程学会、中国振动工程学会和中国设备管理协会的诊断技术委员会先后成立,给予设备诊断工作以有力支持。石化、电力、冶金,机械和核工业等行业也都建立了专委会或协作网,辽宁、天津、北京和上海等地还建立了地区组织。1986 年国际诊断会议在沈阳召开,促进了我国仪器厂家对诊断仪器的开发研制。这个时期尽管设备诊断在重点企业多已开展,但在一般企业还推广不够,工作水平也相差很大。

3.从 1990 至 1995 年: 普及提高阶段

这一阶段开始的标志是 1989 年中国机械工程学会设备维修分会在天津召开的“数据采集器和计算机辅助设备诊断研讨会”开始。由于“数采器”是普及点检定修的重要手段,而“计算机诊断”又是向高水平迈进的必要手段,因此两者的结合正反映了设备诊断技术向普及和提高的新阶段的到来。这个时期的科研成果层出不穷,一些专家的成就已接近了世界水平。原来发展较慢的行业如有色、铁路、港口、建材和轻纺等相继赶了上来。每年国内都有不少论文被选人国际会议,而在国内的书刊杂志出版上也有改进,由西安交大和冶金工业出版社发行的系列专业诊断技术丛书,亦在这一阶段面市。

4.从 1996 至 2000 年: 工程化、产业化阶段

这一阶段开始的标志是 1996 年 10 月中国设备管理协会在天津成立设备诊断工程委员会,并提出了“学术化、工程化、产业化和社会化,向设备诊断工程要效益的工作方法”。针对国内的机制转换、体制改革和国外 CIMS 系统的发展,需要从系统工程、信息工程、控制工程和市场经济学的大系统角度来处理众多的诊断问题。也即是说从设备综合管理的角度,把设备诊断作为一个工程产业,实施产、学、研三结合。在此观念指导下,中设协一方面组织了石化、冶金、电力、铁路等部门进行编制规划,一方面开发了 EGK—III 设备诊断工程软件库利振动、红外和油液三个软件包。在此形势下,国内诊断仪器的生产厂、科研院所、代理商比过去增长很多,存在的问题是缺乏统一规划和协调。

5.从 2001 年至今: 传统诊断与现代诊断并存阶段

我国进入 21 世纪以来,由于世界高新技术的发展极为迅速,国际学术交流分外活跃,仪器厂家系列产品不断推陈出新,从而有力地推进了诊断工作,无论在理论上和实践上,都进入了一个新的历史阶段。在这个时期内,一方面一些经得起时间考验,并早已为大家所熟练应用的传统诊断技术,如简易诊断和精密诊断等,仍在相当广阔的领域继续发挥其重要作用外,另一方面则又有相当一些在高科技推进下产生的现代诊断技术,进入了国内科研生产领域,包括近年应用颇显成效的模糊诊断、神经网络、小波分析、信息集成与融合等;以及虚拟及智能技术,分布式及网络监测诊断系统等。这些可以称为正在发展的现代诊断技术,它们与传统诊断技术并肩齐进、互为补充,从而呈现了诊断工程界的百花齐放大好局面。

第二节 化工、石化机械设备状态监测与故障诊断技术

诊断技术由三个部分组成,即:(1)了解设备运行状态的检测技术;(2)对设备运行状态进行正常还是异常判别的运行状态监测技术;(3)考虑异常发生位置,严重程度,采取何种对策,原因推断和寿命预测等的故障诊断技术。由于对象和目的不同,现在的诊断技术还可以分为两大类:一类是在设备运行时在线实时的进行监测和诊断,并指导运行人员采取对应操作。这种以计算机为中心的系统代替了运行人员的部分功能,这可称为“故障诊断,运

行支援”技术。再一类是用某种方法取得设备的健全性指标参数后离线进行诊断，并指导维修人员对设备进行保养和维修作业，这可称为“设备诊断、维修支援”技术。当然有时难以严格区分两者，而两者融合的系统也是存在的。显然对化工、石化行业来说这两种技术都是需要的。

监测诊断技术有多种，见表 7-1

表 7-1 按诊断的物理参数分类

诊断技术名称	检测参数
振动	平稳振动、瞬态振动、机械导纳、摸态参数等
声学	噪声、声阻抗、超声、声发射等
温度	温度、温差、温度场、热成像等
污染	气、液、固体的成分变化，泄漏及残留物等
无损	裂纹、变形、斑点、色泽等
压力	压差、压力、压力脉动等
强度	力、力矩、应力、应变等
电学	功率、电信号、磁特性等
趋向	机械的各种技术性能指标
综合	各种物理参数的组合与交叉

由于石化、化工厂有大量的泵、汽轮机、风机、离心和轴流式压缩机等旋转机械，而振动是表示旋转机械运行是否正常的主要参数，因为该参数比其它参数如温度、压力等更能直接、快速、准确的反映故障征兆，所以本文着重介绍对振动的监测、诊断技术。另外声发射（AE）技术也是诊断旋转机械某些故障的有效方法，也将予以介绍。

一. 检测技术

1.需要检测的参数

由于泵、汽轮机、风机、离心和轴流式压缩机是靠旋转的叶轮输送工作流体的设备，因此有必要检测有关作为流体机械性能的参数和有关作为旋转机械性能的参数。为此要测量流量、温度，压力、电流等和功能相关的参数以及振动、噪声、声发射（AE）等和性能相关的数据，为了进行诊断至少要进行以下测量：

1) 各个轴承的水平向和靠联轴器一侧的轴承的轴向的振动加速度（并能由加速度变为速度）；

2) 工作流量的输入、输出压力；

3) 工作流量的输入、输出温度，推力轴承的温度；

4) 轴转速信号。

此外最好再进行以下测量：

5) 各径向轴承附近的轴振动信号；

6) 推力轴承推力盘的轴向位移量；

7) 流量；

8) 径向滑动轴承的瓦温，滚动轴承外圈的温度；

9) 润滑油的油压，进、排油油温，磨屑的化学分析；

10) 声压，声强；

11) 工作流体输出侧的压力波动；

12) AE。

2.检测用的传感器

用振动、压力、温度、AE 传感器基本上可进行以上诸参数的测量。在选定各个传感器时，振动，AE 传感要根据所监测故障的频率范围来选择，而压力、温度传感器要根据测量的精度要求加以选择。

振动传感器的频率范围大约是：

(1) 涡流型 DC—10KHz (位移)。

在使用涡流传感器监测轴振动时应注意去掉机械偏差(轴的不圆度、椭圆度，损坏，凹陷、锈斑、材质不均等)的影响。

(2) 电动型 5—2KHz (速度)。

(3) 压电型 3—20KHz (加速度)。

在不了解频率范围和振动性质时最好是用位移、速度、加速度传感器同时进行测量。对同一机器的振动用位移、速度，加速度三种传感器同时测量，对所测三种信号进行谱分析得到的结果见图 7-1。

由图可见大约 1KHz 的范围里速度信号有很好的响应，在 10KHz 的范围里加速度信号有良好的响应。因此对不同频域异常振动应用不同类型的传感器监测。如：位移型适用于监测不平衡、不对中、油膜涡动引起的异常振动(低频，0—100Hz)；速度型适用于监测压力脉动和叶轮通过导叶引起的异常振动(中频，100—1000Hz)，也适用于监测 10—100Hz 的低频振动；加速度型适用于监测气蚀、冲击、迷宫式密封圈接触、滚动轴承损伤，齿轮损伤引起的异常振动(高频，约 1K—10KHz)。

压力传感器有应变型、压电型，热电偶常做为温度传感器使用。

在化工、石化厂应用的这些传感器必须具有良好的时间、温度的稳定性和在恶劣环境下(如高温，强振、冲击，电磁场干扰、潮湿、油浸、腐蚀等)工作的能力，同时要考虑便于安装和更换。传感器性能的可靠性是能否作出正确诊断的基础。因此是非常重要的。

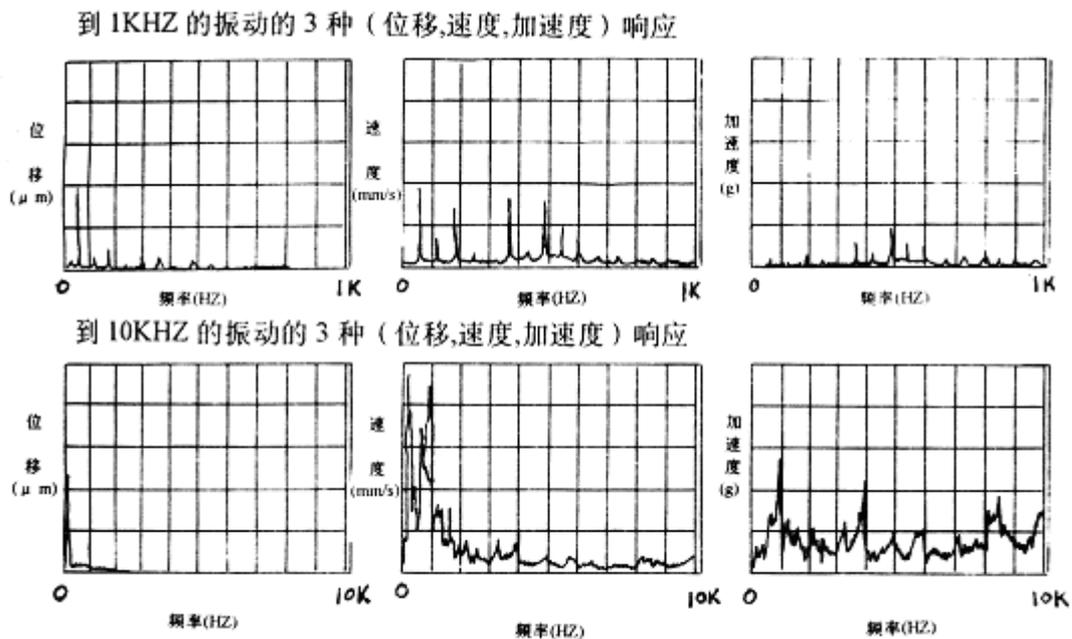


图 7-1 振动检测方式和频率特性

二、异常时产生的振动特征

在旋转机械中发生的振动问题有多种，基本上可分类为强迫振动和自激振动，关于这两类振动问题的分类见表 7-1。

表 7-1 振动问题的分类

	强迫振动	自激振动
种类	<ul style="list-style-type: none"> • 不平衡振动 • 由脉动产生的振动 • 2 倍谐波振动 	<ul style="list-style-type: none"> • 油膜振动 • 间隙振荡 • 由内部摩擦产生的涡动
判断	本来是正常的,但在振动大的情况下成为异常振动	本来就是异常振动, 必须采取措施
对策	外力过大或者共振的情况比较多, 所以采取针对性措施	<ul style="list-style-type: none"> • 改进成为自激振动原因的轴承、密封 • 增加外部阻尼

强迫振动是由于在旋转机械中本质上存在的外力引起的不可避免的振动,其自身不是异常振动。但是在由于某种原因使外力比正常时增大了的情况下,以及外力的振动频率和旋转机械各部分的固有频率一致或非常接近即所谓共振的情况下,会使振动增大成为异常振动。例如因汽轮机轴的弯曲导致不平衡的增加。而自激振动的发生和旋转机械本质上存在的外力无关,如果是正常状态就不会发生,例如因轴承油膜产生的油膜振荡。自激振动的频率和外力的振动频率完全没有关系,而是具有和机械系统的固有频率一致这一大特征。上述的强迫振动和自激振动它们发生的机理根本不同,产生的振动特征也有很大差异,因而从诊断的立场出发首先必须要搞清发生的振动是属于哪类振动。

由表 7-2 大致归纳了各种故障和所起的异常振动的频率的关系。

泵的某些故障及特征见表 7-3 (1)。汽轮机异常振动的原因和运行状态值的相互关系见表 7-3 (2), 振动原因和振动特征见表 7-3 (3)。

表 7-2 损伤·欠陷和发生的振动频率

诊断对象	损伤欠陷的原因	发生的振动频率
旋转机械整体	不平衡 不对中 轴弯曲 松动 轴承座刚性不足 马达电气故障	到数 100Hz
滚动轴承	伤痕·尘埃·润滑油不良	数 100Hz~100kHz
滑动轴承	接触	数 10Hz~10kHz
齿轮	磨损·点蚀·缺齿	到数 10kHz
流体	气蚀	到数 10kHz

表 7-3 (1) 异常的种类和特征

异常特征 异常种类	有效值	冲击峰值	频域		振幅分布的峭度	温度压力的变化
			特征频率	高频		
滚动轴承损伤		⊙		⊙		
滚动轴承异物混入	⊙	⊙		⊙	⊙	
滚动轴承润滑不良	⊙	⊙		⊙		
滑动轴承润滑不良						
滑动轴承异物混入				○		⊙ (温度)
油封接触				○	○	
叶轮不平衡			⊙			
叶轮通路堵塞						
水密封环磨损			⊙			⊙ (压力)
对中不良			⊙			
油膜涡动			⊙			
油膜振荡	⊙		⊙	⊙		
电磁振动						

注 ○稍有变化 ⊙有变化

表 7-3 (2) 振动原因与运行状态值的关系

		转数	负荷	蒸气压力	蒸气温度	调节阀开度	冷凝器真空	排气室温度	轴承给油压力	轴承给油温度	轴瓦温度	膨胀·膨胀差	励磁电压·电流	发电机气体温度	系统扰动	定常运转状态	过渡运转状态	
不平衡	残留不平衡	⊙																
	转子部分缺损	⊙														○	○	
	转子逐渐弯曲	○																
	转子热特性		⊙		⊙								⊙	○			○	
	连接偏差	○	○				○								⊙			
	轴系共振	○					○										○	
碰 摩		○	⊙		○		⊙	○				⊙		○			⊙	
对中变化			○		○		○	○		○	○	○		○			○	○
不稳定振动	油膜涡动	○	○			○	○		○	⊙	○							○
	油膜振荡	○	○			○	○		○	⊙	○							○
	给油量不足	○							⊙	○	⊙						○	
	蒸汽振荡		⊙	○		○			○	○	○							○
	内部摩擦	○	○															○
支承部分松动 (分数谐波振动)		○																○
转子裂纹 (2倍频振动)		○														○	○	⊙

注：○ 关系一般，⊙关系密切。

表 7-3 (3) 振动原因和振动特征

		振 动 频 率				与时间的关系		与负荷的关系	与转速的关系	
		转速同步	固有频率	分数谐波	2倍谐波	长期变化	短期变化		启动时	停止时
不平衡	残留不平衡	⊙								
	转子部分缺损	⊙					⊙		○	○
	转子逐渐弯曲	⊙				⊙				
	转子热特性	⊙				○				○
	连接偏差	⊙			○		○	⊙		○
	轴系共振	⊙							○	
	碰 摩	⊙	○	○	○		⊙	○	○	
	对中变化	⊙				○		○		○
不稳定振动	油膜涡动			○				○	○	
	油膜振荡		⊙					○	○	
	给油量不足		○	○					○	
	蒸汽振荡		⊙					⊙		
	内部摩擦		⊙						○	
	支承部分松动 (分数谐波振动)			⊙					○	
	转子裂纹 (2倍频振动)	○			⊙	○		○	⊙	⊙

三. 运行监测及故障诊断技术

在“二”及附录中揭示了旋转机械中各种故障和由此产生的振动的关系。但是不同的故障导致同一症状的振动的情况较多,并且同一故障在不同机组中表现的症状也不一定完全相同。所以直接由被检测的振动波形推断故障通常是非常困难的工作,要有高度的专门知识。因此将被检测的振动数据进行信号处理以得出各种异常特征的技术(信号处理技术);判断是否异常的技术(运行状态监测(异常判别)技术);以及推断异常原因的技术(故障诊断技术)是故障诊断系统所必需的。

1.信号处理技术

在故障诊断系统中最重要的技术是信号处理技术。虽然如“二”所述,在各种异常时产生的振动具有各种不同的固有特征,但振动现象属高速现象,振动数据量很大。因此必须进行信号处理,从大量数据中抽出故障诊断有用的信息。由“二”所述的各种异常和由此产生的振动现象的关系表明,各种异常的特征最显著的就是振动频率成分。频率分析是故障诊断系统的基本的信号处理机能。旋转机械中不可避免的强迫振动是不平衡振动,用振动向量分析法可抽出不平衡振动成分,振动专家一般用频率分析和振动向量分析进行振动故障诊断。如果有高度专门的知识库,由上述的2种信号处理结果就可能诊断大部分振动故障。此外为了去掉随运行状态变化的振动变化成分而进行的各种统计分析处理;以及为了处理高频振动成分而进行的波形分析处理也是必需的。表7-4归纳了各种信号处理的方法。

表7-4 各种信号分析法

序号	分析方法	处理方法	目的	检测项目
1	频率分析	<ul style="list-style-type: none"> • FFT法 • 三维频谱图(瀑布图) • 维格纳谱图 • 全息谱法 	是振动法主要的分析方法,抽出信号中的各频率成份。	<ul style="list-style-type: none"> • 不平衡振动 • 自激振动 • 流体激振 等
2	振动向量分析	<ul style="list-style-type: none"> • 跟踪滤波 • 向量滤波 • FFT法 	主要是进行旋转机械不平衡振动的分析。	<ul style="list-style-type: none"> • 不平衡振动 • 对中不良 • 轴裂纹 等
3	统计分析	<ul style="list-style-type: none"> • 概率分布 • 高次矩(峭度等) • 相关分析 	为了去除随运行状态变化的信号,进行无量纲化、正规化。	<ul style="list-style-type: none"> • 轴承不良 • 接触 等
4	波形分析	<ul style="list-style-type: none"> • 滤波 • 峰值因数(振幅和有效值之比) • 包络线 	抽出信号中频率成份以外的特征。	<ul style="list-style-type: none"> • 接触 等

在表7-4中提及的维格纳分布及全息谱法是近几年针对常规付氏谱的不足,提出的信号处理技术,下面进行介绍。

维格纳分布

由于常规的付氏谱给出的是在采样时间内转子振动的平均谱,而不少类的故障会使转子产生非平稳振动,平均谱抹杀了转子振动的瞬态变化,不能直观地表现非平稳振动下瞬态谱变化。因此应采用处理非平稳随机信号的短时付氏变换。

短时付氏变换的基本思想是:付氏变换是频域分析的工具,为了能达到时域上的局部化,在付氏变换的基函数 $e^{-i2\pi ft}$ 前乘上一个时间上有限的时限函数 $s(t)$,然后用 $g(t) \cdot e^{-i2\pi ft}$ 作为

分析工具， $e^{-i2\pi f t}$ 起频限作用， $g(t)$ 起时限作用，合在一起起时频分析作用。其基本变换式为：

$$\text{STFT}g(f, \tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t)g(t - \tau)e^{-i2\pi ft} dt$$

$g(t)$ 为窗函数， $f(t)$ 是进入分析的信号。随着 τ 的变化， $g(t)$ 所确定的窗函数在 t 轴上移动使 $f(t)$ 逐步进入分析状态。 $\text{STFT}g(f, \tau)$ 表征了信号 $f(t)$ 在时刻 τ 频率为 f 的信号成分。因此可用作时、频分析。对调频、调幅等非平稳信号在小于1秒的时间间隔内进行短时付氏变换，获得50~100个瞬态付氏谱并组成维格纳分布(WD, Wigner Distribution)。图7-5是几种典型信号的WD。由图可见它们是以频率和时间作为水平面上的两个坐标轴，以信号的瞬时能量 $\text{STF}g(f, \tau)$ 作为垂直坐标轴的三维图。它们与一般瀑布图的区别见表7-5，图7-6直观地表明了这两者的差异。

泵的喘振频率有时十分低，常规付氏谱往往不能反映，采用短时付氏变换则可以清楚地观察到这种喘振现象。图7-7是机组出现低频喘振时的WD：沿时间轴方向可清楚看到有关谐波上叠加的低频振荡。图7-8.1的WD表现了由于流体激励引起的非平稳振荡。沿时间轴方向可以明显看出这种非平稳振荡激励的衰减过程，这种过程带有随机性。它们的幅值和频率不固定，表现在常规付氏谱上是分倍频区域内的有色噪声带。

全息谱法

由于常规付氏谱只包含了幅、频信息而没有相位信息，因而浪费了信号中三分之一信息。而获取完整的诊断信息是正确进行故障诊断的关键。为了保持诊断信息的完整性，进行频域分析时，应全面考虑各频率分量的幅值和相位。而二维全息谱正可满足这一要求。所谓二维全息谱就是横坐标为转子振动的阶次即频率；将两个互相垂直的振动信号中的工频分量 and 分、倍频分量按某幅值和相位差合成的轨迹依次放置在横坐标的相应位置上，如图7-8.2所示。这种图谱反应了两个方向上振动信号的幅值，和它们之间的相位关系。在各阶的图形上还标明了生成方向和起始点，起始点的位置反映了各阶振动的初始相位

2.运行状态监测（异常判别）技术

判别旋转机械是否发生异常的最简单的方法是比较各种数据的大小。例如：在透平机中接触振动发生后，振动要比正常时大。所以将振动大小与正常时比较或与其它正常运行的同类机组比较就能判别是否异常。关于界限值实际上由于设备的运行状态和它们的外部条件的原因，各种参数即使在正常时也有很大的变化，所以应考虑运行条件和外部条件来确定界限值。关于界限值的确立方法以振幅为例，可设高、低两个值如图7-9所示。当达到低界限值时发出警报，并自动转入故障诊断。而达到高界限值时则发出停止运行的指令。根据确立的这两个界限值可将转子的运行状态分为正常、注意（报警）、和危险（停止运行）这三个阶段。上述的高低二个界限值要考虑弹性转子特有的转速—振幅特性如图7-10(a)所示，来确立对应转速的值，即在临界转速区域和额定转速区域分别确立振幅界限值，如图7-10(b)所示。

表 7-5 瀑布图法和维格纳分布法的对比

瀑布图	维格纳分布
大样本	小样本、样本间有数据重叠
实信号的普通付氏变换	解析信号的复变换
时间跨度长	时间跨度短
获得平均谱	获得瞬态谱

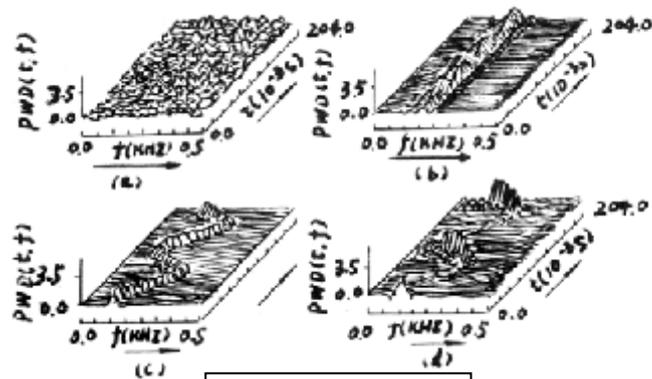


图 7-5 典型信号的维格纳分布
 (a)白噪音信号 (b)调幅信号
 (c)调频信号 (d)调幅-调频信号

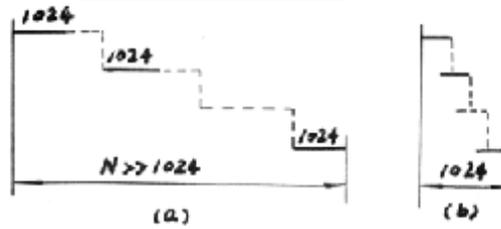


图 7-6 瀑布图与维格纳分布在构造原理上的差异
 (a)瀑布图 (b)维格纳分布

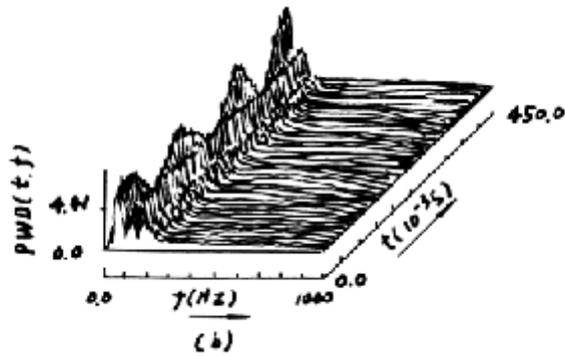
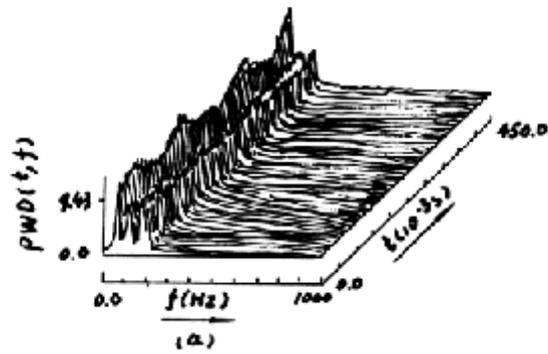


图 7-7 机匣进气嘴在此频率范围内的噪声分布
(用保相滤波法去工频和高频分量)
(a)水平方向信号 (b)垂直方向信号

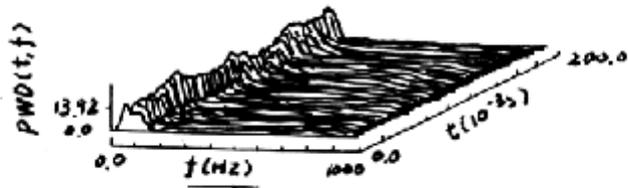


图 7-8.1 流体激励引起的非平稳振动的谱估计分析

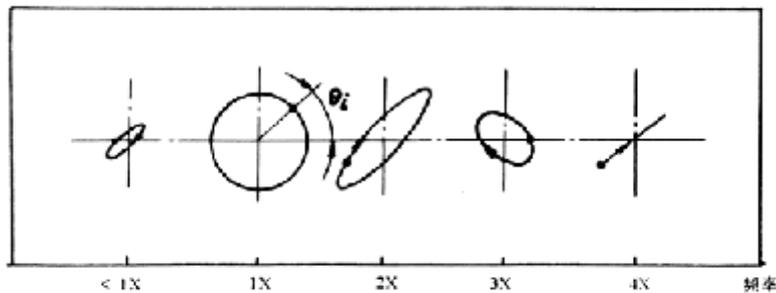


图 7-8.2 二维功率谱的一般形状

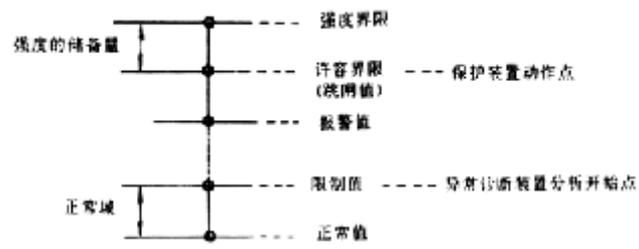


图 7-9 运行监测装置内限制值的概念

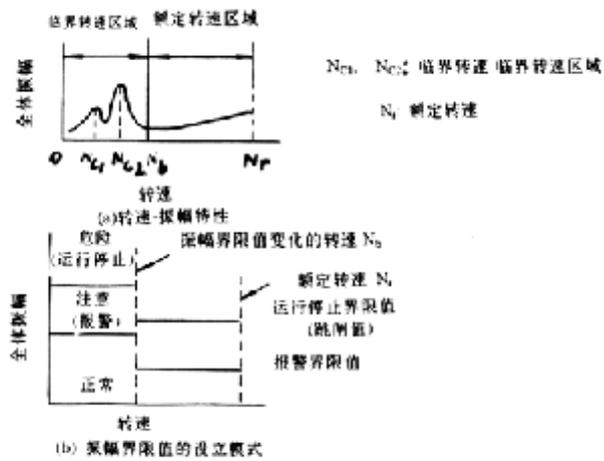


图 7-10 为了判别异常的振幅界限值示意图

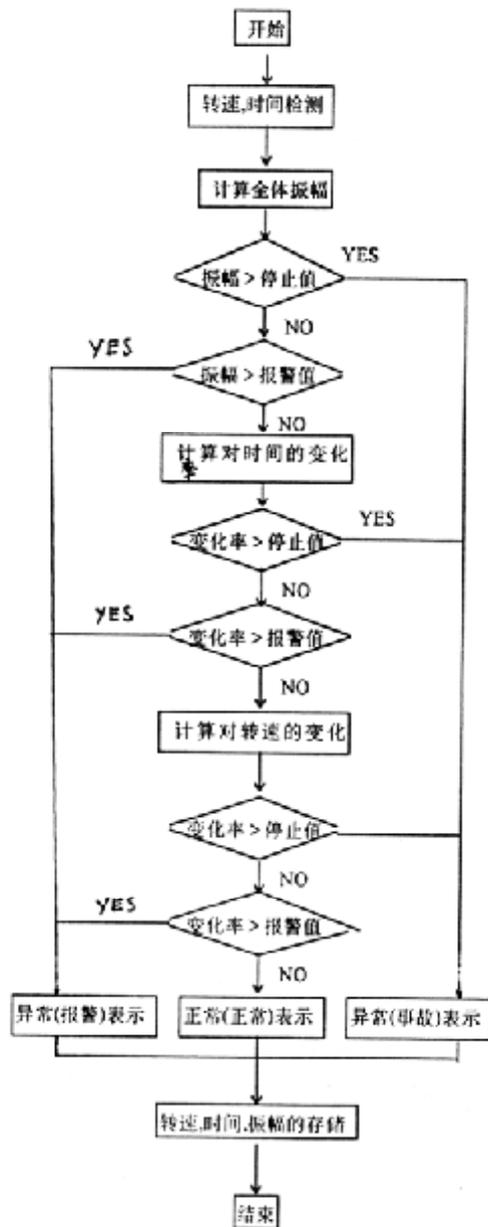


图 7-11 异常判别的程序方框图

还有监测轴系振动时，在多测点中只要有一个测点的振幅超过界限值就判定轴系异常。振动参数的监测对象还有振幅对时间、转速的变化率，振动频谱及其对时间的变化率。这些

参数界限值的确立也和振幅的情况一样有两个界限值。异常判别的程序方框图见图 7-11。

我国和国际上都制定了关于旋转机械的评定标准，近几年我国又提出对 200MW 汽轮发电机组低频分量控制指标的推荐值列于表 7-6。可供其它旋转机械参考。

表 7-6 低频分量监控值

安全	合格	警惕	不安全
$<0.4 \mu\text{m}$	$0.4\sim 0.6 \mu\text{m}$	$0.6\sim 0.8 \mu\text{m}$	$>0.8 \mu\text{m}$

由于振动大小对异常的灵敏度低，有必要选取对异常灵敏度高的参数，满足这个要求并被广泛采用的异常判别方法见表 7-7。表 7-7 中的“1”是对变动数据用统计方法选取相对界限值的方法。“2”是根据回归分析确定数据增、减趋势的方法，它做为趋势预测法被广泛应用。“3”是对旋转机械异常振动判别特别有效的方法，即：不仅监测振动的振幅而且也监测相位。监测相位有可能早期发现接触振动等各种异常。“4”也是适用振动数据的有效方法。“3”和“4”的异常判别方法不仅在异常判别上是有效的，而且还能为后述的故障诊断提供有用的数据，因而是故障诊断系统中的重要技术。

除了表中介绍的方法外，监测转子轴心的偏位角也有现实意义，因为它可以表示转子工作状态的稳定性，是否出现自激振荡的可能性，大体上说偏位角为 $80^\circ \sim 90^\circ$ 时，转子失稳的可能性很大。

近几年还提出了用门限关联度方法，模糊数学方法，专家系统工具，神经网络方法进行运行状态监测。

进行监测时有一个必须解决的问题，即：由于传感器等检测系统出故障产生假象导致误判，这会引来严重后果。如美国的三哩岛核电厂的核泄漏事故，就是因为水位指示有误所致。目前有效的解决办法有表决法、证实法，对电气干扰的识别可用全息谱法。表决法是 2 个或更多的传感器同时测量某个量（重要测点至少三个以上传感器），预先规定在某个范围内各传感器都输出相同的信号才进行正 / 异常判别，否则就是某个传感器出故障。证实法至少要用两种不同的方法来发现某个故障，使用证实法时诊断的可靠性是随着两个或多个信息源的独立程度的提高而增加的。两种方法可同时使用，加上其它分析，可构成几个过滤层，见图 7-12，异常报警必须通过这些过滤层才能发出。但为了防止因过滤层过多使真正的问题不被发现的危险，必须要对过滤层加权。在全息谱图上如果 50Hz 及倍频的轨迹是直线，见图 7-13，则说明这些频率分量是电气干扰所致。因为电气干扰对两个传感器及检测系统的影响是相同的，所以感应的两个信号的振幅、相位也应是相同的，这种情况下合成的轨迹就是一条直线。

表 7-7 各种异常检测法

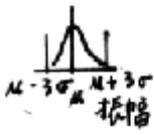
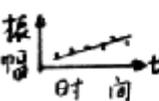
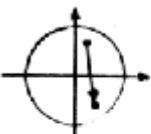
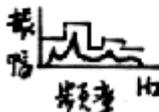
序号	名称	处理方法
1	相对界限值法 (3σ 法)	 <p>如果测量值超过 $\mu - 3\sigma \sim \mu + 3\sigma$ 的范围, 则判别为异常。 注 μ: 平均值 σ: 标准偏差</p>
2	趋势监测	 <p>推断测量值的变化趋势, 根据预测的变化早期检测故障。</p>
3	向量变化	 <p>根据转速频率分量相位的变化来检测异常。</p>
4	频谱变化	 <p>在每个频带里设置界限值, 检查每个频带是否超过界限值。</p>



图 7-12 对假警报的过滤

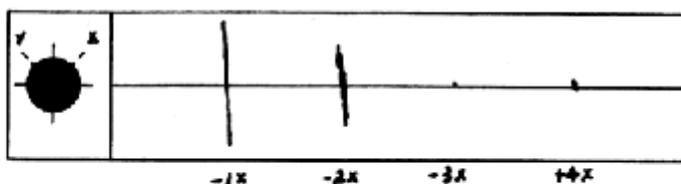


图 7-13 振动信号受到电气干扰

3. 故障诊断技术

当判别运行状态为异常后则进行故障诊断。关于推断原因的过程见表 7-8，表中表示了诊断的着眼点和应使用的检测仪器。为了确切把握异常原因，必须具备异常振动发生机理的知识和丰富的经验。在诊断系统中，诊断过程是由计算机完成的。下面介绍各诊断方法。

3.1 得分法

得分法的基本原理是诊断时先求得振动频率，然后利用振动频率数确定各种故障得多少来进行诊断。将故障用 $a_1 \dots a_n$ 表示，被观测的症状用 $b_1 \dots b_m$ 表示，故障和症状的因果关系强弱用 $r_{11} \dots r_{nm}$ （百分数）表示，用下式来表示故障和症状的关系：

$$\begin{aligned} \mathbf{A} &= \mathbf{R} \cdot \mathbf{B} \\ \mathbf{A} &= (a_1 \dots a_n)^T \\ \mathbf{B} &= (b_1 \dots b_m)^T \end{aligned}$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} r_{11} & \dots & \dots & r_{1m} \\ r_{21} & \dots & \dots & r_{2m} \\ \vdots & \dots & \dots & \vdots \\ \vdots & \dots & \dots & \vdots \\ r_{n1} & \dots & \dots & r_{nm} \end{bmatrix}$$

$$a_j = \sum_{i=1}^m r_{ij} b_i \quad (j=1, \dots, n) \quad (1)$$

在上面的式子中， \mathbf{B} 称为症状向量，由振动信号频谱的工频分量 X_1 及分、倍频分量 X_j 的比值

$$b_j = \frac{x_j}{\sum_{i=1}^m x_i} \quad (0 \leq b_j \leq 1)$$

以及故障特征的现象组成。 \mathbf{A} 是故障向量，由各个故障项目组成。 \mathbf{R} 是因果矩阵表示故障和症状间因果关系的强弱由百分数组成。利用因果矩阵进行旋转机械故障诊断的例子见表 7-9。在表 7-9 中横栏表示症状，纵栏表示故障，方格中的百分数大小表示故障与症状间因果关系的强弱。用（1）式计算故障向量， a_j 越大则由第 j 个故障引起症状的可能性就越高。如果需要，又有资料数据，因果矩阵还可以扩大，一般说来矩阵越大，诊断越准确。应该说明实际上诊断的结论一般并不如此简单，答案也往往不是绝对的。

表 7-8 异常原因调查的一般过程

调查对策的步骤	着 眼 点		测量仪器
	振动大小的测量	哪个位置的振动或者位移、速度、加速度有哪种问题?	轴·轴承·机壳·基础 变位 速度 加速度 油膜轴承 · 滚动轴承
振动波形的观察	振动是否与转速或者转速的倍数同步?	同步振动 非同步振动 ↓ ↓ 强迫振动 自激振动	阴极射线示波器 电液示波器
振动频率的分析	在原理上存在的振动频率和异常的振动频率。高频振动成份。	n $2n$ nz $2nz$ f_1 f_2 其它的滚动轴承的振动频率	手动滤波 时实分析 FFT分析仪
相位的分析	不平衡过大或感度过高。	大小 相位关系 临界转速 阻尼	现场平衡仪 模态图测量装置
原因的综合判断	工作上的问题 设计上的问题	残留平衡 联轴节精度 不对中 临界转速 轴承特性	
对 策	平衡 修改轴承	分解再低速平衡 现场平衡 修改轴承 提高轴承支承刚性 对中修正	现场平衡仪
确 认	振动测量·确认	不平衡振动 油温等的变化 振动频率分析	监视仪器 上述的测量仪

表 7-9 (1) 机组振动故障类别和模糊关系矩阵 (因果矩阵)

序 号	故障类别	第一个模糊关系矩阵 R1 (因果矩阵)									
		频率为转速倍数的谐波分量									
		0.01 ~ 0.39 ×f1	0.40~ 0.49 ×f1	0.50 ×f1	0.51~ 0.99 × f1	1 × f1	2 × f1	3~5 × f1	奇 数 倍 × f1	高 频 > 5 ×f1	电 网 倍 频
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
(1)	1					90	5	5			
	2					90	5	5			
	3					90	5	5			
(2)	4	10	10		10	20	10	20	10	10	
(3)	5	10	10		10	20	10	20	10	10	
(4)	6					40	50	10			
(5)	7					80	20				
(6)	8					40	20	20	10	20	
(7)	9	40	40		10						
(8)	10	50	40					10			
(9)	11	30	20						50		
(10)	12	10	20		10	20	30				
(11)	13					40	20		20		
(12)	14			100							
(13)	15		100								
	16		100								
(14)	17		30	10	60						
(15)	18	20	20						20	20	
	19									100	
	20										100

表 7-9 (2) 机组振动故障类别和模糊关系矩阵 (因果矩阵)

序 号	故障类别	第二个模糊关系矩阵 R2 (因果矩阵)																		
		运行 中振 幅突 变	24 小 时随 负荷 而变	轴 向 振 动	轴 心 位 置	临界 转速 (n_{cr})	不随 转速 而变	随转速 增加振 幅增加	升速 中振 幅突 变	当 $n_{cr}/3$ 时三 阶谐 波大	半 速 涡 动									
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20									
(1)	1	初始不平衡						100												
	2	转子部件脱落	100																	
	3	转子暂时热弯曲		100																
(2)	4	汽封磨损																		
(3)	5	轴向磨损			100															
(4)	6	轴向不对中			100															
(5)	7	轴承对轴颈偏心				100														
(6)	8	轴裂纹																		100
(7)	9	转子红套过盈不足																		
(8)	10	轴承座松动																		100
(9)	11	箱体支座松动																		100
(10)	12	联轴器不精确																		100
(11)	13	间隙引起振动																		100
(12)	14	亚谐共振																		100
(13)	15	油膜涡动																		100
	16	油膜振荡																		100
(14)	17	蒸气涡动																		100
(15)	18	气流压力脉动																		100
	19	阀门振动																		100
	20	电网干扰																		100

3.2 模糊数学诊断法

3.2.1 隶属度概念和隶属度函数。

一般所讲某种故障严重及某处振动大等概念实际都是不分明的。通常认为振动超过某界

限值就是异常，而小于此值就认为正常，这种非此即彼的断然划分方法不合理，采用模糊数学方法就是将这个不分明界限用一个“隶属度”来表示。这种模糊的描述能更符合实际的反映机组存在的各种故障。

设用 x 表示某种故障症状（例如振动峰峰值）的明显程度，为了将 x 用一个模糊量表示，选取一个隶属度函数：

$$\mu(x) = \begin{cases} 0 & (0 \leq x \leq x_0) \\ \frac{k(x-x_0)^2}{1+k(x-x_0)^2} & (x > x_0) \end{cases} \quad (2)$$

$0 < \mu(x) \leq 1$ ， $\mu(x)$ 接近 0 表示否定，接近 1 表示肯定，而任一中间量则表示肯定程度的大小。在 (2) 式中可以取 $x_0=0$ ， $k=1/2500$ ，使振幅（峰—峰值）超过 $50 \mu\text{m}$ 时，“振动大”的隶属度大于 0.5，以 0.5 为界限值。

3.2.2 模糊关系矩阵

为了反映症状和各故障之间的关系，引入模糊关系矩阵，它是大量分析、试验、测试和现场实践经验的总结，也可以取表 7-9。用模糊关系矩阵将故障症状的隶属度转为故障的隶属度。

3.2.3 故障诊断原理

同一机组可能同时存在若干种故障，因此模糊诊断的结果是给出这台机组存在各种故障的隶属度，它表示这种故障存在的倾向性和严重性的程度。

由 n 个故障构成故障向量，并将各元素转换成隶属度就构成了故障模糊向量 A 。又假设 n 种故障反映的症状共有 m 种，将它们分为三类症状群：第一症状群由 m_1 个振动信号的工频及分、倍频分量组成；第二症状群由 m_2 个表征某些故障特征的现象组成；第三症状群由 m_3 个计算机不能自动识别，而要通过人机对话才能确定的症状组成。则：

$$m = m_1 + m_2 + m_3$$

将这三个症状群中的 m 个元素用 (2) 式转换成相应的模糊量：

$$\begin{aligned} B_1 &= (\mu^{(1)}_1 \cdots \mu^{(1)}_{m_1})^T, \\ B_2 &= (\mu^{(2)}_1 \cdots \mu^{(2)}_{m_2})^T, \\ B_3 &= (\mu^{(3)}_1 \cdots \mu^{(3)}_{m_3})^T, \end{aligned}$$

将反映各种故障和各症状群之间关系的模糊关系矩阵分别用 R_1 、 R_2 、 R_3 表示，则：

$$\begin{aligned} A_1 &= R_1 \cdot B_1, \\ A_2 &= R_2 \cdot B_2, \\ A_3 &= R_3 \cdot B_3. \end{aligned}$$

最后得到各故障的隶属度，即故障模糊向量为：

$$A = A_1 \hat{+} A_2 \hat{+} A_3 = R_1 \cdot B_1 \hat{+} R_2 \cdot B_2 \hat{+} R_3 \cdot B_3$$

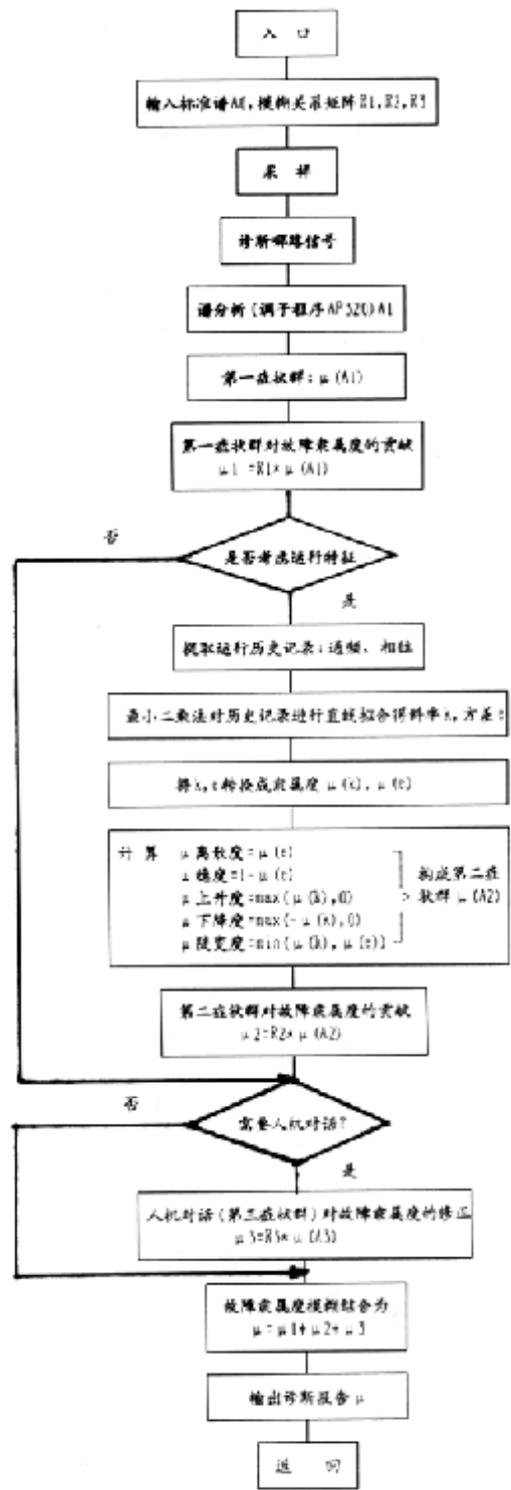
运算符“.”采用普通的矩阵乘法，可以看作模糊关系矩阵作为权因子对症状隶属度的加权修正。两个症状群之间的运算则采用的形式，体现了相互间的加强和扶持作用。

故障诊断程序框图如图 7—14.1 所示。对某发电机组的诊断结果见表 7-10

表 7-10 诊断报告
新华电厂#5 机组 功率 兆瓦 转速 2991
诊断日期 1988.12.16 时间 16: 42: 54

序号	故障类型	隶 属 度			
		频谱特征	其它特征	人机对话	综合意见
1	质量不平衡	.22732	.82792	0	.22723
2	初始轴弯曲	.22723	0	0	*.22723
3	不对中	.09851	0	0	*.09851
4	碰摩热弯曲	.22723	.06871	0	.06871
5	温度热弯曲	.22723	.05019	0	.05109
6	碰摩	.17963	.05109	0	.05109
7	轴承箱或汽缸松动	.02955	.06871	0	.02955
8	部落脱落	.22723	.01064	0	.01064
9	油膜振荡（涡动）	0	0	0	*0

注：表中有*的表示信息不足（第二、三症状群没有信息）



3 灰色关联度诊断法

根据灰色系统理论，系统分析为三种：白色系统是信息完全清楚的系统；黑色系统则反之；而灰色系统是部分信息清楚，部分信息不清楚的系统。灰色系统理论是研究如何利用已知信息去揭示未知信息，也就是系统的白化问题。而灰色系统理论中的关联度分析在故障诊断中的应用就是通过研究系统（如转子系统）的症状与故障的相关性，以进行诊断。此法有如下特点：计算方法简便，计算量比回归分析小得多；诊断结果可靠，便于现场工作人员掌握和利用等。

设要建立的标准故障向量为 m 个，每个向量有 n 个元素，则标准故障向量矩阵为：

$$[x_{ri}] = \begin{bmatrix} x_{r1} \\ x_{r2} \\ \vdots \\ \vdots \\ x_{rm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{r1}(1)x_{r1}(2)\cdots x_{r1}(n) \\ x_{r2}(1)x_{r2}(2)\cdots x_{r2}(n) \\ \vdots \\ \vdots \\ x_{rm}(1)x_{rm}(2)\cdots x_{rm}(n) \end{bmatrix}$$

$[x_{ri}]$ 可由表 7-9 构成，实测的症状向量为 $[y]=[y(1), y(2), \dots, y(n)]$ ，可由各频率分量组成，并已无量纲化，即以频率分量中的最大值除各分量。现研究症状向量与标准故障向量矩阵的关联程度。定义 $[y]$ 与 $[x_{ri}]$ 中各对应元素的最小绝对差值为：

$$\Delta_{\min} = \min \left[\min_{i,j} |y(j) - x_{ri}(j)| \right]$$

($i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$)

相应的最大绝对差值为：

$$\Delta_{\max} = \max \left[\max_{i,j} |y(j) - x_{ri}(j)| \right]$$

($i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$)

则 (y) 与 $[X_{ri}]$ 在 j 点的关联度系数 $\zeta_i(j)$ 的表达方式为：

$$\zeta_i(j) = \frac{\Delta_{\min} + \rho \cdot \Delta_{\max}}{|y(j) - x_{ri}(j)| + \rho \cdot \Delta_{\max}}$$

($i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$)

式中 ρ — 分辨系数, $0 < \rho < 1$, 常取 $\rho = 0.5$ 。相应的关联度为:

$$R_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \zeta_i(j)$$

从而可得关联度序列:

$$[R] = [R_1, R_2, \dots, R_m]$$

将关联度序列从大到小依次排列, 即: $R_s > R_h > R_p$ 。式中 s, h, p 分别为 $\{1, m\}$ 中某个自然数, 这体现了 $[y]$ 与 $[x_r]$ 中的第 s, h, p 向量的关联程度从大到小的排列次序, 从而提供了 $[y]$ 划归 $[x_r]$ 中某个标准故障模式的可能性大小的次序。

关联度分析识别故障模式的算法的计算机程序框图见图 7-14.2。对某电厂给水泵异常振动的诊断结果见表 7-11, 表 7-12。表 7-11 是实测的症状向量 $[y]$, 表 7-12 是关联度序列 $[R]$ 。根据表 7-12 的关联度序列大小及对照表 7-9 括号中的序号可知, 故障是密封引起的自激振动和轴裂纹。该结果与实际基本吻合。

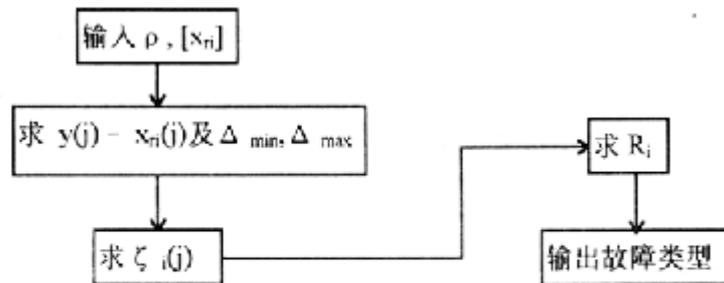


图 7-14.2 计算机程序框图

表 7-11 症状模式特征向量

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9
水平 $x_{1s}(j)$	0	0	0	1	0.61	0.49	0.91	0.95	0.88
垂直 $x_{2s}(j)$	0	0	0	0.89	0	1	0.9	0.7	0.81

表 7-12 关联度序列

i	1	2	3	4	5	6	7	8
R_{1s}	0.666	0.579	0.583	0.631	0.627	0.706	0.423	0.443
R_{2s}	0.585	0.549	0.554	0.668	0.590	0.648	0.532	0.545

i	9	10	11	12	13	14	15
R_{1s}	0.484	0.558	0.702	0.521	0.521	0.586	0.658
R_{2s}	0.545	0.590	0.688	0.582	0.582	0.595	0.697

以上三个方法虽然直观, 输入容易, 简便有效, 但有以下缺点:

- (1) 小规模问题有效, 但诊断对象复杂并且规模大时, 推断原因有困难。
- (2) 只能处理数值参数, 而对诊断很有用的非数值信息不能被利用。
- (3) 系统本身缺乏柔软性, 难以追加新的诊断算法及变更原有算法。
- (4) 有可能得不出诊断结果。

3.4 专家系统诊断方法

为了解决上述缺点，开发了基于知识工程学的，类似于人类逻辑思维的信息处理系统——故障诊断专家系统。专家系统是一组计算机软件系统，它具有相当数量的权威性知识，具备学习功能，并能采取一定策略，运用专家知识进行推理，解决比较难的问题。一般的专家系统由数据，知识和推理构成，见图 7-15。如图所示，根据知识库进行诊断，这种知识库是用故障树分析法（FTA，是由故障分析原因的方法），故障模式影响分析法（FMEA，是由原因分析机器会发生什么故障和异常征兆，是和 FTA 相反的分析方法），及关系矩阵将从领域专家那里收集的各种诊断知识以及实验结果、设计理论和过去的经验化为规则而构筑成的。从而象在“二”和附录中所述的故障和振动的关系，也可以做为知识库利用在知识库中不仅包含了数值参数而且包含了数值以外的知识。应用专家系统可以使诊断自动化，克服了以往根据数学模型的诊断方法的许多缺点，最适合处理各类无统一的精确理论描述的问题。

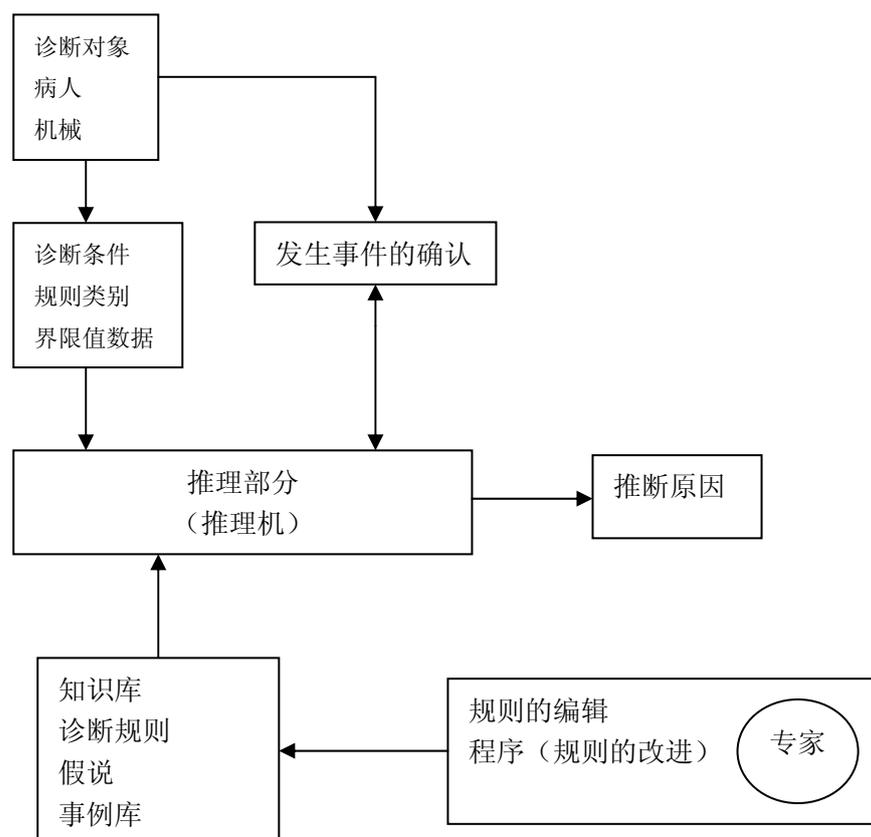


图 7-15 一般专家系统的组成

故障诊断专家系统在推理时刻首先从已知故障出发向前推理直到找出原因，若现有知识不够充分，系统则向后推理决定需要什么信息，在补充知识空白。实际机组中一个异常振动是由多个原因引起时，要用“可信度”来表示那个原因最确切，求可信度的方法是专家系统的重点。为了把经验丰富的运行人员的定性的、主观的知识变为可行度，也可利用模糊推理的方法。

虽然专家系统的实际应用很广泛，但也存在一些弱点，如：

(1) 专家系统诊断准确率高高低主要取决于知识库中知识的多少及正确率大小，其成功与否和领域专家的经验有关，不同的专家可能给出相互矛盾的诊断规则。因此开发一个复杂的多功能的专家系统对开发者和领域专家都比较困难，并且周期长。

(2) 专家系统的知识获取比较困难。

(3) 专家系统的知识库中知识量大, 虽可提高诊断准确率, 但其代价是增加了诊断时间。因此准确率高和时间短是相互矛盾的, 难以同时满足。

(4) 通用性差。

3.5 神经网络诊断方法

大型旋转机械的运行状态比较复杂, 进行监测的参数较多。一旦出现故障, 面对多种报警信号, 要求运行人员在极短的时间内作出重要决策, 很困难。由于报警信号模式与故障之间并不是单值对应关系, 当运行方式不同时, 同一故障还可能表现出不同的报警信号模式。而当出现测量仪器偏差等问题时, 报警信号中很可能含有噪声, 这些因素都给报警信号分析增加了更大难度。运行人员分析一组复合报警信号的过程可看作是一个模式识别的过程。目前大多数常规技术的主要缺陷是无法对含有噪声的报警模式精确分类。虽然用专家系统推理可以部分克服这一不足, 但专家也具有上述的弱点。

人工神经网络 (ANN, Artificial Neural Network) 是一种解决以往方法无法解决的网问题的有力工具, 正越来越受到国际工程界的高度重视, 对它的研究也越来越广泛和深入。

ANN 是由一些简单 (通常为自适应的) 的单元及其层次组织的大规模并行联接构造的网络, 它致力于按照生物神经系统的同样方式处理真实世界的客观事物。ANN 类似于人类的形象思维。

用 ANN 进行信号识别和故障诊断具有一些突出优点, 如:

(1) 具有正确识别噪声模式的能力, 因此可做为报警处理的一种比较好的方法。

(2) 可同时对多个输入信号进行并行处理, 并且处理速度快。所以报警和诊断速度快, 并且不含任何规则, 易于获取知识, 因此适合于大型旋转机械实时监测与诊断。

(3) 具有联想记忆能力, 可把不同的报警模式与同一故障对应起来。

(4) 能够有效处理故障类型与故障信号之间的复杂非线性关系, 所以对于那些难以描述故障类型与故障信号之间的逻辑关系而又缺乏专家经验的场合其作用尤为突出。

所以在提高旋转机械报警信号处理及故障诊断的可靠性方面具有很大潜力。

应用 ANN 还可进行传感器检测信号的有效性确认, 以及运行变量的异常判别。

ANN 还有不足, 选取参数很难, 一般靠经验来选; 只对训练事例联想性能好, 而对非训练事例误差较大; 用户只能看到其输入、输出, 但对中间的分析演绎过程不知道; 另外 ANN 与专家系统相比, 虽易于获取知识, 但却不适于处理启发式知识, 而专家系统则可以有效弥补这一不足, 因而将 ANN 与专家系统相结合, 来共同提高旋转机械的安全性及可靠性也是一个很有前途的方法。

3.6 用振动向量法判别不平衡振动的原因

引起异常不平衡振动的原因有多种, 例如:

(a) 因平衡不良使残留的不平衡过大。

(b) 转子上的部件脱落 (缺损)。

(c) 因转子热不平衡造成的弯曲 (热弯曲)。

(d) 转子和静止部分的接触 (碰摩)。

仅仅靠振动频谱分析不能判别这些原因, 因为它们引起的振动频谱特征都是转速频率分量突出。因此提出了着眼于不平衡振动向量对时间的变化特征来判别原因的方法。

图 7—16 表示了在各个不平衡原因中转速频率分量的向量从时间 t_0 到 t_E 的变化轨迹。图中的箭头表示了在某一个规定时间里的影响向量。

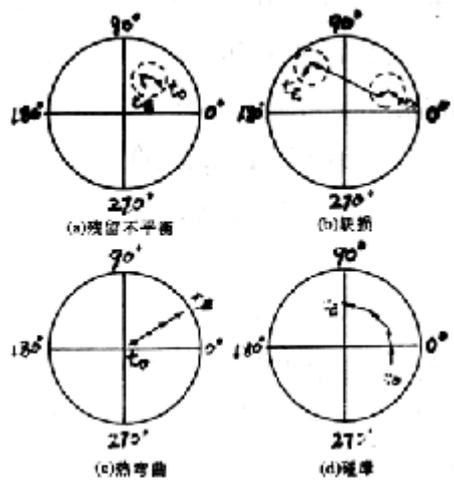


图 7-16 不平衡原因和振动特征

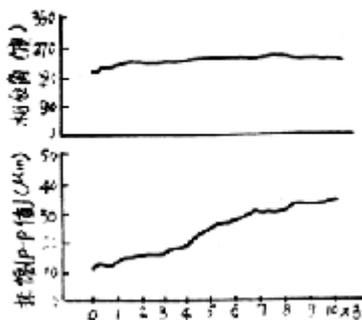


图 7-17 发生热弯曲时的振动

在残留不平衡的情况下，振动向量大致和图 7-16 (a) 所示的一致，影响向量的移动范围限于由点组成的狭小圆圈内。在缺损的情况下，如图 7-16 (b) 所示在刚发生缺损后的短时间里，影响向量由区域 t_0 向区域 t_E 大范围的移动，而在其前后和残留不平衡的情况大致一样。发生热弯曲时振动向量如图 7-16 (c)、图 7-17 所示，相位大致一定，仅振幅变化。碰摩振动虽是一种热弯曲振动，但因其接触位置变化，故振动向量如图 7-16 (d) 所示振幅和相位都发生变化。

求一定时间间隔下的影响向量的方法如图 7-18 所示，在均等的微小时间间隔里求出变化向量，互相比较相邻的变化向量来判别振幅和相位变化的大小。

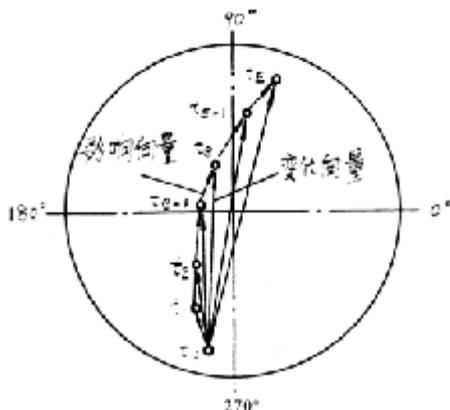


图 7-18 不平衡振动的原因的判别原理

3.7 全息谱诊断法

利用二维全息谱可以确诊许多故障，而在一般的付氏谱中这些故障的特征往往彼此混淆。图 7-19 (a) 所示是转子不对中的全息谱，其 $2x$ 、 $4x$ 分量不但幅值大、偏心率大，而且两椭圆的长轴接近互相垂直。图 7-19 (b) 所示是转子带有横向裂纹的情况，其 $2x$ 分量幅值大，偏心率很小。这样转子不对中和横向裂纹虽都以二倍频分量做为故障特征，采用二维全息谱就能加以区分。图 7-19 (c) 是机组动静碰摩时的全息谱。谱上的倍频分量很多，有时达 20 倍以上。各倍频椭圆的偏心率也很大。与转子不对中特征不同，碰摩时全息谱上 $2x$ 与 $4x$ 两个分量的长轴不相互垂直，各高阶分量的幅值衰减很慢，并且有明显的倍频分量出现。

用全息谱可以用来区别半倍频分量的存在是因油膜涡动所致，还是因管道低频激励所致，见图 7-19 的 (d) 与 (g)。图 7-19 (d) 是管道中的气流作用在气体压缩机转子上一个很大的垂直力时，产生的半频振动分量。这是一个偏心率很大的椭圆，并且长轴垂直于横坐标轴。图 7-19 (g) 是气体压缩机产生油膜振荡时的涡动频率分量，这是偏心率很小的椭圆，两者有明显差异。

二维全息椭圆的合成方向也是确诊一些故障的标志。如离心压缩机转子因旋转脱流引起约 $0.8x$ 分量的振动，其椭圆合成方向与工频椭圆相反 (图 7-19 (e): $-0.8x, +1x$)，而低频喘振引起的椭圆与工频椭圆的合成方向相同 (图 7-19 (f): $+0.1x, +1x$)。

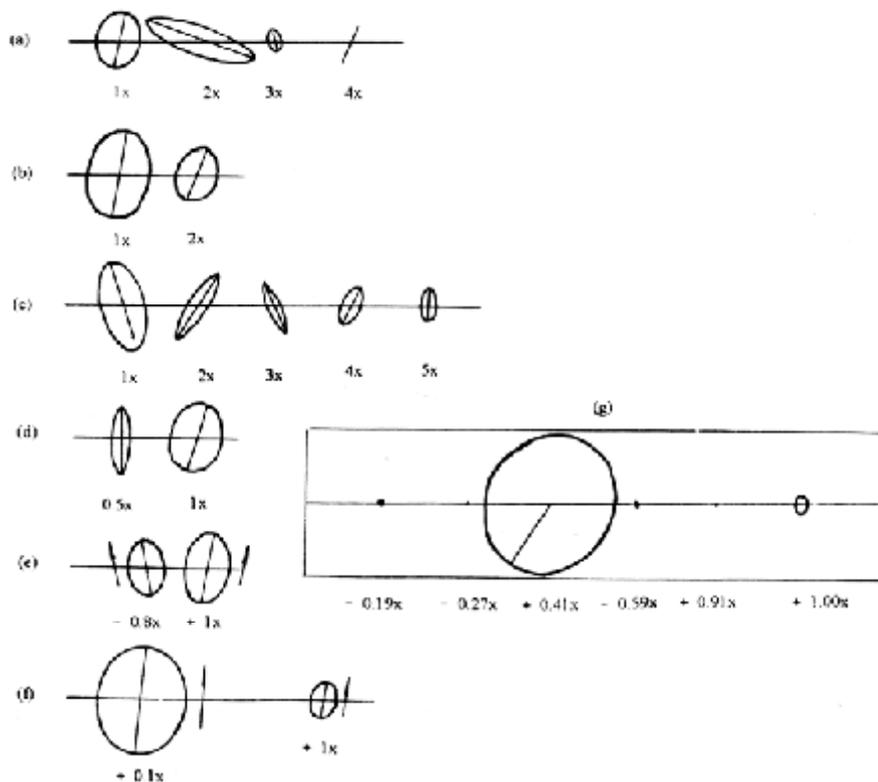


图 7-19 一些故障的二维全息谱特征
 (a) 不对中 (b) 横向裂纹 (c) 碰摩 (d) 管道低频激励
 (e) 旋转脱流 (f) 喘振 (g) 油膜振荡

通过介绍振动向量法和全息谱法以及有关例子说明一些故障特征与相位信息密切相关，忽视了相位信息是无法得到这些特征的。因此相位信息在故障诊断中具有重要价值，必须予以重视。

3.8 用声发射（AE）法诊断旋转机械故障

在旋转机械中转子动静碰摩，滑动轴承接触、损伤和烧瓦，转子裂纹、泄漏、松动、撞击、电磁激振会引起转子异常振动。以往是用监测振动和温度的方法来进行诊断。但振动、温度是间接现象，故障没有相当的发展就不会有明显的变化，这样可能会导致为时已晚的事故发生，而且故障发生的位置也难以知道。另外许多故障往往会引起类似的异常振动，给振动法诊断故障造成了困难，因此开发能早期、直接检测故障的方法很有意义。

声发射（AE）法是直接检测固体材料在受力变形和被坏之际发生的弹性波的方法，所以可以做为早期，直接检测上述故障的方法。应用 AE 法只要设置一个传感器就有可能在广泛的范围内进行监测，若设置多个传感器由 AE 信号到达的时间差，可标定出 AE 源发生的位置坐标。

根据实验结果发生上述故障后，最显著的特征是 AE 波形由原来的高频平稳随机波形变为调幅波型。如果发生转子碰摩、滑动轴承轻微接触、转子产生裂纹，则调制信号会包含与转速谐调的波形。当是前两种故障时这个谐调波形是连续型的，若是转子裂纹则是突发型的。当轴承发生损伤、烧瓦时调制信号是突发型的，不含谐调波。因此对 AE 波做包络线检波，再对包络波做信号处理就可以提取故障特征，以判别是否发生了上述故障。

信号处理的过程如下：（1）判别包络波型类别：计算脉冲指标即峰值与平均幅值（绝对值）之比。若比值大于界限值为突发型，否则为连续型。（2）由于包络波中还含有噪声，使得谐调波往往不很明显，为了提高信噪比，以转速信号为时标，对包络波做多次迭加平均可以减少噪声突出谐调波。（3）对包络波做自相关计算可以从噪声中有效地检出谐调波。（4）对包络波做 FFT 可以将噪声频率分量与谐波分量清楚的分开，所以对包络波做多次迭加平均，计算自相关函数和频谱分析是提取故障特征的强有力工具。

用模糊模式识别法和灰色关联度分析法来识别包络波及其自相关波形是否是谐调波以及包络波频谱中谐波分量是否突出。

用模糊模式识别法识别包络波频谱图象特征的过程大致是：根据多次实验得到有、无故障（如动静碰摩）时的大量包络波频谱，用模糊统计方法及最小二乘法求出有无故障的频谱中谐波分量与邻近频率分量之比值的隶属函数表达式 $\mu_{有}$ 、 $\mu_{无}$ ，将待识别的频谱中的比值分别代入到 $\mu_{有}$ 、 $\mu_{无}$ ，若 $\mu_{有} > \mu_{无}$ 则谐波分量突出发生碰摩故障，否则无碰摩。

为了提高识别可靠性，还可用灰色关联度分析法来识别，将识别结果验证上面的结果。识别过程大致是：建立有、无故障的频谱中比值的标准模式特征向量 $X_{有}$ 、 $X_{无}$ 以及待识的频谱中比值的特征向量 X_t ，分别计算 $X_{有}$ 与 X_t ， $X_{无}$ 与 X_t 中各对应分量的差值 $\Delta_{有t}(u)$ 和 $\Delta_{无t}(u)$ ，在全部差值中找出最大差值 Δ_{max} 。

计算各差值的关联系数：

$$L_{有}(u) = \frac{\Delta_{max}}{\Delta_{有t}(u) + \Delta_{max}}$$

$$L_{无}(u) = \frac{\Delta_{max}}{\Delta_{无t}(u) + \Delta_{max}}$$

$u=1, \dots, n$ (n 是谐波分量的个数)。

计算关联度:

$$\gamma_{有} = \frac{\sum_{u=1}^n L_{有}(u)}{n}$$

$$\gamma_{无} = \frac{\sum_{u=1}^n L_{无}(u)}{n}$$

若 $\gamma_{有} > \gamma_{无}$ ，则有故障，否则无故障。实际情况表明两种方法的识别结果是一致的。在转子两端支承处安装AE传感器 S_1 、 S_2 ，由AE信号到达的时差 Δt 计算AE源（即故障发生处）在轴上的位置。方法是对由两个AE传感器 S_1 、 S_2 检测的两个AE信号的包络波做非递归数字多频段带通滤波得到与转速谐调的波形，对这两个波形做互相关计算得到互相关波形，由波形的最大点来确定 Δt 。由下式计算发生源的位置： $\Delta L = k v \Delta t / 2$ ， ΔL ：到转子中心的距离， v ：声速， k 声速修正系数。

应用 AE 法和振动法诊断滑动轴承接触的实验结果见图 7-20 (a)、(b) 和图 7-21 (a)、(b)。图 7-20 (a)、(b) 是滑动轴承有、无接触时的轴位移振动频谱, 两者差异不明显, 图 7-21 (a)、(b) 是 AE 包络波频谱, 两者有显著的差别。由两图对比可见 AE 法的优越性。还对某电厂机组的异常不平衡振动进行了诊断, 认为是因碰摩所致, 后被揭缸检查的结果所验证。这表明 AE 法诊断碰摩是有效的。机组发生碰摩时的 AE 包络波的自相关波形及其频谱图见图 7-22。从图上看自相关波形是与转速谐调的周期波, 频谱图中转速频率分量及谐波分量比较突出, 具有前述的碰摩特征。

AE 法还可以对在泵, 压缩机上用的机械密封的滑动面状态和滑动面的损伤状况进行推断, 以及进行异常判别和故障预测。也可以预测泵的气蚀、腐蚀。其效果比振动法, 温度法好。

AE 法还可检测滚动轴承的故障。滚动轴承在运行中受到交变载荷及过载时, 接触面都可能形成裂纹并扩展, 从而产生声发射; 硬物落入滚动轴承接触面时会造成凹痕变形, 并产生声发射; 表面裂纹、凹痕会造成运行时的冲击载荷, 使接触面变形而产生声发射; 润滑不良时, 使接触状态变化, 从而产生与正常状况不同的声发射。发生上述故障时, 声发射波形振幅增大并被低频信号调制, 而无故障时, 则无此情况。因此用声发射技术可直接检测上述滚动轴承的异常。对声发射波形进行包络检波可以突出故障特征, 有利于识别故障, 这是一个很重要的检测方法。

声发射技术的主要特点是能发现早期故障, 可监测高、低速轴承故障等, 不足是诊断的故障范围较窄, 信号易受干扰。振动技术的特点是能诊断的故障范围较广, 诊断迅速, 但对低速轴承等监测效果不好。因此将声发射诊断技术和振动监测诊断技术结合起来对提高监测诊断的可靠性, 确保设备安全运行具有重要意义。

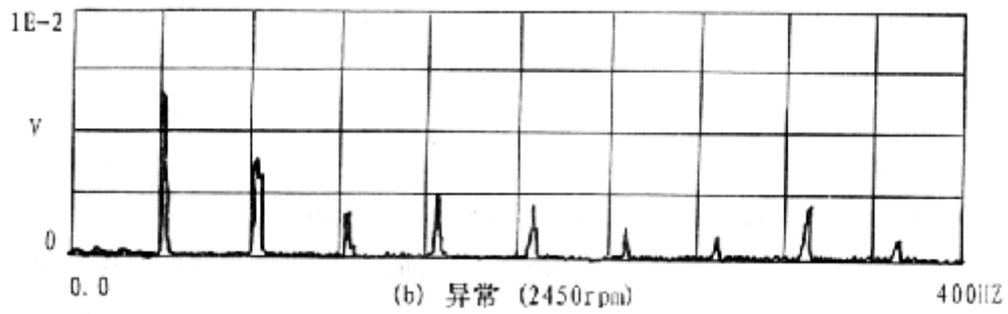
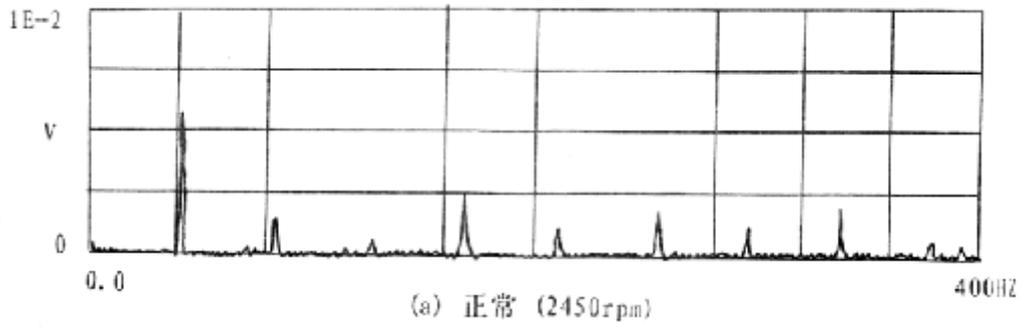


图 7-20 轴瓦与轴接触前后轴振动频谱

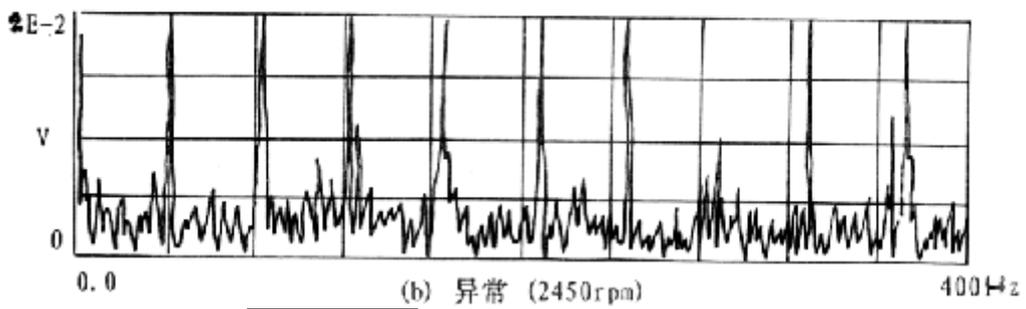
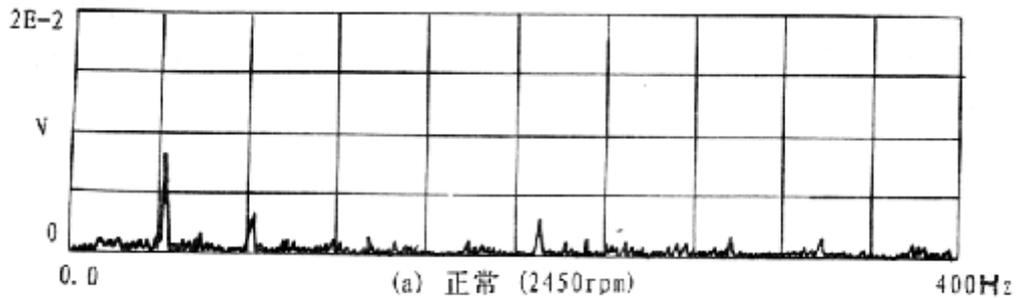


图 7-21 轴瓦与轴接触前后 AE 包络波频谱

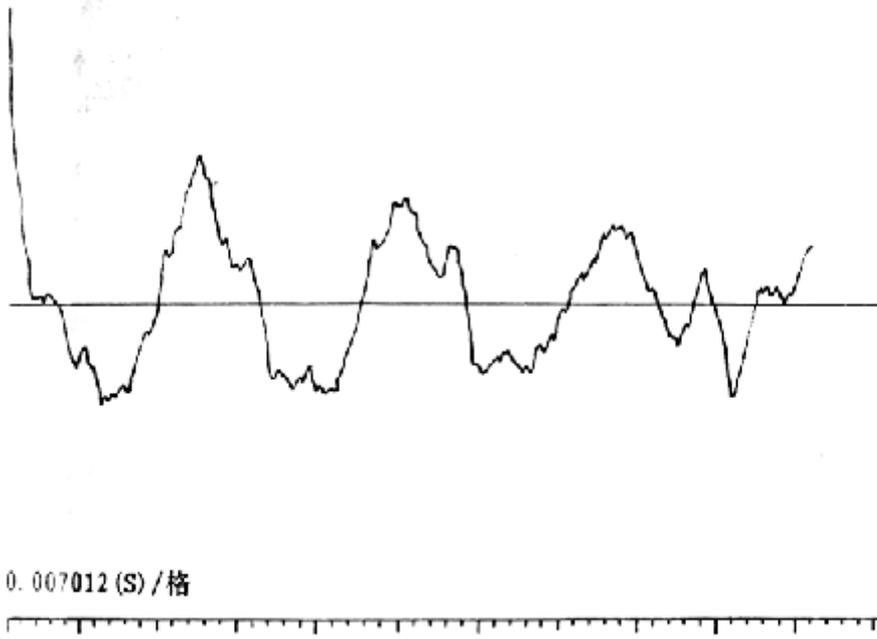


图 4.1.2-28(a) 汽轮机发生碰摩的 AE 包络波自相关波形 (600rpm, 开封电厂 3 号机组)

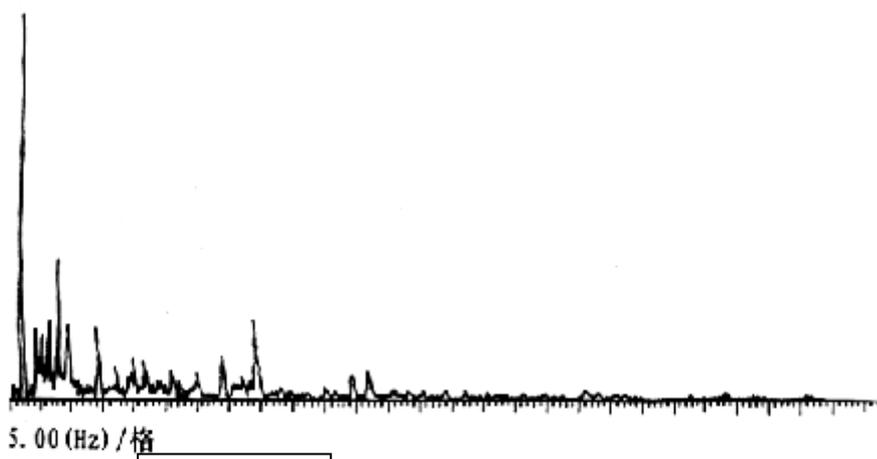


图 7-22 汽轮机发生碰摩的 AE 包络波频谱图

第三节 设备状态监测工作中应注意的问题

许多对设备状态监测工作不十分了解的领导和刚刚开始从事设备状态监测工作的技术人员都有一种希望，那就是能否使用一种仪器或系统，一经测量就能立刻判定出故障在那个位置、严重程度如何、是何种故障、产生的原因是什么……。实际上，设备的结构如此复杂，故障如此之多，原因又多种多样，即使同一台设备，不同的寿命阶段又有不同的征兆，各种故障的征兆既有共性又有个性，因此，不可能有一种仪器能够满足这种要求。目前已经推出的比较先进的在线监测与故障诊断专家系统，结合设备具体情况对其故障诊断专家系统进行“训练”后，基本上可以达到上述要求，但还要从经济角度考虑是否合算。

事实上，不可能一台仪器到现场一经测量，不需要了解设备的结构特点、运行参数就可以马上对设备的故障做出诊断结论。刚开始开展设备状态监测工作的人员容易有一个倾向，不重视简易诊断，刚起步就想使用精密诊断仪器，这些愿望是可以理解的。但是在建立设备诊断系统，选配有关仪器时，最好的方式还是先易后难，先简后精，这样的做法有两个好处：一是先使用一段时间简易诊断仪器，积累一些经验后，再使用精密诊断仪器进行复杂故障诊断相对容易一些，不会产生畏难情绪，工作中也不容易产生误诊误判，对工作有利；二是企业领导总会站在一定的高度从全局来考虑问题，在没有取得任何效果的情况下很难一下子投入大笔资金去购置精密诊断仪器，如果先投入一小笔资金，一般情况下比较容易得到批准。而先购置简易诊断仪器，开始开展状态监测工作，待取得一定效果后再购置精密诊断仪器则是水到渠成、顺理成章的事情。

总之，在开展设备状态监测工作中应注意解决以下几个方面的问题。

(1) 定性检测与定量检测的关系

定性检测通常是指使用简易诊断仪器在现场发现设备有无异常现象，有时也可以初步判断故障的部位及严重程度。

定量测量是指使用具有较多功能的分析诊断仪器在现场对设备的各测点参数给出一定量值，并从量值的变化判断设备是否异常、异常程度及变化趋势。

对于基层状态监测人员，最重要的是发现设备的异常现象，给出设备定性诊断结论。定量检测虽然更有说服力、更全面，但定性与定量相比，定性检测所需费用较低，也容易掌握，容易实施，特别是能充分发挥基层人员和原有设备维护检修人员的实践经验。而定量分析则需要相对复杂的仪器，相对专业的知识，费用自然也相对较高，应该由具有一定技术、技能的人员来完成。在实际工作中，必须把定性检测与定量测量有机地结合起来，在定性检测的基础上逐步开展定量测量工作。

(2) 简易诊断与精密诊断的关系

国内外对简易诊断与精密诊断的定义和界限不尽统一，'实际上也并没有严格的界限。一般是将直接测量并显示其数值的仪器称为简易诊断仪器，而将那些对各种信号做出不同的分析处理和复杂变换，显示出图像和数据的仪器称为精密诊断仪器。事实上，目前的大量状态监测仪器都介于二者之间，无论是简易诊断还是精密诊断，最终必然涉及到数据和图像的识别问题，都需要积累数据，在同类设备间作横向比较，对同一设备作纵向的趋势分析比较，也就是类比判断和相对判断。总的来看，简易诊断是精密诊断的基础，精密诊断应该在简易诊断的基础上进行，这样才可以有的放矢，事半功倍，收到良好效果。

(3) 模糊与精确的关系

无论是在前面介绍的诊断标准中，还是在实际工作中，经常会遇到一些用模糊概念描述的状态，例如正常、还容许、严重磨损、剧烈振动、运转不正常等。事实上，即使经过精密诊断给出的结论也多数是模糊的，如“振动剧烈，加强监测，监护运行”。这是由于定性地指

出故障属于模糊的范畴,虽然对故障部位可以精确地测量、计算,但由于设备的复杂性,故障的多样性,最终也只能得出无法精确计量的结论,这就又回到了模糊的范畴。例如对于不同的机器,由于其精度要求不同,同样的振动值,就无法给出同样的结论。因此,判断标准应当根据实际情况来制订,应当采用模糊数学的有关理论和概念去正确描述设备诊断中遇到的各种现象。

在实际工作中除了正确处理好上述几个关系外,由于诊断结论是根据测试数据得出的,而影响测试数据的因素又很多,为了保证数据的可比性,在测试过程中对一些条件应尽量保持其相对稳定。辽阳化纤在实际工作中总结出的"八个固定"就是一个很好的经验。

(1) 定机组

要把停机损失和维修费用大的设备作为选定对象,并要考虑人力情况,保证覆盖一定数量的设备。

(2) 定参数

要把最能表征设备技术状态和故障发展趋势的参数,再结合相应诊断方法的需要列出选定参数。

(3) 定测点

要把能全面反映设备技术状态以及距敏感点路径最短和便于测量的必不可少的测点列为选定测点。

(4) 定周期

要根据不同设备和测点以及其劣化情况,选择定期、随机或长期监测,并根据故障频度,确定其监测周期。

(5) 定回路

在使用简易诊断仪器或数据采集器进行巡回点检时,为了有利于提高工作效率,需要事先选定科学的工作回路和建档方法。

(6) 定标准

要根据监测对象适用的、国内外已发布的标准,分别选定有关的绝对式、相对式或类比式判断标准。

(7) 定仪器

应根据所选定的参数确定可供使用的仪器、仪表,如便携式诊断仪器或固定式在线监测仪表等。

(8) 定人员

为有利于积累经验和便于比较,以及能和所管设备的实际状态相结合,一般应固定检测人员,或实行区域承包制。

第四节 石化行业机械设备故障诊断经验介绍

在石化行业的各类工厂中，各种各样用来输送不同工作介质的旋转机械被大量使用着，这些旋转机械如压缩机、汽轮机、风机、各种水泵、工艺物料泵、电机、齿轮箱等，特别是那些高转速、大容量而且是单系列配置的旋转机械的长周期安全稳定运行，在大型石油化工企业的生产中是至关重要的，对大型单系列流程化生产的工厂来说，则更是性命攸关的。在这样的工厂中，处于生产关键部位的旋转设备很多，只要其中任何一台机组出现故障，都会立即影响全厂的正常生产。这不仅会给机器本身直接带来损伤，而且因检修设备造成的停产以及开停车时的放空等等，其经济损失是巨大的。因此，石化行业各个炼油厂及其他相关厂家自 20 世纪 80 年代以来，积极开展了形式多样的旋转机械状态监测与故障工作。石化行业主要是从以下几个方面开展工作的：加强对旋转机械的振动监测，重点解决设备故障原因；使用轻便高效的探伤仪、测厚仪、内窥镜等技术加强对压力容器的检验；开展热监测技术，利用红外热像仪监控厂内重点发热部位；开展油液分析技术，研究机器的磨损程度等等，在此不一一赘述。目前，石化行业在状态监测与故障诊断中技术最成熟、应用最广泛就是振动监测。现对胜利油田石油化工总厂设备综合管理及振动监测工作做一简要介绍。

一、石化总厂设备管理工作基本情况

经过十几年的建设发展，胜利石化总厂目前已达到 150 万吨/年配套加工能力，有 150 万吨/年常减压、60 万吨/年重油催化、50 万吨/年柴油加氢、9200 标方 / 时制氢、0.5 万吨 / 年硫磺回收、15 万吨 / 年催化重整、40 万吨 / 年延迟焦化和 8 万吨 / 年气体分离等 8 套炼油生产装置。主要产品有汽油、柴油、液化气、丙烯、石脑油、硫磺、石油焦等。

截至 2005 年上半年，石化总厂炼油主业已形成设备固定资产原值 8.38 亿元，净值 3.75 亿元，设备新度系数 0.45。全厂共拥有各类设备 15744 台（套），其中主要设备 592 台（套）。共有工业锅炉 4 座，加热炉 12 座，塔、反应器类设备 82 台，容器储罐 621 台，换热设备 414 台，机组 17 台，机泵类通用设备 812 台，机车 2 辆，铁路罐车 409 辆，仪器仪表 11996 台（套），动力电气设备 1067 台。全厂共有 GC)、GC2、GC3 类工业管道 104725m，有静密封点 356536 个。2005 年以来，全厂开工装置设备完好率始终保持在 96% 以上，全厂平均综合泄漏率在 0.5% 以下，仪表完好率 99%、使用率 97%、自控率达到 92% 以上，多年来无重大以上设备责任事故的发生。

二、石化总厂状态监测基本情况

近年来，胜利石化总厂设备管理工作以确保装置“安稳长”运行为目标，依靠科技进步，加强基础建设，在“规范”、“落实”制度上狠下工夫，保证了安全生产。建立健全了设备管理网络，形成了较完善的设备管、用、修体系。建立了由主管副厂长和设备副总工程师一机动科一车间设备主任和设备技术员组成的三级设备管理网络。拥有工种较齐全的设备检维修队伍，其中机、电、仪“三修”车间属主体，保运公司参与厂装置保运及检维修。2004 年，石化总厂把开展预知维修作为加强维修管理的一项重点工作内容，组织修订了“三修”车间工作标准和管理考核办法，制定了《石化总厂设备预知维修、检查维护管理规定》。加强了对重点设备和关键部位的状态监测，随时掌握设备运行特性和规律，减少了故障和事后维修成本。严格进行考核。每月底由生产车间、机动科根据检查考核标准共同对“三修”车间的预防维修和检查维护工作情况进行考核，并根据考核结果进行奖罚。

目前我厂共有压缩机组 21 台，其中关键机组 5 台。总厂制定了《大型机组特级维护管理制度》、《设备状态监测管理规定》、《预知维修、检查维护管理规定》等管理规章制度，并组织开展了以下工作：

(1) 成立了由管理、使用单位和机、电、仪“三修”车间组成的五位一体特护小组。每周由机动科牵头组织对全厂关键机组进行一次定期检查、维护，每月小组集体讨论分析运行参数，优化运行状态。

(2) 关键机组每两周对润滑油主要技术指标化验一次，每月进行一次全面光谱分析，随时掌握油质变化情况并做好记录，保证油质合格，发现问题及时处理。

(3) 加强对大机组状态监测。除了保证在线监测仪表完好还配备了先进的数据采集及故障分析仪器，每两周对大机组进行一次巡回状态监测，通过分析及时总结机组运行趋势。2004年新上了一套远程在线故障监测分析系统，对重油催化车间3台关键机组运行情况进行实时监测，相关人员可以在网络上随时查看被监测机组的运行状态。

(4) 重视机组配件和备机管理。专人负责配件管理，易损配件及重催烟机转子、气压机转子等主要部件都有备件，重视备用机组管理。

(5) 严把关键机组检修质量。每次停工检修都要针对每台大机组成立由精兵强将组成的专门检修小组，每道程序责任落实到人，保证了多年来关键机组检修质量比较稳定，从未发生因检修质量造成停机等问题。保证每台机组主要检修人员的相对稳定，使钳工的检修熟练程度和技术水平不断提高。

(6) 对机泵按A、B、C分类管理。机动科状态监测人员每月对A类机泵巡检一次，填写监测档案，发现问题分析原因，并及时通知维修车间，在日常生产中确保A、B类机泵故障抢修不过夜。

通过上述措施，保证了关键机组“安稳长”运行，2004年全厂关键机组故障停机率为0.8%，重催烟机同期运行率达到97.7%，未发生因关键机组故障问题造成的非计划停工事故。

三、石化总厂状态监测具体工作情况

石化总厂状态监测工作基本可分为两种类型：离线监测和在线监测。大型机组基本实现在线监测，其他的机泵、风机日常监测基本是通过离线完成的。按照总厂《预知维修、检查维护管理规定》要求，基层监测人员定期对A、B类设备进行以便携式测振仪为主要测试手段的简易诊断，对全厂主要旋转设备的测点分别进行加速度、速度、位移测量。通过多年实施积累了大量实测数据，并绘制振动趋势图，遇到超标振动，则向机动科发出报警信息，再进行精密诊断。

1. 监测设备选择及测点布置

被监测设备是石化行业中在生产流程中至关重要的牵一发而动全身的精大稀关设备，一般为关键机组特护设备。泵、风机可选A类设备。

在线监测机组的测点已用互为90°角的电涡流位移传感器将信号采集至机房，在机房连接上数采器即可分析数据。石化行业大部分企业的关键机组基本上投用了深圳创为实公司旋转机械远程监测诊断系统，这套系统可在任何地方通过网络看到机组的运行状态。

离线监测的设备测点一般选择在刚度大的位置，如轴承座，测点位置的油漆最好除掉，这样加速度传感器与机器接合较好，传感线最好也要固定，这样采集到的信号受到的噪声干扰小，数据较为真实。

2. 转动设备振动判定标准

如何确定振动超标至关重要，因为，该报的未报，则可能放过故障，使设备带病运行，严重的造成设备事故；不该报的报了，虚惊一场，久而久之，失去了对监测工作的信任。几年来，我们试图寻找一个适用振动的通用标准，如ISO 2372标准，但是它是按照机器的不同功率分别给出A、B、C、D四级的评价范围，以整体振动烈度来评判机器运行状况，而实际上由于机器故障的自身因素和行业、监测对象的特殊性，使这个标准应用于设备状况评价时具有相当的局限性。因此，我们结合ISO 2372标准根据监测设备的特点，逐渐有的放矢建立每台设备、每个测点的参考门限值，以大量的实测数据为基础，进行统计平均计算，

以各点运行趋势图为依据，调整每一台设备的门限值，以期正确判断设备运行状态。

目前在中石化各企业，大型机组振动值标准：一般参考美国石油学会 APIC17 规范：
老标准：

$$A \leq 25.4 \times \sqrt{\frac{12000}{n}}$$

式中 A——机组出厂允许振值（ μm ）；

n——连续运转工作转速（rpm）。

新标准：

$$A \leq 25.4 \times \sqrt{\frac{12000}{n}} \times 1.25$$

新标准允许振值乘以了一个系数 1.25，表明了一个范围，因为机组轴颈加工中不可避免或多或少存在一些缺陷，乘以系数是为了把缺陷排除掉。

四、状态监测分析到决策的具体步骤

1. 现场得到的监测结果是否真实

(1) 振动的变化是否与生产工艺系统波动变化有关。例如：2000 年 1 月金陵石化烟机振动忽大忽小，查看烟机温度、压力、轮盘冷却温度变化情况，发现烟机振动趋势与烟机轮盘冷却温度有关联，轮盘冷却温度上升，烟机振动下降；轮盘冷却温度下降，烟机振动上升；振动曲线与温度曲线存在相反波峰波谷现象，实践中通过调整工艺解决了振动难题。

(2) 传感器是否坏了。对于轴位移传感器，如果电压值大于 1V，则表明位移传感器损坏；对于振动传感器，如果电压值大于 2V，则表明振动传感器损坏；转子轴上有杂质，延伸电缆生锈、通信电缆有问题，传感器都有可能受到干扰，因此判断时，要考虑传感器问题。

(3) 判断相关运行参数。同一轴系同一方向，同一轴承两个方向，振动趋势应一致。两个相邻转子通过联轴器相联，另一个转子受影响会衰减。

(4) 现场查看振动是否真实。通过眼看、耳听、手摸判断。眼看：看机组管线、压力表抖动变化大不大；耳听：听气流变化情况，同一声源听异常；手摸：摸机器刚度弱的位置，摸轴承座要用手指指甲带肉地方摸，位置地点不要变。

2. 振动是什么类型，什么原因

(1) 首先找出振动的分量是什么。找出频谱图中哪一个分量占主导，特征频率是什么，占的比例大不大。

(2) 其次找出哪一个分量发生了变化。频谱图中哪一个分量大，与历史数据比较，这一分量变化了没有？变大了？变小了？振动能否回到原值？例如：轴承引起的一倍频大，振动有可能回到原值；不平衡引起的一倍频大，振动值就不可能回到原值。

3. 分析故障的程度

通过频谱图判断故障程度，决定机组是否停机非常重要。有的时候机组发生故障，振动值上升，这时候是否停机，或者运行到停工大检修，需要我们捕捉机组的各种状态信息，分析故障程度，做出正确决策。

(1) 不平衡引起的振动。看当前值：看故障发生时振动通频值及一倍频、二倍频等分频分量，在实际现场诊断中，还要注意机组是否发生二次扩大事故。

看历史值：通过比较振动趋势图，查看一段历史时期振动变化情况。

看比较值：不平衡引起的振动，要看振动能否稳定到一个固定值，工频值是否还有变化。

中石化资深诊断专家经验数据：

当振动超过 1 倍时，需注意；

当振动超过 2 倍时，严密注意；

当振动超过 2.5 倍时，必须停机。

(2) 轴承引起的振动。轴承引起的振动一般具有波动性、间歇性、突发性。此振动振幅不稳定，在时间上还具有间歇性，振动常不带征兆突发产生，这种振动如果波动越来越大，间歇时间越来越短，振幅回不到正常值时，机组就要考虑停机。

4. 要对机组内部构造有了解

要做出正确判断，分析人员要对所监测机组的内部构造有认识，这样判断能做到有的放矢，诊断决策与修理也能互相印证。例如：凝气式汽轮机末级叶片容易断裂；背压式则不一定；有些汽轮机次级、次次级叶片容易断裂，这是因为汽轮机蒸汽在末级容易凝结成水滴，叶片容易腐蚀成针孔，形成疲劳断裂；还有些机组叶片上有铆钉、围带，这样的叶片也容易断裂。我们在诊断时一定要对内部构造做到心中有数，这样决策才不容易失误。

五、石化行业常见故障诊断及治理措施

1. 转子不平衡故障的诊断

转子不平衡的振动特征：

- (1) 振动的时域波形为正弦波；
- (2) 频谱图中，谐波能量集中于工频，工频具有突出峰值；
- (3) 当工作转速一定时相位稳定；
- (4) 轴心轨迹为椭圆，为同步正进动；
- (5) 振动随工作转速变化敏感；
- (6) 振动对负荷、油温、流量、压力变化不敏感。

转子不平衡的治理措施：

- (1) 转子除垢、修复；
- (2) 转子动平衡。

2. 轴系不对中故障的诊断

轴系不对中的振动特征：

- (1) 振动的原始时域波形为畸变的正弦波；
- (2) 联轴器两侧相邻两轴承的油膜压力反方向变化，一个油膜压力变大，另一个则变小；
- (3) 径向振动的频谱图中，以一倍频和二倍频分量为主，轴系不对中越严重，其二倍频分量所占比例越大，多数情况超过一倍频分量；
- (4) 轴向振动的频谱图中，以一倍频幅值较大，且振动幅值和相位稳定；
- (5) 联轴器两侧的轴向振动基本上是 180° 反相的；
- (6) 轴心轨迹为香蕉形或 8 字形，同步正进动；
- (7) 振动对负荷变化比较敏感，一般振动幅值随负荷的增加而升高。

轴系不对中的治理措施：

- (1) 转子冷态对中时，应考虑到热态对中变化量。
- (2) 按技术要求重新对中。

3. 油膜涡动故障诊断

油膜涡动的振动特征：

- (1) 频谱图中，低频振动占主导，能量集中于 0.43~0.48 倍频之间；
- (2) 轴心轨迹为双环椭圆，正进动；
- (3) 振动随油温变化明显；
- (4) 振动不随流量变化而变化。

油膜涡动的治理措施：

- (1) 按技术要求安装轴承；

- (2) 增加轴承比压;
- (3) 调整润滑油温;
- (4) 控制轴瓦预负荷。

4. 旋转脱离故障诊断

旋转脱离的故障特征:

- (1) 振动频谱图中, 低频振动占主导;
- (2) 轴心轨迹较杂乱;
- (3) 振动随转速变化明显;
- (4) 振动随流量变化而变化。

旋转脱离的治理措施:

- (1) 开大机器回流阀, 增加压缩机入口流量;
- (2) 检查各段进口分离器液位是否正常;
- (3) 检查冷却器出口气体温度是否过低;
- (4) 调整机器转速;
- (5) 对无害安全介质, 可采取放空的办法, 增加压缩机入口流量。

六、状态监测对石化行业的重要意义

状态监测在预防维修中重要作用是众所周知的, 它是装置长周期运行的一个重要保障, 具有重大的社会效益, 能产生巨大的经济效益。简单举例如下:

胜利油田石化总厂重催车间投入烟机正常运行, 要比不投用烟机运行每小时节电 3100 度, 按工业用电 0.52 元 / 度计算, 每小时可节电 1612 元, 每月节电 116 万元, 这样计算下来, 每年节电数高达 1392 万元, 产生的经济效益巨大。中石化各企业把提高烟机同期率作为一项重要工作来抓, 因此搞好状态监测与故障诊断工作, 提高关键机组运行周期意义重大。

第五节 中石化胜利发电厂设备故障诊断经验

胜利发电厂故障诊断室隶属于胜利发电厂技术检测中心, 现有 4 人, 其中高级工程师 1 人, 中级工程师 1 人, 助理工程师 2 人, 主要负责全厂 4 台机组大型辅助设备的状态监测与故障诊断工作。

故障诊断室现有仪器主要有多功能数据采集器及其配套软件、红外线热像仪及其配套软件、真空测漏仪和轴承听诊器, 各运行、检修班组均配置了测振仪、点温仪、转速表等先进监测设备。对 2[#]机组的大型关键辅助设备安装了实时在线监测系统, 实现设备状况跟踪和分析。

根据设备点检分工原则, 对设备的检测点制定了检测周期, 点检标准和点检路线; 对检测回来的数据图像进行分析, 并出具监测报告; 对有问题的设备除了及时通知有关专业外, 同时在标准格式的异常报告上, 加以详细的文字说明; 对应当引起注意的设备缩短监测周期, 进行连续的跟踪监测, 以便早发现、早处理, 防止事故扩大。另外, 在机组大、小修前一般都要求全面检查一次, 为设备的检修提供参考依据, 检修后再全面检查一次, 以利对检修质量进行全面的评价。在机组启动过程中如有问题, 也要对其跟踪监测, 确保机组安全。

为方便生产部门及相关科室技术人员查阅设备运行状态, 故障诊断室制作了状态监测与故障诊断网页, 网页内容丰富, 在登出设备监测报告、设备异常信息、设备异常分析、风机平衡报告等内容的同时, 还介绍机、电、炉等发电设备监测与诊断的基础知识, 刊登探讨相关技术问题及关于状态监测与故障诊断的优秀论文。该网页的开通运行, 不但能及时、准确地提供设备状态信息, 而且对设备故障做到早发现、早诊断、早预防、早处理, 有效地将事

故消除在萌芽状态，促进了机组长周期、安全、稳定运行。

一、振动监测

振动监测包括 4 台机组的各类风机、泵、磨煤机及其电机，共计 56 台套旋转设备的状态监测与故障诊断。这些旋转设备运行状态直接关系到电厂的安全生产，关系到电厂是否能够稳发满发。旋转设备容易发生的故障一般为不平衡、不对中、机械松动、轴承零部件损坏等，现分别举例说明。

(一) 不平衡故障

2[#]机组甲排粉机，最大振动高达 1531 μm ，振动速度的各种谱图如图 7-23 所示，左上角为振动时域波形、右上角为振动趋势图、左下角为频谱图、右下角为振动的三维谱图。频谱图中存在 1 倍频分量，高频部分不存在分量，波形图呈现标准的正弦波，现场检测轴承动刚度没有问题，因此可断定风机振动为叶轮磨损不均造成的不平衡振动。10 月 19 日，对该风机进行了现场动平衡，在叶轮 14° 处加平衡块 190g 平衡后，最大振动降为 331 μm 。

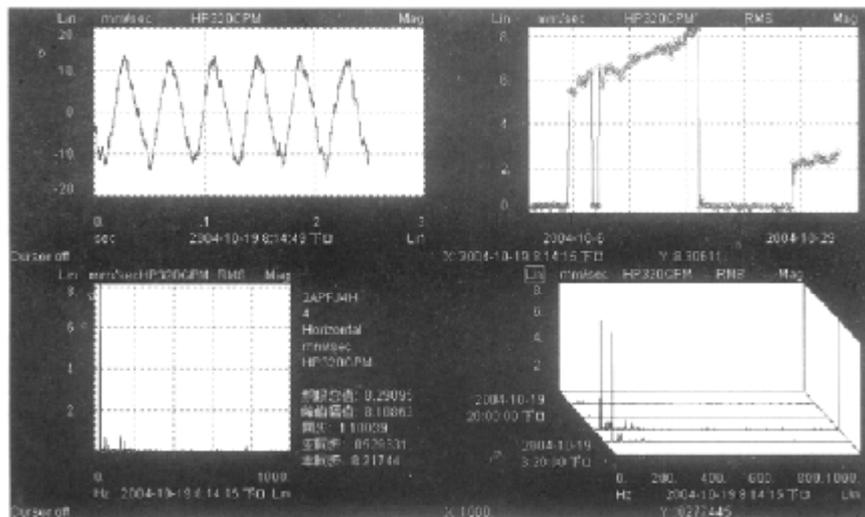


图 7-23 2[#]机组甲排粉机的振动分析

（二）基础刚度不足

胜利发电厂为适应二期工程需要，于2002年对原输煤系统进行了改造，其中6#皮带新装一台电机，试运时振动高达 $2301\ \mu\text{m}$ 。对此，施工单位和电机购置单位各执一词。通过测试，谐波能量集中于基频，这是转子不平衡的典型特征。但诊断人员并没有过早下结论，而是按照诊断的思路与方法，首先检查了电机基础的动刚度，发现电机与基础之间的垫铁不平整、放置的位置不对，导致连接刚度不足；电机基础为钢架焊接结构，其支承刚度严重不足，为了证明这一点，将电机置于地面上试运，测得振动仅为 $121\ \mu\text{m}$ 。因此，确诊为新购电机本身没有问题，而电机基础的动刚度严重不足，应采取措施加固基础。施工单位对电机基础灌浆后，电机振动降至 $201\ \mu\text{m}$ 以下。

2003年8月份，管理局在海洋设备年审时，检测到船舶公司151船2#柴油机发电机振动高达 $2871\ \mu\text{m}$ ，尽管谐波能量集中于基频，但诊断人员利用正向推理方法迅速而准确地将主导故障锁定为基础动刚度不足，为船舶公司解决了生产实际问题。

（三）机械松动

2004年12月15日1#机组乙排粉机电机驱动端轴承振动偏大，其他轴承振动均在 $701\ \mu\text{m}$ 以下，如表7—14所示，振动频谱如图7—24所示。据频谱显示，谐波能量集中于基频，检测电机地脚螺栓，发现差别振动较大，因此可判定电机地脚螺栓松动，检修人员紧固后，各轴承的最大振动不足 $601\ \mu\text{m}$ 。

表 7-14 1#机组乙排粉机各测点振动值

侧点位置 \ 振动方向	水平	轴向
电机自由端 1	66	40
电机驱动端 2	143	34
风机驱动端 3	61	15
风机自由端 4	38	

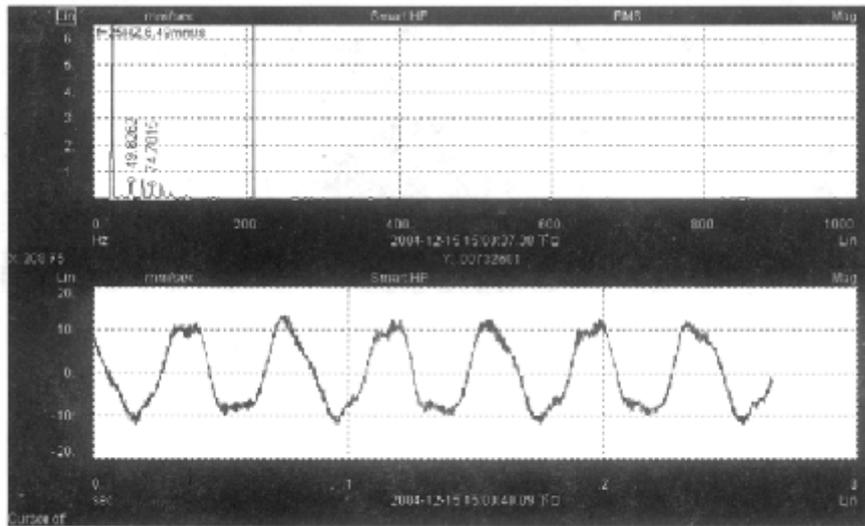


图 7-24 1#机组乙排粉机电机驱动端轴承水平方向振动谱图

(四) 轴承故障

1. 轴流风机电机轴承故障

3A 轴流送风机转速为 1500r / min，电机前端支撑由滚柱轴承 NU230ECJ / c3 承受径向力、球轴承 6230 / C3 承受轴向力，在 2004 年 9 月 15 日至 2005 年 1 月 5 日期间，振动逐渐增大，振动速度的各种图形如图 7—25 所示，尖峰能量的趋势图如图 7—26 所示。

由图 7—19 可知，振动速度值忽大忽小，频谱图最大幅值仅为 0.62mm / sec，难以判断轴承有无故障。但据图 7—20 可以明显看出，振动尖峰能量在逐渐增大，12 月 28 日尖峰能量为 2.58g's，12 月 31 日达 3.68g's，因此，可以确定轴承存在故障。

2005 年 1 月 5 日，检修人员将电机解体，对换下来的轴承清洗后发现，NU230ECJ / c3 轴承内圈滚道有两个大而深的凹坑，如图 7—21 所示。两凹坑的位置相差 180°，图 7—21 所示为同一内圈两个不同角度的两张照片。

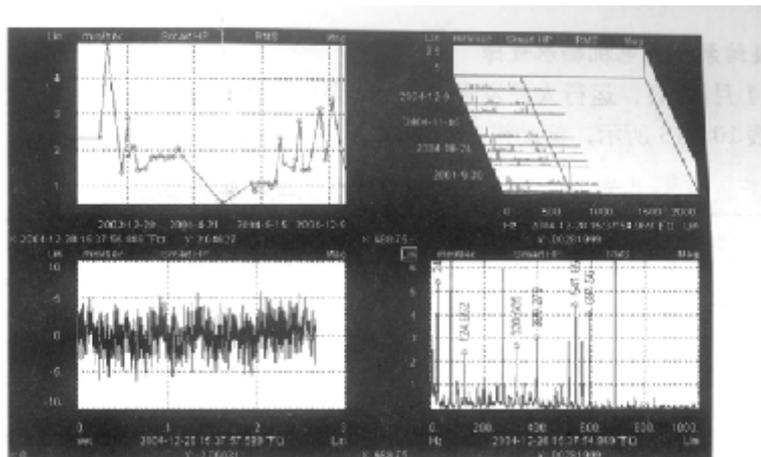


图 7-25 3A 轴流风机电机前端轴承振动速度谱图

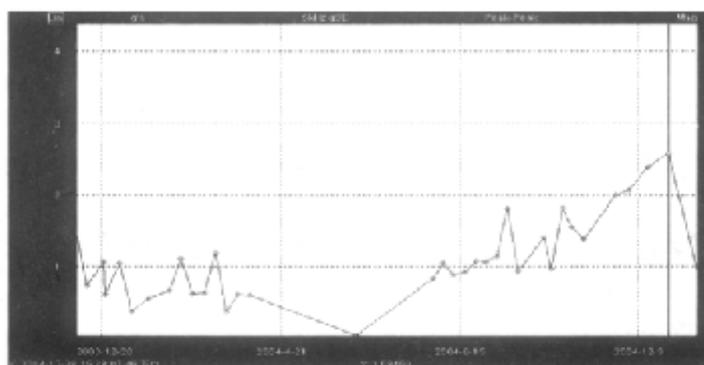


图 7-26 3A 轴流风机电机前端轴承振动尖峰能量趋势图

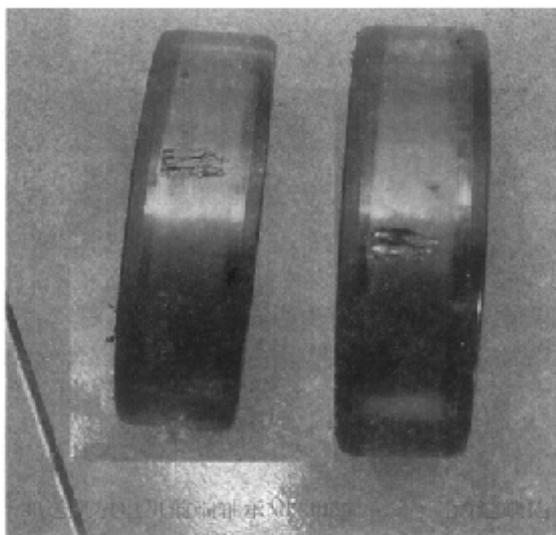


图 7-27 3A 轴流风机电机前端轴承缺陷

2.4B 凝结泵立式电机轴承故障

2005年1月16日，运行人员发现4B凝结泵电机上轴承振动偏大，电机上、下轴承各参数数据如表7—15所示，振动谱图如图7—27所示。

表 7-15 4B 凝结泵立式电机棚轴承振动值

轴承位置	测试方向	振动位移 (μm)	振动速度 (mm/sec)	尖峰能量 (g's)	轴承温度 (°C)
电机上轴承	南北	102	4.62	0.318	74
	东西	49	3.94	0.366	
电机下轴承	南北	50	35.17	3.222	50
	东西	26	18.36	1.495	

由表7—15可以看出，电机上轴承振动达102 μm，轴承温度高达74°，由于人们习惯于用振动位移作为标准，因此某些检修人员认为电机上轴承存在故障。但电机下轴承振动速度高达35.17mm/sec，图7—27频谱图上出现明显的高频，尤其是下轴承的振动尖峰能量高达3.22g's，而上轴承的尖峰能量很小，尽管下轴承的温度没有上轴承的温度高，振动位移也没有上轴承大，但诊断人员坚信下轴承存在故障，上轴承未必有故障。

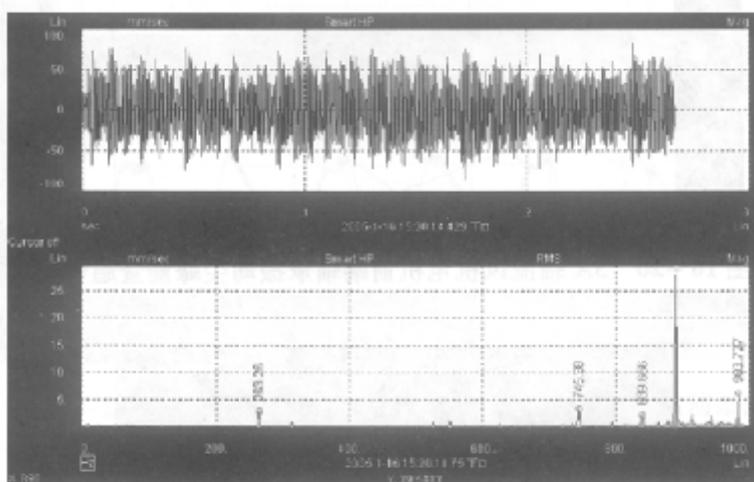


图 7-27 4B 凝结泵立式电机下轴承振动速度谱

检修人员在随后的两天时间内，将电机解体，诊断人员对轴承润滑脂清洗后，发现电机上轴承没有故障，而电机下轴承内圈滚道有100mm×10mm的沟痕、两滚珠有剥落坑，如图7—28所示，与诊断人员的判断完全吻合。在诊断分析过程中，振动尖峰能量超标起到关键作用。

二、电气设备的监测

电气设备的监测主要是监测设备的温度，包括60台高压电机的电缆接头、10台6kV以上的变压器、220kV的断路器、电压互感器和电流互感器等设备。这些设备如果发生故障，将使机组被迫停机，给油田生产造成严重损失。



图 7-28 4B 凝结泵立式电机下
轴承故障缺陷

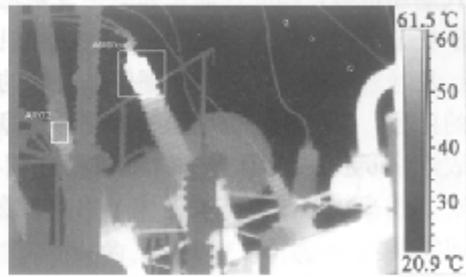


图 7-29 1# 主变压器热像图

故障诊断人员在进行设备日常监测时，运用红外线热成像仪发现 1#主变压器 110kV 侧 A 相套管将军帽处最高温度 62.1℃，当时负荷电流 500A，而 B 相仅为 35.7℃，与 B 相相同处温差 26.4℃，如图 7—29 所示。厂领导以此为依据，决定紧急停电进行抢修，解体检查发现 A 相穿缆软线断线 30 余根，故障处因严重过热，穿缆软线已严重变黑，油质碳化严重，避免了一场重大事故。

三、泄漏监测

主要是 4 台汽轮机真空系统的检测，每季度监测一次。

四、油液监测

旋转设备所用润滑油的监测，根据油液中磨粒的形状、颜色、大小来判断轴承有无故障或是故障的严重程度。

五、应用状态监测及故障诊断技术所取得的效果

根据工作记录进行的不完全统计，1998 年至 2004 年期间，状态监测与故障诊断办公室共发现现场设备故障隐患 219 起，其中，现场动平衡达 144 次，汽轮机真空系统查漏 28 次，发现漏点多处，检修人员根据泄漏程度，借停机、大小修之际，进行了处理。这不仅延长了设备的使用寿命，而且彻底改变了过去请人来做动平衡和查漏的做法，因此节约资金 170.4 万元，发现轴承故障 32 次，通过跟踪监测、对症下药，都极大地延长了轴承寿命。电气方面的故障隐患发现 43 次，为领导决策提供了依据。

这些隐患的发现与排除，为安全生产、避免直接或间接经济损失发挥了重要作用，在创建达标电厂和一流电厂的进程中起到了积极促进的作用，为油田生产做出了重大贡献。