

高等学校试用教材

活塞式压缩机结构

西安交通大学 王迪生
华中理工大学 杨乐之 编

GAO DENG XUE
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

前 言

本书是根据 1984 年 5 月高等工业学校流体动力机械教材分编审委员会第二次委员会扩大会议制定的教学计划和教学大纲以及审定的编写大纲编写的。在内容上着重阐述活塞式压缩机的主要零部件及辅助装置的工作原理、结构型式、特点以及它们的基本设计原则和提高可靠性的途径。

本书是高等工业学校压缩机专业的必修课教材，也可供石油化工机械、流体机械等有关专业师生、工程技术人员参考。

本书由西安交通大学王迪生和华中理工大学杨乐之编写。第一、二、三、四、五、六、七、八章由王迪生编写，图表由西安交通大学史钊绘制，第九、十、十一、十二、十三章由杨乐之编写。

本书由西安交通大学石华鑫主审。在编写过程中，得到西安交通大学、华中理工大学压缩机教研室、机械电子部通用机械研究所和压缩机行业许多工厂工程技术人员的热忱帮助，在此，表示衷心感谢。由于编者水平有限，错误与欠妥之处在所难免，敬请读者批评指正。

编者 1988. 10

目 录

第一章 压缩机结构概论..... 1	第三节 曲轴结构主要尺寸的确定..... 129
第一节 活塞式压缩机的一般特点..... 1	第四节 曲轴的强度及刚度计算..... 130
第二节 活塞式压缩机的评价..... 3	第五节 曲轴的材料及技术要求..... 136
第三节 我国压缩机结构设计概况 与展望..... 6	第六章 机体与轴承..... 137
第四节 压缩机结构的可靠性技术概述..... 12	第一节 机体的作用及基本设计要求..... 137
第二章 气缸..... 20	第二节 机体的结构型式及其特点..... 137
第一节 气缸的结构型式及设计要求..... 20	第三节 机体主要尺寸的确定及结构 设计..... 145
第二节 气阀的布置..... 35	第四节 机体的强度校核..... 147
第三节 气缸套..... 42	第五节 机体的材料及技术要求..... 149
第四节 气缸密封、紧固与支承..... 45	第六节 轴承概述..... 150
第五节 气缸的冷却..... 49	第七节 滚动轴承..... 150
第六节 气缸主要尺寸的确定及强度计 算..... 53	第八节 滑动轴承..... 152
第七节 气缸材料及技术要求..... 59	第七章 气阀..... 158
第三章 活塞与活塞杆..... 62	第一节 气阀的作用及设计要求..... 158
第一节 活塞..... 62	第二节 气阀的结构型式及其特点..... 160
第二节 活塞杆及其连接形式..... 75	第三节 气阀主要特性参数的确定..... 178
第三节 活塞的强度校核..... 78	第四节 气阀的主要零件结构尺寸及 强度校核..... 191
第四节 活塞杆的稳定性与强度校核..... 82	第五节 气阀的材料及技术要求..... 196
第五节 活塞与活塞杆的材料及技术 要求..... 86	第八章 压缩机结构承载能力的设计 基础..... 199
第四章 十字头与连杆..... 87	第一节 结构的承载能力及其影响因素..... 199
第一节 十字头的作用及基本设计要求..... 87	第二节 静载荷作用下构件的强度条件..... 200
第二节 十字头的结构型式及其特点..... 87	第三节 复合载荷作用下的强度条件..... 204
第三节 十字头的主要尺寸及结构设计..... 92	第四节 交变载荷作用下构件的疲劳强 度..... 206
第四节 十字头计算..... 95	第九章 活塞环与填函..... 217
第五节 十字头的材料及基本技术要求..... 98	第一节 滑动密封的一般原理..... 217
第六节 连杆的结构及基本设计要 求..... 98	第二节 活塞环..... 219
第七节 连杆主要尺寸的确定..... 105	第三节 填函..... 227
第八节 连杆强度的校核..... 108	第四节 干运转滑动密封结构..... 231
第九节 连杆螺栓..... 113	第十章 润滑..... 239
第十节 连杆的材料及主要技术要求..... 117	第一节 润滑油及其选择..... 239
第五章 曲轴..... 118	第二节 气缸润滑..... 243
第一节 曲轴的工作条件和设计要求..... 118	第三节 传动机构润滑..... 249
第二节 曲轴的结构型式及设计要点..... 119	第四节 油润滑与压缩机的安全运转..... 256

IV

第十一章 冷却系统与冷却器	259	第一节 管路设计	298
第一节 冷却系统	259	第二节 缓冲器	307
第二节 冷却器结构	260	第三节 滤清器、液气分离器与压缩 空气的干燥	310
第三节 冷却器的传热计算	271	第四节 安全阀	316
第十二章 排气量调节	280	第五节 消声器	319
第一节 排气量调节方法	280	附录	327
第二节 调节系统与调节器	293	参考文献	330
第十三章 气体管路系统与辅助设备 ...	298		

第一章 压缩机结构概论

第一节 活塞式压缩机的一般特点

一、它是量大面广的通用机械

压缩机是用以提高各种气体压力的一种通用机械，是机械工业中量大面广的产品之一。在国民经济许多部门中得到十分广泛的应用，几乎遍及工业、农业、交通运输、医疗卫生、国防、科研乃至人民生活的许多领域，尤其在化工、合成、煤炭、石油、建筑施工、海洋工程等方面，更是必不可少的动力设备。例如我国年产1~30万t合成氨厂，24万t合成橡胶和1.5万t乙烯装置，以及矿山、煤炭开采、大庆、大港油田中的开采、试压、气举等，均普遍使用，并且是关键设备。因此，压缩机、泵、风机和电动机等四类产品的设计制造水平，以及它们的运行经济性和可靠性，已被认为是衡量一个国家机械工业发展状况和水平的标志之一。

容积式压缩机的种类很多，适用的范围各不相同。据我国机械工业部的统计，到1990年，社会对各类容积式压缩机的需求量（按吨位计）为：活塞式压缩机86%，螺杆式7.5%，滑片式3.5%，隔膜式及其它型式为3%。从这里可以看到，活塞式压缩机的需求量最多，其在四化建设中的重要意义也就不言而喻了。

二、它是耗能的能量转化机械

压缩机是凭借驱动机的能量来提高气体压力的机械。当前，大部分压缩机采用电动机驱动。我国最大活塞式压缩机单机配套电动机功率已达5000kW，其它发达国家已超过1万kW。据我国有关部门统计，压缩机的耗电量约占全国总发电量的10%，加上其它形式的驱动机能耗，压缩机可以说是名副其实的耗能大户。因此，压缩机的工作效率，即运行经济性，引起人们的密切关注，它不但关系到至关重要的节能问题，还严重影响压缩机所在企业或工艺流程的产品价格和经济效益。仅以我国小氮肥厂用压缩机为例，各厂用电量的70%以上是压缩机耗电。全国每年耗电约100亿kW·h。倘若压缩机能节电10%，则每年就可节电10亿kW·h，同时合成氨的成本还可降低7%以上。因此，降低压缩机的比功率，一直成为压缩机行业努力追求的主要目标。开发节能型压缩机新产品的工作，受到普遍重视。在动力用空气压缩机领域已取得了较大的进展。但总的来说，我国多数压缩机的比功率指标和国外先进水平比较，仍然存在较大的差距。

三、它是结构复杂的往复式运动机械

活塞式压缩机是通过曲柄连杆机构，把驱动机的旋转运动转化为活塞的往复运动而对气体做功，提高气体的压力，所以属于往复式运动机械。这类机械带来两个特点：一是运行过程将产生往复惯性力，通过机构传给基础；二是具有明显脉动性质的气体压力，产生交变的活塞力作用在压缩机机构上。对于高压、大型压缩机，这种惯性力和活塞力大到几百千牛。承受这样大的脉动作用力，就使得压缩机的零部件必须设计得比较粗大，机器比较笨重。

另一方面，中、大型压缩机多为多级压缩、多列配置（级数可多至八级、列数多的已超

过十列), 加上冷却系统、润滑系统、控制系统以及其它的辅助设备, 活塞式压缩机的结构不但粗大而且还比较复杂。再一方面, 活塞式压缩机的品种、规格特别繁多, 同样的排气量和排气压力, 由于不同的设计思想和制造习惯, 可以有许多种结构型式, 而且相同作用的零部件, 其结构型式更是多种多样。就以我国生产的活塞式压缩机为例, 到现在为止, 就有840多种品种, 500多种不同规格, 100多个不同的主要机型, 其中仅空气压缩机就有500多个品种, 200多个规格, 工艺流程用压缩机约300多个品种, 200多个规格, 这里还未包括超高压压缩机和特殊气体压缩机。

由于结构方案和零部件形状的多样性, 在脉动载荷作用下, 零部件的应力状态通常比较复杂。因此, 很难找到一种通用而精确的结构承载能力和可靠性计算方法, 来保证压缩机高的可靠性。这也是压缩机行业当前普遍关注的另一个重要课题。

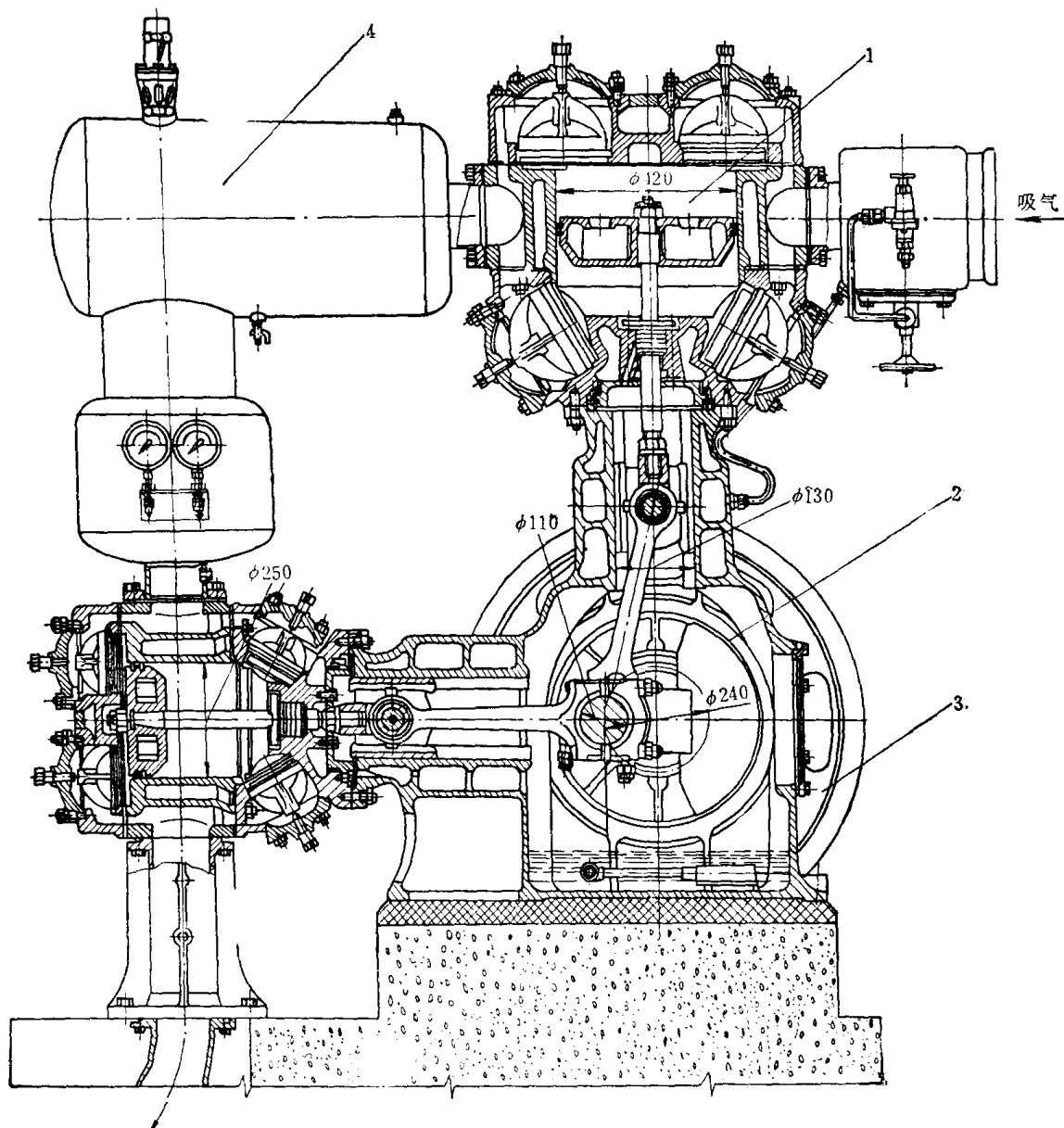


图1-1 L型动力用空气压缩机

1—气缸部件 2—机体部件 3—控制系统 4—机构部件

活塞式压缩机虽然品种繁多,结构复杂,但不论哪一种产品,其在结构方案方面,却都具有一些共同的特点,即都包含以下四类部件:(1)气缸部件;(2)运动机构与机体部件;(3)辅助机构部件;(4)驱动机及其控制系统。图 1-1 所示为一台 L 型空气动力用压缩机;图 1-2 为一台对称平衡型氮气压缩机。该机由下述四类部件组成。

(1) 气缸部件 包括气缸、活塞、活塞杆、气阀、填函等,它们组成压缩机气体的可变工作容积。

(2) 运动机构与机体部件 组成能量的传递机构,把驱动机的旋转运动,通过安装在机体内的曲柄连杆机构,转化为活塞在气缸内的往复运动。机体还为安装气缸和其它零部件提供支座。这部分包括曲轴、连杆、十字头、机身、机体等等。

(3) 辅机部件 它是保证压缩机运行和提高经济性、可靠性所必需的一些辅助设备和系统,包括冷却器、液气分离器、缓冲器、滤清器、消声器、排气量调节装置、润滑系统以及管系等等。

(4) 驱动机及其控制系统 它是用来驱动并控制压缩机运行的动力设备,包括驱动机(交直流电动机、内燃机、蒸汽机、涡轮机等)、启动器、联轴节或带轮、相应的控制系统等。

本课程的主要内容,就是介绍上述部件的工作原理、结构型式及其特点、设计的基本方法和技术要求等。

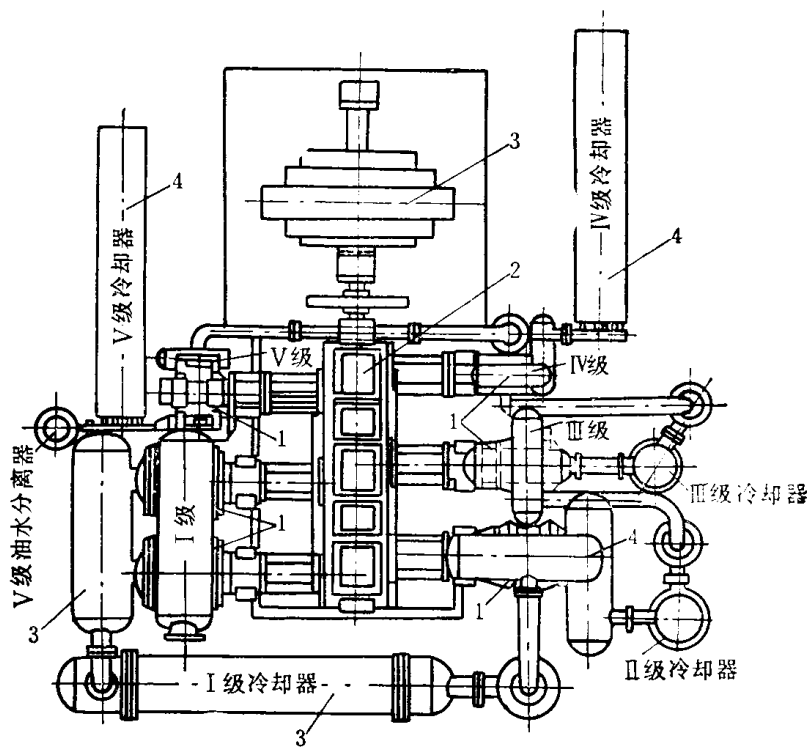


图1-2 M型氮气压缩机

1—气缸部件 2—运动机构与机体部件 3—辅体部件 4—驱动机及其控制系统

第二节 活塞式压缩机的评价

各类产品应有一套相应的科学的质量验收和评价标准。但如上节所述,活塞式压缩机是一种量大面广的通用机械,产品的品种、规格十分复杂,况且随着科技的不断进步,对产品的质量和水平的评价内容和标准也不断地发生变化。因此,到目前为止,对活塞式压缩机还很难制定出一套通用的、精确的、可适用于各类活塞式压缩机的质量评价标准。

好在产品总是为了满足用户的需要而生产的,压缩机也不例外,因此,如何评价压缩机产品的质量和水平,首先应听取用户的意见。

多年来压缩机工程实践经验指出,用户对压缩机产品基本的、共同的要求,主要有三点,即好用、可靠、省钱。这表明了对压缩机产品的技术性能参数、可靠性和经济性等方面的普遍关切。

一、技术性能参数

压缩机产品的技术参数有排气量、排气压力、排气温度、轴功率、冷却水及润滑油耗量、噪声、比重等等。

技术性能参数是具有相对性的，各项参数对于不同的场合、不同的用户，其要求可以各不相同，各项参数并不是越高越好。例如排气量、排气压力并不是越高越好；另外，技术性能参数的某些项目之间还有一定的相互关系，有时还是相互制约和互相矛盾的。故对技术性能参数，一般只考核其指标是否符合用户的要求，即满足设计任务书的要求即可。不过应指出，技术性能参数的考核，应该是全面的，而不能只考核一、二项性能指标参数，因为一、二项指标即使很好，而其它指标不合格，用户仍然是不满意，甚至无法采用的。

技术性能参数虽是评价压缩机质量的重要内容和依据，但它只能衡量产品是否合格，是用户对产品的最基本要求，是优质产品的必要条件，但并非充分条件。

二、可靠性

1. 可靠性概念

压缩机的可靠性对所有用户都具有重要意义，而且和对技术性能参数的要求不同，对可靠性指标在规定的条件下和时间内，一般的要求是越高越好，因为压缩机出故障，不但造成直接经济损失，有时还威胁到生命、财产的安全。

压缩机产品可靠性的定义为：压缩机产品在规定的条件下和规定的时间内，完成规定的功能的能力。

可靠性考核涉及对象，被考核对象可以是零件、配件、整机、系统甚至大系统（包括人的因素）。所规定的功能应该是技术性能参数的全部指标，而不是一部分或一、二项指标。对技术性能参数，既要有明确的各项正常指标，还应明确故障定义。关于规定的时间，虽然时间随对象的不同而有所不同，但应明确考核的时间长短，一般来说，压缩机的运行时间越长，可靠性越小。因此，考核压缩机产品在规定的时间内完成规定的功能时，通常着重考核下面两方面：其一，有效性，即产品在规定的短时间内能够工作的可能性；其二，正确性，即产品在规定的时间内正确工作的可能性。定义中所指的规定条件，乃指压缩机产品考核时工作环境的温度、湿度、气压、振动、环境的腐蚀性等。此外，产品或系统的操作方法和维护方法，对产品或系统的可靠性，都有很大影响，而应具体说明。

可靠性是相对于出故障而言的，而压缩机的故障，往往是杂乱无章的，具有很大的偶然性和随机性质。其原因有二：一是技术上不过关，这叫不可避免原因；二是在设计、制造、操作、维修时的过失或失误引起的，这叫做可避免原因。由于这些原因，对单机来说并无一定的规律可言。可靠性考核就是研究这种偶然现象的内在规律。运用概率统计的方法来定量地描述这种内在规律，因此可靠性考核必须是成批产品，而不是单台样机，更不能简单地用几种易损件的寿命来表示。

另一方面，压缩机的故障固然均出现在运行过程，但出故障原因往往可追究到设计、制造、安装技术等多方面。据某工厂统计压缩机故障起因，属于设计的为6%，制造质量的46%，操作不当的40%，维修不当的8%。因此，可靠性考核还应贯彻于压缩机产品的设计、制造、操作、维修等全过程的各个方面。

2. 可靠性指标

可靠性在压缩机工程上应用时，需要用量来表示，衡量可靠性的尺度有概率指标和寿命

指标。可靠性用概率表示时称为可靠度,即完成功能的概率。反之,完不成规定功能的概率称为不可靠度,或称故障率或失效率。压缩机工程中常用概率指标表示整机或系统的可靠性,而以寿命指标表示零部件的可靠性。常用的概率指标有:

(1) 可靠度 $R(t)$ 定义为压缩机产品在规定的时间内、规定的条件下完成规定功能的概率。例如某种压缩机产品,工作 500 h 的可靠度为 98%,这就意味着经多次抽样,100 台同样的产品,在规定的 500 h 的时间工作后,平均有 98 台能完成规定的功能。

(2) 故障率(不可靠度) $\lambda(t)$ 定义为产品工作到某一时刻时,单位时间发生故障的概率。典型的故障率曲线如图 1-3 所示。

图中区域 I 为早期故障期,区域 II 为偶然故障期,区域 III 为耗损故障期。 λ_1 为规定的故障率,由此得到使用寿命。

早期故障期 I,表示产品因设计和制造工艺方面的缺陷等因素而导致失效。这一时期的故障率,随时间的增长而故障率减少。区域 II 为偶然故障期,表示随机发生的故障,这期间产品的故障率最低而且是稳定的,这个时期的长短,决定了有效寿命。最后,故障率再度上升,进入区域 III 的耗损故障期,这时期的故障,主要是由于产品的老化、疲劳、磨损和其它耗损造成的。故障率的单位用时间表示时,多用 $(10^5 \text{h})^{-1}$ 。

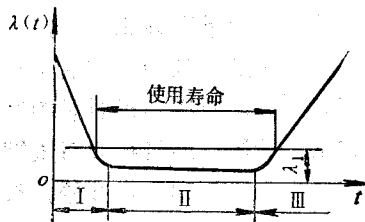


图1-3 故障率曲线

(3) 平均故障间隔 (MTBF) 是指边修边使用的产品,其相邻故障间隔的平均时间。例如某种压缩机产品,运行 8 个月后排气量普遍下降到超出允许范围,必须大修才能继续使用,则这类产品的平均故障间隔为 8 个月。

(4) 失效前平均时间 (MTTF) 是发生故障就不能使用的产品,从开始使用到发生故障的平均时间。例如阀片、弹簧、填料、活塞环等零件的平均使用寿命。

3. 可靠性是衡量压缩机质量的关键指标

评价压缩机的质量和水平,固然应全面考核技术性能参数指标、可靠性和经济性,三方面都应兼顾而不可偏废,但三者的关系应该是:在保证可靠性的前提下去提高技术性能,同时也只有具备整机可靠运转的前提下,才可能获得较高的经济性和效益,而经济性又是技术性能可靠的综合体现,因为可靠性不但包括压缩机的热力性能、结构性能以及其它的性能,还包括产品对工作过程的适应性,包括人机关系等,因此把可靠性作为衡量压缩机产品的质量水平的重要指标之一,已越来越被人们所认识和重视。

三、经济性

经济性是压缩机费用高低的标准。压缩机费用包括制造费、安装运行费(即使用费用)、维护修理费等。压缩机费用高,则经济性差,反之则经济性好。

为了提高压缩机的技术性能和可靠性,就必须对压缩机进行研究改进,引进新技术、新结构、新材料、新工艺等,不断淘汰落后产品。这将导致研究费用增加,即增加了压缩机的成本。但由于技术性能和可靠性的提高,使运行、维修费用大大降低。对用户来说,前者是一次性投资,后者可是积年累月的长期消费。同时,压缩机的可靠性高,还对用户提高生产率、稳定性、文明生产十分有利,所以用户是欢迎的。

图 1-4 描述了可靠性与经济性的关系。由图可以看到用户的总成本有个最小区域,它是

适当的研制费用、使用费用和维修费用的综合体现。

评价压缩机的经济性时,还应考虑到不同机型,不同用户的具体情况,对表征压缩机经济性的各项指标要全面地科学地分析,适当选择,不能简单片面地强调某项指标的最佳值。

例如,比功率固然是表示压缩机经济性的重要指标之一,但对合成氨厂用的氮氢压缩机来说,降低比功率尤其重要,但如果为此而导致可靠性差,运行率低,造成经常非计划性停车,其经济损失就远比降低一点比功率大得多!实际上,可靠性正是经济性的最重要保证。

综上所述,对压缩机的质量和水平的评价,应当全面考虑技术性能参数、可靠性和综合经济性指标,应根据具体情况制定科学的、切合实际的评价标准和评比方法。而科学的评价标准和评比方法,还将促进压缩机事业的更快发展。当然随着社会科技的不断进步,对压缩机研究工作的不断深入,对压缩机质量的要求也将不断发展变化。30多年来,我国压缩机行业对压缩机质量的理解和评价也在不断发生变化。60年代开始,行业中开始以零件加工合格率和装配一次成功率为主的竞赛指标,实际上是把制造技术放在主要地位来制定技术验收标准和产品分级标准,在当时设计、制造水平较低的情况下,对压缩机的技术进步也起到过促进作用。从70年代中开始,随着人们对压缩机技术性能的重要性加深认识,在评价时,除了考核零件加工合格率外,还增加了对某些技术性能指标的要求,后来还逐步转向以某些技术性能指标为主,来评价压缩机质量和水平。例如突出了对比功率的严格要求和评比。

对动力用空压机,就以比功率、噪声、油耗、清洁度等指标,制定分级和评优标准。这些标准曾促进我国几种空压机的比功率指标达到世界先进水平。80年代以来,人们又认识到,只依据几个性能指标来考核产品的做法,存在片面性和不足之处,开始注意到产品可靠性的要求,即注意到考核成批产品性能的稳定性与可靠性,以及产品的综合经济效益,从而开始推广采用国际标准。

总之,制订压缩机的评价标准和方法,是件十分重要和复杂的工作,但在全行业的重视和努力下,必将不断发展完善。

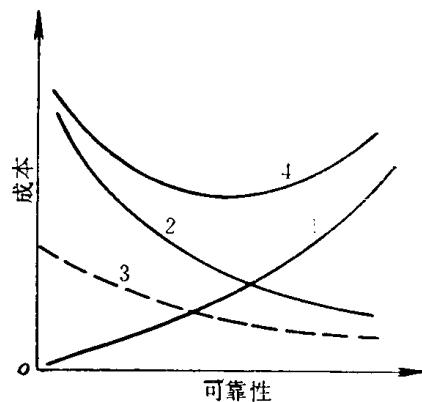


图1-4 可靠性与费用的关系

1—研究费 2—使用费
3—维修费 4—总费用

第三节 我国压缩机结构设计概况与展望

我国压缩机工业,解放前基本上是空白。新中国成立之后,从仿制到逐步自行设计、制造,迅速发展壮大。目前,压缩机制造厂已有100多个,遍布全国绝大部分省市。自行设计制造的各类压缩机,已能基本满足国民经济各部门的需要,包括四化建设重点项目所需的个别超高压压缩机和特殊气体用压缩机,还形成了微型压缩机、动力用空压机和工艺流程用压缩机产品系列。可以说,我国压缩机行业已经发展成为一个门类比较齐全、具有相当规模和一定水平的机械产品制造体系。但是,应该指出,这些成绩与国民经济迅速发展对压缩机的要求,以及与先进的工业发达国家水平相比,还存在很大差距。首先是在科研、设计、测试领域,普遍存在人才不足、水平不高、加工测试手段比较落后的状况。其次是制造工艺及制造设备

比较落后,使成批产品质量不稳定,欠美观等。

如上所述,压缩机的质量与水平,主要是根据其技术性能参数、可靠性与综合经济性来评价的。而这三方面的指标,都是通过压缩机结构的设计水平、制造质量和运行状况来实现的,所以压缩机结构设计状况,是压缩机工业发展的至关重要的技术环节之一。

压缩机结构设计的中心任务,就是运用一切先进和可行的技术手段和措施,直接或间接地保证压缩机的技术性能参数指标、可靠性和经济性指标达到尽可能的最佳状态。结构设计的主要内容,大致可分三方面:其一是结构方案设计,包括结构构件的几何形状、尺寸配合、技术条件的设计;其二是结构的承载能力及可靠性方面的设计估算;其三是材质的选用及新材料的研究应用等。我国 30 年来有关压缩机结构设计的工作概括如下:

一、结构设计的概况

1. 测绘仿制和来图加工

新中国成立初期,为了迅速发展煤炭、矿山和钢铁工业,需要大量的空压机。当时国内空压机工业是一片空白,有些工厂就测绘仿制一些国外简单低压空压机,如日本的 1—3/7 型机、苏联 W—6/7 机和美国、联邦德国的 10—9/7 机等;50 年代中开始测绘仿制一些较大型的空压机,如加拿大的 L—90/7 机。由于测绘仿制的压缩机多系国外 20~30 年代的产品,结构陈旧,技术经济指标较差。除空压机外,这一时期还测绘仿制了一批其它气体、不同品种和规格的压缩机,如 1958 年和平机器厂测绘仿制了苏联的 1Г—266/320 特大型氮氢压缩机。同期,东北机器厂以所谓“蚂蚁啃骨头”的精神,测绘仿制了捷克斯洛伐克产品 2SLK 压缩机,即我国命名为红旗牌的氮氢气压缩机,曾闻名全国。测绘仿制的产品,无从考虑产品的结构方案设计的技术水平,当时整个工业,主要是应付部分用户的急需而已。50 年代,除测绘仿制外,还按国外提供的一些图纸,原封不动地生产一批空压机,如苏联的 1—10/8 机,即 2CA8 机等。这些图纸是国外 30 年代产品,性能和经济指标都比较差。

2. 经验类比设计

这类设计的特点是缺乏系统的机理研究根据,而是参考已有的同类样机或技术资料,凭借设计者的主观经验和意向,进行结构方案的选择和拼凑,设计中缺乏新技术、新方法、新材料的应用。

50 年代末 60 年代初,我国曾组织有关单位,联合设计的 4L—20/8 空压机,6D 型和双 L 型氮氢气压缩机等,就属这类设计,也是我国较早自行设计的一批压缩机。由于当时技术水平低,对压缩机的机理认识不清,设计经验缺乏,故所设计的产品质量一般性能不稳定,多数产品很难一次通过技术鉴定,往往必须再次调试改进之后,才能达到预期的技术性能和经济指标。

经验类比设计,虽然较少创新,但比较保险可靠。随着时间的推移,设计队伍不断壮大,设计经验积累丰富。这类设计还是能解决实际问题的,设计水平也在不断提高,在缺乏可靠的新的机理和设计方法之前,在我国压缩机的结构方案设计中,一直沿用至今。

二、关于结构承载能力计算

由于力学研究和测试技术的迅速发展和强度理论的不断完善,压缩机结构承载能力的计算方法也日趋完善。

零件由于某种原因不能正常工作,称为失效。在不发生失效的条件下,零件所能可靠工作的限度,称为工作能力。通常此工作能力是相对载荷而言的,故称承载能力。

承载能力是相对失效而言的。压缩机结构零件的失效形式大致有：断裂、过大的变形、工作表面过度磨损或损伤、撞击、振动、爆炸等。例如曲轴的失效，可能是疲劳断裂，也可能是过大的变形或磨损引起的。在前一情况下，曲轴的承载能力决定于轴的持久强度，在后一情况下，则取决于曲轴的刚度和耐磨性能，而两者中的较小值就决定了曲轴的承载能力。

压缩机构件虽然有各种失效形式，但归纳起来最主要的为强度、刚度、耐磨性、振动稳定性等几方面的问题，而强度又是所有问题的核心，故它是确定压缩机构件承载能力的基本因素。

预先给定零件的承载能力要求，选用相对于可能出现的失效形式的判据，来计算、确定零件的形状和主要尺寸，称为承载能力的设计。在压缩机设计的实际工作中，常常采用相反的形式，即根据业已初步确定的构件形状和尺寸，按有关判据来校核构件的承载能力，称承载能力校核。但应提到的是，当前在压缩机设计中，只有一部分零件是通过计算确定其形状和尺寸或校核其承载能力的，而大部分零件还是根据结构方案的要求和制造工艺的要求进行设计的。

在压缩机结构设计中，研究构件承载能力的方法很多，下面介绍几种主要的设计方法。

（一）无限寿命设计

这类设计，可根据对实际载荷处理后的计算应力的性质，分为静强度设计和疲劳强度设计。

1. 静强度设计

压缩机中纯粹的静载荷是没有的。为简化计算，把变化频率缓慢或变化幅度很小的载荷看成静载荷。另外，把动载荷中的峰值，当作作用在构件上的静载荷。如曲柄轴强度计算中，把最大切向力看成作用在曲轴上的平稳载荷。

根据已确定的结构方案和零件的几何尺寸，分析并计算出零件在静载荷作用下危险部位的最大工作应力（ σ_{max} ， τ_{max} ），设计或校核中，只要保证最大工作应力不超过材质的许用应力 $[\sigma]$ ， $[\tau]$ ，即

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]$$

$$\tau_{max} \leq [\tau]$$

则该零件即被认为是永不失效的，即具有无限寿命。

对于在复杂应力状态下工作的零件，则根据强度理论确定其强度判据。

许用应力是强度判据中的首要依据，它取决于材质性能和安全系数等。

这种设计，在一般情况下是通用和可行的。但由于其对载荷的处理比较简单，安全系数是凭设计者主观意向和经验确定的，就带来一定的不确切性和盲目性等，使这类设计无法回答所设计的零件是保守还是危险？为了防止出事故，这类设计普遍比较保守。

2. 传统疲劳强度设计

既然压缩机构件所承受的载荷绝大多数为脉动循环载荷，而疲劳断裂乃是构件失效的主要形式。自然，对于那些比较重要的零件，就应按疲劳强度设计方法校核其承载能力。

和静强度设计不同，疲劳强度设计考虑了零件的轮廓、表面粗糙度及开孔、缺陷等，在脉动载荷作用下，考虑了所产生的应力集中现象对实际工作应力和零件材质持久极限的影响等。因此强度判据中的许用应力，就应计及上述各因素的影响并加以修正。

设计中只要设法将最大工作应力降低，或者强化材质，使其疲劳极限提高，就能达到零

件无限寿命的目的。

传统疲劳设计的主要缺点是，仍然采用安全系数，而未考虑动应力和材质性能指标的随机性。

（二）安全寿命设计

实践证明，无限寿命的构件是不存在的，各种构件在不同的工作条件下，总具有一定的工作寿命。安全寿命设计，就是要求零件或结构在一定的使用期限内，不发生疲劳失效，故安全寿命设计亦称为有限寿命设计。

无限寿命设计时，主要依据是材料的疲劳极限 σ_{-1} ，而安全寿命设计，则主要依据构件的 $\sigma-N$ 曲线。所谓 $\sigma-N$ 曲线，就是以最大应力 σ 、 τ 为纵坐标，破坏循环数 N 为横坐标，根据试验的结果绘出 $\sigma-N$ 曲线或 $\tau-N$ 曲线，总称为 $\sigma-N$ 曲线。 $\sigma-N$ 曲线可以直接用零件的疲劳试验作出，也可以利用材料的 $\sigma-N$ 曲线计算得出。

当构件承受变幅载荷时，如阀片的应力状态，计算时必须先进行载荷谱分析，得出计算载荷谱，再按一定的疲劳损伤累积估算零件的寿命。

（三）容限寿命设计

无限寿命设计和安全寿命设计，都是以材料内没有缺陷和微裂纹为前提的。实际构件的原材料或在加工过程中，由于种种原因，往往已存在着这样或那样的缺陷。当压缩机运行一段时间后，这种缺陷导致裂纹的萌生和发展，往往是不可避免的。

容限寿命设计，就是估算零件裂纹扩展到失效的寿命，以便保证零件在下次检修或更换之前，能保持正常使用。另一方面，有些结构零件，按无限寿命的强度判据，其工作应力远低于许用应力，但在脉动载荷作用下，却经常发生断裂事故，例如压缩机的高压气缸以及高压容器等。为了解决这类问题，容限寿命设计中，应用了断裂力学观点和方法，可以解释低应力断裂现象和计算构件的容限寿命。

容限寿命设计时，首先认为所有的材料都存在缺陷或微小裂纹，因而材质是不均匀的。在此基础上，研究微小裂纹尖端的应力场与载荷性质、材质性能、微裂纹形状的关系，并用应力强度因子 K_I 表示为

$$K_I = Y\sigma\sqrt{a}$$

式中， K_I 是 I 型即张开型裂纹尖端的应力强度因子； Y 是和裂纹形状、加载方式、试样类型有关的量； a 是微小裂纹（或缺陷）的尺寸； σ 是工作应力。

σ 增大， K_I 亦增大，一旦 K_I 大到足以使裂纹前端材料分离，从而裂纹失稳扩展，就称到达临界状态，临界状态的 K_I 称断裂韧性，用 K_{Ic} 表示，即

$$K_{Ic} = Y\sigma_c\sqrt{a_c}$$

式中， σ_c 和 a_c 是临界状态的应力及裂纹尺寸，称断裂应力和临界裂纹尺寸。当零件的实际 $a_0 < a_c$ 时，则裂纹不会发展，零件可安全使用。

断裂力学指出，微小裂纹的发展速率 da/dN ，和应力强度因子最大、最小值的差值 $\Delta K_I = K_{max} - K_{min}$ 有关，即 Paris 公式

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K_I) = c(\Delta K_I)^n$$

式中 c 、 n 为与材料有关的系数。测出材质的断裂韧性和裂纹发展速率，就可对受疲劳载荷的构件进行使用寿命估算。因为积分上式，就可获得裂纹从原始尺寸 a_0 扩展到临界尺寸 a_c 所

需的疲劳周次 N , N 即为构件的容限寿命。

$$N = \int_{N_0}^{N_1} dN = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{c(\Delta K_I)^m}$$

这类设计方法主要障碍是：应力强度因子 K_I 的力学模型难以精确给出； K_I 、 da/dN 等断裂力学方面的材料性能指标测定困难；原始微裂纹的实际尺寸难以实测准确。

(四) 可靠性设计

无论是无限寿命设计还是容限寿命设计，都未考虑到工作应力和材质性能数据的分散性。所使用的数据通常是它们的平均值，这与实际情况往往不符。实际上构件载荷以及在载荷作用下产生的工作应力和材质的性能参数，并非完全均匀的。因此，应用平均数值进行常规的机械强度设计，就不能回答零部件在运行中的破坏概率。为了解决这个问题，可靠性强度设计就应运而生。在可靠性设计中，将载荷工作应力和材料强度等，都看成是属于某种概率分布的统计量，应用概率论与数理统计及强度理论，推导出在给定的设计条件下，零部件不产生破坏的概率的公式，应用这些公式，就可以在给定可靠度下，确定零部件的尺寸，或已知零部件的尺寸，确定安全寿命。

可靠性设计的主要思想是：假设零部件在设计中的参数，如载荷、构件尺寸及其各项影响因素，都是随机变量，但都可遵循某一分布规律，来求合成的失效应力分布规律 $f(x_l)$ ；另一方面，零部件的强度参数及其各项影响因素，也可以求得合成的失效强度分布规律 $f(x_s)$ ，如图1-5所示。

图中 $f(x_l)$ 和 $f(x_s)$ 分别为应力和强度的概率模型。构件材料在变载荷的长期作用下，强度逐渐衰减，由图1-5 a 的位置逐渐移到图1-5 b 的位置。当强度大于应力，即 $x_s > x_l$ 时，零部件不发生破坏。反之，当应力大于强度，即 $x_l > x_s$ 时，零件就要发生破坏，图中阴影部分的任一点，应力大于强度，所以整个阴影面积表示零部件发生破坏的概率。

可靠性设计不仅在静强度、疲劳强度设计中应用，近年来也开始应用于容限寿命的设计中。当考虑到断裂力学数据的统计性时，近年来设计中还应用了统计断裂力学。

如上所述，可靠性设计的主要特点，是应用了概率论和数理统计的方法。这就是说，必须统计成批的零件的力学性能和材料性能参数，才能获得统计规律并进行可靠性分析。这样一来，对批量很小的压缩机产品，例如中型和大型压缩机，应用起来就很困难了。

(五) 结构设计展望

结构最优化设计是近十多年来出现的一种新设计方法。和传统的设计方法相比较，它具有许多卓越的优点。传统的结构设计，一般分为四个步骤：

(1) 确定结构的初步方案。凭借分析机理或类比已有的同类型结构，确定结构形式、主要尺寸和材质。

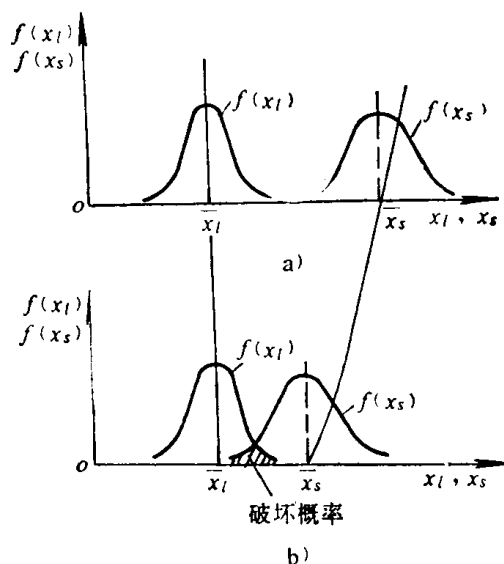


图1-5 应力和强度的概率模型

(2) 构件力学分析。用材料力学或弹性力学中的有关方法和计算公式,加上压缩机行业的经验修正,对初步的构件进行力学计算,求得构件中的载荷响应参数,如应力、位移和稳定性等。

(3) 检验可行性。将求得的响应参数与设计规范中规定的许用值进行比较,以检验初定的结构设计是否可行,如结构能满足强度、刚度等判据条件,即说明结构可行。

(4) 调整设计。未通过可行性检验的构件,就要进行调整设计。主要修改构件的形状和截面尺寸或另选材质。调整设计后的新设计方案,又必须重复上述第二步、第三步的分析,直到满意为止。

传统设计方法确能解决一般的设计问题,并确有不少很好的设计成果,故压缩机行业一直沿用至今。但这样的设计确实也存在一些问题。首先设计方案容易被“老框框”束缚;其次结构的力学分析往往十分粗略,力学模型都经过了重大的简化并引入不少经验修正。再次,由于计算工具和人力、时间的限制,分析和重复计算一般不超过二、三次,故设计的好坏,在很大程度上与初始方案有关。最后还应指出,靠设计者的主观经验来调整设计,往往不一定能奏效,因为有些复杂结构工件,内力的分配与各构件截面(刚度)有关。常常有这种情况,为了降低结构中某些部位的应力或位移,却导致其它部位的应力或位移超过了许用值。

结构最优化的基本思想就是,力图找到一种科学的合理的途径,使设计出的结构既能保证强度、刚度等性能要求,又在追求的某种目标方面达到尽可能的理想程度。最优化设计的方法是,采用最优化的数学方法,借助于电子计算机,使设计的结构最优地满足结构运动学和动力学方面以及其它性能方面的要求。当一个设计所希望达到的目标,以及必须满足的限制条件,都能用数学式子表达时,这种方法与传统设计方法相比,既可大大缩短设计周期,又可使设计质量最佳。

结构最优化的一般步骤是:

(1) 建立供优化设计用的数学模型,是解决结构设计最优化问题的基础。

(2) 选用最优化方法,编制计算机程序,上机计算获得最优解。

由于结构优化理论所提出的问题具有普遍性,故一开始就被各国工程界高度重视,在世界各先进工业国家的压缩机结构设计中,也已较广泛地应用并不断发展,近年来还将结构优化思想和数学规划相结合,并采用有限元法,广泛使用矩阵数学工具和电子计算机求解,使结构优化方法日趋完善。

我国压缩机行业,对结构最优化方法的研究应用,起步较晚,当前仅在少数科研单位探索应用,但已越来越为人们重视,相信不久的将来,必将推广。

三、关于结构材料的研究和选用

结构设计的另一重要分支,是对结构材质的研究和选用。例如干运转压缩机的滑动密封元件,在活塞环填料的设计中,对高分子材料的配方、加工工艺以及材料性能方面的研究,已成为设计的中心课题和关键技术;在阀片和弹簧方面,材质及其加工工艺,也已成为设计可靠性的重要保证。另外,多年来球墨铸铁代替碳钢制造压缩机的曲轴、连杆以及其它零件,不但取得可喜的经济效益,在可靠性方面更有十分显著的提高。我国还研究成功用稀土镁低磷球墨铸铁,制造合成氨流程用的氮氢气压缩机32MPa的高压气缸,获得非常好的效果。合理选用新材料,不但十分有利于减少机构尺寸和重量,缩短生产周期,降低成本,还有利于提高机器的技术性能和使用可靠性,取得很大的综合经济效益。

第四节 压缩机结构的可靠性技术概述

所有压缩机产品的使用寿命都是有限的,压缩机构件在使用过程中承受脉动载荷的作用,不可避免地要产生磨损、变形,或者产生裂纹,导致断裂失效。产生正常磨损和轻微变形等故障,虽然也影响压缩机的技术性能,但一般经维护修理,即可恢复正常使用;而产生裂纹或断裂破坏的故障,不但使压缩机无法正常运转,甚至造成严重的事故后果。所以,研究提高压缩机结构可靠性,首先应设法提高这类构件的可靠性,至少要估算出这类构件的安全使用寿命,以便到时有计划地予以修理更换。

为了提高压缩机结构可靠性而采取的一切技术措施和方法,都叫做结构的可靠性技术。可靠性是相应于故障率而言的,而压缩机结构故障产生的原因,可能来自各个方面的因素,它们可能产生于设计、制造、使用维护等各个环节,所以,可靠性技术也就应该贯彻于整个设计、制造、使用维护等所有的环节之中。

近年来,设计工作中的可靠性技术发展很快,如静强度可靠性设计,疲劳强度可靠性设计,以及断裂力学可靠性设计等等。但所有的可靠性设计,都是以数理统计和概率论的方法为基础,整个工作必须建立在大量的样品实验的基础上,因此,对生产批量不大的压缩机产品,实行起来比较困难,这里只简单介绍一些常用的可靠性技术途径。

分析零件结构的故障规律,正确判断发生故障的原因,是提高结构可靠性、采取相应的可靠性技术的基础。

压缩机结构发生故障的形式很多,但从零件机能的角度来说,最常见的有:运动表面的磨损;零部件发生过大的变形;产生裂纹甚至断裂破坏等几类。下面分别讨论这三类故障及降低故障的可靠性技术。

一、磨损与降低磨损的可靠性技术

压缩机中,气缸与活塞环,活塞杆与填料,主轴颈与轴承的磨损量超过允许值,就要引起排气量下降或功率消耗增加,以及噪声和振动现象加剧等一系列问题。

(一) 磨损的种类

按磨损造成摩擦表面破坏的机理,分为粘着磨损、磨料磨损和腐蚀磨损等。

当两个金属零件直接接触,其间没有润滑油膜隔开,磨损便加剧。如主轴颈与轴承之间,在没有形成完全润滑时的磨损是很大的。这样的磨损称为粘着磨损,这是压缩机零件中最常见的磨损形式。一般认为,这种磨损是由于两个金属表面凹凸不平,当相互接触时,接触面积甚小,因此接触压力很大,大到足以超过材料的屈服极限而产生塑性变形,使这些凹凸表面发生粘着,在两个金属表面作相对滑动时,抗剪强度较低的凹凸表面,即被剪断而造成磨损。

粘着磨损速度与接触压力、摩擦面积以及摩擦距离成正比,而与材料的压缩屈服极限成反比。

减少粘着磨损的措施有:

(1) 选择互相不容易粘着的材料配对:两种在周期表中位置相近,亦即晶格类型相同,原子大小相近的金属,在固态下溶解度较大的金属,最容易互相粘着,如铁与铁、铁与锰等构成摩擦副时,磨损就更大。而铁与银等配对,或铁与塑料配对,则磨损较小。

(2) 在金属表面形成一层抗剪强度较低的薄膜,以起到减磨作用。如氧化、氮化、硫

化和磷化等工艺，它们既有防腐作用，又起减磨作用。

(3) 具有适当的表面粗糙度：磨损表面的粗糙度越大，磨损越严重，但过份光滑的表面，分子力的作用加强，而且不能存油，破坏液体摩擦，所以具有适当的表面粗糙度，表面微小不平，能够贮油和增加散热面积，对减少磨损有利。活塞环和活塞销的多孔镀铬，主轴颈的金属喷镀，粉末冶金铜套，都是由于这个原因而能延长使用寿命的。

(4) 在其它条件不变的情况下，提高硬度对增加耐磨性是有利的。因为粘着磨损的过程是先粘着，后剪断，故抗剪强度大的材料必不易磨损。

磨料磨损是指尘土、金属屑和积炭等坚硬的磨粒所造成的磨损。气缸和活塞环常常因滤清器不良而带来的尘土，或工艺流程中的气体含有大量杂质，以及积炭等因素，造成磨粒磨损。润滑油中含有金属屑、杂质等，致使轴颈与轴承之间发生磨料磨损。

配合件的配合间隙和零件表面硬度，对磨料的作用有很大的影响。配合的两个表面之一，往往采用比较软的材料，如巴氏合金轴承，磨料进入摩擦面后，有可能嵌入软材料的内部，使磨损略为减轻，如果考虑到配合面的强度，不能选用太软的材料时，如铜铅合金轴承，则磨料不易嵌入而从摩擦面刮过，加速磨损。此时只有将配合间隙适当放大，所以，铜铅轴承合金间隙，通常要比巴氏合金轴承间隙大两倍。

实验指出，在用过的巴氏合金轴承工作表面，约有0.01mm厚度被硬粒磨料填充，在修配轴承间隙时，应用刮刀把这一层合金刮除。

腐蚀磨损是各类磨损中磨损速度最慢的一种。这种磨损的特征是摩擦面沿滑动方向呈均匀细痕，磨损产物为红褐色片状 Fe_2O_3 或黑灰色丝状 Fe_2O_4 。氧化磨损的速度，决定于所形成氧化膜的脆性程度，氧化膜与基体金属的结合能力，同时也决定于金属表面层的塑性变形抗力。致密而非脆性的氧化膜，能显著提高磨损抗力，发蓝、磷化、氮化、蒸汽处理以及渗硫等措施，都具有这种性质而减少磨损速度。而氧化膜与基体金属的结合力，主要取决于它们之间的硬度差，硬度差愈小，结合力愈强。提高基体表层硬度，可以增加表面塑性变形抗力，从而减轻氧化磨损。

摩擦副因与腐蚀性介质接触而发生作用，其磨损机理与氧化磨损相似，但磨损速度要快得多，破坏的特征多在表面遍布点状或丝状的磨痕，但比氧化磨痕深。

在零部件的互相嵌合部位，如键与键槽配合处，连杆螺栓的螺母与连杆体接合面，组合曲轴的紧配合处等，它们之间虽没有宏观的相对位移，但在外部交变载荷和机械振动作用下，却产生细微的滑动。此时表面上产生大量的微小磨损氧化粉末，由此造成的磨损称为微动磨损。由于微动磨损集中在局部区域，而两摩擦副永不脱离接触，这些部位的质点被扯松、移动、氧化。氧化使表面产生麻点破坏，而所产生的磨料又加速了磨损作用。故微动磨损常兼有氧化磨损、磨料磨损和粘着磨损的作用。在微动磨损的产生处，往往会形成蚀坑，其边缘积累着许多红褐色粉末 Fe_2O_3 ，在配合面上留下氧化斑点，擦伤痕迹等，故微动磨损又称咬蚀磨损。

咬蚀增加了表面应力集中和残余应力，削弱了疲劳强度，比较容易引起表面的裂纹产生、扩展，并导致连接件断裂破坏。

(二) 磨损的规律

大量的实验和研究证明，机械在工作过程中的磨损具有一定的规律。以机械配合件为例，在正常的工作情况下，表面磨损量随机械工作时间而变化，如图1-6所示。图中横坐标表示