



往复式压缩机 管路的安全与防振

西安交通大学管道振动科研小组编

Q051.21

劳动出版社

往复式压缩机管路的 安全与防振

西安交通大学管道振动科研小组编

劳动出版社

1982年

往复式压缩机管路的安全与防振
西安交通大学管道振动科研小组编

劳动出版社出版
(北京市和平里中街12号)
交通出版社印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行

*

787×1092毫米 32开本 2,125印张 54,000字
1982年1月第1版 1982年1月北京第1次印刷
印数: 1-10,000
书号: 15238·016 定价: 0.45元

前 言

在工矿企业里，管道的使用是大量的。管道内输送的气体一般都有压力，有的还是高压或者超高压。所以当管道产生裂缝时，气体就要外溢。倘若气体是有毒的或者是易燃、易爆的，就会造成重大事故。事实上，国内发生这类事故已经不少了，给安全和生产带来很大的威胁。

然而，管道何以会产生裂缝、甚至达到破裂的程度呢？大量事实表明，许多管道在使用时并不是安静平稳的，而是在振动着。正是这种持续的振动，促使管道上微小裂纹的发生和发展，最后形成裂缝乃至突然爆裂。所以，管道振动是安全生产的一大隐患。在我国，高压管道像高压容器一样，在设计、制造和使用各方面都要受到劳动部门的监察，以保护生产和劳动者的安全。

本书着重介绍往复式压缩机管道振动产生的原因和防范措施。尽量通过现象和事例说明概念，少作数学运算，以便于广大读者阅读。倘若读者通过阅读本书之后，对管道振动的机理有所了解，并能在自己的业务范围内，采取某些防范措施，那么就算有了收获。对于有兴趣作进一步探讨的读者，可参考更详尽的有关气流脉动和管道振动方面的专著。

本书内容曾于1979年作为化工部压力容器与管道短训班讲义之用，由西安交通大学管道振动小组陈导五、夏永源、党锡淇撰写。今经修改、整理，供从事压缩机管路设计、安装、运行、维修的工人和技术人员参考。

编者

1981年4月

目 录

- 一、管道振动是对安全生产的威胁.....1
- 二、管道怎样会发生振动的.....3
- 三、振动系统、激发、响应和共振的概念.....8
- 四、气柱共振和共振管长17
- 五、气流脉动怎样导致管路振动的22
- 六、缓冲器的作用和安装位置26
- 七、滤波缓冲器37
- 八、孔板是简单易行的消振方法43
- 九、压缩机的集管器49
- 十、管道机械共动的消除51
- 十一、振动的测试技术53
- 十二、现场消振实例58

一、管道振动是对安全生产的威胁

无论是在空气压缩机站，或者在制氧站，或者在化工部门的化肥、炼油等企业都使用压缩机，同时也就使用大量的管道和压力容器。据统计，全国仅高压容器（指100公斤/厘米²以上者）总数就在万台以上，而高压管道和中、低压管道更是纵横交叉，总长度就很难统计了。有的厂，高压管道之多，一个车间就达十公里左右。

远不是所有管道都是安静地在工作着的。当输送的气体流过时，好多管道都在作一种周期性的往复运动——振动。

设置在管路间的附属设备（如缓冲器、冷却器和阀等等），特别是管与管之间，管路与附属设备之间的连接部位经常会出现松动和开裂现象。轻则造成泄漏，重则由破裂而引起爆炸，酿成严重事故。这种情况的发生，往往与管道振动有关。

从力学的角度来看，振动导致上述部位经受反复的振动应力，使管路受到附加的疲劳载荷，这就促使疲劳裂纹的形成和发展。在管道丝扣和焊缝等部位处，正是应力集中和残余应力较大的地方，所以，很容易在这些地方发生泄漏和疲劳断裂。

事实上，往往是在容器和管道的加工、焊接等部位处，不可避免地存在着微小裂纹等缺陷；在工作中，管道内壁因受气体局部腐蚀和因流体通过而遭冲刷，致使管壁产生厚薄不均等缺陷。对这些缺陷，管道振动则扮演着推波助澜的角色，扩大这些不良因素，最终造成破裂和泄漏。

可以看到这样一些事故报告：

某厂管道因振动疲劳于1971年8月12日，在使用中突然断裂，大量气体泄入室内，冲破照明灯，引起二次空间爆炸，被迫停产……。

某厂氨冷却器高压管（310公斤/厘米²）于1959年9月23日在使用中破裂，气体漏出后又引起爆炸……

某煤矿空压机站管道振动剧烈，与之相连的一个储气罐于1973年12月×日晚上爆炸，碎片飞出百米之外，侧墙被气浪推倒……。

在国内，由于振动而导致的泄漏和爆炸事故已经发生多起。不仅国家财产遭受损失，人员也难免遭到伤亡。

二、管道怎样会发生振动的

压缩机输气管道的情况是：管道的一端与压缩机相连，在中间，还连有各种容器、阀门等等设备，再就是管架支撑了。在管道内部，输送着带压的气体。当机器未开动时，整个系统都是静止的。但是，机器一经起动，管道系统随之也就有振动。一经带压运行，多数管道，振动随之加剧。人们不禁要问：怎么会产生这种现象的？为了回答这种问题，就必须从往复式压缩机的结构和工作过程谈起。

大家知道，往复式压缩机的主要结构是曲柄滑块机构，如图2-1所示。图中 OA 是曲柄， B 是滑块， AB 是连杆。用压

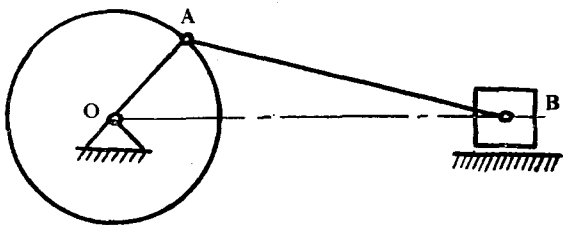


图2-1 曲柄滑块机构

缩机行业的术语， O 是曲轴， OA 为曲拐， B 是活塞， AB 乃称连杆。 B 的滑道是气缸。对带十字头的大型压缩机来说， B 是十字头，滑道就是十字头滑道。当曲柄 OA 绕 O 轴转动时，滑块 B 就沿滑道作往复性的运动。正是这种往复运动，导致基础和缸体作相反方向的，也是往复性的所谓伴随运动。

为了说清楚会有伴随运动产生，我们来举这样一个例

子：一个人站在小平车上（或者站在湖面上的小船上），假定小平车的滚子轻而光滑，就是说，小车在水平方向几乎不受阻力。那么，可以设想，当人从车的一端走向另一端时，例如从车的左端走向右端时，车子会沿相反方向，即由右向左运动，如图2-2所示。倘若人在车上来回奔跑，车子也

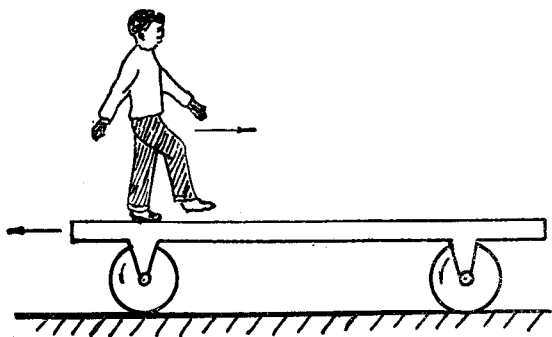


图2-2 人向右端走，车子向左行

必然跟着作伴随的往复运动。对于上面说的曲柄滑块机构，若与车子相比拟的话，整个基础（连同气缸体）可以比拟为车子，滑块可以比拟为人。当滑块往复快速运动时，可以想到，基础也必伴生相应的往复运动。诚然，这种情况与人在小车上行走尚有不同之处。首先，与基础接触的是土壤，土壤对基础除掉提供阻力外，尚有一定的弹性。其次与滑块相比，基础具有较大之质量。这些都说明基础是一个很复杂的振动系统，随之也就产生相应的振动。管道系统的始端是与气缸相固连的。当气缸随基础一起作振动时，管道就不断地受到牵扯而发生振动。所以，往复机械的振动的确是引起管道振动的一个原因。

为了减小基础的振动，除掉加大基础这个办法外，还想

了其他一些方案。例如采用对动式压缩机。我们仍回到图2-2的例子来。假若车上是两个重量相等的人，相对按同样步调在车上走动，那么就会发现，这时车子就会不动，如图2-3所示。事情的确是这。在力学中有这么一个原理，称

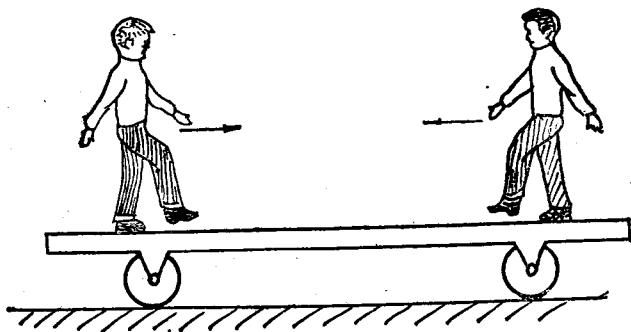


图2-3 两个重量相等的人，相向运动时，小车保持不动

为重心运动守恒。对于由几个物体组成的系统来说，物体之间相互作用的力称为系统的内力。重心运动守恒原理说：内力不能改变由这几个物体所组成的整个系统的重心运动。

这样看来，当一个人在小车上行走时，车子要向相反方向运动，用来调整人和车所形成的整个系统之重心位置不变。当两个人在小车上相对按同样步调运动时，系统是对称的，小车只有不动，才能保持整个系统重心不动。

人们正是根据上述理由，设计了对动式压缩机的。由于这种压缩机在运行中能够维持系统的重心位置基本不变，平衡性能好，主机的振动就很小，因此，它牵扯管道使之产生的振动也就很小了。

近代大型压缩机，多采用对动平衡式结构，主机的振动问题基本上已得到解决。所以，由主机牵扯管道而引起的管

道振动随之也就解决了。引起管道振动的另一个原因，就要看压缩机的工作过程所引起的气流脉动了。

往复式压缩机的工作过程为吸气——压缩——排气——再吸气，这是单作用气缸在曲柄一转之内的工作过程，如此循环不已。我们以排气管（吸气管也完全类似）为例来说明气流脉动的产生。

对排气管路来说，在曲柄一转之内，大约只有 90° 左右的曲柄角范围为排气时间。这样，压缩机向管道排气的的时间只占一转的四分之一，其他为“休息”时间。这就是说，压缩机向管道排气是间歇性的（对吸气管道来说其吸气是间歇性的）。这就不能不引起管道内的压力忽高忽低，气流速度忽快忽慢的弊病。所以，在往复式压缩机的管道内，气体的流动是不稳定的。气流的压力忽高忽低，其速度忽快忽慢，这种现象称为气流脉动。正是气流的脉动成为引起管道振动的主要原因。

当气流在脉动时，管内气体的压力就在平均压力值附近波动。譬如说，管道内输送的气体的平均压力为300公斤/厘米²，那么，实际上真正压力最高时可能会达到315公斤/厘米²，最低时会降到285公斤/厘米²。倘若用横坐标代表时间，用纵坐标代表压力，就可得到一张压力脉动图，如图2-4所示。

为了表示气体压力脉动的程度，一般采用压力不均匀度来表示。压力不均匀度的定义是：

$$\delta = \frac{P_{\text{最大}} - P_{\text{最小}}}{P_{\text{平均}}} \times 100\% \quad (\%)$$

其中 δ 为压力不均匀度，用百分数表示。 $P_{\text{平均}}$ 代表平均压力。平均压力是指最大压力和最小压力的平均值，即

$$P_{\text{平均}} = \frac{1}{2} (P_{\text{最大}} + P_{\text{最小}})$$

令
$$P = \frac{1}{2} (P_{\text{最大}} - P_{\text{最小}})$$

则 P 这个量表示偏离平均压力的最大幅度，称为波动压力或脉动压力。

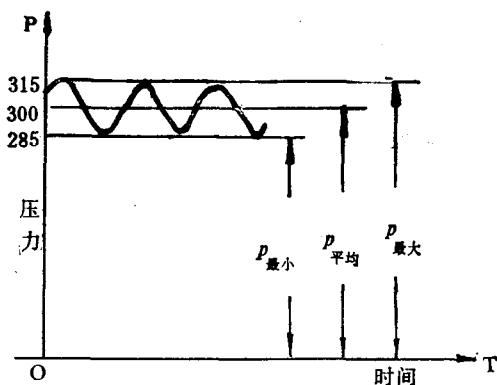


图2-4 压力脉动图

在以后的叙述中，我们将会看到，只要有压力不均匀度 δ 存在，管道就会发生振动。而且 δ 越大，由脉动气流作用到管路上的激发振动的力即激振力也就越大，管道振动也就越强烈。

三、振动系统、激发、响应 和共振的概念

1、振动系统

为了说清楚振动系统和振动系统所呈现的振动性质，我们先从一个简单而又直观的例子开始。

一根直杆 OM ，它的一端连接一只小钢球 M ，另一端铰接在 O 轴上，让它可以自由地绕 O 轴转动。如图3-1所示。根

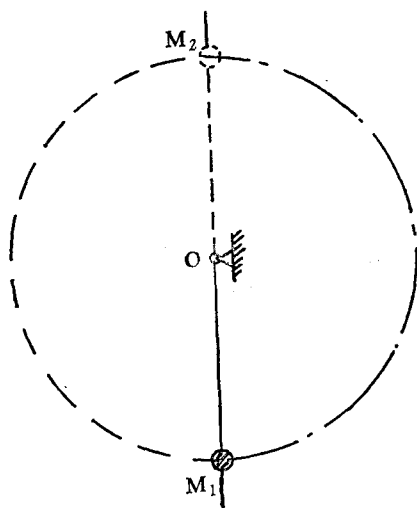


图3-1 M_1 是稳定平衡位置， M_2 是不稳定平衡位置

据经验我们可以知道，把小球摆在最低位置 M_1 处，小球可以静止不动。这种静止不动的位置称为平衡位置。若把小球摆

在最高位置 M_2 处，小球也可以静止不动，我们也把这种位置称为平衡位置。不过这两个平衡位置有很大的区别，即在 M_1 平衡位置处，小球经得起扰动，当扰动不太大时，小球始终在 M_1 平衡位置附近摆动。但在 M_2 平衡位置处就不一样了。它经不起扰动，只要稍稍一碰，它就会离开平衡位置而不再回来。有鉴于此，我们把本例中的平衡位置 M_1 称为稳定平衡位置，把平衡位置 M_2 称为不稳定平衡位置。

让我们来仔细分析一下在稳定平衡位置附近发生的往复性运动。当小球由于扰动偏离平衡位置 M_1 后，重力 P 在轨迹的切线方向就具有分力，这个分力企图把小球拉回到平衡位置 M_1 处去。如图3-2所示。当质点回到 M_1 点时，分力为零，但因小球具有惯性而冲过了平衡位置，向另一方偏离。这时又产生另一相反方向的分力，使小球被拉回来。这样就形成了来回往复不已的摆动。驱使质点回到平衡位置的力（在这里

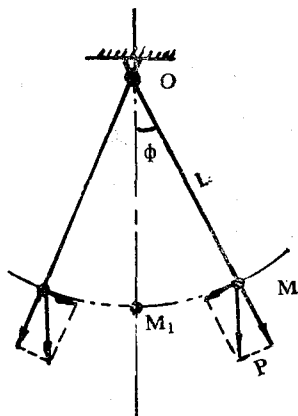


图3-2 小球在恢复力作用下，在稳定平衡位置附近振动

就是重力沿切线方向的分力)称为恢复力。在恢复力和惯性的共同作用下，小球在稳定平衡位置附近发生的往复运动就称为振动。能发生振动现象的系统就称为振动系统。

工程上最常遇到的振动系统，是质量——弹簧系统，它的典型代表，就是一根弹簧，下悬一重物。或者一个重物放在一根受压的弹簧上，如图3-3所示。工程上很多振动系统都可以简化成质量——弹簧系统来考虑。例如，对安装在厂房内的机器（包括它的水泥基础），由于支承的地面具有一

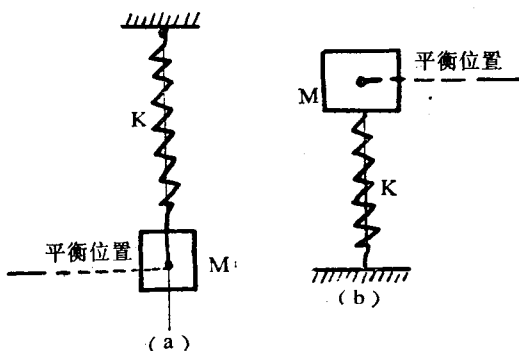


图3-3 “质量—弹簧”振动系统

定的弹性，这就很像一只弹簧，而机器连同基础在内就是一个重物，具有一定质量，这就完全类似于图3-3所示的振动系统了。

2. 固有频率

振动系统的一个重要特性，就是固有频率。何谓固有频率呢？倘若我们给质量 M （见图3-3）一个初扰动，使 M 离开它的（稳定）平衡位置，或者冲击它，给它一个初速度，则其后振动系统就呈现振动，这种振动我们称为自由振动。倘若拿一块表或一合计时仪器来进行测量，我们将发现，在初扰动不太大的情况下，振动物体在同样时间内振动次数总是相等的。单位时间内物体振动的次数，就称为频率。在自由振动情况下物体振动的频率称为固有频率，记作 f 。

对如图3-2所示的振动系统，当略去杆的质量并且摆动不太大时，它的固有频率 f 由下式决定：

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l}} \quad (3-1)$$

式中 l 称为摆长, g 是所在地点的重力和速度。

对于如图3-3所示的振动系统——“质量—弹簧”系统, 其固有频率只与弹簧的刚性系数 K 和振动物体的质量 M 有关, 若写成表示式, 就是

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (3-2)$$

频率的单位是每秒钟振动的次数。工程上常把每秒振动 1 次称为 1 赫芝或简称 1 赫, 所以 f 的单位也经常用赫来表示。我们可以很容易验证固有频率表示式的正确性。固有频率是描述振动系统特性的一个极为重要的物理量。

另一方面, 在工程上所看到的振动系统往往都很复杂。不像“质量—弹簧”系统那样简单。例如, 管道结构以及在管道内所容纳的气体, 都是振动系统。由于管道通常很长, 连接的物件也很多, 所以, 就构成一个很复杂的系统。就管道结构来说, 它们所以会构成振动系统, 是由于管道总存在着弹性, 又具有一定的质量的缘故, 弹性的存在使系统要恢复到平衡位置去, 而惯性的存在却又使系统再一次偏离平衡位置。不过对复杂的系统来说, 表明弹性和惯性的量是更为复杂了。

任何振动系统, 都有一定的固有频率。固有频率可以直接测量, 也可以进行计算。当然, 对于复杂系统的固有频率就不像“质量—弹簧”系统那样简单且只有一个, 而是有多个。人们按数值从小到大排列, 分别称为第一批固有频率, 第二批固有频率等等。对复杂系统固有频率的计算, 往往不能表示成一个公式, 而是借助于电子计算机来进行计算。

3. 激发与响应

对于振动系统的激发（或称扰动）可以分为二种。一种是暂时性的，给振动物体一个初始位移（偏离平衡位置）或者一个初始速度，或者也可以既给初始位移同时又给初始速度，其后系统就在恢复力作用下振动，这种振动如前所述，就称为自由振动。另一种激发是持久性的、周期性的。在这种激发作用下，振动系统所作的振动称为受迫振动。工厂中机器在工作状况下所呈现的振动，绝大多数都是受迫振动。不管是暂时性的激发，还是持久性的激发，由于这种激发的影响，系统就作相应的振动。这种振动是应激发而产生的，所以，人们又把系统的振动称为响应。这样看来，自由振动是振动系统对初始扰动（暂时性激发）而呈现的响应。受迫振动则是对持久性、周期性激发而呈现的响应。

然而，对描述一个系统的振动情况来说，最重要的莫过于二个参数：一个是偏离平衡位置的最大距离，称为振幅。另一个就是表明振动快慢的振动频率。

一个非常重要的概念需要强调，即在自由振动情况下，物体是按固有频率作振动的。在受迫振动情况下，物体是以激发频率作振动的。

4. 受迫振动 共振概念

现在我们进一步来说明受迫振动。理论和实际的事例都表明，受迫振动的振幅不仅与激发（力）的力幅成正比，而且更重要的是与激发频率同固有频率接近的程度有关系。当激发频率与固有频率相等时，振动系统对于激发的响应将达到最强烈的程度。这种情况受迫振动的振幅极大，称为共振或共鸣。所以，共振的条件是激发频率等于固有频率。在工