

# 工业设备安装 工程学

赵兴仁 张鲁龙 张益民  
编著

河海大学出版社

# 工业设备安装工程学

赵兴仁 张鲁龙 张益民 编著

备

河海大学出版社

**(苏) 新登字第013号**

责任编辑: 吴劭文  
特约编辑: 马敏峰  
封面设计: 赵 清  
责任校对: 林 轩

---

**工业设备安装工程学**

赵兴仁 张鲁龙 张益民 等编著

河海大学出版社出版 发行

(210024 南京市西康路1号)

南京市京新印刷厂 印刷

开本787×1092 1/32 印张: 17.925 字数: 398千字

1991年12月第1版

1991年12月第1次印刷

印数: 1—5000册

ISBN 7-5630-0403-3/TB·5

定价: 7.80元

## 内 容 简 介

本书系统介绍了工业设备安装工程的基本理论和典型安装工程的施工工艺,其中对高转速、高压、超重、超高的石油化工设备,如离心式压缩机、活塞式压缩机、容器及贮罐、塔等在强度理论、安装方法等方面作了全面介绍;尤其是最近几年来发展十分迅速的海底管道的铺设、安装,国内尚未进行系统的研究,本书对这一内容也作了不少介绍和探讨。

本书内容通用性强,深入浅出,简明易懂,可供高等学校本科及专科《安装工程》及《安装工程管理》学生使用,也可供从事安装工程施工的工程技术人员及管理干部使用。

# 前 言

工业设备安装工程是基本建设的重要组成部分。近几年来,我国的高等学校陆续设立了“工业设备安装”、“安装工程管理”专业。我国各省、市(自治区)及各部、委均有能独立安装施工的大型工业设备安装公司。尽管工业设备安装工程涉及到的机械设备种类繁多,但是可以从安装工程的角度把它们分为高压力、高转速、超高、超重、高精度等几种,这几种类型的工业设备的安装施工具有广泛的代表性。

本书对安装工程的一些基本理论及施工要点加以论述,并对工业管道、容器、塔设备、离心式压缩机、活塞式压缩机的安装调试等进行系统介绍。本书可作为高等学校《安装工程施工》、《安装工程管理》等专业教材,也可供从事安装工程施工的技术人员使用。

在编写本书过程中,得到了全国安装协会华东分会、江苏省安装协会、华东安装协会科技情报网、中国第八建筑工程局安装公司、新疆生产建设兵团第六建筑安装工程公司等单位的大力支持。参加本书编写的还有赵海力、于占武等同志。此外,在编写过程中,刘玉芝同志在业余时间从事抄写、描图、整理等大量工作,在此一并表示感谢。

**编 著 者**

1991年9月于南京

# 目 录

## 第一章 安装工程可靠性.....( 1 )

第一节 安装工程中的接触应力.....( 1 )

第二节 安装工程中的温度应力.....( 6 )

第三节 安装工程中转轴的临界转速.....( 16 )

第四节 多转子轴的临界转速.....( 20 )

第五节 安装工程中的回转效应.....( 24 )

第六节 安装工程中试车时的脉动.....( 33 )

第七节 安装工程中管道的振动.....( 38 )

第八节 安装工程中的冲击力.....( 41 )

第九节 安装工程中的油膜振动.....( 46 )

第十节 安装工程误差.....( 51 )

## 第二章 工业设备安装工程概论.....( 61 )

第一节 工业设备安装工程施工技术管理.....( 61 )

第二节 机械设备的基础施工技术.....( 73 )

第三节 地脚螺栓与垫铁的施工技术.....( 89 )

第四节 二次灌浆施工技术.....( 100 )

第五节 试压和试运转.....( 102 )

## 第三章 管道安装工程.....( 120 )

第一节 管道的一般概况.....( 120 )

第二节 管道安装的内容及准备工作.....( 125 )

第三节 管道安装的热变形、热应力及热补偿.....( 129 )

第四节 管道支架与吊架.....( 134 )

|            |                         |              |
|------------|-------------------------|--------------|
| 第五节        | 管道预制                    | (140)        |
| 第六节        | 管道安装工程施工                | (149)        |
| 第七节        | 一种新型保温隔热材料<br>——硅酸镁保温材料 | (168)        |
| 第八节        | 海底管道安装的施工技术             | (171)        |
| 第九节        | 顶管施工技术                  | (188)        |
| 第十节        | 管道安装工程施工质量验收            | (196)        |
| <b>第四章</b> | <b>塔设备安装工程</b>          | <b>(204)</b> |
| 第一节        | 塔设备安装施工概论               | (204)        |
| 第二节        | 塔设备安装施工方法               | (216)        |
| 第三节        | 索具                      | (228)        |
| 第四节        | 吊具                      | (241)        |
| 第五节        | 滑轮与滑轮组                  | (249)        |
| 第六节        | 起重杆                     | (261)        |
| 第七节        | 千斤顶                     | (280)        |
| 第八节        | 牵引设备                    | (284)        |
| 第九节        | 起重机                     | (289)        |
| 第十节        | 起重杆的制造与装配工艺             | (293)        |
| 第十一节       | 起重工作的基本计算方法             | (304)        |
| 第十二节       | 塔设备吊装前的准备工作             | (319)        |
| 第十三节       | 塔设备的吊装                  | (329)        |
| 第十四节       | 塔设备在安装位置上的校准            | (335)        |
| 第十五节       | 塔设备内部构件的安装              | (338)        |
| <b>第五章</b> | <b>离心式压缩机安装工程</b>       | <b>(341)</b> |
| 第一节        | 离心式压缩机的结构               | (341)        |
| 第二节        | 安装工程中高转速圆盘受力分析          | (353)        |

|            |                   |       |
|------------|-------------------|-------|
| 第三节        | 离心式压缩机安装施工技术      | (363) |
| 第四节        | 离心式压缩机的试车         | (367) |
| 第五节        | 离心式压缩机试车时的故障及排除方法 | (373) |
| 第六节        | 压缩机的特性曲线及调节方法     | (375) |
| <b>第六章</b> | <b>压力容器安装工程</b>   | (382) |
| 第一节        | 压力容器安装工程力学        | (382) |
| 第二节        | 压力容器制造的基本工序       | (402) |
| 第三节        | 钢板矫形及净化           | (405) |
| 第四节        | 钢板的加工             | (408) |
| 第五节        | 封头制造工艺            | (423) |
| 第六节        | 钢板卷弯施工和装配         | (431) |
| 第七节        | 球形贮罐的制造工艺         | (442) |
| 第八节        | 球形贮罐的安装           | (454) |
| 第九节        | 球形贮罐的焊接           | (458) |
| 第十节        | 球形贮罐的试验           | (463) |
| 第十一节       | 拱顶油罐的安装施工技术       | (465) |
| <b>第七章</b> | <b>活塞式压缩机安装工程</b> | (478) |
| 第一节        | 活塞式压缩机的理论循环       | (478) |
| 第二节        | 活塞式压缩机的实际循环       | (483) |
| 第三节        | 活塞式压缩机的惯性力        | (500) |
| 第四节        | 活塞式压缩机各种作用力的分析    | (507) |
| 第五节        | 消除压缩机有害振动的方法      | (513) |
| 第六节        | 活塞式压缩机的结构         | (520) |
| 第七节        | 压缩机基本部分的安装施工技术    | (534) |
| 第八节        | 压缩机气缸部分的安装施工技术    | (538) |



|      |                                  |       |
|------|----------------------------------|-------|
| 第九节  | 压缩机组安装质量验收技术文件及<br>记录.....       | (542) |
| 第十节  | 活塞式压缩机的试运转.....                  | (545) |
| 第十一节 | 活塞式压缩机循环油系统润滑系统<br>和注油系统的试车..... | (548) |
| 第十二节 | 活塞式压缩机的负荷试车.....                 | (550) |

# 第一章 安装工程可靠性

在机械设备安装工程中，由于常常要求设备在高压、高速下运转，因而机械设备在安装后的试运转和正常运转期间，都应安全可靠，不允许发生各种故障。

安装工程中，高压、高转速、超高度、超重量的机械设备构成安装的主要内容，安装技术复杂、工艺要求严格，机械设备结构也十分复杂，涉及到很多力学、声学、电学理论，其中最为典型的影响安装工程可靠性的因素有：超重量的大型设备（如回转圆筒设备）两个曲面之间的巨大的接触应力、高压设备在冷态下安装而在热态下运行所产生的温度应力、高速旋转的转子的临界转速问题、不同形状的转子产生的回转效应、试车时的惯性力平衡问题、压缩介质的脉动现象、压力管道中的振动问题、各种齿轮传动机构的冲击力、润滑油在轴承中产生油膜振荡以及安装工程中如何处理安装误差方向等问题。

## 第一节 安装工程中的接触应力

安装工程中，常常遇到超重量的大型设备（例如回转圆筒设备）的安装，这种设备的两个曲面之间存在着巨大的压应力。

# 一、两圆柱体间接触表面最大压力

如图1-1所示，两圆柱体间接触表面宽度为 $2b$ ， $b$ 值的计算公式为

$$b = 2 \sqrt{\frac{p}{\pi} \cdot \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} (1 - \mu^2) \cdot \frac{1}{E_1} + (1 - \mu)^2 \cdot \frac{1}{E_2}}$$

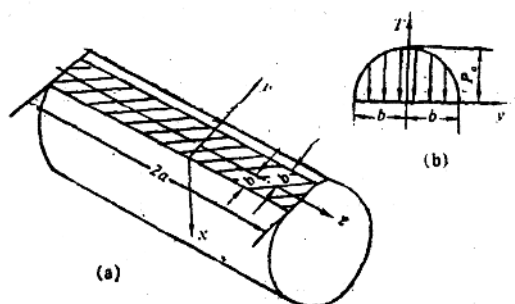


图 1-1

式中： $p$ ——单位长度压力；

$R_1, R_2$ ——两接触圆柱体半径；

$E_1, E_2$ ——两接触圆柱体材料的弹性模数；

$\mu_1, \mu_2$ ——两接触圆柱体材料的波桑系数。

如果两圆柱体材料为钢，则 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ ，则上述公式可以简化成：

$$b = 1.52 \sqrt{\frac{p}{E} \cdot \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \quad (1-1)$$

由于接触面上的压力分布呈椭圆线形状，最大压力为 $p_0$ ，其压力分布按下式求出：

$$T = p_0 \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}} \quad (1-2)$$

因为单位长度的总压力应该为 $p$ ，所以 $p_0$ 值可按下列积分来求出：

$$p = \int_{-b}^b T dy = p_0 \int_{-b}^b \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}} dy = p_0 \frac{b\pi}{2} \quad (1-3)$$

$$\begin{aligned} \text{即 } p_0 &= \frac{2p}{\pi b} = \frac{2}{\pi \times 1.52} \sqrt{PE \left( \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{PE \left( \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2} \right)} \end{aligned} \quad (1-4)$$

实践证明，安装工程中两圆柱体接触表面最大压力 $P_0$ 可以远远超过材料的弹性极限，但并不影响机器正常运行。

## 二、两圆柱体间接触表面的应力分布

接触面上压力的分布如图1-2所示。由于荷重对 $x$ 轴的对

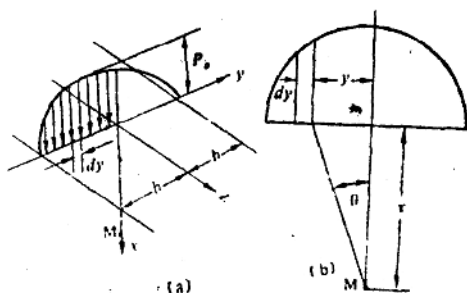


图 1-2

称性，以及接触应力在远离作用点时迅速消失的特点，可估计到最大应力点是在 $x$ 轴上的，为此在 $x$ 轴上任意取一点 $M$ 来

分析其应力情况，作用在狭条 $dy$ 上的力是 $pdy$ ，由于 $F = pdy$ ，在M点上所产生的应力是：

$$d\sigma_x = -\frac{2pdy}{\pi} \cdot \frac{x^3}{(x^2 + y^2)^2} = -\frac{2p_0}{\pi b} \frac{x^2 \sqrt{b^2 - y^2} dy}{(x^2 + y^2)^2}$$

$$d\sigma_y = -\frac{2pdy}{\pi} \cdot \frac{xy^2}{(x^2 + y^2)^2} = -\frac{2p_0}{\pi b} \frac{x \sqrt{b^2 - y^2} y^2 dy}{(x^2 + y^2)^2}$$

$$d\tau_{xy} = \frac{2pdy}{\pi} \cdot \frac{x^2 y}{(x^2 + y^2)^2} = -\frac{2p_0}{\pi b} \frac{x^2 \sqrt{b^2 - y^2} y dy}{(x^2 + y^2)^2}$$

整个接触面上的荷重，在M点上所产生的应力可由积分求得：

$$\sigma_x = -\frac{2p_0 x^3}{\pi b} \int_{-b}^b \frac{\sqrt{b^2 - y^2} dy}{(x^2 + y^2)^2} \quad (1-5)$$

$$\sigma_y = -\frac{2p_0 x}{\pi b} \int_{-b}^b \frac{\sqrt{b^2 - y^2} y^2 dy}{(x^2 + y^2)^2} \quad (1-6)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{2p_0 x^2}{\pi b} \int_{-b}^b \frac{\sqrt{b^2 - y^2} y dy}{(x^2 + y^2)^2} \quad (1-7)$$

求积分时，可用下面的变数替换式：

$$y = \frac{bt}{1+t^2}, \quad \sqrt{b^2 - y^2} = \frac{b}{\sqrt{1+t^2}}$$

$$dy = \frac{bdt}{(1+t^2)^{3/2}}$$

当 $y = -b$ ,  $t = \infty$ ,  $y = +b$ ,  $t = +\infty$ ，于是有：

$$\begin{aligned} \sigma_x &= -\frac{2p_0 x^3}{\pi} \cdot \frac{b}{(b^2 + x^2)^2} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{dt}{\left[t^2 + \frac{x^2}{b^2 + x^2}\right]^2} \\ &= -\frac{2p_0 b x^3}{\pi(b^2 + x^2)^2} \left[ \frac{(b^2 + x^2)^{3/2}}{2x^2} \left( t^2 + \frac{x^2}{b^2 + x^2} \right)^{-1} + \frac{t \sqrt{b^2 + x^2}}{x} \right]_{-\infty}^{\infty} \end{aligned}$$

$$= -\frac{p_0 b}{(b^2 + x^2)^{3/2}} = -\frac{p_0}{\sqrt{1 + \frac{x^2}{b^2}}} \quad (1-8)$$

同理，其它两个积分式可写为：

$$\sigma_y = -p_0 \left[ \frac{1 + 2\left(\frac{x}{b}\right)^2}{\sqrt{1 + \frac{x^2}{b^2}}} - 2\frac{x}{b} \right] \quad (1-9)$$

$$\tau_{xy} = 0 \quad (1-10)$$

由上面几式可知，在接触面上， $x=0$ ，而 $\sigma_x = \sigma_y = -p_0$ 。

### 三、接触表面上的“危险点”及极限强度

如果接触足够长，可作为平面形变情况来处理，于是在接触面的中心线（ $z$ 轴）上有：

$$\sigma_z = \mu(\sigma_x + \sigma_y) = -2\mu p_0 = -0.6 p_0$$

由此可知，接触面中心线上的应力是三向受压的，所以 $p_0$ 能远远超过弹性极限而不产生破坏。

令 $\frac{r}{b} = u$ ，将其代入上述公式中，可得

$$\sigma_x = -\frac{p_0}{\sqrt{1 + u^2}}$$

$$\sigma_y = -p_0 \left[ \frac{1 + 2u^2}{\sqrt{1 + u^2}} - 2u \right]$$

$$\tau_{max} = p_0 \left[ u - \frac{u^2}{\sqrt{1 + u^2}} \right]$$

现在求 $x$ 轴上最大剪应力的位置：

$$\frac{d\tau}{du} = p_0 \left[ 1 - \frac{2u + u^2}{(1 + u^2)^{3/2}} \right]$$

当  $\frac{d\tau}{du} = 0$ ,  $u^4 + u^2 - 1 = 0$ , 则  $u = 0.786$ , 将此值代入

$$\tau_{max} = p_0 \left[ u - \frac{u^2}{\sqrt{1+u^2}} \right] \text{ 式, 得}$$

$$\tau_{max} = 0.3 p_0 \quad (1-11)$$

由此可知, 接触表面上的危险点是在  $x = 0.786b$  处, 而最大剪应力是  $0.3 p_0$ 。

令  $\tau_{max}$  为许可的最大剪应力, 则由  $p_0$  的计算公式可求出物体对接触应力的强度极限, 以单位长度荷重  $q$  来表示时应为:

$$q \leq \frac{\pi b}{0.6} [\tau_{max}] = 5.24b [\tau_{max}]$$

综上所述, 安装工程中的最大接触压应力与载荷不呈线性关系, 而是和载荷的平方根或立方根成正比。这是因为随着载荷的增加, 接触面积也在增大, 致使接触面上最大压应力的增长较载荷的增长为慢。应力与载荷呈非线性关系是接触应力的特征。其次, 安装工程中的接触应力与材料的弹性常数  $E$ ,  $\mu$  有关。这是因为接触面积的大小与接触体的弹性变形有关。

## 第二节 安装工程中的温度应力

在安装高压、超高压的机器设备时, 经常遇到的一个问题是: 处于冷状态下安装的设备, 试车时由于温度升高而产生了附加的应力。这种附加应力使得机器部件之间的装配和配合发生变化, 各微元截面产生不同程度的膨胀、收缩, 并因此相互牵制、约束而产生应力状态。

以典型的活塞式压缩机的气缸为例，在试车时，气缸内表面由于不断受到活塞往复磨擦而温度不断升高，气缸外表面的温度远远低于内表面的温度，内表面膨胀远比外表面大，内表面受到外表面的压抑，造成内表面膨胀不充足而处于压缩应力和压缩变形状态，气缸外表面由于内表面膨胀影响使其引起更多的膨胀，从而处于拉伸应力和拉伸变形状态。

大量实验表明，试车时气缸最大热应力的绝对值与温差 $\Delta t$ 有关，其影响可在气缸的内、外表面。如影响在气缸的内表面，则内表面强度只须按气缸内气体压力进行计算；如果影响在气缸的外表面，并且它的数值超过仅仅由于气体压力作用下气缸内表面的应力，则温度计算应按气缸外表面进行。

试车时，气缸内、外表面的当量应力应是气体压力产生的应力和高温气体引起的热应力的代数和。

在分析气缸内、外表面的当量应力时，除了考虑由于内外温度差而产生的气缸壁的径向应力 $\sigma_r$ 和周向应力 $\sigma_\theta$ 之外，还应考虑切向热应力。该应力使气缸套外表面切向应力增大而使内表面切向应力降低。

大量实验证明，气缸的温度应力和下列因素有关：

- ①气缸壁的内、外直径 $r$ ， $R$ ；
- ②气缸内、外表面的温度 $t_{内}$ ， $t_{外}$ ；
- ③气缸材料的线胀系数 $\alpha$ ；
- ④气缸材料的弹性模数 $E$ ；
- ⑤气缸材料的波桑系数 $\mu$ 。

气缸最大温度应力的绝对值与 $\Delta t$ 有关，而气缸内外温度的分布特点是根据热传导定律成对数曲线或直线的规律分布，气缸内、外表面的温度和气缸内气体的压力、性质、气



缸材料及冷却水量、气缸的工作条件等有关。

### 一、气缸内、外表面的温度差及温度沿气缸壁厚方向上的分布规律

当压缩机起动的最初时刻，可以认为气缸温度均匀上升，气缸内、外表面温度差 $\Delta t$ 可根据下式计算：

$$\Delta t = \frac{Q\delta}{Ha} \quad (1-12)$$

式中： $Q$ ——气缸传递的热量， $\text{kcal}^\circ$ ；

$a$ ——导热系数， $\text{kcal}/\text{m}\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C}$ ；

$\Delta t$ ——气缸内外温度差， $^\circ\text{C}$ ；

$H$ ——受热面积， $\text{m}^2$ 。

根据平面形变理论，可认为气缸在工作状态下没有断面扭曲现象，也就是说气缸断面在温度应力作用下仍为一平面。

设气缸内表面半径为  $r$ ，外表面半径为  $R$ ，如图 1-3 所示。让我们探讨一下气缸断面中一个面积为  $ds$  的微元的受力情况，微元内侧面半径为  $r_1$ ，内侧面面积为  $r_1 d\varphi$ ；微元外侧半径为  $r_1 + dr_1$ ，其外侧面面积为  $(r_1 + dr_1) d\varphi$ 。

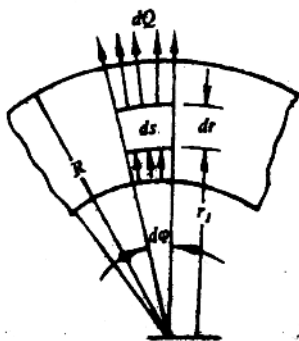


图 1-3

根据傅劳定理，此气缸微元外侧面温度梯度应为

$$\frac{dt}{dr} = \frac{Q}{Ha}$$