

铆接铆钉分布压力的计算

夏 平 刘 兰

摘要 分析计算铆接铆钉所需的压力、铆接成型后铆钉对板孔圆柱面上的径向分布压力和铆钉帽对板圆环面上的分布压力,对工程实际具有一定的参考价值。同时,在对一些具有铆钉连接的板或梁进行有限元分析和计算时,解决了其力边界条件的问题。

关键词 铆钉 弹塑性变形 应变 分布压力

中图分类号:TH131.1 **文献标识码**:A **文章编号**:1671—3133(2003)12—0099—03

Distributed force calculation on rivets in riveted structure

Xia Ping, Liu Lan

Abstract The radially distributed force on the cylindrical surface in the plates and the axially distributed force on the ring shaped area on the plates are calculated, and the maximum riveted force is calculated too. These analysis and calculations are helpful to engineering problems. At the same time, when we need calculations through finite element method to some riveted structure. The method that we have given can solve the problems of the force boundary conditions.

Key words: Rivet Elastic-plastic deformation Strain Distributed force

一、引言

农用车车架的横梁和纵梁的连接处铆接了加强板。在对车架进行有限元分析和计算时,以前是将铆接上去的加强板与车架当作一个整体来处理,这样计算出的整个车架结构的强度和刚度要比实际的大。为得到与实际情况更加接近的计算结果,可设法求出铆接铆钉对板或梁的铆接分布压力,将该分布压力作为力的边界条件来处理,变成一个求解接触问题。

具体做法是,在建立有限元分析模型时,取铆接好的铆钉杆与铆钉孔的直径、长度刚好相等。装配后,将铆接分布压力加在铆钉孔的圆柱面上和铆钉帽与板接触的圆环面上。在板与板之间加摩擦接触元的同时,在铆钉孔的圆柱面与铆钉的圆柱面之间以及铆钉帽与板接触的圆环面与圆环面之间也加上摩擦接触元,然后再做进一步处理和求解,这样计算得到的结果与实际情况更为接近。

二、铆钉铆接压力最大时受力和变形分析

1. 铆接压力的计算

取铆钉直径 $d = 10\text{mm}$, 钉孔直径为 $d_{\text{孔}} = 10.3\text{mm}$, 采用精装配。用铆钉机冷铆。铆钉材料为碳素钢 ML2, 屈服极限 $\sigma_s = 215\text{MPa}$; 铆接板的材料为低合金结构钢 16Mn, 屈服极限 $\sigma_s = 345\text{MPa}$, 每一块板的厚度为 5mm 。根据铆钉直径 $d = 10\text{mm}$, 可算出 $b = 3.5\text{mm}$, $h = 4.6\text{mm}$ 。

铆接时,近似地把铆钉成形过程看成是圆盘类零件的模锻过程(见图1)。则锻造力(即铆接压力)为:

$$P = \sigma_s \left[\left(1.5 + \frac{b}{2h} \right) F_b + \left(1.5 + \frac{b}{h} + \frac{d}{12h} \right) F_d \right]$$

$$= 215 \times \left[\left(1.5 + \frac{3.5}{2 \times 4.6} \right) \times 153.14 + \left(1.5 + \frac{3.5}{4.6} + \frac{10}{12 \times 4.6} \right) \times 83.28 \right]$$

$$= 106\text{kN} \dots\dots\dots (1)$$

式中

- σ_s ——屈服极限, MPa
- b ——锻造时飞边宽度(可视为铆钉帽的宽度), mm
- h ——飞边高度, mm
- F_b ——飞边投影面积, mm^2
- F_d ——锻件本体投影面积(钉孔面积), mm^2
- d ——锻件直径(铆钉直径), mm

由式(1)可算得作用于板上圆环面上的分布力为

$$p_1 = \sigma_s \left[1.5 + \left(\frac{b}{2h} \right) \right] = 404\text{MPa}$$

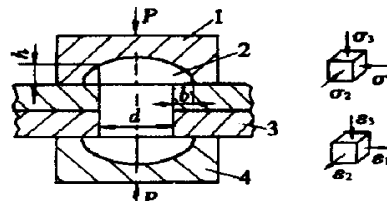


图1 铆钉受铆接压力最大时状态及钉杆中一点的应力、应变状态

- 1. 成形铆窝头 2. 铆钉 3. 铆接板 4. 铆机预置头

设铆钉轴线为 Z 轴, 应力为 σ_3 , 过 Z 轴设 X 、 Y 轴应力分别为 σ_1 和 σ_2 , 有:

$$\sigma_3 = \sigma_s \left(1.5 + \frac{b}{h} + \frac{0.5d - x}{2h} \right) \dots\dots\dots (2)$$

当 $x = 0.5d$ 时, 可得 $\sigma_3 = -486\text{MPa}$ 。

设 $\sigma_1 = \sigma_2$ (铆钉为圆形), 由塑性屈服条件 $\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_s$, 则有:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 + \sigma_s = -271 \text{ MPa}.$$

式中, σ_1 、 σ_2 为径向应力, σ_3 为轴向应力。所以, 铆接压力最大时, 钉孔圆柱面上的分布压力为 $p_2 = \sigma_1 = 271 \text{ MPa}$ 。

2. 铆接压力最大时铆钉的应力、应变分析

图 2 中, 铆机预置头不动, 由于在成形铆窝头压下过程中, 刚开始成形铆窝头与铆钉是圆周线接触, 继续压缩则变为圆环面接触。当圆环面扩大到一定程度后, 钉杆开始整体墩粗, 胀大孔。在铆钉帽完全成形之前, 板孔基本上已被胀大。所以, 在计算板孔的被胀大量时, 可以不考虑铆钉帽沿对板上圆环面的压力, 而将板孔的被胀大看作为孔边受均匀压力 $p = p_2$ 的无限域开圆孔。因此, 可用下面公式计算钉孔壁上一点的径向位移。

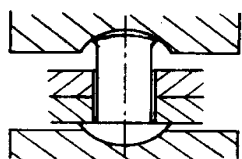


图 2 继续压缩变为圆环面接触

$$u_r = \frac{pr}{E} (1 + \nu) \quad (3)$$

式中, p 为作用在铆钉孔圆柱面上的径向分布压力, r 为铆钉孔的半径, E 为板材料的弹性模量, ν 为板材料的横向变形系数。

取 $p = p_2 = 271 \text{ MPa}$, $r = d_L/2 = 5.15 \text{ mm}$, $E = 200 \text{ GPa}$, $\nu = 0.3$, 可计算出铆钉孔壁上一点的径向位移 $u_r = 0.0091 \text{ mm}$, 即铆钉孔半径的增量。于是, 钉孔在最大压力时的直径增量为 $\Delta d = 2u_r = 0.0182 \text{ mm}$ 。设铆钉除开铆头帽的体积, 即钉杆的体积刚好等于孔的体积 (可以经过试铆确定), 再由铆钉的体积不变得关系式 $d = d_1 / (2 + \Delta d)$ ($d = 10 \text{ mm}$ 为两块板的厚度之和), 即可求出钉孔附近板的压缩量 $\Delta d = 0.0353 \text{ mm}$ 。这时, 铆钉直径为 $d_1 = 10.3 + 0.0182 = 10.3182 \text{ mm}$, 铆钉杆长为 $l_1 = 10 - 0.0353 = 9.9647 \text{ mm}$ 。由于从材料上和结构上看, 板的刚度都大于铆钉, 所以板只考虑发生弹性变形。

三、铆钉铆后分布压力的计算

1. 铆钉机松开后铆钉的应力、应变分析

当铆接外力 P 去掉后, 板孔挤压铆钉, 使之先发生塑性回复, 铆钉变长、变细, 达到 $\sigma_1 - \sigma_3 < \sigma_s$ 时, 铆钉再发生弹性变形。

图 3 所示为铆钉机松开后, 由于板对铆钉的轴向拉力和径向压力而发生弹塑性变形后的终了状态。铆钉机松开后, 假设板恢复原厚度, 孔缩小到原大小; 铆钉由于板恢复原厚度而被拉伸, 直径也被压缩到孔的原直径大小。这样, 铆接好后, 铆钉和板之间存在轴向和径向的分布力。由于板孔恢复原尺寸而使铆钉发生的应变为: 纵向应变 $\epsilon_1 = \Delta l / l = 3.53 \times 10^{-3}$, 横向应变 $\epsilon_3 = -\epsilon_1/2 = -1.765 \times 10^{-3}$ 。

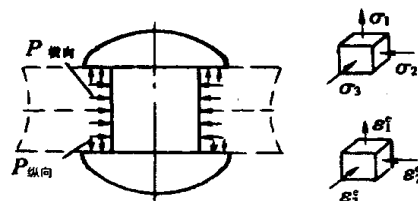


图 3 铆钉铆后受力状态及钉杆中一点的应力、应变状态

由于板孔恢复原尺寸而使铆钉发生的塑性应变为: 纵向应变 ϵ_1 , 横向应变 $\epsilon_3 = -\epsilon_1/2$ 。

由于板孔恢复尺寸而使铆钉发生的弹性应变为:

$$\epsilon_1^e = \epsilon_1 - \epsilon_1^p, \quad \epsilon_3^e = \epsilon_3 - \epsilon_3^p$$

2. 铆钉机松开后铆钉分布压力的计算

根据图 3 所示应力、应变状态, 由胡克定理 (铆钉的横向变形系数 μ 取 0.28), 可得:

$$\epsilon_1^e = \epsilon_1 - \epsilon_1^p = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (4)$$

$$\epsilon_3^e = \epsilon_3 - \epsilon_3^p = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)] \quad (5)$$

由于板孔的压缩, 铆钉由塑性回复过渡到发生弹性变形, 有:

$$\sigma_1 - \sigma_3 < \sigma_s \quad (6)$$

由式 (4)、(5)、(6) 联立可以解得: $\sigma_1 < 143 \text{ MPa}$, $\sigma_2 = \sigma_3 < 72 \text{ MPa}$ 。于是, 铆钉帽对板上圆环面的分布压力为 $p_{\text{轴向}} = F_d / F_b < 77 \text{ MPa}$; 铆钉加在钉孔圆柱面上的径向分布压力为 $p_{\text{径向}} = \sigma_2 = \sigma_3 < 72 \text{ MPa}$ 。

求得的铆钉对板的分布压力见图 3 (图中表示的是分布压力的反作用力)。表 1 列出了三种直径、两种材料铆钉所需的铆接压力和铆接后铆钉对板的分布压力值 (其中每块铆接板的厚度均为 5mm)。但是, 分布压力 $p_{\text{轴向}}$ 值和 $p_{\text{径向}}$ 值实际上达不到上述理论计算值, 因为它们的大小还与铆钉材料的塑性、均匀性以及铆钉孔的表面质量等因素有关。上述理论计算值是上限值, 在工程实际计算时, 可以根据实际情况取比分布压力的理论计算值略小的值来进行近似计算。

(下转第 108 页)

$$0.49686068 = \frac{48 \times 61}{71 \times 83}$$

颠倒分子和分母可得差动挂轮：

$$\frac{a_2 \times c_2}{b_2 \times d_2} = \frac{71 \times 83}{48 \times 61}$$

这两对挂轮在 Y38 机床差动挂轮中都有，也能安装到挂轮架上。

三、精度误差校核

1. 传动比绝对误差

$$\left| \frac{0.002 c_1}{m_n k B} \right|$$

代入以上数值得：

$$\frac{0.002 c_1}{m_n k B} = \frac{0.002 \times 7.95775}{6 \times 1 \times 50} = 0.00005305$$

$$\left| \left| \right| = \left| -2.012634844 - \left(\frac{71 \times 83}{48 \times 61} \right) \right| \right| = 0.000001768 < 0.00005305$$

因此，满足 7 级精度要求。

2. 螺旋角绝对误差

$$\left| \left| \right| = \left| - \left| 4 \right. \right. \left. \left. \left(8 \text{ 级精度以上} \right) \right. \right. \dots \dots \dots (4)$$

式中， β 为被加工齿轮设计螺旋角 ($0^\circ 32' 45''$)， β_0 为被加工齿轮实际螺旋角。

根据公式求：

$$- \frac{71 \times 83}{48 \times 61} = - \frac{7.95775 \times \sin \alpha}{m_n k} - \frac{\alpha \times 7.95775 p}{S_{\text{立}} k}$$

$$= - \frac{7.95775 \times \sin \alpha}{6 \times 1} - \frac{\alpha \times 7.95775 p}{1 \times 1}$$

$$= 0^\circ 32' 45.27''$$

$$\left| \left| \right| = \left| 0^\circ 32' 45'' - 0^\circ 32' 45.27'' \right| = 4''$$

螺旋角绝对误差满足 7 级精度要求。

四、几点说明

1. 该齿轮齿数 21 虽然不容易配挂轮，可把它看成大质数，并利用计算大质数斜齿轮挂轮的方法计算出各组挂轮，并选配出合适的差动挂轮。在加工中，必须按加工大质数斜齿轮的方法加工，即在加工过程中分齿运动和差动运动不能分开，切削第二刀时，必须先利用反车自动返回，然后再进行切削。

2. 如果差动挂轮比值的计算极小或者选配不出高精度差动挂轮时，都可以利用此方法重新计算差动挂轮比值选配出合适的差动挂轮。

参 考 文 献

- 1 金福贵，赵淑芬．精密通用比值挂轮表．北京：机械工业出版社，1987
- 2 北京第一通用机械厂．机械工人切削手册．北京：机械工业出版社，1985
- 3 李明．齿轮工实用手册．杭州：浙江科学技术出版社，1994

作者通讯地址：西安煤矿机械厂 (710032)

收稿日期：20030428

(上接第 100 页)

表 1 不同直径和材料铆钉所需铆接压力和铆钉对板的分布压力值

直径 d/mm	铆钉帽 飞边宽度 b/mm	铆钉帽 飞边高度 h/mm	材料(碳素钢) ML2 ($\sigma_s=215\text{MPa}$) ML3 ($\sigma_s=235\text{MPa}$)	铆接压力 P/kN	作用于铆孔 圆柱面上 分布压力 P _{径向} /MPa	铆钉帽作用 于板上圆环 面上分布压 力 P _{轴向} /MPa
8	3.1	3.9	ML2	72	72	70
			ML3	79	78	76
10	3.5	4.6	ML2	106	72	77
			ML3	116	78	83
12	4.5	6.4	ML2	157	72	73
			ML3	172	78	79

四、结语

1. 铆钉铆接时，所需的铆接压力主要取决于铆钉的直径大小和铆钉材料的屈服极限 σ_s ，可以根据铆钉的直径和材料选择铆钉机的型号。

2. 铆接铆钉分布压力集度的大小与铆钉直径大小关系不大，主要与铆钉的材料有关。但铆钉对铆接板紧固力的大小不但取决于铆钉的材料，而且主要取

决于铆钉的直径大小。铆接板如果需要较大的紧固力，可以选择直径较大的铆钉或选用强度相对较高材料的铆钉。

参 考 文 献

- 1 徐灏，蔡春源，严隽琪等．机械设计手册 (M)．北京：机械工业出版社，第 2 版，2000
- 2 郎月翠，张翠兰．液压铆钉机与风动铆钉机铆接强度的比较 (J)．煤矿机械，1999，(9)
- 3 罗子健，尚保忠．金属塑性加工理论与工艺 (M)．西安：西北工业大学出版社，1994
- 4 赵学仁．工程弹性力学 (M)．北京：北京理工大学出版社，1988

作者简介：夏平，讲师，湖南大学机械与汽车工程学院硕士研究生。

从事教学与科研工作。研究方向：机械制造及其自动化。

作者通讯地址：湖南省湘潭市湖南工程学院 (南院) 机械电子工程系 (411101)

收稿日期：20030412