

张力减径机传动浅析

谷文君 张永刚 杨云志

[摘要]: 介绍张力减径机传动系统的结构原理, 分析张力减径机的齿轮箱及轧辊转速计算。

关键词: 差速传动 张力减径机 送加电机 基本电机 差动轮系齿轮

我厂从德国引进的张力减径机是我厂新建无缝管热轧线上的关键设备之一, 它是用来将轧管机轧后的荒管再进行无芯棒带张力的进一步轧制。张力减径机采用热轧方式, 可以实现减径、减壁、等壁、增壁轧制。由于张力减径机具有精度高、产品规格范围大、轧制速度高等优点,

许多无缝管生产线都把它用作最终精轧机, 从而进一步提高生产率, 提高成材率, 产出高质量的无缝钢管。

张力减径机调控比较复杂, 我们通过对张力减径机传动系统的分析, 找到一种比较简单的调控办法, 即通过计算各机架轧辊转速、用轧辊转速控制张力, 达到控制成品

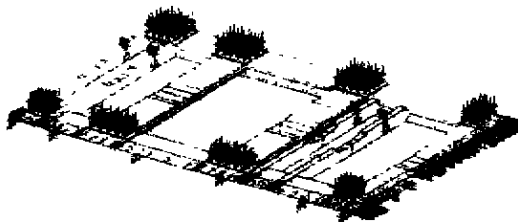


图2

在该设计分析中, 一方面, 优化模型的变量尺寸必须依赖于原始模型的变量尺寸, 其对应的逻辑关系始终保持, 即初始模型为参数化模型, 如结构上有较大变化时, 需重新处理模型及参数; 另一方面, 我们在求解时, 将多目标转化为单目标, 将其余目标及一些判断准则转化为约束条件也是重要环节, 使问题得到简化, 从而便于求解。

4 有限元分析结果比较

通过对比分析和调整, 得出了较满意的方案, 现将两种方案的有限元分析结果比较如下:

图3、图4分别为最初和优化后的架体弯曲变形分布图。

在图3中, 架体变形呈担架式弯曲, 最大挠度值9.33mm, 换辊机架体的刚度为3858.5 kgf/mm; 在图4中, 架体变形呈波浪式弯曲, 最大挠度值0.71mm, 刚度为50704.2 kgf/mm。

通过有限元分析及优化, 架体的主应力范围从1.66~14.6 kgf/mm², 改变为0.15~5.19 kgf/mm², 高应力集中区得到明显改善。

5 结 语

在设计中, 完全可以利用CAE (Computer Aided Engi-

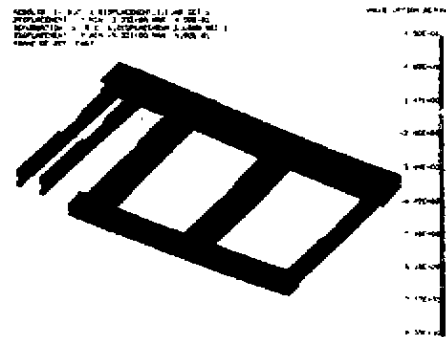


图3

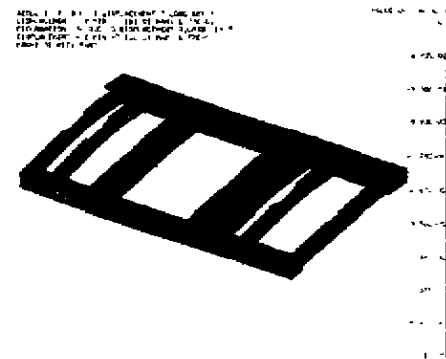


图4

neering) 技术对机械零件进行结构优化。我们在I-DEAS、Master6.0的应用过程中已经解决了一部分实际问题, 不仅提高了设备的强度、刚度指标, 而且大幅度缩短周期, 提高了设计质量。

收稿日期: 2001年5月10日

周建伟、王忠玉: 一重集团公司设计研究院工程师

徐庆才: 一重集团公司经营本部工程师

管壁厚度的目的。

1 差速转动张力减径机的主要技术性能

型号: SRM-275-20 M;

机架数: 20架 (其中前 1-6 架为一套传动系统, 后 7-20 架为另一套传动系统);

基本速度电机: 100 kW (1-6 架), 450 kW (7-20 架);

送加速度电机: 100 kW (1-6 架), 450 kW (7-20 架);

入口毛管: 直径 $\varnothing 95\sim\varnothing 131$ mm, 壁厚 3.5~19.8 mm;

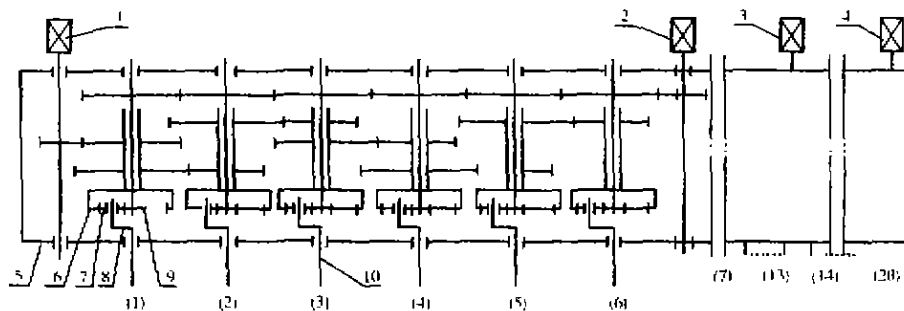
成品管: 直径 $\varnothing 30\sim\varnothing 127$ mm, 壁厚 3~20 mm;

轧制速度: 入口 1 m/s, 出口最大 5 m/s。

2 机构分析

(1) 集中差速传动张力减径机传动如图 1 所示。

这里需要说明的是, 本张力减径机共有两套传动系统, 其中 1-6 架由一台基本电机和一台送加电机带动, 7-



1—送加电机 (1-6); 2—基本电机 (1-6); 3—基本电机 (7-20); 4—送加电机 (7-20); 5—减速箱; 6—整动轮系内齿圈; 7—行星轮; 8—系杆; 9—差动轮系齿轮; 10—与机架相连。

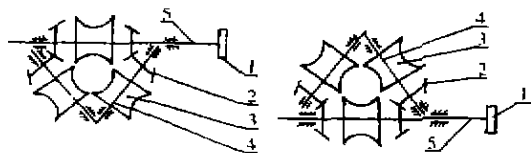
图 1

20 架由另外一台基本电机带动, 因为 7-20 架的传动形式与 1-6 架基本一样, 只是电机所在位置不同, 故其传动示意图在本图中省略, 下面的分析和计算也只以 1-6 架为例。

本张力减径机传动形式为两段集中传动, 其特点是所有轧辊的驱动是由同一台基本电机和同一台送加电机来实现的, 这样在每个机架咬入钢管时不会因为冲击而造成该架轧辊的速度下降, 造成钢管壁厚不均, 这也是集中传动的张力减径机优于单独传动的张力减径机的地方。与单独传动的张力减径机相比, 其缺点是结构复杂、造价高。同时它还有一个突出的缺点, 就是第 6 架和第 7 架之间的传动是截然分开的, 此两架间的速度关系只能通过电气方面来调整, 这是在使用过程中应特别注意的。

(2) 机架结构如图 2 所示。

这里需要说明, 一种机架主驱动轴在上面, 另一种机架主驱动轴在下面, 这样使齿轮箱的输出轴反向转动变成了机架间同向轧制。机架是装配好后, 在专用机床上加工孔型, 从而保证孔型和轧制中心线的精确稳定。



1—安全接耳; 2—螺旋锥齿轮; 3—轧辊; 4—轴; 5—主驱动轴。

图 2

3 轧辊转速计算

3.1 差速系统计算

差速系统由图 1 中件 6、件 7、件 8、件 9 组成。

设件 9 的转速为 n_1 , 齿数为 z_1 ; 件 8 的转速为 n_H ; 件 7 的转速为 n_2 , 齿数为 z_2 ; 件 6 的转速为 n_3 , 齿数为 z_3 。

为了计算方便, 我们假设整个轮系加上一个转速为 n_H 的附加转动, 由相对运动原理可知, 各构件的相对运动关系不变, 则原来的差动轮系变成了定轴轮系, 所以任意两构件间的传动比可用定轴轮系的方法来计算, 则有:

$$i_{96}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

整理得: $n_H = \frac{n_1 z_1 + n_3 z_3}{z_1 + z_3}$ (1)

上式中 n_1^H, n_3^H 表示件 9 和件 6 相对于件 8 的转速, i_{96}^H 表示转化后的机构中件 9 和件 6 的传动比。

3.2 各机架基本转速计算

根据 M-M 公司提供的资料可知 $z_1 = z_2 = \dots = z_6 = z_n$ 。假设第 n 机架的基本转速为 n_m , 基本传动系统的一段轴的转速为 n_j (即基本电机的转速为 n_j), 则有: $i_m = \frac{n_j}{n_m} = \frac{z_1}{z_1}$

由此可得: $n_m = \frac{n_j z_1}{z_1}$ (2)

3.3 各机架送加转速计算

设第 n 架的送加转速为 n_{Hn} , 送加传动系统的一段轴转

压力容器开孔与补强

王相意 张永田 王忠臣

[摘要]: 论述对压力容器开孔的强度问题和等面积补强法。

关键词: 容器开孔 补强 薄膜应力 弯曲应力 峰值应力 压力容器

为满足工艺操作、容器制造、安装、检验及维修等要求,在压力容器上开孔是不可避免的。容器开孔以后,不仅整体强度受到削弱,而且还因开孔引起应力集中造成开孔边缘局部的高应力,因此压力容器设计中必须充分考虑开孔和开孔补强。

1 压力容器开孔引起的强度问题

1.1 开孔引起的应力

压力容器壳体开孔以后,可引起三种应力:

(1) 局部薄膜应力 压力容器壳体一般承受均匀的薄膜应力,即一次总体薄膜应力。壳体开孔以后,不仅壳体开孔截面的承载面积减少,使该截面的平均应力增大,而且开孔边缘应力分布极不均匀。在离开孔边缘较远处,应力几乎没有变化,而增大的应力则集中分布在开孔边缘。由此在孔边引起很大的薄膜应力,即局部薄膜应力。

(2) 弯曲应力 容器开孔以后,一般总需设置接管或人孔,即有另一个壳体与之相贯。相贯的两个壳体在压力载荷作用下,各自产生的径向膨胀(直径增大)通常是不一致的,为使两部件在连接上变形相协调,则必然产生一组自平衡的边界内力(包括横剪力与弯矩)。这些边界内力将在壳体的开孔边缘及接管端部引起局部的弯曲应力,属于二次应力。

(3) 峰值应力 在壳体开孔边缘与接管的连接处还会产生一种由于应力集中造成的分布范围很小,而数值可能

速为 n_d 。(即送加电机的转速为 n_d)。

如图则有 $i_{dn} = \frac{n_d}{n_1} = \frac{z_{d1}}{z_1} \cdot \frac{z_{d2}}{z_2} \cdots \frac{z_{d(2n-1)}}{z_{d(2n-1)}} \cdots$ (3)

由此可得 $n_{dn} = \frac{z_1 z_{d2} \cdots z_{d(2n-1)}}{z_{d1} z_2 \cdots z_{d(2n-1)}} n_d$ (4)

上式中 i_{dn} 为一段轴与第 n 架送加传动轴之间的传动比。

3.4 轧辊转速的计算

根据 M-M 公司提供的资料,所有机架的差速系统完全相同,所以用(2)式的 n_p 和(3)式的 n_{dn} 分别代替(1)式的 n_1 和 n_2 ,即可得出第 n 架轧辊的转速,如下式:

$$n_n = \frac{z_1 n_p z_1 + \frac{z_1 z_{d2} \cdots z_{d(2n-1)}}{z_{d1} z_2 \cdots z_{d(2n-1)}} n_{dn}}{z_1 + z_3} \cdots \cdots (5)$$

- 18 -

很高的应力,称为峰值应力。可见,压力容器壳体由于开孔使开孔边缘形成了较复杂的应力状况。

1.2 不同应力对应的破坏形式

容器在压力载荷下产生的一次总体薄膜应力是最基本的应力,是为平衡压力载荷所产生的。这种应力如超过材料的许用应力达到材料屈服点,则容器将产生很大变形(径向膨胀),如不计壳体材料的应变强化效应,则壳体材料会发生塑性流动,导致容器爆破。这种破坏是在一次加载条件下就发生的,故称为静力强度失效。

由于相贯壳体变形协调产生的边界内力引起的局部应力具有自限性,它不会使容器在一次加载条件下发生破坏,但它可能在多次加载条件下,即多次加压卸压的加载方式下,造成开孔附近的局部破坏,即发生所谓失去安定性的塑性疲劳破坏(大应变疲劳破坏)。

由于应力集中现象引起峰值应力虽不会使容器在一次或多次加载方式下发生破坏,但可能在频繁的加压卸压的反复加载方式下,使开孔接管的连接部位首先出现裂纹,继而扩展,最终导致容器开孔附近的破裂,即发生疲劳破坏。

容器中上述几种应力虽然是同时存在的,但其破坏的发生则是与加载方式(加卸压循环次数)密切相关的。因此,压力容器强度设计,首先应根据容器使用条件的加载方式(一次、多次或反复加载)考虑可能发生的破坏形式,然后确定所应计算的应力,并按不同的性质分别对待,以

因为所有齿轮的齿数均为已知,所以只要知道 n_1 和 n_d ,即知道基本电机转速和送加电机转速,就可以求出所有机架的转速。

4 结 语

各机架轧辊的转速是我们在生产中非常关心的,只要知道基本电机和送加电机的转速,即可求出各架轧辊的速度,从而控制各机架间的张力,控制壁厚。

收稿日期: 2001年4月11日

作者: 北满特殊钢股份有限公司无缝钢管厂助理工程师(黑龙江省富拉尔基 邮政编码: 161041 电话: 0452-6801023)