

摘要

弯管机器是一种复杂的机械加工设备，在传统的设计研究开发中，不仅要耗费诸多人力资源成本，同时会造成产品生产周期的滞缓。随着科学技术的不断发展与成熟，单一化产品显然已经无法再有效契合生产需求，加之日趋激烈的市场竞争，低成本、高质量、短研发周期无疑是现阶段下面临的首要问题。本文设计的管道的塑性加工是一种以管道为分支，基于外力手段而导致的塑性弯曲，使其所生产出来的部件更为契合生产中对于部件在性能、组织、尺寸以及形状等多方面的客观需求。

本文主要从数控弯管机工序分析、机床分析、机床传动方案入手，对数控弯管机的特点、组成以及传动装置、各传动轴尺寸进行详细分析与计算。通过上述分析、计算以后，本文最后分析了弯管加工缺陷及处理措施，主要包括弯管成型步骤、设定弯管基准点、冷弯管缺陷产生的原因及控制措施以及原材料检验。本文详细研究了管道的弯曲成型，针对不同的缺陷提出解决方法，提高产品的合格率。

关键词：弯管；加工工艺；工序分析；传动

第1章 绪论

1.1 研究背景

弯管机器是管道弯曲加工的主要设备，广泛应用于管道成型。管道弯曲成三维空间曲线，是汽车、家电、航天、空调、造船等行业的重要加工设备。供应商和其他设备一样，有各种各样的构造。管道弯曲时主要有着热源供应商与冷源供应商两种。基于控制方式的差异化，现阶段下的管道弯曲主要有着NC 控制、自动控制、半自动控制以及手动控制等几种主要的控制方式；基于传动方式的差异化，现阶段下的管道弯曲主要有着启动传动、手动传动、油压传动以及机械传动等几种主要的传动方式。在上述类型的曲线机中，基于数字控制的曲线机具备弯曲加工全流程实现自动化且能够有效契合零部件图中对于尺寸与其它方面的要求从而愈发受到市场的高度认可，近年来取得了较快发展，被广泛应用于诸多零部件的批量生产加工中。

1.2 管件弯曲成型方法

弯管机器是一种复杂的机械加工设备，在传统的设计研究开发中，不仅要耗费诸多人力资源成本，同时会造成产品生产周期的滞缓。随着科学技术的不断发展与成熟，单一化产品显然已经无法在有效契合生产需求，加之日趋激烈的市场竞争，低成本、高质量、短研发周期无疑是现阶段下面临的首要问题。目前常用的管道弯曲成型方式主要包括弯曲、弯曲、滚筒及弯曲等。弯道对自动化很方便，所以近年来很多供应商都沿着弯曲的胎膜绕道而行。

管道弯曲成型指的是将管道通过某种外力手段使其弯曲变形并将至在诸多生产生活领域诸如航空航天、家电制造等进行广泛应用。基于产品类型的差异化，其对于管道形状的客观需求亦呈现出明显的差异化。纵观现阶段下的管道弯曲，基于弯曲成型方式的差异化，主要涵盖弯道弯曲成型、滚筒弯曲成型等几种主要方式；基于加热方式的差异化，主要涵盖冷弯曲、热弯曲等方式；基于芯棒支撑的差异化，主要涵盖有芯棒与无芯棒的支撑弯曲。本文分别针对上述弯曲类型做出详尽阐述，具体可参照表1-1。

表1-1几种弯曲方式工作原理及适用场合

弯曲方式	工作原理	适用场合
推弯	将直管件放置在对应弯曲模具内，通过凸模的推力作用使得管件随弯曲模具弯曲成型；	一般用于制作弯头及小管件、小弯曲半径的弯管成型等

压弯	将直管件放置在两个可摆动的支撑凹模中间，通过给定弯曲形状的凸模下压成型	一般用于制作弯头及带直段的管件，管件成型效果较差，在弯曲段经常出现内侧塌陷，故不适合薄壁管弯曲成型；
滚弯	由三个可调间隔的带动力的辊轮行成所需成型形状，直管件在动力轮作用下弯曲成型，通过调整辊轮间距可获得不同弯曲半径的弯管	用于弯曲半径较大的厚壁管件弯曲成型，特别适用于环形管件等的加工
绕弯	通过前卡或者压件等将直管件一端压弯在弯曲模上，弯曲模随着主轴按预定角度旋转带动管件弯曲成型	管件冷弯曲加工的最常用的方法，手工绕弯曲由于劳动量大故适用于单件小批量管件弯曲成型，弯管机绕弯由于生产效率高、成型质量好而适用于大批量管件弯曲成型

1.3 研究内容

本论文研究的供应商是焊接后的弯曲用NC 控制管机器，通过转换模具可以实现各种直径的管部件的大量弯曲加工。图1-1是曲线机的绕组原理的示意图，前卡和嵌入块的端部和弯曲的线整齐，共同的作用是好好地拧紧直管的端，保证该端与胎盘膜一直相对静止。板子设置在软管和胎盘外接点附近。主要有导向弯曲作用。芯杆安装在管子内部，用于管子的支撑。防止皱纹的防护块设置在管和胎膜内的切断点附近。主要防止薄壁管弯曲时内侧产生皱纹。

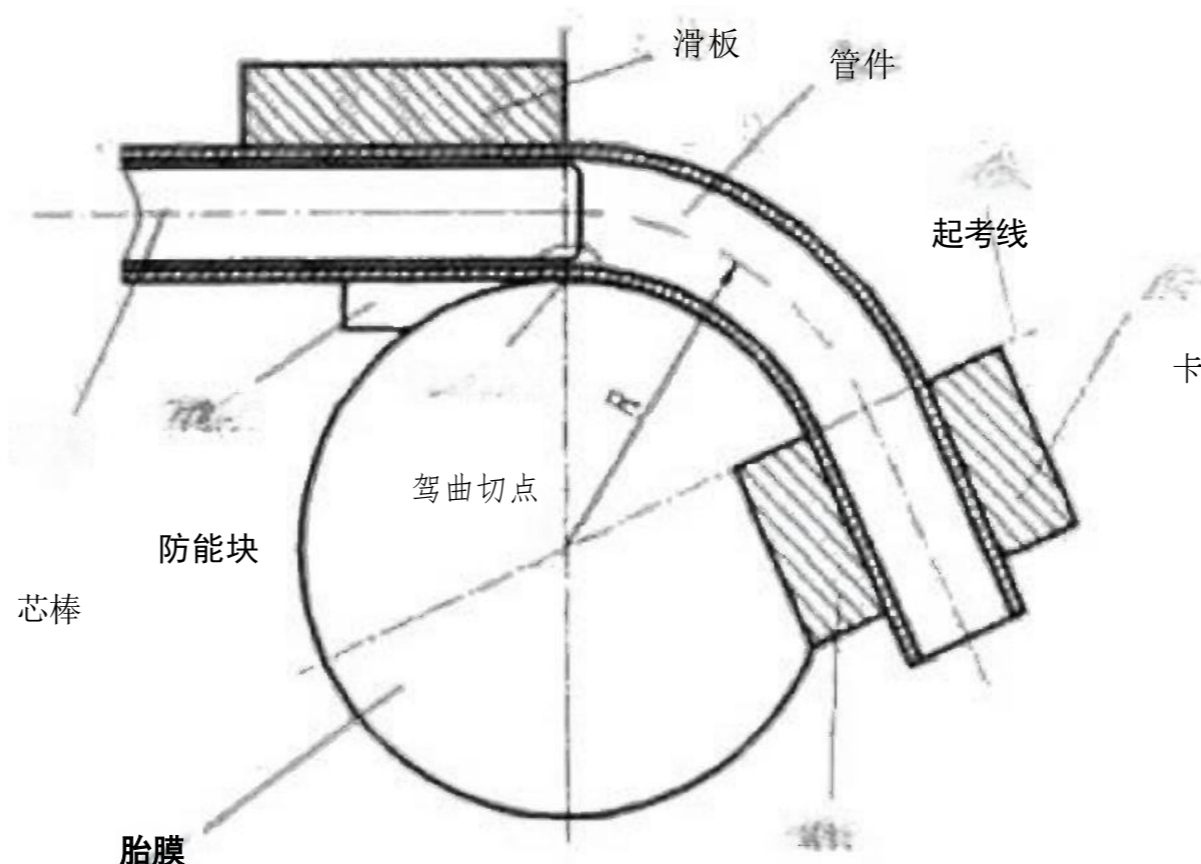


图1-1 数控弯管机绕弯原理示意图

1.4 管件弯曲主要成型缺陷

1.4.1 成型理论

管的弯曲是受力的复杂过程，其弯曲成型理论与板的弯曲相似。差异与空心管弯曲时外壁厚度的变化相反，弯曲力矩作用下弯曲区域的管段曲率开始变化，管外侧在切断拉伸应力作用下会发生拉伸变形。在管内侧面，切线压力作用会发生压缩变形。

由于管的弯曲成型中总体积不变，中性层的外侧由于拉伸作用变薄，内侧由于压力作用变厚。另外，基于管件的最内外侧受到的外力冲击最为明显，籍此客观导致其所产生的变形情况以及壁厚变化最为明显。

1.4.2主要成型缺陷

客观而言，管的弯曲成型并非某种单一元素作用能够形成，其实在边界条件、几何与材料的非线性条件等多种元素的不断制约与作用下形成的一种弯曲变化，基于弯曲成型理论，其在弯曲过程中往往会出现诸多成型缺陷，本文在就此进行深入剖析后认为，管道在外力作用下产生变形时通常会同时出现塑性与弹性两种形式的变形，管道的中性层外侧与内侧会分别呈现出变薄与变厚两种截然相反的变化；若管道受到的外力较为明显则其外侧管壁与内侧管壁会分别呈现出裂痕、褶皱两种变化趋势，管道在外力作用下通常会呈现出类椭圆形畸变。客观来讲，管道在外力作用下产生的弯曲变形会直接导致产品的成型精度无法有效契合实际使用需求。具体可参照图1-2。

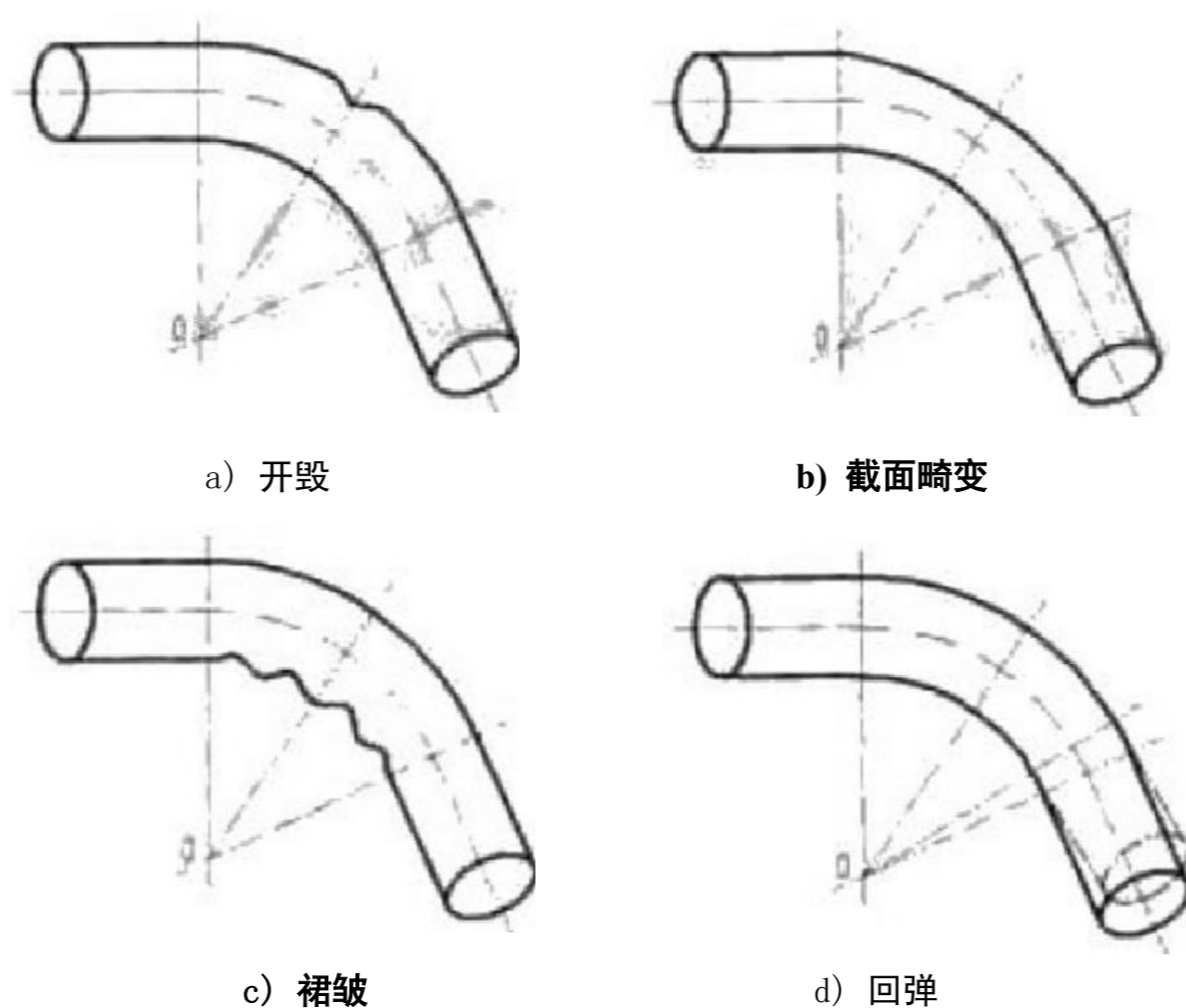


图1-2管件主要成型缺陷

当外侧的壁厚变薄时，内侧的壁的厚度增加，弯曲部件的壁的厚度会产生明显差异化客观导致其分布出现不均衡问，从而导致流速与压力在进行流体输送时会受到明显的制约。若管道受到的外力较为明显则其外侧管壁与内侧管壁会分别呈现出裂痕、褶皱两种变

化趋势，会直接导致管道无法承担压力而损毁；管道在外力作用下通常会呈现出类椭圆形畸变，使得介质传输过程中的流动阻力不断增加，导致管件在成型后其刚性与强度以及精度等多方面大打折扣无法有效契合使用需求。

1.5研究意义

本文设计的管道的塑性加工是一种以管道为分支，基于外力手段而导致的塑性弯曲，使其所生产出来的部件更为契合生产中对于部件在性能、组织、尺寸以及形状等多方面的客观需求。本文所设计管道在外力作用下产生变形时通常会同时出现塑性与弹性两种形式的变形，管道的中性层外侧与内侧会分别呈现出变薄与变厚两种截然相反的变化；若管道受到的外力较为明显则其外侧管壁与内侧管壁会分别呈现出裂痕、褶皱两种变化趋势，管道在外力作用下通常会呈现出类椭圆形畸变。客观来讲，管道在外力作用下产生的弯曲变形会直接导致产品的成型精度无法有效契合实际使用需求。基于此，本文就如何确保上述缺陷的有效改善做出深入剖析与探究，以期为进一步提升产品合格率给出新的思路与方向。

第2章 数控弯管机工序分析

弯曲管是以管道为分支，通过塑性加工手段制造管道类部件的加工技术，弯曲工序的动作是指零部件从分支到弯曲的加工过程，即管道的弯曲成型顺序。在管道的弯曲成型过程中，那个工程的动作受到很多因素的影响。工作机械的构造参数、弯曲模具的构造参数、加工精度等。另外，如果管的弯曲达到2次或3次以上，复杂的管的空间形状会在弯曲过程中与机床、模具及地面等发生干涉。影响管道的正确弯曲成型。

2.1 数控弯管机的特点及组成

弯管机器作为管道成型中不可忽视的一项重要内容，对于管道弯曲加工而言有着极为积极的现实意义与深远影响。目前国家建设中的诸多领域诸如航空航天、家电制造等均会使用到管道弯曲成的三维空间曲线。随着相关技术的不断改进，该设备在构造方面愈发呈现出多样化与多元化发展趋势。通常情况下，数控弯管机会涵盖卡头直线移动、主轴旋转以及卡头旋转三轴运动。具备较高的自动化与精度。在机器构造方面，主要涵盖油压空气系统、控制介质、NC 控制装置、机床主体、伺服系统、照明系统、照明系统、操作箱等构成。其中，弯管机器的主体主要有床、芯棒调整装置、进给台、滑板套和弯曲臂等。

2.2 数控弯管机机床本体结构分析

CNC 弯曲管机器本体与普通的NC 曲线机相似。由床、芯杆调整装置(尾部座椅)、进给台、滑板套及弯曲臂等构成。最大的区别是市场上现有的一般船用NC 控制管机基本上对先弯焊接管先焊接后弯管的弯曲成型需要解决管道弯曲弹塑性变形引起的拉伸值和角回弹量的正确计算和补偿等技术问题。NC 控制管机器是船管的高精度定位、钳子、进给、弯曲管及拆卸一体装备，通过开发相应的控制软件，先焊接船用复杂管道后，实现高精度自动化的整体成型过程。为了更好地解决扩张问题，为了提高管子的成型精度，对板的构造进行了一定的改善。在单板上追加了两个滚子。也就是说，采用两个滚柱的滚动摩擦，用一部分单板的滑动摩擦代替。由此，最大程度上减少了因大摩擦而产生的材料的塑性流动。另外，为了便于拆卸软管，采用了从左上至右下的平行四方机构。

机器主体机构的尾部支架由油压汽缸驱动，完成芯棒的调整，Y 轴方向的芯棒的移动，通过伺服电动机实现X 轴方向的移动。材料输送的小型车基于伺服马达联轴器对于齿轮架的驱动来进行Y 轴上材料的接送，伺服马达、油压气缸分别实现卡盘绕B 轴旋转、卡盘法兰。滑板组在X 轴的移动旨在基于油压气缸来完成，从而实现软管的紧贴和松弛。前置卡

通过油压汽缸实现与 XOC 平面平行的动作，实现压力和松弛。在此，利用调节螺杆能够就前卡进行调节从而使其紧固程度得以有效掌控。主轴在围绕C 轴的旋转方面旨在依靠油压汽缸通过链条传导来籍以完成，从而对胎盘弯曲进行驱动，使得管道能够实现弯曲成形。待弯曲成型后，分别依次进行芯棒、前置卡、送台车、滑板套及卡盘等的动作，实现取下操作。

2.3 数控弯管机的工作过程

数值控制管道机器是先焊接后弯曲弯曲管材成型的专用设备。主要是对船舶行业开发的高精度NC 控制的整体成型设备。那个工作过程很复杂。在进行弯曲成形之前，需要对被弯曲的无缝钢管进行圆度和线性的检查，确保直管部件的圆度和线性在规定的要求范围内，防止对弯曲管截面的品质产生二次影响。安装管道时要注意法兰管的双目正问题，正确安装完成后，油压缸和伺服电机将芯棒、送小车、前卡和滑板组等设备部件进行多次移动，从而来实现对应直管部件的弯曲加工操作。具体各部件如何进行运动可参照表3-2.

第3章 数控弯管机机床分析

3.1 床身

床身部件基于其作用来进行划分可降至划分为主部件与辅助部件两种类型，就其中的主部件而言，主要涵盖弯曲臂、滑板组合、送台车、芯杆调整装置等部件；就其中的辅助部件而言，主要涵盖油压汽缸、伺服电机等部件，是数控机器中不可或缺的重要载体。通常情况下，数控弯管床在焊接成型方面主要分为床尾、床头、床身三部分，且不同部分件分别基于工字钢、面板等进行焊接来籍以完成。

3.2 尾座导轨及液压缸体

尾座导轨与床尾螺栓直接相连，并用螺丝将后左侧板在横板上进行固定，同时基于轴承来实现在侧板的安装。油压气缸主要在导向装置上予以安装，籍此来对于芯杆进行横向调整。

3.3 送料小车第一第二滑块

小型车的第一张幻灯片安装在床的导轨上，实现了管道弯曲时的进给费和弯管脱落时的退货等功能。其中，第一张幻灯片的侧面板用螺栓固定在横板上。螺丝通过轴承安装在侧板上。第二张幻灯片安装在第一张幻灯片上，实现芯棒调整中的横向移动。

3.4 滑板组座、滑板及滚轮

滑板组做安装于滑板上，并基于螺丝来进行连接，从而确保滑板套能够处于完全松弛的状态，同时分别讲两个滚轮安装于滑板内。基于管外径的差异化，滑板与滚轮分别有着五中不同的规格。

3.5 主轴、胎膜及镶块

数控弯管机的主轴时确保管道得以弯曲成型的关键部位，其基于上下轴承来实现在机床的安装，并在其中段部位进行链条安装；数控弯管机的胎膜通过螺丝来进行连接并籍此来确保管件得以弯曲。为确保弯曲中有着充足的静摩擦，在嵌入块中将其中一面设置为粗糙结构，胎盘膜和嵌块根据管外径有5个规定。

3.6 旋转臂及前卡液压缸体

旋转臂的焊接只在通过将侧板与横板等钢板进行连接，并置于主轴上层随主轴实现同步旋转，籍此来确保管件得以有效弯曲成型。前卡位于旋转臂，保持足够灵活的旋转自由

度，同时保持基于平行四杆机构的运动轨迹。

3.7 旋转臂滑块及前卡

旋转臂滑块位于旋转臂，旨在确保上一张卡能够具备夹持与释放。前卡位于旋转臂滑块的导轨处，为确保弯曲中有着充足的静摩擦，将其中一面设置为粗糙结构，同时基于管外径有着不同规格，前卡亦籍此分别呈现出不同规格从而确保与管外径的有效契合。

第4章数控弯管机机床传动方案分析

4.1 传动方案

本节将对比可行的几种传动方案，如表4-1所示。

表4-1 几种传动方案

特性	类型		
	V带传动	齿轮传动	蜗杆传动
主要特点	中心距变化范围大，结构简单，传动平稳，能缓冲，可起过载安全保险的作用	外观尺寸小，传动比准确，效率高，寿命长，设用的效率和速度范围大	外廓尺寸小，传动比大且准确，工作平稳，可制成自锁的传动
主要缺点	外廓尺寸大，轴上受力较大，传动比不能严格保证，寿命低	要求制造精度高，不能缓冲，高速传动精度不够时有噪音	效率低。中，高速传动装置需价格较高的青铜材料，要求制造精度高，加工较麻烦
效率	V带0.96	开式加工齿轮0.92-0.96；闭式0.95-0.99	开式0.70-0.75 闭式0.7-0.94 自锁0.40-0.45
功率(KM)	小于等于100	常在30以下	常在50以下
速度V, m/s	小于30	小于等于18/36/100	小于50
单级传动比	2-4	2-4小于等于5-8	10-40
外廓尺寸	较大	小	小
使用寿命	较短	长	中

4.2 传动装置的总体设计与计算

弯管机的传动装置旨在确保能欧基于某种特定的推力或者转速来实现动力的传递，工艺方案如下：

4.2.1 电动机的选择

通常情况下，基于电动机要进行连续转动来就行电力输出，为确保其能够有效契合工作机对于诸多动力与运动等方面的客观需求，电动机在进行转动时会经传动装置调整和转矩。

4.2.2 电动机功率的选择

客观来讲，电动机的工作环境相对稳定，一般采取 $P_m > P_r 10\%$, $P_m = 1.5 \text{kw}$ 。

4.2.3 电动机转速的选择

此处电动机的转速： $n = 1410 \text{r/min}$

4.2.4 电动机型号确定

经查表，得同一功率的三相异步电动机有以下三种型号、转速的选择：

Y90S-22840r/min

Y90L-41400r/min

Y100L-6940r/min

根据要求，最终选定三相异步电动机的型号是：Y90L-4。

4.2.5 传动方案的拟定

总的传动比*i* 的确定：

$$i_{\text{总}} = \frac{n}{n_{\text{轴}}} = \frac{1400}{70} = 20$$

综合考虑各方面要求，确定传动方案如下：

初定传动比：

$$i_2 = 2 \quad i_3 = 50 \quad i_4 = 1.5 \quad i_5 = 1/7.5$$

4.2.6 各轴的转速、功率和转矩

已知电动机的数据如下：

$$P_m = 1.4 \text{kW} \quad n = 1400 \text{r/min} \quad n_m = 70 \text{r/min}$$

查表可知各级传动效率如下：

$$17 = 0.96 \eta = 0.72 \eta = 0.92 \eta = 0.99$$

(1) 计算各轴转速如下：

$$n_1 = \frac{n}{i_{12}} = \frac{1400}{2} = 700r / \text{min}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{23}} = \frac{n}{i_{12} \times i_{23}} = \frac{1400}{2 \times 50} = 14r / \text{min}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{n}{i_{12} \times i_{23} \times i_{34}} = \frac{1400}{2 \times 50 \times 1.5} \approx 9.3r / \text{min}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{45}} = \frac{n}{i_{12} \times i_{23} \times i_{34} \times i_{45}} = \frac{1400}{2 \times 50 \times 1.5 \times 1/7.5} \approx 70r / \text{min}$$

(2) 各轴功率计算如下:

$$P = P_m \times \eta_v = 1.5 \times 0.96 = 1.44\text{kW}$$

$$P_2 = P_i \times 7 \times \eta = P_m \times 7 \# \times \eta \times 7 = 1.5 \times 0.96 \times 0.72 \times 0.99 = 1.03\text{kW}$$

$$P_3 = P_2 \times 7^* \times 17 = P_m \times 7 \# \times n \times 7 \times 7k = 1.5 \times 0.96 \times 0.72 \times 0.99 \times 0.92 = 0.94\text{kW}$$

$$P_a = P_s \times \eta_e \times 7 = P \times 7 \# \times \eta \times n^2 \times \eta m^2 = 1.5 \times 0.96 \times 0.72 \times 0.99^2 \times 0.92^2 \approx 0.85\text{kW}$$

(3) 各轴传递的转矩计算如下:

$$M_{\text{扭电}} = 97500 \frac{P_m}{n_m} = 97500 \frac{1.5}{1400} \approx 104.5\text{kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{扭1}} = M_{\text{mt}} \times i \times 7p = 104.5 \times 2 \times 0.96 = 200.64\text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{扭3}} &= M_m \times i_2 \times 7M \times 7 = M_m \times i \times i : \times 7s \times 7w \times 7 \\ &= 104.5 \times 2 \times 50 \times 0.92 \times 0.72 \times 0.99 = 68529\text{kg} \cdot \text{cm} \end{aligned}$$

此处需要注意，轴3为本文在进行设计时专门增设的过渡齿轮，客观导致其仅能够承载弯矩而无法承载转矩。

$$\begin{aligned} M_{\text{扭4}} &= M_{\text{抽}} \times i_i \times i_2 \times i_3 \times i_4 \times 17 \# \times \eta_o \times \eta u^2 \times \eta \\ &= 104.5 \times 1/2 \times 2 \times 50 \times 1/7.5 \times 0.96 \times 0.72 \times 0.92^2 \times 0.99^3 \\ &= 593.2\text{kg} \cdot \text{cm} \end{aligned}$$

4. 3进行传动机构设计与计算

4. 3. 1带轮的设计与计算

工况系数查表得 $K_4=1.1$

$$\text{计算功率 } P_e = K_A \times P = 1.1 \times 1.5 = 1.65\text{kW} \quad P = 1.65\text{kW}$$

选择带的型号查表得A型

小带轮直径查表得取

$D_1=100\text{mm}$ 大带轮直径

$$D_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{n_2} = (1 - 0.1) \times \frac{100 \times 1400}{700}$$

=198mm

大带轮转速

$$n_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{D_2} = (1 - 0.01) \frac{100 \times 1400}{198}$$

=700/min

(2) 计算带长

$$\text{求 } D_m = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{100 + 198}{2} = 149$$

$$\text{求 } \Delta = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{198 - 100}{2} = 49$$

初取中心距 $a = 350\text{mm}$ $a = 350\text{mm}$

带长

$$L = \pi D_m + 2a + \frac{\Delta^2}{a} = 3.14 \times 149 + 2 \times 350 + \frac{49^2}{350}$$

=467.86+700+6.86

=1174.72mm

由 V 带基准长度图表, 可得 $L = 1250\text{mm}$

(3) 求中心距与包角

中心距

$$a = \frac{L - \pi D_m}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2}$$

$$= \frac{1250 - 3.14 \times 149}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(1250 - \pi \times 149)^2 - 8 \times 49^2}$$

=965.3mm

小带轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ$$

$$= 180^\circ - \frac{198 - 100}{965.3} \times 60^\circ$$

=174°

(4) 求带的根数

$$\text{带速 } v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 100 \times 1400}{60 \times 1000} = 7.3\text{m/s}$$

传动

带的根数由查表得 $P_0=1.32\text{kW}$ 由查表得 $K_a=0.98$

由查表得 $K=0.93$ 由查表得 $\Delta P_0=0.71\text{kW}$

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_t} = \frac{1.65}{(1.32 + 0.17) \times 0.98 \times 0.93}$$

≈ 2.4

所以 $z=2$

(5) 求轴上载荷

张紧力

$$F_0 = 500 \frac{P_c}{vz} \left(\frac{2.5 - K_a}{K_a} \right) + qv^2$$
$$= 500 \times \frac{1.65}{7.3 \times 2} \left(\frac{2.5 - 0.98}{0.98} \right) + 0.1 \times 7.3^2$$

≈ 90

轴上载荷

$$F_Q = 2z \times F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 2 \times 90 \times \sin \frac{174}{2}$$

$\approx 360\text{N}$

(6) V 带轮的尺寸计算

1) 小带轮

小带轮直径 $D_1=100\text{mm}$

查表得 $h_m=3.5\text{mm}$ $\delta=6\text{mm}$ $H=12\text{mm}$ $e=15 \pm 0.3\text{mm}$

$f=10\text{mm}$ $\phi_0=34^\circ$ $b_0=13.1^\circ$

轮宽 $B=(z-1)e+2f=(2-1) \times 15+20=35\text{mm}$

$$\text{外径 } D_{\text{外}} = D_1 + 2h_m = 100 + 2 \times 3.5$$
$$= 107\text{mm}$$

孔径此处的孔径依据电机的输出轴为准

由查表 $d_m=22\text{mm}$

2) 大带轮

大带轮直径 $D_2=198\text{mm}$

查表得 $h_m=3.5\text{mm}$ $\delta=6\text{mm}$ $H=12\text{mm}$ $e=15 \pm 0.3\text{mm}$

$f=10\text{mm}$ $\phi_0=38^\circ$ $b_a=13.4^\circ$

外径

$$Dz = D_2 + 2h \quad \text{顶} = 198 + 2 \times 3.5 \\ = 205 \text{mm}$$

3) 结构选择

选择辐板式结构，轮缘直径：

$$da = Da - 2(H + \delta) \\ = 205 - 2(12 + 6) \\ = 169 \text{mm}$$

轮毂直径：

$$d = (1.8 \sim 2)d \quad \text{缩} \\ \approx 36 \sim 40$$

辐板孔圆周定位尺寸

$$d_0 = \frac{d_{\text{外}} + d_{\text{内}}}{2} = \frac{169 + 40}{2} \\ = 104.5 \text{mm}$$

$$S_1 \geq 0.5S = 0.5 \times 10 = 5 \text{mm} \quad S_1 = 5 \text{mm}$$

$$d_{\text{孔}} = \frac{d_{\text{外}} - d_{\text{内}}}{2} - 2S_1 = \frac{169 - 40}{2} - 2 \times 5 \\ = 54.5 \text{mm}$$

4.3.2 涡轮蜗杆的传动与计算

本文在就涡轮蜗杆的传动与计算进行综合考量后，决定将蜗杆选用表面硬度超过45HRC 的45钢材料；同时将蜗轮选用砂型铸造的ZCuSn10P1材料，初选 $[d_1/a]$ 的值

当量摩擦系数设 $v_5 = 4 \text{m/s} \sim$

$7 \text{m/s}; u = 0.03$ 由查表取最大值 $p = 1.72^\circ$

$[d_1/a] = 0.20$ 、 $y = 11^\circ$ 、 $z_1 = 2$ 、 $\eta = 0.72$

$$= 707245 \text{N} \bullet \text{m}$$

(2) 中心距的计算

蜗轮转矩

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \times i \eta_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} i \eta_1 \\ &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{1.44}{700} \times 50 \times 0.72 \end{aligned}$$

$$= 707245 \text{ N}\cdot\text{m}$$

使用系数查表得 $K_A=1.1$

$$\text{转速系数 } Z_n = \left(\frac{n_2}{8} + 1\right)^{-1/8} = \left(\frac{700}{8} + 1\right)^{-1/8} = 0.57 \quad Z_n = 0.57$$

弹性系数根据蜗轮副材料查表得 $Z_e=147\text{WMP}$

$$\text{寿命系数 } Z_s = \sqrt[6]{\frac{25000}{Lh}} = \sqrt[6]{\frac{25000}{12000}} = 1.13 \quad Z_s = 1.13 < 1.6$$

接触系数由查表得 $Z_\epsilon=2.85$

接触疲劳极限由查表得 $\sigma_{H\lim} = 256\text{MPa}$

接触疲劳最小安全系数自定 $S_{H\min}=1.3$

中心距

$$a = \sqrt[3]{K_A T_1 \left(\frac{Z_\epsilon Z_{\epsilon'}}{Z_n Z_h} \times \frac{S_{H\min}}{\sigma_{H\lim}} \right)^2}$$
$$= \sqrt[3]{1.1 \times 707245 \times \left(\frac{147 \times 2.85}{0.75 \times 1.13} \times \frac{1.3}{1.13} \right)^2}$$

$\approx 169.8\text{mm}$

(3) 传动基本尺寸

蜗杆头数由查图表得 $\gamma=11^\circ$ 、 $z_i=2$ $z_1=2$

蜗轮齿数 $z_2=i z_1=50 \times 2=100$ $z_2=100$

模数

$$m=(1.4 \sim 1.7)a/z$$

$$=(1.4 \sim 1.7) \times 170/100$$

蜗杆分度圆直径 $d_1 = [d_1/\alpha]a = 0.2 \times 170 = 34$ 取 $d_1=34$

蜗轮分度圆直径 $d_2 = m z_2 = 3 \times 100 = 300$ $d_2=300$

蜗杆导程角 $\tan \gamma = z_i m / d_1 = 2 \times 3 / 34 = 10^\circ$ $\tan \gamma = 10^\circ$

蜗轮宽度

$$b_2 = 2m(0.5 \times \sqrt{\frac{d_1}{m}} + 1)$$
$$= 2 \times 3 \times \left(\sqrt{\frac{34}{3}} + 1 \right)$$

蜗杆圆周速度

$$v_i = \pi d n / (60 \times 1000)$$

$$= 3.14 \times 34 \times 700 / (60 \times 1000)$$

$$= 1.25$$

相对滑动速度

$$V_2 = v_i / \cos 11^\circ = 1.25 / \cos 11^\circ$$

$$\approx 1.28$$

当量摩擦系数经查表得 $\mu = 0.045$

$$p = 3.10^\circ$$

(4) 齿面接触疲劳强度计算

许用接触应力

$$[\sigma_H] = Z_n Z_R \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_{H \text{ min}}}$$
$$= 0.75 \times 1.13 \frac{256}{1.3}$$

$$= 173 \text{ MPa}$$

最大接触应力

$$\sigma_H = Z_E Z_R \sqrt{\frac{K_a T_2}{a^3}} = 147 \times 2.85 \times \sqrt{\frac{1.1 \times 707245}{170^3}}$$

$$= 105 \text{ MPa}$$

应为 $105 \text{ MPa} < 173 \text{ MPa}$ 所以合格。

(5) 齿轮弯曲疲劳强度验算

齿根弯曲疲劳强度极限由查表得 $\sigma_{\text{tm}} = 190 \text{ MPa}$

弯曲疲劳最小安全系数自取 $S_m = 1.4$

$$\text{许用弯曲疲劳应力 } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_{F \text{ min}}} = \frac{190}{1.4} = 135$$

齿轮最大弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{2 \times K_f \times T_2}{m b d_2} = \frac{2 \times 1.1 \times 707245}{3 \times 11 \times 300}$$

$$= 157 \text{ MPa}$$

应为 $\sigma = 157 \text{ MPa} < 135 \text{ MPa}$ 所以合格。

(6) 蜗杆轴挠度验算
轴的惯性距

$$I = \pi d^4 / 64 = \pi \times 34^4 / 64$$

$$= 0.65 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$$\text{允许蜗杆挠度} [8] = 0.004m = 0.004 \times 3 = 0.012 \text{ mm} [\delta] = 0.012 \text{ mm}$$

蜗杆轴挠度

$$\sigma = F_2 \times 1 \times \sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 (\gamma + \rho)} / (48EI), \text{合格。}$$

$$= 0.0038$$

4.3.3 齿轮的设计与计算

第一对齿轮分为大齿轮与小齿轮两种，在材料选择方面分别为硬度260HB的40钢与硬度240HB的45钢，并分别就二者进行调质处理。具体计算公式如下所示：

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_{n1}}{n_{n1}} = 9.55 \times 10^6 \frac{1.03}{14}$$

$$= 702607 \text{ N} \cdot \text{m}$$

齿宽系数 y_a 由查表得 $y_a = 0.4$

接触疲劳极限 σ_{H1} 由查图得 $\sigma_{H1} = 710 \text{ MPa}$

$\sigma_{H2} = 580 \text{ MPa}$

初步计算得许用接触应力 $[\sigma_H]$

$$[\sigma_{H1}] = 0.9 \sigma_{H1}$$

$$= 0.9 \times 710$$

$$= 639 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = 0.9 \sigma_{H2}$$

$$= 0.9 \times 580$$

$$= 522 \text{ MPa}$$

A_a 值由查表得 $A = 85$

初步计算小齿轮直径 d

$$d_1 \geq A_a \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_d [\sigma_H]^2} \times \frac{\mu + 1}{\mu}}$$

$$= 85 \times \sqrt[3]{\frac{702607}{0.4 \times 522^2} \times \frac{1.5 + 1}{1.5}}$$

=168mm

初步齿宽b

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：
<https://d.book118.com/605131100240011313>