

张力减径机集中差速传动系统分析

王红梅, 应若凡

(包钢(集团)公司设计院, 内蒙古 包头 014010)

摘 要: 张力减径机的主传动系统是由集中差速传动系统和单独传动系统组成的混合传动系统。本文简析了主传动系统的结构特点, 并对其集中差速传动系统的传动机构进行了详尽的分析, 从而对同类引进设备的国产化具有重要的实际意义。

关键词: 差动轮系; 速比; 齿轮

中图分类号: TG333.8

文献标识码: A

文章编号: 1009-5438(2001)03-0068-03

1 前言

张力减径机是限动芯棒连轧管机组中的最终一道工序, 是连轧管机组中的精轧机组。张力减径机是一种空心轧制的多机架连轧, 被轧制的钢管不仅受到径向压缩, 同时还受到纵向拉伸, 即存在张力。在张力作用下, 钢管在减径的同时实现减壁, 张力越大, 减壁量越大。即张力减径机除了定径作用之外, 还要求有较大的减径率以实现用大管材生产小口径钢管的目的, 并且在减径的同时使壁厚减薄或者保持不变, 从而达到要求尺寸精度的成品管。

因此, 根据生产品种的需要, 灵活地给定张力值, 通过轧辊转速系列实现减径和减壁的适当配合, 从而获得所需要的规格。可见仅靠单独传动系统已不能满足其工艺要求, 所以张减机采用混合传动型。本文以包钢连轧钢管厂限动芯棒机组张力减径机的主传动系统为典型实例进行分析, 目的在于促进同类设备的国产化。

2 张力减径机主传动系统结构特点简析

张力减径机是由24个机架组成, 为混合传动型, 前12架为集中传动, 由两台电机驱动, 另外12架为单独传动, 每架配有一台电机。单独传动减速箱中有12套减速齿轮、12根输入轴及输出轴, 结构简单。集中传动是由一套齿轮根据预计的速比传递动力, 确定轧制的基本转速。另一套齿轮由另一台电机驱动, 输

出叠加转速。实际该转速用来使相邻机架间产生差速, 从而产生管子的张力。集中传动有两个输入轴, 12根输出轴与齿接轴相联。集中差速传动减速箱内部设备复杂, 结构紧凑, 其总体布置如图1。该箱体分为上、中、下三部分, 上部分为输入轴传动部分, 如图2剖面A-A及剖面B-B, 中、下两部分为主

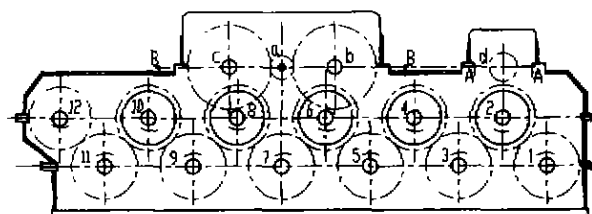


图1 集中传动箱体总布置图

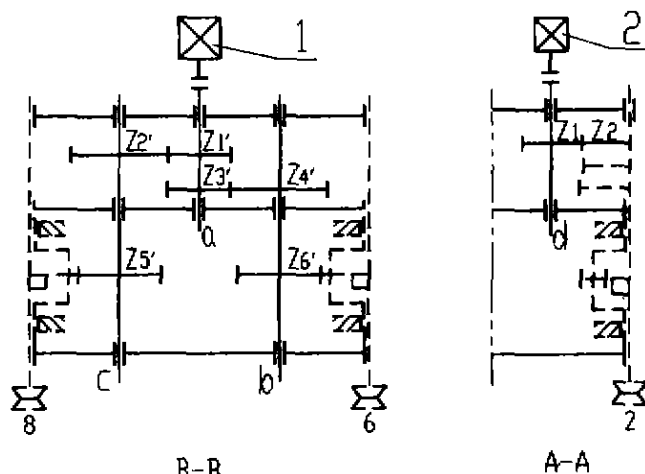


图2 剖面B-B及剖面A-A

1. 主机 2. 调速电机

收稿日期: 2000-12-16

作者简介: 王红梅(1968-)女, 辽宁鞍山人, 1990年毕业于包头钢铁学院冶金机械专业, 学士, 机械工程师, 现从事机械设计工作。

体传动部分,其展开图如图3。在图3中I区为定轴轮系部分,II区为周转轮系部分,其单架轧辊周转轮系机构简图如图4。该箱中齿轮及齿轮轴材质分别为42CrMo及20CrNiMo,齿部表面需要硬化处理,硬度值高达HRC58-62,精度等级较高,为6级精度。因而制造、加工难度较高^[1]。

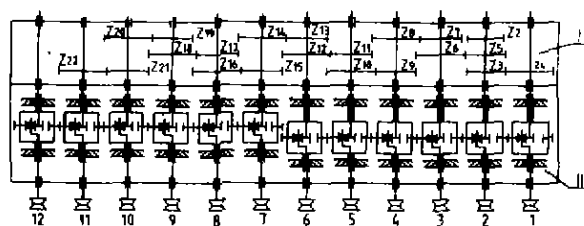


图3 集中差速传动齿轮箱主体传动机构简图
I - 定轴轮系 II - 周转轮系

3 集中差速传动系统传动原理分析

如图1所示,该机组为直流电机传动加直流电机差动调速的集中差速传动,其传动系统既含定轴轮系又包括周转轮系。主电机在上箱体中经一级齿轮减速后进入主传动部分的周转轮系中,再经一级减速传递到太阳轮B的外齿圈,如图2、图3及图4。太阳轮B转动其内齿圈拖动行星轮C绕太阳轮A公转,转臂H也绕太阳轮A的中心公转,其公转速度输入张减机主机架。当调速电机转速为零时,输出轴的转速均相等,这就是集中差速传动系统的基本转速。

3.1 基本转速比的计算分析

当主电机启动,而调速电机转速为零时,主电机传动所得速比为基本速比。即速比

$$i = i' \cdot i_{BH} \quad (1)$$

式(1)中*i*是主电机经过两次减速后所得速比,如图2,即

$$i = \frac{Z'_8 \cdot Z'_4 \cdot Z'_6 \cdot Z'_2}{Z'_7 \cdot Z'_3 \cdot Z'_5 \cdot Z'_1} \quad (2)$$

而速比*i_{BH}*为周转轮系的传动比,周转轮系传动比的计算不能直接利用定轴轮系传动比的计算公式,因为周转轮系中具有既有自转又有公转的行星轮,公转也是转动,它是由系杆H带动而产生的,如果不存在公转,则其计算公式就和定轴轮系传动比计算公式一样了。亦即如果将周转系中系杆H转化为固定,得到一个假想的定轴轮系,就可计算周转

轮系的传动比^[2]。

如图4,设 ω_A 、 ω_B 及 ω_H 分别为中心轮A、B及系杆H的角速度, ω_C 为行星轮C的角速度。如果假想对整个周转轮系再加上一个绕O转动的公共角速度,则各构件的角速度将发生变化,其关系如下表1所示。

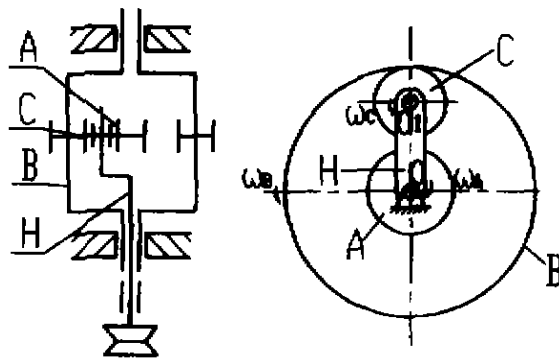


图4 行星轮系机构简图
A - 太阳轮 B - 太阳轮 C - 行星轮

表1 行星机构角速度关系表

构 件	原周转轮系各构件的角速度	加 ω_H 后各构件的角速度
系杆H	ω_H	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$
太阳轮A	ω_A	$\omega_A^H = \omega_A - \omega_H$
太阳轮B	ω_B	$\omega_B^H = \omega_B - \omega_H$
太阳轮C	ω_C	$\omega_C^H = \omega_C - \omega_H$

表1中 ω_A^H 、 ω_B^H 、 ω_C^H 及 ω_H^H 表示各构件相对于系杆H的相对角速度。原来运动的系杆变为“静止”的机架,则原周转轮系转化为定轴轮系,其速比可用定轴轮系传动比公式计算。即

$$i_{AB}^H = \frac{\omega_A^H}{\omega_B^H} = \frac{\omega_A - \omega_H}{\omega_B - \omega_H} = -\frac{Z_B}{Z_A} \quad (3)$$

当调速电机转速为零时,即太阳轮A静止时,即 $\omega_A = 0$

$$\text{则 } i_{AB}^H = \frac{0 - \omega_H}{\omega_B - \omega_H} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_B}{\omega_H}} = \frac{1}{1 - i_{BH}} \quad (4)$$

将(3)式代入(4)式得:

$$-\frac{Z_B}{Z_A} = \frac{1}{1 - i_{BH}} \\ \therefore i_{BH} = 1 - \frac{1}{1 - i_{AB}^H} = \frac{Z_A + Z_B}{Z_B} \quad (5)$$

可见,当调速电机不启动时,各机架的基本转速比均相等。

$$i_{\text{调}} = i' \cdot i_{\text{BH}} = \frac{Z'_6}{Z'_5} \cdot \frac{Z'_2}{Z'_1} \cdot \frac{Z_A + Z_B}{Z_B} \dots\dots\dots (6)$$

3.2 调速电机启动后速比的计算分析

调速电机通过齿轮啮合,使太阳轮 A 转动,同样使转臂 H 获得一个转速,由于差速机构行星速轮有两个自由度,基本转速和叠加转速能够独立输出,因此,转臂获得的转速是两个转速的叠加,各架的叠加转速与从调速电机到该机架的总速比有关。

如图 2 所示,调速电机在上箱体中经一次外啮合,进入主传动部分的定轴轮系中,在定轴轮系中经不同次数的外啮合,分别将动力传递给 1~11 根输出轴,从而形成差速。

如图 2,在上箱体中经一次外啮合后速比为

$$i_{\text{上}} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

在主传动部分定轴轮系中各轴传动比为

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \dots\dots\dots (7)$$

$$i_2 = \frac{Z_2}{Z_1} \dots\dots\dots (8)$$

$$i_3 = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_6}{Z_5}$$

$$i_4 = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \cdot i_3$$

$$i_5 = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9} \cdot i_4$$

.....

所以依次类推:

$$i_{11} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{22}}{Z_{21}} \cdot i_{10}$$

可得通用公式:

$$i_k = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{2k}}{Z_{2k-1}} \cdot i_{k-1} \dots\dots\dots (9)$$

式(9)中 k 为大于 3 的整数。

调速电机传动经定轴轮系后,进入周动轮系,这样,如图 4 所示

$\because \omega = 2\pi n$ 又依据式(3)

可得:

$$\frac{n_A - n_H}{n_B - n_H} = - \frac{Z_B}{Z_A}$$

$$\therefore n_H = \frac{Z_A}{Z_A + Z_B} n_A + \frac{Z_B}{Z_A + Z_B} n_B \dots\dots\dots (10)$$

根据式(3),当主电机转速为 0 时,即 $\omega_B = 0$

$$\text{则: } i_{AB}^H = \frac{\omega_A - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_A}{\omega_H} = 1 - i_{AH} \dots\dots\dots (11)$$

将(3)式代入(11)式得:

$$i_{AH} = 1 - i_{AB}^H = 1 + \frac{Z_B}{Z_A} = \frac{Z_A + Z_B}{Z_A} \dots\dots\dots (12)$$

将(5)、(12)式代入(10)式得:

$$n_A = \frac{n_{\text{主}}}{i_{AH}} + \frac{n_B}{i_{BH}}$$

设主电机转速为 N_1 ,调速电机为 N_2

$$\text{则 } n_A = \frac{N_2}{i_k}, n_B = \frac{N_1}{i'}$$

$$\text{则 } n_H = \frac{N_2}{i_k \cdot i_{AH}} + \frac{N_1}{i' \cdot i_{BH}}$$

因此,某架轧辊转速是由主传动电机给予的基本转速与调速电机给予的叠加转速合成的结果,速度合成为:

$$\text{则 } n_k = \frac{n_{\text{主}}}{i_{\text{主}}} + \frac{n_{\text{调}}}{i_{\text{调}}} \dots\dots\dots (13)$$

其中 $i_{\text{主}} = i' \cdot i_{BH}$, $i_{\text{调}} = i_k \cdot i_{AH}$ (不包括 1、2 轴及 12 轴)

式(13)中 $i_{\text{主}} = i' \cdot i_{BH}$, 而 $i_{\text{调}} = i_k \cdot i_{AH}$ (K 为大于 3 的整数)

第一根轴 $i_{\text{调}1} = i_1 \cdot i_{AH}$

$$\therefore n_1 = \frac{n_{\text{主}}}{i_{\text{主}}} + \frac{n_{\text{调}}}{i_1 \cdot i_{AH}}$$

第二根轴 $i_{\text{调}2} = i_2 \cdot i_{AH}$

$$\therefore n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{主}}} + \frac{n_{\text{调}}}{i_2 \cdot i_{AH}}$$

如图(3),最后一根轴只由主电机驱动,故最后

$$\text{一根轴转速 } n_{12} = \frac{n_{\text{主}}}{i_{\text{主}}}$$

4 结论

综合上述分析可以看出,只要根据轧制张力要求,给定每根轧辊的速度,同时根据工艺结构布置,运用上述推导公式,就可以合理地分配每对齿轮速比,优化箱体内部结构,这样,就可以设计出完整的集中差速传动齿轮箱。

参 考 文 献

- [1] 李德锡,洪泽赫.机械原理[M].沈阳:东北大学出版社,1993.202.
- [2] 成大先等.《机械设计手册》第3卷[M].北京:化学工业出版社,1993.14~359.

(下转 64 页)

- 1981, (7).
 [2] 黄华清. 轧钢机械[M]. 北京:冶金工业出版社, 1980.12.363 ~ 404.
 [3] 孙 桓. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社, 1982.9.290 ~ 392.
 [4] 《机械设计手册》联合编写组. 机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社, 1987.12.285 ~ 550.

Revamp design of main drive system for seven - roller straightener of Rail Beam Plant

LIU Zhi - lin¹, ZHENG Chao², QIN Li - li³

- (1. Mechanical Power Department of Baotou Steel (Group) Corporation, Baotou 014010, China;
 2. Iron and Steel Research Institute of Baotou Steel (Group) Corporation, Baotou 014010, China;
 3. Rail Rolling Plant of Baotou Steel (Group) Corporation, Baotou 014010, China)

Abstract: The structure of the main drive system of straightener is innovated and designed on the analysis and calculation of reasons for short life of spiral bevel gear.

Key words: heavy rail; straightener; spiral bevel gear

(上接 70 页)

Analysis on differential driving system of stretch reducer

WANG Hong - mei, YING Ruo - fan

(Design Institute of Baotou Steel (Group) Corporation, Baotou 014010, China)

Abstract: The main drive system of stretch reducer is made with differential and single driving system. The article analyzes its structure's characters and puts the emphasis on differential driving system, which has some meaning for station - made these imported equipments. structure of the main drive system of straighter.

Key words: differential wheel system; ration of speed; gear