

端曲面齿轮-连杆复合机构的特性分析与应用

林 超, 何春江, 蔡志钦

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

摘 要: 为研究异形齿轮及其与其他机构复合之后的运动特性, 以典型异形齿轮—端曲面齿轮副为例进行研究, 根据其相交轴间传动比的特点结合连杆机构, 提出了一种可同时实现预期运动轨迹和运动速度的运动形式, 端曲面齿轮—连杆复合运动机构。建立了复合运动机构的传动坐标系, 以坐标变换为基础推导了复合机构运动方程, 通过矩阵实验软件 (matrixlaboratory, MATLAB) 分析了复合运动机构的位移、速度和加速度的影响因子及其变化规律。并基于复合机构的传动特性, 设计了一种饲草压捆机捆压机构; 采用 Solidworks 和机械系统动力学自动分析 (automatic dynamic analysis of mechanical systems, ADAMS) 进行仿真加工, 构建了该机构的仿真模型并进行运动仿真分析, 同时加工了齿轮副部分进行试验, 将试验结果与 MATLAB 的理论结果、ADAMS 的仿真结果对比, 得到的位移误差为 0、速度误差为 3.4%、加速度误差为 3.6%, 验证了理论分析的正确性, 该研究在齿轮机构与连杆机构的复合运动、机构简化方面具有指导意义。

关键词: 机械化; 模型; 计算机仿真; 复合运动; 面齿轮; 捆压机构; 实体建模

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.20.008

中图分类号: TH132.4; TP249

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-20-0055-07

林 超, 何春江, 蔡志钦. 端曲面齿轮-连杆复合机构的特性分析与应用[J]. 农业工程学报, 2015, 31(20): 55—61.

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.20.008 <http://www.tcsae.org>

Lin Chao, He Chunjiang, Cai Zhiqin. Surface gear-connecting rod analysis and application of composite structure[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(20): 55—61. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.20.008 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

近年来, 随着城乡人民生活水平的提高, 畜牧业在中国经济发展组成中的地位越来越重要。截止到 2012 年, 中国畜牧业产值已达 2.7 万亿元以上, 占农业总产值的 30%之多^[1]。但目前中国畜牧业主要依靠粮食的大量投入来获得产出, 因此, 随着畜牧业的快速发展, 其对粮食的需求也越来越大, 供需矛盾逐渐显现, 亟需粮食的替代品出现, 大量实践表明, 草料是一种合理有效的解决粮食需求加大的替代品。

但草料的储存难度较大, 为节省空间、减轻草料存储的难度, 一般方法是将草料进行打捆堆放^[2]; 因此, 草料打捆机构应运而生。国外自 20 世纪 70 年代开始出现大型圆捆捡拾器, 提高了自动化程度, 但是结构复杂, 造价高, 不适合中国国情。国内也在张姬、李慧等学者的研究下相继出现了卡扣式和方草式捆压草捆打结器^[2-3]等诸多方式的捆压机。虽然他们打结方式有所不同, 但其主要传动机构都是采用的定传动比齿轮组与连杆机构串联的方式, 结构复杂、效率较低, 且单组捆压机构使得整个传动机构受力不对称, 整个压捆过程中的速度不能很好地与生产所需相结合, 实现轻负荷时快速、压捆时匀速或近似匀速的变速传动。

目前采用的变速机构主要有以王洪欣、魏引焕等^[4-5]为代表的杆机构变速传动和以林超、贺敬良等^[6-8]为代表的非圆齿轮变速传动。本课题根据非圆齿轮的变传动比特性和连杆机构的位移特性这一复合运动特性^[9], 并结合端曲面齿轮在相交轴间传动的特性^[10]设计用于平行轴传动的固定式捆压机, 以实现机构简化、改善压捆过程受力特性的同时进行多处捆压, 提高效率。

1 基本原理

根据齿轮啮合原理, 设计出对心式二阶非圆齿轮及其配合的端曲面齿轮; 并结合平面连杆运动原理, 对设计的固定式捆压机进行机构简化, 建立如下坐标系。图 1 为端曲面齿轮—连杆复合机构简图, 端曲面齿轮为机构原动件, 非圆齿轮及其后续部件随端曲面齿轮的转动而转动, 连杆机构与非圆齿轮固定联接^[11-14]。

在任一时刻, 整个机构的输出位移 S 点的运动位移表达式如下:

$$\begin{cases} V_p = \omega_1 \cdot R \\ V_p = \omega_2 \cdot r(\alpha_2) \\ \alpha = \omega_2 \cdot t \\ s = l_a \cdot \cos \alpha + l_b \cdot \cos \beta \end{cases} \quad (1)$$

式中: V_p 为齿轮 1、2 重合点 P 的速度矢量, mm/s; ω_1 为端曲面齿轮 1 的角速度, rad/s; ω_2 为非圆齿轮 2 的角速度, rad/s; l_a 、 l_b 为连杆各杆的杆长, mm; α_2 为非圆齿轮 2 的转角, rad; R 为端曲面齿轮的半径, mm; α 为曲柄转过的角度, rad; β 为连杆与水平面的夹角, rad;

收稿日期: 2015-07-24 修订日期: 2015-09-20

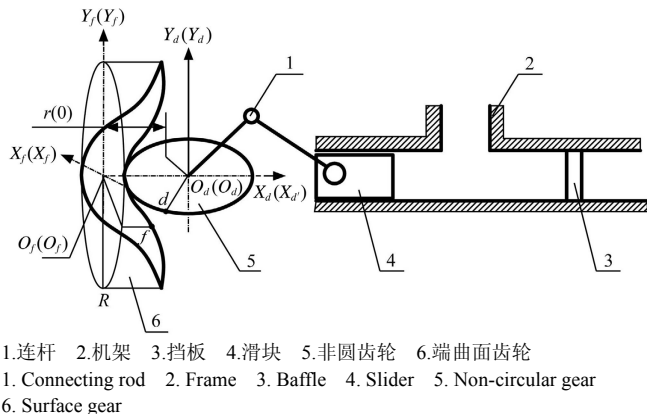
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275537)

作者简介: 林 超, 教授, 主要从事精密传动系统设计和齿轮传动系统研究。
重庆 重庆大学机械传动国家重点实验室, 400030。

Email: linchao@cqu.edu.cn

t 为非圆齿轮转动的时间, s。

对于结构和尺寸都确定的端面齿轮—连杆复合运动机构, 非圆齿轮的转速 ω_2 和连杆 S 点移动的速度 V_S 都是由面齿轮 1 的转速 ω_1 的函数确定的。这样通过在连杆机构的基础上改进得到的端面齿轮—连杆复合运动机构同时实现运动轨迹和运动速度规律的再现。



1. 连杆 2. 机架 3. 挡板 4. 滑块 5. 非圆齿轮 6. 端面齿轮
1. Connecting rod 2. Frame 3. Baffle 4. Slider 5. Non-circular gear 6. Surface gear
注: d 为非圆齿轮上任取一点。坐标系 $d(Y_d, O_d, X_d)$ 为非圆齿轮固定坐标系, $d'(Y_d, O_d, X_d)$ 为非圆齿轮随动坐标系, f 为端面齿轮上与 d 点对应的啮合点, 坐标系 $f(Y_f, O_f, X_f)$ 为端面齿轮固定坐标系, $f'(Y_f, O_f, X_f)$ 为端面齿轮随动坐标系。 R 为端面齿轮的半径, mm。 $r(0)$ 为非圆齿轮坐标系与端面齿轮坐标系的距离, mm。
Note: d is a mark point on non-circular gear, $d(Y_d, O_d, X_d)$ are fixed coordinate system of non-circular gear, $d'(Y_d, O_d, X_d)$ are servo system of the non-circular gear, f is another point on surface gear, which corresponding to point d , $f(Y_f, O_f, X_f)$ are fixed coordinate system of surface gear, $f'(Y_f, O_f, X_f)$ are servo system of the surface gear. R is radius of surface gear, mm. $r(0)$ is distance between non-circular gear coordinate system and the surface gear, mm.

图 1 平行轴间压捆机构

Fig. 1 Briquetting mechanism between parallel axis

2 复合机构运动分析

2.1 复合机构运动方程

端面齿轮—连杆复合运动机构可以看作是端面齿轮副和连杆机构的综合结构, 端面齿轮副是在面齿轮副的基础上进一步改变节曲线半径形成样条曲线状的节曲线, 实现变传动比, 与只能实现运动轨迹的连杆机构相结合, 可准确地实现平行轴间的位移输出和速度输出要求。由此, 对该复合机构建立直角坐标系, 图 2 为正交端面齿轮副坐标系^[15-18]。

坐标系 $d(Y_d, O_d, X_d)$ 为非圆齿轮固定坐标系, $d'(Y_d, O_d, X_d)$ 为非圆齿轮随动坐标系, f 为端面齿轮上与 d 点对应的啮合点; 坐标系 $f(Y_f, O_f, X_f)$ 为端面齿轮固定坐标系; $f'(Y_f, O_f, X_f)$ 为端面齿轮随动坐标系。齿轮上任一点 (X_f, Y_f) 、 (X_d, Y_d) 随齿轮一起转动。因此, 随动坐标系表示的是某一给定点的瞬时位置 (如图 2 中 f 、 d 点, 即为啮合点 P 之后的瞬时位置)。

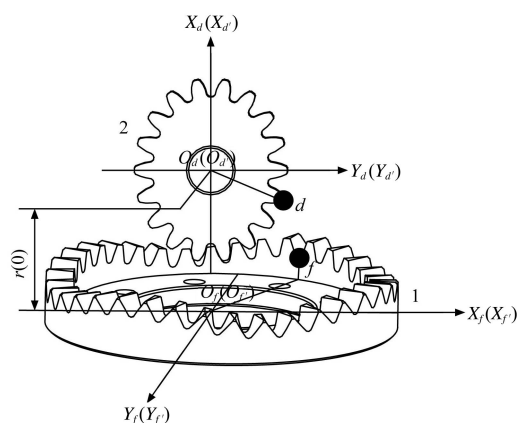
在运动初始状态时各齿轮的随动坐标系与对应的固定坐标系相重合, 运动过程中, 端面齿轮 1 绕轴 O_f 顺时针转动, 角速度为 ω_1 。由齿轮节曲线做共轭啮合运动可知, P 点处两齿轮的线速度 $V_2 = V_1$, 所以

$$R\omega_1 = r(\theta_2)\omega_2 \quad (2)$$

式中, $r(\theta_2)$ 为非圆齿轮啮合处的曲率半径, mm。

因此, 可得到端面齿轮副正交啮合时的传动比

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r(\theta_2)}{R} \quad (3)$$



1. 端面齿轮 2. 非圆齿轮
1. Surface gear 2. Non-circular gear.

图 2 正交端面齿轮副坐标系

Fig. 2 Coordinate system of orthogonal surface gear pair

将瞬时传动比 i_{12} 对转角 θ_1 进行积分, 可得到端面齿轮的角位移:

$$\theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{1}{i_{12}} d\theta = \frac{1}{R} \int_0^{\theta_1} r(\theta_2) d\theta \quad (4)$$

则非圆齿轮的动坐标系 $d'(Y_d, O_d, X_d)$ 到面齿轮动坐标系 $f'(Y_f, O_f, X_f)$ 的齐次转换矩阵为

$$\begin{aligned} M_{df} &= M_{of} M_{fd} \cdot M_{od} = \\ &\begin{bmatrix} -\sin \theta_2 \cdot \sin \theta_1 & \cos \theta_2 \cdot \sin \theta_1 & -\cos \theta_1 & -R \cdot \cos \theta_1 \\ -\cos \theta_1 \cdot \sin \theta_2 & \cos \theta_2 \cdot \sin \theta_1 & \sin \theta_1 & R \cdot \sin \theta_1 \\ -\cos \theta_2 & -\sin \theta_2 & 0 & r(0) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5) \end{aligned}$$

式中: i_{12} 为端面齿轮副正交啮合时的传动比; θ_1 为端面齿轮 1 的转角, rad; θ_2 为非圆齿轮 2 的转角, rad; $r(0)$ 为面齿轮 1 到非圆齿轮 2 回转中心的距离, mm。

首先将滑块的位置用已知的参数进行表示为如下:

$$O_s = a + b \quad (6)$$

由于滑块在 Y 轴上位移始终为 0, 所以可以化简为

$$X_s = l_a \cdot \cos \alpha + l_b \cdot \cos \beta \quad (7)$$

将杆 a 、 b 进行解析法求得 β 的表达式如下:

$$\sin \beta = l_a \cdot \sin(\omega t) / l_b \quad (8)$$

再将式 (5) 代入经坐标变换后的连杆轨迹方程, 求解得到 S 点的最终位移方程

$$X_s = l_a \cdot n(\theta_2) + l_b \cdot f(\theta_2) \quad (9)$$

其中: $f(\theta_2) = \arcsin\left(\frac{l_b}{l_a} \sin\left(\frac{r(\theta_2)}{R} \omega t\right)\right)$

$$n(\theta_2) = \cos\left(\frac{r(\theta_2)}{R} \omega t\right)$$

式中, O_s 为滑块到非圆齿轮回转中心的距离, mm; X_s 为 O_s 的 X 轴上分量, mm; $f(\theta_2)$ 为夹角 β 与输入转角 ω 的关系式; $n(\theta_2)$ 为夹角 α 与输入转角 ω 的关系式。

式 (9) 即为该复合机构设计的基本依据。从式可以得到整个复合运动机构的运动轨迹方程与单独的连杆

机构的运动轨迹类似, 区别在于余弦函数里的表达式有所改变, 而改变的这部分则是由端曲面齿轮副确定的, 达到在实现机构位移规律的基础上同时实现速度规律的功能。复合机构这种输出方式决定了其可以简化并替换任何直线输出的机构, 以获得更好的位移、速度、加速度特性, 延长使用寿命, 节约资源。

2.2 端曲面齿轮副的角速度特性

端曲面齿轮副传动因其特有的变传动比特性使得其可将输入齿轮的匀速转动转变为按一定规律周期性变化的变角速度输出运动, 因此对端曲面齿轮副角速度变化特性的研究、总结是必要的。由式 (9) 得到输出点 S 的速度方程如

$$V_t = \frac{X_s}{t} = l_a \cdot n(\theta_2)' + l_b \cdot f(\theta_2)' \quad (10)$$

式中, V_t 为机构输出点 S 的速度, mm/s。

在上述方程的各自变量中选取角速度作为代表, 研究其对输出速度 V_t 的影响。固定其它的参数 (各杆长 l_a 、 l_b 、偏心率 e , 端曲面齿轮 1 的半径 R 等) 不变, 采用 MATLAB 得到输出端运动速度在不同输入角速度 ω 下的

变化规律。

取杆长 l_a 为 20 mm, 杆长 l_b 为 30 mm 时, 输入角速度分别为 10、15、20 rad/s 时, 该变化特性曲线如图 3 所示。

由图 3a 可得:

- 1) 随着输入角速度 ω 的增加, 速度波动的周期减小;
- 2) 随着输入角速度 ω 的增加, 速度的最大增大、最小值增大, 但峰值距离也增加, 增大了运动的不稳定性;

所以, 我们在应用的时候应该尽量减小输入角速度 ω 的值。在式 (10) 的基础上, 将速度 V_t 对时间 t 一阶导数得到加速度 a , 得到输入角速度对综合机构运动加速度的影响规律。

由图 3b 可得:

- 1) 在输入转角转过 1 周时, 输出机构的加速度产生了 4 次变化, 出现了 2 次最大值, 即完成了 2 次往复运动;
- 2) 随着输入角速度 ω 的增大, 加速度的最大值增大, 最小值减小, 峰值差距增大, 速度波动加剧。

同理, 采用角速度 ω 的研究方法可以得到其他参数 (杆长 l_a 、 l_b 、非圆齿轮偏心率 e , 非圆齿轮阶数 n_2 等) 对输出的速度、加速度的具体影响趋势, 如表 1 所示。

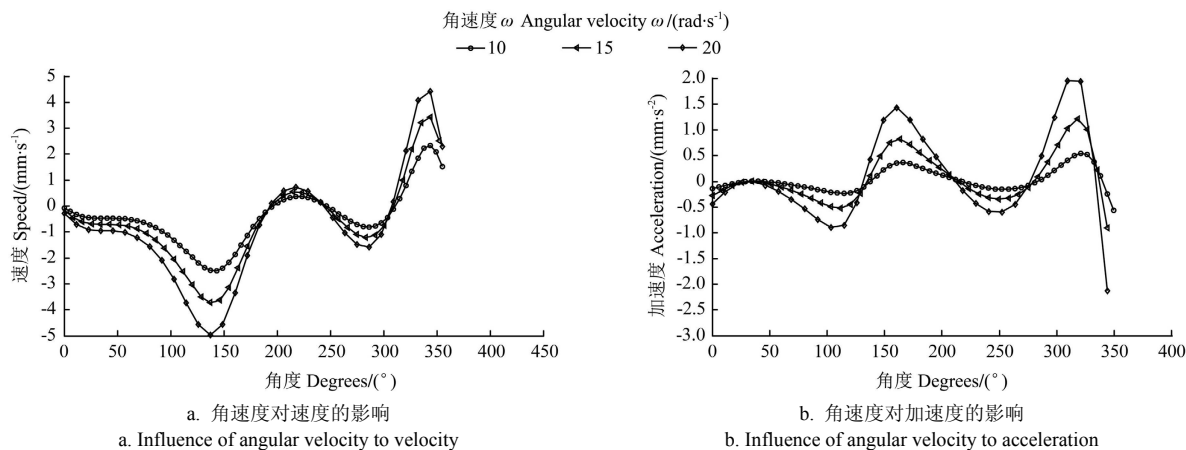


图 3 输入角速度对复合机构运动加速度的影响
Fig.3 Input angular velocity ω effects on complex mechanism motion acceleration

表 1 端曲面齿轮—连杆复合机构的自变量对其输出量的影响
Table 1 Surface gear - connecting rod mechanism of the independent variables on its output

参数 Parameter	杆长 Link-length l_a /mm	杆长 Link-length l_b /mm	角速度 Angular velocity ω /rad	偏心率 Eccentricity e	阶数 Order n_2
速度 Speed	增大, 不稳定性增加	增大, 不稳定性增加	增大, 周期间小	速度波动增大	速度波动增大
加速度 Acceleration	加速度波动增大	加速度波动增大	加速度波动增大	加速度波动增大	加速度波动增大

3 结构设计

本设计在于对捆压机构主体部分的运动输出规律的研究, 因此主要包含用于动力输入的主动轴, 用于该变传动比的端曲面齿轮副, 作为输出的连杆机构以及其固定作用的箱体。

结合式 (9) 对被加工齿轮的节曲线采用微分方程近似求解, 通过计算每一个步长下的弧长, 得到被加工齿轮节曲线每一次积分改变的 (x, y) 坐标值, 基于 VB (visual basic 语言程序设计) 和 Solidworks 的二次开发, 再通过布尔运算最终得到仿真加工的非圆齿轮和端曲面齿轮。

将仿真的非圆齿轮作为刀具重复上述的方法即可得到与之配合的面齿轮, 由于刀具是非圆齿轮, 所以得到的面齿轮节曲面也是非圆曲面。

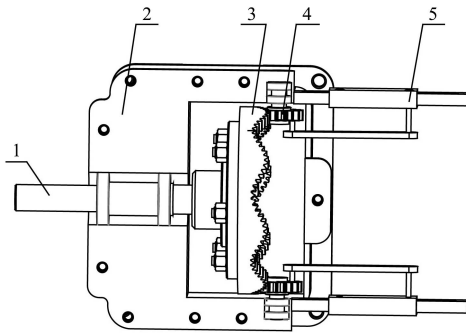
将设计得到的端曲面齿轮副, 结合曲柄滑块机构, 应用于捆压机构, 得到如图 4 所示的主要结构。

在该机构中动力从主动轴输入, 经过端曲面齿轮和非圆齿轮副改变传动比后作为连杆机构的输入, 从而带动摇杆末端的滑块往复运动。

4 仿真分析

将图 4 的模型在 ADAMS (automatic dynamic analysis

of mechanical systems, 机械系统动力学自动分析) 中添加运动副具体运动副如表 2 所示。



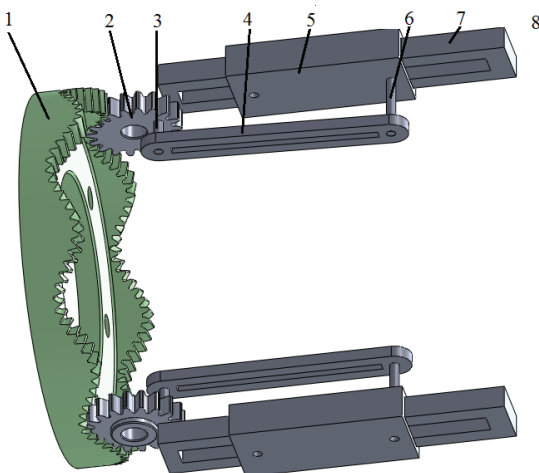
1. 主动轴 2. 箱体 3. 端曲面齿轮 4. 非圆齿轮 5. 连杆机构.
1. Drive shaft 2. Frame 3. Surface gear 4. Non-circular gear 5. Linkage.

图 4 捆压机主体机构
Fig.4 Bundle of compressor body

表 2 各相关零件之间的运动副
Table 2 Motion pairs between related parts

步骤 Number	运动副 Movement	关联零件 Related parts
1	转动副	面齿轮与大地
2	转动副	非圆齿轮 1 与面齿轮
3	固定副	短联接轴 1 与非圆齿轮 1
4	转动副	连杆 1 与短联接轴 1
5	转动副	长联接轴 1 与连杆 1
6	转动副	滑块 1 与长联接轴 1
7	移动副	导轨 1 与滑块 1
8	固定副	大地与导轨 1
9	转动副	电机和面齿轮
10	固定副	电机与大地

为改善模型中零部件的应力情况, 设计对称布置的滑块机构, 运动副也类似添加, 得到图 5 所示仿真模型并以端曲面齿轮为主动轮进行动态仿真。



1. 端曲面齿轮 2. 非圆齿轮 3. 短联接轴 1 4. 连杆 1 5. 滑块 6. 长联接轴 1
7. 导轨 8. 大地
1. Surface gear 2. Non-circular gear 3. Short connecting shaft 1 4. Connecting rod 1 5. Slide 6. Long connection shaft 1 7. Guide rail 8. Earth

图 5 添加运动副之后的仿真模型

Fig.5 Simulation model after adding motion pairs

运行该仿真模型得到相应的仿真结果, 提取出滑块

的位移、速度、加速度仿真结果并与 MATLAB 的理论结果相比较。因为加速度的波动最大, 因此, 选取加速度曲线进行对比, 图 6 为加速度的仿真结果与理论结果对比。表 3 为三组对比结果中提取出的最大、最小值。

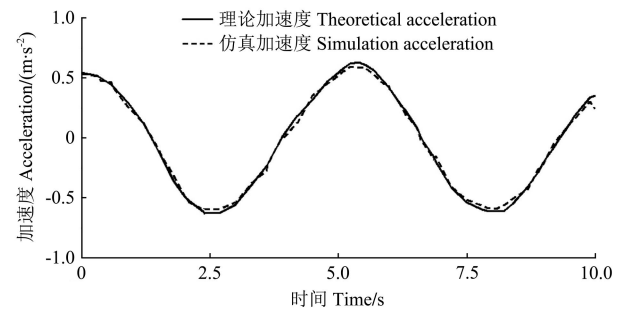


图 6 仿真结果与理论结果的比较
Fig.6 Comparison of simulation results and theoretical results

表 3 仿真结果对比
Table 3 Results of simulation

类别 Classes	位移 Displacement/ mm	速度 Velocity/ (mm·s ⁻¹)	加速度 Acceleration/ (mm·s ⁻²)
理论值 Theoretical value	52	58	606
仿真值 Simulation value	52	60	584
误差 Error/%	0	3.4	3.6

通过图 6 的仿真曲线和表 3 的数据可以得到:

1) 在输出部件运动一个周期内, 靠近端点附近的位移基本变化缓慢, 速度基本保持不变, 加速度也最接近 0, 因此, 把该段位移作为捆压机机构大阻力时的行程, 速度稳定, 有利于保护动力元件, 之后快速回程阶段有利于减小工作周期, 提高生产效率, 并且本设计中由于采用的是端曲面齿轮, 所以可以增加端曲面齿轮的阶数, 从而在改善整个机构的受力状况的同时增加主动轮一个周期内压缩的工作量, 目前存在的机构都是一个主动输入对应一个输出机构, 而本设计采用的端面齿轮与 2 组压缩捆机构联动, 与目前只有一组压缩捆机构的捆压机相比, 压缩量为原来的 2 倍, 效率提高 100%。

2) 仿真结果与理论结果重合度较高, 验证了试验和理论分析的正确性。但曲线有明显的波动, 其原因分析如下: ①齿廓的加工采用的仿真加工法进行, 其齿形精度有限; ②安装的时候没有按照设计的正确啮合条件, 实现节曲线完全纯滚动, 出现了节曲线交叉的情况, 这在 ADAMS 软件仿真的时候是不能被发现的; ③整个仿真机构的各运动副、配合杆件之间存在空隙所以围绕着理论曲线产生了微小波动。

5 试验

5.1 加工过程

根据前面理论分析设计试验所需的端曲面齿轮和非圆齿轮并进行实体加工, 端曲面齿轮副主要采用数控加工, 并与构成齿轮副的非圆齿轮进行对滚试验, 齿轮副

部分参数如表 4 所示。

加工过程如图 7 所示。

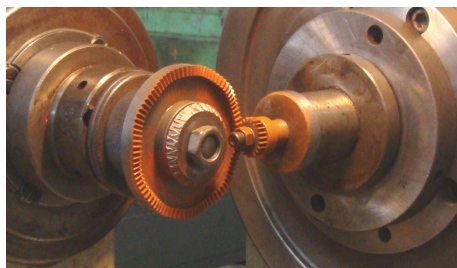
表 4 加工端面齿轮副几何参数

Table 4 Geometry parameters of surface gear pair

参数名称 Parameter	数值 Value
非圆齿轮齿数 Teeth of non-circular gear z_2	26
端曲面齿轮齿数 Teeth of surface gear z_1	104
模数 Module/mm	3
非圆齿轮阶数 Order of non-circular gear n_2	2
端曲面齿轮阶数 Order of surface gear n_1	4
偏心率 Eccentricity	0.1
齿顶高系数 Addendum coefficient ha^*	1
顶隙系数 Clearance coefficient C^*	0.25
非圆齿轮半径 Radius of non-circular gear R_2/mm	78
端曲面齿轮半径 Radius of surface gear R_1/mm	312



a. 端曲面齿轮加工
a. Machining surface gear



b. 端曲面齿轮副对滚试验
b. Rolling test of surface gear pair
图 7 端曲面齿轮副加工过程

Fig.7 Machining process of surface gear pair

5.2 试验分析

因为齿轮副的分析是本文的基础，所以本次试验主要验证齿轮副分析的正确性。以定扭矩变转速的试验方法验证得到的速度结果如图 8 所示。

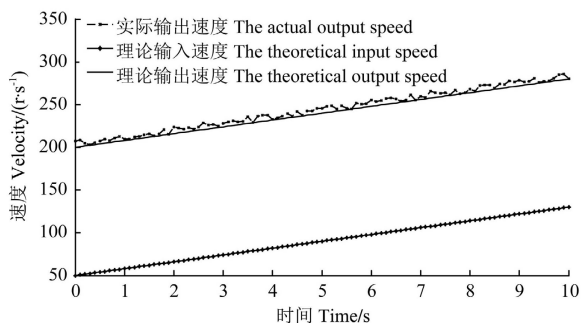


图 8 试验结果对比

Fig.8 Contrast of experiment results

从试验结果得到传动过程中，传动比为 4，与理论传动比基本相等；输出转速的误差最大为 2.2%，符合理论分析结果。通过对端曲面齿轮副的试验，验证了理论分析以及仿真加工的正确性。

6 结 论

1) 本文通过坐标变换建立了相交轴间的端曲面齿轮副—连杆复合运动机构的传动分析坐标系，推导出复合机构运动方程，分析了不同结构参数对复合机构输出端的位移、速度和加速度的影响规律。

2) 完成了齿轮的加工和实验，并将试验结果与 MATLAB 的理论结果、ADAMS 的仿真结果进行对比，得到齿轮副最大转角误差为 2.8%，复合运动机构的位移误差为 0%、速度误差为 3.4%、加速度误差为 3.6%，验证了理论分析的正确性；

3) 设计的对称布局的两组压捆机构与现有的单组压捆机构相比，提高了 1 倍工作效率，提出了该型复合机构在压捆机构及其他齿轮—连杆复合机构中可能具有的应用前景。

[参 考 文 献]

- [1] 张彬彬, 王志琴, 宫泽奇, 等. 我国青贮机械装备发展现状趋势分析[J]. 中国奶牛, 2014, 11(12): 22—24.
Zhang Binbin, Wang Zhiqin, Gong Zeqi, et al. Analysis on developing actualities and trend of silage machinery in China[J]. China Dairy Cattle (Transactions of the CSAE), 2014, 11(12): 22—24. (in Chinese with English abstract)
- [2] 张姬, 耿浩, 耿爱军, 等. 卡扣式方草捆打结器的集成与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(6): 64—68.
Zhang Ji, Geng Hao, Geng Aijun, et al. Integration and experiment of clip bale knotter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(6): 64—68. (in Chinese with English abstract)
- [3] 李慧. 方草捆压捆机成结系统研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2013.
Li Hui. Research of Knotting System for the Rectangular Balers[D]. Beijing: China Agricultural University, 2013. (in Chinese with English abstract)
- [4] 王洪欣. 基于转动导杆的齿轮机构与正弦机构组合的近似等苏比机构设计[J]. 机械设计, 2007, 24(6): 37—38.
Wang Hongxin. Approximate constant speed ratio mechanism design based on the combination of rotary guiding-rod gear mechanism and sinusoid mechanism[J]. Journal of Machine Design(Transactions of the CSAE), 2007, 24(6): 37—38. (in Chinese with English abstract)
- [5] 魏引焕. 实现预定轨迹的凸轮连杆组合机构设计[J]. 陕西科技大学学报, 2012, 30(4): 68—71.
Wei Yinhuan. The design of cam-linkage combined mechanisms design for the give locus[J]. Journal of Shaanxi University of Science & Technology (Transactions of the

- CSAE), 2012, 30(4): 68—71. (in Chinese with English abstract)
- [6] 林超, 龚海, 侯玉杰, 等. 偏心-高阶椭圆锥齿轮副设计与传动特性分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(11): 214—221. Lin Chao, Gong Hai, Hou Yujie, et al. Design method of eccentric-high order elliptical bevel gear pair and analysis of its transmission characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(11): 214—221. (in Chinese with English abstract)
- [7] 雷昌毅, 陈建能, 李鹏鹏, 等. 非圆齿轮—曲柄滑块压捆机构反求设计[J]. 农业工程学报, 2012, 28(13): 22—27. Lei Changyi, Chen Jianneng, Li Pengpeng, et al. Reverse design of non-circular gear-crank slider hay baler mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(13): 22—27. (in Chinese with English abstract)
- [8] 贺敬良. 变椭圆齿轮连杆机构的运动特性及齿轮副设计[J]. 机械工程学报, 2004, 40(1): 62—65. He Jingliang, Wu Xutang, Li Jiangang. Kinematic characteristics and gear pair design for deformed elliptical geared linkage mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(1): 62—65. (in Chinese with English abstract)
- [9] 陈辛波. 非圆齿轮—连杆型函数发生器的机构综合[J]. 同济大学学报, 2002, 30(9): 1091—1094. Chen Xinbo. Synthesis of function generators composed of noncircular gear-linkage[J]. Journal of Tongji University (Transactions of the CSAE), 2002, 30(9): 1091—1094. (in Chinese with English abstract)
- [10] 龚海. 正交非圆面齿轮副的传动设计与特性分析[D]. 重庆: 重庆大学, 2012. Gong Hai. Transmission Design and Characteristic Analysis of Orthogonal Non-circular Face Gear Drive[D]. Chongqing: Chongqing University, 2012. (in Chinese with English abstract)
- [11] 苑明杰. 非圆齿轮参数化设计关键技术研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2013. Yuan Mingjie. Research on the Key Technology of Non-circular Gear's Parametric Design[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2013. (in Chinese with English abstract)
- [12] 杨存. 非圆齿轮运动学与动力学研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014. Yang Cun. Research on the Kinematics and Dynamics of Non-circular Gears[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2014. (in Chinese with English abstract)
- [13] 郭承志, 符炜, 朱巨才, 等. 急回机构中非圆齿轮节曲线的设计[J]. 机械工程学报, 2005, 41(11): 221—227. Guo Chengzhi, Fu Wei, Zhu Jucai, et al. Design of the pitch curves of non-circular gears for quick return mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(11): 221—227. (in Chinese with English abstract)
- [14] 于建国, 赵洪刚. 饲草压捆机喂入机构位置方程的建立及仿真[J]. 东北林业大学学报, 2006, 34(3): 72—73, 77. Yu Jianguo, Zhao Honggang. Setting up of kinematical equation for transfer mechanism of hay baler and its simulation[J]. Journal of Northeast Forestry University (Transactions of the CSAE), 2006, 34(3): 72—73, 77. (in Chinese with English abstract)
- [15] 赵洪刚, 于建国. 固定式饲草压捆机分捆机构的改进设计[J]. 农业工程学报, 2007, 23(4): 105—109. Zhao Honggang, Yu Jianguo. Improved design of part-bundle mechanism of fixed forage briquetter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2007, 23(4): 105—109. (in Chinese with English abstract)
- [16] 李慧, 何进, 李洪文, 等. 方草捆压捆机打结器空间参数研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 99—105. Li Hui, He Jin, Li Hongwen, et al. Spatial parameters of knotters of square balers[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery (Transactions of the CSAE), 2013, 44(8): 99—105. (in Chinese with English abstract)
- [17] 李秀荣, 臧勇, 任茂文, 等. 基于 ADAMS 的手扶拖拉机捡拾捆压机减速器的设计[J]. 机械研究与应用, 2014, 27(134): 146—148. Li Xiurong, Zang Yong, Ren Maowen, et al. Design of pick up press reducer in tractor based on ADAMS[J]. Mechanical Research & Application (Transactions of the CSAE), 2014, 27(134): 146—148. (in Chinese with English abstract)
- [18] 黄伟, 张志毅, 刘智强, 等. D 型打结器 Pro/Engineer 仿真及动作功能分析[J]. 农机化研究, 2009, (9): 58—60. Huang Wei, Zhang Zhiyi, Liu Zhiqiang, et al. Pro/Engineer imitation and the analysis on movements and functions of twine knott[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research (Transactions of the CSAE), 2009, (9): 58—60. (in Chinese with English abstract)

Surface gear - connecting rod analysis and application of composite structure

Lin Chao, He Chunjiang, Cai Zhiqin

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: In the recent years, with the normal circular gear revealing deficiencies, the studies on the new type of gear pair have attracted more and more attention. Taking the non-circular gear as an example, the pitch curve of non-circular gear is no longer a circle, so it can realize variable transmission ratio, and it can achieve continuous reciprocating movement after combining with link mechanism. This paper aimed to study the movement characteristics of the new type of gear pair. The pitch curve equation of the surface gear was obtained based on the normal circular gear. From the equation, it could be found that the equation included four parameters: the angular velocity ω , the number of surface gear n , the length of connecting-rod l_a and l_b . And the related curves were displayed by MATLAB (Matrix laboratory). Based on the analysis of the surface gear, the surface gear pair could make the continuous transmission in a rotating cycle. What's more, its angular velocity could implement the periodic changes. Combing with the surface gear, we obtained the composited surface gear–crank-link mechanism; it combined the advantages of the gear pair and the crank-link mechanism, which could realize the expected trajectory and speed at the same time. Based on the principle of space gear and differential geometry and other related theories, the moving and static coordinate system of the composited mechanism were established, and then the movement equations of composited mechanism could be deduced. We could also get the displacement, velocity, acceleration and their variation tendencies by MATLAB, which provided the theoretical basis for the control of this mechanism. Based on the properties of the composited mechanism, a type of forage baling machine for packing agencies was designed. In addition, the simulation machining and characteristic analysis system of surface gear pair was developed using application programming interface (API) in Solid Works. The system was used to analyze the selection method and principle of correlation parameters in surface gear pair design, and the solid simulation model of the surface gear pair and the briquetting machine model were established. And the movement simulation was done by importing the mechanism into the ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems). The composited mechanism was produced by CNC (Computerized Numerical Control) machine, and the related experiment was finished in 2015. In the experiment, the surface gear was as the input part (constant rotating speed) and the slider as the output part (the displacement). During the experiment, the slider can realize the reciprocating movement. The displacement and velocity of the slider were recorded every 4 s, and the recording time was 60 s to reduce the conflict from assembly error. Compared with the theoretical data, the error of the gear pair, displacement, velocity and acceleration were 2.8%, 0%, 3.4% and 3.6%, respectively. These data confirm the correctness of the theoretical analysis, which has a guiding significance for subsequent similar research.

Key words: mechanization; models; computer simulation; compound movement; surface gear; bundle of press agencies; entity modeling