

输送用滚子链结构的改进

杜康宁 过晓明

(无锡轻工大学机械工程系,无锡,214036)

摘要 为提高生产线输送链的传动平稳性,提出了对常规套筒滚子链的改进结构,分析了链齿形设计方法,改善了运动特性,减少了链传动中的“多边形效应”。

关键词 输送链;滚子链;修正设计链轮齿形

中图分类号 TH132.45

0 前 言

轻工业产品生产线中广泛运用输送链,依次把物品送到各工位进行加工。为了提高生产率,要求有的工序(如自动检测、喷涂、喷绘等)在物品运送的过程中进行,这不仅要求物品在输送的过程中平稳,还要求物品在某一瞬间位置相对准确,对输送链提出了更高的要求。现在输送链广泛采用直板链、弯板链、框形链等类型的链传动,这种链结构比较简单,但链条和链轮的啮合均属非共轲啮合。由于链传动中的“多边形效应”的影响,链条的线速度和从动轮的角速度是变化的,它损害了传动的同步性和均匀性,直接影响了传动的平稳性,降低了工作性能。现已有一些实用的结构和方法来减少“多边形效应”的影响^[1],完全实现共轲啮合的定节距链传动尚在探索中。

一般传动用的滚子链是由内链节、外链节和连接链节组成,滚子链与链轮的啮合属非共轲啮合,其链轮齿形设计可以有较大的灵活性,GB1244-85没有规定具体的链轮齿形,而是规定了链轮齿形的范围,因其结构简单、加工方便而被广泛运用。

本文中讨论用改进结构的套筒滚子链传动,以减少链传动中的“多边形效应”,提高传动平稳性。新设计的滚子链同样由内外链节和连接链节组成。链节由链片、销轴、滚子、垫圈组成(图1)。而与其啮合传动的链轮齿形,则应根据不同的链节结构尺寸而设计。

1 工作原理

根据啮合原理,由链轮齿形设计的平动链条齿形或由平动链条的齿形设计链轮齿形,运用到链条回转运动中,不可能实现链条的匀速运动。若要实现链条的匀速运动,必须对产生

平动的链条齿形或链轮齿形进行修正。

在工作原理图(图2)中,曲线 a 和 b 分别是根据已知的链节求出的平动时的链轮齿形和它们的啮合线。现假定链条平动时的齿在转动过程中与链轮啮合,必须对链轮的齿形进行修正。假定节距为 p 的链节

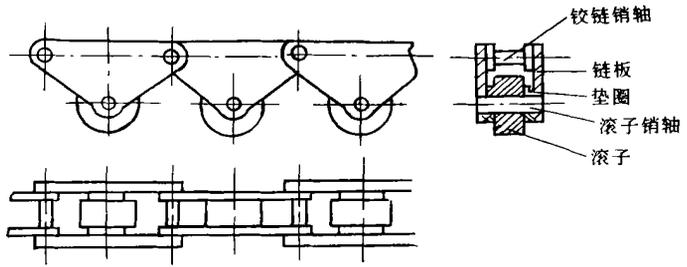


图1 改进滚子链

AB ,在传动过程中,链节是以后铰链 B 为中心进行转动,前铰链 A 是以 $R_0(p/(2 \cdot \sin(\angle Z)))$ 为半径的圆弧移动,后铰链 B 作平动。链轮转过 Γ 角,铰链 B 平移到 B' 点,移动了 $R_j \cdot \Gamma$ (R_j 链节圆半径),链轮齿上的一点 F ,相对应在啮合线上有一点 F' 。前铰链 A 点在以 R_0 为半径的圆弧上移到 A' 点。 $A'B'$ 直线与 AB 线的夹角为 θ 。相当于链节绕 B' 点转动了 θ 角。把后铰链 B' 与 F' 点连线,以 B' 点为圆心,转动 θ 角, F' 点转移到 F'' 点。由 F'' 点能求出相应链轮修正齿形上的一个点 F_0 。用此方法即可求出当链节的铰链位置一定时链轮相应的修正齿形。它是用包络原理求出平

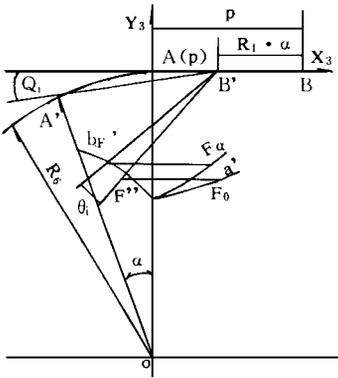


图2 工作原理图

动时链轮齿形和相应的啮合线。在此基础上,找出转动时接触点的移动轨迹,形成链的新齿形 a' 。

2 建立坐标系

现拟用圆弧形的链节齿形来设计相应的链轮修正齿形,在图3中,若 P 为节点,在 $(O_1 - X_1, Y_1)$ 坐标系中建立圆弧链节齿形 $y_1 = f(x_1)$, $(O_1 - X_1, Y_1)$ 为链节的定坐标系, $(P - X, Y)$ 则为它的动坐标系, $(O_2 - X_2, Y_2)$, $(O_2 - X_3, Y_3)$ 分别为链轮的定坐标系和动坐标系。

利用齿形法线法^[2],先求圆弧齿链节在平动时的链轮齿形,齿形上任意一点 $M(x_1, y_1)$ 的切线与 X_1 轴夹角为 V ,则 $\text{tg}V = dy_1/dx_1$,为了使 M 点成为接触点,链节齿形要从起始位置向左平移一个 L 距离,则动坐标系 $(P - X, Y)$ 平移 $L = x_1 + y_1 \cdot \text{tg}V$,而此时链轮的动坐标系 $(O_2 - X_3, Y_3)$ 应从起始位置逆时针转动 Γ_2 角 ($\Gamma_2 = L/r_2$, r_2 为链轮的节圆半径),此时在链节定坐标系中啮合点的轨迹为一条啮合线

$$\begin{cases} x_1 = x - L \\ y_1 = y \end{cases}$$

相应产生链节平动时的链轮的共轭齿形为

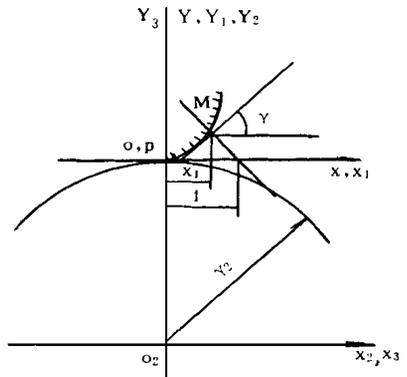


图3 坐标系

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \cos T_2 + y_1 \sin T_2 + r_2 \sin T_2 - L \cos T_2 \\ y_2 = -x_1 \sin T_2 + y_1 \cos T_2 + r_2 \cos T_2 + L \sin T_2 \end{cases}$$

根据不同链的结构尺寸进行修正计算,改变在固定坐标系中 (x_1, y_1) 值

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix}_{修} = \begin{pmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix}$$

代入上式中进行计算,可算出链节平动时的链轮齿形,修正转化成链节转动时的链轮齿形

3 新型滚子链传动主要结构参数

见图 4.链节在传动过程中,链轮转过 α/z 角度,链节应平动 $P_1 = R_0 \cdot (\alpha/z)$, (R_0 节圆半径, z 齿数). 因结构设计中可以保证链节的前铰链在以 R_6 圆弧转动时,后铰链一直是平动,若滚子在链轮转动 α/z 时应平动 $P_1 (R_0 \cdot \alpha/z)$,而此时前铰链也只能移动 P_1 距离,但由于在链轮转动 α/z 时,铰链 A 在想像中以 R_6 为半径的分度圆上移动,两铰链的中心距离为 P_2

$$则 P_2 = (R_6 \cdot P_1) / R_0$$

在链节的转动过程中,修正转角 θ 可以通过三角角度换算求得,即在 $\triangle AOB$ 与 $\triangle A'OB'$ 中计算出 $\theta_1, \theta_2; \theta = \theta_1 - \theta_2$.

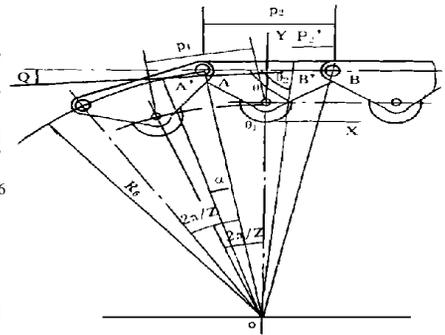


图 4 结构参数图

4 修正齿形速度

修正齿形设计时,在传动结构设计中前铰链 A 沿以 R_6 为半径的圆弧运动 ($R_6 = P_2 / (2 \cdot \sin(\alpha/z))$),后铰链 B 只作平动,链轮匀速转动 T 角,前铰链 A 点到达 A' 点,后铰链 B 沿水平方向移动距离 $R_0 \cdot T + P_2 \cdot T / (P_1 \cdot \alpha/z)$ 到达 B 点. $A'B'$ 与 AB 的夹角为 θ .

由图 5 可知: $\sin \theta = R_6 \cdot (1 - \cos T) / P_2$,两边对 t 微分: $\cos \theta \cdot d\theta / dt = (R_6 / P_2) \sin T \cdot dT / dt$,因链轮是匀速转动 $dT / dt = k$

$$d\theta / dt = R_6 \cdot \sin T \cdot k / (P_2 \cdot \cos \theta)$$

式中 T 是链轮的转角, R_6 是想像中链轮的分度圆半径

因为我们规定传动结构设计中,链节的后铰链 B' 点只作平动,它的速度是否均匀直接影响传动的平稳性.链传动中, A' 沿以 R_6 为半径的圆弧运动时, A' 及 B' 点的速度方向见图 6.

$$V_{B'A'} = P \cdot d\theta / dt = R_6 \cdot \sin T \cdot k / \cos \theta$$

$$V_{A'} = R_6 \cdot dT / dt = R_6 \cdot k$$

$$则 \vec{V}_{B'} = \vec{V}_{A'} + \vec{V}_{B'A'}$$

由图 6 可得:

$$V_{B'} = \sqrt{(V_{B'A'})^2 + (V_{A'})^2 - 2V_{B'A'}V_{A'} \cdot \cos(90^\circ - T + \theta)}$$

将 $V_{A'}, V_{B'A'}$ 代入

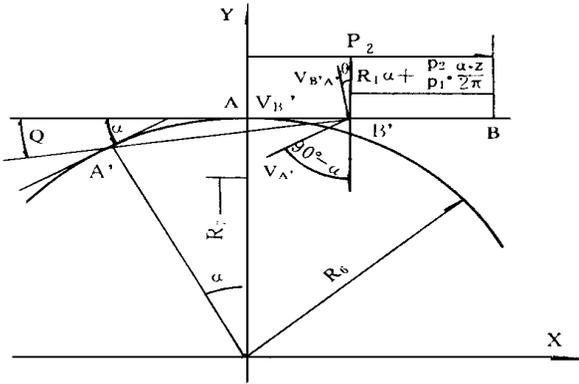


图 5 铰链运动轨迹图

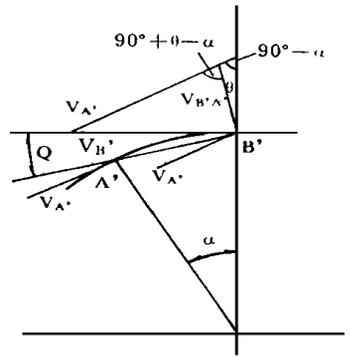


图 6 铰链点速度

$$\begin{aligned}
 V_B &= (R_6 \cdot \sin T \cdot k / \cos \theta)^2 + (R_6 \cdot k)^2 - 2R_6^2 \cdot \sin T \cdot k^2 \cdot \sin(T - \theta) / \cos \theta \\
 &= (R_6 \cdot k / \cos \theta) \cdot \frac{\sin^2 T + \cos^2 \theta - 2 \sin T \cos \theta \sin(T - \theta)}{\cos^2 \theta} \\
 &= (R_6 \cdot k / \cos \theta) \cdot \frac{\sin^2 T + \cos^2 T - \sin^2(T - \theta)}{\cos^2 \theta} \\
 &= R_6 \cdot k \cdot \cos(T - \theta) / \cos \theta
 \end{aligned}$$

由上式看出,后铰链 B 点在水平方向运动速度也是一个变化的值,它与 R_6, k, T, θ 值有关。

普通的链传动时,链条沿水平方向的速度为

$$V_x = r_1 \cdot k \cdot \cos T$$

若修正齿形链与普通链的转速和分度圆半径相同,在链轮从 0° 转到 π/z 的过程中,可作出它们的铰链点速度变化曲线(图 7)。从图 7 可看出,普通链传动的链条最大线速度在 $T = 0^\circ$,最小线速度则在 $T = \pi/z$ 。而修正齿形链的最大线速度在 $T = 0^\circ$ 及 $T = \pi/z$,且两端数值相同,而最小线速度是在 $0^\circ \sim \pi/z$ 之间,由 V_B 公式可得 $V_{Bmax} = R_6 \cdot k$,而 V_{Bmin} 可由 V_B 速度求导,找出链轮最小线速度时的某一角度值。

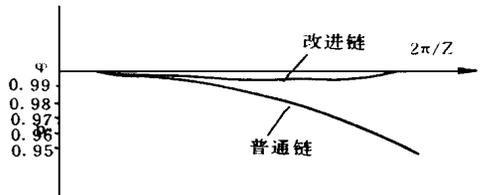


图 7 速度变化曲线

$Z = 46 \quad H = 10 \quad A = \varnothing 7.95$

$$\begin{aligned}
 (V_B)' &\doteq R_6 \cdot k \cdot [(\cos \theta \cdot \sin(T - \theta) \cdot (1 - \theta) + \sin \theta \cdot \theta \cdot \cos(T - \theta)) / \cos^2 \theta] \\
 \therefore \theta &= \arcsin R_6 (1 - \cos T) / P_2 \\
 \therefore \theta' &= R_6 \cdot \sin T / (P_2 \cdot \cos \theta) \\
 \therefore (V_B)' &= R_6 \cdot k [(-\sin(T - \theta) \cdot \cos \theta + R_6 \sin T \cdot \sin(T - \theta) / P_2 \\
 &\quad + R_6 \cdot \cos(T - \theta) \sin T \cdot \text{tg} \theta / P_2) / \cos^2 \theta]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{令 } &-\sin(T - \theta) \cdot \cos \theta + R_6 \sin T \cdot \sin(T - \theta) / P_2 + R_6 \cdot \cos(T - \theta) \cdot \sin T \cdot \text{tg} \theta / P_2 = 0 \\
 &-\cos \theta \cdot \sin(T - \theta) + \sin T / \cos \theta \cdot R_6 / P_2 [\sin(T - \theta) \cdot \cos \theta + \cos(T - \theta) \cdot \sin \theta] = 0 \\
 &-\cos \theta \cdot \sin(T - \theta) + \sin T \cdot \cos \theta \cdot (R_6 / P_2) [\sin(T - \theta + \theta)] = 0 \\
 &-\cos^2 \theta \cdot \sin(T - \theta) + \sin^2 T \cdot \cos \theta \cdot R_6 / P_2 = 0 \\
 \therefore &R_6 \cdot \sin^2 T \cdot \cos \theta - P_2 \cdot \cos^2 \theta \sin(T - \theta) = 0
 \end{aligned}$$

参数一定时,求出它在一定的链节齿形时的最小线速度 V_{Bmin} 时的链轮转角 T 与链节转

动角 θ 。通过计算机用迭代法对上述零等式计算,可求出足够精确的最小线速度时的 T 与 θ 值。

5 修正齿形链加速度

普通链传动的线加速度为 $a_1^{[1]}$

$$a_1 = dV_x / dt = d(r_1 k_1 \cos T) / dt = -r_1 k_1^2 \sin T$$

修正齿形链在传动中后铰链点的线加速度 a_B

$$\begin{aligned} a_B &= dV_B / dt = d(R_6 \cdot k \cos(T - \theta) / \cos \theta) / dt = R_6 \cdot kd(\cos T + \sin T \operatorname{tg} \theta) / dt \\ &= R_6 k^2 [-\sin T (dT/dt) + (\cos T \operatorname{tg} \theta (dT/dt) + \sin T \sec^2 \theta (d\theta/dt))] \\ &= -R_6 k^2 [\sin T - \cos T \operatorname{tg} \theta \\ &\quad - (R_6 / P_2) \sin^2 T \sec^3 \theta] \end{aligned}$$

在链轮齿数与分度圆半径相同情况下,链轮的角速度也相同,作普通链与修正齿形链的线加速度曲线图(图8)。从图中可看出修正齿形链和普通链加速度的变化情况,修正齿形链传动最小加速度不是在曲线的末端,而是在曲线中间某点。对它的线加速度求导,找出加速度最小时对应的链轮转角 T 和链节转角 θ 。

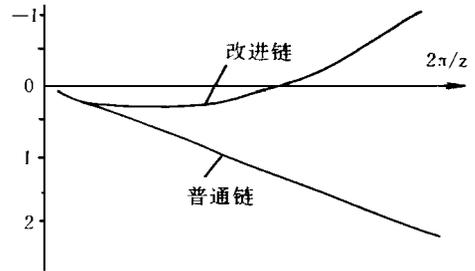


图8 加速度变化曲线

对 a_B 求导

$$\begin{aligned} (a_B)' &= -R_6 k^2 [(\cos T + \sin T \operatorname{tg} \theta) k - \cos T \sec^2 \theta \cdot \theta' \\ &\quad - (R_6 / P_2) (3 \sec^3 \theta \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \theta' + \sin^2 T + \sec^3 \theta \cdot 2 \sin T \cos T \cdot k)] \\ &= -R_6 k^2 [\cos T + \sin T \operatorname{tg} \theta - (3R_6 / P_2) \sec^3 \theta \sin T \cos T \\ &\quad - (3R_6^2 / P_2^2) \sec^4 \theta \operatorname{tg} \theta \sin^3 T] \end{aligned}$$

令 $[\cos T + \sin T \operatorname{tg} \theta - (3R_6 / P_2) \sec^3 \theta \sin T \cos T - 3(R_6 / P_2)^2 \sec^4 \theta \operatorname{tg} \theta \sin^3 T] = 0$

参数一定时,可求出最小加速度时的链轮转角 T 及相应的链节转角 θ 值。用迭代法对上述零等式进行计算,可以求出足够精确的 T 与 θ 值。

6 啮合过程及链节受力初步分析

此次将改进结构的滚子链作为随行夹具的输送链进行研究,以图提高链传动平稳性。修正齿形的链轮加工现已不存在任何问题,且滚子构件不一定是圆形截面,只要结构设计符合运动参数要求,滚子曲线在运动中不与轮齿曲面发生干涉,其它形状的截面也可以,但圆形截面的滚子加工较为方便。

为方便叙述,针对图3,曾把链轮端面的齿底作为节点建立方程,而实际计算中,节点的建立和开始啮合的点并不一定在齿槽的底部。根据计算参数情况选定,啮合从滚子曲线的左下方曲线段某一点开始,一直作用到圆的水平中心线处,在此以后的链轮齿廓是一小段直线段。

滚子与链轮齿啮合,在一个通过滚子圆心的力作用下,在整个链轮转动 $360^\circ / Z$ 过程中,滚子相对轮齿面有一个向上滚动,但链节在平动过程中,链节的前铰链以 R_6 圆弧上移动,后

铰链平动, 这使链节绕后铰链转动 θ 角产生一个向下压趋势, 这就有利于克服常规滚子链传动中出现跳齿现象^[1]。

滚子链在主动轮处啮合时, 单离体铰链 A 的力平稳情况见图 9, 由于滚子与齿廓基本上为滚动磨擦, 故分析时略去磨擦力不计, 当主动轮开始回转时, 链节上滚子与轮齿的接触点由下向上移动, 轮齿作用力 N_1 与紧边张力 F_1 作用的结果, 使滚子向左运动, 一边运动一边下沉。此时前已啮入的相邻链节的张力 S_0 和分力 S_1 逐渐增加 (想像中链轮的铰链之间可能产生的张力忽略) 直到 F_1, S_1, N_1 取得平衡。根据静力条件,

$$S_1 = F_1 \cdot \sin h_1 \cdot \sin[(360^\circ/z) + h_1 + h_2]$$

$$N_1 = F_1 \cdot \sin[(360^\circ/z) + h_2] \cdot \sin[(360^\circ/z) + h_2 + h_1]$$

其中 h_1 是啮合过程中, 通过滚子圆心的作用力方向与水平线的夹角,

h_2 由链节具体结构决定

h_1 角、 h_2 角的增大, 轮齿传递有效圆周力能力减小, 这种改进结构的滚子链用在传动载荷不太大的场合, 主要考虑传动的平稳性

因为改进的滚子链仍属于滚子链, 普通的滚子链是它的特例 ($H = 0$, 滚子中心与铰链中心一致), 所以, 常规滚子链中研究的一些问题, 如围齿区间链节张力分析, 围齿过程中滚子中心相对齿廓运动轨迹及链节在磨损后伸长引起围齿时滚子爬高现象的分析等, 都有一些类似情况。由于改进后的滚子链多用在速度不太高的情况下, 因此还有一些问题有待于今后作进一步的探讨分析。

参 考 文 献

- 1 郑志峰, 王义行, 柴邦衡. 链传动. 机械工业出版社, 1984
- 2 吴序堂. 齿轮啮合原理. 机械工业出版社, 1982

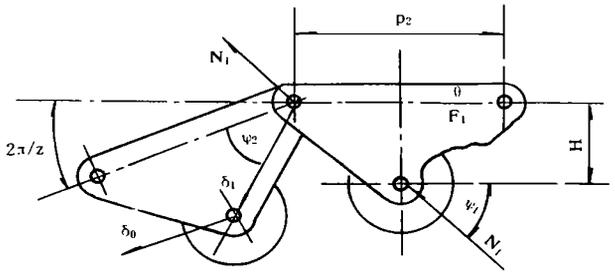


图 9 滚子链铰链受力图

Structure Improvement of Rollor Chain for Transmission

Du Kangning Guo Xiaoming

(Dept. of Mech. Eng. Wuxi University of Light Industry, Wuxi, 214036)

Abstract In order to increase the transmission stability of chain in the production line of light industry, the paper presents an improved structure of bush chains, analyzing design methods of the tooth chain, improving the moving feature so as to reduce the polygon effect in chain drives.

Key-words transport chains; rollor chains; corrected chain tooth profile design