

输送链的结构与齿形探讨(二)

——修正齿形链传动及齿形干涉

杜康宁

(机械系)

链传动副的结构和齿形设计, 首先应保证链齿的顺利的啮入和啮出而无干涉现象。由于链传动本身的结构特点, 链节是由前后铰链相连, 长期工作后铰链的磨损直接影响传动的平稳性和传动效率, 必须解决因铰链磨损而使节距伸长引起的传动不均匀和脱链现象, 链结构设计应具有相应的容纳链条节距伸长的能力。另外, 链结构设计应具有良好的受力状况, 齿廓起始啮合点的法向作用力与铰链水平连心线的夹角应越小越好, 使链传动工作平稳和减少磨损。最后链传动应具备良好的结构工艺性和加工工艺性, 尽管加工设备上广泛运用微电子技术, 可以加工出任意的平面曲线齿形, 但结构和齿形的选择直接影响生产效益和加工质量。

1 单向传动

建立链轮固定坐标系 (x, o, y) , 链节的固定坐标系 (x_3, o_3, y_3) , 链轮的动坐标系 (x_1, o, y_1) , 链节的动坐标系 (x_4, o_4, y_4) [1], 链节的铰链A、B位置如图1所示, 链节距为 $P, K_1 = 2\pi/Z$ (链轮啮合时, 从起始啮合到终止啮合点链轮的转角), 曲线 a' 是用“包络—轨迹”法在 (x_3, o_3, y_3) 坐标系中求出的修正齿形齿廓 [1]。链节在运动中是绕后铰链B进行转动, 铰链A是在以 $R_4 (= p/2/\sin\pi/Z)$ 为半径的圆弧上进行移动。单向传动中链轮齿的左侧与修正齿形的右侧齿廓相啮合。为保证单向连续传动, 修正齿形的左侧齿廓与前一个链轮齿的右侧在传动中不应有干涉现象。

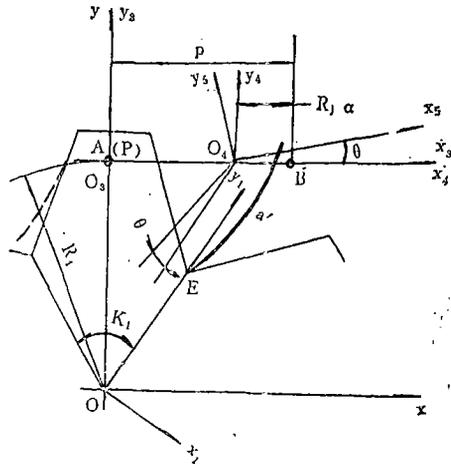


图1 单向传动坐标系

若链轮齿与链节齿在原始的起始啮合点E开始啮合, 求出传动中E点在 (x_3, o_3, y_3) 坐标系中移动轨迹。E点在 (x_3, o_3, y_3) 坐标系中的坐标为 (x_{3E}, y_{3E}) 。转换到 (x_4, o_4, y_4) 坐标系中。

本文1987年8月28日收到。

注: 文中所提链轮均是以直廓齿形链轮为例, 其结构参数符号定义请参阅文献[1]。

$$\begin{pmatrix} x_4 \\ y_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{3E} \\ y_{3E} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} P - R_1\alpha \\ 0 \end{pmatrix}$$

在运动中 E 点是以后铰链 B 为圆心进行转动的，链轮转动 α 角，链节转动 θ 角(见[1]图10)⁰ 将 (x_4, O_4, y_4) 坐标系中 E 点转换到 (x_5, O_4, y_5) 坐标系中。

$$\begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_4 \\ y_4 \end{pmatrix};$$

其中 $\theta = \arctg R_4(1 - \cos\alpha) / \sqrt{P^2 - R_4^2(1 - \cos\alpha)^2}$

将 (x_5, O_4, y_5) 坐标系中 E 点再转换到 (x_3, O_3, y_3) 坐标系中，得：

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} X_3 \\ Y_3 \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} P - R_1\alpha \\ 0 \end{pmatrix} = \left[\begin{pmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_4 \\ y_4 \end{pmatrix} \right] + \begin{pmatrix} P - R_1\alpha \\ 0 \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} (x_{3E} - P + R_1\alpha) \cos\theta + y_{3E} \sin\theta + P - R_1\alpha \\ -(x_{3E} - P + R_1\alpha) \sin\theta + y_{3E} \cos\theta \end{pmatrix} \end{aligned} \tag{1}$$

随链轮转动不同的 α 角，可在 (x_3, O_3, y_3) 坐标系中得出 EF 曲线段。如果修正齿形的齿廓左侧为一直线 EE_n ，其上有 $E_1, E_2, E_3, \dots, E_n$ 点，可以用同样方法在 (x_3, O_3, y_3) 坐标系中求出 $E_1F_1, E_2F_2, E_3F_3, \dots, E_nF_n$ 曲线段。把 F, F_1, F_2, \dots, F_n 连成一条曲线 FF_n (图2)。在 (x_3, O_3, y_3) 坐标系中，作出与链节齿相啮合的链轮齿的左侧齿廓及前一个链齿的右侧齿廓。在 (x_3, O_3, y_3) 坐标系中，曲线 EFF_nE_n 与前一链轮齿右侧齿廓相交部分(图2中阴线部分所示)即为齿形的干涉区。设计单向传动的链齿形时，若链节齿形左侧齿廓已定，相关的链轮齿形干涉区必须除去。不然必发生干涉。

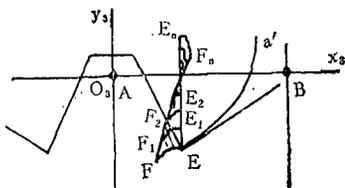


图2 单向传动齿形干涉区

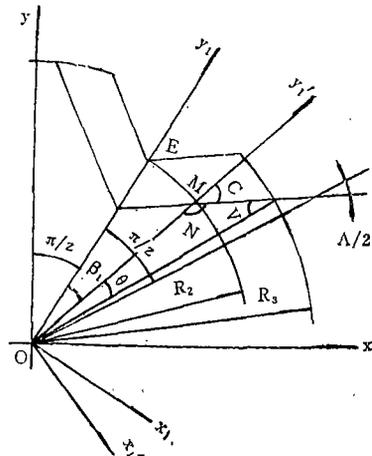


图3 改变起始啮合坐标系

从图2看出，在 $K_1 = 2\pi/Z$ 时，无论单向传动中链轮齿形，还是链节齿形，其强度均受到很大的削弱。可用下述几种途径增强单向传动时齿的强度。

1.1 修正齿形参数

图3所示原先的原始起始啮合点 E 在 y_1 轴上，现 y_1 轴向右转动 β_1 角至 y_1' 轴，起始啮合

点 M 在 y_1' 轴上。在 $(x_1', 0, y_1')$ 坐标系中, 链齿左侧齿廓方程式为: $x_1'/(y_1' - R_2) = \operatorname{tg}(\pi/Z - \beta_1 + A/2)$

从图3看出, $\angle N = 180^\circ - (A/2 + \pi/Z - \beta_1)$

$$\angle V = \arcsin(R_2 \cdot \sin N / R_3)$$

$$\angle \theta = 180^\circ - \angle N - \angle V$$

$$y_1' = R_3 \cdot \cos \theta$$

将 x_1', y_1' 代入[1]中的(1)式, 求出相应的链条齿形方程

$$\left. \begin{aligned} x_4 &= x_1' \cos(\pi/Z + \beta_1 - \alpha) + y_1' \sin(\pi/Z + \beta_1 - \alpha) + R_i \cdot \alpha \\ y_4 &= -x_1' \sin(\pi/Z + \beta_1 - \alpha) + y_1' \cos(\pi/Z + \beta_1 - \alpha) - R_i \\ \alpha &= \arcsin(x_1' \cos \gamma + y_1' \sin \gamma) / R_i + \pi/Z + \beta_1 - \gamma \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\because y_1' = x_1' / \operatorname{tg}(A/2 + \pi/Z - \beta_1) + R_2, \therefore (y_1')' = 1 / \operatorname{tg}(A/2 + \pi/Z - \beta_1)$$

$$\gamma = 90^\circ - (A/2 + \pi/Z - \beta_1)$$

$$\begin{aligned} \alpha &= \arcsin\{[(y_1' - R_2) \operatorname{tg}(A/2 + \pi/Z - \beta_1) \sin(A/2 + \pi/Z - \beta_1) \\ &\quad + y_1' \cos(A/2 + \pi/Z - \beta_1)] / R_i\} + \pi/Z + \beta_1 - 90^\circ + A/2 + \pi/Z - \beta_1 \\ &= \arcsin\{[(y_1' - R_2) \sin^2(A/2 + \pi/Z - \beta_1)] / R_i \cos(A/2 + \pi/Z - \beta_1)\} \\ &\quad + 2\pi/Z + A/2 - 90^\circ \end{aligned}$$

$$\therefore \cos(2\pi/Z + A/2 - \alpha) = [(y_1' - R_2) \sin^2(A/2 + \pi/Z - \beta_1)] / R_i \cos(A/2 + \pi/Z - \beta_1)$$

当 $y_1' = R_2$ 时, $\alpha = 0$

$$\cos(2\pi/Z + A/2) = R_2 \cdot \cos(A/2 + \pi/Z - \beta_1) / R_i$$

$$\therefore R_i = R_2 \cdot \cos(A/2 + \pi/Z - \beta_1) / \cos(2\pi/Z + A/2) \quad (3)$$

从上式可以看出, β_1 值增大 R_i 值随之增大。在节距 P 为一定值情况下, 要求链轮转过的轮中心角 α_{\max} 相应地减小, 而链轮的起始啮合到终止啮合的转角 K_1 值不变, 这就可以使起始啮合点 M 能进一步向齿面上移, 由此设计出的链节齿形可提高链轮齿的强度, 特别是在轮齿根部尤为显著。而链节本身齿形也可以得到加强。若加大链轮齿顶角 A 的数值, R_i 也随之加大, 同样也可以取得加强齿形强度的效果。

1.2 $K_1 > 2\pi/Z$

$K_1 = 2\pi/Z$ 时, 改变齿形参数使链轮的中心转角 $\alpha_{\max} < 2\pi/Z$ 。这里已知 $K_1 > 2\pi/Z$, 在单向传动中从 $0^\circ \rightarrow (K_1 - 2\pi/Z)^\circ$ 转动了 α_1 角才在链轮齿面上 C 点开始啮合(图4), 求 C 合点在 $(x_3, 0_3, y_3)$ 坐标系中的坐标。将 $\alpha_1 = (K_1 - 2\pi/Z)$ 代入[1]的(8)式得:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= 2\pi/Z + A/2 - \arcsin\{[(y_1 - R_2) \sin^2(A/2 + \pi/Z)] / R_i \cos(A/2 + \pi/Z)\} \\ y_1 &= \cos(2\pi/Z + A/2 - \alpha_1) \cdot R_i \cdot \cos(A/2 + \pi/Z) + R_2 \sin^2(A/2 + \pi/Z) \\ x_1 &= (y_1 - R_2) \operatorname{tg}(A/2 + \pi/Z) \\ x_{3c} &= x_1 \cos(\pi/Z - \alpha_1) + y_1 \sin(\pi/Z - \alpha_1) + R_i \cdot \alpha_1 \\ y_{3c} &= -x_1 \sin(\pi/Z - \alpha_1) + y_1 \cos(\pi/Z - \alpha_1) - R_i \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

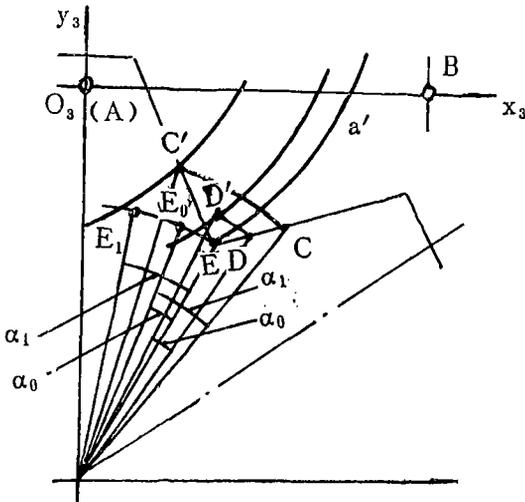


图4 $K_1 > 2\pi/Z$ 时起始啮合点坐标计算图

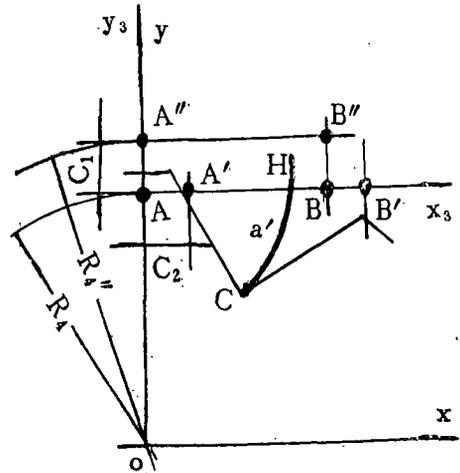


图5 移动铰链位置简图

将C点的坐标代入(1)式中,可求出链节齿形与链齿形干涉区的最下段曲线(相当于图2中EF段曲线)。根据齿形干涉或强度,在链齿廓CE段之间找一个适当点D作为起始啮合点(图4),链轮从原始起始啮合点转动 α_0 角度开始在D点啮合。则DC段对应链轮转动 $(\alpha_1 - \alpha_0)$ 角度,这就是前后二个链齿啮合时重叠啮合的角度。CD为可重叠啮合的齿廓段。

1.3 铰链位置向右移动

图5所示的铰链A、B位置向右移动一段距离,传动中链节先是平移后才转动,也能够加强齿根部的强度。

1.4 铰链位置向上移动

铰链位置上移,致使 R_4 加大为 R_4'' (图5),在节距P一定的情况下,所需链轮的中心转角 α 减小,使链轮齿面上的起始啮合点上移,也可增加齿的强度。

2 双向传动

在讨论单向传动时,链齿与链节齿在原始啮合点开始啮合的齿形显然是不可能实现双向传动的。若要双向传动,链节的齿形是以链节的中心线为对称轴。前后二个链轮结构参数一样,这才有可能实现链轮的双向运动。

图6所示,链节前铰链在 o_3y_3 轴上,由“包络—轨迹”法求出的修正齿形右侧齿廓曲线 a' ,及以 $P/2$ 为对称中心线求出与修正齿形右侧齿廓曲线 a' 对称的左侧齿廓曲线 m ,它们相交于E点。将左侧齿廓E点以上曲线处的坐标值代入式(1),求出曲线上各点在 (x_3, o_3, y_3) 坐标内的运动轨迹,找出它与前一链轮齿的右侧齿廓干涉区,只有链节的左侧齿廓与前一个轮齿右侧齿廓之间完全没有干涉,这才能使链节齿实现双向传动。

E点在 (x_3, o_3, y_3) 坐标系中坐标 (X_{3E}, Y_{3E}) ,

根据[1]的(12)式,

$$\begin{cases} X_{3E} = (x - P + R_i \cdot \alpha) \cos\theta - y \sin\theta + P - R_i \cdot \alpha \\ Y_{3E} = (x - P + R_i \cdot \alpha) \sin\theta - y \cos\theta \end{cases}$$

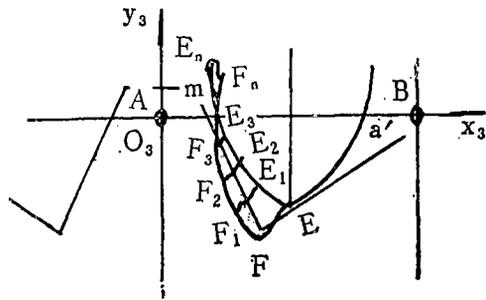
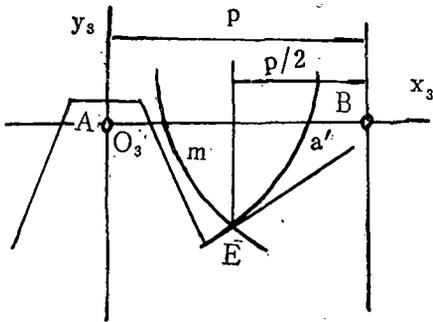


图6 前铰链在中间位置链节二侧齿形线交点图

图7 链节左侧齿形干涉区

式中因起始啮合点为E，所以 $X_{3E} = p/2$ ； R_i 由[1]式(10)给出值： $\alpha = \alpha_0$ 。

由[1]的(8)式可求出链轮转动 α 角时，直齿廓上啮合点的坐标 (x_1, y_1) 及链节平动齿形上啮合点坐标 (x, y) 。

$$\begin{cases} y_1 = \cos(2\pi/Z + A/2 - \alpha_0) \cdot R_1 \cos(A/2 + \pi/Z) + R_2 \cdot \sin^2(A/2 + \pi/Z) \\ x_1 = (y_1 - R_2) \cdot \text{tg}(A/2 + \pi/Z) \end{cases}$$

$$\begin{cases} x = (y_1 - R_2) \cdot \text{tg}(A/2 + \pi/Z) \cdot \cos(\pi/Z - \alpha_0) + y_1 \sin(\pi/Z - \alpha_0) + R_1 \cdot \alpha_0 \\ y = -(y_1 - R_2) \cdot \text{tg}(A/2 + \pi/Z) \cdot \sin(\pi/Z - \alpha_0) + y_1 \cos(\pi/Z - \alpha_0) - R_1 \end{cases}$$

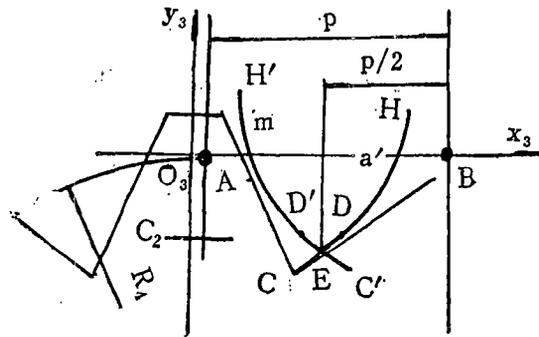
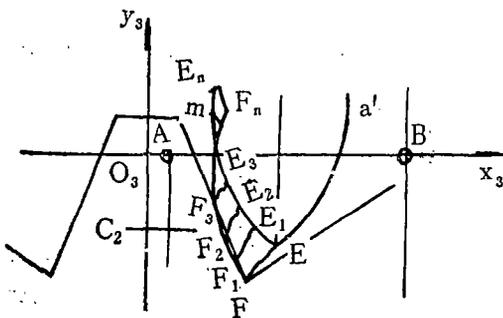


图8 铰链右移左侧齿廓运动区域

图9 铰链位置右移链节二侧齿形线交点图

在[1]的(12)式的推导过程中，已知

$$\theta = \text{arctg} [R_4(1 - \cos \alpha_0) / \sqrt{p^2 - R_4^2(1 - \cos \alpha_0)^2}]$$

将 x, y, θ 代入 $X_{3E} = (x - p + R_1 \cdot \alpha_0) \cos \theta - y \sin \theta + p - R_1 \cdot \alpha_0$

因 x, y, θ 均是 α_0 的函数，由 $X_{3E} = f(\alpha_0)$ 中解出 α_0 代入 Y_{3E} 等式中解出 Y_{3E} 值，即求出

曲线 a' 与 m 交点坐标。将左侧齿廓 E 点以上若干点坐标值代入(1)式中，找出它与前一链齿的右侧齿廓的干涉区(图7 阴影部分所示)。通常情况下，干涉现象是常会出现的。为避免干涉现象发生，除选用恰当的链结构参数外，采用链节的铰链位置右移(图8)，使左侧齿廓运动区域不和轮齿右侧齿廓相交，较方便地避免齿形的干涉。铰链 A, B 向右移动 C_2 距离，

在 (x_3, o_3, y_3) 坐标系中求出链节齿形右侧齿廓曲线 a' 及以 $(p/2 + c_2)$ 为对称中心线的左侧齿廓曲线 m 。它们分别是链节的平动段曲线 CD 、 $C'D'$ 和链节的转动段曲线 DH 、 $D'H'$ 组成(图9)。两条曲线相交于 E 点, 可求出 E 点在 (x_3, o_3, y_3) 坐标系中的坐标 (x_{3E}, y_{3E}) 。

E 点在齿廓曲线 CD 段上。此时链轮转过了 α_0 角度。由[1]的公式(8)求出链轮转过 α_0 角时, 直齿廓上啮合点坐标 (x_1, y_1)

$$y_1 = \cos(2\pi/Z + A/2 - \alpha_0) \cdot R_1 \cdot \cos(A/2 + \pi/Z) + R_2 \sin^2(A/2 + \pi/Z)$$

$$x_1 = (y_1 - R_2) \operatorname{tg}(A/2 + \pi/Z)$$

相应平动齿形啮合点坐标 (x_{3E}, y_{3E})

$$x_{3E} = x_1 \cos(\pi/Z - \alpha_0) + y_1 \sin(\pi/Z - \alpha_0) + R_1 \cdot \alpha_0$$

$$y_{3E} = -x_1 \sin(\pi/Z - \alpha_0) + y_1 \cos(\pi/Z - \alpha_0) - R_1$$

因 y_1, x_1, x_{3E} 均是 α_0 的函数, 且 $x_{3E} = c_2 + p/2$, 可解出 α_0 值。

把 x_1, y_1, α_0 代入 y_{3E} 等式可求出 y_{3E} 值(R_1 由[1]的公式(10)给出值)。

若 $K_1 = 2\pi/Z$, 除去 E 点以下段 EC , 在传动中 $(K_1 - \alpha_0) < 2\pi/Z$, 当链轮从 0° 转到 α_0 时, 链节在前一个链节铰链张力作用下产生平动, 此时由于链齿廓没有和链节齿廓接触, 在铰链张力作用下有使链节产生转动的趋势。在链的结构设计上只能允许链节作平动, 克服产生转动的趋势。

E 点在齿廓曲线的 DH 段上。此时链轮转过 $\alpha_s = (\alpha_0 + \alpha_1)$ 角度, α_0 为链节平动的转动角度, α_1 是链节修正齿形的转动角度。 $\alpha_0 = [(K_1 - 2\pi/Z) + C_2/R_1 \times 180^\circ/\pi]$ 。由[1]的(8)式求出链轮转动 $(\alpha_0 + \alpha_1)$ 角度时, 直齿廓上啮合点的坐标 (x_1, y_1) 及链节平动齿形上啮合点坐标 (x, y) 。

$$\begin{cases} y_1 = \cos(2\pi/Z + A/2 - \alpha_s) R_1 \cdot \cos(A/2 + \pi/Z) + R_2 \cdot \sin^2(A/2 + \pi/Z) \\ x_1 = (y_1 - R_2) \cdot \operatorname{tg}(A/2 + \pi/Z) \end{cases}$$

$$\begin{cases} x = (y_1 - R_2) \cdot \operatorname{tg}(A/2 + \pi/Z) \cdot \cos(\pi/Z - \alpha_s) + y_1 \sin(\pi/Z - \alpha_s) + R_1 \cdot \alpha_s - C_2 \\ y = -(y_1 - R_2) \cdot \operatorname{tg}(A/2 + \pi/Z) \cdot \sin(\pi/Z - \alpha_s) + y_1 \cos(\pi/Z - \alpha_s) - R_1 \end{cases}$$

从[1]的(12)式推导中可知:

$$\theta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \{ R_4 [1 - \cos(\alpha_s - \alpha_0)] / \sqrt{p^2 - R_4^2 [1 - \cos(\alpha_s - \alpha_c)]^2} \}$$

$$\alpha_s \text{ 从 } 0 \rightarrow \alpha_0, \theta = 0; \quad \alpha_s \text{ 从 } \alpha_0 \rightarrow \alpha_1, \theta \neq 0$$

将 x, y, θ 代入[1]的(12)式

$$\begin{cases} X_{3E} = (x - p + R_1 \cdot \alpha_s) \cos \theta - y \sin \theta + P - R_1 \cdot \alpha_s \\ Y_{3E} = (x - p + R_1 \cdot \alpha_s) \sin \theta + y \cos \theta \end{cases}$$

式中 $X_{3E} = p/2 + C_2$, R_1 是由式[1]的(10)得到, $\alpha_s = \alpha_0 + \alpha_1$ 。因 x, y, θ 均是 α_s 的函数, 由 $X_{3E} = f(\alpha_s)$ 中解出 α_s , 代入 Y_{3E} 等式中求出 Y_{3E} 值。

无论链节齿形右、左齿廓曲线 a' 、 m 的交点 E 是在链节的平动段曲线上, 还是在链节的

转动段曲线上,把曲线 m 上的 E 点以上曲线段若干点坐标值代入(1)式,可以作出如图2所示的 $EFF_n E_n$ 曲线,看是否与前一链轮齿的右齿廓是否有干涉现象,如有干涉现象则进一步向右移动铰链位置,设计出新的链节齿形,直到没有干涉现象为止。

3 啮合过程及单个铰链、轮齿受力分析

图10为链节齿与主动链轮在原始起始啮合点 C 开始啮合,前铰链 A 在 y_3 轴上,链节的齿廓是一条修正的齿形曲线 a' 。若前铰链 A 与 y_3 轴有一个 C_2 距离,链节齿形的齿廓曲线 b' 是由二段曲线组成,一段是平动时正常齿形曲线,一段是链节转动时的齿形修正曲线。在链传动啮合过程中,正常齿形曲线齿廓与链直齿廓是点接触滚动摩擦,而修正齿形曲线齿廓与轮齿齿廓之间有一个径向的相对滑动,产生摩擦力。现暂不考虑摩擦力,认为轮齿与链节齿在啮合过程中基本上是滚动摩擦。当主动轮开始回转时,啮合点是从直齿廓的底部逐渐向上部移动。如果 $K_1 > 2\pi/Z$,在设计中就有可能使传动中有二对齿同时啮合,这将提高传动的平稳性。

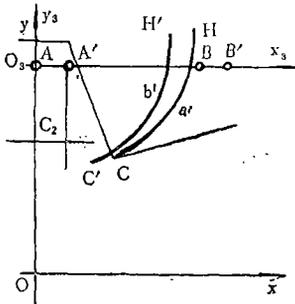


图 10 链节齿廓曲线

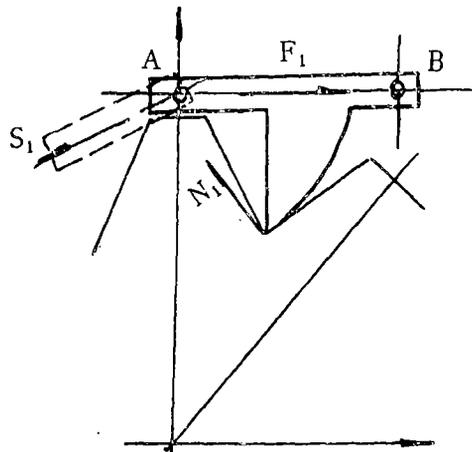


图 11 前铰链受力简图

图11表明链节受力状况。取铰链 A 作为分离体,铰链 A 受紧边张力 F_1 及齿面法向作用力 N_1 作用,有使铰链 A 向上的趋势,而啮入到固定位置的前一个链节在链轮的回转中,作用于 A 铰链一个张力 S_1 。在齿面法向作用力 N_1 和链节张力 S_1 共同作用下,克服紧边张力 F_1 使链节产生运动。齿面的法向作用力 N_1 在垂直方向和水平方向的分力是随啮合点的位置不同而大小不同,是一个变化的力。由图11看出在起始啮合点, N_1 在垂直方向分力最大,而在水平方向分力最小。啮合点越向上移动, N_1 的垂直方向分力变小,而水平方向分力变大。前一个到位的链节给予 A 铰链的张力 S_1 ,总使铰链 A 压向链轮的中心方向,在传动中它也是一个变化的力。

若铰链 A 取得静平衡(图12) $\vec{S}_1 + \vec{N}_1 = \vec{F}_1$,

$$S_1 / \sin(2\pi/Z + A/2 - \alpha) = F_1 / \sin(2\pi/Z + A/2 - \alpha + \theta) = N_1 / \sin(\theta)$$

可得 $S_1 = F_1 \sin(2\pi/Z + A/2 - \alpha) / \sin(2\pi/Z + A/2 - \alpha + \theta)$

$$N_1 = F_1 \sin(\theta) / \sin(2\pi/Z + A/2 - \alpha + \theta)$$

式中

F_1 —紧边张力

N_1 —轮齿作用于铰链 A 的法向力

S_1 —前一链节的张力

Z —链轮的齿数

A —链轮的齿顶角

α —链齿的转动角

θ —链节的转动角

$$(\theta = \arctg [R_4 (1 - \cos\alpha) / \sqrt{p^2 - R_4^2 (1 - \cos\alpha)^2}]$$

铰链 A 离 y_3 轴有一个距离 C_2 时, 为防止链节平动时的转动, 结构设计上要有一个附加机构, 在前一链节张力 S_1 作用下必产生一个附加摩擦力, 因而紧边张力 F_1 应把这一附加摩擦力考虑进去。

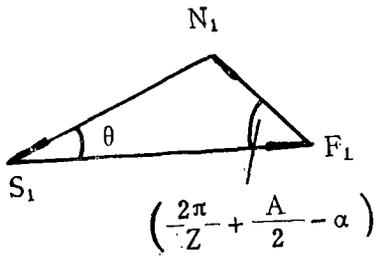


图 12 前铰链力平衡图

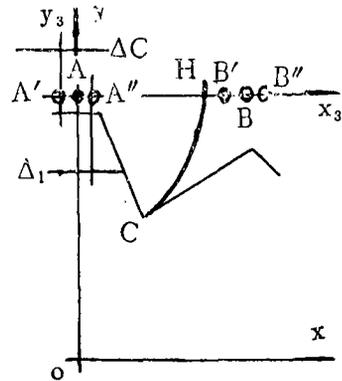


图 13 前铰链位置变动简图

4 链结构容纳链节的节距伸长能力

链条在工作过程中不可避免地因铰链磨损伸长, 节距的伸长破坏了传动的平稳性, 严重时会有脱齿的危险。链节的齿形是按一定的节距设计的, 节距的变化将使链轮的啮合点位置产生变化。若啮合起始位置不变, 则啮合终止点必定在轮齿廓的延长段上, 齿廓的工作段长度要放长。从[1]的(10)式的推导中可知, 链轮顶圆放大并不影响 R_i 的值。最终啮合点的外移使 $R_4 [= p/2/\sin(\pi/Z)]$ 变大, 会使铰链 A 的位置偏离 y_3 轴左侧 Δ_n 值(图13)。传动中铰链之间间隙 $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_n$ 是位于铰链运动方向的后侧, $\Delta_c = \Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_n$ 。链节的齿形不变, 起始啮合点位置不变, Δ_c 的变动量只是一段合成运动移动量, 因而在链节的齿形最后啮合点之后把曲线再延伸一段合成运动段曲线, 这就可较好地解决了节距的变化而不影响链传动的平稳性。

另外, 如把被动轮装在可自动调整中心距的机构上, 传动中自行绷紧各链节。铰链 A 位于 y_3 轴的右侧, 距 y_3 轴 Δ_1 距离。这使链轮的起始啮合位置提前, 能使链节的运动有点波动。把链轮直齿廓向外延伸一段, 链节齿形最后啮合点后移, 使修正齿形增加一段, 这能有助于在链节距增大情况下提高传动的平稳性。

参 考 文 献

[1] 杜康宁. 输送链的结构与齿形探讨(一). 无锡轻工业学院学报, 1987; 6(4)

A880205

500米³生物反应器K_La的测定技术《无锡轻工业学院学报》1988年,第7卷,第2期

关键词 体积氧系数(K_La); 活性污泥; 动态测量法
摘要 在500米³活性污泥生物反应器中,用动态测量法测定氧的体积传递系数(K_La),本文提供了一种简便方法。这种方法对有机废水处理有实用意义。

作者: 郑学翔

A880206

食品工业用圆锥形微型旋液分离器的基本性能研究及优化设计《无锡轻工业学院学报》1988年,第7卷,第2期

关键词 旋液分离器; 离心沉降; 压力降; 边界粒度; 底流率; 优化尺寸
摘要 本文对食品用微型旋液分离器的基本性能进行了研究和探讨,通过相似理论和实验手段,得出了主要性能参数(压力降,边界粒度,底流率)的经验公式。对旋液分离器的几何尺寸进行了优化设计,得到了一组适用于淀粉生产的微型旋液分离器的最优相对几何尺寸。

作者: 陆振曦 高福成 王青英

A880207

输送链的结构与齿形探讨(二)——修正齿形链传动及齿形干涉《无锡轻工业学院学报》1988年,第7卷,第2期

关键词 输送链; 链传动; 修正齿形; 齿形干涉
摘要 本文阐述用“包络—轨迹”法修正齿形的齿形链在传动中齿形干涉区的确定,单向传动中增强齿强度的途径,双向传动中避免齿形干涉的设计方法。最后讨论了链节的受力分析,链传动结构容许节距伸长能力问题。

作者: 杜康宁

A880208

液位控制系统《无锡轻工业学院学报》1988年,第7卷,第2期

关键词 高位槽; 液位; 对象; 特性
摘要 本文介绍采用TP—801单板机来实现高位槽液位的直接数字控制系统。

作者: 盛炳乾

A880205

MEASURING TECHNIQUES OF $K(L_a)$ IN 500(m³) BIOLOGICAL REACTOR 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》 Vol. 7, No. 2, 1988

ABSTRACT

The volumetric oxygen transfer coefficient ($K(L_a)$) is measured in 500(m³) activated sludge reactor by dynamic measurement. This paper provides a simple method, which is of practical value to organic sewage treatment.

SUBJECTWORDS

volumetric oxygen transfer coefficient($K(L_a)$); activated sludge

Author: Zheong Xuexiang

A880207

AN APPROACH TO THE STRUCTURE AND TOOTH SHAPE OF TRANSPORT CHAIN (2) 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》 Vol. 7, No. 2, 1988

ABSTRACT

The determination of interference zone of tooth shape designed by "envelope path" method, the way of angmenting tooth strength in one-way transmission, and the method of avoiding interference of tooth profile in both direction transmission are described in chain drives. Finally, the analysis of the force attached to chain tooth and the capability for permitting pith to get longer are discussed.

SUBJECTWORDS

transport chain; chain drives; corrected tooth profile

Author: Du Nanqing

A880206

THE INVESTIGATION OF THE CHARACTERISTICS OF MINI-HYDROCYCLONE FOR FOOD INDUSTRY AND ITS OPTIMAL DESIGN 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》

Vol. 7, No. 2, 1988

ABSTRACT

This paper gives the systematic research on the main characteristics of the hydrocyclone in food industry, empirical formulas of its characteristic parameters (pressure drop, cut size, and underflow rate) obtained by the theory of similarity and experiment, the optimal design to geometric size of the hydrocyclone, and the most optimal geometric size for starch industry.

SUBJECTWORDS

hydrocyclone; centrifugal sedimentation; pressure drop; cut size

Author: Lu Zhenxi; Gao Fucheng; Wang Qiying

A880208

THE LEVEL CONTROL SYSTEM 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》

Vol. 7, No. 2, 1988

ABSTRACT

This paper elaborates on a direct digital control system of level and the control system is going to be operated by the microcomputer TP-801.

SUBJECTWORDS

High-level trough; level; object; characteristic

Author: Cheng Bingqian