

①6
89-94

内齿行星齿轮传动系统参数动态优化

Dynamic Optimization of System Parameters For the Epicyclic Gear Drive with Internal Tooth

TH132.425

朱才朝^①
Zhu Caichao

秦大同^②
Qin Datong

李润方^②
LiRunfang

陈宗源^②
Cheng Zongyuan

(① 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆, 630044; ② 重庆钢铁设计院; 第一作者 29 岁, 男, 讲师, 博士生)

摘要 在讨论啮合力变化规律和考虑惯性力的情况下, 推导出三环减速器各轴承受力计算公式, 并对影响轴承受力的系统参数进行了优化, 为正确设计三环减速器, 减少轴承动载荷, 提高使用寿命, 提供可靠的依据。

关键词 内齿行星齿轮; 受力分析; 动态最优化

中国图书资料分类法分类号 TH132.425

行星齿轮传动, 参数优化

ABSTRACT The epicyclic gear drive with internal tooth has been analysed, the formula has been also deduced for computing the inertial force and change of contact force, and the dynamic optimization of system parameters for the force of bearing has been carried, it has given a reliable proof to reduce the dynamic load and prolong the life of bearing of three--ring type reducer.

KEYWORDS epicyclic gear with internal tooth; force analysis; dynamic optimization

0 引 言

渐开线少齿差行星传动按传动型式可分为 N 型(K-H-V 型)和 NN 型(2K-H 双内啮合

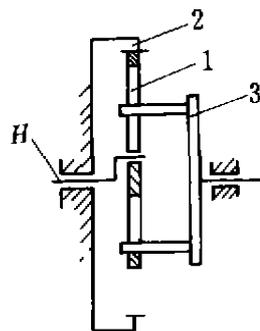


图 1 N 型少齿差行星传动
1. 外齿行星轮; 2. 内齿中心轮;
3. 输出机构; H. 转臂

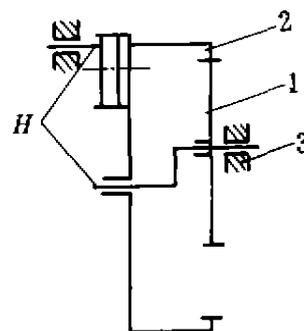
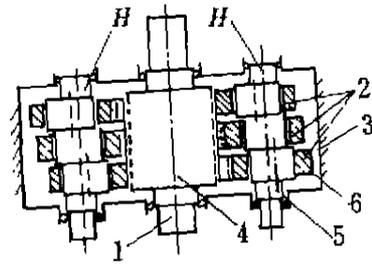


图 2 内齿行星齿轮传动
1. 外齿中心轮; 2. 内齿行星轮;
3. 机架; H. 转臂

• 收文日期 1996-06-10
国家重点实验室开放基金资助项目

型)两大类。内齿行星齿轮传动是将图1所示的N型少齿差行星传动中的行星轮变为中心轮,中心轮变为行星轮,再增添一转臂偏心轴H,即得如图2所示的N型内齿行星齿轮传动机构。



N型内齿行星齿轮传动的基本结构型式之一——三环减速器(图3),是我国首创的新型传动*,其特点是当输入轴旋转时,行星轮不是作摆线运动,而是通过一双曲柄机构引导作圆周平动,因而与原同轴少齿差行星传动相比,具有承载能力强,传动效率高等一系列优点^[1]。但由于这种传动问世时间不长,许多问题尚未研究清楚,目前的设计和系列化工作只能靠简单类比进行,缺乏可靠的理论依据。尤其对单轴输入偏置式传动,转臂轴承受力情况恶劣,振动、冲击、磨损严重,因而开展对该新型传动,特别是系统参数对轴承受力情况影响的研究,显得十分迫切和必要。

图3 三环减速器基本构造

- 1. 输出轴, 2. 内齿行星轮, 3. 机架, 4. 外齿中心轮;
- 5. 支承轴承, 6. 转臂轴承; H. 转臂偏心输入轴

1 受力分析

1.1 转臂轴承受力分析

低速轴偏置式三环减速器在实际应用中振动、冲击、噪声问题最突出。在这种配置方式中,低速轴位于两个偏心轴A和B的一侧,其内齿板受力如图4所示。当A轴为输入轴,任意转角 φ 时,A轴通过转臂轴承传给内齿板的力有 F_{A1} 、 F_{A2} ,B轴通过转臂轴承传给内齿板的力只有 F_{B1} ,负载通过外齿轮传给内齿板的力为 F_n ,该力在不考虑摩擦的条件下切于基圆,指向啮合点,内齿板重力为G,惯性力为P,作用于质心O,方向如图4所示。

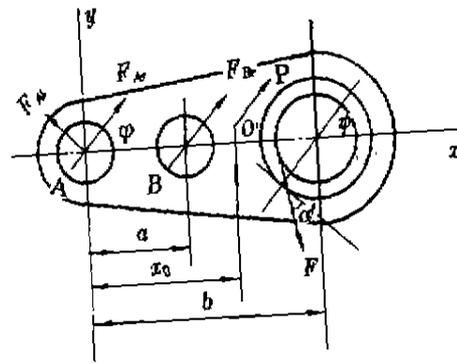


图4 内齿板受力分析

由受力平衡条件得:

$$\begin{cases} F_{A1}\cos\varphi - F_{A2}\sin\varphi + F_{B1}\cos\varphi + P\cos\varphi + F_n\sin(\varphi - \alpha') = 0 & (1) \\ F_{A1}\sin\varphi + F_{A2}\cos\varphi + F_{B1}\sin\varphi + P\sin\varphi - G - F_n\cos(\varphi - \alpha') = 0 & (2) \\ F_{A1}\sin\varphi + P\sin\varphi - P y_0\cos\varphi - G x_0 + F_n\sin(\varphi - \alpha')r_b\sin(\varphi - \alpha') - F_n\cos(\varphi - \alpha')(b - r_b\cos(\varphi - \alpha')) = 0 & (3) \end{cases}$$

其中 α' 为啮合角, r_b 为内齿轮基圆半径,其余符号意义如图4。

求解上述方程组得:

* 陈宗源. 齿轮减速器的发展及三环传动研究. 四川省第七届机械传动学术论文集, 1992

$$\begin{cases} F_{Ax} = F_a \cos \alpha' + G \cos \varphi & (4) \\ F_{By} = \frac{1}{a \sin \varphi} [F_a b \cos(\varphi - \alpha') - F_a r_b + P y_0 \cos \varphi - P x_0 \sin \varphi + G x_0] & (5) \\ F_{By} = F_a \sin \alpha' - P + G \sin \varphi - F_{By} & (6) \end{cases}$$

由三块内齿板中任意两块相位相差 120° , 按同样方法得第 j 块内齿板受力为:

$$\begin{cases} F_{A_j} = F_a \cos \alpha' + G \cos(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1)) & (7) \\ F_{B_j} = \frac{1}{a \sin(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1))} (F_a b \cos(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1) - \alpha') - F_a r_b + G x_0 & (8) \\ \quad + P y_0 \cos(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1)) - P x_0 \sin(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1))) \\ F_{B_j} = F_a \sin \alpha' - P + G \sin(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1)) - F_{B_j} \quad j = 1, 2, 3 & (9) \end{cases}$$

设输入轴 A 上所受力矩为 T_A , 偏心距为 e , 则:

$$T_A = \sum_{j=1}^3 F_{A_j} \cdot e = e \cos \alpha' \sum_{j=1}^3 F_{A_j} \quad (10)$$

$$\text{即: } \sum_{j=1}^3 F_{A_j} = \frac{T_A}{e \cdot \cos \alpha'}$$

从式(8)可知, F_{B_j} 表达式中分母为正弦函数, 当其值为 0 时, F_{B_j} 无穷大, 这是不可能的, 故可推知当该正弦函数值趋于 0 时, F_{A_j} 也趋于 0, 才使其有一确定值。加之每块环板啮合运动变化规律相同, 且呈周期变化, 故可认为各齿板上啮合力变化规律也相同, 且幅值相等, 为:

$$F_{A_j} = F_0 \sin^2(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1)) \quad j = 1, 2, 3 \quad (11)$$

$$\text{将(11)式代入(10)整理得: } F_0 = \frac{2T_A}{3e \cos \alpha'} \quad (12)$$

因重力相对较小, 可忽略, 内齿板对称于 x 轴, y_0 等于 0。将式(11)代入式(7)(8)(9)简化得:

$$\begin{cases} F_{A_j} = F_0 \sin^2(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1)) \cos \alpha' & (13) \\ F_{B_j} = \frac{F_0}{a} \sin(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1)) (b \cos(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1) - \alpha') - r_b) - \frac{P x_0}{a} & (14) \\ F_{B_j} = F_0 \sin^2(\varphi + \frac{2\pi}{3}(j-1)) \sin \alpha' - F_{B_j} - P & (15) \end{cases}$$

$j = 1, 2, 3$

各转臂轴承合力为:

$$\begin{cases} F_{A_j} = (F_{A_j}^2 + F_{A_j}^2)^{1/2} & (16) \\ F_{B_j} = |F_{B_j}| & j = 1, 2, 3 \quad (17) \end{cases}$$

1.2 两高速轴支承轴承受力分析

如图 5 所示, $F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bx}, F_{By}$ 分别为 $F_{A_j}, F_{A_j}, F_{B_j}$ 在坐标系 x 和 y 方向的分量, q_x, q_y 分别为转臂偏心惯性力在 x, y 方向的分量, N, H 分别为支承轴承反力。

对输入轴列平衡方程:

$$\begin{cases} N_{z1} + H_{z1} + F_{ax1} + F_{ax2} + F_{ax3} + q_{x1} + q_{x2} + q_{x3} = 0 & (18) \\ N_{y1} + H_{y1} + F_{ay1} + F_{ay2} + F_{ay3} + q_{y1} + q_{y2} + q_{y3} = 0 & (19) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 2H_{e1}(L_1 + L_2) + (F_{a3} + q_{r3})(L_1 + 2L_2) \\ + (F_{a2} + q_{r2})(L_1 + L_2) + (F_{a1} + q_{r1})L_1 = 0 \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{cases} 2H_{e1}(L_1 + L_2) + (F_{a3} + q_{r3})(L_1 + 2L_2) \\ + (F_{a2} + q_{r2})(L_1 + L_2) + (F_{a1} + q_{r1})L_1 = 0 \end{cases} \quad (21)$$

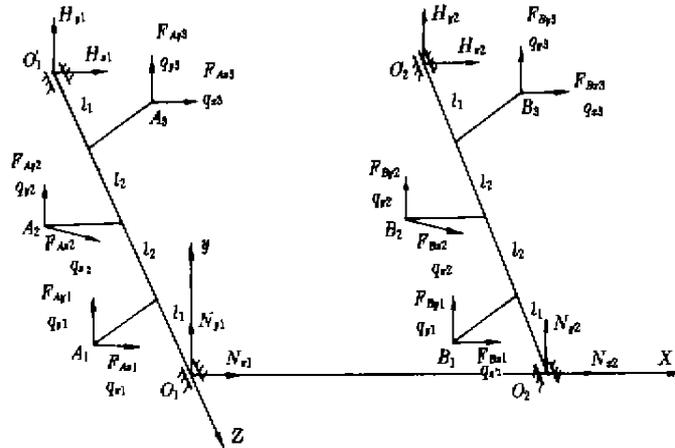


图 5 两高速轴受力分析

解上述方程组得:

$$\begin{cases} H_{e1} = -\frac{1}{2(L_1 + L_2)}((F_{a3} + q_{r3})(L_1 + 2L_2) + (F_{a2} + q_{r2})(L_1 + L_2) \\ + (F_{a1} + q_{r1})L_1) \end{cases} \quad (22)$$

$$\begin{cases} H_{e1} = -\frac{1}{2(L_1 + L_2)}((F_{a3} + q_{r3})(L_1 + 2L_2) + (F_{a2} + q_{r2})(L_1 + L_2) \\ + (F_{a1} + q_{r1})L_1) \end{cases} \quad (23)$$

$$N_{e1} = -H_{e1} - F_{a1} - F_{a2} - F_{a3} - q_{r1} - q_{r2} - q_{r3} \quad (24)$$

$$N_{e1} = -H_{e1} - F_{a1} - F_{a2} - F_{a3} - q_{r1} - q_{r2} - q_{r3} \quad (25)$$

输入轴承合力为:

$$\begin{cases} H_1 = (H_{e1}^2 + H_{t1}^2)^{1/2} \end{cases} \quad (26)$$

$$\begin{cases} N_1 = (N_{e1}^2 + N_{t1}^2)^{1/2} \end{cases} \quad (27)$$

同理可求得支承轴轴承反力:

$$\begin{cases} H_{e2} = -\frac{1}{2(L_1 + L_2)}((F_{a3} + q_{r3})(L_1 + 2L_2) + (F_{a2} + q_{r2})(L_1 + L_2) \\ + (F_{a1} + q_{r1})L_1) \end{cases} \quad (28)$$

$$\begin{cases} H_{e2} = -\frac{1}{2(L_1 + L_2)}((F_{a3} + q_{r3})(L_1 + 2L_2) + (F_{a2} + q_{r2})(L_1 + L_2) \\ + (F_{a1} + q_{r1})L_1) \end{cases} \quad (29)$$

$$N_{e2} = -H_{e2} - F_{a1} - F_{a2} - F_{a3} - q_{r1} - q_{r2} - q_{r3} \quad (30)$$

$$N_{e2} = -H_{e2} - F_{a1} - F_{a2} - F_{a3} - q_{r1} - q_{r2} - q_{r3} \quad (31)$$

支承轴轴承合力为

$$\begin{cases} H_2 = (H_{22}^2 + H_{32}^2)^{1/2} & (32) \\ N_2 = (N_{22}^2 + N_{32}^2)^{1/2} & (33) \end{cases}$$

对 SHQ630 型, 110 布置三环减速器(即输出轴偏置式), 其基本参数为 $z_1=81, z_2=83$, 输入转速 $n=1500 \text{ r/min}$, 模数 $m=5 \text{ mm}$, 齿形角 $\alpha=20^\circ$, 啮合角 $\alpha'=35^\circ$, 输出力矩 $T_0=2000 \text{ N}\cdot\text{m}$, $a=285 \text{ mm}, b=630 \text{ mm}, x_0=315 \text{ mm}, L_1=51 \text{ mm}, L_2=70 \text{ mm}$, 齿板质量 $M_2=85 \text{ kg}$, 计算可得 $0\sim 360^\circ$ 各轴承载荷变化曲线如图 6 所示。从这些曲线可以看出:

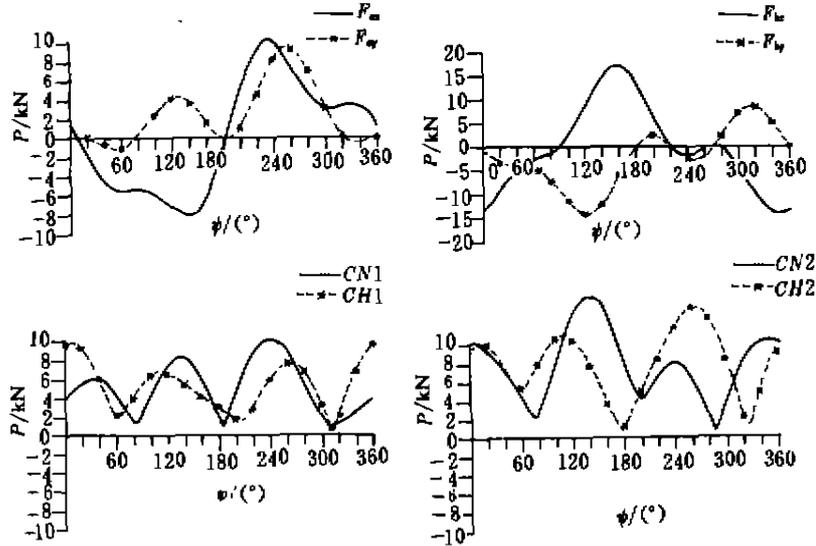


图 6 各轴承受力曲线图

- 1) 各轴及轴承受周期交变载荷作用, 可能造成轴及轴承疲劳破坏或其它形式早期破坏, 以及轴承微动磨损和发热;
- 2) 支承轴上轴承载荷大于输入轴上相应轴承载荷, 各箱体轴承受周期冲击载荷作用, 导致箱体整体振动;
- 3) 环板过死点位置时产生水平和垂直方向的冲击, 反映冲击力的存在, 水平方向冲击大于垂直方向冲击, 导致箱体水平振动显著。

2 系统参数优化

尽管三环减速器能大幅度降低转臂偏心轴承载荷, 但从上面的分析计算可以看出, 各轴承特别是支承轴上轴承受力状况还是较恶劣, 在设计三环减速器时, 可通过对系统参数进行优化, 以进一步降低轴承载荷及其变化幅值, 以提高其使用寿命, 减少振动冲击。

从上面轴承受力计算公式知, 在保证减速器的传动比和中心距不变的情况下, 各轴承载荷受到 a, x_0, α', m 及齿宽 c 等系统几何参数的影响, 在对系统参数进行优化时, 选择设计变量 $x = \{a, x_0, \alpha', m, c\}^T$, 使在 $0\sim 360^\circ$ 范围内各箱体轴承所受最大动载荷最小, 即:

$$F = \{ (N_j, H_j)_{\phi=0\sim 360^\circ} \}_{\max} \rightarrow \min$$

同时, 根据该齿轮传动的具体结构形式, 满足其性能、几何边界、强度及各类干涉的约

束。

利用罚函数法将约束优化问题转化为无约束优化问题,调用无约束优化问题的 powell 法,一维优化选用黄金分割法^[2],利用前面一组参数,取 $x = \{285., 315., 35., 5., 46.\}^T$ 为初始值,优化后得: $x^* = \{317., 284., 42., 5., 37.\}^T$,此时各轴承受力变化曲线如图 7。

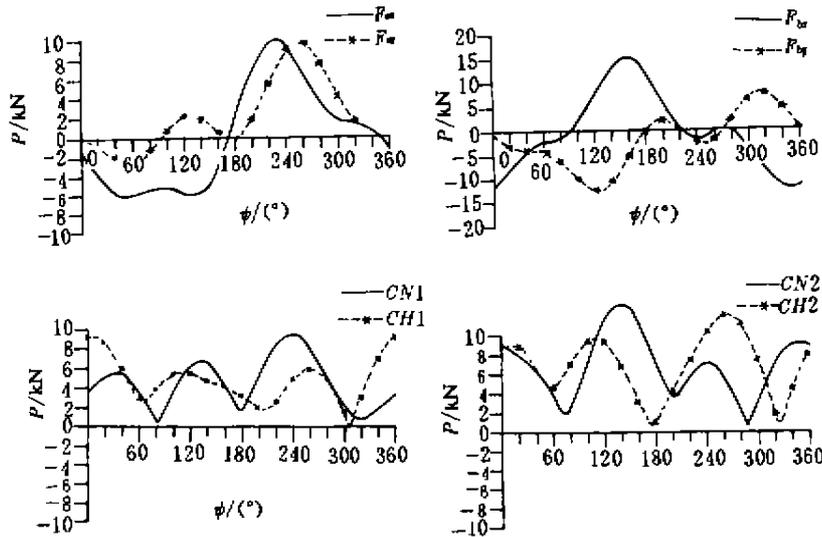


图 7 各轴承受力曲线图

由此可见,经优化后各轴承动载荷幅值均有所下降,特别是水平方向动载荷下降幅度明显。

3 结 论

1) 单齿板上的啮合力不恒定,在分析其变化规律后,推导出考虑惯性力情况下各轴承受力计算公式;

2) 系统几何参数对轴承受力有一定影响,提出利用优化方法来正确选择几何参数,以最大幅度降低动载荷幅值,提高使用寿命,减少振动、冲击和噪声;

3) 通过对 SHQ630 三环减速器优化表明:尽可能增大 a 和 a' ,使齿板质心 x_0 落入两高速轴之间可降低轴承动载荷幅值;

4) 尽管通过选择几何参数能降低动载荷幅值,但各轴承仍受交变载荷作用,表明冲击力的存在,导致在使用中振动、冲击、磨损、发热等现象不可避免。

参 考 文 献

- 1 应海燕,杨锡和. K-H 型三环减速器的研究. 机械传动,1992,16(4):37~43
- 2 朱才朝,彭琳. 动力减振器的优化设计. 机械,1994,21(1):17~19