

大高变位齿轮传动的动力学分析

陈一萍

(广州市花都区技工学校, 广东 广州 510800)

摘要:针对大变位齿轮真实工况下的动态问题,通过建立齿轮副扭转振动模型研究了大高变位条件下单对齿轮的动力学性能,采用一种准线性的迭代解法求得此非线性方程的数值解,并讨论了变位系数对动载荷、重合度及节点所处位置等的影响。研究结果表明,变位系数大于1时,动载系数全面减小。

关键词:变位齿轮;动力学;数值解;重合度

中图分类号:TH113.2+2;TH132.41

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)12-1465-04

Dynamics analysis on transmission of major profile shifted gears

CHEN Yi-ping

(A Skilled Workers' School of Guangzhou Huadu, Guangzhou 510800, China)

Abstract: Aiming at the difference between dynamic conditions and static condition for large profile shifted gears, single pair gear's dynamic properties were studied under the condition of large profile shifted gears with the model of gear pairs vibration. The numerical solution of the non-linear equation was found by a quasi-linear iterative method. The shifted coefficient's influence on dynamic load, overlap and junction position was also covered as well. The results indicate that the dynamic load factor overall decreases when the modification coefficient is greater than 1.

Key words: profile shifted gears; dynamics; numerical solution; overlap

0 引言

大变位齿轮在实际生产中已有应用,水泥工业最多,其他工业部门也在逐渐扩大和增多,而且它的优越性在应用中得到了肯定。如:湖南省武冈市水泥厂 $\Phi 2.2/2.0 \times 40$ m的小型回转窑上使用的大变位齿轮,运转了14年,使用条件比较恶劣,但从未产生过任何问题。在水泥工业中,当前有许多水泥厂应用大变位齿轮来改造旧有磨机上的大小齿轮。如宝庆水泥厂将 $\Phi 1.83 \times 6.1$ m管磨机的旧有大小齿轮改换成大变位齿轮后,运转比以前明显平稳,噪音显著减小,使用寿命大为提高。采用大变位齿轮修复废旧的磨机大齿圈具有显著的经济效益。

采用变位的方法能够调整啮入点的位置,从而减小啮入冲击、降低噪声,同时,大于1的变位还能避免

节圆冲击。所以,变位齿轮在实际应用中用得越来越广泛了。从文献可知,对变位齿轮的研究,主要是考虑各种静态因素,如根切、干涉、齿顶厚度、重合度等,很少看到在选择变位系数时考虑其对齿轮动力学性能的影响。对于直齿轮变位,G.Niemannhe和M.Uterberger得出这样的结论^[1]:变位后使得节点位于双齿啮合区内,可以降低噪声。这是因为此时节圆冲击比节点位于单齿啮合区内时要小的缘故。库德略采夫也得到同样的结论。舒列依科则研究发现变位系数为 ± 0.8 ,分度圆压力角为 28° ,节点位于双齿啮合区内的直齿轮,与标准齿轮相比,噪声显著减小,接近于斜齿轮的噪声^[2]。

本研究针对大变位齿轮真实工况下的动态问题,通过建立齿轮副扭转振动模型,研究大高变位条件下单对齿轮的动力学性能。

1 动力学模型和方程的建立

本研究主要探讨大变位条件下单对齿轮的动力学性能,故选用齿轮副扭转振动模型作为研究对象,如图 1 所示,该模型相对比较简单,考虑了摩擦、阻尼、时变刚度等因素。许多研究者在与变位齿轮有关的诸多研究文献中都采用了这种模型^[3-4]。

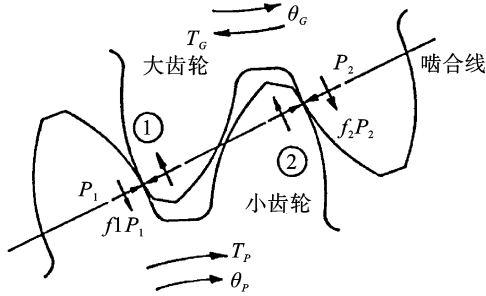


图 1 齿轮副扭转振动模型

其动力学方程为:

$$J_P \ddot{\theta}_P = T_P - r_{b1}(F_A + F_B) \pm \rho_{A1} f_1 F_A \mp \rho_{B1} f_2 F_B \quad (1)$$

$$J_G \ddot{\theta}_G = r_{b2}(F_A + F_B) - T_G \mp \rho_{A2} f_1 F_A \pm \rho_{B2} f_2 F_B \quad (2)$$

引入 $\delta_r = -TE_d = r_{b1}\theta_1 - r_{b2}\theta_2$, e_A 、 e_B 分别为齿轮 1、2 在啮合点 A、B 处的总的齿形误差,有:

$$\begin{aligned} P_A &= K_A(\delta_r - e_A) \\ P_B &= K_B(\delta_r - e_B) \end{aligned} \quad (3)$$

由式(1)、式(2)得:

$$\ddot{\delta}_r + \omega_n^2 \delta_r = \psi_r \quad (4)$$

式中: $\omega_n^2 = [K_A(G_1^A M_2 + G_2^A M_1) + K_B(G_1^B M_2 + G_2^B M_1)] / M_1 M_2$, $\psi_r = [(M_1 + M_2)P_s + K_A e_A(G_1^A M_2 + G_2^A M_1) + K_B e_B(G_1^B M_2 + G_2^B M_1)] / M_1 M_2$, $G_1^A = 1 \mp \rho_{A1} \mu_A / R_{b1}$ (节点之前取‘-’;节点之后取‘+’), $G_1^B = 1 \pm \rho_{B1} \mu_B / R_{b1}$ (节点之前取‘+’;节点之后取‘-’), $G_2^A = 1 \mp \rho_{A2} \mu_A / R_{b2}$ (节点之前取‘-’;节点之后取‘+’), $G_2^B = 1 \pm \rho_{B2} \mu_B / R_{b2}$ (节点之前取‘+’;节点之后取‘-’), $P_s = T_1 / R_{b1} = T_2 / R_{b2}$, 等效质量 $M_1 = J_1 / R_{b1}^2$, $M_2 = J_2 / R_{b2}^2$ 。

考虑粘性阻尼力 $2\xi\omega_n\dot{\delta}_r$, 则方程变为:

$$\ddot{\delta}_r + 2\xi\omega_n\dot{\delta}_r + \omega_n^2 \delta_r = \psi_r \quad (5)$$

式中: K_A 、 K_B 、 μ_A 、 μ_B —时变的参数,也即是啮合位置的函数。

齿轮的转动惯量的计算公式为:

$$J_i = (\frac{\pi Z_i^4}{32} + C_0 X_i) m^4 B \rho \quad (6)$$

式中: m 、 Z_i 、 X_i 、 B 和 ρ —模数、齿数、变位系数、齿宽和

密度; $C_0 = -2\,818.2 + 267.74Z_i - 8.373\,8Z_i^2 + 0.844\,3Z_i^3$ 。

2 动力学方程的数值解

因为啮合刚度和摩擦系数是随啮合位置的变化而变化的,方程的系数不是常量。这样的非线性方程的解法通常有有限元法、摄动法、差分法、幂级数法以及较常用的 Runge-Kutta 法。这里采用一种准线性的迭代解法来求得此方程的数值解。

一个轮齿的啮合周期 T 是从啮合的起始点 IP (initial point) 算起,到单齿啮合的最高点 HPSTC (highest point of single tooth contact) 结束。在输入力矩为常量的假设下,每一个轮齿都重复同样的啮合过程。在这种准线性方法中,将一个周期等分为 n 份,每一个微小时间间隔 $\Delta t = T/n$ 。在每一个微时间间隔段中, ω_n 、 ψ_r 可以视为常数 $\overline{\omega_n}$ 和 $\overline{\psi_r}$ 。这样在微时间间隔 Δt 内,可得到方程的解析解^[5-7]。

$$\delta_r(t) = e^{-\xi\overline{\omega_d}t} (C_1 \cos\overline{\omega_d}t + C_2 \sin\overline{\omega_d}t) + \frac{\overline{\psi_r}}{\overline{\omega_n}} \quad (7)$$

其中, $\overline{\omega_d} = \sqrt{1 - \xi^2} \overline{\omega_n}$

积分常数 C_1 和 C_2 是从迭代过程中得到的。本研究先假设一个初始值:

$$\delta_r(0) = \delta_{r0};$$

$$\dot{\delta}_r(0) = \dot{\delta}_{r0}。$$

然后,每次迭代,均以上次计算得到的 δ_r 和 $\dot{\delta}_r$ 作为初始状态。重复这个过程,直到一个周期的最后,得到 $\delta_r(T)$ 和 $\dot{\delta}_r(T)$ 。如果 $\delta_r(T)$ 、 $\dot{\delta}_r(T)$ 与最初假定的初始值 $\delta_r(0)$ 、 $\dot{\delta}_r(0)$ 不等的话,则将 $\delta_r(T)$ 、 $\dot{\delta}_r(T)$ 作为新的初始值再重新进行同样的迭代过程。这样的迭代过程重复进行,直到得到一个收敛的结果。很明显,这种解法成立的前提是每对齿的误差相同,且系统达到稳定状态。

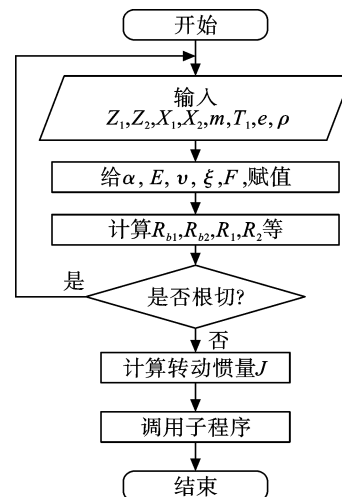


图 2 主程序流程图

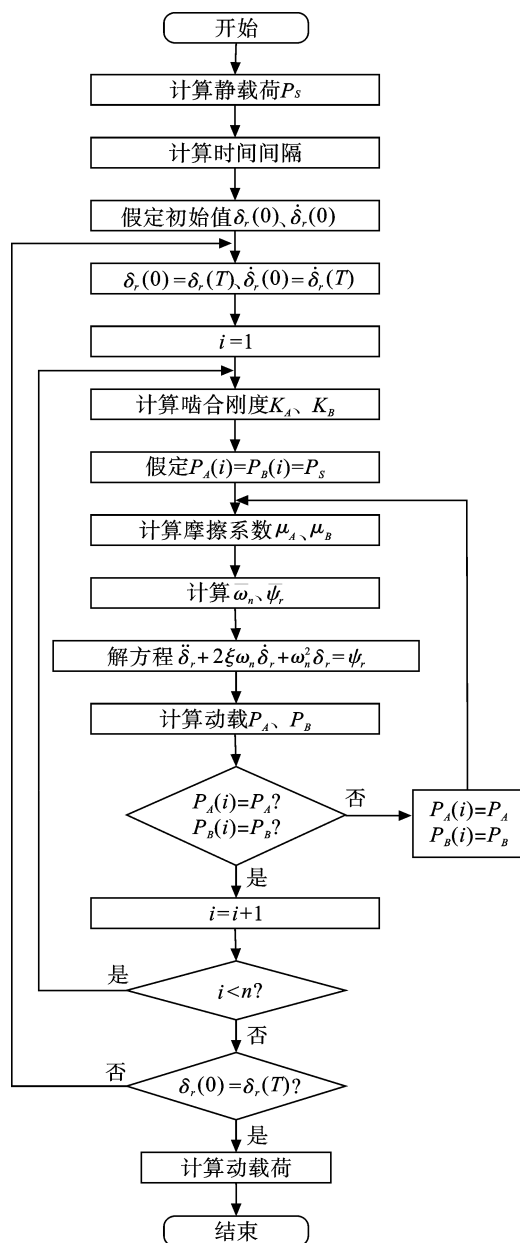


图3 子程序流程图

在本研究的仿真计算中,不仅仅仿真一个啮合周期 T ,而是仿真一个齿从啮入到啮出的全过程,以得到一个齿从啮入到啮出全过程的信息。这个准线性的迭代过程的程序流程框图如图2、图3所示^[8]。

3 变位对齿轮动态性能的影响

3.1 对动载荷的影响

虽然目前对变位齿轮的应用已经很广泛了,但是变位系数对齿轮系统动力学性能的影响讨论得很少,尤其是对大变位的齿轮,即能使节点位于双齿啮合区,甚至产生节点后啮合的齿轮的动力学性能讨论得很少。因为大变位齿轮适用于三大一多(即大模数、大速比、大直径和多齿数的齿轮)的齿轮传动,本研究取 $Z_1=37, Z_2=180, m=36$, 齿宽为 $B=650$ mm 的齿轮

在 $T_1=5\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 载荷下研究等移距变位对齿轮动载荷的影响^[9],如图4所示。

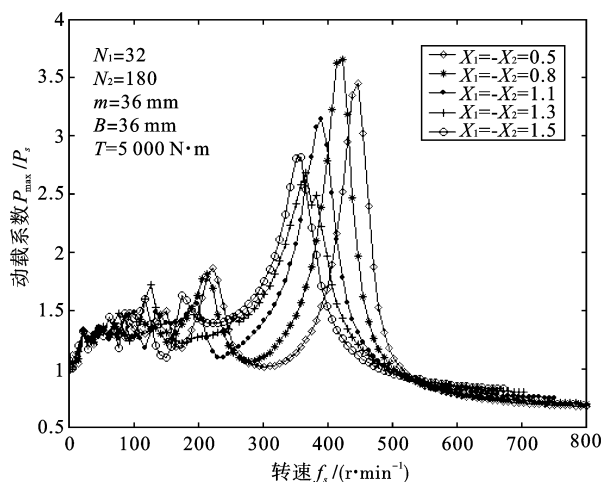
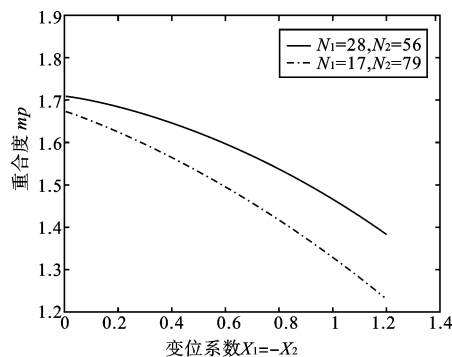


图4 变位系数的影响

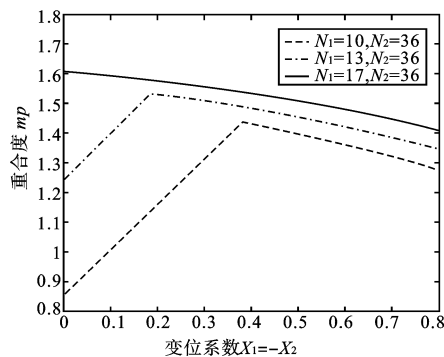
由图4可知:变位系数对齿轮动载荷的影响在不同的转速下是不同的。随着变位系数的增加,动载系数却是增大的;当变位系数大于1的时候,动载系数会全面减小,这跟文献[10]的论述是吻合的。

3.2 对刚度、重合度、节点所处的位置的影响

变位后将引起多种因素的变化,从而使导致齿轮动载荷变化的因素很复杂。变位后主要影响的是啮合刚度、重合度、节点所处的位置等因素。这些因素的变化将综合影响齿轮的动载荷。

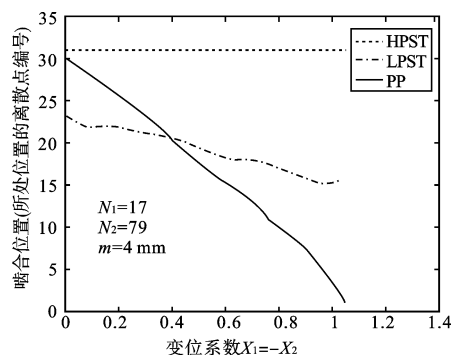


(a) 无根切时重合度变化曲线

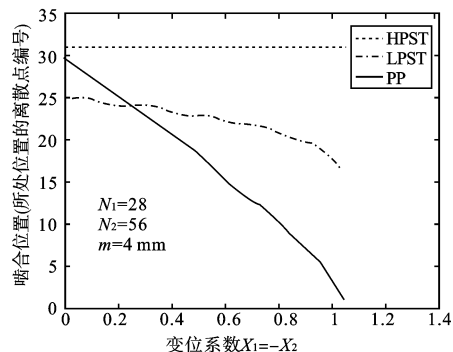


(b) 有根切时重合度变化曲线

图5 重合度变化曲线



(a) 节点所处位置情况一



(b) 节点所处位置情况二

图 6 节点所处位置

本研究通过数值仿真发现,等移距变位齿轮随着变位系数的增加,重合度略有减小,如图 5(a)所示,但是当参与啮合的一对齿轮存在根切时,由于根切使得啮合不能充分利用啮合线的长度,重合度比较低,此时如果进行适当的变位,将会减小根切量,从而提高重合度,当变位系数使得根切变为零时,重合度达到最大,此时如果继续增加变位系数,重合度就开始减小,如图 5(b)所示。

当节点位于双齿啮合区内时,比节点位于单齿啮合区内时噪声要小,甚至为了完全避免节圆冲击,而采用节点后啮合齿轮^[11-16]。节点所处位置如图 6 所示,采用等移距变位后,节点多数情况下处于双齿啮合区,这对减小齿轮动载荷是有利的(图中 HPST 和 LPST 曲线之间的部分为单齿啮合区)。

由以上分析可知,等移距变位后对各种因素的影响既有有利的一面,也有不利的一面,其对动载荷的影响是各因素综合影响的结果。

上述分析还说明:单纯说“增加重合度可减小齿轮动载荷,或减小重合度会增加齿轮动载荷”是不科学的。因为上述等移距变位齿轮的重合度略有减小,但其动载荷在大多数情况下却比没有变位时有所减小。这是因为重合度的变化会引起诸多因素的变化,如变位系数、压力角、啮合刚度等等。而这些参数的变化会影响齿轮的啮合状态,如啮合段位置、节点所处

位置、节圆冲击等等,从而影响动载荷。

4 结束语

随着变位系数的增加,动载系数是增大的;当变位系数大于 1 的时候,动载系数会全面减小,即 $X_1 = -X_2 > 1$ 的大变位齿轮对动载性能有比较显著的改进,因为此时轮齿在节点之后进入啮合,在整个啮合过程中摩擦力方向没有改变,避免了节圆冲击。当然变位系数对各个啮合参数的影响比较复杂,具体的情况要进行动力学仿真,以确定最佳的设计参数。

参考文献 (References):

- [1] SEIREG A, HOUSER D R. Evaluation of dynamic factors for spur and helical gears [J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1970, 92(5):504-515.
- [2] WECK M, MAUER G. Optimum tooth flank corrections for helical gears[J]. *ASME Journal of Mechanical Design*, 1990, 112(4):584-589.
- [3] 唐进元,严海燕. 线外啮合齿轮传动啮合刚度计算[J]. *机械传动*, 2002, 26(4):22-24.
- [4] ARIKAN M A S. Dynamic Load and Contact Stress Analysis of Spur Gear[C]. *Proceedings of the 6th National Mechanics Conference*. Bursa:[s.n.], 1991.
- [5] 肖利民,唐进元. 低噪声齿轮设计方法(一)[J]. *制造技术与机床*, 1995(5):30-32.
- [6] 肖利民,唐进元. 低噪声齿轮设计方法(二)[J]. *制造技术与机床*, 1995(6):30-31.
- [7] 肖利民,唐进元. 低噪声齿轮设计方法(三)[J]. *制造技术与机床*, 1995(7):27-29.
- [8] 冯四平,李 菲,张佑林. 活齿端面谐波齿轮移动副受力及接触型式研究[J]. *机电工程*, 2009, 26(2):73-75, 90.
- [9] 孙春艳,郭君宝. 齿轮动态啮合有限元分析[J]. *CAD/CAM 与制造业信息化*, 2010, 17(10):58-59.
- [10] 江旭昌. 大变位齿轮 [M]. 北京:中国建材工业出版社, 2001.
- [11] 袁 哲,孙志礼,郭瑜. 直齿圆柱齿轮齿廓修行曲线优化设计[J]. *机械传动*, 2010, 34(5):1-4.
- [12] 张 翔,董 彦,陈文华. 小模数修正摆线铣刀对加工齿轮齿形的影响[J]. *轻工机械*, 2010, 28(4):108-110.
- [13] 唐进元,金培. 基于啮合冲击的修缘齿轮设计[J]. *工程设计*, 1998, 5(1):38-40.
- [14] 李普华. 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮加工技术 [J]. *机电工程技术*, 2010, 39(7):134-135.
- [15] 刘永平,孟鹏飞. 基于 Matlab 的高阶椭圆齿轮副节曲线的设计[J]. *机械*, 2010, 37(2):39-42.
- [16] 辛经纬,王生泽. 齿轮修形及其实现方法[J]. *机械*, 2009, 36(5):19-21.

[编辑:张 翔]