

文章编号: 2095—0411 (2014) 02 - 0058 - 04

波发生器外置谐波式齿轮泵轮齿表面耐磨分析^{*}

宁 鹏, 祝海林, 钱志达, 潘 俊, 秦兴培

(常州大学 机械工程学院, 江苏 常州 213016)

摘要: 针对普通齿轮传动和谐波齿轮传动在齿面磨损计算方面的差异。通过对波发生器外置谐波式齿轮泵柔轮所受液压力的分析, 推导了柔轮所受液压力矩的近似计算公式, 并在此基础上推出了轮齿工作表面耐磨条件公式, 为谐波式齿轮泵的设计和进一步研究提供了理论参考。

关键词: 谐波式齿轮泵; 液压力矩; 磨损

中图分类号: TH 325

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095—0411.2014.02.014

The Wear Analysis of the Working Surface of Gear Tooth in Harmonic Gear Pump with External Wave Generator

NING Peng, ZHU Hai-lin, QIAN Zhi-da, PAN Jun, QIN Xing-pei

(School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou 213016, China)

Abstract: Aiming at the difference in tooth surface wear between the ordinary gear drive and harmonic gear drive, an approximate calculation formula of hydraulic torque is deduced by analysis of the liquid pressure on flexible gear tooth. The formula for the wear of gear tooth working surface is deduced on the basis of the approximate formula, which provides a theoretical reference for designing and further study of the harmonic gear pump.

Key words: harmonic gear pump; hydraulic torque; wear

齿轮泵中液压力不平衡一直限制着齿轮泵工作压力的进一步提高^[1]。谐波式齿轮泵是将内啮合齿轮泵和谐波齿轮传动技术结合起来的一种新型齿轮泵, 由于泵的两个高压腔是对称排列, 在很大程度上减小了由径向液压力不平衡产生的对泵的不利影响, 提高了轴承的使用寿命。

谐波式齿轮泵的工作原理如图 1 所示。在刚轮和柔轮中间安装两块固定的月牙形隔板, 从而形成了 4 个密封空间, 最靠近排油腔的一对轮齿的啮合

线和月牙板围成排油腔, 最靠近吸油腔的一对轮齿的啮合线和月牙板围成吸油腔, 上述两条啮合线之间的中间部位为啮合区间, 液体的压力沿排油腔至吸油腔方向逐渐减小。外置式波发生器固定, 刚轮按顺时针方向旋转时, 柔轮在刚轮的作用下也跟着顺时针方向转动, 在吸油腔这边的轮齿逐渐退出啮合, 吸油腔体积增大, 形成局部真空, 液体在大气压力的作用下进入吸油腔, 完成吸油。靠近排油腔的轮齿逐渐进入啮合, 排油腔的体积减小, 液体经

* 收稿日期: 2013 - 06 - 29。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51075046)。

作者简介: 宁鹏 (1988—), 男, 湖南邵阳人, 硕士生。通讯联系人: 祝海林 (1963—), E-mail: zhl2008@cczu.edu.cn

排油口被挤出去, 完成排油。齿轮不断旋转, 谐波式齿轮泵就不断地吸油和压油。

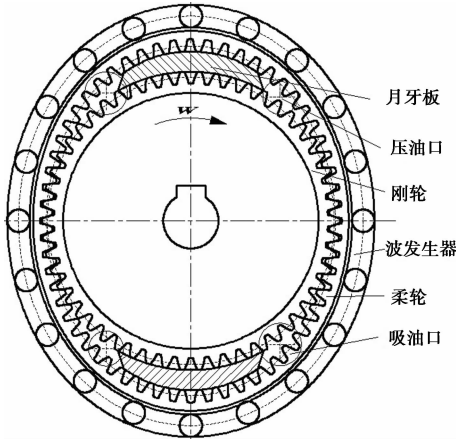


图 1 谐波式齿轮泵工作原理简图

Fig. 1 Working principle diagram of harmonic gear pump

由谐波式齿轮泵的原理可知, 该泵的传动形式为谐波齿轮传动, 对其啮合参数的设计不仅要参考齿轮泵设计的相关准则, 同时也要符合谐波齿轮传动的相关准则。谐波式齿轮泵柔轮和刚轮齿廓的曲率半径相差少, 其轮齿啮合时较接近于面接触^[2], 因此, 对谐波式齿轮泵进行设计时必须限制泵在工作压力较大的情况下, 其齿面的最大比压值 p_{\max} 。防止轮齿工作表面的严重磨损。推导谐波式齿轮泵柔轮齿工作表面的耐磨条件公式, 对谐波式齿轮泵的研究以及谐波式齿轮泵优化设计中约束条件的选取具有十分重要的意义。

1 齿轮传动轮齿工作表面磨损计算

齿面磨损是齿轮传动装置中常见的失效形式^[3-4], 在齿轮传动中, 影响齿面磨损的因素众多, 随着齿轮工作条件的不同, 磨损的形式也不尽相同, 因此, 在设计齿轮装置时对齿轮磨损的计算显得重要。

普通齿轮副中齿轮磨损量的计算是根据前苏联的 NB 克拉盖尔斯基研究得出的磨损层厚度计算公式^[5]。在谐波齿轮传动中, 刚轮和柔轮的齿数很多, 两轮齿廓的曲率半径很接近, 且具有传动比大的特点, 刚轮和柔轮啮合时较接近于面接触, 因此, 不能把柔轮与刚轮轮齿的接触视为一个线接触的高副, 不能采用刚性齿轮副中常用的局部接触的方法来进行研究。

1.1 普通齿轮传动磨损量计算

齿轮每啮合一次, 齿轮接触面积滑动量 l 可表

示为:

$$l = 2\lambda a \quad (1)$$

式中: λ —两齿的滑动系数, 等于两齿接触点的滑动速度与共轭齿廓啮合点的切向分速度之比^[6]; a —接触面半宽, 可按照赫兹公式计算^[7]:

$$a = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi l_a} \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}} \quad (2)$$

式中: F_n —啮合时轮齿的法向作用力, N; l_a —接触线总长度, mm; μ_1 、 μ_2 —齿轮的泊松比; E_1 、 E_2 —齿轮的弹性模量, MPa; ρ_1 、 ρ_2 —齿轮曲率半径, mm。

磨损层厚度计算公式^[5]:

$$h = n t l I_h \quad (3)$$

式中: h —齿轮磨损层厚度, mm; n —齿轮转速, r/min; t —齿轮工作时间, min; I_h —磨损率。

由式 (1)、式 (2) 和式 (3) 化简得:

$$h = 4\lambda n t l I_h \sqrt{\frac{F_n \rho_1 \rho_2}{\pi b^* m z (\rho_1 + \rho_2)} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (4)$$

式中: m —齿轮模数, mm; z —齿数; b^* —齿宽系数。

1.2 谐波齿轮传动轮齿表面耐磨计算

在谐波齿轮传动中, 为了防止在承受外载荷的情况下其轮齿工作表面的严重磨损, 必须限制其齿面的最大比压 p_{\max} 值。故其轮齿工作表面的比压 p 应满足下列条件^[2]:

$$p = \frac{2T_2 K}{d_g h_n b z_v} \leq p_p \quad (5)$$

式中: T_2 —输出构件 (柔轮) 上的力矩, N·mm; K —载荷系数; d_g —柔轮分度圆直径, mm; h_n —最大啮入深度, mm; 近似取 $h_n = c_n m$, 系数 $c_n = 1.4 \sim 1.6$; m —模数; b —齿宽, mm; z_v —当量于沿齿高全啮合的工作齿数。

$$b = b^* d_g \quad (6)$$

$$z_v = \frac{\epsilon z_g}{4} \quad (7)$$

式中: b^* —齿宽系数; ϵ —啮合齿数占总齿数的百分比; z_g —柔轮齿数。

将式 (6) 和 (7) 代入式 (5) 中, 可得齿面比压 p 的验算公式:

$$p = \frac{8T_2 K}{\epsilon b^* d_g^2 h_n z_g} \leq p_p \quad (8)$$

式中: p —轮齿工作表面比压, N/mm^2 ; p_p —许用比压, N/mm^2 。

公式(8)中含有 T_2 (输出构件上的力矩), 所以, 此公式只适用于谐波齿轮传动技术中齿轮的相关参数设计, 在谐波式齿轮泵中不存在动力输出构件, 因此, 也没有输出扭矩 T_2 。在谐波式齿轮泵中, 波发生器固定, 刚轮主动, 柔轮将会受到一个沿圆周方向阻碍其转动的液体压力, 由这个压力产生的力矩等同于谐波齿轮传动中的输出力矩(柔轮输出), 所以, 需推导出波发生器外置谐波式齿轮泵柔轮所受力矩的计算公式, 然后进一步推导其齿面耐磨条件公式。

2 谐波式齿轮泵轮齿表面耐磨计算

2.1 谐波式齿轮泵柔轮扭矩公式推导

柔轮扭矩主要是由液体作用于柔轮轮齿表面产生的力矩, 轮齿齿廓两侧的液体压力相同或相近, 其有效受压面积也相同时, 此时轮齿两侧的力矩相互抵消, 则该轮齿的扭矩为零。

油腔区轮齿(齿两侧都处于压油腔或吸油腔内, 如图2中, 轮齿a与轮齿b及其中间的齿)所受力矩分析, 由于它们两侧的液体压力相同, 且有效受压面积也相等, 因此, 所受液压力矩为零。

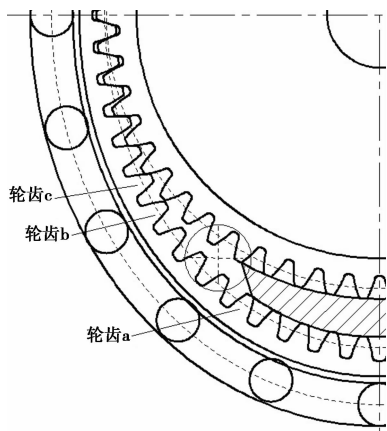


图2 轮齿啮合过程图

Fig. 2 The process diagram of gear tooth mesh

啮合区的轮齿所受力矩分析, 以泵的上方啮合区间的轮齿为例, 从第一个刚进入啮合的齿到处于完全啮合状态的齿(处于X轴上的柔轮轮齿)止, 为方便计算, 其啮入深度的变化, 可看作近似线性的。在图2中, 以轮齿b从图中所示位置(刚进入啮合)旋转到轮齿c所在位置为一个周期, 即从一个轮齿开始啮合时起, 到下一个轮齿开始啮合时

止。设齿全高为 x , 同时啮合的总齿数为 $4y$, 则在一个周期内, 相邻两个齿未啮入的高度(啮合点到齿根圆的径向距离)差 $\Delta x = x/y$, 为方便计算, 柔轮轮齿的受压面积 S 可近似等于齿全高 x 和齿宽 b 的乘积^[8], 则处于啮合状态两相邻齿的有效受压面积平均值之差 $\Delta S = \Delta x b / 2$ 。

谐波式齿轮泵工作时, 液体压力沿啮合区从压油腔到吸油腔的变化, 也可看作是线性的^[8], 则每个轮齿两侧的压力降为 $\Delta p / 2y$ 。在一个周期内, 图2中处于啮合状态的轮齿所受力矩之和的平均值:

$$M_1 = \sum_{i=0}^{y-1} (2i \cdot \Delta S + \Delta S) L \frac{\Delta p}{2y} = [y(y-1) \cdot \Delta S + n \cdot \Delta S] \cdot L \frac{\Delta p}{2y} = \frac{y \cdot \Delta S \cdot \Delta p L}{2} \quad (9)$$

式中: L —力臂, mm ; Δp —液体压力差, MPa 。

将 $\Delta x = x/y$ 和 $\Delta S = \Delta x b / 2$ 代入式(9)得:

$$M_1 = \frac{x b \cdot \Delta p L}{4} \quad (10)$$

将 $S = x b$ 代入式(10)得:

$$M_1 = \frac{S \cdot \Delta p L}{4} \quad (11)$$

式中: S —轮齿受压面积, mm^2 ; L —力臂, mm ; Δp —液体压力差, MPa 。

图2中处于啮合状态的轮齿是整个泵中处于啮合状态的轮齿的 $1/4$, 因此, 整个啮合区的轮齿所受力矩为 $4M_1$ 。

隔板区的轮齿所受力矩分析, 如图1所示, 设隔板区的齿数为 $2y_1$, 以泵的左侧隔板区的轮齿为例, 则每个轮齿两侧的压力降为 $\Delta p / y_1$ 。因此, 处于隔板区的轮齿所受力矩之和的平均值:

$$M_2 = y_1 L S \frac{\Delta p}{y_1} = L S \cdot \Delta p$$

综上所述, 油腔区(压油腔和吸油腔)轮齿所受力矩为零; 啮合区轮齿所受力矩为 $L S \cdot \Delta p$, 方向与刚轮旋转方向相同; 隔板区轮齿所受力矩为 $2L S \cdot \Delta p$, 方向与刚轮旋转方向相反。因此, 刚轮所受总扭矩:

$$M = L S \cdot \Delta p \quad (12)$$

式中: S —轮齿受压面积, mm^2 ; L —力臂, mm ; Δp —液体压力差, MPa 。

将 $x = r_f - r_a$ 代入 $S = x b$ 得:

$$S = (r_f - r_a) b$$

式中: r_a —柔轮齿顶圆半径; r_f —柔轮齿根圆半径。
力臂 L 取平均值, 则:

$$L = (r_a + (r_f - r_a) / 2) = (r_a + r_f) / 2。$$

将 $L = (r_a + r_f) / 2$ 和 $S = (r_f - r_a) b$ 代入式 (12) 得:

$$M = \frac{(r_a + r_f)}{2} (r_f - r_a) b \cdot \Delta p = \frac{r_f^2 - r_a^2}{2} b \cdot \Delta p \quad (13)$$

对齿轮泵排量进行近似计算时可以认为排量等于它的两个齿轮的齿间槽容积之和, 假设齿间槽的容积等于轮齿的体积, 则可以近似地等于其中一个齿轮的所有轮齿体积与齿间槽容积之和^[9]。则齿轮泵的排量 q 计算公式可以表示为:

$$q = \pi b (r_f^2 - r_a^2) \quad (14)$$

$$b (r_f^2 - r_a^2) = \frac{q}{\pi}$$

式中: q —排量, mL/r。

将式 (14) 代入式 (13) 则可得出刚轮所受液压扭矩与泵的排量及工作压力之间的关系式:

$$M = \frac{500 \Delta p q}{\pi} \quad (15)$$

式中: M —刚轮总扭矩, N·mm; q —排量, mL/r; Δp —液体压力差, MPa。

2.2 谐波式齿轮泵轮齿表面耐磨公式推导

谐波式齿轮泵液体对柔轮旋转的阻碍作用就相当于谐波式齿轮传动技术中外载荷对输出构件的作用, 所以, 柔轮所受扭矩也就相当于谐波传动技术中输出构件上的力矩, 即输出扭矩 T_2 。

将 $T_2 = M$ 代入式 (8) 中可得谐波式齿轮泵轮齿的工作表面耐磨条件:

$$p = \frac{4\ 000 q K \Delta p}{\epsilon b^* d_g^2 h_n z_g \pi} \leq p_p \quad (16)$$

式中: q —排量, mL/r; K —载荷系数; Δp —液体压力差, MPa; ϵ —啮合齿数占齿数的百分比; b^* —齿宽系数; d_g —柔轮分度圆直径, mm; h_n —最大啮入深度, mm; z_g —柔轮齿数。

2.3 计算示例

现要设计一谐波式齿轮泵, 柔轮齿数 $z_g = 200$, 刚轮齿数 $z_b = 198$, 其额定压力为 6MPa, 排量为 315mL/r, 模数 $m = 1.25$ mm, 载荷系数 $k = 1.3$, 啮合齿数占总齿数的百分比 $\epsilon = 0.4$, 齿宽系

数 $b^* = 0.15$, 许用比压 $p_p = 30$ N/mm²。

用 VB 编写程序, 将相应参数输入到界面中, 点击“计算”按钮, 结果如图 3 所示。 $p = 1.36$ N/mm² < 30N/mm², 因此, 满足轮齿工作表面耐磨条件。

The image shows a VB form titled 'Form1' with several input fields and a '计算' (Calculate) button. The fields are arranged in a grid-like fashion. The '结果' (Result) field displays the calculated value '1.3626933575978'.

排量q:	315	载荷系数k:	1.3	压力p:	6	系数cn:	1.4
模数m:	1.25	柔轮齿数z:	200	齿宽系数:	0.15	重合度:	0.4
结果:						1.3626933575978	

图3 VB界面

Fig.3 VB interface

3 总结

在机械行业中, 液压动力系统应用非常广泛, 泵是液压动力系统的核心元件, 液压泵的性能直接决定液压系统的性能。谐波式齿轮泵有效地抵消液压径向力, 延长了泵的使用寿命。

利用本文推导出的谐波式齿轮泵柔轮液压扭矩公式可进行柔轮扭矩的近似计算。

本文推导出的谐波式齿轮泵轮齿工作表面耐磨条件公式可作为谐波式齿轮泵参数校核公式, 亦可作为谐波式齿轮泵参数优化设计的约束条件。

参考文献:

- [1] 栾振辉. 齿轮泵研究的现状与发展 [J]. 起重运输机械, 2005 (6): 11 - 13.
- [2] 饶振纲. 行星传动机构设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [3] K Mao. Gear tooth contact analysis and its application in the reduction of fatigue wear [J]. Wear, 2007, 262 (11/12): 1281 - 1288.
- [4] Huseyin Imrek, Hayrettin Duzcukoglu. Relation between wear and tooth width modification in spur gears [J]. Wear, 2007, 262 (3/4): 390 - 394.
- [5] Zhang B, Xie Y B. Tow body micro - cutting wear model, part III: Stable profile height Distribution of a worn Surface [J]. Wear, 1989, 129: 59 - 66.
- [6] 曲庆文, 钟振远. 考虑磨损的齿轮摩擦学设计 [J]. 润滑与密封, 2006 (6): 157 - 159.
- [7] Johnson K L. Contact mechanics [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [8] 何存兴. 液压元件 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [9] 左健民. 液压与气压传动 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.