

文章编号: 2095-0411 (2014) 01 - 0070 - 04

外波发生器谐波齿轮泵径向间隙设计*

吴宏能, 祝海林, 宁 鹏, 潘 俊
(常州大学 机械工程学院, 江苏 常州 213016)

摘要: 介绍了谐波齿轮泵的结构原理, 分析了泵体内流体的流动特性, 从减小径向间隙引起的功率损失的角度出发, 以径向间隙值为变量, 推导出了径向泄漏引起的总的功率损失的表达式, 并利用极值法, 求出了刚轮齿顶与月牙板间隙的最优值。在此基础上举例分析, 进一步验证了结论的合理性。

关键词: 谐波式齿轮泵; 功率损失; 径向泄漏

中图分类号: TH 325

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095-0411.2014.01.016

Design of the Radial Clearance of the Harmonic Gear Pump with External Wave Generator

WU Hong-neng, ZHU Hai-lin, NING Peng, PAN Jun

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

Abstract: The structure and principle of the harmonic gear pump was introduced, the fluid flow characteristics of the pump was analysed, from the viewpoint of reducing the power loss caused by the radial gap of the pump, with the radial gap as design variable, the expression of the total power loss caused by radial leakage was deduced. Then by using the extremum method, the optimal gap between the rigid gear and the crescent board was calculated. An example was given to verify the reasonable of the result based on the analysis.

Key words: harmonic gear pump; power loss; radial leakage

齿轮泵是液压系统中的常用元件, 在结构上可以分为内啮合齿轮泵和外啮合齿轮泵, 内啮合齿轮泵具有结构紧凑、尺寸小、重量轻等优点, 而且由于齿轮同向旋转, 相对滑动速度小, 磨损轻微, 使用寿命长, 流量脉动远比外啮合齿轮泵小, 因此压力脉动和噪声都比较小, 内啮合齿轮泵允许使用较高的转速, 可以获得较高的容积效率^[1]。

基于谐波传动的谐波式齿轮泵是一种内啮合齿

轮泵, 泵体核心由柔轮、刚轮和波发生器 (称为谐波传动三大件) 组成, 由于柔轮与刚轮齿数相差很少, 因此能获得很大的传动比。经过使用证实, 谐波齿轮传动与一般的齿轮传动相比较, 具有运动精度高、传动比大、质量轻、体积小、承载能力大、效率高、容易实现零回差、并能在密闭空间和介质辐射的工况下正常工作等优点^[2]。谐波齿轮传动的主要失效形式是柔轮疲劳断裂、柔性轴承损坏、齿

* 收稿日期: 2013 - 07 - 17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51075046)

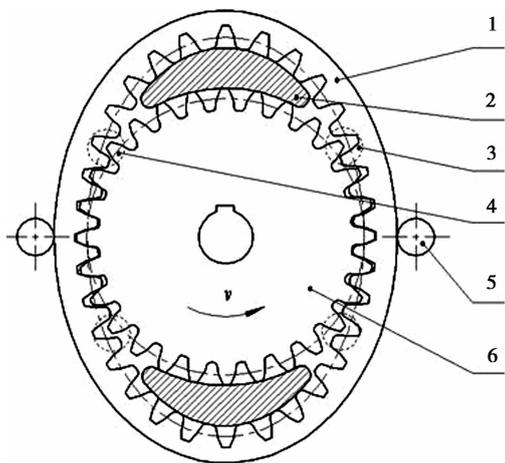
作者简介: 吴宏能 (1988—), 男, 湖北黄冈人, 硕士生; 通讯联系人: 祝海林。

面磨损或传动滑移, 不过现有的设计规范和工艺可以保证谐波齿轮传动具有额定的工作寿命^[3]。谐波式齿轮泵根据刚轮与柔轮的位置关系可以分为波发生器外置和波发生器内置两种。本文主要介绍波发生器外置谐波式齿轮泵。

由于它具备对称的结构, 很好地解决了径向压力不平衡这一问题, 但是其齿形复杂, 需要专门的高精度加工设备加工。齿轮泵在工作过程中, 由于排油腔和吸油腔的压力不同, 油液必然会通过间隙从高压腔泄漏到低压腔, 势必影响泵的容积效率和工作效率^[3]。本文从减小谐波式齿轮泵功率损失的角度出发, 设计最优径向间隙。

1 工作原理

外波发生器谐波齿轮泵结构简图如图 1 所示, 泵体上对称分布着一对吸油口与排油口, 刚轮和柔轮的啮合与脱开造成密闭空腔容积的变化, 形成排油和吸油, 图中月牙板和波发生器固定, 刚轮为主动轮, 柔轮为从动轮, 当刚轮转动时, 刚轮带动柔轮同向转动, 此运动过程中柔轮轮齿与刚轮轮齿之间的脱开与啮合即形成该泵的吸油与排油过程。例如: 当主动轮刚轮顺时针转动时, 柔轮同向转动, 吸油口处的轮齿从啮合状态变成脱开状态, 使得此处密闭容积增大, 形成吸油过程; 同时排油口处的轮齿从脱开状态变为啮合状态, 使得排油口处密闭容积减小, 形成排油过程。



说明: 1. 柔轮; 2. 月牙板; 3. 吸油口; 4. 排油口; 5. 波发生器; 6. 刚轮

图 1 柔轮外置谐波式齿轮泵简图

Fig. 1 Schematic diagram of the harmonic gear pump with external wave generator

2 径向间隙最优设计

2.1 泄漏分析

内啮合渐开线谐波式齿轮泵的内泄漏主要有以下 3 个部分: (1) 通过刚轮齿顶与月牙板间的间隙产生的泄漏, 即径向泄漏, 约占总泄漏量的 15%~20%; (2) 通过齿轮端面与侧板间的轴向间隙产生的泄漏, 即轴向泄漏, 约占总泄漏量的 75%~80%; (3) 齿轮啮合处的间隙泄漏, 即啮合线泄漏, 约占总泄漏量的 5%^[4-5]。其中, 径向间隙泄漏是指油液通过刚轮齿顶与月牙板之间的间隙, 从排油腔到吸油腔的泄漏。由文献 4 可以看出, 尽管径向泄漏量比端面的少, 但也不能忽视。实验证明, 若其间隙太小, 会出现齿顶刮泵体内孔的现象, 间隙加大又导致泄漏增加, 容积效率下降。合适的间隙值能避免齿顶刮蹭月牙板的现象, 又使齿轮泵的内泄漏量达到最小, 同时, 在径向间隙已知的情况下, 月牙板形状就能确定下来, 也能为谐波式齿轮泵的整体设计提供依据, 因此有必要确定出最佳间隙。

本文的研究内容是通过减小径向泄漏, 设计合适的径向间隙大小, 以达到减小泵的功率损失的目的。

2.2 设计径向间隙大小

由径向间隙引起的总功率损失 P , 包括径向间隙泄漏功率损失 P_q 与黏性摩擦引起的功率损失 P_f 之和, 即

$$P = P_q + P_f = q * \Delta p + P_f \quad (1)$$

式中: q —径向间隙泄漏量 (m^3/s); Δp —齿轮泵吸、压油腔压差 (Pa)。

2.2.1 径向泄漏的功率损失

因为刚轮齿顶与月牙板之间的间隙远小于齿厚, 按照同心圆环缝隙的流量公式计算。

缝隙流动分为 3 种情况: 一种是压差流量 (固壁两端有压差); 另一种是剪切流动 (两固壁间有相对运动); 还有一种是这两种的组合, 即压差剪切流动 (两固壁间既有压差流动又有相对运动)^[6]。很明显此处既有压差流动又有剪切流动。

当刚轮与月牙板之间无相对运动时, 纯压差流量为^[6] (以一端为例):

$$q_1 = \frac{bh^3 \Delta p}{12\mu \left(\frac{1}{2}L\right)} = \frac{bh^3 \Delta p}{6\mu L} \quad (2)$$

式中: b 为齿宽 (m); H 为刚轮齿顶与月牙板间

的间隙 (m); μ 为泵体内油液的动力粘度 (Pa · s); L 为间隙总长度 (m)。

当刚轮与月牙板之间两端没有压差时, 纯剪切流量为^[6] (以一端为例):

$$q_2 = \frac{bhv_0}{2} \quad (3)$$

式中: v_0 —间隙壁相对运动速度 (m/s)。

而刚轮相对运动方向与压差方向相反, 且由于泵的对称结构, 可以得出总的泄漏量为:

$$q = 2(q_1 - q_2) \quad (4)$$

将 (2)、(3) 代入 (4) 中, 得到:

$$q = b \left(\frac{h^3 \Delta p}{3\mu L} - hv_0 \right) \quad (5)$$

式中: q —小齿轮齿顶与月牙板的间隙泄漏总量 (m³/s)。

刚轮齿顶与月牙板形成的间隙的总长度等于刚轮与月牙板接触的齿数乘以刚轮齿顶厚, 即刚轮与月牙板的间隙总长度为:

$$L = sz_0 \quad (6)$$

式中: s —刚轮齿顶厚 (m); z_0 —刚轮与月牙板接触的齿数。

而间隙壁的相对运动速度为:

$$v_0 = \omega R_a \quad (7)$$

式中: R_a —刚轮齿顶圆半径 (m); ω —刚轮转动的角速度 (rad/s)。

则有:

$$q = b \left(\frac{h^3 \Delta p}{3\mu sz_0} - h\omega R_a \right) \quad (8)$$

由径向间隙引起的功率损失为:

$$P_q = (\Delta p) q = \Delta p) b \left(\frac{h^3 \Delta p}{3\mu sz_0} - h\omega R_a \right) \quad (9)$$

2.2.2 径向间隙的黏性摩擦功率损失 P_f

径向间隙的粘性摩擦功率损失, 可表示为:

$$P_f = \tau A v_0 \quad (10)$$

式中: τ —摩擦应力 (N/m²); A —摩擦总面积 (m²)。

由牛顿流体内摩擦定律:

$$\tau = \mu \left(\frac{dv}{dy} \right)_{y=0} \quad (11)$$

式中: dy —流场中选取的微元体的厚度; dv —流场中选取的微元体的速度。

设缝隙流动中流体相对于上板的流动速度为 v_1 , 下板相对于上板的移动速度为 v_2 , 在极小范围内, 可视上下板为平行平板, 而在外波发生器谐波齿轮泵中, 月牙板为上板, 刚轮齿顶为下板, 平

行平板缝隙流动示意图如图 2 所示。图 2 中 a 为上板, b 为下板, 长度均为 l , 间距为 h , P_a 为低压区压强, P_b 为高压区压强。

因为壳体与齿顶之间的间隙流动为压差流动和剪切流动叠加而成, 所以:

$$v = v_1 + v_2 \quad (12)$$

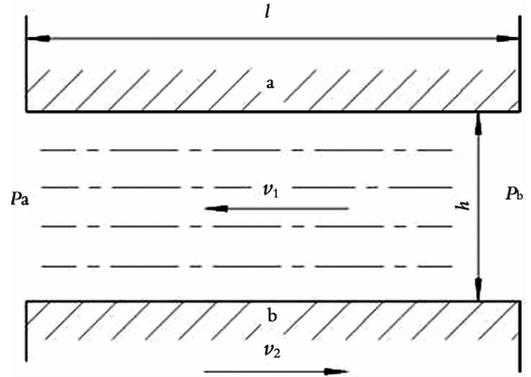


图 2 平行平板缝隙流动示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the parallel plate gap flow

P_a 为低压区压强, P_b 为高压区压强。

压差流动:

$$v_1 = \left(\frac{P_a - P_b}{2\mu l} \right) (h - y) \quad y = \frac{\Delta p}{2\mu l} (h - y) \quad y \quad (13)$$

由于泄漏的流体运动速度方向与刚轮运动方向相反, 所以:

剪切流动:

$$v_2 = - \left(1 - \frac{y}{h} \right) v_0 \quad (14)$$

将 (13)、(14) 代入 (12) 中, 得到沿间隙高度上流动速度的分布规律为:

$$v = - \frac{y}{2\mu} (h - y) \frac{\Delta p}{L} - \left(1 - \frac{y}{h} \right) v_0 = - \frac{y}{\mu} (h - y) \frac{\Delta p}{L} - \left(1 - \frac{y}{h} \right) v_0 \quad (15)$$

将上式代入式 (11), 得

$$\tau = \mu \left(\frac{h\Delta p}{\mu L} + \frac{v_0}{h} \right) \quad (16)$$

摩擦总面积:

$$A = bsz_0 \quad (17)$$

将式 (6)、(7) 和式 (16)、(17) 代入式 (10), 得:

$$P_f = \mu bsz_0 \omega R_a \left(\frac{h\Delta p}{\mu sz_0} + \frac{\omega R_a}{h} \right) \quad (18)$$

2.3 求解最优间隙值

将式 (9)、(18) 和代入式 (1) 中后, 经过整

理得:

$$P = \frac{h^3 (\Delta p)^2 b}{3\mu s z_0} + \frac{\mu b s z_0 \omega^2 R_a^2}{h} \quad (19)$$

求最优解, 只需令 $\frac{dP}{dh} = 0$ 即可, 经计算得到:

$$h = \sqrt{\frac{\mu s z_0 \omega R_a}{\Delta p}} \quad (20)$$

2.4 设计实例

某外波发生器谐波齿轮泵, 柔轮材料为 30GrMnSiA, 拟定齿轮泵排量 500mL/r, 根据齿轮材料及泵的排量拟定其齿数 z_1 为 94, 差为 4, 即 $z_2 = 90$, 模数 $m = 2.5\text{mm}$, 刚轮齿宽取 $B = 75\text{mm}$, 齿轮泵额定转速为 1500r/min, 高低压腔压差为 8MPa。油液粘度为 $0.02\text{Pa} \cdot \text{s}$ (根据工作环境选定)。拟定刚轮与月牙板接触总长度约为刚轮周长的 1/4, 试设计该谐波齿轮泵径向间隙的大小。

根据通用谐波齿轮渐开线齿廓常用标准, 刚性外齿轮的齿顶高系数 $h_{a^*} = 1$, 齿根高系数 $h_{f^*} = 1.2$, 齿全高系数 $h^* = 2.2$ 。

则: 分度圆直径: $d_2 = m z_2 = 225\text{mm}$

齿顶高: $H_{a2} = m h_{a^*} = 2.5\text{mm}$

齿顶圆直径: $d_{a2} = d_2 + 2H_{a2} = 230\text{mm}$

齿顶圆半径: $R_{a2} = 0.5d_{a2} = 115\text{mm}$

基圆直径 $d_{b2} = d_2 \cos\alpha \approx 211.43\text{mm}$

接触齿数: $z_0 = 90 \div 4 \approx 23$

齿顶厚: $s = \left[\frac{0.5\pi}{z_2} - (\text{inv}\alpha_2 - \text{inv}\alpha) \right] d_{a2} \approx$

2.01mm

将以上计算结果代入 (20) 得:

经计算得: $h = 0.046\text{mm}$ 。

结合内啮合齿轮泵相关参数得知, 此值在合适范围 (0.04~0.10) 内。

3 总结

通过实际计算, 找到了由径向间隙引起的功率损失达到最小时的间隙大小, 对谐波齿轮泵的后续研究有重要利用价值, 对该种泵体各部件参数的设计及对提高外波发生器谐波齿轮泵的效率提供了必要参考。

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] 王铨龙, 祝海林, 蒋宇, 等. 谐波式齿轮泵齿轮啮合齿廓型式的选择 [J]. 常州大学学报: 自然科学版, 2012, 24 (3): 26 - 29.
- [3] 阳培, 张立勇, 王长路, 等. 谐波齿轮传动技术发展概述 [J]. 机械传动, 2005 (3): 69 - 72.
- [4] 罗骥, 吴盛林, 袁子荣, 等. 内啮合齿轮泵内部泄漏流量的建模与实验 [J]. 机床与液压, 2005 (8): 106 - 107.
- [5] 张利平. 液压气动技术速查手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [6] 姜继海, 宋锦春, 高常识. 液压与气压传动 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.