

文章编号: 1000-582x(2000)02-0013-03

④
13-15

三惰轮复合齿轮泵瞬态径向力分析

赵耀军, 赵连春, 许贤良
(淮南工业学院, 淮南 232001)

TH325

摘要:通过对具有3惰轮的复合齿轮泵啮合点的瞬态位移分析,研究泵的瞬态径向液压力及瞬态啮合力的径向分力,得出中心轮齿数为3的倍数时,中心轮与内齿轮的瞬态径向合力能完全平衡,且惰轮齿数为奇数时,其径向液压力脉动较小等结论。

关键词:复合齿轮泵; 径向液压力; 径向啮合分力
中图分类号: TH 325 **文献标识码:** A

三惰轮

三惰轮复合齿轮泵结构见图1。作用于三惰轮复合齿轮泵的径向力由径向啮合力和径向液压力组成,是设计、校核该类型泵有关元件的重要依据之一。减小或消除不平衡径向合力,可以提高泵的使用寿命、容积效率和机械效率。

距, α_{12} 、 α_{23} 分别为外、内啮合角。

复合泵结构示意图中,令中心轮某齿与1号惰轮某齿恰啮合于该对齿轮节点 P_i 处,以中心线 oo_1 为 Y 轴,此处 $\varphi = 0$,中心轮按顺时针方向转动,中心轮和内齿轮径向力的分解在此坐标系内进行。各惰轮的坐标系均以中心轮与惰轮之中心线为 y 轴,惰轮径向力的分解在其局部坐标系内进行。

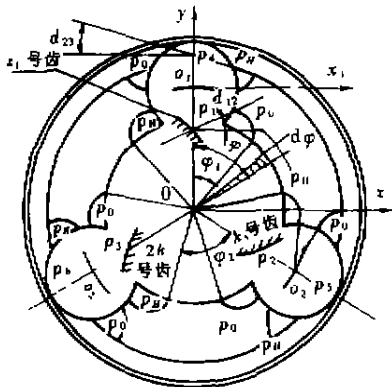


图1 复合齿轮泵结构示意图

2 瞬态径向液压力的分析

作用于中心轮、惰轮和内齿轮上的压面积有关,由于瞬时啮合点位置的变化影响受到液压作用区的大小,参见图2,先求得各啮合点距其节点位置的几何关系:

$$\beta_j = \tan^{-1} [d_j \cos \alpha_{12} / (r_1 + d_j \sin \alpha_{12})] \quad (1)$$

$$\beta'_j = \tan^{-1} [d_j \cos \alpha_{12} / (r_2 - d_j \sin \alpha_{12})] \quad (2)$$

$$\gamma_j = \tan^{-1} [d'_j \cos \alpha_{23} / (r'_2 + d'_j \sin \alpha_{23})] \quad (3)$$

$$\gamma'_j = \tan^{-1} [d'_j \cos \alpha_{23} / (r_3 + d'_j \sin \alpha_{23})] \quad (4)$$

式中: r_1 、 r_3 分别为中心轮、内齿轮节圆半径; r_2 、 r'_2 分别为惰轮外、内啮合节圆半径; d_j 、 d'_j 分别为中心轮与惰轮及惰轮与内齿轮啮合点距节点位移,啮合点落在节圆上时其值为零,在齿轮转向同侧啮合线上为正,反之则为负, $j = 1, 2, 3$ 分别表示 1, 2, 3 号惰轮。

2.1 作用于中心轮上的液压力 F_{y1} 、 F_{y1}'

复合齿轮泵的中心轮与3个惰轮的啮合点之间有下列关系^[1]: 1) 当中心轮齿数 $Z_1 = 3k_1$ (k_1 为正整数)

1 有关约定

为简便分析和计算,近似假定:1) 计算径向液压力时,视液压力作用于齿顶圆上;2) 吸液区表压力 p_0 为零。另外,所分析复合齿轮泵具有下列结构特点:①各增压区对称均布,封油区圆心角相同,中心轮每齿排液区角度为其齿距角 α_1 ;②开对称双卸荷槽,外、内啮合槽宽分别为 $l_1 = t \cos \alpha_{12}$, $l_2 = t \cos \alpha_{23}$, 其中, t 为节

· 收稿日期: 1999-08-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59575010)

作者简介: 赵耀军(1954-), 男, 江苏如皋人, 副教授, 主要从事机械制造及其自动化的教学和科研。

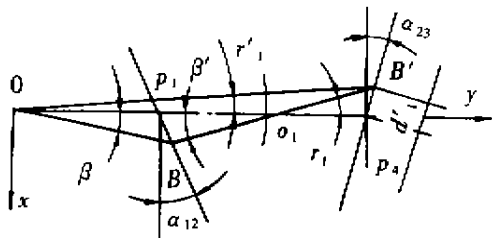


图 2 啮合位移点与齿轮中心的几何关系

时,中心轮与3个惰轮瞬时啮合点距其节点位置没有差异,均为 $r_{b1}\varphi$, $\varphi \in [-\alpha_1/2, \alpha_1/2]$, r_{b1} 为中心轮基圆半径;2)当 $Z_1 \neq 3k_1$ 时,取 $Z_1 = 3k_1 + 1$ 不失普遍性,啮合点距其节点位置互差 $r_{b1}\alpha_1/3$,当 $\varphi \in [-\alpha_1/6, \alpha_1/6]$ 时, $d_1 = r_{b1}\varphi$; $d_2 = r_{b1}(\varphi - \alpha_1/3)$;
 $d_3 = r_{b1}(\varphi + \alpha_1/3)$ (5)

图3为中心轮齿顶圆周液压力瞬态分布示意图,由泵结构的几何对称性和均布性知,3个封油区间的径向液压力自行平衡,故作用于中心轮上的液压合力取决于排液区的瞬态情况。

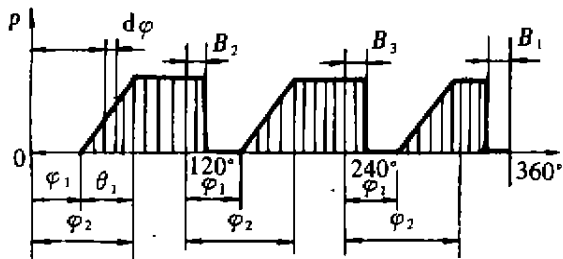


图3 中心齿轮圆周液压力分布示意图

设齿宽为 B ,中心轮齿顶圆半径为 r_{c1} ,由图1、图3定出积分上、下限,得:

$$F_{v1x} = -Br_{c1}p_H \left(\int_{\varphi_2}^{120^\circ + \beta_2} \sin\varphi d\varphi + \int_{120^\circ + \varphi_2}^{240^\circ + \beta_3} \sin\varphi d\varphi + \int_{240^\circ + \varphi_2}^{360^\circ + \beta_1} \sin\varphi d\varphi \right) =$$

$$Br_{c1}p_H [\cos\beta_1 - \cos(60^\circ - \beta_2) - \cos(60^\circ + \beta_3)]$$

$$F_{v1y} = Br_{c1}p_H [-\sin\beta_1 - \sin(60^\circ - \beta_2) + \sin(60^\circ + \beta_3)]$$

$$(6)$$

$Z_1 = 3k_1$ 时, $d_1 = d_2 = d_3$, $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3$,故 $F_{v1x} = F_{v1y} = 0$; $Z_1 = 3k_1 + 1$ 时,将式(5)代入(1),求出中心轮3个啮合点的圆心角 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$,由式(6)即可计算任一 φ 对应的中心轮瞬态液压力。

2.2 作用于惰轮上的液压力 F_{v2x}, F_{v2y}

作用于惰轮上的液压力,由于泵体各吸液区之间相通,各排液区之间也相通,且封油区对称,故液压合力同样只取决于2个排液区瞬态情况。类似于中心轮

的分析,在惰轮坐标系 oxy 内定出积分上、下限,可得:

$$F_{v2x} = Br_{c2}p_H (\cos\beta' - \cos\Upsilon)$$

$$F_{v2y} = Br_{c2}p_H (\sin\beta' - \sin\Upsilon)$$

$$(7)$$

式中: r_{c2} 为惰轮齿顶圆半径。在中心轮与惰轮每一对啮合齿从进入啮合到退出啮合对应的转角内,惰轮与内齿轮的啮合先后涉及二对齿的啮合,因此,作用于惰轮上的液压力还于其齿的奇偶性有关:

奇数时

$$d' = r_{b1}(\varphi + \alpha_0), \varphi \in [-\alpha_1/2, \alpha_1/2 - \alpha_0]$$

$$d' = r_{b1}(\varphi - \alpha_1 + \alpha_0), \varphi \in [\alpha_1/2 - \alpha_0, \alpha_1/2] (8)$$

偶数时

$$d' = r_{b1}(\varphi - \alpha_1/2 + \alpha_0), \varphi \in [-\alpha_0/2, \alpha_1/2]$$

$$d' = r_{b1}(\varphi + \alpha_1/2 + \alpha_0), \varphi \in [-\alpha_1/2, -\alpha_0] (9)$$

公式(8)、(9)中: $\alpha_0 = \alpha'_0 Z_2 / Z_1$ 为中心轮折算转角; $\alpha'_0 = 2\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{12} - \text{inv}\alpha_{23} + 2x \tan\alpha / Z_2$ 为惰轮因变位及节圆变化而引起的附加转角; x 为惰轮变位系数; α 为刀具角。

2.3 作用于内齿轮上的液压力 F_{v3x}, F_{v3y}

作用于内齿轮上的液压力与中心轮齿数有关, $Z_1 = 3k_1$ 时,3个惰轮与内齿轮的瞬态啮合点在内齿轮圆周上均布; $Z_1 = 3k_1 + 1$ 时,互差 $\alpha_1/3$ 角。

在 OXY 坐标系中,类似于中心轮的分析,得:

$$F_{v3x} = Br_{c3}p_H [\cos\Upsilon'_1 - \cos(60^\circ + \Upsilon'_2) - \cos(60^\circ - \Upsilon'_3)]$$

$$F_{v3y} = Br_{c3}p_H [\sin\Upsilon'_1 - \sin(60^\circ + \Upsilon'_2) + \sin(60^\circ - \Upsilon'_3)]$$

$$(10)$$

显见,对于 $Z_1 = 3k_1$, $\Upsilon'_1 = \Upsilon'_2 = \Upsilon'_3$,故 $F_{v3x} = F_{v3y} = 0$ 。

3 瞬态径向啮合力分析

由液压原理知,齿轮泵的啮合力是由有关液压扭矩造成的。惰轮作为从动和主动轮所产生的液压扭矩分别为:

$$M_q = Bp_H [r_{c2}^2 - (d'_j \cos\alpha_{12} / \sin\beta'_j)^2] / 2 (11)$$

$$M_q = Bp_H [r_{c2}^2 - (d'_j \cos\alpha_{23} / \sin\Upsilon'_j)^2] / 2 (12)$$

内齿轮产生的从动液压扭矩为:

$$M_q = Bp_H [(d'_j \cos\alpha_{23} / \sin\Upsilon'_j)^2 - r_{c3}^2] / 2 (13)$$

3.1 作用于内齿轮上的啮合力 F_{v3x}, F_{v3y}

因作用于内齿轮上的啮合力 M_q/r_{c3} 沿其与其与惰轮啮合线方向,指向其旋转方向一侧,在 OXY 坐标系中的啮合力为:

$$F_{v3x} = [-M_{c1} \cos\alpha_{21} + M_{c2} \cos(60^\circ - \alpha_{23}) + M_{c3} \cos(60^\circ + \alpha_{23})] / r_{c3}$$

$$F_{3y} = [M_{c1} \sin \alpha_{23} + M_{c2} \sin(60^\circ - \alpha_{23}) - M_{c3} \sin(60^\circ + \alpha_{23})] / r_{b3} \quad (14)$$

显然, $Z_1 = 3k_1$ 时, 由前分析知, $M_{c1} = M_{c2} = M_{c3}$, 故 $F_{a3x} = F_{a3y} = 0$; $Z_1 = 3k_1 + 1$ 时, 求取内齿轮上的瞬态啮合力, 只需将对应于具体 φ 时的 d'_i 和 γ'_i 代入公式(13), 再经公式(14)求得。

3.2 作用于惰轮上的啮合力 F_{a2x} 、 F_{a2y}

不计及3个惰轮啮合力变化的时延, 3轮的啮合力规律相同, 均受到惰轮的从动液压扭矩 M_q 和内齿轮的反作用扭矩 $(Z_2/Z_3)M_q$, 啮合分力为:

$$F_{a2x} = [M_q \cos \alpha_{12} + (Z_2/Z_3)M_q \cos \alpha_{23}] / r_{b2} \\ F_{a2y} = [M_q \sin \alpha_{12} - (Z_2/Z_3)M_q \sin \alpha_{23}] / r_{b2} \quad (15)$$

惰轮为奇数齿时, 用公式(8)计算 M_q ; 为偶数齿时, 用公式(9)计算 M_q 。

3.3 作用于中心轮上的啮合力 F_{a1x} 、 F_{a1y}

中心轮每个啮合点的啮合力均为:

$$F_j = [M_q + M_b + (Z_2/Z_3)M_q] \cos \alpha_{12} / r_{b2} \quad (16)$$

因此, 中心轮上的啮合力合力为:

$$F_{a1x} = [-F_1 \cos \alpha_{12} + F_2 \cos(60^\circ + \alpha_{12}) + F_3 \cos(60^\circ - \alpha_{12})] \\ F_{a1y} = [-F_1 \sin \alpha_{12} + F_2 \sin(60^\circ + \alpha_{12}) - F_3 \sin(60^\circ - \alpha_{12})] \quad (17)$$

$Z_1 = 3k_1$ 时, $d_1 = d_2 = d_3$, $d'_1 = d'_2 = d'_3$, 故 $F_{a1x} = F_{a1y} = 0$ 。

4 结论

作用于各齿轮上的瞬态径向啮合力为其径向液压

力与径向啮合力之和。

4.1 作用于中心轮和内齿轮上的径向合力

当 $Z_1 = 3k_1 + 1$ 时, 分别由式(6)及式(17)或由式(10)及式(14)合成为:

$$F_{ax} = F_{mx} + F_{ax}, F_{ay} = F_{my} + F_{ay} \quad i = 1, 3 \quad (18)$$

经计算, 最大径向合力仅等于普通外、内齿轮泵径向合力的5%左右。当 $Z_1 = 3k_1$ 时, 中心轮和内齿轮处于浮动状态。在相同输出流量下, 复合泵的中心轮齿面载荷远小于行星传动泵中心轮的齿面载荷。

4.2 作用于惰轮上的径向合力

作用于惰轮上的径向合力由式(7)及式(15)合成为:

$$F_{2x} = F_{r2x} + F_{a2x}, F_{2y} = F_{r2y} + F_{a2y} \quad (19)$$

作用于惰轮上的液压力及啮合力的变化规律及幅值只与其齿的奇偶性有关, 分析式(7)知, 奇数齿的径向液压力脉动小。由复合泵结构显见, 因惰轮与中心轮及与内齿轮排液区瞬态变化范围很小, 不平衡径向合力远小于行星传动中行星轮的径向合力。另外, 由2个啮合点产生的径向分力中, 外啮合径向力远大于内啮合径向力, 故有把惰轮外推的趋势。为减少惰轮径向不平衡力, 改善外啮合齿面的密封性, 可适当增大内啮合高压区的幅角, 采用向低压侧偏移的非对称卸荷槽。

参 考 文 献

- [1] 赵连春, 许贤良等. 齿轮变位对第一类复合齿轮泵流量特性的影响[J]. 中国矿业大学学报, 1998(4): 366-369.
- [2] 何存兴. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.

Analysis of Radial Force for Compound Gear Pump with Three Idle Gears

ZHAO Yao-jun, ZHAO Lian-chung, XU Xian-liang

(Huainan Institute of Technology, Huainan 232001, China)

ABSTRACT: Based on the investigation of engaging points' displacement of gear pump with three idle gears, the radial components of instantaneous hydraulic pressure and the engaging force of the compound pump are analyzed. The research comes to the conclusions that the instantaneous radial forces acting on center and inner gears can be balanced so long as the center gear has triple times tooth, and the idle gear of even tooth makes less radial hydraulic pulsation than those of odd ones.

KEYWORDS: Compound Gear Pump; Radial Hydraulic Pressure; Radial Engaging Force

(责任编辑 戚孝义)