

弧齿齿轮泵瞬间流量及其脉动特性研究

宋爱平 周骥平 吴伟伟 高尚

扬州大学,扬州,225009

摘要:提出一种新型的弧齿齿轮泵,通过对齿面方程的分析,论证了周向模数相等的弧齿圆柱齿轮副可以顺畅啮合,两啮合齿面可以实现线接触,一对弧齿圆柱齿轮可以构建弧齿齿轮泵。在此基础上,推导出弧齿齿轮泵的瞬间流量表达式,以及流量脉动与齿线圆弧半径的关系。研究表明,主要参数相同的弧齿齿轮泵的流量脉动小于直齿齿轮泵的流量脉动。

关键词:齿轮泵;流量脉动;齿面方程;弧齿圆柱齿轮

中图分类号:TH325

文章编号:1004—132X(2009)19—2315—05

Research on Instant Flow Characteristic and Pulsation of Arch Gear Pump

Song Aiping Zhou Jiping Wu Weiwei Gao Shang

Yangzhou University, Yangzhou, Jiangsu, 225009

Abstract: A new gear pump was put forward. Analyzing the tooth surface equation of arch gear, it is demonstrated that two tooth surfaces of arch gears which the circumferential modules are equal can carry out linear contact. The arch gear pump can be composed with a pair of arch gear. On the basis of above, the expressions of instant flow of arch gear pump were deduced, the relationship of the flow with the main parameters of arch gear was demonstrated, they indicate that the pulsation of arch gear pump is smaller than that of arch straight teeth gear pump.

Key words: gear pump; pulsation of flow; tooth surface equation; arch cylindrical gear

0 引言

直齿齿轮泵结构简单,加工、使用、维护方便,且具有自吸能力强、对油液污染不敏感等特点,其应用广泛,液压泵中70%以上为直齿齿轮泵;但其主要缺点有:流量脉动大、噪声高、径向力不平衡等^[1]。

随着端面泄漏和径向不平衡问题的逐渐解决,直齿齿轮泵在工业领域获得了普遍应用。但直齿齿轮泵流量脉动大,由此而引发的压力脉动造成振动和噪声的问题依然存在,因而不宜用在对工作稳定性要求较高的机械设备上。一些文献对此提出了一些解决方案,如文献^[1]提出利用径向并联式齿轮泵和轴向并联式齿轮泵的齿轮错位安装方法,来降低直齿齿轮泵的流量脉动;文献^[2]提出了加接液压滤波器的办法,来降低齿轮泵的输出压力脉动。但这样一来直齿齿轮泵结构简单的优点就大打折扣了。降低齿轮泵的流量脉动的另一种方法是采用斜齿圆柱齿轮副构建齿轮泵^[3],但是斜齿齿轮副在传动过程中会产生较大的轴向分力,引起齿侧泄漏增大。

本文提出一种新型的齿轮泵,通过一对弧齿圆柱齿轮副构建弧齿齿轮泵,在齿轮主要参数相

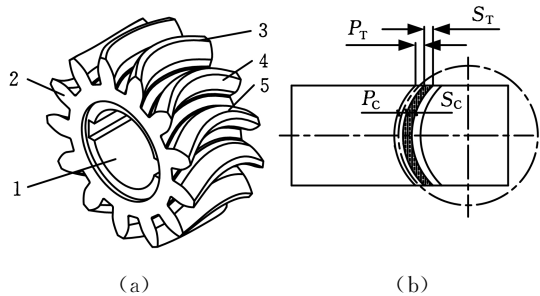
同的情况下,弧齿圆柱齿轮的啮合重合度大于直齿齿轮副的啮合重合度,不产生轴向分力,并且其齿轮传动强度大于直齿齿轮的传动强度^[4]。

1 弧齿圆柱齿轮的几何参数

弧齿圆柱齿轮作为一种新型的圆柱齿轮,其主要特征是:在圆柱体上的轮齿呈弧形,齿廓与普通圆柱齿轮一样,既可以是渐开线,也可以是诺维柯夫圆弧曲线。经过初步分析可以认为,弧齿圆柱齿轮副传动具有啮合性能好、重合系数大、轴向分力可相互抵消等特点。弧齿圆柱齿轮具有优越的传动特性,在大多数应用场合下可以代替直齿、斜齿及人字齿的圆柱齿轮的应用,同时还具有传动平稳、传动噪声低、效率高、使用寿命长、使用与安装要求低等优点,作为机械工程领域中的一种基础件,弧齿圆柱齿轮具有广阔的应用前景^[5]。

1.1 弧齿圆柱齿轮的主要参数

图1a为渐开线弧齿圆柱齿轮示意图,图1b是其齿轮分度圆柱面展开图。弧齿圆柱齿轮与直齿圆柱齿轮几何参数的主要区别是多了齿线圆弧半径 R_T , R_T 值大于齿轮宽度 B 的一半。轮齿的径向截面分度圆处各点的周向齿厚 S_C 相等,周向槽宽 P_C 相等,并且与轮齿的端面齿厚 S_T 、端面槽宽 P_T 也相等,即 $S_T = S_C = P_T = P_C$ 。这里引入周向模数 m_c 的概念, $S_C = P_C = \pi m_c / 2$,一对周向模



1. 轴孔 2. 弧齿端面 3. 轮齿齿线 4. 凹齿面 5. 凸齿面

图 1 渐开线弧齿圆柱齿轮

数相等的齿轮副能顺畅啮合。

1.2 齿面方程

渐开线弧齿圆柱齿轮的齿面方程是分析共轭齿面、齿面啮合线的基础。如图 2a 所示,该齿面 Σ 可以认为是由某一径向截面齿面渐开线齿廓 T_h , 沿基圆柱齿线 S 扫描形成,令坐标系 $OXYZ$ 的 OXY 面通过基圆柱中间截面, Z 轴通过基圆柱轴线,基圆柱半径为 R_b ,分度圆柱半径为 R 。

在图 2a 中,建立新坐标系 $O_h X_h Y_h Z_h$, Z_h 与 Z 轴同向,平面 $O_h X_h Y_h$ 与平面 OXY 相距 h , X_h 轴过基圆柱齿线 S , 这样 X_h 轴与 X 轴相比,绕 $Z(Z_h)$ 轴转动了 β 角, β 为弧齿线位置角。平面 $O_h X_h Y_h$ 与齿轮的截面如图 2b 所示,其与齿面 Σ 的交线 T_h 为渐开线,该齿廓渐开线表达式为

$$\begin{aligned} \mathbf{r}^{(h)} &= x_h \mathbf{i}_h + y_h \mathbf{j}_h \\ x_h &= R_b \cos \alpha' + a R_b \sin \alpha' \\ y_h &= R_b \sin \alpha' - a R_b \cos \alpha' \end{aligned} \quad (1)$$

式中, α' 为渐开线展开角。

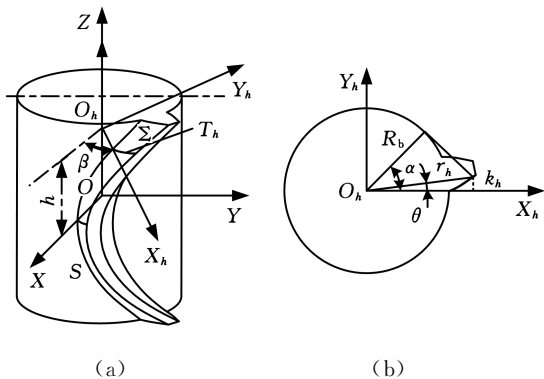


图 2 弧齿圆柱齿轮齿面与齿线

由 $O_h X_h Y_h Z_h$ 坐标系转换到 $OXYZ$ 坐标系的变换矩阵为

$$\mathbf{M}_h = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & h & 1 \end{bmatrix}$$

$$\beta = \frac{R_T - \sqrt{R_T^2 - h^2}}{R} \quad -\frac{B}{2} \leq h \leq \frac{B}{2}$$

式中, β 为弧齿线位置角。

由此可推导出齿面方程:

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= x \mathbf{i} + y \mathbf{j} + z \mathbf{k} \\ x &= R_b \cos(\alpha + \beta) + a R_b \sin(\alpha + \beta) \\ y &= R_b \sin(\alpha + \beta) - a R_b \cos(\alpha + \beta) \\ z &= h \end{aligned} \quad (2)$$

根据齿轮齿面方程可以推导齿轮副齿面接触线方程。图 3 中通过若干条离散的渐开线表示弧齿齿面,在齿面上描述了四条齿面接触线,这四条线分别是两种齿面接触时不同状态的接触线,接触线 a 是刚进入齿面啮合时的接触线,接触线 d 是就要退出齿面啮合时的接触线。

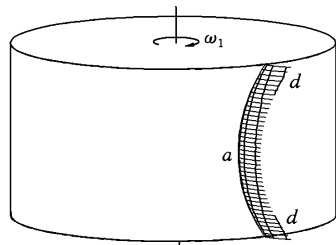


图 3 齿面接触线

根据以上对弧齿圆柱齿轮副啮合关系的分析,同时参考文献[5],可以总结出以下几点:

- (1) 弧齿圆柱齿轮的齿线为圆弧线,齿线圆弧半径为 R_T ,凸齿面与凹齿面弧线半径都为 R_T ;
- (2) 弧齿圆柱齿轮的模数定义为周向模数 m_C ,在弧齿圆柱齿轮轮齿的径向截面中,分度圆处各点的周向齿厚 S_C 相等,周向槽宽 P_C 相等,且 $S_C = P_C = \pi m_C / 2$;
- (3) 周向模数相等的齿轮副可以顺畅啮合,两啮合齿面可以实现线接触。

一对弧齿圆柱齿轮齿面可以实现线接触,可以实现封油,因此,一对弧齿圆柱齿轮可以保证齿轮泵的正常运转。

2 直齿齿轮泵瞬间流量的表达式

齿轮泵是靠被封闭的容积减少来排出液体,形成流量。先考察在齿轮泵出口处形成的封闭容积 V ,再分析封闭容积是如何变化的。

如图 4 所示, O_1 齿轮为主动齿轮,一般齿轮泵两齿轮的尺寸参数相同,齿轮基圆半径为 R_b ,齿顶圆半径为 R_a ,分度圆半径为 R ,齿轮压力角为 α , k 点为啮合点, p 点为节点, mn 为啮合线, B 为齿轮宽度。

根据齿轮的啮合关系可以推导出,封闭油腔的容积 V 的瞬间容积减少量为

$$dV = \frac{B}{2} (2R_a^2 - \rho_1^2 - \rho_2^2) d\varphi \quad (3)$$

式中, ρ_1 为啮合点到 O_1 齿轮中心的距离; ρ_2 为啮合点到

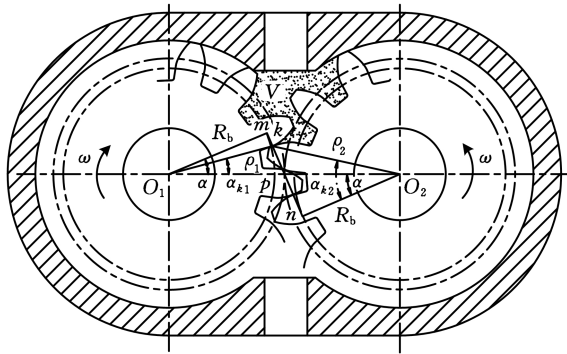


图4 齿轮泵输出油腔的变化

O_2 齿轮中心的距离; φ 为齿轮转角。

因 $R_a > \rho_1, R_a > \rho_2$, 故式(3) 为正值, 即被封闭的这块容积在齿轮 1 转过 $d\varphi$ 的过程中是减少的, 能够起到排油作用。

主动轮的角速度 $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$, 齿轮泵的瞬间流量为

$$Q_t = \frac{B\omega}{2} [2R_a^2 - (\rho_1^2 + \rho_2^2)] \quad (4)$$

根据图 4 所示的几何关系, 式(4) 也可以表示为

$$Q_t = B\omega(R_a^2 - R^2 - \overline{pk}^2) \quad (5)$$

在两齿轮啮合时, 由于啮合点 k 是变化的, 故节点 p 到啮合点 k 的距离 \overline{pk} 的值也是变化的, \overline{pk} 值的变化就是齿轮泵流量脉动产生的主要原因。分析 \overline{pk} 值的变化规律, 尽量减少 \overline{pk} 值的变化量, 就可以降低流量脉动。

将图 4 中的两个直角三角形 O_1mk 与 O_2nk 单独表示为图 5。由图 5 可知, 根据齿轮啮合关系, 在啮合线 mn 上, m 点到节点 p 的距离 \overline{mp} 与节点 p 到 n 点的距离 \overline{pn} 满足 $\overline{mp} = \overline{pn} = R_b \tan \alpha$, $O_1p = O_2p = R$, 且

$$\overline{pk} = |R_b \tan \alpha - \overline{mk}| = |R_b (\tan \alpha - \tan \alpha_k)|$$

式中, \overline{mk} 为 m 点到啮合点 k 的距离; α_k 为直齿齿轮泵的中间截面的齿廓啮合角。

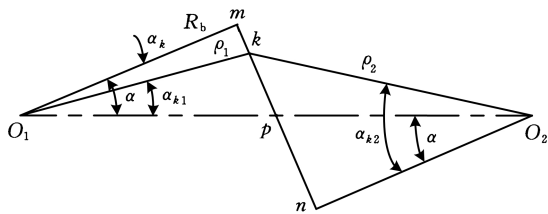


图5 啮合点的变化

这样齿轮泵的瞬间流量也可以表示为

$$Q_t = B\omega(R_a^2 - R^2) - B\omega R_b^2 (\tan \alpha - \tan \alpha_k)^2 \quad (6)$$

由于啮合点 k 在啮合线上移动, ρ_2 的最大值为齿顶圆半径 R_a , 这样 \overline{pk} 的最大值为 $\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - R_b \tan \alpha$; \overline{pk} 的最小值为 0, 此时, 啮合点 k 与节点 P 重合。这样直齿齿轮泵的最小瞬间流量

$$Q_{tmin} = B\omega [R_a^2 - R^2 - (\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - R_b \tan \alpha)^2]$$

直齿齿轮泵的最大瞬间流量

$$Q_{tmax} = B\omega (R_a^2 - R^2)$$

直齿齿轮泵的流量脉动

$$\delta Q = \frac{Q_{tmax} - Q_{tmin}}{Q_{tmax}} = \frac{(\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - R_b \tan \alpha)^2}{R_a^2 - R^2}$$

3 弧齿齿轮泵的瞬间流量与流量脉动

弧齿齿轮泵中的齿轮副啮合过程与直齿齿轮泵有所不同, 如图 6 所示, 由于轮齿呈弧状, 当一对轮齿在中间部分开始啮合时, 其端面已进入啮合状态, 其啮合点投影到啮合线 mn 上是一段线段, 而不是一个点。图 7 清楚地表达了弧齿齿轮副一对轮齿的啮合状态, a_1, b_1, c_1 为端面齿廓啮合状态, a_2, b_2, c_2 为对应时刻的中间截面齿廓啮合状态。

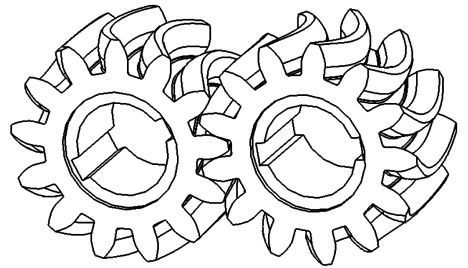
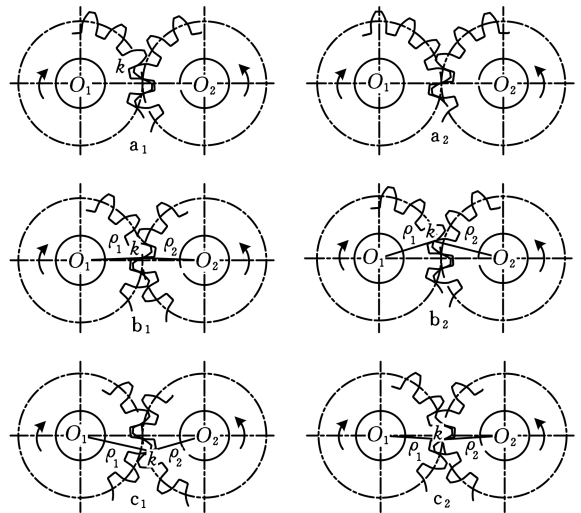


图6 弧齿圆柱齿轮泵的齿轮副啮合状态图



(a) 端面齿面啮合状态 (b) 中间截面齿面啮合状态

图7 弧齿圆柱齿轮泵的齿面啮合

a_1, a_2 为开始啮合状态: 当一对轮齿端面齿面开始啮合时(a_1), 啮合点为 k , 中间截面齿廓未进入啮合(a_2);

b_1, b_2 为开始封油状态: 当中间截面齿廓开始进入啮合(b_1) 时, 端面齿廓已啮合(b_2), 这时齿面为全齿接触, 可以实现封油, 称为“封油状态”;

c_1, c_2 为开始解封状态: 当端面齿廓就要退出啮合(c_1) 时, 中间截面齿廓还在啮合(c_2), 这对轮

齿此时不是全齿接触,不能封油。为了保证齿轮泵的平稳运行,下一对轮齿必须已进入“封油状态”。

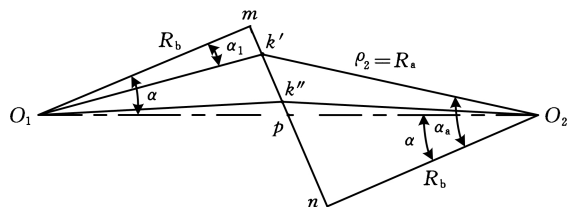
分析其流量脉动的重点就是两轮齿从“开始封油状态(b_1 、 b_2)”到“开始解封状态(c_1 、 c_2)”之间泵的瞬时流量与 $B\overline{pk}^2$ 值的变化情况。但是由于弧齿圆柱齿轮轮齿弧线布置、齿面啮合点 k 的位置不是在啮合线上的一个点,而是在一个区域,故 $B\overline{pk}^2$ 值的变化状态与式(6)不同。在计算 $B\overline{pk}^2$ 值时,应先分析弧齿圆柱齿轮副啮合点的状态。

在“开始封油状态”齿面啮合点的位置如图 8a 所示,齿轮端面齿廓的啮合点在 k'' 点,而齿轮中间截面齿廓的啮合点在 k' 点,此时 $\rho_2 = R_a$,被动齿轮 O_2 的齿面啮合角为 α_n ,即齿顶啮合角;这时主动齿轮 O_1 的齿面啮合角为 α_1 ,根据齿面啮合关系可以推导出:

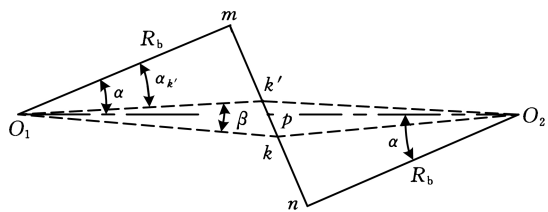
$$\alpha_1 = \arctan(2\tan\alpha - \tan\alpha_n)$$

从开始封油到解封的整个过程为排油状态,如图 8b 所示,中间截面齿廓的啮合点在 k' 点,与中间截面相距 h 的截面齿廓的啮合点为 k 点, k 与 k' 点相对于 O_1 中心的夹角为 β 。 \overline{pk} 的值就是图 8b 中 k 点到节点 p 的距离值,为正值。 h 变化时, β 值就改变, \overline{pk} 的值也相应改变。

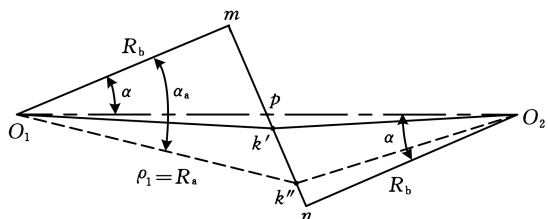
“开始解封状态”齿面啮合点的位置如图 8c 所示,中间截面齿廓的啮合点在 k' 点,齿轮端面齿廓的啮合点在 k'' 点,此时 $\rho_1 = R_a$,主动齿轮 O_1



(a) 开始封油状态齿面啮合点



(b) 排油状态齿面啮合点



(c) 开始解封状态齿面啮合点

图 8 弧齿圆柱齿轮副啮合点的变化

的端面齿廓啮合角为 α_n ,即齿顶啮合角;中间截面齿廓啮合角 α_k' 可表示为

$$\alpha_k' = \alpha_n - \beta_{\max} = \alpha_n - \frac{R_T - \sqrt{R_T^2 - (B/2)^2}}{R}$$

如图 8b 所示,由于在齿厚方向上,各截面齿廓的啮合点在啮合线 mm 上不同, \overline{pk} 是与齿轮截面距离 h 相关的变量,根据渐开线弧齿圆柱齿轮参数的定义可以确定 k 点到 k' 点的距离 $\overline{kk'}$ 满足 $\overline{kk'} = R\beta$ 。这样可以将 $B\overline{pk}^2$ 的值转化为

$$B\overline{pk}^2 = \int_{-B/2}^{B/2} [R_b(\tan\alpha - \tan\alpha_k') - R\beta]^2 dh = \int_{-B/2}^{B/2} [R_b(\tan\alpha - \tan\alpha_k') - (R_T - \sqrt{R_T^2 - h^2})]^2 dh \quad (7)$$

直齿传动时:

$$B\overline{pk}^2 = BR_b^2(\tan\alpha - \tan\alpha_k)^2 \quad (8)$$

比较式(7)、式(8),式(8)的最大值比式(7)的大,因此,由 \overline{pk} 值的变化引起的直齿齿轮泵瞬时流量脉动要比弧齿齿轮泵流量脉动大。

根据式(7)可知:齿线圆弧半径 R_T 越小, $B\overline{pk}^2$ 值变化越小,流量脉动越小。

当式(7)中的齿线圆弧半径 $R_T \rightarrow \infty$ 时,即:轮齿为直齿时,式(7)就与式(8)相同。

根据式(5)、式(7),得到弧齿齿轮泵的瞬时流量:

$$Q_t = B\omega(R_a^2 - R^2) - \omega \int_{-B/2}^{B/2} [R_b(\tan\alpha - \tan\alpha_k') - (R_T - \sqrt{R_T^2 - h^2})]^2 dh \quad (9)$$

$$\alpha_1 \leq \alpha_k' \leq \alpha_n - \frac{R_T - \sqrt{R_T^2 - (B/2)^2}}{R}$$

$$\alpha_1 = \arctan(2\tan\alpha - \tan\alpha_n)$$

$$\alpha_n = \arccos(R_b/R_a)$$

式中, α_n 为齿顶啮合角。

中间截面齿廓的啮合角 α_k' 在变动时会引起流量脉动,式(9)在积分时, α_k' 的值与 h 无关。

根据弧齿圆柱齿轮的几何形状,可以假设 $R_T - \sqrt{R_T^2 - h^2} = h^2/(2R_T)$,这样简化式(9),可得:

$$Q_t = B\omega(R_a^2 - R^2) - B\omega R_b^2(\tan\alpha - \tan\alpha_k')^2 - \frac{B^3\omega}{320R_T^2} + \omega R_b(\tan\alpha - \tan\alpha_k') \frac{B^3}{12R_T} \quad (10)$$

借助于计算机,将直齿齿轮泵的瞬时流量与弧齿齿轮泵的瞬时流量绘制成瞬时流量图形,如图 9 所示。设 X 方向为中间截面齿廓啮合角 α_k , α_k' ; Y 方向为瞬时流量。设齿数 $Z = 16$ 、模数 $m = 4\text{mm}$ 、齿轮厚度 $B = 30\text{mm}$ 、齿线圆弧半径 $R_T = 20\text{mm}$ 、 $\omega = 16\text{rad/s}$ 。由图 9 可知,弧齿齿轮泵的瞬时流量脉动小于直齿齿轮泵的瞬时流量脉动。

图 10 所示为弧齿齿轮泵,弧齿齿轮材料为工

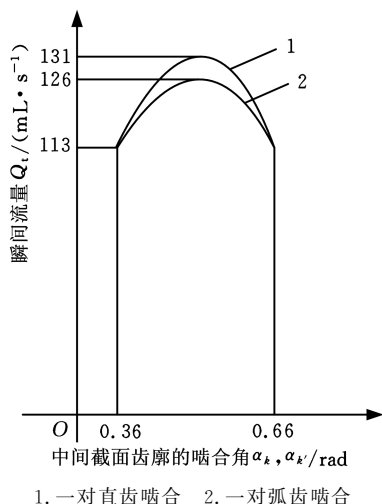


图9 轮齿啮合时的瞬间流量

程塑料。经过初步试验测试,主要参数相同的弧齿齿轮泵的输出压力脉动明显小于直齿齿轮泵输出压力脉动;选择适当的参数,弧齿齿轮泵就不存在困油现象,可以不用卸荷槽,单位时间的输出流量大于直齿齿轮泵的输出流量。



图10 弧齿齿轮泵

4 结论

一对弧齿圆柱齿轮副啮合轮齿可以实现线接触,可以实现“封油”与“排油”的齿轮泵运行过程;弧齿齿轮泵的瞬间流量脉动小于直齿齿轮泵的瞬间流量脉动。由于弧齿圆柱齿轮副传动重合度大于直齿圆柱齿轮副,不产生轴向分力,传动冲击小,因此,弧齿齿轮泵的运行平稳性要优于直齿齿轮泵。

弧齿齿轮泵结构简单、运行平稳,整体运行性能要优于直齿齿轮泵,将会成为一种高性能的齿轮泵。

参考文献:

[1] 张军,任建华,许贤良,等.低脉动齿轮泵瞬时流量特性研究[J].安徽理工大学学报,2004,24(4):37-40.
 [2] 李运华,焦宗夏,王占林,等.一种主动液压滤波器的理论分析[J].北京航空航天大学学报,1999,25(2):163-167.
 [3] 周骥平,姜铭,李益民,等.斜齿齿轮泵小脉动输出

特性[J].机械工程学报,2000,26(12):18-20.

[4] 王召垒,宋爱平.渐开线弧齿圆柱齿轮副齿面接触应力分析[J].机械设计与制造,2008(12):33-36.
 [5] 宋爱平,易红,汤文成,等.渐开线弧齿圆柱齿轮及其啮合特性[J].中国机械工程,2006,17(18):1888-1892.

(编辑 王艳丽)

作者简介:宋爱平,男,1965年生。扬州大学机械工程学院副教授、博士。主要研究方向为齿轮传动与先进制造。发表论文20余篇。周骥平,男,1960年生。扬州大学机械工程学院教授。吴伟伟,男,1985年生。扬州大学机械工程学院硕士研究生。高 尚,男,1986年生。扬州大学机械工程学院硕士研究生。

第十一届中国科协年会于2009年9月8日在重庆大礼堂隆重开幕,本次年会由中国科协和重庆市人民政府联合主办。全国人大常委会副委员长、中国科学院院长路甬祥,全国人大常委会副委员长、中国科协主席韩启德,中国科协名誉主席周光召,中国工程院院长徐匡迪,重庆市委副书记、市长王鸿举,以及来自全国各地、各学科领域,工作在科研、生产、教学第一线的3500名科技工作者出席了开幕式。

开幕式后,全国人大常委会副委员长、中国科学院院长路甬祥作了题为《应对危机,把握机遇,科学前瞻,创新发展》的报告,中国工程院院长徐匡迪作了题为《应对气候变化,发展低碳经济》的报告,另外,重庆市市长王鸿举,中国工程院副院长邬贺铨,铁道部副总工程师张曙光,香港城市大学校长、中国工程院外籍院士郭位等著名科学家也为大会作了特邀报告。

(工作总部)

“自主创新,打造西部制造业高地”研讨会于2009年9月9日在重庆成功举办。本次研讨会系第十一届中国科协年会“分10”会场,由中国机械工程学会和重庆市机械工程学会共同主办,150余名代表参加了会议。会议由中国机械工程学会秘书长张彦敏和国家自然科学基金委员会雷源忠研究员主持。中国工程院院士、装甲兵工程学院徐滨士将军,中国工程院院士、浙江大学谭建荣教授,重庆大学刘飞教授,重庆长安汽车集团汽车工程研究院总工程师季方胜在会上作了报告,报告题目分别为《中国特色的再制造工程及其发展》、《数字样机共性关键技术及其应用》、《实施机床绿色再制造,提升西部制造业装备能力》、《造安全车是长安自主品牌不懈追求的目标》。

(工作总部)