排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2012 年 3 月 Mar. 2012 | 第 30 卷 第 2 期 Vol. 30 No. 2

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2012.02.005

中高压外啮合齿轮泵端面间隙的理论计算

李玉龙，孙付春
（成都大学工业制造学院，四川 成都 610106）

摘要：在浮动轴套(侧板)受力分析的基础上,通过其内侧油膜挤压力、困油力、工作油压力和其外侧补偿力等的计算,构建出浮动轴套(侧板)轴向的动力学模型.利用龙格-库塔法在一个啮合周期内的迭代运算,获得端面间隙的动态仿真结果,并就压紧力系数、工作油压的不同分布和困油压力对端面间隙的影响进行分析.结果表明:案例工况参数下的端面间隙值一般在0.13 mm左右,与实际情况比较吻合;同一压紧系数下浮动侧板内侧因工作油压的不同分布所引起的总油压力越大,端面间隙则越小;在其他条件不变的情况下,压紧系数越大,端面间隙越小;油压的不同分布、压紧系数的大小对端面间隙具有明显的影响,而困油压力的影响较小;总体而言,中、高压外啮合齿轮泵的端面间隙实际上波动较小,可采用动态端面间隙的均值以简化后续计算.

关键词：齿轮泵;端面间隙;浮动轴套;轴向振动;困油压力
中图分类号：S277.9; TH325　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2012)02-0147-06

Theoretical calculation of axial clearance in medium or high pressure external gear pumps

Li Yulong, *Sun Fuchun*
(Industrial Manufacturing College, Chengdu University, Chengdu, Sichuan 610106, China)

Abstract: The study on theoretically estimating variable axial clearance in a medium or high pressure external gear pump is rare yet, thus a dynamics model for determining such a clearance was established in the paper based on an analysis on forced acted on a floating axial sleeve (side plate), which consisted of the pressure in squeezed film, the outside compensated forces on the sleeve, the pressure in trapped oil and the working oil pressure. Then variable axial clearances were iteratively estimated from the model in a meshing cycle by using the Runge-Kutta method. Subsequently, an analysis on the influence of compression ratio, different distributions of working oil pressure and trapped oil pressure on the clearance value was conducted. The results show that the axial clearance is about 0.13 mm in all the cases, and it is consistent with the actual value. The greater the total force of oil pressure due to the different distributions of operating oil pressure at the same compression ratio, the smaller the axial clearance. As the other conditions remain unchanged, the higher the compression ratio, the smaller the axial clearance. Moreover the operating oil pressure and compression ratio have a significant impact on the clearance, but the trapped oil pressure just has slight effect on it. Generally, in a medium or high pressure external gear pump the axial clearance really shows less variable, so that the mean value of the variable clearances can be applied in design to simplify subsequent calculations.

Key words: external gear pumps; axial clearance; floating axial sleeve; axial vibration; trapped oil pressure

收稿日期：2011-10-16
基金项目：安徽省自然科学基金资助项目(2004KJ317)；成都大学人才引进基金资助项目(20804)
作者简介：李玉龙(1968—)，男，江苏泰兴人，教授(leo-world@163.com)，主要从事齿轮泵理论及现代设计方法研究.
孙付春(1981—)，男，江苏东台人，讲师(fch.sun@163.com)，主要从事机械设计方法及理论和核技术应用研究.

外啮合齿轮泵的总泄漏主要包括径向的、端面的和齿侧的泄漏[1]. 其中,端面泄漏占总泄漏的75% ~80%[2]. 由于端面泄漏正比于端面间隙的3次方,因此,尽量减小端面间隙是控制泄漏的最有效的办法. 目前国内外学者主要集中于端面间隙对泵性能影响的模拟[3-4]和以端面间隙为变量、总功率损失为最小的优化设计方法研究[5-7]. 当前,低压泵一般采用固定的端面间隙[1],小排量时,一般控制在0.01 ~0.03 mm;大排量时,一般控制在0.03 ~0.05 mm. 而中、高压泵则因为使用了端面间隙的自动补偿机制,间隙是动态变化的,且计算上目前也没有比较好的理论模型. 因此,不管泵是否采用端面间隙的补偿机制,在端面泄漏计算时所采用端面间隙,以固定的实测值或者静态的计算值代替动态的端面间隙非常普遍[8-9].

文献[7]从实践的角度建议中、高压泵的端面间隙在模数为3时,取0.06 ~0.15 mm,在模数为4时,取0.09 ~0.21 mm. 由于其取值跨度非常宽,因此在泄漏计算、安装与维护等方面,指导性不强. 鉴于此,文中将对端面间隙的计算模型展开深入研究.

1 轴套(侧板)的动力学模型

图1a是一款采用浮动轴套的中、高压齿轮泵的典型结构图,其中补偿面采用单侧补偿[1]. 设齿轮端面与浮动轴套之间的油膜动态厚度为 h_o,浮动轴套外侧密封圈的最大可压缩量为 $h_{o,max}$. 当忽略齿轮轴向振动而只研究图1a中左侧轴套的轴向振动位移时,其动力学模型可用图1b描述.

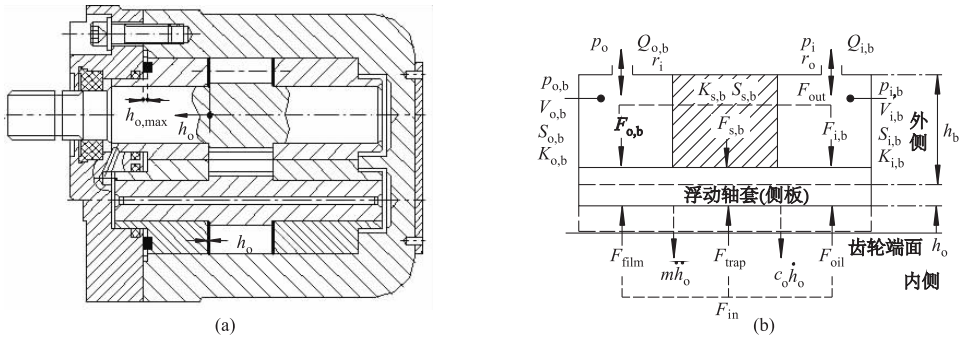


图1 中、高压齿轮泵浮动轴套(侧板)的结构及其动力学模型示意图

Fig. 1 Sketch of dynamics model and structure of floating sleeve (end side) in medium and high pressure external gear pump

图1b中:$p_{o,b}$,$V_{o,b}$,$S_{o,b}$,$K_{o,b}$和$p_{i,b}$,$V_{i,b}$,$S_{i,b}$,$K_{i,b}$分别为轴套(侧板)外侧补偿面上高压区内和低压区内补偿油的压力、体积、截面面积和体积弹性模量;$S_{s,b}$,$K_{s,b}$分别为密封圈的截面面积和体积弹性刚度;F_{oil},F_{film},F_{trap}分别为由分布在不同齿槽内工作油液在轴套内侧面上产生的作用力、齿轮端面与轴套内侧面间的油膜挤压力、困油压力在轴套内侧面产生的作用力;$F_{o,b}$,$F_{i,b}$和$F_{s,b}$分别为轴套外侧补偿面上由高压油、低压油和密封圈在轴套外侧面上产生的补偿压力和弹力. 如果仅考虑轴套上的线性阻尼,那么对图1b中的轴套列出力平衡方程为

$$m_o\ddot{h}_o + c_o\dot{h}_o = F_{in} - F_{out}, \tag{1}$$

式中:m_o为轴套的质量;c_o为阻尼系数;$\dot{h}_o$和$\ddot{h}_o$分别为h_o对时间t的一、二阶导数;F_{in}为轴套内侧面上所受到的动态内侧力;F_{out}为轴套外侧面上所受到的动态外侧力,且

$$\begin{cases} F_{in} = F_{film} + F_{oil} + k_{trap}F_{trap}, \\ F_{out} = F_{o,b} + F_{s,b} + F_{i,b}, \end{cases} \tag{2}$$

式中:k_{trap}为考虑困油与否的因子,$k_{trap}=0$为不考虑困油的影响,$k_{trap}=1$为考虑困油的影响.

在图1b中,由体积弹性模量的定义[10],对轴套(侧板)外侧补偿面上由密封圈隔开的独立区域内的工作油液,分别给出其体积状态方程为

$$\begin{cases} \dot{p}_{o,b} = K_{o,b}(\dot{h}_o - Q_{o,b}/S_{o,b})/(h_b - h_o), \\ \dot{p}_{i,b} = K_{i,b}(\dot{h}_o - Q_{i,b}/S_{i,b})/(h_b - h_o), \end{cases} \tag{3}$$

式中:$\dot{p}_{o,b}$,$\dot{p}_{i,b}$分别为$p_{o,b}$,$p_{i,b}$对时间t的一阶导数;h_b为轴套(侧板)在$h_o=0$时的起始位置;$Q_{i,b}$,$Q_{o,b}$分别为由进油腔、排油腔引入补偿面低压区、高压区的补偿流量,由孔口出流的计算公式[1],得

$$\begin{cases} Q_{i,b} = \pm C\pi r_i^2\sqrt{2|p_{i,b} - p_i|/\rho_i}, \\ Q_{o,b} = \pm C\pi r_o^2\sqrt{2|p_{o,b} - p_o|/\rho_o}, \end{cases} \tag{4}$$

式中:C为流量系数;r_i,r_o分别为由进油腔、排油

腔引入补偿面低压区、高压区的油孔半径；$\rho_{o,oil}$，$\rho_{i,oil}$分别为轴套（侧板）外侧补偿面上高压区、低压区的油液密度，两者都是油压的函数，常态下，可近似为常量；p_i，p_o 分别为泵油的进口、出口压力，当 $p_{i,b}>p_i$ 且 $p_{o,b}>p_o$ 时，式（4）中取正号，否则取负号.

联立方程（1）和（3），得微分方程组为

$$\begin{cases} m\ddot{h}_o + c_o\dot{h}_o = F_{in} - F_{out}, \\ \dot{p}_{o,b} = K_{o,b}(\dot{h}_o - Q_{o,b}/S_{o,b})/(h_b - h_o), \\ \dot{p}_{i,b} = K_{i,b}(\dot{h}_o - Q_{i,b}/S_{i,b})/(h_b - h_o). \end{cases} \tag{5}$$

2　动态内侧力的计算

2.1　内侧的油膜挤压力计算

由文献[11]知，外径为 r 两平行圆盘之间的油膜挤压力为

$$W(r) = -\frac{3\pi\eta r^2}{2h_o^3}\dot{h}_o,\ \dot{h}_o<0, \tag{6}$$

式中：η 为油液的黏度.

在不考虑齿轮端面相对于轴套（侧板）的圆周运动而引起端面间隙中液体流动的情况下，齿轮端面与轴套端面间的油膜挤压力近似推导为

$$F_{film} \approx -3\eta\left[\frac{S_{tooth}+\pi(r_f^2-r_z^2)}{2h_o^3}\right]\dot{h}_o,\ \dot{h}_o<0, \tag{7}$$

式中：S_{tooth} 为轮齿端面的截面面积[12]；r_f 为齿轮的根径；r_z 为齿轮的轴径.

2.2　内侧的油压力计算

浮动轴套内侧面上的油压力 F_{oil} 可表示为

$$F_{oil} = S_{groove}\sum_{i=1}^{z} p_{groove}(f_b,i), \tag{8}$$

式中：z 为齿数；f_b 为径向力的减小措施变量；$p_{groove}(f_b,i)$ 为对应于某种径向力的减小措施变量 f_b 下泵从进油口到出油口的第 i 齿槽中的油压力；S_{groove} 为齿槽截面积，其计算方法参见文献[12].

虽然 $p_{groove}(f_b,i)$ 在 $[0,2\pi/z]$ 内有变化，但所有齿槽中的油压力之和在 $[0,2\pi/z]$ 内可看成近似不变[1,12]. 同时，浮动侧板的轴向振动也会对齿槽中的油液有一定的挤压和膨胀效应，即对 $p_{groove}(f_b,i)$ 有影响，但由于齿槽中的油液存在气穴[13-14]，所以这种影响是很小的. 因此，轴套内侧面上所受到的油压力 F_{oil} 可看成近似不变.

对应于径向力的减小措施，$p_{groove}(f_b,i)$ 主要有 3 种分布形式，即

1）吸油腔扩大到接近排油腔，只有 1 到 2 齿起密封作用，以变量 $f_b=1$ 表示；

2）排油腔扩大到接近吸油腔，只有 1 到 2 齿起密封作用，以变量 $f_b=2$ 表示；

3）全齿起密封作用，以变量 $f_b=3$ 表示.

2.3　内侧困油力的模拟计算

困油力 F_{trap} 包括偏向主、从动齿轮的困油区 1，2 内的困油压力对轴套（侧板）内侧表面产生的困油力[1]，即

$$F_{trap} = p_{trap1}S_{trap1} + p_{trap2}S_{trap2}, \tag{9}$$

式中：p_{trap1}，p_{trap2} 分别为困油区 1，2 内的困油压力；S_{trap1}，S_{trap2} 分别为困油区 1，2 的困油截面面积.

由文献[1]知，困油区 1，2 内的困油压力用正弦曲线可近似模拟为

$$\begin{cases} p_{trap1} = \begin{cases} k_{big}p_o\sin\left(\dfrac{s-s_1}{s_c-s_1}\pi\right), & s\in s^{ac}, \\ 0, & s\in s^{other}, \end{cases} \\ p_{trap2} = \begin{cases} 0, & s\in s^{other}, \\ k_{big}p_o\sin\left(\dfrac{s-s_2}{s_f-s_2}\pi\right), & s\in s^{df}, \end{cases} \end{cases} \tag{10}$$

式中：k_{big} 为困油压力最大峰值与 p_o 的比值；s 为啮合位置变量. 且

$$\begin{cases} s_1 = (a\sin k_{big}^{-1}s_c - \pi s_a)/(a\sin k_{big}^{-1} - \pi), \\ s_2 = (a\sin k_{big}^{-1}s_f - \pi s_d)/(a\sin k_{big}^{-1} - \pi), \end{cases} \tag{11}$$

式中：s_a，s_c，s_d，s_f 的定义可参考文献[1].

将式（7）-（9）中 F_{film}，F_{oil}，F_{trap} 代入式（2）即可求得 F_{in}.

3　动态外侧力的计算

轴套外侧面上补偿面的几何形状常见有“偏心 8 字形”和“不规则形”等，笔者以文献[12]所示的“偏心 8 字形”密封圈为例，说明其外径 $r_{s,o}$ 的计算. 设 t_s 为可选择的密封圈宽度，有

$$\begin{cases} F_{o,b} = p_{o,b}S_{o,b},\ S_{o,b} = \pi(r_a^2 - r_{s,o}^2), \\ F_{s,b} = K_{s,b}S_{s,b}(h_s + h_o),\ S_{s,b} = \pi[r_{s,o}^2 - (r_{s,o} - t_s)^2], \\ F_{i,b} = p_{i,b}S_{i,b},\ S_{i,b} = \pi[(r_{s,o} - t_s)^2 - r_z^2], \end{cases} \tag{12}$$

式中：r_a 为轴套的外圆半径；h_s 为密封圈静态时（$h_o=0$）的预压缩量. 将式（12）中的 $F_{o,b}$，$F_{s,b}$，$F_{i,b}$ 代入式（2）即可求得 F_{out}.

设计补偿面时，其结构的几何尺寸计算公式为

$$p_o S_{o,b} + p_i S_{i,b} + K_{s,b} S_{s,b} h_s = K_f F_{oil}, \quad (13)$$

式中：K_f 为补偿面的力压紧系数[12].

由于只有中、高压泵使用浮动轴套(侧板)，因此，式(13)存在 $p_o S_{o,b} \gg p_i S_{i,b}$，$p_o S_{o,b} \gg K_{s,b} S_{s,b} h_s$. 则式(13)近似简化为

$$p_o S_{o,b} \approx K_f F_{oil}, \quad (14)$$

由此，可近似求得

$$r_{s,o} \approx \sqrt{r_a^2 - K_f F_{oil}/(\pi p_o)}. \quad (15)$$

4 实例运算及分析

采用龙格－库塔法对式(5)进行仿真计算[15]. 计算中所使用的原型参数分别为模数4 mm，齿数12，压力角20.667°，啮合角24.4°，齿顶高系数1，顶隙系数0.25，泵进、出油口半径10 mm，浮动侧板的材料密度7 800 kg/m^3，浮动侧板的厚度30 mm，$p_i = 1.013 \times 10^5$ Pa，$p_o = 1.013 \times 10^7$ Pa，$r_i = r_o = 3$ mm，$f_b = 2$，$k_{big} = 3$，$K_f = 1.2$，$k_{trap} = 0.1$，$c_0 = 10^6$ N/(m/s)，$K_{s,b} = 7.8 \times 10^6$ Pa，$K_{o,b} = K_{i,b} = 1.7 \times 10^9$ Pa，$r_z = 0.8 r_f$，$h_b = 3$ mm，$h_s = 0.3$ mm，$t_s = 3.1$ mm，$\rho_{o,oil} = \rho_{i,oil} = 870$ kg/m^3，$\eta = 0.03$ Pa·s，$C = 0.62$. 龙格－库塔法迭代时，所取初值分别为 $\dot{h}_o(0) = 0$ m/s，$h_o(0) = 1.5 \times 10^{-4}$ m，$p_{o,b}(0) = p_o$，$p_{i,b}(0) = p_i$. 迭代收敛的相对精度设为5%.

图2a为困油压力的模拟情况，这一结果与文献[1]的实测结果比较一致. $k_{trap} = 0$ 和 $k_{trap} = 1$ 时，当啮合变量 s 在一个啮合周期内变化下的 h_o 和 $\dot{h}_o$ 如图2b，c所示. 可以看出：困油对 h_o 有轻微的影响，原因在于困油力 F_{trap} 改变了浮动侧板的振动速度，进而影响了油膜挤压力 F_{film}，导致 h_o 略有增大，但这种影响极不明显，原因在于困油力 F_{trap} 相较于中、高压下的 F_{oil} 要小很多；另外，只要 r_i，r_o 不至于太小，浮动轴套的轴向振动对外侧补偿油压 $p_{o,b}$，$p_{i,b}$ 的影响也很小，即 $p_{o,b} \approx p_o$，$p_{i,b} \approx p_i$.

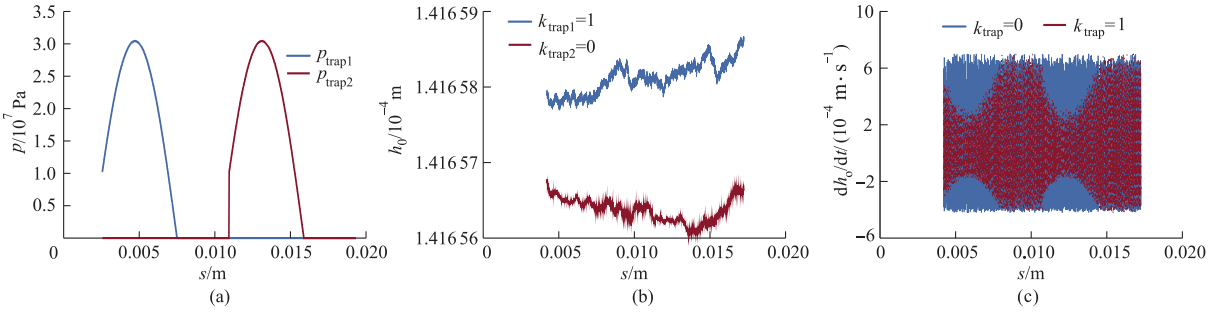


图2 有无困油下浮动轴套的振动位移和速度

Fig. 2 Displacement and velocity of vibrating floating sleeve with and without trapped oil

$K_f = 1.1$，1.2 和 1.3 时，当啮合变量 s 在一个啮合周期内变化下的 h_o 和 $\dot{h}_o$ 如图3所示.

由图3可以看出：随着压紧力系数 K_f 由1.1变化到1.3时，h_o 由大到小发生变化，说明增大压紧力能够减小 h_o，对减少泵的端面泄漏比较有利，影响明显.

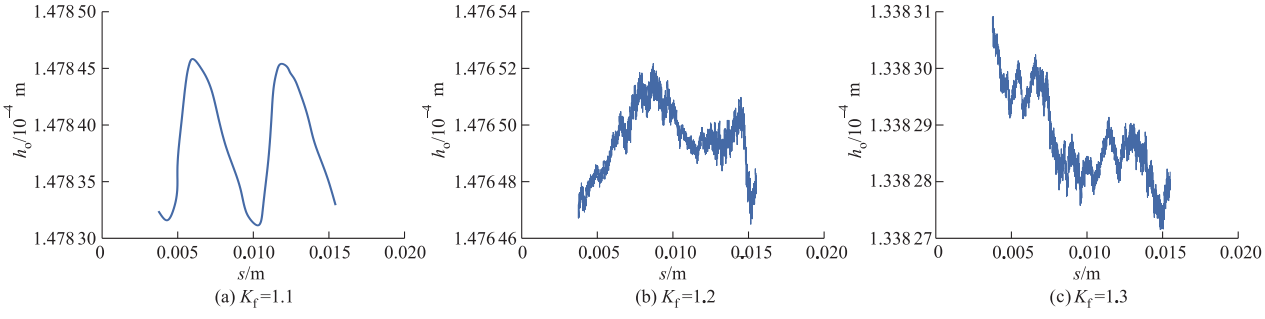


图3 3种不同压紧力系数下的振动位移

Fig. 3 Displacement of vibration at three compression ratios

$f_b = 1$，2，3 时，当啮合变量 s 在一个啮合周期内变化下的 h_o 和 $\dot{h}_o$ 如图4所示. 可以看出：$f_b = 1$ 时，h_o 值最大，在于吸油腔扩大到接近排油腔，导致 F_{oil} 相较于其他两种情况为最小；$f_b = 2$ 时，h_o 值最小，

在于排油腔扩大到接近吸油腔，导致 F_{oil} 相较于其他两种情况为最大；$f_b=3$ 时，h_o 值居于两者之间，此时 F_{oil} 也居于两者之间；F_{oil} 越大，h_o 越小，$f_b=1$ 与 $f_b=2$，3 之间的差距非常明显.

图 2－4 给出的 h_o 值，均在文献[6－7]给出的取值范围内，说明模型具有一定的可靠性，且动平衡时，端面间隙实际上波动较小，在后续利用端面间隙进行计算时，可以动态端面间隙的均值代替.

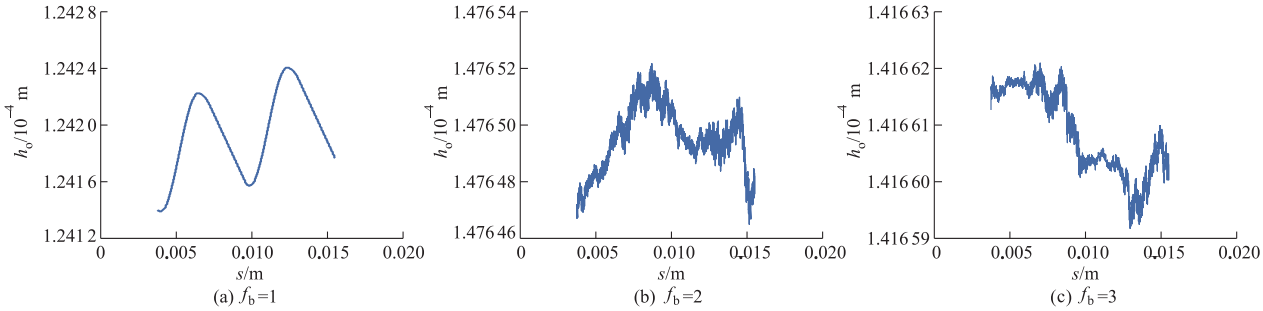


图 4　3 种不同油压分布下浮动侧板的振动位移

Fig. 4　Displacement of vibration at three distributions of operating oil pressure

5　结　论

1）压紧力系数和工作油压的不同分布对端面间隙均有较大的影响，与实际情况比较符合.

2）实际应用上，压紧力系数和油压分布应结合起来使用，当吸油腔扩大到接近排油腔时，可采用较大的压紧力系数，当排油腔扩大到接近吸油腔时，可采用较小的压紧力系数.

3）困油压力对端面间隙的影响甚微，可以忽略. 浮动轴套外侧补偿面上的油压波动很小，可以采用泵出口压力代替，以简化端面间隙的计算.

4）动平衡时，端面间隙实际上波动较小，可采用其均值以简化端面泄漏等的计算.

参考文献(References)

[1] 李玉龙. 外啮合齿轮泵困油机理、模型及试验研究[D]. 合肥：合肥工业大学机械与汽车工程学院，2009.

[2] Jing Baode, Yang Lijuan, Lu Shuang. The research of contaminant abrasion on external gear pumps [C]//Proceedings of the Control and Decision Conference. Shenyang: Northeastern University Press, 2009: 3090－3093.

[3] Houzeaux G, Codina R. A finite element method for the solution of rotary pumps [J]. Computers & Fluids, 2007, 36(4): 667－679.

[4] 黄健，刘振侠，张丽芬，等. 端面间隙对齿轮泵性能影响的数值模拟研究[J]. 机床与液压，2011，39(13)：36－38.
Huang Jian, Liu Zhenxia, Zhang Lifen, et al. Numerical investigation of the influence of end clearance on the performance of gear pump[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(13): 36－38. (in Chinese)

[5] 宫柏秋. 齿轮泵参数化设计方法研究与系统实现[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学机电工程学院，2008.

[6] 王海兰，邵汉强. 齿轮泵轴向间隙泄漏与补偿研究[J]. 军事交通学院学报，2005，7(4)：31－33.
Wang Hailan, Shao Hanqiang. Study of axial clearance leakage and compensation of gear pumps [J]. Journal of Academy of Military Transportation, 2005, 7(4): 31－33. (in Chinese)

[7] 杨杰. 高压齿轮泵轴套轴向浮动性的研究[J]. 液压与气动，2010 (2)：8－10.
Yang Jie. Research of bearings axial floatability for high pressure gear pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010 (2): 8－10. (in Chinese)

[8] Casoli P, Vacca A, Berta G L, et al. A CFD analysis of the flow field in the lateral clearance of external gear pumps[C]//Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linkoping: Linkoping University Press, 2009: 786－794.

[9] Morgridge D, Evans H P, Snidle R W, et al. A study of seal lubrication in an aerospace fuel gear pump including the effects of roughness and mixed lubrication [J]. Tribology Transactions, 2011, 54(4): 657－665.

[10] Eaton M, Keogh P S, Edge K A. The modeling, prediction and experimental evaluation of gear pump meshing pressures with particular reference to aero-engine fuel pumps [J]. Journal of Systems and Control Engineering, 2008, 220 (5): 365－379.

[11] 温诗铸，黄平. 摩擦学原理[M]. 北京：清华大学出版社，2008.

[12] 李玉龙,许泽银,徐强. 齿轮泵补偿面设计的参数化研究[J]. 农业机械学报,2005,36(8):70-74.
Li Yulong, Xu Zeyin, Xu Qiang. Parameter design of balance area for external gear pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2005,36(8):70-74. (in Chinese)

[13] 杨元模,刘朝晖. 外啮合齿轮泵抽空现象探究及解决方法[J]. 液压与气动,2006(12):81-83.
Yang Yuanmo, Liu Chaohui. Probe and solution to empty pumping in outer-engaged gear pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2006(12):81-83. (in Chinese)

[14] 李玉龙,孙付春. 基于离心作用的齿轮泵容积效率和困油现象分析[J]. 农业工程学报,2011,27(3):147-151.
Li Yulong, Sun Fuchun. Theoretical analysis of volumetric efficiency and phenomenon of trapped oil under centrifugation in external spur-gear pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2011,27(3):147-151. (in Chinese)

[15] 李玉龙,孙付春. 齿轮泵困油的分析模型及侧隙计算[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(2):118-122.
Li Yulong, Sun Fuchun. Analysis model on trapped oil and backlash calculation in external gear pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2011,29(2):118-122. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)

(上接第140页)

[3] Mallela R, Chatterjee D. Numerical investigation of the effect of geometry on the performance of a jet pump[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2011, 225(7):1614-1625.

[4] Long Xinping, Yao Hao, Zhao Jianfu. Investigation on mechanism of critical cavitating flow in liquid jet pumps under operating limits [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(9):2415-2420.

[5] 龙新平, 关云生, 王丰景,等. 补气位置对改善射流泵空化性能的试验[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2009, 30(3):270-273,292.
Long Xinping, Guan Yunsheng, Wang Fengjing, et al. Experiment on air supplying position for improvement of jet pump cavitation performance [J]. Journal of Jiangsu University:Natural Science Edition, 2009, 30(3): 270-273, 292. (in Chinese)

[6] Yukitaka Y, Atsushi Y, Tadashi N, et al. Studies on mixing process and performance improvement of jet pumps[J]. Journal of Fluid Science and Technology, 2007, 2(1): 238-247.

[7] Tadashi N, Yukitaka Y, Hidetoshi K, et al. Flow analysis for single and multi-nozzle jet pump[J]. JSME International Journal, Series B: Special Issue on Jets, Wakes and Separated Flows,2006, 49(4):933-940.

[8] 袁丹青,白滨,王冠军,等. 多喷嘴射流泵流场的数值模拟与PIV测量[J]. 排灌机械, 2009, 27(1):35-38,46.
Yuan Danqing, Bai Bin, Wang Guanjun, et al. PIV measurement and numerical simulation of flow field in multi-nozzle jet pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(1):35-38, 46. (in Chinese)

[9] 袁丹青,乌骏,杨敏官,等. 高空化性能多喷嘴射流离心泵的研制[J]. 农业机械学报,2008,39(4):65-68.
Yuan Danqing, Wu Jun, Yang Minguan, et al. Development of a high cavitation characteristics and multi-nozzle jet centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4):65-68. (in Chinese)

[10] Hu Hui, Kobayashi T. Vortex structures downstream a lobed nozzle/mixer[J]. Journal of Aerospace Power, 2008,23(7):1266-1278.

(责任编辑 陈建华)