

齿轮泵浮动侧板端面密封失效机理分析验证

刘巍, 王安麟, 单学文, 张小路

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 通过研究齿轮泵侧板端面密封失效机理, 得出由主从动齿轮工作腔压力非对称分布产生的侧板倾覆力矩是导致端面密封失效的关键因素. 以某型号高压齿轮泵为研究对象, 首先建立齿轮泵内部流场的非线性微分方程, 理论推导主从动齿轮工作腔压力分布的非对称性; 其次建立齿轮泵齿轮工作腔压力测试系统, 对齿轮泵浮动侧板端面密封失效机理进行试验验证. 试验数据表明: 对应点压力试验数值与理论值误差小于 5.0%, 额定工况下浮动侧板关于 x 轴的倾覆力矩 $M_x = 56.51 \text{ N} \cdot \text{m}$.

关键词: 齿轮泵; 端面密封; 非对称; 侧板; 倾覆力矩

中图分类号: TH137.52

文献标志码: A

Failure Mechanism Analysis and Validation of Gear-Pump Floating End-Plate Face Seal

LIU Wei, WANG Anlin, SHAN Xuewen, ZHANG Xiaolu

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: According to the study on the failure mechanism of gear-pump face seal, the key factor of face seal failure is the end plate's overturning moment induced by the asymmetric pressure distribution in a master-slave gear cavity. For a type of high pressure gear pump, the nonlinear differential equation of gear-pump pressure transition zone was established to analysis the internal flow field of the master-slave gear cavity. Then the test system of gear-pump cavity pressure was built to verify the failure mechanism of the floating end plate of gear pump. Test data shows that the error between experiment and theoretical value is less than 5.0%. The floating end plate's overturning moment about x axis is $56.51 \text{ N} \cdot \text{m}$ under rated conditions.

Key words: gear pump; face seal; asymmetry; end plate; overturning moment

大排量高压齿轮泵的轴向密封问题一直是业界的研究热点. 高压齿轮泵为提高排量, 多采用轴向间隙与径向间隙浮动补偿技术, 但是国内外采用的全液压浮动补偿侧板结构的高压、大排量齿轮泵一直存在侧板早期磨损严重, 浮动侧板端面密封失效问题^[1-3]. 因此, 浮动侧板平衡机理的研究成为制约齿轮泵提高额定压力与排量的关键问题之一.

针对高压大排量齿轮泵浮动侧板早期磨损严重的问题, 国内外科工作者展开了大量研究. 现有资料表明, 高压大排量齿轮泵的研究主要集中在困油、容积效率及变量结构等方面, 而针对由主从动齿轮工作腔压力分布非对称性产生的侧板倾覆力矩的研究, 已有文献资料却较少涉及. Castilla 等^[4-5]针对侧板卸荷槽结构对困油压力的影响开展了研究. Mucchi 等^[6-8]研究了齿轮轴偏心对内部流场的影响并建立了齿轮轴偏心模型. Erturk 等^[9]主要针对齿轮泵容积效率开展了研究^[7-8]. KOC 等^[10-11]通过研究侧板耐磨材料来提高齿轮泵寿命. 王安麟等^[12]针对齿轮泵轴向浮动侧板力矩平衡机制改进开展了研究.

针对浮动侧板早期磨损严重导致端面密封失效的问题, 本文对齿轮泵内部流场进行解析, 分析主从动齿轮工作腔压力场分布非对称性现象, 研究浮动侧板端面密封失效机理, 旨在为浮动侧板结构优化, 提高侧板端面密封性能提供理论依据.

1 浮动侧板端面密封失效机理

1.1 轴向间隙自动补偿结构

CBAl 高压齿轮泵采用浮动侧板式轴向间隙自动补偿技术, 侧板可在壳体内做轴向浮动. 侧板为 8 字形结构, 内端面为粉末铜冶金密封面并铣出耳型高压油槽, 外端面与高压油槽对应开补偿力凹槽, 如图 1 所示. 该泵主要技术参数如表 1 所示.

收稿日期: 2013-12-26

第一作者: 刘巍(1983—), 男, 博士生, 主要研究方向为工程机械液压元器件优化设计. E-mail: awc66119@163.com

通讯作者: 王安麟(1954—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为工程机械、液压元器件设计.

E-mail: wanganlin@tongji.edu.cn

表 1 CBAk 齿轮泵技术参数表

Tab.1 Technical parameters of CBAk gear pump

理论排量/ (mL · r ⁻¹)	压力/MPa		转速/(r · min ⁻¹)		驱动功率/ kW
	额定	最高	额定	最高	
160.13	20.0	25.0	2 000	2 400	130.46

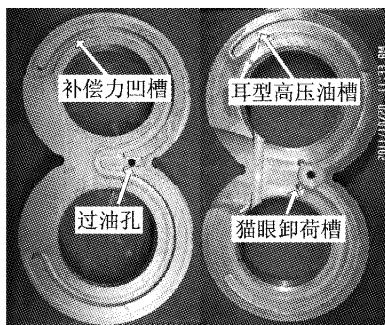


图 1 浮动侧板结构图

Fig.1 Structure of floating end plate

齿轮泵工作时,压油腔的高压油由过油孔引至侧板外端面,作用在由耳型密封圈与补偿力凹槽形成的封闭油腔内,产生补偿力 F_b , 齿轮工作腔油液作用在侧板内端面形成反推力 F_t , 两者的合力将侧板压向齿轮端面,保证在各种工作压力下,侧板能够自动压紧在齿轮端面. CBAk 高压齿轮泵结构参数如表 2 所示.

表 2 CBAk 齿轮泵结构参数表

Tab.2 Structure parameters of CBAk gear pump

齿数	模数/ mm	变位 系数	压力 角/(°)	分度圆 直径/mm	齿顶 厚/mm	中心 距/mm
12	6	0.438	20°	72.0	2.22	76.4

1.2 侧板端面密封失效机理

齿轮泵采用轴向间隙自动补偿结构,端面密封失效的主要表现形式为浮动侧板磨损严重,侧板与齿轮端面间隙增大,齿轮泵容积效率下降. 侧板端面密封性能取决于以下两点:① 浮动侧板的压紧比;② 浮动侧板的倾覆力矩.

现有研究资料表明,为降低浮动侧板倾覆力矩,研究人员大多基于主从动齿轮工作腔压力对称分布的假设前提,认为侧板倾覆力矩主要是由补偿力与反推力作用线是否重合引起的,即侧板关于 y 轴的倾覆力矩 M_y . 同时认为主从动齿轮工作腔压力分布对称,侧板不存在关于 x 轴的倾覆力矩 M_x . 因此,只要保证补偿力与反推力作用线重合,即能减小侧板倾覆力矩,如图 2a 所示.

1.3 CBAk 齿轮泵侧板磨损问题分析

针对报废返厂的 CBAk 齿轮泵进行拆解分析,

统计数据显示因侧板磨损造成报废的占总报废数的 98.7%,侧板磨损破坏如图 2b 所示. 将浮动侧板磨损位置进行统计分析,磨损部位发生在主动齿轮侧的占磨损侧板总数的 97.3%.

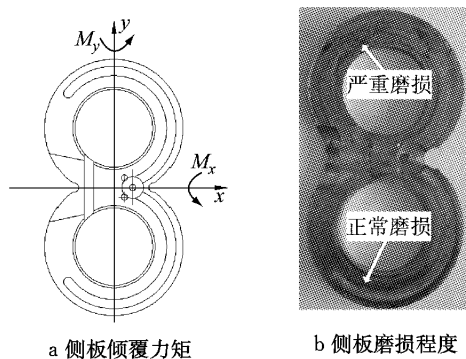


图 2 侧板倾覆力矩及磨损图

Fig.2 Overturning moment and wear

数据分析可知,造成该型号齿轮泵侧板磨损的关键因素是侧板产生关于 x 轴的倾覆力矩 M_x ,导致侧板局部压紧比过大超出材料许用 $[pv]$ 值,致使侧板局部磨损严重. 由于该侧板高压油槽及补偿力凹槽是关于 x 轴对称分布的,因此可以推定,齿轮泵主从动齿轮工作腔压力分布非对称性是导致侧板产生倾覆力矩的关键因素.

2 齿轮泵内部流场解析

2.1 齿轮工作腔压力分布

齿轮泵工作压力是通过齿凹与泵体及侧板端面密封逐步建立的,每个齿凹内的压力变化都取决于单位时间内通过径向间隙 h_r 和轴向间隙 h_a 流进流出该齿凹的流量差. 工作过程中,齿轮端面与侧板的端面间隙 h_t 主要是由补偿力凹槽内的聚氨酯密封元件的弹性及侧板变形量决定,而齿顶与泵体径向间隙主要受齿轮轴偏心的影响.

由于从动齿轮轴所受径向力 F_2 大于主动齿轮轴所受径向力 F_1 , 所以从动齿轮轴挠度 σ_2 大于主动齿轮轴挠度 σ_1 . 因此,主从动齿轮轴的偏心量不同将导致齿顶与泵体的径向间隙不同,为精确解析齿轮泵内部流场,就必须量化齿轮轴挠度对径向间隙的影响.

2.2 齿轮工作腔压力微分方程

CBAk 齿轮泵采用两齿密封结构,齿轮工作腔由高压区和过渡区两部分组成,过渡区减小为仅有一个齿凹范围. 因此,过渡区压力的变化仅与流进流出该齿凹的流量差值有关^[13-14]. 径向间隙泄漏流量由高压区向过渡区泄漏流量 q_1 和过渡区向低压区

泄漏流量 q_2 两部分组成。轴向间隙泄漏流量由沿轮齿两侧面高压区流向过渡区的泄漏流量 q_3 , 过渡区流向低压区的泄漏流量 q_4 以及过渡区沿齿根两侧流向轴承腔的泄漏流量 q_5 三部分组成, 如图 3 所示。

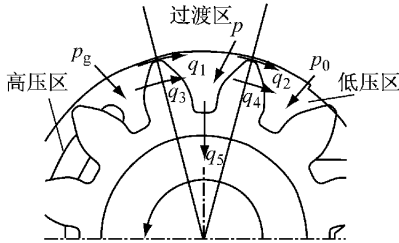


图3 CBAk 齿轮泵过渡区流场解析

Fig.3 Flow field of CBAk gear pump transition zone

根据对齿轮与壳体和侧板之间的结构分析, 采用两平行平板间隙流动理论压差-剪切流动模型, 计算齿轮泵径向泄漏流量 q_1 和 q_2 及轴向间隙泄漏流量 q_3, q_4 和 q_5 , 如下所示:

$$q_1 = \frac{bh_i^3}{12\mu s_e} (p_g - p) - \frac{bh_i u_0}{2} \quad (1)$$

$$q_2 = \frac{bh_i^3}{12\mu s_e} (p - p_0) - \frac{bh_i u_0}{2} \quad (2)$$

$$q_3 = \frac{R_e - R_i}{6\mu s} h_i^3 (p_g - p) - (R_e - R_i) h_i u_1 \quad (3)$$

$$q_4 = \frac{R_e - R_i}{6\mu s} h_i^3 (p - p_0) - (R_e - R_i) h_i u_1 \quad (4)$$

$$q_5 = \frac{\theta h_i^3}{6\mu \ln \frac{R_i}{R_z}} (p - p_0) \quad (5)$$

式中: μ 为液压油动力黏度, b 为齿轮宽度, s_e 为齿顶厚度, s 为分度圆宽度, p_g 为高压油槽末端压力, p_0 为低压腔压力, p 为过渡区压力, R_e 为齿顶圆半径, R_i 为齿根圆半径, u_0 为齿顶圆线速度, u_1 为分度圆线速度, R_z 为齿轮轴半径, θ 为齿根夹角。

设流进、流出过渡区的流量分别为 q_{in} 和 q_{out} , 取整个齿凹完全进入过渡区的时间起点 $t=0$, 齿轮转角 $\varphi = \omega t$, 其中 ω 为齿轮泵转速, 在 dt 时间内过渡区压力变化为 dp , 则由可压缩流体的连续性方程得

$$\sum q_{in} - \sum q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{K_e} \frac{dp}{dt} \quad (6)$$

式中: K_e 为液压油体积弹性模数, V 为齿凹内油液体积。

将 q_1, q_2, q_3, q_4 和 q_5 代入式(6)可得

$$q_1 + q_3 - q_2 - q_4 - q_5 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{K_e} \frac{dp}{dt}$$

由于齿凹的体积是固定的, 所以 $\frac{dV}{dt} = 0$ 。当齿轮泵转

速为 n 时, $\frac{dp}{dt} = 2\pi n \frac{dp}{d\varphi}$, 则过渡区压力的非线性微分方程整理可得

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{K_e}{2\pi n V} \left\{ \left[\frac{bh_i^3}{12\mu s_e} + \frac{(R_e - R_i)h_i^3}{6\mu s} \right] (p_g - 2p) - \frac{\theta h_i^3}{6\mu \ln \frac{R_i}{R_z}} p \right\} \quad (7)$$

2.3 齿轮泵径向及端面间隙计算

建立 CBAk 齿轮泵三维有限元模型, 通过对齿轮轴施加约束和载荷, 利用有限元软件对齿轮泵各关键零部件进行流固耦合分析。该齿轮泵关键零部件的材料属性如表 3 所示。

表3 CBAk 齿轮泵关键零部件材料属性

Tab.3 Material properties of CBAk gear pump

关键零部件	材料	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/GPa	泊松比
泵体	QT450-10	7.06×10 ³	169	0.257
主动齿轮轴	20CrMnTi	7.80×10 ³	207	0.250
从动齿轮轴	20CrMnTi	7.80×10 ³	207	0.250
轴套	HT300	7.30×10 ³	130	0.250
侧板密封面	QSn4-3	8.80×10 ³	110	0.330
侧板补偿面	45 号钢	7.80×10 ³	209	0.269

从动齿轮轴及浮动侧板的应变云图, 分别如图 4 和 5 所示。

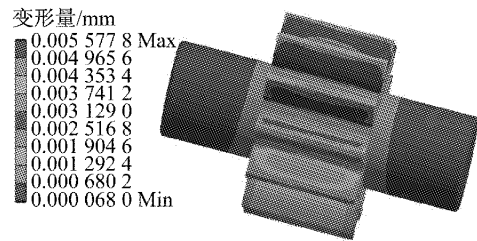


图4 从动齿轮轴应变云图

Fig.4 Strain contours of driven gear shaft

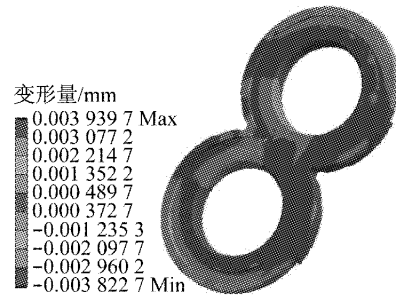


图5 浮动侧板应变云图

Fig.5 Strain contours of floating end plate

分析 CBAk 齿轮泵有限元解析数据可知, 浮动侧板变形量主动齿轮工作腔变形量 $\delta_1 = 1.042 5 \times$

10^{-3} mm, 从动齿轮工作腔变形量 $\delta_2 = 0.8769 \times 10^{-3}$ mm, 变形量差 $\Delta\delta = |\delta_1 - \delta_2| = 0.1656 \times 10^{-3}$ mm. 主动齿轮轴挠度 $\sigma_1 = 1.4192 \times 10^{-3}$ mm, 从动齿轮轴挠度 $\sigma_2 = 1.9046 \times 10^{-3}$ mm, 主从动齿轮轴挠度变形量差 $\Delta\sigma = |\sigma_1 - \sigma_2| = 0.4854 \times 10^{-3}$ mm.

由于主动齿轮轴与从动齿轮轴所用轴承规格相同, 且按照从动齿轮径向力数值进行轴承设计计算, 因此主从动齿轮轴偏心量差 $\Delta e = 0.4854 \times 10^{-3}$ mm, 即主从动齿轮工作腔过渡区径向间隙差 $\Delta h_i = 0.4854 \times 10^{-3}$ mm.

2.4 浮动侧板倾覆力矩计算

根据计算求得的齿轮泵径向间隙值 h_i 及轴向间隙值 h_f , 依据第 2.2 节推导的 CBAk 齿轮泵过渡区压力式(7), 代入齿轮泵结构参数, 采用求解精度高的四阶变步长 Runge-Kutta 方法求解该非线性微分方程. 当出口压力 $p_{out} = 20$ MPa 时, 不同转速下主从动齿轮工作腔过渡区压力曲线如图 6 所示.

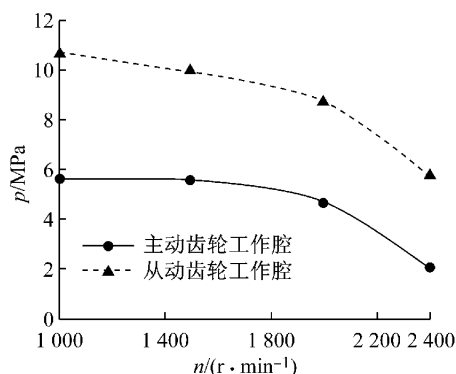


图 6 不同转速下主从动齿轮工作腔过渡区压力

Fig.6 Transition zone pressure of master-slave gear at different rotation speeds

CBAk 齿轮泵浮动侧板为 x 轴对称结构, 其压力区域可分为高压区、过渡区、泄漏区、进油口区、压油口区等五个区域. 将主从动齿轮工作腔压力值代入基于离散特征点的侧板参数化力矩模型, 求得不同工况下侧板的倾覆力矩. 不同工况下, 浮动侧板倾覆力矩, 如图 7 所示. 分析数据可得, 侧板倾覆力矩主要由关于 x 轴的力矩 M_x 构成, M_x 是导致侧板倾斜的关键因素.

3 浮动侧板端面密封失效机理验证

针对以上对齿轮泵内部流场及侧板倾覆力矩的理论解析, 建立齿轮泵内部流场压力测试平台. 通过对齿轮工作腔压力的测量和侧板倾覆力矩的计算,

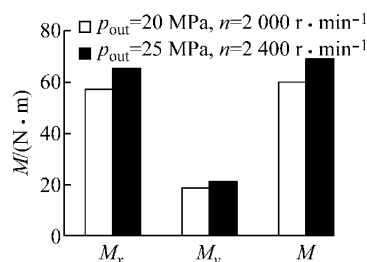


图 7 不同工况下侧板倾覆力矩理论值

Fig.7 Theoretical overturning moment of end plate under different conditions

为齿轮泵浮动侧板端面密封失效机理验证提供试验数据支撑.

3.1 齿轮工作腔压力测试系统

齿轮工作腔压力测试系统液压原理如图 8 所示. 依据侧板结构在泵体分别设置八个测压点, 分别用以测量过渡区、高压区的压力变化. 以主动齿轮工作腔为例, 测点 1 测量过渡区压力, 测点 2~4 分别测量高压油槽不同位置的压力, 测点 5~8 分别测量从动齿轮工作腔过渡区压力和高压油槽不同位置压力, 如图 9 所示.

将泵出口压力及转速分成五个等级, 即 $p_{out} = 25, 20, 15, 10, 0$ MPa, $n = 2400, 2000, 1500, 1000, 600$ r/min. 出口压力采用溢流阀控制, 为降低随机误差, 选用采样频率 500 Hz 的压力传感器, 采样时间为 300 s.

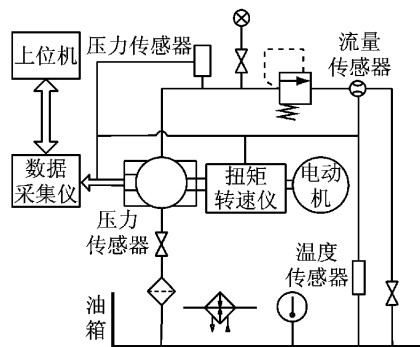


图 8 齿轮泵压力测试系统液压原理图

Fig.8 Hydraulic principle of gear pump pressure test system

3.2 试验数据分析处理

额定工况下, 齿轮工作腔过渡区及高压油槽末端处压力对比分别如图 10 和 11 所示. 图 10 和 11 中, 测点 1 和 2 为主动齿轮工作腔压力, 测点 5 和 6 为从动齿轮工作腔压力, 测点压力曲线反映了齿凹内的压力波动情况.

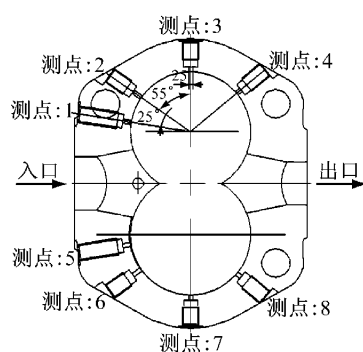


图9 泵体压力测试点位置
Fig.9 Gear-pump test points

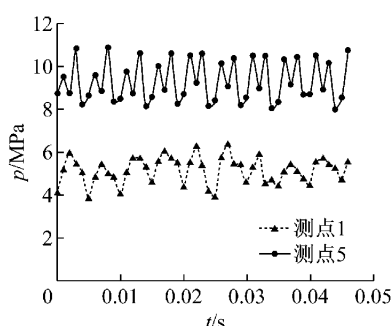


图10 齿轮工作腔过渡区压力曲线
Fig.10 Transition zone pressure curve of gear cavity

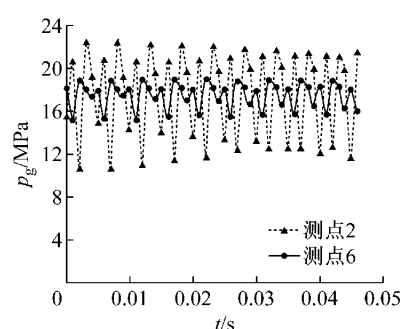


图11 齿轮工作腔高压油槽末端压力曲线
Fig.11 Groove end pressure curve of gear cavity

针对该特点,本文将测试数据按照 $\bar{p} =$

$\frac{1}{m_A} \sum_{j=1}^{m_A} p_j$ 求均值处理,其中 m_A 为采样数组, j 为样本数, p_j 为第 j 个样本的压力值,部分试验数据如表4所示。数据分析可知,主从动齿轮工作腔过渡区、高压油槽末端压力值与出口压力值成正比,两者压力差与转速成反比。从动齿轮工作腔过渡区及高压区油液压力高于主动齿轮工作腔过渡区压力 and 高压区压力。如 $p_{out} = 20 \text{ MPa}$, $n = 2\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,主从动齿轮工作腔过渡区压力差 $\Delta p_{(15)} = 4.17 \text{ MPa}$,高压油槽末端压力差 $\Delta p_{g(26)} = 1.55 \text{ MPa}$; $p_{out} = 20$

表4 齿轮泵压力测试试验数据

Tab.4 Gear-pump test data for pressure

$n/$ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	$p_{out}/$ MPa	$p_1/$ MPa	$p_5/$ MPa	$\Delta p_{(15)}/$ MPa	$p_{g2}/$ MPa	$p_{g6}/$ MPa	$\Delta p_{g(26)}/$ MPa
1 000	25	8.72	13.97	5.25	22.34	24.07	1.73
1 500	25	7.08	11.79	4.71	22.10	23.68	1.58
2 000	25	4.97	9.39	4.42	21.43	22.89	1.46
2 400	25	3.92	8.11	4.19	20.21	21.64	1.43
1 000	20	5.74	10.69	4.95	16.63	18.51	1.88
1 500	20	5.35	9.59	4.24	15.78	17.52	1.74
2 000	20	4.86	9.03	4.17	15.73	17.28	1.55
2 400	20	2.13	5.62	3.49	15.17	16.49	1.32
1 000	15	3.78	6.80	3.02	11.68	13.09	1.41
1 500	15	3.47	5.98	2.51	11.16	12.43	1.27
2 000	15	2.72	4.89	2.17	11.22	12.25	1.03
2 400	15	0.64	2.63	1.99	11.08	12.19	1.11
1 000	10	2.51	4.20	1.69	7.67	8.65	0.98
1 500	10	2.34	3.82	1.48	7.40	8.21	0.81
2 000	10	1.94	3.22	1.28	7.35	8.02	0.67
2 400	10	0.95	1.69	0.74	7.13	7.60	0.47

注: p_1 为测点1压力, p_5 为测点5压力, $\Delta p_{(15)}$ 为测点1和5压力差, p_{g2} 为测点2压力, p_{g6} 为测点6压力, $\Delta p_{g(26)}$ 为测点2和6压力差。

MPa, $n = 2\,400 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,主从动齿轮工作腔过渡区压力差 $\Delta p_{(15)} = 3.49 \text{ MPa}$,高压油槽末端压力差 $\Delta p_{g(26)} = 1.32 \text{ MPa}$ 。

3.3 密封失效机理验证

不同工况下,CBAk 齿轮泵主从动齿轮工作腔

过渡区压力的理论值与试验值对比分析,如表5所示。数据分析可知,主动齿轮工作腔过渡区压力理论值与实测值最大误差 4.11%,从动齿轮工作腔过渡区压力理论值与实测值最大误差 3.45%;主从动齿轮工作腔过渡区压力差值的最大误差是4.58%,两

表 5 过渡区压力试验值与理论计算值分析

Tab.5 Experimental and theoretical calculation values of transition zone pressure

$n/$ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	$p_{\text{out}}/$ MPa	p_1/MPa			p_5/MPa			$\Delta p_{(15)}/\text{MPa}$		
		理论	试验	误差/%	理论	试验	误差/%	理论	试验	误差/%
1 000	25	8.53	8.72	2.18	13.55	13.97	3.01	5.02	5.25	4.38
1 500	25	7.19	7.08	1.55	12.04	11.79	2.12	4.85	4.71	2.97
2 000	25	4.89	4.97	1.61	9.51	9.39	1.28	4.62	4.42	4.52
2 400	25	3.81	3.92	2.81	7.83	8.11	3.45	4.02	4.19	4.06
1 000	20	5.59	5.74	2.61	10.73	10.69	0.37	5.14	4.95	3.84
1 500	20	5.57	5.35	4.11	9.92	9.59	3.44	4.35	4.24	2.59
2 000	20	4.69	4.86	3.50	8.74	9.03	3.21	4.05	4.17	2.88
2 400	20	2.06	2.13	3.29	5.71	5.62	1.60	3.65	3.49	4.58

者误差在 5% 以内。

将主从动齿轮工作腔压力测量值代入基于离散特征点的侧板参数化力矩模型,求得不同工况下侧板的倾覆力矩与试验值对比,如图 12 和 13 所示。试验数据证明,侧板关于 x 轴的力矩 M_x 构成侧板倾覆力矩的主要因素,并且在工作压力升高时,侧板倾覆力矩也随之增加。关于 x 轴的力矩 M_x 是导致侧板局部压紧比超过材料许用 $[pv]$ 值的关键因素,进而致使侧板局部磨损严重,端面密封失效。

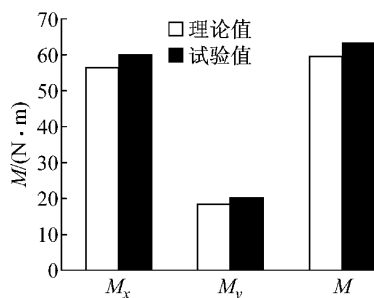


图 12 侧板倾覆力矩 ($p_{\text{out}} = 20 \text{ MPa}$,
 $n = 2\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)

Fig.12 End plate overturning moment ($p_{\text{out}} = 20 \text{ MPa}$,
 $n = 2\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)

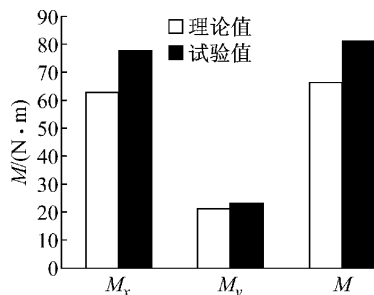


图 13 侧板倾覆力矩 ($p_{\text{out}} = 25 \text{ MPa}$,
 $n = 2\,400 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)

Fig.13 End plate overturning moment ($p_{\text{out}} = 25 \text{ MPa}$,
 $n = 2\,400 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)

4 结论

(1) 通过对齿轮泵浮动侧板磨损问题的分析,得出侧板倾覆力矩由关于 y 轴的倾覆力矩 M_y 和关于 x 轴的倾覆力矩 M_x 两部分组成。由主从动齿轮工作腔压力分布的非对称性产生的侧板倾覆力矩 M_x 是构成侧板倾覆力矩的主要因素。试验数据表明,侧板倾覆力矩 M_x 与齿轮泵工作压力 p_{out} 成正比关系。

(2) 侧板倾覆力矩 M_x 是导致侧板局部压紧比超过材料许用 $[pv]$ 值的关键因素,进而致使侧板局部磨损严重,端面密封失效。为提高浮动侧板端面密封性能,侧板结构应关于 x 轴进行非对称设计,降低倾覆力矩 M_x 。

参考文献:

- [1] Dhar S, Vacca A. A novel CFD-axial motion coupled model for the axial balance of lateral bushings in external gear machines [J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2012, 26: 60.
- [2] Wang S, Sakurai H, Kasarekar A. The optimal design in external gear pumps and motors [J]. Mechatronics, 2011, 16: 945.
- [3] 何大钧, 王孝培. 液压泄漏防止技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
HE Dajun, WANG Xiaopei. Hydraulic leakage prevent technology [M]. Beijing: China Machine Press, 2012.
- [4] Castilla R, Wojciechowski J, Gamez-Montero P J, et al. Analysis of the turbulence in the suction chamber of an external gear pump using time resolved particle image velocimetry [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2008, 19: 377.
- [5] Baksi S. Dynamic stress analysis of an epicyclic gear pump [D]. Long Beach, CA: California State University, 2003.
- [6] Mucchi E, D'Elia G, Dalpiaz G. Simulation of the running in process in external gear pumps and experimental verification [J]. Meccanica, 2012, 47: 621.
- [7] Mucchi E, Dalpiaz G, Rivola A. Dynamic behavior of gear pumps; effect of variations in operational and design parameters [J]. Meccanica, 2011, 46: 1191.

(下转第 318 页)