

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.049

高压齿轮泵过渡区阻尼结构参数化*

刘巍¹ 王安麟¹ 张小路¹ 单学文¹ 杨远禄²

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 潍柴动力(青州)传控技术有限公司, 青州 262500)

摘要: 通过研究过渡区压力变化与侧板阻尼结构之间的关系, 提出浮动侧板阻尼结构的参数化研究方法。以某高压齿轮泵为模型, 对齿轮泵过渡区流场进行解析, 并基于响应面方法建立过渡区压力变化的近似模型, 在保证齿轮泵容积效率的前提下, 以降低侧板过渡区突变为优化目标, 对侧板高压油槽阻尼结构进行优化设计, 结果表明过渡区压力突变由 10.162 MPa 降至 3.670 MPa。

关键词: 高压齿轮泵 浮动侧板 过渡区 阻尼结构 响应面 参数化

中图分类号: TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)06-0280-07

Parametric on Transition Zone Damping Structure in High-pressure Gear Pumps

Liu Wei¹ Wang Anlin¹ Zhang Xiaolu¹ Shan Xuewen¹ Yang Yuanlu²

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China

2. Weichai Diesel Power (Qingzhou) Control Technology Transmission Co., Ltd., Qingzhou 262500, China)

Abstract: To reduce the pressure mutation in transition zone of high-pressure gear pump, a parametric design method for floating lateral plate damping structure was proposed by studying the relation between the transition zone pressure variation and the damping structure of floating lateral plate. Taking the model of high-pressure external gear pump CBAk as an example, the transition zone flow field of it was analyzed. With the method of response surface methodology (RSM), an approximated pressure variation model of the transition zone of CBAk was established. With the guarantee of volume efficiency of gear pump, an optimal design to the damping structure of high-pressure tank on the floating lateral plates was put forward with an optimization goal focusing on the minimum pressure variation. Results showed that the pressure mutation of transition zone was reduced from 10.162 MPa to 3.670 MPa.

Key words: High-pressure gear pump Floating lateral plates Transition zone Damping structure Response surface Parameterization

引言

高压齿轮泵过渡区压力突变是导致齿轮泵高频噪声、侧板气蚀、容积效率降低的关键原因之一。为提高齿轮泵的性能, 需要深入解析齿轮泵内部流场, 特别是过渡区压力分布的解析, 而过渡区压力解析又涉及流固热耦合等问题, 特别是侧板结构对过渡

区压力分布的影响很复杂。

目前对高压齿轮泵的研究主要集中在齿轮泵内部流场解析、侧板压紧比、倾覆力矩等方面^[1-13], 而针对扩大高压区的齿轮泵过渡区压力分布与侧板结构之间定量关系的研究, 已有文献资料却较少涉及。本文对中部密封齿轮泵内部流场进行解析, 分析过渡区的压力变化与侧板结构参数之间的关系, 旨在

收稿日期: 2012-10-09 修回日期: 2012-12-18

* 工业和信息化部 2011 年科技成果转化项目

作者简介: 刘巍, 博士生, 主要从事工程机械液压元器件优化设计研究, E-mail: awei66119@163.com

通讯作者: 王安麟, 教授, 博士生导师, 主要从事工程机械和机电一体化健壮性设计研究, E-mail: wanganlin@tongji.edu.cn

参数化研究齿轮泵过渡区压力突变与侧板阻尼结构的关系。

1 过渡区压力分析

1.1 齿轮泵侧板结构分析

通常齿轮泵的过渡区由多个齿凹组成,解析过渡区压力的计算量相当大,因此一般文献中均将多个齿凹组成的过渡区压力按照线性分布进行分析计算,但这种线性分布与实际情况存在一定误差,影响计算精度^[6]。

CBAk 齿轮泵采用浮动侧板式轴向间隙自动补偿技术,浮动侧板为 8 字形,结构内表面开高压油槽扩大高压区,如图 1 所示。由于采用扩大高压区的方法平衡径向力,过渡区减小为仅有一个齿凹范围,即采用两齿密封结构,如图 2 所示。由于该结构齿轮泵过渡区压力的变化仅与流进、流出该齿凹的流量差值有关,所以过渡区压力求解相对容易。

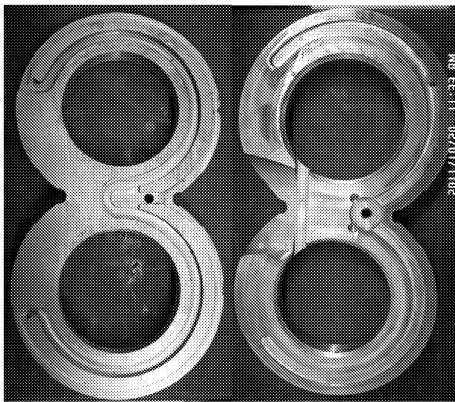


图 1 浮动侧板结构图

Fig. 1 Structure chart of floating lateral plate

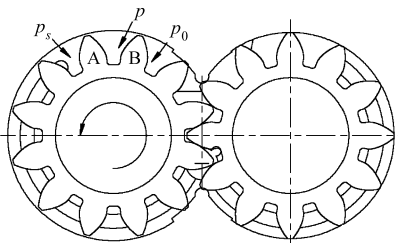


图 2 过渡区两齿密封结构示意图

Fig. 2 Schematic of transition zone two teeth sealing structure

图 2 中过渡区内齿 A 与齿 B 为 2 个密封齿, A、B 两齿之间齿凹内油液压力 p 为过渡区压力, p_s 为高压油槽末端压力, p_0 为进油口压力。流进、流出该齿凹的流量主要由齿顶与泵体的径向间隙和齿轮端面与侧板端面间隙造成的泄漏量决定。

1.2 齿轮径向间隙泄漏量

由于齿顶与壳体间的间隙很小,液压油又具有一定的粘度,因此可将齿顶间的流动视为层流运

动^[5-8]。过渡区径向间隙泄漏流量包括: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 ,如图 3 所示。

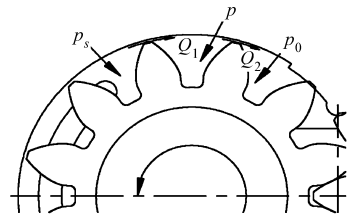


图 3 齿顶径向泄漏示意图

Fig. 3 Figure of top gear radial leakage

根据对齿顶与壳体之间的结构分析,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间隙泄漏 Q_1 和 Q_2 为

$$Q_1 = \frac{bh_1^3}{12\mu S_e}(p_s - p) - \frac{bh_1\mu}{2} \quad (1)$$

$$Q_2 = \frac{bh_1^3}{12\mu S_e}(p - p_0) - \frac{bh_1\mu}{2} \quad (2)$$

式中 μ ——液压油动力粘度

b ——齿轮宽度 S_e ——齿顶厚度

h_1 ——齿顶径向间隙

1.3 齿轮轴向间隙泄漏量

齿轮端面与浮动侧板轴向间隙泄漏流量主要包括^[5-7]:沿轮齿两侧面由高压区流向过渡区的泄漏量 Q_3 、沿轮齿两侧面由过渡区流向低压区的泄漏量 Q_4 和过渡区沿轴向两侧流向轴承腔的泄漏量 Q_5 ,如图 4 所示。

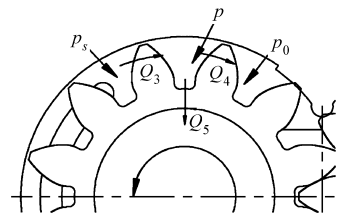


图 4 轴向间隙泄漏图

Fig. 4 Figure of axial clearance leakage

由于齿轮为渐开线齿形,轮齿形状复杂增加了计算轴向泄漏量时的计算量。为简化计算,本文将沿轮齿两侧面轴向间隙流动简化为沿长为分度圆齿厚 S ,宽为齿顶圆半径 R_e 与齿根圆半径 R_i 之差的平行板间隙流动,根据平行板间隙流动理论推导可得

$$Q_3 = \frac{R_e - R_i}{6\mu S} h_2^3 (p_s - p) - (R_e - R_i) h_2 u_1 \quad (3)$$

$$Q_4 = \frac{R_e - R_i}{6\mu S} h_2^3 (p - p_0) - (R_e - R_i) h_2 u_1 \quad (4)$$

式中 h_2 ——轴向间隙 u_1 ——分度圆线速度

过渡区沿轴向两侧经轴承向吸油腔的泄漏量 Q_5 为

$$Q_5 = \frac{\theta_2 h_2^3}{\mu \ln \frac{R_i}{R_e}} (p - p_0) \quad (5)$$

式中 R_e ——齿轮轴半径 θ_2 ——齿根夹角

2 过渡区压力求解

2.1 过渡区压力方程

设流进、流出过渡区的流量为 Q_+ 、 Q_- ，取整个齿凹完全进入过渡区为时间起点 $t = 0$ ，齿轮转角 $\varphi = \omega t$ ，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为

$$\sum Q_+ - \sum Q_- = \frac{dV}{dt} + \frac{V dp}{\beta_e dt} \quad (6)$$

式中 β_e ——液压油体积弹性模数

V ——齿凹的体积

将 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 、 Q_5 代入式(6)可得

$$Q_1 + Q_3 - Q_2 - Q_4 - Q_5 = \frac{dV}{dt} + \frac{V dp}{\beta_e dt}$$

由于齿凹的体积是固定的，所以 $\frac{dV}{dt} = 0$ ，将 $\frac{dp}{dt} =$

$2\pi n \frac{dp}{d\varphi}$ 代入式(6)，则过渡区压力的微分方程整理可得

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{\beta_e}{2\pi n V} \left\{ \left[\frac{bh_1^3}{12\mu S_e} + \frac{(R_e - R_i)h_2^3}{6\mu S} \right] (p_s - 2p) - \frac{\theta_2 h_2^3}{6\mu \ln \frac{R_i}{R_e}} p \right\} \quad (7)$$

2.2 过渡区压力计算

通过以上对齿轮泵过渡区压力变化的分析可知，过渡区压力的变化主要与齿轮结构尺寸、轴向径向间隙及高压区压力有关。由于齿轮泵工况及齿轮结构参数已知，所以要求解过渡区压力微分方程必须先求解出高压区压力 p_s 和径向间隙 h_1 、轴向间隙 h_2 ，然后再求解微分方程。

由于很难准确推导高压油槽末端压力 p_s 的计算公式且计算量大，因此可根据 2.3 小节设计的试验方案，在额定工况下测得压力 $p_s = 18.314$ MPa。根据齿轮泵装配尺寸及加工工艺，可确定径向间隙 h_1 和轴向间隙 h_2 。将齿轮泵结构参数及间隙 h_1 、 h_2 和高压区压力 p_s 代入微分方程(7)，整理出过渡区压力关于齿轮转角的微分方程为

$$\frac{dp}{d\varphi} = 9.97 \times 10^7 - 12.64p \quad (8)$$

代入初始条件为： $\varphi = 0$ rad 时， $p = 0$ MPa，则过渡区压力 p 关于齿轮转角 φ 的关系式可表达为

$$p = 1.234 \times 10^7 (1 - e^{-22.78\varphi})$$

由侧板结构尺寸可知，过渡区齿轮转角为 $0 \leq \varphi \leq 0.52$ rad，根据式(8)可求得 $\varphi = 0.52$ rad 时， $p = 8.152$ MPa。当齿轮转角 $\varphi > 0.52$ rad 时，过渡区齿凹与高压油槽接通进入高压区，齿凹内油液的压力短时间内升高至 18.314 MPa；因此在齿凹由过渡区向高压区过渡时压力突变为 $\Delta p = p_s - p = 10.162$ MPa，如图 5 所示。

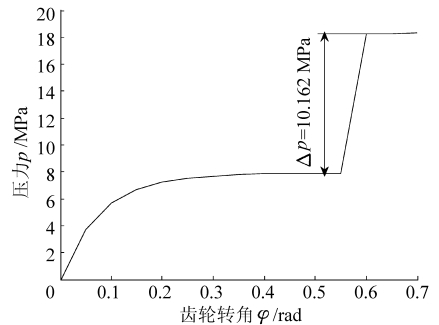


图 5 过渡区压力理论计算曲线

Fig. 5 Curves of transition zone pressure

2.3 齿轮泵试验系统

针对以上对齿轮泵内部流场的理论解析，建立齿轮泵内部流场压力测试平台。通过在泵体相应位置开孔的方法分别测量相应位置的的压力值，用以验证齿轮泵内部流场理论解析的正确性及有效性，并为侧板结构的参数化研究提供齿轮泵性能测试平台^[8-14]。该试验系统的液压原理如图 6 所示。

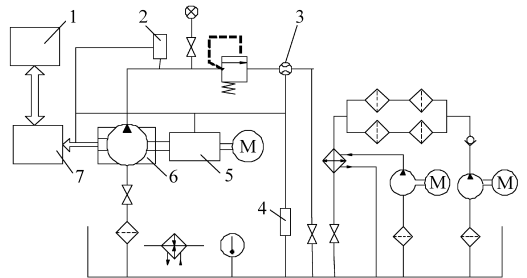


图 6 齿轮泵压力测试系统液压原理图

Fig. 6 Hydraulic principle diagram of gear pump pressure test system

1. 上位机 2. 压力传感器 3. 流量传感器 4. 温度传感器
5. 扭矩传感器 7. 数据采集仪

依据侧板结构并结合齿轮泵具体尺寸，在泵体不同位置打 8 个孔，分别用以测量过渡区压力和高压区压力，泵体打孔位置如图 7 所示。

试验条件为额定工况：出口压力 $p_{out} = 20$ MPa，转速 $n = 2000$ r/min，主动齿轮过渡区压力由测试点 1 测得，高压油槽末端处压力由测试点 2 测得，压力曲线如图 8 所示。

由于齿轮泵出口压力采用溢流阀控制，实际运行中泵的出口压力在 20 MPa 上下有轻微波动，因此各压力测试点测得的压力也有轻微波动。针对以上

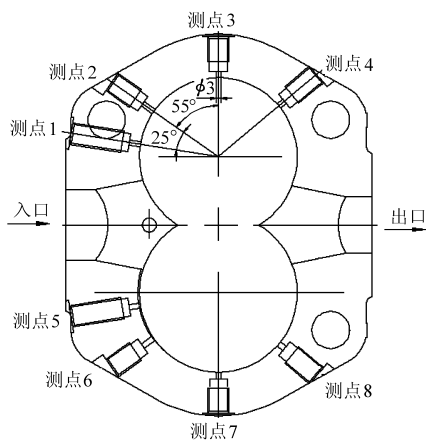


图 7 齿轮泵泵体压力测试点打孔位置

Fig. 7 Punched position of gear pump pump body pressure test points

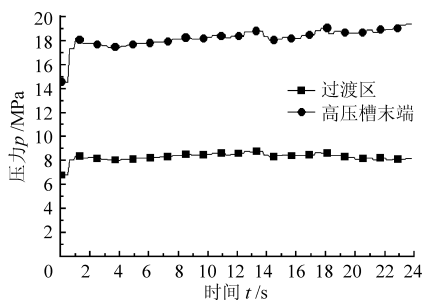


图 8 过渡区与高压油槽末端压力曲线

Fig. 8 Pressure curve at transition zone and the end of balance slot

情况,本文采用求平均值的方式获得各测试点的压力,试验测得高压油槽末端处压力 $p_s \approx 18.314 \text{ MPa}$ 。

当 $\varphi = 0.52 \text{ rad}$ 时,过渡区的平均压力 $p \approx 8.260 \text{ MPa}$,该试验值与理论解析计算结果的理论误差仅为 1.310%,充分验证了过渡区压力解析模型的正确性。同时该数学模型也为侧板结构的参数化研究提供了理论基础,试验系统作为优化结果的检验平台可从实践方面完善理论模型。

3 阻尼结构参数化

3.1 确定阻尼结构

通过第 2 节的分析可知,侧板过渡区压力突变 Δp 过大的主要原因是单位时间内经径向间隙和端面间隙向过渡区的补油量不足,致使过渡区压力建立缓慢。由于径向、轴向间隙是确定的,所以解决该问题的有效途径是在高压油槽末端增加阻尼槽结构向过渡区补油。考虑到便于加工等问题,阻尼槽采用 V 型结构,如图 9 所示。

V 型阻尼槽的横截面为等边三角形的三角槽,其结构参数主要包括:阻尼槽包角 θ 和等边三角形三角槽边长 L ,如图 10 所示。侧板高压油槽末端增加 V 型阻尼槽结构后,过渡区增加了通过 V 型阻尼

槽的流量 Q_6 ,如图 11 所示。

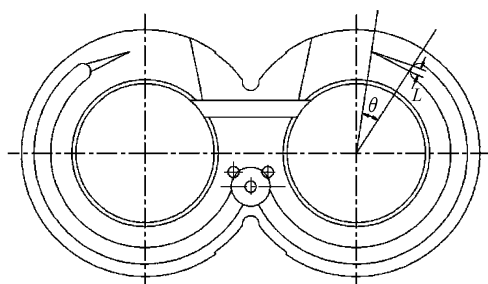


图 9 侧板阻尼槽优化方案

Fig. 9 Sides damping slot optimization scheme

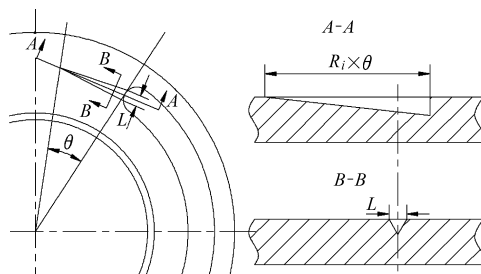


图 10 V 型阻尼槽结构示意图

Fig. 10 Schematic of V-type damping tank structure

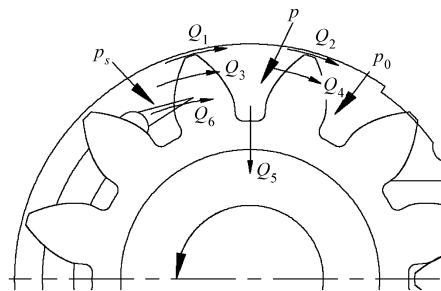


图 11 阻尼槽轴向间隙泄漏图

Fig. 11 Figure of damping slot axial gap leakage

3.2 阻尼结构参数化建模

根据该型号齿轮泵侧板结构分析,为保证齿轮泵的容积效率,V 型阻尼槽包角 $\theta \leq 30^\circ$ 。针对 V 型阻尼槽结构并结合齿轮泵的具体结构,建立过渡区压力变化的微分方程为

$$\begin{cases} Q_1 + Q_3 - Q_2 - Q_4 - Q_5 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dp}{dt} \\ (0 \leq \varphi \leq 0.52 - \theta) \\ Q_1 + Q_3 + Q_6 - Q_2 - Q_4 - Q_5 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dp}{dt} \\ (0.52 - \theta < \varphi \leq 0.52) \end{cases} \quad (9)$$

通过三角槽的液体可视为短管流动,则高压腔经过三角槽向过渡区补油的流量为

$$Q_6 = \frac{\sqrt{3}}{4} C_d L^2 \frac{\omega^2 t^2}{\theta^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p)} \quad (10)$$

式中 ω ——齿轮转动角速度

C_d ——短管流量系数

ρ ——液压油密度

将 $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$ 代入式(9)可得

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{\beta_e}{2\pi nV} \left[\left(\frac{bh_1^3}{12\mu S_e} + \frac{R_e - R_i}{6\mu S} \right) (p_s - 2p) - \frac{\theta_2 h_2^3}{6\mu \ln \frac{R_i}{R_z}} p \right] \quad (0 \leq \varphi \leq 0.52 - \theta) \\ \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{\beta_e}{2\pi nV} \left[\left(\frac{bh_1^3}{12\mu S_e} + \frac{R_e - R_i}{6\mu S} \right) (p_s - 2p) + \frac{\sqrt{3}}{4} C_d L^2 \frac{\omega^2 t^2}{\theta^2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_s - p) - \frac{\theta_2 h_2^3}{6\mu \ln \frac{R_i}{R_z}} p \right] \quad (0.52 - \theta < \varphi \leq 0.52) \end{aligned} \right. \quad (11)$$

将径向端面间隙及侧板齿轮相关参数代入式(11)整理可得

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp}{d\varphi} &= 99.7 - 12.64p \quad (0 \leq \varphi \leq 0.52 - \theta) \\ \frac{dp}{d\varphi} &= 99.7 - 12.64p + 3.4 \times 10^6 L^2 \left(\frac{\varphi}{\theta} \right)^2 \sqrt{18 - p} \quad (0.52 - \theta < \varphi \leq 0.52) \end{aligned} \right. \quad (12)$$

3.3 阻尼槽结构优化设计

通过对增加 V 型阻尼槽结构的侧板建模分析可知,过渡区压力 p 的变化是关于齿轮转角 φ 、三角槽边长 L 和三角槽包角 θ 的微分方程。理论上,该微分方程可以求解出一组合理的阻尼槽结构尺寸使过渡区压力突变最小,但是由微分方程的求解过程可知求解计算量巨大,不适合工程应用^[10-16]。

为此提出一种基于响应面函数的阻尼槽结构参数化设计方法,其基本思路为:首先通过利用正交试验设计法计算样本值;其次基于响应面函数方法建立过渡区压力 p 与阻尼槽结构的三阶响应面函数 $p = p(L, \theta, \varphi)$;最后采用序列二次规划法,基于响应面函数 $p = p(L, \theta, \varphi)$,以降低过渡区压力突变 Δp 为优化目标,对阻尼槽结构进行优化设计。

(1) 正交试验设计

由过渡区压力微分方程可知,因素数为 3,因素水平为 4,试验次数为 16 次,过渡区压力试验结果如表 1 所示。

(2) 建立响应面函数

引入响应面方法技术,选取三阶响应面函数,表达过渡区压力关于阻尼槽结构及齿轮转角的响应面模型为

$$y(x_1, x_2, x_3) = c_1 + k_1 x_1 + k_2 x_2 + k_3 x_3 + k_4 x_1^2 + k_5 x_2^2 + k_6 x_3^2 + k_7 x_1 x_2 + k_8 x_1 x_3 + k_9 x_2 x_3 + k_{10} x_1^3 + k_{11} x_2^3 + k_{12} x_3^3 \quad (13)$$

表 1 过渡区压力试验结果

Tab. 1 Pressure test analysis of transition zone

试验序号	L/mm	θ/rad	φ/rad	p/MPa
1	2.00	0.17	0	0
2	2.00	0.29	0.17	6.967 8
3	2.00	0.40	0.35	8.394 3
4	2.00	0.52	0.52	10.177 1
5	3.33	0.17	0.17	6.967 8
6	3.33	0.29	0.00	0
7	3.33	0.40	0.52	12.918 0
8	3.33	0.52	0.35	10.337 0
9	4.67	0.17	0.52	14.573 7
10	4.67	0.29	0.35	9.217 3
11	4.67	0.40	0.17	7.141 5
12	4.67	0.52	0.00	0
13	6.00	0.17	0.35	7.793 1
14	6.00	0.29	0.52	16.848 2
15	6.00	0.40	0	0
16	6.00	0.52	0.17	8.487 6

式中 c_1 ——常数项

$k_1 \sim k_{12}$ ——多项式系数

选取 10 组数据对响应面模型进行校正,决定系数 R^2 验证模型的精度,即

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{j=1}^N (y_{rsm}(j) - y(j))^2}{\sum_{j=1}^N (y(j) - \bar{y})^2} \quad (14)$$

式中 $y_{rsm}(j)$ ——设计空间响应面值

$y(j)$ ——设计空间仿真值

\bar{y} ——设计空间上各点仿真值的均值

N ——设计空间上检验点的数量

检验误差决定系数 $R^2 = 0.989$,这表示响应面模型与仿真模型基本一致,过渡区压力 p 关于阻尼槽结构及齿轮转角的响应曲面如图 12 所示。以此响应面模型作为目标函数,可以有效降低阻尼槽结构优化设计的计算量。

(3) V 型阻尼槽结构优化设计

V 型阻尼槽结构与径向力平衡槽高压分布角的尺寸确定,需综合考虑各方面因素,其基本设计原则就是在保证侧板受力平衡和力矩平衡和齿轮泵的容积效率和机械效率的前提下,最大程度地降低过渡区向高压区过渡时的压力突变。

根据设计原则,过渡区至高压区的压力突变是有极限值的,即当齿轮转角 $\varphi = 0.52 \text{ rad}$ 时,过渡区压力 $p \leq 14.644 \text{ MPa}$ 。由此建立 V 型阻尼槽结构优化设计的目标函数为

$$f(x_1, x_2, x_3) = y(x_1, x_2, x_3) - 14.644 \quad (15)$$

约束条件: $0 \leq x_1 \leq 6.0, 0 \leq x_2 \leq 0.52, 0 \leq x_3 \leq$

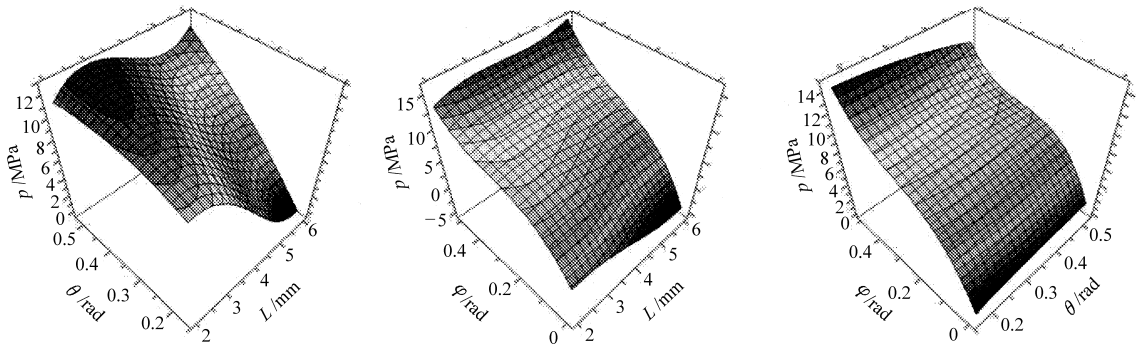


图 12 过渡区压力关于阻尼槽结构及齿轮转角的响应曲面

Fig. 12 Response surface of damping slot pressure structure and gear angle of transition zone

0.52。

优化算法: 序列二次规划法 (NLPQL)。

3.4 优化后结果比较分析

优化设计计算结果如表 2 所示, 优化前当 $\varphi = 0.52 \text{ rad}$ 时, 齿轮泵过渡区齿凹与径向力平衡槽接通, 过渡区向高压区过渡时的压力突变为 Δp 为 10.162 MPa, 优化后压力突变为 Δp 为 3.67 MPa, 如图 13 所示。

表 2 V 型阻尼槽结构优化前后结果

Tab. 2 Comparison of V-type damping groove structure before and after optimization

结果	L/mm	θ/rad	φ/rad	$\Delta p/\text{MPa}$
优化前	0	0	0.52	10.162
优化后	4.728	0.487	0.52	3.67

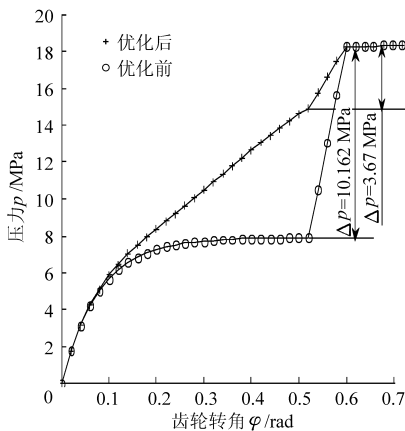


图 13 浮动侧板优化前后过渡区压力曲线

Fig. 13 Floating side panel before and after optimization transition zone pressure curve

依据 V 型阻尼槽结构尺寸优化结果加工侧板并按照 JB/T 7041—2006 要求进行齿轮泵台架试验, 将侧板优化前后齿轮泵的各项性能参数对比分析, 如表 3 所示。

由表 3 可知, 侧板增加 V 型阻尼槽结构优化设计后, 侧板压紧比由优化前 1.158 下降至 1.117, 降

表 3 浮动侧板优化前后各项指标对比

Tab. 3 Index contrast of floating side panel before and after optimization

结果	压紧比 ε	倾覆力矩 $M/\text{N}\cdot\text{m}$	压力突变 $\Delta p/\text{MPa}$	容积效率 $\eta_v/\%$	噪声/dB
优化前	1.158	118.4	10.162	92.80	91.24
优化后	1.117	85.8	3.670	91.98	89.71

幅为 3.54%, 该压紧比足够保证侧板压紧在齿轮端面; 倾覆力矩由优化前 118.4 N·m 降至 85.8 N·m, 降幅为 27.53%。虽然齿轮泵容积效率有所下降, 由优化前的 92.80% 下降至 91.98%, 但是过渡区压力突变由优化前的 10.162 MPa 下降至 3.67 MPa, 齿轮泵噪声由优化前的 91.24 dB 下降至 89.71 dB, 降幅为 1.68%。

针对齿轮泵耐久性试验, 按照 JB/T 7041—2006 中的耐久性试验方案: 在 2 台泵上分别进行超载试验 100 h 和冲击试验 40 万次。试验结果表明, 2 台齿轮泵容积效率分别下降为 89.91%、89.19%, 满足规定要求的耐久试验后, 齿轮泵容积效率不应低于规定值 3 个百分点的要求。同时将齿轮泵拆卸侧板、齿轮、轴承等关键零部件无异常情况和其他形式的损坏。

4 结论

(1) 通过对扩大高压区的齿轮泵过渡区流场的解析, 建立了过渡区压力变化的微分方程, 分析了过渡区压力变化规律, 得出过渡区压力变化与侧板阻尼结构之间的参数化关系。

(2) 高压油槽末端增加 V 型阻尼槽结构, 不仅可有效降低过渡区至高压区的压力突变, 还能减少侧板倾覆力矩, 增加侧板平衡。为得到最佳侧板 V 型阻尼槽结构尺寸, 提出了基于响应面方法的 V 型阻尼槽结构尺寸优化设计方法, 该方法简化计算过程, 有效降低计算量, 更能满足工程实际应用。

参 考 文 献

- 1 Sujan Dhar, Andrea Vacca. 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 ~ 76.
- 2 李耀文,杨林兴. 高温高速大流量内啮合齿轮泵组的研制及测试[J]. *农业机械学报*, 2000, 31(3):77 ~ 80.
Li Yaowen, Yang Linxing. Development and test of an internal gear pump group used for high temperature high speed and large flow [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2000, 31(3):77 ~ 80. (in Chinese)
- 3 吴彪,任玉红,赵敏建,等. 液压齿轮泵浮动侧板的改进设计[J]. *液压与气动*, 2010(11):59 ~ 61.
Wu Biao, Ren Yuhong, Zhao Minjian, et al. Improved design of float side plate for hydraulic gear pump [J]. *Hydraulic and Pneumatic*, 2010(11):59 ~ 61. (in Chinese)
- 4 Castilla R, Gutes M, Gamez-Montero P J, et al. Experimental study of the shaft motion in the journal bearing of a gear pump[J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, 131(9):052502-1 ~ 052502-9.
- 5 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 ~ 73.
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 ~ 73. (in Chinese)
- 6 李玉龙,刘焜. 外啮合齿轮泵困油面积和卸荷面积计算式的建立[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(6):203 ~ 207.
Li Yulong, Liu Kun. Established formulas for trapped-oil area and relief-load area of external spur-gear pump [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(6):203 ~ 207. (in Chinese)
- 7 李玉龙. 异齿数和侧板倾斜对齿轮泵轴向困油泄漏的影响[J]. *液压与气动*, 2010(11):12 ~ 14.
Li Yulong. Impact of sloping side panel and different number of teeth on axial leaking flow from trapped volume of external gear pump [J]. *Hydraulic and Pneumatic*, 2010(11):12 ~ 14. (in Chinese)
- 8 金朝铭. 液压流体力学[M]. 北京:国防工业出版社, 1994:251 ~ 252.
- 9 罗绍维,吴振顺. 典型高压齿轮泵过渡区压力的理论分析与仿真研究[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 1990, 22(6):76 ~ 83.
Luo Shaowei, Wu Zhenshun. Theoretical analysis simulation and experimental research of transient region pressure for high pressure gear pump [J]. *Journal Harbin Institute of Technology*, 1990, 22(6):76 ~ 83. (in Chinese)
- 10 Hooke C J, Koc E. End plate balance in gear pumps [J]. *Proc. IMChE, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 1984, 198(1):55 ~ 60.
- 11 Castilla R, Wojciechowski J, Vernet A, 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(6):377 ~ 384.
- 12 Frith R H, Scott W. Comparison of an external gear pump wear model with test data [J]. *Wear*, 1996, 196(1 ~ 2):64 ~ 71.
- 13 Erturk N, Vernet A, Castilla R, et al. Experimental analysis of the flow dynamics in the suction chamber of an external gear pump [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2011, 53(2):135 ~ 144.
- 14 马宝胜. 响应面方法在多种实际优化问题中的应用[D]. 北京:北京工业大学, 2007.
Ma Baosheng. The application of response surface methodology in some practical projects of optimization [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2007. (in Chinese)
- 15 Shu Wang, Hisatoshi Sakurai, Aditya Kasarekar. The optimal design in external gear pumps and motors [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2011, 16(5):945 ~ 952.
- 16 Koc E, Hooke C J. An experimental investigation into the design and performance of hydrostatically loaded floating wear plates in gear pumps [J]. *Wear*, 1997, 209(1 ~ 2):184 ~ 192.
- 17 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)
- 18 李玉龙,孙付春. 中高压外啮合齿轮泵端面间隙的理论计算[J]. *排灌机械工程学报*, 2012, 30(2):147 ~ 152.
Li Yulong, Sun Fuchun. Theoretical calculation of axial clearance in medium or high pressure external gear pumps [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2012, 30(2):147 ~ 152. (in Chinese)
- 19 张人会,郑凯,杨军虎,等. 离心泵叶轮的参数化设计[J]. *排灌机械工程学报*, 2012, 30(4):417 ~ 421.
Zhang Renhui, Zheng Kai, Yang Junhu, et al. Parametric design of centrifugal pump impellers [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2012, 30(4):417 ~ 421. (in Chinese)