

柱塞泵配流结构与流动特性的动态响应关系

王安麟, 吴小锋, 马博, 周成林

(同济大学机械工程学院, 上海 201804)

摘要: 以典型的斜盘式轴向柱塞泵为对象, 为了降低柱塞泵工作过程中的压力冲击与倒灌回流, 利用计算流体动力学方法, 对柱塞泵吸排油过程进行动态模拟, 可视化地解析了配流盘三角槽结构对冲击与回流特性的影响. 针对配流盘局部结构建立参数化模型, 借助于计算流体动力学的解析、试验设计、近似模型技术, 对柱塞泵动态解析过程进行一体化集成; 以2阶响应面函数的形式, 表达动态过程中柱塞腔内压力、回流峰值与配流盘三角槽跨度、深度的响应面模型; 最后, 对三角槽结构参数进行优化设计, 为斜盘式轴向柱塞泵降噪型配流盘的设计, 提供再设计的理论依据.

关键词: 配流盘三角槽; 计算流体动力学; 一体化; 响应面模型; 再设计

中图分类号: TH 137.52

文献标识码: A

Dynamic Response Relationship Between Swashplate's Structural Parameters of Piston Pump and Hydrodynamics Features

WANG Anlin, WU Xiaofeng, MA Bo, ZHOU Chenglin

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

Abstract: The paper deals mainly with the Swashplate axial piston pump. Based on a simulation of the discharging and sucking of piston pump by computational fluid dynamics method(CFD), an analysis was made of the impact of the triangular groove structure on the shock and reversed flow properties to reduce the pressure shock and reversed flow of a working swashplate piston pump. An integration method, which integrated parametric modeling, CFD analysing, optimization algorithm, experimental design and approximation model in one whole re-design system, was adopted to optimize the triangular groove structure. The response surface fuction of pressure shock and flow fluctuation by valve plate triangular groove structure was acquired.

Finally, an optimal structure size was obtained based on the response surface model.

Key words: valve plate triangular groove; computational fluid dynamis; integration; response surface model; re-design

斜盘式轴向柱塞泵由于工作压力高、排量大, 广泛应用于大型工程机械和船舶机械中. 但其高压和大排量的特点也产生流体噪声, 因此, 降低和减小斜盘式轴向柱塞泵内部流体噪声是提高柱塞泵性能的主要途径之一. 降低斜盘式轴向柱塞泵工作过程中的流体噪声, 必须了解内部流场结构和流体动力学特性及其相互耦合关系.

国内外许多学者对斜盘式轴向柱塞泵作了大量研究^[1-3], 大部分研究推导内部流体动力学微分方程, 进行理论分析; 借助于经验设计分析反复改进再分析, 一定程度上降低了压力冲击和流量倒灌. 结果也随着研究被实验和实践运用所证实. 降噪的主要手段是加入阻尼孔或阻尼槽结构^[4-6] (最为典型的结构为三角槽、腰型槽和阻尼小孔), 实现良好的瞬间节流缓冲.

在此研究基础上, 对柱塞泵动态工作过程内部流场进行数值模拟和解析, 旨在更精确地描述柱塞泵在配流过程中内部流体动力学特性, 构建设计分析优化一体化集成平台; 借助于全因子试验设计法和响应面函数技术, 获取柱塞泵压力冲击和回流关于三角槽深度和跨度的动态响应模型, 一体化地再设计配流盘三角槽结构.

1 CFD 控制方程

采用商业软件 Fluent^[7] 对滑阀内部流场进行三

收稿日期: 2009-12-14

基金项目: “十一五”科技支撑计划(2007BAF10B00)

第一作者: 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智能设计与控制、机电液耦合解析.

E-mail: wanganlin@online.sh.cn.

通讯作者: 吴小峰(1982—), 男, 博士生, 主要研究方向为工程机械智能设计与控制. E-mail: 2008wuxiaofeng@tongji.edu.cn

维数值模拟,分析其内部的流场特性.用雷诺时均方程法,设流动为三维瞬态、可压缩、考虑黏性假设的湍流.其控制方程如下:

连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dx dy dz + \oint_A \rho v \cdot n dA = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_h \quad (3)$$

式中: ρ 为流体密度; u_i, u_j, u_l 为速度分量; x_i, x_j, x_l 为坐标分量; p 为微元体上的压力; μ 为动力黏度; $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 为雷诺应力项; $E = h - p/\rho + u_i^2/2$, h 为经验数据; k_{eff} 为有效热传导系数, $k_{\text{eff}} = k + k_t$, k 为平均热传导系数, k_t 是湍流热传导系数; T 为温度; J_j 为组分扩散流量; $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ 为黏度切应力; S_h 为化学反应以及其他体积热源项.

根据 Boussinesq 提出的雷诺应力与平均速度梯度成正比的假设,可得

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho K + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (4)$$

式中: μ_t 为湍动粘度; δ_{ij} 为符号项(当 $i = j$ 时, $\delta_{ij} = 1$; 否则 $\delta_{ij} = 0$).

为了确定 μ_t 的值,选用标准 $K-\epsilon$ 模型,则有

$$\mu_t = \rho C_u (K^2) / \epsilon \quad (5)$$

$$\rho \frac{dK}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\rho \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{K} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{K} \quad (7)$$

式中: $C_u = 0.0845$, $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.0$, 这些常量从试验中得来,包括空气、水的基本湍流; G_k 为湍动能产生项, $G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$; ϵ 为湍流耗散率, $\epsilon = 0.05$; k 为湍动能.

在控制方程的基础上,利用 Simple 算法对控制方程离散化处理;根据计算流体动力学连续性方程、动量方程、能量方程,以及人为加入的湍动能 K 方程和湍流耗散率 ϵ 方程,获得流场中关于压力、速度、温度、 K 和 ϵ 的封闭方程组,通过对方程组的迭代求解可以获得整个流场的解析.这为更精确描述和模拟斜盘式轴向柱塞泵内部流场提供了理论基础.

2 配流过程数值模拟

2.1 原理及配流盘参数化模型

斜盘式轴向柱塞泵工作原理示意如图 1,图中, φ_f, φ_g 分别表示进、出油口三角槽的跨度.在柱塞泵工作过程中,柱塞腔不断地接通供油箱(低压)和负载油路(高压),配流盘主要作用是当柱塞腔容积减少时,压油作用使得柱塞腔与负载油路接通,当柱塞腔容积增大时,吸油作用使得柱塞腔与供油箱接通.

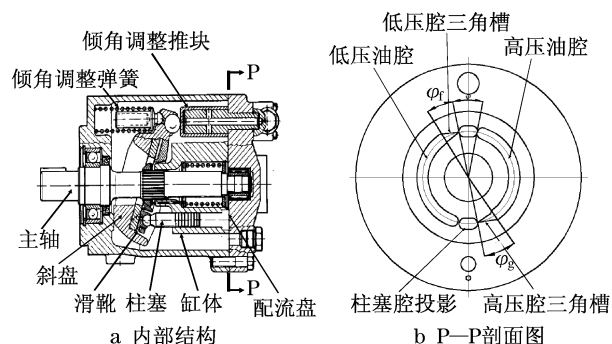


图1 柱塞泵工作原理

Fig.1 Internal structure of piston pump

由于配流盘独特的结构决定了柱塞泵工作过程中柱塞腔会产生回流,解决此问题的最典型手段是在高低压交替之间加三角槽节流结构.三角槽尺寸参数化模型如图 2 所示.图中, w_f, w_g 分别为进、出油口三角槽的宽度,与腰型槽宽度尺寸一致; d_f, d_g 分别为进、出油口三角槽最大槽深.柱塞泵在低压接高压过程中,三角槽使腔内压力上升至高压以上,或在高压接低压过程中,腔内压力降低至低压以下,从而产生压力冲击.

2.2 CFD 分析模型及结果

利用计算流体动力学软件 Fluent,对柱塞泵数值模拟.利用 Gambit 软件进行网格划分(如图 3),并对配流盘局部结构三角槽部位进行网格加密.

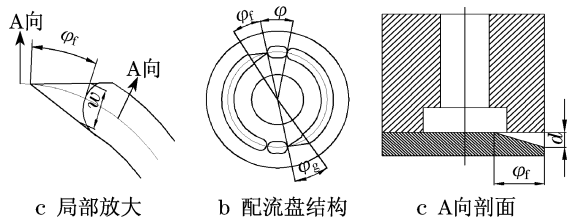
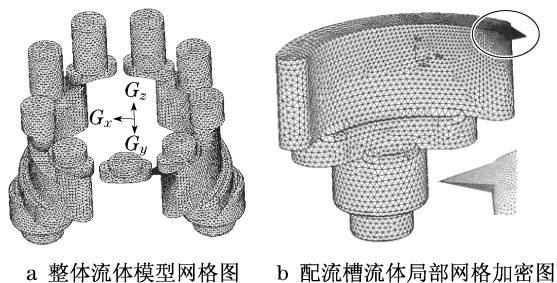


图2 三角槽型配流盘模型参数化

Fig.2 Parameters of valve plate triangular groove



a 整体流体模型网格图 b 配流槽流体局部网格加密图

图3 柱塞泵三维配流网格模型

Fig.3 Three-dimensional mesh model

配流过程采用动态模拟,入口压力 $p_{in} = 1 \text{ MPa}$,出口压力 $p_{out} = 10 \text{ MPa}$;柱塞泵转速 $\omega = 100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$;柱塞腔流体采用动网格技术,利用 UDF(C++ 编写的用户自定义函数),定义柱塞腔顶端运动速度 $v = \omega[(D-d)/4 + d/2] \tan \alpha \sin(\omega t)$;油液定义为液压油,密度 $\rho = 889 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$;油液为可压缩性流体,编写 UDF 定义压缩系数为 $\beta_e = \Delta V / (V \Delta p) = 1940.0 \text{ MPa}$;油液黏度 $\gamma = 0.048 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

图4给出了柱塞泵动态模拟过程中某时刻状态下的压力分布。

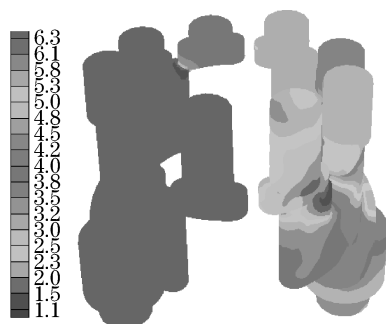


图4 九柱塞动态模拟过程状态压力图(单位:MPa)

Fig.4 Simulation of nine-piston model(unie;MPa)

图5a,b分别比较了三种不同尺寸三角槽结构,以及单柱塞腔从低压接高压过程中内部压力和流量的变化.图6给出了三种不同尺寸的配流盘三角槽对应柱塞泵出口流量脉动对比.跨度为 0° (不带三角槽)的配流盘结构,当柱塞腔突然从低压接高压时,柱塞腔内的倒灌流量最大,瞬间达到 $0.35 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$ 左

右,引起柱塞泵整体流量输出在 $40.1 \sim 43.3 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 之间脉动;而带跨度 20° 三角槽的配流盘结构,当柱塞腔突然从低压接高压时,柱塞腔内倒灌流量有明显改善,由于预压缩行程过大,导致柱塞腔内压力瞬间升至将近 12 MPa ,也会导致流量波动;带跨度 10° 三角槽的配流盘结构,较其他两种,性能是最好的,柱塞腔内压力变化和流量变化相对平稳,流量脉动和液压冲击也较小,柱塞泵整体流量输出脉动减小至 $41.3 \sim 42.1$.

通过对斜盘式轴向柱塞泵配流过程的动态模拟,三角槽尺寸参数对于柱塞泵整个配流过程中的流量脉动与压力冲击具有较明显的影响,但是,如果三角槽跨度尺寸与深度尺寸设计不当,仍然会导致柱塞腔预压缩,引起腔内压力冲击。

3 柱塞腔流体动力学特性动态响应模型及配流盘结构优化

对于此类复杂问题,工程上无法给出关于柱塞腔流动特性关于结构变化精确而详细的显示表达函数,为此本文建立了斜盘式轴向柱塞泵配流盘局部结构一体化再设计软件平台,具体流程如图7所示。

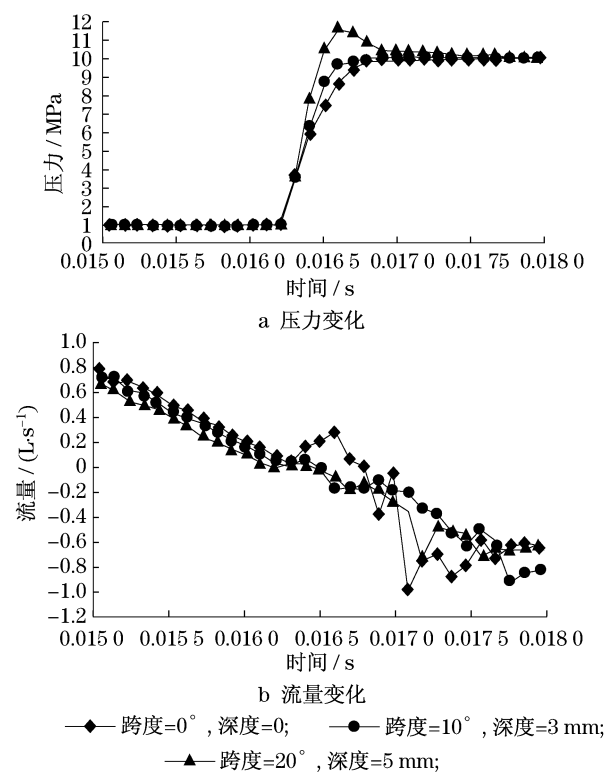


图5 单柱塞腔从低压接高压时压力和流量的变化

Fig.5 Pressure flow rate in piston cavity(low to high)

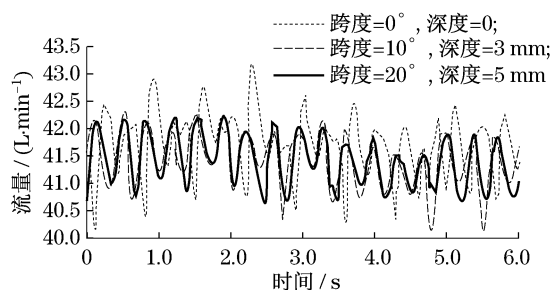


图6 三角槽结构不同尺寸参数情况下九柱
塞泵出口流量脉动

Fig.6 Flow fluctuation of piston pump of nine-piston
model under different sizes of triangular groove

上述的一体化再设计方法与传统优化设计方法相比,实现了系统整合、参数优化、流程统一、协同设计的功能。

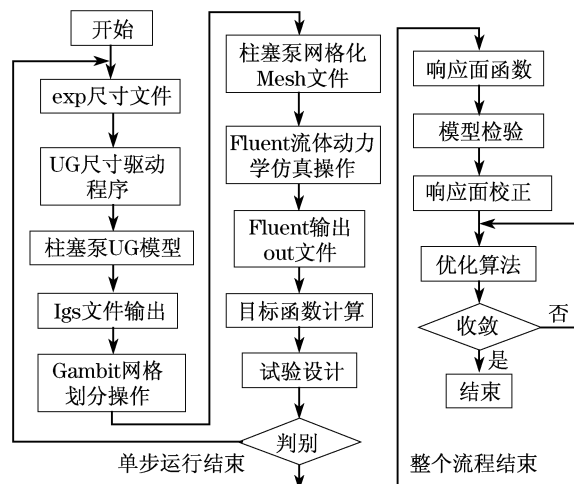


图7 配流盘三角槽结构一体化再设计流程图

Fig.7 Integrated design process of triangular groove

3.1 压力与回流特性关于配流盘结构的动态响应模型

利用全因子试验设计方法,因子数为2,变量分别为三角槽跨度和深度,因子水平为5,试验次数为25.以柱塞腔经过三角槽时柱塞腔与高低压之间的压差最大值和柱塞腔回流量瞬时最大值为目标性能,近似模型选取2阶响应面函数^[8-9].形式如下:

$$F = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i X_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n b_{ij} X_i X_j \quad (8)$$

在一体化集成系统上,以2阶响应面函数拟合柱塞腔经过高压三角槽时,柱塞腔内压差最大值和回流量最大值,结合CFD仿真数据及近似响应面函数图像直观比较(如图8,9),获得了目标性能理论化表达式(式(9),(10)),选用 R^2 评估系数对响应面模型与CFD数据模型之间的误差进行了计算(如式

(10)).经计算得: $R_{p_{\text{high}}}^2 = 0.984$; $R_{Q_h}^2 = 0.976$.

$$\Delta p_{\text{high}} = 10^{-3} \times [-0.108x_1^2 - 0.814x_2^2 - 12.445x_1x_2 + 148.800x_1 + 5.914x_2 - 876.252] \quad (9)$$

$$Q_h = 10^{-3} \times [0.0896x_1^2 + 2.132x_2^2 - 1.381x_1x_2 - 9.633x_1 + 55.039x_2 + 197.989] \quad (10)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{j=1}^N (y_{\text{rsm}}(j) - y(j))^2}{\sum_{j=1}^N (y(j) - \bar{y})^2} \quad (11)$$

式中: Δp_{high} 为柱塞腔经过高压三角槽时腔内最高压力与高压腔压力差; Q_h 为柱塞腔经过高压三角槽时腔内出现的最大瞬时回流流量; $y_{\text{rsm}}(j)$ 和 $y(j)$ 分别为设计空间上各点的响应值和仿真真值; \bar{y} 为设计空间上各点仿真真值的均值; N 为设计空间上检验点的数量; R^2 为判定系数代表响应面与仿真真值之间的差异程度,在0~1之间取值,为1时,表示二者完全一致。

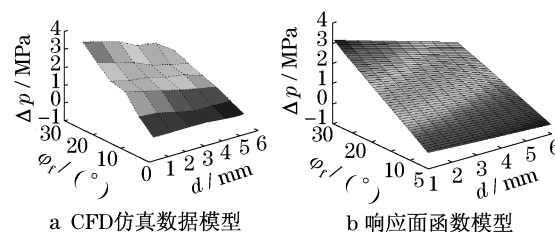


图8 柱塞腔经过高压三角槽时最大压差的
CFD仿真数据与近似模型对比

Fig.8 RSM compared with CFD simulation of
maximum pressure in high-pressure zone

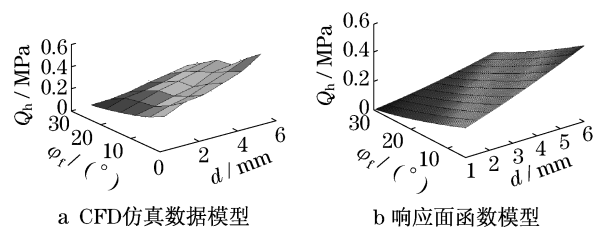


图9 柱塞腔经过高压三角槽时最大倒灌流量的
CFD仿真数据与近似模型对比

Fig.9 RSM compared with CFD simulation of maximum
flow rate in high-pressure zone

3.2 配流盘三角槽结构参数的优化

以响应面函数模型为基础,设计变量为配流盘高压和低压区三角槽跨度和深度,分别为 $X_1(\varphi_1)$, $X_2(d_1)$, $X'_1(\varphi_2)$, $X'_2(d_2)$,引入比例因子 λ_1 和 λ_2 ,

以归一化的思想对 λ_1 和 λ_2 进行计算,从而获得整体的性能优化目标为 F_1 和 F_2 函数值最小化,如式(12)和式(13)所示. 优化算法选择二次序列规划法(NLPQL).

$$F_1 = \Delta p_{\text{high}} + \lambda_1 Q_{\text{h}} \quad (12)$$

$$F_2 = \Delta p_{\text{low}} + \lambda_2 Q_{\text{low}} \quad (13)$$

式中: $\lambda_1 = [(\Delta p_{\text{hing}})_{\text{max}} - (\Delta p_{\text{hing}})_{\text{min}}] / [(Q_{\text{h}})_{\text{max}} - (Q_{\text{h}})_{\text{min}}]$; $\lambda_2 = [(\Delta p_{\text{low}})_{\text{max}} - (\Delta p_{\text{low}})_{\text{min}}] / [(Q_{\text{low}})_{\text{max}} - (Q_{\text{low}})_{\text{min}}]$; Δp_{low} 为柱塞腔经过低压三角槽时腔内最高压力与低压腔内的压力差; Q_{low} 为柱塞腔经过低压三角槽时的最大瞬时回流量.

3.3 优化结果分析

表 1 给出了优化后的三角槽结构参数. 优化后九柱塞仿真结果显示如图 10 所示. 整个柱塞泵出口流量脉动大约在 $41.2 \sim 41.7 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 之间, 柱塞泵配流性能改善较明显.

表 1 配流盘三角槽参数优化结果

Tab. 1 Optimization results of triangular groove parameters

高压区三角槽		低压区三角槽	
$X_1(\varphi_1)$	$X_2(d_1)$	$X'_1(\varphi_2)$	$X'_2(d_2)$
2.561	11.365	3.523	9.884

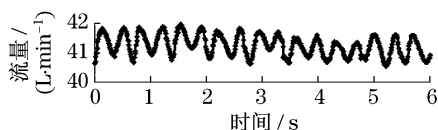


图 10 三角槽再设计后时柱塞泵出口流量的 CFD 模拟

Fig. 10 CFD simulation of flow fluctuation after optimization

4 结论

(1) 以流体力学连续性方程、动量方程、能量方程以及湍流标准 $K-\epsilon$ 模型为理论基础, 从微观上对斜盘式轴向柱塞泵配流动态过程中内部流场进行了数值计算, 模拟了单柱塞腔内流体动力学特征.

(2) 结合模拟结果, 柱塞泵配流盘上三角槽结构主要作用为节流, 其次是为了提供柱塞腔一段预压缩和预膨胀行程, 在一定程度上可以有效地抑制斜盘式轴向柱塞泵工作中的流体噪声.

(3) 在三角槽的设计中, 三角槽跨度尺寸变大, 一定程度上减小了泵出口的流量脉动; 但如果三角槽尺寸过大, 会引起柱塞预压缩或膨胀量过大, 导致柱塞腔内压力瞬间升高引起腔内压力冲击. 所以, 在配流盘三角槽设计过程中, 应该综合考虑目标性能, 从多目标的角度权衡改进.

参考文献:

- [1] Noah D. Manring. Valve-plate design for an axial piston pump operating at low displacement[J]. Journal of Mechanical Design, 2003(125):200.
- [2] Bahr M K, Svoboda J, Bhat R B. Vibration analysis of constant power regulated swash plate axial piston pumps[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 259(5):1225.
- [3] Kumar S, Bergada J M, Watton J. Axial piston pump grooved slipper analysis by CFD simulation of three-dimensional NVS equation in cylindrical coordinates[J]. Computers & Fluids, 2009(38):648.
- [4] 杨俭, 徐兵, 杨华勇. 液压轴向柱塞泵降噪研究进展[J]. 中国机械工程学报, 2003, 14(7):623.
YANG Jian, XU Bing, YANG Huayong. Review of reduction of noise for hydraulic axial piston pump[J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(7):623.
- [5] 林静, 孙明智. 轴向柱塞泵配流盘结构对流量脉动的影响[J]. 流体传动与控制, 2007(3):32.
LIN Jing, SUN Mingzhi. Influence of port plate structure on flow fluctuation of axial piston pump[J]. Fluid Power Transmission and Control, 2007(3):32.
- [6] 李静, 徐兵, 马吉恩. 可压缩流体介质轴向柱塞泵流量脉动仿真研究[J]. 机床与液压, 2008, 36(5):154.
LI Jing, XU Bing, MA Jien. Numerical simulation of the flow ripples considering Fluid Compressibility in Axial Piston Pump[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2008, 36(5):154.
- [7] 江帆, 黄鹏. Fluent 高级应用与实例分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
JIANG Fan, HUANG Peng. Fluent advanced applications and case analysis[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2008.
- [8] 王琦, 单鹏. 离心压气机通流/造型/CFD 参数化优化设计集成反问题方法[J]. 航空动力学报, 2007, 22(2):291.
WANG Qi, SHAN Peng. Integrated inverse problem optimization method of through-flow design/airfoil design/CFD simulation for centrifugal compressors[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(2):291.
- [9] 郭勤涛, 张令弥, 费庆国. 用于确定性计算仿真的响应面法及其试验设计研究[J]. 航空学报, 2005, 26(1):55.
GUO Qintao, ZHANG Lingmi, FEI Qingguo. Response surface method and its experimental design for deterministic computer simulation[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2005, 26(1):55.