

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.12.051

基于动网格的低速大扭矩水压马达配流盘结构改进*

高殿荣 王志强 黄瑶

(燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004)

摘要: 以低速大扭矩水压马达为研究对象,应用动网格及其 UDF(用户自定义函数)编程技术模拟配流盘、转子和柱塞的运动,并对水压马达模型及加入阻尼槽的模型进行了三维数值模拟计算。基于最小过流面积公式及压力变化公式,建立了不同渗透角下柱塞腔中压力变化的数学模型。研究表明:原模型柱塞腔内会出现明显的压力超调、压力振荡、压力冲击以及速度的突变,而改进后的柱塞腔内部流场变化比较平稳,可以有效地降低配流过程中产生的冲击,降低压力飞升现象,减小振荡幅值和时间,实现了预升压的目的。同时还发现阻尼槽的渗透角越大,预升压效果越明显。

关键词: 水压马达 动网格 配流盘 结构改进

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)12-0307-07

Structure Improvement of Port Plate in Low Speed High Torque Water Hydraulic Motor Based on Dynamic Mesh Technology

Gao Dianrong Wang Zhiqiang Huang Yao

(College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: Taking low speed high torque water hydraulic motor as the main research object, the movement of port plate, rotor and piston were simulated by the dynamic mesh technique and UDF (user defined function) in Fluent. And 3-D internal flow field of water hydraulic motor and the model with damping groove were computed numerically. Based on the minimum through-flow area equation and the formula of pressure change, the mathematical model of the pressure of plunger cavity was established at various percolation angles. The research showed that the original model of plunger cavity had significant pressure overshoot, pressure oscillation, pressure surge, and velocity jump. When the model was modified, the internal flow field of plunger cavity became more stable, so that the shock in valve port process could be effectively reduced and the phenomenon of pressure rise was reduced and the oscillation amplitude and time were decreased. The aim of pre-loading were well achieved. It was also found that the larger the percolation angle of damping groove was, the more effective the pre-loading was. The research could be an important reference for port plate optimal design.

Key words: Water hydraulic motor Dynamic mesh Port plate Structure improvement

引言

随着计算机技术的不断发展和计算流体动力学理论不断完善,数值仿真的精确度和可靠性日渐提高,CFD 技术已经成为流体分析的主要方法之

一。其中,CFD 中的动网格模块更是扩展了其计算的范畴。由于其模拟的准确性和可靠性,国内外学者运用动网格技术对液压泵、液压阀、液力耦合器等进行了深入研究^[1-13]。

动网格模型可以用来模拟由于流体域边界运动

收稿日期: 2013-06-03 修回日期: 2013-06-19

* 国家自然科学基金资助项目(51075348)、河北省自然科学基金资助项目(E2011203151)和高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20101333110002)

作者简介: 高殿荣,教授,博士生导师,主要从事 CFD、PIV 与流体元件研究,E-mail: gaodr@ysu.edu.cn

或边界变形引起的流体域形状随时间变化的各种流动问题。这种流动情况可以是已知的确定性,也可以是一种非确定性的运动,即下一刻的运动情况是由当前时间步的计算结果决定的。由于马达在运行过程中一直处于运动状态,静态分析有很多缺陷,不足以说明问题。所以,本文采用动网格技术对水压马达的内部流场尤其是配流副的流场进行仿真分析。

1 基本结构

所研究的水压马达为端面配流,水压泵提供的高压水直接通过配流盘进入转子的柱塞孔形成配流,如图1所示。马达配流盘内嵌于后盖中,配流盘左侧流道与后盖上的进出水口相连,右侧与转子体端面相接触,并在转子体定轴转动时,通过其内部流道的连通与切换实现进水和排水。而对于柱塞副部分,柱塞滚子在柱塞底面的进水压力作用下紧贴定子内曲线运动,从而带动转子转动,输出扭矩。

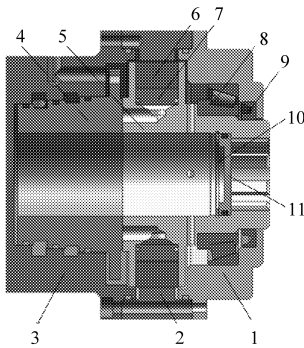


图1 水压马达剖面图

Fig. 1 Section drawn of water hydraulic motor

1. 前端盖 2. 定子 3. 后端盖 4. 配流盘 5. 转子 6. 滚柱
7. 柱塞 8. 轴承 9. 密封圈 10. 卡簧 11. 挡板

因为在 CFD 进行流体分析时,只考虑流体的部分,所以通过已有的三维模型,在 GAMBIT 中进行布尔运算,得到整个马达的内部流道模型。实际的仿真模型如图2所示。模型由进水腔、排水腔、配流盘内部的流道、配流盘与转子端面间的水膜、转子缸体内部流道及柱塞内部流道组成。

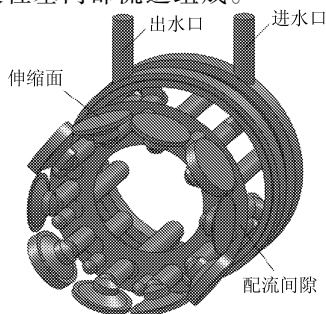


图2 水压马达内部流道图

Fig. 2 Internal flow channel of water hydraulic motor

1.1 动网格模型的建立

动网格方法对网格重构定义得比较细致,并且对网格的形式也有所要求,相应的设置也要复杂的多。同时,动网格的运动是通过 UDF (User defined function) 定义的,这个命令可以实现比较复杂的域运动及变形。

低速大扭矩水压马达在工作时有两个主要运动,分别是马达柱塞及缸体部分相对于配流盘所做的定轴转动和柱塞相对于缸孔做径向的往复直线运动。对于柱塞底部的主运动,其径向伸缩速度是一个完全取决于内曲线形状的量值。马达的内曲线类型采用具有等速过渡期的等加速运动规律。与其他运动规律的曲线相比,该运动规律下水压马达具有波动小运动平稳等特性^[14]。

由于曲线已知,就能得出每个时刻滚轮中心到缸体中心的矢径,再由度速度^[15](缸体转过 1 rad 时,柱塞径向移动的距离)便可得出柱塞底部伸缩流体的径向伸缩速度。对使用动网格方法进行求解的部位,其运动通过 UDF 的 DEFINE_CG_MOTION 命令进行编写,由于程序冗长,具体内容此处不予详述。

1.2 初始条件

根据实际工况给定仿真中的边界条件,马达额定压力为 10 MPa,给定的入口边界条件为压力入口,压力为 10 MPa。马达出口设置为压力出口,出口压力为 0 MPa。

研究非定常流动问题时,流场各物理量都是随时间变化的,基本方程中具有时间的偏导数项。即该问题为适定问题,解存在且唯一,同时解稳定并连续依赖于定解条件,因此求解该问题必须给定初始条件^[16]。马达流场模型中各柱塞水腔伸缩面质心的初始位置计算结果如表1所示。

表1 各柱塞水腔伸缩面质心的初始位置

Tab. 1 Initial position of centroid of retractable surface in plunger cavity

柱塞号	X 坐标值 /mm	Y 坐标值 /mm	Z 坐标值 /mm	Z 轴转角 /(°)
1	39.000 00	0	19.5	0
2	34.955 22	25.396 46	19.5	36
3	12.489 84	38.439 77	19.5	72
4	-12.489 84	38.439 77	19.5	108
5	-34.955 22	25.396 46	19.5	144
6	-39.000 00	0	19.5	180
7	-34.955 22	-25.396 46	19.5	216
8	-12.489 84	-38.439 77	19.5	252
9	12.489 84	-38.439 77	19.5	288
10	34.955 22	-25.396 46	19.5	324

所有条件都设定后,开始仿真。图 3 给出了简化模型运行时,某几个时刻流场的变化情况。

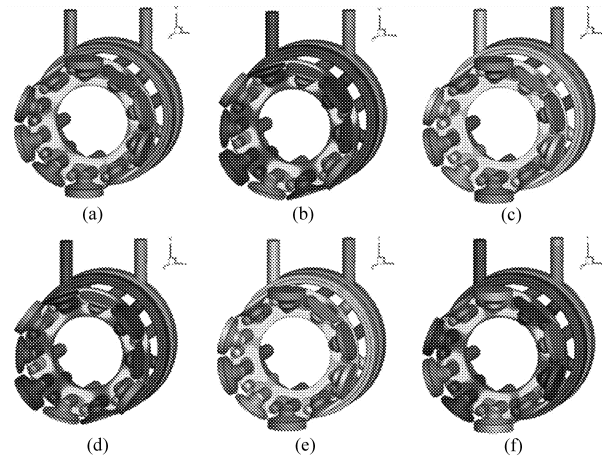


图 3 马达在不同时刻流场的变化

Fig. 3 Flow field of water hydraulic motor at different time

(a) $t=0.1\text{ s}$ (b) $t=0.2\text{ s}$ (c) $t=0.3\text{ s}$
(d) $t=0.4\text{ s}$ (e) $t=0.5\text{ s}$ (f) $t=0.9\text{ s}$

从图 3 可看出,随着时间的增加,水压马达内部流体压力从高压到低压不停地转换,而且压力的变化与定子内曲线的各个区段一一对应。马达内曲线包括零速区段、加速区段、等速区段和减速区段^[17]。

2 配流盘结构的改进

在液压马达中,配流副是其主要摩擦副,配流部分流场的流动特性对整个马达的性能有着重要的影响。配流副的设计不合理,会产生水击、空化气蚀、噪声等问题,并且导致配流盘及转子端面的磨损,通过对配流盘结构的合理设计,可以消除或减少上述问题。

2.1 配流副压力的变化

由于是动态分析,其所得的性能参数,如压力、速度等都是随时间不断变化的,所以通过观察不同时刻马达压力和速度的变化,可以得到马达在整个运行周期中的工作性能。

根据水压马达实际工况,设进水压力 10 MPa、马达转速 30 r/min、配流水膜厚度 $8\ \mu\text{m}$,并通过动网格技术对不同时刻马达的配流性能进行仿真分析,得到不同时刻的压力分布如图 4 所示,速度分布如图 5 所示。

从图 4 可看出,4 个时刻的压力分布状况基本相似,高压带的分布近似于矩形,分布较为均匀。但是随着时间的增加,可以看出进水口附近压力明显变化。在 0.1 s 和 0.2 s 时,最高压力都在 10 MPa 以上;在 0.3 s 时,只有两个进水腔的压力处在 10 MPa 以上;在 0.4 s 时几乎所有进水腔的压力都维持在 10 MPa 之内,原因主要是配流结构造成柱塞在进水

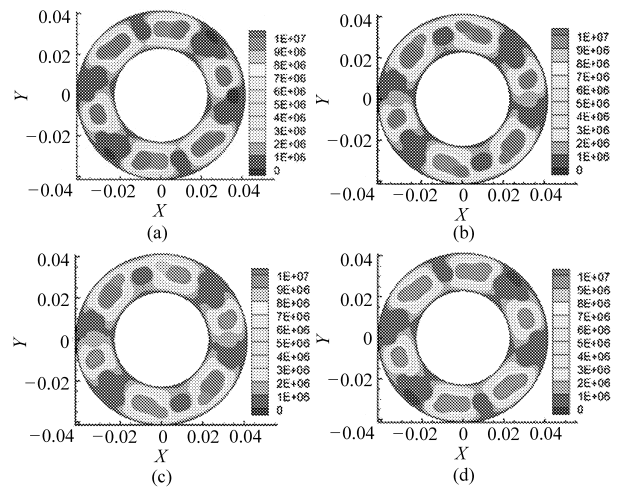


图 4 不同时刻下配流副的压力分布

Fig. 4 Pressure distribution of port plate pairs at different time

(a) 0.1 s (b) 0.2 s (c) 0.3 s (d) 0.4 s

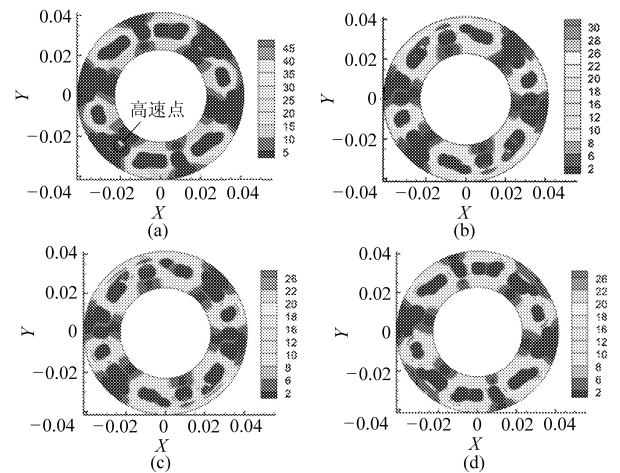


图 5 不同时刻下配流副的速度分布

Fig. 5 Velocity distribution of port plate pairs at different time

(a) 0.1 s (b) 0.2 s (c) 0.3 s (d) 0.4 s

回水区间切换时产生压力冲击及压力振荡。

从图 5 可看出,4 个时刻下流体的速度在排水口附近分布较为均匀,在进水口附近,流场中的速度会有较大的速度梯度,并且速度基本维持在 30 m/s 之内。图 5a 所示的速度分布图中有个高速点,其速度达到 45 m/s。通过对马达整体模型的分析可知,此处正好位于柱塞从排水区向吸水区过渡。说明柱塞在进水排水区切换时,过高的压差以及过小的过流面积,不仅造成了压力的冲击与振荡,也造成了速度的激增。

2.2 配流副柱塞腔压力的变化

马达的配流副在一端与配流盘的端面相连,另一端与转子缸体的端面相连。对于运动区域来说,配流部分的流场瞬变过程影响缸体内部柱塞流道中的流动特性。因此,在如图 6 所示部位,即与配流副

相连的柱塞腔体内设置一探测点,观察马达的柱塞腔在马达运转时与高低压水相连通时的流动特性。

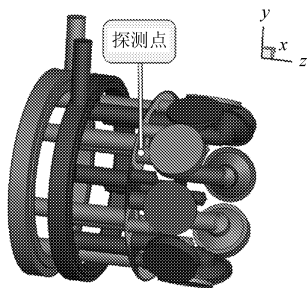


图6 柱塞腔内探测点位置图

Fig. 6 Position of sensing point in plunger cavity

选配流水膜为 $8\ \mu\text{m}$ 的模型,进水压力为 $10\ \text{MPa}$,转速为 $30\ \text{r/min}$,进行仿真计算,得柱塞腔内的压力、速度在整个周期内随时间变化的曲线如图7、8所示。可以看出柱塞腔内的压力在连通进水腔时会出现明显的压力超调以及压力振荡现象,这会对配流流场造成很大的影响,危害马达的整体性能。

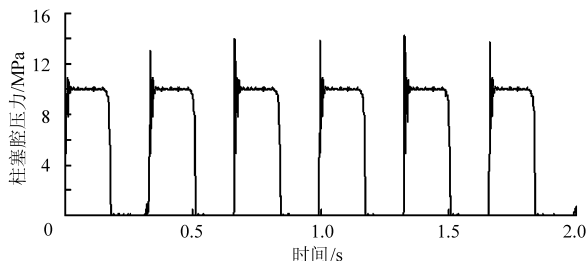


图7 柱塞腔内的压力随时间的变化曲线

Fig. 7 Pressure of plunger cavity with time

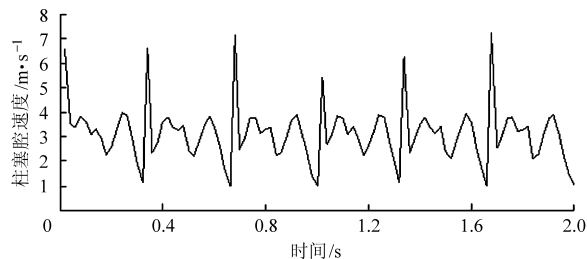


图8 柱塞腔内的速度随时间变化的曲线

Fig. 8 Fluid velocity of plunger cavity with time

从图8可看出,在柱塞由排水口向进水口过渡时,会在进水瞬间产生较大的速度超调,在整个进水过程中,柱塞腔的速度维持在 $2\sim 3\ \text{m/s}$ 左右,但是在进水瞬间,速度达到了 $6\sim 7\ \text{m/s}$ 。并且由于速度的突变,导致水流速度梯度过大,过大的速度梯度会使配流盘和缸体之间产生液压冲击,引起结构的振动,从而加速配流盘的磨损,增加振动,导致噪声增强,配流副的润滑性降低,系统不稳定性增高。因此,如果配流盘结构设计不合理,会明显增大系统的不稳定性、加快端面磨损、加速配流副的泄漏,从而缩短配流副的使用寿命。

图9为图7一个运动周期内的放大图。从两图

可以明显地看出,柱塞在进水区和排水区相互切换的瞬间,会出现明显的压力正超调,超调幅值达到 40% 。这是由于柱塞腔在进水排水区切换时,柱塞腔内流体的压力与进水(排水)区内液体的压力差过大,并且接通瞬间,通流面积很小,导致压力冲击。随着通流面积的不断增大,压力超调逐渐减小,最后趋于平稳。

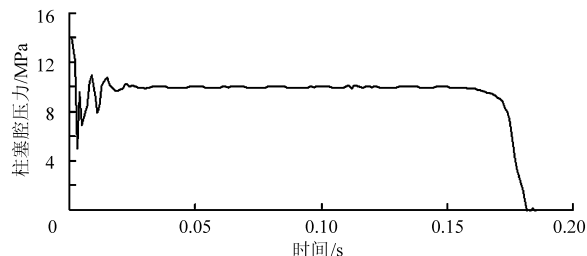


图9 一个运动周期内柱塞腔压力的放大图

Fig. 9 Magnification of the pressure of plunger in a campaign cycle

从图9可看出,在压力飞升过后会出现压力振荡现象,这是由于柱塞腔中流体的惯性与可压缩性造成的。切换瞬间,流场中流动发生突变,流体的惯性和可压缩性会产生质量—弹簧—阻尼效应,从而造成压力振荡。且压力振荡时间较长,持续将近 $0.03\ \text{s}$ 。

2.3 阻尼槽设计

压力冲击和压力振荡会引起流场内部的水击及空化现象,引起结构件的震动,产生噪声干扰,造成结构件损坏,严重危害系统的性能。为了使流场中的压力尽量平稳变化,减少以上损害,选择在配流盘上开设阻尼槽。

目前阻尼槽的主要形式是三角形阻尼槽,三角形阻尼槽的通流面积是线性变化的,即流量是线性增加的,通流特性对柱塞腔很有利,可以避免压力剧烈变化而产生的冲击与压力振荡。

2.3.1 阻尼槽作用原理

表2所示为柱塞在一个作用间隔内进水区的运动规律,排水区的运动规律与之对称。可见,在排水区进行预升压,即需要在排水口末端放置阻尼槽,使柱塞在从排水区向进水区过渡时,柱塞在定子作用下加速缩回,但是过流面积减少,使得柱塞内部压力升高,通过死点时压力不变,当再与进水区连通时,进水口与柱塞腔内的压差变小,压力过渡相对平稳,实现预升压。同理,在进水区实现预降压,即在进水口末端增设阻尼槽,当柱塞在从进水区向排水区过渡时,柱塞在进水压力作用下伸出,然而由于阻尼槽存在,过流面积减小,进水量降低,柱塞腔体内压力降低,在经过死点后与排水区连通时,压差减少,压

力过渡平稳。

表 2 柱塞在一个作用间隔内的运动规律

Tab.2 Law of plunger motion in an interval

定子曲线	角度 / $(^\circ)$	度加速度 / $\text{mm}\cdot\text{rad}^{-2}$	极径/mm
零速区段	1	0	39
加速区段	12	$\frac{6\,075}{8\pi^2}$	$39 + \frac{6\,075}{16\pi^2} \left(\varphi - \frac{\pi}{180} \right)^2$
等速区段	4	0	$39 + \frac{405}{8\pi} \left(\varphi - \frac{7\pi}{180} \right)$
减速区段	12	$-\frac{6\,075}{8\pi^2}$	$39 - \frac{6\,075}{16\pi^2} \left(t - \frac{17\pi}{180} \right)^2 + \frac{405}{8\pi} \left(t - \frac{7\pi}{180} \right)$
零速区段	1	0	39

根据以上描述可知,预升压均发生在柱塞运动的加速区段内,而预降压均发生在柱塞运动的减速区段内。图 10 为马达配流盘添加阻尼槽的结构原理图。其中,进水腔压力为 p_s ,排水区压力为 p_0 。点划线部分为柱塞腔体,显示了柱塞从开始接触阻尼槽到脱离阻尼槽的位置。

研究阻尼槽时的运行工况为:供水压力为 10 MPa,马达转速为 30 r/min;马达的结构参数:配流副间隙为 $8\ \mu\text{m}$ 。

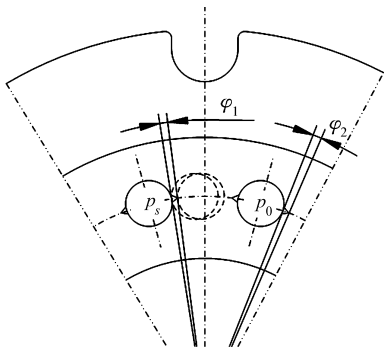


图 10 阻尼槽结构原理图

Fig. 10 Schematic diagram of damping groove

2.3.2 阻尼槽结构参数设计

图 11、图 12 分别为阻尼槽结构的立体图及其分布图展开后的过流状态图。如图所示, θ_1 、 θ_2 分别为阻尼槽的渗透角和截面角,它们的变化会对阻尼槽预升压和预降压的效果产生影响。 $\triangle GFE$ 表面与配流盘工作表面重合,并与转子体侧端面形成侧动密封副; $\triangle GFH$ 表面为阻尼槽流道与进水、排水腔的通流截面, E 为阻尼槽的开口起始点。当柱塞腔与阻尼槽相接触时,虽然其接触前缘为圆弧形,但是由于阻尼槽的结构尺寸相对于柱塞腔来说很小,所以为了便于计算,将前缘的圆弧用与之相切的直线 BC 代替。从而得到阻尼槽与柱塞腔流通的面积 $S_{\triangle CBE}$,而四边形 $GFBC$ 仍被转子体端面密封。

水压马达的设计参数如表 3 所示,配流盘和阻

尼槽的结构参数如表 4 所示。

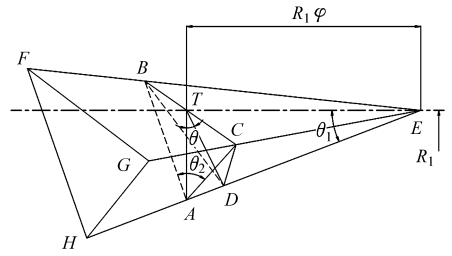


图 11 阻尼槽结构的立体图

Fig. 11 Stereogram of damping groove structure

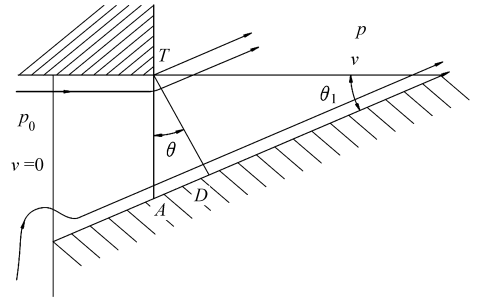


图 12 阻尼槽结构的过流状态图

Fig. 12 State diagram of through-flow of damping groove structure

表 3 水压马达的初始设计参数

Tab.3 Parameters of water hydraulic motor

参数	进水压力 p_s/MPa	马达转速 $n/\text{r}\cdot\text{s}^{-1}$	流体密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	水的体积模量 K/Pa	水的动力粘度 $\mu/\text{Pa}\cdot\text{s}$
数值	10	0.5	1 000	2.22×10^9	1.005×10^{-3}

表 4 配流盘和阻尼槽的尺寸参数

Tab.4 Dimensions of damping groove and port plate

参数	R_1/mm	$\varphi_0/(^\circ)$	V/mm^3	A/mm^2	r_1/mm	r_2/mm	$h/\mu\text{m}$
数值	32.5	2.57	226.2	452.4	7	18.5	8

根据文献[18]对过流面的定义,该阻尼槽的过流面为 $\triangle DBC$ 面,该平面与三角形沟底棱线 EH 垂直。其通流面积为

$$S_{\triangle DBC} = \frac{1}{2} l_{BC} l_{TD} \quad (1)$$

$$\text{其中 } l_{BC} = 2R_1 \varphi \tan \theta_1 \tan \frac{\theta_2}{2} \quad (2)$$

$$l_{TD} = \frac{R_1 \varphi \tan \theta_1}{\tan \theta_1 \sin \theta + \cos \theta} \quad (3)$$

式中 R_1 ——阻尼槽在配流盘面上的分布圆半径
 φ ——开口位置对应的中心角

根据式(1)~(3),阻尼槽的通流面积为

$$S = \frac{R_1^2 \varphi^2 \tan^2 \theta_1 \tan \frac{\theta_2}{2}}{\tan \theta_1 \sin \theta + \cos \theta} \quad (4)$$

当 $\theta = \theta_1$ 时,面积有最小值为

$$S_{\min} = R_1^2 \varphi^2 \tan \theta_1 \sin \theta_1 \tan \frac{\theta_2}{2} \quad (5)$$

式(5)是应用于轴向柱塞泵中的最小过流面积公式。但是由于马达的预升压与预降压均发生在进出水口的末端,过流面积随着马达的旋转越来越小,与柱塞泵中的情况正好相反。因此,此处 S_{\min} 的值与轴向柱塞泵中的取值略有区别。修正后的马达阻尼槽最小过流面积为

$$S_{\min} = R_1^2 \tan \theta_1 \sin \theta_1 \tan \frac{\theta_2}{2} (\varphi_0 - \varphi')^2 \quad (6)$$

式中 φ_0 ——阻尼槽所对应的圆心角

φ' ——马达转过的圆心角

对于设有阻尼槽的配流盘,马达运行时,柱塞腔压力变化公式为

$$dp = -K \frac{dV}{V} \quad (7)$$

其中 $dV = dV_1 + dV_2 + dV_3$ [19]

$$dV_1 = Av dt \quad (8)$$

$$dV_2 = C_1 S_{\min} \sqrt{\frac{2(p_s - p)}{\rho}} dt \quad (9)$$

$$dV_3 = C_e p dt \quad (10)$$

$$C_e = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (11)$$

式中 K ——水的体积模量

V ——柱塞腔的初始体积

dV_1 ——柱塞运动引起的柱塞腔体积变化

dV_2 ——柱塞预升压和预降压产生的流体体积变化

dV_3 ——柱塞孔通过密封间隙的泄漏油液体积

A ——柱塞腔面积

v ——柱塞瞬时径向速度

C_1 ——阻尼槽流量系数,通常可取为 0.7

p ——柱塞腔瞬时压力

ρ ——流体密度 C_e ——泄漏系数

μ ——水动力粘度 h ——配流水膜厚度

r_1 ——柱塞腔进口直径

r_2 ——配流盘径向宽度

联立式(6)~(11),采用表3和表4中的参数在 Matlab 中进行编程。选取 θ_2 为 60° ,同时分别选取 θ_1 为 20° 、 30° 、 60° 和 70° 进行对比分析,得到不同渗透角下柱塞腔中压力随幅角的变化曲线,如图13所示。

从图13中可以看出,当渗透角增大时,柱塞腔内预升压效果越好。这主要是因为马达结构中,阻尼槽的圆心角是固定的,所以当渗透角较小时,阻尼的过流面积较小,增大了其阻尼作用,不利于预升压

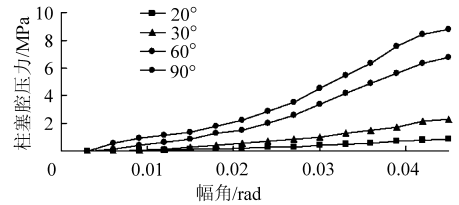


图13 不同渗透角下柱塞腔中压力随幅角的变化曲线

Fig. 13 Pressure of plunger cavity at various percolation angles and argument

的实现。当渗透角为 20° 和 30° 时,阻尼槽的预升压效果并不明显,随渗透角的增大变化不大。而当渗透角为 60° 时,柱塞腔内压力变化显著,预升压效果基本满足要求。所以,渗透角不宜过小,在 60° 左右比较理想。

2.4 改进后的配流盘流场仿真分析

2.4.1 流场建模

阻尼槽三维造型的外观如图14a所示。由于阻尼槽的结构尺寸过小,所以需要将阻尼槽的网格和配流体内流道的网格分隔开来,以减少阻尼槽内网格的畸变。划分网格后的形态如图14b所示。配流部分的流道划分为3部分,阻尼槽部分,网格需很精细;其余流道部分,由于这里并不是计算的重点,为了减少网格的数量,此处网格粗化;过渡部分,网格的尺寸介于两者之间,防止网格的尺寸问题给计算带来误差。

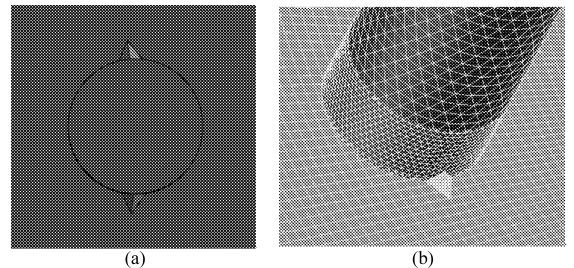


图14 阻尼槽的三维结构及网格结构外观

Fig. 14 3-D structure of damping groove and grid

2.4.2 流场的仿真结果

根据数值模拟的结果对 θ_1 选取 60° 进行仿真,所得的结果如图15所示。

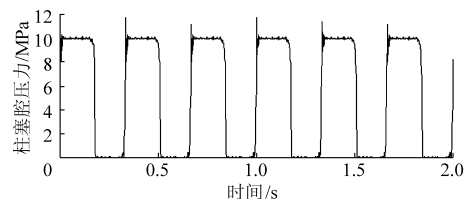


图15 改进后柱塞腔内的压力随时间变化的曲线

Fig. 15 Pressure of plunger cavity by improved structure with time

从图15可看出,相较图7无阻尼槽配流盘结构的仿真结果,有阻尼的马达柱塞腔的内部流场变化

比较平稳。压力飞升的现象有明显改善,从原来的最高值 14.2 MPa 降至现在的最高值为 11.7 MPa;并且压力振荡现象也有所减缓,振荡幅值减小,振荡持续的时间也有所降低,较好地实现了预升压的目的。但此图对细节的显示并不是很清晰,图 16 表述的是柱塞经过预升压后进入进水区的柱塞腔压力局部放大图,表述了 3 种不同的阻尼槽结构及无阻尼槽结构的性能。

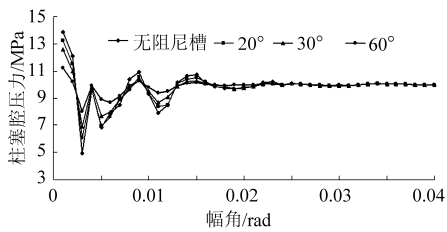


图 16 马达柱塞腔压力局部放大图

Fig. 16 Partial enlargement of pressure of plunger

从图 16 无阻尼槽的结构能明显看出压力飞升和压力振荡,而有阻尼槽结构的马达柱塞腔内的压力变化相对平缓。而对于不同的渗透角来说,渗透角越大,预升压效果越明显。当渗透角为 60°时,柱

塞腔内压力仅在 8.6 ~ 11.2 MPa 之间振荡,幅度较小,并且振荡时间仅为 0.015 s,比其他两种渗透角结构下的振荡时间减少了 0.01 s,更快地使柱塞内部的压力趋于平稳。即,渗透角为 60°时,能较好地实现预升压,这与之前的数值模拟结果相一致。

3 结论

(1) 水压马达转子在转动过程中柱塞腔的压力存在突变,会产生冲击振动、噪音、气穴等不利因素,需在配流盘上添设阻尼槽,消除不利因素,使压力尽量平稳地变化。

(2) 添加阻尼槽的水压马达柱塞内部流场变化较为平稳,压力飞升现象明显降低,压力振荡减弱,振荡幅值减小,振荡持续时间降低,较好地实现了预升压的目的。

(3) 阻尼槽的渗透角不宜过小,30°以下预升压效果很小,不能满足要求;30°以上渗透角对预升压效果的影响逐渐明显,随着角度的增大而迅速提升;当渗透角为 60°时,柱塞腔内压力变化显著,预升压效果基本满足要求,无需继续增大渗透角。

参 考 文 献

- 杨华勇,宋月超,徐兵. 复杂工况下柱塞泵流量脉动并行仿真与试验研究[J]. 中国科学,2012,42(12):1463~1471.
- 王国志,刘桓龙,吴文海,等. 配流盘负遮盖结构对配流特性的影响研究[J]. 机床与液压,2010,38(19):25~27.
Wang Guozhi, Liu Huanlong, Wu Wenhai, et al. Research on the influence of negative overlap port plate structure on valve port characteristics[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2010,38(19):25~27. (in Chinese)
- 阮进华. 三惰轮复合齿轮泵的流场仿真分析[J]. 煤矿机械,2009,30(1):74~76.
Ruan Jinhua. Analysis on fluid field simulation of multi-gear pump[J]. Coal Mine Machinery, 2009,30(1):74~76. (in Chinese)
- 江帆,陈维平,李元元,等. 润滑用齿轮泵内部流场的动态模拟[J]. 现代制造工程,2007(6):116~118.
Jiang Fan, Chen Weiping, Li Yuanyuan, et al. Dynamic simulation of flow field inside of lubricate gear pump[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2007(6):116~118. (in Chinese)
- 黄键,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 and Hydraulics, 2011,39(13):36~38. (in Chinese)
- Castilla R, Gamez-Montero P J, Ertürk N, et al. Numerical simulation of turbulent flow in the suction chamber of a gear pump using deforming mesh and mesh replacement[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2010,52(10):1334~1342.
- 杨国来,伍国果,刘小雄,等. 轴流式止回阀动态特性[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(1):46~49.
Yang Guolai, Wu Guoguo, Liu Xiaoxiong, et al. Dynamic characteristics of axial flow check valve[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013,31(1):46~49. (in Chinese)
- 郑淑娟,权龙,陈青. 阀芯运动过程液压阀阀流场的 CFD 计算与分析[J]. 农业机械学报,2007,38(1):168~172.
Zheng Shujuan, Quan Long, Chen Qing. Analysis and CFD simulation of the flow filed in a moving poppet valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(1):168~172. (in Chinese)
- 何延东,刘刚,朱向哲. 大功率调速型液力偶合器数值计算与实验[J]. 农业机械学报,2012,43(8):37~41.
He Yandong, Liu Gang, Zhu Xiangzhe. Numerical calculation and experiment of high-power variable speed hydrodynamic coupling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(8):37~41. (in Chinese)
- 何延东,马文星,刘春宝. 液力偶合器部分充液流场数值模拟与特性计算[J]. 农业机械学报,2009,40(5):24~28.
He Yandong, Ma Wenxing, Liu Chunbao. Numerical simulation and characteristic calculation of hydrodynamic coupling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(5):24~28. (in Chinese)
- Liu Houlin, Ren Yun, Wang Kai, et al. Research of inner flow in a double blades pump based on openfoam[J]. Journal of Hydrodynamics, 2012,24(2):226~234.

- Vibration, 2005, 279: 857 ~ 936.
- 4 Ouyang H, Oldfield M J, Mottershead J E. Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48: 1 447 ~ 1 455.
 - 5 Zaghbani I, Songmene V. Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational model analysis[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2009, 49: 947 ~ 957.
 - 6 Mao Kuanmin, Li Bin, Wu Jun, et al. Stiffness influential factors-based dynamic modeling and its parameter identification method of fixed joints in machine tools[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010, 50: 156 ~ 164.
 - 7 张学良, 温淑花, 兰国生, 等. 平面结合面切向接触阻尼分形模型及其仿真[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(5): 74 ~ 77, 136.
Zhang Xueliang, Wen Shuhua, Lan Guosheng, et al. Fractal model for tangential contact damping of plane joint interfaces with simulation[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(5): 74 ~ 77, 136. (in Chinese)
 - 8 Fu W P, Huang Y M, Zhang X L, et al. Experimental investigation of dynamic normal characteristics of machined joint surfaces[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2000, 122(4): 393 ~ 398.
 - 9 张广鹏, 史文浩, 黄玉美. 机床导轨结合部的动态特性解析方法及其应用[J]. 机械工程学报, 2002, 38(10): 114 ~ 117.
Zhang Guangpeng, Shi Wenhao, Huang Yumei. Analysis method of dynamic behaviors of guideway joint and its application in machine tools design[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(10): 114 ~ 117. (in Chinese)
 - 10 赵宏林, 丁庆新, 曾鸣, 等. 机床结合部特性的理论解析及应用[J]. 机械工程学报, 2008, 44(12): 208 ~ 214.
Zhao Honglin, Din Qingxin, Zeng Ming, et al. Theoretic analysis on and application of behaviors of machine tool joints[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(12): 208 ~ 214. (in Chinese)
 - 11 Abuzeid Osama M, Hashem S Alkhalidi, Peter Eberhard. A thermal creep model for the contact of nominally flat surfaces: Jeffreys' linear visco-elastic model[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2011, 53(10): 910 ~ 917.
 - 12 Abuzeid Osama M, Peter Eberhard. Linear viscoelastic creep model for the contact of nominal flat surfaces based on fractal geometry: standard linear solid (SLS) material[J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(3): 461 ~ 466.
 - 13 Cheng W, Farhang K. A contact model of nominally flat rough surfaces based on a visco-elasto-adhesive interaction[J]. ASME Journal of Tribology, 2009, 131(4): 044504 - 1 ~ 044504 - 5.
 - 14 王世军, 赵金娟, 张慧军, 等. 一种结合部法向刚度的预估方法[J]. 机械工程学报, 2011, 47(21): 111 ~ 115.
Wang Shijun, Zhao Jinjuan, Zhang Huijun, et al. A method of estimating normal stiffness of joint[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(21): 111 ~ 115. (in Chinese)
 - 15 Myklestad No. The concept of complex damping[J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1952, 19(3): 284 ~ 286.
 - 16 戴德沛. 阻尼技术的工程应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991: 34 ~ 40.
-

(上接第 313 页)

- 12 Paladino E E, Lima J A, Pessoa P A S, et al. A computational model for the flow within rigid stator progressing cavity pumps[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2011, 78(1): 178 ~ 192.
- 13 Menéndez Blanco A, Fernández Oro J M. Unsteady numerical simulation of an air-operated piston pump for lubricating greases using dynamic meshes[J]. Computers & Fluids, 2012, 57: 138 ~ 150.
- 14 高殿荣, 王志强, 赵一楠. 径向低速大转矩水液压马达定子曲线特性分析[J]. 机械设计, 2012, 29(9): 29 ~ 35.
Gao Dianrong, Wang Zhiqiang, Zhao Yi'nan. Analysis of stator curve characteristics of low speed high torque water hydraulic motor with radial piston[J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(9): 29 ~ 35. (in Chinese)
- 15 何存兴. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- 16 张仲寅, 乔志德. 粘性流体力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.
- 17 高殿荣, 王志强, 温茂森, 等. 径向低速大转矩水液压马达定子曲线分析[J]. 燕山大学学报, 2011, 35(6): 493 ~ 500.
Gao Dianrong, Wang Zhiqiang, Wen Maosen, et al. Analysis of stator curve of low speed high torque water hydraulic motor with radial piston[J]. Journal of Yanshan University, 2011, 35(6): 493 ~ 500. (in Chinese)
- 18 那成烈. 轴向柱塞泵可压缩流体配流原理[M]. 北京: 兵器工业出版社, 2003.
- 19 安高成, 吕翠萍, 王明亮, 等. 柱塞泵配流副三角槽的分析设计[J]. 太原重型机械学院学报, 2004, 25(4): 246 ~ 249.
An Gaocheng, Lü Cuiping, Wang Mingliang, et al. Analysis and design for piston pump distribution element triangular groove[J]. Journal of Taiyuan Heavy Machinery Institute, 2004, 25(4): 246 ~ 249. (in Chinese)