

气隙非浸油式电机叶片泵的主泵吸油配流设计

李小平^{1,2} 冀宏^{1,2*} 张继铭^{1,2} 王金林^{1,2} 李瑞锋^{1,2} 魏文彬³

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院 兰州 730050; 2. 甘肃省液压气动工程技术研究中心 兰州 730050; 3. 华北电力大学控制与计算机工程学院 北京 102206)

摘要: 为保证气隙非浸油式电机叶片泵中主泵在高转速下吸油充足, 针对孔板离心泵输出液流在主泵配流窗孔外侧与内侧压差大、旋转液流向主泵配流时流动阻力大的问题, 提出了在主泵配流窗孔增设平衡槽和导流槽的结构。流场计算表明, 平衡槽将外侧的引油窗孔与内侧的辅助窗孔沟通, 控制两窗孔出口的压力差为一较小的定值, 导流槽避免了旋转液流在引油窗孔中产生旋涡及其流动阻力, 显著地增大了引油窗孔的入口流量, 窗孔出口的静压随导流槽包角增大而增大, 当导流槽包角大于 80° 时, 引油窗孔出口静压提升了 10%, 辅助窗孔出口静压相应提升了 15.4%。该研究为电机泵的主泵配流设计提供了参考。

关键词: 泵; 模型; 设计; 配流; 平衡槽; 导流槽

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.10.008

中图分类号: TH137

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2016)-10-0054-06

李小平, 冀宏, 张继铭, 王金林, 李瑞锋, 魏文彬. 气隙非浸油式电机叶片泵的主泵吸油配流设计[J]. 农业工程学报, 2016, 32(10): 54-59. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.10.008 http://www.tcsae.org
Li Xiaoping, Ji Hong, Zhang Jiming, Wang Jinlin, Li Ruifeng, Wei Wenbin. Design of suction flow distributor of main pump in non-oil-immersed air gap type hydraulic electro-motor pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(10): 54-59. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.10.008 http://www.tcsae.org

0 引言

液压系统因其具有功重比大、无级调速、布置灵活等特点, 而被广泛应用于工程机械、工业机械、农业机械、汽车等行业^[1-4], 液压动力单元作为液压系统的核心部件而被深入研究。液压电机泵是将电动机和液压泵融合一体的新型液压动力单元, 是液压动力源的发展方向之一, 具有广阔的应用前景^[5]。国外对电机泵的研究起步较早, 并已产品化投入市场, 相关技术大多掌握在企业, 关于电机泵的基础研究文献公开很少^[6-8]; 国内对电机泵的研究仍处于原理样机研究阶段^[9-11]。

液压泵的吸油性能是制约其集成化、高速化的重要因素, 为此一种将孔板离心泵作为主泵入口增压泵的浸油式电机泵被成功研制^[12]。冀宏等^[13-14]通过试验及仿真分析, 得出孔板离心泵转速大于临界转速时, 可为主泵充足供油, 提高主泵的容积效率, 当转速低于临界转速后, 主泵效率将有所降低的结论, 同时, 应用流场解析技术, 获得了孔板离心泵主要结构参数对其升压效果和效率的影响规律, 并总结出孔板离心泵的设计原则。

离心泵供液时, 引油窗孔和辅助窗孔的出口压力差大且该压差随转速的升高而变大, 当电机泵低速运转时, 主泵叶片槽底部吸油腔首先吸油不足, 可能出现气泡及

随之而来的振动、噪声及容积效率的降低^[15]; 当电机泵高速运转时, 两窗孔出口压差加大, 导致主泵吸油工作腔通过压力平衡孔瞬间“失油”, 母叶片头部和底部的大压差甚至会引起“叶片脱空”^[16]。孔板离心泵输出的液流进入主泵配流窗孔时有旋涡及其流动阻力, 导致主泵在高速运转时出现吸油不足的情况。文献^[13-14]侧重于对孔板离心泵的研究, 对主泵配流流道分析不多, 同时, 文献^[14]指出油液从旋转交界面流至引油窗孔出口的过程中能量消耗很大, 并对旋转交界面处的流体能量损失进行了分析, 对流体在引油窗孔内的旋涡损耗却未提及。

本文针对气隙非浸油式电机叶片泵, 以控制引油窗孔和辅助窗孔的出口压力差、减小液流向主泵配流时的流动阻力为目的, 通过增设平衡槽、导流槽于主泵配流流道, 改善主泵的吸油性能, 从而使得主泵在高转速下高效、安静运行。同时, 该研究可为电机泵主泵配流结构的设计提供参考。

1 气隙非浸油式电机叶片泵介绍

目前市场上的电机泵产品及国内研究的电机泵大多是浸油式电机泵^[6-8, 17-18], 该种电机泵因电机转子浸泡在油液中而存在黏性摩擦损失等问题^[19-20]。针对浸油式电机泵所存在的上述问题, 一种在结构上避免油液进入电机内部的气隙非浸油式电机叶片泵被提出^[21]。

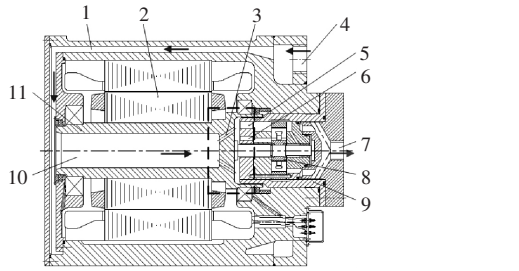
气隙非浸油式电机叶片泵结构图如图 1 所示, 图 1a 为其二维结构图, 图 1b 为图 1a 中孔板离心泵组件的三维放大图。气隙非浸油式电机叶片泵工作过程为: 电机线圈通电产生的电磁力矩驱动电机转子 2 并带动主轴 11 旋转, 主泵(高压子母叶片泵)8 随之运转工作。油液由进油口 4 进入, 经冷却流道 1、主轴中心孔 10 后被孔板离心泵 3 增

收稿日期 2016-01-21 修订日期 2016-03-09

基金项目 国家自然科学基金(51075194)

作者简介 李小平, 甘肃武威人, 主要从事现代液压元件研究。兰州 兰州理工大学能源与动力工程学院 730050。Email: lxp13669357016@163.com
*通信作者 冀宏, 陕西北人, 博士, 教授, 博士生导师, 主要从事现代液压元件与工程机械液压技术研究。兰州 兰州理工大学能源与动力工程学院 730050。Email: jihong@lut.cn

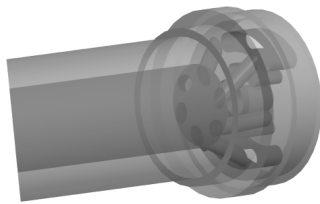
压,再由泵芯座 9 上的主泵配流流道配送至主泵吸油窗口,主泵输出的高压油由压盖上的出油口 7 排出。引油窗孔 5 为主泵吸油腔配流,辅助窗孔 6 为叶片槽底部吸油腔配流。



1.冷却流道 2.电机转子 3.孔板离心泵 4.进油口 5.引油窗孔 6.辅助窗孔 7.出油口 8.主泵 9.泵芯座 10.主轴中心孔 11.主轴
1. Cooling flow channel 2. Motor rotor 3. Pore-plate centrifugal pump 4. Oil inlet 5. Discharge channel 6. Assistive channel 7. Oil outlet 8. Main pump 9. Pump core holder 10. Main shaft central hole 11. Main shaft

a. 气隙非浸油式电机叶片泵二维结构图

a. 2D structure diagram of non-oil-immersed air gap type hydraulic motor vane pump



b. 孔板离心泵组件三维放大图

b. 3D enlarged drawing of port-plate centrifugal pump component

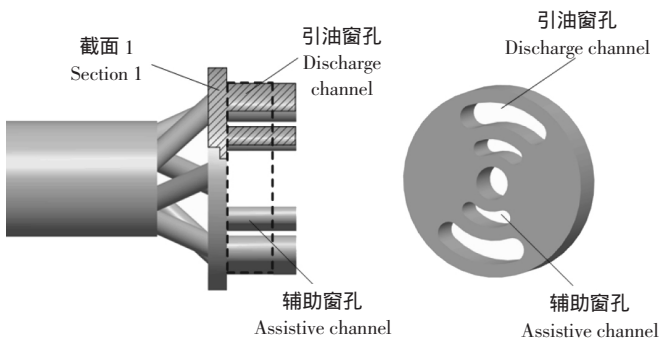
图 1 气隙非浸油式电机叶片泵结构图

Fig.1 Structure diagram of non-oil-immersed air gap type hydraulic motor vane pump

2 主泵配流流道改进前流场解析

2.1 计算模型

引油窗孔和辅助窗孔统称为主泵配流流道,皆开设在泵芯座上。将主轴中心孔、孔板离心泵、主泵配流流道统称为孔板离心泵组件,其内流道结构如图 2a 所示,模型中对引油窗孔和辅助窗孔进行延长,延长长度为主泵前配流盘厚度。截面 1 处于辅助窗孔对称面上(下文提及的截面 2 为主泵配流流道改进后孔板离心泵组件内流道三维模型上的截面,其所处位置与截面 1 相同)。图 2b 为改进前泵芯座部分结构图。



a. 孔板离心泵组件内流道
a. Inner channel of port-plate centrifugal pump component

b. 泵芯座原始配流局部结构
b. Original flow distribution partial structure of pump core holder

图 2 孔板离心泵组件三维几何模型

Fig.2 3D geometric model of port-plate centrifugal pump component

2.2 仿真条件设置

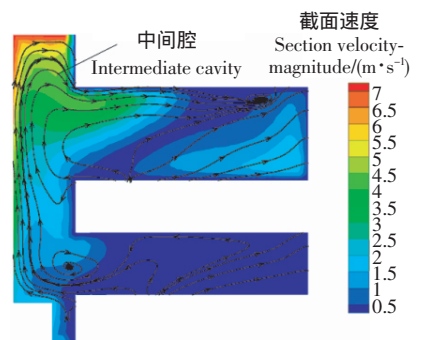
随着 CFD 技术的不断发展,对离心泵的研究大多依赖于该数值模拟技术^[22-25]。文献[13]通过采用 Fluent 对液压电机泵在不同转速下的主泵吸油流场进行仿真计算,并通过试验验证了仿真的准确性。本文采用 Fluent 对气隙非浸油式电机叶片泵内孔板离心泵组件内的三维流动进行流场解析,仿真方法与文献[13]相同,但对辅助窗孔边界条件做了更细致的处理。

湍流模型采用 RNG $k-\epsilon$ 模型;压力与速度的解耦采用 SIMPLEC 算法,对流项均采用二阶迎风格式离散,设置模型的入口为压力入口边界条件,压力为 0;设置引油窗孔和辅助窗孔的出口为速度出口边界条件,速度分别为 0.3634 和 0.086 m/s (由主泵工作时吸油腔所需流量求得);设置参考压力为大气压;设置离心管流域为相对中心轴线旋转的动域,转速为 1 460 r/min;设置动域上的壁面转速为相对转速 0;设置静域上的动壁转速为绝对转速 1 460 r/min;监测窗孔出口压力和入口速度。设置油液黏度为 0.039 56 kg/(m·s),密度为 860 kg/m³。

2.3 仿真结果及分析

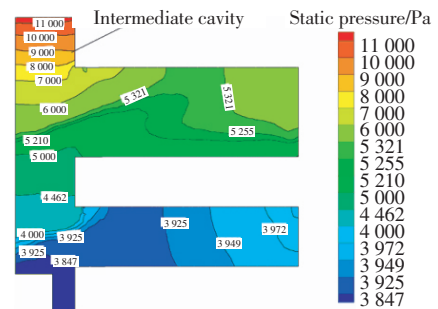
2.3.1 截面上的流场分布及分析

图 3a 为截面 1 上的流线及速度分布云图,由图 3a 可知,引油窗孔入口偏里处局部流速较大,这是因为设计孔板离心泵时遵循文献[14]所述原则,将离心管出口流束直接射入引油窗孔内,有油液从辅助窗孔内流至引油窗孔。



a. 流线及速度分布云图

a. Streamline and velocity distribution



b. 静压分布云图

b. Static pressure distribution

图 3 改进前截面 1 上流场仿真结果

Fig.3 Flow field simulation results of section 1 before improvement

图 3b 为截面 1 上的静压分布云图,由于静压分布与离心管输出油液的流向密切相关,油液的喇叭状辐射旋转导致中间腔压力呈现自上而下递减的分布规律,引油窗孔压力高于辅助窗孔压力;因射入引油窗孔内的流束压缩窗孔内油液,导致入口偏里、油液流速较大处压力较

高。从计算结果中分别读取引油窗孔和辅助窗孔出口静压为 5 941 和 3 977 Pa, 压差为 1 964 Pa, 压差数值较大。

将仿真转速设置为 2 700 r/min, 对应的引油窗孔和辅助窗孔出口流速分别为 0.363 4 和 0.086 m/s (主泵流量与转速成正比)。仿真后读取引油窗孔和辅助窗孔出口静压分别为 22 379 和 15 523 Pa, 压差为 6 856 Pa, 较仿真转速为 1 460 r/min 时的 1 964 增加了 4 892 Pa, 压差随转速的升高而明显增大。

2.3.2 引油窗孔内流线分布及分析

图 4 所示为引油窗孔内三维流线图。从离心管输出的液流进入引油窗孔后, 形成一个大旋涡。旋涡空间的存在致使窗孔外油液流入主泵吸油腔的有效过流面积减小, 增大主泵吸油阻力, 旋涡的剧烈运动, 导致已流入主泵吸油腔的油液流出, 造成主泵吸油不足, 旋涡运动不断削弱流入油液的轴向分力, 导致轴向挤压作用减弱, 不利于动能向压力能的转化, 造成能量损失。尤其当孔板离心泵转速较高时, 危害更大。

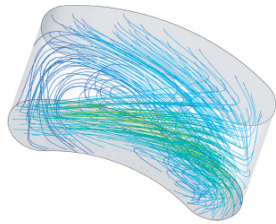


图 4 改进前引油窗孔内三维流线图

Fig.4 3D streamline of discharge channel before improvement

3 主泵配流流道改进后流场解析

3.1 计算模型

由于引油窗孔压力高于辅助窗孔压力, 同时有油液从辅助窗孔内流出, 经中间腔而流入引油窗孔中, 因此在泵芯座靠近主泵侧的引油窗孔和辅助窗孔间增设平衡槽(图 5a), 为油液从引油窗孔流入辅助窗孔提供通道, 直接沟通两窗孔压力, 达到减小两窗孔的出口压力差的目的。

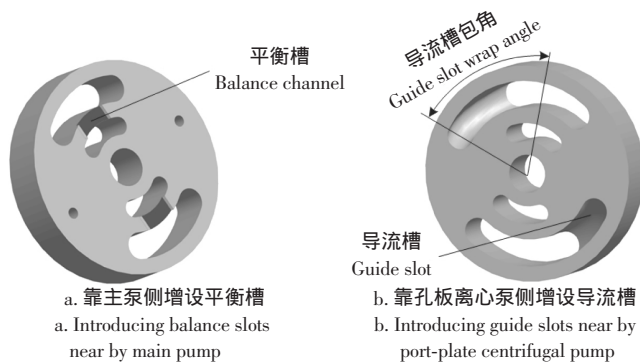


图 5 改进后泵芯座配流局部结构图

Fig.5 Flow distribution partial structure diagram of pump core holder after improvement

为避免液流在引油窗孔内产生旋涡, 在泵芯座靠近离心泵侧的引油窗孔上增设图 5b 所示的导流槽, 槽内流道按油液周向旋转方向自入口至出口均匀过渡。 α 为入口圆角圆心与辅助窗孔对称轴之间的夹角, 称其为导流槽

包角, 用以表征入口的扩张程度, 当其为 30° 时, 引油窗孔未增设导流槽。

对增设平衡槽和导流槽后的孔板离心泵组件内的三维流动进行系列仿真, 平衡槽尺寸保持不变, 导流槽随 α 发生变化, α 在 $30^\circ \sim 110^\circ$ 之间每隔 5° 取值一次, 连同 $30^\circ, 32^\circ, 78^\circ, 82^\circ, 110^\circ, 112^\circ$, α 共有 21 个取值。当 α 变化时, 引油窗孔入口与离心管的相对位置关系如图 6 所示, α 越大, 与引油窗孔入口相交的离心管个数越多。

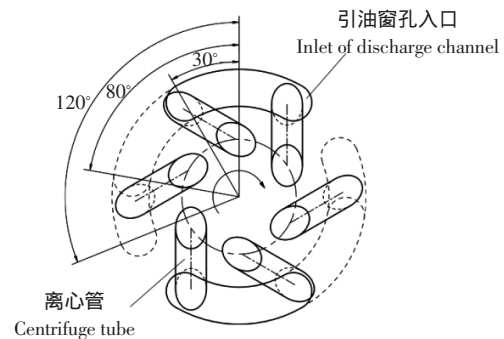


图 6 引油窗孔入口与离心管位置关系

Fig.6 Position relation between inlet of discharge channel and centrifuge tubes

3.2 结果分析

3.2.1 引油窗孔入口流量与导流槽包角的关系

图 7 为引油窗孔入口流量随导流槽包角的变化曲线, 由于平衡槽将引油窗孔和辅助窗孔沟通, 导流槽导入引油窗孔的过多油液经平衡槽流入辅助窗孔(如图 8 所示)。

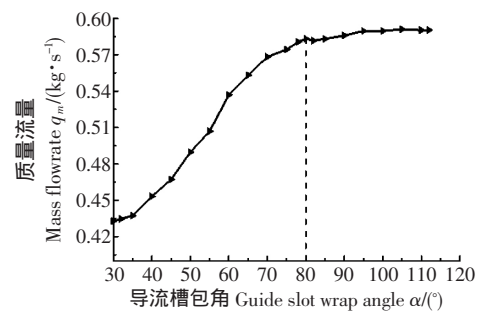


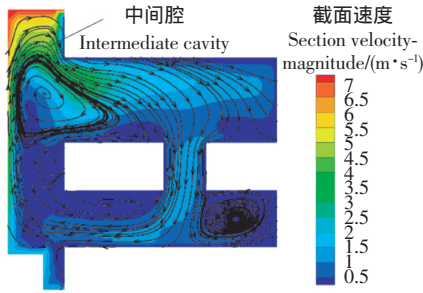
图 7 引油窗孔入口流量随导流槽包角的变化曲线

Fig.7 Inlet flowrate of discharge channel changing with guide slot wrap angle

因此 α 不断增大时, 导流槽导流效果增强, 使流入引油窗孔的油液流量不断增加; 离心管倾斜流束转动离开的瞬间产生空腔并由周围油液迅速填充, α 在 82° 附近增减时, 窗孔入口端距流束很近, 流束离开瞬间导致窗孔入口流量减少。因此, 在 α 由 80° 增至 95° 的过程中, 入口流量呈现先减少后增多的变化规律, 82° 对应流量最少, 该变化规律为特殊情况, 由离心管和引油窗孔的特殊位置引起; 当 α 大于 95° 后, 因窗孔流道随 α 的变化不再明显, 故入口流量增加缓慢, 数值达到最大。

3.2.2 窗孔内流场分布及分析

以 $\alpha=80^\circ$ 的仿真结果为例进行分析。图 9 为改进后引油窗孔内三维流线图。由图 9 可知, 导流槽对旋转油液进行导引, 使其附窗孔侧壁流入主泵吸油工作腔, 从而避免产生图 4 所示的旋涡, 进而消除了因旋涡而导致的流动阻力, 同时增大了流入引油窗孔内的流量。



注 截面 2 为主泵配流流道改进后孔板离心泵组件内流道三维模型上的截面,其所处位置与截面 1 相同。
 Note: Section 2 is section of 3D geometric model of inner channel of port-plate centrifugal pump component after improving flow distribution channel of main pump, and its position is same as section 1.

图 8 截面 2 流线与速度分布云图

Fig.8 Streamline and velocity distribution of section 2 after improvement

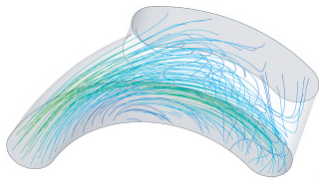


图 9 改进后引油窗孔内三维流线图(导流槽包角为 80°)

Fig.9 3D streamline of discharge channel after improvement(Guide slot wrap angle is 80°)

图 10 所示为截面 2 上的静压分布云图,与图 3b 对照可知,由于引油窗孔内油液挤压作用因流入流量的增加而增强,致使窗孔内压力由外至内越来越高,引油窗孔压力和辅助窗孔压力皆得到明显提升,从而改善了主泵的吸油特性,而中间腔最高压力因油液减少、挤压作用减弱而下降。主泵配流流道改进前后引油窗孔和辅助窗孔出口压力分布如图 11 所示。

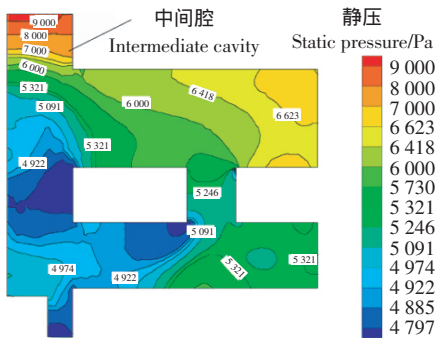
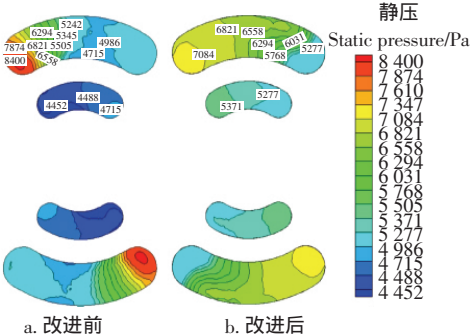


图 10 截面 2 静压分布云图

Fig.10 Static pressure distribution of section 2 after improvement



a. 改进前 b. 改进后
 a. Before improvement b. After improvement

图 11 模型出口静压分布云图

Fig.11 Outlet static pressure distribution of model

对比可知,导流槽的增设使引油窗孔出口最低压分布范围变窄、中高压分布范围变广,使引油窗孔和辅助窗孔出口最低压得到明显提升,平衡槽的增设导致引油窗孔出口最高压力减小,窗孔内旋涡的消除使引油窗孔出口最低压分布在最右侧,非中间偏右处。

3.2.3 出口静压与导流槽包角的关系

图 12 为引油窗孔和辅助窗孔出口静压随导流槽包角的变化曲线。当 α 小于 80° 时,由于流入窗孔内的油液随 α 的增大而增多,导致引油窗孔出口静压随 α 的增大而增大;当 α 大于 80° 后,窗孔出口静压变化幅度不大,且数值达到最大。在 α 由 80° 增至 90° 的过程中,引油窗孔出口静压呈现先减小后增大的变化规律,与入口流量变化规律相同;当 α 由 90° 增至 95° 时,引油窗孔出口静压减小,而入口流量却在增加,说明流量已不是影响出口静压的关键因素,流道形状对出口静压的影响开始变得明显;当 α 大于 95° 后,引油窗孔随 α 的变化不再明显,其出口静压基本保持不变。

当 α 取 30° 时,在主泵配流流道中只增设平衡槽,而无导流槽,与改进前相比,辅助窗孔出口静压明显升高,引油窗孔出口静压略微降低,两窗孔的出口静压差减小了 721 Pa。平衡槽减小了两窗孔的出口压力差,且控制两窗孔出口压力随 α 同步变化,保证两窗孔的出口压力差大致为一定值。平衡槽实质是个阻尼器,通过调节阻尼大小,根据实际所需来控制两窗孔的出口压力差。

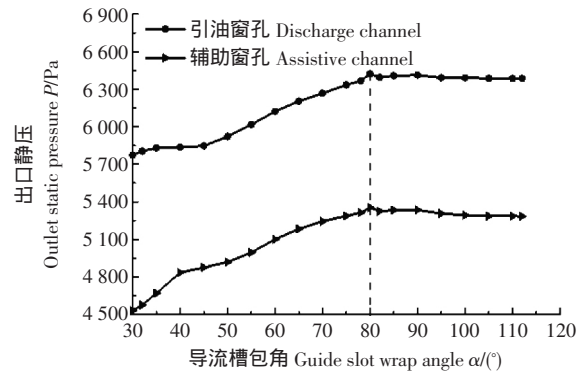


图 12 模型出口静压随导流槽包角的变化曲线

Fig.12 Outlet static pressure of model changing with guide slot wrap angle

当 α 取 80° 时,引油窗孔和辅助窗孔出口静压为 6 423 Pa 和 5 354 Pa,与仅有平衡槽时的 5 774 Pa 和 4 531 Pa 相比,引油窗孔出口静压提升 10%,辅助窗孔出口静压提升 15.4%。导流槽的增设使两窗孔出口压力皆得到明显提升。

为验证该主泵吸油配流设计对浸油式电机泵的适用性,采用相同方法对改进前后浸油式电机泵内孔板离心泵组件内三维流动进行流场仿真,结果表明:改进前,引油窗孔出口静压为 6 749.91 Pa,辅助窗孔出口静压为 4 455.50 Pa,两窗孔出口压力差为 2 294.41 Pa;增设平衡槽后,引油窗孔出口静压为 6 690.16 Pa,辅助窗孔静压为 5 381.23 Pa,两窗孔出口压力差为 1 308.93 Pa;增设相同平衡槽和导流槽后,引油窗孔出口静压为 8 152.51 Pa,辅助窗孔出口静压为 7 097.10 Pa。由此可知,平衡槽明显减小了引油窗孔和辅助窗孔出口压力差;导流槽提升两窗

孔出口压力效果显著,该改进对改善浸油式电机泵主泵配流效果依旧具有显著作用。

4 结 论

1)平衡槽沟通了引油窗孔和辅助窗孔,从而达到减小两窗孔的出口压力差的目的,且控制该压力差随导流槽包角变化时大致为一定值。因平衡槽阻尼随其尺寸的变化而变化,可根据实际所需设计平衡槽,获得适当的引流窗孔和辅助窗孔出口压差。

2)导流槽通过对孔板离心泵输出的旋转液流进行导引,减小了液流流入引油窗孔时的流动阻力并避免了液流在窗孔内产生的旋涡阻力,使得流入引油窗孔内的油液流量增多,挤压作用增强,窗孔内压力自入口至出口不断升高,保证了主泵在高转速下依旧吸油充足。

3)当导流槽包角小于 80° 时,主泵配流窗孔出口静压随其增大而显著增大,当其大于 80° 后,窗孔出口静压变化不大且数值达到最大,与未增设导流槽时相比,引油窗孔出口静压最大提升了10%,辅助窗孔出口静压最大提升了15.4%。

[参 考 文 献]

- [1] 闫旭冬,权龙,杨敬. 电液流量匹配装载机转向系统特性分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(18): 71-78.
Yan Xudong, Quan Long, Yang Jing. Analysis on steering characteristics of wheel loader based on electric-hydraulic flow matching principle[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(18): 71-78. (in Chinese with English abstract)
- [2] 鲁植雄,刁秀永,龚佳慧,等. 轮式拖拉机线控液压转向系统路感特性与评价[J]. 农业工程学报, 2015, 31(12): 57-63.
Lu Zhixiong, Diao Xiuyong, Gong Jiahui, et al. Assessment and characteristic of road-feeling for wheeled tractor hydraulic steering-wire system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(12): 57-63. (in Chinese with English abstract)
- [3] 胡东海,何仁. 电子液压制动系统的安全设计与匹配分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(9): 77-84.
Hu Donghai, He Ren. Safety design and matching analysis of electronic hydraulic brake system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(9): 77-84. (in Chinese with English abstract)
- [4] 张永顺,郭建超,王新,等. 不确定环境球型腕自适应滑模扰动控制[J]. 机械工程学报, 2015, 51(19): 21-27.
Zhang Yongshun, Guo Jianchao, Wang Xin, et al. Adaptive sliding mode control of a spherical wrist for restraining disturbance in uncertain environment[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(19): 21-27. (in Chinese with English abstract)
- [5] 付永领,李祝锋,安高成,等. 电液泵发展现状与关键技术综述[J]. 机床与液压, 2012, 40(1): 143-149.
Fu Yongling, Li Zhufeng, An Gaocheng, et al. Review of the state of the art and core techniques of edropump[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2012, 40(1): 143-149. (in Chinese with English abstract)
- [6] Gerd H, Franz A. Motor-pump unit[P]. USA Patent US7381036 B2, 2008-06-03.
- [7] Kazunori K, Masaaki S, Masahito H. Fluid pressure generating device[P]. USA Patent 5591013, 1997-01-07.
- [8] Leslie M C, Kober C H. Integrated electric motor driven in line hydraulic pump[P]. CSA Patent 5708311, 1998-01-13.
- [9] Fu Yongling, Li Zhufeng, Zhang Peng, et al. Mechanical and hydraulic joint modeling and simulation about elec-pump [J]. Advanced Materials Research, 2013, 694: 614-620.
- [10] 张大杰,高殿荣,王有杰,等. 基于 ANSYS 的轴向柱塞液压电机泵电磁场数值计算与分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(12): 69-74.
Zhang Dajie, Gao Dianrong, Wang Youjie, et al. Numerical calculation and analysis of electro-magnetic field of axial piston hydraulic motor pump based on ANSYS[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(12): 69-74. (in Chinese with English abstract)
- [11] Ji H, Wang W, Wang J, et al. Performance test and analysis of the prototype of the electric motor-pump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 216(10): 1456-1463.
- [12] 冀宏,王金林,孙天健,等. 电动机内含离心泵和叶片泵的液动力单元[P]. 中国专利: 201110360308.3, 2012-08-08.
Ji Hong, Wang Jinlin, Sun Tianjian, et al. The hydraulic power unit with motor including the vane pump and the centrifugal charging pump[P]. China Patent: 201110360308.3, 2012-08-08.
- [13] 冀宏,张继铭,王金林,等. 液压电机泵中孔板离心泵的增压效应[J]. 机械工程学报, 2014, 50(10): 177-182.
Ji Hong, Zhang Jiming, Wang Jinlin, et al. Charging effect of port-plate centrifugal pump in electric motor-pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(10): 177-182. (in Chinese with English abstract)
- [14] 冀宏,丁大力,王峥嵘,等. 液压电机泵内置孔板离心泵的流场解析与优化[J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 199-205.
Ji Hong, Ding Dali, Wang Zhengrong, et al. Flow analysis and optimization of port-plate centrifugal pump in electric motor pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 200-204. (in Chinese with English abstract)
- [15] 那成烈. 叶片泵配流窗口的流动状态及其对泵的性能的影响[J]. 机床与液压, 1983, 02: 26-34.
- [16] Eaton-Vickers Corp. Vickers™ V 系列定量叶片泵[EB/OL]. [2016-01-21]. <http://www.eaton-vickers.com.cn/pdfs/560>.
- [17] 付永领,李祝锋,祁晓野,等. 轴向柱塞式电液泵能量转化率研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(14): 204-212.
Fu Yongling, Li Zhufeng, Qi Xiaoye, et al. Research on the energy conversion efficiency of axial piston electro-hydraulic pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(14): 204-212. (in Chinese with English abstract)
- [18] 高殿荣,刘金慧. 交流伺服轴向柱塞液压电机泵效率分析与研究[J]. 液压与气动, 2011, 01: 55-59.
Gao Dianrong, Liu Jinhui. The analysis and research of the efficiency of a new axial piston hydraulic motor pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2011, 01: 55-59. (in Chinese with English abstract)
- [19] 冀宏,孙磊,王峥嵘,等. 液压电机泵中浸油电机的负载效应[J]. 兰州理工大学学报, 2009, 35(4): 52-56.
Ji Hong, Sun Lei, Wang Zhengrong, et al. Load effect of electromotor of hydraulic electro-motor pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(4): 52-56. (in Chinese with English abstract)
- [20] 李祝锋,邵云滨,付永领,等. 轴向柱塞式电液泵的油隙损耗与机械效率[J]. 北京航空航天大学学报, 2014, 40(6): 769-774.

- 774.
- Li Zhufeng, Shao Yunbin, et al. Oil gap loss and mechanical efficiency of axial piston electro-hydraulic pump[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014, 40(6): 769-774.(in Chinese with English abstract)
- [21] 冀宏,王金林,张继铭,等.一种气隙非浸油式液压电机叶片泵[P].中国专利 201310025743.X, 2013-04-17.
- Ji Hong, Wang Jinlin, Zhang Jiming, et al. Non-oil-immersed air gap type hydraulic motor vane pump[P]. China Patent 201310025743.X, 2013-04-17.
- [22] 司乔瑞,林刚,袁寿其,等.高效低噪无过载离心泵多目标水力优化设计[J].农业工程学报,2016,32(4):69-77.
- Si Qiaorui, Lin Gang, Yuan Shouqi, et al. Multi-objective optimization on hydraulic design of non-overload centrifugal pumps with high efficiency and low noise[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(4): 69-77.(in Chinese with English abstract)
- [23] 赵伟国,盛建萍,杨军虎,等.基于CFD的离心泵优化设计与试验[J].农业工程学报,2015,31(21):125-131.
- Zhao Weiguo, Sheng Jianping, Yang Junhu, et al. Optimization design and experiment of centrifugal pump based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(21): 125-131.(in Chinese with English abstract)
- [24] 卢金玲,邓佳,徐益荣,等.诱导轮时序位置对离心泵水力性能的影响[J].农业工程学报,2015,31(19):54-60.
- Lu Jinling, Deng Jia, Xu Yirong, Feng Jianjun and Luo Xingqi. Effect of clocking position of inducer on hydraulic characteristics of centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(19):54-60.(in Chinese with English abstract)
- [25] 贾晓奇,聂小林,涂必成,等.半开式离心泵变工况叶顶间隙的流动特性[J].农业工程学报,2015,31(4):91-96.
- Jia Xiaoqi, Nie Xiaolin, Tu Bicheng, et al. Flow characteristics of blade tip clearance in semi-open centrifugal pump in variable condition[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2015, 31(4): 91-96.(in Chinese with English abstract)

Design of suction flow distributor of main pump in non-oil-immersed air gap type hydraulic electro-motor pump

Li Xiaoping^{1,2}, Ji Hong^{1,2*}, Zhang Jiming^{1,2}, Wang Jinlin^{1,2}, Li Ruifeng^{1,2}, Wei Wenbin³

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China; 2. Hydraulic & Pneumatic Engineering Research Center in Gansu Province, Lanzhou 730050, China; 3. School of Control and Computer Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: The suction performance of hydraulic pumps is one of the important factors restricting pumps' integration and work with high rotating speed. A port-plate centrifugal pump was designed to play a role of charging pumps to boost the inlet pressure of main pump in a non-oil-immersed air gap type hydraulic motor vane pump, which could guarantee the sufficient suction of main pump working at a higher speed. Two problems were incurred when the delivery flow of port-plate centrifugal pump flowed through the suction flow distributor of main pump. The delivery flow of centrifugal pump developed high pressure difference between the outside and inside of flow distribution channel of main pump, and this high pressure difference gave more chances to the separation between vanes and stator of vane pump (main pump). Vortices were formed when the rotary flow flowed through the flow distribution channel of main pump, which made the flow resistance increase and made the fluid flow into the main pump uneasily. And the harm of 2 problems became increasingly serious with the increase of rotating speed. Aiming at solving the problems, an improvement structure that introduced balance slots and guide slots into the suction flow distributor of main pump was proposed. Computational Fluid Dynamics(CFD) software Fluent was used to simulate the flow field distribution and verify the improvement effect of this structure. The results of flow field calculation showed that the balance slot provided a route for the fluid flow from the outside discharge channel to the inside assistive channel and communicated the pressure of them. The pressure of discharge channel was slightly decreased, while that of assistive channel had a sharp increase because of the balance function of balance slot. So the outlet pressure difference of them was kept at a low value. The formation of vortex was avoided when the rotary flow flowed through the discharge channel because of the direction function of guide slot. So the flow resistance of discharge channel was decreased, the inlet flow of discharge channel had an obvious increase, the static pressure of fluid in the discharge channel gradually increased in the flow direction, and the outlet static pressure of discharge channel and assistive channel increased markedly. With the guide slot wrap angle rising, the inlet flow of discharge channel had the upward trend(less than 80°) at first, and then a trend of nearly flattening. The outlet static pressure of discharge channel and assistive channel had the same rule with the inlet flow of discharge channel when the guide slot wrap angle changed; when guide slot wrap angle was larger than 80°, the outlet static pressure of discharge channel increased by 10% and that of assistive channel increased by 15.4%. In addition, the balance slot approximately kept the outlet pressure difference between discharge channel and assistive channel at a low constant value with the change of guide slot wrap angle. A better suction performance is obtained by the main pump because of the improved design of the suction flow distributor that reduces the pressure difference between discharge channel and assistive channel and increases the inlet pressure of main pump, which guarantees the reliability and high efficiency of main pump working at the higher speed. This research can serve as references of flow distribution design of main pump in the hydraulic electro-motor pump.

Keywords: pumps; models; design; flow distribution; balance slot; guide slot