

低速大扭矩水压马达的配流性能分析及试验

王志强¹, 倪敬^{1*}, 高殿荣²

(1. 杭州电子科技大学机械工程学院, 杭州 310018; 2. 燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004)

摘要: 为了提高低速大扭矩水压马达的容积效率, 以马达的配流副为研究对象, 基于力平衡方程及流量方程, 建立了配流体端面与转子端面间的泄漏流量损失和功率损失的数学模型。以配流体转子间的水膜厚度、介质温度和马达转速等为性能指标, 分析了不同供流方式下间隙、温度和转速对其性能的影响。研究结果表明: 间隙越大, 配流体转子端面的泄漏流量损失和功率损失越大, 温度越高, 功率损失越大, 同时内环供流时水压马达的性能要优于外环供流。因此, 减小水膜厚度, 降低水温, 可减小配流副的泄漏流量损失和功率损失, 提高水压马达的容积效率及马达性能。综合考虑, 配流间隙控制在 $4\sim 5\ \mu\text{m}$ 较为合适, 水温控制在室温 (20 ± 5) $^{\circ}\text{C}$ 状态下为宜。同时基于上述研究, 设计加工出低速大扭矩水压马达物理样机, 并对样机的性能进行了加载试验测试, 得到了相应的性能曲线, 试验结果表明: 加工完成的水压马达样机在带载时的容积效率最高可达到 90.97%, 机械效率最高可达到 93.59%, 从而验证了所研制的低速大扭矩水压马达原理正确可行, 也证明了上述研究结果的正确性, 解决了低速大扭矩水压马达的设计理论及关键技术问题。该研究为低速大扭矩水压马达进一步的产品化提供了参考。

关键词: 机械化, 模型, 液压马达, 配流副, 间隙, 泄漏流量, 功率损失

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.012

中图分类号: TH137

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2016)-12-0081-07

王志强, 倪敬, 高殿荣. 低速大扭矩水压马达的配流性能分析及试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 81—87.

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.012 <http://www.tcsae.org>

Wang Zhiqiang, Ni Jing, Gao Dianrong. Distribution performance analysis and test of low speed high torque water hydraulic motor[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(12): 81—87. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.012 <http://www.tcsae.org>

0 引言

工业化的进展使得大型设备的需求越来越大, 这些设备都离不开液压传动。故目前的形势需寻求一种液压介质来替代传统的油液压传动。以水为介质的液压传动, 有无污染、安全和绿色等优点^[1-3], 可以很好的解决石油危机和环境恶化给人类带来的威胁。同时, 随着国家对海洋战略的实施, 深海探测、海洋资源开采、海水淡化系统等^[4-6]必将越来越受到重视和得到广泛的应用, 上述这些系统的执行装置均离不开水压马达的驱动。

低速大扭矩水压马达是以淡水或海水为工作介质, 并能将水压能转换为机械能实现连续回转运动的水压执行元件。由于水的气化压力、体积弹性模量、声速、密度等均比液压油高, 黏度和润滑性能都比液压油差, 使得其更容易产生空化、气蚀、摩擦及磨损等。

为了解决以上问题, 国内外学者对其结构的设计及间隙的控制方面等进行了很多的研究工作。Chen 等^[7-9]

对水压轴向柱塞马达的柱塞断裂的检测、滑靴和球铰磨损的监测及整个水压马达的故障诊断等进行了详细的研究。Li 等^[10]提出了针对柱塞泵及马达的水基滑靴进行摩擦测量的方法, 可准确的测量出滑靴副间低于 $1\ \mu\text{m}$ 的间隙。Nishitani 等^[11]研究了多孔介质水静压推力轴承的静态及动态性能, 发现该轴承比传统的轴承的承载能力大, 但刚度稍微降低。Takeuchi^[12-13]研发了多孔介质平面推力轴承, 该轴承可通过改变多孔介质的布置提升其承载能力。Wang 等^[14-15]对水润滑条件下轴承接触件的表面结构进行了理论和试验研究, 研究发现在表面加工微结构后可以提高其承载的极限载荷。Akinori 等^[16]对恒流量水压静压轴承的精密机床工作台进行了研究。Wang 等^[17-18]研究了在不同负载、功率损耗和刚度条件下, 基于静压支承的密封带结构对水压柱塞马达的泄漏特性影响。

贺小峰等^[19]对不同的配流阀结构型式及主轴动平衡前后水压泵的噪声特性进行了试验, 发现水压泵主轴经过动平衡后可明显降低泵的噪声。杨立洁等^[20]通过研制浮动式配流结构, 实现了斜盘式水压柱塞马达容积效率的提高。刘恒龙等^[21]通过 CFD 仿真计算研究了水压柱塞副间隙流场的流量特性。黄国勤等^[22]利用热平衡原理对水压柱塞摩擦副的间隙进行了分析。刘银水等^[23]提出了海水泵柱塞副的配合间隙为 $1\sim 10\ \mu\text{m}$ 。冯建军等^[24]采用 CFD 数值模拟的方法分析了间隙对混流式水轮机效率预测的影响。翟江等^[25-27]采用 Schnerr-Sauer 模型对水压柱塞泵柱塞腔与配流盘内部空化的流动进行了模拟并对

收稿日期: 2015-11-08 修订日期: 2016-03-24

基金项目: 国家自然科学基金项目 (No. 51505111); 浙江省自然科学基金项目 (LQ16E050003)

作者简介: 王志强, 男, 河北张家口人, 讲师, 主要从事海淡水液压元件及其关键零部件材料的研究。杭州 杭州电子科技大学机械工程学院, 310018。Email: wzq78452501@163.com

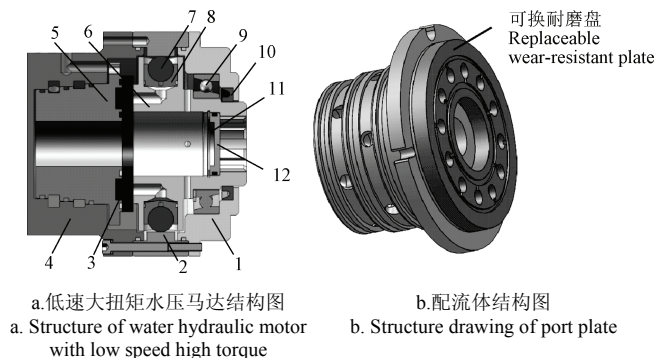
*通信作者: 倪敬, 教授, 博士生导师, 主要从事机电传动系统的研究。杭州 杭州电子科技大学机械工程学院, 310018。Email: nijing2000@163.com

其结构进行了设计。方无迪等^[28]研究了配流副材料对水压柱塞泵容积效率和噪声的影响。商延康等^[29]设计了以鲨鱼皮肤及海豚皮肤表面结构为模仿原型的仿生水泵并进行了试验,结果表明 2 种结构的仿生水泵效率均得到了提高。梁英娜等^[30]为了降低水润滑下水压泵斜盘滑靴间的摩擦磨损,建立了凹坑形仿生非光滑表面滑靴副的动压润滑模型,找到了影响水膜承载力的主次因素。

综上所述,现有对水压马达配对副的研究主要集中在柱塞副的结构设计、轴承的设计以及柱塞副的间隙控制等,也有部分涉及到配流结构的改进,但对于马达在配流副间隙的控制,温度及转速对其性能的影响方面却提及较少。本文基于静压支承理论设计了带有可换耐磨盘的配流体,基于力平衡方程及流量方程,建立了配流体端面与转子端面间的泄漏流量损失和功率损失的数学模型,同时通过试验对其配流性能进行了验证。

1 基本结构

由于所研究的低速大扭矩水压马达为端面配流方式,进入马达的高压水会通过配流体的配流窗口语转子上的配流孔直接形成配流,如图 1a 所示。马达配流体内嵌于与水泵相连接的后端盖中,配流体周向分布的径向孔与后端盖的进回水孔道相连接,配流体端面上的可换耐磨盘与转子端面相配合,并在柱塞副(滚球与柱塞)与定子内表面的作用下实现马达的进水与回水。



1.前端盖 2.定子 3.可换耐磨盘 4.后端盖 5.配流体 6.转子 7.滚球 8.柱塞 9.轴承 10.密封圈 11.卡簧 12.挡板
1. Front housing 2. Stator 3. Replaceable wear-resistant plate 4. Rear housing 5. Port plate 6. Rotor 7. Roll ball 8. Piston 9. Bearing 10. Seal ring 11. Snap spring 12. Baffle plate

图 1 低速大扭矩水压马达及其配流体结构图

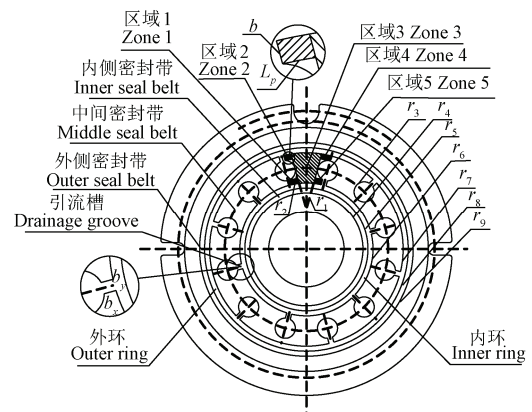
Fig.1 Structure of low speed high torque water hydraulic motor and its port plate

配流体的作用是实现马达的进回水。本文水压马达为了减小配流体端面的直接磨损,设计了带有可换耐磨盘式的配流体,其详细结构如图 1b 所示。配流体的轴向和径向分别开有 12 个通流孔道,同时在配流体径向的通流孔道又分为与进水口相通的进水孔道以及与回水孔相通的排水孔道,它们分别与配流体轴向的孔道相连接。当水压马达工作时,从配流体轴向孔道流出的高低压水又会进入到与配流体相连接的可换耐磨盘的孔道中,通过端面上的配流窗口与转子孔的配合实现马达的进回水。由于水压马达端面配流的结构,使其在工作过程

中转子端面与可换耐磨盘之间会有频繁的接触,造成摩擦磨损等。为了减小甚至避免出现这些现象,本文基于静压支承的原理设计了带有内外支承环的可换耐磨盘,进而增加了马达的工作寿命。

1.1 工作原理

配流体流量的泄漏主要是通过配流体端面上内外环水腔中间的密封带以及与两水腔相邻的内外侧密封带进行的。由于中间密封带的不规则性,其泄漏流量不能直接按公式计算,需要对其进行近似区域划分,如图 2 所示。据流体由高压流向低压的原则,将中间不规则区域划分为 4 个近似的矩形区域 1、2、4、5 和一个大的扇形区域 3。这时,配流体端面总泄漏流量可由区域划分的各部分泄漏流量的代数加和得到。



注: r_1 为区域 3 前端的小扇形半径, m; r_2 为包含区域 3 的大扇形半径, m; r_3 为配流孔半径, m; r_4 为内侧密封带的内环半径, m; r_5 为内侧密封带的外环半径, m; r_6 为中间密封带的内环半径, m; r_7 为中间密封带的外环半径, m; r_8 为外侧密封带的内环半径, m; r_9 为外侧密封带的外环半径, m; b 为矩形区域 1、2、4 和 5 的宽度, m; L_p 为矩形区域 1、2、4 和 5 的长度, m; b_1 为引流槽的长度, m; b_2 为引流槽的宽度, m。

Notes: r_1 is radius of small sector in front of area 3, m; r_2 is radius of big sector containing area 3, m; r_3 is radius of distributor hole, m; r_4 is inside radius of inside sealing strip, m; r_5 is outside radius of inside sealing strip, m; r_6 is inside radius of middle sealing strip, m; r_7 is outside radius of middle sealing strip, m; r_8 is inside radius of outside sealing strip, m; r_9 is outside radius of outside sealing strip, m; b is width of rectangular area 1, 2, 4 and 5, m; L_p is length of rectangular area 1, 2, 4 and 5, m; b_1 is length of drainage groove, m; b_2 is width of drainage groove, m.

图 2 配流体水膜区域划分图

Fig.2 Division of water film area of port plate

内外两侧密封带及中间密封带三区域的泄漏流量根据平行平板间隙层流的压力-流量关系式推导得出

$$Q_{nw} = -\frac{2\pi r \cdot h^3}{12\mu dr} dp, \quad (1)$$

$$Q_s = -\frac{\theta \cdot r \cdot h^3}{12\mu \cdot dr} dp, \quad (2)$$

$$Q_j = -\frac{b \cdot h^3}{12\mu dx} dp. \quad (3)$$

式中 Q_{nw} 为内外两侧密封带的泄漏流量, m^3/s ; Q_s 为扇形区域的泄漏流量, m^3/s ; Q_j 为矩形区域的泄漏流量, m^3/s ; h 为配流体端面与转子的间隙, m; μ 为流体动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; θ 为扇形的圆心角, rad; r 为转子的回转半径, m; b 为矩形区域 1、2、4 和 5 的宽度, m; p 为配流体端面与转子的间隙压力, Pa; x 为矩形区域的长度, m。

对式 (1) 进行积分并分别代入内外两侧相应的边界条件, 可以得到内外两侧密封带各自的泄漏流量

$$Q_1 = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln r_5 / r_4} p_s, \quad (4)$$

$$Q_2 = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln r_9 / r_8} p_s. \quad (5)$$

对式 (2) 进行积分并代入边界条件, 得到通过中间密封带扇形面的泄漏流量

$$Q_3 = \frac{\theta_s \cdot h^3}{12\mu \ln r_2 / r_1} p_s. \quad (6)$$

式中 Q_1 为内侧密封带的泄漏流量, m^3/s ; Q_2 为外侧密封带的泄漏流量, m^3/s ; p_s 为供流压力, Pa ; r_4 为内侧密封带的内环半径, m ; r_5 为内侧密封带的外环半径, m ; r_8 为外侧密封带的内环半径, m ; r_9 为外侧密封带的外环半径, m ; Q_3 为扇形区域 3 的泄漏流量, m^3/s ; r_1 为区域 3 前端的小扇形半径, m ; r_2 为包含区域 3 的大扇形半径, m ; θ_s 为扇形区域 2 的圆心角, rad 。

对式 (3) 积分并代入相应的边界条件, 得到通过中间密封带矩形区域的泄漏流量

$$Q_4 = \frac{b \cdot h^3}{12\mu \cdot L_p} p_s. \quad (7)$$

式中 Q_4 为平行四边形区域的泄漏流量, m^3/s ; L_p 为矩形区域 1、2、4 和 5 的长度, m 。

1.2 设计参数

水压马达配流体端面密封带的主要参数如下: 矩形区域 1 和 4 的宽度何长度分别为 2 和 4 mm, 矩形区域 2 和 5 的宽度和长度分别为 2.1 和 3 mm, 区域 3 的圆形角为 $\pi/6$ rad, 区域 3 前端的小扇形半径为 11.3 mm, 包含区域 3 的大扇形半径为 23.4 mm, 配流孔半径为 4 mm, 引流槽的长度和宽度分别为 2.1 和 2 mm, 内侧密封带的内环半径和外环半径分别为 19 和 23.5 mm, 中间密封带分别为的内环半径和外环半径分别为 26.5 和 38.5 mm, 外侧密封带的内环半径和外环半径分别为 39.5 和 41.5 mm。水的工作温度为 20~50 $^{\circ}\text{C}$, 其黏度特性如表 1 所示。

表 1 不同温度下水的黏度

Table 1 Viscosity of water at various temperature

水温 Water temperature/ $^{\circ}\text{C}$	运动黏度 Kinematic viscosity $\nu/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	动力黏度 Dynamic viscosity $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$
20	1.003×10^{-6}	1.002×10^{-3}
30	0.800×10^{-6}	0.798×10^{-3}
40	0.658×10^{-6}	0.653×10^{-3}
50	0.553×10^{-6}	0.547×10^{-3}

2 配流体端面泄漏流量的分析

将式 (4) 和式 (5) 分别与式 (6) 和式 (7) 联立, 可得配流体端面在内外环分别通高压水时的总泄漏流量

$$Q_m = \left(\frac{\pi}{6\mu \ln r_5 / r_4} + \frac{\theta_s}{\mu \ln r_2 / r_1} + \frac{2b}{\mu \cdot L_p} \right) p_s \cdot h^3, \quad (8)$$

$$Q_{nw} = \left(\frac{\pi}{6\mu \ln r_9 / r_8} + \frac{\theta_s}{\mu \ln r_2 / r_1} + \frac{2b}{\mu L_p} \right) p_s \cdot h^3. \quad (9)$$

式中 Q_m 和 Q_{nw} 分别为配流体端面在内外环分别通高压水时的总泄漏流量, m^3/s 。

当水的黏度为 $1.002 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 将水压马达配流体端面密封带的主要参数代入式 (8) 及式 (9) 中, 可得到介质为水时内外环分别通高压水时总的泄漏流量随配流间隙的变化, 如图 3a 所示; 当介质为液压油时, 将其黏度 $38.72 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 及相关参数也代入到式 (8) 及式 (9), 可得到介质为液压油时内外环分别通高压油时总的泄漏流量随配流间隙的变化, 如图 3b 所示。

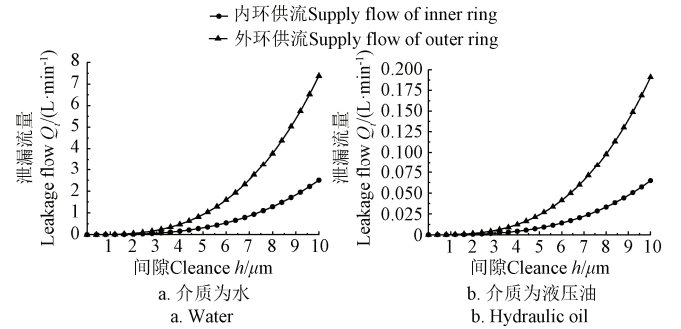


图 3 介质为水和液压油时配流体泄漏流量随间隙的变化曲线

Fig.3 Leakage flow of port plate at various clearance for hydraulic oil and water as medium

由图 3a 可知, 当工作介质为水时, 配流体端面的泄漏流量随着间隙的增大迅速升高, 当间隙超过 5 μm 后, 曲线斜率随着间隙的增加急剧增大即端面的泄漏流量的大幅度的增加。同时从图中还可以看出, 相同间隙下外环供流的泄漏流量始终要大于内环供流的流量, 间隙越大, 差距越大。由图 3b 可知, 当介质为液压油时, 其泄漏流量的变化趋势与以水为介质的一致, 但泄漏量却只有水的 1/39。通过图 3 对配流体泄漏流量的分析可知, 当配流体与转子端面的间隙为 0~5 μm 的时候泄漏流量变化比较平稳, 超过 5 μm 之后, 泄漏流量随着间隙的增加急剧增大, 故配流体与转子的间隙最好控制在 5 μm 以下。

3 配流体端面的功率分析

配流体端面的总功率损失包括内外环水腔的泄漏功率损失与间隙水膜的摩擦功率损失。

1) 泄漏功率损失

根据式 (8) 和式 (9) 可知, 水压马达正反转时, 配流体端面在供流压力 p_s 下的泄漏流量分别为 Q_m 和 Q_{nw} , 由此可得配流体在内外环分别通高压水时的泄漏功率 P_{pm} 与 P_{pnw} 为

$$P_{pm} = Q_m \cdot p_s = \left(\frac{\pi}{6\mu \ln r_5 / r_4} + \frac{\theta_s}{\mu \ln r_2 / r_1} + \frac{2b}{\mu L_p} \right) h^3 \cdot p_s^2, \quad (10)$$

$$P_{pnw} = Q_{nw} \cdot p_s = \left(\frac{\pi}{6\mu \ln r_9 / r_8} + \frac{\theta_s}{\mu \ln r_2 / r_1} + \frac{2b}{\mu L_p} \right) h^3 \cdot p_s^2. \quad (11)$$

式中 P_{pn} 与 P_{pw} 分别为配流体在内外环分别通高压水时的泄漏功率, W。

2) 摩擦功率损失

转子转动时, 配流体端面 (除供水腔外的全部摩擦面) 对水膜起剪切作用, 此时水液从间隙水膜流出时需克服水的黏性阻力。因此, 配流体端面的黏性摩擦功率损失为

$$P_f = \frac{\pi^2 \mu \cdot A_m \cdot n^2 \cdot r^2}{900h} \quad (12)$$

当配流体内环通高压水时, $A_m = \pi(r_7^2 - r_6^2) - 12b_x b_y - 12\pi r_3^2 + \pi(r_5^2 - r_4^2)$; 当配流体外环通高压水时, $A_m = \pi(r_7^2 - r_6^2) - 12b_x b_y - 12\pi r_3^2 + \pi(r_9^2 - r_8^2)$ 。式中 A_m 为支承面密封带面积, m^2 ; n 为水压马达转速, r/min ; P_f 为配流体端面的黏性摩擦功率, W。

3) 总功率损失

根据式 (10) ~ 式 (12), 配流体端面在内外环分别通高压水时的总功率损失为

$$P_m = P_{pn} + P_f = \frac{\pi h^3 \cdot p_s^2}{6\mu \ln r_5 / r_4} + \frac{\theta_s \cdot h^3 \cdot p_s^2}{\mu \ln r_2 / r_1} + \frac{2b \cdot h^3 \cdot p_s^2}{\mu \cdot L_p} + \frac{\pi^2 \mu \cdot A_m \cdot n^2 \cdot r^2}{900h} \quad (13)$$

$$P_{tw} = P_{pw} + P_f = \frac{\pi h^3 \cdot p_s^2}{6\mu \ln r_9 / r_8} + \frac{\theta_s \cdot h^3 \cdot p_s^2}{\mu \ln r_2 / r_1} + \frac{2b \cdot h^3 \cdot p_s^2}{\mu \cdot L_p} + \frac{\pi^2 \mu \cdot A_m \cdot n^2 \cdot r^2}{900h} \quad (14)$$

在转速为 100 r/min 时, 采用水压马达配流体端面密封带的主要参数, 根据式 (13) 和式 (14) 模拟出不同温度下水膜厚度与配流体功率损失的关系曲线, 如图 4 所示。

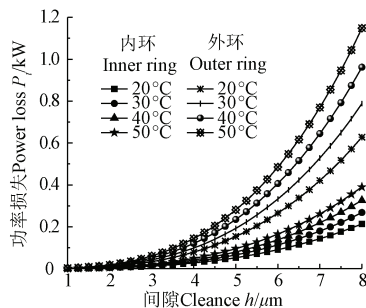


图 4 不同温度下水膜厚度与配流体功率损失的关系

Fig.4 Relations of water film thickness with power loss of port plate at different temperature

由图 4 可知, 在各个温度下, 无论是内环通高压水还是外环通高压水, 配流体的功率损失均随着间隙的加大而迅速增大, 当配流间隙超过 $5 \mu m$ 后, 曲线的斜率随着间隙的增加急剧增大即配流体的功率损失更为严重。同时从图中还可以看出, 随着温度的升高, 内外环供流下的功率损失也随之增大, 而且相同间隙下外环供流的功率损失明显要大于内环供流的功率损失, 间隙越大, 差距越大。由此可见, 温度不宜过高, 控制在室温 (20 ± 5) $^{\circ}C$ 状态下为宜, 同时水膜厚度不宜过大, 否则会造成较

大的功率损失。

当配流体端面转子的总功率损失最小时, 所得到的配流体的间隙为最佳间隙。根据极值定理对式 (13) 和式 (14) 求取间隙 h 的导数, 并令其等于 0, 即

$$\frac{\partial P_m}{\partial h} = \frac{\pi h^2 \cdot p_s^2}{2\mu \ln r_5 / r_4} + \frac{3h^2 \cdot p_s^2 \cdot \theta_s}{\mu \ln r_2 / r_1} + \frac{6h^2 \cdot p_s^2 \cdot b}{\mu \cdot L_p} - \frac{\pi^2 \mu \cdot A_m \cdot n^2 \cdot r^2}{900h^2} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial P_{tw}}{\partial h} = \frac{\pi h^2 \cdot p_s^2}{2\mu \ln r_9 / r_8} + \frac{3h^2 \cdot p_s^2 \cdot \theta_s}{\mu \ln r_2 / r_1} + \frac{6h^2 \cdot p_s^2 \cdot b}{\mu \cdot L_p} - \frac{\pi^2 \mu \cdot A_m \cdot n^2 \cdot r^2}{900h^2} = 0 \quad (16)$$

在式 (15) 中令 $\Phi = A_m \pi^2 n^2 r^2$, $\Gamma = \pi / (6\mu \ln r_5 / r_4) + \theta_s / (\mu \ln r_2 / r_1) + 2b / (\mu L_p)$, 同样式 (16) 中 $\square = \pi / (6\mu \ln r_9 / r_8) + \theta_s / (\mu \ln r_2 / r_1) + 2b / (\mu L_p)$, 由此可得出内外环分别通高压水时配流体端面转子的最佳间隙

$$h_n = \left(\frac{\mu \cdot \Phi}{2700 p_s^2 \cdot \Gamma} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (17)$$

$$h_w = \left(\frac{\mu \cdot \Phi}{2700 p_s^2 \cdot \square} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (18)$$

式中 h_n 和 h_w 分别为内外环分别通高压水时配流体端面转子的最佳间隙。

采用液压马达配流体端面密封带的主要参数及已知参数, 根据式 (17) 和式 (18) 模拟出不同转速下配流体端面最佳间隙随温度的变化曲线, 如图 5 所示。

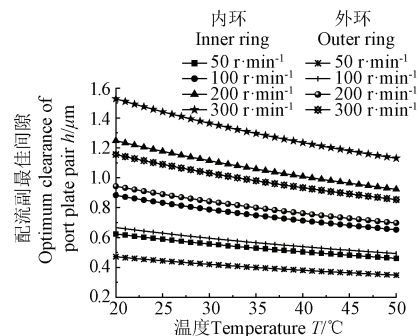


图 5 不同转速下配流体与转子最佳间隙随温度变化

Fig.5 Optimum clearance of port plate and rotor changing with temperature at various rotating speed

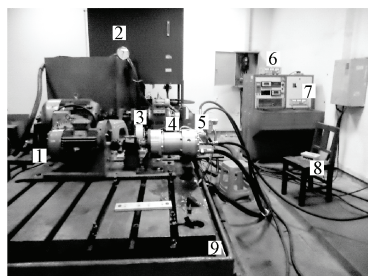
由图 5 可知, 随着温度的升高, 配流体与转子的最佳间隙越来越小, 但变化幅度不是特别大。当转速为 50 r/min 时, 配流体内环供流的最佳间隙为 $0.624 \mu m$ ($20^{\circ}C$), $0.557 \mu m$ ($30^{\circ}C$), $0.504 \mu m$ ($40^{\circ}C$), $0.461 \mu m$ ($50^{\circ}C$); 外环供流的最佳间隙为 $0.472 \mu m$ ($20^{\circ}C$), $0.421 \mu m$ ($30^{\circ}C$), $0.381 \mu m$ ($40^{\circ}C$), $0.349 \mu m$ ($50^{\circ}C$)。同时从图 5 中还可以看出, 随着转速的增大, 配流体的最佳间隙越来越大。当温度为 $20^{\circ}C$ 时, 配流体内环供流的最佳间隙为 $0.624 \mu m$ (50 r/min), $0.883 \mu m$ (100 r/min), $1.248 \mu m$ (200 r/min), $1.529 \mu m$ (300 r/min); 外环供流的最佳间隙为 $0.472 \mu m$

(50 r/min), $0.667 \mu\text{m}$ (100 r/min), $0.943 \mu\text{m}$ (200 r/min), $1.156 \mu\text{m}$ (300 r/min)。由此可以看出, 无论温度和水压马达转速如何变化, 内环供流时的最佳间隙总是大于外环供流时的间隙, 而且转速越高优势越明显, 因此内环供流时的水压马达性能要优于外环供流。

由图 3a 和图 4 可知, 配流间隙越小, 配流体的泄漏流量及总功率损失越小, 水压马达的性能越好, 但间隙不可能无限制的减小, 考虑到配流副间的摩擦、润滑以及元件加工的公差配合等方面的因素, 配流间隙控制在 $4 \sim 5 \mu\text{m}$ 较为合适。

4 水压马达试验分析

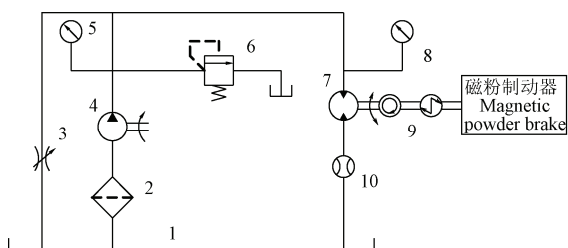
为了验证低速大扭矩水压马达结构设计的合理性, 本文搭建了水压马达测试物理试验台, 测量了低速大扭矩水压马达在带载时, 载荷和转速大小对其容积效率及机械效率的影响。低速大扭矩水压马达的测试试验平台如图 6 所示, 测试平台的液压系统原理图如图 7 所示。



1.电动机 2.水箱 3.磁粉制动器 4.水压柱塞泵 5.水压马达样机 6.泵的转速转矩显示仪 7.马达的转速转矩显示仪 8.张力控制器 9.泄水槽
1. Motor 2. Water tank 3. Magnetic powder brake 4. Water hydraulic axial piston pump 5. Prototype of water hydraulic motor 6. Digital torque and revolution indicator of pump 7. Digital torque and revolution indicator of motor 8. Tension control assembly 9. Drain trough

图 6 低速大扭矩水压马达测试系统

Fig.6 Test system of water hydraulic motor with low speed high torque



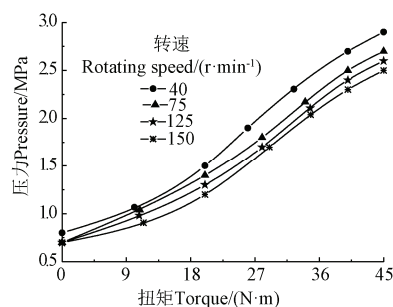
1.水箱 2.过滤器 3.水压节流阀 4.水压柱塞泵 5.压力表 6.水压溢流阀 7.水压马达 8.转速转矩测量仪 9.流量计
1. Water tank 2. Filter 3. Water hydraulic throttling valve 4. Water hydraulic axial piston pump 5. Pressure gauge 6. Water relief valve 7. Water hydraulic motor 8. Intelligent digital tachometer-torque meter 9. Flowmeter

图 7 低速大扭矩水压马达试验系统原理图

Fig.7 Principle diagram of experimental system of water hydraulic motor with low speed high torque

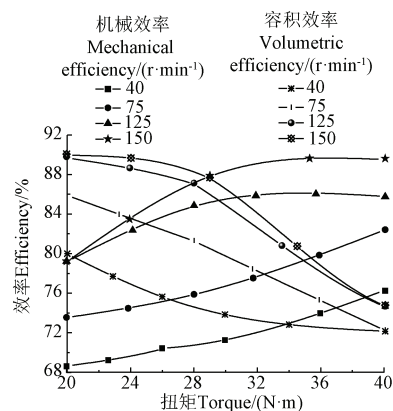
低速大扭矩水压马达样机在进行加载试验时, 首先关闭溢流阀 6, 设置张力控制器的电流为 0, 使样机马达的工作载荷为 0, 然后调节水压节流阀 3 的开度, 控制水压马达的转速。当样机马达运行一切正常后, 开始测试

同一转速, 不同扭矩下马达的性能特点, 并通过试验仪器记录不同转速、不同载荷下的压力和流量和数据, 进而得到其机械和容积效率。图 8 为不同转速下水压马达的压力与效率随扭矩载荷的变化曲线。



a. 水压马达压力随扭矩的变化

a. Pressure of water hydraulic motor changing with torque



b. 水压马达效率随扭矩的变化

b. Efficiency of water hydraulic motor changing with torque

图 8 不同转速下水压马达压力与效率随扭矩的变化

Fig.8 Pressure and efficiency of water hydraulic motor changing with torque under different rotating speed

由图 8a 可知, 随着制动器所施加载荷的增加, 水压马达的压力也在不断地增大。空载时, 其压力最低为 0.7 MPa; 当制动器所施加的载荷为 $45 \text{ N}\cdot\text{m}$ 、转速为 40 r/min 时, 水压马达的启动压力最高为 2.9 MPa。同时从图中还可以看出随着马达转速的升高, 马达的压力随之降低。这是因为转速的增大使得其出口的流量增大, 摩擦副间的摩擦力减小, 进而使得马达的压力减小。

图 8b 为不同转速下水压马达的容积效率及机械效率随扭矩的变化曲线。由图 8b 可知, 随着扭矩的增大, 各转速下的容积效率大幅度下降, 而机械效率则是随着扭矩的增大而增大。这是因为随着扭矩的增大, 水压马达的进口压力也随着增大, 压力的增大, 使得摩擦副间的润滑膜增大, 从而降低了摩擦功率, 使得马达的机械效率升高。同时从图中还可以看出, 水压马达带载时的容积效率最高达到 90.97%, 机械效率最高达到 93.59%。

5 结论

本文通过设计带有可换耐磨盘的配流体以建立其端面与转子间的泄漏流量损失和功率损失的数学模型, 并通过试验对其配流性能展开了分析, 研究发现:

1) 泄漏流量及功率损失随配流间隙的增大而增大, 间隙超过 $5\ \mu\text{m}$ 后, 配流副的泄漏流量急剧增大, 功率损失也更为严重。综合考虑, 配流间隙控制在 $4\sim 5\ \mu\text{m}$ 较为合适。

2) 随着温度的升高, 配流体与转子间的功率损失增大, 最佳间隙减小。因此, 水温不宜过高, 控制在室温 (20 ± 5) $^{\circ}\text{C}$ 状态下为宜。

3) 带有可换耐磨盘的水压马达样机在测试过程中运行平稳, 带载时的容积效率最高达到 90.97%, 机械效率最高达到 93.59%。试验结果验证了配流体在结构配置上和设计的合理性。

[参 考 文 献]

- [1] 杨华勇, 周华. 水液压技术研究新进展[J]. 液压与气动, 2013(2): 1—5.
Yang Huayong, Zhou Hua. New achievements in water hydraulics[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(2): 1—5. (in Chinese with English abstract)
- [2] 聂松林, 尹方龙. 水液压柱塞泵的研究进展及展望[J]. 液压与气动, 2015(1): 1—7.
Nie Songlin, Yin Fanglong. Progress and prospect of water hydraulic piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015(1): 1—7. (in Chinese with English abstract)
- [3] 高殿荣, 王志强. 水压马达的研究进展及展望[J]. 液压与气动, 2014(8): 1—8.
Gao Dianrong, Wang Zhiqiang. Research progress and development prospect of water hydraulic motors[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014(8): 1—8. (in Chinese with English abstract)
- [4] 顾临怡, 罗高生, 周锋, 等. 深海水下液压技术的发展与展望[J]. 液压与气动, 2013(12): 1—7.
Gu Linyi, Luo Gaosheng, Zhou Feng, et al. Development and future of deep-sea underwater hydraulic technique[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(12): 1—7. (in Chinese with English abstract)
- [5] Liu Yinshui, Zhao Xufeng, Wu Defa, et al. Study on the control methods of a water hydraulic variable ballast system for submersible vehicles[J]. Ocean Engineering, 2015, 108: 648—661.
- [6] Yang Lijie, Nie Songlin, Yin Shuai, et al. Numerical and experimental investigation on torque characteristics of seawater hydraulic axial piston motor for underwater tool system[J]. Ocean Engineering, 2015, 104: 168—184.
- [7] Chen H X, Chua P S K, Lim G H. Adaptive wavelet transform for vibration signal modelling and application in fault diagnosis of water hydraulic motor[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20(8): 2022—2045.
- [8] Chen H X, Chua P S K, Lim G H. Vibration analysis with lifting scheme and generalized cross validation in fault diagnosis of water hydraulic system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 301(3/4): 458—480.
- [9] Chen H X, Chua P S K, Lim G H. Fault degradation assessment of water hydraulic motor by impulse vibration signal with wavelet packet analysis and kolmogorov-smirnov test[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008, 22(7): 1670—1684.
- [10] Li K Y, Hooke C J. A note on the lubrication of composite slippers in water-based axial piston pumps and motors[J]. Wear, 1991, 147(2): 431—437.
- [11] Nishitani Y, Yoshimoto S, Somaya K. Numerical investigation of static and dynamic characteristics of water hydrostatic porous thrust bearings[J]. International Journal of Automation Technology, 2011, 5(6): 773—779.
- [12] Takeuchi A. Experimental study on water lubrication characteristics of porous thrust bearing with partial filled parts[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 2011, 77(775): 1133—1142.
- [13] Takeuchi A. Ultrasonic measurement of film thickness in partial water repellent full-flat thrust bearing[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 2013, 79(802): 2164—2173.
- [14] Wang X, Kato K, Adachi K, et al. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water[J]. Tribology International, 2003, 36(3): 189—197.
- [15] Wang X, Adachi K, Otsuka K, et al. Optimization of the surface texture for silicon carbide sliding in water[J]. Applied Surface Science, 2006, 253(3): 1282—1286.
- [16] Akinori Y, Shigeki O, Takayuki K. Study on precision machine table equipped with constant-flow hydrostatic water bearings[J]. Advanced Materials Research, 2009(76): 664—669.
- [17] Wang X, Yamaguchi A. Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors. Part 1: Experiment and theory[J]. Tribology International, 2002, 35(7): 425—433.
- [18] Wang X, Yamaguchi A. Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors. Part 2: On eccentric loading and power losses[J]. Tribology International, 2002, 35(7): 435—442.
- [19] 贺小峰, 曾伟, 王学兵, 等. 水压柱塞泵噪声特性的试验研究[J]. 中国机械工程, 2008, 19(2): 160—162.
He Xiaofeng, Zeng Wei, Wang Xuebing, et al. Experimental research on the noise performance of a water hydraulic piston pump[J]. Chinese Mechanical Engineering, 2008, 19(2): 160—162. (in Chinese with English abstract)
- [20] 杨立洁, 聂松林, 张小军. 全水润滑的斜盘式水液压柱塞马达的试验研究[J]. 北京工业大学学报, 2013, 39(7): 981—985.
Yang Lijie, Nie Songlin, Zhang Xiaojun. Experiment and research of water-lubrication swash-plate axial water hydraulic piston motor[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2013, 39(7): 981—985. (in Chinese with English abstract)
- [21] 刘桓龙, 柯坚, 于兰英. 水压柱塞副的微流场特性研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(4): 58—62.
Liu Huanlong, Ke Jian, Yu Lanying. Research on the micro-flowfield characteristics of water hydraulic piston pairs[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(4): 58—62. (in Chinese with English abstract)
- [22] 黄国勤, 贺小峰, 朱玉泉. 水压泵柱塞摩擦副间隙优化及影响因素分析[J]. 中国机械工程, 2011, 22(14): 1668—1671.
Huang Guoqin, He Xiaofeng, Zhu Yuanquan. Analysis on optimal clearance of piston friction pair and its influence factors for water hydraulic pump[J]. Chinese Mechanical Engineering, 2011, 22(14): 1668—1671. (in Chinese with English abstract)
- [23] 刘银水, 吴德发, 李东林, 等. 海水液压技术在深海装备中的应用[J]. 机械工程学报, 2014, 50(2): 28—35.
Liu Yinshui, Wu Defa, Li Donglin, et al. Applications of seawater hydraulics in deep-sea equipment[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(2): 28—35. (in Chinese with English abstract)
- [24] 冯建军, 罗兴镒, 吴广宽, 等. 间隙流动对混流式水轮机效率预测的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(5): 53—58.
Feng Jianjun, Luo Xingqi, Wu Guangkuan, et al. Influence of clearance flow on efficiency prediction of Francis turbines[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(5): 53—58. (in Chinese with English abstract)

- [25] 翟江, 周华. 海水淡化轴向柱塞泵滑靴副的结构设计[J]. 润滑与密封, 2011, 36(5): 81—85.
Zhai jiang, Zhou Hua. The design for the slipper pair of the axial piston pump used as a high pressure pump in seawater desalination[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(5): 81—85. (in Chinese with English abstract)
- [26] 翟江, 赵勇刚, 周华. 水压轴向柱塞泵内部空化流动数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11): 244—249.
Zhai Jiang, Zhao Yonggang, Zhou Hua. Numerical of cavitating flow in water hydraulic axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 244—249. (in Chinese with English abstract)
- [27] 翟江, 周华. 流体属性可变的水压轴向柱塞泵压力流量模型[J]. 煤炭学报, 2013, 38(1): 171—176.
Zhai Jiang, Zhou Hua. Pressure and flow characteristic modeling of water hydraulic axial piston pump based on variable fluid properties[J]. Journal of China Coal Society, 2013, 38(1): 171—176. (in Chinese with English abstract)
- [28] 方无迪, 吴德发, 刘银水, 等. 配流阀材料对水压柱塞泵容积效率和噪声的影响[J]. 液压与气动, 2014(5): 109—111.
Fang Wudi, Wu Defa, Liu Yinshui, et al. Influence of the port valves' materials on the volumetric efficiency and noise characteristic of a water piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014(5): 109—111. (in Chinese with English abstract)
- [29] 商延庚, 金娥, 可庆朋, 等. 仿海豚皮肤结构的功能表面提高离心泵效率[J]. 农业工程学报, 2016, 32(7): 72—78.
Shang Yangeng, Jin E, Ke Qingpeng, et al. Efficiency improvement of centrifugal pump with function surface imitating dolphin skin structure[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(7): 72—78. (in Chinese with English abstract)
- [30] 梁英娜, 高殿荣, 毋少峰. 凹坑形仿生非光滑表面滑靴副的动压润滑计算[J]. 机械工程学报, 2015, 51(24): 153—160.
Liang Yingna, Gao Dianrong, Wu Shaofeng. Hydrodynamic lubrication calculation for slipper/swash plate pair with bionic non-smooth concave surface[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(24): 153—160. (in Chinese with English abstract)

Distribution performance analysis and test of low speed high torque water hydraulic motor

Wang Zhiqiang¹, Ni Jing^{1✉}, Gao Dianrong²

(1. School of Mechanical Engineering, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China;

2. College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: In order to improve the volumetric efficiency of low speed high torque water hydraulic motor, the flow distribution performance of port plate pair is analyzed quantitatively. Taking the port plate pair of low speed high torque water hydraulic motor as the main research object, the mathematical models of the leakage flow and power loss of the end face of port plate and rotor are established by the equilibrium equation and the flow equation. Due to the irregularities of middle seal belt, the leakage flow is not calculated by using the existing equations. It needs to be approximately divided into 5 parts. Then based on the pressure-flow equation, the leakage flow formulas of the end face of port plate are derived in detail. Whereafter, according to the principle of hydrostatic pressure bearing, the working character of port plate is calculated and analyzed. The water film thickness, medium temperature and rotating speed of port plate and rotor can be the performance indices of the port plate pair. And the effects of clearance, temperature and rotating speed on flow distribution performance of water hydraulic motor are analyzed in different supply flow ways. The research shows that when the clearance is increased, the leakage flow and the power loss of port plate and rotor are increased. And the higher the temperature of water, the more the power loss of port plate. Meanwhile, when the inner ring is working, the performance of low speed high torque water hydraulic motor is better than that when the outer ring is working. Consequently, the clearance and water temperature should be decreased in order to reduce the leakage flow and the power loss of port plate pair and improve the volumetric efficiency and the properties of water hydraulic motor. But the water film can't decrease unlimitedly. Taking friction, wear, lubrication and manufacture into consideration, the water film thickness should be controlled at about 4-6 μm . Due to the increase of power loss, with water temperature increasing, the low speed high torque water hydraulic motor does not work for a long time under the condition of higher temperature. When all things are considered, the water temperature should be controlled at $(20\pm 5)^{\circ}\text{C}$. Meanwhile, the principle prototype of low speed high torque water hydraulic motor is designed and made on the basis of these studies. To analyze the characteristics of prototype, no-load and loading test are respectively carried out. Based on the experiment, the corresponding performance curves are obtained. The experimental results show that developing low speed high torque water hydraulic motor is feasible, with its minimum pressure of 0.7 MPa at no-load. When the load is 45 N·m and the rotating speed is 150 r/min, the maximum pressure is 2.9 MPa. As the torque increases, the mechanical efficiency will increase accordingly, but the volumetric efficiency will decrease. Meanwhile, the mechanical and volumetric efficiency of water hydraulic motor are greatly improved with the increase of revolving speed. In the experiments with a load, the volumetric and mechanical efficiencies of principle prototype of water hydraulic motor are 90.97% and 93.59%, respectively. Furthermore, the principle and feasibility are verified for the developed low speed high torque water hydraulic motor by the experiment, as well as the correctness of the study results. Moreover, the theory of design and the key technical problems of low speed high torque water hydraulic motor are solved. This research lays a good base for further development in the future. And the research work can also improve the converting efficiency, prolong the no-failure lifetime of key parts, reveal failure mechanism and establish new design theories and methods of water hydraulic motor. Therefore, the study on this project has not only important theory significance, but also a vast application prospect.

Keywords: mechanization; models; hydraulic motors; port plate pair; clearance; leakage flow; power loss