doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.04.045

水膜厚度对低速大扭矩水压马达支承轴转子副性能的影响

王志强 高殿荣 黄 瑶

(燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制实验室,秦皇岛 066004)

摘要:以低速大扭矩水压马达支承轴转子副为研究对象,在确定的水压马达初始参数下,基于力平衡方程及流量方程,建立了功率损失、静态和动态的数学模型;以总功率损失、承载能力、静刚度、转子径向速度和位移等作为支承 轴转子副的性能指标,分析了水膜厚度对支承轴转子副性能的影响。研究表明:增大水膜厚度,支承轴的功率损失 增加,转子的静刚度降低,水压马达的容积效率降低,转子的径向速度和位移增加,但承载能力不受其影响。因此, 减小水膜厚度,可提高水压马达的容积效率和支承轴转子副的静、动态性能。 关键词:水压马达 水膜厚度 支承轴 转子 性能

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2013)04-0262-06

Influence of Water Film Thickness on Characteristic of Low Speed High Torque Water Hydraulic Motor's Supporting Shaft Rotor Pair

Wang Zhiqiang Gao Dianrong Huang Yao

(Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: The aim of this paper was to find an appropriate water film thickness to improve the volumetric efficiency of water hydraulic motor and the static and dynamic characteristics of the supporting shaft rotor pair. Based on the equilibrium equation and the flow equation, the mathematical models of the power loss, the static characteristics and the dynamic characteristics were established. The total power loss, the bearing capacity, the static stiffness, the radial velocity and the displacement of rotor could be the performance indexes of the supporting shaft rotor pair. Different size of the supporting shaft rotor pair was analyzed in detail. The research showed that when the water film thickness was increased, the power loss, the radial velocity and the displacement of rotor were increased, the static stiffness and the displacement of rotor were increased, the static stiffness and the displacement of rotor were increased, the static stiffness and the displacement of rotor were increased, the static stiffness and the displacement of rotor were increased, the static stiffness and the displacement of rotor were increased.

Key words: Water hydraulic motor Water film thickness Supporting shaft Rotor Performance

引言

自然水(海水和淡水)作为工作介质的新型液 压行业,有无污染、安全、绿色等优点,而且水压传动 技术应用非常广泛,涉及到水压马达、水压泵、水压 阀、水压系统等。作为液压系统中的能量转换装置, 水压泵和水压马达起着重要的作用。但由于水的低 粘度、润滑性能差、气化压力高等特殊性质,使得水 压元件的研制面临着诸多的问题。水液压马达的间 隙控制就是其中一个主要问题。间隙过小,不易形 成水压润滑保护膜,产生干摩擦;间隙过大,使得马 达的泄漏增大,降低了水压马达的容积效率。为了

收稿日期: 2012-10-03 修回日期: 2012-12-05

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

作者简介:王志强,博士生,主要从事低速大扭矩海淡水液压马达研究,E-mail:wzq78452501@163.com

通讯作者:高殿荣,教授,博士生导师,主要从事 CFD、PIV 与新型流体元件研究, E-mail: gaodr@ ysu. edu. cn

1 基本结构

的影响。

研究的水压马达为端面配流,水压泵提供的高 压水直接通过配流腔进入转子的柱塞孔形成配流, 而配流盘上的支承轴只起支承转子的作用,如图1 所示。同时,水压马达工作过程中,很可能造成支承 轴转子副间的摩擦磨损等现象,为了避免这些现象 的发生,根据静压支承的原理和结构特点,设计了适 用于低速大扭矩水压马达的支承轴,在轴的圆周方 向布置了4个水腔以及4个轴向回流槽,如图2所 示。水腔的中心位置开有阻尼孔(内含节流器)。 这是一个完全对应于静压轴承的结构,因此与静压 轴承有相同的特点和性质。

转子副为研究对象,分析水膜厚度的变化对其性能



图 1 水压马达剖面图 Fig. 1 Section drawn of water hydraulic motor 1. 配流腔 2. 配流盘 3. 转子 4. 支承轴

低速大扭矩水压马达工作时,水压泵中的高压 水通过配流盘的轴向流道进入到支承轴的水腔中将 马达的转子"浮"起来,起到静压支承的作用。

1.1 转子的初始状态

初始状态下,转子质量为 m,泵压为 p_s ,水腔 1、 2、3、4 的压力为 p_1 、 p_2 、 p_3 、 p_4 ($p_2 = p_3 = p_4 = p_0$),流量 为 q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 ,水膜厚度 h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 相等(即 $h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = h_0$)。

对转子进行受力分析(图3),建立力平衡方程

$$\begin{cases} p_1 A_0 + mg = p_3 A_0 \\ p_2 A_0 = p_4 A_0 \end{cases}$$
(1)
其中 $A_0 = (L - l) (2R\theta - R\theta_1)$





Fig. 2 Structure drawing of port plate

(a)支承轴(b)配流盘截面图(c)阻尼孔处截面图
1.回流槽2、7.水腔3.阻尼孔4.封流边5.配流盘6.支承轴8.回流槽9.轴向流道10.回流槽11.水腔112.水腔213.水腔314.水腔4



图 3 转子的受力图 Fig. 3 Force diagram of rotor

式中 A₀——水腔有效承载面积

- L----封油边长边长度
- l——封油边短边长度
- θ1---封油边宽度方向上的角度
- θ----水腔中心到封油边宽度方向上的角度
- R——支承轴半径
- 水腔 1、2、3、4 的压力为^[10]

$$p_i = q_i R_i = \frac{\mu q_i}{\overline{B} h_0^3} \quad (i = 1, 2, 3, 4)$$
(2)

其中
$$\overline{B} = \frac{L-l}{6R\theta_1} + \frac{2R(\theta - \theta_1)}{6l}$$

式中 μ ——水的动力粘度 R_i ——水腔液阻

B——支承流量系数

支承轴的输出流量为周向分布的4个水腔的流量之和。根据式(1)、(2),液压泵的输出流量 q为

$$q = \sum_{i=1}^{4} q_i = \frac{Bh_0^3}{\mu} \left(4p_0 - \frac{mg}{A_0} \right)$$
(3)

1.2 设计参数

水压马达的设计参数如表1所示,支承轴的设 计参数如表2所示,其中t为水腔深度。

表1 水压马达的初始设计参数

| Tab.1 F | Parameters | of | water | hydraulic | motor |
|---------|------------|----|-------|-----------|-------|
|---------|------------|----|-------|-----------|-------|

| 转子质量 | 泵压 | 水腔压力 | 水腔压力 | 转速 |
|------|-------------|-----------|-----------|----------------------|
| m/kg | p_{s}/MPa | p_1/MPa | p_0/MPa | $n/r \cdot min^{-1}$ |
| 4.2 | 10 | 5.8434 | 5.9228 | 10 ~ 300 |

柱面水腔的尺寸参数 表 2

Tab. 2 Dimensions of cylindrical water chamber

| L/mm | l∕mm | <i>R</i> /mm | $\theta_1/(\circ)$ | $\theta / (\circ)$ | t∕mm |
|------|------|--------------|--------------------|--------------------|------|
| 39 | 6 | 15 | 15 | 37.5 | 0.5 |

水的工作温度 20~50℃,水的粘度特性如表 3 所示。水膜厚度为2~8 µm。

水膜厚度对功率损失的影响 2

2.1 支承轴的总功率损失

支承轴的总功率损失为泵功率损失与水腔功率

| 協矢ノ和。 |
|-------|
| |

不同温度下水的粘度 表 3

| Tab. 3 | Viscosity | of | water | at | various | temperatures |
|--------|-----------|----|-------|----|---------|--------------|
|--------|-----------|----|-------|----|---------|--------------|

| 参数 - | | 水洼 | l/℃ | |
|--|------------------------|--------------------|--------------------------|---------------------------------|
| | 20 | 30 | 40 | 50 |
| 运动粘度 v/m ² ·s ⁻¹ | 1.003 $\times 10^{-6}$ | 8.00 × 10 $^{-7}$ | 6. 58 × 10 $^{-7}$ | 5. 53 $\times 10^{-7}$ |
| 动力粘度 µ/Pa・s | 1.002×10^{-3} | 7. 98 × 10 $^{-4}$ | 6. 53 × 10 ⁻⁴ | 5. 47 \times 10 ⁻⁴ |

(1) 泵功率损失

根据式(3),水压泵在供水压力 p。下输出流量 q 时的功率 $P_{\rm o}$ 为

$$P_{\rm p} = \frac{p_{\rm s} B h_0^3}{\mu} \left(4 p_0 - \frac{mg}{A_0} \right) \tag{4}$$

(2) 水腔功率损失

转子转动时,支承轴表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粘性阻力,因 此水腔的摩擦功率为

$$P_{\rm f} = 4\pi^2 n^2 R^2 \mu \left(\frac{A_{\rm s}}{h_0} + \frac{A_{\rm r}}{h_0 + t}\right)$$
(5)

其中

 $A_{s} = 2R(L\theta_{1} + l\theta - 2l\theta_{1})$ $A_{r} = 2R(L - 2l)(\theta - \theta_{1})$

中方 A.——水腔封流边面积

A.——水腔面积

(3) 总功率损失

根据式(4)、(5),支承轴的总功率损失为

$$P_{t} = P_{p} + P_{f} = \frac{K_{1}h_{0}^{3}}{\mu} + K_{2}\mu\left(\frac{A_{s}}{h_{0}} + \frac{A_{r}}{h_{0} + t}\right)$$
(6)

式中 K₁、K₂——可计算的常数

2.2 水膜厚度对支承轴总功率损失的影响

采用表1~3中的参数值,在水压马达转速为 100 r/min 时,根据式(6)模拟出不同水膜厚度下温 度与支承轴的总功率损失的关系曲线,如图4所示。 在水温为20℃时,根据式(6)模拟出不同水膜厚度 下转速与支承轴的总功率损失的关系曲线,如图5 所示。



图 4 不同水膜厚度下温度与支承轴功率损失的关系曲线

Fig. 4 Power loss of supporting shaft at various water

film thicknesses and temperatures



water film thicknesses and rotating speeds

从图 4 中可看出,当水膜厚度为 2 μm,支承轴 的总功率损失随着水温的升高变化不是很大,最后 功率损失达到 0.006 1 kW; 当水膜厚度为 4 μm, 支 承轴总功率损失随着温度的升高开始缓慢增加,最 后功率损失达到 0.047 8 kW; 当水膜厚度为 6 μm, 支承轴的总功率损失随着温度的升高逐渐增加,最 后功率损失达到 0.161 1 kW; 当水膜厚度为 8 µm,

支承轴的总功率损失随着温度的升高迅速增加,最 后功率损失达到 0.381 9 kW。由此,可以确定水膜 厚度不宜过大,否则会造成较大的功率损失。

从图 5 中可以看出,随着水压马达转速的增大, 支承轴的总功率损失基本保持不变。当水膜厚度为 2 μm时,支承轴的总功率为 0.003 kW;当水膜厚度 为 4 μm时,支承轴的总功率为 0.026 kW;当水膜厚 度为 6 μm时,支承轴的总功率为 0.088 kW;当水膜 厚度为 8 μm时,支承轴的总功率为 0.208 kW。水 膜厚度的变化对功率损失起主要作用。

3 支承轴转子间水膜的静态分析

3.1 转子的静态数学模型

当水压马达的转子带动负载运动时,转子的输出轴会受到负载给予的切向力。根据力的平移定理,该切向力可以平移到转子的中心同时附加一个力偶,如图 3 所示。设在外载荷 F 的作用下转子的径向位移为 y,则水腔 1、3 的水膜厚度分别为 $h_1 = h_0 + y, h_3 = h_0 - y$ 。

对转子进行受力分析,建立力平衡方程

$$F + mg = (p_3 - p_1)A_0$$
(7)

将式(2)代入式(7)中,推导出外载荷 F 与支承 轴位移 y 间的数学模型为

$$F = \frac{\mu q_3 A_0}{\overline{B}(h_0 - y)^3} - \frac{\mu A_0 q_1}{\overline{B}(h_0 + y)^3} - mg \qquad (8)$$

当转子的径向位移 y 达到最大值,水腔 3 的水 膜厚度为零,此时外载荷 F 达到极限值,称为转子 的承载能力 F₀。当水膜厚度为零时,水腔的缝隙液 阻达到无穷大,这时水腔的压力就是供水压力 p_s。 由此,根据式(8),水压马达转子的承载能力为

$$F_0 = p_s A_0 - \frac{p_1 A_0}{8} - mg$$
 (9)

当水膜厚度变化时,所需的载荷变动量为转子的静刚度*j*,通常为被支承件在初始间隙下的刚度。 对式(8)求取转子位移 *y* 的导数,则转子的静刚度 为

$$j = \frac{\partial F}{\partial y} \bigg|_{y=0} = \frac{3}{h_0} (2p_3 A_0 - mg)$$
(10)

3.2 水膜厚度对转子静态性能的影响

采用表1~3中的参数值,根据式(9)、(10)模 拟出不同水膜厚度下转子的承载能力及静刚度,如 图6、7所示。

如图 6 所示,改变水腔的水膜厚度及水的温度,转子的承载能力恒定不变,为 4 763.8 N。

如图 7 所示,当水膜厚度为 2 μm 时,转子的静 刚度为 9.148 7 × 10[°] N/m;当厚度为 4 μm 时,转子



图 6 不同水膜厚度下温度与转子承载能力的关系曲线

Fig. 6 Bearing capacity of rotor at various water film

thicknesses and temperatures



Fig. 7 Static stiffness of rotor at various water film thicknesses and temperatures

的静刚度为4.5744×10°N/m;当厚度为6μm时, 转子的静刚度为3.0496×10°N/m;当厚度为8μm 时,转子的静刚度为2.2872×10°N/m。因此,水膜 厚度由2μm增加至8μm,转子的静刚度依次降低。 水温由20℃升高至50℃,转子的静刚度恒定不变, 不受其影响。

4 支承轴转子间水膜的动态分析

4.1 转子的动态数学模型

考虑转子的惯性力以及液体的挤压效应所引起 的水膜反推力^[11],对其进行受力分析,建立力平衡 方程

$$F + mg - (p_3 - p_1)A_0 - fv = mv$$
(11)
$$f = \frac{2R\theta\mu L^3}{h^3}$$

式中 *f*——水膜阻尼系数 *v*——转子径向速度

对式(11)积分可得

$$v = \frac{F + mg - (p_3 - p_1)A_0}{f} + Ce^{-\frac{f}{m}t}$$
(12)

将初始条件
$$v|_{i=0}$$
代入式(12),得

$$C = -\frac{F + mg - (p_3 - p_1)A_0}{F + mg - (p_3 - p_1)A_0}$$
(13)

 $C = -\frac{f}{f} \tag{13}$

将式(13)代入式(12)中,得到

$$v = \frac{F + mg - (p_3 - p_1)A_0}{f} \left(1 - e^{-\frac{f}{m}t}\right) \quad (14)$$



$$y = \frac{F + mg - (p_3 - p_1)A_0}{f}t + \frac{m[F + mg - (p_3 - p_1)A_0]e^{-\frac{f}{m}t}}{f^2} + C_1 \qquad (15)$$

将初始条件 yl,=0代入式(15),得

$$C_{1} = -\frac{m[F + mg - (p_{3} - p_{1})A_{0}]}{f^{2}}$$
(16)

将式(16)代人式(15)中,得到

$$y = \frac{m[F + mg - (p_3 - p_1)A_0]}{f^2} (e^{-\frac{f}{m}t} - 1) + \frac{F + mg - (p_3 - p_1)A_0}{f}t$$
(17)

经过 Δt ,供水压力 p_s 从配流盘外端面到支承腔,其中

$$\Delta t = \frac{l_0}{a} \tag{18}$$

式中 *l*₀——马达端面至支承腔的流道总长,69 mm *a*——水中的声速,1 500 m/s

4.2 水膜厚度对转子径向速度、位移的影响

采用表1~3中的参数值,在外载荷为3000N的情况下,根据式(14)和式(17)模拟出不同水膜厚度下转子的径向速度和位移变化,如图8、9所示。





如图 8 所示,当水膜厚度为 2 μ m 时,转子的径 向速度随温度几乎不变,其径向速度为 0.376 7 × 10⁻⁴ m/s;当厚度为 4 μ m 时,转子径向速度随温度 升高慢慢变大,其值最后达到 0.301 4 × 10⁻³ m/s; 当厚度为 6 μ m 时,转子的径向速度随着温度升高 逐渐变大,其值最后达到 0.001 m/s;当厚度为 8 μ m 时,转子的径向速度随着温度升高迅速增大,径向速 度最后达到 0.002 4 m/s。

如图 9 所示,转子径向位移变化趋势与它的速 度变化趋势一致。当水膜厚度为 2 μ m 时,转子径 向位移分别为 0.001 0 μ m (20°C),0.001 2 μ m (30°C),0.001 5 μ m (40°C),0.001 7 μ m (50°C);当 厚度为 8 μ m 时,转子的径向位移分别为 0.058 1 μ m (20°C),0.072 2 μ m (30°C),0.087 2 μ m (40°C), 0.102 8 μ m (50°C)。水膜厚度由 2 μ m 增加至 8 μ m 时,转子的径向速度和位移依次增加。水温由 20°C 升高至 50°C时,径向速度和位移也依次增加。





film thicknesses and temperatures

从图 4~9 中可以看出,水膜厚度越小,支承轴 的总功率损失越小,转子的静、动态性能越好,但水 膜厚度不能无限制的减小,考虑到摩擦、润滑和加工 制造等方面的因素,水膜厚度控制在 4~6 μm 较为 合适。

5 结论

(1)随着水膜厚度的增大,水温的升高,支承轴的总功率损失增加。改变水压马达的转速,支承轴的功率损失恒定不变,不受其影响。

(2)改变水膜厚度及水的温度,转子的承载能 力恒定不变,不受其影响。增大水膜厚度,转子的静 刚度降低;改变水的温度,静刚度恒定不变,不受其 影响。

(3) 增大水膜厚度,升高水的温度,转子的径向 速度和位移的变化增加。

(4)降低水膜厚度,可减小支承轴的总功率损 失,提高水压马达的容积效率以及转子的静、动态性 能。

参考文献

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)

2 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 Quoqin, He Xiaofeng, Zhu Yuquan. 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)

- 3 胡仁喜,苑士华,刘红宁,等. 高压高速条件下柱塞副泄漏流场分析[J]. 农业机械学报,2009,40(4):221~226.
- Hu Renxi, Yuan Shihua, Liu Hongning, et al. Analysis on the leaking flow field of the piston sector considering the high press and high velocity[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(4): 221 ~ 226. (in Chinese)
- 4 杨华勇,周华. 纯水液压传动技术的若干关键问题[J]. 机械工程学报,2002,38(增刊):96~100. Yang Huayong, Zhou Hua. Some key problems of the water hydraulics[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(Supp.):96~100. (in Chinese)
- 5 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.
- 6 Yui Akinori, Okuyama Shigeki, Kitajima Takayuki. Study on precision machine table equipped with constant-flow hydrostatic water bearings[J]. Advanced Materials Research, 2009,76 ~ 78:664 ~ 669.
- 7 Conrad F. Trends in design of water hydraulics-motion control and open-ended solutions [C] // Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, 2005: 420 ~ 431.
- 8 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)
- 9 燕山大学. 径向活塞滚球式端面配流低速大扭矩水压马达:中国, 201110379726.7 [P]. 2012-05-02.
- 10 陈燕生.液体静压支承原理和设计[M].北京:国防工业出版社,1980.
- 11 许耀铭.油膜理论与液压泵和马达的摩擦副设计[M].北京:机械工业出版社,1984.

(上接第 245 页)

- 10 Souad Latorre, Jean-Marc Pointet. The contributions and consequences of simulation tools and digital mock-ups on design and production as applied to the automobile and aeronautics industries [J]. International Journal of Automotive Technology and Management, 2008, 8(3): 350 ~ 368.
- 11 Charles Snyder, Chetan S Sankar. Use of information technologies in the process of building the Boeing 777 [J]. Journal of Information Technology Management, 1998, IX(3~4): 31~42.
- 12 李盘林,李宝洁,孟定. 离散数学[M]. 北京:人民邮电出版社,2002.
- 13 Fei Gao, Gang Xiao, Jiujun Chen. Product interface reengineering using fuzzy clustering [J]. Computer-Aided Design, 2008, 40(4): 439 ~ 446.
- 14 张质文,虞和谦. 起重机设计手册[M]. 北京:中国铁道出版社,2001.

(上接第261页)

- 19 王知行,邓宗全. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社, 2006.
- 20 魏权龄, 王日爽. 数学规划与优化设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.
- 21 李新兰,姜潮,韩旭.基于区间的不确定多目标优化方法及应用[J].中国机械工程,2011,22(9):1100~1106. Li Xinlan, Jiang Chao, Han Xu. An uncertainty multi-objective optimization based on interval analysis and its application[J]. China Mechanical Engineering,2011,22(9):1100~1106. (in Chinese)
- 22 李方义,李光耀,郑刚. 基于区间的不确定多目标优化方法研究[J]. 固体力学学报,2010,31(1):86~93. Li Fangyi, Li Guangyao, Zheng Gang. Uncertain multi-objective optimization method based on interval[J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2010, 31(1):86~93. (in Chinese)
- 23 赵匀,赵雄,张玮炜,等.水稻插秧机现代设计理论与方法[J].农业机械学报,2011,42(3):65~68. Zhao Yun, Zhao Xiong, Zhang Weiwei, et al. Modern design theory and method of rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(3):65~68. (in Chinese)