

文章编号:1006-2467(2019)06-0647-07

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.06.002

基于热特性的凸轮转子叶片马达密封间隙优化

张 强, 朱彦楠, 陶建峰, 王旭永

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要: 介绍一种采用间隙密封的新型凸轮转子叶片马达(CRVM)的工作原理. 在不同密封间隙和工作状态下, CRVM 密封处的局部温度存在明显差异. 基于压差流动温升理论、平行平板间隙流动及平行圆盘间隙径向流动模型, 研究 CRVM 密封处的局部发热机制, 并建立针对凸轮与定子、凸轮与隔板 2 处主要密封部位的温升模型; 通过模拟计算, 分析密封间隙、工作压力和工作转速对密封处局部温度升高的影响规律; 搭建实验平台, 测量某型 CRVM 在工作状态下的温度变化数据, 以验证模拟计算结果的有效性. 研究结果表明, 当密封间隙选取不当时, 会出现局部温度明显升高的现象. 基于此, 从防止局部油液过热和提高 CRVM 工作效率的角度出发, 提出 CRVM 密封间隙的优化指标.

关键词: 凸轮转子; 叶片马达; 热特性; 密封间隙; 局部温度

中图分类号: TH 137

文献标志码: A

Sealing Clearance Optimization of Cam Rotor Vane Motor Based on Heat Property Analysis

ZHANG Qiang, ZHU Yannan, TAO Jianfeng, WANG Xuyong

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: A new kind of cam rotor vane motor (CRVM) is introduced with its operating principle and features. The seal method of CRVM is clearance seal. Under different clearance and working conditions, the local temperature of CRVM seal is obviously different. In this study, pressure-gradient flow temperature rise theory, the parallel-plate clearance flow model and the parallel-disc clearance radial flow model are used to calculate the temperature increase caused by leakage and friction. And the simulation models of two main heating points are established according to the results: One is between cam and stator; The other is between cam and bulkhead. Through the simulation, the influence of sealing clearance, working pressure and rotating speed on the local temperature rise of the seal is analyzed. Moreover, an experimental platform is established to measure the temperature change of CRVM under working conditions, and the results of the simulating calculation are verified. The results show that when the sealing clearance is not selected properly, the local temperature will rise obviously. From the perspective of preventing local oil overheating and improving the working efficiency of CRVM, the optimization sealing clearance index of CRVM is put forward.

Key words: cam rotor; vane motor; heat property; sealing clearance; local temperature

收稿日期: 2018-03-15

基金项目: 装备预研教育部联合基金资助项目(6141A02022120)

作者简介: 张 强(1992-), 男, 河北省衡水市人, 硕士生, 主要研究方向为液压伺服控制系统.

通信作者: 王旭永, 男, 副教授, 电话(Tel.): 021-34206053; E-mail: xywang@sjtu.edu.cn.

叶片马达具有体积小、转动惯量低、响应速度快、低速性能好等优点,适用于对动态及稳定性能有一定要求的工程应用场合^[1-3]. 凸轮转子叶片马达(CRVM)是在凸轮转子叶片泵的基础上改进而来,其结构工艺简单、工作寿命长、输出转矩基本恒定、瞬时流量脉动小、噪声低,适用于对速率脉动、响应速度、质量等有严格要求的场合^[4].

由于液压油的物理特性受温度影响较大,故液压系统在使用时需考虑其对温度的敏感性. 液压伺服系统的发热来源主要包括节流损失和机械损失^[5]. 在液压系统中,虽然各类阀体因节流损失而产生的热量占系统总产热的比重较大,但这部分热量在液压油流过 CRVM 内部时将被一起带走,并不会造成液压油温度的急剧上升. 而在 CRVM 内部的密封间隙处,泄漏和摩擦产生的热量由于不能及时向循环油液传导,容易造成局部温度过高,甚至可能使液压油的黏度等理化性质发生改变,进而影响液压系统的正常工作.

因此,本文针对 CRVM 密封间隙局部的发热特性,提出凸轮与定子之间以及凸轮与隔板之间密封间隙的优化设计,并通过相关模拟和初步实验来验证其有效性.

1 CRVM 的结构及工作原理

CRVM 包含 2 个在空间上正交的凸轮转子,它们通过平键与主轴相连. 凸轮的长径与定子内孔为滑动间隙配合,这种配合方式使 CRVM 具有低摩擦性和良好的低速防爬行性能^[6]. 当凸轮转子旋转时,两对叶片在定子内部的叶片槽内作径向往复运动. 2 个凸轮被隔板分割成 2 个密封腔. 由于叶片根部减压油的作用,使得叶片与凸轮转子能够紧密接触,进而将高压腔与低压腔分隔开. 每转 1 圈 CRVM 可完成吸、压油 2 次. CRVM 的具体结构原理图参见文献^[7].

由文献^[8]可知,CRVM 宜选用二次余弦曲线作为凸轮转子的轮廓曲线. 设凸轮宽度为 B_c . 凸轮转子的轮廓曲线包括半径为 R 的 2 个大圆弧和半径为 r 的 2 个小圆弧,以及 4 段过渡曲线. 大小圆弧所对应的中心角均为 β ,每段过渡曲线的中心角均为 α ,且 $\alpha + \beta = \pi/2$.

2 CRVM 密封间隙局部的发热机制

在系统工作时,压力损失、容积损失、机械损失等能量损失最终均会转化为热能,使得液压油的温度升高且黏度降低,进而导致 CRVM 的容积效率和

工作效率均降低,甚至导致机械设备无法正常工作. CRVM 的主要发热点有 2 处,分别位于凸轮与定子之间和凸轮与隔板之间. 这些部位的用料均为钢材质,并不包含橡胶等其他密封介质,因此其理化性质和形位参数受温度影响较小. 但是,温度的升高对密封间隙处的液压油理化性质影响较大,故下面将评估这 2 处关键发热点对液压油温度升高的影响情况. 由于 CRVM 密封间隙处的液压油液尚未与腔体内的液压油混合,故将其温度升高的过程近似作为绝热过程处理.

2.1 凸轮与定子之间的密封间隙

凸轮与定子之间的流动可以简化为平板间的流动. 假设液压油从高压腔泄漏到低压腔时所做的功及剪切流的摩擦做功均转化为内能,并且忽略过程中的热量损失;同时,在计算泄漏量和摩擦力矩时,为了简化计算过程,将液压油的密度、黏度、比热容等物理参数取常数值,忽略其取值随温度的变化. 液压油从高压腔泄漏至低压腔,设温度变化量为 ΔT_1 ,由能量守恒方程可得

$$\Delta T_1 = \frac{\Delta p_1 q_1 + M_s \omega}{\rho c q_1} \quad (1)$$

式中: $\Delta p_1 = p_a - p_c$, p_a 为高压腔压力, p_c 为低压腔压力; q_1 为凸轮与定子间的泄漏量; M_s 为凸轮与定子间的摩擦力矩; ω 为凸轮角速度; c 为液压油的比热容, 50°C 时 $c = 1.979 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ρ 为液压油密度, $\rho = 850 \text{ kg}/\text{m}^3$.

基于平行平板间隙流动模型^[9]计算凸轮与定子间的泄漏流量 q_1 ,并参考流体切应力计算模型^[10]和文献^[11]中对左右 2 个凸轮上对称摩擦力矩的处理方式计算得到 M_s ,代入式(1)可得

$$\Delta T_1 = \frac{\Delta p_1}{\rho c} + \frac{4B_v \beta \mu \omega^2 R^3}{\rho c \delta_1 \left(\frac{B_v \delta_1^3 \Delta p_1}{3\mu R \beta} + \frac{n\pi R B_v \delta_1}{15} \right)} \quad (2)$$

式中: δ_1 为凸轮与定子的间隙; μ 为液压油的动力黏度; B_v 为叶片宽度.

2.2 凸轮与隔板之间的密封间隙

导致凸轮与隔板之间泄漏的主要原因是压差流动,其过程如图 1 所示.

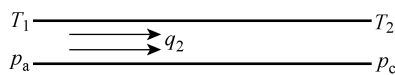


图 1 压差流动示意图

Fig. 1 Differential pressure flow diagram

凸轮与隔板之间的油液温度升高原理与凸轮与定子之间的原理类似. 液压油从高压腔经隔板泄漏

至低压腔,设温度变化量为 ΔT_2 ,由能量守恒方程可得

$$\Delta T_2 = \frac{\Delta p_1 q_2 + M_g \omega}{\rho c q_2} \tag{3}$$

计算左右凸轮与隔板间的泄漏流量之和 q_2 ,并根据凸轮的对称性^[12],计算凸轮与隔板之间的摩擦力矩 M_g ,代入式(3)可得

$$\Delta T_2 = \frac{\Delta p_1}{\rho c} + \frac{3\mu^2 \omega^2 \pi (7R^4 + 2R^2 r^2 + 7r^4 - 16r_{31}^4)}{4\rho c \delta_2^4 \Delta p_1 \left[\frac{\beta}{\ln(r/r_{31})} + \frac{2\alpha}{\ln(r_{32}/r_{31})} \right]} \tag{4}$$

式中: δ_2 为凸轮与隔板的间隙; r_{31} 为隔板的内孔半径; r_{32} 为凸轮过渡曲线的当量半径,取 $r_{32} = \frac{R+r}{2}$.

3 密封间隙温升模拟

CRVM 运转时,密封间隙处的液压油既存在平行板间的压差流动,又存在由摩擦副相对运动引起的液体剪切流动.这两类流动都会造成能量的损失和局部温度的升高.随着密封间隙的增大,其相应的压差流动也越大,进而导致泄漏流量和节流能量的损失也越大,其相应的密封效果就越差.但同时,密封间隙越大,由剪切流动引起的发热量反而越小,且泄漏流量越大能促进液体吸收更多的发热量,使得局部温升相应减缓.

由式(2)和(4)可知,在 CRVM 的凸轮与定子、凸轮与隔板之间 2 个主要间隙密封处,其局部温度变化量 ΔT 主要与工作压力 p 、工作转速 ω 和密封间隙 δ 有关.因此,对于不同工作参数要求的 CRVM,其密封间隙的设计指标也有所不同.在 CRVM 正常工作时,上述工作参数的取值范围分别为: $2\text{ MPa} < p < 14\text{ MPa}$; $\omega < 200\text{ r/min}$; $\delta < 20\text{ }\mu\text{m}$.一般工况下取 $p=5\text{ MPa}$.下面将从 p 、 ω 和 δ 这 3 个参数入手,分析 ΔT 的变化规律. CRVM 的相关参数取值如表 1 所示.

表 1 CRVM 的相关参数
Tab. 1 Parameters of CRVM

参数	取值
$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	850
$\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	1.02×10^{-2}
R/mm	47
r/mm	39
B_c/mm	30
r_{31}/mm	31.5
δ_1/mm	20
δ_2/mm	20

3.1 凸轮与定子之间的温升模拟

用 MATLAB 软件对凸轮与定子间的温度变化量 ΔT_1 进行仿真分析.首先,分析在不同的 δ_1 和 ω 下, p 对 ΔT_1 的影响.当 $\omega=120\text{ r/min}$, $\delta_1=8,10,12,14\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_1 随 p 的变化曲线如图 2(a)所示;当 $\delta_1=12\text{ }\mu\text{m}$, $\omega=50,100,150,200\text{ r/min}$ 时, ΔT_1 随 p 的变化曲线如图 2(b)所示.

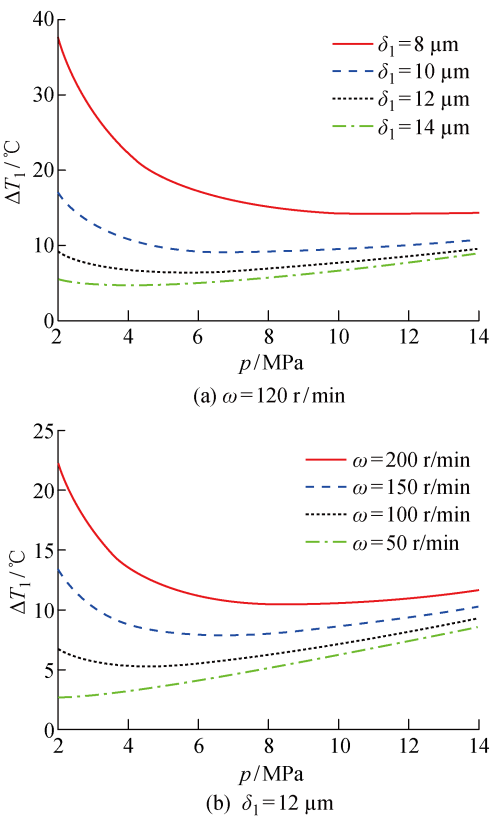


图 2 不同 ω 和 δ_1 条件下 ΔT_1 随 p 的变化曲线
Fig. 2 The curves of ΔT_1 along with p under different ω and δ_1

由图可知,当 δ_1 和 ω 取值不同时,随着 p 的增大, ΔT_1 先减小后增大,且当 $p=5\text{ MPa}$ 时,除 $\delta_1=12\text{ }\mu\text{m}$, $\omega=50\text{ r/min}$ 的条件外, ΔT_1 均达到最小值.这是由于 p 较小时,泄漏流量较小,摩擦持续作用在一小部分液压油上,使得局部温度升高;当 p 过大时,泄漏造成的压差损失使油液的压力势能转化为内能而使局部温度升高.值得注意的是,图 2(b)中红线左侧代表的低压力高转速的极端工况是极少出现的,因此可以不考虑这种工况下的温度升高对系统和油液的影响.总体而言,当 $2\text{ MPa} < p < 14\text{ MPa}$ 时, p 的变化对 ΔT_1 的影响较为有限,尤其是在 $4\text{ MPa} < p < 6\text{ MPa}$, $100\text{ r/min} < \omega < 150\text{ r/min}$, $\delta=12\text{ }\mu\text{m}$ 的常规工作参数下,可以认为 ΔT_1 对 p 的变化不敏感.

当 $p=5\text{ MPa}$, $\omega=50, 100, 150, 200\text{ r/min}$ 时, ΔT_1 随 δ_1 的变化曲线如图 3 所示. 由图可知, 当 $\delta_1 > 15\text{ }\mu\text{m}$ 时, δ_1 对 ΔT_1 的影响较小; 当 $\delta_1 < 8\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_1 随着 δ_1 的减小而急剧增大, 且 ω 越大, ΔT_1 的增大效应越明显. 这是由于 δ_1 较大时, 泄漏流量增大, 摩擦产热不明显, 压差损失的发热量与泄漏流量的比值为定值; 而当 δ_1 足够小时, 泄漏流量减小, 摩擦产热增大, 局部温升效应尤为明显.

当 $p=5\text{ MPa}$, $\delta_1=8, 9, 11, 13\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_1 随 ω 的变化曲线如图 4 所示. 由图可知, ΔT_1 随 ω 的增大而升高, 这是由于 ω 的增大加剧了摩擦产热现象. 在 CRVM 工作时, 假设有油冷机保证油源温度为恒定室温 (约为 $20\text{ }^\circ\text{C}$), 为了防止液压油的黏度发生改变, 进而影响 CRVM 的正常工作, 应保证油液温度低于 $50\text{ }^\circ\text{C}$, 即 $\Delta T_1 < 30\text{ }^\circ\text{C}$. 在 $\omega=200\text{ r/min}$ 的条件下, 当 $\delta_1=8\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_1 约为 $50\text{ }^\circ\text{C}$, 远超过临界值 $30\text{ }^\circ\text{C}$; 当 $\delta_1=9\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_1 约为 $30\text{ }^\circ\text{C}$; 当 $\delta_1=11\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_1 约为 $10\text{ }^\circ\text{C}$; 当 $\delta_1=13\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_1 则更小. 与液压系统各阀口节流损失的发热功率相比, 密封间隙处的发热功率占比不大, 追求过小的 ΔT_1 是没有意义的, 反而会由于 δ_1 过大导致 CRVM 的

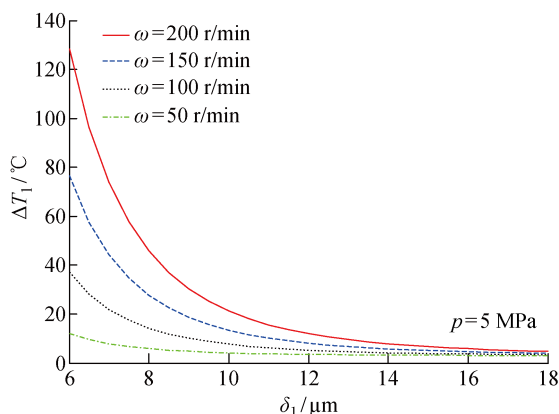


图 3 不同 ω 条件下 ΔT_1 随 δ_1 的变化曲线

Fig. 3 The curves of ΔT_1 along with δ_1 under different ω

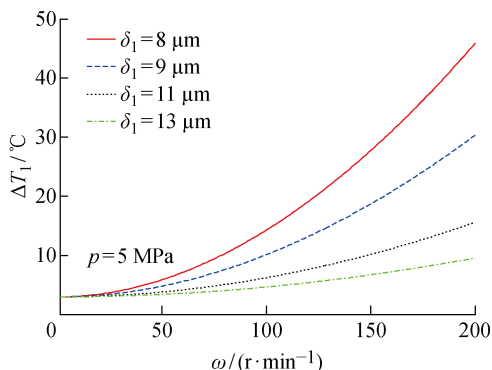


图 4 不同 δ_1 条件下 ΔT_1 随 ω 的变化曲线

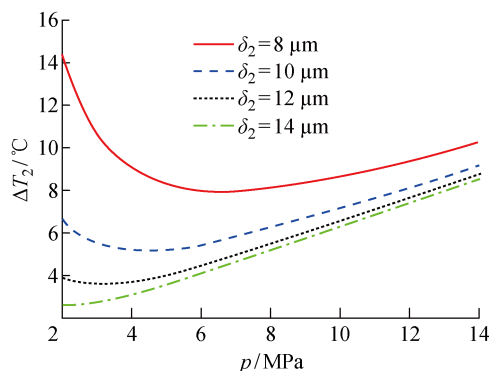
Fig. 4 The curves of ΔT_1 along with ω under different δ_1

综合效率降低, 因此从防止局部温度过高和提高 CRVM 综合效率的角度而言, δ_1 的最佳取值范围为 $9\sim 11\text{ }\mu\text{m}$.

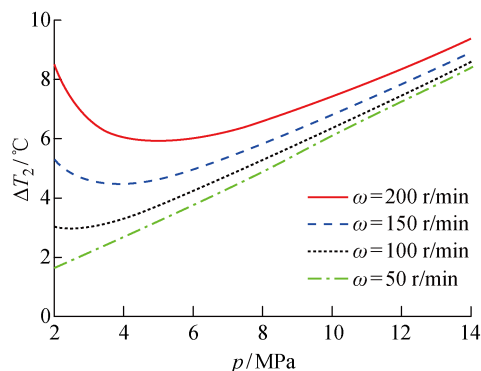
3.2 凸轮与隔板之间的温升模拟

采用与上一节相同的研究方法, 分析凸轮与隔板之间的温度变化量 ΔT_2 .

当 $\omega=120\text{ r/min}$, $\delta_2=8, 10, 12, 14\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_2 随 p 的变化曲线如图 5(a) 所示; 当 $\delta_2=12\text{ }\mu\text{m}$, $\omega=50, 100, 150, 200\text{ r/min}$ 时, ΔT_2 随 p 的变化曲线如图 5(b) 所示. 由图可知, 当 δ_2 和 ω 取不同值时, 随着 p 增大, ΔT_2 先减小后增大. 当 $p=3\text{ MPa}$ 时, 除 $\delta_2=12\text{ }\mu\text{m}$, $\omega=50\text{ r/min}$ 条件外, ΔT_2 均达到最小值. 在常规工况下, ΔT_2 对 p 的变化并不敏感. 与凸轮与定子之间的温度变化量相比, 在同样的 p 、 ω 和 δ 条件下, $\Delta T_2 < \Delta T_1$.



(a) $\omega=120\text{ r/min}$



(b) $\delta_2=12\text{ }\mu\text{m}$

图 5 不同 ω 和 δ_2 条件下 ΔT_2 随 p 的变化曲线

Fig. 5 The curves of ΔT_2 along with p under different ω and δ_2

当 $p=5\text{ MPa}$, $\omega=50, 100, 150, 200\text{ r/min}$ 时, ΔT_2 随 δ_2 的变化曲线如图 6 所示. 由图可知, 凸轮与隔板之间同样存在 δ_2 过小时局部温度陡升的情况. 这是由于当 δ_2 过小时, 凸轮与隔板之间的泄漏流量减小, 同时摩擦产热增加, 导致局部温升比较明显. 因此, 为了防止局部过热应重点控制 δ_2 .

当 $p=5\text{ MPa}$, $\delta_2=6, 7, 8, 9\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_2 随 ω 的变化曲线如图 7 所示. 由图可知, ΔT_2 随 ω 的增大而增大. 在 $\omega=200\text{ r/min}$ 的条件下, 当 $\delta_2=6\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_2 约为 $50\text{ }^\circ\text{C}$, 远超过临界值 $30\text{ }^\circ\text{C}$; 当 $\delta_2=7\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_2 约为 $30\text{ }^\circ\text{C}$; 当 $\delta_2=8\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_2 约为 $12\text{ }^\circ\text{C}$; 当 $\delta_2=9\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT_2 则更小. 从防止局部温度过高和提高 CRVM 综合效率的角度而言, δ_2 的最佳取值范围为 $7\sim 8\text{ }\mu\text{m}$.

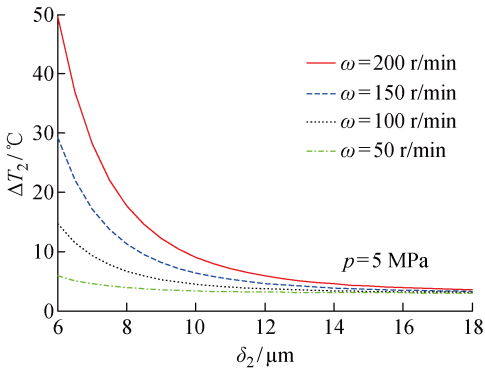


图 6 不同 ω 条件下 ΔT_2 随 δ_2 的变化曲线

Fig. 6 The curves of ΔT_2 along with δ_2 under different ω

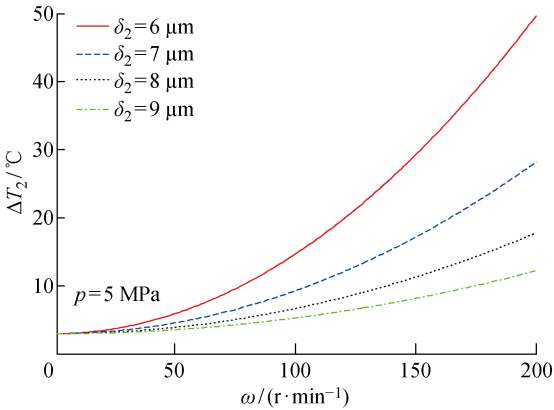


图 7 不同 δ_2 条件下 ΔT_2 随 ω 的变化曲线

Fig. 7 The curves of ΔT_2 along with ω under different δ_2

CRVM 的性能指标主要有输出转矩和综合效率. 输出转矩主要与 p 和转子尺寸有关, 几乎不受 δ 影响; 综合效率 η 是容积效率 η_v 与机械效率 η_m 的乘积, 这一指标与 δ 的关系可参考文献[13]. 其研究结果表明, 当 $\delta=10\sim 15\text{ }\mu\text{m}$ 时, η 最高(约为 85%), 即基于热特性间隙优化原则选取的最优间隙同样能够提升 CRVM 的综合效率.

4 CRVM 的温度变化对比实验

搭建一套 CRVM 电液伺服系统, 该系统通过上位机和下位机双计算机控制模式对 CRVM 进行控

制. CRVM 电液伺服系统的控制原理如图 8 所示.

在 CRVM 实验系统中, 上位机输出的控制指令经过下位机的运算处理, 将输出的电压控制信号经过伺服放大器转换为电流控制信号后输入电液伺服阀并控制伺服阀阀芯的位移, 伺服阀输出高压液压油驱动 CRVM 旋转, 从而带动负载运动. 基于接触式温度表的 CRVM 伺服系统的热特性实验装置实物如图 9 所示.

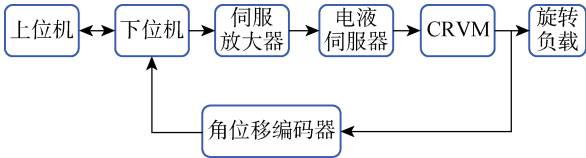


图 8 CRVM 伺服系统热特性原理图

Fig. 8 Schematic of thermal characteristics of the CRVM system

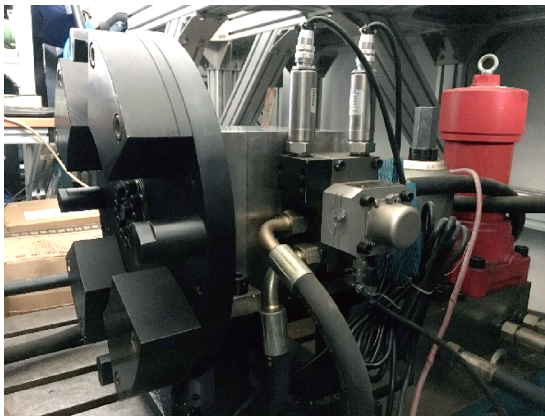


图 9 CRVM 伺服系统热特性实验装置侧面图

Fig. 9 Side view of test rig of the CRVM servo system

在实际工作时, 电动机和液压泵的运转会不可避免地为 CRVM 伺服系统引入大量热量, 同时伺服阀的节流损失也都将转化为热量, 造成伺服系统温升较快. 因此, 若只是简单地测量 CRVM 的表面温度 T_m , 无法对由于其自身运转产生的热量对 CRVM 造成的温升影响进行研究. 本文设计了一种实验方案, 即分别记录油箱温度 T_o 和 CRVM 的表面温度 T_m , 待温度稳定 (120 min) 后, 以 $(\Delta T_m - \Delta T_o)$ 表征排除系统其他热源后 CRVM 自身运转产生的热量对 T_m 升高造成的影响.

在实验过程中, $p=5\text{ MPa}$, 电液伺服阀全开. 首先使 CRVM 连续回转运行 ($\omega=60\text{ r/min}$), 分别记录 T_o 和 T_m 的数值. 待系统冷却后, 再将 CRVM 负载盘卡住, 使 CRVM 处于堵转状态, 再次记录 T_o 和 T_m 的数值. 实验结果记录如表 2 和 3 所示.

表 2 回转状态下油箱和 CRVM 的温度变化情况表
Tab. 2 The temperature of tank and CRVM on running condition

时间/min	$T_o/^{\circ}\text{C}$	$T_m/^{\circ}\text{C}$
0	25.0	15.5
10	26.7	23.0
20	26.9	26.4
30	27.6	28.6
40	28.0	29.3
50	28.8	30.6
60	29.6	31.6
70	30.3	32.2
80	30.5	32.3
90	30.7	33.0
100	31.8	33.6
110	31.8	34.2
120	31.8	34.4

表 3 堵转状态下油箱和 CRVM 的温度变化情况表
Tab. 3 The temperature of tank and CRVM on blocking condition

时间/min	$T_o/^{\circ}\text{C}$	$T_m/^{\circ}\text{C}$
0	12.4	12.6
10	14.3	14.7
20	16.1	16.3
30	17.5	17.7
40	19.2	19.6
50	21.1	21.5
60	22.1	23.1
70	24.2	24.9
80	25.0	25.9
90	25.5	26.6
100	26.7	27.9
110	28.3	29.3
120	29.2	30.1

在回转状态下,CRVM 的转子、定子、叶片的摩擦以及密封间隙处的泄漏都会产生热量,使 T_m 升高;而在堵转状态下,只有泄漏会造成发热量.由表 2 和 3 可知:待温度稳定后,在回转状态下, T_m 比 T_o 高约 $2.6\text{ }^{\circ}\text{C}$;在堵转状态下, T_m 比 T_o 高约 $0.9\text{ }^{\circ}\text{C}$.这与图 8(b)中,当 $\delta_1=12\text{ }\mu\text{m}$, $p=5\text{ MPa}$, $\omega=50\text{ r/min}$ 时, ΔT_1 约为 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的模拟结果是一致的.同时,实验结果也验证了影响 CRVM 温度升高的因素中,摩擦因素比泄漏因素占更大比例这一结论.

5 结论

- (1) 过高或者过低的工作压力 p 都会导致 CRVM 密封间隙处的温度变化量 ΔT 较大;当 $p=3\sim 5\text{ MPa}$ 时, ΔT 较小.在一般工况下, ΔT 对 p 的变化并不敏感.
- (2) 当密封间隙 $\delta>15\text{ }\mu\text{m}$ 时, δ 对 ΔT 的影响十分微弱;而当 $\delta<8\text{ }\mu\text{m}$ 时, ΔT 会随 δ 的减小而急剧增大,且工作转速 ω 越大,此增大效应越明显.因此,实际工作中应严格控制凸轮与定子及凸轮与隔板之间的制造和装配精度,防止因间隙过小造成局部过热,最终影响 CRVM 的正常工作.
- (3) 在 p 、 ω 和 δ 取值相同的条件下, ΔT_1 大于 ΔT_2 .
- (4) 为了保证液压油良好的工作状态,应控制 CRVM 的 ΔT 不超过 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,这就要求 CRVM 的 δ 不可过小.研究表明过大的 δ 对控制 ΔT 的升高没有意义,因此从防止局部过热和提高 CRVM 的综合效率角度而言, δ_1 的取值范围为 $9\sim 11\text{ }\mu\text{m}$, δ_2 的取值范围为 $7\sim 8\text{ }\mu\text{m}$.

参考文献:

[1] YAO J Y, JIAO Z X, MA D W, *et al.* High-accuracy tracking control of hydraulic rotary actuators with modeling uncertainties[J]. **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, 2014, 19(2): 633-641.

[2] ALFAYAD S, OUEZDOU F B, NAMOUN F, *et al.* High performance integrated electro-hydraulic actuator for robotics-Part I: Principle, prototype design and first experiments[J]. **Sensors and Actuators A: Physical**, 2011, 169(1): 115-123.

[3] WANG X J, LI J Y, SHAO J P. Research on the key technique of continuous rotary electro-hydraulic servo motor[C]// **2011 International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology**. Harbin, China: IEEE, 2011, 3: 1658-1661.

[4] 刘鹏,王旭永,陶建峰,等. 无磁仿真转台用凸轮转子马达叶片干扰力矩[J]. **上海交通大学学报**, 2010, 44(12): 1773-1777.

LIU Peng, WANG Xuyong, TAO Jianfeng, *et al.* Disturbance torque produced by vanes of cam rotor motor on non-magnetic motion simulator[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2010, 44(12): 1773-1777.

[5] 马乾坤,胡少白,王旭永,等. 液压伺服系统热特性研究综述[J]. **流体传动与控制**, 2016 (3): 1-4.

MA Qiankun, HU Shaobai, WANG Xuyong, *et al.* Review on thermal characteristics of hydraulic servo system[J]. **Fluid Power Transmission and Control**, 2016(3): 1-4.

[6] 许海洲. 一种间隙密封叶片式摆动液压马达的泄漏控制[J]. **机床与液压**, 1998 (1): 55.

XU Haizhou. Leakage control of a swing hydraulic motor with gap seal[J]. **Machine Tool & Hydraulics**, 1998 (1): 55.

[7] 袁璠, 王旭永, 张文俊, 等. 凸轮转子叶片马达的过渡曲线中心角参数优化[J]. **上海交通大学学报**, 2016, 50(5): 680-685.

YUAN Fan, WANG Xuyong, ZHANG Wenjun, *et al.* Optimization of central angel of transition curve of cam-rotor vane motor[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2016, 50(5): 680-685.

[8] 徐川辉, 王旭永, 陶建峰, 等. 叶片马达凸轮转子过渡曲线特性分析[J]. **上海交通大学学报**, 2014, 48 (1): 1-5.

XU Chuanhui, WANG Xuyong, TAO Jianfeng, *et al.* Analysis of cam transition curve characteristics of cam-rotor vane motor[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2014, 48(1): 1-5.

[9] 徐川辉. 连续回转凸轮转子叶片伺服马达理论分析与研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.

XU Chuanhui. Research on continuous revolving servo cam rotor vane motor[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2014.

[10] 侯文英. 摩擦磨损与润滑[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012: 68-70.

HOU Wenying. Friction wear and lubrication[M]. Beijing: China Machine Press, 2012: 68-70.

[11] YUAN F, WANG X, TAO J, *et al.* Research on vane end face of cam-rotor vane servo motor based on disturbing torque[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University (Science)**, 2016, 21(6): 641-647.

[12] MA Q K, WANG X Y, YUAN F, *et al.* Effects of the friction coefficient on the torque characteristics of a hydraulic cam-rotor vane motor[J]. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 2016, 30(8): 3507-3514.

[13] 朱彦楠, 张强, 陈立峰, 等. 基于效率分析的凸轮转子叶片马达液膜厚度设计[J]. **上海交通大学学报**, 2018, 52(6): 715-721.

ZHU Yannan, ZHANG Qiang, CHEN Lifeng, *et al.* Liquid film thickness design of cam-rotor vane motor's based on efficiency analysis[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2018, 52(6): 715-721.

(本文编辑:石易文)