

基于变补油及冲洗回路联控的泵控马达系统热管理方法

王华帅^{1,2} 张彦斌^{1,3} 李阁强¹ 崔本涛⁴ 耿冠杰⁵ 刘荣升⁶

(1. 河南科技大学机电工程学院, 洛阳 471003; 2. 河南工学院机械工程学院, 新乡 453003;
3. 机械装备先进制造河南省系统创新中心, 洛阳 471003; 4. 新乡航空工业(集团)有限公司, 新乡 453003;
5. 中国农业机械化科学研究院集团有限公司, 北京 100083; 6. 河南工学院智能工程学院, 新乡 453003)

摘要: 针对静液压驱动的工程及农业装备中典型泵控马达系统低压回路存在连续功率损失, 回路油液温度随负载及油箱温度变化大等问题, 本文提出一种基于变补油及冲洗回路(ACFC)联控的节能热管理方法。在典型泵控马达系统低压回路中引入电比例恒压变量泵及电比例节流阀, 实现冲洗流量可控调节及补油流量自动适应, 以提供回路温度的控制自由度; 基于实验测试数据, 构建基于损失模型的泵控马达系统产热模型; 依据系统产热模型设计了一种基于前馈+PD反馈控制算法的热管理方法对回路温度进行控制; 采用基于功率跟随的泵控马达系统调速策略, 在不同负载、不同初始温度等工况下, 对典型泵控马达系统和基于ACFC的泵控马达系统开展对比实验。实验结果表明, 所建立的损失模型可实现对泵控马达系统产热功率实时估计, 估计精度达到 $\pm 10\%$, 验证了所建系统产热模型的正确性; 在ACFC具有一定散热裕度的条件下, 提出的热管理方法可使回路温度控制精度达到 $\pm 0.5^\circ\text{C}$, 并降低低压回路功率消耗24.7%~66.7%, 使系统总传动效率提高0.9%~3.9%, 有效验证了所提热管理方法的温控及节能性能。基于ACFC的热管理方法可为静液压驱动的工程及农业装备节能控制及热管理提供一种思路及方法。

关键词: 泵控马达系统; 静液压系统; 节能; 可变补油及冲洗回路; 热管理

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2024)09-0481-10

OSID:



Thermal Management Method of Pump-controlled Motor System Based on Cooperation Control of Adjustable Charging and Flushing Circuit

WANG Huashuai^{1,2} ZHANG Yanbin^{1,3} LI Geqiang¹ CUI Bentao⁴ GENG Guanjie⁵ LIU Rongsheng⁶

(1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China

2. School of Mechanical Engineering, Henan Institute of Technology, Xinxiang 453003, China

3. Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing of Henan Province, Luoyang 471003, China

4. Xinxiang Aviation Industry (Group) Co., Ltd., Xinxiang 453003, China

5. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Group Co., Ltd., Beijing 100083, China

6. School of Intelligent Engineering, Henan Institute of Technology, Xinxiang 453003, China)

Abstract: Aiming at the problems of the typical pump-controlled motor system in hydrostatic driven construction and agricultural equipment, such as the continuous power losses of the low-pressure circuit and that the loop temperature is subjected to the varying loads and tank temperature greatly, an energy-saving thermal management method was proposed based on the cooperation control of adjustable charging and flushing circuit (ACFC). Firstly, electric proportional constant-pressure variable pump and electric proportional throttle valve were introduced into the low-pressure circuit of the pump-controlled motor system to realize the adjustment of the flushing flow and the automatic adaptation of the charging flow, which provided the freedom for the loop temperature control. Secondly, based on the experimental data, the heat generation model of the pump-controlled motor system was established through the power loss method. Thirdly, a thermal management method based on feedforward + PD feedback control algorithm and system heat generation model was introduced to control the loop temperature. Finally, the pump-

收稿日期: 2024-05-27 修回日期: 2024-06-16

基金项目: 河南省科技攻关项目(212102210225)

作者简介: 王华帅(1989—),男,讲师,博士,主要从事流体传动与控制研究,E-mail: huashuai_wang@163.com

通信作者: 张彦斌(1974—),男,教授,博士生导师,主要从事机构学与并联机器人理论研究,E-mail: yanbin_zh@163.com

controlled motor speed control strategy based on power following was introduced to carry out experimental comparison tests at different loads and different initial temperatures between typical pump-controlled motor system and the pump-controlled motor system based on ACFC. The results indicated that the established heat generation can realize the real-time estimation of the heat generation power of the pump-controlled motor system, and the estimation accuracy was within $\pm 10\%$, which verified the correctness of the established system heat balance model. Furthermore, under the premise that the ACFC had certain margin of heat dissipation, the thermal management method can effectively reduce the power consumption of the low-pressure circuit by $24.7\% \sim 66.7\%$, while making the loop temperature control accuracy up to $\pm 0.5^\circ\text{C}$, and increasing the total efficiency by $0.9\% \sim 3.9\%$, which verified performance of the proposed method in terms of loop temperature control and energy saving. The thermal management method based on ACFC can provide an idea and method for the energy saving control and thermal management of the hydrostatic driven construction and agricultural equipment.

Key words: pump-controlled motor system; hydrostatic system; energy-saving; adjustable charging and flushing circuit; thermal management

0 引言

泵控马达闭式静液压传动系统作为一种常用的旋转驱动方式,因其功率密度大、自润滑、易实现过载保护和调速范围广等诸多优点被广泛应用到需要大功率旋转驱动的重型装备中^[1-8]。但泵控马达传动系统传动效率低、排放性差,为提高系统传动效率,一些研究者从动力源优化^[3,9-10]、回路优化及能量回收^[8,11-13]、能量管理策略^[14-16]等多方面提出优化方法,均取得了良好的节能效果,但其优化核心目标主要集中在泵控马达系统的高压回路。为进一步提高系统传动效率,须考虑系统所有功率消耗,包括低压回路功耗特性。低压回路是泵控马达闭式传动系统重要组成部分,其不仅完成系统泄漏补偿、提供先导控制油,维持低压回路压力以防止回路气蚀等功能,而且还是实现回路散热防止回路油液高温的关键。

泵控马达系统低压回路通常采用定排量补油泵加溢流阀的形式来维持低压回路压力恒定,故其存在持续功率损失,且功率损失值取决于补油泵排量、溢流阀设定压力等参数。针对补油泵排量参数问题,学者们展开大量研究。KELLER等^[17]根据闭式系统主要元件的容积损失模型来计算系统所需补油流量。刘文平等^[18]以系统产热和散热平衡为目标构建了泵控马达系统热平衡模型,求出系统在不同流量不同工作压力下的最小所需补油流量,进而获得补油泵排量参数。这些研究为补油泵排量优化选择提供了重要参考,而以满足系统在极限工况下补油或散热需求为目标而确定的固定排量参数方法存在工况适应性差,常规工况时会引起额外功率损失。为进一步解决定排量补油泵的缺点,STUMP等^[19]提出一种蓄能器压力感应卸荷回路实现了定量补油泵间歇性压力卸荷,仿真结果表明该回路可使低压

回路节省功率消耗65%。PETER等^[20]设计了一种转子恒压变量泵并将其用作补油泵,不同工况下仿真结果表明该配置具有较大节能潜力。基于变压力或变流量的变补油为泵控马达系统低压回路节能控制提供了新的思路。

冲洗流量是系统补油流量的重要组成,其不仅决定低压回路功率消耗,还影响回路热平衡特性。针对低压回路冲洗参数的研究相对较少,元件生产厂家出于商业目的只给出匹配单个元件的推荐冲洗流量,且已有研究也是根据系统在极限工况下热特性来获得冲洗参数的经验公式^[21]。基于系统在极限工况下的散热需求而确定的固定冲洗参数在温度较低或负载较为温和等散热需求较小工况时相对偏大,这将增大低压回路功率损失,而且基于固定冲洗参数的泵控马达系统回路油液温度受负载或环境温度变化影响较大,影响到系统传动效率及传动稳定性。GU等^[22]指出油液温度不仅会影响传动系统效率,且过高的油液温度会引起油液变质、元件的加剧磨损。张德等^[23]通过仿真研究发现合理的油液温度范围可显著增强泵控马达系统运行稳定性。KWON等^[24]采用理论及实验分析方法揭示了泵控马达液压系统效率与回路油液温度之间的关联,得到合理的回路油液温度对提高传动效率具有重要作用。

本文以重型工程及农业装备中常采用的典型泵控马达闭式传动系统作为研究基础,提出一种可变补油及冲洗流量的低压回路(ACFC),以实现冲洗流量的可控调节及补油流量的自动适应。提出一种基于ACFC回路的热管理方法,该方法实时估计泵控马达系统产热功率,并根据回路及油箱油液温度来自动调节冲洗流量,以实现泵控马达系统散热的“按需供给”的目的,从而在对回路温度有效控制的同时,减少低压回路功率消耗,提升系统传动效率。

1 泵控马达系统组成

1.1 典型泵控马达系统

图1为典型泵控马达闭式传动系统的组成结构,其主要由变量泵、安全阀和变量马达组成的高压回路以及由补油回路、冲洗回路等组成的低压回路2部分构成。高压回路完成液压动力的传递,以驱动负载完成做功。由定量泵和补油溢流阀构成的恒压源一方面为变量泵的排量调节提供能量,另一方面将油箱油液补入低压回路以弥补泄漏及冲洗流量和维持低压回路压力。由梭阀、节流孔和冲洗溢流阀构成的冲洗回路将低压回路中的油液以近似恒定的流量流出回路。补油及冲洗回路的共同作用实现了回路油液与油箱油液置换,从而实现回路油液散热的目的。散热回路完成回路热量的耗散,防止油箱油液高温。

低压回路控制参数,如补油泵排量、冲洗流量等参数,通常是根据系统在极限工况下的热平衡特性,并采用静态尺寸设计方法确定固定参数。这使得系统低压回路存在连续的功率损失,另外,固

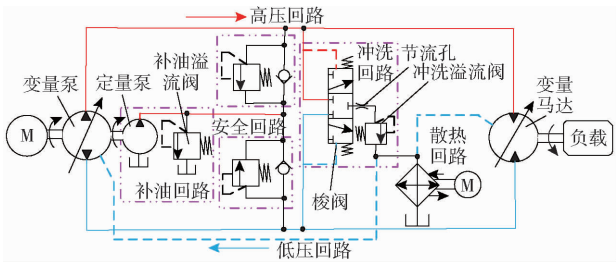


图1 典型泵控马达系统组成

Fig. 1 Schematic of typical pump-controlled motor system

定的冲洗参数使回路温度受负载及油箱温度变化的影响较大,影响了传动系统效率。

1.2 基于 ACFC 的泵控马达系统

图2为基于 ACFC 的泵控马达闭式传动系统原理图,低压回路引入电比例恒压变量泵和电比例节流阀。调节恒压变量泵控制信号 u_c 可改变低压回路压力,且其能够在稳定低压回路压力的同时,实现补油流量 q_c 的自动适应。调节电比例节流阀控制信号 u_v 可有效改变回路冲洗流量 q_f ,电比例节流阀为低压回路引入控制自由度,使得通过控制 q_f 实现回路温度的控制成为可能。

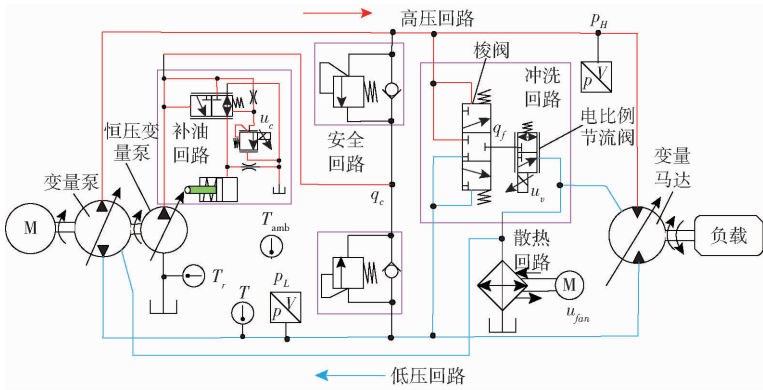


图2 基于 ACFC 的泵控马达系统原理图

Fig. 2 Schematic of pump-controlled motor system based on ACFC

1.3 泵控马达系统实验测试平台

以图3所示的工程装备泵控马达多功能仿真实验平台为基础开展实验。该平台主要由伺服电机系统、泵控马达闭式传动系统、电比例恒压变量泵、电比例节流阀、数据采集及控制系统等组成,对应元件主要性能参数如表1所示。

2 泵控马达系统热模型

2.1 系统产热模型

泵控马达系统功率损失主要包括高压回路中泵/马达功率损失和低压回路功率损失等,系统功率损失均将转换为热量,引起回路油液发热。基于 Design-Expert 软件,采用响应面分析方法对泵控马达传动系统展开静态测试,以获取基于实验数据的

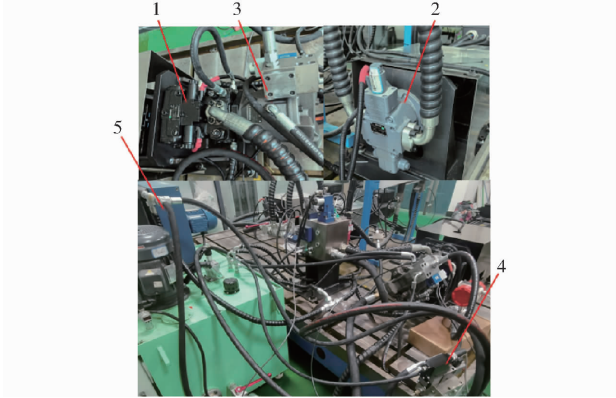


图3 泵控马达传动系统实验平台

Fig. 3 Test platform of pump-controlled motor system

1. 变量泵 2. 变量马达 3. 恒压变量泵 4. 电比例节流阀 5. 散热器

变量泵及变量马达高保真损失模型。变量泵功率损

表 1 系统主要元件性能参数

Tab. 1 Parameters of system main components		
元件名称	规格型号	参数
变量泵	A4VG40EP4	最大排量 40 mL/r
		控制信号 200 ~ 600 mA
变量马达	A6VE28EP2	最大排量 28 mL/r
		控制信号 200 ~ 600 mA
恒压变量泵	A10VSO45DFR1	调节压力 1.5 ~ 20 MPa
		控制信号 0 ~ 800 mA
电比例节流阀	MA-DKZOR-	控制信号 0 ~ 10 V
	AES-073-L5	流量 0 ~ 40 L/min
散热器	OK-EL3H	额定转速 2 500 r/min

失与泵排量 V_p 、泵转速 n_p 、泵压差 Δp 、回路油液温度 t_c 等因素有关。在参考温度 $t_{c0} = 30^\circ\text{C}$ 条件下,基于变量泵测试结果,获得变量泵的总容积损失 q_{ploss0} 及外泄漏流量 q_{ploss_e0} 分别为

$$\left\{\begin{aligned}q_{ploss0} &= 3.65 - 8.14\alpha_p - 2.51 \times 10^{-4}n_p + 0.031\Delta p - \\&\quad 5.55 \times 10^{-3}\alpha_p n_p - 1.77 \times 10^{-3}\alpha_p \Delta p + \\&\quad 9.25 \times 10^{-6}n_p \Delta p + 8.09\alpha_p^2 + 1.76 \times 10^{-6}n_p^2 - \\&\quad 5.18 \times 10^{-5}\Delta p^2 \\q_{ploss_e0} &= -0.12 + 0.069\alpha_p + 0.017\Delta p + \\&\quad 1.45 \times 10^{-3}n_p - 9.42 \times 10^{-4}\alpha_p \Delta p - \\&\quad 8.69 \times 10^{-4}\alpha_p n_p + 5.03 \times 10^{-6}\Delta p n_p\end{aligned}\right. \quad (1)$$

其中 $\alpha_p = V_p/D_p$
式中 α_p ——变量泵排量比
 D_p ——变量泵额定排量, mL/r

其他温度 t_c 下的容积损失 q_{ploss} 和外泄漏流量 q_{ploss_e} 分别为

$$\left\{\begin{aligned}q_{ploss} &= (3.56 - \exp(-0.014(t_c - t_{c0})))q_{ploss0} \\q_{ploss_e} &= (3.56 - \exp(-0.014(t_c - t_{c0})))q_{ploss_e0}\end{aligned}\right. \quad (2)$$

忽略油液温度对变量泵机械损失的影响,则变量泵机械损失 T_{ploss} 为

$$\begin{aligned}T_{ploss} &= 7.17 - 29.68\alpha_p - 0.039\Delta p + 0.013n_p + \\&\quad 0.10\alpha_p \Delta p - 2.61 \times 10^{-3}\alpha_p n_p - 3.43 \times 10^{-6}\Delta p n_p + \\&\quad 25.63\alpha_p^2 + 9.40 \times 10^{-6}\Delta p^2 - 3.33 \times 10^{-6}n_p^2\end{aligned} \quad (3)$$

综上,变量泵功率损失 P_{ploss} 计算式为

$$P_{ploss} = q_{ploss}\Delta p/600 + \pi T_{ploss}n_p/30\,000 \quad (4)$$

同理,变量马达功率损失与马达排量 V_m 、马达转速 n_m 、马达压差 Δp 、温度 t_c 等因素相关,基于变量马达测试结果,获得参考温度 $t_{c0} = 30^\circ\text{C}$ 下变量马达总容积损失 q_{mloss0} 和外泄漏流量 q_{mloss_e0} 分别为

$$\left\{\begin{aligned}q_{mloss0} &= -4.028 + 20.991\alpha_m - 2.060 \times 10^{-5}n_m - \\&\quad 0.0174\Delta p + 5.012 \times 10^{-5}\alpha_m n_m - 0.0354\alpha_m \Delta p + \\&\quad 9.0749 \times 10^{-6}n_m \Delta p - 14.002\alpha_m^2 - \\&\quad 3.177 \times 10^{-7}n_m^2 + 1.869 \times 10^{-4}\Delta p^2 \\q_{mloss_e0} &= -1.66 + 7.91\alpha_m - 1.34 \times 10^{-3}n_m + \\&\quad 5.28 \times 10^{-3}\Delta p - 3.87\alpha_m n_m - 7.64 \times 10^{-3}\alpha_m \Delta p + \\&\quad 2.64 \times 10^{-6}n_m \Delta p - 5.15\alpha_m^2 + 6.43 \times 10^{-7}n_m^2 + \\&\quad 8.17\Delta p^2\end{aligned}\right. \quad (5)$$

其中 $\alpha_m = V_m/D_m$
式中 α_m ——变量马达排量比
 D_m ——变量马达额定排量, mL/r

其他温度 t_c 的变量马达总容积损失 q_{mloss} 和 q_{mloss_e} 分别为

$$\left\{\begin{aligned}q_{mloss} &= q_{mloss0}(0.92 + 0.09\exp(0.06(t_c - t_{c0}))) \\q_{mloss_e} &= q_{mloss_e0}(0.92 + 0.09\exp(0.06(t_c - t_{c0})))\end{aligned}\right. \quad (6)$$

同样忽略油液温度对变量马达机械损失的影响,则变量马达机械损失 T_{mloss} 为

$$\begin{aligned}T_{mloss} &= 0.72 - 1.41\alpha_m + 9.90 \times 10^{-4}n_m + \\&\quad 0.053\Delta p + 1.77 \times 10^{-3}\alpha_m n_m + \\&\quad 0.044\alpha_m \Delta p - 1.57 \times 10^{-5}n_m \Delta p\end{aligned} \quad (7)$$

综上,变量马达功率损失 P_{mloss} 为

$$P_{mloss} = q_{mloss}\Delta p/600 + \pi T_{mloss}n_m/30\,000 \quad (8)$$

对于其他相同类型、不同规格变量泵或变量马达可在损失模型中引入比例缩放因子 λ ,以提高变量泵和变量马达损失模型的适用范围,缩放规则为

$$\left\{\begin{aligned}\lambda &= \sqrt[3]{D_i/D_0} \\q_i &= \lambda^2 q_0 \\T_i &= \lambda^3 T_0\end{aligned}\right. \quad (9)$$

式中 D ——额定排量 q ——流量
 T ——扭矩

下标 i 表示实际参数,下标 0 表示参考参数。

低压回路功率损失来自于补油系统,其损失功率 P_{closs} 计算式为

$$P_{closs} = p_c q_c/60 \quad (10)$$

式中 p_c ——低压回路压力, MPa
 q_c ——补油泵输出流量, L/min

系统总产热功率 ϕ_t 计算式为

$$\phi_t = P_{ploss} + P_{mloss} + P_{closs} \quad (11)$$

2.2 系统散热模型

泵控马达系统回路中油液热量除通过元件和管道自身实现部分耗散外,大部分热量只能通过泵/马达泄漏、回路冲洗等作用而带出,并最终由散热器和

油箱耗散。忽略元件和管道自身散热作用,则回路散热功率 P_c 可表示为

$$P_c = \frac{q_c \rho_{oil} c_{oil} (t_c - t_r)}{6 \times 10^7} \quad (12)$$

式中 ρ_{oil} ——油液密度, kg/m^3
 c_{oil} ——油液比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
 t_r ——油箱油液温度, $^{\circ}\text{C}$

油箱散热过程简化为壁面自然对流换热过程,其散热功率 P_r 可表示为

$$P_r = 10^{-3} h_r A_r (t_r - t_{amb}) \quad (13)$$

式中 h_r ——油箱对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 A_r ——油箱表面积, m^2
 t_{amb} ——环境温度, $^{\circ}\text{C}$

本文所用散热器为翅片式风冷却器,将其散热过程简化为对流换热过程,则散热器散热功率 P_{cooler} 可计算为

$$P_{cooler} = 10^{-3} h_{cooler} A_{cooler} (t_c - t_{amb}) \quad (14)$$

式中 A_{cooler} ——散热器换热面积, m^2
 h_{cooler} ——散热器换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

2.3 电比例节流阀流量模型

由图2可知,调节电比例节流阀信号 u_v 可改变冲洗流量 q_f ,且其流量满足

$$q_f = k_u u_v \sqrt{\Delta p_v} \quad (15)$$

式中 k_u ——电比例节流阀流量增益
 u_v ——节流阀控制电压, V
 Δp_v ——节流阀压降, MPa

忽略梭阀及散热器阻力,取 $\Delta p_v = p_L, p_L$ 为低压系统实时压力。

为降低电比例节流阀死区、磁饱和、滞环等问题对其流量模型精度造成影响,采用一种带权重系数的多项式方法建立比例节流阀流量模型,其模型可表示为

$$q_f = \begin{cases} \sum_{j=1}^n \beta_j (u_v - u_{vd})^j \sqrt{p_L} & (u_v > u_{vd}) \\ 0 & (u_v \leq u_{vd}) \end{cases} \quad (16)$$

式中 β_j ——各阶拟合系数
 u_{vd} ——比例节流阀死区电压, V

对式(16)各系数进行参数辨识,图4给出阶数为3时的辨识结果,可看出所建立流量模型能够较为准确地描述比例节流流量特性。因此,对于给定冲洗流量 q_f 和低压系统实时压力 p_L ,根据式(16)可求出电比例节流阀控制电压 u_v 。

3 热管理方法

基于 ACFC 联控的泵控马达系统热管理方法在对泵控马达系统产热功率有效估计的基础上,通过

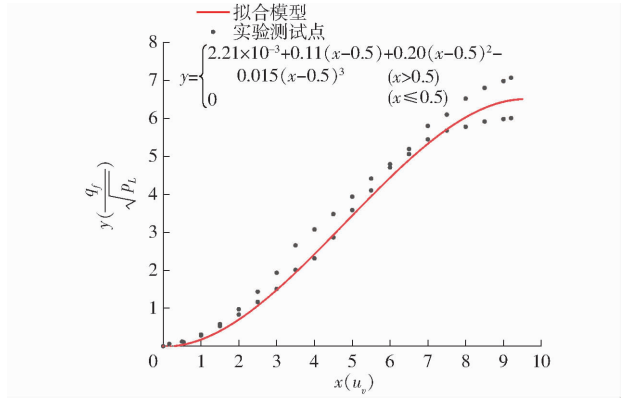


图4 比例节流阀流量模型辨识结果

Fig.4 Identification results of flow model for proportional throttle valve

控制低压回路冲洗流量,实现对回路散热功率和产热功率的匹配调节,从而在对回路油液温度有效控制的基础上,降低低压回路能量消耗,提高系统整体效率。所提出的热管理方法如图5所示,其主要包含热平衡模型、冲洗控制器和风扇控制器3部分。

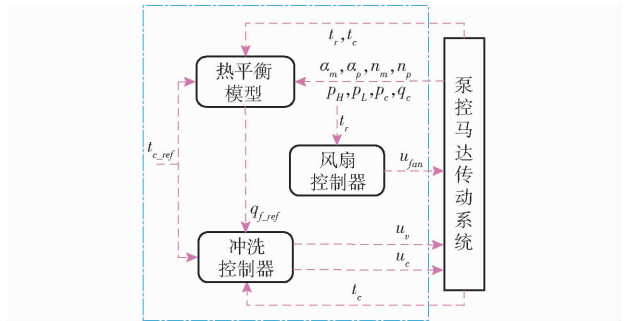


图5 基于 ACFC 联控的泵控马达系统热管理方法

Fig.5 Schematic of thermal management method of pump-controlled motor system based on ACFC

3.1 系统热平衡模型

当泵控马达系统回路油液处于热平衡时,回路散热功率等于系统自身产热功率,即

$$P_c = \phi_t \quad (17)$$

联立式(12),在给定参考回路温度 t_{c_ref} 时,可根据油箱温度 t_r ,计算出参考补油流量 q_{c_ref} 为

$$q_{c_ref} = \frac{6 \times 10^7 (\phi_t - P_L)}{\rho_{oil} c_{oil} (t_{c_ref} - t_r)} \quad (18)$$

忽略变量泵排量控制机构所用流量,恒压变量泵所输出的补油流量 q_c 则可分为补偿泵/马达外泄漏和回路冲洗两部分,故有

$$q_c = q_f + q_{ploss_e} + q_{mloss_e} \quad (19)$$

因此,可依据泵/马达的外泄漏量来调节冲洗流量 q_f ,使补油流量 q_c 实时跟随参考补油流量 q_{c_ref} 的变化,从而将回路温度控制在参考温度 t_{c_ref} 附近,则参考冲洗流量 q_{f_ref} 计算式为

$$q_{f_ref} = q_{c_ref} - q_{ploss_e} - q_{mloss_e} \quad (20)$$

3.2 冲洗控制器

冲洗控制器调节恒压变量泵和电比例节流阀以使 q_f 跟随 q_{f_ref} 的变化,从而实现对回路温度的控制。考虑到回路油液温度的慢动态响应特性,冲洗控制器采用前馈 + 基于 PD 反馈补偿的控制算法,以提高控制系统稳定性及油液温度控制精度,其原理如图 6 所示。

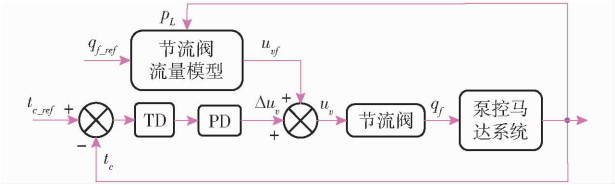


图 6 前馈 + 基于 PD 反馈补偿的控制算法原理图
Fig. 6 Schematic of feedforward and PD feedback control algorithm

该控制算法根据比例节流阀流量模型和参考补油流量 q_{c-ref} , 实时计算出比例阀控制信号 u_{vf} , 并将其作为前馈控制项。在反馈补偿项中, 控制算法采用微分跟踪器 (TD) 获取误差信号 e 的过渡过程信号 $\tilde{e}$ 及其微分信号 $\dot{e}$, 以滤除信号杂波和提高反馈控制的稳定性。微分跟踪器 (TD) 在自抗扰控制领域中被广泛采用。图 6 中 TD 离散表达式为

$$\begin{cases} \tilde{e}(k+1) = \tilde{e}(k) + T_s \dot{e}(k) \\ \dot{e}(k+1) = \dot{e}(k) + T_s f_k(\tilde{e}(k), \dot{e}(k), e(k), r, h) \end{cases}$$

(21)

式中 T_s ——采样周期 r ——速度因子
 h ——滤波因子

其具体表现形式为

$$\begin{cases} f_k(\tilde{e}(k), \dot{e}(k), e(k), r, h) = \begin{cases} -r(a/d) & (|a| \leq d) \\ -r \operatorname{sgn}(a) & (|a| > d) \end{cases} \\ a = \begin{cases} \dot{e}(k) + \frac{a_0 - d}{2} \operatorname{sgn}(y(k)) & (|y(k)| > d_0) \\ \dot{e}(k) + \frac{y(k)}{h} & (|y(k)| \leq d_0) \end{cases} \\ d = rh \\ d_0 = dh \\ a_0 = \sqrt{d^2 + 8r|y(k)|} \\ y(k) = \tilde{e}(k) + h \dot{e}(k) \end{cases}$$

(22)

采用 PD 控制算法计算出节流阀控制信号补偿量 Δu_v , 其表达式为

$$\Delta u_v = k_p \tilde{e} + k_d \dot{e}$$

(23)

式中 k_p ——比例系数 k_d ——微分系数

则电比例节流阀的控制信号 u_v 计算式为

$$u_v = u_{vf} + \Delta u_v$$

(24)

恒压变量泵控制信号 u_c 只影响低压回路压力, 进而影响回路最大补油流量, 将 u_c 设定为常值, 以简化控制过程。

3.3 风扇控制器

泵控马达系统功率损失均将转换为油箱油液热量, 进而使油箱温度 t_r 升高。当 t_r 升高到一定程度时, 需要开启散热风扇, 以加速热量耗散。为此, 引入带有延时模块的风扇控制器, 其控制原理如图 7 所示。

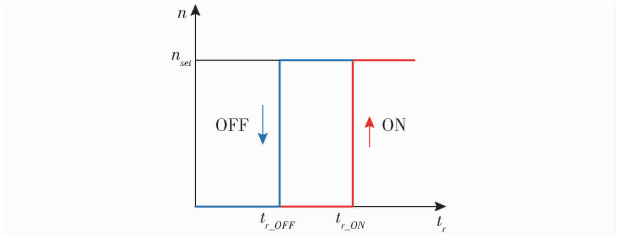


图 7 带延时模块的风扇控制器原理图

Fig. 7 Fan control strategy with delay module

风扇控制选取 t_r 作为判断依据, 当 t_r 上升至 t_{r_ON} 时, 风扇开启, 并以 n_{set} 转速运行。当 t_r 下降至 t_{r_OFF} 时, 风扇关闭。 t_{r_ON} 、 t_{r_OFF} 的选择需要保证控制系统具有一定的散热效果及避免风扇频繁启停, 本文选取 $t_{r_ON} = 54^\circ\text{C}$, $t_{r_OFF} = 52^\circ\text{C}$ 。

4 实验

基于工程装备泵控马达多功能仿真实验平台分别搭建典型泵控马达系统测试系统和基于 ACFC 的泵控马达测试系统, 其测试原理图如图 8 所示。对于典型泵控马达系统, 仅需将图 2 中恒压变量泵替换为图 1 中的定量补油泵, 将图 2 电比例节流阀替换为图 1 所示的节流孔及冲洗溢流阀。一方面, 控制器通过泵伺服驱动器控制泵伺服电机实现变量泵及补油泵的同步旋转, 并接收上位机指令, 按照一定控制策略分别控制泵转速、泵排量和马达排量, 从而使马达转速跟随指令转速变化。控制器通过马达伺服驱动器控制马达伺服电机实现对变量马达的扭矩加载。另一方面, 控制器按照所提出的热管理方法分别控制恒压变量泵和电比例节流阀, 以实现回路温度控制。系统主要元件及其参数如表 2 所示。

采用基于功率跟随的泵控马达调速策略来分别控制泵转速、泵/马达排量以实现马达转速对指令参考转速的跟随控制, 其实现过程可参考文献[6]。由马达伺服电机对变量马达进行扭矩加载, 实现负载模拟。图 9 给出 $T_m = 30\text{ N}\cdot\text{m}$, 指令转速为 $0 \sim 2\,200\text{ r/min}$ 时, 泵转速 n_p 、泵/马达排量比 α_p 、 α_m 在一个循环周期内的控制规律。

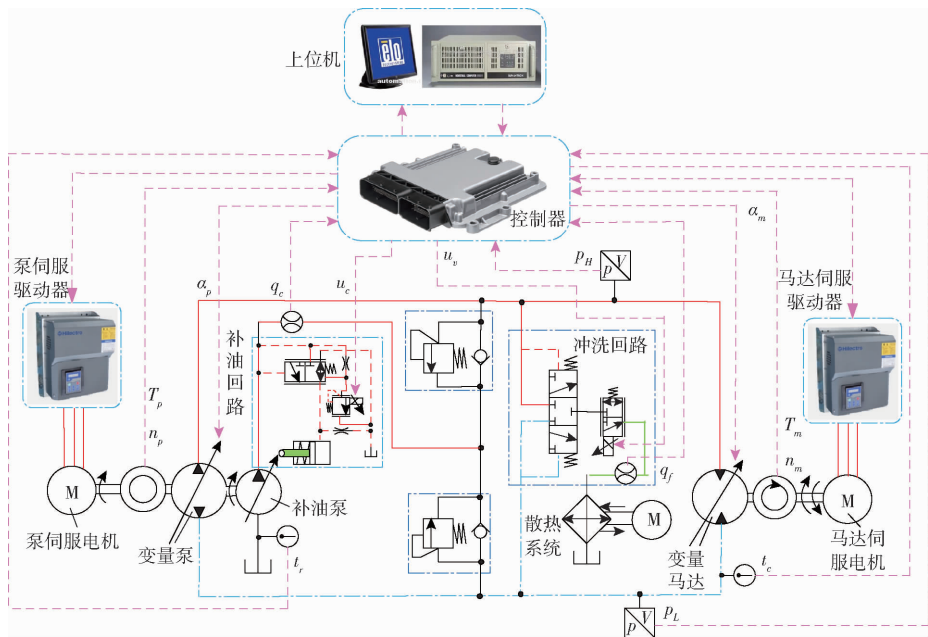


图 8 基于 ACFC 的泵控马达系统测试原理

Fig. 8 Testing principle of pump-controlled motor based on ACFC

表 2 泵控马达测试系统主要元件及其参数

Tab. 2 Parameters of main components in pump-controlled motor measuring system

元件名称	规格型号	主要参数
节流孔	Rexroth	额定流量 3 L/min
定量补油泵	Rexroth	额定排量 16.8 mL/r
流量传感器	TFGY-DN15	流量 0 ~ 40 L/min 输出信号 4 ~ 20 mA
压力传感器	HDA4745-A-600-Y00	调节压力 0 ~ 60 MPa 输出信号 4 ~ 20 mA
泵扭矩/转速传感器	Interface T4-300	扭矩 0 ~ 300 N·m 转速 0 ~ 4 000 r/min
马达扭矩/转速传感器	Interface T4-150	扭矩 0 ~ 150 N·m 转速 0 ~ 4 000 r/min

由图 10 可看出, q_f 能够有效跟随 $q_{f,ref}$ 的变化, 且在所有采集的数据点中, 有 92.3% 的数据点的误差均能够保持在 $\pm 10\%$ 以内, 满足了大多数工况精度需求, 验证了所建立电比例节流阀流量模型正确性。

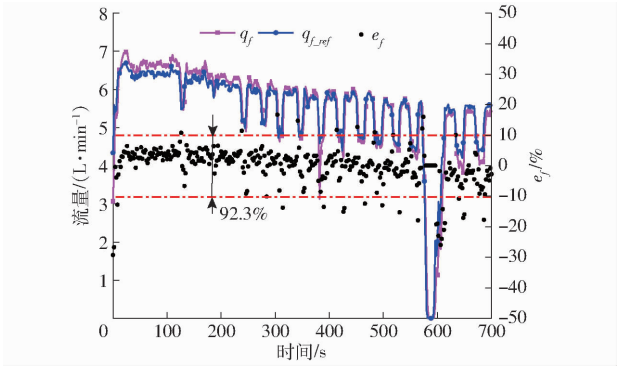


图 10 $q_{f,ref}$ 、 q_f 及 e_f 的动态变化

Fig. 10 Dynamic variation of $q_{f,ref}$, q_f and e_f

图 11a 给出了 $t_{r,init} = 50^\circ\text{C}$, T_m 为 30、50、70 N·m 时, 系统产热模型所估计的功率损失 $\phi_{t,m}$ 和实际功率损失 $\phi_{t,e}$ 在一个循环周期内的变化。

由图 11a 可知, 在不同 T_m 下, $\phi_{t,m}$ 均能够有效跟随 $\phi_{t,e}$ 的变化。图 11b 给出所有采集点的估计误差 e_ϕ 的分布 ($e_\phi = \frac{\phi_{t,e} - \phi_{t,m}}{\phi_{t,m}} \times 100\%$), 可看出, 在所有采集的数据点中, 有 95.6% 的数据点的误差在 $\pm 10\%$ 以内, 且误差超出 $\pm 10\%$ 的数据点仅在马达加速和减速等阶段, 由此可验证所建立产热模型的正确性。

4.2 系统热特性

基于泵控马达系统调速控制策略, 对比研究典

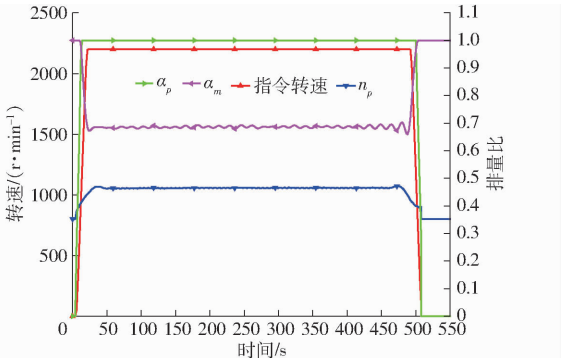


图 9 基于功率跟随策略的泵控马达系统控制规律

Fig. 9 Control law of pump-controlled motor system based on power-following strategy

4.1 模型验证

图 10 给出电比例节流阀参考流量 $q_{f,ref}$ 和实际流量 q_f 的动态变化情况, 流量误差 $e_f = \frac{q_f - q_{f,ref}}{q_{f,ref}} \times 100\%$ 。

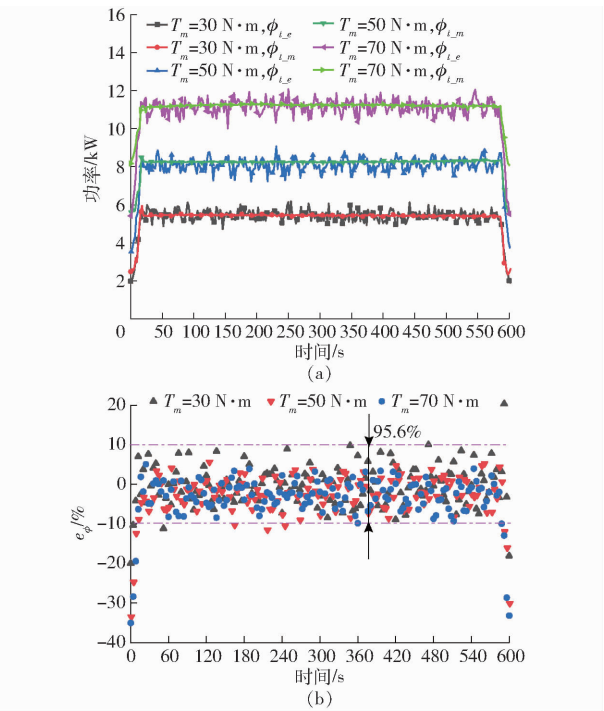


图 11 ϕ_{t-m} 、 ϕ_{t-e} 和 e_ϕ 的动态变化
Fig. 11 Dynamic variation of ϕ_{t-m} , ϕ_{t-e} and e_ϕ

型泵控马达系统和基于 ACFC 的泵控马达系统在 t_{r_init} 为 30、50℃, T_m 为 30、50、70 N·m 和参考温度 $t_{ref} = 55^\circ\text{C}$ 时的热特性。为便于表述,定义典型泵控马达系统回路温度为 t_{c_t} , 油箱温度为 t_{r_t} , 而基于 ACFC 的泵控马达系统回路温度为 t_c , 油箱温度为 t_{r_p} 。

图 12 为 $t_{r_init} = 30^\circ\text{C}$ 时, T_m 为 30、50、70 N·m 工况下, 两系统在两个循环周期内的热特性变化。由图 12 可看出, 在两个循环周期内, t_{c_t} 、 t_{r_t} 和 t_{c_p} 、 t_{r_p} 表现出相类似的变化趋势, 其均随着 T_m 的增大而增大, 但均未达到参考温度 t_{ref} , 且 t_{c_t} 、 t_{r_t} 的温度均略高于 t_{c_p} 、 t_{r_p} , 这可解释为典型系统中定量补油泵比变量补油泵消耗更多能量。定义温差 $\Delta_{c-r} = t_c - t_r$, 由图 12 可看出, 典型泵控马达系统的温差 Δ_{c-r_t} 和基于 ACFC 泵控马达系统的 Δ_{c-r_p} 在同一 T_m 下均基本保持恒定正值, 且均随着 T_m 的增大而增大, 但 Δ_{c-r_p} 略大于 Δ_{c-r_t} 。这可以解释为典型泵控马达系统具有恒定冲洗流量 q_{f_t} , 约为 2.5 L/min, 而基于 ACFC 的泵控马达系统则因 t_c 未达到 t_{ref} 而使冲洗流量 q_{f_p} 降至零附近, 冲洗流量 q_{f_t} 可带出回路油液热量, 从而降低温差 Δ_{c-r_t} 。

图 13 给出 $t_{r_init} = 50^\circ\text{C}$, $T_m = 70 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时, 散热风扇开启与未开启两种工况下, 两系统在两个循环周期内热特性。图 13a 给出散热风扇未开启时两系统的热特性, 可看出, t_{c_t} 、 t_{r_t} 和 t_{c_p} 、 t_{r_p} 均达到参考温度 t_{ref} 。定义控制误差 $e_{c_ref} = t_c - t_{ref}$, 在时间段 200 ~ 500 s 内, t_{c_p} 基本稳定在 t_{ref} 附近, 其控制误差 $e_{c_ref_p}$ 基

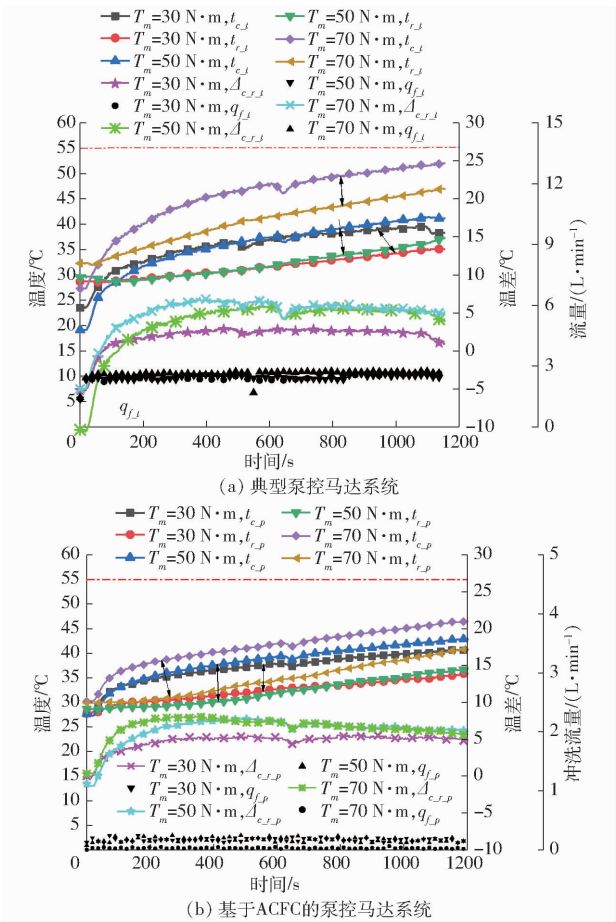


图 12 $t_{r_init} = 30^\circ\text{C}$ 时泵控马达系统热特性对比
Fig. 12 Comparison of thermal characteristics of pump-controlled motor system at $t_{r_init} = 30^\circ\text{C}$

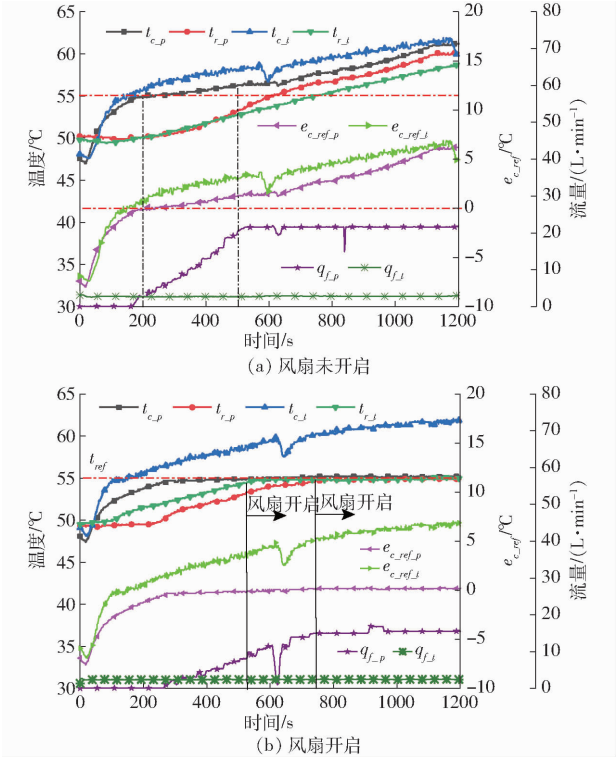


图 13 $t_{r_init} = 50^\circ\text{C}$, $T_m = 70 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时泵控马达系统热特性对比
Fig. 13 Comparison of thermal characteristics of pump-controlled motor system at $t_{r_init} = 50^\circ\text{C}$, $T_m = 70 \text{ N}\cdot\text{m}$

本维持在零附近。然而 t_{c_t} 明显高于大于 t_{ref} ，且其误差 $e_{c_ref_t}$ 也在逐渐增大。此时间段内 t_{c_p} 比 t_{c_t} 变化较小的原因可解释为 ACFC 可通过增大 q_{f_p} 来控制 t_{c_p} 稳定在 t_{ref} 附近内，而典型泵控马达系统中 q_{f_t} 却基本保持不变。当时间大于 500 s 以后， q_{f_p} 出现饱和， t_{c_p} 和 t_{c_t} 表现出相同增长趋势，但因 q_{f_p} 大于 q_{f_t} ， t_{c_p} 略低于 t_{c_t} 。图 13b 为在散热风扇开启时，两系统的热特性变化。当油箱温度 t_r 大于 54℃ 时，散热风扇开启工作， t_{r_p} 、 t_{r_t} 上升速度明显趋于平缓， t_{c_p} 一直维持在 t_{ref} 左右，其控制误差 $e_{c_ref_p}$ 维持在 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 以内。然而， t_{c_t} 却明显高于 t_{ref} 且 $e_{c_ref_t}$ 在随时间不断增大。散热风扇的开启降低了 t_r 的增长速度，从而增大了 $\Delta_{c_r_p}$ ，避免 q_{f_p} 发生饱和现象，保证了 ACFC 散热裕度，因此控制系统才可将 t_{c_p} 控制在 t_{ref} 附近。而典型系统只有固定的 q_{f_t} ，散热器开启也无法将 t_{c_t} 有效控制在 t_{ref} 附近。这表明所提热管理方法在控制泵控马达系统回路油液温度的有效性。

4.3 低压回路能耗特性

采用泵控马达系统调速控制策略，当 t_{r_init} 为 30、40、50℃， T_m 为 30、50、70 N·m 时，研究两系统低压回路在两个循环周期内的能耗特性。为便于分析，引入低压回路平均消耗功率 $\bar{P}_L$ ，其计算式为

$$\bar{P}_L = \frac{\sum_{k=1}^n p_L(k) q_c(k) T_s}{nT_s} \tag{25}$$

式中 k ——离散采样点

同时，引入泵控马达系统在两个循环周期内的平均输入功率 $\bar{P}_{in}$ ，其计算式为

$$\bar{P}_{in} = \frac{\sum_{k=1}^n \frac{T_p(k) n_p(k)}{9\,554}}{nT_s} \tag{26}$$

式中 T_p ——泵伺服电机扭矩，N·m

表 3 给出典型泵控马达系统和基于 ACFC 的泵控马达系统的低压回路在两循环周期内的平均消耗功率 $\bar{P}_{L_t}$ 、 $\bar{P}_{L_p}$ 及平均输入功率 $\bar{P}_{in_t}$ 、 $\bar{P}_{in_p}$ 。为对比两系统功耗特性，引入低压回路功率损失降低值 $\Delta\bar{P}_L = (\bar{P}_{L_t} - \bar{P}_{L_p})/\bar{P}_{L_t} \times 100\%$ 及泵控马达系统效率提高率 $\Delta\bar{P} = 2(\bar{P}_{L_t} - \bar{P}_{L_p})/(\bar{P}_{in_t} + \bar{P}_{in_p}) \times 100\%$ 。

由表 3 可知，基于 ACFC 的泵控马达系统可有效减少低压回路功率消耗，其降低率 $\Delta\bar{P}_L$ 随 t_{r_init} 和 T_m 的变化而变化，当 t_{r_init} 和 T_m 均较低时， $\Delta\bar{P}_L$ 较大，最大值为 66.7%，而当 t_{r_init} 和 T_m 均较高时， $\Delta\bar{P}_L$ 减小，其最小值为 24.7%。低压回路功率降低提高了泵控马达系统总效率，其提高幅值 $\Delta\bar{P}$ 也随 t_{r_init}

表 3 低压回路功率消耗对比
Tab.3 Power consumption comparison of low-pressure circuit

$t_{r_init}/$ ℃	$T_m/$ (N·m)	$\bar{P}_{L_t}/$ kW	$\bar{P}_{L_p}/$ kW	$\bar{P}_{in_t}/$ kW	$\bar{P}_{in_p}/$ kW	$\Delta\bar{P}_L/$ %	$\Delta\bar{P}/$ %
30	30	0.72	0.25	12.48	11.38	65.3	3.9
	50	0.84	0.28	17.84	16.66	66.7	3.2
	70	0.84	0.37	22.63	21.71	56.0	2.1
40	30	0.73	0.27	12.74	10.70	63.0	3.9
	50	0.75	0.33	16.61	16.01	56.0	2.6
	70	0.80	0.36	22.01	21.17	55.0	2.0
50	30	0.64	0.31	10.62	10.41	51.6	3.1
	50	0.70	0.47	16.77	16.01	32.9	1.4
	70	0.85	0.64	20.72	21.61	24.7	0.9

和 T_m 的变化而变化，其最大值为 3.9%，最小值为 0.9%。这表明基于 ACFC 的泵控马达热管理方法可有效降低系统低压回路功率消耗，具有一定的节能特性。

5 结束语

针对典型泵控马达系统低压回路存在连续功率损失，回路油液温度受负载及温度变化的影响大等问题，提出一种基于可变补油及冲洗低压回路(ACFC)的热管理方法。采用响应面方法建立了泵控马达系统产热模型，实验结果验证了该产热模型的正确性。基于系统产热模型，构建了泵控马达系统热平衡模型，并提出了基于前馈 + PD 反馈控制算法的热管理方法。采用基于功率跟随的泵控马达系统调速策略，在不同负载及不同初始温度等工况下，对典型泵控马达系统和基于 ACFC 的泵控马达系统展开对比实验实验，实验结果表明，所建立的泵控马达系统的产热模型可有效动态估计功率损失，95.6% 的测试点估计误差均在 10% 以内；在回路温度接近参考温度时，且在 ACFC 具有一定散热裕度的条件下，基于 ACFC 联控的泵控马达系统热管理方法可有效将回路温度控制在参考温度的 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 范围内，这验证了所提出的热管理方法在回路温度控制方面的有效性；ACFC 可有效降低系统低压回路的功率消耗，在低温轻载工况下，降低幅度较大，最大值达到 66.7%，而在高温重载工况下，降低幅度减小，最小为 24.7%。低压回路功率消耗的降低提高了泵控马达系统总效率，最大幅值提高为 3.9%，最小为 0.9%，这表明基于 ACFC 的泵控马达热管理方法具有较好的节能特性。

参考文献

- [1] ZENG Xiaohua, LI Liangyu, SONG Dafeng, et al. Model predictive control based on time-varying efficiency for hydraulic hub-motor driving vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(12): 2949–2963.
- [2] WEN Qunya, WANG Feng, XU Bing, et al. Improving the fuel efficiency of compact wheel loader with a series hydraulic hybrid powertrain[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69(10): 10700–10709.
- [3] WANG Feng, WU Zihan, XU Bing, et al. A mode-driven control strategy to reduce electric drive peak power of hybrid wheel loader propulsion system[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2023, 72(5): 5948–5961.
- [4] 陈立娟, 吴蝶, 高伟, 等. 基于反馈线性化与非线性扰动补偿的液压型风电机组有功功率控制研究[J]. 中国机械工程, 2023, 34(23): 2889–2897.
- CHEN Lijuan, WU Die, GAO Wei, et al. Research on active power control of hydraulic wind turbines based on feedback linearization and nonlinear disturbance compensation[J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(23): 2889–2897. (in Chinese)
- [5] ESQUIVEL-PUENTES H A, VACCA A, PULLEIKUR-THI V, et al. On the design and power output response of hydraulic wind turbines[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 293: 119425.
- [6] WANG Huashuai, ZHANG Yanbin, AN Zhangshun, et al. An energy-efficient adaptive speed-regulating method for pump-controlled motor hydrostatic drive powertrains[J]. Processes, 2023, 12(25): 1–19.
- [7] 赵春江, 魏传省, 付卫强, 等. 静液压传动拖拉机定速巡航控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(4): 359–365.
- ZHAO Chunjiang, WEI Chuansheng, FU Weiqiang, et al. Design and experiment of cruise control system for hydrostatic transmission tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 359–365. (in Chinese)
- [8] 孙恬恬, 毛恩荣, 傅梁起, 等. 基于变量马达控制的喷雾机驱动防滑系统设计及试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(5): 158–166.
- SUN Tiantian, MAO Enrong, FU Liangqi, et al. Design and experiment of spray machine drive anti-skid system based on variable motor control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(5): 158–166. (in Chinese)
- [9] KIM H, YOO S, CHO S, et al. Hybrid control algorithm for fuel consumption of a compound hybrid excavator[J]. Automation in Construction, 2016, 68: 1–10.
- [10] GE Lei, QUAN Long, ZHANG Xiaogang, et al. Power matching and energy efficiency improvement of hydraulic excavator driven with speed and displacement variable power source[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1): 1–12.
- [11] GUO Xiaofan, VACCA A. Advanced design and optimal sizing of hydrostatic transmission systems[J]. Actuators, 2021, 10(243): 1–24.
- [12] 夏光, 魏志祥, 唐希雯, 等. 新型液压机械双流传动模式切换分析与控制研究[J]. 中国机械工程, 2023, 34(13): 1611–1627.
- XIA Guang, WEI Zhixiang, TANG Xiwen, et al. Research on mode switching analysis and control of new hydraulic mechanical dual-flow transmissions[J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(13): 1611–1627. (in Chinese)
- [13] 王伟平, 陆顺. 大型液压挖掘机双通道势能回收及负载平衡方法研究[J/OL]. 工程科学与技术(2024–04–17). <https://doi.org/10.15961/j.jsuese.202300778>.
- WANG Weiping, LU Shun. Research on dual channel potential energy recovery and load balancing methods for large hydraulic excavators[J/OL]. Advanced Engineering Sciences (2024–04–17). <https://doi.org/10.15961/j.jsuese.202300778>. (in Chinese)
- [14] 罗俊林, 吴维, 邹天刚, 等. 静液压驱动车辆加速过程动态特性研究[J]. 机械工程学报, 2023, 59(16): 254–262.
- LUO Junlin, WU Wei, ZOU Tiangang, et al. Study on dynamic characteristics of hydrostatic driven vehicle acceleration process[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(16): 254–262. (in Chinese)
- [15] WANG Feng, ZHANG Haoxiang, SUN Dechen, et al. An optimal pressure control strategy for hydrostatic wheel loader[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2023, 237(5): 779–790.
- [16] LU Xueqin, LI Siwei, HE Xianghuan, et al. Hybrid electric vehicles: a review of energy management strategies based on model predictive control[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 56: 106112.
- [17] KELLER N, IVANTYSNOVA M. A new approach to sizing low pressure systems[C] // Proceedings of the ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power & Motion Control, 2017.
- [18] 刘文平, 王林涛, 姜兆亮. 闭式液压系统油温分析及补油量确定[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2013, 44(9): 3658–3664.
- LIU Wenping, WANG Lintao, JIANG Zhaoliang. Oil temperature analysis and determination of slippage pump discharge of closed hydraulic system[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2013, 44(9): 3658–3664. (in Chinese)
- [19] STUMP P, KELLER N, ANDREA V. Energy management of low-pressure systems utilizing pump-unloading valve and accumulator[J]. Energies, 2019, 12(4423): 1–17.
- [20] PETER Z, GREPL R. Energy saving potential of a hydrostatic drivetrain with variable charge pump[C] // Proceedings of the 8th FPNI Ph. D Symposium on Fluid Power, 2014.
- [21] 何树营, 曹春花, 姚友良, 等. 闭式液压系统冲洗流量的确定方法研究[J]. 机床与液压, 2020, 48(9): 99–101, 119.
- [22] GU Zhengzhao, ZHANG Xiaogang, DONG Zhixing, et al. A solution to the cooling and preheating of hydraulic system by organic Rankine cycle with heat pump[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 180: 94–105.
- [23] 张德, 谷立臣, 耿宝龙, 等. 非平稳工况下闭式泵控马达液压系统的稳定性分析[J]. 机电工程, 2021, 38(3): 300–305.
- [24] KWON H, IVANTYSNOVA M. Experimental and theoretical studies on energy characteristics of hydraulic hybrids for thermal management[J]. Energy, 2022, 238: 121794.