

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.01.051

轴向柱塞泵全局耦合动力学建模

许睿 谷立臣

(西安建筑科技大学机械电子技术研究所, 西安 710055)

摘要: 轴向柱塞泵内部子系统强耦合作用下柱塞泵呈明显的全局耦合特性,而柱塞泵传统局部动力学模型普遍存在恒压力、定转速等假设条件,缺乏对全局耦合特性的综合分析能力,为此在分析子系统间结构关系及耦合情况的基础上,提出一种基于数组的键合图建模方法,建立了斜盘式轴向柱塞泵键合图模型。进行了柱塞-滑靴子系统摩擦学-动力学耦合机理分析,并定义能量损耗因子,综合包含非线性因素的各子系统动力学方程参数,最终导出柱塞泵全局耦合动力学模型。对模型进行了仿真,仿真结果与实际情况吻合,验证了模型的有效性和正确性。

关键词: 轴向柱塞泵; 全局耦合; 功率键合图; 动力学模型

中图分类号: TH322; TH113 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)01-0369-08

Global Coupled Dynamical Modeling of Axial Piston Pump

Xu Rui Gu Lichen

(Institute of Mechanical and Electronic Technology, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

Abstract: In order to make the global coupling characteristic researches of axial piston pump possible, this paper analyzed the configuration and the coupling situation between the subsystems, and then a bond graph modeling method based on array was proposed to develop the dynamical model of piston pump. The energy loss factor was defined which contains swash plate angle, contact length between the piston and the cylinder, piston pair and slipper pair friction coefficient. So the state space model of piston pump was obtained by the tribology and dynamics coupling mechanism analysis of piston-slipper subsystem. The dynamical equation parameters of the subsystem which contains nonlinear factors are integrated in the global coupling dynamical model of piston pump clearly and concisely. The simulation results show that the coupling between the ripple of flow and pressure and the fluctuation of speed and torque becomes more obvious under high pressure, and the fluctuation of speed will influence the ripple of flow and pressure seriously when its amplitude reaches a certain level. The simulation results of piston pump running state and efficiency variation are in agreement with the actual situation. So the global coupling dynamical model of piston pump is effective and correct. Compared with the traditional local model of piston pump based on the assumption of constant pressure or constant speed, the global coupling dynamical model of piston pump established in this paper can be used to investigate energy saving and noise reduction, fault diagnosis, volume control and nonlinear dynamics analysis realistically.

Key words: axial piston pump; global coupling; power bond graph; dynamical model

引言

轴向柱塞泵广泛用于现代大型设备液压传动系

统中,其综合性能关系到设备的整体性能和运行状态。柱塞泵内部耦合界面是实现机械能与液压能之间能量转换功能的前提,也是奇异、扰动和故障产生

收稿日期: 2015-05-19 修回日期: 2015-06-28

基金项目: 国家自然科学基金项目(51275375)和长安大学公路养护装备国家工程实验室开放基金项目(2013G1502047)

作者简介: 许睿(1987—),男,博士生,主要从事流体传动与控制研究,E-mail: xurui8866@yeah.net

通信作者: 谷立臣(1956—),男,教授,博士生导师,主要从事流体传动与控制、机械设备故障诊断研究,E-mail: gulichen@126.com

的根源,极端工况下极易诱发系统全局功能下降、性能退化。耦合作用下柱塞泵各子系统之间相互影响,其动态性能不完全由子系统结构参数所确定^[1],柱塞泵是具有机械-液压、摩擦学-动力学等耦合特性的全局耦合系统。

由于柱塞泵各子系统间的结构关系及耦合情况复杂,通常在恒压力、定转速等假设条件下,建立满足研究需要的柱塞泵局部动力学模型^[2-9],模型缺乏全局耦合特性综合分析能力。近年来,国内外学者已开始关注柱塞泵全局耦合特性,并得到与实际情况更为相符的研究结果^[6-9],但从系统全局角度进行柱塞泵动力学性能的研究尚未开展,随着柱塞泵大功率、高性能的发展需求,亟需能解析系统全局耦合特性的动力学模型作为理论基础。本文提出一种基于数组的键合图建模方法,建立斜盘式轴向柱塞泵键合图模型。将局部耦合关系复杂的柱塞-滑靴子系统从全局耦合系统中分离出来,进行详细的受力分析,最终导出柱塞泵全局耦合动力学模型。

1 柱塞泵的全局耦合

将柱塞泵抽象成二端口网络换能模型,如图1所示^[10],其中,理想模型的输入为角速度 ω_p 和压力 p_c ,输出为流量 Q_p 和转矩 T_c 。该模型是建立柱塞泵传统动力学模型的理论基础,研究者大都基于此提出恒压力、定转速等假设条件^[2-9]。

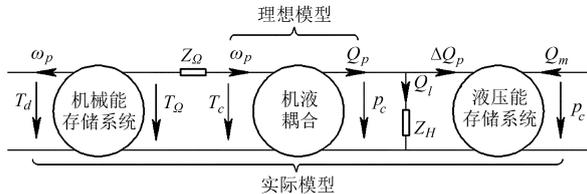


图1 柱塞泵二端口网络换能模型

Fig.1 Two ports network energy transfer model of piston pump

柱塞泵实际工作过程中存在以下全局耦合现象:当电动机驱动柱塞泵时,启动初始角速度 ω_p 和压力 p_c 为零,生成的电磁转矩 T_d 驱动柱塞泵运转,并随 ω_p 的升高迅速减小;柱塞泵高压腔随出口流量 ΔQ_p 与需求流量 Q_m 的变化建立不同的 p_c ;柱塞泵主轴需求转矩 T_n 在全局耦合作用下产生变化, T_d 将不断适应这种变化,并使 ω_p 产生波动。以上分析表明,包含机械能存储系统和液压能存储系统的实际柱塞泵全局耦合特性明显;如果速度刚度较大的电动机定转速运行, Q_m 跟随 ΔQ_p 变化,那么可将柱塞泵简化为理想模型,否则全局耦合特性将改变 ω_p 和 p_c ,如图1所示,实际模型的输入为 T_d 和 Q_m ,输出为 ω_p 和 p_c 。

将如图2所示的柱塞泵分为主轴-缸体子系统、柱塞-滑靴子系统和油腔-配流子系统。

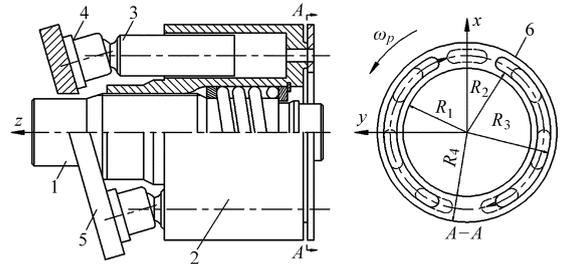


图2 斜盘式轴向柱塞泵结构简图

Fig.2 Structural diagram of swash plate axial piston pump

1. 主轴 2. 缸体 3. 柱塞 4. 滑靴 5. 斜盘 6. 配流盘

基于功率流分析子系统之间的结构关系及耦合情况,得到柱塞泵子系统全局耦合框图如图3所示。

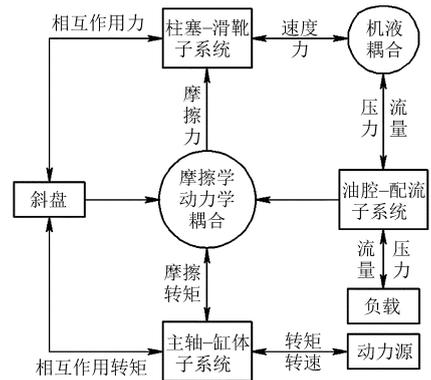


图3 柱塞泵子系统全局耦合框图

Fig.3 Global coupling block diagram of piston pump subsystem

全局耦合过程即为能量的传递、转换、存储与耗散过程:动力源转矩驱动主轴-缸体子系统,能量小部分耗散于配流副和滑靴副,大部分在斜盘作用下传递至各柱塞-滑靴子系统;柱塞-滑靴子系统克服滑靴副和柱塞副摩擦阻力后,将机械能转换为油腔-配流子系统液压能,于耦合界面泄漏小部分流量,大部分液压能将用于负载;各子系统运行状态发生变化时,惯性元件(主轴、缸体和柱塞)组成的机械能存储系统和容性元件(柱塞腔和高压油腔)组成的液压能存储系统将吸收或释放部分能量;能量传递过程中的机械损耗可表示为机械阻抗 Z_Ω (摩擦和阻尼),液压损耗可表示为液压阻抗 Z_H (泄漏液阻)。

2 基于数组的功率键合图建模方法

基于向量键合图的模型表示方法^[11],提出一种适用于柱塞泵等类似系统的数组键合图建模方法。如图3所示,柱塞-滑靴子系统能量来源于主轴-缸体子系统,传递至油腔-配流子系统,各柱塞-滑靴子系统之间并未进行能量交换与传递。本文认为,在功率键合图模型中,各柱塞-滑靴子系统不仅有同样

物理属性的系统变量和参数, 还有相同的汇集结点和转换器。所提出的数组键合图中功率键不再具有向量含义, 而是具有相同物理属性的系统变量数组, 系统参数也是维数相同的参数数组, 数组维数为柱塞数。在数组键合图汇集结点和转换器处, 实行变量数组的代数运算, 在数组键合图与功率键合图的汇集结点处, 实行变量数组各元素与变量的代数运算。

根据柱塞泵子系统全局耦合关系, 建立柱塞-滑靴子系统数组键合图模型, 联合主轴-缸体子系统键合图模型和油腔-配流子系统键合图模型, 得到如图 4 所示的柱塞泵键合图模型, 其中, F_{fn} 为柱塞副摩擦力, $F_{f_{sa}}$ 为滑靴副轴向摩擦力, $T_{f_{sr}}$ 为滑靴副径向摩擦转矩, T_{f_o} 为配流副摩擦转矩, 与状态变量之间的映射关系将在 3.1 节和 3.2 节深入分析。

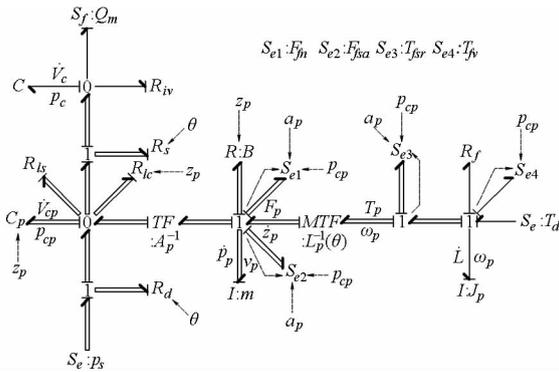


图 4 柱塞泵键合图模型

Fig. 4 Bond graph model of piston pump

3 柱塞泵全局耦合动力学模型

根据柱塞泵键合图模型, 建立其动力学模型, 作如下假设: 缸体内柱塞匀布, 不考虑滑靴压板和斜盘倾角控制系统; 流量系数、库伦摩擦系数、油液体积弹性模量均为常数。

3.1 柱塞-滑靴子系统摩擦学-动力学耦合分析

鉴于柱塞-滑靴子系统局部耦合关系的复杂性, 有必要先将其从系统中分离出来, 进行摩擦学-动力学耦合分析与解耦, 建立运动副摩擦力(转矩)与状态变量之间的映射关系。

对单柱塞-滑靴子系统进行受力分析, 得到子系统受力示意图如图 5 所示。其中, R 为柱塞分布圆半径; α 为斜盘倾角; L_n 为柱塞理论长度; L_c 为柱塞质心至滑靴球铰中心的距离; L 为柱塞缸体内含接长度; d 为柱塞直径。

柱塞绕 O 点旋转, 并沿 z 轴往复运动, 其位移、速度和加速度为

$$z_p = R \tan \alpha (1 - \cos \theta) \quad (1)$$

$$v_p = \frac{dz_p}{dt} = \omega_p R \tan \alpha \sin \theta \quad (2)$$

$$a_p = \frac{dv_p}{dt} = R \tan \alpha (\omega_p^2 \cos \theta + \dot{\omega}_p \sin \theta) \quad (3)$$

根据柱塞泵键合图模型, 建立沿 z 轴的柱塞-滑靴子系统动力学平衡方程为

$$ma_p = N_p \cos \alpha - p_{cp} A_p - Bv_p - F_{fn} - F_{f_{sa}} \quad (4)$$

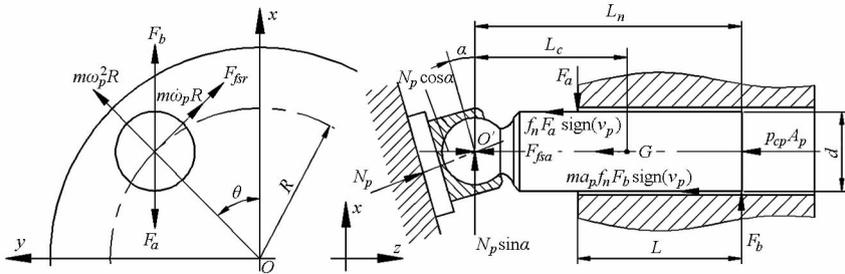


图 5 单柱塞-滑靴子系统受力示意图

Fig. 5 Schematic diagram of piston-slipper subsystem force

其中 $F_{fn} = f_n (F_a + F_b) \text{sign}(v_p) \quad (5)$

$$F_{f_{sa}} = f_s N_p \sin \alpha \text{sign}(v_p) \quad (6)$$

式中 m ——滑靴和柱塞总质量

N_p ——斜盘对滑靴的支撑力

p_{cp} ——柱塞腔压力 A_p ——柱塞截面积

B ——柱塞副粘性阻尼

f_n ——柱塞副动摩擦因数

F_a, F_b ——缸体对柱塞的支反力

f_s ——滑靴副动摩擦因数

如图 5 所示, 建立单柱塞-滑靴子系统沿 x 轴的力平衡方程和绕 O' 点的力矩平衡方程

$$\begin{cases} F_a - F_b - N_p \sin \alpha - m \omega_p^2 R \cos \theta - \\ m \dot{\omega}_p R \sin \theta - F_{f_{sr}} \sin \theta = 0 \\ F_a (L_n - L) - F_b L_n - L_c m a_p \cot \alpha - \\ f_n (F_a - F_b) \frac{d}{2} \text{sign}(v_p) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

其中 $F_{f_{sr}} = f_s N_p \cos \alpha \text{sign}(\omega_p) \quad (8)$

式中 $F_{f_{sr}}$ ——滑靴副径向摩擦力

由于滑靴副润滑状况优于柱塞副, 即 f_s 远小于 f_n , 可忽略式(7)中的 $F_{f_{sr}}^{[3]}$ 。由式(5)和式(7)得柱塞副摩擦力

$$F_{fn} = f_n (\gamma_1 N_p \sin \alpha + \gamma_2 m a_p \cot \alpha) \text{sign}(v_p) \quad (9)$$

$$\text{其中 } \gamma_1 = \frac{2L_n - df_n}{L} - 1 \quad \gamma_2 = \gamma_1 - \frac{2L_c}{L}$$

由于柱塞副摩擦力远大于粘性阻尼力,可忽略式(4)中的 $Bv_p^{[12]}$,将式(9)代入式(4)得斜盘对滑靴的近似轴向支撑力

$$\begin{aligned} \tilde{F}_p &= \tilde{N}_p \cos\alpha = \frac{1}{\tilde{\eta}_p} [p_{cp} A_p + \\ &(\tan\alpha + \tilde{\lambda}_p \operatorname{sign}(v_p)) ma_p \cot\alpha] \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{其中 } \tilde{\eta}_p = 1 - \tan\alpha(\bar{\gamma}_1 f_n + f_s) \quad \tilde{\lambda}_p = \bar{\gamma}_2 f_n$$

为便于分析 η_p 取值于柱塞-滑靴子系统高压工作区,对 γ_1 和 γ_2 分别进行平均处理^[3], \tilde{F}_p 仅用于研究运动副摩擦力。

理论分析表明,稳态下柱塞惯性力产生的库伦摩擦力总体上不损耗能量,但会引起瞬时机械损耗功率的周期波动, $\tilde{\eta}_p$ 代表了摩擦学-动力学耦合过程中的平均机械效率,定义能量损耗因子为

$$\Delta_p = \tan\alpha(\bar{\gamma}_1 f_n + f_s) \quad (11)$$

一般情况下 $\tilde{\lambda}_p$ 远小于 $\tan\alpha$,忽略 $\tilde{\lambda}_p$ 后将式(10)代入式(6)、(8)、(9),得到各运动副近似摩擦力的状态变量表达式

$$\begin{aligned} \tilde{F}_{fn} &= \frac{f_n}{\tilde{\eta}_p} [\bar{\gamma}_1 \tan\alpha(p_{cp} A_p + ma_p) + \\ &\tilde{\gamma}_2 \tilde{\eta}_p ma_p \cot\alpha] \operatorname{sign}(v_p) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\tilde{F}_{fsa} = \frac{f_s}{\tilde{\eta}_p} \tan\alpha(p_{cp} A_p + ma_p) \operatorname{sign}(v_p) \quad (13)$$

$$\tilde{F}_{fsr} = \frac{f_s}{\tilde{\eta}_p} (p_{cp} A_p + ma_p) \operatorname{sign}(\omega_p) \quad (14)$$

3.2 主轴-缸体子系统动力学建模

根据柱塞泵键合图模型,建立主轴-缸体子系统动力学平衡方程

$$\sum_{i=1}^N F_{pi} L_{pi} + \sum_{i=1}^N \tilde{T}_{fsri} = T_d - J_p \dot{\omega}_p - R_f \omega_p - T_{fv} \quad (15)$$

$$\text{其中 } L_p = R \tan\alpha \sin\theta \quad (16)$$

$$\tilde{T}_{fsr} = \tilde{F}_{fsr} R \quad (17)$$

$$T_{fv} = \lambda_v f_v A_p R_n \sum_{i=1}^N p_{cpi} \operatorname{sign}(\omega_p) + T_{fvk} \quad (18)$$

式中 N ——柱塞数 L_p ——转换系数

\tilde{T}_{fsr} ——滑靴副近似径向摩擦转矩

J_p ——主轴-缸体子系统转动惯量

R_f ——粘性阻尼(包括轴承、滑靴副和配流副)

T_{fv} ——配流副等效摩擦转矩^[13]

λ_v ——配流副作用面积修正系数

f_v ——配流副动摩擦因数

R_n ——配流副摩擦力等效力臂

T_{fvk} ——弹簧力等效摩擦转矩

由式(3)、(4)和式(12)~(18)得主轴-缸体子系统动力学平衡方程的状态变量表达式

$$\begin{aligned} (\lambda_J + \lambda_\alpha) J_p \dot{\omega}_p &= T_d - R_f \omega_p - \lambda_\omega J_p \omega_p^2 - \\ &A_p R \sum_{i=1}^N \lambda_{Hi} p_{cpi} - T_{fvk} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\text{其中 } \lambda_J = 1 + \frac{N m R^2 \tan^2 \alpha}{2 J_p}$$

$$\lambda_\alpha = (A_{J1} + A_{J2}) f_a(N, \theta) \quad \lambda_\omega = (A_{J1} + A_{J2}) f_b(N, \theta)$$

$$A_{J1} = \frac{\Delta_p m R^2 \tan^2 \alpha}{\tilde{\eta}_p J_p} \operatorname{sign}(\omega_p) \quad A_{J2} = \tilde{\lambda}_p \frac{m R^2 \tan \alpha}{J_p} \operatorname{sign}(\omega_p)$$

$$f_a(N, \theta) = \begin{cases} \frac{1}{2} - A_f \cos(2\theta + \varphi) & \left(\theta \in \left(0, \frac{\pi}{N} \right] \right) \\ A_f \cos(2\theta - \varphi) - \frac{1}{2} & \left(\theta \in \left(-\frac{\pi}{N}, 0 \right] \right) \end{cases}$$

$$f_b(N, \theta) = \begin{cases} A_f \sin(2\theta + \varphi) & \left(\theta \in \left(0, \frac{\pi}{N} \right] \right) \\ -A_f \sin(2\theta - \varphi) & \left(\theta \in \left(-\frac{\pi}{N}, 0 \right] \right) \end{cases}$$

$$A_f = \sqrt{\frac{1}{4} + \left(\sum_{m=1}^{\frac{N-1}{2}} \sin \frac{4\pi m}{N} \right)^2}$$

$$\varphi = \arctan \left(2 \sum_{m=1}^{\frac{N-1}{2}} \sin \left(\frac{4\pi m}{N} \right) \right)$$

$$\lambda_H = \tan\alpha \sin\theta + \left(\frac{f_s}{\tilde{\eta}_p} + \lambda_v f_v \frac{R_n}{R} \right) \operatorname{sign}(\omega_p) +$$

$$\frac{\Delta_p}{\tilde{\eta}_p} \tan\alpha |\sin\theta| \operatorname{sign}(\omega_p)$$

其中 $f_a(N, \theta)$ 和 $f_b(N, \theta)$ 是均值为零、周期为 $2\pi/N$ 的分段非线性函数。

3.3 油腔-配流子系统流量连续性方程

根据柱塞泵键合图模型,建立单柱塞腔流量连续性方程

$$\begin{aligned} \dot{V}_{cp} &= v_p A_p + C_d A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_s - p_{cp}|} \operatorname{sign}(p_s - p_{cp}) - \\ &C_d A_d \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cp} - p_c|} \operatorname{sign}(p_{cp} - p_c) - \frac{P_{cp}}{R_{lc}} - \frac{P_{cp}}{R_{ls}} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\text{其中 } R_{lc} = \frac{12\mu}{\pi d \delta_c^3 (1 + 1.5\epsilon^2)} L$$

$$R_{ls} = \frac{\mu}{\pi d_d^4 \delta_s^3} \left(6d_d^4 \ln \frac{r_2}{r_1} + 128\delta_s^3 L_d \right)$$

式中 V_{cp} ——柱塞腔压缩容积 C_d ——流量系数

A_s ——柱塞腔吸油过流面积

A_d ——柱塞腔排油过流面积

ρ ——油液密度 p_s ——系统被压
 R_{lc} ——柱塞副泄漏液阻
 R_{ls} ——滑靴副泄漏液阻
 μ ——油液动力粘度 ε ——柱塞偏心率
 δ_c ——柱塞副油膜间隙
 d_d ——柱塞内节流孔直径
 δ_s ——滑靴副油膜间隙
 r_1, r_2 ——滑靴封油带内、外径
 L_d ——柱塞内节流孔长度

高压腔流量连续性方程为

$$\dot{V}_c = \sum_{i=1}^N C_d A_{di} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cpi} - p_c| \text{sign}(p_{cpi} - p_c)} - \frac{p_c}{R_{lv}} - Q_m \quad (21)$$

其中

$$R_{lv} = \frac{12\mu}{\alpha_f \delta_v^3} \frac{\ln \frac{R_2}{R_1} \ln \frac{R_4}{R_3}}{\ln \left(\frac{R_2 R_4}{R_1 R_3} \right)}$$

式中 V_c ——高压腔压缩容积 p_c ——高压腔压力
 R_{lv} ——配流副泄漏液阻
 α_f ——配流副泄漏修正系数
 δ_v ——配流副油膜间隙
 R_1, R_2, R_3, R_4 ——配流盘结构尺寸(图 2)

3.4 全局耦合模型的建立

联立式(19)~(21),综合包含非线性因素的各子系统动力学方程参数,导出状态空间形式的柱塞泵全局耦合动力学模型

$$\left\{ \begin{aligned} (\lambda_J + \lambda_\alpha) \dot{L} &= T_d - \frac{R_\omega}{J_p} L - \frac{\lambda_\omega}{J_p} L^2 - \\ & A_p R \sum_{i=1}^N \lambda_{Hi} \frac{V_{cpi}}{C_{pi}} - T_{fk} \\ \dot{V}_{cpi} &= \frac{A_p L_{di}}{J_p} L + C_d A_{si} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| p_s - \frac{V_{cpi}}{C_{pi}} \right|} \cdot \\ & \text{sign} \left(p_s - \frac{V_{cpi}}{C_{pi}} \right) - \\ & C_d A_{di} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| \frac{V_{cpi}}{C_{pi}} - \frac{V_c}{C} \right|} \text{sign} \left(\frac{V_{cpi}}{C_{pi}} - \frac{V_c}{C} \right) - \\ & \frac{V_{cpi}}{C_{pi}} \left(\frac{1}{R_{lci}} + \frac{1}{R_{lsi}} \right) \quad (i = 1, 2, \dots, n) \\ \dot{V}_c &= \sum_{i=1}^N C_d A_{di} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| \frac{V_{cpi}}{C_{pi}} - \frac{V_c}{C} \right|} \cdot \\ & \text{sign} \left(\frac{V_{cpi}}{C_{pi}} - \frac{V_c}{C} \right) - \frac{V_c}{CR_{lv}} - Q_m \end{aligned} \right. \quad (22)$$

式中 C ——高压腔液容 C_p ——柱塞腔液容

4 柱塞泵全局耦合动力学模型的实例验证

4.1 模拟加载与参数选取

选用柔性联轴器带动柱塞泵,改变联轴器转速 n_L 调节柱塞泵输出流量,节流加载调节柱塞泵工作压力。

基于 Matlab 建立柱塞泵参数化仿真模型。采用 Runge-Kutta 算法对其进行数值求解,系统仿真参数如表 1 所示,其中 K 为柔性联轴器扭转刚度。将柱塞泵出口流量 ΔQ_p 、出口压力 p_c 、输入转矩 T_d 和输出转速 n_p 作为仿真模型的输出。将柱塞腔出口流量 Q_{pp} 、出口压力 p_{cp} 、柱塞副摩擦力 F_{fn} 、柱塞泵泄漏流量 Q_l 和摩擦转矩 T_f 作为仿真模型的输出,用于分析柱塞泵内部耦合及能量损耗情况。

表 1 系统仿真参数

Tab. 1 Parameters of simulation system

参数	取值	参数	取值
N	7	$K/(N \cdot m \cdot \text{rad}^{-1})$	1×10^4
R/m	0.036	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	876
d/m	0.019	β/MPa	1 690
$J_p/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.005 4	$\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.048
$C/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa}^{-1})$	2×10^{14}	p_s/MPa	2

4.2 数值模拟

设定 $\alpha = 0.35 \text{ rad}$, $n_L = 2 000 \text{ r/min}$ 。节流加载调节工作压力为 10 MPa,运行平稳后在 100 ms 内,节流加载工作压力至 20 MPa;稳定运行 200 ms 后在 100 ms 内,降低 n_L 减载工作压力至 10 MPa。仿真模型的瞬态响应波形如图 6 所示,稳态局部时域波形如图 7 和图 8 所示,对应柱塞泵内部耦合情况如图 9 和图 10 所示。

4.3 结果分析

4.3.1 柱塞泵全局耦合分析

由图 6 可以看出,定转速状态下,随工作压力的升高, ΔQ_p 均值减小, p_c 、 n_p 和 T_d 的脉动幅值加大。如图 7 所示, n_p 和 T_d 的脉动还未对 ΔQ_p 和 p_c 造成严重影响。然而,随转速 n_L 的降低(如图 8 所示),工作压力降低, ΔQ_p 脉动幅值减小,由于 p_c 的脉动频率接近主轴-缸体子系统共振频率, n_p 和 T_d 的脉动幅值加大,已对 ΔQ_p 和 p_c 造成严重影响。对比分析全局模型与局部模型(油腔-配流子系统)^[8]的 ΔQ_p 和 p_c 响应波形(如图 11 所示),可以看出当 n_p 大于 n_L 时,全局模型的 ΔQ_p 和 p_c 大于局部模型,当 n_p 小于 n_L 时,全局模型的 ΔQ_p 和 p_c 小于局部模型,说明柱塞泵子系统之间相互耦合。

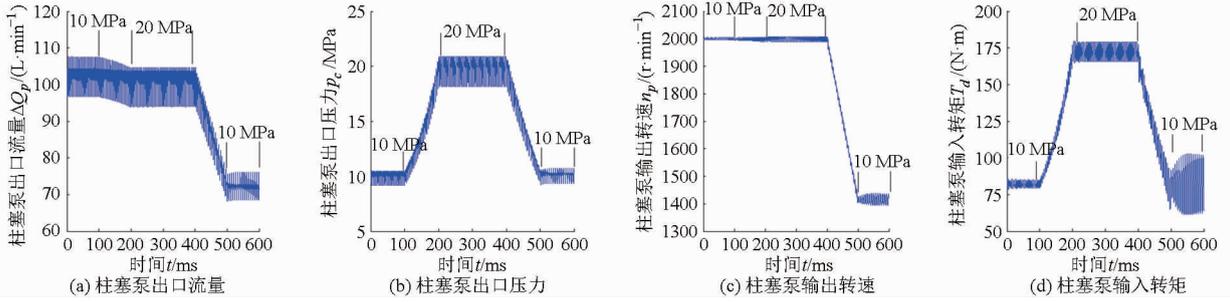


图6 瞬态响应波形

Fig. 6 Transient response waveforms

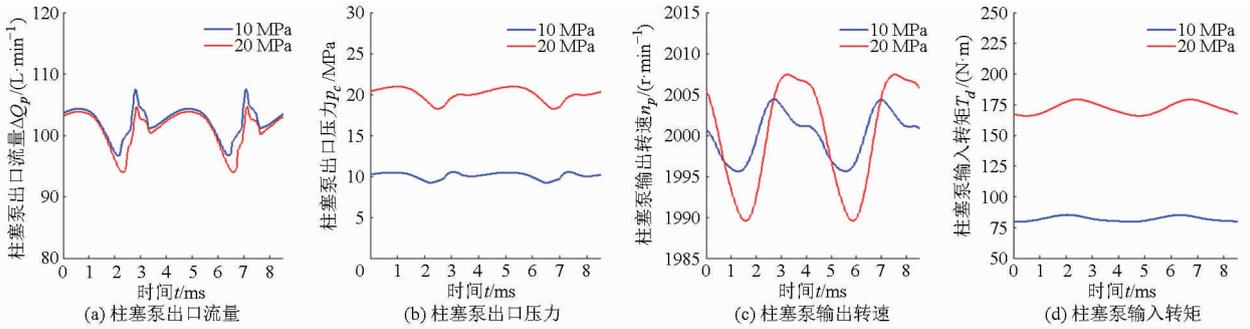


图7 稳态局部时域波形 ($n = 2\,000\text{ r/min}$)

Fig. 7 Steady-state local time domain waveforms ($n = 2\,000\text{ r/min}$)

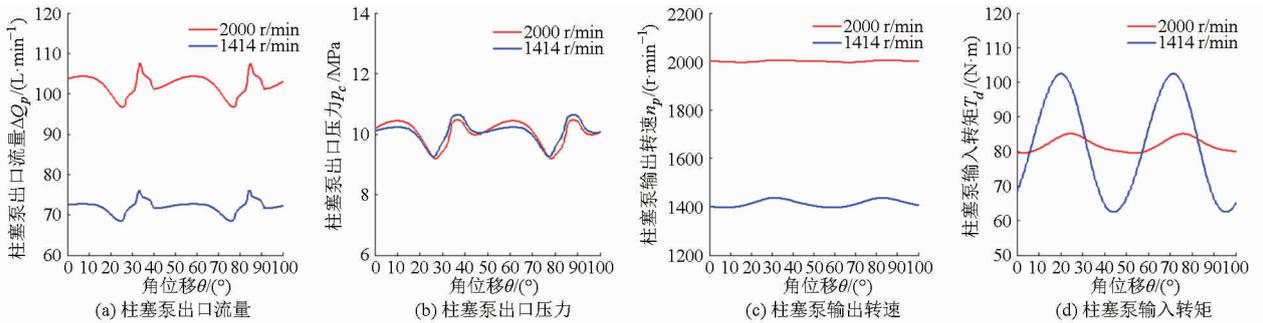


图8 稳态局部时域波形(工作压力 10 MPa)

Fig. 8 Steady-state local time domain waveforms (working pressure at 10 MPa)

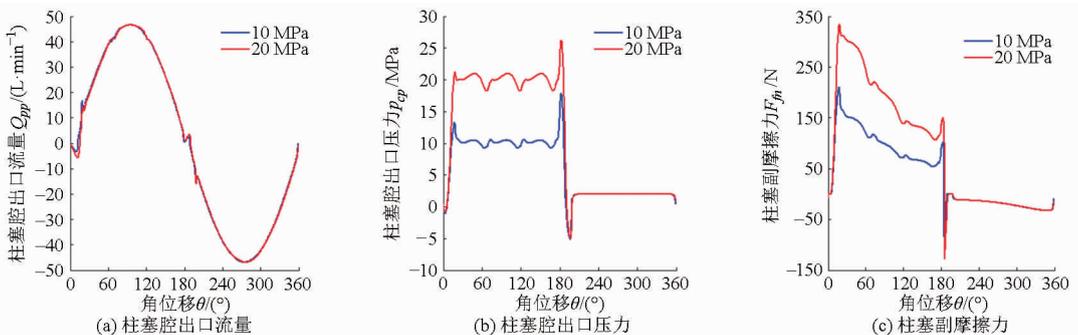


图9 柱塞泵内部耦合情况 ($n = 2\,000\text{ r/min}$)

Fig. 9 Internal coupling situation of piston pump ($n = 2\,000\text{ r/min}$)

4.3.2 柱塞泵内部耦合及能量损耗分析

由图9和图10可知,工作压力越大,柱塞腔倒灌流量越大,射流量越小,完全进入高压工作区后, p_{cp} 跟随 p_c 变化, F_{fn} 跟随 p_{cp} 变化。 n_l 越大,柱塞腔射流量越大,压力冲击现象也愈发明显。

柱塞泵泄漏流量如图12所示,摩擦转矩如

图13所示。其中, Q_{lv} 为配流副泄漏流量, Q_{lc} 为柱塞副泄漏流量, Q_{ls} 为滑靴副泄漏流量。运动副泄漏流量和摩擦转矩均与 p_{cp} 有关,表现为极为相似的时域波形。仿真结果均值如表2所示:由于困油现象以及油液的压缩性, Q_s 略小于理论流量 Q_p , 由于配流盘的阻尼作用, T_d 略大于 T_o 。 Q_l 和 T_f 受工作压力

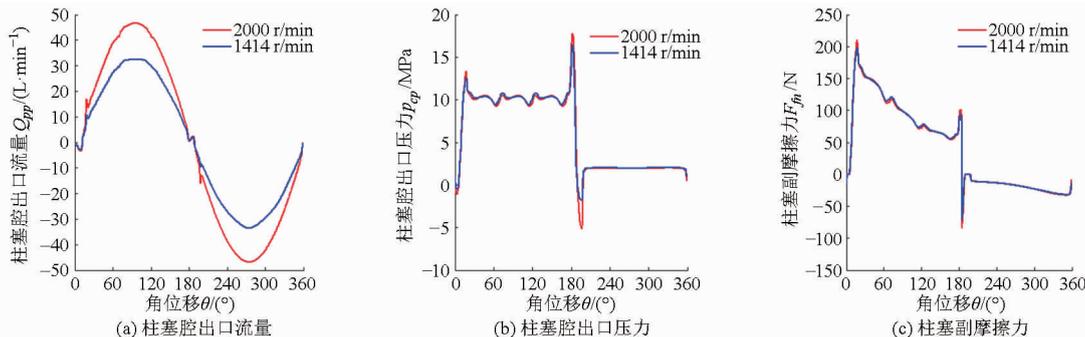


图 10 柱塞泵内部耦合情况(工作压力 10 MPa)

Fig. 10 Internal coupling situation of piston pump (working pressure at 10 MPa)

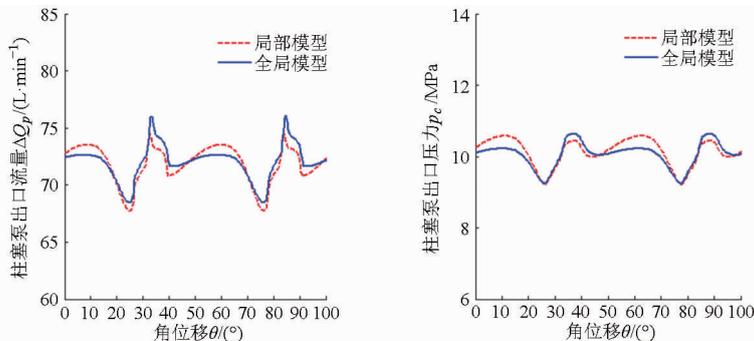


图 11 柱塞泵出口流量、压力对比

Fig. 11 Comparison of outlet flow and pressure of piston pump

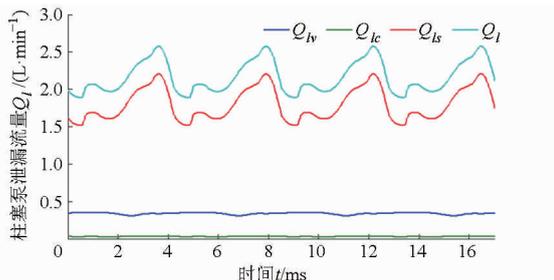


图 12 运动副泄漏流量(工作压力 20 MPa)

Fig. 12 Leakage flow of pairs (working pressure at 20 MPa)

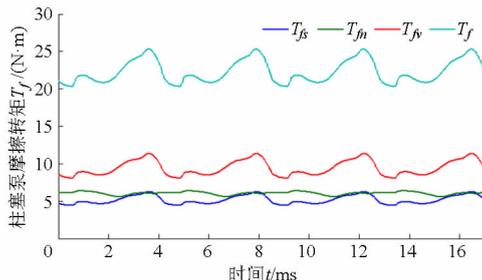


图 13 运动副摩擦转矩(工作压力 20 MPa)

Fig. 13 Friction torque of pairs (working pressure at 20 MPa)

表 2 仿真结果均值

Tab. 2 Mean results of simulation

p_c	n_L	Q_p	Q_s	ΔQ_p	Q_l	T_d	T_Ω	T_c	T_f
/MPa	/(r·min ⁻¹)	/(L·min ⁻¹)	/(L·min ⁻¹)	/(L·min ⁻¹)	/(L·min ⁻¹)	/(N·m)	/(N·m)	/(N·m)	/(N·m)
10	1 414	73.53	73.21	72.01	1.20	80.80	80.08	66.66	13.42
10	2 000	104.00	103.43	102.25	1.18	81.86	80.56	66.66	13.90
20	2 000	104.00	103.23	101.07	2.16	172.05	171.50	148.78	22.72

的影响较大,受 n_L 的影响较小。

柱塞泵效率仿真结果如表 3 所示,随工作压力的加大,容积效率降低,机械效率升高;随 n_L 的升高,容积效率升高,机械效率降低。

分析结果充分说明:柱塞泵运行状态和效率变化规律的仿真结果与实际情况^[12,14-17]相吻合。

5 结论

(1) 建立了基于数组的柱塞泵键合图模型,明确了柱塞-滑靴子系统内部复杂的摩擦学-动力学界面耦合关系;稳态下柱塞惯性力产生的库伦摩擦力总体上不损耗能量;通过能量损耗因子表征了柱塞-

表3 柱塞泵效率仿真结果

Tab.3 Simulation results of piston pump efficiency

工作压力 /MPa	n_L /(r·min ⁻¹)	容积效率 /%	机械效率 /%	总效率 /%
10	1 414	97.9	82.7	81.0
10	2 000	98.3	81.4	80.1
20	2 000	97.2	86.5	84.0

滑靴子系统能量平均损耗程度,其中含有斜盘倾角、柱塞缸体内含接长度、柱塞副和滑靴副动摩擦因数等参数。

(2) 包含各子系统动力学方程参数的全局耦合非线性动力学模型,使柱塞泵子系统之间耦合关系得到有效体现,结果分析表明:高压状态下流量压力脉动与转速转矩脉动之间的耦合十分明显,转速脉动幅值到达一定程度时会严重影响流量压力脉动;仿真结果与实际情况的吻合,验证了模型的有效性和正确性。

(3) 全局耦合动力学模型的建立为开展柱塞泵节能降噪、故障诊断、容积控制以及非线性动力学分析等方面的深入研究奠定了理论基础。

参 考 文 献

- 1 钟掘. 复杂机电系统耦合设计理论与方法[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- 2 Guan Changbin, Jiao Zongxia, He Shouzhan. Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston pump with damping holes in the valve plate[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 27(1):169-181.
- 3 Nie S L, Huang G H, Li Y P. Tribological study on hydrostatic slipper bearing with annular orifice damper for water hydraulic axial piston motor[J]. Tribology International, 2006, 39(11):1342-1354.
- 4 Manring N D, Mehta V S. Physical limitations for the bandwidth frequency of a pressure controlled, axial piston pump[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2011, 133(6):61005-61016.
- 5 Bahr M K, Svoboda J, Bhat R B. Dynamic loads on the drive shaft bearings of a swash plate axial piston pump with conical cylinder[J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2004, 27(4):309-318.
- 6 Zhang X, Cho J, Nair S S, et al. New swash plate damping model for hydraulic axial piston pump[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2001, 123(3):463-470.
- 7 Manring N D, Dong Zhilin. The impact of using a secondary swash plate angle within an axial piston pump[J]. ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2004, 126(1):65-74.
- 8 Ma Jien, Fang Youtong, Xu Bing, et al. Optimization of cross angle based on the pumping dynamics model[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2010, 11(3):181-190.
- 9 Waldemar latas, Jerzy Stojek. Dynamic model of axial piston swash-plate pump for diagnostics of wear in elements[J]. Archive of Mechanical Engineering, 2011, 58(2):135-155.
- 10 谷立臣, 刘沛津, 陈江城. 基于电参量信息融合的液压系统状态识别技术[J]. 机械工程学报, 2011, 47(24):141-150.
Gu Lichen, Liu Peijin, Chen Jiangcheng. State recognition technique of hydraulic system based on electrical parameters information fusion[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(24):141-150. (in Chinese)
- 11 Saeed Behzadipour, Amir Khajepour. Causality in vector bond graphs and its application to modeling of multi body dynamic systems [J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2006, 14(3):279-295.
- 12 Stephan Scharf, Hubertus Murrenhoff. Measurement of friction forces between piston and bushing of an axial piston displacement unit[J]. International Journal of Fluid Power, 2005, 6(1):7-17.
- 13 王彬, 周华, 杨华勇. 轴向柱塞泵平面配流副的摩擦转矩特性试验研究[J]. 浙江大学学报:工学版, 2009, 43(11):2091-2095.
Wang Bin, Zhou Hua, Yang Huayong. Experimental study of frictional torque properties of plane port pairs in axial piston pump [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2009, 43(11):2091-2095. (in Chinese)
- 14 Manring N D. The discharge flow ripple of an axial piston swash plate type hydrostatic pump[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2000, 122(2):263-268.
- 15 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究[D]. 杭州:浙江大学, 2009.
Ma Jien. Study on flow ripple and valve plate optimization of axial piston pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009. (in Chinese)
- 16 柯明纯, 丁凡, 李宾, 等. 背压对液压马达效率影响的探讨[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10):127-131.
Ke Mingchun, Ding Fan, Li Bin, et al. Exploration of the influence of backing pressure on the efficiency of hydraulic motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10):127-131. (in Chinese)
- 17 彭熙伟, 杨会菊. 液压泵效率特性建模的神经网络方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8):106-111.
Peng Xiwei, Yang Huiju. Modeling the efficiency characteristics of hydraulic pump via neural networks[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8):106-111. (in Chinese)