

<http://bhxb.buaa.edu.cn> jbuua@buaa.edu.cn  
DOI: 10.13700/j.bh.1001-5965.2021.0570

## 旋转惯性液压变换器的能效特性

陈晓明<sup>1</sup>, 朱玉川<sup>1, 2,\*</sup>, 凌杰<sup>1, 2</sup>, 郑述峰<sup>1</sup>, 王玉文<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室, 南京 210016; 2. 南京航空航天大学 无锡研究院, 无锡 214000)

**摘要:** 为探究旋转惯性液压变换器 (RIHC) 的主要性能及其能量转化机制, 针对由等效两位三通快速切换阀驱动的旋转惯性液压变换器构型建立其理论分析模型。通过与传统比例液压系统 (CHPS) 对比实验, 验证所建理论模型并给出两者能效差异。结果表明: 所建理论模型可有效预测 RIHC 的主要性能, 可通过系统吸油流量量化旋转惯性效应的大小, 稳态吸油流量在有效占空比 0.5 时达到峰值。脉宽调制信号有效占空比控制模式下, 随着飞轮转速、负载压力的增加, 测得阀口节流损失与系统效率线性化增加。实验表明: 负载压力在 0~4 MPa 范围内, RIHC 相较于 CHPS 最高可减少 89% 的阀口节流损失, 系统效率提升 15.7%。

**关键词:** 旋转惯性液压变换器; 传统比例液压系统; 吸油流量; 负载压力; 节流损失

**中图分类号:** TH137

**文献标志码:** A      **文章编号:** 1001-5965(2023)08-1982-09

液压比例与伺服控制系统因其较高的功重比与可靠性, 被广泛应用于航空航天、船舶舰艇等军工领域<sup>[1]</sup>。然而, 基于节流原理的传统比例与伺服液压系统造成高于 50% 的系统功率损失<sup>[2]</sup>。因此, 研究新型高效率流体传动与控制系统具有重要意义。数字电子技术的成功推动了液压元件及系统的数字化转型<sup>[3]</sup>, 数字液压系统具有成本低、效率高等特点, 被认为是传统液压比例与伺服控制系统的潜在替代方案<sup>[4]</sup>。作为数字液压系统重要分支, 开关惯性液压变换器 (switched inertia hydraulic converter, SIHC)<sup>[5]</sup> 类似于电感储能型数字开关电子变换器, 通常其由一个两位三通快速切换阀、液感元件 (可由细长管或液压马达+飞轮实现) 与液容元件 (可由蓄能器或可压缩容腔实现) 等组成<sup>[6]</sup>。

尽管人们给予该系统足够多的关注, 但其尚未成功应用于工业领域<sup>[7]</sup>, 主要的技术瓶颈在于缺乏大流量的快速切换阀及对惯性效应、能量转化与耗散机制的深入认识<sup>[8]</sup>。由此, 不少学者致力于新型

快速切换阀的研制, 并逐步实现了其在开关液压回路中的功能性验证<sup>[9-11]</sup>。这无疑丰富了 SIHC 构型, 但却忽视了快速切换阀功耗较大的问题<sup>[12]</sup>。部分学者认识到功耗较大是制约 SIHC 发展的不利因素, 分析了诸如快速切换阀切换过程的阀口节流损失<sup>[13-14]</sup>、固定阀口节流损失<sup>[15]</sup>与泄漏<sup>[16]</sup>在内的多种功耗及其影响。文献 [13-14] 对 SIHC 中快速切换阀阀口节流损失进行建模与分析, 发现锥形管相较于传统直管有利于降低快速切换阀切换过程的阀口节流损失。文献 [15] 量化了恒定油液弹性模量下的快速切换阀固定阀口与切换过程的节流损失。文献 [16] 提出一种频域模型, 分析了 SIHC 中快速切换阀的非线性切换与泄漏问题。然而, 上述研究多是基于细长管型 SIHC, 认为管中流体惯性效应能量转化过程较为理想, 忽视了细长管中压力波传播、寄生液感效应等<sup>[17]</sup>对流体惯性效应储能、释能过程的不利影响及其与输出特性之间的关系, 造成系统能效特性评估尚不足够准确。

收稿日期: 2021-09-26; 录用日期: 2021-11-11; 网络出版时间: 2021-12-30 07: 31

网络出版地址: [kns.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20211229.1515.002.html](http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20211229.1515.002.html)

基金项目: 国家自然科学基金 (51975275); 江苏省重点研发计划 (BE2021034); 南京航空航天大学直升机传动技术重点实验室自主课题 (HTL-A-20G02)

\*通信作者. E-mail: [meeyczhu@nuaa.edu.cn](mailto:meeyczhu@nuaa.edu.cn)

引用格式: 陈晓明, 朱玉川, 凌杰, 等. 旋转惯性液压变换器的能效特性 [J]. 北京航空航天大学学报, 2023, 49 (8) : 1982-1990.

CHEN XM, ZHU YC, LING J, et al. Energy-efficiency characteristic investigation of rotational inertia hydraulic converter [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2023, 49 (8) : 1982-1990 (in Chinese).

文献[18]较早提出, 将带有飞轮的液压马达用作SIHC的液感元件代替细长管, 文献[19]系统介绍了该型SIHC, 发现其更易产生显著的旋转惯性效应, 且可有效规避压力波传播效应的影响<sup>[20]</sup>。飞轮所致旋转惯性效应的储能、释能等能量转化机制与SIHC中油液流速、压力分布密切相关, 可由系统流量特性得以描述与量化<sup>[21]</sup>。本文旨在探究旋转惯性液压变换器(rotational inertia hydraulic converter, RIHC)的主要性能及其能量转化机制, 理论分析了旋转惯性效应的工作机制, 并通过系统理论模型与实验给出RIHC主要性能与能效特性。为直观反映RIHC能效特性, 并与传统比例液压系统(conventional proportional hydraulic system, CPHS)进行实验对比分析。

## 1 系统结构及工作原理

### 1.1 系统配置

RIHC的液压回路, 如图1所示。主要由一个两位三通快速切换阀 $S_v$ 、带有飞轮的液压马达 $M_f$ 、连接管路(连接腔容积为 $V_m$ )、蓄能器 $C_L$ 、固定阻尼孔 $R_L$ 组成。当快速切换阀 $S_v$ 处于下位时, 与高压供油口(压力为 $p_{hs}$ )连通, 高压油液驱动飞轮持续加速转动, 储存一定的动能。当快速切换阀 $S_v$ 切换至上位, 液压马达上游高压油液被切断, 开始减速转动, 与此同时飞轮所储动能使油液经低压供油口(压力为 $p_{ls}$ )流入液压马达以消除空化现象, 最终流至阻尼孔 $R_L$ 上游以形成负载压力。值得注意是, 与液压泵并联的主溢流阀用以溢流部分供给流量 $Q_p$ , 以形成高压供油压力与固定阻尼孔下游并联的回油溢流阀用以形成低压供油压力。

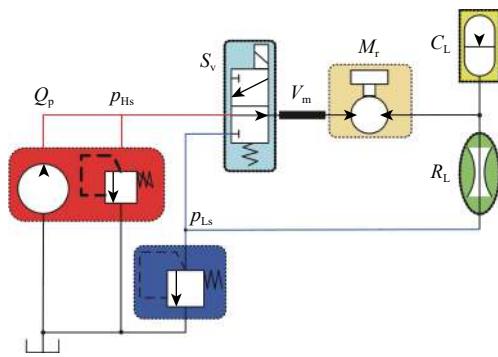


图1 RIHC的液压回路

Fig. 1 Hydraulic circuit of RIHC

RIHC的输出性能与两位三通快速切换阀动态特性及飞轮旋转惯性效应工作机制密切相关。其中两位三通快速切换阀由脉宽调制(pulse width modulation, PWM)信号控制, 用以实现高、低压供油切换与流量调制。本文所用两位三通快速切换阀由高频响电磁比例换向阀实现, 可与CPHS参数

配置保持一致, 便于两者能效特性对比分析。飞轮转速与流经低压供油口的流量用以表征与量化旋转惯性效应的形成与耗散过程。阻尼孔上游的负载压力与流经阻尼孔的负载流量乘积作为系统输出功率, 用以评估RIHC的能效特性。构建CPHS, 进一步对比分析两者能效差异。在CPHS中, 仅由高压供油压力 $p_{hs}$ 驱动带有飞轮的液压马达, 电磁比例阀阀口开度用以控制输入流量、液压马达上游压力。

### 1.2 旋转惯性分析

为阐明旋转惯性效应与吸油特性的映射关系, 有必要深入解析液压马达及系统内部的油液流动过程, 如图2所示。众所周知, 液压马达受高压油液驱动, 流经液压马达油液具有一定动能, 且与飞轮储能过程类似。飞轮所储动能与飞轮转动惯量、供油压力、液压马达排量密切相关, 且在一定程度上可由系统内部油液流动状态变化反映。理想旋转惯性效应分析模型是在以下假设基础上推导而来: ①流经液压马达的油液流动是稳态的; ②流动状态可近似为层流; ③忽略流动过程中势能与热能的转化与耗散。

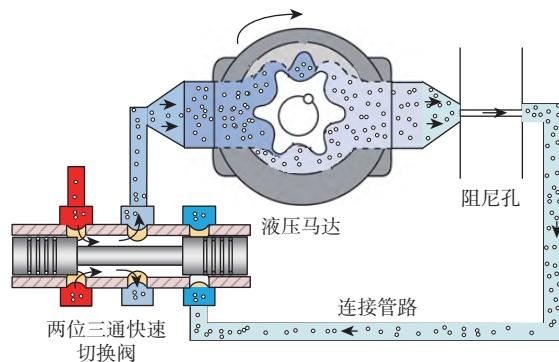


图2 RIHC内油液流动状态

Fig. 2 Oil flow state within RIHC

由图2可知, 高压供油时, 高速油液流经液压马达, 驱动飞轮加速转动, 具有一定转动惯量的飞轮储存动能。与此同时, 油液经阻尼孔流出, 流至低压供油口处。切换至低压供油时, 高压供油被切断, 飞轮所储动能得以释放, 飞轮缓慢减速, 油液经低压供油口流入液压马达, 使得油液流动连续。这一过程可视为旋转惯性效应的能量转化过程, 由与油液流动相关的油液惯量予以描述。源自旋转惯性效应的油液惯量及其所形成的虚拟作用力 $F_f$ 可表示为

$$F_f = m_f \frac{du}{dt} \quad (1)$$

式中:  $m_f$ 为油液惯量;  $u$ 为油液流速。当负载压力恒定时, 负载流量 $q_L$ 可表示为

$$q_L = A_L u \quad (2)$$

式中:  $A_L$  为阻尼孔有效过流面积。认为油液为不可压缩流体, 液压马达中流量连续性可表示为

$$\omega_m D_m \eta_v = q_L = A_L u \quad (3)$$

式中:  $\omega_m$  为飞轮角速度;  $D_m$  为液压马达排量;  $\eta_v$  为液压马达容积效率。式(3)两边同时对时间求导, 可得

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{A_L}{D_m \eta_v} \cdot \frac{du}{dt} \quad (4)$$

式(4)表明: 飞轮角加速度与油液流动加速度之间呈线性关系。认为机械损耗恒定, 可得系统能量守恒方程为

$$F_f u = T \omega_m \eta_m = I_m \omega_m \eta_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (5)$$

式中:  $T$  为液压马达输出扭矩;  $I_m$  为液压马达与飞轮总惯量;  $\eta_m$  为液压马达机械效率。将式(3)和式(4)代入式(5), 可得

$$F_f = \frac{I_m \omega_m \eta_m}{u} \cdot \frac{d\omega_m}{dt} = I_m \eta_m \left( \frac{A_L}{D_m \eta_v} \right)^2 \frac{du}{dt} \quad (6)$$

由此可知, RIHC 中油液惯量可表示为

$$m_f = I_m \eta_m \left( \frac{A_L}{D_m \eta_v} \right)^2 \quad (7)$$

式(7)表明: 在系统配置确定后, 旋转惯性效应所对应的油液惯量即为常数, 其值与液压马达的排量、容积效率、机械效率、转动惯量和阻尼孔有效过流面积等密切相关。

## 2 系统理论模型

### 2.1 快速切换阀模型

两位三通快速切换阀由 Parker Hannifin 所产的高频响电磁比例阀(DFplus 阀)表征, 如图 3 所示<sup>[22]</sup>。DFplus 阀主要由阀体、弹簧、带有圆形槽的阀套、滑阀与音圈驱动等组成。为使 DFplus 阀实现两位

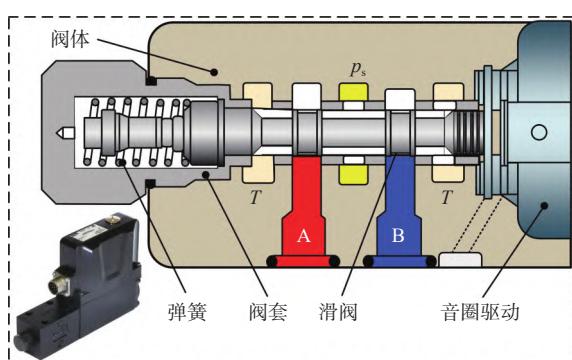


图 3 DFplus 阀结构示意图

Fig. 3 Diagram of DFplus valve structure

三通快速切换阀功能, 阀口 A 用作高压供油口  $p_{hs}$ , 阀口 B 用作低压供油口  $p_{ls}$ , 阀口  $p_s$  用以连接液压马达入口,  $T$  为回油口。

该阀可由驱动电压幅值(-10 V~+10 V)控制其阀口开度(用以实现 CPHS), 亦可由 PWM 信号占空比进行时效控制(用以实现 RIHC)。滑阀由其端部的音圈执行器驱动, 预期位置与方向取决于驱动电压信号, 实际位置由高分辨率内置式位移传感器反馈。由于音圈驱动输出力较大, 且位置反馈精度较高, 该阀可获得较高频响与位置精度。DFplus 阀主要参数如表 1 所示。

表 1 DFplus 阀主要参数

Table 1 Main parameters of DFplus valve

参数	数值
公称流量 $Q_n$ / (L·min <sup>-1</sup> )	25
阶跃响应/ ms	<3.5
迟滞	<0.05
频响±5%信号/ Hz	350
驱动电压 $V_t$ / V	10

通常, DFplus 阀阀口压降满足<sup>[23]</sup>:

$$\Delta p_v = \frac{\rho q_s^2}{2C_{ds}^2 A_s^2} + \frac{\rho l_s}{A_s} \cdot \frac{dq_s}{dt} \quad (8)$$

式中:  $\rho$  为油液密度;  $q_s$  为流经阀口流量;  $C_{ds}$  为阀口流量系数;  $A_s$  为阀口有效过流面积;  $l_s$  为阀口流道长度。式(8)等式右边第 1 项为液阻项, 等式右边第 2 项为流量变化所致压降(液感项), 其值可忽略不计。因此, 阀口液阻可表示为

$$R_s = \frac{\rho \bar{q}_s^2}{2C_{ds}^2 A_s^2} \quad (9)$$

式中:  $\bar{q}_s$  为实验测得的稳态流量。此外, DFplus 阀的动态特性亦与系统性能密切相关, 其在很大程度上取决于滑阀阀芯动力学平衡, 可表示为

$$m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + b_s \frac{dx_s}{dt} + k_s(x_{s0} + x_s) + F_h - F_m = 0 \quad (10)$$

式中:  $m_s$  为阀芯质量;  $x_s$  为阀芯位移;  $b_s$  为黏性阻尼系数;  $x_{s0}$  为阀芯初始位置;  $k_s$  为弹簧刚度;  $F_m$  为电磁力;  $F_h$  为稳态液动力, 可表示为<sup>[24]</sup>

$$F_h = 2\rho \frac{q_s^2}{A_s} \cos \theta \quad (11)$$

式中:  $\theta$  为射流角度, 通常视为常数,  $\theta=69^\circ$ 。阀口有效过流面积  $A_s$  可表示为

$$A_s = z \frac{d^2}{8} \left[ 2\arccos \left( 1 - \frac{2x_s}{d_n} \right) - \sin \left( 2\arccos \left( 1 - \frac{2x_s}{d_n} \right) \right) \right] \quad (12)$$

式中: $z$ 为阀套上的圆孔数量; $d_n$ 为圆孔直径。

## 2.2 连接腔模型

事实上,两位三通快速切换阀与液压马达之间的连接管路不容忽视,可视为具有一定可压缩容积的连接腔,该容腔大小对阀后动态压力变化有显著影响。两位三通快速切换阀高、低压供油流量 $q_{hs}$ 、 $q_{ls}$ 与连接腔压力 $p_m$ 有如下关系:

$$q_{ls} = C_{ds} A_s \sqrt{\frac{2(p_{ls} - p_m)}{\rho}} \quad 0 \leq t < \kappa T_s \quad (13)$$

$$q_{hs} = C_{ds} A_s \sqrt{\frac{2(p_{hs} - p_m)}{\rho}} \quad \kappa T_s \leq t < T_s \quad (14)$$

式中: $\kappa$ 为PWM信号占空比; $T_s$ 为切换周期。连接腔压力 $p_m$ 可表示为

$$p_m = \frac{K_e}{V_m} \int (q_s - \omega_m D_m) dt \quad (15)$$

$$q_s = \begin{cases} q_{ls} & 0 \leq t < \kappa T_s \\ q_{hs} & \kappa T_s \leq t < T_s \end{cases} \quad (16)$$

式中: $K_e$ 为油液有效弹性模量。一般认为油液中不可避免地混入气体,造成油液体积弹性模量明显减小,这一关系可表示为<sup>[9]</sup>

$$\frac{1}{K_e} = \gamma \frac{p_a}{p_m^2} + \left(1 + \gamma \frac{p_a}{p_m}\right) \frac{1}{K} \quad (17)$$

式中: $p_a$ 为大气压; $\gamma$ 为空气含量; $K$ 为纯油体积弹性模量。

## 2.3 液压马达模型

对于没有容积损失、机械损失的液压马达,其输出流量由转速与排量决定,可表示为

$$q_{nom} = \frac{D_m \omega_m}{1000} \quad (18)$$

式(18)仅可获得稳态输出流量,难以反映液压马达的动态特性。事实上,由于两位三通快速切换阀的快速切换,液压马达周期性地加速与减速,负载压力随之变化,这一过程可表示为

$$(p_m - p_L) D_m = B_m \omega_m + I_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (19)$$

式中: $p_L$ 为负载压力; $B_m$ 为液压马达的阻尼系数。由此,可求得动态飞轮转速、负载压力。

## 2.4 负载模型

在本文中,负载由一个固定阻尼孔和理想可压缩容积表征。阻尼孔始终被视为锐边薄壁小孔,流经阻尼孔的负载流量 $q_L$ 可表示为

$$q_L = C_{dl} A_L \sqrt{\frac{2(p_L - p_{ls})}{\rho}} \quad (20)$$

式中: $C_{dl}$ 为阻尼孔流量系数。负载压力 $p_L$ (阻尼孔上游压力)可表示为

$$p_L = \frac{K_e}{V_L} \int (\omega_m D_m - q_L) \quad (21)$$

式中: $V_L$ 为阻尼孔上游可压缩容积。基于式(8)~式(21)可构建RIHC输出性能分析模型。

## 2.5 能效计算

为评估RIHC的能效特性,需对RIHC的容积效率、功率损失、总效率等主要能效特征进行理论解析。在忽略泄漏的前提下,容积效率表达式为

$$\eta_v = \frac{\bar{q}_{hs}\kappa + \bar{q}_{ls}(1-\kappa)}{2\pi v_p D_p} \quad (22)$$

$$\bar{q}_{hs} = \frac{q_{hs}(T_s) + q_{hs}(\kappa T_s)}{2} \quad (23)$$

$$\bar{q}_{ls} = \frac{q_{ls}(0) + q_{ls}(\kappa T_s)}{2} \quad (24)$$

式中: $v_p$ 为电机转速; $D_p$ 为液压泵排量; $\bar{q}_{hs}$ 为高压供油阶段单一周期内瞬态流量均值; $\bar{q}_{ls}$ 为低压吸油阶段单一周期内瞬态流量均值。

RIHC中功率损失主要包括两位三通快速切换阀口节流损失与液压马达摩擦力做功。两位三通快速切换阀口节流损失的可表示为

$$P_R = (1-\kappa)\bar{q}_{hs}R_s = (1-\kappa)(\bar{q}_L - \bar{q}_{ls})R_s \quad (25)$$

$$\bar{q}_L = \frac{q_L(0) + q_L(\kappa T_s)}{2} \quad (26)$$

式中: $\bar{q}_L$ 为单一切换周期内负载流量均值。阀口等效液阻 $R_s$ 即由两位三通快速切换阀压力-流量特性实验测得。RIHC的系统效率可表示为

$$\eta_R = \frac{\bar{p}_L \bar{q}_L}{2\pi v_p D_p p_{hs}(1-\kappa)} \quad (27)$$

$$\bar{p}_L = \frac{p_L(0) + p_L(\kappa T_s)}{2} \quad (28)$$

式中: $\bar{p}_L$ 为单一切换周期内负载压力均值。

在CPHS中,负载压力 $\bar{p}_{LC}$ 取决于阀口开度,其阀口节流损失的可表示为

$$P_C = \bar{q}_{hs} R_s = \bar{q}_{LC} R_s \quad (29)$$

式中: $\bar{q}_{LC}$ 为CPHS实测负载流量。CPHS的效率可表示为

$$\eta_C = \frac{\bar{p}_{LC} \bar{q}_{LC}}{2\pi v_p D_p p_{hs}} \quad (30)$$

式中: $\bar{p}_{LC}$ 为CPHS实测负载压力。式(22)~式(30)可用于量化RIHC和CPHS 2种系统的能效特性。RIHC理论模型主要参数如表2所示。

表 2 RIHC 理论模型主要参数  
Table 2 Main parameters of RIHC theoretical model

参数	数值
电机转速 $\nu_p$ ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	1750
液压泵排量 $D_p$ ( $\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-1}$ )	$1.68 \times 10^{-6}$
供油压力 $p_{hs}/\text{MPa}$	5.5
供油压力 $p_L/\text{MPa}$	1.1
马达排量 $D_m$ ( $\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-1}$ )	$2.67 \times 10^{-6}$
阻尼系数 $B_m$ ( $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$ )	0.0292
飞轮惯量 $I_m$ ( $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{rad}^{-1}$ )	0.162
电磁力 $F_m/\text{N}$	200
流量系数 $C_{as}/C_{dl}$	0.65
初始位置 $x_0/\text{mm}$	0.05
阀芯质量 $m_s/\text{kg}$	0.1
弹簧刚度 $k_s/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	20000
黏性阻尼系数 $b_s/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	0.8
有效过流面积 $A_t/\text{mm}^2$	0.785
圆孔数 $z$	4
孔径 $d_n/\text{mm}$	2.8
管路内径 $d_b/\text{mm}$	12.5
空气含量 $\gamma$	0.05
油液密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	878
油液动力黏度 $\mu/\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.04025
纯油弹性模量 $K/\text{Pa}$	$8 \times 10^9$

### 3 实验研究

#### 3.1 实验配置

实验研究的主要目的在于验证本文的理论分析模型, 对比 RIHC 和 CPHS 的能效特性差异。RIHC 与 CPHS 的实验液压回路如图 4 所示。

由图 4(a) 可知, RIHC 的实验液压回路主要由 1 个定量液压泵、1 个主溢流阀、1 个回油溢流阀、1 个等效两位三通快速切换阀、固定阻尼孔与带有飞轮的液压马达等组成。液压回路中监测设备主要包括: 2 个压力传感器、2 个流量计、1 个角速度传感器、1 个信号发生器、1 个数字示波器、2 个压力表、1 个手动开关阀等。信号发生器用于控制等效两位三通快速切换阀, 示波器用于显示和采集压力传感器与流量计的实时数据。由图 4(b) 可知, CPHS 的实验液压回路则是将 RIHC 的实验液压回路中的等效两位三通快速切换阀换成电磁比例阀, 用作可变节流口, 并断开吸油回路与吸油流量计。通过改变电磁比例阀驱动电压幅值大小对其阀口过流面积进调控, 实现对液压马达的转速控制。

#### 3.2 RIHC 性能分析

相较于 CPHS, RIHC 的固有优势在于飞轮中所储动能的充分利用(旋转惯性效应所致)。飞轮旋

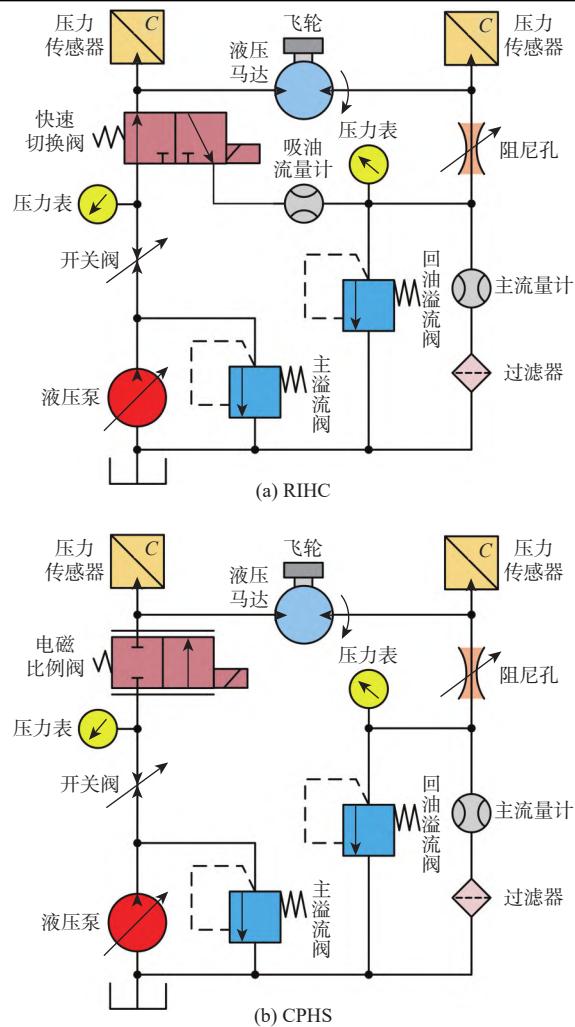


图 4 RIHC 与 CPHS 的实验液压回路

Fig. 4 Experimental hydraulic circuit of RIHC and CPHS

转惯性效应是液压马达内部油液持续流动的关键因素。因此, 通过旋转惯性效应理论分析可知, 周期性变化的吸油流量可视为旋转惯性效应的量化指标(统称为吸油特性)。理论上, 吸油流量基于连接腔压力变化可由式(13)和式(15)求得。1 Hz 频率下占空比为 0.5 时的 RIHC 吸油特性如图 5 所示。

由图 5 可知, 当 PWM 信号幅值为负时, 连接腔压力迅速上升至 5 MPa, 这表明通过等效两位三通快速切换阀的稳态压差约为 0.5 MPa( $p_{hs} = 5.5 \text{ MPa}$ )。当 PWM 信号切换为正值时, 连接腔压力降至 0.1 MPa。与此同时, 飞轮所储动能使一部分油液经低压供油口吸入液压马达, 瞬态吸油流量峰值超过 2 L/min。通常占空比  $\kappa$  用以表征正电压(对应低压吸油阶段)脉宽, 为方便理解, 文中以有效占空比  $1-\kappa$  作为控制变量。由图 5(b) 可知, 实验测得的瞬态吸油流量曲线与理论模型预测结果吻合较好。随着有效占空比的增加, 单一切换周期平均吸油流量呈抛物线型变化, 在有效占空比为 0.5 时达到峰值。为体

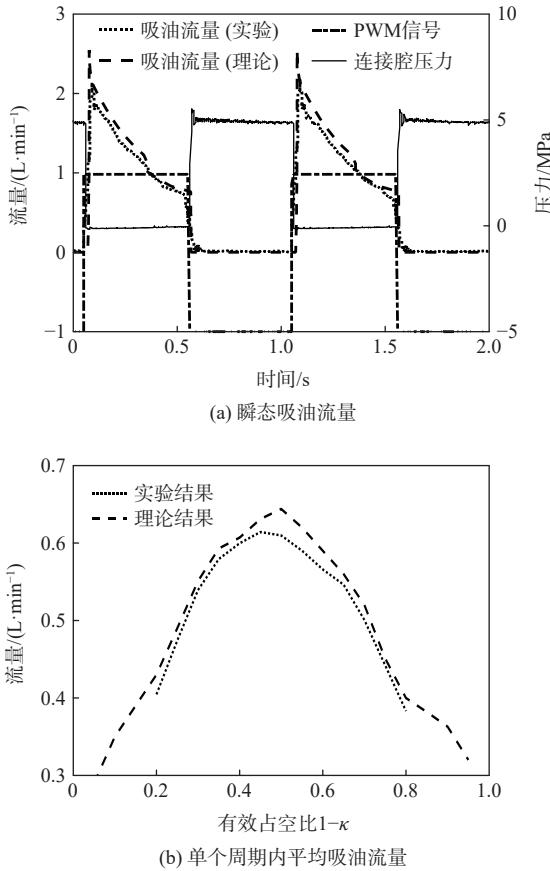


图 5 RIHC 的吸油特性

Fig. 5 Suction flow characteristics of RIHC

现吸油特性对系统容积效率的影响,由式(22)~式(24)可得以下2种情形下系统容积效率随有效占空比的变化规律如图6所示。其中有吸油为等效两位三通快速切换阀处于高压供油、低压吸油切换模式,无吸油则将低压吸油切断,即忽略式(22)分子中的第1项。

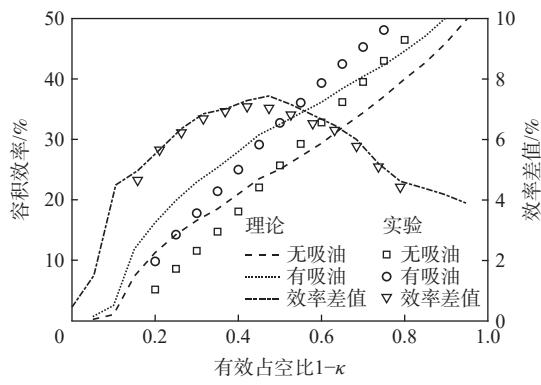


图 6 RIHC 的容积效率

Fig. 6 Volumetric efficiency of RIHC

由图6可知,实验结果与理论模型预测均表明,稳态吸油流量对容积效率的最大贡献约为7%。RIHC的容积效率与PWM信号有效占空比呈线性关系,最大容积效率可达54%。此外,作为RIHC的主要输出性能,不同有效占空比下飞轮转

速、负载压力(可由式(19)~式(21)求得)如图7所示。

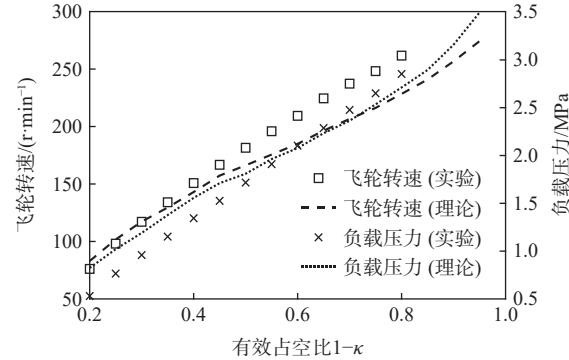


图 7 RIHC 的输出特性

Fig. 7 Output characteristics of RIHC

由图7可知,测得飞轮转速与负载压力随PWM信号有效占空比的增加而线性增加,理论所求得飞轮转速与负载压力与实测结果趋势基本一致,在占空比0.5附近较为吻合。负载压力差异是对液压软管与固定阻尼孔的等效建模所致,飞轮转速差异是缺少液压马达摩擦力准确建模所致。获得上述输出性能,对应产生节流损失与系统效率可用于解析RIHC的能效特性。根据式(25)~式(28)可得不同有效占空比下阀口节流损失与系统效率如图8所示。

由图8可知,测得的阀口节流损失与PWM信号有效占空比呈线性关系,因其在系统能耗中占比较小,系统效率亦随PWM信号有效占空比线性增加。理论模型所得与实验结果存在可见差异。由式(25)~式(28)可知,阀口节流损失与系统效率均与负载压力及飞轮转速密切相关,实验结果与理论模型预测差异同样归结于固定阻尼孔等效直径与液压马达摩擦力建模误差。当有效占空比为0.95时,阀口节流损失仅为37.5 W,且系统效率接近36%。

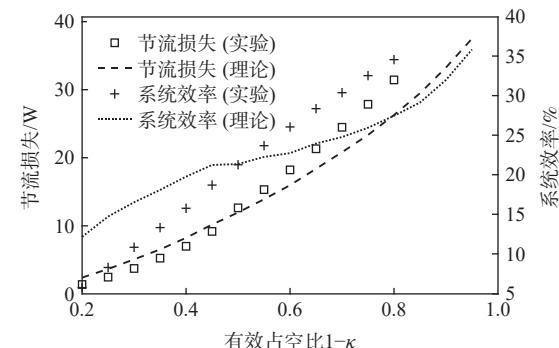


图 8 RIHC 的能效特性

Fig. 8 Energy-efficiency characteristics of RIHC

### 3.3 能效对比分析

在CPHS中,与阀口开度对应的驱动电压幅值控制用以获得不同阀口压降,进而形成不同负载压力。因此,为了与RIHC进行能效特性比较,开展

CPHS 相关实验。基于测得的不同驱动电压下的稳态连接腔压力、飞轮转速与负载压力, 可得 CPHS 中阀口节流损失与系统效率(由式(29)和式(30)求得)如图 9 所示。

由图 9 可知, 在 CPHS 中, 当驱动电压小于 6 V(60% 的最大阀口开度)时, 连接腔压力与负载压力均随着驱动电压的增加而快速增加, 且液压马达两端的压降缓慢增加, 逐渐趋于稳定, 飞轮转速亦遵循这一规律。阀口节流损失随着驱动电压幅值增加先增加后减少, 峰值约为 150 W。这是因为阀口开度极小时, 阀口出流很少, 阀口节流损失取决于流量大小。阀口较小时, 阀口出流显著增加, 阀口节流损失出现峰值。阀口开度逐渐增加, 阀口两端压降变小, 阀口节流损失取决于阀口压降大小。系统效率随驱动电压幅值的增加而线性增加, 在最大阀口开度时系统效率约为 36%。RIHC 与 CPHS 阀口节流损失与系统效率对比如图 10 所示。

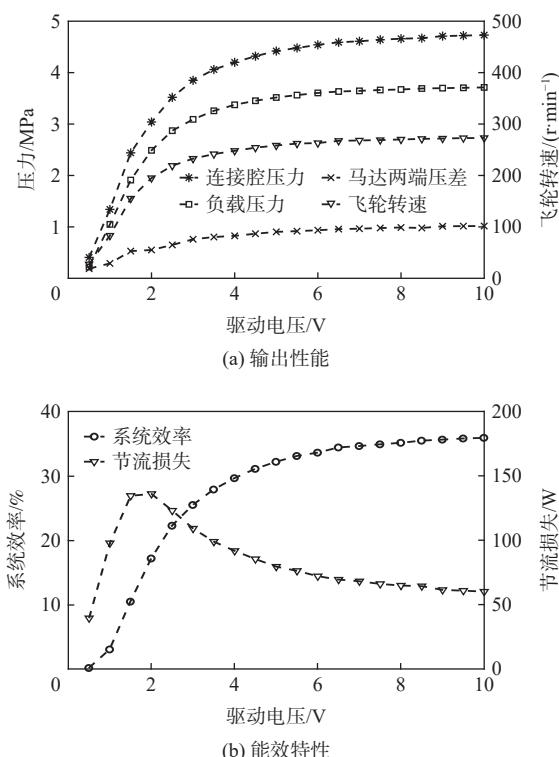


图 9 CPHS 的输出特性

Fig. 9 Output characteristics of CPHS

由图 10 可知, 在 0~4 MPa 负载压力范围内, RIHC 所致阀口节流损失明显小于 CPHS, RIHC 相较于 CPHS 最高可减少 89% 的阀口节流损失( $p_L = 1.9$  MPa 时, RIHC 阀口节流损失分别为 14.2 W, CPHS 阀口节流损失 134.5 W)。随着负载压力增加, CPHS 具有近乎抛物线型的阀口节流损失与线性的系统效率, RIHC 系统效率相较于 CPHS 增长梯度更大。在忽略其他功耗的前提下, 与 CPHS 相比, RIHC

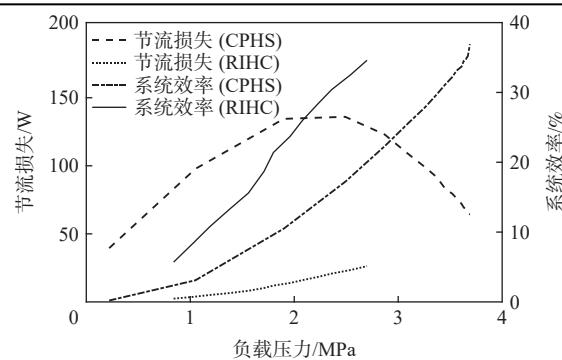


图 10 CPHS 与 RIHC 阀口节流损失与系统效率实验对比

Fig. 10 Experimental comparison of throttling loss and system efficiency of CPHS and RIHC

系统效率提升了 15.7%( $p_L = 3.7$  MPa 时, CPHS 系统效率为 35.9%, RIHC 系统效率为 51.6%)。随着负载压力增加, RIHC 阀口节流损失与系统效率线性化增加。

## 4 结 论

1) RIHC 的实测结果与理论模型预测结果均表明, 以瞬态、单一切换周期内有效吸油流量为量化指标的吸油特性可有效解析旋转惯性效应, 稳态吸油流量在 PWM 信号有效占空比为 0.5 时达到峰值, 相较于无旋转惯性效应的数字液压系统, 其容积效率可提升 7%。

2) PWM 信号有效占空比控制模式下, 测得飞轮转速与负载压力线性化增加, 伴随产生线性化的阀口节流损失, 因其在系统能耗中占比较小, 系统效率亦随 PWM 信号有效占空比线性增加。理论模型预测偏差归结于固定阻尼孔等效直径与液压马达摩擦力建模误差。

3) 在 0~4 MPa 负载压力范围内, RIHC 相较于 CPHS 最高可减少 89% 的阀口节流损失(负载压力为 1.9 MPa 时, CPHS 阀口节流损失 134.5 W, RIHC 阀口节流损失为 14.2 W)。在忽略其他功耗的前提下, 与 CPHS 相比, RIHC 系统效率提升了 15.7%(负载压力为 3.7 MPa 时, CPHS 系统效率为 35.9%, RIHC 系统效率为 51.6%)。

## 参考文献 (References)

- [1] YANG H Y, PAN M. Engineering research in fluid power: A review[J]. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2015, 16(6): 427-442.
- [2] VACCA A. Energy efficiency and controllability of fluid power systems[J]. *Energies*, 2018, 11(5): 1169.
- [3] 杨华勇, 王双, 张斌, 等. 数字液压阀及其阀控系统发展和展望[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2016, 46(5): 1494-1505.  
YANG H Y, WANG S, ZHANG B, et al. Development and pro-

- spect of digital hydraulic valve and valve control system[J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2016, 46(5): 1494-1505(in Chinese).
- [4] LINJAMA M. Digital fluid power: State of the art[C]//Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere: Tampere University of Technology, 2011.
- [5] BROWN F T. Switched reactance hydraulics: a new way to control fluid power[C]//Proceedings of the National Conference on Fluid Power. Chicago: National Fluid Power Association, 1987: 25-34.
- [6] YUAN C G, PAN M, PLUMMER A. A review of switched inertance hydraulic converter Technology[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2020, 142(5): 050801.
- [7] KOGLER H, SCHEIDL R. Energy efficient linear drive axis using a hydraulic switching converter[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2016, 138(9): 091010.
- [8] 陈晓明, 朱玉川, 高强, 等. 数字开关液压系统中流体惯性效应分析与实验[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2020, 48(6): 70-76.
- CHEN X M, ZHU Y C, GAO Q, et al. Analysis and experiment of fluid inertia in digital switched hydraulic system[J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2020, 48(6): 70-76(in Chinese).
- [9] PAN M, PLUMMER A, EL AGHA A. Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system in a four-port high-speed switching valve configuration[J]. *Energies*, 2017, 10(6): 780.
- [10] SELL N P, JOHNSTON D N, PLUMMER A R, et al. Control of a fast switching valve for digital hydraulics[C]//Proceedings from the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linköping: Linköping University Electronic Press, 2013: 497-503.
- [11] WINKLER B, PLOECKINGER A, SCHEIDL R. A novel piloted fast switching multi poppet valve[J]. *International Journal of Fluid Power*, 2010, 11(3): 7-14.
- [12] VAN DE VEN JAMES D. On fluid compressibility in switch-mode hydraulic circuits, part II: Experimental results[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2013, 135(2): 021014.
- [13] WIENS T K. Analysis and mitigation of valve switching losses in switched inertance converters[C]//Proceedings of ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York: ASME, 2016.
- [14] WIENS T. Improving performance of a switched inertance buck converter via positioning of reservoir flow valve[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2016, 138(12): 124502.
- [15] BATDORFF M A, LUMKES J H. Virtually variable displacement hydraulic pump including compressability and switching losses[C]//Proceedings of ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York: ASME, 2007: 57-66.
- [16] PAN M, JOHNSTON N, PLUMMER A, et al. Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system including switching transition dynamics, non-linearity and leakage[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2014, 228(10): 802-815.
- [17] 陈晓明, 朱玉川, 吴昌文, 等. 数字开关液压系统管路压力波传播建模与分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 2020, 46(7): 1335-1344.
- CHEN X M, ZHU Y C, WU C W, et al. Modeling and analysis of pressure wave propagation inside pipeline of digital switched hydraulic system[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2020, 46(7): 1335-1344(in Chinese).
- [18] DANTLGRABER J. Hydro-transformer: European patent application (PCT) international publication, No. 6499295[P]. 2002-12-31.
- [19] 顾临怡, 邱敏秀, 金波, 等. 由液压总线和开关液压源构成的新原理液压系统[J]. *机械工程学报*, 2003, 39(1): 84-88.
- GU L Y, QIU M X, JIN B, et al. New hydraulic systems made up of hydraulic power bus and switch-mode hydraulic power supplies[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2003, 39(1): 84-88(in Chinese).
- [20] WANG F, GU L Y, CHEN Y. A continuously variable hydraulic pressure converter based on high-speed on-off valves[J]. *Mechatronics*, 2011, 21(8): 1298-1308.
- [21] CHEN X M, ZHU Y C, WIENS T, et al. Investigation of suction flow characteristic in the inertance hydraulic converters for efficiency improvement[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2022, 236(1): 3-25.
- [22] CHEN X M, ZHU Y C, WIENS T, et al. Characteristic investigation of a flow-dependent inertance hydraulic converter driven by an equivalent fast switching valve[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2022, 236(7): 3354-3374.
- [23] LAU K K, EDGE K A, JOHNSTON D N. Impedance characteristics of hydraulic orifices[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 1995, 209(4): 241-253.
- [24] TAMBURRANO P, AMIRANTE R, DISTASO E, et al. Full simulation of a piezoelectric double nozzle flapper pilot valve coupled with a main stage spool valve[J]. *Energy Procedia*, 2018, 148: 487-494.

## Energy-efficiency characteristic investigation of rotational inertia hydraulic converter

CHEN Xiaoming<sup>1</sup>, ZHU Yuchuan<sup>1, 2,\*</sup>, LING Jie<sup>1, 2</sup>, ZHENG Shufeng<sup>1</sup>, WANG Yuwen<sup>1</sup>

(1. National key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;  
2. Wuxi Research Institute, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Wuxi 214000, China)

**Abstract:** To explore the main characteristics and energy conversion mechanism of rotational inertia hydraulic converter (RIHC). Using a rotating inertia hydraulic converter configuration powered by an analogous rapid switching valve, the overall theoretical model was developed to investigate the key features and energy conversion mechanism of the device. The results indicated that the main characteristics can be basically predicted by the theoretical model, and the rotational inertia can be effectively quantified by the suction flow rate, whose mean value reach to the peak value at the duty cycle of 0.5. In the effective duty cycle control mode of PWM signal, with the growth of the flywheel rotation speed and load pressure, the positively correlated throttling power loss and system efficiency are acquired. When the load pressure is between 0 and 4 MPa, experimental comparison showed that the RIHC may reduce throttling power loss by up to 89% and achieve an increase in system efficiency of 15.7% while compared to CPHS.

**Keywords:** rotational inertia hydraulic converter; conventional proportional hydraulic system; suction flow; load pressure; throttling loss

**Received:** 2021-09-26; **Accepted:** 2021-11-11; **Published Online:** 2021-12-30 07:31

**URL:** [kns.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20211229.1515.002.html](http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20211229.1515.002.html)

**Foundation items:** National Natural Science Foundation of China (51975275); Primary Research & Development Plan of Jiangsu Province (BE2021034); National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission (Nanjing University of Aeronautics and Astronautics) (HTL-A-20G02)

\* **Corresponding author.** E-mail: [meeyczhu@nuaa.edu.cn](mailto:meeyczhu@nuaa.edu.cn)