

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2023.02.007

某型液压柱塞泵壳体回油特性试验研究*

邱 华¹, 李东林^{1,2*}, 赵 峰¹, 杨书华¹, 高火金¹

(1. 新乡航空工业(集团)有限公司, 河南 新乡 453049; 2. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘要:针对高回油压力条件下航空液压柱塞泵壳体回油特性不明的问题,以某型航空液压柱塞泵为研究对象,对其壳体回油特性进行了仿真分析和试验研究。首先,在求解配流副润滑模型的基础上,考虑缸体倾覆、油液温度、回油压力等因素的影响,分别建立了配流副、柱塞副和滑靴副的泄漏模型;然后,对各摩擦副的泄漏模型进行了数值求解,分析了不同因素下各摩擦副的泄漏变化规律;最后,基于各摩擦副的泄漏量,计算了泵壳体回油压力-流量特性,并测试了不同回油压力下泵的壳体回油流量,对计算结果的有效性进行了验证。研究表明:在缸体倾斜角度较大和壳体回油压力较高时,配流副和滑靴副对壳体回油流量的贡献为负值,而柱塞副对壳体回油流量的贡献始终为正值;泵的壳体回油流量随着回油压力的升高而减小,当壳体回油压力为 1.37 MPa 时,壳体回油流量下降至 0。

关键词:容积泵;配流副润滑模型;柱塞副;滑靴副;缸体倾覆;壳体回油压力;内泄漏

中图分类号:TH322;V245.1

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2023)02-0211-07

Experimental research on oil return characteristics of a certain type of hydraulic piston pump casing

QIU Hua¹, LI Dong-lin^{1,2}, ZHAO Feng¹, YANG Shu-hua¹, GAO Huo-jin¹

(1. Xinxiang Aviation Industry(Group) Co., Ltd., Xinxiang 453049, China; 2. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: Aiming at the problem that the return oil characteristics of an aviation hydraulic piston pump shell were unknown under the condition of high return oil pressure, taking an aviation hydraulic piston pump as the research object, the return oil characteristics of the pump shell were simulated and tested. Firstly, on the basis of solving the lubrication model of cylinder/valve-plate pair, the leakage models of cylinder/valve-plate pair, piston/cylinder pair and slipper/swash-plate pair were established respectively, considering different factors such as cylinder tilting, oil temperature and return oil pressure. Then, the leakage model of each friction pair was numerically solved, and the leakage law of them under different factors was analyzed. Finally, based on the leakage of each friction pair, the return oil pressure-flow characteristics of the pump shell were simulated. The return oil flow of the pump shell under different pressure was measured to verify the validity of the calculation results. The research results show that, when the inclination angle of the cylinder block is large and the return oil pressure is high, the contribution of the cylinder/valve-plate pair and slipper/swash-plate pair to the return oil flow of the pump shell is negative. However, the contribution of piston/cylinder pair to the return oil flow of the pump shell is always positive. The return oil flow of the pump shell decreases with the increase of return oil pressure. When the return oil pressure of the pump shell is 1.37 MPa, the return oil flow of the pump shell will drop to zero.

Key words: positive displacement pump; cylinder/valve-plate pair lubrication model; piston/cylinder pair; slipper/swash-plate pair; cylinder tilting; return oil pressure of pump shell; internal leakage

收稿日期:2022-07-10

基金项目:河南省科技攻关资助项目(212102210329,222102220012)

作者简介:邱华(1989-),男,河南周口人,硕士,工程师,主要从事航空液压元件方面的研究。E-mail:836636126@qq.com

通信联系人:李东林,男,博士,讲师。E-mail:lidonglin@haust.edu.cn

0 引 言

大型飞机的研发制造能力是国家航空实力的重要体现,关系到国家重大战略需求,因而被列为国家重大科技专项。

液压系统是大型飞机的核心子系统,被誉为飞机的“血管和肌肉”,其功能是为舵面操纵、起落架收放、机轮刹车、舱门启闭等关键作动系统提供动力^[1]。航空液压柱塞泵是飞机液压系统的核心部件,在系统中扮演着类似于“心脏”的重要角色,为系统提供压力和流量^[2,3]。

由于受高空低温、低气压等环境因素的影响,现代飞机液压系统通常使用增压油箱(增压压力通常为 0.3 MPa~0.5 MPa),构成闭式液压系统,以满足航空液压柱塞泵的吸入要求^[4]。在巡航状态下,大型飞机的作动系统由于长时间不动作,航空液压柱塞泵不能通过高压出口带走热量,泵的壳体回油是其散热的唯一途径,成为影响飞机液压系统安全的关键因素。

在柱塞泵的使用过程中,柱塞泵需要面对油箱增压压力和管路流阻等造成的高回油压力,因此,要求柱塞泵具有较强的壳体回油压力,同时在系统设计上应具有较低的回油管路流阻。然而,因壳体回油不畅,致使液压泵内部摩擦热量无法带出,液压泵内部因热量积聚而温度升高,导致液压泵产生故障的情况时有发生^[5]。

因此,研究航空液压柱塞泵的壳体回油特性,对于飞机液压系统的设计和使用维护具有重要意义。

在使用方面,研究人员分析了壳体回油能力对航空液压柱塞泵的重要性。

陈金华等人^[6]研究了入口内置增压泵、出口集成缓冲瓶、壳体回油腔设置主动抽油泵等,对发动机驱动泵寿命的影响,指出了壳体回油能力对发动机驱动泵寿命的重要性,并提出了保证壳体回油的解决措施;但是该研究并未量化计算壳体回油压力-流量特性。张文超等人^[7]研究了柱塞泵 3 对摩擦副对回油流量的影响,并得出结论,即配流盘的磨损对泄漏量的影响程度最为关键;但该研究未考虑缸体倾覆对壳体回油的影响。

在机理方面,航空液压柱塞泵的壳体回油是由配流副、柱塞副和滑靴副的泄漏造成的,因此,国内外学者都对三大摩擦副的泄漏特性进行了深入的研究。

BAKER J E^[8]研究了柱塞泵配流副密封间隙对其泄漏和黏性功率损失的影响,并提出了一种可降低功率损失的配流盘微结构;但该研究没有分析配流副泄漏对泵壳体回油能力的影响。WANG Z 等人^[9]研究了

柱塞泵倾斜缸体配流副油膜的形态和压力分布;但是,研究中并未考虑壳体回油压力对油膜形态和压力分布的影响。胡敏^[10]研究了轴向柱塞泵柱塞副油膜的润滑承载机理;但没有分析柱塞副泄漏对泵壳体回油能力的贡献。QIAN D 等人^[11]在对燃油泵柱塞副泄漏进行研究时,考虑了偏心、弹性变形和温度等因素对高压燃油泵柱塞副泄漏的影响;但未考虑高壳体回油压力对柱塞副泄漏的影响。王亚军^[12]研究了轴向柱塞泵滑靴副的滑靴不同结构参数对其压力分布的影响,并对滑靴结构参数进行了优化;但其涉及的边界条件中,未考虑壳体回油压力的影响。

很多学者在研究中指出,壳体回油能力对航空柱塞泵具有重要作用,并分析了三大摩擦副的泄漏规律,但是较少考虑高壳体回油压力对其泄漏的影响。

笔者以某型航空液压柱塞泵为对象,在求解配流副润滑模型的基础上,考虑缸体倾斜角度和高壳体回油压力等因素的影响,分别建立配流副、柱塞副和滑靴副泄漏模型,研究缸体倾斜角度、油液温度、壳体回油压力等工况参数,对各摩擦副泄漏量的影响,并对壳体回油压力-流量特性进行深入分析。

1 摩擦副模型

1.1 摩擦副几何结构

某规格型号航空液压柱塞泵配流副的结构如图 1 所示。

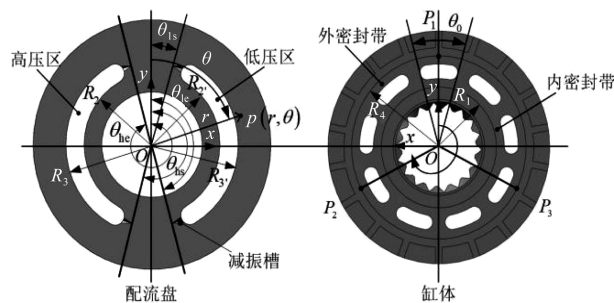


图 1 液压柱塞泵配流副结构

R_1 —内密封带内半径; R_2 —高压区内密封带外半径; R_3 —低压区内密封带外半径; R_4 —外密封带外半径; θ_{ls} —低压区起点张角; θ_{lc} —低压区终点张角; θ_{hs} —高压区起点张角; θ_{hc} —高压区终点张角; θ_0 —缸体配流窗口夹角

由图 1 可知:缸体端面和配流盘表面紧密贴合组成了配流副,缸体端面均布 9 个腰型通流窗口,通流窗口两侧为内外密封带;配流盘包括低压区腰型槽和高压区腰型槽。

配流副结构参数的名称和取值如表 1 所示。

表1 配流副结构参数值

参数名称/单位	取值
内密封带内半径 R_1/m	17.2×10^{-3}
高压区内密封带外半径 R_2/m	19.1×10^{-3}
低压区内密封带外半径 R_2'/m	18.7×10^{-3}
高压区外密封带内半径 R_3/m	23.9×10^{-3}
低压区外密封带外半径 R_3'/m	24.3×10^{-3}
外密封带外半径 R_4/m	25.9×10^{-3}
低压区起点张角 $\theta_{ls}/(^{\circ})$	15
低压区终点张角 $\theta_{le}/(^{\circ})$	165
高压区起点张角 $\theta_{hs}/(^{\circ})$	195
高压区终点张角 $\theta_{he}/(^{\circ})$	345
缸体配流窗口夹角 $\theta_0/(^{\circ})$	30

1.2 配流副的润滑模型

为了精确分析配流副泄漏特性,首先需要建立其润滑模型。为了便于计算,笔者对配流副润滑模型做以下假设:

- (1) 配流副间隙油液流动特性为层流;
- (2) 配流副油液为理想牛顿液体,油液密度不随压力及温度变化;
- (3) 油液满足近壁面无滑移边界条件;
- (4) 油膜厚度尺寸相对周向与径向尺寸极小,认为油膜压力沿膜厚方向不变。

在极坐标 (r, θ) 下,忽略重力的影响,配流副的雷诺方程可表示为^[13]:

$$\begin{cases} P_{i,j} = \frac{AP_{i,j+1} + BP_{i,j-1} + CP_{i+1,j} + DP_{i-1,j} + E}{F} \\ A = \frac{h_{i,j}^3}{r_{i,j}^2 \Delta \theta^2} + \frac{3h_{i,j}^2}{2r_{i,j}^2 \Delta \theta} \left[\frac{r_{i,j} \cos \theta_{i,j}}{\sqrt{3} R_4} (h_2 - h_3) - \frac{r_{i,j} \sin \theta_{i,j}}{3R_4} (2h_1 - h_2 - h_3) \right] \\ B = \frac{h_{i,j}^3}{r_{i,j}^2 \Delta \theta^2} - \frac{3h_{i,j}^2}{2r_{i,j}^2 \Delta \theta} \left[\frac{r_{i,j} \cos \theta_{i,j}}{\sqrt{3} R_4} (h_2 - h_3) - \frac{r_{i,j} \sin \theta_{i,j}}{3R_4} (2h_1 - h_2 - h_3) \right] \\ C = \frac{h_{i,j}^3}{\Delta r^2} + \frac{h_{i,j}^3}{2r_{i,j} \Delta r} + \frac{3h_{i,j}^2}{2r_{i,j} \Delta r} \left[\frac{\sin \theta_{i,j}}{\sqrt{3} R_4} (h_2 - h_3) + \frac{\cos \theta_{i,j}}{3R_4} (2h_1 - h_2 - h_3) \right] \\ D = \frac{h_{i,j}^3}{\Delta r^2} - \frac{h_{i,j}^3}{2r_{i,j} \Delta r} - \frac{3h_{i,j}^2}{2r_{i,j} \Delta r} \left[\frac{\sin \theta_{i,j}}{\sqrt{3} R_4} (h_2 - h_3) + \frac{\cos \theta_{i,j}}{3R_4} (2h_1 - h_2 - h_3) \right] \\ E = -6\omega\mu \left[\frac{r_{i,j} \cos \theta_{i,j}}{\sqrt{3} R_4} (h_2 - h_3) - \frac{r_{i,j} \sin \theta_{i,j}}{3R_4} (2h_1 - h_2 - h_3) \right] \\ F = 2 \left(\frac{h_{i,j}^3}{\Delta r^2} + \frac{h_{i,j}^3}{r_{i,j}^2 \Delta \theta^2} \right) \end{cases} \quad (5)$$

其中: $r_{i,j} = r_1 + i\Delta r$; $\theta_{i,j} = j\Delta \theta$; $\Delta r = (r_4 - r_1)/m$;
 $\Delta \theta = 2\pi/n$ 。

设置边界条件如下:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega\mu r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中: h —油膜的厚度, m ; p —油膜的压力, Pa ; ω —缸体的转速, rad/s ; μ —油液动力黏度, $Pa \cdot s$ 。

图1中,笔者选取外密封带外圆半径 R_4 上3个等分点 P_1 、 P_2 和 P_3 , 对应的油膜厚度分别为 h_1 、 h_2 和 h_3 , 配流副任意位置的油膜厚度可表示为:

$$h(r, \theta) = \frac{r \sin \theta}{\sqrt{3} R_4} (h_2 - h_3) + \frac{r \cos \theta}{3R_4} (2h_1 - h_2 - h_3) + \frac{1}{3} (h_1 + h_2 + h_3) \quad (2)$$

对式(2)求极值,可得配流副楔形油膜角度,即缸体相对与配流盘的倾角 γ 为:

$$\gamma = \arctan \left[\frac{\max h(R_4, 0 \sim 2\pi) - \min h(R_4, 0 \sim 2\pi)}{2R_4} \right] \quad (3)$$

实验结果表明,配流盘最小油膜在高压区从外死点沿旋转方向的 $100^{\circ} \sim 135^{\circ}$ 范围内^[14], 对应的最小油膜厚度方位角取其平均值,即 θ_{minh} 为 297.5° 。

为了便于数值计算,将式(1)变为差分形式,即:

$$\left[\frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) \right]_{i,j} + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \right]_{i,j} = \left[6\omega\mu r \frac{\partial h}{\partial \theta} \right]_{i,j} \quad (4)$$

采用差分法对式(4)进行离散,可得压力分布表达式为:

$$\begin{cases} P(R_1, \theta) = p_{case} \\ P(R_4, \theta) = p_{case} \\ P(R_2 \leq r \leq R_3, \theta_{ls} \leq \theta \leq \theta_{le}) = p_c \\ P(R_2' \leq r \leq R_3', \theta_{ls} \leq \theta \leq \theta_{le}) = p_c \\ P(r, 0) = P(r, 2\pi) \end{cases} \quad (6)$$

式中： p_{case} —壳体回油压力，Pa； p_c —柱塞腔的压力，Pa。

采用迭代法求解，程序流程图可参见文献[15]。

1.3 配流副的泄漏模型

在柱塞泵的实际工作过程中，在柱塞液压力、侧向力和离心力等的作用下，其缸体会向高压区倾覆，造成配流副形成楔形油膜，配流盘高压区油膜薄，低压区油膜厚^[16]。

配流副的楔形油膜如图 2 所示。

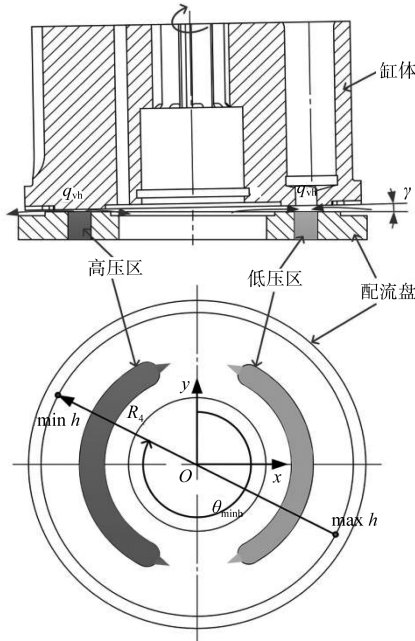


图 2 配流副的楔形油膜

γ —配流副楔形油膜角度； q_{vl} —低压区从壳体中吸油的流量； q_{vh} —高压区泄漏到壳体中的流量； R_4 —外密封带外半径； $min h$ —最小油膜厚度； $max h$ —最大油膜厚度； θ_{minh} —最小油膜厚度方位角

在压差的作用下，一方面，高压区油膜向外流入泵壳体，造成泄漏；另一方面，低压区油膜向内流入低压区腰型槽，吸入柱塞腔。

根据配流副间隙压力分布，配流盘处径向流速为^[17]：

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial r} (z^2 - hz) \quad (7)$$

高压区泄漏到壳体中的流量可表示为：

$$q_{vh} = \iint_{\Omega_h} v_r R_4 dz d\theta + \iint_{\Omega_h} v_r R_4 dz d\theta \quad (8)$$

低压区从壳体中吸油的流量可表示为：

$$q_{vl} = \iint_{\Omega_l} v_r R_4 dz d\theta + \iint_{\Omega_l} v_r R_4 dz d\theta \quad (9)$$

因此，配流副的泄漏量可表示为：

$$q_v = q_{vh} - q_{vl} \quad (10)$$

1.4 柱塞副的泄漏模型

由于柱塞副的间隙很小，可将其缝隙流动视为层

流。又由于柱塞与缸套之间存在间隙，柱塞在侧向力的作用下会产生偏心，考虑偏心情况下单个柱塞的泄流量可表示为：

$$q_p = \frac{(p_c - p_{case}) \pi d_p \delta_p^3}{12\mu(l_{min} + s_p)} (1 + 1.5\varepsilon_p^2) \quad (11)$$

式中： s_p —柱塞的位移，m； δ_p —柱塞与缸套单边间隙，m； ε_p —柱塞在缸孔中的偏心率。

1.5 滑靴副的泄漏模型

滑靴副的润滑油膜非常薄，油膜的流动可视为层流，其泄流量可表示为：

$$q_s = \frac{(p_c - p_{case}) 2\pi \delta_s^3}{12\mu \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (12)$$

式中： r_1 —滑靴密封带内半径，m； r_2 —滑靴密封带外半径，m； δ_s —滑靴副油膜厚度，m。

2 数值分析

2.1 参数设置

笔者以某型 21 MPa 恒压变量柱塞泵为研究对象。该泵在一个周期内单个柱塞腔的压力随转角变化情况，如图 3 所示。

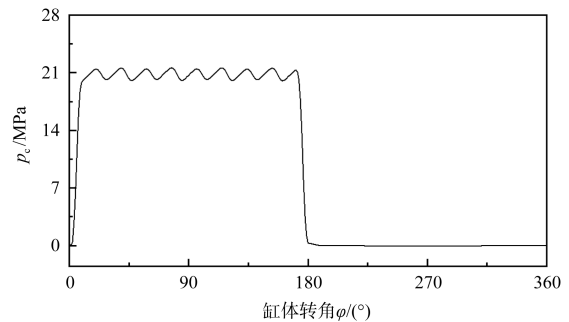


图 3 单个柱塞腔压力变化

仿真模型中各参数的取值如表 2 所示。

表 2 仿真参数

参数名称/单位	取值
柱塞直径 d_p /m	12.5×10^{-3}
柱塞分布圆半径 R /m	17.5×10^{-3}
斜盘倾角 β /°	17.5
最小留缸长度 l_{min} /m	13.6×10^{-3}
柱塞副配合间隙 δ_p /m	0.016×10^{-3}
柱塞在缸孔中的偏心率 ε_p	0.816
滑靴密封带内半径 r_1 /m	5.1×10^{-3}
滑靴密封带外半径 r_2 /m	7.2×10^{-3}
滑靴副(排油时)油膜厚度 δ_s /m	0.008×10^{-3}
滑靴副(吸油时)油膜厚度 δ_s /m	0.1×10^{-3}
柱塞数/个	9
液压油	15 号航空液压油

2.2 缸体倾角对配流副泄漏的影响

由配流副的泄漏公式(7~10)可知，配流副的泄

漏量与油膜的压力分布和油膜厚度正相关,配流副的泄漏量包括高压区的泄漏和低压区的吸油。

在壳体回油压力 0.5 MPa、中心油膜厚度 15 μm 、温度 40 $^{\circ}\text{C}$ 条件下,配流副各部分泄漏量随缸体倾斜角度的变化,如图 4 所示。

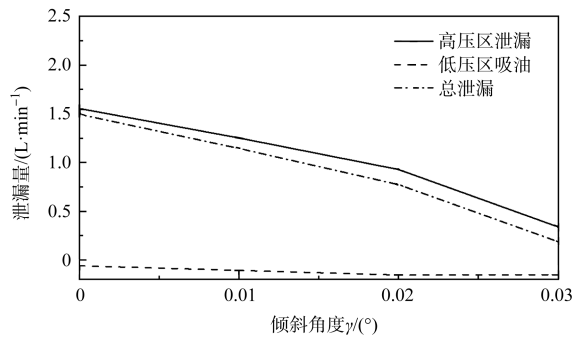


图4 配流副各部分泄漏量与缸体倾斜角度的关系

由图 4 可知:当缸体倾斜角度为 0 时,高压区向壳体中的泄漏占主导,低压区从壳体内的吸油较小;但随着缸体倾斜角度的增加,高压区油膜厚度减小,低压区油膜厚度增加,高压区泄漏减小,而低压区吸油作用增强,配流副的总泄漏量逐渐减小。

在缸体倾斜条件下,为了进一步分析低压区吸油的对配流副总泄漏的影响,笔者计算了配流盘低压区吸油与高压区泄漏的占比,所得到的结果如图 5 所示。

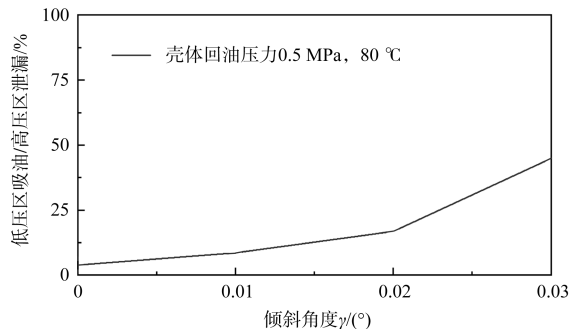


图5 配流盘低压区吸油与高压区泄漏的比例

由图 5 可知:随着缸体倾斜角度的增加,低压区吸油作用逐渐增强;当倾斜角度为 0.03 $^{\circ}$ 时,低压区吸油量与高压区泄漏量的比例为 44.83%,即配流副高压区将近一半的泄漏量被吸入到柱塞腔中。

2.3 油液温度对配流副泄漏的影响

配流副泄漏量与油液黏度呈负相关,而油液的黏度受温度的影响。

在缸体倾角 0.02 $^{\circ}$ 、壳体回油压力 0.5 MPa 下,配流副各部分泄漏量随温度的变化曲线,如图 6 所示。

从图 6 可知:在低温 -40 $^{\circ}\text{C}$ 时,因油液黏度很大,配流副各部分的泄漏量很小;但随着温度的升高,高压区的泄漏增加,低压区的吸油作用也增强;当油液温度达到 135 $^{\circ}\text{C}$ 时,低压区吸油量和高压区

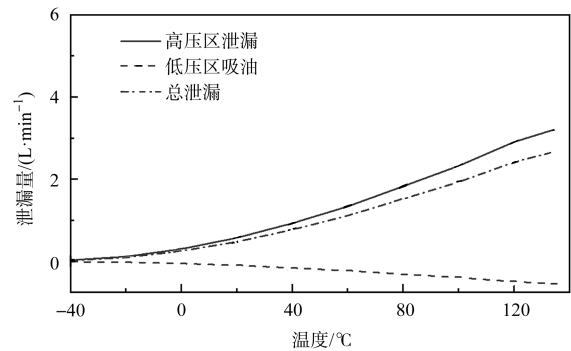


图6 配流副各部分泄漏量随温度的变化

泄漏量分别为 -0.543 L/min 和 3.217 L/min,两者的比例为 16.88%。

2.4 壳体回油压力对摩擦副泄漏的影响

泵壳体回油压力是影响摩擦副泄漏的直接因素。在缸体倾斜角度 0.03 $^{\circ}$ 、油温 80 $^{\circ}\text{C}$ 条件下,配流副各部分泄漏量随壳体回油压力的变化情况,如图 7 所示。

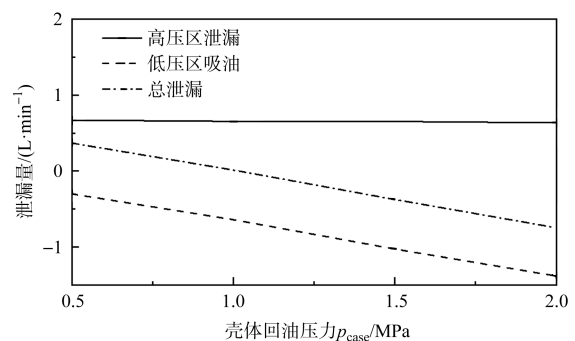


图7 配流副各部分泄漏量随壳体回油压力的变化

从图 7 可以看出:由于配流盘高压区压力 (21 MPa) 远高于壳体回油压力,壳体回油压力对配流盘高压区的泄漏影响较小;然而,壳体回油压力为配流盘低压区压力 (0.03 MPa) 的数倍,壳体回油压力对配流盘低压区吸油影响显著。特别地,当壳体回油压力为 2 MPa 时,高压区泄漏量、低压区吸油量和总泄漏量分别为 0.635 L/min、-1.380 L/min 和 -0.756 L/min,配流盘高压区的泄漏量小于低压区的吸油量,配流盘整体上将从壳体内吸油。

为了分析缸体倾斜角度、壳体回油压力对配流副低压区吸油作用的影响,笔者计算了这两个参数耦合作用下,低压区吸油量与高压区泄漏量占比,结果如图 8 所示。

从图 8 可知:低压区吸油作用与壳体回油压力呈线性增强关系,同时随着缸体倾斜角度的增加,吸油作用增强;在壳体回油压力 2.0 MPa 下,缸体倾斜角度为 0、0.01 $^{\circ}$ 、0.02 $^{\circ}$ 和 0.03 $^{\circ}$ 对应的配流副低压区吸油量与高压区泄漏量的比例分别为 18.87%、40.62%、78.77%和 217.49%,即当缸体倾斜角度大于 0.02 $^{\circ}$ 的某个值时,配流盘整体上将由向壳体中泄漏转为从壳体中吸油。

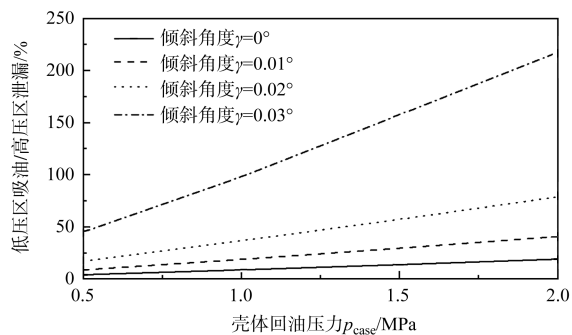


图 8 配流副低压区吸油与高压区泄漏占比

根据柱塞副的泄漏公式(11),可计算得到不同壳体回油压力下,柱塞副泄漏量随缸体转角的变化情况,其所得结果如图 9 所示。

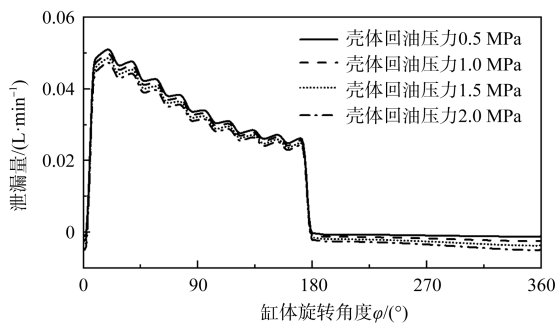


图 9 柱塞副泄漏量随缸体转角的变化

从图 9 可知:在缸体转角在 0~180° 的高压排油区间,柱塞副的泄漏量随着缸体转角的增加而减小,这是由于柱塞副配合长度的增加造成的;

此外,由于柱塞腔压力的波动(见图 3),柱塞副在高压区间的泄漏量也呈现波动情况;当缸体转角在 180°~360° 的低压吸油区间,滑靴副的泄漏量为负值,这是由于壳体回油压力高于柱塞吸油时的真空度,壳体中油液向柱塞腔内倒灌造成的;

整体上,在 0~180° 高压区,滑靴副泄漏量随着壳体回油压力的升高而减小;在 180°~360° 低压区,滑靴副吸油量随着壳体回油压力的升高而增加。

由于柱塞副配合间隙较小,在一个周期内,柱塞副总的泄漏量始终为正,对壳体回油流量的贡献为正值。

根据滑靴副的泄漏公式(12),可计算得到不同壳体回油压力下滑靴副泄漏量随缸体转角的变化情况,其结果如图 10 所示。

从图 10 可知:在缸体转角在 0~180° 的高压排油区间,滑靴副的泄漏量随着缸体转角的变化而呈现周期波动,泄漏量的波动是由于柱塞腔压力的波动引起的;当缸体转角在 180°~360° 的低压吸油区间,滑靴副的泄漏量为负值,这是由于壳体回油压力高于柱塞吸油时的真空度,且滑靴副回程间隙较大,出现明显倒灌现象;

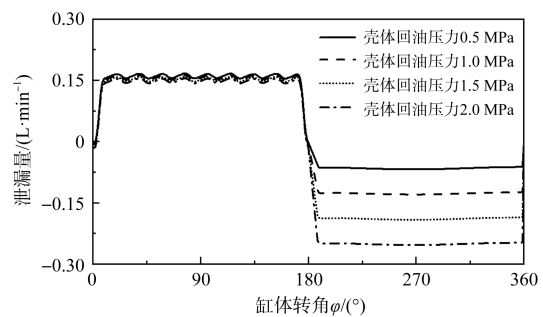


图 10 滑靴副泄漏量随缸体转角的变化

整体上,在 0~180° 高压区,滑靴副泄漏量随着壳体回油压力的升高而减小;在 180°~360° 低压区,滑靴副吸油量随着壳体回油压力的升高而显著增加。

当壳体回油压力较高时,滑靴副在一个周期内总泄漏量将变为负值,即对壳体回油流量的贡献为负值。

3 试验及分析

在仿真方面,根据配流副的泄漏公式(10)、柱塞副的泄漏公式(11)和滑靴副的泄漏公式(12),笔者计算不同壳体回油压力下各摩擦的泄漏量,并将各结果进行相加,可得到不同泵壳体回油压力对应的流量。

在试验方面,笔者在试验台上对 5 台航空液压柱塞泵的壳体回油特性进行测试。

泵的壳体回油特性试验图如图 11 所示。

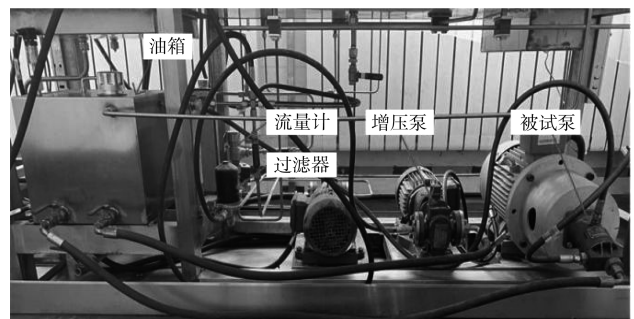


图 11 泵的壳体回油特性试验图

试验中,笔者采用节流阀调节泵壳体的回油压力,采用流量计测量壳体回油流量。

主要测试仪器参数如下:流量计。测量范围:0.1 L/min~7.0 L/min;精度:0.1 级;

温度传感器。测量范围:-50℃~300℃;精度:0.1 级;

壳体回油压力传感器。测量范围:0~6 MPa;精度:0.25 级。

试验条件:模拟巡航工况,泵为零输出流量,壳体回油温度保持在(80±3)℃,分别在 0.7 MPa、1.0 MPa 和 1.2 MPa 背压下,测试壳体回油流量^[18]。

壳体回油压力-流量的仿真与试验对比结果,如图 12 所示。

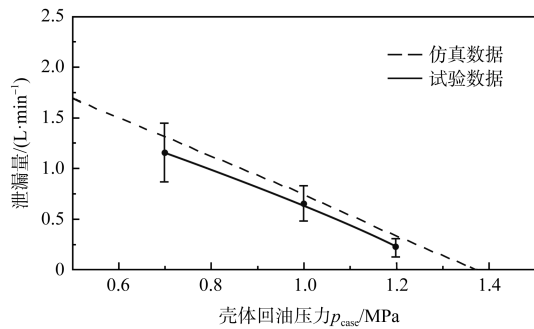


图12 壳体回油压力-流量的仿真与试验对比

从图12可知:壳体回油压力-流量的仿真结果和试验结果具有较好的一致性;随着壳体回油压力的升高,泵的壳体回油流量呈线性下降;当壳体回油压力为1.37 MPa时,壳体回油流量降为0。

4 结束语

由于高回油压力条件下,航空液压柱塞泵壳体存在回油特性不明的问题,笔者以某型航空液压柱塞泵为研究对象,对其壳体回油特性进行了仿真分析和试验研究。笔者在建立了航空液压柱塞泵内各摩擦副泄漏模型的基础上,分析了工况对各摩擦副泄漏量的影响,进而研究了泵的壳体回油特性,并采用试验的方式对此进行了验证。

研究表明:

(1)缸体的倾覆使得配流副油膜呈楔形,高压区油膜变薄,泄漏减小;高压区油膜变厚,吸油增加。在一定条件下,配流副总泄漏量将变为负数,对壳体回油流量的贡献为负值;

(2)柱塞副在高压区时油液向壳体内泄漏,在低压区时从壳体内吸油。整体上,由于柱塞副配合间隙较小,柱塞副总泄漏量为正数,对壳体回油流量的贡献为正值;

(3)滑靴副在高压区时油液向壳体内泄漏,在低压区时从壳体内吸油。整体上,由于高压区油膜厚度小于回程间隙,在一定条件下,滑靴副总泄漏量将变为负数,对壳体回油流量的贡献为负值;

(4)随着回油压力的升高,泵的壳体回油流量呈现线性减小趋势,当壳体回油压力为1.37 MPa时,壳体回油流量下降至0。

在后续的工作中,笔者将在此研究的基础上,对提升航空液压柱塞泵壳体回油能力做进一步的深入研究。

参考文献 (References):

- [1] 焦宗夏,孔祥东,王少萍,等.大型飞机电液动力控制与传动系统新体系基础研究[J].中国基础科学,2018,20(2):41-47.
- [2] 左学谦,熊芝,聂磊,等.基于AHP的油田柱塞泵常规故障等级评价方法[J].流体机械,2022,50(8):67-75.
- [3] 杨煜兵,张春光,刘光恒,等.基于响应面法的柱塞泵迷宫密封优化设计[J].流体机械,2021,49(6):44-49,93.
- [4] 欧阳小平,杨华勇,郭生荣,等.现代飞机液压技术[M].杭州:浙江大学出版社,2016.
- [5] 刘红,高亚奎.某型飞机液压泵因高温损坏原因分析与处理[C]//第五届全国流体传动与控制学术会议暨2008年中国航空学会液压与气动学术会议论文集.北京:北京航空航天大学出版社,2008:103-106.
- [6] 陈金华,郭生荣,卢岳良.民机发动机驱动泵的长寿命设计技术[J].液压与气动,2021,45(8):160-170.
- [7] 张文超,王少萍,赵四军.柱塞泵三对摩擦副对回油流量的影响分析[C]//第五届全国流体传动与控制学术会议暨2008年中国航空学会液压与气动学术会议论文集.北京:北京航空航天大学出版社,2008:997-1002.
- [8] BAKER J E. Power losses in the lubricating gap between cylinder block and valve plate of swash plate type axial piston machines[D]. West Lafayette: Purdue University,2008.
- [9] WANG Z, HU S, JI H, et al. Analysis of lubricating characteristics of valve plate pair of a piston pump[J]. Tribology International,2018,126(10):49-64.
- [10] 胡敏.轴向柱塞泵摩擦副功率损失分析与表面形貌设计研究[D].杭州:浙江大学机械工程学院,2017.
- [11] QIAN D, LIAO R. A nonisothermal fluid-structure interaction analysis on the piston/cylinder interface leakage of high-pressure fuel pump[J]. Journal of Tribology-Transactions of the ASME,2014,136(2):021704.
- [12] 王亚军.高压高速轴向柱塞泵滑靴性能研究[D].北京:北京理工大学机械与车辆学院,2014.
- [13] SHIN J H, KIM K W. Effect of surface non-flatness on the lubrication characteristics in the valve part of a swash-plate type axial piston pump[J]. Meccanica,2014,49(5):1275-1295.
- [14] KI K J, JUNG J Y. Measurement of fluid film thickness on the valve plate in oil hydraulic axial piston pumps (I)-bearing pad effects[J]. KSME. International Journal,2003,17(2):246-253.
- [15] 胡晓,王少萍,韩磊.轴向柱塞泵配流副动态压力分布建模与仿真[J].液压气动与密封,2012,32(8):68-71.
- [16] IVANTYSYN J., IVANTYSYNOVA M. Hydrostatic pumps and motors: principle, design, performance, modeling, analysis, control and testing[M]. New Delhi: Tech Books International,2002.
- [17] 侯亮,赖伟群,崔凯,等.轴向柱塞马达平面配流副油膜润滑特性建模及分析[J].华南理工大学学报:自然科学版,2021,49(2):99-109.
- [18] 李正祥.柱塞闭死容积对柱塞泵出口流量脉动的研究[J].液压气动与密封,2022(2):16-19,15.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

邱华,李东林,赵峰,等.某型液压柱塞泵壳体回油特性试验研究[J].机电工程,2023,40(2):211-217.

QIU Hua, LI Dong-lin, ZHAO Feng, et al. Experimental research on oil return characteristics of a certain type of hydraulic piston pump casing[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2023,40(2):211-217.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>