基于 AMEsim 的双压力柱塞泵的数字建模与热分析

卢 宁 付永领 孙新学

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100083)

摘 要: 利用 AMESim 仿真软件对双压力液压系统进行了建模与仿真. 建立了轴向柱塞泵运动方程、流量方程和配油盘的仿真模型,进行了相应的仿真计算. 建立了双压力泵控制阀的仿真模型,着重分析了双压泵在高、低 2 种压力下的流量特性和压力切换时的动态特性. 建立了一套完整的液压系统,分析比较了恒压变量泵液压系统和双压力液压系统在相同负载、散热环境和运行时间下的温升情况. 结果表明双压力泵的动态特性与理论分析基本相符,在需要 2 种压力的系统中,双压力泵源在工作效率上明显优于恒压泵源.

关 键 词: 数字建模; 仿真; AMESim; 双压力泵; 热分析

中图分类号: TH 322

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2006)09-1055-04

Digital modeling of double press axial piston pump and its thermal analysis basing on AMEsim

Lu Ning Fu Yongling Sun Xinxue

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Hydraulic system simulation model of double press axial piston pump was established in AMESim. Movement function, flux function and swash plate model of axial piston pump were created, and carried on the corresponding simulation computation. Control valve simulation model of double press axial piston pump was established in AMESim, and the analysis emphasis were the flux characteristic and the pressure cut dynamic characteristic under two pressures. To compare the result of temperature rise, a complete hydraulic systems was established for double press axial piston pump and fix press axial piston pump under two kinds of hydraulic pump sources in the same load, the same radiation environment and the same running time. Simulation results show that dynamic characteristic of double press axial piston pump match the theory, the efficiency exceeds fix press axial piston pump.

Key words: digital modeling; simulation; AMEsim; double press pump; thermal analysis

目前,飞机上采用的液压能源系统基本上是液压变量泵源,液压泵的输出额定压力是按照最高压力工况设计的,实际上对于一架典型的战斗机来说,要求最高工作压力的时间还不到整个飞行时间的十分之一,其余的时间主要在低压工作状态. 因此,现今的机载液压系统的恒压变量泵源系统造成了很大的浪费,不能满足未来飞机的需要[1]. 鉴于此,西方发达国家特别是美国和英国等从 20 世纪 80 年代开始了变压力机载液压系统的研制,提出了双压力变流量机载泵源形式. 为了深入了解机载变压液压能源系统的静、动态特性,设计理想的机载变压泵源,需要对双压能源系统作深入的理论分析和仿真研究.

AMESim(Advanced Modeling Environment for performing Simulations of engineering systems)是一种新型的工程仿真软件,主要用于模拟控制对象

收稿日期: 2005-11-24

作者简介: 卢 宁(1976-),男,河北定州人,博士生, lqning16@163.com.

的真实建模环境. AMESim 软件是基于图形化的仿真软件,带有多种工程设计软件包;其中液压仿真软件包包含了大量常用的液压元件,液压源和液压管路等,该软件在建立液压系统数字模型的过程中充分考虑到液压油的物理特性和液压元件的非线性特性,例如:液压油的压缩性、滞环、饱和特性、库仑力、元件的泄漏等,其功能强大的后处理功能更是为工程分析提供了良好的支持. 它是一个图形化的开发环境,用于工程系统的建模、仿真和动态性能分析. 本文以 AMESim 作为设计平台就双压力液压系统进行参数建模、仿真、动态特性分析和热分析.

1 双压柱塞泵的基本原理与建模

1.1 双压柱塞泵的原理

如图 1 所示为某型号的双压式变量泵的原理图[1]. 由图可知,当电磁阀断电后,阀芯右端的小活塞与油箱相通,泵的出口压力为调压弹簧的设定压力;当电磁阀通电后,泵的出口压力作用在阀芯右端的活塞上,使弹簧压缩量增加,泵的出口压力增高. 本文中,弹簧的设定压力为 150 bar,电磁阀通电后,输出压力设计为 210 bar.

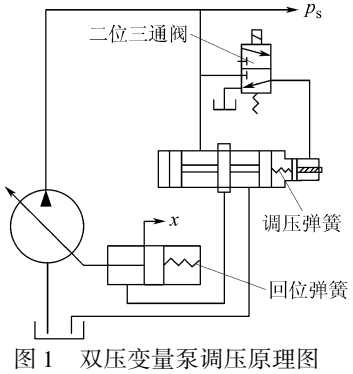


图 1 双压变量泵调压原理图

1.2 数字模型建模

1.2.1 柱塞泵运动方程及模型

这里主要分析柱塞相对于缸体往复直线运动的位移、速度. 柱塞泵工作时,传动轴带动缸体转动,缸体旋转带动柱塞一方面与其一起转动,另一方面相对于缸体作直线运动. 这 2 个运动的合成使柱塞上任何一点的运动轨迹都是椭圆. 缸体由 $\alpha=0$ 转过 α 角度后柱塞相对缸体的轴向位移 s_p 为 α 和 γ 的函数[2]

$$s_p = R_f \cdot \tan\gamma \cdot (1 - \cos\alpha) \tag{1}$$

式中,R_f 为柱塞分布园半径,m;α 为缸体的转角;γ 为斜盘的倾斜角.

对上式求导数就可以得到柱塞相对于缸体的运动速度 v_p

$$v_p = R_f[\dot{\gamma} \cdot \sec^2\gamma \cdot (1 - \cos\alpha) + \omega \cdot \tan\gamma \cdot \sin\alpha] \tag{2}$$

式中,ω 为缸体的旋转角速度,rad/s;$\dot{\gamma}$ 为斜盘相对于其转轴的转动角速度.

在 AMEsim 中建立的柱塞运动模型如图 2 所示. 图中,输入为缸体转动角速度和斜盘角速度,输出为柱塞的线速度,k 为柱塞泵的分度园半径.

函数 1 为

$$f_1(x,y) = \sec^2 x \cdot [1 - \cos y] \tag{3}$$

函数 2 为

$$f_2(x,y) = \tan x \cdot \sin y \tag{4}$$

函数中 x 为斜盘倾角;y 为缸体转动角度. 速度转换器可以将输入信号根据函数转化成线速度的形式;机械连接器将输入的 2 个线速度求和,输出为柱塞的线速度.

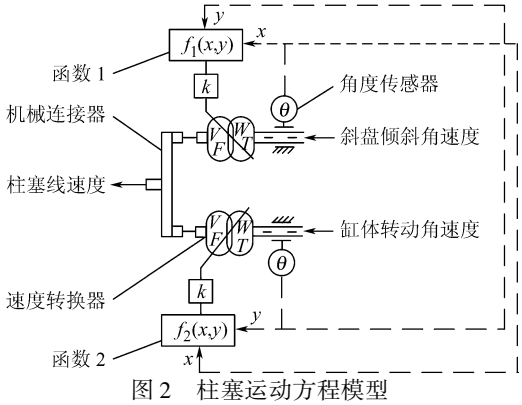


图 2 柱塞运动方程模型

1.2.2 柱塞泵流量方程及其模型

实际应用中系统泄漏和液压油的可压缩性不可避免,柱塞泵第 N 个柱塞的实际流量公式为

$$q_n = Q_n - Q_{leak} - dV_n \tag{5}$$

其中,Q_n 为第 N 个柱塞的理论流量;dV_n 为第 N 个柱塞内液压油的压缩量,$dV_n = dP_n \cdot \beta / V_n$;$P_n$ 为第 N 个柱塞内的即时压力;β 为体积弹性模量;Q_{leak} 为泄漏流量. 所以,第 N 个柱塞的实际流量为

$$q_n = A_p \cdot R_f \cdot [\dot{\gamma} \cdot \sec^2\gamma \cdot (1 - \cos\alpha_n) + \omega \cdot \tan\gamma \cdot \sin\alpha_n] - Q_{leak_n} - dV_n \tag{6}$$

式中 A_p 为柱塞面积. 假设柱塞的数量为 m,则总流量为

$$q = \sum_{n=1}^{m} q_n = \sum_{n=1}^{m} A_p \cdot R_f \cdot [\dot{\gamma} \cdot \sec^2\gamma \cdot (1 - \cos\alpha_n) + \omega \cdot \tan\gamma \cdot \sin\alpha_n] - dV_n - Q_{leak_n} \tag{7}$$

考虑泄漏和容积压缩的柱塞腔模型如图 3 所示,柱塞腔由一个柱塞与一个泄漏和粘性阻力件组合而成,柱塞是能量从机械域到液压域的转换

器,液压容器的体积取决于柱塞的位移和液体的弹性模量,系统中同时考虑了柱塞腔的内泄漏和粘性摩擦力.

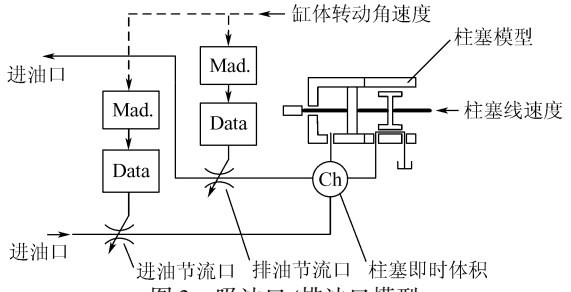


图 3　吸油口/排油口模型

1.2.3　配油盘吸油口及排油口模型

图 3 为吸油口/排油口的模型,参数化模型中,吸油窗由进油节流口实现,排油窗由排油节流口实现. 进油节流口和排油节流口的即时开度分别决定了进油口和排油口的通油面积. 油盘带着柱塞转动时,柱塞相对于缸体作直线运动;当缸体旋转时,在 0° ~ 180°范围内,柱塞在弹簧力的作用下由下死点不断伸出,柱塞腔的容积不断增大,此时进油节流口打开,排油节流口关闭,油液被吸入柱塞腔,为吸油过程. 随着缸体继续旋转,在 180° ~ 360°范围内,柱塞在斜盘的约束下油又从上死点向下死点运动,柱塞腔的容积不断减小,此时进油节流口关闭,排油节流口打开,油液被排出柱塞腔,为排油过程.

柱塞随着缸体的转动而转动,柱塞腔的实际过流面积与缸体的转角位置有关;参数模型中过流面积用节流口的节流面积体现. 当其中一个节流口打开时,另外一个节流口关闭,这样液压油就可以从一个节流口进入柱塞腔,而从另外一个节流口流出.

1.2.4　双压控制阀与随动活塞模型

双压变量泵控制阀(图 4 中 7)由液压元件设计库的元件组成,主要元件为二位三通阀、压力调解柱塞和控制阀体. 二位三通阀的进油腔与系统压力相通,调压活塞的压力腔与二位三通阀的排油口相通. 当二位三通阀断电时,调压活塞的压力腔与油箱相通,此时柱塞泵的出口压力决定于控制阀调压弹簧设定的预紧力,泵工作在低压状态;当二位三通阀通电时,调压活塞的压力腔与泵出口液压油相通,此时柱塞泵的出口压力决定于控制阀调压弹簧设定的预紧力和输出液压油作用在调压活塞产生的力之和,泵工作在高压状态.

1.2.5　双压变量泵系统热分析模型

图 4 所示为双压力变量泵的热模型,建立系统热模型必须从分析软件的热库中选择具有热特性的组成元件,参数设置中包含有与温度相关的参数,如:环境温度、初始温度、散热系数、液压油物理特性随温度的变化曲线等. 为了简化视图,将柱塞参数模型和活塞动力学模型分别进行封装,如图 4 中 1 和 2 所示.

图 4 中 10 为压缩容积与散热元件模型,系统散热部分由一个压缩容积组件、热传导组件和环境温度组成. 压缩容积代替双压泵与执行元件之间管路内的液压油. 热传导组件含有热交换口,是压缩容积内的液压油与环境进行热交换的通路. 热传导组件含有 2 个参数:热传导率和接触面积,

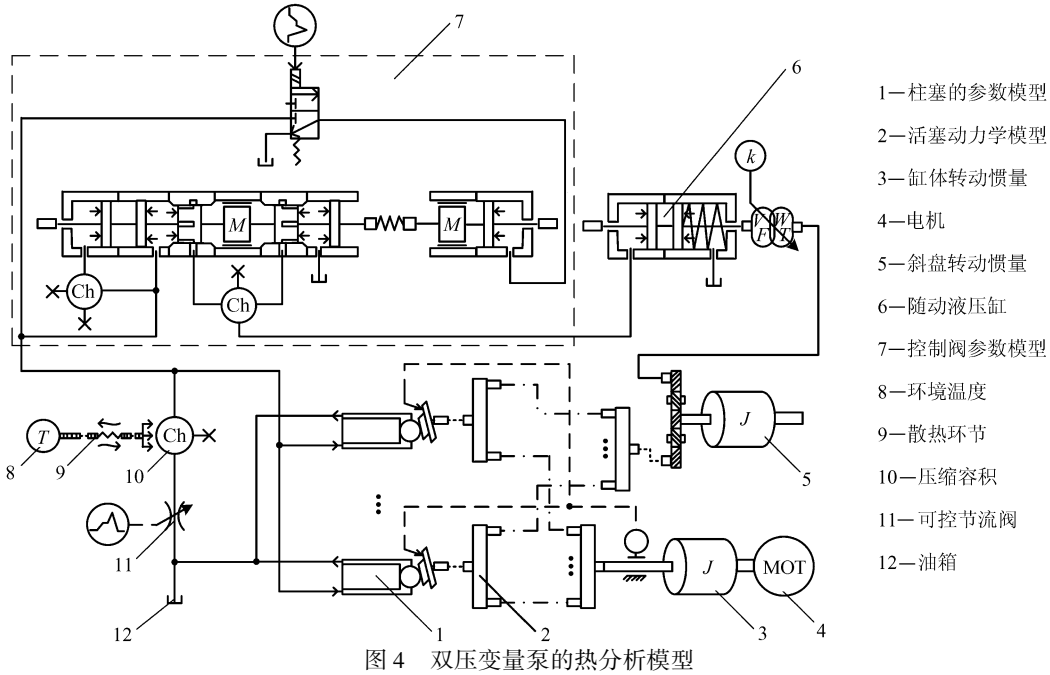


图 4　双压变量泵的热分析模型

它们共同决定了液压系统与外界环境的热交换过程. 油箱是从软件热库中选择的具有热特性的组件,油箱的散热特性可以通过设置液压油与环境的散热面积和热传导率实现.

2 仿真分析

2.1 仿真参数(参见表1)

表1 仿真参数

参数项	参数值	参数项	参数值
柱塞直径/mm	6	斜盘转动惯量/(kg·m^{-4})	0.4
柱塞数量	9	刚体转动惯量/(kg·m^{-4})	0.1
斜盘倾角/(°)	12.5	调压柱塞直径/mm	2.67
斜盘分度圆半径/m	0.03	液压缸散热面积 S/mm^2	30 000
随动活塞直径/mm	15	油箱底面周长 L/mm	1 000
电机转速(r·min^{-1})	1 000	初始油液高度 h/mm	300
弹簧设定压力/bar	150	随动活塞到斜盘转轴距离/m	0.06
环境温度/℃	30	热传导率/(W·((°)·m^2)$^{-1}$)	500

2.2 特性仿真曲线

2.2.1 双压变量泵的 Q-P 曲线

为了测试变量泵的流量-压力特性,分别在调解压力为210 bar和150 bar的情况下,首先将节流阀的开度达到最大(此时泵的排油压力为零),随后逐渐减小开度增加变量泵的负载,泵的压力随之上升流量减小,节流阀完全关闭后,泵的排油压力达到最大,流量减小到零,从而得到双压泵的 Q-P 曲线如图5所示. 由图中曲线可以看出,双压力泵在高、低压2种情况下的流量特性曲线均与2种压力下的恒压泵理论曲线相符合.

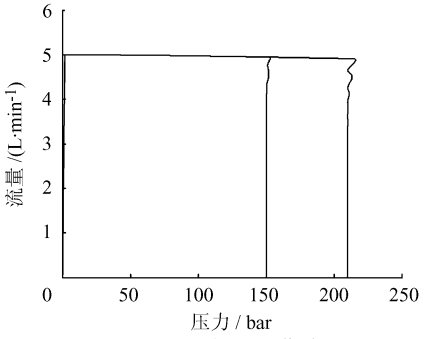


图5 压力流量曲线

2.2.2 双压泵在高低压转换时的脉动情况

图6为双压变量泵在高低压转换时的脉动曲线. 图中 t=0.5 s时,二位四通阀通电,泵的出口压力从150 bar改变为210 bar;t=1 s时,二位四通阀断电,泵的出口压力从210 bar改变为150 bar. 从图中可以看出,双压泵的输出压力从低压向高压变化和从高压向低压变化的稳定时间均小于0.03 s.

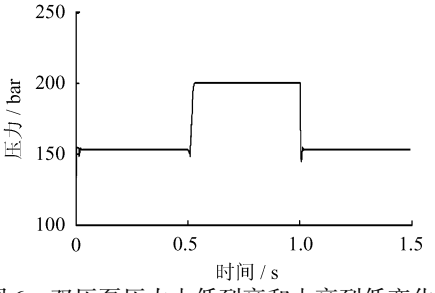


图6 双压泵压力由低到高和由高到低变化曲线

2.3 模型热分析结果

2.3.1 工况分析

双压系统热分析的整体仿真时间2 000 s;0~1 800 s节流口开度0.071 mm(假设的小负载情况),系统压力为低压150 bar;1 800~2 000 s节流口开度0.06 mm(假设的大负载情况),系统压力为高压(即假设负载发生变化),整个仿真过程中保证泵的输出流量基本不变. 采用恒压泵源时,节流阀开口不变(即系统在小负载情况下额外的压力也消耗在节流阀上),系统压力恒定为210 bar.

2.3.2 仿真曲线

图7中分别为双压泵和恒压泵系统油箱的油温曲线,比较曲线可知系统在小负载的情况下,双压泵系统的油箱温度为32.8℃,恒压泵的油箱温度为34.2℃,两者相差1.6℃. 因此,在如前所述的负载情况下,双压泵的发热低于恒压泵.

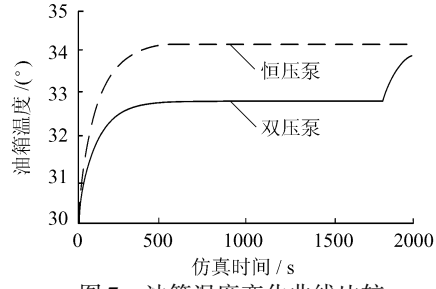


图7 油箱温度变化曲线比较

3 结束语

本文在柱塞泵理论分析的基础上,利用仿真软件AMEsim建立了完善的双压变量泵的参数化模型,分析了双压泵在高压和低压2种情况下的动态特性和高低压变换时压力波动性能,得出了双压泵的压力-流量特性曲线. 根据双压变量泵的理论分析,本文使用软件的热库建立了双压泵的热分析模型并进行仿真验证. 结果表明,在相同工作条件下,双压变量泵系统的工作效率高于恒压变量泵;小负载情况下双压泵系统中因控制阀节流产生的热量低于恒压变量泵系统.

(下转第1086页)