

考虑迟滞特性的自增容弹性压力油箱建模研究

姚静^{1,2} 王定煜^{2*} 梁栋² 郝金鹿² 何蔼雯²

1. 起重机械关键技术全国重点实验室, 秦皇岛, 066004

2. 燕山大学机械工程学院, 秦皇岛, 066004

摘要:为满足高端移动装备对液压油箱高承压、轻量化的需求,提出一种自增容弹性压力油箱。采用橡胶-编织组合材料代替传统金属油箱壁面,利用橡胶柔性变形和外置编织纤维防护增强特性,实现系统中油液体积补偿并输出压力油液。基于编织纤维几何特性、壳体受力分析,建立油箱理想静态数学模型,并引入Maxwell迟滞模型进行修正,得到其结构参数与体积、压力的关系。基于流量方程、受力平衡方程和容积公式得到油箱动态非线性数学模型。在油箱位移/压力迟滞特性试验的基础上进行模型参数辨识。研究表明:所设计油箱样机最大压力为530 kPa,质量仅950 g。正弦响应下油箱跟随液压缸运动特性良好。随着阶跃幅值的增大,进油工况下压力增大时间和变化幅值逐渐增大。

关键词: 液压元件;轻量化;压力油箱;数学模型;迟滞特性;编织纤维

中图分类号: TH137

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.02.002

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Modeling of Self-expanding Elastic Pressurized Reservoir Considering Hysteresis Characteristics

YAO Jing^{1,2} WANG Dingyu^{2*} LIANG Dong² HAO Jinlu² HE Aiwen²

1. State Key Laboratory of Crane Technology, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

2. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

Abstract: To meet the demands for high-pressure, lightweight hydraulic reservoirs in high-end mobile equipment, a self-expanding elastic pressurized reservoir (SEPR) was proposed. The rubber-woven composite material was used to replace the traditional metal reservoir shell. The system achieved oil volume compensation and pressure output through the flexible deformations of rubber and the reinforcement provided by the external woven fiber. Based on the geometric characteristics of the woven fiber and the force analysis of the shell, the ideal static mathematical model of the SEPR was established, and the Maxwell hysteresis model was introduced to modify the model. The relationships among SEPR structural parameters, volume, and pressure were obtained. Based on the flow equation, force balance equation, and volume formula, the dynamic nonlinear mathematical model of the SEPR was established. Based on the tests of displacement/pressure hysteresis characteristics of the SEPR, the model parameters were identified. The results show that the SEPR may reach a maximum pressure of 530 kPa while weighing only 950 g. The SEPR exhibits strong motion-tracking behavior with the hydraulic cylinder under sinusoidal excitation. As the step amplitude increases, both of the pressure rise time and the pressure change amplitude increase under the oil inlet conditions.

Key words: hydraulic component; lightweight; pressurized reservoir; mathematical model; hysteresis characteristic; woven fiber

0 引言

液压系统具有功重比高、响应快、可无级调速等优点,是高端移动装备实现大功率传动与驱动的核心部件。高端移动装备涉及航空航天、机器人和工程机械等领域,对其轻量化不仅能提高装备的续航能力和承载能力,还可实现节能减排^[1]。

其中,液压油箱作为液压系统中必不可少的部分,它在液压系统中质量占比超过40%,是移动装备中最具小型化潜力的关键部件之一。传统液压油箱一般由金属材料焊接制造而成,其体积和质量较大,在轻量化发展趋势下,传统设计及制造方法已经不能满足现代移动装备轻量化需求,因此,采用新构型和非金属材质成为液压油箱轻量化的一种重要途径^[2]。

目前,根据工况需求,液压油箱主要研究方向

收稿日期:2024-11-04 修回日期:2025-08-08

基金项目:国家重点研发计划(2018YFB2000703)

有增压式和变容式。增压式油箱由金属材料制造,内部设计增压结构。张焱等^[3]提出了一种弹簧增压隔离式油箱,其内部用活塞分为增压腔和储油腔,增压腔内设置有增压弹簧,由弹簧推动活塞,为油液提供压力,实现了压力的线性输出。OUYANG等^[4]提出了一款弹簧增压油箱,增压弹簧两端一端固定,另一端连接活塞,保证油箱容积随油液体积变化,结构紧凑。但是增压式油箱普遍存在结构复杂、体积质量较大的问题;而变容式油箱由非金属材料制造,相较增压式油箱体积质量大大减小。加拿大 Smart Reservoir 研发了可用于移动装备的闭式非金属液压油箱^[5],其壳体由非金属材料制成,质量远小于普通的增压式油箱。WANG等^[6]设计了一款变容式非金属小油箱,利用橡胶壳体的柔性变形改变容积,但该构型可提供的压力较小,最大压力仅 60 kPa。本文针对移动足式机器人液压伺服系统中油箱更大压力、更小体积、更小质量的需求,提出一种自增容弹性压力油箱,其壳体分为两层,内层采用橡胶材料,外层为双螺旋非可拉伸编织纤维材料,不仅可以实现油箱的变容功能,同时还可以为泵口提供一定压力,极大程度地实现了油箱的轻量化。

自增容弹性压力油箱利用橡胶壳体的弹性变形实现容积变化的功能,因此,橡胶特性对油箱性能有一定影响。但由于橡胶材料存在材料和几何的双重非线性^[7],且其变形过程中难以避免出现迟滞现象^[8],这对橡胶材料的数学建模造成了一定的困难。GAYLORD^[9]假设橡胶圆管在变形过程中保持理想圆柱体,在忽略橡胶材料弹性、壁厚以及迟滞现象的情况下,基于虚功原理首次建立了气动肌肉输出力与内部气压和长度的几何关系。FERRARESI等^[10]基于橡胶圆管横截面的轴向和周向力平衡,提出了力平衡建模法。在此基础上,KOTHEA等^[11]考虑橡胶材料的厚度,在模型中引入橡胶材料的弹性模量 E 。DAVIS等^[12]在改进模型中加入干摩擦模型来描述橡胶材料的迟滞特性,但引入了许多难以量化的参数,导致模型复杂性大大增加。COLBRUNN等^[13]提出将气动肌肉的橡胶壳体部分视为弹簧单元、黏性阻尼单元和库仑摩擦单元并联的系统,其中的模型参数需要通过试验获得。此外,还可以通过经验法^[14]和有限元法^[15]对橡胶材料进行建模。

综上所述,采用橡胶-编织组合材料做壳体的

几何和动力学建模方法研究主要集中于气动肌肉、黏弹性阻尼器等领域,且容腔内多为可压缩性空气,而非考虑流动的液压油。此外,部分模型难以描述橡胶-编织组合材料变形的动态过程,模型精度不高且复杂。本文针对自增容弹性压力油箱数学模型,采用理论分析和试验验证相结合的方法进行研究。分析了油箱的结构组成与工作原理,基于油箱的几何特性和受力分析建立其静态数学模型。基于油箱流量连续性方程、受力平衡方程与容积公式建立油箱非线性动态数学模型,得到阶跃响应与正弦响应下油箱压力-位移-时间动态特性规律。

1 结构组成与工作原理

自增容弹性压力油箱的结构组成如图 1 所示,主要包括上下端接头、弹性壳体、编织纤维、上下端外筒、弹簧、导杆和下盖。油箱内层丁腈橡胶作为柔性变形的主体,外层编织纤维采用聚酯纤维材料,具备防护增强特性,实现油液体积补偿并输出压力油液,大大减小了油箱的体积和质量。自增容弹性压力油箱可应用于移动机器人等闭式液压系统中来代替传统金属蓄能器,以实现系统的轻量化。油箱安装在液压泵吸油口处,可提供一定压力,改善泵的自吸性能。油箱能够补偿系统中由非对称执行器、温度变化等引起的油液体积变化。

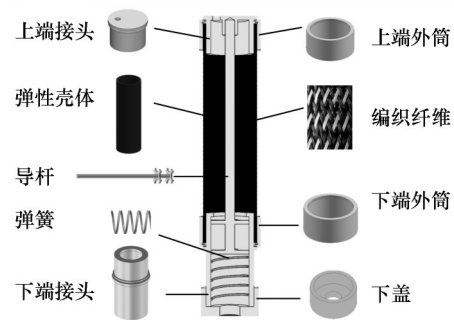


图1 自增容弹性压力油箱结构组成

Fig.1 Structure of the SEPR

油箱进油时,其弹性壳体膨胀变形带动编织纤维径向增大、轴向收缩,实现油箱容积的增大。同时,在外附编织纤维的作用力下导致油箱内油液增压,油箱变形前后对比如图 2 所示。

2 油箱静态建模

自增容弹性压力油箱变形过程中,弹性橡胶材料随内压变化发生变形,变形过程中始终受外置双螺旋非可拉伸编织纤维约束。为描述油箱工

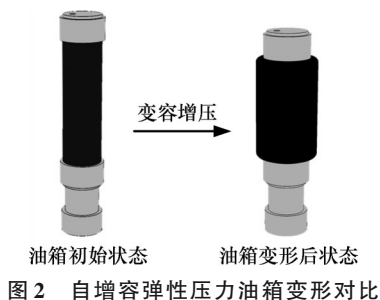


图2 自增容弹性压力油箱变形对比

Fig.2 Comparison of the SEPR deformation

作中进排油液体积、油箱变形程度与油箱压力之间的关系,忽略油箱两端金属元件的影响,分别对编织纤维缠绕弹性壳体径向、轴向进行受力分析,基于编织纤维自身特殊的几何特性得到的油箱壳体半径、长度、编织纤维长度、编织角及缠绕圈数函数关系,建立油箱静态数学模型,并引入迟滞模型进行修正。

2.1 油箱几何特性分析

油箱壳体几何关系建模中基于以下假设:①理想状态下,忽略金属元件两端的约束作用且油箱壳体变形过程中为圆柱体;②弹性壳体为不可压缩性材料,即橡胶的体积恒定;③忽略编织纤维与弹性壳体间的摩擦;④油箱变形过程中,编织纤维缠绕弹性壳体不发生分离和扭转。

在工作过程中,弹性壳体膨胀变形,由于编织纤维的弹性模量较大,此过程中单根纤维的长度在油箱变形中保持恒定,编织角随弹性壳体变形而改变。由于变形过程中编织纤维丝的长度始终不变,即展开三角形中斜边不变,故得到弹性壳体外直径、编织纤维缠绕圈数、单根纤维长度、编织角、壳体长度的几何关系(图3)为

$$B \sin \theta = 2\pi NR \quad B \cos \theta = L \quad (1)$$

式中: B 为缠绕弹性壳体的单根编织纤维长度; θ 为编织纤维与轴线的夹角,即编织角; L 为弹性壳体长度; N 为编织纤维缠绕圈数; R 为弹性壳体外半径。

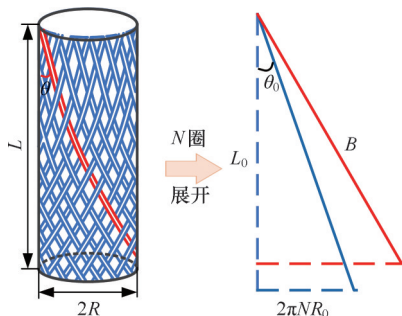


图3 单根纤维的几何关系

Fig.3 Geometric relationship of single fiber

因壳体变形时单根编织纤维长度 B 和缠绕圈数 N 为定值,故根据几何关系可得

$$\frac{R_0}{R} = \frac{\sin \theta_0}{\sin \theta} \quad \frac{L_0}{L} = \frac{\cos \theta_0}{\cos \theta} \quad (2)$$

式中: θ_0 为编织角初始值; R_0 为弹性壳体外直径初始值; L_0 为弹性壳体长度初始值。

基于假设①可得到油箱体积计算公式(忽略油箱壁厚时油箱体积与编织纤维间的参数关系):

$$V_c = \pi R^2 L \quad (3)$$

式中: V_c 为油箱壳体段的体积。

基于假设②可得到自增容弹性压力油箱厚度:

$$t = R - \sqrt{R^2 - \frac{V_B}{\pi L}} \quad (4)$$

其中, t 为弹性壳体厚度, V_B 为弹性壳体体积。 V_B 的计算公式如下:

$$V_B = \pi R_0^2 L_0 - \pi (R_0 - t_0)^2 L_0 \quad (5)$$

式中: t_0 为弹性壳体初始厚度。

联立式(1)与式(3)得到油箱体积与编织角的关系式:

$$V_c = \frac{B^3 \sin^2 \theta \cos \theta}{4\pi N^2} \quad (6)$$

其中,单根纤维丝长度 B 以及纤维缠绕圈数 N 为常量,对式(6)求导可得弹性壳体最大变形时对应的编织角 $\theta_{max} = 54.7^\circ$ 。无论油箱的其他结构参数如何变化,油箱在最大容积时对应的编织角度为定值,因此,结合式(2)可以通过确定油箱的初始编织角来控制其变形。

2.2 油箱壳体受力分析

在理想状态下,自增容弹性压力油箱变形过程中弹性壳体与编织纤维始终紧紧包裹,而实际加工中难免存在间隙。因此,油箱变形分为两个阶段:第一阶段仅弹性壳体膨胀变形,第二阶段弹性壳体和编织纤维共同受力变形。建立油箱壳体受力分析图,如图4所示。

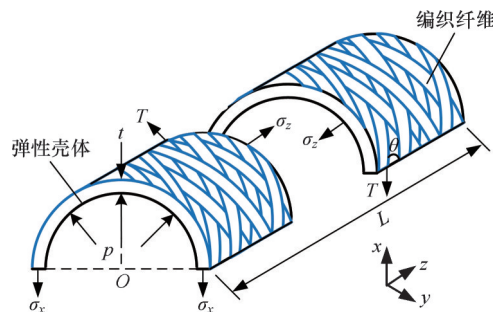


图4 油箱壳体受力分析图

Fig.4 Diagram of force analysis of the SEPR shell

变形第一阶段,油液压力作用在弹性壳体上,弹性壳体发生膨胀变形,且尚未接触编织纤维,即弹性壳体的弹力与内部油液压力平衡,据此列出油箱径向方向的受力平衡方程:

$$\rho RL = \sigma_x tL \quad (7)$$

式中： ρ 为油箱压力； t 为弹性壳体厚度； σ_x 为 x 方向的弹性壳体应力。

变形第二阶段，由自增容弹性压力油箱工作机理可知，编织纤维包裹于弹性橡胶壳体外，油箱工作过程中，内部油液作用力与弹性壳体、编织纤维的张力、弹簧弹力相互作用，根据受力平衡条件分别建立径向、轴向的平衡方程：

$$\rho RL = \sigma_x tL + NT \sin \theta \quad (8)$$

$$\rho \pi R^2 = \sigma_z \frac{V_B}{L} + T \cos \theta + Kx_k \quad (9)$$

式中： T 为编织纤维张力； σ_z 为 z 方向的弹性壳体应力； x_k 为弹簧压缩量； K 为弹簧刚度。

为得到油液内压与油箱结构参数间的变化规律，联立式(8)和式(9)得到自增容弹性压力油箱的理论静态数学模型：

$$\rho = \frac{\sigma_z \frac{V_B}{L} - \sigma_x \frac{tL}{N \tan \theta} + k(x_0 + L_0 - L)}{\pi R^2 - \frac{RL}{N \tan \theta}} \quad (10)$$

式中： x_0 为弹簧初始压缩量。

考虑到橡胶材料的非线性，为简化弹性壳体的应力表达式，引入一个应力-应变函数来表达弹性橡胶材料的非线性。假设弹性橡胶材料具有各向同性，此时应力-应变的函数关系^[16]可表示为

$$\sigma = \sum_{k=1}^M E_k \epsilon^k \quad (11)$$

其中， E_k 为从橡胶试样单轴拉伸的应力应变试验数据拟合的橡胶弹性模量； M 为材料模型的阶数；应变 ϵ 可由下式得到：

$$\epsilon = \frac{\Delta L_s}{L_{s0}} = \frac{L_s - L_{s0}}{L_{s0}} = \frac{L_s}{L_{s0}} - 1 \quad (12)$$

式中： L_s 为橡胶试样长度。

因此，应力 σ 可以表示为

$$\sigma = \sum_{k=1}^M E_k \left(\frac{L_s}{L_{s0}} - 1 \right)^k \quad (13)$$

为便于分析橡胶参数对油箱静态性能的影响，使 $M=1$ ，应力应变关系可看成线弹性模型。其中，橡胶的弹性模量 E 与其邵氏硬度 H_A 正相关，常用公式有对数形式和分式形式两种^[17]：

$$\left. \begin{aligned} \lg E &= 0.0198H_A - 0.5432 \\ E &= \frac{15.75 + 2.15H_A}{100 - H_A} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

其中，对数形式适用于硬质橡胶，分式形式适用于软质橡胶。橡胶硬度范围最大可达30~90，据此，取橡胶弹性模量范围1.15~17.33 MPa。当油箱初始结构参数如长度 L 为17 cm、橡胶壳体厚度 t 为1.5 mm、橡胶壳体外半径 R 为29 mm、初始编织角 θ 为36°时，橡胶弹性模量对油箱静态性能的影响规律如图5所示。

可知油箱进油压力与弹性壳体弹性模量成正比，油箱进油体积一定时，弹性壳体弹性模量越大，油箱工作压力范围越大，最大压力可达2 MPa。但橡胶弹性模量增大的同时，其硬度也随之增大，同时弹性随之减小。因此，不能仅通过提高其弹性模量来增大油箱工作压力，还需考虑橡胶弹性变形特性。

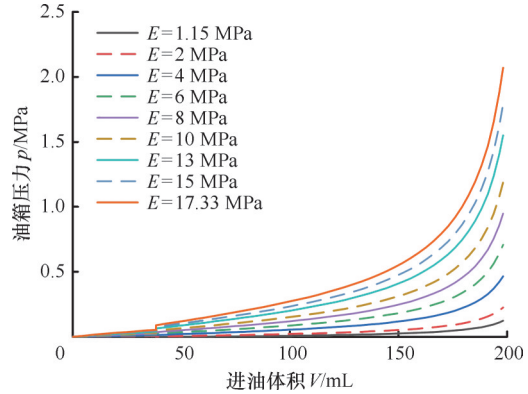


图5 橡胶弹性模量对油箱静态性能的影响规律

Fig.5 The influence of elastic modulus of rubber on static properties of the SEPR

当壳体初始厚度取值范围为0.5~5 mm时，得到不同壳体厚度对应的油箱进油体积与压力关系，如图6所示。可以看出油箱工作容积一定时，弹性壳体初始厚度越大，油箱最大变形对应的压力越大，壳体初始厚度为5 mm时，油箱工作压力最大可达890 kPa。此外，随着壳体厚度的增大，油箱压力-进油体积曲线的线性度也随之改善。

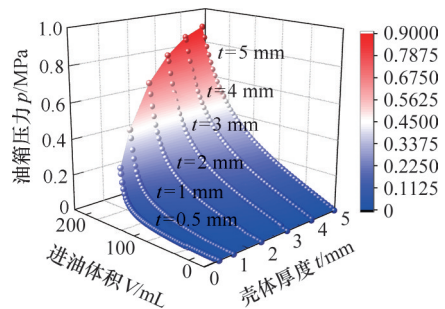


图6 壳体厚度对油箱静态性能的影响规律

Fig.6 The influence of shell thickness on static properties of the SEPR

由图5和图6可知，橡胶材料参数改变时，油箱进油体积保持不变，而油箱压力随之改变，橡胶材料弹性模量与壳体厚度均与油箱压力呈正相关影响趋势。其中，增大弹性模量可显著提高油箱工作压力范围，而增大壳体厚度可提高低压段油箱压力-进油体积曲线的增长率。此外，油箱的编织纤维网起防护增强作用，为探究其编织角对油箱工作容积与压力的影响规律，在静态模型中取

编织角取值范围为 $[20^\circ, 40^\circ]$,即令弹性壳体变形率保持在25%~140%范围内,得到工作容积-油箱压力曲线,如图7所示。

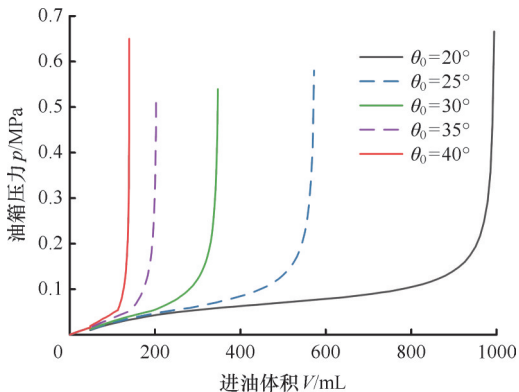


图7 初始编织角对油箱静态性能的影响规律

Fig.7 The influence of the initial woven angle on static properties of the SEPR

由图7可知,初始编织角越大,油箱工作容积越小,油箱压力随变形增大越快,但油箱压力范围保持不变;无论初始编织角取何值,在接近油箱最大变形处,油箱压力都呈快速增大的趋势,表明此时编织纤维限制油箱的变形趋势。初始编织角显著影响油箱进油体积,初始编织角度 20° 对应的最大油箱工作容积接近1L,为 40° 初始编织角度对应的油箱工作容积的数倍。相同工作容积下,初始编织角越大,对应的油箱压力越大;相同油箱压力下,初始编织角越大,对应的工作容积越小。

2.3 考虑迟滞特性的油箱静态修正模型

在实际使用时,自增容弹性压力油箱还存在明显的迟滞现象。在工作过程中,油箱同一高度或体积所对应的进排油时油箱压力不同,其原因除了橡胶的黏弹性外,还有工作过程中编织纤维间、纤维与橡胶间的摩擦。迟滞现象是内部摩擦的一种特殊现象,为准确描述迟滞现象,在油箱数学模型中引入迟滞模型。

油箱的迟滞模型可以通过使用Maxwell模型的分段线性化近似来识别,其中每个贡献元素被称为Maxwell单元^[18],如图8所示。可以分为两个阶段:静滑与滑动阶段。其中,静滑阶段主要表现为静摩擦力,摩擦力与正向力成正比;滑动阶段主要表现为动摩擦力,摩擦力恒定。Maxwell单元仅由两个参数决定,即“刚度” K_i 和“饱和压力” w_i 。

整体的迟滞模型可以用多个Maxwell模型并联得到,通过将多个元件并联,可以离散地模拟迟滞现象的复杂行为,可以计算任意时刻的输出。当元件发生位移时,它将“粘住”,并表现为具有一定刚度的线性弹簧。如果元件持续发生位移,它

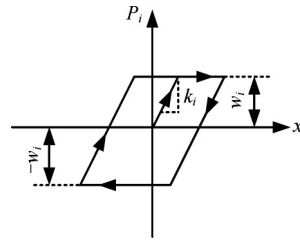


图8 Maxwell-slip 元素

Fig.8 Element of Maxwell-slip

将达到最大压力,超过该状态,基本压力等于饱和压力,如图9所示。

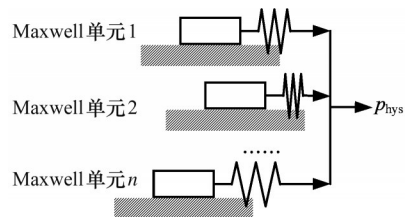


图9 并联 Maxwell 模型

Fig.9 Parallel Maxwell models

根据Maxwell模型,可以得到迟滞模型如下:

$$p_{\text{hys,out}} = p_{\text{hys}} + 2f((x - x_n)/2) \quad (15)$$

$$f(x) = \begin{cases} y(x) & \dot{x} \geq 0 \\ -y(-x) & \dot{x} \leq 0 \end{cases}$$

式中: $p_{\text{hys,out}}$ 为考虑迟滞特性实际输出的压力; p_{hys} 为油箱的滞后压力。

考虑油箱迟滞特性,实际情况下的油箱静态修正模型为

$$p = \begin{cases} \frac{\sigma_x t}{R} + p_{\text{hys,out}} & R_0 \leq R \leq S_x R_0 \\ \frac{\sigma_z \frac{V_B}{L} - \sigma_x \frac{tL}{N \tan \theta} + K(x_0 + L_0 - L)}{\pi R^2 - \frac{RL}{N \tan \theta}} + p_{\text{hys,out}} & S_x R_0 \leq R \leq R_{\text{max}} \end{cases} \quad (16)$$

式中: S_x 为编织纤维与弹性壳体间隙系数,取1.05~1.1; R_{max} 为弹性壳体最大变形时的外半径。

其迟滞模型参量可通过后续静态试验数据识别获得。

3 油箱动态建模

自增容弹性压力油箱并联于液压系统中吸油管处,其动态特性影响系统动态响应。为获得自增容弹性压力油箱的动态特性,基于以下假设建立油箱动态模型:①油箱与液压系统的连接管道为三通管道且短而粗,管道中的压力损失和管道动态可以忽略;②油箱与连接管道内各处压力相等,油液温度和体积弹性模量为常数;③油箱外泄漏为层流流动。

3.1 油箱动态方程

1) 流量连续性方程。对油箱进出油口流量进行分析,得到流量连续性方程:

$$q = \frac{dV_{\Delta}(L, \rho)}{dt} + SC_{ep}p + S \frac{V_0 + V_{\Delta}(L, \rho)}{\beta_e} \frac{dp}{dt} \quad (17)$$

式中: $V_{\Delta}(L, \rho)$ 为油箱变化容积; C_{ep} 为油箱的外泄漏系数; β_e 为有效体积弹性模量; S 为算子, $S = \text{sign}(\cdot)$, 进油时取 1, 排油时取 -1; V_0 为油箱初始容积。

上式等号右边第一项是油箱容积变化产生的流量, 第二项是油箱密封处的外泄漏流量, 第三项是油液压缩所需的流量。

2) 力平衡方程。为建立油箱的力平衡方程, 首先对油箱结构进行简化, 简化模型如图 10 所示。根据简化模型建立油箱物理模型, 分析对象为油箱上端金属件及与其固连的导杆等效的质量块, 油箱系统为一个单自由度的受迫振动系统, 油箱模型简化基于 Kelvin-voigt 模型, 由弹性元件和黏性元件相互并联而成, 如图 11 所示。其中, 系统中的质量块等效于油箱上端金属件和与其固连的导杆质量以及油箱中油液的质量总和, 油箱的内压力直接作用在质量块上, 与质量块相连的有四个弹簧项以及两个阻尼项, 弹簧项包括油箱内置弹簧、油液等效弹簧、弹性壳体等效弹簧以及编织纤维等效弹簧, 阻尼项包括油液等效阻尼和弹性壳体等效阻尼。对油箱进排油过程进行受力分析, 得到力平衡方程:

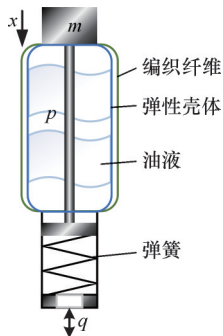


图 10 油箱简化模型

Fig.10 A simplified model of the SEPR

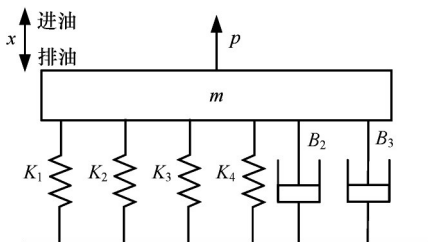


图 11 油箱单自由度系统

Fig.11 Single degree of freedom system for the SEPR

$$m\ddot{x} = mg - pA_m - K_1x - K_2\dot{x} + K_3x + K_4x - SB_2\dot{x} - SB_3\dot{x} \quad (18)$$

式中: m 为金属件、导杆和油液的等效质量; A_m 为金属件截面积; x 为油箱长度变化量, $x=L_0-L$, K_1 为弹簧刚度; K_2 为油液等效弹簧的弹性系数; K_3 为弹性壳体变形刚度; K_4 为编织纤维变形刚度; B_2 为油液的阻尼; B_3 为弹性壳体阻尼。

3) 容积公式。在油箱几何特性分析中, 将油箱壳体形状始终看作理想圆柱体。但在实际变容过程中, 油箱壳体两端存在约束, 壳体存在过渡段, 因此, 在两端处应采用圆台结构对过渡段进行表示, 取圆台高度为 0.25 倍的壳体长度。此外, 考虑弹性壳体厚度的影响, 油箱容积变化量为

$$V_{\Delta} = \pi r^2 \frac{L}{2} + \frac{\pi L}{6} (r^2 + r_0^2 + rr_0) - V_0 \quad (19)$$

式中: r 为弹性壳体内径, $r=R-t$; r_0 为弹性壳体内径初始值。

联立式(2)与式(19), 得到 V_{Δ} 与油箱长度变化量 x 的关系式:

$$\left. \begin{aligned} V_{\Delta} &= \pi r^2 \frac{L_0 - x}{2} + \frac{L_0 - x}{6} \pi (r^2 + r_0^2 + rr_0) - V_0 \\ r &= \frac{R_0 \sqrt{L_0^2 - (L_0 - x)^2 \cos^2 \theta_0}}{L_0 \sin \theta_0} - t \end{aligned} \right\} (20)$$

3.2 油箱动态数学模型

以油箱的动态方程为基础建立油箱动态数学模型, 式(17)和式(18)分别从流量与受力两个方向描述了油箱的动态特性, 将这两式进行拉氏变换, 可分别得到 V_{Δ} 和 X 的表达式:

$$V_{\Delta} = \frac{\beta_e Q - S\beta_e C_{ep} p - SpV_0 s}{\beta_e s + Sp s} \quad (21)$$

$$X = \frac{mg - pA_m}{ms^2 + SB_2 s + SB_3 s + K_1 + K_2 - K_3 - K_4} \quad (22)$$

联立式(20)~式(22)可得到输入流量 Q 与内压 p 的动态关系方程:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\beta_e Q - S\beta_e C_{ep} p - SpV_0 s}{\beta_e s + Sp s} &= \pi r^2 \frac{L_0 - x}{2} + \\ &\frac{L_0 - x}{6} \pi (r^2 + r_0^2 + rr_0) - V_0 \\ r &= \frac{R_0 \sqrt{L_0^2 - (L_0 - x)^2 \cos^2 \theta_0}}{L_0 \sin \theta_0} - t \\ X &= \frac{mg - pA_m}{ms^2 + SB_2 s + SB_3 s + K_1 + K_2 - K_3 - K_4} \end{aligned} \right\} (23)$$

该动态方程考虑了油液压缩性、油箱的泄漏和通流口的阻尼等影响因素, 结果较为复杂。实际系统中根据具体情况可忽略部分影响因素, 从而简化动态方程。

油箱的外泄漏系数 C_{ep} 可以通过试验测量得到, 由于油箱泄漏量与进排油流量相比很小, 故可在模型中忽略该项。油液等效弹簧的弹性系数

K_2 与油液的体积弹性模量有关,油液的体积弹性模量 β_e 在工程中常取700 MPa。经计算发现,此项影响很小。而油箱中油液可以通过通流口自由流进流出,截面收缩系数较小,可将其忽略。油液的阻尼 B_2 是油液流经通流口两端的压力形成的,在模型中油箱外部压力与内部压力基本相同,因此油液阻尼力大小可以忽略。综上,油箱的动态数学模型可简化为

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{s} &= \pi r^2 \frac{L_0 - x}{2} + \frac{L_0 - x}{6} \pi (r^2 + r_0^2 + rr_0) - V_0 \\ r &= \frac{R_0 \sqrt{L_0^2 - (L_0 - x)^2 \cos^2 \theta_0}}{L_0 \sin \theta_0} - t \\ X &= \frac{mg - \rho A_m}{ms^2 + SB_3s + K_1 + K_2 - K_3 - K_4} \end{aligned} \right\} (24)$$

4 试验与模型验证

4.1 油箱试验样机

根据某足式机器人液压伺服系统中油箱工作容积为0.2 L、压力范围为0~0.5 MPa的需求,设计了一款油箱样机,其结构参数见表1。

表1 油箱样机结构参数

Tab.1 Structural parameters of the reservoir prototype

参数	初始值	最大压力状态时
长度 L/m	0.17	0.14
弹性壳体外半径 R/m	0.029	0.041
弹性壳体厚度 t/mm	1.50	1.05
油箱结构容积 V_Δ/L	0.4	0.6
油箱压力 p/kPa	0	530
编织角 $\theta/(^\circ)$	36.0	51.5
弹簧刚度 $K/(N \cdot m^{-1})$	2000	
工作容积 V_Δ/L	0.2	
质量 m/g	950	

油箱样机的弹性壳体材料为丁腈橡胶,外裹的编织纤维网为聚酯纤维材料。为进一步减小油箱样机的质量,其上下端盖接头、外筒、导杆等元件材料采用铝合金,油箱样机实物如图12所示。为便于后续试验,在端盖上部安装有压力传感器和位移传感器。

4.2 油箱静态数学模型验证

通过搭建油箱静态性能测试回路,测试油箱静态性能并验证油箱静态模型。液压测试系统参数见表2,测试原理如图13所示。

试验中切换手动换向阀6和截止阀,使得回油油液进入油箱,此时油箱压力增大,油箱进入充液状态,待进油体积达到设计值时停止操作,这部分油液为油箱样机的工作容积。打开油箱样机与开式油箱之间的截止阀5.3,油箱样机开始进入排



图12 油箱样机实物图

Fig.12 Diagram of the SEPR prototype

表2 液压测试系统参数

Tab.2 Parameters of hydraulic testing system

参数	数值
系统压力/MPa	10
系统流量/(L·min ⁻¹)	2.4
液压缸缸径/mm	25
液压缸杆径/mm	16
液压缸行程/mm	200

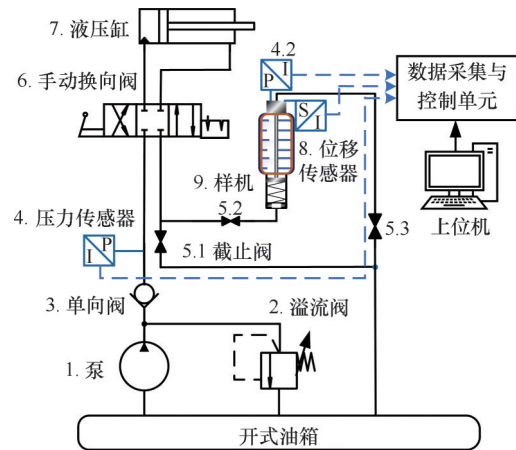


图13 油箱静态性能测试原理

Fig.13 Schematic of static performance testing of the SEPR

油工况,可得到自增容弹性压力油箱静态性能试验曲线,即进排油过程中油箱压力-油箱位移-油液体积之间的关系曲线。

1)油箱迟滞函数确定。油箱静态数学模型公式(16)中的迟滞模型参量可以通过静态试验数据识别。根据静态测试的进油与排油曲线作差可得进排油过程中油箱压力-位移的Maxwell模型拟合油箱迟滞特性曲线。

根据迟滞特性曲线实际趋势,可将其分为3个阶段:阶段1随油箱位移的增大,滞后压力增速较慢,阶段2滞后压力迅速增大,阶段3回落至零点。因此,可选择3个Maxwell单元来近似代替Maxwell模型曲线,如图14所示。由Maxwell

模型曲线可确定三个单元具体参数,见表3。引入这些参数到模型中,以确定油箱迟滞模型系数。

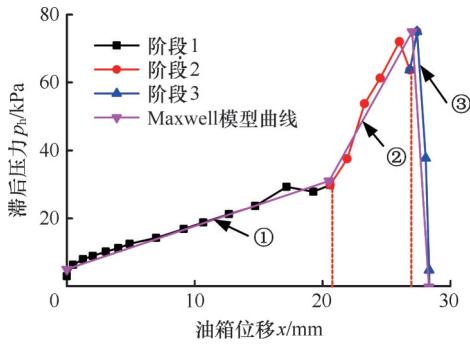


图 14 Maxwell 模型拟合油箱迟滞特性曲线

Fig.14 Reservoir hysteresis characteristic curve fitted by Maxwell's model

表 3 Maxwell 单元参数

Tab.3 Parameters of Maxwell unit

参数	阶段1	阶段2	阶段3
K	-0.0529	0.645	-0.577
w	-1.058	17.415	-16.3291

2) 仿真与试验结果对比。基于 MATLAB/Simulink 搭建油箱的静态模型,仿真参数同表1。其中,输入变量油箱弹性壳体半径 R ,利用几何特性分别计算得到弹性壳体厚度 t 、编织角角度 θ 、油箱长度 L 后,利用容积公式得到油箱容积变化量 V_{Δ} ,最终得到油箱压力 p 。将仿真与试验结果进行对比分析,如图 15 和图 16 所示。

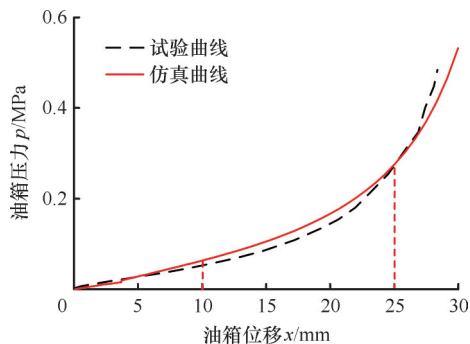


图 15 进油时油箱位移-压力曲线

Fig.15 Displacement-pressure curve of the SEPR at oil absorption condition

图 15 所示为进油过程油箱位移-压力曲线,能够看出仿真和试验曲线的总体走向趋势相同。其中,油箱位移为 10~25 mm 时,同一油箱压力下对应的油箱位移,试验结果略大于仿真结果,这是由于试验中油箱上端装载位移和压力传感器后,其重力使油箱出现更大的位移。

图 16 中的蓝色虚线为试验中油箱一次工作循环的进排油静态特性曲线,红色实线为静态仿

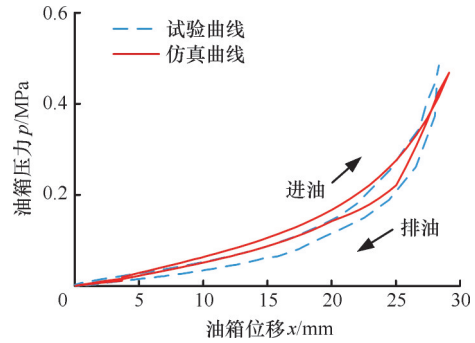


图 16 进排油时油箱位移-压力迟滞特性曲线

Fig.16 Displacement-pressure hysteresis characteristic curve of the SEPR at oil absorption and discharging condition

真曲线,两者趋势一致。而油箱在发生较大变形时,油箱两端受金属元件约束,壳体直径仍保持定值,导致油箱壳体中部与两端直径存在较大差距,而编织纤维无固定节点,由于油箱压力和直径差的存在发生轻微滑移,故存在较小误差。

4.3 油箱动态数学模型验证

4.3.1 油箱动态性能仿真分析

基于油箱的动态数学模型公式(24),利用 AMESim-MATLAB/Simulink 搭建联合模型并进行仿真分析,探究油箱在液压系统中工作时跟随执行器动作的动态响应性能。液压系统仿真模型中采用比例换向阀位置反馈闭环控制非对称液压缸,同时其对顶缸无杆腔连接自增容弹性压力油箱,AMESim 中液压系统仿真参数与表 2 相同。

根据油箱工作压力范围,以油箱压力 250 kPa 作为初始压力,分别以 20 mm、40 mm 和 50 mm 阶跃幅值控制液压缸位移运动。仿真结果如图 17~图 19 所示。

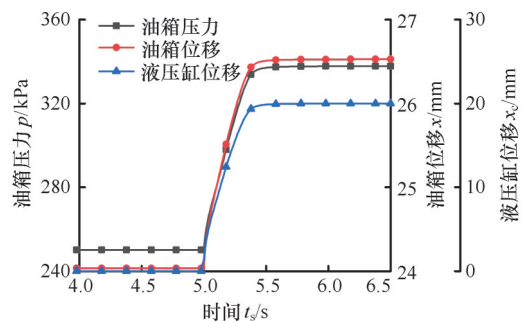


图 17 阶跃输入幅值 20 mm 时仿真曲线

Fig.17 Simulation curve in a step input condition with an amplitude of 20 mm

以油箱压力为例,进油工况不同阶跃幅值下曲线增大时间及变化幅值见表 4。由表 4 可知,随着阶跃幅值的增大,进油工况下曲线的上升时间和变化幅值逐渐增大。

当正弦输入频率 0.1 Hz、幅值 50 mm 时,得到

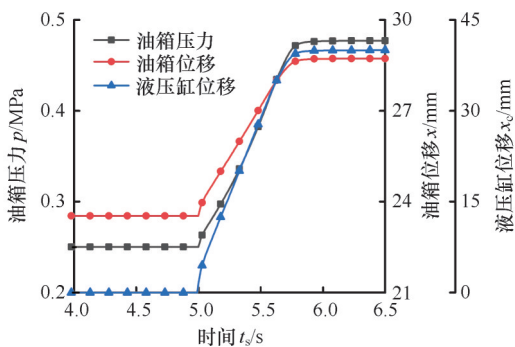


图 18 阶跃输入幅值 40 mm 时仿真曲线

Fig.18 Simulation curve in a step input condition with an amplitude of 40 mm

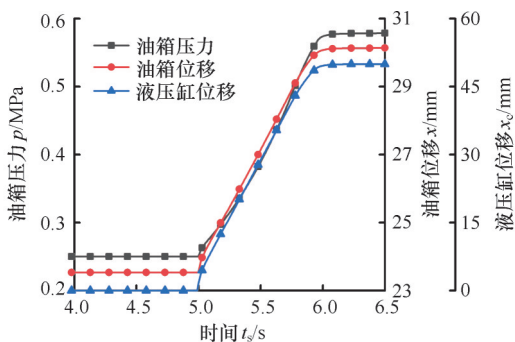


图 19 阶跃输入幅值 50 mm 时仿真曲线

Fig.19 Simulation curve in a step input condition with an amplitude of 50 mm

表 4 阶跃响应结果

Tab.4 Results of the step response

阶跃幅值/mm	20	40	50
上升时间/s	0.362	0.672	0.808
压力变化幅值/kPa	88	227	328

液压缸位移、油箱位移与油箱压力曲线,仿真结果如图 20 所示。由图可知,液压缸位移、油箱压力、油箱位移对正弦激励响应良好,油箱变化频率与液压缸动作频率一致,即油箱跟随系统中液压缸运动特性良好。自增容弹性压力油箱在系统工作过程中,液压缸动作变化引起油箱的输入流量变化,油箱进排油液引起自身压力、位移变化。

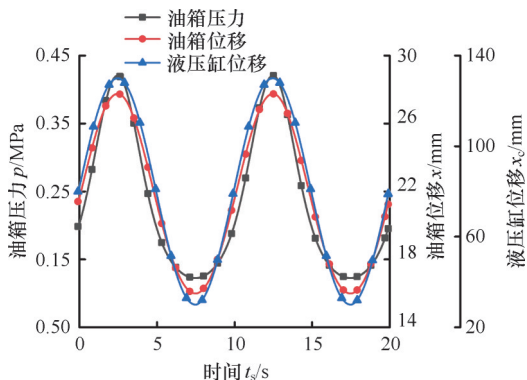


图 20 正弦输入频率 0.1 Hz、幅值 50 mm 时仿真曲线

Fig.20 Simulation curve in a sinusoidal input condition with 0.1 Hz ± 50 mm

液压缸受位移反馈控制做正弦运动,油箱位移也做正弦运动。而油箱压力表现出类正弦形式,增大幅值明显大于下降幅值,这是由于油箱压力-油箱位移之间的关系存在非线性。

4.3.2 仿真与试验结果对比

通过搭建油箱动态性能测试回路,测试油箱动态性能并验证油箱动态模型。液压系统参数见表 2,测试原理如图 21 所示。

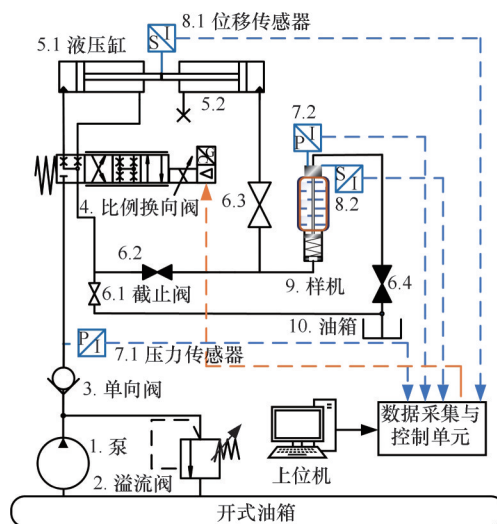


图 21 动态性能测试原理

Fig.21 Schematic of dynamic performance testing

油箱样机在测试前需先充满油液,通过调整换向阀和截止阀,向油箱注入油液至油箱达到所需压力。然后,开启截止阀 6.1 和 6.3,关闭截止阀 6.2 和 6.4 时,动态性能测试回路流通。压力油液从液压泵 1 经比例换向阀 4 进入液压缸 5.1,液压缸 5.2 无杆腔与油箱样机 9 构成闭环回路。利用闭环控制液压缸 5.1 和液压缸 5.2 位置来实现位移控制,以探究其油箱压力和油箱位移在输入激励下的响应情况。

给定初始工作压力 250 kPa,液压缸位移阶跃输入 30 mm,阶跃响应试验结果与仿真结果变化趋势一致,如图 22 所示。其中,仿真中比例换向阀控制下的液压缸位移曲线为理想状态,忽略了液压缸伸出动作中的摩擦与流体阻尼,因此,液压缸阶跃增大时间短于试验结果。此外,阶跃测试过程中油箱进油时的油液冲击,使得试验曲线存在短时间的压力“凸点”。

图 23 所示为给定正弦信号为 0.1 Hz 系统频率、液压缸位移幅值 50 mm 时得到的正弦响应试验与仿真结果对比曲线。试验中油箱变化频率与液压缸动作频率一致,即油箱能够跟随液压缸吸收或补偿系统油液。由于动态仿真中忽略了液压缸伸出动作中摩擦和阻尼的影响,故试验曲线相

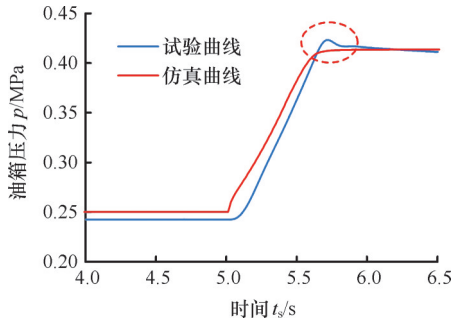


图 22 阶跃输入幅值 30 mm 时油箱压力曲线

Fig.22 Pressure curve of the SEPR in a step input condition with an amplitude of 30 mm

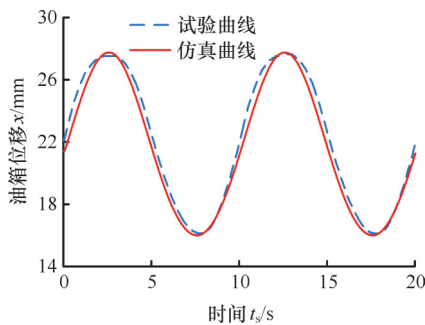


图 23 正弦输入频率 0.1 Hz、幅值 50 mm 时油箱位移曲线

Fig.23 Displacement curve of the SEPR in a sinusoidal input condition with 0.1 Hz±50 mm

较于仿真曲线出现了滞后现象。此外,利用参数识别得到油箱迟滞模型系数时进行线性假设,无法描述实际编织纤维间、纤维与橡胶间变形时等影响,亦有可能导致油箱位移存在误差。

5 结论

1)本文基于编织纤维自身特殊的几何特性建立油箱壳体半径、长度、编织纤维长度、编织角及缠绕圈数函数的关系,得到弹性壳体最大变形时对应的编织角 $\theta_{\max}=54.7^\circ$,可通过确定初始编织角控制油箱的容积变形率。

2)针对自增容弹性压力油箱工作过程中位移/压力迟滞非线性现象,本文引入Maxwell迟滞模型对理论模型进行修正,并在特性试验的基础上进行模型参数辨识。

3)根据需求设计了一款油箱样机,其最大压力为 530 kPa、工作容积为 0.2 L、质量仅为 950 g。通过仿真与试验结果对比,证明自增容弹性压力油箱样机能够满足设计要求,并验证了动静态数学模型的正确性。

4)随着阶跃幅值的增大,进油工况下曲线的上升时间和变化幅值逐渐增大。正弦激励响应下油箱变化频率与液压缸动作频率一致,即油箱跟随液压缸运动特性良好。

自增容弹性压力油箱在轻量化、高集成的液压系统中具有广泛应用前景。本研究为变容式液压油箱轻量化和高承压的设计提供了理论指导,后续将进一步优化其材料和结构,提高响应速度和耐久性。

参考文献:

- [1] 孔祥东,朱琦歆,姚静,等. 高端移动装备液压元件与系统轻量化发展综述[J]. 燕山大学学报, 2020, 44(3): 203-217.
KONG Xiangdong, ZHU Qixin, YAO Jing, et al. Reviews of Lightweight Development of Hydraulic Components and Systems for High-level Mobile Equipment[J]. Journal of Yanshan University, 2020, 44(3): 203-217.
- [2] 孔祥东,朱琦歆,姚静,等. “液压元件与系统轻量化设计制造新方法”基础理论与关键技术[J]. 机械工程学报, 2021, 57(24): 4-12.
KONG Xiangdong, ZHU Qixin, YAO Jing, et al. Basic Theory and Key Technology of “New Method for Lightweight Design and Manufacturing of Hydraulic Components and Systems” [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(24): 4-12.
- [3] 张焱,温育明,王山. 多功能航空液压油箱研究与试验[J]. 液压与气动, 2018, 42(11): 104-107.
ZHANG Yao, WEN Yuming, WANG Shan. Research and Experiment of Multifunction Aero Hydraulic Tank[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018, 42(11): 104-107.
- [4] OUYANG Xiaoping, FAN Boqian, YANG Huayong, et al. A Novel Multi-objective Optimization Method for the Pressurized Reservoir in Hydraulic Robotics[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2016, 17(6): 454-467.
- [5] SEGUIN C. Variable Volume Reservoir; US6981523 [P]. 2006-01-03.
- [6] WANG Pei, YAO Jing, FENG Baidong, et al. Modelling and Dynamic Characteristics for a Non-metal Pressurized Reservoir with Variable Volume [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2022, 35(1): 39.
- [7] 钱胜,陆益民,杨咸启,等. 橡胶材料超弹性本构模型选取及参数确定概述[J]. 橡胶科技, 2018, 16(5): 5-10.
QIAN Sheng, LU Yimin, YANG Xianqi, et al. Overview of Selection and Parameter Determination for Hyperelastic Constitutive Model of Rubber Material[J]. Rubber Science and Technology, 2018, 16(5): 5-10.
- [8] VO-MINH T, TIAHJOWIDODO T, RAMON H, et al. A New Approach to Modeling Hysteresis in a Pneumatic Artificial Muscle Using the Maxwell-slip Model[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(1): 177-186.
- [9] GAYLORD R H. Fluid Actuated Motor System and Stroking Device; US2844126[P]. 1958-07-22.
- [10] FERRARESI C, FRANCO W, BERTETTO A M. Flexible Pneumatic Actuators; a Comparison between the McKibben and the Straight Fibres Muscles[J]. Journal of Robotics and Mechatronics, 2001, 13(1): 56-63.
- [11] KOTHEA C S, JANGID M, SIROHI J, et al. Experimental Characterization and Static Modeling of McKibben Actuators [J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(9): 091010.
- [12] DAVIS S, CALDWELL D G. Braid Effects on Contractile Range and Friction Modeling in Pneumatic Muscle Ac-

- tuators [J]. The International Journal of Robotics Research, 2006, 25(4): 359-369.
- [13] COLBRUNN R W, NELSON G M, QUINN R D. Modeling of Braided Pneumatic Actuators for Robotic Control [C]//Proceedings 2001 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Expanding the Societal Role of Robotics in the the Next Millennium. Maui, 2002: 1964-1970.
- [14] ITTO T, KOGISO K. Hybrid Modeling of McKibben Pneumatic Artificial Muscle Systems[C]//2011 IEEE International Conference on Industrial Technology. Auburn, 2011: 65-70.
- [15] ZANG Kejiang, MA Yan, SUN Ning, et al. Study on Finite Element Model of Pneumatic Artificial Muscle[J]. Advanced Materials Research, 2012, 430/431/432: 383-386.
- [16] 郭振武, 黄继清, 王飞洋, 等. McKibben型气动肌肉模型改进与性能测试[J]. 中国机械工程, 2019, 30(19): 2313-2318.
GUO Zhenwu, HUANG Jiqing, WANG Feiyang, et al. Improvement and Performance Testing of McKibben Pneumatic Muscle Model[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(19): 2313-2318.
- [17] 王启好, 蔡小培, 常文浩, 等. 考虑枕下胶垫超弹性本构的弹性长枕轨道动力仿真[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2020, 51(7): 2021-2027.
WANG Qihao, CAI Xiaopei, CHANG Wenhao, et al. Dynamic Simulation of Long Elastic Sleeper Track Based on Hyperelastic Constitutive Models of Ruber Cushion under Sleeper[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2020, 51(7): 2021-2027.
- [18] ASCHEMANN H, SCHINDELE D. Comparison of Model-based Approaches to the Compensation of Hysteresis in the Force Characteristic of Pneumatic Muscles[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 61(7): 3620-3629.
- (编辑 陈 勇)
-
- 作者简介:**姚 静,女,1978年生,教授,博士研究生导师。研究方向为重型机械流体与控制系统和新型液压元件。E-mail:jyao@ysu.edu.cn。王定煜(通信作者),男,1998年生,博士研究生。研究方向为流体传动与控制。E-mail:dingyu_wang@stumail.ysu.edu.cn。
- 本文引用格式:**
姚静,王定煜,梁栋,等. 考虑迟滞特性的自增容弹性压力油箱建模研究[J]. 中国机械工程, 2026, 37(2): 264-274.
YAO Jing, WANG Dingyu, LIANG Dong, et al. Modeling of Self-expanding Elastic Pressurized Reservoir Considering Hysteresis Characteristics[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(2): 264-274.
-
- (上接第 263 页)
- [12] 王天奇, 陈江, 向航, 等. 基于预筛选代理模型和直接操纵自由变形参数化的向心涡轮气动优化[J]. 中国机械工程, 2025, 36(10): 2171-2178.
WANG Tianqi, CHEN Jiang, XIANG Hang, et al. Aerodynamic Optimization of Radial Turbines Based on Surrogate Model of Pre-screened Strategies and DFFD Parameterization [J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(10): 2171-2178.
- [13] JOHN A, SHAHPAR S, QIN Ning. Novel Compressor Blade Shaping through a Free-form Method[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(8): 081002.
- [14] HU Handuo, YU Jianyang, SONG Yanping, et al. The Application of Support Vector Regression and Mesh Deformation Technique in the Optimization of Transonic Compressor Design [J]. Aerospace Science and Technology, 2021, 112: 106589.
- [15] ADJEI R A, WANG Weizhe, LIU Yingzheng. Aerodynamic Design Optimization of an Axial Flow Compressor Stator Using Parameterized Free-form Deformation [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(10): 101015.
- [16] 向航. 高负荷压气机气动设计与多型面整体优化探究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2021.
Xiang Hang. Aerodynamic Design and Multi-surface Overall Optimization of High-load Compressor [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2021.
- [17] KATO H. POD-driven Adaptive Sampling for Efficient Surrogate Modeling and Its Application to Supersonic Turbine Optimization[M]. New York: ASME, 2014.
- [18] 张立章, 尹泽勇, 米栋, 等. 基于自适应本征正交分解的涡轮级多学科设计优化[J]. 推进技术, 2017, 38(6): 1249-1258.
ZHANG Lizhang, YIN Zeyong, MI Dong, et al. Multidisciplinary Design Optimization for Turbine Stage Based on Self-adaptive Proper Orthogonal Decomposition [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(6): 1249-1258.
- [19] 白俊强, 陈颂, 华俊, 等. 基于伴随方程和自由变形技术的跨声速机翼气动设计方法研究[J]. 空气动力学学报, 2014, 32(6): 820-826.
BAI Junqiang, CHEN Song, HUA Jun, et al. Transonic Wing Aerodynamic Design Based on Continuous Adjoint Method and Free Form Deform Technique [J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2014, 32(6): 820-826.
- [20] TOAL D J J, BRESSLOFF N W, KEANE A J, et al. Geometric Filtration Using Proper Orthogonal Decomposition for Aerodynamic Design Optimization [J]. AIAA Journal, 2010, 48(5): 916-928.
- (编辑 陈 勇)
-
- 作者简介:**黄鹏飞,男,2001年生,硕士研究生。研究方向为微小型燃气涡轮气动性能优化。向航(通信作者),男,1991年生,博士后研究人员。研究方向为叶轮机气动设计与优化。E-mail: xhyyyh@buaa.edu.cn。
- 本文引用格式:**
黄鹏飞,陈江,成金鑫,等. 基于多自由度参数化降维方法的涡轮叶片高效气动优化[J]. 中国机械工程, 2026, 37(2): 255-263.
HUANG Pengfei, CHEN Jiang, CHENG Jinxin, et al. Efficient Aerodynamic Optimization Method for Turbine Blades Based on Multi-degree-of-freedom Parameterized Dimensionality Reduction [J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(2): 255-263.