

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2025.08.018

文献引用: 李润泽, 魏文胜, 廉自生. 高水基液压泵柔性缸-塞复合结构动力学特性及应力分布研究[J]. 机床与液压, 2025, 53(8): 127-133.

Cite as: LI Runze, WEI Wensheng, LIAN Zisheng. Analysis of dynamic characteristics and stress distribution of flexible cylinder-piston unit of high water-based hydraulic pump[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2025, 53(8): 127-133.

## 高水基液压泵柔性缸-塞复合结构动力学特性及应力分布研究

李润泽<sup>1,2</sup>, 魏文胜<sup>1,2</sup>, 廉自生<sup>1,2</sup>

(1. 太原理工大学机械工程学院, 山西太原 030024; 2. 太原理工大学煤矿综采装备  
山西省重点实验室, 山西太原 030024)

**摘要:** 针对煤矿综采装备的核心动力源——高水基液压泵, 提出一种轴向可伸缩柔性缸-塞复合结构, 柔性缸采用弹性橡胶硫化制成, 用作高水基液压泵的可变容腔, 同时实现油水分离功能。通过多温度下的单轴拉伸试验, 采用 Yeoh 本构模型对橡胶基材的温度依赖性应力-应变特性进行了表征。基于此, 建立柔性缸-塞复合结构的运动学和动力学数学模型, 并分析影响柔性缸内外双介质压力动态平衡的因素。最后, 建立缸-塞复合结构的有限元模型, 并利用 Abaqus 有限元仿真软件对柔性缸的应力分布特性进行研究。结果表明: 柔性缸内外双介质的径向力动态平衡可以有效减小其在往复拉伸过程中的变形与应力集中现象, 为柔性缸的结构设计和优化提供了理论基础。

**关键词:** 高水基液压泵; 柔性缸-塞复合结构; 本构模型; 应力分布; 动力学特性

**中图分类号:** TH137.51

### Analysis of Dynamic Characteristics and Stress Distribution of Flexible Cylinder-Piston Unit of High Water-Based Hydraulic Pump

LI Runze<sup>1,2</sup>, WEI Wensheng<sup>1,2</sup>, LIAN Zisheng<sup>1,2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan Shanxi 030024, China;  
2. Shanxi Key Laboratory of Fully Mechanized Coal Mining Equipment, Taiyuan University of  
Technology, Taiyuan Shanxi 030024, China)

**Abstract:** Aiming at the core power source of coal mining equipment of high water-based hydraulic pump, an axial flexible cylinder-piston unit was proposed. The flexible cylinder was made of vulcanized elastic rubber and was used as a variable capacity chamber for high water-based hydraulic pump, while achieving oil-water separation function. Through uniaxial tensile tests at multiple temperatures, the temperature dependent stress-strain characteristics of rubber were characterized by the Yeoh model. Based on this, the kinematic and dynamic mathematical models of the flexible cylinder-piston unit were established, and the factors affecting the pressure dynamic balance of the dual media inside and outside the flexible cylinder were analyzed. Finally, the cylinder-piston unit finite element model was established, and the stress distribution characteristics of the flexible cylinder were investigated by Abaqus finite element simulation software. The results show that the dynamic balance of radial force between the internal and external dual media of the flexible cylinder can effectively reduce its deformation and stress concentration phenomenon in the reciprocating stretching process, which provides a theoretical basis for the structural design and optimization of the flexible cylinder.

**Keywords:** high water-based hydraulic pump; flexible cylinder-piston unit; constitutive model; stress distribution; dynamic characteristics

### 0 前言

高压大流量高水基(或纯水)液压泵作为核心动力元件, 广泛应用于清洗、切割、压裂及特殊行业的液压传动系统<sup>[1-2]</sup>。以煤矿综合机械化采煤装备为

例, 目前, 世界各主要采煤国使用的高水基泵几乎均采用阀式配流的卧式柱塞泵<sup>[3]</sup>。其核心部件“柱塞副”采用金属或陶瓷柱塞与盘根密封结构, 盘根密封的摩擦阻力大, 造成机械效率低、发热严重、使用

收稿日期: 2024-11-21

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(52175058)

作者简介: 李润泽(1994—), 男, 博士研究生, 研究方向为高水基液压传动与控制。E-mail: 2513482922@qq.com。

通信作者: 廉自生(1962—), 男, 博士, 教授, 研究方向为综采装备机电一体化技术。E-mail: lianzs@vip.sina.com。

寿命短<sup>[4]</sup>。同时由于密封形式产生的结构性问题使得现有泵结构笨重松散,转速低、转动惯量大。文中提出一种轴向柔性缸-塞复合结构,以实现工作液与润滑油的隔离,通过曲轴、多边轮及刚性塞驱动柔性缸轴向伸缩,实现容腔变化。

目前,采用橡胶等弹性体基材实现泵功能的还有气动人工肌肉<sup>[5]</sup>、水压人工肌肉<sup>[6]</sup>、囊式空气弹簧<sup>[7]</sup>等。贾云端等<sup>[8]</sup>基于柔性伸缩机制,研制出柔性伸缩的水压人工肌肉,但仅限于较低的工作压力。类似地,由橡胶和帘线复合硫化而成的囊式空气弹簧也广泛应用于车辆及特殊装置的隔振系统中<sup>[9]</sup>。此类结构均采用弹性体和织网复合结构,弹性体起形变及密封作用,而长期循环载荷压力则由织网层承受,导致此类结构的工作压力受限、使用寿命受纤维织网强度的影响。文中柔性缸的外部润滑油压力可跟随内部高水基液压力变化,实现径向力的动态平衡,使得柔性缸能够工作在较高的压力下。柔性缸采用橡胶材质硫化制成,其力学特性受温度影响,且在往复运动过程中的非线性特性显著。近年来,国内外学者对于橡胶材料的力学性能及本构模型进行了广泛研究<sup>[10-11]</sup>,结果表明:橡胶力学性能会随着工作温度、加载方式和使用环境等条件的变化而变化,因此选择合适的材料本构模型对橡胶应力应变特性进行表征是力学研究的关键。

柱塞副组件的动力学特性直接决定了泵的工作性能,对此,胡敏等<sup>[12]</sup>建立了轴向柱塞泵机液耦合的多体动力学模型,研究了柱塞泵相应动态特性的影响因素及其变化规律。曾亿山等<sup>[13]</sup>提出一种用于风力发电领域的内曲线转子驱动径向柱塞数字泵,并设计了转子内曲线与回程曲线,同时对柱塞组件进行了运动学及动力学仿真分析,分析了不同滚柱直径的运动学特性。本文作者基于高水基液泵的实际工况,选用合适的柔性缸橡胶基材,并通过多温度下的单轴拉伸试验,采用 Yeoh 本构模型对橡胶基材的温度依赖应力-应变特性进行表征,进而建立柔性缸-塞复合结构的运动学和动力学数学模型,最终通过 Abaqus 有限元仿真软件对柔性缸的应力分布特性进行研究。

## 1 高水基液泵柔性缸工作原理

高水基液泵柔性缸-塞复合结构如图 1 所示,包括金属骨架、柔性缸体、弹簧座、刚性驱动塞等。柔性缸整体是由橡胶材料制成的弹性管状构件,由上部硫化段、中部圆筒形密封管以及底部硫化段构成,并通过硫化工艺连接到所述的 3 件刚体上。金属骨架内侧的环形凸曲面和刚性驱动塞上部壶瓶状结构的连续弯曲表面,在提升硫化连接强度的同时,可减少与柔性缸硫化处的应力集中。

相较于传统高水基柱塞泵采用刚性柱塞+盘根密封的柱塞副形式,轴向柔性缸可作为高水基液泵的可变容腔,同时实现油水分离。其工作原理如图 2 所

示,在吸排液过程中,由曲轴带动五边轮驱动缸体底部刚性塞往复运动,结合弹簧与缸体本身的柔性作用完成缸体轴向伸缩,进而实现缸内容积变化。由柔性缸、刚性驱动塞及缸套三者之间形成的容腔可作为润滑油泵腔,由外置齿轮泵供液。排液时,柔性缸在内压作用下产生微膨胀,再加上刚性塞外伸,使柔性缸外侧的润滑油产生压力。在整个吸、排液周期内,柔性缸内侧的高水基介质脉动工作空间与外侧的润滑油密闭泵腔可实现体积同步变化,进而实现柔性缸内外两侧油-水双介质的动态平衡,可有效避免柔性缸圆筒形密封管伸缩过程中的运动失稳,以及其外壁与缸套内壁之间的直接接触导致的摩擦磨损。柔性缸结构参数见表 1。

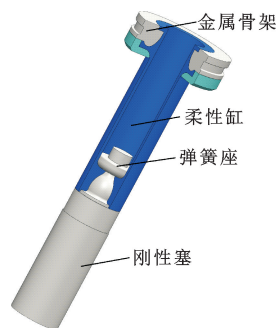


图 1 柔性缸结构原理

Fig. 1 Principle of flexible cylinder

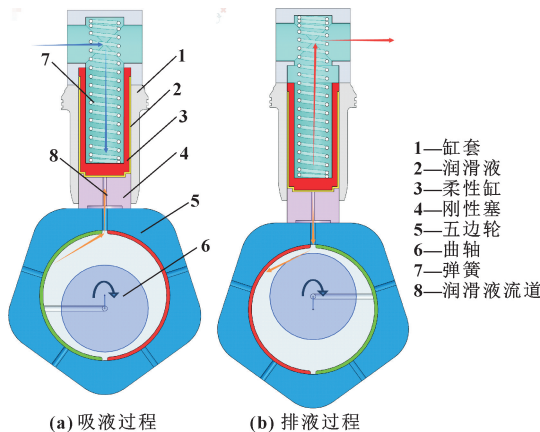


图 2 高水基液泵柔性缸工作原理

Fig. 2 Working principle of flexible cylinder for high water-based hydraulic pump: (a) suction process; (b) discharge process

表 1 柔性缸结构参数

Tab. 1 Structural parameters of flexible cylinder

结构参数	值	结构参数	值
柔性缸内径 $d_1$ /mm	32	柔性缸长度 $l_0$ /mm	80
柔性缸外径 $d_2$ /mm	37	行程 $\Delta l$ /mm	16
刚性塞直径 $d_3$ /mm	38	伸长率/%	20

## 2 柔性缸橡胶拉伸试验与超弹性本构模型建模

柔性缸在刚性驱动塞的推动下进行往复循环伸缩,橡胶内部的温度升高主要源于“自热”效应及

内外工作介质对流传热的影响。因此，需开展不同温度下橡胶材料单轴拉伸试验，研究温度对橡胶力学行为的影响，并获取不同温度下橡胶材料的本构模型。

文中使用炭黑填充的硫交联氢化丁腈橡胶 (HNBR)，它具有良好耐油性、耐热性和高强度撕裂性，并加入氧化锌为活化剂和加工助剂，保证填料更好的分布<sup>[14]</sup>。此外，HNBR 化合物中含有增塑剂，以保证填料更好的分布。材料的配方如表 2 所示。硫化温度设置为 175 °C，压力为 10 MPa，硫化时间为 10 min。

表 2 炭黑填充氢化丁腈化合物基本配方

Tab. 2 Basic formulation of hydrogenated nitrile compounds filled with carbon black

成分	用量 (phr)	成分	用量 (phr)
氢化丁腈橡胶 (HNBR)	100	硬脂酸 (SA)	1
炭黑 (N220)	20	增塑剂 (TOTM)	12
炭黑 (N990)	25	抗氧化剂 (MBZ)	1
氧化锌 (ZNO)	10		

### 2.1 力学性能测试

矿用阀配流卧式柱塞泵正常运转时润滑油温可达 60 °C<sup>[15]</sup>，因此，单轴拉伸试验使用 WDW-20 电子万能试验机，采用 GB I 型哑铃型试样 (如图 3(a) 所示)，依次测试不同温度 (23、40、60、80 °C) 下的材料应力-应变特性。并采用非接触光学引伸计进行应变测量 (如图 3(b) 所示)。通过使用温控箱实现较高温度的测试，在测试前，将试样置于温控箱中保存约 30 min，以达到试样中的温度均匀分布，确保测试在稳态条件下进行。

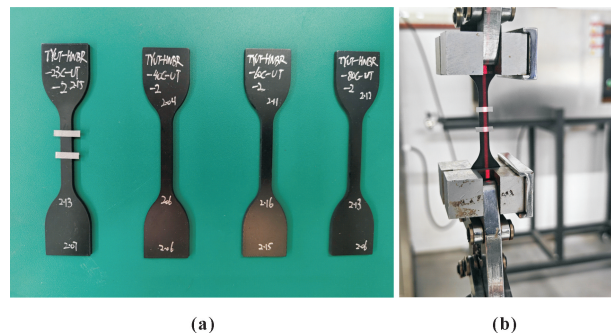


图 3 GB I 型哑铃型试样 (a) 和激光引伸计应变测量 (b)

Fig. 3 Dumbbell-shaped specimen of GB I (a) and strain measurement by laser extensometer (b)

### 2.2 试验结果分析与本构模型建模

图 4 所示为不同工作温度下单轴拉伸试验测得的应力-应变曲线，分别在 10%、20%、40% 和 60% 的应变幅值下加卸载 5 次。图中多滞后显示了填充弹性体的特殊特性。卸载曲线在应力恢复为零时的残余变形称为塑性变形，其在循环拉伸早期增长明显，进入

稳定循环后增长缓慢，且随着应变幅度的增加而增加。同时，工作温度的升高导致塑性变形减小。

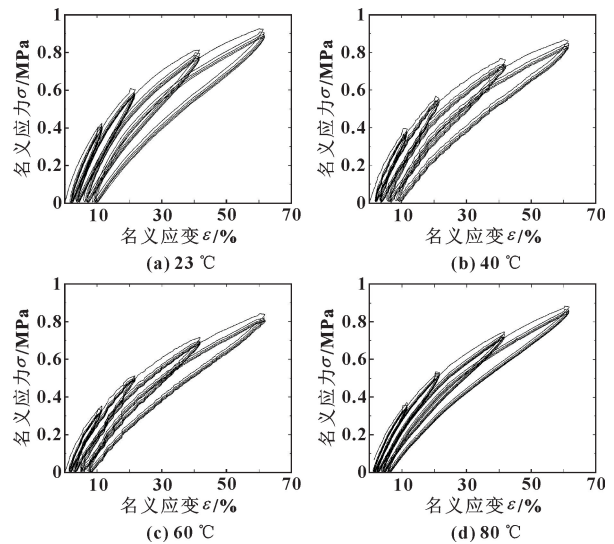


图 4 不同温度单轴拉伸应力-应变曲线

Fig. 4 Uniaxial tensile stress-strain curves at different temperatures: (a) 23 °C; (b) 40 °C; (c) 60 °C; (d) 80 °C

由于橡胶存在着较大的塑性变形，故通过式 (1) (2) 对稳定循环的应力-应变数据进行修正，以消除测试数据塑性变形的影响<sup>[16]</sup>。图 5 给出了 80 °C 下单轴拉伸试验在加卸载 4 次后稳定循环曲线的修正应力-应变数据。

应力-应变修正公式如下：

$$\varepsilon' = \frac{\varepsilon - \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \quad (1)$$

其中： $\varepsilon$  为单轴拉伸试验中的名义应变； $\varepsilon'$  为修正后的应变； $\varepsilon_0$  为永久变形。

$$\sigma' = \sigma(1 + \varepsilon_0) \quad (2)$$

其中： $\sigma$  为单轴拉伸试验中的名义应力； $\sigma'$  为修正后的应力。

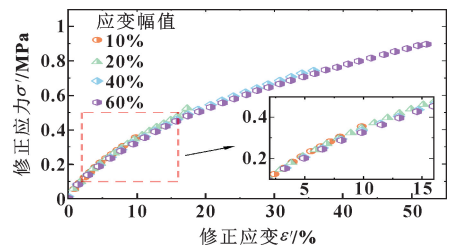


图 5 80 °C 下修正后不同峰值应变的应力-应变  
Fig. 5 Corrected stress-strain at 80 °C for different peak strains

由图 5 可知：硫化填充橡胶具有最大应变历程效应，试验测试峰值应变为 60% 和 10% 的应力-应变曲线并不重合。同等应变下，测试峰值应变越高，应力值反而越小。文中柔性缸的应变峰值为 20%，为了

保证柔性缸的本构模型能够准确反映其拉伸特性，故选用名义峰值应变为 40% 的试验数据进行修正，然后采用 Yeoh 本构模型进行拟合（如图 6 所示），拟合参数见表 3。由图 6 可知：Yeoh 模型在不同温度下对 10%、20%、40% 和 60% 应变的单轴拉伸试验均体现出较好的拟合效果（ $R^2$  均在 0.99 左右），说明 Yeoh 本构模型可以较准确地表征橡胶在不同温度下的应力-应变过程。

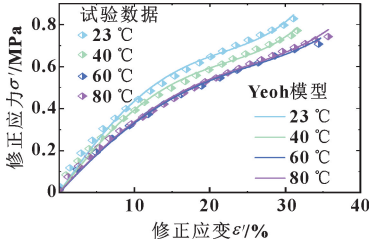


图 6 不同温度 Yeoh 本构模型拟合结果

Fig. 6 Fitting results by Yeoh constitutive model at different temperatures

表 3 不同温度下 Yeoh 本构模型的拟合参数

Tab. 3 Fitting parameters of the Yeoh constitutive model at different temperatures

$T/^\circ\text{C}$	$C_{10}/\text{MPa}$	$C_{20}/\text{MPa}$	$C_{30}/\text{MPa}$	$R^2$
23	0.876 296 0	-1.493 601 0	2.425 590 7	0.991 45
40	0.788 410 3	-1.263 706 8	1.997 475 2	0.992 38
60	0.642 735 4	-0.674 964 3	0.833 245 7	0.997 28
80	0.657 437 4	-0.722 623 5	0.922 198 09	0.995 61

### 3 柔性缸-塞复合结构运动学及动力学特性分析

#### 3.1 运动学分析

图 7 所示为高水基径向柱塞泵关键运动部件运动学简图。 $o$  为曲轴旋转中心， $o'$  为偏心轮及五边轮中心。 $oo'=e$ ， $e$  为曲轴偏心距。高水基柱塞泵在曲轴驱动下运转时，柔性缸-塞复合构件做上下往复运动，五星轮做平面运动，其中心  $o'$  相对于回转中心  $o$  做匀速圆周运动。

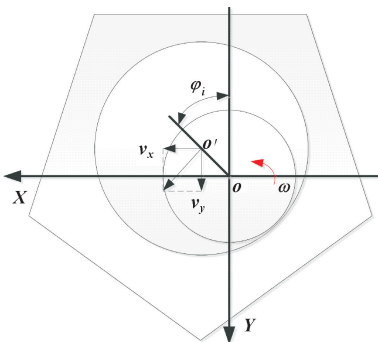


图 7 关键运动部件运动学简图

Fig. 7 Kinematic diagram of key moving components

取柱塞位于最上端时为计算时间位移起始点，当偏心轴以角速度  $\omega$  旋转  $\varphi = \omega t$  后，则刚性塞与五边轮

向下的位移：

$$y = e - e \cos \varphi = e(1 - \cos \varphi) \quad (3)$$

刚性塞运动速度：

$$v_y = \frac{dy}{dt} = e\omega \sin \varphi \quad (4)$$

刚性塞运动加速度：

$$a_y = \frac{dv_y}{dt} = e\omega^2 \cos \varphi \quad (5)$$

#### 3.2 轴向系统动力学分析

柔性缸-塞复合构件在柱塞泵运动过程中，在轴向方向上主要受高水基介质工作腔的液压力  $F_p$ 、弹簧的弹力  $F_k$ 、柔性缸-塞复合构件自身的重力  $G$ 、柔性缸的回弹力  $F_r$ 、刚性塞顶部所受的润滑油压力  $F_{p2}$ 、刚性塞底部滑靴的支撑力  $F_s$ 、惯性力、刚性塞与缸套之间的摩擦力  $F_{12}$  与  $F_{13}$  等。柔性缸-塞复合构件在上述作用力下保持平衡，其运动过程中的受力如图 8 所示。

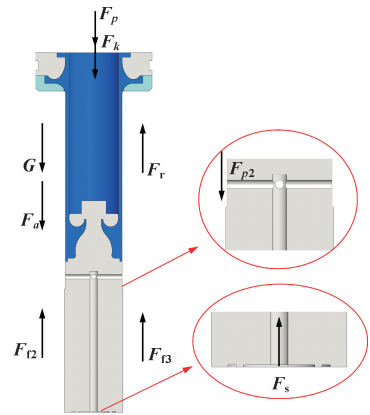


图 8 柔性缸-塞复合构件受力分析

Fig. 8 Force analysis of flexible cylinder-piston unit

(1) 高水基介质工作腔的液压力  $F_p$

$$F_p = \pi d_1^2 p / 4 \quad (6)$$

式中： $p$  为高水基介质的压力； $d_1$  为柔性缸的内径。

(2) 弹簧的弹力  $F_k$

$$F_k = k \Delta x \quad (7)$$

(3) 柔性缸的回弹力  $F_r$

柔性缸在吸排液过程中全程保持拉伸状态，即在吸液开始时，柔性缸保持原长。柔性缸的回弹力表示为应力  $\sigma$  与横截面积  $S$  的乘积，应力与应变的关系可由第 2.2 节获得的本构模型获得：

$$F_r = \sigma S \quad (8)$$

其中：

$$\sigma = 2(\lambda - \lambda^{-2}) [C_{10} + 2C_{20}(\lambda^2 + 2\lambda^{-1} - 3) + 3C_{30}(\lambda^2 + 2\lambda^{-1} - 3)^2] \quad (9)$$

$$\lambda = 1 + \varepsilon' \quad (10)$$

$$\varepsilon' = (1 - \cos\varphi)/10 \quad (11)$$

$$S = \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} \quad (12)$$

(4) 刚性塞底部滑靴的支撑力  $F_s$

刚性塞底部滑靴的支撑力在吸液阶段和排液阶段的表达式分别为：

吸液阶段：

$$F_s = \pi r_1^2 p_s \quad (13)$$

排液阶段：

$$F_s = \frac{\pi p_s}{2 \ln(r_2/r_1)} (r_2^2 - r_1^2) \quad (14)$$

式中： $p_s$  为滑靴腔润滑油的压力； $r_1$  与  $r_2$  为滑靴密封带尺寸。

(5) 刚性塞顶部所受的润滑油压力  $F_{p2}$

$$F_{p2} = \pi(d_3^2 - d_2^2)p_s/4 \quad (15)$$

式中： $d_2$  为柔性缸的外径； $d_3$  为刚性塞的直径。

(6) 柔性缸-塞复合构件的惯性力  $F_a$

$$F_a = -ma \quad (16)$$

式中： $m$  为柔性缸-塞复合构件的质量。

因此，高水基泵吸排液过程中柔性缸-塞复合构件的力平衡方程为：

$$F_p + F_k + F_{p2} - F_r - F_s + F_a = 0 \quad (17)$$

### 3.3 柔性缸径向力动态平衡特性分析

为了保证高水基柱塞泵的正常工 作，在整个吸、排液周期内，柔性缸内外高水基介质压力与润滑油压力需实现动态平衡，油、水介质之间压差过大将引起柔性缸在往复循环拉伸中的大变形，导致应力集中，甚至使得柔性缸外壁向外膨胀，产生与缸套内壁之间的直接摩擦磨损，引发快速失效。

在吸液阶段，弹簧力需满足以下两个条件：(1) 弹簧的安装力大于 23 ℃ 下柔性缸的最大回弹力；(2) 弹簧力在吸液全过程中确保柔性缸-塞复合构件不脱离五边轮，以保证高水基介质和润滑油的充分吸液。

柔性缸的最大回弹力为：

$$F_{\max} = \sigma'_{\max} S = 175.5 \text{ N} \quad (18)$$

由式 (17) 可得弹簧力可表示为：

$$F_k = F_r - F_a - (F_p + F_{p2} - F_s) \quad (19)$$

在吸液过程中，令高水基介质的增压泵与润滑油的齿轮泵均提供 0.2 MPa 的供液压力。代入数据  $p = p_s = 0.2 \text{ MPa}$ ， $r_1 = 14.4 \text{ mm}$ ， $r_2 = 19 \text{ mm}$ ，可得图 9 所示弹簧力随时间的变化曲线。

由上述可知，当弹簧力安装力在大于柔性缸最大回弹力  $F_{\max}$  时，即可保证在吸液全过程中使得柔性缸-塞复合构件不脱离五边轮。

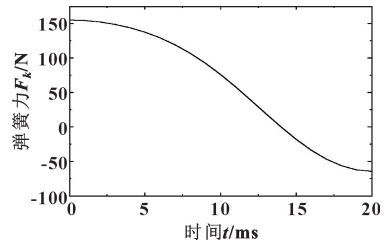


图 9 弹簧力随时间的变化曲线

Fig. 9 Curve of spring force with time

在排液阶段时，则由式 (14) (15) (17) 可得，刚性塞底部滑靴油膜压力为：

$$p_s = \frac{4 \ln(r_2/r_1) (F_p + F_k - F_r + F_a)}{2\pi(r_2^2 - r_1^2) - \pi(d_3^2 - d_2^2) \ln(r_2/r_1)} \quad (20)$$

由式 (20) 可知，当滑靴外径  $r_2$ 、柔性缸内外径  $d_1$  与  $d_2$ 、刚性塞直径  $d_3$  及负载压力  $p$  确定时，刚性塞底部油膜压力由力差  $F_k - F_r + F_a$  和滑靴内径  $r_1$  决定，且油膜压力的波动仅由力差  $F_k - F_r + F_a$  决定。

为了保证油膜压力的波动趋于平稳，假设存在弹簧力使得力差  $F_k - F_r + F_a = c$  ( $c$  为常数)。同时为了满足吸液时的弹簧力要求，取此时弹簧的安装力为 200 N，代入数据可得  $c = 250 \text{ N}$ ，此时的理论弹簧力  $F'_k = 250 - (F_a - F_r)$ 。计算柔性缸回弹力时，以橡胶材料在 80 ℃ 下的本构模型参数为例，进行理论弹簧力的计算。

弹簧的弹力  $F_k$  可表示为：

$$F_k = k\Delta x = k(x_0 + 8 + 8\cos(\omega t)) \quad (21)$$

式中： $k$  为弹簧刚度； $x_0$  为弹簧预压缩量。

采用式 (21) 对理论弹簧力  $F'_k$  进行拟合，其结果如图 10 所示。可知：拟合弹簧力与理论弹簧力之间的拟合程度较好，但由于柔性缸回弹力的存在，力差  $F_k - F_r + F_a$  不再是关于时间的余弦函数。对拟合弹簧力进行参数设计，获得的弹簧参数如表 4 所示。

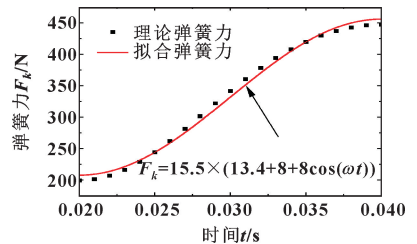


图 10 80 ℃ 工况下弹簧力设计

Fig. 10 Spring force design for 80 ℃ operating conditions

表 4 弹簧参数设计

Tab. 4 Parameter design of spring

弹簧参数	值	弹簧参数	值
外径/mm	26	弹簧刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	15.67
簧丝直径/mm	4	预压缩量/mm	13.3
总圈数	16		

将设计弹簧力代入公式(20)中, 获得润滑油压力随滑靴密封带尺寸变化的关系如图 11 所示。润滑油压力随时间变化的压力曲线整体的波动趋势一致, 仅随滑靴密封带尺寸的变化而上下平移。当滑靴密封带尺寸  $r_1 = 14.39 \text{ mm}$ 、 $r_2 = 19 \text{ mm}$  时, 柔性缸外侧润滑油的压力可跟随内侧高水基介质的压力基本上保持径向力动态平衡, 二者的压力波动可控制在  $0.015 \text{ MPa}$  左右。同时油膜压力的波动由力差  $F_k - F_r + F_a$  决定, 确定柔性缸-塞复合构件回弹力及惯性力后, 弹簧刚度决定压力波动, 而预压缩力决定具体的滑靴尺寸。

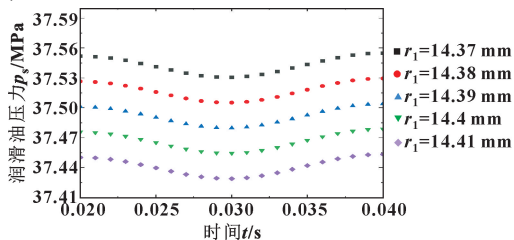


图 11 润滑油压力随滑靴密封带尺寸的变化

Fig. 11 The variation of lubricant pressure with sliding shoe sealing band size

#### 4 应力分布研究

在吸液过程中, 柔性缸内侧高水基介质与外侧润滑油均由相应的增压泵和齿轮泵提供  $0.2 \text{ MPa}$  压力。排液时, 高水基介质压力为负载压力  $37.5 \text{ MPa}$ , 外侧润滑油压力的设定为第 3.3 节中由式(20)计算的油压。在此基础上, 对柔性缸施加图 12 所示的轴向位移, 对柔性缸往复循环拉伸过程中的应力分布特性进行研究。

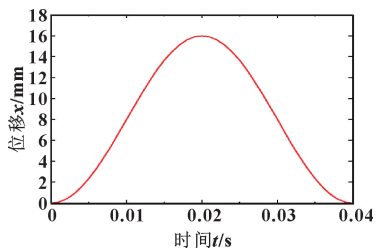


图 12 柔性缸位移

Fig. 12 Displacement of flexible cylinder

##### 4.1 有限元模型

柔性缸-塞复合结构是轴对称模型, 因此可以建立二维平面模型进行有限元仿真分析。柔性缸有限元网格单元类型为 CAX4H, 力学性能选择超弹性, 将不同温度下 Yeoh 本构模型的参数值输入到 Abaqus 中, 用以表征材料在不同温度下的力学特性。柔性缸在 Abaqus 中的仿真模型如图 13 所示。

##### 4.2 网格无关性分析

模型网格数量往往会影响 Abaqus 求解的精确性, 因此有必要对模型的网格质量进行无关性检验。由表 5 可知: 随着柔性缸网格数量的增多, 应力值逐渐增大, 当网格数量超过 69 965 时 (网格尺寸为  $0.1 \text{ mm}$ ), 最大应力值趋于稳定。为了兼顾收敛精度和计算机运算时间, 建立柔性缸有限元模型时选择网格尺寸为  $0.1 \text{ mm}$  的模型。

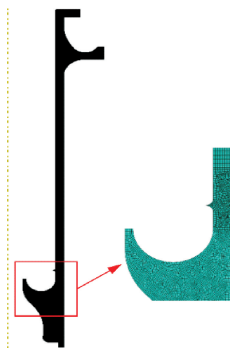


图 13 Abaqus 柔性缸仿真模型

Fig. 13 Flexible cylinder simulation model in Abaqus simulation software

表 5 网格无关性分析

Tab. 5 Mesh independence analysis

网格尺寸/mm	网格数量	最大 Mises 应力/MPa
0.14	34 904	1.25
0.12	48 274	1.34
0.1	69 965	1.36
0.08	112 033	1.39

##### 4.3 结果分析

柔性缸最大 Mises 应力均出现在吸排液过程转换的下极限位置, 此时柔性缸的伸长量最大, 内外压力介质均为高压液体。由图 14 可知: 不同温度下柔性缸的最大 Mises 应力位置不变, 位于柔性缸下部与弹簧座硫化处。其中  $23 \text{ }^\circ\text{C}$  时柔性缸的 Mises 应力最大, 为  $1.36 \text{ MPa}$ , 这是由于随着温度的升高, 柔性缸出现应力软化所致。此外, 柔性缸有效拉伸长度位置处的应力分布均匀, 集中在  $0.7 \text{ MPa}$  左右。因此, 保证柔性缸内外双介质的径向力动态平衡可以有效减小柔性缸在往复拉伸过程中的变形与应力集中现象, 提高柔性缸的使用寿命。

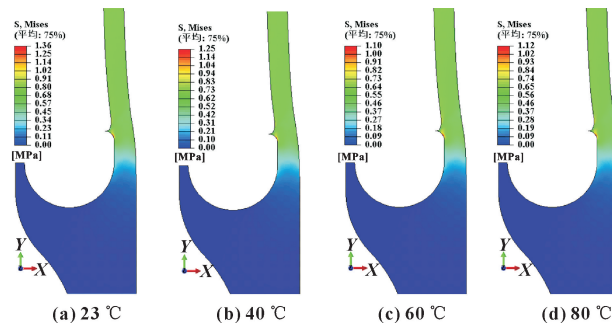


图 14 不同温度下的柔性缸应力分布

Fig. 14 Stress distribution of flexible cylinder at different temperatures: (a)  $23 \text{ }^\circ\text{C}$ ; (b)  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ; (c)  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ ; (d)  $80 \text{ }^\circ\text{C}$

#### 5 结论

本文作者提出了一种轴向柔性缸-塞复合结构, 其中柔性缸采用弹性橡胶硫化制成, 作为高水基液泵的可变容腔, 同时实现油水分离。对柔性缸-塞复合结构的运动学、动力学特性以及应力分布特性进行了研究, 得出以下结论:

(1) 橡胶本构模型的确定是柔性缸-塞复合结构

动力学特性分析的基础, Yeoh 本构模型可以较准确地表征橡胶在不同温度下的应力-应变过程。硫化填充橡胶具有最大应变历程效应, 需基于实际应变加载工况, 选用合适的应力-应变曲线进行本构拟合;

(2) 在整个吸、排液周期内, 弹簧与刚性塞底部滑靴的设计是实现柔性缸内外高水基介质压力与润滑油压力动态平衡的关键。弹簧的设计需要基于吸液和排液要求进行多重考虑。吸液时, 保证复合构件不脱离五边轮; 排液时, 保证柔性缸外侧润滑油压力波动最小。

(3) 保证柔性缸内外双介质的径向力动态平衡可以有效减小柔性缸在往复拉伸过程中的变形与应力集中现象, 提高柔性缸的使用寿命。

### 参考文献

- [1] 刘银水,董婕,韦文术,等.矿用大功率柱塞泵研究现状及绿色化发展趋势与展望[J].机械工程学报,2023,59(10):333-345.  
LIU Y S, DONG J, WEI W S, et al. Research status and green development trend and prospect of mine high-power plunger pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(10): 333-345.
- [2] 聂松林,尹方龙.水液压柱塞泵的研究进展及展望[J].液压与气动,2015,39(1):1-7.  
NIE S L, YIN F L. Progress and prospect of water hydraulic piston pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015, 39(1): 1-7.
- [3] 叶健.乳化液泵站 RMI 与 KAMAT 比较分析[J].工矿自动化,2019,45(3):41-44.  
YE J. Comparative analysis of emulsion pump stations of RMI and KAMAT [J]. Industry and Mine Automation, 2019, 45(3): 41-44.
- [4] 王军.高水基径向柱塞泵往复密封摩擦副润滑与密封性能研究[D].太原:太原理工大学,2020.  
WANG J. Research on the lubrication and sealing performance of reciprocating seals on radial hydraulic piston pump with water-based liquid [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2020.
- [5] 度红望,许晓亚,邵仁波,等.气动弯曲线人工肌肉瞬态动力学建模、分析与验证[J].机械工程学报,2023,59(21):199-208.  
DU H W, XU X Y, SHAO R B, et al. Modeling, analysis and verification of transient dynamics of pneumatic bending artificial muscle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(21): 199-208.
- [6] 陈英龙,张军豪,张增猛,等.基于拮抗机制的可变刚度流体驱动柔性致动器研究[J].液压与气动,2021,45(3):40-46.  
CHEN Y L, ZHANG J H, ZHANG Z M, et al. A novel stiffness-variable fluid-driven soft actuator based on the mechanism of antagonism [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(3): 40-46.
- [7] 孙书蕾,陈文国.橡胶-帘线增强复合材料的本构模型及数值模拟[J].机械设计与制造,2021(3):53-56.

SUN S L, CHEN W G. Constitutive modeling and numerical simulation of rubber-cord composites [J]. Machinery Design & Manufacture, 2021(3): 53-56.

- [8] 贾云端,张增猛,车进凯,等.一体化双作用水压人工肌肉直线执行器设计[J].液压与气动,2021,45(8):46-50.  
JIA Y R, ZHANG Z M, CHE J K, et al. Integrated design of double-acting water hydraulic artificial muscle linear actuator [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(8): 46-50.
- [9] 陈俊杰,谭月玲,康盛,等.膜式空气弹簧帘子线铺设角-承载力映射模型研究[J].振动与冲击,2023,42(21):291-297.  
CHEN J J, TAN Y L, KANG S, et al. Mapping model of cord laying angle-load bearing for air spring rubber airbag [J]. Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(21): 291-297.
- [10] 王玥,邹龙庆,张宗旭,等.环形防喷器密封胶芯本构模型研究[J].机床与液压,2022,50(14):46-49.  
WANG Y, ZOU L Q, ZHANG Z X, et al. Research on constitutive model of sealant core for annular BOP [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(14): 46-49.
- [11] 金著,赵应龙,杨雪.船用隔振橡胶超弹性力学本构模型研究[J].船舶力学,2023,27(1):144-152.  
JIN Z, ZHAO Y L, YANG X. Study on hyperelastic constitutive model of marine isolation rubber [J]. Journal of Ship Mechanics, 2023, 27(1): 144-152.
- [12] 胡敏,徐兵,周万仁,等.轴向柱塞泵柱塞滑靴组件动力学特性建模与分析[J].农业机械学报,2016,47(3):373-380.  
HU M, XU B, ZHOU W R, et al. Modelling and analysis of dynamics characteristics of piston-slipper group of axial piston pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 373-380.
- [13] 曾亿山,张强,胡敏,等.内曲线转子驱动径向柱塞数字泵柱塞组件运动学及动力学特性分析[J].液压与气动,2020(9):72-79.  
ZENG Y S, ZHANG Q, HU M, et al. Analysis of the kinematics and dynamics of the piston assembly of the radial piston digital pump driven by the inner curve rotor [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020(9): 72-79.
- [14] 邹慧敏.氢化丁腈橡胶力学性能及耐油溶胀机理研究[D].青岛:青岛科技大学,2022.  
ZHOU H M. Study on mechanical properties and oil swelling resistance of hydrogenated nitrile rubber [D]. Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2022.
- [15] 付翔,王然风,袁继成,等.乳化液泵润滑油温度监控系统设计[J].工矿自动化,2017,43(4):10-13.  
FU X, WANG R F, YUAN J C, et al. Design of lubricating oil temperature monitoring system of emulsion pump [J]. Industry and Mine Automation, 2017, 43(4): 10-13.
- [16] 刘金铭.非充气轮胎的热力耦合有限元方法研究与滚动阻力和温升计算[D].北京:北京化工大学,2022.  
LIU J M. Thermo-mechanical coupling finite element method research and calculation of rolling resistance and temperature rise of nonpneumatic tires [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2022.