深海钻探液压补偿器流道改进及内流特性研究*

邱显焱[1],张馨铭[1],艾杨[2]

(1.湖南工业大学 机械工程学院, 湖南 株洲市 412007;
2.长沙矿山研究院有限责任公司, 湖南 长沙 410012)

摘要:深海钻探设备中的液压补偿器在调节内外压强平衡与机器供油速率方面具有重要作用,其工作原理是利用海水压力补偿因深海压力与环境温差所引起的液压油体积变化,从而防止海水倒灌导致设备腐蚀。基于Ansys软件对两种不同形状的补偿器容积进行了容积力学分析。并运用AMEsim对其液压回路进行了仿真模拟。在原有液压回路基础上,增设了减压阀、单向阀和溢流阀等元件,构建了一种适用于主动工作模式的液压回路,并对改进前后的流动速度进行了对比分析。同时研究了深海工况下不同结构参数对内部流场的影响。最后,基于该海洋环境压力与温度,设计了一种新型液压补偿器。研究结果表明:采用多层折叠结构、进出口尺寸为20 mm的补偿器性能最优,其液压系统可在更短时间内提供更大流量,并具备更强的瞬变流量自适应调整能力。

关键词:深海采矿;补偿器;液压回路;多层折叠结构

中图分类号:TD424;P715 **文献标识码**:A **文章编号**:1005-2763(2026)08-0021-09

Research on Flow Channel Optimization and Internal Flow Field Characteristics of Hydraulic Compensator for Deep-Sea Drilling

Qiu Xianyan[1], *Zhang Xinming*[1], *Ai Yang*[2]

(1.School of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou, Hunan 412007, China;
2.Changsha Institute of Mining Research Co., Ltd., Changsha, Hunan 410012, China)

Abstract: The hydraulic compensator in marine drilling equipment plays a critical role in regulating the pressure balance between internal and external environments and the machine's oil supply rate. Its working principle involves utilizing seawater pressure to compensate for volumetric changes in hydraulic oil caused by deep-sea pressure and ambient temperature differences, thereby preventing seawater backflow and subsequent equipment corrosion. A mechanical volume analysis on two compensators with different shapes was conducted using Ansys software, and their hydraulic circuits were simulated via AMEsim. Based on the original hydraulic circuit, additional components such as pressure reducing valves, check valves, and overflow valves were incorporated to construct a hydraulic circuit suitable for active operation mode. A comparative analysis of flow velocity before and after the improvements was performed. Furthermore, the influence of different structural parameters on the internal flow field under deep-sea working conditions was investigated. Finally, a new hydraulic compensator was designed accounting for the pressure and temperature conditions of the marine environment. The results demonstrate that the compensator with a multilayer folded structure and an inlet/outlet size of 20 mm delivers optimal performance. Its hydraulic system can supply a larger flow rate within a shorter time and exhibits enhanced adaptive adjustment capability for transient flow variations.

Key words: Deep-sea mining, Compensator, Hydraulic circuit, Multilayer folded structure

0 引言

海洋作为地球上最广袤的资源宝库,不仅蕴藏着丰富的煤、石油、天然气等化石能源,还富含多金属硫化物、富钴铁锰结壳、多金属结核等矿产资源[1]。随着我国大洋勘探及天然气水合物试采进程的加快,对海底取样作业的连续性和稳定性要求也越来越高。目前的深水取样作业通常采用在钻杆中

* **收稿日期**:2025-09-08
基金项目:郴州国家可持续发展议程创新示范区建设省级专项项目(2023sfq52)
作者简介:邱显焱(1972—),男,湖南桂阳人,博士,副教授,硕士生导师,主要从事深海采矿装备设计、复杂机械系统振动机理及控制等方面的研究。E-mail:qiuxianyan@hut.edu.cn
通信作者:艾杨(1993—),男,湖南长沙人,工程师,主要从事海洋装备技术研究工作。E-mail:757814013@qq.com

下放和回收取样器的方式[2],其中钻机设备的补偿结构尤为关键。

陈龙[3]首次提出了一种带有水下压力传感器的双波纹管压力补偿装置,对其进行了力学分析和结构设计。刘振东[4]应用有限单元法分析了深海活塞式压力补偿器活塞力学特性的主要影响因素,表明该型补偿器具有良好适用性。胡浩龙等[5]采用AMESim软件对深海液压系统的压力补偿器弹簧刚度、活塞质量、补偿器数量进行了研究,补充了各种参数对补偿器性能的影响。杨卫华[6]通过组合滚动膜片与敏感膜片,对补偿器的结构进行了改进。Sotoodeh[7]提出了一种应用于海底执行器的囊式封闭补偿器,设计了一种新型结构的补偿器。李进[8]基于深海柱塞泵对其补偿器进行减振设计,对补偿器的结构进行了优化;而后,又在已有基础上对补偿器进行了优化试验[9],验证了弹簧压缩量对减震效果的影响。李潇[10]以海洋钻机的升沉补偿器作为研究对象,对其动力学性能与能耗进行了分析。Li Songyu等[11]首次利用有限元对波纹管式补偿器的变形过程进行模拟,得出其压力特性。刘广治等[12]针对海底钻机的回转部分进行了液压系统的建模与分析,提出了一种采用定差溢流阀的压力补偿方法。

上述研究取得了丰硕的成果,为钻机液压补偿的研究和性能提升提供了宝贵参考,但多数仍以滚动膜片式补偿器为主要研究对象。相比之下,橡胶弹簧式补偿器所允许的补偿体积大且用途更广,既可用于压力补偿,又可用于体积补偿,同时具有加工简便、皮囊更换方便、维护成本低等优点[13]。

本研究以海底钻机为研究对象,围绕其液压系统对补偿器进行分析与设计,选用橡胶弹簧式补偿器作为解决方案。首先,初步建立补偿器整体模型,估算橡胶折叠部分的大致容积;其次,对其液压系统控制部分建立了对应的AMESim模型,并考虑海洋环境压力与温度对补偿性能的影响;最后,通过改变橡胶折叠形状和补偿器进出口直径等参数,得到了补偿器静态结构下的应力、变形云图,以及内部流场的速度、压力云图。

1 补偿器的建模与计算

1.1 补偿器模型建立及容积计算

利用SolidWorks软件对液压补偿器进行三维建模(见图1),该模型由缸盖、法兰、橡胶弹簧、端面以及支撑弹簧等组成。

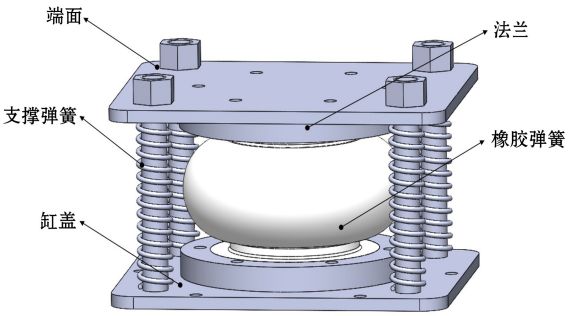
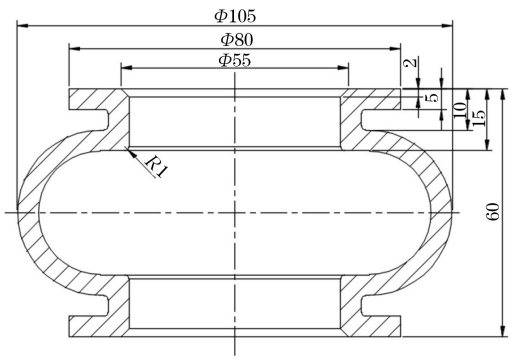


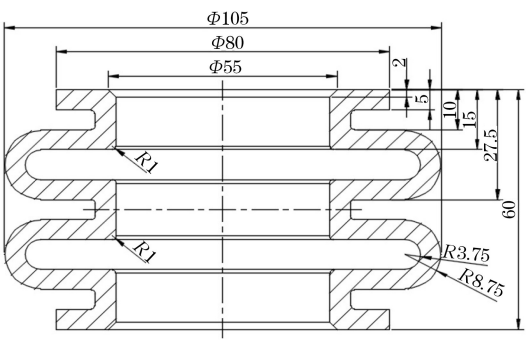
图1 液压补偿器三维模型

Fig.1 3D model of hydraulic compensator

橡胶部分为回转体结构,对其中轴线部分进行剖分,部分尺寸如图2所示。



(a)单层折叠橡胶



(b)多层折叠橡胶

图2 橡胶结构部分尺寸(单位:mm)

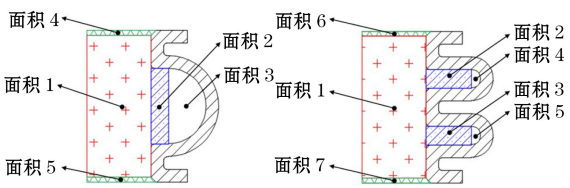
Fig.2 Partial dimensions of rubber structure (unit:mm)

橡胶弹簧内孔直径 d 为55 mm,端盖直径 D 为80 mm,与法兰盘凹槽处吻合,端盖最外围直径 D_1 为105 mm,橡胶折叠间隙 L 为5 mm,构件整体壁厚为5 mm,橡胶部分总高度 H 为60 mm。根据形状变化,该结构可分为单层与多层折叠两种类型。由于其是回转结构,可通过计算截面积与截面重心来估算其内部容器的容积:

$$V = A \times 2\pi \bar{y} \tag{1}$$

式中:V 为容器的容积;A 为绕旋转轴的二维截面面积;$\bar{y}$ 为截面重心到旋转轴的距离,由于截面图形为对称图形,此处以重心到 y 轴的距离作为 $\bar{y}$。

将截面划分为多份规则的小面积组合,分别计算其面积与重心,则 $\bar{y} = \dfrac{\sum (A_i \bar{y}_i)}{\sum A_i}$。其中,$A_i$ 为各部分的面积,$\bar{y}_i$ 代表各面积重心到轴的距离。表 1、表 2 中数据对应图 3 中的各区域面积,将表 1、表 2 中的数据分别代入式(1)计算,可得 V_1(单层折叠橡胶补偿器容积)约为 248.013 cm^3,V_2(双层折叠橡胶补偿器容积)约为 195.587 cm^3。



(a)单层折叠橡胶 (b)多层折叠橡胶

图 3 重心所在区域面积划分

Fig.3 Area division of the center of gravity region

表 1 单层截面图形的重心与面积

Table 1 Centre of gravity and area of single-layer cross-section figure

序号 i	y_i/mm	A_i/mm^2
1	12.750	1 428.000
2	29.000	210.000
3	38.866	353.429
4	13.577	53.000
5	13.577	53.000

表 2 双层折叠截面的重心与面积

Table 2 Centre of gravity and area of a double folded section

序号 i	y_i/mm	A_i/mm^2
1	12.750	1 428.000
2	34.625	136.875
3	34.625	136.875
4	45.342	22.089
5	45.342	22.089
6	13.577	53.000
7	13.577	53.000

1.2 控制方程

流体流动行为须遵循三个基本控制方程,即连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程,各方程式分别见式(2)、式(3)、式(4):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \boldsymbol{v}) = 0 \tag{2}$$

式中:ρ 为流体密度;t 为时间;$\boldsymbol{v}$ 为速度矢量;∇是散度算子;$\dfrac{\partial \rho}{\partial t}$ 为单位体积内质量随时间的变化率;$\nabla(\rho \boldsymbol{v})$为单位体积内质量的净流出率。

$$\rho\left(\frac{\partial \boldsymbol{v}}{\partial t} + \boldsymbol{v} \cdot \nabla \boldsymbol{v}\right) = -\nabla p + \nabla \boldsymbol{\tau} + \rho g \tag{3}$$

式中:p 为静压力;$\boldsymbol{\tau}$ 为黏性应力张量;g 为重力加速度;$\rho(\partial \boldsymbol{v}/\partial t)$表示单位体积内动量随时间的变化率;$\rho(\boldsymbol{v} \cdot \nabla \boldsymbol{v})$表示单位体积内动量对流的变化率;$-\nabla p$ 表示单位体积上的压力梯度力;$\nabla \boldsymbol{\tau}$ 表示单位体积上的净黏性力;ρg 表示单位体积上的体积力。

$$\rho \frac{\partial}{\partial t}\left(e + \frac{1}{2}\boldsymbol{v}^2\right) + \rho \boldsymbol{v} \cdot \nabla\left(e + \frac{1}{2}\boldsymbol{v}^2\right) = -\nabla q - \nabla(p\boldsymbol{v}) + \nabla(\boldsymbol{\tau}\boldsymbol{v}) + \rho \boldsymbol{v} g + Q \tag{4}$$

式中:e 为单位质量内能;q 为热通量;Q 为外部热源;$-\nabla q$ 为热传导净输入;$-\nabla(p\boldsymbol{v})$为压力做功;$\nabla(\boldsymbol{\tau}\boldsymbol{v})$为黏性耗散。

水下装备液压系统设置的固定容积的补油量决定油箱很小,其在水下真正有效的油箱容积由水下压力补偿器的补油量决定。压力补偿器能够自动平衡不同工作深度下的环境压力,并可实时补偿工作油液的体积变化。此类体积变化主要由油液自身弹性模量、温度变化,以及非对称油缸工作时两油腔流量存在差值等因素引起[14]。

本文通过分析深海工况下补偿器的受力情况,模拟其内部压力变化并绘制结果图,同时分析流场内的流体运动迹线。通过综合评估速度云图及结果残差图等数据,确定了一种较为合理的补偿器。此外,还探究了不同尺寸与形状的橡胶弹簧对钻探设备供油速率的影响。

2 求解模型的设置

2.1 补偿器静态特性

根据结构形式的不同,压力补偿器可分为多种类型,但其基本原理都是通过弹性元件将外部环境压力传递至内部液压油。压力补偿器通过调节弹性元件的参数并施加预压,使液压系统内部的油压略高于外界环境压力,从而有效防止海水侵入。

压力补偿器一般由弹性橡胶部分、框架和弹簧等组成。其弹性橡胶部分根据液压油体积变化进行补偿;压力补偿余量主要来源于弹簧的弹性,但该余

量会随橡胶材料长度的变化而发生显著变化。理论上,其轴向位移与需补偿的压力呈线性关系。

在动态补偿系统中,初始压力补偿余量通常设定为 0.08 MPa。在系统工作过程中,由于温度的升高,压力补偿余量可能会增至 0.1 MPa。一般建议将初始压力补偿余量设定为 0.05～0.1 MPa。π 为常量,Δp 为实际压力补偿余量,则 $\Delta p_{\max}$ 和 $\Delta p_{\min}$ 分别为最大与最小压力补偿余量,即:

$$\frac{\frac{1}{4}\pi d^2\Delta p_{\min}+k_0x_0+k_1x_1}{k_0+k_1}\leqslant x\leqslant \frac{\frac{1}{4}\pi d^2\Delta p_{\max}+k_0x_0+k_1x_1}{k_0+k_1} \tag{5}$$

式中:x 为橡胶弹簧的长度;x_0 为无压缩状态下橡胶部分的初始长度;x_1 为弹簧的初始长度;d 为橡胶弹簧的公称直径;k_0 为橡胶材质的刚度;k_1 为弹簧部分的刚度。补偿器能够补偿的最大体积为:

$$V_{\max}=\frac{\pi^2d^2(\Delta p_{\max}-\Delta p_{\min})}{16(k_0+k_1)} \tag{6}$$

根据上式,补偿体积与压力补偿余量的变化成正比。若补偿体积过大,会导致压力补偿的变化幅度增大,从而降低系统的控制精度。反之,若系统对控制精度要求较高,则无法满足大补偿量的要求。因此,航海设备领域迫切需要一种既能满足控制精度要求,又能提供大补偿量的液压补偿器。

2.2 初始条件的设定

橡胶弹簧部分的材料属性:密度为 960 kg/m^3,比热容为 1 500 J/(kg·K),导热率为 0.2 W/(m·K),杨氏模量为 14.04 MPa,泊松比为 0.499。其余结构材料为 Q235 结构钢,其参数为:密度 7 850 kg/m^3,杨氏模量 200 GPa,泊松比 0.3,体积模量 166.67 GPa,剪切模量 76.92 GPa。网格采用四面体划分:法兰连接处设置尺寸 3 mm,倒角处斜面尺寸为 2 mm,其余部分单元尺寸为 4 mm,节点总数为 10 701,单元总数为 44 050。选择法兰连接处的底面圆环施加固定支撑,对整个橡胶表面施加 25 MPa 的载荷,出入口圆心距橡胶底面圆心 15 mm,圆心轴线呈对称分布。补偿器内孔直径 d 为 55 mm,出入口直径分别设置为 15 mm、20 mm,用于后续分析。

完成网格设置后,将求解器类型选定为压力基,并在 Y 方向启用重力加速度为 −9.81 m/s^2。为使模型在近壁面区有更好的精度和算法稳定性,黏性模型设定为 k-omega SST 模型。对模型进行材料设定:固体部分材料为橡胶,各参数如前文所述;液体部分为液压油,密度为 850 kg/m^3,比热容为 1 500 J/(kg·K),导热率为 0.14 W/(m·K),黏度为 0.025 5 kg/(m·s)。

将该补偿器的入口边界条件设定为速度入口;由于出口速度未知,出口边界条件设为压力出口;壁面边界条件设为无滑移;考虑到补偿器作业于约 2 500 m 深海环境,在其表面施加 25 MPa 的均匀载荷。仿真选择基于压力的求解方式,采用压力-速度耦合算法进行求解,进行标准初始化,并选定计算参考位置为全区域。

2.3 液压系统的建立

对钻机设备的液压系统进行建模,如图 4 所示。

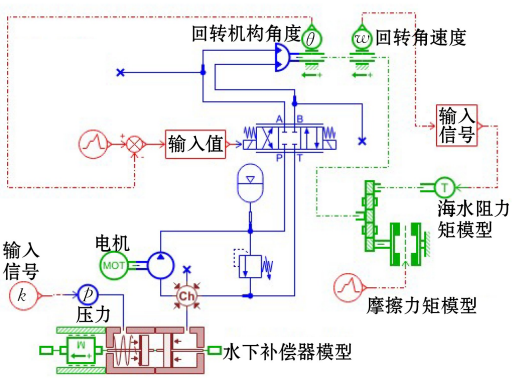


图 4 移摆管机械手回转机构控制系统模型

Fig.4 Control system model of rotary mechanism of mobile swing tube robot

针对回转部分的执行机构,海水作用于该区域的阻力矩表达式为:

$$T'_f=\int_{r_1}^{r_2}\frac{1}{2}C_f\rho_s h(\omega r)^2 r\mathrm{d}r=\frac{1}{8}C_f\rho_s h\omega^2(r_2^4-r_1^4) \tag{7}$$

式中:T'_f 为海水作用区域的阻力矩;r 代表回转执行机构的半径;(r_1,r_2) 为回转执行机构半径中所选取的一段作用区域;ω 为回转角速度;h 为作用区域的高度;ρ_s 为海水密度;C_f 为海水阻尼系数。

对整个流程图进行分析。首先,输入信号,设定回转机构参数,包括回转机械手的回转角度和摆动马达的排量等。摆动马达与角度传感器相连,将信号输入至阻力模型中。PID 控制器基于比例、积分、微分算法得出控制量并输出,信号传至三位四通换

向阀,通过控制阀芯的位置改变液压油的流动方向,液压泵在电机的带动下将液压油压缩至整个系统中循环,压力传感器与水下补偿器相连,共同协助 PID 环节稳定运行。

水下补偿器模型为容积可变的橡胶弹簧元件。在此过程中,考虑到容积变化的影响,需采用图 5 中的容性元件(箭头指向表示输入方向)。

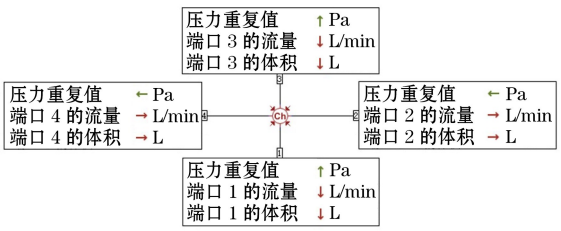


图 5 液压元件设计库中的容积腔

Fig.5 Volume chamber in hydraulic component design library

(1) 海洋环境压力的影响。

海洋环境压力主要由三部分构成:一是大气压力,二是由海水自身重力产生的静水压力,三是深海潜探器与海水之间的相对运动引起的动态压力。该模型可表示为[15]:

$$p(h)=p_0+\rho_s gh+\frac{1}{2\rho_s}\nu_m^2\left[1-\left(\frac{\nu_s}{\nu_m}\right)^2\right] \tag{8}$$

式中:p_0为大气压力;ν_s为海水流速;ν_m为深潜器与海水之间的相对速度。

当深潜水器下潜达到 1 000 m 以上的深度时,海水流速及深海潜探器与水流之间的相对速度对压力的影响远小于海水深度引起的压力变化。因此,上式可简化为:

$$p(h)=p_0+\rho_s gh \tag{9}$$

根据公式计算,得出 p(2 500)约为 25.34 MPa。

(2) 海水温度模型的建立及温度环境的影响。

在不考虑热液带等极端情况的条件下,海水温度通常自海平面起随深度增加而逐渐降低。根据副热带站的数据,得到副热带海域海洋环境温度$T(h)$随海深的变化曲线[16]:

$$T(h)=\begin{cases}2.107\ 45\times10^{-8}h^3-2.791\ 3\times10^{-5}h^2-\\0.010\ 4h+21.160\ 11,h\in[0,1\ 000]\\15.407\ 85\times e^{-\frac{h}{524.281\ 34}}+1.691\ 27,\\h\in(1\ 000,2\ 000]\end{cases} \tag{10}$$

在 0～1 000 m 水层中,为获得最佳的拟合效果,采用了三阶多项式对数据进行拟合。拟合结果的残差平方和为 7.347 79,R^2 为 0.994 37。对于 1 000 m 以下的海水层数据,指数函数提供了最优拟合结果,其残差平方和为 0.002 17,R^2 为 0.993 55。因此,综合拟合结果,本模型在未涉及海底热液等特殊工况时,能够有效描述海水温度随海深的变化。具体而言,在 0～1 000 m 的海水深度区间,温度下降较为迅速,由海平面的 22.5 ℃降至 3.9 ℃;而在 1 000 m 以下,水层温度变化趋于稳定,维持在较低水平,至 2 000 m 及以下深处,温度基本稳定在 2.0 ℃。

机械液压部分需配备可靠的水下电机及水下液压单元,以确保水下设备在 50 MPa 耐压条件下长时间反复正常工作,液压系统功率不小于 14 kW,最大工作压力为 28 MPa。

表 3 深海钻机部分工作参数

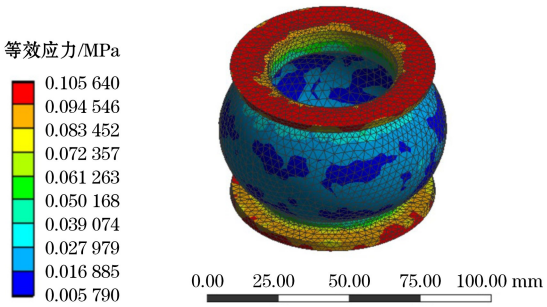
Table 3 Partial working parameters of deep-sea drilling rig

液压泵排量/(mL/r)	电机转速/(r/min)	工作压力/MPa	泵流量/(L/min)	溢流阀压力/MPa	补偿器内径/mm	弹簧刚度 k_s/(N/mm)	弹簧初始压缩量 x_0/mm	补偿器相接的初始体积 v_0/L	活塞质量 m_0/kg
45	1 470	16.30	59.50	21	196	9.52	80	10	1.50
海水压力/MPa	摆动马达排量/(mL/r)	回转部分转动惯量/(kg·m²)	摩擦力矩 T_m/(N·m)	海水阻尼力系数 C_f	海水密度 ρ_s/(kg·m⁻³)	比例增益	积分控制参数	微分控制参数	
25	260	6.80	51.40	2	1.03×10^3	5	0.04	0	

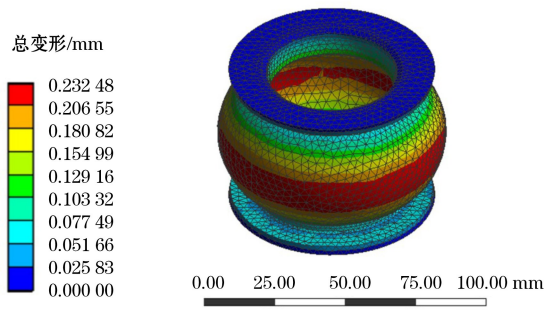
3 分析与讨论

对仿真结果进行计算,并对补偿器部分结构进行静力学分析,得到总应力云图以及总变形云图,如图 6、图 7 所示。从图 6(a)可以看出,单层无折叠补偿器的橡胶材料部分的最大应力为 0.105 64 MPa。图 7(a)显示了双层折叠橡胶部分的最大应力为 0.106 92 MPa,两者均低于缸盖结构材料的屈服极限应力,满足强度要求。图 6(b)中补偿器的最大变形量为 0.232 48 mm,图 7(b)中最大变形量为

0.188 25 mm,变形数值均较小。



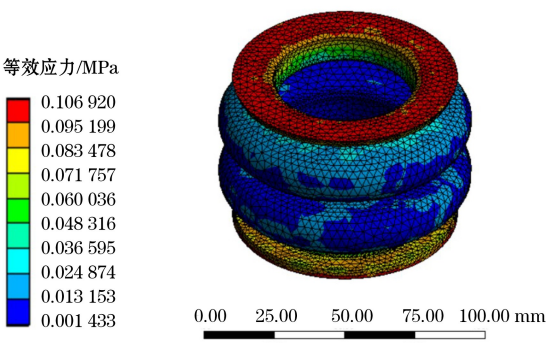
(a) 等效应力



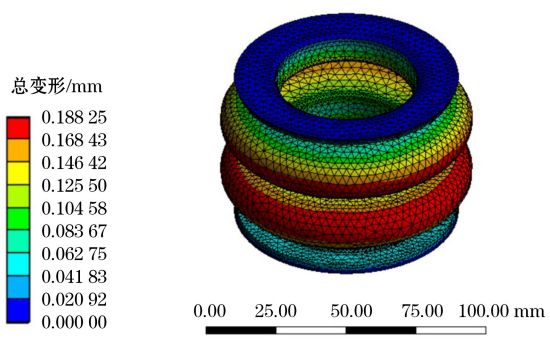
(b) 总变形

图 6 单层补偿器应力及变形云图

Fig.6 Stress and deformation cloud diagrams of single-layer compensator



(a) 等效应力



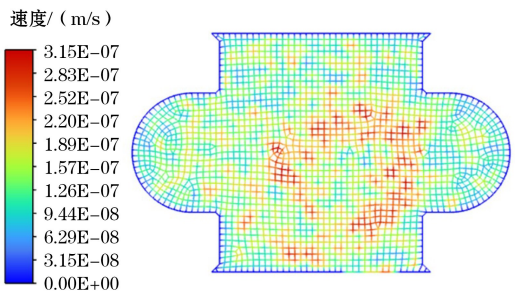
(b) 总变形

图 7 双层折叠补偿器应力及变形云图

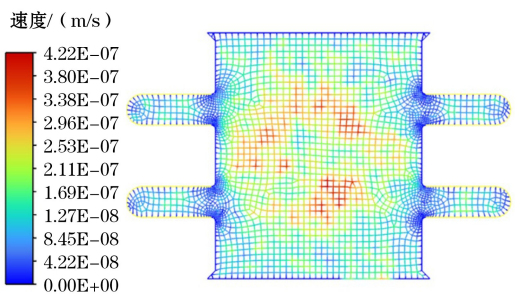
Fig.7 Stress and deformation cloud diagrams of double-layer folding compensator

由应力云图可以看出,在与法兰连接处存在较大应力,这是由结构形状突变引起的,网格划分较为精细,云图连续,未出现异常突变,结果合理。变形云图的分析表明,中间囊体部分的变形较大,承担了主要变形功能;云图颜色分布大致对称,网格划分较细,未出现异常突变或不合理锯齿等现象,结果合理。

对求解结果进行云图绘制,设置速度为变量,结果如图 8 所示。由图 8 可以看出,流动趋势为中间流速较高,边缘死角处因结构受阻导致流速稍低。色标区间梯度平滑,无异常波动;中心凸起区域为“扩容区”,易形成均匀的扩散流。对比图中上下两个不同形状的补偿器,下方结构中流速分布的高速区更为集中,形态规则,呈现相对规整的团状,流速均匀稳定。此外,多层折叠结构有助于减少局部冲刷,更符合低扰动要求,因此选择多层折叠形状的补偿器。



(a) 单层折叠橡胶

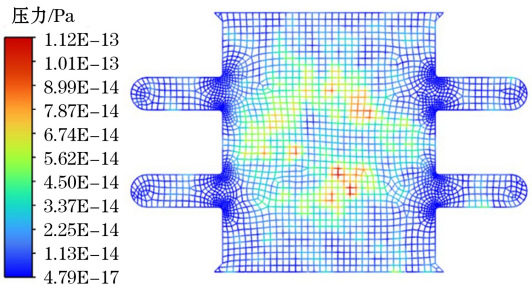


(b) 双层折叠橡胶

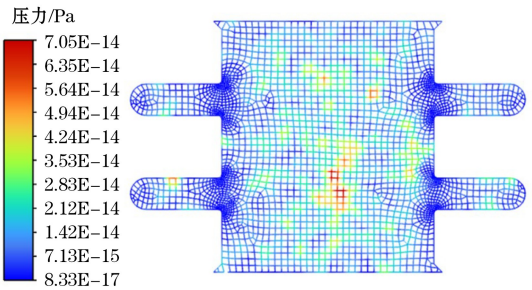
图 8 补偿器速度变化云图

Fig.8 Velocity variation cloud diagrams of compensator

设置压力为变量,不同尺寸出入口的补偿器压力变化云图如图 9 所示。由图 9 可以看出,中心区域压力较高,边缘压力低,符合封闭箱体内流体压力分布的基本规律。网格区域均匀一致,无明显畸形,图 9(b)的中心高压区更为集中,压力梯度更为平滑,因此综合考虑选择图 9(b)所示尺寸出入口的补偿器。



（a）双层折叠橡胶（出入口直径 15 mm）



（b）双层折叠橡胶（出入口直径 20 mm）

图 9　不同尺寸出入口的补偿器压力变化云图

Fig.9　Pressure variation cloud diagrams of compensators with different-sizes of entrances and exits

对计算过程中的内部液体进行分析，其运动轨迹如图 10 所示。图 10 中呈现中心高压，边缘低压的流动趋势，云图中色块过渡平滑，但中心高压区形状不规则，可能出现局部的流动分离，漩涡或者流速差异，还需进一步优化流道结构，以改善流体的流动状态和压力分布。

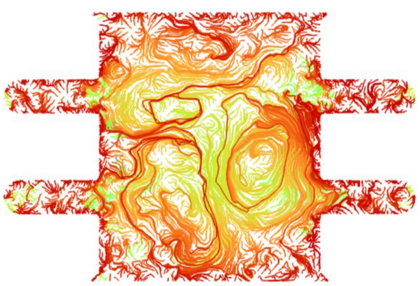


图 10　补偿器内部流体运动迹线

Fig.10　Motion trajectory of the fluid inside the compensator

4　改进前后结果对比

针对图 4 中的系统模型加以改进，新的液压系统如图 11 所示。该仿真模型需要输入由公式(7)推导得出的海水阻力矩方程，并将角速度传感器实时检测到的机械手回转角速度代入海水阻力矩方程中。初步设定仿真时间为 10 s，步长为 0.01 s。

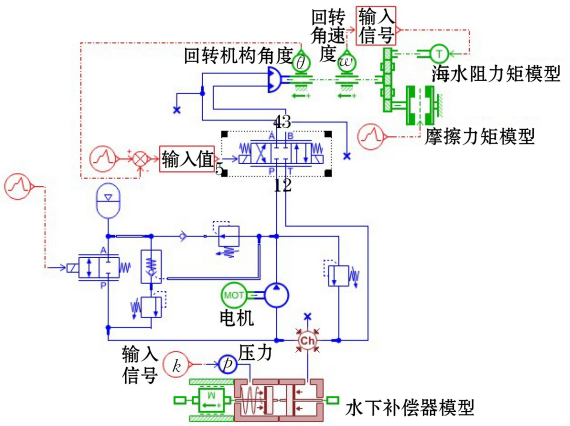


图 11　改进后的回转机构系统模型

Fig.11　System model of improved rotary mechanism

在主动运行模式下，系统通过液压泵完成补偿。液压系统启动前，蓄能器应注气体，将溢流压力调整为预定压力，并设定减压阀压力略高于预定压力。系统运行后，液压油经减压阀和单向阀注入空腔，液压控制单向阀反向激活，空腔压力稳定在预定值。随后，液压油通过溢流阀，使空腔的压力与预定压力一致，溢出的油通过回油孔流入波纹管补偿器，蓄能器则负责吸收该过程中的压力波动。

运行程序后，改进前后的结果对比如图 12 所示，其中红色曲线代表改进前，蓝色曲线代表改进后（颜色标识见电子版）。

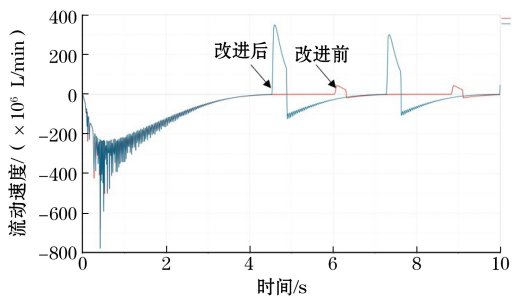


图 12　改进前后的流动速率

Fig.12　Flow rates before and after improvement

从图 12 可以看出，0～4 s 内速度波动较为明显，这是由于初始阶段系统启动使得腔室容积急速变化，系统压力在建立过程中，液压油需不断填充和适配机械运动产生的空间变化，流量随着压力动态调整，从而呈现复杂瞬态波动。随着摆动马达运动趋于稳定，流量逐渐贴合机械运动需求，波动减小并趋近于某一相对恒定值。

此外，蓝色曲线峰值出现得更迅速且峰值更高，表明系统对流量瞬变的自适应调整能力强，液压油

能更快速、稳定进入执行元件,有效降低了启动阶段因流量紊乱导致的冲击、振动。

图 13 为改进前后三位四通换向阀 P 口的流动速度对比,其中,红色曲线代表改进前,蓝色曲线代表改进后(颜色标识见电子版)。

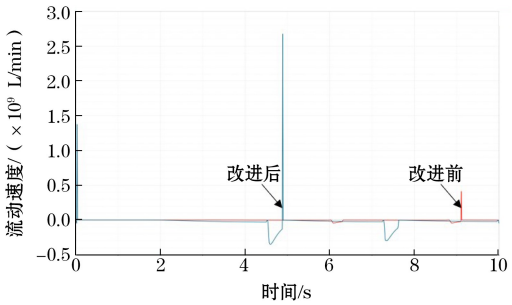


图 13 改进前后的换向阀 P 口流动速率

Fig.13 Flow rate of P port of directional valve before and after improvement

由图 13 可知,蓝色曲线峰值较大,表明换向阀能在短时间提供大流量,从而可快速驱动执行元件,满足系统对快速动作的要求,有效提升设备工作效率。曲线的波动特征反映了换向阀、液压系统对瞬态工况的响应能力,说明系统可快速适配流量需求的变化。在需要动态调整执行元件动作时,蓝色曲线对应的换向阀及系统能更灵活、高效地工作,适配复杂工况。

5 结论

(1) 目前已有研究多集中于补偿器的静态结构分析,而对补偿器内部流体的分析较少,本文综合考虑海洋环境压力与温度条件,对不同形状补偿器进行了容积计算和静态结构分析。结果表明,法兰连接处会存在较大应力集中,而主要变形集中在橡胶中间囊体部分。

(2) 基于 ANSYS 软件,针对不同结构参数(如橡胶弹簧折叠层数、流体进出口尺寸)的补偿器开展了流体流动分析,探究其出入口速度与压力变化规律。结果显示,采用多层折叠结构且进出口尺寸为 20 mm 的补偿器更为合理,该配置使液压系统能够在更短时间内提供更大流量,同时承受更小的流体阻力。

(3) 应用 Amesim 软件对钻机液压系统进行了优化及仿真分析,通过对比出口压力与流动速度等参数,发现改进后的液压系统流动速率更快且响应更迅速,峰值出现时间缩短了约 1.5 s,稳定性提升约 52%,可有效抑制启动阶段的振动与冲击。

参考文献(References):

[1] 贺晓斌.高压环境下海底钻机钻进试验台研制[D].湘潭:湖南科技大学,2023.
He Xiaobin. Development of a seabed drilling rig test bench under high-pressure environment[D]. Xiangtan: Hunan University of Science and Technology,2023.

[2] 李欢,白兰昌,李磊,等.基于 AMESim 的海底基盘液压系统设计研究[J].石油机械,2019,47(11):45-51.
Li Huan, Bai Lanchang, Li Lei, et al. Hydraulic system design of subsea template based on AMESim[J]. China Petroleum Machinery,2019,47(11):45-51.

[3] 陈龙.水下压力补偿用波纹管的力学性能分析及结构设计[D].合肥:合肥工业大学,2012.
Chen Long. Mechanical performance analysis and structural design of bellows for underwater pressure compensation[D]. Hefei: Hefei University of Technology,2012.

[4] 刘振东.深海活塞式压力补偿器的力学特性分析[D].合肥:合肥工业大学,2013.
Liu Zhendong. Analysis of mechanical properties of deep-sea piston pressure compensator[D]. Hefei: Hefei University of Technology,2013.

[5] 胡浩龙,龙雷,沈雪,等.深海液压系统压力补偿器研究[J].海洋工程装备与技术,2018,5(增刊 1):209-213.
Hu Haolong, Long Lei, Shen Xue, et al. Research on pressure compensator used for deep-sea hydraulic system[J]. Ocean Engineering Equipment and Technology,2018,5(Suppl.1):209-213.

[6] 杨卫华.一种深海环境下压力平衡方法和压力传感器的研究[D].合肥:合肥工业大学,2014.
Yang Weihua. Research on a pressure balance method and pressure sensor in deep-sea environment[D]. Hefei: Hefei University of Technology,2014.

[7] Sotoodeh K. Conceptual design and selection of a bladder type pressure compensation system for subsea actuators to prevent failure due to seawater head[J]. International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM),2021,15(4):673-680.

[8] 李进.深海柱塞泵补偿器减振设计与试验研究[D].湘潭:湖南科技大学,2018.
Li Jin. Vibration reduction design and experimental study of deep-sea piston pump compensator[D]. Xiangtan: Hunan University of Science and Technology,2018.

[9] 李进,罗柏文,金永平.深海柱塞泵补偿器优化试验[J].机械工程师,2019(1):105-107.
Li Jin, Luo Bowen, Jin Yongping. Optimization test of deep sea piston pump compensator[J]. Mechanical Engineer,2019(1):105-107.

[10] 李潇.海洋钻机升沉补偿器的动力学性能与能耗分析[D].西安:西安石油大学,2022.

Li Xiao. Dynamic performance and energy consumption analysis of heave compensator for offshore drilling rig[D]. Xi'an: Xi'an Shiyou University,2022.

[11] Li Songyu, Du Xinguang, Zhang Luyao, et al. Study on dynamic characteristics of underwater pressure compensator considering nonlinearity[J]. Mechanical Sciences, 2020, 11(1):183-192.

[12] 刘广治,梁涛.海底钻机回转液压系统仿真分析[J].钻探工程,2023,50(2):26-30.
Liu Guangzhi, Liang Tao. Simulation analysis of the rotation hydraulic system of subsea drilling rig[J]. Drilling Engineering,2023,50(2):26-30.

[13] 曹学鹏,张翠红,邓斌,等.深海下储油器系统的压力补偿动态特性研究[J].海洋技术,2011,30(1):83-87.
Cao Xuepeng, Zhang Cuihong, Deng Bin, et al. Research on pressure-compensated dynamic property of deep-sea oil reservoir systems[J]. Ocean Technology,2011,30(1):83-87.

[14] 刘广治,刘智键.60 m 海底钻机移摆管系统性能分析[J].液压与气动,2024,48(4):30-37.
Liu Guangzhi, Liu Zhijian. Performance analysis of pipe-shifting system for 60 m submarine drilling rig[J].Chinese Hydraulics & Pneumatics,2024,48(4):30-37.

[15] 曹学鹏,曾致豪,王凯丽,等.基于变深环境作用的油液介质变刚度特性研究[J].润滑与密封,2018,43(8):7-13+61.
Cao Xuepeng, Zeng Zhihao, Wang Kaili, et al. Research on the characteristics of oil variable stiffness based on deepening environment model[J]. Lubrication Engineering,2018,43(8):7-13+61.

[16] 王佳琦.深海液压系统宽温域自适应压力补偿特性研究[D].兰州:兰州理工大学,2023.
Wang Jiaqi. Research on wide temperature range adaptive pressure compensation characteristics of deep-sea hydraulic systems [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology,2023.