

引用格式:吴轶钢,苏家龙,陈鹏,等.内压载荷下多层金属波纹管静刚度特性[J].大连海事大学学报,2026,52(3):82-90.

内压载荷下多层金属波纹管静刚度特性

吴轶钢^{1a,1b}, 苏家龙^{1a,1b}, 陈鹏², 张国华³, 徐双喜^{*1a,1c}, 杨少轩^{1a,1b}

(1.武汉理工大学 a.舰艇爆炸冲击毁伤与防护湖北省国防科技(军民融合)重点学科实验室;

b.绿色智能江海直达船舶与邮轮游艇研究中心;c.船海与能源动力工程学院,武汉 430063;

2.中国舰船研究设计中心,武汉 430064;3.中国船舶重工集团公司第七二五研究所,河南 洛阳 471023)

摘要:为探究内压载荷作用下船用多层U形金属波纹管的静刚度特性,以口径250 mm多层U形金属波纹管为研究对象,开展内压耦合作用下的静刚度试验与数值仿真研究,分析内压载荷对波纹管静刚度性能的影响规律,并推导该型波纹管在内压载荷下的静刚度预报公式,可为内压工况下多层金属波纹管的设计提供理论参考。

关键词:内压载荷;波纹管;静刚度;EJMA标准计算公式;有限元仿真

中图分类号:U664.84

文献标志码:A

文章编号:1006-7736(2026)03-0082-09

doi:10.16411/j.cnki.issn1006-7736.2026.03.008

Static stiffness characteristics of multi-layer metal bellows under internal pressure load

Wu Yigang^{1a,1b}, Su Jialong^{1a,1b}, Chen Peng²,

Zhang Guohua³, Xu Shuangxi^{*1a,1c}, Yang Shaoxuan^{1a,1b}

(1a.Hubei Defense Science and Technology Key Laboratory

of Ship Explosion Damage and Protection;1b. Research

Center for Green and Intelligent Ships and Cruise Yachts on

Rivers and Seas;1c. School of Naval Architecture,

Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University

of Technology, Wuhan 430063, China; 2. China Ship

Development and Design Center, Wuhan 430064, China;

3.Luoyang Ship Material Research Institute, Luoyang 471023, China)

Abstract:To investigate the static stiffness characteristics of marine multi-layer U-shaped metal bellows under internal pressure load, a multi-layer U-shaped metal bellows with a diameter of 250 mm was taken as the research object. Static stiffness tests and numerical simulations under coupled inter-

nal pressure were carried out to analyze the influence law of internal pressure load on the static stiffness performance of bellows. A prediction formula for static stiffness of this type of bellows under internal pressure load was derived, which can provide a theoretical reference for the design of multi-layer metal bellows under internal pressure conditions.

Key words: internal pressure load; bellows; static stiffness; expansion joint manufacturers association (EJMA) standard calculation formula; finite element simulation

0 引言

在船舶管路系统中,波纹管需要在高温、高压及复杂工况下承受轴向、横向及角向位移,若刚度设计不当,可能导致应力集中、疲劳失效甚至系统崩溃。因此,波纹管静刚度研究不仅是理论分析与设计优化的基础,更是保障工业装备可靠运行的核心需求。

目前,波纹管静刚度的研究方法主要包括工程近似公式法、刚度试验法和数值仿真分析法。其中,应用最多的工程近似公式法大多参考美国膨胀节制造商协会提出的EJMA标准计算公式^[1]。该标准的核心基于薄壳理论与半经验公式,通过修正系数考虑几何参数、材料特性及工况的影响,适用于工程设计中波纹管轴向静刚度的快速计算。我国标准GB/T 12777—2019也使用了相同的公式,但没有考虑内压的影响。

收稿日期:2026-01-06;修回日期:2026-04-08

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52471338)

作者简介:吴轶钢(1976—),男,博士,助理研究员;徐双喜*(1983—),男,博士,教授,博士生导师, E-mail: xushuangxi1983@163.com

波纹管轴向刚度的试验研究早期大多以单层波纹管为对象。占丰朝等^[2]对不等壁厚单层波纹管进行轴向刚度试验,结果表明,计入非线性因素的有限元仿真结果与试验值的误差低于 5%,验证了非线性分析的可行性。束振^[3]搭建 S 型波纹管轴向、弯曲及扭转刚度试验平台,结合线性与非线性仿真对比,提出修正系数及适用于不同工况的仿真方法。Reich 等^[4]对矩形波纹管的试验结果表明,EJMA 公式对轴向刚度的预测偏差高达 250%,表明该传统标准公式在非对称结构中存在局限性。在仿真研究方面,有限元仿真可高效处理几何非线性、接触摩擦及多场耦合问题,现已成为波纹管静刚度分析的主流手段。早期研究多采用轴对称模型与线性假设。谈卓君等^[5]采用单层等效厚度模型对多层波纹管进行简化仿真分析。研究结果显示,等效厚度法可在一定程度上模拟多层波纹管的实际刚度,但仍存在一定误差。随着非线性算法与计算效率的提升,张同林等^[6]利用 ANSYS 接触单元,分析层间摩擦系数对多层波纹管轴向刚度的影响,确定摩擦系数为 0.15 时,仿真误差较小,同时验证了单层等效厚度法的可行性。为优化计算效率,刘达列等^[7]提出基于 Matrix27 刚度单元的简化模型,在保证精度的前提下,计算量减少 80%,显著提升了整体系统参数优化效率。Chen 等^[8]提出多层波纹管端部力的解耦模型,采用刚度与内压独立分析方法,提升多层波纹管设计精度。

在理论研究中,传统方法基于梁模型、曲杆模型及经验公式进行简化分析。黄瀚林等^[9]将 U 形波纹管简化为梁模型,推导了内压作用下轴向补偿能力的线性增长公式。王帅等^[10]基于接触力学理论,阐明了层间摩擦对轴向刚度非线性的影响机制。然而,传统解析法忽略了几何非线性与材料非线性,因此,误差较大。近年来,波纹管等效模型法与修正系数法成为研究热点。黄瀚林等^[11]提出波峰与波谷半径不等的等效厚度模型,引入刚度修正系数,实现经验公式计算结果与有限元结果吻合。Yuan 等^[12]通过修正 S 型波纹管的波形几何参数,构建了轴向与弯曲刚度的理论解析模型,并验证了其试验结果的一致性。

综上,虽有大量文献针对波纹管静刚度进行了理论、试验及数值仿真研究,但对内压载荷作用

下的波纹管静刚度研究相对有限。因此,开展内压载荷作用下的波纹管静刚度性能研究具有重要意义。

1 静刚度经验公式计算

1.1 波纹管几何参数

本文研究对象为 DN250 单式轴向型波纹管膨胀节,其实物如图 1 所示。

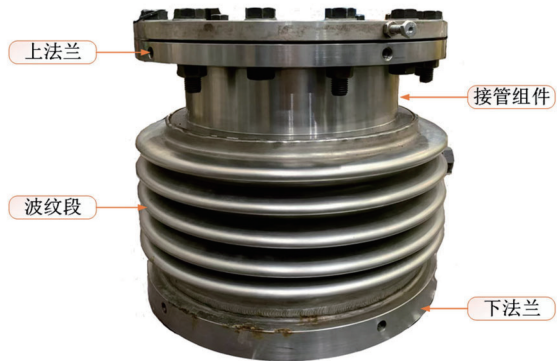


图 1 波纹管实物图

Fig.1 Photograph of the bellows

波纹管的几何参数对刚度具有重要影响。DN250 金属波纹管公称直径为 250 mm,其 U 形波纹管主要结构参数包括内径、单层厚度、层数、波高、波数等,具体如表 1 所示。

表 1 DN250 金属波纹管结构参数

Tab.1 Structural parameters of DN250 metal bellows

内径/mm	单层厚度/mm	层数	波高/mm	波数
304.8	0.4	4	34.5	5

试件材料选用 1Cr18Ni9Ti 奥氏体不锈钢。该材料具备优良的强度、韧性与冷加工性能,适用于船舶高温管路,相关材料参数如表 2 所示。

表 2 DN250 金属波纹管材料参数

Tab.2 Material parameters of DN250 metal bellows

材料名称	密度 ρ / ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量 E /MPa	泊松比 μ
1Cr18Ni9Ti	7750	193 000	0.31

1.2 经验公式计算

波纹管静刚度反映结构受外力作用时结构抵抗弹性变形的能力,其工程近似计算方法在国内外标准体系中具有明确定义。本文采用美国 EJMA 标准开展轴向静刚度(k_b)计算,对应的计算公式为:

$$k_b = \frac{1.7nE_b D_a \delta_m^3}{NC_k h^3} \quad (1)$$

式中: D_a 为波纹管平均直径; E_b 为室温条件下波纹管材料的弹性模量; n 为波纹管层数; h 为波高; N 为波数; δ_m 为波纹管成形后单层波纹的名义厚度; C_k 为 U 形波纹管刚度修正系数, 可在 GB/T 12777—2019 标准中的表 A.3 查阅。

经计算, DN250 金属波纹管在无内压工况下轴向静刚度的经验值为 125.017 N/mm。

2 无内压金属波纹管轴向静刚度试验

2.1 试验原理

为获取波纹管的轴向静刚度性能数据, 对波纹管进行轴向静刚度试验。在金属波纹管轴向施加静载荷 F 时, 波纹管会产生相应的轴向位移 x 。根据胡克定律, 在弹性范围内, 载荷与位移之间存在线性关系, 波纹管整体轴向静刚度 k_b 为:

$$k_b = \frac{F}{x} \quad (2)$$

式中: F 为轴向位移引起的轴向支反力; x 为轴向位移。

2.2 试验设备

本文试验设备如图 2 所示, 包括 TS322 型电液伺服动静万能试验机、加载夹具、固定夹具及 PC 数据采集仪。试验时使用夹具通过螺栓对波纹管上下法兰进行固定。

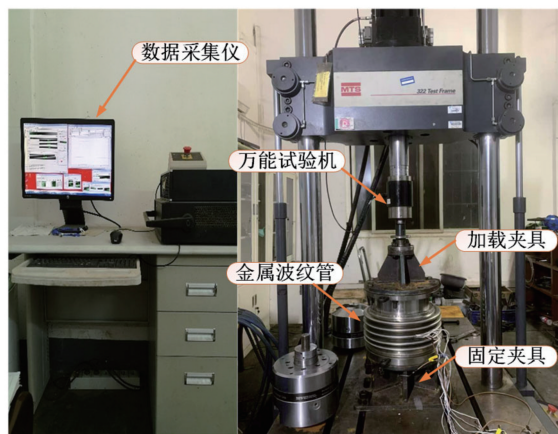


图 2 轴向静刚度试验设备

Fig.2 Axial static stiffness test equipment

2.3 试验过程

采用位移控制模式对波纹管依次进行 1~10 mm (步长 1 mm) 的位移载荷加载。为实现准静态加载, 确保位移增量的准确性和均匀性, 载荷加载速率设定为 0.5 mm/min。施加位移载荷后应保持一定时间, 以使波纹管变形稳定, 避免变形波动引发测量误差, 再以同等加载速率卸载恢复至初始状态。采用万能试验机的力传感器实时记录相应的载荷力, 并确保数据记录的准确性和完整性。测量并记录不同位移增量对应的载荷, 得到波纹管轴向力-位移关系曲线, 再基于曲线斜率计算出波纹管的轴向静刚度值。压缩位移 1~10 mm 范围内, 试验测得的轴向静刚度与位移的关系如图 3 所示。

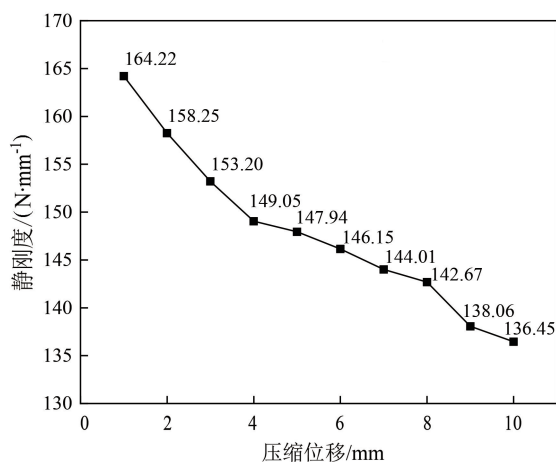


图 3 轴向静刚度随压缩位移变化的试验结果

Fig.3 Experimental results of axial static stiffness variation with compression displacement

由图 3 可知, DN250 金属波纹管的轴向静刚度随着压缩位移的增大而减小, 且呈现明显的非线性特征。在压缩位移为 1~3 mm 的初始变形阶段, 波纹管刚度从 164.22 N/mm 降至 153.20 N/mm, 降幅达 6.72%; 在压缩位移为 4~7 mm 的中间变形阶段, 刚度下降速率趋缓, 由 149.05 N/mm 降至 144.01 N/mm, 降幅为 4.38%; 在压缩位移为 8~10 mm 的后期变形阶段, 刚度由 142.67 N/mm 降至 136.45 N/mm, 衰减进一步放缓, 降幅减小至 3.36%。该非线性现象主要缘于波纹管压缩过程中材料应变强化效应与几何非线性变形的耦合作用。为便于后续计算, 对 10 个位移工况下的刚度求取平均值, 得到无内压时 DN250 金属波纹管轴向静刚度为 148 N/mm。

3 无内压金属波纹管轴向静刚度仿真

3.1 有限元建模方法

根据黄瀚林等^[13]的研究,金属波纹管的二维轴对称模型、三维壳模型及三维实体模型均适用于波纹管结构力学特性有限元分析。本文首先采用 Solidworks,基于旋转曲面依次建立波纹管的四层曲面,层间距为 0.4 mm;其次,将模型导入 Ansys Workbench,选取四节点壳体单元 SHELL181 构建多层波纹管波纹段的有限元壳体模型。在非线性分析中,SHELL 181 可考虑壳体厚度变化、大变形等因素,同时支持完全积分与缩减积分求解方法,还能够有效表征内压载荷引发的刚度变化。本文采用多区域方法进行网格划分,整体网格尺寸设为 3 mm,网格单元数量为 250 800,节点数为 250 040。有限元网格划分效果如图 4 所示。



图 4 网格划分效果示意图

Fig.4 Schematic diagram of mesh quality

如图 5 所示,在波纹管轴向静刚度有限元分析中,模型一端设置为固定支撑,另一端为自由边界。对固定端施加位移约束,Z 方向位移限定为

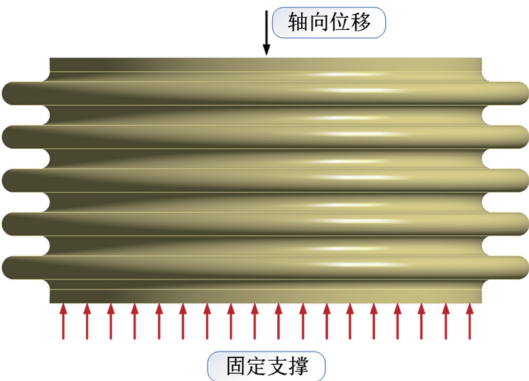


图 5 边界条件与载荷施加

Fig.5 Boundary conditions and load application

0 mm,放开 X、Y 方向自由度;在自由端施加位移载荷。为模拟金属波纹管轴向静刚度试验中的真实受力情况,在 ANSYS Workbench 静态结构分析步模块中设置 10 个分析步,在 1~10 mm 的位移范围内,对金属波纹管自由端施加步长 1 mm 的轴向压缩位移。

3.2 有限元计算

实验结果表明, DN250 金属波纹管的轴向静刚度随着压缩位移载荷增大而减小,且呈现明显的非线性特征。在非线性静力分析时,小变形理论已不再适用。随着载荷增大,力与位移不再满足线性关系,二者之间的响应关系趋于复杂,难以直接预测,因此,需采用多种修正线性近似方法开展求解。ANSYS Workbench 采用 Newton-Raphson 迭代法进行该线性修正^[14]。在 Newton-Raphson 迭代过程中,首先施加载荷以获得初始位移,再根据位移结果计算单元内力。如果载荷与内力不相等,则表明系统处于不平衡状态,此时,须基于当前状态重新计算刚度矩阵。载荷与内力之差称为不平衡力或残余力,只有残余力足够小时,求解才能收敛。重复上述迭代过程,直至外载荷与内力平衡,完成系统求解。

非线性因素主要分为接触非线性、几何非线性和材料非线性三类。对多层波纹管的静刚度进行分析时,须同时考虑几何非线性与接触非线性。针对几何非线性,需在 ANSYS Workbench 静态结构求解控制中开启大变形选项;针对接触非线性,本文各层之间采用摩擦接触进行定义。王斌斌等^[15]研究发现,层间摩擦系数对轴向静刚度分析结果影响较小。因此,本文取层间摩擦系数为 0.13 开展波纹管非线性仿真分析,计算结果如表 3 所示。

表 3 轴向静刚度非线性分析结果

Tab.3 Nonlinear analysis results of axial static stiffness

压缩位移/mm	载荷/N	轴向静刚度/(N·mm ⁻¹)
1	156.20	156.20
2	307.39	153.70
3	453.82	151.27
4	595.78	148.95
5	733.54	146.71
6	867.35	144.56
7	997.49	142.50
8	1124.20	140.53
9	1247.70	138.63
10	1368.30	136.83
平均值		145.99

3.3 静刚度试验、仿真与经验公式对比

为验证模型的准确性,在无内压条件下,以试验测得的静刚度作为参考值,对仿真结果与经验公式计算结果开展误差分析与对比,相对误差结果如表 4 所示。三种分析方法的轴向静刚度与位移的关系如图 6 所示。

表 4 轴向静刚度试验、仿真及经验公式结果的相对误差对比

比较项	静刚度/(N·mm ⁻¹)		
	试验	非线性仿真	经验公式
平均值	148.00	145.99	125.02
相对误差/%	-	1.36	15.53

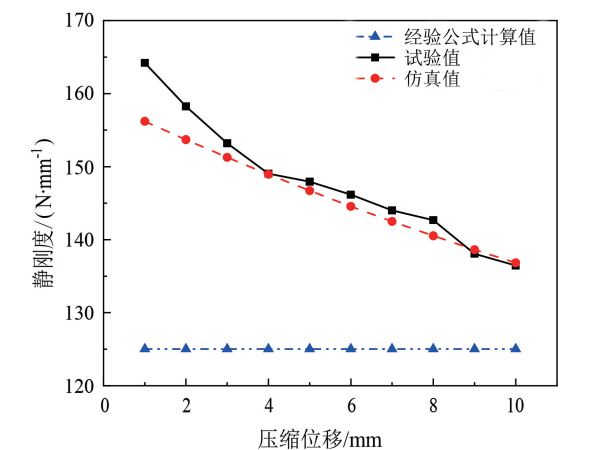


图 6 试验、仿真及经验公式所得轴向静刚度与位移的关系

Fig.6 Relationship between axial static stiffness obtained by test, simulation and empirical formula and displacement

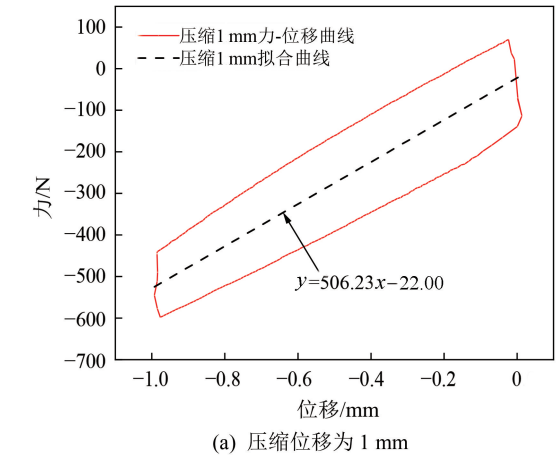
由图 6 可知,不同方法获取的静刚度结果存在一定差异:试验静刚度平均值为 148 N/mm,仿真静刚度平均值为 145.99 N/mm,经验公式静刚度为 125.02 N/mm。相对误差分析表明,仿真静刚度与试验结果的误差为 1.36%,经验公式计算值与试验结果的误差为 15.53%。仿真结果相对于试验值的误差较小,且与试验结果规律一致,均表现出轴向静刚度随位移载荷增加而减小的趋势。由此可以证明,本文仿真模型可以较准确地反映金属波纹管实际的静刚度特性。

4 内压作用下波纹管轴向静刚度的试验与仿真

为进一步探究内压载荷对金属波纹管整体刚度的影响,对试件在内压载荷作用下的轴向静刚度进行试验研究与仿真计算分析。

4.1 内压载荷作用下波纹管轴向静刚度试验

开展内压载荷作用下的轴向静刚度试验研究时,金属波纹管的安装方式如图 2 所示,通过试验机作动器维持波纹管原始无预变形长度,抑制内压导致的轴向膨胀,使加压前后波纹管几何长度不变。在此基础上,以充气方式对波纹管内部加压,试验压力为 0.1 ~ 0.5 MPa (增压间隔为 0.1 MPa)。采用位移控制模式对波纹管进行位移载荷加载,选取压缩位移行程的起点、中点和终点作为测试点,即设置位移工况为 1 mm、5 mm 和 10 mm。试验过程及数据处理方式与无内压下的静刚度试验相同,通过万能试验机作动头上的位移与力传感器采集数据,并据此绘制试验过程的力-位移滞回曲线。利用 Origin 软件对曲线进行线性拟合,所得斜率即为所求的静刚度。以 0.5 MPa 压力工况为例,该压力工况下压缩位移为 1 mm、5 mm 和 10 mm 的力-位移曲线如图 7 所示:压缩位移 1 mm 时静刚度为 506.23 N/mm,5 mm 时为 450.97 N/mm,10 mm 时为 398.15 N/mm;三组位移工况下平均静刚度为 451.78 N/mm。



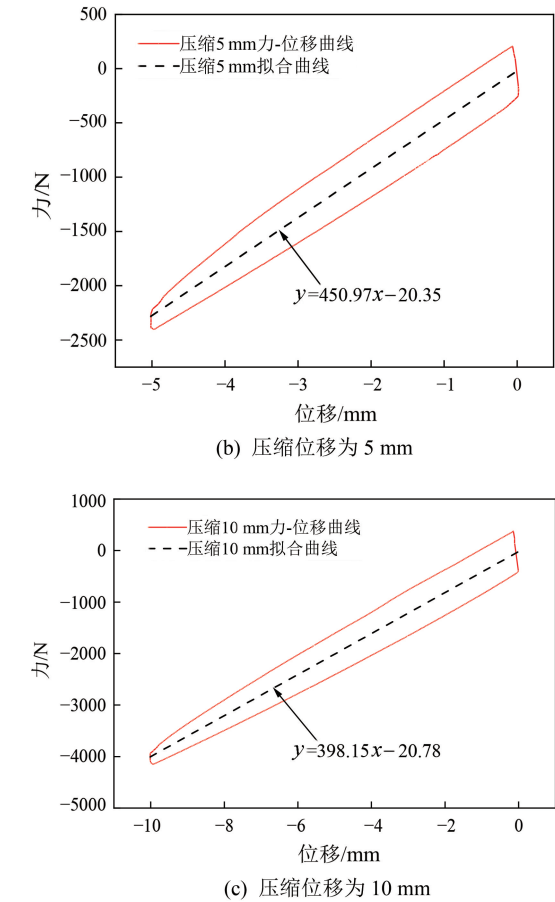


图 7 内压载荷为 0.5 MPa 时,不同压缩位移的力-位移滞回曲线及其拟合曲线

Fig.7 Force-displacement hysteresis curves and their fitting curves under internal pressure load of 0.5 MPa at different compression displacements

由图 7 可知,在 0.5 MPa 内压作用下,波纹管的轴向静刚度随压缩位移增加呈下降趋势。这是由于大位移压缩时,波纹管进入几何非线性变形阶段,波峰与波谷的弯曲曲率显著增大,导致结构的切线刚度逐渐降低。相比无压工况,内压作用下结构刚度的下降速率显著提升,说明内压会加速该非线性变形进程,使大位移阶段的刚度衰减效应更为突出。对各内压条件下 3 组不同位移工况的试验静刚度数据取算术平均,得到对应内压下的平均试验静刚度值。

由图 8 可知,DN250 金属波纹管轴向静刚度随内压增加呈现显著的单调递增趋势。当内压从 0 MPa 增至 0.5 MPa 时,静刚度从 148.00 N/mm 升至 451.78 N/mm,增幅高达 205%,表明内压是影响波纹管轴向静刚度的一个重要因素。

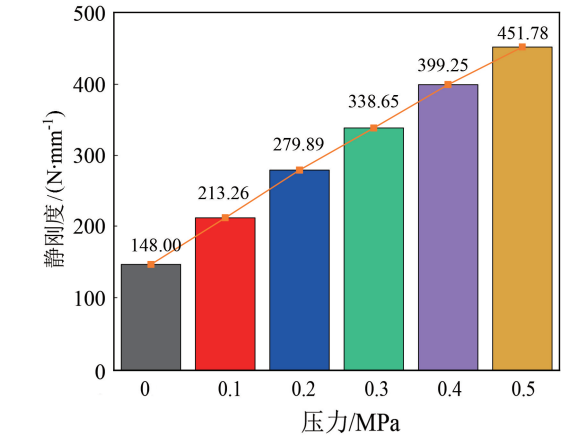


图 8 各内压工况下金属波纹管轴向静刚度试验结果

Fig.8 Test results of axial static stiffness of metal bellows under different internal pressure conditions

4.2 内压载荷下波纹管轴向静刚度仿真分析

本节仿真边界条件、接触设置与网格划分同 4.1 节。在波纹管内壁处施加法线方向内压载荷,其施加方式如图 9 所示。

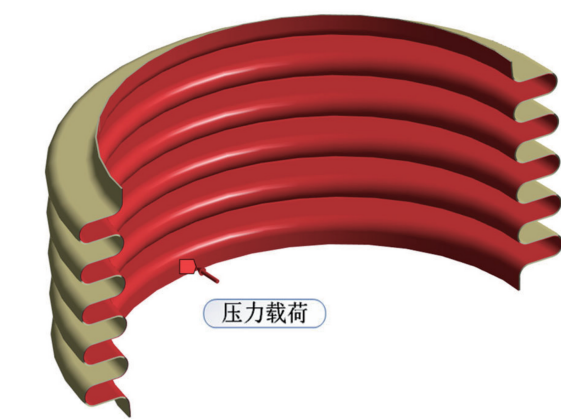
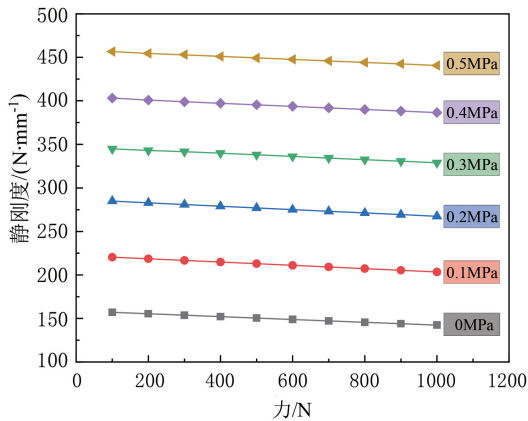


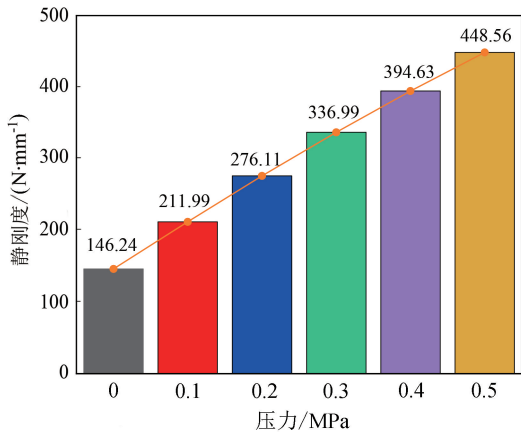
图 9 内压载荷施加示意

Fig.9 Schematic diagram of internal pressure load application

为复现金属波纹管内部充压的真实受力状态,将自由端边界条件设置为轴向力载荷。在 Workbench 静态结构模块中创建 11 个分析步:第 1 分析步施加内压载荷,第 2~11 分析步依次施加 Z 向 100 ~1000 N 的轴向力。在 0~0.5 MPa 内压区间内,以 0.1 MPa 为步长设置 6 个梯度工况,开展非线性静刚度分析。各内压工况下,金属波纹管轴向静刚度与力之间的关系如图 10(a) 所示,轴向平均静刚度的仿真计算结果及演化规律如图 10(b) 所示。



(a) 轴向静刚度与力的关系



(b) 轴向静刚度仿真结果

图 10 各内压工况下金属波纹管轴向静刚度仿真结果

Fig.10 Simulation results of axial static stiffness of metal bellows under different internal pressure conditions

由图 10 可知,不同内压条件下,金属波纹管的轴向静刚度随载荷力(对应自身变形量)的增加而减小,整体呈现显著非线性变化趋势。这表明,内部充压工况下的波纹管,与未充压状态一致,同样具备刚度非线性特性。此外,在 0~0.5 MPa 内压区间内,有限元仿真结果与试验结果规律完全吻合,即轴向静刚度随内压升高而逐步增大。

4.3 内压载荷下静刚度试验与仿真对比

金属波纹管的试验值与仿真计算值及其相对误差结果如表 5 所示。由表 5 可知,在 0~0.5 MPa 内压区间内,有限元分析结果与试验结果高度一致,轴向静刚度均随内压升高而增加,且相对误差最小为 0.49%,最大仅为 1.37%,表明有限元模型在复杂带压工况下依然具有可靠性。

表 5 轴向静刚度的试验与仿真结果及相对误差

Tab.5 Experimental and simulation results of axial static stiffness and relative error

压力/ MPa	试验值/ (N·mm ⁻¹)	仿真计算值/ (N·mm ⁻¹)	试验值与仿真值 相对误差/%
0	148.00	146.24	1.20
0.1	213.26	211.99	0.60
0.2	279.89	276.11	1.37
0.3	338.65	336.99	0.49
0.4	399.25	394.63	1.17
0.5	451.78	448.56	0.72

5 静刚度预报公式拟合与验证

现有理论中的多层 U 形金属波纹管轴向静刚度计算公式无法对内部充压情况进行预估。为获得多层 U 形金属波纹管在压载荷下静刚度预报公式,需对现有无内压条件下的 EJMA 轴向静刚度公式进行修正。定义无内压条件下轴向静刚度公式修正系数为 λ_1 ,

$$\lambda_1 = \frac{\text{轴向静刚度试验值}}{\text{经验公式计算值}} \quad (3)$$

将轴向静刚度试验值与经验公式计算值代入式(3),得到修正系数 $\lambda_1 = 1.18$ 。再将该系数代入式(1),即可得到无内压条件下多层 U 形金属波纹管轴向静刚度修正公式为:

$$k_0 = \lambda_1 k_b = 1.18 k_b \quad (4)$$

在式(4)的基础上,针对有内压工况下的多层 U 形金属波纹管轴向静刚度进行拟合,最终得到引入内压参数的多层 U 形金属波纹管整体轴向静刚度 k_u 的预报公式为:

$$k_u = 615.21p + 1.18k_b \quad (5)$$

式(5)基于该型波纹管设计压力范围(0~0.5 MPa)内的试验与仿真数据拟合得到,在该压力区间内具有最优计算精度。

为验证式(5)的准确性,通过仿真开展校验,重点分析壁厚、层数、波数三个几何参数的影响。在 0~0.5 MPa 内压下,采用单变量法仿真获取静刚度值,并与预报公式结果进行对比。通过计算相对误差,综合验证了该预报公式在不同几何参数组合下的工程可靠性与计算精度,具体参数设置、仿真数据与对比结果如表 6—8 所示。

表 6 壁厚 0.3 mm 与 0.5 mm 多层 U 形金属波纹管轴向静刚度仿真值与预报公式计算值相对误差

Tab.6 Relative error between simulation values and prediction formula calculation values of axial static stiffness for multi-layer U-shaped metal bellows with wall thickness of 0.3 mm and 0.5 mm

壁厚/ mm	压力/ MPa	仿真值/ (N·mm ⁻¹)	预报公式值/ (N·mm ⁻¹)	相对 误差/%
0.3	0	70.51	60.90	15.77
	0.1	135.20	122.42	10.44
	0.2	197.29	183.94	7.26
	0.3	256.76	245.46	4.60
	0.4	313.63	306.98	2.16
	0.5	367.89	368.50	0.17
0.5	0	256.30	281.33	8.90
	0.1	322.90	342.85	5.82
	0.2	386.48	404.37	4.42
	0.3	447.04	465.89	4.05
	0.4	504.57	527.41	4.33
	0.5	559.08	588.93	5.07

表 7 3 层与 5 层 U 形金属波纹管轴向静刚度仿真值与预报公式计算值相对误差

Tab.7 Relative error between simulation values and prediction formula calculation values of axial static stiffness for 3-layer and 5-layer U-shaped metal bellows

层数	压力/ MPa	仿真值/ (N·mm ⁻¹)	预报公式值/ (N·mm ⁻¹)	相对 误差/%
3	0	110.25	113.27	2.67
	0.1	179.04	174.79	2.43
	0.2	243.43	236.31	3.01
	0.3	303.41	297.83	1.87
	0.4	358.97	359.35	0.11
	0.5	410.13	420.87	2.55
5	0	204.10	188.78	8.11
	0.1	272.89	250.30	9.02
	0.2	337.28	311.82	8.16
	0.3	397.25	373.34	6.40
	0.4	452.82	434.86	4.13
	0.5	503.98	496.38	1.53

由表 6—8 可知,随着内压从 0 MPa 增至 0.5 MPa,波纹管在壁厚(0.3 mm、0.5 mm)、层数(3、5)及波数(4、6)不同参数组合下的仿真值与预报公式值的变化趋势基本一致,且各参数组内两者的相对误差均处于较低水平。在壁厚为 0.3 mm 时,仿真值与预报公式值的最大相对误差为

表 8 波数 4 与 6 多层 U 形金属波纹管轴向静刚度仿真值与预报公式计算值相对误差

Tab.8 Relative error between simulation values and prediction formula calculation values of axial static stiffness for multi-layer U-shaped metal bellows with 4 and 6 wavenumbers

波数	压力/ MPa	仿真值/ (N·mm ⁻¹)	预报公式值/ (N·mm ⁻¹)	相对 误差/%
4	0	187.96	188.78	0.44
	0.1	256.75	250.30	2.58
	0.2	321.14	311.82	2.99
	0.3	381.11	373.34	2.08
	0.4	436.68	434.86	0.42
	0.5	487.84	496.38	1.72
6	0	124.50	125.85	1.08
	0.1	194.29	187.37	3.69
	0.2	259.68	248.89	4.33
	0.3	320.66	310.42	3.30
	0.4	377.22	371.94	1.42
	0.5	429.38	433.46	0.94

15.77%,最小仅为 0.17%;在波纹管层数为 3 层和 5 层时,仿真值与预报公式值的最大相对误差为 9.02%,最小仅为 0.11%;在波纹管波数为 4 和 6 时,仿真值与预报公式值的最大相对误差为 4.33%,最小仅为 0.42%。总之,预报公式值与仿真值的吻合度较高,表明该公式用于多层 U 形金属波纹管轴向静刚度计算具备较高精度。

6 结 论

为探究内压载荷对波纹管静刚度性能的影响,本文依据 EJMA 标准对 DN250 金属波纹管的轴向静刚度值进行计算。同时,采用实验研究与数值模拟相结合的方法,开展波纹管在内压为 0~0.5 MPa 区间内的静刚度测试与有限元分析,经对比得到如下结论:

- (1)无论 DN250 金属波纹管内部是否充压,其轴向静刚度均随压缩位移的增大而减小,且下降幅度随压缩位移的增大而减小,呈现明显的非线性特征。
- (2)DN250 金属波纹管内部充压时,其轴向静刚度随内部压力的增大而增大,这表明内部压力会影响其静刚度。
- (3)DN250 金属波纹管无内压载荷试验值与仿真值的最大相对误差为 1.36%,在内压载荷工

况下的最大相对误差为 2.20%。有限元仿真方法用于计算金属波纹管轴向静刚度具有较高的可靠性。

(4) 根据试验与仿真计算结果,对现行未考虑波纹管非线性特性的轴向静刚度公式进行修正,拟合得到考虑内压影响的轴向静刚度预报公式,并通过调整波纹管的壁厚、层数、波数等关键尺寸参数,对该预报公式进行验证。结果表明,该公式具备较高的可靠性。

参考文献 (References):

- [1] EJMA. 2015 Standards of the expansion joint manufacturers association 10th ed.[S].
- [2] 占丰朝, 张小文, 闫廷来. 不等壁厚 U 形波纹管的轴向刚度研究[J]. 化工设备与管道, 2020, 57(2): 59-63.
Zhan Fengchao, Zhang Xiaowen, Yan Tinglai. Study of axial stiffness of U shape bellow with unequal thickness[J]. Process Equipment & Piping, 2020, 57(2): 59-63. (in Chinese)
- [3] 束振. 机械密封用 S 型焊接金属波纹管刚度分析[D]. 成都: 四川大学, 2022: 52-72.
Shu Zhen. Stiffness analysis of S-shaped welded metal bellows for mechanical seals [D]. Chengdu: Sichuan University, 2022: 52-72. (in Chinese)
- [4] Reich J, Cardella A, Capriccioli A, et al. Experimental verification of the axial and lateral stiffness of large W7-X rectangular bellows[J]. Fusion Engineering & Design, 2007, 82(15-24): 1924-1928.
- [5] 谈卓君, 曹丽亚, 廖日东, 等. 多层 U 形波纹管轴向刚度及临界载荷的有限元分析[J]. 机械强度, 2004, 26(1): 49-53.
Tan Zhuojun, Cao Liya, Liao Ridong, et al. Finite element analysis to the multilayer U-shaped bellows' axial stiffness and critical load[J]. Mechanical Strength, 2004, 26(1): 49-53. (in Chinese)
- [6] 张同林, 赵阳, 李佳骏, 等. 基于 ANSYS 的多层波纹管轴向刚度的研究[J]. 管道技术与设备, 2024 (6): 47-50.
Zhang Tonglin, Zhao Yang, Li Jiajun, et al. Research on axial stiffness of multi-layer bellows based on ANSYS[J]. Pipeline Technology and Equipment, 2024 (6): 47-50. (in Chinese)
- [7] 刘达列, 胡潇毅. 金属波纹管刚度的简化有限元分析[J]. 润滑与密封, 2022, 47(6): 141-147.
Liu Dalie, Hu Xiaoyi. Simplified finite element analysis of stiffness of metal bellows[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(6): 141-147. (in Chinese)
- [8] Chen Zhangfeng, Xing Honghui, Li Shiqiang, et al. Theoretical and numerical analysis of end force of multilayer bellows expansion joint[J]. Tunnelling and Underground Space Technology Incorporating Trenchless Technology Research, 2024, 152: 105944.
- [9] 黄瀚林, 周仕明, 李道奎, 等. 内压作用下 U 形波纹管轴向补偿能力研究[J]. 强度与环境, 2024, 51(3): 12-17.
Huang Hanlin, Zhou Shiming, Li Daokui, et al. Research on axial compensation ability of U-shaped bellows under internal pressure[J]. Strength and Environment, 2024, 51(3): 12-17. (in Chinese)
- [10] 王帅, 王建军, 李楚林, 等. 考虑层间摩擦的多层波纹管轴向刚度非线性有限元分析[J]. 压力容器, 2007, 24(12): 12-15.
Wang Shuai, Wang Jianjun, Li Chulin, et al. Nonlinear finite element analysis of multilayer bellows, axial stiffness considering the influence of inter-layer friction[J]. Pressure Vessel Technology, 2007, 24(12): 12-15. (in Chinese)
- [11] 黄瀚林, 周仕明, 李道奎, 等. 多层 U 形波纹管轴向刚度等效厚度模型研究[J]. 机械工程师, 2023 (11): 1-4.
Huang Hanlin, Zhou Shiming, Li Daokui, et al. Research on multilayer U-shaped bellows' axial stiffness equivalent thickness model [J]. The Mechanical Engineer, 2023 (11): 1-4. (in Chinese)
- [12] Yuan Zhe, Huo Shihui. Study on axial and bending stiffness characteristics of reinforced S-shaped bellows[J]. Multidiscipline Modeling in Materials and Structures, 2024, 20(6): 12-16.
- [13] 黄瀚林, 周仕明, 李道奎, 等. 波纹管有限元建模方法[J]. 计算机辅助工程, 2023, 32(4): 1-4.
Huang Hanlin, Zhou Shiming, Li Daokui, et al. Finite element modeling methods for bellows[J]. Computer Aided Engineering, 2023, 32(4): 1-4. (in Chinese)
- [14] Lee Seungha, Lee Taewon. A study on the structural characteristics of miniature metal bellows in Joule-Thomson Micro-Cryocooler[J]. Journal of the Korean Society for Precision Engineering, 2008, 25(9): 95-102.
- [15] 王斌斌. 多层波纹管性能的数值分析[C]//第十五届全国膨胀节学术会议论文集. 南京: 中国内压力容器学会膨胀节委员会, 2018: 114-124.
Wang Binbin. The numerical analysis of characteristics of multi-ply bellows [C]//Proceedings of the 15th National Expansion Joint Academic Conference. Nanjing: Expansion Joint Committee of China Internal Pressure Vessel Society, 2018: 114-124. (in Chinese)