

〈制冷技术〉

线性压缩机用柔性弹簧组件支撑性能研究

张 凯, 陈 军, 李海英, 毕 翔, 邹丁立, 杨 晔, 史和春

(昆明物理研究所, 云南 昆明 650223)

摘要: 在直线压缩机的应用中, 柔性弹簧在活塞轴向周期运动中维持其径向无偏移, 它能控制压缩活塞与汽缸之间的微小间隙, 从而实现了活塞与汽缸之间无油润滑的气体间隙密封技术。本文基于对柔性弹簧及其叠装组件的有限元分析, 分析不同柔性弹簧厚度、叠装片数、叠装间距等布置方式对柔性弹簧轴向和径向刚度的影响, 特别对叠装组件的抗弯性能进行了建模分析。分析得出的结论可以用于指导柔性弹簧叠装组件的设计, 可以有效提高叠装组件在直线压缩机上的径向支撑性能。

关键词: 柔性弹簧; 有限元分析; 空间布置方式; 抗弯性能

中图分类号: TB651 文献标识码: A 文章编号: 1001-8891(2020)02-0198-06

Performance Analysis of Flexure Bearing Component Radial Stiffness for Linear Compressors

ZHANG Kai, CHEN Jun, LI Haiying, BI Xiang, ZOU Dingli, YANG Ye, SHI Hechun

(Kunming Institute of Physics, Kunming 650223, China)

Abstract: In the applications of linear compressors, flexure bearings maintain axial periodic motion of the piston without offset in the radial direction. This is very important for the seal clearance of the compressor. The performance of different thicknesses, number of slices, spacings, and spatial arrangements of flexure of the bearing component were compared on the basis of finite element analyses. The performance of radial stiffness and the torque characteristic has been especially considered. The conclusions drawn from this study can be used to guide the design of a flexure bearing component.

Key words: flexure spring, component finite element analysis, spatial layout, torque characteristic

0 引言

目前直线压缩机广泛应用在低温制冷机和普冷空调领域, 国外对于直线压缩机的研究已有几十年的历史, 主要是应用于航天或军事领域的线性斯特林制冷机和脉管型低温制冷机的压力波发生器^[1]。直线压缩机通过大径轴刚度比的柔性弹簧支撑, 由直线电机驱动活塞在气缸内作轴向运动。保证活塞与气缸间的无接触间隙密封, 从而保证制冷机长寿命高效运行^[2]。

自从20世纪70年代末, 英国牛津大学开展星载长寿命斯特林制冷机研究, 并首次采用涡旋型线的柔性弹簧支撑技术以来, 柔性弹簧在增长制冷机寿命方面表现出极大地优势, MTTF在10000 h以上的制冷机中, 柔性弹簧已经取代了柱弹簧^[3]。相比柱弹簧, 柔性弹簧主要是在径向支撑性能上有巨大的优势, 但是随着直线压缩机的技术发展, 比如动磁式和单悬臂

等结构要求柔性弹簧更大的径向刚度和抗弯性能。浙江大学周文杰等人对3种型线的柔性弹簧进行了对比^[4], 上海交大陈楠等理论分析了涡旋型线柔性弹簧用于设计的轴向刚度和径向刚度, 并且通过实验分析了涡旋柔性弹簧的弯矩性能^[5]。

但是设计柔性弹簧时在有限的尺寸和重量要求下, 单独提升径向支撑性能并且不影响柔性弹簧本身的轴向刚度、最大应力和自然频率, 始终缺乏结论指导。文中采用已知型线的牛津涡旋型线结构, 对不同厚度和空间布置方式的柔性弹簧及其叠装组件进行分析和对比, 得出用于指导增强径向支撑性能的结论。

1 柔性弹簧设计参数与设计目标

1.1 柔性弹簧设计参数

在柔性弹簧支撑系统设计中, 必须满足以下3方面要求: 柔性弹簧的最大应力应远小于材料的疲劳极

收稿日期: 2019-10-08; 修订日期: 2019-12-16.

作者简介: 张凯(1991-), 男, 硕士研究生。研究方向: 小型斯特林制冷机技术, E-mail: zkfree@yeah.net.

限值;柔性弹簧应具有轴向刚度小、径向刚度大的特点,其轴向刚度需满足系统动力学设计要求;为避免柔性弹簧发生共振导致悬臂折断,必须使运行频率避开弹簧的固有频率。

上述3个性能指标中,刚度对制冷机运行影响最大,而轴、径向刚度与柔性弹簧结构参数密切相关。可以调整的结构参数有:厚度、型线方式、内外径、螺孔的开口位置和大小等。其中,螺孔的位置和内外径受外界接口尺寸的限制,在型线不变的前提下柔性弹簧厚度对性能指标的影响可以概括为:厚度增加,轴向和径向刚度增大,同时弹簧的应力也增大,可提供的行程减小。因此,当弹簧外径和接口尺寸受限,型线固定,为了满足线性压缩机对柔性弹簧径、轴向刚度和活塞行程需求时,优化柔性弹簧的厚度和片数成为一种有效的方法。有限元分析法已经被证明是分析柔性弹簧性能的最主要最有效的方法,文中将运用有限元法,对制冷机用柔性弹簧叠装组件支撑性能相关的厚度和空间布置方式进行对比分析。

1.2 研究思路

对于柔性弹簧型线已经有大量文献研究,由圆渐开线构成3条涡旋槽的制造方式较为成熟,其又分为同心型布置和偏心型布置两种。对于相同的外内径、厚度、开槽宽度来说,同心型相对于偏心型有较高的轴向刚度、较低的径向刚度^[5]。而本文目的是要提高叠装组件的径向支撑性能,改变单片厚度的同时不可避免会增加轴向刚度,而轴向刚度的改变会影响整个压缩机的谐振状态,因此文中所研究柔性弹簧型线均为偏心型三涡旋槽弹簧,这样提升整个叠装组件径向支撑性能的同时又不会明显改变其轴向刚度。

系统分析所有指标和参数较为费时费力,对于侧重研究对现有柔性弹簧径向刚度的优化,所以先分析找到可以增加径向刚度的方法,再分析增加径向刚度而改变的柔性弹簧组件的相关参数,最终考虑对最大

应力和自然频率的影响。

最终设计的目标是,设计具有足够径向刚度和合适的轴向刚度的一组柔性弹簧。采用已知型线的牛津涡旋型线结构,对不同厚度的柔性弹簧进行分析和对比,选择合适的柔性弹簧厚度、片数和间距使它能满足线性压缩机的刚度和可靠性需求。

2 柔性弹簧叠装组件有限元分析

在研究柔性弹簧径向支撑性能时,文中遵循先单片后叠装组件的层层分析方式,以求全面且细致地对单片和叠装的厚度、片数、间距、空间布置方式进行对比分析。

2.1 单片刚度分析

如图1和图2所示为相同参数的柔性弹簧,其轴向刚度和径向刚度的数值,Def_a和Def_d分别表示轴向或径向的位移,F_a和F_d为轴向或径向的受力,径向刚度是轴向刚度的50倍左右。在柔性弹簧的直线压缩机应用中,一般而言在设计柔性弹簧参数时,动子质量越大所要求的柔性弹簧的轴向刚度越大,而支撑更大的动子质量就需要相对更大的柔性弹簧径向刚度。径轴刚度比越大,越有利于支撑动子部件,保证间隙密封。

针对弹簧不同的厚度,施加不同的力载荷,得到轴向和径向刚度与厚度的关系。如图3所示,轴向刚度随厚度的增加,呈现三次方增加。如图4所示,径向刚度随厚度的增加,表现为直线增加。

在直线压缩机运行时,支撑动子的柔性弹簧旋臂随之高频往复运动。由于在有动态的轴向位移时,旋臂变形较大,径向刚度相比静态会有较大变化。所以需要分析柔性弹簧在有动态轴向位移时的径向刚度。如图5所示,模拟了压缩机运动状态下,旋臂在轴向有拉伸时的动态径向刚度特性,以及不同厚度的对比。

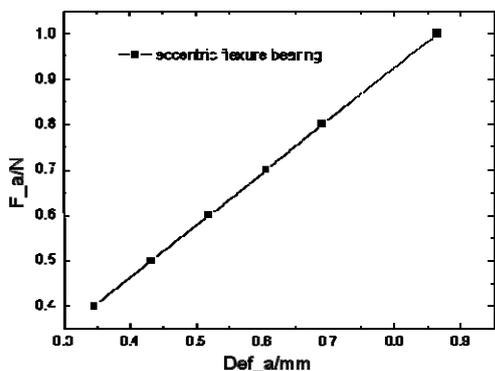


图1 单片弹簧轴向刚度特性

Fig.1 Axial stiffness characteristic of single spring

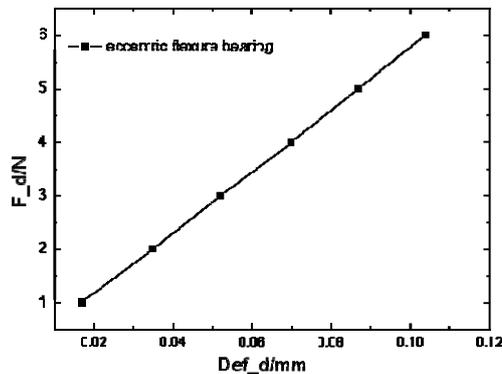


图2 单片弹簧径向刚度特性

Fig.2 Radial stiffness characteristic of single spring

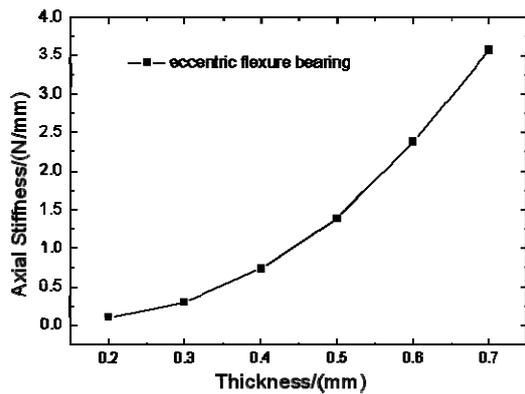


图3 柔性弹簧轴向刚度与厚度的关系

Fig.3 The relationship between axial stiffness and thickness

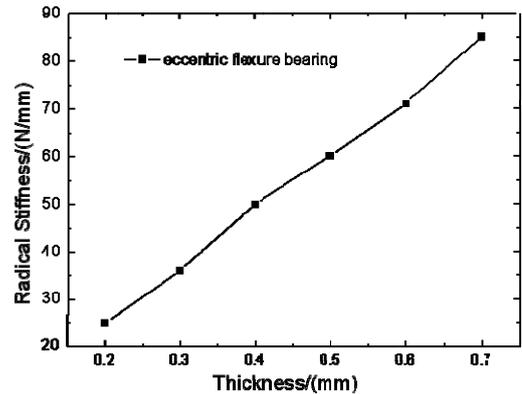


图4 柔性弹簧径向刚度与厚度的关系

Fig.4 The relationship between radial stiffness and thickness
刚度的提升是有限的,这也是为什么现在工程上会使用几片叠装在一起的形式,即为柔性弹簧叠装组件。

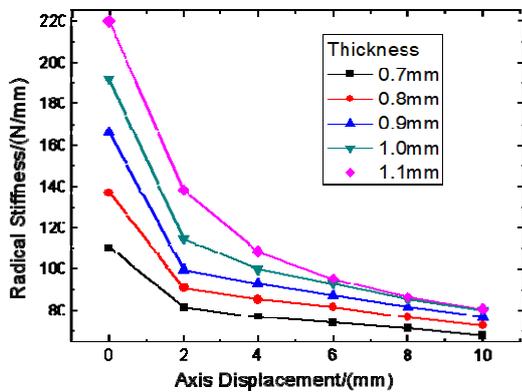


图5 单片弹簧动态径向刚度与不同弹簧厚度的比较

Fig.5 Comparison of dynamic radial stiffness and different spring thickness of single spring

单考虑某一厚度的柔性弹簧,径向刚度都会随着旋臂的轴向拉伸减少,因为轴向拉伸变形降低了径向支撑刚度,但是不同厚度在轴向拉伸时降低的比例明显不同。0.8 mm 厚度的弹簧,在轴向拉伸量为 10 mm,径向刚度 47%;而厚度为 1.0 mm,径向刚度的减少竟高达 59.2%。在轴向拉伸较大范围 6~10 mm 之间时,1.1 mm 和 1.0 mm 厚度的弹簧的径向刚度相当,这是因为弹簧厚度越大,在拉伸变形时旋臂恢复原形的能力越差。所以单片柔性弹簧的厚度的增加对于径向动态

2.2 叠装组件的抗弯性能分析

用于研究柔性弹簧组件的抗弯矩性能模型如图 6 所示:柔性弹簧组件结构示意图,间隔的设计在工程上用内隔圈和外隔圈固定连接。抗弯矩性能受力示意图中 L 表示动子部件重心与最内侧弹簧之间的距离, F 表示动子部件受径向力的大小。根据组件结构可以看出,对柔性弹簧组件的刚度和抗弯矩性能影响较大的主要是柔性弹簧片数和单片弹簧之间的间距等。

1) 叠装片数对抗弯矩性能的影响

图 7 显示了片数与轴向刚度的关系,轴向刚度随弹簧片数的增加线性增加。图 8 显示了片数对径向刚度的影响。可以看出:1 片弹簧的径向抗弯性能较小,相对多片有量级上的差距;径向支撑刚度会随着片数增加,但是在在径向位移较小的范围时,增速较小,两片及以上叠装的刚度很接近。

由于两片及以上组合件的弯矩值很接近,因此在对叠装组件的空间和重量有要求时,2 片叠装对增强径向支撑性能是较好的选择。

2) 弹簧组件间距对刚度和抗弯矩性能的影响

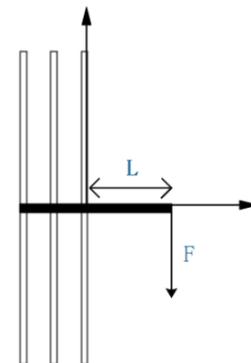
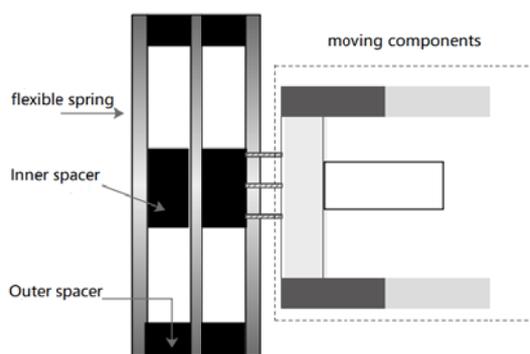


图6 柔性弹簧组件结构简图(左)和抗弯矩性能受力示意图(右)

Fig.6 Structural diagram of flexible spring assembly (left) and stress diagram of moment resistance performance (right)

图 9 为叠装弹簧之间的间距对轴向刚度的影响分析, 轴向刚度变化很小, 在名义行程范围内最大不超过 0.5 N/mm。

图 10 中叠装弹簧之间的间距对径向刚度的影响分析, 随着间距增加, 径向支撑刚度有很大的提升, 但是在厚度 5 mm 以后增加的比较平缓。主要是由于间距一开始增加时, 产生较大支撑作用, 对抗弯能力的增强作用明显; 在有一定的力矩后, 再增加间距对增强悬臂端的抗弯能力效果不明显。

此外在实验中观察到叠装组件在受径向力变形时, 靠近受力端的一片板簧的形变要大于远端的弹簧。叠装组件中靠近受力侧的板簧的径向刚度对整个叠装组件的抗弯能力影响较大。

图 11 中分析了一对为 0.5 mm 厚组件和其他同等总厚度的组合的刚度和抗弯矩性能, 4 组柔性弹簧叠装组件分别为内侧 0.5 mm 外侧 0.5 mm、内侧 0.6 mm 外侧 0.4 mm、内侧 0.7 mm 外侧 0.3 mm、内侧 0.8 mm 外侧 0.2 mm。其他参数两片之间的间距和悬臂长度等都相同。

图中可以看出内厚外薄的径向刚度比相同厚度的两片要大, 在受力较小范围内尤为明显, 但是受力

较大时的径向刚度有接近的趋势。所以可以通过内厚外薄的形式来增强柔性弹簧组件的抗弯能力, 而且又不会增加重量和空间。

2.3 对最大应力和自然频率的影响

涡旋臂柔性弹簧叠装组件中弹簧的应力集中和单片弹簧相似, 应力集中主要在涡旋臂末端和型线封闭处, 厚度越大的柔性弹簧受到更大的应力集中。因此将单片叠装后不会改变弹簧的应力集中。柔性弹簧振动系统拥有其自身的固有振动频率, 系统的一阶固有频率由下式计算^[6]:

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

式中: ω 为弹簧的一阶固有频率, Hz; k 为弹簧的刚度, N/m; m 为弹簧质量, kg。随着弹簧组件片数的增加, 其一阶固有频率基本不变。是由于随着弹簧组件片数的增加其轴向刚度线性增加, 其质量理论上也是线性增加, 但弹簧经装配成弹簧组件, 弹簧组件的质量在线性的基础上有所增加。一阶固有频率基本不变。所以将单片叠装后不会对弹簧的自然频率产生影响。

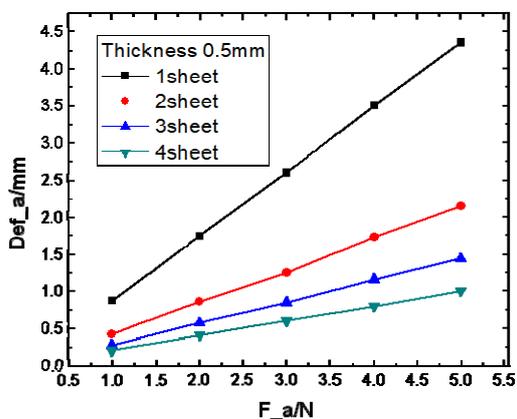


图 7 轴向刚度与不同片数的对比

Fig.7 Comparison of axial stiffness and different pieces

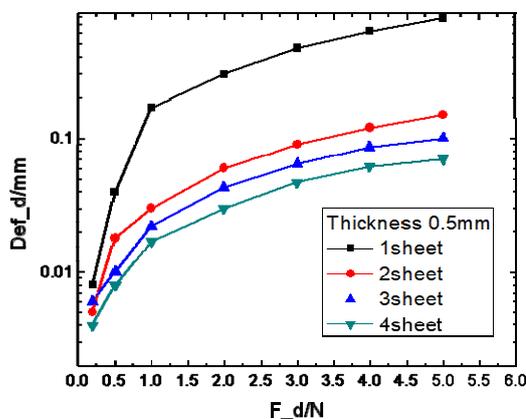


图 8 径向刚度与不同片数的对比

Fig.8 Comparison of radial stiffness and different pieces

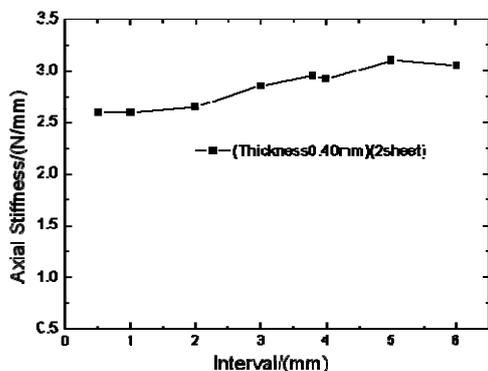


图 9 轴向刚度与弹簧间距之间的关系

Fig.9 Comparison of axial stiffness and different interval

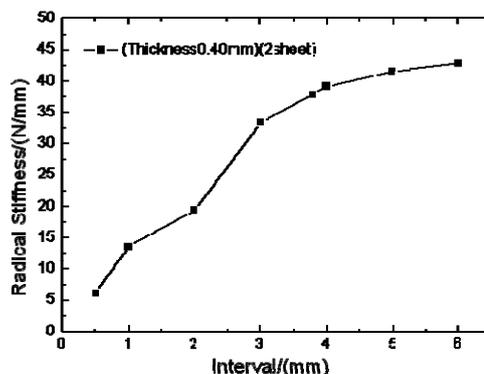


图 10 径向刚度与弹簧间距之间的关系

Fig.10 Comparison of radial stiffness and different interval

2.4 优化分析

结合以上分析, 根据现有确定的板簧支撑结构, 在不改变重量和空间大小的情况下, 给出以下方案: 首先设计两片柔性弹簧作为最优的组件片数; 然后弹簧组件间距减少为 3mm, 内隔圈和外隔圈的厚度同样减少可以降低一定的组件重量和空间占用; 优化前为两片 0.5 mm 叠装组件; 优化后为近动子侧 0.8 mm 和远侧 0.3mm 的两片叠装。如图 12 所示, 对于限制了空间重量的叠装组件在支撑悬臂结构上来说, 优化后在有轴向位移的名义行程范围内 (0~6 mm), 悬臂端的径向刚度约为优化前的 2.5 倍。但是在压缩机运行时动子发生轴向位移仍然会导致柔性弹簧支撑刚度的骤降, 这是由于单侧弹簧支撑时的固有缺陷。

3 柔性弹簧支撑性能实验

对于柔性弹簧组件的刚度测试, 在实验中采用 INSTRON 数显拉力测试仪, 载荷最大实验力 100 N, 精度 0.1 N; 位移最大距离 300 mm, 精度 0.05 mm。通过软件连续曲线记录刚度测试, 用线性段作为计算结果, 克服了手动和前段不规则曲线的误差。对弯矩的测量方法根据图 13 所示, 固定板弹簧组件, 测试头与活塞垂直放置, 改变对活塞悬臂端的载荷。根据仿真结果, 组件为 3 个不同的组合, 如表 1 所示。

测试结果如图 14 所示, 可以看出: 在相同的径向力下, 优化后的组合 2 相较于原来的组合 1, 其偏移明显减少, 特别是在 0.5 N 的径向力时, 其偏移仅为 6 μm, 可以满足支撑的要求。而对于组合 3 增加间距能在受较大径向力时起到一定的作用, 而对于弹簧组件的刚度保证悬臂端偏移 20 μm 以内并没有明显的提高。

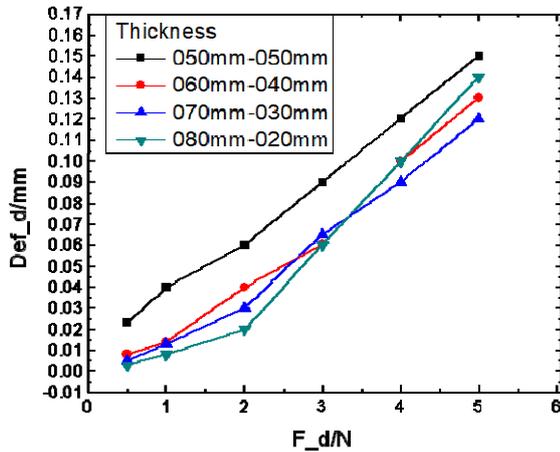


图 11 悬臂端径向刚度与不同厚度组合的对比
Fig.11 Comparison of cantilever radial stiffness and different thickness combination

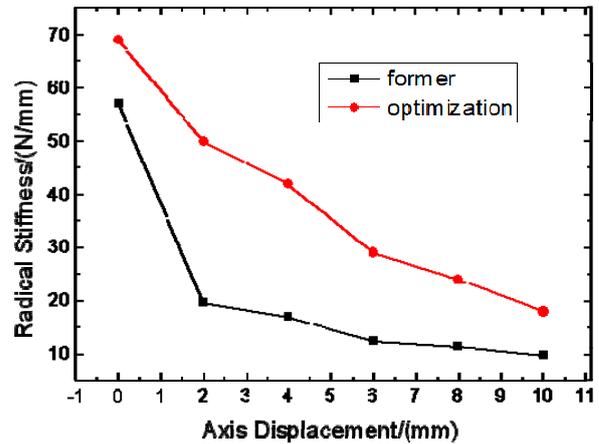


图 12 叠装组件优化前后抗弯能力随轴向位移变化对比
Fig.12 Comparison of bending performance with axial displacement before and after optimization

表 1 测试用柔性弹簧参数

Table 1 Parameters of flexible spring for test

	THICKNESS_1	THICKNESS_2	INTERVAL	Geometrical
1	0.5	0.5	0.4	Eccentric vortex arm
2	0.8	0.3	0.3	Eccentric vortex arm
3	0.8	0.3	0.4	Eccentric vortex arm



图 13 柔性弹簧刚度测量装置
Fig.13 Stiffness measurement apparatuses of flexure spring

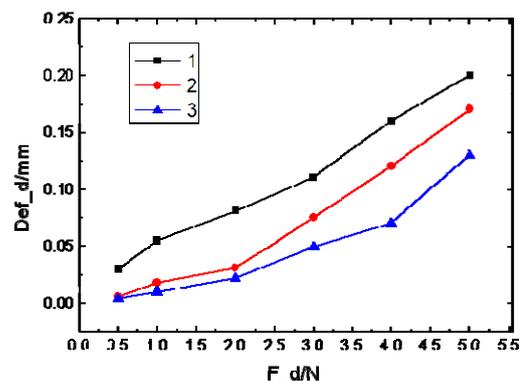


图 14 刚度测试结果
Fig.14 Stiffness test results

4 结论

文中主要对柔性弹簧叠装组件的径向刚度和应用在直线压缩机悬臂支撑结构时的抗弯性能进行分析。分析了偏心圆渐开线型单片柔性弹簧和其叠装组件,结果表明:1)单片厚度与径向刚度线性正相关;2)单片柔性弹簧的厚度的增加对于径向动态刚度的提升是有限的,所以有必要采用柔性弹簧叠装的方式;3)两片叠装对增强抗弯能力效果明显,但是再增加片数对抗弯性能没有明显增加;4)弹簧组件间距对某确定的悬臂支撑结构来说,悬臂端的径向刚度和抗弯性能有一个拐点,拐点之后再增加间距的抗弯性能变化平缓;5)通过内厚外薄的形式来增强柔性弹簧组件的抗弯能力,而且又不会增加重量和空间。最后在不改变重量和空间大小的情况下给出优化方案,结果表明对柔性弹簧叠装组件优化后,悬臂端在名义行程范围内的动态径向刚度为优化前的2.5倍左右,并且可随叠装重量和空间的增加进一步提高。

参考文献:

- [1] Radebaugh R. Cryocoolers: the state of the art and recent developments[J]. *Journal of Physics Condensed Matter*, 2009, **21**(16): 1-9.
- [2] Marquardt E. Radebaugh R. Design optimization of linear—arm flexure bearings[C]//*Cryocoolers 8. Vail Colorado*, 1994: 293-304.
- [3] William Salazar. Report on the status of linear drive coolers for the department of defense standard advanced dewar assembly(SADA), *Infrared Technology and Applications XXVIII, Proc. of SPIE*, 2003, **4820**: doi: 10.1117/12.451177.
- [4] 周文杰, 王龙一, 甘智华. 3种不同形式的柔性弹簧性能分析[J]. *南京航空航天大学学报*, 2011, **43**(1): 79-85.
ZHOU W, WANG L Y, GAN Zihua. Performance analysis of three different types of flexible springs[J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, 2011, **43**(1): 79-85.
- [5] CHEN N, CHEN X, WU YN, et al. Spiral profile design and parameter analysis of flexure springs[J]. *Cryogenics*, 2006, **46**: 409-419.
- [6] Meijers M, Benschop A A J, Mullie J C. Flexure bearing cryocoolers at Thales cryogenics[C]//*Advances in Cryogenic Engineering*, New York: American Institute of Physics, 2002, **47**: 699-706.