

往复压缩机管系刚度控制减振技术及其应用*

袁伟¹, 孙亮¹, 赵杰², 杨智荣¹

(1. 中国特种设备检测研究院 北京, 100029)

(2. 北京石油化工学院机械工程学院 北京, 102617)

摘要 往复压缩机管道系统的振动是现代工业中的常见问题, 为了避免装置停车和对现有管路造成破坏, 从刚度控制角度进行了减振研究。首先, 从振动理论上阐明了系统刚度对管道振动的影响及刚度控制是管道减振的关键所在; 其次, 从数值模拟的刚度处理和实际减振的刚度控制两个方面阐述了通过调节系统刚度来控制管道振动的减振技术, 介绍了一种单向刚度可控和一种双向刚度可控的管道减振装置; 最后, 以某石化企业的往复压缩机管系减振为例, 介绍了该技术在工业现场的实际应用。结果表明: 通过实测数据和软件优化相结合计算得到的结合部刚度能较好还原真实的振动现场, 设计的刚度调节减振装置能有效降低往复压缩机管系振动, 保障设备安全运行。

关键词 往复压缩机; 管道振动; 刚度; 减振技术

中图分类号 TH45

引言

往复压缩机管道系统由于机体设计、基础设计、管路设计等方面的缺陷和使用操作过程中的不规范行为等, 在系统运行时不可避免地存在一定的振动现象。随着科学与工程技术的不断发展, 振动控制手段也逐渐多样, 其中系统刚度对振动的影响以及通过调节支撑系统刚度控制振动的方法越来越引起研究人员的重视。张晓飞等^[1]对船舶减振支架构件的振动疲劳特性及连接弹性体刚度对其影响进行了研究, 得出了支架刚度与振动疲劳寿命之间的关系。侯锁军等^[2]研究了发动机液压悬置在刚度阻尼可变情况下的动特性和隔振特性, 给出了台架激励频率大小与悬置刚度阻尼大小的相关性。运侠伦等^[3]针对高速电主轴角接触球轴承的动态支承刚度测试问题, 提出了同步激励在线测量的方法。洪杰等^[4]针对高负荷航空发动机转子弯曲刚度下降的问题提出了定量描述连接界面刚度损失的力学模型, 同时针对非连续转子系统的动力学设计, 提出了连接结构刚度损失抑制方法。王云峰等^[5]对两端固支屈曲梁准零刚度隔振器的动力学特性与隔振特性进行了分析, 推导了屈曲梁正负刚度并联系统的零刚度条件。张家滨等^[6]针对结构局部损伤及刚度退化不均的问题, 提出了一种以频率变化率为评估对象的刚度非均匀退化识别方法。文献[7-8]研究了准

零刚度隔振器对管道振动特性和振动传递的影响以及动态刚度法在管道振动上的应用。文献[9-10]提出了通过刚度匹配减小小微机械振动灵敏度及通过刚度修正灵敏度分析降低噪声和振动的方法。杨金等^[11]提出了使用有限单元法计算往复压缩机系主要部件间的连接刚度, 以提高系统固有频率及振动力响应分析结果准确性的方法。巨维博等^[12]研究了支撑刚度对输流管道前 2 阶振动特征值、固有频率、跨中最大振动位移及动静失稳临界流速的影响。

综上, 当前有关刚度对振动特性的影响研究较多, 而利用刚度调节进行减振控制的研究较少, 因此, 笔者就往复压缩机管系的刚度控制减振技术进行了研究并介绍了相关应用。

1 管系振动的控制方程

往复压缩机的管道振动属于强迫振动, 考虑激振力和阻尼的影响, 可得到管系强迫振动方程^[13]为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f \quad (1)$$

其中: M, C, K 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \ddot{x}, \dot{x}, x 分别为振动的加速度向量、速度向量和位移向量; f 为激振力向量, 主要包括机械振动、流体振动、地震载荷和风载荷等产生的激扰力。

强迫振动方程(1)是包含 N 个线性微分方程的方程组, 假设实际系统的 t 个位移被约束, 则其自由

* 中国特种设备检测研究院青年科学基金资助项目(2018青年 21)

收稿日期: 2020-05-11; 修回日期: 2020-06-20

度数可表示为 $n=N-t$,把这 t 个受约束的位移组成的位移向量表示成 $x_0=0$,其他 $N-t$ 个位移向量表示成 x_1 ,则管系总位移向量可表示为

$$x = \begin{bmatrix} x_0 \\ x_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ x_1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

激振力列向量 f 也可以相应地表示为

$$f = \begin{bmatrix} f_0 \\ f_1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中: f_0 为 t 个约束力分量构成的列向量; f_1 为 $N-t$ 个主动力分量构成的列向量。

同样, M, K, C 分块的矩阵形式分别为

$$M = \begin{bmatrix} M_{00} & M_{01} \\ M_{10} & M_{11} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{00} & K_{01} \\ K_{10} & K_{11} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{00} & C_{01} \\ C_{10} & C_{11} \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中: M_{00}, K_{00}, C_{00} 均为 t 阶方阵; M_{11}, K_{11}, C_{11} 均为 n 阶方阵。

将上述各分块矩阵代入式(1),可得

$$M_{01}\ddot{x} + C_{01}\dot{x} + K_{01}x = f_0 \quad (7)$$

$$M_{11}\ddot{x} + C_{11}\dot{x} + K_{11}x = f_1 \quad (8)$$

当已知激振力列向量 f_1 时,通过式(8)可以求得位移向量 x ,将其代入式(7)后可得到约束力向量 f_0 。同理,如果约束力向量 f_0 已知,也可以推算出激振力列向量 f_1 。在结构分析计算中主要是分析式(8),一般仍将其简写为式(1)的形式。

2 管系减振的刚度控制

由管系振动的控制方程可知,无论是自由振动还是强迫振动,对其分析都离不开刚度矩阵的确定。对于实际存在剧烈振动问题的往复压缩机管路,如果不希望进行停工和大规模管路改造,其系统质量矩阵基本可以确定。对于阻尼矩阵,如果可以忽略阻尼则对振动方程中的阻尼项也进行忽略;若确实无法忽略,则大多是通过质量矩阵和刚度矩阵的线性组合来表示阻尼矩阵。由此可以看出,对振动进行分析与控制的关键就落在系统的刚度上。

2.1 数值模拟的刚度处理

压缩机管系是由许多管道、压力容器和附件按流体走向结合起来的整体,系统中的各部分,如压缩机机体、缓冲罐、换热器、冷凝器、分离器、支架及管道等,它们之间相互接触的部分称为机械结合部。研究表明,

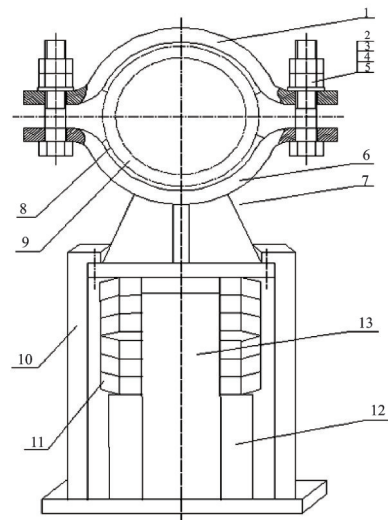
结合部在接触区域的刚度在机械结构总刚度中约占 60%~80%。因此,当研究压缩机管系结构的振动特性时,应当考虑结合部刚度对系统振动特性的影响^[14]。

一般的数值模拟主要是借助有限元软件计算,把管道与附件接触处视为刚性连接^[15-17],这样处理简化了有限元计算模型,然而实际工作中与管道相连接的附件也时时刻刻处于振动状态,并非完全固定,因此需要对有限元模型的边界条件进行处理。

一种可行的做法是将容器与管道连接部位等效为弹性约束来处理,用多方向的弹簧约束模拟约束形式,设 S 为某方向约束的弹簧刚度,若 S 为 0,则表示该方向无约束;若 S 足够大(大于 10^8 N/m),则可视作刚性约束。弹性约束的刚度值可以用实测数据的位置、方向和大小作为参考目标计算出来,根据有限元分析软件 ANSYS 的优化程序 Design Opt,参考实测振动数据,对管道与缓冲罐、换热器、分离器等容器连接部位,以及管道与支撑、附件等连接部位进行优化计算,得到复原振动现场的等价刚度值^[18]。

2.2 实际减振的刚度控制

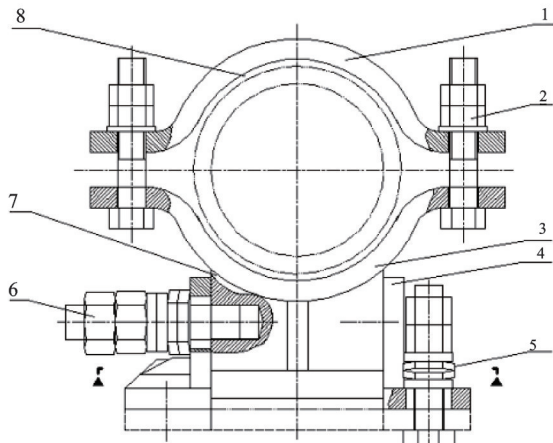
对于实际的往复压缩机管系,一般是通过约束的位置、个数和形式来控制系统刚度,从而达到减振的目的。在约束位置和约束个数确定的情况下,可以通过约束形式实现刚度调节,为此设计了 2 种用于管道减振的装置,分别如图 1, 2 所示。图中装置分别具备单向、双向刚度调节功能,该套装置突破了



1-上管箍; 2-螺栓; 3-垫片; 4-螺母; 5-锁紧螺母; 6-下管箍; 7-支座; 8-橡胶垫; 9-管道; 10-支架; 11-碟形弹簧; 12-刚性垫圈; 13-中导柱

图1 单向刚度调节减振装置结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of one-way stiffness adjustment damping device



1-上管箍; 2-管箍连接结构; 3-下管箍; 4-夹块; 5-竖直向刚度控制结构; 6-水平向刚度控制结构; 7-支座; 8-橡胶垫
图2 双向刚度调节减振装置结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of two-way stiffness adjustment damping device

传统管夹仅仅是增大结构刚度、不能有效控制刚度值的局限,具有结构简单、成本低廉、加工拆装方便及使用灵活等优点。

图1和图2所示的减振装置均是在上下管箍间安装橡胶垫后通过管箍连接结构紧固在管道上,其中:图1支座底板与中导柱间留有间隙,最上端碟形弹簧接触底板;图2下管箍支座与支架之间留有间隙,并通过竖直方向刚度控制结构连接,竖直与水平方向刚度控制结构均采用螺纹连接,并预留有振动位移限位孔,以此控制振动产生的各方向运动位移量,下管箍支座与夹块之间通过水平方向刚度控制结构连接。2种装置均通过碟形弹簧的片数、安装形式来实现刚度控制,这是因为碟形弹簧的刚度大,缓冲吸振能力强,能以较小变形承受较大载荷,适合于轴向空间要求小的场合。同时,碟形弹簧具有变刚度特性,对同样的碟形弹簧采取叠合时,弹簧数越多刚度越大;而采取对合时,弹簧数越多刚度越小,因此该减振装置的刚度特性可在很大的范围内变化。碟形弹簧示意图如图3所示。

碟形弹簧刚度的计算公式为

$$P = \frac{dP}{df} = \frac{4E}{1 - \mu^2} \frac{t^3}{K_1 D^2} K_4^2 \left\{ K_4^2 \left[\left(\frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \frac{h_0 f}{t t} + \frac{3}{2} \left(\frac{f}{t} \right)^2 \right] + 1 \right\} \quad (9)$$

其中: f 为单片碟形弹簧的变形量; E 为弹性模量;

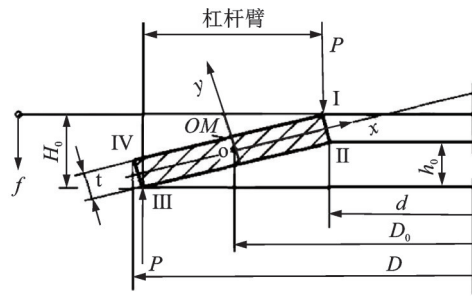


图3 无支承面碟形弹簧

Fig.3 No supporting surface disc spring

μ 为泊松比; t 为碟形弹簧厚度; D 为碟形弹簧外径;

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{((C-1)/C)^2}{(C+1)/(C-1) - 2/\ln C}; C = D/d; K_4 =$$

1(无支承面); d 为碟形弹簧内径; h_0 为碟形弹簧平时变形量的计算值。

通过同种碟形弹簧叠合或对合的组合安装方式,可以接近所需的优化刚度值,安装时通过调整锁紧螺母扭转角度可使刚度值更加接近^[19]。

3 管系刚度控制减振实例

某石化炼油企业的一台四缸三级对置式往复压缩机在平稳运行10多年后一直存在管道振动剧烈问题,主要原因是部分管段固有频率与压缩机激发频率或其倍频相近导致的共振,以及部分动设备地脚螺栓松动导致的振动问题。通过现场勘测和查阅相关图纸,利用有限元分析软件ANSYS中的参数化编程语言APDL建立系统的一体化模型,如图4所示。该机组由Q1~Q10共10条管线连接,其中以一级压缩机出口缓冲罐至冷凝器入口的Q2管线振动最为强烈。在现场勘测阶段,利用便携式振动测试仪测量了系统部分位置3个方向的振动位移、速度和加速度,为更方便说明刚度控制在该系统管道减振上的应用,特选取Q2管段,现场测量时Q2管



图4 压缩机及管系一体化模型

Fig.4 Compressor and piping system integration model

段的测点分布如图 5 所示。测量了各测点 x, y, z 方向的振动数据,各测点在振动位移最大方向的测量结果如表 1 所示。

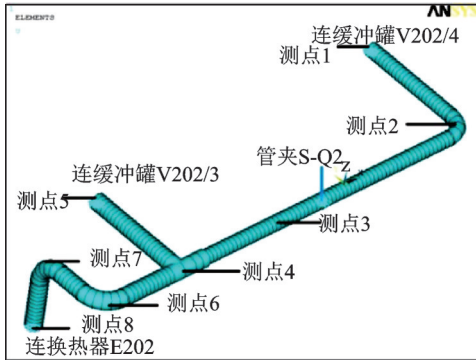


图 5 Q2 管段测点分布图

Fig.5 Q2 section measuring point distribution

表 1 现场实测结果

Tab.1 The measured results

测点	位移/ μm	$v/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$	$a/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$
1	301	8.2	3.1
2	1 569	17.3	4.6
3	2 354	20.5	5.8
4	1 572	16.4	3.5
5	302	7.2	2.0
6	1 668	18.1	5.4
7	1 700	21.5	5.7
8	420	9.2	3.2

Q2 管段为压缩机一级出口管路部分,约束位置有缓冲罐 V202/3、缓冲罐 V202/4、换热器 E202 和支架 S-Q2,容器结合部有 3 个方向弹性约束,管夹有一个方向弹性约束。根据 ANSYS 优化程序 Design Opt 和实测振动数据对管线与缓冲罐连接部位、管线与换热器连接部位、管线与支撑连接部位进行优化计算,得到复原振动现场的等效刚度值,如表 2 所示。

在管道的约束位置处按表 2 设置初始弹性约束,而长直管段管架支撑处设置竖直向上的自由度

表 2 Q2 管段各约束部位等效刚度值

Tab.2 The constraint parts equivalent stiffness values of Q2 section

约束位置	x 向刚度	y 向刚度	z 向刚度
V202/3	95 757	8 134.20	91 990.00
V202/4	12 501	793.29	37 358.00
E202	16 830	86 625.00	881.26
S-Q2	91 337	自由	固定

约束,建立管道有限元模型,并依此进行模态分析和谐响应分析,可以得出管线的固有频率和振动位移响应。分析结果表明,管道刚性差且某低阶固有频率落在激振频率共振区域是导致管线剧烈振动的原因,这与管道的结构形式和约束方式有关。

针对该压缩机组一级出口管道的剧烈振动,可以着眼于改变系统的刚度、质量、阻尼或者所受的激发力,而实际现场的工况及布管方式等已经确定,管道质量和激发力很难改变,比较切实可行的方式是通过改变管夹的约束形式、约束位置及约束数量等来增加管道的刚度^[20-21]。考虑到现场施工的可行性,拟在两个缓冲罐出口短管上增设管夹,用来限制振动位移较大的长直管段轴向位移。基于此,采用 ANSYS 中的 Design Opt 优化算法进行优化计算,寻找最佳约束位置和方式。优化管系动力特性的模型以约束位置和形式为设计变量,如式(10)所示

$$X = (x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n, s_{11}, s_{12}, \dots, s_{i1}, s_{i2}, \dots, s_{n1}, s_{n2})^T \quad (10)$$

其中: n 为新添约束个数; x_i 为管路约束 i 在管系中的相对位置; s_{i1} 为弹簧约束 i 在 1 方向的刚度。

如果某方向无约束,刚度可表示为 0。对于刚性约束,则可以用一个大的刚度值表示,本研究以大于 10^8 N/m 表示。目标函数可取为管系振动的位移响应,如式(11)所示

$$\min f(x) = \sum_{i=1}^N u_i \quad (11)$$

其中: u_i 为管系节点 i 对应的振动位移响应; N 为管系节点总数。

对于目标函数,首先应保证 u_i 位于要求的规范值之内,即

$$\max(u_i) \leq u_{\max} \quad (i = 1, 2, \dots, N) \quad (12)$$

其中: u_{\max} 为振动位移最大允许值。

约束位置的分布优化应符合实际,即

$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (13)$$

其中: x_i^L, x_i^U 分别为管线约束位置 i 所属变量的最小值和最大值,为保证现场实施的可行性,需进行合理设置。

此外,约束刚度的变化范围为

$$0 \leq S_i \leq 10^8 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (14)$$

式(14)即为采用通过约束调整与控制的方式实施振动治理而得到的管路系统的动力特性优化模型。计算后所确定的约束施加位置和刚度值见图 6。

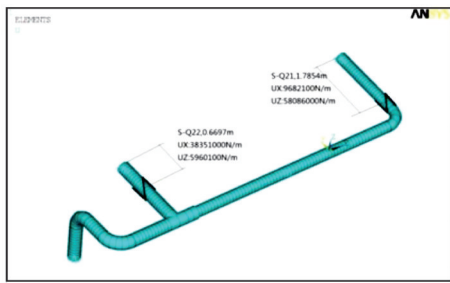


图 6 施加约束方案图

Fig.6 Applying constraint solution

由于各个约束需要考虑管道热膨胀,所以都只限制除轴向外的另外两向位移,约束施加的方式为弹性约束,弹簧刚度值由 ANSYS 优化程序计算得出。2个约束中,一个距离缓冲罐 V 202/3 出口法兰 0.669 7 m,轴向弹簧约束刚度值为 38 351 kN/m,竖向向弹簧约束刚度值为 5 960.1 kN/m;另外一个距离缓冲罐 V 202/4 出口法兰 1.785 4 m,轴向弹簧约束刚度值为 9 682.1 kN/m,竖向向弹簧约束刚度值为 58 086 kN/m。在通过优化计算确定的约束位置处安装减振管夹,管夹采用图 2 结构。

现场采用碟形弹簧叠合或对合的组合方式实现与模拟计算后等刚度的弹性约束,并通过弹簧片数和调整锁紧螺母扭转角度达到设计刚度。经计算,管夹 S-Q21 处 x 方向(水平向)需要 2 片碟簧对合,安装扭转角度为 46.7° , z 方向(竖向向)需要 6 片叠合,安装扭转角度为 11° ;管夹 S-Q22 处 x 方向需要 3 片碟簧叠合,安装扭转角度为 11.8° , z 方向需要 2 片对合,安装扭转角度为 106.2° 。扭转角的确定主要是先通过软件优化出弹簧减振刚度,查手册确定多大的碟形弹簧变形量能达到预定刚度值,再根据碟形弹簧的组合变形量和螺距换算决定扭转角。管夹现场安装图如图 7 所示。为了确保改造后的管道安全和振动能量不向其他位置集中转移,还需对改造后的管道系统进行应力分析、模态分析和谐响应分析。应力分析结果表明,管道综合应力值远小于许用应力,管道应力处于安全范围内。模态分析和谐响应分析结果表明,改造后的系统固有频率与原系统相比有所提高,固有频率的跨度也有所增加,避开了原来引发剧烈振动的固有频率,管道系统在基频和各低阶倍频下的最大位移值大多出现不同程度的下降,未被激发产生管道机械结构共振,管道结构刚性较好,能量分布均匀。

改造完成后,对 Q2 管段所在的各测点再次进行了现场测量,结果如表 3 所示。



图 7 管夹现场安装图

Fig.7 Pipe clamp site installation drawing

表 3 改造后现场实测结果

Tab.3 After transforming the measured results

测点名称	位移/ μm	$v/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$	$a/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$
1	203	4.3	1.5
2	287	8.8	2.9
3	238	4.2	1.1
4	145	5.0	1.1
5	189	3.3	1.5
6	240	4.5	1.3
7	274	8.4	3.5
8	156	7.1	2.4

参照美国普渡压缩机技术协会关于管道振动的要求和该压缩机的激振频率,可以给出该管道系统具体的振动评价指标,如表 4 所示。

表 4 管线系统振动评价标准

Tab.4 Piping system vibration evaluation standard

振动区域	振动位移双振幅/ μm
平均感觉界限	~45
设计界限	~127
介乎设计与修改之间的界限	~250
修改界限	~508
危险界限	~1 270

为了更直观地反映改造前后管路上各测点的振动数据变化及振动位移与振动评价标准中主要评价界限的位置关系,相关数据如图 8 所示。由图 8 可以看出:改造后各测点的振动主位移降幅明显,最大达 89.9%;改造前有 5 个测点振动主位移超过了危险界限,改造后都降到了修改界限之下;改造后的振动主位移曲线平稳,说明振动能量分布趋于均匀,改造效果良好。

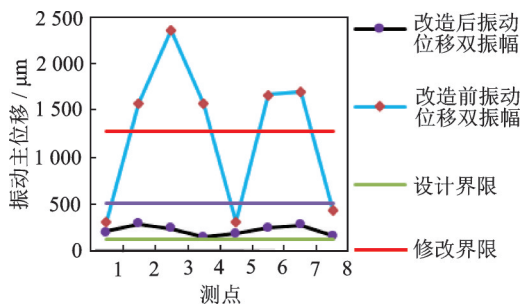


图8 改造前后振动数据对比

Fig.8 Vibration data comparison before and after modification

4 结 论

1) 对于实际存在剧烈振动问题的往复压缩机管路,如果不希望进行停工和大规模管路改造,通过系统刚度调节进行减振是一种较为可行的振动控制方式。

2) 通过结合现场实测数据和 ANSYS 中的优化算法,可以模拟计算出管道与附件及压力容器等结合部位的等效刚度参数,还原真实的振动现场。

3) 利用变刚度减振原理设计了2种刚度调节减振装置,能够在不改变管路原有结构情况下进行安装,实践证明其能有效降低往复压缩机管系振动,保障设备的安全运行,可应用于工程实践。

参 考 文 献

- [1] 张晓飞,李良碧,谷晓梅. 连接刚度对船舶减振支架振动疲劳寿命的影响[J]. 江苏科技大学学报, 2018, 32(4):472-476.
ZHANG Xiaofei, LI Liangbi, GU Xiaomei. Influence of connector stiffness on vibration fatigue life of vibration damping bracket in ship [J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology, 2018, 32(4): 472-476. (in Chinese)
- [2] 侯锁军,杨慰. 空气弹簧液压悬置动特性及隔振特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(1): 175-183.
HOU Suojun, YANG Wei. Dynamic characteristics and isolation characteristics of air spring hydraulic mount [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(1): 175-183. (in Chinese)
- [3] 运侠伦,梅雪松,姜歌东,等. 高速主轴角接触球轴承动刚度分析及测试方法[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(4):892-897.
YUN Xialun, MEI Xuesong, JIANG Gedong, et al. Dynamic stiffness analysis and test method of high speed spindle angular contact ball bearing [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(4): 892-897. (in Chinese)
- [4] 洪杰,徐翕如,苏志敏,等. 高速转子连接结构刚度损失及振动特性[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(1):18-25.
HONG Jie, XU Xiru, SU Zhimin, et al. Joint stiffness loss and vibration characteristics of high-speed rotor [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2019, 45(1): 18-25. (in Chinese)
- [5] 王云峰,李博,王利桐. 两端固支屈曲梁准零刚度隔振器的微振动隔振性能分析[J]. 振动与冲击, 2018, 37(15):124-129.
WANG Yunfeng, LI Bo, WANG Litong. Micro-vibration isolation performance of a clamped-clamped buckled beam quasi-zero-stiffness isolator [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(15): 124-129. (in Chinese)
- [6] 张家滨,唐催,王磊,等. 基于频率变化率的结构刚度非均匀退化识别[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(3):487-493.
ZHANG Jiabin, TANG Cui, WANG Lei, et al. Identification of non-uniform stiffness degradation in structure based on the change rate of frequency [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(3): 487-493. (in Chinese)
- [7] DING H, JI J C, CHEN L Q. Nonlinear vibration isolation for fluid-conveying pipes using quasi-zero stiffness characteristics [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 121:675-688.
- [8] LI B H, GAO H S, ZHA H B, et al. Free vibration analysis of multi-span pipe conveying fluid with dynamic stiffness method [J]. Nuclear Engineering and Design, 2011, 241:666-671.
- [9] GUAN Y W, GAO S Q, LIU H P, et al. Vibration sensitivity reduction of micromachined tuning fork gyroscopes through stiffness match method with negative electrostatic spring effect [J]. Sensors, 2016, 16(7):1146-1157.
- [10] YAMADA K, YOSHIMURA T, MOROMI S. Reduction of noise and vibration by sensitivity analysis of stiffness modification with strain measurement [C]//The Proceedings of the Dynamics & Design Conference. Tokyo, Japan: Jsmedmc Press, 2016:325-330.
- [11] 杨金,刘勇,徐向阳,等. 基于有限元连接刚度计算的往复压缩机系统固有频率和振动力响应分析[J]. 压缩机技术, 2019, 2(1):20-24.

- YANG Jin, LIU Yong, XU Xiangyang, et al. Analysis of mechanical natural frequencies and forced dynamic responses of reciprocating compressor packages by using FEA calculated multi-component contact stiffness [J]. *Compressor Technology*, 2019, 2(1): 20-24. (in Chinese)
- [12] 巨维博, 顾致平, 苟兵旺. 支撑刚度对输流管道振动特性的影响分析[J]. *西安工业大学学报*, 2011, 31(7): 616-620.
- JU Weibo, GU Zhiping, GOU Bingwang. Influence of support stiffness on vibration characteristic of a pipe conveying fluid[J]. *Journal of Xi'an Technological University*, 2011, 31(7): 616-620. (in Chinese)
- [13] 党锡淇, 陈守五. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1984: 33-56.
- [14] 胡于进, 李俊, 李立. 平面联接固定结合部动力学模型的一种建模方法[J]. *计算机与数字工程*, 2012, 6(40): 1-3.
- HU Yujin, LI Jun, LI Li. A technique for the dynamic modeling of plane joint[J]. *Computer & Digital Engineering*, 2012, 6(40): 1-3. (in Chinese)
- [15] 章罡本, 彭学院. CAESAR在往复压缩机管道振动及应力分析中的应用[J]. *化工设备与管道*, 2007, 44(1): 38-41.
- ZHANG Gangben, PENG Xueyuan. Application of CAESAR in vibration and stress analysis of piping connected with reciprocating compressor [J]. *Process Equipment & Piping*, 2007, 44(1): 38-41. (in Chinese)
- [16] 徐斌, 邹清波, 余小玲, 等. 有限元方法数值模拟往复压缩机管路的振动[J]. *压缩机技术*, 2009, 6(1): 6-8.
- XU Bin, ZOU Qingbo, YU Xiaoling, et al. Finite element method simulate piping vibration of reciprocating compressor[J]. *Compressor Technology*, 2009, 6(1): 6-8. (in Chinese)
- [17] 薛玮飞, 杨晓祥. 往复压缩机管道结构振动有限元法分析[J]. *福建化工*, 2002(4): 56-61.
- XUE Weifei, YANG Xiaoxiang. Analysis of vibration of pipeline structure of reciprocating compressor by finite element method [J]. *Fujian Chemical Industry*, 2002(4): 56-61. (in Chinese)
- [18] 赵杰, 李峰, 刘录. 基于有限元的超高压管线系统振动特性灵敏度分析[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(10): 148-151.
- ZHAO Jie, LI Feng, LIU Lu. Vibration characteristic sensitivity analysis based on finite element for ultra-high pressure pipeline systems [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(10): 148-151. (in Chinese)
- [19] 王莹, 赵杰, 刘录, 等. 结合部等效参数在往复压缩机管线振动治理中的应用[J]. *噪声与振动控制*, 2016(2): 209-214.
- WANG Ying, ZHAO Jie, LIU Lu, et al. Application of equivalent parameters of joints in vibration control of a reciprocating compressor pipeline [J]. *Noise and Vibration Control*, 2016(2): 209-214. (in Chinese)
- [20] LI F, WANG D G, LIU L, et al. Analysis and reconstruction of super-high pressure compressor pipeline vibration [C] // *International Conference on Advanced Technology of Design and Manufacture*. Beijing, China: Institution of Engineering and Technology Press, 2010: 35-37.
- [21] 李峰, 王德国, 刘录, 等. 超高压压缩机管线系统的振动分析与控制[J]. *中国机械工程*, 2010, 21(6): 656-659.
- LI Feng, WANG Deguo, LIU Lu, et al. Vibration analysis and control of super-high pressure compressor and pipeline system [J]. *China Mechanical Engineering*, 2010, 21(6): 656-659. (in Chinese)



第一作者简介:袁伟,男,1989年11月生,工程师。主要研究方向为管道振动与控制、特种设备安全评价。
E-mail: yuanwei@bipt.edu.cn