

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2025.02.002

大尺寸非标碟簧承载性能仿真分析

何世文¹, 林益斌¹, 李华开², 石 勇³, 吴吉平³, 滑广军³

(1. 湖南工业大学 材料与先进制造学院, 湖南 株洲 412007;

2. 长沙天为华信环保装备有限公司, 湖南 浏阳 410300;

3. 湖南工业大学 包装与材料工程学院, 湖南 株洲 412007)

摘 要: 以某锤击式振打系统中的大尺寸非标碟簧为研究对象, 对其在不同载荷作用下的响应特性进行了研究。分别采用理论及仿真模拟方法, 对标准碟簧及大尺寸非标碟簧的载荷-变形及载荷-应力状态进行了分析; 并采用仿真分析方法, 研究了对合状态下重载非标碟簧的响应特征。研究表明, 对于大变形工况, 有限元法能更准确地描述大尺寸非标碟簧的承载性能; 大尺寸非标碟簧承受载荷小于额定载荷时, 其载荷-变形量呈现线性特征; 承受载荷超过额定载荷后, 载荷-变形量呈现非线性特征。分析认为, 碟簧载荷与变形量的理论计算方法适用于结构的小变形状态, 当载荷超过额定载荷时, 碟簧的变形较大, 小变形的线性弹性理论已经不适用于大载荷工况。随着载荷变大, 对合状态碟簧接触面的接触状态会发生突变, 从面-面接触变成线-面接触, 接触状态的改变会造成碟簧局部应力产生变化, 影响碟簧的安全使用。

关键词: 大尺寸非标碟簧; 载荷-变形; 载荷-应力; 有限元分析

中图分类号: TH135

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2025)02-0008-07

引文格式: 何世文, 林益斌, 李华开, 等. 大尺寸非标碟簧承载性能仿真分析[J]. 湖南工业大学学报, 2025, 39(2): 8-14.

A Simulation Analysis of the Load-Bearing Performance of Large-Sized Non-Standard Disc Springs

HE Shiwen¹, LIN Yibin¹, LI Huakai², SHI Yong³, WU Jiping³, HUA Guangjun³

(1. College of Materials and Advanced Manufacturing, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;

2. Changsha Tianwei Huaxin Environmental Protection Equipment Co., Ltd., Liuyang Hunan 410300, China;

3. College of Packaging and Materials Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China)

Abstract: Taking the large-scale non-standard disc springs in a hammer rapping system as the research object, a research has been carried out on its response characteristics under different loads. An analysis has been made of the load deformation and load stress states of standard disc springs and large-sized non-standard disc springs respectively by using theoretical and simulation methods, followed by a study on the response characteristics of heavy-duty non-standard disc springs in the coupled state with simulation analysis methods adopted. The research results show that for large deformation conditions, the finite element method can better accurately describe the load-bearing performance of large-sized non-standard disc springs. When the load of large non-standard disc spring is less than the rated load, its load-deformation is characterized with linear features; when the load exceeds the rated load, the load-deformation is

收稿日期: 2024-03-20

基金项目: 湖南省自然科学基金资助项目(2020JJ6069, 2023JJ50162); 湖南省教育厅科研基金资助重点项目(21A0353); 湖南省普通高等教育教学改革研究基金资助重点项目(HNJG-2021-0123)

作者简介: 何世文, 男, 湖南工业大学副教授, 博士, 硕士生导师, 主要研究方向为高性能粉末冶金材料,

E-mail: hswcsu@126.com

characterized with a nonlinear features. The analysis suggests that the theoretical calculation method for the load and deformation of the disc spring is applicable to the small deformation state of the structure. With the load exceeding the rated load, the deformation of the disc spring tends to be large, and the linear elastic theory for small deformation is no longer applicable to large load conditions. As the load increases, the contact state of the disc spring contact surface in mating state will undergo a sudden change, from surface-to-surface contact to line-to-surface contact. The change in contact state will cause changes in the local stress of the disc spring, thus affecting the safe use of the disc springs.

Keywords: large-sized non-standard disc spring; load-deformation; load-stress; finite element analysis

0 引言

碟形弹簧是一种利用冷轧或热轧带钢、板材或锻造坯料制造的,轴向呈锥形的特殊弹簧,具有构造简单、尺寸紧凑、布置灵活等特点^[1]。碟簧轴向刚度较大,适用于对轴向空间需求较小的场合,变形后能够存储一定的能量,具有较强的缓冲、减震能力,以实现低行程、高补偿力的效果。碟簧的多种组合方式使其具有变刚度特性,可以通过不同的组合方式得到不同的刚度特性。针对碟簧的承载性能特点,国内外学者们展开了系列研究。如 W. Huebner^[2] 通过非线性薄壳理论研究,提出了一种新的碟形弹簧设计准则。Zheng E. L. 等^[3] 提出了一种用线性插值法计算碟形弹簧加载和卸载过程变形量的方法,建立了摩擦因数与碟形弹簧变形的关系模型,得出了不同尺寸和摩擦因数下碟形弹簧的载荷-变形曲线。C. K. H. Dharan 等^[4] 针对各向同性复合材料铺层,对钢质碟形弹簧的设计公式进行了修正,并通过复合材料碟形弹簧试验,与等效钢质碟形弹簧性能进行了对比,为使用复合材料代替钢质碟形弹簧的可行性提供了科学的指导。G. Chethan Kumar 等^[5] 对不同组合的碟形弹簧进行了有限元分析与实验研究,结果表明,当空间不受约束且需要较大的变形时,可以通过改变碟形弹簧的组合方式来实现所需的载荷-变形特性。邹大军等^[6] 对碟形弹簧在 110 K 温度下的特性进行了测试与分析,通过有限元分析与实验测试获得了低温环境下碟形弹簧的特性曲线,得到了不同温度下碟形弹簧在加载和卸载过程中的载荷关系,为碟形弹簧在低温风洞及其它低温环境中的应用提供了依据。王晓波^[7] 采用有限元方法对普通组合碟簧和特殊组合碟簧进行了模态分析和谐响应分析,得到了固有频率与谐响应曲线,并对其特性曲线进行了对比分析,获得了碟形弹簧的载荷-位移曲线,这对提高碟形弹簧的使用寿命、降低损耗具有重要意义。南晓辉^[8] 基于工程中耗能元件的使用,改进了碟形弹簧的材质和模型,并通过有限元仿真技术对改进前后的模型进行分析,发

现改进后的碟形弹簧的滞回曲线饱满、耗能能力高,这对于碟形弹簧耗能性能的研究具有重要的参考价值。邢估慧等^[9] 对多种组合碟形弹簧进行了加载试验,分别对碟形弹簧加载幅值、初始预压量、加载频率等对碟形弹簧等效刚度、阻尼比的影响进行了分析。易先中^[10] 根据碟形弹簧的几何特征,把碟形弹簧模型简化为大挠度薄板弯曲模型,得到了新的解析解,并与传统的近似解(A-L解)进行比较,发现其结果精度更高、适用范围更广。王春华等^[11] 基于加载状态下碟形弹簧的应力分布,结合生产实际提出了一种高承载、耐疲劳的圆角型碟簧结构。

为满足复杂重型装备的功能需求,近些年大尺寸非标碟簧的应用范围越来越广泛,而大尺寸非标碟簧的结构、形状、厚度、约束状态、外径与内径比等参数与标准碟簧的均有一定的差异^[12-13]。目前,国内外学者针对大尺寸非标碟簧的研究工作尚不充分。因此,本文拟以某锤击式除尘振打系统中的对合状态下大尺寸非标碟簧为研究对象(其结构如图1所示),分别采用理论分析及有限元数值模拟方法,对其载荷-变形特征与载荷-应力特征进行研究,以期为大尺寸非标碟簧参数的优化设计和合理使用等提供理论参考依据。

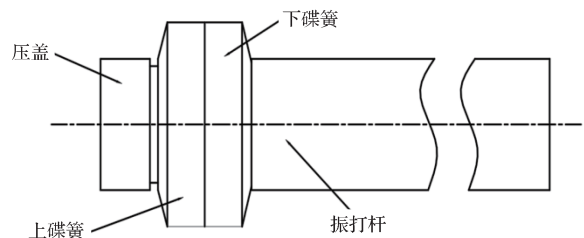


图1 锤击式振打系统振打部件

Fig. 1 Vibration components of hammer striking vibration system

1 大尺寸非标碟簧单片承载特征理论分析

为了研究对合状态下大尺寸非标碟簧的响应特

征,首先分析单片碟簧的响应特性,并与尺寸接近的标准碟簧的响应特征进行对比分析。图2为常规工程用标准碟簧结构图,其中 D 为碟簧外径, d 为碟簧内径, H_0 为碟簧自由高度, h_0 为碟簧自由锥高, t 为碟簧厚度。图3为某锤击式除尘振打系统中大尺寸非标碟簧结构图。对比分析图2与图3,可得二者间的主要区别如下:1)常规碟簧截面近似矩形,大尺寸非标碟簧中上碟簧截面为不规则图形,下碟簧截面近似平行四边形;2)常规碟簧对合接触面较小,而非标碟簧对合接触面较大,且其对合接触刚度较大,因此非标碟簧承载能力较强;3)标准碟簧的内、外径是一系列固定数值,而大尺寸非标碟簧的内、外径有较大的设计自由度。

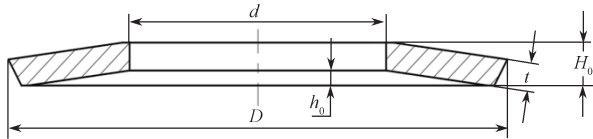
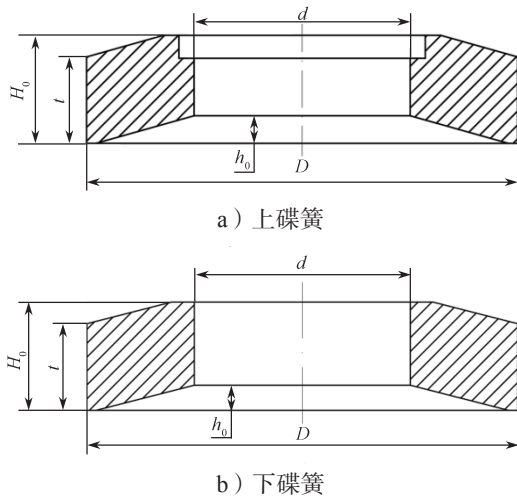


图2 标准碟簧结构

Fig. 2 Standard disc spring structure



a) 上碟簧

b) 下碟簧

图3 非标碟簧结构

Fig. 3 Non-standard disc spring structure

1.1 标准碟簧承载能力理论分析

对于碟形弹簧的载荷-位移特性,目前主要沿用美国学者 J. O. Almen 等^[14]于1936年提出的近似解(A-L解)。A-L法假定矩形截面绕某一翻转中心转动一个角度,而矩形截面本身并不变形,由力矩平衡原理得到如下A-L法的解析方程:

$$P = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{t} \left[K_2^2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{t} \right) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + 1 \right], \quad (1)$$

式中: P 为碟簧轴向载荷,单位为N;

E 为碟簧弹性模量,取 $E=2 \times 10^5$ MPa;

μ 为泊松比,取 $\mu=0.3$;

K_1 、 K_4 为A-L法中的计算系数,且,

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{[(C-1)/C]^2}{(C+1)/(C-1) - (2/\ln C)}, \quad (2)$$

其中 C 为碟簧直径比,即

$$C = D/d, \quad (3)$$

$$K_4 = \sqrt{-C_1/2 + \sqrt{(C_1/2)^2 + C_2}}, \quad (4)$$

其中 C_1 、 C_2 为A-L法中的计算系数,且

$$C_1 = \frac{(t'/t)^2}{\left[\frac{(H_0/t) - t'}{4} + \frac{3}{4} \right] \left[\frac{5(H_0/t) - t'}{8} + \frac{3}{8} \right]}, \quad (5)$$

$$C_2 = \frac{C_1}{(t'/t)^3} \left[\frac{5}{32} \left(\frac{H_0}{t} - 1 \right)^2 + 1 \right], \quad (6)$$

其中 t' 为支撑面碟簧减薄厚度,单位为mm;

f 为碟簧轴向变形量,单位为mm。

标准对合碟形弹簧承受载荷 P 与变形量的关系可表述为

$$P = 2 \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^4}{M_1 D^2} \frac{f}{t} \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{t} \right) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + 1 \right], \quad (7)$$

式中: M_1 为与碟簧外、内径比 $C=D/d$ 相关的系数,其值为

$$M_1 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{C-1}{C} \right)^2 \left/ \left(\frac{C+1}{C-1} - \frac{2}{\ln C} \right) \right. \quad (8)$$

式(1)~(8)用于对标准碟簧的载荷-变形关系进行计算与分析,本文分析选用的标准碟簧具体参数如下: $D=140$ mm、 $d=72$ mm、 $t=7.5$ mm、 $H_0=11.2$ mm、 $h_0=3.2$ mm。

1.2 大尺寸非标碟簧承载能力理论分析

大尺寸非标碟簧的承载能力参考谢志刚等^[15]提出的算法。该算法首先对大尺寸矩形截面碟簧进行受力分析,通过理论推导得到应力-应变关系,在此基础上进一步推导出非矩形截面碟形弹簧的应力-应变关系,然后对相应计算公式进行简化处理。图3b所示下碟簧变形与载荷关系的解析方程如下:

$$P = \pi E t^3 \delta \ln(R/r) / \left[6(R-r)^2 \right], \quad (9)$$

式中: δ 为碟簧变形量,单位为mm;

R 为下碟簧外半径,单位为mm;

r 为下碟簧内半径,单位为mm。

锤击式除尘振打系统中的大尺寸非标碟簧的具体参数如下: $D=140$ mm、 $d=70.2$ mm、 $t=28$ mm、 $H_0=35$ mm、 $h_0=8.12$ mm。对于大尺寸非标碟簧,其

额定载荷没有标准的计算方法, 生产中实际载荷超过额定载荷时, 为了安全生产, 应该选用更大规格的非标碟簧。本文根据除尘振打系统要求的 400 kN 载荷条件进行 100 kN 递增或递减, 通过试算确定非标碟簧载荷 - 变形特征。

2 大尺寸非标碟簧单片承载特征仿真分析

2.1 有限元模型建立

基于 ANSYS Workbench 仿真平台, 采用静力学模块对碟簧进行数值模拟分析。数值模拟分析时的材料属性选用非线性结构钢材料, 该非线性结构钢材料在弹性段的特性与 A-L 法的定义完全一样。

网格划分的精细程度对分析结果的影响很大, 且在接触区域的影响尤其明显, 因此, 在进行网格划分时, 需要对接触区域的网格进行加密处理。本研究中, 将网格尺寸设置为 5 mm, 分别对标准碟簧和大尺寸非标碟簧进行网格划分, 网格划分后的碟簧模型如图 4 所示。

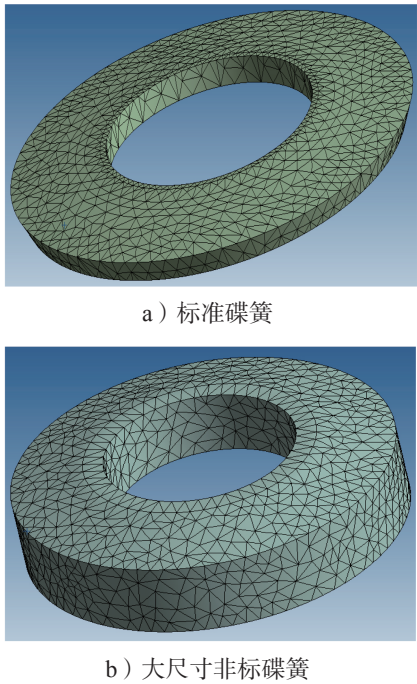


图 4 碟簧网格划分模型

Fig. 4 Mesh division model of disc springs

2.2 单片碟簧承载能力仿真分析

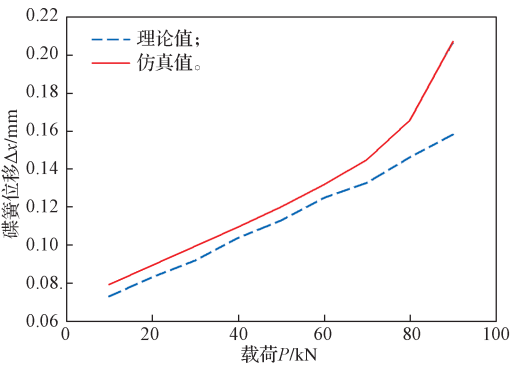
使用 ANSYS Workbench 的静力学模块对单片标准碟簧和单片大尺寸非标碟簧在受载后的载荷 - 变形状态进行分析, 将碟簧支承面 (碟簧底面) 设为固定接触, 对碟簧受载面 (碟簧端面) 施加递增的压力载荷。计算后整理得到的数据见表 1。

表 1 不同碟簧载荷 - 变形计算数据

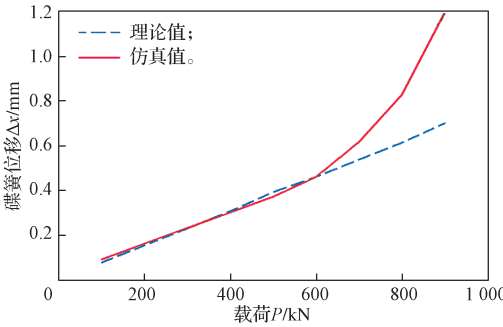
Table 1 Load-deformation calculation data of different disc springs

标准碟簧			大尺寸非标碟簧		
载荷 P / kN	碟簧位移 Δx /mm		载荷 P / kN	碟簧位移 Δx /mm	
	理论计算	有限元计算		理论计算	有限元计算
10	0.072 94	0.079 21	100	0.077	0.091 2
20	0.083 06	0.089 30	200	0.154	0.161 6
30	0.091 87	0.099 40	300	0.230	0.232 1
40	0.103 79	0.109 49	400	0.307	0.302 0
50	0.112 98	0.120 11	500	0.393	0.372 3
60	0.124 91	0.131 91	600	0.461	0.461 3
70	0.132 85	0.145 04	700	0.538	0.617 2
80	0.146 32	0.165 86	800	0.614	0.828 7
90	0.158 27	0.207 22	900	0.701	1.197 1

为方便观察, 根据表 1 中的有限元计算结果, 绘制如图 5 所示载荷 - 变形曲线。由表 1 和图 5 所示计算结果可知, 采用理论方法进行计算时, 标准碟簧和大尺寸非标碟簧的载荷 - 位移关系均呈现线性特征; 采用有限元分析法进行计算时, 标准碟簧在承受 70 kN 压力前, 载荷 - 位移关系呈线性特征; 载荷超过 70 kN 后, 载荷 - 位移关系呈现非线性特征。而大尺寸非标碟簧在承受 600 kN 压力前, 载荷 - 位移关系呈线性关系; 超过 600 kN 后, 呈非线性特征。



a) 标准碟簧



b) 非标碟簧

图 5 不同碟簧载荷 - 位移曲线

Fig. 5 Load-deformation curves of different disc springs

分析认为,大尺寸非标碟簧属于重载碟簧,其承载能力要远大于相同外径规格的标准碟簧。在一定的载荷范围内,标准碟簧与非标碟簧的理论计算结果与仿真结果基本一致,均呈线性特征;当载荷较大(超过额定载荷)时,随着载荷逐渐增加,碟簧轴向变形与载荷的关系总体上呈现非线性特征,而理论计算结果仍呈线性特征。分析认为,理论计算方法是基于线弹性理论进行的推导,适用于结构的小变形状态,理论计算方法并没有引入大变形的要素。当载荷较大时,碟簧的变形量较大,小变形的线弹性理论已经不适用于更大的载荷工况。因此,有限元计算结果更能反映大载荷工况下碟簧的响应特征。

3 对合状态大尺寸非标碟簧承载特征仿真分析

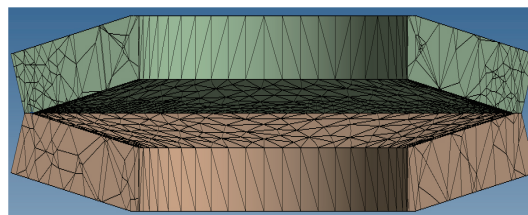
前文的分析表明,当实际载荷小于额定载荷时,无论对于标准碟簧还是大尺寸非标碟簧,其理论计算结果与仿真结果基本一致,其载荷-变形量呈线性特征。当载荷超过额定载荷时,理论计算方法难以准确描述大尺寸非标碟簧的响应特征。因此,接下来采取有限元仿真分析方法,研究对合状态大尺寸非标碟簧的载荷-变形特性。

3.1 有限元模型建立

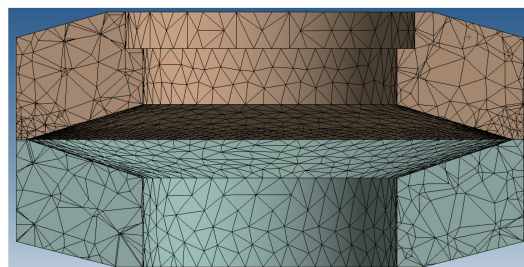
基于 ANSYS Workbench 仿真平台,采用静力学模块对碟簧进行数值模拟分析。数值模拟分析时的材料属性选用非线性结构钢材料,该非线性结构钢材料在弹性段的特性与 A-L 法的定义完全一样。

1) 接触条件。考虑到锤击振打过程中碟簧变形的影响,接触的区域已经不局限在初始的碟簧支撑面上。其中,接触面 1 设置为上碟簧支撑面及锥面,接触面 2 设置为下碟簧支撑面及锥面,接触性质定义为面接触。由摩擦因数定义的罚函数进行控制,材料选取非线性结构钢,结构钢之间的摩擦因数如下:无润滑摩擦因数为 0.15;有润滑摩擦因数为 0.1~0.12,本研究取 0.12(在之后的摩擦因数选取中都使用 0.12);上碟簧与下碟簧之间采用摩擦接触方式,摩擦因数为 0.12。在碟簧之间添加虚拟螺栓,螺栓预紧力为 30 kN。

2) 网格划分。网格划分的精细程度对分析结果的影响很大,且在接触区域的影响尤其明显,故在进行网格划分时需对接触区域网格进行加密处理。本研究将网格尺寸设置为 5 mm,分别对标准碟簧和大尺寸非标碟簧进行网格划分,网格划分后的碟簧模型如图 6 所示。



a) 对合标准碟簧



b) 对合大尺寸非标碟簧

图 6 对合碟簧网格划分模型

Fig. 6 Coupled disc spring mesh division model

3.2 对合状态大尺寸非标碟簧载荷-变形特征分析

使用静力学模块对标准碟簧和大尺寸非标碟簧在对合状态下的载荷-变形特征进行分析。上碟簧与下碟簧采用摩擦接触方式,碟簧的材料为非线性结构钢,结构钢之间的摩擦因数为 0.12,将下碟簧支撑面(碟簧底面)设为固定接触,对上碟簧受载面(碟簧端面)施加递增的压力载荷。螺栓预紧力为 30 kN,分析时进行两个时间步处理:第一步对对合碟簧施加螺栓预紧力,第二步对碟簧受载面施加压力。

计算后整理数据得到如表 2 和图 7 所示结果。

表 2 对合状态下不同碟簧力载荷-变形有限元计算结果
Table 2 Finite element calculation results of load deformation under different disc spring forces in the coupled state

标准碟簧		大尺寸非标碟簧	
载荷 P/kN	碟簧位移 $\Delta x/\text{mm}$	载荷 P/kN	碟簧位移 $\Delta x/\text{mm}$
10	0.130 22	100	0.137 90
20	0.148 59	200	0.234 90
30	0.159 58	300	0.331 68
40	0.177 67	400	0.428 65
50	0.199 56	500	0.529 91
60	0.217 62	600	0.689 15
70	0.238 54	700	1.053 30
80	0.269 01	800	2.179 80
90	0.339 05	900	3.721 20

由表 2 和图 7 可知,对合标准碟簧在 70 kN 载荷前,载荷-位移呈线性关系;载荷超过 70 kN 后,标准碟簧轴向变形与载荷的关系总体上呈现非线性特征。对合非标碟簧在承受 600 kN 压力前,载荷-变形呈线性关系;超过 600 kN 后,轴向变形与载荷总体上呈现非线性特征。

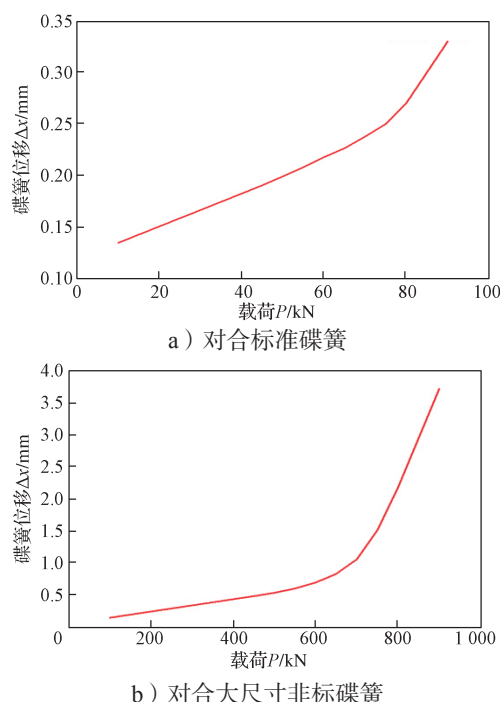


图7 不同对合碟簧力载荷-位移曲线

Fig. 7 Load displacement curves of different coupled disc springs

3.3 对合状态大尺寸非标碟簧载荷-应力特征分析

载荷-变形量反映的是碟簧整体响应特征, 碟簧的使用状态是否安全还与其应力状态有关, 过大的应力会急剧降低碟簧的使用寿命。采用有限元分析方法计算对合状态下非标碟形弹簧的应力状态, 提取上碟簧支承面内环线的应力进行分析。上碟簧与下碟簧采用摩擦接触方式, 碟簧的材料为非线性结构钢, 结构钢之间的摩擦因数为 0.12, 将下碟簧支承面(碟簧底面)设为固定接触, 对上碟簧受载面(碟簧端面)施加递增的压力载荷。螺栓预紧力为 30 kN, 分析时进行两个时间步处理: 第一步对对合碟簧施加螺栓预紧力, 第二步对碟簧受载面施加压力。

对合状态下非标碟簧支承面内环线的应力与外载荷的关系曲线如图 8 所示。

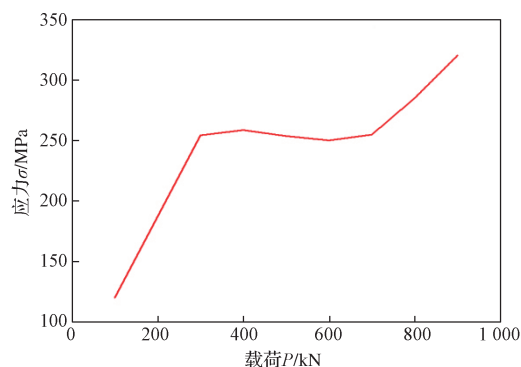


图8 对合非标碟簧载荷-应力图

Fig. 8 Coupled non-standard disc spring load stress diagram

图 8 表明, 对于大尺寸非标碟簧, 300 kN 之前, 其载荷-应力呈线性关系; 外载荷超过 300 kN 后, 内环线应力会达到屈服极限; 当外载荷为 300~700 kN 时, 对合状态下大尺寸非标碟簧的摩擦状态发生改变, 由静摩擦变为滑动摩擦, 实际的应力是载荷及接触状态耦合的结果。分析认为, 随着载荷增加, 碟簧接触面部位由内向外会逐渐进入屈服状态, 由于有更多的接触面积进入屈服阶段, 内环线部位的应力变化不明显。当外载荷增大到 700 kN 后, 上下碟簧接触面的接触状态会发生突变, 从面-面接触变成线-面接触(如图 9 所示), 而接触面的减少以及载荷增加的耦合作用, 使得碟簧接触部位的材料进入强度强化阶段。

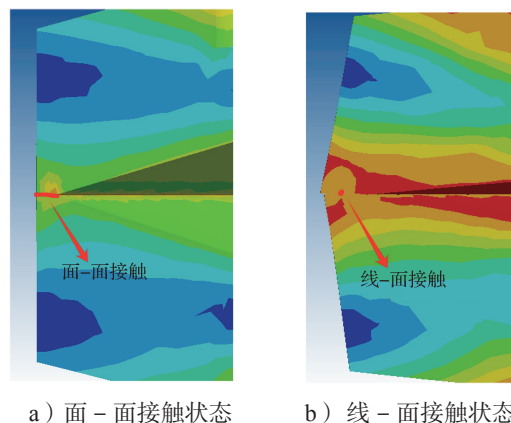


图9 非标碟簧接触关系变化图

Fig. 9 Non-standard disc spring contact relation variation diagram

4 结论

本文以某锤击式除尘振打系统中的对合大尺寸非标碟簧为研究对象, 采取解析法及有限元数值模拟方法对大尺寸非标碟簧在不同载荷作用下的响应特征进行了研究, 得到的主要结论如下:

1) 单个碟簧的理论分析与有限元分析结果表明, 当载荷小于额定载荷时, 碟簧的理论计算结果与仿真结果基本一致, 碟簧的承载与变形均呈线性关系; 当载荷超过额定载荷时, 仿真结果呈非线性特征, 而理论计算结果仍呈线性特征。

2) 对合状态大尺寸非标碟簧仿真分析结果表明, 当载荷达 700 kN 时, 其对合接触面的接触状态会发生突变, 从面-面接触突变到线-面接触, 接触面积减小导致局部接触应力急剧增加, 影响碟簧的安全使用。

3) 碟簧载荷-变形关系的理论计算方法是基于线弹性理论进行的推导, 适用于碟簧结构的小变形状

态。当载荷较大时, 碟簧的变形较大, 小变形的线弹性理论已经不适用于大载荷工况。基于有限元数值模拟分析, 能够计算出大尺寸非标碟簧在不同载荷作用下的变形特征。而解析法与数值模拟分析方法的综合应用, 能够提高对大尺寸非标碟簧不同组合状态下的响应特征, 这为重型装备的优化设计及健康使用提供了参考依据。

参考文献:

- [1] 易先中, 张传友, 严泽生. 碟形弹簧的力学特性参数研究 [J]. 长江大学学报 (自科版) 理工卷, 2007, 4(4): 99-101, 140.
YI Xianzhong, ZHANG Chuanyou, YAN Zesheng. Study on Mechanical Characteristic Parameters of Disc Spring[J]. Journal of Yangtze University (Natural Science Edition), 2007, 4(4): 99-101, 140.
- [2] HUEBNER W. Deformations and Stresses in Disk Springs[J]. Konstruktion, 1982, 34(10): 387-392.
- [3] ZHENG E L, JIA F, ZHOU X L. Energy-Based Method for Nonlinear Characteristics Analysis of Belleville Springs[J]. Thin-Walled Structures, 2014, 79: 52-61.
- [4] DHARAN C K H, BAUMAN J A. Composite Disc Springs[J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2007, 38(12): 2511-2516.
- [5] CHETHAN KUMAR G, BALIGIDAD S M, MAHARUDRESH A C, et al. Experimental Analysis on Stacking of Belleville Spring[J]. Materials Today: Proceedings, 2022, 50: 1547-1552.
- [6] 邹大军, 马 斌, 马东平, 等. 碟形弹簧低温特性曲线测试与研究 [J]. 机械科学与技术, 2021, 40(8): 1210-1213.
ZOU Dajun, MA Bin, MA Dongping, et al. Test and Research of Low Temperature Characteristic Curve of Disc Spring[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2021, 40(8): 1210-1213.
- [7] 王晓波. 碟形弹簧的力学性能研究 [D]. 郑州: 郑州大学, 2007.
WANG Xiaobo. Study on Mechanical Properties of Disc Spring[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2007.
- [8] 南晓辉. 碟形弹簧耗能元件恢复力模型的有限元分析 [D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2011.
NAN Xiaohui. Finite Element Analysis on Resilience Model of Disk Spring Energy Dissipation Brace Member[D]. Xi'an: Xi'an University of Architecture and Technology, 2011.
- [9] 邢信慧, 黄 河, 张家云, 等. 碟形弹簧力学性能研究 [J]. 振动与冲击, 2015, 34(22): 167-172.
XING Jihui, HUANG He, ZHANG Jiayun, et al. Mechanical Properties of Disc Springs[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(22): 167-172.
- [10] 易先中. 工程碟形弹簧的力学性能分析与研究 [C]// 第九届全国结构工程学术会议论文集第 I 卷. 成都: 《工程力学》期刊社, 2000: 8.
YI Xianzhong. Mechanical Performance Analysis and Research on Engineering Disc Springs[C]//Proceedings of the 9th National Conference on Structural Engineering, Volume I. Chengdou: Journal of Engineering Mechanics, 2000: 8.
- [11] 王春华, 董慧清, 张慧东, 等. 提高碟形弹簧承载能力及疲劳寿命的研究 [J]. 油田地面工程, 1996, 15(3): 55-56.
WANG Chunhua, DONG Huiqing, ZHANG Huidong, et al. Study on Improving Bearing Capacity and Fatigue Life of Disc Spring[J]. Oil-Gasfield Surface Engineering, 1996, 15(3): 55-56.
- [12] 国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 碟形弹簧: GB/T 1972—2005[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005: 4-5.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Disc Spring: GB/T 1972—2005[S]. Beijing: Standards Press of China, 2005: 4-5.
- [13] 成大先. 机械设计手册: 第三卷 [M]. 5 版. 北京: 化学工业出版社, 2008: 79-81.
CHENG Daxian. Handbook of Mechanical Design: Volume 3[M]. 5th ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2008: 79-81.
- [14] ALMEN J O, LASZLO A. The Uniform-Section Disk Spring[J]. Journal of Fluids Engineering, 1936, 58(4): 305-314.
- [15] 谢志刚, 陈小芹. 大尺寸非标准碟形弹簧应力应变理论计算与有限元分析 [J]. 机械工程师, 2014(5): 143-145.
XIE Zhigang, CHEN Xiaoqin. Finite Element Analysis and Theoretical Calculation of Stress and Strain for Large Non-Standard Disc Spring[J]. Mechanical Engineer, 2014(5): 143-145.

(责任编辑: 廖友媛)