

高温合金斜圈弹簧设计优化与力学性能测试研究

刘 建^{*,1)} 孙志民[†] 鞠 泉^{†,2)} 闫利文^{**} 李益帆^{**} 李春光^{*}

^{*}(北京动力机械研究所, 北京 100074)

[†](北京钢研高纳科技股份有限公司, 北京 100081)

^{**}(天津大学材料科学与工程学院, 天津 300350)

摘要 宽域几何可调进气道采用高温动密封结构, 高温合金斜圈弹簧是其关键元件。本文对高温合金斜圈弹簧进行了数学建模和有限元仿真计算, 对斜圈弹簧样件进行了室温和高温力学性能测试, 研究总结了斜圈弹簧设计优化准则。研究表明: (1) 弹簧最大应力处的截面平均等效应力不大于材料屈服强度的 50%, 可以作为斜圈弹簧的设计优化准则; (2) 室温条件下斜圈弹簧压缩-回弹率保持良好, 950℃ 高温下斜圈弹簧压缩-回弹性能下降明显, 但均满足使用要求。

关键词 动密封, 斜圈弹簧, 高温合金, 优化设计, 性能测试

中图分类号: TH135.1 DOI: [10.6052/1000-0879-24-486](https://doi.org/10.6052/1000-0879-24-486)

文献标识码: A CSTR: [32047.14.1000-0879-24-486](https://cstr.cn/32047.14.1000-0879-24-486)

RESEARCH ON DESIGN OPTIMIZATION AND MECHANICAL PERFORMANCE TESTS OF SUPER-ALLOY CANTED COIL SPRINGS

LIU Jian^{*,1)} SUN Zhimin[†] JU Quan^{†,2)} YAN Liwen^{**} LI Yifan^{**} LI Chunguang^{*}

^{*}(Beijing Power Machinery Institute, Beijing 100074, China)

[†](GAONA Aero Material Company Limited, Beijing 100081, China)

^{**}(School of Materials Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China)

Abstract This study investigates high-temperature dynamic sealing structures for wide-range variable geometry inlets, focusing on super-alloy canted coil springs as critical elastic components. At first, parametric modeling was built via mathematical equations. Then finite element method analysis using ANSYS was conducted, and preliminary resilience characteristics of canted coil spring were obtained. And then, compression rebound performance tests were performed under both ambient and high-temperature conditions. Research results showed that: Firstly, the average equivalent stress at the maximum stress plane should be less than 50% yield strength of the material, which was verified as the design guideline for the canted coil springs. Secondly, the mechanical performance of canted coil springs reached the requirements within the specified stroke range, and the rebound elasticity was excellent at room temperature, while it decreased remarkably at 950℃.

Keywords dynamic seal, canted coil spring, super-alloy, design optimization, performance test

几何可调进气道主要用于宽域吸气式组合发动机, 其来流总温可达 1377℃ (对应 Ma6), 流道型面调节带来高温动密封难题。对某二元可调进气道水平调节板侧缘采用由耐高温弹性元件和

2024-12-20 收到第 1 稿, 2025-04-03 收到修改稿。

1) 刘建, 高级工程师, 研究方向为组合发动机结构与热防护技术。E-mail: liujian0922@126.com

2) 通讯作者: 鞠泉, 博士, 正高级工程师, 研究方向为高温合金。E-mail: 10298607@qq.com

引用格式: 刘建, 孙志民, 鞠泉等. 高温合金斜圈弹簧设计优化与力学性能测试研究. 力学与实践, 2025, 47(5): 982-992

Liu Jian, Sun Zhimin, Ju Quan, et al. Research on design optimization and mechanical performance tests of super-alloy canted coil springs. *Mechanics in Engineering*, 2025, 47(5): 982-992

陶瓷栅片组成的动密封结构，以阻止进气道气流泄漏至调节板背面的设备舱，其泄漏气流温度高达 $1093^{\circ}\text{C} \sim 1371^{\circ}\text{C}$ ^[1]，弹性元件的工作环境温度预估为 1100°C 左右。显然，耐高温、抗氧化、抗蠕变的弹性元件是高温动密封结构的核心组成。斜圈弹簧在正常工作范围内保持回弹载荷平稳，既能有效弥补密封面处较大的分离变形，又不会对密封面产生额外附加载荷，同时结构简单，因此被视为动密封结构的理想弹性元件。由于高温合金在高温空气环境下抗氧化性能优异，因此高温合金斜圈弹簧被视为上述动密封结构的首选弹性元件。

美国航空航天局（National Aeronautics and Space Administration, NASA）格林研究中心（Glenn Research Center, GRC）提出了多种动密封结构方案，研究测试了 Bal Seal 公司生产的两种直线型斜圈弹簧（分别采用高温合金与难熔合金丝材），研究表明 Rene41 镍基高温合金斜圈弹簧在 927°C 高温下保持良好回弹性，而钛锆钼（titanium-zirconium-molybdenum, TZM）难熔合金斜圈弹簧在 1204°C 时仍能保持良好的回弹性，但需要做抗氧化涂层^[2]。

国内部分高校开展了斜圈弹簧的模型设计、仿真计算与力学性能测试研究。哈尔滨工业大学以高超声速再入飞行器控制舵面间隙处的热阻密封结构为研究对象，开展直线型斜圈弹簧的探索研究，完成了三维建模仿真计算、样件制备和性能测试研究，验证了弹簧设计分析方法的正确

性^[3]。长安大学^[4]、西安理工大学^[5-8]以电力系统高压触指开关、机械密封结构为应用对象，建立了环形斜圈弹簧刚度测试平台，开展了环形斜圈弹簧室温压缩-回弹性能测试研究，完成了斜圈弹簧建模分析和疲劳寿命研究。厦门大学对科尔冠公司的直线型高温合金（Inconel X-750）斜圈弹簧进行数值模拟和性能测试，研究了弹簧在径向压缩载荷作用下的变形行为，以及结构参数、温度对斜圈弹簧回弹性能的影响^[9]。Inconel X-750 合金斜圈弹簧的耐温能力约为 650°C ，与组合发动机高温动密封结构的工作温度差距较大。

本文采用耐温 950°C 左右的新型高温合金丝材开展斜圈弹簧研究，通过有限元仿真方法，初步完成斜圈弹簧设计优化，结合斜圈弹簧力学性能测试试验，总结出斜圈弹簧设计准则与优化方法，可为斜圈弹簧产品研制和工程应用提供必要的技术支撑。

1 斜圈弹簧结构参数与理论模型

1.1 斜圈弹簧结构参数

本文所述直线型斜圈弹簧整体为长条状，横截面为椭圆形（如图 1 所示），主要参数包括：截面宽度 W ，截面高度 H ，节距 p ，丝径 d ，以及倾角 θ 。倾角定义如下：在斜圈弹簧同一节距内，将最低点与前后相邻最高点的中心点进行连线，该直线与弹簧水平轴线的夹角。弹簧横截面椭圆形的长轴 a 和短轴 b 均为中径尺寸。

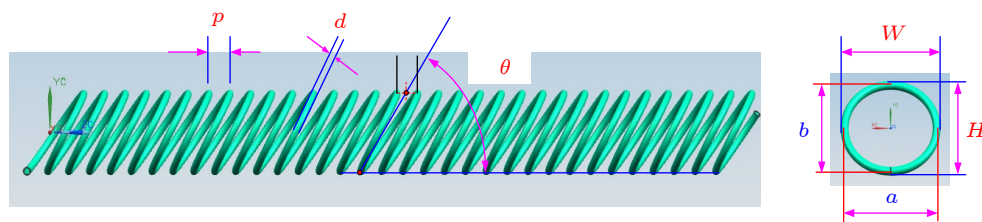


图 1 斜圈弹簧结构参数示意图

Fig. 1 Diagram of canted coil spring parameters

1.2 斜圈弹簧数学模型

斜圈弹簧坐标系定义如下：横截面椭圆长轴方向为 X 向（即横截面宽度方向），横截面椭圆短轴方向为 Y 向（即横截面高度方向），以弹簧水平轴向为 Z 向。

斜圈弹簧数学建模时，长轴 a ，短轴 b ，节距 p ，丝径 d 和倾角 θ 为设计参数。其中倾角与节距存在相关性，因此倾角为非独立变量。三维仿真计算时，选择宽度 W_C （对应图 1 中 W ）、高度 H_C （对应图 1 中 H ）、节距 p_C （对应图 1

中 p)、丝径 D_W (对应图 1 中 d) 作为控制参数, 斜圈弹簧中心线数学模型如下

$$\begin{aligned} x &= -\frac{(W_C - D_W)}{2} \cdot \cos(2\pi t) \\ y &= \frac{(W_C - D_W)}{2} \cdot \sin(2\pi t) \cdot \sin\theta \\ z &= p_C \cdot t + \frac{(W_C - D_W)}{2} \cdot \sin(2\pi t) \cdot \cos\theta \end{aligned}$$

式中, $\theta = \sin^{-1}\left(\frac{H_C - D_W}{W_C - D_W}\right)$ (单位: 弧度), $W_C = a + d$, $H_C = b + d$, $D_W = d$, $p_C = p$, t 为步长 (无量纲参数)。

1.3 斜圈弹簧尺寸规格

本文直线型斜圈弹簧截面宽度 12~25 mm, 截面高度 10~20 mm, 丝径 0.6~2.0 mm, 长度不小于 100 mm。根据使用要求, 对结构参数进行设计优化, 确定斜圈弹簧的具体尺寸。

1.4 斜圈弹簧材料属性

弹簧选用高温强度优异的镍基高温合金 (Haynes®282) 丝材, 材料属性如表 1 所示。弹性模型为 Isotropic Elasticity, 塑性模型为 Bilinear Isotropic Hardening。

表 1 Haynes®282 高温合金材料属性
Table 1 Material properties of Haynes®282

Temperature/°C	Yield tensile strength $R_{p0.2}$ /MPa	Ultimate tensile strength R_m /MPa	Elongation at break δ /%
room temperature	699	1132	30
600	631	980	31
700	625	945	24
800	580	730	23
900	395	447	34
1000	75	115	64

2 斜圈弹簧有限元数值仿真研究

本文采用商用 ANSYS 有限元软件, 对斜圈弹簧模型进行三维仿真分析, 通过弹簧参数优化设计, 在满足回弹载荷与行程的前提下, 确保弹簧应力始终处于许用应力范围内, 且弹簧具有良好的回弹性能。

2.1 斜圈弹簧研发测试与有限元仿真分析流程

斜圈弹簧研发测试流程如图 2(a) 所示。首先, 提出有限元仿真计算方法, 根据初步设计与计算结果, 开展斜圈弹簧样件试制; 其次, 结合斜圈弹簧力学性能测试结果, 对仿真计算方法进行可行性验证; 再次, 对斜圈弹簧进行设计优化、制备改进、性能复测, 并循环迭代; 最后, 对比仿真计算与力学性能测试结果, 总结出斜圈弹簧设计准则。

斜圈弹簧有限元仿真计算流程如见图 2(b) 所示。首先, 确定斜圈弹簧截面宽度和高度, 初步选择节距、丝径, 完成 CAD 三维建模; 其次, 利用商业有限元软件 ANSYS Workbench 进行有限元网格划分, 设定材料物性参数和边界条件;

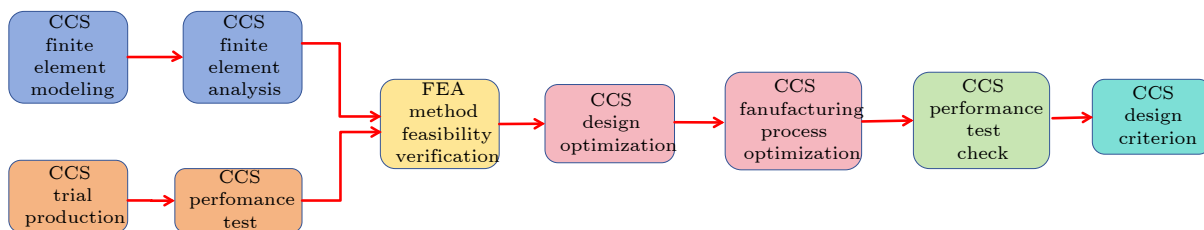
再次, 进行有限元仿真计算分析, 判断仿真分析结果是否满足弹簧设计准则要求, 如不满足, 则调整弹簧节距和丝径参数, 重复建模设计和仿真计算流程; 最后, 经过多轮迭代优化, 完成有限元仿真计算研究, 获得满足设计准则的斜圈弹簧设计结果。

2.2 斜圈弹簧有限元模型

图 3 给出了斜圈弹簧有限元模型与约束条件示意图。有限元计算时, 分别计算不同压缩率下所需的压缩载荷 (在匀速加载下, 压缩载荷等于弹簧的回弹载荷), 进而得到压缩率-回弹载荷曲线, 同时获得斜圈弹簧内应力分布。为消除有限圈数弹簧压缩时翘尾效应的影响, 在模型中簧丝的两个端面设置线性周期耦合对称, 这样可以相当于无限长弹簧。为考虑并圈对弹簧性能的影响, 选择了两个线圈, 线圈之间设置摩擦约束, 摩擦系数为 0.1。

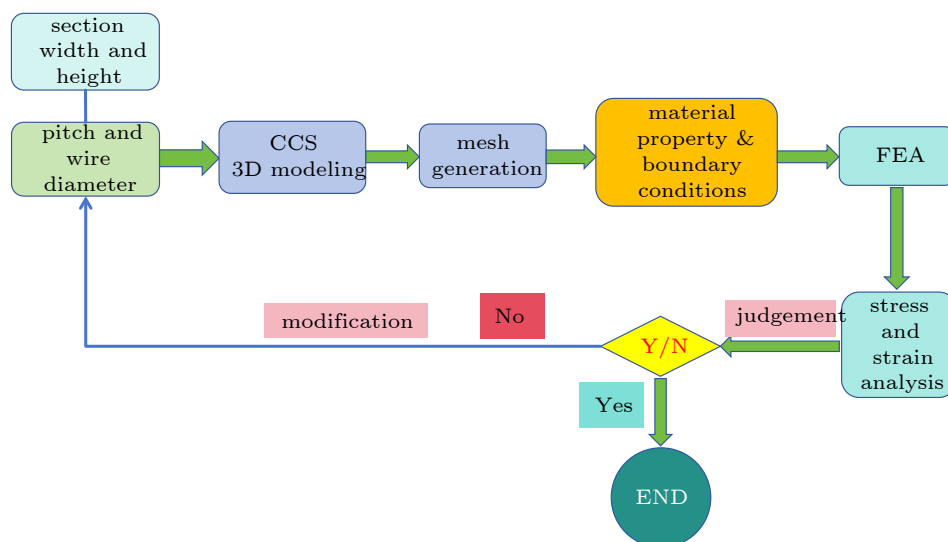
2.3 网格划分

图 4 为斜圈弹簧的有限元模型网格划分结果。为提高计算准确性, 对斜圈弹簧、上下平板均采



(a) 斜圈弹簧研发测试整体流程

(a) Overall process of design and test for canted coil springs



(b) 斜圈弹簧有限元仿真计算流程

(b) Finite element analysis process of canted coil spring

图 2 斜圈弹簧研发与仿真计算流程图

Fig. 2 Diagram of canted coil spring (CCS) development and simulation flow

- deformation
- frictionless support
- periodic symmetry

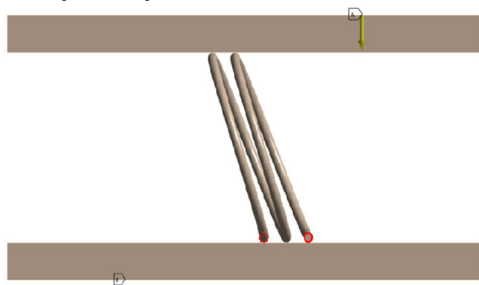


图 3 斜圈弹簧有限元模型及约束条件

Fig. 3 Finite element model and constraint conditions of canted coil spring

用 SOLID186 结构化网格, 对上下平板设置较大的网格尺寸, 典型网格尺度为 2 mm; 斜圈弹簧的网格较小, 典型网格尺度为 0.1 mm, 不同尺寸斜圈弹簧计算模型的单元总数约 10~30 万。

以宽度 $1.2L_0$, 高度 $1.1L_0$, 丝径 $0.8d_0$ 、节距 $2p_0$ 弹簧为例, 进行网格无关性测试。将模型分别为划分 46192, 91000 和 231084 个网格。

图 5 显示了不同网格下弹簧在压缩过程中的回弹

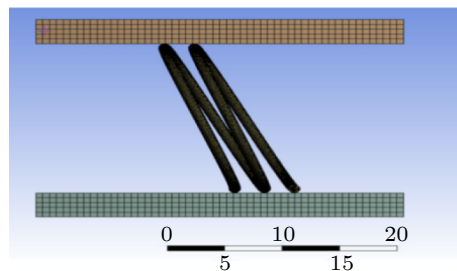


图 4 斜圈弹簧有限元模型与网格划分 (单位: mm)

Fig. 4 Finite element model and meshes of canted coil spring (unit: mm)

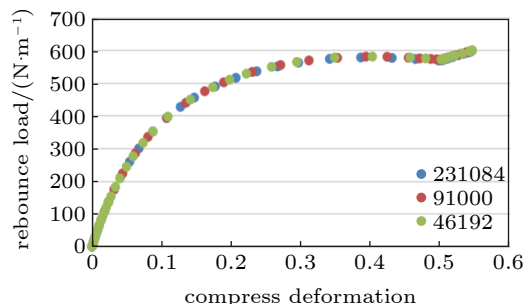


图 5 不同数量网格下斜圈弹簧回弹载荷随位移变化曲线图

Fig. 5 Graph of rebound load vs different mesh quantities of canted coil spring

载荷模拟结果。可以看出,在网格数量超过 46192 之后,回弹载荷的模拟值已经没有变化,可以认为已满足网格无关性的要求。综合考虑收敛性和对结果反应的精细程度,采用了居中的网格数量。

2.4 载荷与边界条件

边界条件设置如下:上压板采用位移约束(Z 向位移为 0),沿负 Y 向(图 3 中箭头方向)压缩弹簧,沿 X 和 Z 方向允许弹簧自由变形;下板下表面为无摩擦约束,斜圈弹簧与上下板之间为摩擦接触,摩擦系数取为 0.1。以上边界条件设置与斜圈弹簧力学性能测试方法保持一致。

2.5 计算结果分析

2.5.1 加载过程中弹簧回弹载荷与应力的演变

如图 6 所示,某规格斜圈弹簧在压缩量 0~15% 范围内,随着压缩量的增加,回弹载荷逐渐上升;在压缩量 15%~40% 范围内,随着压缩量的增加,回弹载荷基本保持不变;压缩量 40%~46% 范围内,随着压缩量的增加,回弹载荷继续增大,且载荷增速有所加快;在压缩量 46% 以上时,随着压缩量的增加,回弹载荷迅速增大,原因是此时弹簧发生并圈现象,刚性急剧增大。

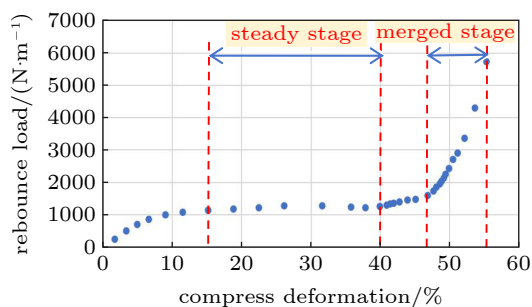


图 6 斜圈弹簧回弹载荷随压缩变形量变化曲线图

Fig. 6 Graph of canted coil spring rebound load vs compress deformation

如图 7 所示,弹簧截面椭圆长轴附近的内/外侧为应力最大点,内圈和外圈的应力值变化趋势相同,且内圈应力值比外圈应力值稍大。对比图 6 和图 7 可知,最大应力值与回弹载荷的变化趋势相似,在平稳段应力值增长放缓,弹簧并圈后应力值迅速增大。

对不同规格尺寸的高温合金斜圈弹簧进行仿真计算,均存在类似的变化规律,但不同弹簧的

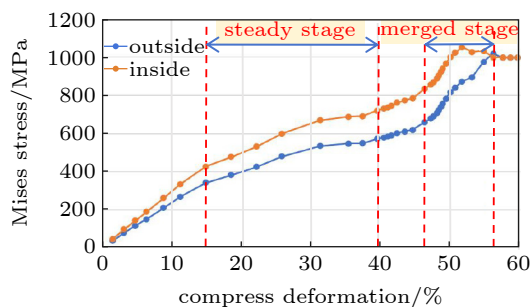


图 7 弹簧丝径内/外侧最大应力随位移变化曲线

Fig. 7 Maximum stress at inner and outer sides of spring wire with different deformations

压缩量平稳段范围、最大压缩量、相同压缩量下的回弹载荷、最大等效应力值均有差异。

2.5.2 弹簧最大应力分析

由图 8 可见,在弹簧截面椭圆长轴顶点附近等效应力明显较高,弹簧大部分区域应力值较低。其中, L_0 、 d_0 和 p_0 是结合弹簧实际规格,人为选定的长度尺寸。

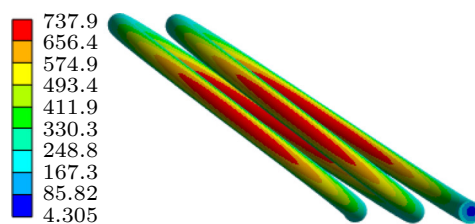
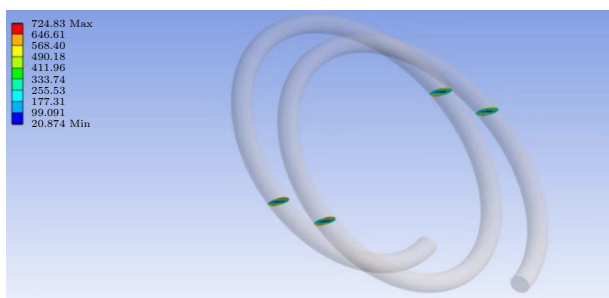


图 8 斜圈弹簧等效应力分布图(宽度 $1.2L_0$, 高度 $1.1L_0$, 丝径 $0.8d_0$, 节距 $2p_0$)

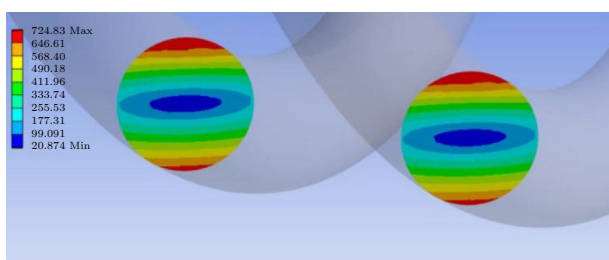
Fig. 8 Mises stress distribution graph of canted coil spring ($W=1.2L_0$, $H=1.1L_0$, $d=0.8d_0$, $p=2p_0$)

图 9 给出在弹簧椭圆长轴所在水平面内丝径横截面的应力分布情况,显然丝径截面的应力分布不均匀,由外向内逐渐减小,表面应力最大,丝径中心部位应力最小。不难发现,弹簧的最大等效应力已超出材料屈服强度,但最大应力仅位于内外侧壁面附近,影响面积占丝径截面的比例很小,且丝径截面中心应力值远低于材料屈服极限。

由上述计算结果可知,斜圈弹簧局部最大应力超出材料屈服极限,有可能会使弹簧出现局部塑性变形;斜圈弹簧出现并圈后,通常会发生塑性变形,从而影响弹簧的回弹性能和使用寿命。因此,斜圈弹簧的工作行程通常控制在压缩量 40% 以下。



(a) 长轴水平面内弹簧应力分布示意图
(a) Average stress diagram in level surface with spring major axis



(b) 弹簧长轴水平面应力分布局部放大图
(b) Local stress diagram in level surface with spring major axis

图 9 斜圈弹簧长轴水平截面内丝径应力分布云图

Fig. 9 Mises stress of wire in horizontal plane of canted coil spring

需要结合斜圈弹簧力学性能测试结果，对其压缩-回弹性能进行分析总结，并建立明确的设计准则。

3 斜圈弹簧力学性能测试研究

3.1 力学性能高精度测试装置（室温/高温）

如图 10 所示，采用电子万能试验机测试斜圈弹簧的室温/高温压缩-回弹性能，获得弹簧的行程和回弹载荷（匀速加载条件下，回弹载荷等于试验装置加载载荷）。

直线型斜圈弹簧的行程定义如下：在外界压力载荷作用下，沿弹簧横截面高度方向，弹簧在弹性变形范围内的最大变形量。显然，不同规格尺寸弹簧的行程有所不同。对于同种材料、相同工艺制成的相同尺寸斜圈弹簧，最大行程对应的压缩率较为接近。在压缩过程中，斜圈弹簧发生较大变形，并与加载压头之间产生明显的滑动摩擦，摩擦载荷严重影响测量结果的准确性。

为尽量消除摩擦载荷的不利影响，在斜圈弹簧与测试装置下压头之间增加不锈钢板，并将不

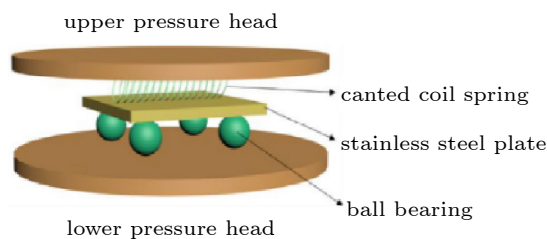
锈钢板放置于滚珠上，允许不锈钢板横向自由移动（如图 11 所示），以此将滑动摩擦转化为滚珠与不锈钢板之间的滚动摩擦，从而极大减小滑动摩擦对测试结果的不利影响。

测试试验分为室温测试和高温测试。室温测

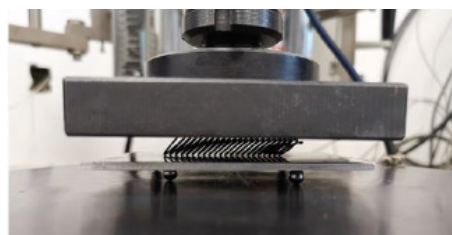


图 10 电子万能试验机测试装置

Fig. 10 Electronic universal mechanics testing machine



(a) 测试工装原理图
(a) Schematic diagram of test facilities



(b) 测试工装实物图
(b) Photo of test facilities

图 11 斜圈弹簧性能测试工装示意图

Fig. 11 Schematic diagram of test facilities for canted coil springs

试时,测试工装采用金属钢珠、不锈钢压板,测试装置完全位于室温大气环境中;高温测试时,测试工装改用陶瓷滚珠、陶瓷压板,整个测试工装均位于马弗炉中,被测试弹簧处于试验要求的温度。

3.2 力学性能测试方法与流程

室温测试流程如下: (1) 测试斜圈弹簧样品初始自由高度, 记为 h_1 ; (2) 将斜圈弹簧置于测试装置压头中心位置, 以固定加载速率压缩斜圈弹簧, 达到最大行程后, 以同样的速率卸载至位移为 0 的位置; (3) 测量试验后斜圈弹簧的自由高度, 记为 h_2 。

高温测试流程如下: (1) 同室温流程 (1); (2) 将万能力学试验机配套的高温炉升温至 950°C , 将斜圈弹簧置于高温压头中心位置, 在 950°C 下保温一定时间, 以固定加载速率压缩斜圈弹簧, 达到最大行程后, 以同样的速率卸载至位移为 0 的位置, 随后取出弹簧空气冷却; (3) 同室温流程 (3)。

3.3 测试数据处理方法

按上述流程进行循环加载-卸载, 将试验前后斜圈弹簧自由高度的差值定义为永久变形量。斜圈弹簧回弹率按下式计算

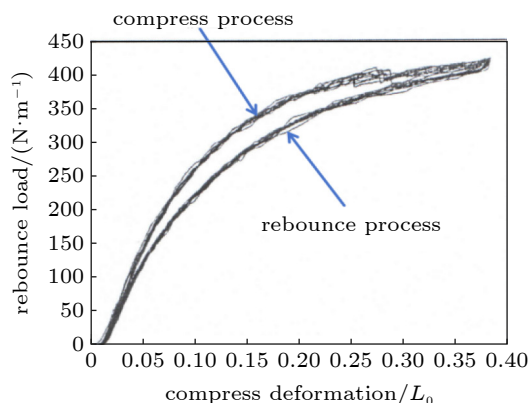
$$r = \frac{\Delta l - (h_1 - h_2)}{\Delta l} \times 100\%$$

式中, r 为斜圈弹簧的回弹率; Δl 为斜圈弹簧的压缩量; h_1 和 h_2 分别为测试前/后斜圈弹簧的自由高度。

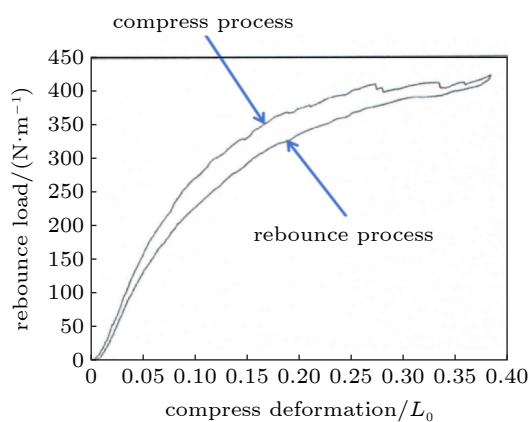
3.4 测试结果分析

图 12 给出了宽度 $1.2L_0$ 、高度 $1.1L_0$ 的高温合金斜圈弹簧室温下典型压缩-回弹曲线 (行程为弹簧初始高度的 35%), 可见室温下斜圈弹簧载荷曲线重复性良好, 因此压缩-回弹性能非常优异。对比图 12(a) 和图 12(b) 不难发现, 在相同的压缩量下, 在起始段和结尾段, 载荷-位移曲线重合, 回弹载荷相同; 而大部分载荷-位移曲线存在“迟滞环”, 压缩过程的载荷均大于回弹过程的载荷, 即压缩和回弹过程中弹簧载荷不完全相同, 两者的差值表明了斜圈弹簧回弹过程存在迟滞效应。

图 13 给出了宽度 $1.2L_0$ 、高度 $1.1L_0$ 的高温



(a) 重复测试实验曲线
(a) Repeat tests curves



(b) 单次测试实验曲线
(b) Single test curve

图 12 斜圈弹簧回弹载荷/压缩变形曲线 (室温)

Fig. 12 Compression vs resilience force graph for special canted coil spring (room temperature)

合金斜圈弹簧在 950°C 下典型的载荷-位移曲线 (行程为弹簧初始高度的 35%)。由图可见, 在高温测试条件下, 斜圈弹簧的载荷-位移曲线重复性有所下降, 原因是斜圈弹簧出现了少量永久变形。

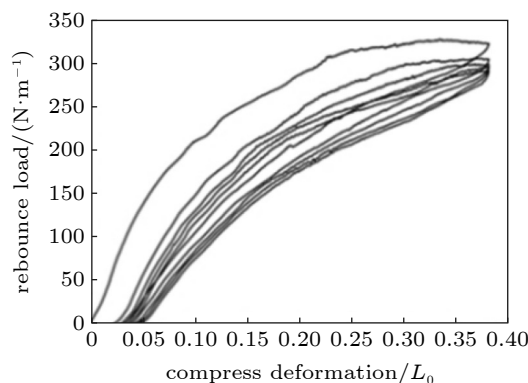


图 13 斜圈弹簧回弹载荷/压缩变形曲线 (950°C)

Fig. 13 Compression vs resilience force graph for special canted coil spring at 950°C

采用相同的测试方法，对多种规格的高温合金斜圈弹簧进行了室温/高温力学性能测试，测试结果如表 2 所示。由表 2 可见，3 种规格的高温合金斜圈弹簧室温回弹率接近 100%，高温回弹率均在 86% 以上。

表 2 3 种规格斜圈弹簧的性能测试结果
Table 2 Test results of three different specifications

Spring No	1#	2#	3#
spring dimensions	width $1.6L_0$, height $1.5L_0$	width $2L_0$, height $1.85L_0$	width $1.2L_0$, height $1.1L_0$
rebound ratio at room temperature	99.8% (compression $0.5L_0$)	99.6% (compression $0.5L_0$)	99.8% (compression 35%)
rebound ratio at high temperature	86%	92.4%	93.9%

4 斜圈弹簧设计优化

4.1 有限元仿真方法的准确性验证

为验证计算模型的准确性，对 4 种不同结构参数斜圈弹簧的最大载荷模拟值与试验值进行比较（图 14），表 3 给出了弹簧的结构参数及最大载荷值。由图 14 和表 3 可见，对较大尺寸弹簧，最大载荷的模拟值与试验值符合性良好，两者偏差不超过 1%；而对较小尺寸弹簧，两者偏差不超过 20%，由此可初步验证有限元仿真计算方法的准确性。

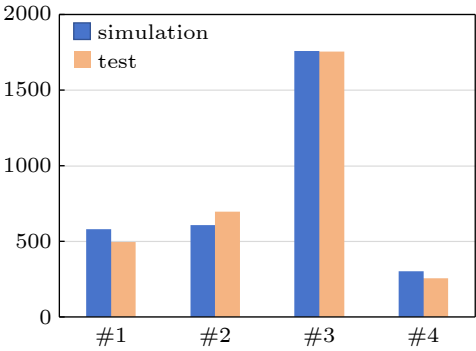


图 14 斜圈弹簧载荷计算值与试验值的比较
Fig. 14 Comparison between calculation and experiment results for canted coil spring

表 3 4 种规格斜圈弹簧最大载荷值比较
Table 3 max canted coil springs with different parameters

No	Equivalent width (W_C/L_0)	Equivalent height (H_C/L_0)	Equivalent wire diameter(D_W/d_0)	Equivalent pitch (p_C/p_0)	Test temperature /℃
1	1.2	1.1	0.8	2	20
2	1.6	1.5	1	2.5	20
3	2	1.85	1.5	3.5	20
4	2	1.85	1.2	3	950

No	Yield tensile strength $R_{p0.2}/\text{MPa}$	Max load calculation result $\sigma_{\max}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	Max load test result $q'_{\max}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	Calculation result vs. test result deviation/%
1	699	581	498	16.7
2	699	609	699	-12.9
3	699	1759	1754	0.3
4	236	304	256	18.8

4.2 斜圈弹簧设计优化准则

由图 8 可知，斜圈弹簧沿横截面长轴端部附近丝材应力较大，局部最大应力值超出材料屈服强度，存在局部塑性应变的风险。与此同时，局部最大应力的影响区域很小，大部分区域的应力

值远低于屈服强度。因此，将最大应力值超出材料屈服强度作为弹簧产生塑性变形的判据，可能导致误判；有必要建立合理的设计准则，使得斜圈弹簧的等效应力既不至于大到出现塑性变形，也不至于过低而过于保守。

根据上文研究，在加载压缩过程中，斜圈弹簧应力集中区域的最大应力大于某临界值后，弹簧可能出现塑性变形。由此可知，影响斜圈弹簧高温回弹性能的两大重要因素为：丝材的高温强度、应力集中部位的最大应力。

首先，通过改进丝材组分、优化丝材制备工艺，可以有效提高斜圈弹簧丝材的高温强度；其次，依据材料的高温强度确定不同温度下的许用应力，并将弹簧应力集中处的最大应力控制在许用应力范围内；最后，在弹簧制备过程中，通过优化热处理工艺，严格控制工艺参数，可以使得弹簧丝材组分更均匀，并有效消除弹簧自身的残余应力。通过上述途径，可以有效保证斜圈弹簧的高温回弹性能。

参照现有静载、压缩、扭转弹簧的相关标准（GB/T23935—2009 圆柱螺旋弹簧设计计算标准），结合斜圈弹簧的工况和材料特点，弹簧的许用应力可按照静载荷、弹簧用不锈钢、扭转弹簧和弯曲应力等因素，最终确定为 $0.68R_m$ （ R_m 为材料抗拉强度）。此外，考虑到高温合金的屈服强度与抗拉强度之比随着温度升高而变化明显，为保证斜圈弹簧在弹性范围内服役，许用应力的基准由抗拉强度 R_m 调整为屈服强度 $R_{p0.2}$ 。另外，斜圈弹簧的受力状态与扭转弹簧存在一定差异，

除了存在弯曲应力外，还存在一定的切应力和拉应力，因此将许用应力整体下调为 $0.5R_{p0.2}$ 。本文采取的镍基高温合金材料屈服强度为 699 MPa，因此对应的高温合金斜圈弹簧许用应力确定为 350 MPa，该许用应力值可保证斜圈弹簧满足高温回弹要求。

为便于快速计算，本文采用截面平均等效应力代替最大等效应力，作为判断弹簧是否发生塑性变形的指标：即当平均等效应力低于许用应力时，斜圈弹簧处于完全弹性状态，不会出现塑性变形；当平均等效应力大于许用应力时，斜圈弹簧很可能会出现塑性变形。

4.3 弹簧尺寸精度控制要求

通过优化弹簧尺寸参数（宽度、高度、节距、丝径等），可以分析总结出不同参数对弹簧回弹载荷及最大应力处截面平均应力的影响规律，进而总结出不同参数的精度控制要求。

在截面宽度和高度尺寸固定的条件下，主要对弹簧丝径和节距进行优化。弹簧设计要求如下：回弹载荷范围 400~600 N/m，弹簧行程（ $0.5L_0$ ）对应的压缩率约为 35%，弹簧截面平均应力不超过材料屈服强度的 50%。

表 4 是截面宽度 $2L_0$ ，高度 $1.85L_0$ 的斜圈弹

表 4 不同参数斜圈弹簧在压缩量 $0.5L_0$ 时的载荷、应力和应变
Table 4 Computational results with different spring parameters (compression amount $0.5L_0$)

No.	Wire diameter D_w/d_0	Pitch p_c/p_0	Average load (compression rate 30%~40%) $q/(N \cdot m^{-1})$	Maximun stress σ_{max}/MPa	Section average stress σ/MPa	Section average stress vs. avenge load
1	1.1	2.8	391	527	182	0.47
2	1.1	3	420	566	196	0.47
3	1.1	3.2	445	606	210	0.47
4	1.1	3.5	488	667	224	0.46
5	1.12	2.5	379	479	168	0.44
6	1.12	2.8	423	539	189	0.45
7	1.12	3	452	579	196	0.43
8	1.12	3.2	480	617	210	0.44
9	1.12	3.5	524	678	231	0.44
10	1.15	2.8	472	556	189	0.40
11	1.15	3	502	598	203	0.40
12	1.2	3	595	629	244	0.36
13	1.2	3.2	650	675	267	0.36
14	1.25	3.2	770	708	238	0.31

簧在压缩量 $0.5L_0$ 时的回弹载荷、应力及应变值的仿真结果。

由表 4 可知, 当丝径在 $1.25d_0$ 以下时, 弹簧最大应力小于屈服强度, 截面平均应变在 0.2% 以内, 满足弹性变形要求。最大应力处截面平均应力都在 300 MPa 以内, 低于许用应力, 满足设计要求。

在弹簧应力满足许用应力条件下, 应力/载荷的比值是主要优化目标。由表 4 和图 15 可见, 应力/载荷比值主要受丝径影响, 与节距关系不大。其原因是其他结构参数不变的情况下, 节距越大, 弹簧的刚度越小, 达到载荷不变阶段时的变形会更大, 从而造成截面上的应力变大, 由于材料仍然处于弹性阶段, 所以变形和应力成线性关系。

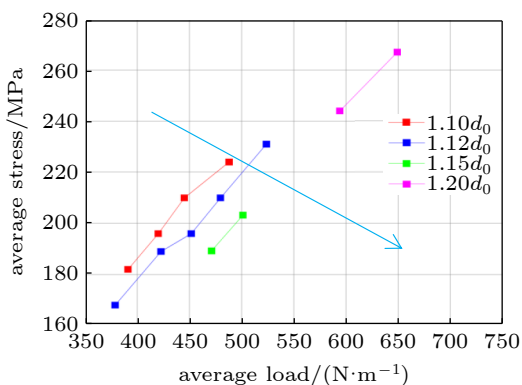


图 15 不同丝径、不同节距下平均应力与平均载荷的关系

Fig. 15 Average stress vs average load graph at various wire diameters and pitches

图 16 是应力/载荷比值与丝径的关系, 随着丝径增大, 应力/载荷比值快速降低。理想的斜圈弹簧应是载荷大、应力小, 即应力/载荷比值的优化方向是图 15 中箭头所示方向。由图 16 可

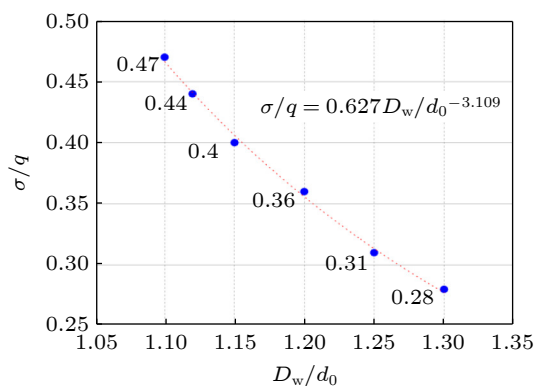


图 16 弹簧丝径对应力/载荷比值的影响

Fig. 16 Ratio of stress to load with various wire diameters

见, 载荷在 400~600 N/m 范围内, 在满足弹簧压缩行程的前提下, 丝径 $1.1d_0 \sim 1.3d_0$ 范围内, 增大丝径可获得更低的应力/载荷比值。虽然更大的丝径可以得到更低的应力/载荷比值, 但弹簧回弹载荷增加太快, 应力绝对值更高, 不利于斜圈弹簧动密封结构的使用寿命。

综合载荷、行程和应力等参数, 对截面宽度 $2L_0$, 高度 $1.85L_0$ 的弹簧, 优化后弹簧结构参数为: 丝径 $1.2d_0$, 节距 $3.2p_0$ 。

图 17 为丝径 $1.12d_0$ 时, 弹簧应力、载荷与节距的关系。由图 17 可见, 弹簧应力和载荷均随节距变大呈线性增加, 当节距精度控制在 $\pm 0.1p_0$ 内, 对应的载荷波动范围在 ± 15 N/m 内。需要指出, 图 16 和图 17 中的关系式均为拟合公式。

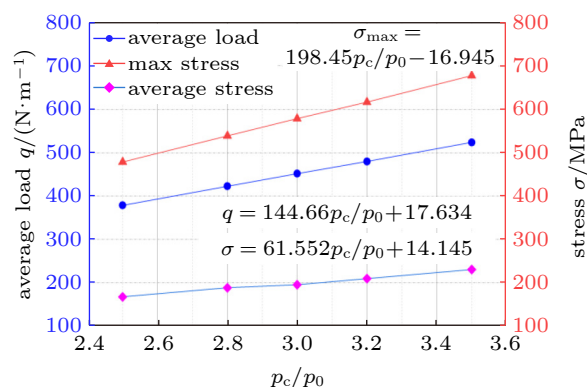


图 17 弹簧节距对应力及载荷的影响 ($D_w=1.12d_0$)

Fig. 17 Stress and load graph with various pitches ($D_w=1.12d_0$)

图 18 是节距 $3.2p_0$ 时不同丝径对弹簧载荷和应力的影响。可见, 载荷与丝径的 4 次方成正比, 应力与丝径呈线性关系, 表明丝径对载荷具有显

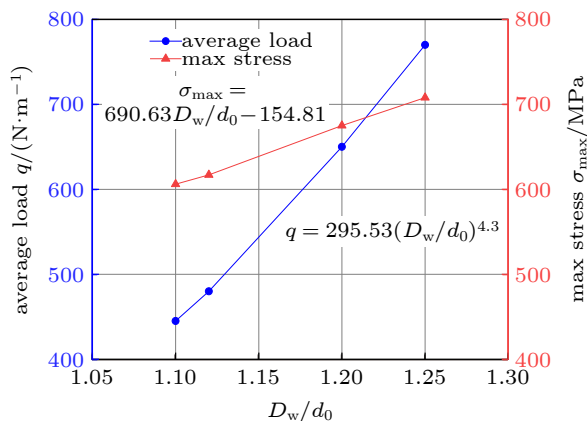


图 18 弹簧丝径对应力及载荷的影响 ($p_c=3.2p_0$)

Fig. 18 Stress and load graph with various wire diameters ($p_c=3.2p_0$)

著影响。在丝径 $1.2d_0$ 条件下, 当丝径尺寸精度控制在 $\pm 0.01d_0$ 范围内, 对应的载荷波动范围在 $\pm 20\text{ N/m}$ 。

结合当前弹簧制备水平, 斜圈弹簧的丝径尺寸精度应控制在 $\pm 0.01d_0$ 范围内, 节距尺寸精度控制在 $\pm 0.1p_0$ 范围内, 弹簧载荷的波动范围小于 $\pm 20\text{ N/m}$, 小于总载荷的 5%。

5 结论与展望

本文提出了直线型斜圈弹簧数学模型, 通过有限元分析方法获得了弹簧压缩-回弹特性; 采用高精度测试平台和方法, 准确测试了斜圈弹簧的压缩-回弹力学性能, 弹簧性能达到设计指标要求; 提出了斜圈弹簧设计优化准则和方法, 明确了关键尺寸控制精度要求, 对 3 种尺寸的斜圈弹簧进行了优化设计。研究结论如下:

(1) 高温合金斜圈弹簧优化设计准则: 最大应力所在截面平均等效应力不高于材料屈服强度的 50%;

(2) 斜圈弹簧丝径尺寸精度应控制在 $\pm 0.01d_0$ 范围内, 节距尺寸精度控制在 $\pm 0.1p_0$ 范围内, 弹簧载荷波动范围小于总载荷的 5%;

(3) 室温测试条件下, 高温合金斜圈弹簧回弹载荷满足设计要求, 且回弹率在 99.6% 以上;

(4) 950℃ 测试条件下, 高温合金斜圈弹簧回弹载荷明显下降, 回弹率为 86%~93.9%。

综上, 本文研究的高温合金斜圈弹簧有望用于宽域组合发动机的高温动密封结构部件。与此同时, 对较小尺寸斜圈弹簧, 有限元计算结果与试验结果偏差相对较大, 后续需深入研究以进一步提高准确度。

参考文献

1 Dunlap PH, Steinetz BM, De Mange JJ. High temperature

propulsion system structural seals for future space launch vehicles. NASA/TM—2004-212907, 2004

2 Dunlap PH, Steinetz BM, DeMange JJ, et al. Toward an improved hypersonic engine seal. 39th AIAA/ASME/SAE/AS-EE Joint Propulsion Conference, Huntsville, Alabama, 2003

3 彭祖军. 动密封结构设计与分析. [硕士论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011

Peng Zujun. Structure design and analysis of high temperature dynamic seal. [Master Thesis]. Haerbin: Haerbin Institute of Technology, 2011 (in Chinese)

4 张旭龙. 斜圈弹簧在机械密封中的应用研究. [硕士论文]. 西安: 长安大学, 2013

Zhang Xulong. Applied research on the mMechanical seal of canted spring. [Master Thesis]. Xi'an: Chang'an University, 2013 (in Chinese)

5 王建平, 李健, 赵腾等. 斜圈弹簧刚度测量方法研究及实验分析. 机械科学与技术, 2015, 34(10): 1584-1588

Wang Jianping, Li Jian, Zhao Teng, et al. Study on stiffness measuring method and experimental analysis for canted coil spring. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2015, 34(10): 1584-1588 (in Chinese)

6 王建平, 李健, 黄维等. 斜圈弹簧力学性能的有限元分析. 力学与实践, 2015, 37(3): 332-337

Wang Jianping, Li Jian, Huang Wei, et al. Analysis of mechanical performance of canted coil spring by ANSYS. *Mechanics in Engineering*, 2015, 37(3): 332-337 (in Chinese)

7 王建平, 王东, 马世豪等. 基于 LabVIEW 的斜圈弹簧测试系统设计与研究. 测控技术, 2019, 38(2): 36-41

Wang Jianping, Wang Dong, Ma Shihao, et al. Design and research of canted coil spring test system based on LabVIEW. *Measurement & Control Technology*, 2019, 38(2): 36-41 (in Chinese)

8 王建平, 郭孟飞, 梁晓等. 斜圈弹簧应力松弛研究及寿命预测. 机械科学与技术, 2020, 39(5): 795-803

Wang Jianping, Guo Mengfei, Liang Xiao, et al. Study on stress relaxation and life prediction of canted coil spring. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2020, 39(5): 795-803 (in Chinese)

9 余煜玺, 张伟彬, 孙轶等. 动密封用 Ni 基合金斜圈弹簧的变形行为及回弹力模拟. 航空学报, 2022, 43(7): 425

Yu Yuxi, Zhang Weibin, Sun Yi, et al. Simulation analysis of deformation behavior and resilience of Ni-based alloy canted coil spring for dynamic seal. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2022, 43(7): 425 (in Chinese)

(责任编辑: 王永会)