

航空发动机中“W”形金属密封环的设计方法

申秀丽^{1,2}, 翟宇^{1,2}

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 针对密封性和强度,对“W”形金属密封环的压缩率选取范围进行研究。在压缩率确定的基础上,优化“W”形金属密封环所在处机匣的轴向间隙,探究“W”形金属密封环关键结构参数对强度的影响,基于灵敏度分析对“W”形金属密封环的结构参数进一步优化;研究“W”形金属密封环屈曲及轴向刚度间的关系,并采用刚度实验校核模拟结果,为评估屈曲临界载荷提供支持。结果表明:在该典型工况下,“W”形金属密封环的压缩率合理范围为3.2%~6.08%;壁厚对最大等效应力影响最大,最终优化结果为壁厚增大5.0%,波峰、波谷半径增大9.0%,接触半径增大7.7%,圆环外径减小5.8%,最大等效应力减小5.7%;屈曲“W”形金属密封环载荷与轴向刚度线性相关。

关 键 词: “W”形金属密封环;强度;结构优化设计;灵敏度;轴向刚度

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Design method of metallic W-ring in aero-engine

SHEN Xiuli^{1,2}, ZHAI Yu^{1,2}

- (1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Targetting the sealing property and strength, a research on the compression ratio of metallic W-ring was carried out. Based on the determined compression rate, the axial clearance of the casing was optimized, the influence of key structural parameters of the metallic W-ring on the strength was studied. After the sensitivity analysis, the structural parameters of the metallic W-ring were further optimized. The relationship between the buckling and the axial stiffness of the metallic W-ring was researched, and stiffness experiment was used to verify the simulation results, and support the evaluation of the critical buckling loads. The results showed that under the typical operating condition, the reasonable compression ratio range of the metallic W-ring was 3.2%—6.08%. The thickness had the greatest effect on the maximum equivalent stress. The final optimization results were as follows: the thickness increased by 5.0%, the radius of wave peak and wave trough increased by 9.0%, the contact radius increased by 7.7%, the outer diameter of the ring reduced by 5.8%, the maximum equivalent stress reduced by 5.7%; buckling load was linearly related to axial stiffness.

收稿日期: 2017-06-20

作者简介: 申秀丽(1967—),女,研究员,硕士,主要从事航空发动机结构强度研究。

通讯作者: 翟宇(1992—),女,硕士生,主要从事航空发动机涡轮结构强度研究。

引用格式: 申秀丽,翟宇.航空发动机中“W”形金属密封环的设计方法[J].航空动力学报,2018,33(10):2305-2314. SHEN Xiuli, ZHAI Yu. Design method of metallic W-ring in aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10): 2305-2314.

Key words: metallic W-ring; strength; structure optimization design; sensitivity; axial stiffness

高压涡轮机匣是航空发动机的静子构件,主要承受热载荷、机械载荷、压力载荷以及振动载荷等^[1]。随着航空发动机涡轮前温度的提高,涡轮主流道的温度越来越高,高压涡轮机匣需要多层机匣结构,并通过低温和具有一定压力的冷却气流实现对机匣构件的冷却和对高压涡轮叶尖间隙的控制,同时实现机匣组件各零件的热变形协调^[2]。高压压气机出口不经过燃烧室燃烧的气流通常称为二股气流,作为高压涡轮机匣组件的主冷却气流;压气机中间级引气作为低压涡轮机匣的冷却气流。而高压涡轮机匣内壁有主流道气流,外壁有外涵气流。因此,高压涡轮机匣组件处在3~4股不同压力和温度的气流包围之中。由于高压涡轮机匣环境温度高且不均匀,为减少热应力,其尽可能设计为“悬臂”结构,这样,在多层机匣之间承担密封性能,同时协调轴向变形的“弹性”密封件便成为高压涡轮机匣结构设计的关键技术之一。

在CFM56-2发动机的高压涡轮机匣中,主通道气流与二股气流间设置了密封环,以防止主通道中的高温气体与二股气流掺混,降低其对涡轮外环的冷却效果^[3]。同样,在EJ200发动机的高压涡轮机匣中,二股气流与主通道气流和压气机引气间也使用了封严片密封^[3],以防止气流间的掺混。

在传统封严中,主要采用外隔板、弹性片和密封环等结构。所谓外隔板,是指设立在两股气流之间的一端固定的挡板。而弹性片是一种特殊的轴向自紧式金属密封件,通常与封严片配合使用,依靠自身的弹性变形使封严片与顶块之间完全贴合来达到密封效果^[4]。虽然,这两种密封结构可以实现一定程度上的气流封严,但仍存在不足。对于外隔板而言,其与机匣之间的间隙难以控制;而弹性片则回弹性差,易产生塑性变形,不足以阻止气流的双向流动。弹性密封环成为重要结构。在实现气流密封的弹性密封环中,按截面几何形状可分为“O”形、“C”形、“Ω”形、和“E”形等^[5-7]。虽然这几种密封环在我国工业密封上发挥了重要作用,但都具有一定的局限性。“O”形环不能承受过大的压缩比,且由于“追随性”较差,在设备振动时,会导致气体泄漏;“C”形环易发生塑性变形,在反复使用或振动过程中易发生疲劳破坏^[8];

“Ω”形环的两个半环是焊接而成的,振动时易使焊缝处分裂;“E”形环虽然能够适应振动的工作环境,但具有回弹性低的缺点^[9]。“W”形金属密封环作为一种新型改进形式,具有密封性好、回弹能力强、结构紧凑、体积小等特点,可以很好地弥补传统密封件的不足。因此,其在英、美等国家的先进航空发动机中已经得到了广泛的应用。

“W”形金属密封环是一种自紧式弹性金属密封件,通过安装时的压紧力使密封面相接触实现初始密封,并依靠其回弹性对工作中密封面间隙的改变进行补偿,避免泄漏通道的产生。其主要性能参数包括轴向刚度、强度、压缩率、泄漏率等。

“W”形金属密封环的密封性与其轴向刚度、强度等性能密切相关,而泄漏率则可以直观地体现密封性能的好坏。

对于泄漏率的研究,Sarawate等^[10]对燃气涡轮中的3种不同尺寸的“W”形金属密封环进行泄漏率的测量实验,实验表明密封面偏移对有效间隙具有重要的影响,在实验中偏移量达到最大设定值时,有效泄漏间隙可高达不发生偏移时的4.5~6倍。对于泄漏率的数值计算方法研究,相关文献较少。

强度是保证密封环不发生事故性泄漏的基础,而刚度则是衡量密封环所在处间隙发生改变时补偿能力好坏的指标,两者对密封性具有重要的影响。在“W”形金属密封环的强度研究方面,龚雪婷等^[11]利用ANSYS软件对“W”形金属密封环建立有限元模型,分析了等效应力的分布情况,并以接触应力作为评判封严环密封性的标准,认为增大壁厚可以提高密封性能。由于接触应力的非线性特征,网格数量对接触应力的影响很大,其数值计算精度受到限制。在刚度方面,索双富等^[12]利用ANSYS软件研究了环境参数、操作参数及结构参数对“W”形金属密封环刚度的影响,有待实验验证。在“W”形金属密封环的结构优化设计方面,丁相玉^[13]以减小最大等效应力为目标,对“W”形金属密封环进行了环外臂张开角等结构参数的优化,但在探究结构参数对性能的影响时,未考虑参数改变对多种性能的综合影响。此外,目前国内所研究的“W”形金属密封环外径尺寸较小,圆环外径多为300 mm左右,对于大尺寸的“W”形金属密封环有待进一步研究。

针对以上问题,本文以大尺寸“W”形金属密封环的压缩率选取为切入点,对“W”形金属密封环的结构进行优化设计,探究了“W”形金属密封环屈曲及刚度间的关系,并采用刚度实验对模拟结果进行校核。为航空发动机涡轮机匣中“W”形金属密封环的设计提供参考。

1 “W”形金属密封环工况及结构

1.1 “W”形金属密封环工况

“W”形金属密封环通常在高压涡轮机匣内作为两股不同压力气流的密封件,机匣环境如图 1 所示。

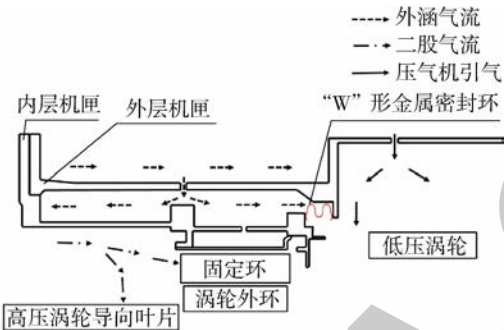


图 1 机匣环境示意图
Fig. 1 Sketch of casing environment

在图 1 中,外涵气流对外层机匣进行了“包围”,以降低外层机匣的工作温度,延长结构件寿命和控制变形。由于低压涡轮区域是引自压气机中间级气流,其压力高于外涵气流。同时,该区域还包含通过密封件泄漏的高温流道气流。“W”形金属密封环位于内、外层机匣之间,起到防止压气机引气与外涵气流掺混的作用,同时实现了内外层机匣之间的轴向变形协调。

对整个机匣的流场、温度场进行计算分析,得到其工作环境中所受气动载荷及热载荷的情况如图 2 所示。“W”形金属密封环内侧受到压气机引气产生的压强,大小为 1 MPa,外侧受到外涵气流产生的压强,大小为 0.5 MPa,“W”形金属密封环温度 $T=680\text{ K}$ 。其两侧受到来自内、外层机匣的轴向压力。

“W”形金属密封环两侧轴向压力的大小与其安装处的轴向间隙紧密相关,该间隙会随工作状态的变化而改变。因此对“W”形金属密封环的研究,至少应考虑安装状态和设计点工作状态两种工况。

其设计点环境温度接近 680 K,因此,为同时

满足强度和变形的要求,“W”形金属密封环的材料选用高温合金。

1.2 “W”形金属密封环结构

“W”形金属密封环是一个截面为“W”形的回转体,其结构如图 3 所示,关键尺寸根据结构及经验给出,如表 1 所示。

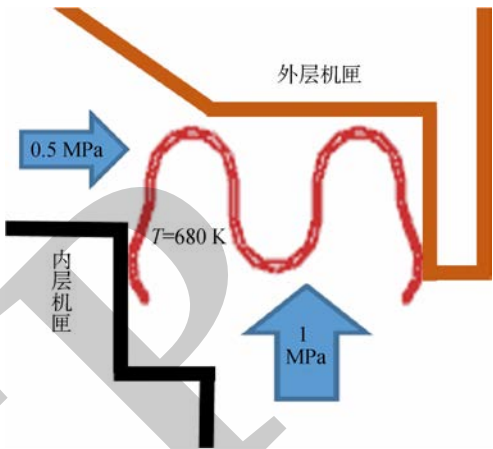


图 2 “W”形金属密封环工作环境
Fig. 2 Working conditions of metallic W-ring

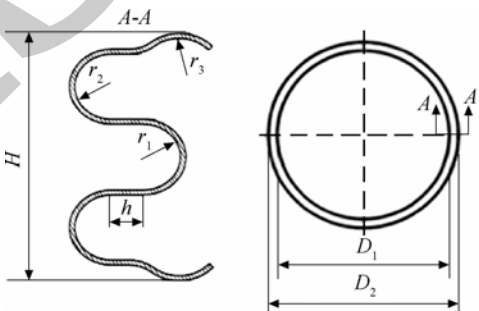


图 3 “W”形金属密封环结构示意图
Fig. 3 Structural diagram of metallic W-ring

表 1 “W”形金属密封环关键尺寸
Table 1 Key dimensions of metallic W-ring

关键参数	数值
圆环外径 D_2 /mm	827~832
环高 H /mm	11~13
壁厚 t /mm	0.2~0.3
波峰半径 r_1 /mm	≤ 2
波谷半径 r_2 /mm	≤ 2
接触半径 r_3 /mm	≤ 2
波高 h /mm	≤ 2

2 “W”形金属密封环压缩率的选择

密封环在安装时需要一定的压缩量来实现初始密封。压缩量与密封环自由状态时的高度比称为压缩率,如式(1)所示:

$$\epsilon = \frac{H - H_0}{H} \times 100\% \tag{1}$$

其中 ϵ 代表压缩率, H 代表密封环不受载荷时的自由高度, H_0 代表压缩变形后的环高。

选取一个合适的压缩率是密封环实现密封的重要保证。压缩率过大,易使密封环发生塑性变形甚至断裂,压缩率过小,会使密封面的接触应力达不到最小预紧应力,导致介质泄漏。本文以实现密封性和满足强度要求两个标准,对“W”形金属密封环的压缩率进行研究,并给出其合理的取值范围。

2.1 密封性要求

2.1.1 安装状态

“W”形金属密封环的密封性与接触应力相关,典型结构需根据实验得出密封特性,在缺乏实验的条件下,参考波纹金属垫片的要求进行估算和分析。根据 GB150 规定^[14],预紧时波纹金属垫片所需的最小预紧应力为 52.4 MPa,为使“W”形金属密封环实现密封,其接触应力应大于所要求的最低值。

利用有限元软件对“W”形金属密封环进行有限元数值计算,采用循环对称模型,六面体网格,施加位移边界条件,计算得出不同压缩量下的接触应力如表 2 所示。

表 2 安装状态不同压缩量下的接触应力					
Table 2 Contact stress under different compression quantities of installation condition					
压缩量/mm	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
接触应力/MPa	39.3	52.4	65.6	78.4	90.5

由计算结果可得,当压缩量大于 0.4 mm 时,该密封环在安装状态可实现密封。

2.1.2 工作状态

有内压时,为保证不发生泄漏,其接触应力 σ 应满足式(2)^[14]:

$$\sigma \geq m p_i \tag{2}$$

其中 p_i 为工作时的介质压力, m 为波纹金属板的垫片系数。

垫片系数是指有内压时,为达到紧密不漏,垫

片上所必须维持的比压与介质压力的比值。垫片系数 m 的大小反映了该垫片在工作状态下实现密封的难易程度。根据 GB150 规定,该垫片系数 $m > 3.75$ ^[14]。

计算得工作状态的接触应力应大于 1.875 MPa。由于此接触应力很小,在工作状态下,“W”形金属密封环受到内压和温度的作用,本身会发生膨胀变形与机匣发生挤压,产生一定的接触应力。经计算,即使在压缩量为零的情况下,“W”形金属密封环也可满足此要求,即当压缩量大于零时,该密封环在工作状态可实现密封。

2.2 强度要求

2.2.1 安装状态

安装状态时的温度为室温,此时材料的屈服强度为 650 MPa。

计算得出不同压缩量下的最大等效应力如表 3 所示。

表 3 安装状态不同压缩量下的最大等效应力					
Table 3 Maximum equivalent stress under different compression quantities of installtion condition					
压缩量/mm	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1
最大等效应力/MPa	442.2	505.4	568.6	631.8	694.9

由计算结果可知,当压缩量小于 1.02 mm 时,该密封环在安装状态可满足强度要求。

2.2.2 工作状态

工作状态时的温度为 680 K,此时材料的屈服强度为 590 MPa。

施加位移、温度、压差边界条件,计算得出不同压缩量下的最大等效应力如表 4 所示。

表 4 工作状态不同压缩量下的最大等效应力					
Table 4 Maximum equivalent stress under different compression quantities of working conditions					
压缩量/mm	0.5	0.6	0.66	0.68	0.7
最大等效应力/MPa	520	558.3	581.9	589.3	598.6

由计算结果可知,当压缩量小于 0.68 mm 时,该密封环在工作状态下可满足强度要求。

综合以上两个标准,安装状态的压缩量范围为:0.4~1.02 mm,工作状态压缩量范围为 0~0.68 mm。

此外,由于工作时热载荷与气动载荷的作用,“W”形金属密封环所在处的轴向间隙会发生改变,经计算,工作状态“W”形金属密封环的轴向间隙值较安装状态增大 0.08 mm,为保证工作状态时的压缩量适宜,安装状态的压缩量应为 0.4~0.76 mm,压缩率为 3.2%~6.08%。

3 “W”形金属密封环优化设计

经过对机匣组件整体静强度计算后,发现机匣整体应力水平较低,但在“W”形金属密封环处应力极大,已远远超过其许用应力。因此有必要对原“W”形金属密封环结构进行优化设计。首先利用压缩率研究结论,对“W”形金属密封环处的轴向间隙进行调整,然后在间隙优化的基础上,对“W”形金属密封环的结构参数做进一步优化,使其满足强度要求。

3.1 轴向间隙优化

当原模型安装的轴向间隙值为 7.5 mm 时,对应压缩率为 39%。压缩率过大,使“W”形金属密封环发生塑性变形。综合第二节压缩率计算结果及参考相关文献可将“W”形金属密封环压缩率定为 6%,对应轴向间隙应优化为 11.75 mm。

优化前后的等效应力分布情况如图 4、图 5 所示。

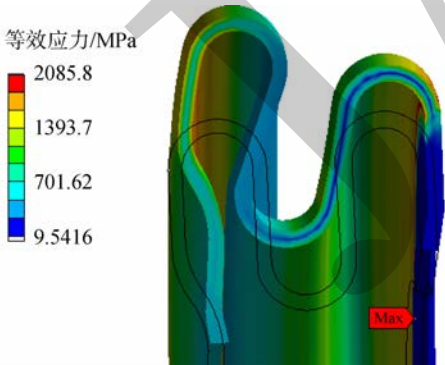


图 4 调整结构前“W”形金属密封环等效应力分布情况
Fig. 4 Equivalent stress distribution of the metallic W-ring before the structure adjustment

3.2 结构参数优化

在安装状态轴向间隙值优化的基础上,利用有限元软件对“W”形金属密封环的尺寸进行优化,使“W”形金属密封环的强度性能进一步提升^[15-16],增大“W”形金属密封环疲劳寿命,对需要重复使用的“W”形金属密封环具有重要意义。

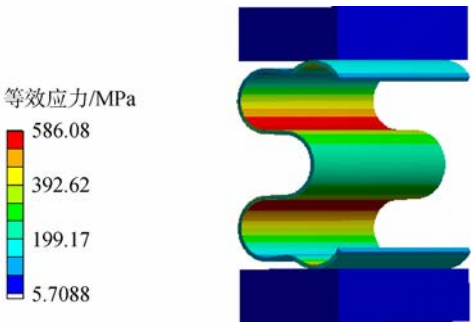


图 5 轴向间隙优化后“W”形金属密封环等效应力分布情况

Fig. 5 Equivalent stress distribution of the metallic W-ring after axial clearance optimization

3.2.1 结构参数对强度的影响及灵敏度分析

同种“W”形金属密封环结构参数不同,适用的场合便不同,因此在对密封环的结构进行优化之前,有必要研究其关键结构参数对强度的影响,以及各参数的灵敏度,为后续的优化设计提供指导。

以壁厚、波峰、波谷半径、接触半径、圆环外径等为参数建立参数化模型,得到各参数与最大等效应力的关系如下。

1) 壁厚对最大等效应力的影响

最大等效应力($\sigma_{\max}$)与壁厚(t)的关系如图 6 所示,最大等效应力随壁厚的增大而减小,这是因为在波峰、波谷半径不发生改变的情况下,增大壁厚会使“W”形金属密封环的自由高度增大,在相同压缩量下,自由高度增大,压缩率降低,“W”形金属密封环内的最大等效应力减小。

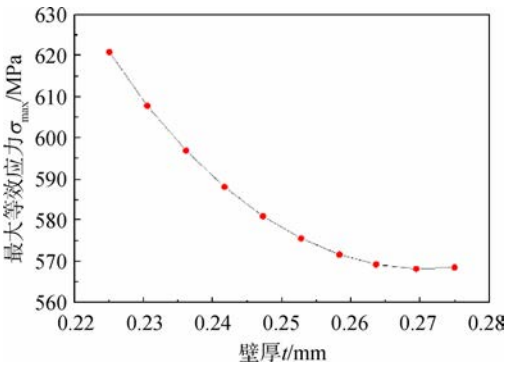


图 6 最大等效应力与壁厚的关系

Fig. 6 Relationship between the maximum equivalent stress and thickness

2) 波峰、波谷半径对最大等效应力的影响

最大等效应力与波峰、波谷半径($r_1 = r_2$)的关系如图 7 所示,波峰、波谷半径增大可导致最大等效应力减小。因为在相同的压缩量下,波峰、波

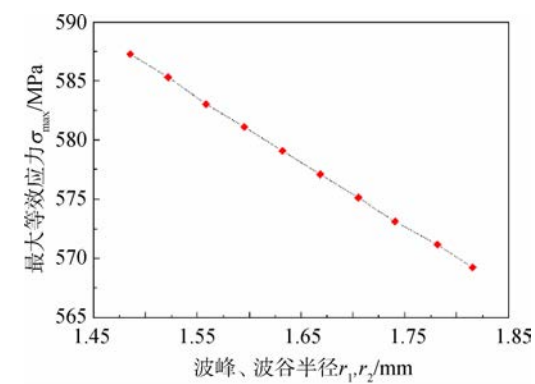


图 7 最大等效应力与波峰、波谷半径的关系
Fig. 7 Relationship between the maximum equivalent stress and wave peak and trough radius

谷半径越大,产生的弯曲变形越小,弯曲应力越小,而最大等效应力分布于波谷处,故增大波峰、波谷半径可减小最大等效应力。

3) 接触半径对最大等效应力的影响
最大等效应力与接触半径的关系如图 8 所示,最大等效应力随接触半径的增大而减小。压缩量一定时,接触半径增大,使波谷处产生的弯曲变形减小,最大等效应力减小。

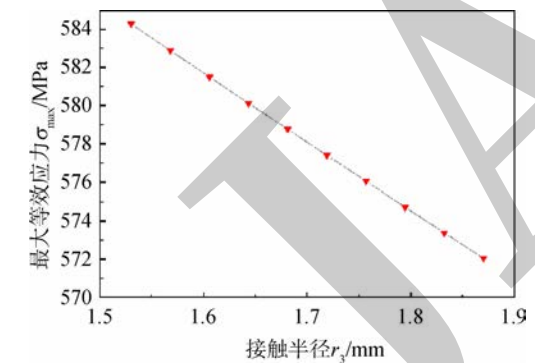


图 8 最大等效应力与接触半径的关系
Fig. 8 Relationship between the maximum equivalent stress and the contact radius

4) 圆环外径对最大等效应力的影响
最大等效应力与圆环外径的关系如图 9 所示,随着圆环外径的增大,最大等效应力增大。圆环外径增大时,“W”形金属密封环刚度变大,压缩量相同时,环内最大等效应力增加。

5) 灵敏度
灵敏度分析结果如图 10 所示,在“W”形金属密封环的结构参数中,壁厚对最大等效应力的影响最大,在设计中应重点考虑。

3.2.2 优化模型及优化结果

优化模型的建立包括选取设计变量、约束条

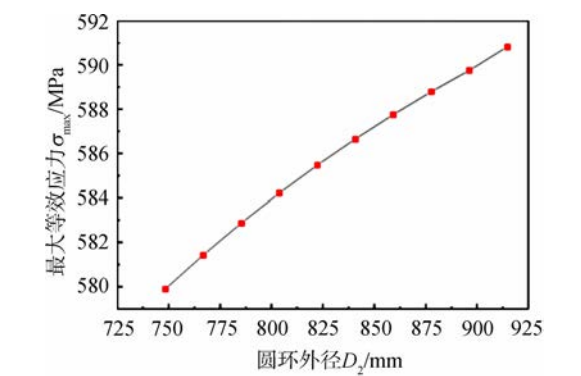


图 9 最大等效应力与圆环外径的关系
Fig. 9 Relationship between the maximum equivalent stress and the outer diameter of ring

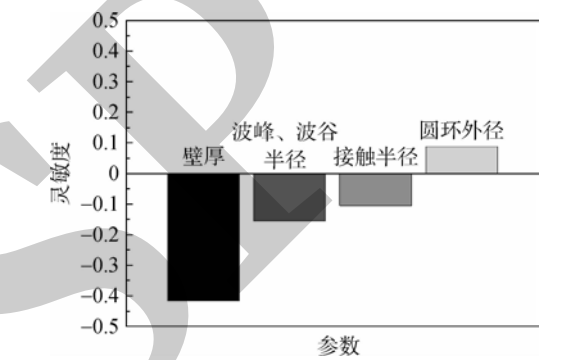


图 10 各参数对最大等效应力的灵敏度
Fig. 10 Sensitivity of each parameter to the maximum equivalent stress

件以及确定目标函数。
选取壁厚,波峰、波谷半径,接触半径及圆环外径为设计变量,其初值及取值范围如表 5 所示。

表 5 优化中设计变量的初值选取及取值范围
Table 5 Initial value selection and range of design variables in parametric optimization

设计变量	下限值/mm	初值/mm	上限值/mm
t	0.234	0.26	0.286
$r_1、r_2$	1.494	1.66	1.826
r_3	1.512	1.68	1.848
D_2	744.66	827.4	910.14

优化数学模型如下:
$$\min \sigma_{\max}(\mathbf{X}) \quad \mathbf{X} = (t, r, r_3, R)^T$$
$$\begin{cases} \text{s. t. } x_{i-\text{down}} \leq x_i \leq x_{i-\text{up}} & i = 1, 2, 3, 4 \\ \sigma_{\max}(\mathbf{X}) \leq 590 \end{cases}$$
式中 $x_{i-\text{up}}, x_{i-\text{down}}$ 分别为设计变量取值的上、下限。以最大等效应力的最小值为目标函数,约束条件为最大等效应力小于屈服强度,以及各设计变量

的取值范围。

优化前后设计变量的变化情况如表 6, 目标函数(最大等效应力)的变化情况如表 7。

表 6 设计变量优化前后对比

Table 6 Comparison of the design variables before and after optimization

设计变量	初值/mm	优化值/mm	变化量/%
t	0.26	0.273	5.0
$r_1、r_2$	1.66	1.809	9.0
r_3	1.68	1.810	7.7
D_2	827.4	779.68	-5.8

表 7 目标函数优化前后对比

Table 7 Comparison of the objective function before and after optimization

目标函数	初值/MPa	优化值/MPa	变化量/%
最大等效应力	586.08	552.67	-5.7

经优化,最大等效应力减小了 5.7%,“W”形金属密封环优化后的等效应力分布情况如图 11 所示。

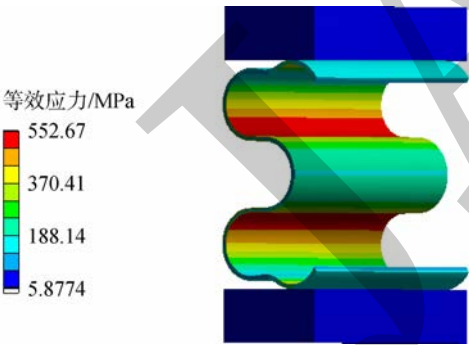


图 11 优化后工作状态“W”形金属密封环等效应力分布图

Fig. 11 Equivalent stress distribution diagram of metallic W-ring under optimized working state

4 “W”形金属密封环屈曲及轴向刚度

刚度

由第三节分析可以看出,“W”形金属密封环在一定压缩量下可通过减小轴向刚度来降低等效应力,但由于“W”形金属密封环壁厚非常小,轴向刚度过小会导致其发生失稳,因此需要对轴向刚度和稳定性的关系进一步研究,以保证“W”形金属密封环的稳定性。

4.1 轴向刚度数值模拟

边界条件为:“W”形金属密封环相邻的两侧机匣,一侧固定位移,另一侧表面施加均布压强。不同压强下“W”形金属密封环的轴向变形情况如表 8 所示。

表 8 不同压强下的“W”形金属密封环轴向位移

Table 8 Axial displacement of metallic W-ring under different pressures

压强/MPa	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
轴向位移/mm	0.381	0.761	1.142	1.522	1.903

计算得到“W”形金属密封环的压缩刚度为 4.17×10^3 N/mm。

4.2 屈曲分析

屈曲分析包括线性屈曲和非线性屈曲分析。线性屈曲分析虽然产生的结果较为保守,但比非线性屈曲计算更节省时间,可用于屈曲分析的初步评估。本文采用线性屈曲分析法,对不同刚度下的“W”形金属密封环屈曲临界载荷进行求解^[17-18]。

在“W”形金属密封环的上表面施加 0.05 MPa 的初始载荷,计算得出“W”形金属密封环的 1 阶总变形图如图 12 所示,1 阶屈曲载荷因子为 8.45,“W”形金属密封环的屈曲临界载荷为 3565.1 N。

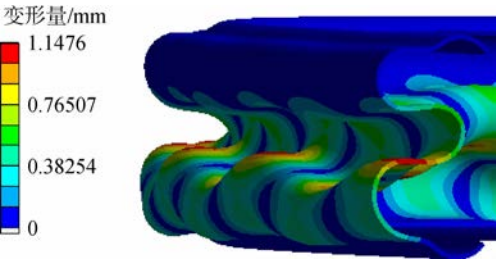


图 12 “W”形金属密封环 1 阶变形图

Fig. 12 First-order deformation diagram of metallic W-ring

4.3 屈曲与轴向刚度的关系

分别计算 5 组不同壁厚下的“W”形金属密封环轴向刚度及屈曲临界载荷,得到其计算结果如表 9 所示。

屈曲临界载荷与轴向刚度的关系如图 13 所示。

由图 13 可见,屈曲临界载荷与轴向刚度线性正相关,即:轴向刚度越小,“W”形金属密封环越容易失稳。通过给出轴向刚度的计算方法以及轴向刚度与屈曲临界载荷的关系,可在实际应用中根据密封环需要承受的轴向力大小来选择合适的轴向刚度值,避免其产生失稳现象。

表 9 不同壁厚下的屈曲临界载荷与轴向刚度值
Table 9 Critical buckling load and axial stiffness under different wall thicknesses

壁厚/mm	屈曲临界载荷/N	轴向刚度/(N/mm)
0.23	3558.3	2746.5
0.25	3565.1	4174.4
0.27	3641.2	4314.8
0.29	3701.1	5187.5
0.31	3777.4	6096.2

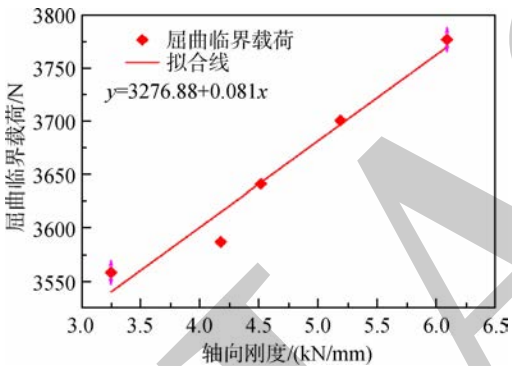


图 13 屈曲临界载荷与轴向刚度的关系
Fig. 13 Relationship between critical buckling load and axial stiffness

4.4 轴向刚度实验验证

4.4.1 实验目的

校核刚度计算方法,为评估屈曲临界载荷提供支撑。

4.4.2 实验对象

由于“W”形金属密封环的壁厚非常小且截面形状复杂,加工难度极大,因此,对“W”形金属密封环的实验件厚度适当放大,外环直径适当缩小以符合加工要求。本文所用的“W”形金属密封环实验件由 3D 打印技术加工而成,如图 14 所示。

4.4.3 实验装置

实验装置分为拉伸机、加载装置、实验件、测量装置四部分。实验方案图如图 15 所示。

加载装置为空心圆台形,其结构如图 16 所

示,顶面开有直径为 22 mm 的螺栓孔,通过螺栓与拉伸机相连,可提供连续可调的均布载荷。裙边与实验件接触,其表面沿周向均匀分布 3 个槽,以便千分表测量“W”形金属密封环的轴向位移。侧面固定 3 个加强筋,以防止加载装置发生变形。



图 14 “W”形金属密封环实验件
Fig. 14 Experimental sample of the metallic W-ring

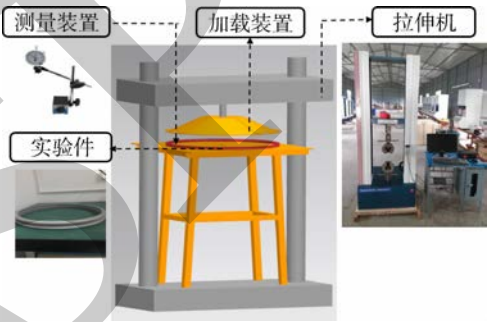


图 15 实验方案图
Fig. 15 Experiment scheme drawing



图 16 加载装置
Fig. 16 Loading device

4.4.4 实验结果

为降低实验误差,进行两次重复性实验。在加载过程中发现,当力在 0~200 N 时,由于加工精度原因,加载装置的施力表面与实验件上表面存在未完全贴合的地方,故在加载的初始阶段,力与位移的关系不是严格线性关系。当力加载较大

时,表面完全贴合,实验结果呈现为良好的线性关系。根据实验数据处理结果,采用线性拟合的方法得到 F - x (加载载荷-百分表示数) 曲线,曲线斜率即为“W”形金属密封环轴向刚度。两次实验数据处理结果如图 17~图 18 所示。

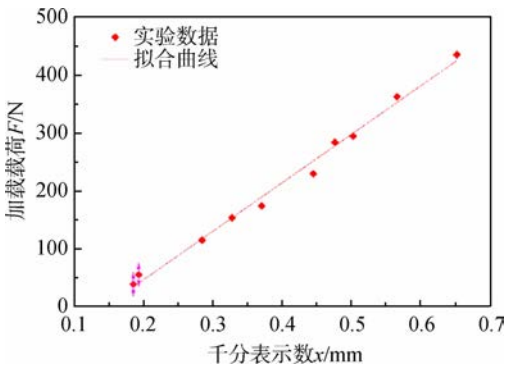


图 17 第一组 F - x 曲线

Fig. 17 The first set of F - x curve

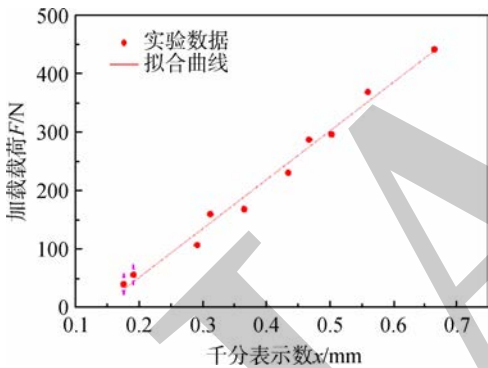


图 18 第二组 F - x 曲线

Fig. 18 The second set of F - x curve

两次实验得到的实验件轴向刚度分别为 834.55、833.46 N/mm,对两次实验结果取平均值 $k=834.01$ N/mm。

4.4.5 模拟值与实验值结果对比

依据实验件尺寸并按照前文叙述的方法计算实验件的轴向刚度。在“W”形金属密封环的表面分别施加 5 组不同的压强,记录其轴向最大位移。计算得到其轴向刚度: $k=811$ N/mm。

将模拟结果与实验结果对比可得

$$\Delta k = \left| \frac{k - \bar{k}}{\bar{k}} \right| \times 100\% = 2.8\% \tag{3}$$

由此可见,数值结果与实验结果基本一致,因此本文所用的数值方法可应用于“W”形金属密封环计算。

5 结 论

- 1) 针对所研究的工作环境,提出满足密封性及强度准则的“W”形金属密封环压缩率范围为 3.2%~6.08%。
- 2) 对“W”形金属密封环的结构参数进行灵敏度分析,其中壁厚对强度的影响最大。最大等效应力与壁厚、波峰、波谷半径、接触半径负相关,与圆环外径正相关。
- 3) 对“W”形金属密封环进行间隙和结构参数两方面的优化,使原结构强度性能显著提升,优化后壁厚为 0.27 mm,波峰、波谷半径为 1.81 mm,接触半径为 1.81 mm,圆环外径为 779.68 mm,最大等效应力可减小 5.7%。
- 4) “W”形金属密封环的屈曲临界载荷随刚度的增大而增大,与刚度线性相关。
- 5) 通过刚度实验,说明本文采用的刚度数值方法可应用于“W”形金属密封环的刚度计算。

参考文献:

[1] 陈光,洪杰,马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2010.

[2] 张晓波,杨瑞,李其汉. 航空发动机涡轮径向间隙设计方法研究[J]. 航空发动机,2004,30(2):14-18.

ZHANG Xiaobo, YANG Rui, LI Qihan. A design method for turbine rotor radial clearance of an aero-engine[J]. Aeroengine, 2004, 30(2): 14-18. (in Chinese)

[3] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.

[4] 艾延廷,吴天元,孙丹,等. 组合式弹性片金属密封环密封特性有限元分析[J]. 润滑与密封,2016,41(7):65-69,73.

AI Yanting, WU Tianyuan, SUN Dan, et al. Finite element analysis on sealing characteristics of composited elastic metal sealing ring[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(7): 65-69, 73. (in Chinese)

[5] 张文良,王雪,刘继文,等. 弹性金属密封技术[J]. 液压气动与密封,2009(3):4-7.

ZHANG Wenliang, WANG Xue, LIU Jiwen, et al. Elastic metal seal technology [J]. Hydraulics Pneumatics and Seals, 2009(3): 4-7. (in Chinese)

[6] 廖传军,王道连,王洪锐,等. 典型异型金属密封的特点及应用[J]. 低温工程,2014(4):55-60.

LIAO Chuanjun, WANG Daolian, WANG Hongrui, et al. Features and applications of typical non-conventional type metal seals[J]. Cryogenics, 2014(4): 55-60. (in Chinese)

[7] 陈晔,顾伯勤,冯秀. Ω 形密封环的应力分析[J]. 南京工业大学学报,2002,24(6):44-47.

CHEN Ye, GU Boqin, FENG Xiu, et al. Stress analysis of Ω -ring[J]. Journal of Nanjing University of Technology, 2002, 24(6): 44-47. (in Chinese)

[8] 陈平. 新型径向 C 型环高压密封装置及其强度设计[J]. 压力容器, 1998(1): 56-61.
CHEN Ping. Strength analysis and design method of radial C-ring sealing device of pressure vessels[J]. Pressure Vessel Technology, 1998(1): 56-61. (in Chinese)

[9] 龚雪婷. 航空发动机用 W 形金属密封环特性研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2011.
GONG Xueting. Study on characters of metal W-ring sealing used on aircraft engine[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2011. (in Chinese)

[10] SARAWATE N, WOLFE C, SEZER I, et al. Characterization of metallic W-seals for inner to outer shroud sealing in industrial gas turbines[R]. ASME Paper GT 2012-6881, 2012.

[11] 龚雪婷, 蔡纪宁, 张秋翔, 等. 金属 W 形密封环的弹塑性接触有限元分析[J]. 润滑与密封, 2010, 35(11): 82-85.
GONG Xueting, CAI Jining, ZHANG Qiuxiang, et al. Elastoplastic contact finite element analysis of metal W-sealing ring[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(11): 82-85. (in Chinese)

[12] 索双富, 邢敏杰, 薛庆, 等. W 形金属密封环轴向刚度影响因素研究[J]. 润滑与密封, 2016, 41(2): 14-17, 64.
SUO Shuangfu, XING Minjie, XUE Qing, et al. Research on effect factors of axial stiffness of metallic W-ring[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(2): 14-17, 64. (in Chinese)

[13] 丁相玉. 基于 MOGA 算法的 W 型金属封严环结构优化设计[J]. 海峡科技与产业, 2015(12): 81-84.
DING Xiangyu. Optimum design of W metal sealing ring based on MOGA algorithm[J]. Technology and Industry Across the Strait, 2015(12): 81-84. (in Chinese)

[14] 中国国家标准化管理委员会. 压力容器: GB150—2011[S]. 北京: 中国质检出版社, 2012: 191.

[15] 申秀丽, 张野, 龙丹, 等. 涡轮榫接结构多层次设计优化方法[J]. 航空动力学报, 2015, 30(12): 2824-2832.
SHEN Xiuli, ZHANG Ye, LONG Dan, et al. Multi-level design and optimization of turbine joint structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(12): 2824-2832. (in Chinese)

[16] 侯运丰, 陈刚, 李隆. 基于 ANSYSworkbench 的双进给珩磨头的刚度优化[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2012(12): 53-54, 59.
HOU Yunfeng, CHEN Gang, LI Long. The stiffness optimization of the double feed honing-head based on ANSYS workbench[J]. Modular Machine Tool and Manufacturing Technique, 2012(12): 53-54, 59. (in Chinese)

[17] 齐红宇, 温卫东, 齐红元, 等. 航空发动机复合材料机匣屈曲特性的有限元分析[J]. 航空动力学报, 2001, 16(4): 335-339.
QI Hongyu, WEN Weidong, QI Hongyuan, et al. FEA method for the critical buckling load of aero-engine composite case[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(4): 335-339. (in Chinese)

[18] 李丽君, 金先龙, 李渊印, 等. 薄壳结构失稳临界载荷的并行计算[J]. 航空动力学报, 2004, 19(3): 310-313.
LI Lijun, JIN Xianlong, LI Yuanyin, et al. Parallel computing for buckling load of thin shell structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(3): 310-313. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)