

文章编号: 1000-8055(2006)05-0854-08

具有接触接合面的篦齿封严 组件振动特性分析

曾 亮, 李 琳

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 运用弹性力学理论研究了篦齿封严组件及其减振结构之间过盈装配压力和接触刚度的求解方法, 在此基础上给出了具有接触接合面的封严环/阻尼片组合结构动力特性的分析方法, 并且研究了阻尼片厚度、阻尼片周向分布数量、装配过盈量等参数对结构动力特性的影响规律。转动情况下封严环离心应力与阻尼片厚度近似成线性关系; 阻尼片的周向分布数量影响封严环的固有频率和振型, 阻尼片沿周向分布数量越多, 应力分布越均匀, 封严环的离心应力越小。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 过盈装配压力; 接触刚度; 封严组件; 振动特性
中图分类号: V231.9 **文献标识码:** A

Vibration performance of contact system of labyrinth assembly

ZENG Liang, LI Lin

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The analysis of contact system vibration is complex due to its nonlinearity and chaotic behaviors in the process. This paper formulates the equivalent linear model of labyrinth assembly by introducing local contact rigidity and using vibration mechanical theory. The vibration performance of contact system of some types of labyrinth assembly is simulated with variable damper size, circumferential numbers and size of interference fit by using FEM software. The simulation results confirmed the validity of the proposed simplified model and relevant theory analysis.

Key words: aerospace propulsion system; interference fit; local contact rigidity; labyrinth assembly; vibration performance

篦齿封严组件(转子、静子部件)作为一种有效的非接触式封严结构(图1), 在航空发动机和其他旋转机械中得到广泛应用。随着现代航空发动机性能的提高, 篦齿封严组件的工作压力、工作温度都相应增大; 同时, 航空发动机对质量、尺寸有越来越严格的要求, 使篦齿封严组件的刚性进

一步下降, 所有这些不利因素使篦齿封严组件的振动问题变得尤为突出。参照国外先进发动机中有关转动薄壁件减振结构设计方案以及我国2001年出版的5航空发动机结构设计准则^[1], 我国新一代发动机中的篦齿封严组件以及薄壁旋转轴上均采用了类似阻尼套筒、阻尼环或阻尼片的

收稿日期: 200509208; 修订日期: 200512207

作者简介: 曾亮(1972), 男, 四川资阳市人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院博士生, 主要从事机械振动控制与减振技术研究。

减振结构(图 2、图 3)。

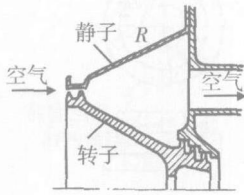


图 1 篦齿封严组件
Fig. 1 Labyrinth assembly

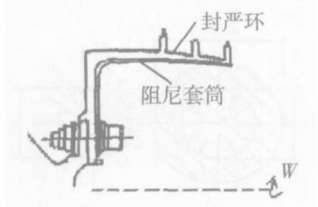


图 2 装配图
Fig. 2 Labyrinth assembling

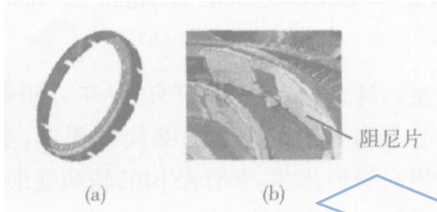


图 3 阻尼套筒(a)和阻尼片(b)
Fig. 3 Damping sleeve (a) and damping slice (b)

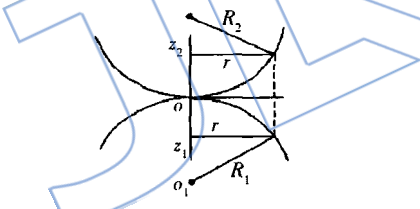


图 4 两球体之间的接触
Fig. 4 Contact between two spheres

这些开口筒(环)式或片状减振结构靠过盈安装配合或旋转离心力作用,引起自身弹性变形,在弹性力作用下与封严环(转子/静子)紧密接触,形成一个与封严环共同工作的接触系统。显然,这一系统的动力特性与未加减振结构的封严环的动力特性相比有显著不同。原设计的封严环固有频率不同于该接触系统的固有频率,如果在设计时不考虑这一点,那么这些减振结构不仅不能起到积极的作用,还有可能引发新的问题。但是,对于这一类接触系统动力特性的分析,目前国内外还没有形成系统的方法,可供参考的文献几乎没有。事实上,尽管我国新一代发动机中已采用了上述这些先进的减振结构,但直至目前为止,还仅仅是仿制。因此,深入研究篦齿封严组件及其减振结

构动力特性的工程意义就显得非常重大。

本文通过对篦齿封严组件的静子(转子)与阻尼片装配压力的分析,在 Hertz 接触理论的基础上引入局部接触刚度的概念,根据动力学理论,建立了封严环/阻尼片接触系统的等效线性系统模型,分析了影响接触系统动力特性的几种主要因素(阻尼片厚度、周向分布数量、装配过盈量等)。

1 封严环(静子或转子)/阻尼片的接触刚度

1.1 赫兹接触理论

考虑两个球体之间的接触(图 4),设球体半径分别为 R_1, R_2 。当两者在接触点的法向方向受载荷 p 作用时,接触区域半径为 r ,所产生的法向变形为 δ_z 。按 Hertz 接触理论^[2],法向变形 δ_z 和法向力 p 之间的关系可以用下式表示:

$$\delta_z = \left(\frac{9p^2}{16RE^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

接触区域半径 r 可以表示为:

$$r = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

其中等效弹性模量为 E^* ,

$$1/E^* = (1 - L_1^2)/E_1 + (1 - L_2^2)/E_2 \quad (3)$$

等效球体半径为 R ,

$$1/R = 1/R_1 + 1/R_2 \quad (4)$$

其中: E_1, E_2, L_1, L_2 分别为两球体材料的弹性模量和泊松比。

如果两球体具有相同的弹性常数,即 $E_1 = E_2 = E, L_1 = L_2 = L$,将(1)式微分就得到两球体接触的法向刚度:

$$\frac{d\delta_z}{dp} = \frac{2}{3} \left[\frac{9}{4} \left(\frac{1 - L^2}{E} \right)^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \frac{1}{p} \right]^{\frac{1}{3}} = \frac{1 - L}{2Gr} \quad (5)$$

其中 G 为材料的剪切弹性模量, $G = E/(1 - L^2)$ 。因此,两球体接触的法向刚度为:

$$k_n = \left(\frac{d\delta_z}{dp} \right)^{-1} = \frac{2Gr}{1 - L} \quad (6)$$

在法向力 P 的作用下受压产生接触的两个球体具有圆形的接触面积,接触半径由式(2)确定。如果施加一个切向力 Q 而在接触面产生无滑动的弹性变形,接触面上所有点的切向位移 δ_x 都是相同的,如下式所示:

$$\delta_x = \frac{Q}{8r} \left(\frac{2 - L_1}{G_1} + \frac{2 - L_2}{G_2} \right) \quad (7)$$

其中 G_1, G_2, L_1, L_2 分别为两球体材料的剪切弹性

模量和泊松比。

同理,如果两球体具有相同的弹性常数,即:
 $G_1 = G_2 = G, L_1 = L_2 = L$, 将(7)式微分,得到切向柔度:

$$\frac{dS_x}{dQ} = \frac{2-L}{4Gr} \tag{8}$$

因此,两球体接触的切向刚度:

$$k_t = \left(\frac{dS_x}{dQ}\right)^{-1} = \frac{4Gr}{2-L} \tag{9}$$

两球体之间的切向刚度与法向刚度之间有如下关系:

$$k_t/k_n = 2(1-L)/(2-L) \tag{10}$$

当泊松比 $L = 0.25 \sim 0.5$ 时, $k_t = (0.86 \sim 0.67) k_n$, 且不受法向载荷的影响。切向刚度与法向刚度在数值上是大致相同的。

1.2 封严环与阻尼套筒之间的接触刚度

接触面为任意形状时,接触刚度如何定义及求解,参考文献很少,一般是通过实验来确定。这里我们借鉴结构有限元分析中的离散模型,应用 Hertz 接触理论,对封严环与阻尼片之间的接触刚度进行近似分析。在有限元分析中,结构被离散成很多单元体,假设接触面上单元体之间的接触状态近似满足 Hertz 接触理论,并且忽略接触面上各个单元体之间的相互作用,从第 1.1 节中的公式(1)、(2)、(4)看到,只要确定了两接触体之间的正压力 P 和等效球体半径 R ,就可以确定接触刚度。由(4)式,等效球体半径取封严环/阻尼片接触面半径的一半,即 $R = r/2$, r 是封严环(静子或转子)/阻尼片的接触面半径。下面分析封严环与阻尼片之间的接触压力。

1.3 封严环与阻尼套筒之间的接触压力

封严环和阻尼套筒(阻尼片)的装配通常采用过盈配合的方法,加工时使封严环的内半径略小于阻尼片的外半径(图 5)。两者的差值 D 就是过盈量。装配后,两零件接触面上必将产生相互压紧的接触压力 P ,形成紧配合。在接触压力作用下,封严环的内外径扩张,阻尼片的内外径压缩。对非旋转的封严环(静子),接触压力主要由过盈量提供;而对于旋转的封严环(转子),由于发动机转速较高,离心力对过盈量及接触压力的影响很大,必须引起足够的重视。

在下面的分析中,为简便起见,作如下的假定:

(1)非转动情况下,不计封严环(静子)/阻尼片结构之间的轴向应力,即轴向应力 $R_z = 0$ (平面

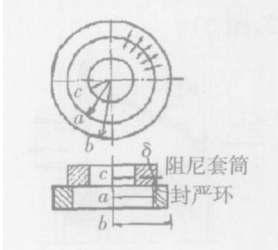


图 5 封严环/阻尼片过盈装配图

Fig. 5 Interference of labyrinth /damping slice

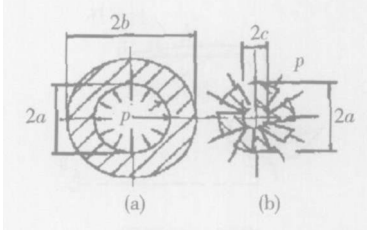


图 6 封严环(a)和阻尼片(b)的横截面

Fig. 6 Cross section of labyrinth (a) and damping slice (b)

应力状态);转动情况下,封严环(转子)/阻尼片结构在离心力和过盈装配压力共同作用下,主要以径向和周向变形为主,不计结构的轴向变形,即假设 $E_z = 0$ (平面应变状态)^[3-5];

(2)在配合长度上,接触应力为常数;

(3)忽略开口处接触压力分布的不均匀性,将问题近似作为轴对称问题来考虑。

采用极坐标(r, θ)表示各分量。由于轴对称性, $S_{\theta\theta} = 0$, 径向应力与切向应力 $R(r), R_\theta(r)$ 仅是 r 的函数,与 θ 无关,应变分量为 $E(r), E_\theta(r)$ 。图 6 中 P 为封严环和阻尼片之间的接触压力, a 为封严环内半径, 阻尼片外半径, b 为封严环外半径, c 为阻尼片内半径。非转动情况下,运用弹性力学分析封严环(静子)和阻尼片之间的装配压力,相关方程如下^[6]:

平衡方程: $\frac{dR}{dr} + \frac{R - R_\theta}{r} = 0 \tag{11}$

几何方程: $E = \frac{du}{dr}, E_\theta = \frac{u}{r} \tag{12}$

物理方程: $\begin{cases} E = (R - LR_\theta)/E \\ E_\theta = (R_\theta - LR)/E \end{cases} \tag{13}$

封严环(静子)的边界条件: $\begin{cases} R_\theta |_{r=a} = -p \\ R_\theta |_{r=b} = 0 \end{cases} \tag{14}$

阻尼片的边界条件: $\begin{cases} R_d |_{r=a} = -p \\ R_d |_{r=c} = 0 \end{cases} \tag{15}$

注:以上公式中下标/10代表封严环(静子或转子),而下标/d0代表阻尼片,以下同。

将上述方程(11)~ (15)联立求解,得到封严环和阻尼片的位移分量分别为:

封严环(静子):

$$u_1 = \frac{1-L_1}{E_1}(\frac{a^2 p}{b^2 - a^2})r + \frac{1+L_1}{E_1}(\frac{a^2 b^2 p}{b^2 - a^2})\frac{1}{r} \tag{16}$$

阻尼片:

$$u_d = \frac{1-L_d}{E_d}(\frac{a^2 p}{b^2 - a^2})r + \frac{1+L_d}{E_d}(\frac{a^2 c^2 p}{a^2 - c^2})\frac{1}{r} \tag{17}$$

从图 5 可以看出,封严环(静子)与阻尼片安装配合后 $u_1|_{r=a}$ 和 $u_d|_{r=a}$ 的差值应该等于过盈量 D 即:

$$D = |u_1 - u_d|_{r=a} = a p \left[\frac{1}{E_1}(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - u_1) + (\frac{a^2 + c^2}{a^2 - c^2} - u_d) \right] \tag{18}$$

变换(18)式,得到接触压力和过盈量的关系:

$$p = \frac{D}{a \left[\frac{1}{E_1}(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - u_1) + \frac{1}{E_d}(\frac{a^2 + c^2}{a^2 - c^2} - u_d) \right]} \tag{19}$$

如果封严环(静子)和阻尼片材料相同,即 $E_1 = E_d = E$, $L = L_d = L$, 并且封严环(静子)和阻尼片

$$p = \frac{ED}{R_1^3(1+L)[(1-2L)(1/2R_1h_1 + 1/2R_dh_d) + 1/R_1^2(R_1/2h_1 + R_d/2h_d)] + \frac{(3-2L)Q^2}{8D_0}R_1(R_1^2 - R_d^2)} \tag{22}$$

2 具有接触结合面的篦齿封严组件的动力特性

在分析封严环与阻尼片经过盈装配形成的具有接触结合面的组合结构振动特性时,作如下的假定:

- (1)在分析组合结构的固有特性时,忽略各类阻尼的影响;
- (2)过盈量的设计使封严环与阻尼片之间始终保持接触,没有分离和碰撞现象的发生;
- (3)忽略接触面间粘合力的存在。

采用有限元分析软件 ANSYS 对此组合结构进行分析。接触结合面之间的接触刚度按 Hertz 理论,根据接触结合面间的接触压力计算(参考第 1.3 小节有关计算公式),接触刚度方向按法向与切向分别垂直和平行于接触面。ANSYS 软件中的向量弹簧单元(Matrix27)可以描述这种在不同方向具有不同连接刚度的情况。向量弹簧单元代表的是一种在空间六个自由度方向(包括转动方

的壁厚与半径相比是一个很小的数值时(即二者皆可以作为薄壳考虑),在(19)式中可以近似的认为:

$$b^2 + a^2 \ll 2R_1^2, b^2 - a^2 = (b+a)(b-a) \ll 2R_1h_1$$
$$a^2 + c^2 \ll 2R_d^2, a^2 - c^2 = (a+c)(a-c) \ll 2R_dh_d$$

其中 R_1, R_d, h_1, h_d 分别是封严环(静子)和阻尼片的中面半径和厚度。于是(19)式成为:

$$p = \frac{ED}{R_1(R_1/h_1 + R_d/h_d)} \tag{20}$$

在转动情况下,分析封严环(转子)和阻尼片之间的装配压力时,必须考虑离心力对过盈量及接触压力的影响。设封严环(转子)以等角速度 X 绕其轴线旋转,则离心力为 QX^2r (Q 为封严环、阻尼片密度),将离心力作为径向的单位体积力作用于封严环和阻尼片上,此时平衡方程成为:

$$\frac{dR}{dr} \frac{R}{r} - \frac{R}{r} + QX^2r = 0 \tag{21}$$

按照前述假定(1),转动情况下的物理方程应采用轴对称平面应变方程,几何方程和边界条件不变。通过与前面分析过程类似的推导,可得转动封严环(转子)与阻尼片之间过盈量与接触压力的关系(对应于(20)式):

向)具有刚度的弹簧,因此,在分析组合结构时,只需在接触结合面之间引入向量弹簧单元。在定义弹簧参数时,令三个转动方向的刚度为零;将三个线位移方向的刚度分别设为接触面的法向刚度和两个互相垂直的切向刚度^[7]。

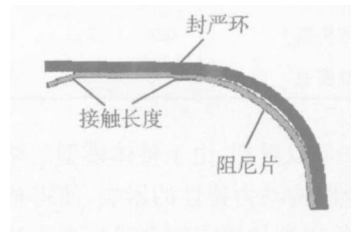


图 7 封严环/阻尼片横截面
Fig. 7 Cross section of labyrinth assembly

图 7 所示为一封严环与一个如图 3(b) 所示阻尼片装配而成的组合结构轴向剖面图。20 个阻尼片沿周向均布。封严环与阻尼片的结构尺寸分别如图 8、图 9 所示。图 10 为沿周向 1/20 等分的组合结构的周期对称有限元模型。封严环与阻尼片在轴向的接触长度为 35 mm; 阻尼片周向

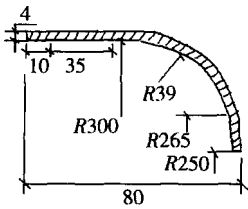


图 8 封严环结构尺寸
Fig. 8 Dimension of labyrinth

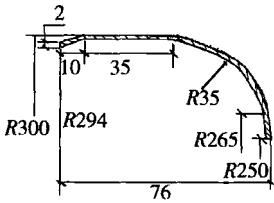


图 9 阻尼片结构尺寸
Fig. 9 Dimension of damping slice

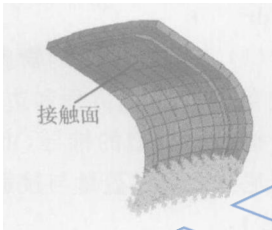


图 10 1/20 周期模型
Fig. 10 1/20 cyclic model of labyrinth assembly

接触弧长所对应的圆心角为 12° , 封严环的周向

弧长所对应的圆心角为 18° 。边界条件为组合结构一端 15 mm 范围内全固定。计算模型中的封严环与阻尼片采用同种材料: 密度为 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 弹性模量为 210 GPa, 泊松比为 0.3。

根据前面的分析, 对于相同的装配过盈量, 转动组件与非转动组件的接触压力是不同的, 因而与其有直接关系的接触刚度也是不同的。表 1 给出图 10 所示封严环在转动 (4 800 r/min) 和不转动情况下的(单元)接触刚度。从表 1 中可以看到, 在相同的装配过盈量下, 由于旋转产生的离心力的影响, 与非转动情况相比, 转动情况下的接触压力降低很多, 从而引起接触刚度相应降低。

表 1 单元接触参数

Table 1 Contact parameters of elements					
参数	过盈	装配压力	法向刚度	切向刚度/(N/mm)	
状态	D/mm	p/Mpa	$k_x/\text{N/mm}$	K_y	K_z
非转动	0.02	0.062	5 022	4 118	4 118
转动	0.02	0.027	3 797	3 114	3 114

表 2 给出了采用不同的分析方法得到的封严环/阻尼片的固有频率及振型(表中 m 代表周波数, 仅给出部分典型的周波型模式)。表中的整体模型是指在分析时将封严环与阻尼片视为一体, 忽略接触现象。

表 2 封严环/阻尼片结构频率

Table 2 Frequency of labyrinth assembly												
阶数(周波数)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	$m=4$	$m=5$	$m=3$	$m=6$	$m=7$	$m=2$						
封严环	556	616	752	781	974	1 181	1 185	1 403	1 631	1 641	1 801	1 899
整体模型	620	742	744	953	1 122	1 192	1 449	1 523	1 677	1 726	2 022	2 342
接触模型	532	599	694	756	935	1 077	1 126	1 326	1 470	1 494	1 609	1 793

从表 2 可以看到, 由于整体模型忽略了接触面行为对组合结构动力特性的影响, 使得整个结构偏于刚性, 计算得到的固有频率明显高于接触模型所获得的固有频率。附加阻尼片以后, 阻尼片对封严环的影响有两方面: ^{1} 阻尼片附加质量的影响; ^{0} 阻尼片与封严环接触, 从而提供附加刚度的影响。在本例中, 阻尼片的附加质量影响大于其附加刚度对封严环刚性的影响, 所以接触模型得到的各阶固有频率均低于封严环本身的固有频率。

表 2 中接触模型的固有频率是按非转动情况(静子)计算得到的, 后文其他接触模型得到的固

有频率同样是指非转动情况下的。由于转动情况下转子固有频率(动频)与静子分析过程类似, 所以不再计算动频。

3 阻尼片参数对组合结构动力特性的影响

3.1 阻尼片厚度的影响

表 3 给出了图 10 所示组合结构在三种不同阻尼片厚度和转动(4 800 r/min)与非转动情况下的结合面的(单元)接触刚度。图 11~ 图 13 分别给出三种模型的固有频率及最大离心应力的比较。

表 3 单元接触参数

Table 3 Contact parameters of elements with different thicknesss

模型	参数	状态	过盈 D /mm	装配压力 p /MPa	法向刚度 k_x / (N/mm)	切向刚度/ (N/mm)	
						K_y	K_z
模型 1: 阻尼片 厚度 2 mm		非转动	0.02	0.062	5022	4118	4118
		转动	0.02	0.027	3797	3114	3114
模型 2: 阻尼片 厚度 1 mm		非转动	0.02	0.037	4236	3474	3474
		转动	0.02	0.02	3419	2803	2803
模型 3: 阻尼片 厚度 3 mm		非转动	0.02	0.08	5461	4478	4478
		转动	0.02	0.029	3887	3187	3187

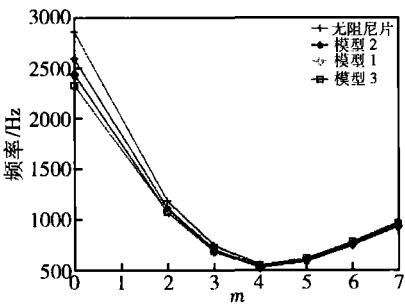


图 11 不同模型频率与周波数的关系

Fig. 11 Frequency2circumferential waves of different models

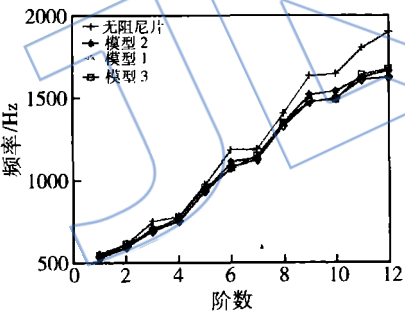


图 12 不同模型频率与阶数的关系

Fig. 12 Frequency of different models

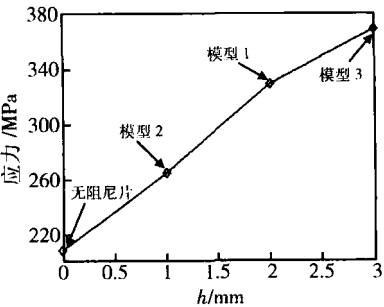


图 13 不同模型的最大离心应力

Fig. 13 Maximal centrifugal loading of different models

图 11~ 图 13 结果表明:

- (1) 保持封严环结构参数不变, 随着阻尼片厚度的增加, 组合结构的固有频率降低;
- (2) 转动情况下最大 Vonmises 离心应力与厚度近似成线性关系。因此, 在工程设计中为了满足一定的安全裕度, 阻尼片的厚度有上限值, 需要根据结构应力水平适当选择。

3.2 阻尼片周向分布数量的影响

在 3.1 节中, 模型 1~ 模型 3 都是 20 周期对称模型, 每一周期内封严环周向弧长为 $18b$, 阻尼片周向弧长为 $12b$, 即阻尼片在周向共取 20 @ $12b$ 弧长范围。在本节中, 模型 4~ 模型 6 (分别为 15 周期、10 周期、5 周期对称模型) 所代表的组合结构尺寸参数与模型 (1) 一致, 单元接触参数同表 1 所示。保持阻尼片沿周向取 $24b$ 的总弧长不变 (即模型 4~ 模型 6 每周期内阻尼片周向弧长分别为 $16b$, $24b$, $48b$)。

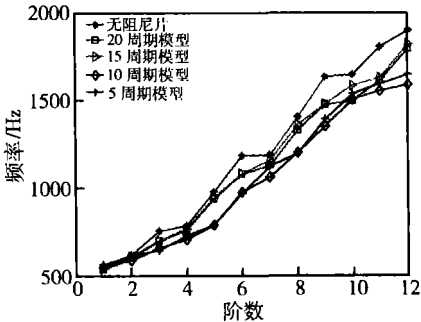


图 14 不同周期数下频率与阶数的关系

Fig. 14 Frequency of different models

模型 4~ 模型 6 的计算结果的基本规律和前述模型 1~ 模型 3 类似。虽然阻尼片沿周向总弧长保持不变, 但是由于周期对称数改变, 从而改变了结构的刚性。图 14、图 15 分别给出几种不同模型的固有频率及最大 Vonmises 离心应力的比较。结果表明:

- (1) 在保持封严环/ 阻尼片结构参数不变的情

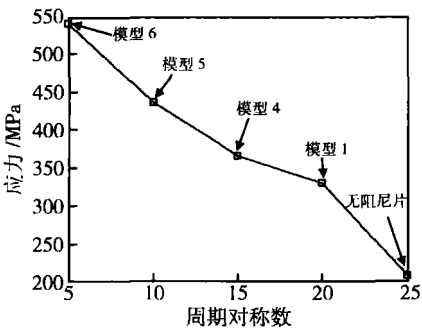


图 15 不同模型的最大离心应力
Fig. 15 Maximal centrifugal loading of different models

表 4 不同过盈量下的单元接触参数

Table 4 Contact parameters of elements with different interference fit

类别 D/mm	状态	装配压力 p/MPa	法向刚度 $k_x/(N/mm)$	切向刚度/(N/mm)	
				K_y	K_y
D= 0.02	非转动	0.062	5022	4 118	4 118
	转动	0.027	3 797	3 114	3 114
D= 0.05	非转动	0.16	6 816	5 589	5 589
	转动	0.067	5 154	4 226	4 226
D= 0.08	非转动	0.25	7 973	6 537	6 537
	转动	0.11	6 028	4 943	4 943
D= 0.1	非转动	0.31	8 588	7 042	7 042
	转动	0.13	6 493	5 324	5 324
D= 0.2	非转动	0.62	10 820	8 873	8 873
	转动	0.27	8 181	6 708	6 708

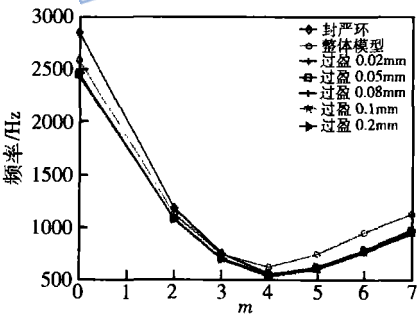


图 16 频率与周波数的关系
Fig. 16 Frequency2circumferential waves of different models

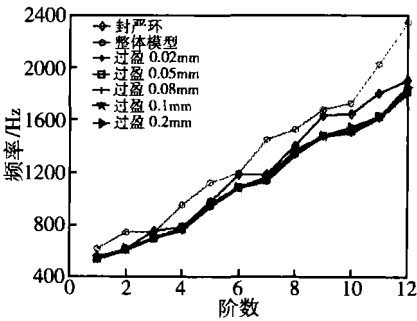


图 17 频率与阶数的关系
Fig. 17 Frequency of different models

况下,随着周期对称数的改变,组合结构的固有频率与封严环本身的固有频率差异明显(图 14)。随着周期对称数的减小,阻尼片对封严环振型的影响加大,组合结构的周波型振动变得不明显。

(2)保持封严环/阻尼片结构参数及转速(4 800 r/min)不变,随着周期对称数的增加,最大 Vonmises 离心应力与周期对称数近似成负斜率的线性关系(图 15)。在应力满足一定安全裕度的情况下,阻尼片沿周向分布数目越多,应力分布越均匀,最大 Vonmises 离心应力越小。因此,保持阻尼片沿周向总弧长不变时,阻尼片周向分布数目有下限值,需要根据结构应力选取适当的周向分布数。

3.3 装配过盈量的影响

过盈量的大小直接影响接触压力和接触刚度,由 1.3 节式(20),式(22)知,接触压力与过盈量成正比,接触刚度与过盈量的关系比较复杂。以模型 1 为研究对象,在不同过盈量和转动

(4 800 r/min)与非转动情况下的接触压力及(单元)接触刚度如表 4 所示。

模型 1 在不同过盈量下的固有频率如图 16、图 17 所示,为了比较,图中也给出了封严环本身及整体模型的固有频率。从图中可以看到,由于封严环本身的刚性很大,虽然过盈量从 D= 0.02 mm 变

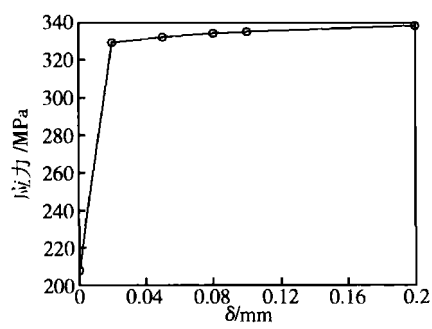


图 18 不同过盈量下的最大应力
Fig. 18 Maximal centrifugal loading of different models

化到 $D=0.2\text{ mm}$ 扩大了 10 倍, 接触刚度增大了 1 倍(表 4), 但是在过盈量变化范围内, 接触模型固有频率的变化不明显。接触模型与封严环本身及整体模型得到的固有频率相比, 有较大的差异。

封严环附加阻尼片前后, 在相同的转速下, 封严环最大离心应力有较大的提高。在不同的过盈量下, 最大 Vonmises 离心应力与过盈量成正比关系; 但是, 随着过盈量的加大, Vonmises 应力提高不明显(图 18)。

4 结 论

本文在研究封严环及其减振结构之间过盈装配压力及接触刚度的基础上, 给出了具有接触接合面的封严环/阻尼片组合结构动力特性的分析方法。研究了阻尼片厚度、阻尼片周向分布数量, 装配过盈量等参数对结构动力特性的影响规律:

(1) 阻尼片对封严环固有特性的影响包括附加质量和附加刚度的影响。转动情况下封严环最

大离心应力与阻尼片厚度近似成线性关系, 在一定的安全裕度情况下, 阻尼片的厚度有上限值。

(2) 阻尼片的周向分布数量直接影响封严环的固有频率和振型。阻尼片周向分布数量较多时, 封严环/阻尼片组合结构仍以周波型振动为主; 反之, 组合结构的周波型振动不明显。

(3) 保持封严环/阻尼片结构参数及转速不变, 阻尼片沿周向分布数量越多, 应力分布越均匀, 最大离心应力越小, 在设计中需要根据应力水平选取适当的阻尼片周向分布数量。

参考文献:

[1] 航空发动机设计手册第 18 册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.

[2] Johnson K L. 接触力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.

[3] 张松, 艾兴. 高速主轴过盈连接特性研究[J]. 制造技术与机床, 2003, 10: 87290.
ZHANG Song, AI Xing. Study on the performance of inter2 face fit for the high speed spindle[J]. Manufacturing Tech2 nique and Machine Tool, 2003, 10: 87290.

[4] 张松, 艾兴. 基于有限元的高速旋转主轴过盈配合研究, 机械科学与技术[J]. 机械科学与技术, 2004, 1, 23: 15217.
ZHANG Song, AI Xing. FEM2based study on interface fits in high speed rotary spindles[J]. Mechanical Science and Technology, 2004, 1, 23: 15217.

[5] 武瑛. 非等长度组合厚壁圆筒装配压力[J]. 太原理工大学学报, 2000, 31: 215217.
WuYing. The assembly pressure of circular tubes with dif2 ferent lengths[J]. Journal of Tai Yuan University of Tech2 nology, 2000, 31: 215217.

[6] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1979.

[7] 张锦, 刘晓平. 叶轮机振动模态分析理论及数值方法[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.