

文章编号: 1000-8055(2002)05-0591-06

篦齿封严装置减振方法研究及减振装置设计

李 辉, 李其汉, 晏砺堂

(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 本文研究了用于篦齿封严装置的干摩擦式阻尼减振器的减振原理, 采用篦齿封严装置气弹稳定性分析方法, 分别研究了用于篦齿封严装置的阻尼环和阻尼套筒的减振效果, 并在此基础上提出了阻尼减振器的工程设计方法。研究表明, 干摩擦式阻尼减振器可以有效地提高篦齿封严装置的气动弹性稳定性。

关键词: 篦齿封严; 气动弹性; 稳定性; 减振; 干摩擦

中图分类号: V 231.92

文献标识码: A

Vibration Control Method and Damper Design of Labyrinth Gas Seals

L I Hui, L I Q i-han, YAN L i-tang

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

Abstract: The vibration control theory of the dry friction damper used in the labyrinth gas seals is studied in the paper, and for the effect of the damper loop and damper tube is also investigated by means of the aeroelastic stability analysis method for the labyrinth gas seals. Based on the analysis result, we give the damper design process used for engine. According to the analysis, dry friction damper can raise the aeroelastic stability of the labyrinth gas seals.

Key words: labyrinth seals; aeroelastic; stability; vibration control; dry friction

1 前 言

通过对篦齿封严装置气动弹性稳定性的分析得知, 篦齿封严组件的大柔度、大的进出口压比和预旋速度是使其发生气动弹性失稳的主要原因, 封严组件刚度的提高由于受到结构及重量的限制不可能无限满足, 较大的进出口压比和预旋速度也是不可避免的客观存在。为此, 为篦齿封严装置安装合适的减振装置能够在重量不增加很多的情况下, 提高其气动弹性稳定性。

本文在篦齿封严装置的气弹稳定性分析^[1~3]的基础上, 对用于篦齿封严装置的干摩擦式阻尼减振器的减振原理进行了研究, 并对其减振效果进行了分析。

2 篦齿封严装置减振装置的基本形式

用于篦齿封严装置的干摩擦阻尼器有多种形式, 但总的来说, 主要可以分成阻尼环和阻尼套筒两个大类, 一般情况下, 阻尼环常用于转子件, 阻尼套筒可以用于转子件和静子件。

阻尼环结构最简单, 如图 1 所示, 它一般安装在封严装置转动件的自由端, 如图 2 所示。此处安装起来比较方便, 且此处振动幅度较大, 阻尼环安装在此处可以获得更好的减振效果。

阻尼套筒分为开口式阻尼套筒和整体式阻尼套筒。开口式套筒主要用于转子件, 如图 3 所示。

收稿日期: 2001- 11- 16; 修订日期: 2001- 12- 19

作者简介: 李辉(1967-), 男, 辽宁抚顺人, 北京航空航天大学动力系博士生, 主要从事发动机强度与振动研究

整体式阻尼套筒可以分为成片状的阻尼套筒和切成指状的的阻尼套筒, 其中, 切成片状的旋转阻尼器用于转子件, 如图 4 所示; 切成指状的不旋转阻尼器用于静子件, 如图 5 所示。

转动时离心力使阻尼套筒紧贴在转子件上; 整体式阻尼套筒一般采用螺栓或销钉固定, 其开成片状或指状的部分与封严件之间有一定的紧度, 尤其用于静子件的阻尼套筒, 由于没有离心力的作用, 其与封严件之间的紧度应足够大, 以保证提供足够的摩擦阻尼。



图 1 环状阻尼器

Fig 1 Ring shape damper

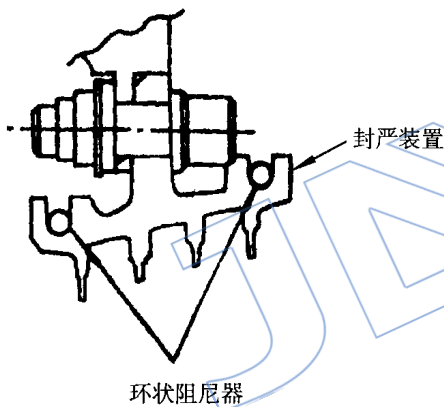


图 2 环状阻尼器安装位置

Fig 2 A ssembly position of the ring shape damper



图 3 筒状开口阻尼器

Fig 3 Tube shape damper

开口式阻尼套筒一般用卡槽固定在封严件上, 其本身有一定涨紧度, 安装后不会自行脱落,



图 4 片状阻尼套筒

Fig 4 Sheet shape damp sleeve



图 5 指状阻尼套筒

Fig 5 Finger shape damper sleeve

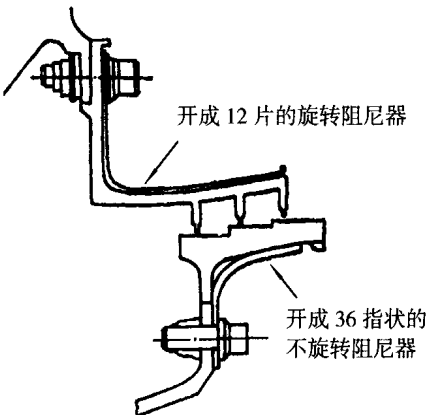


图 6 阻尼套筒安装位置

Fig 6 A ssembly position of the damp sleeve

3 阻尼器的减振机理

篦齿封严装置使用的减振器, 无论是阻尼环还是阻尼套筒, 主要是通过干摩擦来消耗封严件从气体中获得的能量, 以达到减小振动、增加稳定性的目的。

干摩擦阻尼模型利用的是经典的摩擦定律, 根据经典摩擦定律理论, 摩擦力可写成如下形式^[4]:

$$F = \begin{cases} \mu \cdot N & \dot{u} > 0 \\ -\mu \cdot N & \dot{u} < 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中: F 为摩擦力; μ 为摩擦系数; N 为正压力; $\dot{u}$ 为相对速度。

根据能量消耗等效原则, 可以获得干摩擦的等效粘性阻尼为:

$$c_{eq} = \frac{4\mu N}{\pi\omega B} \quad (2)$$

其中: c_{eq} 为等效粘性阻尼; ω 为固有频率; B 为振幅。

(2) 式即是干摩擦阻尼的计算模型, 也就是库仑阻尼的计算模型。本文采用库仑阻尼模型对篦齿封严装置用阻尼环和阻尼套筒的减振效果进行研究。

4 篦齿封严装置气动弹性稳定性分析

篦齿封严装置的转子件和静子件沿周向作节径型周波振动, 在某些振型下, 封严装置密封气体的气动阻尼可能为负值, 使系统的稳定性下降, 甚至会发生失稳。

4.1 气弹稳定性分析方法

对篦齿封严装置进行气动弹性稳定性分析, 本文采用的是特征值法。特征值法是将结构的动力特性和气动力结合起来形成如下式所示的统一方程:

$$M \ddot{u} + (C_G + C_s) \dot{u} + (K_G + K_s) u = 0 \quad (3)$$

其中: M 为结构质量; C_s 和 K_s 为结构阻尼和结构刚度; C_G 和 K_G 为气动阻尼和气动刚度; u 为位移。求解方程(3)的复特征值, 并根据特征值实部的正负来判定系统的稳定性。

由特征值法的求解方法可以看出, 这种方法的关键是精确地计算气动刚度和气动阻尼, 对于不同结构, 气动参数的计算方法各不相同, 文献

[1] 发展一种方法—双控制体法来计算篦齿空气封严装置在节径型周波振动情况下的气动刚度和气动阻尼。

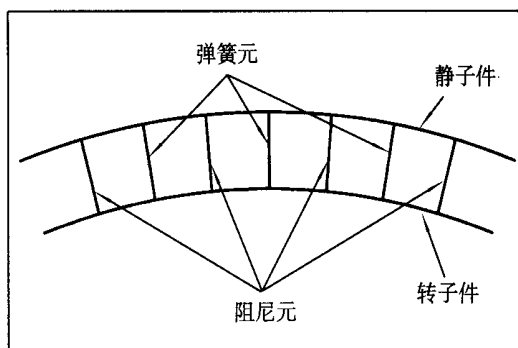


图7 有限元分析模型(周向)

Fig 7 Finite element model(circularity direction)

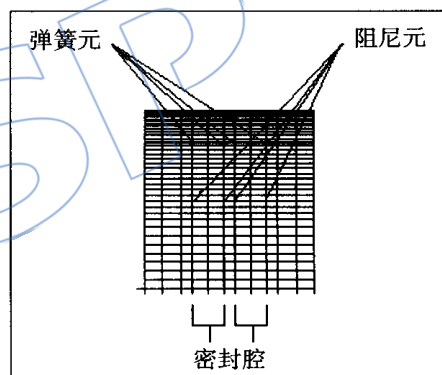


图8 有限元分析模型(轴向)

Fig 8 Finite element model(axis direction)

本文利用有限元软件的复特征值提取技术来分析篦齿封严装置的稳定性, 篦齿封严装置中密封气体的作用由弹簧单元和阻尼单元来模拟, 如图7和图8所示, 其中弹簧元模拟的是密封气体的气动刚度, 而阻尼元模拟的是气体的气动阻尼。篦齿封严装置的稳定性分析模型建立完成后, 求解整个模型的复特征值, 根据复特征值的实部判定篦齿封严装置的稳定性。

4.2 篦齿封严装置的气弹稳定性分析

对于图9所示的篦齿封严装置, 应用上述稳定性分析方法对其进行分析, 结果见图10。从图10可以看出, 该篦齿封严装置转子件在后行波波数为5~7时, 由于存在负的气动阻尼, 篦齿封严装置的气动弹性稳定性有所下降, 转子件发生失稳。

5 阻尼器的减振方法和效果研究

为增加图 9 所示篦齿封严装置的气动弹性稳定性, 本文分别对安装了阻尼环和阻尼套筒后的篦齿封严装置气动弹性稳定性进行了分析。

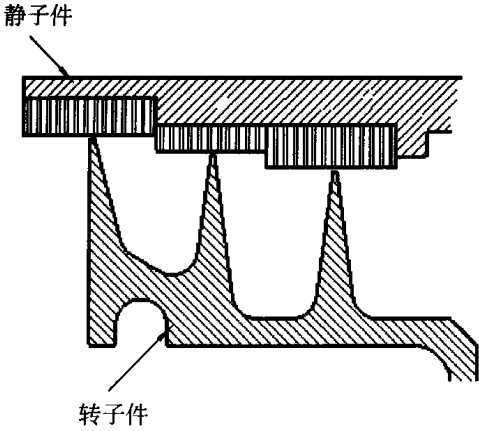


图 9 篦齿封严装置结构

Fig 9 Structure of the labyrinth seal

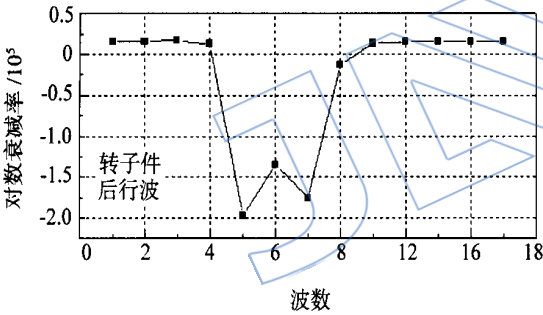


图 10 对数衰减率随波数的变化

Fig 10 Logarithmic attenuation rate changed with the number of wave

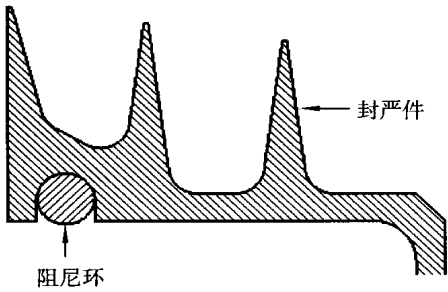


图 11 带阻尼环的篦齿封严装置

Fig 11 Labyrinth seal with damp ring

5.1 阻尼环

对于图 9 所示的篦齿封严装置, 在转子件上安装了阻尼环后, 用库仑阻尼模型计算出阻尼环的等效粘性阻尼见图 12, 带阻尼环转子件的对数衰减率见图 13。

由图 13 可以看出, 不带阻尼环的篦齿封严装置在后行波波数为 5~7 时, 转子件发生失稳; 为其安装阻尼环后, 转子件的稳定性有一定的提高,

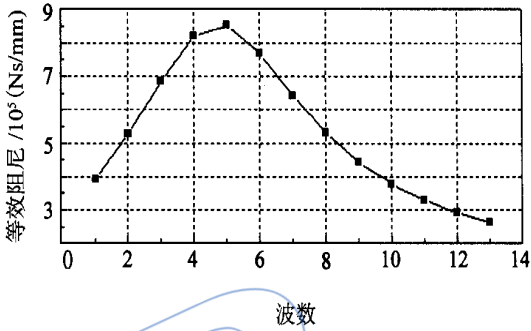


图 12 阻尼环等效粘性阻尼

Fig 12 Equivalent damp of the damp ring

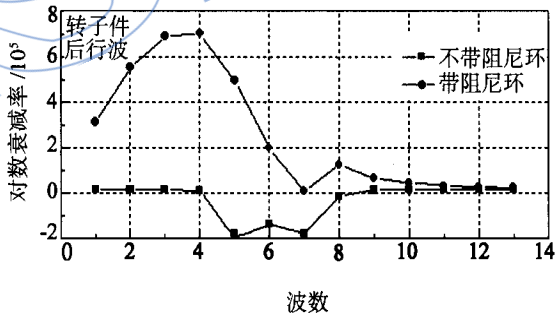


图 13 对数衰减率随波数的变化

Fig 13 Logarithmic attenuation rate changed with the number of wave

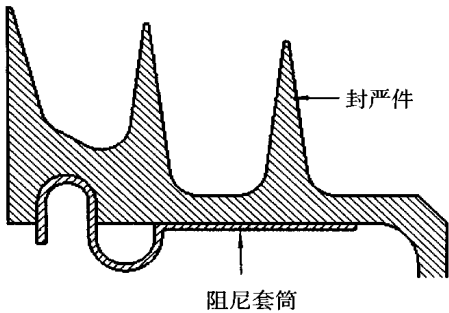


图 14 带阻尼套筒的篦齿封严装置

Fig 14 Labyrinth seal with damp sleeve

只有在后行波为 7 时倾向于失稳。

5.2 阻尼套筒

上述同样的篦齿封严结构, 为其安装了阻尼套筒, 阻尼套筒的结构及安装形式见图 14。阻尼套筒的等效粘性阻尼见图 15。

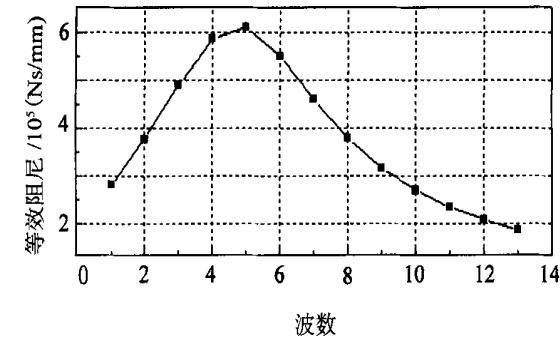


图 15 阻尼套筒的等效粘性阻尼
Fig. 15 Equivalent damp of the damp sleeve

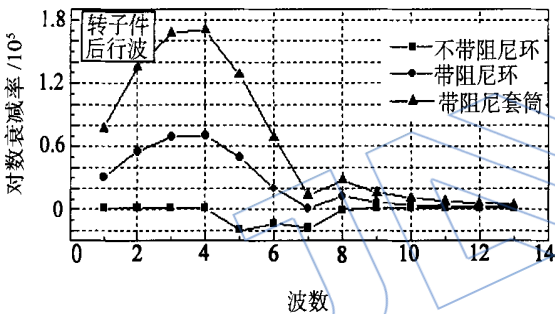


图 16 对数衰减率随波数的变化
Fig. 16 Logarithmic attenuation rate changed with the number of wave

图 16 显示了篦齿封严装置在转子件后行波情况下, 不带阻尼器、带阻尼环和带阻尼套筒情况下的对数衰减率随波数的变化。从图中可以看出: 带阻尼器的篦齿封严装置的稳定性比不带阻尼器的封严装置的稳定性有所提高; 而比较阻尼环和阻尼套筒的减振效果, 阻尼套筒虽然在局部产生的阻尼小于阻尼环, 但由于其作用的面积较大, 其增加稳定性的效果比阻尼环要好。

6 篦齿封严装置阻尼减振器设计过程

篦齿封严装置阻尼器的设计必须考虑到两个方面的要求, 一方面, 阻尼器所提供的摩擦阻尼应保证篦齿封严装置不会发生气弹失稳; 另一方面, 阻尼器的安装必须保证封严件的静强度维持在安

全范围内。

6.1 阻尼器正压力对稳定性的影响

改变用于转子件的阻尼环的正压力, 然后计算篦齿封严装置转子件的对数衰减率, 结果见图 17。

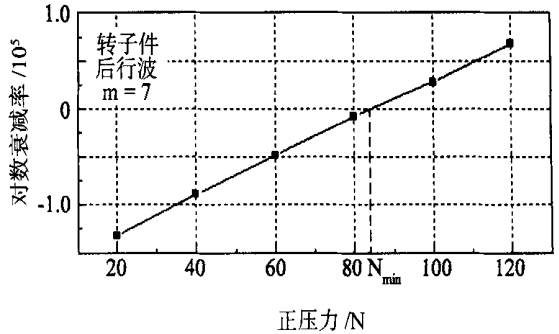


图 17 对数衰减率随正压力的变化
Fig. 17 Logarithmic attenuation rate changed with the normal pressure

从图 17 可以看出, 带阻尼环的篦齿封严装置的对数衰减率随着阻尼环正压力的增加而增加, 如果将对数衰减率等于零作为失稳的边界, 对应的正压力则为阻尼器稳定性设计要求的最小正压力 N_{min} , 进而计算出阻尼器的最小几何尺寸。

6.2 阻尼器正压力对静强度的影响

图 18 显示了篦齿封严件的最大总应力随阻尼环尺寸的变化情况。为保证封严件在运行中不会破坏, 其总应力不能超过许用应力, 此时对应的阻尼环直径为 φ_{max} , 设计阻尼环时必须保证符合 $\varphi < \varphi_{max}$, 也就是确定了阻尼器的最大几何尺寸。

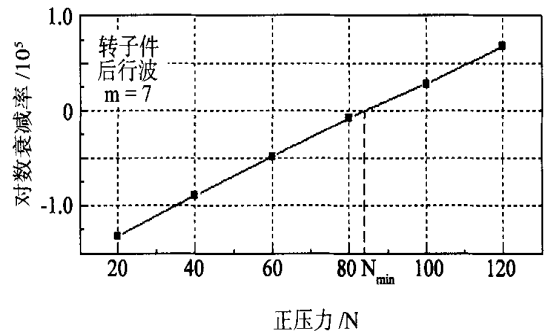


图 18 封严件最大总应力随阻尼环直径的变化
Fig. 18 Total stress changed with the diameter of damp ring

6.3 阻尼器的设计过程

根据上面的分析, 篦齿封严装置阻尼器的设

计过程可以归纳为:

第一步: 篴齿封严装置的动力特性分析。通过分析, 获得封严件周向振动的周波数、频率等重要数据。

第二步: 计算篴齿封严装置的气动参数。通过计算, 得到了篴齿封严装置密封气体在节径型周波振动形式下的气动刚度和气动阻尼。

第三步: 篴齿封严装置的稳定性分析。

第四步: 阻尼器设计。根据第三步获得的篴齿封严装置的稳定性情况, 初步确定阻尼器的形式和位置。获得等效阻尼后, 返回第三步对带阻尼器的篴齿封严装置再进行稳定性分析, 如果稳定性满足要求则进行下一步, 否则增加阻尼器正压力或改变位置。

第五步: 静强度校核。阻尼器初步设计完成后, 对带阻尼器的篴齿封严装置进行强度验算, 以保证封严件在安全范围内工作。

7 结 论

根据上述分析可以得知, 使用干摩擦型阻尼器可以增加篴齿封严装置的稳定性, 而比较阻尼环和阻尼套筒的减振效果, 阻尼套筒的减振效果要好于阻尼环。本文从阻尼器对篴齿封严装置的稳定性和静强度的影响出发, 提出了篴齿封严装置阻尼器的工程设计方法, 有一定的工程实用性。

参考文献

- [1] 李辉 篴齿封严装置气动弹性稳定性和减振研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2001.
- [2] 晏廪堂, 李其汉, 刘方杰, 等. 结构系统动力特性分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989.
- [3] 诸德超. 气动弹性力学[M]. 北京: 航空工业部教材编审室, 1986.
- [4] 王学浩. 摩擦学概论[M]. 北京: 水利电力出版社, 1990.

(责任编辑 吴一黄)