

文章编号: 1000-8055(2008)10-1813-08

带有阻尼环(套筒)的篦齿封严装置动力响应特性实验

曾 亮¹, 李 琳²

- (1. 中国民用航空总局 航空安全技术中心, 北京 100028;
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 以带有开口阻尼环(套筒)的悬臂柱壳为对象, 进行了悬臂柱壳/阻尼环(套筒)组合结构动力响应特性实验研究, 并将实验结果与理论结果进行了对比, 以验证理论分析的正确性. 通过实验研究了阻尼环的安装位置、阻尼套筒的厚度、宽度、开口量和激振力等参数对组合结构动力响应特性的影响规律. 阻尼环在悬臂柱壳上的安装位置对其减振效果有很大的影响; 阻尼套筒通过移频和干摩擦阻尼作用, 有效地降低了组合结构的振动峰值; 当组合结构发生不同的周波型振动时, 即使是相同的阻尼环(套筒), 它的减振效果也是不同的.

关 键 词: 动力响应; 篦齿封严装置; 阻尼环(套筒)

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

Experiments on dynamic response of labyrinth air seals with damping ring/sleeves

ZENG Liang¹, LI Lin²

- (1. Center of Aviation Safety Technology,
General Administration of Civil Aviation of China, Beijing 100028, China;
2. School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The experimental results of dynamic response for the shell with different damping ring/sleeves verified the validity of the proposed simplified model and the numerical simulation results in this paper. The influences of variable parameters on the dynamic response, such as the width, thickness, gap size and installed position of damping ring/sleeves were also discussed. The region of installation of damping ring has great influence on its effect of vibration control. With the effect of "frequency transferring" and friction damping, the damping sleeves reduce the peak of the vibration notably. When the shell vibrates in different circumferential waves, even for the same damping ring/sleeve, its effect of vibration control is different.

Key words: dynamic response; labyrinth air seals; damping ring/sleeves

篦齿封严装置作为一种有效的非接触式封严结构, 在航空发动机和其他旋转机械中得到了广

泛应用. 随着现代航空发动机性能的提高, 篦齿封严装置的工作压力、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,使得篦齿封严装置的刚性进一步下降,所有这些不利因素使篦齿封严装置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《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装置以及薄壁旋转轴上均采用了类似阻尼环(套筒)的减振结构(图 1、图 2).

阻尼环(套筒)在自由状态下的名义半径 R 通常大于封严装置的内径,并且具有一定的开口量 $\$$ (图 2),因此装配后,在弹性张力的作用下(如果封严装置属于转动件,则同时考虑弹性张力和旋转离心力的作用),阻尼环(套筒)将紧贴于封严装置内壁面,从而形成一个与封严装置共同工作的接触系统. 当该接触系统在外界激励下振动时,阻尼环(套筒)与封严装置内壁面之间会发生相对微小滑移;由于接触面之间的摩擦,消耗了结构振动能量,将结构振幅降低到相对低的水平,这样外界激励就不会在部件

壁上产生足够高的振动应力而导致部件的疲劳损坏^[1].

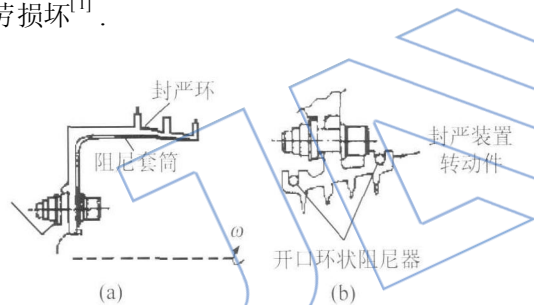


图 1 带阻尼环/阻尼套筒的篦齿封严装置

Fig. 1 Labyrinth with damping-ring/sleeves

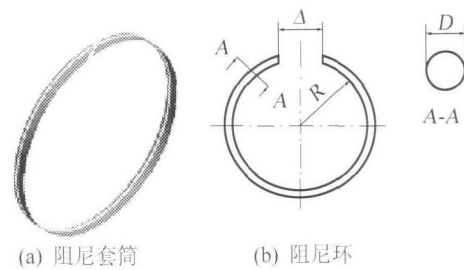


图 2 阻尼套筒和阻尼环

Fig. 2 Damping-sleeve and ring

国外成型的航空发动机上关于篦齿封严装置减振结构的设计大量来自于实验研究和经验,可供参考的文献很少,只有 ALFORD J S^[24]在早期对这一问题有一些实验结果的介绍,理论分析很

少. Niemotka M A 和 Ziegert J C^[5]通过计算摩擦力耗能和优化理论,对篦齿封严装置用的阻尼环进行了优化设计,但是并没有研究篦齿封严装置/阻尼环组合结构的动力响应问题. 尽管我国新一代发动机中已采用了上述减振结构,但直至目前为止,还仅仅是仿制,国内对于阻尼环(套筒)的减振机理的理论研究工作开展得很少,对类似于篦齿封严装置的旋转薄壁结构的动力特性实验(模态实验和动力响应实验)的研究工作开展得更少,主要原因在于,对于像发动机中的篦齿封严装置结构,从结构设计到测试都很复杂,尤其是对转子件,测试仪器的安装和信号的拾取都相当困难.

针对上述篦齿封严装置动力特性研究的现状,本文在文献[628]的有关理论及实验研究基础上,进行了带有阻尼环(套筒)结构的悬臂柱壳的动力响应特性实验,其中用于模拟封严装置的悬臂柱壳和模拟减振结构的阻尼环(套筒)是在参考某型发动机中篦齿封严装置静子件及其减振结构的基础上而设计的. 通过动力响应特性实验详细讨论了阻尼环的安装位置、阻尼套筒的厚度、开口量和激振力等参数对悬臂柱壳/阻尼环(套筒)组合结构动力响应的影响.

1 悬臂柱壳/阻尼环(套筒)动力响应实验介绍

图 3 是悬臂柱壳/阻尼环(套筒)组合结构的动力响应实验总图,其中,用于模拟封严装置的悬臂柱壳结构参数如图 4 所示;图 5 是与悬臂柱壳配合使用的开口阻尼环(套筒)结构, $\$, h, b, 5$ 分别是阻尼环(套筒)的开口量,厚度、轴向宽度和内径.

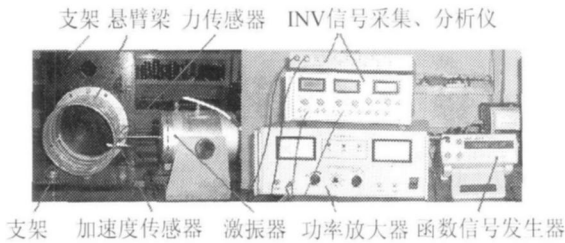


图 3 悬臂柱壳/阻尼套组合结构实验装置

Fig. 3 Modal test of shell with damping2ring/sleeves

阻尼环实验件(图 6)参数为: $\$= 10\text{ mm}$, $h= 3.5\text{ mm}$, $b= 2\text{ mm}$, $5= 200\text{ mm}$. 阻尼套筒实验件(图 7)参数为: $\$= 10\text{ mm}$; $h= 0.3\text{ mm}$, 0.5 mm , $b= 75\text{ mm}$, 45 mm ; $5= 200\text{ mm}$.

阻尼环(套筒)安装在悬臂柱壳内壁的对应位置,如图 8 所示^[9].

成动力响应实验的激振系统; 安装在激振点附近的压电加速度传感器拾取悬臂柱壳外壁面观测点的振动信号, 通过北京东方振动和噪声技术研究所开发的 DASP2000 系统进行振动信号的采集和分析, 从而得到观测点振动的时域和频域信息, 以上设备构成动力响应实验的测量、分析系统。

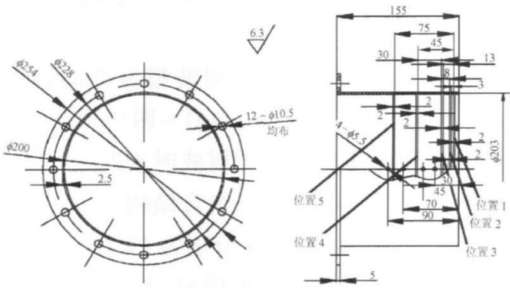


图 4 悬臂柱壳结构
Fig. 4 Geometrical parameters of shell

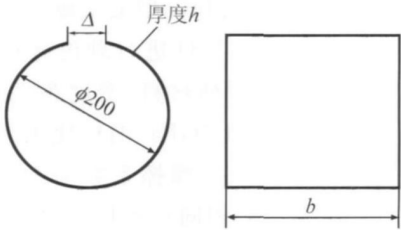


图 5 开口阻尼环(套筒)结构
Fig. 5 Geometrical parameters of damping-ring/sleeves

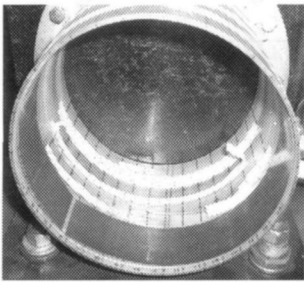


图 8 阻尼套筒安装图
Fig. 8 Test model of shell with damping sleeves

在下面的分析中, 为了方便比较阻尼环(套筒)的结构参数对减振效果的影响, 定义如下变量来表征阻尼环(套筒)的减振效果

降幅比=

$$\left[1 - \frac{\text{某一周波型振动时组合结构的响应峰值}}{\text{某一周波型振动时悬臂柱壳自身的响应峰值}} \right] \times 100\%$$

2 悬臂柱壳/ 阻尼环组合结构动力响应实验结果分析

在悬臂柱壳的不同位置(图 4, 位置 1~ 位置 5)分别安装如图 6 所示的阻尼环. 选择某一安装位置后, 分别在组合结构的 2, 3, 4 周波固有频率附近, 以激振力 $f = 1 \text{ N}$ 对组合结构进行扫频激励, 得到观测点的径向位移幅频响应曲线, 如图 9 所示。

下面以图 9(c)所示的位移幅频响应曲线($f = 1 \text{ N}$, 4 周波情况)为例来对阻尼环的减振效果进行说明. 从图 9(c)中可以清楚地观察到阻尼环的减振效果, 当悬臂柱壳不附加阻尼环, 仅考虑结构阻尼时(即相同激励下悬臂柱壳自身的响应), 观测点的振动峰值为 0.003439 mm ; 安装阻尼环以后, 在结构阻尼和干摩擦阻尼的共同作用下, 观测点的振动峰值有了显著降低, 按位置 1~ 位置 5, 观测点的振动峰值分别为 $0.002342, 0.001023, 0.001858, 0.001062 \text{ mm}$ 和 0.001922 mm , 其中位置 2 和位置 4 的减振效果最好, 两处的降幅比分别为 70.3% 和 69.1% . 从图中还可以看到, 阻尼环安装在不同的位置时, 观测点峰值响应处的

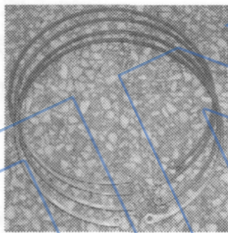


图 6 阻尼环实验件
Fig. 6 Test model of damping-rings

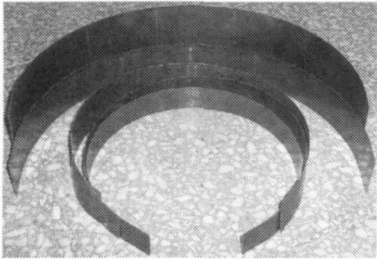


图 7 阻尼套筒实验件
Fig. 7 Test model of damping-sleeves

图 3 中的函数信号发生器产生正弦激励信号, 经功率放大器后输入电磁式激振器, 从而对组合结构进行径向简谐激励. 激振力的大小可直接由连接在激振器顶杆上的力传感器测得, 并可根据所测得的激振力的大小调整信号发生器或功率放大器的输出增益以满足实验要求, 以上设备构

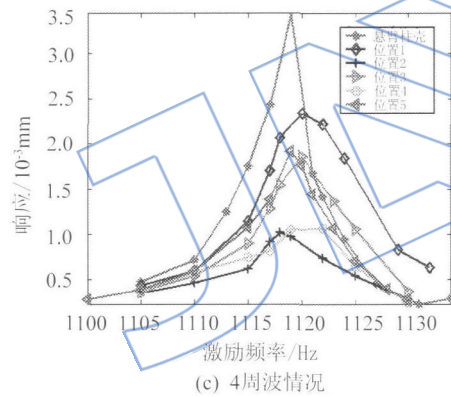
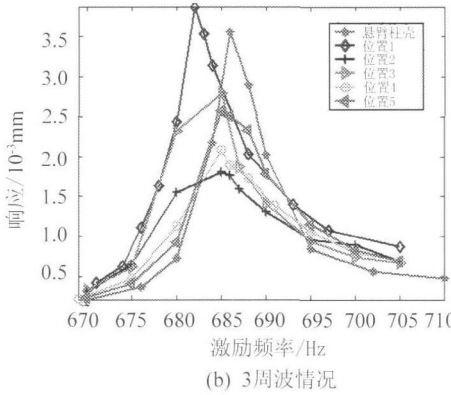
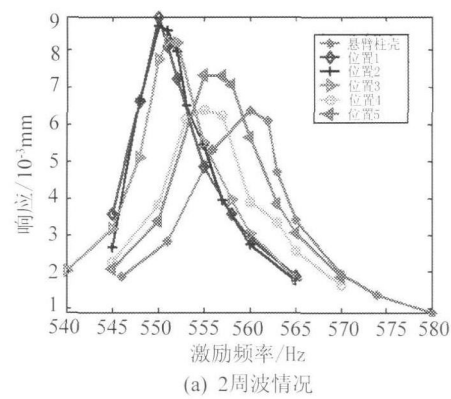


图 9 悬臂柱壳/ 阻尼环实验响应($f = 1\text{ N}$)
Fig. 9 Experimental dynamic response of
shell/damping2ring ($f = 1\text{ N}$)

频率与悬臂柱壳自身峰值响应处的频率基本相同.

当组合结构发生不同周波型振动时, 阻尼环的减振效果也是不同的. 图 9(a)~ 图 9(c) 是 $f = 1\text{ N}$, 组合结构分别发生 2, 3, 4 周波时观测点的幅频响应曲线. 以位置 2 为例, 当组合结构发生 3, 4 周波型振动时, 阻尼环的降幅比分别为 49. 1% 和 70. 3%, 阻尼环的减振效果差异很明显; 而当组合结构发生 2 周波型振动时, 观测点的响应甚至大于悬臂柱壳自身的响应, 阻尼环完全失去了减振效果.

图 10 是与图 9 所示的实验结果相对应的理论分析结果(理论分析方法和模型见文献[628]). 在对组合结构的动力响应特性进行理论分析时, 悬臂柱壳与阻尼环采用同种材料: 密度为 $7. 8 @ 10^3\text{ kg/m}^3$, 弹性模量为 210 GPa , 泊松比为 $0. 3$, 结构粘性阻尼比为 $0. 002\text{ 5}$, 摩擦系数为 $0. 3$ (以下对阻尼套筒的分析与之相同). 从相关图中可以看到, 各种条件下组合结构观测点的理论分析结果和实验结果的规律大致相同.

为了进一步验证不同激振力下实验和理论分析结果的一致性, 我们还进行了激振力 $f = 0. 8\text{ N}$ 情况下组合结构的动力响应实验. 结果表明, $f = 0. 8\text{ N}$ 情况下的实验和理论幅频响应曲线的规律同 $f = 1\text{ N}$ 情况下的曲线规律完全一致(限于篇幅, 不再给出有关实验及理论的幅频响应曲线).

表 1 是悬臂柱壳自身和组合结构发生 4 周波型振动时, 在不同激振力下共振峰值的实验结果和理论结果的对比, 其误差在可接受范围(理论结果和实验结果误差最大不超过 3%), 证明了文献[7, 9] 中理论分析方法的合理性, 其中误差(以下同) 定义为

误差=

$$|(\text{计算结果}-\text{实验结果})/\text{实验结果}| @100\%.$$

表 1 实验结果和理论结果对比(4 周波情况, 位置 2)
Table 1 Comparison of experimental and theoretic results (wave No. = 4, position 2)

结构						
峰值响应/ mm	悬臂柱壳			组合结构		
	实验结果	理论结果	误差/ %	实验结果	理论结果	误差/ %
$f = 0. 8\text{ N}$	0. 002 751	0. 002 776	0. 91	0. 000 800 5	0. 000 786 2	1. 79
$f = 1\text{ N}$	0. 003 439	0. 003 393	1. 34	0. 001 023	0. 001 050	2. 64

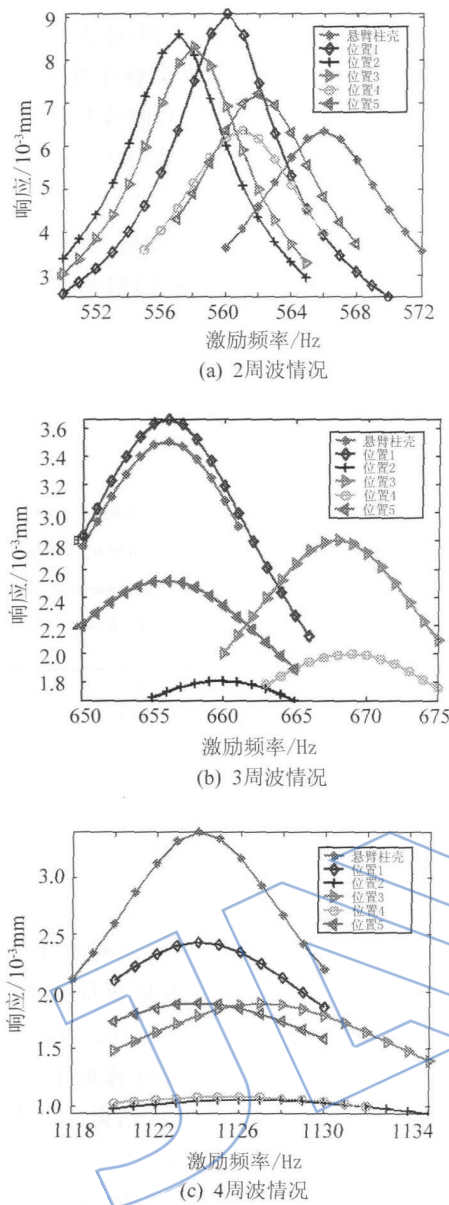


图 10 悬臂柱壳/ 阻尼环计算响应($f = 1\text{ N}$)
Fig. 10 Theoretic dynamic response of
shell/ damping ring($f = 1\text{ N}$)

3 悬臂柱壳/ 阻尼套筒组合结构
动力响应实验结果分析

1) 实验 $\tilde{N}$ ($\$ = 10\text{ mm}$, $b = 75\text{ mm}$, $h = 0.5\text{ mm}$, 0.3 mm)

在悬臂柱壳内壁的对应位置安装如图 7 所示的阻尼套筒(图 8), 按照与上节相同的实验步骤, 分别在悬臂柱壳/ 阻尼套筒组合结构的 2, 3, 4 周波固有频率附近, 以激振力 $f = 1\text{ N}$ 对组合结构进行正弦扫频激励, 得到观测点的径向位移幅频响应曲线, 如图 11 所示(图 12 为与之对应的理论分析结果), 从以上图中可以清楚地看到阻尼套筒的减振效果。

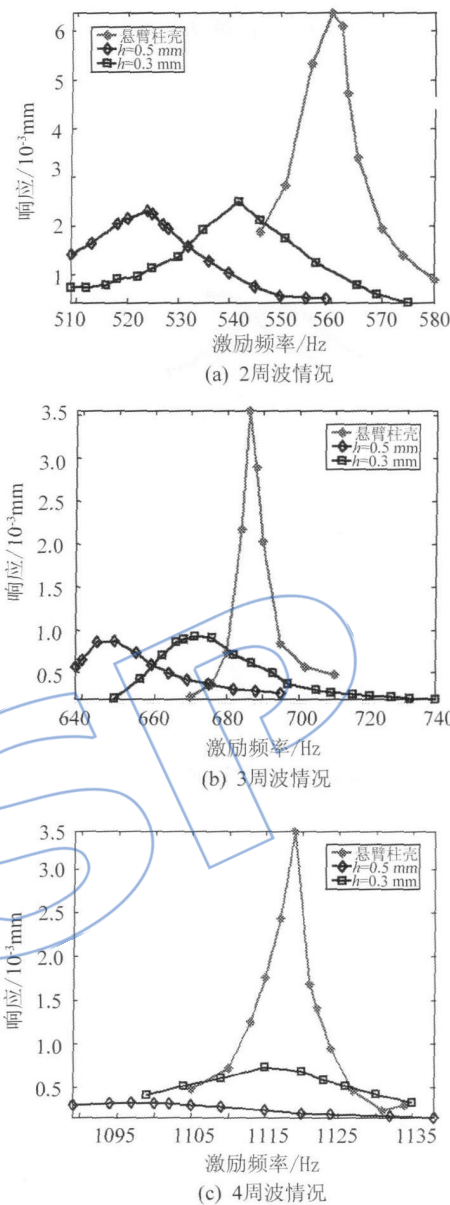


图 11 悬臂柱壳/ 阻尼套筒实验响应($f = 1\text{ N}$)
Fig. 11 Experimental dynamic response of
shell/ damping sleeve($f = 1\text{ N}$)

下面以图 11(c) 所示的幅频响应曲线($f = 1\text{ N}$, 4 周波情况) 为例来对阻尼套筒的减振效果进行详细说明. 当悬臂柱壳不附加阻尼套筒, 仅考虑结构阻尼时(即相同激励下悬臂柱壳自身的响应), 观测点的响应峰值为 $0.003\,439\text{ mm}$, 峰值频率为 $1\,119\text{ Hz}$; 安装阻尼套筒以后, 在结构阻尼和干摩擦阻尼的共同作用下, 观测点的响应峰值有了显著降低, 当阻尼套筒厚度 $h = 0.5\text{ mm}$ 时, 观测点的响应峰值为 $0.000\,322\,0\text{ mm}$, 峰值频率为 $1\,097\text{ Hz}$; 当阻尼套筒厚度为 $h = 0.3\text{ mm}$ 时, 观测点的响应峰值为 $0.000\,727\,4\text{ mm}$, 峰值频率为 $1\,115\text{ Hz}$, 两种情况下的降幅比分别为 90.6% 和

78.8%, 阻尼套筒的减振效果非常好, 同时组合结构的峰值频率也发生了明显的变化。

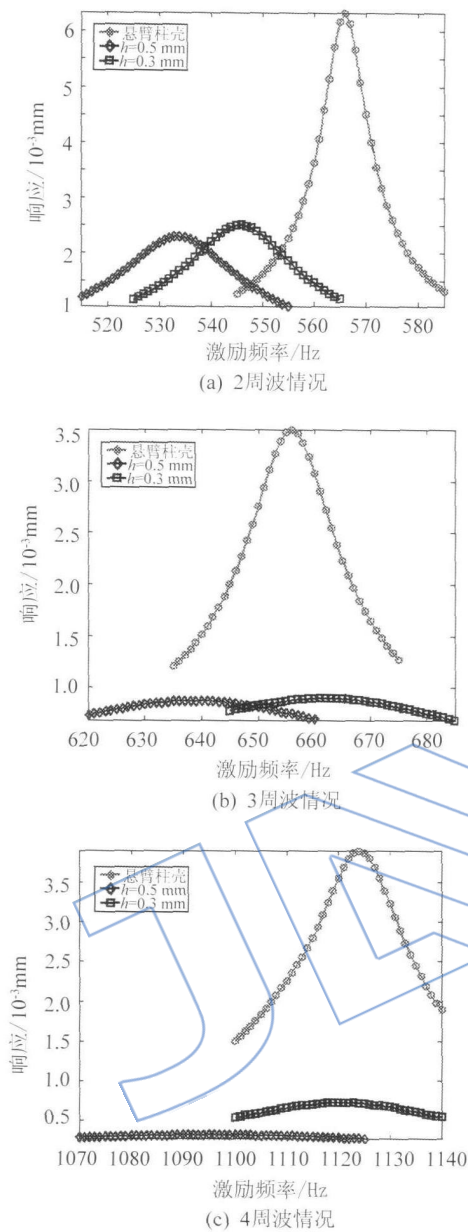


图 12 悬臂柱壳/ 阻尼套筒计算响应($f = 1\text{ N}$)
Fig. 12 Theoretic dynamic response of shell/damping sleeve($f = 1\text{ N}$)

与前节阻尼环的减振效果类似, 当组合结构发生不同的周波型振动时, 阻尼套筒的减振效果也不同, 以图 11(a)~ 图 11(c)中观测点的幅频响应曲线为例(阻尼套筒厚度 $h = 0.5\text{ mm}$), 在 $f = 1\text{ N}$, 组合结构分别发生 2, 3, 4 周波型振动时, 阻尼套筒的减振效果分别为 63.9%, 75.5% 和 90.6%, 阻尼套筒的减振效果差别很明显。

从图 11(a)和图 11(b)中还可以看到, 相对于悬臂柱壳自身振动峰值处的频率, 安装阻尼套筒以后, 组合结构的峰值频率有了较大的偏离, 原因

可参考文献[6, 8]的有关分析。

与前述阻尼环减振实验类似, 激振力 $f = 0.8\text{ N}$ 情况下组合结构的动力响应实验和理论幅频响应曲线规律同 $f = 1\text{ N}$ 情况下的曲线规律完全一致(限于篇幅, 不再给出有关实验及理论的幅频响应曲线)。

表 2 是组合结构发生 4 周波型振动时, 厚度 $h = 0.3\text{ mm}$ 的阻尼套筒在不同激振力下响应峰值的实验结果和理论结果的对比, 其相对误差在可接受范围内(理论结果和实验结果误差最大不超过 3%), 再次证明了文献[7, 9]中理论分析方法的合理性。

表 2 组合结构实验结果和理论结果对比(4 周波情况, $h = 0.3\text{ mm}$)			
Table 2 Comparison of experimental and theoretic results (wave No. = 4, $h = 0.3\text{ mm}$)			
激励 f/N	峰值响应 10^{-4} mm		
	实验结果	理论结果	误差/ %
$f = 0.8\text{ N}$	5.428	5.283	2.7
$f = 1\text{ N}$	7.274	7.265	0.12

2) 实验
改变阻尼套筒的轴向宽度就同时改变了接触面积和接触刚度. 图 13 是阻尼套筒参数为: $\$ = 10\text{ mm}$, $b = 45\text{ mm}$, $h = 0.5\text{ mm}$, 0.3 mm , 在激振力 $f = 1\text{ N}$ 下观测点的径向位移幅频响应曲线(图 14 为与之对应的理论分析结果). 从图中可以看到, 实验 0 中观测点的幅频响应曲线规律与实验 N 中有关曲线的规律基本一致, 可参考对实验 N 的有关分析, 不再赘述。

改变开口量 $\$$ 会直接影响阻尼套筒和悬臂柱壳之间的接触压力和接触刚度, 从而改变组合结构的整体刚性; 同时, 开口量增加, 阻尼套筒和悬臂柱壳之间接触面积减小, 摩擦力耗能也会响应减少^[6, 9]. 图 15 是阻尼套筒 $b = 45\text{ mm}$, $h = 0.5\text{ mm}$, 开口量 $\$ = 10\text{ mm}$, 30 mm , 激振力 $f = 1\text{ N}$, 组合结构发生 4 周波型振动时观测点的实验及理论幅频响应曲线. 从图中可以看到, 对于 4 周波型振动, 开口量 $\$$ 为 10 mm 的阻尼套筒的减振效果优于开口量 $\$$ 为 30 mm 的阻尼套筒。

表 3 是与图 15(a)对应的不同开口量下阻尼套筒的减振效果对比, 从表中可以看到, 开口量对降幅比的影响不明显, 但是开口量对接触刚度的影响较大, 组合结构的峰值频率差别比较明显。

表 3 开口量对响应的影响($f=1\text{ N}$, 4 周波情况)

Table 3 Influence of δ on dynamic response ($f=1\text{ N}$, wave No. = 4)		
类别	参数	
	$h=0.5\text{ mm}$	
	$\delta=10\text{ mm}$	$\delta=30\text{ mm}$
降幅比/%	85.5	81.6
峰值频率/Hz	1 099	1 1174

4 结 论

本文进行了悬臂柱壳/阻尼环(套筒)组合结构的动力响应特性实验研究,并将实验结果与理论结果进行了对比,实验结果与理论结果基本一致,说明有关理论研究方法及模型的正确性。

通过实验研究了阻尼环的安装位置、阻尼套筒的厚度、开口量和激振力等参数对组合结构动力响应的影响规律.在工程设计中,可以合理的选择阻尼环(套筒)参数来调整封严装置的动力特性,通过/移频0和干摩擦阻尼作用达到避免共振的目的.在实验研究中得到了以下结论:

1) 阻尼环在悬臂柱壳上的安装位置对其减振效果有很大的影响,工程应用中需要选择适当的安装位置,以达到最佳的减振效果;

2) 阻尼环对组合结构的固有特性(频率、振型)影响很小,它主要提供干摩擦阻尼,以达到减振的目的,因此,工程应用中可以忽略阻尼环对组合结构固有特性的影响,而只考虑它的阻尼作用;

3) 阻尼套筒由于轴向尺寸较大,与悬臂柱壳有更大的接触面积,因而可以提供更大的附加刚度与附加阻尼,在相同条件下,它的减振效果优于阻尼环.阻尼套筒通过/移频0和干摩擦阻尼作用,有效地降低了组合结构的振动峰值;

4) 当组合结构发生不同的周波型振动时,即使是相同的阻尼环(套筒),它的减振效果也是不同的.

参考文献

[1] 5 航空发动机设计手册6 总编委会. 航空发动机设计手册: 第 18 分册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.

[2] Alford J S. Protection of labyrinth seals from flexural vibration[J]. Journal of Engineering for Power, 1964: 1412-1418.

[3] Alford J S. Protecting turbo machinery from unstable and oscillatory flows[J]. Journal of Engineering for Power, 1967: 513-528.

[4] Alford, J S. Nature, cause and prevention of labyrinth air seal failures[J]. Journal of Aircraft, 1975, 12 (4): 313-318.

[5] Niemotka M A, Ziegert J C. Optimal design of split ring dampers for gas turbine engines[R]. Cincinnati, Ohio: International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1993.

[6] 曾亮, 李琳. 具有接触结合面的封严组件振动特性分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(5): 854-861.

ZENG Liang, LI Lin. The vibration performance of contact system of labyrinth assembly [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(5): 854-861. (in Chinese)

[7] 曾亮, 李琳. 用于篦齿封严装置的减振阻尼环设计理论[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 33(5): 518-522.

ZENG Liang, LI Lin. Design of damping ring for vibration control in labyrinth air seals[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 33 (5): 518-522. (in Chinese)

[8] 曾亮, 郭雪莲, 李琳. 带有阻尼环(套)的篦齿封严装置固有特性的理论及实验研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22 (7): 1032-1043.

ZENG Liang, GUO Xuelian, LI Lin. The theoretic and experimental modal analysis of labyrinth air seals with damping ring/sleeves [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1032-1043. (in Chinese)

[9] 曾亮. 旋转薄壁结构的减振装置设计理论与实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2007.

ZENG Liang. The design and experiment research of damping devices for vibration control in thin-walled structures [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)