第 15 卷　第 2 期　　复　合　材　料　学　报　　Vol 15　No. 2
1998 年　5 月　　ACTA MATERIAE COMPOSITAE SINICA　　May　1998

# 钢和高聚物复合材料夹层结构滚动轴承的减振降噪设计

刘宏增　　张　恒*　　张志民　　宋建军**

(北京航空航天大学五系, 北京 100083)

(* 洛阳工学院复合材料研究所, 河南 471039) (** 洛阳钢厂, 河南 471023)

**摘　要**　结合滚动轴承的振动特性, 根据高聚物复合材料的应变-应力迟滞响应, 对钢和高聚物复合材料夹层结构进行了减振降噪分析, 文中还给出了振动测试的结果, 从而进一步证实了这种结构具有较强的减振降噪能力, 为在工程中的设计应用提供了理论依据。国内外文献中未见以钢和高聚物夹层结构作滚动轴承外圈的报道。

**关键词**　复合材料, 夹层结构, 滚动轴承, 减振降噪

**中图分类号**　TB332, TH133.33

尽可能地减小结构的振动, 降低噪音强度是工程设计的重要课题之一。在工程实践中人们认识到提高结构的动刚度是减小结构振动的有效途径, 而改善结构的内部阻尼特性则是提高动刚度的重要手段。

在振动过程中, 阻尼可以消耗振动的能量, 使瞬态振动迅速衰减, 避免自激振动的产生, 特别能降低受迫振动共振区的振动。在系统中增加阻尼的方法很多, 本文中采用了以钢材为表层面板、以高聚物复合材料为芯层的夹层结构作为滚珠轴承的外圈来增加阻尼。有关结构设计的详细情况请参见文献[1]。在结构产生振动时, 由于两金属层的约束, 加在中间的高聚物复合材料产生较大的剪切变形和拉压变形; 通过分子间的相互摩擦, 耗散能量, 因而产生较高的阻尼, 从而达到减振降噪的作用。图1为滚动轴承外圈的减振结构示意图。Christensen R. M. 介绍了确定表征高聚物复合材料阻尼水平的复剪切模量的稳态谐振法[2], Gottenberg W. G. 和 Christensen R. M. 报道了利用这种方法测得的有关高聚物复合材料复剪切模量等实验数据[3], 这些实验结果为本文提供了初始的设计依据。

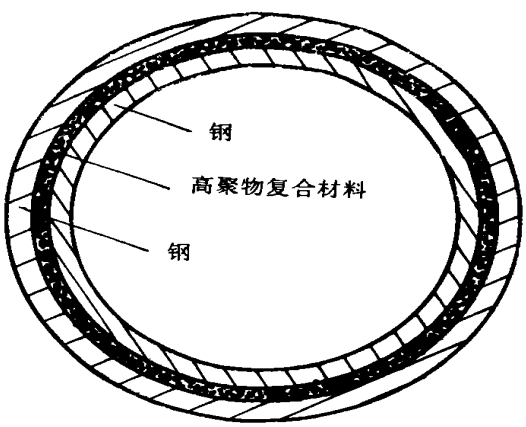


图1　滚动轴承外圈的减振结构示意图

Fig. 1　Schematic drawing for the outer ring damping structure of a rolling bearing

收修改稿、初稿日期: 1997—03—04, 1997—01—20。本文系机电部科研项目"混杂复合材料滚动轴承"的部分工作

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

## 1　滚动轴承的振动噪声特性

滚动轴承中最基本的振动是滚动体的通过振动。受径向载荷作用的滚动轴承转动时, 各滚动体的状态将随其位置而变。例如, 当滚动体位于径向横载 $F_r$ 方向的正下方时, 此滚动体及轴承圈(包括内圈和外圈)的弹性变形为最大。当滚动体在载荷方向的对称位置时轴承的弹性变形将减小。可见, 轴回转时, 滚动体通过径向载荷方向的位置, 使轴的中心上下移动, 即产生周期性的振动。

## 2　复合材料的减振原理分析

聚合物基复合材料是粘弹性材料, 它具有内部摩擦的阻尼特性, 即存在应变滞后于应力的现象。在振动状态下, 其应力应变循环形成一迟滞回线, 这一迟滞回线所包含的面积, 即是由于内部阻尼而消耗的功, 代表着一周所消耗的能量, 它与频率无关, 因此并不与速度成正比。在这种情况下的阻尼特性, 可采用复刚度来表示其刚度特性, 即用 $K(1+\mathrm{j}\eta)x$ (其中 $\mathrm{j}=\sqrt{-1}$, 本文各式中字符 j 具有与此相同的意义) 的复数形式来表示对应于位移的复力。

材料在承受简谐激励的振动载荷下, 将产生交变的应力 $\sigma$ 和应变 $\epsilon$, 在弹性材料中, $\sigma$ 与 $\epsilon$ 近似同相位, 而在粘弹性材料中, $\sigma$ 与 $\epsilon$ 间(或 $\tau$ 与 $\gamma$ 间) 有一相位差, 即 $\epsilon$(或 $\gamma$) 滞后于 $\sigma$(或 $\tau$) 一个角 $\Phi$(或 $\alpha$)。在简谐激励的情况下, 设

$$\epsilon = \epsilon_0 e^{\mathrm{j}\omega t} \tag{1}$$

则

$$\sigma = \sigma_0 e^{\mathrm{j}(\omega t+\Phi)} \tag{2}$$

由此导出复模量

$$E^* = \sigma/\epsilon = \sigma_0 e^{\mathrm{j}(\omega t+\Phi)}/\epsilon_0 e^{\mathrm{j}\omega t} = (\sigma_0/\epsilon_0)e^{\mathrm{j}\Phi} = (\sigma_0/\epsilon_0)\cos\Phi + \mathrm{j}(\sigma_0/\epsilon_0)\sin\Phi = E' + \mathrm{j}E'' = E'(1+\mathrm{j}\eta) \tag{3}$$

式中: $E'$——粘弹性材料的同相、储存弹性模量; $E''$——粘弹性材料的正交、损耗模量; $\eta = E''/E'$——粘弹性材料的损耗因子。

因为

$$E' = (\sigma_0/\epsilon_0)\cos\Phi,\quad E'' = (\sigma_0/\epsilon_0)\sin\Phi \tag{4}$$

所以

$$\eta = E''/E' = \mathrm{tg}\Phi \tag{5}$$

这就是粘弹性材料的损耗因子 $\eta$ 和应变滞后角 $\Phi$ 之间的关系。在大多数情况下, 复模量 $E^*$ 的实部 $E'$ 和杨氏模量 $E$ 之间差别很小, 可以认为二者相等。

同理, 剪切时的复弹性模量 $G^*$ 为

$$G^* = G' + \mathrm{j}G'' = G'(1+\mathrm{j}\beta) \tag{6}$$

或

$$G^* = \tau/\gamma = (\tau_0/\gamma_0)e^{\mathrm{j}\alpha} \tag{7}$$

而材料的剪切损耗因子 $\beta$ 为

$$\beta = G''/G' = \mathrm{tg}\alpha \tag{8}$$

大部分粘弹性材料的 $\eta$ 和 $\beta$ 在常用的频率范围 (5Hz～10kHz) 是相等的, 即

$$\eta = E''/E' = G''/G' = \beta \tag{9}$$

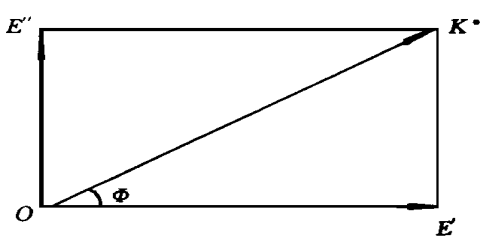


图2　粘弹性材料的复模量

Fig. 2　Complex modulus of viscoelastic material

由此, 粘弹性材料的刚度, 可用一复刚度来表示 (图2)

$$K^* = K' + \mathrm{j}h = K'(1+\mathrm{j}\eta) \tag{10}$$

式中: $E'$ 为粘弹性材料弹性元件的单向位移动刚度(同相动刚度); $h$ 为反映粘弹性材料阻尼特性的正交动刚度(即结构阻尼系数)。这样 $K^*$ 这个复数同时代表了粘弹性材料元件的动刚度及阻尼。

为了简便起见, 这里设振动是正弦的, 即取 $x = x_0 e^{\mathrm{j}\omega t}$ 的虚部, 即

$$x = \mathrm{Im}\{x_0 e^{\mathrm{j}\omega t}\} = x_0 \sin\omega t \tag{11}$$

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.n

在振动过程中, 粘弹性材料所需的激振力(由图3示意表示)为

$$F = \mathrm{Im}\{K^{*} x_0 e^{j\omega t}\} = K' x_0 \sin\omega t + K'\eta x_0 \cos\omega t \tag{12}$$

因为

$$\cos^2\omega t = 1 - \sin^2\omega t = 1 - (x/x_0)^2 \tag{13}$$

所以

$$\cos\omega t = \pm\sqrt{1 - \sin^2\omega t} = \pm\sqrt{1 - (x/x_0)^2} = \pm(1/x_0)\sqrt{x_0^2 - x^2} \tag{14}$$

这样

$$F = K' x \pm h\sqrt{x_0^2 - x^2} \tag{15}$$

上式为一个椭圆方程, 其图形如图4所示。

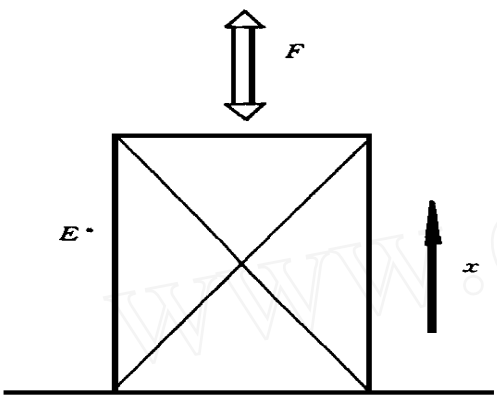


图3 作正弦振动时粘弹性材料所需的激振力

Fig. 3 Impulse force during sine vibration for viscoelastic material

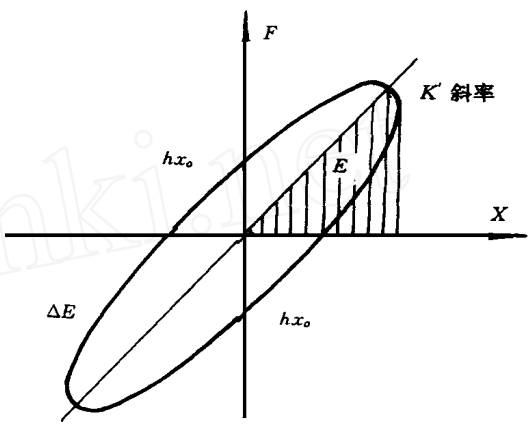


图4 粘弹性材料迟滞回线

Fig. 4 Delaying closed curve of strain-stress for viscoelastic material

显然, 每循环的能量消耗就是这个椭圆的面积

$$\Delta E = \oint \left(K' x \pm h\sqrt{x_0^2 - x^2}\right) \mathrm{d}x = \pi x_0^2 h = \pi x_0^2 K'\eta \tag{16}$$

由式(16)可知, 粘弹性阻尼材料每循环的能量消耗和频率无关。

粘弹性材料变形最大时的应变能为 $E = 0.5K' x_0^2$ (17)

因此能量比为 $\dfrac{\Delta E}{E} = \dfrac{\pi x_0^2 K'\eta}{0.5K' x_0^2} = 2\pi\eta$ (18)

那么每周振动消耗的能量则可表示为 $\Delta E = 2\pi\eta E = \pi\eta K' x_0^2$ (19)

所以复合材料的损耗因子 $\eta$ 表示了每周振动消耗的能量与最大应变能(位能)之比, 它反映了复合材料的内部摩擦, 即阻尼的大小。

根据滚动轴承工作的特殊需要, 在高聚物基体中加入了少许的石墨、铁粉和氧化铝粉末作填料, 这种复合材料在略高于室温的情况下就进入玻璃态向橡胶态的转化区, 在振动频率为200Hz时, 其表征材料阻尼性能的参数大致如: 同相、储存剪切模量 $G' = 900$ MPa

正交、损耗剪切模量 $G'' = 50$ MPa 剪切损耗因子 $\beta = 0.056$

由式(9)可知损耗因子 $\eta = 0.056$。可见这种材料在滚动轴承正常工作的条件下将具有很大的损耗因子, 因此具有很好的减振降噪性能。

## 3 振动测试

为了验证这种设计的减振降噪能力以保证滚动轴承动态旋转的平稳性, 本文中对这种滚动轴承进行了振动测试。

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.n

振动测试原理:　加速度参量测试法　　振动测试仪器:　SO 910型轴承振动仪

试件: 307型钢和高聚物复合材料滚动轴承　5套

试验条件:　转速　$n = 1400$ rpm　　载荷　$p = 50$N

试验结果:　在润滑脂润滑的情况下, 这5套轴承的噪声分贝分别为: 58. 0、48. 2、49. 5、49. 1、47. 7。该组轴承的平均声级为50. 5dB, 比同型号钢轴承的平均声级低10个左右。

## 4　综合分析与结论

从图4所示的粘弹性材料迟滞回线看出, 在一个应力循环中, 加载期间外界对材料所作的功大于卸载期间材料放出的能量, 材料把一部分能量转换为热能而消耗能量。这就是在交变应力作用下, 材料内部分子相互摩擦消耗振动能量的阻尼。根据回线所包围的面积, 可比较各种材料的阻尼性能, 面积越大, 阻尼越大。通常使用等效阻尼系数来衡量材料阻尼的大小。由于这种结构在外载作用下发生变形时, 高聚物复合材料夹芯产生较大的剪应变, 这种剪应变耗散了振动过程中激振能, 从而起到了减振降噪作用。另外振动测试的结果也有力地证实了这种结构具有较强的减振降噪作用。

由以上分析可以得出结论: 这种结构具有较强的减振降噪作用, 同时与金属结构相比有重量轻, 与塑料结构相比有承载能力大的优点, 所以可以预见该结构具有广泛的应用前景。

致　谢　　文中表征材料性能的参数由北京航空航天大学过梅丽教授无偿提供, 特此表示感谢!

## 参　考　文　献

1　刘宏增. 混杂复合材料滚动轴承: [硕士学位论文]. 河南: 洛阳工学院, 1994

2　Christensen R M. Theory of Viscoelasticity. London: Academic Press, Inc, 1982

3　Gottenberg W G, Christensen R M. An experiment for determination of the mechanical property in shear for a linear, isotropic viscoelastic solid. Int J Eng Sci, 1964, 2: 45

## ROLLING BEARING DAMPING DESIGN OF SANDWICH OUTER RING WITH STEEL FACES AND POLYMER COMPOSITE MATERIAL CORE

Liu Hongzeng　　Zhang Heng*　　Zhang Zhimin　　Song Jianjun**

(Dept. 5, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

(* Institute of Composite Materials, Luo Yang Institute of Technology, Henan 471039)

(** Luo Yang Steel Plant, Henan 471023)

**Abstract**　The damping function of the sandwich outer-ring of rolling bearings was studied according to polymer composite material delayed strain response to stress under the rolling bearing vibration. This paper also presents the results of noise test to this kind of rolling bearings. The conclusion is obtained that this kind of structure has good vibration absorption and noise abatement. This study will furnish the theoretical basis for design and application in engineering.

**Key words**　composite material, sandwich structure, rolling bearings, damping

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.n