

不平衡激励作用下周向加肋机匣 振动能量传递机理

马英群^{1,3}, 张 锴¹, 王云飞¹, 赵 巍^{1,3}, 赵庆军^{1,2,3}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院工程热物理研究所 中国科学院轻型动力重点实验室, 北京 100190;

3. 中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049)

摘 要: 为了研究周向加肋机匣对整机振动的抑制机理,采用有限元法建立了加肋机匣-支承-转子耦合结构,结合振动功率流法分析了在转子不平衡激励作用下周向加肋机匣中的振动能量传递机理。结果表明:机匣周向加肋筋诱导出的能量涡流场能够分流和耗散掉部分由转子传递至机匣的振动能量;机匣周向加肋筋改变了振动能量的传递路径,减小了机匣与支板连接处振动能量的回流现象;振动能量传递到机匣周向加肋筋后发生传递波波形的转换,携带大部分振动能量的弯曲波转换为纵波并沿加肋筋周向传递,阻断振动能量沿轴向传递至整机其他部位。研究结果可为航空发动机结构设计以及整机减振提供参考。

关 键 词: 整机减振; 振动功率流法; 加肋机匣; 振动能量传递; 能量涡流场

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Vibration energy transmitting mechanism of ring-stiffened casing excited by rotor unbalance

MA Yingqun^{1,3}, ZHANG Kai¹, WANG Yunfei¹,
ZHAO Wei^{1,3}, ZHAO Qingjun^{1,2,3}

(1. Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Key Laboratory of Light-duty Gas-turbine,
Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

3. School of Engineering Sciences,
University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: To analyze how the ring-stiffened casing attenuate the overall vibration of aero-engine, a ring-stiffened casing-supporting-spindle coupling model was established by the finite element method, and the vibration power flow method was applied to analyze the vibration energy transmitting mechanism of ring-stiffened casing under the excitation of rotor's unbalance. According to above analysis, following conclusion can be summarized: ①Energy vortexes field derived by the ring-stiffened rib can partly detour and dissipate the vibration

收稿日期: 2017-08-25

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFB0901402); 国家自然科学基金(51406195)

作者简介: 马英群(1992—),男,博士生,主要从事航空发动机整机振动与振动抑制研究。E-mail:mayingqun@126.com

引用格式: 马英群,张锴,王云飞,等.不平衡激励作用下周向加肋机匣振动能量传递机理[J].航空动力学报,2018,33(11):2583-2592. MA Yingqun,ZHANG Kai,WANG Yunfei,et al. Vibration energy transmitting mechanism of ring-stiffened casing excited by rotor unbalance[J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(11):2583-2592.

energy transmitted through spindle to casing; ② The ring-stiffened rib changed the vibration energy transmitting path and attenuate vibration energy backflow; ③ The type of energy transmitting wave changed when the vibration energy was transmitted to the ring-stiffened rib, the flexural wave carrying the most of vibration energy was changed to the longitudinal wave, and made the vibration energy transmit along the circumferential direction of the ring-stiffened rib. This prevented the vibration energy from transmitting to other area of casing along the axial direction. The conclusions can provide references for whole aero-engine's structure design and overall vibration attenuation.

Key words: overall vibration attenuation; vibration power flow method; ring-stiffened casing; vibration energy transmission; energy vortex field

随着航空发动机对推质比要求的不断提高,机匣变得越来越薄,导致其刚度减小^[1],容易发生由转子不平衡激励引起的整机振动,影响发动机安全可靠运行。已有研究表明^[2-7],发动机整机振动是由于转子不平衡激励引起的振动,通过支板传递至机匣而造成的。而采用周向加肋的机匣结构,能够实现航空发动机整机减振^[8]。

关于周向加肋机匣对整机的减振效果,国内外学者已经开展了部分研究工作,同时研究了加肋筋截面形状和位置的优化方法。艾延廷等^[9]通过响应面法优化了加肋筋的位置,避开了共振频率,在保证质量不变的前提下达到了较好的减振效果。张琳等^[10]针对直升机主减速器机匣振动噪声问题,通过结构优化加强筋位置达到了良好的减振和降噪效果。Hatem 等^[11]利用有限元法研究了加强筋螺旋角度、数量、位置和高度等因素对圆柱壳体固有频率的影响。

考虑到发动机整机振动是由局部振动源传递至整机结构而引起的,因此,有必要从振动能量传递的角度,研究周向加肋机匣对整机振动抑制机理的影响。1980 年 Goyder 和 While^[12]提出振动功率流的概念,该方法开辟了一种从能量传递的角度分析振动问题的新思路。部分学者利用该方法,研究了梁、板、圆柱壳体及其组合体等简单结构^[13-17]的振动能量传递与分布问题,但从能量的角度针对不平衡激励作用下带有周向加肋筋的机匣结构的振动能量传递机理的研究较少。

基于此,本文建立了周向加肋机匣-支承-转子耦合结构有限元模型,对其进行谐响应分析,并计算了机匣结构的振动功率流,在此基础上结合振动功率流流线可视化技术,分析了在转子不平衡激励力作用下周向加肋机匣结构的振动能量传递机理。

本文的研究结论对指导机匣结构设计和航空

发动机整机减振具有重要的理论意义和实用价值。

1 理论基础

1.1 振动能量传递分析方法

振动传递的本质是能量的传递,功率流法是一种求解振动能量的常用方法。功率流法综合考虑了结构内力和质点自由度响应,可以清楚的指明结构任意位置振动能量传递的大小和方向。传递到某一区域的功率流可以用结构声强来表征,它表示产生振动的结构在单位横截面积上的功率流,其瞬态表达式 $I_i(t)$ 如式(1)所示^[18]

$$I_i(t) = - \sum_j \sigma_{ij}(t) v_j(t) \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (1)$$

式中 $\sigma_{ij}(t)$ 和 $v_j(t)$ 分别为 t 时刻结构的应力张量分量和速度矢量分量。

对于稳态振动而言,频域内结构声强 $\Pi_i(\omega)$ 可以通过瞬态结构声强经过傅里叶变换得到,表示为

$$\Pi_i(\omega) = - \frac{1}{2} \text{Re} \sum_l \sigma_{ij}(\omega) v_j^*(\omega) \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (2)$$

式中 ω 为振动频率; $\sigma_{ij}(\omega)$ 为傅里叶变换后的应力张量分量; $v_j^*(\omega)$ 为傅里叶变换后的速度矢量分量的共轭; Re 表示取复数的实部。

由于航空发动机机匣结构的壁厚远小于其半径,因此可以使用壳单元模拟^[19]。典型壳单元的内力和位移详见图 1。

该单元具有六个自由度,即沿单元坐标系 x 、 y 和 z 方向的平动位移和绕各轴的转动位移。每个单元截面分别受到面内轴力、面内剪力、横向剪力、弯矩和扭矩的作用。壳单元单位宽度的功率流可通过对式(2)沿着单元厚度积分得到,其计算公式为

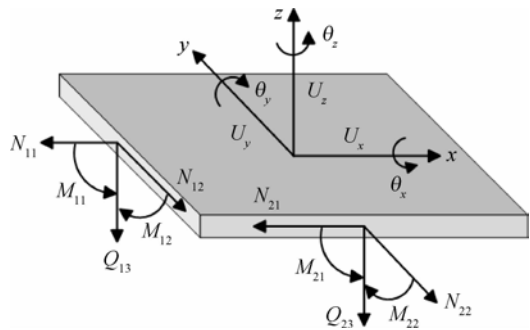


图 1 壳单元的内力和位移

Fig. 1 Shell elements with internal forces and displacements

$$\begin{cases} I_x = -\frac{1}{2} \text{Re}[N_{11} v_x^* + N_{12} v_y^* + Q_{13} v_z^* + \\ M_{11} \omega_y^* - M_{12} \omega_x^*] \\ I_y = -\frac{1}{2} \text{Re}[N_{22} v_y^* + N_{21} v_x^* + Q_{23} v_z^* - \\ M_{22} \omega_x^* + M_{21} \omega_y^*] \end{cases} \quad (3)$$

式中 N_{11} 和 N_{22} 为面内轴力, N_{12} 和 N_{21} 为面内剪力 ($N_{12} = N_{21}$), Q_{13} 和 Q_{23} 为横向剪力, M_{11} 和 M_{22} 为弯矩, M_{12} 和 M_{21} 为扭矩 ($M_{12} = M_{21}$), v_x 、 v_y 和 v_z 为单元平动速度, ω_x 和 ω_y 为单元转动速度。

由于有限元法求解单元自由度的基本解为平动位移 u_x 、 u_y 和 u_z 以及转动位移 θ_x 、 θ_y 和 θ_z , 因此对式(3)进行变换得到由平动位移和转动位移表示的功率流计算公式^[18]

$$\begin{cases} I_x = -\frac{\omega}{2} \text{Im}[N_{11} u_x^* + N_{12} u_y^* + Q_{13} u_z^* + \\ M_{11} \theta_y^* - M_{12} \theta_x^*] \\ I_y = -\frac{\omega}{2} \text{Im}[N_{22} u_y^* + N_{21} u_x^* + Q_{23} u_z^* - \\ M_{22} \theta_x^* + M_{21} \theta_y^*] \end{cases} \quad (4)$$

式中第 1 项为面内轴力功率流, 第 2 项为面内剪力功率流, 第 3 项为横向剪力功率流, 第 4 项为弯矩功率流, 第 5 项为扭矩功率流。如按照各内力和力矩的性质分类, 则第 1 项为纵波功率流 I_{long} , 第 2 项为剪切波功率流 I_{shear} , 第 3、4 项之和为弯曲波功率流 I_{flex} , 第 5 项为扭转波功率流 I_{twist} ; Im 表示取复数的虚部。式(4)中的面内轴力、面内剪力、横向剪力、弯矩和扭矩均为壳单元沿单元厚度积分的结果, 即壳单元单位长度上的量值, 因此振动功率流的单位为 W/m, 表征壳单元单位长度上的振动功率流, 即每单位长度的壳单元所传递的振动能量的大小。

从式(4)中可以看出, 壳单元的振动功率流分解为 x 和 y 两个方向, 因此整个壳结构的振动功率流场为一个矢量场。矢量场可以通过流线可视化方法显示出振动功率流的流线。

1.2 振动功率流可视化方法

任意一条振动功率流流线上, 某点的切线方向与该点的功率流矢量方向一致, 因此振动功率流流线的数学表达式可以表示为^[20]

$$d\mathbf{r} \times \mathbf{I}(\mathbf{r}, t) = 0 \quad (5)$$

式中 $\mathbf{r}$ 为流线中任意点的极坐标, $\mathbf{I}(\mathbf{r}, t)$ 为该点 t 时刻的振动功率流矢量。

对于壳单元二维振动功率流矢量场而言, 式(5)可以简化为

$$\frac{dx}{I_x} = \frac{dy}{I_y} \quad (6)$$

结合振动功率流流线可视化技术, 可以准确分析机匣结构中振动能量的传递方式和涡流特性。

1.3 振动能量传递率

机匣的振动能量是由支板传递来的。对于受不平衡力激励作用的机匣结构而言, 振动的输入表现为简谐激励力, 振动的输出则表现为谐响应形式的内力和自由度响应, 因此机匣结构上所有激励点在一个振动周期内的总平均输入功率流 P_{in} 为

$$P_{\text{in}} = \sum_{i=1}^n P_i = \sum_{i=1}^n \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_i(t) V_i(t) dt \quad (7)$$

式中 n 为激励点个数, $F_i(t)$ 为激励点的瞬时激励力, $V_i(t)$ 为激励点的瞬时速度, P_i 为激励点在一个振动周期内的平均输入功率流。

机匣结构上第 j 个评价点的单位宽度输出振动功率流由式(4)计算得到, 记为 I_j 。则所有评价点的总输出振动功率流 I_{out} 为

$$I_{\text{out}} = \sum_{j=1}^m I_j = \sum_{j=1}^m (\sqrt{I_x^2 + I_y^2})_j \quad (8)$$

式中 m 为评价点个数。

为了表征机匣结构某区域的输出振动功率流占总输入功率流的比例, 定义振动能量传递率 R_{et} (energy transmission ratio) 为

$$R_{\text{et}} = \frac{I_{\text{out}} L_e}{P_{\text{in1}} + P_{\text{in2}}} \times 100\% \quad (9)$$

式中 L_e 为壳单元特征长度, P_{in1} 为机匣与前支板连接处的输入功率流, P_{in2} 为机匣与后支板连接处的输入功率流。 R_{et} 可以清楚的表明结构某区域的输出功率流随外界激励频率的变化规律。

2 机匣振动能量传递数值分析

为了研究振动能量在周向加肋机匣上的传递机理,本文首先建立了周向加肋机匣-支承-转子耦合结构有限元模型,并对其进行谐响应分析,计算机匣振动功率流,并同时计算了相同尺寸及材料参数的未加肋筋机匣-支承-转子耦合结构的振动功率流,以比较周向加肋机匣对振动能量传递的影响。

2.1 计算模型与参数设置

本文计算模型为两端简支的周向加肋机匣-支承-转子耦合结构(如图 2 所示)。转子转速范围为 0~18 000 r/min,并将给定的转子不平衡量作为振动激励源,激励频率范围为 0~300 Hz。周向加肋机匣-支承-转子耦合结构有限元模型如图 3 所示。采用壳单元模拟周向加肋机匣;采用梁单元模拟转子;采用弹簧单元模拟转子前后支点与机匣连接的 8 个支板(前后支点各 4 个支板)及其与轴承的耦合结构;转子前后布置集中质量单元,模拟压气机叶盘和涡轮叶盘;通过对转子前质点施加集中力载荷来模拟转子不平衡量产生的不平衡激励力。上述计算模型中的各结构参数及材料参数分别如表 1 和表 2 所示。

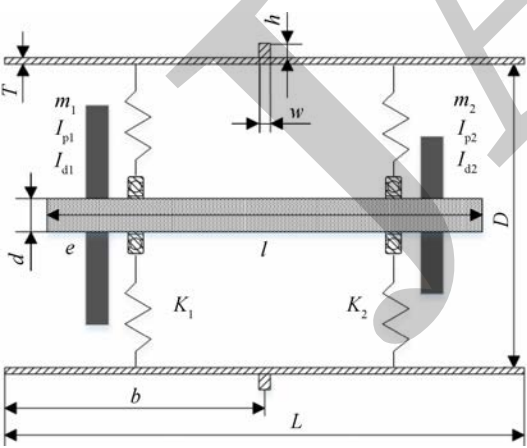


图 2 周向加肋机匣-支承-转子耦合结构示意图
Fig. 2 Schematic diagram of the coupling structure of ring-stiffened casing-supporting-spindle

2.2 模态分析计算结果

由于周向加肋筋的存在会改变机匣及其与转子耦合结构的固有频率,因此在相同激励频率下计算加肋机匣和未加肋机匣的振动功率流,其计算结果不具有可比性。为建立统一的评价标准,

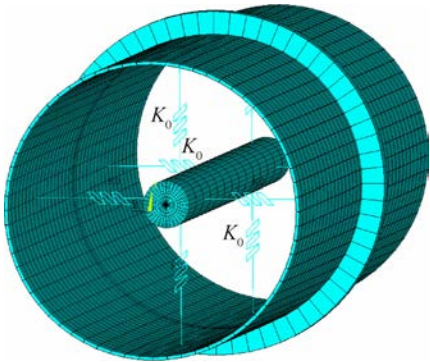


图 3 周向加肋机匣-支承-转子耦合结构有限元模型
Fig. 3 Finite element model of ring-stiffened casing-supporting-spindle coupling structure

表 1 周向加肋机匣-支承-转子模型结构参数
Table 1 Structure parameters of ring-stiffened casing-supporting-spindle model

结构参数	数值
机匣长度 L/m	0.9
机匣内径 D/m	0.34
机匣壁厚 T/m	0.004
周向加肋筋高度 h/m	0.003
周向加肋筋宽度 w/m	0.002
周向加肋筋轴向位置 b/m	0.45
转子长度 l/m	0.7
转子直径 d/m	0.054
转子前质点质量 m_1/kg	5.9
转子前质点极转动惯量 $I_{p1}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.062
转子前质点直径转动惯量 $I_{d1}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.032
转子前质点不平衡量 e/m	0.002
转子后质点质量 m_2/kg	3.1
转子后质点极转动惯量 $I_{p2}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.014
转子后质点直径转动惯量 $I_{d2}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.008
转子前支承刚度 $K_1/(\text{N}/\text{m})$	10^{10}
转子后支承刚度 $K_2/(\text{N}/\text{m})$	10^8

表 2 材料参数
Table 2 Material parameters

材料参数	机匣材料	转轴材料
弹性模量 E/GPa	71.7	185
泊松比 ϵ	0.33	0.3
密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	2685	7910
阻尼比 β	0.02	0.01

分别计算了含有加肋机匣和未加肋机匣的机匣-支承-转子耦合结构的固有频率(如表 3 所示)。发动机为了提高其推质比,机匣变得越来越薄,刚度越来越低,第 1 阶固有频率越来越小,从而导致发动机从启动加速到设计转速过程中普遍会经过第 1 阶固有频率,因此以各自的第 1 阶固有频率(模态振型如图 4 所示)为基准,定义无量纲激励频率比 λ

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_{n1}}$$

(10)

式中 ω 为外界激励频率, ω_{n1} 为机匣-支承-转子耦合结构的第 1 阶固有频率。下文在计算和分析加肋和不加肋机匣的振动功率流时,采用在相同无量纲激励频率比 λ 下的计算结果。

表 3 机匣-支承-转子耦合结构固有频率

Table 3 Inherent frequencies of casing-supporting-spindle coupled model

机匣	固有频率/Hz		
	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶
未加肋	137	166	372
加肋	146	168	386

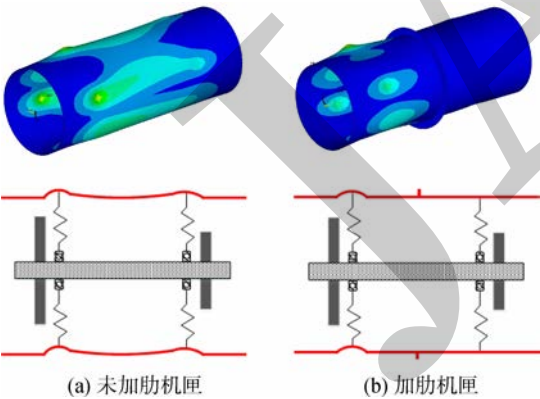


图 4 加肋与未加肋机匣第 1 阶模态振型

Fig. 4 The first order modal modes of casings with and without ring-stiffener

从表 3 中可以看出,周向加肋筋增加了机匣的刚度,使其对应的固有频率略有提高。从图 4 机匣的第 1 阶模态振型图中可以看出,对于未加肋机匣而言,机匣与转子前后支板连接处振动幅值最大,转子前后支板之间的机匣振动幅值也较大;而对于加肋机匣,仅在机匣与转子前支板连接处振动幅值最大,可见周向加肋机匣有效的抑制了机匣在转子后支板连接处以及转子前后支板之

间的振动。根据转子-支承-机匣耦合结构的固有频率和谐响应分析计算结果,选取了具有代表性的无量纲激励频率比 $\lambda=0.87,1.0,1.1$ 这 3 种情况进行振动功率流计算。结合振动功率流可视化技术,给出了振动功率流云图和流线图。

2.3 机匣振动功率流计算结果

为了更加直观表现机匣振动能量传递与分布规律,在计算结果后处理过程中将机匣沿周向展开(如图 5 所示)。图中红色标记的单元为机匣与前支板连接处,蓝色标记的单元为机匣与后支板连接处,黑色标记的单元为机匣周向加肋筋所在位置。从式(4)~式(6)中可以看出振动功率流是一个矢量场,每个矢量的方向对应某条流线在该点的切线方向,因此振动功率流流线可以清楚地表明结构振动能量的传递方向;而振动功率流云图可以表明振动能量传递的大小。因此,图 6~图 8 给出了无量纲激励频率比 λ 分别为 0.87、1.0 和 1.1 时加肋机匣和未加肋机匣的振动功率流云图和流线图,用以表明机匣振动能量的传递过程。

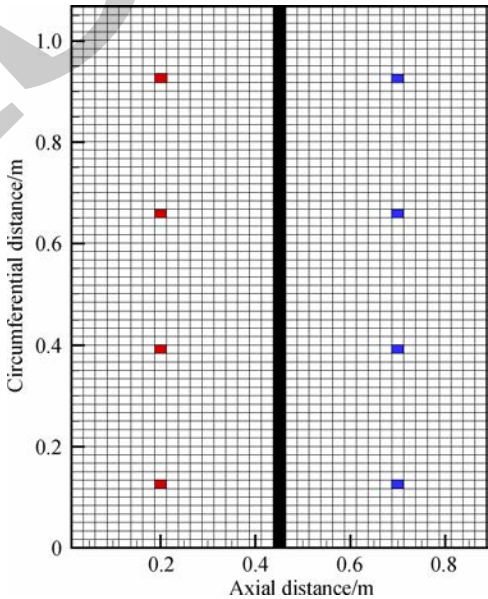


图 5 周向展开机匣结构示意图

Fig. 5 Schematic diagram of casing expanded in the circumferential direction

从图 6~图 8 中可以看出,在转子前质点不平衡激励作用下,机匣上的振动能量从机匣与前支板连接处流出,一部分沿着周向传递,形成沿周向封闭的振动功率流流线,另一部分向四周传递,在机匣前后固体边界处反射,形成波浪形的振动功率流流线。

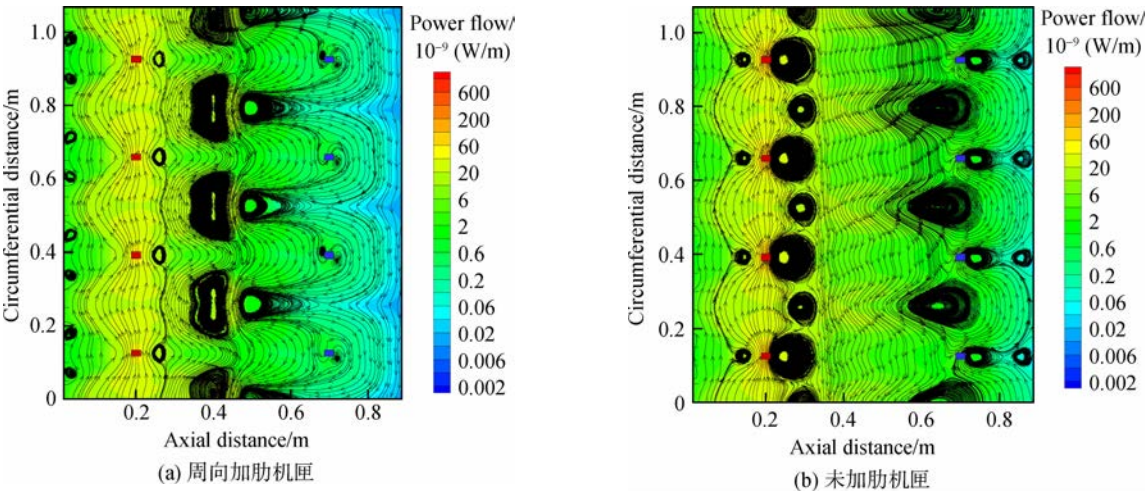


图 6 $\lambda=0.87$ 时机匣振动功率流云图和流线图
Fig. 6 Contour and streamline diagram of the casing vibration power flow at $\lambda=0.87$

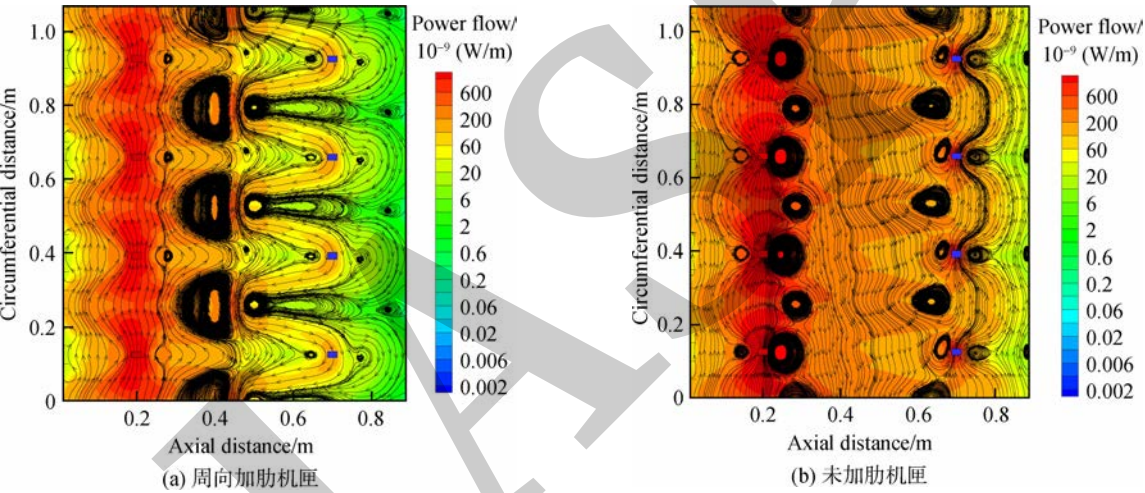


图 7 $\lambda=1.0$ 时机匣振动功率流云图和流线图
Fig. 7 Contour and streamline diagram of the casing vibration power flow at $\lambda=1.0$

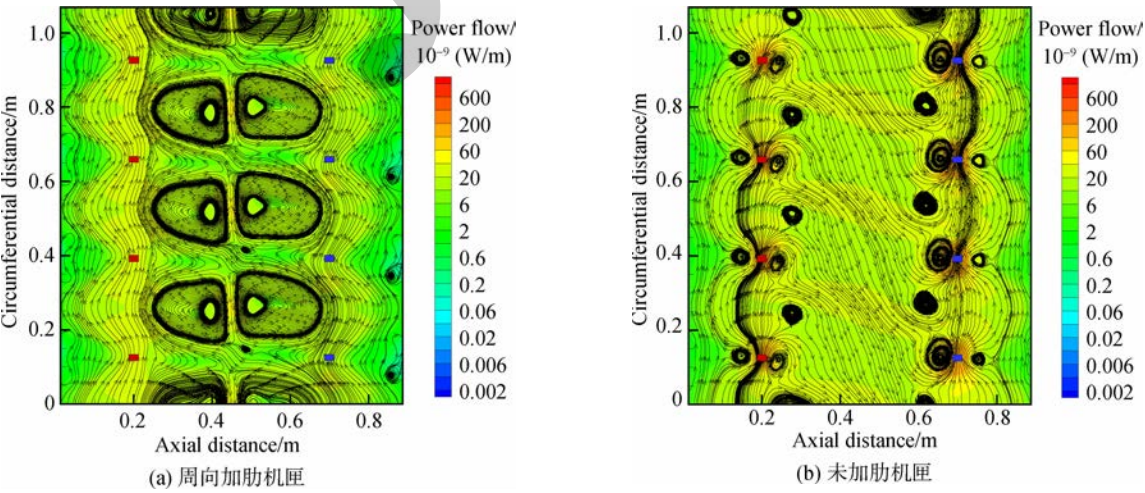


图 8 $\lambda=1.1$ 时机匣振动功率流云图和流线图
Fig. 8 Contour and streamline diagram of the casing vibration power flow at $\lambda=1.1$

当 $\lambda=0.87$ 时,对于周向加肋机匣结构(图 6(a)),当振动能量传递到加肋筋左侧时并不再继续向右传递,而是一部分沿着加肋筋周向传递,另一部分在加肋筋左侧发生反射形成能量涡流场;对于未加肋机匣结构(图 6(b)),由于没有周向加肋筋,从机匣与前支板连接处传递出的振动能量逐步传递到机匣后支板位置,造成机匣后支板位置处振动增大。不同轴向位置处机匣振动功率流周向平均值的分布图如图 9 所示。

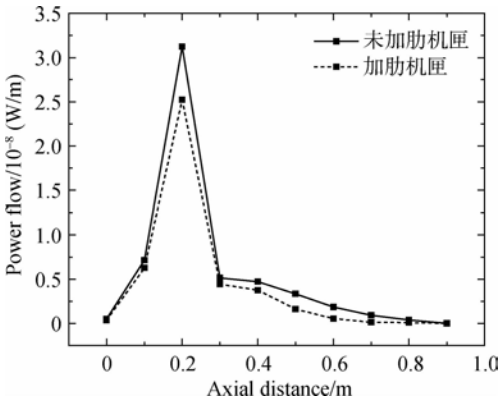


图 9 不同轴向位置处机匣振动功率流
Fig. 9 Casing vibration power flow in different axial distances

从图 9 中可以看出,周向加肋机匣降低了整个机匣的振动功率流水平,特别是降低了前支板与机匣连接处(0.2 m)以及周向加肋筋右侧机匣处(大于 0.45 m)的振动功率流。

当 $\lambda=1.0$ 时,从图 7 振动功率流云图中可以看出,外界激励使得机匣-支承-转子耦合结构发生 1 阶共振时,总的振动功率流最大处都出现在机匣与前支板连接处。但相对于未加肋机匣,周向加肋筋的存在有效减小了共振时传递到其右侧机匣的振动能量,大部分振动能量经过周向加肋筋后再向右传递,到达机匣与转子后支点连接处时已经衰减很多,因此在机匣与转子后支点连接处振动能量较低,振幅较小,具有明显的减振效果。该计算结果也与图 4 所示的加肋与未加肋机匣的第 1 阶模态振型结果相吻合。

当 $\lambda=1.1$ 时,对比图 8(a)和图 8(b)可以看出,周向加肋筋在其左右两侧诱导出均匀分布的能量涡流场,这些涡流场的周向位置位于机匣上两支板连接处之间。周向加肋筋两侧的涡流场改变了转子前后支板之间机匣的振动功率流分布,部分振动能量传递到加肋筋左侧后发生反射被能量涡流场捕获,继而减小了传递到加肋筋右侧机

匣处的振动能量。

3 加肋机匣对振动能量传递的影响

3.1 周向加肋筋诱导的能量涡流场对振动能量传递的影响

由于周向加肋筋的存在,在其左右两侧诱导出产生了均匀分布的振动能量涡流场,当 $\lambda=1.1$ 时加肋筋左侧某一能量涡流场如图 10 所示。

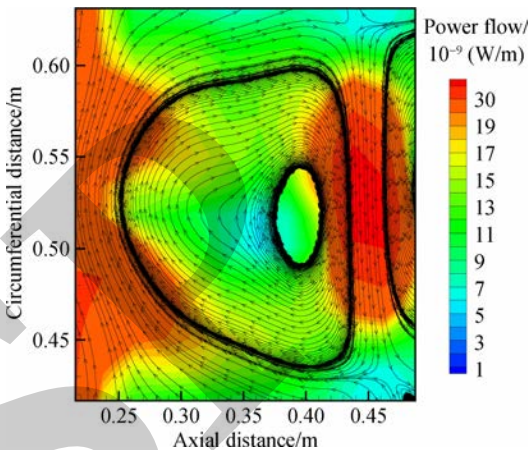


图 10 涡流场内部振动能量流线图
Fig. 10 Vibration energy streamline diagram of the energy vortex field

从图 10 中可以看出沿着加肋筋周向传递的部分振动能量被左侧的能量涡流场捕获,该涡流场可以分流部分传递的振动能量,从而减小了传递到加肋筋右侧机匣的振动能量。涡流场内部的振动功率流轴向分布如图 11 所示,从图 11 中可以看出,振动能量从涡流场外侧边缘向涡核处传递,越靠近涡核处振动能量越小,部分振动能量通过能量涡流场所占据的机匣结构的阻尼耗散掉。

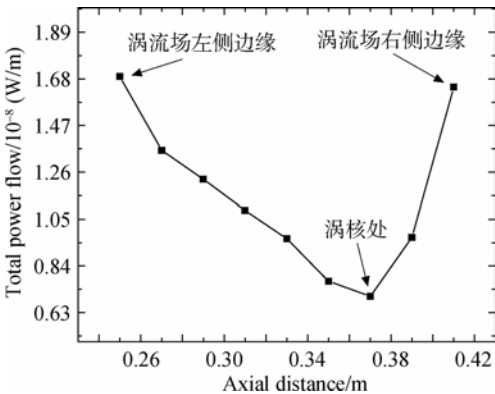


图 11 涡流场内部振动能量分布
Fig. 11 Distribution of the vibration energy in the internal energy vortex field

因此由周向加肋筋诱导产生的振动能量涡流场可以分流并耗散掉传递的部分振动能量。

3.2 周向加肋筋对机匣支板连接处振动功率流的影响

从图 7 中可以看出,当机匣-支承-转子耦合结构发生共振时,转子前支板对机匣输入了最大的振动功率流,其值随着周向加肋筋横截面积的增加呈现出先增大后减小的变化趋势。为了更加说明周向加肋筋对机匣支板连接处振动功率流的影响,取周向加肋筋截面参数为 $h=0.03\text{ m}$, $\omega=0.02\text{ m}$ 。前支板对机匣的输入功率流如图 12 所示,从图 12 中可以看出,当结构发生共振时,前支板对加肋机匣的输入功率流约为未加肋机匣的 2 倍。然而从图 13 中可以看出,加肋机匣与支板连接处结构的单位宽度输出振动功率流大约为未加肋机匣的 1/2。对比图 7(a)和图 7(b)可以看出,在未加肋机匣与前支板连接处出现了交替分布的能量涡流场,局部放大结构如图 14 所示。

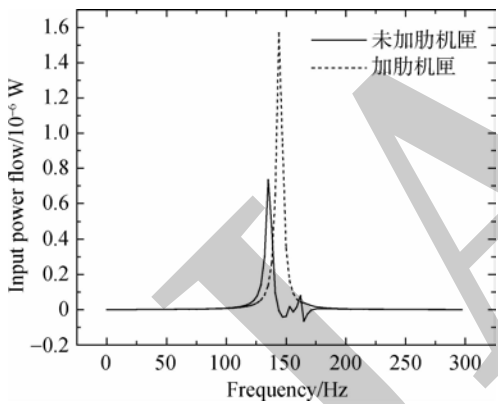


图 12 机匣结构的输入功率流

Fig. 12 Input power flow of the casing structure

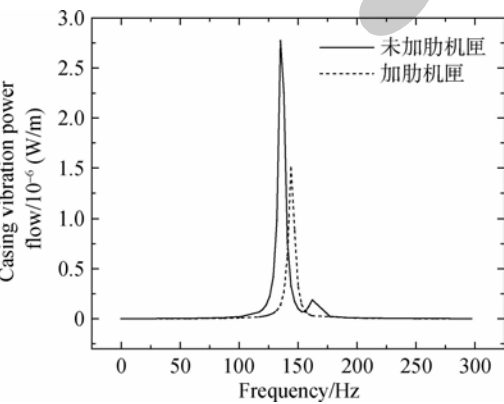


图 13 机匣支板连接处的输出振动功率流

Fig. 13 Output vibration power flow at the joint between the casing and supporting structure

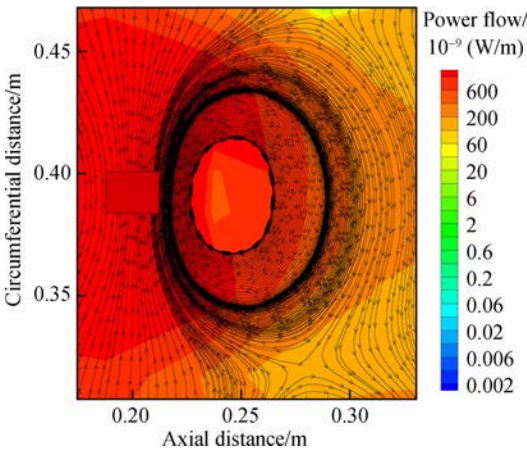


图 14 机匣支板连接处能量涡流场

Fig. 14 Energy vortex field at the joint between the casing and supporting structure

从图 14 中可以看出,该能量涡流场将机匣与支板连接处输出的部分振动能量逆向传回(即振动能量回流),从而使得机匣与支板连接处的输出振动功率流增大。从图 7(a)中可以看出,加肋筋左侧诱导的能量涡流场改变了原有的振动能量传递路径,使得机匣与支板连接处的振动能量涡流场消失,从而降低了机匣与支板连接处的输出振动功率流。

3.3 周向加肋筋对振动能量传递率的影响

机匣的振动能量是从转子前后各 4 个支板(共 8 个支板)输入的,通过式(7)得到机匣总输入功率流,通过式(8)计算轴向距离分别为 0.5 m 和 0.7 m 处机匣结构的周向平均输出振动功率流,继而由式(9)得到轴向距离分别为 0.5 m 和 0.7 m 处机匣结构的振动能量传递率,如图 15 所示。

从图 15 中可以看出,相同机匣结构传递到轴向 0.7 m 处的振动能量比轴向 0.5 m 处小;相同

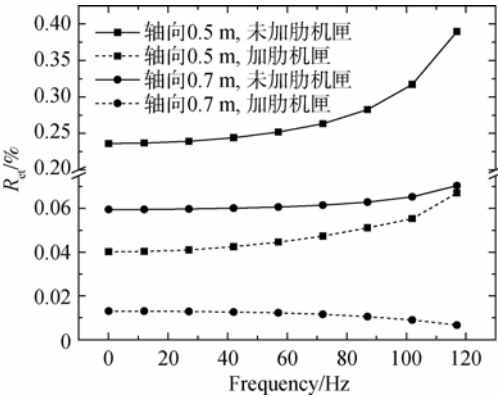


图 15 机匣上轴向 0.5 m 处和 0.7 m 处的振动能量传递率

Fig. 15 Casing's vibration energy transmission ratio at axial distances of 0.5 m and 0.7 m

轴向位置传递到加肋机匣评价点处的振动能量比未加肋机匣要小。从图 15 中还可以看出,加肋机匣和未加肋机匣在轴向位置 0.5 m 处机匣结构的振动能量传递率随着激励频率增大而增大,但加肋机匣增长幅度远小于未加肋机匣;加肋机匣在轴向位置 0.7 m 处的振动能量传递率随着激励频率的增大而减小,与相同轴向位置的未加肋机匣的振动能量传递率出现相反的增长趋势。出现上述现象是由于振动能量在周向加肋筋上的阻尼耗散和能量涡流场的出现分流了部分传递到轴向距离分别为 0.5 m 和 0.7 m 处机匣结构的振动能量的原因造成的。

3.4 周向加肋筋对振动能量传递波波形的影响

壳结构中,振动能量以弯曲波、纵波、剪切波和扭转波 4 种形式进行传递,其中弯曲波与其他波相比携带了大部分振动能量,是结构中振动和噪声的主要来源^[21]。当 $\lambda=1.0$ 时,即结构发生第 1 阶共振时,从图 7 中可以看出,周向加肋筋的存在降低了传递到加肋筋右侧机匣的振动能量。根据计算结果选取两处具有代表性的评价点 J_1 (0.45 m, 0.25 m) 和 J_2 (0.45 m, 0.65 m), 评价点 J_1 和 J_2 上弯曲波、纵波、剪切波和扭转波振动功率流分布图如图 16 和图 17 所示。

从图 16 和图 17 中可以看出,未加肋机匣中弯曲波所传递的振动能量最多,其次是纵波和剪切波,扭转波传递的振动能量最少;相对于未加肋机匣而言振动能量传递到加肋筋处发生了波形转换,弯曲波传递的振动能量大幅度降低,剪切波和扭转波传递的振动能量也有所降低,这 3 种类型的波传递的振动能量转换成了纵波所携带的振动能量并沿着加肋筋周向传播,阻断了振动能量沿

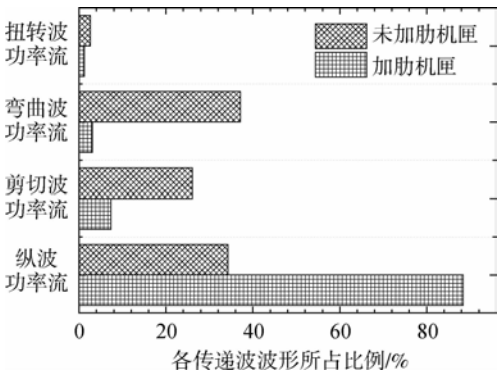


图 16 J_1 评价点处振动功率流分布

Fig. 16 Distribution of the vibration power flow at the comment point J_1

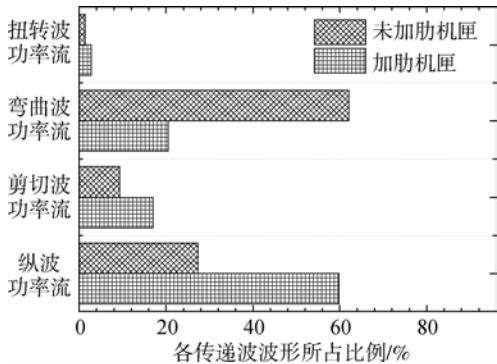


图 17 J_2 评价点处振动功率流分布

Fig. 17 Distribution of the vibration power flow at the comment point J_2

轴向传递至整机其他部位。

4 结 论

本文将振动功率流法和流线可视化技术应用到航空发动机整机振动领域。建立了机匣-支承-转子耦合结构有限元模型,分析了周向加肋机匣在转子不平衡力激励作用下的振动能量传递机理,为航空发动机机匣设计和整机减振提供了理论依据。全文可得到以下结论:

- 1) 在相同的无量纲激励频率比 λ 下,在转子不平衡量激励作用下,周向加肋筋减小了由机匣与前支板连接处传递到后支板处的振动能量,降低了加肋筋右侧机匣的振动水平。
- 2) 周向加肋筋在其左右两侧诱导出能量涡流场,该能量涡流场能够分流传递的部分振动能量,并通过该涡流场所占据的机匣结构的阻尼耗散掉部分振动能量。通过分析机匣结构中能量涡流场的位置,增加该位置处机匣结构的阻尼,可以有效的分流和耗散掉部分传递的振动能量。
- 3) 加肋筋诱导的能量涡流场改变了原有的振动能量传递路径,使得机匣与支板连接处诱导出的能量涡流场消失,切断了振动能量的回流,从而降低了机匣与支板连接处的输出振动功率流。
- 4) 振动能量在周向加肋筋上的阻尼耗散和能量涡流场的出现分流和耗散掉了部分传递到评价点处的振动能量,使得评价点处的振动能量传递率随着激励频率的增大而减小。
- 5) 振动能量通过周向加肋筋后,发生传递波波形的转换。相对于未加肋机匣而言振动能量传递到加肋筋处时,弯曲波传递的振动能量大幅度降低,剪切波和扭转波传递的振动能量也小幅度降低,这 3 种类型的波传递的振动能量转换成了

纵波所携带的振动能量并沿着加肋筋周向传播，阻断了振动能量沿轴向传递至整机其他部位。

参考文献：

[1] 王海涛. 某型航空发动机整机振动特性分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
WANG Haitao. Research on whole body vibration of aero-engine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)

[2] GLASGOW D A, NELSON H D. Stability analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis[J]. Journal of Mechanical Design, 1980, 102(2): 352-359.

[3] CHEN Guo. Vibration modelling and verifications for whole aero-engine[J]. Journal of Sound & Vibration, 2015, 349: 163-176.

[4] CHEN Guo. A new rotor-ball bearing-stator coupling dynamics model for whole aero-engine vibration[J]. Journal of Vibration & Acoustics, 2009, 131(6): 1980-1998.

[5] 周海仑, 陈果. 航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1284-1291.
ZHOU Hailun, CHEN Guo. Dynamic response analysis of dual rotor-ball bearing-stator coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1284-1291. (in Chinese)

[6] 罗贵火, 周海仑, 王飞, 等. 含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统动力学响应[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8): 1887-1894.
LUO Guihuo, ZHOU Hailun, WANG Fei. Dynamic response of co-rotating and counter-rotating dual-rotor system supported on ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(8): 1887-1894. (in Chinese)

[7] 赵斌, 陈果, 冯国全. 航空发动机整机振动半实物建模方法研究[J]. 推进技术, 2016, 37(2): 346-353.
ZHAO Bin, CHEN Guo, FENG Guoquan. Study on a semi-physical method for modeling overall vibration of an aero-engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(2): 346-353. (in Chinese)

[8] 蔡显新, 肖新红, 王涛, 等. 风扇机匣的减振优化设计[J]. 航空动力学报, 2010, 25(2): 396-401.
CAI Xianxin, XIAO Xinhong, WANG Tao, et al. Optimization design of a fan casing for reducing vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(2): 396-401. (in Chinese)

[9] 艾延廷, 赵婷, 田晶, 等. 基于响应面法的薄壁机匣加肋筋优化设计[J]. 机械设计与制造, 2017(1): 79-82.
AI Yanting, ZHAO Ting, TIAN Jing, et al. Optimization design on the stiffened rib of thin-walled casing based on RSM[J]. Machinery Design & Manufacture, 2017(1): 79-82. (in Chinese)

[10] 张琳, 李书, 张韬. 直升机主减机匣结构振动噪声分析与优化[J]. 航空动力学报, 2016, 31(2): 323-329.
ZHANG Lin, LI Shu, ZHANG Tao. Analysis and optimi-

zation of helicopter main gearbox housing structural vibration and noise[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(2): 323-329. (in Chinese)

[11] HATEM H O, MAHDI M S S. Free vibration analysis of stiffened cylinder shell[J]. International Journal of Energy and Environment, 2015, 6(3): 273-286.

[12] GOYDER H G D, WHITE R G. Vibration power flow from machines into built-up structures; Part I introduction and approximate analyses of beam and plate-like foundations[J]. Journal of Sound & Vibration, 1980, 68(1): 59-75.

[13] HAMBRIC S A. Power flow and mechanical intensity calculations in structural finite element analysis[J]. Journal of Vibration & Acoustics, 1990, 112(4): 542-549.

[14] LI Kai, LI Sheng, ZHAO Deyou. Investigation on vibration energy flow characteristics in coupled plates by visualization techniques[J]. Journal of Marine Science & Technology, 2010, 18(6): 907-914.

[15] LI Kai, LI Sheng, ZHAO Deyou. Identification and suppression of vibrational energy in stiffened plates with cut-outs based on visualization techniques[J]. Structural Engineering & Mechanics, 2012, 43(3): 395-410.

[16] 肖功煜, 刘微, 朱翔. 船舶板壳结构的振动功率流分析[J]. 航海工程, 2011, 40(6): 45-48.
XIAO Gongyu, LIU Wei, ZHU Xiang. Structure vibration and energy flow characteristic of plates and shells of ships[J]. Ship & Ocean Engineering, 2011, 40(6): 45-48. (in Chinese)

[17] 李凯. 基于声强可视化的船舶结构声振能量特性研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2011.
LI Kai. Study on vibro-acoustic energy flow of ship structure by vibration intensity visualization technique[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2011. (in Chinese)

[18] GAVRIC L, PAVIC G. A finite element method for computation of structural intensity by the normal mode approach[J]. Journal of Sound & Vibration, 1993, 164(1): 29-43.

[19] 原晓刚, 吴旭光, 孟祥尧, 等. 加肋圆柱壳参数化建模与稳定性分析[J]. 制造业自动化, 2012, 34(18): 65-67.
YUAN Xiaogang, WU Xuguang, MENG Xiangyao, et al. Study of maneuverability of a hybrid power underwater glider[J]. Manufacturing Automation, 2012, 34(18): 65-67. (in Chinese)

[20] XU X D, LEE H P, LU C, et al. Streamline representation for structural intensity fields[J]. Journal of Sound & Vibration, 2005, 280(1): 449-454.

[21] 李凯, 赵德有, 黎胜. 结构振动声强法研究及应用[J]. 应用声学, 2010, 29(5): 391-400.
LI Kai, ZHAO Deyou, LI Sheng. Survey of structural vibration intensity method[J]. Applied Acoustics, 2010, 29(5): 391-400. (in Chinese)