DOI: 10.3901/JME.2019.15.226

路径宽度对 FDM 薄板固有特性的影响机理研究

姜世杰 史银芳 SIYAJEU Yannick 赵春雨
(东北大学机械工程与自动化学院 沈阳 110004)

摘要: 熔融沉积成型(Fused deposition modeling, FDM)是当今迅速发展起来的一种快速成型技术(也称 3D 打印技术), 其在一定时间内能够直接打印出具有复杂几何形状模型或零件。然而, FDM 产品在振动性能方面很难与传统加工方式生产的零件相媲美, 成为制约该技术发展的重要因素之一。随着 FDM 产品应用越来越广泛, 需要对其进行更为实际的振动特性分析。文中研究了不同路径宽度对 FDM 薄板固有特性的影响规律及其相应机理, 以悬臂边界条件下 FDM 薄板为研究对象, 基于经典层合板理论, 采用双向梁函数组合法表示振型函数, 并通过 Ritz 法求解获得了 FDM 薄板的固有特性, 进而提出了理论计算 FDM 薄板固有特性的具体流程; 与此同时, 搭建了 FDM 薄板的固有特性测试系统, 获得了薄板样件的固有频率和模态振型; 最后, 将理论计算结果与实验结果相对比, 以验证理论分析方法的正确性和可靠性。此外, 论文还将为提高 FDM 产品动力学性能方面的研究提供一定的理论基础和技术支持。

关键词: 熔融沉积成型; 3D 打印薄板; 路径宽度; 固有频率; 模态振型

中图分类号: TB535

Investigation on the Effect of Road Width on the Inherent Characteristics of FDM Plates

JIANG Shijie SHI Yinfang SIYAJEU Yannick ZHAO Chunyu
(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110004)

Abstract: Fused deposition modeling (FDM) is a fast growing rapid prototyping technology due to its ability to build functional parts having complex geometrical shapes in reasonable build time. However, the built parts are hardly comparable to those produced by the traditional means in vibration property, which is one of the most obvious defects that hinder the development of rapid prototyping technology. With the increasingly wide application of FDM products, a more practical analysis of vibration characteristics is needed urgently. The effect of road width on the inherent characteristics of FDM 3D printing plates is studied, and the mechanism is revealed. Based on the classical laminated plate theory, the FDM plates with cantilever boundary conditions are taken into account, and the mode shapes are represented by the combination method of bi-directional beam function. The results are solved through the Ritz method. The specific process for predicting the inherent characteristics of the FDM plate by the theoretical method is thus provided. At the same time, the corresponding testing system is set up, measuring the natural frequency and mode shapes of the FDM plate. Finally, the predictions of the inherent characteristics are compared with the measurements, validating the reliability of the proposed theoretical model. In addition, the theoretical basis and technical support for further research on improving the dynamic performance of FDM products are provided.

Key words: fused deposition modeling; 3D printing plate; road width; natural frequency; mode shape

0 前言

3D 打印技术^[1]是一种新兴发展起来的通过将材料层层累加堆积成型的制造技术。其中, 熔融沉积成型(Fused deposition modeling, FDM)技术, 具有成本低廉、原材料范围广、环境污染小以及后处理

简单等优势, 是目前应用最为广泛的 3D 打印技术之一。其工作原理是将丝状原材料送入热熔喷头中加热熔化, 然后喷头沿三维模型设计的截面轮廓和填充轨迹运动, 同时将熔融状态的材料挤出到指定位置迅速凝固, 并与周围的材料粘结, 逐层累加最终堆积成实体的模型或零件^[2]。

近几年, 学者们的研究重点普遍集中在 FDM 产品的机械性能、表面粗糙度、打印质量和尺寸精度等材料力学特性方面的研究^[3-11]。但是随着 3D 打

印技术的发展,其产品越来越多地应用于机械加工、交通运输等实际工况中,仅仅进行上述特性分析已难以准确判定零件的可靠性,因此需要对制品进行更为实际的振动特性分析,然而目前却鲜有学者进行此方面的研究。ARIVAZHAGAN^[2]利用 DMA 2980 设备对 FDM 3D 打印样件进行了频率从 0 Hz 到 100 Hz 动力学特性参数的扫频试验,进而分析了温度与储能模量和粘度值的关系。MOHAMED^[12-13]采用同样的方法实验研究了不同的过程参数对样件的动态弹性模量的影响规律,并指出动态弹性模量随着打印间隙、光栅角、打印方向和路径宽度的增加而减小。此外,通过过程参数的优化,确定了最大动态模量和玻璃过渡温度的数值。然而,上述的研究都是基于实验测试开展的,缺乏理论基础和依据;并且虽然这些研究是在循环振动载荷条件下进行的,但是只考虑了弹性模量、储能模量等参数的变化情况,仍属于材料力学性能的研究范畴,而非振动特性方面的研究。

本文首次针对不同路径宽度的 FDM 3D 打印薄板的固有振动特性进行了理论建模和实验研究;通过将固有特性的理论结果与实验结果相对比,验证了所提出的固有特性理论计算方法的正确性。文章第 1 节进行了 FDM 3D 打印薄板的固有特性解析分析;第 2 节介绍了试件的制备和实验过程;第 3 节完成了结果的对比和分析,最后得出本文的结论。

1 FDM 薄板固有特性解析分析

1.1 理论建模

所研究的 3D 打印薄板是由多层具有正交各向异性特点的 PLA 纤维材料组合而成的。在研究 3D 打印薄板的理论模型时,首先作了如下假设:1.各层之间是牢固粘结的,层间无滑移,无相对位移,因此无需考虑层间耦合效应。2.薄层之间粘结良好,可作为一个整体结构板,并且粘结层很薄,其本身不发生变形,即各单层板之间变形连续。3.薄板虽由多层单层板叠合而成,但其总厚度仍符合薄板假定。

以板变形前的中面为 xoy 平面,建立空间固定的直角坐标系 $O-xyz$,长度方向为 x ,宽度方向为 y ,厚度方向为 z 。矩形薄板的几何模型如图 1 所示,其中,长度 a 为 130 mm,宽度 b 为 50 mm,厚度 h 为 2.4 mm(每层厚度即为路径宽度)。根据薄板理论假设(即 Kirchhoff 假设),针对 FDM 薄板样件采用小挠度理论进行研究。对于任意边界条件的矩形板,即简支、固定、自由、弹性边界任意组合的情况下,

对其进行振动特性分析,可采用双向梁函数组合^[14]的级数形式来逼近薄板振动的真实振型,因此可将 3D 打印薄板的振型设为

$$W_p(x, y) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n a_{ij} X_{i(x)} Y_{j(y)} \quad (1)$$

式中 $X_{i(x)}$ —— x 方向满足边界条件的第 i 阶振型函数;

$Y_{j(y)}$ —— y 方向满足边界条件的第 j 阶振型函数;

a_{ij} ——待定系数,其作用是调整不同阶次梁函数的组合从而使振型函数更加逼近完整矩形板的真实振型。

图 1 3D 打印薄板三维模型

梁振型函数的一般表达式为

$$Y(x) = A \sin kx + B \cos kx + C \sinh kx + D \cosh kx \quad (2)$$

沿 X 轴方向为自由边界条件, $X_{i(x)}$ 可取自由——自由单向板第 n 阶振型函数,需要满足的边界条件为

当 $x=0$ 和 $x=a$ 时

$$EJ \frac{d^2 Y}{dx^2} = 0, \frac{d}{dx} \left[EJ \frac{d^2 Y}{dx^2} \right] = 0 \quad (3)$$

将式(2)代入式(3)的边界条件中,可得自由-自由梁的各阶振型函数表达式

$$X_1 = 1$$

$$X_2 = \sqrt{3(1 - 2x/a)} \quad (4)$$

$$X_i = \cosh \frac{k_i x}{a} + \cos \frac{k_i x}{a} - \alpha_i \left(\sinh \frac{k_i x}{a} + \sin \frac{k_i x}{a} \right)$$

式中 k_i ——与梁频率有关的系数;

$$k_i^4 = w^2 (\rho A / EJ);$$

α_i ——梁频率系数;

$$\alpha_i = (\cosh k_i a - \cos k_i a) / (\sinh k_i a - \sin k_i a) \quad (i=3, 4, 5, \dots)$$

第一阶表示的是刚体的移动,第二阶表示的是刚体扭转,第三阶之后才是由梁变形引起的振动。

Y 方向可以看成是固定——自由梁,需要满足的边界条件为

当 $y=0$ 时

$$Y=0, \frac{dY}{dx}=0 \quad (5)$$

当 $y=a$ 时

$$EJ \frac{d^2 Y}{dx^2} = 0, \frac{d}{dx} \left[EJ \frac{d^2 Y}{dx^2} \right] = 0 \quad (6)$$

将式(2)代入式(5)和(6)的边界条件中, 可得固定——自由梁的各阶振型函数表达式

$$Y_i = \operatorname{ch} \frac{k_j y}{b} - \cos \frac{k_j y}{b} - \alpha_j \left(\operatorname{sh} \frac{k_j y}{b} - \sin \frac{k_j y}{b} \right) \quad (7)$$

式中 α_j ——梁频率系数;

$$\alpha_j = (\operatorname{ch} k_j b - \cos k_j b) / (\operatorname{sh} k_j b - \sin k_j b)$$

($i=3, 4, 5, \dots$)。

频率系数如表 1 所示^[14]。

表 1 梁频率系数

边界条件		$\alpha_k a$		
$x=0$	$x=a$	$k=1$	$k=2$	$k=3$
自由	自由	0	0	4.73
固定	自由	1.875	4.694	7.855

将式(4)和(7)代入式(1)中, 便可以得到 FDM 悬臂板的振型函数, 如下式所示

$$\begin{aligned} W_p = & X_1 \cdot Y_1 \cdot a_{11} + X_1 \cdot Y_2 \cdot a_{12} + X_1 \cdot Y_3 \cdot a_{13} + \\ & X_2 \cdot Y_1 \cdot a_{21} + X_2 \cdot Y_2 \cdot a_{22} + X_2 \cdot Y_3 \cdot a_{23} + \\ & X_3 \cdot Y_1 \cdot a_{31} + X_3 \cdot Y_2 \cdot a_{32} + X_3 \cdot Y_3 \cdot a_{33} + \dots \end{aligned} \quad (8)$$

1.2 Ritz 法求解固有频率和振型

Ritz 法是工程上比较常用的近似求解固有频率和模态的一种方法。Ritz 法以能量变分原理为依据, 将泛函极值问题转化为多元函数极值问题来求解。薄板在振动过程中将发生变形, 有应变和应力。因而板内存在随时间发生变化的变形能。其应变能密度为

$$W_p = \frac{1}{2} (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \tau_{xy} \gamma_{xy}) \quad (9)$$

设中面的函数为 $w_0(x, y, t)$, 则板内任一点的位移函数为

$$\begin{aligned} u(x, y, z, t) = & -z \frac{\partial w_0(x, y, t)}{\partial x}, \\ v(x, y, z, t) = & -z \frac{\partial w_0(x, y, t)}{\partial y} \end{aligned} \quad (10)$$

由几何方程, 得任意点的应变为

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -z \kappa_x$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -z \kappa_y$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = 2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = -2z \kappa_{xy} \quad (11)$$

式中 κ_x —— x 方向的中面曲率;

κ_y —— y 方向的中面曲率;

κ_{xy} ——中面的扭曲率。

由应力应变关系, 得任意点的应力为

$$\begin{aligned} \sigma_x = & -\frac{E}{1-\nu^2} z \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \\ \sigma_y = & -\frac{E}{1-\nu^2} z \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \\ \tau_{xy} = & G \gamma_{xy} = -2Gz \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{aligned} \quad (12)$$

式中 E ——板的弹性模量;

ν ——板的泊松比;

G ——板的剪切模量。

将式(11)和式(12)代入式(9)中, 有

$$\begin{aligned} W_p = & \frac{1}{2} \left[\frac{1}{E} (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - 2\nu \sigma_x \sigma_y) + \frac{1}{G} \tau_{xy}^2 \right] = \\ & \frac{Ez^2}{2(1-\nu^2)} \left[\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + \right. \\ & \left. 2(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (13)$$

因此, 可得薄板势能和动能分别为

$$\begin{aligned} U = & \frac{D}{2} \iint_A \left\{ \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \times \right. \\ & \left. \left[\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) - \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy \end{aligned} \quad (14)$$

$$T = \frac{\rho h}{2} \iint_A \left(\frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \right)^2 dx dy \quad (15)$$

将位移表达式

$$W(x, y, t) = W(x, y) \sin(\omega t + \varphi) \quad (16)$$

代入(14)、(15)中, 再代入由 Hamilton 原理得到的

变分式 $\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - U) dt = 0$, 对时间 t 进行积分得

$$\delta(U_{\max} - T_{\max}) = 0 \quad (17)$$

将振型函数(8)代入(14)、(15)中, 且 $U_{\max} - T_{\max}$ 对待定系数 α_{ij} 的偏导数为 0, 即

$$\frac{dU_{\max}}{d\alpha_{ij}} - \frac{dT_{\max}}{d\alpha_{ij}} = 0 \quad (18)$$

得到关于 α_{ij} 的线性代数方程式，令方程组的系数行列式为 0，可求出圆频率 ω ，根据圆频率与固有频率换算公式 $f = \omega/2\pi$ ，即可得出固有频率 f 。

1.3 计算流程

本文明确了基于双向梁函数法来表示振型函数，并通过 Ritz 法求解 3D 打印薄板固有频率的原理，利用 Maple 软件，编写了相应的计算程序，并提出计算 3D 打印薄板固有特性的流程(如图 2 所示)，具体可分为如下几个步骤。

图 2 3D 打印薄板固有特性计算流程

(1) 输入 3D 打印薄板的几何参数和材料参数
首先，需要给出 3D 打印薄板的长度、宽度、厚度等几何参数，然后，输入弹性模量、剪切模量、泊松比和密度等材料特性参数，为后续动能和势能

的计算做好准备。

(2) 基于双向梁函数法，计算获得最大势能
将位移表达式(16)代入势能表达式(14)中，得到用组合振型 W_p 表示的势能的一般表达式。将位移表达式代入势能的一般表达式中，再代入由 Hamilton 原理得到变分式 $\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - U) dt = 0$ 中，对时间 t 进行积分，即可获得最大势能。

(3) 基于梁函数组合法，计算获得最大动能
将位移表达式(16)代入动能表达式(15)中，得到用组合振型 W_p 表示的动能的一般表达式。将位移表达式代入动能的一般表达式中，再代入由 Hamilton 原理得到变分式 $\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - U) dt = 0$ 中，对时间 t 进行积分，即可获得最大动能。

(4) 采用 Ritz 法求解固有特性
通过表达式(18)可以得到关于 α_{ij} 的线性代数方程式，令方程组的系数行列式为 0，即可求出圆频率。将圆频率代入原振型，即可得到振型结果。

2 试验研究

2.1 试件准备

本文利用 D-FORCE V2 型桌面级 3D 打印机制备了矩形薄板试件，其长度为 150 mm，宽度为 50 mm，厚度为 2.4 mm。试件材料为聚乳酸(PLA)，一种生物基及可再生生物降解材料，使用可再生的植物资源所提出的淀粉原料制成，是公认的环境友好型材料。

试验试件共三种类型，分别为 0.4 mm、0.3 mm 以及 0.2 mm 路径宽度的打印试件，如表 2 所示。需要注意的是，除了路径宽度不同外，其他如打印层厚度、打印速度、打印方向等加工过程参数的设置都是相同的。

表 2 样件设计

试件	E0.4-1	E0.4-2	E0.3-1	E0.3-2	E0.2-1	E0.2-2
路径宽度/mm	0.4		0.3		0.2	
横截面示意图						
打印方向	X 方向(0°)					
层厚/mm			0.15			
填充百分比(%)			100			
打印速度/(mm/s)			60			
挤出温度/℃			200			

根据 ASTM D638 标准,利用拉伸试验机(型号: SHIMADZU EHF-EV200K2-040, 如图 3 所示)完成了试件的静力拉伸试验,进而由公式 $E = \sigma / \varepsilon$ 计算试件的弹性模量,其中应力 $\sigma = F / A$, F 为施加在试件上的力, A 为试件的横截面积;应变 $\varepsilon = \delta / L$, δ 为沿着拉伸方向的伸长量, L 为试件的原始长度。取泊松比 $\nu = 0.3$, 并根据公式 $G = E / 2(1 + \nu)$, 确定 FDM 薄板的切变模量。利用精度为万分之一的电子分析天平对薄板进行称重,进而确定每个试件的密度。试件的材料属性参数如表 3 所示。

图 3 拉伸试验设备(液压伺服)和试件

表 3 3D 打印薄板样件材料属性

序号	样本	弹性模量 /MPa	切变模量 /MPa	密度 /(kg/m ³)	泊松比
1	E0.4-1	18.8	7.23	9.2	0.3
2	E0.4-2	18.8	7.23	9.2	0.3
3	E0.3-1	18.5	7.12	9.1	0.3
4	E0.3-2	18.5	7.12	9.1	0.3
5	E0.2-1	18	6.92	9.1	0.3
6	E0.2-2	18	6.92	9.1	0.3

2.2 试验过程

为获取 FDM 试件的固有特性参数,搭建了如图 4 所示的测试系统。测试系统主要包括模态力锤(PCB 086C01)、数据采集卡(NI USB 4431)和加速度传感器(B&K4517)等设备。其中,选用的 B&K4517 轻质加速度传感器仅重 0.6 g, 因此可忽略其对薄板振动特性的影响。利用夹具固定保持 FDM 薄板试件的悬臂状态,其夹持区长度为 20 mm,激励点距离底边约 10 mm,加速度传感器分别固定于薄板振动响应较大的测点处(样件顶部和中部,避开节点),以获取准确的测试结果。

试验过程中,首先用力锤对不同路径宽度打印制成的试件(路径宽度分别为 0.4 mm、0.3 mm 和 0.2 mm)施加脉冲激励,同时利用加速度传感器测试由

图 4 测试系统示意图

脉冲激励所引起的 FDM 薄板的振动响应,并通过采集控制器对激励信号和响应信号进行实时采集。然后,为获得薄板的模态振型,采用单点拾振法完成对试件的参数识别,即将加速度传感器固定在振动较大的测点处,分别对其余各测点进行激励。针对每个试件,分别完成了 10 组试验,以进一步确保测试结果的准确性。

图 5 为一组不同路径宽度的 FDM 薄板试件的频率响应曲线,通过分析辨识该曲线的峰值数据即可初步确定薄板试件的各阶固有频率,如表 4 所示。

图 5 FDM 薄板的频率响应函数

表 4 FDM 薄板样件固有频率测试结果

试件	固有频率/Hz		
	第一阶	第二阶	第三阶
E0.4-1	17.9	155.6	386.4
E0.4-2	18.1	154.3	383.2
E0.3-1	16.8	144.4	373.9
E0.3-2	17.3	146.8	368.3
E0.2-1	16.3	133.8	340.7
E0.2-2	15.9	134.6	351.3

3 结果分析

为了验证本文所提出的悬臂边界下 FDM 3D 打印薄板固有特性计算方法的正确性, 本节将理论计算结果与试验结果进行对比分析, 如表 5 所示。通过与试验结果进行对比分析可知, 基于梁函数组合法的 3D 打印薄板固有频率计算结果与试验结果的误差在 7%~13.4%之间, 处于误差允许的范围内, 预测的模式振型与测量结果相同, 验证了理论模型的正确性。因此, 基于双向梁函数组合法的理论模型能够实现悬臂边界条件下 FDM 3D 打印薄板固有特性的分析与预测。此外, 不同的路径宽度主要引起样件弹性模量的变化, 由公式(11)和(14)可知, 此变化将会影响薄板的应变(或结构刚度), 进而影响薄板的固有频率。例如, 当路径宽度为 0.4 mm 时, 所制备的样件在三种样件中具有最大的弹性模量 (18.8 MPa), 其相应的固有频率也最大, 测得的前三阶固有频率分别为 18 Hz、154.9 Hz 和 384.8 Hz。由于改变路径宽度并没有改变样件的结构特征(即薄板结构), 因此模式振型不会发生改变。

表 5 FDM 3D 打印薄板前 3 阶固有特性的理论和试验结果

项目	试件路径 宽度/mm	模态阶次		
		第一阶	第二阶	第三阶
测试频率 A/Hz	0.4	18.0	154.9	384.8
	0.3	17.1	145.6	371.1
	0.2	16.1	134.2	346.0
计算频率 B/Hz	0.4	19.3	170.1	429.4
	0.3	18.5	159.6	416.0
	0.2	17.6	148.6	392.4
误差	0.4	7.2	9.8	11.6
$ B-A /A$	0.3	8.2	9.6	12.1
(%)	0.2	9.3	10.7	13.4
测试振形
计算振形

虽然本理论模型可以分析和预测 FDM 薄板的固有特性, 但仍有必要对上述误差原因进行分析, 其可能来自于理论建模和试验测试两个方面。其中, 理论误差包括将 3D 打印薄板假设为一个整体结构, 建模过程中没有考虑各层之间的应力应变情况; 同时也忽略了横向剪切应力、纤维排列不规则、界面缺陷、残余应力以及材料参数分散性的影响; 而实验误差也客观存在, 例如测试时边界条件(夹具夹紧程度)、仪器灵敏度漂移、实验方法等造成的影响。

当路径宽度减小时, 层间材料丝的粘结面积减小, 进而降低层间的粘结强度; 材料丝的粘结质量会下降, 致使材料丝的扭曲变形现象增多, 样件表面粗糙度增大; 此外, 横截面材料丝之间的粘结间隙将增大, 导致样件内部孔隙等缺陷增多。这些因素将导致样件的动力学性能随着路径宽度的减小而降低。

图 6 是路径宽度分别为 0.4 mm 和 0.2 mm 的样件的表面扫描电镜图像。通过对比可以发现, 当路径宽度从 0.4 mm 减小到 0.2 mm 时, 材料丝的扭曲变形现象增多, 样件表面粗糙度增大, 层间材料丝的粘结质量变差。因此, 样件的材料力学性能和动力学性能将会随着路径宽度的减小而降低。

(a) 0.4 mm 路径宽度样件的表面扫描电镜图像

(b) 0.2 mm 路径宽度样件的表面扫描电镜图像

图 6 不同路径宽度样件的表面扫描电镜图像

4 结论

本文采用理论与实际相结合的方式, 探讨了悬臂状态下, 路径宽度对 FDM 板固有特性的影响。结论如下。

(1) 基于双向梁函数组合法, 在悬臂边界条件下对 FDM 板进行了建模, 并预测了固有频率和模态振型。该模型适用于无滑动, 层间无相对位移的

薄板固有特性分析。

(2) 提出了计算 3D 打印薄板固有特性的具体流程。主要包括输入薄板的几何参数和不同路径宽度的薄板的输入参数、基于双向梁函数组合法来表示振型函数以及通过 Ritz 法对该类型薄板的固有特性进行求解等 3 个关键步骤。

(3) 与试验结果相比, 基于双向梁函数组合法建立的理论模型可以有效地预测 FDM 板的固有特征, 并且误差在允许范围内。

(4) 不同的路径宽度会引起样件弹性模量的变化。样件弹性模量越大, 相应的固有频率越高。由于结构特征没有改变, 模态振型不会发生变化。

(5) 从微观角度分析, 当路径宽度从 0.4 mm 减小到 0.2 mm 时, 薄板的动力学性能会降低, 从而进一步验证了上述结论。

(6) 本文的研究有助于提高 FDM 成品的动力学性能, 并且为今后的研究提供重要的参考和技术支持。

但是, 今后还需要对更多工艺参数的影响进行研究, 以更为精确地预测 FDM 薄板的固有特性。

参 考 文 献

- [1] PANDA S K, PADHEE S, SOOD A K, et al. Optimization of fused deposition modelling (FDM) process parameters using bacterial foraging technique[J]. Intelligent Information Management, 2009, 1(2): 89-97.
- [2] ARIVAZHAGAN A, MASOOD S H. Dynamic mechanical properties of ABS material pocessed by fused deposition modelling[J]. International Journal of Engineering Research and Applications, 2014, 2(3): 2009-2014.
- [3] BRENSONS I, POLUKOSHKO S, SILINS A, et al. FDM prototype experimental research of processing parameter optimization to achieve higher tensile stress[J]. Solid State Phenomena, 2015, 220-221: 767-773.
- [4] MOHAMED O A, MASOOD S H, BHOWMIK J L. Experimental investigations of process parameters influence on rheological behavior and dynamic mechanical properties of FDM manufactured parts[J]. Advanced Manufacturing Processes, 2016, 31(15): 1983-1994.
- [5] TORRES J, COTELO J, KARL J, et al. Mechanical property optimization of FDM PLA in shear with multiple objectives[J]. JOM, 2015, 67(5): 1183-1193.
- [6] RAYEGANI F, ONWUBOLU G C. Fused deposition modelling (FDM) process parameter prediction and optimization using group method for data handling (GMDH) and differential evolution (DE)[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2014, 73(1-4): 509-519.
- [7] ERTAN R, DURGUN I. Experimental investigation of FDM process for improvement of mechanical properties and production cost[J]. Rapid Prototyping Journal, 2014, 20(3): 228-235.
- [8] LUŽANIN O, MOVRIN D, PLANČAK M. Effect of layer thickness, deposition angle, and infill on maximum flexural force in FDM-built specimens[J]. Journal for Technology of Plasticity, 2014, 39(1): 49-58.
- [9] MASOOD S H, MAU K, SONG W Q. Tensile properties of processed FDM polycarbonate material[J]. Materials Science Forum, 2010, 654-656: 2556-2559.
- [10] PANDA B N, BAHUBALENDRUNI M V A R, BISWAL B B. A general regression neural network approach for the evaluation of compressive strength of FDM prototypes[J]. Neural Computing & Applications, 2015, 26(5): 1129-1136.
- [11] SOOD A K, OHDAR R K, MAHAPATRA S S. Experimental investigation and empirical modelling of FDM process for compressive strength improvement[J]. Journal of Advanced Research, 2012, 3(1): 81-90.
- [12] MOHAMED O A, MASOOD S H, BHOWMIK J L, et al. Effect of process parameters on dynamic mechanical performance of FDM PC/ABS printed parts through design of experiment[J]. Journal of Materials Engineering & Performance, 2016, 25(7): 2922-2935.
- [13] MOHAMED O A, MASOOD S H, BHOWMIK J L. Investigation of dynamic elastic deformation of parts processed by fused deposition modeling additive manufacturing[J]. Advances in Production Engineering & Management, 2016, 13(3): 227-238.
- [14] 曹志远. 板壳振动理论[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1989.
- CAO Zhiyuan. Vibration theory of plate and shell[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 1989.

作者简介: 姜世杰, 男, 1985 年出生, 讲师。主要研究方向为机械系统振动/噪声的测试、分析与控制以及振动利用工程。
E-mail: jiangsj@me.neu.edu.cn