

DOI: 10.7652/xjtuxb201905017

类蜂窝复合夹层结构的力学特性 及其在精密机床上的应用

黄华, 李源, 郭润兰

(兰州理工大学机电工程学院, 730000, 兰州)

摘要: 为提高加工中心立柱的静、动刚度及热刚度, 提出一种类蜂窝胞元结构, 并应用该结构对加工中心的关键部件进行重新设计。首先, 针对蜂窝结构在共面方向承载力不足的问题, 以传统六边形蜂窝胞元为对象, 在外侧构建保护壁, 构成类蜂窝结构, 力学特性及仿真分析表明, 强化后的结构具有更好的比刚度和承载性。其次, 将机床立柱结构分为横梁和立柱两部分, 将类蜂窝填充结构分别与“米”字形或“井”字形填充结构进行了对比分析, 从定性和定量的角度评判方案的优劣。最后, 计算了刀具在实际工况下的受力及主轴箱、导轨等处的生热状况, 将力载荷和热载荷施加在立柱上, 并对重新设计后的立柱进行了静、动力学分析及散热性能分析。结果表明: 较“井”字形填充结构, 类蜂窝填充结构的立柱质量减小了 4.21%, 沿 z 轴的变形下降了 39.5%, 一阶固有频率提高了 29.22%, 热稳态时间减少了 81.39%。

关键词: 精密机床; 类蜂窝结构; 比刚度; 立柱; 热载荷; 散热性能

中图分类号: TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)05-0123-09

Mechanical Properties of Honeycomb Composite Sandwich Structure with Applications to Precision Machine Tools

HUANG Hua, LI Yuan, GUO Runlan

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730000, China)

Abstract: To improve the static, dynamic and thermal stiffness of a machining center column, the honeycomb cell structure is introduced in the redesign of the key parts of the machining center. For the insufficient bearing capacity of honeycomb structure in the coplanar direction of the traditional hexagonal honeycomb cell, the protective wall is constructed on the outer side of the honeycomb cell to form the honeycomb-like structure. Simulations and the mechanical property analysis indicate the better specific stiffness and bearing capacity of the strengthened structure. The properties of the column filled with star-shape or #-shape and honeycomb structures are compared, the advantages and disadvantages of this redesign scheme are evaluated from the qualitative and quantitative aspects. The suffering force of the cutter under actual working condition and the heat generation of the spindle box and guide rail are calculated. The force and heat loads are exerted to the column, and the static, dynamic and heat dissipation performances of the redesigned column structure are analyzed. The results show that compared with the #-shape rib-filled column, the mass of the honeycomb-filled column is reduced by 4.21%, the deformation along the z -axis is reduced by 39.5%, the first-order natural frequency

收稿日期: 2018-09-25。 作者简介: 黄华(1978—), 男, 副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51565030)。

网络出版时间: 2019-02-20

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190220.0921.006.html>

is heightened by 29.22%, and the thermal steady-state time is reduced by 81.39%.

Keywords: precision machine tool; honeycomb-like structure; specific stiffness; column; thermal load; heat dissipation performance

近年来,我国制造业技术的不断升级和国防航天、医疗器械等的迅猛发展,对于机床提出了更高的要求。基于传统材料的机床结构已经很难满足切削加工高速、高精的发展趋势。多孔材料作为一种轻质材料,具有较好的耐冲击性和较高的比刚度、比强度,已逐渐引起人们的关注^[1-3]。

蜂窝结构是由许多孔状胞元堆叠而成的实体,其力学性能会随着胞元的形状、特征尺寸、相对密度以及壁厚等参数的改变而改变。因此,该结构具有广阔的拓展性和应用空间。王博等针对复杂蜂窝结构提出了散热性能分析方法,解析推导了“组合蜂窝”的等效努塞尔数、 fRe 因子(f 为范宁系数, Re 为雷诺数)等参数,并比较了典型“组合蜂窝”结构(Kagome 蜂窝)与传统正方形、正六边形蜂窝的散热性能以及散热承载综合性能,证明了“组合蜂窝”结构的优越性^[4-7];李翔城等研究了低速撞击条件下组合式铝蜂窝结构的变形响应和吸能特性,结果表明在动态加载条件下,组合式蜂窝结构具有更好的吸能效果^[8];孙士平等针对周期性夹芯结构,研究了蜂窝胞元尺寸对夹芯板的刚度和低阶固有频率的影响^[9];张卫红等运用扭转能量法、有限元数值计算和经典细观力学方法从理论上验证了蜂窝胞元的尺寸效应^[10];Sun 等模仿树叶中的叶脉,在蜂窝铝三明治结构中添加铝栅格进行强化,实验表明,强化后的仿生结构具有更好的比刚度和承载性^[11];邢昊等采用基于密度映射的非均匀蜂窝结构设计方法,实现了蜂窝结构各胞元壁厚的非均匀设计,三点弯曲实验表明该蜂窝结构的承载性能得到了有效的改善^[12];李志强等对强激光辐照下铝蜂窝夹芯结构的温度场和力学行为进行了研究,并分析了隔热层厚度、导热系数和比热容对该结构温升和热变形的灵敏性^[13];李响等根据材料力学理论推导出了蜂窝夹层结构的强度、刚度和质量的计算公式,并且以正六边形和正方形蜂窝结构为例,计算了等效弹性模量、等效剪切模量、等效密度和泊松比等参数^[14-18];王显会等将蜂窝夹层架构运用到车辆底部,探究了不同蜂窝结构布置对吸能性能、刚度和强度的影响^[19];张勇等设计出了多孔结构工作台,减小了工作台总质量,提高了静刚度和低阶固有频率,为工作台设计提供了一种新思路^[20]。

上述文献表明,以往的工作更多关注传统蜂窝结构的理论计算和蜂窝夹层结构的整体性能研究,缺少微观层面对胞元结构的力学和热学分析,对于传统蜂窝结构在共面方向承载力不足的问题未能有效解决,且缺乏实际应用分析。针对以上不足,本文提出类蜂窝结构设计,以传统蜂窝胞元结构为研究对象,在外侧搭建保护层以增强共面方向的承载力,并将该结构应用到某加工中心立柱的结构设计中,对立柱结构在多场作用的工况下进行了性能分析。

1 类蜂窝胞元结构设计及特性分析

目前,六边形蜂窝结构因为具有高强度、制造简单等优点而得到了广泛应用。图 1 为传统的六边形蜂窝胞元结构, l 、 h 、 t 分别表示六边形蜂窝的高度、内径和壁厚, z 轴方向表示蜂窝结构的异面方向, y 轴方向表示蜂窝结构的共面方向。以往的研究结果表明:六边形蜂窝结构的承载能力在异面方向和共面方向存在着较大差异,异面方向的承载性能远大于共面方向的承载性能。但是,当共面方向壁厚较薄时,会引起异面内蜂窝结构的坍塌。因此,提高共面方向的承载性能是非常必要的。

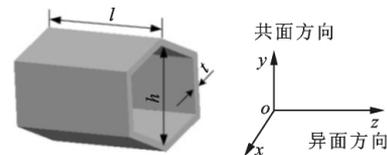


图 1 六边形蜂窝胞元结构图

为加强六边形蜂窝结构在共面方向的承载力,在六边形胞元结构外层构建保护壁,形成类蜂窝结构,增强侧向抗压能力。图 2 是类蜂窝胞元结构, a 表示蜂窝边长, θ 表示蜂窝边与水平方向的夹角, t 表示六边形蜂窝厚度, t_1 表示保护壁纵向厚度, t_2 表示保护壁横向厚度。为强化传统六边形胞元结构,

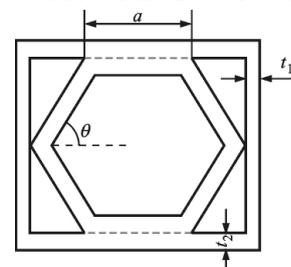


图 2 类蜂窝胞元结构

提出两种设计方案:一是在六边形胞元结构外层构建等壁厚的保护壁($t_1=t_2$);二是在六边形胞元结构外层构建对边等壁厚的保护壁($t_1 \neq t_2$)。

为了研究类蜂窝胞元结构的力学特性,以图 3a 中虚线框内所示结构作为基体单元体,结合相关参数,建立该基体单元在 x 和 y 方向拉伸作用下的力学模型,轴向拉伸如图 3b 和图 3c 所示,图中 H_1 、 H_2 分别表示基体单元沿 x 、 y 向的初始长度, σ_x 、 σ_y 分别为基体单元沿 x 、 y 向的应力。由于该基体单元在拉伸和受压状态下沿 x 、 y 向的等效应变相同,因此在相同拉、压应力作用下,该基体的抗拉和抗压强度相同,故不再进行受压状态下的力学特性分析。

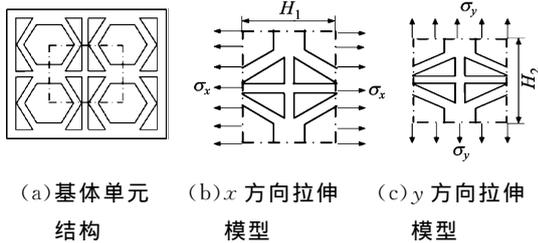


图 3 类蜂窝基体单元结构及轴向拉伸模型

根据材料力学中梁弯曲理论和虎克定律,可以求出图 3b 和图 3c 所示模型各壁板的挠度、伸长量及等效应变等,之后,即可求出弹性模量。

弹性模量的计算公式为

$$E = \frac{\delta}{\epsilon} \quad (1)$$

式中: E 为弹性模量; δ 为正应力; ϵ 为线应变。

基于式(1),推导出基体单元体在 x 和 y 方向上的等效弹性模量为

$$E_x = E_s(\sqrt{3}a + t_2)(2a + t_1)^{-1} \left[\frac{(a - \sqrt{3}t/3)^3}{t^3} + \frac{3(a - \sqrt{3}t/3)}{t} + \frac{(\sqrt{3}a + t_2)}{t_2} \right]^{-1} \quad (2)$$

$$E_y = E_s(2a + t_1)(\sqrt{3}a + t_2)^{-1} \left[\frac{3(a - \sqrt{3}t/3)^3}{4t^3} + \frac{(a - \sqrt{3}t/3)}{4t} + \frac{2a + t_1}{2t + t_2} \right]^{-1} \quad (3)$$

式中: E_x 、 E_y 分别为类蜂窝结构在 x 和 y 轴方向的等效弹性模量; E_s 为类蜂窝结构材料的弹性模量。

针对上文提到的两种设计方案,分别分析拉伸状态下的力学特性,即当 $t_1=t_2$ 和 $t_1 \neq t_2$ 时,该结构的轴向等效弹性模量。考虑到质量因素的影响,外层保护壁的厚度选定在 1~3 mm 之间,将其他参数代入,即可得到以 t_1 、 t_2 为自变量的等效弹性模量函数,如图 4~6 所示。

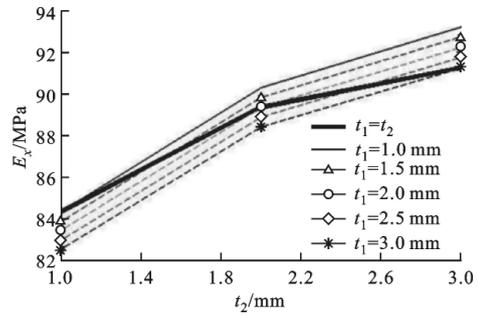


图 4 x 方向等效弹性模量

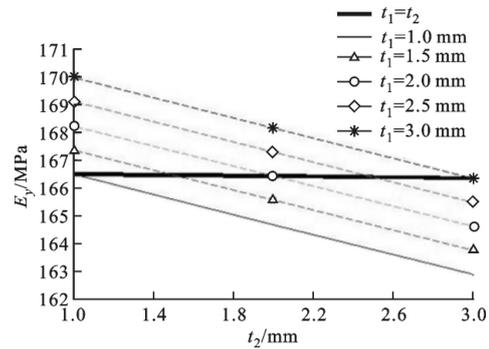


图 5 y 方向等效弹性模量

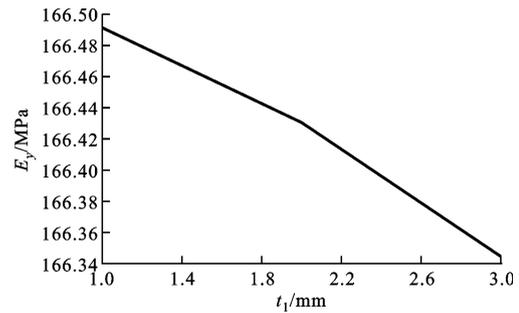


图 6 $t_1=t_2$ 时的 E_y

图 4、图 5 中的粗实线表示当 $t_1=t_2$ 时,该结构的等效弹性模量随保护壁厚度变化的曲线,其余实线及虚线表示当 $t_1 \neq t_2$ 时,该结构的等效弹性模量随保护壁厚度变化的曲线。从图 4 和图 5 可以看出: E_x 随着壁厚 t_2 的增加而增大; E_y 随着壁厚 t_2 的增加而减小;当 $t_1=t_2$ 时, E_y 近似于一条平直线。 $t_1=t_2$ 时的 E_y 如图 6 所示,可以看出,随着厚度的增加, E_y 降低。从图 4 可以得出,在 $t_1 \neq t_2$ 时的情况下:若 t_1 为某一确定值,则 E_x 随着 t_2 的增大而增大;若 t_2 为某一确定值,则 E_x 随着 t_1 的增大而减小。由图 5 可以得出,在 $t_1 \neq t_2$ 时的情况下:若 t_1 为某一确定值,则 E_y 随着 t_2 的增加而减小;若 t_2 为某一确定值,则 E_y 随着 t_1 的增加而增大。除此之外,从图 4 中还可以得出:高于粗实线的部分表示 $t_1 \neq t_2$ 时的等效弹性模量大于 $t_1=t_2$ 时的等效弹性模

量;低于粗实线的部分表示 $t_1 \neq t_2$ 时的等效弹性模量小于 $t_1 = t_2$ 时的等效弹性模量。因此可知: $t_1 \neq t_2$ 时的等效弹性模量与 $t_1 = t_2$ 时的等效弹性模量之间存在临界值,增加受力方向保护壁的厚度可以增大该方向的等效弹性模量,提高蜂窝胞元共面方向的承载性能。

建立传统六边形、等壁厚保护壁($t_1 = t_2$)、对边等壁厚保护壁($t_1 \neq t_2$)三种胞元结构,选定胞元尺寸 $l = 100 \text{ mm}$, $h = 80 \text{ mm}$, $t = 5 \text{ mm}$,当保护层壁厚相等时取 $t_1 = t_2 = 2 \text{ mm}$,当保护层壁厚不相等时取 $t_1 = 2 \text{ mm}$, $t_2 = 3 \text{ mm}$ 。所选材料为铝合金,密度为 2770 kg/m^3 ,弹性模量为 71 GPa ,泊松比为 0.33 。将三种模型导入 Workbench 软件,单元大小设定为 2 mm 进行网格划分,最终可得到 34200 个单元,且网格平均质量为 0.9 ,满足有限元计算的质量要求。沿 t_2 方向施加 300 N 的对称拉伸力,进行仿真计算。

将不同胞元结构的仿真结果列于表 1,分析得出:当 $t_1 = t_2$ 时,该结构的变形程度减小了 87.6% ;当 $t_1 \neq t_2$ 时,该结构变形程度减小了 89.8% 。从而证明了构建对边等壁厚保护壁可以有效降低变形程度。

表 1 不同胞元结构的变形值

胞元结构	传统六边形	等壁厚 保护壁	对边等壁 厚保护壁
变形值/ μm	0.372	0.046	0.038

2 类蜂窝结构在机床部件中的应用

图 7 为本文选用的某型号卧式加工中心的初始概念模型,已广泛应用于发动机缸体缸盖的生产线。立柱采用龙门式结构,以主轴低位姿下正常工作为背景,对立柱结构进行详细设计。

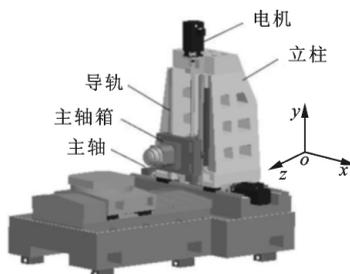


图 7 加工中心模型

图 8 是立柱装配体图,可以看出:动柱式结构在 T 型床身上沿着 X 导轨移动;主轴箱通过滑块、Y 导轨安装在立柱上,沿着 Y 导轨移动;电机安装在

横梁上,通过 Y 丝杠为主轴箱运动提供动力。在加工过程中,切削力通过主轴、主轴箱、导轨传递到立柱上。

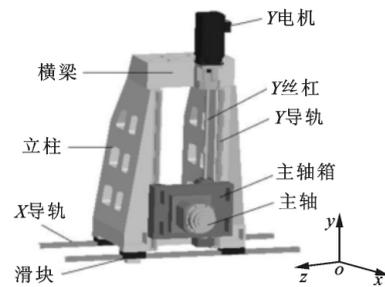


图 8 立柱装配图

2.1 横梁结构设计

如图 8 所示,横梁的主要作用为支撑 Y 电机。因此,在保证横梁静刚度的条件下,需尽可能减小质量。将横梁视为箱式结构,内部进行板筋填充,并将横梁根据电机位置划分为承载区和非承载区。针对板筋的布置方式,提出两种方案:“米”字形填充布置,即板筋材料选用铸铁,承载区进行“米”字形布置,见图 9;类蜂窝填充布置,即板筋材料选用铝合金,承载区应用图 2 所示的类蜂窝胞元结构进行填充布置,见图 10。

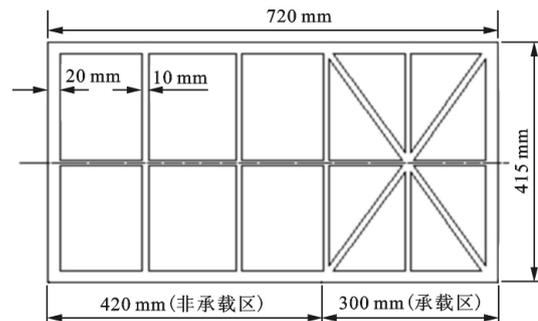


图 9 “米”字形填充布置方案

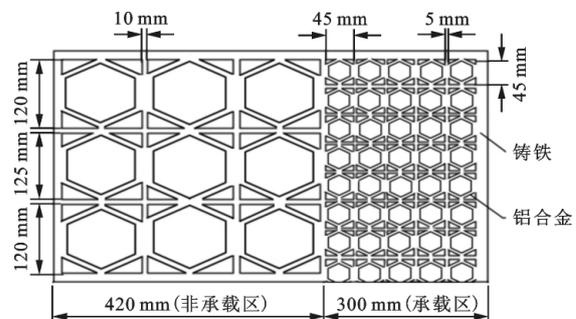


图 10 类蜂窝填充布置方案

横梁的总体尺寸为 $720 \text{ mm} \times 415 \text{ mm} \times 215 \text{ mm}$,承载区长 300 mm ,非承压区长 420 mm 。当采用“米”字填充布置方案时,将非承载区划分为三个

区域,间隔分别为 140 mm,箱体壁厚和板筋厚度分别为 20 mm 和 10 mm,所用材料均为铸铁。当采用类蜂窝填充布置方案时,在承载区和非承载区都进行类蜂窝密集填充。类蜂窝填充布置方案的其他参数如下:箱体壁厚和板筋厚度分别为 20 mm 和 10 mm;承载区蜂窝壁厚为 5 mm;蜂窝特征尺寸为 45 mm;为保证横梁的静刚度,箱体仍然选择铸铁材料;考虑到质量因素,板筋选择铝合金材料。分别建立两种板筋布置方案下横梁的有限元模型,在承载区施加 500 N 向下的作用力,底端采取固定约束,进行仿真分析,其结果见表 2。

表 2 不同板筋布置方案下横梁的仿真结果对比

板筋布置方案	横梁整体质量/kg	等效应力/MPa	静力变形/ μm	热-力耦合变形/ μm
“米”字形填充	179.28	0.035	0.046	19.681
类蜂窝填充	177.38	0.017	0.021	14.379

虽然类蜂窝胞元结构的体积较大,但铝合金密度相对铸铁密度较小。因此,不同板筋布置方案下的横梁整体质量不会有太大变化。同时,类蜂窝填充布置方案的承载区实现了密集化类蜂窝填充,接触表面积大幅增大,使承载区受力均匀地分散到各微小类蜂窝胞元上,提高了结构的静刚度。除此之外,承载区电机工作将导致该区域温度发生变化,当承载区温度由 20℃ 上升为 30℃ 时,类蜂窝填充布置横梁的热变形与“米”字形填充布置相比有所下降,降幅为 27%。综上所述,类蜂窝填充在横梁上的应用,提高了横梁整体结构的静刚度和热刚度,减小了 Y 电机工作过程中产生的位置误差,提高了主轴箱沿 Y 导轨上下移动时的运动精度,进而减小了加工过程中的误差,表明了该方案的可行性和有效性。

2.2 基于类蜂窝的立柱结构复合夹层设计

加工中心的立柱采用动柱式结构。在进行立柱设计时,需重点考虑到静刚度和质量。因此,提出两种设计方案:“井”字形填充结构,即运用拓扑优化技术,根据概念模型和力学模型设定优化区域,得到单元伪密度云图,并依此进行立柱结构重新设计,最终得到“井”字形板筋布置的立柱结构,具体模型见图 11,斜板筋厚度为 20 mm,与水平方向呈 45° 夹角,相邻板筋间隔 170 mm,所用材料选择铸铁;类蜂窝填充结构,即将增强共面承载性的类蜂窝胞元结构

运用到立柱设计当中,形成类蜂窝填充复合夹层结构,如图 12 所示,类蜂窝胞元尺寸为 150 mm,六边形蜂窝壁厚 $t=10\text{ mm}$,保护壁厚度 $t_1=20\text{ mm}$, $t_2=10\text{ mm}$,填充材料选择轻质铝合金。

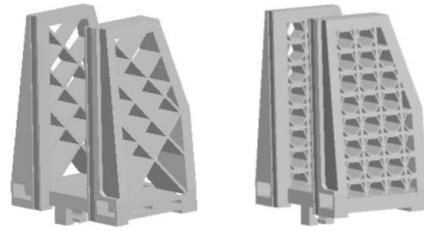


图 11 “井”字形填充结构 图 12 类蜂窝填充结构

对两种结构进行分析可知:在质量方面,两种结构都可以实现减重目标,“井”字形填充结构通过拓扑优化,减去部分材料,类蜂窝填充结构的体积相对前者较大,但由于选择铝合金材料,密度较低,因此同样可以实现减重;在静刚度方面,类蜂窝填充结构通过胞元外层的保护壁强化了共面方向承载性能,与“井”字形填充结构相比,增加了接触面积,拥有更好的抗弯性。除此之外,类蜂窝填充结构的低阶固有频率相比“井”字形板筋结构较高,动态性能更佳。

3 工况分析及参数计算

3.1 力学性能分析

选取工作状态为背景,背吃刀量 $a_p=5\text{ mm}$,进给量 $f=0.5\text{ mm/r}$,进给速度 $v_c=150\text{ m/min}$,其他参数根据相关设计手册查表可得。

主切削力 F_c 、背向力 F_p 、进给力 F_f 的经验公式为

$$\left. \begin{aligned} F_c &= 9.81 C_{F_c} a_p^{x_{F_c}} f^{y_{F_c}} v_c^{n_{F_c}} K_{F_c} \\ F_p &= 9.81 C_{F_p} a_p^{x_{F_p}} f^{y_{F_p}} v_c^{n_{F_p}} K_{F_p} \\ F_f &= 9.81 C_{F_f} a_p^{x_{F_f}} f^{y_{F_f}} v_c^{n_{F_f}} K_{F_f} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: C_{F_c} 、 C_{F_p} 、 C_{F_f} 表示由被加工材料和切削条件决定的系数; x_{F_c} 、 x_{F_p} 、 x_{F_f} 、 y_{F_c} 、 y_{F_p} 、 y_{F_f} 、 n_{F_c} 、 n_{F_p} 、 n_{F_f} 表示切削用量的指数; K_{F_c} 、 K_{F_p} 、 K_{F_f} 表示各种因素对切削力影响的修正系数。计算可得 $F_c=2\ 799.1\text{ N}$, $F_p=671.77\text{ N}$, $F_f=1\ 074.9\text{ N}$ 。

图 8 中,整个主轴箱系统的质量大约为 8 kN,主轴连续扭矩为 239 N·m,主轴箱沿着 Y 导轨副进行快速移动。选取主轴箱与导轨的结合面 R 为基准面,进行机械载荷分配计算,力学模型如图 13 所示。

根据图 13 所示的力学模型,建立物理方程为

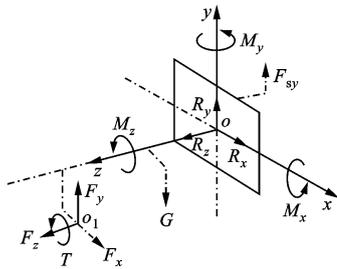


图 13 主轴箱-导轨结合面力学模型

$$\left. \begin{aligned} F_{sy} &= G - F_y \\ R_x &= -F_x; R_y = 0; R_z = -F_z \\ M_x &= -F_{sy}Z_{sy} - GZ_G + F_yZ_F + F_zY_F \\ M_y &= F_zX_F - F_xZ_F \\ M_z &= -F_xY_F - F_yX_F + GX_G - F_{sy}X_{sy} - T \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中： F_{sy} 为 y 向滚珠丝杠作用力； R_x 、 R_y 、 R_z 分别为基准面各轴方向作用力； M_x 、 M_y 、 M_z 分别为基准面绕各轴的作用转矩； F_x 、 F_y 、 F_z 分别为沿基准面各轴方向的切削力； G 为主轴箱重力； T 为主轴转矩； Z_{sy} 、 Z_G 、 Z_F 分别为 y 向丝杠作用力、重力及切削力作用点的 z 向坐标； X_{sy} 、 X_G 、 X_F 分别为 y 向丝杠作用力、重力及切削力作用点的 x 向坐标； Y_F 为切削力作用点的 y 向坐标。

结合相关特征参数计算可得

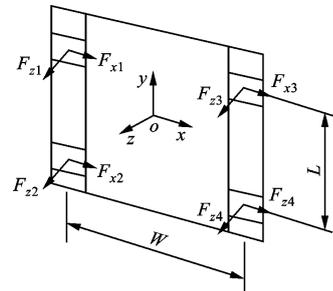
$$\begin{aligned} F_{sy} &= 10\,799.1\text{ N} \\ R_x &= -671.77\text{ N} \\ R_y &= 0 \\ R_z &= 1\,074.9\text{ N} \\ M_x &= 2\,746.05\text{ N}\cdot\text{m} \\ M_y &= -280.13\text{ N}\cdot\text{m} \\ M_z &= -1\,874.41\text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

主轴箱通过四个滑块在 Y 导轨上进行上下移动，根据主轴箱-导轨结合面等效模型，结合滑块物理模型，求出滑块导轨结合面处的载荷分配，其力学模型见图 14。

结合图 13 和图 14 力学模型，建立物理方程为

$$\left. \begin{aligned} F_{x1} = F_{x3} &= \frac{M_z}{2L} - \frac{R_x}{4}; F_{x2} = F_{x4} = -\frac{M_z}{2L} - \frac{R_x}{4} \\ F_{z1} &= -\frac{R_z}{4} - \frac{M_y}{2W} - \frac{M_x}{2L}; F_{z2} = -\frac{R_z}{4} - \frac{M_y}{2W} + \frac{M_x}{2L} \\ F_{z3} &= -\frac{R_z}{4} + \frac{M_y}{2W} - \frac{M_x}{2L}; F_{z4} = -\frac{R_z}{4} + \frac{M_y}{2W} + \frac{M_x}{2L} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

根据相关参数及物理数据，求得滑块-导轨结合面上各处作用力为



$F_{x1}, F_{x2}, F_{x3}, F_{x4}$: 4 个滑块接触面沿 x 方向的作用力;
 $F_{z1}, F_{z2}, F_{z3}, F_{z4}$: 4 个滑块接触面沿 z 方向的作用力;
 W : 左、右滑块中心距离; L : 上、下滑块中心距离

图 14 导轨力学简化模型

$$\begin{aligned} F_{x1} = F_{x3} &= -2\,956.07\text{ N} \\ F_{x2} = F_{x4} &= 3\,291.96\text{ N} \\ F_{z1} &= -4\,135.78\text{ N} \\ F_{z2} &= 5\,017.72\text{ N} \\ F_{z3} &= -4\,681.84\text{ N} \\ F_{z4} &= 4\,471.66\text{ N} \end{aligned}$$

3.2 热源分析及发热量计算

机床在工作状态下产生的热量会导致立柱发生一定程度的热变形。这些热源分布在机床的多个部位，通过热传导、热对流、热辐射三种方式，向周围散发，导致机床相关部件温度升高，造成内部温度场的不均匀变化，最终引起机床关键部件的变形，影响加工精度。相关研究表明，在精密加工中，热变形引起的加工误差大约占到总误差的 40%~70%，其中对机床热变形影响较大的热源主要有：电机工作发热，包括主轴电机和进给电机；导轨副摩擦生热；切削热；周围环境传热等。本文以卧式加工中心立柱为研究对象，主要研究主轴箱发热和导轨副摩擦发热。

虽然主轴箱内存在多个发热源，且发热量和散热条件不同，但主轴箱的温升 T_1 大约可计算为

$$T_1 = (1 - \varphi) \frac{Q}{KF} \quad (7)$$

式中： φ 为比例系数，取值范围一般在 0.15~0.2； Q 为主轴箱总的发热量， J/h ； K 为换热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ； F 为散热面积， m^2 。

在实际计算中， Q 和 K 的数值难以确定，导致主轴箱的温升 T_1 不能精确计算，因此大多数情况下，通过估算法或试验法确定主轴箱的大概发热量。根据文献[21-22]，主轴箱壁及底面温度取 30 $^\circ C$ 比较合适。

本文加工中心采用的是滑动导轨，滑块在导轨上摩擦产生热量，其发热量 Q' 的计算公式为

$$Q' = \frac{\mu P_z v}{J} \quad (8)$$

式中: μ 为滑动摩擦因数,取 0.003; J 为热功当量,取 4.2; P_z 为摩擦面上的正向载荷,N; v 为滑块的移动速度,取 0.33 m/s。结合相关力学参数计算可得 4 个滑块的生热量分别为

$$Q'_1 = \frac{0.003 \times 4\,135.78 \times 0.33}{4.2} = 0.97 \text{ (J/s)}$$

$$Q'_2 = \frac{0.003 \times 5\,017.72 \times 0.33}{4.2} = 1.18 \text{ (J/s)}$$

$$Q'_3 = \frac{0.003 \times 4\,681.84 \times 0.33}{4.2} = 1.10 \text{ (J/s)}$$

$$Q'_4 = \frac{0.003 \times 4\,471.66 \times 0.33}{4.2} = 1.05 \text{ (J/s)}$$

假设加工中心在工作中,流入立柱内的热量大约为生成热量的 10%,接触面积 $S=4\,590 \text{ mm}^2$,则 4 个接触面上的热流密度分别为

$$q_1 = \frac{Q'_1}{10S} = 21.2 \text{ W/m}^2$$

$$q_2 = \frac{Q'_2}{10S} = 25.8 \text{ W/m}^2$$

$$q_3 = \frac{Q'_3}{10S} = 24.0 \text{ W/m}^2$$

$$q_4 = \frac{Q'_4}{10S} = 23.0 \text{ W/m}^2$$

4 整体性能分析

经过第 3 节计算,得到该加工中心在工作过程中产生的力载荷和热载荷。结合物理模型,在有限元软件中进行温度、热流密度及换热系数等参数设置。经过稳态热分析,得到类蜂窝立柱的温度分布,见图 15。从图中可以得到:经过 3 600 s,立柱的整体温度分布在 $20^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C}$ 之间,且大部分与室温接近,处于稳定状态。工作过程中,主轴处于连续工作状态,导致主轴箱温升较高。滑块与主轴箱相连接,且与导轨产生摩擦热,因此滑块的温度较高,且散热较慢,导致出现热集中现象。

将加工过程中产生的各种力载荷施加到“井”字形填充结构和类蜂窝填充结构的立柱上,并进行静、

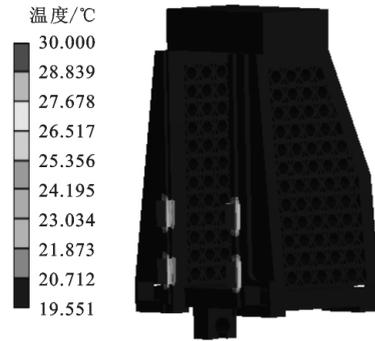


图 15 立柱温度场

动态性能分析对比,详细数据如表 3 所示。

分析表 3 中的数据可以得出以下结论。在静态特性方面:类蜂窝填充结构与“井”字形填充结构相比,质量减小程度不大;在相同受力及约束条件下,两种结构的最大变形位置相同,均在主轴箱滑块与导轨的安装位置处,但类蜂窝填充结构立柱的综合变形和沿 z 轴的变形值与“井”字形填充结构相比大幅减小,表明该结构可以更好地抵抗加工过程中力的冲击作用,拥有更大的静刚度。在动态特性方面:两种结构的前三阶模态阵型相同,第 1 阶模态阵型为 xy 平面内的摆动,第 2 阶模态阵型为 yz 平面内的摆动,第三阶模态阵型为 xz 平面内的扭转;类蜂窝填充结构立柱的低阶模态的固有频率与“井”字形填充结构相比,均有不同程度的提高,一阶模态频率增幅较大,二、三阶模态频率增幅较小,表明采用类蜂窝填充结构能够更好地避免由外界振动引发的共振现象,提高抵抗外界干扰的能力,具有更好的抗振性能和更大的动刚度。

针对两种结构的散热性能进行分析,比较两种结构在相同热载荷作用下达到稳定状态时的所需时间,得到温度随时间的变化曲线,见图 16 和图 17,可以看出:“井”字形填充结构的立柱温度稳定在 20.5°C 左右,类蜂窝填充结构的立柱温度维持在 20°C 左右;“井”字形填充结构的立柱需 1 h 达到稳定温度,而类蜂窝填充结构的立柱温度达到 20.5°C 时,仅需 670 s 左右,为前者时间的 1/6。因此,类蜂

表 3 不同立柱结构类型的静、动态性能及散热性能对比表

立柱结构类型	质量/ kg	最大变形/ μm	沿 z 轴变形/ μm	一阶频率/ Hz	二阶频率/ Hz	三阶频率/ Hz	热稳态时间/ s
“井”字形填充	1 672.1	9.297	8.794	68.03	132.97	172.29	3 600
类蜂窝填充	1 601.7	5.643	5.322	87.91	138.35	176.00	670
优化量	-4.21%	-39.3%	-39.5%	29.22%	4.05%	2.15%	-81.39%

窝填充结构的散热性能优于“井”字形填充结构,可以在短时间内迅速将工作状态下产生的热量传递到空气中,减小温度变化对加工中心的影响。

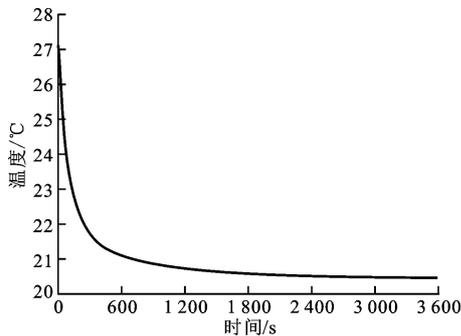


图16 “井”字形填充结构的散热性能曲线

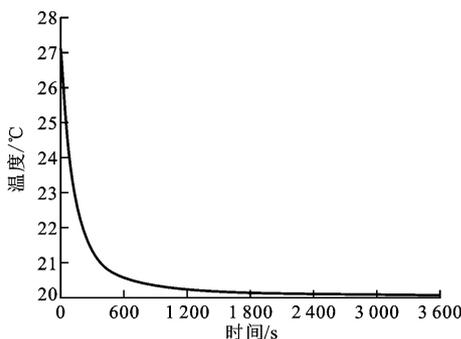


图17 类蜂窝填充结构的散热性能曲线

5 结论

本文完成了加工中心立柱从胞元结构设计到关键部件设计的整体流程,并且以某加工中心的实际工况为研究背景,分析了其静、动刚度及散热性。本文的主要工作和结论如下。

(1)针对传统蜂窝结构在共面方向承载力不足的问题,对传统六边形胞元结构进行了重新设计。在胞元外侧添加保护壁形成类蜂窝胞元结构,通过对力学特性进行分析,得到了保护壁壁厚与各轴向等效弹性模量之间的关系,结果表明,该结构在受力方向的刚度随着该方向保护壁厚度的增加而增强,有效改善了共面方向承载性。

(2)对加工中心的关键部件,即横梁、立柱,进行了方案设计、选择,对“米”字形和“井”字形填充结构与类蜂窝填充结构进行了分析比对,结果表明,采用类蜂窝填充形成的横梁和立柱均比“米”字形填充布置的横梁和“米”字形填充结构的立柱在静、动刚度方面有一定程度的提高,且类蜂窝填充布置横梁的热变形与“米”字形填充布置的热变形相比下降了27%左右。

(3)以加工中心的实际工况为背景,类蜂窝填充立柱与“井”字形填充立柱相比,质量减小了4.21%,最大变形和沿 z 轴的变形分别降低了39.3%和39.5%,前三阶固有频率分别提高了29.22%,4.05%和2.15%。在散热性方面,当立柱温度降低到20.5°C时,类蜂窝填充结构立柱所需时间为670s,约为“井”字形填充结构立柱所需时间的1/6。

参考文献:

- [1] 卢天健,张钱城,王春野,等. 轻质材料和结构在机床上的应用[J]. 力学与实践, 2007, 29(6): 1-9.
LU Tianjian, ZHANG Qiancheng, WANG Chunye, et al. Application of lightweight materials and structures in machine tools [J]. Mechanics in Engineering, 2007, 29(6): 1-8.
- [2] 卢天健,何德坪,陈常青,等. 超轻多孔金属材料的多功能特性及应用[J]. 力学进展, 2006, 36(4): 517-535.
LU Tianjian, HE Deping, CHEN Changqing, et al. The multi-functionality of ultra-light porous metals and their applications [J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(4): 517-535.
- [3] 卢天健,刘涛,邓子辰. 多孔金属材料多功能化设计的若干进展[J]. 力学与实践, 2016, 30(1): 1-9.
LU Tianjian, LIU Tao, DENG Zichen. Multifunctional design of cellular metals: a review [J]. Mechanics in Engineering, 2016, 30(1): 1-9.
- [4] WANG Bo, CHENG Gengdong. Design of cellular structures for optimum efficiency of heat dissipation [J]. Structural & Multidisciplinary Optimization, 2005, 30(6): 447-458.
- [5] 王博,王斌,程耿东. Kagome蜂窝夹层平板的多功能优化设计[J]. 复合材料学报, 2007, 24(3): 109-115.
WANG Bo, WANG Bin, CHENG Gengdong. Multi-functional design of sandwich panels with Kagome-like cores [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2007, 24(3): 109-115.
- [6] WANG B, CHENG G D, JIANG L. Design of multi-tubular heat exchangers for optimum efficiency of heat dissipation [J]. Engineering Optimization, 2008, 40(8): 767-788.
- [7] 刘书田,刘鹏,张永存,等. 二维多孔材料散热性能分析与设计[J]. 复合材料学报, 2008, 25(1): 147-152.
LIU Shutian, LIU Peng, ZHANG Yongcun, et al. Heat dissipation analysis and design of two-dimensional cellular materials [J]. Acta Materiae Compositae

- Sinica, 2008, 25(1): 147-152.
- [8] 李翔城, 林玉亮, 卢芳云. 组合式铝蜂窝低速冲击响应特性实验研究 [J]. 北京理工大学学报, 2018, 38(2): 137-142.
- LI Xiangcheng, LIN Yuliang, LU Fangyun. Experimental study on low-speed dynamic response of combined aluminum honeycomb [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2018, 38(2): 137-142.
- [9] 孙士平, 赖余东. 蜂窝胞尺寸对夹芯板性能的影响研究 [J]. 航空材料学报, 2011, 31(2): 61-66.
- SUN Shiping, LAI Yudong. Effects of honeycomb cell size on performances of sandwich panels [J]. Journal of Aeronautical Materials, 2011, 31(2): 61-66.
- [10] 张卫红, 段文东, 许英杰, 等. 六边形蜂窝等效面外剪切模量预测及其尺寸效应 [J]. 力学学报, 2013, 45(2): 288-292.
- ZHANG Weihong, DUAN Wendong, XU Yingjie, et al. Predictions of effective out-plane shear modulus and size effect of hexagonal honeycomb [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2013, 45(2): 288-292.
- [11] SUN Z, LI D, ZHANG W, et al. Topological optimization of biomimetic sandwich structures with hybrid core and CFRP face sheets [J]. Composites Science & Technology, 2017, 142: 79-90.
- [12] 邢昊, 敬石开, 张贺, 等. 拓扑优化密度映射的非均匀蜂窝结构设计方法 [J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2017, 29(4): 734-741.
- XING Hao, JING Shikai, ZHANG He, et al. A non-uniform honeycomb design method based on topology optimization density mapping [J]. Journal of Computer-Aided Design & Computer Graphics, 2017, 29(4): 734-741.
- [13] 李志强, 王志华, 赵隆茂. 热冲击载荷下铝蜂窝夹芯结构的温度场及变形 [J]. 华南理工大学学报, 2011, 39(9): 97-102.
- LI Zhiqiang, WANG Zhihua, ZHAO Longmao. Temperature field and deformation of sandwich structure with aluminum honeycomb cores under thermal loading [J]. Journal of South China University of Technology, 2011, 39(9): 97-102.
- [14] LI X, WANG C H. Minimum-weight sandwich structure optimum design subjected to torsional loading [J]. Applied Composite Materials, 2012, 19(2): 117-126.
- [15] LI X, WANG C H. Optimum design of composite sandwich structures subjected to combined torsion and bending loads [J]. Applied Composite Materials, 2012, 19(3/4): 315-331.
- [16] 李响, 李刚炎, 游敏, 等. 多载荷约束夹层结构轻量化设计及应用 [J]. 武汉理工大学学报, 2011, 33(8): 138-141.
- LI Xiang, LI Gangyan, YOU Min, et al. Sandwich structure lightweight design subjected to multiple loading constraints and its application [J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2011, 33(8): 138-141.
- [17] 李响, 周幼辉, 童冠, 等. 超轻多孔类蜂窝夹心结构创新构型及其力学性能 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(9): 88-94.
- LI Xiang, ZHOU Youhui, TONG Guan, et al. Innovating configuration and mechanical properties of the core for ultralight and porous quasi-honeycomb sandwich structure [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(9): 88-94.
- [18] LI X, LI G, WANG C H. Optimisation of composite sandwich structures subjected to combined torsion and bending stiffness requirements [J]. Applied Composite Materials, 2012, 19(3/4): 689-704.
- [19] 王显会, 师晨光, 周云波, 等. 车辆底部防护蜂窝夹层结构抗冲击性能分析 [J]. 北京理工大学学报, 2016, 36(11): 1122-1126.
- WANG Xianhui, SHI Chenguang, ZHOU Yunbo, et al. Impact resistance analysis of honeycomb sandwich structure for the vehicle bottom protection [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2016, 36(11): 1122-1126.
- [20] 张勇, 闫媛媛, 杨飞. 轻质多孔结构在机床工作台中的应用研究 [J]. 机械设计与制造, 2013(11): 168-170.
- ZHANG Yong, YAN Yuanyuan, YANG Fei. Light porous structure in the machine table applied research [J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(11): 168-170.
- [21] 中国机械工业联合会. 金属切削机床: 通用技术条件: GB/T 9061—2006 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2006: 5-9.
- [22] 张巍. 树脂基复合材料数控车床床身研究与分析 [D]. 重庆: 重庆大学, 2012: 48-54.

(编辑 陶晴)