

基于模态的联合收获机车身框架 振动特性分析与结构优化

刘爽 徐红梅 周杰 钟文杰 刘海悦

华中农业大学工学院/农业部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070

摘要 以某联合收获机主机身框架为研究对象,采用有限元柔性体技术创建车身框架的有限元柔性体模型,并在其基础上进行模态分析与计算。结果表明,车身框架的第一阶模态频率为7.29 Hz,与收获机正常工作时割刀的激励频率(7 Hz)接近,易发生共振,且对人体舒适性影响最大。为了调整收获机车身框架的固有频率,以避免外部激振频率范围,采用HyperMesh软件对收获机车身框架柔性体模型进行尺寸优化和拓扑优化,结果表明,尺寸优化后,收获机车身框架的第一阶模态频率由优化前的7.29 Hz提升至8.63 Hz,车身框架质量下降了0.006 t;拓扑优化后,收获机车身框架的第一阶模态频率由优化前的7.29 Hz提升至8.49 Hz,车身框架质量下降了0.107 t。拓扑优化与尺寸优化均可使收获机车身框架固有频率避开外部激振频率范围,但综合考虑优化设计的目标与生产制造成本,采用尺寸优化技术对收获机车身框架进行结构优化更为适合。

关键词 收获机车身框架;共振;模态分析;尺寸优化;拓扑优化

中图分类号 S 225.31 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2018)03-0108-09

联合收获机在田间行驶作业时,受自身结构及外部各种激励的影响,其机体不可避免地产生强烈振动。当外部激振力的频率与收获机某阶固有频率接近时,易产生共振现象,机体振幅加剧。共振不仅会使收获机结构产生破坏,加速零部件的磨损,降低其可靠性和使用寿命,同时还会降低其振动舒适性,损害作业人员的身心健康,影响行车与作业安全^[1-2]。共振是影响收获机动态特性和振动舒适性的重要因素。为了提高收获机的振动舒适性,需要对收获机的车身框架进行模态分析与结构优化,并将其低阶模态频率控制在特定的范围之内,以避免外部激振频率^[3-4]。

模态分析是动态分析的基础,可为收获机振动特性的分析与研究提供有效的方法,模态分析法可对结构的动态特性进行评估,并对结构进行优化设计^[5-7]。近年来,国内外学者采用模态分析法对收获机部分部件的振动特性与模态参数进行了分析与识别^[8-10]。李燕等^[11]对收获机割台框架模态参数进行分析,确定割台框架的振动形式以及激励频率作用下结构的薄弱环节。姚艳春等^[12]采用模态分析与

试验研究相结合的方法对车架模态振型与振动之间的关系进行分析,并对车架进行优化。臧世宇等^[13]采用模态分析法分析收获机机架的薄弱环节。刘虎等^[14]采用模态分析法对收获机脱粒滚筒进行了模态和强度分析。上述研究主要是从系统辨识的角度对收获机割台框架、底盘车架以及脱粒滚筒等部件的振动特性与模态参数进行分析与识别,对收获机关键零部件机架的振动特性分析已经足够深入,而对收获机整机车身框架振动特性的分析与研究相对较少,从人体振动舒适性的角度对收获机车身框架进行结构优化的研究更是鲜有报道。生产实践中,收获机的振动舒适性及动态特性亦有待改善与提高。

本研究以某联合收获机为研究对象,以提高收获机振动舒适性为目标,首先采用有限元柔性体技术创建车身框架的有限元柔性体模型,并在其基础上进行模态分析与计算;之后,将模态计算结果与外部激振频率进行对比,分析车身框架易与外部激励产生共振的固有频率;最后,根据模态分析结果,采用HyperMesh软件,从低阶振动的角度,考虑人体振动舒适性,对收获机车身框架进行尺寸优化与拓

收稿日期: 2017-09-20

基金项目: 国家自然科学基金青年基金项目(51405178)

刘爽,硕士研究生,研究方向:农机装备振动噪声控制, E-mail: liushuang187@126.com

通信作者: 徐红梅,博士,副教授,研究方向:农机装备振动舒适性, E-mail: xhm790912@163.com

扑优化,并将尺寸优化与拓扑优化的结果进行对比,获得收获机车身框架结构的最佳优化方案,为今后农业机械整机降低车身框架共振发生的概率及农业机械整机车身框架轻量化与舒适性优化设计提供一定的参考。

1 材料与方法

1.1 车身框架有限元柔性体模型的建立

1) 车身框架的几何模型建立。收获机车身框架主要由割台、脱粒清选仓、驾驶室以及底盘上部组成。本研究中,收获机机长 4 890 mm,宽 2 250 mm,高 2 470 mm,发动机动力 75 kW,行走部履带宽 400 mm,履带接地长度 1 600 mm,作业速度 0~5.4 km/h,割台割幅 2 000 mm。为了提升有限元分析模型的网格质量,并减少建模工作量,在满足计算精度的前提下,可对车身框架几何模型进行适当的简化和假设^[15-16],忽略部分次要的细节,如对结构强度和刚度影响较小的圆角、小孔等。图 1 所示为采用 SolidWorks 软件建立的收获机车身框架三维实体模型。

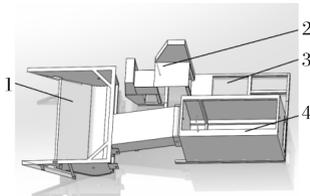


图 1 收获机车身框架三维模型

Fig.1 3D model of the combine harvester body frame

2) 车身框架有限元柔性体模型建立。有限元法的基本思想是采用有限个单元体的集合代替原有的连续体^[17]。因此,在进行有限元模态分析之前,首先应对结构进行离散化处理,建立其有限元分析模型。考虑到收获机车身框架结构较为复杂,路面激励、割刀激励、脱粒滚筒激励等产生的振动均会经由车身框架传递到人体。为了更加真实地模拟振动激励传递到人体的过程,需要将起振动激励传导作用的车身框架进行柔性化处理。

本研究主要采用有限元柔性体技术建立收获机车身框架柔性体模型,考虑到收获机车身框架主要是由厚度较小的薄板零件构成,故可抽取车身框架中面得到壳体结构,采用壳网格单元 Shell63P 对车身框架壳体进行网格划分。图 2 为收获机车身框架

壳体的二维拓扑模型。

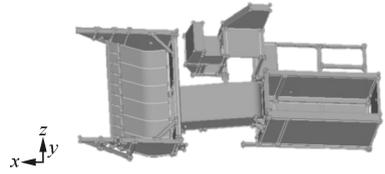


图 2 收获机车身框架壳体的二维拓扑显示

Fig.2 2D topological model of the combine harvester body frame

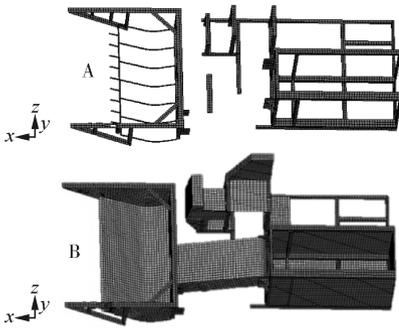
获得车身框架壳体后,即可定义其材料属性与厚度。对本研究,车身框架材料为 Q235 结构钢。车身框架加强筋及骨架厚度为 5 mm,面板厚度为 2 mm。为了提高网格划分速度与质量,采用 QI (quality index) 网格划分技术对车身框架壳体进行网格划分,即可得到车身框架的有限元柔性体模型。模型单元数为 19 086,节点数为 18 358。图 3A、B 所示分别为经柔性化处理的车身框架骨架与车身框架的有限元分析模型。

网格划分是有限元分析模态分析的重要环节,网格质量对计算结果具有较大影响,较差的网格质量不仅会导致计算结果不收敛,甚至会使计算终止^[18-19]。因此,网格划分完毕,需要对网格质量进行检查。网格质量检查指标主要包括宽高比 (aspect ratio)、雅可比比率 (Jacobian ratio)、翘曲因子 (warping factor)、最大尺寸以及最小尺寸。合格网格的参数标准分别为宽高比 ≤ 5 、雅可比比率 ≥ 0.8 、翘曲因子 ≤ 0.1 、最小尺寸 ≥ 8 mm、最大尺寸 ≤ 80 mm。采用网格检查命令检查车身框架网格质量后,即可输出车身框架有限元文件 (.cdb)。

1.2 收获机车身框架模态分析与计算

模态分析可用于确定机械结构的固有频率和主振型,通过分析机械结构固有频率与外界激振频率之间的关系,判断机械结构是否会发生共振。结构振动中,低阶模态对结构动态特性的影响较高阶模态大,低阶模态决定结构的动态特性。结合收获机实际工作情况,本研究仅对车身框架前六阶非刚体自由模态进行分析。图 4 所示为车身框架的前六阶非刚体模态。表 1 所示为车身框架的各阶固有频率和主振型。

收获机作业时所承受的外界振动激励主要来源于路面、发动机、割刀、振动筛以及脱粒滚筒,其中收获机在乡村土路以及田地行走作业时,路面所提供激振频率一般低于 3 Hz,发动机正常工作转速为



A: 车身框架骨架有限元柔性体模型 Finite element model of framework; B: 车身框架有限元柔性体模型 Finite element model of whole body frame.

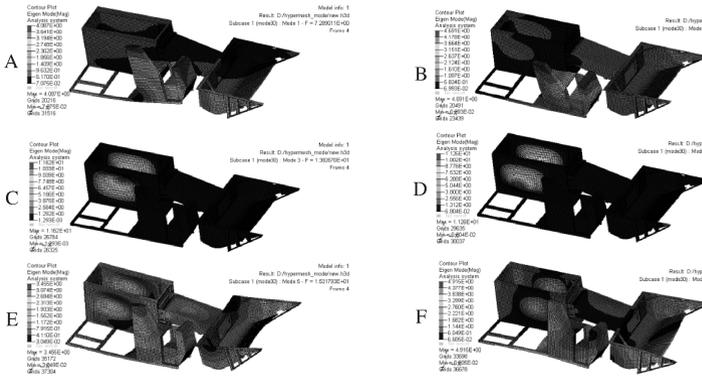
图 3 收获机车身框架有限元柔性体模型

Fig.3 Finite element model of the combine harvester body frame

表 1 车身框架模态频率及振型描述

Table 1 Mode frequency and vibration mode description

阶数 Order	固有频率/Hz Natural frequency	主振型 Mode shape
1	7.29	一阶侧向弯扭 First-order lateral twist
2	10.05	一阶侧向扭转 First-order lateral torsion
3	13.83	一阶侧向弯曲 First-order lateral bending
4	14.22	二阶侧向弯曲 Second-order lateral bending
5	15.32	一阶垂直弯曲 First-order vertical bending
6	16.00	二阶侧向弯扭 Second-order lateral twist



A: 一阶侧向弯扭 The first-order lateral twist; B: 一阶侧向扭转 The first-order lateral torsion; C: 一阶侧向弯曲 The first-order lateral bending; D: 二阶侧向弯曲 The second-order lateral bending; E: 一阶垂直弯曲 The first-order vertical bending; F: 二阶侧向弯扭 The second-order lateral twist.

图 4 收获机车身框架模态

Fig.4 Modes of the combine harvester body frame

2 300~2 500 r/min, 激振频率为 38.3~41.7 Hz; 割刀转速为 439 r/min, 激振频率为 7.32 Hz 左右; 振动筛的转速在 300 r/min 左右, 其激振频率为 5 Hz 左右; 脱粒滚筒的转动速度处于 800~1 100 r/min, 激振频率为 15~18.3 Hz^[20]。

由上述模态分析可知, 收获机正常工作时, 车身框架第一阶固有频率与横割刀摆环机构主动轴转速为 439 r/min 时割刀的激励频率(7 Hz)接近, 第三、四阶固有频率与脱粒滚筒转动速度处于 800~1 100 r/min 之间时的激励频率(15 Hz)接近, 易与车身框架发生共振。收获机田间行驶作业时传入人体的振动能量主要集中于 7 Hz 与 14 Hz。为避免车身框架与外部激励产生共振, 提升收获机驾驶员

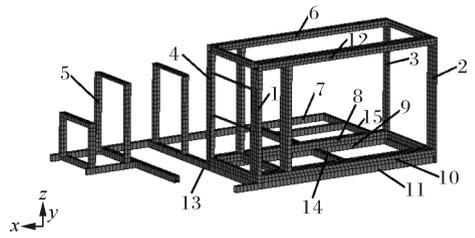
的振动舒适性, 有必要对车身框架进行结构优化。由图 4 的模态振型可知, 频率接近 7 Hz 的第一阶模态振型的形变主要集中在驾驶室, 发生共振时对人体舒适性的影响较大, 频率接近 15 Hz 的第三、四阶模态振型的形变主要集中在脱粒滚筒支撑架的面板上, 发生共振时对人体舒适性的影响较小。因此, 本研究主要针对车身框架的第一阶模态(7 Hz)对车身框架结构进行优化。

2 结果与分析

2.1 收获机车身框架尺寸优化

尺寸优化通常通过改变板的厚度、梁刚的截面尺寸以及构件的刚度等方式对结构进行优化。因

此,本研究可采用尺寸优化技术对收获机车身框架结构进行优化。考虑到本研究所涉及车身框架结构较为复杂,车身框架由面板和骨架两个部分组成,骨架作为车身框架质量的承载部件,在厚度上远超面板,因此,对车身框架进行尺寸优化时重点集中在车身框架骨架上,通过对车身框架骨架结构进行尺寸优化,以提高车身框架第一阶模态频率。进行尺寸优化时需要定义设计变量、设计约束以及设计目标。如图5所示,车身框架骨架主要由10根竖梁、7根纵梁以及3根横梁组成。以厚度为尺寸优化设计变量,车身框架质量为设计约束,设置尺寸初始值为5 mm、上下限分别为8 mm和2 mm;质量初始值为0.709 t,上下限分别为0.709 t和0.600 t。图6所示为设计目标与车身框架质量随迭代次数的变化情况。



1.竖梁 1 Vertical beam 1; 2.竖梁 2 Vertical beam 2; 3.竖梁 3 Vertical beam 3; 4.竖梁 4 Vertical beam 4; 5.连接竖梁 (6 根) Connecting vertical beam (6 roots); 6.纵梁 1 Longitudinal beam 1; 7.纵梁 2 Longitudinal beam 2; 8.纵梁 3 Longitudinal beam 3; 9.纵梁 4 Longitudinal beam 4; 10.纵梁 5 Longitudinal beam 5; 11.纵梁 6 Longitudinal beam 6; 12.纵梁 7 Longitudinal beam 7; 13.横梁 1 Beam 1; 14.横梁 2 Beam 2; 15.横梁 3 Beam 3.

图5 收获机车身框架骨架尺寸优化区域

Fig.5 Size optimization area of the combine harvester body frame

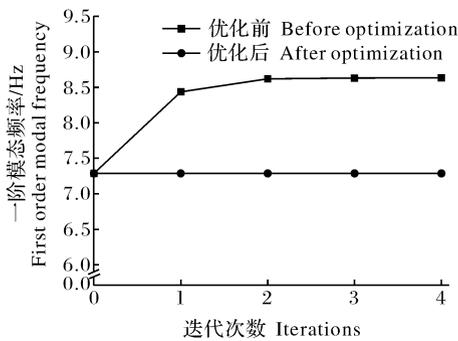


图6 车身框架尺寸优化过程

Fig.6 Size optimization process of the combine harvester body frame

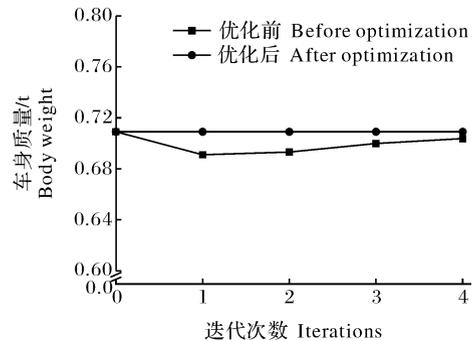


图7所示为经过4次迭代后所得到的最优车身框架骨架厚度方案,图8所示为优化后车身框架厚

度方案。表2所示为优化前后车身框架各参数变化情况。

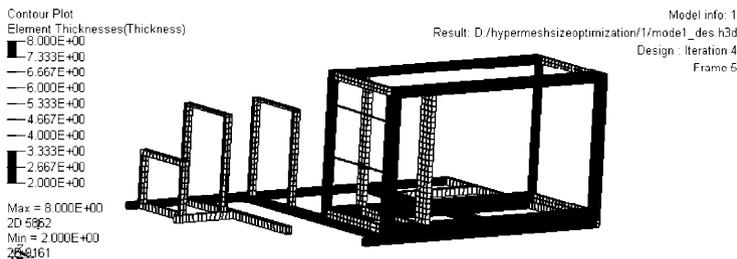


图7 最优骨架厚度分布方案

Fig.7 Thickness distribution scheme of optimal frame

图9所示为优化后收获机车身框架的前六阶模态与振型。收获机车身框架在OptiStruct模块中经过4次迭代后得到了最优的车身框架厚度方案。车身框架质量由优化前的0.709 t下降到优化后的0.703 t,质量下降了0.006 t,车身框架第一阶模态

振型的最大位移由优化前的4.087 mm下降到优化后的3.959 mm,最大位移幅度下降了0.128 mm,设计目标车身框架的第一阶模态频率由优化前的7.29 Hz上升至优化后的8.63 Hz,因而可以有效地避开割刀的激振频率,避免车身框架与低频振动激励产

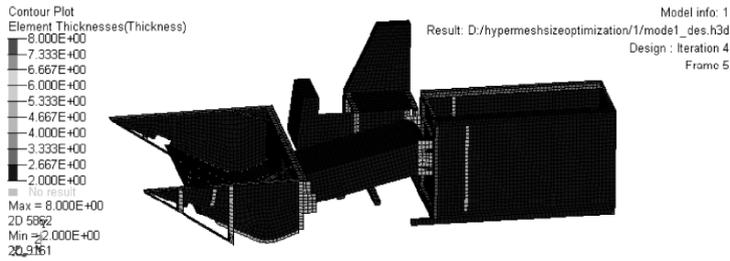


图 8 尺寸优化后的车身框架厚度

Fig.8 Combine harvester body frame thickness of size optimized

表 2 尺寸优化前后变量对比

Table 2 Variable comparison before and after size optimization

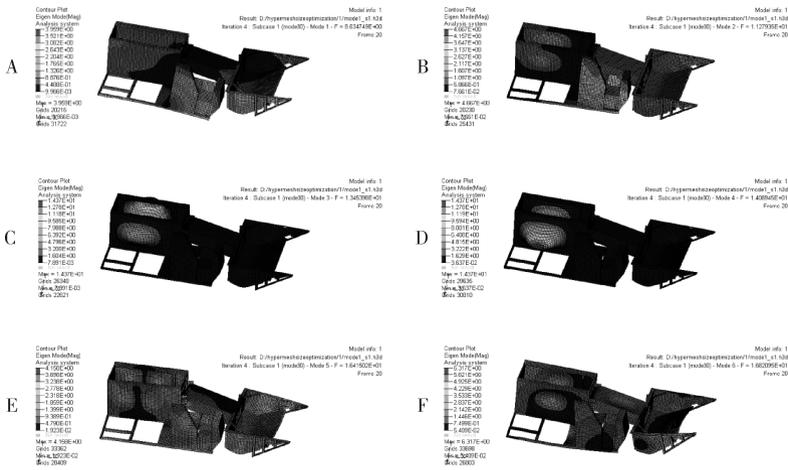
变量 Variable	初始值 Initial value	改进值 Improvement value	增长量 Increment
车身框架质量/t Body frame weight	0.709	0.703	-0.006
1 阶频率/Hz First-order natural frequency	7.29	8.63	1.34
2 阶频率/Hz Second-order natural frequency	10.05	11.30	1.25
3 阶频率/Hz Third-order natural frequency	13.83	13.45	-0.38
4 阶频率/Hz Fourth-order natural frequency	14.22	14.09	-0.13
5 阶频率/Hz Fifth-order natural frequency	15.32	16.42	1.10
6 阶频率/Hz Sixth-order natural frequency	16.00	16.82	0.82
竖梁 1 截面厚度/mm Thickness of vertical beam 1	5.00	8.00	3.00
竖梁 2 截面厚度/mm Thickness of vertical beam 2	5.00	2.00	-3.00
竖梁 3 截面厚度/mm Thickness of vertical beam 3	5.00	2.00	-3.00
竖梁 4 截面厚度/mm Thickness of vertical beam 4	5.00	8.00	3.00
连接竖梁截面厚度(6 根)/mm Thickness of connecting vertical beam	5.00	3.49	-1.51
纵梁 1 截面厚度/mm Thickness of longitudinal beam 1	5.00	2.81	-2.19
纵梁 2 截面厚度/mm Thickness of longitudinal beam 2	5.00	8.00	3.00
纵梁 3 截面厚度/mm Thickness of longitudinal beam 3	5.00	8.00	3.00
纵梁 4 截面厚度/mm Thickness of longitudinal beam 4	5.00	8.00	3.00
纵梁 5 截面厚度/mm Thickness of longitudinal beam 5	5.00	2.03	-2.97
纵梁 6 截面厚度/mm Thickness of longitudinal beam 6	5.00	2.12	-2.88
纵梁 7 截面厚度/mm Thickness of longitudinal beam 7	5.00	2.00	-3.00
横梁 1 截面厚度/mm Thickness of beam 1	5.00	8.00	3.00
横梁 2 截面厚度/mm Thickness of beam 2	5.00	7.93	2.93
横梁 3 截面厚度/mm Thickness of beam 3	5.00	4.96	-0.04

生共振,达到了车身框架优化的目的。

2.2 收获机车身框架拓扑优化

拓扑优化是指将优化区域离散成有限单元网格,为每个单元计算材料特性,采用近似与优化算法更改材料的分布,最终为用户提供全新的设计与最优的材料分布方案。因此,本研究也可采用拓扑优化技术对收获机车身框架结构进行优化。考虑到本研究所涉及车身框架结构较为复杂,车身框架由面板和骨架两个部分组成,骨架作为车身框架重量的承载部件,在厚度上远超面板,因此,对车身框架进

行拓扑优化时重点集中在车身框架骨架上,通过对车身框架骨架的结构进行拓扑优化,以提高车身框架的第一阶模态频率。进行拓扑优化时亦需要定义设计变量、设计约束以及设计目标。对本研究,主要将图 10 所示车身框架骨架的密度作为设计变量,车身框架质量定为设计约束,车身框架初始质量设为 0.709 t,上下限分别为 0.709 t 和 0.600 t,设计目标为一阶模态频率最大化。图 11 所示为设计目标与车身框架质量随迭代次数的变化情况。



A:一阶侧向弯扭 The first-order lateral twist; B:一阶侧向扭转 The first-order lateral torsion; C:一阶侧向弯曲 The first-order lateral bending; D:二阶侧向弯曲 The second-order lateral bending; E:一阶垂直弯曲 The first-order vertical bending; F:二阶侧向弯扭 The second-order lateral twist.

图9 尺寸优化后的车身框架模态

Fig.9 Combine harvester body frame modes of size optimized

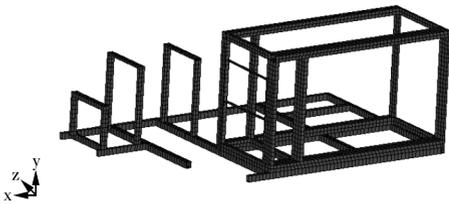


图10 收获机车身框架骨架拓扑优化区域

Fig.10 Topology optimization area of the combine harvester body frame

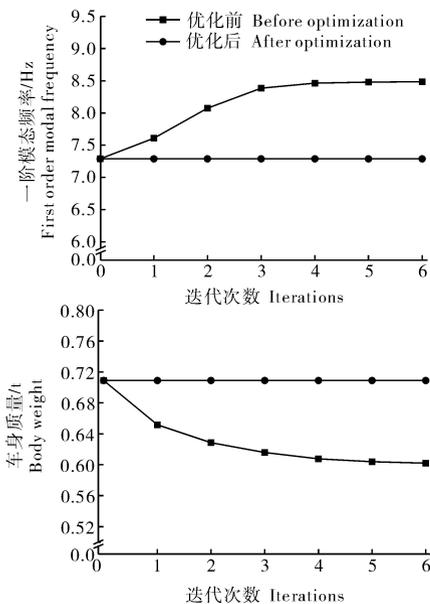


图11 车身框架拓扑优化过程

Fig.11 Topology optimization process of the combine harvester body frame

图12为经过6次迭代后所得到的最优车身框架骨架密度方案,图13为优化后车身框架密度方案。表3为优化前后车身框架各参数变化情况。单元密度高的区域表示该区域的材料需要被保留,密度低的区域表示该区域的材料需要被适当去除。

图14为优化后收获机车身框架的前六阶非刚体模态与主振型。收获机车身框架在 OptiStruct 模块中经过6次迭代后得到了最优的车身框架厚度方案。车身框架质量由优化前的 0.709 t 下降到优化后的 0.602 t,质量下降了 0.107 t,设计目标车身框架的第一阶模态频率由优化前的 7.29 Hz 上升至优化后的 8.49 Hz,因而可以有效地避开割刀的激振频率(7 Hz),避免车身框架与低频振动激励产生共振,达到了车身框架优化的目的。

2.3 尺寸优化与拓扑优化结果对比

表4为收获机车身框架尺寸优化与拓扑优化的结果。对比分析收获机车身框架结构拓扑优化与尺寸优化结果发现:尺寸优化后,收获机车身框架减重比为 0.85%,一阶固有频率提高了 1.2 Hz;拓扑优化后,收获机车身框架减重比为 15.09%,一阶固有频率提高了 1.34 Hz。拓扑优化与尺寸优化均可使收获机车身框架固有频率避开外部激振频率范围,但对收获机车身框架进行拓扑优化后,其质量下降更为明显。但由于拓扑优化会使车身框架骨架梁单元的密度分布不均匀,在实际加工中运用现有的加工技术较难实现。因此,综合考虑优化设计的目标

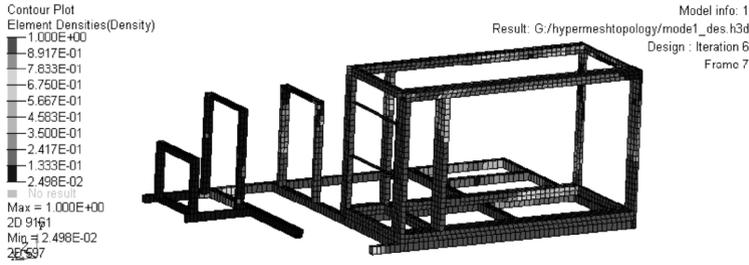


图 12 最优骨架密度分布方案

Fig.12 Density distribution scheme of optimal frame

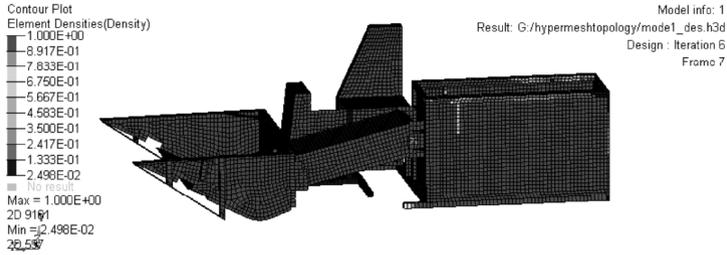


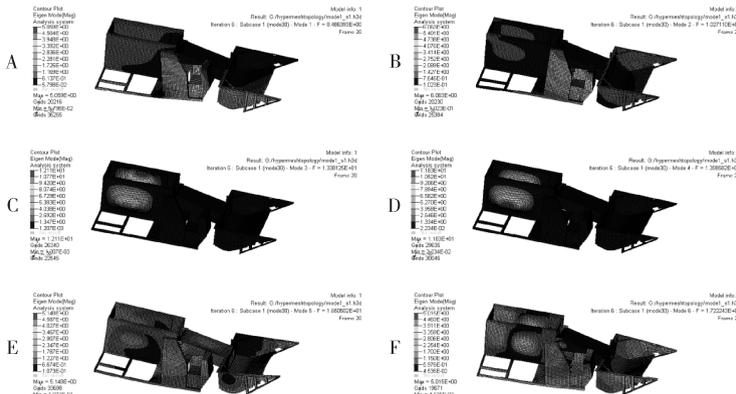
图 13 拓扑优化后的车身框架密度分布

Fig.13 Combine harvester body frame thickness of topology optimized

表 3 拓扑优化前后变量对比

Table 3 Variable comparison before and after size optimization

变量 Variable	初始值 Initial value	改进值 Improvement value	增长量 Increment
车身框架质量/t Body frame weight	0.709	0.602	-0.107
1 阶频率/Hz First order natural frequency	7.29	8.49	1.20
2 阶频率/Hz Second order natural frequency	10.05	10.27	0.22
3 阶频率/Hz Third order natural frequency	13.83	13.38	-0.45
4 阶频率/Hz Fourth order natural frequency	14.22	13.98	-0.24
5 阶频率/Hz Fifth order natural frequency	15.32	16.51	1.19
6 阶频率/Hz Sixth order natural frequency	16.00	17.22	1.22



A:一阶侧向弯扭 The first-order lateral twist; B:一阶侧向扭转 The first-order lateral torsion; C:一阶侧向弯曲 The first-order lateral bending; D:二阶侧向弯曲 The second-order lateral bending; E:一阶垂直弯曲 The first-order vertical bending; F:二阶侧向弯扭 The second-order lateral twist.

图 14 拓扑优化后的车身框架模态

Fig.14 Combine harvester body frame modes of topology optimized

表4 车身框架尺寸优化与拓扑优化结果对比

Table 4 The result comparison of two optimization methods

变量 Variable	初始值 Initial value	尺寸优化结果 Result of size optimization	拓扑优化结果 Result of topology optimization
车身框架质量/t Body frame weight	0.709	0.703	0.602
1阶频率/Hz First order natural frequency	7.29	8.49	8.63
减重比/% Lightening ratio	0	0.85	15.09

及生产制造成本,采用尺寸优化技术对收获机车身框架进行结构优化更为适合。

生产制造成本,采用尺寸优化技术对收获机车身框架进行结构优化更为适合。

3 讨论

采用有限元柔性体技术建立了收获机车身框架的有限元柔性体模型,并以此为基础,计算车身框架的前六阶非刚体模态频率与主振型。对比分析结构固有频率与外界激振频率发现,车身框架第一阶固有频率为7.29 Hz,而收获机正常工作横割刀摆环机构主动轴的转速为439 r/min,其激励频率为7 Hz,车身框架第一阶固有频率与割刀激励频率接近,因此,易引起结构共振。

通过对车身的结构与尺寸进行优化,可以将车身的低阶模态频率控制在特定的范围内,以避免外部激振频率^[21]。根据上述分析,以调整收获机车身框架的一阶固有频率避开外部激振频率为目标。本研究主要采用尺寸优化和拓扑优化2种方法对收获机车身框架结构进行优化,使收获机车身框架固有频率能够避开外部激振频率范围,同时为保证收获机具有更好的操纵性,提高其动力性,减少燃料消耗,在提高收获机人体振动舒适性的同时达到轻量化的目的。

为了调整收获机车身框架的固有频率,以避开外部激振频率范围,采用HyperMesh软件对收获机车身框架柔性体模型进行尺寸优化和拓扑优化。对比分析收获机车身框架结构拓扑优化与尺寸优化结果发现:经尺寸优化后,收获机车身框架一阶固有频率提升至8.49 Hz,车身框架质量下降了0.85%;经拓扑优化后,收获机车身框架一阶固有频率提升至8.63 Hz,车身框架质量下降了15.09%。拓扑优化与尺寸优化均可使收获机车身框架固有频率避开外部激振频率范围,从而降低车身框架共振发生的概率。根据上述结果,对收获机车身框架进行拓扑优化后,车身框架质量下降更加明显,采用拓扑优化技术对车身框架进行轻量化设计更为适合。但由于拓扑优化会使车身框架骨架梁单元的密度分布不均匀,其加工较为困难。综合考虑优化设计的目标与

参 考 文 献

- [1] ATBEK A, KAMER H A, ARSLAN S. Personal noise exposures of operators of agricultural tractors[J]. Applied ergonomics, 2010, 41(2): 274.
- [2] FUKUSHIMA T, INOUE E, MISTUOKA M, et al. Collision vibration characteristics with interspace in knife driving system of combine harvester[J]. Engineering in agriculture environment & food, 2012, 5(3): 115-120.
- [3] 郭长城. 轿车车架模态分析与结构优化[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- [4] 王亚丁. 履带式联合收获机驾驶室台振动分析与结构优化[D]. 苏州: 江苏大学, 2016.
- [5] 曹树谦, 张文德, 萧水翔. 振动结构模态分析: 理论、实验与应用[M]. 天津: 天津大学出版社, 2014.
- [6] 李发宗, 童水光, 王相兵. 基于模态分析的液压挖掘机工作装置动态优化设计[J]. 农业机械学报, 2014, 45(4): 28-36.
- [7] HU D F, ZHENG Y F, ZHAO Y. Modal analysis and structure optimization for tractor front axle housing[C]//The International Conference on Mechatronics and Manufacturing Technologies (MMT2016), August 20-21, 2016, Wuhan, China. Singapore: World Scientific Publishing Company, 2017: 588-594.
- [8] 郑锦涛, 杨志坚. 某乘用车白车身框架试验模态分析及动态特性评价[J]. 机械设计, 2012, 29(5): 85-89.
- [9] 陈启新, 罗卫东, 张立. 某城镇客车车身框架骨架模态分析与结构优化[J]. 现代机械, 2017(1): 11-15.
- [10] 沈高飞, 陈立. 振动筛振动模态测试及分析[J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(1): 188-190.
- [11] 李燕, 张秀丽, 但强, 等. 4LZ-2.0型稻麦联合收割机割台框架有限元模态分析[J]. 农机化研究, 2011, 33(11): 90-92.
- [12] 姚艳春, 杜岳峰, 朱忠祥, 等. 基于模态的玉米收获机车架振动特性分析与优化[J]. 农业工程学报, 2015, 31(19): 46-53.
- [13] 臧世宇, 吴崇友, 韩雄. 谷物联合收割机脱粒机机架模态分析[J]. 中国农机化学报, 2016(5): 4-7.
- [14] 刘虎, 邸志峰, 崔中凯, 等. 玉米收获机脱粒滚筒的模态及强度分析-基于ABAQUS[J]. 农机化研究, 2017, 39(4): 37-41.
- [15] 许佩霞, 蔡炳芳. 基于ANSYS的全地形车车架结构优化设计[J]. 机械设计, 2008, 25(12): 56-58.
- [16] 唐建国, 高曙明, 蔺宏伟. 面向CAE的模型简化中的误差评估与边界补偿[J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2010, 22(8): 1308-1315.

- [17] 成思源.有限元法的方法论[J].重庆大学学报(社会科学版), 2001,7(4):61-63.
- [18] 于春玲.某大型客车车身框架有限元分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012.
- [19] 李凤成.1500米水头段多级能量回收透平水力模型方案的开发研究[D].兰州:兰州理工大学,2011.
- [20] 李耀明,孙朋朋,庞靖,等.联合收获机底盘机架有限元模态分析与试验[J].农业工程学报,2013,29(3):38-46.
- [21] 王亚丁.履带式联合收获机驾驶室振动分析与结构优化[D].苏州:江苏大学,2016.

Analyzing vibration characteristics and optimizing structure of combine harvester body frame based on modal analysis

LIU Shuang XU Hongmei ZHOU Jie ZHONG Wenjie LIU Haiyue

*College of Engineering, Huazhong Agricultural University/
Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-lower Yangtze River,
Ministry of Agriculture, Wuhan 430070, China*

Abstract The body frame of a combine harvester was used to build the body frame geometry model. As the complexity of the body frame structure of the harvester, the road motions, cutter excitation, threshing roller excitation and other vibration generated by the body frame will be passed to the driver. In order to simulate the process of vibration excitation to the human body frame in a more appropriate way, it is necessary to soften the harvester body frame that conducted the vibration excitation. Based on the geometry model, the finite element soft body frame analysis is used to establish the finite element soft body frame model of the vehicle body frame. The modal analysis and calculation are carried out on the basis of the new model. In the structural vibration, the influence on the dynamic behavior of the structure of lower order mode is more than that of the higher order mode. The low order mode determines the dynamic characteristics of the structure. The body frame structure was optimized with the first-order mode. The results showed that the first-order modal frequency of the body frame of 7.29 Hz is close to the excitation frequency (7 Hz) of the cutter when the harvester works normally, which is prone to resonance and has the greatest impact on human comfort. In order to adjust the natural frequency of the body frame of the harvester to avoid the external excitation frequency range, the size and topology of the model of the vehicle body frame were optimized with HyperMesh software. The results showed that the first-order modal frequency of the harvesting machine body frame upgraded to 8.63 Hz from the 7.29 Hz. The body frame mass decreased by 0.006 t after the size optimization. After topology optimization, it was the same that the first-order modal frequency of the harvesting machine body frame was improved to 8.49 Hz from 7.29 Hz. The body frame quality was reduced by 0.107 t. The natural frequency of the harvester body frame can avoid the external excitation frequency range by optimizing topology and size. Considering the goal of design optimization and manufacturing cost, the size optimization technology is more suitable. It will provide some reference for reducing the probability of occurrence of body frame resonance and the optimizing lightweight and comfort of harvester to a certain extent.

Keywords harvester body frame; resonance; modal analysis; size optimization; topology optimization

(责任编辑:陆文昌)