

快速精确获取设计中农业机械模态模型的方法

钟江, 乔欣, 王扬渝, 赵章风, 张宪*

(浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室, 杭州 310014)

摘要: 在农业机械的设计过程中, 为了快速获得产品整机的模态参数, 该文以某小型农业作业机为例, 探讨了采用 NASTRAN 求解的方法获取设计结构的模态模型; 采用 LMS Test.Lab 试验模态分析的方法获取复杂外购件和通用件的模态模型, 用自由界面模态综合的方法将通过前述方法获得的各结构模态在 LMS Virtual.Lab 中综合, 最终获取整机模态模型的方法。试验证明采用该方法获得的主要固有频率最大误差小于 5.5%, 且振型基本吻合。采用该方法可以在小型农业机械的快速设计过程中, 快速、准确获取整机模态参数, 为在设计过程中研究产品的动态特性和进行结构优化提供了数据支撑, 具有重要的工程应用价值。

关键词: 农业机械, 模态分析, 有限元, 模态综合, 快速设计

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2010.01.022

中图分类号: TK417⁺.127

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2010)-01-0129-06

钟江, 乔欣, 王扬渝, 等. 快速精确获取设计中农业机械模态模型的方法[J]. 农业工程学报, 2010, 26(1): 129-134.

Zhong Jiang, Qiao Xin, Wang Yangyu, et al. Fast and accurate obtaining modal model for designing agricultural machinery[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(1): 129-134. (in Chinese with English abstract)

0 引言

农业机械通常工作在露天、砾石等恶劣外界条件和土壤物性差异大的环境下。为了适应不同地区和不同的农艺作业要求, 需保证农业机械具有良好的动态特性。为了降低农业机械成本, 一方面在保证使用功能的前提下进行轻量化设计和一机多用或综合利用, 另一方面如何降低设计和开发成本, 快速开发出适合中国国情的农业机械是中国发展农业机械化面临的主要问题之一^[1]。

国内外学者针对动态特性中的模态特性进行了大量的研究分析。李建平、赵匀等针对有序抛秧机的振动输送机构进行了有限元和试验模态的分析并优化了相关结构^[2]。闻荻江、张力等针对复合材料的发动机振动问题, 研究了复合材料发动机的试验模态和计算模态^[3]。蒋红旗、王繁生对起重机吊臂进行了有限元模态分析, 研究其危险区域^[4]。Gorman D G 和 Horacek J 基于子系统相关能量研究了流固耦合系统的振动性能^[5]。Przemyslaw Z 和 Afferrante L 应用有限元等方法研究了刹车系统的动态特性^[6-7]。但上述分析多针对某一零部件, 对于整体的模态分析研究较少。

模态综合法是一种高效、经济求解复杂机械结构动

力学特性的方法。其基本思想是将大型复杂结构按一定的原则划分成若干个子结构, 通过研究分析得到各子结构的模态参数, 再根据各子结构交界面的协调关系, 组装得到整个结构的模态参数。目前该方法已应用于航天器^[8-9]、船舶^[10]、汽车^[11]和工程机械^[12]等领域。

小型农业作业机一般采用螺栓、销、焊接等方法连接, 连接刚度差异较大; 同时整机包含零件众多, 部分关键零部件几何结构复杂, 材料属性难以准确获取。因此单纯的采用整机有限元模态分析或试验模态分析, 不易得到相对准确的整机模态参数。本文以某型小型农业作业机为例, 就采用模态综合技术在农业机械设计阶段快速精确获取整机模态参数展开研究。LMS Virtual.Lab 是基于有限元和试验相结合的自由界面模态综合法, 该方法充分利用了有限元分析和试验模态分析的优势, 使得在设计阶段快速准确获取整机的模态参数成为可能。

1 农业机械模态综合的原理

1.1 子结构模态模型的缩聚

对于任意一个子结构作必要的模态分析以获取系统模态综合所需的模态信息。子结构的运动方程可写为

$$\{f\} = [M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ 、 $[C]$ 和 $[K]$ ——分别为子结构的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\{x\}$ ——子结构的节点位移列阵; $\{f\}$ ——子结构受到的作用力列阵, $\{f\}$ 可写为

$$\{f\} = \{f_a\} + \{f_b\} \quad (2)$$

式中: $\{f_a\}$ ——作用在子结构上的外界作用力列阵; $\{f_b\}$ ——对接界面上的节点对接力列阵。

在界面完全放松的条件下, 确定子结构的自由界面主模态, 通常只取低阶保留主模态 $[\varphi_k]$, 此外引进剩余模

收稿日期: 2009-06-19 修订日期: 2009-09-15

基金项目: “十一五”国家科技支撑计划项目(2006BAD11A10-02); 国家自然科学基金资助项目(50805131)

作者简介: 钟江(1982-), 男, 宁波鄞州人, 博士生, 主要研究方向为农业机械性能检测与优化。杭州 浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室, 310014。Email: zhongjiang2005@tom.com

*通信作者: 张宪(1954-), 男, 山东临邑人, 教授级高工, 主要从事小型农业作业机技术和熔极气体保护焊接技术研究。杭州 浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室, 310014。Email: xianzh168@126.com

态 $[\psi_d]$ 以考虑被删除的高阶主模态的部分影响, $[\psi_d]$ 常取下列形式

$$[\psi_d] = [\varphi_d][k_d]^{-1}[\varphi_{bd}]^T \quad (3)$$

式中: $[\varphi_d]$ ——子结构被删除的高阶主模态; $[\varphi_{bd}]$ ——各阶删除主模态 $[\varphi_d]$ 在子结构对接界面节点上的取值; $[k_d] = [\varphi_d]^T [K][\varphi_d]$ 。

式 (3) 给出了剩余模态的定义, 它的实质是对接力的剩余柔度, 代表了高阶截断模态对系统的静态贡献, 略去的仅是贡献甚微的高阶模态的动力影响, 考虑剩余模态的影响将显著提高模态综合的精度^[13]。

剩余模态响应 $\{p_d\}$ 可用其准静态分量来近似, 于是有

$$\{p_d\} = \{f_b\} \quad (4)$$

对式 (1) 作坐标变换

$$\{x\} = [\varphi_k \quad \psi_d] \begin{Bmatrix} p_k \\ p_d \end{Bmatrix} \quad (5)$$

于是有

$$[u_k]\{\ddot{p}_k\} + [c_k]\{\dot{p}_k\} + [k_k]\{p_k\} = [\varphi_k]^T \{f\} \quad (6)$$

式中: $\{p_k\}$ ——保留模态响应; $[u_k] = [\varphi_k]^T [M][\varphi_k]$; $[c_k] = [\varphi_k]^T [C][\varphi_k]$; $[k_k] = [\varphi_k]^T [K][\varphi_k]$ 。

式 (5) 和 (6) 构成了求解子结构动力响应的方程组。

1.2 子结构模态模型的自由界面综合

LMS Virtual.Lab 所采用的子结构自由界面试验模态综合技术是把系统分割为多个子结构后, 解除连接界面之间的全部约束, 使界面上的自由度除外界约束外都是自由的。式 (7) 是子结构位移向量, 即

$$\{X_a\} = \begin{Bmatrix} X_a^B \\ X_a^I \end{Bmatrix} \quad \{X_b\} = \begin{Bmatrix} X_b^B \\ X_b^I \end{Bmatrix} \quad (7)$$

式中: X_a 、 X_b ——子结构 a 、 b 的位移向量; X_a^B 、 X_b^B ——子结构 a 、 b 分割界面的位移向量; X_a^I 、 X_b^I ——子结构 a 、 b 内部位移向量。特征方程为

$$[K_a]\{X_a\} = \omega_a^2 [M_a]\{X_a\} \quad (8)$$

$$[K_b]\{X_b\} = \omega_b^2 [M_b]\{X_b\} \quad (9)$$

式中: ω_a 、 ω_b ——子结构 a 、 b 的保留频率; $[K_a]$ 、 $[K_b]$ ——子结构 a 、 b 的刚度矩阵; $[M_a]$ 、 $[M_b]$ ——子结构 a 、 b 的质量矩阵。

其模态矩阵分别为

$$[\Phi_a] = [\Phi_a^{Nd}] \quad (10)$$

$$[\Phi_b] = [\Phi_b^{Nd}] \quad (11)$$

式中: $[\Phi_a^{Nd}]$ 、 $[\Phi_b^{Nd}]$ ——子结构 a 、 b 模态坐标变换后的振型矩阵。

经过模态坐标变换, 子结构的运动方程可表示为

$$[\bar{M}]\{\ddot{q}\} + [\bar{C}]\{\dot{q}\} + [\bar{K}]\{q\} = \{\bar{f}\} \quad (12)$$

式中 $\{q\}$ ——模态坐标。

因为 2 个子结构连接界面的位移是相互联系的, 所以应该满足连续条件, 即

$$\{X_a^B\} = \{X_b^B\} \quad (13)$$

将式 (7) 进行模态坐标变换, 得

$$\begin{Bmatrix} X_a^B \\ X_a^I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_a^{BB} & \Phi_a^{BI} \\ \Phi_a^{IB} & \Phi_a^{II} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_a^B \\ q_a^I \end{Bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{Bmatrix} X_b^B \\ X_b^I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_b^{BB} & \Phi_b^{BI} \\ \Phi_b^{IB} & \Phi_b^{II} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_b^B \\ q_b^I \end{Bmatrix}$$

式中: $\begin{bmatrix} \Phi_a^{BB} & \Phi_a^{BI} \\ \Phi_a^{IB} & \Phi_a^{II} \end{bmatrix}$ 、 $\begin{bmatrix} \Phi_b^{BB} & \Phi_b^{BI} \\ \Phi_b^{IB} & \Phi_b^{II} \end{bmatrix}$ ——子结构 a 、 b 的过渡矩阵; q_a^B 、 q_a^I 、 q_b^B 、 q_b^I ——子结构 a 、 b 界面上和内部的模态坐标。

因此, 综合后的系统运动学方程为

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (15)$$

式中 $\{F\}$ ——外部激振力阵。

2 基于模态综合的农业机械模态模型求解实例

小型农业作业机由众多零部件组成^[14-15], 从结构上可分薄壁壳体如油箱; 钣金件如防护罩; 高弹性件如扶手; 高度非线性零部件如发动机、轮胎和悬挂的机具等。

2.1 作业机子结构的划分及处理

通常情况下子结构划分原则: 尽量照顾结构的几何形状和装配关系以方便对结构进行设计修改和测试; 尽量分割成相互间耦合较少的子结构, 以实现用尽量少的修改来进行子结构的自由度缩减; 尽可能形成同样的几何形状和边界条件构成的子结构, 以提高综合效率。基于上述原则, 将农业作业机划分为扶手、机架、发动机、链轮传动部件、旋耕刀组、轮胎及其支架 6 个子结构。

2.2 子结构有限元模态模型的求解

对于自主开发设计的部件采用有限元分析得到其模态参数将有利于整机动态特性的优化。当需要进行整机动态特性优化时, 只要改变关键零件的有限元分析模型, 就可以获得不同的模态参数。以机架为例, 机架对整机的动态特性影响非常大, 且是需要自主设计的主要零部件之一。基于轻量化的设计目标, 一般采用壁厚相对较薄的钢板焊接而成, 其钢板的厚度、加强筋的布置对整体结构的刚度影响较大。基于 MSC.NASTRAN 的机架有限元模态模型的求解过程为: 首先将机架在 HyperMesh 中进行网格划分、材料属性的定义、边界条件的设置等, 建立如图 1 所示的机架有限元模型, 而后导入 NASTRAN 中采用 Lanczos 法进行自由模态分析。

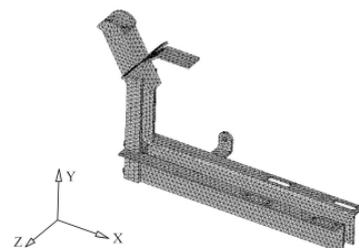


图 1 机架有限元模型

Fig.1 Finite element model of rack

表 1 给出的是某型农业作业机机架的前 6 阶模态参数和振型特征。

表 1 机架有限元模态分析结果

Table 1 Analysis results of finite element modal for rack

模态阶次	模态频率/Hz	振型特征
Mode 1	82.35	机架横梁张口处水平内外收缩
Mode 2	107.27	横梁上下摆动
Mode 3	153.04	整体沿横梁竖梁连接处前后摆动
Mode 4	256.36	整体沿横梁竖梁连接处左右摆动
Mode 5	392.87	横梁内外翻转，竖梁左右摆动
Mode 6	442.02	横梁内外翻转，竖梁上下摆动

2.3 子结构试验模态模型的求解

农业作业机的发动机、轮胎等一般均为外购部件，其结构相对复杂，材料本构模型也无法精确获取，同时这些部件存在材料、结构的非线性，因此其有限元模型难以建立，而进行线性分析的有限元模态分析法所得到的模态参数误差也很大。再考虑到在整机的动态特性优化中，一般不改变外购件的结构形状。因此，针对外购部件采用试验模态分析的方法来获取其模态参数。下述以发动机为例来阐述基于 LMS Test.Lab 的子结构试验模态模型的求解。

将发动机用弹性极好的橡皮绳吊起，悬挂点尽量选择发动机的节点或靠近节点处，使之处于自由——自由状态^[16]。本次试验采用 LMS 结构振动测试系统，其组成见图 2。

考虑到结构线框模型能相对精确完整地反映出试件的振型，通过 NASTRAN 粗略的模态分析，合理避开各阶模态的节点。建立如图 3 所示具有 44 个节点的结构线框模型（节点即为传感器的布点位置）。

由于作业机在实际运行过程中存在发动机、道路和

土壤耕作反力等振源^[17]，其垂直方向的振动对结构的影响最大，因此试验以测量垂直方向振动信号为主。选择刚度较大的点 A 进行稳定垂直向下激励。

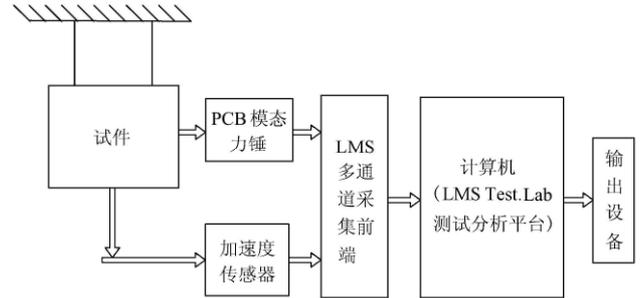


图 2 发动机模态试验测试系统方案
Fig.2 Scheme of engine modal test system

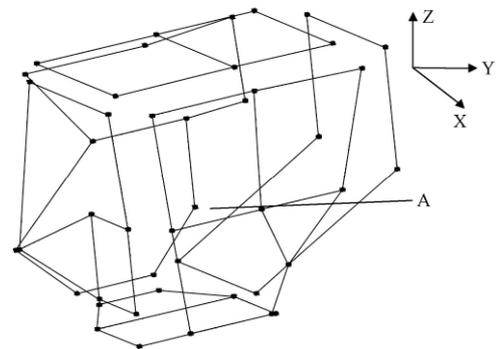
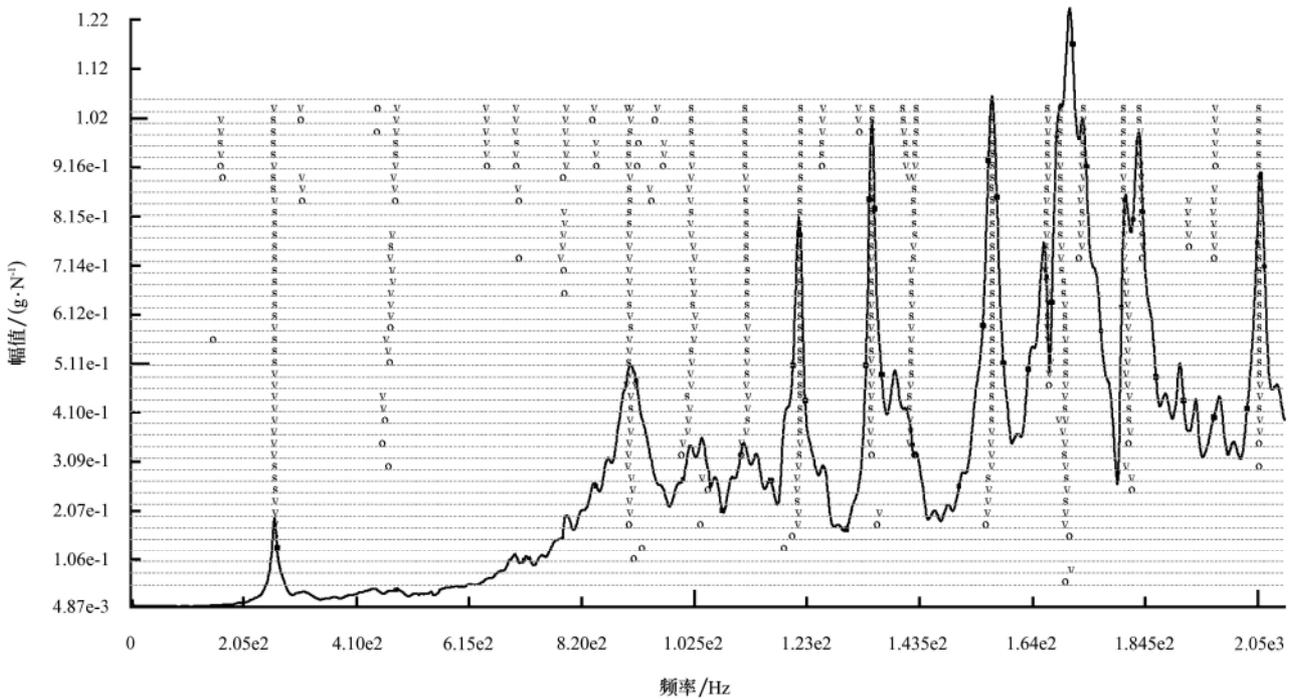


图 3 发动机模态试验线框模型图
Fig.3 Frame chart of engine modal test

试验得到如图 4 所示的模态分析稳态图。



注：o 表示在某频率上没找到极点；v 表示找到频率和模态参与因子；s 表示找到频率、模态参与因子和阻尼

图 4 发动机模态分析稳态图
Fig.4 Stability diagram of modal analysis for engine

2.4 基于 LMS Virtual.Lab 的整机模态综合

2.4.1 整机模态综合流程

整机模态综合拟采用的流程如图 5 所示。

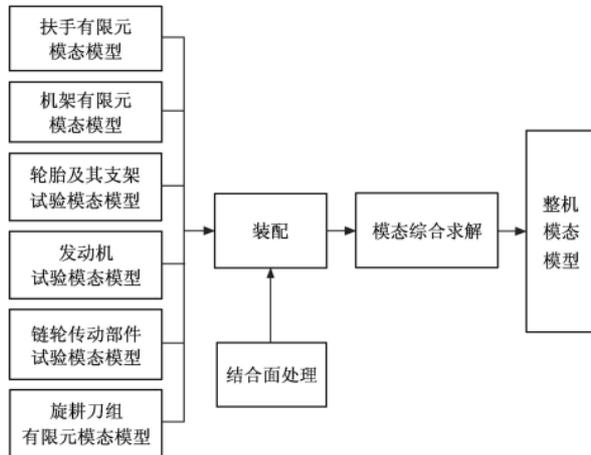


图 5 整机模态综合流程

Fig.5 Flow chart of machine modal synthesis

将通过模态缩减后的农业作业机各部件的模态模型导入 LMS Virtual.Lab 中的结构装配模块，并根据各部件之间实际的装配关系进行结合面的处理，通过自由界面模态综合的方法求解得到整机的自由模态模型。

2.4.2 子结构模态模型的提取

模态识别过程中，缩减模态模型保留的模态阶数越多，结构缩减模态模型动力学特性越逼近实际模型；但这将扩大子结构模态综合的求解规模，降低分析效率。基于保证精度，提高分析效率的原则，对子结构模态模型按以下原则进行缩减：子结构有限元分析模态模型的提取采用参与因子最大的十阶模态，其相应的振型反映了主要部位的振动趋势；子结构试验模态模型的提取首先根据被测对象使用环境和各子模块的刚度确定试验频带的宽度（刚度越大，试验频带越宽，反之亦然），其次采用 PolyMAX 法对集总频响函数进行模态识别，在保证所选各阶模态对振动的累计贡献率达 90% 以上的前提下，通过软件自动选取十阶主模态。

参与模态综合的各子结构模态模型如表 2 所示。

表 2 子结构模态固有频率

Table 2 Inherent frequency of substructure modal

模态阶数	扶手	机架	轮胎支架	发动机	传动部件	旋耕刀组
频带	0~1 000	0~1 000	0~1 000	0~1 400	0~2 000	0~1 000
Mode 1	101.58	75.39	95.37	151.66	168.37	130.82
Mode 2	110.47	101.66	178.19	319.43	346.98	168.28
Mode 3	132.97	150.73	211.98	408.41	461.99	270.86
Mode 4	150.71	243.21	305.29	468.65	683.29	377.78
Mode 5	243.13	389.20	399.72	817.66	789.38	406.95
Mode 6	296.80	435.08	486.99	926.24	1 089.87	570.41
Mode 7	388.63	473.13	526.44	1 060.60	1 419.13	610.19
Mode 8	434.41	657.88	574.82	1 120.74	1 585.49	637.94
Mode 9	540.32	882.92	626.29	1 182.35	1 657.64	703.06
Mode 10	657.98	922.19	767.35	1 272.85	1 882.69	763.38

Hz

2.4.3 结合面的处理

结合面的处理是自由界面模态综合的重点和难点，将直接影响模态综合的结果。农业机械主要有螺栓连接、套接和焊接 3 类连接方式，在模态综合前需对其结合面的连接特性和机理进行研究，并在 LMS Virtual.Lab 中结合具体部位的结合特性进行结合面的处理。处理方法如下：

1) 螺栓连接

小型农业作业机的发动机与机架之间一般采用螺栓固定，可简化成受拉杆加 2 个方向弹簧元来模拟其刚度和传力特性。

2) 套接

小型农业作业机旋耕刀组与链轮刀轴之间采用套接连接，其周向用螺钉或销固定。

在具体的结合面处理中，结构的配合面之间采用间隙元接触模型；螺钉或销主要承受剪力，用 2 个方向的弹簧元模拟其抗剪刚度。

3) 焊接

农业作业机的机架、前支撑轮和扶手等结构存在板板连接及板管连接等多个焊接部位，包括点焊、缝焊等几种形式。为了保证结点之间变形的相互协调，采用刚性单元将被连接件处于焊缝区域的结点对应相连。

2.5 模态综合结果及分析

利用 LMS Virtual.Lab、LMS Test.Lab 和 NASTRAN 的无缝连接功能，将各子模块导入后进行装配和结合面的设置，得到如图 6 所示的整机模态综合计算模型。

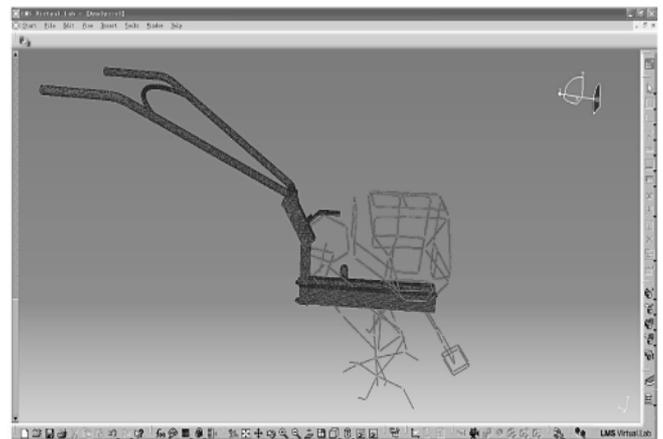


图 6 整机模态综合计算模型

Fig.6 Calculate model of machine modal synthesis

将自由界面模态综合所得的整机模态模型和整机试验模态分析所得的整机模态模型进行比较，结果如表 3 所示。

由表 3 可知：模态综合所得的整机各阶固有频率与试验所得的整机各阶固有频率都比较接近，误差小于 5.5%，各阶模态振型基本吻合，综合结果稳定，反映了整机各阶的振动趋势。

表 3 整机试验模态和整机综合模态比较

Table 3 Comparison of modal between test and synthesis

模态阶数	试验			综合			频率误差 比较/%
	固有频率/Hz	振动部位	振动方向	固有频率/Hz	振动部位	振动方向	
Mode 1	211.59	发动机	Y轴	203.58	发动机	Y轴	3.78
Mode 2	362.80	扶手	Y轴	358.65	扶手	Y轴	1.10
Mode 3	416.08	油箱	Z轴	407.33	油箱	Z轴	2.16
Mode 4	478.55	链轮箱	X轴	461.91	链轮箱	X轴	3.47
Mode 5	755.65	发动机	X、Z轴	736.87	发动机	X、Z轴	2.49
Mode 6	824.65	发动机	Y轴	789.39	发动机	Y轴	2.70
Mode 7	922.78	发动机	X、Z轴	887.73	发动机	X、Z轴	3.68
Mode 8	987.94	发动机	Y轴	945.85	发动机	Y轴	4.26
Mode 9	1 116.20	扶手	Y轴	1 060.61	扶手	Y轴	4.98
Mode 10	1 368.00	链轮箱	X轴	1 296.45	链轮箱	X轴	5.23

3 结 论

1) 依据小型农业作业机的结构和装配特性, 将小型农业作业机划分为扶手、机架、发动机、链轮传动部件、旋耕刀组、轮胎及其支架等 6 个子结构。

2) 对自行设计的零部件采用基于子结构有限元模态分析的方法进行模态分析; 对于复杂结构的外购件和通用件, 由于不易获取其三维模型和材料属性, 因此针对此类零部件采用试验模态分析的方法进行模态分析。

3) 利用自由界面模态综合法对整机模态模型进行求解, 该方法综合了有限元模态分析法和试验模态分析法的优点, 试验结果表明其振型一致、频率误差小于 5.5%。

采用上述方法, 可以在设计阶段准确、快速获得产品整机的模态参数, 为在设计阶段中对产品动态特性进行评估, 并通过结构优化加以改善, 提供了有效的数据支撑, 这在含有大量非线性和高弹性零件的小型农业机械的快速设计和降低设计成本中具有很重要的工程和现实意义。

[参 考 文 献]

- [1] 阎楚良, 杨方飞, 张书明. 数字化设计技术及其在农业机械设计中的应用[J]. 农业机械学报, 2004, 35(6): 211—214.
Yan Chuliang, Yang Fangfei, Zhang Shuming. Digitized design technology and its application in agricultural machinery design[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2004, 35(6): 211—214. (in Chinese with English abstract)
- [2] 李建平, 赵匀, 臧少锋, 等. 有序抛秧振动输送机构的模态分析与试验研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 115—117.
Li Jianping, Zhao Yun, Zang Shaofeng, et al. Modal analysis and experiment research of the vibration transportation mechanism of ordered rice seedling thrower[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(3): 115—117. (in Chinese with English abstract)
- [3] 闻获江, 张力, 张恒. 聚合物基复合材料发动机体的模态试验分析[J]. 农业工程学报, 2005, 21(2): 22—24.

- Wen Dijiang, Zhang Li, Zhang Heng. Modal experiment and analysis of resin based composite engine block[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(2): 22—24. (in Chinese with English abstract)
- [4] 蒋红旗, 王繁生. 起重机吊臂结构有限元模态分析[J]. 农业机械学报, 2006, 37(3): 20—22.
Jiang Hongqi, Wang Fansheng. Vibration mode analysis of crane jib using finite element method[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2006, 37(3): 20—22. (in Chinese with English abstract)
- [5] Gorman D G, Horacek J. Analysis of the free vibration of a coupled plate/fluid interacting system and interpretation using sub-system modal energy[J]. Engineering Structures, 2007, 29(5): 754—762.
- [6] Afferrante L, Ciavarella M, Decuzzi P, et al. Transient analysis of frictionally excited thermoelastic instability in multi-disk clutches and brakes[J]. Wear, 2003, 254(1/2): 136—146.
- [7] Przemyslaw Z. Thermoelastic instability in friction clutches and brakes—Transient modal analysis revealing mechanisms of excitation of unstable modes[J]. International Journal of Solids and Structures, 2009, 46(11): 2463—2476.
- [8] 邱吉宝, 王建民, 谭志勇. 运载火箭结构动力分析的一些新技术 第一部分: 模态综合技术[J]. 导弹与航天运载技术, 2001, (2): 29—34.
Qiu Jibao, Wang Jianmin, Tan Zhiyong. Some new techniques for structural dynamic analysis of launch vehicle section one: modal synthesis techniques[J]. Missiles and Space Vehicles, 2001, (2): 29—34. (in Chinese with English abstract)
- [9] 史纪鑫, 曲广吉. 可变构型复合柔性结构航天器动力学建模研究[J]. 宇航学报, 2007, 28(1): 130—135.
Shi Jixin, Qu Guangji. Mathematical modeling of a class of variable structure spacecraft with flexible multibody appendages[J]. Journal of Astronautics, 2007, 28(1): 130—135. (in Chinese with English abstract)
- [10] 邹春平, 陈端石, 华宏星. 船舶结构振动模态综合法[J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(8): 1213—1218.
Zou Chunping, Chen Duanshi, Hua Hongxing. Modal synthesis method of structural vibration analysis of ship[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2003, 37(8): 1213—1218. (in Chinese with English abstract)

- [11] 方明霞, 冯奇. 汽车整车非线性动力计算[J]. 计算力学学报, 2007, 24(6): 911—916.
Fang Mingxia, Feng Qi. Calculation of automobile nonlinear dynamic system[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2007, 24(6): 911—916. (in Chinese with English abstract)
- [12] 赵坚, 王太勇, 胡世广, 等. 基于模态综合方法的叉车门架系统振动特性研究[J]. 机械强度, 2006, 28(3): 429—432.
Zhao Jian, Wang Taiyong, Hu Shiguang, et al. Research of the vibration characteristics of forklift mask system based on modal synthesis method[J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28(3): 429—432. (in Chinese with English abstract)
- [13] Qiu Jibao, Ying Zuguang, Williams F W. Exact modal synthesis techniques using residual constraint modes[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1997, 40(13): 2475—2492.
- [14] 张立彬, 叶永伟, 蒋建东, 等. 基于可重构模块化的小型农业作业机方案的设计[J]. 农业机械学报, 2005, 36(4): 78—81.
Zhang Libin, Ye Yongwei, Jiang Jiandong, et al. Scheme design of small agricultural machinery based on reconfigurable module method[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005, 36(4): 78—81. (in Chinese with English abstract)
- [15] 蒋建东, 叶永伟, 张宪, 等. 基于 CBR 小型农业作业机的可重构设计[J]. 农业机械学报, 2006, 37(6): 32—35.
Jiang Jiandong, Ye Yongwei, Zhang Xian, et al. Study on small agricultural machinery products reconfigurable design based on CBR[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2006, 37(6): 32—35. (in Chinese with English abstract)
- [16] Carne T G, Griffith D T, Casias M E. Support conditions for experimental modal analysis[J]. Sound and Vibration, 2007, 41(6): 10—16.
- [17] 张立彬, 蒋帆, 王扬渝, 等. 基于 LMS Test.Lab 的小型农业作业机振动测试与分析[J]. 农业工程学报, 2008, 24(5): 100—104.
Zhang Libin, Jiang Fan, Wang Yangyu, et al. Measurement and analysis of vibration of small agricultural machinery based on LMS Test. Lab[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2008, 24(5): 100—104. (in Chinese with English abstract)

Fast and accurate obtaining modal model for designing agricultural machinery

Zhong Jiang, Qiao Xin, Wang Yangyu, Zhao Zhangfeng, Zhang Xian^{*}

(Key Laboratory of Mechanical Manufacture and Automation, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Taking a certain small agricultural machine as an example for obtaining modal parameters of the whole machine during the design process of agricultural machinery. Firstly, the structural modal model for designing was studied by using NASTRAN. And then, the modal model of some complex outsourcing and general parts were studied by experimental analysis using LMS Test.Lab. Finally, the modal model of the whole machine had been obtained within LMS Virtual.Lab using free interface modal synthesis method which integrated the acquired modes of the structures. The experimental results of presented method showed that the maximum errors of the main natural frequencies were less than 5.5%, and the mode shapes were also satisfied with the experimental results. Generally, the proposed method can be applied in the fast and accurate design of small agricultural machinery for acquiring the structural modal parameters. Moreover, it also provides data support for the study of dynamic behaviors of product structure and optimizes the configuration of the design process. The proposed method clearly shows its important engineering role in agricultural machine design.

Key words: agricultural machinery, modal analysis, finite element method, modal synthesis, fast design