

宋炉祥,陶 冶. 混合齿轮行星系分插机构有限元分析[J]. 江苏农业科学,2018,46(3):189-192.
doi:10.15889/j.issn.1002-1302.2018.03.049

混合齿轮行星系分插机构有限元分析

宋炉祥,陶 冶

(华南农业大学工程学院,广东广州 510000)

摘要:介绍一种由 1 个非圆齿轮和 2 个全等正圆齿轮、1 个偏心正圆齿轮组成的混合齿轮行星系分插机构,该机构秧针尖点的静轨迹为海豚形,动轨迹形成的插秧穴口较小,可避免倒秧、漂秧的现象,符合插秧的农艺要求。对机构的传动系统进行模态分析,避免由于机构的工作频率与固有频率相同而引起共振现象。联合 Patran、Nastran 和 Adams 软件对分插机构进行刚柔耦合分析,仿真结果表明,利用粉末冶金制造的非圆齿轮满足机构运动强度要求。粉末冶金制造齿轮的成本较低,采用该方式制造齿轮有利于降低机构的制造成本。

关键词:插秧机;分插机构;混合齿轮行星系;有限元分析;模态分析;刚柔耦合分析

中图分类号: S223.91+2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1002-1302(2018)03-0189-04

大力推进水稻生产机械化是增加农民收入、改善水稻生产劳动力问题、提高水稻生产率的有效举措^[1-2]。水稻生产全程机械化不仅可减轻农民的劳动强度,有效争抢农时,提高水稻产量,而且机械化收获可减少 3%~5% 的损失,机械化育秧秧田利用率比常规育秧提高 8~10 倍^[3]。分插机构是水稻插秧机的核心工作部件,其工作性能直接影响到插秧质量和效率。目前,曲柄摇杆式分插机构仍是应用最普遍的水稻秧苗移栽机构,但是其在高插次时产生诸多问题,如机架振动加剧、秧爪尖线速度过高等,制约现代水稻插秧机的发展^[4]。

从 1980 年起,国外开始致力于新型分插机构的研究,以代替传统的曲柄摇杆式分插机构。国内从 1990 年起也开始研究高速分插机构,目前主要研究的有旋转滑道式分插机构、差速式分插机构、(偏心、椭圆)齿轮行星系分插机构、偏心链轮式分插机构和正齿行星系分插机构。本研究介绍一种由 1 个非圆齿轮和 2 个全等正圆齿轮、1 个偏心正圆齿轮组成的混合齿轮行星系分插机构,并对混合齿轮行星分插机构的关键零部件进行有限元分析,主要包括行星齿轮的模态分析、分插机构的刚柔耦合分析。

1 分插机构结构与工作原理

由图 1 和图 2 可知,混合齿轮行星系分插机构由 2 个全等正圆齿轮、1 个偏心正圆齿轮和 1 个与其共轭的非圆齿轮组成。偏心正圆齿轮 2 固定不动,非圆齿轮 3 与其啮合,正圆齿轮 4 与非圆齿轮 3 固定在同一根转动轴上,正圆齿轮 5 和正圆齿轮 4 啮合。其中 O_1 、 O_2 、 O_3 分别为偏心正圆齿轮 2、非圆齿轮 3、正圆齿轮 5 的转动中心。

工作时行星架 1 在中心轴的带动下,使齿轮 2 与齿轮 3

啮合,引起传动比的变化,从而导致行星圆齿轮 5 作往复摆动。栽植臂 6 和行星圆齿轮 5 固联,它一方面随着行星架作圆周运动,另一方面随着齿轮 5 作往复摆动,形成秧爪要求的运动轨迹和姿态。

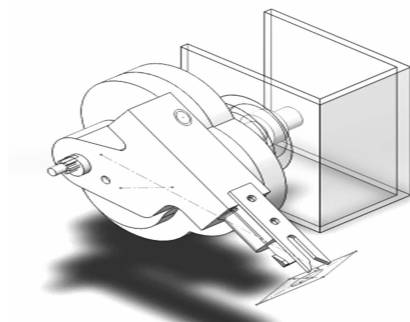
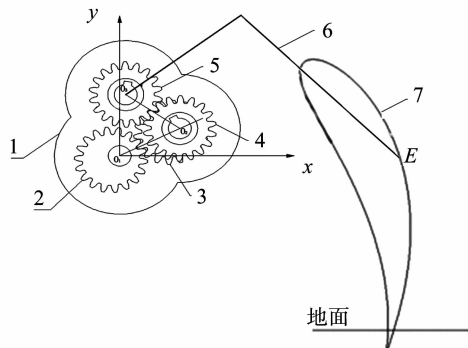


图1 分插机构结构示意图



1—行星架;2—偏心正圆齿轮;3—非圆齿轮;4—正圆齿轮;5—正圆齿轮;6—栽植臂;7—秧爪的运动轨迹

图2 分插机构工作原理

2 行星轮的模态分析

模态是机械结构的固有振动特性,每一个模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型等模态参数,这些模态参数可以由计算或试验分析取得,该计算或试验分析过程称为模态分析。通过模态分析方法可以探究结构物体在某易受影响的

收稿日期:2016-08-25

基金项目:华南农业大学 2015 校级教改项目(编号:K15438)。

作者简介:宋炉祥(1988—),男,广西梧州市人,硕士研究生,研究方向为机械设计与理论。E-mail:1036950508@qq.com。

通信作者:陶 冶,硕士,教授,主要从事农业种植机械及非圆齿轮研究。E-mail:taoye@scau.edu.cn。

频率范围内各阶主要模态的特性,且可以预言结构处于此频率范围内时,在外部或内部各种振源作用下产生的实际振动响应。因此,模态分析是结构动态设计的重要方法。

行星轮与栽植臂相连接,为栽植臂提供动力,其固有振动特性影响栽植臂的振动状态,所以行星轮的结构设计直接影响栽植臂的插秧质量。为检验行星轮的固有特性是否会因为自身速度的影响而产生共振或者有害振型,须要对行星轮进行模态分析。

2.1 几何模型的导入与网格划分

将模型导入有限元分析软件 ANSYS Workbench 中,本研究使用自由划分网格方法对转子模型整体进行网格划分,完成后用网格质量准则检验网格质量,结果显示,网格质量好。非圆齿轮网格划分的结果如图 3 所示,该网格模型包 343 300 个节点、214 733 个单元。

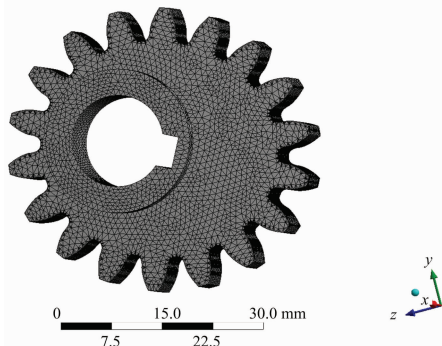


图3 非圆齿轮网格划分

2.2 行星轮模态分析及求解

对模型设置材料属性,设置材料为钢,弹性模量为 2.06×10^{11} Pa,泊松比为 0.3,密度为 $7\ 800\text{ kg/m}^3$ 。双击 B 模块 model 栏,进入 model - Mechanical,开始对有限模型设置边界条件及求解选项,将齿轮内圈的面设置为固定约束,然后提取前 9 阶的模态分析结果,最后求解分析。

2.3 结果分析

对模态分析的结果进行后处理分析,提取前 9 阶的模态分析结果,从图 4 可以看出,行星轮前 9 阶固有频率的最大值为 $48\ 322\text{ Hz}$,最小值为 $11\ 204\text{ Hz}$ 。图 5 是行星轮各阶频率对应的模态振型。

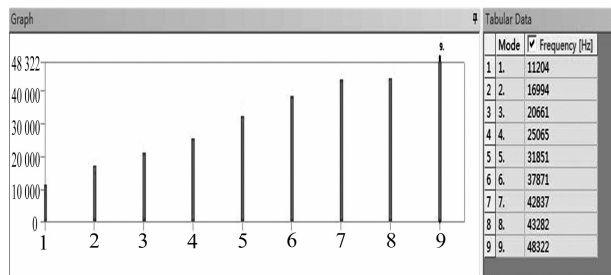


图4 行星轮前 9 阶模态分析频率

从图 5 可以看出,第 1 阶模态主要发生弯曲振动,但只有一边齿廓发生弯曲;第 2 阶模态主要发生弯曲振动,两端齿廓分别往相反方向有明显弯曲;第 3 阶模态主要发生扭转振动;第 4~5 阶模态主要发生弯曲振动,两端齿廓分别往相同方向有明显弯曲;第 6 阶模态主要发生弯曲振动;第 7 阶模态主要

发生弯曲和扭转的复合振动;第 8~9 阶模态主要发生弯曲振动,多个齿廓分别往相反方向有明显弯曲。

在刚体动力学软件 Adams 软件中对分插机构进行运动学仿真,得到秧爪尖点的角速度最大值为 $16.181\ 5\text{ r/s}$,最小值为 $0.025\ 5\text{ r/s}$ 。栽植臂和秧爪相连接,行星轮和栽植臂也是连接的,所以秧爪尖点的速度也是行星轮的速度,根据频率与速度之间关系式可知,行星轮工作频率的最大值为 2.618 Hz ,最小值为 0.004 Hz 。由此可知,行星轮的工作频率远小于其固有频率,在工作中不会发生共振现象。

3 基于 Patran 和 Adams 的分插机构的刚柔耦合分析

在机械传动系统中,柔性体对机构的运动性能、受力状态等都有很大影响;分插机构中的非圆齿轮通过粉末冶金制造而成,其强度比线切割而成的齿轮低,所以须要通过刚柔耦合仿真验证粉末冶金非圆齿轮是否符合强度要求。

借助 Patran、Nastran 和 Adams 软件来进行刚柔耦合仿真试验,这 3 款均为 MSC 公司的软件,便于相互之间的格式转化,Nastran 是一款求解器,Patran 是一款前后处理的 CAE 有限元分析软件。

3.1 Nastran 非圆齿轮模态 mnf 中性文件生成

Adams 软件所需的柔性体 mnf 中性文件可以由多种方式生成,本研究在有限元软件中通过模态分析得到 mnf 文件^[5]。

3.1.1 非圆齿轮有限元模型生成 在 Solidworks 软件中将非圆齿轮模型存储为 IGES 格式,然后将该文件导入有限元软件 ANSYS 中进行网格划分,单元类型为 solid,其中单元形状主要为六面体,也有少数单元为棱柱形状,即五面体,实体单元中无四面体单元。由图 6 可知,非圆齿轮网格模型的总单元数为 43 598,六面体单元数为 39 888,五面体单元数为 3 710。将划分好的有限元模型以 bdf 文件格式输出。

3.1.2 模态分析 mnf 生成

3.1.2.1 单位统一制 在 Patran 中设置单位统一制为毫米 (mm) 制。

3.1.2.2 节点耦合 MPC 方式 非圆齿轮柔性体导入 Adams 软件后须要有连接点与其他零部件相连接,即创建运动副,所以须要通过刚性单元来创建该连接点。在 Patran 中,可以采用 BRE2 单元,利用 MPC 方式创建,该方式创建的节点耦合精度满足需求。图 7 为通过 MPC 方式创建的节点耦合。

3.1.2.3 单元属性及材料属性 将连接点处的单元设置为无质量单元,非圆齿轮的材料为粉末冶金中的烧结中碳钢,牌号为 FTG60-25,力学性能为:抗拉强度 250 MPa ,弹性模量 $98\ 000\text{ MPa}$,泊松比 0.26,密度 6.8 t/m^3 ;连接点处的无质量单元无须设置材料属性。

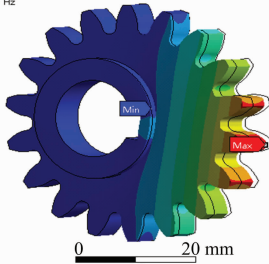
3.1.2.4 模态分析 首先定义边界条件,然后提取模态分析的前 10 阶模态,再设置分析结果生成 mnf 文件。

3.2 Adams 刚柔耦合

将上述生成的 mnf 文件通过生成柔性体的方式导入 Adams 软件中,该 mnf 文件包括柔性体非圆齿轮的质量、密度、固有频率等力学性能。图 8 为导入 Adams 软件后的非圆齿轮柔性体(图中偏黄色零部件),该柔性体刚好与原有刚体非圆齿轮的位置重合。定义柔性体对刚体的接触,设置运动仿真时间为 1 s ,完成刚柔耦合仿真虚拟试验。Adams 软件记

A: Modal
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 11204 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:26

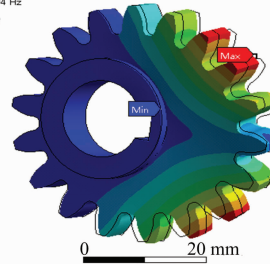
488.45 Max
429.73
376.01
322.8
268.58
214.87
161.15
107.43
53.716
0 Min



a. 第 1 阶模态振型

A: Modal
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Frequency: 16994 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:27

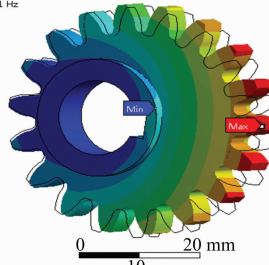
449.29 Max
399.37
349.45
299.53
249.61
199.69
149.76
99.843
49.921
0 Min



b. 第 2 阶模态振型

A: Modal
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Frequency: 20661 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:27

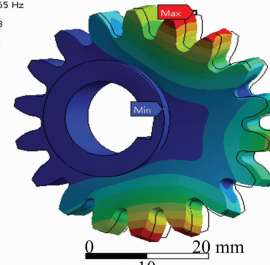
309.95 Max
275.42
240.99
206.57
172.14
137.71
103.28
68.855
34.428
0 Min



c. 第 3 阶模态振型

A: Modal
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Frequency: 25065 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:28

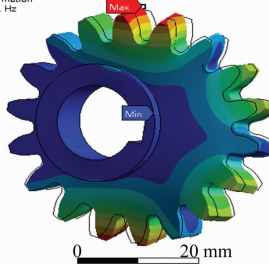
488.35 Max
434.09
379.83
325.57
271.31
217.05
162.78
108.52
54.262
0 Min



d. 第 4 阶模态振型

A: Modal
Total Deformation 5
Type: Total Deformation
Frequency: 31851 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:28

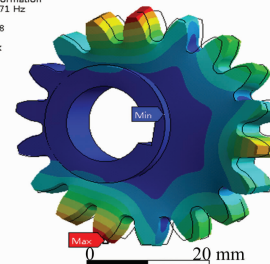
507.1 Max
450.76
394.41
338.07
281.72
225.38
169.03
112.69
56.345
0 Min



e. 第 5 阶模态振型

A: Modal
Total Deformation 6
Type: Total Deformation
Frequency: 37871 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:28

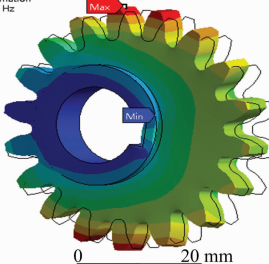
546.29 Max
485.59
424.89
364.19
303.5
242.8
182.1
121.4
60.699
0 Min



f. 第 6 阶模态振型

A: Modal
Total Deformation 7
Type: Total Deformation
Frequency: 42837 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:29

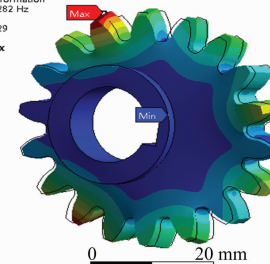
290.24 Max
257.99
225.74
193.49
161.24
129
96.747
64.498
32.249
0 Min



g. 第 7 阶模态振型

A: Modal
Total Deformation 8
Type: Total Deformation
Frequency: 43262 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:29

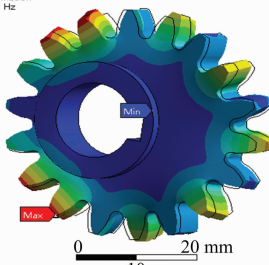
588.89 Max
523.45
458.02
392.59
327.16
261.73
196.3
130.86
65.432
0 Min



h. 第 8 阶模态振型

A: Modal
Total Deformation 9
Type: Total Deformation
Frequency: 48322 Hz
Unit: mm
2016/6/30 15:29

547.19 Max
486.39
425.59
364.79
304
243.2
182.4
121.5
60.799
0 Min



i. 第 9 阶模态振型

图5 行星轮模态振型

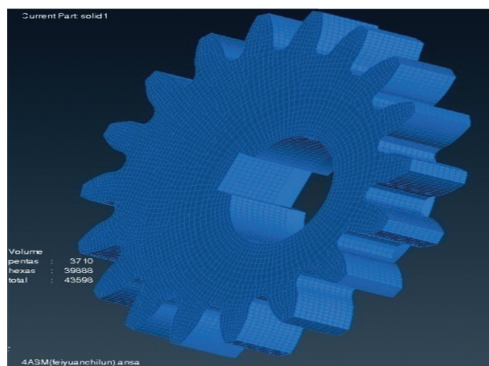


图6 非圆齿轮网格模型

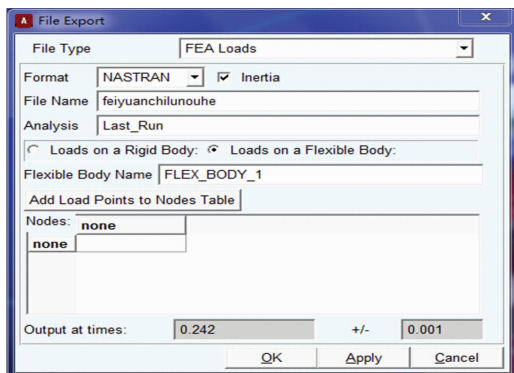


图9 非圆齿轮柔性体导入adams

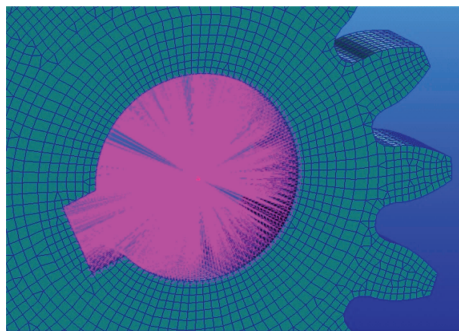


图7 MPC 连接示意

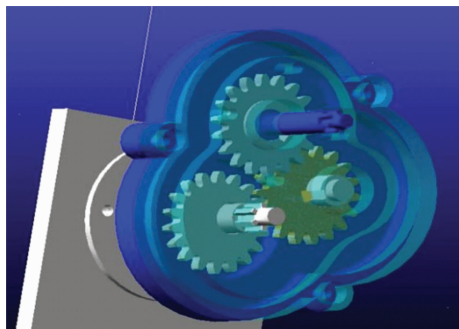


图8 FEA loads 载荷输出

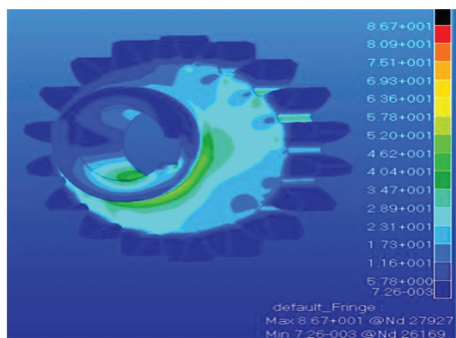


图10 非圆齿轮应力

构上可以满足结构强度要求。粉末冶金制造齿轮的成本远低于利用线切割技术制造齿轮的成本。

4 结论

本研究所设计的混合齿轮行星系分插机构适用于步行式插秧机,其秧针尖点的静轨迹为海豚形,动轨迹形成的插秧穴口较小,可避免倒秧、漂秧现象的发生,符合插秧的农艺要求。对分插机构进行有限元分析,结合 ANSA、Workbench、Patran、Nastran 和 Adams 等 CAE 软件,对分插机构进行危险零部件的模态分析、离心运动分析和刚柔耦合分析,分析结果可为零部件的优化改进以及材料的选取提供依据。

参考文献:

- [1] 沈 亮,韩休海,耿志杰. 我国水稻插秧机发展现状[J]. 农机使用与维修,2011(1):4-6.
- [2] 刘 涛. 河北省农业机械化效率评估:基于 SBM 超效率模型[J]. 江苏农业科学,2016,44(6):423-426.
- [3] 钱海峰,魏清勇. 水稻插秧机国内外发展现状[J]. 现代化农业,2014(3):62-63.
- [4] 俞高红,赵 匀,赵凤芹,等. 高速水稻插秧机分插机构研究现状和最新进展[J]. 农机化研究,2003(2):41-43.
- [5] 龙 凯. Patran 2010 与 Nastran 2010 有限元分析从入门到精通[M]. 北京:机械工业出版社,2011.

载运动过程中柔性体非圆齿轮所受到的力、力矩及其他载荷的大小。秧爪尖点的竖直位移在仿真时间为 0.242 s 时达到最低,本研究截取在仿真时刻为 0.242 s,误差时间为 0.001 s 仿真时间段内的载荷谱文件,获取通过 FEA loads 输出的载荷文件,具体过程如图 9 所示。

3.3 刚柔耦合 Patran 后处理

将上述耦合仿真截取的载荷谱文件导入 Nastran 软件后,利用 Patran 后处理观察结果观察柔性体非圆齿轮的应力状态,图 10 为非圆齿轮在碰撞时的应力状态。由图 10 可知,非圆齿轮在秧爪尖点处于最低位置(即推杆受到碰撞后开始推秧)时,所受到的最大应力为 86.7 MPa,该结果小于材料粉末冶金烧结中碳钢(牌号为 FTG60-25)的许用抗拉应力 250 MPa,所以利用粉末冶金制造非圆齿轮且应用于分插机