

[文章编号] 1003—4684(2021)05-0001-07

偏心振动压实式筑埂机的设计

蔡 昊^{1,2}, 刘明勇^{1,2}, 胡成龙^{1,2}, 谢柏林^{1,2}

(1 湖北工业大学机械工程学院, 湖北 武汉 430068; 2 湖北省农业机械工程研究设计院, 湖北 武汉 430068)

[摘 要] 基于有阻尼简谐惯性力激励的受迫振动原理,对一种偏心振动压实式筑埂机的传动路线及其偏心振动压实筑埂结构等关键部件进行设计,使用 adams 仿真软件对筑埂机的偏心振动压实装置作业工况进行模拟仿真,对其由于质量分配不均匀、弹簧加工误差所引起的偏振现象进行分析,最后对其振动装置下的弹簧刚度系数、阻尼系数进行优化。将 adams 与 edem 耦合进行仿真试验,模拟其筑埂机在田间作业时的工况,对作业的进行速度进行了仿真实验分析。仿真对比实验证实,相较于传统筑埂机,偏心振动筑埂田埂坚实度提升约 500 kPa。田间试验对比,可见偏心振动压实式筑埂机所筑田埂的坚实度提升效果明显,弥补了传统筑埂机在所筑田埂方面坚实度不足的缺陷,进而验证了仿真试验的可靠性。

[关键词] 偏心振动式; 筑埂机; 偏心振动压实装置; adams 仿真

[中图分类号] S222.5 [文献标识码] A

国内外对筑埂机的研究,从 20 世纪 60 年代起就已经有了一定的成果^[1-5]。70 年代初,大正公司研制出了一种水田抹埂机,其抹埂叶片轴与水平方向成 60°夹角,以便抹埂叶片将泥土送至筑埂处^[6]。80 至 90 年代日本佐木公司设计出 RBC300 筑埂机^[7],其最大特点为修埂效率极高,缺点是不能修筑新埂。20 世纪末,佐木公司在 RBC300 基础上改进生产的 EF330V 水田筑埂机^[8],可通过操控手柄来确保筑埂机的作业直线度,从而使所筑田埂均匀一致。2011 年,关振君团队设计出的 DTZG-01 型稻田筑埂机^[9],运用对田埂的间歇式拍打来实现对土埂坚实度的强化,但坚实度提升程度较低。2013 年,王金峰团队自主研发设计出悬挂式筑埂机^[10],该筑埂机最大特点在于能够实现 180°翻转筑埂,优化了在田间转角等位置的筑埂作业。2013 年,赵丽萍团队发明了一种新型整地筑埂联合作业机^[11]和并列双轴整地筑埂联合作业机^[12],其最大特点为可以同时完成筑埂和整地双重作业。2018 年,刘明勇团队研发出的羽片叠压式筑埂机^[13]在镇压滚筒的两侧采用了羽片叠压式排列,在镇压滚筒转动过程中实现了对所筑田埂两侧拍打压实筑埂,但其所筑田埂坚实度仍不理想。

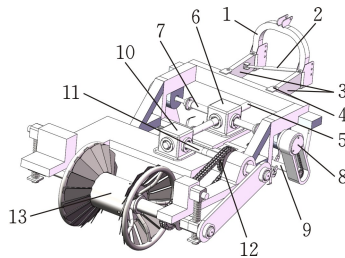
以上筑埂机多为单边筑埂、多功能作业筑埂机,部分筑埂机即使有对镇压筑埂装置的设计优化,但

由于结构简单等因素,其所筑田埂坚实度效果仍然不佳。本文针对上述现状,设计出一种偏心振动压实式筑埂机,整机结构设计合理,采用偏心振动压实装置对土壤进行镇压成型,相比传统筑埂机实现了对田埂的进一步压实。

1 筑埂机总体设计方案

1.1 整机结构及其工作原理

偏心振动压实式筑埂机主要由三点悬挂装置、旋耕集土装置、偏心振动筑埂装置以及机架组成(图 1)。



1—三点牵引架;2—液压缸;3—两根牵引架连杆;4—螺栓铰链;
5—动力输入轴;6—锥齿轮转向箱轴;7—旋耕轴;
8—左右链轮箱;9—旋耕刀轴;10—后齿轮箱;11—链轮轴;
12—链传动;13—镇压圆筒

图 1 整机三维结构

图 1 中,三点悬挂装置主要由三点牵引架 1、液压缸 2、两根牵引架连杆 3 以及螺栓铰链 4 组成,与

[收稿日期] 2020—12—31

[基金项目] 国家重点研发计划(2017YFD0701105—03)

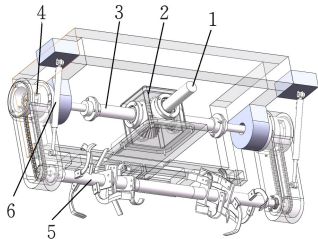
[第一作者] 蔡 昊(1994—),男,湖北鄂州人,湖北工业大学硕士研究生,研究方向为机械设计及理论

[通信作者] 刘明勇(1986—),男,江西九江人,工学博士,湖北工业大学副教授,研究方向为农机动力学

拖拉机后端相互连接可灵活调节筑埂机相对于拖拉机的作业位置。作业前,拖拉机的后方与三点牵引架1连接,从而使拖拉机在前进的同时带动筑埂机前进作业,通过液压缸2的伸缩来使两根牵引架连杆3绕着4个螺栓铰链4旋转,从而达到调整筑埂机作业位置的目的。

筑埂机的动力源于拖拉机后方的输出轴,与动力输入轴5通过万向节连接,从而将动力传入筑埂机实现筑埂工作,动力输入轴5首先通过锥齿轮转向箱6将一部分动力传给旋耕轴7从而带动旋耕集土装置工作,同时前齿轮箱6将一部分动力传给后齿轮箱10,为后方的偏心振动压实装置提供动力。

旋耕集土装置如图2所示。动力经过前齿轮箱6后,带动轴7转动,通过左右两个链轮箱8将动力通过链传动传到下方的旋耕刀轴9,旋耕刀轴9带动旋耕刀从而实现旋耕集土作业。而液压缸14的作用则是可以灵活调节旋耕作业时的旋耕深度。



1—动力输入轴;2—锥齿轮转向箱;3—旋耕轴;
4—左右链轮箱;5—旋耕刀轴;6—液压缸

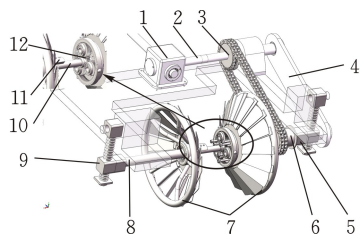
图2 旋耕集土装置三维结构

偏心振动压实装置如图3所示。动力源传到后齿轮箱10后,通过链传动12带动振动轴17的转动,从而带动羽片架18与镇压圆筒13转动,其内部则通过行星轮系23对有偏心质量块22的中心轴21加速转动。在中心轴21转动的过程中,由于偏心质量块22的存在而产生离心力,最后在左右两个弹簧振动装置的作用下完成振动筑埂作业。

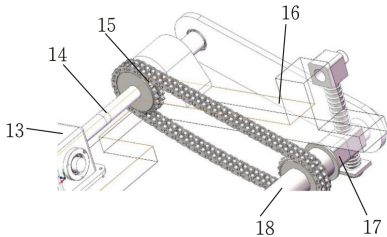
图4为弹簧振动装置结构示意图。弹簧振动装置由24振动块、上下弹簧25以及固定上下弹簧的弹簧架26构成,其中偏心振动压实装置的链轮套筒轴17与振动24块的左端形成圆柱副连接,而振动块24的右端与链轮轴固定板15的后端形成铰链连接。当偏心振动压实装置产生振动时,链轮套筒轴17会带动振动块24在弹簧架26中上下振动,同时右端的链轮固定板15保障了偏心振动压实装置的链传动的两轴距离,从而保障了链传动的稳定性。

1.2 中心轴的理论设计与校核

偏心振动压实装置的中心轴采用两端为轴承支承,中心轴的动力来源为最右端连接着的中心齿轮,中心轴的中部固连了一个同心偏心质量块。由于偏



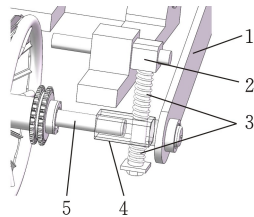
(a) 偏心振动压实装置三维结构



(b) 弹簧振动装置结构

- 1—后齿轮箱;2—链轮轴;3—链传动;4—链轮轴固定板;
5—固定块;6—振动轴;7—羽片架;8—偏心左轴;9—左振动块;
10—中心轴;11—偏心质量块;12—行星轮系;13—后齿轮箱;
14—链轮轴;15—链传动;16—链轮轴固定板;
17—固定块;18—振动轴

图3 偏心振动压实装置



1—链轮轴固定板;2—振动轴;3—弹簧架;
4—上下弹簧;5—振动块

图4 弹簧振动装置

心力的存在,需要对中心轴工作时的可靠性进行校核。中心轴的装配关系如图5a所示,受力简图如图5b所示。

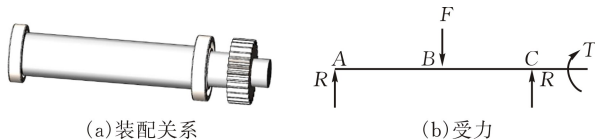


图5 中心轴

该中心轴无特殊要求,因而选用调质处理的45号钢。由机械设计手册查得 $\sigma_b = 640 \text{ MPa}$,中心轴在B界面的设计直径为60 mm,偏心质量块为10 kg,转速为1 r/s。由图8可知,B所在截面为危险截面,其所受得力为弯扭合成,需对此截面进行校核分析。

偏心轴转动时所受转矩

$$T = J\omega \quad (4)$$

式中: J 为转动惯量; ω 表示角速度为 2π , rad/s;偏心轴的转动惯量

$$J = J_0 + J_1 = \frac{m r^2}{2} + M R^2 = 0.941 \quad (5)$$

其中: m 为轴的质量(20 kg), M 为偏心块的质量(10 kg), r 为轴的回转半径(30 mm), R 为偏心块的回转半径(45 mm)。将式(5)代入式(4)得转矩 $T=23640\text{ N}\cdot\text{mm}$ 。

偏心块转动所产生得偏心力

$$F=m\omega^2r=10\times(2\pi)^2\times0.045=568\text{ N}\tag{6}$$

产生得弯矩

$$M_p=0.5F\times l_{AB}=76670\text{ N}\cdot\text{mm}\tag{7}$$

因为是单向回转,所以牛展切应力视为脉动循环变应力,折算系数 $K=0.6$ 。

按第三强度理论计算弯曲应力

$$M_T=\sqrt{M_p^2+KT^2}=78826\text{ N}\cdot\text{mm}\tag{8}$$

中心轴,危险截面 B 的直径为 60 mm,而实际中心轴

$$D=\sqrt[3]{\frac{M_T}{0.1\sigma_b}}<60\text{ mm}\tag{9}$$

所以中心轴的设计完全符合工作要求。

使用 solidwork 中的 simulation 插件对中心轴在偏心质量块为 10 kg、转速为 1 r/s 的载荷条件下进行静力学分析,将中心轴材料设置为 45 号钢,偏心块的材料设为普通碳钢,约束设置如图 7 所示,施加工作载荷的结果见图 6。

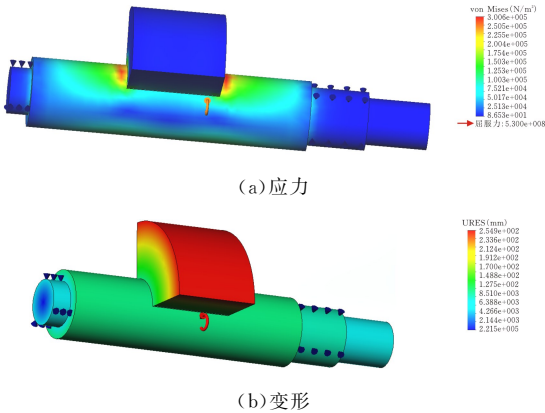


图 6 中心轴应力与变形

由图 6 可看出,偏心轴在施加最大载荷时,应力变化较小,与理论分析相吻合,在转动时,偏心质量块的最外圈位移最大,为 0.025 mm,根据机械设计手册查得小于其材料的屈服力和许用变形量。综合以上分析图可得出,中心轴的设计完全满足该轴在最大载荷时的工作需要。

2 基于 adams 的偏心振动压实滚筒装置仿真分析

2.1 偏口镇压滚筒装置的 adams 虚拟样机建模

本仿真分析主要是对筑埂机的后半部分偏心镇压滚筒装置进行仿真分析。adams 虚拟样机建模见图 7。约束关系如表 1 所示。

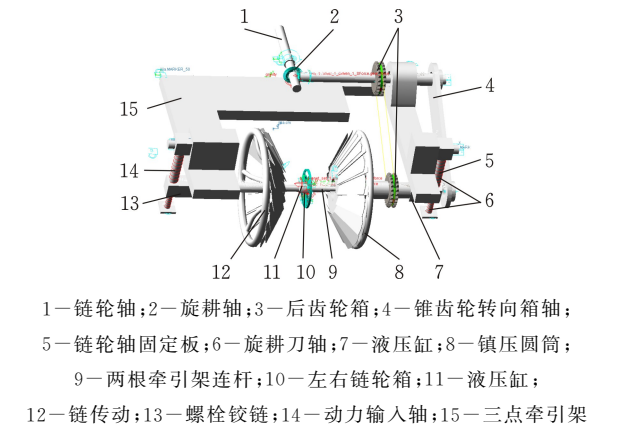


图 7 adams 虚拟样机模型

表 1 adams 模型约束关系

部件 1	部件 1	约束类型
1 筑埂机后端机架	GROUNG	固定副
2 偏心块	3 振动中心轴	固定副
3 振动中心轴	12 左羽片压实圆盘	转动副
13 左羽片压实圆盘	4 弹簧减振块	转动副
4 弹簧减振块	5 左弹簧振动螺杆	圆柱副
5 左弹簧振动螺杆	机架	转动副
12 左羽片压实架	13 右羽片压实架	固定副
13 右羽片压实架	14 右弹簧减振块	转动副
14 右弹簧减振块	15 右弹簧振动螺杆	圆柱副
15 右弹簧振动螺杆	机架	转动副

如图 7 所示,关于传动系统 Adams Machinery 的设置,在两传动轴 7 添加了锥齿轮传动系统,其传动比为 1 : 1,在 10 处添加了链轮传动系统,传动比为 1 : 1,在 8 处添加了行星轮系传动系统,传动比为 3.9 : 1。关于力的部分,在 9 处和 5 处添加了弹簧力以保证振动的实现,沿 Y 轴的负方向添加了重力。关于驱动部分,在输入轴 11 添加了 motion 驱动。

2.2 仿真分析及结论

2.2.1 标准工况下运动分析 初始参数设置:电机 MOTION 的运动副类型为 revolute,方向设置为旋转,使用函数定义;运动函数可设置为(−90.0 d×time),类型为位移,传到中心轴后的转速约为 1 r/s。偏心块质量设置为 10 kg。弹簧的刚度系数均为 1 N/mm,阻尼系数为 0.016 N/(mm·s^{−1})。仿真运动时中心轴在 Y 轴方向的位移、加速度曲线如图 8 所示。

由图 8 可知,在初始参数条件下,系统需要 18 s 的时间来达到振动稳定状态。这段时间为振动过渡时间。而在振动过程中,当中心轴经过到静平衡位置时,弹性势能完全转换成动能,动能此时到达最大值,亦即加速度的最大值。

2.2.2 偏心镇压筑埂装置偏振分析 在实际加工

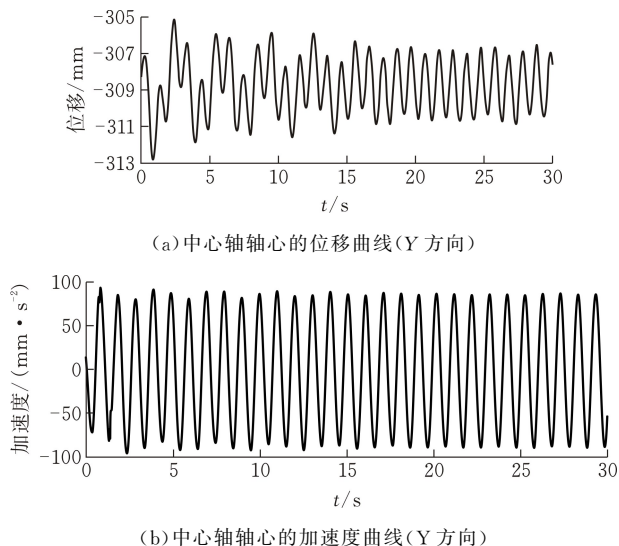
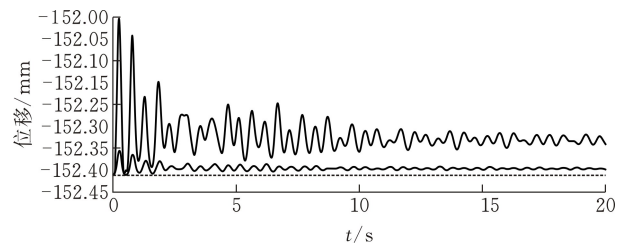


图8 位移和加速度曲线图(默认参数)

过程中,加工精度误差和装配误差等会导致出现左右两组弹簧的刚度系数和阻尼系数会存在不同;行星齿轮系的存在也使得振动压实装置的质心向右偏移。以上情况下均会使振动系统产生偏振现象,因此需要对这两种情况进行讨论。偏振衡量指标用中心轴质心在 X 轴方向上相对于起始位置的偏移量来衡量。

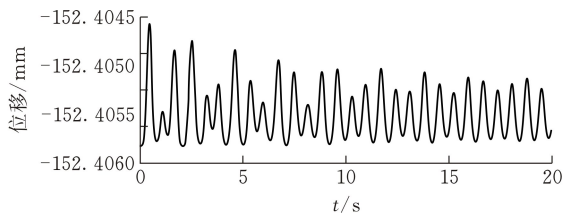
图9为振动压实装置质量不平衡对偏振的影响,平衡方式为逐步增加左羽片压实圆盘12得质量,增加的质量为0 kg时如图13中的细实线;增加10 kg为图中的粗实线;增加17 kg为图中的虚线。

图9 平衡质量对质心沿 X 轴方向位移的影响

由图9可看出,当无质量调整时,有较大的偏振现象。在增加左羽片架质量的过程中,偏振效果慢慢减弱,而在将12左羽片压实架在原质量的基础上加17 kg时,偏振现象几乎可以忽略不计。因此在实际加工过程中,需对左羽片压实架12加重17 kg。

在调整完模型的质心平衡后,根据实际弹簧加工误差,将弹簧初始参数下的刚度系数和阻尼系数减小10%。中心轴的质心沿 X 轴方向的位移如图10所示。

由图14可得,在弹簧的刚度系数和阻尼系数加工误差10%的情况下,偏振效果非常微弱,由此可得出结论:由弹簧的加工误差而引起的偏振现象可忽略不计。

图10 弹簧加工误差对质心沿 X 轴方向位移的影响

2.2.3 弹簧刚度系数对镇压效果的影响 将根据弹簧的设计,选取市面上常用的弹簧材质,从而选定弹簧的刚度系数范围是0.9~1.9 N/mm。振动系统稳定后其振幅和加速度如图11所示。

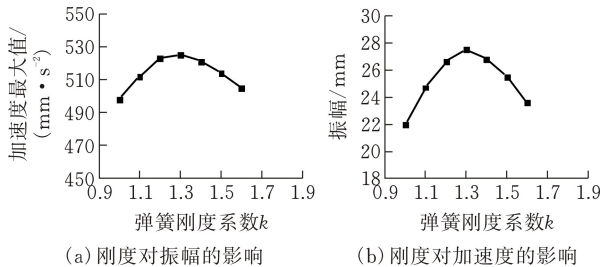


图11 振幅和加速度折线图

综合分析可得,将弹簧的刚度系数由0.9 N/mm增至1.3 N/mm的过程中,中心轴的振幅和加速度随着弹簧刚度系数的增加涨幅明显。当弹簧的刚度系数到达1.3 N/mm时,中心轴的振幅约为27.5 mm,加速度约为525.1 mm/s²。继续增加弹簧的刚度系数至1.6,振幅减小到12.2 mm,加速度减至234.8 mm/s²。综上所述,弹簧刚度为1.3 N/mm左右时,中心轴振幅和加速度均到达最大值,将刚度系数从1.3 N/mm减少或增加时,中心轴沿 Y 方向的振幅和中心轴的加速度都会减少。综上所述,弹簧刚度系数选为1.3 N/mm。

2.2.4 阻尼系数对振动压实筑埂效果的影响 根据弹簧的设计尺寸,选取市面上常用的弹簧材质,从而选定弹簧的阻尼系数范围为0.016~0.16 N/(mm·s⁻¹)。图12为阻尼系数分别为0.16和0.016 N/(mm·s⁻¹)的振动位移曲线。

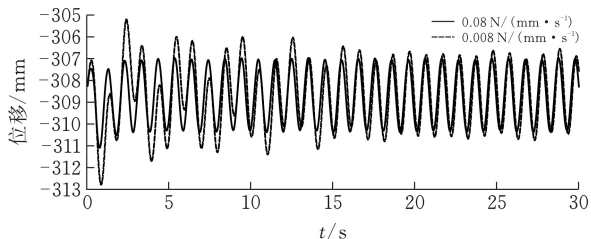


图12 位移曲线图

由图12可知,运动开始前一段仿真时间内,偏心振动压实装置振动系统并未达到稳定状态,因为在这段时间内振动系统分别由系统本身固有频率、相对于静平衡位置的初始位移产生的振动响应和外部激励引起的振动叠加而成,而前两项会随着时间的

慢慢消失,最后只剩外部激励引起的振动并处于稳定状态。当阻尼系数为 $0.016\text{ N}/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$ 时,过渡时间为 18 s 左右,阻尼系数为 $0.16\text{ N}/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$ 时,过渡时间缩短到 4.5 s 。而稳定后的振幅几乎不发生变化。将此范围内的阻尼系数所需要的过渡时间绘制成图 13。

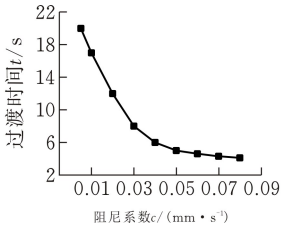


图 13 过渡时间

由图 13 可见,当阻尼系数从 0.016 增加到 $0.16\text{ N}/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$ 的过程中,过渡时间从 18 s 降至 4 s ,之后从 0.06 往后变化幅度不再明显,所以阻尼系数为 $0.06\text{ N}/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$ 时为最佳。

3 基于 adams 与 edem 的耦合仿真分析

3.1 耦合仿真试验

由于 adams 中的仿真试验仅为空载理想状况下所得出的结论。为了验证上述分析的可靠性,采用 edem 和 adams 耦合仿真进行分析,其中 edem 提供耦合仿真试验的土壤颗粒,adams 负责几何体中各个部件之间的约束。

土壤颗粒的设置参考羽片叠压式水田筑埂机的优化设计与分析^[18]中的参数(表 2)。

表 2 离散元仿真材料属性值和接触参数

名称	土壤	机具
泊松比	0.33	0.31
密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	2680	7800
剪切模量/MPa	25	7.0×10^5
恢复系数	0.6	0.6
静摩擦系数	0.6	0.5
动摩擦系数	0.4	0.05

为了体现相较于传统筑埂机的优势,在模拟仿真试验中加入了无偏心振动压实筑埂的试验,用作对比试验,即中心轴的转速为 0 ,其他条件均不发生变化。

其中 adams 中的约束条件与上一节一致,将几何模型导入 edem 中,耦合仿真过程见图 14,先由旋耕集土装置聚拢土堆,再由偏心振动压实装置镇压筑埂。

土壤的坚实度数据在 edem 中无法直接测得,所以将 edem 中土壤颗粒在振动压实筑埂的过程中对镇压滚筒在铅锤方向上的正压力,作为评判其土

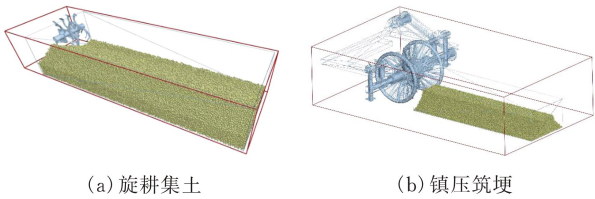
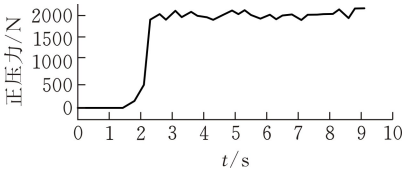


图 14 耦合仿真模型

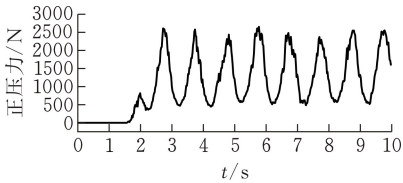
埂坚实度的指标。

3.2 耦合仿真分析

仿真试验采用两组不同工况下的作业下:第一组为中心轴转速为 0 ,作业前进速度为 1 m/s 即无振动的镇压筑埂,与传统筑埂方式保持一致;第二组选用偏心振动筑埂的作业参数,即中心轴转速变为 1 r/s ,前进速度为 1 m/s ,弹簧刚度为 1.3 N/mm ,阻尼系数为 $0.06\text{ N}/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$ 。提取镇压滚筒所受



(a) 无偏心振动筑埂



(b) 偏心振动筑埂

图 15 镇压滚筒受力曲线

由图 15 可得,第一组使用传统方式筑埂作业时,土壤对镇压滚筒的正压力一直处于 1900 N 左右波动;第二组采用偏心振动筑埂时,土壤对机具的力在 $0\sim2200\text{ N}$ 之间上下波动。将两组试验每个振动周期内所产生的最大正压力进行整理(图 16)。

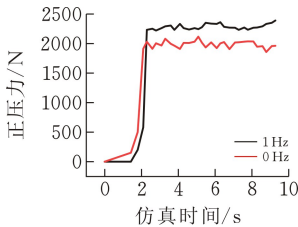


图 16 镇压滚筒最大正压力

由图 16 可见,偏心振动压实式筑埂机筑埂时,最终机具能够给与所筑土埂的正向力为 2300 N 左右,而传统筑埂机筑埂时给与田埂的铅锤向下的力为 1950 N 左右,偏心振动筑埂装置所筑田埂坚实度相比于传统筑埂机(0 Hz)提升较大。

3.3 筑埂机作业行进速度的分析与仿真试验

由于此筑埂机的镇压筑埂采用振动压实筑埂的

方式,所以拖拉机的前进速度对于筑埂的影响较大,需对多种行进作业速度下所筑田埂质量进行分析。对上述两种工况下的每种工况的行进速度由 0.1—1.0 m/s 逐渐增加,分析行进速度对正压力的影响,仿真结果见图 21。

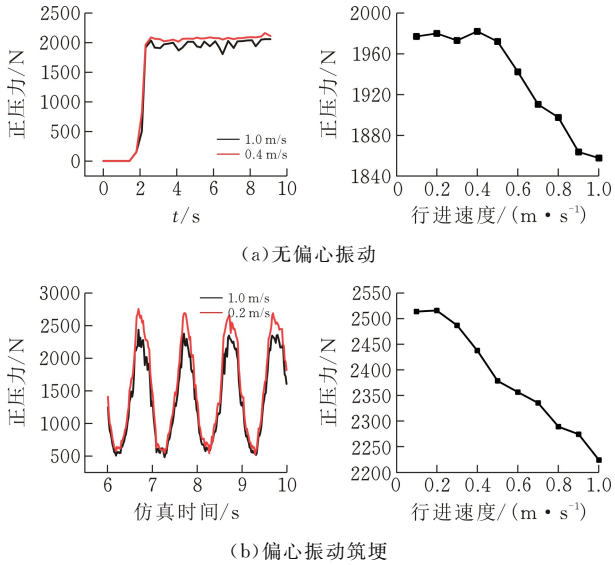


图 17 行进速度与正压力关系

由图 17 可得,当无偏心振动筑埂时,速度在 0.1~0.4 m/s 段内的筑埂效果最佳,因此时选用 0.4 m/s 的行进速度作为无偏心振动时的对比试验工况;当偏心振动筑埂时,速度在 0.1~0.2 m/s 段的筑埂效果最佳,故一次筑埂时采用 0.2 m/s 的行进速度筑埂。行进速度优化前后的对比见表 3。

表 3 行进速度优化对比参数表 N

筑埂作业方案	优化前正压力	优化后的正压力
无偏心振动筑埂	1919	1968
偏心振动筑埂	2223	2415

由表 3 可看出,筑埂作业的进行速度对所筑田埂的影响较大,其中无偏心振动筑埂采用最佳筑埂方案时正压力增加了 49 N,偏心振动筑埂增加了 292 N。

根据土壤坚实度-正压力标定测试实验^[14]可得,土壤坚实度 S 与土壤所受正压力 F 之间的拟合曲线表达式为

$$S = 1.1973F - 37.678 \tag{10}$$

由上式可得,行进速度优化后,无偏心振动时所筑田埂坚实度为 2853 kPa,而无偏心振动时所筑田埂坚实度为 2318 kPa。相较于传统筑埂机,偏心振动筑埂方式所筑田埂坚实度提升了约 500 kPa,筑埂效果提升明显。

4 田间试验

将各优化后的部件参数试制成试验样机,并进

行田间筑埂试验,所筑田埂土壤坚实度使用 SL-TSD 多功能测量仪进行测量,并与传统筑埂机的田埂坚实度相对比。其中筑埂机的田间试验照片和 SL-TSD 多功能测量仪如图 18 所示。

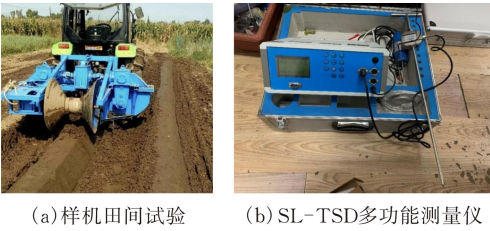


图 18 田间试验现场照片

田埂测试方式如下:两种工况下分别将所筑田埂平均分为 8 段,使用 SL-TSD 多功能测量仪测得每段的坚实度值,求这 8 段坚实度的平均值,测得结果见表 4。表 4 中,工况 1 为无偏心振动筑埂,工况 2 为偏心振动筑埂。

表 4 所筑田埂参数

工况	田埂区域坚实度/kPa							
	1 段	2 段	3 段	4 段	5 段	6 段	7 段	8 段
1	2212	2234	2289	2243	2289	2213	2248	2256
2	2764	2703	2718	2656	2703	2683	2656	2657

由表 4 可知,工况 1 所筑田埂的平均值为 2247 kPa,工况 2 所筑田埂坚实度平均值为 2679 kPa。由田间实验结果可得,相比于传统筑埂机,偏心振动压实式筑埂机田埂坚实度提升约为 450 kPa,与仿真实验分析一致。

5 结论

1) 偏心振动压实式筑埂机在结构上采用偏心振动压实筑埂,所筑田埂形状规则,密实坚固,压实效果好,弥补了传统筑埂机对于所筑田埂在坚实度方面的不足。

2) 使用 adams 仿真软件对筑埂机的偏心振动压实装置作业工况进行模拟仿真,对其由于质量分配不均匀、弹簧加工误差所引起的偏振现象进行了分析,最后对其振动装置下的弹簧刚度系数、阻尼系数进行了优化。经仿真数据分析,刚度系数取 1.3 N/mm、阻尼系数取 0.06 N/(mm·s⁻¹) 时其筑埂效果最佳。

3) 通过 adams 与 edem 耦合仿真试验模拟筑埂机在田间作业时的工况,得出传统筑埂机与偏心振动压实式筑埂机的最佳行进速度分别为 0.2 m/s、0.4 m/s 偏心振动筑埂相较于传统筑埂机其田埂坚实度提升约 500 kPa。

4) 由田间试验对比传统筑埂机的田埂坚实度,可看出偏心振动压实式筑埂机所筑田埂的坚实度提

升效果明显,弥补了传统筑埂机在所筑田埂方面坚实度不足的缺陷,进而验证了仿真试验的可靠性。

[参 考 文 献]

[1] 陈聪. 南方丘陵山地水稻机械化生产技术模式研究[D].北京:中国农业科学院,2012.

[2] 辛海江.浅谈稻田筑埂机[J].现代化农业,2012(1):29.

[3] 周勤就,田恒增.平畦筑埂机的设计研究[J].农业机械学报,1966(2):127-128.

[4] 安徽省宿县地区农机所平地筑埂机课题组.1PZ-2.4平地筑埂机[J].粮油加工与食品机械,1977(6):29-33.

[5] 张道林,刁培松,张为春.1ZX-1 型筑埂机的设计[J].粮油加工与食品机械,1998(3):26+28.

[6] 关振君.DTZG-01 型稻田筑埂机的设计研究[J].农业科技与装备,2011(10):20-22.

[7] 赵丽萍,何新如,徐杰,等.水田整地筑埂联合作业机的

试验研究[J].中国农机化学报,2016,37(6):26-30.

[8] 郑琦镇.日本的水田抹埂机[J].粮油加工与食品机械,1979(11):64-34.

[9] 方玉亭,华平锋.佐佐木 RBC700 筑埂机作业试验与建议[J].现代农机,2016(4):53-54.

[10] 慧聪.日本农业生产已全部实现机械化[J].农村实用技术,2010(7):10-11.

[11] 关振君.DTZG-01 型稻田筑埂机的设计研究[J].农业科技与装备,2011(10):20-22.

[12] 王金峰,王金武,孔彦军,等.悬挂式水田筑埂机及其关键部件研制与试验[J].农业工程学报,2013,29(6):28-34.

[13] 赵丽萍,杨亚洲,刘庆福.新型水田整地筑埂联合作业机的设计[J].中国农机化学报,2013,34(3):140-142,150.

[14] 赵丽萍,赵清来.并列双轴整地筑埂联合作业机的设计[J].农机化研究,2013,35(10):111-113.

The Design and Research of Eccentric Vibration Compaction Ridge Machine in Paddy Field

CAI Hao^{1,2}, LIU Mingyong^{1,2}, HU Chenglong^{1,2}, XIE Bolin^{1,2}

(1 *School of Mechanical Engin., Hubei Univ. of Tech., Wuhan 430068,China* ;
2 *Hubei Agricultural Machinery Engin. Research and Design Institute , Wuhan 430068,China*)

Abstract: Based on the principle of forced vibration excited by damped harmonic inertial force, this paper designs an eccentric vibration compaction ridge building machine, describes its working principle, transmission route and design of key components such as eccentric vibration compaction ridge building structure in detail, and simulates the working condition of eccentric vibration compaction device of ridge building machine by using ADAMS simulation software, and analyzes its quality. Finally, the spring stiffness coefficient and damping coefficient are optimized. Adams and Edem are coupled to simulate the working condition of the ridge building machine in the field, and the speed of the operation is analyzed. Through the simulation and contrast experiment, it is concluded that compared with the traditional ridge building machine, the ridge firmness of the eccentric vibration ridge building machine is improved by about 500kPa. Through the field test comparison, it can be seen that the firmness of the ridge built by the eccentric vibration compaction type ridge building machine is obviously improved, which makes up for the lack of firmness of the traditional ridge building machine, and further verifies the reliability of the simulation test.

Keywords: eccentric vibration type; embankment machine; eccentric vibratory compaction device; adams simulation

[责任编辑: 张 众]