

基于 ADAMS 的全自动三缸卧式液压榨油机压榨机构仿真与试验验证

安然¹, 胡淑珍¹, 梁昊¹, 张法楷¹, 罗云奎¹, 汤超兰², 郭金强²

(1. 中国农业机械化科学研究院集团有限公司, 北京 100083; 2. 浙江三中粮油科技有限公司, 浙江湖州 313000)

摘要:旨在为全自动三缸卧式液压榨油机的弹簧复位机构的设计和应用提供参考,分析了全自动三缸卧式液压榨油机的结构和工作原理,利用 ADAMS 软件通过模型简化、约束设置、仿真力添加以及驱动设置建立仿真模型,根据主油缸推进压榨、主油缸复位、副油缸推进卸饼、副油缸复位 4 个工作步骤对弹簧刚度和预紧力进行仿真设计,并根据仿真结果进行综合设计和试验验证。仿真结果显示:弹簧设计刚度为 32.5 N/mm,预紧力为 100 N;为消除制造及装配误差,实际制造设计的弹簧刚度为 32.69 N/mm,预紧力为 163.45 N。验证试验结果显示:运行过程中压榨环与压盘体最大轴向缝隙仅为 2.54 mm,无漏料现象,且所有运动部件均能复位到初始位置,运行平稳可靠。综上,利用 ADAMS 软件能够准确表达全自动三缸卧式液压榨油机压榨机构运动过程,对弹簧复位机构的优化设计结果可靠。

关键词:液压榨油机;压榨机构;ADAMS;运动仿真;弹簧设计

中图分类号:TS223.3;TS221 文献标识码:A 文章编号:1003-7969(2025)02-0128-08

Simulation and experimental verification of press mechanism for fully automatic three cylinder horizontal hydraulic press based on ADAMS

AN Ran¹, HU Shuzhen¹, LIANG Hao¹, ZHANG Fakai¹,
LUO Yunkui¹, TANG Chaolan², GUO Jinqiang²

(1. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Group Co., Ltd., Beijing 100083, China;

2. Zhejiang Sanzhong Cereal and Oil Technology Co., Ltd., Huzhou 313000, Zhejiang, China)

Abstract: In order to provide reference for the design and application of spring return mechanism for fully automatic three cylinder horizontal hydraulic press, the structure and working principle of fully automatic three cylinder horizontal hydraulic press were analyzed, and a simulation model was established using ADAMS software through model simplification, constraint setting, simulation force addition, and drive setting. The spring stiffness and preload force were simulated and designed based on four working steps: main cylinder pushing press, main cylinder reset, auxiliary cylinder pushing cake unloading, and auxiliary cylinder reset. Comprehensive design and experimental verification were carried out based on the simulation results. The simulation results showed that the designed stiffness of the spring was 32.5 N/mm, and the preload force was 100 N; to eliminate manufacturing and assembly errors, the actual manufacturing design had a spring stiffness of 32.69 N/mm and a preload force of 163.45 N. The verification test results showed that the maximum axial gap between the pressing ring and

the pressure plate body during operation was only 2.54 mm, with no material leakage, and all moving parts could be reset to their initial positions, ensuring smooth and reliable operation. In summary, the use of ADAMS software can accurately express the motion process of the press

收稿日期:2024-03-22;修回日期:2024-09-20

基金项目:国家重点研发计划“大宗油料加工副产物综合利用关键技术与装备集成及产业化示范”(2021YFD2100405)

作者简介:安然(1999),男,硕士研究生,主要从事油脂加工技术与装备开发工作(E-mail)1642556273@qq.com。

通信作者:胡淑珍,研究员(E-mail)861679642@qq.com。

mechanism of a fully automatic three cylinder horizontal hydraulic press and the optimization design results of the spring reset mechanism are reliable.

Key words: hydraulic press; press mechanism; ADAMS; motion simulation; spring design

我国用于制备油脂的液压压榨设备多为立式液压榨油机^[1-2],其所制备的油脂品质好、风味好且鲜榨饼蛋白质量高^[3-5],但传统立式液压榨油机存在效率低、产量小、劳动强度大等缺点,影响油脂加工企业的经济效益。因此,急需研制一种可实现全自动、大处理量的液压榨油设备。全自动三缸卧式液压榨油机采用半开式压榨结构,配有转子泵进料装置,能够实现进料、压榨、卸饼全程自动控制,其中弹簧在压榨和卸饼过程中均发挥着重要作用,但设计过程中该设备的运动过程尚不明确,难以通过计算得到弹簧的设计参数。因此,本文利用 ADAMS 软件对全自动三缸卧式液压榨油机建立仿真模型^[6],进行弹簧刚度、弹簧预紧力动力学仿真,对压榨机构运动特性进行研究,以期后续类似大型榨油机压榨机构的设计提供参考。

1 全自动三缸卧式液压榨油机的结构与工作原理

1.1 装置结构

全自动三缸卧式液压榨油机装置结构图如图 1 所示。

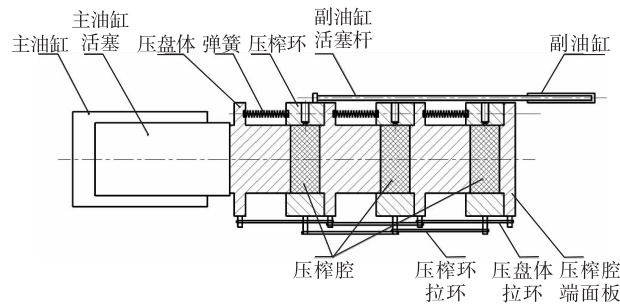


图 1 全自动三缸卧式液压榨油机装置结构图

Fig. 1 Structure diagram of fully automatic three cylinder horizontal hydraulic press

全自动三缸卧式液压榨油机主要由主油缸箱体、压榨主体、喂料机构、副油缸箱体等组成。如图 1 所示,压榨主体由压盘体与压榨环组成,包括 3 个压榨腔,压榨物料通过转子泵从压榨环上方进料孔进入压榨腔,使用气缸密封进料孔(气缸在示意图中未画出),由主油缸提供压榨动力;使用 2 个副油缸提供卸饼动力(为使示意图简洁只保留其中 1 个);压榨腔端面板与机架相连固定不动;弹簧装置放在压盘体与压榨环之间,每组压盘体与压榨环间对称安装 4 根相同弹簧,共 3 组(为使示意图简洁每

组只保留其中 1 个);多个压盘体之间通过压盘体拉环相连,压盘体拉环为带直槽口窄板,通过压盘体上突出圆柱进行固定,当相连的 2 个压盘体间距减小时拉环无作用,但当间距增大到一定程度即增大到拉环直槽口长度时,拉环提供拉力使相连的压盘体同步运动;多个压榨环之间同样存在压榨环拉环,其结构及作用均与压盘体拉环相似。

1.2 工作原理

压榨过程中压盘体与压榨环受力图如图 2 所示。图 2 中: F 代表主油缸推进过程对压盘体施加的压力; F_1 、 F_2 、 F_3 分别代表运动过程中 3 个弹簧压缩变形对压盘体与压榨环提供的弹簧力; F'_1 、 F'_2 、 F'_3 分别代表压榨过程中在 3 个压榨腔内压榨油料时压盘体受到的反作用力; k 为弹簧刚度。

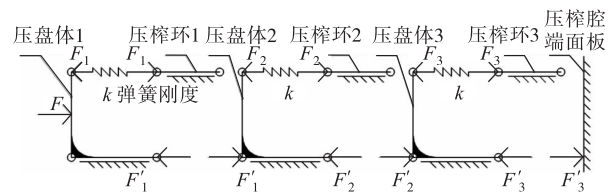


图 2 压榨过程中压盘体与压榨环受力图

Fig. 2 Pressure force diagram of pressure plate body and pressing ring during press process

如图 2 所示,运动过程中各个压榨环与压盘体均会受到摩擦力,另外,压榨环在弹簧推动下与其右侧压盘体发生接触,即压榨环 1 与压盘体 2、压榨环 2 与压盘体 3、压榨环 3 与压榨腔端面板均会产生接触力。

榨油机的压榨及卸饼过程是重点研究对象,包括主油缸推进压榨、主油缸复位、副油缸推进卸饼、副油缸复位 4 个步骤,弹簧机构在这 4 个步骤中均发挥作用,具体动作如下。

(1)主油缸推进压榨。主油缸活塞推动压盘体组合向右移动,挤压压榨腔内物料,物料将压力向右侧传导,推动右侧压盘体运动,此时多个压榨腔内建立压力开始同时压榨,在压盘体向右移动的同时,弹簧机构推动压榨环随压盘体运动,使压榨腔密封,物料不会泄漏。

(2)主油缸复位。由于主油缸采用单作用油缸,在压榨结束后无法将各部件拉回复位,弹簧机构在压榨过程中被压缩积攒弹性势能,当主油缸

泄压后,依靠积攒的弹性势能推动压盘体与压榨环复位。

(3)副油缸推进卸饼。副油缸推动压榨环运动卸饼时,弹簧机构产生阻力,同时累积弹簧弹性势能,为推动压榨环复位储蓄能量。

(4)副油缸复位。副油缸同样采用单作用油缸,压榨环在卸饼过程中被推离,依靠弹簧机构累积的弹性势能推动副油缸复位。

2 全自动三缸卧式液压榨油机压榨机构动力学模型

2.1 模型简化

仿真中需要添加多个接触力,属于 ADAMS 多接触问题^[7-10],为保证计算的准确性及速度,仿真模型结构要尽可能简单,压榨机构的主油缸与副油缸均为动力元件,可以通过添加驱动代替,简化为几何结构简单的机架,同时去除与压榨及卸饼功能无关的零件,导轨通过定义移动副进行简化,对简化模型添加运动副及相对约束关系,得到简化模型的结构图,如图 3 所示。

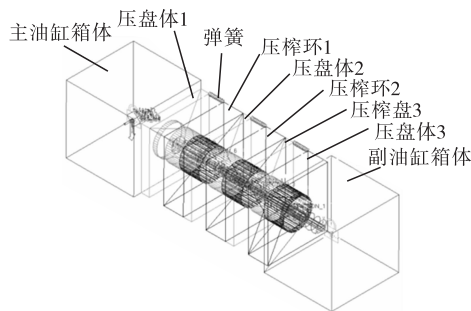


图 3 全自动三缸卧式液压榨油机简化模型结构图
Fig. 3 Structure diagram of simplified model for fully automatic three cylinder horizontal hydraulic press

由图 3 可知:主油缸箱体与副油缸箱体在仿真中充当机架作用,使中间的压榨部件在中间运动,划定了运动范围;在仿真中将压盘体和压榨环的外形均简化为方形,与圆柱形导轨连接的部分对运动仿真无影响被简化,但是压盘体与压榨环的质量影响运动摩擦力的大小,需要单独设定。

2.2 约束设置

三缸液压榨油机压榨机构的运动部件主要做直线运动,利用 ADAMS 的约束库提供的约束副对模型进行运动约束,设计导轨为 2 根圆柱形导轨,但是每个运动部件添加 2 个移动副约束会产生冗余约束,使仿真出错,影响仿真数据的准确性,这里对每个运动部件仅添加 1 个移动副进行约束。各部件所添加的约束副及约束类型如表 1 所示。

表 1 各部件所添加的约束副及约束类型

Table 1 Constraint pairs and types added to each component

| 约束副 | 约束对象 | 约束类型 |
|---------|------------|------|
| Joint_1 | 主油缸箱体 - 大地 | 固定副 |
| Joint_2 | 副油缸箱体 - 大地 | 固定副 |
| Joint_3 | 压盘体 1 - 大地 | 移动副 |
| Joint_4 | 压榨环 1 - 大地 | 移动副 |
| Joint_5 | 压盘体 2 - 大地 | 移动副 |
| Joint_6 | 压榨环 2 - 大地 | 移动副 |
| Joint_7 | 压盘体 3 - 大地 | 移动副 |
| Joint_8 | 压榨环 3 - 大地 | 移动副 |

2.3 仿真力添加

2.3.1 接触力

添加约束副后对模型添加仿真力:重力已经被添加,方向为竖直向下,符合实际情况;运动过程中运动部件可能会发生接触碰撞,需要为可能发生接触的运动部件添加接触力,选择运动部件后,将接触类型定义为碰撞,摩擦力定义为库仑力;压榨环与压盘体在导轨上运动有摩擦力作用,且摩擦力为主要阻力,不可以忽略,对压榨环及压盘体定义运动摩擦力,设计压盘体、压榨环装有黄铜材质滑动轴承,则压盘体、压榨环与不锈钢材质圆柱形导轨间为黄铜-不锈钢摩擦副。经查《机械设计手册》可知,黄铜-不锈钢摩擦副动摩擦系数为 0.19,考虑到装配精度等问题,适当放大摩擦系数,设定压盘体及压榨环动摩擦系数为 0.3,最大静摩擦系数为 0.5。对于重力充当压力的物体,摩擦力(f)按公式(1)计算。

$$f = \mu \cdot m \cdot g \quad (1)$$

式中: μ 为摩擦系数; m 为物体质量,kg; g 为重力加速度, m/s^2 。

由公式(1)计算可得:质量为 220 kg 的压榨环动摩擦力 f_1 为 646.8 N,静摩擦力 f_1' 为 1 078 N;质量为 170 kg 的压盘体动摩擦力 f_2 为 499.8 N,静摩擦力 f_2' 为 833 N。

2.3.2 弹力

在仿真中添加弹簧,为保证压榨环随压盘体运动且压榨腔内物料不泄漏,设计压榨环与压盘体运动过程中缝隙要尽可能小,压盘体设计 20 mm 凸台嵌入压榨环中,则认为当缝隙大于 20 mm 时必定发生漏料现象,即弹簧需在 20 mm 变形内提供足够大的弹力推动压榨环运动,使弹力与压榨环所受最大静摩擦力相等,弹簧变形量计算见公式(2)。

$$L = P/k \quad (2)$$

式中: L 为弹簧变形量,mm; P 为工作载荷,N;

k 为弹簧刚度, N/mm。

由公式(2)计算可得,在 20 mm 行程内克服最大静摩擦力(1 078 N)所需最小弹簧刚度为 53.9 N/mm,即当弹簧刚度小于 53.9 N/mm 时,系统稳定性较差,同时为避免关键节点数据缺失,圆整弹簧刚度为 50 N/mm,因此弹簧刚度仿真初步设计为 50 N/mm。为模拟压榨过程,在相邻压盘体间添加仿真力,本设备主要用于核桃浆料的压榨制油,根据核桃浆料压榨试验结果,当物料压强达到 50 MPa 后继续提高物料压强,饼残油率下降不明显,可以设计压榨腔内物料压强为 50 MPa,固体压强计算见公式(3)。

$$p = F_1/A \quad (3)$$

式中: p 为压强,MPa; F_1 为压力,N; A 为压力作用面积, mm^2 。

由公式(3)根据压盘体端面面积 $3.530 \times 10^4 \text{ mm}^2$ 计算可得 50 MPa 下压榨腔的压力为 $1.765 \times 10^6 \text{ N}$,由于不同物料压榨过程中变形与受力曲线略有不同,可以使用线性曲线进行近似替代,并且使用线性曲线在压榨初期的压力较大,对弹簧设计要求更高,设计结果稳定性更好,满足仿真需求。在仿真中可以将压力近似替代为弹簧力,将最大压缩力及压榨行程 66 mm 代入公式(2)计算可得替代压榨力的弹簧刚度为 $2.674 2 \times 10^4 \text{ N/mm}$ 。

2.4 驱动设置

对于三缸液压榨油机压榨过程中主油缸推进压榨、主油缸复位、副油缸推进卸饼、副油缸复位 4 个步骤,添加不同驱动及仿真力。

(1)主油缸推进压榨。为模拟主油缸活塞推动压盘体运动的压榨过程,在临近主油缸箱体的压盘体 1 的移动副上添加驱动,驱动方式为位移驱动,由于仿真中机构运行速度大小对仿真结果无影响,为缩短计算时间可稍微增大机构运行速度,设置位移与时间的关系为压盘体运动 1 s 的位移为 10 mm,设计运动行程为 200 mm,即设定仿真时间为 20 s。

(2)主油缸复位。主油缸复位时,压榨腔内的物料被压实,其对压榨部件复位提供的压榨力可忽略不计,需要移除模拟此压榨力的弹簧力,在靠近主油缸的压盘体添加驱动力,利用移动副驱动测量所需驱动力大小,使用 STEP 函数模拟驱动力及主油缸泄压过程,驱动力函数为 $\text{STEP}(t,0,0,20,F) + \text{STEP}(t,20,0,22,-F)$,为使机构在仿真时间内充分运动,延长仿真时间至 30 s。

(3)副油缸推进卸饼。为模拟副油缸活塞推动

压榨环运动的卸饼过程,在靠近主油缸箱体的压榨环 1 的移动副上添加驱动,驱动方式为位移驱动,位移与时间的关系同主油缸推进压榨,设计运动行程为 100 mm,即设定仿真时间为 10 s;为模拟压榨环拉环与压盘体拉环,同时尽量减少接触力的添加,利用固定副对 3 个压榨环进行两两固定,同样地,利用固定副对 3 个压盘体及副油缸箱体进行固定。

(4)副油缸复位。通过(3)仿真对驱动力进行测量,在靠近主油缸的压榨环 1 上添加驱动力,使用 STEP 函数模拟驱动力及主油缸泄压过程,驱动力函数为 $\text{STEP}(t,0,0,10,F') + \text{STEP}(t,10,0,12,-F')$,为使机构在仿真时间内充分运动,延长仿真时间至 20 s。

3 全自动三缸卧式液压榨油机压榨机构仿真分析

3.1 弹簧刚度仿真分析

弹簧刚度设计与主油缸推进压榨过程相关,主要负责推动压榨环运动,可以将压榨环与压盘体同步性即运动过程中压榨环与压盘体间的最大缝隙作为评价指标,对弹簧机构进行仿真设计。对主油缸压榨过程进行仿真,仿真初始位置及结束位置分别如图 4 所示。

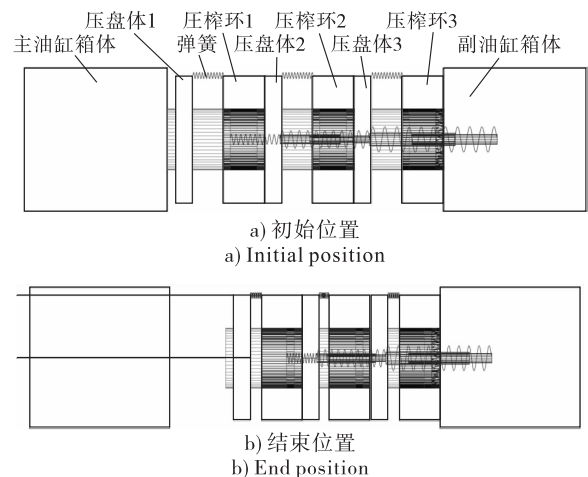


图 4 主油缸压榨过程仿真

Fig.4 Simulation of the main cylinder pressing process

利用 ADAMS 软件对压榨环与压盘体质心位置添加测量,利用后处理对质心运动曲线进行处理,测量得到曲线最大值即运动过程中压榨环与压盘体最大缝隙随弹簧刚度的变化情况,如图 5 所示。

由图 5 可知,随弹簧刚度的增加,压榨环与压盘体的最大缝隙总体呈减小趋势,其中:当弹簧刚度为 130 N/mm 时最大缝隙最小,为 4.72 mm;当弹簧刚度大于 130 N/mm 时,由于碰撞撞击压盘体造成压

榨环反弹产生缝隙,反而使最大缝隙增大,但是最大缝隙基本在 5 mm 左右波动,继续增大弹簧刚度对机构最大缝隙影响不大,反而会增大压榨阻力,浪费动力。因此,最优弹簧刚度为 130 N/mm。

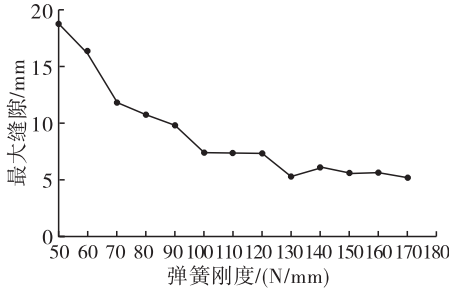


图 5 最大缝隙随弹簧刚度的变化情况
Fig. 5 Variation of maximum gap with spring stiffness

3.2 弹簧预紧力仿真分析

弹簧预紧力设计与主油缸复位、副油缸复位相关,弹簧机构在主油缸推进压榨结束后推动压榨盘与压榨环进行复位,同样地,在副油缸推进卸饼结束后推动压榨环进行复位。分别对主油缸复位过程和副油缸复位过程进行仿真,由 3.1 可知弹簧刚度为 130 N/mm,两次仿真分析预紧力均从 0 N 开始计算。

3.2.1 主油缸复位过程

首先对驱动力进行测量,完善驱动力方程,进行主油缸复位过程的仿真分析,仿真初始位置与图 4a 相同,仿真结束位置如图 6 所示。

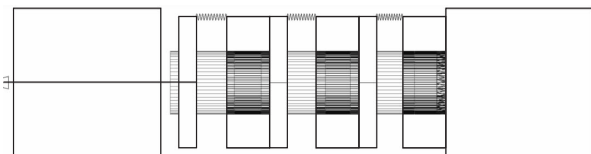


图 6 主油缸复位过程仿真结束位置
Fig. 6 End position of simulation of the main cylinder reset process

由图 6 可知,当弹簧刚度为 130 N/mm、预紧力为 0 N 时,依靠弹簧压缩进行复位过程中压盘体 1 与主油缸箱体存在较大缝隙,无法恢复到初始位置。对 3 个压盘体添加测量,测量其质心运动规律,结果如图 7 所示。

由图 7 可知,当仿真模拟 20 s 时主油缸推力逐渐减小,3 个压盘体开始复位运动,运动到 22 s 时 3 个压盘体均停止运动,其中压盘体 1 运动结束时偏离原位置最远,偏移距离为 31.99 mm(即压盘体 1 与主油缸箱体间的缝隙大小),压盘体 2 次之,压盘体 3 偏离原位置最近。

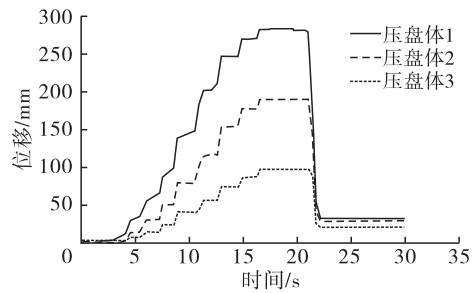


图 7 主油缸复位过程压盘体质心运动规律
Fig. 7 Movement law of the masscenter of pressure plate body during the reset process of the main cylinder

在主油缸复位过程中,所有部件能否复位到初始位置为研究重点,可以用压盘体 1 与主油缸箱体间的缝隙大小描述复位情况,即当压盘体 1 复位时代表所有部件均可复位。压盘体 1 与主油缸箱体间缝隙随弹簧预紧力变化情况如图 8 所示。

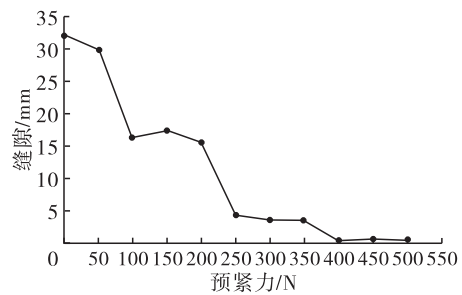


图 8 压盘体 1 与主油缸箱体间缝隙随弹簧预紧力变化情况

Fig. 8 Gap between the pressure plate body 1 and the main cylinder housing varies with the preload force of the spring

由图 8 可知,随弹簧预紧力的增大,压盘体 1 与主油缸箱体间的缝隙总体呈减小趋势,当预紧力增大到 400 N 后,缝隙趋于 0,满足设计要求,为避免消耗液压力,弹簧预紧力取 400 N 为宜。

3.2.2 副油缸复位过程

首先对副油缸推进卸饼过程进行仿真,测得运动过程中最大驱动力,仿真初始位置与图 4a 相同,仿真结束位置如图 9 所示。



图 9 副油缸推进卸饼过程仿真结束位置
Fig. 9 End position of simulation of auxiliary cylinder pushing and unloading cake process

利用驱动力的测量值完善驱动力方程,对副油缸复位过程进行仿真,仿真初始位置与图4a相同,仿真结束位置如图10所示。

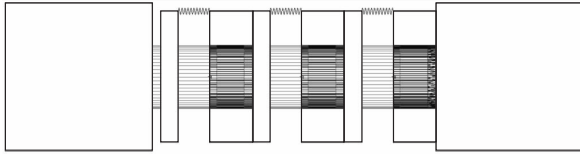


图10 副油缸复位过程仿真结束位置

Fig. 10 End position of simulation of auxiliary cylinder reset process

当弹簧刚度为130 N/mm、预紧力为0 N时,对3个压榨环添加测量,得到其质心水平方向运动规律,结果如图11所示。

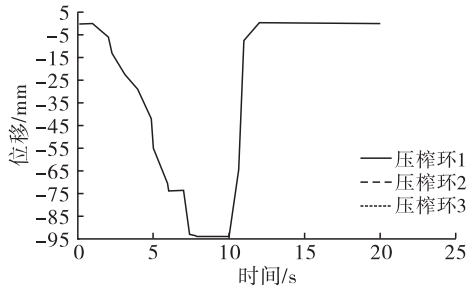


图11 副油缸复位过程压榨环质心运动规律
Fig. 11 Motion law of the mass center of the pressing ring during the reset process of the auxiliary cylinder

由图11可知,3个压榨环质心运动曲线重叠,在0~8 s时水平向左方向运动,在10 s时驱动力逐渐减小,之后压榨环在弹簧的作用下水平向右运动,最终在12 s时停止运动,回到初始位置。因此,当弹簧刚度为130 N/mm、预紧力为0 N时可以实现压榨环复位到初始位置,无须额外添加预紧力。

综上,弹簧机构预紧力选取主油缸复位过程与副油缸复位过程中的最大值,即主油缸复位过程所需预紧力400 N。

4 全自动三缸卧式液压榨油机综合设计与试验验证

4.1 压榨机构设计

为保证压榨机构受力均匀且稳定运行,在压盘体与压榨环上对称开孔安装4个弹簧,较深的开孔不仅可以防止运行过程弹簧崩出,也为弹簧提供更大的活动空间。为使卸饼过程压榨环运动行程满足设计要求,且压盘体凸出部分不至于过长,可以减薄压榨环压榨主体以外部分,对应地,在压盘体与压榨环凸出部分接触位置开槽,以此满足卸饼过程中所需行程。压榨机构设计局部图如图12所示。

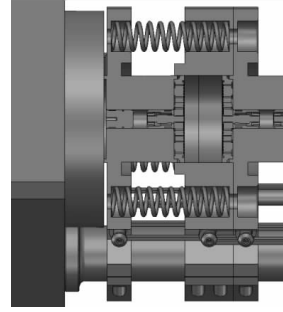


图12 压榨机构设计局部图

Fig. 12 Partial diagram of squeezing mechanism design

4.2 弹簧设计

根据仿真结果对弹簧进行综合设计^[11-12],得到弹簧设计刚度为130 N/mm,预紧力为400 N,弹簧运动行程为130 mm,同时由于压盘体与压榨环间并联布置了4根弹簧,弹簧并联结构的总刚度为各弹簧刚度的累加,则每根弹簧的刚度为32.5 N/mm,预紧力为100 N。

根据仿真结果进行压缩圆柱弹簧设计计算,得到最小工作载荷(P_1)为100 N,最大工作载荷(P_n)为4 325 N,工作行程为130 mm,根据工作载荷查《机械设计手册》初选弹簧中径(D)为65 mm。压缩圆柱弹簧设计计算见公式(4)。

$$\frac{8}{\pi} KC^3 = \frac{\tau D^2}{P_n} \quad (4)$$

式中: K 为曲度系数; C 为旋绕比; τ 为切应力,MPa。根据弹簧工作受载荷情况取0.58倍材料屈服极限, τ 取808 MPa。

根据公式(4)等号右侧计算结果查《机械设计手册》,初定 K 为1.239, C 为6.3。选择材料直径(d)为10 mm,根据公式(5)、公式(6)计算实际旋绕比(C)和曲度系数(K)。

$$C = D/d \quad (5)$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (6)$$

由公式(5)计算得实际旋绕比(C)为6.5,由公式(6)计算得实际曲度系数(K)为1.231。

由公式(2)计算可得,最小工作载荷下的变形量(L_1)为3.08 mm,最大工作载荷下的变形量(L_n)为133.08 mm;同时根据弹簧的工作区应在全变形量的20%~80%的规定,取最大工作载荷下的变形量为压并时变形量(L_b)的65%,则 L_b 为204.74 mm。由公式(2)得压并载荷(P_b)为6 654.05 N。

弹簧有效圈数(n)计算见公式(7)。

$$n = \frac{Gd^4 L_n}{8P_n D^3} \quad (7)$$

式中: G 为切变模量,79 000 MPa。

由式(7)计算可得, n 为 11.06, 选取 n 为 11, 总圈数 $n_1 = n + 2 = 13$ 。

压并高度(H_b)计算见公式(8)。

$$H_b = (n + 1.5)d \quad (8)$$

由公式(8)计算可得 H_b 为 125 mm, 则自由高度 $H_0 = H_b + L_b = 329.74$ mm。 H_0 取 330 mm 时, 节距 $t_1 = (H_0 - 1.5d)/n = 28.64$ mm, 螺旋角 $\alpha = \arctan \frac{t_1}{\pi D} = 7.98^\circ$, 展开长度 $L_0 = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha} = 2680.10$ mm; 实际弹簧刚度(k')计算见公式(9)。

$$k' = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad (9)$$

由公式(9)得实际弹簧刚度为 32.69 N/mm, 与设计目标(32.5 N/mm)相符。

对弹簧进行稳定性及强度验算。弹簧高径比 $b = H_0/D = 5.07 < 5.3$, 说明弹簧稳定性良好, 无须额外添加导杆。强度安全系数(S)计算见公式(10)。

$$S = \frac{\tau_p}{\tau_{\max}} \quad (10)$$

式中: τ_p 为弹簧材料的屈服极限, 1 373 MPa; τ_{\max} 为最大工作载荷所产生的最大切应力, MPa。

τ_{\max} 的计算见公式(11)。

$$\tau_{\max} = \frac{8KD}{\pi d^3} P_n \quad (11)$$

由公式(11)计算得 τ_{\max} 为 881.69 MPa, 代入式(10)得 S 为 1.56, 满足许用安全系数(S_p)1.3 ~ 1.7 的要求。

综上, 按照仿真结果对压缩圆柱弹簧进行设计, 弹簧刚度为 32.69 N/mm, 材料直径为 10 mm, 自由高度为 330 mm, 中径为 65 mm, 有效圈数为 11 圈, 稳定性及强度校核满足要求。为配合压榨机构设计, 避免装配误差, 实际安装高度为 325 mm, 实际预紧力为 163.45 N。

4.3 试验验证

将设计好的弹簧装入设备中, 完成全自动三缸卧式液压榨油机装配, 如图 13 所示。

如图 13 所示, 在压榨腔内充满油料, 进行压榨动作试验, 从 0 MPa 升压到 50 MPa, 在运行过程中分别测量每个压盘体及压榨环在 2 根导轨位置处的间隙大小, 计算出每组压榨环与压盘体间隙平均值, 得到压榨环与压盘体的轴向间隙大小, 分析运行间隙与运行时间关系。机构运行过程中压榨环与压盘体的轴向间隙随时间变化情况如图 14 所示, 图 14 中代号 1 ~ 3 分别代表从左到右的 3 组压榨环与压盘体的轴向间隙。

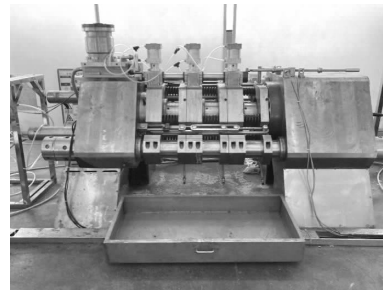


图 13 全自动三缸卧式液压榨油机
Fig. 13 Fully automatic three cylinder horizontal hydraulic press

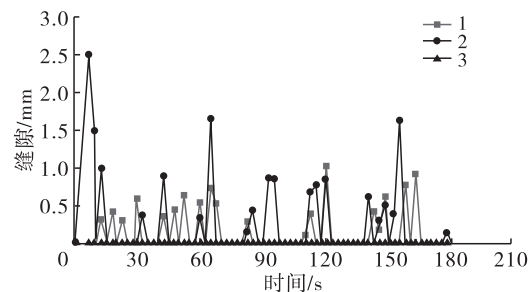


图 14 压榨过程中压榨环与压盘体的轴向间隙随时间变化情况

Fig. 14 Variation of the axial gap between the pressing ring and the pressure plate body over time during the pressing process

由图 14 可知, 各压榨环与压盘体最大间隙为 2.54 mm, 比仿真结果(4.72 mm)小, 这是由于弹簧机构实际刚度与实际预紧力略大于仿真条件设置。以设计最大间隙 20 mm 与运行最大间隙比值计算得到安全系数为 7.87, 压榨过程无开缸漏料情况发生, 主副油缸复位过程能够准确复位, 各部件运动符合设计要求。

5 结论

在 ADAMS 中对全自动三缸卧式液压榨油机压榨机构进行动力学仿真, 分析压榨机构在不同运行步骤过程的工作性能, 对其运行中的关键参数——部件间间隙、关键部件质心位移进行测量分析, 将实际机构的运动情况可视化, 便于找到实际运动规律。

(1) 利用软件中的弹簧力模块对压榨机构的弹簧机构进行仿真模拟, 通过仿真试验确定弹簧参数, 压榨过程中弹簧刚度为 130 N/mm 时, 运行情况最佳且能量损失较小; 主油缸复位过程中弹簧预紧力超过 400 N 时才能复位, 副油缸复位过程无须弹簧预紧力即可复位。综合考虑, 选择弹簧刚度为 130 N/mm, 安装预紧力为 400 N, 对于设备的 4 根弹簧并联布置方式, 可以选择 4 根弹簧刚度为 32.5 N/mm, 安装预紧力为 100 N。

(下转第 147 页)

- 工艺研究[J]. 中国油脂, 2016, 41(11): 36-40.
- [7] 朱东奇, 李道明, 王卫飞, 等. 两步酶法合成富含 EPA/DHA 甘油酯的研究[J]. 中国油脂, 2016, 41(12): 46-49.
- [8] 洪育春, 王洪国, 胡爱军, 等. 棕榈油的超声辅助水解研究[J]. 食品研究与开发, 2018, 39(8): 88-92.
- [9] YANG G, TONG T, YANG Y, et al. Amano lipase PS-catalyzed hydrolysis of pine nut oil for the fatty acids production using deep eutectic solvent as co-solvent[J]. J Oleo Sci, 2019, 68(10): 977-988.
- [10] 张松松, 苏良佳, 吴阳, 等. 山茶油碱催化水解工艺研究[J]. 福建师范大学学报(自然科学版), 2019, 35(4): 44-49.
- [11] WONG W K L, WAHAB R A, ONOJA E. Chemically modified nanoparticles from oil palm ash silica-coated magnetite as support for *Candida rugosa* lipase-catalysed hydrolysis: Kinetic and thermodynamic studies[J]. Chem Pap, 2020, 74(4): 1253-1265.
- [12] MORAIS JUNIOR W G, FERNANDEZ-LORENTE G, MANUEL GUIBAN J, et al. Production of omega 3 polyunsaturated fatty acids through hydrolysis of fish oil by *Candida rugosa* lipase immobilized and stabilized on different supports [J]. Biocatal Biotransfor, 2017, 35(1): 63-73.
- [13] YILMAZ E, CAN K, SEZGIN M, et al. Immobilization of *Candida rugosa* lipase on glass beads for enantioselective hydrolysis of racemic naproxen methyl ester[J]. Bioresour Technol, 2011, 102(2): 499-506.
- [14] KAUR S, DAS M. Functional foods: An overview[J]. Food Sci Biotechnol, 2011, 20(4): 861-875.
- [15] 吕凯波, 杨文婷, 吴士筠, 等. 超声波辅助脂肪酶水解红花籽油条件优化与动力学[J]. 食品工业科技, 2018, 39(13): 161-166.
- [16] 向小乐, 余佳, 杨万根, 等. 响应曲面法优化茶叶籽油超声辅助 LVK 脂肪酶酶解工艺[J]. 食品工业科技, 2015, 36(18): 238-243.
- [17] 向小乐. 超声作用下脂肪酶催化茶叶籽油水解工艺优化及反应动力学研究[D]. 湖南 吉首: 吉首大学, 2016.
- [18] 武林贺. 原生态椰子油及其衍生物的制备及特性研究[D]. 海口: 海南大学, 2017.
- [19] PHUAH E T, LAI O M, CHOONG T S Y, et al. Kinetic study on partial hydrolysis of palm oil catalyzed by *Rhizomucor miehei* lipase [J]. J Mol Catal B - Enzym, 2012, 78: 91-97.
- [20] 范修霖, 王鹏飞, 滕士奇, 等. 皱褶假丝酵母脂肪酶催化水解大豆油工艺优化及机制研究[J]. 中国油脂, 2022, 47(10): 89-95.
- [21] 李法香, 孔永平, 张环平. 餐饮废油脂亚临界水解反应及其动力学研究[J]. 中国油脂, 2018, 43(11): 54-56, 85.
- [22] XIAO Z, YANG W, YAN F, et al. Assembly of calix[4]arene carboxylic acid derivatives by hydrogen bonding[J]. Cryst Eng Comm, 2019, 21(3): 439-448.
- [23] 向小乐, 黄群, 杨万根, 等. 超声波辅助脂肪酶水解茶叶籽油条件的优化与动力学研究[J]. 食品与发酵工业, 2015, 41(2): 141-146.

(上接第 134 页)

(2) 按照仿真结果对弹簧进行设计, 设计的压缩圆柱弹簧刚度为 32.69 N/mm, 材料直径为 10 mm, 自由高度为 330 mm, 中径为 65 mm, 有效圈数为 11 圈, 安装预紧力为 163.45 N, 稳定性及强度均校核合格, 满足要求。

(3) 将设计好的弹簧安装到榨油机上进行验证试验, 试验中设备运行情况良好, 动作均符合设计要求, 运行过程最大轴向缝隙仅为 2.54 mm。实际生产中为保证稳定性, 弹簧刚度与安装预紧力不宜低于本研究设计结果, 但是过大的弹簧刚度与安装预紧力会造成压榨腔内压力损失, 提高成本; 利用 ADAMS 指导实际设计的弹簧能够满足运行需求, 利用虚拟样机能够进行机构参数设计, 同时减少了试错成本, 提高了设计效率。

参考文献:

- [1] 鲁海龙, 梁宇柱. 核桃制油榨油机的比较与选择[J]. 中国油脂, 2010, 35(5): 68-70.
- [2] 刘印志. 液压压榨制油装置的设计与试验研究[D]. 北京: 中国农业机械化科学研究院, 2018.
- [3] 吴凤智, 周鸿翔, 柳荫, 等. 液压冷榨提取核桃油工艺研究[J]. 食品科技, 2014, 39(1): 182-186.
- [4] 王致凯. 我国农用榨油机械发展概况[J]. 中国油脂, 1992(S1): 96-103.
- [5] 韩晓丹, 胡居吾, 熊伟, 等. 新型液压驱动式山茶籽榨油装置设计[J]. 中国油脂, 2018, 43(6): 150-152.
- [6] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [7] 石明全, 张鹏, 范树迁, 等. 基于多接触约束的动力学仿真计算效率[J]. 机械工程学报, 2010, 46(7): 108-113.
- [8] 石明全. 基于 ADAMS 的多接触问题研究[J]. 计算机工程与应用, 2004, 40(29): 220-222.
- [9] KLISCH T. Contact mechanics in multibody systems [J]. Mech Mach Theory, 1999, 34(5): 665-675.
- [10] SHARF I, ZHANG Y N. A contact force solution for non-colliding contact dynamics simulation [J]. Multibody Syst Dyn, 2006, 16(3): 263-290.
- [11] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [12] 吴宗泽. 机械设计师手册[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.