

基于 AMESim 和 Simcenter 3D 的齿梳式油茶果 采摘机联合仿真

马 喆,高自成*,李立君,万晋廷

(中南林业科技大学 机电工程学院,湖南 长沙 410004)

摘 要:为了检验齿梳式油茶果采摘机与液压系统的设计是否满足工作要求,运用 AMESim 和 Simcenter 3D 软件建立采摘机与液压系统的联合仿真模型,通过彼此的软件接口以 AMESim 为主要平台进行联合仿真,得到作为执行机构的 3 个液压缸的压力、流量、负载、速度、位移参数随时间变化的曲线图,并进行分析。结果表明,齿梳式油茶果采摘机可以正常工作,设计满足工作要求。

关键词:AMESim;Simcenter 3D;采摘机;联合仿真

中图分类号:S766.222 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-7461(2021)02-0289-08

Co-simulation of Toothed Comb Oil Tea Fruit Picking Machine Based on AMESim and Simcenter 3D

MA Zhe,GAO Zi-cheng*,LI Li-jun,WAN Jin-ting

(School of Machine and Electricity,Central South University of Forestry and Technology,Changsha 410004,Hunan,China)

Abstract: The objective of this study was to test the feasibilities of a toothed comb oil tea fruit picking machine and its hydraulic system. AMESim and Simcenter 3D software were applied to establish the co-simulation model for the picking machine and hydraulic system. The co-simulation was conducted by the software interfaces of each other with AMESim as the main platform. The change curves of the relative parameters of the three hydraulic cylinders that were used as actuators were obtained,including pressure,flow rate,load,speed and displacement. The analysis results showed that the picking machine could work normally and the design could meet the working requirements.

Key words: AMESim; Simcenter 3D; picking machine; co-simulation

为了满足机械化采摘油茶果的要求,设计了一款齿梳式油茶果采摘机^[1]。采摘机的核心部分是一个采摘机械臂和与之匹配的液压系统,采摘机工作时,作为驱动机械臂运动的 3 个液压缸的负载是不断变化的,这会对液压缸等液压元件的选型和计算造成很大的困难,仅经过理论计算设计的液压系统很难保证一定满足工作要求,需要在实际生产之前对其进行精确地仿真分析验证。

采用同属西门子公司的软件 AMESim 和 Simcenter 3D 分别搭建采摘机的液压系统模型和机械臂的动力学模型,并以 AMESim 为主要仿真平台。

利用 2 个软件间的接口进行联合仿真,并对仿真结果进行分析来验证采摘机设计的合理性。联合仿真能使数据在 2 个软件间实时相互交换,可以准确地反应不同时刻下系统与负载的真实关系。

1 采摘机械臂工作原理分析

齿梳式油茶果采摘机的结构如图 1 所示,2 个主臂液压缸和副臂液压缸共同控制采摘机械臂在竖直平面内的运动,采摘马达通过减速机和带传动带动梳齿采摘头旋转来采摘油茶果,立柱回转马达通过减速器和齿轮机构带动机械臂旋转来调整采摘角

收稿日期:2020-06-15 修回日期:2020-10-08

基金项目:芦苇笋智能采收关键技术与装备研发(2019NK2022);中南林业科技大学博士科研经费项目(11180517)。

作者简介:马 喆,硕士在读。研究方向:现代林业技术及装备。E-mail:921830818@qq.com

*通信作者:高自成,博士,副教授,硕士生导师。研究方向:林业机械。E-mail:gzc1968@126.com

度^[2]。其中元件 3、4、5、8 和 5、6、7、12 分别组成 2 个平行四边形机构,使采摘平台始终保持与地面平行。

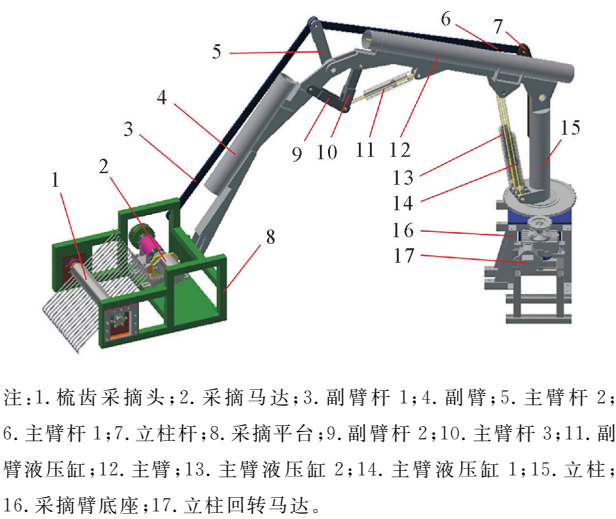


图 1 齿梳式采摘机结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of toothed comb picking machine

2 采摘机械臂的理论计算

2.1 采摘机械臂执行机构的最大负载计算

图 2 为采摘机械臂的力学模型与实物模型的对比图,实物模型零件过多。为了减少理论计算的工作量,需要把实物模型简化成力学模型,把副臂杆 1、主臂杆 1 和主臂杆 2 去掉,将其质量分别加到主副臂上,用采摘平台代替整个采摘头组件(即采摘平台质量改为整个采摘头组件质量),保持了机械臂整体质量不变。将副臂液压缸和主臂杆 3 的重力纳入主臂的重力 G_1 ,并设主臂、副臂液压缸和主臂杆 3 的重心位于主臂 BF 上,并忽略副臂液压缸活塞杆运动时由于液压油流动而引起的重力变化;将副臂杆 2 的重力纳入副臂的重力 G_2 ,并设副臂和副臂杆 2 的重心位于副臂 FI 上,采摘头的重力为 G_3 ,并设其重心位于副臂的末端 I 点上。

其中, L_1 到 L_{10} 分别为相关构件的长度和 3 个重心的位置, L 和 L_0 分别表示主副臂液压缸活塞杆未伸出时的 2 个耳环铰链中心之间的长度, x , y 分别表示主副臂液压缸活塞杆在液压油的推动下伸出的长度。主臂液压缸的驱动力为 F_1 ,方向沿着主臂液压缸两个耳环铰链中心的连线 AC 指向 C 点,副臂液压缸的驱动力为 F_2 ,方向沿着副臂液压缸两个耳环铰链中心的连线 DH 指向 H 点。

先推导某一时刻主臂液压缸活塞杆的静态负载公式:

当机械臂静态平衡时,力 F_1 、 G_1 、 G_2 和 G_3 对 B 点的主矩等于 0,此时有:

$$\begin{aligned} \sum M_B(F) &= 0 \\ M_{F_1} + M_{G_1} + M_{G_2} + M_{G_3} &= 0 \end{aligned}$$

其中:

$$\begin{aligned} M_{F_1} &= F_1 l_1 \sin \angle BAC, M_{G_1} = -G_1 l_5 \sin \alpha \\ M_{G_2} &= -G_2 (l_6 \sin \alpha - l_9 \sin(\alpha + 2\varphi)) \\ M_{G_3} &= -G_3 (l_6 \sin \alpha - l_{10} \sin(\alpha + 2\varphi)) \end{aligned}$$

经过推导,有:

$$\begin{aligned} \sin \angle BAC &= \sqrt{1 - \left(\frac{l_1^2 + (l+x)^2 - l_2^2}{2l_1(l+x)} \right)^2} \\ \alpha &= \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - (l+x)^2}{2l_1 l_2} \\ \varphi &= \arccos \frac{2l_3 l_4 + l_3^2 + l_8^2 - (l_0 + y)^2}{2\sqrt{l_3^2 l_4^2 + l_3^2 l_8^2 + l_3 l_4 (l_3^2 + l_8^2 - (l_0 + y)^2)}} \end{aligned}$$

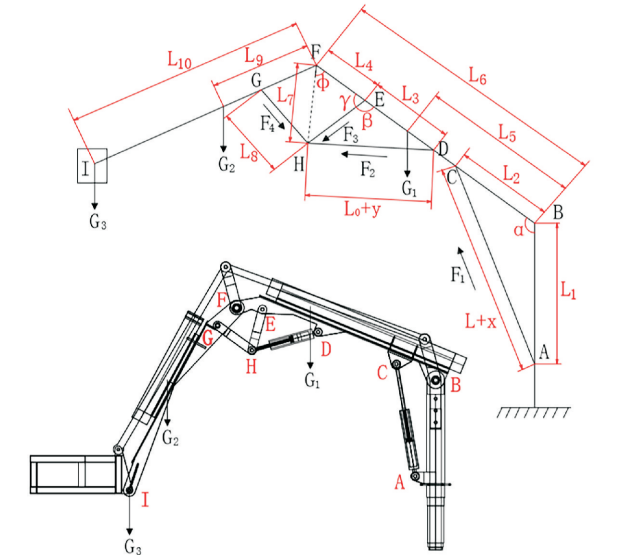


图 2 采摘机械臂的力学模型与实物模型

Fig. 2 Mechanical model and physical model of picking manipulator arm

由于采摘机械臂的结构限制,使得主臂 BF 与副臂 FI 之间的角度变化范围是 $30 \sim 150^\circ$,主臂 BF 与立柱 AB 之间的角度变化范围是 $60 \sim 150^\circ$ 。当采摘臂的总长度在水平方向上达到最大时,即 B 点与 I 点的距离最大且直线 BI 与水平面平行时,主臂、副臂和采摘头的重心到立柱 AB 的距离最大,此时主臂液压缸的静态负载最大,取 $\angle FBI$ 的最大值 150° ,即 $2\varphi = 150^\circ$, $\varphi = 75^\circ$,则 $\alpha = 90^\circ + \angle FBI$ 。此时主臂液压缸的静态负载最大。

$$\angle FBI = \arccos \frac{l_6^2 + l_{BI}^2 - l_{10}^2}{2l_6 l_{BI}}$$

量取此时的长度 l_{BI} 、 x 和 y ,求出 $\angle FBI$,则 α 、 φ 和 $\angle BAC$ 均已得知,即可求出静态时最大的主臂液压缸的驱动力 F_1 。

将齿梳式采摘机械臂各零件选用的材料密度和尺寸代入到公式中计算得到此时主臂液压缸的总驱

动力 $F_1 \approx 15\,425.8\text{ N}$ 。

由于在实际工作状态中,主臂液压缸的活塞杆经调速阀在液压油的推动下做等速运动。活塞杆在运动的开始和停止 2 个时刻会产生很大的加速度,存在刚性冲击,使液压缸驱动力的大小发生巨大波动,所以主臂液压缸的最大负载 F 等于其最大静态负载乘以一个波动系数,其值通常为 1.3~1.5,这里取中间值 1.4,所以:

$$F=F_1\times1.4=21\,596.12\text{ N}$$

由于主臂为 2 个液压缸并联工作,所以每个主臂液压缸的最大负载 F' 只有 F 的 1/2,所以:

$$F'=0.5\times F=10\,798.06\text{ N}$$

副臂液压缸的最大负载求法与主臂液压缸类似,不再叙述,其值为:

$$F_{\text{副}}=F_2\times1.4=18\,814.32\text{ N}$$

2.2 主副臂液压缸的主要参数计算

先计算主臂液压缸的主要参数。确定工作压力 p_1 和背压 p_2 ,液压执行元件的工作压力 p_1 可以结合《机械设计手册》选取,通过对比不同设备类型选取的压力范围,可以确定齿梳式油茶果采摘机为低压系统,初步选定 $p_1=5\text{ MPa}$,同时取 $p_2=0.2\text{ MPa}$ 。根据选取的工作压力,取活塞杆直径 d 和液压缸内径 D 的比值 $d/D=0.5$ 。

根据单杆活塞缸的推力计算公式,有:

$$F=\left[p_1\frac{\pi}{4}D^2-p_2\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)\right]\eta_m$$

式中, η_m 为液压缸的机械效率,一般 $\eta_m=0.9\sim0.97$,这里选取 $\eta_m=0.94$ 。 F 为上面计算的主臂液压缸最大负载 F' ,将上式变形并将所需参数代入得到液压缸内径 D :

$$D=\sqrt{\frac{4F}{(p_1-0.75p_2)\pi\eta_m}}\approx54.92\text{ mm}$$

将液压缸内径 D 和活塞杆直径 d 按照 $d=0.5D$ 的比值根据国家标准就近圆整为 $D=63\text{ mm}$, $d=32\text{ mm}$ 。

因为主臂液压缸的负载比较大,运动过程中机械臂的惯性比较大,从工作稳定性的角度出发,设定主臂液压缸活塞杆伸出速度为 $v_1=10\text{ mm/s}$,所以根据速比公式有活塞杆收回速度为:

$$v_2=v_1\lambda_v=\frac{v_1}{1-\left(\frac{d}{D}\right)^2}\approx13.33\text{ mm/s}$$

根据选定的主臂液压缸,流入单个主臂液压缸的流量为:

$$q_1=\frac{v_1\pi D^2}{4\eta_v}=\frac{10\times10^{-3}\times\pi\times(63\times10^{-3})^2}{4\times1}\text{ m}^3/\text{s}$$

$\approx1\,870.35\text{ mL/min}$

其中 η_v 为液压缸的容积效率,其值大小与采用的密封形式有关,这里取 $\eta_v=1$ 。

副臂液压缸主要参数的计算与主臂液压缸类似,不再叙述。其液压缸内径 $D=80\text{ mm}$,活塞杆直径 $d=40\text{ mm}$;活塞杆速度为 $v_1=10\text{ mm/s}$, $v_2=13.33\text{ mm/s}$;流入的流量为 $q_2=3\,015.93\text{ mL/min}$ 。

3 建立模型

3.1 采摘机械臂的 Simcenter 3D 机械系统建模

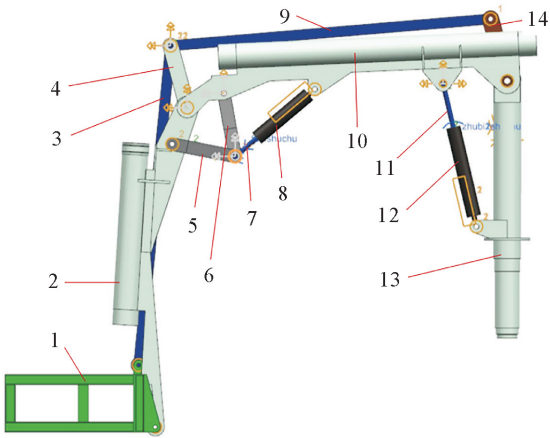
采摘马达和立柱回转马达的仿真将涉及油茶果果柄和树枝的模型。针对研究主题,只对采摘机械臂和主副臂 3 个液压缸的工作进行联合仿真。

根据实际工作流程,设置主副臂液压缸的初始位移均为 50 mm 。对模型做完基本处理后,将其存为 STEP 文件导入 Simcenter 3D 中,对每个零件赋予材料,设置质心和惯性坐标系,根据齿梳式采摘机工作时的实际运动情况,为 Simcenter 3D 中的机械系统模型添加运动副^[3-5]。其运动副分配情况如表 1 所示。

表 1 机械臂运动副设置

Table 1 Manipulator motion pair setting table		
构件 1	构件 2	运动副类型
采摘头	副臂杆 1	旋转副
副臂缸筒	主臂	旋转副
副臂活塞杆	主臂杆 3	旋转副
副臂活塞杆	副臂缸筒	滑动副
副臂	采摘头	旋转副
副臂	副臂杆 2	旋转副
立柱	立柱杆	固定副
立柱	大地	固定副
立柱	主臂	旋转副
主臂杆 1	立柱杆	旋转副
主臂杆 1	主臂杆 2	旋转副
主臂杆 2	副臂杆 1	共线运动副
主臂杆 2	主臂	共线运动副
主臂杆 3	副臂杆 2	共线运动副
主臂缸筒 1	立柱	旋转副
主臂缸筒 2	立柱	旋转副
主臂活塞杆 1	主臂	共线运动副
主臂活塞杆 2	主臂	共线运动副
主臂活塞杆 1	主臂缸筒 1	滑动副
主臂活塞杆 2	主臂缸筒 2	滑动副
主臂	副臂	旋转副
主臂	主臂杆 3	共线运动副

共线运动副作用与旋转副类似,但是它不限制轴向运动,可用于替换因存在过度约束而失效的旋转副。设置完毕后的模型如图 3 所示。



注:1. 采摘头(用采摘平台表示整个采摘头组件);2. 副臂;3. 副臂杆 1;4. 主臂杆 2;5. 副臂杆 2;6. 主臂杆 3;7. 副臂活塞杆;8. 副臂缸筒; 9. 主臂杆 1;10. 主臂;11. 主臂活塞杆(2 个);12. 主臂缸筒(2 个); 13. 立柱;14. 立柱杆。

图 3 采摘机械臂机械系统模型

Fig. 3 Mechanical system model of picking manipulator arm

3.2 设置 Simcenter 3D 的控制输入输出

联合仿真通常会选取一个软件为主要仿真平台,另一个为辅助仿真平台。选取原则为:液压系统复杂时,以 AMESim 为主;机械系统的动力学复杂时,以 Simcenter 3D 为主。在本文中,是以液压系统作为主要方面进行研究的,所以选取 AMESim 为主要仿真平台。

控制输入与控制输出就是在主、副 2 个仿真平台之间实时相互交换来驱动联合仿真持续有效进行的参数。在 Simcenter 3D 中,控制输入为采摘机械臂的动力学模型通过“Simcenter 3D Motion”模块向 AMESim 中的液压系统模型的 3 个液压缸输入活塞杆的位移和速度参数;控制输出为 AMESim 液压系统模型通过“机电模块”向采摘机械臂的动力学模型输出 3 个液压缸活塞杆的受力参数^[6-8]。数据交换过程如图 4 所示。设置完毕后,对解算方案求解并导出“求解器输入文件”。

3.3 基于 AMESim HCD 库的双向液压锁建模与超级元件的制作

双向液压锁在齿梳式采摘机液压系统中是十分重要的元件,在 AMESim 中的 Hydraulic 库中没有现成的液压锁元件,所以需要调用 HCD 库自行对液压锁进行建模并制作成超级元件方便后续使用。

图 5 为双向液压锁的结构原理图。其中,A、B 为液压锁与液压系统连接的 2 个工作油孔,H、K 为液压锁与液压缸连接的 2 个工作油孔。当 B 孔流入压力油时,油液会推开单向阀心 b 经 K 孔流入到液压缸无杆腔中推动活塞杆进行工作,同时压力油也会推动控制活塞 c,使其推开单向阀心 a,使得液

压缸有杆腔中的油液可以经过 H 孔从 A 孔流出回油箱。同理,A 孔流入压力油时液压锁的工作流程与上述相似。当 A、B 油孔均不流入压力油时,单向阀心 a、b 在弹簧的作用下自动复位,液压缸两腔的油液被锁住,液压缸活塞杆就能固定在这个位置,实现液压锁的锁紧功能^[9-11]。

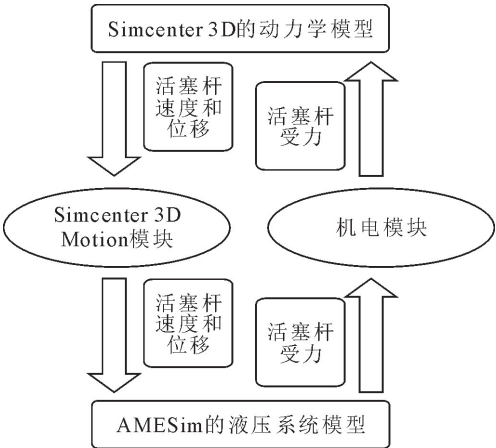


图 4 联合仿真模型数据交换示意

Fig. 4 Schematic diagram of data exchange of co-simulation model

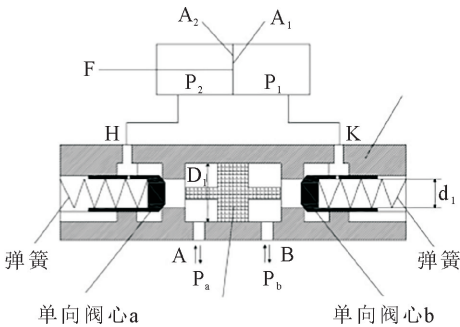


图 5 双向液压锁结构原理

Fig. 5 Schematic diagram of bi-directional hydraulic lock structure

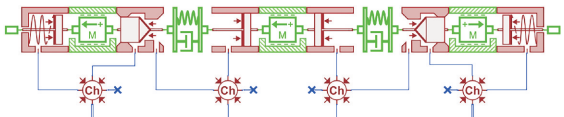


图 6 双向液压锁的 AMESim 模型

Fig. 6 AMESim model of bi-directional hydraulic lock

图 6 为按照液压锁原理建立的 HCD 库模型,然后将其制作成“超级元件”,将“超级元件”的名称设置为“YYS”,接口“1、2”为输入接口,接口“3、4”为输出接口。编辑后的“超级元件”如图 7 所示。

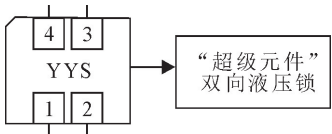


图 7 双向液压锁的超级元件模型

Fig. 7 Super element model of bi-directional hydraulic lock

3.4 基于 AMESim 的联合仿真模型建立

根据齿梳式油茶果采摘机液压系统,在 AMESim 建立相应的模型,从“Interfaces”中调入“Simcenter 3D Motion model”模块。如图 8 所示,模块右侧的 6 个端口(disf 和 velf 分别表示副臂液压缸活塞杆的位移和速度端口,disz1 和 velz1 分别表示主臂液压缸 1 活塞杆的位移和速度端口,disz2 和 velz2 分别表示主臂液压缸 2 活塞杆的位移和速度端口),把 Simcenter 3D 中 3 个液压缸活塞杆的速度和位移输入到 AMESim 中相应的活塞杆上;左侧的 3 个端口(forcef 表示副臂液压缸活塞杆驱动力,forcez1 和 forcez2 分别表示主臂液压缸 1 和 2 的活塞杆驱动力),把 AMESim 中 3 个液压缸活塞杆的驱动力输出到 Simcenter 3D 中相应的活塞杆上。并将模块端口与液压系统相匹配,最终得到采摘机和液压系统的联合仿真模型如图 9 所示^[12-13]。

图9中的5为随时间变化的电信号源,控制着

液压系统的工作流程;9 和 10 分别与 14 的左右端口相连接,作为力、位移和速度参数在 2 个仿真软件中实时交换的工具;11 的作用是让 2 个仿真软件中参数的单位得到统一;12 与 13 组成位移差值减法器,目的是消除 2 个仿真软件中液压缸活塞杆初始位移之间的差值,使液压系统模型与机械系统模型中的液压缸实现动作同步统一(K 值参数设置为初始位移差,通过差值减法器消除)。其余元件均为常规的液压元件。

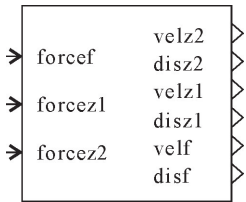
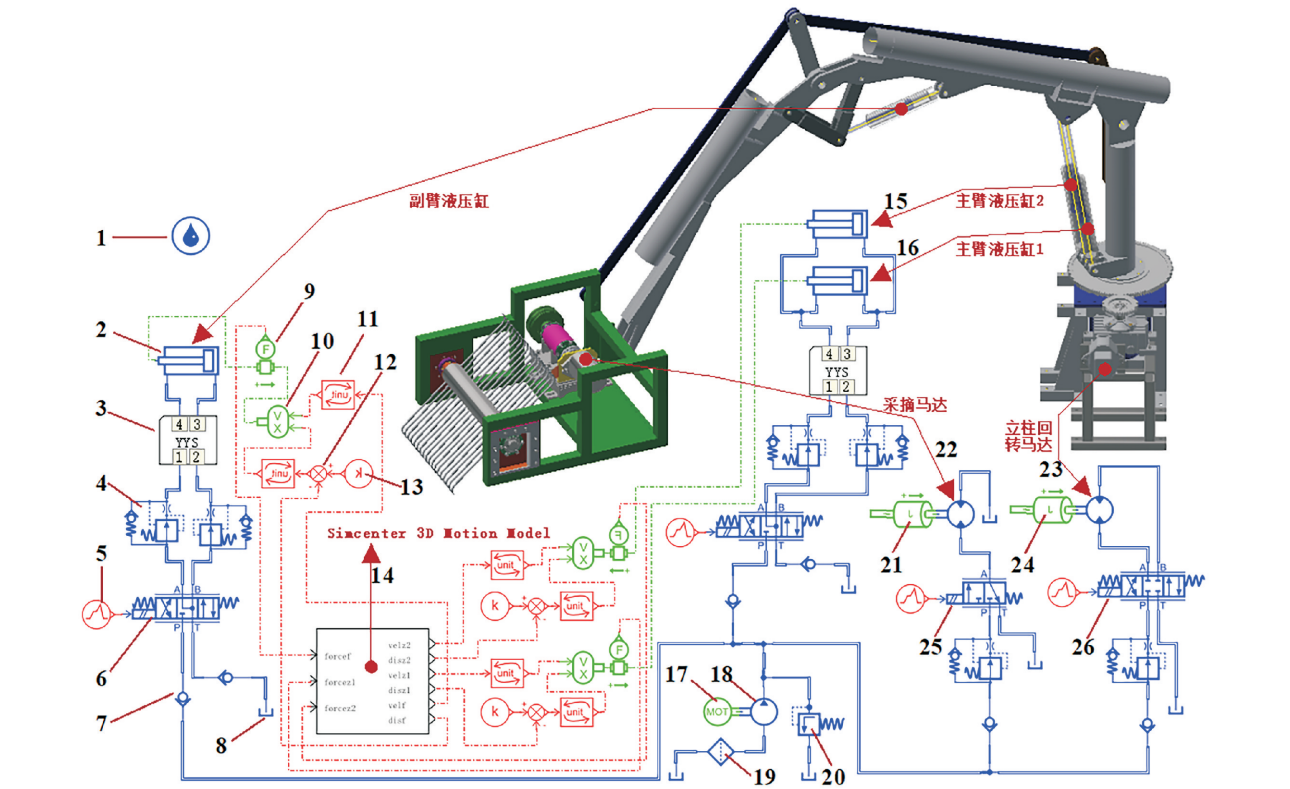


图 8 Simcenter 3D Motion model 模块
Fig. 8 Simcenter 3D motion model module



注:1. 液压油;2. 副臂液压缸;3. 双向液压锁;4. 单向调速阀;5. 分段线性信号源;6. 三位四通 Y 型电磁换向阀;7. 单向阀;8. 油箱;9. 力传感器;10. 位移和速度传感器;11. 单位转换器;12. 差值减法器;13. 固定信号源;14. Simcenter 3D Motion Model 模块;15. 主臂液压缸 2;16. 主臂液压缸 1;17. 恒速原动机;18. 液压泵;19. 滤油器;20. 溢流阀;21. 采摘马达模拟负载;22. 采摘马达;23. 立柱回转马达;24. 立柱回转马达模拟负载;25. 二位三通电磁换向阀;26. 三位四通 O 型换向阀。

图 9 齿梳式油茶果采摘机联合仿真模型

Fig. 9 Co-simulation model of toothed comb oil tea fruit picking machine

采摘臂工作过程的设定:1)采摘臂上升阶段,即主副臂液压缸同时协调工作,使机械臂末端齿梳式采摘头可以迅速灵活地到达预定的工作高度;2)采

摘马达与立柱回转马达工作阶段,即立柱回转马达带动机械臂转动调整角度和采摘马达带动梳齿头旋转采摘油茶果的阶段;3)采摘臂下降阶段,即采摘工

作完成,机械臂回到初始角度后,先主臂保持不动,副臂下降到初始位移,然后副臂保持不动,主臂下降到初始位移的阶段。

液压系统主要参数设置为:液压油密度 920 kg/m³;液压泵排量 32.5 mL/r;电动机转速 408.02 r/min;溢流阀溢流压力 8.84 MPa;滤油器通径 12 mm;单向阀开启压力 0.05 MPa;电磁换向阀额定电流 40mA;单向调速阀的最低工作压力 0.7 MPa;副臂液压缸的内径 80 mm、活塞杆直径 40 mm、有效行程 220 mm、活塞杆初始位移 50 mm;主臂液压缸的内径 63 mm、活塞杆直径 32 mm、有效行程 320 mm、活塞杆初始位移 50 mm。

考虑到油茶果树的实际高度,设定主副臂液压缸活塞杆的最大伸出量为其有效行程的 3/4,再加上主副臂液压缸的初始位移已有 50 mm,所以主副臂液压缸的实际有效行程分别为 190 mm 和 115 mm。根据实际情况设定主副臂液压缸活塞杆伸出速度均为 10 mm/s,速比为 1.33,所以主臂液压缸活塞杆在实际有效行程内完全伸出用时 19 s,完全收回用时 14.25 s;副臂液压缸活塞杆在实际有效行程内完全伸出用时 11.5 s,完全收回用时 8.63 s。设定采摘臂立柱转出和转回均用时 5 s,采摘马达工作用时也为 5 s,所以总仿真时长为 56.88 s。

4 联合仿真结果与分析

4.1 联合仿真结果分析

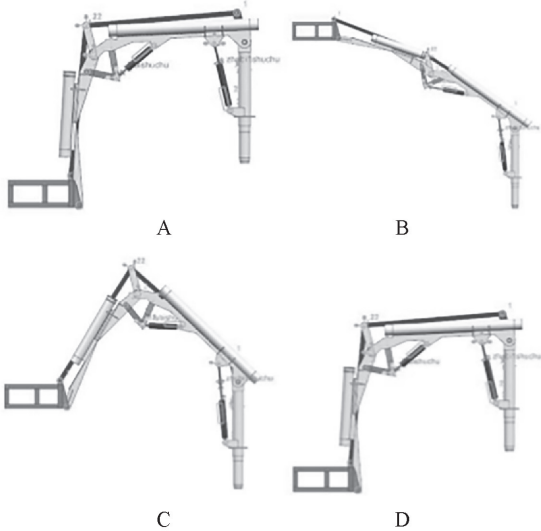
联合仿真完成后,从 Simcenter 3D 截取不同时刻采摘机械臂的状态(图 10)。从 AMESim 中调取主副臂液压缸无杆腔的压力、流量、活塞杆受力、活塞杆速度、活塞杆位移(图 11 和图 12),把主副臂液压缸仿真结果与机械臂各关键时刻的状态对应起来,分析齿梳式油茶果采摘机的工作过程。

图 10 中的 A、B、C、D 4 个状态分别对应图 11、图 12 中的 0、19~34、42.63 s 和 56.88 s。

A 状态为采摘机械臂初始状态,此时采摘机还未开始工作,除位移外的其余参数均为 0(由于主副臂液压缸已有 50 mm 的初始位移)。

A 状态到 B 状态的工作时间为 0~19 s,此过程中副臂液压缸活塞杆位移如图 11 中的(5)先由初始时的 50 mm 经过 11.5 s 伸长到 164.5 mm,然后在 11.5~19 s 保持不动,主臂液压缸活塞杆如图 12 中的(5)从 50 mm 伸长到 239.3 mm;由于活塞杆伸出时是做等速运动,在运动的起点和终点处,速度会发生突变,所以图 11 中(4)的曲线在 0 s 和 11.5 s 处发生突变,0~11.5 s 期间速度均值为 9.968 mm/s,11.5~19 s 期间速度为 0。图 12 中的曲线(4)在 0 s

和 19 s 处发生突变,0~19 s 期间速度均值为 9.974 mm/s;液压缸活塞杆运动速度取决于无杆腔输入流量的大小,所以图 11 与 12 中的(2)与(4)曲线走势相同,且副臂液压缸无杆腔流量在 0~11.5 s 中均值为 3.015 L/min,在 11.5~19 s 中为 0,主臂液压缸无杆腔流量在 0~19 s 中均值为 1.87 L/min;在 0~19 s 期间,副臂液压缸和主臂液压缸活塞杆的最大负载均于 11.5 s 时产生,分别为 16 640 N 和 6 318.37 N;由于液压缸无杆腔压力取决于作用负载的大小,所以图 11 与图 12 中的(1)和(3)曲线的走势相似,副臂液压缸和主臂液压缸无杆腔压力峰值也出现在 11.5 s,分别为 3.29 MPa 和 2.37 MPa。



注:A. 采摘机械臂初始时的位置状态;B. 采摘机械臂在主副臂协调上升后的最大伸展状态;C. 采摘机械臂主臂不动副臂下降完毕时的状态;D. 采摘机械臂主臂下降完毕时(即仿真结束)的状态。

图 10 采摘机械臂模型联合仿真不同时刻的状态

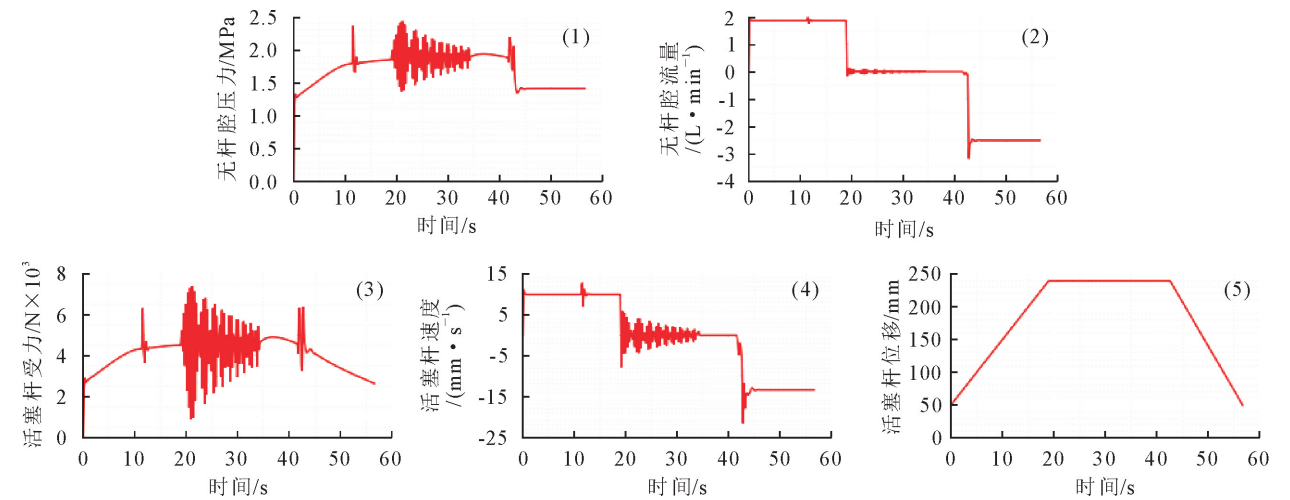
Fig. 10 The picking manipulator model simulates the state diagram of different moments

B 状态为主副臂液压缸活塞杆均处于最大位移时机臂的状态,经历时间为 19~34 s,此时换向阀处于中位,液压缸被双向液压锁锁紧,所以图 12、图 11 中(5)的位移曲线基本保持不变,分别为 239.3 mm 和 164.5 mm,(2)中的无杆腔流量基本保持不变,均为 0,但是由于机械臂具有很大的惯性,产生刚性冲击时会发生连续的振动,所以(1)中无杆腔的压力、(3)中活塞杆的受力和(4)中活塞杆的速度会产生持续的波动,并逐渐衰减。其中主臂液压缸工作全程中的无杆腔最大压力和活塞杆最大负载均于 21.2 s 时产生,分别为 2.44 MPa 和 7 382.63 N。

B 状态到 C 状态的工作时间为 34~42.63 s,此过程中主臂液压缸活塞杆保持不动,副臂液压缸活塞杆位移由最大值收回到初始状态。所以图 12 中主臂液压缸的(2)、(4)、(5)曲线均基本保持不变,

(1)、(3)曲线受到副臂液压缸运动的影响,产生轻微波动;图 11 中副臂液压缸的(5)位移曲线由最大值 164.5 mm 下降到 50.71 mm,(4)活塞杆速度均值为 13.29 mm/s,流量走势与速度相似,(2)无杆腔

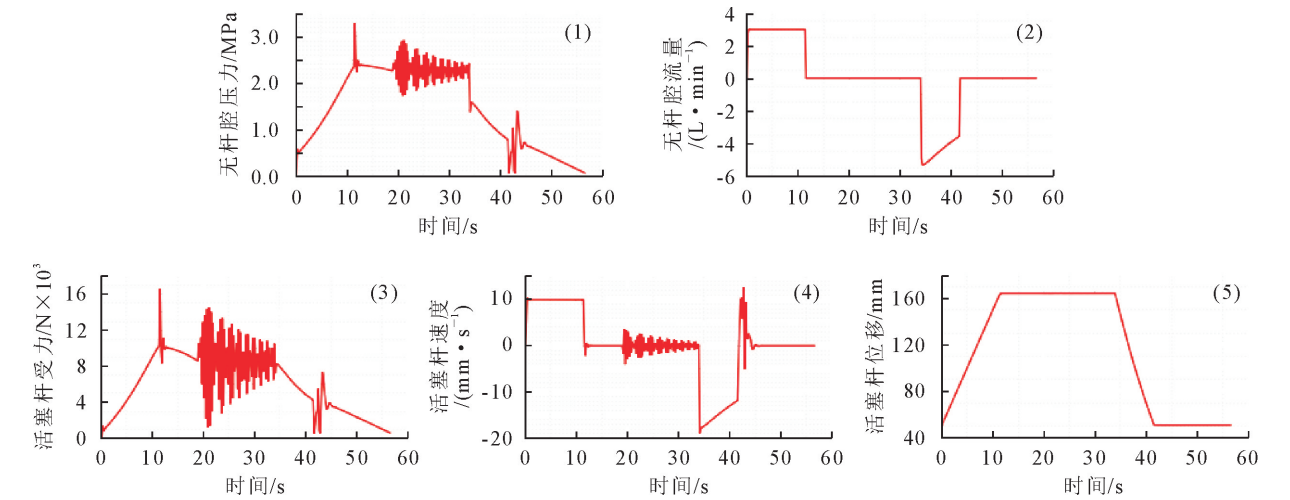
流量均值为 4.01 L/min。
C 状态为采摘机械臂的主臂不动,副臂下降完毕时的状态。此状态为瞬时过度状态,机械臂不在此刻停留,故不做分析。



注:1. 无杆腔压力曲线;2. 无杆腔流量曲线;3. 活塞杆受力曲线;4. 活塞杆速度曲线;5. 活塞杆位移曲线。

图 11 副臂液压缸参数曲线

Fig. 11 Auxiliary arm hydraulic cylinder parameters curve



注:1. 无杆腔压力曲线;2. 无杆腔流量曲线;3. 活塞杆受力曲线;4. 活塞杆速度曲线;5. 活塞杆位移曲线。

图 12 主臂液压缸参数曲线

Fig. 12 Main arm hydraulic cylinder parameters curve

C 状态到 D 状态的工作时间为 42.63~56.88 s,此过程中副臂液压缸活塞杆保持不动,主臂液压缸活塞杆位移由最大值收回到初始状态。所以图 11 中的副臂液压缸的(2)、(4)、(5)曲线均保持不变,(1)、(3)曲线受到主臂液压缸运动的影响,产生轻微波动;图 12 中主臂液压缸的(5)位移曲线由最大值 239.3 mm 下降到 48.61 mm,(4)活塞杆速度均值为 13.41 mm/s,流量走势与速度相似,(2)无杆腔流量均值为 2.51 L/min。

D 状态为仿真结束时采摘机械臂的状态,此时主臂液压缸活塞杆位移为 48.61 mm,副臂液压缸

活塞杆的位移为 50.71 mm。

4.2 联合仿真结果总结

经过上述分析,主副臂液压缸的无杆腔的最高压力分别为 2.44 MPa 和 3.29 MPa,低于所选的最高工作压力 5 MPa;主副臂液压缸活塞杆伸出时的无杆腔流量分别为 1.87 L/min 和 3.015 L/min,与计算所得的 1 870.35 mL/min 和 3 015.93 mL/min 基本一致;主副臂液压缸的活塞杆的最大负载分别为 7 382.63 N 和 16 640 N,低于计算所得的 10 798.06 N 和 18 814.32 N;主副臂液压缸活塞杆伸出速度分别为 9.974 mm/s 和 9.968 mm/s,收回

速度分别为 13.41 mm/s 和 13.29 mm/s,与计算所得的 10 mm/s 和 13.33 mm/s 相差不大;主臂液压缸初始位移为 50 mm,最大位移为 239.3 mm,结束时位移为 48.61 mm,最大净位移为 190.69 mm,与设定的 190 mm 基本一致。副臂液压缸初始位移为 50 mm,最大位移为 164.5 mm,结束时位移为 50.71 mm,最大净位移为 113.79 mm,与设定的 115 mm 基本一致。

5 结论

各关键参数的联合仿真结果与理论计算和设定的数值基本一致,机械臂的仿真运动过程与初始设定的工作行程吻合,证明联合仿真的结果是合理的,采摘机和液压系统的设计满足工作需要^[14-16]。

但研究发现主副臂液压缸均存在刚性冲击的现象。在液压系统中,这种由于液压油的流动速度在非常短的瞬间内急剧变化而引起的压力突变的现象称为“瞬变流动”,瞬变流动引起的压力突变称为“液压冲击”,它会使液压系统的瞬时压力峰值比正常工作时的压力大很多,对密封装置、液压管路和液压元件造成损害,也会引起振动和噪声。可以采取的减小液压冲击的措施为:1)延长阀门开启和关闭以及换向阀换向的时间,可以应用可切换向时间的换向阀。2)在液压冲击频发的部位设置蓄能器,吸收冲击压力,也可在这些部位安装安全阀,限制压力的提高。

参考文献:

[1] 高自成,李立君,刘浩.油茶果采摘机物料收集装置的选型研究与设计[J].中南林业科技大学学报,2011,31(10):168-170.
GAO Z C,LI L J,LIU H. Choice and design of materials collection device for picking machine of oil tea fruits[J]. Journal of Central South University of Forestry & Technology,2011,31(10):168-170. (in Chinese)

[2] 左二兵,李立君,高自成,等.油茶果采摘机工作空间的优化及分析[J].中南林业科技大学学报,2012,32(5):191-194.
ZUO E B,LI L J,GAO Z C,et al. Working space analysis and optimization of *Camellia* fruit picking machine[J]. Journal of Central South University of Forestry & Technology,2012,32(5):191-194. (in Chinese)

[3] 欧阳益斌,李立君,汤刚车,等.油茶林抚育机履带底盘设计与试验研究[J].西北林学院学报,2018,33(2):252-256.
OUYANG Y B,LI L J,TANG G C,et al. Design and experimental research on crawler chassis of oil tea plantation tending machine[J]. Journal of Northwest Forestry University,2018,33(2):252-256. (in Chinese)

[4] 马岩,缪骞,杨春梅,等.数控实木门砂光机横向砂光组件的设计与优化[J].西北林学院学报,2019,34(3):253-258.
MA Y,MIAO Q,YANG C M,et al. Design and optimization of horizontal standing components for CNC solid wood door sander[J]. Journal of Northwest Forestry University,2019,34(3):253-258. (in Chinese)

[5] 庞国友,高自成,李立君,等.基于 SA-POS 算法采摘机械臂参数优化[J].西北林学院学报,2019,34(4):268-272.
PANG G Y,GAO Z C,LI L J,et al. Optimization of picking robot arm parameters based on SA-PSO algorithm[J]. Journal of Northwest Forestry University,2019,34(4):268-272. (in Chinese)

[6] 陈娟,赵君伟,付永领,等.基于多软件协同仿真的六自由度平台虚拟实验系统[J].机床与液压,2017,45(17):20-23.

[7] 刘永,刘晓晓,张雷雷,等.基于 AMESim-ADAMS 联合仿真的高铁救援起重机支腿系统均载特性研究[J].机电工程,2017,34(12):1397-1401.

[8] 杨务滋,黄亚光,王昌平.挖坑机执行机构的动力学分析及仿真研究[J].西北林学院学报,2012,27(6):185-189.
YANG W Z,HUANG Y G,WANG C P. Dynamics analysis and simulation of the earth auger actuator[J]. Journal of Northwest Forestry University,2012,34(12):185-1890. (in Chinese)

[9] 张晓波,杨璐,徐倩,等.基于 AMESim 的汽车起重机双向液压锁仿真与优化[J].液压与气动,2011(4):53-55.

[10] 秦娟娟,杨小波,窦建明.基于 AMESim 的双向液压锁动静特性的分析[J].机床与液压,2016,44(22):118-120.

[11] 张安,张磊,邓飘,等.双向液压锁平衡回路稳定性分析及仿真[J].机床与液压,2013,41(13):158-163.
ZHANG A,ZHANG L,DENG B,et al. Stability analysis and simulation for the balancing circuit of bilateral hydraulic lock[J]. Machine Tool & Hydraulics,2013,41(13):158-163. (in Chinese)

[12] 高自成,李立君,刘银辉.油茶果采摘机采摘机械臂的机构设计及运动仿真[J].西北林学院学报,2012,27(2):266-268.
GAO Z C,LI L J,LIU Y H. The mechanism design and movement simulation for the mechanical arm of the oil-tea *Camellia* fruit picking machine[J]. Journal of Northwest Forestry University,2012,27(2):266-268. (in Chinese)

[13] 韩莉芬.基于 ADAMS 与 AMESim 的油气悬架密封圈阻尼作用影响分析[J].机床与液压,2017,45(22):109-114.

[14] 李志鹏,张超,王博男,等.基于振动策略的蓝莓采摘机的设计研究[J].森林工程,2020,36(2):55-61.

[15] 王巍,程玉龙,王博,等.基于 ANSYS-DYNA 的松木座椅冲击仿真分析[J].西北林学院学报,2018,33(1):257-261.
WANG W,CHENG Y L,WANG B,et al. Impact simulation analysis of solid wood chair on ANSYS-DYNA[J]. Journal of Northwest Forestry University,2018,33(1):257-261. (in Chinese)

[16] 韩寿松,晁智强,刘相波.基于 ADAMS 和 AMESim 的液压六自由度平台联合仿真研究[J].机床与液压,2013,41(9):157-159.