

طراحی، اخت و ارزیابی یک شاخه تکان تراکتوری مجهز به بازوهای شناور به منظور برداشت سیب درختی (۱۹۲)

مجتبی خیریه^۱، محمد مهدی مهارلویی^۲، سعادت کامگار^۳

چکیده

در این پژوهش، نوعی شاخه تکان به منظور برداشت سیب و همچنین کاهش اثرات ارتعاشی تکاننده بر روی تراکتور طراحی، ساخته و ارزیابی شد. این ماشین طوری ساخته شد که قابلیت تغییر دامنه نوسان در سه سطح ۲۰، ۳۲ و ۴۰ میلی متر و تغییر بسامد در سطوحی بین ۴-۲۰ هرتز را دارا بود. با ترکیب سه دامنه فوق با سطوح متفاوت بسامد، دامنه و بسامدی را که در آن بیشترین مقدار میوه از شاخه جدا شد و کمترین خسارت (شکستن شاخه یا ریزش برگ) به درخت وارد شد انتخاب گردید و به عنوان مناسب ترین دامنه و بسامد نوسان برای برداشت ارتعاشی آن میوه معرفی شد و با استفاده از این اطلاعات، ماشین مخصوص آن میوه طراحی و ساخته شد. ماشین مذکور به صورت اتصال سه نقطه بر روی تراکتور سوار گردید. به منظور تعیین خواص دینامیکی و ارتعاشی میوه سبب آزمایشهایی بر روی میوه های رسیده انجام شد و در این رابطه نیروی لازم برای جداسازی میوه از شاخه یا دم و همچنین جرم و قطر متوسط هندسی تعیین گردید. به منظور تعیین دامنه و بسامد ارتعاش بر میزان جداسازی میوه از شاخه، یک آزمایش فاکتوریل (۳×۳) در یک طرح کاملا تصادفی انجام گردید. در این آزمایش تاثیر سه سطح بسامد (۴، ۹ و ۲۰) و سه دامنه نوسان (۲۰، ۳۲ و ۴۰) میلی متر بر درصد جدا سازی میوه بررسی گردید. نتایج حاصل از تجزیه واریانس و مقایسه میانگین ها نشان از معنی داری تاثیر سطوح مختلف دامنه و بسامد میوه بر جداسازی میوه سبب داشت در حالیکه تاثیر متقابل این دو فاکتور اثر معنی داری را بر جدا سازی میوه نشان نداد. مناسبترین دامنه و بسامد ارتعاش برای برداشت سیب بر اساس بیشترین درصد ایش میوه، دامنه ۴۰ میلی متر و ۹ هرتز بود.

کلیدواژه: تراکتور، شاخه تکان، برداشت میوه، سیب

۱- دانش آموخته مقطع کارشناسی ارشد، بخش مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه بیراز

۲- دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد، بخش مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه شیراز

۳- استادیار بخش مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه راز

مقدمه:

نگاهی گذرا به درآمد های حاصل از فروش محصولات غیر نفتی نشان می دهد که بخش عمده ای از صادرات غیر نفتی ایران بر پایه محصولات کشاورزی بنا شده است. با توجه به اینکه ایران کشوری در حال توسعه است لذا در بحث محصولات کشاورزی به خصوص محصولات باغبانی باید بتواند علاوه بر رفع نیاز بازار داخلی، جوابگوی نیاز کشور های همسایه به عنوان یک بازار مصرف مناسب و پر درآمد باشد؛ این مهم جز با بهره گیری از ماشین آلات مکانیزه در برداشت محصولات باغی میسر نمی گردد، تا با کاهش قیمت نهایی تولید محصول بتوان در بازار رقابت جهانی محصولی با کیفیت و همراه با قیمت پایین را عرضه نمود.

برداشت مکانیزه میوه امروزه در کشور های توسعه یافته یکی از گسترده ترین روش های پایین آوردن قیمت نهایی محصول می باشد. یکی از رایج ترین ماشین های مرسوم در این نوع برداشت تکننده ها هستند. این ماشینها با ایجاد نوسان در شاخساره درخت و ایجاد پدیده تشدید میوه ها را از درخت جدا می نمایند.

هدف از ارائه این تحقیق طراحی و ساخت یک تکننده با قابلیت تغییر دامنه و بسامد به منظور بررسی هریک از این پارامترها و همچنین اثر متقابل آن در برداشت میوه سیب درختی می باشد. نوآوری خاص به کار رفته در ماشین ساخته شده قابلیت مستهلک نمودن ارتعاش و عدم انتقال آن به تراکتور و همچنین قابلیت شناوری دستگاه می باشد.

مروری بر پژوهش های پیشین:

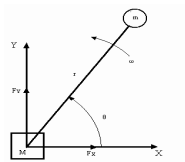
(۱۹۶۵) آدرین و فریدلی گزارش کردند که درصد برداشت میوه با افزایش زاویه ی بین جهات ارتعاش در یک درخت تکان دو جهتی از صفر تا ۹۰ درجه افزایش می یابد و بیشترین میزان درصد برداشت میوه در زاویه ۹۰ درجه حاصل می شودایشان همچنین مکانیسم دیگری را برای ایجاد ارتعاش چند جهتی طراحی نمودند. طراحی مکانیسم مذکور بدین صورت بود که دو وزنه ی متقابل در دو سمت درخت قرار می گرفت و وزنه ها با یک سرعت و در یک جهت به چرخش در می آمدند. نتیجه این نوع حرکت نوسان دایره وار تنه درخت بود [۳].

(۱۹۹۶) پوراس و همکاران موفق به ساخت یک نمونه دستگاه ارتعاش چند جهتی شدند. این نوع تکننده از دو وزنه خارج از مرکز به وزن ۷۵۰ نیوتن و با شعاع خارج از مرکز ۷۵ میلی متر ساخته شد که در دو جهت مخالف یکدیگر دوران می کردند. وزن کل دستگاه ۲۷۰۰ نیوتن بود که به وسیله یک گیر بکس هیدرولیکی انتقال نیرو صورت می گرفت. قدرت انتقالی ۳۵ کیلو وات بود، این ماشین بر روی درخت زیتون مورد آزمایش قرار گرفت. نتیجه آزمایش رضایت بخش گزارش گردید و حاکی از آن بود که انتقال قدرت هیدرولیکی برای درخت تکانه مفید و راحت می باشد [۶].

(۱۹۹۸) آلکانترا و همکاران درخت تکانی با دامنه و دور متغیر طراحی کردند که نسبت به دیگر درخت تکانه دارای مزایایی بود. هدف عمده طراحان و سازندگان این بود که کاهش خسارت وارده به درخت مابین لحظه شروع ارتعاش با سرعت دورانی صفر تا رسیدن به سرعت دورانی که جدایش میوه ها را موجب می گردید تقلیل دهند. برای نیل به این هدف مهم مکانیسمی طراحی شده که ارتعاش را تنها در زمانی که درخت اعمال می کرد که سرعت دورانی به حد مطلوب رسیده باشد و در صورتی که سرعت پایین تر از این حد بود به درخت ارتعاشی اعمال نمی شد. در این مکانیسم هیچ گونه کلاچ درگیر شونده ای تدارک دیده نشد بلکه تنها موقعیت قرار گیری وزنه ها نسبت به مرکز، در زمانی که سرعت دستگاه به یک حد مطلوب از پیش تعیین شده، می رسید تغییر می کرد و در دیگر موقعیتهای دستگاه بالانس بود. این دستگاه با توان مصرفی ۲۶ کیلو وات ، دامنه ارتعاشی بین ۱۳-۵ میلیمتر و شتابی در حدود ۲۰۰ متر بر مجذور ثانیه تولید می کرد. نتیجه آزمایش با هدف طراحان مطابقت می کرد و رضایت آنها را در پی داشت [۴].

مود و روشها

برای ایجاد حرکت ارتعاشی توسط وزنه های خارج از مرکز ابتدا معادله ارتعاشی یک وزنه به جرم m را که به فاصله r از مبدا قرار گرفته است و با سرعت زاویه ای ω در حال چرخش است به صورتی که در شکل شماره ۱ مشاهده می گردد، در نظر می گیریم: [۷]



شکل ۱: حرکت تک جرمی [۷]

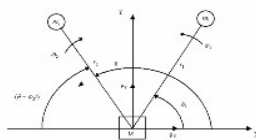
$$x = r \cos \omega t \quad (۱)$$

$$y = r \sin \omega t \quad (۲)$$

$$F_x = m \frac{d^2 x}{dt^2} = -m \omega^2 r \cos \omega t \quad (۳)$$

$$F_y = m \frac{d^2 y}{dt^2} = -m \omega^2 r \sin \omega t \quad (۴)$$

از محدودیتهای استفاده از این روش را می توان عدم کنترل جهت ارتعاش نام که این امر باعث ایجاد خسارت زیادی به پوست درخت میگردد، برای غلبه بر این مشکل و کنترل جهت ارتعاش می توان از دو عدد وزنه خارج از مرکز مطابق شکل ۲ استفاده نمود. در این محاسبات جرم M خیلی بزرگ فرض می شود. با استفاده از معادلات ارتعاشی تک جرمی می توان به معادلات مشروحه زیر دست یافت:



شکل ۲: دوران معکوس دووزنه خارج از مرکز [۷]

$$\sum F_x = M \frac{d^2 x}{dt^2} = -m_1 \omega_1^2 r_1 \cos(\omega_1 t) - m_2 \omega_2^2 r_2 \cos(\theta - \omega_2 t) \quad (۵)$$

$$\sum F_y = M \frac{d^2 y}{dt^2} = -m_1 \omega_1^2 r_1 \sin(\omega_1 t) - m_2 \omega_2^2 r_2 \sin(\theta - \omega_2 t) \quad (۶)$$

با توجه به معادلات (۳-۶) و (۳-۷) چنانچه $r_1 = r_2 = r$ ، $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ ، $m_1 = m_2 = m$ و همچنین $\theta = \pi$ نتایج زیر به دست می آید:

$$\sum F_x = 0 \quad (۷)$$

$$\sum F_y = -2m \omega^2 r \sin(\omega t) \quad (۸)$$

همانطور که از معادلات (۷) و (۸) مشخص است مجموع نیروها در جهت X صفر است و به عبارت دیگر نیروها در این جهت بالانس می باشند. حال چنانچه مجموع نیروها در جهت Y را بر جرم m تقسیم کنیم و دو مرتبه از آن انتگرال بگیریم مقدار جابجایی Y از رابطه زیر به دست می آید:

$$Y = \frac{2mr}{M} \sin \omega t \quad (۹)$$

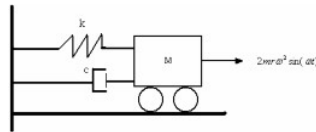
همچنین جابجایی مرکز جرم M را نیز می توان با دو بار انتگرال گیری از معادلات (۵) و (۶) به دست آورد:

$$x(t) = \left(\frac{m_1}{M}\right)r_1 \cos(\omega_1 t) + \left(\frac{m_2}{M}\right)r_2 \cos(\theta - \omega_2 t) \quad (۱۰)$$

$$y(t) = \left(\frac{m_1}{M}\right)r_1 \sin(\omega_1 t) + \left(\frac{m_2}{M}\right)r_2 \sin(\theta - \omega_2 t) \quad (۱۱)$$

معادله ارتعاشی شاخه

معادله ارتعاشی شاخه مطابق شکل زیر (شکل ۳) در نظر گرفته شد.



شکل ۳: مدل سازی ارتعاشی شاخه [۵]

این معادله طبق رابطه زیر بیان می شود:

$$F = ma \quad (12)$$

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = 2mr\omega^2 \sin(\omega t) \quad (13)$$

در این رابطه:

c: ضریب میرایی (Ns/m)

k: سختی (N/m)

با حل معادله مرتبه دوم (۱۳) خواهیم داشت:

$$y(t) = \frac{2mr\omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \alpha) \quad (14)$$

در این رابطه:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - M\omega^2} \right) \quad (15)$$

چنانچه فرکانس طبیعی را به صورت $\omega_n^2 = \frac{k}{M}$ باشد با جایگزینی آن در رابطه نسبت میرایی که به صورت $\xi = \frac{c}{(2M\omega_n)}$

خواهیم داشت:

$$y(t) = \frac{2mr\omega^2/k}{\left[\left[1 - (\omega/\omega_n)^2 \right]^2 + 2(\xi\omega/\omega_n)^2 \right]^{1/2}} \sin(\omega t - \alpha) \quad (16)$$

با استفاده از رابطه (۱۵)، α نیز به صورت زیر تعریف می شود:

$$\alpha = \tan^{-1} \left\langle \frac{2\xi\omega/\omega_n}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \right\rangle \quad (17)$$

با استفاده از این روابط مقدار α برای سبب در این پژوهش ۰/۵۲ محاسبه شد که در قسمت قبل چگونگی محاسبه آن نشان داده شده است [۷].

همانطور که از رابطه (۱۵) بر می آید فاز α فقط تابع نسبت فرکانس ها ω/ω_n و نسبت میرایی ξ بوده و می توان آن را به صورت شکل (۴) رسم نمود. این منحنی ها نشان می دهند که در منطقه فرکانس های نزدیک به تشدید، میرایی اثر بزرگی بر دامنه و زاویه فاز دارد. برای درک بهتر رفتار سیستم می توان دیاگرام شکل (۳-۱۱) را در منطقه کوچک $\omega/\omega_n = 1$ و $\omega/\omega_n \gg 1$ بزرگ بررسی کرد. برای مقادیر کوچک $\omega/\omega_n \ll 1$ نیروهای اینرسی و میرایی کوچک بوده و در نتیجه زاویه فاز نیز کوچک خواهد بود. بنابراین اندازه نیروی تحریک تقریباً برابر با نیروی فنر است. مطابق شکل (۵ (أ)). برای $\omega/\omega_n = 1$ زاویه فاز برابر با ۹۰ درجه بوده و دیاگرام نیرویی مطابق شکل (ب) (۳-۱۱) خواهد بود. نیروی اینرسی در این حالت بزرگتر بوده و معادل با نیروی فنر است، در حالی که نیروی تحریک با نیروی میرا کننده برابری میکند برای مقادیر بزرگتر $\omega/\omega_n \gg 1$ زاویه فاز به سمت ۱۸۰ درجه میل می کند

و نیروی تحریک تقریباً با نیروی اینرسی بزرگ موجود برابری می کند. مطابق شکل (ج) (۳-۱۱) با استفاده از مباحث تئوری ذکر شده در بالا توان مصرفی، گشتاور ارتعاشی و همچنین اختلاف زاویه بین نیرو و جابجایی قابل محاسبه است.

تعیین توان مصرفی

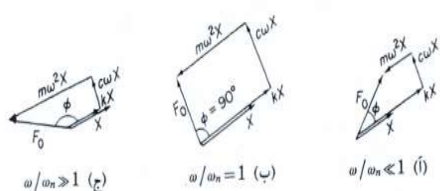
توان مصرفی از رابطه زیر محاسبه شد:

$$P(t) = F(T).V(T)$$

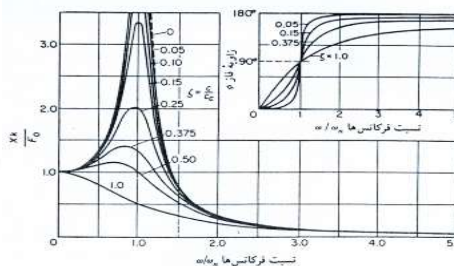
بنابراین با یک بار مشتق گیری از رابطه (۱۶) و با فرض $\omega \gg \omega_n$ داریم:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{2mr\omega}{M} \cos(\omega t) \quad (18)$$

با ضرب کردن رابطه (۱۸) در رابطه (۸) به رابطه توان لحظه ای (۱۹) دست می یابیم:



شکل ۵: ارتباط برداری در ارتعاش اجباری.



شکل ۴: منحنی معادلات ارتعاشی مربوط به نسبت فرکانسها.

$$P_{inst} = [2mr\omega^2 \sin(\omega t)] \left[\frac{2mr}{M} \cos(\omega t - \alpha) \right] \quad (19)$$

برای به دست آوردن توان مصرفی بیشینه کافی است که از رابطه (۱۹) نسبت به زمان مشتق گیری کرده و آنرا معادل صفر قرار دهیم:

$$\frac{dp_{inst}}{dt} = [2mr\omega^3 \cos(\omega t)] \left[\frac{2mr}{M} \cos(\omega t - \alpha) \right] - [2mr\omega^2 \sin(\omega t)] \left[\frac{2mr\omega}{M} \sin(\omega t - \alpha) \right] = 0$$

$$\sin(\omega t) \cdot \sin(\omega t - \alpha) = \cos(\omega t) \cdot \cos(\omega t - \alpha)$$

$$\tan(\omega t) \cdot \tan(\omega t - \alpha) = 1$$

با حل معادله مثلثاتی فوق به جواب (۲۰) دست می یابیم:

$$t = \frac{(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2})}{\omega} \quad (20)$$

با جایگزینی رابطه (۲۰) در رابطه (۱۹) می توان توان بیشینه را به شرح زیر محاسبه نمود:

$$P_{inst} = \left[2mr\omega^3 \sin\left(\omega\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2}\right)\right) \right] \left[\frac{2mr}{M} \cos\left(\omega\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2}\right)\right) \right]$$

با ساده کردن رابطه فوق رابطه نهایی (۲۱) حاصل می شود:

$$P_{inst} = \frac{4m^2 r^2 \omega^2}{M} \sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2}\right) \quad (21)$$

بنابراین توان لحظه ای به صورت زیر محاسبه گردید:

$$P_{inst} = \frac{4 \cdot 8^2 \cdot (0.13)^2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 20)^2}{50} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{0.52}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{0.52}{2}\right) = 1.6 \text{ Kw}$$

توان متوسط سیستم جهت طراحی سیستم انتقال نیرو از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$P_{avg} = \frac{1}{T_f} \int_0^{T_f} P_{inst} dt$$

$$P_{avg} = \frac{1}{T_f} \int_0^{T_f} [2mr\omega^2 \sin(\omega t)] \left[\frac{2mr}{M} \cos(\omega t - \alpha) \right] dt$$

نتیجه نهایی توان متوسط به صورت رابطه (۲۲) می باشد:

$$P_{avg} = \left[\frac{2m^2 r^2 \omega}{M} \right] \sin(\alpha) \quad (22)$$

با استفاده از رابطه (۲۲) توان طراحی مورد نیاز به صورت زیر محاسبه شد:

$$P_{avg} = \left[\frac{2 \cdot (8)^2 \cdot (13)^2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 20)}{50} \right] \cdot \sin(52) = 0.6Kw$$

حداکثر توان طراحی ۱/۶ کیلو وات و توان متوسط ۰/۶ کیلووات برای طراحی دستگاه محاسبه گردید (۲۵).

تعیین گشتاور مصرفی

گشتاور بیشینه از رابطه زیر محاسبه شد:

$$T_{max} = \frac{P_{max}}{\omega} \quad (23)$$

با توجه به توان مصرفی بیشینه (P_{max}) و همچنین بسامد اعمالی در رابطه (۱۸) گشتاور بیشینه (T_{max}) وارد به محورهای انتقال نیرو در مکانیسم ارتعاشی به صورت زیر محاسبه گردید [۵].

$$T_{max} = \frac{1.6 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 20} = 12.7 Nm$$

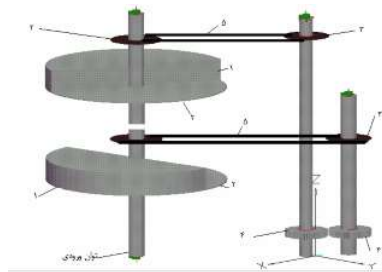
تعیین زاویه بین نیرو و جابجایی (α)

زاویه بین نیرو و جابجایی طبق رابطه (۱۸) محاسبه می گردد [۷].

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{2\xi\omega/\omega_n}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \right)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{2 \cdot 0.03 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 20 / 2 \cdot \pi \cdot 12}{1 - (2 \cdot \pi \cdot 20 / 2 \cdot \pi \cdot 12)^2} \right) = 52 rad$$

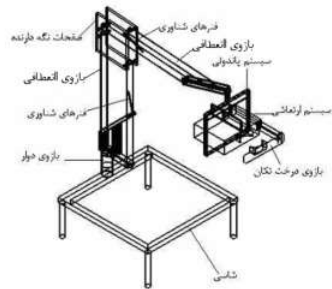
نخستین قدم در طراحی مکانیسم ارتعاشی، ساخت مکانیسمی بود که قادر باشد دو وزنه خارج از مرکز را در خلاف جهت یکدیگر به حرکت درآورد. مکانیسمی که می بایست وزنه های خارج از مرکز را در خلاف جهت یکدیگر به حرکت در آورد توسط نرم افزار Solid works (به منظور طراحی قطعات) و نرم افزار Working model (به منظور شبیه سازی حرکتی و تحلیل دینامیکی) طراحی گردید. همانطور که (شکل ۶) مشاهده می شود چهار عدد خورشیدی، دو عدد چرخنده، دو عدد بشقاب و سه عدد محور انتقال نیرو به منظور ایجاد ارتعاش طراحی گردیدند. برای به حرکت درآوردن مکانیسم، زنجیرهای انتقال نیرو طراحی گردیدند. این مکانیسم درون محفظه ای مکعبی همراه با یک بازوی تکاننده قرار می گرفت. شاخه درخت بین بازوی تکاننده و محفظه ارتعاشی واقع و مرتعش می گردید.



شکل ۶: مکانیسم وزنه های خارج از مرکز به کار رفته در دستگاه ساخته شده

ماشینی که برای این پژوهش ساخته شد شامل قسمتهای اصلی زیر می اشد (شکل ۷):

- ۱- شاسی
- ۲- سیستم انتقال نیرو
- ۳- مکانیسم ایجاد حرکت ارتعاشی



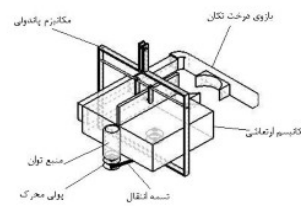
- ۴- بازوی اتصال به شاخه
- ۵- بازوی چرخشی
- ۶- بازوهای قابل انعطاف
- ۷- مکانیزم پاندولی

شکل ۷: اجزاء تشکیل دهنده ماشین شاخه تکان

این مجموعه توسط اتصال سه نقطه به تراکتور متصل می شد و هنگام کار توسط چهار پایه ای بر روی زمین قرار می گرفت. این پایه ها به همراه اتصال سه نقطه اتصال، نقاط اتکاء ماشین بودند. انتقال نیرو در ماشین با استفاده از سیستم تسمه و پولی انجام گرفت، که دارای این مزیت است که در مواقع بیش باری به عنوان کلاچ ایمنی عمل می کرد و مانع از انتقال گشتاور اضافی به سیستم می شد. توان ورودی ابتدا وارد محفظه در برگیرنده مکانیزم حرکت ارتعاشی می شد و سپس حرکت ارتعاشی به وجود می آمد. شکل های ۸ و ۹ بیانگر این موضوع است.



شکل ۹: ماشین مشغول کار کردن در باغ



شکل ۸: مکانیزم انتقال نیرو توسط تسمه و پولی

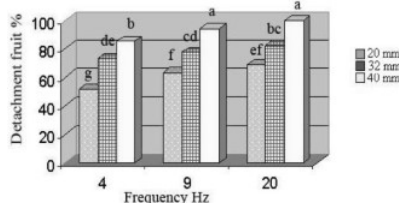
نتایج و بحث:

پس از جمع آوری داده ها و پایان عملیات مزرعه ای، محاسبات لازم صورت گرفت و درصد برداشت میوه برای مقادیر مختلف دامنه و بسامد نوسان برای برداشت سیب در هر تیمار تعیین گردید. در انجام محاسبات به منظور افزایش دقت محاسباتی از نرم افزار MSTATC استفاده گردید. نتایج حاصل از تجزیه واریانس در جدول ۱- ارائه شده است. جدول تجزیه واریانس مربوط به ریزش سیب نشان میدهد که به احتمال ۹۹٪ سطوح مختلف دامنه و بسامد نوسان بر روی درصد ریزش میوه تاثیر معنی داری داشته است. در ضمن این جدول متضمن آن است که اثر متقابل این دو فاکتور معنی دار نمی باشد.

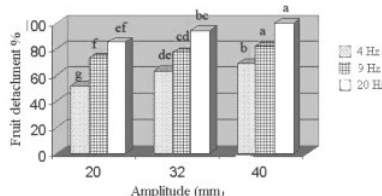
میانگین (M)	۴۰ (s ₃)	۳۲ (s ₂)	۲۰ (s ₁)	دامنه (mm)	بسامد (Hz)
۷۰/۰۲	۸۵/۲۹	۷۳/۱۳	۵۱/۶۴	۴	۴ (f ₁)
C	b	de	g	۹	۹ (f ₂)
۷۸/۴۲	۹۴/۳۷	۷۷/۵۶	۶۳/۳۵	۲۰	۲۰ (f ₃)
B	a	cd	f	۴۰	۴۰ (f ₄)
۸۳/۶۰	۹۹/۹۳	۸۲/۱۵	۶۸/۷۱	میانگین	میانگین
A	a	bc	ef	۶۱/۲۳	۶۱/۲۳
	۹۳/۲۰	۷۷/۶۱	۶۱/۲۳	میانگین	میانگین
	A	B	C	(M)	(M)

جدول ۱- مقایسه میانگین های ریزش میوه در دامنه و بسامد های مختلف

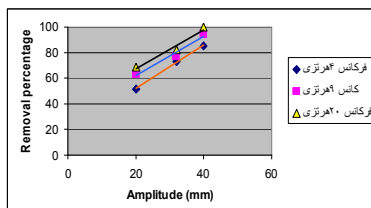
شکل ۱۰ و ۱۱ درصد جدایش میوه از شاخه را در دامنه و بسامد های مختلف نشان می دهند. این دو نمودار بیانگر این موضوع می باشند که با افزایش دامنه نوسان و یا فرکانس نوسان ریزش میوه افزایش یافته است ولی افزایش دامنه نوسان تاثیر بیشتری بر درصد ریزش میوه داشته است. شکل ۱۲ ریزش میوه را در یک فرکانس ثابت و شکل ۱۳ ریزش میوه را در یک دامنه ثابت نشان می دهد. همانطور که در شکل ۱۲ مشخص است خطوط برازش به یکدیگر نزدیکترند ولی در شکل ۱۳ خطوط برازش به صورت فاصله دار از یکدیگر قرار گرفته اند و این نشان دهنده آن است که دامنه نوسان تاثیر بیشتری بر درصد ریزش میوه داشته است.



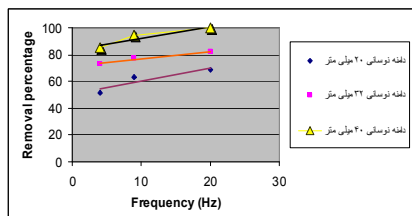
شکل ۱۰: تاثیر بسامد نوسان بر درصد میوه جدا شده در سطوح مختلف دامنه نوسان



شکل ۱۱: تاثیر دامنه نوسان بر درصد میوه جدا شده در سطوح مختلف بسامد نوسان



شکل ۱۲: تاثیر فرکانس بر درصد ریزش میوه در سه سطح دامنه نوسان



شکل ۱۳: تاثیر دامنه نوسان بر درصد ریزش میوه در سه سطح بسامد

همانطور که از شکل ۱۲ مشخص است با گذراندن نزدیکترین خط رگرسیون از نقاط موجود در نمودار، سه معادله خطی به شرح زیر به دست می آید که عبارتند از:

$$P_r = 1.53S + 36.79 \quad \text{فرکانس ۲۰ هرتزی}$$

$$P_r = 1.52S + 31.75 \quad \text{فرکانس ۹ هرتزی}$$

$$P_r = 1.69S + 18.16 \quad \text{فرکانس ۴ هرتزی}$$

در تمامی رابطه های موجود S دامنه نوسان بر حسب میلی متر و P_r به صورت درصد ریزش میوه بیان می شود. مقدار R^2 به ترتیب ۰/۹۶، ۰/۹۹ و ۰/۹۷ برای فرکانس های ۲۰، ۹ و ۴ هرتزی بیان می شود.

شکل ۱۴ بیانگر رابطه بین نیروی استاتیکی لازم برای جدایش میوه در برابر وزن میوه مشاهده می گردد. این نمودار رابطه بین نیروی استاتیکی و وزن را به صورت بیان می کند که در این رابطه W بیانگر وزن میوه بر حسب نیوتن و F بیانگر نیروی استاتیکی لازم جهت جدایش میوه بر حسب نیوتن می باشد. مقدار R^2 در این رابطه ۰/۹۵ برآورد گردید.

$$F = 3.6736W^{-1.089}$$

(۲۴)

بیان رابطه توانی بین وزن و نیروی استاتیکی لازم برای جدایش میوه یک روش معمول است که محققان دیگر نیز از این روش استفاده کرده اند، به طور مثال ابونجمی (۱۳۷۸) طی تحقیقاتی که بر روی خرما انجام داد در نتایج خود رابطه بین نیروی استاتیکی لازم برای جدایش میوه و وزن میوه را به صورت یک رابطه توانی بیان کرده است. از طرفی دیگر محققانی نیز بوده اند که رابطه بین وزن و نیروی استاتیکی لازم جهت جدایش میوه را به صورت خطی بیان کرده اند. به طور مثال محسنی نیاری (۱۳۸۰) طی تحقیقاتی که بر روی لیمو ترش انجام داد، رابطه بین نیروی استاتیکی لازم جهت جدایش میوه و وزن آن را به صورت یک رابطه خطی بیان کرده است. گل پیرا (۱۳۷۰) از دیگر محققینی بود که با انجام تحقیقات خود بر روی زیتون و برداشت این میوه رابطه بین نیروی استاتیکی لازم جهت جدایش میوه و وزن را به صورت خطی بیان کرد. شکل ۱۵ بیانگر رابطه خطی بین نیروی استاتیکی لازم جهت جدایش میوه و وزن آن می باشد که این رابطه به صورت زیر می باشد. مقدار R^2 در این رابطه ۰/۸۸ برآورد گردید. با مقایسه دو معادله خطی و توانی چنین می توان اظهار داشت که بیان رابطه نیروی استاتیکی لازم جهت جدایش میوه به وزن آن به صورت یک رابطه توانی، به دلیل مقدار R^2 بالاتر، معقول تر و پسندیده تر است.

$$F = -5.75W + 9.3316$$

(۲۵)

میوه های جدا شده از شاخه در اثر ارتعاش به دو دسته دم دار و بی دم تقسیم بندی می شوند. میوه هایی که همراه با دم جدا می شوند لازم است که بعد از برداشت، دم میوه توسط کارگر یا ماشین دیگری از میوه جدا شود که این امر افزایش هزینه را به دنبال دارد. با جدا کردن میوه های دم دار و بی دم و مقایسه تعداد هر یک از آنها نسبت به تعداد کل، نتایج آزمایش شاهد بر این بود که حدود ۵۸ تا ۶۹/۶ درصد میوه ها دم دار و مابقی آنها بدون دم بودند. از این مطلب می توان چنین نتیجه گرفت که اتصال میوه به دم قوی تر از اتصال دم به شاخه می باشد (۵۴).

در ادامه نموداری نیز برای بررسی رابطه بین میانگین قطر هندسی میوه و نیروی استاتیکی رسم گردید تا رابطه بین این دو مشخص گردد. شکل ۱۶ بیانگر این همبستگی خطی می باشد. با گذراندن نزدیکترین خط رگرسیون از نقاط موجود در نمودار به معادله خطی به صورت زیر دست می یابیم که در این رابطه F نمایانگر نیروی استاتیکی لازم جهت جدایش میوه و d بیانگر میانگین قطر هندسی میوه بر حسب میلی متر می باشد. مقدار R^2 در این رابطه ۰/۷۸ می باشد.

$$F = -1.6d + 86.72$$

(۲۶)

به منظور تکمیل نتایج نموداری برای بررسی رابطه بین F/W ، یعنی نسبت نیروی استاتیکی به وزن میوه و d میانگین قطر هندسی میوه، رسم گردید تا رابطه بین این دو بررسی گردد. همانطور که از نمودار رسم شده استنتاج می شود با افزایش مقدار d نسبت F/W کاهش می یابد. کاهش این نسبت را می توان به صورت یک منحنی خطی بیان کرد. شکل ۱۷ رابطه خطی را به صورت زیر بیان می کند که مقدار R^2 در این رابطه ۰/۷۹ می باشد:

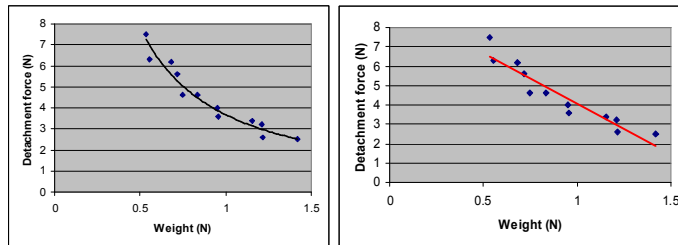
$$F/W = -0.36d + 19.6$$

(۲۷)

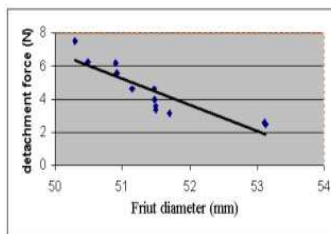
مدت زمان ارتعاش شاخه، با صدمات وارده به شاخه و درخت نسبت مستقیم دارد. بدین معنی که با افزایش زمان ارتعاش، ریزش برگ زیاد شده و ادامه ارتعاش منجر به شکستن سر شاخه ها خواهد شد. در آزمایشهای انجام شده میوه های سیب در چند ثانیه اول ریزش کرده و ادامه ارتعاش منجر به ریزش برگ و شکستن سر شاخه ها شد. زمان نوسان اعمالی در این حالت ۱۰ ثانیه و فرکانس اعمالی ۲۵ هرتز و دامنه نوسانی ۴۰ میلی متر بوده است. همچنین با توجه به داده برداری هایی که در سطح باغ محل آزمایش انجام گرفت شکل ۱۸ به دست آمد. در این نمودار همانطور که مشخص شده است یک خط رگرسیون از داده های درج شده در نمودار عبور کرده است که درصد ریزش میوه به صورت معادله خطی یر بدست آمد. مقدار R^2 برآورد شده از داده های جمع آوری شده معادل ۰/۹۵ بود زمان ارتعاش مناسب برای برداشت سیب ۸ ثانیه تشخیص داده شد که در این حالت ریزش میوه ایده آل و ریزش برگ درختان حداقل بود.

$$P_r = 87.66 + 1.25t$$

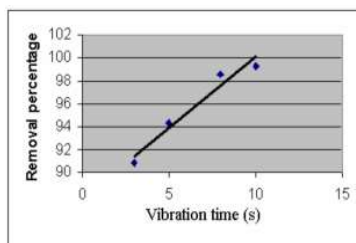
(۲۸)



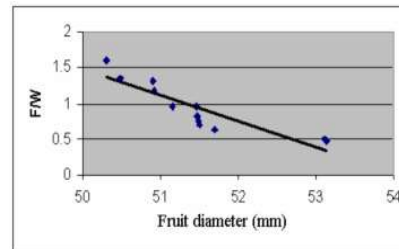
شکل ۱۴ و ۱۵: نمودار همبستگی خطی و توانی بین نیروی کششی لازم برای جداسازی میوه از شاخه با وزن میوه



شکل ۱۶: نمودار همبستگی خطی بین نیروی کششی لازم برای جداسازی میوه از شاخه با اندازه میوه



شکل ۱۸: نمودار اثر زمان ارتعاش بر ریزش میوه



شکل ۱۷: نمودار همبستگی خطی بین d و F/W

منابع:

- ۱- رحیمی، ح. ۱۳۸۱. بررسی تاثیر سطوح مختلف دامنه و فرکانس ارتعاش بر جدا سازی دانه یا خوشه پسته. پایان نامه کارشناسی ارشد مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز، ایران.
- ۲- گلپرا، ه. ۱۳۷۷. طراحی، ساخت و ارزیابی ماشین درخت تکان به منظور بررسی تاثیر دامنه و بسامد ارتعاش بر جداسازی میوه. پایان نامه کارشناسی ارشد مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز، ایران.

3. Adrian, P. A., R. B. Fridley, D. H. Chaney, and K. Urit. 1965. Shaker – clamp injury to fruit and nut trees. California Agriculture. August. 8-10.
4. Alcantara, P. R., M. J. Barasona, and M. L. Salas. 1998. Multidirectional shaker of inertia mass activated by gears. International Conference on Agric. Eng. Oslo, P. 699, 700.
5. Jacobsen, L.S. and R.S. Ayer. 1958. Engineering Vibration. Mc Graw-Hill, New York. 330.
6. Porras, P. A., M. G. Barasona, C. J. Abenza, S. A. Porras and V. M. L. Barasona. 1996. Advances about the development of a new multi directional vibrator for olive trees. International Conference on Ag. Eng. Madrid.



7. Sirvastava, A. K., G. E. Georing, and R. P. Rohrbach. 1993. Engineering Principle of agricultural machines. ASAE, textbox No.6, ASAE. 601p.