



Design, Construction and Evaluation of an Off-center Weight Vibratory Harvester for Sour Apple

Mojtaba Forozandehnasab^{1*}

¹Faculty Member, Department of Agriculture Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

ARTICLE INFO

Article Type:
Original Research

Received: 01.04.2022
Revised: 04.09.2022
Accepted: 04.19.2022

Keyword:
Fruit Detachment
Mechanical Properties
Static Force
Shaking Amplitude
Shaking Frequency
Vibratory Harvesting Machine

***Corresponding Author:**
Mojtaba Forozandehnasab
Email: mforoozande@tvu.ac.ir

ABSTRACT

This study was performed to design, construct and evaluate an off-center hydraulic vibratory harvesting machine. A single-degree of freedom spring-mass model was established to determine the natural frequency, damping constant, damping coefficient and stiffness based on mechanical properties of the limb. Then, to evaluate the efficiency of machine in terms of apple removal, a factorial experiment ($3 \times 3 \times 3$) with completely randomized design was conducted to investigate the shaking amplitude, shaking frequency and shaking time of apple removal. Three levels of oscillating frequency (20, 25 and 30 Hz), three levels of shaking amplitude (50, 60 and 70 mm) and three shaking times (5, 10 and 15 seconds) were investigated. Analysis of the variance of the fruit removal percentage showed that both shaking frequency and shaking amplitude had highly significant ($p < 0.01$) effect on fruit detachment. Interactive effect of amplitude and frequency on fruit removal had a significant effect. By increasing vibration frequency in tree, a significant effect was not obtained but in the range above 60 mm, the effect of increasing the frequency was highly significant. Therefore, in apple harvesting, the effect of increasing the shaking amplitude relative to the shaking frequency on fruit removal was determined. Furthermore, the study of the relationship between the static force of detachment and weight was fitted as a linear relationship. By increasing the shaking time from 5 seconds to 10 seconds, harvesting increased while increasing the time from 10 to 15 seconds, no significant effect was achieved. Based on the results, the harvesting frequency of sour apples equal to 25 Hz at the amplitude of 70 mm and shaking duration of 10 seconds with an average fruit removal rate of 88.4% was selected as the best treatment.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Many experiments conducted on various types of fruit trees show that if a vibration with a high oscillation frequency (25-40 Hz) and a small oscillation amplitude (20-25) mm is applied to trees with hard branches and low flexibility, harvesting is more efficient. However, in the case of flexible branches or trees with long branches, the effect of vibration on the amount of harvest will have the greatest effect when the range of oscillation is large (100-125 mm) and the oscillation frequency is low (1.5-6 Hz). Although bar shakers have some advantages such as the need for one operator, they have become less popular due to their high price and successive breakages. The progress in the field of mechanical harvesting of fruits began in the second half of the 20th century, and this progress was so fast that in the beginning of the third decade of the last century, forced vibrations were used to harvest fruits. In general, the actions that have been taken so far in relation to the invention and development of vibration harvesting machines can be studied in three parts: the study of the structure and vibration characteristics of trees and fruits, the analysis and calculations of vibration theory, and the design, construction and completion of the shaking tree. Golpira and Loghavi (2022) designed and produced a model of a tractor-mounted trunk shaker for harvesting olives. This device had an off-center weight that rotates around a common axis. The rotation of the weights is provided by the tractor's power axis (PTO) and through the belt drive system. The recording efficiency at 10 Hz frequency and 80 mm range was evaluated as 95%. Naivo et al. (2022) investigated the vibration characteristics of a system including fruit and tail using finite elements. This experiment was conducted on an olive tree and it was found that when the tree vibrates with a frequency close to the frequency of the system (fruit and tail), a state of tension occurs and the necessary force to separate the fruit from the branch is provided. In this research, the loss and damage to the tree by the trunk shaker was evaluated as less than the umbrella shaker.

Methodology

To design and build the device, vibration models of the branch and the vibration model of two masses of off-center weights were used. In the first stage, the natural frequency (ω_n), damping coefficient (ξ) and stiffness of the branch (k) were measured and then the device was designed. The vibration model and equation (1, 2) of the branch is considered according to Figure 1.

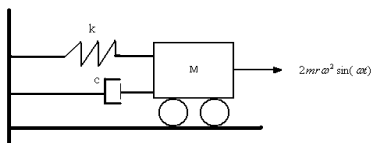


Figure1. Branch vibration modeling.

$$y(t) = \frac{2mr\omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega^2)]^{0.5}} \sin(\omega t - \alpha) \quad (1)$$

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

The first step in the design of the vibration mechanism was the design of the mechanism by Solid Work software. Motion simulation and dynamic analysis were done using Working Model software. As can be seen in Figure 2, two metal plates were designed for placing weights outside the center and installed coaxially in the vibrating box. Figure 2 shows the arrangement of the transfer mechanism. Power transmission chains were designed to move the mechanism. This mechanism was placed inside a cube-shaped box with a rocking arm. The branch was located between the shaking arm and the vibrating box and was subjected to vibration.



Figure 2. Vibration system.

Results and discussion

After collecting the data and the end of the field operations, the necessary calculations were made and the percentage of fruit harvest was determined for different values of amplitude and frequency for picking sour apple in each treatment and at three times of 5, 10 and 15 seconds. MSTATC software was used to perform the calculations in order to increase the calculation accuracy. The results of the variance are presented in Table 1. The results showed that the drop of sour apple was significantly ($p < 0.01$) affected by vibration time, amplitude, frequency and the interaction effect of amplitude in frequency, but the interaction effect of vibration frequency and vibration time as well as the interaction effect of vibration amplitude and vibration time were insignificant. Furthermore, the effect of these three factors was found to be meaningless. The results of comparing the average effects of the treatments showed that the increase in the oscillation amplitude at different frequency levels increased the percentage of fruit drop.

Table1. Mean square effect of treatments on the amount of sour apple drop.

Average of squares	Degrees of freedom	Source of variation
242.2**	2	Time vibration
689.2**	2	Frequency
661.3**	2	Amplitude
20.5 ns	4	Frequency *Time vibration
1.3 ns	4	Amplitude *Time vibration

Average of squares	Degrees of freedom	Source of variation
34.3*	4	Frequency *Amplitude
3.2 ns	8	Frequency*Amplitude *Time vibration
10.47	10.47	Error
14.9	14.9	Coefficient of variation (cv)

** - Presence of significant difference with probability of 99%. ns - Absence of significant difference.

In order to further investigate the frequency of fruit drop due to the conflict obtained with relations, the regression relations were extracted and recorded as described in Figure 3.

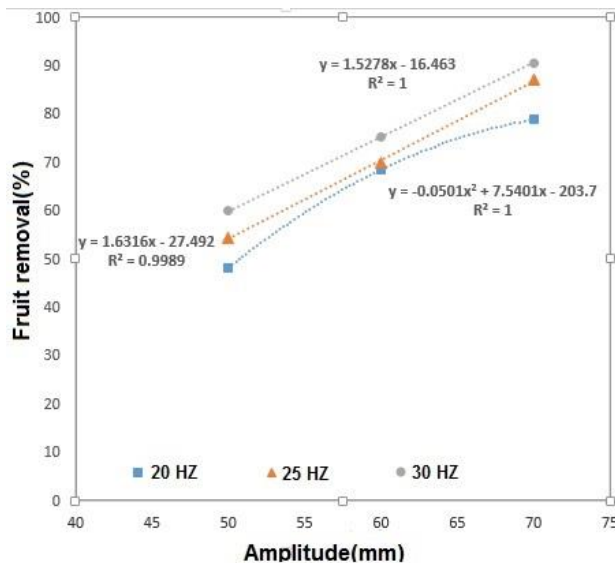


Figure3. Regression relation between fruit removal and amplitude and frequency.

Conclusion

In the study conducted in the horizontal connection mode of shaking branch on branches with heterogeneous branch diameter from 50 to 70 mm in fixed vibration frequencies, with the increase of vibration time from 5 to 10 seconds, the fruit drop increased, but with the increase of vibration time From 10 seconds to 15 seconds, there was no significant difference in the fruit drop, and this drop was highly insignificant, and the vibration of the shaking branch was used to drop leaves and break the foliage of the tree. In general, the relationship of the static separation force was linear and the choice of 25 Hz oscillation in the range of 70 mm and the vibration duration of 10 seconds was chosen to harvest 88.4% of the fruit with minimal damage to the tree and branches.

طراحی، ساخت و ارزیابی ماشین برداشت ارتعاشی مجهز به وزنه‌های خارج از مرکز جهت برداشت سیب ترش (*Malus domestica*)

مجتبی فروزنده‌نساب^{۱*}

۱- عضو هیات علمی، گروه مهندسی کشاورزی، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

در این پژوهش یک ماشین برداشت ارتعاشی هیدرولیکی از نوع وزنه‌های خارج از مرکز، طراحی، ساخت و ارزیابی شد. طراحی سیستم ارتعاشی بر اساس مدل ارتعاشی شاخه انجام و بدین منظور خواص مکانیکی واریته سیب ترش شیرازی شامل فرکانس طبیعی، ثابت میرایی، ضریب میرایی و سختی شاخه جهت استفاده در این مدل محاسبه شد. در مرحله بعد برای ارزیابی کارایی ماشین برداشت ارتعاشی از جهت میزان جداسازی و برداشت میوه سیب ترش در فرکانس، دامنه و زمان‌های مختلف، آزمایش فاکتوریل (۳×۳×۳) در قالب یک طرح کاملاً تصادفی طراحی و انجام شد. تیمارها عبارت بودند از فرکانس در سطوح ۲۰، ۲۵، ۳۰ و ۳۵ هرتز، دامنه در سطوح ۵۰، ۶۰ و ۷۰ میلی‌متر و زمان ارتعاش در سطوح ۵، ۱۰ و ۱۵ ثانیه. نتایج تحلیل واریانس مبین اثر معنی‌دار ($P < 0.01$) فرکانس نوسان و دامنه نوسان و اثر متقابل آنها در افزایش ریزش میوه بود. در دامنه‌های پایین با افزایش فرکانس ارتعاش در ریزش میوه اثر معنی‌داری حاصل نشد ولی در دامنه بالای ۶۰ میلی‌متر اثر افزایش فرکانس معنی‌دار بود. بنابراین در برداشت میوه سیب ترش، اثر افزایش دامنه نوسان نسبت به فرکانس بر افزایش ریزش میوه نتیجه‌گیری شد. همچنین بررسی رابطه نیروی استاتیکی جدایش سیب نسبت به وزن به صورت یک رابطه خطی برآزش داده‌شد. با افزایش زمان ارتعاش از ۵ ثانیه به ۱۰ ثانیه، ریزش میوه افزایش داشت ولی با افزایش زمان ارتعاش از ۱۰ به ۱۵ ثانیه اثر معنی‌داری به دست نیامد. بر اساس نتایج، فرکانس برداشت میوه سیب ترش برابر ۲۵ هرتز در دامنه ۷۰ میلی‌متر و مدت زمان ارتعاش ۱۰ ثانیه با میانگین ریزش ۸۸/۴ درصد به عنوان بهترین تیمار انتخاب شد.

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۰/۱۰/۱۴

بازنگری مقاله: ۱۴۰۱/۰۱/۲۰

پذیرش مقاله: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

کلید واژگان:

خواص مکانیکی
دامنه ارتعاش
ریزش میوه
فرکانس ارتعاش
ماشین برداشت اینرسیایی
نیروی استاتیکی

*نویسنده مسئول: مجتبی فروزنده‌نساب

پست الکترونیکی:

mforoozande@tvu.ac.ir

مقدمه

اولین تلاش در جهت مکانیزه کردن برداشت درختان میوه را می‌توان به فایر بانک^۱ (۱۹۴۶) نسبت داد. وی برای برداشت گردو از یک مکانیسم دوار خارج از مرکز و کابلی که به شاخه درخت متصل می‌شد استفاده کرد. لغوی^۲ و همکاران (۲۰۱۰) درخت‌تکانی با مکانیزم تغییر دامنه و دور متغیر جهت برداشت انجیر استهبان طراحی کردند. در ارزیابی این ماشین، فرانکس ارتعاش ۱۰ هرتز و دامنه ۴۵ میلی‌متر جهت برداشت ۹۳ درصد از میوه‌های رسیده پیشنهاد شد [۱]. دوو^۳ و همکاران (۲۰۱۴) فرانکس تشدید و همچنین اثر ساختار درختی بر پاسخ دینامیکی ارتعاش بر اساس اعمال ارتعاش مکانیکی را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. ایشان با در نظر گرفتن اثر گره‌های زنجیره‌ای و قطره‌های یکنواخت شاخه، فرانکس ۱۴ هرتز را جهت برداشت آجیل هندی گزارش کردند [۲]. رضایی^۴ و همکاران (۲۰۱۶) با ساخت یک دستگاه تکانه‌دهنده مجهز به یک کنترل کننده منطقی جهت تنظیم فرانکس و دامنه ارتعاش، بازده برداشت بادام وحشی در فرانکس ۱۶ هرتز، دامنه ۵ سانتی‌متر در مدت زمان ارتعاش ۵ ثانیه را حدود ۹۰ درصد ارزیابی نمودند [۳]. وانگ^۵ و همکاران (۲۰۱۷) با استفاده از روش المان محدود به مطالعه پاسخ دینامیکی درخت نسبت به ارتعاش پرداختند. نتایج نشان داد که فرانکس ارتعاش وابسته به ریخت شناسی رشد درختان است و ارتعاش اعمالی در مکان اتصال شاخه به تنه جذب می‌شود [۴]. ژانگ^۶ و همکاران (۲۰۱۷) سیستم میوه-ساقه را برای میوه سیب به صورت یک پاندول فرض کردند که در نقطه اتصال به شاخه، گشتاوری به عنوان ممان بازدارنده خمشی به پاندول اعمال می‌شد. آنها دریافتند که ساقه همانند یک پاندول صلب عمل می‌کند و همچنین بیشترین خمش زمانی رخ می‌دهد که فرانکس ارتعاش ۰/۸۵ فرانکس طبیعی میوه باشد در این تحقیق در فرانکس ارتعاش ۲۰ هرتز در مدت زمان ۵ ثانیه حدود ۹۰ درصد میوه‌ها برداشت شدند [۵]. لیوو^۷ و همکاران (۲۰۱۸) با مطالعه فرانکس برداشت ثابت و متغیر سیب دریافتند که در برداشت ارتعاشی مکانیکی سیب، روش ارتعاش در فرانکس متغیر روشی مناسب با بازده بالا می‌باشد و با تغییر فرانکس ارتعاش از ۸ هرتز به ۱۲ هرتز بازده برداشت افزایش می‌یابد [۶]. وانگ^۸ و همکاران (۲۰۱۹) آزمایش‌هایی را بر روی درخت سیب انجام دادند. نتایج حاکی از آن بود که وقتی بازوی درخت‌تکان در نقطه‌ای دورتر از ابتدای شاخه (محل اتصال شاخه به تنه) متصل شود، در دامنه نوسان ۱۴ میلی‌متر و فرانکس ارتعاشی ۱۶ هرتز بیشترین بازده برداشت سیب حاصل می‌شود [۷]. دوو^۹ و همکاران (۲۰۲۰) جهت افزایش بازده برداشت و کاهش خسارت به شاخه درخت یک مکانیزم ارتعاشی سه بعدی بر اساس مدل ارتعاشی شاخه پیشنهاد دادند. ویژگی اصلی این تکانه‌دهنده وجود یک هیدرو موتور و یک سیلندر هیدرولیکی بود. نتایج نشان داد زمانی که هیدروموتور با سرعت ۴۷۰ دور بر دقیقه می‌گردد در مدت زمان ۱۰ ثانیه ۷۶/۵ درصد میوه‌ها برداشت می‌شوند [۸]. ژانگ^{۱۰} و همکاران (۲۰۲۰) پس از تعیین فرانکس تشدید و طبیعی میوه سیب نسبت به طراحی یک ربات هوشمند با استفاده از مکانیزم ارتعاشی اقدام نمودند. در این ماشین با استفاده از حسگرهای هوشمند میوه‌هایی که بر روی شاخه‌های اصلی قرار داشتند به نرمی و آرامی برداشت شدند ولی میوه‌های مستقر در انتهای شاخه‌های نازک دور از دسترس پلنفرم برداشت قرار گرفتند [۹]. آزمایش‌های زیادی که بر روی انواع درختان میوه صورت گرفته بیانگر این مطلب می‌باشد که چنانچه ارتعاشی با فرانکس نوسان بالا (۴۰-۲۵ هرتز) و دامنه نوسان کوچک

¹ Fairbanks

² Loghavi

³ Du

⁴ Rezaei

⁵ Wang

⁶ Zhang

⁷ Liu

⁸ Wang

⁹ Du

¹⁰ Zhang

(۲۰-۲۵) میلی‌متر به درختانی با شاخه‌های سخت و با انعطاف پذیری کم وارد شود، عمل برداشت بازدهی بیشتری دارد. این در حالی است که در مورد شاخه‌های انعطاف پذیر و یا درختان با شاخه‌های بلند، تاثیر گذاری ارتعاش بر میزان برداشت، زمانی دارای بیشترین اثر خواهد شد که دامنه نوسان، بزرگ (۱۲۵-۱۰۰ میلی‌متر) و فرکانس نوسان پایین (۵-۱/۶ هرتز) باشد [۱۰]. اگر چه درخت تکان‌های تیرک‌دار شامل مزایایی از جمله احتیاج به یک نفر اپراتور داشتند اما به دلیل زیاد بودن قیمت و شکستن‌های متوالی محبوبیت کمتری پیدا کردند [۱۱]. پیشرفت در زمینه برداشت مکانیکی میوه‌جات از نیمه دوم قرن بیستم شروع شد و این پیشرفت به حدی سریع بود که در اوایل دهه سوم قرن اخیر از ارتعاشات اجباری برای برداشت میوه‌جات استفاده گردید [۱۲]. به طور کلی اقداماتی را که تاکنون در رابطه با ابداع و توسعه ماشین‌های برداشت ارتعاشی صورت گرفته است می‌توان در سه بخش مطالعه روی ساختمان و خصوصیات ارتعاشی درخت و میوه، تجزیه و تحلیل و محاسبات تیوری ارتعاش و طراحی و ساخت و تکمیل درخت تکان‌ها بررسی کرد [۱۳؛ ۱۴]. گلپیرا و لغوی^۱ (۲۰۲۲) یک نمونه دستگاه تنه‌تکان سوار تراکتوری را جهت برداشت زیتون طراحی و تولید نمودند. این دستگاه دارای یک وزنه خارج از مرکز بود که حول محوری مشترک می‌چرخید چرخش وزنه‌ها توسط محور تواندهی تراکتور و از طریق سیستم رانش تسمه‌ای تأمین می‌گردید. بازده برداشت در فرکانس ۱۰ هرتز و دامنه ۸۰ میلی‌متر، ۹۵ درصد ارزیابی شد. [۱۵]. نایوو^۲ و همکاران (۲۰۲۲) خصوصیات ارتعاشی یک سیستم شامل میوه و دم را با استفاده از عناصر المان محدود مورد بررسی قرار دادند. این آزمایش بر روی درخت زیتون انجام گرفت و مشخص شد هنگامی که درخت با فرکانسی نزدیک به فرکانس تشدید سیستم (میوه و دم) به ارتعاش درآید، حالت تشدید به وجود می‌آید و نیروی لازم برای جدا شدن میوه از شاخه فراهم می‌شود. در این تحقیق تلفات و آسیب به درخت توسط تنه‌تکان کمتر از تکاننده‌های چتری ارزیابی شد [۱۶].

روش‌شناسی

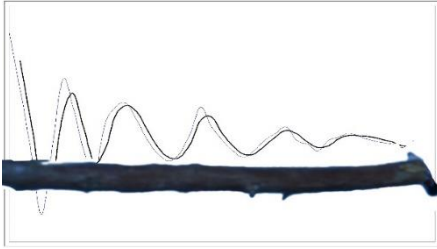
جهت طراحی و ساخت دستگاه از مدل‌های ارتعاشی شاخه و مدل ارتعاش دو عدد جرمی وزنه‌های خارج از مرکز استفاده شد. در مرحله نخست فرکانس طبیعی، ضریب میرایی و سختی شاخه اندازه‌گیری و سپس دستگاه طراحی شد.

محاسبه فرکانس طبیعی سیب ترش

تعیین خواص مکانیکی مواد در طراحی ماشین آلات مورد استفاده در عملیات برداشت کاربرد فراوانی دارد [۱۷]. برای محاسبه فرکانس طبیعی ارتعاش، شاخه را در وضعیت تیر یک سر گیردار قرار داده و یک قلم ثبات به انتهای شاخه نصب گردید و صفحه مقوایی در تماس با قلم نگاه داشته شد. شکل ۱ (الف). سپس شاخه تا آخرین حد ارتجاعی کشیده و رها گردید. در طول مدت زمان ارتعاش شاخه، صفحه مقوایی با سرعت ۱ متر بر ثانیه در امتداد شاخه حرکت داده شد. حرکت توأم ارتعاش شاخه و حرکت انتقالی مقوا موجب پیدایش موج سینوسی شد که بر روی صفحه مقوایی ثبت گردید. شکل ۱ (ب). سپس تعداد نوسان‌ها در یک زمان مشخص را اندازه گرفته و فرکانس طبیعی محاسبه گردید. در این آزمایش میزان فرکانس طبیعی شاخه سیب ترش حدود ۱۲ هرتز محاسبه گردید. در این پژوهش ضریب میرایی با استفاده از فرمول زیر محاسبه گردید [۱۸؛ ۱۹]:

¹ Golpira and Loghavi

² Niu



(ب)



(الف)

شکل ۱. الف) ایجاد نمودار ارتعاشی حرکت به منظور تعیین فرکانس طبیعی. ب) موج حاصل از ارتعاش.

$$\delta = \frac{1}{n-1} \ln \frac{x_1}{x_2} \quad (1)$$

$$\xi = \frac{\delta}{2\pi} = \frac{c}{2mf} \quad (2)$$

در رابطه (۱) دامنه اول موج تشکیل شده حاصل از ارتعاش شاخه، X_1 دامنه n ام موج تشکیل شده حاصل از ارتعاش شاخه، F فرکانس طبیعی بر حسب هرتز، ξ ضریب میرایی، C ثابت میرایی شاخه بر حسب کیلو گرم بر ثانیه و δ جابجایی شاخه بر حسب متر می‌باشد. با ثبت مقادیر $X_1 = 30$ و $X_2 = 7$ میلی متر و عدد $n = 11$ و با استفاده از روابط ۱ و ۲ میزان جابجایی شاخه 0.145 و میزان ضریب میرایی معادل با 0.025 محاسبه شدند. با استفاده از رابطه ضریب میرایی (۲)، ثابت میرایی طبق رابطه زیر به دست آمد:

$$\xi = \frac{c}{2mf} \Rightarrow 0.025 = \frac{c}{2 \times 5 \times 9} \Rightarrow c = 2.25 \text{ kg/s}$$

ضریب سختی شاخه

در مبحث ارتعاشات و طراحی، تعیین ضریب سختی k امری بدیهی و لازم است. برای محاسبه این ضریب از یک نیروسنج فنری شکل ۲ استفاده گردید. با کشیدن شاخه در دو جهت عمود بر شاخه [۱۴] جهت حصول جابجایی شاخه به اندازه 0.145 متر، نیرویی به اندازه 10.8 نیوتن لازم بود [۱۴؛ ۲۰].

$$\delta = \frac{FL^3}{3EI} \quad (3)$$

$$k = \frac{F}{\delta} \quad (4)$$

در رابطه ۳، مقدار F نیروی لازم برای جابجایی شاخه بر حسب نیوتن، δ جابجایی شاخه در امتداد نیرو بر حسب متر، E ضریب الاستیسیته شاخه بر حسب پاسکال، I ممان اینرسی سطح بر حسب توان چهارم متر، L طول شاخه بر حسب

متر [۱۴؛ ۲۰]. در رابطه ۴، مقدار k ضریب سختی شاخه برحسب نیوتن بر متر می‌باشد که در آزمایش‌هایی که انجام گردید، ۷۵۰ نیوتن بر متر محاسبه شد.



شکل ۲. نیرو سنج جهت اندازه گیری نیروی استاتیکی لازم جهت جداسازی میوه.

مدل حرکت ارتعاشی

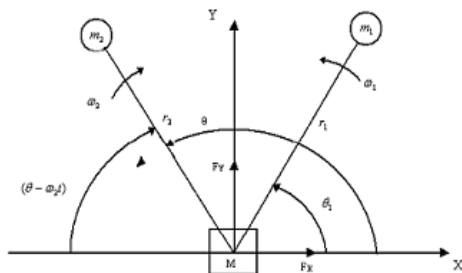
برای ایجاد حرکت ارتعاشی توسط وزنه‌های خارج از مرکز ابتدا معادله ارتعاشی یک وزنه به جرم m را که به فاصله r از مبدا قرار گرفته است و با سرعت زاویه‌ای ω در حال چرخش است [۲۱] به صورتی که در شکل ۳ (الف) مشاهده می‌گردد، در نظر گرفته شد:

$$x = r \cos \omega t \quad (۵)$$

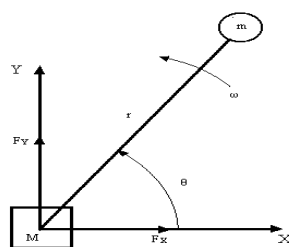
$$y = r \sin \omega t \quad (۶)$$

$$F_x = m \frac{d^2 x}{dt^2} = -m\omega^2 r \cos \omega t \quad (۷)$$

$$F_y = m \frac{d^2 y}{dt^2} = -m\omega^2 r \sin \omega t \quad (۸)$$



(ب)



(الف)

شکل ۳. (الف) حرکت تک جرمی. (ب) دوران معکوس دو وزنه خارج از مرکز [۲۱].

از محدودیت‌های استفاده از این روش را می‌توان عدم کنترل جهت ارتعاش نام برد که این امر باعث ایجاد خسارت زیادی به پوست درخت می‌گردد. برای غلبه بر این مشکل و کنترل جهت ارتعاش می‌توان از دو عدد وزنه خارج از مرکز

مطابق شکل ۳ (ب) استفاده نمود. در این محاسبات جرم M خیلی بزرگ فرض می‌شود. با استفاده از معادلات ارتعاشی تک جرمی می‌توان به معادلات مشروحه ۹ و ۱۰ دست یافت:

$$\sum F_x = m \frac{d^2x}{dt^2} = -m_1 \omega_1^2 r_1 \cos(\omega_1 t) - m_2 \omega_2^2 r_2 \cos(\theta - \omega_2 t) \quad (9)$$

$$\sum F_y = m \frac{d^2y}{dt^2} = -m_1 \omega_1^2 r_1 \sin(\omega_1 t) - m_2 \omega_2^2 r_2 \sin(\theta - \omega_2 t) \quad (10)$$

با توجه به معادلات چنانچه $m_1 = m_2 = m$ ، $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ ، $r_1 = r_2 = r$ و همچنین $\theta = \pi$ نتایج زیر به دست می‌آید:

$$\sum F_x = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_y = -2m\omega^2 r \sin(\omega t) \quad (12)$$

همان‌طور که از معادلات ۱۱ و ۱۲ مشخص است مجموع نیروها در جهت X صفر است و به عبارت دیگر نیروها در این جهت متعادل می‌باشند. 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 می‌آید:

$$y = \frac{2mr}{M} \sin(\omega t) \quad (13)$$

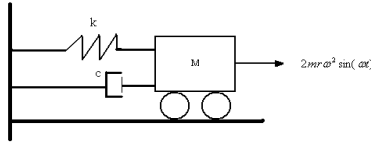
همچنین جابجایی مرکز جرم M را نیز می‌توان با دو بار انتگرال‌گیری از معادلات ۵ و ۶ به دست آورد:

$$x(t) = \left(\frac{m_1}{M}\right) r_1 \cos(\omega_1 t) + \left(\frac{m_2}{M}\right) r_2 \cos(\theta - \omega_2 t) \quad (14)$$

$$y(t) = \left(\frac{m_1}{M}\right) r_1 \sin(\omega_1 t) + \left(\frac{m_2}{M}\right) r_2 \sin(\theta - \omega_2 t) \quad (15)$$

مدل ارتعاشی شاخه

مدل و معادله ارتعاشی شاخه مطابق شکل ۴ در نظر گرفته می‌شود:



شکل ۴. مدل سازی ارتعاش شاخه [۲۱].

معادله ارتعاشی شاخه [۳] طبق رابطه زیر بیان می شود:

$$F = ma \quad (16)$$

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = 2mr\omega^2 \sin(\omega t) \quad (17)$$

در این رابطه C ضریب میرایی بر حسب نیوتن ثانیه بر متر و k سختی بر حسب نیوتن بر متر است. معادله ۱۸ از حل معادله مرتبه دوم ۱۷ حاصل می شود:

$$y(t) = \frac{2mr\omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{0.5}} \sin(\omega t - \alpha) \quad (18)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - \omega^2} \right) \quad (19)$$

چنانچه فرکانس طبیعی را به صورت $\omega_n^2 = \frac{k}{M}$ تعریف شود و نسبت میرایی به صورت $\xi = \frac{C}{(2M\omega_n^2)}$ تعریف شود با جایگزینی فرکانس طبیعی و ضریب میرایی در روابط (۱۸) و (۱۹) روابط (۲۰) و (۲۱) به دست می آید: [۲۰؛ ۲۱]

$$y(t) = \frac{\frac{2mr\omega^2}{k}}{\left[\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + 2 \left(\frac{\xi \omega^2}{\omega_n} \right) \right]^{0.5}} \sin(\omega t - \alpha) \quad (20)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{2\xi\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right) \quad (21)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{2 \times 0.025 \times 2 \times \pi \times 30}{2 \times \pi \times 12} \right) = 0.022 \text{ rad}$$

$$1 - \left(\frac{2 \times \pi \times 30}{2 \times \pi \times 12} \right)^2$$

شکل ۵ نشان می‌دهد که در منطقه فرکانس‌های نزدیک به تشدید، میرایی اثر بزرگی بر دامنه و زاویه فاز دارد. برای درک بهتر رفتار سیستم می‌توان نمودار شکل ۶ را در منطقه ω/ω_n کوچک، $\omega/\omega_n = 1$ ، کوچک و ω/ω_n 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 ۶ (الف). برای $\omega/\omega_n = 1$ زاویه فاز برابر با ۹۰ درجه بوده و دیاگرام نیرویی مطابق شکل ۶ (ب) 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 می‌کند و نیروی تحریک تقریباً با نیروی اینرسی بزرگ موجود برابری می‌کند. شکل ۶ (ج). [۲۰].

تعیین توان مصرفی

توان مصرفی از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۳؛ ۱۴].

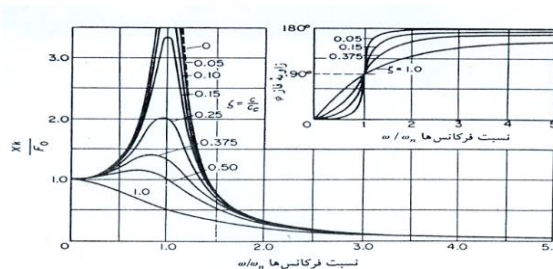
$$P(t) = F(T).V(T) \quad (22)$$

بنابراین با یک بار مشتق‌گیری از رابطه ۶ و با فرض اینکه $\omega \gg \omega_n$ ب رابطه زیر به دست می‌آید

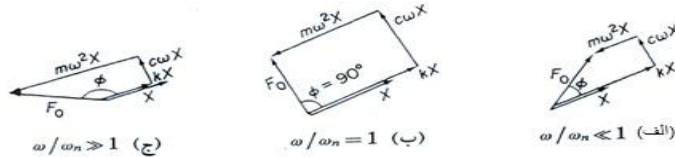
$$\frac{dy}{dt} = \frac{2mr\omega}{M} \cos(\omega t) \quad (23)$$

با ضرب کردن رابطه ۱۹ در رابطه ۸ رابطه توان لحظه‌ای ۲۴ حاصل می‌شود.

$$P_{inst} = [2mr\omega^2 \sin(\omega t)] \left[\frac{2mr}{M} \cos(\omega t - \alpha) \right] \quad (24)$$



شکل ۵. منحنی معادلات ارتعاشی مربوط به نسبت فرکانس‌ها [۲۰].



شکل ۶. ارتباط برداری در ارتعاش اجباری [۲۰].

برای به دست آوردن ماکزیمم توان مصرفی کافی است از رابطه (۲۴) نسبت به زمان مشتق گرفته و معادل صفر قرار گیرد که در نهایت معادله توان لحظه‌ای به صورت رابطه ۲۵ به ازای $t = \frac{(\pi/4 + \alpha/2)}{\omega}$ قابل محاسبه است [۲۰].

$$P_{inst} = \frac{4m^2 r^2 \omega^2}{M} \sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2}\right) \quad (25)$$

توان متوسط سیستم جهت طراحی سیستم انتقال نیرو از رابطه زیر محاسبه شد [۲۱]:

$$P_{avg} = \left[\frac{2m^2 r^2 \omega}{M} \right] \sin(\alpha) \quad (26)$$

$$P_{avg} = \left[\frac{2 \times (8)^2 \times (0.07)^2 \times (2 \times \pi \times 30)}{50} \right] \times \sin(0.022) = 0.3kW$$

تعیین گشتاور مصرفی

گشتاور بیشینه که در طراحی به کار می رود از رابطه ۲۷ محاسبه می شود [۲۰].

$$T \frac{P_{max}}{\omega_{max}} \quad (27)$$

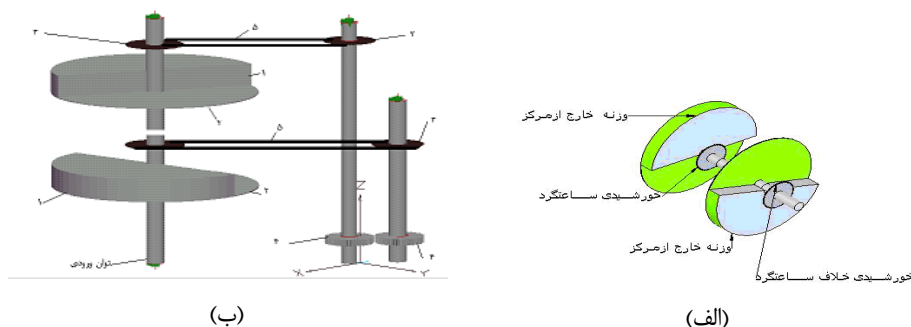
با توجه به توان مصرفی ماکزیمم که از رابطه (۲۵) به دست می آید ۰/۹ کیلو وات و همچنین جایگزینی فرکانس اعمالی ۳۰ هرتز در رابطه (۲۷) گشتاور بیشینه وارد به محورهای انتقال نیرو در مکانیسم ارتعاشی به صورت زیر محاسبه گردید.

$$T \frac{0.9 \times 1000}{2 \times \pi \times 30}_{max}$$

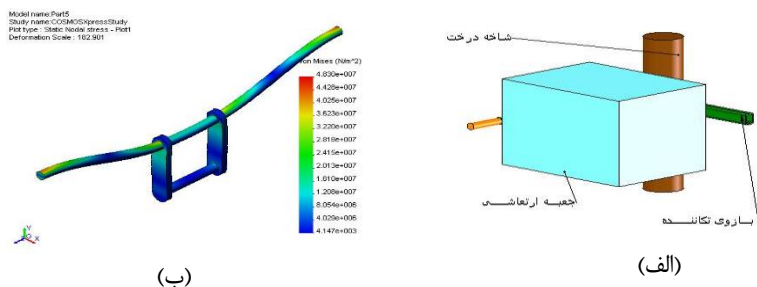
روش انجام آزمایش

نخستین قدم در طراحی مکانیسم ارتعاشی، طرح مکانیسم توسط نرم افزار Solid work بود. با استفاده از نرم افزار Working model شبیه‌سازی حرکتی و تحلیل دینامیکی، انجام شد. همان‌طور که در شکل ۷ (الف) مشاهده می‌شود دو عدد بشقاب فلزی جهت قرارگیری وزنه‌های خارج از مرکز طراحی و به صورت هم محور در جعبه ارتعاشی نصب شدند. در شکل ۷ (ب) آرایش مکانیسم انتقال به تصویر درآمده است. برای به حرکت درآوردن مکانیسم، زنجیرهای انتقال

نیرو طراحی گردیدند. این مکانیزم درون یک عدد جعبه مکعبی شکل همراه با یک بازوی تکاننده قرار می‌گرفت. شاخه بین بازوی تکاننده و جعبه ارتعاشی واقع و تحت ارتعاش قرار می‌گرفت. شکل ۸ (الف) چون بازوی درخت تکان نیروی ارتعاشی حاصل از دوران وزنه‌های خارج از مرکز را به شاخه درخت منتقل می‌نمود و تمامی وزن سیستم تکاننده و همچنین مستهلک کردن ارتعاشات وارده را به عهده داشت، بنابراین نخست با استفاده از نرم افزار cosmos express تحلیل‌های طراحی مطابق شکل ۸ (ب) بر روی این سیستم انجام شد. شاخه تکان نیاز به مکانیزمی داشت که دارای خاصیت شناوری باشد و علاوه بر آن این خاصیت را دارا باشد که در همه حال بتواند شاخه را در اختیار جعبه ارتعاشی و بازوی تکاننده قرار دهد. بنابراین مکانیزم شکل ۹ (الف) طراحی گردید. وظیفه سیستم پاندولی عدم انتقال ارتعاش به بازوها و تراکتور می‌باشد. به منظور چرخش بازوهای قابل انعطاف حول محور عمودی دستگاه بازوی تکیه گاهی دوار طراحی شد. شکل ۹ (ب).



شکل ۷. الف) طراحی سیستم دورانی. ب) طراحی مکانیزم انتقال قدرت.



شکل ۸. الف) طراحی جعبه حاوی وزنه‌های خارج از مرکز و بازوی تکاننده. ب) تحلیل تنش مربوط به سیستم پاندولی.



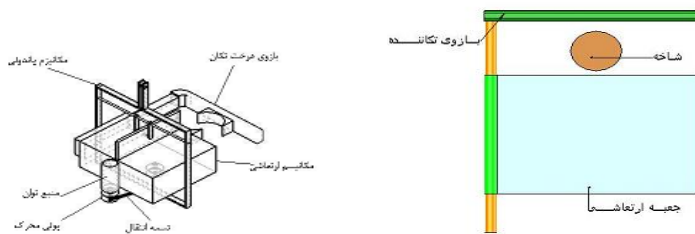
(ب)



(الف)

شکل ۹. بازوی تکیه گاهی دوار (الف) سیستم شناوری. (ب) مکانیزم گردش.

بازوی اتصال به شاخه به صورت تلسکوپی ساخته شده تا قابلیت تغییر طول را داشته باشد. با این مکانیزم می توان شاخه را به سمت جعبه ارتعاشی منحرف کرد و شاخه را بین جعبه و بازو قرار داد. میزان آزادی این بازو با شاخه درخت بایست که در حداقل ممکن باشد در غیر این صورت ارتعاشات به صورت ضربه ای به شاخه وارد شده و موجب آسیب شاخه درخت می شود، به منظور جلوگیری از وارد آمدن صدمه به پوست درخت در محل اتصال شاخه به بازو یک بالشتک لاستیکی تعبیه گردید. شکل ۱۰.

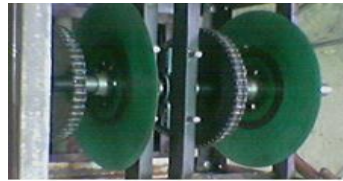


شکل ۱۰. مکانیزم انتقال نیرو توسط بازوی تلسکوپی.

به دلیل وجود ارتعاش در سیستم و همچنین عمود قرار گرفتن شافت های انتقال، ترجیح داده شد که از باتاقان های خود تطبیق در سیستم استفاده گردد. سیستم ارتعاشی در شکل ۱۱ (الف) و چگونگی قرار گرفتن چرخنده های معکوس ساز و خورشیدی ها در شکل ۱۱ (ب) به تصویر درآمده است. با جابجایی وزنه ها نسبت به مرکز بشقاب ها دامنه نوسان تغییر می یابد (شکل ۱۲). همان طور که در تصویر قابل مشاهده است در هر طرف بشقاب یک عدد وزنه قرار گرفته است. هدف از این کار حفظ تعادل بشقاب ها و استفاده از ممان اینرسی آنها جهت ذخیره انرژی و یکنواخت کردن نوسانات ارتعاش بود.



(ب)



(الف)

شکل ۱۱. (الف) سیستم ارتعاشی. (ب) چگونگی قرار گرفتن چرخنده‌های معکوس ساز و خورشیدی‌ها.

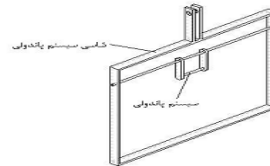


شکل ۱۲. مکانیزم وزنه‌های خارج از مرکز.

با نصب کردن سیستم ارتعاشی درون سیستم پاندولی می‌توان به راحتی بازوی درخت‌تکان را به شاخه نزدیک کرد و بازو را به شاخه متصل نمود. شکل ۱۳ نشان دهنده سیستم پاندولی و نحوه قرارگیری آن است.



(ب)



(الف)

شکل ۱۳. سیستم پاندولی (الف) طراحی سیستم. (ب) ساخت سیستم.



شکل ۱۴. چگونگی قرارگیری سیستم پاندولی بر روی شاخه و تنظیم آن.

برداشت میوه سیب ترش در خردادماه و در منطقه سپیدان استان فارس واقع در فاصله ۷۰ کیلومتری شهرستان شیراز انجام شد. پس از تنظیم شاخه‌تکان و تکاندن شاخه (شکل ۱۴)، میوه‌های جدا شده و سقوط کرده بر روی زمین شمارش

شدند. سپس شاخه‌هایی که تحت اثر تکاندن قرار گرفته بودند متمایز و تعداد میوه‌های باقی‌مانده بر روی این شاخه‌ها نیز شمارش گردیدند و از رابطه ۲۵ بازده تکانیدن شاخه تکان محاسبه شد [۲۱].

$$p = \frac{m_r}{m_r + m_u} \quad (25)$$

در این رابطه m_r تعداد یا جرم میوه های جدا شده، m_u تعداد یا جرم میوه های جدا نشده، P درصد جدا شدن میوه از درخت در نظر گرفته شد.

نیروی دینامیکی وارد بر میوه از رابطه (۲۶) به دست آمد [۲۱].

$$F = mr\omega^2 \quad (26)$$

در این رابطه F نیروی دینامیکی بر حسب نیوتن، m جرم میوه بر حسب کیلوگرم، r طول خارج از مرکز و برابر با نصف دامنه نوسان بر حسب متر و ω فرکانس نوسان بر حسب رادیان بر ثانیه می‌باشد.

جهت اندازه‌گیری نیروی جداسازی میوه از شاخه درخت با نصب یک واسطه بر روی میوه سیب ترش از یک نیروسنج ساده مطابق شکل ۲ استفاده شد که به تعداد ۱۰ عدد میوه سیب با این وسیله از شاخه جدا و نیروی استاتیکی محاسبه شد.

نتایج و بحث

اثر فرکانس و دامنه ارتعاش در ریزش میوه

پس از جمع‌آوری داده‌ها و پایان عملیات مزرعه‌ای، محاسبات لازم صورت گرفت و درصد برداشت میوه برای مقادیر مختلف دامنه و فرکانس نوسان برای برداشت سیب ترش در هر تیمار و در سه زمان ۱۰، ۵ و ۱۵ ثانیه تعیین گردید. در انجام محاسبات به منظور افزایش دقت محاسباتی از نرم افزار MSTATC استفاده گردید. نتایج حاصل از واریانس در جدول ۱ ارائه شده است. نتایج نشان داد ریزش سیب ترش به طور معنی‌داری ($p < 0.01$) تحت تاثیر زمان لرزش، دامنه، فرکانس و اثر متقابل دامنه موج در فرکانس قرار گرفت ولی اثر متقابل فرکانس ارتعاش و زمان ارتعاش و همچنین اثر متقابل دامنه ارتعاش و زمان ارتعاش بی‌معنی بود. همچنین اثر این سه عامل نیز بی‌معنی به دست آمد. نتایج مقایسه میانگین اثر تیمارها نشان داد (جدول ۲) افزایش دامنه نوسان در سطوح مختلف فرکانس باعث افزایش درصد ریزش میوه شده است. دلیل افزایش درصد ریزش میوه را می‌توان ناشی از افزایش شتاب میوه با افزایش دامنه ارتعاش دانست. جدول (۲) همچنین نشان داد که افزایش فرکانس نوسان در سطوح مختلف دامنه تاثیر کمتری نسبت به افزایش دامنه نوسان، بر درصد ریزش میوه داشته است و این برخلاف رابطه (۲۶) می‌باشد زیرا در این رابطه فرکانس نوسان با توان دوم و دامنه نوسان با توان اول بر روی نیروی دینامیکی جدایش اثر می‌گذارند. مقایسه میانگین اثر متقابل فرکانس و دامنه ارتعاش جدول (۳) نشان داد که در دامنه ثابت ۶۰ میلی‌متری افزایش فرکانس نوسان از ۲۰ به ۲۵ هرتز تفاوت معنی‌داری در افزایش ریزش میوه نداشته است ولی با افزایش فرکانس به ۳۰ هرتز ریزش میوه اندکی افزایش داشته است. جهت تحلیل این موضوع شکل ۱۵ با عنوان اثر دامنه و فرکانس ارتعاش بر روی درصد ریزش میوه ترسیم شد. با توجه به شکل ۱۵ مشاهده می‌شود که در فرکانس ثابت ۲۰ هرتز با افزایش دامنه نوسان تا ۶۰ میلی‌متر درصد ریزش میوه‌ها افزایش یافته است ولی با افزایش دامنه تا ۷۰ میلی‌متر شیب این روند کاهشی شده است. و افزایش دامنه در این فرکانس، از ۶۰ میلی‌متر به بالا اثر چندانی بر روی درصد ریزش نداشته است. در فرکانس‌های ثابت ۲۵ و ۳۰ هرتز روند افزایشی درصد ریزش

میوه حفظ شده است ولی در فرکانس ۳۰ هرتز روند افزایش درصد ریزش خطی تر است. در شکل ۱۶ با افزایش فرکانس در دامنه‌های ثابت روند افزایش درصد ریزش میوه حفظ شده است ولی فاصله‌دار بودن خطوط برازش حاکی از تاثیرگذاری بیشتر دامنه در افزایش درصد ریزش میوه است. جهت بررسی بیشتر فرکانس بر روی ریزش میوه به دلیل تعارض به دست آمده با رابطه ۲۶ روابط رگرسیونی شکل‌های ۱۶ و ۱۵ استخراج و به شرح شکل ۱۷ ثبت شد.

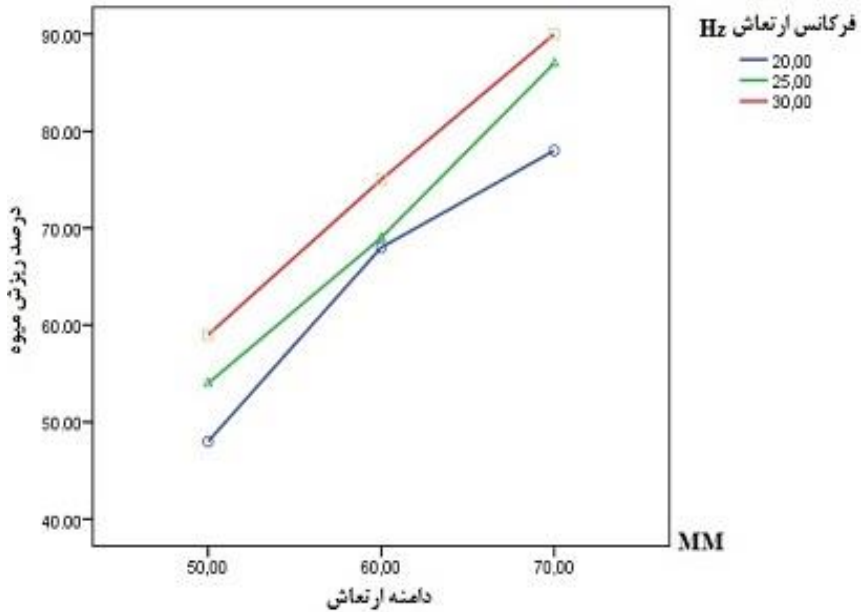
جدول ۱. میانگین مربعات اثر تیمارها بر میزان ریزش سبب ترش.

منابع تغییرات	درجه آزادی	میانگین مربعات
مدت لرزش	۲	۲۴۲.۲ ^{ns}
فرکانس	۲	۶۸۹.۲ ^{ns}
دامنه	۲	۶۶۱.۳ ^{ns}
مدت لرزش*فرکانس	۴	۲۰.۵ ns
مدت لرزش* دامنه	۴	۱.۳ ns
دامنه*موج* فرکانس	۴	۳۴.۳ [*]
مدت لرزش* دامنه*موج*فرکانس	۸	۳.۲ ns
خطا	۱۰.۴۷	۱۰.۴۷
ضریب تغییرات (CV)	۱۴.۹	۱۴.۹

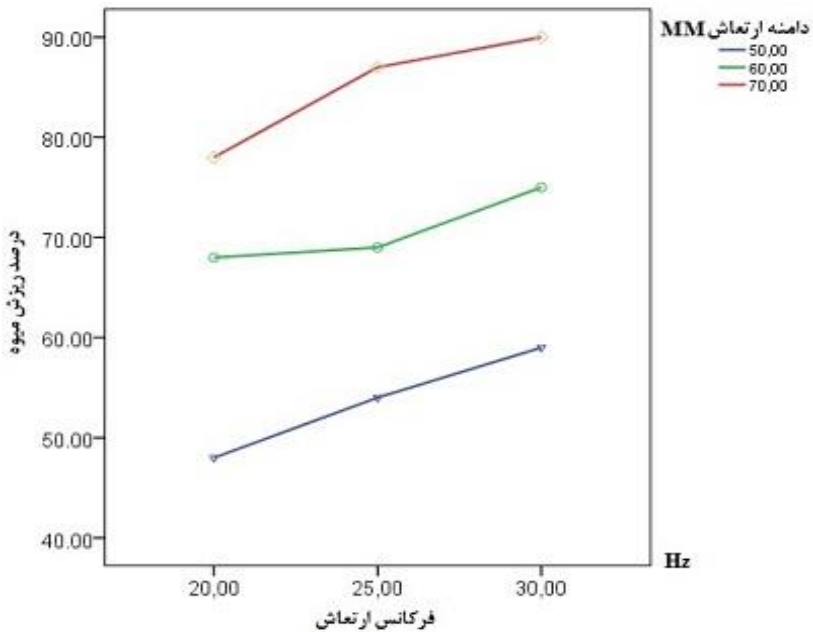
**وجود اختلاف معنی دار با احتمال ۹۹ درصد ns عدم وجود اختلاف معنی دار

جدول ۲. مقایسه میانگین اثر متقابل فرکانس و دامنه ارتعاش.

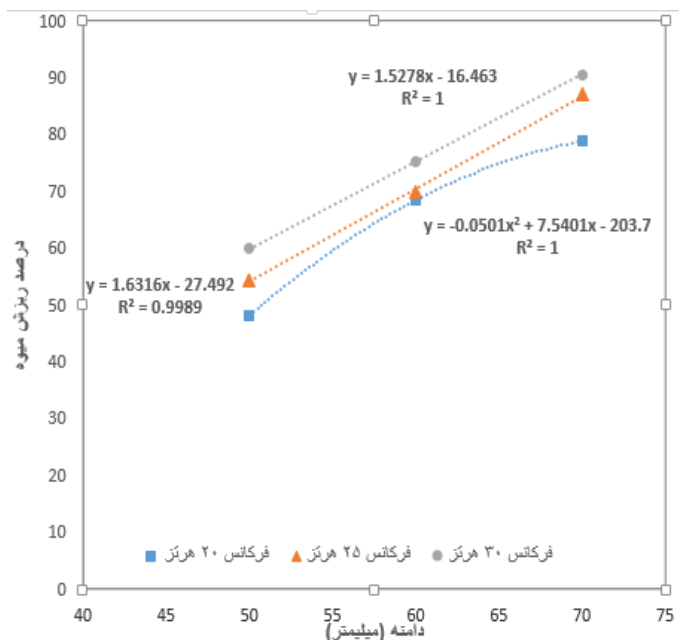
فرکانس ارتعاش (هرتز)	دامنه ارتعاش (میلی متر)	تعداد ریزش
۲۰	۵۰	۴۸.۱۲h
۲۰	۶۰	۶۸.۴۴e
۲۰	۷۰	۷۸.۷۴c
۲۵	۵۰	۵۴.۴۰۱g
۲۵	۶۰	۶۹.۷۷۱e
۲۵	۷۰	۸۷.۰۳۲b
۳۰	۵۰	۵۹.۹۰۸f
۳۰	۶۰	۷۵.۱۲d
۳۰	۷۰	۹۰.۵۲۳a



شکل ۱۵. اثر دامنه و فرکانس ارتعاش در ریزش میوه. ارتعاش در فرکانس ثابت.



شکل ۱۶. اثر دامنه و فرکانس ارتعاش در ریزش میوه. ارتعاش در دامنه ثابت.



شکل ۱۷. روابط رگرسیونی درصد ریزش در فرکانس‌های ثابت.

با توجه به معادله رگرسیونی حاصل شده در فرکانس ۲۰ هرتز با افزایش دامنه، شیب تغییرات کاهش یافته است (در این نمودار y درصد ریزش و x مقدار دامنه بر حسب میلی‌متر است) با مشتق‌گیری رابطه رگرسیونی و مساوی قرار دادن مشتق رابطه با صفر مشخص می‌شود که در دامنه ۷۵ میلی‌متر درصد ریزش کاملاً ثابت می‌شود و افزایش دامنه هیچ تاثیری در درصد ریزش میوه ندارد. روابط رگرسیونی در فرکانس‌های ۲۵ و ۳۰ هرتز نمایانگر این موضوع است که رابطه افزایش فرکانس ارتعاش و درصد ریزش میوه کاملاً خطی است ولی این به مفهوم افزایش فرکانس و دامنه ارتعاش به دلخواه نیست بلکه بایستی خسارت به درخت نیز در نظر گرفته شود. افزایش فرکانس ارتعاش موجب افزایش ریزش شاخه و برگ و صدمه به درخت شد. به این ترتیب برای حصول برداشت میوه‌ای مناسب می‌توان دامنه ۷۰ میلی‌متر با فرکانس ۲۵ هرتز انتخاب نمود که علاوه بر برداشت مناسب، خسارت چندانی به درخت وارد نمی‌سازد. در فرکانس ۳۰ هرتز نسبت به ۲۵ هرتز ریزش برگ و شکستن شاخه‌ها مشهود بود. (شکل ۱۸).



شکل ۱۸. اثر ریزش برگ و شکستن شاخه در فرکانس ۳۰ هرتز.

اثر فرکانس و دامنه و مدت زمان ارتعاش در ریزش میوه

با اعمال ارتعاش در دامنه‌های ارتعاشی ۵۰، ۶۰ و ۷۰ میلی متر و با فرکانس‌های نوسانی ۲۰، ۲۵ و ۳۰ هرتز در زمان‌های ۱۰، ۱۵ و ۲۰ ثانیه جدول ۳ ترسیم شده است تا اثرات زمان ارتعاش نیز بر میزان ریزش میوه بررسی گردد. با توجه به جدول با افزایش زمان ارتعاش از ۵ ثانیه به ۱۰ ثانیه در فرکانس‌ها و دامنه‌های مختلف درصد ریزش میوه افزایش یافته است ولی این درصد افزایش از زمان ۱۰ ثانیه به ۱۵ ثانیه بسیار اندک و حتی قابل چشم پوشی است.

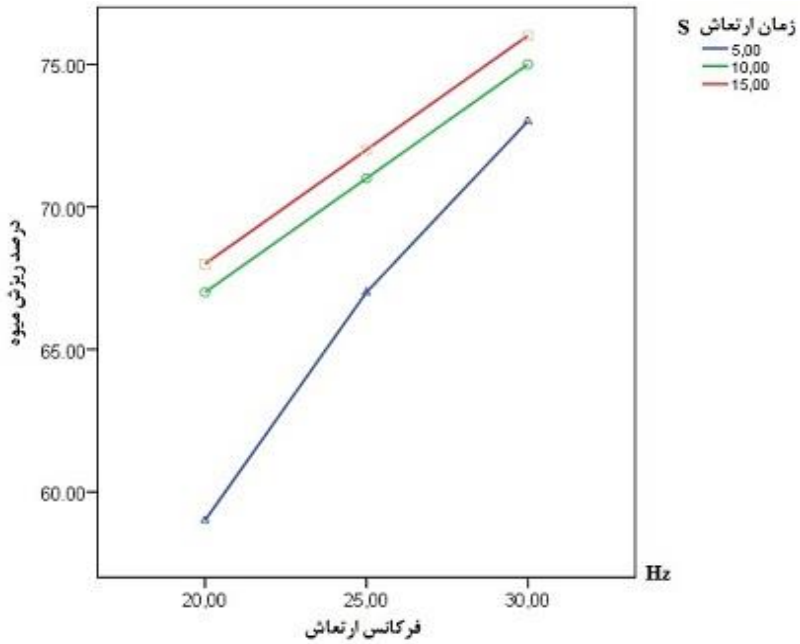
جدول ۳. مقایسه میانگین اثر تیمارهای مدت لرزش، فرکانس ارتعاش و دامنه موج بر درصد ریزش میوه.

مدت زمان ارتعاش (ثانیه)		فرکانس ارتعاش (هرتز)		دامنه ارتعاش (میلی متر)	
تیمار	مدت لرزش (ثانیه)	تعداد ریزش	فرکانس (هرتز)	تعداد ریزش	دامنه (میلی متر)
۱	۵	۶۶.۸ ^{۱۲}	۲۰	۶۵.۱ ^{۱۲}	۵۰
۲	۱۰	۷۱.۵ ^{۱۲}	۲۵	۷۰.۳ ^{۱۲}	۶۰
۳	۱۵	۷۲.۴ ^{۱۲}	۳۰	۷۵.۲ ^{۱۲}	۷۰
ضریب تغییرات (CV)		۱۴.۹	۱۵	۱۴	

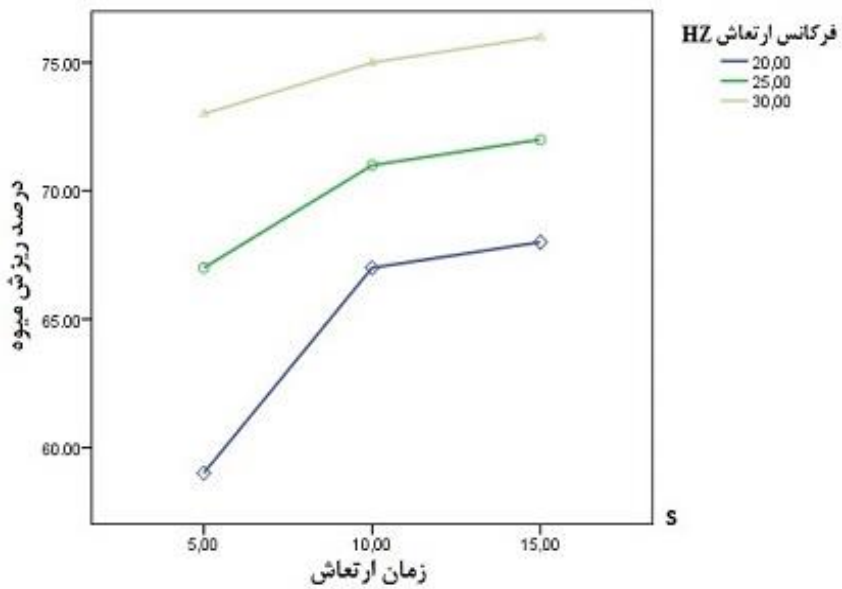
در واقع افزایش زمان نوسان به جای افزایش درصد ریزش میوه بیشتر صرف حرکت دادن شاخه‌ها و ریزش برگ‌ها شده است. جهت بررسی بیشتر نمودار ۳ با عنوان اثر زمان و فرکانس در افزایش درصد ریزش میوه ترسیم شدند. در شکل ۱۹ (الف) با افزایش فرکانس در زمان‌های ثابت افزایش درصد ریزش و در شکل ۱۹ (ب) با افزایش زمان در فرکانس‌های ثابت افزایش درصد ریزش و در فرکانس ۲۵ هرتز کاهش شیب و عدم رشد درصد ریزش محسوس میوه مشاهده شد. بنابراین با افزایش زمان از ۵ ثانیه به ۱۰ ثانیه با اعمال فرکانس‌های ارتعاش شاهد افزایش ریزش شدید میوه در مدت زمان ۱۰ ثانیه هستیم.

جهت بررسی بیشتر و کسب نتایج دقیق‌تر اثر دامنه ارتعاش در زمان‌های متفاوت بر روی افزایش درصد ریزش میوه نیز بررسی و شکل ۲۰ با عنوان اثر زمان و دامنه ارتعاش در درصد ریزش میوه ترسیم شد. در شکل ۲۰ (الف) با افزایش دامنه ارتعاش در زمان‌های ثابت، درصد ریزش میوه افزایش یافته است ولی این افزایش نسبت به افزایش فرکانس ملایم‌تر است ولی از زمان ۱۰ به ۱۵ ثانیه افزایش درصد ریزش کاملاً نامحسوس است. در شکل ۲۰ (ب) در دامنه‌های ثابت، افزایش زمان ارتعاش موجب افزایش درصد ریزش میوه شد ولی در این شکل نیز همانند شکل ۱۹ با افزایش زمان ارتعاش، درصد ریزش میوه از زمان ۱۰ ثانیه به بالا به سمت ثابت شدن پیش‌رفته است.

کامگار و همکاران (۲۰۱۴) در برداشت سیب گلدن دلشیز از شاخه گزارش کردند که به احتمال ۹۵ درصد سطوح مختلف دامنه و فرکانس ارتعاش بر روی درصد ریزش میوه تاثیر معنی‌داری داشته است و در نهایت دامنه ۴۰ میلی‌متر و فرکانس نوسان ۱۲ هرتز در مدت زمان نوسان ۱۰ ثانیه سبب جدایش ۹۴ درصد سیب مورد آزمایش از درخت شد [۲۱].

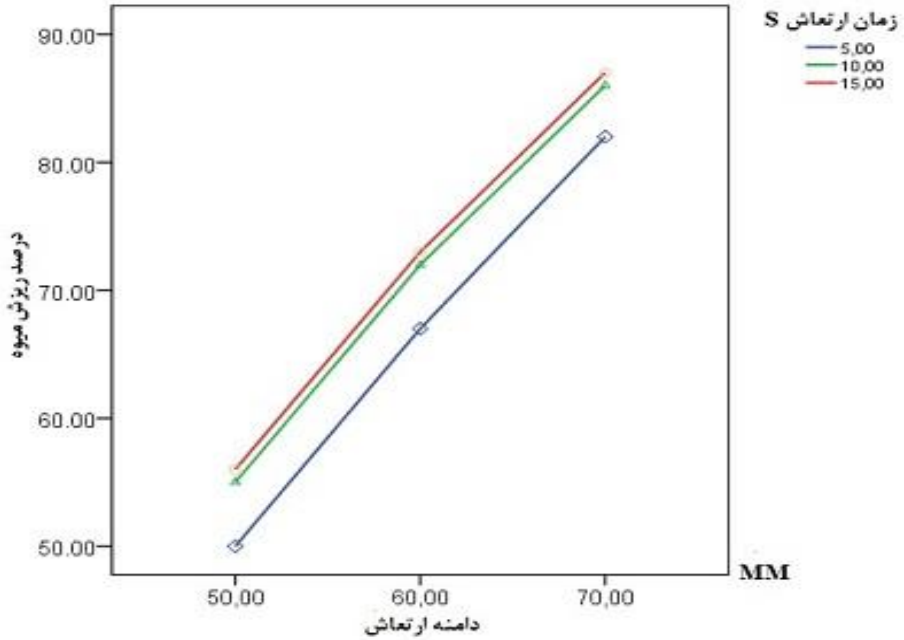


(الف)

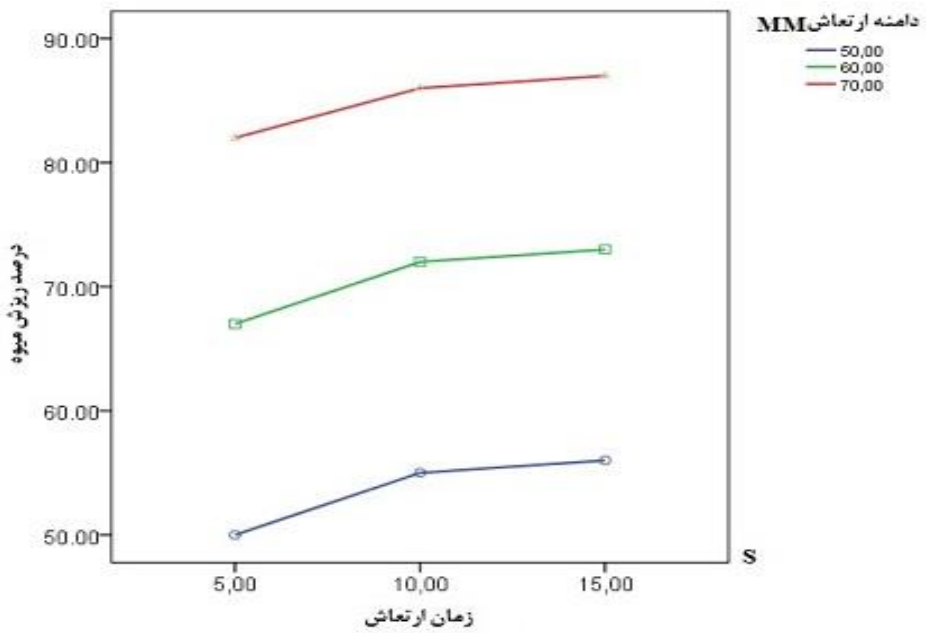


(ب)

شکل ۱۹. اثر زمان و فرکانس در افزایش درصد ریزش الف) زمان ثابت. ب) فرکانس ثابت.



(الف)



(ب)

شکل ۲۰. اثر زمان و دامنه ارتعاش در افزایش درصد ریزش میوه (الف) زمان ثابت. (ب) دامنه ثابت.

اردوغان و همکاران (۲۰۰۳) در برداشت زردآلو با افزایش دامنه نوسان و فرکانس ارتعاش درصد برداشت ۱۰۰ درصدی این میوه را در دامنه ۲۰ میلی‌متر و فرکانس ۲۰ هرتز و در مدت زمان ارتعاش ۱۰ ثانیه گزارش کرده است در حالی که با کاهش فرکانس ارتعاش به ۱۵ هرتز درصد ریزش میوه به ۹۷/۷ کاهش یافته است [۲۲]. پلات و همکاران (۲۰۰۷) در برداشت پسته با یک تکاننده مجهز به بازوهای هیدرولیکی با منبع PTO تراکتور و قابل حمل با این وسیله میزان ریزش ۱۰۰ درصدی میوه را در دامنه ۶۰ میلی‌متر و فرکانس ۲۰ هرتز در مدت زمان ۱۰ ثانیه گزارش کردند. در دامنه ۵۰ میلی‌متر و فرکانس ۲۰ هرتز میزان ریزش میوه به ۹۵/۵ درصد کاهش یافت [۲۳]. رضایی و همکاران (۲۰۱۳) در برداشت زیتون با یک شاخه تکان پنوماتیکی قابل حمل گزارش کردند که در فرکانس‌های ثابت با افزایش دامنه نوسان از ۵۰ به ۸۰ میلی‌متر اختلاف معنی‌داری در درصد ریزش میوه مشاهده نشد اما با افزایش دامنه نوسان از ۸۰ به ۱۰۰ میلی‌متر درصد ریزش میوه افزایش یافته است. و ریزش ۹۰ درصدی در فرکانس ۱۶ هرتز و دامنه ۱۰۰ میلی‌متر در مدت زمان ارتعاش ۵ ثانیه گزارش شد. [۲۴].

محاسبه نیروی استاتیکی و دینامیکی لازم جهت جداسازی میوه از شاخه

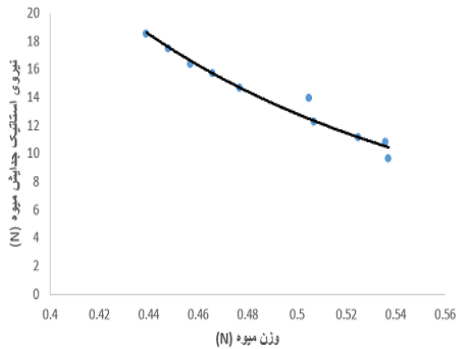
جهت به دست آوردن نیروی لازم جهت جدا سازی سیب ترش از شاخه یا از دم‌میوه از یک نیروسنج (شکل ۲) استفاده و در جدول (۴) با عنوان خصوصیات نیروی استاتیکی جهت جدا سازی میوه و در جدول (۵) با عنوان خصوصیات فیزیکی میوه سیب و نسبت نیروی استاتیکی لازم برای جداسازی میوه به وزن ثبت شد. در این دو جدول جدایش جهت جداسازی یک مجموعه سیب از درخت بدون توجه به بالغ و غیر بالغ بودن سیب‌ها اندازه گیری و ثبت شد. به طور وضوح عدد پایین مربوط به سیب‌های بالغ و عدد بالا مربوط به سیب‌های نابالغ بود. جهت بررسی بیشتر و نمودار وزن در برابر نیروی استاتیکی لازم جهت تحلیل بیشتر نسبت نیرو به وزن ترسیم شد.

جدول ۴. خصوصیات نیروی استاتیکی جهت جدا سازی میوه از شاخه.

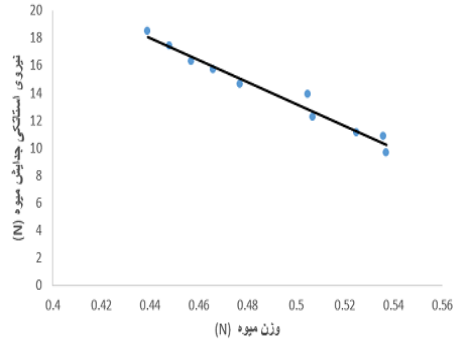
نوع میوه	نیروی استاتیکی لازم جهت جدا سازی میوه (F_s)		
سیب ترش	کمینه (N)	بیشینه (N)	میانگین (N)
	۹.۶	۱۸.۵	۱۴.۰۵

جدول ۵. خصوصیات فیزیکی میوه سیب و نسبت نیروی استاتیکی لازم برای جداسازی میوه به وزن.

نوع میوه	جرم متوسط میوه (m) گرم	وزن متوسط میوه (w) نیوتن	قطر متوسط هندسی (d) میلی متر	نسبت F_s/W
سیب ترش	۵۰	۰.۴۹	۴۵	۲۸



(ب)



(الف)

شکل ۲۱. نمودار خطی و توانی نیروی استاتیکی در برابر وزن میوه.

در شکل ۲۱ الف) رابطه نیروی استاتیکی با وزن میوه به صورت رابطه خطی $F = -80.277W + 53.322$ با $R^2 = 0.9683$ به دست آمد. محققانی نظیر گل پیرا (۲۰۰۰) بر روی برداشت زیتون [۱۳] و محسنی نیاری (۲۰۰۶) بر روی لیمو ترش [۲۵] رابطه نیروی استاتیکی و وزن را به صورت خطی گزارش کرده‌اند. در شکل ۲۱ ب) رابطه توانی نیروی استاتیکی با وزن میوه به صورت $F = 1.7647 W^{-2.861}$ با $R^2 = 0.9536$ به دست آمد که این نوع رابطه توانی بین نیروی استاتیکی و وزن توسط محققانی نظیر لغوی و ابونجمی (۲۰۰۱) بر روی ریزش و برداشت خرما [۱۸]، کامگار و همکاران (۲۰۱۴) بر روی برداشت سیب گلدن دلشیز [۲۱]، در تحقیقات پیشین گزارش شده است.

با مقایسه دو رابطه با توجه به اختلاف R^2 در دو رابطه هبستگی خطی و توانی، بیان رابطه خطی بین نیروی استاتیکی جدایش و وزن میوه در این مطالعه و این نوع محصول منطقی‌تر است. پس از محاسبه و گزینش بهترین رابطه نیروی استاتیکی با وزن، از رابطه (۲۶) جهت به دست آوردن مقادیر مختلف نیروی دینامیکی با توجه به دامنه نوسان و فرکانس‌های مختلف و جدول (۵)، رابطه نیروی دینامیکی و ریزش در مدت زمان ۱۰ ثانیه مورد ارزیابی قرار گرفت. با توجه به جدول (۶) مشاهده می‌شود که با افزایش نیروی دینامیکی به جز در فرکانس ۲۵ هرتز و دامنه ۵۰ میلی‌متر و فرکانس ۳۰ هرتز و دامنه ۵۰ میلی‌متر رو به افزایش است. علت این امر را می‌توان اثر بیشتر دامنه نوسان در ریزش میوه در فرکانس‌های بالا توجیه کرد. در فرکانس‌های بالا و دامنه پایین، فرکانس‌های اعمالی به جای این که صرف جدایش میوه از شاخه شود بیشتر صرف حرکت نوسانی شاخه‌ها می‌شود و با توجه به خاصیت میرایی شاخه این حرکت نوسانی به میوه منتقل نمی‌شود.

موضوع بعدی که در این جدول قابل مشاهده است بزرگ‌تر بودن اندازه نیروی دینامیکی نسبت به نیروی استاتیکی جدایش میوه از شاخه است که انتظار ریزش ۱۰۰ درصدی را برآورده نمی‌کند که علت اصلی این موضوع را می‌توان در نحوه اتصال شاخه تکان به شاخه و فرم ارتعاشی شاخه در نظر گرفت که به دلیل ساختار ناهمگون شاخه از قسمت نوک شاخه تا محل اتصال به تنه در نقاط انتهایی شاخه نوسانات به خوبی منتقل نمی‌شود و ریزش ۱۰۰ درصد تامین نمی‌شود.

جدول ۶. نیروی دینامیکی وارد بر میوه در فرکانس و دامنه های مختلف.

فرکانس ارتعاش (هرتز)	فرکانس ارتعاش (ثانیه/رادیان)	میانگین جرم میوه (کیلوگرم)	دامنه نوسان (متر)	نیروی دینامیکی جداسازی میوه (نیوتن)	درصد ریزش میوه
۲۰	۱۲۵.۶	۰.۰۵	۰.۰۵	۳۹.۴۳	۵۰.۵
۲۰	۱۲۵.۶	۰.۰۵	۰.۰۶	۴۷.۳۲	۷۰.۵
۲۰	۱۲۵.۶	۰.۰۵	۰.۰۷	۵۵.۲۱	۸۰.۲
۲۵	۱۵۷	۰.۰۵	۰.۰۵	۶۱.۶۲	۵۵.۴
۲۵	۱۵۷	۰.۰۵	۰.۰۶	۷۳.۹۰	۷۰.۳
۲۵	۱۵۷	۰.۰۵	۰.۰۷	۸۶.۲۷	۸۸.۴
۳۰	۱۸۸.۴	۰.۰۵	۰.۰۵	۸۸.۷۳	۶۰.۶
۳۰	۱۸۸.۴	۰.۰۵	۰.۰۶	۱۰۶.۴۸	۷۶.۵۱
۳۰	۱۸۸.۴	۰.۰۵	۰.۰۷	۱۲۴.۲۳	۹۱.۳۵

شاخه‌هایی که رشد و به سمت پایین انحنا پیدا می‌کنند و یا در اثر باردهی فراوان سنگین می‌شوند، قابلیت انتقال ارتعاش ضعیفی دارند و انتقال ارتعاش از نقطه‌ای که ارتعاش به آنها وارد می‌گردد تا محل اتصال میوه به شاخه مطلوب نیست. قابلیت انتقال می‌تواند توسط هرس شاخه‌ها به نحوی که کوتاه و خشبی تر شوند، بهبود یابد. قابلیت انتقال خوب و سفتی شاخه می‌تواند به ارتعاش شاخه در بسامد تشدید کمک کند. شاخه‌های انعطاف‌پذیر و خمیده که همانند میران‌های مکانیکی عمل می‌کنند بسامد تشدید را به سیستم میوه- شاخه انتقال نمی‌دهند [۲۶]. نتایج بیومتری الیاف درخت آلوچه نشان داد که خواص بیومتری الیاف در محور شعاعی ساقه از مغز به سمت پوست از یک الگوی افزایشی پیروی می‌کند [۲۷].

نتیجه‌گیری

در مطالعه انجام شده در حالت اتصال افقی شاخهٔ تکان بر روی شاخه‌های با قطر ناهمگون شاخه از قطر متوسط ۵۰ الی ۷۰ میلی‌متر در فرکانس‌های ارتعاشی ثابت، با افزایش زمان ارتعاش از ۵ به ۱۰ ثانیه ریزش میوه افزایش یافته است ولی با افزایش زمان ارتعاش از ۱۰ ثانیه به ۱۵ ثانیه شاهد اختلاف معنی‌داری در ریزش میوه حاصل نشد و این ریزش بسیار ناچیز است و ارتعاش شاخه تکان صرف ریزش برگ و شکستن شاخ و برگ درخت می‌شود. افزایش فرکانس ارتعاش در ریزش میوه در دامنه‌های ثابت اثر معنی‌داری نداشت در حالی که افزایش دامنهٔ نوسان در فرکانس‌های ثابت معنی‌دار بود. در فرکانس‌های بالا بر خلاف رابطهٔ نیروی دینامیکی با توان دوم ارتعاش، عامل تعیین‌کنندهٔ ریزش، دامنهٔ نوسان است و علت آن را می‌توان در فرم ارتعاشی شاخه و انعطاف‌پذیری شاخه‌های مورد آزمایش، جهت ارتعاش و نقاط اتصال شاخه‌تکان به شاخه دانست. به طور کلی رابطهٔ نیروی استاتیکی جدایش به صورت خطی و انتخاب نوسان ۲۵ هرتز در دامنه ۷۰ میلی‌متر و مدت زمان ارتعاش ۱۰ ثانیه جهت برداشت ۸۸/۴ درصدی میوه با حداقل آسیب به درخت و شاخه انتخاب شد.

References

- [1] Loghavi, M., Khorsandi, F., Kamgar, S., & Souri, S. (2010, June 13-17). *The effects of shaking frequency and amplitude on detachment of Estahban dried fig (Ficus carica cv. Sabz)*. XVIIth World Congress of the International Commission of Agricultural

- and Biosystems Engineering, Quebec, Canada. <https://library.csbe-scgab.ca/docs/meetings/2010/CSBE100348.pdf>
- [2] Du, X., Chen, S., Qiu, G., He, L., & Wu, C. (2014). Mechanical admittance measurement and analysis of dwarf Chinese hickory trees under impact excitations. *Transactions of the American Society of Agricultural and Biological Engineers*, 57(2), 345-354. <https://doi.org/10.13031/trans.57.9816>
- [3] Rezaei, A., Loghavi, M., & Kamgar, S. (2016). Mechanical harvesting of wild almond (*Amygdales scoparia*) by a pneumatic branch shaker. *International Journal of Advances in Agricultural Science and Technology*, 3(2), 1-15. <https://ijaast.com/publications/vol3issue2/V3I202.pdf>
- [4] Wang, D., Chen, D., Wang, S., Chen, Z., & Zhang, F. (2017). Analysis on vibratory harvesting mechanism for trained fruit tree based on finite element method. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 33(1), 56-62. <https://www.ingentaconnect.com/content/tcsae/tcsae/2017/00000033/a00100s1/art00009>
- [5] Zhang, X., He, L., Majeed, Y., Karkee, M., Whiting, M. D., & Zhang, Q. (2017, July 16-19). *A study of the influence of pruning strategy effect on vibrational harvesting of apples*. 2017 American Society of Agricultural and Biological Engineers Annual International Meeting, Spokane, Washington. <https://doi.org/10.13031/aim.201700812>
- [6] Liu, T-H., Luo, G., Ehsani, R., Toudeshki, A., Zou, X-J., & Wang, H-J. (2018). Simulation study on the effects of tine-shaking frequency and penetrating depth on fruit detachment for citrus canopy-shaker harvesting. *Computers and Electronics in Agriculture*, 148, 54-62. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2018.03.004>
- [7] Wang, M., Ma, S., Xing, H., Wang, F., Xing, H., & Bai, J. (2019, July 7-10). *An Experimental Study on a Specialized Catching Device for Mechanical Harvesting of Apples*. 2019 American Society of Agricultural and Biological Engineers Annual International Meeting, Boston, Massachusetts USA. <https://doi.org/10.13031/aim.2019.00691>
- [8] Du, X., Chen, K., Ma, Z., Wu, C., & Zhang, G. (2020). Design, construction, and evaluation of a three-dimensional vibratory harvester for tree fruit. *Applied Engineering in Agriculture*, 36(2), 221-231. <https://doi.org/10.13031/aea.13478>
- [9] Zhang, Z., Igathinathane, C., Li, J., Cen, H., Lu, Y., & Flores, P. (2020). Technology progress in mechanical harvest of fresh market apples. *Computers and Electronics in Agriculture*, 175, 105606. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105606>
- [10] Afsah-Hejri, L., Homayouni, T., Toudeshki, A., Ehsani, R., Ferguson, L., & Castro-García, S. (2022). Mechanical Harvesting of Selected Temperate and Tropical Fruit and Nut Trees. In I. Warrington (Ed.), *Horticultural Reviews*. John Wiley & Sons. <https://doi.org/10.1002/9781119851981.ch4>
- [11] Snell, L. D., & Birrell, S. J. (2015). Coupled moment analysis of stacked counter-rotating eccentric-mass tree shaker energy-wheel system. *Biosystems Engineering*, 136, 92-101. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2015.04.008>
- [12] Rao, J. S. (2015). Theory of Machines through the 20th century. *Mechanism and Machine Theory*, 89, 43-71. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.08.003>
- [13] Golpira, H. (2000). *Design, construction and evaluation of a shaking machine to investigate the effect of amplitude and vibration frequency on fruit separation* [Master, Shiraz University]. Iran. <https://search.ricest.ac.ir/dl/search/defaultta.aspx?DTC=16&DC=45309>
- [14] Loghavi, M. & Rahimi, H. (2007). Effects of Shaking Amplitude and Frequency on Nut and Cluster Detachment of Two Varieties of Pistachio. *Journal of Water and Soil Science*, 11(40), 109-123. <http://jstnar.iut.ac.ir/article-1-690-en.html>

- [15] Golpira, H., & Loghavi, M. (2022). Vibration Mode for Effective Mechanical Harvesting of Shengy Olive. *Journal of Agricultural Machinery*, 12(1), 33-41. <https://doi.org/10.22067/jam.2021.58671.0>
- [16] Niu, Z., Xu, Z., Deng, J., Zhang, J., Pan, S., & Mu, H. (2022). Optimal vibration parameters for olive harvesting from finite element analysis and vibration tests. *Biosystems Engineering*, 215, 228-238. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.01.002>
- [17] Ghanbari, M., & Dehghani Soufi, M. (2022). Determination of Physical and Mechanical Properties of Lunar Cabbage. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 18(4), 133-144. <https://doi.org/10.48301/kssa.2021.257384.1275>
- [18] Loghavi, M., & Abonajmi, M. (2001). Effects of shaking mode frequency and amplitude on shahani date fruit detachment. I: design and development of an experimental shaker. *Iran Agricultural Research*, 20(2), 121-138. <https://doi.org/10.22099/iar.2001.4294>
- [19] Martin, G. H. (2004). *Kinematics and dynamics of machines* (M. E. Pazuki, Trans.; 7 ed.). Amon. <https://www.gisoom.com/book/1295981>
- [20] Thomson, W. T., & Dahle, M. D. (2007). *Theory of vibrations and applications* (A. Karmimohammadi, Trans.; 7 ed.). Norpardazan. <https://www.gisoom.com/book/11427405/>
- [21] Kamgar, S., Rezaei, A., & Khirieh, M. (2015). Development and evaluation of a tractor branch shaker with float arms for apple harvesting. *Journal of Researches in Mechanics of Agricultural Machinery*, 4(1), -. https://jrmam.sku.ac.ir/article_10056.html?lang=en
- [22] Erdoğan, D., Güner, M., Dursun, E., & Gezer, İ. (2003). Mechanical Harvesting of Apricots. *Biosystems Engineering*, 85(1), 19-28. [https://doi.org/10.1016/S1537-5110\(03\)00024-2](https://doi.org/10.1016/S1537-5110(03)00024-2)
- [23] Polat, R., Gezer, I., Guner, M., Dursun, E., Erdogan, D., & Bilim, H. C. (2007). Mechanical harvesting of pistachio nuts. *Journal of Food Engineering*, 79(4), 1131-1135. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2006.03.023>
- [24] Rezaei, A., Loghavi, M., Kamgar, S., & Rezaei, D. (2015). Design Portable Pneumatic Branch Shaker with Programmable Logic Controller. *Iranian Journal of Biosystems Engineering*, 46(1), 19-29. <https://doi.org/10.22059/ijbse.2015.54333>
- [25] Loghavi, M., & Mohseni, S. (2007). The Effects of Shaking Frequency and Amplitude on Detachment of Lime Fruit. *Iran Agricultural Research*, 24.25(1.2), 27-38. <https://doi.org/10.22099/iar.2007.194>
- [26] Hussain, A. A. M., Rehkugler, G. E., & Gunkel, W. W., (1975). Tree Limb Response to a Periodic Discontinuous Sinusoidal Displacement. *Transactions of the American Society of Agricultural and Biological Engineers*, 18(4), 0614-0617. <https://doi.org/10.13031/2013.36644>
- [27] Rezanezhad Divekolae, M., Khatiri, A., & Hassanpoor Tichi, A. (2022). Investigation of Anatomical and Physical Properties of Plum Wood (*Prunus Cerasifera*) in the Wood and Paper Industry. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 18(4), 251-263. <https://doi.org/10.48301/kssa.2021.286233.1530>