طراحی، ساخت و ارزیابی آزمایشگاهی بالارو غلتکی جهت سرویس درخت خرما

مینا رستمی زاده[۱] ، محسن شمسی[۲]، مجید فولادی[۳]

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه شهید باهنر کرمان

۲- دانشیار گروه مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه شهید باهنرکرمان،shamsi@uk.ac.ir

۳- دانشیار گروه مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان،fooladi@uk.ac.ir

چکیده

در این تحقیق یک ماشین آزمایشگاهی که تکیه گاه آن تنه درخت می باشد ساخته شده است. این ماشین دارای یک شاسی دوتیکه کشویی روبروی هم و یک جفت چرخ غلتک مانند است. این مکانیزم کشویی به کمک یک جفت فنر با بزرگتر و کوچکتر شدن قطر درخت همیشه غلتکها را به درخت چسبانده ونیروی تراکشن مورد نیاز را تامین می کند. هر یک از غلتکها از یک موتور الکتریکی ۱۲،DCولت، ۱۰۰ وات، انرژی می گیرند. پس از طراحی و ساخت ماشین روی یک تنه درخت خرما مورد آزمایش قرار گرفت. مدت زمان اتصال ماشین به درخت حدود یک دقیقه است. میانگین سرعت ماشین بدون بار 9.5cm/s بدست آمد. بررسی عملکرد دقیق تر ماشین توسط یک طرح فاکتوریل، نشان داد که فاکتور "نسبت کاهش دور" مکانیزم انتقال توان زنجیری و فاکتور "نیروی تماس غلتک ها" با درخت، هر کدام روی لغزش غلتکهای ماشین تاثیر معنی داری در سطح اطمینان ۵ ٪ داشتند. نتایج حاصل از آزمایش بارگذاری، نشان داد که در هنگام حمل وزنه های 80N تا 100N سرعت دستگاه به طور متوسط 13cm/s و لغزش غلتکها 14% است که بهترین حالت کار در این بازه وزنی می باشد. میانگین توان مکانیکی مصرفی ماشین در حالت بهینه 44.8W بدست آمده است. ماشین قادر به بالابردن حداکثر 200N وزنه بودکه با افزایش وزنه ها از سرعت دستگاه کاسته و به درصد لغزش غلتکهای ماشین افزوده شد.

واژه های کلیدی : بالارو غلتکی، برداشت خرما، سرویس نخل خرما، مکانیزاسیون خرما

مقدمه

خرما به طور گسترده به عنوان یک میوه تازه، مربا و یک شیرین کننده مورد مصرف قرار میگیرد. به طور مثال کشور عربستان که یک کشور خرماخیز و از تولید کنندگان اصلی خرما است، این محصول به طور قابل توجهی در تولیدات کشاورزی این کشور اهمیت دارد. در عربستان سعودی ۴۰۰ گونه رشد وجود دارد. درخت خرما معمولا ۱۰ تا ۱۵ متر رشد می کند وشامل تنه های بلند و باریک ۳۰۰ تا ۵۰۰ میلی متر در قطر با برگ های ریش ریش در تاج درخت است. خرما در خوشه هایی در یک حلقه حدود ۱/۲مترقطر حلقه، رشد میکند. حدود ۵ تا ۶ نمونه خوشه وجود دارد که ۶ تا ۱۰ کیلوگرم وزن خوشه های هر درخت است. نخل های خرما معمولا با آب پمپ شده از چاه های عمیق آبیاری سیلی می شوند، زیرا در طول فصل رشد بارندگی در عربستان سعودی خیلی کم است

(Al suhaibani et al., 1992).کارهای انجام شده در مکانیزاسیون سرویس دهی درخت خرما را می توان به این شرح خلاصه کرد. در تحقیقی در دانشگاه کرانفیلد یک ماشین هشت چرخ توسط شمسی مورد آزمایش قرار گرفت. این ماشین (شکل ۱) کنترل از راه دور بوده و قادر به بالابردن ۱۰۰ کیلو گرم جرم با خود می باشد. ماشین به درخت بسته شده و از تنه درخت به عنوان تکیه گاه برای بالا رفتن استفاده می کند. این ماشین قابلیت برداشت و نیز گرده افشانی را دارا می‌باشد. این ماشین با قدرت خود می-تواند روی زمین و در بین درختان خرما حرکت نماید و از تنه درخت نیز بالا می‌رود. این ماشین نسبت به ماشین‌های دیگر از ویژگی‌هایی مانند بالا رفتن از درخت با سرعت مناسب و وزن کم برخوردار است و توانایی برداشت یک درخت را در ۲۲ دقیقه داشته و خطری نیز برای کارگر و درخت ندارد(shamsi., 1998) .

شکل ۱. ماشین چرخ دار بالا رو از درخت نمونه مکاترونیکی.

یک بالابر پشت تراکتوری سرویس نخل خرما که به یک سکوی U شکل مجهز بود توسط مظلوم زاده و همکاران طراحی و ساخته شد (مظلوم زاده وهمکاران، ۱۳۸۷). دستگاه ساخته شده در شکل ۲ می تواند هم به صورت ساده که کارگر روی سکو سوار شود و هم به صورت استفاده از ربات ساخته شده به جای کارگر،مورد استفاده قرار گیرد. دستگاه قادر است ماکزیمم جرم ۱۳۰ کیلوگرم را جابجا نماید که مجموع وزن کارگر و خرمای جمع آوری شده توسط آن می باشد. ماشین می تواند به ارتفاع کاری ۹ متر برسد طول، عرض و ارتفاع دستگاه به ترتیب ۱۰۰ و ۷۰ و۲۵۰–۲۰۰ سانتی متر بودند. محدوده کاری ربات ۱۰۰ سانتیمتر، طول اعضای ربات (بازو و ساعد) هر کدام ۴۰ سانتیمتر، طول مچ ۲۰ سانتیمتر و سرعت دورانی اعضاء ۲/۳۷ دور بر دقیقه مشخص شد.

شکل ۲. ربات بر روی بالابر در حال تست.

مواد و روشها

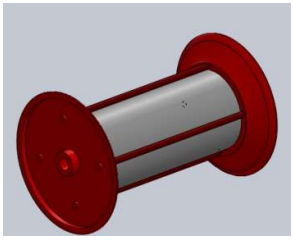
برای بالا رفتن از نخل خرما جهت انجام اعمال زراعی درختان مسن که ارتفاع زیادی دارند بدون هیچ وسیله ای وبا استفاده از دست و پا وطناب کار سخت،طاقت فرسا و خطرناکی است.تاکنون دستگاه های مختلفی برای بالا رفتن از نخل خرما طراحی ویا ساخته شده که برخی از آنها هزینه بر و پیچیده اند،لذا این نیاز احساس شد ماشینی طراحی شود که هزینه و حجم کمتری داشته باشد،تکیه گاه آن درخت و حمل و نقل آن بر روی زمین واتصال آن به درخت آسان باشد. دستگاه ساخته شده در این تحقیق دارای یک شاسی دوتیکه کشویی روبروی هم و یک جفت چرخ غلتک مانند است. یک مکانیزم کشویی به کمک دو فنر به طور خودکار با بزرگتر و کوچکتر شدن قطر درخت همیشه چرخ ها را به درخت چسبانده ونیروی تراکشن مورد نیاز را تامین می کند.ماشین مجهز به دو موتور الکتریکی است. این طرح ساده بوده درنتیجه ماشین وزن و هزینه تولید کمتری خواهد داشت و به د لیل کشویی بودن شاسی به راحتی به درخت متصل می شود. این ماشین در نرم افزار solid works طراحی و یک نمونه آزمایشگاهی از آن ساخته شد.

مشخصات ماشین

شاسی ماشین از قوطی آلومینیومی 3.5cm×3.5cm با عملیات جوشکاری آلومینیوم ساخته شده است. از دو موتور الکتریکی۱۲ ولت ۱۰۰وات DC برای چرخاندن غلتکها استفاده شده است. انتقال قدرت از موتور به غلتکها نیز توسط زنجیر و چرخ زنجیر انجام شده است.

چرخ های دستگاه به صورت غلتک مانند ساخته شدند. قطر غلتکها 15cm و عرض آنها 26cm است.

طرح اولیه این غلتک ها در شکل ۳ نشان داده شده است که در ادامه به خاطر کاهش لغزش، بهینه سازی شده، بطوریکه قسمت در تماس با درخت، با لایه هایی از لاستیک پوشانده شد.



شکل ۳. طرح اولیه چرخ های غلتکی.

تکیه گاه محور غلتک ها روی شاسی آلومینیومی، یک بلبرینگ است که بین صفحات آلومینیومی توسط سه پیچ نگه داشته شده است.این تکیه گاه با استفاده از ۴ پیچ به شاسی بسته شده است (شکل ۴).

شکل۴ . تکیه گاه بلبرینگی طراحی و ساخته شده برای محور غلتک ها.

برای قطع و وصل کردن موتور وهمچنین معکوس کردن جهت چرخش موتور از یک کلید سه وضعیتی (برای بالا رفتن، پایین آمدن، خلاص) استفاده شد. یک تنه واقعی درخت خرمابه طول 167 cm و قطر پایین 39 cm و قطر بالا 40 cm تهیه و در آزمایشگاه نصب وکلیه آزمایشها بر روی این درخت انجام گردید.با اتصال دستگاه به درخت مشاهده شد که تماس قسمت پلاستیکی غلتکها با تنه درخت باعث لغزش بیش از حد می شود، بنابراین سطح غلتکها با لایه ای از لاستیک پوشانده شد. با این تغییر اصطکاک غلتکها و در خت بیشتر شود و لغزش غلتکها کمتر شد (شکل۵).

شکل ۵. ماشین آزمایشی ساخته شده با غلتک های اصلاح شده لاستیکی.

طراحی سیستم انتقال توان

الکتروموتور های بکار رفته در ماشین مجهز به یک جعبه دنده حلزونی هستند که محور خروجی آنها با ۴۵ دور در دقیقه (n_1) می چرخد. یک چرخ زنجیر با ده دندانه (N_1)برای محور خروجی گیربکس، طراحی، ماشین کاری و نصب گردید. سپس به کمک زنجیر، توان موتور به یک چرخ دنده که بر روی محور غلتکها نصب شده است منتقل می گردد.

برای بررسی اثر سرعت روی عملکرد ماشین، محاسبات انتخاب دندانه های چرخ زنجیر N_2 برای دو سرعت بالا روی 0.1m/s و 0.13m/s انجام شد. ماشین با این دو سرعت مورد آزمایش قرار گرفت.

$$V = r\omega \quad (۱)$$

$$\omega = \frac{2^{r\omega}}{\frac{\pi \times n}{60}} \quad (۲)$$

$$\frac{n^1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (۳)$$

غلتک هستند.

در روابط ۱ تا ۳، v_2،r، w_2 و n_2 به ترتیب سرعت خطی، شعاع، سرعت زاویه ای و سرعت دورانی غلتک هستند. شعاع چرخ (r) 7.5cm است.

برای $v_2 = 0.1m/s$ تعداد دندانه ها معادل با ۳۵ عدد به شرح زیر بدست آمد :

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = 4.71 \ \ rad/s$$

$$v_1 = r\omega_1 = 0.075 \times 4.71 = 0.35 \ m/s$$

$\omega_2 = \frac{v_2}{r} = 1.33$ rad/s

$= \frac{60\,\omega_2}{2\pi} = 12.7$ rpm

$= 12.7$ rpm

$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} \rightarrow N_{2(1)} = 35.4$

و به همین ترتیب برای $v_2 = 0.13$m/s تعداد دندانه های چرخ زنجیر (N_2) ۲۸ دندانه بدست آمد.

$N_{2(2)} = 28$

بنابراین با توجه به امکانات موجود، از دو چرخ زنجیر ۲۸ دندانه و ۳۸ دندانه برای مکانیزم انتقال توان زنجیری به محور غلتک ها استفاده شد. بدین ترتیب نسبت کاهش دور ($\frac{n_1}{n_2}$) سیستم انتقال توان زنجیری به ترتیب 3.8 و 2.8 بدست می آید.

برای تعیین نیروی عمودی تماس غلتکها به درخت ابتدا ضریب سختی فنر با استفاده از رابطه ۴ و به کمک یک نیروسنج محاسبه و سپس با استفاده از رابطه ۵ نیروی عمودی تماس چرخ های غلتکی به درخت برای دو فنر به ترتیب با طول اولیه 20cm و 25cm محاسبه شد.

$$K = \frac{F}{\Delta X} \qquad (۴)$$

$$F = k\,\Delta x \qquad (۵)$$

آزمایش اندازه گیری سرعت عملی ماشین

به دلیل عواملی چون لغزش غلتکها، سرعت عملی ماشین با سرعت طراحی متفاوت خواهد بود. به منظور اندازه گیری این سرعت، ابتدا یک مسیر مشخص روی درخت خرما علامت زده شد و زمان طی شده این مسیر با کرنومتر ثبت گردید. سپس با استفاده از فرمول ۶ سرعت ماشین بر حسب سانتی متر بر ثانیه (در سه تکرار) بدست آمد.

$$V = \frac{x}{t} \qquad (۶)$$

آزمایش اندازه گیری لغزش غلتک های(چرخ ها) ماشین

برای انجام آزمایش لغزش نیز ابتدا محیط چرخ غلتکی اندازه گیری و با توجه به طول درخت دوبرابر شد. (L_1) سپس ماشین به درخت بسته شد و با روشن کردن موتور طول مسیری که با دو دورچرخش غلتک روی درخت پیموده شد (L_2) اندازه گیری شده و با استفاده از فرمول۷ درصد لغزش غلتک ها محاسبه شد :

$$\text{درصد لغزش} = \frac{L_1 - L_2}{L_1} \times 100 \qquad (۷)$$

آزمایش بارگذاری ماشین

برای انجام این آزمایش، ماشین به وسیله وزنه های 200N, 160N , 120N , 100N, 80N, 40N برای بالا رفتن از نخل بارگذاری شد و در هر آزمایش سرعت، توان مکانیکی و لغزش غلتک های ماشین در ۳ تکرار اندازه گیری گردید.

توان مکانیکی دستگاه با استفاده از رابطه ۸ محاسبه شد.

$$P = (W_A + W_B + W_C) \times \qquad (۸)$$

P = توان مکانیکی

WA = (N)وزن ماشین = 153.5N

W_B =(N)وزن بار گذاشته شده روی ماشین

Wc =(N)وزن فائق آمدن بر مقاومت غلتشی و اصطکاک تکیه گاه ها

V = (cm/s) سرعت ماشین

وزن فائق آمدن بر مقاومت غلتشی و اصطکاک، با استفاده از یک نیرو سنج 110N بدست آمد.

نتایج و بحث

ماشین آزمایشی ساخته شده به درخت متصل و آزمایشهای مقدماتی روی آن انجام شد (شکل ۶). این آزمایشها نشان دادند که ماشین به خوبی قادر به بالا رفتن از درخت و پیمودن پستی و بلندی های درخت بود. پس از ساخت برای بررسی عملکرد دقیق تر ماشین،آزمایش هایی روی آن انجام گرفت.

شکل ۶. ماشین آزمایشی هنگام بالا رفتن از درخت.

تعیین نیروی عمودی تماس غلتکها به درخت

ضریب سختی فنر به وسیله یک نیروسنج دیجیتال و با استفاده از رابطه4 ، ۵N/cm محاسبه شد. با استفاده از این ضریب می توان نیروی عمودی تماس غلتک ها به درخت را با استفاده از رابطه5 بدست آورد که این نیرو برای دو جفت فنر با طول ۲۰cm و ۲۵ cm به ترتیب برای هر جفت ۱۴۵N و ۱۲۵ N بدست آمد.

نتایج آزمایش سرعت دستگاه

مقادیر سرعت دستگاه بر اساس دو فاکتور "نسبت کاهش دور" و "نیروی تماس غلتک ها" به درخت در سه تکرار در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱. مقادیر سرعت عملی ماشین($\frac{cm}{s}$).

	نسبت کاهش دور	
نیروی تماس غلتک ها	۳/۸	۲/۸
۱۴۵N	۹/۶	۹/۷
	۱۰/۳	۹/۶
	۱۰/۸	۱۰
۱۲۵N	۱۰	۱۲
	۹/۸	۹/۵
	۱۰	۱۰/۱

این نتایج بر اساس یک طرح فاکتوریل و به کمک نرم افزار spss مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفتند.

جدول۲. تجزیه واریانس حاصل از آزمایش سرعت در طرح فاکتوریل.

منبع تغییرات	SS	df	MS	F	Sig.
اثر "نسبت کاهش دور"	0.013	1	0.013	0.025	0.878
اثر "نیروی تماس غلتکها"به درخت	0.163	1	.163	0.308	0.594
اثر متقابل نسبت کاهش دور نیروی تماس	0.853	1	0.853	1.608	0.240
خطای آزمایش	4.24	8	0.531		
کل	1233.44	12			

*وجود اختلاف معنی دار با احتمال۱٪.

با توجه به آزمایش سرعت ماشین، در طرح فاکتوریل و با توجه به جدول تجزیه واریانس حاصل از آزمایش (جدول ۲)، مشاهده شد که فاکتور "نسبت کاهش دور" و فاکتور "نیروی تماس غلتک ها" بر سرعت عملی ماشین در محدوده آزمایش تاثیر معنی داری در سطح اطمینان ۵٪ نداشتند. اثرات متقابل این دو فاکتور نیز، تاثیری روی هم نداشتند.

نتایج آزمایش لغزش غلتک های ماشین

مقادیر درصد لغزش غلتک های ماشین بر اساس دو فاکتور "نسبت کاهش دور" و "نیروی تماس غلتک ها" به درخت در سه تکرار در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳. مقادیر درصد لغزش غلتک های ماشین.

نیروی تماس غلتک ها	نسبت کاهش دور ۳/۸	نسبت کاهش دور ۲/۸
۱۴۵N	٪۱۲	۱۹
	٪۹/۳	۲۴
	٪۸	۱۶
۱۲۵N	۲۰	۲۸
	۱۷	۲۷
	۱۱۴	۲۳

سپس این نتایج بر اساس طرح فاکتوریل دو عاملی، به کمک نرم افزار spss مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفتند.

جدول ۴. تجزیه واریانس حاصل از آزمایش لغزش غلتک های ماشین در طرح فاکتوریل.

منبع تغییرات	SS	df	MS	F	Sig.
اثر "نسبت کاهش دور"	0.027	1	0.027	*29.3	0.001
اثر "نیروی تماس غلتکها"به درخت	0.014	1	0.014	*15.1	0.005
اثر متقابل نسبت کاهش دور ✕ نیروی تماس	0.607	1	0.607	0.067	0.803
خطای آزمایش	0.007	8	0.001		
کل	0.441	12			

*وجود اختلاف معنی دار با احتمال۵٪

با توجه به آزمایش لغزش در طرح فاکتوریل و با توجه به جدول تجزیه واریانس حاصل از آزمایش (جدول ۴) مشاهده شد که فاکتور "نسبت کاهش دور "مکانیزم انتقال توان زنجیری و فاکتور "نیروی تماس غلتکها" به درخت، هر کدام روی لغزش غلتک های ماشین تاثیر معنی داری در سطح اطمینان ۵٪ داشتند اما اثرات متقابل آنها تاثیری روی هم نداشتند. با توجه به جدول ۳ مشاهده شد که "نیروی تماس" 145N نسبت به "نیروی تماس" 125N، باعث لغزش کمتری شده است. همچنین "نسبت کاهش دور" 3.8 نسبت به "نسبت کاهش دور" 2.8 ، لغزش غلتک کمتری را موجب شده است.

نتایج آزمایش بارگذاری روی دستگاه

جدول ۶. مقادیر حاصل از آزمایش بار گذاری (با استفاده از وزنه) روی ماشین.

وزنه (N)	سرعت ماشین (cm/s)	توان مکانیکی ماشین (nm/s)	لغزش غلتک های ماشین(%)
40N	9.1	27.6	17
	8.2	24.8	18
	8.8	26.7	18.6
80N	10	34.3	15
	10	34.3	14.8
	14	48	13
100N	10	36.3	12
	15	54.5	11
	12	43.6	12
120N	9.3	35.6	20
	9.7	37.2	18
	9	34.5	20
160N	8.8	37.3	19
	8.4	35.6	19.8
	7.9	33.4	18
200N	7.2	33.4	21
	6.8	31.5	22
	7.1	33	21

نتایج و ارقام بدست آمده از آزمایش بارگذاری، نشان داد که در وزن 80N تا 100N در هر طرف دستگاه، دستگاه بیشترین سرعت و توان و کمترین لغزش چرخ ها را به همراه داشته است. در وزن 40N، سرعت دستگاه به طور متوسط 9cm/s و لغزش چرخ ها به طور متوسط 14% بوده است. در وزن 80N تا 100N سرعت دستگاه به طور متوسط 13cm/sو لغزش چرخ ها 14% بدست آمدکه بهترین حالت در این رنج وزن، برای ماشین می باشد. بعد از آن به ترتیب از وزن 120N تا 200N از سرعت و توان دستگاه کاسته و به درصد لغزش چرخ های ماشین افزوده شد.

نتیجه گیری

ماشین آزمایشگاهی ساخته شده با دو چرخ غلتک مانند و شاسی کشویی قادر به بالا رفتن از درخت و پیمودن پستی وبلندی های درخت خرما است. میانگین توان مکانیکی مصرفی ماشین در حالت بهینه 44.8Wبدست آمده است. ماشین قادر به بالابردن حداکثر 200N وزنه بودکه با افزایش وزنه ها از سرعت دستگاه کاسته و به درصد لغزش غلتکهای ماشین افزوده شد. فاکتور "نیروی تماس" غلتک 145N نسبت به" نیروی تماس" 125N باعث لغزش کمتری شده است. همچنین فاکتور "نسبت کاهش دور " 3.8 نسبت به "نسبت کاهش دور" 2.8، لغزش چرخ کمتری را موجب شده است. نتایج آزمایش بارگذاری نیز نشان داد

که در وزن 80N تا 100N سرعت دستگاه به طور متوسط 13cm/s و لغزش چرخ ها 14% بدست آمدکه بهترین حالت در این رنج وزن، برای ماشین می باشد. ماشین قادر به بالابردن حداکثر 200N وزنه بودکه با افزایش وزنه ها از سرعت دستگاه کاسته و به درصد لغزش غلتکهای ماشین افزوده شد.

منابع

۱- مظلوم زاده، س.، عبدی پور، م.، شمسی، م.، و علوی، س. ۱۳۸۷. سرویس مکانیکی درخت خرما. پنجمین کنگره ملی مهندسی ماشینهای کشاورزی و مکانیزاسیون، مشهد، انجمن مهندسی ماشین های کشاورزی و مکانیزاسیون ایران، دانشگاه فردوسی مشهد.

2- AI-Suhaibani, S.A., A.S. Babier, J. Kilgour, and b.s. Blacmore. 1992. Field test of the KSU date palm machine. Journal of Agricultural Engineering Research 51:179-190

3- Design and development of a date harvesting machine. 1998. Shamsi, M. Silsoe College, Cranfield University. UK.

Design, Development and Evaluation of a Laboratory Roller Date Palm Tree Climber

Mina rostamizadeh[1] , Mohsen shamsi[2], Majid fooladi[3]

1- MSc Student, Department of Agricultural machinery Mechanics , shahid bahonar University of kerman
2- Associate Professor, Department of Agricultural machinery Mechanics, shahid bahonar University of kerman, shamsi@uk.ac.ir
3- Associate Professor, Department of Mechanics, shahid bahonar University of kerman، fooladi@uk.ac.ir

Abstract:

In this research a laboratory machine was made which uses the tree truck as a backrest. This machine has a duplex sliding chassis and a pair of roller wheels. This sliding mechanism stick roller wheels to palm tree with the help of a pair of springs to assist the changes in tree diameter. Each roller wheel takes power from a 12v, 100w DC electric motor. The machine was tested on a palm tree trunk bolted in the laboratory. The connection time of machine to the tree was about one minute. The average speed of the unloaded machine is 9.5cm/s. The average mechanical power consumption in the optimal mode is 44.8 w. The machine accurate performance was surveyed by a factorial experimental design. The results indicated that reduction ratio of the power transmission system factor and roller wheels contact force factor have a signification effect on the wheels slip at confidence level of 5%. The results of load testing showed that when machine carries the weight of 80 to 100N the average speed is 13cm/s and wheels slip is 14% which is the best performance of the machine in loading rang. The machine will be able to lift the maximum weight of 200N. Increasing the weight reduces the machine speed and increases the wheels slippage.

Keywords: date harvesting, date palm servicing, roller tree climber, the mechanization of date palm.