

# بررسی رفتار مکانیکی دندان‌ه‌رس رفت و برگشتی به روش شبیه‌سازی رایانه‌ای اجزاء محدود

جواد رفیعی<sup>۱</sup> - سید محمد حسن کماریزاده<sup>۲</sup> - سید کاظم شهیدی<sup>۳</sup>

## چکیده

هرس‌های نوسانی دندان‌ه‌ای از جمله ادواتی می‌باشد که در خاکورزی ثانویه مورد استفاده قرار می‌گیرد و برای آماده‌سازی بیشتر بستر بذر و نیز کلوخ‌شکنی علف‌کشی و تسطیح زمین مورد استفاده قرار می‌گیرد. نوع ثابت آن علاوه بر عملکرد یکسان با نوع ثابت کشش را کاهش می‌دهد. در این مقاله شبیه‌سازی رایانه‌ای دندان‌ه‌رس نوسانی و بررسی رفتار مکانیکی ساختار آن در تقابل با خاک مد نظر می‌باشد که به روش اجزاء محدود و نرم‌افزار *Ansys* انجام شده است. بارگذاری مدل برای حالت بیشینه بارهای ممکن، با در نظر گرفتن ماکزیمم توان موثر برای کشش و نوسان ( $P_{PTO}, P_d$ ) اعمال شده است پس از مدلسازی در نرم‌افزار *MDT* و بارگذاری تحلیل در نرم‌افزار *Ansys* نتایج تحلیل‌ها حاکی از این مطلب می‌باشد که ماکزیمم تنش در محل اتصال دندان‌ه‌ به شاسی در لبه خارجی دایره محل عبور اتصال پیچ و مهره می‌باشد. ضریب اطمینان دندان‌ه‌ تحت بارهای مزبور در حدود ۳/۹ می‌باشد که صرف نظر از ضربات احتمالی وارد بر دندان‌ه‌ استحکام نسبی قابل اطمینانی را در دندان‌ه‌ نشان می‌دهد.

۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی دانشگاه ارومیه

۳- استادیار گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی دانشگاه ارومیه

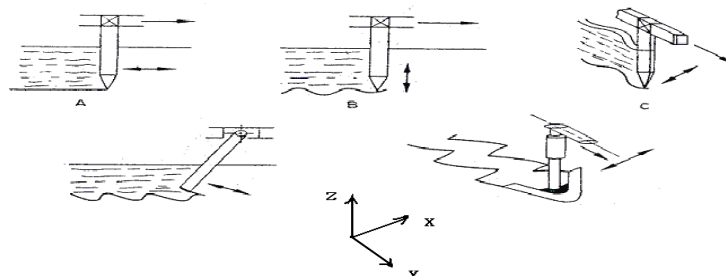
## واژه های کلیدی: هرس نوسانی، شبیه سازی، انسیس، رفتار مکانیکی

### مقدمه

در ۱۹۵۶ دوبروفسکی<sup>۱</sup> دریافت که تکان دادن یک خیش برای وادار کردن اسبها، برای بحرکت در آوردن وسیله خاک ورز از حالت سکون، باعث آسان شدن کار می شود شاید بتوان این را اولین کاربرد ارتعاش در خاک ورزی دانست. احتمالاً اولین مطالعات و تحقیقات در خصوص تعیین اثرات بارهای ارتعاشی روی مقاومت خاک توسط مهندسین راه و ساختمان، طی دهه پنجاه میلادی صورت گرفت [۲،۳]. آنها طی آزمایشات خود به این نتیجه رسیدند که ارتعاش موجب تغییرات در خواص فیزیکی خاک نزدیک محل ارتعاش می شود. موگوم<sup>۲</sup> و کوبو<sup>۳</sup> در ۱۹۵۳ و سلاد<sup>۴</sup> و وینتر کورن<sup>۵</sup> در ۱۹۵۴، در این رابطه مطالعاتی را انجام داده و به این نتیجه رسیدند که تنش برشی خاک با افزایش ارتعاش کم می شود [۵،۲].

در مورد علت مطرح شدن موضوع خاک ورزی ارتعاشی باید گفت که طی دهه های ۵۰ و ۶۰ مهندسین کشاورزی همواره با مسئله انتقال نیروهای بزرگ از مالبندهای ثابت به ادوات متصل به آن، بدون افزایش وزن تراکتور مواجه بوده اند. از روابط مربوط به کشش در تراکتورهای دو چرخ محرک روشن می شود که برای حصول نیروی کششی بیشتر در قدرت مشخص و ثابتی از موتور، ناچاراً می بایست بر بار وارد روی چرخهای عقب تراکتور افزود و در واقع می بایست تراکتور را سنگین نمود. چنین افزایش وزنی پیامد های ناخوشایندی مانند فشردن بیش از حد خاک زیر چرخهای تراکتور به همراه دارد [۲].

تعداد نوسانات ممکن نزدیک به بی نهایت می باشد اما طراحی مکانیکی دستگاه نشان دهنده این مطلب است که تعداد کمی انواع نوسانات پایه وجود دارد که بوسیله آنها میتوان نوسانات پیچیده را توجیه کرد آسانترین سیستم طراحی بر مبنای یک حرکت هارمونیک یا موارد خیلی نزدیک به آن پایه گذاری می شود به عنوان مثال حرکت پیتمان ممکن است که مبنای حرکت های هارمونیک در نظر گرفته شوند. شکل ۱ شامل انواع نوسانات پایه می باشد



<sup>۱</sup> Dubrovskii

<sup>۲</sup> Mugom

Kubo <sup>۳</sup>

Sela AD <sup>۴</sup>

Winter Kourn <sup>۵</sup>

### شکل ۱. انواع نوسانات پایه

این قبیل دستگاهها باعث کاهش در کشش خواهند شد که شبیه به روش محاسبات دستگاههای نوسانی محاسبه می شوند ولی مشکلات آب بندی و روغن کاری آنها بیشتر از ابزار غیرنوسانی می باشد. در زیر توضیح مختصری در مورد نوسان نوع  $X$  (شکل ۱ حالت C) آمده است [۸]

شاید بهترین نوع نوسان از نقطه نظر کشاورزی نوسان در جهت محور  $X$  باشد در این حرکت دستگاه نوار عریضی از زمین را در عین حرکت روبه جلو طی می کند و از یک منحنی سینوسی پیروی می کند. اثر کار در این خاک به مقدار زیادی به طول شیارها در واحد سطح بستگی دارد، پس مطلوبتر آن است که به جای استفاده از ابزارهای غیر نوسانی از ابزارهای نوسانی یکطرفه عریض تر استفاده نماییم تا همان اثر کاری مورد نظر بدست آید. همانطور که گفته شد عامل فوق با محاسبه توان مورد نیاز تصحیح شده بر مبنای طول کلی شیار در واحد سطح یکسان جبران می شود. پس دستگاههای نوسانی نسبت به دستگاههای غیر نوسانی در صورت بازده کاری یکسان دارای عرض کار بیشتری هستند [۷].

### نیروی روی ابزار متناسب با سرعت

بدست آوردن محدوده ای که در بر گیرنده نتایج واقعی برای نیروها باشد مستلزم در نظر گرفتن شرایط واقعی تر می باشد. یکی از این شرایط در نظر گرفتن نیروها متناسب با سرعت می باشد. در نظر گرفتن نتایج بدست آمده از این روش نتایجی نزدیک تر به شرایط واقعی مسئله را خواهد داد که البته به شکل واقعی ابزار بستگی دارد و در واقع رابطه تعریف شده ای را ارائه نخواهد کرد. به نظر می رسد دندانهای مدور بدون جهت که به عنوان معمولترین نوع دندانها بر روی هرس های توان محرک استفاده می شوند تطابق بهتری با فرضیات موجود دارند که نیروی روی آنها به صورت زیر بدست خواهد آمد [۷]

$$F' = F_0 \frac{v}{v_0} \quad \text{نیروی روی ابزار نوسانی}$$

$$(1) \quad F_0: \text{نیروی روی ابزار غیر نوسانی}$$

$$F' = F_0 \sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 \cos^2\left(2\pi \frac{y}{l}\right)}$$

$$\frac{v}{v_0} = \sqrt{1 + \left(\frac{dx}{dy}\right)^2} \quad \text{برآیند سرعت بر روی ابزار نوسانی، } v_0: \text{سرعت بر روی ابزار ثابت زیرا}$$

کار  $L_x'$  و  $L_y'$  که در طول یک نوسان باید انجام شود از رابطه زیر محاسبه می شوند

$$F'_y = F' \cos\varphi = F_0 \sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 \cos^2\left(2\pi \frac{y}{l}\right)} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 \cos^2\left(2\pi \frac{y}{l}\right)}}$$

$$(2) \quad F'_y = F_0$$

(۳)  $l =$  مسافت طی شده در جهت اعمال نیرو

$$L_y' = F_0 \cdot l$$

این بدان معنی است که تحت این شرایط توان مالبندی مورد نیاز دقیقاً برابر است با آنچه برای دستگاههای غیر نوسانی در همه مقادیر  $\lambda$  لازم است

به طور مشابه برای  $L_x'$  [۷]

$$\lambda = \frac{L}{2r}$$

(۴)

$$F_x' = F_y' \tan \varphi = F_y' \frac{dx}{dy} = F_0 \frac{dx}{dy} = F_0 \frac{\pi}{\lambda} \cos\left(2\pi \frac{y}{l}\right)$$

$\varphi$ : زاویه  $F'$  نسبت به محورهای مختصات

$$L_x' = \int F_x' dx = F_0 \int_0^l \frac{\pi}{\lambda} \cos\left(2\pi \frac{y}{l}\right) \frac{\pi}{\lambda} \cos\left(2\pi \frac{y}{l}\right) dy$$

$$= F_0 \int_0^l \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 \cos^2\left(2\pi \frac{y}{l}\right) dy$$

$$= F_0 \int_0^l \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 \left[1 + \cos\left(4\pi \frac{y}{l}\right)\right] dy$$

(۵)

$$= F_0 \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 \left[ y + \sin\left(4\pi \frac{y}{l}\right) \right] = F_0 \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 \cdot l$$

در مقایسه با ابزار غیر نوسانی در سرعت حرکت یکسان توان کششی  $\bar{P}_d$  تغییر نخواهد کرد در صورتیکه

توان  $P_{TO}$  مورد نیاز برابر با توان کششی ضرب در عامل  $\frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2$  خواهد بود. با مراجعه به مقادیر متوسط

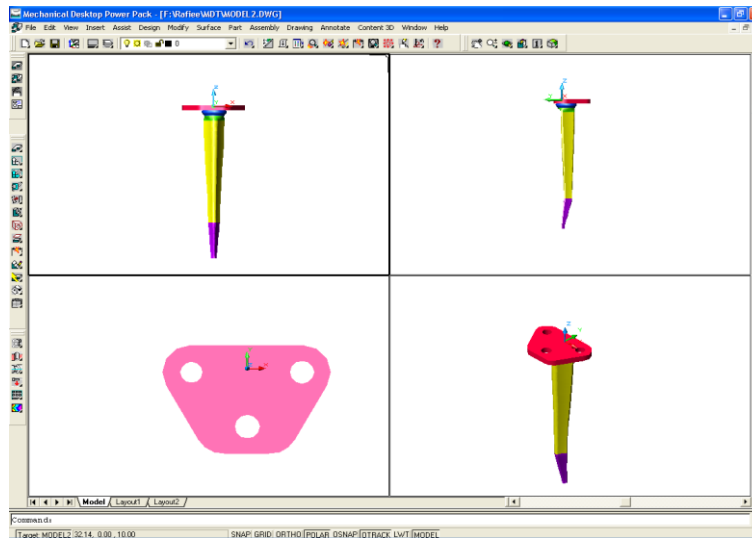
قابل توجه می باشد که مقدار  $\lambda = 2$  به تنهایی کشش را به مقدار ۸۶ درصد کاهش می دهد در حالیکه توان کل به ۱۸۴ درصد این مقدار می رسد (یعنی توان  $P_{TO}$  برابر با کشش ابزار ثابت می باشد). در استفاده از این اطلاعات باید تاکید کرد که شدت کاردستگاه در خاک ۱/۴۵ یک ابزار ثابت می باشد [۶، ۷].

به نظر می رسد مقدار  $\lambda = 2$  منطقی می باشد زیرا توان کلی در حدود ۲۵ درصد افزایش یافته و  $\bar{P}_d$  و  $\bar{P}_{pto}$  هر دو به طور تخمینی با هم برابر می باشند. برای یک هرس توان متحرک این مقادیر با تغییر در سرعت پیشروی و یا فرکانس (سرعت  $P_{TO}$ ) تغییر می یابد البته دامنه به طور معمول ثابت خواهد ماند [۶، ۷].

## مواد و روشها

پژوهش حاضر، عبارت است از شبیه سازی مکانیکی دندان هرس رفت و برگشتی به روش اجزاء محدود که به این ترتیب، می توان از یک هرس توانی رفت و برگشتی که مورد مطالعه قرار گرفته است به همراه نرم افزار به کارگرفته شده و نیز تئوری روش اجزاء محدود که در واقع نقش تجزیه و تحلیل سیستم در قالب نرم افزار

رایانه‌ای را بر عهده دارد، به عنوان مواد پژوهش مزبور یاد کرد. روش انجام کار بدین صورت بوده است که پس از بدست آوردن ابعاد هندسی دندان‌ه مدل هندسی آن توسط نرم افزار *MDT* شبیه سازی شده شکل ۲ تصویری از مدل ایجاد شده می باشد



شکل ۲. نمای سه بعدی از قطعه مدل‌سازی شده

پس از مدل‌سازی قطعه مورد نظر، مدل به نرم افزار انسیس منتقل شد در این مرحله از انجام کار نیاز به دانستن پارامترهایی از مسئله از جمله نیروهای وارد بر دندان‌ه و مواد تشکیل دهنده آن بود که با توجه به مطالعات انجام شده ماکزیمم توان لازم برای حرکت نوسانی دستگاه (توان *P<sub>TO</sub>*) ۲۸ اسب بخار و نیز سرعت روبه جلوی این دستگاه در حدود ۳/۳۳ متر بر ثانیه تخمین زده شد [۵] که با استفاده از روابط موجود برای ابزار نوسانی مورد نظر حداکثر توان کششی مورد نظر به شرح زیر بدست آمد

( $L$  = مسافت رو به جلو در یک نوسان،  $r$  = شعاع نوسان)

$$\lambda = \frac{L}{2r} \Rightarrow \lambda = \frac{0.37}{2 * 0.055} = 3.363$$

$$P_{PTO} = \frac{1}{2} \left( \frac{\pi}{\lambda} \right)^2 P_d \Rightarrow 28 = 0.437 * P_d \Rightarrow P_d = 64.057 \quad (hp)$$

و  $P'_d = \frac{L}{S_l} P_d$  [۷] توان کششی تصحیح شده [۷]

$$S_l = \int_0^{2\pi} \sqrt{\left( \frac{V}{\omega} \right)^2 + \left( \frac{u_0}{\omega} \sin \alpha \right)^2} d\alpha$$

$P'_d = 46.71 \quad (KW)$  طول مسیر نوسان،  $\omega$ : سرعت دورانی

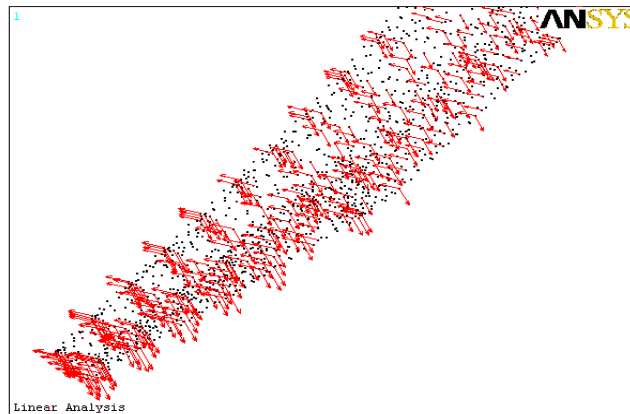
با به دست آوردن توان کششی ماکزیمم و با توجه به رابطه زیر نیروی کششی لازم برای کل دستگاه بدست آمد که پس از تقسیم این نیرو به تعداد دندان‌ه ها نیروی کششی لازم برای یک دندان‌ه به صورت زیر بدست آمد

$$P_d = F_{d_{tor}} \cdot V \Rightarrow 46.71 = F_{d_{tor}} * 3.33 \left( \frac{m}{s} \right) \Rightarrow F_{d_{tor}} = 14.027 \quad KN \Rightarrow F_d = F_y = 14027 / 31 = 452.48 \quad N$$

با توجه به رابطه ۴ داریم

$$F_x = F_y \tan \varphi = F_y \frac{dx}{dy} = F_0 \frac{dx}{dy} = F_0 \frac{\pi}{\lambda} \cos\left(2\pi \frac{y}{l}\right) = 423 \cos 56.54t$$

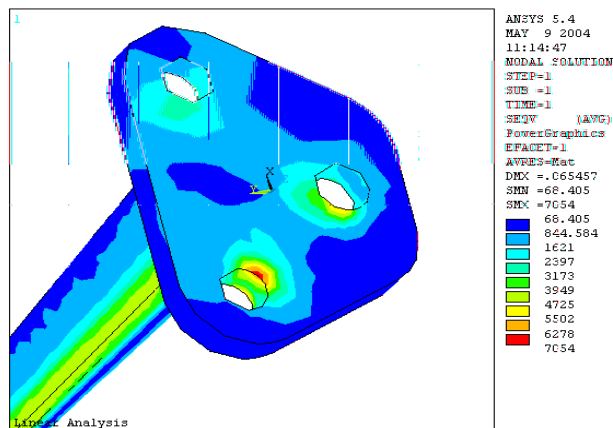
پس از بدست آوردن و اعمال بارهای حداکثر بدست آمده بر روی دندانچه مدل شده به تجزیه و تحلیل در مورد قطعه مورد نظر پرداخته شده است که در زیر ارائه خواهد شد. شکل ۳ نشانگر بارهای اعمالی در دو جهت پیشروی و نوسان بر روی گره های تشکیل دهنده المان های مدل می باشد.



شکل ۳. نحوه اعمال نیروها بر روی دندانچه در هر گره

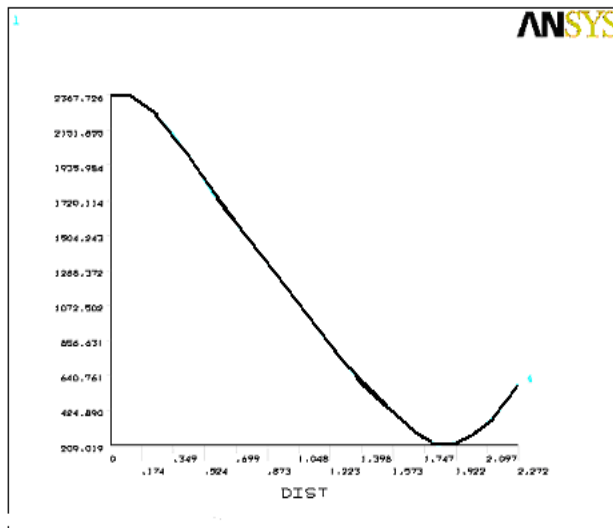
## نتایج و بحث

بررسی و تحلیل های خطی و غیرخطی بر روی مدل مورد مطالعه در این پژوهش، انجام شده است. نتایج این تحلیل ها برای تنش های معیار وان مسیزارائه شده است [۴،۱]. تحلیل های انجام شده در اثر اعمال بارها در یک رفت انجام شده حاکی از این می باشد که تنش های ماکزیمم بوجود آمده در مدل در محل اتصال دندانچه به نشیمنگاه شاسی و نیز در مکانهایی که مقطع دندانچه تغییر جهت می دهد، می باشد. ماکزیمم تنش بدست آمده مطابق شکل ۴ در محل اتصال برابر با  $70/54 \text{ Mpa}$  می باشد که این عدد نشانگر ضریب اطمینان در حدود ۳/۹ برای دستگاه مورد نظر می باشد ضریب اطمینان بدست آمده نشانگر این مطلب می باشد که در سخت ترین شرایط کاری دندانچه هرس مدل شده (در صورت صرف نظر از نیروهای ناگهانی و ضربه) وضعیت حادی اتفاق نخواهد افتاد. ولی با در نظر گرفتن شرایط غیر قابل پیش بینی خاک و اعمال نیروهای ضربه بر روی دندانچه به نظر می رسد که ضریب اطمینان ۳/۹ برای دندانچه این دستگاه و با توجه به تغییر جهت نیروها در هر پریود کم بوده و عمر مفید مورد نظر طراحی کاهش می یابد.

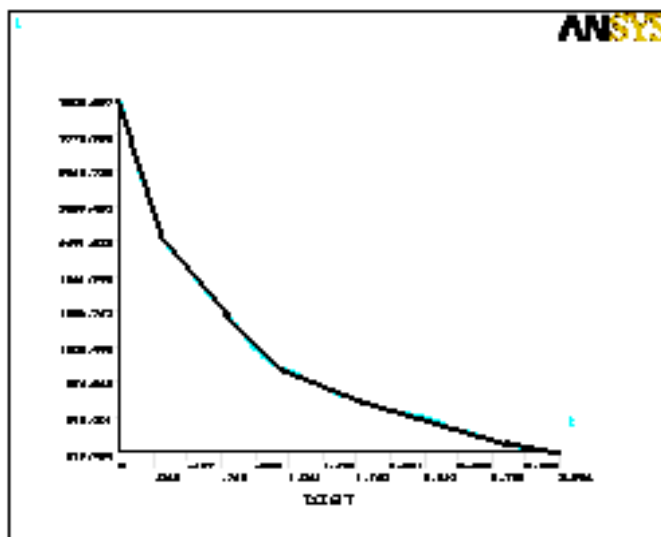


شکل ۴. نحوه توزیع تنش بر اساس معیار وان مسیز

نتایج بدست آمده منجر به نموداری از چگونگی توزیع تنش در طول و عرض دندان شد که در شکل های ۵ و ۶ نشان داده شده است. همانطور که در شکل مشخص است توزیع تنش در طول تا نوک دندان یک تابع نزولی می باشد و نیز توزیع تنش در عرض در جهت و راستای  $X$  یک تابع نزولی است



شکل ۵. نحوه توزیع تنش در طول دندان از محل اتصال تا نوک دندان



شکل ۵. نحوه توزیع تنش در عرض دندان از محل اتصال تا نوک دندان

آنالیز مودال دندان‌ها در پنج فرکانس طبیعی اول انجام گرفت که در فرکانس طبیعی سوم عدد فرکانس ۵۰/۶۶۹ بدست آمد که بسیار نزدیک به فرکانس اجباری سیستم بود و احتمال پدیده تشدید را افزایش می‌داد. ماکزیمم جابجایی در نوک تیغه و در راستای  $z$  می‌باشد.

### منابع

[۱] جاهد مطلق ، حمید رضا. م، نوبان. م، اشراقی. ۱۳۷۹. انسیس. انتشارات دانشگاه علم و صنعت ایران.

[۲] شفیعی، سید احمد (ترجمه)، ۱۳۷۱، اصول ماشینهای کشاورزی، جلد اول، چاپ اول، انتشارات دانشگاه تهران

[۳] وفائیان، محمود، ۱۳۷۱، خواص مهندسی خاک، نشر ارکان

[4] *ANSYS Help > Analysis Guide & Theory Manual.*

[5] Bernakj, H. ; "Agricultural Machines Theory and Construction": Vol. 1 National Technical Information Service. 1972.

[6] Gun, J. T., Tramontini, V.N.,;"Osillation of Tillage Implements".*transactions of the A.S.A.E;* pp 213-216, 1961.

[7] Kofoed, S.S.; "Kinematics and Power Requirement of Oscillating Tillage Tools". agric. Engng, 1969.