تحلیل رفتار دینامیکی تیلر دوار تحت بارهای گذرا با استفاده از روش اجزای محدود

مریم عباس قزوینی[۱]، حسین نوید[۲] و ساناز جارالمسجد[۱]

۱ و ۲ – به ترتیب دانشجوی کارشناسی ارشد و استاد گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی دانشگاه تبریز
a.ghazviny@gmail.com

چکیده

در این تحقیق، رفتار یک تیلر دوار تحت تاثیر بارهای دینامیکی گذرا بررسی می‌شود. مدل سه‌بعدی دستگاه ذکرشده در نرم‌افزار Solidworks 2007 SPO ایجاد شد و مدل اجزای محدود آن با استفاده از نرم‌افزار تجاری ANSYS 11 شبیه‌سازی و تحلیل گردید. در بارگذاری دینامیکی سیستم، بارهای دینامیکی وارد بر کل تیغه‌ها در بازه‌های زمانی مشخص با توجه به سرعت دورانی سیستم، اعمال شدند. در سرعت دورانی ۲۰۰ دوردردقیقه، سرعت پیشروی ۲.۹ کیلومتربرساعت و طول قطعه خاک جداشده ۸ سانتی‌متر، حداکثر تنش، کرنش و جابجایی به ترتیب برابر با ۲۱.۷ مگاپاسکال ، ۱۰.۹×۱۰^{-۵} و ۰.۲۳۸۷ میلی‌متر به دست آمدند. تغییر تنش در طول شفت در طی یک دور دوران کامل نیز مورد بررسی قرار گرفت.

واژه‌های کلیدی: روش اجزای محدود، تیلر دوار، بارگذاری دینامیکی گذرا

مقدمه

عمل خاکورزی عبارت است از کار نیروهای مکانیکی روی خاک. طراحی ابزار خاکورزی به منظور ایجاد یک سیستم مکانیکی که قادر به کنترل نیروهای اعمالی جهت رسیدن به شرایط مطلوب خاک باشد، انجام می‌گیرد. هدف از طراحی ابزار، بهینه‌سازی عملکرد، کارایی و کاهش هزینه‌های عملیات خاکورزی است (گیل و برگ، ۱۹۶۷). ابزارهای خاکورزی، انرژی را به طور مستقیم وارد خاک می‌کنند تا نتایج مطلوب که شامل برش، شکستن، برگرداندن و جابجایی خاک است، حاصل شوند. خاکورزی یکی از اصلی‌ترین عملیات درگیر با انرژی و در نتیجه هزینه در تولید محصولات کشاورزی است. بنابراین، افزایش کارایی ابزار خاکورزی، حتی به مقدار جزئی، می‌تواند منجر به جلوگیری از اتلاف انرژی شود. بیشتر ابزارهای خاکورزی و ابزارهای درگیر با خاک که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرند، بر اساس تجربه و ابتکار ساخته شده‌اند. بررسی بیشتر و دقیق‌تر این ابزارها امکان بهینه‌سازی آنها را فراهم می‌کند. امروزه، با استفاده از نرم‌افزارها می‌توان تاثیر تک‌تک پارامترهای طراحی را روی عملکرد دستگاه بررسی کرده و مقادیر بهینه آنها را تعیین نمود (راس و همکاران، ۱۹۹۵).

تیلر دوار یکی از ماشین‌های خاکورزی است که شامل یک محور برای انتقال توان است. این وسیله می‌تواند به مزایایی مانند نیازهای کششی کمتر، خردکردن بهتر خاک، برگرداندن و مخلوط کردن موثرتر بقایا دست یابد. بدین منظور، این وسیله شامل محوری است که تعدادی تیغه در طول آن روی فلانج‌ها نصب شده و با حرکت دورانی خود حین پیشروی ابزار، خاک را به قطعات کوچکتر تبدیل می‌کنند. زمانی که یک تیلر دوار در یک مزرعه کار می‌کند، بافت نهایی خاک تابعی از شرایط خاک، دینامیک تیغه و دینامیک جریان خاک خواهد بود (کینزل و همکاران، ۱۹۸۱). عوامل زیادی در عملکرد تیلرهای دوار موثرند که شامل نوع تیغه (انواع Lشکل،C شکل، ...)، عمق کار دستگاه، طول قطعه خاک برش داده-شده، زاویه برش، زاویه بین دو تیغه مجاور روی یک فلانج، زاویه بین دو تیغه روی دو فلانج مجاور، سرعت پیشروی، سرعت دورانی محور حامل تیغه‌ها، نسبت سرعت محیطی تیغه به سرعت پیشروی (شاخص سینماتیکی) و غیره می‌باشند (راس و همکاران، ۱۹۹۵). در این میان تحقیقات زیادی در جهت بررسی تک تک عوامل ذکرشده انجام گرفته است.

به علت درجه پودرسازی و هوادهی نسبتا زیاد تیلرهای دوار، طول قطعه خاک باید مناسب شرایط خاکی انتخاب شود. فرورت (۱۹٤۰) در تحقیقاتش متوجه شد که با افزایش طول قطعه خاک از ٤ به ۸ سانتی‌متر، اندازه کلوخه‌ها به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. طول قطعه خاک یکی از فاکتورهای مهم و موثر بر توان مورد نیاز ماشین می‌باشد (شفیعی، ۱۳۷۱).

در آزمایشات انجام شده توسط دالین(۱۹۵۱) مشخص شد سرعت متوسط برش برای خاکهای رسی سبک و متوسط باید بین ۳ تا ٤ متر بر ثانیه و برای خاکهای باتلاقی و چمنی و چسبنده بین ٦ تا ۸ متر بر ثانیه باشد.

برای افزایش یکنواختی ضربات وارد شده روی روتور، بهترین راه، افزایش توام عرض کار و کاهش زاویه بین تیغه‌ها روی دو فلانج مجاور تا مقداری مشخص است. افزایش بیش ازحد زاویه مذکور سبب اعمال ضربات غیریکنواخت و افزایش تنش‌ها خواهد شد. به دلیل اهمیت کنترل میزان خرد شدن قطعه خاک برش داده‌شده و جلوگیری از پودر شدن بیش از اندازه خاک، باید با توجه به شرایط خاک، میزان شاخص سینماتیکی را به صورت بهینه مشخص کرد. در خاک‌هایی با بافت سنگین و محتوای رطوبتی پایین‌تر باید آن را کاهش داده و طراحی محور حامل تیغه‌ها برای نیروهای بیشتر صورت گیرد. چنانچه رطوبت خاک بیشتر و خاک از نظر مواد آلی نیز غنی‌تر باشد، این امکان وجود دارد که بتوان با افزایش شاخص سینماتیکی، میزان بیشتری از این تنشها کاست که این امر در افزایش کارکرد دستگاه نیز موثر می‌باشد (وفادار و همکاران، ۱۳۸۵).

مواد و روش‌ها

با توجه به عوامل متعدد موثر بر عملکرد تیلر دوار، برای تحلیل سیستم، ناگزیر به کمک گرفتن از نرم‌افزارها و روش اجزای محدود هستیم. نرم‌افزار Ansys، نرم‌افزاری قدرتمند در زمینه تحلیل سیستم‌ها به روش اجزای محدود است. در تحقیق حاضر، برای تحلیل دینامیکی دستگاه، روش آنالیز دینامیکی گذرا مورد استفاده قرار گرفت. به کمک آنالیز دینامیکی گذرا، می‌توان به محاسبه پاسخ دینامیکی یک سیستم تحت تاثیر بارگذاری‌های وابسته به زمان پرداخت. در این

آنالیز می‌توان جابجایی‌ها، کرنش‌ها، تنش‌ها و نیروهای متغیر با زمان در یک سیستم را محاسبه کرد. معادله اصلی در یک آنالیز دینامیکی گذرا به صورت زیر است:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = f(t) \quad (1)$$

که در آن، M ماتریس جرم سیستم، C ماتریس میرایی، K ماتریس سختی، $\ddot{X}$ بردار شتاب، $\dot{X}$ بردار سرعت، X بردار جابجایی و $f(t)$ بردار بار متغیر با زمان است. در سیستم موجود، برای حل معادله بالا، ماتریس کامل سیستم تشکیل داده می‌شود و پاسخ آن توسط نرم‌افزار محاسبه می‌گردد (جاهد مطلق و همکاران، ۱۳۸۳).

در ادامه تحقیق، با در نظر گرفتن دوران سیستم، رفتار آن در برابر بارهای دینامیکی وارد بر کل مجموعه بررسی شد. برای داشتن برش یکنواخت و حداقل کردن نوسانات دستگاه، تیغه‌ها باید با یک الگوی مارپیچی منظم حول محور تیلر دوار چیده شوند. این موارد در مدل موجود لحاظ گردید و زاویه بین تیغه‌ها روی دو فلانج مجاور با استفاده از روابط مربوطه محاسبه شد.

مدل هندسی دستگاه تیلر دوار موجود در کارگاه گروه ماشین‌های کشاورزی دانشگاه تبریز با استفاده از نرم‌افزار Solidworks 2007 SPO طراحی و مونتاژ و در نهایت به صورت فایل Parasolid (*.x_t) ذخیره شد. برای تحلیل دینامیکی مدل از نرم‌افزار ANSYS 11 استفاده گردید. محیط ANSYS قادر است فایل‌های اطلاعاتی مربوط به دیگر نرم-افزارها را دریافت کرده و با استفاده از آنها شکل هندسی را تعریف نماید. فایل Parasolid یکی از این نوع فایل‌های واسطه می‌باشد (رضایی، ۱۳۸٦). پس از وارد کردن مدل، المان مورد نظر برای مش‌بندی ساختاری، المان SOLID185 انتخاب شد که المان 3-D و ۸ گرهی است و برای هر گره سه درجه آزادی دارد. این المان برای مش‌بندی مدل‌های بی-قاعده خوب است و برای مدلسازی حجم‌ها با خطوط مرزی منحنی مناسب می‌باشد.

مشخصات هندسی دستگاه تیلر دوار موجود در کارگاه گروه ماشین‌های کشاورزی دانشگاه تبریز در جدول۱ داده شده است.

جدول ۱. مشخصات هندسی دستگاه

طول محور	۱۳۲۰mm
تعداد فلانج	۵
تعداد تیغه روی هر فلانج	٦
فاصله دو فلانج روی محور	۲٤۰mm
ضخامت فلانج	۱۲mm
قطر شفت	۹۰mm
قطر فلانج	۲۳۰mm

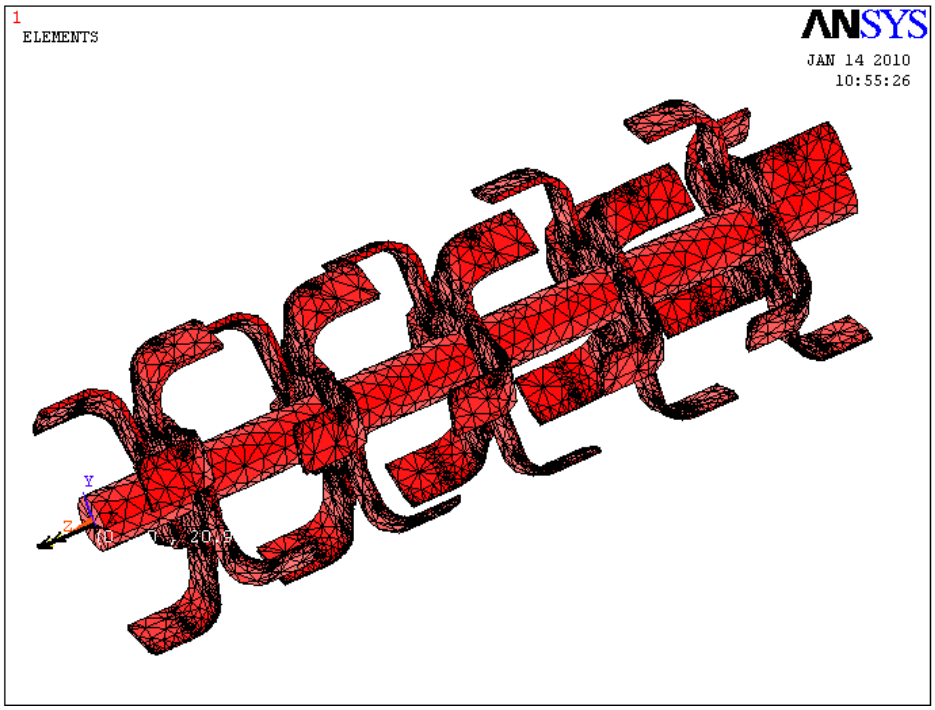
نوع تیغه	L شکل
ضخامت تیغه	۱۰mm
زاویه پشت تیغه	۵۰
زاویه بین دو تیغه مجاور روی فلانج	۶۰

زاویه بین تیغه‌ها روی دو فلانج مجاور با استفاده از رابطه (۲) تعیین گردید:

$$\frac{360}{zi} = 12 \qquad (۲)$$

که در آن، z تعداد تیغه‌ها روی هر فلانج و i تعداد کل فلانج‌ها است.

جنس المان، فولاد با ضریب الاستیسیته 2×10^{11} پاسکال و نسبت پواسون ۰.۳ و چگالی ۷۸۰۰ کیلوگرم بر مترمکعب در نظر گرفته شد. قیود مورد نظر روی سیستم اعمال شدند. شکل ۱ مش‌بندی مدل را با استفاده از المان ذکرشده در نرم‌افزار ANSYS نشان می‌دهد.



شکل ۱. مدل مش‌بندی‌شده در نرم‌افزار ANSYS

محاسبه نیروی وارد بر تیغه از طرف خاک

بارهای وارد بر یک تیلر دوار عبارتند از گشتاور پیچشی، نیروی وزن دستگاه و نیروی مقاومت خاک. نیروی مقاومت خاک برایند نیروهای الاستیک و پلاستیک و تغییرشکل‌های خاک و نیروی اصطکاک میان تیغه و خاک و هم‌چنین

نیروی اصطکاک میان تیغه و خاک شخم‌نخورده است. در کل فرض می‌شود که نیروی برش برابر نیروی مماسی است که باعث اعمال گشتاور روی محور حامل تیغه‌ها می‌شود و جهت آن عکس نیروی برشی است. به عبارت دیگر این نیرو واکنش خاک روی تیغه‌ها می‌باشد (کماریزاده، ۱۳۳۷). برای محاسبه نیروهای وارد بر تیغه‌ها از سوی خاک، ابتدا توان مورد نیاز دستگاه محاسبه گردید. برای محاسبه توان، در نظر گرفته شد که در خاک‌های متوسط (لومی- شنی) مقاومت کششی مخصوص تیلرهای دوار در حدود ۳ برابر گاواهن‌های برگردان‌دار بوده و حدود ۲۱ نیوتن بر سانتی‌مترمربع است (شفیعی، ۱۳۷۱). مقاومت کششی کل دستگاه از رابطه زیر به دست می‌آید:

مقاومت کششی کل = مقاومت کششی مخصوص× عرض کار × عمق کار

با توجه به ابعاد سیستم موجود، عمق کار و عرض کار به ترتیب برابر با ۱۲ و ۱۲٦ سانتی‌متر در نظر گرفته شدند. به این ترتیب مقاومت کششی کل دستگاه ۳۱.۷۲۵ کیلونیوتن به دست آمد. سرعت پیشروی برابر ۰.۸ متر بر ثانیه انتخاب شد. توان مالبندی نیز از حاصل‌ضرب مقاومت کششی در سرعت پیشروی حاصل می‌شود که مقدار آن ۲۵.۳۸۰ کیلووات به دست آمد. با توجه به این‌که توان PTO حدود ۱.٤ برابر توان مالبندی می‌باشد (شفیعی، ۱۳۷۱)، توان PTO دستگاه برابر با ۳۵.۵۳۲ کیلووات خواهد بود.

برای محاسبه توان مورد نیاز هر تیغه، با توجه به اینکه تعداد $\alpha = \frac{1}{4}$ تیغه‌ها تواما در خاک عمل می‌کنند (محمدی الستی و همکاران، ۱۳۸۷)، خواهیم داشت:

$$P_i = \frac{P_{PTO}}{iz\alpha} \qquad (۳)$$

که در آن، P_i توان مورد نیاز هر تیغه است. مقدار P_i برابر ٤.۷۳۷ کیلووات به دست می‌آید.

رابطه بین گشتاور اعمال شده روی محور حامل تیغه‌ها از طرف یک تیغه (τ) و توان به ازای هر تیغه به صورت زیر است:

$$P_i = \tau \times \omega \qquad (٤)$$

که ω سرعت زاویه‌ای محور دوار است. سرعت دورانی محور را برابر ۲۰۰ rpm در نظر می‌گیریم و با توجه به رابطه ۵ سرعت زاویه‌ای ۲۰.۹۳ $\frac{rad}{s}$ و گشتاور اعمالی از طرف یک تیغه ۲۲٦.۳۵ نیوتن متر به دست می‌آید.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}\frac{rad}{s} \qquad (۵)$$

برای یافتن نیروی مماسی وارد بر هر تیغه از طرف خاک (P_{tan}) از رابطه ٦ استفاده می‌کنیم:

$$\tau = P_{tan} \times R \qquad (٦)$$

که در آن R شعاع چرخش (برابر ۲۳۰ mm) است. نیروی مماسی وارد بر هر تیغه برابر ۹۸٤ نیوتن به دست می‌آید که با توجه به زاویه پشت تیغه (۵۰ درجه) به دو مولفه بالاسو و جلوسو تجزیه می‌شود.

طول قطعه خاک جداشده توسط تیلر دوار (S) از عوامل مهمی است که بر نیازهای قدرتی دستگاه تاثیر می‌گذارد (شفیعی، ۱۳۷۱). این طول به تعداد تیغه‌ها، سرعت دورانی محور حامل تیغه‌ها و سرعت پیشروی بستگی دارد و از رابطه ۷ به دست می‌آید:

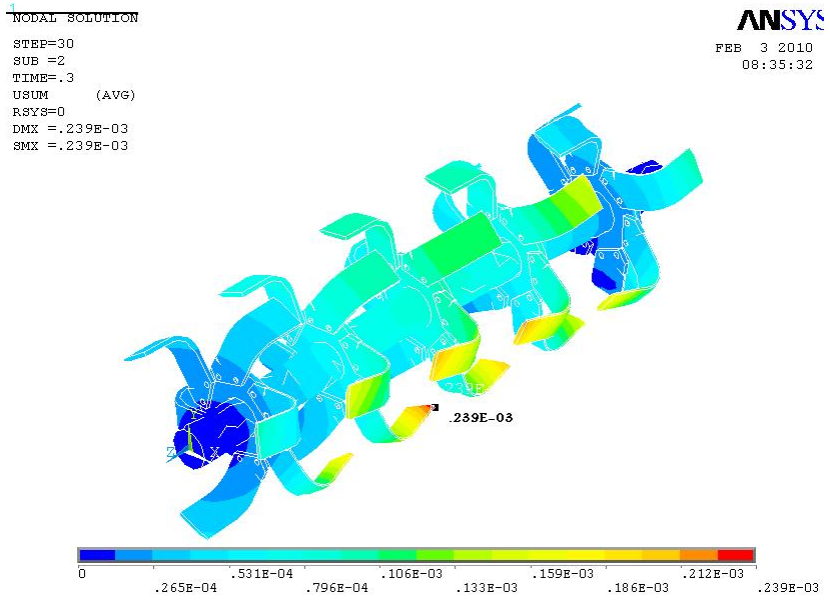
$$S = \frac{2\pi R}{\lambda z} \qquad (۷)$$

که در این رابطه، λ شاخص سینماتیکی است و با توجه به سرعت پیشروی و سرعت دورانی دستگاه، برابر با ٦ است. از رابطه فوق، طول قطعه خاک جداشده ٨ سانتی متر به دست می‌آید.

با توجه به اعداد به دست آمده، نیروی واکنش خاک در بازه ای از زمان که تیغه در تماس با خاک است، روی تیغه اعمال شد. مدت زمان اعمال نیرو به عمق کار، شعاع چرخش ، سرعت پیشروی و سرعت دورانی محور بستگی دارد. در سرعت دورانی ٢٠.٩٣ رادیان بر ثانیه، مدت زمان گردش یک تیغه در یک دور، ٠.٣ ثانیه است که با توجه به این‌که هر تیغه حدود ١٤٤ درجه داخل خاک درگیر خواهد بود، زمان درگیری هر تیغه با خاک برابر با ٠.١٢ ثانیه محاسبه شد.

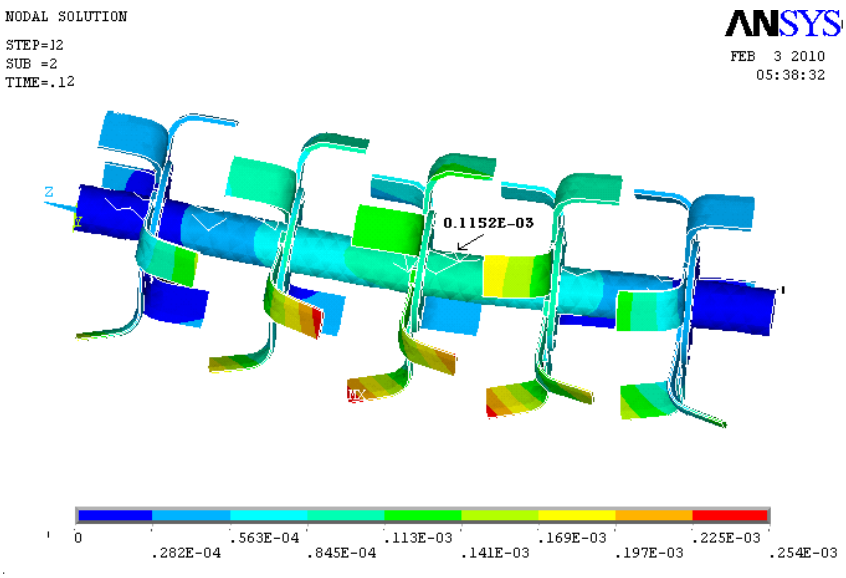
نتایج و بحث

پس از انجام آنالیز دینامیکی گذرا توسط نرم‌افزار، کانتورهای جداگانه تنش، کرنش و جابجایی سیستم نمایش داده شدند. حداکثر جابجایی تیغه در درگیری با خاک برابر با ٠.٢٣٨٧ میلی‌متر به دست آمد (شکل٢).



شکل٢. حداکثر جابجایی تیغه در طول یک دور گردش محور (مدت زمان ٠.٣ ثانیه)

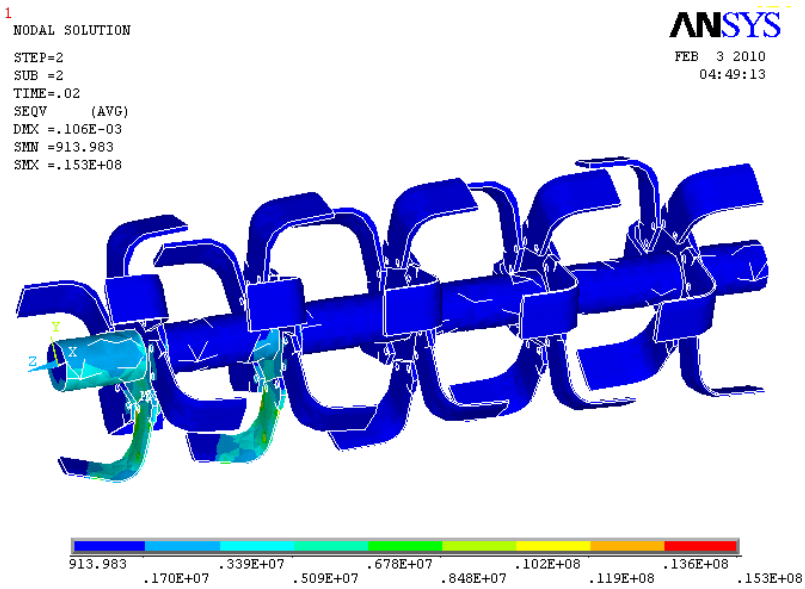
حداکثر میزان جابجایی در شفت حامل تیغه‌ها در زمان ٠.١٢ ثانیه که زمان شروع درگیری حداکثر تعداد تیغه‌ها با خاک است، اتفاق می‌افتد. حداکثر جابجایی مرکز شفت برابر ٠.١١٥٢ میلی‌متر است (شکل٣).



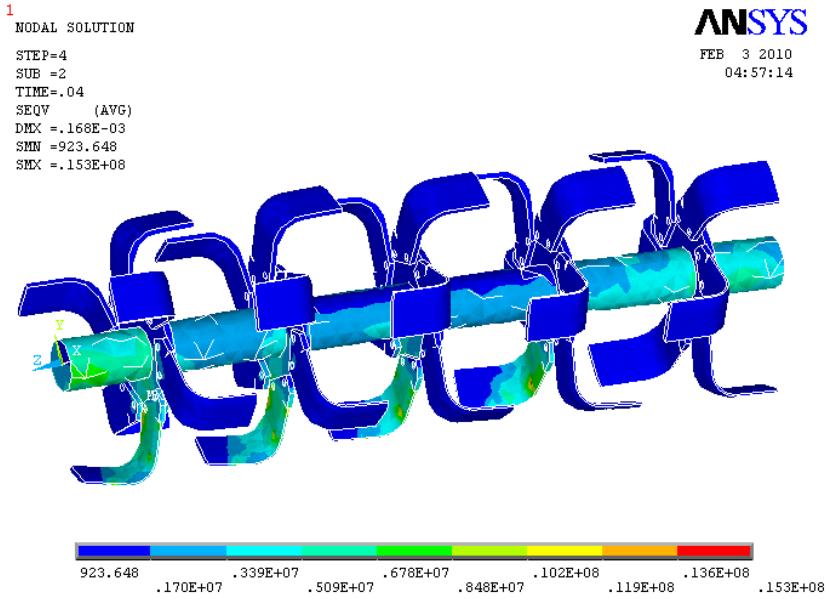
شکل۳. حداکثر جابجایی در طول شفت

مقادیر حداکثر تنش، کرنش و جابجایی سیستم در سرعت دورانی ۲۰۰ دوردردقیقه، سرعت پیشروی ۲.۹ کیلومتربرساعت و طول قطعه خاک جداشده ۸ سانتی‌متر، به ترتیب برابر با ۲۱.۷ مگاپاسکال، ۱۰.۹×۱۰^{-۵} و ۰.۲۳۸۷ میلی‌متر به دست آمدند.

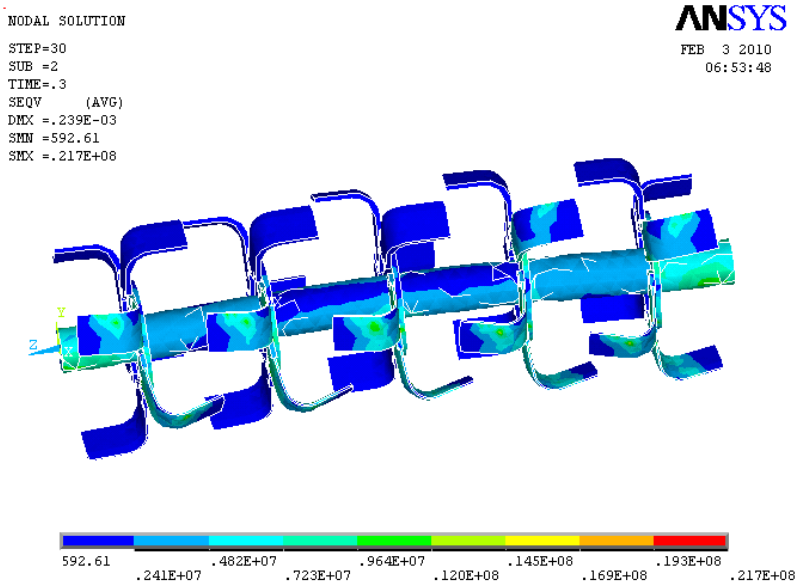
تنش در شفت، با وارد شدن اولین تیغه در خاک، در انتهایی از شفت که نزدیک به آن تیغه است، افزایش می‌یابد. با دوران شفت و درگیر شدن تیغه‌های بعدی با خاک، تنش در دو انتها و سپس در مرکز شفت به حداکثر مقدار خود می‌رسد.



شکل٤. کانتور تنش در زمان ۰.۰۲ ثانیه (درگیری ۲ تیغه با خاک)



شکل۵. کانتور تنش در زمان ۰.۰٤ ثانیه (درگیری ٤ تیغه با خاک)



شکل٦. کانتور تنش در پایان یک دور گردش سیستم،در زمان ۰.۳ ثانیه (درگیری حداکثر تعداد تیغه با خاک، ۱۲ عدد)

منابع و مآخذ

۱. بهروزی لار، م. ۱۳۸٦. اصول طراحی ماشین‌های کشاورزی. انتشارات معاونت پژوهشی دانشگاه آزاد اسلامی.۷۰۰ ص.

۲. جاهد مطلق، ح.ر. نوبان، م.ر. اشراقی، م.ا. ۱۳۸۳. اجزای محدود .nsys، انتشارات دانشگاه تهران. ۱۹۰ ص.

۳. شفیعی، س.ا. ۱۳۷۱. اصول ماشین‌های کشاورزی (ترجمه). انتشارات دانشگاه تهران. ۲٥٦ ص.

٤. کماریزاده، م.ح. ۱۳۷۷. مکانیک تراکتور و ماشینهای کشاورزی. انتشارات جهاد دانشگاهی ارومیه. ۱۷۰ ص.
٥. محمدی الستی، ب. معلمی، ع. کماریزاده، م.ح. مدرس مطلق، ا. ۱۳۸۷. طراحی روتور تیلر دوار متناسب با تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵. پنجمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی و مکانیزاسیون. دانشگاه فردوسی مشهد.
٦. وفادار، ب. محمودی، م. علوی، س.ن. ۱۳۸۵. آنالیز دینامیکی شافت روتور تیلر دوار به روش المان محدود. چهارمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی و مکانیزاسیون. دانشگاه تبریز.
٧. رضایی، ح. ۱۳۸٦. بررسی رفتار خزشی پره توربین به کمک المان محدود. پایان‌نامه کارشناسی ارشد. دانشکده فنی و مهندسی مکانیک. دانشگاه تبریز . ۱۰۰ ص.

8. Gill, WR. & Vanden Berg, GE. 1967. Soil dynamics in tillage and traction. Agricultural research service, USDA. Agriculture Handbook No. 316.
9. Kinzel, GL. Holmes, R. & Huber, S. 1981. Computer graphics analysis of rotary tillers. Transactions of the ASAE. Vol 24 (6), 1392-1399.
10. Ros, V. Smith, RJ. Marley, SJ & Erbacj, DC. 1995. Mathematical modeling and computer aided design of the passive tillage tools. Transactions of the ASAE. Vol 38 (3), 675-683.

Abstract

In this study, the dynamic behavior of a rotary tiller was investigated under transient dynamic loading. The 3D model of the implement was developed using Solidworks 2007 SPO environment. Then the finite element model of the implement was simulated and analyzed using Ansys 11 commercial software. In dynamic loading, the following elements were considered; the rotation of the whole system around z axis and dynamic loads acting on blades in specified time intervals with respect to rotational speed of the whole system. While the rotational speed was 200 rpm, forward speed 2.9 km/hr and soil cut slice length 8 cm, the maximum stress, strain and displacement was 21.7 Mpa, 10.9×10^{-5} and 0.2387 mm, respectively.

Keywords: finite element analysis, rotary tiller, transient dynamic loading