آنالیز دینامیکی شافت روتور تیلر دوار به روش المان محدود

بهاره وفادا ر، محسن محمودی ، سید ناصر علوی

چکیده

با توجه به روند سریع مکانیزه شدن کشاورزی و تلاش محققان و طراحان برای کارکرد بهتر و بهینه تر ادوات و ماشینهای مورد استفاده ، آنچه به آن پرداخته شده است بررسی عملکرد تیلر های دوار در شرایط استان کرمان که عمدتا دارای خاکی با بافت رسی لومی و رطوبت ۱۴ تا ۱۶ درصد است و تحلیل کار ماشین با آرایش متفاوت تیغه ها ، از لحاظ تنشها و نیروهای وارده ، به کمک نرم افزار و بررسی خصوصیات قطعه خاک جدا شده می باشد. بدین ترتیب می توان با انتخاب گزینه های بهتر از موارد فوق، استهلاک ماشین و فرسایش خاک را کاهش داد . با توجه به نحوه اتصال تیغه ها به روتور ، چنین نتیجه شد که با انتخاب زاویه قرار گیری ۱۰ درجه بین دو تیغه روی دو فلانج مجاور و رعایت نسبت سرعت چرخش روتور به سرعت پیشروی (λ) ، می توان تنشها را به میزان ۱ : ۵ کاهش داد و همچنین با یکنواخت تر کردن ضربات وارده روی روتور کارکرد ماشین را به بهبود بخشید .

کلمات کلیدی : روش المان محدود ، آنالیز دینامیکی ، شافت روتور تیلر دوار

مقدمه

تیلر دوار یکی از ماشینهای خاکورزی است که با استفاده از محور تواندهی تراکتور عمل شخم زدن را انجام می دهد.این ماشینها عمدتا از تیغه های L شکلی ساخته شده اند که حول محوری نصب شده و با حرکت متوالی در خاک ، قطعه خاک را برش داده و جدا می کنند [۲،۳].

امروزه استفاده از این ماشین به دلیل مخلوط کردن بهتر بقایای گیاهی با خاک ، صرفه جویی در زمان و تردد کمتر وسایل و ادوات روی سطح خاک،گسترش یافته است. کاربرد این ماشین به خصوص در باغات و شالیزارها رواج بیشتری پیدا کرده است [۵،۱۰].

بررسی تیلر دوار وچگونگی استفاده ازآن در خاکهای مختلف ، به دلیل پارامترهای زیاد موثر بر عملکرد آن و متغییر بودن بعضی از آنها در حین انجام کار پیچیده می باشد و به منظور عملکرد و طراحی بهتر، باید مقداربهینه این پارامترها برای شرایط مورد استفاده مشخص شود. این پارامترهاعبارتند از: زاویه برش، زاویه بین دو تیغه بر روی دو فلانج مجاور(β) ، نسبت سرعت مماسی روتور به سرعت حرکت(λ)، سرعت برش، طول قطعه خاک ،عمق کار، شعاع روتور، زاویه نوک و پشت تیغه، نوع تیغه وغیره [۸].

در این میان زاویه β و آرایش تیغه ها روی روتور در کاهش و یکنواخت نمودن ضربات وارده روی آن و مکانیزم انتقال توان ، نقش به سزایی دارد که اگر به صورت مارپیچ منظم قرار گرفته باشند کمک شایانی در رسیدن به اهداف بالا می کنند [۸،۴].

بعلت درجه پودرسازی و هوادهی نسبتا زیاد این ماشینها باید طول قطعه خاک (S) ، مناسب شرایط خاکی انتخاب شود [۵].

فِرورت(۱۹۴۰) در تحقیقاتش متوجه شد که با افزایش طول قطعه خاک از ۴ به ۸ سانتی متر، اندازه کلوخه ها به طور قابل توجهی افزایش می یابد، به طوری که با طول قطعه خاک ۱۵ سانتی متر درجه پودر شدگی خاک به همان شدتی است که با استفاده پشت سر هم از گاو آهن برگرداندار ، هرس دیسکی و هرس دندانه میخی ایجاد می شود. طول قطعه خاک یکی از فاکتورهای مهم و موثر بر توان مورد نیاز ماشین می باشد.

بسته به رطوبت و بافت خاک و توان در دسترس، مقدار بهینه طول قطعه خاک بین ۴ تا ۱۲ سانتی متر و نیز مقدار مناسب λ در محدوده ۴ تا ۸ تغییر می کند. دو پارامتر S و λ کاملا به هم وابسته اند [۸].

در آزمایشات انجام شده توسط دالین(۱۹۵۱) مشخص شد سرعت متوسط برش برای خاکهای رسی سبک و متوسط باید بین ۳ تا ۴ متر بر ثانیه و برای خاکهای باتلاقی و چمنی و چسبنده بین ۶ تا ۸ متر بر ثانیه باشد.

آزمایشات انجام شده توسط شاموتایا و سریلف (۱۹۶۶) نشان داده که در مورد تیغه های L شکل، بازو در حدود ۳۰ تا ۴۰ درصد ، تیغه ۲۰ تا ۲۵ در صد و جدا شدن قطعه خاک ۴۰ تا ۴۸ درصد انرژی برشی را مصرف می کند.

افزایش ۴۰ درصدی عمق کار و نیز سرعت پیشروی از۰/۶۸ به ۱/۴ متر بر ثانیه ،انرژی مورد نیاز در واحد حجم را به ترتیب ۱۹/۵ و ۲۳ در صد کاهش می دهد [۹] .

به نظر می رسد عملکرد ماشین و نیروهای اعمال شده روی تیغه ها در منطقه کرمان که عمدتا دارای شرایط خاکی، با ساختمان رسی لومی و رطوبت ۱۴ تا ۱۶ درصد می باشد با شرایط طراحی اولیه آن متفاوت است که این باعث سایش زیاد تیغه ، اعمال نیروها و ضربه های شدیدتر روی شافت و پودر شدگی بیشتر خاک می شود . در این تحقیق با هدف طراحی بهینه ماشین در شرایط مذکور پس از مشخص کردن نیروهای اعمال شده روی شافت ، مقادیر تنش ، کرنش و خیز شافت در چند حالت مختلف مشخص شده است.

با توجه به عوامل متعدد ذکر شده بر میزان نیروهای وارده روی شافت ، تحلیل شافت بدون استفاده از روشهای کامپیوتری طولانی و دشوار خواهد بود چرا که نیازمند حل معادلات حجیم حاکم بر آن می باشد، از این رو استفاده از نرم افزار های عددی و المان محدود انکار ناپذیر است . لذا در این پژوهش سعی شد تا با استفاده از نرم افزار Visual Nastran که یکی از نرم افزارهای المان محدود می باشد شافت روتور یک ماشین تیلر دوار به صورت دینامیکی تحلیل شود.علت استفاده از این نرم افزار امکانات راحت آن جهت تحلیل استاتیکی و دینامیکی می باشد. تحلیل دینامیکی نرم افزار ویژوال نسترن به گونه ایست که در هر مرحله کلیه نیروها و شرایط مساله را روی آن اعمال کرده و سپس آنالیز را انجام داده و مجددا همین کارها را در مرحله بعدی تکرار می کند. فاصله زمانی مراحل نیز قابل تنظیم است [۱] .

پس از مدل کردن جسم توسط نرم افزار Solidworks و انتقال آن به محیط نرم افزار

ویژوال نسترن ، باید خواص مکانیکی جسم مورد نظر را برای نرم افزار تعریف کرد که جنس شافت ، فولاد ابزاری Steel ANSI C1020 با ضریب الاستیسیته ۲×۱۰^{۱۱} پاسکال و ضریب پواسون ۰/۲۹ می باشد. طراحی شافت و بلبرینگها و مکانیزم محرک روتور یکی از قسمتهای مهم در طراحی ماشین محسوب می شود که برای این منظور باید اثر نیروهای وارده روی شافت مورد بررسی قرار گیرد.

گام بعدی برای تحلیل مساله، اعمال قید ها ، تکیه گاه ها و نیروها ی وارد بر تیغه ها می باشد. نیروی واکنش خاک در بازه ای از زمان که تیغه در تماس با خاک است روی تیغه اعمال می شود که مدت زمان اعمال نیرو به عمق کار، شعاع چرخش وغیره بستگی دارد. برای مشخص کردن زمان اعمال نیروها از لحظه برخورد تیغه با خاک تا زمان خروج آن ، از امکانات برنامه نویسی نرم افزار بهره گرفته شد.

بررسی منابع

هرچند بررسی رفتار خاک و ابزار خاکورز در دامنه وسیعی از پژوهشهای گذشته و حال پژوهشگران در جریان بوده، لیکن هنوز هم برای تقابل خاک و ماشین هیچ استاندارد مدونی تهیه نشده است. یکنواخت نبودن خاکها از نظر بافت، ساختمان و شرایط رطوبتی وغیره هم به نوبه خود پیش بینی رفتار خاک و ماشین را دشوار تر کرده است [۷].

در هنگام کار کردن یک تیغه در خاک ، برروی تیغه یک نیروی برشی وارد می شود که این نیروی اعمال شده برآیند نیروهای الاستیک و پلاستیک و تغییر شکلهای خاک و نیروی اصطکاک میان تیغه و خاک و همچنین نیروی اصطکاک میان تیغه و خاک شخم نخورده است. به طور کلی فرض می شود که نیروی برش برابرنیروی مماسی P_{tan} است که در اثر گشتاور اعمالی روی شافت به وجود می آید. مقدار نیروی واکنش R_n که روی تیغه عمل می کند برابر با نیروی برشی می باشد اما جهت آن عکس نیروی برشی است . به عبارت دیگر این نیرو واکنش خاک بر روی تیغه می باشد. نیروی R_n به مولفه های R_x و R_y تجزیه می شود که مقدار و جهت این مولفه ها با تغییر در مقدار و جهت R_n تغییر می کند[۴،۸] .

در تحقیقات انجام شده توسط زینین (۱۹۶۸) مشخص شد که مقدار حقیقی نیروی واکنش R_n که بر روی تیغه اعمال می شود، نسبت به راستای نیروی برش (نیروی مماسی P_{tan} که در اثر گشتاور اعمالی روی شافت به وجود می آید) به اندازه ۱۵ درجه زاویه دارد.

برای رسیدن به حداقل نوسانات نیروی مماسی، که هماهنگ با نوسانات گشتاور در شافت می باشد، ترتیب قرار گیری تیغه ها باید به گونه ای باشد که هم زاویه ی بین تیغه های یک واحد برابر باشد تا تیغه ها با فواصل زمانی مساوی در خاک فرو روند و هم فاصله بین تیغه های مجاور بایستی به اندازه ای بزرگ گرفته شود که از گیر کردن تیغه ها با خاک جلوگیری شود[۴].

طول معمول برای قطعه خاک ، مقدار ۱۲-۱۰= S سانتی است که در خاکهای چمنی و چسبنده با کاهش فاصله S می توان اندازه کلوخه ها را به میزان مطلوب کاهش داد. با داشتن مقدار شعاع روتور ، λ (نسبت سرعت مماسی روتور به سرعت حرکت) و با استفاده از روابط و

نمودارهای مربوطه ، طول قطعه خاک جدا شده به دست می آید [۸، ۱۰].

انرژی ویژه مورد نیاز خاک ورزی به وسیله تیلر های دوار (انرژی به کار برده شده برای هر سانتیمتر مکعب خاک جابجا شده) در مقایسه با انرژی مورد نیاز گاو آهن برگرداندار حدود ۳ برابر است. انرژی مورد نیاز این ماشین حتی ممکن است از مجموع انرژی های مصرف شده برای شخم زدن ، دیسک زدن و استفاده از هرسهای دندانه میخی تجاوز کند[۳،۱۱].

بنابراین در صورت داشتن کل انرژی مصرف شده توسط تیلرانرژی مورد نیاز یک تیغه، از تقسیم کل انرژی مصرفی به تعداد تیغه ها قابل محاسبه است [۶].

نسبت توان مالبندی (P_D) به توان محورP.T.O به عنوان یک ضریب محاسباتی به طور متوسط ۰/۷ به دست آمده است [۳] .

مواد و روشها

تیلر مورد بررسی ، تیلر موجود در بخش ماشینهای کشاورزی دانشگاه شهید باهنر کرمان بود که مشخصات آن در جدول ۱ آمده است. شافت و تیغه ها توسط نرم افزار Solidworks مدل سازی و سپس وارد محیط ویژوال نسترن شد تا با اعمال شرایط ویژه به تحلیل آن پرداخته شود. جهت انتقال فایل مورد نظر با فرمت Solidworks به محیط ویژوال نسترن از نرم افزار جانبی ACIS Convertor استفاده شد.

دلایل انتخاب نرم افزار Solidworks عبارتست از :

۱- سادگی کار با این نرم افزار و امکانات زیاد و راحت جهت مدل کردن و اسمبل کردن .

۲- ارتباط گسترده با سایر نرم افزار های طراحی و مهندسی.

پس از انتقال فایل ، در نرم افزار ویژوال نسترن برای اتصال اجزا مختلف به هم از قید Rigid استفاده شد که این قید هیچ درجه آزادی بین اجزا باقی نمی گذارد.در ادامه جهت ایجاد شرایط تکیه گاهی ویک درجه آزادی دورانی برای شافت از یک قید Revolute joint دریک انتها و یک قید Revolut motor درانتهای دیگراستفاده شد. قید Revolute motor که در محل اعمال گشتاوربه روتور قرار می گیرد، علاوه بر اینکه گشتاور مورد نیاز را به روتور اعمال می کند، یک درجه آزادی دورانی را هم برای شافت تامین می کند.

پس از مشخص شدن نیروها واعمال آنها، جهت تحلیل المان محدود باید مدل را مش بزنیم که بدین منظوربا استفاده از منوی FEA اندازه المانها ۵۰ میلی متر مشخص شد. روش حل مساله برای نرم افزار روش کوتا – مرسون انتخاب شد که دارای دقت بیشتری نسبت به روش اویلر است. همچنین فاصله زمانی هر مرحله ۰/۰۰۵ ثانیه در نظر گرفته شد.

در مدل کردن روتور، یک مرتبه β (زاویه بین دو تیغه بر روی دو فلانج مجاور) برابر ۱۵ درجه در نظر گرفته شد که زاویه ی موجود در نمونه عملی می باشد . در حالت دوم β ، بر اساس رابطه (۱) ، ۸/۵ درجه به دست آمد :

$$\beta = \frac{360}{zi} \qquad (۱)$$

z : تعداد تیغه روی هر فلانج

i :تعداد کل فلانج ها

zi : تعداد کل تیغه ها می باشد.

در حالت سوم β بدون در نظر گرفتن دو فلانج انتهایی روتور و مطابق رابطه (۱) ، ۱۰ درجه به دست آمد.

یکی دیگر از متغییر های حل مساله نسبت λ (نسبت سرعت مماسی روتور به سرعت حرکت) بود که برای آن سه مقدار ۴ و ۶ و ۸ در نظر گرفته شد . در صورتی که سرعت حرکت یک متر بر ثانیه باشد و با توجه به اینکه در تیلر مورد بررسی با تغییر نسبتهای دنده ای امکان ایجاد سه سرعت چرخش مختلف ۱۶۰ rpm ، ۲۴۰rpm ، ۳۲۰ rpm برای روتور وجود دارد، مقادیر مطلوب برای λ مشخص می شوند .

با توجه به اینکه عمق ماکزیمم کار این ماشین در حدود ۱۴ سانتی متر است برای بررسی و اعمال نیروها ، یک مرتبه تیلر در حالت کار در عمق ماکزیمم(جهت بررسی شافت در بدترین حالت) و یک مرتبه در حالت کار در نصف عمق ماکزیمم(جهت مقایسه تنشها با حالت اول) در نظر گرفته شد .

محاسبه توان مورد نیاز و نیروی وارده روی تیغه

با توجه به فرمول ها و جداول ارائه شده برای مقاومت کششی ویژه گاوآهن برگرداندار در انواع خاکهای مختلف، می توان مقاومت ویژه کششی را برای گاو آهن و در سرعت های مختلف به دست آورد. نوع خاک و سرعت حرکت یکی از عوامل مهم در کشش ویژه می باشند که از رابطه زیر قابل محاسبه است

(۲)

$$D = C_1 + C_2 S^2$$

D : کشش واحد برحسب N/cm^2

S : سرعت پیشروی برحسب کیلو متر بر ساعت

C_1 و C_2 : ضرایبی که به نوع خاک و سیستم واحدها بستگی دارند .

معادله کشش برای گاوآهن برگرداندار در خاکهای رس لومی به صورت زیر است

(۳)

$$D = 6 + 0.053S^2$$

برای محاسبه توان مورد نیاز تیلر دوار در یک نوع خاک کافیست مقاومت کششی ویژه آن خاک را با توجه به سرعت حرکت برای گاواهن برگرداندار محاسبه کرده و با ۳ برابر کردن مقدار آن ، مقاومت ویژه برای تیلر دوار در آن نوع خاک را مشخص کرد. با داشتن مقاومت ویژه کششی ، عرض و عمق کار می توان مقاومت کششی کل و پس از آن توان مالبندی لازم را محاسبه کرد. به این ترتیب که

مقاومت کششی ویژه(N/cm^2) × عمق کار(cm) × عرض کار(cm) = مقاومت کششی کل(N) F_D

سرعت حرکت (m/s) × مقاومت کششی = توان مالبندی (kw) P_D (kN)

پس از محاسبه توان مالبندی با در نظر گرفتن ضریب ۰/۷ $\frac{P_D}{P_{PTO}}$ ، می توان توان محور PTO را به دست آورد.

با توجه به اطلاعات بالا و سرعت حرکت یک متر بر ثانیه ، مقاومت ویژه کششی بـرای گـاوآهن برگردانـدار را بـرای خاکهـای لـوم رسـی N/cm^2 ۶/۶۹ و مقاومت ویژه برای تیلر دوار برای همـان خاک برابـر N/cm^2 ۲۱ بـه دسـت آمـد. بـه ایـن ترتیب

برای کار در نصف عمق مـاکزیمم (۷ سـانتی متر)

$F_D = ۱۷۷ \times ۷ \times ۲۱ = ۲۶۰۰۰ N$

$P_D = ۲۶ kw = ۳۵ hp$ $P_{P.T.O} = ۵۰ hp$

برای کار در عمق ماکزیمم (۱۴ سانتی متر)

$F_D = ۱۷۷ \times ۱۴ \times ۲۱ = ۵۲۰۰۰ N$

$P_D = ۵۲ kw = ۷۰ hp$ $P_{P.T.O} = ۱۰۰ hp$

بـافرض اینکـه در بـدترین حالـت ، رانـدمان انتقال توان از محـور PTO بـه روتـور صددرصـد باشد می توان به این صورت نیروی روی هر تیغه را به بدست آورد :

توان به دست آمده برای تیلـر، تـوان مـصرفی تمام تیغه ها در حین کار می باشد. برای به دسـت آوردن توان مورد نیاز برای یک تیغه بایدکل تـوان را به تعداد تیغه ها تقسیم کرد.

پس از آن با توجه به رابطه بین توان ، گشتاور و سـرعت زاویـه ای ، کوپـل اعمـال شـده روی شافت از طرف یک تیغه و در نهایت با توجـه بـه شعاع چرخش، نیروی اعمال شده روی تیغه را بـه دست می آید. بنابراین برای عمـق کـار ۷ سـانتی متر :

الف) $\lambda = ۶$

توان مورد نیاز برای هر تیغه بر حسب وات

$$H = \frac{50 \times 735}{42} = 875\ W$$

سرعت زاویه ای روتور بر حسب رادیان بر ثانیه

$$\omega = \frac{2\pi.n}{60} = 25.12\ \frac{Rad}{s}$$

$$H = T\omega \Rightarrow \qquad T = \frac{H}{\omega} = \frac{875}{25.12} = 35\ N.m$$

در نتیجه

$$T = P_{tg}.R \Rightarrow \qquad P_{tg} = \frac{T}{R} = \frac{35}{0.24} = 146\ N$$

در نتیجه مقدار نیروی واکنش خاک روی تیغه برابر است با :

$$R_n = \frac{P_{tg}}{Cos15^\circ} \Rightarrow R_n = 151 N$$

ب) $\lambda = ۴$

$$\omega = 16.75 \frac{Rad}{s} \quad \Rightarrow \quad T = 52.3\ N.m \qquad P_{tg} = 217.5\ N \ \Rightarrow R_n = 225.3\,N$$

ج) $\lambda = ۸$

$$\omega = 33.5 \frac{Rad}{s} \quad \Rightarrow \quad T = 26.1\ N.m \quad P_{tg} = 109\ N \quad \Rightarrow R_n = 112.5\,N$$

در عمق کار ۱۴ سانتی متر

الف) $\lambda = ۶$

$$\omega = 25.12 \frac{Rad}{s} \Rightarrow \ H = 1750\,W \Rightarrow T = 70\ N.m \Rightarrow P_{tg} = 292\ N \Rightarrow R_n = 302\ N$$

ب) $\lambda = ۴$

$$H = 1750\,W \Rightarrow T = 104.5\ N.m \Rightarrow P_{tg} = 435.5\ N \Rightarrow R_n = 450.7\ N \quad \omega = 16.75 \frac{Rad}{s} \Rightarrow$$

ج) $\lambda = ۸$

$$\omega = 33.5 \frac{Rad}{s} \Rightarrow \ H = 1750\,W \Rightarrow T = 52.3\ N.m \Rightarrow P_{tg} = 217.5\ N \Rightarrow R_n = 225.3\ N$$

سرعت زاویه ای به دست آمده ، در تنظیمات مربوط به Revolute motor به عنوان سرعت دوران ثبت شد و نیروی R_n به عنوان نیروی واکنش خاک بر روی تیغه ها با در نظر گرفتن زاویه ۱۵ درجه با نیروی مماسی اعمال شد.

بدین ترتیب نوع تحلیل در زیر منوی Simulation setting از منوی World از نوع تحلیل تنش مشخص شد . در انتها جهت حل مساله دکمه Solve FEA را می زنیم.

بحث و نتیجه گیری

به منظور مشاهده نتایج مربوط به تحلیل ، در پنجره Display setting می توان انواع نتایج را، شامل کانتورهای مربوط به تنش، کرنش و خیز در راستای هر کدام از محورها و بر اساس معیارهای مختلف طراحی نمایش داد.

هرکانتور بر اساس عمق کار ، مقدار β و λ و مقادیر تنش ، کرنش و خیز قابل نمایش می باشد که نتایج عددی آنها در جداول ۲ تا ۷ آورده شده اند.

کانتور تنش که در شکل ۱ نشان داده شده مربوط به عمق کار ۷ سانتی متراست و مقادیر تنشهای معادل فون مایزآن در شرایط β = ۸/۵ و λ=۶ تعریف شده اند . مشاهده می شود ماکزیمم تنشها در انتهایی که گشتاور به شافت وارد می شود، اعمال می شوند و با پیشروی به سمت انتهای مقابل آن از مقادیر تنشها کاسته می شود. مقادیر ماکزیمم تنش و کرنش و خیز در هر کانتور با رنگ قرمز نشان داده شده است که این مقادیر جهت مقایسه در حالتهای مختلف در جداولی مرتب شده اند. بر این اساس در جداول ۲ و ۳ و ۴ این مقادیر ماکزیمم تنش و کرنش و

خیز برای عمق کار ۷ سانتی متر و مقادیر متغییر β و λ مرتب شده اند. نتیجه مطلوب این بررسی، با مقایسه تنشهای ایجاد شده دراثر تغییر در مقادیر β و λ به دست می آید :

جدول ۲ ماکزیمم تنشها را برای عمق کار ۷ سانتی متر و بر حسب مقادیر متغییر β و λ نشان می دهد. همانگونه که مشخص است تنش ماکزیمم برای β = ۸/۵ : در λ = ۴ برابر با $۳/۱۵\times۱۰^{۷}$ ، در λ = ۶ برابر با $۲/۱\times۱۰^{۷}$ و در λ = ۸ برابر با $۱/۶۵\times۱۰^{۷}$ پاسکال می باشد و برای β = ۱۰ : در λ = ۴ برابر با ۶×۱۰^{۶} ، در λ = ۶ برابر با $۴/۰۵\times۱۰^{۶}$ و در λ = ۸ برابر با ۳×۱۰^{۶} پاسکال و همچنین برای β = ۱۵ : در λ = ۴ برابر با ۳×۱۰^{۷} ، در λ = ۶ برابر با $۲/۱\times۱۰^{۷}$ و در λ = ۸ برابر با $۱/۶۵\times۱۰^{۷}$ پاسکال می باشد.

با مقایسه این مقادیر مشخص می شود که در هر زاویه β معین با افزایش λ، تنشها کاهش می یابد.

جداول ۳ و ۴ هم روند مشابهی را برای مقادیر ماکزیمم کرنش و خیز نشان می دهند.

همچنین نتایج بالا نشان می دهد، تنشها برای β = ۸/۵ و ۱۵ تقریبا ۵/۲۵ برابر بیشتر از β = ۱۰ است. با توجه به جدول۳ و ۴ نسبت بالا برای مقادیر به دست آمده ی کرنش تقریبا برابر ۵ و برای مقادیر خیز برابر ۹ می باشد.

برای عمق کار ۱۴ سانتی متر مطابق جداول ۷- ۵ ،مقادیر تنش و کرنش نسبت به حالت قبل، حدود ۲/۵ برابر و خیز ۲ تا ۳ برابر می شود.

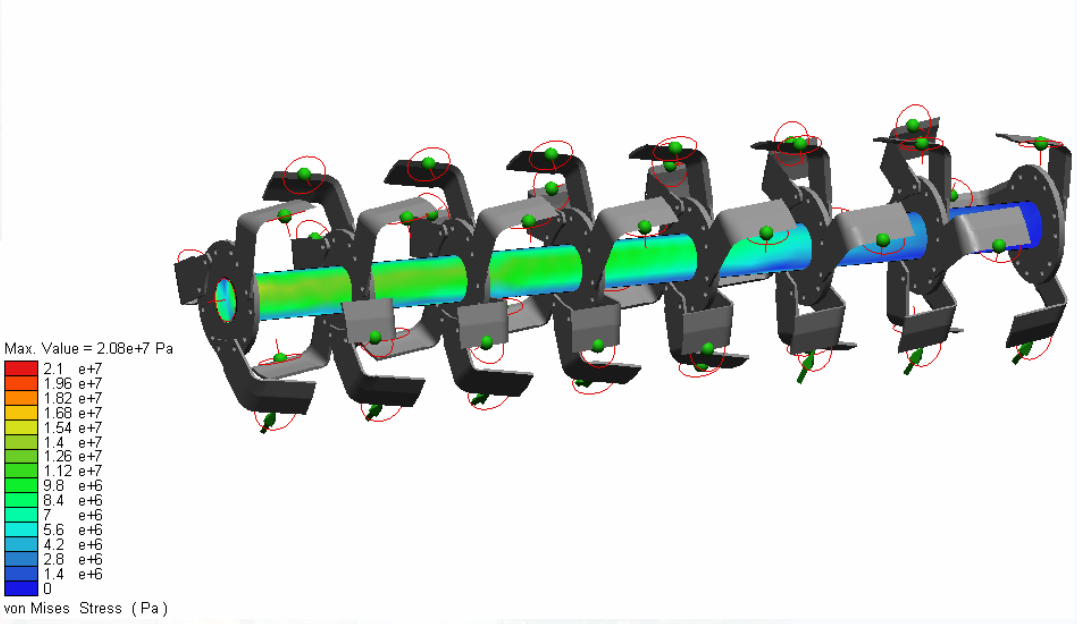
برای افزایش یکنواختی ضربات وارد شده روی روتور و شافت P.T.O بهترین راه ، افزایش توام عرض کار و کاهش زاویه ی بین تیغه ها روی دو فلانج مجاور تا مقدار مشخصی است. به عبارتی افزایش بیش از حد زاویه مذکور سبب اعمال ضربات غیر یکنواخت و افزایش تنشها خواهد شد . بدین ترتیب با توجه به نتایج بالا بهترین انتخاب برای آرایش تیغه ها β = ۱۰ می باشد.

در عین حال با در نظر گرفتن زاویه مذکور علاوه بر بالا بردن ضریب اطمینان در طراحی شافت و بلبرینگ و مکانیزم محرک ، با طراحی مناسب تر می توان وزن و قیمت وسیله را تاحدودی کاهش داد .

به دلیل اهمیت کنترل میزان خرد شدن قطعه خاک جدا شده و جلوگیری پودر شدن بیش از اندازه خاک باید با توجه به شرایط خاک میزان λ را به صورت بهینه مشخص کرد.بنابراین در خاکهایی با بافت سنگین و محتوای رطوبتی پایینتر باید میزان λ را کاهش داده و طراحی شافت برای نیروهای بیشتر صورت گیرد .چنانچه رطوبت خاک بیشتر و خاک از نظر مواد آلی نیز غنی تر باشد این امکان وجود دارد که بتوان با افزایش λ میزان بیشتری از این تنشها را کاست که این امر در افزایش کارکرد دستگاه نیز موثر می باشد.

جدول۱) مشخصات تیلر مورد بررسی

طول روتور	۱۷۷۶mm
فاصله دو فلانج	۲۴۰mm
ضخامت فلانج	۱۲mm
قطر شافت	۹۰mm
قطر فلانج	۲۳۰mm
تعداد فلانج	۸
تعداد تیغه	۴۲
نوع تیغه	L شکل
عمق کار ماکزیمم	۱۴۰mm



شکل ۱) کانتور تنش برای ۸/۵= β ،۶= λ و عمق ۷ سانتی متر

جدول۲) تغییرات تنش براساس زاویه β و نسبت λ در عمق ۷ سانتی متر

β / λ	۱۵	۱۰	۸،۵
۴	۳×۱۰^{۷}	۶×۱۰^{۶}	$۳/۱۵\times۱۰^{۷}$
۶	$۲/۱\times۱۰^{۷}$	$۴/۰۵\times۱۰^{۶}$	$۲/۱\times۱۰^{۷}$
۸	$۱/۶۵\times۱۰^{۷}$	۳×۱۰^{۶}	$۱/۶۵\times۱۰^{۷}$

جدول۳) تغییرات کرنش براساس زاویه β و نسبت λ در عمق ۷ سانتی متر

β / λ	۱۵	۱۰	۸،۵
۴	۱۳۶×۱۰^{-۶}	$۲/۵۵\times۱۰^{-۵}$	۱۳۳×۱۰^{-۶}
۶	$۹۱/۵\times۱۰^{-۶}$	$۱/۸\times۱۰^{-۵}$	۹×۱۰^{-۵}
۸	$۶۷/۵\times۱۰^{-۶}$	$۱۲/۹\times۱۰^{-۶}$	$۶۴/۵\times۱۰^{-۶}$

جدول۴) تغییرات خیز براساس زاویه β و نسبت λ در عمق ۷ سانتی متر

β / λ	۱۵	۱۰	۸،۵
۴	۰/۹۳	۰/۰۸۵۵	۰/۷۰۵
۶	۰/۵۴۴	۰/۰۵۷	۰/۵۷
۸	۰/۴۶۵	۰/۰۴۳۵	۰/۳۴۵

جدول۵) تغییرات تنش براساس زاویه β و نسبت λ در عمق ۱۴ سانتی متر

λ	۱۵	۱۰	۸,۵
۴	$۷/۸\times۱۰^{۷}$	$۱/۶۵\times۱۰^{۷}$	$۸/۴\times۱۰^{۷}$
۶	$۵/۲۵\times۱۰^{۷}$	$۱/۱۴\times۱۰^{۷}$	$۵/۴\times۱۰^{۷}$
۸	$۳/۹\times۱۰^{۷}$	$۸/۴\times۱۰^{۶}$	$۳/۵۷\times۱۰^{۷}$

جدول۶) تغییرات کرنش براساس زاویه β و نسبت λ در عمق ۱۴ سانتی متر

β / λ	۱۵	۱۰	۸،۵
۴	۳۳×۱۰^{-۵}	$۷/۳۵\times۱۰^{-۵}$	۳۶×۱۰^{-۵}
۶	$۲۲/۵\times۱۰^{-۵}$	$۴/۹۵\times۱۰^{-۵}$	$۲۲/۵\times۱۰^{-۵}$
۸	$۱۶/۵\times۱۰^{-۵}$	$۳/۶\times۱۰^{-۵}$	$۱۶/۵\times۱۰^{-۵}$

جدول۷) تغییرات خیز براساس زاویهβ و نسبت λ در عمق ۱۴ سانتی متر

β / λ	۱۵	۱۰	۸،۵
۴	۰/۹۹	۰/۲۱	۲/۲۵
۶	۱/۳۲	۰/۱۴۲	۱/۵
۸	۱/۹۵	۰/۱۰۷	۱/۱۴

منابع

۱-جعفری،اکبر.۱۳۸۲ ، مرجع کامل Visual Nastran ، نشر طراح، ۳۱۸ صفحه.

۲-بهروزی لار،منصور.۱۳۷۹ ،اصول طراحی ماشینهای کشاورزی، انتشارات دانشگاه آزاد، ۶۹۸ صفحه.

۳-منصوری راد ، داوود .۱۳۷۹ ،تراکتورها و ماشینهای کشاورزی جلد اول ، انتشارات دانشگاه بوعلی سینا.

۴-کماریزاده ، محمد حسن.۱۳۷۷ ،مکانیک تراکتور و ماشینهای کشاورزی،انتشارات جهاد دانشگاهی ارومیه، ۱۷۰ صفحه.

۵- به آیین ، محمد علی. و شیخ داوودی ، محمد جواد .۱۳۸۱ ، اثر سرعت پیشروی تراکتور و وضعیت استقرار سرپوش بر عملکرد تیلر دوار، مجله علمی کشاورزی ، جلد ۲۵ ،شماره ۲، صفحه ۱ .

۶- رفیعی ، جواد.۱۳۸۳ ، بررسی رفتار مکانیکی دندانه هرس رفت و برگشتی به روش شبیه‌سازی رایانه ای اجزاء محدود،مجموعه مقالات سومین کنگره ملی مهندسی ماشینهای کشاورزی و مکانیزاسیون ایران.صفحه ۴۸

۷- کماریزاده ، محمد حسن .۱۳۸۲، آنالیز مودال گاو آهن برگرداندار، اولین کنفرانس دانشجویی مهندسی ماشینهای کشاورزی ایران، دانشگاه ارومیه.

8 - Yatsuk .E.P , Panov. I.M , Efimov. D.N .1981,Rotary soil working machine,Amerind publishing
Co.PVT.LTD.

9- Singh .S, 2004 , Effect of Selected Parameters on Field Performance of Rotary Tiller. www.ieindia.org

10- Kepner ,R.A ., Bainer,Roy.,Barger,E.L .1980, Principles of Farm Machinery,Third Edition,The AVI publishing company ,INC,Westport,Connecticut,527 P.

11-Moline,illinois.1976 , Fundamentals Of Machine Operation (tillage),Deere and Company ,368 P.

Abstract

With regards to the growing rate of mechanization in agriculture and the growing concern over the usage and attempts to optimize and make better use of agricultural machines and implements in this article the operation and function of rotary tillers in soil condition of Kerman province which mainly consists of a clay-loam texture with moisture level of 14-16 percent has been studied . In the next section a shaft of rotor with different blade arrangement and different rate of rotary speed to forward speed was analyzed dynamically with a software .Considering better parameters in use anddesigning a rotary tiller could reduce depreciation of machines and erosion of soil .With regards to the blade arrangement on rotor the result shows that by choosing the angle of 10^{o} between to blade on adjacent flanges and considering the ratio of λ the amount of exerted stress on shaft can be reduce to $\frac{1}{5}$.