

امکان به کارگیری کلاچ‌های صفحه‌ای و مخروطی در سیستم انتقال توان تیلر به منظور بهبود هدایت و تسهیل کاربری آنها

افسانه سلیمانی^۱، محمدحسین عباسپورفرد^{۲*}، عباس روحانی^۳ و محمدحسین آق‌خانی^۴

۱، ۲، ۳ و ۴- به ترتیب: دانشجوی کارشناسی ارشد؛ استاد؛ دانشیار؛ و استاد گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران
تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۱۱/۱۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۱۲/۲۴

چکیده

تیلرها (2WTs) از انواع تراکتورهای کوچک به شمار می‌روند که معمولاً در گلخانه‌ها، باغ‌ها، شالیزارها، و در جاهایی بیشترین کاربرد را دارند که حرکت تراکتور دشوار است. از آنجایی که تیلرها موجود تنها یک کلاچ برای انتقال توان به جعبه دنده دارند و کلاچی برای هدایت و فرمان ندارند، برای دور زدن و هدایت مخصوصاً زیر درختان یا تغییر مسیر حرکت در حین کار مشکلات عدیده‌ای دارند، به همین علت در این تحقیق تلاش گردید راه‌حلی برای رفع این مشکل ارائه شود. دو نوع کلاچ اصطکاکی صفحه‌ای (دیسکی) و مخروطی که بیشترین کاربرد را در ماشین‌های کشاورزی دارند، مد نظر قرار گرفتند. گشتاور به وجود آمده روی محور دوار تیلر ۹ اسب بخار با استفاده از نسبت دنده در حالت دنده ۱ محاسبه شد. نیروی اعمالی به دسته کلاچ و نهایتاً صفحه کلاچ از سوی کاربر نیز به منظور درگیری کلاچ محاسبه گردید. با داشتن مقدار نیروی انتقالی، گشتاور و فضای موجود، به طراحی کلاچ مخروطی که امکان به کارگیری آن روی محور دوار تیلر وجود دارد با استفاده از نرم‌افزار طراحی سه‌بعدی (CATIA) پرداخته شد. برای حصول اطمینان از مقاومت قطعات در برابر شکست و کارکرد صحیح آنها، تحلیل استاتیکی قطعات کلاچ منتخب که در معرض تنش ماکزیمم هستند در نرم‌افزار انسیس (ANSYS R17.2) دنبال شد. نتایج بررسی‌ها نشان داد که استفاده از کلاچ مخروطی روی محورهای دوار طرفین تیلر با عملکرد مناسب و ضریب اطمینان بالا با توجه به مقاومت قطعات در برابر تحلیل استاتیکی امکان‌پذیر است.

واژه‌های کلیدی

تحلیل استاتیکی، تراکتور تک محور، تیلر، کلاچ صفحه‌ای، کلاچ مخروطی

مقدمه

تیلر-کولتیواتور نیز گفته می‌شود. تیلرها با دو نوع موتور بنزینی از ۵ تا ۹ اسب بخار و موتور دیزلی از ۵ تا ۱۲ اسب بخار تولید می‌شوند. از آنها برای کار در زمین‌های خشک (مانند زمین زعفران) نیز استفاده می‌شود. این دستگاه‌ها، بسته به عمق شخم و قابلیت تنظیم آن، به وسیله میله کششی انتهایی

تیلر در واقع تراکتور دوچرخه‌ای (2WTs) است که بیشتر به موتورهای دیزلی از ۸ تا ۱۴ اسب بخار مجهزند و معمولاً در شالیزارها و زمین‌های مرطوب استفاده می‌شوند. کولتیواتور نیز از خانواده تیلر است که نسبت به تیلر معمولاً قدرت کمتر و ابعاد کوچک‌تری دارد و به همین دلیل به آن

تعبیه کردند. با این کار، مانورپذیری تیلر در حرکت در پیچ‌ها افزایش یافت.

در تحقیق دیگر، ساکاموتو (Sakamoto, 2007) به بررسی مانورپذیری و دور زدن تیلرهای الکتریکی پرداخته است. او از موتور الکتریکی روی محور تیغه‌های تیلر استفاده کرد و متوجه شد با این کار هنگام دور زدن تیلر، تیغه‌ها به سمت بالا جابه‌جا می‌شوند و تیلر به راحتی در زمین و پیچ‌ها تغییر مسیر می‌دهد. استفاده از این طرح تنها برای تیلرهای الکتریکی است که توان کمی مصرف می‌کنند و برای گلخانه‌ها کاربرد دارند. در تحقیق دیگر، ایکوما و همکاران (Ikoma et al., 2015) روی تیلر الکتریکی که در گلخانه‌ها کاربرد دارد کار کردند و مانورپذیری آن را در مسیری باریک و مستقیم بررسی و از موتور دنده ای بین محور چرخ‌ها استفاده کردند. این محققان دریافتند با این کار هدایت تیلر در مسیرهای باریک و کم‌عرض بهبود پیدا می‌کند. کسکین (Keskin, 2019) میزان تصادفات تیلرها را در ترکیه بررسی کرد و نشان داد بیشترین علت تصادفات کنترل نادرست محور تیغه‌های تیلرهاست. در تحقیقات وانگ (Wang et al., 2019) ایمنی تیلرهای وجین‌کن تحت شرایط حرکت به طرف عقب بررسی شده است. با توجه به اینکه این تیلرها تنها یک شفت محرک دارند، کنترل آنها آسان نیست مخصوصاً زمانی که بخواهند تغییر مسیر دهند یا به طرف عقب هدایت شوند، برای جلوگیری از آسیب زدن، از یک کنترلر روی قسمت جلویی موتور، که شامل حس‌گر شتاب و عمل‌کننده توقف اضطراری و مدار کنترل بوده است استفاده شد تا در شرایط غیر تعادلی، باعث توقف اضطراری تیلر گردد.

در تحقیق‌های محققان مختلف روی طراحی مکانیزم انتقال توان بین دو محور (روتورها) برای

دستگاه، قابلیت خاک‌ورزی اولیه و نیز ثانویه را دارند، یعنی اگر در عمق کم کار کنند، قابلیت کولتیواتوری و اگر در عمق زیاد کار کنند قابلیت تیلری دارند. به همین دلیل به نام تیلر-کولتیواتور شناخته می‌شوند (Kadu et al., 2015; Hoque et al., 2021).

تیلرها می‌توانند در زمین‌های ناهموار و گلی حرکت کنند. ولی فردی که تیلر را هدایت می‌کند باید نیروی نسبتاً زیادی صرف کند که سبب خستگی و فرسودگی شخص می‌شود. موضوعی که در حال حاضر یکی از مشکلات اصلی استفاده از این وسایل است. بنابراین، این ماشین‌ها باید طوری طراحی شوند که برای کاربر راحتی قابل قبولی فراهم کنند. با این حال حتی با وجود این اشکالات، از این نوع تیلرها در بسیاری از کشورهای کمتر توسعه یافته به عنوان یکی از منابع با ارزش تأمین قدرت مورد نیاز برای اکثر عملیات زراعی اعم از کاشت، داشت و برداشت در سطوح کوچک استفاده می‌شود (Alizadeh, 2011; Keskin, 2019).

این دستگاه‌ها برای کارهایی مانند درو کردن، شخم‌زنی ردیفی، خاک‌ورزی و وجین‌کنی بین ردیفی و هدایت در مسیری مستقیم مناسب‌اند، ولی برای دور زدن و هدایت آنها در زیر درخت و گیاه و زدن علف‌های هرز زیر درخت و دسترسی به همه فضای زیر درخت و دور زدن در حواشی زمین و انتهای مسیر و تغییر مسیر در حین کار، مشکلات عدیده‌ای دارند (Hoque, 2010).

تحقیقات زیادی در زمینه تیلرها شده است. در تحقیق، پیاتیلاکا و همکاران (Piyathilaka et al., 2010) به بررسی یک تیلر ۱۰ اسب بخار برای مزارع شالیکاری پرداختند که دارای دو چرخ در جلو خود برای حرکت بود. برای هدایت آسان تیلر روی هر یک از محورهای چپ و راست چرخ‌ها، کلاچ‌های کنترلی

تیغه‌ها (شکل ۲) روی نمونه تیلر مورد آزمون محاسبه و در جدول ۲ قرار داده شد. در این روش گشتاور بدون هیچ اتلاف توانی محاسبه شده است.

سرعتی که محور تیغه‌ها یا کرانویل دوران می‌کند از رابطه ۱ و ۲ به دست آمده است (Richard, 2019).

$$n_{out} = n_{engine} \times e \quad (1)$$

$$n_{out} = 3600 \times 0.36 \times 0.23 \times 0.35 = 105.59 \text{ (rpm)} \quad (2)$$

که در آنها،

n_{engine} = سرعت دورانی موتور (دور بر دقیقه)؛ و

n_{out} = سرعت دورانی خروجی است که محور

تیغه‌ها دوران می‌کند (دور بر دقیقه).

سرعت خروجی بر حسب رادیان بر ثانیه از

رابطه ۳ به دست می‌آید. گشتاوری که روی محور تیغه‌ها ایجاد می‌شود از رابطه ۴ (Shigley, 2011; Richard, 2019) و توان (P) از جدول ۱ مشخصات فنی دستگاه تیلر به دست آمده است.

$$\omega = 105.59 \times \frac{2\pi}{60} = 11.05 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \quad (3)$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{6.6 \times 10^3}{11.05} = 597 \text{ (N.m)} \quad (4)$$

محاسبه نیروی انتقالی از دسته به بازوی کلاچ

نیرو از طریق دسته کلاچ مطابق شکل ۳ وارد

سیم کلاچ می‌شود و از انتهای سیم کلاچ به بازوی

آن منتقل می‌شود

کاهش فشار و خستگی کاربر تیلر و هدایت آسان آن تحقیقات چندانی نشده است و تنها به استفاده از کلاچ‌ها برای هدایت آسان آن اشاره شده، بنابراین در این تحقیق به این مشکل پرداخته شد.

مواد و روش‌ها

تیلری که در این تحقیق بررسی شده در شکل ۱ و مشخصات فنی آن در جدول ۱ نشان داده شده است. برای طراحی کلاچ روی محور روتور تیغه‌های تیلر مورد نظر (شکل ۱) دو مقدار زیر اندازه‌گیری شد:

(۱) گشتاور به وجود آمده روی محور تیغه‌ها در حین کار روی زمین.

(۲) مقدار نیروی انتقالی توسط کاربر به دسته کلاچ و انتقال آن به بازوی کلاچ (عمل‌کننده روی کلاچ)، که توسط نیروسنج (نوع Lutron FG-5005 ساخت تایوان با دقت ۰/۰۱ نیوتن) این مقدار نیروی انتقالی اندازه‌گیری شد. در واقع، محاسبه کار مکانیکی (عمل‌کننده) کلاچ با استفاده از اهرم‌بندی‌ها و فنرها برای درگیر یا خلاص کردن کلاچ است. در این تحقیق نیز از مکانیزم مکانیکی برای کار کلاچ استفاده شد.

محاسبه گشتاور ایجاد شده بر محور روتور چپ و راست تیلر

ابتدا مقدار گشتاور به وجود آمده بر محور

تیغه‌ها در وضعیتی که موتور در حالت دنده ۱

است محاسبه شد. نسبت دنده چرخ‌دنده‌های درگیر

در دنده سنگین (دنده ۱) از جعبه دنده تا محور

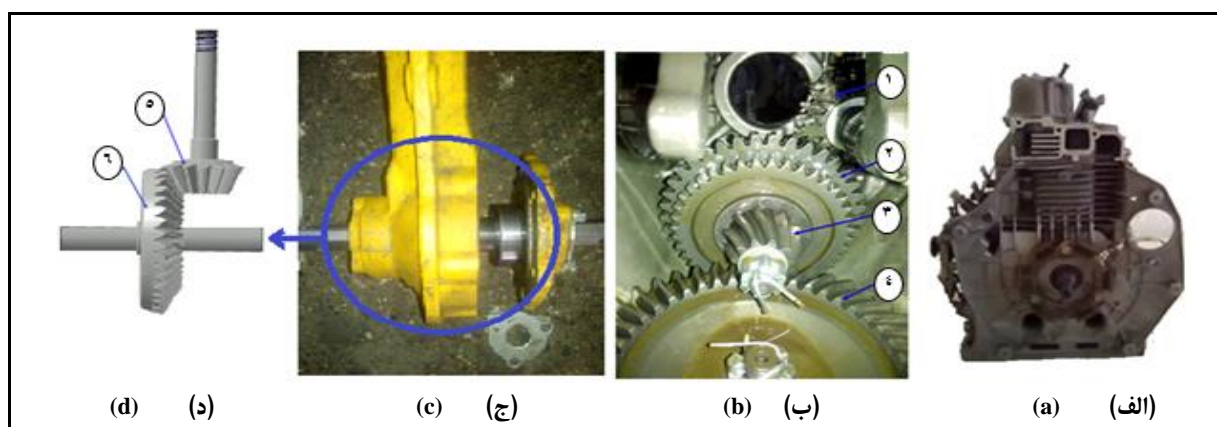


شکل ۱- تیلر (کولتیواتور) باغی ویما (WEIMA 1100 AE) ۹ اسب بخار
 Fig. 1- Two-wheel Tractor of garden (Tiller, WEIMA 1100 AE)

جدول ۱- مشخصات فنی دستگاه تیلر

Table 1- The specification of technical Tiller machine

WEIMA 1100 AE	مدل (Model)
1050×570×780 (mm)	ابعاد (Dimensions)
135 (kg)	وزن (Weight)
1-4 (km/h)	سرعت حرکت رو به جلو (km/h)
6.6/3600 (kw/rpm)	سرعت گردش / ماکزیمم قدرت rotation speed / power (kw/rpm)
الکتریکی (Electrical)	سیستم استارت (Start system)
Single cylinder air, cooled diesel engine	نوع (Type)
موتور دیزل هوا خنک تک سیلندر	نوع کلاچ سیستم انتقال نیرو (Type of clutch)
دیسکی اصطکاکی	عمق شخم (Plow depth)
150-300 (mm)	متوسط عرض کار (Average working width)
750-1300 (mm)	



شکل ۲- سیستم انتقال توان

الف) موتور، ب) جعبه‌دنده، چرخ‌دنده‌های ساده دندانه‌دار (چرخ‌دنده‌های ۱ و ۲)، چرخ‌دنده‌های مخروطی مارپیچ (چرخ‌دنده‌های ۳ و ۴)، ج) روتور (محور تیغه‌ها) و د) چرخ‌دنده پینیون و کرانویل روی محور روتور

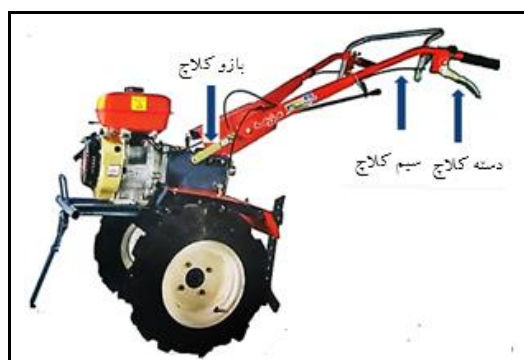
Fig. 2- Power transmission system

a) engine, b) gearbox, spur gears (gears 1 and 2), hypoid gears (gears 3 and 4), c) Rotary axle and d) Pinion and Cranvil gears

جدول ۲- چرخ‌دنده‌ها و نسبت آنها در حالت دنده ۱

Table 2- Gears and their ratios in gear ratio 1

نسبت دنده‌ها "e" (Gear ratio)	تعداد دندانه "N" (Number of teeth)	شماره چرخ دنده (Gear numbers)	
0.36	14	1	جعبه دنده Gearbox
	39	2	
0.23	10	3	محور تیغه‌ها Axle of blades (rotor)
	43	4	
0.35	13	5	
	37	6	

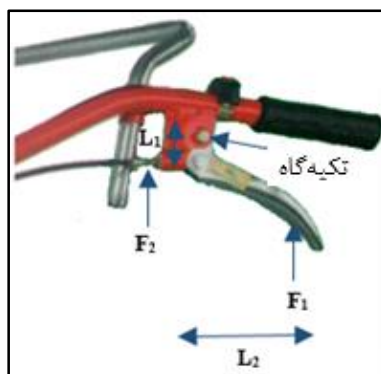


شکل ۳- نمای شماتیک انتقال نیرو از دسته کلاچ به بازو آن

Fig. 3- Schematic view of the transmission of power from the clutch handle to its arm

از اهرم‌ها برای بلند کردن بارهای سنگین و انتقال حرکت از نقطه‌ای به نقطه دیگر استفاده می‌شود. دسته کلاچ (شکل ۴) یک اهرم محسوب می‌شود، مکان نیروی مقاوم (نیروی که توسط اهرم ایجاد می‌شود) نزدیک تکیه‌گاه است و فاصله بین نیروی محرک (F_1) تا مکان نیروی مقاوم (F_2) که L_2 است خیلی بیشتر از فاصله بین تکیه‌گاه تا نیروی مقاوم (L_1) است. هر اهرم دارای یک مزیت مکانیکی^۱ است که نیروی به وجود آمده توسط آن نیز به مزیت مکانیکی بستگی دارد، رابطه موجود برای اهرم در رابطه ۵ نشان داده شده است. در واقع هرچه مزیت مکانیکی بیشتر باشد از دید نیروی مقاوم نیز بیشتر می‌شود.

از اهرم‌ها برای بلند کردن بارهای سنگین و انتقال حرکت از نقطه‌ای به نقطه دیگر استفاده می‌شود. دسته کلاچ (شکل ۴) یک اهرم محسوب می‌شود، مکان نیروی مقاوم (نیروی که توسط اهرم ایجاد می‌شود) نزدیک تکیه‌گاه است و فاصله بین نیروی محرک (F_1) تا مکان نیروی مقاوم (F_2) که L_2 است خیلی بیشتر از فاصله



شکل ۴- دسته کلاچ تیلر

Fig. 4- Clutch handle of Tiller

برای طراحی کلاچ، علاوه بر محاسبه گشتاور انتقالی، مقدار نیروی مکانیکی^۱ که برای درگیری و خلاصی آن از طریق دسته کلاچ و توسط اهرم‌بندی سیمی می‌توان به آن وارد کرد محاسبه شد. برای این کار از دستگاه نیروسنج با دقت ۰/۰۱ N (نوع Lutron FG-5005 ساخت تایوان) استفاده شد. نیرویی که با دست کاربر به دسته کلاچ برای کلاچ‌گیری انواع تیلر از ۵/۵ تا ۱۰ اسب بخار وارد

می‌شود اندازه‌گیری و در جدول ۳ قرار داده شد. علاوه بر اندازه‌گیری نیروی وارده از سوی کاربر به دسته کلاچ، اندازه‌های L_1 و L_2 (شکل ۴) روی انواع تیلر اندازه‌گیری شد. با مشخص شدن مقادیر F_1 ، L_1 و L_2 بر اساس رابطه ۵ مقدار F_2 نیز محاسبه و در جدول ۳ قرار داده شد.

$$F_2 = MA \times F_1 = \frac{F_1}{L_1} L_2 \quad (5)$$

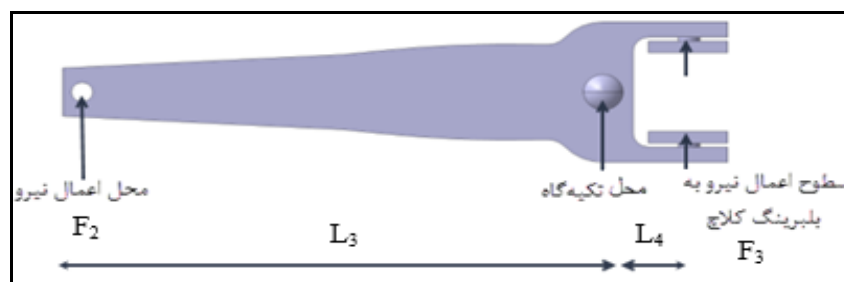
جدول ۳- مقادیر اندازه‌گیری شده نیرو و ابعاد مختلف در تعدادی تیلر از ۵/۵ تا ۱۰ اسب بخار

Table 3- Measured values of Force and dimensions on a number of tillers from 5.5 to 10 hp

F ₂ (N)	L ₂ (mm)	L ₁ (mm)	F ₁ (N)	نوع تیلر (Tiller type)
170	100	20	34	تیلر راتو 5.5 hp
160	120	30	40	تیلر ویما 7.5 hp
252	120	20	42	تیلر کاما 7.5 hp
200	140	25	44	تیلر ویما 8 hp
250	150	30	50	تیلر ویما 9 hp
250	150	30	50	تیلر کاما 9 hp
250	150	30	50	تیلر ویما 10 hp

مقادیر L_3 و L_4 (شکل ۵) از روی انواع بازو کلاچ‌های موجود و نیروی F_2 تعیین شد. نیروی مکانیکی F_3 ، توسط بازوی کلاچ به صفحه کلاچ برای درگیری و خلاصی آن وارد می‌شود. بازوی کلاچ در شکل ۵ نشان داده شده است.

نیروی انتقالی (F_2) با توجه به معلوم بودن نیروی F_1 (تیلر ویما 9hp از جدول ۳) و فواصل L_1 و L_2 (از روی نمونه دسته کلاچ‌های موجود) از رابطه ۵ محاسبه شد. با محاسبه نیروی انتقالی F_2 از سیم دسته کلاچ به بازوی آن (شکل ۴)، نیروی مکانیکی F_3 از رابطه ۶ با مشخص بودن



شکل ۵- بازوی کلاچ تیلر

Fig. 5- Clutch arm of tiller

داده شده است. نیروی محوری F لازم برای ایجاد گشتاور معین T باید از رابطه ۷ محاسبه شود (Shigley, 2011; Richard, 2019).

$$F = \frac{3T(D^2 - d^2)}{f(D^3 - d^3)} \quad (7)$$

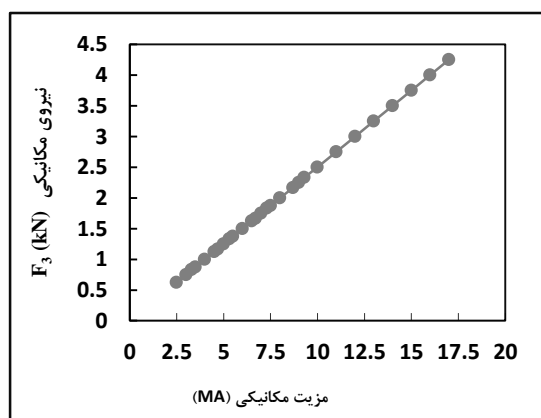
جدول ۴ شامل مشخصات ماده اصطکاکی انتخابی لنت کلاچ است. ماده اصطکاکی قالبی صلب غیر آزیست انتخابی نسبت به دیگر مواد اصطکاکی کاربرد بیشتری در کلاچ‌ها دارد. این ماده از مخلوطی از بالشتک‌های آلیاژی و پودر فلز انتخاب شد که ضخامت ۳ تا ۲۵ میلی‌متر از آن موجود است (Shigley, 2011; Richard, 2019).

مقادیر مزیت مکانیکی (MA) نیز بر حسب فواصل L_3 و L_4 (از روی نمونه بازو کلاچ‌های موجود، شکل ۵) طبق رابطه ۶ محاسبه گردید. تأثیر مزیت مکانیکی بر نیروی مکانیکی (F_3) در شکل ۶ بررسی شده است. با توجه به شکل، مشخص است که این دو تأثیر مستقیم بر هم دارند.

$$MA = \frac{F_3}{F_2} = \frac{L_3}{L_4} \quad (6)$$

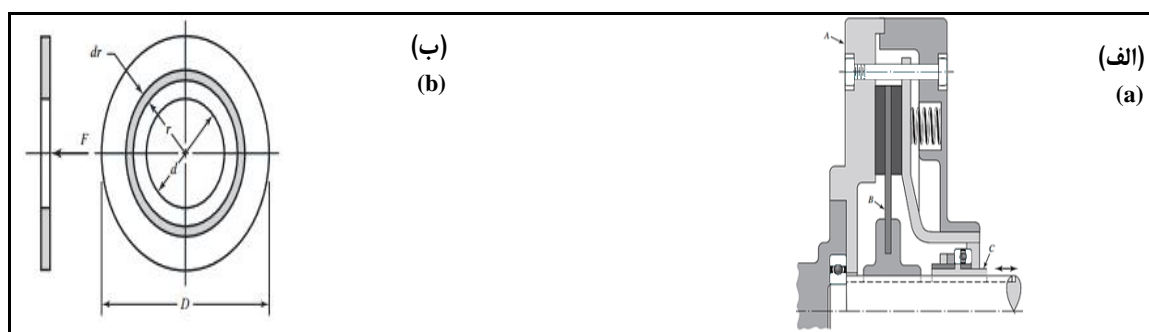
طراحی کلاچ صفحه‌ای

ظرفیت کلاچ صفحه‌ای بر حسب ماده اصطکاکی (f) و شکل هندسی آن (شکل ۷) تعیین می‌شود. با توجه به شکل ۷ (چپ) یک صفحه (دیسک) اصطکاکی با قطر خارجی D و قطر داخلی d نشان



شکل ۶- تأثیر مزیت مکانیکی (MA) بر نیروی مکانیکی (F_3)

Fig. 6- Influence of mechanical advantage (MA) on the mechanical force (F_3)



شکل ۷- مقطع برشی کلاچ صفحه‌ای

A صفحه محرک؛ B صفحه متحرک (صفحه اصطکاکی) و C اهرم نیروی محوری (الف) و صفحه اصطکاکی (ب)

Fig. 7- Cross section of disc clutch. A driving plate; B moving plate (friction plate), C axial force lever (right) and friction Disc (left)

جدول ۴- برخی از خواص اصطکاکی لنت کلاچ انتخابی

Table 4- Some Properties of Clutch Lining (Shigley, 2014)

ماده اصطکاکی قالبی صلب غیر آزبست	خصوصیات	Property
Woven Lining		
70-100 (MPa)	Compressive strength	مقاومت فشاری
17-21 (MPa)	Tensile strength	مقاومت کششی
200-260 (°C)	Max. temperature	ماکزیمم دما
0.6-1 (MPa)	Max. pressure	ماکزیمم فشار
0.45	Frictional coefficient (f)	ضریب اصطکاک
0.47	Static frictional coefficient (μ_s)	ضریب اصطکاک استاتیکی

نمودار نیروی مکانیکی F_3 بر حسب مزیت مکانیکی در این شکل نیز رسم شده است. محل برخورد نمودار نیروی مکانیکی F_3 با نمودار نیرویی محوری کلاچ شش صفحه با فلش قرمز رنگ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشخص است، انتهای نمودار F_3 با نمودار نیرویی کلاچ شش صفحه برخورد داشته است. برای کلاچ تک صفحه و دو صفحه،

نیروی محوری مربوط به آن خیلی زیاد است و نمودار نیروی مکانیکی (F_3) پاسخگوی این نیرو نیست. برای عملکرد و کارکرد آن به نیروی قوی‌تری نیاز است مثل نیروی هیدرولیکی، الکتریکی، مغناطیسی و الکترومغناطیسی. با افزایش قطر D صفحه کلاچ (رابطه ۸)، نیروی محوری کمتر می‌شود که از دید قطر D (صفحه اصطکاکی) به دلیل اینکه درگیری با خاک و مختل کردن کار تیغه‌ها وجود دارد امکان‌پذیر نیست. بنابراین، کلاچ شش صفحه با مشخصاتی که در جدول ۵ آمده است روی دورتور چپ و راست تیلر مورد نظر می‌تواند به کار برده شود. با توجه به اینکه کاربرد و استفاده از کلاچ‌های چند صفحه دشوار است، طراحی کلاچ باید مخروطی باشد.

قطر کرانویل روی محور تیغه‌ای تیلر، (شکل ۱)، ۱۵۰ میلی‌متر اندازه‌گیری شد. در نتیجه قطر خارجی D صفحه اصطکاکی کلاچ یا هر نوع کلاچ منتخب دیگری از ۱۵۰ میلی‌متر نباید بیشتر تعریف شود تا مانع کار تیغه‌ها روی زمین نشود.

با توجه به جدول ۵، مقادیر نیرو F (نیروی محوری) برای یک صفحه اصطکاکی با اندازه‌های نشان داده شده خیلی بیشتر از مقادیر نیروی مکانیکی (شکل ۶) به دست آمد. به همین دلیل، افزایش تعداد صفحات اصطکاکی (طبق رابطه ۸) که رابطه معکوس با F (نیروی محوری) دارد تا جایی ادامه داده می‌شود که نیروی محوری کمتر شود و به نیروی مکانیکی نزدیک شود (Shigley, 2011; Richard, 2019).

$$F = \frac{1}{N} \left(\frac{3T(D^2 - d^2)}{f(D^3 - d^3)} \right) \quad (8)$$

که در آن،

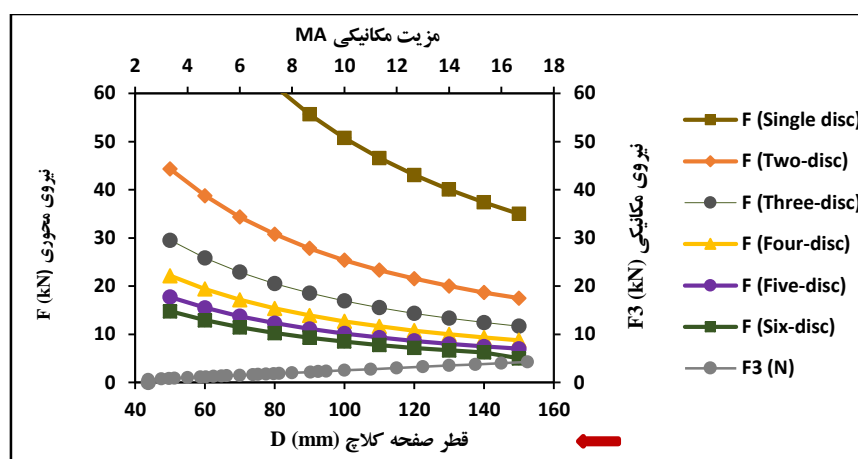
N = تعداد صفحات اصطکاکی.

نمودار نیروی محوری بر حسب قطر خارجی (D) برای کلاچ‌های تک صفحه^۱ تا شش صفحه^۲ در شکل ۸ نشان داده شده است. به منظور مقایسه نیروها،

جدول ۵- مشخصات هندسی و نیروی محوری صفحه کلاچ

Table 5- Geometric characteristics and axial force of the clutch plate

D (mm)	d (mm)	T (N.m)	f	D ³ -d ³	D ² -d ²	3T/f	F (kN)
150	30	597	0.45	3348000	21600	5427	35
140	30	597	0.45	2717000	18700	5427	37
130	30	597	0.45	2170000	16000	5427	40
120	30	597	0.45	1701000	13500	5427	43
110	30	597	0.45	1304000	11200	5427	46
100	30	597	0.45	973000	9100	5427	50
90	30	597	0.45	702000	7200	5427	55
80	30	597	0.45	485000	5500	5427	61
70	30	597	0.45	316000	4000	5427	68
60	30	597	0.45	189000	2700	5427	77
50	30	597	0.45	98000	1600	5427	88



شکل ۸- تأثیر قطر صفحه کلاچ بر نیروی محوری و مزیت مکانیکی در کلاچ‌های چند صفحه‌ای

Fig. 8- Influence of clutch disc diameter on the Mechanical Force (F3) and Mechanical Advantage (MA) on multi-disk clutches

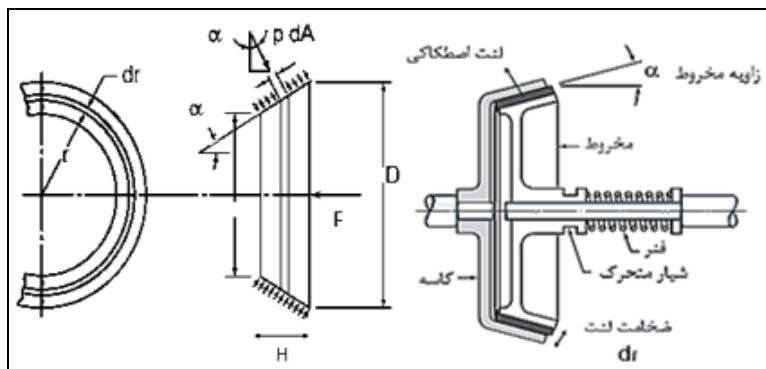
et al., 2000; Shigley, 2011; Richard, 2019)

$$F = \frac{3T(D^2 - d^2) \sin \alpha}{f(D^3 - d^3)} \quad (9)$$

نیروی محوری F (kN) بر اساس ویژگی‌های مشخص هندسی D از ۱۲۰ تا ۱۵۰ میلی‌متر، d از ۱۰۰ تا ۱۴۰ میلی‌متر، زاویهٔ مخروط ۱۰ تا ۱۵ درجه (زاویهٔ نرمال)، گشتاور محاسبه شده (رابطهٔ ۴) و ضریب اصطکاک (f) برابر ۰.۳۳، بنا بر رابطهٔ ۸ محاسبه شد. این نیرو از $F1$ تا $F16$ شامل می‌شود که بر حسب عرض کلاچ در شکل ۱۰ رسم شده است.

طراحی کلاچ مخروطی

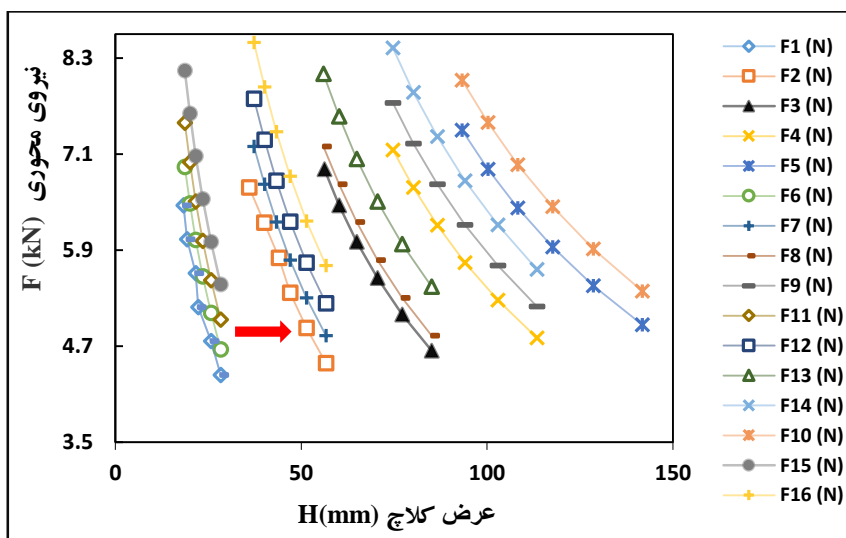
کلاچ مخروطی از یک کاسه، یک مخروط (مخروط داخلی و خارجی) و یک فنر مارپیچ (شکل ۹، راست) تشکیل شده است. زاویهٔ α ، قطر (D) و عرض (H) مخروط از پارامترهای مهم طراحی کلاچ محسوب می‌شوند. زاویهٔ مخروط بهینه معمولاً میان ۱۰ و ۱۵ درجه (زاویهٔ نرمال) قرار دارد (Childs, 2013). رابطهٔ میان نیروی محوری، گشتاور منتقل شده و مشخصات ابعادی کلاچ مخروطی مطابق شکل ۹ (سمت چپ) و رابطه ۹ مشخص شده است (Garrett



شکل ۹- مقطع برشی کلاچ مخروطی (راست) و سطح اصطکاکی کلاچ (چپ)
 Fig 9. Cross section of a cone clutch (right) and clutch friction surface (left)

نمودار نیرویی (شکل ۱۰) F1 (با فلش قرمز رنگ نشان داده شده است) با حداقل مقدار نیروی محوری و عرض کلاچ برای طراحی کلاچ به کار می‌رود. مشخصات این مکان شامل قطر خارجی (D)، ۱۵۰ میلی‌متر و قطر داخلی (d)، ۱۴۰ میلی‌متر و زاویه مخروط ۱۰ درجه و عرض کلاچ (H)، ۲۸/۳۶ میلی‌متر است (جدول ۶). با توجه به مشخص شدن ابعاد کلاچ مخروطی طراحی و کاربرد آن روی تیلر امکان‌پذیر شد.

در انتخاب ابعاد و طراحی کلاچ پیش فرض‌هایی با توجه به محدودیت فضای موجود در تیلر و استفاده آسان از آن مد نظر قرار می‌گیرد.
 ۱- حداقل مقدار عرض کلاچ (H) انتخاب شود.
 ۲- مقدار نیروی محوری بر حسب انتخاب عرض (H) کلاچ، کمترین مقدار داشته باشد تا کاربر به راحتی بتواند با آن کار کند.
 با توجه به پیش‌فرض‌های مطرح شده مکانی روی



شکل ۱۰- تأثیر عرض کلاچ (H) بر نیروی محرک F (kN) کلاچ مخروطی
 Fig. 10- Influence of clutch width (H) on axial Force F (kN) of cone type

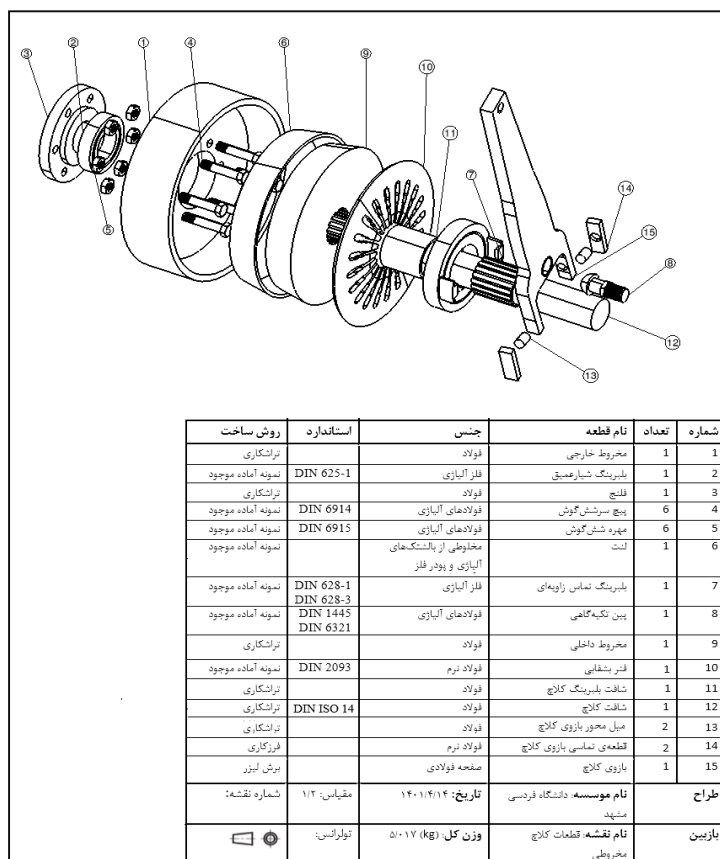
جدول ۶- مشخصات هندسی و اصطکاکی کلاچ مخروطی منتخب

Table 7- The geometry and frictional specifications of the selected clutch with the lowest actuating force

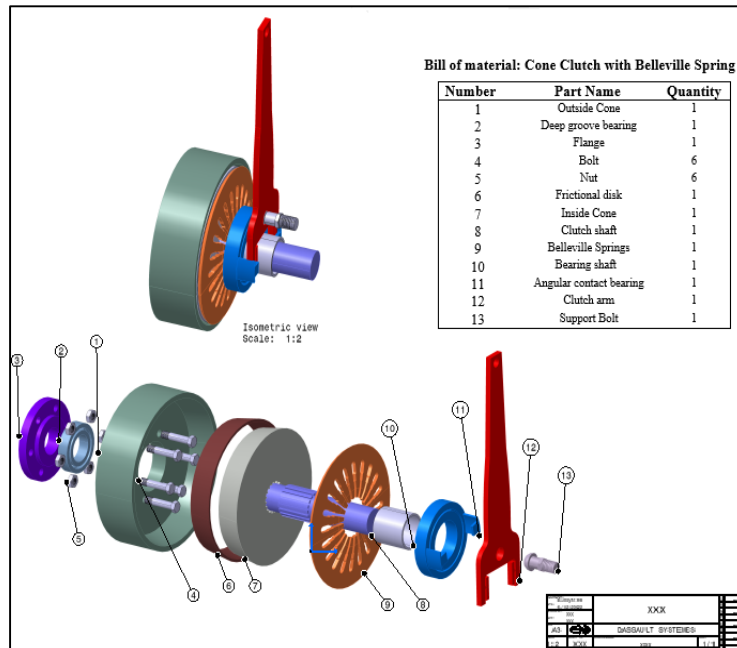
D (mm)	150
d (mm)	140
α (degree)	10°
T (N.m)	597
f	0.45
H (mm)	28.36
F (kN)	3.01

شده کلاچ است. جدول قطعات در این شکل نیز مشخص شده است که اطلاعاتی در خصوص روش ساخت، جنس، تعداد، استاندارد مربوط را شامل می‌شود. نمای سه‌بعدی انفجاری و ترکیبی مجموعه کلاچ مخروطی در نرم‌افزار CATIA V5 در شکل ۱۲ نمایش داده شده است.

با مشخص شدن ابعاد، اندازه‌های کلاچ و اجزای آن، طراحی قطعات در نرم‌افزار CATIA V5 که یک نرم‌افزار طراحی سه‌بعدی در حوزه مکانیک است اجرا شد. قطعات دیگر مورد نیاز کلاچ شامل بلبرینگ، فنر، پیچ و غیره از بین نمونه‌های استاندارد (DIN ISO) موجود انتخاب شد. شکل ۱۱ شامل تصویر انفجاری قطعات طراحی



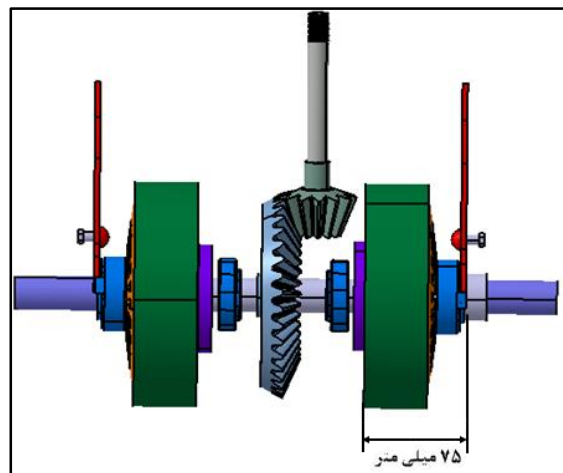
شکل ۱۱- تصویر انفجاری قطعات کلاچ همراه با جدول قطعات
Fig. 11- Exploded picture of clutch parts with parts table



شکل ۱۲- تصویر سه بعدی انفجاری و ترکیبی قطعات به کار رفته در کلاچ مورد استفاده روی تیلر اصلاحی همراه با جدول قطعات آن
Fig. 12- 3D explosive and combined picture of the parts used in the clutch used on the modified tiller along with its parts table

روی محور روتور تیلر اصلاح شده ۷۵ میلی متر است. با توجه به اینکه مقدار طول آزاد روی محور روتور تیلر اصلاحی (محور روتور چپ و راست) ۸۵ میلی متر اندازه گیری شد (شکل ۲ پ)، بنابراین قرارگیری کلاچ طراحی شده روی محور روتور تیلر امکان پذیر خواهد بود.

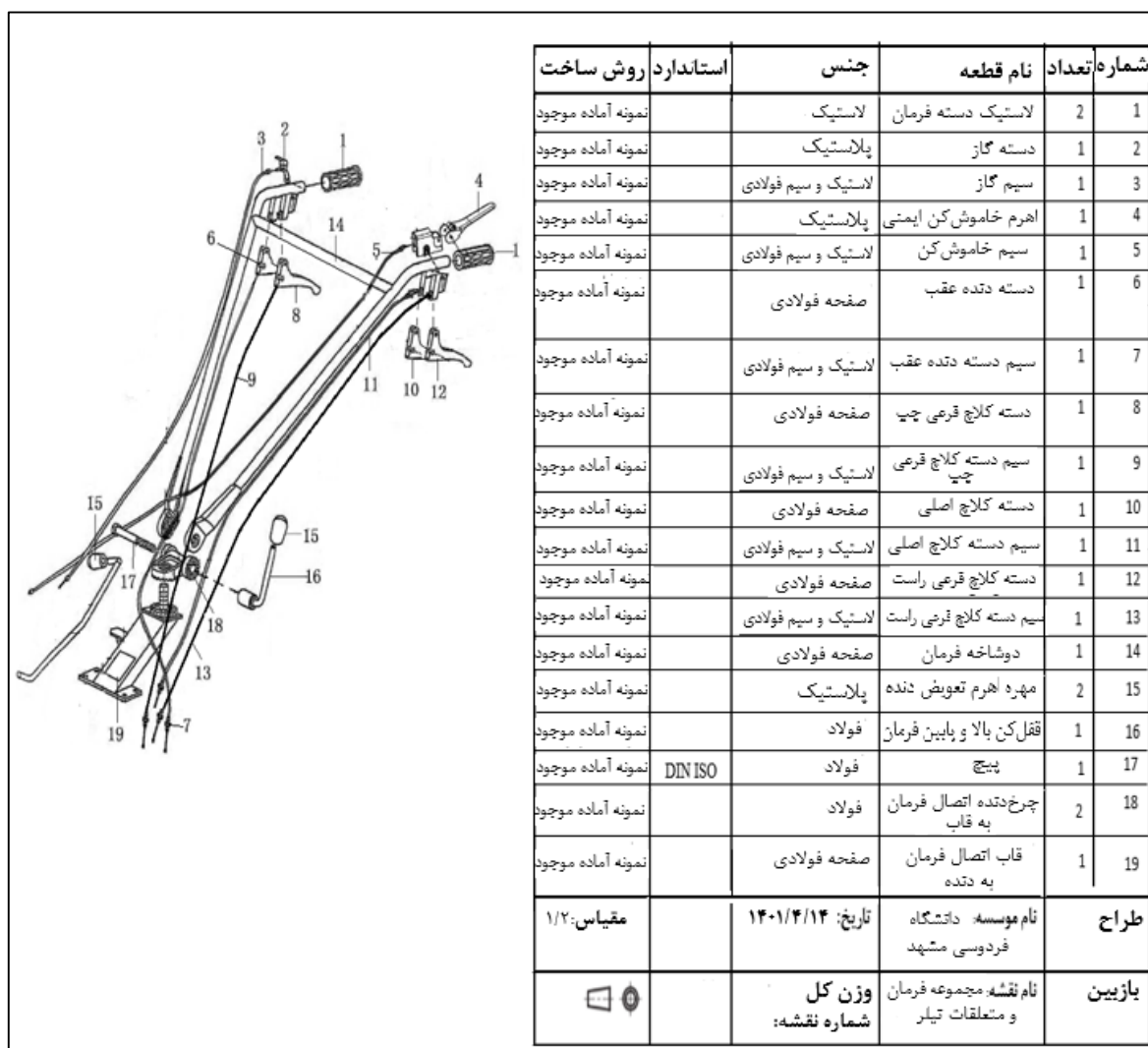
قرارگیری کلاچ مخروطی روی محور روتور تیلر اصلاح شده در شکل ۱۳، شکل شماتیکی از مکانیزم کلاچ مخروطی روی روتور چپ و راست (محور تیغه‌ها) تیلر اصلاحی در نرم افزار CATIA V5 نمایش داده شده است. طول اشغال شده بر اثر قرارگیری کلاچ



شکل ۱۳- مدل شبیه سازی شده کلاچ مخروطی روی محور روتور چپ و راست تیلر ویم در نرم افزار CATIA
Fig 13- The simulated model of the conical clutch on the left and right rotor axis of the Vima tiller in CATIA software

شماره ۸، ۹، ۱۲ و ۱۳ شکل ۱۴) طراحی شد، که با طراحی این دسته‌ها، کلاچ‌های مخروطی طراحی شده (کلاچ‌های فرعی) روی روتورهای چپ و راست تیلر اصلاح شده را می‌توان قطع و وصل کرد.

نقشه انفجاری مجموعه کنترل‌ها و فرمان تیلر اصلاحی همراه با جدول مشخصات قطعات روی شاخه فرمان تیلر (قطعه شماره ۱۴ شکل ۱۴) در طرف راست و چپ آن روی هر دسته فرمان یک دسته کلاچ فرعی (مجموعه قطعات با



شکل ۱۴- تصویر انفجاری قطعات مجموعه فرمان و متعلقات همراه با جدول قطعات
 Fig. 14- Exploded picture of steering assembly parts and accessories with parts table

مشخصات کلاچ انتخابی (جدول ۶) در رابطه ۱۰، مقدار فشار ماکزیمی که روی سطح اصطکاکی (لنت) ایجاد می‌شود به دست آمد (Shigley, 2011).

بیشینه فشار اعمالی بر سطح اصطکاکی بیشترین فشار (Pm) روی سطح اصطکاکی کلاچ از رابطه ۱۰ به دست آمده است. با جایگذاری مقادیر

مواد پیشنهادی برای قطعات

برای تجزیه و تحلیل عددی به روش المان محدود توسط نرم‌افزار ANSYS R17.2، مواد استاندارد مناسب برای ساخت کلاچ در نظر گرفته شد. فولاد ASTM-A572 برای مخروط داخلی، خارجی و بازوی کلاچ در نظر گرفته شد (جدول ۷). ماده اصطکاکی (لنت) کلاچ از ماده‌ای با ویژگی‌هایی تشکیل شده است که در جدول ۴ قرار دارد. برای تجزیه و تحلیل عددی قطعات، خصوصیات مکانیکی مواد مورد نیاز است که این خصوصیات را می‌توان در جدول‌های ۴ و ۷ مشاهده کرد.

$$P_m = \frac{8T \sin \alpha}{\pi f d (D^2 - d^2)} = \frac{8 \times 597 \times \sin 10}{\pi \times 0.47 \times 0.14 \times (0.15^2 - 0.14^2)} = 1.15 \text{ MPa} \quad (10)$$

با توجه به رابطه ۱۰، مقدار فشار ماکزیمم بر سطح اصطکاکی کلاچ ۱/۱۵ مگاپاسکال به دست آمد. مقدار فشار ماکزیممی که لنت (ماده اصطکاکی قالبی صلب غیر آزبست) می‌تواند تحمل کند ۱ مگا-پاسکال است (جدول ۴)؛ بنابراین، کلاچ با ماده اصطکاکی قالبی صلب غیر آزبست، تحمل ماکزیمم فشار ایجاد شده روی سطح را دارد.

جدول ۷- ویژگی‌های مواد فولاد استفاده شده در کلاچ (مت وب، ۲۰۱۸)

Table 7- Material properties of steels used in the cone clutch model (MatWeb, 2018)

فولاد ASTM-A572	واحد	خصوصیات	
Steel of ASTM-A572	Unit	Property	
7800	(kg/m ³)	Density, ρ	چگالی
345	(MPa)	Yield strength, S _y	تنش تسلیم
206	(GPa)	Young modulus, E	مدول یانگ
0.28		Poisson's ratio, ν	نسبت پواسون
0.81		Failure strain	کرنش شکست

نتایج و بحث

تحلیل استاتیکی کلاچ مخروطی

نرم‌افزار، اتصال بین قطعات نیز تعریف شد. اتصال بین مخروط داخلی و لنت از نوع Bonded (به هم بسته شده) و اتصال بین لنت و مخروط بیرونی از نوع اصطکاکی با ضریب اصطکاک ۰/۴۷ (جدول ۴) تعریف شد. روی قطعات که از ۴۳۹۸۵ گره و ۲۱۲۲۳ المان با الگوی شش و سه وجهی تشکیل شده است مش‌بندی شد.

تنش‌های ماکزیمم اصلی (شکل ۱۵، الف) و معادل (شکل ۱۵، ب) ایجاد شده در سطح تماس اصطکاکی کلاچ به ترتیب ۲۲ و ۱۴ مگاپاسکال در سطح تماس اصطکاکی به دست آمد. مخروط داخلی، بیرونی و سطح اصطکاکی از مواد فولاد ASTM-A572 و ماده قالبی صلب

از بین قطعات کلاچ فقط آنهایی تحلیل شده‌اند که به نظر می‌آید بیشترین تنش‌های مکانیکی را دریافت می‌کنند.

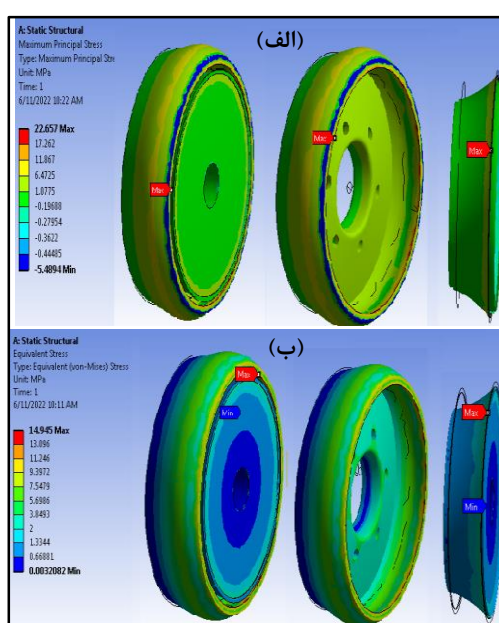
تحلیل استاتیکی سطح تماس اصطکاکی و مخروط داخلی و خارجی کلاچ

با مشخص شدن نیروهای وارد شده به قطعات، تحلیل استاتیکی سطح تماس اصطکاکی کلاچ با استفاده از نرم‌افزار ANSYS R17.2 که یک نرم‌افزار تجاری FEA است به روش آنالیز المان محدود اجرا شد. با وارد کردن سه قطعه لنت، مخروط داخلی و بیرونی از محیط نرم‌افزار CATIA V5 به این

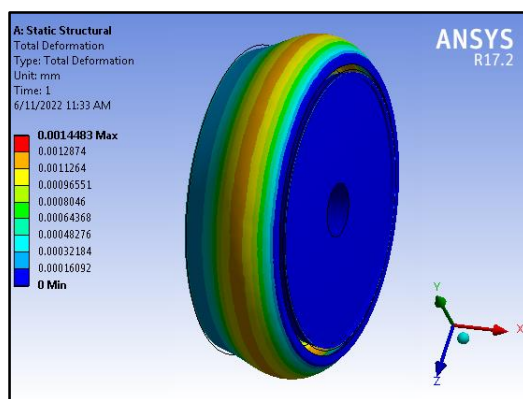
(جدول ۸)، بنابراین مخروط داخلی، خارجی و سطح تماس اصطکاکی کلاچ از لحاظ استاتیکی مقاوم است.

مقادیر تغییر شکل قطعات در راستای اعمال نیرو در شکل ۱۶ نشان داده شده است. با توجه به این شکل، ماکزیمم تغییر شکل ایجاد شده در سطح اصطکاکی ۰/۰۰۱ میلی‌متر است.

غیرآزبست به ترتیب با تنش تسلیم ۳۴۵ و ۱۰۰ (جدول ۷ و ۴) مگاپاسکال تشکیل شده است. با در نظر گرفتن اینکه بیشینه تنش‌های ایجاد شده (۲۲/۶ مگاپاسکال) کمتر از تنش تسلیم مواد تشکیل‌دهنده (۳۴۵ و ۱۰۰ مگاپاسکال) است و فاکتور ایمنی مخروط داخلی، بیرونی و سطح اصطکاکی به ترتیب ۱۵/۲، ۱۵/۲ و ۱۰ محاسبه شد



شکل ۱۵- الف) تنش‌های اصلی در سطح اصطکاکی کلاچ و ب) تنش‌های وون میسز در سطح اصطکاکی کلاچ
 Fig. 15- Maximum Principle stress on the friction surface (top) and Von misses stress on the friction surface of clutch (bottom)

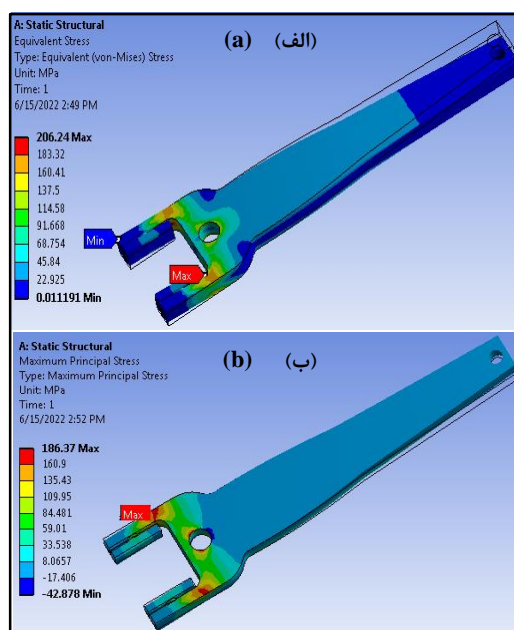


شکل ۱۶- مجموع تغییر شکل در سطح اصطکاکی کلاچ
 Fig. 16- Total Deformation on the friction surface of clutch

تنش‌های اعمال شده بر بازوی کلاچ

تنش‌های وون میسز^۱ ایجاد شده بر بازو در شکل ۱۷ (الف) نشان داده شده است. بیشینه تنش‌های وون میسز ۲۰۶ مگاپاسکال با رنگ قرمز و مینیم تنش ۰/۰۱ مگاپاسکال با رنگ آبی بر بازو کلاچ ایجاد شده است. ماکزیم تنش‌های اصلی^۲ بر بازو در شکل ۱۷ (ب) نشان داده شده است. ماکزیم تنش‌های اصلی ۱۸۶ مگاپاسکال با رنگ قرمز و مینیم تنش ۴۲- مگاپاسکال با رنگ آبی بر سطح بازو ایجاد شده است. با توجه به اینکه بیشینه تنش‌های وون میسز و اصلی در محل دو شاخه بازو

ایجاد شده است می‌توان گفت که این ناحیه محل تنش‌های بحرانی و تمرکز تنش است و امکان شکست قطعه از این قسمت خیلی زیاد است. جنس قطعه بازوی کلاچ از فولاد ASTM-A572 است که تنش تسلیم آن ۳۴۵ مگاپاسکال است (جدول ۷). با توجه به اینکه بیشینه تنش ایجاد شده بر آن (۲۰۶ مگاپاسکال) کمتر از تنش تسلیم آن است و فاکتور ایمنی آن ۱/۷ (جدول ۸) محاسبه شد، بنابراین بازوی کلاچ بر اثر بارگذاری اعمال شده بر آن مقاوم است و دچار شکست نمی‌شود.

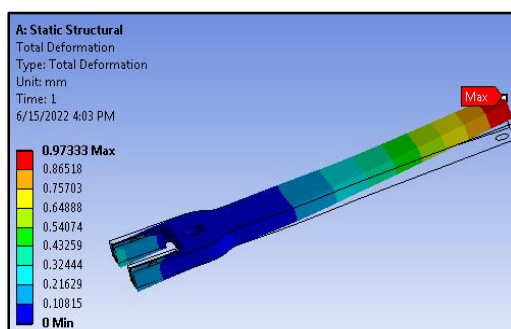


شکل ۱۷- الف) تنش‌های وون میسز ایجاد شده بر بازوی کلاچ و ب) تنش‌های اصلی روی پیچ

Fig. 17- Von- a) stress on the clutch arm and b) Principle stress

کلاچ (فولاد ASTM-A572) ۰/۸۱ است (جدول ۷). با توجه به اینکه کرنش ایجاد شده (۰/۰۰۱) خیلی کمتر از کرنش شکست (۰/۸۱) است، بنابراین بازوی کلاچ بر اثر بارگذاری اعمال شده بر آن دچار شکست نمی‌شود و مقاوم است.

مجموع تغییر شکل بر بازو در شکل ۱۸ نشان داده شده است. بیشینه تغییر شکل ۰/۹ میلی‌متر با رنگ قرمز در شکل نشان داده شده است. کرنش ایجاد شده بر اثر این تغییر شکل ۰/۰۰۱ است (جدول ۸). کرنش شکست ماده تشکیل‌دهنده بازوی



شکل ۱۸- مجموع تغییر شکل روی بازوی کلاچ

Fig. 18- Total Deformation on the clutch arm

نشان دهنده حساسیت زیاد این قطعه در بحث مقاومت است.

ضریب اطمینان سطح اصطکاکی کلاچ که از ماده اصطکاکی لنت کتان بافته تشکیل شده است ۱۰ تعیین شد که نشان دهنده کارکرد خوب این سطح است و می‌تواند به خوبی و با ضریب اطمینان بالایی کار کند. ضریب اطمینان مخروط داخلی و خارجی ۱۵/۲ به دست آمد که نشان دهنده کارکرد خوب و قابلیت اطمینان بالای آنها در هنگام استفاده است.

ضریب اطمینان قطعات کلاچ با توجه به تنش تسلیم مواد تشکیل دهنده و ماکزیمم تنش‌های ایجاد شده روی قطعات در جدول ۸ محاسبه شد. با مقایسه ضریب اطمینان قطعات در حالت تحلیل استاتیکی (جدول ۸) با مقادیر استاندارد ضریب اطمینان باید بین ۱/۱ و ۱۰ باشد (Budynas & Nisbett, 2011).

کمترین ضریب اطمینان (۱/۷) برای بازوی کلاچ به دست آمد. با توجه به اینکه بازوی کلاچ از بین قطعات کلاچ کمترین ضریب ایمنی را داراست

جدول ۸- بررسی ضریب ایمنی قطعات کلاچ

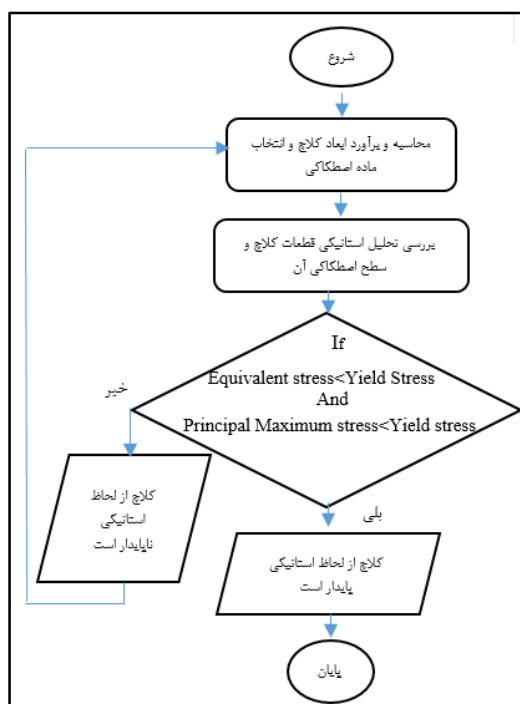
Table 8- Safety factors of clutch parts

ضریب اطمینان	کرنش شکست	بیشینه کرنش اصلی و معادل	بیشینه تغییر شکل (mm)	تنش تسلیم ماده (MPa)	بیشینه تنش‌های اصلی (MPa)	بیشینه تنش‌های معادل (MPa)	
10	0.10	0.00007	0.001	100	10	5	سطح اصطکاکی (لنت)
15.2	0.81	0.00002	0.001	345	22.6	14.9	مخروط خارجی
15.2	0.81	0.00002	0.001	345	22.6	14.9	مخروط داخلی
1.7	0.81	0.001	0.6	345	186.3	206.2	بازوی کلاچ

پس از تعیین مقادیر تنش‌های وارده به کلاچ و قطعات طراحی شده، از صحت طراحی و انتخاب ماده اصطکاکی مناسب برای کلاچ اطمینان حاصل شود.

فلوچارت روند ارزیابی کلاچ مخروطی

به منظور بررسی صحت طراحی کلاچ و قطعات آن و انتخاب ماده اصطکاکی مناسب، یک فلوچارت (شکل ۱۹) تنظیم شده است تا



شکل ۱۹- فلوجارت روند ارزیابی کلاچ مخروطی

Fig. 19- Cone clutch evaluation process flow chart

نیز از بین قطعات استاندارد موجود انتخاب شد. در این مطالعه نیز از روش تحلیل استاتیکی به کمک نرم‌افزار ANSYS R17.2 به منظور بررسی مقاومت قطعات کلاچ در کارکرد، حصول اطمینان از انتخاب صحیح ماده اصطکاکی استفاده شد. نتایج حاصل از حل مدل و بررسی ضرایب اطمینان قطعات کلاچ در تحلیل استاتیکی نشان داد که استفاده از کلاچ مخروطی با توجه به ضرایب اطمینان مناسب اجزای آن در تحلیل‌های انجام شده، روی محور روتورهای چپ و راست تیلر امکان‌پذیر است.

با توجه به نتایج حاصل از این پژوهش، طراحی و کاربرد کلاچ صفحه‌ای (تک صفحه یا دو صفحه) با در نظر گرفتن راه‌انداز هیدرولیکی، الکتریکی، مغناطیسی و الکترومغناطیسی به دلیل کاربرد راحت‌تر و امکان پذیرتر کلاچ صفحه‌ای (تک صفحه یا دو صفحه) و فضای اشغالی خیلی کمتر نسبت به کلاچ مخروطی، پیشنهاد می‌شود.

نتیجه‌گیری

در این مطالعه، مقدار نیروی انتقالی توسط کاربر (راننده) تیلر به دسته کلاچ و از آن به بازوی کلاچ توسط اهرم‌بندی مکانیکی موجود اندازه‌گیری شد. نتایج به دست آمده حاکی از این است که امکان استفاده از کلاچ تک و دو صفحه روی محور روتور تیلر وجود ندارد زیرا کاربر (راننده) تیلر قادر نیست نیروی لازم را برای خلاصی کلاچ تک و دو صفحه از طریق اهرم‌بندی مکانیکی فراهم کند.

با محاسبه گشتاور ایجاد شده روی محور روتورهای چپ و راست تیلر، امکان استفاده از کلاچ صفحه‌ای با شش صفحه به دلیل فضای کم قابل دسترس برای انتقال گشتاور ایجاد شده به دست آمد. به دلیل اینکه استفاده از کلاچ‌های چند صفحه دشوار است امکان استفاده از کلاچ مخروطی بررسی شد. مدل سه‌بعدی کلاچ مخروطی در نرم‌افزار CATIA V5 طراحی شد و قطعات تشکیل‌دهنده آن

سپاسگزاری

این مقاله مستخرج از طرح پژوهشی به شماره ۵۴۳۹۳ است که در دانشگاه فردوسی مشهد و با حمایت‌های مالی و فنی معاونت محترم پژوهشی این دانشگاه به اجرا درآمده است که بدین‌وسیله قدردانی می‌شود.

مراجع

- Alizadeh, M. R. (2011). Field performance evaluation of mechanical weeders in the paddy field. *Scientific Research and Essays*, 6(25), 5427-5434. DOI: 10.5897/SRE11.1412.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Shigley's mechanical engineering design* (Vol. 9). New York: McGraw-hill.
- Childs, P. R. (2013). *Mechanical design engineering handbook*. Butterworth-Heinemann.
- Garrett, T. K., Newton, K., & Steeds, W. (2000). *Motor vehicle*. Butterworth-Heinemann.
- Hoque, M. I. A., Matin, M. A., Wohab, M. A., Hossain, M. A., & Ahmmed, S. (2010). Design and Development of a Power Weeder For Row Crop (ROP). *Journal of Agricultural Engineering*, 38(2), 193-101.
- Hoque, M. A., Gathala, M. K., Hossain, M. M., Ziauddin, A. T. M., & Krupnik, T. J. (2021). Modified strip tillage blades for two-wheel tractor seed drills improves maize crop establishment under conservation agriculture. *Development Engineering*, 6, 100061. DOI: 10.1016/j.deveng.2021.100061.
- Ikoma, H., Yoshihara, K., Kato, W., Miyazaki, T., & Ohishi, K. (2015). *Straight driving control for electric tiller considering human driving input. Proceedings of the IECON 2015-41st Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. IEEE. Nov. 9-12. Yokohama, Japan. DOI: 10.1109/IECON.2015.7392874.
- Kadu, L., Kadam, G., Jadhav, K., Gawade, V., Garje, A., & Gosavi, A. (2015). Design, development and operation of 3.5 hp power tiller. *International Journal of Recent Research in Civil and Mechanical Engineering (IJRRCME)*, 2(1), 149-154.
- Keskin, M. (2019). Analysis of two-wheel farm tractor (patpat) field accidents in Turkey. *Proceedings of the 4th International Engineering and Natural Sciences Conference (IENSC)*. Nov. 6-8. Dicle University, Diyarbakır, Turkey.
- Piyathilaka, L., & Munasinghe, R. (2010). *Modeling and simulation of power tiller for autonomous operation in agricultural fields. Proceedings of the 2nd International Conference on Computer and Automation Engineering (ICCAE)*. Feb. 26-28, Singapore. 5, 743-748.
- Richard, G. B. (2019). *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill Education.
- Sakamoto, H. (2007). Development of an electric powered tiller for house gardening. *Journal of Asian Electric Vehicles*, 5(1), 961-966.
- Shigley, J. E. (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. Tata McGraw-Hill Education.
- Wang, G., Song, Y., Wang, J., Li, C., Liu, J., & Yang, X. (2019). Study on safety of micro-cultivator under backward driving conditions. *Proceedings of the 2nd World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing (WCMEIM)*. Nov. 22-24. Shanghai, China.

Research Paper

The Possibility of Installing Disk and Cone Type Clutches on Power Train of an Existing Walking Tractor to Facilitate Its Steering Performance

M. H. Abbaspour-Fard*, A. Soleimani, A. Rohani and M. H. Aghkhani

*Corresponding Author: Professor, Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran. Email: abaspour@um.ac.ir

Received: 26 January 2023, Accepted: 15 March 2023

[http://doi: 10.22092/AMSR.2023.359345.1439](http://doi:10.22092/AMSR.2023.359345.1439)

Abstract

Tillers (2WTs) are among the types of small tractors that are usually used in greenhouses, orchards, and paddy fields; they are most useful in places where it is difficult to move tractors. The existing tillers have only one clutch for power transmission to the gearbox, and they do not have a clutch to guide and steer. For this reason, they have many problems for turning and steering, especially under the trees and changing the movement direction during work. Therefore, in this research, an attempt was made to solve this problem. Two types of plate (disc) and cone friction clutches, which are the most used in agricultural machines, were thought about. The torque generated on the rotors of a 9-hp tiller was calculated while the tiller was running at gear ratio one. The applied forces from the operator (driver) to the clutch plate (disc) for engaging the clutch was calculated. Having the amount of transmission force, torque and available space to the design of the cone clutch, which can be used on the rotary axles of the tiller, was performed using 3D design software (CATIA). To ensure the resistance of parts against failure and their correct operation, static analysis of selected clutch parts that are exposed to maximum stress was performed in ANSYS software. The results indicated that the clutch parts had appropriate strength and hence, would operate safely. Therefore, it can be concluded that it is possible to use the cone clutch on such tillers.

Keywords: Cone Clutch, Disc Clutch, Single Axle Tractors, Static Analysis, Tillers



© 2022 Agricultural Mechanization and Systems Research, Karaj, Iran. This is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0 license)