طراحی تیلر دوار متناسب با تراکتور باغی مدل OTM 930 (۳۷۸)

حماد ذرعی‌فروش[۱] ، دکتر سید محمد حسن کماریزاده[۲] ، فرشاد وصالی[۳] ، فرزاد وصالی[۴]

چکیده

در پـژوهش حاضـر، بـه طراحـی یـک دسـتگاه تیلـر دوار متناسـب بـا تـوان تراکتـور بـاغی مـدل OTM 930 سـاخت شرکت تراکتورسازی ارومیه پرداخته شده اسـت. در طراحـی انجـام یافتـه، بـا محاسـبه کـار مخـصوص کـل تیلـر دوار کـه برابـر اسـت بـا مجمـوع کـار مخـصوص اسـتاتیکی و کـار مخـصوص دینـامیکی تیلـر دوار و مقایـسه آن بـا کـار قابـل انجـام توسـط تراکتـور، عـرض تیلـر دوار متناسـب بـا تراکتـور معـین شـد کـه ایـن عـرض cm ۱۰۰ مـی‌باشـد. همچنـین مـشخص شـد کـه تراکتـور بـاغی OTM 930 بـرای یـک تیلـر دوار بـا عـرض کـار cm ۱۰۰ و عمـق کـار cm ۱۰، فقـط در دنـده‌هـای ۱و۲ سنگین قادر به کشیدن آن اسـت. سـپس جعبـه دنـده ۲ دنـده‌ای بـرای تیلـر دوار در نظـر گرفتـه شـد کـه قـادر بـه تـأمین دو سـرعت rpm ۳۹۶ در دنـده ۱ و rpm ۱۶۹ در دنـده ۲ در روتـور تیلـر دوار مـی‌باشـد. بـا ترکیـب ایـن سـرعتهای دورانـی بـا دو سـرعت پیـشروی تراکتـور در دنـده‌هـای ۱ و ۲ سـنگین، ۴ طـول مختلـف را بـا توجـه بـه هـر یـک از حالـت هـا بـرای لایه‌های بریده شده خاک می‌توان به دسـت آورد. سـپس محـور روتـور و تیغـه‌هـا طراحـی شـدند کـه مـشاهده شـد در طراحـی محور روتور تیلر دوار، علاوه بر گشتاور پیچشی، گشتاور خمشی نیز تأثیر به سزایی در طراحی دارد.

کلید واژه: تراکتور OTM 930، تیلر دوار، کار مخصوص استاتیکی، کار مخصوص دینامیکی، عرض کار

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه ارومیه، پست الکترونیک: hemad.zareiforoush@yahoo.com
۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه ارومیه
۳- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه ارومیه
۴- دانشجوی کارشناسی مکانیک سیالات دانشگاه بوعلی سینا، همدان

مقدمه

امروزه استفاده از تیلرهای دوار به منظور انجام عملیات کشاورزی گسترش زیادی یافته است. با استفاده از تیلرهای دوار می‌توان عملیات خاکورزی اولیه و ثانویه را به‌طور توأم انجام داد و در یک مرحله کار، زمین را برای کشت آماده نمود. استفاده از تیلرهای دوار موجب کاهش تردد تراکتور و سایر ادوات کشاورزی بر روی زمین زراعی شده و از فشردگی بیش از حد خاک جلوگیری به عمل می‌آورد. با وجود اینکه تیلرهای دوار انرژی مصرفی زیادی دارند، اما از آنجائیکه قادر به انجام چند مرحله از کار سایر ادوات خاک‌ورزی هستند، بنابراین در مجموع توان مصرفی آنها کم خواهد بود. در تیلرهای دوار چون توان بطور مستقیم به ابزار خاک‌ورز انتقال داده می‌شود، بازده انتقال توان در صورت استفاده از این ادوات بالا خواهد بود. بعلاوه، کاهش نیروی کششی ابزار خاک‌ورز امکان استفاده از تراکتور سبک‌تر را فراهم می‌آورد [3].

مواد و روشها

مشخصات فنی تراکتور باغی OTM 930 به قرار زیر است [1] :

- طول تراکتور : ۲۷۸۵ میلیمتر
- عرض تراکتور : ۹۶۰ میلیمتر
- مدل موتور : 9 LD 626-2
- تعداد سیلندر : ۲
- حداکثر قدرت موتور در سرعت مشخصه ۳۰۰۰ دور در دقیقه : ۳۰ اسب بخار (۲۲/۳۷ کیلو وات)
- حداکثر گشتاور موتور در ۲۰۰۰ دور در دقیقه : ۱۰۵ نیوتن- متر
- سرعت محور PTO : ۵۴۰ دور در دقیقه در سرعت مشخصه موتور
- قطر محور PTO : ۳۵ میلیمتر
- تراکتور باغی مدل OTM 930 دارای دو محور تواندهی به منظور تأمین دو سرعت ۵۴۰ rpm و ۷۵۰ rpm از طریق دو شافت جداگانه می‌باشد.
- وزن کل تراکتور بدون استفاده از سنگین‌کننده‌ها : ۹۲۵ کیلوگرم
- جعبه دنده شامل ۳ دنده جلو و ۳ دنده عقب و مجهز به سیستم کمک دنده جهت تأمین ۶ سرعت جلو و ۳ سرعت عقب می‌باشد.
- این تراکتور دارای چهار چرخ محرک بوده و در آن از دو دیفرانسیل جهت انتقال توان به چرخها استفاده می‌شود.

طراحی دستگاه

برای طراحی تیلر دوار باید کار مخصوص تیلر دوار و نیز کار قابل انجام توسط تراکتور را محاسبه نمود. کار مخصوص تیلر دوار عبارتست از کاری که تیلر دوار در طی یک دور چرخش تیغه به ازای حجم خاک خرد شده در آن زمان انجام می‌دهد و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [2] :

$$A = A_0 + A_B \qquad (۱)$$

در رابطه فوق A_0 و A_B به ترتیب کار مخصوص استاتیکی و کار مخصوص دینامیکی تیلر دوار بوده و از روابط زیر تعیین می‌گردند [2] :

$$A_0 = 0.1\ C_0\ K_0 \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \qquad (۲)$$

$$A_B = 0.001\ a_u\ u^2 \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \qquad (۳)$$

$$A_B = 0.001\ a_v\ v^2 \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \qquad (۴)$$

در روابط بالا C_0 ضریب مربوط به نوع خاک، K_0 مقاومت مخصوص خاک (kg/dm^3)، u سرعت مماسی تیغه (m/s)، v سرعت پیشروی ماشین (m/s)، a_u و a_v ضرایب دینامیکی می‌باشند که رابطه آنها با یکدیگر بصورت زیر است [2] :

$$a_v = a_u \lambda^2 \qquad \left(\frac{kg - s^2}{m^4}\right) \tag{۵}$$

$$\lambda = \frac{u}{v} \tag{۶}$$

کار قابل انجام توسط تراکتور نیز از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [2] :

$$A_c = \frac{7.5 N_c \eta_c \eta_z}{vab} \qquad \left(\frac{kg - m}{dm^3}\right) \tag{۷}$$

در رابطه فوق N_c توان تراکتور (hp)، v سرعت پیشروی (m/s)، η_c بازده تراکتور است که مقدار آن برای حالت دوران رو به جلو تیلر دوار ۰/۹ و برای دوران معکوس بین ۰/۹–۰/۸ در نظر گرفته می‌شود، η_z ضریب ذخیره توان تراکتور که مقدار آن بین ۰/۸–۰/۷ است، a عمق کار (dm) و b عرض کار تیلر دوار (dm) است.

بررسی‌های انجام یافته نشان می‌دهد که در حالت دوران رو به جلو روتور، انرژی مورد نیاز به اندازه ۱۵–۱۰ درصد نسبت به وضعیت دوران معکوس کاهش می‌یابد [4]. بنابراین در طراحی تیلر دوار، جهت دوران روتور هم جهت با چرخش چرخهای تراکتور در نظر گرفته شده است تا علاوه بر کاهش یافتن انرژی مورد نیاز، بتوان از نیروی پیشرانی تیلر دوار در حالت چرخش رو به جلو روتور آن نیز بهره جست.

طراحی تیلر دوار با در نظر گرفتن سخت‌ترین شرایط یعنی برای خاکهای بسیار سنگین انجام شده است. برای خاکهای بسیار سنگین مقادیر C_0، K_0 و a_u به ترتیب برابر ۲/۵، (kg/dm^3) ۷۰ و $(kg.s^2/m^4)$ ۴۰۰ گزارش شده‌اند [2]. بنابراین، کار مخصوص استاتیکی تیلر دوار با استفاده از رابطه (۲) بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$A_0 = 0.1 \times 2.5 \times 70 = 17.5 \qquad \left(\frac{kg - m}{dm^3}\right)$$

از آنجائیکه در روابط (۴)، (۵) و (۷) مقادیر عرض کار تیلر دوار (b)، سرعت پیشروی (v)، نسبت سرعت مماسی تیغه به سرعت پیشروی (λ) و ضریب دینامیکی a_v معلوم نیستند، بایستی در ابتدای امر یک گستره مناسب را با توجه به مشخصات تراکتور مورد استفاده برای این کمیتها تعریف کرد تا در نهایت بتوان از بین آنها بهترین گزینه را برای طراحی تیلر دوار انتخاب نمود. در طراحی این تیلر دوار فاصله فلانج‌ها بر روی محور روتور ۲۵ cm در نظر گرفته شده است و محدوده عرض کار دستگاه که مضربی از این فاصله خواهد بود با توجه به عرض تراکتور باغی OTM 930 برابر است با ۱۰۰ cm، ۱۲۵ cm، ۱۵۰ cm و ۱۷۵ cm.

سرعت پیشروی تراکتور باغی OTM 930 در دنده‌های مختلف و در دور مشخصه ۳۰۰۰ rpm بصورت زیر گزارش شده است [1] :

جدول ۱- تعیین سرعت حرکت تراکتور OTM 930 در دور مشخصه موتور

دنده انتخابی	سرعت حرکت (km/hr)	سرعت حرکت (m/s)
۱ سنگین جلو	۱/۳	۰/۳۶
۲ سنگین جلو	۲/۶	۰/۷۲
۳ سنگین جلو	۳/۹	۱/۰۸
۱ سبک جلو	۶/۷	۱/۸۶
۲ سبک جلو	۱۴/۰۰	۳/۸۹
۳ سبک جلو	۲۱/۰۰	۵/۸۳
۱ عقب	۱/۶	۰/۴۴
۲ عقب	۳/۴	۰/۹۴
۳ عقب	۵/۲	۱/۴۴

به دلیل اینکه در سرعتهای پیشروی بالا قدرت نفوذ تیغه‌ها در خاک کاهش می‌یابد، در طراحی تیلر دوار فقط از دنـده‌هـای ۱ تـا ۳ سنگین به منظور ایجاد سرعتهای مختلف استفاده شده است.

کمترین مقدار مجاز برای λ برابر ۲/۵ می‌باشد [3]. بنابراین، برای λ گستره ۲۲-۲ و برای سرعت پیشروی محدوده ۲-۰/۲ m/s تعیین می‌شود تا بتوان امکان انتخاب بیشتری را از این طریق فراهم ساخت.

با توجه به توضیحات فوق، مقادیر A و A_c با استفاده از روابط (۱)، (۴) و (۷) بصورت زیر بدست می‌آیند:

$$A = A_0 + A_B = 17.5 + 0.001\, a_v\, v^2 \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \qquad (۸)$$

$$A_c = \frac{162}{vb} \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \qquad (۹)$$

با استفاده از معادلات بدست آمده برای A و A_c و همچنین با استفاده از گستره تعریف شده برای λ و v جدول ۲ بـصورت زیـر حاصل می‌گ دد:

جدول ۲- مقدار کار مخصوص کل تیلر دوار و کار قابل انجام توسط تراکتور در Vها و λ های مختلف

		شماره دنده		1				2		3				
λ =u/v	a_v	v (m/s)	0.2	0.36	0.4	0.5	0.6	0.72	0.8	1.08	1.2	1.4	1.6	2
2	1600	A (kg.m/dm³)	17.56	17.7	17.76	17.9	18.08	18.32	18.52	19.36	19.8	20.6	21.6	23.9
3	3600		17.64	17.96	18.08	18.4	18.8	19.36	19.8	21.67	22.68	24.6	26.7	31.9
4	6400		17.76	18.32	18.52	19.1	19.8	20.82	21.6	24.96	26.72	30	33.9	43.1
6	14400		18.08	19.36	19.8	21.1	22.68	24.96	26.72	34.29	38.24	45.7	54.4	75.1
8	25600		18.52	20.8	21.6	23.9	26.72	30.77	33.88	47.36	54.36	67.7	83	120
10	40000		19.1	22.68	23.9	27.5	31.9	38.23	43.1	64.15	75.1	95.9	120	178
12	57600		19.8	24.96	26.72	31.9	38.24	47.35	54.36	84.68	100.4	130	165	248
14	78400		20.64	27.66	30.04	37.1	45.72	58.14	67.68	108.9	130.4	171	218	331
16	102400		21.6	30.77	33.88	43.1	54.36	70.58	83.04	136.94	165	218	280	427
18	129600		22.68	34.29	38.24	49.9	64.16	84.68	100.4	168.66	204.1	272	349	536
20	160000		23.9	38.23	43.1	57.5	75.1	100.44	119.9	204.12	247.9	331	427	658
22	193600		25.24	42.59	48.48	65.9	87.2	117.86	141.4	243.31	296.3	397	513	792
b (dm)	10	A_c (kg.m/dm³)	81	45	40.5	32.4	27	22.5	20.25	15	13.5	11.57	10.1	8.1
	12.5		64.8	36	32.4	25.92	21.6	18	16.2	12	10.8	9.26	8.1	6.48
	15		54	30	27	21.6	18	15	13.5	10	9	7.71	6.75	5.4
	17.5		46.28	25.71	23.1	18.5	15.43	12.86	11.57	8.57	7.71	6.61	5.78	4.63

انتخاب سرعت پیشروی مناسب برای تیلر دوار بستگی به سرعت مماسی تیغه (u) که خود تابعی از سرعت دورانی روتور (n) است و طول لایه خاک بریده شده (L) دارد. سرعت مماسی تیغه، سرعت دورانی روتور و طول لایه خاک بریده شده با استفاده از روابط زیر بدست می‌آیند [2] :

$$u = R\omega = \frac{2\pi Rn}{6000} \quad (m/s) \qquad (۱۰)$$

$$n = \frac{6000v\lambda}{2\pi R} \quad (rpm) \qquad (۱۱)$$

$$L = \frac{2\pi R}{\lambda Z} \quad (cm) \qquad (۱۲)$$

$$L = \frac{600v}{nZ} \quad (dm) \qquad (۱۳)$$

در روابط فوق R شعاع روتور (cm)، v سرعت پیشروی (cm/s) و Z تعداد تیغه‌ها در یک طرف هر یک از فلانج‌ها می‌باشد. تعداد تیغه‌ها در هر طرف فلانج دو عدد در نظر گرفته شده است. بررسی منابع نشان می‌دهد که قطر روتور در نظر گرفته شده برای تیلرهای دوار بطور عمده بین ۵۰-۳۰ cm است. بعلاوه، شعاع روتور تیلرهای دوار می‌بایست از عمق کار در نظر گرفته شده برای کار آنها بیشتر باشد [4]. با توجه به این تفاسیر و نیز نظر به اینکه عمق کار تیلر دوار در بخشهای قبل ۱۰ cm انتخاب شده است، قطر ۴۰ cm برای روتور مناسب تشخیص داده شد.

بنابراین با استفاده از روابط (۱۱) و (۱۲) مقادیر سرعت دورانی روتور و طول لایه خاک بریده شده بصورت زیر بدست می‌آید :

$$n = \frac{6000(\lambda V)}{2\pi \cdot 20} = 47.75(\lambda V) \qquad \text{rpm} \qquad (۱۴)$$

$$L = \frac{2\pi \cdot 20}{\lambda \cdot 2} = \frac{20\pi}{\lambda} \qquad \text{cm} \qquad (۱۵)$$

با تهیه جدول ۳ می‌توان کلیه حالتهای ممکن برای عرض کار ماشین (b)، سرعت پیشروی (v) و سرعت دورانی روتـور را بررسـی کرده و در نهایت مناسبترین گزینه را برای طراحی تیلر دوار انتخاب نمود.

جدول ۳- انتخاب‌های ممکن برای b، n و v

شماره انتخاب	عرض کار تیلر دوار (cm)	v (m/s)	(v, λ)	n (rpm)	L (cm)	اختلاف کار مخصوص‌ها
1	100 cm	0.2	(0.2,22)	210.1	2.85	55.76
2		0.36	(0.3,22)	315.15	2.85	2.41
3		0.4	(0.4,18)	343.8	3.49	2.26
4		**0.5**	**(0.5,12)**	**286.5**	**5.23**	**0.5**
5		**0.6**	**(0.6,8)**	**229.2**	**7.85**	**0.28**
6		**0.72**	**(0.7,4)**	**133.7**	**15.7**	**1.68**
7		0.8	(0.8,3)	114.6	20.9	0.45
8	125 cm	0.2	(0.2,22)	210.1	2.85	39.56
9		0.36	(0.3,18)	257.85	3.49	1.71
10		0.4	(0.4,14)	267.4	4.48	2.36
11		**0.5**	**(0.5,8)**	**191**	**7.85**	**2.02**
12		**0.6**	**(0.6,4)**	**114.6**	**15.7**	**1.8**
13	150 cm	0.2	(0.2,22)	210.1	2.85	28.76
14		**0.36**	**(0.36,14)**	**240.66**	**4.48**	**2.34**
15		**0.4**	**(0.4,12)**	**229.2**	**5.23**	**0.28**
16		**0.5**	**(0.5,6)**	**143.25**	**10.47**	**0.5**
17	175 cm	0.2	(0.2,22)	210.1	2.85	21.04
18		**0.36**	**(0.36,12)**	**206.28**	**5.23**	**0.75**
19		**0.4**	**(0.4,8)**	**152.8**	**7.85**	**1.5**
20		0.5	(0.5,3)	71.62	20.9	0.1

جدول ۳ با استفاده از روابط (۱۰)، (۱۱) و (۱۲) و جدول ۲ بدست آمده است. بدین صورت که ابتدا برای هر عرض کار انتخاب شده از جدول ۲ نزدیکترین مقدار کار مخصوص تیلر دوار به کار قابل انجام توسط تراکتور در هر یک از سـرعتهای پیـشروی مـشخص شده و λ متناظر با آن سرعت جهت محاسبه سرعت دورانی روتور و طول قطعات بریده شده خاک در جـدول ۳ تعیـین مـی‌گـردد. نزدیک بودن مقدار کار مخصوص تیلر دوار به کار قابل انجام توسط تراکتور در هر یک از سرعتهای پیشروی موجب می‌گردد تـا در نهایت مطابقت مناسبی بین دستگاه طراحی شده و تراکتور مورد استفاده وجود داشته باشد. کپنر (۱۹۷۲) در تحقیقات خـود دریافتـه است که که قدرت مورد نیاز برای بکار انداختن تیلرهای دوار برای هر سانتیمتر از عرض کار باید حدود ۱ اسب بخار بر روی محـور تواندهی باشد. با توجه به اینکه در عرض کار ۱۰۰ cm محدوده‌های مناسبی برای سرعت پیشروی، دور روتور و طول لایـه خـاک بدست آمده است و همچنین در این عرض کار اختلاف کمی بین کار مخصوص تیلر دوار و کار قابل انجـام توسـط تراکتـور وجـود دارد، بنابراین عرض کار ۱۰۰ cm برای طراحی تیلر دوار مناسب تشخیص داده شد.

با توجه به جداول ۱ و ۳ مشخص می‌گردد که تراکتور مدل OTM 930 فقط در دنده‌های ۱ و ۲ سنگین قادر بـه کـشیدن تیلـر دوار با عرض کار ۱۰۰ cm و عمق کار ۱۰ cm می‌باشد.

با مشخص شدن عرض کار می‌توان طول قطعات خاک بریده شده، سرعت دورانی روتور و سرعت مماسی تیغه‌ها را در هر یک از دنده‌های انتخاب شده محاسبه نمود. قبل از انجام محاسبات فوق می‌بایست در هر یک از دنده‌های انتخاب شده، مقدار λ مناسب با سرعت پیشروی تراکتور را بدست آورد. با مساوی قرار دادن کار مخصوص تیلر دوار و کار قابل انجام توسط تراکتور خواهیم داشت :

دنده ۱ : $(v = 0.36\ m/s) \longrightarrow A = A_c \longrightarrow \lambda_1 = 23.03$

دنده ۲ : $(v = 0.72\ m/s) \longrightarrow A = A_c \longrightarrow \lambda_2 = 4.91$

با استفاده از روابط (۱۰)، (۱۱) و (۱۲) خواهیم داشت :

دنده ۱ : $L_1 = 2.73\ cm$, $n_1 = 396\ rpm$, $u_1 = 8.29\ m/s$

دنده ۲ : $L_2 = 12.79\ cm$, $n_2 = 169\ rpm$, $u_2 = 3.53\ m/s$

با توجه به اینکه در دنده‌های ۱ و ۲ تراکتور، دو سرعت مختلف برای روتور تیلر دوار بدست آمده است، چنین نتیجه می‌شود که تیلر دوار بایستی مجهز به یک جعبه دنده دو سرعته باشد تا با استفاده از آن بتوان دو سرعت متفاوت در روتور ایجاد نمود. قابلیت استفاده از دو دنده تراکتور برای پیشروی و نیز وجود دو سرعت مختلف در محور روتور تیلر دوار، موجب می‌شود که ۴ طول مختلف برای لایه‌های بریده شده خاک در حالتهای مجزا قابل حصول باشد که مقادیر مختلف آن با استفاده از رابطه (۱۳) در جدول ۴ آمده است.

جدول ۴- مقادیر مختلف طول لایه خاک بریده شده در حالتهای مختلف سرعت پیشروی تراکتور و سرعت دورانی روتور

دور روتور (rpm)	$n_1 = 396$	$N_2 = 169$
سرعت پیشروی (m/s)		
$V_1 = 0.36$	$L = 2.73\ cm$	$L = 6.4\ cm$
$V_2 = 0.72$	$L = 5.45\ cm$	$L = 12.79\ cm$

طراحی سیستم انتقال توان

پس از مشخص شدن دور روتور تیلر دوار باید جعبه دنده متناسب با آن طراحی گردد. جعبه دنده بایستی دارای ساختمانی ساده بوده و سرویس کردن آن راحت باشد.

ضریب انتقال نیرو در تیلر دوار با استفاده از رابطه زیر بدست می‌آید [2] :

(۱۶)

$$i_C = \frac{n_D}{n_A}$$

در رابطه فوق n_A و n_D به ترتیب سرعت محور PTO و سرعت روتور تیلر دوار بر حسب rpm می‌باشند.

همانطور که در بخشهای قبل عنوان شد، تراکتور باغی مدل OTM 930 دارای دو محور تواندهی مجزا می‌باشد. در طراحی تیلر دوار مورد نظر محور PTO با سرعت ۵۴۰ rpm برای راه اندازی تیلر دوار در نظر گرفته شده است. با توجه به این تفاسیر، ضریب تبدیل دور برای تیلر دوار برابر است با :

حالت اول (دنده ۱ تیلر دوار): $n_D = 396\ rpm \longrightarrow i_{C1} = 0.733$

حالت دوم (دنده ۲ تیلر دوار) : $n_D = 169\ rpm \longrightarrow i_{C2} = 0.312$

با مشخص شدن ضریب تبدیل دور در تیلر دوار می‌توان با توجه به جعبه دنده‌های موجود در بازار، جعبه دنده ترکیبی چرخ‌دنده و زنجیری مناسب برای تیلر دوار طراحی شده را انتخاب کرد و با استفاده از چرخدنده‌های مناسب در جعبه دنده، ضریب تبدیل دور مورد نظر را در آن ایجاد نمود.

طراحی محور روتور

نیروی مماسی که تیلر دوار می‌تواند تحمل کند از رابطه زیر بدست می‌آید [2] :

$$K_o = \frac{75 N_c \eta_c \eta_z}{u} \qquad (kg) \qquad (۱۷)$$

برای طراحی محور روتور باید حداکثر نیروی مماسی که تیلر دوار می‌تواند تحمل کند در نظر گرفته شود. نیروی مماسی حداکثر با در نظر گرفتن سرعت مماسی حداقل حاصل می‌گردد :

$$(K_o)_{max} = \frac{75 N_c \eta_c \eta_z}{u_{min}} \qquad (kg) \qquad (۱۸)$$

با توجه به روابط (۶) و (۱۲)، u_{min} به ازای λ_{min} حاصل می‌گردد که λ_{min} نیز در L_{max} بدست می‌آید. بنابراین خواهیم داشت :

$$\lambda_{min} = \frac{2\pi R}{Z L_{max}} = \frac{2\pi \cdot 20}{2 \cdot 12.79} = 4.91$$

$$u_{min} = V.\lambda_{min} = 0.72 \times 4.91 = 3.53 \ \ m/s$$

حال با استفاده از رابطه (۱۸) می‌توان $(K_o)_{max}$ را محاسبه نمود :

$$(K_o)_{max} = \frac{75 \cdot 30 \cdot 0.9 \cdot 0.8}{3.53} = 458.92 \ \ kg$$

با توجه به نوسانات نیروی مماسی، در محاسبات بایستی نیروهای احتمالی متجاوز از kg ۴۵۸/۹۲ نیز منظور گردد. بدین جهت از فاکتور C_s که شامل حداکثر نیروهای مماسی است استفاده می‌شود. بدیهی است که محاسبه شافتها و چرخدنده‌ها بایستی براساس حداکثر نیرو انجام گیرد. بنابراین خواهیم داشت :

$$K_s = K_o.C_s \qquad (kg) \qquad (۱۹)$$

در رابطه بالا K_s حداکثر نیروهای مماسی با در نظر گرفتن ضریب اطمینان و C_s ضریبی است که مقدار آن در خاکهای سنگلاخی ۲ و در خاکهای غیر سنگلاخی ۱/۵ گزارش شده است [2]. بنابراین خواهیم داشت :

$$K_s = 458.92 \times 2 = 917.84 \qquad kg$$

ممان ماکزیمم در محور روتور تیلر دوار (M_s) بصورت زیر بدست می‌آید :

$$M_s = K_s R = 917.84 \times 20 = 18357 \ \ kg\text{-}cm$$

در رابطه فوق R شعاع روتور (cm) و K_s حداکثر نیروی مماسی با اعمال ضریب C_s می‌باشد.
با توجه به اطلاعات بدست آمده، جنس محور روتور فولاد نورد سرد شده (AISI 302) با تنش تسلیم $\sigma_Y = ۵۲۰$ Mpa انتخاب می‌شود. تنش مجاز در محور روتور (τ_{all}) از رابطه زیر بدست می‌آید [5] :

$$\tau_{all} = \frac{0.577\sigma_Y}{f} = \frac{300}{f} \quad \text{(Mpa)} \qquad (۲۰)$$

در رابطه فوق f ضریب اطمینان است که مقدار آن برابر با ۲ در نظر گرفته می‌شود. از آنجائیکه روی محور روتور جای خار نیز در نظر گرفته شده است، رابطه (۲۰) در یک ضریب ۰/۷۵ ضرب می‌شود. بنابراین خواهیم داشت :

$$\tau_{all} = 0.75 \times \frac{300}{2} = 112.5 \ \text{Mpa} = 1147.18 \ \text{kg/cm}^2$$

مهمترین عاملی که شدیداً بر طراحی ابعاد محور روتور مؤثر است، گشتاور پیچشی است که به محور روتور اعمال می‌گردد. این مسأله باعث شده است که در منابع موجود از سایر عوامل نظیر گشتاور خمشی و نیروی وزن، عملاً صرف‌نظر شود [6]. محور روتور به‌طور گرد فرض می‌شود که در اینصورت با توجه به رابطه مربوط به تنش پیچشی در شافت‌ها، قطر محور روتور (d) بصورت زیر بدست می‌آید :

$$\mathrm{d} = \sqrt[3]{\frac{16M_S}{\tau\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 18357}{1147.18 \cdot \pi}} = 4.33 \ \ \text{cm}$$

طراحی تیغه

طراحی تیغه‌ها بستگی به نوع و تعداد و همچنین شرایط کاری آنها دارد. در این تیلر دوار با توجه به شرایط در نظر گرفته شده برای کار آن، از تیغه‌های L شکل استفاده شده است. در تیلرهای دوار، یک‌چهارم تیغه‌ها به‌طور توأم عمل می‌کنند. نیروی ماکزیمم کل ماشین بین این تیغه‌ها توزیع می‌گردد. از آنجائیکه بار وارده بر تیغه یکنواخت نمی‌باشد، لذا فاکتور C_p به‌عنوان ضریب ایمنی برای کار تیغه‌ها در نظر گرفته می‌شود.
با مشخص شدن عرض کار مناسب برای تیلر دوار (b) و نیز معلوم بودن فاصله فلانج‌ها بر روی محور روتور (b_i) تعداد واحدهای کار روتور (i) بصورت زیر بدست می‌آید :

$$\mathrm{i} = \frac{b}{b_i} = \frac{100}{25} = 4$$

تعداد تیغه‌هایی که برای هر یک فلانج‌ها در نظر گرفته شده است (Z_e) ۴ عدد است. بنابراین تعداد کل تیغه‌های مورد استفاده (N) بصورت زیر بدست می‌آید :

$$\mathrm{N} = \mathrm{i} \times Z_e = 4 \times 4 = 16$$

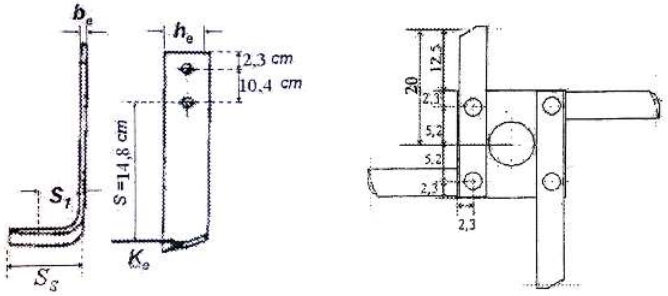
نیروی وارد بر هر یک از تیغه‌ها از رابطه زیر بدست می‌آید [2] :

$$K_e = \frac{K_S C_P}{i Z_e n_e} \quad \text{(kg)} \qquad (۲۱)$$

در رابطه فوق K_s نیروی مماسی حداکثر (kg)، C_p ضریب نیروی مماسی، i تعداد فلانج‌ها در تیلر دوار، Z_e تعداد تیغه‌ها در هر فلانج و n_e نسبت تعداد تیغه‌هایی که توأم عمل می‌کنند به تعداد کل تیغه‌ها می‌باشد. بنابراین نیروی وارد بر هر تیغه برابر است با :

$$K_e = \frac{917.84 \cdot 2}{4 \cdot 4 \cdot \frac{1}{4}} = 458.92 \quad \text{kg}$$

چنانچه ابعاد فلانج را ۱۵× ۱۵ سانتیمتر در نظر بگیریم، با توجه به اطلاعات قبلی در مورد قطر روتور، عمق کار دستگاه، قطر شافت، فاصله فلانج‌ها از یکدیگر و... ابعاد تیغه بصورت زیر بدست می‌آید :



شکل ۱- ابعاد تیغه و فلانج

مقدار b_e، h_e، S_s و S_1 را در شکل به ترتیب برابر ۱ cm، ۴ cm، ۱۲ cm و ۶ cm در نظر می‌گیریم. با توجه به شکل، تنش کششی ناشی از خمش در تیغه با استفاده از رابطه زیر بدست می‌آید [2] :

$$\sigma_{zg} = 6\,\frac{K_e S}{b_e h_e^{\,2}} = 6 \times \frac{458.92 \cdot 14.8}{1 \cdot 16} = 2547 \quad \text{kg/cm}^2$$

تنش برشی ناشی از پیچش برابر است با [2] :

$$\tau_{skt} = \frac{3K_e S_1}{(\frac{h_e}{b_e} - 0.63) b_e^{\,3}} = \frac{3 \cdot 458.92 \cdot 6}{(4 - 0.63) \cdot 1^3} = 2451.2 \quad \text{kg/cm}^2$$

تنش معادل نیز با استفاده از رابطه زیر بدست می‌آید [2] :

$$\sigma_{zt} = \sqrt{\sigma_{zg}^{\,2} + 4\tau_{skt}^{\,2}} = 4902.66 \ \text{kg/cm}^2 = 480.78 \ \text{Mpa}$$

با در نظر گرفتن جنس تیغه‌ها از فولاد آبداده و بازپخته با تنش تسلیم σ_Y = ۶۹۰ Mpa، طراحی تیغه‌ها با ضریب اطمینان $f = \sigma_Y / \sigma_{zt}$ = ۱/۴۳ قابل قبول خواهد بود. البته بایستی توجه داشت که در طی مراحل طراحی تیغه، اعمال ضرایب ایمنی C_s و C_p موجب می‌گردد تا در حقیقت ضریب اطمینان در طراحی تیغه‌ها بسیار بالاتر از مقدار عنوان شده باشد.

نتایج و بحث

در این پژوهش به طراحی یک دستگاه تیلر دوار متناسب با توان تراکتور باغی مدل OTM 930 پرداخته شد. مراحل طراحی با رعایت اصول اساسی در طراحی ماشین انجام گرفته است. در طراحی، جهت دوران روتور رو به جلو انتخاب شد تا در این حالت کشش منفی در تیلر دوار ایجاد شده و موجب هل دادن تراکتور به سمت جلو گردد. برای این تیلر دوار تیغه‌های L شکل در نظر

گرفته شد تا از مزایای خاص آنها استفاده شود. تیلر دوار با در نظر گرفتن کار مخصوص کل برای آن و نیز کاری که تراکتور مورد استفاده قابلیت انجام آن را داشت، با عرض ۱۰۰ cm و ۴ فلانج بر روی محور طراحی شد که بر روی هر یک از فلانجها ۴ تیغه قرار می‌گیرد. همچنین مشخص شد که تراکتور باغی مدل OTM 930 برای تیلر دواری با عرض کار ۱۰۰ cm و عمق کار ۱۰ cm، فقط به ازای دنده‌های ۱و۲ سنگین قادر به کشیدن آن است. البته در انتخاب عرض کار سعی شده است که از حداکثر توان تراکتور استفاده شود که می‌توان با کم کردن عرض کار تیلر دوار، سرعت پیشروی آن را بالاتر برد. برای محور روتور تیلر دوار دو سرعت دورانی ۳۹۶ rpm و ۱۶۹ rpm بدست آمد. به دنبال آن جعبه دنده‌ای برای تیلر دوار طراحی گشت که بتواند از ترکیب دو سرعت پیشروی تراکتور و دو سرعت دورانی روتور تیلر دوار، ۴ طول مختلف را برای لایه‌های خاک بریده شده حاصل گرداند. با بررسی شرایط و محدودیت‌ها و امکانات موجود سیستم انتقال توان ترکیبی چرخدنده‌ای و زنجیری برای تیلر دوار در نظر گرفته شد که با استفاده از جفت چرخدنده‌های قابل تعویض در آن بتوان دو سرعت دورانی مشخص شده را در محور تیلر دوار ایجاد نمود. با توجه به اینکه نیروی مماسی ماکزیمم به ازای طول لایه خاک ماکزیمم حاصل می‌شود، محور روتور در حداکثر نیروی مماسی طراحی گشت. در طراحی انجام یافته قطر محور روتور ۴/۳۳ cm با ضریب اطمینان ۲ در نظر گرفته شد.

نتیجه‌گیری و پیشنهادها

نتایج بدست آمده از محاسبات نشان داد که برای تراکتور باغی مدل OTM 930 تیلر دواری با عرض کار ۱۰۰ cm می‌تواند مورد استفاده قرار بگیرد. در عرض کار انتخاب شده هماهنگی مناسبی بین کار مخصوص کل تیلر دوار و همچنین کار قابل انجام توسط تراکتور وجود داشت. با توجه به شعاع انتخاب شده برای روتور و سرعت پیشروی تراکتور مورد استفاده که تنها در دنده‌های ۱ و ۲ سنگین قادر به کشیدن تیلر دوار بود، دو سرعت دورانی برای روتور در نظر گرفته شد که سرعتهای مورد نظر در آن با استفاده از یک جعبه دنده دو سرعته محقق می‌گشتند. طراحی محور روتور نیز بر اساس گشتاور پیچشی وارد بر محور انجام گرفت و قطر بدست آمده برای محور روتور نیز متعارف بود. در نهایت طراحی تیغه‌ها با در نظر گرفتن شرایط کاری آنها در خاکهای سخت انجام شد.

فهرست منابع

1- مرکز اسناد و مدارک فنی شرکت تراکتورسازی ارومیه، ۱۳۷۶

2- **Bernacki, H., J. haman and cz. Kanafojski .** 1972. Agricultural machines, theory and construction. US department of Agriculture and national science foundation, Washington, D.C.

3- **Hendrick, J. G. and W.R. Gill.** 1971. Rotary tiller design parameters, part III--Ratio of peripheral and forward velocities. Transactions of the ASAE . 14:679-683

4- **Matyashin, Yu.** 1968. Means of decreasing energy requirements of rotary tillers. Vestink Selskokhozyais vennoi Nuaki No. 9,131-133

5- **Mott, R.** 1985. Machine elements in mechanical design. Charles E. Merill publishing company, Columbus, Ohio.

6- **Yatsuk, E. P., I. M. Panov, D. N. Efimov, O. S. Marchenkoc and A. D. Chernenkov.** 1981. Rotary soil working machines (construction, calculation and design). 1st edition. Amerined publishing company. PVT. LTD., New Dehli.