طراحی چرخدنده های جعبه دنده تراکتور پرقدرت *ITM 8200*

محمدرضا کـماندار[۱]– سید کاظم شهیدی[۲]– اسعد مدرس مطلق[۳]

چکیده

در عملیاتهای زراعی مزارع بزرگ همچون واحدهای کشت و صنعت، جهت صـرفه جـوئی در مـصرف انـرژی، کـاهش اتلاف وقت و افزایش راندمان کار لازم است، از تراکتورهای سنگین و پرقدرت استفاده کرد و از آنجائی بحث یکپارچـه سازی اراضی در کشورمان مطرح و دنبال می گردد ، بتدریج نیاز به اسـتفاده از چنـین تراکتورهـایی احـساس میگـردد. درحال حاضر سنگین ترین تراکتور تولیدی کشور *ITM399* است که توان آن ۱۱۰ اسب بخار می باشد، که می توانـد پاسخگوی مزارع کوچک تا متوسط باشد، بنابراین طراحی و ساخت تراکتور سنگین *ITM 8200* با قـدرت ۱۵۴ اسـب بخار، به عنوان یک طرح درشرکت تراکتور سازی تبریز مطرح گردیده و تحقیق حاضر بخشی از طراحی جعبه دنده ایـن تراکتور می باشد. با توجه به مطالعات انجام گرفته در این زمینه و جهت برآورده کردن خواسته های مـورد انتظـار ایـن تراکتور از یک جعبه دنده مجهز به سیستم دایناشیفت (*Dynashift*) جهت انتقال قدرت اسـتفاده خواهـد گردیـد، کـه سیستم دایناشیفت ۴ حالت $\mathcal{A}$، $\mathcal{B}$، C و $\mathcal{D}$ را ایجاد کرده که با ۸ سرعت ایجادی جعبه دنده اصلی، ۳۲ سرعت جلو و ۳۲ سرعت عقب خواهیم داشت. برای طراحی چرخدنده های این جعبه دنده، درابتدا با توجه به گشتاور و دور ورودی جعبـه دنده و خروجی های مورد نیاز، و براساس گشتاور لغزشی حاکم بر سیستم انتقال نیروی تراکتورهای کشاورزی، بارهـای وارده بر هر یک از چرخده ها محاسبه گردیده و با لحاظ نمودن تنش های خمشی و لهیدگی، ابعاد چرخدنده ها از جمله قطرگام، گام قطری، تعداد دندانه، عرض دندانه و ضـخامت طوقـه را بـا اسـتفاده از روش طراحـی پیـشنهادی انجمـن چرخدنده سازان آمریکا (*AGMA*) محاسبه و طراحی می نماید.

۱–دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشینهای کشاورزی دانشگاه ارومیه
۲– استادیار گروه مکانیک ماشینهای کشاورزی دانشگاه ارومیه
۳– استادیار گروه مکانیک ماشینهای کشاورزی دانشگاه ارومیه

EYNAVARD.TK

واژه های کلیدی: طراحی، تراکتور، جعبه دنده، چرخدنده، تنش خمشی، تنش لهیدگی، گام قطری، قطر گام

مقدمه

افزایش تولید محصولات کشاورزی، جز با استفاده از تکنولوژی پیشرفته و مکانیزاسیون کشاورزی که شامل ساخت، توزیع وکاربرد ماشین های کشاورزی و تجهیزات لازم برای، برداشت محصولات زراعی و فرایندهای بعداز برداشت می باشد، میسر نخواهد شد. توان لازم برای انجام عملیاتهای کشاورزی، از سه منبع عمده انسان، دام و ماشین تامین می گردد، که توان مکانیکی بالاترین ارقام را از نظر میزان کاربرد و بازده دارد که موجب گسترش صنایع تولیدی تراکتور وادواتی که نیروی خودرا از آن تامین میکنند شده است. توجه به اینکه یکی از محورهای توسعه کشورمان ایران، کشاورزی بوده وافزایش مکانیزاسیون ویکپارچه سازی اراضی کشاورزی حزو سیاستهایی است که درکشورمان دنبال میکردد. بنابراین لازم است صنایع کشور، توسعه تراکتورها وادوات کشاورزی جدید متناسب با تکنولوری روز و نیازهای کشوررا، با در نظر گرفتن جنبه های اقتصادی، دنبال نمایند.

در حال حاضر رایج ترین تراکتور کشور، *ITM285* با قدرت ۷۵ اسب بخار و پر قدرت ترین تراکتور تولیدی، *ITM399* با توان ۱۱۰ اسب بخار که دارای ۱۲ سرعت جلو و۴ سرعت عقب است، که میتواند جوابگوی مزارع کوچک تا متوسط باشد. بنابراین برای مزارع وسیع وکشت و صنعت های کشور، نیاز به تراکتورهای سنگین تر وپرقدرت تر که، ضمن برخوردار بودن از توان بالا، قدرت مانور و تعدادسرعت زیادی داشته و استفاده از آن برای کشاورز آسان باشد احساس میگردد، بنابراین حرکت در

جهت نیل به تکنولوژی طراحی و تولید این نوع از تراکتور در شرکت تراکتورسازی تبریز آغاز گردیده و از آن جمله، طراحی

جعبه دنده متناسب با این نوع از تراکتورها که تحقیق حاضر بیانگر طراحی چرخدنده های جعبه دنده این تراکتور جدید (*ITM8200*) می باشد.

گشتاور انتقالی توسط سیستم انتقال

تراکتورهای کشاورزی برای بحرکت درآوردن و قدرت دادن به ادوات کشاورزی بکار میروند، بنابراین شرایط کاری و کاربردهای آنها اثرهای قابل توجهی بر روی طراحی آنها دارد، چنانچه در عملیاتهای مختلف زراعی از شخم تا حمل ونقل محصولات کشاورزی، با توجه به ثابت بودن قدرت به ترکیبهای مختلفی از گشتاور و سرعت نیاز است، و تراکتور باید به عنوان منبع توان بتواند این ترکیبهای سرعت و گشتاور را تامین کند، درحالی که گشتاور و سرعتی که موتور تولید می کند مستقیما، متناسب با شرایط مختلف استفاده از ادوات نیست. لذا برای فراهم کردن امکان کار موتور در نقطه بهینه و دسترسی به حداکثر توان وگشتاورممکن در هر لحظه، سیستم انتقال مناسب ترین راه حل خواهد بود. با توجه به اینکه بکسوات چرخهای تراکتوردر عملیاتهای زراعی معمولا باعث ایجاد محدودیت میگردد، بنابراین گشتاور سرشی در طراحی سیستم انتقال، مبنای طراحی انتخاب گردیده است[۳].

جعبه دنده:جعبه دنده موردنظر یک جعبه دنده مکانیکی بوده که مجموعه ای است متشکل از قطعات مختلف مکانیکی مثل چرخدنده، محور، یاتاقان و سنکرونیزر[1] که، بخشی از تغییر سرعت و تغییر جهت حرکت در آن تامین

[1] synchronizer

میگردد.با توجه به مطالعات انجام گرفته، جعبه دنده مکانیکی مذکور مجهز به سیستم دایناشیفت[۲] بوده که دایناشیفت تعداد حالات انتخاب جعبه دنده را چهار برابر می نماید، بنابراین:

- ۳۲ سرعت جلو= ۸ حالت انتخاب جعبه دنده + ۴ حالت انتخابی دایناشیفت
- ۳۲ سرعت عقب = ۸ حالت انتخاب جعبه دنده + ۴ حالت انتخابی دایناشیفت +شاتل معکوس کننده

معمولا طراحی جعبه دنده شامل مراحل زیر است[۲]:

الف. تهیه دیاگرام سینماتیکی

ب. محاسبه اندازه چرخدنده ها

ج. تعیین اندازه محورها، یاتاقان ها، خارها و پوسته

د. بررسی وضعیت ارتعاشی جعبه دنده

در طراحی این جعبه دنده به نکات زیر توجه گردیده است[۱۲]:

الف. تامین نسبت انتقال موردنظر

ب. انتقال بار موردنظر

ج. عمر مورد انتظار از چرخدنده ها

با توجه به بررسی های انجام گرفته دیاگرام شماتیک شکل ۱ برای آن در نظر گرفته شده است و با توجه به اینکه در یک جعبه دنده، هر ترکیب خاص چرخدنده ها با یکدیگر، خط انتقال مشخصی را ایجاد کرده و گشتاور معینی را انتقال میدهد، مسیرهای انتقال قدرت هر یک از دنده ها مشخص گردیده و محاسبات جداگانه ای برای هر خط انتقال صورت گرفته است، که نسبت های انتقال هر مسیر انتقال محاسبه و در جدول زیر ارائه گردیده است.

وضعیت انتقال	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸
نسبت انتقال	۹/۶۴	۶/۴۶	۴/۵۱	۳/۳۰	۲/۹۷	۱/۹۷	۱/۳۶	۱/۰۰

مواد و روش ها

برای طراحی ابعاد چرخدنده ها از الگوریتم ارائه شده در شکل۲ استفاده شده، که از مراحل: تعیین مراحل انتقال توان، تعیین نسبت انتقال چرخدنده ها، تعیین ابعاد و مشخص کردن پیکربندی جعبه دنده تشکیل یافته است[4].

با توجه مراحل طی شده توسط الگوریتم و روش طراحی پیشنهاد شده توسط انجمن چرخدنده سازان آمریکا (*AGMA*)، ابعاد مربوط به چرخدنده ها از قبیل گام قطری، قطرگام و تعداد دندانه تعیین گردیده است[۳] و[۵].

برای ساده کردن محاسبات مربوط به چرخدنده ها از فرضیات زیر استفاده گردیده است:

الف. بار وارده تنها بر یک دندانه وارد میگردد،به عبارتی دیگر نسبت درگیری، یک می باشد[۸].

ب. گستردگی بار وارده در سرتا سر عرض دندانه یکنواخت می باشد[۸].

ج. بار گسترده به صورت یک نیروی متمرکز وارد بر یک نقطه از نوک دندانه منظور میگردد، این نقطه راس سهمی مماس بر ریشه دندانه می باشد[۹].

چرخدنده های مورد استفاده در این جعبه دنده از نوع مارپیچی ساده بوده، که زاویه فشار، زاویه مارپیچ، ادندام[۱] وددندام[۲] آنها برابر است با:[۱۳] و[۱]

$\phi = 20^{\circ}$

$\varphi = 23^{\circ}$

[2] Dynashift

[1] Adendum

[2] Dedendum

$Ad=1/P_n$
$Dd=1.25/P_n$
$R_f=0.3/p_n$

مراحل طراحی ابعاد چرخدنده ها به صورت زیر است[۵].

۱. تعیین تعداد مراحل تغییر سرعت وگشتاور در محیط جعبه دنده (این مورد با توجه به شرایط جعبه دنده و با توجه به دیاگرام سنماتیکی در نظر گرفته شده برابر با ۳ می باشد).
۲. تعیین نسبت انتقال هر یک از جفت چرخدنده درگیر(این حالت با توجه به ورودی و خروجی جعبه دنده قبلا محاسبه گردیده است).
۳. انتخاب گام قطری آزمایشی (ازجدول گام قطری استاندارد)[۱۰].
۴. محاسبه قطر گام چرخدنده ها
۵. انتخاب عرض متوسط دندانه با توجه به گام قطری آزمایشی

$$f = 4p$$

۶. تعیین ضرایب زیر

K_o ضریب بیش باری، K_v' ضریب دینامیکی، K_s ضریب اندازه، K_m ضریب توزیع بار، K_B ضریب ضخامت طوقه،

IوJ ضرایب هندسی، C_p ضریب الاستیسیته، C_f ضریب وضعیت سطح، W^t بار انتقالی، S_t مقاومت خمشی چرخدنده ها، S_c مقاومت لهیدگی چرخدنده ها، K_T ضریب دما، k_R ضریب قابلیت اعتماد، Z_n و Y_n ضرایب سیکل بار، S_f و C_H ضرایب ایمنی، n_d فاکتور طراحی.

۷. محاسبه عرض دندانه پینیون با در نظر گرفتن تنش خمشی در دندانه ها

$$f_{bend} = n_d W^t K_o K_v' K_s \frac{K_m K_B k_m}{J} \frac{k_T k_R}{S_t y_n}$$

۸. محاسبه عرض دندانه پینیون با در نظر گرفتن تنش لهیدگی در دندانه ها

$$f_{wear} = \left(\frac{C_p Z_N}{S_C k_T K_R} \right)^2 n_d W^t K_o K_v' K_s \frac{K_m C_f}{d\, I}$$

۹. کنترل عرض دندانه (درصورت برقرارنبودن رابطه زیر مراحل فوق با در نظر گرفتن گام قطری جدید تکرار خواهد شد).

$$3p \le f \le 5p$$

۱۰. انتخاب عرض دندانه حاصله بعنوان عرض دندانه
۱۱. تکرار مراحل فوق تا مقدار عرض دندانه بهینه گردد
۱۲. محاسبه تنش های خمشی ولهیدگی در پینیون

$$\sigma = W^t K_o K_v' K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W^t k_0 k_v' K_s \frac{k_m}{dF} \frac{C_f}{I}}$$

۱۳. محاسبه تنش های خمشی ولهیدگی مجاز در پینیون و چرخدنده

$$\sigma_{all} = \frac{S_t}{S_F}\frac{Y_N}{K_T K_R}$$
$$\sigma_{Call} = \frac{S_c}{S_H}\frac{Z_N C_H}{K_T K_R}$$

۱۴. محاسبه ضرایب اطمینان در طراحی انجام شده

$$S_f = \frac{\frac{S_t \cdot y_N}{K_T \cdot K_R}}{\sigma}$$
$$C_f = \frac{\frac{S_c \cdot z_N}{K_T \cdot K_R}}{\sigma_c}$$

۱۵. محاسبات مربوط به ضخامت طوقه چرخدنده ها

$$h_t = \frac{2.25}{p_t}$$
$$t_R = 1.2 \times h_t$$

بحث ونتایج

دراین تحقیق با توجه به محدودیت های ابعادی جعبه دنده خصوصا محدود بودن فواصل شافت ها، با استفاده از روش طراحی انجمن سازندگان چرخدنده آمریکا، وباتوجه به تاثیر تنش های خمشی ولهیدگی ناشی از بارهای وارده، ابعاد چرخدنده ها شامل تعداد دندانه، گام قطری، قطرگام و قطر طوقه، برای جعبه دنده تراکتور *ITM 8200* محاسبه گردیده است. در این طراحی سعی شده است تا حداکثر تشابه ممکن بین این جعبه دنده و جعبه دنده تراکتور *ITM399* که در حال حاضر توسط شرکت تراکتور سازی ایران تولید میگردد وجود داشته باشد، خصوصا از لحاظ جنس چرخدنده ها و امکانات ساخت موجود، تا در زمان ساخت حداقل تغییرات وحداقل هزینه تولید را داشته باشد. خلاصه ای از نتایج حاصله از طراحی چرخدنده ها در جدول*1* ارائه شده است.

ضرایب اطمینان خمشی و لهیدگی حاصله برای این۱۴ چرخدنده طراحی شده، بیانگر اینست که تمامی چرخدنده ها میتوانند به خوبی بارهای وارده را تا برآورده شدن عمر انتظاری($۱۰^۹$ سیکل) تحمل نمایند و در برابر گسیختگی وشکست خستگی ناشی از تنش های خمشی ولهیدگی مقاومت نمایند.

منابع

[1] بخش اسناد و مدارک فنی شرکت تراکتور سازی ایران

[۲] بهروزی لار، منصور، شناخت و کاربرد تراکتور

[3] AGMA Standard 917-B97, Design Manual For parallel Shaft fine-pitch Gearing, American Gear Manufacturers Association, 1997.

[4] T.H. Chong, I. Bae, G. Park A new and generalized methodology to design multi-stige gear drives by integration the dimensional and the configuration design process, Mechanism and Machine Theory 37 (2002) 295-310

[5] Shigly, J.2000. Mechanical Engineering Design. Mc graw-Hill.

[6] Thomas J. 1990, Design and Manufacturing of Spiral Bevel and Hypoid Gears For Heavy-Duty Drive Axels, Gear Design Manufacturing and Inspection Manuel Of SAE, p.123-154.

[7] Townsed D. P, Dudley's Gear Handbook, McGraw-Hill, New York, 1992.

[8] Browing E. P. 1985, Design Of Transmission Elements, Distinguished Series Of ASAE.

[9] Hindhead V, 1983, Machine Design Fundamentals, Perntice-Hill.

[10] Din 780, Teil 1 Series Of Modules For Gears.

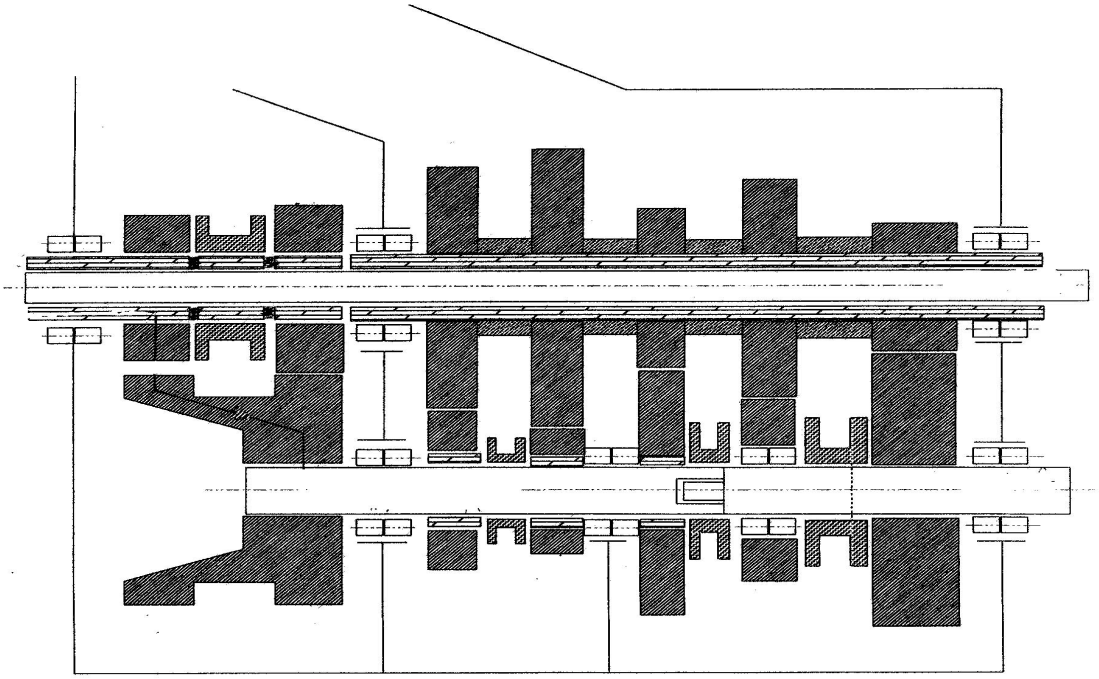
[11] Din 868, General Definitions And Specification Factors For Gears, Gear pairs And Gear Trains.

[12] Chawathe D.D, 2001, Hanbook Of Gear Technology.

[13] Townsend D.P, 1992, Dudley's Gear Handbook.

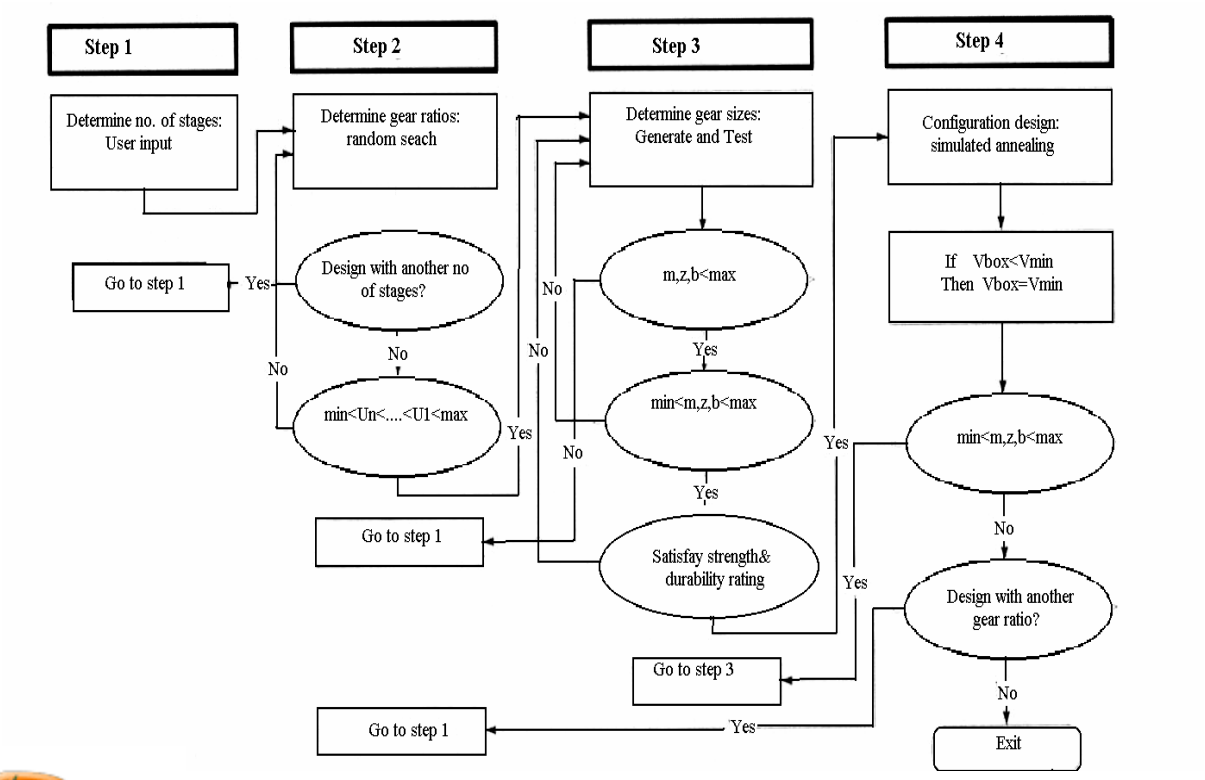
چرخدنده	تعداد دندانه	گام قطری	قطرگام	عرض دندانه	ضخامت طوقه	ضریب اطمینان در تنش خمشی	ضریب اطمینان در تنش لهیدگی
$\mathcal{A}$	20	5/5	3/6300	1/25	0/49	1/67	1/87
$\mathcal{B}$	32	5/5	5/8181	1/00	0/49	2/24	3/60
$\mathcal{J}$	23	6/0	3/8000	1/10	0/45	2/04	2/43
$\mathcal{D}$	29	5/5	5/2700	1/00	0/49	2/08	3/18
$\mathcal{E}$	30	5/5	4/5000	1/35	0/49	2/09	1/96
$\mathcal{F}$	51	7/0	7/2850	1/25	0/38	1/99	2/41
$\mathcal{G}$	26	5/5	4/7200	1/00	0/49	2/11	2/82
$\mathcal{H}$	35	5/5	6/3600	1/25	0/49	1/98	3/30
$\mathcal{I}$	19	7/0	2/7140	1/25	0/38	2/22	2/44
$\mathcal{C}$	23	5/5	4/1818	1/00	0/49	2/05	2/40
$\mathcal{K}$	23	6/0	3/8000	0/90	0/45	2/04	2/43
$\mathcal{L}$	51	7/0	7/2850	0/90	0/38	2/30	4/00
$\mathcal{M}$	25	5/5	5/5000	1/35	0/49	2/33	2/55
$\mathcal{N}$	32	6/0	5/3000	1/10	0/45	2/23	3/65

جدول۱. ابعاد محاسبه شده برای چرخدنده های جعبه دنده تراکتور*ITM8200* (ابعاد بر حسب اینچ)



شکل ۱. دیاگرام سنماتیکی جعبه دنده

شکل ۲. الگوریتم پیشنهادی برای محاسبه ابعاد چرخدنده ها



EYNAVARD.TK