

تحلیل و بهینه‌سازی ابعادی چرخ‌دندهٔ جعبه‌دندهٔ جلوی تراکتور

سامان خلیل پورآذری، عضو هیئت علمی گروه مهندسی مکانیک و ساخت و تولید، دانشگاه صنعتی ارومیه

s.khalilpour@mee.uut.ac.ir

احسان غیب غلامی، دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه

s_azari1359@yahoo.com

چکیده

در این مقاله محاسبه تنش‌های خمشی، لهیدگی و ضرایب اطمینان چرخ‌دنده سه‌حالتی، که یکی بحرانی‌ترین چرخ‌دنده‌های موجود در جعبه‌دندهٔ جلوی تراکتور گلدونی OTM 930 با توان ۳۰ اسب بخار می‌باشد، مورد بررسی قرار گرفته است. سپس محاسبات مورد نیاز با هدف بهینه‌سازی ابعاد این چرخ‌دنده برای افزایش توان موتور تراکتور به ۵۰ اسب بخار انجام گرفته است. برای این منظور، ابتدا چرخ‌دندهٔ سه‌حالتی با استفاده از نقشه‌های ارائه شده توسط شرکت تراکتورسازی، در نرم‌افزار Solid Works مدل‌سازی و سپس با توجه به نیروهای وارده، در نرم‌افزار Simulation Xpress تحلیل شده است. مقایسهٔ نتایج محاسبات با آنالیز نرم‌افزاری نشان‌دهندهٔ دقت بالا و انطباق خوب هر دو روش است. در نهایت تغییرات ابعادی مورد نیاز روی چرخ‌دندهٔ سه‌حالتی برای نصب در تراکتور گلدونی با توان ۵۰ اسب بخار ارائه و نمونهٔ واقعی آن تولید شده است.

واژه‌های کلیدی: چرخ‌دندهٔ سه‌حالتی، تراکتور، جعبه‌دنده، تنش خمشی، تنش لهیدگی.

مقدمه

معمولاً بر بررسی میزان نوسانات، صدای تولیدشده در چرخ‌دنده، ظرفیت تحمل نیرو، افزایش بازده کاری و بهبود هندسهٔ پروفیل دنده متمرکز بوده است. مثلاً اُجانویک (۱۹۹۶) روش‌هایی برای بررسی و بهینه‌سازی چرخ‌دنده‌ها ارائه کرده است [۱]. مارسلن

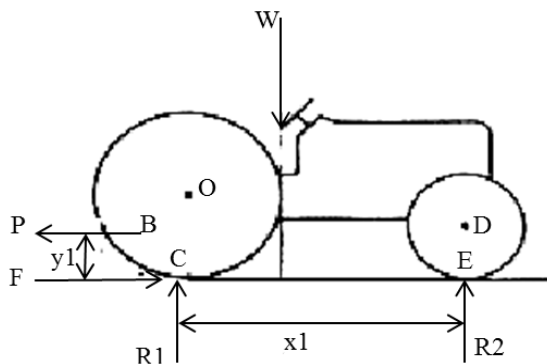
امروزه از روش‌های متنوعی برای بهینه‌سازی سیستم‌های انتقال قدرت چرخ‌دنده‌ای استفاده می‌شود؛ علت این امر نیز پارامترهای گوناگون و متنوع دخیل در طراحی چرخ‌دنده‌هاست. بهینه‌سازی چرخ‌دنده‌ها



ایران، تولید قطعات تراکتور کمرشکن باغی در داخل کشور آغاز شد. با توجه به ضرورت ایجاد تنوع در محصولات و افزایش کارایی تراکتورها جهت بالابردن قدرت رقابت در بازار، این شرکت اقدام به افزایش قدرت موتور تراکتور کمرشکن باغی نمود. در این راستا به جای موتور دو سیلندر هواخنک هاتز آلمان با قدرت ۳۰ اسب بخار، موتور پرکینز انگلیسی با قدرت ۵۰ اسب بخار بدون تغییر در جعبه‌دنده جلو جایگزین شد. جعبه‌دنده جلوی این تراکتور از نوع کشویی ساده با ۶ سرعت جلو و ۳ سرعت عقب متفاوت و با کلاچ تک‌دیسک خشک مکانیکی است. با توجه به تعداد چرخ‌دنده‌های موجود در جعبه‌دنده و اهمیت بررسی تک‌تک چرخ‌دنده‌ها، تعیین میزان ضریب اطمینان و ظرفیت تحمل بار، در این مقاله چرخ‌دنده سه‌حالتی مورد بررسی قرار گرفته است.

کاربرد فرمول‌ها و روش‌ها در حل مسئله نیروهای وارد بر تراکتور

مهم‌ترین نیروهای وارد بر یک تراکتور در شرایط کار معمولی و در ساده‌ترین وضعیت مطابق شکل ۱ می‌باشد [۱۰]:



شکل ۱. نیروهای وارد بر تراکتور در ساده‌ترین وضعیت کاری

(۲۰۰۱) از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی پارامترهای جفت چرخ‌دنده‌های درگیر استفاده نموده است [۲]. لیتوین و همکاران (۲۰۰۶) در زمینه کاهش نویز در محرک‌های چرخ‌دنده‌ای تحت بارگذاری تحقیقاتی انجام داده‌اند [۳]. کایاباسی (۲۰۰۷) نیز از روش المان محدود برای بهینه‌سازی شکل پروفیل چرخ‌دنده‌ها بهره برده است [۴]. خو و همکاران (۲۰۰۷) نیز مدلی تخمینی برای پیش‌بینی ارتباط راندمان کاری چرخ‌دنده و اصطکاک برای جفت چرخ‌دنده‌های نصب‌شده روی محورهای موازی ارائه داده‌اند [۵]. کومار و همکاران نیز (۲۰۰۸) روشی برای بهینه‌سازی هندسه نامتقارن پروفیل دنده به‌منظور افزایش ظرفیت تحمل بار خمشی روی آن ابداع نموده‌اند. نتایج این بررسی تطابق خوبی با روش‌های مشابه پرکاربرد نظیر المان محدود و استانداردهای موجود مانند آگما^۱ داشته است [۶]. تحقیقات مارسلن در استفاده از الگوریتم ژنتیک جهت بهینه‌سازی چرخ‌دنده‌ها در همین سال توسط بونوری در چرخ‌دنده‌های ساده بیش از پیش توسعه یافته است [۷]. همچنین بوزچا برای بهینه‌سازی هندسه پروفیل دندانه‌ها و حذف صدای ناشی از برخورد دنده‌های درگیر با یکدیگر یک مدل ارتعاشی طراحی کرده است [۸]. ابراهیمی نیز (۲۰۱۰) روش‌های به‌کار برده شده در بهینه‌سازی پارامترهای گوناگون چرخ‌دنده‌ها را به‌صورت یک گزارش علمی ارائه کرده است [۹]. شرکت تراکتورسازی ارومیه از سال ۱۳۶۳ ه. ش. تحت لیسانس شرکت گلدونی^۲ ایتالیا اقدام به تولید تراکتورهای کمرشکن باغی نموده است. با استقلال شرکت تراکتورسازی ارومیه از شرکت خارجی در سال ۱۳۷۸ و الحاق آن به شرکت تراکتورسازی

است. طبق اندازه‌گیری‌ها برای تراکتور OTM 930 وزن روی محورهای جلو و عقب به ترتیب ۵۶۰ و ۳۱۰ کیلوگرم است. ضمناً به محورهای جلو وزنه ۳۰ کیلوگرمی متصل و حداکثر قدرت کششی با وزنه معادل ۹۴۰ کیلوگرم می‌باشد. با توجه به معلوم بودن مقادیر $y_1 = 0.541(m)$ و $X_1 = 1.055(m)$ با فرض ساکن بودن تراکتور می‌توان X_2 را از رابطه ۳ به دست آورد [۱۰]:

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow W \cdot X_2 - R_2 \cdot X_1 = 0 \quad (3)$$

$$X_2 = \frac{590 \times 1.055}{900} = 0.69(m)$$

اکنون می‌توان مقادیر بارهای دینامیکی برای چرخ‌های جلو و عقب را توسط روابط ۱ و ۲ محاسبه کرد [۱۰]:

$$R_1 = 7783(N) \quad (4)$$

$$R_2 = 1046(N) \quad (5)$$

ضریب اصطکاک بین چرخ و جاده برای تایرهای معمولی $\mu = 0.6$ توصیه شده است. از طرفی چون تراکتور مورد نظر از نوع چهار چرخ محرک است، نیروی کشش در چرخ‌های محرک را می‌توان توسط روابط زیر به دست آورد [۱۰]:

$$F_1 = \mu \times R_1 \quad (6)$$

$$F_2 = \mu \times R_2 \quad (7)$$

$$F = F_1 + F_2 \quad (8)$$

که در آن F_1 نیروی کشش در چرخ‌های محرک عقب، F_2 نیروی کشش در چرخ‌های محرک جلو و F نیروی کشش کل در چرخ‌های محرک است؛ بنابراین:

$$F_1 = 4670(N)$$

$$F_2 = 628(N)$$

$$F = 5298(N)$$

گشتاور لغزشی

حداکثر گشتاور قابل انتقال به چرخ‌ها به ظرفیت

شکل ۱ با این فرض‌های نمایش داده شده است:

۱. چرخ‌های عقب تراکتور محرک باشند.
۲. حرکت پیشروی یکنواخت باشد و در سطحی صاف و بدون شیب انجام می‌گیرد.
۳. امتداد نیروی مالبند افقی باشد، از وسط محور عقب بگذرد و موازی با جهت حرکت تراکتور باشد.

۴. امتداد مجموع عکس‌العمل‌های عمودی خاک R_1 نسبت به چرخ‌های محرک عقب از وسط محور عقب (نقطه O) بگذرد.

۵. امتداد مجموع عکس‌العمل‌های عمودی خاک R_2 نسبت به چرخ‌های محرک جلو از وسط محور جلو (نقطه D) بگذرد.

از نظر راننده، کشش در مالبند مهم‌ترین نیروی وارد بر تراکتور است و از دیدگاه نظری، این نیرو فقط یکی از چند نیروی مهم وارده بر تراکتور است. علاوه بر آن حداقل دو نیروی دیگر (وزن تراکتور و عکس‌العمل خاک) نیز بر تراکتور مؤثرند. طبق شکل ۱ و براساس فرض‌های فوق، نیروی وزن W به مرکز جرم تراکتور وارد می‌شود. در حالتی که کشش در مالبند صفر باشد، نیروهای عکس‌العمل خاک را می‌توان به صورت R_1 ، R_2 و F در نظر گرفت. با در نظر گرفتن نمودار جسم آزاد نیروهای وارد بر تراکتور و منظور نمودن شرایط تعادل، می‌توان نوشت:

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow W(X_1 - X_2) + P \cdot y_1 - R_1 \cdot X_1 = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow W \cdot X_2 - P \cdot y_1 - R_2 \cdot X_1 = 0 \quad (2)$$

به طوری که در روابط فوق، P نیروی مالبند (نیروی کشش خالص تراکتور)، R نیروی دینامیکی روی چرخ، W وزن تراکتور، X_1 فاصله بین دو محور، X_2 فاصله بین مرکز ثقل تا محور عقب و y_1 ارتفاع مالبند

تعیین سرعت در محدوده گشتاور لغزشی

پس از محاسبه حداکثر گشتاور روی محور، باید سرعتی که در آن نیروی کششی حداکثر است، محاسبه شود. با جایگذاری مقادیر به دست آمده در رابطه ۱۴ می توان مقدار تقریبی سرعتی که پایین تر از آن گشتاور لغزشی، محدودکننده قدرت انتقالی به مالبد می شود را محاسبه نمود تا دنده ای که در آن گشتاور لغزشی تعیین کننده است تعیین گردد [۱۰]:

$$P = \frac{F.V}{270} \quad (14)$$

به طوری که در رابطه فوق F نشان دهنده نیروی کشش ناخالص بر حسب کیلوگرم، V سرعت پیشروی بر حسب کیلومتر بر ساعت و P توان مالبدی ناخالص بر حسب اسب بخار است، بنابراین:

$$V = \frac{270 \times 30}{14788/9.81} = 5.37 \quad (Km/h) \quad (15)$$

سرعت حاصله در حداکثر کشش تراکتور ۵/۳۷ کیلومتر بر ساعت محاسبه شد. با توجه به مشخصات تولیدی جعبه دنده، این سرعت مربوط به دنده ۴ تراکتور OTM 930 است. بنابراین توان انتقالی به مالبد در دنده های ۱، ۲، ۳ جلو و عقب با ظرفیت کششی حاصل از گشتاور لغزشی محدود می شود. این بدان معناست که در این دنده ها توان انتقالی توسط چرخ دنده ها کمتر از میزان توانی است که از شفت موتور وارد می شود و در واقع نمی توان در محاسبه نیروی مماسی چرخ دنده ها توان را ۳۰ اسب بخار قرار داد. هنگامی که تراکتور روی زمین هموار در دنده های سنگین (لاک پشتی) در حال حرکت است، نیروی کمتری به چرخ دنده ها وارد می شود؛ اما در دنده های سبک (خرگوشی) این نیرو معادل تمام توان وارد شده

کششی تراکتور محدود می شود که این گشتاور را گشتاور لغزشی می نامند. این گشتاور به عوامل مختلفی بستگی دارد، که عبارتند از: وزن روی محور محرک، وضعیت سطح جاده، ضریب اصطکاک بین چرخ ها و جاده. رابطه ۹ نحوه محاسبه میزان گشتاور لغزشی محور عقب و جلو وارد بر روی جعبه دنده تراکتور را نشان می دهد [۱۰]:

$$T_{\text{gearbox}} = r_D \times \frac{F}{(m_A \times m_G)} \quad (9)$$

که در آن r_D نشان دهنده شعاع تایر، m_G نسبت سرعت دیفرانسیل و m_A نسبت سرعت کاهنده نهایی است. چون لاستیک تراکتور از نوع R*16-4825 است، شعاع لاستیک برای تراکتور ۰/۳۹۸ متر در نظر گرفته شده است. همچنین با توجه به مشخصات جعبه دنده، نسبت سرعت دیفرانسیل $\frac{43}{9}$ و نسبت سرعت کاهنده نهایی معادل $\frac{38}{12}$ می باشد. لذا طبق رابطه ۷ داریم:

$$T_{\text{gearbox}} = \frac{0.398 \times 5298}{4.78 \times 3.17} = 139.16 \quad (10)$$

همچنین حداکثر گشتاور لغزشی روی دیفرانسیل از رابطه ۱۱ به دست می آید [۱۰]:

$$T_{WGS} = r_D \times F_1 \quad (11)$$

$$T_{WGS} = 1859 \text{ N.m}$$

گشتاور روی چرخ محرک نیز از رابطه ۱۲ محاسبه می شود [۱۰]:

$$T_{\text{wheel}} = T_{WGS} \times m_A = 5885.7 \quad (12)$$

بنابراین نیروی کشش ناخالص که مجموع نیروهای کششی خالص و نیروی مقاومت غلتشی است نیز عبارت است از:

$$F = \frac{T_{\text{wheel}}}{r_D} = \frac{5885.7}{0.398} = 14788 \text{ (N)} \quad (13)$$



ضریب ایمنی SF برای شکست خستگی خمشی طبق رابطه ۱۸ [۱۱]:

$$S_F = \frac{\sigma_{FP} Y_N}{\sigma_{all} Y_\theta Y_Z} \quad (18)$$

ضریب ایمنی SH برای شکست خستگی تماسی نیز به صورت [۱۱]:

$$S_H = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{\sigma_{c.all} Y_\theta Y_Z} \quad (19)$$

و مقدار مقاومت خستگی تماسی مجاز برای تنش تماسی چرخ‌دنده‌های مورد نظر از رابطه ۲۰ محاسبه می‌شود [۱۱]:

$$\sigma_{HP} = 2.41HB + 237 \text{ MPa} \quad (20)$$

مقدار مقاومت خستگی خمشی مجاز برای چرخ‌دنده‌های مورد نظر نیز از رابطه ۲۱ به دست می‌آید [۱۱]:

$$\sigma_{FP} = 0.703HB + 113 \text{ MPa} \quad (21)$$

که در روابط فوق، W' نشان‌دهنده بار تماس انتقالی ((N، m مدول دنده به میلی‌متر، F عرض دنده عضو باریک‌تر به میلی‌متر، d_p قطر گام چرخ کوچک، HB سختی برینل و سایر پارامترها در ادامه معرفی خواهند شد.

نتایج بررسی‌ها و محاسبات ضرایب

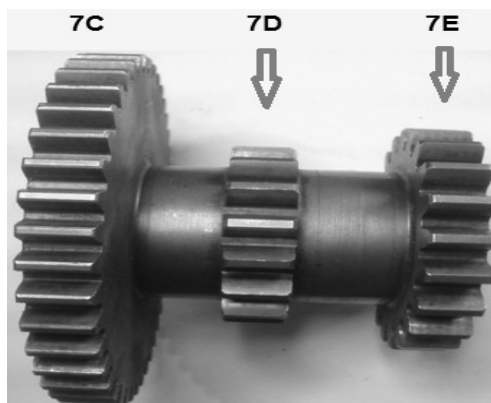
با استفاده از تست سختی سنجی میزان سختی چرخ‌دنده‌ها، ۶۲۱ برینل تعیین گردید. بنابراین با استفاده از معادلات ۲۰ و ۲۱ مقادیر مقاومت خستگی خمشی و مقاومت خستگی تماسی مجاز به صورت زیر حاصل می‌شود:

$$\begin{aligned} \sigma_{HP} &= 1734 \text{ MPa} \\ \sigma_{FP} &= 550 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (22)$$

از محور موتور است. بنابراین محاسبه بار وارده بر چرخ‌دنده‌های درگیر در دنده‌های ۱، ۲، ۳ جلو و عقب براساس گشتاور لغزشی خواهد بود که در ادامه با ذکر مثالی این مسئله توضیح داده می‌شود. لازم به ذکر است که چرخ‌دنده سه‌حالته نیز تنها در این دنده‌ها درگیر است.

محاسبه تنش وارده بر چرخ‌دنده

در شکل ۲ نمایی از چرخ‌دنده سه‌حالته نمایش داده شده که به منظور راحتی محاسبات چرخ‌دنده‌های روی آن نامگذاری می‌شود.



شکل ۲. نمایی از چرخ‌دنده سه‌حالته

معادلات آگما

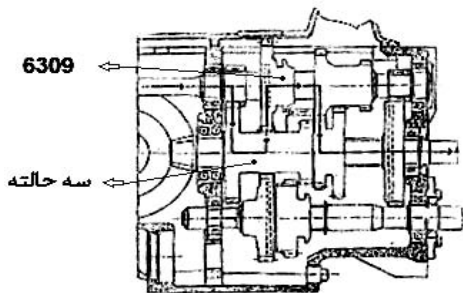
انجمن چرخ‌دنده‌سازان آمریکا روشی برای طراحی و آنالیز چرخ‌دنده ارائه داده است. در ادامه فرمول‌های آگما ذکر شده است [۱۱]:

$$\sigma = W' K_o K_v K_s \frac{(K_m K_B)}{FmJ} \quad (16)$$

معادله اصلی تنش تماسی (مقاومت به کندگی) در واحد SI عبارت است از [۱۱]:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W' K_o K_v K_s \frac{(K_m Z_R)}{(d_p FI)}} \quad (17)$$

درگیری چرخ‌دنده سه‌حالتی به صورت نمونه در دنده ۳ (عقب و جلو) نشان داده شده است. به عنوان الگویی برای محاسبات، چرخ‌دنده DV سه‌حالتی را در دنده ۳ جلو به تفصیل بررسی کرده و در سایر موارد تنها نتایج محاسبات در جداول ارائه شده است. با بررسی نقشه چرخ‌دنده سه‌حالتی پارامترهای دنده DV روی آن، تعیین گردید.



شکل ۳. نحوه درگیری چرخ‌دنده‌ها در دنده ۳ جلو

با توجه به جداول و معادلاتی که براساس استانداردهای آگما ارائه شده است و نیز اندازه‌گیری‌های انجام گرفته بر روی چرخ‌دنده سه‌حالتی، ضرایب معادلات ذکر شده در جدول ۱ ارائه گردیده است [۱۱].

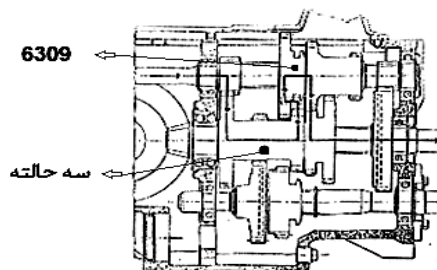
استفاده از فرمول‌های آگما برای چرخ‌دنده سه‌حالتی

همان‌طور که پیش‌تر ذکر شد، چرخ‌دنده سه‌حالتی تنها در دنده‌های ۱، ۲، ۳ جلو و عقب با چرخ‌دنده‌های دیگر درگیر است. طبق معادله ۱۱ واضح است که بیشترین نیرو در دنده ۳ (عقب و جلو) به چرخ‌دنده وارد می‌شود. بنابراین محاسبات را روی این دو دنده بحرانی محدود می‌گردد. در شکل‌های ۳ و ۴ نحوه

جدول ۱. ضرایب معادلات آگما

| مقدار | | | ضرایب |
|-------|-------|------|--------------------------------------------|
| 7C | 7D | 7E | |
| 0.38 | 0.27 | 0.32 | ضریب هندسی مقاومت خمشی J |
| 0.119 | 0.105 | 0.08 | ضریب هندسی مقاومت سطح I |
| 191 | 191 | 191 | ضریب کشسان Z_E یا C_P (\sqrt{MPa}) |
| 1.37 | 1.26 | 1.3 | ضریب پویایی K_V |
| 1 | 1 | 1 | ضریب فزون باری K_O |
| 1 | 1 | 1 | ضریب پرداخت (صافی) سطح Z_R |
| 1 | 1 | 1 | ضریب اندازه K_S |
| 1.13 | 1.13 | 1.13 | ضریب توزیع بار K_m |
| 1 | 1 | 1 | ضریب نسبت سختی C_H |
| 1 | 1 | 1 | ضریب عمر تنش Y_N و Z_N |
| 1 | 1 | 1 | ضریب اعتماد پذیری Y_Z |
| 1 | 1 | 1 | ضریب دما Y_θ |
| 1.083 | 1 | 1.11 | ضریب کلفتی طوقه K_B |

لازم به ذکر است که جهت مقایسه ضریب اطمینان تنش تماسی با ضریب اطمینان تنش خمشی، ضریب اطمینان تنش تماسی به توان ۲ رسیده است [۱۱].



شکل ۴. نحوه درگیری چرخ دنده‌ها در دنده ۳ عقب

جدول ۲. تنش‌ها و ضرایب اطمینان در دنده ۳ جلو

OTM 930

| 7C | 7D | پارامترها |
|-------|------|----------------------------------------|
| 247.8 | 499 | تنش خمشی (σ) (MPa) |
| 819.4 | 1710 | تنش تماسی (σ_C) (MPa) |
| 2.22 | 1.10 | ضریب اطمینان تنش خمشی (S_F) |
| 2.12 | 1.02 | ضریب اطمینان تنش تماسی (S_H) |
| 4.49 | 1.04 | مجذور ضریب اطمینان تنش تماسی (S_H^2) |

در این چرخ دنده تعداد دنده‌ها ۱۶ عدد، زاویه فشار ۲۰ درجه، مدول ۳/۵، عرض دنده ۱۶ میلی‌متر و قطر داخلی آن ۳۶ میلی‌متر است. قطعه مقابل این چرخ دنده در دنده دو، چرخ دنده ۶۳۰۹ می‌باشد. چرخ دنده ۶۳۰۹ نیز دارای ۳۰ دندانه و عرض ۱۲/۵ میلی‌متر است. محور خروجی از موتور حداکثر با سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه در حال دوران است، از این رو می‌توان نوشت:

$$N_p = 3000 \times (15/43) = 1046.5 \text{ RPM} \quad (23)$$

بنابراین چرخ دنده سه حالت با سرعت ۱۰۴۶/۵ دور بر دقیقه در حال دوران می‌باشد. حداکثر سرعت تراکتور OTM 930 در دنده ۳ جلو و عقب به ترتیب ۳/۹۰ و ۵/۱۲ کیلومتر در ساعت است. از رابطه ۱۴ توان در دنده ۳ جلو به دست می‌آید [۱۲]:

$$P = \frac{14788 * 3.9}{270 * 9.81} = 21.8 \text{ (hp)} \quad (24)$$

$$P = 21.8 * 0.746 = 16.26 \text{ (Kw)} \quad (25)$$

$$d_p = N_p * m = 16(3.5) = 56 \text{ (mm)} \quad (26)$$

قطر پینیون:

$$V = \pi d_p n_p / 60 = (\pi(56)10^{-3} (1046.5)) / 60 = 3.0685 \text{ m/s} \quad (27)$$

$$W^t = \frac{P}{V} = \frac{16260}{3.0685} = 5299 \text{ (N)} \quad (28)$$

اکنون می‌توان تنش‌های خمشی و تماسی و ضرایب اطمینان را از معادلات ۱۶، ۱۷، ۱۸ و ۱۹ به دست آورد. نتایج این محاسبات در جدول ۲ و ۳ نشان داده شده است.

جدول ۳. تنش‌ها و ضرایب اطمینان در دنده ۳ عقب

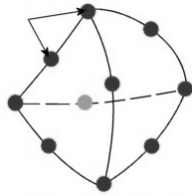
OTM 930

| 7C | 7E | پارامترها |
|------|------|----------------------------------------|
| 325 | 514 | تنش خمشی (σ) (MPa) |
| 938 | 1733 | تنش تماسی (σ_C) (MPa) |
| 1.56 | 1.07 | ضریب اطمینان تنش خمشی (S_F) |
| 1.85 | 1.00 | ضریب اطمینان تنش تماسی (S_H) |
| 3.42 | 1.00 | مجذور ضریب اطمینان تنش تماسی (S_H^2) |

طبق برآوردهای صورت گرفته، حداکثر سرعت تراکتور OTM 950 در دنده ۳ جلو و عقب به ترتیب ۴/۳ و ۵/۶ کیلومتر در ساعت و وزن تراکتور در حدود ۱۰۴۰ کیلوگرم است. نتایج محاسبات در جداول ۴ و ۵ ارائه شده است.

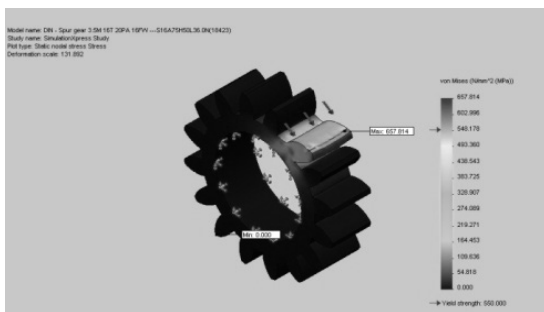


تماسی زیر یک هستند. در مرحله بعد چرخ‌دنده‌ها به صورت نرم‌افزاری مورد بررسی واقع شد. مش‌بندی چرخ‌دنده‌ها با استفاده از المان‌های چهار ضلعی که در شکل ۵ نشان داده شده، انجام گرفته است.



شکل ۵. المان مورد استفاده

در نقشه‌های شرکت تراکتور سازی ارومیه، هیچ نمایی از منحنی اینولوت دندانه‌های چرخ‌دنده‌ها وجود نداشت، لذا به منظور مدل‌سازی، ابتدا تصویر چرخ‌دنده روی کاغذ میلی متری ایجاد و سپس چرخ‌دنده در نرم‌افزار Solid Works مدل گردید. مدل‌های سه‌بعدی در نرم‌افزار Solid Works Simulation و در قسمت Xpress تحت حداکثر بارهای محاسبه شده، آنالیز گردیده که نتایج آن در شکل‌های ۶ و ۷ نشان داده شده است. طبق نتایج حاصله از این تحلیل، ضریب اطمینان برای چرخ‌دنده DV تراکتور OTM 950 در دنده ۳ جلو ۰/۸۳ و برای چرخ‌دنده EV در دنده ۳ عقب، ۰/۸۹ می‌باشد که این نتایج تقریباً مشابه نتایج به دست آمده از تحلیل دستی با فرمول‌های آگما است.



شکل ۶. تنش فون میسز در چرخ‌دنده 7D در دنده ۳ جلو

جدول ۴. تنش‌ها و ضرایب اطمینان در دنده ۳ جلو OTM 950

| 7C | 7D | پارامترها |
|-------|-------|------------------------------------------|
| 307.3 | 618.8 | تنش خمشی (σ) (MPa) |
| 912 | 1905 | تنش تماسی (σ_C) (MPa) |
| 1.79 | 0.88 | ضریب اطمینان تنش خمشی (S_F) |
| 1.90 | 0.91 | ضریب اطمینان تنش تماسی (S_H) |
| 3.61 | 0.83 | مجذور ضریب اطمینان تنش تماسی (S_H^2) |

جدول (۵) - تنش‌ها و ضرایب اطمینان در دنده ۳ عقب OTM 950

| 7C | 7E | پارامترها |
|------|------|------------------------------------------|
| 400 | 633 | تنش خمشی (σ) (MPa) |
| 1041 | 1931 | تنش تماسی (σ_C) (MPa) |
| 1.37 | 0.87 | ضریب اطمینان تنش خمشی (S_F) |
| 1.67 | 0.90 | ضریب اطمینان تنش تماسی (S_H) |
| 2.77 | 0.80 | مجذور ضریب اطمینان تنش تماسی (S_H^2) |

سپس با توجه به نتایج جداول مقادیر (S_F) با (S_H^2) مقایسه می‌گردد. همانطور که قابل ملاحظه است، در چرخ‌دنده‌های DV و EV خطر خرابی هم از جهت تنش تماسی و هم از جهت تنش خمشی وجود دارد و البته خطر بیشتر از جانب تنش تماسی است.

مدل‌سازی چرخ‌دنده در Solid Works و تحلیل با استفاده از نرم‌افزار Simulation Xpress

با بررسی نتایج به دست آمده مشاهده می‌شود که با افزایش توان موتور تراکتور به ۵۰ اسب بخار دو چرخ‌دنده EV و DV دارای ضرایب اطمینان خمشی و



جدول ۶. مقادیر تصحیح شده ابعادی برای چرخ‌دنده مورد بررسی

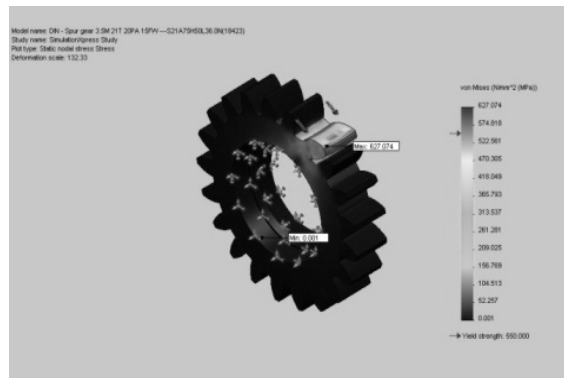
| مقدار جدید | مقدار قدیم | پارامتر |
|------------|------------|-------------------------------|
| 17.5 | 16 | عرض 7D (mm) |
| 16.9 | 15 | عرض 7E (mm) |
| 570 | 550 | مقاومت خستگی خمشی مجاز (MPa) |
| 1822 | 1734 | مقاومت خستگی تماسی مجاز (MPa) |

شکل ۸ چرخ‌دنده سه حالتی با ابعاد جدید را بعد از تولید نشان می‌دهد. نتایج تست‌های عملی انجام شده با تراکتور در دنده‌های سبک و سنگین مقاومت چرخ‌دنده سه حالتی را تأیید نموده است.



شکل ۸. نمایی از چرخ‌دنده سه حالتی با ابعاد جدید

تست توپ‌های تراکتور نیز جهت اعمال بار اولیه به جعبه‌دنده مونتاژ شد. نتایج بازرسی کنترل کیفیت بر روی دنده‌ها، اندازه‌گیری مقدار دفورم و بررسی احتمال وقوع ترک در ریشه دنده، نشان‌دهنده مقاومت بالای چرخ‌دنده در برابر بروز عیوب و ضریب اطمینان قابل قبول آن می‌باشد. شکل‌های ۹ و ۱۰ به ترتیب مجموعه کوپل شده اولیه از جعبه‌دنده و مجموعه مونتاژ شده نهایی را نشان می‌دهد.

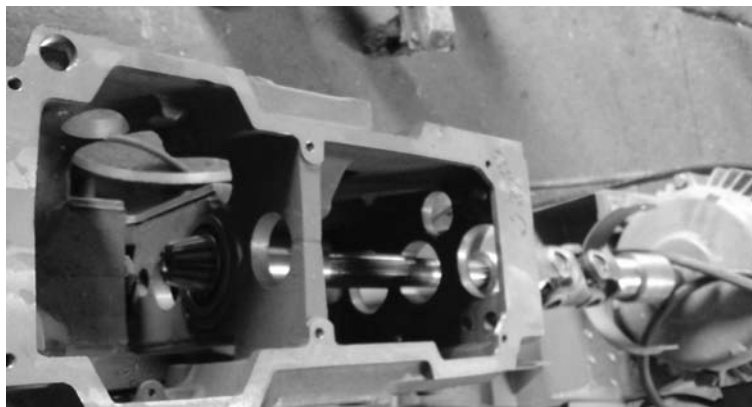


شکل ۷. تنش فون میسز در چرخ‌دنده 7E در دنده ۳ عقب

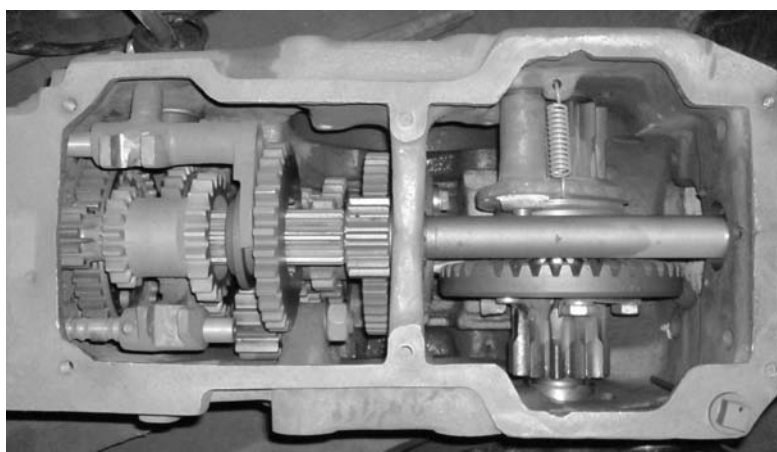
راهکارها و بهینه‌سازی انجام شده

برای افزایش ظرفیت انتقال توان در قطعات مکانیکی چندین راه حل تغییر ماده مورد استفاده، تغییر فناوری ساخت مثلاً تغییر در عملیات حرارتی، تغییر در ابعاد هندسی چرخ‌دنده‌ها وجود دارد. بررسی‌های متالورژیکی نشان می‌دهد که تغییر مواد قطعات برای کارخانه در اکثر موارد مقرون به صرفه نیست و از طرفی سختی سطح قطعات نیز تقریباً بیشترین مقدار ممکن را داراست (۵۸ راکول سی) و نمی‌توان فولاد مورد استفاده را بیش از این سخت نمود. لذا تنش‌های مجاز با تغییر در فناوری ساخت نیز قابل افزایش نیست، بنابراین تنها راه تغییر در ابعاد هندسی چرخ‌دنده‌ها است که با توجه به محدودیت ابعادی پوسته جعبه‌دنده انجام گرفت. مقادیر بهبود یافته براساس معادلات ۱۲ و ۱۳ در جدول ۶ ارائه شده است.

برای اثبات صحت محاسبات انجام شده جعبه‌دنده با چرخ‌دنده جدید اصلاح شده، به الکتروموتور تست جعبه‌دنده از طریق گاردان کوپل شده و در دنده‌های ۱،۲،۳ جلو و عقب برای تک‌تک چرخ‌دنده‌های چرخ‌دنده سه حالتی در دور مشخص برای هر دنده و با توان ۵۰ اسب بخار تست گردید. در حین اجرای



شکل ۹. نمایی از جعبه‌دنده کوپل شده به الکتروموتور در حالت اولیه مونتاژ



شکل ۱۰. نمایی از جعبه‌دنده مونتاژ شده نهایی که به الکتروموتور کوپل شده است

نتیجه‌گیری

در این مقاله ابتدا ضرایب اطمینان چرخ‌دنده‌های چرخ‌دنده سه‌حالته بررسی شده و مشخص گردید که با تغییر توان موتور از ۳۰ به ۵۰ اسب بخار، چرخ‌دنده DV در دنده ۳ جلو و چرخ‌دنده EV در دنده ۳ عقب دارای ضریب اطمینان زیر یک می‌باشند. سپس تحلیل مدل سه‌بعدی چرخ‌دنده‌ها نیز به صورت نرم‌افزاری صحت این مطلب را تأیید نمود. در نهایت به منظور بهینه‌سازی چرخ‌دنده عرض دنده‌ها با توجه به محاسبات انجام شده افزایش یافت. نتایج تست‌ها نشان دهنده دقت بالای محاسبات و مقاومت مکانیکی خوب چرخ‌دنده می‌باشد.

مراجع

- [1] Ognjanovic, M.; "Decisions in Gear Train Transmission Design", Research in Engineering Design, Vol. 8, No. 3, pp. 178-187, (1996).
- [2] Marcelin, J.L.; "Genetic Optimization of Gears", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 17, No. 12, pp.910-915, (2001).
- [3] Litvin, F.L.; Vecchiato, D.; Yukishima, K.; Fuentes, A.; Gonzalez-Perez, I.; and Hayasaka, K.; "Reduction of Noise of Loaded and Unloaded Misaligned Gear Drives", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.195, pp.5523-5536, (2006).



8nd Ed, McGraw-Hill Book Co., London, (2008).

[۱۲] علیپور باغبان نژاد م.، علیپور باغبان نژادی.، "طراحی و محاسبه چرخ‌دنده‌ها بر اساس استانداردهای ISO-DIN-CSN"، احرار تبریز، ۱۳۸۶.

پی‌نوشت

1. AGMA
2. Goldoni

* * *

- [4] Kayabasi, O.; and Erzincanli, F.; "Shape Optimization of Tooth Profile of a Flexspline For a Harmonic Drive by Finite Element Modeling", *Materials& Design*, Vol. 28, No. 2, pp. 441-447, (2007).
- [5] Xu, H.; Kahraman, A.; Anderson, N.E.; and Maddock, D.G.; "Prediction of Mechanical Efficiency of Parallel-Axis Gear Pairs", *ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol.129, No.1, pp. 58-68, (2007).
- [6] Bonori, G.; Barbieri, M.; and Pellicano, F.; "Optimum Profile Modifications of Spur Gears by Means of Genetic Algorithms", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 313, pp. 603-616, (2008).
- [7] Bozca, M.; "Torsional Vibration Model Based Optimization of Gearbox Geometric Design Parameters to Reduce Rattle Noise in An Automotive Transmission", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 45, No. 11, pp. 1583-1598, (2010).
- [8] Ibrahimi, N.; Avdiu, S.; Ramadani, R.; and Demolli, H.; "Optimization of Parameters of Cylindrical Gear Pair", In *Proceeding of 14th International Research/Expert Conference, Trend in the Development of Machinery and Associated Technology, TMT 2010, Mediterranean Cruise, 11-18 September, 2010.*
- [9] Litvin, F.L.; and Fuentes, A.; "Gear Geometry and Applied Theory", 2nd Ed, Cambridge University Press, New York, (2004).
- [۱۰] کاماریزاده م. ح.، مکانیک تراکتور و ماشین‌های کشاورزی، چاپ اول، انتشارات جهاد دانشگاهی ارومیه، ۱۳۸۶
- [11] Budynas, R.G.; and Nisbett, J.K.; "Shigley's Mechanical Engineering Design",



شرکت ایتراک

مهندسی و ساخت تجهیزات صنایع ایران

طراحی و ساخت تجهیزات صنایع :
به ویژه برای:

- صنایع غذایی و دارویی
- صنایع شیمیایی و پتروشیمی
- تجهیزات کشتارگاهها و صنایع جنبی گوشت
- سیستم‌های انتقال مواد
- تجهیزات خطوط رنگ کارخانه‌ها
- کوره‌های زباله‌سوز و لاشه سوز
- مخازن تحت فشار و راکتورها
- سازه‌های صنعتی و انواع گریتنینگ با گالوانیزه گرم

تهران - خیابان ظفر - خیابان نصیری - بلوار سیما جنوبی - شماره ۱۶
صندوق پستی ۱۱۳۶ - ۱۹۳۹۵
تلفن: ۰۷۴۲۰۷۲۲۶ - ۲۲۲۷۲۸۳۹ تلفکس: ۰۹۹۰۷۲۲۶
web site: www.itrac-co.com
E-mail: info@itrac-co.com

