

## تحلیل مکانیکی و بهینه سازی دیفرانسیل تراکتور OTM938 (۴۰۵)

مهدی معصومی<sup>۱</sup>، محمد علی حداد درفشی<sup>۲</sup>، اسعد مدرس مطلق<sup>۳</sup>

### چکیده

شرکت تراکتورسازی ارومیه به منظور افزایش توان مالبندی تراکتور OTM930 اقدام به تعویض موتور مورد استفاده در این تراکتور بر پایه تجربه عملی نموده و با انجام این کار تراکتور OTM938 را تولید کرده است. این کار در حالی صورت گرفته، که در سیستم انتقال توان تراکتور OTM938 همچنین از دیفرانسیل تراکتور OTM930 استفاده می‌شود. در این تحقیق نظر به این که تحلیل مکانیکی دیفرانسیل مذکور با توجه به شرایط کاری جدید صورت نگرفته است، تحلیل مکانیکی آن با استفاده از روابط موجود در منابع طراحی اجزا انجام گردید. نتایج این تحقیق نشان داد که دیفرانسیل موجود توانایی تحمل بارهای ایجاد شده در تراکتور OTM938 را داراست و می‌تواند بدون نیاز به تغییر در خصوصیات اجزای آن، در این تراکتور نیز مورد استفاده قرار گیرد.

**کلید واژه:** تراکتور OTM930، تراکتور OTM938، دیفرانسیل، محور پینیون مخروطی، تحلیل مکانیکی

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه ارومیه، پست الکترونیک: mahdimasoomi@gmail.com

۲- استادیار گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه ارومیه

۳- استادیار گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه ارومیه

## مقدمه

تراکتور OTM938، تراکتوری است باغی و محصول جدید شرکت تراکتورسازی ارومیه می باشد. این تراکتور دارای چهار چرخ محرک بوده و از دو دیفرانسیل برای انتقال توان به چرخ های جلو و عقب استفاده می کند. شرکت تراکتورسازی ارومیه به منظور افزایش توان تراکتور تولیدی و جلب رضایت مشتریان با انجام تغییراتی در محصول قبلی خود (OTM930)، تراکتور OTM938 را تولید کرده است. شرکت مذکور برای نیل به این هدف، بر پایه تجربیات عملی، موتور هاتز آلمان را که دارای توان اسمی ۳۸ اسب بخار می باشد جایگزین موتور لومباردینی با ۳۰ اسب بخار در تراکتور OTM930 نموده است. تراکتور OTM938 در مقایسه با تراکتور OTM930 به دلیل استفاده از موتور متفاوت دارای وزن و قدرت بیشتری می باشد، اما در سیستم انتقال توان آن کماکان از دیفرانسیل تراکتور OTM930 استفاده می گردد.

دیفرانسیل یکی از اصلی ترین اجزای سیستم انتقال توان در خودروهاست. این وسیله مسیر انتقال توان را به میزان ۹۰ درجه تغییر می دهد و گشتاور خروجی از جعبه دنده را به دو قسمت مساوی تقسیم می کند. هم چنین دیفرانسیل به چرخ های محرک خودرو اجازه می دهد در هنگام دریافت گشتاور یکسان با سرعت های متفاوت دوران نمایند. دیفرانسیل ها انواع مختلفی دارند که عبارتند از: دیفرانسیل باز<sup>۱</sup>، دیفرانسیل با لغزش محدود<sup>۲</sup> و دیفرانسیل قفل شونده. در سیستم انتقال توان اکثر خودروهای جاده ای از دیفرانسیل باز یا دیفرانسیل با لغزش محدود استفاده می شود، اما در سیستم انتقال توان تراکتورها از جمله تراکتورهای OTM930 و OTM938 اغلب دیفرانسیل قفل شونده به کار می رود [5]. دیفرانسیل قفل شونده برای غلبه بر محدودیت های دیفرانسیل باز طراحی شده و با یکسان کردن سرعت بین دو چرخ بر روی آکسل های مشابه باعث انتقال توان بیش تر به چرخ دارای گیرایی بیش تر می گردد. این دیفرانسیل شامل محور پینیون مخروطی (میل گاردان)، پینیون مخروطی، کرانویل، حامل پینیون های ره-ای، شفت نگهدارنده پینیون های سیاره ای، پینیون های سیاره ای، چرخنده های جانبی و قفل دیفرانسیل می باشد [5].

روش های مختلفی برای تحلیل و بهینه سازی اجزای دیفرانسیل و به طور کلی اجزای مکانیکی وجود دارد که انتخاب هر یک از این روش ها بستگی به زمان و هزینه لازم برای انجام کار و نظر طراح دارد. از مهم ترین روش های بررسی قطعات مکانیکی می توان به روش های تحلیلی و عددی اشاره نمود. در روش تحلیلی روابط حاکم بر قطعات مکانیکی بر پایه نظریه های ریاضی و تجربیات عملی شکل گرفته است. به منظور استفاده آسان از این روش، روابط موجود به صورت چارت ها، نمودارها و جداول عرضه می شوند. برای نمونه، در زمینه طراحی و تحلیل چرخنده ها که از اجزای اصلی دیفرانسیل محسوب می شوند، می توان به روابط ارائه شده توسط انجمن چرخنده سازان امریکا (AGMA)<sup>۳</sup> اشاره نمود. استاندارد AGMA با استفاده از ضرایب موجود و روابط مورد نیاز، تنش های خمشی و لهدگی ایجاد شده در چرخنده ها را محاسبه می نماید [3]. در این ارتباط می توان به تحقیق صورت گرفته توسط سکرسیوگلو<sup>۴</sup> و کووان<sup>۵</sup> در سال ۲۰۰۶ اشاره نمود [10]. در این تحقیق برای محاسبه تنش لهدگی پینیون مخروطی دیفرانسیل کامیون از روش تحلیلی و روابط AGMA استفاده گردید.

امروزه با پیشرفت علوم کامپیوتر استفاده از روش های عددی برای حل مسائل مهندسی، بسیار گسترش یافته است. در هر حال، هر چند با استفاده از این روش می توان سرعت انجام محاسبات را بسیار بالا برد، اما به دلیل وجود خطای دایمی در محاسبات انجام شده نسبت به روش تحلیلی ضعف هایی نیز دارد. در این ارتباط پاستا<sup>۶</sup> و همکاران در سال ۲۰۰۷ به منظور تحلیل استحکام چرخنده های اصلاح شده از روش های عددی استفاده نمودند و به این نتیجه رسیدند که نتایج به دست آمده دارای حداقل خطای دائمی ۲/۵ درصد می باشد [9]. بنابراین طراحی و تحلیل قطعات مکانیکی به روش تحلیلی به علت دقت بالا در محاسبات از اهمیت خاصی برخوردار است.

به منظور تحلیل مکانیکی و بهینه سازی دیفرانسیل ابتدا لازم است که انواع آسیب دیدگی های آن مورد بررسی قرار گیرد. دیفرانسیل از اجزا و قطعات مختلفی تشکیل شده و این قطعات در هنگام کار در معرض بارهای ضربه ای، سایشی، خمشی، برشی، پیچشی و یا تلفیقی از آن ها قرار دارد. خرابی دیفرانسیل زمانی است که یک یا چند عضو آن دچار آسیب دیدگی شود. نتایج

- 1 Open Differential
- 2 Limited Slip Differential (LSD)
- 3 American Gear Manufacturers Association
- 4 Tezcan Sekercioglu
- 5 Volkan Kovan
- 6 Pasta

تحقیقات مختلف نشان می‌دهد که از میان قطعات موجود در دیفرانسیل، احتمال خرابی و شکستگی چرخنده‌ها، محور پینیون مخروطی و شفت نگهدارنده پینیون‌های یاره‌ای بیش‌تر از اعضای دیگر می‌باشد [2,8,10].

خرابی در چرخنده‌ها را می‌توان به دو گروه شکستگی در ناحیه ریشه دندانه و خرابی ناشی از پدیده گودشدگی تقسیم کرد. در این ارتباط تحقیقی توسط سکرسیوگلو و کووان در سال ۲۰۰۶ بر روی گودشدگی ایجاد شده در پینیون مخروطی دیفرانسیل کامیون انجام گردید [10]. نتایج این تحقیق نشان داد که علت این خرابی پایین بودن سختی سطح دندانه‌ها و روغن کاری نامناسب آن‌ها بوده است. سکرسیوگلو و کووان پیشنهاد کردند که برای جلوگیری از پدیده گودشدگی باید فشار بین دندانه‌ها را با طراحی مناسب کاهش و سختی دندانه‌ها را با توجه به مقدار بار وارد بر آن‌ها افزایش داد.

وظیفه محور پینیون مخروطی انتقال توان از جعبه دنده به کرانویل می‌باشد. شکستگی در این محور را می‌توان به بارهای ضربه‌ای و تنش ناشی از گشتاور پیچشی و خمشی وارد بر آن نسبت داد. در این ارتباط بایراکیکن<sup>۱</sup> در سال ۲۰۰۵ تحقیقاتی بر روی محور پینیون مخروطی شکسته شده اتوبوسی انجام داد. در این بررسی مشخص گردید که شکستگی محور ابتدا به صورت ترک در یک نقطه شروع شده و به طرف مقابل گسترش یافته است. نتایج این تحقیق، بالا بودن ضریب تمرکز تنش در برخی از نقاط محور را دلیل اصلی ترک خوردگی آن بیان نمود. این نقاط تحت تاثیر گشتاور خمشی و پیچشی و نیروهای محوری قرار داشتند [2]. محور نگهدارنده پینیون‌های سیاره‌ای قطعه‌ای دیگر از دیفرانسیل می‌باشد که احتمال خرابی و شکستگی آن در اثر بارهای خمشی و برشی وجود دارد. در سال ۲۰۰۱ تحقیقاتی توسط ماکوت<sup>۲</sup> و رومن<sup>۳</sup> بر روی محور نگهدارنده پینیون‌های سیاره‌ای شکسته شده خودروی غیرجاده‌ای<sup>۴</sup> انجام گرفت. نتایج تحقیقات نشان داد که دلیل اصلی شکستگی این محور، اعمال بیش از حد گشتاور خمشی بر روی آن می‌باشد [8].

نظر به این که تحقیقات ذکر شده نشانگر اهمیت تحلیل مکانیکی دیفرانسیل برای جلوگیری از خرابی آن می‌باشد و از طرفی دیگر، چون در سیستم انتقال توان تراکتور OTM938 از دیفرانسیل تراکتور OTM930 استفاده شده است، انجام این تحقیق به منظور تحلیل مکانیکی دیفرانسیل مذکور با توجه به افزایش توان در تراکتور OTM938، ضروری به نظر می‌سد. چون در این تحقیق علاوه بر تحلیل مکانیکی دیفرانسیل، بهینه‌سازی آن نیز مد نظر می‌باشد لازم است که ابتدا روش‌های بهینه‌سازی مطرح شود. به منظور بهینه‌سازی یک قطعه مکانیکی یکی از دو راهکار زیر مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۱- اثبات بهینه بودن قطعه موجود

۲- ایجاد تغییرات مورد نیاز در قطعه موجود

راهکار اول برای بهینه‌سازی یک قطعه مکانیکی، اثبات بهینه بودن قطعه موجود برای استفاده در طرح جدید است. چگونگی اثبات این امر با انجام تحلیل تنش و محاسبه ضرایب اطمینان قطعه موجود با توجه به شرایط و ویژگی‌های ایجاد شده در طرح جدید صورت می‌پذیرد. بهینه بودن قطعه موجود زمانی اثبات می‌گردد که بتواند فاکتورهای مورد نظر طراح در بهینه‌سازی را مرتفع سازد. راهکار دوم برای بهینه‌سازی یک قطعه مکانیکی ایجاد تغییرات لازم در قطعه مورد نظر برای استفاده در طرح جدید است. این راهکار زمانی به کار می‌رود که نتوان بهینه بودن قطعه موجود به منظور استفاده در طرح جدید را اثبات نمود. تغییرات لازم در قطعه به اندازه‌ای انجام می‌گیرد که بتواند فاکتورهای مورد نظر طراح در بهینه‌سازی را برآورده سازد.

با توجه به مطالب مطرح شده، هدف از این تحقیق در ابتدا تحلیل مکانیکی دیفرانسیل مورد استفاده در تراکتور OTM938 در قالب تحلیل تنش اجزای آن می‌باشد، که این کار به کمک روابط مطرح شده در منابع طراحی اجزا صورت می‌پذیرد. سپس با توجه به نتایج حاصل از تحلیل تنش، پیشنهادهای لازم در خصوص بهینه‌سازی دیفرانسیل ارائه می‌گردد.

## مواد و روش‌ها

اخیراً شرکت تراکتور سازی ارومیه به منظور دستیابی به نیروی مالبندی بیش‌تر در تراکتورهای تولیدی، موتور ۳۸ اسب بخار هاتز 2M41 را جایگزین موتور ۳۰ اسب بخار لومباردینی 6LD625-2 در تراکتور OTM930 نموده است. به همین منظور

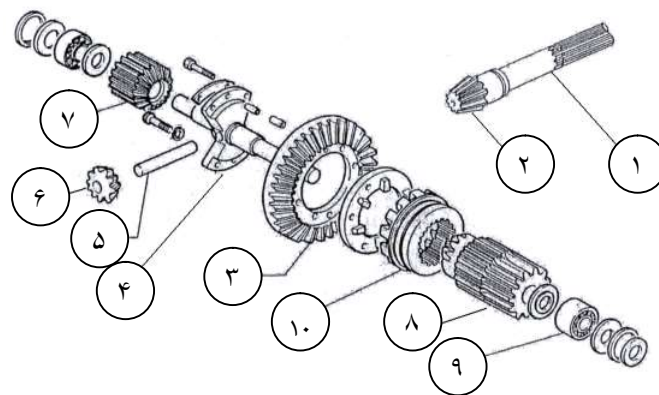
1 Bayrakceken

2 E.Makevet

3 I.Roman

4 Off-Road Vehicle

تراکتوری به نام OTM938 تولید نموده که دارای داده‌ها و اطلاعات زیر است. موتور مورد استفاده در این تراکتور از نوع هاتز 2M41، دیزلی، چهارزمانه، دو سیلندر و با توان اسمی ۳۸ اسب بخار و وزن ۲۲۸ کیلوگرم می‌باشد که نسبت به موتور لومباردینی وزن و قدرت بیش‌تری دارد. این تراکتور از نوع چهار چرخ محرک بوده و دارای کلاچ تک دیسک خشک، جعبه دنده کشویی با ۹ دنده مختلف و دو دیفرانسیل می‌باشد. وزن این تراکتور بدون وزنه‌های سنگین کننده، ۱۰۲۰ کیلوگرم، شعاع چرخ‌ها در هنگام کار ۳۹/۸ سانتی‌متر و ارتفاع مالیند از سطح زمین ۵۷ سانتی‌متر می‌باشد. چهار وزنه سنگین کننده هر یک به وزن ۳۰ کیلوگرم بر روی تویی چرخ‌ها سوار می‌شود. حداکثر مقدار نیروی مالیندی آن ۹۲۲۱/۴ نیوتون بوده که در دنده ۱ سنگین جلو با سرعت ۱/۳ کیلومتر بر ساعت و بوکسوات ۱۵ درصد اندازه‌گیری شده است. موقعیت طولی مرکز ثقل تراکتور تا آکسل عقب ۸۰/۶۷ سانتی‌متر و فاصله بین آکسل‌های جلو و عقب ۱۰۵/۵ سانتی‌متر می‌باشد. این تراکتور دارای دو دیفرانسیل می‌باشد که از نظر تمامی خصوصیات کاملاً مشابه هم می‌باشند. قطعات موجود در این دیفرانسیل‌ها در شکل ۱، شامل محور پینیون مخروطی (۱)، پینیون مخروطی (۲)، کرانویل (۳)، حامل پینیون‌های اره‌ای (۴)، شفت نگهدارنده پینیون‌های سیاره‌ای (۵)، پینیون‌های یاره‌ای (۶)، چرخنده‌های جانبی مخروطی (۷)، چرخنده‌های جانبی ساده (۸)، یاتاقان‌ها (۹) و قفل دیفرانسیل (۱۰) می‌باشد. لازم به ذکر است که شفت نگهدارنده پینیون‌های سیاره‌ای از داخل سوراخ حامل عبور نموده و دو عدد پینیون سیاره‌ای در دو انتهای آن قرار دارند. هم چنین چرخنده‌های جانبی ساده که در دو نوع با عرض کوتاه و بلند می‌باشند، با چرخنده‌های جانبی مخروطی به صورت یک‌پارچه ساخته شده‌اند. فولاد مورد استفاده در ساخت قطعات دارای ترکیب 18NiCrMo5 می‌باشد. خصوصیات این فولاد در جدول (۱) آمده است [1].



شکل (۱): اجزای موجود در دیفرانسیل تراکتور OTM938 [1]

جدول (۱): خصوصیات مکانیکی فولاد با ترکیب 18NiCrMo5 [4]

مدول الاستیسیته	نسبت پواسون	استحکام خمشی	استحکام لهیدگی	مقاومت نهایی
$E$ (Mpa)	$\nu$	$\sigma_{FP}$ (Mpa)	$\sigma_{HP}$ (Mpa)	$S_u$ (Mpa)
$207 \times 10^9$	0/3	590	1619/307	1080

در این تحقیق با در دست داشتن داده های فوق تحلیل مکانیکی دیفرانسیل تراکتور OTM938 به صورت زیر انجام گردید. برای محاسبه تنش و ضرایب اطمینان اجزای دیفرانسیل در ابتدا لازم است که نیروی وارد بر اجزا مشخص شوند. محاسبه نیروی وارد بر قطعات موجود در دیفرانسیل مستلزم محاسبه گشتاور وارد بر آن ها می باشد. گشتاور مورد استفاده برای محاسبات اجزای دیفرانسیل خودروهای غیرجاده ای، گشتاور لغزشی می باشد که مقدار آن به وزن روی محور محرک، وضعیت سطح جاده و ضریب اصطکاک بین چرخ ها و جاده بستگی دارد و طبق روابط زیر بیان می شوند [12].

$$T_{wsd} = \frac{Fr_D}{M_A} \quad (1)$$

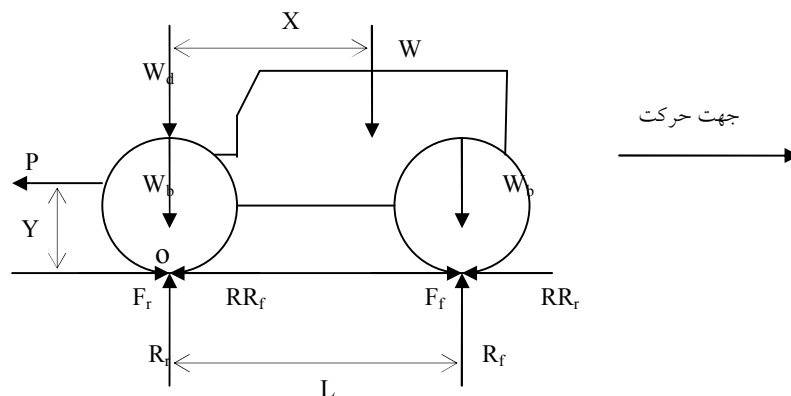
$$F = \alpha_k R \quad (2)$$

در این روابط  $T_{wsd}$  گشتاور لغزشی وارد بر کرانویل،  $F$  نیروی کشش ناخالص،  $r_D$  شعاع غلتش چرخ های محرک،  $M_A$  نسبت گشتاور بین کاهنده نهایی و چرخنده جانبی،  $\alpha_k$  ضریب اصطکاک دینامیکی بین چرخ ها و جاده و  $R$  بار دینامیکی وارد بر چرخ ها می باشد.

با در نظر گرفتن حرکت تراکتور OTM938 بر روی مسیر مستقیم و جاده مسطح و با ترسیم دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر آن و استفاده از روابط (۱) و (۲)، گشتاور لغزشی وارد بر کرانویل دیفرانسیل های جلو و عقب این تراکتور به صورت زیر حاصل گردید.

$$T_{wsdf} = \alpha_k r_D \left( \frac{WX + W_b L - PY}{M_A L} \right) \quad (3)$$

$$T_{wsdr} = \alpha_k r_D \left( \frac{W(L - X) + (W_b + W_d)L + PY}{M_A L} \right) \quad (4)$$



شکل (۲): دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر تراکتور OTM938

در این روابط  $T_{wsdf}$  گشتاور وارد بر کرانویل دیفرانسیل جلو،  $T_{wsdr}$  گشتاور وارد بر کرانویل دیفرانسیل عقب،  $W$  وزن تراکتور،  $W_b$  وزن وزنه ها،  $W_d$  وزن راننده،  $P$  نیروی مالبندی،  $\alpha_k$  ضریب اصطکاک دینامیکی بین چرخ ها و جاده، شعاع غلتش چرخ های محرک،  $L$  فاصله بین آکسل های جلو و عقب،  $X$  موقعیت طولی مرکز ثقل تراکتور تا آکسل عقب،  $Y$  ارتفاع مالبند از سطح زمین و  $M_A$  نسبت گشتاور بین کاهنده نهایی و چرخنده جانبی می باشد.

نخست برای محاسبه بیشترین مقدار گشتاور وارد بر کرانویل به منظور در نظر گرفتن سخت ترین شرایط کاری آن، از حداکثر مقدار ضریب اصطکاک دینامیکی بین چرخ لاستیکی و جاده استفاده شد. بیشترین مقدار ضریب اصطکاک بین چرخ لاستیکی و جاده برابر با  $0.8$  می باشد [7]. سپس با استفاده از رابطه سرعت بین چرخنده های درگیر، گشتاور وارد بر چرخنده های موجود در دیفرانسیل تعیین شد و در نهایت با برقراری روابط تعادل بین اجزاء، گشتاور وارد بر محور پینیون مخروطی و شفت نگهدارنده پینیون های بياره ای محاسبه گردید.

نیروی وارد بر چرخنده های ساده دارای دو مولفه مماسی ( $F^t$ ) و شعاعی ( $F^r$ ) و نیروی وارد بر چرخنده های مخروطی دندانه راست دارای سه مولفه مماسی ( $F^t$ )، شعاعی ( $F^{rr}$ ) و محوری ( $F^a$ ) است. به منظور محاسبه این نیروها می توان از روابط (۵)، (۶)، (۷) و (۸) استفاده نمود [11].

$$F^t = \frac{2T}{d} \quad (5)$$

$$F^r = F^t \tan \varphi \quad (6)$$

$$F^{rr} = F^t \tan \varphi \cos \gamma \quad (7)$$

$$F^a = F^t \tan \varphi \sin \gamma \quad (8)$$

در این روابط  $d$  قطر گام،  $\varphi$  زاویه فشار،  $T$  گشتاور پیچشی و  $\gamma$  زاویه گام چرخنده می باشد. در روابط تنش چرخنده ها، تنها از نیروی مماسی وارد بر آن ها استفاده می شود. به منظور محاسبه نیروی مماسی وارد بر چرخنده های جانبی ساده و مخروطی موجود در دیفرانسیل های جلو و عقب تراکتور OTM938 از رابطه (۵) استفاده گردید.

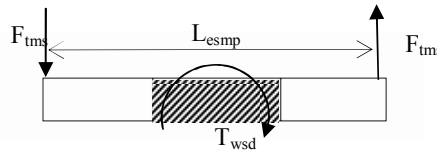
محور پینیون مخروطی در معرض نیروهایی است که از طرف پینیون مخروطی بر آن وارد می شود. با ترسیم دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر محور پینیون مخروطی، نیروها، لنگرهای پیچشی و خمشی یکنواخت و متناوب محاسبه گردید. به منظور محاسبه گشتاور خمشی متناوب، ابتدا نیروهای محوری و شعاعی وارد بر محور از طریق روابط (۷) و (۸) تعیین می شود.

شفت نگهدارنده پینیون های سیاره ای تحت تاثیر گشتاور خمشی ناشی از حامل پینیون های سیاره ای و نیروی عکس العمل پینیون های سیاره ای قرار ارد. برای محاسبه نیروی عکس العمل پینیون های سیاره ای با ترسیم دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر شفت

نگهدارنده و نوشتن معادله تعادل از رابطه (۹) استفاده گردید. لازم به ذکر است که در شکل (۳) قسمت هاشورزده در داخل حامل پینیون های سیاره ای قرار دارد.

$$F_{tms} = \frac{T_{wsd}}{L_{esmp}} \quad (۹)$$

در این رابطه  $F_{tms}$  نیروهای عکس العمل پینیون های سیاره ای،  $L_{esmp}$  فاصله بین نیروهای عکس العمل و  $T_{wsd}$  گشتاور لغزشی وارد بر کرانویل می باشد.



شکل (۳): دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر شفت نگهدارنده پینیون های سیاره ای

تنش های وارد بر چرخنده ها به دو صورت خمشی و لهیدگی می باشد. انجمن AGMA برای محاسبه تنش های خمشی و لهیدگی ایجاد شده در چرخنده ساده روابط (۱۰) و (۱۱) و برای محاسبه تنش های خمشی و لهیدگی ایجاد شده در چرخنده مخروطی روابط (۱۲) و (۱۳) را پیشنهاد می دهد [11].

$$\sigma = \frac{F^t K_0 K_v K_s K_H K_B}{b m_t Y_J} \quad (۱۰)$$

$$\sigma_c = Z_E \left( \frac{F^t K_0 K_v K_s K_H Z_R}{d b Z_I} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (۱۱)$$

$$\sigma = \frac{F^t K_0 K_v Y_x K_{H\beta}}{b m_t Y_\beta Y_J} \quad (۱۲)$$

$$\sigma_c = Z_E \left( \frac{F^t K_0 K_v K_{H\beta} Z_x Z_{xc}}{b d Z_I} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (۱۳)$$

در این روابط  $\sigma$  تنش خمشی،  $\sigma_c$  تنش لهیدگی و  $F^t$  نیروی مماسی وارد بر چرخنده ها می باشد. دیگر پارامترهای به کار رفته در این روابط ضرایبی هستند که مقادیر آن ها با توجه به شرایط کاری، نحوه نصب، سرعت چرخش و دیگر عوامل مربوط به چرخنده تعیین می شود.

به منظور محاسبه تنش های خمشی و لهیدگی ایجاد شده در چرخنده های ساده و مخروطی موجود در دیفرانسیل های تراکتور OTM938 از روابط (۱۰)، (۱۱)، (۱۲) و (۱۳) استفاده شد.

اگر جنس مصالح به کار رفته در ساخت چرخنده ها دارای استحکام خمشی  $\sigma_{FP}$  و استحکام لهیدگی  $\sigma_{HP}$  باشد، تنش های خمشی و لهیدگی مجاز این چرخنده ها با استفاده از روابط AGMA به صورت زیر خواهد بود [11].

$$\sigma_{all} = \frac{\sigma_{FP} Y_N}{Y_\theta Y_Z} \quad (۱۴)$$

$$\sigma_{c,all} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \quad (۱۵)$$

تنش های خمشی و لهیدگی مجاز چرخنده های موجود در دیفرانسیل های تراکتور OTM938 با استفاده از روابط (۱۴) و (۱۵) محاسبه گردید.

انجمن AGMA با در نظر گرفتن تنش های خمشی و لهیدگی مجاز ناشی از جنس مصالح به کار رفته در ساخت چرخنده ها و تنش های خمشی و لهیدگی ایجاد شده ناشی از اعمال بار، ضرایب اطمینان تنش خمشی ( $SF_F$ ) و لهیدگی ( $SF_H$ ) را به صورت زیر بیان می دارد [11].

$$SF_F = \frac{\sigma_{all}}{\sigma} \quad (16)$$

$$SF_H = \frac{\sigma_{c,all}}{\sigma_c} \quad (17)$$

به منظور محاسبه ضرایب اطمینان چرخنده های موجود در دیفرانسیل های تراکتور OTM938 از روابط (16) و (17) استفاده گردید.

اغلب محورهای انتقال توانی که گشتاور پیچشی را منتقل می کنند، در معرض خمش دو طرفه و پیچش یکنواخت قرار دارند. خمش بحرانی معمولاً در نقطه ای که تمرکز تنش وجود دارد اتفاق می افتد [6]. به منظور محاسبه ضریب اطمینان محورهای انتقال توان، رابطه (18) پیشنهاد می گردد [11].

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi d^3} \left[ \left( \frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

در این رابطه  $n$  ضریب اطمینان،  $d$  قطر محور،  $K_f$  ضریب تمرکز تنش،  $M_a$  خمش دوطرفه،  $T_m$  پیچش یکنواخت،  $S_e$  حد دوام مکانیکی و  $S_{ut}$  مقاومت نهایی محور می باشد.

به منظور محاسبه ضریب اطمینان محور پینیون مخروطی موجود در دیفرانسیل های تراکتور OTM938 پس از ترسیم نمودار نیروی برشی و لنگر خمشی وارد بر آن و محاسبه حداکثر مقدار گشتاور خمشی و مقدار گشتاور خمشی در محل تمرکز تنش از رابطه (18) استفاده گردید.

برای محاسبه ضریب اطمینان شفت های نگهدارنده پینیون های سیاره ای موجود در دیفرانسیل های تراکتور OTM938 با در نظر گرفتن شفت ها به صورت تیر یک سر گیردار و بر اساس نظریه انرژی اعوجاج ماکزیمم (وان میسز) از رابطه (19) استفاده شد.

$$n_{sp} = \left( \frac{\sigma_{FP}^2}{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

در این رابطه  $n_{sp}$  ضریب اطمینان،  $\sigma_{FP}$  استحکام خمشی،  $\sigma_1$  و  $\sigma_2$  اولین و دومین تنش اصلی شفت می باشد.

## نتایج و بحث

به منظور تحلیل مکانیکی دیفرانسیل کافی است که ضرایب اطمینان اجزای موجود در آن مورد بحث و بررسی قرار گیرد. با جایگذاری پارامترهای لازم در روابط مورد نیاز برای تحلیل مکانیکی چرخنده ها، محورهای پینیون مخروطی و شفت نگهدارنده پینیون های سیاره ای موجود در دیفرانسیل های تراکتور OTM938 ضرایب اطمینان این اجزا محاسبه گردید. ضرایب اطمینان چرخنده های موجود در دیفرانسیل های جلو و عقب تراکتور OTM938 در جدول (2) ارائه شده است.



جدول (۲): ضرایب اطمینان چرخنده های موجود در دیفرانسیل های تراکتور OTM938

چرخنده	ضریب اطمینان تنش خمشی ( $SF_F$ )		ضریب اطمینان تنش لهیدگی ( $SF_H$ )	
	دیفرانسیل جلو	دیفرانسیل عقب	دیفرانسیل جلو	دیفرانسیل عقب
پینیون مخروطی	۱۲/۳۱۶	۴/۵۳۱	۲/۳۳۵	۱/۴۱۲
کرانویل	۹/۰۹۰	۳/۳۲۵	۴/۶۲۰	۲/۷۹۴
پینیونهای سیاره ای	۱۴/۸۳۵	۵/۴۲۶	۲/۱۹۳	۱/۳۲۶
چرخنده های جانبی مخروطی	۱۰/۶۷۱	۳/۹۰۳	۲/۲۵۹	۱/۳۶۶
چرخنده جانبی ساده کوتاه	۷/۵۵۲	۲/۷۶۲	۲/۳۶۰	۱/۴۲۷
چرخنده جانبی ساده بلند	۹/۶۷۶	۳/۵۳۹	۲/۶۷۱	۱/۶۱۵

با توجه به مقادیر به دست آمده ملاحظه می گردد که ضریب اطمینان تنش خمشی این چرخنده ها در مقایسه با ضریب اطمینان تنش لهیدگی دارای مقدار بیش تری است. این مطلب بدین معنی است که در صورت از کارافتادن و یا خراب شدن چرخنده های مذکور، احتمال خرابی آن ها در اثر تنش لهیدگی بیش تر از احتمال خرابی در اثر تنش خمشی است. البته با توجه به این که ضرایب اطمینان محاسبه شده برای چرخنده های موجود در دیفرانسیل ها مقداری بالاتر از ۱ دارند، به احتمال ۹۹ درصد خرابی دندانه ها تا  $10^7$  مرتبه تکرار نیرو صورت نمی پذیرد. هم چنین با مقایسه ضریب اطمینان چرخنده های مورد استفاده در دیفرانسیل جلو و عقب مشاهده می گردد که مقدار آن در چرخنده های دیفرانسیل عقب کم تر از چرخنده های دیفرانسیل جلو است. این امر به مقدار بار اعمال شده بر روی چرخنده ها بستگی دارد و نشان دهنده این مطلب است که چرخنده های دیفرانسیل عقب در معرض بارهای بزرگ تری قرار دارند.

ضرایب اطمینان محورهای پینیون مخروطی در نقاطی از محورها که حداکثر گشتاور خمشی اعمال می گردید و حداکثر تمرکز تنش وجود داشت، محاسبه گردید. نمودار لنگر خمشی نشان داد که حداکثر مقدار گشتاور خمشی وارد بر محورها بر روی قطر بزرگ و در فاصله ۴۴/۲۵ میلی متری از انتهای آن وارد می شود. نتایج ارائه شده در جدول (۳) نشان می دهد که ضریب اطمینان بر روی قطر بزرگ محورهای جلو و عقب نسبت به ضریب اطمینان در نقطه تمرکز تنش دارای مقدار کم تری است. نظر به این که برای محاسبه ضریب اطمینان یک قطعه از کوچک ترین عدد به دست آمده استفاده می شود، ضرایب اطمینان محورهای پینیون مخروطی موجود در دیفرانسیل های جلو و عقب تراکتور OTM938 به ترتیب برابر با ۱۰/۶۱۳ و ۳/۸۶۷ به دست آمد.

جدول (۳): ضریب اطمینان محورهای پینیون مخروطی موجود در دیفرانسیل تراکتور OTM938

ضریب اطمینان در محل حداکثر گشتاور خمشی	ضریب اطمینان در محل تمرکز تنش	
۱۰/۶۱۳	۱۳/۳۳۲	محور پینیون مخروطی دیفرانسیل جلو
۳/۸۷۶	۴/۸۷۸	محور پینیون مخروطی دیفرانسیل عقب

ضرایب اطمینان شفت نگهدارنده پینیون های یاره ای موجود در دیفرانسیل های جلو و عقب تراکتور OTM938 با استفاده از روابط مطرح شده به ترتیب برابر با ۲/۹۴۸ و ۱/۰۷۸ محاسبه گردید.

نتایج به دست آمده برای چرخنده ها، محورهای پینیون مخروطی و شفت های نگهدارنده پینیون های سیاره ای نشان می دهد که ضرایب اطمینان اجزای دیفرانسیل عقب تراکتور OTM938 کم تر از ضرایب اطمینان اجزای دیفرانسیل جلو آن است. دلیل این مسئله به چگونگی توزیع وزن تراکتور بر روی آکسل ها و مقدار نیروی مالبندی وابسته است. این مطلب نشان می دهد که مقدار بار وارد بر دیفرانسیل عقب تراکتور مذکور بیش تر از مقدار بار وارد بر دیفرانسیل جلو می باشد. با توجه به این که ضرایب محاسبه شده برای اجزای موجود در دیفرانسیل ها از مقدار ۱ بیش تر می باشد، این نتیجه حاصل می گردد که اجزای مذکور توانایی تحمل بارهای وارده را دارند. بنابراین می توان نتیجه گرفت که دیفرانسیل تراکتور OTM930 بدون نیاز به هیچ گونه تغییری می تواند در تراکتور OTM938 نیز به کار رود. نظر به این که دیفرانسیل مورد نظر می تواند بدون انجام تغییر در آن بارهای بزرگ تر ناشی از تراکتور OTM938 را تحمل نماید، بنابراین نسبت به زمانی که در تراکتور OTM930 به کار می رود، در حالت بهینه تری مورد استفاده قرار می گیرد. با توجه به این مطلب بهینه بودن دیفرانسیل مذکور برای استفاده در تراکتور OTM938 اثبات می گردد.

### نتیجه گیری و پیشنهادها

در این تحقیق، تحلیل مکانیکی دیفرانسیل تراکتور OTM938 با استفاده از روابط موجود در منابع طراحی اجزا برای قطعاتی که احتمال خرابی و شکستگی در آنها وجود داشت انجام گردید. نتایج این تحقیق نشان داد که بدون نیاز به تغییر در خصوصیات مواد و اندازه اجزای موجود در دیفرانسیل تراکتور OTM930، می توان از آن ها در تراکتور OTM938 نیز استفاده نمود. با توجه به مطالب بیان شده پیشنهاد می گردد که به منظور بهینه سازی یک قطعه مکانیکی بهتر است که ابتدا بهینه بودن قطعه موجود بررسی شود تا در صورت اثبات بهینه بودن آن برای استفاده در طرح جدید، از اعمال هزینه های اضافی ناشی از بهینه سازی به روش تغییر در خصوصیات اجزا جلوگیری شود.

### فهرست منابع

- 1- مرکز اسناد و مدارک فنی شرکت تراکتور سازی ارومیه، ۱۳۷۶
2. Bayrakceken, H. 2005. Failure analysis of an automobile differential pinion shaft. *Engineering Failure Analysis*, v(13):1422-1428
3. Coy, J, J. 1990. Geared power transmission technology. Gear design manufacturing and inspection manual of SAE
4. Hamrock, B. Schmid, S. Jacobson, O. 2005. Fundamental of machine elements. New York: McGraw-Hill
5. Johnson, R. Powell, R. Bondi, S. Elkhatib, T. 2004. Design of an automotive open differential. Teaching Toolkit. ME6104
6. Juvinal, R, C. Mareshk, K, M. 1991. Fundamentals of machine component design. New York: John Willy & Sons



7. Lawrence, S, L. 1997. Physics for Scientists and Engineers. California: Jones & Bartlett
8. Makevet, E. Roman, I. 2001. Failure analysis of a final drive transmission in off-road vehicles. Engineering Failure Analysis, v(9):579-592
9. Pasta, A. Mariotti, G. 2007. Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile, v(42):281-292
10. Sekercioglu, T. Kovan, V. 2006. Pitting failure of truck spiral bevel gear. Engineering Failure Analysis, v(14):614-619
11. Shigley, J, E. Mischke, C, R. 2001. Mechanical engineering design. New York: McGraw-Hill
12. Thomas, J. 1980. Design and manufacture of spiral bevel and hypoid gears for heavy duty drive axles. SAE paper no. 841085