

# بررسی تغییرات هندسی چرخنده جعبه‌دنده خودرو تحت گشتاور پیچشی ناگهانی مکرر

سید محمود فرمانی<sup>۱</sup>، ابوالفضل بزازان<sup>۲</sup>، مجید علیطاوی<sup>۱\*</sup>

۱- مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

۲- مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران

## چکیده

سیستم جعبه‌دنده در خودرو، در شرایط مختلف بارگذاری و تبدیل دور و گشتاور قرار می‌گیرد. در این مطالعه رفتار جعبه‌دنده در خودروئی با گشتاور موتور ۱۵۰ نیوتن‌متر در حالت شروع حرکت با اعمال گشتاور پیچشی ناگهانی به محور ورودی و تحت بار مقاوم هیدرواستاتیک مورد بررسی واقع شده است. هدف از این مطالعه، بررسی تغییرات هندسی دندانه‌ها در چرخنده‌ها و تعیین استحکام آنها با اعمال بارگذاری مکرر و بصورت افزایش تدریجی تا بازه ۴۰۰ نیوتن‌متر در نظر گرفته شده است. بدین منظور، سامانه آزمون استحکام پیچشی با استفاده از نرم افزارهای گروه طراحی و سیستم‌های کنترل ابزار دقیق و عملگر، ساخته شده است. در ادامه، آزمایش تجربی با اندازه‌گیری مقادیر گشتاورهای اعمالی به محور ورودی نوعی جعبه‌دنده خودرو در وضعیت دنده ۱ و عقب مطابق با جدول طرح آزمون و تامین شرایط بار مقاوم هیدرواستاتیک در خروجی جعبه دنده، تحت شرایط مذکور انجام شده است. با استفاده از روش تحلیل شکاف، پارامترهای میکروژئومتری چرخ دنده‌های مورد نظر، با استفاده از دستگاه اندازه‌گیری هندسه چرخنده قبل و بعد از بارگذاری مورد مقایسه واقع شده‌اند. نتایج نشان می‌دهند، تغییری در پروفیل چرخنده‌ها تا گشتاور ۳۱۰ نیوتن‌متر ایجاد نمی‌شود. همچنین در مرحله بارگذاری و پس از اعمال گشتاور ۳۸۵ نیوتن‌متر برای ایجاد تخریب، وضعیت تغییر شکل پلاستیک در دندانه‌ها و پارامترهای مختلف در مقایسه با شرایط قبل از بارگذاری، بطور میانگین انحراف ۴ درصد در بازه تیراوسی را نشان می‌دهد.

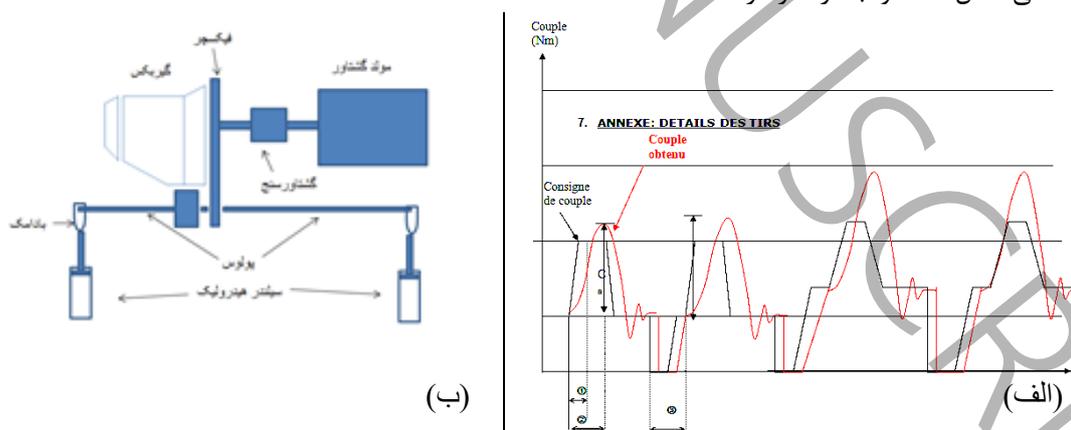
## کلمات کلیدی:

گشتاور پیچشی ناگهانی، بارگذاری مکرر، بار مقاوم هیدرو استاتیک، پارامترهای هندسی، تغییر شکل پلاستیک

جعبه‌دنده‌ها از بخش‌های اصلی خودرو برای تامین حرکت در شرایط مختلف جاده‌ای به شمار می‌روند. با توجه به شرایط کاری این سیستم‌ها، نیاز به بررسی عملکرد و میزان استحکام آنها در مراحل مختلف بارگذاری بحرانی و ناگهانی پس از مرحله تولید، از الزامات سازندگان آن به حساب می‌آید. ماسویاما<sup>۱</sup> و همکاران [۱] ظرفیت انتقال گشتاور دندانه‌های نامتقارن با زوایای فشار مختلف را تحلیل نموده‌اند. در این مطالعه تنش خمشی و تنش انحرافی به روش اجزای محدود محاسبه شده‌است. در ادامه، هنگامی که پارامتر تنش در هر دندانه به حد مجاز می‌رسد ظرفیت گشتاور محاسبه شده‌است. نتایج نشان می‌دهند که کاهش تنش خمشی به دلیل افزایش ضخامت دندانه و کاهش گشتاور انتقال به دلیل کاهش شعاع دایره مبناء با یکدیگر مرتبط می‌باشند. اثر این پارامترها سبب می‌شوند تا بیشینه ظرفیت بار برای خمش در زاویه فشار ۳۰ درجه به حداکثر مقدار برسد. گیگادو<sup>۲</sup> و همکاران [۲] به طراحی، مدل‌سازی و تحلیل چرخ‌دنده مارپیچ بر اساس مقاومت خمشی پرداخته‌اند. در این مقاله یکی از حالت‌های اصلی شکست بر اساس محاسبه تنش خمشی بررسی شده است. برای تخمین تنش خمشی، مدل‌های سه‌بعدی برای عرض‌های مختلف وجه توسط یک نرم‌افزار مدل‌سازی<sup>۳</sup>، تولید و حل عددی توسط نرم افزار المان محدود و تحلیل انجام شده است. بررسی تحلیلی بر اساس فرمول تنش لوئیس است. سپس نتایج با روش‌های آگما<sup>۴</sup> و المان محدود<sup>۵</sup> مقایسه شده‌اند. نتایج به‌دست‌آمده از نرم افزار تحلیل در مقایسه با روش آگما نشان می‌دهد که تفاوت کمی با درصد اختلاف بیشتر ۴٫۷٪ وجود دارد. ژانگ<sup>۶</sup> و همکاران [۳] به بررسی روش محاسبه تنش خمشی ریشه دندانه در یک جفت چرخ‌دنده با نسبت درگیری بالا پرداخته‌اند. در این مطالعه با استفاده از شبیه‌سازی المان محدود در نرم افزار تحلیل، تأثیر زاویه فشار و دیگر پارامترهای چرخ‌دنده بر تنش خمشی ریشه دندانه مورد بررسی واقع شده است. نتایج این بررسی نشان می‌دهد، افزایش زاویه فشار سبب کاهش استحکام خمشی ریشه دندانه می‌شود، همچنین افزایش ضریب ارتفاع بالای دندانه منجر به استحکام خمشی ریشه دندانه می‌گردد. از مقایسه نتایج المان محدود با نتایج محاسبات نظری مشخص شده است که در بارهای کم، خطای مقادیر محاسباتی در دندانه متحرک و محرک نباید به ترتیب از ۱۳/۵۳ درصد و ۱۵/۵ درصد تجاوز کند. مایکل<sup>۷</sup> و همکاران [۴] به بررسی روش‌های مورد استفاده موجود برای در نظر گرفتن بارهای متغیر در فرآیند طراحی چرخ‌دنده‌های مختلف از جمله مخروطی و هیپوئیدی پرداخته‌اند. در این مقاله دامنه کاربرد این روش‌ها برای مکانیسم‌های آسیب<sup>۸</sup>، شکستگی ریشه و وجوه دندانه نشان داده شده و تحلیل می‌شود. در نهایت تأثیر تنش‌های تغییر موضع بر ظرفیت حمل بار پیتینگ بر روی دنده‌های مخروطی و هیپوئید تشریح شده است. اونار<sup>۹</sup> و همکاران [۵] چگونگی تأثیر پروفیل دندانه در بارهای ضربه‌ای روی چرخ‌دنده‌های ساده را بررسی نموده‌اند. به این منظور، آزمایش تجربی تأثیر پروفایل نامتقارن بر مقاومت در برابر ضربه انجام شده‌است. نتایج نشان می‌دهند که بیشینه مقادیر نیرو تقریباً ۱۵/۳٪ در هنگام استفاده از چرخ دنده‌های پروفایل نامتقارن با زاویه فشار ۲۰ درجه در مقایسه با طراحی استاندارد افزایش می‌یابد. راثو با در نظرگیری مقاومت خمشی دندانه و مقاومت پیچشی شفت‌ها، به بررسی بهینه‌سازی وزن جعبه‌دنده پرداخته است [۶]. برتل<sup>۱۰</sup> و همکاران [۷] بر اساس تحقیقات تجربی گسترده به بررسی انواع مختلفی از حالت‌های شکست وابسته به وضعیت تنش پرداخته‌اند. در این مقاله، بین شکست‌هایی که با شروع ترک‌های خستگی روی سطح و زیر سطح ایجاد می‌شوند، تمایز وجود دارد. به ویژه آن شکست‌هایی که با شروع ترک‌های زیر سطح، تأثیر منفی بر ظرفیت تحمل بار ریشه دندانه در محدوده خستگی و در سیکل‌های پرتعداد دارد. وئو<sup>۱۱</sup> و همکاران [۸]، دلایل ایجاد پیتینگ (حفره‌ای شدن روی سطح) دندانه از جنس فولاد سخت<sup>۱۲</sup> را از جنبه‌های مختلف مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج تجربی این مطالعه بیان می‌کند، عمق لایه و درصد کربن مورد استفاده در حفره‌ای شدن سطح دندانه موثر است. مائو<sup>۱۳</sup> و همکاران [۹] در این مقاله یک روش تخمینی بهبودیافته بر اساس تصحیح انحراف استاندارد و بسط نمونه پیشنهاد می‌کنند تا محدودیت روش دیکسون-مود در پردازش داده‌های آزمایش خستگی<sup>۱۴</sup> بهبود یابد. همچنین تست خستگی خمشی برای اعتبارسنجی انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که خطای نسبی استحکام خستگی بین روش دیکسون-مود و روش پیشنهادی با ۲۲ نمونه تنها ۰/۵۱ درصد است. بنابراین روش پیشنهادی تخمین خستگی دنده موثرتری را ارائه می‌دهد.

<sup>1</sup> Masuyama.T<sup>4</sup>AGMA<sup>7</sup> Hein.M<sup>10</sup> Bretl.N<sup>13</sup> Mao.T<sup>2</sup> Y .Gidado<sup>5</sup> Ansys<sup>8</sup> Pitting<sup>11</sup> Zhifei Wu<sup>14</sup> Staircase Test<sup>3</sup> Pro/Engineer<sup>6</sup>Zhang<sup>9</sup> Onur Can Kalay<sup>12</sup>18Cr2NiWA

لاریسیو<sup>۱</sup> و همکاران [۱۰] به منظور تجزیه و تحلیل عملکرد تریبولوژیکی پوشش‌های نوآورانه و بافت لیزری، چند نوع مختلف چرخنده‌های ساده (چرخنده‌های کربوریزه استاندارد و...) را مورد آزمایش تجربی قرار داده‌اند که این آزمایش‌ها از طریق یک دستگاه تست مجهز به سیستم انتقال تک مرحله‌ای انجام شده و تلفات توان با تجزیه و تحلیل اطلاعات گشتاورسنج ارزیابی شده است. در پایان، نتایج تجربی در مورد راندمان مکانیکی و دوام چرخنده‌های ساده ارائه شده است. یک روش تحلیلی برای محاسبه تغییر شکل دندانه و انحراف دندانه برای چرخنده‌ها با ارجاع به معادلات وبر<sup>۲</sup> و باناشک<sup>۳</sup> و با فرض کرنش صفحه‌ای و تنش صفحه‌ای توسط هاچرین و همکاران<sup>۴</sup> [۱۱] به همراه مدل المان محدود ارائه شده است. روش ارائه شده، تأثیر برش را با محاسبه دقیق تر ضریب تصحیح برشی به دست می‌آورد. مشخص شده است که برای طرح‌های چرخنده که بدنه از عرض سطح دندانه پهن تر است، می‌توان انتظار یک اثر تکیه‌گاهی اضافی را داشت. مدل جایگزین تیر نمی‌تواند این اثر تکیه‌گاهی اضافی را محاسبه کند و محاسبه سختی دندانه به روش تحلیلی کاملاً دقیق نیست. مطابق با تحقیقات پیشین، سامانه‌های مورد استفاده در خصوص ظرفیت تحمل بار دندانه، بارگذاری استاتیکی دندانه، آزمون‌های خستگی، بررسی راندمان و ... بوده است. لذا در خصوص بررسی استحکام دندانه‌های چرخنده‌ها بر اساس بارگذاری ناگهانی تا رسیدن به شرایط بحرانی تحت عنوان جامپ استارت مطالعه مختصری صورت گرفته است. عموماً گشتاورهای اعمالی به جعبه‌دنده خودروها بصورت گشتاورهای پیچشی و تدریجی انجام می‌پذیرد. بطوریکه حد گشتاور و نحوه اعمال آن وابسته به نحوه حرکت و ماکزیمم گشتاور تامین شده از سوی موتور خودرو می‌باشد. در این مطالعه میانگین گشتاور موتور خودروهای سواری متداول ۴ سیلندر حدوداً ۱۵۰-۲۵۰ نیوتن‌متر در نظر گرفته شده است. در این مطالعه تغییرات هندسی چرخنده‌های جعبه‌دنده خودرو در وضعیت شروع حرکت با اعمال گشتاور ناگهانی تکرار شونده، پله‌ای افزایشی و تحت بار مقاوم هیدرواستاتیک با مدلسازی تجربی مورد بررسی قرار گرفته و پارامترهای تخصصی چرخنده‌های تحت بارگذاری با استفاده از دستگاه اندازه‌گیری هندسه چرخنده<sup>۵</sup> اندازه‌گیری شده‌اند. بنابراین مطابق با طرح شماتیک شکل ۱، جعبه‌دنده بر روی فیکسچر دستگاه نصب شده و وضعیت دنده ۱ و یا عقب R توسط اهرم تعویض دنده برای انجام آزمون انتخاب می‌شود. محور ورودی جعبه‌دنده از طریق گشتاورسنج دیجیتال و کلاچ چندصفحه‌ای به سیستم مولد گشتاور متصل شده است. حرکت دورانی پولوس‌ها در خروجی‌های دیفرانسیل از طریق مکانیزم بادامک به صورت حرکت خطی به شفت سیلندرهای هیدرولیک که در تماس با آنها هستند انتقال می‌یابد. با حرکت شفت سیلندرهای داخل و فشار ایجاد شده درون سیلندرهای هیدرولیک به عنوان بار مقاوم هیدرواستاتیک، امکان دوران محور ورودی جعبه‌دنده را تا ۷۲۰ درجه و با هدف درگیری تمام دندانه‌های روی چرخنده محرک با دندانه‌های چرخنده متحرک را فراهم می‌آورد. همچنین قابلیت ایجاد سختی پیچشی در خروجی جعبه‌دنده تا اعمال ۴۰۰ نیوتن‌متر در ورودی آن را تامین می‌نماید. مقدار، تعداد دفعات و نحوه اعمال گشتاور به محور ورودی بر اساس سند فنی<sup>۶</sup> داخلی یک شرکت خودروسازی، مطابق با جدول ۱ و نمودار تئوری - عملی و شماتیک عملی شکل ۱ الف و ب در نظر گرفته شده است.



شکل ۱. (الف) نمودار اعمال بار تئوری، عملی و (ب) شماتیک عملی ارتباط اجزای سامانه آزمون جعبه دنده

Fig.1.(a) Theoretical and practical load application diagram and ,(b) Practical schematic of the connection of gearbox test system components

<sup>1</sup> Iarriccio.G

<sup>3</sup> Banaschek K

<sup>5</sup> GMM

<sup>2</sup> Weber C

<sup>4</sup> Hochrein

<sup>6</sup> PSA(01 56 47 28 77)

جدول ۱. مقادیر گشتاور اعمالی طرح آزمون و دفعات تکرار در آزمون اعمال گشتاور نامی و شکست برای دنده ۱ و عقب

Table 1.-Test design applied torque values and repetition rates in the nominal and failure torque application test for 1st and R gears

مرحله	گشتاور شوک (0.5Sec) (N.m)	گشتاور اولیه (1 Sec) (N.m)	تعداد اجرای تست
۱	۲۰۵	۱۰۵	مراحل اعمال گشتاور اسمی (۲ بار تکرار اعمال گشتاور تا ۲۹۵ نیوتن متر)
۲	۲۳۵	۱۳۵	اعمال گشتاور اسمی (۱۵ بار تکرار اعمال گشتاور ۲۹۵ نیوتن متر)
۳	۲۶۵	۱۶۵	
۴	۲۹۵	۱۹۵	
۵	۳۲۵	۲۲۵	مراحل اعمال گشتاور شکست (یک بار اعمال گشتاور)
۶	۳۵۵	۲۵۵	
۷	۳۸۵	۲۸۵	

## ۲-الگوسازی تجربی

انجام تست عمر یک چرخدنده در مقابل بارهای خمشی و نیز استحکام پیچشی محورهای انتقال قدرت در جعبه‌دنده نیز از جمله مواردی است که در بررسی جعبه‌دنده‌ها مورد توجه قرار می‌گیرد. نحوه شروع به حرکت و پاسخ سیستم جعبه دنده به بار اعمالی در واحد زمان مسئله‌ای است که از منظر استحکام قطعات داخلی جعبه‌دنده حائز اهمیت است. به این منظور سامانه آزمون استحکام پیچشی<sup>۱</sup> به شکلی که در ادامه ارائه شده، طراحی و ساخته شده است. مطابق بررسی به‌عمل آمده سامانه مورد نظر باید قابلیت تامین گشتاور تا دو برابر بیشینه گشتاور موتور خودرو، زمان پاسخ کوتاه، تکرارپذیری نتایج، امکان قطع و وصل باند قدرت، تامین بارمقاوم با امکان تامین سختی پیچشی قابل تنظیم، اندازه‌گیری و ثبت داده‌ها حین انجام آزمون را داشته باشد. در مطالعه حاضر، تجهیز طراحی شده متشکل از یک دستگاه الکتروموتور با توان ۳۷ کیلووات و تعداد دوران ۳۰۰۰ دور بر دقیقه مجهز به سیستم کنترل دور و گشتاور<sup>۲</sup>، ۳ عدد وزنه اینرسی هر یک با قطر ۶۰۰ میلیمتر و جرم ۲۲ کیلوگرم جهت تامین گشتاور زاویه‌ای از  $M_{\theta} = \sum_{i=1}^N r_i \times m_i \times v_i$  (یا بالا بردن سطح انرژی) محور ورودی در هر لحظه، محور اصلی ماشین (دارای کانال مرکزی عبور جریان هوای فشرده)، سیستم کلاچ چند صفحه‌ای (شامل پیستون، سیلندر، دیسک و فنرها و...) با صفحه اصطکاکی به قطر خارجی ۲۰۰ میلیمتر و قطر داخلی صفحه ۱۳۵ میلیمتر برای قطع و وصل توان انتقالی، گشتاورسنج الکترونیکی با ظرفیت ۴۰۰ نیوتن‌متر، سیستم هیدرولیک با توان الکتروموتوری ۱/۵ کیلووات جهت شارژ سیلندرهای هیدرولیک و تامین بار مقاوم خروجی، سیستم الکتروپنوماتیک با شیرهای ۵/۲ و رگولاتورها و گیج‌های فشار جهت راه‌اندازی کلاچ چند صفحه‌ای، سیستم کنترل الکترونیکی برنامه‌پذیر<sup>۳</sup>، نمایشگر یا رابط کاربر<sup>۴</sup> با زمینه مدرج بر حسب گشتاور - زمان و بستر اصلی دستگاه و فیکسچر قرارگیری جعبه دنده می‌باشد. همچنین مکانیزم تسمه و پولی برای انتقال توان از الکتروموتور به وزنه‌های اینرسی در نظر گرفته شده است شکل ۲. لازم بذکر است کالیبراسیون بخش‌های مختلف اعم از گیج‌های فشار، مطابق با استاندارد [۱۲] و گشتاورسنج و دورسنج و ... به روش جرم و اهرم [۱۳] انجام شده‌اند. خطای اندازه‌گیری گشتاور ۳ نیوتن‌متر به ازای هر ۱۰۰ نیوتن‌متر می‌باشد.

### ۲-۱- نحوه انجام آزمایش تجربی

بررسی تجربی بر روی نوعی جعبه‌دنده ۵ دنده و ۶ دنده (با مشخصات هندسی چرخدنده از جمله تعداد دندانه و گام و ...) مندرج در سربرگ شکل ۸ از فولاد آلیاژی<sup>۵</sup> انجام شده است. خواص مکانیکی این آلیاژ نظیر استحکام کششی و سختی را مهمترین عامل مقاومت

<sup>1</sup>Sudden Start or Jump Start

<sup>3</sup>Plc

<sup>5</sup>27CD4

<sup>2</sup>Inverter

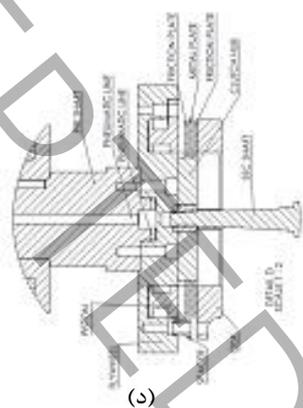
<sup>4</sup>HMI



(ب)



(الف)



(د)



(ج)

شکل ۲. مکانیزم‌ها و اجزای بکاررفته در دستگاه آزمون استحکام پیچشی. (الف) مدار هیدرولیک دستگاه، (ب) گشتاور سنج و کلاچ چند صفحه‌ای، (ج) سیستم الکتروپنوماتیک، (د) مکانیزم کلاچ چند صفحه‌ای  
 Fig.2. Mechanisms and components used in the torsional strength testing machine, (a) Hydraulic circuit of the machine, (b) Torque meter and multi-plate clutch, (c) Electro-pneumatic system, (d) Multi-plate clutch mechanism

در برابر بارهای پیچشی دانست [۱۴]. در این مرحله، پس از نصب جعبه‌دنده بر روی فیکسچر مورد نظر و سایر متعلقات آزمایش مانند پولوس‌ها و انجام تنظیمات اولیه، ابتدا الکتروموتور توسط راه انداز- کنترلر با دور ۷۵۰ دور بر دقیقه شروع به دوران نموده و از طریق تسمه و پولی با نسبت ۱:۲، وزنه‌های اینرسی را بحرکت درمی‌آورد. انرژی تولید شده توسط الکتروموتور و وزنه‌های اینرسی با راه اندازی کلاچ پنوماتیک چند صفحه‌ای (در فشارهای مختلف پنوماتیک) از طریق محور اصلی به کوپلینگ و سپس وارد گشتاورسنج و پس از آن از طریق شفت رابط مجهز به تویی هزارخاری، به محور ورودی جعبه‌دنده نصب شده روی فیکسچر دستگاه منتقل می‌گردد. خروجی‌های دیفرانسیل توسط پولوس‌های مخصوص آزمون (محورهای دورانی متصل به چرخ‌ها) به کمک بادامک‌های طراحی شده (جهت تبدیل حرکت دورانی به خطی)، گشتاور پیچشی دورانی اعمال شده به جعبه‌دنده در دنده ۱ یا دنده عقب  $R$  را از طریق تایپیت به شفت سیلندرهای هیدرولیک (تامین‌کننده بار مقاوم که توسط پاورپک تغذیه می‌شوند) انتقال می‌دهند. این سیلندرها با کمک شیرهای محدوده کننده فشار و جریان، بخشی از فرآیند کنترل زمان و میزان بار ورودی را به عهده دارند. ظرفیت اعمال گشتاور به محور ورودی جعبه‌دنده، با تغییر سرعت الکتروموتور و تغییر وزنه‌های اینرسی و کنترل سرعت کلاچ‌گیری توسط سیستم الکتروپنوماتیک، قابل تغییر می‌باشد. بنابراین با توجه به ظرفیت گشتاورسنج (تا ۴۰۰ نیوتن‌متر) پارامترهای کنترلی موتور و فشار پنوماتیک کلاچ در مسیر ورودی و فشار هیدرولیک در مسیر خروجی طوری تنظیم می‌گردند که گشتاور مورد نیاز طی مدت زمان مورد نظر به محور ورودی جعبه‌دنده اعمال گردد. در ادامه، به منظور افزایش راندمان کلاچ، از فن سانتریفیوژ برای خنک‌کاری موضعی آن استفاده شده‌است. در شکل ۳ کنترل مراحل بارگذاری و میزان گشتاور توسط کنترلر الکترونیکی و با استفاده از شیرهای پنوماتیک متصل به کلاچ و شیرهای هیدرولیکی در خروجی سیلندرهای صورت گرفته و به کمک نمایشگر، نمودارهای گشتاور بر حسب زمان قابل

<sup>1</sup> Test plan

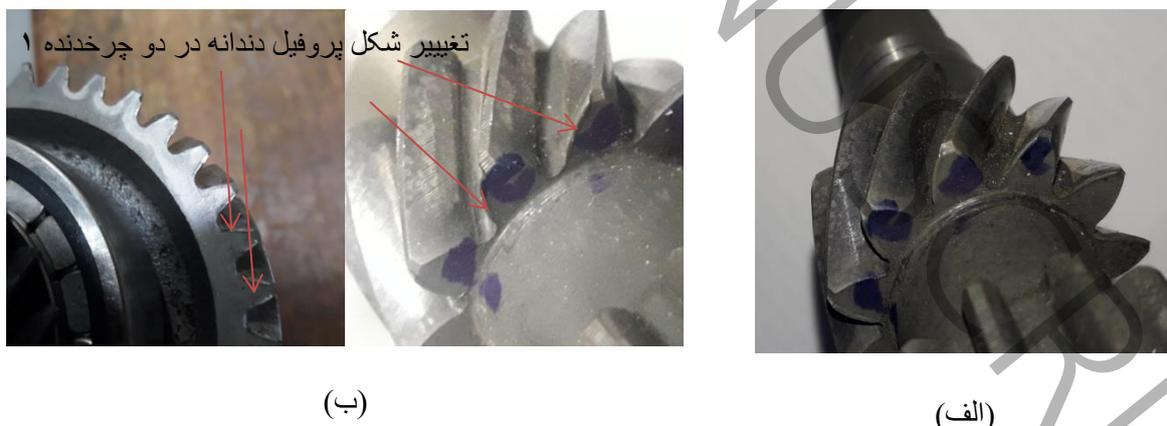
نمایش می‌باشد. مطابق با جدول طرح آزمون<sup>۱</sup> با تحریک شیر پنوماتیک ۵/۲ فشار هوای ۲ بار به کلاچ پنوماتیک وارده شده و گشتاور اولیه ۱۰۵ نیوتن‌متر به مدت ۱ ثانیه به محور ورودی جعبه دنده اعمال می‌شود و قبل از پایان این زمان، گشتاور شوک با تحریک مجدد کلاچ تحت فشار هوای ۲/۴ بار به مدت ۰/۵ ثانیه اعمال می‌شود. این مرحله ۲ بار تکرار می‌شود. دیگر مراحل نیز به ترتیب تا گشتاور ۲۹۵ نیوتن‌متر و با تعداد تکرار ذکر شده در جدول ۱ توسط سیستم کنترل<sup>۱</sup> اعمال شده و مقادیر و نمودار حاصل از این بارگذاری مانیتورینگ و ثبت می‌شود. این بارگذاری سبب چرخش محورهای خروجی شده که باعث دوران ۱۵ درجه‌ای بادامکها و افزایش فشار هیدرولیک در سیلندرها می‌شود.

۲-۲- روش اندازه‌گیری

در اندازه‌گیری چرخنده‌ها عموماً سه پارامتر مهم مورد توجه است: لید<sup>۲</sup> (انحنای دندانه در راستای محوری) و پروفیل یا هندسه<sup>۳</sup> (ریشه تا سر دندانه) و خطای تقسیم دنده‌های یک چرخنده از طریق اندازه‌گیری حاصل می‌شود و نتایج آن در برگ‌گراف (نمودار) چرخنده، گزارش می‌شود. به این منظور پس از قرارگیری چرخنده مورد نظر بر فیکسچر دستگاه اندازه‌گیری هندسه، چهار دنده از چرخنده در زوایای چرخش ۰، ۹۰ و ۱۸۰ و ۲۷۰ درجه انتخاب می‌شوند.



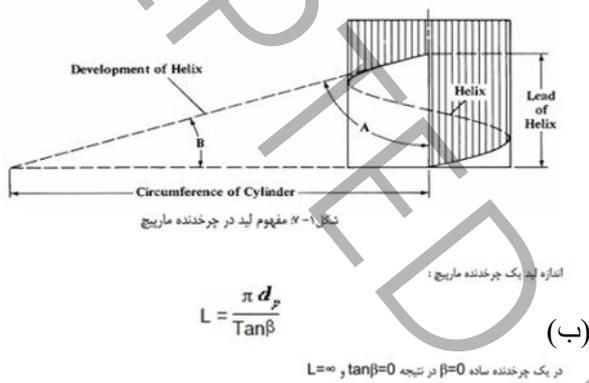
شکل ۳. (الف) سامانه تست استحکام پیچشی، (ب) نمودار و مقادیر گشتاور-زمان ثبت شده آزمون تجربی در نمایشگر سامانه  
Fig.3. (a) Torsional strength testing system, (b) Torque-time graph and values recorded in the experimental test on the system display



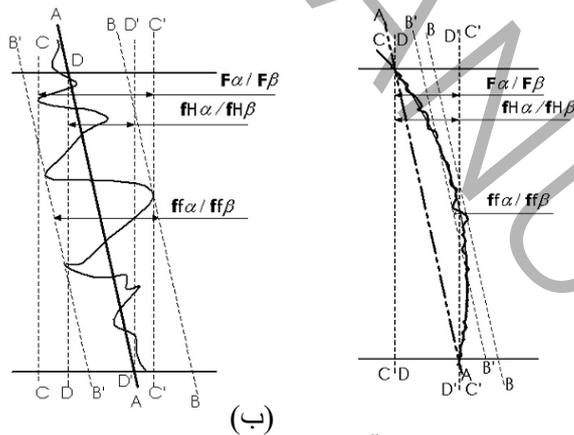
شکل ۴. (الف) پروفیل چرخ دنده قبل از بارگذاری و (ب) پس از بارگذاری پیچشی و متحرک و متحرک (دید از پشت چرخ دنده)  
Fig. 4. (a) Gear profile before loading and, (b) after driving and driven torsional loading (view from the back of the gear)

<sup>1</sup> PLC    <sup>2</sup> Lead    <sup>3</sup> Profile

شکل ۴ وضعیت چرخنده‌های دنده (۱) را قبل و از پس از بارگذاری تجربی را نشان می‌دهد. توزیع نابرابر نیرو می‌تواند به ایجاد حالت‌های تنش پیچیده، مانند تنش‌های کششی و فشاری، منجر شود [۱۵]. پارامترهای مورد اندازه‌گیری در فهرست علائم ارائه شده اند. با استفاده از پراب ماشین اندازه‌گیری هندسه، گراف دو وجه<sup>۱</sup> چپ و راست تهیه می‌شوند. به منظور اندازه‌گیری خطای گام، چرخنده به اندازه زاویه گام ( $360/Z$ ) ایندکس نموده و پراب روی دایره گام فلنک دندانه را اندازه می‌گیرد که این عمل بر روی فلنک‌های مقابل نیز تکرار می‌شود تا خطای گام محاسبه شود. در این مطالعه، پس از انجام آزمون استحکام دندانه‌ها، (با نرخ درگیری  $2/3$ ) و بمنظور بررسی وضعیت چرخنده  $l$  و  $R$ ، جعبه‌دنده مورد آزمون دمونتاژ گردید. با رعایت الزامات استاندارد<sup>۲</sup> [۱۶]، از دستگاه شکل ۵ برای اندازه‌گیری هندسه دندانه و تعیین انحراف‌های هندسی ایجاد شده روی پروفیل دندانه نسبت به قبل از بارگذاری، استفاده شده است. مقادیر میانگین و بازه تیرانس پارامترها در گزارش به دست آمده از این اندازه‌گیری نیز ارائه شده است.



شکل ۵. (الف) دستگاه اندازه‌گیری هندسه دندانه GMM در این مطالعه و (ب) طرحواره هندسه لید دندانه  
Fig.5. (a) GMM tooth geometry measuring device in this study and, (b) tooth lead geometry diagram



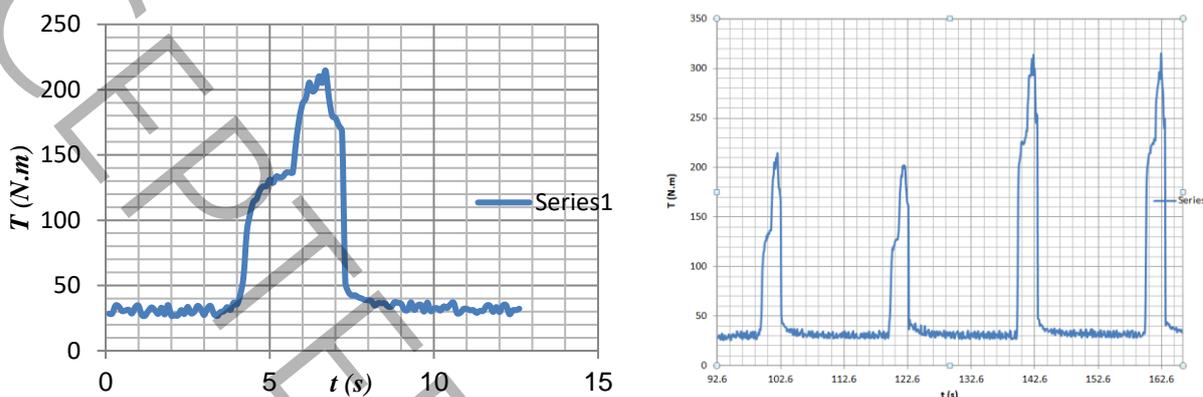
شکل ۶. مقایسه هندسه دندانه در فرآیند تولید چرخنده با روش (الف) شیو و (ب) شایپر  
Fig.6. Comparison of tooth geometry in the gear manufacturing process using (a) sheave and, (b) shaper methods

در مطالعه حاضر از چرخنده شیو<sup>۳</sup> (پس از فرآیند هونینگ)، در آزمون استحکام دندانه استفاده شده است. اختلافات ایجاد شده بر روی پروفیل چرخنده از جمله صافی سطح ( $ffa$ ) کرون دندانه ( $Ca$ ) و برآیند خطاها ( $fa$ ) در دو فرآیند در شکل ۶ بوضوح قابل ملاحظه است.

<sup>1</sup>Flank    <sup>2</sup>ISO 18653    <sup>3</sup>Shaving

### ۳- بحث و نتایج

شکل ۷ الف، نمودار گشتاور- زمان و تکرار مراحل آزمون را به روش تجربی توسط نمایشگر نشان می‌دهد. داده‌های ثبت شده در نمایشگر، با فرمت CSV از طریق نرم افزار محاسبات<sup>۱</sup> با رسم نمودار در شکل ۷ ب آمده است. نمودار نمایش تکرار مرحله و تکرار پذیری مراحل که در دو محدوده گشتاور ۱۳۰-۲۳۰ نیوتن متر و ۲۳۰-۳۲۰ نیوتن متر نشان داده شده است.

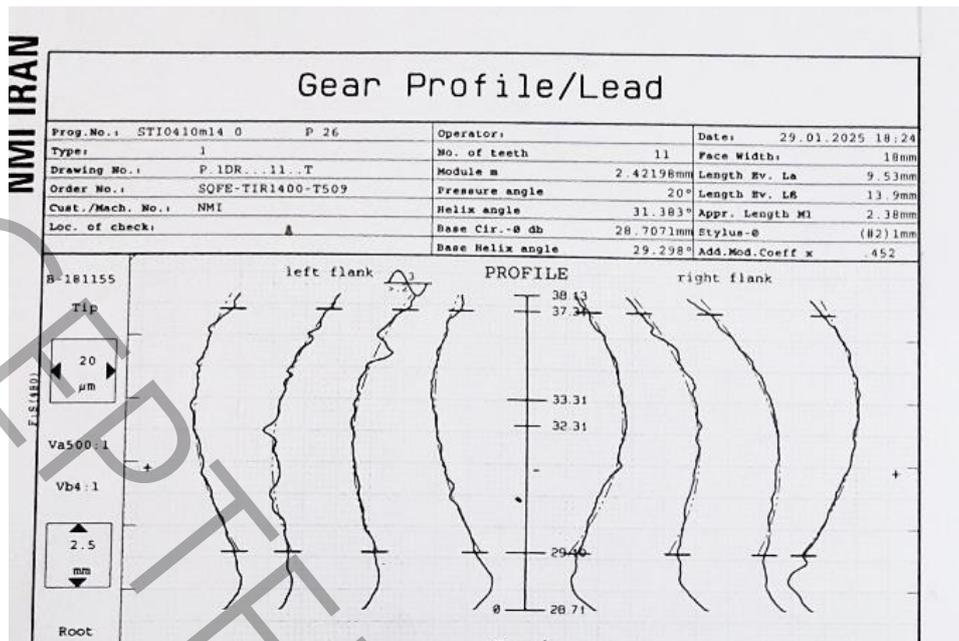


شکل ۷. الف) نتایج آزمون انجام شده به کمک دستگاه (راست)، ب) بزرگنمایی شده گراف با میزان گشتاور شوک ۲۰۵ نیوتن متر و ۳۱۰ نیوتن متر (چپ)

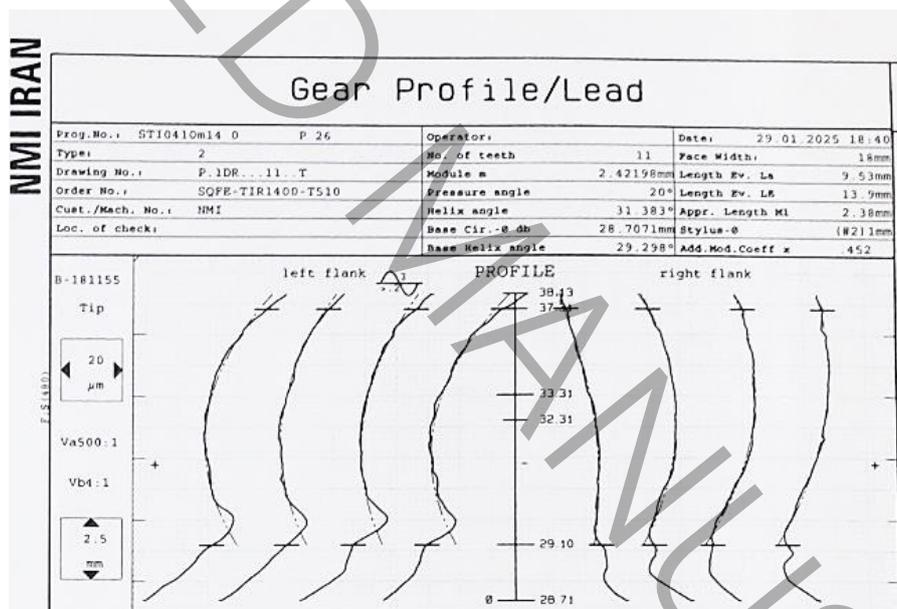
Fig.7. (a) Test results performed using the device (right), (b) enlarged graph with shock torques of 205 Nm and 310 N.m (left)

مطابق با نمودار مندرج در شکل ۱ و پس از انجام تنظیمات دستگاه آزمون استحکام، نمودار عملی بدست آمده حین فرآیند آزمون در شکل ۷ ارائه شده است. ابتدا گشتاور اولیه ۱۳۵ نیوتن متر با زمان ۱ ثانیه بر محور ورودی جعبه‌دنده اعمال شده و سپس گشتاور شوک از مقدار ۱۳۵ به ۲۳۰ نیوتن متر ارتقاء یافته و به مدت ۰/۵ ثانیه در این سطح باقی می‌ماند. در ادامه و با رعایت زمانبندی، تکرار مراحل بارگذاری مطابق با دستورالعمل اجرایی در هر دو دنده عقب و ۱) اجرا شده است. مطابق با تعاریف و پارامترهای تخصصی چرخنده‌ها نتایج استخراج و ارائه شده‌اند [۱۷]. گراف‌های شکل ۸ مقایسه پارامترهای هندسی پروفیل و لید دندانه را برای چرخنده ۱) ارائه می‌نمایند. در نمودارهای مربوط به چرخنده ۱، پس از بارگذاری وجه راست (فلنک بارگذاری شده در جهت دوران متعارف از دید جلو)، تغییر انحراف زاویه‌ای پروفیل دندانه  $F_{H\alpha}$  (شماره ۱) -۱۰ میکرون متر است که در مقایسه با قبل از بارگذاری این میزان ۱۶ میکرون متر کاهش یافته است. کلیه ابعاد و پارامترهای مربوط به هندسه دندانه‌ها (لید و پروفیل) در این بررسی بر حسب میکرون متر می‌باشند (غیر از شماره دندانه‌ها). در دندانه شماره ۴، مقدار ۷- به ۲ میکرون متر افزایش یافته است. همچنین در دندانه شماره ۶) مقدار ۱۳- به ۱۲ و در دندانه شماره ۹) از ۹ به ۱۵ میکرون تغییر یافته است. این مقادیر از انحراف زاویه‌ای پروفیل با نرخ درگیری (۲/۳) دندانه در گشتاور ۴۰۰ نیوتن متر قابل قبول است [۱۸]. این پارامتر راستای نیروها در دو چرخنده درگیر را تعیین می‌نماید تا از ایجاد صدای ناهنجار جلوگیری شود. انحراف کلی گراف  $F_{\alpha}$ ، بطور میانگین در تمام دنده‌ها به مقدار ۴ میکرون متر می‌باشد که این اختلاف نسبت به پیش از بارگذاری عمدتاً در دندانه‌های شماره ۴ و ۶) بوجود آمده است که در این ناحیه بارگذاری به بیشینه مقدار خود رسیده است. در پارامتر انحراف صافی سطح  $f_{f\alpha}$  تغییرات محسوسی مشاهده نمی‌شود. میانگین میزان این پارامتر پس از بارگذاری ۴ میکرون متر می‌باشد که در وضعیت پیش از بارگذاری ۵ میکرون متر بوده است.

<sup>1</sup> Exel



(الف)

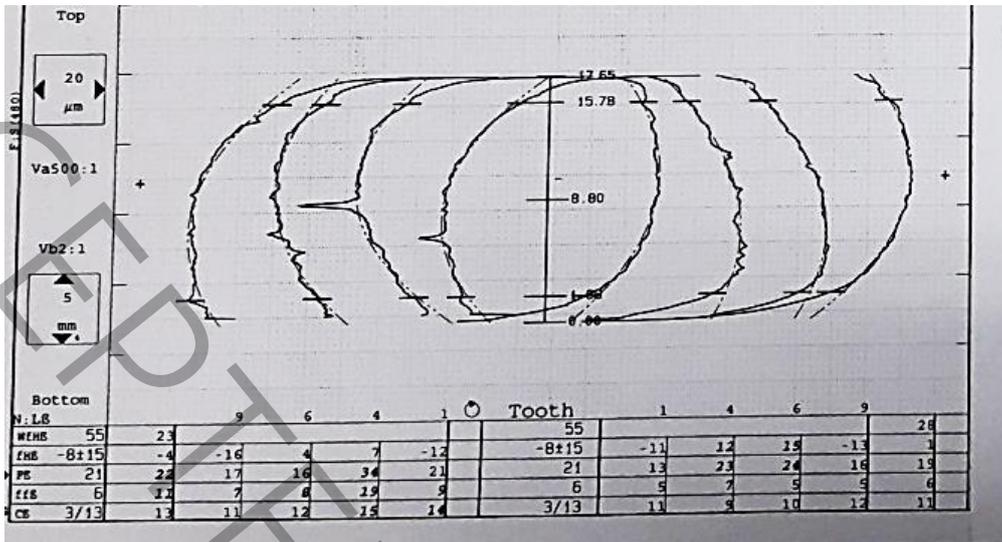


(ب)

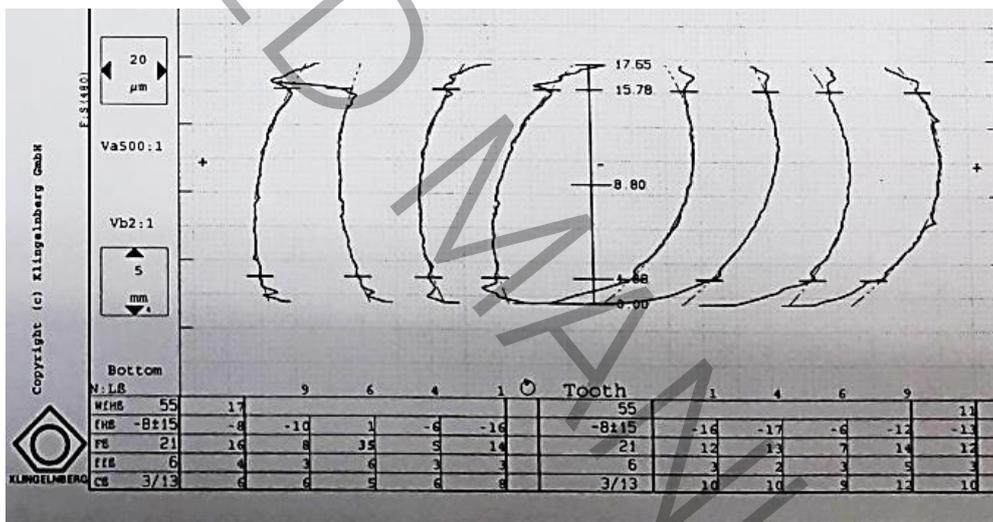
شکل ۸. نتایج آزمایشگاهی پروفیل چرخنده ۱: (الف) قبل از آزمون تجربی و (ب) پس از آزمون  
 Fig.8. Experimental results of gear profile 1: (a) before experimental test and (b) after test

در پارامتر انحراف پروفیل دندانه  $C\alpha$ ، بیشینه اختلاف ۸ میکرون متر مربوط به دندانه شماره ۱) و کمترین اختلاف ۵ میکرون مربوط به دندانه شماره ۹) است. این پارامتر از مقادیر موثر در نویز چرخنده به شمار می‌رود. در واقع سطح اتکاء دنده‌ها نسبت بهم را در میانه طول دندانه قرار می‌دهد تا از ایجاد سطح اتکا در انتهای دندانه جلوگیری شود. در نمودارهای بخش لید چرخنده ۱) در شکل‌های الف و ب ۹، پارامتر  $F_{HB}$  در دندانه شماره ۱) بترتیب مقادیر ۱۱- و ۱۶- قبل و پس از بارگذاری ملاحظه می‌شود. این مقدار در دندانه ۴) از ۱۲- و ۱۷- و از ۱۵ به ۶- میکرون متر تغییر یافته است. این پارامتر مربوط به خطاهای ایجاد شده در هلیکس دنده می‌باشد و یا به عبارتی انحراف به چپ یا راست لید دندانه را نشان می‌دهد. تغییرات این پارامتر، ناحیه بیضی شکل درگیری دودندانه از دو چرخنده درگیر را جابجا می‌کند. مقادیر انحراف صافی سطح لید دندانه  $f_{f\beta}$ ، در دندانه‌های ۱)، ۵) و ۳) را به ترتیب برای قبل و بعد از بارگذاری نشان می‌دهد. عمده این اختلاف در دندانه‌های ۴) و ۶) بترتیب ۵ و ۲ میکرون متر است. اثر این پارامتر

درگیری دو چرخدنده روی دایره گام و در یک ناحیه از سطح دندانه را تحت تاثیر قرار می‌دهد. همچنین پارامتر  $C_p$  نیز در وجه راست مربوط به لید دندانه تغییرات محسوسی نداشته است.



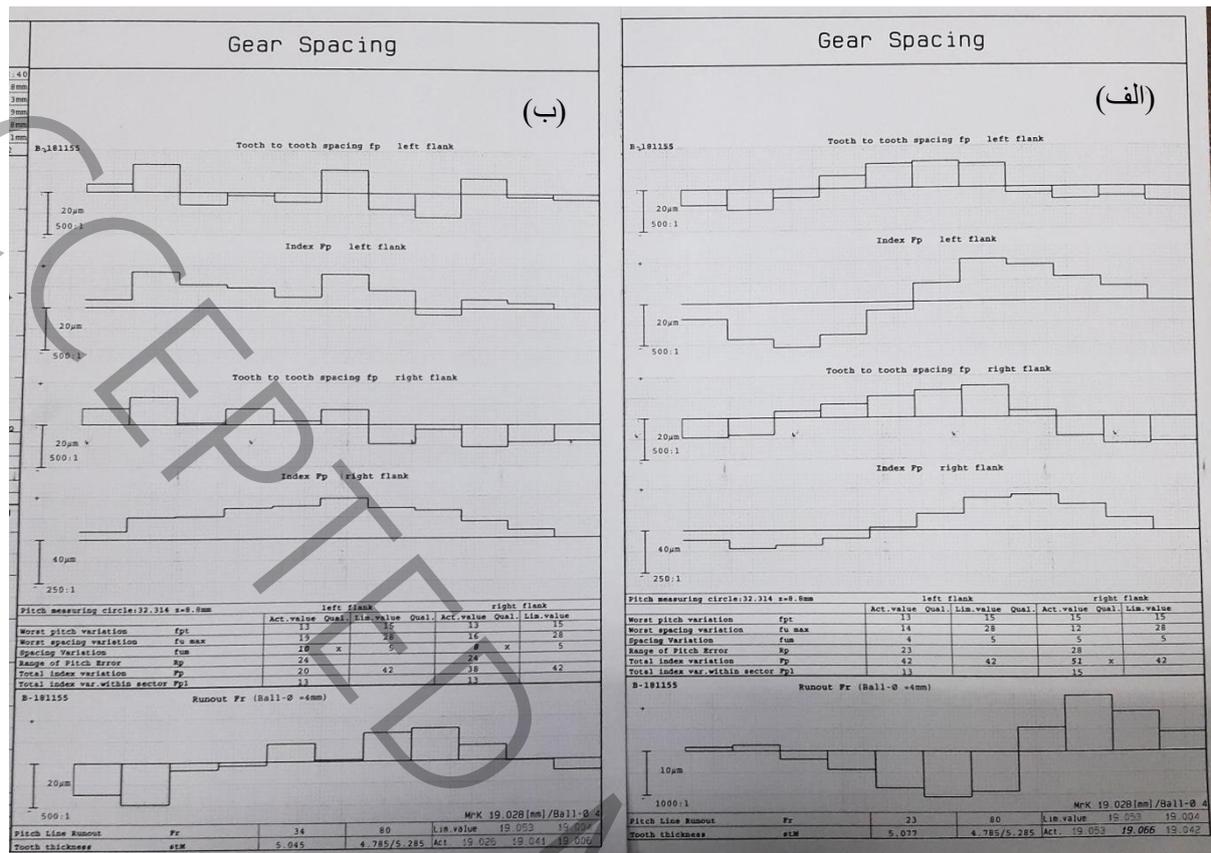
(الف)



(ب)

شکل ۹- نتایج آزمایشگاهی لید چرخدنده (۱): (الف) قبل از آزمون تجربی و (ب) پس از انجام آزمون  
Fig.9. Laboratory results of gear lead 1): a) before experimental test and b) after test

شکل ۱۰ خطای گام انفرادی  $f_p$  و خطای گام تجمعی  $F_p$  برای وجه چپ دندانه در چرخدنده (۱) ترسیم شده است. هر نمودار مشتمل بر ستون‌هایی است که هر ستون بیانگر میزان انحراف در هر دندانه می‌باشد. در این نمودار مقایسه از سمت چپ نمودار انجام شده است. خطای گام انفرادی در دندانه‌های (۱-۳) قبل از بارگذاری در بیشینه مقدار به ۱۰- میکرون متر می‌رسد در حالیکه این میزان در این دندانه‌ها پس از بارگذاری تا ۱۲ میکرون تغییر داشته‌اند. همچنین این پارامتر در دندانه‌های (۴-۶) همواره مثبت بوده که پس از بارگذاری به مقدار ۸- میکرون متر رسیده است. در سایر دندانه‌ها این میزان بطور میانگین ۴- میکرون بوده که پس از بارگذاری انحراف مثبت را نشان می‌دهند. جمع خطاهای انفرادی از شروع در هر نقطه (نمودار  $F_p$ ) بصورت  $F_{pi} = \sum_1^i f_{pi} j$  پس از بارگذاری میانگین مقدار ۷ میکرون متر را در کل نمودار نشان می‌دهد. در حالیکه در نمودار قبل از بارگذاری دندانه‌های (۱-۵) مقادیر منفی و در دندانه‌های (۶-۱۱) مقادیر انحراف مثبت را دارا می‌باشند. وجه راست چرخدنده برای پارامترهای مورد نظر در شکل ۱۰، مطابق با مندرج در نمودار/انحراف مجاز را نشان می‌دهند [18]. مقادیر مربوط به آزمون استحکام چرخدنده عقب مطابق با جدول (۲) ارائه شده است.



شکل ۱۰. نتایج آزمایشگاهی خطای گام انفرادی و تجمعی چرخنده (الف) قبل از آزمون تجربی و (ب) پس از انجام آزمون  
 Fig.10. Experimental results of individual and cumulative pitch errors of gear 1: (a) before experimental test and, (b) after test

جدول ۲. مقادیر پارامترهای پروفیل و لید چرخنده عقب R پس از بارگذاری با محدوده مجاز

Table. 2. Values of the profile and lead parameters of the rear gear R after loading with the permissible limit

پروفیل دندانه												
وجه چپ						وجه راست						
۱۰ ۷ ۴ ۱						۱۰ ۷ ۴ ۱						
میانگین	مقدار اندازه گیری شده (μm)					تولرانس	مقدار اندازه گیری شده (μm)					پارامتر
۴۵						۵۰						$Wf_{H\alpha}$
۱۳	-۷	۳۵	۳۳	-۱۰	-۲۴	-۱۳	۵	۳۷	۱۵	۱۱	$f_{H\alpha}$	
۲۷	۲۱	۳۶	۳۴	۱۷	۱۹	۱۲	۳۵	۱۹	۲۱	۲۱	$F_{\alpha}$	
۱۲	۲۲	۷	۵	۱۲	۲۵	۸	۱۱	۸	۱۲	۱۰	$F_{f\alpha}$	
-۷	-۱۰	-۹	-۳	-۷	۳/۱۱	۷	-۱	-۸	-۳	-۱	$C_{\alpha}$	
لید												
میانگین	مقدار اندازه گیری شده (μm)					تولرانس	مقدار اندازه گیری شده (μm)					پارامتر
۱۱						۳۴						$Wf_{H\beta}$
۱۳	۱۷	۱۸	۷	۹	-۲۴	-۷	-۵	-۱۹	-۱۹	-۱۳	$f_{H\beta}$	
۱۵	۱۹	۲۱	۹	۱۲	۱۰	۱۰	۲۳	۱۸	۱۵	۱۵	$F_{\beta}$	
۳	۲	۵	۳	۳	۱۵	۳	۲	۵	۴	۴	$F_{f\beta}$	
-۲	-۲	۰	-۱	-۵	۲/۱۵	۰	-۴	-۳	۰	-۲	$C_{\beta}$	

نتایج نشان می‌دهند، با توجه به نرخ درگیری دندانه‌ها در این نوع چرخنده (چرخنده ساده)، مقادیر و پارامترها پس از بارگذاری همچنان در بازه مجاز قرار دارند. مقادیر والنگی<sup>۱</sup> محور (خط) گام  $F_r$  در بازه مجاز ۷۰-۸۰ برای دنده ۱ و دنده عقب  $R$  اندازه‌گیری شده است. مقادیر والنگی در جدول ۳ ارائه شده است. عموماً پارامتر والنگی بر مقادیر نیروهای شعاعی و محوری ایجاد شده در چرخنده های مارپیچ و نیروهای شعاعی چرخنده‌های ساده اثرگذار است. ایجاد ضربان و پالس‌های شوک حین دوران از نتایج آن می‌باشد. پارامتر والنگی  $F_r$  با اندازه‌گیری شعاع چرخنده از مرکز تا سطح بیرونی گنج کروی مستقر داخل شیار بین دو دندانه (با قطر ۴ میلی‌متر در چرخنده ۱) و ۴/۵ میلی‌متر در چرخنده عقب) اندازه‌گیری می‌شود.

جدول ۳. مقادیر پارامترهای والنگی و خطاهای تجمعی چرخنده ۱ و عقب  $R$  قبل و پس از بارگذاری با محدوده مجاز

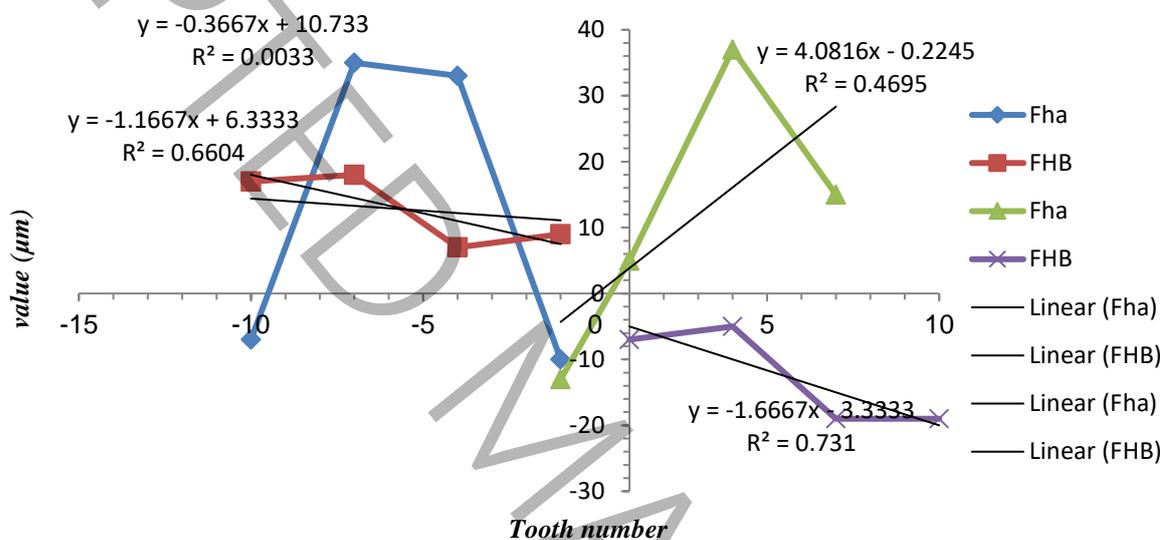
Table 3. Values of the parameters of the 1st and rear gears and cumulative errors R before and after loading with the permissible limit

دنده ۱					
بازه مجاز (۱۹/۰۵۳ - ۱۹/۰۰۴)				پس از بارگذاری (۱۹/۰۰۶ - ۱۹/۰۲۶)	
۳۴				۸۰	
قبل از بارگذاری		پس از بارگذاری		بازه مجاز	پارامتر اندازه‌گیری شده
وجه چپ	وجه راست	وجه چپ	وجه راست		
۱۳	۱۵	۱۳	۱۳	۱۵	$f_{pt}$
۱۴	۱۲۵	۱۹	۱۶	۲۸	$f_u$
۴	۵	۱۰	۸	۵	$f_u m$
۲۳	۲۸	۲۴	۲۴		$R_p$
۴۲	۵۱	۲۰	۳۸	۴۲	$F_p$
دنده عقب $R$					
بازه مجاز (۱۸/۳۲۶ - ۱۸/۲۶۱)				بعد از بارگذاری (۱۸/۳۱۳ - ۱۸/۲۳۵)	
۷۸				۸۰	
قبل از بارگذاری		پس از بارگذاری		بازه مجاز	پارامتر اندازه‌گیری شده
وجه چپ	وجه راست	وجه چپ	وجه راست		
۵	۶	۲۴	۲۳	۱۵	$f_{pt}$
۴	۸	۱۳	۱۸	۴۰	$f_u$
۲	۴	۷	۹	۵	$f_u m$
۸	۱۱	۴۳	۴۴		$R_p$
۹	۱۸	۸۱	۸۰	۴۱	$F_p$

نمودار شکل ۱۱ بارگذاری دنده عقب  $R$ ، منحنی رنگ سبز  $F_{H\alpha}$  مربوط به وجه راست چرخنده محرک است که بیشینه تغییرات ۳۷ میکرون متر را برای دندانه شماره ۷) از این چرخنده نشان می‌دهد. که این مقدار از محدوده تoleransi ۱۳ میکرون متر انحراف دارد. در این وجه  $F_{H\beta}$  عمدتاً مقادیر منفی را نشان می‌دهد که کمینه مقدار آن ۱۹- میکرون متر است که متعلق به دندانه شماره ۱۰) است. بطور کلی اثر افزایش  $F_{H\alpha}$  در وجه بارگذاری شده در دندانه‌های میانی بر کاهش  $F_{H\beta}$  اثرگذار است. در وجه غیر بارگذاری (وجه چپ) همواره مقادیر  $F_{H\beta}$  مثبت بوده اما میزان  $F_{\alpha}$  و  $F_{\beta}$  در بازه مجاز و مثبت را تجربه می‌کند. وضعیت منحنی  $F_{H\beta}$  در طرفین دندانه‌ها شرایط قرینه را نشان می‌دهد.

<sup>1</sup> Runout

در واقع جابجایی ماده در لید دندانه، اثر عکس العمل نیروهای برشی حاصل از لغزش دندانه‌ها روی هم در این راستا می‌باشد. اثر نسیت تبدیل در دو چرخنده درگیر در دنده عقب  $R$  و یا عبارتی تعداد دفعات درگیری دندانه‌های محرک نسبت به تعداد دفعات دندانه‌های متحرک در یک دور کامل از هر چرخنده، تغییرات یکنواخت و کاملاً منطبق را در نمودارهای  $F_{H\alpha}$  بر جای نمی‌گذارد. حال آنکه همچنان نسبت قرینه این پارامتر در دو وجه چرخنده در دندانه‌های (۷ و ۱) قابل ملاحظه است. نمودار شکل ۱۱ بارگذاری دنده عقب  $R$  منحنی رنگ سبز  $F_{H\alpha}$  مربوط به وجه راست چرخنده محرک است که بیشینه تغییرات ۳۷ میکرون متر را برای دندانه شماره ۷ از این چرخنده نشان می‌دهد. که این مقدار از محدوده تoleransi ۱۳ میکرون متر انحراف دارد. در این وجه  $F_{H\beta}$  عمدتاً مقادیر منفی را نشان می‌دهد که کمینه مقدار آن -۱۹ میکرون متر است که متعلق به دندانه شماره ۱۰ است. بطور کلی اثر افزایش  $F_{H\alpha}$  در وجه بارگذاری شده در دندانه‌های میانی بر کاهش  $F_{H\beta}$  اثرگذار است. در وجه غیر بارگذاری (وجه چپ) همواره مقادیر  $F_{H\beta}$  مثبت بوده اما میزان  $F_{\alpha}$  و  $F_{\beta}$  در بازه مجاز و مثبت را تجربه می‌کند. وضعیت منحنی  $F_{H\beta}$  در طرفین دندانه‌ها شرایط قرینه را نشان می‌دهد.



شکل ۱۱. نمودار  $f_{H\alpha}$  و  $f_{H\beta}$  بازای شماره دندانه‌ها در وجه چپ و راست (دنده عقب)

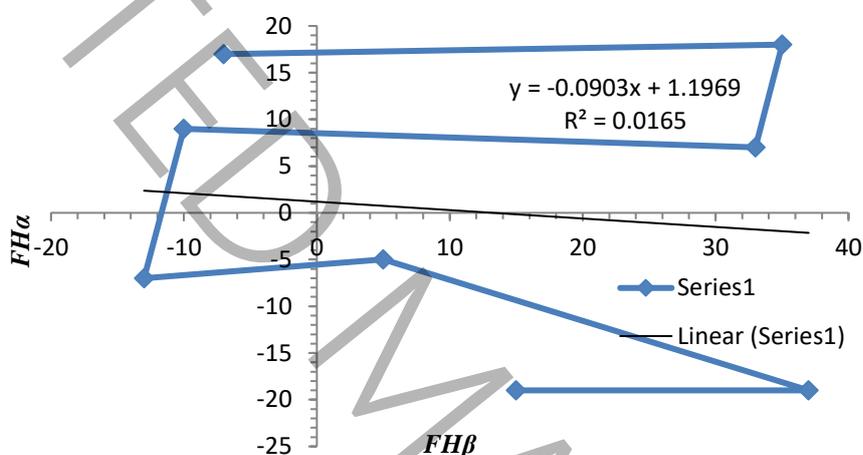
Fig.11.  $f_{H\alpha}$  and  $f_{H\beta}$  graphs based on the number of teeth on the left and right faces (rear gear)

طراحی دندانه به طور مرسوم بر اساس تئوری خمش است [۱۹]. اثر گشتاور خمشی تسلیم  $M_y$  به صورت جابجایی بر سطح دندانه و تغییر در پروفیل و لید دندانه ظهور می‌کند. با استفاده از تحلیل حدی، میزان گشتاور پلاستیک کل و انرژی کرنشی حاصل می‌شود. بنابراین جابجایی ایجاد شده را می‌توان به صورت کار پلاستیک  $W = \int \sigma \cdot d_\epsilon$  و یا انرژی ذخیره شده در دندانه نشان داد. [۲۰] با در نظرگیری تنش خمشی  $\sigma_b$ ، تنش فشاری سطح  $\sigma_c$ ، انرژی ذخیره شده بصورت رابطه (۱) ارائه می‌شود [۲۱]:

$$W_p = \left( \left( \sigma_b \int \epsilon_l + \sigma_c \int \epsilon_p \right) d_A \right) d_\theta \quad (1)$$

در رابطه فوق  $\epsilon_l$  جابجایی در لید و  $\epsilon_p$  جابجایی در پروفیل دندانه تعریف شده‌اند. از تساوی رابطه (۱) با کار خارجی،  $W_E = M^U d_\theta$  گشتاور خمشی پلاستیک بصورت  $M_p = \frac{W_p}{d_\theta}$  تعریف شده است. بنابراین انرژی کرنشی تحت گشتاورهای خمشی و بار تماسی وارد بر دندانه بصورت  $u = \frac{M_p^2 \cdot h}{2EI}$  حاصل می‌شود. همچنین ضریب شکل که وابسته به هندسه دندانه می‌باشد نیز از رابطه  $\frac{M_p}{M_y}$  مقدار ۱/۳ با مقطع دندانه متناسب است [۲۰]. با توجه به مقادیر انحراف و لید در دندانه‌ها، بارگشتاور خمشی و ضربه‌ای

مکرر در مقادیر زیاد عوامل آسیب و خستگی در این مطالعه به حساب می‌آیند. برخی از مکانیزم‌های آسیب مانند پوسته‌ای شدن، سایش، تغییر شکل پلاستیک، ترک خوردگی، شکست ترد، تغییر شکل موضعی، حفره‌ای شدن و... ناشی از فرآیند ساخت و عملیات حرارتی، اضافه بار، شرایط روانکاری، دما و سایر عوامل بارگذاری می‌باشند. بخش بالای محور افقی نمودار شکل ۱۲ مربوط به وجه راست (وجه بارگذاری شده) و بخش پایین آن مربوط به وجه چپ چرخنده  $R$  می‌باشد. این نمودار تغییرات دو پارامتر لید- پروفیل را نسبت به هم ارزیابی می‌کند. منحنی  $F_{H\alpha}$  در وجه راست دندانه، رفتار انقباضی سطح (فرورفتگی) را برای  $F_{H\beta}$  بدنبال دارد. از این رو سطح زیر منحنی نمودار در وجه راست در مقایسه با روند نزولی  $F_{H\alpha}$  در وجه چپ، متمایز می‌باشد. رفتار پلاستیک دندانه‌ها بخصوص در فشردگی وجه راست نشان می‌دهد، در چرخنده  $R$  این وجه در تیرانس مثبت طراحی شده و تحت این بارگذاری با در نظرگیری شرایط قبل از آن، همچنان پروفیل دندانه قابلیت عملکرد مناسب را دارا می‌باشد. قابل ذکر است در شرایط یکسان، آزمونی مشابه برای چرخنده‌های ۱ و  $R$  جعبه‌دنده ۶ دنده (با تفاوت در نسبت تبدیل چرخنده‌ها) نتایج نه چندان متفاوتی تجربه گردید که خطای ۴/۲ درصد در بازه مجاز را نشان می‌دهد. انحراف دندانه بر توزیع بار جانبی تأثیر می‌گذارد و اساس طراحی اصلاحات جانبی است [۲۲].



شکل ۱۲. نمودار تغییرات  $f_{H\alpha}$  -  $f_{H\beta}$  (دنده عقب)  
 Fig.12. Graph of changes in  $f_{H\alpha}$  -  $f_{H\beta}$  (rear gear)

مقایسه جایجایی‌های ایجاد شده در هندسه لید و پروفیل و درصد ازدیاد طول ماده نشان می‌دهند، رفتار ماده در محدوده الاستیک منحنی تنش - کرنش واقعی کاملاً خطی نیست و با بارگذاری ۴۰۰ نیوتن متر در حد تناسب قرار می‌گیرد. بارگذاری بیش از ظرفیت (بیش از ۳۱۰ نیوتن متر) سبب ایجاد خیز در محورهای محرک و متحرک جعبه دنده می‌شود. دنده محرک (۱) با بارمقاوم دنده متحرک آن مواجه و خیز ایجاد شده در این دومحور مخالف هم خواهد بود. اثر این خیز در فواصل نزدیک به بیرینگ‌ها روی پروفیل دندانه، تغییر شکل بیشتری به همراه دارد.

#### ۴- نتیجه گیری

در این مقاله با حذف برخی درجات آزادی از جمله تفرانس‌های هندسی ماکرو، آلیاژ قطعات و روش عملیات حرارتی، یک آزمون را در دو وضعیت، بررسی تغییرات هندسی میکرو فرم دندان - میزان تغییر شکل در یک چرخنده از جعبه‌دنده خودرو مورد واکاوی قرار داده شده است. مقادیر انحراف زاویه‌ای پروفیل دندان با نرخ درگیری<sup>۱</sup> ۲/۳ دندان در گشتاور ۴۰۰ نیوتن‌متر قابل قبول است. انحراف عرضی پروفیل نسبت به خط فرضی تقارن در وجوه دندانه‌های درگیر ابتدائی، بیشتر است. همچنین تغییر در هر یک از پارامتر هندسی بطور مستقیم بر دیگر پارامترها اثرگذار است. تغییرات پروفیل و لید دندان، نوعی جابجایی ایجاد شده در سطح دندانه‌ها است که در اینجا ناشی از خستگی است و دندان تحت خمش یکطرفه است.

مطالعه فوق نشان می‌دهد، حرکت ناگهانی خودرو در محدوده بیشینه گشتاور موتور، اثر مخرب بر عملکرد چرخنده‌های جعبه‌دنده ندارد. تکرار چنین بارگذاری به جهت وجود بارهای مقاوم (شامل جرم خودرو، اینرسی و لقی داخلی اجزاء جعبه‌دنده و دیگر قطعات سیستم انتقال قدرت و...) می‌تواند تغییر شکل الاستیک- پلاستیک در این عناصر را به همراه داشته باشد. وجود انحراف ۱۲ میکرون در مقدار والنگی دنده عقب بدون ایجاد اشکال در پارامترهای هندسی و عملکرد چرخنده این برداشت را تصدیق می‌نماید.

نتایج نشان می‌دهند که تفرانس‌های هندسی میکرو در فلنک‌های تحت بار در بخش‌های پروفیل دندان و لید چرخنده پس از بارگذاری در گشتاور نامی موتور ۱۵۰-۲۵۰ نیوتن‌متر دچار تغییر نمی‌شوند. در گشتاورهای بحرانی ۳۵۰-۴۰۰ نیوتن‌متر با هدف تخریب و ایجاد شکست در دندان، تغییرات ایجاد شده در بازه مجاز قرار گرفته‌اند. بیشینه تغییرات پارامترها در بازه تفرانسی مجاز، تا ۴ درصد مشاهده گردید. مشخص شد، حد استحکام پیچشی چرخنده‌ها تا ۲/۳ برابر گشتاور نامی موتور خودرو در فرآیند ساخت در نظر گرفته می‌شود.

---

<sup>1</sup>Contact Ratio

## تعارض منافع

نویسندگان ابراز می‌دارند که با بهره‌مندی از امکانات شرکت صنعتی نیرومحرکه برای بررسی و ساخت تجهیزات تست، در تمامی مراحل تحقیق و نگارش مقاله، تلاش شده است تا دقت علمی رعایت شود و کلیه یافته‌ها فقط بر اساس داده‌های معتبر و شواهد تجربی ارزیابی و گزارش شوند. محققین اذعان می‌نمایند، حقوق مادی این تجهیز (آزمون استحکام گشتاور پیچشی و اندازه‌گیری) متعلق به شرکت صنعتی نیرومحرکه بوده است.

## منابع مالی

کلیه منابع مالی این تحقیق اعم از ساخت تجهیز آزمون استحکام گشتاور پیچشی و گزارش‌های اندازه‌گیری نتایج توسط شرکت صنعتی نیرومحرکه تامین شده است.

## اخلاق نشر

نویسندگان اذعان می‌نمایند این مقاله در حال حاضر در هیچ مجله داخلی و خارجی در فرآیند داوری قرار ندارد.

۵-علائم اختصاری

ردیف	پارامتر	شرح
۱	$Z$	تعداد دندانه های قطعه کار
۲	$m_n$	مدول نرمال
۳	$NDP$	گام قطری نرمال
۴	$\alpha_n$	زاویه فشار نرمال
۵	$\beta$	زاویه هلیکس یا مارپیچ
۶	$\beta_b$	زاویه هلیکس روی دایره مبناء
۷	$B$	عرض چرخنده
۸	$X$	ضریب اصلاح ( سر دنده )
۹	$d_b$	قطر دایره مبناء
۱۰	$L_\beta$	درصدی از طول با ارتفاع دنده که در گراف مورد بررسی است.
۱۱	$d_p$	قطر دایره گام
۱۲	$\bar{X}$	میانگین پارامترهای اندازه گیری شده برای ۴ دندانه
۱۳	$N \#$	دندانه شماره N که مقدار مینیمم با ماکزیمم انحراف را دارد
۱۴	$F_r$	والنگی
۱۵	$\nabla$	نقطه مینیمم انحراف
۱۶	$\Delta$	نقطه ماکزیمم انحراف
۱۷	$F\alpha$	خطای انحراف کلی گراف پروفیل
۱۸	$f_{f\alpha}$	خطای (انحراف) شکل پروفیل دندانه یا صافی سطح
۱۹	$f_{H\alpha}$	خطای انحراف (زاویه ای پروفیل دندانه یا زاویه فشار
۲۰	$F_\beta$	خطای انحراف کلی گراف لید -
۲۱	$f_{f\beta}$	خطای انحراف شکل لید دندانه با صافی سطح
۲۲	$f_{H\beta}$	خطای (انحراف) زاویه ای لید یا راستای دندانه
۲۳	$C_\alpha$	مقدار کرون انحنا پروفیل دندانه
۲۴	$C_\beta$	مقدار کرون انحنا لید دندانه
۲۵	$f_{pt}$	خطای گام انفرادی عبارت است از اختلاف جبری بین گام تئوری و گام حقیقی
۲۶	$f_u$	خطای گام مجاور (عبارت است از بیشترین اختلاف دو خطای گام مجاور)
۲۷	$f_p$	خطای گام تجمعی عبارت است از جمع خطاهای انفرادی از شروع در هر نقطه
۲۸	$f_{pz/8}$	خطای گام تجمعی در ۱/۸ (۴۵درجه) از کل چرخنده
۲۹	$d_a$	قطر سردنده
۳۰	$d_f$	قطر ریشه دنده
۳۱	$f_{H\beta M}$	میانگین $F_{H\beta}$

- [1] T. Masuyama, N. Miyazaki, Evaluation of load capacity of gears with an asymmetric tooth profile, *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 11(1) (2016) 11.
- [2] A. Gidado, I. Muhammad, A. Umar, Design, modeling and analysis of helical gear according bending strength using AGMA and ANSYS, *Int'l Journal of Engineering Trends and Technology*, 8(9)(2014).
- [3] J. Zhang, H. Wang, Y. Liu, S. Hou, Z. Liu, H. Wang, Research on the strength calculation method and effects of gear parameters for high-coincidence high-tooth gears, *Processes*, 11(6) (2023) 1807.
- [4] M. Hein, J. Pellkofer, D. Vietze, K. Stahl, Service Life of Cylindrical and Bevel Gears Under Variable Load and Stresses, in: *AGMA Fall Technical Meeting 2020*, (2020).
- [5] O.C. Kalay ,O. Doğan, T.G. Yılmaz, C. Yüce, F. Karpat, A comparative experimental study on the impact strength of standard and asymmetric involute spur gears, *Measurement*, 172 (2021) 108950.
- [6] R.V. Rao, Design optimization of a spur gear train using TLBO and ETLBO algorithms, in: *Teaching Learning Based Optimization Algorithm: And Its Engineering Applications*, Springer,( 2015), pp. 91-101.
- [7]N. Bretl, S. Schurer, T. Tobie, K. Stahl, B.-R. Höhn, Investigations on tooth root bending strength of case hardened gears in the range of high cycle fatigue, in: *Proceedings of the American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting*, Indianapolis, IN, USA, (2013), pp. 15-17.
- [8]Z. Wu, T. Wang, R. Zhang, The test analysis of transmission gears' fatigue pitting, *Journal of Chemical and Pharmaceutical Research*, 5(9) (2013) 428-433.
- [9]T. Mao, H. Liu, P. Wei, D. Chen, P. Zhang, G. Liu, An improved estimation method of gear fatigue strength based on sample expansion and standard deviation correction, *International Journal of Fatigue*, 161 (2022) 106887.
- [10]G. Iarriccio, A. Zippo, M. Barbieri, F. Pellicano, Efficiency and durability of spur gears with surface coatings and surface texturing, in: *Advances in Condition Monitoring and Structural Health Monitoring: WCCM 2019* ,Springer,( 2021), pp. 285-291.
- [11] J.-F. Hochrein, M. Otto, K. Stahl, Fast tooth deflection calculation method and its validation, *Forschung im Ingenieurwesen*, 86(4) (2022) 845-859.
- [12] D. Kalibrierdienst, Guideline DKD-R 6-1 Calibration of Pressure Gauges, Accessed on, 7 (2015) 1-51.
- [13] B.C. Pratt, The Calibration of Torque Measuring Devices to British Standard BS 7882: 2008, in, United Kingdom, (2008).
- [14] A.Gorakhnath, , Reddy, A., and Vamsi, A. S., Mechanical properties of 27CD4 steel: A review. *Materials Today: Proceedings*, 45, (2021) 977-983.
- [15] J.T.Smith, Johnson, M. L., and Clark, D., Stress distribution in gear profiles under torsional loads, *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 9(5) (2020) 465-473.
- [16] R.C. Frazer, S.J. Wilson, Implementing ISO 18653--Gears: Evaluation of instruments for Measurement of Individual gears, *Gear Technology*, 27(3) (2010) 38-47.
- [17] J. Harianto, D.R. Houser, A methodology for obtaining optimum gear tooth micro-topographies for noise and stress minimization over a broad operating torque range, in: *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, (2007), pp. 289-303.
- [18] Tolerance for cylindrical gear Teeth, Din 3962 (Tolerance for deviations of individual parameters)
- [19] J.E. Shigly, *Mechanical Engineering Design*, (McGraw-Hill Book Company, New York) ,(1989).
- [20]W.-F. Chen, D.-J. Han, D.-J. Han, *Plasticity for structural engineers*, J. Ross publishing, (2007).
- [21] G.T. Sarkar, Y.L. Yenarkar, D.V. Bhope, Stress analysis of helical gear by finite element method, *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 2(4) (2013) 322-329.
- [22] Psa Peugeot –citroen . B181155 . Involute dentures of a circle: definitions and verifications.

# Investigating the geometrical changes of the automobile transmission gear under repeated sudden twisting torque

Seyed Mahmood Farmani<sup>1</sup>, Abolfazl Bazazan<sup>2</sup>, Majid Alitavoli<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran

<sup>2</sup>Mechanical Engineering, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

## Abstract

The gearbox system in a vehicle is subjected to various loading, torque, and speed conversion conditions. In this study, the behavior of the gearbox in a vehicle with an engine torque of 150 N.m in the starting state by applying a sudden torsional torque to the input shaft and under hydrostatic resistant load has been investigated. The aim of this study is to investigate the geometric changes of the teeth in the gears and determine their strength by applying repeated loading and gradually increasing it up to a range of 400 N.m. For this purpose, a torsional strength test system has been built using software from the design group and control systems for precision instruments and actuators. Subsequently, an experimental test has been carried out by measuring the torque values applied to the input shaft of a typical vehicle gearbox in the 1st and reverse gear positions in accordance with the test plan table and providing hydrostatic resistant load conditions at the gearbox output under the aforementioned conditions. Using the gap analysis method, the micro-geometric parameters of the gears under consideration have been compared using a gear geometry measuring device before and after loading. The results show that there is no change in the gear profile up to a torque of 310 N.m. Also, during the loading stage and after applying a torque of 385 N.m to cause destruction, the state of plastic deformation in the teeth and various parameters shows an average deviation of 4% in the tolerance range compared to the conditions before loading.

## Keywords:

Sudden torsional torque, repeated loading, hydro-static resistance load, geometric parameters, plastic deformation

---

\* Corresponding Author: Email: tavoli@guilan.ac.ir

## Introduction

Gearboxes are the main parts of the vehicle to provide movement in different road conditions. Considering the working conditions of these systems, the need to examine their performance and strength in different stages of critical and sudden loading after the production stage is one of the requirements of their manufacturers. Onar et al. [1] have investigated the effect of tooth profile on impact loads on simple gears. For this purpose, an experimental test of the effect of asymmetric profile on impact resistance was carried out. The results show that the maximum force values increase by approximately 15.3% when using asymmetric profile gears with a pressure angle of 20 degrees compared to the standard design. Rao has investigated the optimization of the weight of the gearbox by considering the bending strength of the teeth and the torsional strength of the shafts [2]. Bertel et al. [3] have investigated various types of failure modes depending on the stress state based on extensive experimental research. In this paper, a distinction is made between failures that occur with the initiation of fatigue cracks on the surface and below the surface. In particular, those failures that occur with the initiation of cracks below the surface have a negative effect on the load-bearing capacity of the tooth root in the fatigue limit and at a high number of cycles. In this study, the geometric changes of the gears of the vehicle gearbox in the starting position by applying repeated sudden torque, incremental steps, and hydrostatic resistant load were investigated by experimental modeling, and the specialized parameters of the gears under load were measured using a gear geometry measuring device. Therefore the gearbox is installed on the fixture of the device, and the position of gear *I* or reverse *R* is selected by the gear shift lever for the test. The input shaft of the gearbox is connected to the torque generator system through a digital torque meter and a multi-plate clutch. The amount, number of times, and method of applying torque to the input shaft are considered based on the internal technical document of an automotive company, in accordance with testplan Table and the theory-practice diagram and practical schematic of Fig 1.

## Methodology

the experimental test An experimental study was conducted on a 5-gear and 6-gear gearbox (with the geometric specifications of the gear, including the number of teeth and pitch, etc. (listed in the header of Figure 8), made of alloy steel. The mechanical properties of this alloy, such as tensile strength and hardness, were considered the most important factor in resisting torsional loads [4]. At this stage, after installing the gearbox on the desired fixture and other test accessories such as poles and making initial adjustments, the electric motor first started to rotate at 750 rpm by the starter-controller and moved the inertial weights through a belt and pulley with a ratio of 1:2.

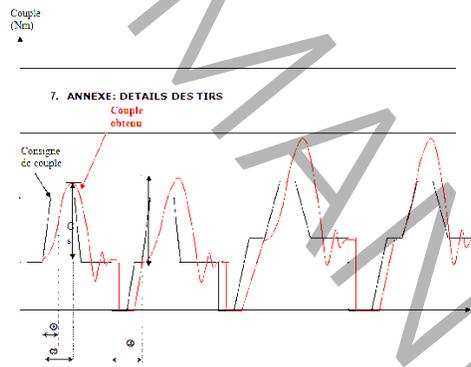


Fig 1. Theoretical and practical load application diagram

The loading stages and the amount of torque are controlled by an electronic controller using pneumatic valves connected to the clutch and hydraulic valves at the outlet of the cylinders, and with the help of a display, torque graphs can be displayed in terms of time Fig 2. According to the test plan table, by activating the pneumatic valve 5/2, 2 bar air pressure is applied to the pneumatic clutch and an initial torque of 105 N.m is applied to the input shaft of the gearbox for 1 second. Before the end of this time, the shock torque is applied by reactivating the clutch under 2.4 bar air pressure for 0.5 seconds. This step is repeated 2 times. The other steps are also applied in order up to a torque of 295 N.m and with the number of repetitions mentioned in testplan table by the PLC control system, and the values and graphs resulting from this loading are monitored and recorded. Fig 3 shows the condition of the gears of gear 1) before and after experimental loading.[5] The device of Fig 4 was used to measure the tooth geometry and determine the geometric deviations created on the tooth profile compared to before loading. The average values and tolerance ranges of the parameters are also presented in the report obtained from this measurement[6].

## Results and Discussion

Figure 5 shows the torque-time and repeatability diagram of the test steps experimentally by the display. The data recorded on the display, in CSV format through the Calculation software, is shown in the diagram in Fig 5. The

diagram shows the repetition of the step and the repeatability of the steps, which are shown in two torque ranges of 130-230 Nm and 230-320 N.m .



Fig 2. Torsional strength testing system



Fig 3. Gear profile after loading



Fig 4. GMM tooth geometry measuring machine

According to the diagram in Figure 1 and after performing the strength test device settings, the practical diagram obtained during the test process is presented in Fig 5. First, the initial torque of 135 N.m was applied to the input shaft of the gearbox for 1 second, and then the shock torque was increased from 135 to 230 N.m and remained at this level for 0.5 seconds. Subsequently, and in accordance with the timing, the loading steps were repeated in accordance with the implementation instructions in both *reverse* and *I* gears. The results were extracted and presented in accordance with the definitions and specialized parameters of the gears [7]. Fig 6 shows the Laboratory results of 1 gear lead. Tooth deflection affects lateral load distribution and is the basis for the design of lateral corrections [8].

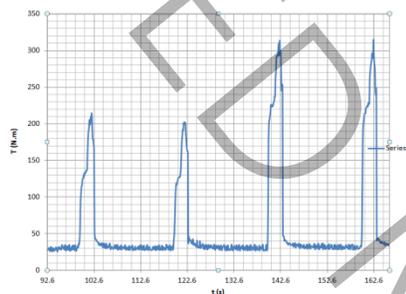


Fig5 .Test results performed using the device

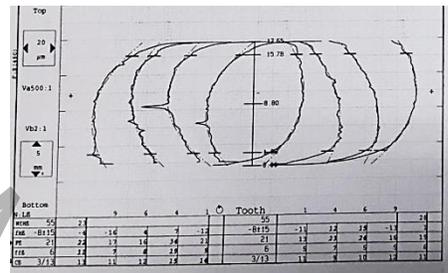


Fig 6. Laboratory results of gear lead

## Conclusion

In this article, by eliminating some degrees of freedom, including macro geometric tolerances, component alloy, and heat treatment method, a test has been analyzed in two situations, examining the geometric changes in the microform of the tooth—the amount of deformation in a gear from the car gearbox. The values of angular deviation of the tooth profile with a meshing rate of 1/3 tooth at a torque of 400 N.m are acceptable. The above study shows that sudden movement of the vehicle in the maximum engine torque range does not have a destructive effect on the performance of the gearbox gears. Repeating such loading due to the presence of resistant loads (including the mass of the vehicle, inertia, internal clearance of the gearbox components and other parts of the power transmission system, etc.) can lead to elastic-plastic deformation in these elements.

## Reference:

- [1]O.C. Kalay ,O. Doğan, T.G. Yılmaz, C. Yüce, F. Karpat, A comparative experimental study on the impact strength of standard and asymmetric involute spur gears, Measurement, 172 (2021) 108950.
- [2] R.V. Rao, Design optimization of a spur gear train using TLBO and ETLBO algorithms, in: Teaching Learning Based Optimization Algorithm: And Its Engineering Applications, Springer,( 2015), pp. 91-101.
- [3]N. Bretl, S. Schurer, T. Tobie, K. Stahl, B.-R. Höhn, Investigations on tooth root bending strength of case hardened gears in the range of high cycle fatigue, in: Proceedings of the American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting, Indianapolis, IN, USA, (2013), pp. 15-17.
- [4] D. Kalibriendienst, Guideline DKD-R 6-1 Calibration of Pressure Gauges, Accessed on, 7 (2015) 1-51.
- [5]J.T.Smith, Johnson, M. L., and Clark, D., Stress distribution in gear profiles under torsional loads, International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, 9(5) (2020) 465-473.
- [6] R.C. Frazer, S.J. Wilson, Implementing ISO 18653--Gears: Evaluation of instruments for Measurement of Individual gears, Gear Technology, 27(3) (2010) 38-47.
- [7] J. Harianto, D.R. Houser, A methodology for obtaining optimum gear tooth micro-topographies for noise and stress minimization over a broad operating torque range, in: International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, (2007), pp. 289-303.
- [8] Psa Peugeot –citroen . B181155 . Involute dentures of a circle: definitions and verifications.