



شبیه‌سازی و تحلیل تنش در میل‌لنگ موتور ۶ استوانه‌ای تراکتور ITM 1500

عباسی ساحتی‌مهر^{۱*}، میرعلی‌اصغر مفید^۲، محسن جعفری قاسم فشلاقی^۳، سید مهدی لشکرپور^۴، امیررضا کوه‌بلوری^۵، مهدی منصور^۶، مجتبی یزدانی^۶

^۱ کارشناس فنی مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان تراکتورسازی ایران، تبریز، ایران، sahatimehr_e@yahoo.com & mehdimansury@yahoo.com

^۲ مدیر مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران، تبریز، ایران، Ali.mofid@gmail.com

^۳ رئیس توسعه محصول مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران، تبریز، ایران، ENGMJGG@yahoo.com

^۴ رئیس آزمایشگاه و صحنه‌گذاری مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران، تبریز، ایران، Lashkarpour@gmail.com

^۵ سرپرست طراحی مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران، تبریز، ایران، a.bloori@gmail.com

^۶ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشیار دانشگاه صنعتی سهند تبریز، تبریز، ایران، m.yazdani@sut.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۸ آذر ۱۳۹۹

پذیرش: ۰۴ دی ۱۳۹۹

کلیدواژه‌ها:

میل‌لنگ

تحلیل تنش اجزاء محدود

زیمنس‌ان‌ایکس

آباکوس

آنسا

سامانه انتقال قدرت، بخش حیاتی هر وسیله نقلیه است. در این میان میل‌لنگ از اجزاء مهم سامانه است، به طوری که به وسیله دسته‌سمبه، نیروی لازم از احتراق را از سمبه‌ها که حرکت خطی دارند، می‌گیرد و آن را به حرکت دورانی تبدیل می‌کند. چون میل‌لنگ چرخه‌های تکرار زیادی را می‌بیند، همواره تحت نیروها و شرایط مرزی پیچیده قرار دارد. از این رو شناسایی و چگونگی اعمال، مقدار و جهت این‌گونه مؤلفه‌ها از اهمیت بسزایی برخوردار است. به طوری که عدم آگاهی داشتن از شرایط حاکم بر میل‌لنگ، منجر به شکست میل‌لنگ و از کار افتادن کل سامانه انتقال قدرت خواهد شد. در این راستا برای اولین بار در پی مشخص نمودن وضعیت تنش در میل‌لنگ تحت فعالیت از تراکتور ITM 1500 و مشخص نمودن تمرکز تنش و مکان‌های مستعد برای خستگی و شکست شدید، نخست منبع و مقدار بارهای اعمالی و چگونگی تأثیر آن‌ها بر میل‌لنگ بررسی شد. سپس الگوهای ۳ بعدی لازم را در نرم‌افزار زیمنس‌ان‌ایکس ترسیم نمودیم. تحلیل الگوی اجزاء محدود با تعریف مشخصات مصالحی، حلگر، بار و شرایط مرزی مناسب در نرم‌افزار آباکوس انجام شد. همچنین شبکه‌بندی در نرم‌افزار تخصصی پیش‌پردازش آنسا انجام شد. نتایج بدست آمده از تحلیل اجزاء محدود ارائه و بررسی شد. به طوری که مقدار و مکان نقطه‌های بحرانی تنش در کل الگو و مسیر تعریف شده روی یاتاقان‌های اصلی مشخص گردید. در انتها نتیجه‌گیری‌های لازم با استفاده از نتایج بدست آمده بیان گردید.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

در موتورهای دیزلی رسیدن به بازده و توان قوی از جمله مواردی است که همواره مورد توجه بوده است. اما نکته قابل توجه این است که افزایش توان، منجر به افزایش تنش و کاهش عمر قطعات می‌شود که میل‌لنگ نیز از این امر مستثنی نیست.

میل‌لنگ یکی از اجزاء اساسی در سامانه انتقال قدرت وسیله نقلیه است. به طوری که به وسیله دسته‌سمبه، نیروی لازم از احتراق را از سمبه‌ها که حرکت خطی داشته گرفته و آن را به حرکت دورانی تبدیل می‌کند. در نهایت نیروی لازم به وسیله چرخ‌لنگر به جعبه‌دنده انتقال پیدا می‌کند. چون میل‌لنگ نقش تبدیل حرکت خطی به دورانی را ایفا می‌کند همواره دچار نیروهای پیچیده می‌شود. از این رو شناسایی چگونگی اعمال، مقدار و جهت این نیروها از اهمیت بسزایی برخوردار است. به طوری که پیش‌بینی نادرست شرایط حاکم بر میل‌لنگ، منجر به شکست میل‌لنگ و از کار افتادن کل سامانه خواهد شد.

از این رو افراد بسیاری همواره تلاش کرده‌اند تا بر مشکل‌های بیان شده غلبه کنند. از این رو تاریخچه‌ای از تحقیقات انجام شده را می‌توان در زیر مشاهده نمود.

چِنسون، با بیان این‌که مطالعات تحلیلی نقطه شروع تولید اند، اما تمامی متغیرهای اعمالی به میل‌لنگ را تحت پوشش قرار نمی‌دهند، به صورت آزمایشگاهی بر روی استحکام میل‌لنگ یک موتور ۸ استوانه مطالعه‌ای را انجام داد. ایشان اعلام نمود که بیشینه تنش در پَخ‌های گرد^۱ یا تاقان اصلی و لنگ است [۱].

وِیستر و همکاران، در یک موتور تند سرعت، دسته‌سمبه را با در نظر گرفتن نیروهای پیش‌تنشی پیچ‌ها، الگوسازی سه‌بعدی و شبیه‌سازی اجزاء محدود کردند. بیشترین تنش را در بالای دسته‌سمبه در قسمت مرز انحنای پایین بدنه با مقطع پیچ، انحنای پایین با محور دسته‌سمبه و در نهایت سَری پیچ دسته‌سمبه اعلام نمودند [۲].

ناکایما و همکاران، تأثیری مقدار انحراف از محور میل‌لنگ یک موتور تک‌استوانه اصلاح شده را بر اصطکاک سمبه بررسی کردند. در نهایت به این نتیجه رسیدند که تنها با نیروی جانبی سمبه نمی‌توان تأثیر مقدار انحراف از محور میل‌لنگ بر روی اصطکاک سمبه را بیان نمود [۳].

واکابایاشی و همکاران، مطالعه‌ای را به منظور دانستن تأثیرهای ویژگی سازوکار لنگ-لغزش بر روی تلفات اصطکاک سمبه را با استفاده از طراحی و ساخت یک موتور احتراقی بنزینی تک‌استوانه انجام دادند. در نهایت بیان نمودند که اگر انحراف از محور میل‌لنگ بیش از ۱۰ میلی‌متر باشد، دیگر به عنوان مؤلفه تأثیرگذار در اصطکاک

سمبه نخواهد بود. چون دیگر نیروی جانبی سمبه به عنوان متغیری از اصطکاک در حین انبساط تلقی نخواهد شد [۴].

رش و کلارین، در اوی‌ال^۲ با استفاده از ابزار اوی‌ال اکساید^۳ یک روش پردازش گذرا را توسعه دادند. پردازش برای مجموعه و قسمت‌هایی از موتور از جمله میل‌لنگ انجام شد که در این راستا ابتدا تحلیل را به سرعت‌های معین تقسیم کرده و سپس همه آن‌ها را با استفاده از یک اکساید ادغام نمودند. در نهایت بیان نمودند که با استفاده از این روش می‌توان رفتار غیرخطی موتور و تمامی تشدیدها را در دامنه سرعت مورد نظر، به صورت پیوسته در دامنه زمانی شناسایی و بدست آورد [۵].

شین و همکاران، یک موتور تک استوانه 4.2 لیتر را به منظور بررسی تأثیر اثر انحراف از محور میل‌لنگ بر کاهش اصطکاک و احتمال افزایش ترمودینامیکی آن مورد طراحی و آزمایش قرار دادند. همچنین طی بررسی فشار استوانه، تغییر در انحراف از محور میل‌لنگ تأثیری بر بازده احتراق نشان نداد. بر خلاف تحقیقات قبلی مقدار اصطکاک با افزایش انحراف از محور میل‌لنگ، افزایش پیدا کرد [۶].

شینوی و فاطمی، دسته‌سمبه موتورهای احتراق داخلی را بررسی کردند. در تحقیق انجام پذیرفته یک پردازش بار کامل تحت شرایط کار واقعی روی یک دسته‌سمبه انجام شد. با ذکر این‌که دسته‌سمبه به طور معمول تحت تنش‌های محوری آزمایش و پردازش می‌شود، اما تنش‌های خمشی و تنش‌های چند محوری در قسمت‌های حساس دسته‌سمبه وجود دارد، بیان نمودند که تفاوت قابل توجهی میان تنش‌های بدست آمده از پردازش شبه‌دینامیکی و استاتیکی موجود است [۷].

منتظرصادق و فاطمی، مطالعه‌ای را روی میل‌لنگ یک موتور تک استوانه ۴ مرحله‌ای انجام دادند. بیان نمودند که دو نوع منبع متفاوت بار احتراقی و لختی در موتور وجود دارد که این بارها منجر به ایجاد بارهای خمشی و پیچشی در میل‌لنگ می‌شود. در این راستا ابتدا پردازش دینامیکی به صورت تحلیلی و سپس به منظور تأیید، شبیه‌سازی را در نرم‌افزار آدامز^۴ و نتایج را در قالب بار به یاتاقان پین میل‌لنگ اعمال کردند. این بار، در نرم‌افزار اجزاء محدود آباکوس^۵ به عنوان ورودی وارد شد. بیشینه بار که از نوع خمشی است را در ۳۵۵ درجه از میل‌لنگ موتور مشاهده نمودند. همچنین بیان نمودند که تأثیر پیچش در مقایسه با خمش در تنش‌های موجود بسیار کم است. از این رو به منظور ساده‌سازی تحلیل، میل‌لنگ را در فقط با در نظر گرفتن بارهای خمشی انجام دادند. پَخ‌های گرد را به عنوان مکان‌های بحرانی اعلام نمودند. در نهایت بیان نمودند که نتایج بدست آمده را می‌توان در محاسبه عمر خستگی و بهینه‌سازی استفاده نمود [۸].

³ AVL EXCITE

⁴ ADAMS

⁵ Abaqus

¹ Fillet

² AVL

کاندریگولا و همکاران، با بیان این که خستگی بیشترین عاملی است که در شکست میل‌لنگ نقش ایفا می‌کند. تحلیلی را به منظور شکل‌های آزاد ارتعاشی، سفتی خمشی و پیچشی را برای هر کدام از لنگ‌ها انجام دادند. برای به دست آوردن تنش‌های محلی در بدنه پَیخ‌های گرد، شاخص تمرکز تنش را محاسبه کردند. تنش‌های بدست آمده از پردازش گذرا به عنوان مقادیر ورودی از حلگر فیم‌فت^۴ برای محاسبه عمر خستگی استفاده شد. در نهایت ضریب امنیت از تحلیل خستگی برای پَیخ‌های گرد در بازه مجاز قرار داشت [۱۴].

کاهاته و کچه، خستگی ناشی از ترکیب پیچش و خمش را دلیل اصلی شکست در میل‌لنگ بیان نمودند. هدف اصلی کار آن‌ها ارزیابی عمر خستگی همبسته فولادی میل‌لنگ بخصوص در قسمت پَیخ گرد بود. دلیل اصلی شکست را پرداخت نهایی ضعیف در بازه پَیخ گرد معرفی نمودند. میل‌لنگ شبیه‌سازی و سپس با استفاده از نرم افزار اجزاء محدود مورد تحلیل قرار گرفت. همچنین به منظور بدست آوردن عمر خستگی میل‌لنگ، آن را به منظور انجام آزمایش واقعی تحت خمش و پیچش خالص قرار دادند. در نهایت بیان نمودند اختلاف میان نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی کمتر از ۱۰ درصد است [۱۵].

ویتیک و همکاران، تحلیل ارتعاش، تنش و شکست میل‌لنگ موتور دیزلی را ارائه کردند. در ابتدا بررسی بصری قسمت شکسته شده ارائه شد و در مرحله بعد به منظور پاسخ به چگونگی شکست زود هنگام میل‌لنگ از روش اجزاء محدود استفاده نمودند. طبق نتایج بدست آمده از تحلیل تنش غیرخطی، هنگامی که موتور با بیشترین توان فعالیت می‌کند، بیشترین مقدار تنش در مکانی غیر از محل رشد ترک است. در قسمت آخر مطالعه، در تحلیل ارتعاش هر دو بسامد و حالت‌های ارتعاشی آزاد را بدست آوردند به طوری که بیشترین مقدار تنش از شکل دوم ارتعاشی آزاد در بازه شروع ترک قرار داشت. در نهایت با توجه به نتایج بدست آمده، شکست زود هنگام میل‌لنگ را ارتعاش رزونانسی اعلام نمودند [۱۶].

دیگه و همکاران، تلاشی را به منظور بهبود عمر خستگی میل‌لنگ موتور تک‌استوانه با بهینه‌سازی هندسه آن انجام دادند. مدل‌سازی در نرم‌افزار سالیدورکز^۷ و شبیه‌سازی در نرم‌افزار آنسیس انجام پذیرفت. بیشترین تنش را در بازه پَیخ گرد یاتاقان اصلی و لنگ گزارش کردند. همچنین در ادامه بیان نمودند که شکست از پَیخ گرد شروع می‌شود و خستگی را عامل اصلی شکست میل‌لنگ دانستند. در انتها بیان نمودند که افزایش شعاع پَیخ گرد و قطر یاتاقان لنگ، منجر به کاهش تنش مایسز و تنش برشی و افزایش تعداد چرخه‌های شکست می‌شود [۱۷]. علی‌اکبری و همکاران، میل‌لنگ موتور ۶ استوانه دیزلی از لودر چرخ لاستیکی که بعد از بازه زمانی کوتاه، شکسته می‌شود را بررسی کردند.

لی‌زو و همکاران، یک میل‌لنگ که بعد از ۷۶۰۱۰ کیلومتر کارکرد دچار شکست ۴۵ درجه در اولین پین شده بود را بررسی کردند. آنها نشان دادند که خستگی عامل اصلی شکست بوده و شروع شکست از پَیخ گرد^۱ میل‌لنگ است. در نهایت با بیان اینکه نبود سخت‌شوندگی در بازه پَیخ گرد منجر به کاهش مقاومت سخت‌شوندگی و شروع خستگی خواهد شد [۹].

مینز و همکاران، با مقایسه دو رویکرد شبه-استاتیکی و بارگذاری دینامیکی، محفظه میل‌لنگ را بررسی کردند. بیان نمودند که رویکرد دینامیکی با توسعه معادلات ریاضی قوی می‌تواند مشخصات دینامیکی هر دو جفت میل‌لنگ و محفظه‌لنگ و برهم‌کنش‌های هر دو را به صورت مطلوبی بیان کند. در ادامه یک موتور ۶ استوانه خطی دیزلی را انتخاب و مورد بازبینی قرار دادند تا بتواند بارگذاری‌های بالاتر را با صرفه‌جویی در هزینه تحمل کند. در نهایت توانستند نتایج مطلوبی را به بدست آوردند [۱۰].

سینگ و همکاران، یک رویکرد یکپارچه را به منظور طراحی موتورهایی با در نظر گرفتن ملاحظات حرارتی-مکانیکی انجام دادند. آن‌ها یک چهارچوب یکپارچه شده تحلیل انتقال حرارت و تنش‌های مکانیکی-حرارتی را برای یک موتور دیزل ۴ مرحله‌ای تک استوانه انجام دادند. با استفاده از نرم‌افزار ایل‌اس‌داین^۲ یک تحلیل اجزاء محدود صریح را با در نظر گرفتن سطح‌های تماسی انجام دادند که منجر به ارائه نتایج واقع‌گرایانه از دینامیک موتور شد [۱۱].

سینگ و همکاران، بیان نمودند که دسته‌سمبه دچار دو نوع نیرو می‌شود که نیروی اول فشار ناشی از احتراق و دوم لختی است. آن‌ها با استفاده از نرم‌افزار اجزاء محدود آنسیس^۳، ویژگی‌های اعوجاجی و استحکامی دسته‌سمبه را محاسبه کردند. در این راستا تحلیل خستگی و سازه‌ای را انجام دادند. با بیان این که بار فشاری بزرگ‌تر از بار کششی است، طراحی بر پایه بارگذاری فشاری انجام شد. در نهایت تحلیل آن‌ها از اهمیت بررسی قسمت بزرگ دسته‌سمبه و متناسب با آن تغییرات در لقی یاتاقان که جزو متغیرهای مهم در تنش است را به نمایش گذاشت [۱۲].

ناییک، با استفاده از روش اجزاء محدود، بر روی یک میل‌لنگ موتور ۴ استوانه تحلیل تنش و مد را انجام داد. الگوی ۳ بعدی در نرم‌افزار پرو-ای^۴ و به منظور تحلیل استحکام، شبیه‌سازی در نرم‌افزار آنسیس انجام پذیرفت. با بررسی شکست، به این نتیجه رسید که در تمامی میل‌لنگ‌ها شکست در اولین لنگ در نزدیکی چرخ‌لنگ^۵ است. بیان نمود که در طراحی میل‌لنگ، به منظور برآورد نمودن نیازهای لازم با در نظر گرفتن دو مؤلفه هزینه و اندازه، بارگذاری دینامیکی و بهینه‌سازی می‌تواند منجر به تغییر قطر محور شود [۱۳].

⁴ PRO/E

⁵ Flywheel

⁶ FEMFAT

⁷ SOLIDWORKS

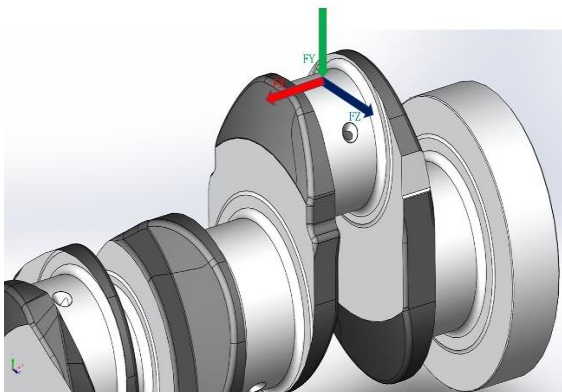
¹ Fillet

² LS-DYNA

³ Ansys



شکل ۱: میل‌لنگ موتور ۶ استوانه



شکل ۲: نیروهای اعمالی بر میل‌لنگ، جهت نیروی خمشی (FY)، جهت نیروی پیچشی (FZ) و جهت نیروی طولی (FX)

جدول ۱: مشخصات موتور MT660E

مقدار (واحد)	نوع ویژگی
۱۰۸,۲ (mm)	ارتفاع سمبه
۲۱۹,۱ (mm)	طول دسته‌سمبه
۸۶۹,۱ (mm)	طول میل‌لنگ
۱۰۰ (mm)	قطر سمبه
۷۶,۱۷ (mm)	قطر یاتاقان اصلی
۶۳,۴۸ (mm)	قطر یاتاقان لنگ
۴,۷ (mm)	قطر مسیر روغن
۳,۸۲ (mm)	شعاع پخ‌گرد لنگ
۳,۲ (mm)	انحراف از محور سمبه
۴ (Kg)	وزن اجزاء رفت و برگشتی
۱۱۲ (KW)	بیشترین مقدار خروجی موتور
۲۲۰۰ (RPM)	بیشترین مقدار سرعت موتور
۱۱۹,۱۲ (bar)	بیشترین فشار گاز

میل‌لنگ نام برده بعد از ۴۸۰۰ ساعت کارکرد در لنگ شماره ۵ میل‌لنگ شکسته شده بود.

بررسی‌های انجام داده حاکی از آن بود که ریخت‌شناسی سطح شکست به صورت صاف است که عامل آن خستگی بوده که دلیل اصلی بوجود آمدن این نوع خستگی را بارگذاری خمشی-دورانی اعلام نمودند. همچنین دلیل اصلی بوجود آمدن ترک‌های خستگی در سطح یاتاقان لنگ را وجود ناخالصی در روغن، وجود ناخالصی در سطح یاتاقان لنگ و ماشین‌کاری نامناسب سطح یاتاقان لنگ یا وجود چاله و اصطکاک شدید که ناشی از نبود روان‌کار مناسب است را نامیدند. در نهایت به منظور حل این‌چنین ایرادها، تعویض روغن در بازه زمانی معین و ایجاد کیفیت سطح مطلوب را توصیه نمودند [۱۸].

در تحقیق حاضر، وضعیت تنش در میل‌لنگ موتور شش استوانه تراکتور ITM 1500 که تحت بارگذاری واقعی قرار دارد بررسی شد. در گام نخست منبع و مقدار بارهای اعمالی و چگونگی تأثیر آن‌ها بر میل‌لنگ بررسی شد. سپس با بیان الگوهای ۳ بعدی به بررسی و چگونگی انجام الگوی اجزاء محدود از قبیل مشخصات مواد، شرایط مرزی و شبکه‌بندی توضیحاتی داده خواهد شد. در گام بعدی نتایج بدست آمده از تحلیل اجزاء محدود ارائه خواهد شد که می‌توان مقدار و مکان نقطه‌های بحرانی تنش را برای هر ۶ مرحله احتراق بدست آورد.

۲- تحلیل نیرو

همانطور که پیش‌تر بیان شد میل‌لنگ تحت بارگذاری‌های پیچیده‌ای است و ندانستن وضعیت و چگونگی اعمال این بارها به میل‌لنگ می‌تواند منجر به شکست میل‌لنگ و از کار افتادن سامانه انتقال قدرت شود. میل‌لنگی که در شکل ۱ مشاهده می‌شود متعلق به موتور ۶ استوانه است.

همچنین مشخصات موتور و میل‌لنگ را می‌توان در جدول ۱ مشاهده نمود. باید توجه نمود که با توجه به ذات شرایط حاکم بر موتور، دو نوع منبع بار وجود دارد که بر میل‌لنگ اثر می‌گذارد که یکی اثر جرم ناشی از چرخش اجزاء ایجاد قدرت همچون دسته‌سمبه و سمبه و دیگری پدیده احتراق است که ناشی از انبساط گازهای داخل استوانه است. هنگام احتراق، گاز منبسط شده نیرویی را بر سمبه اعمال می‌کند که این نیرو به دسته‌سمبه و در نهایت به میل‌لنگ انتقال پیدا می‌کند.

در صورت حرکت نکردن میل‌لنگ، نیروی وارد شده از احتراق منجر به خمش در میل‌لنگ خواهد شد. میل‌لنگ از انتهای دیگر به یک لگام‌ترمز یا چرخ‌دنده متصل است و همواره تحت حرکت دورانی-تکراری است که منجر به پیچش می‌شود. در شکل ۲ نحوه اعمال نیروها مشاهده می‌شود.

$$P = P_0 \cos \theta$$

$$P_t = \int P_n da = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} P_0 \cos^2 \theta r d\theta t = P_0 r t \frac{\pi}{2} \quad (1)$$

که P_t نیروی کششی کل در راستای دسته‌سمبه، P_n مؤلفه فشار در راستای محور دسته‌سمبه، r شعاع یاتاقان لنگ میل‌لنگ، t ضخامت دسته‌سمبه در صفحه بارگذاری است که با محاسبه معادله ۱ بر حسب ثابت فشار عمودی، معادله (۲) بدین صورت است [۲]:

$$P_0 = \frac{P_t \cos \theta}{\frac{\pi}{2} r t} \quad (2)$$

که P_t را می‌توان از معادله‌های سازوکار لنگ-لغزش با در نظر گرفتن کوچک بودن مقدار R/L به صورت زیر بدست آورد [۲]:

$$P_t = m \omega^2 R \left(1 + \frac{R}{L} \right) \quad (3)$$

که m جرم اجزاء رفت و برگشتی (سمبه، دسته‌سمبه و ...)، R انحراف از محور میل‌لنگ، L طول دسته‌سمبه است.

لازم به ذکر است که در حالت بارگذاری کششی دسته‌سمبه، تماس در صفحه‌ای به اندازه ۱۸۰ درجه اعمال می‌شود (شکل ۳).

در حالت دوم، که بارگذاری دسته‌سمبه فشاری است می‌توان نوشت [۲]:

$$P = P_0 \cos \theta$$

$$P_t = \int P_n da = \int_{-\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{3}} P_0 \cos \theta r d\theta t = P_0 r t \sqrt{3} \quad (4)$$

سپس معادله (۴) بر حسب ثابت فشار عمودی بیان می‌شود:

$$P_0 = \frac{P_c}{\sqrt{3} r t} \quad (5)$$

که P_c نیروی کل است. همچنین باید توجه نمود که در حالت بارگذاری فشاری دسته‌سمبه، تماس در صفحه‌ای به اندازه ۱۲۰ درجه اعمال می‌شود (شکل ۴).

با استفاده از جدول ۱ می‌توان نیروهای ناشی از بارگذاری کششی (معادله‌های ۲، ۳) را بدست آورد. برای بدست آوردن بارگذاری فشاری (معادله‌های ۴ و ۵) باید مقدار نیروی کل (P_c) یا فشار احتراق بر حسب زاویه میل‌لنگ بدست آید.

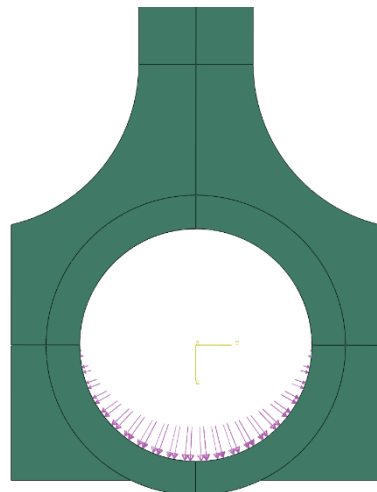
طبق آزمایش‌های انجام شده در آزمایشگاه شرکت موتورسازان تراکتورسازی ایران، و با نصب حسگرهای فشار داخل استوانه، بیشترین فشار تولید شده از احتراق برابر ۱۱۹،۱۲ بار است که نمودار یک چرخه کامل را می‌توان در شکل ۵ مشاهده نمود.

با استفاده از نمودار فشار-زاویه میل‌لنگ و جدول ۱ نیروهای لازم در هر کدام از یاتاقان‌های لنگ در زاویه مناسب بدست می‌آید. بعد از بدست آوردن نیروها می‌توان بردار برآیند حاصل از دو نیرو را حساب کرد. البته لازم به ذکر است که به منظور ایجاد شرایط بحرانی، در هنگام تفاضل دو نیرو، برای نیروی کششی بیشترین مقدار انتخاب می‌شود.

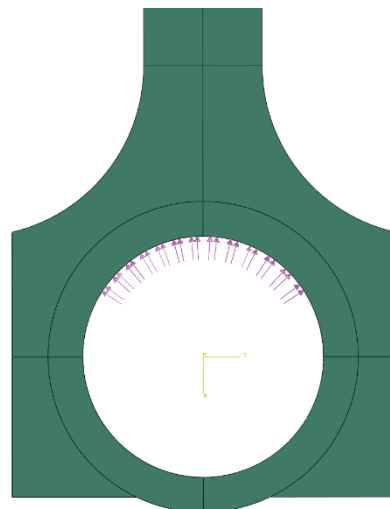
با چشم‌پوشی از اتلاف توان جزئی، فرض می‌شود که همان مقدار نیروی تولید شده از احتراق به وسیله دسته‌سمبه به میل‌لنگ منتقل می‌شود. می‌توان با در نظر گرفتن معادلات بسط داده شده برای دسته‌سمبه نیروهای اعمالی (ناشی از بار احتراق و لختی مجموعه) را بدست آورد. بنابراین اولین گام، بدست آوردن معادلات لازم برای محاسبه این نیروها و سپس ویژگی احتراقی فشار-زاویه میل‌لنگ است.

در موتور مورد بحث دسته‌سمبه در چرخه بارگذاری در دو وضعیت قرار می‌گیرد. در وضعیت اول، دسته‌سمبه تحت بارگذاری کششی است و در وضعیت دوم دسته‌سمبه در بارگذاری فشاری قرار می‌گیرد. نحوه تماس بین دسته‌سمبه و میل‌لنگ در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است.

با توجه به شکل‌های ۳ و ۴ مشهود است که مقدار و توزیع نیرو در دسته‌سمبه در دو حالت کشش و فشار یکسان نیست. بنابراین باید چگونگی مقدار و وضعیت بار اعمالی بر دسته‌سمبه را بدست آوریم. از این رو با مراجعه به مرجع [۱۹] و معادلات مربوط به توزیع نیروهای تماسی هیرتز [۲۰] و در نظر گرفتن بسط معادلاتی ویستیر [۲] برای حالت (۱)، بارگذاری کششی، معادله (۱) بیان شده است.

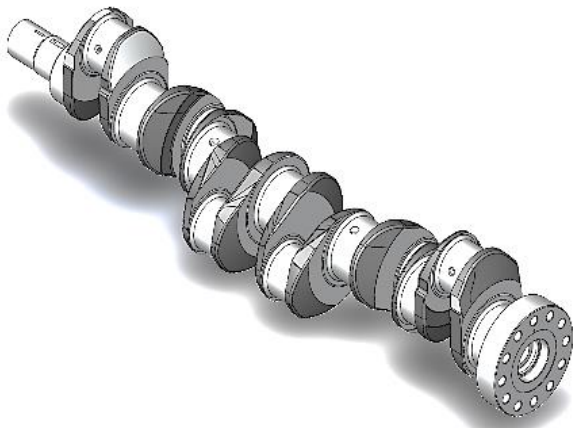


شکل ۳: تماس بین میل‌لنگ و دسته‌سمبه در بارگذاری کششی

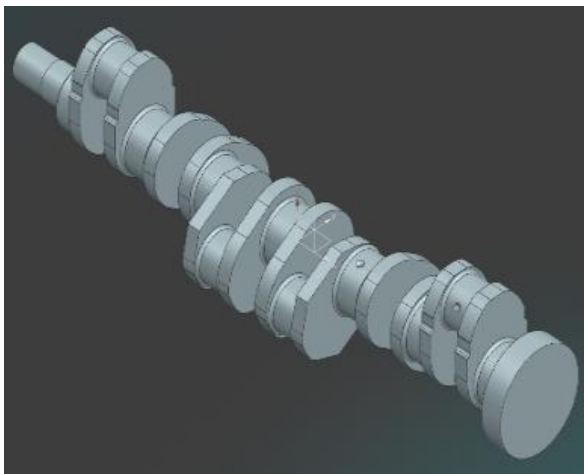


شکل ۴: تماس بین میل‌لنگ و دسته‌سمبه در بارگذاری فشاری

بعدی انجام شود. ساده‌سازی الگو در نرم‌افزار زیمنس‌ان‌ایکس^۲ انجام پذیرفت. الگوی ساده‌سازی شده میل‌لنگ را می‌توان در شکل ۷ مشاهده نمود.



شکل ۶: میل‌لنگ با جزئیات کامل در نرم‌افزار SOLIDWORKS



شکل ۷: میل‌لنگ ساده‌سازی شده در نرم‌افزار زیمنس‌ان‌ایکس

۱-۳- شبکه‌بندی میل‌لنگ

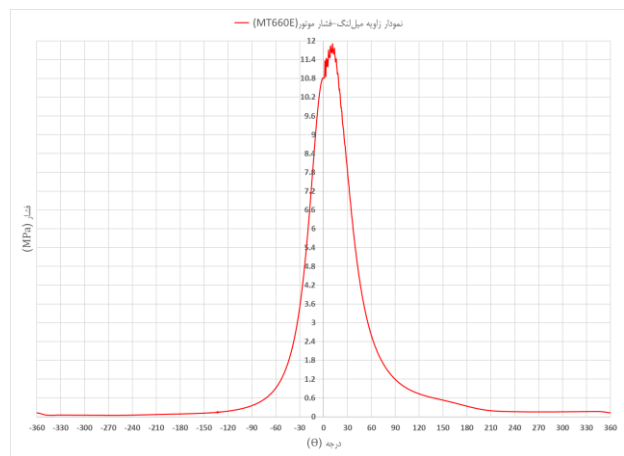
همانطور که پیش‌تر بیان شد، در شبکه‌بندی‌های انجام شده در الگوی ۳ بعدی با جزئیات کامل، اجزای بسیار ریز و یا اعوجاج یافته تولید می‌شد که خطاهای عددی را به وجود می‌آورد. در مرحله بعد الگوی ساده‌سازی شده در نرم‌افزار زیمنس‌ان‌ایکس به نرم‌افزار اجزاء محدود آباکوس انتقال یافت تا شبکه‌بندی انجام شود.

در نرم‌افزار آباکوس بعد از چندین تحلیل و بررسی به دلیل به وجود آمدن اجزای مثلی نامنظم که بشدت بر مقدار و پیوستگی نتایج تأثیر می‌گذاشت، به ناچار از نرم‌افزارهای پیش-پردازش تخصصی برای شبکه‌بندی الگو استفاده شد. برای شبکه‌بندی از نرم‌افزار پتا‌سی‌ای‌بی سیستمز آنسا^۳ استفاده شد که برای این کار از الگوی ساده‌سازی شده میل‌لنگ در نرم‌افزار زیمنس‌ان‌ایکس استفاده شد.

همچنین باید در هنگام محاسبه محل قرارگیری دیگر سمبه‌ها (زاویه میل‌لنگ) محاسبه و در نظر گرفته شود به طوری که هنگامی که استوانه شماره (۱) در لحظه شروع احتراق (TDC^۱) قرار دارد، زاویه دیگر لنگ‌ها بدست می‌آید که این مطلب وضعیت استوانه‌ها بیان می‌شود.

همین روند برای بارگذاری کششی، بارگذاری فشاری و نیروی برآیند تکرار می‌شود. جمع بندی تعداد تکرار محاسبات را می‌توان در جدول ۲ مشاهده نمود:

ویژگی	تعداد استوانه × وضعیت	تعداد محاسبات
زاویه قرارگیری	6 × 6	۳۶
نیروی کششی	6 × 6	۳۶
نیروی فشاری	6 × 6	۳۶
نیروی برآیند	6 × 6	۳۶



شکل ۵: نمودار فشار-زاویه میل‌لنگ

۲- مدل‌سازی میل‌لنگ

مطابق شکل ۱ میل‌لنگ موتور تراکتور ITM 1500 که برای بررسی انتخاب شده متعلق به موتور ۶ استوانه MT660E است. مدل‌سازی کامل میل‌لنگ در نرم‌افزار سالیدورکز انجام پذیرفت که می‌توان تصویر نهایی الگو با جزئیات کامل را در شکل ۶ مشاهده نمود.

به دلیل وجود پیچیدگی‌های هندسی در الگوی ۳ بعدی که دارای جزئیات کامل بود (شکل ۶)، در تولید شبکه، اجزای بسیار ریز و یا اعوجاج یافته تولید می‌شد که به دنبال آن خطاهای عددی به وجود می‌آمد.

مطابق مطالعات پیشین انجام گرفته، احتمال وجود تنش بیشینه در بازهٔ پَنج‌گرد و مسیر روغن داده می‌شد و از طرف دیگر با در نظر گرفتن زمان محاسبات باید ساده‌سازی‌هایی در مکان‌های غیرحساس از الگوی ۳

³ BETA CAE Systems Ansa

¹ Top Dead Center

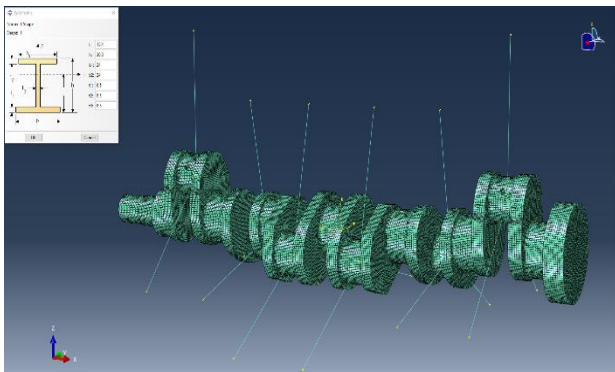
² Siemens NX

۲-۳- تحلیل میل لنگ

بعد از شبکه‌بندی میل لنگ در نرم‌افزار پتا سی‌ای‌ای سیستمز آنسا، خروجی مناسب برای ورود به نرم‌افزار اجزاء محدود آباکوس ایجاد و الگوی شبکه‌بندی شده وارد نرم‌افزار تحلیلی گردید. در نرم‌افزار آباکوس، دسته‌سمبه‌ها با استفاده از خطوط تعریف و سطح مقطع متناظر دسته‌سمبه همانند شکل ۱۰ انتخاب شد. لازم به ذکر است که به جهت گیری سطح مقطع روی خطوط باید دقت نمود. مشخصات مکانیکی مواد دسته‌سمبه و میل لنگ را می‌توان در جدول ۴ مشاهده نمود.

جدول ۴: مشخصات مصالحی دسته‌سمبه و میل لنگ

میل لنگ	دسته‌سمبه	قطعه
۷۸۳۳	۷۸۳۳	چگالی (kg/m^3)
۲۲۱	۲۲۱	ضریب یانگ (GPa)
۰٫۳	۰٫۳	ضریب پواسون
۷۳۰	۷۰۰	نقطه تسلیم (MPa)



شکل ۱۰: سطح مقطع دسته‌سمبه‌ها

از حلگر Satic General نرم‌افزار آباکوس استفاده شده است. این حلگر از نوع استاتیکی است که قابلیت حل تحلیل‌های غیر-خطی را دارد. بارگذاری میل لنگ نیز همانند آنچه پیش‌تر بیان شد در نظر گرفته شد، به طوری که نیروی برآیند محاسبه شده (با در نظر گرفتن مساحت تقریبی سطح تماس فشاری) بر ابتدای دسته‌سمبه اعمال می‌شود. همچنین به منظور در نظر گرفتن گشتاور اعمالی لگام‌ترمز^۱ یک گشتاور ۵۵۰ نیوتن.متر در خلاف جهت بارگذاری از طرف چرخ‌لنگ بر میل لنگ اعمال می‌شود.

شرایط مرزی متناسب، با در نظر گرفتن نیروهای اعمالی به لنگ است. اگر موتور تک استوانه بود مشخص نمودن شرایط مرزی بسیار راحت می‌شد. به طوری که در هنگام احتراق، شرایط مرزی در یاتاقان‌های اصلی درست روبروی لنگ خواهد بود.

اما در مطالعه یک موتور ۶ استوانه در نظر گرفته شده که تحت ممان

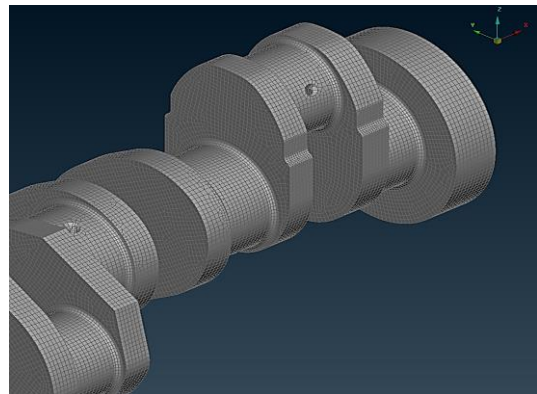
برنامه شبکه‌بندی مناسب با در نظر گرفتن یخ‌های گرد، مسیرهای روغن و سوراخ‌ها تعریف شد، سپس ابتدا شبکه‌بندی سطحی و در ادامه شبکه بندی حجمی انجام شد. نتیجه نهایی شبکه‌بندی الگو در شکل ۸ مشاهده می‌شود.

لازم به ذکر است در زمان تعریف برنامه شبکه‌بندی، به منظور ایجاد توازن میان هزینه محاسبات و دقت نتایج، برنامه تعریف شده به گونه‌ای است که هنگام حرکت از سطح خارج میل لنگ به داخل آن اندازه اجزاء افزایش پیدا می‌کند. که این امر با در نظر گرفتن پیچیدگی هندسی که ناشی از راه‌های روغن در میل لنگ بود، انجام شد.

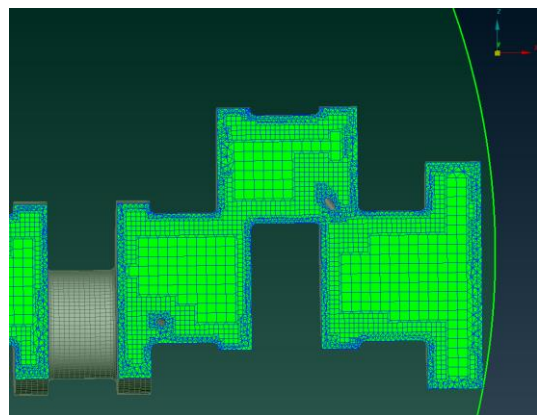
نتیجه نهایی شبکه‌بندی در شکل ۹ مشاهده می‌شود. در نهایت تعداد کل اجزاء برابر ۱۰۲۹۴۶۲ و تعداد گره‌ها برابر ۳۱۶۰۱۴ برای شبکه‌بندی مناسب استفاده شد. تعداد و نوع اجزای به کار رفته را می‌توان در جدول ۳ مشاهده نمود.

جدول ۳: تعداد و نوع اجزاء موجود در الگوی میل لنگ

نام جزء	تعداد اجزاء	نام جزء	تعداد اجزاء
C3D8	۱۰۱۷۱۴	C3D4	۷۸۱۹۵۶
C3D6	۱۴۱۵۴	C3D5	۱۳۱۶۳۸

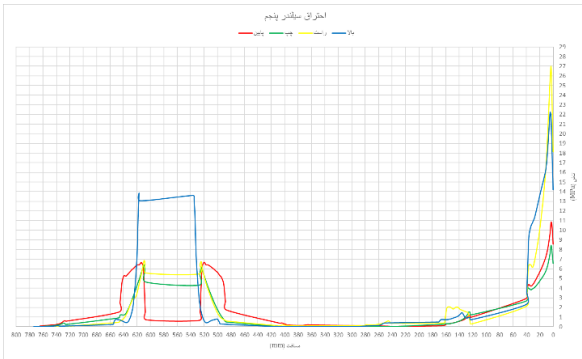


شکل ۸: تصویر بزرگ‌نمایی شده از میل لنگ در محیط نرم‌افزار آنسا

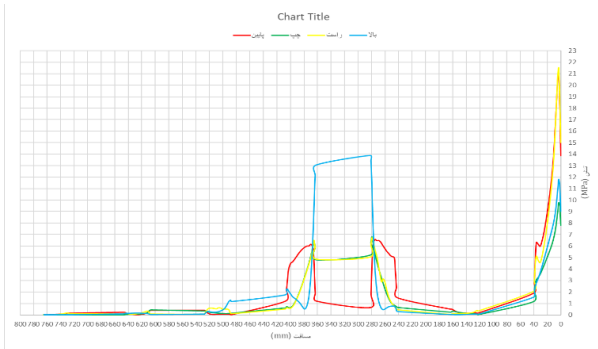


شکل ۹: تصویر بزرگ‌نمایی شده از سطح برش خورده میل لنگ، کاهش اندازه اجزاء از سطح به داخل آن همراه با در نظر گرفتن راه‌های روغن

^۱ Dynamometer

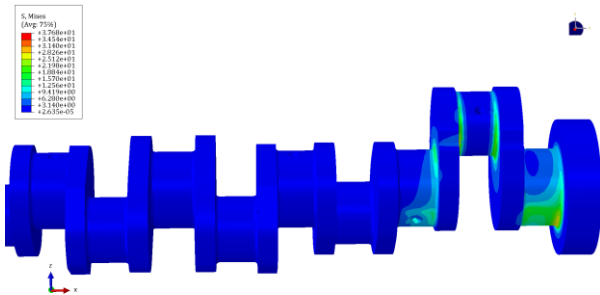


شکل ۱۳: مسیر حرکت خط تنش مایسز روی یاتاقان‌های اصلی هنگام احتراق استوانه پنجم

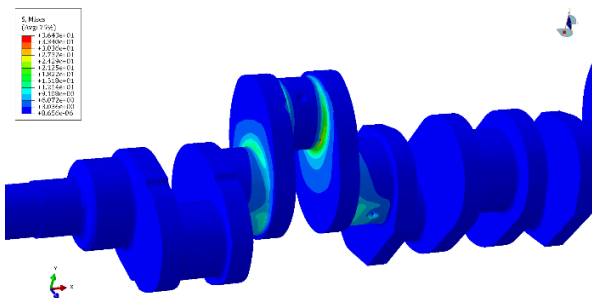


شکل ۱۴: مسیر حرکت خط تنش مایسز روی یاتاقان‌های اصلی هنگام احتراق استوانه سوم

که به ترتیب می‌توان کانتورهای تنش‌ها را در شکل‌های ۱۵، ۱۶ و ۱۷ مشاهده نمود.



شکل ۱۵: وضعیت تنش در هنگام وجود نیروی احتراق در استوانه نخست و لگام‌ترمز در میل‌لنگ



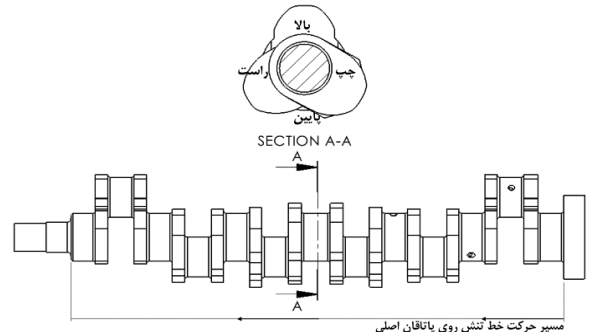
شکل ۱۶: وضعیت تنش در هنگام وجود نیروی احتراق در استوانه پنجم و لگام‌ترمز در میل‌لنگ

لگام‌ترمز قرار گرفته و هر دو نوع بارگذاری احتراقی و لختی نیز در نظر گرفته شده است که در نهایت توزیع نیروها بسیار متفاوت و دشوار خواهد بود از این‌رو با در نظر گرفتن پیچیدگی ذاتی مسئله، موارد بیان شده مشخص نمودن شرایط مرزی متناسب را بسیار سخت کرده بود.

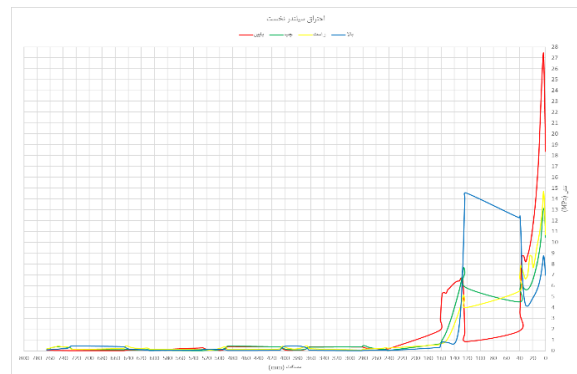
لازم به ذکر بوده که تمامی درجات آزادی برای شرایط مرزی یاتاقان اصلی مقید خواهد شد. همچنین گره‌های محیط یاتاقان لنگ بدون در نظر گرفتن پخ‌های گرد متناظر، به گره انتهای دسته‌سمبه مقید شده است. در بحث شبکه‌بندی الگو، همانطور که می‌توان در شکل ۸ و ۹ مشاهده نمود، شبکه‌بندی الگو با کیفیت بسیار مطلوبی انجام‌پذیرفته است، به گونه‌ای که تعداد اجزای دارای خطا و هشدار برابر صفر است. از طرف دیگر دسته‌سمبه‌ها با اندازه جزء تقریبی ۸ میلی‌متر شبکه‌بندی شده‌اند و نوع اجزای بکار رفته از نوع B31 است.

۴- نتایج و بررسی تحلیل تنش

به منظور مشخص نمودن بیشترین مقدار تنش و پیوستگی نتایج هنگامی که هر کدام از استوانه‌ها در زمان شروع احتراق (TDC) قرار می‌گیرند، در چهار طرف یاتاقان‌های اصلی، مسیری (که در آن پخ‌های گرد نیز در نظر گرفته شده است) به منظور مشخص نمودن تنش‌ها ایجاد و انتخاب می‌شود. واضح است که وضعیت مسیر نام برده با تغییر وضعیت احتراق تغییر خواهد نمود. مشابه آنچه بیان شد را می‌توان در شکل ۱۱ مشاهده نمود.



شکل ۱۱: مسیر حرکت خط تنش روی یاتاقان‌های اصلی هنگامی که استوانه ۱ و ۶ در مرحله احتراق (TDC) قرار دارند.



شکل ۱۲: مسیر حرکت خط تنش مایسز روی یاتاقان‌های اصلی هنگام احتراق استوانه نخست

الگو، کرنش دائمی وجود نخواهد داشت ولی می‌توان با استفاده از نمودارها بخصوص نمودار شکل ۱۲ این برآورد را داشت که هم‌افزایی نیرویی در چرخه‌های بالایی کارکرد موتور می‌تواند میل‌لنگ را در بازهٔ پیچ‌گرد یاتاقان‌ها دچار خستگی کند.

بنابراین با در نظر گرفتن کم‌تر بودن قطر یاتاقان‌های لنگ نسبت به قطر یاتاقان‌های اصلی و نوع اعمال بارها و شرایط مرزی حاکم می‌توان با استفاده از شکل‌های ۱۲ و ۱۵ مشاهده نمود که پدیده خستگی که منجر به شکست قطعه خواهد شد در پیچ‌گرد دوم از یاتاقان اصلی اول و پیچ‌گرد اول از یاتاقان لنگ اول خواهد بود.

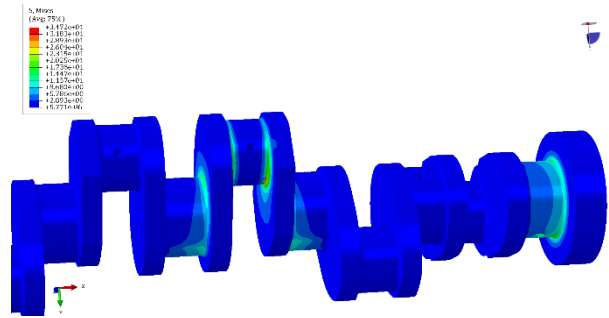
در این‌راستا می‌توان این‌گونه بیان نمود که در بازه‌های کاری زیاد میل‌لنگ دچار خستگی می‌شود که در نهایت خستگی تبدیل به عاملی برای شکست میل‌لنگ خواهد شد. نمونه‌ای از یک میل‌لنگ شکسته شده را در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ مشاهده می‌شود. در شکل‌های ۱۲ و ۱۵ شکست در قسمت اول از مسیر بالایی میل‌لنگ اتفاق افتاده است. نمونه‌ای از شکست میل‌لنگ در ناحیه فوق در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ نشان داده شده است. مطابق این شکل‌ها پیچ‌گرد دوم از یاتاقان اصلی اول و پیچ‌گرد اول از یاتاقان لنگ اول دچار خستگی و شکست شده است. سطح شکست منطبق بر شکست خستگی و دارای سطوح صاف و زبر مشخص است.



شکل ۱۸: نمونه‌ای از شکست یک میل‌لنگ ناشی از خستگی



شکل ۱۹: نواحی صاف و زبر در شکست خستگی



شکل ۱۷: وضعیت تنش در هنگام وجود نیروی احتراق در استوانه سوم و لگام‌ترمز در میل‌لنگ

همانطور که در هر یک از شکل‌های قبل مشخص است با در نظر گرفتن سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه موتور، در زمان احتراق نخست (شکل ۱۲) می‌توان مشاهده نمود که در پیچ‌های گرد اول میل‌لنگ، مقدار تنش در هر چهار مسیر تعریف شده (شکل ۱۱) زیاد است. به صورت تقریبی می‌توان این‌گونه بیان نمود که در تمامی مسیرها بجز مسیر بالا، با افزایش مسافت مقدار تنش کاهش می‌یابد. دلیل افزایش تنش در مسیر بالایی از یاتاقان‌های اصلی را می‌توان دو عامل شرایط مرزی و نزدیکی به محل اعمال نیرو بر یاتاقان لنگ بیان نمود.

هنگام لحظه احتراق نخست و اعمال نیرو بر یاتاقان لنگ اول، شرایط مرزی موجود در در یاتاقان‌های اصلی اول و دوم به این‌صورت است که سطح خلاف جهت اعمال نیرو دارای شرایط مرزی خواهد بود و تمامی درجات آزادی این سطح بسته می‌شود. این مطلب را می‌توان در شکل ۱۵ مشاهده نمود. به همین دلیل در یاتاقان‌های اصلی اول و دوم قسمت‌هایی از پیچ‌های گرد که به یاتاقان لنگ نزدیک هستند بیشترین مقدار تنش را تجربه می‌کنند.

بدون در نظر گرفتن اثر لگام‌ترمز، در یاتاقان‌های اصلی، بیشترین تنش در هنگام احتراق و در قسمت بالایی رخ می‌دهد. با در نظر گرفتن اثر لگام‌ترمز، هم‌افزایی نیرویی در یاتاقان اصلی لنگ اول اتفاق می‌افتد که منجر به افزایش شدید تنش در بازهٔ پیچ‌های گرد می‌شود. در بقیه حالت‌های احتراقی کم و بیش همین روند حاکم است با این تفاوت که با افزایش مسافت، در لحظه احتراق، در هر کدام از لنگ‌هایی که دچار نیرو می‌شوند یک افزایش تنش را شاهد خواهیم بود. شکل منحنی در قسمت افزایش تنش در نمودارهای ۱۳ و ۱۴ دارای شکل یکسانی است.

در این‌راستا می‌توان این‌گونه بیان نمود که در هنگام احتراق از هر کدام از یاتاقان‌های لنگ، تنش‌های ایجاد شده در بازهٔ احتراق رفتار مشابهی را از خود نشان می‌دهند. در دیگر قسمت‌های هر چهار مسیر با توجه به کششی یا فشاری بودن نیرو و تغییر در شرایط مرزی مقدار تنش از نوع کششی یا فشاری می‌شود.

مقدار این تنش‌ها در مقایسه با تنش‌های ایجاد شده‌ای که از لگام‌ترمز و احتراق ناشی می‌شوند بسیار کمتر است. از آنجایی که در هیچ‌کدام از حالت‌ها، تنش به اندازه تنش تسلیم میل‌لنگ نمی‌رسد، در هیچ‌قسمتی از

۵- نتیجه‌گیری

در مطالعه انجام‌پذیرفته برای اولین بار میل‌لنگ موتور ۶ استوانه MT660E از تراکتور ITM 1500 انتخاب و تحت تحلیل غیرخطی استاتیکی قرار گرفت. در این راستا ابتدا با استفاده از نرم‌افزار زیمنس این‌ایکس الگوی ۳ بعدی ساده‌سازی و سپس شبکه‌بندی آن در نرم‌افزار پیش‌پردازش آنسا انجام پذیرفت. خروجی شبکه‌بندی شده از الگو به درون نرم‌افزار آباکوس انتقال یافت سپس شرایط مرزی و بارگذاری پیچیده میل‌لنگ بررسی شد. شرایط مرزی نیز با توجه به حالت‌های قرارگیری میل‌لنگ، احتراق و نیروی برآیند محاسبه و بدست آمد. بر اساس نتایج بدست آمده از تحلیل می‌توان نتیجه‌گیری‌های زیر را انجام داد:

۱. بیشترین مقدار تنش در قسمت یخ‌گرد پایین از یاتاقان لنگ اول است که مقدار آن ۳۷٫۶۸ مگاپاسکال است.
۲. بدون در نظر گرفتن اثر لگام‌ترمز، طبق مسیر تعریف شده بر روی میل‌لنگ بیشترین مقدار تنش در زمان احتراق رخ می‌دهد.
۳. با در نظر گرفتن اثر لگام‌ترمز، در مسیر تعریف شده فارغ از این‌که احتراق در کدامین استوانه اتفاق افتد بیشترین مقدار تنش در یخ‌گرد یاتاقان اصلی خواهد بود.
۴. با در نظر گرفتن اثر لگام‌ترمز در هنگام احتراق نخست، به صورت واضح می‌توان هم‌افزایی تنش را در یخ‌گرد یاتاقان اصلی مشاهده نمود.
۵. همواره در تمامی قسمت‌های میل‌لنگ بیشترین مقدار تنش به صورت قابل توجهی از تنش تسلیم ماده به کار رفته کمتر است به همین دلیل خستگی عامل اصلی شکست میل‌لنگ است.
۶. با توجه به نتایج بدست آمده برای این میل‌لنگ، می‌توان این‌گونه بیان نمود که در چرخه‌های بالای فعالیت موتور بیشترین قسمتی که مستعد خستگی است یخ‌های گرد اولیه میل‌لنگ اند.

فهرست علائم

P_t	نیروی کششی کل در راستای دسته‌سمبه
P_n	مؤلفه فشار در راستای محور دسته‌سمبه
r	شعاع یاتاقان لنگ میل‌لنگ
t	ضخامت دسته‌سمبه در صفحه بارگذاری
m	جرم اجزاء رفت و برگشتی (سمبه، دسته‌سمبه، محور سمبه)
R	انحراف از محور میل‌لنگ
L	طول دسته‌سمبه
P_C	مقدار نیروی کل ناشی از احتراق

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
ν	ضریب پواسون

زیر نویس‌ها

t	کشش
n	مؤلفه فشار عمود

مراجع و منابع

- [1] E. Jensen, "Crankshaft strength through laboratory testing," SAE Technical Paper, 0148-7191, 1970.
- [2] W. D. Webster, R. Coffell, and D. Alfaro, "A three-dimensional finite element analysis of a high-speed diesel engine connecting rod," SAE Technical Paper, 0148-7191, 1983.
- [3] K. Nakayama, S. Tamaki, H. Miki, and M. Takiguchi, "The effect of crankshaft offset on piston friction force in a gasoline engine," SAE transactions, pp. 885-892, 2000.
- [4] R. Wakabayashi, M. Takiguchi, T. Shimada, Y. Mizuno, and T. Yamauchi, "The effects of crank ratio and crankshaft offset on piston friction losses," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2003.
- [5] T. Resch and B. Klarin, "2004-01-1454 Analysis of Engine Dynamics Under Transient Run-Up Conditions," SAE SP, pp. 215-224, 2004.
- [6] S. Shin, A. Cusenza, and F. Shi, "Offset crankshaft effects on SI engine combustion and friction performance," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2004.
- [7] P. S. Shenoy and A. Fatemi, "Dynamic analysis of loads and stresses in connecting rods," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 220, no. 5, pp. 615-624, 2006.
- [8] F. Montazersadgh and A. Fatemi, "Dynamic Load and Stress Analysis of a Crankshaft. SAE Technical Paper 2007-01-0258," in SAE World Congress, 2007.
- [9] X.-l. Xu, Z.-w. Yu, and Z. Yang, "Truck Diesel Engine Crankshaft Failure Analysis," Journal of failure analysis and prevention, vol. 11, no. 1, pp. 51-55, 2011.
- [10] A. S. Mendes, E. Kanpolat, and R. Rauschen, "Crankcase and crankshaft coupled structural analysis based on hybrid dynamic simulation," SAE International Journal of Engines, vol. 6, no. 4, pp. 2044-2053, 2013.
- [11] A. Singh, A. Deb, A. M. Mensi, and R. S. Gunti, "A Unified CAE Framework for Assessing an IC Engine Design," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2015.
- [12] P. Singh, D. Pramanik, and R. V. Singh, "Fatigue and structural analysis of connecting rod's material due to (CI) using FEA," International Journal of Automotive Engineering and Technologies, vol. 4, no. 4, pp. 245-253, 2015.
- [13] M. S. A. Naik, "Failure analysis of crankshaft by finite element method-A review," International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), vol. 19, no. 5, 2015.
- [14] S. K. Kandreegula, S. Paroche, S. Mukherjee, and U. Gupta, "Static and Dynamic Study of 4-Cylinder

Cylinder Engine Crankshaft for Improving Fatigue Life," American Journal of Mechanical and Materials Engineering, vol. 1, no. 3, pp. 58-68, 2017.

[18] K. Aliakbari, N. Safarzadeh, and S. Mortazavi, "Analysis of the crankshaft failure of wheel loader diesel engine," Int. J. Eng, vol. 31, no. 3, pp. 473-479, 2018.

[19] W. C. Young, R. G. Budynas, and A. M. Sadegh, Roark's formulas for stress and strain. McGraw-Hill New York, 2002.

[20] H. Hertz, "Gesammelte Werke, vol. 1: Schriften Vermischten Inhalts," JA Barth, Leipzig, Germany (in German), 1895.

Diesel Engine Crankshaft using FEM and Analytical Approaches," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2016.

[15] C. Kahate and A. Keche, "Failure Analysis of Crankshaft using Finite Element approach," International Journal of Engineering and Applied Sciences, vol. 3, no. 4, 2016.

[16] L. Witek, F. Stachowicz, and A. Załęski, "Failure investigation of the crankshaft of diesel engine," Procedia Structural Integrity, vol. 5, pp. 369-376, 2017.

[17] M. Degefe, P. Paramasivam, and T. Dabasa, "Optimization and Finite Element Analysis of Single



Simulation and Stress Analysis of The 6-Cylinder Engine of The ITM 1500 Tractor Crankshaft

E. Sahatimehr^{1*}, M. Mofid², M. Jafari Ghasem Gheshlaqi³, S. M. Lashkarpour⁴, A. KouhBolouri⁵, M.Mansouri¹, M. Yazdani⁶

¹ Specialist and Researcher of R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO, Tabriz, Iran, sahatimehr_e@yahoo.com & mehdimansury@yahoo.com

² Manager of R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO, Tabriz, Iran, Ali.mofid@gmail.com

³ Head of Product Development in R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO, Tabriz, Iran, ENGMJGG@yahoo.com

⁴ Head of Laboratory and Validation in R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO, Tabriz, Iran, Lashkarpour@gmail.com

⁵ Responsible for Design in R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO, a.bloori@gmail.com

⁶ Associate Professor, Mechanical Engineering Department, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, m.yazdani@sut.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 08 December 2020

Accepted: 24 December 2020

Keywords:

Crankshaft

Finite element stress analysis

Siemens NX

Abaqus

ANSA

ABSTRACT

The powertrain is a vital part of any vehicle. In the meantime, the crankshaft is one of the important components of the system, by connecting rod, it takes the necessary combustion force from the pistons that have a linear motion and converts it into a rotational motion. Because crankshaft suffers from repetitive cycles in its activity, it is always subject to complex forces and boundary conditions. Therefore, identifying and how to apply, amount and direction of such components is very important. Lack of knowledge of the conditions governing the crankshaft will lead to the failure of the crankshaft and the failure of the entire transmission system. In this regard, for the first time, we sought to determine the stress conditions in the ITM 1500 tractor crankshaft that working in operational situation and to determine the stress concentration and places prone to fatigue and failure. We begin by evaluation of the source and amount of loads applied and how they affect the crankshaft. Then we drew the necessary 3D models in Siemens NX software. Finite element model analysis was performed by defining suitable material, solver, load and boundary conditions specifications in Abaqus software. Mesh was also done in ANSA specialized pre-processing software. The results obtained from finite element analysis were presented and reviewed. The amount and location of critical stress points in the entire model and the path defined on the main bearings were determined. In the end, the necessary conclusions were expressed using the obtained results.

