



شبیه‌سازی و تحلیل تنش در میل‌لنگ موتور 6 سیلندر تراکتور ITM 1500

عیسی ساحتی‌مهر^{1*}، میرعلی‌اصغر مفید²، محسن جعفری قاسم قشلاقی³، سید مهدی لشکری‌پور⁴، امیررضا کوه‌بلوری⁵، مهدی منصوری¹، مجتبی یزدانی^{6,7}

sahatimehr_e@yahoo.com

Ali.mofid@gmail.com

ENGMJGG@yahoo.com

Lashkarpour@gmail.com

a.bloori@gmail.com

mehdimansury@yahoo.com

m.yazdani@sut.ac.ir

^{1*} کارشناس فنی مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان تراکتورسازی ایران

² مدیر مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران

³ رئیس توسعه محصول مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران

⁴ رئیس آزمایشگاه و صحنه گذاری مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران

⁵ سرپرست طراحی مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران

¹ کارشناس فنی مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران

⁶ مشاور مرکز تحقیق، توسعه و آزمایشگاه شرکت موتورسازان، تراکتورسازی ایران

⁷ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشیار دانشگاه صنعتی سهند تبریز، ایران

چکیده

سیستم انتقال قدرت، بخش حیاتی هر وسیله نقلیه است. در این میان میل‌لنگ از اجزاء مهم سیستم می‌باشد، به طوری که به وسیله شاتون، نیروی لازم از احتراق را از پیستون‌ها که حرکت خطی داشته گرفته و آن را به حرکت دورانی تبدیل می‌کند. چون میل‌لنگ دچار چرخه‌های تکرار در فعالیتش می‌شود، همواره تحت نیروها و شرایط مرزی پیچیده قرار دارد. از این رو شناسایی و چگونگی اعمال، مقدار و جهت این گونه مولفه‌ها 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 سیستم 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 شدیم. نخست به بررسی منبع و مقدار بارهای اعمالی و چگونگی تاثیر آنها بر میل‌لنگ پرداختیم. سپس مدل‌های 3 بعدی لازم را در نرم‌افزار زیمنس‌ان‌ایکس ترسیم نمودیم. تحلیل مدل 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 پذیرفت. نتایج بدست آمده از تحلیل اجزا محدود ارائه و بررسی شد. به طوری که مقدار و مکان نقطه‌های بحرانی تنش در کل مدل و مسیر تعریف شده روی پاتاقان‌های اصلی مشخص گردید. در انتها نتیجه‌گیری‌های لازم با استفاده از نتایج بدست آمده بیان گردید.

کلیدواژه‌ها: میل‌لنگ، تحلیل تنش اجزاء محدود، زیمنس‌ان‌ایکس، آباکوس، آنسا

Simulation and stress analysis of the 6-cylinder engine of the ITM 1500 tractor crankshaft

Eissa Sahatimehr^{1*}, MirAliAsghar Mofid², Mohsen Jafari Ghasem Gheshlaqi³, Seyed Mehdi Lashkarpour⁴, AmirReza KouhBolouri⁵, Mehdi Mansouri¹, Mojtaba Yazdani^{6,7}

^{1*} Specialist and Researcher of R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO.

² Manager of R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO.

³ Head of Product Development in R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO.

⁴ Head of Laboratory and Validation in R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO.

⁵ Responsible for Design in R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO.

¹ Specialist and Researcher of R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO.

⁶ Adviser of R&D&lab Dep. in MotorSazan, ITMCO.

⁷ Associate Professor, Mechanical Engineering Department, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran.

sahatimehr_e@yahoo.com

Ali.mofid@gmail.com

ENGMJGG@yahoo.com

Lashkarpour@gmail.com

a.bloori@gmail.com

mehdimansury@yahoo.com

m.yazdani@sut.ac.ir



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.

Keywords: Crankshaft, Finite element stress analysis, Siemens NX, Abaqus, ANSA



مقدمه

در موتورهای دیزلی رسیدن به بازده و توان بالا 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 سیستم انتقال قدرت وسیله نقلیه است. به‌طوری‌که بوسیله شاتون، نیروی لازم از احتراق را از پیستون‌ها که حرکت خطی داشته گرفته و آن را به حرکت دورانی تبدیل می‌کند. در نهایت نیروی لازم به وسیله فلای‌ویل به جعبه‌دنده انتقال پیدا می‌کند. چون میل‌لنگ نقش تبدیل حرکت خطی به دورانی را ایفا می‌کند همواره دچار نیروهای پیچیده می‌شود. از این‌رو شناسایی چگونگی اعمال، مقدار و جهت این نیروها از اهمیت بسزایی برخوردار است. به طوری‌که پیش‌بینی نادرست شرایط حاکم بر میل‌لنگ، منجر به شکست میل‌لنگ و از کار افتادن کل سیستم خواهد شد. از این‌رو افراد بسیاری همواره تلاش کرده‌اند تا بر مشکل‌های بیان شده غلبه کنند. از این‌رو تاریخچه‌ای از تحقیقات انجام شده را می‌توان در زیر مشاهده نمود.

تاریخچه علمی

(1) جنسون (1970)، با بیان این‌که مطالعات تحلیلی نقطه شروع تولید می‌باشند، اما تمامی متغیرهای اعمالی به میل‌لنگ را تحت پوشش قرار نمی‌دهند، به صورت آزمایشگاهی بر روی استحکام میل‌لنگ یک موتور 8 سیلندر مطالعه‌ای را انجام داد. ایشان اعلام نمود که بیشینه تنش در فیلتهای یاتاقان اصلی و لنگ می‌باشد [1].

(2) ویستیر و همکاران (1983)، در یک موتور سرعت بالا به مدل‌سازی سه‌بعدی و شبیه‌سازی اجزاء محدود شاتون با در نظر گرفتن نیروهای پیش‌تنشی پیچ‌ها پرداختند. بیشترین تنش را در بالای شاتون در قسمت مرز انحنای پایین بدنه با مقطع پیچ، انحنای پایین با محور شاتون و در نهایت سری پیچ شاتون اعلام نمودند [2].

(3) ناکایما و همکاران (2000)، به بررسی تأثیری که میزان انحراف از محور میل‌لنگ یک موتور تک‌سیلندر اصلاح شده بر روی اصطکاک پیستون ایجاد می‌کند پرداختند. در نهایت به این نتیجه رسیدند که تنها به وسیله نیروی جانبی پیستون نمی‌توان تأثیر میزان انحراف از

محور میل‌لنگ بر روی اصطکاک پیستون را بیان نمود [3].

(4) واکابایاشی و همکاران (2000)، مطالعه‌ای را به منظور دانستن تأثیرهای مشخصه مکانیزم لنگ-لغزش بر روی تلفات اصطکاک پیستون را با استفاده از طراحی و ساخت یک موتور احتراقی بنزینی تک سیلندر انجام دادند. در نهایت بیان نمودند که اگر انحراف از محور میل‌لنگ بیش از 10 میلی‌متر باشد، دیگر به عنوان مولفه تأثیرگذار در اصطکاک پیستون نخواهد بود. چون دیگر نیروی جانبی پیستون به عنوان متغیری از اصطکاک در حین انبساط تلقی نخواهد شد [4].

(5) ریش و کلارین (2004)، در اوی‌ال¹ با استفاده از ابزار اوی‌ال ایکساید² یک روش آنالیز گذرا را توسعه دادند. آنالیز 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 ایکساید 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 [5].

(6) شین و همکاران (2004)، یک موتور تک سیلندر 4.2 لیتر را به منظور بررسی تأثیر انحراف از محور میل‌لنگ بر کاهش اصطکاک و احتمال افزایش ترمودینامیکی آن مورد طراحی و آزمایش قرار دادند. همچنین طی بررسی فشار سیلندر، 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 [6].

(7) شینوی و فتمی (2005)، به بررسی شاتون موتورهای احتراق داخلی پرداختند. در تحقیق انجام پذیرفته یک آنالیز بار کامل تحت شرایط کار واقعی روی یک شاتون انجام شد. با ذکر این‌که شاتون به طور معمول تحت تنش‌های محوری آزمایش و آنالیز می‌شود، اما تنش‌های خمشی و تنش‌های چند محوری در قسمت‌های حساس شاتون وجود دارد، بیان نمودند که تفاوت قابل توجهی میان تنش‌های بدست آمده از آنالیز شبه‌دینامیکی و استاتیکی موجود است [7].

¹ AVL

² AVL EXCITE



انتقال حرارت و تنش‌های مکانیکی-حرارتی را برای یک موتور دیزل 4 مرحله‌ای تک سیلندر انجام دادند. با استفاده از نرم‌افزار LS-DYNA³ یک تحلیل المان محدود صریح را با در نظر گرفتن سطح‌های تماسی انجام دادند که منجر به ارائه نتایج واقع گرایانه از دینامیک موتور شد [11].

(12) سینگ و همکاران (2015)، بیان نمودند که شاتون دچار دو نوع نیرو می‌شود که نیروی اول فشار ناشی از احتراق و دوم اینرسی می‌باشد. آن‌ها با استفاده از نرم‌افزار اجزاء محدود آنسیس⁴ به محاسبه مشخصه‌های اعوجاجی و استحکامی شاتون پرداختند. 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 شاتون و متناسب با آن تغییرات در لقی یاتاقان که جزو متغیرهای مهم در تنش می‌باشد را به نمایش گذاشت [12].

(13) نایک (2015)، با استفاده از روش اجزاء محدود، بر روی یک میل‌لنگ موتور 4 سیلندر تحلیل تنش و مد را انجام داد. مدل 3 بعدی در نرم‌افزار پرو/ای⁵ 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 فلای‌ویل⁶ است. بیان نمود که در طراحی میل‌لنگ، به منظور برآورد نمودن نیازهای لازم با در نظر گرفتن دو مولفه هزینه و اندازه، بارگذاری دینامیکی و بهینه‌سازی می‌تواند منجر به تغییر قطر شفت شود [13].

(14) کاندیریگولا و همکاران (2016)، با بیان این که خستگی بیشترین عاملی است که در شکست میل‌لنگ نقش ایفا می‌کند. تحلیلی را به منظور مدهای آزاد ارتعاشی، سفتی خمشی و پیچشی را برای هر کدام از لنگ‌ها انجام دادند. برای به دست آوردن تنش‌های محلی در بدنه فیلته‌ها، فاکتور تمرکز تنش را محاسبه کردند. تنش‌های بدست آمده از آنالیز گذرا به عنوان مقادیر ورودی از حلگر فم‌قت⁷ برای محاسبه عمر خستگی مورد استفاده قرار گرفت. در نهایت ضریب امنیت از تحلیل

(8) منتظرصادق و فاطمی (2007)، مطالعه‌ای را روی میل‌لنگ یک موتور تک سیلندر 4 مرحله‌ای انجام دادند. بیان نمودند که دو نوع منبع متفاوت بار احتراقی و اینرسی در موتور وجود دارد که این بارها منجر به ایجاد بارهای خمشی و پیچشی در میل‌لنگ می‌شود. در این راستا ابتدا آنالیز دینامیکی به صورت تحلیلی و سپس به منظور تأیید، شبیه‌سازی را در نرم‌افزار آدامز¹ و نتایج را در قالب بار به یاتاقان بین میل‌لنگ اعمال کردند. این بار، در نرم‌افزار اجزاء محدود آباکوس² به عنوان ورودی وارد شد. بیشینه بار که از نوع خمشی است را در 355 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. فیلته‌ها 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 [8].

(9) لی‌زو و همکاران (2011)، به معرفی یک میل‌لنگ که بعد از 76010 کیلومتر کارکرد دچار شکست 45 درجه در اولین بین شده است پرداختند. همچنین بیان نمودند که خستگی عامل اصلی شکست بوده و شروع شکست از فیلته میل‌لنگ می‌باشد. در نهایت بیان اینکه نبود سخت‌شوندگی در محدوده فیلته منجر به کاهش مقاومت سخت‌شوندگی و شروع خستگی خواهد شد [9].

(10) مندی و همکاران (2013)، با مقایسه دو رویکرد شبه-استاتیکی و بارگذاری دینامیکی به تحلیل و بررسی محفظه میل‌لنگ پرداختند. 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 6 سیلندر 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 آورند [10].

(11) سینگ و همکاران (2015)، یک رویکرد یکپارچه را به منظور طراحی موتورهای با در نظر گرفتن ملاحظات حرارتی-مکانیکی انجام دادند. آن‌ها یک چهارچوب یکپارچه شده تحلیل

³ LS-DYNA

⁴ Ansys

⁵ PRO/E

⁶ Flywheel

⁷ FEMFAT

¹ ADAMS

² Abaqus



که بعد از بازه زمانی کم دچار شکست می‌شود را مورد مطالعه و بررسی قرار دادند. میل‌لنگ نام برده بعد از کارکرد 4800 ساعته دچار شکست در لنگ شماره 5 میل‌لنگ شده بود. بررسی‌های انجام داده حاکی از آن بود که ریخت‌شناسی سطح شکست به صورت صاف می‌باشد 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 این چنین ایرادها، تعویض روغن در بازه زمانی معین و ایجاد کیفیت سطح مطلوب را توصیه نمودند [18].

در تحقیق حاضر، وضعیت تنش در میل‌لنگ موتور شش سیلندر تراکتور *ITM 1500* که تحت بارگذاری واقعی قرار دارد بررسی شد. در گام نخست به بررسی منبع و مقدار بارهای اعمالی و چگونگی تاثیر آن‌ها بر میل‌لنگ پرداخته شد. سپس با بیان مدل‌های 3 بعدی به بررسی و چگونگی انجام مدل اجزاء محدود از قبیل مشخصات مواد، شرایط مرزی و شبکه‌بندی توضیحاتی داده خواهد شد. در گام بعدی نتایج بدست آمده از تحلیل اجزا محدود ارائه خواهد شد که می‌توان مقدار و مکان نقطه‌های بحرانی تنش را برای هر 6 مرحله احتراق بدست آورد.

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 سیستم انتقال قدرت شود. میل‌لنگی که در شکل 1 مشاهده می‌شود متعلق به موتور 6 سیلندر است. همچنین مشخصات موتور و میل‌لنگ را می‌توان در جدول 1 مشاهده نمود. بایستی توجه نمود که با توجه به ذات شرایط حاکم بر موتور، دو نوع منبع بار وجود دارد که بر میل‌لنگ اثر می‌گذارد که یکی اینرسی ناشی از چرخش اجزاء ایجاد قدرت همچون شاتون و پیستون و دیگری پدیده احتراق است که ناشی از انبساط گازهای داخل سیلندر می‌باشد. هنگام احتراق، گاز منبسط شده نیروی را بر پیستون اعمال می‌کند که این نیرو به شاتون و

خستگی برای فیلتهای در محدوده مجاز قرار داشت [14].
(15) کاهانه و کچه (2016)، خستگی ناشی از ترکیب پیچش و خمش را دلیل اصلی شکست در میل‌لنگ بیان نمودند. هدف اصلی کار آن‌ها ارزیابی عمر خستگی آلیاژ فولادی میل‌لنگ بخصوص در قسمت فیلته بود. دلیل اصلی شکست را پرداخت نهایی ضعیف در محدوده فیلته معرفی نمودند. میل‌لنگ مدل‌سازی 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 10 درصد است [15].
(16) ویتک و همکاران (2017)، به انجام تحلیل مُدال، تنش و شکست میل‌لنگ موتور دیزلی پرداختند. در ابتدا به بررسی بصری قسمت شکسته شده پرداختند و در مرحله بعد به منظور پاسخ به چگونگی شکست زودهنگام 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 مطالعاتشان، در تحلیل مُدال هر دو فرکانس و مُدهای ارتعاشی آزاد را بدست آوردند به طوری که بیشترین مقدار تنش از مُد دوم ارتعاش آزاد در محدوده شروع ترک قرار داشت. در نهایت با توجه به نتایج بدست آمده، شکست زود هنگام میل‌لنگ را ارتعاش رزونانسی اعلام نمودند [16].
(17) دِگه و همکاران (2017)، تلاشی را به منظور بهبود عمر خستگی میل‌لنگ موتور تک‌سیلندر با بهینه‌سازی هندسه آن انجام دادند. مدل‌سازی در نرم‌افزار سالیدورکز¹ و شبیه‌سازی در نرم‌افزار آنسیس انجام پذیرفت. بیشترین تنش را در محدوده فیلته یاتاقان اصلی و لنگ گزارش کردند. همچنین در ادامه بیان نمودند که شکست از فیلته شروع می‌شود و خستگی را عامل اصلی شکست میل‌لنگ دانستند. در انتها بیان نمودند که افزایش شعاع فیلته و قطر یاتاقان لنگ، منجر به کاهش تنش مایسز و تنش برشی و افزایش تعداد چرخه‌های شکست می‌شود [17].
(18) علی‌اکبری و همکاران (2018)، میل‌لنگ موتور 6 سیلندر دیزلی از لودر چرخ لاستیکی

¹ SOLIDWORKS



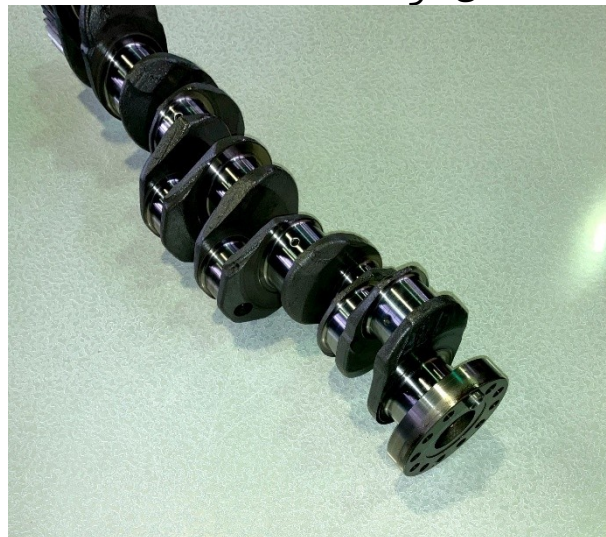
7	قطر مسیر روغن	4.7 (mm)
8	شعاع فیلت لنگ	3.82 (mm)
9	انحراف از محور پیستون	3.2 (mm)
10	وزن اجزاء رفت و برگشتی	4 (Kg)
11	بیشترین مقدار خروجی موتور	112 (KW)
12	بیشترین مقدار سرعت موتور	2200 (RPM)
13	بیشترین فشار گاز	119.12 (bar)

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

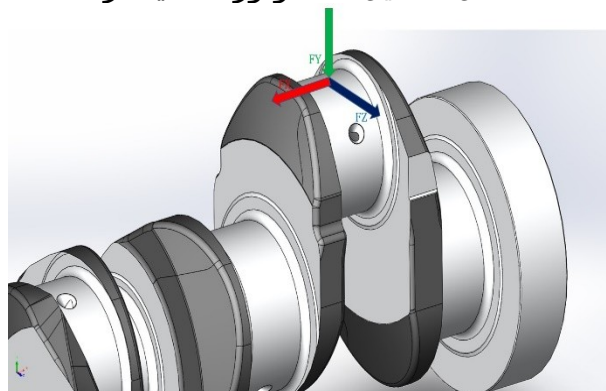
در موتور مورد بحث شاتون در چرخه بارگذاری در دو وضعیت قرار می‌گیرد. در وضعیت اول، شاتون تحت بارگذاری کششی است و در وضعیت دوم شاتون در بارگذاری فشاری قرار می‌گیرد. نحوه تماس بین شاتون و میل‌لنگ به صورت شماتیکی در شکل‌های 3 و 4 نشان داده شده است.

با توجه به شکل‌های 3 و 4 مشهود است که مقدار و توزیع نیرو در شاتون در دو حالت کشش و فشار یکسان نیست. بنابراین بایستی چگونگی مقدار و وضعیت بار اعمالی بر شاتون را بدست آوریم. از این رو با مراجعه به مرجع [19] و معادلات مربوط به توزیع نیروهای تماسی هرتز [20] و در نظر گرفتن بسط معادلاتی ویسیر [2] برای حالت (1)، بارگذاری کششی، معادله (1) بیان شده است.

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 دینامومتر یا گیربکس متصل می‌باشد و همواره تحت حرکت دورانی-تکراری است که منجر به پیچش می‌شود. در شکل 2 نحوه اعمال نیروها مشاهده می‌شود.



شکل 1: میل‌لنگ موتور 6 سیلندر



شکل 2: نیروهای اعمالی بر میل‌لنگ، جهت نیروی خمشی (FY)، جهت نیروی پیچشی (FZ) و جهت نیروی طولی (FX)

جدول 1: مشخصات موتور MT660E

ردیف	نوع مشخصه	مقدار (واحد)
1	ارتفاع پیستون	108.2 (mm)
2	طول شاتون (مرکز دایره کوچک به بزرگ)	219.1 (mm)
3	طول میل‌لنگ	869.1 (mm)
4	قطر پیستون	100 (mm)
5	قطر یاتاقان اصلی	76.17 (mm)
6	قطر یاتاقان لنگ	63.48 (mm)



محور شاتون، r شعاع یاتاقان لنگ میل لنگ، t ضخامت شاتون در صفحه بارگذاری است که با محاسبه عبارت بالا بر حسب ثابت فشار عمودی معادله شماره (2) به صورت زیر نوشته می شود [2]:

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

در معادله (2)، P_t را می توان از معادله های مربوط به مکانیزم لنگ-لغزش با در نظر گرفتن کم بودن مقدار R/L به صورت زیر بدست آورد [2]:

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

که در معادله (3)، m جرم اجزاء رفت و برگشتی (پیستون، شاتون و ...)، R انحراف از محور میل لنگ، L طول شاتون است. لازم به ذکر است که در حالت بارگذاری کششی شاتون، تماس در صفحه ای به اندازه 180 درجه اعمال می شود (شکل 3). در حالت دوم، که بارگذاری شاتون فشاری است می توان نوشت [2]:

$$P = P_0$$

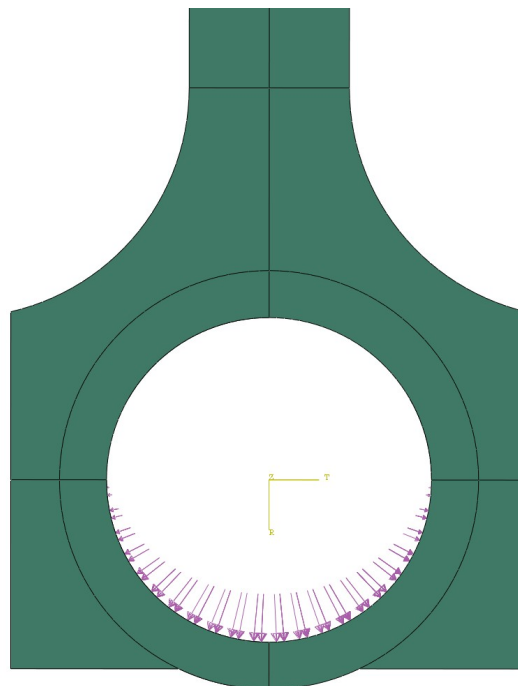
$$P_t = \int P_n da = \int_{-\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{3}} P_0 \cos \theta r d\theta t = P_0 r t \sqrt{3} \quad (4)$$

سپس معادله (4) بر حسب ثابت فشار عمودی بیان می شود:

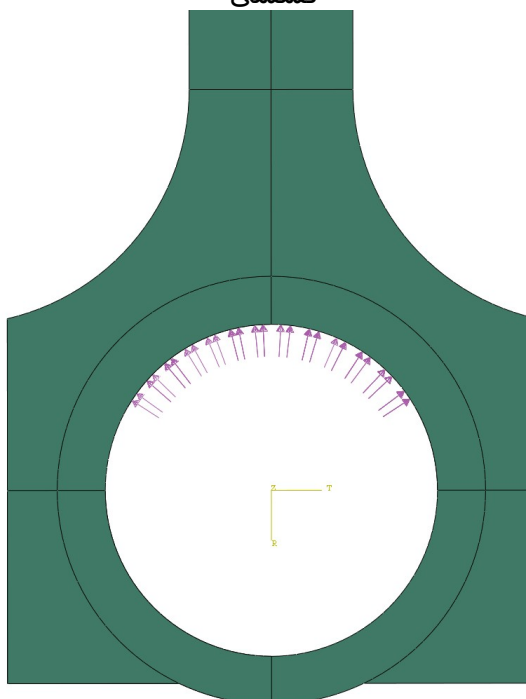
$$P_0 = \frac{P_c}{\sqrt{3} r t} \quad (5)$$

که P_c نیروی کل است. همچنین بایستی توجه نمود که در حالت بارگذاری فشاری شاتون، تماس در صفحه ای به اندازه 120 درجه اعمال می شود (شکل 4).

با استفاده از جدول 1 می توان نیروهای ناشی از بارگذاری کششی (معادله های 2، 3) را بدست آورد. برای بدست آوردن بارگذاری فشاری (معادله های 4 و 5) باید مقدار نیروی کل (P_c) یا فشار احتراق بر حسب زاویه میل لنگ بدست آید. طبق آزمایش های انجام شده در آزمایشگاه شرکت موتورسازان تراکتورسازی ایران، و با نصب سنسورهای $P-\theta$ برای موتور مورد بحث بیشترین فشار تولید شده از احتراق برابر 119.12 بار می باشد که نمودار یک چرخه کامل را می توان در شکل 5 مشاهده نمود. با استفاده از نمودار فشار-زاویه میل لنگ و جدول 1 نیروهای لازم در هرکدام از یاتاقان های لنگ در زاویه مناسب



شکل 3: تماس بین میل لنگ و شاتون در بارگذاری کششی



شکل 4: تماس بین میل لنگ و شاتون در بارگذاری فشاری

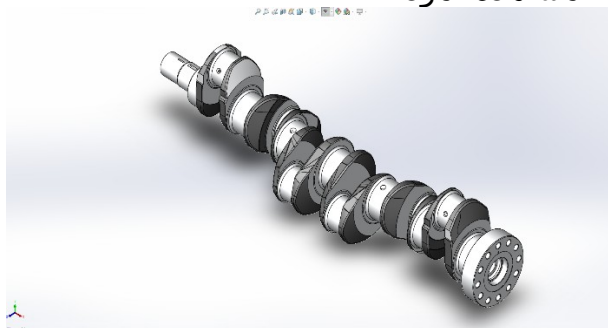
$$P = P_0 \cos \theta$$

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

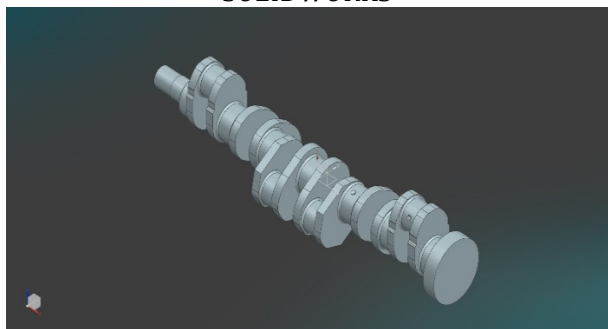
در معادله (1)، P_t نیروی کششی کل در راستای شاتون، P_n مولفه فشار در راستای



پذیرفت که می‌توان تصویر نهایی مدل با جزئیات کامل را در شکل 6 مشاهده نمود. به دلیل وجود پیچیدگی‌های هندسی در مدل 3 بعدی که دارای جزئیات کامل بود (شکل 6)، در تولید شبکه، المان‌های بسیار ریز و یا اعوجاج یافته تولید می‌شد که به دنبال آن خطاهای عددی به وجود می‌آمد. مطابق مطالعات پیشین انجام گرفته، احتمال وجود حداکثر تنش در محدوده فیل و مسیر روغن داده می‌شد و از طرف دیگر با در نظر گرفتن زمان محاسبات باید ساده‌سازی‌هایی در مکان‌های غیر حساس از مدل 3 بعدی انجام شود. ساده‌سازی مدل در نرم‌افزار زیمنس‌ان‌ایکس² انجام پذیرفت. مدل ساده‌سازی شده میل‌لنگ را می‌توان در شکل 7 مشاهده نمود.



شکل 6: میل‌لنگ با جزئیات کامل در نرم‌افزار SOLIDWORKS



شکل 7: میل‌لنگ ساده‌سازی شده در نرم‌افزار زیمنس‌ان‌ایکس

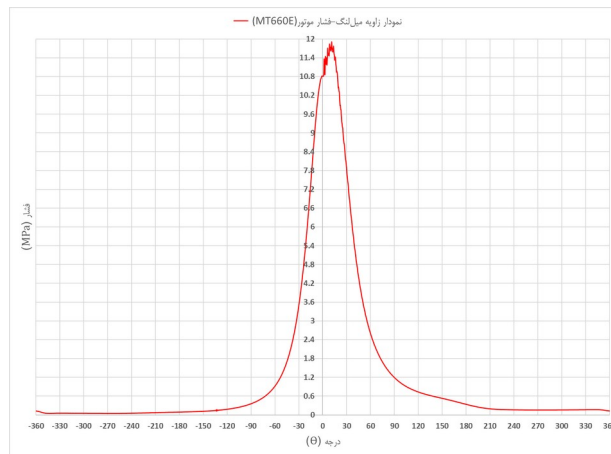
شبکه‌بندی میل‌لنگ

همانطور که پیش‌تر بیان شد، در شبکه‌بندی‌های انجام شده در مدل 3 بعدی با جزئیات کامل، المان‌های بسیار ریز و یا اعوجاج یافته تولید می‌شد که خطاهای عددی را به وجود می‌آورد. در مرحله بعد مدل 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

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. همچنین بایستی در هنگام محاسبه محل قرارگیری دیگر پیستون‌ها (زاویه میل‌لنگ) محاسبه و در نظر گرفته شود به طوری که هنگامی که سیلندر شماره (1) در لحظه شروع احتراق (1^{TDC}) قرار دارد، زاویه دیگر لنگ‌ها بدست می‌آید که این مطلب وضعیت سیلندرهای بیان می‌شود. همین روند برای بارگذاری کششی، بارگذاری فشاری و نیروی برآیند تکرار می‌شود. جمع بندی تعداد تکرار محاسبات را می‌توان در جدول 2 مشاهده نمود:

جدول 2: تعداد وضعیت‌ها و تعداد محاسبات انجام گرفته

نوع مشخصه	تعداد سیلندر $\times$ وضعیت	تعداد محاسبات
زاویه قرارگیری	6×6	36
نیروی کششی	6×6	36
نیروی فشاری	6×6	36
نیروی برآیند	6×6	36



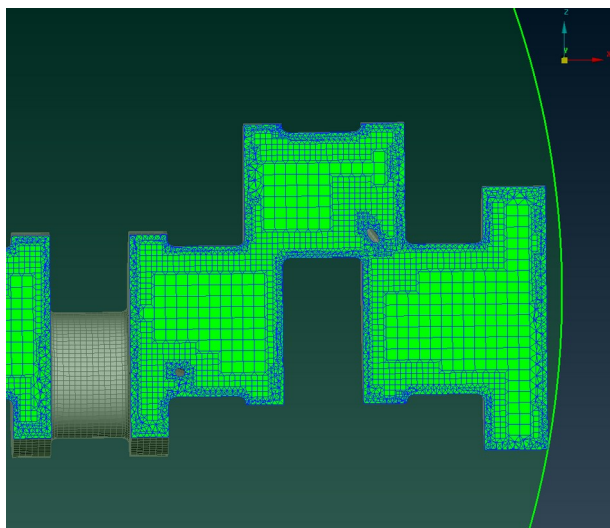
شکل 5: نمودار فشار-زاویه میل‌لنگ

مدل‌سازی میل‌لنگ

مطابق شکل 1 میل‌لنگ موتور تراکتور ITM 1500 که برای بررسی انتخاب شده متعلق به موتور 6 سیلندر MT660E است. مدل‌سازی کامل میل‌لنگ در نرم‌افزار سالیدورکز انجام

² Siemens NX

¹ Top Dead Center



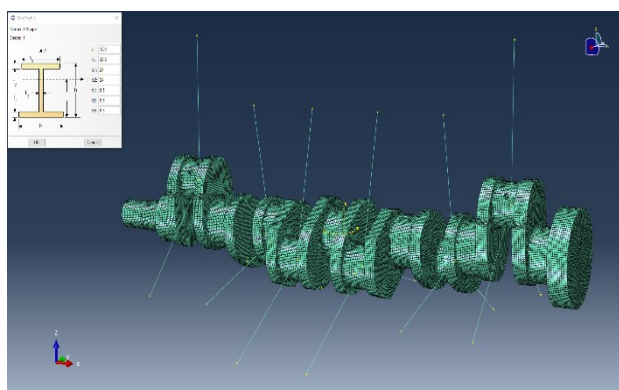
شکل 9: تصویر بزرگنمایی شده از سطح برش خورده میل‌لنگ، کاهش اندازه المان‌ها از سطح به داخل آن همراه با در نظر گرفتن راه‌های روغن

تحلیل میل‌لنگ

بعد از شبکه‌بندی میل‌لنگ در نرم‌افزار پتا سی‌ای‌ای سیستمز آنسا، خروجی مناسب برای ورود به نرم‌افزار اجزاء محدود آباکوس ایجاد و مدل شبکه‌بندی شده وارد نرم‌افزار تحلیلی گردید. در نرم‌افزار آباکوس، شاتون‌ها با استفاده از خطوط تعریف و سطح مقطع متناظر شاتون همانند شکل 10 انتخاب شد. لازم به ذکر است که به جهت‌گیری سطح مقطع روی خطوط باید دقت نمود. مشخصات مکانیکی مواد شاتون و میل‌لنگ را می‌توان در جدول 4 مشاهده نمود.

جدول 4: مشخصات مصالحی شاتون و میل‌لنگ

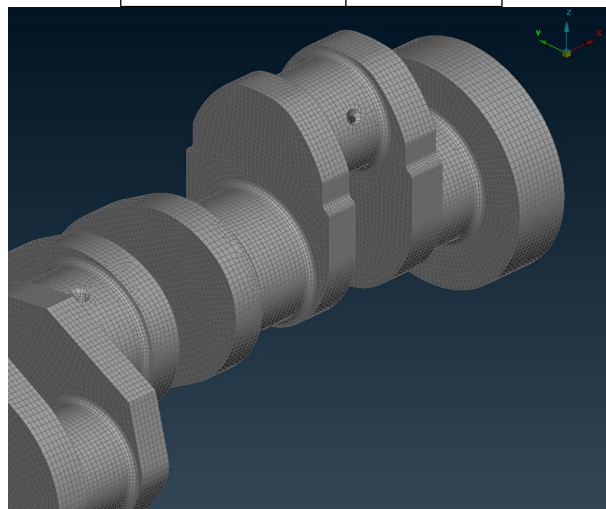
نام قطعه	چگالی	مدول یانگ	ضریب پواسون	نقطه تسلیم
شاتون	7833 (Kg/m^3)	221 (GPa)	0.3	700 (MPa)
میل‌لنگ	7833 (Kg/m^3)	221 (GPa)	0.3	730 (MPa)



آمدن المان‌های مثلثی نامنظم که به شدت بر مقدار و پیوستگی نتایج تاثیر می‌گذاشت، به ناچار از نرم‌افزارهای پیش-پردازش تخصصی برای شبکه‌بندی مدل استفاده شد. برای شبکه‌بندی از نرم‌افزار پتا سی‌ای‌ای سیستمز آنسا³ استفاده شد که برای این کار از مدل ساده‌سازی شده میل‌لنگ در نرم‌افزار زیمنس‌این‌ایکس استفاده شد. برنامه شبکه‌بندی مناسب با در نظر گرفتن فیلتهای مسیرهای روغن و سوراخ‌ها تعریف شد، سپس ابتدا شبکه‌بندی سطحی و در ادامه شبکه‌بندی حجمی انجام شد. نتیجه نهایی شبکه‌بندی مدل در شکل 8 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 میل‌لنگ به داخل آن اندازه المان‌ها افزایش پیدا می‌کند. که این امر با در نظر گرفتن پیچیدگی هندسی که ناشی از راه‌های روغن در میل‌لنگ بود انجام شد. نتیجه نهایی شبکه‌بندی در شکل 9 مشاهده می‌شود. در نهایت تعداد کل المان‌ها برابر 1029462 و تعداد گره‌ها برابر 316014 برای شبکه‌بندی مناسب استفاده شد. تعداد و نوع المان‌های به کار رفته را می‌توان در جدول 3 مشاهده نمود.

جدول 3: تعداد و نوع المان‌های موجود در مدل میل‌لنگ

نام المان	تعداد المان
C3D8	101714
C3D6	14154
C3D4	781956
C3D5	131638

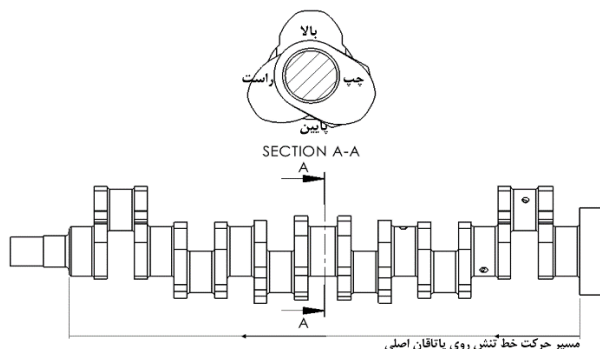


شکل 8: تصویر بزرگنمایی شده از میل‌لنگ در محیط نرم‌افزار آنسا

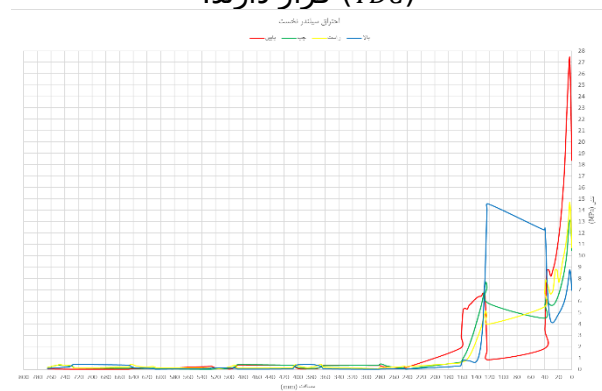
³ BETA CAE Systems Ansa



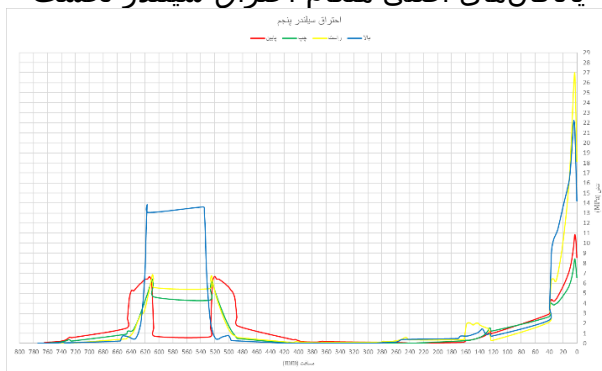
مسیری (که در آن فیلتهای نیز در نظر گرفته شده است) به منظور مشخص نمودن تنشها ایجاد و انتخاب می شود. واضح می باشد که وضعیت مسیر نام برده با تغییر وضعیت احتراق تغییر خواهد نمود. مشابه آنچه بیان شد را می توان در شکل 11 مشاهده نمود.



شکل 11: مسیر حرکت خط تنش روی یاتاقانهای اصلی هنگامی که سیلندر 1 و 6 در مرحله احتراق (TDC) قرار دارند.



شکل 12: مسیر حرکت خط تنش مایسز روی یاتاقانهای اصلی هنگام احتراق سیلندر نخست



شکل 13: مسیر حرکت خط تنش مایسز روی یاتاقانهای اصلی هنگام احتراق سیلندر پنجم

شکل 10: سطح مقطع شاتونها از حلگر *Satic General* نرم افزار آباکوس استفاده شده است. این حلگر از نوع استاتیکی است که قابلیت حل تحلیل های غیر-خطی را دارد.

بارگذاری میل لنگ نیز همانند آنچه پیش تر بیان شد در نظر گرفته شد، به طوری که نیروی برآیند محاسبه شده (با در نظر گرفتن مساحت تقریبی سطح تماس فشاری) بر ابتدای شاتون اعمال می شود. همچنین به منظور در نظر گرفتن ممان اعمالی دینامومتر¹ یک ممان 550 (N.m) در خلاف جهت بارگذاری از طرف فلایویل بر میل لنگ اعمال می شود.

شرایط مرزی متناسب، با در نظر گرفتن نیروهای اعمالی به لنگ می باشد. اگر موتور تک سیلندر بود مشخص نمودن شرایط مرزی بسیار راحت می شد. به طوری که در هنگام احتراق، شرایط مرزی در یاتاقانهای اصلی درست روبروی لنگ خواهد بود. اما در مطالعه یک موتور 6 سیلندر در نظر گرفته شده که تحت ممان دینامومتر قرار گرفته و هر دو نوع بارگذاری احتراقی و اینرسی نیز در نظر گرفته شده است که در نهایت توزیع نیروها بسیار متفاوت و دشوار خواهد بود از این رو 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 گره های محیط یاتاقان لنگ بدون در نظر گرفتن فیلتهای متناظر، به گره انتهای شاتون مقید شده است.

در بحث شبکه بندی مدل، همانطور که می توان در شکل 8 و 9 مشاهده نمود، شبکه بندی مدل با کیفیت بسیار مطلوبی انجام پذیرفته است، به گونه ای که تعداد المانهای دارای خطا و هشدار برابر صفر می باشد. از طرف دیگر شاتون ها با اندازه المان تقریبی 8 میلی متر شبکه بندی شده اند و نوع المانهای بکار رفته از نوع B31 می باشد.

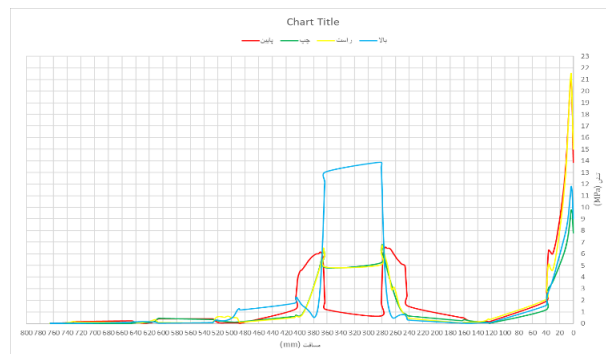
نتایج و بررسی تحلیل تنش

به منظور مشخص نمودن بیشترین مقدار تنش و پیوستگی نتایج هنگامی که هر کدام از سیلندرها در زمان شروع احتراق (TDC) قرار می گیرند، در چهار طرف یاتاقانهای اصلی،

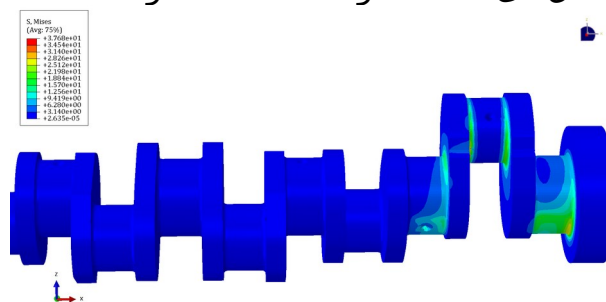
¹ Dynamometer



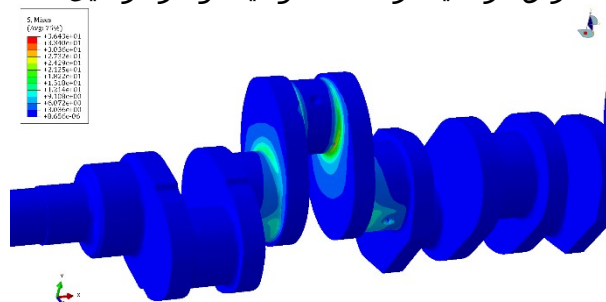
مسیر تعریف شده (شکل 11) زیاد است. به صورت تقریبی می‌توان این‌گونه بیان نمود که در تمامی مسیرها بجز مسیر بالا، با افزایش مسافت مقدار تنش کاهش می‌یابد. دلیل افزایش تنش در مسیر بالایی از یاتاقان‌های اصلی را می‌توان دو عامل شرایط مرزی و نزدیکی به محل اعمال نیرو بر یاتاقان لنگ بیان نمود. هنگام لحظه احتراق نخست و اعمال نیرو بر یاتاقان لنگ اول، شرایط مرزی موجود در در یاتاقان‌های اصلی اول و دوم به این صورت 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 15 مشاهده نمود. به همین دلیل در یاتاقان‌های اصلی اول و دوم قسمت‌هایی از فیلت‌ها که به یاتاقان لنگ نزدیک هستند بیشترین مقدار تنش را تجربه می‌کنند. بدون در نظر گرفتن اثر دینامومتر، در یاتاقان‌های اصلی، بیشترین تنش در هنگام احتراق و در قسمت بالایی رخ می‌دهد. با در نظر گرفتن اثر دینامومتر، هم‌افزایی نیرویی در یاتاقان اصلی لنگ اول اتفاق می‌افتد که منجر به افزایش شدید تنش در محدوده فیلت‌ها 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 13 و 14 دارای شکل یکسانی است. در این راستا می‌توان این‌گونه بیان نمود که در هنگام احتراق از هر کدام از یاتاقان‌های لنگ، تنش‌های ایجاد شده در محدوده 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 دینامومتر و احتراق ناشی می‌شوند بسیار کمتر است. از آنجایی که در هیچ‌کدام از حالت‌ها، تنش به اندازه تنش تسلیم میل‌لنگ نمی‌رسد، در هیچ‌قسمتی از مدل کرنش پلاستیک وجود نخواهد داشت ولی می‌توان با استفاده از نمودارها بخصوص نمودار شکل 12 این برآورد را داشت که هم‌افزایی نیرویی در چرخه‌های بالای کارکرد موتور می‌تواند میل‌لنگ را در محدوده فیلت یاتاقان‌ها دچار خستگی کند. بنابراین با در نظر گرفتن کم‌تر بودن قطر یاتاقان‌های لنگ نسبت به قطر یاتاقان‌های اصلی و نوع اعمال بارها و



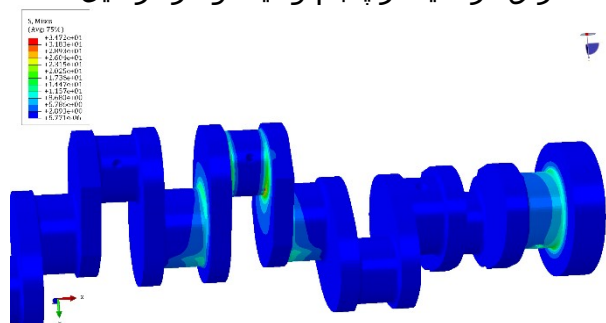
شکل 14: مسیر حرکت خط تنش مایسز روی یاتاقان‌های اصلی هنگام احتراق سیلندر سوم که به ترتیب می‌توان کانتورهای تنش‌ها را در شکل‌های 15، 16 و 17 مشاهده نمود.



شکل 15: وضعیت تنش در هنگام وجود نیروی احتراق در سیلندر نخست و دینامومتر در میل‌لنگ



شکل 16: وضعیت تنش در هنگام وجود نیروی احتراق در سیلندر پنجم و دینامومتر در میل‌لنگ



شکل 17: وضعیت تنش در هنگام وجود نیروی احتراق در سیلندر سوم و دینامومتر در میل‌لنگ همانطور که در هر یک از شکل‌های بالا مشخص است با در نظر گرفتن سرعت 2000 دور بر دقیقه موتور، در زمان احتراق نخست (شکل 12) می‌توان مشاهده نمود که در فیلت‌های اول میل‌لنگ، مقدار تنش در هر چهار



شکل 19: نواحی صاف و زیر در شکست خستگی

نتیجه‌گیری

در مطالعه انجام‌پذیرفته برای اولین بار میل‌لنگ موتور 6 سیلندر *MT660E* از تراکتور *ITM 1500* انتخاب و تحت تحلیل غیرخطی استاتیکی قرار گرفت. در این راستا ابتدا با استفاده از نرم‌افزار *زیمنس ایناکس مدل 3* بعدی ساده‌سازی و سپس شبکه‌بندی آن در نرم‌افزار پیش‌پردازش *آنسا* انجام پذیرفت. خروجی شبکه‌بندی شده از مدل به درون نرم‌افزار *آباکوس* انتقال یافت سپس شرایط مرزی و بارگذاری پیچیده میل‌لنگ مورد محاسبه و بررسی قرار گرفت. 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:

1. بیشترین مقدار تنش در قسمت فیلت پایین از یاتاقان لنگ اول می‌باشد که مقدار آن 37.68 مگاپاسکال است.
2. بدون در نظر گرفتن اثر دینامومتر، طبق مسیر تعریف شده بر روی میل‌لنگ بیشترین مقدار تنش در زمان احتراق رخ می‌دهد.
3. با در نظر گرفتن اثر دینامومتر، در مسیر تعریف شده فارغ از این‌که احتراق در کدامین سیلندر اتفاق افتد بیشترین مقدار تنش در فیلت یاتاقان اصلی خواهد بود.
4. با در نظر گرفتن اثر دینامومتر در هنگام احتراق نخست، به صورت واضح می‌توان هم‌افزایی تنش را در فیلت یاتاقان اصلی مشاهده نمود.

شرایط مرزی حاکم می‌توان با استفاده از شکل‌های 12 و 15 مشاهده نمود که پدیده خستگی که منجر به شکست قطعه خواهد شد در فیلت دوم از یاتاقان اصلی اول و فیلت اول از یاتاقان لنگ اول خواهد بود. در این راستا 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 18 و 19 مشاهده می‌شود. در شکل‌های 12 و 15 شکست در قسمت اول از مسیر بالایی میل‌لنگ اتفاق افتاده است. نمونه‌ای از شکست میل‌لنگ در ناحیه فوق در شکل‌های 18 و 19 نشان داده شده است. مطابق این شکل‌ها فیلت دوم از یاتاقان اصلی اول و فیلت اول از یاتاقان لنگ اول دچار خستگی و شکست شده است. سطح شکست منطبق بر شکست خستگی و دارای سطوح صاف و زیر مشخص می‌باشد.



شکل 18: نمونه‌ای از شکست یک میل‌لنگ ناشی از خستگی



[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 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 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.

5. 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 می‌باشد.
6. با توجه به نتایج بدست آمده برای این میل‌لنگ، می‌توان این‌گونه بیان نمود که در چرخه‌های بالای فعالیت موتور بیشترین قسمتی که مستعد خستگی می‌باشد فیلتهای اولیه میل‌لنگ می‌باشند.

فهرست علائم

P_t	نیروی کششی کل در راستای شاتون
P_n	مولفه فشار در راستای محور شاتون
r	شعاع یاناقان لنگ میل‌لنگ
t	ضخامت شاتون در صفحه بارگذاری
m	جرم اجزاء رفت و برگشتی (پیستون، شاتون، گیرپین)،
R	انحراف از محور میل‌لنگ
L	طول شاتون
P_C	مقدار نیروی کل ناشی از احتراق

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
v	ضریب پواسون

زیرنویسها

t	کشش
n	مولفه 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.



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