



## تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ - لغزنده موتور به کمک نرم‌افزار AVL EXCITE

محمد کاظمی<sup>۱</sup>، تیمور توکلی هاشجین<sup>۲</sup>، غلامحسین نجفی<sup>۳</sup> و سیامک عیلازاده‌نیا<sup>۴</sup>

۱، ۲ و ۳ - به ترتیب دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، استاد و استادیار گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی دانشگاه تربیت مدرس

۴ - کارشناس واحد محاسبات مهندسی (CAE) مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو شرکت آپیکو

mohammad.kazemi@yahoo.com

### چکیده

با توجه به گسترش استفاده از موتورهای مختلف با مورد کاربرد متنوع و به منظور بهبود و اصلاح قطعات آن، دانستن شرایط کاری و نیروهای اعمال شده بر آن‌ها جزء پارامترهای اولیه در طراحی محسوب می‌شوند. یکی از اجزای اصلی موتور، مکانیزم لنگ آن می‌باشد که در آن حرکت رفت و برگشتی پیستون به حرکت دورانی میل‌لنگ تبدیل می‌گردد. به منظور بررسی وضعیت دینامیکی موتور و تعیین نیروهای اعمال شده بر قسمت‌های مختلف مکانیزم، نیاز به برنامه‌ای می‌باشد که از طریق آن بتوان پارامترهای دینامیکی مربوط به مکانیزم را در سرعت و شتاب لحظه‌ای و در زوایای مختلف میل‌لنگ محاسبه نمود. به همین منظور در این تحقیق تحلیل سینماتیکی مکانیزم لنگ لغزنده انجام شد و برنامه آن توسط نرم‌افزار Matalab توسعه داده شد. به منظور صحت‌گذاری نتایج این تحلیل شبیه‌سازی موتور در نرم‌افزار تخصصی AVL EXCITE انجام گرفت. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که بین نتایج کد نوشته شده و نرم‌افزار AVL EXCITE تطابق خوبی وجود دارد

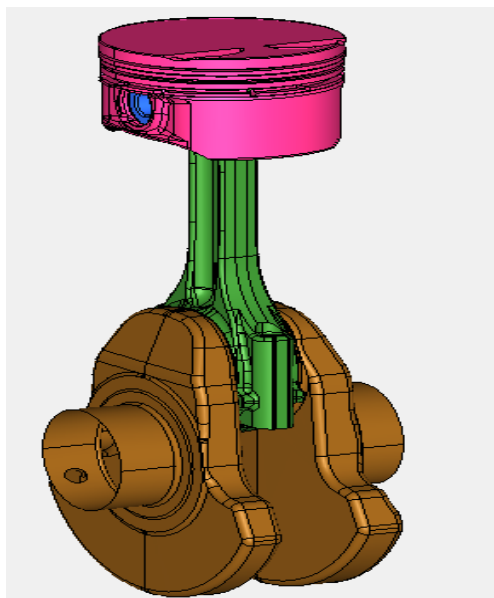
**واژه‌های کلیدی:** مکانیزم لنگ-لغزنده، شبیه‌سازی کامپیوتری، فشارگاز، سرعت و شتاب زاویه‌ای، نرم‌افزار AVL EXCITE

### مقدمه

در جهت استفاده از موتورهای جدید، نیازهایی همچون توان خروجی بالا، وزن کم، مصرف سوخت پایین، کنترل و کم کردن سایش، خردگی و شکستگی باید توسط سازندگان برآورده شود. لذا شناسایی، بررسی و بهینه‌سازی قسمت‌های مختلف که عموماً تحت خطر خردگی، سایش و شکست هستند، اهمیت بسزایی دارد. به همین علت تحلیل دقیق قطعات موتور برای طراحی‌های جدید یا بهینه‌سازی ضروری است. طراحی و تحلیل قطعات موتور در گذشته با روش‌های دستی انجام می‌شد. ولی در دهه‌های اخیر که نرم‌افزارهای طراحی مکانیکی به بازار عرضه شده‌اند، محاسبات دستی جای خود را به محاسبات دقیق نرم‌افزاری داده‌اند. در این روش‌ها ابتدا قطعه مورد نظر را در نرم‌افزار مدل‌سازی می‌کنند، و سپس این قطعه تحت تحلیل استاتیکی و دینامیکی قرار می‌گیرد.

یکی از مجموعه‌های مهم در هر موتور احتراق داخلی، مکانیزم لنگ آن می‌باشد، که در آن حرکت رفت و برگشتی پیستون از طریق شاتون و قطعات واسط، به حرکت دورانی میل‌لنگ تبدیل می‌گردد. در اثر پدیده احتراق و بوجود آمدن نیروهای

فشاری حاصل از انبساط گاز، پیستون به سمت پایین حرکت کرده و در نهایت یک کار خروجی از موتور بدست می‌آید. قطعات این مکانیزم شامل پیستون، رینگ‌ها، گژن‌پین، شاتون، میل‌لنگ و یاتاقان‌های مربوطه به آن‌ها می‌باشند (شکل ۱). هر یک از اجزاء فوق با توجه به نوع کاربرد آن‌ها در موتورهای بنزینی و یا دیزلی، دارای پارامترهای طراحی مربوط به خود می‌باشند که این پارامترها با دانستن چگونگی شرایط عملکرد موتور، طراحی دینامیکی، تحلیل تنش و نهایتاً انتخاب جنس برای قطعات انجام می‌شود (نادری، ۱۳۵۸).



شکل ۱: مجموعه قطعات مکانیزم لنگ (مدلسازی شده در نرم‌افزار Pro/E)

در اثر پدیده احتراق و بوجود آمدن نیروهای فشاری حاصل از انبساط گاز، پیستون به سمت پایین حرکت کرده و در نهایت یک کار خروجی از موتور بدست می‌آید. در ضمن این فرایند، سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ در طول سیکل حرکتی آن (منظور از سیکل مجموعه کورس‌هایی آن که در سیلندر موتور اتفاق افتاده و بطور متوالی و پیوسته تکرار می‌شود) تغییر کرده و نیروهایی بر قسمت‌های مختلف مکانیزم وارد می‌شوند.

از پارامترهای مهمی که می‌بایست در تحلیل سینماتیکی و دینامیک از آنها استفاده شوند اثر تغییر سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ می‌باشد. از پارامترهای مهم دیگر در بدست آوردن این نیروها، در نظر گرفتن لقی موجود در اتصالات می‌باشد که تاثیر قابل توجهی در عملکرد سیستم‌های مکانیکی با دور بالا دارند که توجه به آن برای طراحان امروزی ضروری است، چرا که وجود لقی‌ها اجتناب ناپذیر بوده و لقی با مقادیر هر چند کم نیز سبب بوجود آمدن نیروهای ضربه‌ای و در نتیجه اختلال در نوسانات و ارتعاشات موتور می‌گردد. بنابراین برای حل عددی این سیستم‌ها همراه با در نظر گرفتن مقادیر لقی، لازم بوده و برای این منظور حل یک مجموعه‌ای از روابط اعداد مختلط با در نظر گرفتن سطوح برخورد احتمالی (در اثر وجود لقی) می‌تواند بصورت خطی و یا غیر خطی مطرح شوند.

هدف از این تحقیق شبیه‌سازی دینامیکی به منظور تعیین پارامترهای دینامیکی در مکانیزم لنگ - لغزنده موتورهای احتراق داخلی می‌باشد. در ادامه روابط سینماتیکی، دینامیکی و سینتیکی در مکانیزم لنگ و لغزنده آورده شده و شرایط ساده‌سازی معادلات بیان می‌گردد، و نتایج این روابط با نتایج مدلسازی موتور در نرم‌افزار AVL ECFITE مقایسه می‌شود.

## پیشینه تحقیق

برای این منظور کارهایی توسط محققین در گذشته انجام گرفته است، که بطور مختصر بیان می‌گردد. دابوسکیو و همکاران با استفاده از مختصات متغیری که مربوط به اغتشاشات لحظه‌ای پیستون می‌باشد، تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ را با در نظر گرفتن چندین لقی حل نموده‌اند (Dubosky, et al. 1977).

تمامی بررسی‌های انجام شده در ارتباط با تعیین وضعیت دینامیکی مکانیزم لنگ به صورتی می‌باشد که در آن‌ها سرعت زاویه‌ای میل لنگ ثابت بوده و همچنین از اثر فشارهای گاز درون سیلندر و عوامل بوجود آورنده اصطکاک درون صرف نظر شده است. نکته مهم دیگر در تحلیل دینامیک موتور، شبیه‌سازی شرایط گذرای موتور به منظور تعیین سرعت و شتاب زاویه‌ای لحظه‌ای میل لنگ می‌باشد. اغلب کارهای انجام شده در حالت پایدار موتور، به منظور بهینه نمودن پارامترهای طراحی موتور و با هدف حداقل رساندن مصرف سوخت و توان ماکزیمم بوده است. تحقیقات اولیه‌ای که بر روی مدل‌سازی دینامیکی موتور بوده است به دو گروه اصلی تقسیم‌بندی می‌گردند:

### ۱- پایدار غیرخطی

### ۲- حالت گذرای غیرخطی

بیشتر کارهای انجام شده در ارتباط با گروه اول مربوط به سال‌های (۱۹۸۹-۱۹۹۳) می‌باشد. مدل‌ها پایدار غیرخطی به منظور شبیه‌سازی کردن موتورهای اشتعال جرقه‌ای و به منظور بدست آوردن گشتاور و فشار درون سیلندر انجام شده است و مدل‌های گذرای غیر خطی با در نظر گرفتن ترکیب حالت‌های ترمودینامیکی و دینامیکی برای یک موتور تک سیلندر و چند سیلندر انجام شده است که آغاز این فعالیت‌ها در سال ۱۹۹۷ می‌باشد. این مدل‌ها از یک برنامه ترمودینامیکی شبیه‌سازی پایدار استفاده می‌کند. با مقایسه‌های انجام شده بین نتایج حاصل از این شبیه‌سازی و نتایج بدست آمده از آزمایش‌ها در حالت واقعی، می‌توان یک هماهنگی بین نتایج پیدا نمود ولی با این وجود در برخی از موارد محدودیت‌هایی همچون اثر شکل هندسی تعدادی از قطعات نیز وجود دارد.

بررسی دینامیک مکانیزم لنگ به لحاظ روابط تحلیلی در اکثر کتاب‌های مرجع طراحی موتور مانند کلچین و دمیندوف آورده شده است. مکانیزم لنگ بصورت سیستیکی و سینماتیکی آنالیز شده و بدون در نظر گرفتن لقی‌های موجود مکانیزم لنگ موتور نمودارهای مربوطه در مقابل زاویه لنگ ارائه شده است (Khovakh 1979; Kolchin, et al, 1984).

تحلیل جامع مکانیزم لنگ به کمک روابط تحلیلی تحقیقی بوده است که توسط پرفسور فاطمی و همکاران برای تحلیل دینامیکی بارهای وارده به شاتون و میل لنگ انجام شده است. در این پژوهش تمام سرعت و شتاب پیستون و شاتون، نیروهای وارده به چشم کوچک و بزرگ شاتون بدست آمده و نمودارهای آن‌ها در مقابل زاویه لنگ ارائه شده است (Montazersadgh, et al, 2007; Shenoy, et al, 2006). از اثر لقی و اصطکاک صرف نظر شده است.

ارکایا و همکاران طی تحقیقی به بررسی مکانیزم لنگ لغزنده با در نظر گرفتن اثر خارج از مرکزی سیستم لنگ برای توسعه یک جعبه‌دنده سیاره‌ای پرداختند (Erkaya, et al, 2007). در تحقیقی دیگر گازومی و همکاران به بررسی اثر خروج از مرکز بودن پیستون و میل لنگ پرداختند. در این تحقیق اثر نیروی اینرسی ایجاد شده بواسطه خارج از مرکز بودن مکانیزم لغزنده به روش دینامیکی و ارتعاشی بررسی شده و روابط تحلیلی آن ارائه شده است (Guzzomi, et al, 2007).

در ایران نیز تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ توسط محققان انجام شده است. روابط اصلی این تحلیل‌ها را می‌توان در کتاب طراحی موتور یافت (نادری، ۱۳۵۸). فروزانپور مکانیزم لنگ موتور پیکان را بطور کامل مورد بررسی قرار داده و از نتایج آن برای بهینه‌سازی این مکانیزم استفاده کرد (فروزانپور، ۱۳۷۶). جدیدترین تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ موتور در ایران، بصورت حل همزمان معادلات دینامیکی تحقیقی بود که توسط فتحی در انجام شد. معادلات بکار گرفته شده این تحقیق بر اساس همان روش‌های ارائه شده از پرفسور فاطمی می‌باشد. در این تحقیق از نرم‌افزار AVL Boost و AVL Gluid برای مدل‌سازی احتراق و اصطکاک موتور در جداره سیلندر و یاتاقان‌ها بصورت دوبعدی استفاده شده است (فتحی سولا، ۱۳۸۸).

## روش پژوهش

در این تحقیق یک موتور بنزینی اشتعال جرقه‌ای (SI) که مجهز به توربوشارژ است، این موتور دارای چهار سیلندر بوده و همچنین امکان استفاده از سوخت بنزین و گاز طبیعی (CNG) را دارا می‌باشد. حجم این موتور ۱/۷ لیتر، دارای ۱۶ سوپاپ و مجهز به سامانه زمان‌بندی متغیر سوپاپ‌ها می‌باشد. در این تحقیق موتور در حالت سوخت بنزین و دارای توربوشارژ مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آزمایشگاهی بیشینه فشار احتراق موتور را ۱۱ MPa در سرعت ۵۵۰۰ rpm نشان می‌دهند. جدول (۱) برخی از ویژگی‌های مهندسی موتور EF7 پرخوران شده را نشان می‌دهد (بی‌نام، ۱۳۸۶).

جدول ۱- برخی از مشخصه‌های فنی موتور (بی‌نام، ۱۳۸۶)

Max. Power (kW)	110@6000
Max. Torque (N.m)	215@2200-4800
Combusion Ratio	9.8
Nominal bore diameter	78.6 mm
Stroke	85 mm
Crank Radius	42.5 mm
Max. Gas Pressure	11 MPa
Max. rotation Speed	6500 rpm
Over Speed	7150 rpm
Idell Speed	750 rpm

یکی از مجموعه‌های مهم در هر موتور از نوع احتراق داخلی، مکانیزم لنگ می‌باشد که در آن حرکت رفت و برگشتی پیستون از طریق شاتون و قطعات واسط، به حرکت دورانی میل‌لنگ تبدیل می‌شود. در ضمن این فرایند سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ در طول سیکل حرکتی آن تغییر کرده و نیروهایی بر قسمت‌های مختلف مکانیزم لنگ وارد می‌شود. در یک موتور احتراق داخلی نیروهای محرک از دو منبع حاصل می‌شود، یکی فشار موجود در سیلندر و دیگری نیروهای جرمی ناشی از حرکت رفت و برگشتی پیستون و متعلقات آن به علاوه قسمت رفت و برگشتی شاتون، نیروهای جرمی یا اینرسی به مقدار جرم نوسان‌کننده بستگی دارد. در اینجا مکانیزم لنگ- لغزنده این موتور را از لحاظ سینماتیکی و سینتیکی مورد تحلیل قرار خواهد گرفت و نیروهای وارد بر آن با استفاده از دو روش زیر بدست می‌آید:

۱- تعیین نیروها با روش حل دستی نیوتنی

۲- تعیین نیروها توسط تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ در نرم‌افزار AVL EXCITE 5.1

## الف: تحلیل سینماتیکی مکانیزم لنگ

در شکل (۱) مکانیزم حرکت شاتون و پیستون نشان داده شده است. در این تحلیل لینک ۱ مربوط به بدنه موتور است که صلب در نظر گرفته شده است، لینک ۲ میل لنگ، لینک ۳ شاتون و لینک ۴ بیانگر پیستون است (Erkaya, et al, 2007) با توجه به مسیر حرکت اجزای و روابط هندسی مکانیزم لنگ (شکل ۱) داریم:

$$S_{pi}(\theta) = r \cdot \cos(\theta) + l \cdot \sin(\theta) \quad (۱)$$

$$l \sin(\beta) = r \cdot \sin(\theta) \quad (۲)$$

$$\sin(\beta) = \frac{r}{l} \sin(\theta) = \lambda \sin(\theta) \quad (۳)$$

$S_{pi}(\theta)$  جابجایی پیستون نسبت به مرکز میل لنگ (مرکز چرخش)،  $r$  شعاع لنگ،  $l$  طول موثر شاتون (فاصله مرکز چشم کوچک تا چشم بزرگ)،  $\theta$  زاویه چرخش لنگ و برابر  $m\dot{\theta}$  و  $\beta$  زاویه شاتون با محور مرکزی سیلندر و  $\lambda = \frac{r}{l}$  نسبت شعاع میل لنگ به طول شاتون است. بنابراین:

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)} \quad (۴)$$

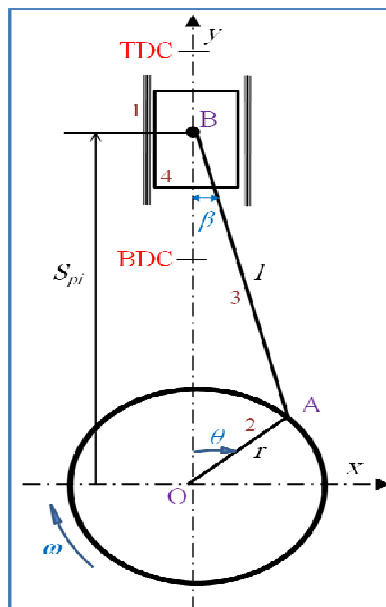
$$S_{pi}(\theta) = r \cos(\theta) + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)} \quad (۵)$$

با استفاده از بسط دو جمله‌ای و نسبت‌های مثلثاتی نتیجه می‌شود:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2(\theta) - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4(\theta) - \frac{1}{16} \lambda^6 \sin^6(\theta) - \dots \quad (۶)$$

چون در این موتور نسبت  $\lambda = 0.38$  می‌باشد و جملات سوم به بعد دارای توان‌های بالاتر هستند، بطور تقریبی می‌توان از جملات با توان بالاتر صرف نظر کرد، و دو جمله اول روابط (۵) به صورت زیر ساده‌سازی کرد، یعنی:

$$S_{pi}(\theta) = r \cos(\theta) + l \left( 1 - \frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{4} \lambda^2 \cos(2\theta) \right) \quad (۷)$$



شکل ۱: هندسه مکانیزم لنگ-لغزنده موتور و حرکت پیستون

با مشتق گیری از معادله حرکت (۷) معادلات سرعت و شتاب پیستون مشخص می‌شود. سرعت متوسط پیستون در هر لحظه از مشتق اول جابجایی نسبت به زمان حاصل می‌شود:

$$V_p = \frac{dS_{Pi}(\theta)}{dt} \quad (۸)$$

$$a_p = \frac{d^2 S_{Pi}(\theta)}{dt^2}$$

با مرتب سازی روابط (۷ و ۸) معادلات سرعت و شتاب به شکل زیر درمی‌آید.

$$V_p = -r\omega \left( \sin(\theta) + \frac{1}{2}\lambda \sin(2\theta) \right) \quad (۹)$$

$$a_p = -r\omega^2 (\cos(\theta) + \lambda \cos(2\theta)) \quad (۱۰)$$

$\dot{\theta} = \omega$  سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ می‌باشد.

سرعت زاویه‌ای شاتون  $\dot{\beta} = \eta$  با توجه به شکل (۱) و مشتق گیری از رابطه (۲) نسبت به زمان محاسبه می‌شود. با استفاده از بسط سری فوریه و صرف نظر از جملات توان بالا، سرعت زاویه‌ای چشم کوچک شاتون را می‌توان از رابطه (۱۲) محاسبه کرد.

$$r\dot{\theta} \cos(\theta) = l\dot{\beta} \cos(\beta) \rightarrow \eta = \dot{\beta} = \frac{r\dot{\theta} \cos(\theta)}{l \cos(\beta)} \quad (۱۱)$$

$$\eta = \lambda \omega \cos(\theta) \left( 1 + \frac{\lambda^2}{4} - \frac{1}{4}\lambda^2 \cos(2\theta) \right)$$

### ب: تحلیل سینتیکی مکانیزم لنگ

هدف از مطالعه این بخش محاسبه نیروهای اینرسی ناشی از جرم پیستون و نیروی حاصل از فشار احتراق وارد بر مکانیزم لنگ (در چشم کوچک) می‌باشد. پس از مشخص شدن شتاب پیستون و شاتون، نیروهای وارده به آنها را باید محاسبه کرد. بدین منظور دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر مکانیزم لنگ در محل اتصال پیستون و شاتون را رسم نموده و روابط تعادل، بین آنها اعمال می‌شود (شکل ۳-۴).

با استفاده از قانون دوم نیوتن و روابط تعادل در نقطه (A) می‌توان نوشت:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \Rightarrow F_N = F_x \\ \sum F_y = 0 \Rightarrow F_y = F_{gas} + m_p a_p \rightarrow F_y = F_{gas} + F_i \end{cases} \quad (۱۳)$$

که در رابطه بالا  $m_p a_p$  به ترتیب جرم و شتاب پیستون و  $F_{gas}$  بیانگر نیروی وارده از سمت شاتون به پیستون،  $F_{gas}$  نیروی اعمالی از فشار گاز و  $F_N$  نیروی جداره سیلندر است.

نیروی ناشی از فشار گاز و اینرسی ( $F_i$ ) از روابط زیر بدست می‌آید.

$$F_g = A(P(\theta) - P_0) \quad (۱۴)$$

$$F_i = -m_p r \omega^2 (\cos(\theta) + \lambda \cos(2\theta)) \quad (۱۵)$$

$P(\theta)$  فشار لحظه‌ای درون سیلندر و  $P_0$  فشار محیط (اتمسفر) می‌باشد.

با توجه به روابط برداری، مثلثاتی شکل (۲)، بسط فوریه و با صرف نظر از جملات با توان بالا معادلات نیرو به شکل روابط زیر ساده سازی می‌شود:

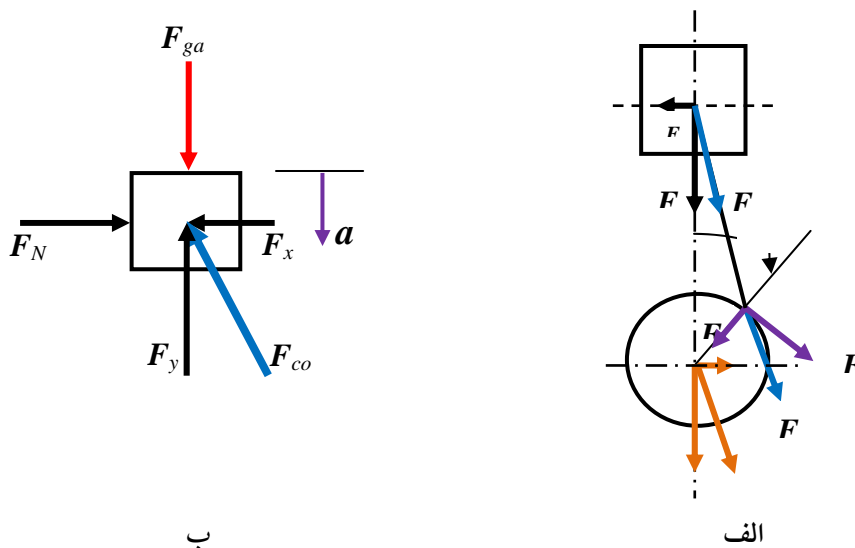
$$F_{con} = F_y \cdot \left( 1 + \frac{\lambda^2}{4} - \frac{1}{4} \lambda^2 \cos(2\theta) \right) \quad (16)$$

$$F_N = F_y \cdot \left( \sin(\theta) + \frac{1}{8} \lambda^3 [3 \sin(\theta) - \sin(3\theta)] \right) \quad (17)$$

$$F_R = -F_y \cdot \left( \frac{1}{2} \lambda + \cos(\theta) - \frac{1}{2} \lambda \cos(2\theta) + \frac{1}{16} \lambda^3 [3 - 4 \cos(2\theta) + \cos(4\theta)] \right) \quad (18)$$

$$F_T = F_y \cdot \left( \sin(\theta) + \frac{1}{2} \lambda \sin(2\theta) + \frac{1}{16} \lambda^3 [2 \sin 2(\theta) - \sin(4\theta)] \right) \quad (19)$$

روابط تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ در محیط نرم افزار Matlab7.7 R2008b کد نویسی شده، همچنین جهت صحت‌گذاری بر نتایج تحلیل سیستمی مدل‌سازی مکانیزم در نرم افزار AVL EXCITE 5.1 نیز انجام می‌گیرد.

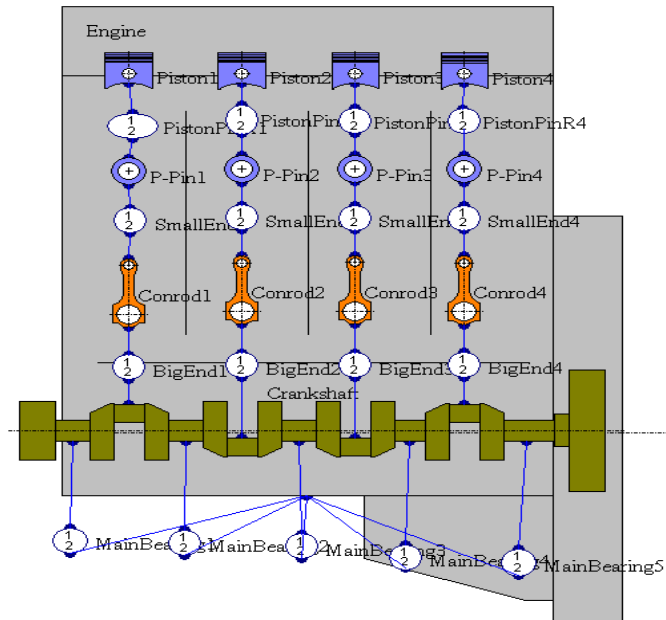


شکل ۲: دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر الف) مجموعه مکانیزم لنگ، ب) بین پیستون

### ج: مدل‌سازی و شبیه‌سازی در نرم افزار AVL EXCITE

نرم افزار AVL یک ابزار توانمند در شبیه‌سازی موتور می‌باشد، این نرم افزار دارای محیط‌های متنوع و تخصصی Excite، Boost، Glade و غیره می‌باشد. این نرم افزار برای شبیه‌سازی قسمت‌های مختلف موتور از جمله احتراق، دینامیک و سینیک موتور، روانکاری، اصطکاک پیستون و سیلندر و ... بصورت یک بعدی، دوبعدی و سه بعدی استفاده می‌شود.

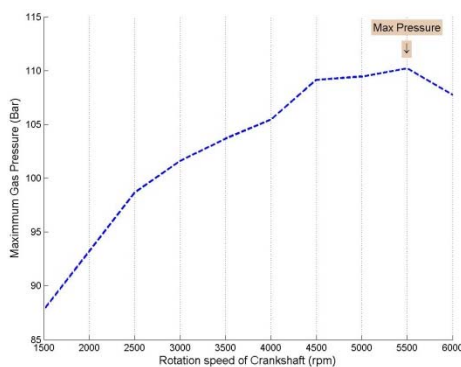
در این تحقیق جهت صحت‌گذاری بر نتایج تحلیل سیمتیکی مدل‌سازی مکانیزم در نرم‌افزار AVL EXCITE 5.1 نیز انجام می‌گیرد. شکل (۳) نحوه مدل‌سازی کامل موتور را در این نرم‌افزار نشان می‌دهد که بصورت دو بعدی در محیط AVL EXCITE Designer مدل‌سازی شده است. فشار داخل سیلندر بصورت فایل متنی \*.txt به نرم‌افزار وارد می‌شود.



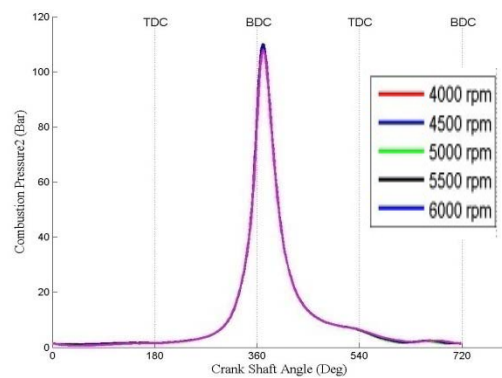
شکل ۳: مدل‌سازی موتور در نرم‌افزار AVL EXCITE (محیط Designer)

## نتایج

شکل (۴-الف) فشار درون سیلندر موتور را در دورهای بالا (۴۰۰۰ تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه) نشان می‌دهند. همانطور که شکل‌ها نشان می‌دهند فشار درون سیلندر دارد که با افزایش دور بخاطر پرخوران بودن موتور افزایش می‌یابد که بیشینه آن در دور ۵۵۰۰ rpm است (شکل ۴-ب).



ب



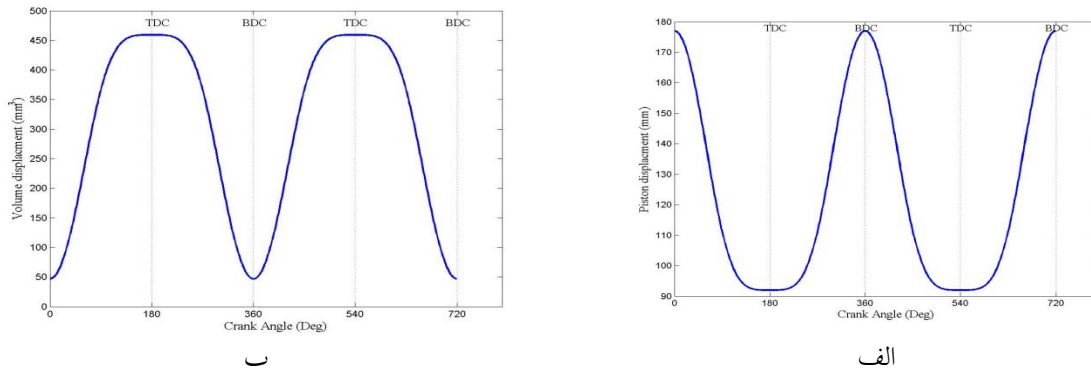
الف

شکل ۴: الف) فشار درون سیلندر، ب) بیشینه فشار سیلندر در لحظه احتراق

همانطور که شکل (۴-الف) نشان می‌دهد پیستون در بالاترین موقعیت مکانی خود در فاصله ۱۷۷ mm از محور میل‌لنگ (در ابتدای کورس مکش و انبساط) قرار می‌گیرد، در پایین‌ترین موقعیت مکانی خود در فاصله ۹۲ mm از محور میل‌لنگ (در ابتدای کورس تراکم و تخلیه) قرار می‌گیرد و بنابراین طول کورس پیستون برابر با فاصله این دو موقعیت یعنی

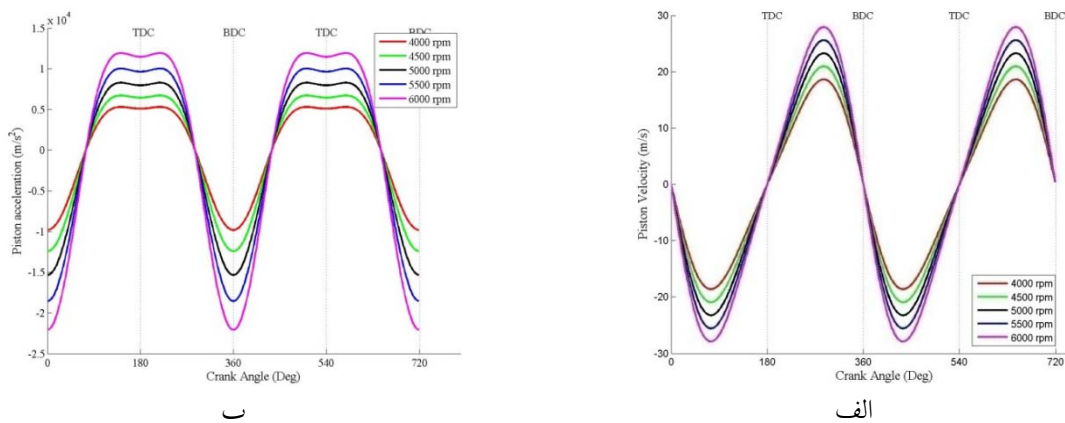


شکل (۳۵-ب) نتایج جابجایی پیستون و تغییرات حجم سیلندر را با در نظر گرفتن یک سیلندر در ۸۵ mm متر می‌باشد. یک چرخه کاری برای موتور نشان می‌دهند. ماکزیمم میزان تغییر حجم سیلندر برای یک سیلندر ۴۵۲ Lit است که یک چهارم حجم کل موتور می‌باشد.



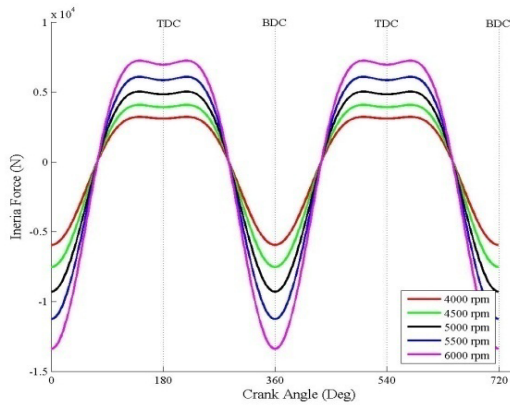
شکل ۵: الف) جابجایی پیستون، ب) تغییرات حجم سیلندر

پروفایل سرعت و شتاب پیستون در نمودار شکل ۶ برای سرعت‌های بالا (۶۰۰۰-۴۰۰۰ rpm) توسط کد Matlab استخراج شده است. با افزایش دور موتور میزان سرعت و شتاب پیستون نیز بطور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابند. بیشترین شتاب پیستون در حدود  $15000 \text{ m/s}^2$  می‌باشد.

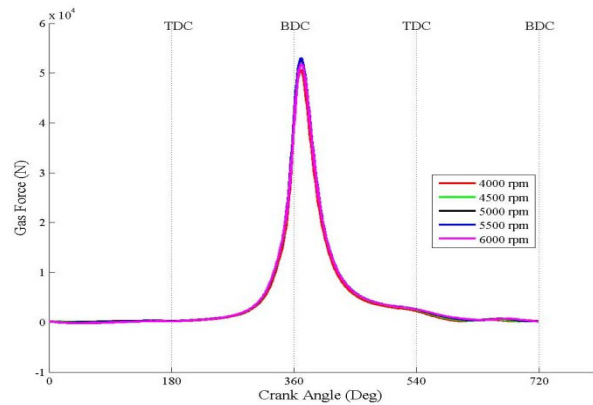


شکل ۶: الف) سرعت خطی پیستون، ب) شتاب خطی پیستون

پروفایل نیروی فشار گاز ( $F_p$ ) و نیروی اینرسی ( $F_i$ ) ناشی از جرم مجموعه پیستون و چشم کوچک شکل ۷ برای سرعت‌های بالا (۶۰۰۰-۴۰۰۰ rpm) نشان داده شده است. نیروی فشار گاز دقیقاً از پروفایل فشار دورن سیلندر و نیروی اینرسی از پروفایل شتاب پیستون تبعیت می‌کند.



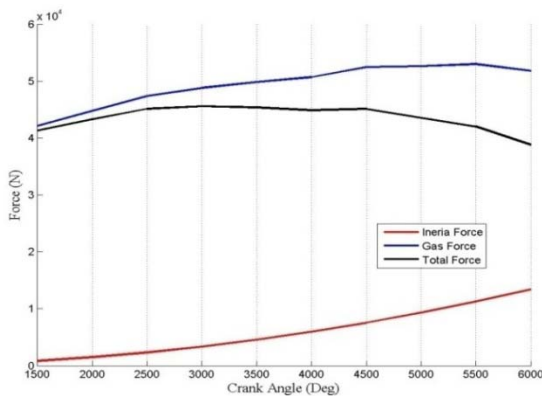
ب



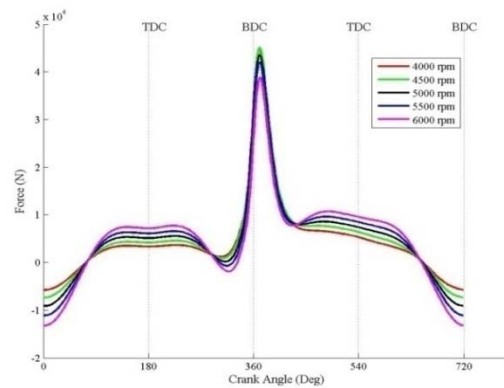
الف

شکل ۷: الف) نیروی ناشی از فشار گاز در احتراق، ب) نیروی ناشی از اینرسی

برآیند نیروهای ( $F_p$ ) وارد به محور پین در چشم کوچک شاتون و بیشینه این نیروی در سرعت‌های بالا (۶۰۰۰ rpm- در شکل (۸) نشان داده شده است. با افزایش دور این نیرو نیز افزایش می‌یابد. این نیرو در دور ۵۵۰۰ rpm بعلاوه ماکزیمم بودن فشار گاز، بیشینه است. نمودار پروفایل این نیرو در شکل (۹-الف) آورده شده است، که بیشینه نیروی گاز، و برآیند نیروهای وارد به ترتیب ۵۲ kN و ۴۲ kN است. شکل (۹-ب) پروفایل نیروی برآیند و نیروی جانبی وارد به چشم کوچک در دور ۵۵۰۰ rpm، شبیه‌سازی شده در نرم افزار AVL EXCIITE را نشان می‌دهد. با توجه به این نمودار تطابق خوبی بین کد نوشته شده در نرم افزار Matlab و شبیه‌سازی کامپیوتری وجود دارد. شکل (۱۰) پروفایل برآیند نیروهای وارد به چشم کوچک در دور ۵۵۰۰ rpm شبیه‌سازی شده در نرم افزار AVL در یک سیکل کاری موتور برای تمام سیلندرها موتور را نشان می‌دهد که نسبت به هم ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارند.

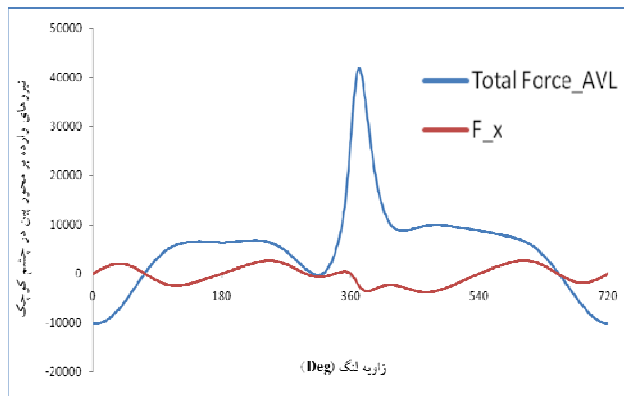


ب

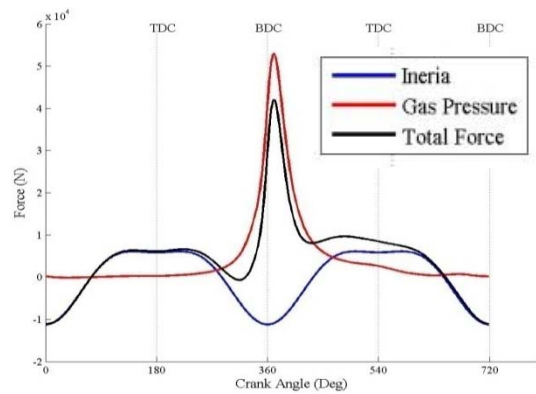


الف

شکل ۸: الف) مجموع نیروی وارد به چشم کوچک نیروی، ب) بیشینه مجموع نیروی وارد به چشم کوچک



ب

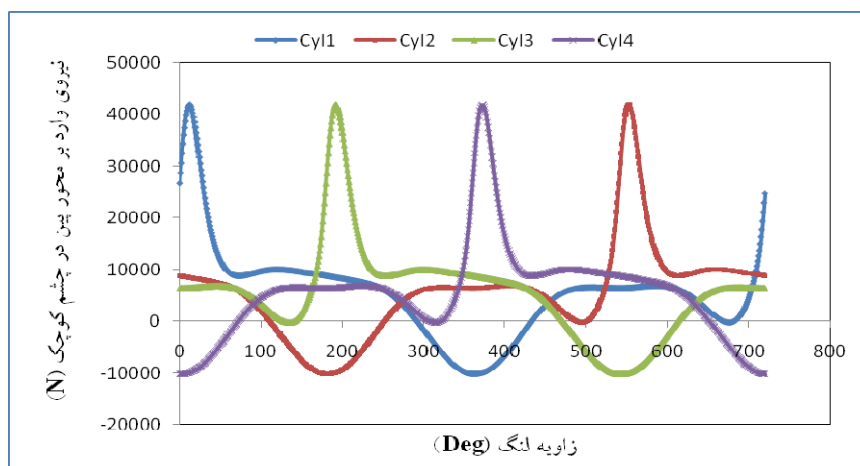


الف

شکل ۹: پروفایل برآیند نیروهای وارده به چشم کوچک در دور ۵۵۰۰ rpm (الف) محاسبه شده توسط کد Matlab (ب) شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار AVL

### نتیجه‌گیری

نتایج تحلیل نظری دینامیک مکانیزم لنگ لغزنده، با نتایج شبیه‌سازی موتور در نرم‌افزار AVL Excite تطابق خوبی دارد، که می‌توان به نتایج خروجی این نرم‌افزار جهت بررسی بیشتر مکانیزم استناد کرد. بیشترین نیروی برآیند وارده به محور پین در چشم کوچک شاتون ۴۲ kN می‌باشد که در هر دو تحلیل نظری و شبیه‌سازی نرم‌افزاری یکسان بدست آمد.



شکل ۱۰: پروفایل برآیند نیروهای وارده به چشم کوچک در دور ۵۵۰۰ rpm شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار AVL در یک سیکل کاری موتور در تمام سیلندرها

### تقدیر و تشکر

نویسندگان این مقاله مراتب تشکر و قدردانی خود را از مرکز تحقیقات موتور (تحقیق طراحی و تولید موتور ایران‌خودرد شرکت ایپکو (I.P.CO.) جهت همکاری در این تحقیق اعلام می‌دارند.

### مراجع

۱- بی‌نام، (۱۳۸۶). کاتالوگ‌های فنی و تبلیغاتی شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران‌خودرد (شرکت ایپکو).

- ۲- **فتحی سولا، ج.** (۱۳۸۸). تحلیل ترمومکانیکی خستگی پیستون موتور ملی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک گرایش خودرو، دانشکده مکانیک، دانشگاه خواجه نصیر.
- ۳- **فروزانیور، ح.** (۱۳۷۶). بهسازی و طراحی پیستون، شاتون و میل‌لنگ موتور پیکان ۱۶۰۰. پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک گرایش ساخت و تولید، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تربیت مدرس.
- ۴- **نادری، ه.** (۱۳۵۸). طراحی موتورهای احتراق داخلی پیستونی. انتشارات میر، تهران.
- 5- **Anonymous, (2008).** AVL EXCITE Designer Theory, Version 5.1, January.
- 6- **Anonymous, (2008).** Matlab User guide, Version R2008b.
- 7- **Dubosky, S., and Garder, T.N., (1977).** Design and with Multi-Link Flexible Mechanisms with Multiple Clearance Connections, Journal of Bearing for Industry, Trans. ASME, Series B, Vol. 99, no. 1, February, pp, 88-96.
- 8- **Erkaya, E., Su, S. and Uzmay, I., (2007).** Dynamic analysis of a slider-crank mechanism with eccentric connector and planetary gears. Mechanism and Machine Theory, Vol 42, Pp 393-408.
- 9- **Guzzomi, A. L., Hesterman, D. C., and Stone, B. J., (2008).** Variable inertia effects of an engine including piston friction and a crank or gudgeon pin offset., Proc. IMechE Vol. 222 Part D: J. Automobile Engineering.
- 10- **Khovakh, M. (1979).** Motor Vehicle Engine, Mir Publisher.
- 11- **Kolchin A. and Demindov V. (1984).** Design of Automotive Engine. Mir Publishers.
- 12- **Montazersadgh, F. H. and Fatemi, A., (2007).** Dynamic Load and Stress Analysis of a Crankshaft., SAE 2007-01-02528., 2007 SAE International.
- 13- **Shenoy, P. S. and Fatemi, A., (2006).** Dynamic Analysis of Load and Stress in Connecting Rods., Mechanical Engineering Science, Vol 220, Part C,

## **Dynamic Analysis of Crank-Slider Mechanism Engine by Using AVL EXCITE Software**

### **Abstract**

Due to expanding use of different engines in various applied items, for improving and development of engine parts, knowing the working conditions and activating forces in those are considered early design parameters. Crank mechanism is main components of the engine, which converts the reciprocating displacement of the piston to a rotary motion in Crankshaft with a four link mechanism. In order to investigation of dynamic situation of engine and determination of forces imposed on different parts of the mechanism, the need is a program through which can be calculated dynamic parameters of mechanism, for example velocity and acceleration against different angles of crankshaft. Therefore, this research kinetic and Kinematics of slider crank mechanism analysis was performed, and then this code was developed by Matlab. In order to evaluation results of Matlab cod, engine simulated in AVL EXCITE software. The results show that compare between results of Matlab and AVL EXCITE is a good conformance

**Keywords:** Crank-Slider Mechanism, Computer Simulation, Gas Pressure, Rotational Speed and Acceleration, AVL Software.