

تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ - لغزنده موتور ملی EF7 به کمک نرم افزار AVL EXCITE

و صحنه گذاری با توسعه کدنویسی در Matlab

مجتبی کبیریان^{۱*}، محمد کاظمی^۲، حسین تورنگ^۳ و محمد رضا اسدی^۴

تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۴/۲

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۱/۷/۱۵

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-لغزنده 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 سیستمی سینماتیکی مکانیزم لنگ لغزنده انجام شد و برنامه آن توسط نرم‌افزار Matlab توسعه داده شد. به منظور صحنه‌گذاری نتایج این تحلیل شبیه‌سازی موتور در نرم‌افزار تخصصی AVL EXCITE انجام گرفت. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که بین نتایج کد نوشته شده در نرم‌افزار MATLAB و نرم‌افزار AVL EXCITE تطابق خوبی وجود دارد.

واژه‌های کلیدی: مکانیزم لنگ-لغزنده، شبیه‌سازی کامپیوتری، فشارگاز، سرعت و شتاب زاویه‌ای، نرم‌افزار .AVLEXCITE

^۱ استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اسلامشهر، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، اسلامشهر، ایران.

^۲ دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اسلامشهر، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، اسلامشهر، ایران

^۳ استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اسلامشهر، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، اسلامشهر، ایران

^۴ استادیار گروه مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد بوئین زهرا، بوئین زهرا، قزوین، ایران

* نویسنده مسئول: (kabirian@iaau.ac.ir)

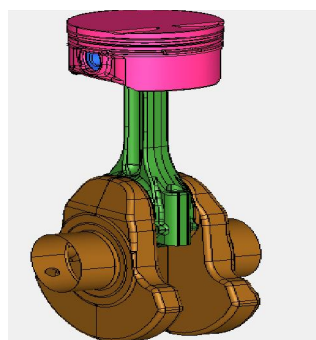
مقدمه

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 بهینه سازی 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، گزن‌پین، 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. (Naderi, H., 1965).



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

Fig. 1: Crank train mechanism assembly (Designed by Pro/E software)

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.

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

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 درونی 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 (۱۹۹۳-۱۹۸۹) 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.

از پارامترهای مهمی که می‌بایست در تحلیل سینماتیکی و دینامیک از آنها استفاده شوند اثر تغییر سرعت و شتاب زاویه‌ای میل لنگ 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, S., and Garder, T.N. 1977).

فروزانپور مکانیزم لنگ موتور پیکان را بطور کامل مورد بررسی قرار داده و از نتایج آن برای بهینه سازی این مکانیزم استفاده کرد [۷].

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 [۸]. کامل‌ترین پژوهش در زمینه تحلیل سینتیکی، سینماتیکی و تحلیل هیدرودینامیک لایه روغن توسط کاظمی بروی موتور EF7 انجام گرفت، که توسط نرم‌افزار AVL انجام گرفت و صحنه‌گذاری توسط Matlab انجام پذیرفت [۲].

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 ۱۱ rpm ۵۵۰۰ نشان می‌دهند. جدول (۱) برخی از ویژگی‌های مهندسی موتور EF7 پرخوران شده را نشان می‌دهد [۲].

بررسی دینامیک مکانیزم لنگ به لحاظ روابط تحلیلی در اکثر کتاب‌های مرجع طراحی موتور مانند کلچین و دمیندوف آورده شده است. مکانیزم لنگ بصورت سینتیکی و سینماتیکی آنالیز شده و بدون در نظر گرفتن لقی‌های موجود مکانیزم لنگ موتور نمودارهای مربوطه در مقابل زاویه لنگ ارائه شده است (Kolchin A. and Demindov V. 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 میل‌لنگ 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, F. H. and Fatemi, A. 2007) 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 [۶]. در تحقیقی دیگر گازومی و همکاران به بررسی اثر خروج از مرکز بودن پیستون و میل‌لنگ 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 (Montazersadgh, F. H. and Fatemi, A. 2007).

در ایران نیز تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ توسط محققان انجام شده است. روابط اصلی این تحلیل‌ها را می‌توان در کتاب طراحی موتور یافت [۱].

جدول (۱) برخی از مشخصه‌های فنی موتور [۲].

Table 2: EF7 engine parameters [2].

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

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

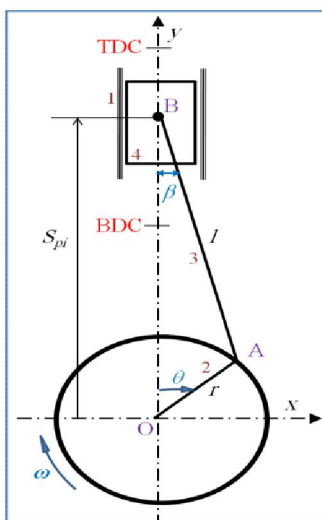
۲- تعیین نیروها توسط تحلیل دینامیکی مکانیزم

لنگ در نرم‌افزار AVL EXCITE 5.1

الف: تحلیل سینماتیکی مکانیزم لنگ

در شکل (۲) 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 [۶].

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



شکل ۲: هندسه مکانیزم لنگ-لغزنده موتور و حرکت پیستون [۲].
 Fig. 2: Crank train mechanism and piston movement [2]

v

با توجه به مسیر حرکت اجزای و روابط هندسی

(۶)

مکانیزم لنگ (شکل ۱ و ۲) داریم:

$$S \quad (۱)$$

$$l \quad (۲)$$

$$s \quad (۳)$$

چون در این موتور نسبت $\lambda=0.38$ می باشد و جملات سوم به بعد دارای توان های بالاتر هستند، بطور تقریبی می توان از جملات با توان بالاتر صرف نظر کرد، و دو جمله اول رابطه (۵) به صورت زیر ساده سازی کرد.

S

(۷)

$S_{pi}(\theta)$ جابجایی پیستون نسبت به مرکز میل لنگ (مرکز چرخش)، شعاع لنگ، l طول موثر شاتون (فاصله مرکز چشم کوچک تا چشم بزرگ)، θ زاویه چرخش لنگ و برابر ωt و β 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 مشتق گیری از معادله حرکت (۷) معادلات

سرعت و شتاب پیستون مشخص می شود. سرعت

متوسط پیستون در هر لحظه از مشتق اول جابجایی

نسبت به زمان حاصل می شود:

v (۸)

با استفاده از بسط دو جمله ای و نسبت های مثلثاتی

رابطه ۶ نتیجه می شود.

اتصال پیستون و شاتون را رسم نموده و روابط تعادل، بین آنها اعمال می شود (شکل ۳).
با استفاده از قانون دوم نیوتن و روابط تعادل در نقطه (A) می توان نوشت:

که در رابطه بالا $m_p a_p$ به ترتیب جرم و شتاب پیستون و F_{con} 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 می آید.

$$F_i \quad (14)$$

$$F \quad (15)$$

$P(\theta)$ فشار لحظه ای درون سیلندر و P_0 فشار محیط (اتمفر) می باشد.

با توجه به روابط برداری، مثلثاتی شکل (۳)، بسط فوریه و با صرف نظر از جملات با توان بالا معادلات نیرو به شکل روابط زیر ساده سازی می شود:

$$F_i \quad (16)$$

$$F \quad (17)$$

a

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

$$\dot{v} \quad (9)$$

$$a \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right. \quad (13)$$

$\dot{\theta} = \omega$ سرعت زاویه ای میل لنگ می باشد.

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

r

$$(11)$$

$$\eta \quad (12)$$

ب: تحلیل سینتیکی مکانیزم لنگ

هدف از مطالعه این بخش محاسبه نیروهای

اینرسی ناشی

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)} \quad (4)$$

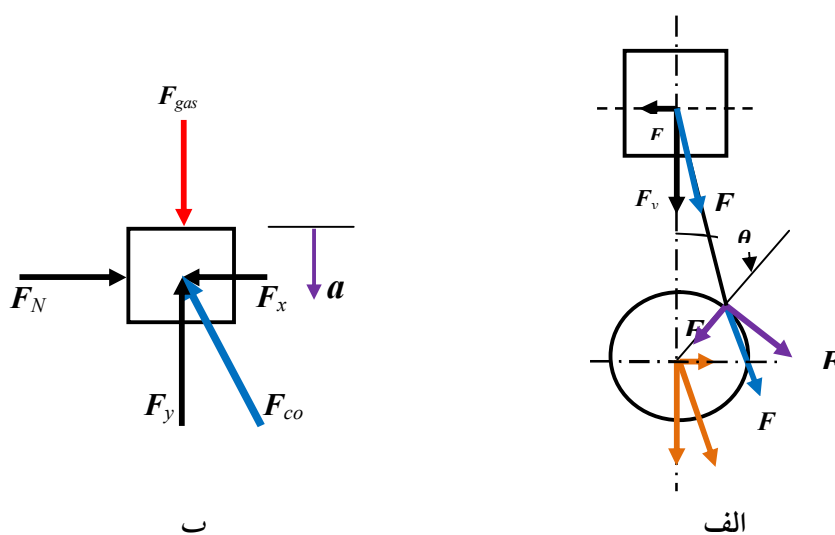
$$S_{Pi}(\theta) = r \cos(\theta) + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)} \quad (5)$$

از جرم پیستون و نیروی حاصل از فشار احتراق وارد بر مکانیزم لنگ (در چشم کوچک) می باشد. 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

تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ در محیط نرم افزار Matlab7.7 R2008b کد نویسی شده، همچنین جهت صحت گذاری بر نتایج تحلیل سینتیکی مدل سازی مکانیزم در نرم افزار AVL EXCITE 5.1 نیز انجام می گیرد.

$$F \quad (18)$$

$$F \quad (19)$$



شکل ۳: دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر الف) مجموعه مکانیزم لنگ، ب) پین پیستون

Fig. 3: Force loading diagram at a) Crank train mechanism and b) Piston pin.

اصطکاک پیستون و سیلندر و ... بصورت یک بعدی،

دو بعدی و سه بعدی استفاده می شود

در این تحقیق جهت صحت گذاری بر نتایج

تحلیل سینتیکی مدل سازی مکانیزم در نرم افزار AVL

EXCITE 5.1 نیز انجام می گیرد. شکل (۴) نحوه

مدل سازی کامل موتور را در این نرم افزار نشان می دهد

که بصورت دو بعدی در محیط AVL EXCITE

Designer مدل سازی شده است. فشار داخل سیلندر

بصورت فایل متنی *.txt به نرم افزار وارد می شود.

ج: مدل سازی و شبیه سازی در نرم افزار AVL

EXCITE

نرم افزار AVL یک ابزار توانمند در شبیه سازی

موتور می باشد، این نرم افزار دارای محیط های متنوع و

تخصصی Glade, Boost, Excite و غیره می باشد.

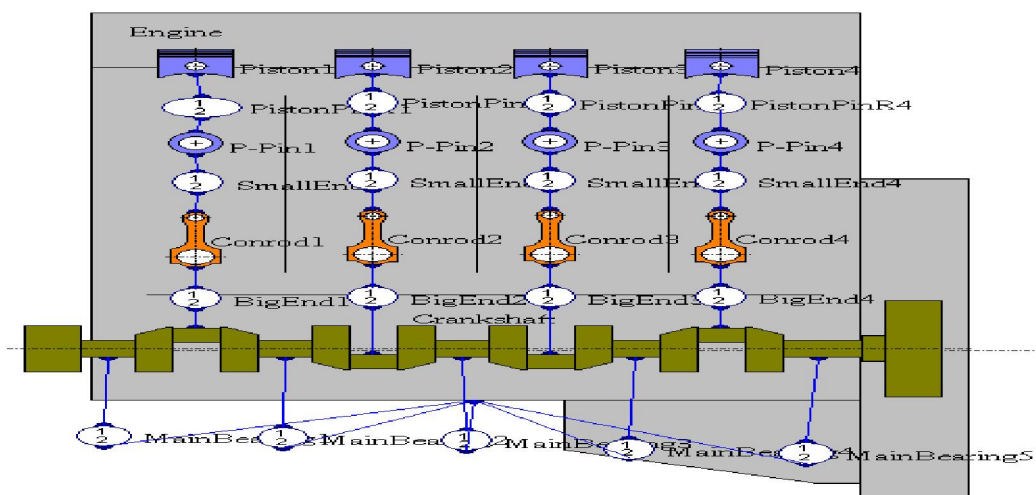
این نرم افزار برای شبیه سازی قسمت های مختلف موتور

از جمله احتراق، دینامیک و سینیک موتور، روانکاری،

نتایج

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 ۸۵ mm متر می‌باشد. شکل (۶-ب) نتایج جابجایی پیستون و تغییرات حجم سیلندر را با در نظر گرفتن یک سیلندر در 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.

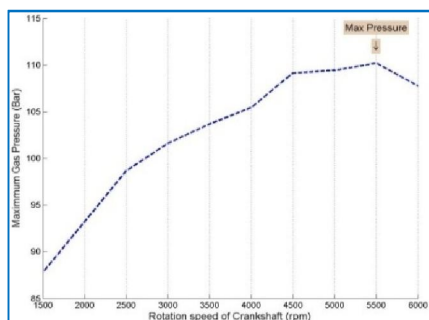
شکل (۵-الف) فشار درون سیلندر موتور را دوره‌های بالا (۱۵۰۰ تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه) نشان می‌دهند. همانطور که شکل (۵) نشان می‌دهند فشار درون سیلندر دارد که با افزایش دور موتور افزایش می‌یابد که بیشینه آن در دور ۵۵۰۰ rpm است (شکل ۵-ب). همانطور که شکل (۶-الف) نشان می‌دهد پیستون در بالاترین موقعیت مکانی خود در فاصله ۱۷۷ mm از محور میل‌لنگ (در ابتدای کورس مکش و انبساط) قرار می‌گیرد، در پایین‌ترین موقعیت مکانی



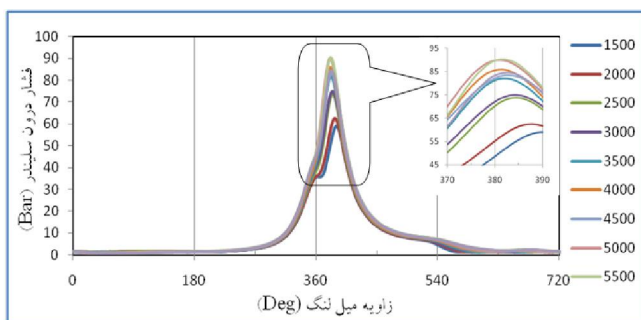
شکل ۴: مدل‌سازی موتور در نرم‌افزار AVL EXCITE Designer
AVL EXCITE Design Fig. 8: Engine modeling by

گاز (F_g) و نیروی اینرسی (F_i) ناشی از جرم مجموعه پیستون و چشم کوچک شکل ۸ برای سرعت‌های بالا (۴۰۰۰-۶۰۰۰ rpm) نشان داده شده است. نیروی فشار گاز دقیقاً از پروفایل فشار درون سیلندر و نیروی اینرسی از پروفایل شتاب پیستون پیروی می‌کند.

پروفایل سرعت و شتاب پیستون در نمودار شکل ۷ برای سرعت‌های بالا (۴۰۰۰-۶۰۰۰ 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 m/s^2 می‌باشد. پروفایل نیروی فشار

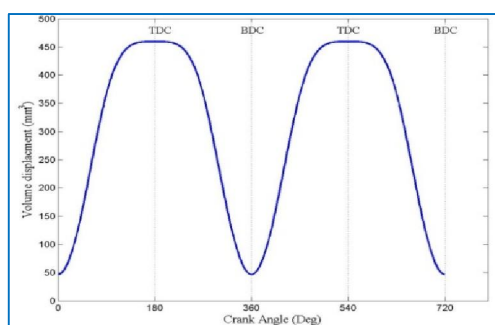


ب

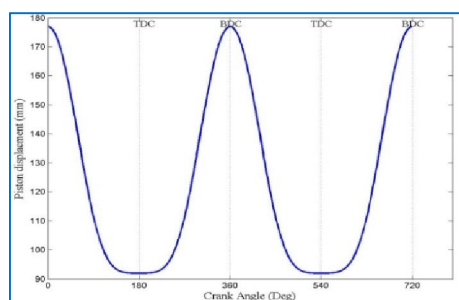


الف

شکل ۵: الف) فشار درون سیلندر، ب) بیشینه فشار سیلندر در لحظه احتراق در دورهای مختلف
Fig. 5: a) In-Cylinder pressure, b) Maximum cylinder pressure versus engine speed.



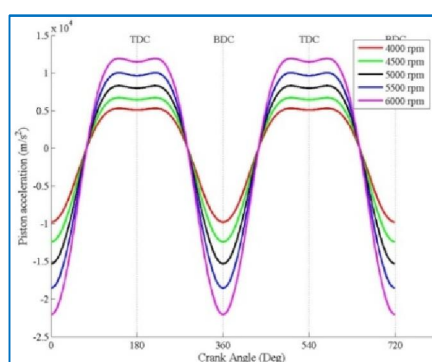
ب



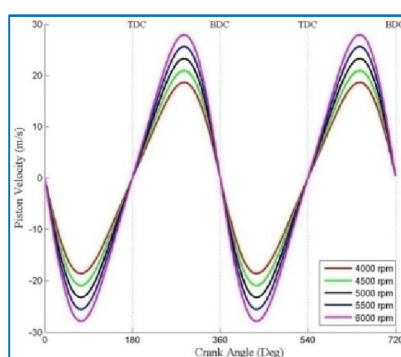
الف

شکل ۶: الف) جابجایی پیستون، ب) تغییرات حجم سیلندر

Fig. 6: a) Piston displacement, b) Cylinder volume.



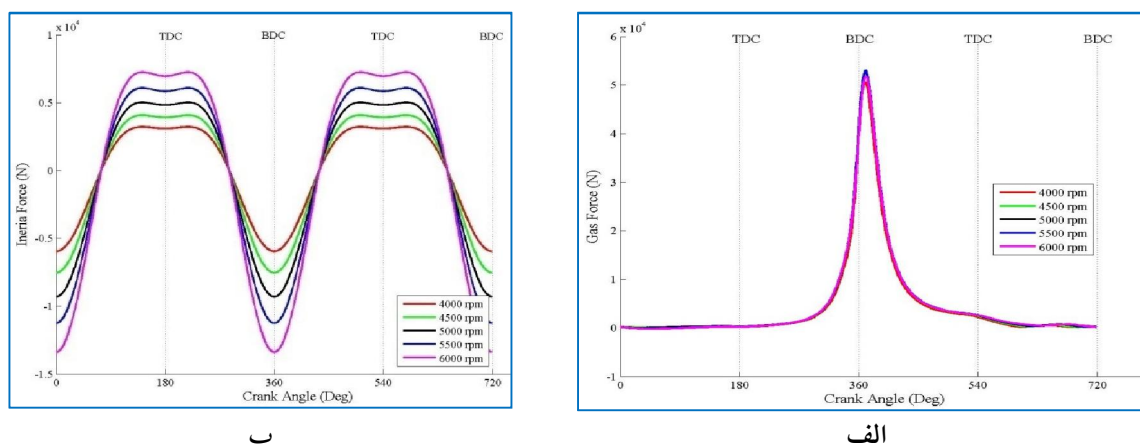
ب



الف

شکل ۷: الف) سرعت خطی پیستون، ب) شتاب خطی پیستون

Fig. 7: a) Piston velocity, b) Piston acceleration

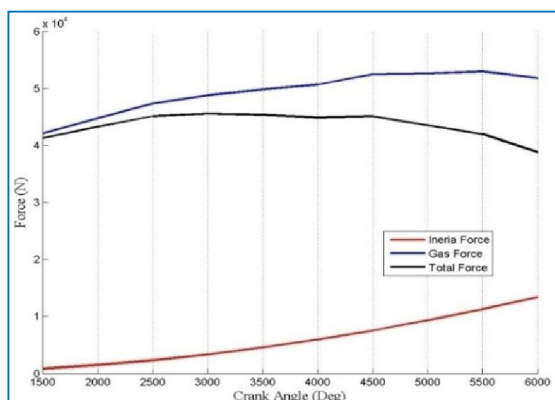


شکل ۸: الف) نیروی ناشی از فشار گاز در احتراق، ب) نیروی ناشی از اینرسی

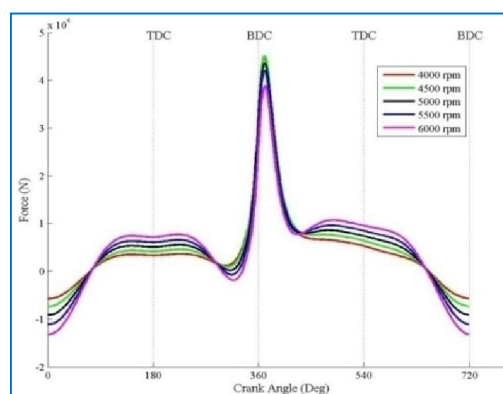
Fig. 8: a) Combustion gas force , b) Inertia force

با توجه به این نمودار تطابق خوبی بین کد نوشته شده در نرم افزار Matlab و شبیه سازی کامپیوتری وجود دارد. شکل (۱۱) پروفایل برآیند نیروهای وارده به چشم کوچک در دور ۵۵۰۰ rpm شبیه سازی شده در نرم افزار AVL در یک سیکل کاری موتور برای تمام سیلندرها موتور را نشان می دهد که نسبت به هم ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارند.

برآیند نیروهای (F_y) وارده به محور پین در چشم کوچک شاتون و بیشینه این نیروی در سرعت های بالا (۴۰۰۰-۶۰۰۰ rpm) در شکل (۹) نشان داده شده است. با افزایش دور این نیرو نیز افزایش می یابد. این نیرو در دور ۵۵۰۰ rpm بعلت ماکزیمم بودن فشار گاز، بیشینه است. نمودار پروفایل این نیرو در شکل (۱۰-الف) آورده شده است، که بیشینه نیروی گاز، و برآیند نیروهای وارده به ترتیب ۵۲ kN و ۴۲ kN است. شکل (۱۰-ب) نیروی برآیند و نیروی جانبی وارده به چشم کوچک در دور ۵۵۰۰ rpm، شبیه سازی شده در نرم افزار AVL EXCIITE را نشان می دهد.



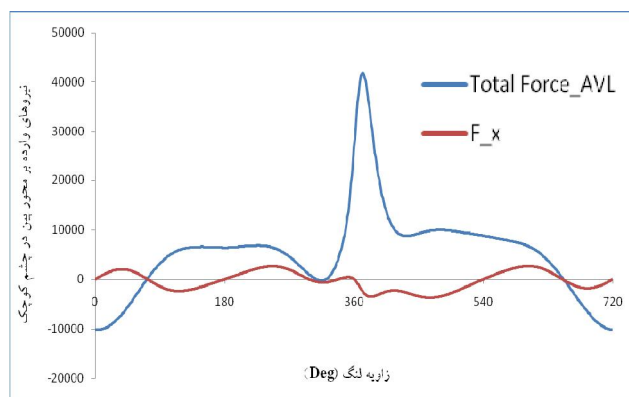
ب



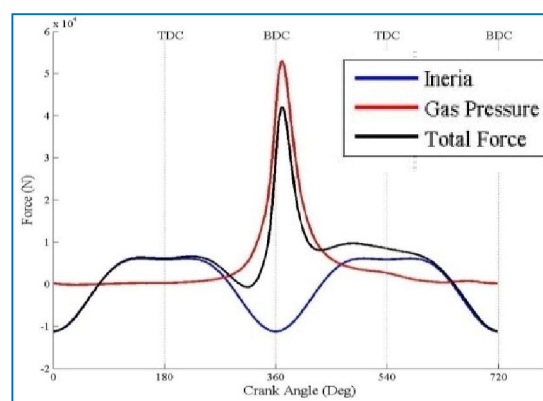
الف

شکل ۹ : الف) مجموع نیروی وارد به چشم کوچک نیروی، ب) بیشینه مجموع نیروی وارد به چشم کوچک

Fig. 9: a) Resultant force small end of connecting rod, b) Maximum resultant force.



ب

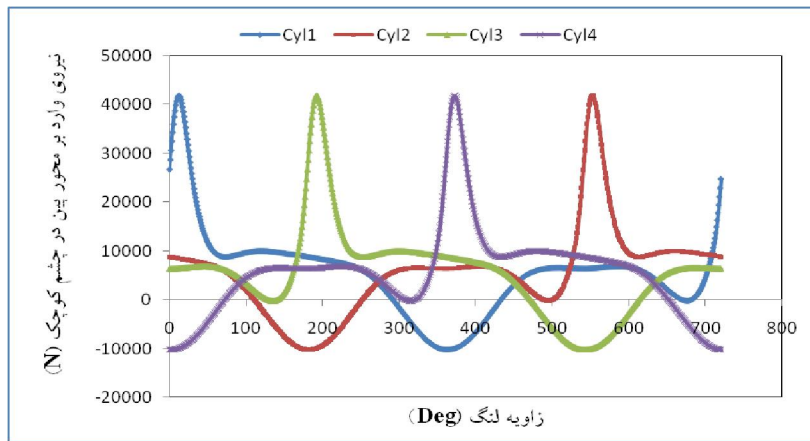


الف

شکل ۱۰: پروفایل برآیند نیروهای وارد به چشم کوچک در دور ۵۵۰۰ rpm الف) محاسبه شده توسط کد Matlab

ب) شبیه سازی شده در نرم افزار AVL

Fig. 10: Resultant force profile at small end of connecting rod in 5500 rpm a) Matlab calculation b) AVL simulation

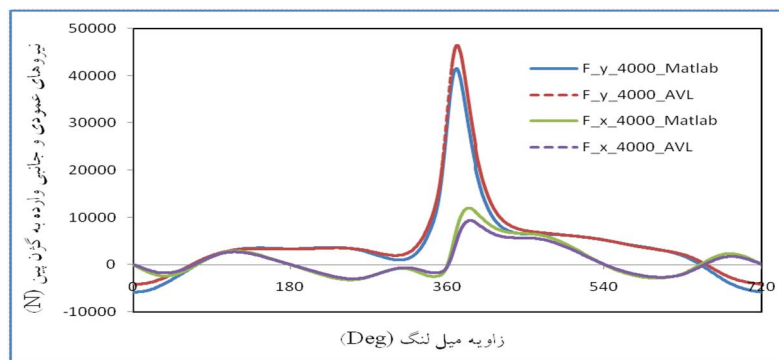


شکل ۱۱: پروفایل برآیند نیروهای وارد به چشم کوچک در دور ۵۵۰۰ rpm شبیه سازی شده در نرم افزار AVL در یک سیکل کاری موتور در تمام سیلندرها

Fig. 11: Resultant force profile at small end of connecting rod in 5500 rpm by AVL simulation in engine cycle of all cylinders

اختلاف کمی بخصوص در نقاط بیشینه منحنیها مشاهده می شود که بخاطر لحاظ نمودن شرایط واقعی موتور و لقیها در شبیه سازی موتور با نرم افزار AVL می باشد. این نرم افزار بر نتایج بدست آمده از تحلیل نظری از جمله بیشینه بودن نیروی عمودی در دور ۴۰۰۰ rpm صحه می گذارد.

مقایسه ای بین پروفایل نیروهای عمودی و جانبی وارد به گزن پین در دور ۴۰۰۰ rpm در شکل (۱۲) نشان داده شده است. مقایسه شکلها نشان می دهد که نتایج استخراج شده از تحلیل نظری و کد نویسی در نرم افزار Matlab و نتایج شبیه سازی در نرم افزار AVL تطابق بسیار خوبی دارند. میزان



شکل ۱۲: مقایسه پروفیل نیروی عمودی و جانبی وارد به گزن پین

Fig. 12: Vertical and slider force profile at piston pin

نتیجه گیری

نتایج تحلیل نظری دینامیک مکانیزم لنگ لغزنده، با نتایج شبیه سازی موتور در نرم افزار AVL Excite تطابق خوبی دارد، که می توان به نتایج خروجی این نرم افزار جهت بررسی بیشتر مکانیزم استناد کرد. بیشترین نیروی تریبند وارده به محور پین در چشم کوچک شاتون ۴۲ kN می باشد که در هر دو تحلیل نظری و شبیه سازی نرم افزاری یکسان بدست آمد.

مراجع

- [1] Naderi, H., 1965. Design of Internal Combustion Engine, Mir Publication, Tehran, Iran. (In Farsi).
- [2] Kazemi, M. 2009. Analysis and Evaluation Stress, Estimation of Life Cycle Fatigue and Oil Film Hydrodynamic Analysis of Gudgeon Pin EF7 Engine. Master Science Seminar, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran. (In Farsi).
- [3] 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.
- [4] Kolchin A. and Demindov V. 1984. Design of Automotive Engine. Mir Publishers.
- [5] Montazersadgh, F. H. and Fatemi, A. 2007. Dynamic Load and Stress Analysis of a Crankshaft. SAE 2007-01-02528., 2007 SAE International.

تقدیر و تشکر

این مقاله حاصل طرح تحقیقاتی مصوب در دانشگاه آزاد دانشگاه اسلامی واحد اسلامشهر بوده و کلیه هزینه های مالی و معنوی این طرح توسط معاونت پژوهشی انجام گرفت. همچنین نویسندگان این مقاله مراتب تشکر و قدردانی خود را از مرکز تحقیقات موتور جهت در اختیار قرار دادن اطلاعات موتور ملی و همکاری در این تحقیق اعلام می دارند.

- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] Frouzanpour, H. 1989. Optimization and Design of Piston, Connecting rod and Crankshaft of Pyikan Engine. Master Science Thesis, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran. (In Farsi).
- [9] Fathi Soula, J. 2008. Thermo mechanical Fatigue Analysis of EF7 Engine, Master Science Thesis, K.N. Toosi University, Tehran, Iran. (In Farsi).
- [10] Kazemi, M. 2009. Evaluation Stress of Connecting rod of EF7 Engine, Master Science Thesis, Irankhodro Power train Company, Tehran, Iran. (In Farsi)

**Dynamic Analysis of Crank-Slider Mechanism of EF7 Engine by Using AVL EXCITE
Software and Matlab Code development**

M. Kabirian^{*1}, M. Kazemi², H. Tourang³ and M. R. Asadi⁴

Received: 23 June 2012

Accept: 7 October 2012

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.