

تحلیل سینماتیکی و سینتیکی موتور تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵

غلامحسین شاهقلی^{۱*} و حسین ایران نژاد^۱

تاریخ دریافت: ۹۲/۵/۱ تاریخ پذیرش: ۹۳/۸/۱

۱- گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه محقق اردبیلی

* مسئول مکاتبه E-mail: gshahgoli@yahoo.com

چکیده

تراکتورهای کشاورزی یکی از ارکان مهم مکانیزاسیون در هر کشوری می باشند. تراکتورها توان لازم را برای اغلب عملیات کشاورزی از قبیل خاک ورزی، کاشت، داشت و برداشت فراهم می کنند. رایج ترین تراکتور در ایران مسی فرگوسن ۲۸۵ بوده ولی به آن حجمی که تولید و استفاده می گردد تحقیقی روی آن انجام نگرفته است. موتور درون سوز قسمت اصلی تراکتور بوده که توان لازمه برای عملکرد تراکتور از طریق آن تولید می گردد. عملکرد موتور بستگی به پارامترهای مختلف از جمله کارکرد اجزا آن و ارتباط آنها به یکدیگر دارد. جهت درک چگونگی مکانیزم عملکرد اجزاء اصلی موتور و ارتباط آنها در هنگام کار، اجزاء اصلی و محرک به صورت سینماتیکی و سنتیکی مورد تحلیل قرار گرفتند و نتایج تحلیل به صورت سرعت و شتاب پیستون، دسته پیستون و میل لنگ استخراج گردید. همچنین نیروها و گشتاور وارده بر لنگ متحرک میل لنگ محاسبه گردید. نتایج بدست آمده از آنالیز نیرو، تنش و خستگی می تواند باعث بهینه سازی و در نتیجه مقاوم کردن قطعات و سبک نمودن آنها در آینده منجر گردد.

واژه های کلیدی: پیستون، تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵، سینماتیک و سنتیک، موتور

۱- مقدمه

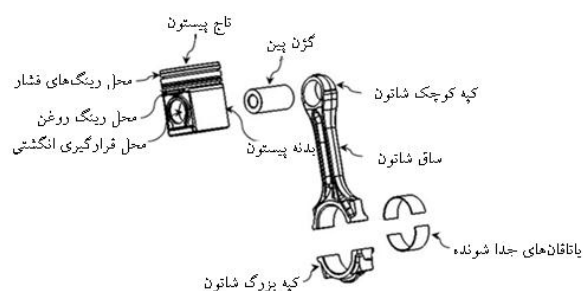
دقیق قطعات موتور برای طراحی های جدید یا بهینه سازی ضروری است (قاسمی نژاد، ۱۳۸۸).

موتور بعنوان بخش محرک سیستم انتقال قدرت تلقی می شود و نوسانات سیستم انتقال قدرت ناشی از تحریک موتور می باشد. بنابراین در بررسی ارتعاشات سیستم انتقال قدرت اولین قدم شناسائی منبع ارتعاش و نحوه تحریک می باشد. بسیاری از نوسانات کوچک موتور توسط فلاپیول جذب می شود و به سیستم انتقال قدرت وارد نمی گردد. عامل اصلی تحریک و نوسانات موتور ضربات ناشی از احتراق و نیروهای اینرسی می باشد. برای تجزیه و تحلیل استحکام قطعات مکانیزم لنگ، به خصوص میل لنگ ابتدا باید مقادیر و چگونگی تغییرات نیروها و گشتاورهای اعمالی روی آن ها مشخص گردد. بدین منظور دینامیک مکانیزم لنگ شامل سینماتیک و سینتیک دستگاه حرکتی بررسی می شود. در سینماتیک معادلات حرکت اجزای دستگاه حرکتی از لحاظ مقدار، جهت و تغییرات آن ها مورد تجزیه و تحلیل قرار می گیرد.

با رسم منحنی های نیرو و گشتاور وارده بر اجزای دستگاه حرکتی به خوبی می توان مقدار و تغییرات آن ها را در یک چرخه کاری کامل موتور مورد بررسی قرار داد. در سال های اخیر با ورود نرم افزارهای قدرتمند در زمینه تحلیل دینامیکی دستگاه های حرکتی به راحتی می توان تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ موتور را انجام داد.

مکانیزه کردن عملیات کشاورزی رکن اساسی مدرنیزه کردن کشاورزی می باشد. عملکرد مزارع به طور اساسی به در دسترس بودن منبع توان مناسب با ادوات کشاورزی کارآمد و استفاده مناسب از آنها بستگی دارد. تراکتور متداول ترین و مهم ترین منبع تولید توان در کشاورزی مکانیزه است و توسعه مکانیزاسیون کشاورزی تا حد زیادی تابع میزان و چگونگی بکارگیری این منبع تولید توان می باشد. تراکتورها توان لازم را برای کار ماشین های خاک ورزی، کاشت، داشت و برداشت را فراهم می نمایند. استفاده بهینه از تراکتور در گرو میزان توجه به کیفیت و دوام قطعات مصرفی آن می باشد. در صورتی که کیفیت قطعات در حد مطلوب نباشد، شکستگی و فرسودگی آنها موجب ایجاد توقف های ناخواسته در مزرعه می گردد که این امر در عملکرد فنی و بازده اقتصادی ماشین مؤثر است. در کشور ما هزینه های تعمیرات و تعویض قطعات نسبت به استاندارد جهانی رقم بالایی را نشان می دهد. کاهش هزینه های فوق می تواند کمک قابل توجهی در جهت بهره برداری درست از ماشین ها و رفع معایب موجود در ماشینی کردن تولید در بخش کشاورزی باشد. لذا شناسائی، بررسی و بهینه سازی قسمت های مختلف که عموماً تحت خطر خوردگی، سایش و شکست هستند، اهمیت به سزایی دارد. به همین علت تحلیل

اجزای تشکیل دهنده پیستون و دسته پیستون در شکل (۳) نشان داده شده است. سر بزرگ دسته پیستون^۱ یک قسمت جدا شدنی^۲ (کپه) دارد تا بتوان دسته پیستون را از میل‌لنگ جدا کرد. کپه توسط دو پیچ مقاوم که باید در موقع مونتاژ با گشتاور معینی بسته شوند در جای خود نگه داشته می‌شود. دسته پیستون نباید خم شود یا پیچ بردارد (رنجبر کهن، ۱۳۷۸).



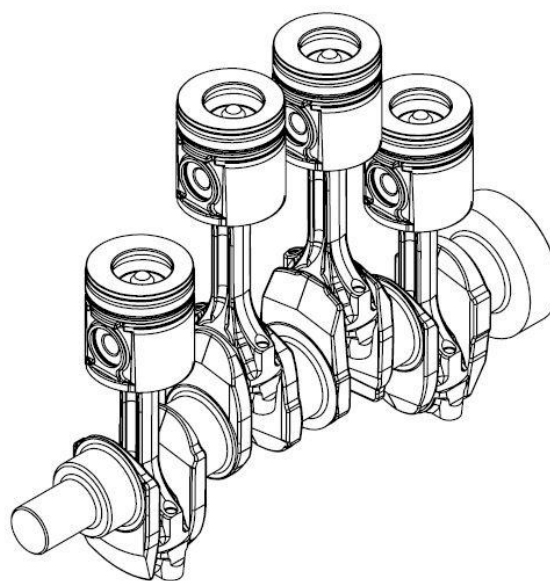
شکل (۳): اجزای تشکیل دهنده پیستون و دسته پیستون

پیستون یک سطح فوقانی^۳ بوجود می‌آورد که گازهای محترق می‌توانند روی آن فشار آورند، همچنین پیستون رینگ‌ها را برای آب‌بندی و تمیز کاری سیلندر با خود حمل می‌کند. پیستون‌ها از چدن یا آلایه‌های آلومینیوم ریخته شده و ساخته می‌شوند (رنجبر کهن، ۱۳۷۸).

میل‌لنگ در اتصال با دسته پیستون‌ها برای تبدیل حرکت رفت و برگشتی پیستون‌ها به حرکت چرخشی عمل می‌کند. میل‌لنگ‌ها نوعاً به صورت یک قطعه فولاد آلایه‌ای آهنگری یا ریخته‌گری شده است که تحت عملیات حرارتی قرار گرفته ساخته می‌شوند. یک چرخ‌لنگر به یک انتهای میل‌لنگ متصل شده است تا ضربه‌های توان پیستون‌ها را یکنواخت کند. چرخ‌لنگر زمانی که پیستون‌ها در کورس توان هستند سرعت می‌گیرد و انرژی ذخیره می‌کند و سرعت و انرژی آن وقتی که پیستون‌ها در کورس‌های دیگر هستند کاسته می‌شود. لنگ‌های میل‌لنگ به دلیل شرایط کارکرد و نیروهای اعمالی بر آن، یکی از عوامل ایجاد ارتعاش در موتور محسوب می‌شود.

طی کارکرد موتور در اثر فرآیند احتراق، فشار به صورت دوره‌ای ایجاد می‌شود که باعث ایجاد تنش‌های مکانیکی در میل‌لنگ می‌شود. میل‌لنگ همواره در معرض اعمال بارهای متنوع، بزرگ، آنی و متغیر است و همین موضوع، طراحی، مدل‌سازی و افزایش طول عمر آن را با مشکلات زیادی روبرو ساخته است. یکی از بارهایی که میل‌لنگ همواره در حال انتقال آن است گشتاور پیچشی می‌باشد که این گشتاور باعث بوجود آمدن تنش برشی (تنش برشی ناشی از پیچش) در یاتاقان‌های ثابت و یاتاقان‌های متحرک میل‌لنگ می‌شود (مرادی،

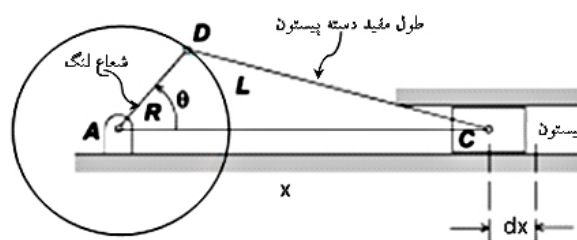
یکی از مجموعه‌های مهم در هر موتور از نوع احتراق داخلی، مجموعه مکانیزم لنگ آن می‌باشد که در آن حرکت رفت و برگشتی پیستون از طریق دسته پیستون و قطعات واسطه، به حرکت دورانی میل‌لنگ تبدیل می‌شود که در شکل (۱) نشان داده شده است. در اثر پدیده احتراق و به وجود آمدن نیروهای فشاری حاصل از انبساط گاز، پیستون به سمت پایین حرکت کرده و در نهایت یک کار خارجی از موتور بدست می‌آید. سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ در طول سیکل حرکتی آن تغییر کرده و نیروهایی بر قسمت‌های مختلف مکانیزم وارد می‌شوند.



شکل (۱): مکانیزم موتور MF285

از پارامترهای مهمی که می‌بایست در تحلیل سینماتیک و دینامیک مورد توجه قرار گیرند اثر تغییر سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ می‌باشد (فروزانپور، ۱۳۷۶).

دینامیک اصلی موتور را پیستون، دسته پیستون، میل‌لنگ و چرخ طیار تشکیل می‌دهند. در شکل (۲) طرح واره اجزای اصلی موتور نشان داده شده است که در آن پیستون در امتداد محور x در حرکت رفت و برگشتی است، این حرکت رفت و برگشتی تبدیل به حرکت دورانی در میل‌لنگ می‌شود.



شکل (۲): شماتیکی از مکانیزم دورانی موتور

¹- Head

²- Connecting Rod

³-Top

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

$$\frac{r}{l} = n \quad (۳)$$

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

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

با استفاده از بسط دو جمله‌ای و با توجه به اینکه در موتور MF 285، $n \leq ۲۹$ و جملات سوم به بعد دارای توان‌های بالاتر هستند، بطور تقریبی دو جمله اول این رابطه کافی است، یعنی:

$$\sqrt{1 - n^2 \sin^2 \theta} \cong 1 - \frac{1}{2} n^2 \sin^2 \theta = 1 - \frac{1}{4} n^2 + \frac{1}{4} n^2 \cos 2\theta \quad (۶)$$

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

سرعت متوسط پیستون در هر لحظه از مشتق اول جابجایی نسبت به زمان حاصل می‌شود:

$$V = \frac{dx}{dt} \quad (۸)$$

$$v = -r\omega \sin \theta - \frac{1}{2} r n \omega \sin 2\theta \quad (۹)$$

شتاب متوسط پیستون از مشتق دوم جابجایی نسبت به زمان حاصل می‌شود:

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

برای محاسبه سرعت و شتاب زاویه‌ای دسته پیستون با توجه به شکل (۴) و مشتق‌گیری از رابطه (۲) نسبت به زمان داریم:

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

$$\dot{\beta} = \lambda \dot{\beta} = \frac{r \dot{\theta} \cos \theta}{l \cos \beta} \quad (۱۲)$$

$$\lambda = \frac{n \omega \cos \theta}{\sqrt{1 - n^2 \sin^2 \theta}} \quad (۱۳)$$

که λ سرعت زاویه‌ای مرکز جرم دسته پیستون نسبت به پیستون است.

با استفاده از بسط تیلور نتیجه می‌شود:

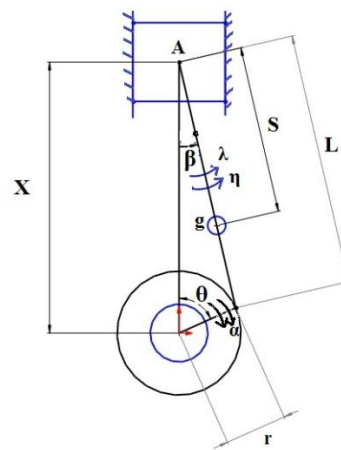
$$\frac{1}{\sqrt{1 - n^2 \sin^2 \theta}} \cong 1 + \frac{1}{2} n^2 \sin^2 \theta \quad (۱۴)$$

بنابر رابطه (۱۳) سرعت زاویه‌ای دسته پیستون را می‌توان چنین نوشت:

(۱۳۸۵). بازوهای لنگ میل‌لنگ نیز ناگزیر از تحمل این نیرو هستند و بحرانی‌ترین نقاط از نظر میزان تنش مربوط به محل اتصال همین قسمت از میل‌لنگ با یاتاقان متحرک می‌باشد. علاوه بر گشتاور پیچشی لازم برای حرکت موتور، ارتعاشات ناشی از اعمال بارهای عرضی باعث بوجود آمدن پیچش و در نتیجه تنش‌های برشی در قطعات مختلف میل‌لنگ می‌شود. اندازه تنش‌های پیچشی بزرگترین مقدار را در مقایسه با سایر عوامل تنش‌زا حتی نظیر ارتعاشات عرضی، به خود اختصاص می‌دهند (تروی^۱ فیز و هیل، ۲۰۰۲).

۲- مواد و روش‌ها

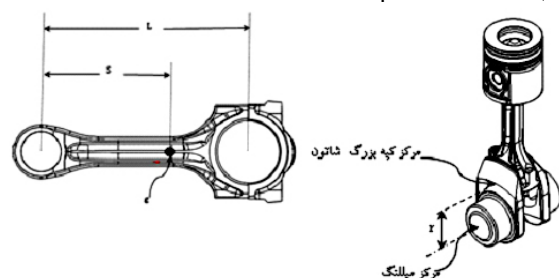
شکل (۴) حرکت رفت و برگشتی پیستون را در امتداد محور x نشان می‌دهد. که در آن موقعیت پیستون در هر زمان t مشخص شده است.



شکل (۴): مکانیزم دورانی لنگ موتور

باتوجه به شکل (۴) جابجایی x برابر است با:

$$x = r \cos \theta + l \cos \beta \quad (۱)$$



شکل (۵): مدل‌های نشان دهنده طول مفید شاتون و فاصله

شعاعی و فاصله بین مرکز جرم و سر کوچک شاتون

همانطور که شکل (۵) نشان می‌دهد، در آن r شعاع لنگ، l طول مفید دسته پیستون، theta زاویه چرخش لنگ و برابر با omega t و beta زاویه موقعیت دسته پیستون با امتداد حرکت پیستون است.

¹ – Troy Feese and Hil

با جای گذاری روابط (۱۹) و (۲۰) در (۱۸) شتاب $a_{g/p}$ به صورت

زیر می‌شود:

$$\vec{a}_{g/p} = \vec{\eta} \times \vec{r}_{g/p} + \vec{\lambda} \times (\vec{\lambda} \times \vec{r}_{g/p}) \quad (21)$$

در روابط (۱۹) و (۲۰) فاصله برداری نقطه g از p است، و از

معادله زیر حاصل می‌شود:

$$\vec{r}(g/p) = s(-\cos(\beta) \vec{i} + \sin(\beta) \vec{j}) = (-e(1 - \frac{rn}{4})(1 - \cos(2\theta))) \vec{i} + (er \sin(\theta)) \vec{j} \quad (22)$$

که s فاصله مرکز جرم دسته پیستون از مرکز چشم کوچک و

$e = s/l$ است.

شکل برداری متغیرهای a_p ، η و λ در زیر نشان داده شده است.

$$\vec{r}_{g/p} = \begin{bmatrix} -e(1 - \frac{rn}{4}(1 - \cos(2\theta))) \\ er \sin(\theta) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (23)$$

$$\vec{\eta} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \eta \end{bmatrix}, \vec{\lambda} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \lambda \end{bmatrix}, \vec{a}_p = \begin{bmatrix} a_p \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

بردارهای (۲۳) را می‌توان به صورت مؤلفه‌های (i و j و k) نوشت.

$$a_p = (-r\omega^2 \cos(\theta) - rn \cos(2\theta) \omega^2) \vec{i} \quad (24)$$

$$\lambda = (n\omega \cos(\theta) (1 + \frac{n^2}{4}(1 - \cos(2\theta)))) \vec{k} \quad (25)$$

$$\eta = \left[-n\omega^2 \sin \theta \left(1 + \frac{n^2}{4}(1 - \cos 2\theta) \right) + n \frac{n^2}{2} \omega^2 \cos \theta \sin 2\theta \right] \vec{k} \quad (26)$$

با توجه به معادلات (۱۹)، (۲۱)، (۲۲) و (۲۳) و جای گذاری در

معادله (۱۷) شتاب در مرکز جرم دسته پیستون حاصل می‌شود.

(۲۷)

$$a_g = \begin{bmatrix} \left[-n\omega^2 \sin \theta \left(1 + \frac{n^2}{4}(1 - \cos 2\theta) \right) + n \frac{n^2}{2} \omega^2 \cos \theta \sin 2\theta \right] (-er \sin(\theta)) \\ + (n\omega \cos(\theta) (1 + \frac{n^2}{4}(1 - \cos(2\theta))))^2 (-e(1 - \frac{rn}{4})(1 - \cos(2\theta))) \\ \left[-n\omega^2 \sin \theta \left(1 + \frac{n^2}{4}(1 - \cos 2\theta) \right) + n \frac{n^2}{2} \omega^2 \cos \theta \sin 2\theta \right] (-e(1 - \frac{rn}{4})(1 - \cos(2\theta))) \\ + (n\omega \cos(\theta) (1 + \frac{n^2}{4}(1 - \cos(2\theta))))^2 (-er \sin(\theta)) \end{bmatrix}$$

همانطور که مشاهده می‌شود a_g دارای مؤلفه‌های عمودی a_{cx} و

افقی a_{cy} است، یعنی:

$$\lambda = n\omega \cos \theta \left\{ 1 + \frac{n^2}{4} - \frac{1}{4} n^2 \cos(2\theta) \right\} \quad (15)$$

برای به دست آوردن شتاب زاویه‌ای دسته پیستون باید از سرعت

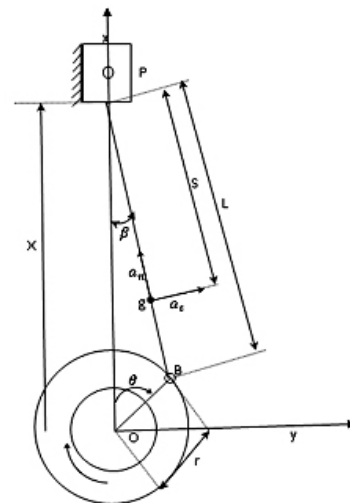
زاویه‌ای نسبت به زمان مشتق گرفت: $\eta = \frac{d\lambda}{dt}$

$$\eta = -n\omega^2 \sin(\theta) \left(1 + \frac{n^2}{4}(1 - \cos(2\theta)) \right) + n \frac{n^2}{2} \omega^2 \cos(\theta) \sin(2\theta) \quad (16)$$

حال با بدست آوردن مقادیر شتاب پیستون (a_p) و همچنین

سرعت و شتاب زاویه‌ای دسته پیستون (η و λ) می‌توان شتاب نسبی

را در مرکز جرم دسته پیستون بدست آورد.



شکل (۶): شتاب‌های عمودی و مماسی دسته پیستون

باتوجه به شکل (۶) معادله شتاب نسبی در مرکز جرم دسته

پیستون (نقطه g) برابر است با حاصل جمع برداری شتاب پیستون

(a_p) و شتاب در مرکز دسته پیستون از دید ناظر غیر دورانی متحرک

p (مریام^۱، ۱۹۹۸).

$$\vec{a}_g = \vec{a}_p + \vec{a}_{g/p} \quad (17)$$

$$\vec{a}_{g/p} = \vec{a}_t + \vec{a}_n \quad (18)$$

که a_n مؤلفه عمودی و a_t مؤلفه مماسی شتاب $a_{g/p}$ است که توسط

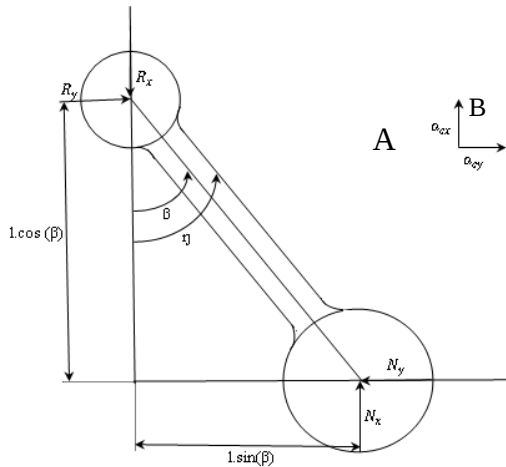
روابط برداری زیر حاصل می‌شوند.

$$\vec{a}_t = \vec{\eta} \times \vec{r}_{g/p} \quad (19)$$

$$\vec{a}_n = \vec{\lambda} \times (\vec{\lambda} \times \vec{r}_{g/p}) \quad (20)$$

¹- Meryam

حال با داشتن دو نیروی R_x و R_y می‌توان نیروهای عمودی N_x و افقی N_y وارد بر انتهای چشم بزرگ دسته پیستون را محاسبه کرد. در اینجا جرم دسته پیستون m_c است.



شکل (۸): دسته پیستون و نیروهای وارد بر آن

باتوجه به شکل (۸) نتیجه می‌شود:

$$\sum F_x = m_c a_{cx} \quad (36)$$

$$N_x - R_x = m_c a_{cx} \quad (37)$$

با توجه به روابط (۳۳) و (۳۷) مقدار N_x بدست می‌آید.

$$N_x = F_g + m_p a_p + m_c a_{cx} \quad (38)$$

گشتاور حول نقطه A چنین می‌شود (مریام، ۱۹۹۶):

$$\sum M_A = I_A \eta \quad (39)$$

در رابطه (۳۹) I_A گشتاور اینرسی دسته پیستون حول نقطه A است. محاسبه گشتاور اینرسی دسته پیستون به علت شکل پیچیده آن مشکل می‌باشد و به راحتی نمی‌توان آن را محاسبه کرد. بنابراین در این تحقیق دسته پیستون در نرم‌افزار سالیدورکز مدل‌سازی شده و پس از اعمال چگالی بر واحد حجم میزان گشتاور اینرسی در هر نقطه دلخواه از دسته پیستون بدست می‌آید. توجه شود که برای یافتن گشتاور اینرسی در هر نقطه دلخواه باید دسته پیستون در محیط نرم‌افزار طوری جایجا شود که آن نقطه دلخواه به عنوان مبدأ مختصات اصلی قرار گیرد.

$$N_x l \sin(\beta) - N_y l \cos(\beta) = I_A \eta \quad (40)$$

$$N_y = \frac{N_x l \sin(\beta) - I_A \eta}{l \cos(\beta)} \quad (41)$$

بعد از تبدیل رابطه (۴۱) بر حسب تابعی از θ و N_y به

صورت زیر نوشته می‌شود:

$$N_y = \frac{N_x r \sin(\theta) - I_A \eta}{l - \frac{\ln^2}{4} + \frac{\ln^2}{4} \cos(2\theta)} \quad (42)$$

با توجه به شکل (۹) گشتاور ایجاد شده در میل‌لنگ از رابطه زیر

محاسبه می‌شود:

$$a_g = a_{cx} \vec{i} + a_{cy} \vec{j} \quad (28)$$

با توجه به معادله‌های (۲۸) و (۲۹) می‌توان a_{cx} و a_{cy} را بدست

آورد:

$$(29)$$

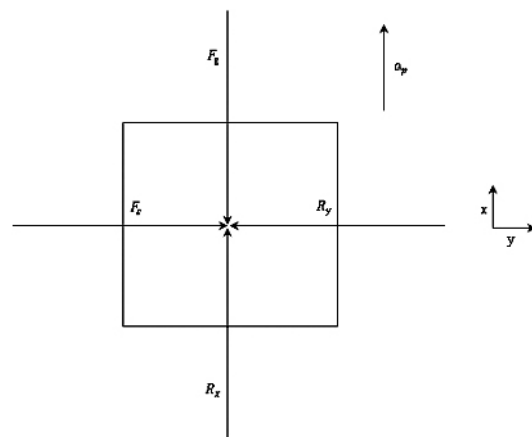
$$a_{cx} = \begin{bmatrix} (-r \cos(\theta) \omega - r n \cos(2\theta) \omega^2) + \\ \left[-n \omega^2 \sin \theta \left(1 + \frac{n^2}{4} (1 - \cos 2\theta) \right) + n \frac{n^2}{2} \omega^2 \cos \theta \sin 2\theta \right] (-e r \sin(\theta)) \\ + (n \omega \cos(\theta) (1 + \frac{n^2}{4} (1 - \cos(2\theta))))^2 (e(l - r n / 4 (1 - \cos(2\theta)))) \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$a_{cy} = \begin{bmatrix} \left[-n \omega^2 \sin \theta \left(1 + \frac{n^2}{4} (1 - \cos 2\theta) \right) + n \frac{n^2}{2} \omega^2 \cos \theta \sin 2\theta \right] (-e(l - \frac{r n}{4} (1 - \cos(2\theta)))) \\ + (n \omega \cos(\theta) (1 + \frac{n^2}{4} (1 - \cos(2\theta))))^2 (-e r \sin(\theta)) \end{bmatrix}$$

ب- تحلیل سینماتیکی مکانیزم لنگ

در شکل (۷) نیروهای وارد بر پیستون که در امتداد محور X با

شتاب a_p و جرم m_p در حال حرکت است، مشاهده می‌شود.



شکل (۷): نیروهای وارد بر پیستون در نقطه تلاقی دسته

پیستون

بنابر قانون دوم نیوتن:

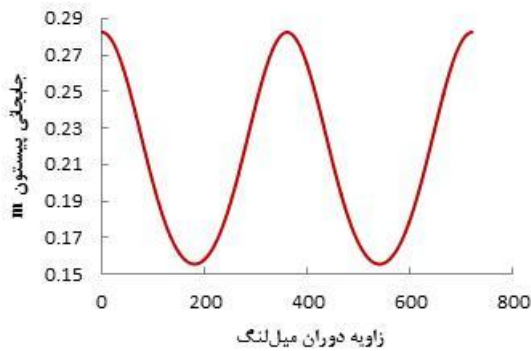
$$\sum F_x = m_p a_p \quad (31)$$

$$R_x - F_g = m_p a_p \quad (32)$$

$$R_x = F_g + m_p a_p \quad (33)$$

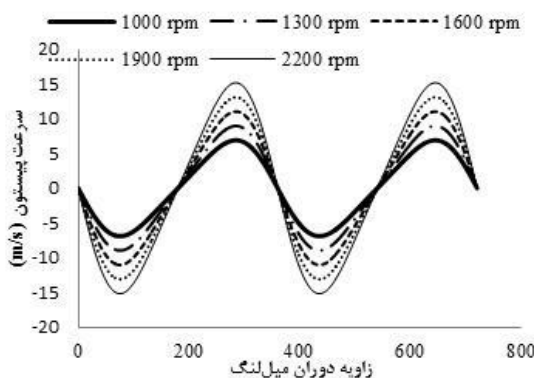
$$\sum F_y = 0 \quad (34)$$

$$F_s = R_y \quad (35)$$



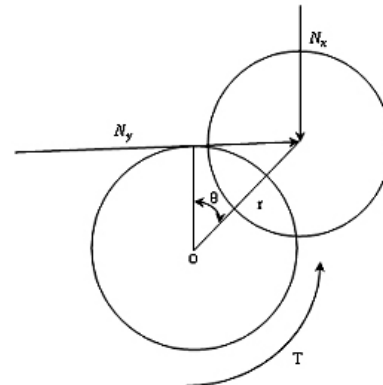
شکل (۱۰): نمودار جابجائی پیستون در زوایای مختلف میل‌لنگ

شکل (۱۱) نشان می‌دهد بیشترین سرعت پیستون از لحاظ مقدار برابر ۱۴ متر بر ثانیه می‌باشد و در میانه هر یک از کورس‌های مکش، تراکم، انبساط و تخلیه رخ می‌دهد. علامت این سرعت در طول کورس‌های مکش و انبساط منفی و در طول کورس‌های تراکم و تخلیه مثبت می‌باشد. همچنین سرعت در پایان هر یک از کورس‌های مکش، تراکم، انبساط و تخلیه برابر با صفر می‌باشد.



شکل (۱۱): نمودار تغییرات سرعت پیستون بر حسب زوایای مختلف میل‌لنگ

شتاب پیستون هم در سرعت‌های دورانی ۱۰۰۰، ۱۳۰۰، ۱۶۰۰، ۱۹۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه میل‌لنگ بر حسب زوایای مختلف دوران برای پیستون سیلندر اول در شکل (۱۲) به نمایش در آمده است. در میل‌لنگ مورد تحقیق پیستون شماره یک به سمت جلو تراکتور می‌باشد و جهت حرکت موتور نیز از نمای روبرو (سمت تراکتور) در جهت عقربه‌های ساعت می‌باشد. ترتیب احتراق موتور نیز ۲-۴-۳-۱ می‌باشد. چون یک سیکل کاری موتور ۷۲۰ درجه می‌باشد، بعد از آنکه پیستون شماره یک محترق شد، ۱۸۰ درجه بعد از آن پیستون شماره سه محترق شده و پیستون‌های بعدی به فاصله ۱۸۰ درجه از پیستون قبلی فرآیند احتراق را طی می‌کنند. بنابراین همین شتاب‌ها برای بقیه پیستون‌ها هم حاکم است با این تفاوت که هر کدام با دیگری ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارد.



شکل (۹): تعیین گشتاور میل‌لنگ

$$T = N_x r \sin(\theta) + N_y r \cos(\theta) \quad (۴۳)$$

فشار ناشی از احتراق به عنوان محرک اصلی سیستم انتقال قدرت تلقی می‌گردد. فشار داخل سیلندر تابعی از دور موتور، زاویه دوران میل‌لنگ و بار موتور (توان یا گشتاوری که از موتور گرفته می‌شود) می‌باشد (حسینی، ۱۳۷۸). البته به پارامترهای دیگری از قبیل زاویه جرقه و مقدار پاشش نیز بستگی دارد که این پارامترها باز هم تابعی از دور می‌باشند. فشارهای داخل سیلندر برای دوره‌های مشخصی توسط تراکتورسازی تبریز تعیین گردیده است. در رابطه (۴۴)، F_g برابر با حاصلضرب فشار داخل محفظه احتراق در سطح مقطع بالای پیستون می‌باشد.

$$F_g = (p - p_0) \times A \quad (۴۴)$$

F_g : نیروی وارده بر سر پیستون حاصل از فشار داخل سیلندر (N)

P : فشار داخل سیلندر (bar)

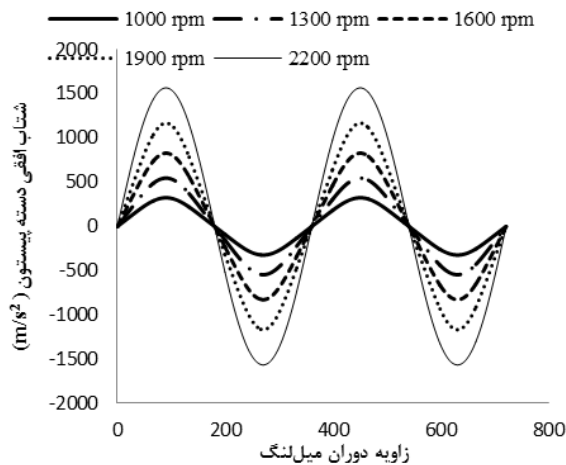
P_0 : فشار محیط که تقریباً برابر با ۱ bar است.

A : سطح مقطع پیستون (m^2)

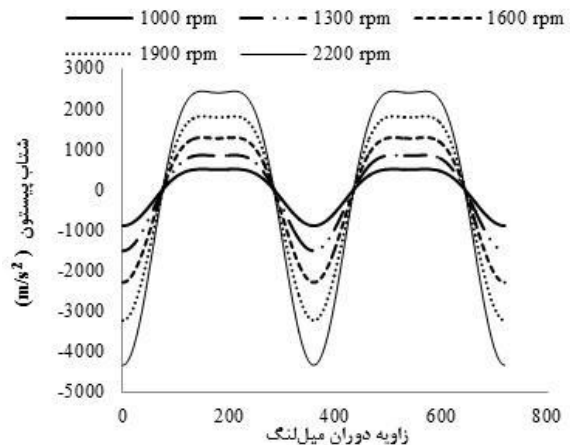
۳- نتایج و بحث

۳-۱- نتایج تحلیل سینماتیکی

شکل (۱۰) جابجائی پیستون را که از روابط تحلیلی در زوایای مختلف میل‌لنگ بدست آمده نشان می‌دهد. مطابق شکل، پیستون در پایین‌ترین موقعیت مکانی خود در فاصله ۱۵۸/۵ میلی‌متری از محور میل‌لنگ (در ابتدای کورس تراکم و تخلیه) قرار می‌گیرد و در بالاترین موقعیت مکانی خود در فاصله ۲۸۵/۵ میلی‌متری از محور میل‌لنگ (در ابتدای کورس مکش و انبساط) قرار می‌گیرد. بنابراین طول کورس پیستون برابر با فاصله این دو موقعیت یعنی ۱۲۷ میلی‌متر می‌باشد.



شکل (۱۴): نمودار شتاب افقی دسته پیستون در سرعت‌های مختلف

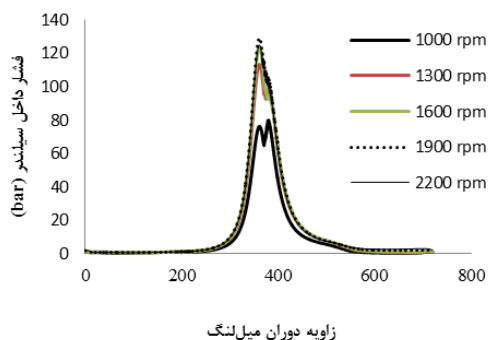


شکل (۱۲): نمودار تغییرات شتاب پیستون بر حسب زوایای مختلف میل‌لنگ

از شکل‌های (۱۳) و (۱۴) دیده می‌شود با افزایش سرعت دورانی میزان شتاب نیز افزایش یافته است. نیروهای اینرسی با شتاب پیستون رابطه مستقیم دارند. بنابراین با افزایش شتاب نیروی اینرسی وارده بر میل‌لنگ نیز افزایش می‌یابد. و همینطور نیروی کل وارده بر میل‌لنگ نیز با نیروی اینرسی رابطه دارد. بنابراین با افزایش سرعت دورانی شتاب پیستون و دسته پیستون افزایش یافته و موجب افزایش در نیروی اینرسی و نیروی کل وارده بر میل‌لنگ می‌گردند.

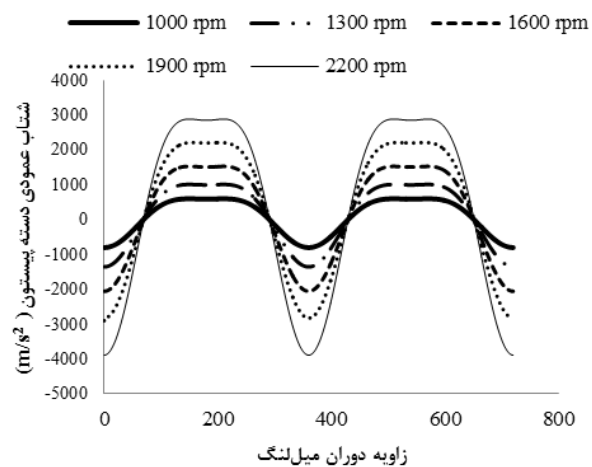
۳-۲- نتایج تحلیل سینتیکی مکانیزم لنگ

عامل اصلی حرکت لنگ فشار حاصل از احتراق سوخت در داخل سیلندر می‌باشد. این فشار ایجاد شده بر پیستون وارد شده و باعث حرکت رفت و برگشتی پیستون و موجب حرکت دورانی میل‌لنگ می‌گردد. در شکل (۱۵) فشار حاصل از احتراق در سیلندر یک برای سرعت‌های دورانی ۱۰۰۰، ۱۳۰۰، ۱۶۰۰، ۱۹۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه به نمایش در آمده است. با توجه به رابطه (۴۵)، f_g نیروی فشاری حاصل از احتراق که بر پیستون وارد می‌شود برابر با حاصلضرب فشار داخل سیلندر در سطح مقطع پیستون می‌باشد.

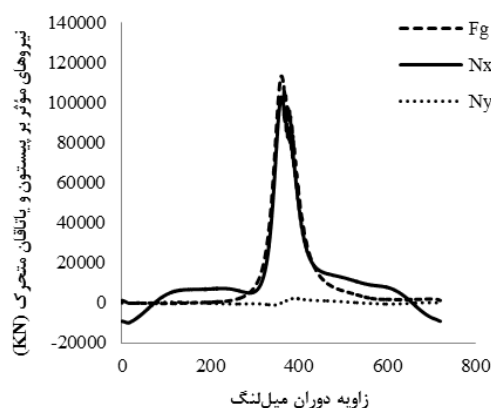


شکل (۱۵): نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر

همانطور که از شکل (۱۲) دیده می‌شود با افزایش سرعت، شتاب پیستون افزایش پیدا می‌کند. ماکزیمم شتاب برابر با (4343 m/s^2) برای سرعت دورانی ۲۲۰۰ rpm بدست آمده است. در شکل‌های (۱۳) و (۱۴) هم به ترتیب شتاب عمودی و افقی دسته پیستون برای نمونه برای دسته پیستون شماره یک به نمایش در آمده است.

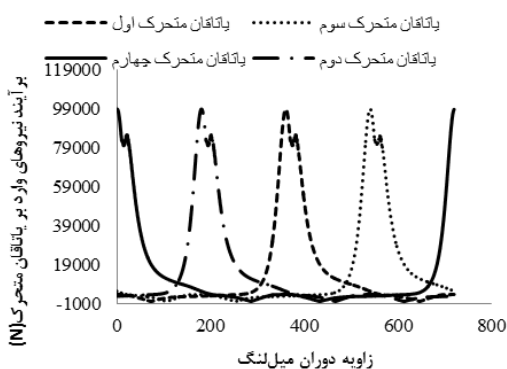


شکل (۱۳): نمودار شتاب عمودی دسته پیستون در سرعت‌های مختلف

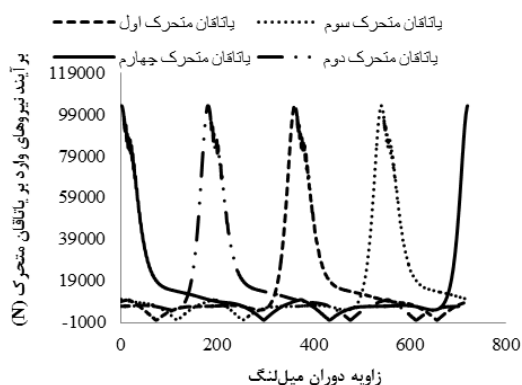


شکل (۱۸): نیروهای مؤثر بر پیستون و یاتاقان متحرک سیلندر یک در سرعت دورانی ۲۲۰۰ rpm

در شکل‌های (۱۹) و (۲۰) هم برآیند کل نیروهای وارد شده بر کل یاتاقان‌های متحرک نشان داده شده است که با هم دیگر به اندازه ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارند.

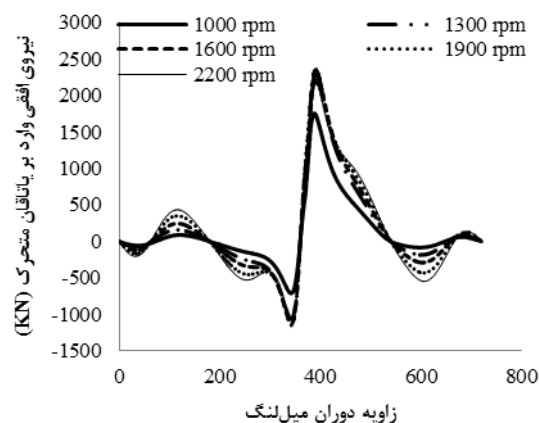


شکل (۱۹): برآیند نیروهای وارد شده بر یاتاقان‌های متحرک در سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه



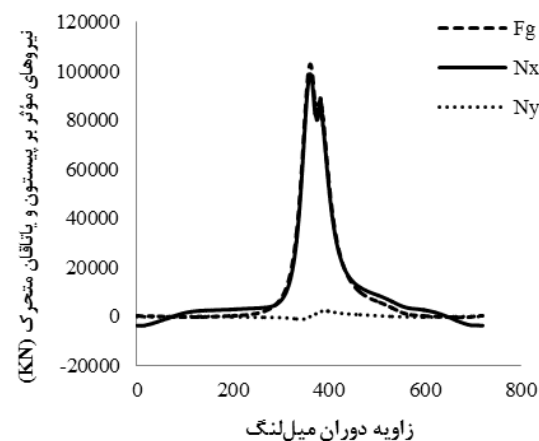
شکل (۲۰): برآیند نیروهای وارد شده بر یاتاقان‌های متحرک در سرعت دورانی ۲۲۰۰ دور بر دقیقه

نیروی افقی وارد بر یاتاقان متحرک که در رابطه (۴۳) آمده است برای سیلندر یک در یک سیکل کامل دوران و برای سرعت‌های دورانی ۱۰۰۰، ۱۶۰۰، ۱۳۰۰، ۱۹۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه در شکل (۱۶) نشان داده شده است.



شکل (۱۶): نمودار تغییرات نیروی افقی وارد بر یاتاقان متحرک

در شکل‌های (۱۷) و (۱۸) کل نیروهای مؤثر وارد شده (نیروی حاصل از فشار گاز، نیروی عمودی و نیروی افقی) بر پیستون و یاتاقان متحرک سیلندر یک به ترتیب در دو سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است.



شکل (۱۷): نیروهای مؤثر بر پیستون و یاتاقان متحرک سیلندر یک در سرعت دورانی ۱۳۰۰ rpm

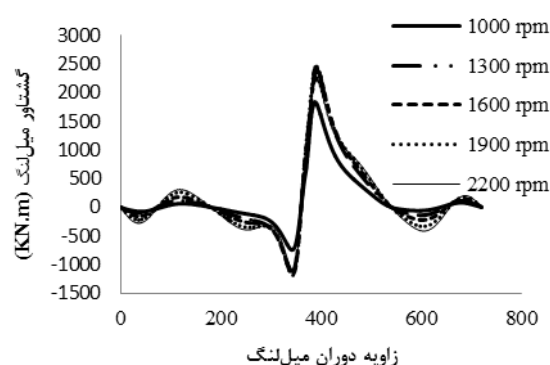
از احتراق در مرحله قدرت باعث پایین رفتن پیستون و چرخش میل لنگ می‌شود، در موتورهای چهار زمانه در هر دور موتور دو مرحله احتراق است یعنی دو پیستون قدرت حاصل از احتراق را به میل لنگ انتقال می‌دهند و دو پیستون دیگر بدون انتقال قدرت هستند باعث جرم‌های حاصل از دو پیستونی که فاقد انتقال قدرت هستند باعث ایجاد نیروهای اینرسی می‌شوند و یک گشتاور منفی در مقابل چرخش میل لنگ ایجاد می‌کند و اختلالی در چرخش ایجاد می‌کند که این گشتاور منفی را فلاپویل خنثی می‌کند. فلاپویل که در انتهای میل لنگ قرار دارد قدرت حاصل از احتراقی که در بالای پیستون‌ها صورت گرفته و به میل لنگ انتقال یافته است را در خود ذخیره می‌کند و در مرحله فاقد قدرت این انرژی را آزاد می‌کند تا گشتاور منفی که پیستون‌های فاقد انتقال قدرت ایجاد می‌کنند را خنثی کرده و موجب چرخش متعادل میل لنگ گردد.

۳- نتیجه گیری کلی

۱. با افزایش سرعت دورانی میزان شتاب نیز افزایش می‌یابد. نیروهای اینرسی با شتاب پیستون رابطه مستقیم دارند. بنابراین با افزایش شتاب به مراتب نیروی اینرسی وارده بر میل لنگ نیز افزایش می‌یابد. و همینطور نیروی کل وارده بر میل لنگ نیز با نیروی اینرسی رابطه دارد. بنابراین با افزایش سرعت دورانی شتاب پیستون و دسته پیستون افزایش یافته و موجب افزایش در نیروی اینرسی و نیروی کل وارده بر میل لنگ می‌گردند.
۲. گشتاور خروجی نیز با افزایش سرعت افزایش می‌یابد و همچنین نوسانات گشتاور نیز با افزایش سرعت بیشتر می‌شود. با افزایش سرعت میزان نیروهای اینرسی حاصل از جرم پیستون، گزن پین و دسته پیستون نیز افزایش پیدا می‌کنند و نیروی میرایی ایجاد شده حاصل از این جرم‌ها میزان نیروی حاصل از احتراق را تا حدودی کاهش می‌دهند.

طبق توضیحات داده شده، فشارهای حاصل از احتراق عامل اصلی دوران میل لنگ می‌باشد. فشارهای ایجاد شده به ترتیب به پیستون و گزن پین و دسته پیستون و بالاخره به میل لنگ منتقل می‌شوند که در این بین جرم پیستون و گزن پین و دسته پیستون یک نیروی میرایی در مقابل نیروی ایجاد شده حاصل از احتراق ایجاد کرده و مانع از انتقال کامل نیروی فشار حاصل از احتراق به میل لنگ می‌گردد. و با افزایش سرعت تأثیر این نیروهای اینرسی حاصل از جرم اجزاء نام برده زیاد شده و نوسانات زیادی را موجب می‌شود.

گشتاور خروجی میل لنگ هم با توجه به رابطه برای سرعت‌های دورانی ۱۰۰۰، ۱۳۰۰، ۱۶۰۰، ۱۹۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه محاسبه گردیده است و در شکل (۲۱) برای سرعت‌های ذکر شده تغییرات گشتاور خروجی نشان داده شده است.



شکل (۲۱): گشتاور میل لنگ حاصل از سرعت دورانی بر حسب زاویه دوران میل لنگ

همانطور که شکل (۲۱) نشان می‌دهند، گشتاور خروجی نیز با افزایش سرعت افزایش می‌یابد و همچنین نوسانات گشتاور نیز با افزایش سرعت بیشتر می‌شود. با افزایش سرعت میزان نیروهای اینرسی حاصل از جرم پیستون، گزن پین و دسته پیستون نیز افزایش پیدا می‌کنند و نیروی میرایی ایجاد شده حاصل از این جرم‌ها میزان نیروی حاصل از احتراق را تا حدودی کاهش می‌دهند. نیروی حاصل

منابع مورد استفاده

- حسینی، ع. ۱۳۸۳. ارتعاشات پیچشی سیستم انتقال قدرت خودرو، پایان‌نامه کارشناسی ارشد دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف.
- رنجبرکهن، م. ۱۳۷۸. تحلیل تنش در میل لنگ موتور چهار سیلندر خطی بنزینی Z۲۴ با استفاده از روش اجزاء محدود، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده کشاورزی، دانشگاه محقق اردبیلی.
- فروزانپور، ح. ۱۳۷۶. بهسازی و طراحی پیستون، شاتون و میل لنگ موتور پیکان ۱۶۰۰، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده فنی، دانشگاه تربیت مدرس.

قاسمی‌نژاد، م. ۱۳۸۸. بررسی طول عمر مفید موتور و علل خرابی برخی از قسمتهای تراکتور مدل MF-285، مجموعه مقالات پنجمین کنگره ملی مهندسی ماشینهای کشاورزی و مکانیزاسیون، دانشگاه فردوسی مشهد.

مرادی، س. ۱۳۸۵. بررسی رفتار دینامیکی میل‌لنگ موتور خودروی سمند تحت اثر دمپر ارتعاشات پیچشی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده فنی، دانشگاه تربیت مدرس.

Meriam J. L. and G. Kraige. 1998. *Engineering Mechanics*, 5th Edition, New York, John Willey, pp. 712.

Troy Feese P. E and C. Hil. 2002. *Guidelines for preventing reliability of reciprocating machinery by avoiding torsional vibration problems*. Engineering Dynamics Incorporated, University San Antonio, Texas 78249, pp. 1-20.

Kinematic and Kinetic Analysis of MF285 Tractor Engine

Gh. H. Shahgholi ^{1*} and H. Irannazhad ²

Received: 23 Jul 2013

Accepted: 23 Oct 2014

¹Assistant Professor, Agricultural Machinery Mechanics, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

²M. Sc. Student, Agricultural Machinery Mechanics, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

*Corresponding author: E-mail: gshahgoli@yahoo.com

Abstract

Farm tractors play a key role in farm mechanization all over the world. They supply the required power for most of the agricultural operations such as soil cultivation, planting, weed control and harvesting. ITM 285 is the most popular tractor in IRAN. In spite of its high production and usage, less research has been conducted on its performance optimization. Performance of its engine depends on different parameters such as its components and their interactions. In this research, to demonstrate the operation of engine components and their interactions during engine operation, kinematic and kinetic analysis was conducted for key elements of the engine. The results were analysed in terms of velocity and acceleration of the piston, connecting rod and crankshaft. Also forces and moments acting on the moving crank of the crankshaft were computed. It was concluded that the results of the research are useful for stress and fatigue analysis in order to optimize the engine components and make them durable and lighter in the future.

Keywords: Crankshaft, Kinematic and kinetic analysis, Piston, ITM 285 tractor