



تحلیل سینماتیکی و سینتیکی مکانیزم لنگ موتور تراکتور MF-285

محمد رضا اسدی اسد آباد^۱، منصور راسخ^۲، عبدالله گل محمدی^۱، علی جعفری^۳

۱- مدرس گروه مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد بوئین زهرا ۲- استادیار گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی

دانشگاه محقق اردبیلی ۳- دانشیار گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی دانشگاه تهران

Asadi_reza2007@yahoo.com

چکیده:

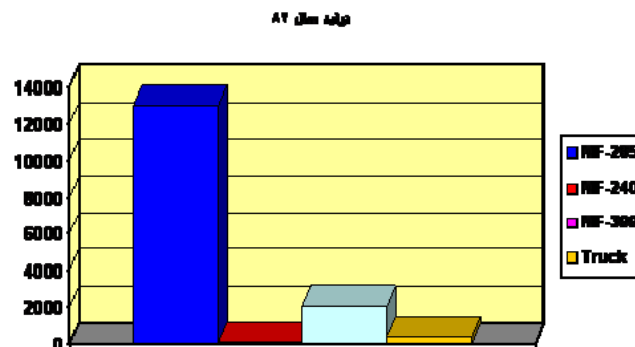
تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵، میزان تولید بسیار بالاتری را در مقایسه با سایر تراکتورها در کشور دارد. قطعات داخلی موتور (قطعات گردنده داخلی موتور) این تراکتور از لحاظ میزان خرابی در رتبه دوم در بین قطعات مختلف این تراکتور هستند که توجه به این موضوع ضرورت تحقیق در مورد اجزای گردنده موتور این تراکتور را آشکار می‌سازد. در این راستا تحلیل سینماتیکی و سینتیکی مکانیزم لنگ موتور تراکتور MF-285 در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته است. علاوه بر تحلیل سینماتیکی مکانیزم لنگ، تحلیل سینتیکی مکانیزم لنگ با در نظر گرفتن نیروهای ناشی از فشار احتراق، توزیع جرم‌ها در مکانیزم لنگ و نیروهای اینرسی (حاصل از جرم‌های رفت و برگشت و جرم‌های چرخشی) انجام گرفت. در نهایت نمودارهای مربوط به جابجایی، سرعت و شتاب پیستون و همچنین نمودارهای مربوط به فشار احتراق، نیروی وارد بر سر پیستون، نیروی وارد بر دسته پیستون و نیروی وارد بر یاتاقان‌ها در طول یک سیکل کامل برحسب زاویه لنگ به وسیله نرم افزار مطلب ترسیم شدند. مقدار بیشینه سرعت پیستون برابر با ۱۳/۵ متر بر ثانیه، مقدار بیشینه شتاب پیستون برابر با ۳۵۵۰ متر بر مجذور ثانیه، مقدار بیشینه فشار احتراق برابر با ۲۹۵۰ کیلو پاسگال، مقدار بیشینه نیروی فشاری وارد بر دسته پیستون برابر با ۱۹۷۳۰ نیوتن، مقدار بیشینه نیروی کششی وارد بر دسته پیستون برابر با ۱۰۲۸۸ نیوتن و بیشینه نیروی وارد بر یاتاقان‌ها برابر با ۳۰۰۰۰ نیوتن بدست آمد. به کمک نتایج این تحقیق می‌توان به تحلیل تنش، خستگی، مودال، هارمونیک، کرنش، انرژی و غیره در مورد اجزای گردنده موتور این تراکتور پرداخت. و برای بهینه‌سازی آنها پیشنهادهایی را اریه نمود.

کلید واژه: تراکتور، موتور، مکانیزم لنگ، تحلیل، سینماتیک و سینتیک

مقدمه:

تراکتورهای کشاورزی یکی از ارکان مهم مکانیزاسیون را در هر کشوری تشکیل می‌دهند تراکتورها توان لازم برای ماشین‌های خاکورزی، ماشین‌های کاشت، داشت و برداشت را فراهم می‌آورند. همانطور که می‌دانیم کاهش دشواری کار زراعی، افزایش بهره‌وری کارگران زراعی، افزایش کیفیت کار زراعی و امکان انجام آن در کمترین مدت زمان و به موقع، از اهداف مکانیزه کردن کار زراعی است که برای رسیدن به این هدف استفاده از تراکتور اجتناب ناپذیر است. با توجه به آمار گرفته شده از کاخانه تراکتور سازی ایران بیشترین محصول تولیدی تراکتور MF-285

است. مدل های دیگر نسبت به MF-285 تولید کمتری دارند. نمودار شکل ۱ که آمار تولید انواع تراکتور های ساخت کارخانه تراکتورسازی ایران را نشان می دهد موید مطلب فوق می باشد.



نمودار ۱

کم هزینه بودن، فراوانی لوازم یدکی، جز بودن کشاورزی در کشور ما (زمین های کشاورزی کوچک)، وجود دیم کاری زیاد در ایران، قیمت مناسب این تراکتور در مقایسه با دیگر تراکتورها، راحتی کار با آن، مصرف سوخت پایین، در آمد کم کشاورزان، قدرت مناسب با کاری که در کشور ما مورد نیاز است و اطلاعات کم کشاورزان نسبت به تراکتور های تولید خارج از کشور، دلیل اصلی استفاده زیاد و تولید بالای این تراکتور در کشور ما می باشد.

بر طبق تحقیقی که توسط محمودی با موضوع آمار خرابی ها و تعمیرات قطعات مختلف تراکتور MF-285 انجام گرفته است قطعات گردنده داخلی موتور از لحاظ میزان خرابی در رتبه دوم پس از پمپ انژکتور بودند [محمودی، ۸۶] لازم به ذکر است که خرابی دو قطعه ذکر شده اختلاف زیادی با خرابی دیگر قطعات داشتند. زیاد بودن خرابی قسمت های گردنده نسبت به دیگر قطعات این تراکتور اهمیت تحقیق در مورد اجزای گردنده موتور این تراکتور را آشکار می سازد. در این راستا تلاش برای تحلیل نیرویی مکانیزم لنگ از اهمیت بسزایی برخوردار می باشد.

مکانیزم لنگ متشکل از دسته پیستون، پیستون، بوش، گژن پین و لنگ میل لنگ می باشد. نیروی حاصل از احتراق و جرم رفت و برگشتی پیستون توسط دسته پیستون به میل لنگ منتقل می شود. مقطع دسته پیستون را معمولاً به شکل (I) می سازند تا حداکثر مقاومت را با حداقل جرم داشته باشد و نسبت عمق به پهنای این مقطع از $1/3$ الی $1/6$ متغیر است [۴]. گژن پین یا پین پیستون^۱ دسته پیستون را به پیستون متصل می کند. در اکثر موتورهای تراکتور از یک پین کاملاً شناور^۲ که می تواند به طور آزاد نسبت به پیستون و دسته پیستون دوران کند، استفاده می کنند [گورینگ، ۱۳۸۲]. در موتور تراکتور MF-285 نیز از پین کاملاً شناور استفاده شده است. این قسمت یک بوش از جنس مس یا برنج داشته و یاتاقانی برای انگشتی پیستون محسوب می شود. انتهای بزرگ دسته پیستون، یاتاقانی دو تکه برای در

^۱.Piston Pin

^۲.Full-Floating Pin

برگرفتن لنگ میل لنگ را تشکیل می دهد. انتهای بزرگ دسته پیستون را با زوایای ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه به صورت مورب نسبت به خط مرکزی دسته پیستون می سازند تا نیروهای اینرسی بر پیچ ها کاهش یابد [نادری، ۱۳۶۲].

بهینه سازی قطعات مکانیکی از لحاظ نحوه عملکرد و مسائل اقتصادی، همواره ذهن مهندسين را به خود جلب نموده است. هدف از بهینه سازی یک قطعه مکانیکی، بالا بردن کارائی آن به همراه صرفه جویی اقتصادی می باشد.

در سال ۱۹۹۵ یک گروه تحقیقاتی در مرکز پژوهشی Yuan-Ze Inst of Tech به بهینه سازی شکل هندسی دسته پیستون با قید جرم متمرکز جهت توزیع مناسب تنش در آن پرداختند. در این پژوهش تنشها به روش اجزاء محدود (FEM) محاسبه گردید و در نهایت پروفیل مناسبی برای دسته پیستون بدست آمد [لی و همکاران، ۲۰۰۱].

فروزانپور (۱۳۷۶) طراحی و بهینه سازی دسته پیستون، میل لنگ و پیستون موتور پیکان ۱۶۰۰ را مورد مطالعه قرار داد. وی با طراحی جدید موفق به کاهش وزن مکانیزم حرکتی و در نتیجه کاهش اصطکاک و تلفات مکانیکی، افزایش بازده گرمایی، کاهش مصرف سوخت، کاهش آلودگی و کاهش هزینه های تولیدی شد. ابراهیمی (۱۳۷۸) تحلیل تنش های مکانیکی و حرارتی پیستون تراکتور MF-399 را با استفاده از روش اجزاء محدود بررسی کرد. نتایج حاصل از مطالعات ایشان نقاط حساس پیستون را از لحاظ میزان تنش مشخص نموده است.

در این تحقیق علاوه بر تحلیل سینماتیکی مکانیزم لنگ، تحلیل سینتیکی مکانیزم لنگ با در نظر گرفتن نیروهای ناشی از فشار احتراق، توزیع جرم ها در مکانیزم لنگ و نیروهای اینرسی (جرم های رفت و برگشت و جرم های چرخشی) انجام گرفت. در نهایت نمودارهای مربوط به جابجایی، سرعت و شتاب پیستون و همچنین نمودارهای مربوط به فشار احتراق، نیروی وارد بر سر پیستون، نیروی وارد بر دسته پیستون و نیروی وارد بر یاتاقان ها در طول یک سیکل کامل به کمک نرم افزار مطلب ترسیم شدند. به کمک نتایج این تحقیق می توان به تحلیل تنش، خستگی، مودال، هارمونیک، کرنش، انرژی و ... در مورد اجزای گردنده (پیستون، دسته پیستون، یاتاقان ها و میل لنگ) موتور این تراکتور پرداخت. و برای بهینه سازی آنها پیشنهادهایی را اریه نمود.

مواد و روش ها:

۱- تحلیل سینماتیکی مکانیزم لنگ

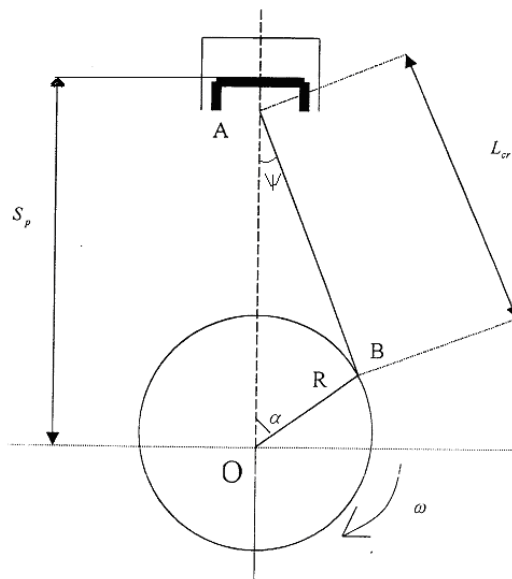
در موتورهای احتراق داخلی، حرکت رفت و برگشتی و نیروی وارد بر پیستون به حرکت دورانی میل لنگ و گشتاور پیچشی تبدیل می گردد. در حالیکه پیستون حرکت رفت و برگشتی و میل لنگ حرکت چرخشی خالص انجام می دهند، نقاط روی دسته پیستون مسیر بیضوی را طی می کنند. برای سهولت در محاسبات دینامیکی جرم دسته پیستون را در ابتدا و انتهای آن فرض می کنیم.

با توجه به شکل (۲) می توان در هر لحظه فاصله پیستون از مرکز چرخش میل لنگ را محاسبه نمود.

$$Sp = R \cos \alpha + L \cos \Psi \quad (1)$$

R شعاع لنگ

L طول دسته پیستون (فاصله مراکز چشمی های دسته پیستون)



شکل (۲) نمایش دستگاه حرکتی میل لنگ

و روابط مثلثاتی در مثلث OAB.

$$R \sin \alpha = L \sin \Psi \quad (۲)$$

می توان Ψ را از معادله (۱) حذف نمود.

$$S_p = R \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \quad (۳)$$

به کمک بسط نیوتن، روابط مثلثاتی و صرف نظر از جملات با ضرایب خیلی کوچک و توان بزرگ خواهیم داشت.

$$S_p = R \left[\frac{1}{\lambda} + \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (\cos 2\alpha) \right] \quad (۴)$$

برای محاسبه سرعت پیستون و شتاب پیستون با در نظر گرفتن اینکه α تابعی از زمان است

($a = \omega t$) از رابطه (۴) نسبت به زمان مشتق می گیریم.

$$V = -R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (۵)$$

$$\alpha = -R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (۶)$$

۲- تحلیل سینتیکی دسته پیستون

۱-۲ نیروهای ناشی از احتراق سوخت

در حین یک سیکل کاری که مجموعی از مراحل تنفس- تراکم- انفجار و تخلیه است در داخل موتور تعداد زیادی فعل و انفعالات فیزیکی و شیمیایی صورت می گیرد که متقابلاً بر هم اثر گذاشته و محاسبات را دشوار می-

نماید. برای نمونه می‌توان از تبادل گرما به هنگام احتراق مابین گاز و دیواره موتور، اثر چگونگی شکل مخلوط در موتور اتو و اثر چگونگی تزریق در موتور دیزل را نام برد. در این صورت فقط با بررسی تک تک فعل و انفعالات می‌توان به نتیجه صحیحی رسید و بدین جهت لازم است که عمل کاری موتور را تحت فرضیات ساده بررسی نموده و اثرات کم اهمیت را کنار گذاشت. فرآیندی که در این پروژه برای بدست آوردن نمودار فشار گاز برحسب زاویه لنگ انتخاب شده است، شامل فرضیات زیر می‌باشد:

- ۱- مخلوط هوا و سوخت، گاز ایده آل فرض می‌شود.
- ۲- در مرحله تراکم و قبل از انفجار تغییرات فیزیکی و شیمیایی در هوای متراکم صورت نمی‌گیرد.
- ۳- تعویض آبی مخلوط هوا و سوخت با گاز حاصل از احتراق.
- ۴- مراحل تراکم و انفجار به صورت آدیاباتیک هستند.
- ۵- مکش و تخلیه در فشار جو صورت می‌گیرد.

نیروهای حاصل از احتراق عامل به حرکت در آوردن مکانیزم هستند. برای محاسبات دینامیکی، فشار وارده بر پیستون را با یک نیرو در راستای سیلندر جایگزین می‌نماییم. جهت این نیرو همواره به طرف داخل سیلندر بوده و مقدار آن در هر لحظه از رابطه زیر بدست می‌آید [نادری، ۱۳۶۲].

$$F_g = (P_g - P_o)A_p \quad (7)$$

P_g : فشار گاز در هر لحظه

P_o : فشار هوای بیرون

A_p : مساحت سطح پیستون

تنها مجهول معادله فوق P_g بوده که تابعی از زاویه لنگ می‌باشد و از روابط ترمودینامیکی به کمک فرضیات بالا محاسبه می‌شود.

الف. مرحله تراکم: با فرض آدیاباتیک بودن فرآیند تراکم گاز خواهیم داشت:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (8)$$

P_1 و P_2 به ترتیب فشار اولیه و ثانویه

V_1 و V_2 به ترتیب حجم اولیه و ثانویه

فشار اولیه بر حسب سرعت حرکت پیستون، اندازه نسبی مجراها، شکل مجراها و عوامل دیگر تغییر می‌کند وقتی که موتور در سرعت های کم با حداکثر بار کار می‌کند این فشار به فشار جو نزدیک می‌شود.

تجزیه و تحلیل نمودارهای اندیکاتوری واقعی نشان داده است که مقدار n برای این موتور تقریباً برابر ۱.۲۱ می‌باشد. [پروردهانس و همکاران، ۲۰۰۱].

ارتفاع اتاقک سیلندر از رابطه زیر محاسبه شود:

$$h = \frac{l}{r-1} \quad (9)$$

l : طول کورس پیستون

r : نسبت تراکم

فاصله سر سیلندر تا تاج پیستون، وقتی که پیستون در نقطه مرگ پایین باشد برابر است با:

$$l + \frac{l}{r-1} = \frac{rl}{r-1} \quad (10)$$

حال فرض می‌کنیم که پیستون در فاصله x از نقطه مرگ بالا قرار داشته باشد، مقدار فشار در این مرحله برابر خواهد شد با:

$$P_g = P_i \left(\frac{\frac{rl}{r-l}}{x} \right)^{1.21} = P_i \left(\frac{rl}{r-l} \right)^{1.21} x^{-1.21} \quad (11)$$

P_i : فشار گاز در آغاز تراکم

ب. مرحله انفجار

در این مرحله تا زمانی که سوخت پاشش می‌شود فشار ثابت است و پس از قطع پاشش و پایان انفجار با افزایش بیشتر حجم محفظه احتراق، فشار کاهش می‌یابد. پس می‌توان این مرحله را شامل دو حالت فشار ثابت و فشار متغیر دانست. نظر به اینکه پاشش سوخت تا 30° درجه بعد از نقطه مرگ بالا هنوز ادامه دارد لذا از نقطه مرگ بالا تا 30° درجه پس از آن فشار ثابت می‌باشد. که این فشار توسط رابطه زیر محاسبه شود.

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^n \quad (12)$$

P_4 : فشار گاز در پایان مرحله انفجار

P_3 : فشار گاز در مرحله پاشش سوخت

V_4 : حجم در پایان مرحله انفجار

V_3 : حجم در پایان مرحله پاشش سوخت

از رابطه فوق مقدار فشار در زمان پاشش سوخت برابر 2950 KPa بدست آمد.

مرحله دوم کورس انفجار پس از اتمام پاشش سوخت شروع می‌شود. معادله مربوط به این مرحله عبارت است از:

P_4 : فشار گاز در پایان مرحله انفجار

P_3 : فشار گاز پس از پاشش سوخت

V_4 : حجم در پایان مرحله انفجار (حجم ثانویه)

V_3 : حجم پس از پاشش سوخت

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^n$$

همانطور که محاسبه شد، فاصله سر سیلندر تا تاج پیستون، وقتی پیستون در نقطه مرگ پائین است از رابطه (۱۰) بدست می‌آید. بنابراین حجم ثانویه در مرحله انفجار برابر خواهد بود با:

$$V_4 = \frac{rl}{r-1} A_p \quad (13)$$

A_p : مساحت سطح مقطع پیستون

بنابراین خواهیم داشت:

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{\frac{rl}{r-1} A_p} \right)^{1.21} \quad (14)$$

چنانچه پیستون در فاصله x از نقطه مرگ بالا قرار داشته باشد مقدار فشار در این مرحله برابر خواهد بود با:

$$P_g = P_i \left(\frac{rl}{r-1} \right)^{1.21} x^{-1.21} \quad (15)$$

P_i : فشار گاز در پایان سیکل انفجار

در مراحل مکش و تخلیه طبق فرضیات ساده کننده فشار محفظه برابر با فشار جو در نظر گرفته می‌شود.

۲-۲. توزیع جرم ها در مکانیزم لنگ

برای اجتناب از محاسبات پیچیده، جرم ها در مکانیزم لنگ به دو قسمت تقسیم می‌شوند.

(۱) جرم های رفت و برگشتی

(۲) جرم های دورانی

از آنجا که دسته پیستون دارای دو حرکت انتقالی و دورانی می‌باشد جرم آن را به صورت متمرکز در دو انتها (دو

چشم) فرض می‌کنیم در نتیجه جرمی که در چشم کوچک قرار دارد حرکت انتقالی محض و جرمی که در چشم

بزرگ قرار گرفته حرکت دورانی محض انجام می‌دهد. توزیع جرم‌ها به کمک تخمین زیر انجام می‌شود [نادری،

:۱۳۶۲]

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{crp} = \frac{L_{crc}}{L_{cr}} m_{cr} \\ m_{crc} = \frac{L_{crp}}{L_{cr}} m_{cr} \end{array} \right. \quad (16)$$

L_{crp} : فاصله مرکز ثقل تا مرکز چشم کوچک دسته پیستون

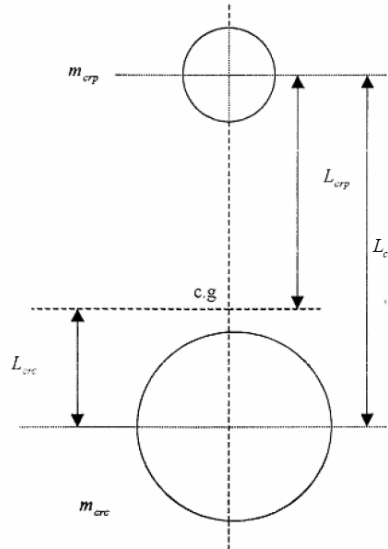
L_{crc} : فاصله مرکز ثقل تا مرکز چشم بزرگ دسته پیستون

L_{cr} : فاصله مرکز چشم کوچک تا مرکز چشم بزرگ دسته پیستون

m_{crp} : جرم متمرکز در چشم کوچک

m_{crc} : جرم متمرکز در چشم بزرگ

شکل (۳) بیانگر این توزیع جرم می باشد.



شکل (۳) توزیع جرم در دو چشمی پیستون

معمولاً توزیع جرم‌های فوق برابر مقادیر زیر می باشند [۴]:

$$m_{crp} = 0.275m_{cr} \quad (17)$$

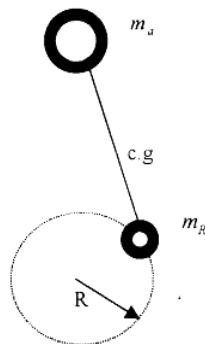
$$m_{crc} = 0.725m_{cr}$$

جرم متمرکز کل در چشم کوچک دسته پیستون با (m_a) نمایش داده می شود که برابر است با:

$$m_a = m_p + m_{crp} \quad (18)$$

m_p : جرم پیستون و گژن پین

m_{crp} : جرم متمرکز دسته پیستون در چشم کوچک



شکل ۴ توزیع جرم ها به دو جرم متمرکز m_a و m_R

و جرم متمرکز در چشم بزرگ دسته پیستون (m_R) برابر است با:

$$m_R = m_c + m_{crc} \quad (19)$$

m_{crc} : جرم متمرکز دسته پیستون در چشم بزرگ

m_c : جرم مربوط به لنگ میل لنگ

با در نظر گرفتن شکل (۵)، جرم m_c که مربوط به لنگ میل لنگ می باشد به صورت زیر محاسبه می شود:

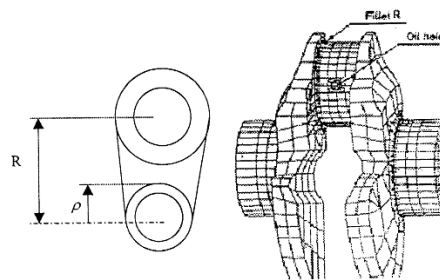
$$m_c = m_{cp} + 2m_w \frac{\rho}{R} \quad (20)$$

m_{cp} : جرم محوری از میل لنگ که دسته پیستون روی آن بسته می شود.

m_w : جرم پره میل لنگ (بازوی لنگ)

R : شعاع لنگ

ρ : شعاع محور ثابت میل لنگ



شکل ۵ نمای برش خورده میل لنگ

۳-۲. نیروهای اینرسی

در بخش قبل همه جرم‌ها به دو قسمت جرم‌های رفت و برگشتی و جرم‌های چرخشی تقسیم گردید حال به محاسبه نیروی اینرسی حاصل از حرکت این جرم‌ها می پردازیم. جهت نیروی اینرسی جرم m_a (واقع در چشم کوچک) همواره در راستای محور سیلندر و مخالف جهت شتاب پیستون می باشد و جهت نیروی اینرسی جرم m_R در راستای شعاع لنگ می باشد. مقدار نیروی اینرسی رفت و برگشتی با استفاده از رابطه ۶ به صورت زیر بیان می شود:

$$F_i = -m_a R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (21)$$

مقدار نیروی اینرسی دورانی به کمک رابطه مربوط به شتاب دورانی به صورت زیر بیان می شود:

$$F_R = -m_R R \omega^2 = cte \quad (22)$$

برآیند نیروها در A (شکل ۶) برابر است با:

$$F = F_l + F_g \quad (23)$$

حال به بررسی تاثیر نیروی برآیند (F) بر روی دسته پیستون می پردازیم. با توجه به شکل ۷ و روابط مثلثاتی داریم:

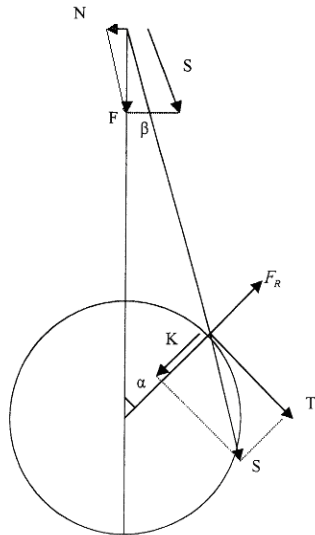
$$N = F \tan \beta \quad (24)$$

$$S = \frac{F}{\cos \beta} \quad (25)$$

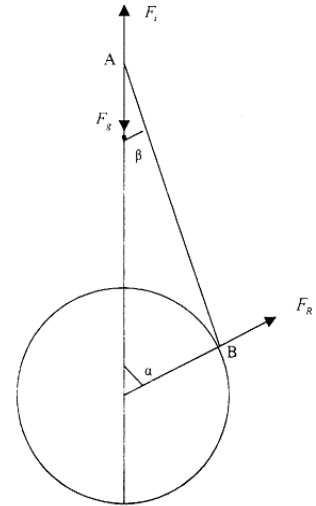
$$K = \frac{F \cos(a + \beta)}{\cos \beta} \quad (26)$$

$$T = \frac{F \sin(a + \beta)}{\cos \beta} \quad (27)$$

نیروی N به جداره سیلندر وارد می شود و نیروی S توسط ساق پیستون تحمل می شود. نیروی S در چشم بزرگ به ۲ مولفه تقسیم می شود که مولفه T عامل ایجاد گشتاور پیچی در میل لنگ است. برآیند نیروهای K و T و F_R نیروی وارد بر یاتاقان ها می باشد.



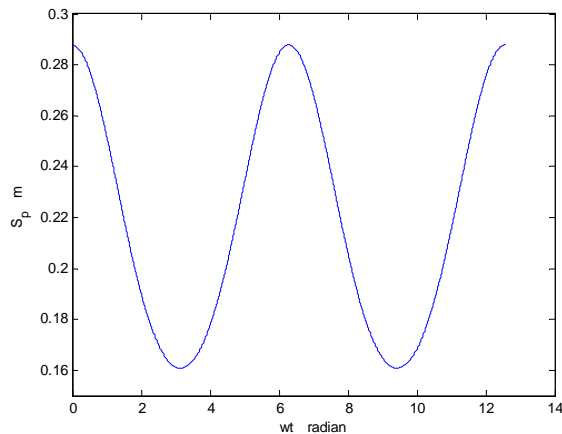
شکل ۷ تاثیر نیروی F بر چشم بزرگ



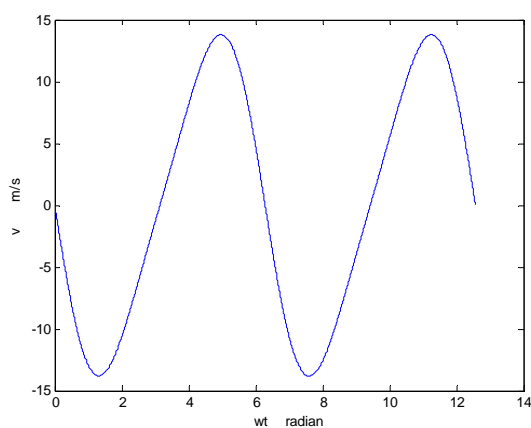
شکل ۶ نیروهای خارجی وارد شده به دسته پیستون بدون نمایش عکس العمل ها

نتایج:

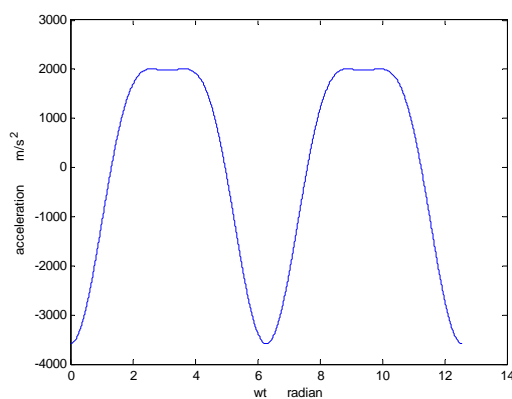
شکل های ۸، ۹ و ۱۰ نمودارهای مربوط به موقعیت، سرعت و شتاب پیستون ترسیم شده به کمک نرم افزار مطلب را نشان می دهد که با قرار دادن داده های مربوط به تراکتور MF-285 در روابط ۴، ۵ و ۶ حاصل شدند.



شکل ۸ تغییرات موقعیت پیستون بر حسب زاویه لنگ مربوط به تراکتور MF-285



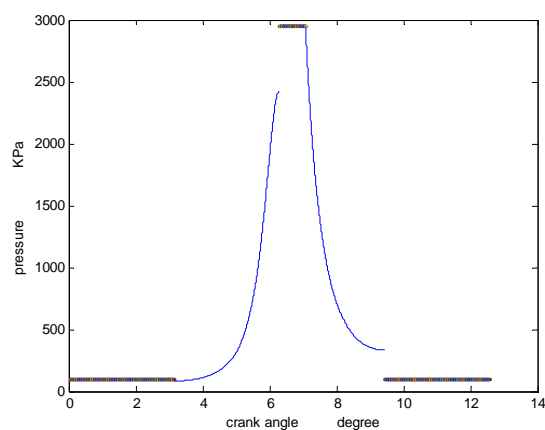
شکل ۹ تغییرات سرعت پیستون بر حسب زاویه لنگ
مربوط به تراکتور MF-285



شکل ۱۰ تغییرات شتاب پیستون بر حسب زاویه لنگ مربوط به تراکتور MF-285

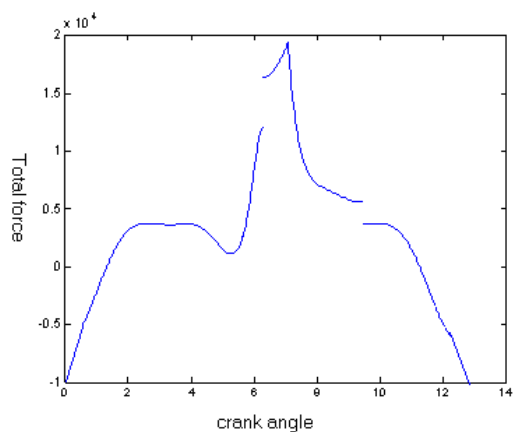
همچنین رابطه نهایی برای فشار گاز به صورت زیر بدست آمد شکل ۱۱ نمودار مربوط به این رابطه (تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ در طول یک سیکل کاری) را نشان می دهد.

$$P_g = \begin{cases} 101.3 & 0 \leq \varphi \leq \pi \\ 7.53x^{-1.21} & \pi \leq \varphi \leq 2\pi \\ 2950 & 2\pi \leq \varphi \leq 13\pi / 6 \\ 29.8x^{-1.21} & 13\pi / 6 \leq \varphi \leq 3\pi \\ 101.3 & 3\pi \leq \varphi \leq 4\pi \end{cases} \quad (28)$$

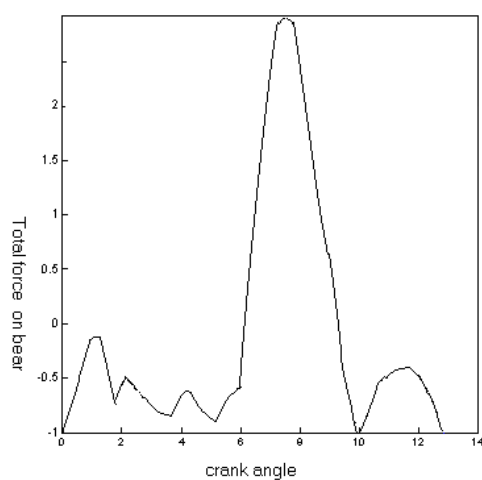


شکل ۱۱ نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ مربوط به تراکتور MF-285

شکل ۱۲ مجموع نیروهای اینرسی و فشار گاز در طول یک سیکل کاری وارد بر سر پیستون را نشان می دهد. شکل ۱۳ مجموع نیروهای وارد بر یاتاقان ها را نشان می دهد.



شکل ۱۲ نمودار کل نیروی وارد بر دسته پیستون بر حسب زاویه لنگ مربوط به تراکتور MF-285



شکل ۱۳ نمودار مربوط به کل نیروی وارد بر یاتاقان

نتیجه گیری و پیشنهادات:

نمودارهای بدست آمده در قسمت نتایج مکان، سرعت و شتاب پیستون، تغییرات نیروی وارد بر دسته پیستون، یاتاقان و لنگ میل لنگ را در طول یک سیکل کاری بر حسب زاویه لنگ نشان می دهد. همانطور که نمودارهای فوق نشان می دهد مقدار بیشینه سرعت پیستون برابر با $13/5$ متر بر ثانیه، مقدار بیشینه شتاب پیستون برابر با 3550 متر بر مجذور ثانیه، مقدار بیشینه فشار احتراق برابر با 2950 کیلو پاسگال، مقدار بیشینه نیروی فشاری وارد بر دسته پیستون برابر با 19730 نیوتن، مقدار بیشینه نیروی کششی وارد بر دسته پیستون برابر با 10288 نیوتن و بیشینه نیروی وارد بر یاتاقانها برابر با 30000 نیوتن بدست آمد. به کمک نتایج و نمودارهای فوق می توان به تحلیل تنش، خستگی، کرنش، انرژی، مودال و هارمونیک قطعات گفته شده پرداخته و علت خرابی زیاد این قطعات را بررسی نموده و در بهینه سازی آنها پیشنهادات لازم را ارائه نمود. بنابراین تحلیل تنش، خستگی، کرنش، انرژی، مودال و هارمونیک اجزای فوق به کمک نتایج این تحقیق برای تحقیقات آینده پیشنهاد می گردد.

فهرست منابع:

- ۱- بی نام، ۱۳۷۹. دفترچه سرویس و نگهداری تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵. تراکتور سازی ایران.
- ۲- گورینگ، ک. ۱۳۸۲. توان موتور و تراکتور. ترجمه: رنجبر و همکاران. انتشارات دانشگاه تبریز، تبریز، ص. ۶۷۰.
- ۳- مارتین، ج. ۱۳۸۵. سینماتیک و دینامیک ماشینها. ترجمه: پازوکی. انتشارات نشر آزمون، تهران، ص ۵۴۶.
- ۴- نادری، ه. ۱۳۶۲. طراحی موتورهای احتراق داخلی پیستونی. انتشارات میر، تهران، ص. ۴۳۷.
- ۵- فروزانپور، ح. ۱۳۷۶. بهسازی و طراحی پیستون، شاتون و میل لنگ موتور پیکان ۱۶۰۰. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تربیت مدرس.
- ۶- محمودی، ا، ۱۳۸۶. بررسی آمار خرابی های تراکتور MF-285. سومین کنفرانس دانشجویی مکانیک ماشین- های کشاورزی، دانشگاه شیراز.

7- Chen, N., L. Han, W. Zhang, & X. Hao. 2006. Enhancing Mechanical Properties and Avoiding Cracks by Simulation of Quenching Connecting Rod. Material Letters, 61, p.p: 3021-3024.

8- Lee, D. H., W. S. Hwang, & C. M. Kim. 2001. optimal shape Design of engine connecting rod whit special lumping mass constraint. JSME Int journal, Vol39, No.3, PP.597-605, 1996

9- Prvardhans, shenoy, & A. Fatemi. 2005. Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction. Journal of Sound and Vibration, 243(3), p.p: 389-402.

Kinetic and cinematic analyses of the connecting rod in MF285 tractor

Abstract

MF-285 tractor has devoted the highest production level in Iran among the other tractors. According to the literature, malfunction of the internal components of this tractor is high; consequently research about it is necessary. In this regard, this paper presents the kinetic and cinematic analyses of the connecting rod. Besides crank mechanism analysis, cinematic analysis of the connecting rod was done with regard to the forces resulting from gas, mass distribution in the crank mechanism as well as inertia forces (reciprocating forces and rotational masses). At the end, the force values applied on the cylinder wall, the force exerted on connecting rod were calculated. The force which causes crankshaft to be revaluated was quantified as well.

Keyword: Tractor; Connecting rod; Engine; Force; Cylinder