

تحلیل تنش دسته پیستون موتور تراکتور MF-285 به روش اجزاء محدود (۴۵۰)

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

چکیده

تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵، میزان تولید بسیار بالاتری را در مقایسه با سایر تراکتورها در کشور ایران دارد. قطعات 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 می سازد. در این راستا در این تحقیق پس از محاسبه دقیق کلیه نیروهای وارد بر دسته پیستون، دسته پیستون از لحاظ میزان تنش های وارد بر آن به کمک نرم افزار ANSYS تحلیل شد. نتایج تحلیل نشان می دهد که بیشینه مقدار تنش در چشم کوچک دسته پیستون و در اثر نیروهای ناشی از اینرسی اجزا متحرک، نیروی ناشی از جازدن بوش و نیروی ناشی از اصطکاک بین بوش و گژن پین بوجود می آید. مقدار این تنش قدری بیشتر از حد معمول بوده، برای رفع این نقیصه بهینه سازی چگونگی اتصال بوش مابین گژن پین و چشم کوچک از طریق کم کردن اصطکاک و حرارت، تغییر در فرآیند تولید، تغییر در آلیاژ دسته پیستون، بهینه سازی دسته پیستون با بکاربردن عمر خستگی به منظور تعیین توزیع مناسب تنش و در نتیجه افزایش عمر خستگی، بهینه سازی در جرم قطعات رفت و برگشتی، بهینه سازی شکل هندسی دسته پیستون به منظور کاهش جرم و ارتعاش و افزایش ضخامت چشم کوچک به عنوان راهکارهایی برای کاهش مقدار بیشینه تنش پیشنهاد می گردد.

کلید واژه: تراکتور، دسته پیستون، موتور، نیرو، تنش

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه محقق اردبیلی، پست الکترونیک: Asadi_reza2007@yahoo.com

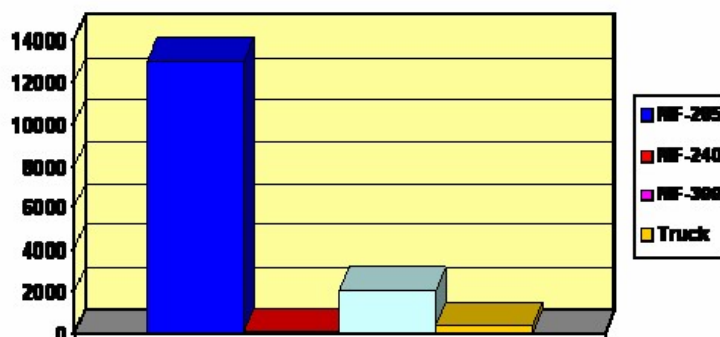
۲- استادیار گروه مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه محقق اردبیلی

۳- استادیار گروه مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه تهران

مقدمه:

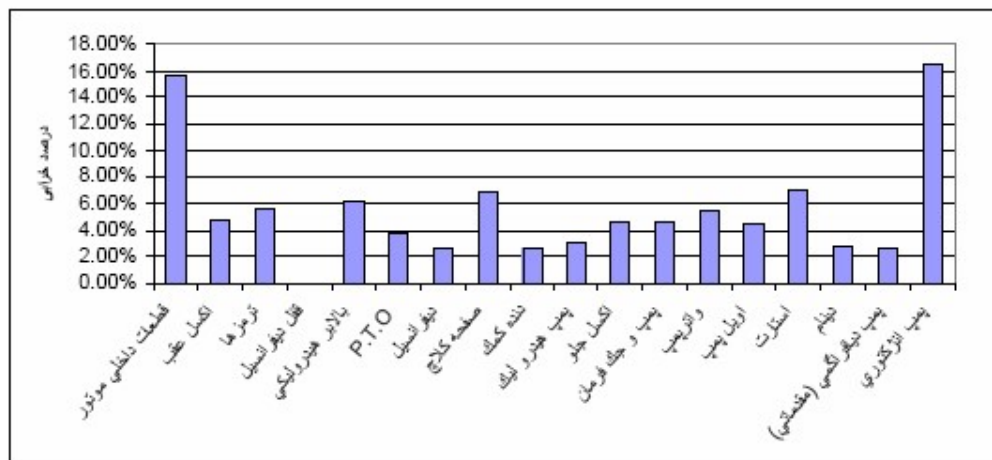
تراکتورهای کشاورزی یکی از ارکان مهم مکانیزاسیون را در هر کشوری تشکیل می دهند. تراکتورها توان لازم برای ماشین های خاکورزی، کاشت، داشت و برداشت فراهم می کنند. با توجه به آمار گرفته شده از کارخانه تراکتور سازی ایران بیشترین محصول تولیدی، تراکتور MF-285 است. نمودار شکل ۱ که آمار تولید انواع تراکتور های ساخت کارخانه تراکتور سازی ایران را نشان می دهد موید مطلب فوق می باشد.

نمودار سال ۸۲



شکل ۱ آمار تولید انواع تراکتور های ساخت کارخانه تراکتور سازی ایران

بر طبق تحقیقی که توسط محمودی با موضوع آمار خرابی ها و تعمیرات قطعات مختلف تراکتور MF-285 انجام گرفت قطعات داخلی موتور (قطعات گردنده داخلی موتور) از لحاظ میزان خرابی در رتبه دوم پس از پمپ انژکتور بودند [۸]. شکل ۲ این مطلب را به طور واضح نشان می دهد. مطالب فوق اهمیت تحقیق در مورد اجزای گردنده موتور این تراکتور را بیش از پیش آشکار می سازد. بر همین اساس تحلیل تنش در دسته پیستون موتور تراکتور MF-285 به عنوان یکی از اجزای گردنده داخلی موتور این تراکتور به عنوان موضوع تحقیق انتخاب شد.



شکل ۲ مقایسه خرابی قسمت های مختلف تراکتور MF-285

موتور تراکتور MF-285 موتور پرکنیز چهار سیلندر رفت و برگشتی با آرایش خطی است. کورس پیستون این موتور ۱۲۷ میلیمتر و قطر سیلندر آن ۱۰۱ میلیمتر می باشد. همچنین قدرت موتور در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه میلنگ برابر ۷۱ اسب بخار و حداکثر گشتاور که در سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه میلنگ تولید می شود ۲۷۸ نیوتن متر می باشد [۲].

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 [۱۲]. در این پژوهش تنشها به روش اجزاء محدود (FEM) محاسبه گردید و در نهایت پروفیل مناسبی برای دسته پیستون بدست آمد.

در سال ۱۹۸۸ انجمن مهندسين خودرو (SAE) در طی گزارشی به تحلیل نسبتاً جامعی از دسته پیستون پرداخت، که در آن به بررسی نقاط ضعف و قوت قطعه از دیدگاه عمر خستگی اشاره گردید. ضمناً عواملی از قبیل تاثیر سطوح آهنگری و ماشین کاری در استحکام خستگی، تحلیل کماتش دسته پیستون و غیره در این تحقیق در نظر گرفته شده اند [۱۴].

سید هاشمی افزایش استحکام دسته پیستون پیکان را با تاکید بر کاهش وزن مورد بررسی قرار داد. ایشان مقادیر تنش ون میسر را در نقاط مختلف دسته پیستون و در سرعت های مختلف در ۷۲۰ درجه دوران میل لنگ با استفاده از روش اجزاء محدود برای تحلیل دینامیکی مورد مطالعه قرار داد. نتایج حاصل از مطالعه ایشان نشان داد که با افزایش سرعت وضعیت دسته پیستون بحرانی تر و حساس تر می شود. می توان از محل اتصال وزنه تعادل و انتهای بزرگ دسته پیستون و نشیمن گاه پیچ ها به عنوان حساس ترین قسمت ها که دارای بیشترین مقدار تنش و کمترین ضریب اطمینان می باشند نام برد [۴].

در این تحقیق ابتدا دسته پیستون موتور تراکتور MF-285 مدل سازی شد و سپس تأثیر نیروهای وارد بر آن به طور دقیق محاسبه شد. پس از محاسبه نیروهای مختلف وارد بر دسته پیستون تحلیل دسته پیستون به کمک نرم افزار ANSYS انجام شد. با استفاده از نتایج تحقیق، می توان در خصوص ضرورت بهینه سازی دسته پیستون مذکور اظهار نظر نمود.

اهداف این تحقیق عبارتند از:

۱- تعیین محل بیشترین و کمترین مقدار تنش در دسته پیستون.

۲- تعیین ضریب اطمینان طراحی برای ضعیف ترین قسمت دسته پیستون.

۳- ارایه راهکاری مناسب برای کاهش میزان تنش های بیشینه

مواد و روش ها:

برای انجام این تحقیق ابتدا روابط مربوط به نیروهای مختلف بدست آمدند، سپس برای بدست آمدن مقادیر بیشینه نیروی کششی و فشاری نمودار نیروی کل در طول یک سیکل کاری به کمک نرم افزار مطلب ترسیم گردید، پس از محاسبه نیروها دسته پیستون به کمک نرم افزار ANSYS مدل سازی، مش بندی و تحلیل تنش شد.

چشم کوچک دسته پیستون تحت تاثیر نیروهای زیر قرار می گیرد ۱- نیروی اینرسی ناشی از جرم پیستون، گژن پین، بوش، دسته پیستون و لنگ میل لنگ ۲- نیروی گازی ناشی از احتراق ۳- نیروی ناشی از جا زدن دسته پیستون و نیروی ناشی از اصطکاک بین بوش و گژن پین ۴- نیروی ضربه ای ناشی از لقی بین بوش و گژن پین [۹].

۱- نیروهای اینرسی: نیروهای اینرسی به دو دسته نیروی اینرسی رفت و برگشتی حاصل از جرم رفت و برگشتی (جرم پیستون، قسمتی از دسته پیستون، بوش و گژن پین) و نیروی اینرسی دورانی حاصل از جرم دورانی (جرم لنگ میل لنگ و قسمتی از دسته پیستون) تقسیم می شوند. نیروی اینرسی رفت و برگشتی به صورت زیر بیان می شوند.

$$F_i = -m_a R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (1)$$

F_i نیروی اینرسی رفت و برگشتی (N)

m_a جرم رفت و برگشتی (Kg)

R شعاع لنگ (m)

ω سرعت دورانی (Rad/s)

α زاویه ای که لنگ میل لنگ با محور مرکزی سیلندر می سازد (deg)

λ نسبت میله می باشد که به صورت رابطه زیر تعریف می شود

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (2)$$

L طول دسته پیستون (m)

نیروی اینرسی اینرسی دورانی به صورت زیر بیان می شود.

$$F_R = -m_R R \omega^2 = cte \quad (3)$$

m_R جرم دورانی (Kg)

F_R نیروی اینرسی دورانی (N)

مطابق شکل (۳) داده های آزمایشگاهی حاکی از آن است که نیروی اینرسی بطور یکنواخت بر سطح میانی چشم کوچک توزیع می گردد [۱۰] مقدار این نیروی گسترده با انتگرالگیری محاسبه می شود و به صورت زیر بیان می گردد.

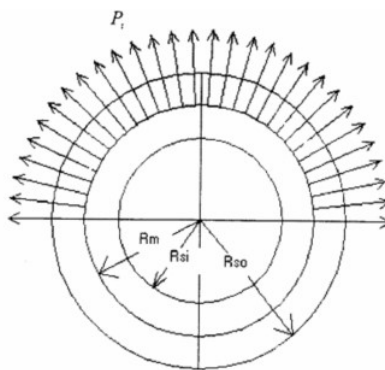
$$P_i = \frac{F_i}{2r_m l_s} \quad (N / m^2) \quad (4)$$

P_i نیرو در واحد سطح (N/m^2)

l_s عرض چشم کوچک (m)

F_i نیروی اینرسی

Γ_m شعاع متوسط چشم کوچک دسته پیستون (m)



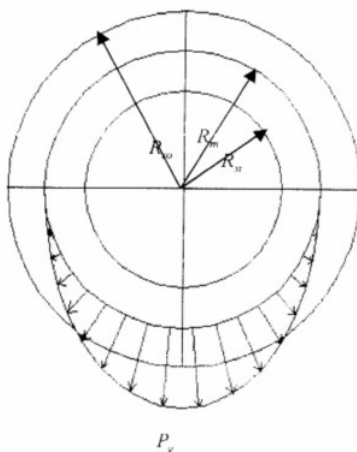
شکل ۳ توزیع نیروی اینرسی روی چشم کوچک

۲- نیروی حاصل از فشار احتراق: مقدار بیشینه فشار داخل محفظه احتراق به کمک نمودار اندیکاتوری واقعی برابر با ۲۷۰۰ کیلو پاسگال به دست آمد. مطابق شکل (۴) داده های آزمایشگاهی حاکی از آن است که نیروی فشار احتراق به طور سینوسی بر سطح میانی چشم کوچک توزیع می گردد [۱۰] مقدار این نیرو نیز با انتگرالگیری محاسبه می گردد و به صورت زیر محاسبه شود.

$$P_g = \left(\frac{2F_g}{\pi r_m l_s} \right) \sin \theta \quad (N / m^2) \quad (5)$$

P_g نیرو بر واحد سطح (N/m^2)

F_g نیروی حاصل از احتراق (N)



شکل ۴ توزیع نیروی فشار گاز روی چشم کوچک

۳- نیروی ناشی از جازدن بوش و نیروی ناشی از اصطکاک بین بوش و گژن پین: بوش ها در دسته پیستون معمولاً بطور فشاری جا زده می شوند در نتیجه مقداری تنش اولیه در دسته پیستون ایجاد می گردد. از طرفی بدلیل وجود اصطکاک در محل تماس بوش و گژن پین، درجه حرارت بوش افزایش می یابد و چون جنس دسته پیستون و بوش متفاوت است. مقداری اختلاف طول ایجاد می گردد که سبب ایجاد تنش فشاری در بوش و تنش کششی در دسته پیستون می گردد. رابطه ای که برای بدست آوردن فشار ناشی از دو پارامتر فوق استفاده می شود به صورت زیر بیان می شود [۹].

$$P_b = \frac{\Delta_{tot}}{d_{su} \left[\frac{(d_{su}^2 + d_{si}^2)(d_{su}^2 - d_{si}^2) + U}{E_s} + \frac{(d_{su}^2 + d_b^2)(d_{sa}^2 - d_b^2) - U}{E_b} \right]} \quad (6)$$

Δ_{tot} مجموع اختلاف قطر اولیه و اختلاف قطر ناشی از اصطکاک

d_{su} قطر خارجی چشم کوچک

d_{si} قطر داخلی چشم کوچک

U ضریب پواسون

E_s, E_b مدول الاستیسیته دسته پیستون و بوش

مقدار فشار بعد از قرار دادن داده های مربوط به تراکتور MF-285 برابر با ۲۶/۴ مگا پاسگال به دست آمد. که این فشار به طور یکنواخت بر سطح چشم کوچک اثر می کند [۴].

۴- نیروی ضربه ای ناشی از لقی بین بوش و گژن پین:

فشار ناشی از این نیرو توسط رابطه زیر محاسبه می شود [۹]:

$$P = \frac{\Delta_{tot}}{d \left(\frac{D_{end}^2 + d^2}{E_{rod}} + \frac{d^2 + d_1^2}{E_{bush}} - \infty \right)} \quad (7)$$

Δ_{tot} مجموع اختلاف قطر اولیه و اختلاف قطر ناشی از گرم شدن دو قطعه (m)

d قطر داخلی سر کوچک دسته پیستون (m)

D_{end} قطر خارجی سر کوچک دسته پیستون (m)

d_1 قطر داخلی بوش (m)

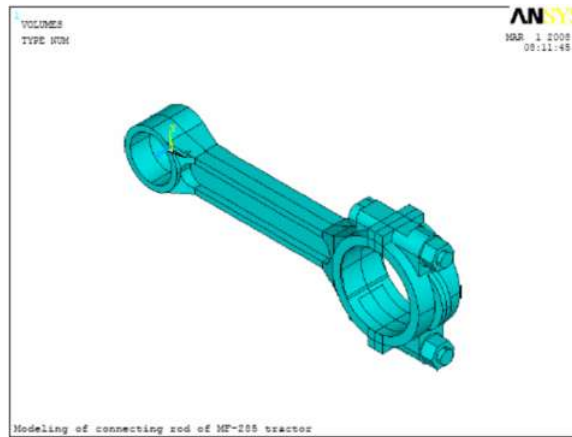
α ضریب پویسون برابر ۰/۳

E_{rod} مدول الاستیسیته شاتون معادل $2.0 \cdot 10^4 \text{Kg/cm}^2$

E_{bush} مدول الاستیسیته بوش معادل $1.15 \cdot 10^4 \text{kg/cm}^2$

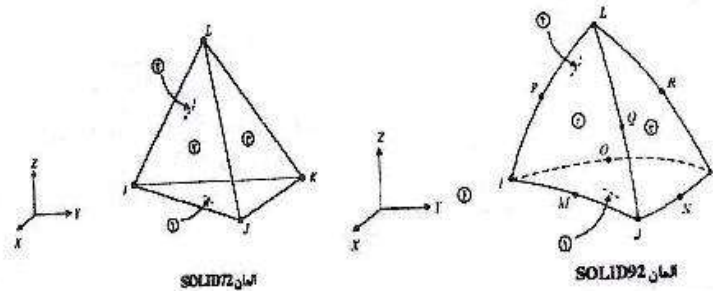
مقدار فشار فوق به دلیل لقی کم بین بوش و گزن پین در این تراکتور اندازه بسیار ناچیزی داشت که قابل نظر کردن می باشد.

بعد از محاسبه نیروهای وارد بر دسته پیستون مدل سازی این قطعه در نرم افزار ANSYS انجام گرفت. شکل زیر نمایی از دسته پیستون مدل سازی شده در نرم افزار ANSYS را نشان می دهد.

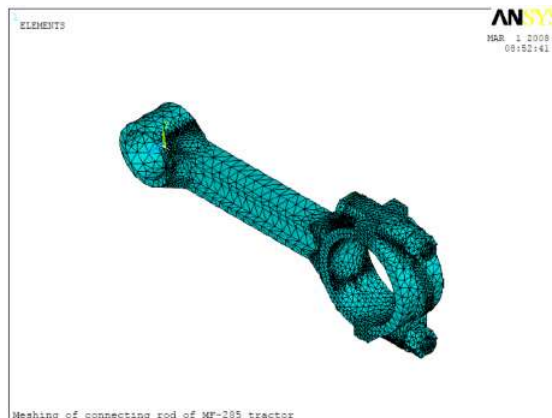


شکل ۵ نمایی از دسته پیستون مدل سازی شده در نرم افزار ANSYS

پس از مدل سازی باید نوع المان و مشخصات ماده ب ای نرم افزار تعریف شود. جهت انجام تحلیل از المان Solid92 که المانی سه بعدی چهار وجهی با ده گره است استفاده شد. این المان در حقیقت درجه بالاتری از المان سه بعدی چهاروجهی چهار گره ای بوده و دقت بیشتری نسبت به المان چهاروجهی چهار گره ای (Solid72) بخصوص در مسائلی که دارای مرزهای منحنی می باشند، دارد ولی زمان مورد نیاز برای حل مساله را افزایش می دهد. در هر گره، این المان سه درجه آزادی-تغییر مکان در جهات X, Y و Z سیستم مختصات گره ها دارد(شکل ۶).



شکل ۶ نمایی از المان استفاده شده در نرم افزار ANSYS



شکل ۷ نمایی از دسته پیستون مش بندی شده در نرم افزار ANSYS

همچنین مشخصات ماده به صورت زیر بیان می شود:

جدول شماره ۱ خصوصیات ماده دسته پیستون

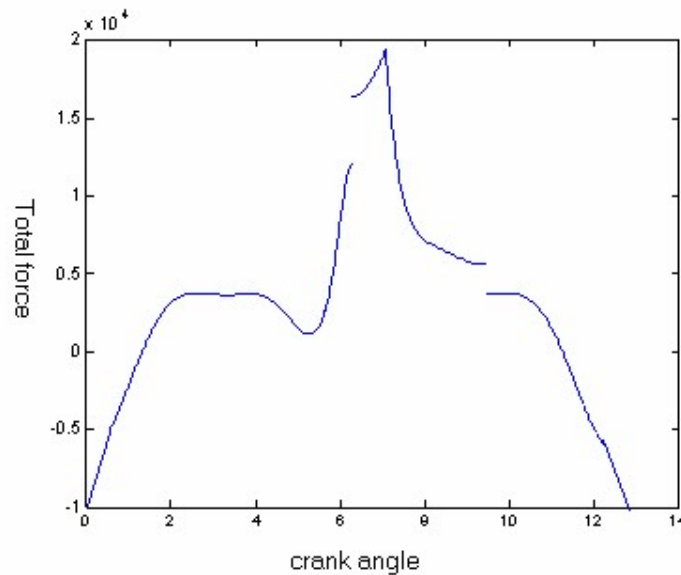
واحد	مقدار	علامت	کمیت
Pa	200e9	E	مدول الاستیسیته
-	0.33	ν	ضریب پواسن
Kg/m ³	7800	ρ	جرم حجمی

پس از امان بندی شرایط مرزی (اعم از نیرو و جابجایی) تعریف می شوند. شرایط مرزی و تکیه گاهها نیز با توجه به نوع بارگذاری (کششی یا فشاری) بصورت زیر تعریف شدند در حالت اعمال نیروی اینرسی (کششی)، نیمه پایینی چشم بزرگ تکیه گاه می شود و نیمه بالایی آن آزاد است و بصورت زیر مقید می شود.

$$R_x = 0 \quad R_y = 0 \quad U_x = 0$$

جابجایی در راستای Y و دوران حول محورهای (X,Y) برابر صفر می باشد.

در حالت اعمال نیروی ناشی از فشار گاز، نیمه بالایی چشم بزرگ تکیه گاه می شود و نیمه پایینی آن آزاد است و مشابه حالت بالا مفید می گردد. بعد از مشخص شدن نیروها، مدل سازی، مش بندی، وارد نمودن مشخصات ماده دسته پیستون نوبت به وارد کردن نیروها بر روی دسته پیستون می رسد. در شکل زیر نمودار مربوط به نیروی کل (مجموع نیروهای فشار احتراق و اینرسی در طول یک سیکل کاری) نشان داده شده است.



شکل ۸ کل نیروی اعمالی وارد بر چشم کوچک دسته پیستون مربوط به تراکتور MF-285 در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه همانطور شکل ۸ نشان می دهد بیشترین نیروی فشاری در زاویه ۱۷/۵ درجه پس از نقطه مرگ بالا بوجود می آید. همچنین ماکزیمم نیروی برآیند فشاری در سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه ایجاد می شود. در دوره های بالاتر به دلیل کاهش فشار احتراق و همچنین افزایش نیروی اینرسی مقدار نیروی برآیند وارد بر دسته پیستون کاهش خواهد یافت. همچنین در دوره های پایین تر نیز به علت کاهش زیاد فشار احتراق نیروی برآیند وارد بر دسته پیستون کاهش خواهد یافت بنابراین بحرانی ترین دور همان دوری است که بیشترین گشتاور (سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه) تولید می شود. در سرعت دورانی و زاویه فوق مجموع دو نیروی فشار احتراق و اینرسی به صورت زیر محاسبه می شود [۴]. لازم به ذکر است که نمودار مربوط به نیروی کل وارد به دسته پیستون در سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه نیز نموداری شبیه به نمودار فوق دارد)

$$F_{com} = F_g + F_i = (P_g - P_0)A_p - (m_a)R\omega^2(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (۸)$$

P_0 فشار جو (KPa)

A_p مساحت پیستون (m^2)

مقدار نیروی فوق برابر با ۱۹۷۳۰ نیوتن بدست آمد. که این نیرو بایستی بر روی دسته پیستون تصویر شود بنابراین:

$$S = F_{com} \frac{1}{\cos\beta} = 19730 \frac{1}{\cos(17.5)} = 20688 \text{ N} \quad (۹)$$

توزیع فشار فوق همانطور که قبلا گفته شد به صورت سینوسی می باشد و بر طبق رابطه ۴ برابر خواهد شد با:

$$P_g = \left(\frac{2 \cdot 20688}{\pi \cdot 0.0222 \cdot 0.034} \right) \sin\theta = 17.45 \sin\theta \text{ MP}$$

علاوه بر اعمال فشار فوق فشار ناشی از جازدن بوش نیز بایستی همانطور که گفته شد اعمال شود.

همانطور که نمودار مربوط به نیروی کل نشان می دهد که بیشترین نیروی کششی در ابتدای زمان مکش بوجود می آید. که

مقدار آن توسط رابطه زیر حساب می شود.

$$(F_t)_{max} = m_a R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (۱۰)$$

$(F_t)_{max}$ بیشینه نیروی کششی

که مقدار بیشینه آن در دور بیشینه ۲۲۰۰ دور بر دقیقه بوجود می آید.

$$(F_t)_{max} = 10288 \text{ N}$$

فشار ناشی از این نیرو طبق رابطه ۴ برابر خواهد بود با:

$$P_i = \frac{10288}{2 \cdot 0.0222 \cdot 0.034} = 6.86 \text{ MP}$$

علاوه بر اعمال فشار فوق فشار ناشی از جازدن بوش نیز بایستی همانطور که گفته شد اعمال شود.

نتایج و بحث:

نیروهای فشاری و کششی مطابق آنچه در قسمت مواد و روش ها گفته شد بر مدل وارد شدند مقدار بیشینه تنش کششی در گره ۹۹۵۷ (واقع در چشم کوچک دسته پیستون) در اثر اعمال نیروی اینرسی رخ داد و مقدار آن برابر با ۲۸۰ مگا پاسگال بود بیشینه تنش فشاری در گره ۱۰۲۹۶ (واقع در محل اتصال چشم کوچک به ساق دسته پیستون) در اثر اعمال نیروی فشاری رخ داد و مقدار آن برابر با ۹۶ مگا پاسگال بود.

طبق اطلاعات گرفته شده از کارخانه سازنده جنس دسته پیستون از فولاد کربن- منگنز می باشد که دارای ۰/۴۰ تا ۰/۴۵ درصد کربن و ۱/۲ تا ۱/۵ درصد منگنز می باشد. سختی برینل این ماده ۲۶۲ تا ۳۰۲ می باشد. همچنین تنش تسلیم این ماده برابر با ۷۰۰ مگا پاسگال می باشد.

با احتساب نتایج و خصوصیات فوق مقدار ضریب اطمینان برابر با ۲/۵ برای کشش و ۷/۲۹ برای فشار بدست آمد. در دسته پیستون های جدید با ساختاری مشابه ساختار این دسته پیستون تنش های بیشینه در محدوده ۱۶۰ تا ۲۵۰ مگا پاسگال قرار دارد. بیشتر بودن تنش در چشم کوچک دسته پیستون موتور تراکتور MF-285 می تواند دلیلی برای زیاد بودن خرابی دسته پیستون این تراکتور به عنوان یکی از قسمت های گردنده داخلی موتور این تراکتور به حساب آید.

نتیجه گیری و پیشنهادات:

نتایج این تحقیق نیاز به بهینه سازی چشم کوچک دسته پیستون را نشان می دهد این کار به روش های گوناگون قابل انجام است. که در زیر به چند روش اشاره می کنیم:

۱- بهینه سازی چگونگی اتصال بوش مابین گژن پین و چشم کوچک از طریق کم کردن اصطکاک و حرارت (با توجه به محاسبات مربوطه اصطکاک بین بوش و چشم کوچک باعث تولید حرارت شده و این حرارت تنش قابل ملاحظه ای بوجود می آورد).

۲- تغییر در فرآیند تولید (مثلاً بهینه سازی به منظور تولید با فرآیند آهنگری متالوژی پودر)

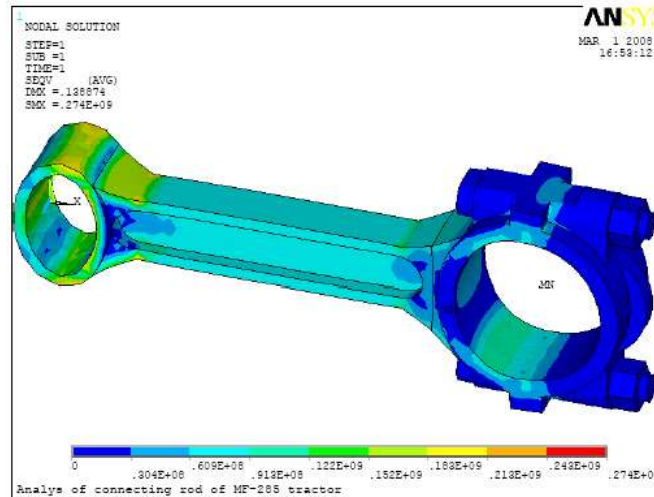
۳- تغییر در آلیاژ دسته پیستون، بمنظور بهینه سازی جنس قطعه برای کاهش وزن و دست یابی به خواص مناسب از لحاظ مکانیکی و مواد

۴- بهینه سازی دسته پیستون با بکاربردن عمر خستگی به منظور تعیین توزیع مناسب تنش و در نتیجه افزایش عمر خستگی
۵- بهینه سازی در جرم قطعات رفت و برگشتی که از این طریق نیروی اینرسی کاهش یافته و در نتیجه تنش های مربوطه نیز کاهش می یابند.

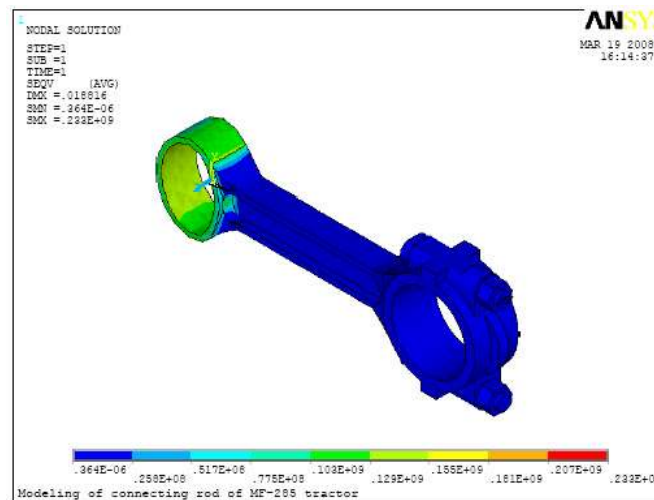
۶- بهینه سازی شکل هندسی دسته پیستون به منظور کاهش جرم و ارتعاش کم

۷- افزایش ضخامت چشم کوچک

همچنین خرابی زیاد قطعات داخلی موتور این تراکتور نسبت به دیگر قطعات این تراکتور نیاز به تحقیق در مورد دیگر اجزای موتور این تراکتور را روشن می سازد که به عنوان موضوع تحقیق برای تحقیقات آینده پیشنهاد می گردد. امید است به کمک نتایج این تحقیق و دیگر تحقیقات در این زمینه گامی در راستای بهینه سازی موتور این تراکتور برداشته شود.



شکل ۹ توزیع تنش های فشاری به کمک معیار ون میسز



شکل ۱۰ توزیع تنش های کششی به کمک معیار ون میسز

فهرست منابع:

- ۱- اسپاتز، ام. ۱۳۸۰. طراحی اجزاء ماشین. ترجمه: موتابی. انتشارات آشینا، تبریز، ص ۵۰۵.
- ۲- بی نام، ۱۳۷۹. دفترچه سرویس و نگهداری تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵. تراکتور سازی ایران.
- ۳- سخائی، ب. ۱۳۸۲. تجزیه و تحلیل استاتیکی، دینامیکی و طراحی دسته موتور برای یک موتور چهارسیلندر. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه ارومیه.
- ۴- جنگی، ن. ۱۳۸۳. تحلیل تنش در دسته پیستون موتور پیکان ۱۶۰۰. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت.
- ۵- گورینگ، ک. ۱۳۸۲. توان موتور و تراکتور. ترجمه: رنجبر و همکاران. انتشارات دانشگاه تبریز، تبریز، ص ۶۷۰.
- ۶- مارتین، ج. ۱۳۸۵. سینماتیک و دینامیک ماشین ها. ترجمه: پازوکی. انتشارات نشر آزمون، تهران، ص ۵۴۶.
- ۷- میرهای، ا.، م. امید، و ع. جعفری. ۱۳۸۴. تحلیل خستگی در شاتون تراکتور یونیورسال مدل U-۶۵۰ با استفاده از نرم افزار ANSYS به روش المان محدود. دومین کنفرانس دانشجویی مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه تهران.



۸- محمودی، ا، ۱۳۸۶. بررسی آمار خرابی های تراکتور MF-285. سومین کنفرانس دانشجویی مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه شیراز.

۹- نادری، ه. ۱۳۶۲. طراحی موتورهای احتراق داخلی پیستونی. انتشارات میر، تهران، ص ۴۳۷.

10-A.Kolchin, V.Demidov. 1984. design of Automotive Engines. MIR Publication.

11- 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.

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

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

14. SAE Fatigue design handbook, AE10, 1988