

تحلیل مفهومی استحکام شاتون به کمک روش جرم‌های متمرکز

محمدحسن شجاعی فرد

حامد سعیدی گوگرچین*

سجاد حسین اوغلی

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

چکیده

در این پژوهش، سینماتیک، دینامیک و استحکام یک شاتون موتور خودرو مطالعه مفهومی می‌شود. با بکارگیری روش پیشنهادی جرم‌های متمرکز ممان اینرسی، گشتاور و نیروهای وارد بر مقاطع دلخواه ساق محاسبه می‌شود. این روش امکان محاسبه خصوصیات هندسی جرم‌های غیرمتمرکز را به سادگی فراهم می‌آورد. محاسبه مفهومی، بستر مناسبی برای بهینه‌سازی قطعه در گام‌های طراحی و صرفه جویی در هزینه دراز مدت شبیه‌سازی‌های عددی خواهد بود. بر این اساس، اثر مشخصه‌های نحوه توزیع جرم و هندسه مقطع ساق شاتون بر رفتار استحکامی بررسی می‌گردد. ارتفاع بهینه، زاویه‌ی بحرانی و اثر ضخامت مقطع ساق شاتون بررسی می‌شود. جهت کمینه نمودن نیروهای محوری و عمودی و گشتاور وارد بر لنگ، مکان بهینه مرکز جرم به ترتیب در حدود 0.22 و 0.105 فاصله‌ی مراکز چشمه‌ها از محل چشمه‌ی بزرگ بدست آمد. این امر با توصیه قرار گرفتن مرکز جرم در کمتر از یک‌سوم طول شاتون از مرکز چشمه‌ی کوچک مراجع هم خوانی دارد.

واژه‌های کلیدی: اینرسی شاتون، مرکز جرم، هندسه‌ی مقطع.

Conceptual Analysis of Connecting Rod Strength Using Lumped Mass Method

M. H. Shojaefard
H. Saeidi googarchin
S. Hossein oghli

Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran
School of Automotive Engineering, Iran Science and Technology University, Tehran, Iran
School of Automotive Engineering, Iran Science and Technology University, Tehran, Iran

Abstract

In this study, kinematic, dynamic and strength of connecting rod is conceptually investigated. The inertia momentum of arbitrary connecting rod cross section and the magnitude of applied force and moment, are determined using the proposed lumped mass method. The method enables one to evaluate the geometrical characteristics of continues mass. Conceptual calculations could lead to structural optimization in detailed design steps and save the long-term costs during numerical simulation processing. Based on the proposed method, effects of mass distribution and cross section on connecting rod strength are investigated. Optimum height, critical angle and shank part sections thicknesses are studied. In order to minimize axial and normal loads and moment on crank shaft, optimum mass center location is obtained at 0.22 and 0.105 of total distance between two ends from large end respectively. These were considered in accordance with literatures' recommendation about location of mass center at one-third of connecting rod's length from small end.

Keywords: Connecting rod inertia momentum, Mass center, Section's geometry.

۱- مقدمه

در مطالعه‌ی تنش‌های وارد بر شاتون، اثر اینرسی در میزان تنش‌های موثر نشان داده شده است [۲]. گشتاور خمشی ناشی از نیروهای اینرسی شاتون قابل چشم‌پوشی نمی‌باشد. کاهش جرم شاتون باعث بهبود عملکرد و کاهش نیروهای اینرسی وارد بر شاتون می‌گردد. از طرفی این کاهش جرم، که از طریق تغییر در هندسه‌ی شاتون ایجاد می‌گردد، باید به گونه‌ای باشد که هندسه‌ی جدید موجب افزایش تنش‌های وارده و در نتیجه اعوجاج یا شکست قطعه نگردد. در طراحی شاتون قیدهای استحکام استاتیکی و خستگی، مقاومت به کماتش و قابلیت ساخت در نظر گرفته می‌شوند. علاوه بر این موارد در طی عملکرد شاتون جهت جلوگیری از واماندگی الزامات مضاعف در نظر گرفته می‌شود که در جدول ۱ به آنها اشاره شده است. با توجه به اعمال نیروهای فشاری بزرگ، بایستی پدیده کماتش شاتون در روند طراحی در نظر گرفته شود [۳]. مقطع شاتون‌ها غالباً H-شکل و I-شکل ساخته می‌شوند. علت این موضوع ممان اینرسی بالاتر این مقاطع (نسبت به سایر مقاطع، مانند مدور و مستطیلی شکل) در تحمل بارهای خمشی و کماتش می‌باشد. کلیه موارد فوق در تعیین ابعاد هندسی شاتون موثر هستند. از این رو سعی بر تعیین هندسه‌ی بهینه با استحکام بالا و جرم

در خودروهای سنگین، که نیاز به گشتاور زیاد دارند، طول شاتون نسبتاً بلند است. در خودروهای سبک، که شتاب‌گیری و افزایش دور موتور اهمیت پیدا می‌کند، طول شاتون نسبتاً کوتاه است. شاتون‌های متداول به روش‌های آهنگری^۱ تهیه می‌شوند. این شاتون‌ها نسبت به شاتون‌های پودر متال^۲ دارای استحکام بیشتری می‌باشند. این قطعه بایستی برای عمر بی‌نهایت طراحی شود. از این رو ضریب اطمینان در طراحی آن بالا می‌باشد [۱]. نیروهای ناشی از احتراق، اینرسی پیستون، پین، شاتون و متعلقات آن، نیروی هیدرولیکی که از طرف روغن به سطح بیرونی شاتون وارد می‌شود و اصطکاک پاتاقان‌ها در برآیند نیروهای وارد موثر می‌باشند. در فعالیت‌های انجام گرفته جهت بررسی نیروهای وارد بر شاتون اثر نیروی وارد از طرف روغن موتور و اصطکاک پاتاقان‌ها در هنگام حرکت شاتون در نظر گرفته نشده است، جزء در مواردی که هدف بررسی روغن کاری و تاثیر آن بر سفتی چشمه‌ها^۳ می‌باشد.

¹ Forge

² Powder metal

³ Elasto-Hydrodynamic Lubrication

پایین که دوام شاتون و صرفه جویی در مصرف انرژی را در پی دارد، هدف طراحان قرار می‌گیرد.

در سال ۲۰۰۵، شنای و فاطمی به بهینه‌سازی شاتون جهت کاهش وزن و هزینه پرداختند. روش ساخت این شاتون از نوع آهنگری بوده است. بهینه‌سازی تحت دو بار کششی چرخه‌ای و فشاری استاتیکی انجام شده است و الزامات استحکام استاتیکی، استحکام خستگی، مقاومت به کماتش و قابلیت ساخت در نظر گرفته شده است. شنای و فاطمی، استحکام خستگی را به عنوان مهمترین عامل در بهینه‌سازی شاتون معرفی نمودند. نتایج تحلیل‌های ایشان همراه با ۱۰ درصد کاهش وزن و ۲۵ درصد کاهش هزینه برای تولید شاتون همراه بوده است [۱].

در سال ۲۰۰۶، شنای و فاطمی به تحلیل دینامیکی بارها و تنش‌ها در شاتون پرداختند. در تست بار محوری و خمشی، تنش‌های خمشی چشم‌گیر و تنش چند محوره در نواحی بحرانی شاتون مشاهده گردید [۲]. در سال ۲۰۱۰، لی و همکاران به بررسی کماتش، در دسته‌ی شاتون با سطح مقطع کاهش یافته، پرداختند. در این مطالعه از شرایط تکیه‌گاهی ایده‌ال جهت بررسی کماتش استفاده گردید. از مجموع مودهای اول و دوم کماتش در حل المان محدود استفاده گردید. نتایج تحلیل‌های ایشان نشان داد که تعیین بار کماتش شاتون، به عنوان یک عامل موثر در کنار معیارهای خستگی و تسلیم، در طی فرآیند طراحی حائز اهمیت می‌باشد [۳]. در سال ۲۰۰۶، لی و همکاران به مطالعه تاثیر هندسه بر سفتی انتهای بزرگ شاتون پرداختند [۴]. گرس و همکاران به شبیه‌سازی فرآیند شکل‌دهی گرم جهت تولید شاتون به کمک روش المان محدودی سه بعدی پرداختند [۵]. گریزا و همکارانش خستگی سایشی پیچ شاتون را مطالعه نمودند [۶]. در سال ۲۰۱۰، لپ و همکاران طراحی نوینی از شاتون جهت بهینه‌سازی جرم ارائه نمودند. شبیه‌سازی سه بعدی به کمک روش المان محدود انجام شد. چهار ناحیه بحرانی شاتون شامل انتهای کوچک، قسمت I-شکل، انتهای بزرگ و اتصال پیچی مورد مطالعه قرار گرفت. آرایش قسمت‌های بهینه‌سازی شده بر اساس ترکیبی از بهبود دوام و استحکام همراه با کاهش جرم شاتون ارائه شد [۷]. عارف پور به بهینه‌سازی توپولوژی و شکل شاتون خام، جهت کاهش وزن و افزایش عمر خستگی پرداختند [۸]. شاری و همکاران به طراحی شاتون موتور احتراق داخلی با رویکرد بهینه‌سازی توپولوژی پرداختند [۹]. در سال ۲۰۱۱، توماس و همکاران به طراحی یک شاتون با هدف افزایش عمر خستگی پرداختند. نتایج تحلیل‌های ایشان نشان داد که پس از ساچمه‌زنی عمر خستگی تا ۷۲ درصد افزایش می‌یابد [۱۰]. چگینی و همکاران به تحلیل مودال شاتون موتور خودروی نیسان Z24 با استفاده از روش المان محدود پرداختند. ایشان به بررسی امکان تغییر شکل و شکست ناشی از ارتعاش شاتون پرداختند [۱۱]. آکسوی و همکاران به مطالعه‌ی ریز ساختاری گسیختگی در شاتون‌هایی با آلیاژهای پرکربن پرداختند [۱۲]. در سال ۲۰۱۳، ژنگ و همکاران به بررسی تنش و خستگی شاتون موتور خودروهای سبک پرداختند. با فرض اینکه آسیب در ناحیه‌ای که بیشترین تنش کششی وجود دارد، رخ می‌دهد، سطح میانی چشمه کوچک به عنوان سطح بحرانی تعیین شد [۱۳]. یان و همکارانش به مطالعه ایجاد ترک بر روی سطوح دنداندار شاتون موتور دیزل پرداخته‌اند [۱۴]. تولیا و همکاران به تحلیل واماندگی شاتون آلومینیوم ۶۳۵۱ موتور دیزل FM-70 پرداختند [۱۵].

اگرچه که محل مرکز جرم به عنوان مشخصه‌ی موثر در طراحی شاتون معرفی شده است [۱۶]، اما در تحقیقات پیشین، محل بهینه مرکز جرم و تاثیر آن بر نیروها و گشتاورها ارائه نشده است. همچنین از اثرات تغییرات ابعادی پیوسته سطح مقطع ساق شاتون صرف نظر شده است. در تحقیق حاضر، نیروهای دینامیکی با در نظر گرفتن تغییرات اینرسی مقطع ساق بصورت تحلیلی استخراج می‌گردد. تاثیر اینرسی شاتون بر نیروهای وارده بر آن بررسی می‌شود. تغییرات موقعیت مرکز جرم شاتون بر نیروهای وارد بر آن و عملکرد موتور بررسی می‌شود. با استفاده از ابعاد هندسی، که از مقایسه‌ی شاتون‌های تی یو ۵، ای اف ۷ و او اچ وی جی استخراج گردیده‌اند، ارتفاع بهینه سطح مقطع ساق شاتون و تاثیر ضخامت ناحیه ساق بر ارتفاع و وزن بهینه با در نظر گرفتن الزامات استحکام استاتیکی و کماتش ارائه می‌شود.

۲- معرفی پارامترهای شاتون

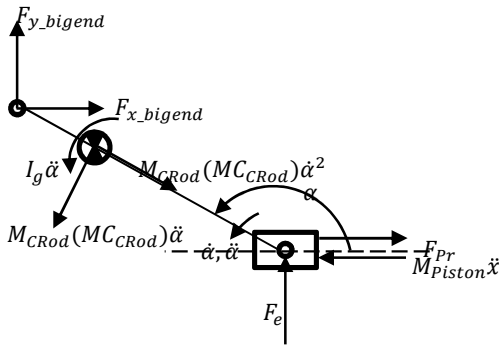
در جدول ۲ مشخصات هندسی و خواص فیزیکی شاتون و مقادیر برگرفته از توصیه‌های طراحی [۸] ارائه می‌شود. مکانیزم لنگ شاتون و پیستون در شکل ۲ نمایش داده شده است. در انتهای مقاله کلیه پارامترها معرفی شده‌اند.

جدول ۱- مشخصه‌های توصیه شده در طراحی شاتون [۱۶]

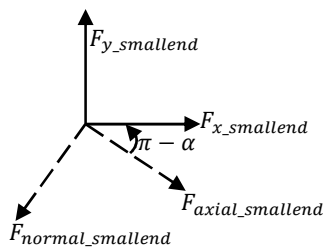
مشخصه	توصیه
ضریب اطمینان خستگی	۱/۱ بیش از ضریب اطمینان استاتیکی
جرم پیستون و پین	کمتر از ۰/۷۲۶ کیلوگرم
مرکز جرم	کمتر از ۳ طول شاتون
بار کماتش YY	بیشتر از ۲۰ برابر بیشینه فشاری
بار کماتش ZZ	بیشتر از ۵ برابر بیشینه فشاری
فشار انتهای کوچک	کمتر از حد تسلیم شاتون
فشار انتهای بزرگ	کمتر از حد تسلیم پوسته
ضخامت فیلم روغن	بیش از ۳ برابر زبری پوسته
تنش معادل	کمتر از حد تسلیم شاتون
فشار پسماند اتصال	بیش از ۱ مگاپاسکال
فشار کلاهی پیچ	کمتر از حد تسلیم شاتون
تنش خستگی پیچ	کمتر از حد خستگی پیچ
بیشینه جابجایی	کمتر از ۰/۵ میلی متر

در شکل ۲، نمودار آزاد شاتون و پیستون ترسیم شده است. نیروی عمودی وارد از طرف سیلندر به پیستون به صورت رابطه ۸ محاسبه می-شود.

$$F_e = (-I_g \ddot{\alpha} - M_{CRod} A_{gx} (L_{CRod} - M_{CRod}) \sin \alpha + M_{CRod} A_{gy} (L_{CRod} - M_{CRod}) \cos \alpha + (F_{Pr} - M_{Piston} \ddot{x}) L_{CRod} \sin \alpha) / (L_{CRod} \cos \alpha) \quad (8)$$



شکل ۲- نمودار آزاد پیستون و شاتون



شکل ۳- راستای نیروهای محوری و عمودی

بنا بر جهات مثبت نیروهای محوری و کششی معرفی شده در شکل ۳ خواهیم داشت.

$$F_{y_smallend} = F_e \quad (9)$$

$$F_{x_smallend} = F_{Pr} - M_{Piston} \ddot{x} \quad (10)$$

$$F_{axial_s} = -F_{y_smallend} \sin \alpha - F_{x_smallend} \cos \alpha \quad (11)$$

$$F_{normal_s} = F_{y_smallend} \cos \alpha - F_{x_smallend} \sin \alpha \quad (12)$$

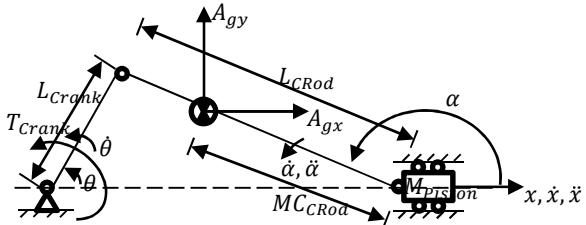
از برآیند گشتاورها حول نقطه 0 (محور میل لنگ) گشتاور وارد بر لنگ به صورت رابطه ۱۳ محاسبه می-شود. فرض بر آن است که میل لنگ با سرعت زاویه‌ای ثابت در حال چرخش می-باشد، بنابراین اینرسی لنگ در گشتاور وارد بر محور لنگ موثر نمی-باشد.

$$T_{Crank} = -F_{y_smallend} (L_{Crank} \cos \theta - L_{CRod} \cos \alpha) + M_{CRod} A_{gy} (L_{Crank} \cos \theta - (L_{CRod} - M_{CRod}) \cos \alpha) - M_{CRod} A_{gx} M_{CRod} \sin \alpha + I_g \ddot{\alpha} \quad (13)$$

از آنجایی که به هنگام بهینه‌سازی هندسی شاتون امکان تغییر محل مرکز جرم و ممان اینرسی آن وجود دارد از این‌رو اندازه‌ی نیروها و گشتاور دچار تغییر می-شود. این تغییرات می‌توانند مفید یا مضر باشند. اگر نیروهای وارد بر شاتون کاهش یابد، آنگاه شاتون از نظر استحکام بهبود می‌یابد. اگر گشتاور وارد بر محور لنگ به دلیل تغییر محل مرکز

جدول ۲- مشخصات شاتون [۱۶، ۱] (ابعاد هندسی بر اساس نقشه های سب بعدی قطعه استخراج شده است)

نماد	مقدار	واحد	نماد	مقدار	واحد
M_{CRod}	۵۲۹	gr	t	۳	mm
M_{Piston}	۴۱۰	gr	$r_{i,s}$	۹/۷۳	mm
ρ	۷۸۰۰	$kg.m^{-3}$	$r_{i,b}$	۲۲/۸۳	mm
L_{CRod}	۱۳۳/۶	mm	t_s	۵/۵۶	mm
L_{Crank}	۸۲	mm	t_b	۷/۶	mm
M_{CRod}	۱۰۵	mm	M_s	۴۵	gr
S_y	۷۰۰	MPa	M_b	۲۷۰	gr
SF	۵	...	I_s	۱۵/۰۲۲	$kg.mm^2$
SF_b	۵	...	I_b	۳۷۶/۵۵	$kg.mm^2$
E	۲۰۷	GPa	k_1	۴	...
I_g	۱۳۴۰	$kg.mm^2$	k_2	۱/۱	...



شکل ۱- مکانیزم لنگ، شاتون و پیستون

۳- روش جرم‌های متمرکز

جهت محاسبه‌ی تغییر ممان اینرسی با تغییر مرکز جرم از روش جرم‌های متمرکز استفاده می‌شود. ساق شاتون به چندین المان کوچک تقسیم می‌گردد. با استفاده از فرض خطی بودن تغییرات ارتفاع مقطع در هر المان پارامترهایی شامل جرم، محل مرکز جرم و ممان اینرسی محاسبه می‌شود. بکارگیری روش جرم‌های متمرکز امکان تحلیل اثر پارامترهای ورودی بر پارامترهای خروجی را به سادگی فراهم می‌آورد. کلیه پارامترها در فهرست علائم معرفی شده است.

بر اساس ابعاد هندسی شاتون، میل لنگ و سرعت زاویه‌ای میل لنگ (سرعت زاویه‌ای ثابت)، سرعت و شتاب زاویه‌ای شاتون، شتاب مرکز جرم شاتون، سرعت و شتاب پیستون مطابق روابط زیر محاسبه می‌شود [۱۷]:

$$\alpha = \pi - \sin^{-1} \left(\frac{L_{Crank} \sin \theta}{L_{CRod}} \right) \quad (1)$$

$$\dot{\alpha} = \frac{L_{Crank} \dot{\theta} \cos \theta}{L_{CRod} \cos \alpha} \quad (2)$$

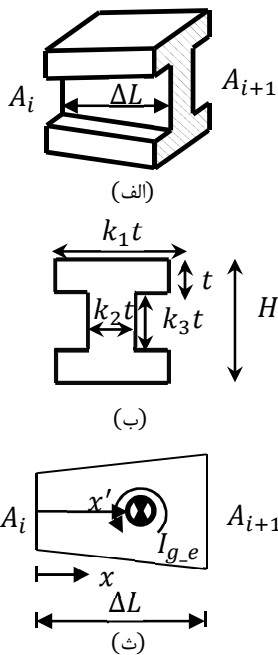
$$\ddot{\alpha} = \frac{L_{CRod} \dot{\alpha}^2 \sin \alpha - L_{Crank} \dot{\theta}^2 \sin \theta}{L_{CRod} \cos \alpha} \quad (3)$$

$$\dot{x} = -L_{Crank} \dot{\theta} \sin \theta + L_{CRod} \dot{\alpha} \sin \alpha \quad (4)$$

$$\ddot{x} = -L_{Crank} \dot{\theta}^2 \cos \theta + L_{CRod} \ddot{\alpha} \sin \alpha + L_{CRod} \dot{\alpha}^2 \cos \alpha \quad (5)$$

$$A_{gx} = -M_{CRod} \dot{\alpha}^2 \cos \alpha - M_{CRod} \ddot{\alpha} \sin \alpha + \ddot{x} \quad (6)$$

$$A_{gy} = -M_{CRod} \dot{\alpha}^2 \sin \alpha + M_{CRod} \ddot{\alpha} \cos \alpha \quad (7)$$



شکل ۵- تقسیم ناحیه ساق به اجزای کوچکتر

(الف) جزء ΔL (ب) مقطع (ث) مشخصه‌های تعریف کننده‌ی هر جزء

جهت محاسبه‌ی نیرو و گشتاورهای وارد بر مقطع دلخواه، ابتدا مشخصه‌های جرم، محل مرکز جرم و ممان اینرسی تا مقطع مورد بررسی به کمک روش جرم‌های متمرکز استخراج می‌گردند. با استفاده از مشخصه‌های شکل ۵ (ب)، جرم، محل مرکز جرم و ممان اینرسی هر بخش مانند شکل ۵ (ج) تعیین می‌شود.

$$A = \frac{A_2 - A_1}{\Delta L} x + A_1 \quad (18)$$

$$m_i = \frac{A_{i+1} + A_i}{2} \Delta L \rho \quad (19)$$

$$x'_i = \frac{2A_{i+1} + A_i}{3(A_{i+1} + A_i)} \Delta L \quad (20)$$

$$I_{g,e} = \frac{\rho A_i}{3} (\Delta L - x')^3 + \frac{\rho}{4\Delta L} (A_{i+1} - A_i) (\Delta L - x')^4 + \frac{\rho A_i}{3} x'^3 - \frac{\rho}{4\Delta L} (A_{i+1} - A_i) x'^4 \quad (21)$$

مطابق شکل ۶، جرم تیر تا آن مقطع، محل مرکز جرم و ممان اینرسی به کمک مجموع آثار جرم‌های متمرکز محاسبه می‌شود.

$$m_s = \sum_{i=1}^n m_i \quad (22)$$

$$r_g = \frac{\sum_{i=1}^n ((i-1)\Delta L + x'_i) m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (23)$$

$$I_{g,s} = \sum_{i=1}^n m_i (r_g - (i-1)\Delta L - x'_i)^2 + I_{g,e} - \sum_{i=n+2}^p m_i ((i-1)\Delta L - r_g + x'_i)^2 \quad (24)$$

جرم کاهش یابد، موتور دارای عملکرد بهتری خواهد بود. از این رو برای بررسی محل مناسب مشخصه‌ی مرکز جرم، تغییرات آن در طول شاتون بررسی می‌شود. در این صورت باید ممان اینرسی متناظر نیز تغییر کند. با فرض ثابت بودن جرم بعد از اعمال تغییرات، از روش جرم‌های متمرکز جهت محاسبه‌ی ممان اینرسی متناظر استفاده می‌شود. جهت بکارگیری روش پیشنهادی، ساق شاتون همانند تیر ساده‌ی شکل ۴ با موقیعت مشخص مرکز جرم در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۴- مرکز جرم و ممان اینرسی متناظر

در این صورت:

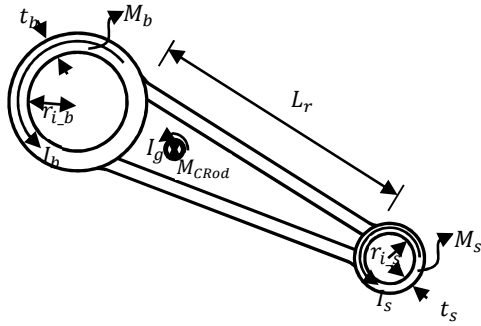
$$\rho A = cte \quad (14)$$

$$I_g = \rho A \left(\frac{MC^3}{3} + \frac{(L - MC)^3}{3} \right) \quad (15)$$

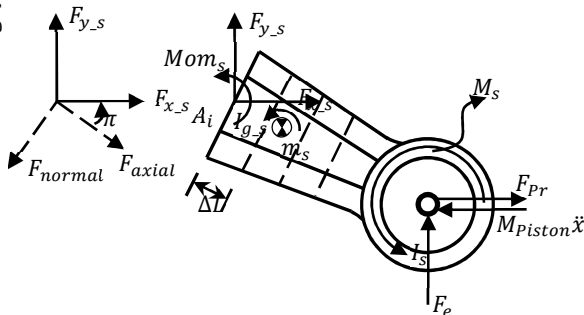
$$\rho A = \frac{I_g}{\left(\frac{MC^3}{3} + \frac{(L - MC)^3}{3} \right)} \quad (16)$$

$$I_g' = \frac{I_g}{\left(\frac{MC^3}{3} + \frac{(L - MC)^3}{3} \right)} \times \left(\frac{MC'^3}{3} + \frac{(L - MC')^3}{3} \right) \quad (17)$$

با تعیین نیروها و گشتاور خمشی در مقاطع ساق شاتون، امکان محاسبه‌ی بیشینه تنش‌ها در مقاطع مختلف فراهم می‌شود. مقطع ساق شاتون به صورت I-شکل می‌باشد. ساق به بخش‌های مختلف تقسیم شده است. تغییرات ارتفاع مقطع در طول هر بخش خطی و تنش‌ها تک محوره فرض گردیده‌اند. در شکل ۵ هر جزء و ویژگی‌های آن نشان داده شده‌اند.

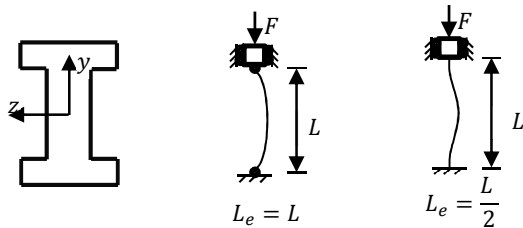


شکل ۷- شماتیک شاتون



شکل ۸- نیروهای وارد بر شاتون تا مقطع مورد نظر

در خصوص لحاظ نمودن و اماندگی کمانشی، بیشینه نیروی فشاری محوری و طول متناظر آن جهت تعیین ارتفاع بکار گرفته شده است. با توجه به شرایط مرزی دو انتهای شاتون و اختلاف ممان اینرسی سطح در دو جهت اصلی، مطابق شکل ۹، کمانش در دو صفحه بررسی گردد.



شکل ۹- شرایط مرزی کمانشی

$$I_{zz} = \frac{k_1 t^4}{6} + \frac{k_2 t^4 k_3^3}{12} + \frac{k_1 t^4 (k_3 + 1)}{2} \quad (33)$$

$$I_{yy} = \frac{2k_1^3 t^4 + k_3 k_2^3 t^4}{3} \quad (34)$$

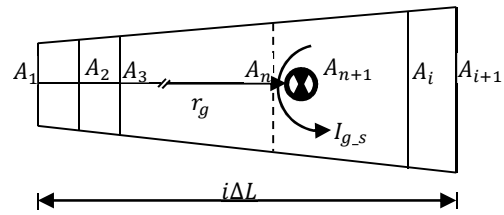
$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \rightarrow I_{zz cr} = \frac{FL_e^2}{\pi^2 E}, I_{yy cr} = \frac{I_{zz cr}}{4} \quad (35)$$

$$I_{zz} = I_{zz cr} \Rightarrow k_3, I_{yy} = I_{yy cr} \Rightarrow k_3 \quad (36)$$

۴- نتایج و بحث

جهت اطمینان از صحت نتایج تحلیل دینامیکی و فرضیات بکار رفته در آن، در نرم افزار تحلیل دینامیکی هایپر موشن^۱ یک سیکل کاری ۷۲۰ درجه شاتون شبیه سازی شده است. با تعریف خواص هندسی و فیزیکی در سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه میل لنگ، به مقایسه نتایج عددی و

^۱ Hyper motion



شکل ۶- مشخصه های تعریف کننده تا مقطع مورد نظر

شکل ۷، تصویر شماتیکی از شاتون با معرفی مشخصه ترسیم شده است. چشم های کوچک و بزرگ شاتون با ابعاد، جرم و ممان اینرسی ثابت فرض شده است. بدین ترتیب، مطابق شکل ۸، با اعمال برش در مقطع دلخواه ساق، نیروها و گشتاور خمشی وارده بر آن تعیین می گردد:

$$F_e = -(I_{g_s} + I_s + I_b)\ddot{\alpha} - m_s A_{g_{x_s}}(L_r - MC_s + t_b + r_{i_b}) \sin \alpha + m_s A_{g_{y_s}}(L_r - MC_s + t_b + r_{i_b}) \cos \alpha + (F_{Pr} - (M_{Piston} + M_s)\ddot{x}) L_{CRod} \sin \alpha / (L_{CRod} \cos \alpha) \quad (25)$$

$$F_{x_s} = -F_{Pr} + (M_{Piston} + M_s)\ddot{x} + m_s A_{g_{x_s}} \quad (26)$$

$$F_{y_s} = -F_e + m_s A_{g_{y_s}} \quad (27)$$

$$F_{axial_s} = -F_{y_s} \sin \alpha - F_{x_s} \cos \alpha \quad (28)$$

$$F_{normal_s} = F_{y_s} \cos \alpha - F_{x_s} \sin \alpha \quad (29)$$

$$Mom_s = -F_{normal}(i\Delta L + r_{i_s} + t_s) + (I_s + I_g)\ddot{\alpha} + m_s(MC_s + r_{i_s} + t_s)^2 \ddot{\alpha} \quad (30)$$

پارامتر K_3 به عنوان مشخصه ای از ارتفاع جان تیر، که در شکل ۵ معرفی شده است، به عنوان متغیر در نظر گرفته می شود. ابتدا با فرض مقدار اولیه K_3 رابطه ی مساحت مقطع و سایر مشخصه های ساق شاتون محاسبه می شود. سپس، با تجویز قید استحکام، مقداری جدید برای K_3 استخراج می شود و این عمل را تا همگرایی K_3 ادامه پیدا خواهد کرد. این عمل برای زوایای کاری مختلف شاتون انجام خواهد شد.

$$\frac{S_y}{SF} = \frac{F_{axial_s}}{2k_1 t^2 + k_2 k_3 t^2} \pm \frac{Mom_s (k_3 + 2) \frac{t}{2}}{\frac{k_1 t^4}{6} + \frac{k_2 t^4 k_3^3}{12} + \frac{k_1 t^4 (k_3 + 1)}{2}} \quad (31)$$

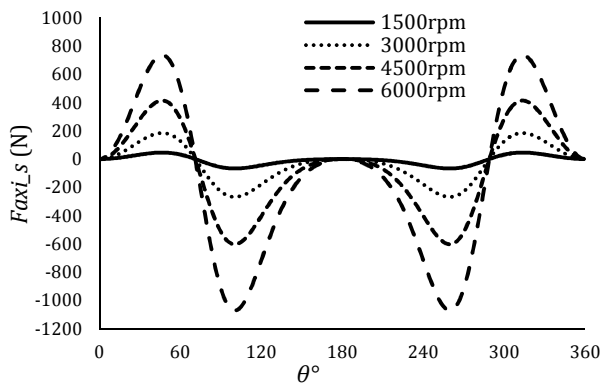
در صورتی که مقدار K_3 کوچکتر از صفر حاصل شود، بدان معنا است که استحکام حتی بدون وجود ارتفاع $k_3 t$ ارضا می گردد. بنابراین در چنین شرایطی از فرض زیر جهت محاسبه ی سطح مقطع استفاده می شود.

$$A = 2k_1 t^2 + k_2 k_3 t^2 \quad k_3 \geq -2$$

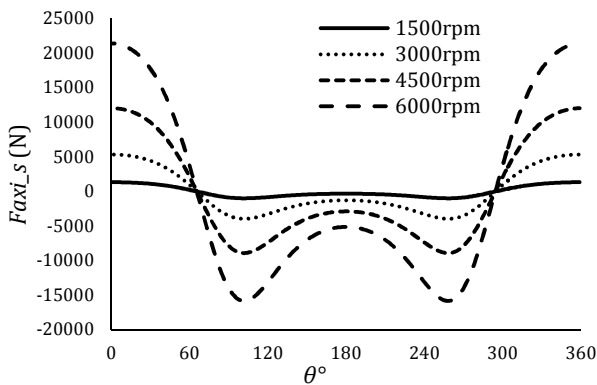
$$A = 2k_1 t^2 - 2k_2 t^2 \quad k_3 < -2 \quad (32)$$

شاتون و پیستون می‌باشد. لذا اثرات اینرسی شاتون در مقابل اثرات پیستون در اندازه‌ی نیروی محوری وارد بر انتهای کوچک ناچیز است. شکل ۱۴ در طی یک سیکل کاری ۳۶۰- درجه تا ۳۶۰ درجه رسم گردیده است. بیشینه نیروی کششی در ابتدا و انتهای سیکل می‌باشند که با افزایش دور موتور افزایش می‌یابند. با مقایسه‌ی وضعیت‌های ۳۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه مشاهده می‌گردد که بیشینه نیروهای کششی در وضعیت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه در حدود ۰/۲۳ وضعیت ۶۰۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد. همچنین اینرسی به دلیل ایجاد نیروهای کششی، میانگین نیروهای وارد در سیکل را افزایش داده و از این رو می‌توان گفت اینرسی نقش تعیین کننده در عمر قطعه دارد.

بیشینه نیروی فشاری در تمام دورهای موتور تقریباً یکسان و در حدود ۲۲۰۰۰ نیوتن می‌باشند. با افزایش دور موتور، اثر اینرسی موجب می‌گردد که نیروهای فشاری در چند مرحله به بیشینه مقدار خود برسند. در صورتی که در دورهای پایین بیشینه نیروی فشاری در دورهای پایین بیشینه نیروی فشاری یکبار و در حدود زاویه ۲۰ درجه که فشار بیشینه داخل سیلندر وجود دارد، رخ می‌دهد.

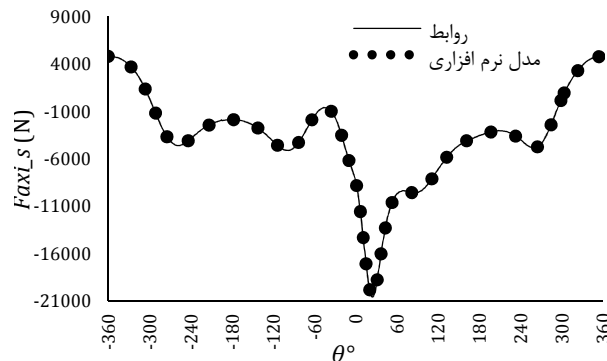


شکل ۱۲- نیروهای محوری وارد بر انتهای کوچک ناشی از اینرسی شاتون

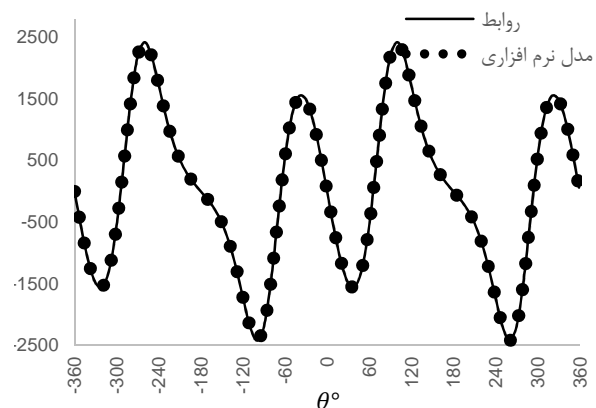


شکل ۱۳- نیروهای محوری وارد بر انتهای کوچک، ناشی از اینرسی شاتون و پیستون

تحلیلی پرداخته شده است. در شکل‌های ۱۰ و ۱۱، مولفه نیرو به ترتیب در جهات محور و عمود بر محور شاتون وارد بر انتهای کوچک بر حسب زاویه ترسیم شده است. تطابق نتایج تحلیلی و عددی در این اشکال، موید فرضیات بکار رفته در مدل دینامیکی می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، اختلاف نتایج کمتر از ۱ درصد می‌باشد. بنابراین در محاسبه‌ی نیروها و گشتاورهای خمشی در طول شاتون از روابط پیشنهادی استفاده خواهدگردید.



شکل ۱۰- نیروهای محوری وارد بر انتهای کوچک توسط روابط و نرم افزار در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه

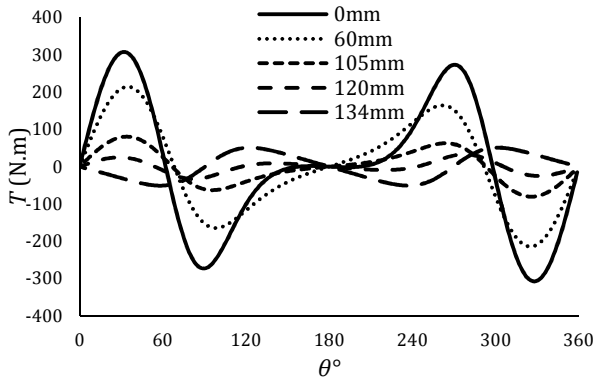


شکل ۱۱- نیروهای عمودی وارد بر انتهای کوچک توسط روابط و نرم افزار در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه

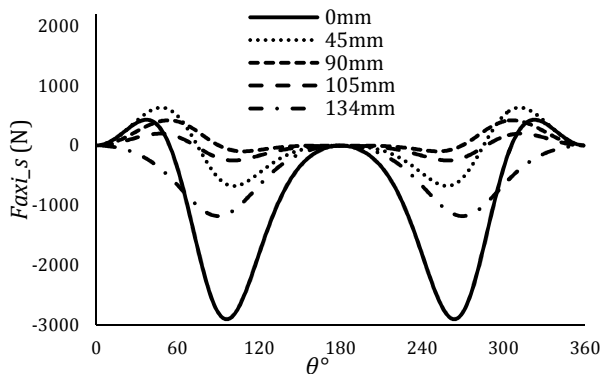
در شکل‌های ۱۲، ۱۳ و ۱۴ نیروهای محوری وارد بر انتهای کوچک شاتون به ترتیب با در نظر گرفتن
 - اینرسی شاتون به تنهایی
 - اینرسی شاتون و پیستون
 - اینرسی شاتون، پیستون و نیروی احتراق

ترسیم شده‌اند. چنانچه مشاهده می‌شود با افزایش دور موتور اثرات اینرسی بزرگ و غیر قابل نظر می‌شوند. با مقایسه‌ی شکل‌های ۱۲ و ۱۳ اثرات اینرسی شاتون در مقابل اثرات اینرسی پیستون در اندازه‌ی نیروی محوری وارد بر انتهای کوچک قابل مشاهده است. چنانچه در وضعیت ۶۰۰۰ دور بر دقیقه بیشینه نیروی محوری وارد ناشی از اینرسی شاتون در حدود ۰/۰۷ بیشینه نیروی محوری وارد ناشی از اینرسی

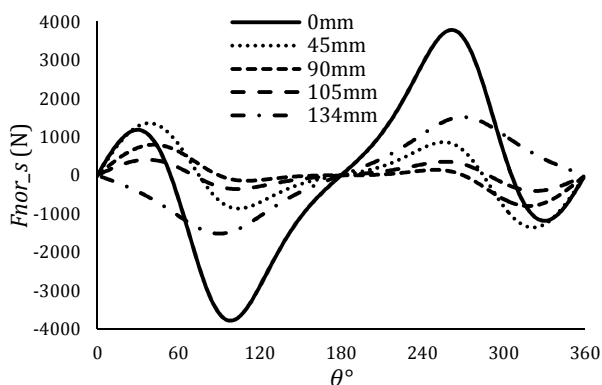
در شکل ۱۷ مشاهده می‌گردد نیروهای محوری وارد بر انتهای کوچک، زمانی که مرکز در حدود فاصله‌ی ۱۰۵ میلی‌متر از مرکز چشمه‌ی کوچک قرار می‌گیرد، به کمترین مقدار خود می‌رسند. در صورتی که بیشترین نیروی محوری زمانی که مرکز جرم در محل چشمه‌ی کوچک متمرکز می‌گردد، حادث می‌شود. با این وجود نیروهای محوری ناشی از اینرسی شاتون به دلیل ناچیز بودن در مقایسه با نیروهای ناشی از اینرسی پیستون از اهمیت کمتری برخوردار هستند.



شکل ۱۶- گشتاور وارد بر محور لنگ به دلیل اینرسی شاتون متناظر با مراکز جرم مختلف شاتون در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه

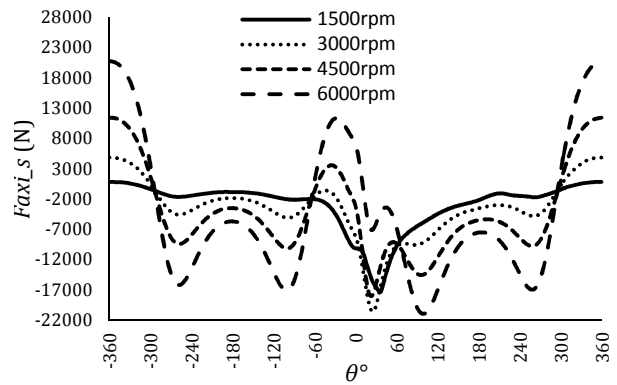


شکل ۱۷- نیروهای محوری وارد بر انتهای کوچک به دلیل اینرسی شاتون متناظر با مراکز جرم مختلف شاتون در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه



شکل ۱۸- نیروهای عمودی وارد بر انتهای کوچک به دلیل اینرسی شاتون متناظر با مراکز جرم مختلف شاتون در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه

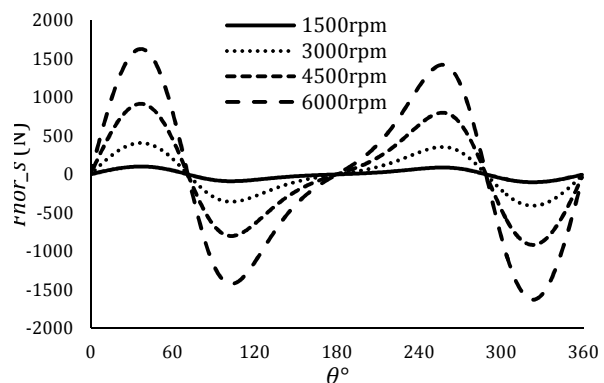
با توجه به شکل ۱۸ چنانچه مرکز جرم در حدود فاصله‌ی ۱۰۵ میلی‌متر از محل چشمه‌ی کوچک قرار گیرد مقادیر نیروهای عمودی به



شکل ۱۴- نیروهای محوری وارد بر انتهای کوچک، ناشی از اینرسی شاتون و پیستون و فشار داخل سیلندر

اینرسی شاتون عامل ایجاد کننده‌ی نیروهای عمود بر محور شاتون می‌باشند. بنابراین مقادیر نیروهای عمودی در حضور اینرسی پیستون و فشار سیلندر با مقادیر بدست آمده تنها در حضور اینرسی شاتون یکسان می‌باشند. در شکل ۱۵ نیروهای عمودی وارد بر انتهای کوچک نشان داده شده‌اند.

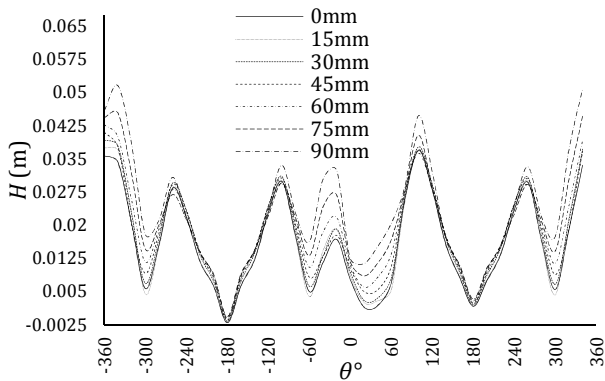
نیروهای عمودی در طول شاتون موجب ایجاد گشتاور خمشی و تنش می‌گردند. بنابراین نیروهای عمودی ناشی از اینرسی شاتون عامل تاثیر گذار در مقادیر تنش وارد می‌باشند.



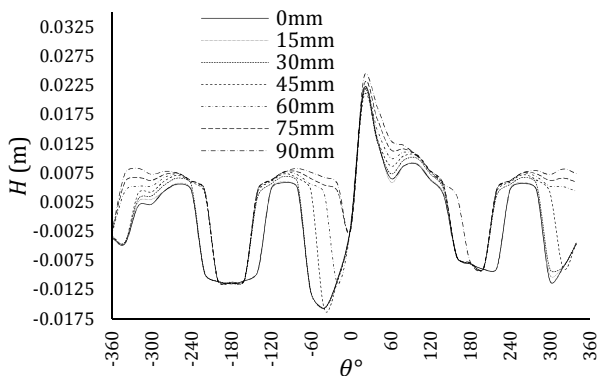
شکل ۱۵- نیروهای عمودی وارد بر انتهای کوچک

حساسیت عملکرد موتور و نیروهای وارد بر شاتون ناشی از اینرسی شاتون با تغییرات در محل مرکز جرم شاتون به عمل آمد. نمودارهای گشتاور وارد بر محور لنگ در وضعیت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه جهت بررسی تغییر عملکرد موتور بر حسب محل مرکز جرم شاتون در شکل ۱۶ و نیروهای محوری و عمودی وارد بر انتهای کوچک در دور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه که استحکام و دوام شاتون به آنها بستگی دارند با در نظر گرفتن محل‌های مرکز جرم مختلف به ترتیب در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ ارائه شده‌اند.

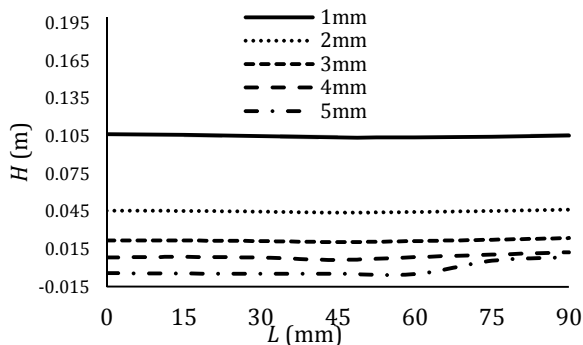
بررسی‌ها نشان داد که گشتاور وارد بر محور لنگ، زمانی که مرکز جرم در حدود ۱۲۰ میلی‌متر از مرکز چشمه‌ی کوچک قرار دارد به کمترین مقدار خود می‌رسد. بنابراین موتور جهت غلبه بر اینرسی شاتون با قرار گرفتن مرکز جرم در این مکان متحمل کمترین کار خواهد شد. از طرفی مشاهده می‌گردد که در طی یک سیکل، با نزدیک شدن مرکز جرم به چشمه‌ی بزرگ، جهت گشتاور ناشی از اینرسی شاتون معکوس می‌شود.



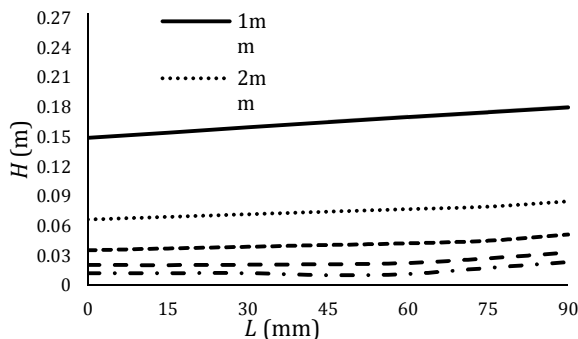
شکل ۱۹- ارتفاع بهینه مقاطع شاتون در یک سیکل در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه



شکل ۲۰- ارتفاع بهینه مقاطع شاتون در یک سیکل در ۶۰۰۰ دور بر دقیقه



شکل ۲۱ - بیشینه ارتفاع بهینه بدست آمده در طی یک سیکل در ضخامت‌های مختلف و ۳۰۰۰ دور بر دقیقه



شکل ۲۲- بیشینه ارتفاع بهینه بدست آمده در طول ساق در یک سیکل و ضخامت‌های مختلف در ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

کمترین مقدار خود خواهند رسید. همچنین به دلیل ممان اینرسی شاتون، بیشترین مقدار نیروهای عمودی در یک سیکل هنگامی که مرکز جرم در محل چشمه‌ی کوچک قرار می‌گیرد، رخ می‌دهد. زیرا در غیاب ممان اینرسی و قرار گرفتن مرکز جرم متمرکز در محل چشمه‌ی کوچک تنها نیروهای محوری به شاتون وارد می‌گردد.

بنابراین، با در نظر گرفتن اطلاعات مربوط به شاتون، مکان بهینه مرکز جرم جهت کمینه نمودن نیروهای محوری و عمودی در حدود ۰/۲۲ فاصله‌ی مراکز چشمه‌ها از محل چشمه‌ی بزرگ و جهت کمینه نمودن گشتاور وارد بر لنگ در حدود ۰/۱۰۵ فاصله‌ی مراکز چشمه‌ها از محل چشمه‌ی بزرگ می‌باشد که با توصیه قرار گرفتن مرکز جرم در کمتر از $\frac{1}{3}$ طول شاتون [۸] هم خوانی دارد.

در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ حداقل اندازه (اندازه‌ی بهینه) مشخصه ارتفاع (پارامتر H که در شکل ۵ (ب) معرفی شد) در طی یک سیکل در مقاطع مختلف به ترتیب برای وضعیت‌های ۳۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه بدست آمده است.

با توجه به شکل ۱۹، به دلیل کم بودن اثرات اینرسی بیشترین ارتفاع مقاطع در حدود زاویه‌ی ۲۰ درجه بدست آمده است. در شکل ۱۴ نیز بیشینه نیروی محوری وارد در این زاویه که تقریباً در موقعیت بیشینه فشار داخل سیلندر می‌باشد، مشاهده گردید. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه ابعاد مقطع وابسته به فشار بیشینه داخل سیلندر می‌باشد.

در شکل ۵ (ب) مشاهده می‌گردد که مشخصه‌های هندسی مقطع ناحیه ساق شاتون، ضریبی از ضخامت بال تیر، t ، می‌باشند. در شکل‌های ۲۱ و ۲۲ تاثیر ضخامت بال در اندازه‌ی مشخصه‌ی ارتفاع، H، بررسی گردیده است. در ۶۰۰۰ دور بر دقیقه ارتفاع متناظر با ضخامت ۳ میلی‌متر در حدود ۰/۲۵ ارتفاع متناظر با ضخامت ۱ میلی‌متر و ۳/۲ برابر ارتفاع متناظر با ضخامت ۵ میلی‌متر می‌باشد. این نتایج امکان طراحی مناسب‌تری با توجه به ارتفاع بدست آمده با در نظر گرفتن ضخامت‌های مختلف را فراهم خواهد آورد.

در شکل ۲۳ جرم بهینه‌ی ناحیه‌ی ساق شاتون، بر اساس بیشینه ارتفاع بدست آمده در یک سیکل، با در نظر گرفتن ضخامت‌های مختلف نشان داده شده است. در وضعیت‌های ۳۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه نمودار تغییرات جرم با ضخامت، تقریباً به موازات هم دیگر استخراج گردیدند. با توجه منحنی‌های ۳۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه مشاهده می‌گردد جرم ناحیه‌ی ساق تا حدود ضخامت ۳ میلی‌متر ثابت و بعد از آن افزایش می‌یابد. بنابراین ضخامت ۳ میلی‌متر را جهت طراحی شاتون با ابعاد کوچکتر نسبت به ضخامت‌های ۱ و ۲ میلی‌متر و وزن کمتر نسبت به ضخامت‌های ۴ و ۵ میلی‌متر می‌توان در نظر گرفت.

ناشی از اینرسی شاتون در مقایسه با نیروهای محوری ناشی از سایر عوامل ناچیز است.

مکان بهینه مرکز جرم جهت کمینه نمودن نیروهای محوری و عمودی در حدود $0/22$ فاصله‌ی مراکز چشمه‌ها از محل چشمه‌ی بزرگ و جهت کمینه نمودن گشتاور وارد بر لنگ در حدود $0/105$ فاصله‌ی مراکز چشمه‌ها از محل چشمه‌ی بزرگ بدست آمد. این امر با توصیه قرار گرفتن مرکز جرم در کمتر از $\frac{1}{4}$ طول شاتون از مرکز چشمه‌ی کوچک [۸] هم خوانی دارد. با نزدیک شدن مرکز جرم به چشمه‌ی بزرگ جهت نیروهای محوری و عمودی و گشتاور وارد بر محور لنگ عوض شد.

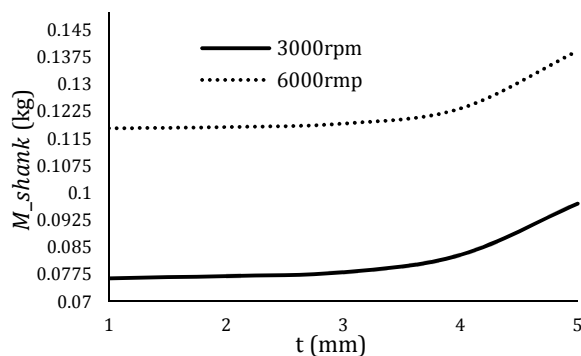
ارتفاع بهینه مقطع ساق در طی سیکل و دوره‌های مختلف بدست آمد. با افزایش دور، بیشینه ارتفاع مقاطع در چندین زاویه بدست آمدند و در دور بالای 6000 دور بر دقیقه ابتدا و انتهای سیکل که بیشینه نیروی کششی را دارا بودند، بیشترین ارتفاع سطح مقطع را لازم داشتند.

وضعیت بحرانی با توجه به نمودار نیرو و بیشینه ارتفاع بهینه مشاهده گردید. وضعیت بحرانی فشاری ممکن است با انحراف اندک از وضعیت بیشینه فشار داخل سیلندر در دوره‌های پایین رخ دهد که با افزایش دور این انحراف به علت تاثیر اینرسی زیاد می‌گردد. وضعیت بحرانی کششی در دوره‌های بالا مطرح و در ابتدا و انتهای سیکل می‌باشند.

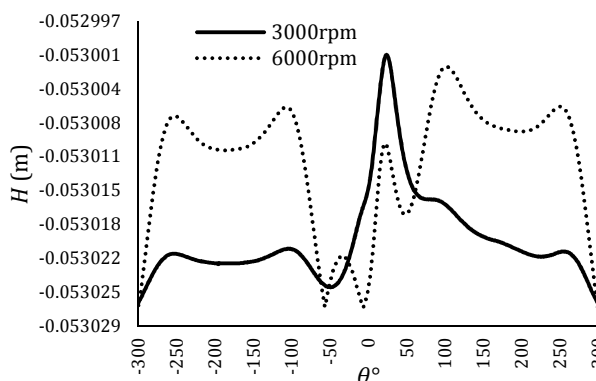
نتایج بیانگر مفاهیمی در راستای درک عوامل تاثیرگذار در بررسی و طراحی شاتون می‌باشند و جهت بررسی جزئی نیاز به تحلیل المان محدود و مطالعات تجربی قطعه می‌باشد.

۶- نمادها

سطح مقطع ساق شاتون (m^2)	A
شتاب مرکز جرم شاتون در جهت x (ms^{-2})	A_{gx}
شتاب مرکز جرم شاتون در جهت y (ms^{-2})	A_{gy}
مدول یانگ (GPa)	E
نیروی وارد از طرف زمین در مکانیزم لنگ لغزنده (N)	F_e
نیروی ناشی از احتراق (N)	F_{Pr}
بار بحرانی کمانش (N)	F_{Cr}
نیروی وارد بر انتهای کوچک شاتون در جهت x (N)	$F_{x_smallend}$
نیروی وارد بر انتهای کوچک شاتون در جهت y (N)	$F_{y_smallend}$
نیروی وارد بر انتهای کوچک در جهت محور شاتون (N)	F_{axial_s}
نیروی وارد بر انتهای کوچک عمود بر محور شاتون (N)	F_{normal_s}
ارتفاع مقطع (m)	H
ممان اینرسی شاتون حول مرکز جرم ($kgmm^2$)	I_g
ممان اینرسی ناحیه انتهای کوچک ($kgmm^2$)	I_s
ممان اینرسی ناحیه انتهای بزرگ ($kgmm^2$)	I_b
ممان اینرسی المان ساق شاتون (kgm^2)	I_{g_e}
ممان اینرسی ساق شاتون تا مقطع مورد نظر (kgm^2)	I_{g_s}
ممان اینرسی شاتون متناظر با مرکز جرم جدید (kgm^2)	$I_{g'}$
ممان دوم سطح حول محور Z (m^4)	I_{zz}



شکل ۲۳- تاثیر مشخصه‌ی ضخامت بر جرم ناحیه‌ی ساق در ۳۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه



شکل ۲۴- حداقل ارتفاع بدست آمده با در نظر گرفتن قید کمانش در ۳۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

با در نظر گرفتن نیروی محوری وارد بر انتهای بزرگ و طول کلی ساق شاتون، بیشترین ارتفاع مقطع در طول ساق شاتون، که قید کمانش را هم ارضا می‌کند، در شکل ۲۴ ارائه شده است. از آنجایی که تا حدود 60 درجه از ابتدا و انتهای سیکل نیروهای وارد بر انتهای بزرگ به صورت کششی بوده‌اند، کمانش برای این موقعیت‌ها از سیکل تعریف نمی‌گردد.

مقادیر منفی بیانگر این می‌باشند که با در نظر گرفتن ضرایب سطح مقطع شکل ۵ (ب) که در جدول ۲ آمده است، قید استحکام استاتیکی نسبت به قید کمانش بحرانی‌تر می‌باشد.

۵- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، تاثیر اینرسی شاتون بر رفتار استحکامی آن بررسی گردید. اثر تغییرات مرکز جرم، به عنوان مشخصه‌های تاثیرگذار در نیروهای وارد بر شاتون و عملکرد موتور، بدست آمد.

نتایج بدست آمده در این تحقیق ارائه دهنده‌ی مفاهیم مناسبی در خصوص تاثیر اینرسی، نحوه‌ی توزیع جرم و مشخصه‌های هندسی در نیروهای وارده، استحکام، عملکرد و جرم شاتون می‌باشند که در ادامه اشاره می‌گردد:

- با افزایش دور بیشینه نیروی کششی در ابتدا و انتهای سیکل به صورت چشم گیری افزایش پیدا می‌کند.
- اینرسی شاتون با ایجاد گشتاور خمشی در اندازه‌ی تنش‌های وارد بر شاتون موثر است، در صورتی که نیروهای محوری

Engineering Failure Analysis, ELSEVIER, pp- 1542-1548, 2009.	ممان دوم سطح حول محور y (m^4)	I_{yy}
[7] Lapp M. T., Krause R. A., Hall C. C., Dinu D. H., Antoc A., <i>Advanced Connecting Rod Design for Mass Optimization</i> , SAE, 2010-01-0420.	ضریب طول بال تیر	k_1
[8] H Arefpour topology and shape optimization of connecting rod to weight reduction and fatigue life improvement, M.Sc. thesis, 2010.	ضریب ضخامت جان تیر	k_2
[9] Shari M.S., Rahman M.M., Nor M.M., design of connecting rod of internal combustion engine: a topology optimization approach, ncmr, pp- 155-166, 2010.	ضریب ارتفاع جان تیر	k_3
[10] Thomas T. G., Srikari S., Suman M. L. J., <i>Desing of connecting rod for heavy duty applications produced by different processes for enhanced fatigue life</i> , SASTECH, Vol. 10, N. 1, pp. 1-7, 2011.	طول مرکز چشمه‌ی کوچک تا مرکز چشمه‌ی بزرگ (mm)	L_{CRod}
[11] Hamid Chagini, Mohammad Reza Asadi Asad Abad, Modal Analysis of Connecting Rod of Nissan Z24 Engine by Finite Element Method, Journal of Science and today's world, volume 1, pp- 54-58, 2012.	طول لنگ (mm)	L_{Crank}
[12] Ziya AKSOY, Zafer ÖZDEMİR, Tekin ÖZDEMİR, A metallographic examination of fracture splitting C70S6 steel used in connecting rods, Fen Bilimleri Dergisi, Vol. 24(2), pp- 45 - 58, 2012.	طول معادل در شرایط مرزی کمانشی (m)	L_e
[13] Zheng B., Liu Y., Liu R., <i>Stress and Fatigue of Connecting Rod in Light Vehicle Engine</i> , The Open Mechanical Engineering Journal, Vol. 7, pp. 14-17, 2013.	طول المان شاتون (m)	ΔL
[14] Bai-yan He, Guang-da Shi, Ji-bing Sun, Si-zhuan Chen, Rui Nie, Crack analysis on the toothed mating surfaces of a diesel engine connecting rod, Engineering Failure Analysis, Vol. 34, pp-443-450, 2013.	جرم شاتون (gr)	M_{CRod}
[15] Priyank D., Toliya, Ravi C., Trivedi, Prof. Nikhil J. Chotai, Design And Finite Element Analysis Of Aluminium-6351 Connecting Rod, IJERT, Vol. 2 N. 5, pp-565-572, 2013.	جرم پیستون (gr)	M_{Piston}
[16] Lima R. A., Silva E., Bittencourt M. L., <i>Optimization Methods Applied to Automotive Connecting Rod Mechanical Design</i> , SAE, 2013-36-0633.	مرکز جرم شاتون از چشمه‌ی کوچک (mm)	MC_{CRod}
[17] Tilman Borgers, An Introduction to the Theory of Mechanism Design. 1st Edition, 2008.	جرم ناحیه انتهایی کوچک (gr)	M_s
	جرم ناحیه انتهایی بزرگ (gr)	M_b
	مرکز جرم جدید شاتون (m)	MC'
	جرم ناحیه‌ی ساق شاتون (kg)	M_{shank}
	گشتاور خمشی در مقطع ساق شاتون (Nm)	Mom_s
	جرم المان i شاتون (kg)	m_i
	جرم ساق شاتون تا مقطع مورد نظر (kg)	m_s
	فشار ناشی از احتراق (bar)	P
	شعاع داخلی چشمه‌ی کوچک (mm)	r_{i_s}
	شعاع داخلی چشمه‌ی بزرگ (mm)	r_{i_b}
	مرکز جرم ساق شاتون تا مقطع مورد نظر (m)	r_g
	استحکام تسلیم (MPa)	S_y
	ضریب اطمینان استاتیکی	SF
	ضریب اطمینان کمانشی	SF_b
	ضخامت بال تیر (mm)	t
	ضخامت چشمه‌ی بزرگ (mm)	t_b
	ضخامت چشمه‌ی کوچک (mm)	t_s
	گشتاور وارد بر لنگ (Nm)	T_{Crank}
	جابجایی خطی پیستون (m)	x
	مرکز جرم المان‌های ساق شاتون (m)	x'
	زاویه شاتون (Radian)	α
	زاویه لنگ (degree)	θ
	چگالی شاتون (kgm^{-3})	ρ

۷- مراجع

- [1] Shenoy P. S., Fatemi A., *Connecting rod optimization for weight and cost reduction*, SEA, 2005-01-0987.
- [2] Shenoy P. S., Fatemi A., *Dynamic analysis of loads and stresses in connecting rods*, Mechanical Engineering Science, Vol. 220, part C, N. 105, pp. 615-624, 2006.
- [3] Lee M. K., Lee H., Lee T. S., Jang H., *Buckling sensitivity of a connecting rod to the shank sectional area reduction*, ELSEVIER, Materials and Design 31, pp. 2796-2803, 2010.
- [4] Lee K. W., Chang H., Oh J. H., Kim Y. N., *Geometric effects on stiffness in big end structure of connecting rod*, SAE, 2006-01-0390.
- [5] Grass H., Kremaszky C., Werne E.r, 3-D FEM-simulation of hot forming processes for the production of a connecting rod, Computational Materials Science, Vol. 36, pp-480-489, 2006.
- [6] Griza S., Bertonni F., Zanon G., Reguly A., Strohaecker T. R., Fatigue in engine connecting rod bolt due to forming laps,