



## تحلیل سازه ای رینگ کمپرسی پیستون

بهرام بشارتی<sup>۱\*</sup> و حسین نوید<sup>۲</sup>

۱ و ۲ - به ترتیب دانشجوی کارشناسی ارشد و دانشیار گروه مهندسی بیوسیستم دانشکده کشاورزی دانشگاه تبریز

ایمیل مکاتبه کننده: [bmbesharai@gmail.com](mailto:bmbesharai@gmail.com)

### چکیده

طراحی یک رینگ پیستون به شدت متأثر از شرایط عملیاتی و کاری آن می باشد که این طراحی خاص در موتورهای دیزل عواملی چون مصرف سوخت، آلودگی، ضربه های ایجاد شده، نیروهای اتلافی و راندومان کل سیستم را تحت تاثیر قرار می دهد. برای طراحی بهتر اولین گام تحلیل ملاحظات مجازی در تماس تشکیل شده توسط رینگ پیستون و بوش سیلندر می باشد که شامل مدل سازی حجم المان و شرایط کاری است. مباحث اصلی مورد بحث شامل توابع اساسی مرتبط با پیستون و رینگ پیستون، طراحی و مواد المان، بارهای مکانیکی در رینگ، فشار تماس بین رینگ و بوش، ضریب اصطکاک، نیروی اصطکاک، سایش سطوح کشویی و سایر پارامترهای مرتبط است، برای درک مبانی رفتار رینگ، عوامل ذکر شده توسط یک ابزار تحلیلی - انسیس<sup>۱</sup> شبیه سازی و توسعه داده شده است و نتایج حاصل از خروجی نرم افزار شامل جابجایی نقاط تحت تنش، علل شکست و سایر عوامل مهم مورد استفاده که ارتباط تنگاتنگی با جنس مواد و شرایط کاری آن دارد مورد بررسی قرار گرفت تا در طراحی های بعدی مورد استفاده قرار گیرد.

واژه‌های کلیدی: رینگ پیستون، تحلیل سازه ای، انسیس.

### مقدمه

وجود رینگ پیستون در موتورها برای رسیدن به آب بندی کارآمد با دیواره سیلندر، جلوگیری از سایش پیستون و کاهش نیروهای مقاوم چون اصطکاک می باشد. هرچه اصطکاک بیشتر باشد مصرف سوخت تحت تاثیر قرار خواهد گرفت و باعث آسیب بوش خواهد شد (Ryk and Etsion, 2006). نیروی اصطکاک تحت روشی اندازه گیری شده و اثرات سایشی آن مورد بررسی قرار می گیرد (Gore et al.). فشار تماسی رینگ با دیواره سیلندر توسط نیرویی که با فشار گاز پشت حلقه تشکیل می شود باعث افزایش نیروی اصطکاک شده که در نهایت سایش بیشتر و اتلاف بازده می گردد و امکان گریز شدن رینگ را بالا برده و احتمال این که رینگ بشکند بیشتر می شود. نیروهای شعاعی بر رینگ تاثیر گذاشته و سایش آن را در پی خواهد داشت (Bink Chin and Fessler, 1966). نیروهای محوری دیگری نیز از فشار گازهای حاصل از احتراق بر روی رینگ و نیروهای توده (اینرسی) بوجود می آید، نیروهای محوری فشار گاز، اصطکاک و حاصل از پیستون و اینرسی تلفیق می شود و حرکت رینگ شروع میشود. کاویتاسیون در این مورد نیز بررسی شده و اثرات آن نیز قابل اعمال بر روی رینگ است (Chong et al., 2011). برای انجام تحلیل نیروها را به صورت مکانیکی و دارای تناوب در

<sup>1</sup> Ansys



نظر می‌گیرند تا تحلیل جامعی صورت پذیرد (Tian, 2011). از تمامی پارامترهای دخیل مکانیکی باید استفاده کرد تا نقاط بحرانی و علل شکست رینگ تحت شرایطی که در مرحله اشتعال احتراق ظاهر می‌گردد مشخص شود و تحلیل مناسب برای طراحی مجدد انجام داد، که این نیازمند شبیه سازی این شرایط است، برای رسیدن به این هدف در این تحقیق رینگ پیستون مربوط به موتور دیزل را با استفاده از روش اجزای محدود مورد تحلیل دینامیکی و استاتیکی قرار دادیم.

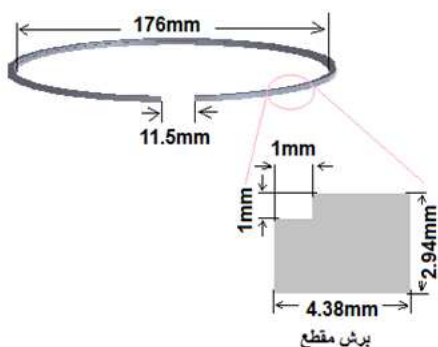
## مواد و روش‌ها

جنس و مدول رینگ کمپرسی

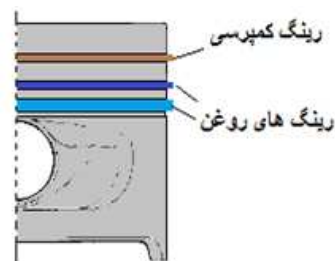
رینگ کمپرسی معمولاً از جنس چدن خاکستری می‌باشد که دارای مدول الاستیسیته ۸۳ گیگا پاسکال، مدول برشی ۳۴ گیگا پاسکال و ضریب پواسیون ۰,۲۱۱ می‌باشد.

موقعیت و مدل هندسی رینگ کمپرسی

رینگ کمپرسی شامل کمان ناقصی است که سطح کوچکی از پیستون را محاط می‌کند و عمل آبندی فضای بالای پیستون (اتاق احتراق) و فضای پایین پیستون منتهی به کارتر را انجام می‌دهد و اصطکاک ما بین بوش سیلندر و پیستون را مقدار قابل توجهی کاهش می‌دهد، در شکل ۱ موقعیت و در شکل ۲ اندازه بندی رینگ کمپرسی قابل ملاحظه است.

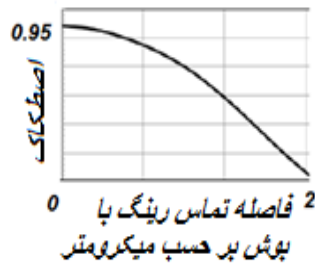


شکل ۲: رینگ کمپرسی مدل سازی تنش‌ها

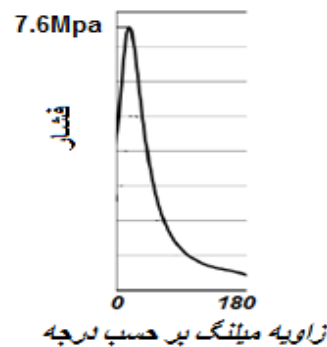


شکل ۱: جایگاه رینگ کمپرسی در پیستون

با توجه به اینکه موتورهای چهار زمانه دارای چهار مرحله مکش، تراکم، انبساط و تخلیه هستند و در مرحله اشتعال (انبساط) مقدار قابل توجهی تنش روی رینگ اعمال می‌شود به بررسی شرایط اعمالی بر روی رینگ در این مرحله پرداختیم، برای رسیدن به تحلیل و طراحی قابل قبول باید فشارها، نیروها، شتاب و سایر پارامترهای دخیل در رینگ را از معادلات و نمودارهای مربوطه استخراج کنیم. در این مرحله از تحلیل استاتیکی از پارامترهای بیشینه استفاده می‌کنیم، البته شاید در مواردی این پارامترها با هم همپوشانی نداشته باشد و مثلاً در یک زاویه میلنگ ماکسیمم سرعت ظاهر شود ولی الزاماً بیشینه دما ظاهر نشود ولی با این حال برای بالا بردن ضریب اطمینان در تحلیل استاتیکی بیشینه موارد را در نظر گرفتیم، بیشینه مقدار شامل اصطکاک ۰,۹۵ در شکل ۳ و فشار ۷,۶ مگا پاسکال در شکل ۴ می‌باشد.

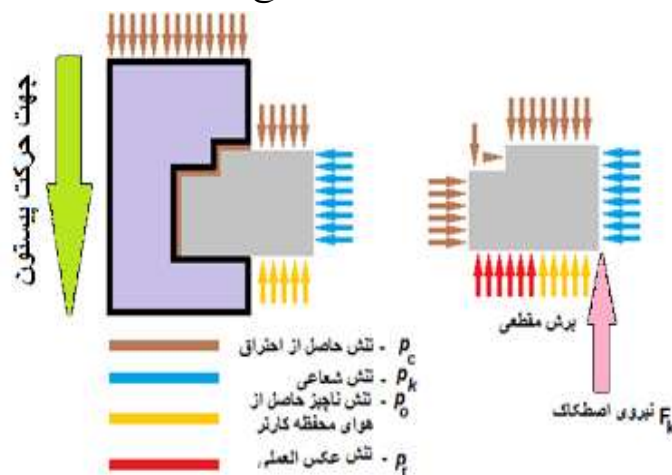


شکل ۳: نمودار اصطکاک بین بوش و رینگ (Shahmohamadi et al., 2013).



شکل ۴: نمودار فشار احتراق در مرحله اشتعال (Shahmohamadi et al., 2013).

از داده‌های بدست آمده از دو شکل قبلی و با ارتباط دادن آن با سطوح رینگ تنش‌های موجود در شکل ۵ بدست می‌آید.



شکل ۵: نمای نیروهای اعمالی بر رینگ کمپرسی

مساحت جانبی داخلی و خارجی رینگ محاسبه گردید.

$$A_i = 2.94 \times 3.14 \times 176 = 1624.76 \text{ mm} \quad A_o = 2.94 \times 3.14 \times (176 + 2 \times 4.38) = 1705.63 \text{ mm}$$

تنش‌ها و نیروی اصطکاک نیز از رابطه زیر بدست آمد.

$$p_k = \frac{1624.76}{1705.63} \times 7600 = 7240 \text{ kpa}$$

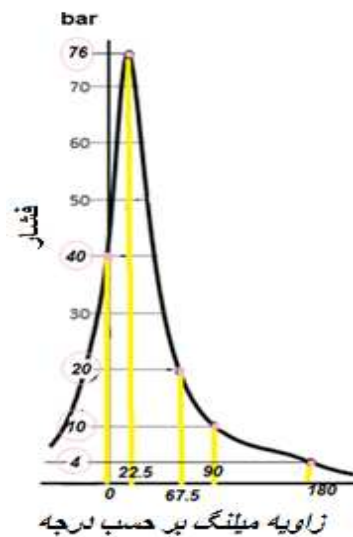
$$p_r = \frac{4.38}{4.38 - 1.5} \times 7600 = 9848 \text{ kpa}$$

$$F_k = \mu \times p_k \times (A_o - A_{\text{gap}}) \xrightarrow{\mu=0.95} F_k = 0.95 \times 7240 \times (1705.63 - 33.81) = 11.5 \text{ kN}$$



$$\begin{cases} p_c = 7600 \text{ kpa} \\ p_k = 7240 \text{ kpa} \\ p_r = 9848 \text{ kpa} \\ F_k = 11.5 \text{ kN} \end{cases}$$

داده های بدست آمده برای تحلیل استاتیکی کفایت می کند ولی برای تحلیل دینامیک به ناچار زمان را باید در تحلیل دخالت داد، با نقطه بندی در نمودار فشار احتراق در شکل ۶ و با استفاده از تناسب بین تنش ها در حالت استاتیکی و تعمیم آن به دینامیکی تنش ها در زمان های مشخص بدست آمدند که در جدول ۱ قابل ملاحظه می باشد.



شکل ۶: تغییرات فشار در مقابل زاویه میلنگ

جدول ۱: تغییرات داده ها در مقابل زمان

NO	1	2	3	4	5
deg	0	22.5	67.5	90	180
time(ms)	0	0.62	1.87	2.50	5
$p_c$ (bar)	40	76	20	10	4
$p_k$ (bar)	37	72	19	9.5	3.7
$p_r$ (bar)	51	98	26	13	5
$F_k$ (kN)	6	11.5	3	1.5	0.5

داده های بدست آمده از جدول ارا به نرم افزار تحلیلی انسیس وارد کرده و شاخص ها را بررسی می کنیم.

مدل سازی شرایط اعمالی بر رینگ

مش بندی

برای بررسی دقیق هر مدل هندسی آن را به المانهایی در واحد کوچکتر تبدیل می کنند. بنابراین سطح مش بندی را با توجه به تنش های اعمالی و نسبت طول به سطح رینگ مقدار  $0.025$  میلی متر انتخاب کردیم تا هم برای اعمال تنش ها مناسب باشد و هم متناسب با مدل مربوطه گردد. گره بندی در شکل ۷ قابل ملاحظه می شود.



شکل ۸: اعمال تنش‌های محاسبه شده



شکل ۷: رینگ گره بندی شده

تعیین تکیه گاه

با توجه به اینکه در موقع اشتعال رینگ تحت فشار اتاق احتراق قرار می‌گیرد و نیرویی به پیستون و رینگ وارد می‌شود و پیستون بعنوان تکیه گاه برای رینگ می‌باشد. سطح پایین رینگ را به عنوان تکیه گاه در نظر می‌گیریم.

اعمال تنش‌ها

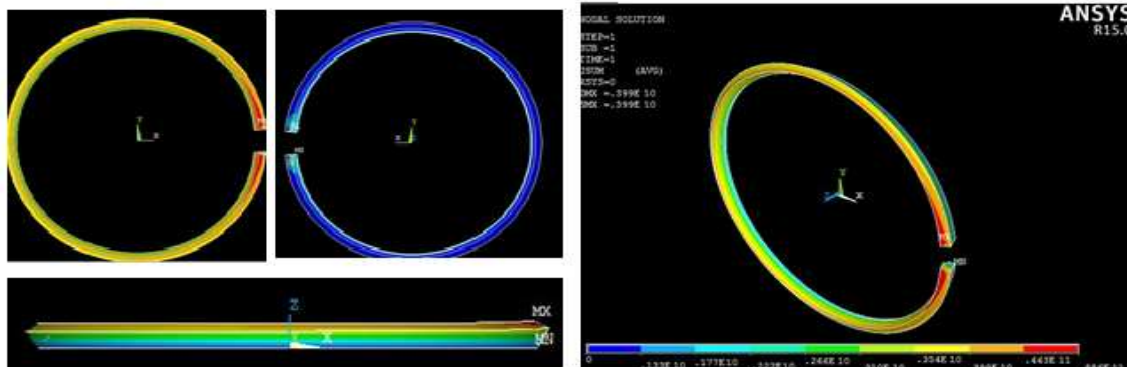
تمامی تنش‌های حاصل از احتراق و تنش‌های اصطکاک را به مدل مش بندی شده وارد می‌کنیم، چون باید ماکسیمم مقدار تنش‌ها را وارد کنیم، باید تنش‌ها به صورت استاتیکی باشد، که در شکل ۸ به صورت پیوسته به گره‌ها وارد گشته است و باعث جابجایی گره‌ها می‌شود، و در نهایت باعث شکستگی می‌شود البته در صورتی که از حد مجاز بیشتر باشد، بعد برای تحلیل دقیق تنش‌ها را در پنج مرحله زمانی وارد می‌کنیم که تحلیل دینامیکی ما را پیاده سازی می‌کند.

### نتایج و بحث

تأثیرات تنش در تحلیل استاتیکی

باتوجه به شکل ۹ تنش در داخل رینگ تمرکز داشته و با پیشرفت به خارج در جهت شعاعی این مقدار کاسته می‌شود، تنش‌ها در پایین تکیه گاه‌ها نیز تمرکز داشته و با پیشرفتن در جهت محوری به سمت بالا از این مقدار کاسته می‌شود.

تنش‌ها در مرزهای فضای گپ نیز از تمرکز بیشتر برخوردار است، در شکل ۹ تنش‌ها از جهات مختلف نشان داده شده است.

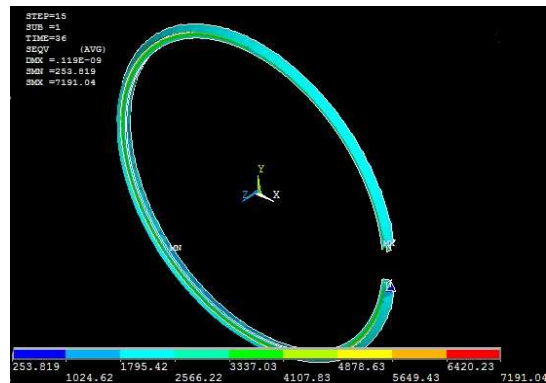
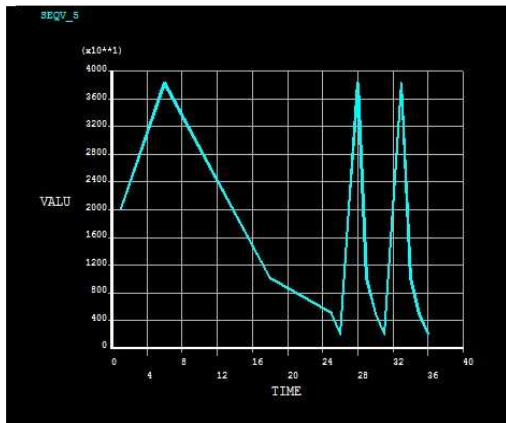


شکل ۹: تأثیرات تنش از جهت مختلف بر رینگ کمپرسی در حالت استاتیک



تأثیرات تنش در تحلیل دینامیکی

همان طور که بیان شد نیروها در پنج مرحله زمانی وارد گردید تا اثرات این نیروها در نقاط بحرانی بررسی گردد، یکی از این نقاط در مرز تقارن رینگ است یعنی ارتباط دو نیم رینگ به یکدیگر که نمودار تنش در مرز ارتباطی این دو نیم حلقه در شکل ۱۰ قابل بحث می باشد.

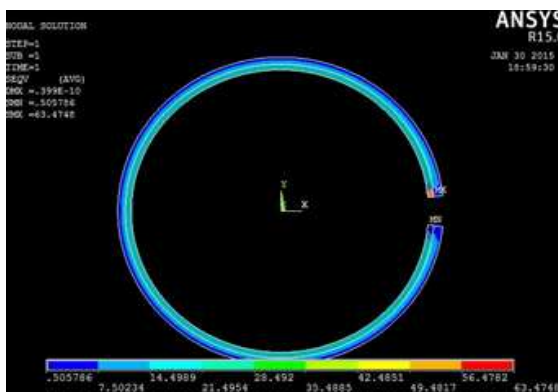


شکل ۱۰: تنش نقطه میانی در حالت استاتیک شکل ۱۱: تأثیرات تنش ها در حالت دینامیک

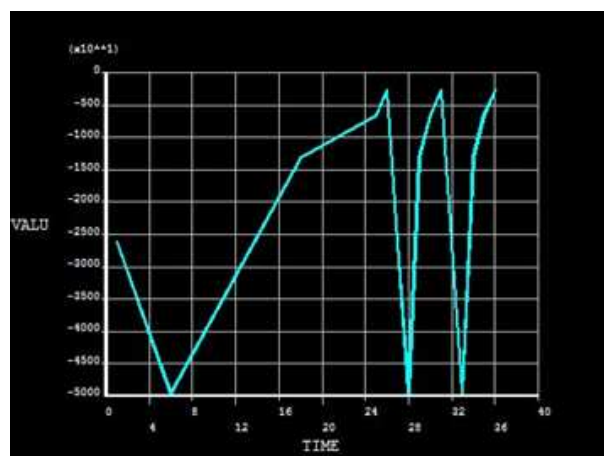
با مقایسه شاخص ایجاد شده برای تحلیل دینامیکی رینگ در شکل ۱۱ با شاخص در تحلیل استاتیک نتیجه گیری می شود که به هنگام اعمال بار دینامیک تنش ها حالت پخشی پیدا کرده و زودتر به حالت میرا می رسند و صرف غلبه بر همدیگر می شوند و کمتر توسط المان جذب می گردند.

جابجایی گره ها در حالت استاتیک

جابجایی کمتری در گره ها قابل در شکل ۱۲ ملاحظه است که نشان از مناسب بودن خصوصیات چدن خاکستری می باشد و نشان می دهد ماده استفاده شده دارای مدول مناسبی برای چنین شرایط عملیاتی است، که توانسته در مقابل تنش ها مقاومت از خود نشان دهد و جابجا نشود.



شکل ۱۳: جابجایی نقطه میانی در حالت دینامیک



شکل ۱۲: جابجایی گره ها در حالت دینامیک

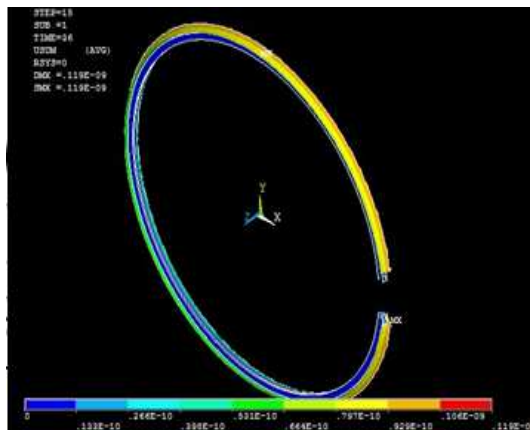
جابجایی گره ها در حالت دینامیک





جابجایی عمودی نقطه اتصال دونیم حلقه را در شکل ۱۳ می‌توان ملاحظه کرد که با اعمال تنش در پنج مرحله جابجایی متناسب با تنش‌ها در این گره‌ها اعمال می‌شود، دلیل این مورد خطی بودن مدول ماده است.

جابجایی کلی گره‌ها نیز در شکل ۱۴ برای تحلیل دینامیک در دوشکل از دو جهت مخالف مورد بررسی قرار گرفته، در گره‌های بیرونی جابجایی بیشتری قابل ملاحظه است در سطح پایینی نیز به علت وجود تکیه‌گاه‌ها جابجا نخواهند شد، می‌توان برای کاستن جابجایی گره‌های خارجی روکشی با مدول مقاومتر استفاده کرد تا سایدگی کمتری بوجود آید.



شکل ۱۴: جابجایی گره‌ها در حالت دینامیکی

### نتیجه‌گیری

برای اینکه از شکستگی در هنگام گریپاژ رینگ جلوگیری شود، باید تا جایی که امکان دارد نقاط تحت تنش زیاد را مقاومتر کرد که این کار با تغییر شکل در این نقاط می‌تواند برطرف شود و یا با تغییر جنس در این نقاط البته راه‌سومی نیز وجود دارد که می‌توان کل سیستم رینگ را از مواد مقاوم‌تری طراحی کرد، هر سه مورد دارای محدودیت متقابلی هستند. نقطه دیگری که وجود دارد و در شکل نیز قابل ملاحظه است، عدم پایداری فضای گپ است که باعث می‌شود خستگی بیشتری در این نقاط انتهایی بوجود آید، پس باید به این فضا توجه بیشتری در طراحی داشت تا اندازه مناسب این فضا اتخاذ کرد. فضای پشت رینگ باید طوری طراحی گردد که گازها به پشت رینگ نفوذ کنند تا تنش‌ها در طرف محیطی و محاطی که اصطکاک رینگ با بوش سیلندر را تحت تاثیر قرار می‌دهد به حداقل برسد.

### منابع

1. Ryk, G., Etsion, I.: Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction. *Wear* 261, 792-796 (2006)
2. Gore, M., Theaker, M., Howell-Smith, S., Rahnejat, H., King, P.D.: Direct measurement of piston friction of internal combustion engines using the floating liner principle. *Proc.*
3. Bin Chik, A., Fessler, H.: Radial pressure exerted by piston rings. *J. Strain Anal. Eng. Des.* I, 2, 165-171 (1966)
4. Chong, W.W.F., Teodorescu, M., Vaughan N.D.: Cavitation induced starvation for piston-ring., 44, 483-497 (2011)
5. T. Tian: Dynamic Behavior of Piston Rings and their Practical Impact, *J. Engg. Tribol*, Vol. 216, pp. 209-228, 2002



نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



6.SHAHMOHAMADI, H. ... et al, 2013. Thermo- mixed hydrodynamics of piston compression ring conjunction. Tribology Letters, 51 (3), pp.323-340





نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



## Structural analysis of piston compression ring

### Abstract

A piston ring design is greatly influenced by the operating conditions and it affect diesel engine design factors such as fuel consumption, pollution, dissipative forces and overall efficiency of the entire system is affected. Studying of virtual contact is formed by the piston rings and cylinder bush, including the modeling of elements and working condition is the first step. The main topics include the basic functions associated with the piston and piston ring design elements and materials, mechanical loads in the ring, contact pressure between the ring and bush, coefficient of friction, the force of friction, wear and other relevant parameters. To understand the basics of the ring, the mentioned factors were model and developed using ANSYS software. The results included displacement of stress, failure and other important factors that are associated with the materials used and the working conditions that were examined in the subsequent design of the survey will be used.

**Keywords:** piston rings, structural analysis, ANSYS.