

شبیه سازی ترمودینامیکی احتراق در موتور های اشتعال جرقه ای

سید میثم بزرگی¹، مجتبی احمدی راد²

واحد پژوهش و توسعه شرکت مگاموتور
meysambozorgi@auto.iust.ac.ir

چکیده

در این مقاله شبیه سازی ترمودینامیکی فرایند احتراق در موتورهای اشتعال جرقه ای مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته است. شبیه سازی بر اساس دینامیک حاکم بر موتور، روابط ترمودینامیکی و به کمک زبان برنامه نویسی MATLAB انجام شده است. در برنامه ارائه شده فرایند احتراق ایزنتروپیک و فرایند احتراق با در نظر گرفتن انتقال حرارت از طریق روابط تجربی آناند³، وشنی⁴ و رائو⁵ با استفاده از خصوصیات موتور NISSAN Z24 شبیه سازی شده و نمودارهای فشار - زاویه میل لنگ (P-θ)، دما - زاویه میل لنگ (T-θ) و فشار - حجم (P-V) از آن استخراج شده است. نتایج حاصل از شبیه سازی با نتایج به دست آمده از تست واقعی موتور مربوطه مقایسه شده است و در نهایت مناسبترین مدل انتقال حرارت برای شبیه سازی احتراق با کمترین خطا شناسایی گردید.

واژه های کلیدی: شبیه سازی - احتراق - موتور های احتراق داخلی - NISSAN Z24 - انتقال حرارت

1-مقدمه

سابقه موتورهای احتراق داخلی امروزی به سال 1879 و سال 1892 میلادی زمانی که برای اولین بار اتو موتور اشتعال جرقه ای و دیزل موتور اشتعال تراکمی را مطرح نمودند برمی گردد [1]. با پیشرفت جوامع بشری و نیاز بیشتر به استفاده از موتورهای احتراق داخلی در صنایع گوناگون به ویژه صنعت حمل و نقل تلاشهای گسترده ای برای بهینه سازی عملکرد اینگونه موتورها به منظور کاهش آلاینده‌گی و افزایش بازده صورت گرفته است.

یکی از ابزارهای بسیار قوی به منظور رسیدن به این هدف مدل سازی کامپیوتری است که با پیشرفت کامپیوترها امروزه به اصلی ترین ابزار مورد استفاده محققین تبدیل شده است.

در طی روند توسعه مدل سازی کامپیوتری در فرآیندهای موتورهای احتراقی مدل های مختلفی عرضه شده است. این مدل‌های احتراقی را بر حسب بعد فضایی متغیرهای مورد نظر که در فرمول بندی آنها به کار می رود می توان به سه دسته تقسیم بندی کرد [1]:

- 1- مدل های صفر بعدی (تک ناحیه ای ترمودینامیکی)
- 2- مدل‌های شبه بعدی (چند ناحیه ای ترمودینامیکی)
- 3- مدل‌های چند بعدی (دینامیک سیالات محاسباتی CFD)

1- کارشناس

2- کارشناس

³ Annand

⁴ Woschni

⁵ Rao

این مدل‌سازی عمدتاً بر اساس آنالیز ترمودینامیکی از محتویات درون سیلندر در طی عملکرد موتور پایه ریزی شده است. در این مدلها فرض بر این است که محتویات درون سیلندر به طور کامل در یک ناحیه ترمودینامیکی محصور شده است. فرآیند احتراق موتور با مدل سازی هایی همانند افزودن حرارت معادل یا پدیده آزاد شدن انرژی ساده سازی می شود. اغلب نرخ آزاد شدن انرژی از داده های فشار- زمان اندازه گیری شده از درون سیلندر، یا یک تابع تعریف شده اختیاری که کسر جرمی سوخته را نسبت به زمان بیان می کند یا نرخ آزاد شدن انرژی با توجه به واکنش های شیمیایی به دست می آید [1].

کریگر¹ و بورمن² [7] یک مدل تک ناحیه ای ترمودینامیکی را برای تحلیل آزاد شدن انرژی در موتور دیزلی با پاشش مستقیم مورد استفاده قرار داده و فرض کردند که سوخت پاشیده شده به درون سیلندر بلافاصله مخلوط شده و می سوزد و نرخ جرمی سوختن سوخت از نتایج تجربی فشار درون سیلندر محاسبه می گردد.

لین³ [8] یک مدل تک ناحیه ای ترمودینامیکی را برای موتورهای دیزلی توسعه داد که در آن نرخ سوختن را از روی یک تابع اختیاری متناسب با نرخ داده های پاشش سوخت محاسبه می نمود. در این مدل فرض شده است که قسمتی از سوخت به واسطه اختلاط سریعتر با هوا به سرعت می سوزد و قسمت باقیمانده به دلیل اختلاط ضعیف با هوا آهسته خواهد سوخت. سپس فشار درون سیلندر بر پایه نرخ آزاد شدن انرژی و تحلیل ترمودینامیکی پیش بینی می گردد.

کریم⁴ و واتسون⁵ [6] یک مدل تک ناحیه ای ترمودینامیکی را توسعه دادند که در آن طرحی برای جزییات سینیتیک شیمیایی برای سیستم $H_2 - O_2$ جهت بررسی خود اشتعالی در حالت موتورینگ وجود داشت. ضعف عمده تکنیک مدل‌سازی صفر بعدی فرضیه چشم پوشی از غیریکنواختی خواص فیزیکی محتویات سیلندر موجود در یک موتور واقعی در طی فرآیند احتراق می باشد.

با توجه به حجم کم محاسباتی، این مدل سازی هنوز هم به عنوان یک ابزار مناسب در تحقیقات احتراق مورد استفاده فرار می گیرد؛ به ویژه زمانی که راندمان کلی موتورها از درجه اهمیت بالایی برخوردار است. در این تحقیق احتراق در موتور Nissan Z24 انژکتوری با استفاده از مدل صفر بعدی با یک تابع تعریف شده اختیاری برای کسر جرمی سوخته مورد بررسی قرار گرفته است. این موتور هم اکنون توسط شرکت مگاموتور تولید می گردد.

2- روابط دینامیکی و ترمودینامیکی حاکم بر مسأله

در روش شبیه سازی ترمودینامیکی که ساده ترین روش موجود می باشد روابط حاکم بر احتراق در محفظه احتراق همان روابط ساده ترمودینامیکی است که در ادامه به آنها اشاره می شود.

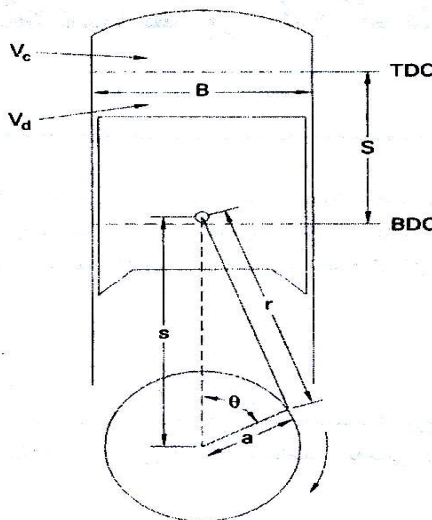
فرضیات و ساده سازی هایی که در این روش در نظر گرفته می شود عبارتند از :

- 1- مخلوط گازی داخل سیلندر برای کل چرخه هوا می باشد.
 - 2- چرخه ترمودینامیکی بسته است.
 - 3- فرآیند احتراق با افزودن حرارت Q_{in} به هوای سیلندر جایگزین می شود.
 - 4- فرآیند خروج گازها از سیستم باز با یک فرآیند دفع حرارت Q_{out} از سیستم بسته جایگزین می شود.
 - 5- فرآیندهای واقعی موتور با فرآیندهای ایده ال تقریب زده می شود.
- الف : مراحل ورودی و خروجی را فشار ثابت می گیریم.
- ب : مراحل تراکم و انبساط فرآیندهای آیزنتروپیک در نظر گرفته می شود.

¹ Krieger
² Borman
³ Lyn
⁴ Karim
⁵ Watson

ج: فرآیندهای احتراق و خروج آبی گازهای احتراق از سیلندر حجم ثابت هستند.
د: تمامی فرآیندها برگشت پذیر داخلی هستند.

در راستای نیل به این هدف آگاهی از مشخصات هندسی و روابط دینامیکی حاکم بر موتور از اهمیت ویژه ای برخوردار است. با توجه به شکل شماره 1 خصوصیات هندسی موتور و روابط حاکم بر آن به صورت زیر آورده شده است.



شکل 1- شماتیک هندسه یک سیلندر از موتور

$B \rightarrow$ قطر داخلی سیلندر

$a \rightarrow$ شعاع میل لنگ

$S \rightarrow$ کورس پیستون

$$S = 2a$$

$r \rightarrow$ طول دسته پیستون

$\theta \rightarrow$ زاویه لنگ در هر لحظه

$$\theta = 0 @ TDC$$

$V_c \rightarrow$ حجم فضای مرده

$V_d \rightarrow$ حجم جابجایی

حال با دانستن کلیه مشخصات هندسی موتور، می توان حجم جابجایی را از رابطه ی 1 و نسبت تراکم را از رابطه ی 2

بدست آورد.

$$V_d = V_{BDC} - V_{TDC} = \frac{\pi}{4} B^2 S \quad (1)$$

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_d} \quad (2)$$

سرعت متوسط پیستون از رابطه ی 3 و سرعت لحظه ای پیستون را از رابطه ی 4 محاسبه می کنیم.

$$\bar{U}_p = 2SN \quad (3)$$

$$U_p = \frac{\pi}{2} SIN \theta \left[1 + \left(\frac{COS \theta}{\sqrt{R^2 - SIN^2 \theta}} \right) \right] \& R = \frac{r}{a} \quad (4)$$

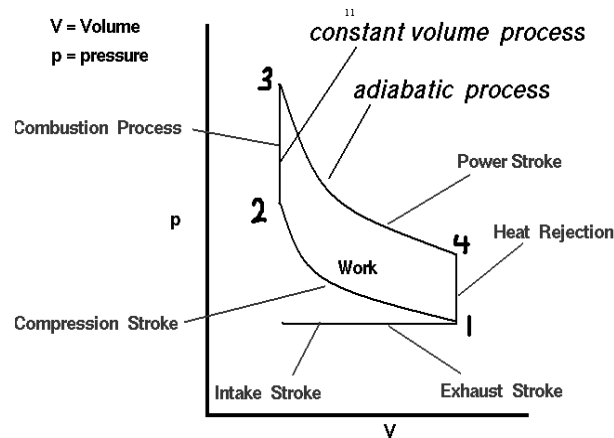
موقعیت لحظه ای پیستون نسبت به محور گژن پین از رابطه ی 5 محاسبه می شود.

$$s = a * c \cos \theta + (r^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

حجم سیلندر در هر زاویه لنگ از رابطه ی 6 محاسبه می شود.

$$V = V_c + \left(\frac{\pi * B^2}{4} \right) (r + a - s) \quad (6)$$

با توجه به سیکل اتو که در شکل 2 آورده شده است مرحله 1→2 را تراکم آیزنتروپیک، مرحله 2→3 را احتراق در حجم ثابت، مرحله 3→4 را انبساط آیزنتروپیک و مرحله 4→1 را تخلیه در حجم ثابت در فرض می کنیم.



شکل 2- نمودار سیکل اتو

روابط ترمودینامیکی حاکم بر هر یک از مراحل در زیر آورده شده است

مرحله 1→2 :

$$PV^k = cte$$

$$TV^{k-1} = cte$$

تابع تعریف شده اختیاری برای کسر جرمی سوخت که در هر مرحله می سوزد به صورت رابطه 7 می باشد [3]. تفاضل

مقدار X_b در هر مرحله نسبت به مرحله قبل به صورت ضریب X در معادله انتقال حرارت در مرحله احتراق وارد می گردد.

$$x_b = 1 - \exp \left[-n \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right] \quad (7)$$

مرحله 2→3 :

$$V = cte$$

$$\frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3}$$

$$Q = X \cdot m_f \cdot Q_{HV} \cdot \eta_c$$

η_c → راندمان حرارتی سوخت

Q_{HV} → گرمای ویژه سوخت

m_f → جرم کل سوخت ورودی به سیلندر در هر سیکل

مرحله 3→4 :

$$PV^k = cte$$

$$TV^{k-1} = cte$$

مرحله 1 → 4 :

$$V = cte$$

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_4}{T_4}$$

3- انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی

در هر یک از مراحل ذکر شده، اتلافات حرارتی در محفظه احتراق که به طرق مختلف جابجایی، تشعشع و انتقال صورت می گیرد، تاثیر بسزایی بر رفتار احتراق خواهد داشت. لذا لحاظ کردن اتلافات در این شبیه سازی امری ضروری و مهم می باشد.

یکی از روابط نیمه تجربی رایج رابطه ای است که توسط آناند [4] پیشنهاد و توسط آناند و ما¹ [5] تصحیح شد.

$$Q = a \frac{k}{B} \text{Re}^b (T_g - T_w) + c (T_g^4 - T_w^4) \quad \& \text{Re} = \frac{\rho U b}{\mu} \quad (8)$$

واتسون و جاناتا (1982) [1] ضرائب معادله فوق را به شکل زیر برای موتورهای اشتعال تراکمی پیشنهاد کردند.

$$a = 0.26$$

$$b = .75 \pm .15$$

$$c = (3.88 \pm 1.39) * 10^{-8}$$

$$T_w = 400k$$

که در آن

T_g → دمای لحظه ای گازهای محفظه احتراق

k → ضریب انتقال حرارت

B → قطر داخلی سیلندر

می باشد.

در طول فرایندهای مکش، تخلیه و تراکم، جمله تشعشع بایستی صفر ($c=0$) و برای مرحله احتراق

$$c = (3.88 \pm 1.39) * 10^{-8} \quad \text{در نظر گرفته شود.}$$

وشنی [10] نشان داد که ضرایب انتقال حرارت جابجایی را میتوان به صورت معادله 9 بیان کرد.

$$h \left(\frac{W}{m^2 k} \right) = 3.26 * B^{-2} * P^{.8} * T^{-.55} * V^{.8} \quad (9)$$

که در آن

B → قطر داخلی سیلندر

P → فشار لحظه ای

T → دمای لحظه ای

V → نمادی از سرعت لحظه ای

می باشد.

او همچنین با استدلال نشان داد که سرعت مشخصه شامل دو قسمت می باشد:

الف: بخشی در اثر حرکت پیستون

ب: بخشی در اثر احتراق

¹ Ma

$$V = \left[c_1 \bar{S}_p + c_2 \frac{V_d \cdot T_r}{P_r \cdot V_r} (P - P_m) \right] \quad (10)$$

وشنی بیان کرد که بخش مربوط به احتراق، تابعی از افزایش فشار ناشی از احتراق است $(p - p_m)$ که در آن P_m فشار ایجاد شده در سیلندر بدون احتراق می باشد.

$$P_m = \frac{\left(\frac{r \cdot V_d}{r-1} \right)^\gamma P_a}{V^\gamma} \quad (11)$$

که در آن P_a فشار هوا و P_r ، V_r ، T_r ، فشار، حجم و دما برای یک حالت مبنا (زمان بسته شدن سوپاپ ورودی یا زمان شروع احتراق) و $\bar{S}_p = 2SN$ ، سرعت متوسط پیستون می باشد.

در رابطه‌ی ارایه شده توسط وشنی، ثابت های C_1 و C_2 در هر مرحله به صورت زیر بیان می شود.

$$\begin{cases} c_1 = 6.18 \\ c_2 = 0 \end{cases} \longrightarrow \text{در مراحل مکش و تخلیه}$$

$$\begin{cases} c_1 = 2.28 \\ c_2 = 3.24 * 10^{-3} \end{cases} \longrightarrow \text{در مرحله احتراق و انبساط}$$

$$\begin{cases} c_1 = 2.28 \\ c_2 = 0 \end{cases} \longrightarrow \text{در مرحله تراکم}$$

رائو [9] رابطه زیر را برای محاسبه انتقال حرارت پیشنهاد کرد:

$$\frac{Q}{A} = -0.058 \rho C_p u (T_g - T_w) + c (T_w^4 - T_g^4) \quad (12)$$

که در آن

$$u = 0.288 \bar{S}_p \left(\frac{V_{nc}}{V} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$c = (3.88 \pm 1.39) * 10^{-8}$$

می باشد.

4-نتایج

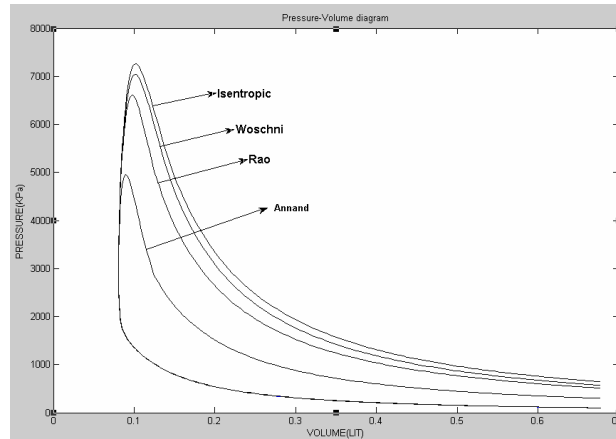
خروجی ارائه شده در این تحقیق مربوط به موتور Nissan Z24 می باشد. خصوصیات هندسی این موتور در جدول 1 آورده شده است.

جدول 1- خصوصیات هندسی موتور Nissan Z24

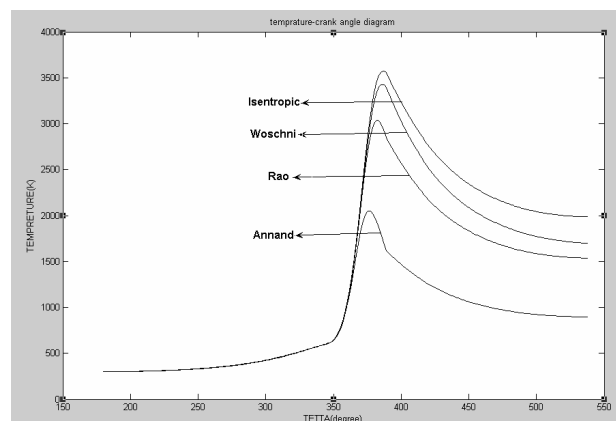
اندازه	خصوصیات هندسی
89 میلی متر	قطر سیلندر (B)
96 میلی متر	میزان جابجائی پیستون (S)
169 میلی متر	طول دسته شاتون (r)
54 سانتی متر مکعب	حجم مرده (V_c)
8/4	نسبت تراکم (r_c)

برنامه ارائه شده در این تحقیق، فرآیند احتراق را در 4 حالت شامل یک حالت بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت و سه حالت با در نظر گرفتن انتقال حرارت با استفاده از روابط تجربی که در بالا در مورد آنها بحث شد شبیه سازی می نماید. در نهایت منحنی های خروجی به دست آمده از برنامه با حالت واقعی عملکرد موتور که از تست موتور مذکور در شرکت مگا موتور به دست آمده مقایسه می شود و مناسبترین روش برای شبیه سازی معرفی می گردد.

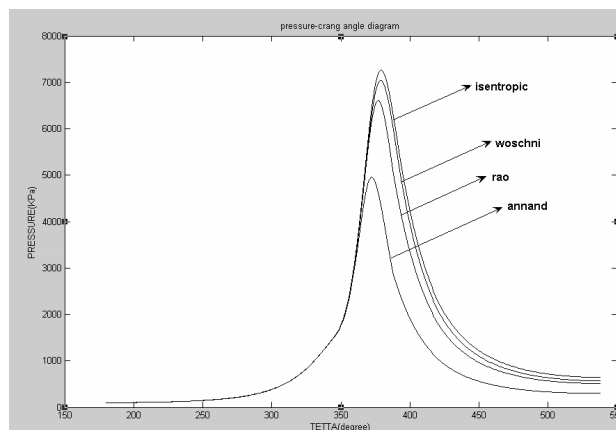
منحنی های به دست آمده از برنامه نوشته شده از این قرار است:



نمودار 1- منحنی فشار-حجم

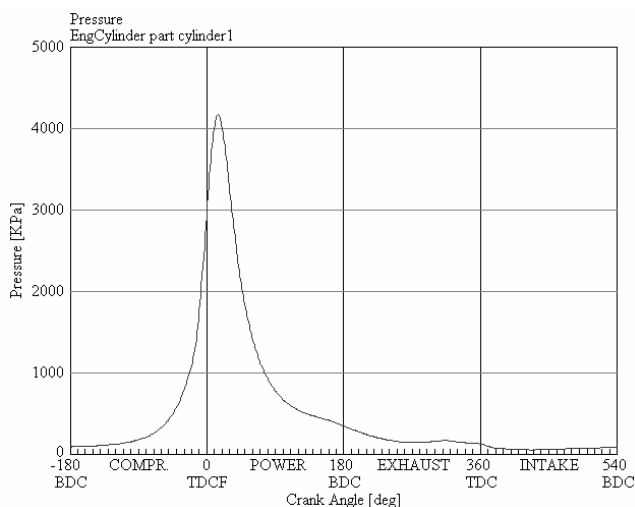


نمودار 2- منحنی دما-زاویه لنگ

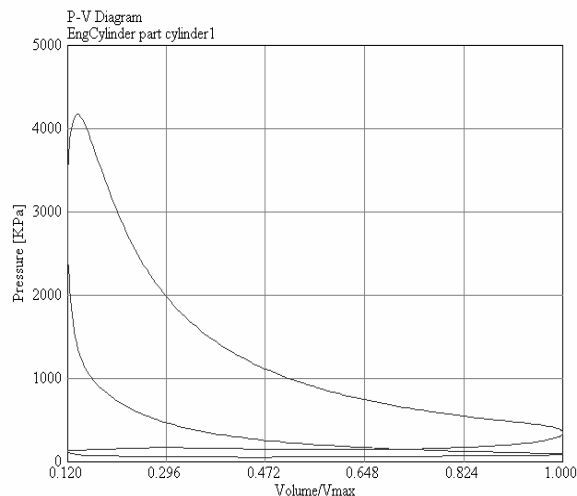


نمودار 3- منحنی فشار-زاویه لنگ

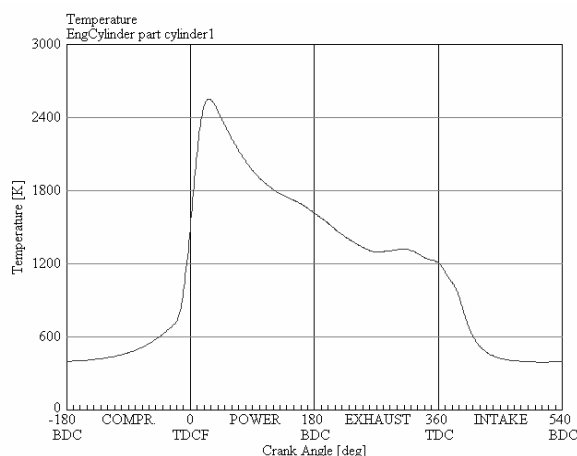
در این قسمت منحنی های تست موتور آورده شده است.



نمودار 5- منحنی فشار - زاویه لنگ



نمودار 4- منحنی فشار - حجم



نمودار 6- منحنی دما - زاویه لنگ

5- نتیجه گیری

با توجه به منحنی های به دست آمده از برنامه نوشته شده مشاهده می شود رفتار کلی این منحنی ها با منحنی عملکرد واقعی موتور هماهنگ می باشد. از اینرو می توان نتیجه گرفت که روابط دینامیکی، ترمودینامیکی و مدلهای به کار گرفته شده در این تحقیق برای شبیه سازی احتراق مناسب می باشند.

با مشاهده و مقایسه نمودارها مشخص می شود که شبیه سازی به کمک رابطه تجربی آناند در نمودارهای فشار-حجم و فشار-زاویه لنگ کمترین خطا را نشان می دهد ولی در نمودار دما-زاویه لنگ مقدار خطای آن زیاد است. بنابراین رابطه آناند در حدس دمای محفظه احتراق چندان قابل اعتماد نیست. حالت آیزنتروپیک در تمام نمودارها بیشترین مقدار خطا را نسبت به حالت واقعی دارا می باشد. در نهایت استفاده از رابطه آناند در معادلات شبیه سازی نسبت به سه حالت دیگر شبیه سازی مناسبتر بوده و به عنوان رابطه پیشنهادی برای شبیه سازی معرفی می گردد.

تشکر و قدردانی

در پایان از همکاری همکاران محترم واحد پژوهش و توسعه شرکت مگاموتور به ویژه مدیر محترم این واحد جناب آقای مهندس مصلح و رییس بخش موتور واحد جناب آقای مهندس الیاسی کمال تشکر و قدردانی را می نمایم.

مراجع

- 1- مدنی، سید علیرضا، "مدلسازی سیکل موتورهای بنزینی" پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی، دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شریف، 1380
- 2-Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill company, (1998).
- 3- Abd Alla, G. H., " Computer simulation of a four stroke spark ignition engine", Energy Conversion and Management", Volume 43, Issue 8, May 2002, Pages 1043-1061.
- 4-Annand, W. J.D., "Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc.Instrn Mech. Engrs, vol.177, no. 36, pp. 973-990, 1963.
- 5-Annand, W. J. D. and Ma, T. H., "Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression-Ignition Engine", Proc. Instrn Mech. Engrs, vol. 185, no. 72/71, pp.976-987, 1970-1971.
- 6-Karim, G. A and Watson, H. C., "Experimental and Computational Consideration of the Compression Ignition of Homogeneous Fuel-Oxidant Mixtures", SAE Paper 710133, 1971.
- 7-Krieger, R. B. and Borman, G.L., "The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engine", ASME Paper 66-WA/DGP-4, in Proceedings of Diesel Gas Power, 1996.
- 8-Lyn, E. T., "Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine", 9th Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, pp. 1069-1082, 1962.
- 9-Rao, V. K. and Bardon, M.F., "Convective Heat Transfer in Reciprocating Engine" Inst. Mech. Engrs.Proc., vol. 199, No.D3, pp.221-226, 1985.
- 10-Woschni, G., "Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE paper 670931, SAE Trans., vol. 76, 1967.