

بررسی نسبت تراکم و قطع پاشش سوخت بر عملکرد سیکل دیزل استاندارد هوا در یک فرآیند برگشت ناپذیر

نگار اصغری^۱، سید رضا موسوی سیدی^{۲*}

دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری، گروه مکانیک ماشین های کشاورزی

(*سید رضا موسوی سیدی: Mousavi22@yahoo.com)

چکیده

در این تحقیق عملکرد سیکل دیزل استاندارد هوا با استفاده از ترمودینامیک زمان محدود بررسی شده است. در این مدل رابطه غیر خطی بین گرماهای ویژه سیال کاری و دمای متناظر با آن ها، اتلاف اصطکاکی متناظر با سرعت متوسط پیستون، برگشت ناپذیری هایی که حاصل از راندمان های تراکم و انبساط هستند، اتلاف انتقال حرارت و نسبت قطع پاشش سوخت در نظر گرفته شده اند. روابط بهینه بین توان خروجی و نسبت تراکم، راندمان حرارتی و نسبت تراکم و همچنین رابطه بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی سیکل به دست آمده است. اثرات برگشت ناپذیری های داخلی، اتلاف انتقال حرارت، اتلاف اصطکاکی و نسبت قطع پاشش سوخت روی عملکرد سیکل بررسی شده است. نتایج نشان می دهد با افزایش برگشت ناپذیری داخلی، اتلاف اصطکاکی و نسبت قطع پاشش سوخت، توان خروجی و راندمان حرارتی کاهش می یابد. اتلاف انتقال حرارت هیچ تاثیری روی توان خروجی ندارد. همچنین افزایش اتلاف انتقال حرارت، منجر به کاهش راندمان حرارتی می شود.

واژه های کلیدی ترمودینامیک زمان محدود-سیکل دیزل-نسبت قطع پاشش سوخت-اصطکاک-ظرفیت گرماهای ویژه

۱- مقدمه

سیکل استاندارد هوای ایده ال دیزل به عنوان روش مناسبی برای تحلیل چگونگی مدل های واقعی موتورهای دیزل به کار می رود. یک سیکل کاری، مجموعه ای از مراحل تنفس، تراکم، انفجار و تخلیه می باشد. در طی هر سیکلی رفتارهای فیزیکی و شیمیایی در فضای احتراق انجام می شود که اثر متقابل بر یکدیگر دارند و محاسبات را کمی پیچیده می نمایند. تبادل گرما در مرحله تراکم و در زمان احتراق بین گاز و دیواره سیلندر و سایر پارامترها از جمله این عملیات می باشد. بنابراین با بررسی هر یک از عوامل فوق می توان به نتیجه مورد نظر دست یافت. با توجه به نکات ذکر شده می توان عملکرد موتور را تحت فرضیات ساده بررسی نمود و از پارامترهایی که اهمیت کمتری را برخوردار می باشند، صرف نظر کرد. با استفاده از این فرآیندها که دارای محاسبات دقیقی هستند، می توان تقریب مناسب تری برای فرآیندهای حقیقی به دست آورد.

یکی از مدل های مهم موتورهای حرارتی سیکل دیزل می باشد. در تحقیقاتی مدل برگشت ناپذیر سیکل دیزل استاندارد بررسی شد. با در نظر گرفتن حرارت و تلفات اصطکاکی بهینه سازی توان خروجی و راندمان حرارتی سیکل بر اساس نسبت تراکم و نسبت قطع پاشش صورت گرفت و با مقادیر موتورهای واقعی مقایسه شدند، که در آن سیکل مورد بررسی نمودار حلقه ای شکل توان و راندمان حرارتی را که مشخصات عملکرد موتورهای حرارتی واقعی را نشان می دهد، ارائه شد [۱].

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری

۲- استادیار، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری

در تحقیقات دیگری مدل سیکل موتور حرارتی دیزل با فرآیند برگشت ناپذیر و با در نظر گرفتن ظرفیت های گرمایی ویژه متغیر سیال کاری و اتلاف نشت حرارت دیواره سیلندر، به دست آمد. منحنی های مشخصه عملکرد، بهینه سازی طراحی موتورهای دیزل واقعی را فراهم ساخت [۲].

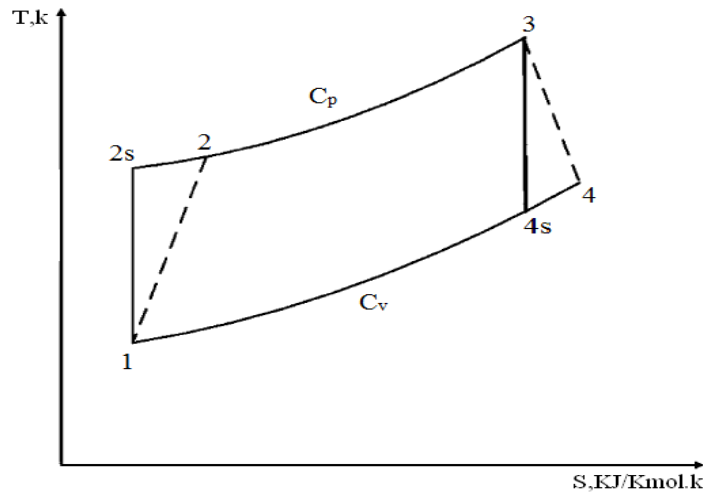
مطالعه دیگری برگشت ناپذیری داخلی را با استفاده از راندمان های تراکم و انبساط و همچنین عملکرد سیکل دیزل را در دمای ثابت، بررسی نمود [۳]. بررسی دیگری به ارزیابی مقایسه ای میزان توان و راندمان حرارتی ماکزیمم برای سیکل های دوگانه و دیزل برگشت ناپذیر پرداخته و پارامترهای طراحی به دست آمده با یکدیگر مقایسه شده اند. این نتایج در تحلیل و بهینه سازی موتورهای واقعی مورد استفاده قرار گرفت [۴].

بررسی های دیگری عملکرد سیکل اتو و دوگانه استاندارد هوا را با استفاده از ترمودینامیک زمان محدود آنالیز نمود و مدل سیکل برگشت ناپذیری که به مدل واقعی نزدیک تر است، مشخص کرد. رابطه بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی با نسبت تراکم متغیر به دست آمد. رابطه غیر خطی بین ظرفیت گرمای ویژه سیال کاری و دما، اتلاف اصطکاکی متناظر با سرعت متوسط پیستون و برگشت ناپذیری داخلی که با استفاده از راندمان در مراحل تراکم و انبساط بیان می شوند و همچنین اتلاف انتقال حرارت، در نظر گرفته شده اند. نتایج به دست آمده می تواند به منظور طراحی موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار گیرد [۵،۶]. مدل موتور حرارتی دوگانه برگشت ناپذیر که شامل سیکل های اتو و دیزل است، ارائه و برای بررسی تاثیر برگشت ناپذیری های حاصل از فرآیندهای آدیاباتیک، فرآیندهای زمان محدود و اتلاف نشت حرارت از طریق دیواره سیلندر روی عملکرد سیکل به کار برده شده است. تاثیر پارامترهای مختلف طراحی روی عملکرد سیکل بررسی شد و توان خروجی و راندمان حرارتی سیکل به دست آمد. عملکرد بهینه سیکل های اتو و دیزل در یک فرآیند برگشت ناپذیر بررسی و همچنین منحنی های مشخصه عملکرد سه موتور ارائه شده اند. نتایج نشان می دهد که توان موتور حرارتی مستقل از اتلاف نشت گرما و راندمان حرارتی وابسته به اتلاف نشت گرما می باشد [۷].

تحقیقی دیگر مدل سیکل برگشت ناپذیر موتور حرارتی اتو را به دست آورد که غالباً شامل برگشت ناپذیری های حاصل از فرآیندهای تراکم و انبساط غیر ایزنتروپیک، فرآیندهای زمان محدود و اتلاف حرارت از طریق دیواره سیلندر است. در این تحقیق خروجی توان و راندمان حرارتی به دست آمد [۸]. مطالعات دیگری عملکرد ترمودینامیکی سیکل دوگانه استاندارد هوا را با در نظر گرفتن اتلاف انتقال حرارت، اصطکاک و گرمای ویژه متغیر و ثابت سیال کاری بررسی کرده است. این تحقیقات روابط بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی با نسبت تراکم و همچنین رابطه بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی را به دست آوردند. نتایج به دست آمده از این مطالعات می تواند راهنمای مناسبی برای طراحی موتورهای واقعی باشد [۹،۱۰]. در این مقاله ظرفیت گرمای ویژه متغیر در محدوده دمایی $0-3500\text{K}$ به دست آمده است. که در آن عملکرد سیکل دیزل برگشت ناپذیر با در نظر گرفتن انتقال حرارت، اصطکاک و اتلاف های برگشت ناپذیر داخلی هنگامی که دمای ماکزیمم سیکل، ثابت باشد، مورد مطالعه قرار می دهد.

۲- شبیه سازی ترمودینامیکی فرآیند برگشت ناپذیر دیزل

شکل (۱) مدل سیکل دیزل استاندارد هوا را نشان می دهد. مرحله $1 \leftarrow 2$ یک فرآیند تراکم آدیاباتیک برگشت پذیر است. مرحله $1 \leftarrow 2$ فرآیند آدیاباتیک برگشت ناپذیر می باشد که برگشت ناپذیری داخلی در فرآیند تراکم واقعی را در نظر گرفته است. مرحله $2 \leftarrow 3$ افزایش حرارت هم فشار می باشد. و مرحله $3 \leftarrow 4$ یک فرآیند انبساط آدیاباتیک برگشت پذیر می باشد. مرحله $3 \leftarrow 4$ فرآیند آدیاباتیک برگشت ناپذیر است که برگشت ناپذیری داخلی در فرآیند انبساط واقعی را در نظر گرفته است. و مرحله $4 \leftarrow 1$ گرمای از دست داده شده فرآیند هم حجم می باشد.



شکل ۱- نمودار دما-آنترپوی سیکل دیزل برگشت ناپذیر

در اغلب مدل های سیکل فرض می شود سیال کاری مانند گاز ایده ال با گرماهای ویژه ثابت رفتار می کند، اما این فرض تنها برای تغییرات دمایی کوچک منطقی می باشد. این فرض برای تغییرات دمایی بزرگ که سیکل های واقعی با آن مواجه هستند، نمی توان به کار برد.

داده های ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت و درجه حرارت از منبع [۱۱] استخراج شد. با استفاده از این داده ها معادلات ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت برای دو محدوده درجه حرارت به شرح زیر به دست آمد.

ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت (C_v) و ضریب تبیین (R^2) برای تغییرات دمایی (T)، $0-1500\text{K}$ مطابق معادله زیر

می باشد:

$$C_v = -6.03 \times 10^{-11} T^3 + 1.756 \times 10^{-7} T^2 - 5.99 \times 10^{-5} T + 0.7205 \quad (1)$$

$$R^2 = 0.999$$

ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت برای تغییرات دمایی $1500-3500\text{K}$ از طریق معادله زیر به دست می آید:

$$C_v = 6.3 \times 10^{-12} T^3 - 5.64 \times 10^{-8} T^2 + 2.098 \times 10^{-4} T + 0.6144 \quad (2)$$

$$R^2 = 1$$

رابطه بین گرمای ویژه فشار ثابت (C_p) و گرمای ویژه حجم ثابت (C_v) با فرمول زیر بیان می شود:

$$C_p = C_v + R_g \quad (3)$$

که در آن $R_g = 0.287\text{KJ/Kg.K}$ ، ثابت گاز سیال کاری است. واحد C_p و C_v KJ/Kg.K می باشد.

گرمای اضافه شده (Q_{in}) در هر ثانیه به سیال کاری در طول مرحله ۲-۳ برابر است با:

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= M \int_{T_2}^{T_3} (C_v + R_g) dT \\
 &= M \int_{T_2}^{1500} (-6.03 \times 10^{-11} T^3 + 1.756 \times 10^{-7} T^2 - 5.99 \times 10^{-5} T + 1.0075) dT \\
 &+ M \int_{1500}^{T_3} (6.3 \times 10^{-12} T^3 - 5.64 \times 10^{-8} T^2 + 2.098 \times 10^{-4} T + 0.9014) dT \\
 &= M \left[-1.5075 \times 10^{-11} T^4 + 5.8533 \times 10^{-8} T^3 - 2.995 \times 10^{-5} T^2 + 1.0075 T \right]_{T_2}^{1500} \\
 &+ M \left[1.575 \times 10^{-12} T^4 - 1.88 \times 10^{-8} T^3 + 1.049 \times 10^{-4} T^2 + 0.9014 T \right]_{1500}^{T_3}
 \end{aligned} \tag{4}$$

گرمای خارج شده (Q_{out}) در هر ثانیه از سیال کاری در طول مرحله ۴-۱ برابر است با:

$$\begin{aligned}
 Q_{out} &= M \int_{T_1}^{T_4} C_v dT \\
 &= M \int_{T_1}^{1500} (-6.03 \times 10^{-11} T^3 + 1.756 \times 10^{-7} T^2 - 5.99 \times 10^{-5} T + 0.7205) dT \\
 &+ M \int_{1500}^{T_4} (6.3 \times 10^{-12} T^3 - 5.64 \times 10^{-8} T^2 + 2.098 \times 10^{-4} T + 0.6144) dT \\
 &= M \left[-1.5075 \times 10^{-11} T^4 + 5.8533 \times 10^{-8} T^3 - 2.995 \times 10^{-5} T^2 + 0.7205 T \right]_{T_1}^{1500} \\
 &+ M \left[1.575 \times 10^{-12} T^4 - 1.88 \times 10^{-8} T^3 + 1.049 \times 10^{-4} T^2 + 0.6144 T \right]_{1500}^{T_4}
 \end{aligned} \tag{5}$$

واحد Q_{in} و Q_{out} ، KW است. M میزان جریان جرم سیال کاری می باشد و واحد آن Kg/s است، T_1 دما سیال کاری در ابتدا فرآیند تراکم آدیاباتیکی برگشت ناپذیر، T_2 دما سیال کاری در انتها فرآیند تراکم آدیاباتیکی برگشت ناپذیر، T_3 دما سیال کاری در انتها فرآیند احتراق برگشت ناپذیر و T_4 دما سیال کاری در انتها فرآیند انبساط آدیاباتیکی برگشت ناپذیر می باشند. برای دو فرآیند آدیاباتیکی ۱-۲ و ۳-۴ راندمان های تراکم (η_c) و انبساط (η_e) به صورت زیر می باشد [۲،۳]:

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \tag{6}$$

$$\eta_e = \frac{T_4 - T_3}{T_{4s} - T_3} \tag{7}$$

این دو راندمان برای توصیف برگشت ناپذیری داخلی فرآیندهای تراکم و انبساط به کار می روند. T_{2s} دما سیال کاری در انتها فرآیند تراکم آدیاباتیکی برگشت پذیر و T_{4s} دما سیال کاری در انتها فرآیند انبساط آدیاباتیکی برگشت پذیر هستند. از آنجایی که C_p و C_v وابسته به دما هستند توان آدیاباتیکی $k = C_p / C_v$ با دما تغییر خواهد کرد. بنابراین معادله ای را که اغلب در فرآیند آدیاباتیکی برگشت پذیر با مقدار k ثابت استفاده می شود را نمی توان در فرآیند آدیاباتیکی برگشت پذیر با k متغیر استفاده نمود. تقریب مناسب مهندسی برای فرآیند آدیاباتیکی با مقدار k متغیر می توان به دست آورد. این فرآیند می تواند به تعداد زیادی فرایندهای کوچک جدا نشدنی تبدیل شود و برای هر یک از این فرایندها توان آدیاباتیکی k می تواند ثابت در نظر گرفته شود. برای مثال هر فرآیند آدیاباتیکی بین حالت های i و j می تواند شامل تعداد زیادی فرایندهای کوچک

جدا نشدنی با k ثابت در نظر گرفته شود. برای هر یک از این فرآیندها وقتی تغییر کوچک جدا نشدنی dT در دما و تغییر dV در حجم سیال کاری روی می‌دهد، معادله فرآیند آدیاباتیک با مقدار k متغیر می‌تواند مطابق معادله (۱۰) نوشت [۵, ۶, ۹, ۱۲]:

$$TV^{k-1} = (T + dT)(V + dV)^{k-1} \quad (۸)$$

با بسط دو جمله ای نیوتن طرف دوم معادله (۸) و با صرف نظر کردن از جمله های کوچک، خواهیم داشت:

$$(T + dT)(V + dV) = (T + dT)(V^{k-1} + (k-1)V^{k-2}dV) \quad (۹)$$

با حاصل ضرب طرفین داریم:

$$TV^{k-1} + (k-1)TV^{k-2}dV + V^{k-1}dT = TV^{k-1} \quad (۱۰)$$

سپس معادله (۱۰) به صورت زیر مرتب می‌شود:

$$(k-1)\frac{dV}{V} = -\frac{dT}{T} \quad (۱۱)$$

و با جایگذاری $k-1 = \frac{R}{C_v}$ در معادله (۱۱)، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$R\frac{dV}{V} = -C_v\frac{dT}{T} \quad (۱۲)$$

و با انتگرال گیری از طرفین خواهیم داشت:

$$R \ln V \Big|_i^j = -C_v \ln T \Big|_i^j$$

$$\Rightarrow C_v \ln \frac{T_j}{T_i} = R_g \ln \frac{V_i}{V_j} \quad (۱۳)$$

برای فرآیند افزایش گرما هم حجم n -z، گرما اضافه شده $Q_{in} = C_v(T_j - T_i) = \bar{T}\Delta s_{i \rightarrow j} = \bar{T}C_v \ln(T_j/T_i)$ است [۵]. بنابراین داریم: $\bar{T} = (T_j - T_i)/\ln(T_j/T_i)$ ، که \bar{T} دمای معادل فرآیند جذب گرما می‌باشد. هنگامی که C_v تابع دما است، $C_v(\bar{T})$ می‌تواند به عنوان گرمای ویژه متوسط با حجم ثابت در نظر گرفته شود.

که دما در معادله (۱۳) برای C_v ، $T = (T_j - T_i)/\ln(T_j/T_i)$ می‌باشد.

نسبت تراکم (r_c) و نسبت قطع پاشش سوخت (r_e) به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (۱۴)$$

$$r_e = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (۱۵)$$

بنابراین معادلات فرآیند آدیاباتیک برگشت پذیر $1 \leftarrow 2s$ به شرح زیر می‌باشند:

$$C_v \ln\left(\frac{T_{2s}}{T_1}\right) = R_g \ln\left(\frac{V_1}{V_{2s}}\right) \quad (۱۶)$$

$$\frac{V_1}{V_{2s}} = \frac{T_2}{T_{2s}} \frac{V_1}{V_2} \quad (۱۷)$$

با اضافه کردن $T_{2s}-1$ در صورت و مخرج و همچنین با جمع و تفریق T_1^2 و $T_{2s}T_1$ در صورت و با جایگذاری η_c خواهیم

داشت:

$$\frac{V_1}{V_{2s}} = \left(\frac{T_{2s} + \eta_c T_1 - T_1}{T_{2s} \eta_c}\right) \frac{V_1}{V_2} \quad (۱۸)$$

$$C_v \ln\left(\frac{T_{2s}}{T_1}\right) - R_g \ln\left(\frac{T_{2s} + \eta_c T_1 - T_1}{T_{2s} \eta_c}\right) = R_g \ln r_c \quad (۱۹)$$

در رابطه های (۱۹)-(۱۴)، V_1 حجم سیال کاری در ابتدای فرآیند تراکم آدیباتیک برگشت ناپذیر، V_2 حجم سیال کاری در انتهای فرآیند تراکم آدیباتیک برگشت ناپذیر، V_3 حجم سیال کاری در انتها فرآیند آدیباتیک برگشت ناپذیر و V_{2s} حجم سیال کاری در انتهای فرآیند تراکم آدیباتیک برگشت پذیر هستند.

همچنین معادلات فرآیند آدیباتیک برگشت پذیر $3 \leftarrow 4s$ به شرح زیر می باشند:

$$C_v \ln\left(\frac{T_{4s}}{T_3}\right) = R_g \ln\left(\frac{V_3}{V_{4s}}\right) \quad (20)$$

$$\frac{V_3}{V_{4s}} = \frac{T_3}{T_2} \frac{V_2}{V_1} \quad (21)$$

$$C_v \ln\left(\frac{T_{4s}}{T_3}\right) - R_g \ln(r_e) = -R_g \ln r_c \quad (22)$$

در رابطه (۲۱)، V_{4s} حجم سیال کاری در انتها کورس انبساط آدیباتیک برگشت پذیر هستند. برای مدل سیکل دیزل ایده ال هیچ اتلاف انتقال گرمایی وجود ندارد. در صورتی که برای سیکل دیزل واقعی برگشت ناپذیری، انتقال گرما بین سیال کاری و دیواره سیلندر قابل چشم پوشی نمی باشد. می توان فرض کرد که دما دیواره ثابت و اتلاف انتقال حرارت از طریق دیواره سیلندر (اتلاف نشت گرما) متناسب با متوسط دمای سیال کاری و دیواره سیلندر باشد. اگر گرمای آزاد شده توسط احتراق در هر ثانیه A_1 و ضریب انتقال حرارت دیواره سیلندر B_1 باشد، گرمای اضافه شده به سیال کاری در هر ثانیه توسط احتراق مطابق رابطه خطی زیر می باشد [۱۳]:

$$Q_{in} = A_1 - MB_1 \left(\frac{T_2 + T_3}{2} - T_0 \right) \quad (23)$$

از معادله (۲۳) می توانیم مشاهده کنیم که Q_{in} شامل دو قسمت می باشد: قسمت اول A_1 ، گرمای آزاد شده توسط احتراق در هر ثانیه و قسمت دوم اتلاف نشت گرما (Q_{leak}) در هر ثانیه می باشد که به شرح زیر است [۲،۳]:

$$Q_{leak} = MB(T_2 + T_3 - 2T_0) \quad (24)$$

واحد A_1 ، KW، B_1 و MB_1 KJ/kg.K است. و داریم:

$$B = B_1 / 2$$

اتلاف اصطکاکی پیستون (f_μ) بر حسب N، عبارت است از [۱،۵،۶،۹،۱۰]:

$$f_\mu = \mu \bar{v} = \mu \frac{dx}{dt} \quad (25)$$

μ ضریب اصطکاکی و واحد آن N.s/m است که اتلاف کلی را در نظر می گیرد و x تغییر مکان پیستون و واحد آن m می باشد. در نتیجه توان اتلاfi (P_μ) بر حسب KW برابر است با:

$$P_\mu = \frac{dw_\mu}{dt} = \mu \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = \mu \bar{v}^2 \quad (26)$$

\bar{v} سرعت خطی پیستون بر حسب m/s و t زمان بر حسب ثانیه هستند. فاصله طی شده پیستون (L) بر حسب m در هر سیکل در موتورهای چهار زمانه به شرح زیر است:

$$4L = 4(x_1 - x_2) \quad (27)$$

سرعت متوسط پیستون (\bar{v}) بر حسب m/s برابر است با:

$$\bar{v} = 4LN \quad (28)$$

که x_1 و x_2 به ترتیب موقعیت های پیستون در نقاط حجم های ماکزیمم و مینیمم بر حسب m می باشند و N تعداد سیکل موتور در ثانیه (cycles/s) است.

بنابراین توان خروجی (P_{di}) بر حسب KW برابر است با:

$$P_{di} = Q_{in} - Q_{out} - P_{\mu}$$

$$= M[1.575 \times 10^{-12}(T_3^4 - T_4^4) - 1.88 \times 10^{-8}(T_3^3 - T_4^3) + 1.049 \times 10^{-4}(T_3^2 - T_4^2) + 1.5075 \times 10^{-11}(T_2^4 - T_1^4) - 5.8533 \times 10^{-8}(T_2^3 - T_1^3) + 2.995 \times 10^{-5}(T_2^2 - T_1^2) + 0.7205T_1 + 0.9014T_3 - 1.0075T_2 - 0.6144T_4] - \mu v^2 \quad (29)$$

و راندمان حرارتی (η_{di}) سیکل به شرح زیر می‌باشد:

$$\eta_{di} = \frac{P_{di}}{Q_{in} + Q_{leak}} = \frac{Q_{in} - Q_{out} - P_{\mu}}{Q_{in} + Q_{leak}}$$

$$= \left\{ \begin{aligned} &M[1.575 \times 10^{-12}(T_3^4 - T_4^4) - 1.88 \times 10^{-8}(T_3^3 - T_4^3) + 1.049 \times 10^{-4}(T_3^2 - T_4^2) \\ &+ 1.5075 \times 10^{-11}(T_2^4 - T_1^4) - 5.8533 \times 10^{-8}(T_2^3 - T_1^3) + 2.995 \times 10^{-5}(T_2^2 - T_1^2) \\ &+ 0.7205T_1 + 0.9014T_3 - 1.0075T_2 - 0.6144T_4] - \mu v^2 \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

$$\times \left\{ \begin{aligned} &M[1.575 \times 10^{-12}T_3^4 - 1.88 \times 10^{-8}T_3^3 + 1.049 \times 10^{-4}T_3^2 + 0.9014T_3 + 1.5075 \times 10^{-11}T_2^4 \\ &- 5.8533 \times 10^{-8}T_2^3 + 2.995 \times 10^{-5}T_2^2 - 1.0075T_2 + 32.4458] + MB(T_2 + T_3 - 2T_0) \end{aligned} \right\}^{-1}$$

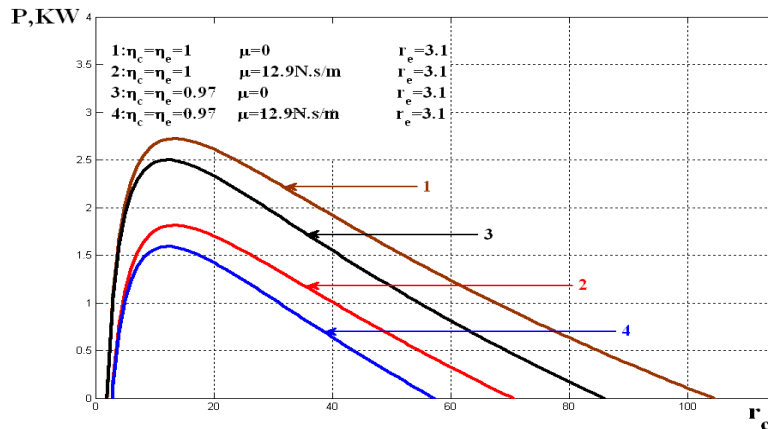
هنگامی که T_1 ، T_3 و η_c معلوم باشند، T_{2s} را می‌توان با استفاده از معادله (۱۹) به دست آورد. T_2 با جایگذاری T_{2s} در معادله (۶)، T_{4s} از معادله (۲۲) و سرانجام T_4 ، با جایگذاری T_{4s} در معادله (۷) به دست می‌آید. با جایگذاری T_2 و T_4 در معادلات (۲۹) و (۳۰) توان خروجی و راندمان حرارتی حاصل می‌شود. سپس روابط بین توان خروجی و راندمان حرارتی با نسبت تراکم و هم چنین رابطه بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی به دست می‌آید.

۳- نتایج و بحث

فرمول‌های به دست آمده در بالا و همچنین ثابت‌ها و دامنه پارامترهایی که در ذیل آمده است، در رسم شکل‌های زیر به کار می‌روند [۵،۶]:

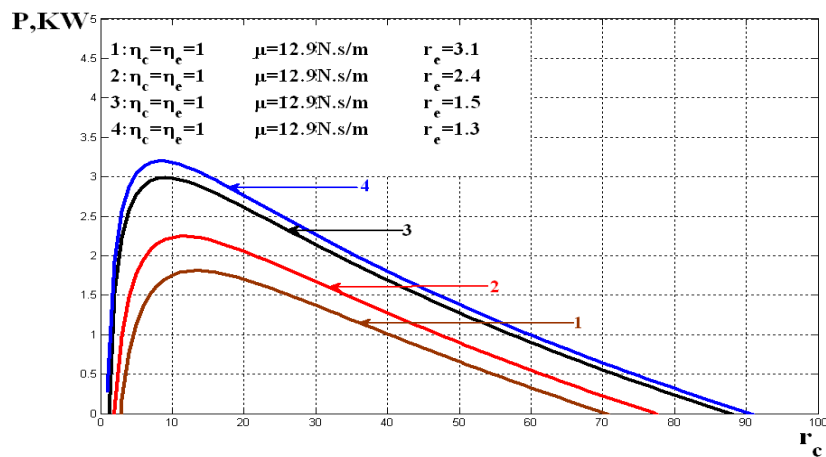
$$T_1=350K, T_3=2200K, x_1=8 \times 10^{-2}m, x_2=1 \times 10^{-2}m, N=30cycles/s, M=4.553 \times 10^{-3}Kg/s.$$

شکل (۲) اثرات برگشت ناپذیر داخلی و اتلاف اصطکاک را روی توان خروجی سیکل در $r_e=3.1$ را نشان می‌دهد. ماکزیمم توان خروجی برای حالت‌های ۱ تا ۴ به ترتیب ۲/۷۲، ۱/۸۱، ۲/۵ و ۱/۶ کیلو وات در نسبت‌های تراکم ۱۳، ۱۳، ۱۲ و ۱۲ می‌باشد. مقایسه منحنی ۱ با ۳، اثر برگشت ناپذیر داخلی روی توان خروجی بدون اتلاف اصطکاک می‌باشد، در حالی که مقایسه منحنی ۲ با ۴، اثر برگشت ناپذیر داخلی روی توان خروجی با اتلاف اصطکاک است. برگشت ناپذیری داخلی بدون اتلاف اصطکاک ماکزیمم توان خروجی را به میزان ۸/۱۳ درصد کاهش می‌دهد. در حالی که برگشت ناپذیری داخلی با اتلاف اصطکاک این مقدار را ۱۲/۲۱ درصد کاهش می‌دهد. منحنی‌های ۱ و ۲، اثر اتلاف اصطکاک روی توان خروجی بدون برگشت ناپذیر داخلی است، در حالی که منحنی‌های ۳ و ۴ اثر اتلاف اصطکاک روی توان خروجی با برگشت ناپذیر داخلی می‌باشد. ماکزیمم توان خروجی با در نظر گرفتن تلفات اصطکاک بدون بازگشت ناپذیری داخلی به میزان ۳۳/۴۳ درصد کاهش می‌یابد. در حالی که در نظر گرفتن تلفات اصطکاک با برگشت ناپذیری داخلی ماکزیمم توان خروجی را به مقدار ۳۶/۴ درصد کاهش می‌دهد. این شکل نشان می‌دهد که نسبت تراکم اثر مهمی روی توان خروجی دارد. با افزایش میزان نسبت تراکم نخست توان خروجی افزایش و پس از رسیدن به مقدار ماکزیمم با شدت بیشتری کاهش می‌یابد.

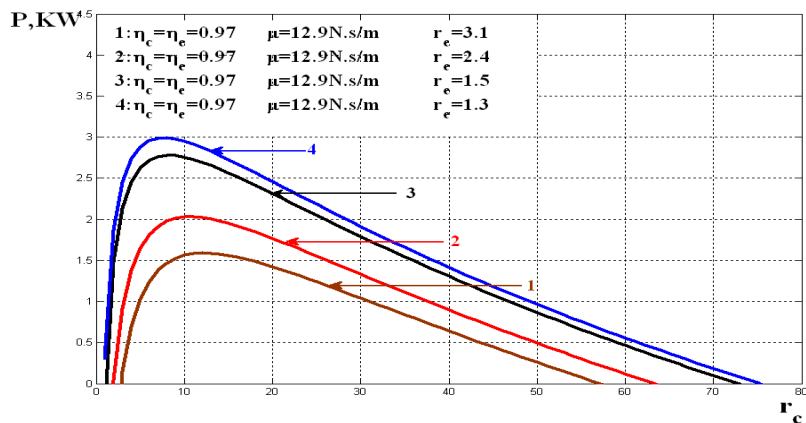


شکل ۲- تاثیر برگشت ناپذیری داخلی و اتلاف اصطکاکی روی توان خروجی در $r_e=3.1$

شکل (۳) و (۴) تاثیر نسبت قطع پاشش سوخت، روی توان خروجی برای $\eta_c=\eta_e=1$ ، $\eta_c=\eta_e=0.97$ و $\mu=12.9N.s/m$ نشان می‌دهد. ماکزیمم توان خروجی در حالت های ۱ تا ۴ برای شکل (۳) برابر $1/81$ ، $2/25$ ، 3 و $3/2$ کیلو وات در نسبت‌های تراکم 13 ، 12 ، 9 و 8 و برای شکل (۴)، $1/6$ ، 2 ، $2/78$ و 3 کیلو وات در نسبت های تراکم 12 ، 11 ، 8 و 8 می‌باشد. با مقایسه منحنی‌ها، می‌توان کاهش توان خروجی را با افزایش r_e مشاهده کرد. افزایش r_e منجر به افزایش T_4 می‌شود که در نهایت توان خروجی و راندمان حرارتی را کاهش می‌دهد (معادلات ۲۹ و ۳۰). همچنین با افزایش برگشت ناپذیر داخلی برای نسبت تراکم-های یکسان، میزان توان خروجی کاهش می‌یابد. درصد افزایش توان خروجی در شکل (۳) برای حالت های ۱ تا ۲، ۲ تا ۳ و همچنین ۳ تا ۴ به میزان 24 ، 33 و $7/1$ درصد است. این مقادیر برای شکل (۴)، $27/5$ ، 37 و $7/71$ درصد می‌باشد.

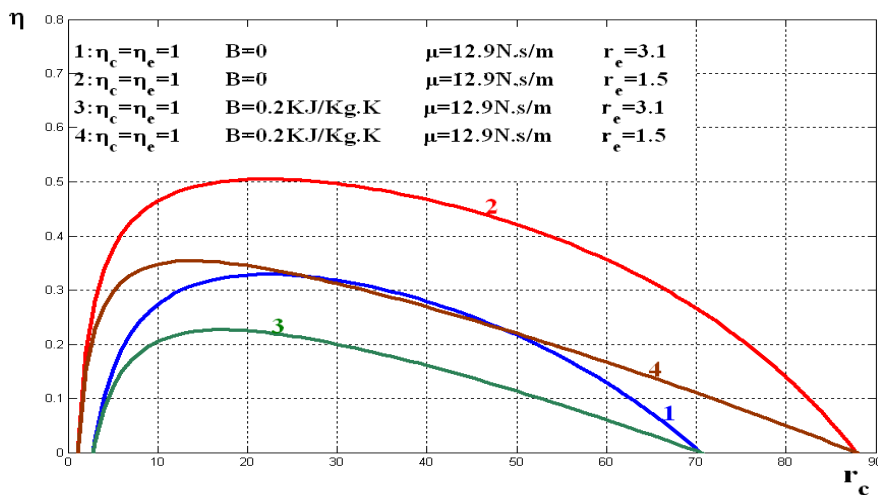


شکل ۳- تاثیر نسبت قطع پاشش روی توان خروجی

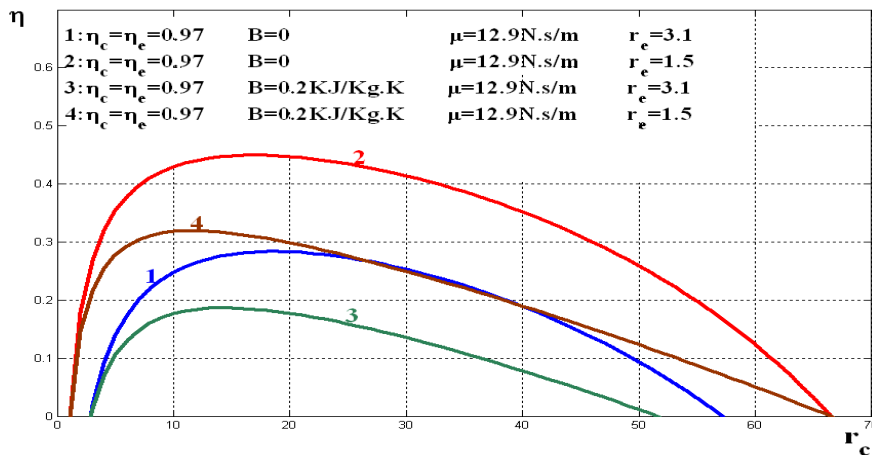


شکل ۴- تاثیر نسبت قطع پاشش روی توان خروجی

شکل (۵) و (۶) تاثیر اتلاف انتقال حرارت و نسبت قطع پاشش سوخت را روی راندمان حرارتی برای $\eta_c = \eta_e = 1$ ، $\mu = 12.9 \text{ N.s/m}$ و $\eta_c = \eta_e = 0.97$ نشان می‌دهد. ماکزیمم راندمان حرارتی برای حالت‌های ۱ تا ۴ در شکل (۵) به ترتیب ۰/۳۳، ۰/۵، ۰/۲۳ و ۰/۳۵ در نسبت‌های تراکم ۱۷، ۲۲، ۲۲، ۱۴ است. این مقادیر برای شکل (۶)، ۰/۲۸، ۰/۴۶، ۰/۱۹۸ و ۰/۳۲۷ در نسبت‌های تراکم ۱۹، ۱۸، ۱۵ و ۱۲ می‌باشد. منحنی‌های ۱ و ۲ تاثیر r_c روی راندمان حرارتی با در نظر گرفتن تلفات اصطکاکی بدون اتلاف انتقال حرارت است. در این حالت افزایش ۵۳ درصدی ماکزیمم راندمان حرارتی را با کاهش ۵۲ درصدی r_c در شکل (۵) داریم. این میزان افزایش در شکل (۶)، ۶۲/۵ درصد می‌باشد. در حالی که منحنی‌های ۳ و ۴ اثر r_c روی راندمان حرارتی با در نظر گرفتن تلفات اصطکاکی و اتلاف انتقال حرارت می‌باشد. در این منحنی‌ها ماکزیمم راندمان حرارتی در شکل (۵)، ۵۶ درصد و در شکل (۶)، ۶۵/۷ درصد با ۵۲ درصد کاهش r_c افزایش می‌یابد. مقایسه منحنی ۱ با ۳ و ۲ با ۴، تاثیر افزایش اتلاف انتقال حرارت را روی راندمان حرارتی نشان می‌دهد. افزایش اتلاف انتقال حرارت ماکزیمم راندمان حرارتی را در شکل (۵) و (۶) به ترتیب ۳۱ و ۳۰ درصد در نسبت قطع ۳/۱ کاهش می‌دهد. این مقادیر برای نسبت قطع ۱/۵، به ترتیب ۳۰ و ۲۹ درصد می‌باشد. افزایش B منجر به افزایش اتلاف نشت حرارت می‌شود (معادله ۲۴)، بنابراین مقدار گرمای اضافه شده به موتور کاهش می‌یابد (معادله ۲۳). در نتیجه ماکزیمم راندمان حرارتی با افزایش B کاهش می‌یابد (معادله ۳۰). با افزایش برگشت ناپذیری داخلی برای نسبت تراکم‌های یکسان، میزان راندمان حرارتی کاهش می‌یابد.

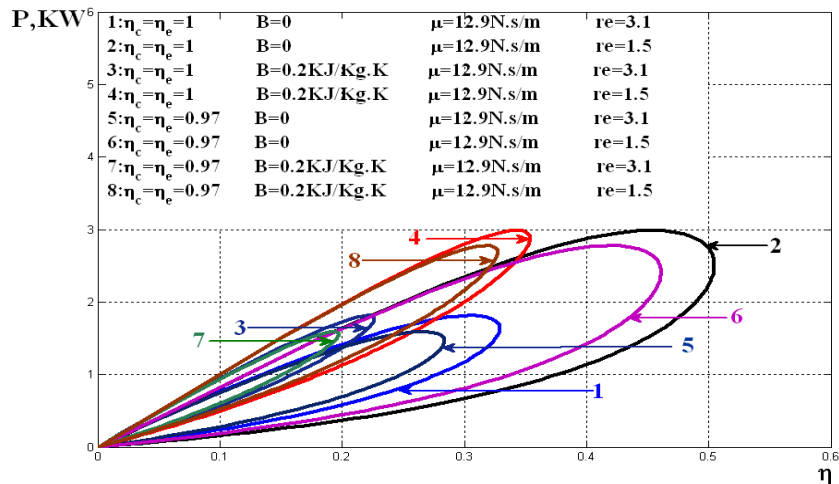


شکل ۵- تاثیر اتلاف انتقال حرارت و نسبت قطع پاشش روی راندمان حرارتی در $\eta_c = \eta_e = 1, \mu = 12.9$



شکل ۶- تاثیر اتلاف انتقال حرارت و نسبت قطع پاشش روی راندمان حرارتی در $\eta_c=\eta_e=0.97, \mu=12.9$

شکل (۷) اثر برگشت ناپذیری داخلی، اتلاف انتقال حرارت و نسبت قطع پاشش سوخت روی توان خروجی در برابر راندمان حرارتی را در $\mu=12.9N.s/m$ نشان می‌دهد. ماکزیمم توان خروجی در حالت‌های ۱ و ۳، ۲، ۴، ۵ و ۷ و همچنین در حالت‌های ۶ و ۸ برابر $1/8$ ، $3/8$ و $1/6$ و $2/8$ کیلو وات می‌باشد. ماکزیمم راندمان حرارتی برای حالت‌های ۱ تا ۸ برابر $0/33$ ، $0/5$ ، $0/23$ ، $0/35$ ، $0/28$ ، $0/46$ ، $0/197$ و $0/33$ است. با مقایسه منحنی ۱ با ۵، ۲ با ۶، ۳ با ۷ و همچنین ۴ با ۸ تاثیر برگشت ناپذیری داخلی را روی ماکزیمم توان خروجی و راندمان حرارتی در ماکزیمم توان خروجی نشان می‌دهد. افزایش برگشت ناپذیری داخلی با و بدون اتلاف انتقال حرارت در نسبت قطع $3/1$ و $1/5$ ماکزیمم توان خروجی را به ترتیب به میزان ۱۲ و ۷ درصد کاهش می‌دهد. این مقادیر کاهش برای ماکزیمم راندمان حرارتی بدون اتلاف انتقال حرارت $13/8$ و $8/7$ درصد و با اتلاف انتقال حرارت $12/8$ و $7/5$ درصد است. مقایسه منحنی‌های ۱ با ۳، ۲ با ۴، ۵ با ۷ و همچنین ۶ با ۸ نشان می‌دهد توان خروجی تحت تاثیر انتقال حرارت نیست (معادله ۲۹) در حالی که راندمان حرارتی در ماکزیمم توان خروجی کاهش می‌یابد (معادله ۳۰). با افزایش اتلاف انتقال حرارت در نسبت قطع پاشش $3/1$ و $1/5$ بدون برگشت ناپذیری داخلی، ماکزیمم راندمان حرارتی ۳۱ و ۳۰ درصد کاهش می‌یابد. کاهش ماکزیمم راندمان حرارتی برای این حالت با برگشت ناپذیری داخلی $30/4$ و ۲۹ درصد می‌باشد. مقایسه منحنی‌های ۱ با ۲، ۳ با ۴، ۵ با ۶ و همچنین ۷ با ۸ تاثیر r_c را بر ماکزیمم توان خروجی و راندمان حرارتی در ماکزیمم توان خروجی نشان می‌دهد. کاهش نسبت قطع پاشش سوخت از $3/1$ به $1/5$ بدون برگشت ناپذیری داخلی، با و بدون اتلاف انتقال حرارت ماکزیمم توان خروجی را به میزان ۶۵ درصد افزایش می‌دهد. افزایش ماکزیمم راندمان حرارتی در این حالت بدون اتلاف انتقال حرارت ۵۳ درصد و با اتلاف انتقال حرارت ۵۶ درصد است. همچنین کاهش r_c از $3/1$ به $1/5$ ماکزیمم توان خروجی را با برگشت ناپذیری داخلی، با و بدون اتلاف انتقال حرارت ۷۴/۶ درصد افزایش می‌دهد. ماکزیمم راندمان حرارتی در این حالت بدون اتلاف انتقال حرارت $62/5$ و با اتلاف انتقال حرارت $65/7$ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۷- تاثیر برگشت ناپذیری داخلی، اتلاف انتقال حرارت و نسبت قطع پاشش سوخت در $\mu=12.9$

۴- نتیجه گیری

این مقاله مدل سیکل دیزل استاندارد هوای برگشت ناپذیر را که به مدل واقعی نزدیکتر است را با در نظر گرفتن رابطه غیر خطی بین گرماهای ویژه سیال کاری و دمای متناظر با آن ها، اتلاف اصطکاک متناظر با سرعت متوسط پیستون، برگشت ناپذیر حاصل از راندمان های تراکم و انبساط، اتلاف انتقال حرارت و همچنین نسبت قطع پاشش سوخت پیشنهاد می نماید. روابط بهینه بین توان خروجی و نسبت تراکم، راندمان حرارتی و نسبت تراکم و همچنین رابطه بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی سیکل به دست آمده است. با افزایش نسبت تراکم توان خروجی نخست افزایش و پس از رسیدن به مقدار ماکزیمم خود با شدت بیشتری کاهش می یابد. نتایج نشان می دهد که با تغییر برگشت ناپذیری داخلی، اتلاف اصطکاک و نسبت قطع پاشش سوخت مقدار توان خروجی و راندمان حرارتی تغییر می کند. ماکزیمم توان خروجی $3/2$ کیلو وات در نسبت قطع $1/3$ و نسبت تراکم ۸ با اتلاف اصطکاک و بدون برگشت ناپذیری داخلی به دست می آید. همچنین ماکزیمم راندمان حرارتی در نسبت قطع $1/5$ و نسبت تراکم ۲۲ با در نظر گرفتن اتلاف اصطکاک، بدون اتلاف انتقال حرارت و بازگشت ناپذیری داخلی برابر $0/5$ می باشد. حداکثر تغییر ماکزیمم توان خروجی، افزایش آن به میزان $74/6$ درصد با کاهش نسبت قطع پاشش سوخت از $3/1$ به $1/5$ با در نظر گرفتن اتلاف اصطکاک و بدون اتلاف انتقال حرارت با برگشت ناپذیری داخلی است. با تغییر اتلاف انتقال حرارت، راندمان حرارتی تغییر می یابد. حداکثر افزایش راندمان حرارتی به میزان $65/7$ درصد با در نظر گرفتن برگشت ناپذیری داخلی و اتلاف انتقال حرارت و کاهش نسبت قطع پاشش سوخت از $3/1$ به $1/5$ است. این نتایج می تواند راهنمای مناسب برای ارزیابی عملکرد موتورهایی با سیکل واقعی باشد.

مراجع

- 1- Bhattacharyya, S., "Optimizing an irreversible Diesel cycle-fine tuning of compression ratio and cut-off ratio", Energy Conversion and Management, Vol. 41, pp. 847-854, 1999.
- 2- Zhao, Y., and Chen, J., "Optimum performance analysis of an irreversible Diesel heat engine by variable heat capacities of working fluid", Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 2595-2603, 2007.
- 3- Zhao, Y., Lin, B., Zhang, Y., and Chen, J., "Performance analysis and parametric optimum design of an irreversible Diesel heat engine", Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 3383-3392, 2006.
- 4- Palark, A., "Comparitive performance analysis of irreversible Dual and Diesel cycles under maximum power condition", Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 351-359, 2005.

- 5- Ge, Y., Chen, L., and Sun, F., "*Finite time thermodynamic and analysis for an irreversible Dual cycle*", Mathematical and computer modeling, Vol. 50, pp. 101-108, 2009.
- 6- Ge, Y., Chen, L., and Sun, F., "*Finite time thermodynamic and analysis for an irreversible Otto cycle*", Applied Energy, Vol. 85, pp. 618-624, 2008.
- 7- Zhao, Y., Chen, J., "*An irreversible heat engine model including three typical thermodynamic cycles and their optimum performance analysis*", International Journal of thermal Sciences, Vol. 46, pp. 605-613, 2007.
- 8- Chen, J., Zhao, Y., and He, J., "*Optimization criteria for the important parameters of an irreversible Otto heat engine*", Applied Energy, Vol. 83, pp. 228-238, 2006.
- 9- Chen, L., Ge, Y., Sun, F., and Wu, C., "*Effects of heat transfer, friction and variable specific heats of working fluid on performance of an irreversible Dual cycle*", Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 3224-3234, 2006.
- 10- Chen, L., Sun, F., and Wu, C., "*Optimal performance of an irreversible Dual cycle*", Applied Energy, Vol. 79, pp. 3-14, 2004.
- 11- Kolchin, A.E., and Demidov, V.P., *Calculation of automobile and tractor engine: Moscow*, Vishaya shkola, 2003.(in Russian).
- 12- Lin, J.C., and Hou, S.S., "*Effects of heat loss as percentage of fuels energy, friction and variable specific heats of working fluid on performance of air standard Otto cycle*", Energy Conversion and Management, Vol. 49, pp. 1218-1297, 2008.
- 13- Chen, L., Zeng, F., and Wu, C., "*Heat transfer effects on the net workoutput and power as function of efficiency for air standard diesel cycle*", Energy, Vol. 21, pp. 1201-1205, 1996.