

مقایسه عملکرد اتانول و بنزین با شبیه سازی ترمودینامیکی چرخه میلر در موتورهای احتراق داخلی

مرضیه حسین پور¹، رحیم ابراهیمی²، صابر طورسوادکوهی¹، علیرضا سلیمانی پور دامنا⁴

1- دانش آموخته کارشناسی ارشد مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه شهرکرد

2- استادیار، دانشگاه شهرکرد، دانشکده کشاورزی، گروه مکانیک ماشین های کشاورزی

3- دانش آموخته کارشناسی ارشد مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه تهران

marziyehoseinpoor@yahoo.com

چکیده

روند روبه رشد صنعت خودروسازی و به دنبال آن افزایش مصرف سوخت و آلودگی محیط زیست، در کنار کاهش روزافزون منابع نفتی و سوخت های فسیلی، لزوم بهره گیری از تکنولوژی های نو در راستای بهبود بازده حرارتی موتور و استفاده از سوخت های جایگزین آشکار می شود. بر این اساس در این تحقیق مدل چرخه ترمودینامیکی موتور بر اساس چرخه میلر و استفاده از دو سوخت بنزین و اتانول ارائه شده است. برای تحلیل عملکرد چرخه پس از بررسی فرآیندهای ترمودینامیکی چرخه میلر در نمودار فشار بر حسب حجم و محاسبه مقدار سیال عامل و خصوصیات ترمودینامیکی آن بر اساس دو سوخت بنزین و اتانول و مخلوطی همگن از هوا، درجه حرارت در نقاط اصلی کارکرد تعیین شد. سپس تغییرات پارامترهای عملکرد موتور شامل توان خروجی و بازده حرارتی بر حسب نسبت تراکم بر اساس چرخه میلر و دو سوخت بنزین و اتانول مورد ارزیابی قرار گرفت و نسبت به چرخه اتانول نیز مقایسه شد. بررسی نتایج نشان می دهد با افزایش نسبت تراکم توان خروجی و بازده حرارتی ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابند و با فرض بازده حجمی یکسان و سوخت اتانول توان خروجی و بازده حرارتی موتور افزایش می یابد، در شرایطی که عملکرد بهینه، توان در نقطه ماکزیمم بازده و بازده در نقطه ماکزیمم توان در چرخه میلر بزرگتر از چرخه اتانول خواهد بود. نتایج بدست آمده را می توان به چرخه های اتکینسون و دیزل و سایر سوخت های جایگزین تعمیم داد و با روشی عملی در روند طراحی و ارزیابی عملکرد موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار داد

کلمات کلیدی: اتانول، بنزین، بازده حرارتی، توان خروجی، چرخه میلر، نسبت تراکم

مقدمه

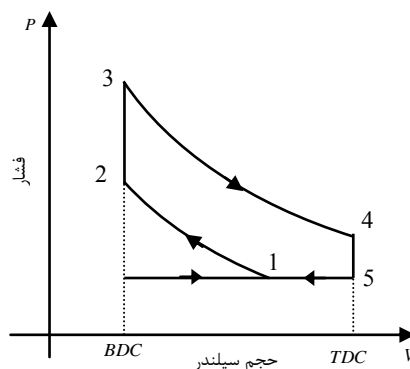
امروزه جهان در زمینه انرژی با دو بحران محدود بودن منابع سوخت های فسیلی و آلودگی محیط زیست روبرو می باشد. در این میان بخش حمل و نقل سهم عمده ای در مصرف انرژی و آلودگی محیط زیست به خود اختصاص داده است. لذا استفاده از سوخت های گیاهی همانند اتانول و بیو دیزل به عنوان راه حلی مناسب از سال ها پیش به منظور کاهش آلودگی زیست محیطی و تامین سوخت خودروها در دستور کار قرار گرفته است. اتانول به دو روش سینتتیک (مصنوعی) از طریق پتروشیمی و بر پایه مواد نفتی و گازی و بیواتانول یا اتانول زیستی از مواد کشاورزی، جنگلی و مرتعی و ضایعات آنها که دارای مواد قندی و نشاسته ای می باشند تولید می شود.

یکی دیگر از مواردی که در سال های اخیر به منظور بهبود بازده حرارتی و کاهش آلودگی موتورهای احتراق داخلی مورد توجه محققین قرار گرفته است، تحقیقات در زمینه چرخه ترمودینامیکی موتور و تبعا تغییر و بهینه سازی آن می باشد. در همین راستا در دهه 1940 چرخه میلر به عنوان پنجمین چرخه موتورهای احتراق داخلی مطرح شد، اصلی ترین مشخصه چرخه میلر بزرگتر بودن نسبت انبساط در برابر نسبت تراکم می باشد، چرخه میلر را می توان

با تغییر زمانبندی سوپاپ ورودی در موتورهای احتراق داخلی بکاربرد. این چرخه اولین بار در دهه 1990 در تعداد معدودی از موتورهای سواری مورد استفاده قرار گرفت. اما این چرخه هنوز نتوانسته به صورت کاملاً مطمئن و شناخته شده در صنعت و چرخه موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار بگیرد. بنابراین در اولین گام تحقیقات بیشتر برای شناسایی، تحلیل عملکرد و مشخص کردن پارامترهای بهینه کارکرد این چرخه لازم به نظر می‌رسد. در همین راستا در سال‌های اخیر کارهایی انجام شده که به مواردی از آن‌ها اشاره می‌کنیم. یک موتور اشتعال جرقه‌ای با در نظر گرفتن دو مدل هوای خالص و مخلوط گازها برای سیال عامل و گرمای ویژه متغیر نسبت به درجه حرارت مدل سازی شد (Abu-Nada et al., 2006). عملکرد یک چرخه بازگشت ناپذیر میلر با در نظر گرفتن گرمای ویژه ثابت تحلیل و معیارهای بهینه عملکرد چرخه محاسبه گردید (Zaho et al., 2007). میزان خروج اکسیدهای نیتروژن از موتور با کاربرد چرخه میلر مورد ارزیابی قرار گرفت (Wanget al., 2007). عملکرد چرخه‌های بازگشت ناپذیر استاندارد هوای دیزل و اتکینسون با فرض نسبت گرمای ویژه متغیر ارزیابی شد (Ebrahimi., 2010). تاثیر عوامل بازگشت ناپذیری بر عملکرد چرخه استاندارد هوا می‌میلر به کمک روش ترمودینامیک زمان محدود مورد بررسی قرار گرفت (ابراهیمی و همکاران، 1389). با توجه به مطالب ارائه شده بررسی عملکرد موتور تحت تاثیر تغییرات نوع سوخت و چرخه‌ی ترمودینامیکی لازم و ضروری به نظر می‌رسد در این راستا سعی خواهد شد فرآیندها و عملکرد چرخه میلر با استفاده از روابط ترمودینامیکی در موتور شبیه سازی شده و پارامترهای مهم عملکرد چرخه با در نظر گرفتن دو نوع سوخت بنزین و اتانول نسبت به یکدیگر مقایسه شوند. نتایج بدست آمده می‌تواند به طور کمی و کیفی در روند طراحی و ارزیابی عملکرد موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار داده شود.

شبیه سازی ترمودینامیکی

شکل (1) فرآیندهای ترمودینامیکی چرخه میلر را در نمودار تغییرات فشار بر حسب حجم نشان می‌دهد. در این شکل فرآیندهای 1 → 2، 2 → 3، 3 → 4، 4 → 5 و 5 → 1 معادل با فرآیند تراکم، احتراق، انبساط و تخلیه حرارتی در حجم و در فشار ثابت می‌باشند. در این چرخه سوپاپ تنفس در بخشی از کورس تراکم (فرآیند 5 → 1) باز مانده و سبب خواهد شد نسبت تراکم موثر کوچکتر از نسبت تراکم چرخه باشد. با توجه به شکل و در نظر گرفتن فرآیندها، نسبت تراکم r_c و نسبت تراکم موثر r_c^* طبق روابط زیر قابل محاسبه می‌باشند.



شکل 1- تغییرات فشار بر حسب حجم سیلندر در چرخه میلر

$$r_c = \frac{V_5}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

$$r_c^* = \frac{V_1}{V_2} = \frac{r_c}{r} \quad (1)$$

سیال عامل چرخه به عنوان مخلوطی همگن از سوخت و هوا در نظر گرفته شد. بنابراین با فرض یکسان بودن بازده حجمی جرم هوا در واحد زمان با استفاده از رابطه (2) بدست خواهد آمد.

$$\dot{m}_a = \eta_v \rho_{air} V_d N / 2 \quad (2)$$

در رابطه (2)، \dot{m}_a جرم هوا در واحد زمان، ρ_{air} چگالی هوا، V_d حجم جابجایی و N سرعت موتور می باشد. طبق تعریف نسبت هم‌ارزی، جرم سوخت در واحد زمان و جرم مخلوط سوخت و هوا قابل محاسبه می باشد.

$$\dot{m}_f = \frac{\eta_v \rho_{air} V_d N \phi}{2 A F_s} \quad (3)$$

در این رابطه، \dot{m}_f جرم سوخت، ϕ نسبت هم‌ارزی و $A F_s$ نسبت استوکیومتری هوا به سوخت می باشد. گرمای ویژه سیال با در نظر گرفتن کسر جرمی سوخت و هوا طبق رابطه زیر محاسبه می شود (Ferguson, 2002).

$$C_{pmix} = x_a C_{pa} + x_f C_{pf} \quad (4)$$

کسر جرمی سوخت x_f و کسر جرمی هوا x_a با در نظر گرفتن واکنش احتراق طبق روابط زیر محاسبه خواهند شد.

$$x_f = \frac{1}{1 + (A F_s / \phi)} \quad x_a = 1 - x_f \quad (5)$$

در محدوده 2500-3000 کلوین طبق (McBride, et al, 1993) رابطه چند جمله ای برای هوا، بنزین و اتانول استخراج گردید که با جایگذاری روابط (5) تا (8) در رابطه (4) گرمای ویژه مخلوط سوخت و هوا محاسبه می گردد.

$$C_{pa} = 0.913 + 0.007T - 5.941 \times 10^{-8} T^2 + 1.909 \times 10^{-12} T^3 \quad (6)$$

$$C_{pf} = 0.169 + 0.006T - 2.759 \times 10^{-6} T^2 + 4.643 \times 10^{-10} T^3 \quad (7)$$

$$C_{pf} = 0.29 + 0.0045T - 2 \times 10^{-6} T^2 + 3.2 \times 10^{-10} T^3 \quad (8)$$

گرمای ویژه در حجم ثابت نین با مشخص شدن ثابت گاز R_{mix} قابل محاسبه می باشد.

$$R_{mix} = \frac{R}{M_{mix}} = \frac{R}{y_a M_a + y_f M_f} \quad (9)$$

در رابطه (9)، R ثابت عمومی گازها، M_{mix} جرم مولی مخلوط، M_f جرم مولکولی سوخت، M_a جرم مولکولی هوا و y_a و y_f به ترتیب برابر با کسر مولی هوا و سوخت بوده و طبق رابطه (10) محاسبه خواهند شد.

$$y_f = \frac{1}{1 + 4.76(\alpha_s / \phi)} \quad y_a = 1 - y_f \quad (10)$$

تعداد مول‌های استوکیومتری اکسیژن α_s می باشد. گرمای ورودی و خروجی نیز به صورت زیر محاسبه خواهد شد.

$$Q_m = \dot{m}_{mix} C_{vmix} (T_3 - T_2) \quad (11)$$

$$Q_{out} = \dot{m}_{mix} C_{Pmix} (T_4 - T_5) + \dot{m}_{mix} C_{Vmix} (T_5 - T_1) \quad (12)$$

با استفاده از تغییرات آنتروپی، درجه حرارت در نقاط اصلی کارکرد نیز بر اساس رابطه زیر قابل محاسبه می باشد.

$$\Delta S = C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dV}{V} \quad (13)$$

در این رابطه ΔS برابر تغییرات آنتروپی می باشد. با در نظر گرفتن فرآیندهای آدیاباتیک در حالت بازگشت پذیر داخلی تغییرات آنتروپی در طی فرآیندهای انبساط و تراکم برابر صفر خواهد بود (Cengel, 1998). همچنین با فرض کل چرخه در حالت بازگشت پذیر داخلی مجموع تغییرات آنتروپی در طی دیگر فرآیندهای چرخه (احتراق و تخلیه) مساوی صفر خواهد بود (Al-Sarkhi, et al, 2006). تغییرات آنتروپی و در نتیجه درجه حرارت در نقاط اصلی نیز با انتگرال گیری از گرمای ویژه مخلوط سوخت و هوا در طی فرآیندهای مورد نظر محاسبه خواهد شد.

$$\Delta S_{1 \rightarrow 2} = \Delta S_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad \Delta S_{2 \rightarrow 3} + \Delta S_{4 \rightarrow 5} + \Delta S_{5 \rightarrow 1} = 0 \quad (14)$$

انتقال حرارت به عنوان یکی از فرض های بازگشت ناپذیری طبق رابطه زیر در مدل لحاظ شد (Ge, et al, 2007).

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{fuel} - \dot{Q}_{loss} = \dot{m}_f \eta_c Q_{LHV} - \dot{m}_{mix} B (T_3 + T_2) \quad (15)$$

در این رابطه، \dot{Q}_{loss} تلفات حرارتی، B ضریب انتقال Q_{LHV} ارزش حرارتی سوخت و η_c بازده احتراق می باشند. تلفات توان اصطکاکی نیز به عنوان یکی از عوامل بازگشت ناپذیری، بر اساس رابطه زیر محاسبه شد که در این رابطه، P_μ تلفات توان، μ ضریب اصطکاک، L طول کورس و v سرعت پیستون می باشد (Ge, et al, 2007).

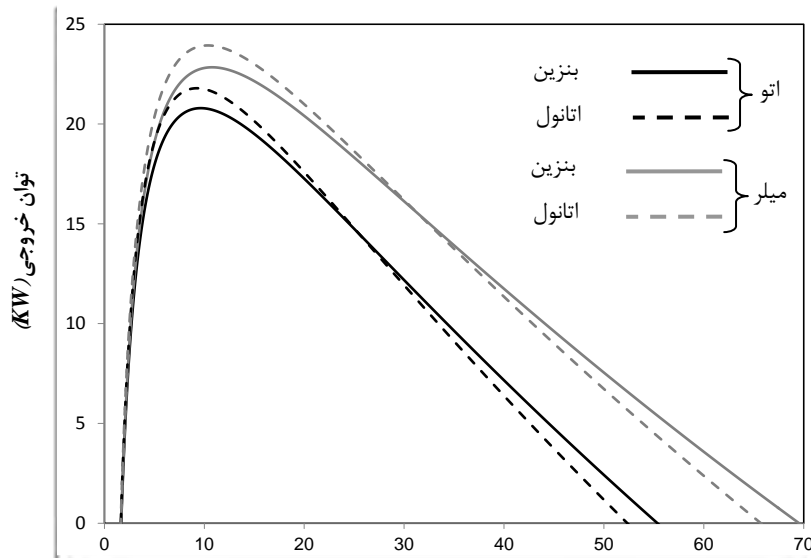
$$P_\mu = F_\mu \bar{v} = -\mu \bar{v}^2 = -\mu (2LN)^2 \quad (16)$$

در نهایت توان خروجی P_b و بارده حرارتی η طبق روابط زیر محاسبه می شوند (Ferguson, 2002).

$$P_b = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} - P_\mu \quad \eta = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} - P_\mu}{\dot{Q}_{in}} \quad (17)$$

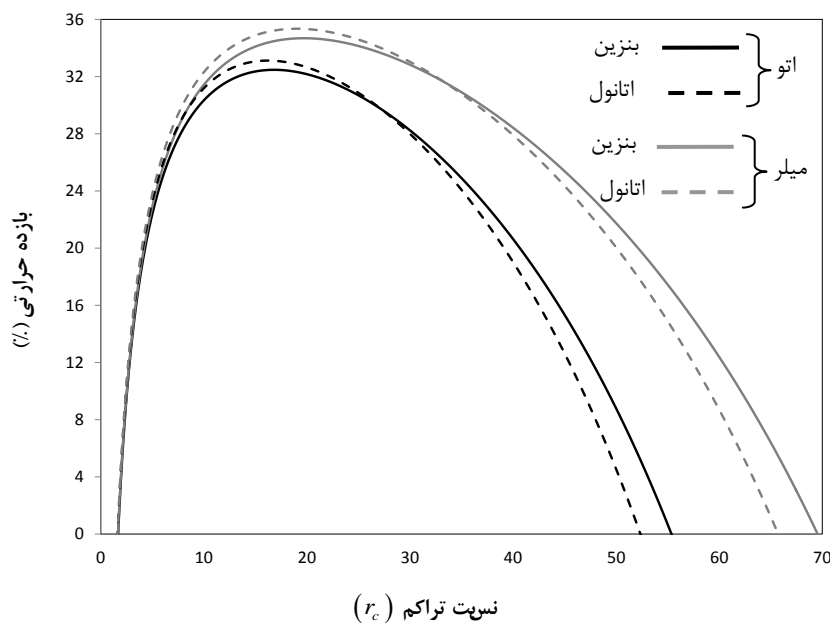
نتایج و بحث

در تجزیه و تحلیل عددی پارامترهای عملکرد، مقادیر مراجع (Ferguson, 2002, Ge, et al, 2007) استفاده شد. برای r دو مقدار 1 و 1/25 در نظر گرفته که به ترتیب چرخه اتو و میلر ارزیابی می گردد. شکل (2) تغییرات توان خروجی بر حسب نسبت تراکم برای چرخه میلر و اتو را با فرض دو نوع سوخت اتانول و بنزین نشان می دهد.



با توجه به شکل توان خروجی برای هر چرخه با افزایش نسبت تراکم (r_c) تراکم ابتدا افزایش و سپس کاهش خواهد یافت و در هر دو چرخه میلر و اتو با فرض سوخت اتانول توان خروجی به طور متوسط 5٪ نسبت به بنزین افزایش خواهد یافت. مقایسه چرخه اتو و میلر نیز نشان می‌دهد که در هر دو حالت (اتانول و بنزین) توان خروجی چرخه میلر به طور متوسط 3/8٪ نسبت به چرخه اتو افزایش می‌یابد. با مقایسه چهار حالت نیز توان خروجی ماکزیمم با فرض چرخه میلر و سوخت اتانول بدست خواهد آمد که در مقایسه با حالت پایه، چرخه اتو و سوخت بنزین 15٪ افزایش می‌یابد.

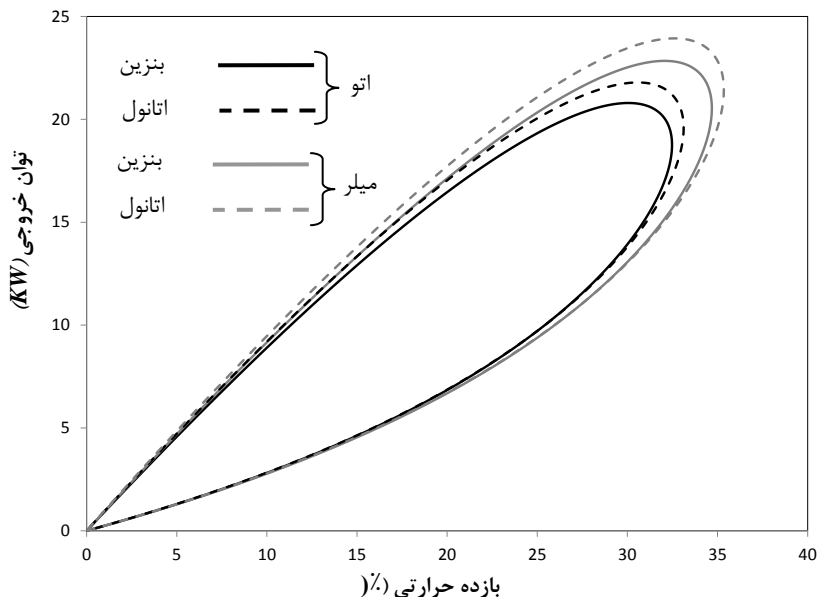
شکل (3) تغییرات بازده حرارتی بر حسب نسبت تراکم برای چرخه میلر و اتو را با فرض دو نوع سوخت اتانول و بنزین بررسی می‌کند.



شکل 3- تغییرات بازده حرارتی بر حسب نسبت تراکم

با توجه به شکل بازده حرارتی برای هر چرخه با افزایش نسبت تراکم ابتدا افزایش و سپس کاهش خواهد یافت و در هر دو چرخه میلر و اتو با فرض سوخت اتانول بازده حرارتی به طور متوسط 2٪ نسبت به بنزین افزایش خواهد یافت. مقایسه چرخه میلر و اتو نیز نشان می دهد که در هر دو حالت (اتانول و بنزین) بازده حرارتی چرخه میلر نسبت به اتو به طور متوسط 7٪ افزایش می یابد. بنابراین با فرض چرخه میلر و سوخت اتانول بیشترین بازده حرارتی بدست خواهد آمد در شرایطی که بازده حرارتی ماکزیمم در این حالت نسبت به حالت پایه (چرخه اتو و سوخت بنزین) 8٪ افزایش می یابد.

در شکل (4) تغییرات بازده حرارتی بر حسب توان خروجی نشان داده شده است. با توجه به شکل در هر دو چرخه عملکرد بهینه و یا توان در نقطه ماکزیمم بازده و بازده در نقطه ماکزیمم توان با فرض سوخت اتانول بیشتر از بنزین است. همچنین در هر دو حالت عملکرد بهینه در چرخه میلر نسبت به چرخه اتو افزایش خواهد یافت. به طوریکه با فرض سوخت اتانول توان خروجی در نقطه ماکزیمم بازده در چرخه اتو و میلر به ترتیب 19/5 و 21/4 و بازده حرارتی در نقطه ماکزیمم توان نیز برابر با 30/6٪ و 32/56٪ می باشد. همچنین این منحنی ها نشان می دهد که تغییرات توان بر حسب بازده به صورت حلقه ای شکل بوده که در توافق با نتایج تجربی می باشد.



شکل 4- تغییرات توان خروجی بر حسب بازده حرارتی

نتیجه گیری :

در این تحقیق پارامترهای مهم عملکرد موتور با ش بیه سازی چرخه ترمودینامیکی میلر و دو نوع سوخت بنزین و اتانول و فرض های بازگشت ناپذیری ارزیابی شد. بررسی پارامترهای عملکرد چرخه تحت تاثیر دو نوع سوخت بنزین و اتانول و تغییرات نسبت تراکم نشان می دهد، با افزایش نسبت تراکم توان خروجی و بازده حرارتی ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد. با کاربرد اتانول و چرخه میلر توان خروجی و بازده حرارتی نسبت به بنزین و چرخه اتو افزایش می یابد. نتایج بدست آمده را می توان به چرخه های اتکینسون و دیزل و سوخت های جایگزین دیگر تعمیم داده و به طور کمی و کیفی در روند طراحی و ارزیابی عملکرد موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار داد.

4- منابع

- ابراهیمی، ر.، حسین پور، م.، " تحلیل عددی تاثیر عوامل بازگشت ناپذیری بر عملکرد چرخه میلر به روش ترمودینامیک زمان محدود "، مجموعه مقالات سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، اسفند 1388
- Abu-Nada, E., Al-Hiniti, I., Al-Sarkhi, A., 2007, Thermodynamic analysis of spark-ignition engine using a gas mixture model for the working fluid, *J of Energy Reserch*;31:1031-1046.
- Al-Sarkhi. A. Jaber J. Probert S. 2006. Efficiency of Miller engine. *Applied Energy* 83:343-359.
- Cengel Y.A. and Boles M.A. 1998. *Thermodynamic Engineering Approach*. McGraw-Hill,
- Ebrahimi, R., 2020, Performance of an endoreversible Atkinson cycle with variable specific heat ratio of working fluid working fluid, *J of American Science*;6(2):12-17.
- Ferguson, C., Kirkpatric, A., 2002 *Internal Combustion Engine: Applied Thermosciences*, Wiley:
- Ge, Y., L, Chen., F.Sun, 2007, Finite-time thermodynamic modeling and analysis of an irreversible Otto-cycle, *Journal of Applied Energy*; 85:618-624.
- McBride B. Gordan S. and Reno M. 1993. Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species. NASA Technical Memorandum-4513.
- Zhao.Y, and J.Chen, 2007, Performance analysis of an irreversible Miller heat engine and its optimum criteria, *Journal of Applied Thermal Engineering*; 27:2051-2058.
- Wang, Y., L, Lin., A.P, Roskilly., S, Zeng., J, Huang., Y, He., H, Yunxin., H, Xiaodong., H, Huilan., W, Haiyan., L, Shangping., Y, Jing.,2007, An analytic study of applying Miller cycle to reduce NOx emission from petrol engine , *Journal of Applied Thermal Engineering*,; 27:1779-89.