

مدل‌سازی محاسباتی توان و راندمان حرارتی در یک چرخه دیزل برگشت‌ناپذیر با ظرفیت گرماهای ویژه متغیر

نگار اصغری^۱، سید رضا موسوی سیدی^{۲*}

^۱ دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده مهندسی زراعی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری، ایران

^۲ استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده مهندسی زراعی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری، ایران
*نویسنده مسئول:

پست الکترونیکی: mousavi22@yahoo.com

دریافت: ۱۳۹۴/۰۷/۰۷ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۲/۰۵

چکیده

در این تحقیق عملکرد سیکل دیزل استاندارد هوا با استفاده از ترمودینامیک زمان محدود بررسی شده است. در این مدل رابطه غیرخطی بین گرماهای ویژه سیال کاری و دمای متناظر با آن‌ها، اتلاف اصطکاکی متناظر با سرعت متوسط پیستون، برگشت‌ناپذیری‌هایی حاصل از راندمان‌های تراکم و انبساط، اتلاف انتقال حرارت و تعداد سیکل موتور در نظر گرفته شده‌اند. رابطه بین توان خروجی و نسبت تراکم و همچنین رابطه بین راندمان حرارتی و نسبت تراکم به کمک روش‌های عددی و با استفاده از نرم افزار MATLAB مورد بررسی قرار گرفت. اثر برگشت‌ناپذیری‌های داخلی، اتلاف انتقال حرارت، اتلاف اصطکاکی و تعداد سیکل موتور روی عملکرد سیکل بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش برگشت‌ناپذیری داخلی، اتلاف اصطکاکی و تعداد سیکل موتور، توان خروجی و راندمان حرارتی کاهش می‌یابد. اتلاف انتقال حرارت هیچ تأثیری روی توان خروجی ندارد. همچنین افزایش اتلاف انتقال حرارت، منجر به کاهش راندمان حرارتی می‌شود.

واژه‌های کلیدی: ترمودینامیک زمان محدود، سیکل دیزل، ظرفیت گرماهای ویژه، برگشت‌ناپذیری داخلی، اصطکاک

۱- مقدمه

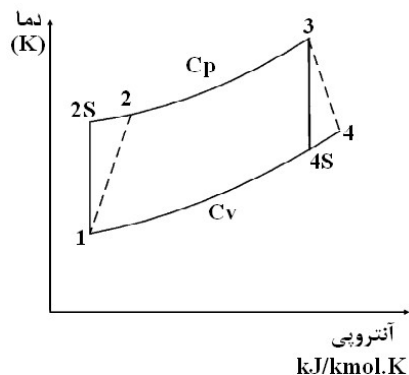
نسبت قطع، بهینه گردیدند. ارزش‌های بهینه این نسبت‌ها با ارزش‌های استاندارد موتورهای واقعی مقایسه شدند. سیکل همچنین نمودار توان حلقه‌ای شکل در برابر منحنی راندمان را که مشخصات عملکرد موتورهای حرارتی واقعی را نشان می‌دهد، ارائه نمود (Battacharyya, 2000).

سیکل دیزل یکی از مدل‌های مهم موتورهای حرارتی می‌باشد. مدل برگشت‌ناپذیر سیکل دیزل استاندارد هوا برای حرارت کلی و اتلاف اصطکاکی در عبارت اصطکاکی معادل وجود دارند. توان خروجی و راندمان حرارتی سیکل با توجه به نسبت تراکم و

بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی با نسبت تراکم و همچنین رابطه بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی سیکل به دست آمد. رابطه غیرخطی بین گرماهای ویژه سیال کاری و دما، اتلاف اصطکاکی متناظر با سرعت متوسط پیستون و برگشت‌ناپذیری داخلی با استفاده از راندمان‌های تراکم و انبساط توضیح داده شد و همچنین اتلاف انتقال حرارت، در نظر گرفته شد. نتایج به دست آمده راهنمایی برای طراحی موتورهای احتراق داخلی واقعی فراهم آورد (Ge et al., 2008). مدل موتور حرارتی دوگانه برگشت‌ناپذیر که شامل سیکل‌های اتو و دیزل است، ارائه و برای بررسی تأثیر برگشت‌ناپذیری‌های حاصل از فرآیندهای آدیاباتیک، فرآیندهای زمان محدود و اتلاف نشت حرارت از طریق دیواره سیلندر روی عملکرد سیکل به کار گرفته شد. تأثیر پارامترهای طراحی مختلف روی عملکرد سیکل بررسی شد و توان خروجی و راندمان حرارتی سیکل به دست آمد. عملکرد بهینه سیکل‌های اتو و دیزل برگشت‌ناپذیر در دو مورد ویژه سیکل دوگانه گنجانده شده و به علاوه منحنی‌های مشخصه عملکرد سه موتور حرارتی ارائه شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که توان سه موتور حرارتی ذکر شده در بالا مستقل از اتلاف نشت گرما و راندمان آن‌ها وابسته به اتلاف نشت گرما می‌باشد (Zhao and Chen, 2007). مدل سیکل برگشت‌ناپذیر موتور حرارتی اتو به دست آمد که غالباً شامل برگشت‌ناپذیری‌های حاصل از فرآیندهای تراکم و انبساط غیر آیزنتروپیک، فرآیندهای زمان محدود و اتلاف حرارت از طریق دیواره سیلندر است. در این

مدل سیکل برگشت‌ناپذیر موتور حرارتی دیزل را با در نظر گرفتن ظرفیت‌های گرمایی متغیر سیال کاری، برگشت‌ناپذیری‌های حاصل از فرآیندهای تراکم و انبساط غیر آیزنتروپیک و اتلاف نشت حرارت از طریق دیواره سیلندر، به دست آمد. عبارات خروجی، کار و راندمان حرارتی سیکل را با معرفی نسبت فشار و راندمان‌های تراکم و انبساط ارائه نمود. منحنی‌های مشخصه عملکرد موتور و میزان بهینه پارامترهای مهم به دست آمده‌اند. نتایج به دست آمده اساس تئوری طراحی بهینه و کار موتورهای دیزل واقعی را فراهم می‌آورد (Zhao and Chen, 2007). برگشت‌ناپذیری داخلی با استفاده از راندمان‌های تراکم و انبساط، تعریف و عملکرد سیکل دیزل در دمای ثابت، بررسی شد. سپس با استفاده از این راندمان حرارتی، تعریف جدیدی معرفی شد (Zhao and Chen, 2006). در تحقیقی به آنالیز عملکرد مقایسه‌ای و بهینه‌سازی براساس میزان ماکزیمم توان و راندمان حرارتی برای سیکل‌های دوگانه و دیزل برگشت‌ناپذیر پرداخته شد. عملکرد بهینه و پارامترهای طراحی سیکل‌ها به طور تحلیلی به دست آمده‌اند و با یکدیگر مقایسه شده‌اند (Palark, 2005). اثر برگشت‌ناپذیری‌های داخلی روی عملکرد سیکل‌ها در عبارت راندمان‌های آیزنتروپیک برای فرآیندهای تراکم و انبساط بررسی گردید. نتایج به دست آمده اساس تئوری کلی را برای طراحی بهینه و کار موتورهای واقعی به دست آورد. عملکرد سیکل اتو استاندارد هوا با استفاده از ترمودینامیک زمان محدود آنالیز شد و مدل سیکل برگشت‌ناپذیری که به مدل واقعی نزدیک‌تر است، مشخص گردید. روابط

فرآیند انبساط واقعی را در نظر گرفته است و مرحله ۴←۱ گرمای از دست داده شده فرآیند هم حجم می‌باشد (Zhao and Chen, 2007).



شکل ۱. نمودار دما-آنتروپی سیکل دیزل برگشت‌ناپذیر
Fig. 1. T-s diagram of irreversible Diesel cycle

در اغلب مدل‌های سیکل فرض می‌شود سیال کاری مانند گاز ایده‌ال با گرمایی ویژه ثابت رفتار می‌کند، اما این فرض تنها برای تغییرات دمایی کوچک منطقی می‌باشد. این فرض برای تغییرات دمایی بزرگ که سیکل‌های واقعی با آن مواجه هستند، به کار نمی‌رود.

داده‌های ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت و در درجه حرارت‌های متفاوت استخراج شد (Kolchin and Demidov, 2003). با استفاده از این داده‌ها معادلات ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت برای دو محدوده درجه حرارت به شرح زیر به دست می‌آید.

ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت (C_v) و ضریب تبیین (R^2) برای تغییرات دمایی ۰ - ۱۵۰۰ درجه کلونین مطابق معادله زیر می‌باشد:

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

$$R^2 = 0.999 \quad (1)$$

تحقیق توان خروجی و راندمان حرارتی به دست آمد (Ge et al., 2005). همچنین چن و همکاران (۲۰۰۶) در مطالعات دیگری عملکرد ترمودینامیکی سیکل دوگانه استاندارد هوا را با در نظر گرفتن اتلاف انتقال حرارت، اصطکاک و گرمایی ویژه متغیر و ثابت سیال کاری بررسی نمودند (Ge et al., 2005; Ge et al., 2008). این مقاله گرمایی ویژه متغیر را در محدوده دمایی ۰ - ۳۵۰۰ درجه کلونین به دست آورده است که در آن عملکرد سیکل دیزل برگشت‌ناپذیر با در نظر گرفتن انتقال حرارت، اصطکاک و اتلاف‌های برگشت‌ناپذیری داخلی هنگامی که دمای ماکزیمم سیکل، ثابت فرض شود، مطالعه شده است. سپس روابط بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی با نسبت تراکم، تأثیر تعداد سیکل موتور در نسبت تراکم‌های متفاوت روی توان خروجی بررسی شد. آنگاه نقاط بهینه تعیین شد. این نتایج را می‌توان برای ارزیابی عملکرد موتورهایی با چرخه واقعی مورد استفاده قرار داد.

۲- مدل سیکل

شکل (۱) مدل سیکل دیزل استاندارد هوا را نشان می‌دهد. مرحله ۱←۲ یک فرآیند تراکم آدیباتیک برگشت‌پذیر است. مرحله ۲←۱ فرآیند آدیباتیک برگشت‌ناپذیر می‌باشد که برگشت‌ناپذیری داخلی در فرآیند تراکم واقعی را در نظر گرفته است. مرحله ۲←۳ افزایش حرارت هم فشار می‌باشد و مرحله ۳←۴ یک فرآیند انبساط آدیباتیک برگشت‌پذیر می‌باشد. مرحله ۳←۴ فرآیند آدیباتیک برگشت‌ناپذیر است که برگشت‌ناپذیری داخلی در

$$0.7205T]_{T_1}^{1500} + M[1.575 \times 10^{-1} T^4 - 1.88 \times 10^{-8} T^3 + 1.049 \times 10^{-4} T^2 + 0.6144T]_{1500}^{T_4} \quad (5)$$

واحد Q_{in} و Q_{out} ، KW است. M میزان جریان جرم سیال کاری می‌باشد و واحد آن kg/s است، T_1 دمای سیال کاری در ابتدای فرآیند تراکم آدیباتیک برگشت‌ناپذیر، T_2 دمای سیال کاری در انتهای فرآیند تراکم آدیباتیک برگشت‌ناپذیر، T_3 دمای سیال کاری در انتهای فرآیند احتراق برگشت‌ناپذیر و T_4 دمای سیال کاری در انتهای فرآیند انبساط آدیباتیک برگشت‌ناپذیر می‌باشند.

برای دو فرآیند آدیباتیک ۱←۲ و ۳←۴ راندمان‌های تراکم (η_c) و انبساط (η_e) به صورت زیر می‌باشد (Ge et al., 2005 & Ge et al., 2008).

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (6)$$

$$\eta_e = \frac{T_4 - T_3}{T_{4s} - T_3} \quad (7)$$

این دو راندمان برای توصیف برگشت‌ناپذیری داخلی فرآیندهای تراکم و انبساط به کار می‌روند. T_{2s} ، دمای سیال کاری در انتهای فرآیند تراکم آدیباتیک برگشت‌پذیر و T_{4s} دمای سیال کاری در انتهای فرآیند انبساط آدیباتیک برگشت‌پذیر هستند.

از معادله (۶) و (۷)، T_2 و T_4 مطابق معادلات زیر می‌باشند:

$$T_2 = \left(1 - \frac{1}{\eta_c}\right) T_1 + \left(\frac{1}{\eta_c}\right) T_{2s} \quad (8)$$

$$T_4 = (1 - \eta_e) T_3 + \eta_e T_{4s} \quad (9)$$

از آنجایی که C_p و C_v وابسته به دما هستند توان آدیباتیک $k = C_p / C_v$ با دما تغییر خواهد کرد. بنابراین معادله‌ای را که اغلب در فرآیند آدیباتیک برگشت‌پذیر با k ثابت استفاده می‌شد را نمی‌توان در

ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت برای تغییرات دمایی ۳۵۰۰ - ۱۵۰۰ درجه کلوین از طریق معادله زیر به دست می‌آید:

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

$$R^2 = 1 \quad (2)$$

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

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

که در آن $R_g = 0.287$ kJ/kg.K، ثابت گاز سیال کاری است. واحد C_p و C_v ، kJ/kg.K می‌باشد.

گرمای اضافه شده (Q_{in}) و خارج شده (Q_{out}) در هر ثانیه از سیال کاری در طول مراحل ۲←۳ و ۴←۱ برابر است با:

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

$$Q_{out} = M \int_{T_1}^{T_4} C_v dT = M \int_{T_1}^{1500} (-6.03 \times 10^{-11} T^3 + 1.756 \times 10^{-7} T^2 - 5.99 \times 10^{-5} T + 0.7205) dT + M \int_{1500}^{T_4} (6.3 \times 10^{-12} T^3 - 5.64 \times 10^{-8} T^2 + 1500 + 2.098 \times 10^{-4} T + 0.6144) dT = M[-1.5075 \times 10^{-11} T^4 + 5.8533 \times 10^{-8} T^3 - 2.995 \times 10^{-5} T^2 +$$

برای فرآیند افزایش گرمای هم حجم $i \rightarrow j$ ، گرمای 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 (Ge et al., 2008).

بنابراین داریم: $\bar{T} = (T_j - T_i) / \ln(T_j/T_i)$ که 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 (۱۵) برای C_v ، $T = (T_j - T_i) / \ln(T_j/T_i)$ می‌باشد.

نسبت تراکم (r_c) به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (16)$$

بنابراین معادلات فرآیند آدیاباتیک برگشت‌پذیر ۱-۲s به شرح زیر می‌باشند:

$$C_v \ln \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right) = R_g \ln \left(\frac{V_1}{V_{2s}} \right) \quad (17)$$

$$\frac{V_1}{V_{2s}} = \frac{T_2}{T_{2s}} \frac{V_1}{V_2} \quad (18)$$

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:

$$\frac{V_1}{V_{2s}} = \left(\frac{T_{2s} + \eta_c T_1 - T_1}{T_{2s} \eta_c} \right) \frac{V_1}{V_2} \quad (19)$$

$$C_v \ln \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right) - R_g \ln \left(\frac{T_{2s} + \eta_c T_1 - T_1}{T_{2s} \eta_c} \right) = R_g \ln r_c \quad (20)$$

در رابطه‌های (۲۰)-(۱۶)، V_1 و V_2 به ترتیب، حجم سیال کاری در ابتدا و انتهای فرآیند تراکم آدیاباتیک برگشت‌ناپذیر و V_{2s} حجم سیال کاری در انتهای فرآیند تراکم آدیاباتیک برگشت‌پذیر هستند.

همچنین معادلات فرآیند آدیاباتیک برگشت‌پذیر ۳-۴s به شرح زیر می‌باشند:

$$C_v \ln \left(\frac{T_{4s}}{T_3} \right) = R_g \ln \left(\frac{V_3}{V_{4s}} \right) \quad (21)$$

فرآیند آدیاباتیک برگشت‌پذیر با k متغیر به کار برد. تقریب مهندسی مناسب برای فرآیند آدیاباتیک با k متغیر را می‌توان به دست آورد. این فرآیند می‌تواند به تعداد زیادی فرایندهای کوچک جدا نشدنی تبدیل شود و برای هر یک از این فرایندها توان آدیاباتیک k می‌تواند ثابت در نظر گرفته شود. برای مثال هر فرآیند آدیاباتیک بین حالت‌های i و j می‌تواند شامل تعداد زیادی فرایندهای کوچک جدا نشدنی با k ثابت در نظر گرفته شود. برای هر یک از این فرایندها وقتی تغییر کوچک جدا نشدنی dT در دما و تغییر dV در حجم سیال کاری روی می‌دهد، معادله فرآیند آدیاباتیک با k متغیر را می‌توان مطابق معادله (۱۰) نوشت (Lin and Hou, 2008).

$$TV^{k-1} = (T + dT)(V + dV)^{k-1} \quad (10)$$

با بسط دو جمله‌ای نیوتن طرف دوم معادله (۱۰) و با صرف نظر کردن از جمله‌های کوچک، خواهیم داشت:

$$(T + dT)(V + dV) = (T + dT)(V^{k-1} + (k-1)V^{k-2}dV) \quad (11)$$

با حاصل ضرب طرفین داریم:

$$TV^{k-1} + (k-1)TV^{k-2}dV + V^{k-1}dT = TV^{k-1} \quad (12)$$

سپس معادله (۱۲) به صورت زیر مرتب می‌شود:

$$(k-1) \frac{dV}{V} = - \frac{dT}{T} \quad (13)$$

و با جایگذاری $k-1 = R_g/C_v$ در معادله (۱۳)،

رابطه زیر به دست می‌آید:

$$R_g \frac{dV}{V} = -C_v \frac{dT}{T} \quad (14)$$

و با انتگرال‌گیری از طرفین خواهیم داشت:

$$R_g \ln \frac{V_i}{V_j} = C_v \ln \frac{T_j}{T_i} \quad (15)$$

اتلاف اصطکاکی پیستون (f_{μ}) بر حسب N عبارت است از (Chen *et al.*, 2004):

$$f_{\mu} = \mu \bar{v} = \mu \frac{dx}{dt} \quad (26)$$

μ ضریب اصطکاکی و واحد آن $N.s/m$ است که اتلاف کلی را در نظر می‌گیرد و x تغییر مکان پیستون و واحد آن m می‌باشد. در نتیجه توان اتلاfi (P_{μ}) بر حسب kW برابر است با:

$$P_{\mu} = \frac{dw_{\mu}}{dt} = \mu \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = \mu \bar{v}^2 \quad (27)$$

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

$$4L = 4(x_1 - x_2) \quad (28)$$

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

$$\bar{v} = 4LN \quad (29)$$

که x_1 و x_2 به ترتیب موقعیت‌های پیستون در حجم های ماکزیمم و مینیمم بر حسب m می‌باشند و N تعداد سیکل موتور ($cycles/s$) است.

توان خروجی (P_{di}) و راندمان حرارتی (η_{di}) سیکل به ترتیب برابر $P_{di} = Q_{in} - Q_{out} - P_{\mu}$ و $\eta_{di} = P_{di} / (Q_{in} + Q_{leak})$ است (Ge *et al.*, 2008). بنابراین توان خروجی بر حسب kW و راندمان حرارتی سیکل به ترتیب برابر است با:

$$P = M[1.575 \times 10^{-1} (T_3^4 - T_4^4) - 1.88 \times 10^{-8} (T_3^3 - T_4^3) + 1.049 \times 10^{-4} (T_3^2 - T_4^2) + 2.995 \times 10^{-5} (T_2^2 - T_1^2) + 0.7205T_1 + 0.9014T_3 - 1.0075T_2 - 0.6144T_4] - \mu v^2 \quad (30)$$

$$\frac{V_3}{V_{4s}} = \frac{T_3 V_2}{T_2 V_1} \quad (22)$$

$$C_v \ln \left(\frac{T_{4s}}{T_3} \right) - R_g \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = -R_g \ln r_c \quad (23)$$

در رابطه‌های (۲۳)-(۲۱)، V_3 حجم سیال کاری در انتهای کورس احتراق برگشت‌ناپذیر و V_{4s} حجم سیال کاری در انتها کورس انبساط آدیاباتیکی برگشت‌پذیر هستند.

برای مدل سیکل دیزل ایده‌ال هیچ اتلاف انتقال گرمایی وجود ندارد. در صورتی که برای سیکل دیزل واقعی برگشت‌ناپذیری، انتقال گرما بین سیال کاری و دیواره سیلندر قابل چشم‌پوشی نمی‌باشد. می‌توان فرض کرد که دمای دیواره ثابت و اتلاف انتقال حرارت از طریق دیواره سیلندر (اتلاف نشت گرما) متناسب با دمای متوسط 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 می‌باشد (Chen *et al.*, 1996)

$$Q_{in} = A_1 - MB_1 \left(\frac{T_2 + T_3}{2} - T_0 \right) \quad (24)$$

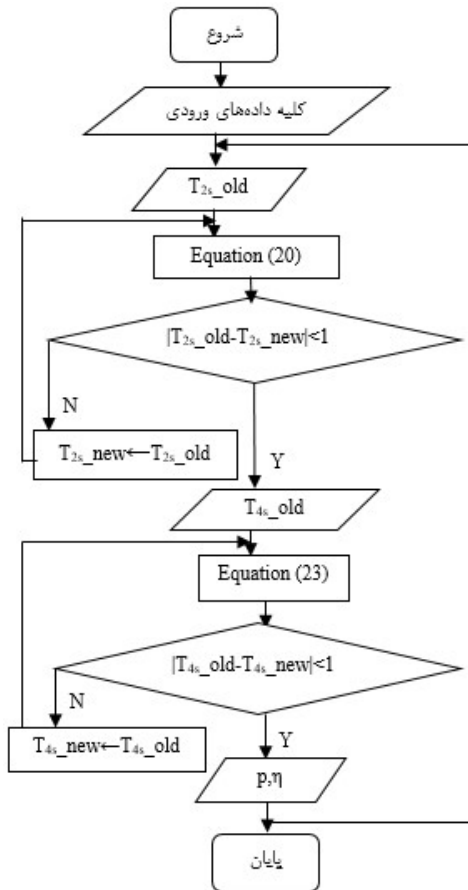
معادله (۲۴) نشان می‌دهد که Q_{in} شامل دو قسمت می‌باشد:

قسمت اول A_1 ، گرمای آزاد شده توسط احتراق در هر ثانیه و قسمت دوم اتلاف نشت گرما (Q_{leak}) در هر ثانیه می‌باشد که به شرح زیر است (Ge *et al.*, 2006; Ge *et al.*, 2007)

$$Q_{leak} = MB(T_2 + T_3 - 2T_0) \quad (25)$$

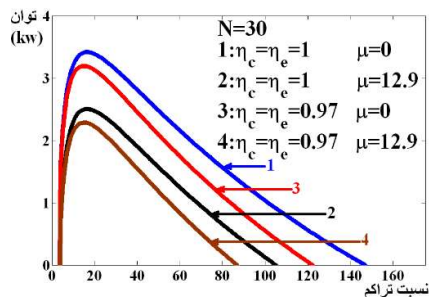
واحد A_1 ، kW ، B_1 و $KJ/kg.K$ است و داریم:

$$B = B_1 / 2$$



شکل ۲. فلوچارت محاسبه توان خروجی و راندمان حرارتی

Fig. 2. Flowchart of computer program for computation of power output and thermal efficiency



شکل ۳. تأثیر برگشت‌ناپذیری داخلی و اتلاف اصطکاکی روی توان خروجی

Fig. 3. Influence of internal irreversibility and friction loss on the power output

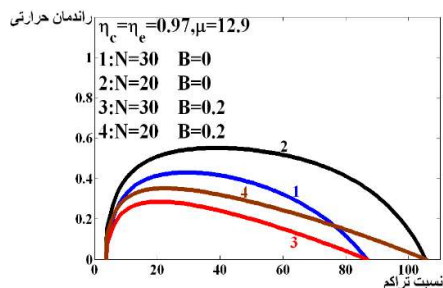
$$\eta = \{M[1.575 \times 10^{-12}(T_3^4 - T_4^4) - 1.88 \times 10^{-8}(T_3^3 - T_4^3) + 1.049 \times 10^{-4}(T_3^2 - T_4^2) + 1.5075 \times 10^{-11}(T_2^4 - T_1^4) - 5.8533 \times 10^{-8}(T_2^3 - T_1^3) + 2.995 \times 10^{-5}(T_2^2 - T_1^2) + 0.7205T_1 + 0.9014T_3 - 1.0075T_2 - 0.6144T_4] - \mu v^2\} \times \{M[1.575 \times 10^{-12}T_3^4 - 1.88 \times 10^{-8}T_3^3 + 1.049 \times 10^{-4}T_3^2 + 0.9014T_3 + 1.5075 \times 10^{-11}T_2^4 - 5.8533 \times 10^{-8}T_2^3 + 2.995 \times 10^{-5}T_2^2 - 1.0075T_2 + 32.4458] + MB(T_2 + T_3 - 2T_0)^{-1} \quad (31)$$

هنگامی که T_3 ، T_1 ، ϵ_c و η_c معلوم باشند، T_{2s} را می‌توان با استفاده از معادله (۲۰) به دست آورد. T_2 با جایگذاری T_{2s} در معادله (۸)، T_{4s} از معادله (۲۳) و سرانجام T_4 با جایگذاری T_{4s} در معادله (۹) به دست می‌آید. با جایگذاری T_2 و T_4 در معادلات (۳۰) و (۳۱) توان خروجی و راندمان حرارتی حاصل می‌شود. سپس روابط بین توان خروجی و راندمان حرارتی با نسبت تراکم و همچنین رابطه بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی به دست می‌آید. روند محاسبه توان خروجی و راندمان حرارتی مطابق فلوچارت شکل (۲) می‌باشد.

۳- نتایج و بحث

با استفاده از مقادیر ثابت و دامنه پارامترهای ذیل (لین و هو، ۲۰۰۸) و همچنین فرمول‌های به دست آمده بالا، شکل‌های ۳ تا ۷ حاصل شده است:

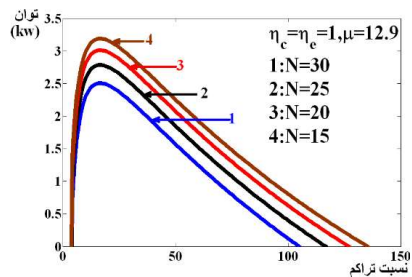
$$\eta_c = \eta_e = 0.97 - 1, \quad T_0 = T_1 = 350K, \\ T_3 = 2200K, \quad x_1 = 0.08m, \quad x_2 = 0.01m, \quad N = 15-30 \text{ cycles/s}, \\ M = 4.553 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}, \quad B = 0-0.2 \text{ kJ/kg.K}, \quad \mu = 12.9 \text{ N.s/m}.$$



شکل ۷. تأثیر اتلاف انتقال حرارت و تعداد سیکل موتور روی راندمان حرارتی در $\eta_c = \eta_e = 0.97, \mu = 12.9 \text{ N.s/m}$

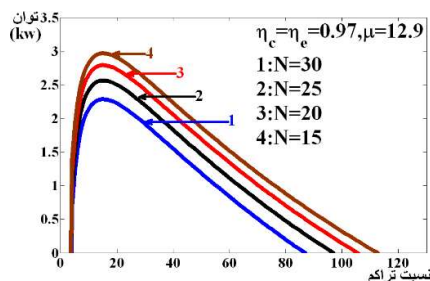
Fig. 7. Influence of heat transfer loss and number of the cycle operating in a second on the thermal efficiency with $\eta_c = \eta_e = 0.97, \mu = 12.9 \text{ N.s/m}$

مطابق معادله‌های توان خروجی و راندمان حرارتی، اتلاف انتقال حرارت هیچ تأثیری روی توان خروجی سیکل ندارد (Ge et al., 2005). شکل (۳) اثر برگشت‌ناپذیر داخلی و اتلاف اصطکاک را روی توان خروجی سیکل نشان می‌دهد. ماکزیمم توان خروجی در حالت‌های ۱ تا ۴ به ترتیب $۳/۴, ۲/۵, ۳/۲$ و $۲/۳$ کیلو وات در نسبت‌های تراکم ۱۷، ۱۷، ۱۵ و ۱۵ می‌باشد. مقایسه منحنی‌های ۱ و ۳، اثر برگشت‌ناپذیر داخلی روی توان خروجی بدون اتلاف اصطکاک می‌باشد، در حالیکه مقایسه منحنی‌های ۲ و ۴، اثر برگشت‌ناپذیر داخلی روی توان خروجی با اتلاف اصطکاک است. مقایسه منحنی‌های ۱ و ۲، اثر اتلاف اصطکاک روی توان خروجی بدون برگشت‌ناپذیر داخلی است، در حالیکه مقایسه منحنی‌های ۳ و ۴ اثر اتلاف اصطکاک روی توان خروجی با برگشت‌ناپذیر داخلی می‌باشد. با مشاهده شکل در می‌یابیم که نسبت تراکم اثر مهمی روی توان خروجی دارد. با افزایش نسبت تراکم نخست توان خروجی افزایش می‌یابد و پس از رسیدن به مقدار ماکزیمم خود به



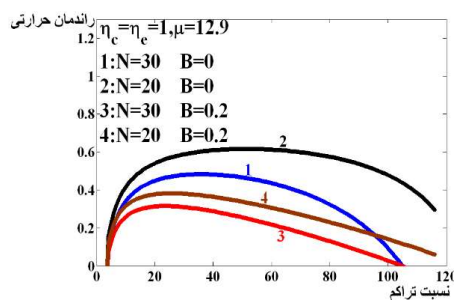
شکل ۴. تأثیر تعداد سیکل موتور روی توان خروجی در $\eta_c = \eta_e = 1, \mu = 12.9 \text{ N.s/m}$

Fig. 4. Influence of number of the cycle operating in a second on the power output with $\eta_c = \eta_e = 1, \mu = 12.9 \text{ N.s/m}$



شکل ۵. تأثیر تعداد سیکل موتور روی توان خروجی در $\eta_c = \eta_e = 0.97, \mu = 12.9 \text{ N.s/m}$

Fig. 5. Influence of number of the cycle operating in a second on the power output with $\eta_c = \eta_e = 0.97, \mu = 12.9 \text{ N.s/m}$



شکل ۶. تأثیر اتلاف انتقال حرارت و تعداد سیکل موتور روی راندمان حرارتی در $\eta_c = \eta_e = 1, \mu = 12.9$

Fig. 6. Influence of heat transfer loss and number of the cycle operating in a second on the thermal efficiency with $\eta_c = \eta_e = 1, \mu = 12.9$

می‌دهد. همچنین با افزایش اتلاف اصطکاک، خواه برگشت‌ناپذیر داخلی وجود داشته باشد یا خیر، توان خروجی کاهش می‌یابد. با بررسی‌های به عمل آمده سایر محققین متناسب است (Ge et al., 2008). افزایش اتلاف اصطکاک با و بدون برگشت‌ناپذیری داخلی ماکزیمم توان خروجی را به میزان ۲۸/۵ و ۲۶/۵ درصد کاهش می‌دهد.

شکل (۴) و (۵) تأثیر تعداد سیکل موتور، روی توان خروجی برای $\eta_c = \eta_e = 1$ ، $\eta_c = \eta_e = 0.97$ و $\mu = 12.9 \text{ N.s/m}$ نشان می‌دهد. در شکل (۴) ماکزیمم توان خروجی، برای حالت‌های ۱ تا ۴ برابر ۲/۵، ۲/۸، ۳ و ۳/۲ کیلو وات در نسبت تراکم ۱۷ است. این مقادیر در شکل (۵) به ترتیب ۲/۳، ۲/۶، ۲/۸ و ۳ کیلو وات در نسبت تراکم ۱۵ می‌باشد. با مقایسه منحنی‌ها، می‌توان کاهش توان خروجی را با افزایش تعداد سیکل موتور مشاهده کرد. کاهش تعداد سیکل موتور از ۳۰ به ۲۵، از ۲۵ به ۲۰ و همچنین از ۲۰ به ۱۵ در شکل (۴) ماکزیمم توان خروجی را به ترتیب ۱۱، ۸/۲ و ۶ درصد افزایش می‌دهد. در شکل (۵) این مقادیر به ترتیب ۱۲/۲، ۹ و ۶/۳ درصد است. همچنین با افزایش برگشت‌ناپذیر داخلی برای نسبت تراکم‌های یکسان، میزان توان خروجی کاهش می‌یابد.

شکل (۶) و (۷) تأثیرات اتلاف انتقال حرارت و تعداد سیکل موتور را روی راندمان حرارتی برای $\eta_c = \eta_e = 1$ ، $\eta_c = \eta_e = 0.97$ و $\mu = 12.9 \text{ N.s/m}$ نشان می‌دهد. در شکل (۶) ماکزیمم راندمان حرارتی در حالت‌های ۱ تا ۴ به ترتیب ۰/۵، ۰/۶۲، ۰/۳۲ و ۰/۳۸ در نسبت تراکم‌های ۳۴، ۴۹، ۲۱ و ۲۴ است. این

سرعت با افزایش نسبت تراکم کاهش می‌یابد. دلیل آن این است که برای دستیابی به ماکزیمم دمای ثابت سیکل، پارامتر درصد اتلاف نشت حرارت با افزایش نسبت تراکم، افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه سیکل دیزل واقعی مقادیر بیشتر اتلاف درصد نشت حرارت را تحمل نمی‌کند. افزایش پارامتر اتلاف درصد نشت حرارت با افزایش نسبت تراکم منجر به دستیابی ماکزیمم دما ثابت سیکل می‌شود. افزایش نسبت تراکم نخست منجر به افزایش توان خروجی می‌شود و بعد از اینکه به ماکزیمم مقدار خود رسید، با افزایش بیشتر نسبت تراکم به علت افزایش اتلاف درصد نشت حرارت، کاهش می‌یابد. راندمان حرارتی نیز با تغییر نسبت تراکم رفتار مشابه توان خروجی دارد. موتورهای واقعی در نسبت تراکم‌های بالا طراحی نمی‌شود. این نتایج با یافته‌های دیگر محققین مطابقت دارد (Battacharyya, 2000). نتایج نشان می‌دهد که با افزایش برگشت‌ناپذیر داخلی، علیرغم وجود یا عدم وجود اتلاف اصطکاک، توان خروجی کاهش می‌یابد. به این دلیل که با افزایش برگشت‌ناپذیر داخلی، اتلاف حرارت از طریق دیواره سیلندر و محفظه احتراق افزایش می‌یابد. افزایش اتلاف حرارت، دما و فشار ماکزیمم و همچنین کار در هر سیکل را کاهش می‌دهد. همچنین افزایش اتلاف حرارت در مقدار آزادسازی گرما در طول احتراق را کاهش می‌دهد. سایر محققین در تحقیقات خود به نتایج مشابه دست یافته‌اند (Ge et al., 2005). افزایش برگشت‌ناپذیری داخلی با و بدون اتلاف اصطکاک ماکزیمم توان خروجی را به ترتیب به میزان ۸/۸ و ۶/۴ درصد کاهش

این مقاله مدل سیکل دیزل استاندارد هوای برگشت‌ناپذیر را که به مدل واقعی نزدیک‌تر است را با در نظر گرفتن رابطه غیرخطی بین گرماهای ویژه سیال کاری و دمای متناظر با آنها، اتلاف اصطکاک متناظر با سرعت متوسط پیستون، برگشت‌ناپذیری حاصل از راندمان‌های تراکم و انبساط، اتلاف انتقال حرارت و همچنین تعداد سیکل موتور پیشنهاد می‌نماید. 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. نتایج نشان می‌دهد که با تغییر برگشت‌ناپذیری داخلی، اتلاف اصطکاک و تعداد سیکل موتور مقدار توان خروجی و راندمان حرارتی تغییر می‌کند. ماکزیمم توان خروجی در تعداد ۳۰ سیکل موتور بدون اتلاف اصطکاک و برگشت‌ناپذیری داخلی برابر ۳/۴ کیلو وات است. همچنین ماکزیمم راندمان حرارتی برابر ۰/۶۲ در تعداد ۲۰ سیکل موتور با اتلاف اصطکاک و بدون اتلاف انتقال حرارت و برگشت‌ناپذیری داخلی به دست می‌آید. همچنین با تغییر اتلاف انتقال حرارت، راندمان حرارتی تغییر می‌کند. این نتایج می‌تواند راهنمای مناسب برای ارزیابی عملکرد موتورهایی با سیکل واقعی باشد.

مقادیر برای شکل (۷) به ترتیب برابر ۰/۴۳، ۰/۵۵، ۰/۲۹ و ۰/۳۵ در نسبت تراکم‌های ۲۷، ۳۷، ۱۹ و ۲۰ می‌باشد. مقایسه منحنی‌های ۱ و ۲ تأثیر تعداد سیکل موتور روی راندمان حرارتی بدون اتلاف انتقال حرارت است. در حالیکه مقایسه منحنی‌های ۳ و ۴ اثر تعداد سیکل موتور روی راندمان حرارتی با اتلاف انتقال حرارت می‌باشد. با مقایسه منحنی ۱ با ۲ و ۳ با ۴ می‌توان مشاهده کرد که با کاهش تعداد سیکل موتور، راندمان حرارتی افزایش می‌یابد. کاهش تعداد سیکل موتور از ۳۰ به ۲۰ با و بدون اتلاف انتقال حرارت منجر به افزایش ۲۱ و ۲۷ درصدی ماکزیمم راندمان حرارتی در شکل (۶) می‌شود. این افزایش در شکل (۷) به ترتیب، ۲۳ و ۲۸ درصد است. مقایسه منحنی ۱ با ۲ و ۳ با ۴، کاهش راندمان حرارتی را با افزایش انتقال حرارت نشان می‌دهد. افزایش اتلاف انتقال حرارت در تعداد ۳۰ و ۲۰ سیکل موتور به ترتیب ۳۴/۷ و ۳۸ درصد، ماکزیمم راندمان حرارتی در شکل (۶) را کاهش می‌دهد. این مقادیر در شکل (۷) برابر ۳۳/۶ و ۳۶/۲ درصد است. همچنین با افزایش برگشت‌ناپذیری داخلی برای نسبت تراکم‌های یکسان، میزان راندمان حرارتی کاهش می‌یابد.

۴- نتیجه‌گیری

۵- فهرست منابع

1. Battacharyya, S. 2000. Optimizing an irreversible Diesel cycle-fine tuning of compression ratio and cut off ratio. Energy Convers. Manage. 41: 847-854.
2. Chen, L., Ge, Y., Sun, F. and Wu, C. 2006. Effects of heat transfer, friction and variable specific heats of working fluid on performance of an irreversible Dual cycle. Energy Convers. Manage. 47: 3224-3234.

3. Chen, L., Sun, F. and Wu, C. 2004. Optimal performance of an irreversible Dual cycle. *Appl. Energ.* 79: 3-14.
4. Chen, L., Zeng, F. and Wu, C. 1996. Heat transfer effects on the network output and power as function of efficiency for air standard diesel cycle. *Energy.* 21: 1201-1205.
5. Chen, J., Zhao, Y. and He, J. 2006. Optimization criteria for the important parameters of an irreversible Otto heat engine. *Appl. Energ.* 83: 228-238.
6. Ge, Y., Chen, L. and Sun, F. 2008. Finite time thermodynamic and analysis for irreversible Otto cycle. *Appl. Energ.* 85: 618-624.
7. Ge, Y., Chen, L., Sun, F. and Wu, C. 2005. Effects of heat transfer and friction on the performance of an irreversible air standard Miller cycle. *Int. Commun. Heat Mass.* 32: 1045-1056.
8. Kolchin, A.E. and Demidov, V.P. 2003. Calculation of automobile and tractor engine. Vishaya shkola Publication. Moscow.496p. (in Russian).
9. Lin, J.C. and Hou, S.S. 2008. 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 Convers. Manage.* 49: 1218-1227.
10. Palark, A. 2005. Comparative performance analysis of irreversible Dual and Diesel cycles under maximum power condition. *Energy Convers. Manage.* 46: 351-359.
11. Zhao, Y. and Chen, J. 2006. Performance analysis and parametric optimum criteria of an irreversible Atkinson heat engine. *Appl. Energ.* 83: 789-800.
12. Zhao, Y., and Chen, J. 2007. Optimum performance analysis of an irreversible Diesel heat engine by variable heat capacities of working fluid. *Energy Convers. Manage.* 48: 2595-2603.
13. Zhao, Y. and Chen, J. 2007. An irreversible heat engine model including three typical thermodynamic cycles and their optimum performance analysis. *Int J Therm Sci.* 46: 605-613.
14. Zhao, Y., Lin, B., Zhang, Y. and Chen, J. 2006. Performance analysis and parametric optimum design of an irreversible Diesel heat engine. *Energy Convers. Manage.* 47: 3383-3392.

Computational Modelling of Power Output and Thermal Efficiency for the Irreversible Diesel Cycle with Variable Specific Heat Capacities

N. Asghari ¹, S. R. Mousavi Seyedi ^{2*}

¹ Graduated of M.Sc., mechanic of Biosystem Engineering, Faculty of Agricultural Engineering, Sari Agricultural Sciences and Natural Resources University, Sari, Iran

² Ph.D., Assistant Professor, mechanic of Biosystem Engineering, Faculty of Agricultural Engineering, Sari Agricultural Sciences and Natural Resources University, Sari, Iran

*Corresponding author E-mail: Mousavi22@yahoo.com

Received: 2015-09-29

Accepted: 2016-04-24

Abstract

The performance of an air standard Diesel cycle is analyzed using finite time thermodynamics. In the model, the nonlinear relation between the specific heats of the working fluid and their temperatures, the friction loss computed according to the mean velocity of the piston, the internal irreversibility described by using the compression and expansion efficiencies, the heat transfer loss, and the number of motor cycles are considered. The relation between the power output and the compression ratio and also the relation between the thermal efficiency and the compression ratio are derived using numerical methods and MATLAB software. The effects of internal irreversibility, heat transfer loss, friction loss, and number of the cycles operating in a second are analyzed on the cycle performance. The results demonstrated that the power output and thermal efficiency decreased with increasing the internal irreversibility, the friction loss, and the number of the cycles operating in a second. In addition, the heat transfer loss has no effect on the power output. Moreover, thermal efficiency decreases with an increase in the heat transfer loss.

Key words: *Finite time thermodynamic, Diesel cycle, Variable specific heats capacity, Internal irreversibility, Friction*