



## بررسی تاثیر نوع ضرایب گرمائی ویژه بر عملکرد سیکل استاندارد اتو

پیمان لشگری<sup>۱\*</sup>، محسن گودرزی<sup>۲</sup>

\* ۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، تبدیل انرژی، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بوعلی سینا، pl1361@gmail.com

۲- دانشیار، گروه مکانیک، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بوعلی سینا، m.goodarzi@basu.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۰/۰۳/۲۸، بازنگری: ۱۴۰۰/۰۵/۰۱، پذیرش: ۱۴۰۰/۰۵/۱۰

### چکیده

در تحلیل ترمودینامیکی موتورهای احتراق داخلی، ضرایب گرمائی ویژه مقادیر ثابتی در نظر گرفته می‌شود که با توجه به اینکه این ضرایب در محدوده دمایی کارکرد موتورهای تابعی از دما می‌باشد، ثابت در نظر گرفتن این ضرایب سبب بروز خطاء در نتایج می‌گردد. در این مقاله، تحلیل ترمودینامیکی سیکل استاندارد اتو در سه حالت مختلف با ضرایب گرمائی ویژه ثابت، ضرایب گرمائی ویژه به صورت تابع خطی دما و ضرایب گرمائی ویژه به صورت تابع چند جمله‌ای از دما به کمک روشهای عددی با استفاده از کد کامپیوتری نوشته شده در زبان برنامه‌نویسی فورترن مورد مطالعه قرار گرفته است. مشاهده گردید که کار مخصوص خروجی و راندمان حرارتی حاصل از تحلیل سیکل اتو با در نظر گرفتن ضرایب گرمائی ویژه ثابت، اختلاف زیادی با نتایج حاصل از دو حالت ضرایب گرمائی ویژه متغیر داشته و نتایج بدست آمده از دو ضریب گرمائی ویژه خطی و چند جمله‌ای به هم نزدیک بوده و در بسیاری از موارد با هم انطباق زیادی دارند. لذا با توجه به نتایج حاصل، بررسی زمان محاسباتی و حافظه کامپیوتری مورد نیاز برای هر سه حالت از ضرایب گرمائی، ضرایب گرمائی ویژه متغیر خطی بهترین نتایج را با کمترین حافظه و زمان محاسباتی مورد نیاز شامل گردیده که بایستی در تحلیل‌های کاربردی سیکل استاندارد اتو در نظر گرفته شود.

\* **عهده‌دار مکاتبات:** pl1361@gmail.com

**کلمات کلیدی:** سیکل استاندارد اتو، ضرایب گرمائی ویژه، تحلیل ترمودینامیکی، راندمان حرارتی.

### ۱- مقدمه

در زمینه تحلیل ترمودینامیکی موتورهای احتراق داخلی تحقیقات متعددی صورت گرفته است. هافمن [۱]، از روشهای عددی ترمودینامیکی جهت بهینه‌سازی حرکت پیستون در سیکل دیزل استفاده نمودند. بلانک [۲] به بررسی اثر احتراق بر روی عملکرد بهینه سیکل دیزل پرداخت. آنگلو [۳] تحلیل عملکرد سیکل اتو با در نظر گرفتن اصطکاک را مورد مطالعه قرار داد. کین [۴]، عملکرد سیکل اتو را با در نظر گرفتن اتلاف حرارتی بررسی نمود. ژائو [۵]، عملکرد سیکل بازگشت‌ناپذیر آتکینسون را بهینه نمود. لین [۶]، به بررسی تأثیر اتلاف انرژی و اصطکاک بر عملکرد سیکل بازگشت‌ناپذیر آتکینسون پرداخت. غاتاک [۷]، با در نظر گرفتن ضرایب گرمائی ویژه متغیر و اتلاف انرژی به بررسی عملکرد سیکل دوگانه پرداخت. لشگری [۸ و ۹]، در دو مطالعه جداگانه، تحلیل ترمودینامیکی سیکل آتکینسون با ضرایب گرمائی ویژه متغیر چند جمله‌ای و سیکل دیزل را با ضرایب گرمائی ویژه متغیر خطی مورد بررسی قرار داد.

**نحوه استناد به این مقاله:** پیمان لشگری، محسن گودرزی. بررسی تاثیر نوع ضرایب گرمائی ویژه بر عملکرد سیکل استاندارد

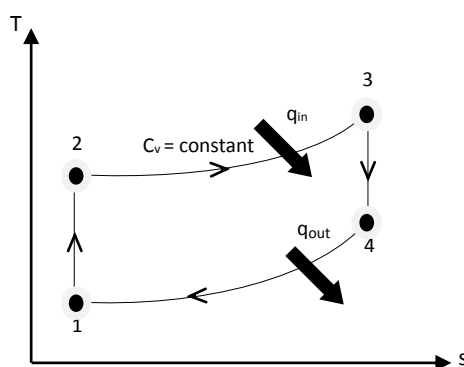
DOR: [20.1001.1.20089813.1400.8.4.1.1](https://doi.org/10.1001.1.20089813.1400.8.4.1.1)

اتو. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۰؛ ۸ (۴) : ۱-۱۰.

با توجه به اینکه ضرایب گرمایی ویژه سیال عامل تابعی از دما بوده و نسبت به آن متغیر می‌باشد، لذا در این تحقیق، تحلیل ترمودینامیکی و عددی سیکل استاندارد اتو با استفاده از کد کامپیوتری نوشته شده در زبان برنامه‌نویسی فورترن و در سه حالت ضرایب گرمایی ویژه الف) مقدار ثابت، ب) تابع خطی دما و ج) تابع چند جمله‌ای دما به کمک روشهای عددی مورد مطالعه قرار گرفته و پارامترهای عملکردی سیکل شامل راندمان حرارتی و کار خروجی سیکل و نیز زمان محاسباتی و حافظه کامپیوتری مورد نیاز برای سه حالت فوق محاسبه و نتایج حاصل با یکدیگر مقایسه گردیده است.

## ۲- تحلیل ترمودینامیکی سیکل اتو

دیگرام T-S سیکل اتو مطابق شکل ۱ شامل چهار فرآیند تراکم ایزنتروپیک ۱→۲، ورود گرما در فرآیند حجم ثابت ۲→۳، فرآیند انبساط ایزنتروپیک ۳→۴ و خروج گرما در فرآیند حجم ثابت ۴→۱ است.



شکل ۱: دیگرام T-S سیکل استاندارد هوایی اتو.

گرمای ویژه اضافه شده به سیال عامل در فرآیند ۲→۳ و گرمای ویژه دفع شده از سیال عامل در فرآیند ۴→۱، به ترتیب برابرند با:

$$q_{in} = \int_{T_2}^{T_3} C_v dT$$

$$q_{out} = \int_{T_1}^{T_4} C_v dT$$
(۱)

که  $C_v$  ضرایب گرمایی ویژه است.

حجم ثابت می‌باشد. در تحقیق حاضر سه حالت مختلف برای ضرایب گرمایی ویژه در نظر گرفته شده که در حالت اول این ضرایب مقدار ثابت  $0.717 \text{ KJ/Kg.K}$  [۱۰] لحاظ گردیده که در این صورت، معادلات (۱) به صورت زیر ساده می‌گردد:

$$q_{in} = \int_{T_2}^{T_3} C_v dT = 0.717(T_3 - T_2)$$

$$q_{out} = \int_{T_1}^{T_4} C_v dT = 0.717(T_4 - T_1)$$
(۲)

در موتورهای احتراق داخلی، برای شرایط کارکرد موتور در محدوده دمایی ۳۰۰ تا ۱۵۰۰ درجه کلونین، ضرایب گرمایی ویژه تابعی از دما می‌باشد، لذا در حالت دوم تحقیق حاضر، ضرایب گرمایی ویژه به صورت تابعی خطی از دما در نظر گرفته شده است [۱۰]:

$$\begin{aligned} C_p &= a_1 + a_2 T \\ C_p - C_v &= R \end{aligned} \quad (3)$$

که  $a_1$  و  $a_2$  ضرایب ثابت معادله،  $C_p$  ضریب گرمایی ویژه فشار ثابت و  $R$  ثابت گازی سیال عامل است. در این حالت، معادلات (۱) به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$\begin{aligned} q_{in} &= \int_{T_2}^{T_3} C_v dT = a_1(T_3 - T_2) + \frac{a_2}{2}(T_3^2 - T_2^2) \\ q_{out} &= \int_{T_1}^{T_4} C_v dT = (a_1 - R)(T_4 - T_1) + \frac{a_2}{2}(T_4^2 - T_1^2) \end{aligned} \quad (4)$$

در آخرین حالت، ضرایب گرمایی ویژه به صورت تابعی چند جمله‌ای از دما لحاظ گردیده است [۱۱]:

$$\begin{aligned} C_p &= 2.506 \times 10^{-11} T^2 + 1.454 \times 10^{-7} T^{1.5} - \\ &4.246 \times 10^{-7} T + 3.162 \times 10^{-5} T^{0.5} + \\ &1.3303 - 1.512 \times 10^4 T^{-1.5} + \\ &3.063 \times 10^5 T^{-2} - 2.212 \times 10^7 T^{-3} \end{aligned} \quad (5)$$

$$C_p - C_v = R$$

و در این حالت معادلات (۱) به صورت ذیل خواهد بود:

$$\begin{aligned} q_{in} = \int_{T_2}^{T_3} C_v dT &= [8.353 \times 10^{-12} T^3 + 5.816 \times 10^{-3} T^{2.5} - \\ &2.123 \times 10^{-7} T^2 + 2.108 \times 10^{-3} T^{1.5} + \\ &1.0433T + 3.024 \times 10^4 T^{-0.5} - \\ &3.063 \times 10^5 T^{-1} + 1.106 \times 10^7 T^{-2}]_{T_2}^{T_3} \\ q_{out} = \int_{T_1}^{T_4} C_v dT &= [8.353 \times 10^{-12} T^3 + 5.816 \times 10^{-3} T^{2.5} - \\ &2.123 \times 10^{-7} T^2 + 2.108 \times 10^{-3} T^{1.5} + \\ &1.0433T + 3.024 \times 10^4 T^{-0.5} - \\ &3.063 \times 10^5 T^{-1} + 1.106 \times 10^7 T^{-2}]_{T_1}^{T_4} \end{aligned} \quad (6)$$

از آنجایی که سیکل موردنظر یک سیکل برگشت‌پذیر می‌باشد، لذا آنتروپی در کل سیکل ( $\Delta S_{total}$ ) برابر صفر است. از آنجایی که دو فرآیند ۱→۲ و ۳→۴، فرآیندهای ایزنتروپیک بوده که تغییرات آنتروپی هریک از آنها برابر صفر می‌باشد، بنابراین:

$$\begin{aligned} \Delta S_{total} &= \Delta S_{1 \rightarrow 2} + \Delta S_{2 \rightarrow 3} + \Delta S_{3 \rightarrow 4} + \Delta S_{4 \rightarrow 1} = 0 \\ \left. \begin{aligned} \Delta S_{2 \rightarrow 3} &= c_v \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + R \ln\left(\frac{V_3}{V_2}\right) = c_v \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) \\ \Delta S_{4 \rightarrow 1} &= c_v \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right) + R \ln\left(\frac{P_1}{P_4}\right) = c_v \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right) \end{aligned} \right\} \\ \Rightarrow c_v \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + c_v \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right) &= 0 \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \end{aligned} \quad (7)$$

که نسبت ضرایب گرمایی ویژه است. برای بی‌بعدسازی معادلات فوق از گروه‌های بی‌بعد زیر استفاده می‌گردد:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{T_2}{T_1} \\ \tau &= \frac{T_3}{T_1} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{\tau}{\theta} \quad (8)$$

در روابط فوق، نسبت دمای ایزنتروپیک و نسبت دمای سیکل می‌باشند. لذا، کار مخصوص خروجی سیکل و راندمان حرارتی برحسب گروههای بی‌بعد فوق برای حالت‌های مختلف ضرایب گرمایی ویژه به صورت ذیل بازنویسی می‌شوند:

الف) حالت ضرایب گرمایی ویژه ثابت:

$$\begin{aligned} w_{net} &= q_{in} - q_{out} = C_v T_1 (I_1 - \theta + \tau - \frac{\tau}{\theta}) \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{\frac{\tau}{\theta} - 1}{\tau - \theta} \end{aligned} \quad (9)$$

ب) حالت ضرایب گرمایی خطی:

$$w_{net} = T_1 \left[ a_1 (\tau - \theta) + (a_1 - R) (1 - \frac{\tau}{\theta}) + \frac{a_2 T_1}{2} [1 - \theta^2 + \tau^2 - (\frac{\tau}{\theta})^2] \right] \quad (10)$$

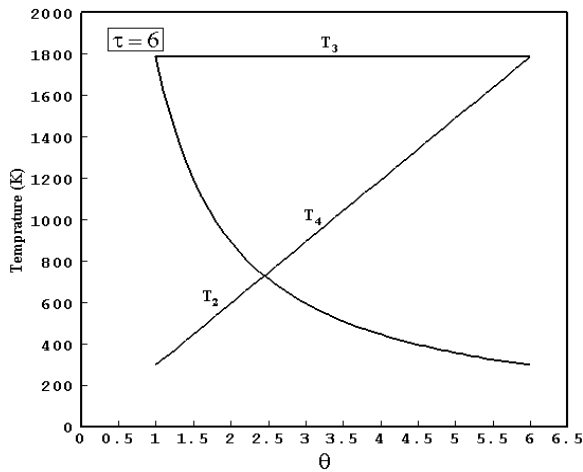
$$\eta_{th} = 1 - \frac{(a_1 - R) [(\frac{\tau}{\theta}) - 1] + \frac{a_2 T_1}{2} [(\frac{\tau}{\theta})^2 - 1]}{a_1 (\tau - \theta) + \frac{a_2 T_1}{2} (\tau^2 - \theta^2)} \quad (11)$$

ج) حالت ضرایب گرمایی چند جمله‌ای:

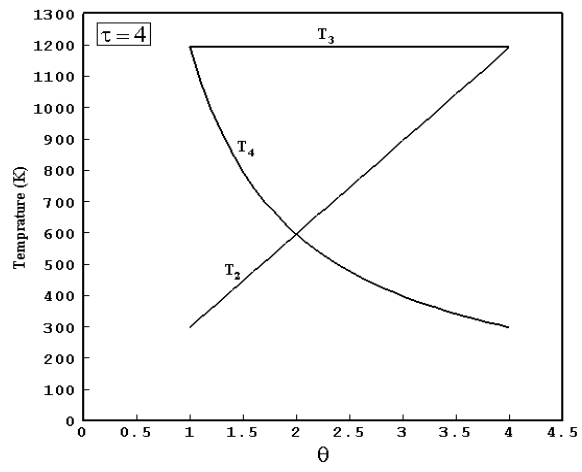
$$\begin{aligned} w_{net} &= 8.353 \times 10^{-12} T_1^3 (1 - \theta^3 + \tau^3 - (\frac{\tau}{\theta})^3) + \\ & 5.816 \times 10^{-8} T_1^{2.5} (1 - \theta^{2.5} + \tau^{2.5} - (\frac{\tau}{\theta})^{2.5}) - \\ & 2.123 \times 10^{-7} T_1^2 (1 - \theta^2 + \tau^2 - (\frac{\tau}{\theta})^2) + \\ & 2.108 \times 10^{-5} T_1^{1.5} (1 - \theta^{1.5} + \tau^{1.5} - (\frac{\tau}{\theta})^{1.5}) + \\ & 1.0433 T_1 (1 - \theta + \tau - (\frac{\tau}{\theta})) + \\ & 3.024 \times 10^4 T_1^{-0.5} (1 - \theta^{-0.5} + \tau^{-0.5} - (\frac{\tau}{\theta})^{-0.5}) - \\ & 3.063 \times 10^5 T_1^{-1} (1 - \theta^{-1} + \tau^{-1} - (\frac{\tau}{\theta})^{-1}) + \\ & 1.106 \times 10^7 T_1^{-2} (1 - \theta^{-2} + \tau^{-2} - (\frac{\tau}{\theta})^{-2}) \\ \eta &= 1 - \frac{1.0433 T_1 (\tau - \theta)}{[8.353 \times 10^{-12} T_1^3 (1 - \theta^3 + \tau^3 - (\frac{\tau}{\theta})^3) + \\ & 5.816 \times 10^{-8} T_1^{2.5} (1 - \theta^{2.5} + \tau^{2.5} - (\frac{\tau}{\theta})^{2.5}) - \\ & 2.123 \times 10^{-7} T_1^2 (1 - \theta^2 + \tau^2 - (\frac{\tau}{\theta})^2) + \\ & 2.108 \times 10^{-5} T_1^{1.5} (1 - \theta^{1.5} + \tau^{1.5} - (\frac{\tau}{\theta})^{1.5}) + \\ & 3.024 \times 10^4 T_1^{-0.5} (1 - \theta^{-0.5} + \tau^{-0.5} - (\frac{\tau}{\theta})^{-0.5}) - \\ & 3.063 \times 10^5 T_1^{-1} (1 - \theta^{-1} + \tau^{-1} - (\frac{\tau}{\theta})^{-1}) + \\ & 1.106 \times 10^7 T_1^{-2} (1 - \theta^{-2} + \tau^{-2} - (\frac{\tau}{\theta})^{-2}) + \\ & 1.0433 T_1 ((\frac{\tau}{\theta}) - 1)] \end{aligned} \quad (10)$$

## ۳- بررسی و تحلیل نتایج

برای تحلیل عددی سیکل موردنظر از کد کامپیوتری نوشته شده در زبان برنامه‌نویسی فورترن استفاده گردید که در این کد مقادیر پارامترهای ثابت معادلات فوق به صورت زیر در نظر گرفته شده است:  $a_1 = 0.9521 \text{ KJ.Kg}^{-1}.K^{-1}$ ,  $a_2 = 0.0002 \text{ KJ.Kg}^{-1}$ ,  $T_1 = 298 \text{ K}$ ,  $R = 0.287 \text{ KJ.Kg}^{-1}.K^{-1}$ ,  $k = 1/4$  و  $\tau = 3 - \epsilon$ .



شکل (ب-۲)

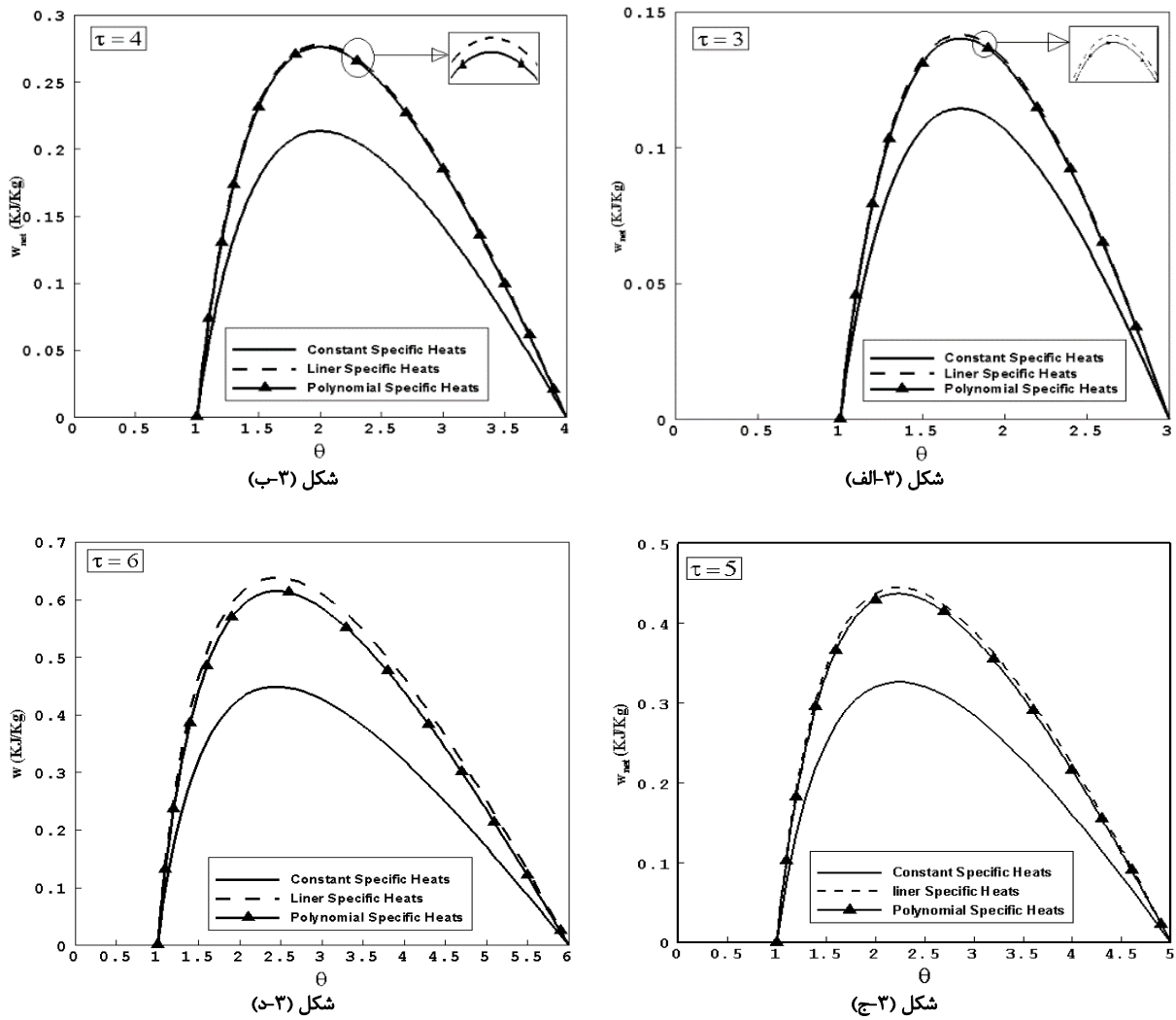


شکل (الف-۲)

شکل ۲: منحنی تغییرات دماهای  $T_2$ ،  $T_3$  و  $T_4$  سیکل برحسب  $\theta$  در الف)  $\tau = 4$  و ب)  $\tau = 6$ 

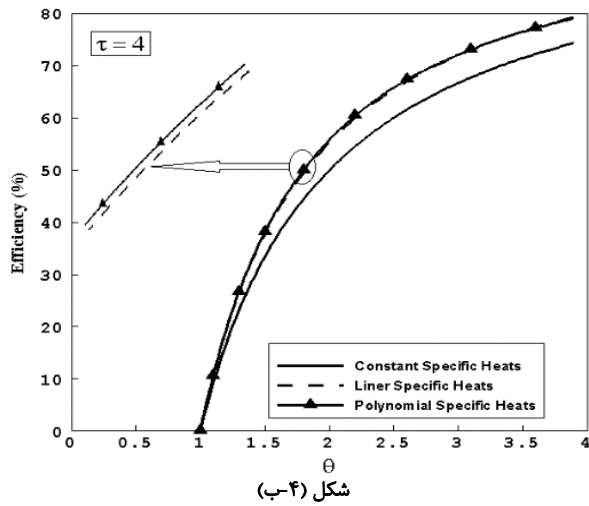
تغییرات دماهای  $T_2$ ،  $T_3$  و  $T_4$  برحسب  $\theta$  (نسبت دمای ایزنتروپیک) برای  $\tau$  های مختلف در اشکال ۲ نشان داده شده است. همانگونه که در این اشکال مشاهده می‌شود با افزایش  $\theta$ ، دمای  $T_2$  افزایش،  $T_3$  ثابت و دمای  $T_4$  کاهش می‌یابد. در این اشکال دو نقطه ویژه وجود دارد: یکی از نقاط، حالتی است که دماهای  $T_2$  و  $T_4$  با هم برابر هستند که در این نقطه، کار مخصوص خروجی سیکل ماکزیمم است و نقطه دیگر، حالتی است که دماهای  $T_2$  و  $T_3$  با هم برابر بوده که در این نقطه، کار مخصوص خروجی سیکل برابر صفر می‌باشد.

در اشکال ۳، منحنی کار مخصوص خروجی سیکل برحسب دمای ایزنتروپیک ( $\theta$ ) برای  $\tau$  های مختلف برای سه حالت مختلف ضرایب گرمایی ویژه رسم گردیده است. همانطور که مشاهده می‌شود هر سه منحنی رفتار سهموی گون داشته و زمانیکه  $\theta = \tau$  می‌باشد، کار مخصوص خروجی سیکل برابر صفر است. همچنین برای  $\tau$  ثابت، بین کار مخصوص خروجی سیکل در حالت ضرایب گرمایی ویژه متغیر خطی و چندجمله‌ای با حالت مقدار ثابت اختلاف وجود دارد که با افزایش مقدار،  $\tau$  این اختلاف بیشتر می‌شود و نیز مشاهده می‌شود که برای دو حالت ضرایب گرمایی ویژه خطی و چندجمله‌ای اختلاف ناچیزی وجود دارد که در بیشتر موارد این دو منحنی بر روی هم منطبق بوده و این اختلاف در ماکزیمم مقدار کار خروجی سیکل بیشتر خود را نشان می‌دهد. همچنین با افزایش مقدار  $\tau$ ، ماکزیمم کار خروجی و محدوده نسبت دمای ایزنتروپیک سیکل افزایش می‌یابد.

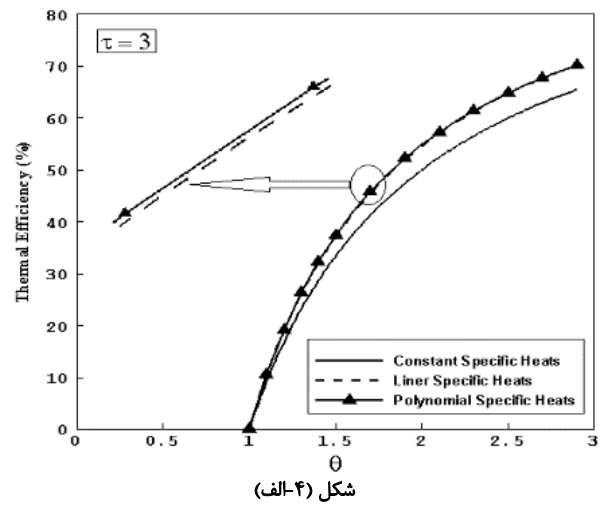


شکل ۳: منحنی تغییرات کار مخصوص خروجی سیکل بر حسب  $\theta$

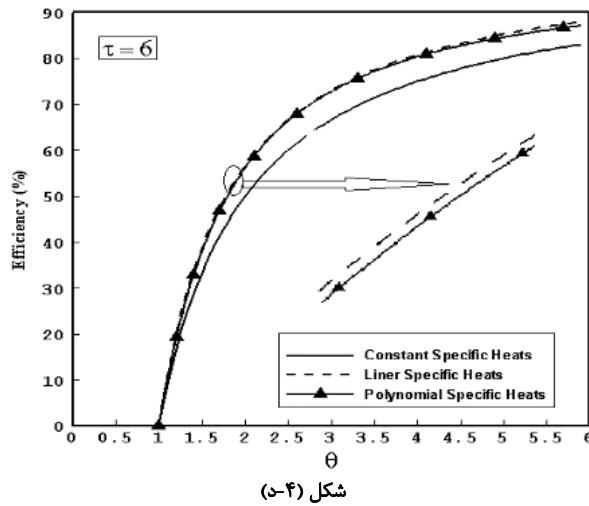
در اشکال ۴، منحنی تغییرات راندمان حرارتی سیکل بر حسب دمای ایزنتروپیک برای  $\tau$  های مختلف برای سه حالت ضرایب گرمایی ویژه متغیر چند جمله‌ای، خطی و ثابت رسم و با هم مقایسه شده است. در هر سه حالت با افزایش دمای ایزنتروپیک سیکل ( $\theta$ )، راندمان حرارتی افزایش یافته و بیشترین مقدار راندمان حرارتی زمانی رخ می‌دهد که  $\theta = \tau$  باشد. همچنین برای  $\tau$  ثابت، بین راندمان حرارتی سیکل در حالت ضرایب گرمایی ویژه متغیر خطی و چندجمله‌ای با حالت مقدار ثابت اختلاف وجود دارد که با افزایش مقدار  $\tau$ ، این اختلاف بیشتر می‌شود و برای دو حالت ضرایب گرمایی ویژه خطی و چندجمله‌ای اختلاف ناچیزی وجود دارد که در بیشتر موارد این دو منحنی بر روی هم منطبق می‌باشند.



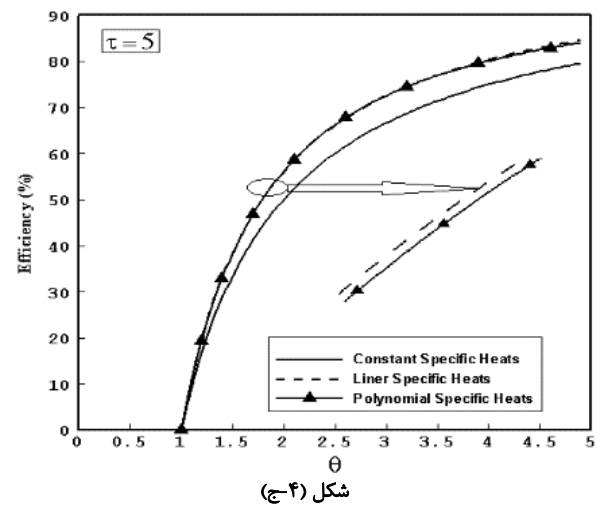
شکل (ب-۴)



شکل (الف-۴)



شکل (د-۴)



شکل (ج-۴)

شکل ۴: منحنی تغییرات راندمان حرارتی سیکل بر حسب  $\theta$

در جدول شماره ۱، حافظه کامپیوتری و زمان محاسباتی مورد نیاز جهت تحلیل ترمودینامیکی سیکل مورد نظر در سه حالت مختلف با یکدیگر مقایسه شده که حالت اول با ضرایب گرمایی ویژه ثابت کمترین زمان محاسباتی و حافظه کامپیوتری را به خود تخصیص داده و حالت سوم با ضرایب گرمایی چند جمله‌ای، نیازمند بیشترین زمان محاسباتی و حافظه کامپیوتری می‌باشد.

جدول ۱: زمان محاسباتی و حافظه کامپیوتری مورد نیاز

حافظه کامپیوتری (MB)	زمان محاسباتی (Min)	نوع ضریب گرمایی
۱۶	۱۰	مقدار ثابت
۲۲	۱۷	تابع خطی دما
۳۵	۲۱	تابع چند جمله ای دما

#### ۴- نتیجه گیری

در این مقاله به بررسی تاثیر نوع ضرایب گرمایی ویژه سیال عامل بر روی عملکرد سیکل اتو پرداخته شده است. با توجه به اینکه این ضرایب تابعی از دمای عملکردی سیکل می باشند، لذا سه حالت ضرایب گرمایی ویژه با مقادیر ثابت، ضرایب گرمایی به صورت تابع خطی دما و ضرایب گرمایی به صورت تابع چندجمله‌ای از دما در نظر گرفته شده است و در هر حالت منحنی-های کار مخصوص خروجی، راندمان حرارتی سیکل و نیز دو پارامتر حافظه کامپیوتری و زمان محاسباتی مورد نیاز جهت تحلیل هریک از حالتها محاسبه و با یکدیگر مقایسه گردید. نتایج نشان داد که در دو حالت تابع خطی و چندجمله‌ای، انطباق زیادی بین نتایج وجود داشته و نتایج حاصل از ضرایب گرمایی با مقادیر ثابت اختلاف زیادی با نتایج دو حالت دیگر دارد که در تحلیل‌های واقعی این اختلاف سبب بروز خطاء در بررسی‌ها می‌گردد. همچنین باتوجه به کمتر بودن زمان محاسباتی و حافظه کامپیوتری مورد نیاز برای تحلیل با ضرایب گرمایی خطی نسبت به ضرایب گرمایی چند جمله‌ای، می‌توان نتیجه گرفت که حالت ضرایب گرمایی ویژه خطی ایده‌آل‌ترین حالت جهت بررسی عملکرد سیکل اتو می‌باشد که ضمن حفظ میزان دقت نتایج، نیاز به زمان محاسباتی و حافظه کامپیوتری زیادی ندارد.

#### فهرست علائم :

##### علائم انگلیسی

k	نسبت ضرایب گرمایی ویژه، بی بعد
$W_{net}$	کار مخصوص خروجی سیکل، KJ/kg
T	دما، کلوین
s	آنترپی، KJ/kg
$C_v$	ضریب گرمایی ویژه حجم ثابت، KJ/Kg.K
$C_p$	ضریب گرمایی ویژه فشار ثابت، KJ/Kg.K
a	ضرایب ثابت
q	گرمای ویژه، KJ/kg

##### علائم یونانی

$\rho$	چگالی، $kg/m^3$
$\theta$	نسبت دمای ایزنتروپیک، بی بعد
$\tau$	نسبت دمای سیکل، بی بعد
$\eta_{th}$	راندمان حرارتی، بی بعد

#### مراجع

- [1] Hoffman, K.H., Watowich, S.J. and Berry, R. S., "Optimal Path for Thermodynamic System: The Ideal Diesel Cycle", J. Appl. Phys., 58 (1985), 2125-2134.
- [2] Blank, D.A. and Wu, C., "The Effect of Combustion on a Power Optimized Endoreversible Diesel Cycle", Energy Conversation & Management, 34 (1993), 493- 498.
- [3] Angulo-Brown, F., Fernandez-Betanzos, J. and Diaz-Pico, C.A., "Compression Ratio of an Optimized Otto – Cycle Model", 15 (1994), 38-42.
- [4] Qin, X., Chen, L. and Sun, F., "The Universal Power and Efficiency Characteristicks for Irreversible reciprocating Heat Engine Cycles", Eur. J. Phys., 24 (2003), 359 – 366.
- [5] Zhao, Y. and Chen, J., "performance Analysis and Parametric Optimum Criteria of an Irreversible Atkinson Heat-Engine", Appl. Energy, 83 (2006), PP. 789 – 800.

- [6] Lin, J. and Hou. S., "Influence of Heat Loss on the Performance of an Air-Standard Atkinson Cycle", Appl. Energy, 84 (2007), 904 – 920.
- [7] Ghatak, A. and Chakraborty. S., "Effect of External Irreversibility and Variable Thermal Properties of Working Fluid on Thermal Performance of a Dual Internal Combustion Engine", Journal of Mechanical Energy, 58 (2007), 1-12, 2007.
- [۸] لشگری، پیمان (۱۳۹۰)، تحلیل عملکرد سیکل اتکینسون با ضرایب گرمائی ویژه متغیر چند جمله‌ای، سومین کنفرانس تخصص ترمودینامیک ایران، دانشگاه گیلان
- [۹] لشگری، پیمان (۱۳۹۰)، تحلیل عددی عملکرد سیکل بازگشت پذیر دیزل با ضرایب گرمائی ویژه متغیر، سومین کنفرانس تخصص ترمودینامیک ایران، دانشگاه گیلان
- [10] Cengel. Y. and Turner. R., "Fundamental of Thermal – Fluid Sciences", 2nd Edition, New York, Mc Graw-Hill (2005).
- [11] Abu – Nada. E. "Thermodynamic Modeling of Spark – Ignition Engine: Effect of Temperature Dependent Specific Heats", Int. Comm. Heat Mass Transfere, 32 (2005), 1045 – 1056.

## The Effect Of Type Of Specific Heats Ratio Of Working Fluid On The Thermal Performance Of Standard Otto Cycle

Peyman Lashgari<sup>1\*</sup>, Mohsen Goodarzi<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Engineering Faculty, Bu Ali Sina University, Hamedan, Iran

Received: June 2021

Accepted: August 2021

### Abstract

In thermodynamic analysis of internal combustion engine, the specific heats of working fluid is considered to be constant. Due to specific heats are functions of operation temperature of cycle, this consideration cause to several errors in the thermal analysis. In this paper, standard Otto cycle with three various types of specific heats ratios has been analyzed numerically and effect of these ratios on the thermal performance of cycle such as specific output work and thermal efficiency has been studied and results has been investigated. For three types of specific heats ratio, these ratios are considered constant, linear function of operation temperature of cycle and polynomial function of cycle temperature. Results showed that both linear and polynomial specific heats ratios gave approximately same results such as specific output work and thermal efficiency and there are difference between thermal result of both linear and polynomial type with constant ratio. Also CPU time consumption and required memory usage for analyzing these here type had been evaluated . all results mentioned that linear specific heats ratio should be considered for the design of practical Otto cycle.

**Key words:** Standard Atkinson Cycle, Specific Heats Ratio, Thermodynamic Analysis, Thermal Efficiency.

\*corresponding author: [PL1361@GMAIL.COM](mailto:PL1361@GMAIL.COM)

**Cite this article as:** Peyman Lashgari, Mohsen Goodarzi. The Effect Of Type Of Specific Heats Ratio Of Working Fluid On The Thermal Performance Of Standard Otto Cycle. Journal of Energy Conversion, 2022, 8(4), 1-10. DOR: [20.1001.1.20089813.1400.8.4.1.1](https://doi.org/10.20089813.1400.8.4.1.1)