

## تحلیل اگزرژی یک موتور دیزلی با استفاده از مدل احتراق چندمنطقه‌ای

سمیه پارسا<sup>۱</sup>، رحیم خوش‌بختی‌سرای<sup>۲</sup>، صمد جعفرمدار<sup>۳</sup>، رضا اکبرپور قیاسی<sup>۴</sup> و یحیی عجبشیرچی<sup>۵</sup>

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، somayeparsa64@yahoo.com

۲- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند (نویسنده مخاطب)، khoshbakhti@sut.ac.ir

۳- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، s.jafarmadar@urmia.ac.ir

۴- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، r\_akbarpour@tabrizu.ac.ir

۵- دانشیار مهندسی ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه تبریز، yajabshir@tabrizu.ac.ir

(دریافت: ۱۳۹۱/۳/۲۸، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۱/۱۱/۳، پذیرش: ۹۲/۱/۲۵)

تحلیل اگزرژی اطلاعات سودمندی در راستای بهینه‌سازی سیستم‌ها فراهم می‌کند. در کار حاضر، ابتدا یک مدل احتراق چندمنطقه‌ای برای موتورهای دیزلی توسعه داده شده و سپس معادلات حاکم بر تحلیل اگزرژی به آن اعمال شده است. در مدل احتراق چندمنطقه‌ای از مفهوم تعادل شیمیایی براساس روش اولیکارا و برمن برای محاسبه غلظت گونه‌های تعادلی استفاده شده است. همچنین، در محاسبه اگزرژی شیمیایی مخلوط داخل سیلندر در هر لحظه از مفاهیم اگزرژی شیمیایی اکسیداسیونی، احیا و نفوذی بهره گرفته شده است. در این کار، تحلیل اگزرژی به سیکل بسته موتور دیزلی، یعنی از لحظه بسته‌شدن سوپاپ ورودی تا لحظه بازشدن سوپاپ خروجی، اعمال می‌شود. در ادامه جمله‌های مختلف اگزرژی به صورت جداگانه برحسب درجه میل‌لنگ محاسبه و تاثیر زمان پاشش سوخت بر جمله‌های مختلف اگزرژی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهند که با پیش‌انداختن زمان شروع پاشش، اگزرژی کار و اگزرژی حرارت اتلافی افزایش و بازگشت‌ناپذیری کاهش می‌یابد.

**کلیدواژگان:** آنالیز اگزرژی، موتور دیزلی، مدل احتراق چندمنطقه‌ای، زمان پاشش سوخت، بازده قانون دوم

### مقدمه

در دهه‌های اخیر، استفاده از مولدهای قدرت با بازده بالا، با اولویت در نظر گرفتن مسائل زیست‌محیطی، به صورت یک چالش جهانی درآمده است. از این رو، تحقیق در زمینه موتورهای احتراق داخلی با سرعت بالایی در جریان است. در این میان موتورهای دیزلی به عنوان موثرترین مولد قدرت در بین انواع مختلف موتورهای احتراق داخلی مطرح‌اند. وسایل نقلیه سبک و سنگین و ماشین‌های صنعتی اکثراً به وسیله موتورهای دیزلی به حرکت در می‌آیند. از آنجا که احتراق فرایندی مهم در این موتورها محسوب می‌شود، از این رو سال‌های زیادی است که الگوهای ترمودینامیکی برای پیش‌بینی فرایند احتراق و مطالعه آن در موتورهای احتراق داخلی، به عنوان روشی مناسب، پذیرفته شده‌اند. در برخی از مطالعات، از الگوهای تک‌منطقه‌ای و در برخی دیگر از الگوهای چندمنطقه‌ای برای مدلسازی فرایند احتراق استفاده شده است. همچنین، تحلیل اگزرژی اطلاعات سودمندی در راستای بهینه‌سازی سیستم‌ها فراهم می‌کند. بنابراین، این تحلیل می‌تواند به عنوان ابزار مناسب جهت بهینه‌سازی فرایندها در موتورهای احتراق داخلی استفاده شود.

راکوپولوس و همکاران در سال ۱۹۹۶ با اعمال معادلات حاکم بر تحلیل اگزرژی بر مدل احتراق تک‌منطقه‌ای، اثرات دور و بار موتور روی تعادل اگزرژی و تولید بازگشت‌ناپذیری‌ها در یک موتور دیزلی چندسیلندر دارای پرخوران را مطالعه کردند [۱].

نتایج نشان داده است که بیشترین بازگشت‌ناپذیری (۸۰ درصد کل بازگشت‌ناپذیری‌ها) مربوط به فرایند احتراق است. همچنین، بررسی اثر تغییرات بار از دیدگاه قانون دوم نشان داده است که افزایش بار موجب افزایش اگزرژی کار خروجی و افزایش بازگشت‌ناپذیری احتراق شده است و افزایش دور موجب افزایش تلفات اصطکاکی، بازگشت‌ناپذیری‌ها و اگزرژی گازهای خروجی شده است.

راکوپولوس و کریتسیس در سال ۲۰۰۱، با استفاده از مدل احتراق تک‌منطقه‌ای در شبیه‌سازی فرایند احتراق، بالانس اگزرژی را در داخل سیلندر یک موتور احتراق داخلی مطالعه کرده‌اند [۲]. در این مطالعه، تاثیر متغیرهای اساسی نظیر دور موتور، زمان تزریق سوخت و نوع سوخت مصرفی توسط قانون دوم ترمودینامیک بررسی شده است. نتایج حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که با بالا رفتن دور موتور، بازگشت‌ناپذیری‌ها بیشتر شده است. تغییر زمان تزریق سوخت باعث کاهش نسبتاً کم بازگشت‌ناپذیری بالانس اگزرژی تاثیر چندانی نگذاشته است. به‌تاخیر انداختن زمان تزریق سوخت باعث کاهش نسبتاً کم بازگشت‌ناپذیری احتراق شده است. همچنین، استفاده از سوخت‌های جایگزین نظیر متان و متانول به جای دودکان<sup>۱</sup> نیز بررسی شده است که استفاده از این نوع سوخت‌ها باعث شده است که بازگشت‌ناپذیری مربوط به فرایند احتراق به‌طور قابل توجهی کاهش پیدا کند که برای سوخت متانول این کاهش بیشتر از سوخت متان است. همچنین، بازده قانون دوم ترمودینامیک برای سوخت‌های جایگزین (متان و متانول) بیشتر از سوخت دودکان به‌دست آمده است.

راکوپولوس و همکاران در سال ۲۰۰۶ از دیدگاه قانون دوم اثر ترکیب گاز طبیعی با هیدروژن را در عملکرد موتور بررسی کرده‌اند [۳]. در این مطالعه، درصد‌های مختلفی از هیدروژن با سوخت اصلی ترکیب شده و تاثیر آن بر جمله‌های مختلف اگزرژی بررسی شده است. نتایج نشان داده است که بازگشت‌ناپذیری فرایند احتراق با اضافه کردن هیدروژن به سوخت گازی به میزان چشمگیری کاهش پیدا می‌کند. کار خروجی نیز با افزایش مقدار هیدروژن به‌طور قابل ملاحظه‌ای افزایش پیدا کرده است. بازده قانون دوم ترمودینامیک نیز به‌ازای مقادیر مختلف هیدروژن محاسبه شده است. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که با افزایش درصد هیدروژن افزوده‌شده به سوخت اصلی، بازده قانون دوم افزایش یافته است.

راکوپولوس و همکاران در سال ۲۰۰۶ به بررسی قانون اول و دوم ترمودینامیک در موتورهای احتراق داخلی پرداختند [۴]. خلیل‌آریا و همکاران در سال ۲۰۱۰ با استفاده از نتایج حاصل از یک مدل سه‌بعدی، در یک موتور دیزلی، از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک اثر دمای ورودی سیال کاری به محفظه را بر عملکرد موتور در دوره‌های مختلف بررسی کردند [۵]. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دما باعث کاهش اگزرژی کار، افزایش اگزرژی حرارت اتلافی از دیواره‌ها، کاهش اگزرژی احتراق و افزایش اگزرژی گازهای خروجی شده است. اما با ارزیابی کمی نتایج در حالت کلی می‌توان گفت کاهش در بازگشت‌ناپذیری‌های احتراق و اگزرژی کار بیشتر از افزایش اگزرژی حرارت اتلافی و اگزرژی گاز خروجی بوده است. بنابراین، با پیدا کردن یک دمای بهینه، رسیدن به تعادل مناسب بین جمله‌های اگزرژی، که منجر به طراحی موتورهای بهتری خواهد شد، امکان‌پذیر است.

خوشبختی و همکاران در سال ۲۰۱۰، با استفاده از مدل شبه‌دوم‌منطقه‌ای در شبیه‌سازی فرایند احتراق، در یک موتور دوگانه‌سوز در شرایط بار جزئی، اثر بازخورانی گازهای خروجی را روی تعادل اگزرژی بررسی کردند [۶]. نتایج نشان داده است که در درصد‌های پایین EGR (دو درصد) اگزرژی کار حدود ۲۰ درصد در مقایسه با حالت پایه موتور دوگانه‌سوز، به‌علت بهبود فرایند احتراق، افزایش پیدا می‌کند. همچنین، بازده قانون دوم ترمودینامیک، با اعمال مقادیر پایین EGR، ۲۴ درصد افزایش پیدا می‌کند.

اگرچه مطالعات زیادی در زمینه تحلیل اگزرژی موتورهای دیزلی انجام یافته است، اما تاکنون هیچ پژوهشی با استفاده از مدل‌های چندمنطقه‌ای که بتواند نتایج دقیقی در زمینه تحلیل اگزرژی ارائه کند صورت نگرفته است. در مطالعه حاضر، ابتدا یک مدل احتراق چندمنطقه‌ای برای تحلیل اگزرژی بر روی موتورهای دیزلی توسعه داده شده است. مدل احتراق به‌کاررفته

1. Dodecane

مدل تعادلی بوده و پیش‌بینی گونه‌ها با مدل اولیکارا و برمن<sup>۱</sup> صورت گرفته که شامل ۱۳ گونه است [۷]. تحلیل اگزرژی درسیکل بسته موتور دیزلی، یعنی از لحظه بسته‌شدن سوپاپ ورودی تا لحظه بازشدن سوپاپ خروجی، انجام شده است و بخش‌های مختلف اگزرژی محاسبه شده و سپس تأثیر زمان‌های مختلف شروع پاشش سوخت با استفاده از تحلیل اگزرژی بررسی شده است.

## آنالیز قانون اول ترمودینامیک

### مدل احتراق

برای شبیه‌سازی چرخه موتور دیزلی یک مدل مناسب نیاز است. برای این منظور مدل شاهد<sup>۲</sup> و همکاران توسعه داده شده است [۹،۸].

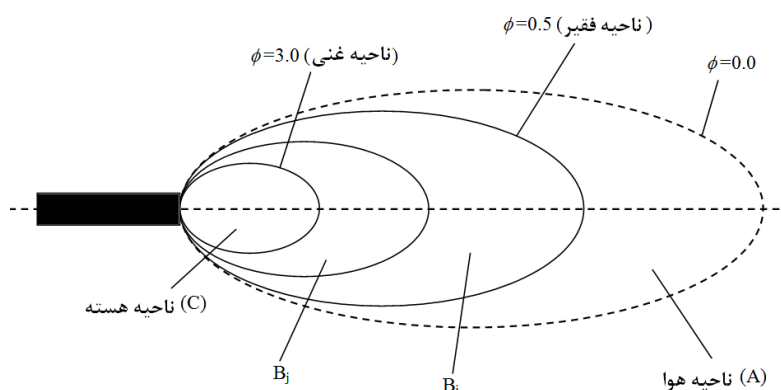
در مدل‌های چندمنطقه‌ای، تغییرات زمانی و مکانی توزیع دما و غلظت گونه‌ها، با فرض تقسیم فواره<sup>۳</sup> سوختی به ناحیه‌های مختلف با دما و ترکیب یکسان در هر ناحیه، در نظر گرفته می‌شود. در این مدل‌ها، موقعیت و هندسه افشانه، اختلاط افشانه، تبخیر سوخت و غیره با استفاده از روابط تجربی محاسبه شده و با استفاده از معادله انرژی و معادله حالت گاز کامل، دمای ناحیه‌ها و فشار سیلندر در هر گام زمانی محاسبه می‌شوند.

افشانه سوخت در مطالعه حاضر به صورت افشانه بخار فرض می‌شود، که پیکربندی این افشانه در شکل ۱ نشان داده شده است. این مدل از روابط تجربی برای محاسبه نفوذ، نرخ گسترش عرضی و مسیر افشانه<sup>۴</sup> استفاده می‌کند تا هندسه کامل آن مشخص شود [۱۰]. غلظت بخار سوخت به صورت پیوسته در نظر گرفته شده و توزیع این غلظت در طول مقطع عرضی فواره به صورت نرمال است. این توزیع به صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$\frac{c(x, y, t)}{c_m(x, t)} = 1 - (y/b)^{1.5} \quad (1)$$

که در این رابطه  $c$  نسبت جرمی موضعی سوخت به کل جرم،  $y$  فاصله عمودی از خط محور مرکزی افشانه،  $b$  شعاع مقطع عرضی افشانه و  $c_m$  مقدار  $c$  روی محور مرکزی افشانه است که به صورت زیر مشخص می‌شود:

$$c_m = \begin{cases} \frac{1}{\alpha(t)x + 1} & X_L < x < X_T \\ 0 & x < X_L, x > X_T \end{cases} \quad (2)$$



شکل ۱- جزئیات مدل احتراقی چندمنطقه‌ای کامینز (Cummins)

1. Olikara and Borman  
2. Shahed  
3. Jet  
4. Spray Trajectory

در این معادله،  $x$  فاصله در جهت خط محور مرکزی افشانه،  $X_T$  طول نفوذ افشانه در سیلندر،  $X_L$  فاصله انتهای افشانه از سوراخ نازل و  $\alpha(t)$  یک متغیر تابع زمان است که با به کارگیری قانون بقای جرم برای سوخت به دست می آید. این قانون چنین بیان می شود که در بازه زمانی مورد نظر جرم سوخت پاشیده شده بایستی با جرم سوخت موجود در افشانه برابر باشد. فرمول بندی مربوطه به صورت زیر است [۹]:

$$\int_0^t \dot{m}_f dt = 2\pi \int_{X_L}^{X_T} \int_0^b c\rho y dx dy \quad (3)$$

در رابطه بالا،  $\dot{m}_f$  نرخ جریان جرمی سوخت و  $\rho$  چگالی است. بایستی توجه کرد که فرمول پیشنهاد شده توسط چپو و همکاران [۱۰] برای نفوذ افشانه باعث واگرایی در حل عددی معادلات، به ویژه پس از خاتمه پاشش سوخت، می شود. بنابراین، برای حل مشکل مذکور فرمول دیگری به کار می رود که در آن زمان فرضی تفکیک افشانه به قطرات ریزتر<sup>۱</sup> در نظر گرفته می شود [۱۱]. فرمول مورد نظر به صورت زیر نشان داده می شود:

$$X_T = 3.8 \left( \frac{P_{inj} - P}{\rho_a} \right)^{0.25} (d_{inj}(t - t_{inj}))^{0.5} \tanh((t - t_{inj})/t_{br})^{0.6} \quad (4)$$

در این فرمول،  $P_{inj}$  فشار پاشش،  $P$  فشار داخل سیلندر،  $\rho_a$  چگالی هوا،  $d_{inj}$  قطر نازل تزریق کننده<sup>۲</sup>،  $t$  زمان و  $t_{br}$  زمان فرضی تفکیک افشانه به قطرات ریزترند. محاسبه  $t_{br}$  به صورت زیر انجام می شود:

$$t_{br} = 28.65 \rho_f d_{inj} / (\rho_a (p_{inj} - p))^{0.5} \quad (5)$$

همچنین، در معادله (۲)، متغیر  $X_L$  عددی ثابت بوده که با توجه به بازه زمانی تعیین می شود.

### معادلات حاکم

افشانه بخار، همان گونه که در شکل ۱ نشان داده می شود، به یک سری از نواحی احتراقی مجزا تقسیم بندی می شود. نسبت هم‌ارزی مرزهای هر کدام از این نواحی در هر گام زمانی مقدار ثابتی دارد. پس از شروع اشتعال، نواحی مختلف داخل سیلندر به ترتیب عبارت اند از:

- ۱- ناحیه غنی هسته سوخت (ناحیه C)
- ۲- نواحی احتراقی پیش آمیخته (نواحی B<sub>i</sub>)
- ۳- نواحی احتراقی نفوذی که در اثر نفوذ و اختلاط هوا با سوخت در پوسته ناحیه C به وجود می آیند (نواحی B<sub>j</sub>)
- ۴- ناحیه هوا (ناحیه A)

هر یک از نواحی احتراقی B<sub>i</sub> یا B<sub>j</sub> دارای مقدار سوخت مشخص و ثابت اند. بایستی خاطر نشان کرد که نواحی B<sub>i</sub> به صورت آنی و با نرخ بالا می سوزند. در مقابل نرخ سوختن مناطق B<sub>j</sub> دارای مقادیر پایین تری است. مقادیر جرم های سوخت و هوا در ناحیه با شماره k سیلندر به صورت زیر ارائه می شوند [۱۰، ۹]:

$$m_{f_{zonek}} = 2\pi \int_{X_L}^{X_T} \int_{\varphi_{k+1}}^{\varphi_k} c\rho y dx dy \quad (6)$$

$$m_{a_{zonek}} = 2\pi \int_{X_L}^{X_T} \int_{\varphi_{k+1}}^{\varphi_k} (1 - c)\rho y dx dy \quad (7)$$

1. Artificial break up time of spray  
2. Injector

معادلات حاکم بر مسئله یک سری از معادلات بقای انرژی به صورت مشتق زمانی اند. تعداد این معادلات برابر با تعداد نواحی سیلندر در هر درجه میل لنگ است. این معادلات به صورت زیر معرفی می شوند:

$$\dot{T}_k = \frac{1}{m_k c_v^k} \left( -m_k \sum_{i=1}^n u_k y_{i,k} - p \dot{V}_k + \dot{Q}_k + \beta \dot{m}_f h_f + \chi \dot{m}_e^k h_e^k + \psi \dot{m}_m h_m + \xi \dot{m}_a h_a \right), k = 1, \dots, NZC \quad (8)$$

که در رابطه بالا  $\beta, \chi, \psi$  و  $\xi$  ضرایب ثابتی اند که با توجه به نوع ناحیه تعیین می شوند. همچنین،  $T_k$  دمای ناحیه مورد نظر،  $m_k$  جرم کل ناحیه،  $c_v^k$  گرمای ویژه حجم ثابت متوسط ناحیه،  $n$  تعداد کل گونه های موجود در ناحیه،  $u_k$  انرژی داخلی ناحیه،  $y_{i,k}$  نسبت جرمی گونه  $i$  در ناحیه مورد نظر،  $p$  فشار داخل سیلندر،  $V_k$  حجم ناحیه،  $\dot{Q}_k$  نرخ انتقال گرما از ناحیه مورد نظر،  $\dot{m}_f$  نرخ جریان جرمی سوخت،  $h_f$  آنتالپی سوخت،  $\dot{m}_e^k$  نرخ هوای کشیده شده به داخل ناحیه مورد نظر،  $h_e^k$  آنتالپی هوای کشیده شده به داخل ناحیه،  $\dot{m}_m$  نرخ جریان جرمی مخلوط،  $h_m$  آنتالپی مخلوط و  $\dot{m}_a$  و  $h_a$  به ترتیب نرخ جریان جرمی و آنتالپی هوای ورودی به سیلندر است. همچنین  $NZC$  بیانگر تعداد کل نواحی داخل سیلندر است. علاوه بر این معادلات حاکم، معادلات حالت گاز ایدئال برای نواحی مختلف نیز در محاسبات استفاده می شوند. این معادلات به صورت زیر نشان داده می شوند:

$$PV_k = n_k \bar{R} T_k \quad k = 1, \dots, NZC \quad (9)$$

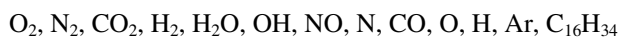
همچنین نرخ تغییر حجم کل سیلندر به صورت زیر به دست می آید [۱۲]:

$$\dot{V} = V_c \left\{ \frac{1}{2} (r_c - 1) \left[ \dot{\theta} \sin \theta - \frac{1}{2} (R_c^2 - \sin^2 \theta)^{-\frac{1}{2}} (-\sin(2\theta)) \dot{\theta} \right] \right\} \quad (10)$$

و قید حجمی که در حل معادلات حاکم مطرح است به صورت زیر نوشته می شود:

$$V = \sum V_{bi} + V_a + V_c \quad (11)$$

در روابط بالا،  $n_k$  کل مول در ناحیه مورد نظر،  $r_c$  نسبت تراکم موتور،  $\theta$  زاویه میل لنگ و  $R_c$  نسبت طول شاتون به بازوی میل لنگ است. معادلات (۸)، (۹) و (۱۱) از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی برای هر گام زاویه میل لنگ برابر با  $0/1$  و با به کارگیری روش آدامز بشفورث<sup>۱</sup> حل می شوند [۱۳]. سطح کلی خطای عمومی این روش  $O(h(5))$  است. همچنین، ابزار حل می تواند این گام زمانی را در مواقع ضروری و مراحل حساس چرخه موتور مانند مرحله احتراق به گام های کوچک تر تقسیم کند. سپس فشار داخل سیلندر از معادله حالت گاز ایدئال برای بار سیلندر به دست می آید. بایستی توجه شود که خواص ترمودینامیکی براساس دمای موضعی و نسبت سوخت به هوای نواحی مختلف محاسبه می شود. سیال عامل<sup>۲</sup> مخلوطی از ۱۳ گونه زیر در نظر گرفته شده که همگی گاز ایدئال فرض شده اند:



با توجه به اینکه گونه ها گاز ایدئال در نظر گرفته شده اند، برای تعیین خواص ترمودینامیکی از عبارتهای چند جمله ای، که تابع دمایند، استفاده شده است.

### مدل انتقال حرارت

حرارت اتلافی از دیواره ها از رابطه آناند<sup>۳</sup> که در معادله (۱۲) نشان داده شده است و بر مبنای دمای میانگین، که از رابطه (۱۳) به دست می آید، محاسبه شده است [۱۴]:

$$Q_{Loss} = A_s \left[ \frac{aK}{D} Re^b (T_{ch} - T_w) + c(T^4 - T_w^4) \right] \quad (12)$$

1. Adams-Bashforth  
2. Working fluid  
3. Annand

که در رابطه بالا  $Q_{Loss}$  نرخ حرارت اتلافی از دیواره‌ها،  $A_s$  مساحت کلی دیواره‌های سیلندر،  $a, b, c$  ضرایب ثابت تجربی،  $K$  ضریب انتقال حرارت هدایتی،  $D$  قطر پیستون،  $Re$  نیز عدد بی بعد رینولدز،  $T$  دمای سیال داخل سیلندر و  $T_w$  دمای دیواره سیلندر است.

$$T_{ch} = \frac{\sum M_{bi}T_{bi} + M_a T_a + M_c T_c}{\sum M_{bi} + M_a + M_c} \quad (13)$$

و توزیع نرخ حرارت اتلافی بین مناطق به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\frac{dQ_{bi}}{d\theta} = \frac{M_{bi}T_{bi}}{\sum M_{bi}T_{bi} + M_a T_a + M_c T_c} \frac{dQ_{ch}}{d\theta} \quad (14)$$

## تحلیل قانون دوم ترمودینامیک

### مفهوم آگرژی

مفهوم آگرژی در قانون دوم معادل مفهوم آنتالپی در قانون اول است. اگر ماده به عنوان یک سیستم بسته از حالت اولیه معین، ضمن یک فرایند بازگشت پذیر و در حالی که فقط با اتمسفر تبادل حرارت دارد، به حالت مرده خود برسد، در این صورت حداکثر کار ممکن تولید می‌شود که آن را آگرژی ماده گویند. کار مفید زمانی حاصل می‌شود که سیستم مذکور به تعادل گرمایی، مکانیکی و شیمیایی با محیط برسد. آگرژی یک سیستم به دو قسمت تقسیم می‌شود: آگرژی ترمومکانیکی و آگرژی شیمیایی [۱۵].

### تعاریف بخش‌های مختلف آگرژی

در حالت کلی، آگرژی کلی یک سیستم ترمودینامیکی بسته را به صورت زیر می‌توان بیان کرد. توجه شود که در رابطه زیر از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است [۱۵].

$$A = U + P_0 V - T_0 S - G_0 \quad (15)$$

در رابطه بالا،  $A$  آگرژی کلی یک سیستم،  $U$  انرژی داخلی سیستم،  $P_0$  فشار در شرایط محیط،  $V$  حجم سیستم،  $T_0$  دمای محیط،  $S$  آنتروپی سیستم و  $G_0$  انرژی آزاد گیبس سیستم در شرایط محیط است.

### شرایط مرده محدود

زمانی که سیستم به شرایط مرده می‌رسد، همه گونه‌های موجود در سیستم اشاره شده در بالا، به غیر از گونه‌های مشابه موجود در محیط، طی واکنش‌های اکسیدشدن یا احیا به گونه‌های موجود در محیط تبدیل می‌شوند. با آگاهی از واکنش‌های احیا و اکسیدشدن گونه‌ها، می‌توان با نوشتن روابط بقای اتم‌ها، تعداد مول‌های هر گونه را در شرایط مرده به دست آورد [۲].

### آگرژی ترمومکانیکی

آگرژی ترمومکانیکی با استفاده از رابطه زیر تعریف می‌شود [۱۴]:

$$A_{TM} = (U - U^0) + P_0(V - V^0) - T_0(S - S^0) = U + P_0 V - T_0 S - G^0 \quad (16)$$

در رابطه بالا، بالانویس 0 خواص ترمودینامیکی در حالت مرگ محدود را نشان می‌دهد.

### آگرژی شیمیایی

در حالت کلی آگرژی شیمیایی یک سیستم توسط رابطه زیر بیان می‌شود [۱۵]:

$$A_{Ch} = A - A_{TM} = G^0 - G_0 \quad (17)$$

در رابطه (۱۵)،  $A_{Ch}$  آگرژی شیمیایی سیستم و  $A_{TM}$  آگرژی ترمومکانیکی سیستم است.

## اگزرژی سوخت

اگزرژی شیمیایی سوخت دیزل (در واحد جرم) از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۵]:

$$a_{diesel} = LHV_{diesel} \left[ 1.04224 + 0.011925 \frac{y}{z} - \frac{0.042}{z} \right] \quad (18)$$

در این رابطه نیز  $a_{diesel}$  اگزرژی شیمیایی سوخت،  $LHV_{diesel}$  ارزش حرارتی پایین سوخت،  $y$  تعداد اتم‌های هیدروژن موجود در سوخت و  $z$  تعداد اتم‌های کربن موجود در سوخت است.

## بالانس اگزرژی در سیلندر موتورهای دیزلی

رابطه بالانس اگزرژی برای یک سیستم بسته موتور دیزلی، که گرما و کار از مرزهای آن عبور می‌کنند، براساس زاویه میل‌لنگ توسط معادله (۱۹) بیان می‌شود. در این معادله  $A_W$  اگزرژی وابسته به کار انجام‌شده توسط سیستم است و با استفاده از معادله (۲۰) محاسبه می‌شود [۱۵]:

$$\frac{dA}{d\theta} = \frac{dm_{burned}}{d\theta} a_{diesel} + \frac{dA_W}{d\theta} - \frac{dA_Q}{d\theta} - \frac{dI}{d\theta} \quad (19)$$

$$\frac{dA_W}{d\theta} = (p - p_0) \frac{dV}{d\theta} \quad (20)$$

در رابطه (۱۹)،  $m_{burned}$  جرم سوخت سوخته‌شده و  $\theta$  زاویه میل‌لنگ و  $I$  بازگشت‌ناپذیری سیستم است. همچنین،  $A_Q$  اگزرژی مربوط به انتقال حرارت از مرز سیستم را بیان می‌کند و برابر است با:

$$\frac{dA_Q}{d\theta} = \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \frac{dQ}{d\theta} \quad (21)$$

## بازگشت‌ناپذیری‌ها

بازگشت‌ناپذیری از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۵]:

$$dI = -\frac{T_0}{T} \sum_k \mu_k dm_k \quad (\mu_k = g_k: \text{برای گازهای کامل}) \quad (22)$$

در رابطه بالا،  $m_k$  جرم گونه‌هاست.

## نتایج و بحث

### نتایج قانون اول ترمودینامیک

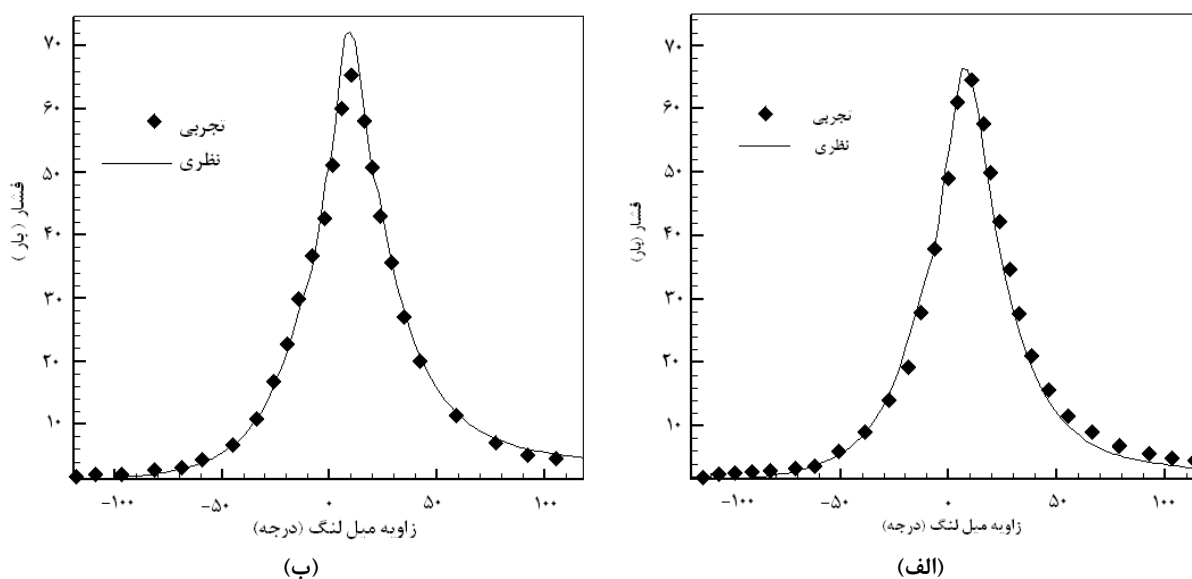
شکل ۲-الف تغییرات فشار داخل محفظه احتراق را برحسب زاویه میل‌لنگ در دور ۱۴۰۰ دور بر دقیقه (rpm) و شکل ۲-ب تغییرات فشار داخل محفظه احتراق را برحسب زاویه میل‌لنگ در دور ۱۲۰۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهد. نتایج مربوط به یک موتور دیزلی پاشش مستقیم است که مشخصات آن در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱- مشخصات موتور دیزلی OM-355

تعداد سیلندر	۶
نوع محفظه احتراق	استوانه‌ای
قطر سیلندر	۱۲۸ میلی‌متر
حجم کلسیلندر	۱۱/۵۸ لیتر
نسبت تراکم	۱۶/۱
طول پیمایش سمبه	۱۵۰ میلی‌متر

جدول ۲- مشخصات شرایط کارکردی موتور

حالت ۲	حالت ۱	دور
۱۴۰۰ دور بر دقیقه	۱۲۰۰ دور بر دقیقه	
۳۷ درجه سلسیوس	۴۱ درجه سلسیوس	دمای ورودی
۱/۱۸ بار	۱/۱۳ بار	فشار ورودی
۴/۷۸ گرم بر ثانیه	۵/۴۸ گرم بر ثانیه	دبی جرمی سوخت
۱۵۲/۵۸ گرم بر ثانیه	۱۲۰/۳۸ گرم بر ثانیه	دبی جرمی هوا
۰/۴۷	۰/۶۸	نسبت هم ارزی



شکل ۱- مقایسه تغییرات فشار داخل محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ برای حالت نظری و تجربی برای (الف) دور گشتاور بیشینه (۱۴۰۰ دور بر دقیقه) و (ب) برای دور ۱۲۰۰ دور بر دقیقه

شکل ۲ (الف و ب) نشان می‌دهند که نتایج حاصل از مدل مطابقت خوبی با نتایج تجربی [۱۶] دارد.

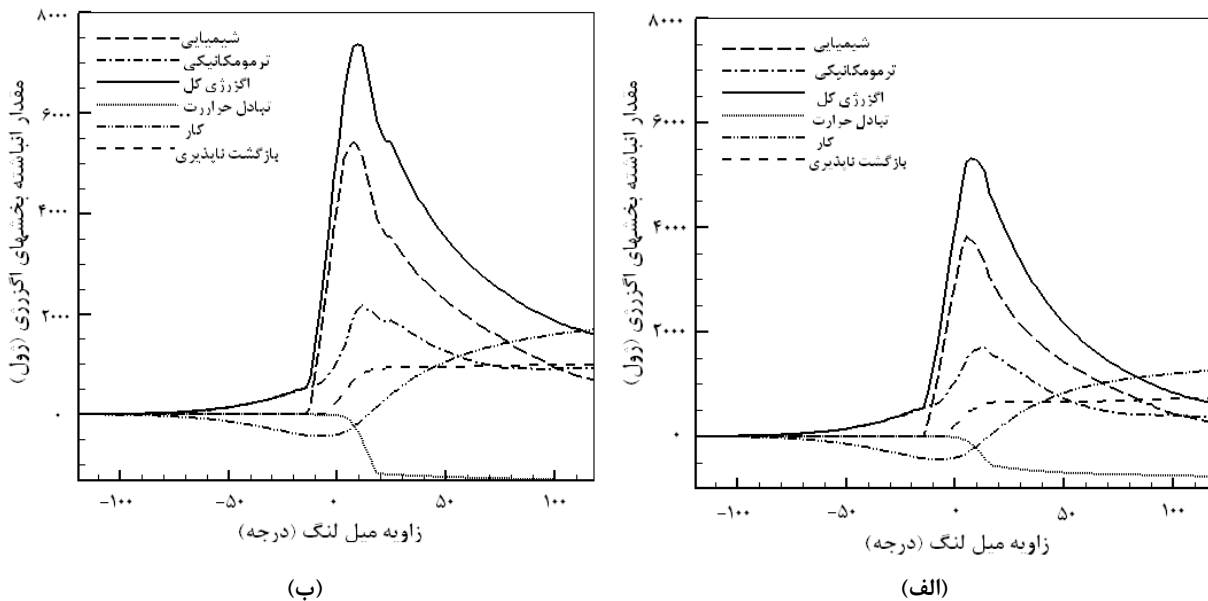
## نتایج قانون دوم ترمودینامیک

### نتایج تحلیل انرژی در دور گشتاور بیشینه موتور (۱۴۰۰ دور بر دقیقه) و دور ۱۲۰۰ دور بر دقیقه

شکل ۳-الف تغییرات بخش‌های مختلف انرژی را با زاویه میل لنگ برای دور ۱۴۰۰ دور بر دقیقه و شکل ۳-ب تغییرات بخش‌های مختلف انرژی را با زاویه میل لنگ برای دور ۱۲۰۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهد. بخش‌های مختلف انرژی پنج قسمت‌اند: انرژی شیمیایی، انرژی ترمومکانیکی، انرژی کار، انرژی مربوط به انتقال حرارت و بازگشت‌ناپذیری. همان‌طوری که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، انرژی شیمیایی در مرحله تراکم، به دلیل عدم انجام واکنش‌های شیمیایی، ثابت می‌ماند و این روند تا شروع پاشش سوخت به محفظه ادامه می‌یابد. در مدت زمان پاشش سوخت به محفظه، انرژی شیمیایی در حال افزایش است. همچنین، انرژی کار و انرژی ترمومکانیکی در مرحله تراکم افزایش می‌یابند. انرژی مربوط به انتقال حرارت از دیواره‌ها و بازگشت‌ناپذیری در مرحله تراکم قابل چشم‌پوشی است. با شروع فرایند احتراق، انرژی شیمیایی مخلوط به دلیل تبدیل گونه‌های نسوخته به محصولات احتراقی به سرعت کاهش می‌یابد. انرژی کار افزایش می‌یابد و انرژی ترمومکانیکی به علت بالا رفتن دما و فشار افزایش می‌یابد. سپس، به دلیل انتقال حرارت از دیواره‌های محفظه، انرژی



ترمومکانیکی کاهش می‌یابد، اما روند افزایشی اگزرژی کار ادامه می‌یابد. همچنین، در این مرحله، به دلیل تولید آنتروپی، بازگشت‌ناپذیری افزایش می‌یابد. در مرحله ابتدایی فرایند انبساط، روند کاهش اگزرژی شیمیایی، اگزرژی ترمومکانیکی و روند افزایشی اگزرژی کار ادامه می‌یابد و در انتهای مرحله انبساط همگی روندی ثابت دارند. باتوجه به شکل، مشاهده می‌شود که در انتهای مرحله انبساط، به دلیل وجود گونه‌های نسوخته که قابلیت اکسید و احیاشدن را دارند، مقداری اگزرژی شیمیایی وجود دارد. در شکل اگزرژی کل، مجموع اگزرژی‌های ترمومکانیکی و شیمیایی را نشان می‌دهد.



شکل ۳- تغییرات بخش‌های مختلف اگزرژی برای الف: دور گشتاور بیشینه موتور (۱۴۰۰ دور بر دقیقه)، ب: دور ۱۲۰۰ دور بر دقیقه

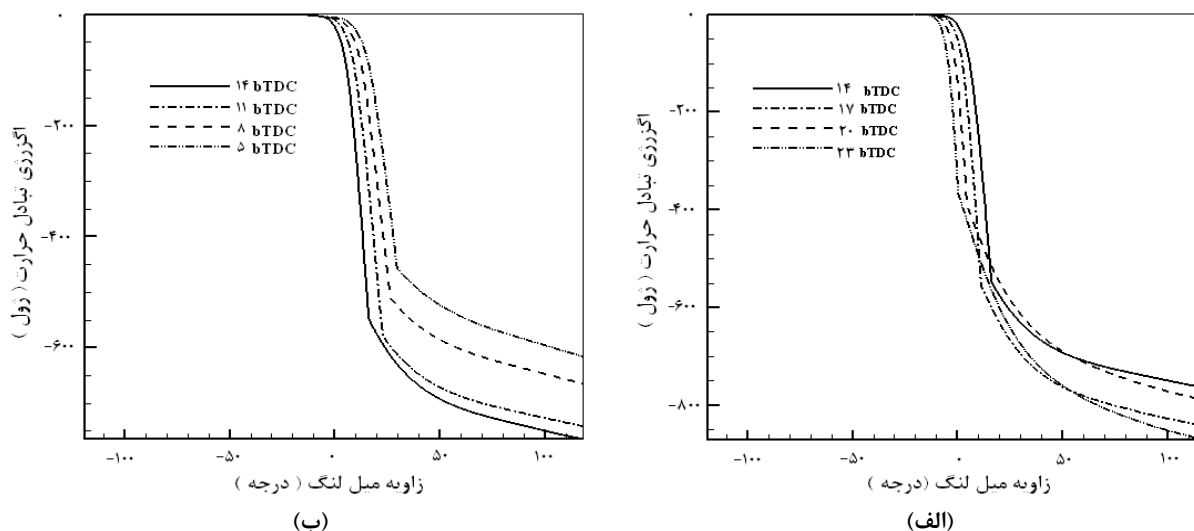
بازده قانون دوم به صورت نسبت اگزرژی کار به کل اگزرژی شیمیایی وارد شده به محفظه توسط سوخت تعریف می‌شود [۱۵]:

$$\eta_{II} = \frac{W_{\text{indicated}}}{A_{\text{FUEL}}} \quad (21)$$

در رابطه بالا،  $W_{\text{indicated}}$  کل کار انجام شده در یک چرخه و  $A_{\text{FUEL}}$  اگزرژی کل سوخت وارد شده به محفظه احتراق است. بازده قانون دوم برای موتور دیزلی در دور گشتاور بیشینه (دور ۱۴۰۰ دور بر دقیقه)، ۴۰ درصد به دست آمده است.

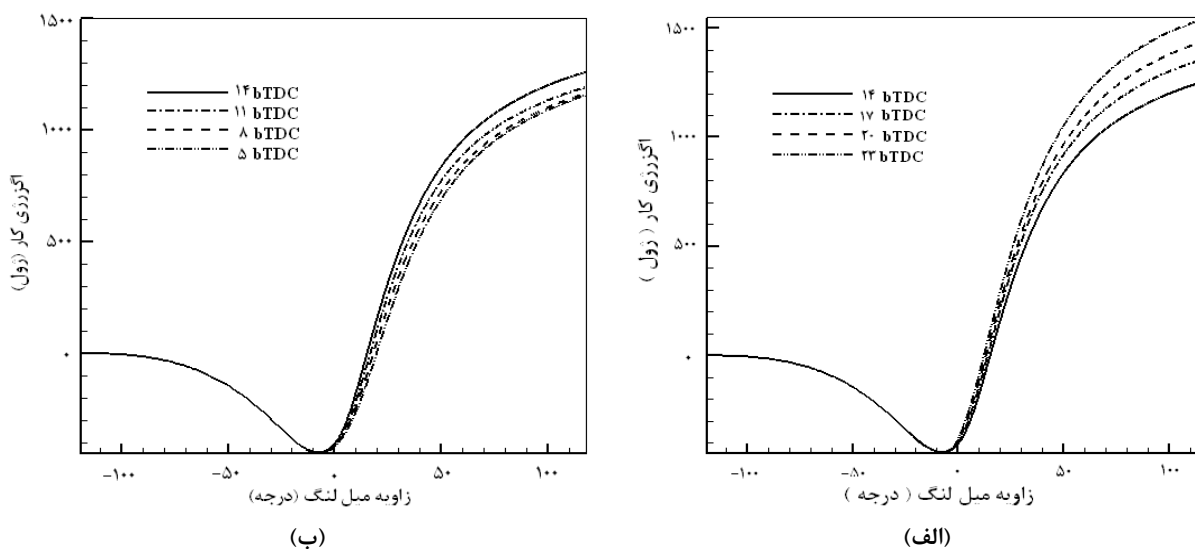
### تأثیر زمان‌های پاشش سوخت بر اگزرژی سیستم

در ادامه، تأثیر زمان پاشش سوخت بر اگزرژی مربوط به انتقال حرارت از دیواره‌ها و اگزرژی مربوط به تبادل کار، اگزرژی ترمومکانیکی و بازگشت‌ناپذیری سیستم برای دور گشتاور ماکزیمم (۱۴۰۰ دور بر دقیقه) بررسی شده است. شکل‌های ۴-الف و ۴-ب نتایج به دست آمده از تحلیل اگزرژی مربوط به انتقال حرارت را برای زمان‌های پاشش مختلف نشان می‌دهد. همان‌گونه که در این شکل‌ها مشخص است، با به تاخیر افتادن لحظه شروع پاشش، مقدار اگزرژی حرارت اتلافی کاهش یافته است. این مطلب را می‌توان این گونه توجیه کرد که با به تاخیر انداختن لحظه شروع پاشش، ترکیب داخل محفظه احتراق قسمت کمتری از یک چرخه را در دماهای بالا طی می‌کند بنابراین میزان انتقال حرارت اتلافی کاهش یافته و اگزرژی مربوط به آن نیز کمتر می‌شود. توجه شود که به دلیل پایابودن شرایط کارکردی موتور، دمای دیواره محفظه احتراق ثابت در نظر گرفته شده است.



شکل ۴- تغییرات اگزورژی حرارت منتقل شده با تغییر زمان پاشش برای دور گشتاور بیشینه (۱۴۰۰ دور بر دقیقه)، الف: پاشش نسبت به حالت پایه زودتر شروع شده است. ب: پاشش نسبت به حالت پایه به تعویق انداخته شده است.

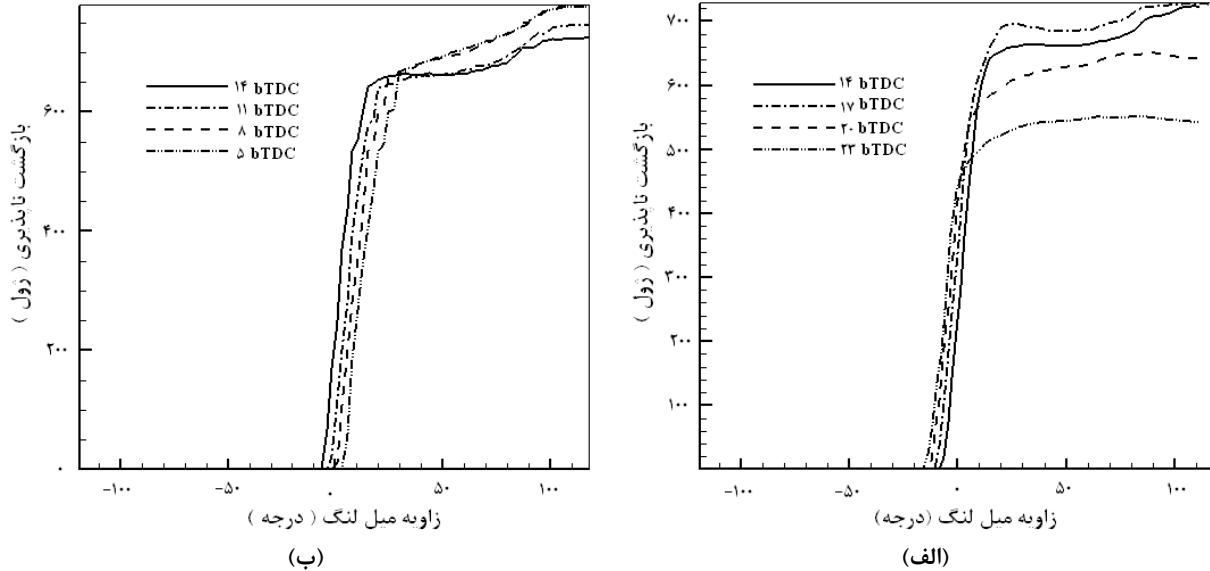
شکل‌های ۵-الف و ۵-ب تغییرات اگزورژی کار مبادله شده را با تغییر زمان پاشش نشان می‌دهند. این شکل‌ها نشان می‌دهند که هرچه پاشش زودتر انجام بگیرد اگزورژی کار مبادله شده افزایش می‌یابد که این امر به سبب تولید بیشتر کار در نتیجه افزایش فشار بیشینه و موقعیت بهتر آن بعد از نقطه مرگ بالاست.



شکل ۵- تغییرات اگزورژی کار مبادله شده با تغییر زمان پاشش، الف: پاشش نسبت به حالت پایه زودتر شروع شده است. ب: پاشش نسبت به حالت پایه به تعویق انداخته شده است.

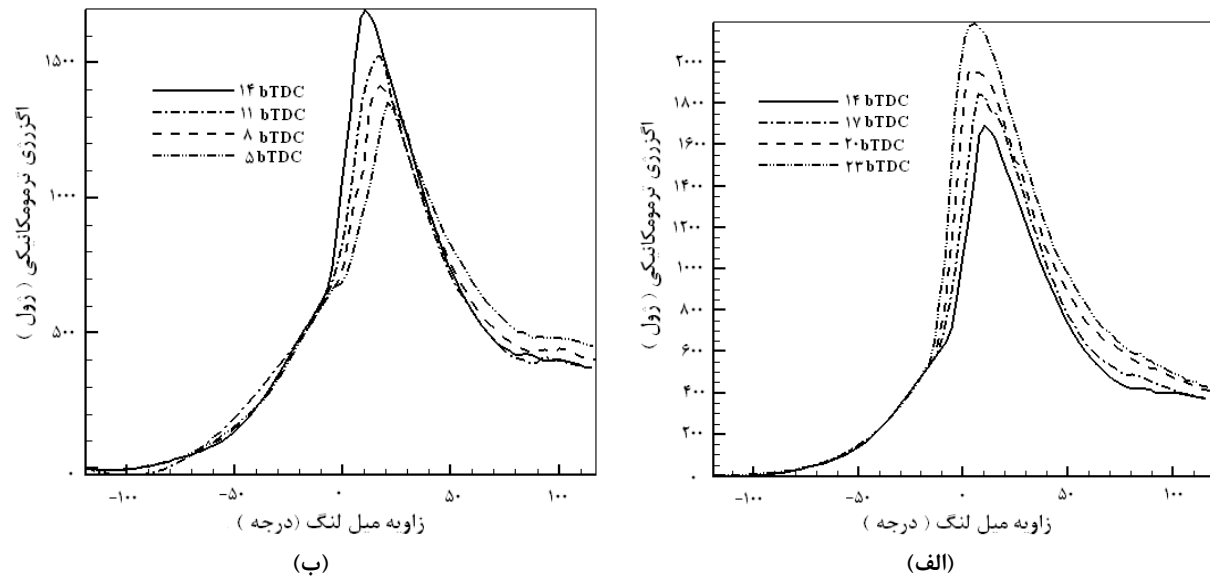
شکل ۶-الف و ۶-ب تغییرات بازگشت‌ناپذیری را در اثر تغییرات زمان پاشش نشان می‌دهند. با توجه به اینکه بازگشت‌ناپذیری تابعی از چگونگی انجام فرایند احتراق است، انتظار می‌رود با انجام بهتر فرایند احتراق بازگشت‌ناپذیری کاهش یابد. بنابراین، با پاشش سوخت در یک زمان مناسب، می‌توان فرصت کافی برای انجام بهتر واکنش‌های احتراقی فراهم آورده و بازگشت‌ناپذیری را کاهش داد. همان‌گونه که در شکل ۶-الف نیز مشخص است، با پیش‌انداختن زمان پاشش به اندازه کافی

بازگشت‌ناپذیری نسبت به حالت پایه به صورت چشمگیری کاهش می‌یابد و برعکس، با به‌تاخیر انداختن زمان پاشش سوخت، بازگشت‌ناپذیری‌ها افزایش می‌یابند.



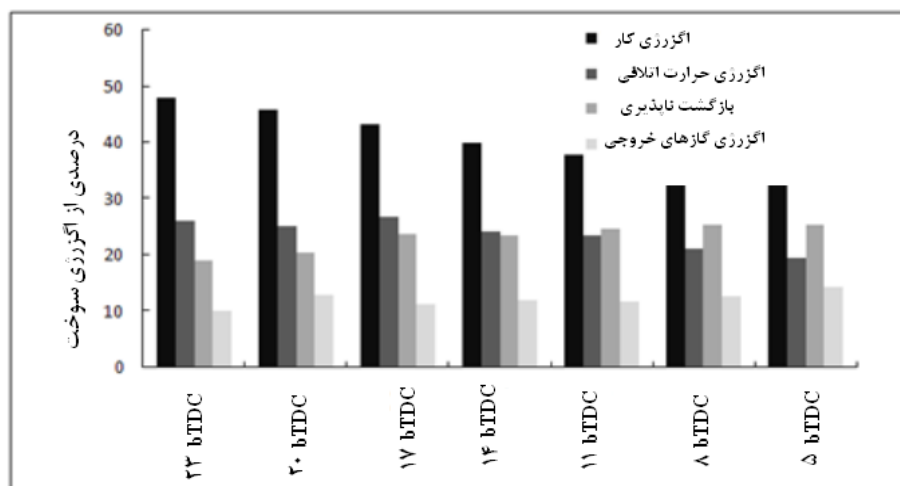
شکل ۶- تغییرات بازگشت‌ناپذیری با تغییر زمان پاشش، الف: پاشش نسبت به حالت پایه زودتر شروع شده است. ب: پاشش نسبت به حالت پایه به تعویق انداخته شده است.

شکل‌های ۷-الف و ۷-ب تغییرات اگزرژی ترمومکانیکی را برای زمان‌های مختلف شروع پاشش نشان می‌دهد. همان‌گونه که در این شکل نیز مشخص است، با پیش‌انداختن زمان پاشش، به دلیل افزایش فشار و دمای متوسط و بیشینه محفظه احتراق، اگزرژی ترمومکانیکی افزایش یافته است.



شکل ۷- تغییرات اگزرژی ترمومکانیکی با تغییر زمان پاشش، الف: پاشش نسبت به حالت پایه زودتر شروع شده است. ب: پاشش نسبت به حالت پایه به تعویق انداخته شده است.

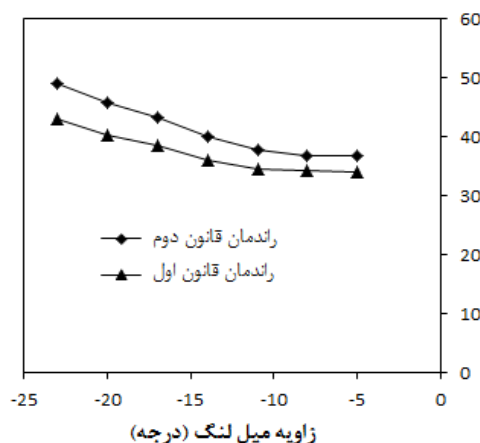
شکل ۸ مقادیر اگزرژی کار مبادله شده، اگزرژی حرارت منتقل شده، اگزرژی گازهای خروجی و بازگشت ناپذیری را به صورت درصدی از اگزرژی کل سوخت برای زمان های پاشش مختلف نشان می دهد. با استفاده از این شکل، می توان یک مقایسه کلی بین حالت های مختلف انجام داده و حالت بهینه را از دیدگاه قانون دوم انتخاب کرد. تحلیل نتایج نشان می دهد که با پیش انداختن زمان شروع پاشش، اگزرژی کار مبادله شده و اگزرژی حرارت اتلاهی افزایش می یابد. راندمان قانون دوم، در ۲۳ درجه پیش از نقطه مرگ بالا، حدود ۸ درصد نسبت به حالت پایه افزایش می یابد، در حالی که افزایش اگزرژی حرارتی حدود ۲ درصد نسبت به حالت پایه است.



شکل ۸- توزیع اگزرژی کار مبادله شده، اگزرژی حرارت منتقل شده، اگزرژی گازهای خروجی و بازگشت ناپذیری برای زمان های مختلف پاشش

### مقایسه بازده قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک

شکل ۹ مقایسه بازده قانون اول و بازده قانون دوم ترمودینامیک را برای زمان های مختلف پاشش سوخت در دور گشتاور بیشینه (۱۴۰۰ دور بر دقیقه) نشان می دهد.



شکل ۹- مقایسه راندمان قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک برای زمان های مختلف پاشش سوخت در دور گشتاور ماکزیمم (۱۴۰۰ دور بر دقیقه)

بازده قانون اول به صورت کار انجام شده بر کل انرژی شیمیایی وارد شده توسط سوخت تعریف می‌شود. بنابراین، با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت، به دلیل افزایش بیشینه فشار محفظه و همچنین افزایش فشار متوسط محفظه در طول چرخه، کار انجام شده افزایش یافته و بازده قانون اول نیز افزایش می‌یابد. همچنین، از این شکل روشن است که بازده قانون دوم با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت و کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها افزایش می‌یابد و اختلاف بین بازده قانون اول و دوم در ۲۳ درجه میل‌لنگ، به دلیل شروع فرایند احتراق در موقعیتی مناسب، انجام بهتر فرآیند احتراق و کاهش چشمگیر بازگشت‌ناپذیری‌ها، به مقدار قابل توجهی بیشتر است.

## بحث و نتیجه‌گیری

در کار حاضر، ابتدا یک مدل احتراق چندمنطقه‌ای برای موتورهای دیزلی توسعه داده شده و سپس معادلات حاکم بر تحلیل اگزرژی به آن اعمال شده است. با استفاده از مدل حاضر، تاثیر زمان شروع پاشش بر بخش‌های مختلف اگزرژی در یک موتور دیزلی بررسی شده است. تحلیل نتایج نشان می‌دهد که:

- با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت، اگزرژی کار مبادله شده در طول چرخه افزایش می‌یابد.
- اگزرژی حرارت اتلافی با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت در طول چرخه افزایش می‌یابد.
- بازگشت‌ناپذیری با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت در طول چرخه کاهش می‌یابد.
- با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت اگزرژی ترمومکانیکی در طول چرخه افزایش می‌یابد.
- با تغییر زمان پاشش سوخت اگزرژی گازهای خروجی از سیلندر دچار تغییرات قابل توجهی نمی‌شود.
- راندمان قانون دوم، با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت، افزایش می‌یابد.
- به دلیل کاهش چشمگیر بازگشت‌ناپذیری‌ها در زاویه پاشش ۲۳ درجه میل‌لنگ، اختلاف قابل توجهی بین بازده قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک وجود دارد.

## منابع

1. C. D. Rakopoulos and E. G. Giakoumis, "Speed and Load Effects on the Availability Balances and Irreversibilities Production in a Multi-Cylinder Turbocharged Diesel Engine," *Applied Thermal Engineering*, 17, No. 3, 1997, pp. 299-313.
2. C. D. Rakopoulos and D. C. Kyritsis, "Comparative Second-Law Analysis of Internal Combustion Engine Operation for Methane, Methanol and Dodecane Fuels," *Energy*, 26, 2001, pp.705-22.
3. C. D. Rakopoulos and D. C. Kyritsis, "Hydrogen Enrichment Effects on the Second-Law Analysis of Natural and Landfill Gas in Engine Cylinders," *Hydrogen Energy*, 31, 2006, pp. 1384-93.
4. C. D. Rakopoulos and E. G. Giakoumis, "Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines operation," *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, 2006, pp. 2-47.
5. A. Abassi, Sh. Khalilarya and S. Jafarmadar, "The Influence of the Inlet Charge Temperature on the Second Law Balance under the Various Operating Engine Speeds in DI Diesel Engine," *Fuel*, 89, 2010, pp. 2425-2432.
6. A. Hosseinzadeh, R. Khoshbakhti Saray and S. M. Seyed Mahmoudi, "Comparison of Thermal, Radical and Chemical Effects of EGR Gases using Availability Analysis in Dual-Fuel Engines at Part Loads," *Energy Conversion and Management*, 51, 2010, pp. 2321-2329.
7. C. Olikara and G. Borman, "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines," *SAE paper 750468*, 1975.
8. J. N. Mattavi and C. A. Amann, (Eds.), *Combustion Modeling in Reciprocating Engines*, Plenum Press, New York, 1980, pp. 345-368.
9. Z. Şahin and O. Durgun, "Multi-Zone Combustion Modeling for the Prediction of Diesel Engine Cycles and Engine Performance Parameters," *Applied Thermal Engineering*, 28, 2008, pp. 2245-2256.
10. W. S. Chiu, S. M. Shahed and W. T. Lyn, "A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion," *SAE paper 760128*, 1976.
11. A. J. Yule and L. Filipovic, "On the Break-up Times and Lengths of Diesel Sprays," *Int. j. of Heat and Fluid Flow*, 13, 1992, pp. 197-206.

12. J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, New York, 1989.
13. J. H. Mathews, *Numerical Methods for Computer Science, Engineering and Mathematics*, Prentice-Hall Int., London, 1987.
14. W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engine," *Proc Inst Mech Eng*, 177, 1963, pp. 973-80.
15. D. Rakopoulos and G. Giakoumis, *Diesel Engine Transient Operation*, 1st Edition, Springer, London, 2009.
16. V. Pirouzpanah, Y. Jeyhouni and M. Afghahi, "Reduction of Pollutants Emissions of OM-355 Diesel Engine to Euro2 by Converting Dual Fuel Engine (Diesel+Gas)," *Proceeding of 1st Conference on Conversion of Automotive Fuel to CNG*, 2003, pp. 84-94.

## English Abstract

# Exergy Analysis of a Diesel Engine using Multi-zone Combustion Model

S. Parsa<sup>1</sup>, R. Khoshbakhti<sup>2</sup>, S. Jafarmadar<sup>3</sup>, R. Akbarpour Ghiasi<sup>4</sup>, Y. Ajabshirchi<sup>5</sup>

1- MSc., Mech. Eng., Urmia University, Urmia, Iran

2- Assoc. Prof., Mech. Eng., Sahand University of Technology, Sahand New City, Iran (Correspondent author)

3- Assoc. Prof., Mech. Eng., Sahand University of Technology, Sahand New City, Iran

4- MSc., Mech. Eng., University of Tabriz, Tabriz, Iran

5- Assoc. Prof., Agriculture Eng., University of Tabriz, Tabriz, Iran

(Received: 2012.6.18, Received in revised form: 2012.12.24, Accepted: 2013.4.14)

Availability analysis provides useful information for optimizing the systems. In the present investigation, a multi-zone combustion model is developed to simulate diesel engine cycle. Then, the governing equations of availability analysis are applied in this model. The concept of chemical equilibrium based on Olikara and Borman method is used to calculate the concentration of combustion products. Chemical availability is considered as oxidation, reduction, and diffusion availabilities. The availability analysis is applied to the engine from the inlet valve closing (IVC) until exhaust valve opening (EVO). The effect of fuel injection timing is investigated by various availability terms. The results indicate that advancing time of injection increases work and heat transfer availabilities, but decreases irreversibility.

**Keywords:** Availability analysis, diesel engine, multi-zone combustion model, fuel injection timing, second law efficiency