



تحلیل انرژی یک موتور دیزلی با استفاده از مدل احتراق چند منطقه ای

سمیه پارسا^۱، رحیم خوش بختی سرای^۲، صمد جعفرمدار^۳، رضا اکبریور قیاسی^۴

گروه مکانیک، دانشگاه ارومیه، کیلومتر ۱۱ جاده سرو، پردیس نازلو

khosbakhti@sut.ac.ir

چکیده

تحلیل انرژی اطلاعات سودمندی در راستای بهینه سازی سیستم ها فراهم می کند. در کار حاضر، ابتدا یک مدل احتراق چند منطقه ای برای موتورهای دیزلی توسعه داده شده و سپس معادلات حاکم بر آنالیز انرژی به آن اعمال شده است. در مدل احتراق چند منطقه ای از مفهوم تعادل شیمیایی بر اساس روش اولیکارا و برمن برای محاسبه غلظت گونه های تعادلی استفاده شده است. همچنین در محاسبه انرژی شیمیایی بار سیلندر در هر لحظه از مفاهیم انرژی شیمیایی اکسیداسیونی، احیاء و نفوذی بهره گرفته شده است. در این کار، آنالیز انرژی به سیکل بسته موتور دیزلی یعنی از موقعیت بسته شده سوپاپ ورودی تا موقعیت باز شدن سوپاپ خروجی اعمال می شود. در ادامه ترمهای مختلف انرژی به صورت جداگانه بر حسب درجه میل لنگ محاسبه می شوند و اتلافات انرژی برای حالت پایه موتور محاسبه می شود. سپس تاثیر زمان پاشش سوخت بر ترم های مختلف انرژی بررسی می شود. نتایج نشان می دهند که با پیش انداختن زمان شروع پاشش، انرژی کار و انرژی حرارت اتلافی افزایش و بازگشت ناپذیری کاهش می یابد.

واژه های کلیدی: آنالیز انرژی - موتور دیزلی - مدل احتراق چند منطقه ای - زمان پاشش سوخت - راندمان قانون دوم.

۱- مقدمه

در دهه های اخیر استفاده از منابع تولید انرژی با بازده بالا، با اولویت در نظر گرفتن مسائل زیست محیطی به صورت یک چالش جهانی درآمده است. از اینرو تحقیق در زمینه موتورهای احتراق داخلی با سرعت بالایی در جریان است. در این میان موتورهای دیزلی به عنوان موثرترین نیرو در بین انواع مختلف موتورهای احتراق داخلی هستند. وسایل نقلیه سبک و سنگین و ماشینهای صنعتی اکثراً به وسیله موتورهای دیزلی به حرکت در می آیند. از آنجا که احتراق فرآیندی کلیدی در این موتورها محسوب می شود. سال های زیادی است که الگوهای ترمودینامیکی برای پیش بینی فرآیند احتراق و مطالعه ی آن در موتورهای احتراق داخلی، به عنوان روشی مناسب پذیرفته شده اند. در برخی از مطالعات، از الگوهای تک منطقه ای و در برخی دیگر از الگوهای چند منطقه ای برای مدل سازی فرآیند احتراق استفاده شده است. همچنین، تحلیل انرژی اطلاعات سودمندی در راستای بهینه سازی سیستم ها فراهم می کند.

راکوپولوس و همکاران در سال ۱۹۹۶ با اعمال معادلات حاکم بر تحلیل انرژی بر مدل احتراق تک منطقه ای، اثرات سرعت و بار موتور روی تعادل انرژی و تولید بازگشت ناپذیری ها در یک موتور دیزلی چند سیلندر توربوشارژر را مطالعه کردند [۱].

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه^۲ دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند تبریز^۳ دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه^۴ دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز



FCCI2012-3026

چهارمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

کاشان - دانشگاه کاشان - بهمن ماه ۱۳۹۰



راکوپولوس و کریتسیس در سال ۲۰۰۱ با استفاده از مدل احتراق تک منطقه ای در شبیه سازی فرآیند احتراق، آنالیز اگزورژی را برای سوخت های متان، متانول واکتان روی یک موتور دیزلی انجام دادند [۲].

راکوپولوس و همکاران در سال ۲۰۰۶ از مدل احتراق تک منطقه ای برای شبیه سازی فرآیند احتراق استفاده کردند. آنها سوخت را به صورت ترکیب گاز طبیعی و درصد های مختلفی از هیدروژن در نظر گرفته و به بررسی تاثیر آن بر تعادل اگزورژی پرداختند [۳].

راکوپولوس و همکاران در سال ۲۰۰۶ به بررسی قانون اول و دوم ترمودینامیک در موتور های احتراق داخلی پرداختند [۴]. خلیل آریا و جعفرمدار و عباسی در سال ۲۰۱۰ با استفاده از نتایج حاصل از یک مدل سه بعدی، در یک موتور دیزلی، اثر دمای ورودی سیال کاری به محفظه را در سرعت های عملکردی مختلف موتور، روی تعادل قانون دوم ترمودینامیک بررسی کردند [۵].

خوشبختی و همکاران در سال ۲۰۱۰ با استفاده از مدل شبه دو منطقه ای در شبیه سازی فرآیند احتراق، در یک موتور دوگانه سوز در شرایط بار جزئی، اثر بازخورانی گاز های خروجی را روی تعادل اگزورژی بررسی کردند [۶].

اگرچه مطالعات زیادی در زمینه آنالیز اگزورژی موتور های دیزلی انجام یافته است اما تاکنون هیچ پژوهشی با استفاده از مدل های چند منطقه ای که بتواند نتایج دقیقی در زمینه آنالیز اگزورژی ارائه کند صورت نگرفته است. در مطالعه حاضر، ابتدا یک مدل احتراق چندمنطقه ای برای آنالیز اگزورژی بر روی موتور های دیزلی توسعه داده شده است. مدل احتراق به کار رفته، مدل تعادلی بوده و پیش بینی گونه ها با مدل اولیکارا و برمن صورت گرفته که شامل ۱۳ گونه می باشد. آنالیز اگزورژی در سیکل بسته موتور دیزلی یعنی از موقعیت بسته شده سوپاپ ورودی تا موقعیت باز شدن سوپاپ خروجی انجام شده است و بخش های مختلف اگزورژی به صورت جداگانه برای حالت پایه موتور محاسبه شده و سپس تأثیر زمان های مختلف شروع پاشش سوخت با استفاده از تحلیل اگزورژی مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- آنالیز قانون اول ترمودینامیک

۲-۱- مدل احتراق

برای شبیه سازی عملکرد موتور دیزلی مورد نظر، یک مدل احتراق چند منطقه ای توسعه داده شده است و از الگوی شاهد (Shahed) برای توسعه مدل استفاده شده است [۷ و ۸].

در مدل های چند منطقه ای تغییرات زمانی و مکانی توزیع دما و غلظت گونه ها با فرض تقسیم جت سوختی به ناحیه های مختلف با دما و ترکیب یکسان در هر ناحیه، در نظر گرفته می شود. در این مدل ها، موقعیت و هندسه اسپری، اختلاط اسپری، تبخیر سوخت و غیره با استفاده از روابط تجربی محاسبه شده و با استفاده از معادله انرژی و معادله حالت گاز کامل، دمای ناحیه ها و فشار سیلندر در هر گام زمانی محاسبه می شوند.

اسپری سوخت در مطالعه حاضر به صورت اسپری بخار فرض می شود که پیکربندی این اسپری در شکل ۱ نشان داده شده است. این مدل روابط تجربی را برای محاسبه نفوذ، نرخ گسترش عرضی و مسیر اسپری (Jet Trajectory) مورد استفاده قرار می دهد تا هندسه کامل آن مشخص گردد [۹]. غلظت بخار سوخت به صورت پیوسته در نظر گرفته شده و توزیع این غلظت در طول مقطع عرضی جت به صورت نرمال می باشد. این توزیع به صورت زیر نشان داده می شود:

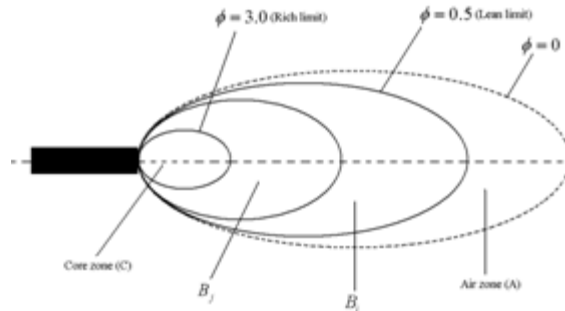
$$\frac{c(x,y,t)}{c_m(x,t)} = 1 - (y/b)^{1.5} \quad (1)$$

که در این رابطه C نسبت جرمی موضعی سوخت به کل جرم، y فاصله عمودی از خط محور مرکزی اسپری، b شعاع مقطع عرضی اسپری و c_m مقدار C در روی محور مرکزی اسپری می باشد که به صورت زیر مشخص می گردد:

FCCI2012-3026

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

(۲)



شکل ۱- جزئیات مدل احتراقی چند منطقه‌ای کامینز

در این معادله، X فاصله در جهت خط محور مرکزی اسپری، X_T طول نفوذ اسپری در سیلندر، X_L فاصله انتهای اسپری از سوراخ نازل و $\alpha(t)$ یک پارامتر تابع زمان می باشد 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 اسپری برابر باشد. فرمول بندی مربوطه به صورت زیر می باشد [۸]:

$$\int_0^t \dot{m}_f dt = 2\pi \int_{X_L}^{X_T} \int_0^b c \rho y dx dy \quad (۳)$$

در رابطه فوق \dot{m}_f نرخ جریان جرمی سوخت و ρ چگالی می باشد. بایستی توجه نمود که فرمول پیشنهاد شده توسط Chiu و همکاران [۹] برای نفوذ اسپری باعث واگرایی در حل عددی معادلات به خصوص پس از خاتمه پاشش سوخت می شود. بنابراین برای حل مشکل مذکور فرمول دیگری به کار می رود که در آن زمان خیالی تفکیک اسپری به قطرات ریزتر (Artificial break up time of spray) در نظر گرفته می شود [۱۰]. فرمول مورد نظر به صورت زیر نشان داده می شود:

$$X_T = 3.72 \left(\frac{P_{inj} - P}{\rho_a} \right) (d_{inj} (-t_{inj}))^{0.5} \tanh((t - t_{inj})/t_{br})^{0.6} \quad (۴)$$

در این فرمول P_{inj} فشار پاشش P فشار داخل سیلندر، ρ_a چگالی هوا، d_{inj} قطر نازل انژکتور، t زمان و t_{br} زمان خیالی تفکیک اسپری به قطرات ریزتر می باشند. محاسبه t_{br} به صورت زیر انجام می گردد:

$$t_{br} = 28.62 \rho_f d_{inj} / (\rho_a (p_{inj} - p)) \quad (۵)$$

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

۲-۱-۱- معادلات حاکم

اسپری بخار همان گونه که در شکل ۱ نشان داده می شود به یک سری از نواحی احتراقی مجزا تقسیم بندی می شود. نسبت هم ارزی مرزهای هر کدام از این نواحی مقدار ثابتی را در هر گام زمانی دارا می باشد. پس از شروع اشتعال، نواحی مختلف داخل سیلندر به ترتیب عبارتند از:

۱- ناحیه غلیظ هسته سوخت (ناحیه C)

۲- نواحی احتراقی پیش آمیخته (نواحی B_i)

۳- نواحی احتراقی نفوذی که در اثر نفوذ و اختلاط هوا با سوخت در پوسته ناحیه C به وجود می آیند (نواحی B_j)

۴- ناحیه هوا (ناحیه A)

هر یک از نواحی احتراقی B_i یا B_j دارای مقدار سوخت مشخص و ثابت می باشند. بایستی خاطرنشان نمود که نواحی B_i به صورت بطئی و با نرخ بالا می سوزند. در مقابل نرخ سوختن مناطق B_j دارای مقادیر پایین تری می باشد. مقادیر جرم های سوخت و هوا در ناحیه با شماره k سیلندر به صورت زیر ارائه می گردند [۹ و ۸]:

$$m_{f_{zone k}} = 2\pi \int_{X_L}^{X_T} \int_{\varphi_{k+1}}^{\varphi_k} c\rho y \, dx \, dy \quad (۶)$$

$$m_{a_{zone k}} = 2\pi \int_{X_L}^{X_T} \int_{\varphi_{k+1}}^{\varphi_k} (1 - c)\rho y \, dx \, dy \quad (۷)$$

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

$$T_k = \frac{1}{m_k c_v^k} (-m_k \sum_{i=1}^n u_k y_{i,k} - p\dot{V}_k + \dot{Q}_k + \beta \dot{m}_f h_f + \chi \dot{m}_e^k h_e^k + \psi \dot{m}_m h_m + \xi \dot{m}_a h_a) \quad (۸)$$

$$k = 1, \dots, NZC$$

که در رابطه بالا β, χ, ψ و ξ ضرایب ثابتی هستند که با توجه به نوع ناحیه تعیین می گردند می باشند. 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، Q_k نرخ انتقال گرما از (یا به) ناحیه مورد نظر، m_f نرخ جریان جرمی سوخت، h_f آنتالپی سوخت، m_e^k نرخ هوای کشیده شده به داخل ناحیه مورد نظر، h_e^{k آنتالپی هوای کشیده شده به داخل ناحیه، m_m نرخ جریان جرمی مخلوط، h_m آنتالپی مخلوط و m_a و h_a به ترتیب نرخ جریان جرمی و آنتالپی هوای ورودی به سیلندر می باشد. همچنین NZC بیانگر تعداد کل نواحی داخل سیلندر می باشد. علاوه بر این معادلات حاکم، معادلات حالت گاز ایده آل برای نواحی مختلف نیز در محاسبات مورد استفاده قرار می گیرند. این معادلات به صورت زیر نشان داده می شوند:}

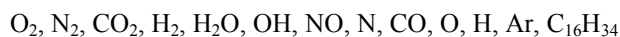
$$PV_k = n_k \bar{R} T_k \quad k = 1, \dots, NZC \quad (۹)$$

همچنین نرخ تغییر حجم کل سیلندر که به عنوان یک قید در حل معادلات حاکم مطرح است به صورت زیر نوشته می شود [۱۱]:

$$\dot{V} = V_c \left\{ \frac{1}{2} (r_c - 1) \left[\dot{\theta} \sin \theta - \frac{1}{2} (R_c^2 - \sin^2 \theta)^{-\frac{1}{2}} (-\sin(2\theta)) \dot{\theta} \right] \right\} \quad (۱۰)$$

در روابط فوق n_k کل مول در ناحیه مورد نظر، r_c نسبت تراکم موتور، θ زاویه میل لنگ و R_c نسبت طول شاتون به شعاع میل لنگ می باشد. معادلات (۹)، (۱۰) و (۱۱) در طول چرخه موتور برای هر گام زاویه میل لنگ برابر با ۰/۱ و با به کارگیری روش آدامز بشفورث (Adams-Bashforth) حل می شوند [۱۲]. سطح کلی خطای عمومی این روش O(h⁵) می باشد. 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 نماید. سپس فشار داخل سیلندر از معادله حالت گاز ایده آل برای بار سیلندر به دست می آید. بایستی توجه شود که خواص ترمودینامیکی بر اساس دمای موضعی و نسبت سوخت به هوای نواحی مختلف محاسبه می گردد.

سیال کاری مخلوطی از ۱۳ گونه ی زیر در نظر گرفته شده که همگی گاز ایده آل فرض شده اند:



با توجه به اینکه گونه ها گاز ایده آل در نظر گرفته شده اند، برای تعیین خواص ترمودینامیکی از عبارت های چند جمله ای که تابع دما هستند، استفاده شده است.



FCCI2012-3026

چهارمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

کاشان - دانشگاه کاشان - بهمن ماه ۱۳۹۰



۲-۲- مدل انتقال حرارت

برای محاسبه مقدار حرارت اتلافی از دیواره ها از رابطه آناند (Annand) استفاده شده است که در معادله (۱۱) نشان داده شده است: [۱۳]

$$Q_{Loss} = A_s \left[\frac{aK}{D} Re^b (T - T_w) + c(T^4 - T_w^4) \right] \quad (11)$$

که در رابطه بالا Q_{Loss} نرخ حرارت اتلافی از دیواره ها، A_s مساحت کلی دیواره های 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 می باشد.

۳- آنالیز قانون دوم ترمودینامیک

۳-۱- مفهوم انرژی

مفهوم انرژی در قانون دوم معادل مفهوم آنتالپی در قانون اول می باشد. 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 می شود که آن را انرژی ماده (Exergy) گویند. کار مفید زمانی حاصل می شود که سیستم مذکور به تعادل گرمایی، مکانیکی و شیمیایی با محیط برسد. انرژی یک سیستم به دو قسمت تقسیم می شود: انرژی ترمومکانیکی و انرژی شیمیایی [۱۴].

۳-۲- تعاریف بخش های مختلف انرژی

در حالت کلی، انرژی کلی یک سیستم ترمودینامیکی بسته را به صورت زیر می توان بیان نمود، توجه شود که در رابطه زیر از انرژی های جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است [۱۴].

$$A = U + P_0V - T_0S - G_0 \quad (12)$$

در رابطه فوق، A انرژی 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 می باشد.

۳-۲-۱- شرایط مرده ی محدود

زمانی که سیستم به شرایط مرده می رسد، همه ی گونه های موجود در سیستم به غیر از گونه های معادل موجود در محیط طی واکنش های اکسیدشدن یا احیا به گونه های موجود در محیط تبدیل می شوند. با آگاهی از واکنش های احیا و اکسیدشدن گونه ها، می توان با نوشتن روابط بقای اتم ها، تعداد مول های هرگونه را در شرایط مرده به دست آورد [۲].

۳-۲-۲- انرژی ترمومکانیکی

انرژی ترمومکانیکی با استفاده از رابطه زیر تعریف می گردد [۱۴]:

$$A_{TM} = (U - U^0) + P_0(V - V^0) - T_0(S - S^0) = U + P_0V - T_0S - G^0 \quad (13)$$



FCCI2012-3026

چهارمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

کاشان - دانشگاه کاشان - بهمن ماه ۱۳۹۰



در رابطه فوق بالا نویسنده ۰ خواص ترمودینامیکی در حالت مرگ محدود را نشان می دهد.

۳-۲-۳-۳- اگزورژی شیمیایی

در حالت کلی اگزورژی شیمیایی یک سیستم توسط رابطه زیر بیان می شود [۱۴]:

$$A_{Ch} = A - A_{Tm} = G^0 - G_0 \quad (14)$$

در رابطه (۴)، A_{Ch} اگزورژی شیمیایی سیستم و A_{Tm} اگزورژی ترمومکانیکی سیستم می باشد.

۳-۲-۳-۴- اگزورژی سوخت

اگزورژی شیمیایی سوخت دیزل (در واحد جرم) از رابطه ی زیر بدست می آید [۱۴]:

$$a_{diesel} = LHV_{diesel} \left[1.04224 + 0.011925 \frac{y}{z} - \frac{0.042}{z} \right] \quad (15)$$

در این رابطه نیز a_{diesel} اگزورژی شیمیایی سوخت، LHV_{diesel} ارزش حرارتی پایین سوخت، y تعداد اتم های هیدروژن موجود در سوخت و z تعداد اتم های کربن موجود در سوخت می باشد.

۳-۲-۳-۵- بالانس اگزورژی در سیلندر موتورهای دیزلی

رابطه بالانس اگزورژی برای یک سیستم بسته موتور دیزلی که گرما و کار از مرزهای آن عبور می کنند بر اساس زاویه میل لنگ توسط معادله (۱۶) بیان می شود در این معادله A_W اگزورژی وابسته به کار انجام شده توسط سیستم است و با استفاده از معادله (۱۷) محاسبه می شود [۱۴]:

$$\frac{dA}{d\theta} = \frac{dm_{burned}}{d\theta} a_{diesel} + \frac{dA_W}{d\theta} - \frac{dA_Q}{d\theta} - \frac{dI}{d\theta} \quad (16)$$

$$\frac{dA_W}{d\theta} = (p - p_0) \frac{dV}{d\theta} \quad (17)$$

در رابطه (۱۶) m_{burned} جرم سوخت سوخته شده و θ زاویه میل لنگ و I بازگشت ناپذیری سیستم می باشد.

همچنین A_Q اگزورژی مربوط به انتقال حرارت از مرز سیستم را بیان می کند و برابر است با:

$$\frac{dA_Q}{d\theta} = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \frac{dQ}{d\theta} \quad (18)$$

۳-۲-۳-۶- بازگشت ناپذیری ها

بازگشت ناپذیری از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۴]:

$$dI = -\frac{T_0}{T} \sum_k \mu_k dm_k \quad (\mu_k = g_k: \text{برای گازهای کامل}) \quad (19)$$

در رابطه فوق، m_k جرم گونه ها می باشد.

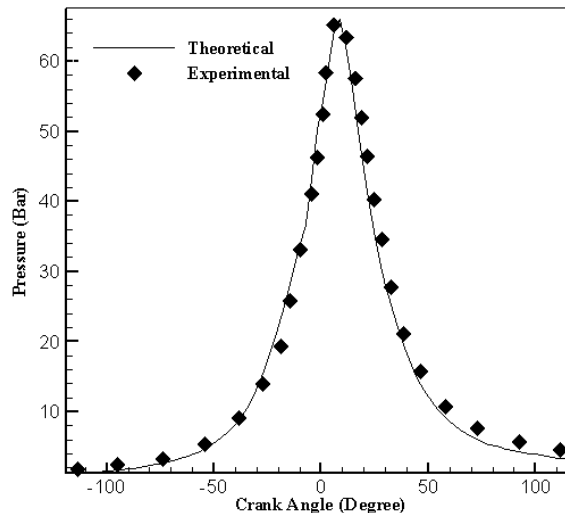
۴- نتایج و بحث

۴-۱- نتایج قانون اول ترمودینامیک

نمودار ۱ تغییرات فشار داخل محفظه احتراق را بر حسب زاویه میل لنگ در سرعت ۱۴۰۰ دور بر دقیقه (rpm) نشان می دهد. 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 استوانه	۶
نوع محفظه احتراق	استوانه ای
قطر استوانه	۱۲۸ میلی متر
حجم کل استوانه	۱۱/۵۸ لیتر
نسبت تراکم	۱۶/۱
طول پیمایش سمیه	۱۵۰ میلی متر



نمودار ۱- مقایسه نمودار فشار داخل محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ برای حالت نظری و تجربی

نمودار ۱ نشان می دهد که نتایج حاصل از مدل، مطابقت خوبی با نتایج تجربی دارد [۱۵].

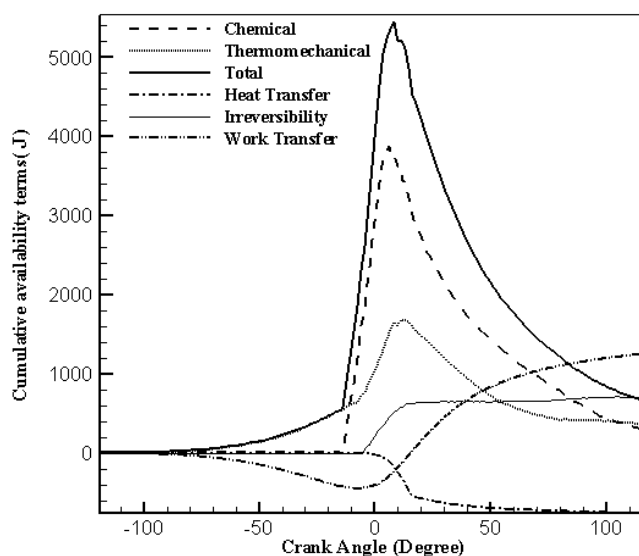
۴-۲- نتایج قانون دوم ترمودینامیک

۴-۲-۱- نتایج حالت پایه

نمودار ۲ تغییرات بخش های مختلف اگزورژی را با زاویه میل لنگ نشان می دهد. بخش های مختلف اگزورژی پنج قسمت هستند: اگزورژی شیمیایی، اگزورژی ترمومکانیکی، اگزورژی کار، اگزورژی مربوط به انتقال حرارت، و بازگشت ناپذیری. همانطوری که در نمودار دیده می شود، اگزورژی شیمیایی در مرحله تراکم ثابت می ماند، و این روند تا شروع پاشش سوخت به محفظه (۱۴ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا) ادامه می یابد. در مدت زمان پاشش سوخت به محفظه، اگزورژی شیمیایی در حال افزایش است. همچنین، اگزورژی کار و اگزورژی ترمومکانیکی در مرحله ی تراکم افزایش می یابند. اگزورژی مربوط به انتقال حرارت از دیواره ها و بازگشت ناپذیری در مرحله تراکم قابل چشم پوشی است. با شروع فرآیند احتراق، اگزورژی شیمیایی

FCCI2012-3026

مخلوط به دلیل تبدیل گونه های نسوخته به محصولات احتراقی به سرعت کاهش می یابد. اگزورژی کار افزایش می یابد و اگزورژی ترمومکانیکی به علت بالا رفتن دما و فشار افزایش می یابد. سپس به دلیل انتقال حرارت از دیواره های محفظه، اگزورژی ترمومکانیکی کاهش می یابد، اما روند افزایشی اگزورژی کار ادامه می یابد. همچنین در این مرحله به دلیل تولید آنتروپی بازگشت ناپذیری افزایش می یابد. در مرحله ی ابتدایی فرایند انبساط، روند کاهشی اگزورژی شیمیایی، اگزورژی ترمومکانیکی و روند افزایشی اگزورژی کار ادامه می یابد و در انتهای مرحله انبساط همگی روندی ثابت دارند. باتوجه به نمودار مشاهده می شود که در انتهای مرحله انبساط به دلیل وجود گونه های نسوخته که قابلیت اکسید و احیا شدن را دارند، مقداری اگزورژی شیمیایی وجود دارد. در نمودار ۲ اگزورژی کل، مجموع اگزورژی های ترمومکانیکی و شیمیایی را نشان می دهد.



نمودار ۲- تغییرات بخش های مختلف اگزورژی برای حالت پایه موتور

راندمان قانون دوم به صورت نسبت اگزورژی کار به کل اگزورژی شیمیایی وارد شده به محفظه توسط سوخت، تعریف می شود [۹]:

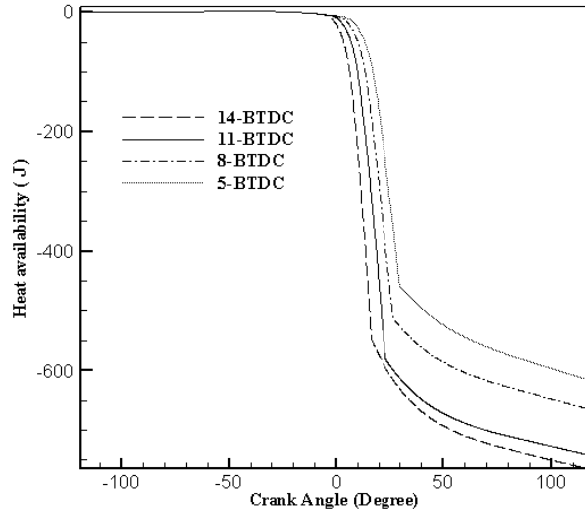
$$\eta_{II} = \frac{W_{indicated}}{A_{FUEL}} \quad (20)$$

در رابطه بالا، $W_{indicated}$ کل کار انجام شده در یک سیکل و A_{FUEL} اگزورژی کل سوخت وارد شده به محفظه احتراق است. راندمان قانون دوم برای موتور دیزلی در شرایط پایه (سرعت ۱۴۰۰ دور بر دقیقه)، ۳۹/۹۹ درصد به دست آمده است.

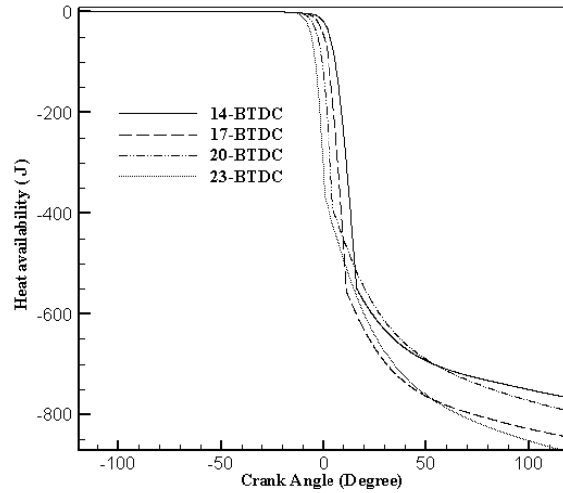
۴-۲-۲ تأثیر زمان های پاشش سوخت بر اگزورژی سیستم

در ادامه، تأثیر زمان پاشش سوخت بر اگزورژی مربوط به انتقال حرارت از دیواره ها و اگزورژی مربوط به تبادل کار، اگزورژی ترمومکانیکی و بازگشت ناپذیری سیستم بررسی شده است. نمودارهای ۳-الف و ۳-ب نتایج به دست آمده از آنالیز اگزورژی مربوط به انتقال حرارت را برای زمان های پاشش مختلف نشان می دهد. همانگونه که در این نمودارها مشخص است با به تاخیر افتادن لحظه شروع پاشش مقدار اگزورژی حرارت اتلافی کاهش یافته است این مطلب را می توان اینگونه توجیه کرد که با به تاخیر انداختن لحظه شروع پاشش، ترکیب داخل محفظه احتراق قسمت کمتری از یک سیکل را در دماهای بالا طی

می کند بنابراین میزان انتقال حرارت اتلافی کاهش یافته و اگزورژی مربوط به آن نیز کمتر می شود. توجه شود که به دلیل پایا بودن شرایط کارکردی موتور، دمای دیواره محفظه احتراق، ثابت در نظر گرفته شده است.



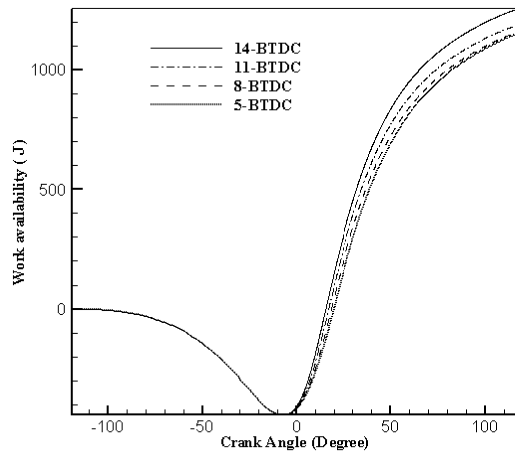
ب



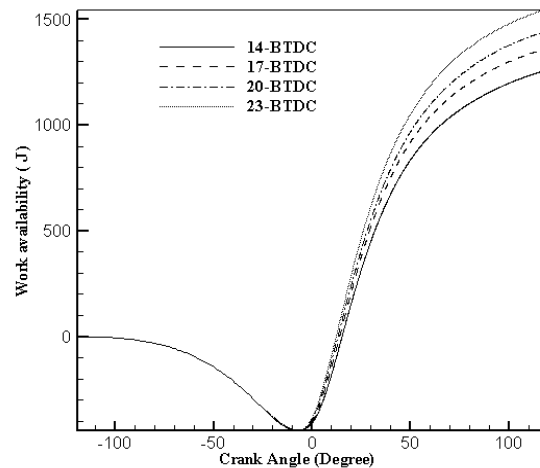
الف

نمودار ۳- تغییرات اگزورژی حرارت منتقل 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.

نمودارهای ۴-الف و ۴-ب تغییرات اگزورژی کار مبادله شده را با تغییر زمان پاشش نشان می دهند. این نمودارها نشان می دهند که هر چه پاشش زودتر انجام بگیرد اگزورژی کار مبادله شده افزایش می یابد که این امر به سبب تولید بیشتر کار در نتیجه افزایش فشار ماکزیمم و موقعیت بهتر آن بعد از نقطه مرگ بالا می باشد.



ب

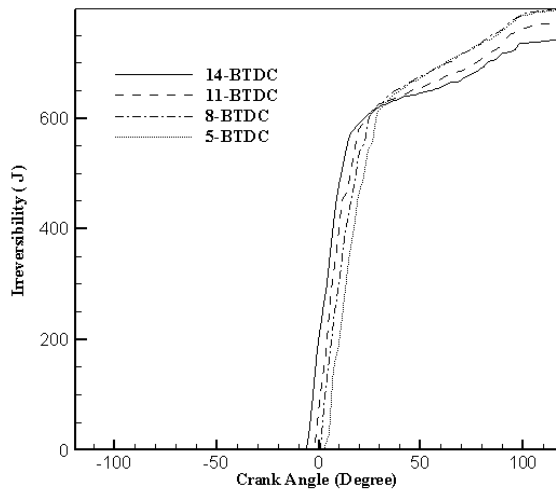


الف

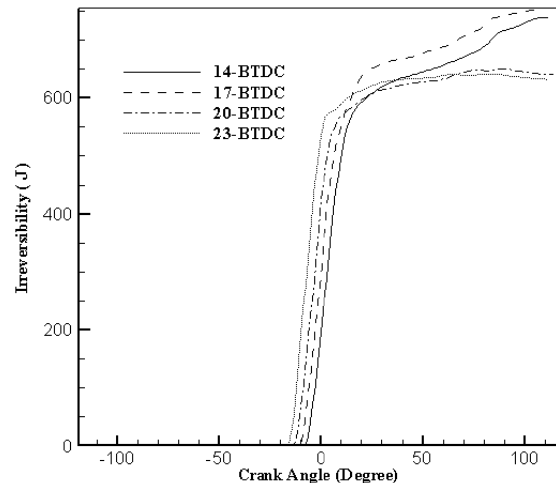
نمودار ۴- تغییرات اگزورژی کار مبادله شده با تغییر زمان پاشش، الف: پاشش نسبت به حالت پایه زودتر شروع شده است. ب: پاشش نسبت به حالت پایه به تعویق انداخته شده است.

FCCI2012-3026

نمودار ۵-الف و ۵-ب تغییرات بازگشت ناپذیری را در اثر تغییرات زمان پاشش نشان می دهند. با توجه به اینکه بازگشت ناپذیری تابعی از چگونگی انجام فرایند احتراق است انتظار می رود با انجام بهتر فرایند احتراق بازگشت ناپذیری کاهش یابد. بنابراین با پاشش سوخت در یک زمان مناسب می توان فرصت کافی برای انجام بهتر واکنش های احتراقی فراهم آورده و بازگشت ناپذیری را کاهش داد. همانگونه که در نمودار ۵-الف نیز مشخص است با پیش انداختن زمان پاشش به اندازه کافی بازگشت ناپذیری نسبت به حالت پایه به صورت چشمگیری کاهش می یابد و بر عکس با به تاخیر انداختن زمان پاشش سوخت بازگشت ناپذیری ها افزایش می یابند.



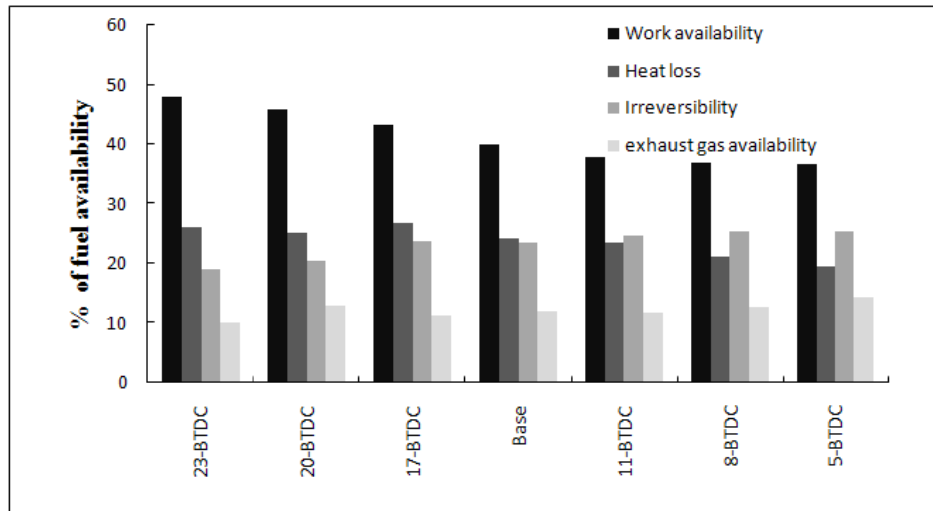
ب



الف

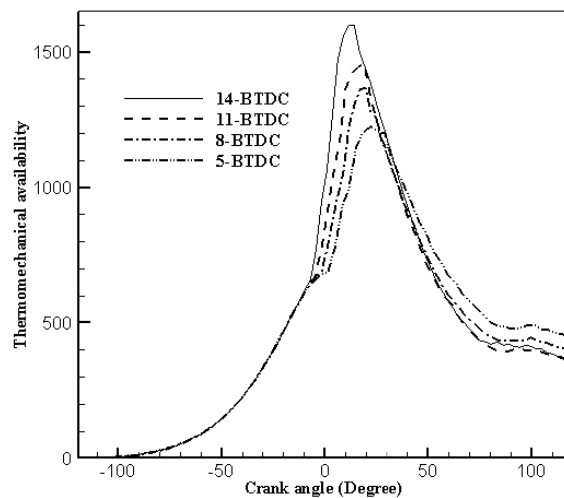
نمودار ۵- تغییرات بازگشت ناپذیری با تغییر زمان پاشش، الف: پاشش نسبت به حالت پایه زودتر شروع شده است. ب: پاشش نسبت به حالت پایه به تعویق انداخته شده است.

نمودار ۶ 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 نمودار می توان یک مقایسه کلی بین حالات 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 اتلافی افزایش می یابد. راندمان قانون دوم در ۲۳ درجه پیش از نقطه مرگ بالا، حدود ۸٪ نسبت به حالت پایه افزایش می یابد. در حالیکه افزایش اگزرژی حرارتی حدود ۲٪ نسبت به حالت پایه می باشد.

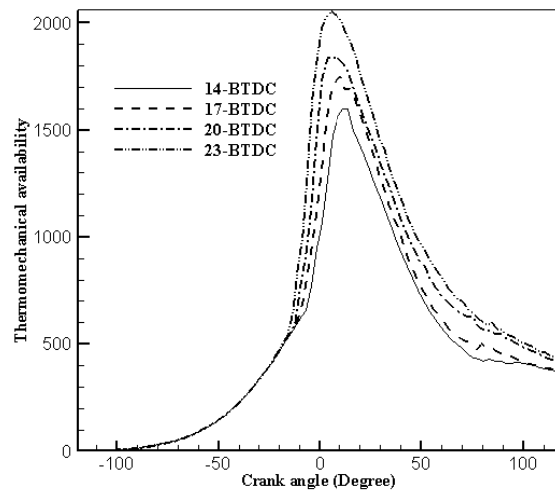


نمودار ۶- توزیع اگزورژی کار مبادله شده، اگزورژی حرارت منتقل شده، اگزورژی گازهای خروجی و بازگشت ناپذیری برای زمانهای مختلف پاشش

نمودارهای ۷-الف و ۷-ب تغییرات اگزورژی ترمومکانیکی را برای زمان های مختلف شروع پاشش نشان می دهد. همانگونه که در این نمودار نیز مشخص است با پیش انداختن زمان پاشش، به دلیل افزایش فشار و دمای متوسط و ماکزیمم محفظه احتراق، اگزورژی ترمومکانیکی افزایش یافته است.



ب



الف

نمودار ۷- تغییرات اگزورژی 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.

۵- بحث و نتیجه گیری

با استفاده از یک مدل چند منطقه ای و استفاده از مدل تعادلی الیکارا و برمن، تاثیر زمان شروع پاشش بر بخش های مختلف اگزورژی در یک موتور دیزلی مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل نتایج نشان می دهد که با پیش انداختن زمان شروع پاشش اگزورژی کار مبادله شده و اگزورژی حرارت اتلافی افزایش می یابد. راندمان قانون دوم در ۲۳ درجه پیش از نقطه مرگ بالا، حدود ۸٪ نسبت به حالت پایه افزایش می یابد. در حالیکه افزایش اگزورژی حرارتی حدود ۲٪ نسبت به حالت پایه می باشد.



FCCI2012-3026

چهارمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

کاشان - دانشگاه کاشان - بهمن ماه ۱۳۹۰



و نیز با پیش انداختن زمان پاشش، بازگشت ناپذیری کاهش می یابد. به تعویق انداختن زمان شروع پاشش سبب کاهش راندمان قانون دوم و افزایش بازگشت ناپذیری می شود که امری نامطلوب است.

مراجع

1. Rakopoulos, C. D. and Giakoumis, E. G., "Speed And Load Effects On The Availability Balances And Irreversibilities Production In A Multi-Cylinder Turbocharged Diesel Engine" , Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No. 3. pp. 299-313, 1997.
2. Rakopoulos, C.D. and Kyritsis, D.C., "Comparative second-law analysis of internal combustion engine operation for methane, methanol and dodecane fuels" , Energy, Vol. 26, pp.705-22, 2001.
3. Rakopoulos, C.D. and Kyritsis, D.C., "Hydrogen enrichment effects on the second-law analysis of natural and landfill gas in engine cylinders" , Hydrogen Energy, Vol. 31, pp. 1384-93, 2006.
4. Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., "Second-law analyses applied to internal combustion engines operation" , Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32, pp. 2-47, 2006.
5. Abassi, A., Khalilarya, Sh. and Jafarmadar, S., "The influence of the inlet charge temperature on the second law balance under the various operating engine speeds in DI Diesel engine" , Fuel, Vol. 89, pp. 2425-2432, 2010.
6. Hosseinzadeh, A., Khoshbakhti Saray, R. and Seyed Mahmoudi, S.M., "Comparison of thermal, radical and chemical effects of EGR gases using availability analysis in dual-fuel engines at part loads" , Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp. 2321-2329, 2010.
7. Shahed, S.M., Flynn, P.F., Lyn, W.T., "A model for the formation of emissions in a direct-injection diesel engine" , Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Plenum Press, pp. 345-368, 1980.
8. Şahin, Z., Durgun, O., "Multi-zone combustion modeling for the prediction of diesel engine cycles and engine performance parameters" , Applied Thermal Engineering, Vol. 28,, pp. 2245-2256, 2008.
9. Chiu, W.S., Shahed, S. M., and Lyn, W. T., "A transient spray mixing model for diesel combustion," SAE paper, 760128, 1976.
10. Yule, A.J., Filipovic, L., "On the break-up times and lengths of diesel sprays," Int. j. of Heat and Fluid Flow, 13, pp. 197-206, 1992.
11. Heywood, J.B., "Internal combustion engine fundamentals", McGraw Hill Book Company, New York, 1989.
12. Mathews, J.H., "Numerical methods for computer science, engineering and mathematics", Prentice-Hall Int. Editions, London, 1987.
13. Annand, WJD., "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engine" , Proc Inst Mech Eng, Vol. 177, pp. 973-80, 1963.
14. Rakopoulos, D., and Giakoumis, G., Diesel Engine Transient Operation, 1st Edition, 2009.
15. Pirouzpanah, V., Jeyhouni, Y., Afghahi, M., "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, pp. 84-94, 2003.