



شبیه‌سازی موتور دیزل با استفاده از الگوی چند منطقه‌ای و سینتیک شیمیایی

الهه نشاط اسفهلانی^{1*}، دیمون هونری²، رحیم خوشبختی سرای³

¹ دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران e_neshat@sut.ac.ir

² دانشگاه موناش، ملبورن، استرالیا damon.honnery@monash.edu

³ دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران khoshbakti@sut.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: 30 آذر 1394

پذیرش: 29 بهمن 1394

کلیدواژه‌ها:

موتور دیزل

الگوی چند منطقه‌ای

سازوکار سینتیک شیمیایی

چکیده

هدف مطالعه حاضر توسعه یک الگوی چند منطقه‌ای برای شبیه‌سازی عملکرد موتورهای دیزل پاشش مستقیم است. هندسه بندی مناطق الهام گرفته از شکل مخروطی فواره بوده است. برای محاسبه زاویه مخروطی فواره از معادله سایبرز استفاده شده است. برای محاسبه طول منطقه مایع نیز از معادله هیگینز استفاده شده است. برای محاسبه مقدار جرم ورودی به داخل محفظه احتراق از فشار تجربی پشت افشانه استفاده شده است. مقدار جرم ورودی به هر منطقه از افشانه از معادله ارائه شده در مرکز تحقیقات موتور سندیا به دست آمده است. در این الگو از سازوکار سینتیک شیمیایی برای شبیه‌سازی عملکرد موتور دیزل استفاده شده است. بنابراین برای محاسبه نرخ نفوذ ذرات سوخت و هوا در داخل یکدیگر از قانون فیک بهره گرفته شده است. از زیر الگوهای کمکین برای شبیه‌سازی شیمی احتراق استفاده شده است. از سازوکار سینتیک شیمیایی ارائه شده در دانشگاه چالمرز برای شبیه‌سازی شیمی احتراق سوخت دیزل استفاده شده است. این سازوکار دارای 76 گونه و 327 واکنش است. و در آن از 6 واکنش برای شبیه‌سازی تولید دوده و از 14 واکنش برای شبیه‌سازی تولید اکسیدهای نیتروژن استفاده شده است. مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی نشان می‌دهد که الگو دارای قابلیت مطلوبی در پیش بینی آلاینده‌ها و عملکرد موتور است. بیشینه خطای الگو در پیش بینی دوده 20% و در پیش بینی اکسیدهای نیتروژن 15% برآورده شده است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



1. مقدمه

موتورهای دیزل به دلیل قابلیت تولید توان بالا و قابلیت استفاده در شرایط عملکردی گوناگون، پرکاربردترین نوع موتورهای احتراق داخلی اند. البته این موتورها دارای معایبی نیز هستند که از مهمترین این آنها می توان به تولید قابل توجه آلاینده هایی نظیر اکسیدهای نیتروژن¹ و دوده² اشاره نمود. استانداردهای سختگیرانه مربوط به آلاینده ها سبب شده است تا در سالهای اخیر مطالعه بر روی این موتورها و ارائه راهکارهایی برای کاهش آلاینده های آنها افزایش یابد [1].

همچون تمامی پدیده های مهندسی، در زمینه موتورهای احتراق داخلی نیز، تحقیقات با استفاده از دو روش اصلی تجربی و نظری صورت می گیرند. به سبب هزینه سنگین تجهیزات و امکانات لازم، معمولاً در کشور ما از روش های نظری برای مطالعه در زمینه موتورهای احتراق داخلی استفاده می شود. علاوه بر هزینه اندک، روش های نظری دارای مزایای دیگری هستند که از آن جمله می توان به ارائه اطلاعاتی در زمینه روند انجام واکنش های شیمیایی و روند تولید آلاینده ها اشاره نمود [2].

روش های نظری مطالعه بر روی موتورهای احتراق داخلی به سه دسته اصلی تقسیم می شوند.

- روش های چند بعدی
- روش های چند منطقه ای
- روش های تک منطقه ای

روش های چند بعدی که مبتنی بر دانش مکانیک سیالات هستند قابلیت استفاده از سازوکارهای سینتیک شیمیایی و معادلات نفوذ را دارند. اگر چه این الگوها می توانند نتایجی دقیق ارائه کنند اما بسیار زمان بر هستند. مطالعات عددی زیادی با استفاده از این روش ها بر روی موتورهای دیزل انجام یافته است [3-5].

در الگوهای تک منطقه ای کل فضای داخل محفظه احتراق بصورت یک فضای واحد در نظر گرفته شده که دارای ترکیب و دمای همگنی هست و با استفاده از روش های تجربی نظیر روش وایت هاوس-ویز³ مقدار نرخ سوختن سوخت به دست می آید. این نوع روش ها اگر چه زمان اجرای بسیار اندکی دارند اما دارای دقت مطلوبی در پیش بینی عملکرد موتور و آلاینده های خروجی از آن نیستند [6, 7].

الگوهای چند منطقه ای الگوهایی هستند که در آن محفظه احتراق به قسمت های مختلفی تقسیم شده و معادلات حاکم برای هر یک از آنها حل می شود. این روش ها در مقایسه با روش های چند بعدی دارای زمان اجرای کم اند و در صورت طراحی و پیاده سازی مناسب و

دقیق می توانند عملکرد مطلوبی را در پیش بینی عملکرد و آلاینده ها از خود نشان بدهند [8].

اساس الگوهای چند منطقه ای توسعه یافته برای شبیه سازی موتورهای دیزلی، بر شبیه سازی مناسب فواره⁴، شکسته شدن ذرات سوخت و تبخیر آنها و ارائه معادلات مناسب برای نفوذ سوخت و هوا به داخل یکدیگر استوار است. از معروفترین الگوهای چندمنطقه ای توسعه یافته برای موتورهای دیزل در ادبیات فن می توان به الگوهای بازاری⁵، راکاپولوس⁶ و بی⁷ اشاره نمود [9-11].

ماهیت پیش آمیخته - نفوذی احتراق در موتورهای دیزل، سبب شده است تا برخی معادلات تجربی برای تخمین نرخ سوخته شدن سوخت در داخل موتور توسعه داده شوند. توابع وایب⁸، الگوهای وشنی-آنیسیتز [12]، الگوی واتسون [13] و الگوهای آرنیوسی [14] از معروفترین و پرکاربردترین معادلات مورد استفاده برای تخمین نرخ سوخته شدن سوخت اند. در سال های اخیر استفاده از داده های تجربی و روش های مهندسی معکوس و یا بهره گیری از روش های پیش بینی برای تخمین نرخ احتراق سوخت نیز در مطالعات مختلف مورد استفاده قرار گرفته اند [15].

مهمترین تفاوت الگوهای چند منطقه ای و الگوهای چند بعدی، پس از نوع معادلات حاکم، استفاده از سازوکارهای سینتیک شیمیایی است. در الگوهای چند بعدی معمولاً برای تخمین نرخ احتراق سوخت و کیفیت و کمیت تولید آلاینده های خروجی، از سازوکارهای سینتیک شیمیایی استفاده می شود در حالیکه در الگوهای چند منطقه ای همانگونه که در بند پیشین شرح داده شد از معادلات تجربی و یا ریاضیاتی (که آنها هم مبتنی بر داده های تجربی اند) برای پیش بینی فرایندهای شیمیایی موجود استفاده می شود. [16].

هدف از مطالعه حاضر ارائه یک روش چند منطقه ای مبتنی بر سازوکار سینتیک شیمیایی است. بنابراین در این مطالعه بر خلاف مطالعات پیشین برای تخمین نرخ احتراق و مقدار آلاینده های خروجی از معادلات تجربی استفاده نشده و از یک سینتیک شیمیایی مفصل و صل شده با الگوی ترمودینامیکی برای شبیه سازی محفظه احتراق استفاده شده است.

2. الگوی چند منطقه ای

الگوی طراحی شده شامل یک الگوی چند منطقه ای ترمودینامیکی برای شبیه سازی سیکل بسته موتور است که با یک سازوکار سینتیک شیمیایی شبه مفصل وصل شده است. در الگوی چند منطقه ای فضای داخل استوانه به چند منطقه تقسیم شده است. برای

⁵ Z. Bazari

⁶ C. D. Rakopoulos

⁷ X. Bi

⁸ Wiebe Functions

¹ NOx

² Soot

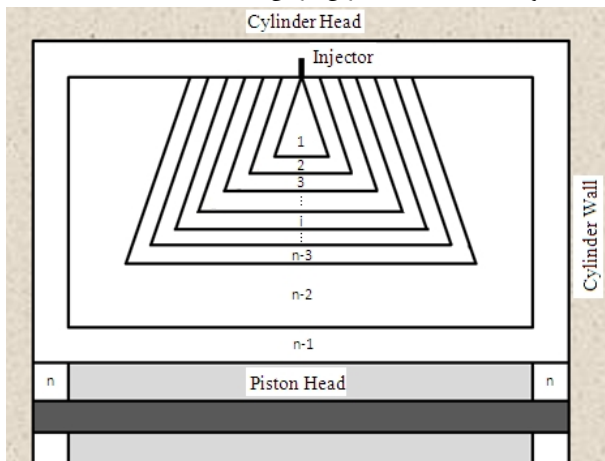
³ Whitehouse-Ways

⁴ Spray

$$V(i) = \frac{(V_{tot} - V(1) - V(n-1))}{n-3} \quad (5)$$

ضخامت لایه مرزی بصورت نسبتی از قطر سمبه در راستای افقی و طول لحظه ای محفظه احتراق در راستای عمودی بیان شده است. این لایه در حال انتقال حرارت جابجایی با دیواره های اطراف محفظه احتراق است.

حجم ناحیه درزها نیز بصورت 3% از حجم مرده بیان شده است. قابل توجه است که حجم ناحیه درزها ثابت بوده و فرض شده است هیچ واکنشی در داخل آن انجام نمی شود. دمای این ناحیه همواره برابر با دمای دیواره های محفظه احتراق فرض شده است.



شکل 1: هندسه مناطق مختلف

4. معادلات حاکم

در هر گام زمانی، معادله انرژی که برگرفته از قانون اول ترمودینامیک است برای هر منطقه حل می شود. معادلات 6-10 جزئیات مربوط به معادله انرژی را نشان می دهند. معادله (6) معادله کلی به کار رفته برای حل مسئله را نشان می دهد که در واقع قانون اول ترمودینامیک است. معادله (7) دربرگیرنده جزئیات مربوط به تغییرات انرژی داخلی را است [7]. مشخص است که تغییرات انرژی داخلی می تواند ناشی از تغییرات دمای هر منطقه، کل جرم داخل هر منطقه و یا تغییرات ترکیب داخل هر منطقه باشد. مشخص است که تغییر در ترکیب منطقه، سبب آزادسازی انرژی شیمیایی در هر منطقه است. معادلات (8) و (9) بخش های مربوط به کار و حرارت به کار رفته در معادله (6) را نشان می دهند. بدیهی است که برای محاسبه کار فقط تغییرات حجمی هر منطقه در نظر گرفته شده است و نه تغییرات حجم کل محفظه احتراق.

همانگونه که در معادله (9) نشان داده شده است حرارت کل هر منطقه دارای دو بخش اصلی است که عبارتند از: حرارت مبادله شده بین منطقه مزبور و سایر مناطق با استفاده از سازوکار انتقال حرارت هدایت و حرارتی که با استفاده از سازوکار انتقال حرارت جابجایی بین هر یک از مناطق و دیواره صورت می گیرد. بدیهی است که چنین انتقال

افزایش دقت الگو، انتقال جرم و انرژی بین مناطق مختلف در نظر گرفته شده است.

3. هندسه مناطق مختلف

همانگونه که در منابع مختلف اشاره شده است حجم کلی هر منطقه در هر لحظه از معادله (1) به دست می آید [1].

$$\frac{dV_{tot}}{dt} = \left(\frac{1}{2}(Rc-1) \times \left[\sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} - \frac{1}{2}(Cr^2 - \sin^2 \alpha)^{-\frac{1}{2}} (-\sin 2\alpha) \frac{d\alpha}{dt} \right] \right) \quad (1)$$

با توجه به اینکه الگوی حاضر یک الگوی چند منطقه ای است باید داخل محفظه احتراق به چند منطقه با هندسه و حجم مشخص تقسیم شود. هندسه بندی مورد استفاده برای مناطق مختلف در این الگو الهام گرفته از شکل مخروطی فواره است. شکل 1 نوع هندسه بندی مناطق را در این الگو نشان می دهد. همانگونه که در این شکل مشخص است مناطق موجود از نظر هندسه منطقه به سه قسمت عمده تقسیم می شوند: مناطق داخل فواره، منطقه لایه مرزی و منطقه درزها. مناطق داخل فواره مناطقی هستند که دارای اشکال شبه مخروطی اند. برای تعیین مقدار حجم این مناطق ابتدا زاویه مخروطی فواره با استفاده از معادله سایبرز (معادله (2)) تعیین شده است [17].

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = 0.26 \left[\left(\frac{\rho_a}{\rho_f}\right)^{0.19} - 0.0043 \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5} \right] \quad (2)$$

وسپس طول جت مایع با استفاده از معادله هیگینز، معادله (3)، به دست آمده است [18].

$$L = 0.62 \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5} \frac{d\sqrt{C_a}}{\tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \sqrt{\left(\frac{2}{B} + 1\right) - 1} \quad (3)$$

شایان ذکر است که منطقه یک منطقه ای است که در آن سوخت مایع وجود دارد و در زمان پاشش، هوایی در داخل آن وجود ندارد اما بعد از اتمام پاشش سوخت هوا به داخل آن نفوذ می کند و جرم سوختی انباشته شده در آن نیز به داخل سایر مناطق حرکت می نماید. بنابراین حجم منطقه 1 از معادله (4) به دست می آید.

$$V(1) = \frac{\pi}{3 \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \left(L^3 - \frac{d^3}{8} \right) \quad (4)$$

در نهایت ضخامت سایر مناطق بصورت تابعی از تعداد مناطق به دست آمده است. تعداد کلی مناطق در این الگو برابر با 10 عدد در نظر گرفته شده است. بنابراین حجم سایر مناطق از معادله (5) قابل محاسبه خواهد بود.

معادله (14) با استفاده از معادله های (15)-(17) به دست آمده است. شایان ذکر است که فشار محاسبه شده برای تمامی مناطق یکسان است.

$$P_{cyl} V_i = R_u \left(\frac{m_i}{MW_i} \right) T_i \quad i = 1, \dots, n_z \quad (15)$$

$$P_{cyl} \frac{V_i}{T_i} = R_u \left(\frac{m_i}{MW_i} \right) \quad i = 1, \dots, n_z \quad (16)$$

$$P_{cyl} \sum_{i=1}^{n_z} \frac{V_i}{T_i} = R_u \sum_{i=1}^{n_z} \frac{m_i}{MW_i} \quad (17)$$

5. انتقال حرارت

انتقال حرارت در نظر گرفته شده شامل دو بخش انتقال حرارت هدایتی و انتقال حرارت جابجایی است. انتقال حرارت هدایتی بین هر منطقه و مناطق همسایه آن صورت می گیرد. به عنوان مثال منطقه (1) که همان منطقه سوخت مایع است با منطقه (2) در حال تبادل حرارت است. منطقه لایه مرزی نیز به دلیل همسایه بودن با تمامی مناطق، با همه آنها حرارت تبادل می کند. برای محاسبه انتقال حرارت هدایتی از قانون فوریه، معادله (10)، استفاده شده است. به دلیل وجود جریان معشوش در داخل استوانه از ضریب حرارتی هدایت اغتشاشی برای محاسبه نرخ انتقال حرارت هدایتی استفاده شده است. روش به کار برده شده برای محاسبه ضریب حرارتی هدایت اغتشاشی، روش ارائه شده توسط یانگ و مارتین [19] است که پیش از این در مطالعات انجام یافته بر روی موتورهای احتراق داخلی، برای محاسبه ضریب انتقال حرارت هدایتی اغتشاشی مورد استفاده قرار گرفته است [20]. [21]. معادلات 18-23 معادلات استفاده شده برای به دست آوردن مقدار ضریب انتقال حرارت هدایتی را نشان می دهد.

$$k_{tot} = k_{lam} + k_{tur} \quad (18)$$

$$k_{tur} = \frac{Pr_{lam} \mu_{tur}}{Pr_{tur} \mu_{lam}} k_{lam} \quad (19)$$

$$\frac{\mu_{tur}}{\mu_{lam}} = \kappa r_n^+ [1 - \exp(-2\alpha \kappa r_n^+)] \quad (20)$$

$$r_n^+ = \frac{vel}{\mu_{n_z-1}} \int_0^{r_n} \rho dr_n \quad (21)$$

$$vel = c rpm \frac{S}{30} \quad (22)$$

$$k_{tot} = k_{lam} \left\{ 1 + \frac{Pr_{lam}}{Pr_{tur}} \kappa r_n^+ [1 - \exp(-2\alpha \kappa r_n^+)] \right\} \quad (23)$$

حرارتی فقط برای منطقه لایه مرزی موجود است و مقدار آن برای سایر مناطق برابر با صفر در نظر گرفته می شود زیرا فقط این منطقه در مجاورت دیواره قرار دارد.

معادلات (10) و (11) جزئیات مربوط به محاسبه بخش های مختلف انتقال حرارت را نشان می دهد که در بخش های بعدی، توضیح بیشتری درباره آنها ارائه خواهد شد.

همانگونه که در معادله (12) نشان داده شده است مقدار جرم ورودی و نیز خروجی از هر منطقه دارای دو بخش جداگانه است. این بخش ها، بخش های انتقال جرم بصورت توده ای⁹ و بصورت نفوذی¹⁰ اند. نرخ تغییرات نسبت جرمی هر گونه نیز با استفاده از معادله (13) محاسبه می شود.

$$\frac{dU_i}{dt} = \frac{dm_{in}}{dt} H_{in} + \frac{dm_{out}}{dt} H_{out} - \frac{dW_i}{dt} + \frac{dQ_i}{dt} \quad (6)$$

$$\frac{dU_i}{dt} = c_v m_i \frac{dT_i}{dt} + m_i \sum_{j=1}^{n_s} u_j \frac{dY_j}{dt} + \sum_{j=1}^{n_s} u_j Y_j \frac{dm_i}{dt} \quad (7)$$

$$\frac{dW_i}{dt} = P \frac{dV_i}{dt} \quad (8)$$

$$\frac{dQ_i}{dt} = \frac{dQ_{i,cond}}{dt} + \frac{dQ_{i,conv}}{dt} \quad (9)$$

$$\frac{dQ_{i,cond}}{dt} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (10)$$

$$\frac{dQ_{i,conv}}{dt} = -kA \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=\frac{D}{2}} \quad (11)$$

$$\frac{dm_{in}}{dt} = \frac{dm_{in,b}}{dt} + \frac{dm_{in,d}}{dt} \quad (12)$$

$$\frac{dY_{k,i}}{dt} = \frac{\dot{\omega}_{k,i} MW_k}{\rho_i} \quad (13)$$

در حل معادلات (6)-(13) برای منطقه درزها با توجه به اینکه دما و حجم این منطقه در طی تمامی فرایندها ثابت در نظر گرفته می شود، نرخ تغییرات دما و حجم برای این منطقه برابر با صفر قرار داده می شود.

پس از حل معادلات حاکم برای هر یک از مناطق، در هر گام زمانی فشار داخل استوانه با استفاده از معادله (14) محاسبه می شود.

$$P_{cyl} = R_u \sum_{i=1}^{n_z} \frac{m_i}{MW_i} / \sum_{i=1}^{n_z} \frac{V_i}{T_i} \quad (14)$$

¹⁰ Diffusion

⁹ Bulk

مذکور سبب نفوذ سوخت و هوا در داخل یکدیگر شده و باعث می شود احتراق نفوذی در داخل موتور به خوبی پیش بینی شود.

در الگوی مورد مطالعه، علاوه بر انتقال جرم نفوذی، انتقال جرم توده ای نیز در بین مناطق در نظر گرفته شده است زیرا پس از حل معادله قانون اول ترمودینامیک و محاسبه دمای جدید هر منطقه و فشار جدید داخل استوانه، دو طرف موجود در معادله حالت، مساوی نیستند و در واقع معادله حالت ارضا نخواهد شد. برای حل این مشکل، باید جرم جدید هر منطقه طوری محاسبه گردد که علاوه بر ارضای معادله حالت برای تمامی مناطق، بقاء کل جرم داخل استوانه نیز ارضاء گردد. این محاسبات در هر گام زمانی و برای هر یک از مناطق انجام می شود.

معادلات (27) - (38) معادلات مورد استفاده برای تخمین مقدار جرم انتقال یافته از یک منطقه به سایر مناطق است. همانگونه که در این معادلات مشاهده می شود ابتدا مقدار تغییرات جرمی هر منطقه با توجه به فشار جدید محفظه احتراق محاسبه می شود و سپس مقدار جرم ورودی یا خروجی هر منطقه تعیین می گردد. همانند انتقال جرم نفوذی در انتقال جرم توده ای نیز، انتقال جرم بین نواحی همسایه صورت می گیرد.

$$\Delta mole_i = mole_{i,new} - mole_{i,old} \quad (27)$$

$$if (\Delta mole_i - \sum_{j=1}^{i-1} mole_{tran(j,i)}) < 0 \text{ then}$$

$$m_{tran(i,i+1)} = ra(i)Mw(i) [\Delta mole_i - \sum_{j=1}^{i-1} mole_{tran(j,i)}] \quad (28)$$

$$m_{tran(i,n_z-1)} = [1 - ra(i)]Mw(i) [\Delta mole_i - \sum_{j=1}^{i-1} mole_{tran(j,i)}] \quad (29)$$

$$mole_{tran(i,i+1)} = \frac{m_{tran(i,i+1)}}{Mw(i)} \quad (30)$$

$$mole_{tran(i,n_z-1)} = \frac{m_{tran(i,n_z-1)}}{Mw(i)} \quad (31)$$

$$ra(i) = \frac{A_{i,i+1}}{(A_{i,i+1} + A_{i,n_z-1})} \quad (32)$$

$$if (\Delta mole_i - \sum_{j=1}^{i-1} mole_{tran(j,i)}) > 0 \text{ then}$$

$$\frac{m_{tran(i,i+1)}}{Mw(i+1)} + \frac{m_{tran(i,n_z-1)}}{Mw(n_z-1)} = \Delta mole_i - \sum_{j=1}^{i-1} mole_{tran(j,i)} \quad (33)$$

در معادلات فوق α برابر با 0,06، κ ثابت ون کارمن، برابر با 0,41 و C برابر با 0,32 در نظر گرفته شده است.

نوع دیگر انتقال حرارت، انتقال حرارت جابجایی است که بین منطقه لایه مرزی و دیواره استوانه، بستار¹¹ و سر سمبه¹² صورت می گیرد. معادله (24) معادله استفاده شده برای محاسبه نرخ انتقال حرارت جابجایی بین دو ناحیه مورد نظر را نشان می دهد. معادله مورد استفاده در واقع با استفاده از خطی سازی معادله (11) به دست آمده است. ضریب هدایت حرارتی مورد استفاده در این معادله به دلیل اینکه جریان در نواحی نزدیک به دیواره معمولاً آرام است و اغتشاشی در آن دیده نمی شود، ضریب هدایت حرارتی آرام است [22].

$$\frac{dQ_{BL,conv}}{dt} = \frac{\pi k_{lam,BL} D^2 (T_w - T_{BL})}{t_{BL,a} + \frac{2\pi k_{lam,BL} (\frac{4V_{tot}}{\pi D^2} - 2t_{BL,a}) D (T_w - T_{BL})}{t_{BL,r}}} \quad (24)$$

6. انتقال جرم

به دلیل ماهیت ناهمگن ترکیب موجود در داخل محفظه احتراق در موتورهای دیزلی، مهمترین بخش در شبیه سازی این دسته از موتورها تخمین مناسب مقدار نفوذ ذرات سوخت و هوا در داخل یکدیگر پس از فرایند پاشش است.

در الگوی حاضر برای تخمین مقدار نفوذ سوخت و هوا در داخل یکدیگر، از قانون اول فیک استفاده شده است [23]. معادله (25) نشان دهنده معادله موجود در قانون مذکور است. معادله (26) نیز معادله استفاده شده در الگوی حاضر را نشان می دهد.

$$\frac{dm}{dt} = AD \frac{d\rho}{dt} \quad (25)$$

$$\frac{dm(i,j,k)}{dt} = A(i,j) \times D(j,k) \times \frac{\frac{m(i,k)}{V(i)} - \frac{m(j,k)}{V(j)}}{distance(i,j)} \quad (26)$$

در معادله (26)، i و j شماره دو منطقه خاص است و k شماره گونه خاص مورد نظر است. این معادله نشان می دهد که گونه k با چه نرخی بین منطقه i به منطقه j با ترکیب، دما و حجم مشخص نفوذ می کند. در معادلات مذکور D که ضریب نفوذ جرم هست با استفاده از زیرالگوهای موجود در کد کمکین محاسبه می شود.

معادله (26) به ازای هر گونه دو به دو برای تمامی مناطق حل شده و در نهایت مقدار نفوذ گونه k از منطقه j به منطقه i با مقدار نفوذ این گونه از منطقه i به منطقه j جمع جبری شده است تا نرخ کلی نفوذ هر گونه بین هر دو منطقه مفروض به دست بیاید. استفاده از معادلات

¹² Piston

¹¹ Cylinderhead

سوخت پاشیده شده محاسبه شده و فرض می شود که کل منطقه (1) با سوخت پر می شود و مقدار سوخت وارد شده به هر منطقه نیز با استفاده از معادله (40) محاسبه می شود.

پس از محاسبه سوخت، معادلات حاکم برای هر منطقه حل شده و دما و ترکیب جدید هر منطقه به دست می آید. (در این مرحله نیز همانند مراحل پیشین فرایند تکرار بین انتقال جرم، حرارت و حل معادلات وجود دارد). شایان ذکر است که گام زمانی در مطالعه حاضر برابر با 0,1 درجه میل لنگ و دقت همگرایی برای تمامی معادلات و متغیرها 10^{-16} در نظر گرفته شده است.

9. سازوکار سینتیک شیمیایی سوخت دیزل

سازوکار سینتیک شیمیایی مورد استفاده، یک سازوکار با 76 گونه و 327 واکنش است که در دانشگاه چالمرز به دست آمده است [25]. این سازوکار شامل 6 واکنش برای شبیه سازی روند تولید دوده و 14 واکنش برای شبیه سازی روند تولید اکسیدهای نیتروژن است.

10. تجهیزات آزمایشگاهی

پس از توسعه الگوی مورد نظر، صحت نتایج حاصل از آن با استفاده از داده های تجربی مورد سنجش قرار گرفت. موتور مورد استفاده برای صحت سنجی الگو، یک موتور Hino W04D چهار استوانه است که در مرکز تحقیقات موتور دانشگاه موناخ استرالیا قرار دارد. ویژگی های این موتور در جدول 1 نشان داده شده است. موتور مذکور یک موتور چهار زمانه، پاشش مستقیم و تنفس طبیعی است. جزئیات بیشتر در مورد موتور مورد اشاره و تجهیزات متصل شده به آن در تحقیقات چاپ شده وجود دارد [16].

جدول 1: ویژگی های موتور مورد استفاده

الگوی موتور	Hino W04D
حجم جابجایی (lit)	4,001
تعداد استوانه	4
قطر استوانه (cm)	10,4
پیمایش سمبه (cm)	11,8
نسبت تراکم	17,9
فشار باز شدن سوزن افشانه	215
اندازه سوراخ های افشانه	0,29 در 5

یک استوانه از موتور به حسگرهای اندازه گیری مقدار بازشدگی در پیچه ها، فشار پشت افشانه و مقدار بلندشدگی سوزن افشانه مجهز شده است. حسگرهای مورد استفاده در زمان هایی با فواصل 0,2

$$m_{tran(i,i+1)} = \frac{ra(i)}{(1-ra(i))} m_{tran(i,n_z-1)} \quad (34)$$

$$m_{tran(i,i+1)} = \frac{ra(i) \left[\Delta mole_i - \sum_{j=1}^{i-1} mole_{tran(j,i)} \right]}{\frac{ra(i)}{Mw(i+1)} + \frac{1-ra(i)}{Mw(n_z-1)}} \quad (35)$$

$$m_{tran(i,n_z-1)} = \frac{1-ra(i)}{ra(i)} m_{tran(i,i+1)} \quad (36)$$

$$mole_{tran(i,i+1)} = \frac{m_{tran(i,i+1)}}{Mw(i+1)} \quad (37)$$

$$mole_{tran(i,n_z-1)} = \frac{m_{tran(i,n_z-1)}}{Mw(n_z-1)} \quad (38)$$

7. ورود جرم از افشانه

برای محاسبه جرم سوخت پاشش شده به داخل محفظه احتراق، از معادله (39) استفاده شده است [1]. در این معادله C ضریب تخلیه است و برای افشانه های مورد استفاده مقدار آن برابر با 0,8 در نظر گرفته شده است.

$$\frac{dm}{dt} = C_D \frac{\pi d^2}{4} \rho \left(\frac{2\Delta P}{\rho} \right)^{0.5} n_{nozzle} \quad (39)$$

برای محاسبه جرم سوخت پاشیده شده به مناطق مختلف نیز از معادله (40) استفاده شده است مقدار Ca در مطالعه حاضر برابر با 0,62 در نظر گرفته شده است. Z نیز فاصله مرکز هر منطقه از دهانه افشانه است [24].

$$\frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{2 \tan(\theta)}{\sqrt{Ca}} \sqrt{\frac{\rho_{air}}{\rho_{fuel}}} \frac{z}{d} \quad (40)$$

8. روش حل مسئله

حل مسئله از زمان بسته شدن دریچه ورودی آغاز می شود. در ابتدا فرض می شود که مقدار انرژی های ناشی از انتقال جرم و حرارت در بین نواحی صفر بوده و معادلات انرژی و سینتیک شیمیایی برای تمامی مناطق حل شده، دما و ترکیب جدید برای مناطق مختلف به دست می آیند.

سپس زیرالگوهای انتقال جرم و حرارت فراخوانی شده و مقدار انرژی های انتقالی محاسبه شده و مجدداً معادلات حاکم حل شده و دما و ترکیب به دست آمده و مجدداً زیرالگوهای انتقال حرارت و جرم بازخوانی می شوند و این روند تا همگرایی همه متغیرها (شامل جرم تمامی گونه ها و دما) ادامه می یابد.

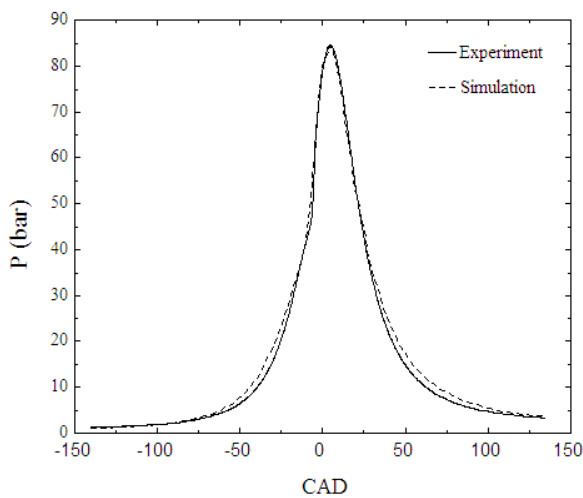
پس از همگرایی یک گام زمانی به زمان فعلی افزوده شده و روند مذکور تا لحظه آغاز پاشش ادامه می یابد. با آغاز پاشش، ابتدا جرم

همانگونه که داده های جدول 3 نشان می دهند با افزایش تعداد مناطق، دقت الگو افزایش یافته ولی زمان اجرای آن نیز با نرخ بالایی بیشتر شده است. بنابراین باید عددی انتخاب شود که علاوه بر دقت پیش بینی بالا، دارای زمان اجرای اندکی نیز باشد. در مطالعه حاضر تعداد 10 منطقه در داخل محفظه احتراق در نظر گرفته شدند. زیرا در صورت استفاده از این تعداد منطقه، دقت الگو و مقدار زمان اجرای آن در محدوده مورد قبولی قرار دارد. نتایجی که در ادامه ارائه می شوند با استفاده از الگوی ده منطقه ای به دست آمده است.

جدول 3: تأثیر تعداد مناطق بر دقت الگو

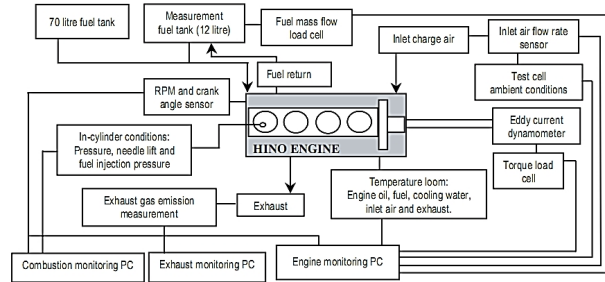
Running Time (hr)	SOC _{exp} (CAD)	SOC _{num} (CAD)	تعداد مناطق
1	-4,1	-6,7	4
2,2	-4,1	-5	7
4,1	-4,1	-4,2	10
8,8	-4,1	-4,15	15

شکل های 3-5 منحنی های فشار به دست آمده برای نمونه های مذکور را با استفاده از روش های تجربی و عددی نشان می دهد.



شکل 3: منحنی فشار نمونه شماره 1

درجه میل لنگ مقدار فشار را ثبت می کند. شکل 2 شمای میز آزمایشگاهی مورد استفاده را نشان می دهد [26].



شکل 2: شمای تجهیزات مورد استفاده در آزمایشگاه

11. بحث بر روی نتایج

برای صحت گذاری بر نتایج حاصل از الگوی چند منطقه ای، سه نمونه با شرایط مختلف عملکردی در نظر گرفته شده است که جزئیات آنها در جدول 2 مورد اشاره قرار گرفته اند. این موتور همواره بدون EGR خارجی کار می کند و بنابراین مقدار EGR در جدول ذکر نشده است. زمان پاشش برای تمامی نمونه های مورد بررسی 14 درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالاست.

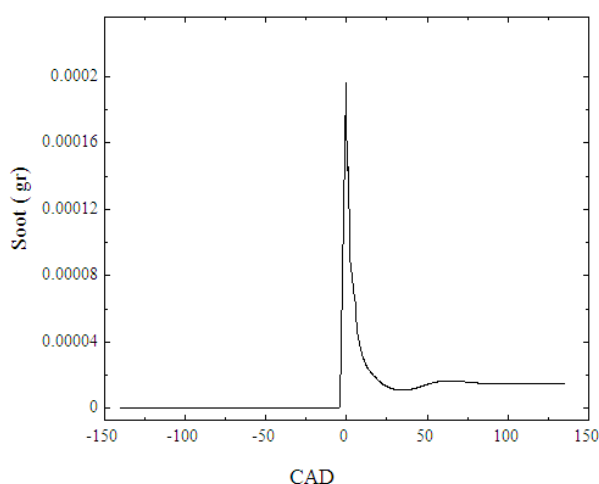
جدول 2: ویژگی نمونه های مورد استفاده برای صحت سنجی الگو

شماره نمونه	Rpm	شار جرمی هوا (kg/s)	شار جرمی سوخت (lit/hr)
1	1200	0,043	6,77
2	1600	0,057	4,66
3	1800	0,063	8,64

در ابتدا تأثیر تعداد مناطق بر دقت شبیه سازی بررسی شد. در الگوی مورد بحث، حداقل تعداد مناطق می تواند چهار عدد باشد. منطقه هسته یا همان منطقه سوخت، منطقه لایه مرزی، منطقه درزا و یک منطقه میانی (ما بین منطقه هسته و لایه مرزی) حتما باید در الگو تعریف شده باشند. با افزایش تعداد مناطق، منطقه میانی به مناطق متعددی با نسبت های هم ارزی متفاوت تقسیم می شود. با توجه به این که احتراق پیش آمیخته معمولاً در این ناحیه از فضای محفظه احتراق صورت می گیرد تعداد نواحی و نحوه تقسیم سوخت پاشیده شده در بین آنها دارای اهمیت ویژه ای است. برای بررسی تأثیر مناطق بر دقت الگو، محفظه احتراق به تعداد مناطق مختلفی تقسیم و تأثیر تعداد مناطق بر زمان آغاز احتراق بررسی شد. در این مطالعه زمان آغاز احتراق به زمانی اطلاق می شود که 10% از کل انرژی شیمیایی آزاد شده، تا آن زمان از احتراق سوخت به دست آمده باشد. جدول 3 مقادیر به دست آمده برای زمان آغاز احتراق را برای نمونه شماره 3 و به ازای تعداد مناطق مختلف نشان می دهد.

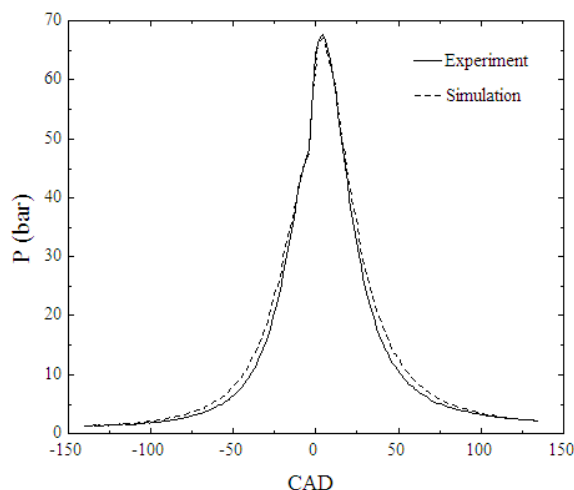
شماره نمونه	NO _x exp (ppm)	NO _x num (ppm)	Soot _{exp} (μgr)	Soot _{num} (μgr)
1	688	763	5,7	5,1
2	1154	1311	5,5	4,6
3	1000	1074	21,1	17,6

مقایسه نتایج حاصل از الگو برای آلاینده ها نیز نشان می دهد که سازوکار سینتیک شیمیایی مورد نظر دارای قابلیت مطلوبی در شبیه سازی احتراق سوخت دیزل تحت دما و فشاری است که در اثر وصل شدن سینتیک با الگوی چند منطقه ای به دست آمده اند. شکل 6 روند تغییرات دوده را در داخل محفظه احتراق با استفاده از الگوی چند منطقه ای و سازوکار سینتیک شیمیایی مورد استفاده برای نمونه شماره 3 نشان می دهد.

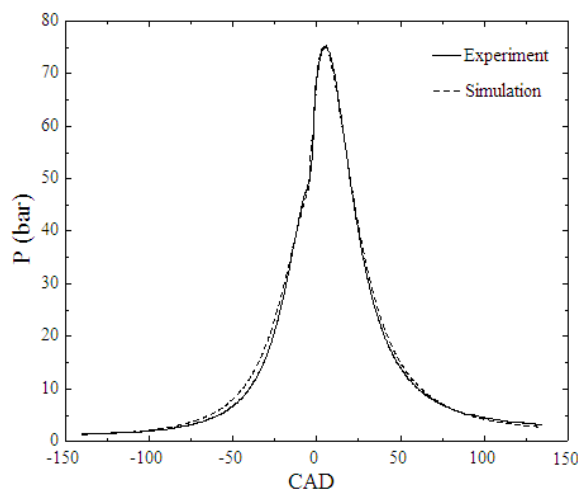


شکل 6: روند تولید دوده در داخل محفظه احتراق

در این شکل مشخص است که دوده با آغاز احتراق تولید شده و با آغاز احتراق نفوذی مقدار آن کاهش یافته است. در حین فرایند انبساط مقدار دوده دچار اندکی افزایش شده است. به نظر می آید این افزایش به سبب نفوذ جرم به داخل درزها و لایه مرزی در حین فرایند تراکم و احتراق و خارج شدن از آن در حین فرایند انبساط است. با توجه به اینکه در حین فرایند انبساط و پس از اتمام فرایند احتراق محفظه احتراق دارای دمای پایینی است سوخت خارج شده از منطقه درزها نسوخته و به دوده تبدیل می شود. شکل 7 مقدار سوخت موجود در هر منطقه را در هر لحظه نشان می دهد.



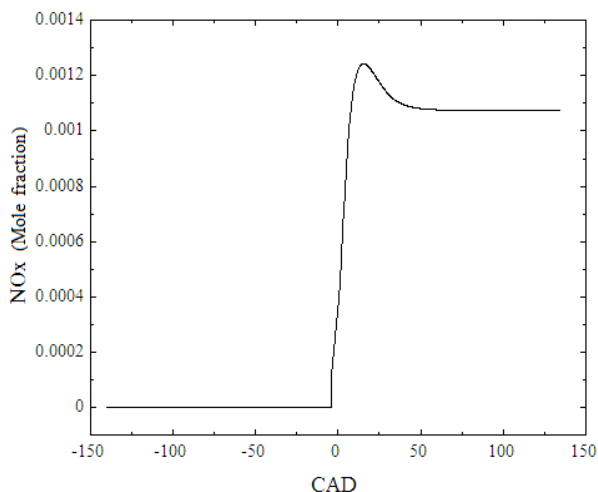
شکل 4: منحنی فشار نمونه شماره 2



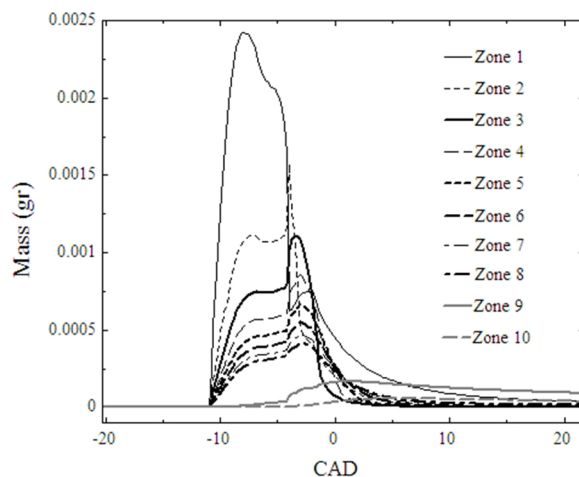
شکل 5: منحنی فشار نمونه شماره 3

با دقت در شکل های 3-5 مشخص می گردد که الگو دارای دقت قابل قبولی در پیش بینی فشار داخل استوانه است. اگر چه به نظر می رسد که الگو دارای اندکی خطا در مرحله تراکم است اما به دلیل اینکه هنوز در این مرحله سوختی به داخل محفظه پاشیده نشده است و احتراقی رخ نداده و هیچ فرایند شیمیایی در داخل محفظه صورت نگرفته است پس این خطا نمی تواند به سبب شبیه سازی نادرست مراحل پاشش، نفوذ و احتراق باشد. جدول 4 مقادیر به دست آمده برای آلاینده ها را با استفاده از روش تجربی و با استفاده از الگو برای نمونه های مورد نظر نشان می دهند. با توجه به اینکه مهمترین آلاینده های موتورهای دیزل دوده و اکسیدهای نیتروژن اند در این جدول فقط به این دو آلاینده پرداخته شده است.

جدول 4: آلاینده های خروجی از موتور، به دست آمده از روش تجربی و عددی



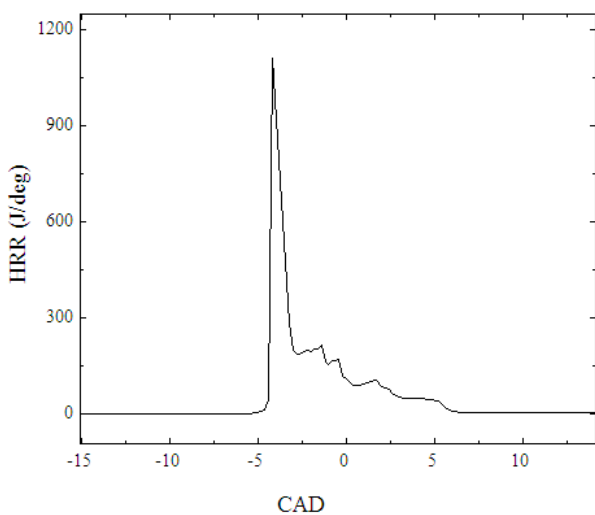
شکل 9: روند تغییرات NOx در محفظه احتراق



شکل 7: تغییرات جرم سوخت در داخل مناطق مختلف

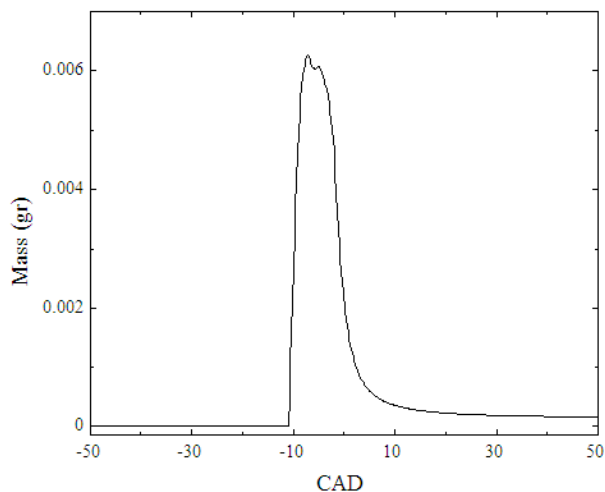
شکل 10 نرخ آزاد سازی انرژی را در داخل محفظه احتراق برای نمونه شماره 1 در جدول 2 نشان می‌دهد. اگرچه در این تصویر فقط داده های عددی مشاهده می‌شوند و داده های تجربی نشان داده نشده اند اما روند کلی منحنی درج شده نشان می‌دهد که روند آزاد سازی انرژی معقول بوده و دارای روند مشابهی با منحنی های ترسیم شده در مطالعات پیشین هست [16].

در شکل 10 نقطه بیشینه ابتدایی نشانگر مقدار حرارت آزاد شده در اثر احتراق پیش آمیخته است و نقاط متعدد بعدی که دارای مقادیر بیشینه محلی هستند حاصل از احتراق نفوذی اند.



شکل 10: نرخ آزاد سازی انرژی

شکل 7 نشان می‌دهد که ذرات سوخت موجود در مناطق لایه مرزی و درزها معمولاً فرایند احتراق را طی نمی‌کنند. شکل 8 تغییرات جرم کلی سوخت را در محفظه احتراق برحسب زمان نشان می‌دهد. مقدار کلی سوخت با آغاز پاشش زیاد شده و با آغاز فرایند احتراق کاهش می‌یابد ولی مقدار آن هرگز به صفر نمی‌رسد.



شکل 8: تغییرات جرم کلی سوخت در داخل محفظه احتراق

شکل 9 روند تغییرات غلظت NOx را در داخل محفظه احتراق برای نمونه شماره 3 نشان می‌دهد. طبق انتظار، غلظت NOx با افزایش دما افزایش یافته است و پس از اندکی کاهش در نهایت منجمد شده است.

12. نتیجه گیری

در مطالعه حاضر تلاش شده است تا الگویی چند منطقه ای برای شبیه سازی عملکرد موتورهای دیزل با استفاده از سازوکار سینتیک شیمیایی ارائه شود.

الگوی ارائه شده دارای چهار نوع منطقه شامل محل تجمع سوخت مایع، مناطق میانی، لایه مرزی و درزها است. انتقال جرم بصورت

علائم یونانی

r	چگالی، kg/m^3
m	ضریب اصطکاک
α	زواویه میل لنگ
θ	زواویه مخروط فواره

زیرنویس‌ها

a	هوا
f	سوخت

مراجع

- [1] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals 1998, Singapore: McGraw Hill Inc.
- [2] S.B. Fiveland, and D.N. Assanis, Development and validation of a quasi-dimensional model for HCCI engine performance and emissions studies under turbocharged conditions, in SAE, 2002
- [3] J. Benajes, , et al., Optimization of the combustion system of a medium duty direct injection diesel engine by combining CFD modeling with experimental validation. Energy Conversion and Management, 110: p. 212-229, 2016
- [4] F. Claudio, et al., Numerical Evaluation of the Applicability of Steady Test Bench Swirl Ratios to Diesel Engine Dynamic Conditions. Energy Procedia, 81: p. 732-741, 2015
- [5] E. Mattarelli, C.A. Rinaldini, and V.I. Golovitchev, CFD-3D Analysis of a Light Duty Dual Fuel (Diesel/Natural Gas) Combustion Engine. Energy Procedia, 45: p. 929-937, 2014
- [6] G. Zhang et al., A Flexible, Reconfigurable, Transient Multi-Cylinder Diesel Engine Simulation for System Dynamics Studies. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 25(3): p. 357-378, 1997
- [7] R.S. Benson, and N.D. Whitehouse, Internal Combustion Engines 1979, Oxford: Pergamon Pres.
- [8] C.D. Rakopoulos and E.G. Giakoumis, Development of cumulative and availability rate balances in a multi-cylinder turbocharged IDI diesel engine. Energy Conversion and Management, 38: p. 347-369, 1997
- [9] Bi, X. et al., A Multi-Zone Model for Diesel Spray Combustion. SAE Paper 1999-01-0916, 1999
- [10] C.D. Rakopoulos, K.A. Antonopoulos, and D.C. Rakopoulos, Multi-zone modeling of Diesel engine fuel spray development with vegetable oil, bio-diesel or Diesel fuels. Energy Conversion and Management. 47(11-12): p. 1550-1573, 2000
- [11] Z. Bazari, A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation. SAE Paper 920462, 1992
- [12] G. Woschni and F. Anisits, Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnelllaufender Dieselmotoren bei geänderten

نفوذی و با استفاده از قانون اول فیک در بین مناطق مختلف در نظر گرفته شده است. این امر سبب می شود تا نفوذ جرم سوخت و هوا به داخل یکدیگر پس از پاشش سوخت با تقریب مناسبی پیش بینی و احتراق های پیش آمیخته و نفوذی نیز بخوبی شبیه سازی شوند. در الگوی حاضر انتقال حرارت هدایتی بین مناطق مختلف در نظر گرفته شده است. انتقال حرارت جابجایی بین منطقه لایه مرزی حرارتی و دیواره های محفظه احتراق نیز منظور شده است. نتایج به دست آمده نشان می دهد که الگو دارای دقت مطلوبی را در پیش بینی فشار داخل استوانه و مقادیر آلاینده های خروجی از موتور داراست. بیشینه خطای الگو در پیش بینی دوده برابر با 20% و در پیش بینی NOx برابر با 15% است.

فهرست علائم

A	مساحت، m^2
B	نسبت انرژی های داخلی مخصوص سوخت و هوا
C_a	ضریب انقباض دهانه افشانه
C_v	گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kgK
C_D	ضریب تخلیه
C_r	نسبت تراکم
D	ضریب نفوذ جرم (m^2/s)
d	قطر سوراخ نازل (m)
H	آنتالپی، J/kg
k	ضریب هدایت حرارتی $\text{J/ms}^\circ\text{K}$
L	طول جت مایع، m
m	جرم، kg
MW	جرم مولکولی هر گونه
n_z	تعداد مناطق
P	فشار داخل استوانه، Pa
Q	حرارت، J
R_c	طول دسته اتصال (m)
R_u	ثابت جهانی گازها، J/molK
T	دما، K
t	زمان، s
t_{BL}	ضخامت لایه مرزی، m
U	انرژی داخلی، J
u	انرژی داخلی واحد جرم، J/kg
V	حجم، m^3
W	کار، J
x	فاصله خطی، m
Y	نسبت جرمی هر گونه

Department of Mechanical Engineering, University of Alberta: Canada, 2008

[20] E. Neshat, and R.K. Saray, Development of a new multi zone model for prediction of HCCI (homogenous charge compression ignition) engine combustion, performance and emission characteristics. *Energy*, 2014. 73: p. 325-339, 2014

[21] N.P. Komninios, , Assessing the effect of mass transfer on the formation of HC and CO emissions in HCCI engines, using a multi-zone model. *Energy Conversion and Management*, 2009. 50(5): p. 1192-1201, 2009

[22] E. Neshat, and R.K. Saray, Effect of different heat transfer models on HCCI engine simulation. *Energy Conversion and Management*, 2014. 88: p. 1-1, 2014

[23] S.R. Turns, *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications* 1996, New York: McGraw-Hill

[24] Y. Wakuri, , et al., Studies of spray penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine. *Bulletin of JSME*, 1960. 3(9): p. 123-130, 1960

[25] V., http://www.tfd.chalmers.se/~valeri/MECH/chem.inp_c14h28.

[26] J. Ghojel, and D. Honnery, Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, 2005. 25: p. 2072-2085, 2005

Betriebsbedingungen. *Motortechnische Zeitschrift*, 34(4): p. 106-115, 1973

[13] N. Watson, A.D. Pilley and M. Marzouk, A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation, in SAE Paper No. 800029, 1980

[14] C.D. Rakopoulos, , K.A. Antonopoulos, and D.C. Rakopoulos, Multi-zone modeling of Diesel engine fuel spray development with vegetable oil, bio-diesel or Diesel fuels. *Energy Conversion and Management*, 2006. 47(11-12): p. 1550-1573, 2006

[15] D.N. Assanis et al., A Methodology for Cycle-By-Cycle Transient Heat Release Analysis in a Turbocharged Direct Injection Diesel Engine. SAE Paper No. 2000-01-1, 2000

[16] V. Rao, and D. Honnery, Application of a multi-step soot model in a thermodynamic diesel engine model. *Fuel*, 2014. 2014: p. 269-278, 2014

[17] D.L. Siebers, Scaling liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays based on mixing limited vaporization. SAE paper 1999-01-0528, 1999

[18] B.S. Higgins, , C.J. Mueller, and D.L. Siebers, Measurements of Fuel Effects on LiquidPhase Penetration in DI Sprays. SAE paper 1999-01-0519, 1999

[19] P. Kongsereparp, Chemical Kinetic Based Simulation for an HCCI Engine and Its Combustion in



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Diesel engine simulation using a multi zone model and chemical kinetics mechanism

E. N. Esfahlani^{1*}, D. Honnery², R. Khoshbakhti Saray³

¹Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, e_neshat@sut.ac.ir

²Monash University, Melborn, Australia, damon.honnery@monash.edu

³Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, khoshbakhti@sut.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 20 December 2015

Accepted: 17 February 2016

Keywords:

diesel engine

multi-zone model

chemical kinetics mechanism

ABSTRACT

Main purpose of current study is development of a new multi zone model for direct injection diesel engines. Zone configuration is based on conical shape of spray. Siebers's correlation is used for spray cone angle calculation. Experimental data are used for calculation of fuel inlet mass flow rate. Fuel diffusion in different zones is calculated using Fick's law. A chemical kinetics mechanism consisting of 76 species and 327 reactions is used for simulation of combustion chemistry. The chemical kinetics mechanism contains 6 reactions for soot formation simulation and 14 reactions for NO_x formation simulation. Results are in good agreement with experimental data in wide range of engine operating conditions. Maximum error of model in soot prediction is 20% and in NO_x prediction is 15%.



© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.