

اثر تغییرات در شاخصه‌های سامانه پاشش سوخت به منظور بهینه‌سازی عملکرد و آلاینده‌ها در موتورهای دیزلی تزریق مستقیم

عباس زارع نژاد اشکذری^۱، علیرضا حسین نژاد*^۲، سعید فراحت^۳

nezhadd@hamoon.usb.ac.ir

۱- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان

۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان

۳- استاد گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان

چکیده

پارامترهای سیستم پاشش سوخت، نقش بسزایی را در فرآیند احتراق و در نتیجه مصرف سوخت و آلاینده‌های خروجی دارند. به همین دلیل در این مطالعه، بطور جامع با اعمال تغییرات در شاخصه‌های مختلف سیستم پاشش سوخت نظیر زمان شروع و بازه تزریق سوخت، هندسه نازل، تعداد و قطر سوراخ نازل و همچنین زاویه و فشار پاشش سوخت، به بررسی بهینه عملکرد و آلاینده‌ها در یک موتور دیزلی تزریق مستقیم پرداخته شده و در نهایت بهینه‌ترین حالت ممکن از دیدگاه کاهش آلاینده‌ها و همچنین کاهش مصرف سوخت، بیان شده است. برای ارزیابی نتایج حاصل از شبیه سازی، مقدار بیشینه فشار تجربی و زاویه رخداد آن یا مقدار حاصل از حل عددی مقایسه شده است. در کنار این پارامتر، مقادیر تجربی آلاینده‌های NO_x و soot و همچنین مصرف سوخت ویژه ترمزی، با مقادیر تنوری مقایسه شده است. این مقایسه‌ها نشان می‌دهند که تطابق خوبی بین نتایج حاصل از حل عددی و نتایج تجربی وجود دارد.

واژگان کلیدی: تزریق سوخت، آلایندگی، مصرف سوخت.

تاریخ دریافت مقاله : ۹۳/۱۲/۰۴

تاریخ پذیرش مقاله : ۹۵/۰۱/۱۷

۱- مقدمه

سیستم سوخت رسانی یکی از سیستم‌های اصلی و تاثیر گذار بر عملکرد بهینه موتور است که وظیفه آن تامین سوخت مورد نیاز و تزریق آن به درون محفظه احتراق است. در یک سیستم سوخت رسانی اهم پارامترهای تزریق سوخت عبارتند از: زمان بندی تزریق سوخت، طول تزریق و متحنی نرخ تخلیه، فشار تزریق، تزریق پایلوت، تزریق ثانویه، تزریق چند مرحله ای، هندسه نازل و کنترل پذیری. پارامترهای مذکور بر ساختار و مشخصات اسپری از جمله توزیع اندازه قطرات، نفوذ اسپری، زاویه اسپری و فرآیند احتراق تاثیر می‌گذارند. میزان مصرف سوخت، تولید ذرات معلق، NO_x و سر و صدای احتراق، شدیداً بستگی به فرآیند احتراق دارد. بنابراین کنترل دقیق تزریق سوخت و تشکیل اسپری به منظور بهبود فرآیند احتراق ضروری است به منظور بهینه کردن آلاینده‌های NO_x و soot بدون قربانی کردن مصرف سوخت، درک ارتباط بین پارامترهای تزریق سوخت و اینکه چگونه آنها بر فرآیند احتراق تاثیر می‌گذارند بسیار مهم است. لذا تحقیقات بسیار زیادی در این زمینه صورت گرفته است.

شیمادا و همکاران [۱]، اثر افزایش فشار تزریق و کاهش قطر سوراخ‌های نازل را بر روی آلاینده NO_x و soot بررسی کردند. این دو اثر متعجبانه به اتمیزاسیون بهتر و مخلوط شدن بهتر سوخت و هوا از طریق بهبود نفوذ اسپری، ورود هوا به درون اسپری و برخورد اسپری با دیواره می‌شود. اما محدودیت‌هایی نیز برای افزایش فشار به علت مقاومت مواد و هزینه سیستم سوخت رسانی وجود دارد.

ریترز و همکاران [۲] اثر فشار تزریق، شرایط ورودی نازل (لبه تیز و لبه گرد) و زاویه اسپری نازل را روی NO_x soot و bsfc بررسی کردند. آزمایشات بر روی یک موتور تک سیلندر در دور ۱۶۰۰rpm و در بارهای ۷۵ درصد و ۲۵ درصد صورت گرفت. نتایج حاصل در بار ۷۵ درصد نشان داد که آلاینده soot با افزایش فشار تزریق افزایش می‌یابد. اما با افزایش فشار تزریق از ۹۰ تا ۱۶۰ مگاپاسکال، برای اینکه مقدار NO_x ثابت بماند، باید زمان تزریق ریتارد شود در نتیجه bsfc ۱ الی ۲ درصد افزایش می‌یابد. همچنین آنها نشان دادند که نازل‌های لبه تیز آلاینده soot کمتر و bsfc کمتری در فشارهای پایین ایجاد می‌کنند و نازل‌های لبه گرد bsfc پایین‌تری را ایجاد می‌کنند.

شوندو و همکاران [۳]، تاثیر زوایای مختلف اسپری سوخت را بر روی آلاینده‌های خروجی بررسی کردند. آنها دو نازل با زاویه اسپری ۱۲۵ و ۱۴۰ درجه مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که در بارهای زیاد اثر زاویه اسپری روی آلاینده‌های NO_x و soot کمتر است ولی در بار کم قابل توجه است.

پتنگ و همکاران [۴]، در سال ۲۰۱۲ با استفاده از مدل‌سازی CFD تاثیرات تایمینگ‌های مختلف تزریق سوخت را بر روی فرآیند احتراق و آلاینده‌های خروجی در یک موتور دیزلی سنگین بررسی کردند. آنها با استفاده از کد دینامیک سیالاتی FIRE تایمینگ‌های مختلف تزریق را مدلسازی نمودند. نتایج بیانگر افزایش فشار بیشینه احتراق و آلاینده NO_x تولیدی با افزایش آوانس تزریق سوخت بود. در این مقاله بطور جامع با اعمال تغییرات در شاخصه‌های مختلف سیستم پاشش سوخت نظیر زمان شروع و بازه تزریق سوخت، هندسه نازل، تعداد و قطر سوراخ نازل و همچنین زاویه و فشار پاشش سوخت، به بررسی بهینه عملکرد و آلاینده‌ها در یک موتور دیزلی تزریق مستقیم پرداخته شده و در نهایت بهینه‌ترین حالت ممکن از دیدگاه کاهش آلاینده‌ها و همچنین کاهش مصرف سوخت، بیان شده است.

۲- مدل سازی

موتور استفاده شده در این تحقیق، یک موتور دیزلی تزریق مستقیم چهار زمانه است. مشخصات اصلی و شرایط عملکردی موتور در جدول (۱) آمده است.

به منظور مدل سازی سه بعدی، در ابتدا یک سیلندر موتور در نرم‌افزار SolidWorks مدل گردید. سپس با توجه به استراتژیی که برای ایجاد شبکه در نرم افزار FIRE در نظر گرفته شده، نیاز به ایجاد یک شبکه سطحی از مدل است.

جدول (۱) مشخصات موتور مورد بررسی.

| نوع موتور | دیزلی پاشش مستقیم، چهار زمانه |
|-------------------------|-------------------------------|
| تعداد سیلندر | ۵ |
| قطر پیستون (m) | ۰/۱۶۰ |
| کورس پیستون (m) | ۰/۲۴۰ |
| نسبت تراکم | ۱۵/۵ : ۱ |
| دور موتور (rpm) | ۱۲۰۰ |
| سرعت متوسط پیستون (m/s) | ۹/۶ |

به این عمل اصطلاحاً بروزرسانی (Rezoning)، می‌گویند. بروزرسانی شبکه به دلیل اینکه در شکل سلول‌ها در حین حرکت شبکه اعوجاج ایجاد می‌شود و استفاده از شبکه با کیفیت بهتر، باعث بالا بردن سرعت محاسبات می‌شود، امری اجتناب ناپذیر است. بنابراین فواصل اصلی که شبکه بایستی Rezone شود نیز مشخص می‌شود. در فواصل هر ۲۰ درجه میل‌لنگ شبکه Rezone می‌شود و در ادامه شبکه به صورت خودکار تولید می‌شود. در نهایت شبکه ایجاد شده برای حل مساله در FIRE فراخوانی می‌شود.

۳- معادلات حاکم

۳-۱- معادلات اساسی

معادلات اساسی که بقای جرم، مومنتوم و انرژی را بیان می‌کنند به صورت زیر بیان می‌شوند:

معادله متوسط زمانی پایستاری جرم

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_i)}{\partial x_i} = \bar{f}_{j, spray} \quad (1)$$

معادله متوسط زمانی مومنتوم

$$\frac{\partial (\bar{\rho} u_j)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} u_i u_j \right) + \bar{f}_{j, spray} \quad (2)$$

$$\bar{\tau}_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right] + \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right] - \bar{\rho} u_i u_j \quad (3)$$

$$= \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \rho \delta_{ij} \bar{u}_k u_k$$

عبارت چشمه در معادله (۱) برابر دبی جرم سوخت دیزل پاشیده شده به درون محفظه احتراق می‌باشد. همچنین عبارت چشمه در معادله (۲)، مومنتومی است که به وسیله افزایش سوخت به سیستم اضافه می‌شود. P فشار سیال است.

معادله متوسط زمانی انرژی

$$S_p \left(\frac{\partial (\bar{\rho} T)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} T u_i)}{\partial x_i} \right) = -\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{q}_i + C_p \bar{\rho} T u_i) + q_{comb} \quad (4)$$

$$\bar{q}_i = -\lambda \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} + \frac{\partial T'}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

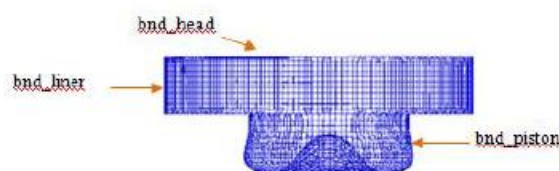
عبارت چشمه در معادله (۴)، مربوط به گرمای آزاد شده از احتراق است [۵].

۳-۲- مدل انتقال گونه‌ها

این مدل، معادلات انتقال لازم برای گونه‌های شیمیایی در حالت فاز گازی و همچنین خواص فیزیکی گونه‌های

بنابراین شبکه ذکر شده درحالتی که پیستون در نقطه مرگ بالا قرار دارد، توسط نرم افزار ANSYS ICEM CFD تولید گردید. شبکه سطحی ایجاد شده در این مرحله، توسط نرم افزار FIRE فراخوانی می‌شود. در مراحل بعدی مدل‌سازی هندسه سه بعدی پیچیده موتور و ایجاد شبکه متحرک با استفاده از ابزار شبکه‌بندی FEP انجام می‌شود. با توجه به اینکه تحلیل به صورت سوپاپ بسته یعنی از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی (۲۴۰°) تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی (۴۷۸°) انجام می‌گیرد، لذا دامنه محاسباتی مدل که شامل سیلندر می‌باشد به سرسیلندر، پوش سیلندر و کاسه پیستون تقسیم می‌شود. در واقع یک شبکه سطحی شامل سیلندر را برای تولید شبکه متحرک در کورس تراکم و انبساط در نظر می‌گیریم. اکنون باید سطوح مرزی با اسامی مناسب، برای اعمال شرایط مرزی انتخاب گردد. در مورد موتور مورد نظر، این نواحی بر روی شبکه نهایی در شکل (۱) نشان داده شده است.

برای ایجاد شبکه متحرک به ابزار FEP رجوع می‌کنیم. در این ابزار پارامترهای قسمت متحرک را که شامل پیستون می‌باشد، وارد می‌کنیم. با داشتن طول شاتون و کورس، حرکت پیستون شبیه سازی می‌شود. در کارکرد واقعی موتور، پیستون حرکت می‌کند، بنابراین برای شبیه‌سازی تغییرات موقعیت پیستون نسبت به زاویه لنگ، شبکه نیز باید با این حرکت منطبق شود. برای این منظور جهت حفظ کیفیت شبکه، در زوایای خاصی دو شبکه با تعداد سلول متفاوتی ایجاد می‌شود. در این زوایا اطلاعات متغیرهای جریان که در شبکه اولیه محاسبه شده است به شبکه دوم، برای محاسبات بعدی منتقل می‌شود. شرایط مرزی اعمال شده در جدول (۲) آورده شده است.



شکل (۱) سطوح و حجم‌های انتخاب شده به همراه شرایط مرزی.

جدول (۲) شرایط اولیه و شرایط مرزی اعمال شده.

| Name of B.C. | Type of B.C. |
|--------------|-------------------------------|
| bnd_head | Wall - T=500[K] |
| bnd_liner | Wall - T=450[K] |
| bnd_piston | Wall - Mesh Movement T=450[K] |

۳-۳- مدل احتراقی کنترلی آشفته

یکی از مدل‌های احتراق موجود در FIRE، مدل احتراقی کنترلی اختلاط آشفته است که توسط مگتسن توصیف شده است. در این مدل فرض می‌شود که در شعله‌های آشفته پیش‌آمیخته، واکنش‌گرها (سوخت و اکسیژن)، ادی‌های مشابهی داشته و مجزا از ادی‌هایی که محصولات داغ را در بر می‌گیرند، هستند. واکنش‌های شیمیایی معمولاً مقیاسی زمانی دارند که در مقایسه با مشخصات فرایندهای انتقال آشفته خیلی کوتاه هستند. بنابراین می‌توان فرض نمود که نرخ احتراق توسط نرخ آمیختگی در مقیاس مولکولی ادی‌هایی که شامل واکنش‌گرها و محصولات داغ هستند، به عبارت دیگر توسط نرخ اضمحلال این ادی‌ها، تعیین می‌شود. بنابراین نرخ میانگین واکنش را می‌توان مطابق مدل مگتسن، به صورت زیر نوشت [۸]:

$$\overline{\rho f_{fu}} = \frac{C_{fu}}{\tau_R} \bar{\rho} \min\left(\bar{y}_{fu}, \frac{\bar{y}_{Ox}}{S}, \frac{C_{Pr} \bar{y}_{Pr}}{1+S}\right) \quad (10)$$

دو عبارت اول عملگر "min(...)"، به سهولت مشخص می‌کند که آیا سوخت یا اکسیژن در محدوده مقدار آن وجود دارد، و عبارت سوم، احتمال وجود واکنش است به طوری که اطمینان می‌دهد که شعله در عدم حضور محصولات داغ، گسترش نمی‌یابد. C_{Pr} و C_{fu} ضرایب تجربی هستند و τ_R مقیاس زمانی اختلاط آشفته واکنش است. محدوده ثابت C_{fu} بین ۳ تا ۲۵ می‌باشد و مطابق با داده‌های تجربی موتور باید تنظیم شود. افزایش در این ثابت باعث تقویت شدت آهنگ واکنش آشفته می‌شود. ثابت C_{Pr} نباید به طور دلخواه تغییر داده شود. مقدار پیشنهاد شده آن برای موتورهای اشتعال تراکمی برابر ۱ است [۹].

۳-۴- مدل اشتعال خودبخودی

در کار حاضر از مدل هاستد و همکارانش جهت خوداشتعالی سوخت استفاده شده است. این مدل، شیمی دما پایین سوخت‌های هیدروکربنی را تشریح می‌کند تا بتواند زمان تاخیر در اشتعال در موتورهای دیزلی را به دقت پیش بینی کند. این مدل یک مکانیزم سینتیکی کاهش یافته شامل ۵ گونه و ۸ واکنش عمومی را به کار می‌گیرد تا پدیده خوداشتعالی سوخت‌های هیدروکربنی را شبیه سازی کند که به صورت زیر است:

واکنش آغازی (Initiation):



شیمیایی و مخلوط‌های گازی را در ناحیه محاسباتی فراهم می‌کند. معادله انتقال گونه را می‌توان به شکل شناخته شده زیر نوشت

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho(U_i - U_{\delta i})y_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_{y_k}^{ii} \frac{\partial y_k}{\partial x_i} \right) + S_{y_k}, k=1 \dots k_{gas} \quad (6)$$

که در آن y_k کسر جرمی گونه شیمیایی و k_{gas} مجموع تعداد گونه‌های شیمیایی است. در مدل انتقال گونه‌ها Γ_{y_k} به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\Gamma_{y_k} = \left(\rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \quad (7)$$

که در معادله فوق Sc_t عدد اشمیت آشفته با پیش فرض 0.7 و $D_{k,m}$ ضریب نفوذ گونه k در مخلوط است. منبع جرمی نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$S_{y_k} = i_k M_k V_{cell} \quad (8)$$

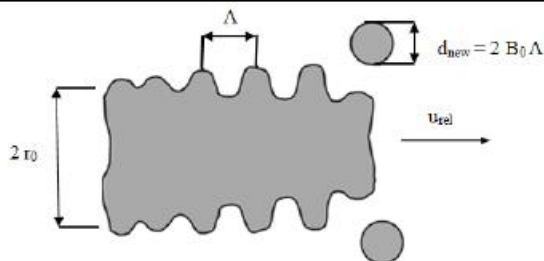
در این معادله i_k برابر با آهنگ واکنش گونه k ام، M_k جرم مولکولی گونه k ام و V_{cell} حجم سلول محاسباتی است. برای کاهش تعداد معادلات، مقادیر بدون بعد برای بیان سیستم واکنشی یا به عبارتی کسر جرمی، تعریف می‌شوند [۶]:

$$y_{fu} = \frac{m_{fu,u}}{m_{tot}}, \quad f = \frac{m_{fu,u} + m_{fu,b}}{m_{tot}} \quad (9)$$

$$g = \frac{m_{rg}}{m_{oxid}}, \quad m_{oxid} = m_{kr} + m_{rg}$$

y_{fu} برابر است با نسبت جرم سوخت نسوخته ($m_{fu,u}$)، به جرم کل مخلوط (m_{tot})، است. همچنین کسر مخلوط (f)، برابر با مجموع جرم سوخت سوخته شده ($m_{fu,b}$) و سوخت نسوخته بر جرم کل مخلوط تعریف می‌شود و برای محاسبات گونه‌های فعال گازهای باقی مانده از سیکل قبلی، کسر جرمی گاز باقیمانده (g)، به صورت نسبت جرم گازهای باقیمانده (m_{rg}) به جرم اکسیدکننده (m_{oxid}) تعریف می‌شود.

حل معادله‌های انتقال برای مقادیر متوسط وزنی y_{fu} و f بیانگر سیستم واکنشگر شیمیایی می‌باشند. در اینجا سیستم شامل سوخت $C_n H_m$ ، O_2 ، CO_2 ، H_2O و N_2 است. با در نظر گرفتن اینکه n و m بیانگر تعداد اتم‌های کربن و هیدروژن در مولکول سوخت می‌باشند و جرمی مولی گونه‌های شیمیایی توسط M_{CO_2} ، M_{O_2} ، M_{fu} و M_{H_2O} بیان می‌شوند، مشخص کردن نرخ متوسط واکنش ρf_{fu} نخستین هدف مدلسازی احتراق می‌باشد [۷].



شکل (۲) شماتیک مدل Wave.

$$r_{stable} = C_1 \Lambda \quad (21)$$

زمان متلاشی شدن جت سوختی نیز به صورت زیر است:

$$\tau = \frac{3.726 C_2 r}{\Lambda \cdot \Omega} \quad (22)$$

در حالت کلی آهنگ کاهش شعاع قطره به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{(r - r_{stable})}{\tau} \quad (23)$$

در نرم افزار FIRE به جز ثابت‌های دو معادله بالا (C_1 و C_2)، ثابت C_3 نیز وجود دارد که در کار حاضر ثابت‌ها بدین صورت تنظیم شده‌اند:

مقدار در نظر گرفته شده برای C_1 بر طبق توصیه ریتز و همکاران برابر ۰/۶۱ است [۱۱].

ثابت C_2 تاثیر جریان داخل سوراخ نازل، مانند آشفستگی و طراحی نازل را به حساب می‌آورد و از یک انژکتور به انژکتور دیگر تغییر می‌کند و به سطح آشفستگی اولیه در فرایند تجزیه مایع وابسته است. این ثابت برابر ۱۲ فرض شده است که محدوده آن بین ۵ تا ۶۰ می‌باشد. هر چه قدر این ثابت کمتر باشد زمان اتمیزاسیون جت سوخت و طول تزریق کوتاهتر می‌شود. ثابت C_3 نیز تاثیرات لزجت سوخت را در نظر می‌گیرد. اگر یک انتخاب شود، تاثیر لزجت سوخت در محاسبات وارد می‌شود و اگر صفر انتخاب شود، تاثیر لزجت سوخت به حساب نمی‌آید. از این جهت این ثابت برابر ۱ در نظر گرفته شده است [۱۲].

۳-۶- مدل انتقال گرما و تبخیر قطرات سوخت

برای گرمایش قطرات و تبخیر آن‌ها از مدل دوکوییز استفاده شده‌است. این مدل بیان می‌دارد که با در نظر گرفتن وجود دمای یکنواخت به ازای تغییر قطر قطره، تغییرات دمایی توسط معادله تعادل گرمایی به دست می‌آید. به عبارت دیگر بیانگر این مطلب است که انرژی گرمایی انتقال یافته به قطره موجب افزایش دمای قطره و در نهایت تبخیر آن می‌شود.

واکنش انتشار (Propagation):



واکنش شاخه‌داری (Branching):



واکنش خاتمه مرحله اول (Linear Termination):



واکنش خاتمه مرحله دوم (Quadratic Termination):



در معادلات فوق \bar{R} ، نشان دهنده رادیکال، Fu نشان دهنده سوخت، Q یک عامل میانی، B عامل شاخه داری، I نشان دهنده گونه‌های میانی غیر فعال و P محصولات اکسید شده را نشان می‌دهد. ω ها، نرخ واکنش‌ها است. ضرایب نرخ متحصر به فرد ظاهر شده در ω ها، شکل آرنیوسی رایج را به خود می‌گیرد.

$$k_i = A_i e^{-E_{a,i}/(RT)} \quad (19)$$

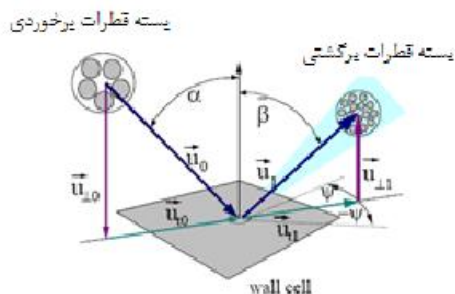
به عنوان نمونه در واکنش معادله (۱۲)، تشکیل از سه آهنگ مجزا ترکیب شده است:

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{k_{p1}[Ox]} + \frac{1}{k_{p2}} + \frac{1}{k_{p3}[Fu]}} \quad (20)$$

که $[]$ نشان دهنده غلظت مولکولی، $[kmol/m^3]$ و k_{p1} ، k_{p2} و k_{p3} ضرایب آهنگ مرحله انتشار است [۱۰].

۳-۵- مدل اتمیزاسیون افشانه سوخت

برای مدلسازی توزیع و پخش قطرات جت سوخت از مدل Wave استفاده شده است. در این مدل فرض بر این است که به دلیل آشفستگی جریانی که درون سوراخ نازل انژکتور وجود دارد، طیفی از موج‌های سینوسی با نوسانات محوری بینهایت کوچک در سطح جت سوخت به وجود می‌آیند. به دلیل نیروهای آیرودینامیکی که بر اثر سرعت نسبی بین جت سوختی مایع و گاز اطراف درون سیلندر به وجود می‌آید، موج‌های سطحی بوجود آمده رشد می‌کنند. همانگونه که در شکل (۲) مشاهده می‌شود، شعاع قطره جدید جدا شده از جت سوختی متناسب با طول موج‌های سطحی در سطح جت سوخت است.



شکل (۳) شماتیک بر خورد قطرات جت سوخت به دیواره.

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \quad (23)$$

شار گرمایی جابجایی Q از گاز و محیط اطراف قطره بدین صورت است:

$$\dot{Q} = \alpha A_s (T_{\infty} - T_s) \quad (24)$$

که α ضریب انتقال حرارت جابجایی از فیلم دربرگیرنده قطره در غیاب انتقال جرم و A_s سطح قطره می باشد [۱۳].

۳-۷- مدل برخورد جت سوخت به دیواره

برای پیشگویی برخورد قطرات جت سوخت به دیواره، مدل Walljet در نظر گرفته شده است. بر طبق این مدل فرض می شود در شرایط کاری موتور، یک لایه بخار بین قطرات و دیواره تشکیل شده و بسته به عدد وبر قطره باعث برگشتن یا لغزیدن قطرات روی دیواره می شود.

معیار انتقال بین این دو رژیم عدد وبر بحرانی ۸۰ است. در کمتر از این حد، پدیده برگشت قطرات از دیواره را داریم که مولفه مماسی سرعت ثابت مانده ولی مولفه عمودی سرعت در جهت عکس قبلی و به صورت تابعی از عدد وبر قطره تغییر می کند. بالاتر از عدد وبر بحرانی، رژیم تشکیل جت دیواره را خواهیم داشت که سرعت بازتاب جت با فرض ثابت بودن مقدار آن و فقط تغییر زاویه انعکاس، به دست می آید. با توجه به شکل (۳)، زاویه انعکاس $(90 - \beta) < \beta < 5$ در محدوده $0 < \beta < 5$ تغییر می کند. جهت مماسی قطرات متعکس شده بر روی سطح با زاویه ψ که در محدوده $-180 < \psi < +180$ تعیین می کند، تعیین می شود. این زاویه نیز توسط یک تابع توزیع احتمال تعیین می شود:

$$\psi = -\frac{\pi}{k} \ln[1 - p(1 - e^{-k})] \quad (25)$$

در این رابطه عدد تصادفی p بین ۰ و ۱ تغییر می کند و پارامتر k از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\sin \alpha = \left(\frac{e^k + 1}{e^k - 1} \right) \frac{1}{1 + \left(\frac{\pi}{k} \right)^2} \quad (26)$$

اندازه قطرات پس از برخورد نیز، در عدد وبرهای مختلف به صورت زیر تغییر می کند:

$$\begin{cases} We < 50, & d_1 = d_0 \\ 50 \leq We \leq 300, & d_1 = d_0 \cdot f(We_{nom, in}) \\ We > 300, & d_1 = 0.2 d_0 \end{cases} \quad (27)$$

که در آن $We_{nom, in}$ عدد وبر قطره قبل از برخورد است [۱۴].

۳-۸- مدل آلاینده NO_x

برای ارزیابی تشکیل اکسید نیتروژن حرارتی در FIRE از مکانیزم زلدوویچ توسعه یافته، استفاده می شود. این مکانیزم یک کاهش سیستماتیک شیمیایی چند مرحله ای بر اساس فرضیات تعادل جزئی واکنش های مقدماتی، می باشند.



از ضرب کردن طرف های راست و چپ معادلات بالا، واکنش کلی زیر به دست می آید:



بنابراین آهنگ تشکیل NO طبق رابطه زیر به دست می آید:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_f [N_2][O_2] \quad (32)$$

آهنگ واکنش نیز از رابطه زیر به دست می آید:

$$k_f = \frac{A}{\sqrt{T}} \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (33)$$

که در آن A فاکتور پیش نمایی و E_a انرژی اکتیواسیون است [۱۵].

۳-۹- مدل تشکیل و اکسیداسیون دوده

مدل تشکیل دوده که در FIRE استفاده شده است، مدل هیروپاسو [۱۶] می باشد. این مدل بر اساس ترکیب مناسب آهنگ فیزیکی-شیمیایی که نشان دهنده به هم متصل شدن ذرات، رشد صفحهای و اکسیداسیون است، می باشد. آهنگ تشکیل دوده کل، به صورت اختلاف بین دوده تشکیل شده و دوده اکسید شده مدل می شود:

$$\frac{dM_{soot}}{dt} = \frac{dM_{form}}{dt} - \frac{dM_{oxide}}{dt} \quad (34)$$

به طوریکه تشکیل دوده، عبارت است از:

جدول (۳) تعداد سلول‌های شبکه‌های محاسباتی.

| شماره شبکه | تعداد سلول در TDC |
|------------|-------------------|
| ۱ | ۲۵۵۰۰ |
| ۲ | ۲۳۵۸۰ |
| ۳ | ۱۸۰۴۰ |

بدین صورت که بایستی به حالتی رسید که از آن به بعد با افزایش تعداد شبکه، اختلاف نتایج مشاهده نشود. در شکل (۴)، منحنی فشار نسبت به زاویه لنگ برای سه شبکه محاسباتی ایجاد شده، آورده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در منحنی فشار، دو حالت (۱) و (۲) رفتار نزدیکتری به مقادیر تجربی دارند و اختلاف این دو حالت بسیار ناچیز است. در حالت (۳) پیک فشار اختلاف زیادی با مقدار تجربی دارد. لذا می‌توان از شبکه‌هایی که تعداد سلول آنها بین دو حالت (۱) و (۲) باشد، استفاده نمود. همچنین با توجه به اختلاف بسیار جزئی نتایج به‌دست آمده در گام‌های زمانی ۰/۲۵ و ۰/۵ و ۱ درجه میل‌لنگ، برای کم کردن زمان محاسبات، گام زمانی ۱ درجه میل‌لنگ همراه با شبکه محاسباتی با تعداد ۲۳۵۸۰ سلول در نقطه مرگ بالا (TDC)، به عنوان مدل اصلی انتخاب شده است. معیار همگرایی ۰/۰۰۱ و حداقل ۱۰ و حداکثر ۱۰۰ تکرار برای هر گام زمانی در نظر گرفته شده است.

۴-۲- اعتبار دهی به نتایج شبیه‌سازی شده
نتایج حاصل از شبیه‌سازی وقتی ارزش پیدا می‌کند که با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده باشد. در شبیه‌سازی احتراق لازم است که فشار داخل سیلندر و آلاینده‌های خروجی و مصرف سوخت ویژه با نتایج تجربی مقایسه شوند. در شکل (۵) منحنی فشار برای نتایج تجربی و عددی (حالت پایه) آورده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود تطابق خوبی بین داده‌های تجربی و نتیجه حاصل از شبیه‌سازی عددی، حاصل شده است. لازم به ذکر است که شروع پاشش سوخت در حالت پایه برای موتور در ۱۶ درجه قبل از نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد و مدت زمان تزریق سوخت هم ۱۸ درجه میل‌لنگ می‌باشد. در جدول (۴) مقادیر تجربی آلاینده‌ها، مصرف سوخت ویژه و ترمزی می‌توان ترمزی با مقادیر به‌دست آمده از شبیه‌سازی عددی مقایسه شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود بین مقادیر تجربی و عددی، دز صد خطای ناچیزی وجود دارد.

$$\frac{dM_{form}}{dt} = A_f M_{FV} P^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (35)$$

که در آن A_f فاکتور پیش‌نمایی، M_{FV} جرم بخار سوخت، P فشار و E_f انرژی اکتیواسیون است. آهنگ اکسیداسیون دوده نیز بر طبق معادله زیر بدست می‌آید:

$$\frac{dM_{oxide}}{dt} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} M_s R_{tot} \quad (36)$$

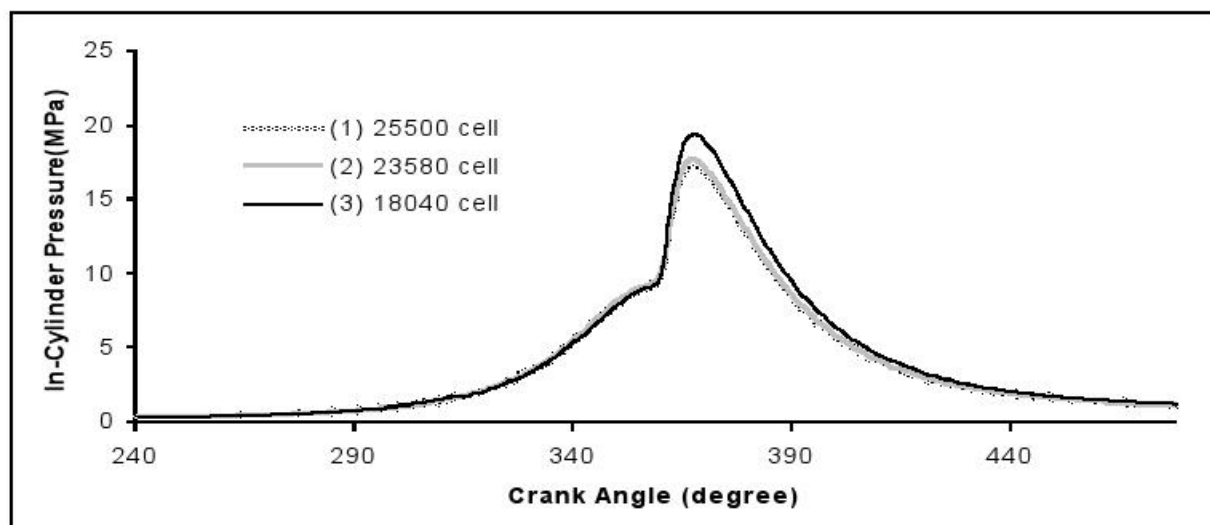
که در آن MW_c وزن مولکولی کربن، ρ_s چگالی دوده، D_s قطر میانگین دوده، M_s جرم دوده و R_{tot} آهنگ واکنش خالص است. آهنگ کاهش مخلوط قابل احتراق، متناسب با مقیاس زمانی واکنش است و براساس آهنگ مقدار محلی انرژی سینتیک آشفته و آهنگ اضمحلال آن تعیین می‌شود [۱۶]. محاسبات در بار کامل و دور حداکثر توان خروجی یعنی ۱۲۰۰ rpm برای موتور انجام شده است. شبیه‌سازی سه بعدی در FIRE با استفاده از الگوریتم SIMPLE انجام شد [۱۷]. نرم افزار FIRE مانند دیگر کدهای عمل‌کننده به روش حجم محدود، اقدام به گسسته‌سازی معادلات پیوستگی مومنتوم، جرم و انرژی به همراه مدلی برای آشفته‌گی نموده و بعد با الگوریتم تکراری اقدام به حل معادلات جبری حاصل می‌نماید.

۴- نتایج

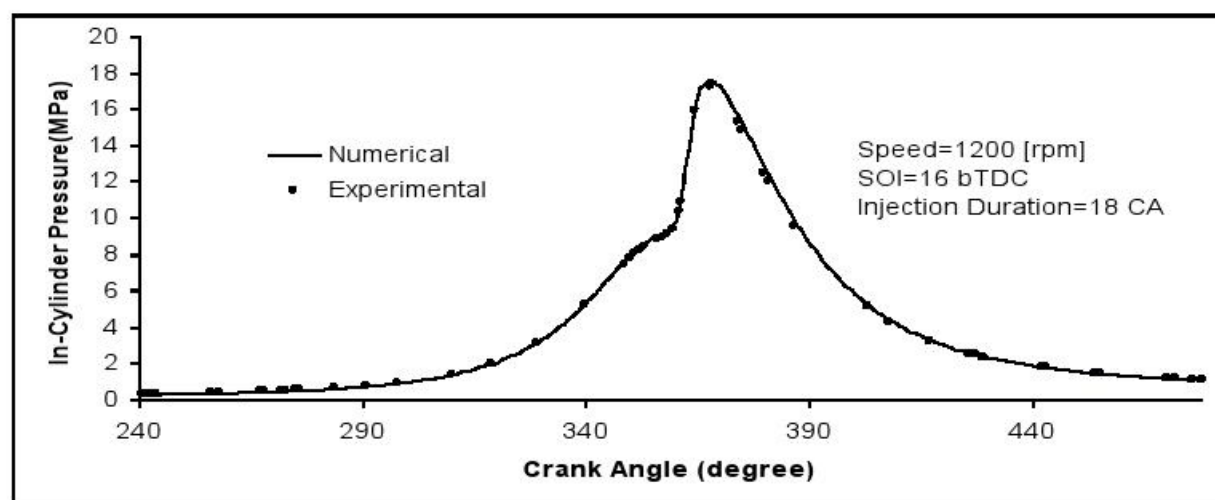
۴-۱- بررسی استقلال از شبکه

برای اطمینان از دقت نتایج شبیه‌سازی و کیفیت شبکه، باید شبکه محاسباتی تولیدی، از نظر استقلال از حل، مورد ارزیابی قرار گیرد. برای این منظور با تولید شبکه‌هایی با تعداد سلول‌های متفاوت و مقایسه با نتایج تجربی، مناسب‌ترین شبکه از لحاظ تعداد سلول انتخاب شده است. مبنای استقلال از شبکه، نتایج حاصل از فشار داخل سیلندر است. به همین دلیل از سه شبکه محاسباتی مختلف استفاده شد. بیشینه بعد سلول برای اولین، دومین و سومین شبکه محاسباتی به ترتیب ۱/۸، ۱/۹ و ۲ میلی‌متر است.

تعداد سلول‌ها در TDC برای سه حالت در جدول (۳) آورده شده است. یکی از روش‌هایی که برای اطمینان از کافی بودن سلول‌های شبکه محاسباتی مرسوم است، مقایسه منحنی‌های فشار تجربی و عددی است. وقتی این تطابق به وجود آمد، در مرحله بعد بایستی مستقل بودن از تعداد شبکه را بررسی کنیم.



شکل (۴) منحنی فشار بر حسب زاویه لنگ برای شبکه‌های محاسباتی مختلف.



شکل (۵) مقایسه منحنی فشار تجربی و عددی بر حسب زاویه لنگ برای دیزل خالص.

درجه زاویه لنگ می‌باشد. لازم به یادآوریست که تزریق سوخت در موتور دیزلی مورد بررسی، از ۱۶ درجه زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا شروع و تا ۲ درجه زاویه لنگ بعد از نقطه مرگ بالا ادامه می‌یابد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش آوانس تزریق سوخت، میزان فشار بیشینه داخل سیلندر افزایش می‌یابد. افزایش فشار بیشینه داخل سیلندر به نوبه خود باعث افزایش دمای بیشینه احتراق خواهد شد. از آنجایی که فرآیند شکل‌گیری آلاینده‌ها، به خصوص آلاینده‌ها NO_x به شدت تحت تاثیر دمای احتراق قرار دارد، تغییر در زمان‌بندی تزریق سوخت و به تبع آن تغییر در فشار و دمای احتراق، شکل‌گیری آلاینده‌ها را نیز تحت تاثیر قرار خواهد داد. شکل‌های (۷) و (۸) تغییرات

جدول (۴) مقایسه داده‌های تجربی و نتایج عددی.

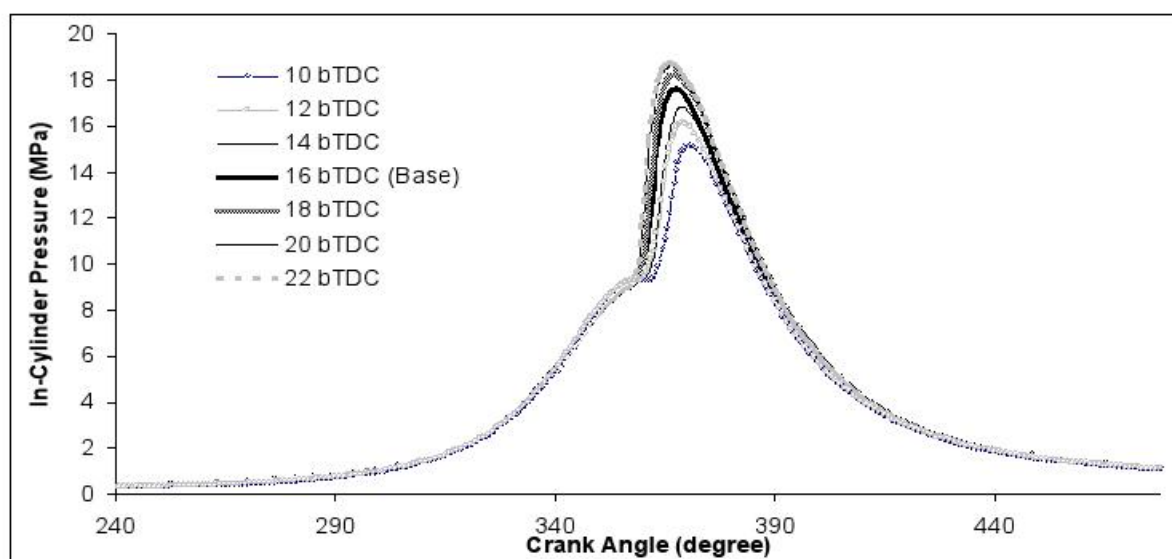
| پارامترهای عملکردی و آلاینده‌ها | مقادیر تجربی | نتایج عددی |
|---------------------------------|--------------|------------|
| NO_x (gr/kW-hr) | ۶۱۰ | ۶۳۴ |
| Soot (gr/kW-hr) | ۰.۱۶۷ | ۰.۱۶۲ |
| B SFC (gr/kW-hr) | ۸۰.۱۰۰ | ۸۲.۱۰۵ |
| Brake Power (kW) | ۷۶۴ | ۷۴۰ |

برای بررسی تاثیر زمان تزریق سوخت بر پارامترهای عملکردی موتور، در شکل (۶) اثر زمان‌های مختلف تزریق سوخت بر تغییرات فشار داخل سیلندر آورده شده است. برای این منظور، زمان‌های تزریق ۲۲، ۲۰، ۱۸، ۱۶، ۱۴، ۱۲ و ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، شبیه‌سازی شد. در تمام حالت‌ها، طول مدت تزریق بدون تغییر و برابر ۱۸

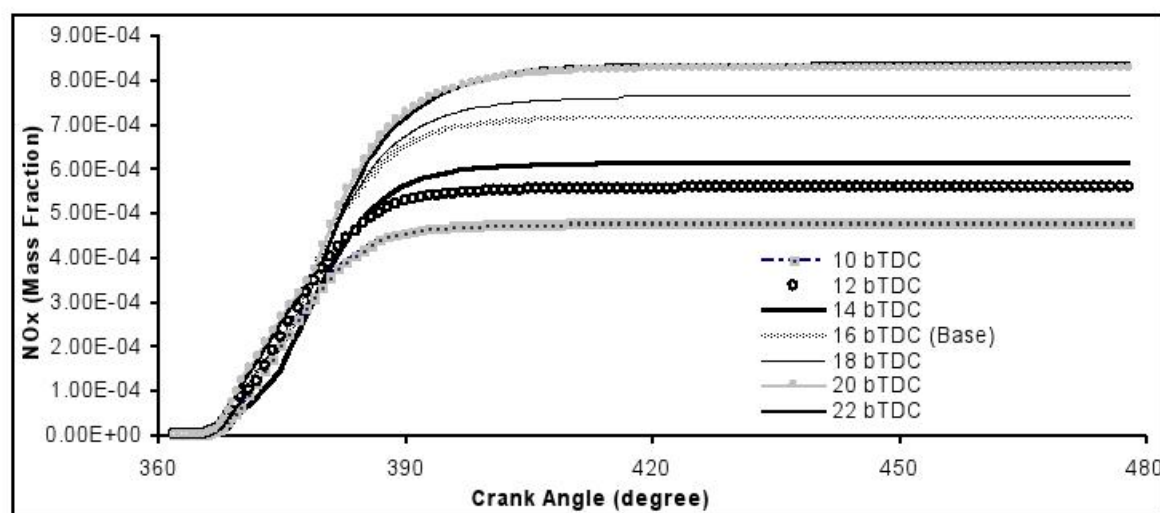
می‌شود با ریتارد کردن تزریق سوخت، مقدار آلاینده NO_x به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. از طرف دیگر مقدار soot در اثر کاهش دما افزایش می‌یابد. چون در نرم‌افزار FIRE میزان آلاینده‌ها به صورت کسر جرمی آلاینده در کل محصولات می‌دهد، با استفاده از رابطه زیر می‌توان آن را به واحد گرم بر کیلووات ساعت تبدیل نمود به طوری که قابل مقایسه با مقادیر تجربی با همین واحد باشد.

$$NO_x [gr / kW \cdot hr] = 30n \times \frac{m_{tot} [gr] \times y_{NO_x} [-]}{P_b [kW]} \times \omega \left[\frac{rev}{min} \right] \quad (37)$$

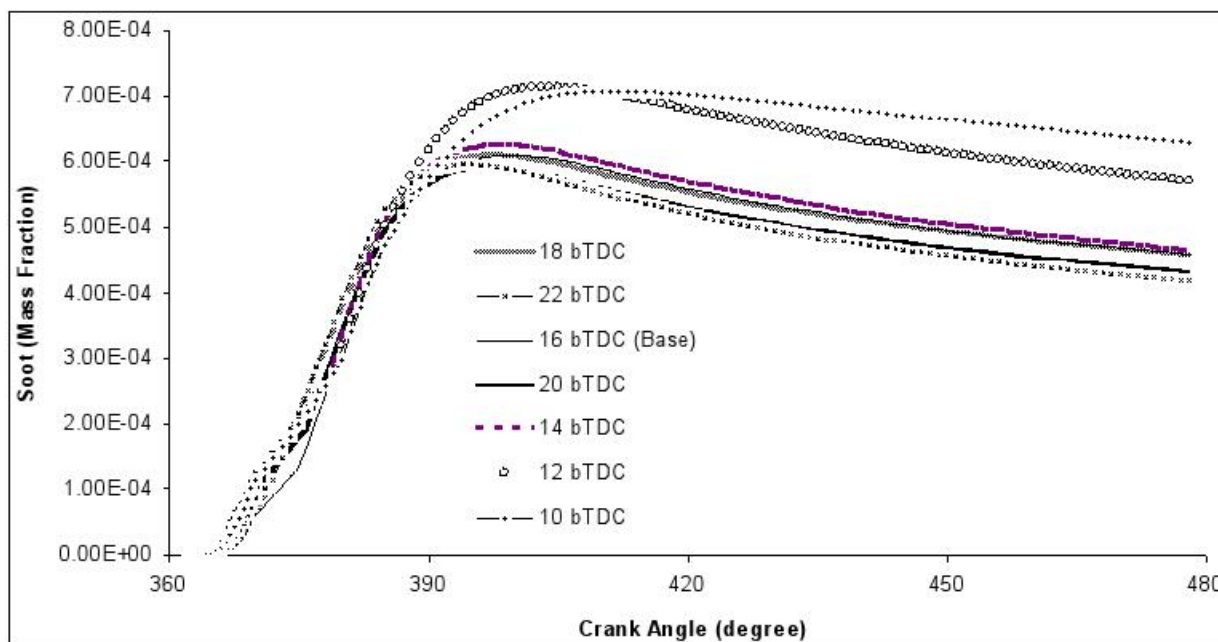
آلاینده‌های NO_x و soot را برای زمان‌های تزریق مختلف نشان می‌دهد. با توجه به شکل، با افزایش آوانس تزریق و در نتیجه افزایش دمای احتراق، میزان NO_x تولید شده افزایش می‌یابد. این رفتار را می‌توان با استفاده از مکانیزم زلدوویچ توجیه نمود. بدین صورت که با افزایش دما، واکنش‌های مکانیزم زلدوویچ در جهت رفت پیشرفت می‌کنند. دلیل این امر وابستگی شدید آهنگ پیشرفت واکنش‌های مکانیزم زلدوویچ به دما است. همانطور که می‌دانیم این دو آلاینده اثر متقابل روی همدیگر دارند یعنی با افزایش یکی دیگری کاهش می‌یابد. همانطور که ملاحظه



شکل (۶) تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ در زمان‌های مختلف تزریق.

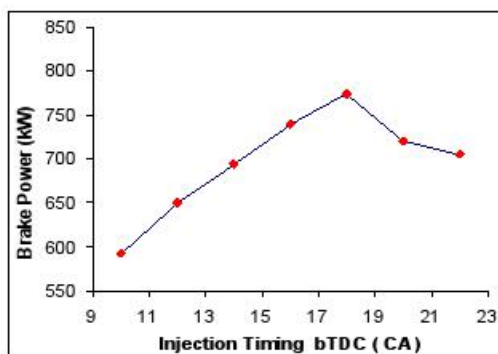


شکل (۷) تغییرات آلاینده NO_x برای زمان‌های مختلف تزریق.

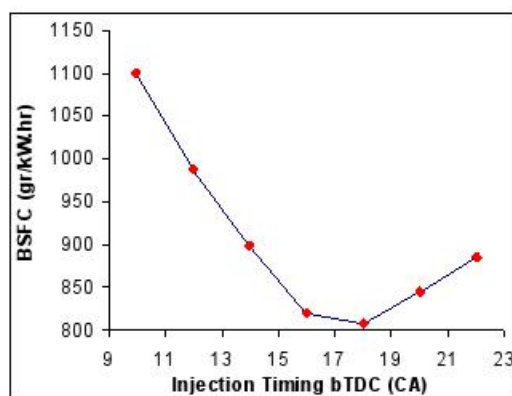


شکل (۸) تغییرات آلاینده soot برای زمان‌های مختلف تزریق.

احتراق، توان ترمزی، مصرف سوخت ویژه، آلاینده‌های NO_x و soot را برای زمان‌های مختلف تزریق سوخت نشان داده و با حالت استاندارد موتور بررسی می‌نماید.



شکل (۹) تغییرات توان در زمان‌های مختلف تزریق.



شکل (۱۰) میزان مصرف سوخت در زمان‌های مختلف تزریق.

شکل (۹) تغییرات توان را در زمان‌های مختلف تزریق سوخت نشان می‌دهد. همانطور که انتظار می‌رود توان موتور با افزایش آوانس تزریق سوخت، افزایش می‌یابد. زیرا با آوانس کردن، سوخت بیشتری قبل از شروع احتراق تبخیر می‌شود. در نتیجه آهنگ آزاد شدن انرژی در فاز احتراق پیش مخلوط افزایش یافته و در نهایت فشار افزایش می‌یابد و همین عامل باعث افزایش گشتاور ترمزی و توان ترمزی می‌شود. همانطور که در شکل دیده می‌شود آوانس بیش از ۲۲ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، باعث افت توان و افزایش مصرف سوخت می‌شود. علت آن است که مقدار زیادی از انرژی در حین مرحله تراکم آزاد شده و در نتیجه مقاومت گازهای سوخته شده در مقابل حرکت پیستون افزایش می‌یابد و همین عامل باعث کاهش کار انجام شده توسط گازهای سوخته شده بر روی پیستون می‌شود. همانطور که بیان شد زمان تزریق در حالت پایه برای موتور دیزلی مورد بررسی در ۱۶ bTDC است در حالیکه با توجه به شکل (۱۰)، مصرف سوخت موتور در این حالت نسبت به حداقل مقدار خود که در ۱۸ bTDC اتفاق می‌افتد افزایش می‌یابد. بنابراین عملکرد فعلی موتور که در این نقطه کار می‌کند مناسب نیست. در صورتیکه اگر پاشش سوخت در ۱۸ bTDC اتفاق بیفتد، آلاینده NO_x افزایش و آلاینده soot کاهش می‌یابد و در این حالت مصرف سوخت نیز کمتر می‌شود. جدول (۵)، مقادیر بیشینه فشار حاصل از

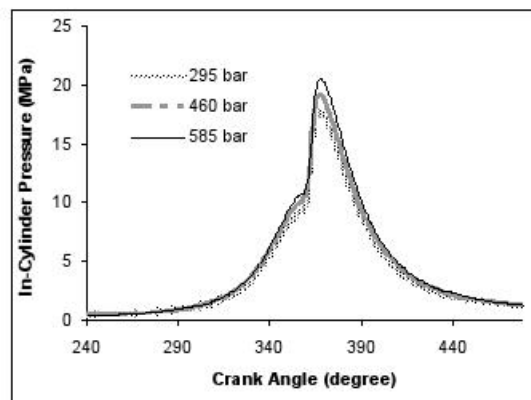
جدول (۵) مقادیر پارامترهای عملکردی و آلاینده‌های برای زمان‌های مختلف تزریق سوخت.

| دوده (g/kW-hr) | اکسیدهای نیتروژن (g/kW-hr) | مصرف سوخت (g/kW-hr) | توان ترمزی (kW) | بیشینه فشار سیلندر (MPa) | پارامترهای عملکردی |
|-------------------|-------------------------------|------------------------|--------------------|-----------------------------|--------------------|
| | | | | | زمان تزریق |
| ۰/۶۸۰ | ۶/۱۰۹ | ۱۱۰۴/۲۹۶ | ۵۹۲ | ۱۴/۹۴ | ۱-bTDC |
| ۰/۶۵۶ | ۶/۱۲۷ | ۹۸۸/۹۷۹ | ۶۵۰ | ۱۵/۶۴ | ۱۲bTDC |
| ۰/۶۴۴ | ۶/۲۲۵ | ۹۰۱/۴۵۵ | ۶۹۵ | ۱۶/۵۲ | ۱۴bTDC |
| ۰/۶۲۰ | ۶/۳۴۰ | ۸۲۰/۱۰۵ | ۷۴۰ | ۱۷/۱۰ | ۱۶bTDC (پایه) |
| ۰/۶۱۶ | ۶/۳۴۶ | ۸۰۸/۷۲۷ | ۷۸۵ | ۱۷/۸۶ | ۱۸bTDC |
| ۰/۶۱۱ | ۷/۳۸۸ | ۸۴۵/۴۸۴ | ۷۲۰ | ۱۸/۱۵ | ۲۰bTDC |
| ۰/۶۰۵ | ۷/۴۷۴ | ۸۸۷/۷۳۹ | ۷۰۵ | ۱۸/۹۰ | ۲۲bTDC |

شکل (۱۲) اثر فشارهای مختلف پاشش سوخت بر تغییرات فشار داخل سیلندر را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش فشار پاشش سوخت، میزان فشار بیشینه داخل سیلندر افزایش می‌یابد. در موتورهای دیزلی تزریق مستقیم، سرعت هوا در محفظه احتراق نسبتاً پایین است و مخلوط شدن سوخت و هوا معمولی است. بنابراین اگر سوخت با فشار زیاد به درون محفظه احتراق تزریق شود مخلوط شدن به صورت قابل توجهی افزایش می‌یابد.

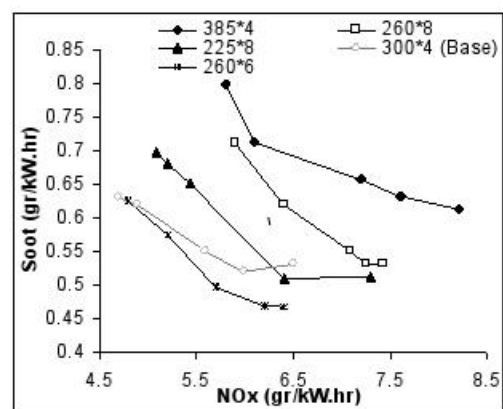
شکل (۱۳) تغییرات آلاینده NO_x را بر حسب زاویه میل‌لنگ، برای فشارهای مختلف تزریق نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود با افزایش فشار تزریق، NO_x افزایش می‌یابد و این بدان علت است که کسر احتراق پیش مخلوط با افزایش فشار تزریق زیاد می‌شود.

برای بررسی اثر زاویه پاشش روی آلاینده‌های خروجی موتور، پنج نوع نازل با زاویه پاشش ۱۵۵، ۱۵۰، ۱۴۵ (حالت پایه)، ۱۴۰ و ۱۳۰ درجه در فشار تزریق ۱۹۵ بار در نظر گرفته شده است.

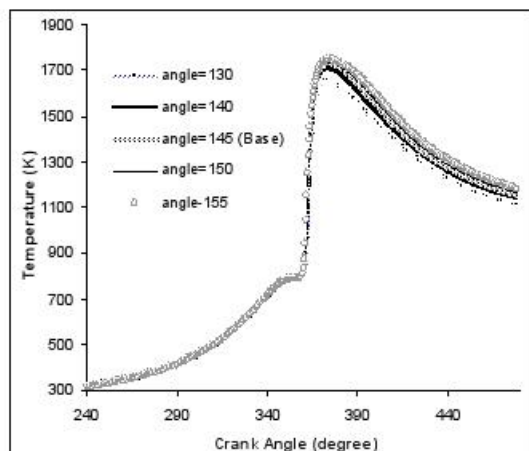


شکل (۱۲) تغییرات فشار داخل سیلندر برای فشارهای مختلف پاشش سوخت.

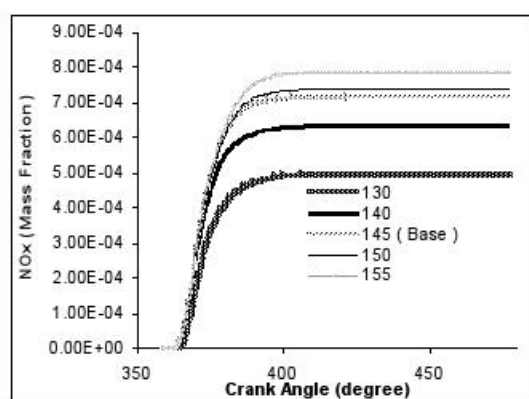
لازم به یادآوری می‌باشد که منظور از عبارت ۱۶ bTDC این است که شروع پاشش سوخت در نقطه ۱۶ درجه قبل از نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد. در شکل (۱۱) نیز تغییرات آلاینده NO_x در مقابل soot برای نازل‌های مختلف آورده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود با نازل ۶×۲۶۰ (۶ تعداد سوراخ‌های نازل و ۲۶۰ قطر سوراخ نازل بر حسب μm)، نسبت به دیگر نازل‌ها آلاینده کمتری ایجاد می‌شود و این امر نشان می‌دهد که این نازل با شکل محفظه احتراق مطابقت دارد. لازم به ذکر است که پنج نازل با پیکربندی ۴×۳۸۵، ۴×۳۰۰، ۸×۲۶۰، و ۸×۲۲۵ و ۶×۲۶۰ انتخاب شده است که در آن نازل ۴×۳۰۰ بر روی موتور نصب شده است. انتخاب‌های بعدی بر اساس نازل‌های موجود است. باید توجه داشت چون سطح مقطع نازل‌های انتخاب شده با هم برابر نیستند. فرض می‌شود که ضریب تخلیه نازل‌های مذکور یکسان باشند. بنابراین برای اینکه نرخ تخلیه سوخت در شرایط عملکرد برای نازل‌های مختلف یکسان باشد باید طول تزریق سوخت تغییر کند.



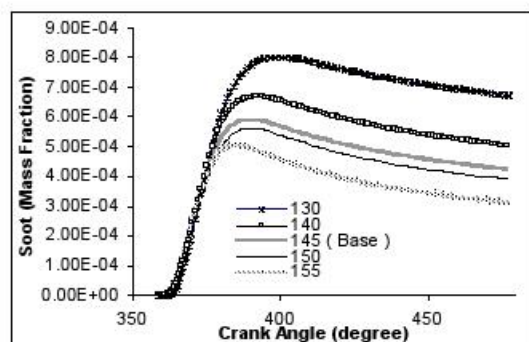
شکل (۱۱) تغییرات آلاینده‌ها برای نازل‌های مختلف.



شکل (۱۴) تغییرات دمای سیلندر برای زوایای پاشش مختلف.

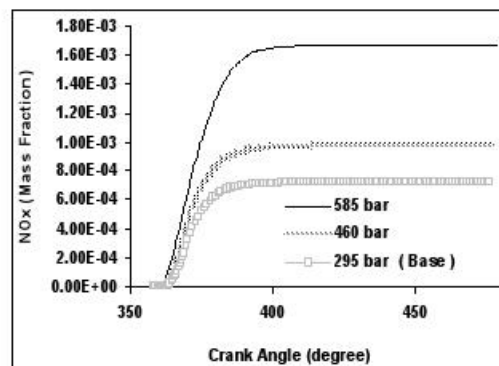


شکل (۱۵) تغییرات آلاینده NO_x برای زوایای پاشش مختلف.



شکل (۱۶) تغییرات آلاینده soot برای زوایای پاشش مختلف.

با توجه به کانتورهای دما و نسبت هم ارزی حاصل از نتایج شبیه سازی مشاهده می شود که تولید دوده بیشتر در مناطق با نسبت هم ارزی ۱/۵ تا ۲/۵ و بازه دمایی ۱۶۰۰ تا ۲۱۰۰ کلوین تشکیل می شود. دوده در منطقه نوک اسپری جت تشکیل و انباشته می شود. سوخت تزریقی با مومنتوم بالا به داخل منطقه غنی و دمای نسبتاً پایین در نوک جت نفوذ و به طور پیوسته منطقه غنی را شارژ و تولید دوده می کند.



شکل (۱۳) تغییرات آلاینده NO_x برای فشارهای مختلف پاشش.

شکل (۱۴) تغییرات دمای داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ را برای زوایای مختلف پاشش نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود دمای داخل سیلندر برای نازل های با زاویه پاشش ۱۵۰ و ۱۵۵ درجه بیش از نازل های دیگر است و همین عامل باعث افزایش ناچیز آلاینده NO_x و کاهش soot شده است.

شکل های (۱۵) و (۱۶) تغییرات آلاینده های NO_x و soot را بر حسب زاویه میل لنگ، برای زوایای مختلف پاشش نشان می دهد. همانطور که ملاحظه می شود مقدار آلاینده soot با نازل ۱۵۰ درجه نسبت به نازل های دیگر کمتر است و هم چنین مقدار آلاینده NO_x کمی افزایش یافته است. شکل (۱۷) کانتورهای رنگی نسبت هم ارزی، دمای داخل سیلندر، NO_x و soot در لحظه ۵۰ درجه میل لنگ پس از نقطه مرگ بالا را برای حالت بهینه پیشنهادی (پاشش سوخت ۱۸ bTDC، نازل ۲۶۰×۶، فشار پاشش ۲۹۵ bar، زاویه پاشش ۱۵۰ درجه) نشان می دهد. بررسی کانتورهای دما، نسبت هم ارزی و آلاینده NO_x بدست آمده از نتایج شبیه سازی نشان می دهند که در مناطق با نسبت هم ارزی برابر با یک (مخلوط استوکیومتریکی) و دمای مناطق بالای ۲۰۰۰ کلوین، اکسید نیتروژن بیشترین مقدار می باشد. با دقت در کانتورهای دوده و اکسیژن مشاهده می شود که در محل هایی که تولید دوده بیشینه است اکسیژن موجود به اندازه کافی نمی باشد تا احتراق کامل صورت گیرد.

با دقت در کانتورهای فوق به نتیجه مهم دیگر پی می بریم و آن رفتار متضاد بین محل های تشکیل soot و NO_x است. این دو آلاینده در طرفین نقاط دما بالا داخل سیلندر تشکیل می شوند. NO_x در منطقه فقیرتر ناحیه دما بالا و دوده در منطقه غنی ناحیه دما بالا تشکیل می شود.

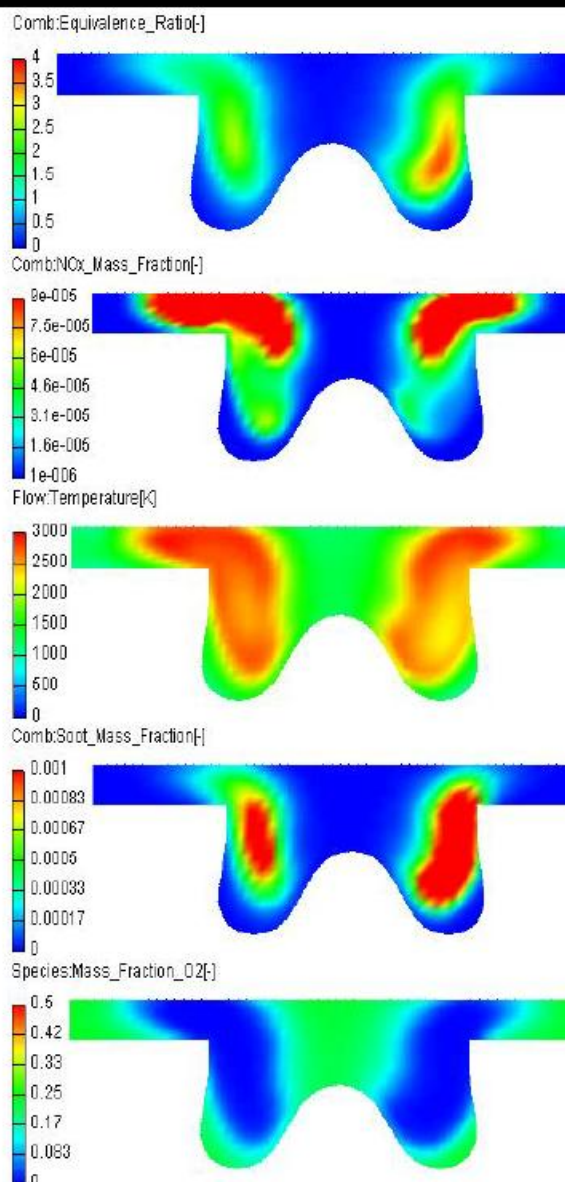
با افزایش آوانس تزریق سوخت، افزایش فشار بیشینه احتراق رخ می‌دهد؛ به طوری که آوانس تزریق سوخت به میزان ۶ درجه زاویه لنگ نسبت به حالت استاندارد موتور، افزایش فشار بیشینه در حدود ۹/۳ درصد را در پی دارد. نازل نصب شده بر روی این موتور دارای زاویه افشانه ۱۴۵ درجه است. در این مطالعه مشخص شد که با استفاده از نازل با زاویه پاشش ۱۵۰ درجه، درصد کاهش آلاینده soot بیش از درصد افزایش NO_x است. لذا استفاده از این نازل بهینه می‌باشد.

۵- فهرست علائم

DI = direct injection;
 NO_x = nitrogen oxides;
 CO = carbon monoxide;
 HC = hydro carbon;
 BSFC = brake specific fuel consumption;
 IVC = inlet valve closing;
 EVO = exhaust valve opening;
 CA = crank angle;
 TDC = top dead center;
 BDC = bottom dead center;
 aBDC = after bottom dead center;
 aTDC = after top dead center;
 bTDC = before top dead center;
 CFD = computational fluid dynamics

۶- مراجع

- [1] Shimada, T., Shoji, T., and Takada, Y., "The Effect of Fuel Injection Pressure on Diesel Engine Performance", SAE Transactions Journal of Engines, Vol.98, No.3, pp.1-12, 1989.
- [2] Pierpont, D. A., and Reitz, R. D., "Effect of Injection Pressure and Nozzle Geometry on D.I Diesel Emission and Performance", Diesel Engine Combustion Processes, SAE Transactions: Journal of Engines, Vol.104, No.3, pp.1-12, 1995.
- [3] Shundoh, S., Kakegawa, T., and Tsujimura, K., "The Effect of Injection Parameters and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel Injection", SAE Transactions - Engines, Vol.100, No.3, pp.1-16, 1991.
- [4] Peng, Z., and Mobasheri, R., "CFD Modeling of the Effects of Injection Timing on the Combustion Process and Emissions in an HSDI Diesel Engine", Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, pp.775-783, May 2012.
- [5] CFD AVL FIRE Software, "Help of CFD AVL FIRE Software, Part CFD Solver", 2008.



شکل (۱۷) کانتورهای به ترتیب از بالا به پایین، نسبت هم آری، NO_x دمای داخل سیلندر، soot و اکسیژن برای حالت بهینه پیشنهادی در ۲۰ aTDC.

۴- نتیجه‌گیری

همانطور که مشاهده شد موتور دیزلی مورد بررسی، با زمان تزریق ۱۶ bTDC و طول تزریق ۱۸ CA کار می‌کند. درست است که مقدار آلاینده NO_x با این زمان تزریق کمتر است ولی میزان مصرف سوخت موتور نسبت به مصرف سوخت حداقل در نقطه ماکزیمم گشتاور (۱۸ bTDC و طول تزریق ۱۸ CA) افزایش یافته است. بنابراین اگر زمان تزریق سوخت آوانس شود مصرف سوخت موتور بهبود می‌یابد. البته مقدار آلاینده NO_x کمی افزایش می‌یابد که این مقدار افزایش را می‌توان با استفاده از مبدل‌های کاتالیزوری کاهش داد.

- [6] Spalding, D. B. "Combustion and Mass Transfer. Oxford: Pergamon Press", *Chemie Ingenieur Technik*, Vol.52, No.1, p.87, 1979.
- [7] CFD AVL FIRE Software, "Part: Species Transport", 2008.
- [8] Magnussen. B. F., and Hjertager. B. H., "On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion", 16th International Symposium on Combustion. Pittsburgh: The Combustion Institute, Vol. 16, No.1, pp.719-729, 1977.
- [9] Halstead. M., Kirsch. L., and Quinin. C., "The Auto Ignition of Hydrocarbon Fueled at High Temperatures and Pressures-fitting of a Mathematical Model", *Combustion and Flame*, Vol. 30, pp.45-60, 1977.
- [10] CFD AVL FIRE Software, "part.combustion", 2008.
- [11] Patterson. M. A., and Reitz. R. D., "Modeling the Effect of Fuel Spray Characteristic on Diesel Engine Combustion and Emission", *Advances in Multi-Dimensional Modeling*, SAE Transactions - Journal of Engines, Vol.107, No.3, pp.1-19, 1998.
- [12] CFD AVL FIRE Software, "part:spray", 2008.
- [13] Dukowicz. J. K., "Quasi-Steady Droplet Change in the Presence of Convection", Los Alamos, New Mexico, USA: Los Alamos Scientific Laboratory, Informal report, 1997.
- [14] Naber. J. D., and Reitz. R. D., "Modeling Engine Spray/Wall Impingement", *SAE Transactions Journal of Engines*, Vol.97, No.6, 1988.
- [15] Lavoie. G. A., Heywood. J. B., and Keck. J. C., "Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines", *Combust Science Technology*, Vol.1, pp.313-326, 1970.
- [16] Hiroyasu. H., and Nishida. K., "Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine", *SAE Transactions Journal of Engines*, Vol.98, No.3, pp.1-21, 1989.
- [17] Patankar. S. V., and Spalding. D. B., "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows", *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol.15, pp.1787-1806, 1972.