

مطالعه‌ی عددی تأثیر افزایش شدت توربولانسی و تغییر زاویه‌ی پاشش سوخت بر عملکرد و آلایندگی موتور دیزل دریایی کاترپیلار

امیرحمزه فرج‌الهی* (استادیار)

دانشکده‌ی مهندسی، دانشگاه امام علی (ع)

رضا فیروزی (کارشناس ارشد)

دانشکده‌ی فنی و مهندسی، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)

مهندسی مکانیک شریف، (بهار ۱۴۰۱)
دوره‌ی ۳-۲، شماره‌ی ۱، ص. ۹۹-۱۱۳، (پادداشت فنی)

در این نوشتار، به بررسی تأثیر افزایش شدت توربولانسی و تغییر زاویه‌ی پاشش سوخت بر عملکرد و آلایندگی موتور دیزل دریایی کاترپیلار به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی در نرم‌افزار فایر پر داخته شده است. به منظور افزایش شدت توربولانسی از شیار درون نازل انژکتور استفاده شده و زاویه‌ی پاشش سوخت افزایش داده شده است. نتایج عددی شبیه‌سازی انژکتور و موتور دیزل در شرایط کارکردی با داده‌های تجربی مقایسه و تطابق خوبی بین آن‌ها مشاهده شده است. نتایج مربوط به عملکرد موتور دیزل نشان می‌دهد که ایجاد شیار، افزایش شدت توربولانسی و زاویه‌ی پاشش سوخت منجر به افزایش ۷۵ درصدی توان و گشتاور تولیدی و کاهش ۳۷ درصدی مصرف سوخت نسبت به نازل استوانه‌یی سوخت می‌شود. همچنین نتایج مربوط به آلایندگی این موتور دیزل دریایی نشان می‌دهد که در این حالت آلایندگی مونوکسید کربن و اکسید نیتروژن به مقدار ۴۲/۷۳ درصد و ۴۵/۴۵ درصد کاهش می‌یابد.

واژگان کلیدی: موتور دیزل دریایی، جریان چرخشی، شدت توربولانسی، زاویه‌ی پاشش سوخت، آلایندگی.

۱. مقدمه

موتورهای دیزل در مقایسه با سایر موتورهای احتراق داخلی دارای نسبت تراکم، راندمان، گشتاور و توان تولیدی بالاتر و مصرف سوخت نسبتاً پایین‌تری هستند؛ به همین علت در صنایع مختلف نظامی و حمل و نقل دریایی کاربرد نسبتاً گسترده‌یی دارند. با توجه به کاربرد گسترده این نوع موتورها در صنایع دریایی و همچنین وضع قوانین سخت‌گیرانه از لحاظ آلایندگی محیط زیست و همچنین محدود بودن منابع سوخت‌های فسیلی و افزایش هزینه‌ی آن‌ها در سال‌های اخیر، تلاش برای بهینه‌سازی احتراق به منظور کاهش هم‌زمان مصرف سوخت و آلایندگی آن‌ها به همراه بهبود عملکرد موتور همواره مد نظر طراحان موتور و پژوهش‌گران در صنایع دریایی قرار داشته و دارد. تاکنون روش‌های مختلفی برای بهینه‌سازی احتراق موتورهای احتراق داخلی مانند پاشش‌های چندمرحله‌یی، به کارگیری سوخت‌های زیستی (بیوسوخت‌ها) و ترکیبی و ... ارائه شده است. هریک از این روش‌ها دارای مزایا و معایب خاصی هستند. بنابراین ارائه‌ی یک روش کامل‌تر (کاهش هم‌زمان آلایندگی، مصرف سوخت و افزایش توان و گشتاور تولیدی) برای بهینه‌سازی احتراق در موتورهای دیزل دریایی حائز اهمیت است.

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۹/۱۰/۶، اصلاحیه ۱۴۰۰/۶/۶، پذیرش ۱۴۰۰/۷/۱۷

DOI:10.24200/J40.2021.57189.1573

۱.۱. مروری بر مطالعات انجام شده

در مطالعات گذشته تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد و آلایندگی موتورهای احتراق تراکمی دیزل و همچنین سیستم‌های سوخت‌رسانی بررسی شده است.

احمدی و همکاران^[۱] با بررسی تأثیر جایگزینی مقادیر مختلف هیدروژن به جای اتمی و همکاران^[۲] با بررسی تأثیر جایگزینی مقادیر مختلف هیدروژن به جای دیزل بر عملکرد و آلایندگی موتور، دریافتند که جایگزینی هیدروژن موجب تأخیر در شروع احتراق و رشد نرخ افزایش فشار و افزایش حرارت آزاد شده خواهد شد ولی این افزایش فشار منجر به پدیده‌ی کوپش نخواهد شد.

شروانی تبار و همکاران^[۳] برای بررسی عددی اثر تابع پاشش سوخت بر عملکرد موتور، شش تابع پاشش سوخت مختلف انتخاب کردند و نشان دادند که با استفاده از توابع پاششی مناسب سوخت، توان موتور افزایش و مقدار آلایندگی‌های تولیدی آن کاهش می‌یابد. پاشش سوخت شبه‌مثلی در مقایسه با نرخ پاشش ثابت دارای عملکرد مناسب‌تری است و مصرف سوخت و ویژه در آن کاهش و مقدار توان آن افزایش می‌یابد. همچنین در این تابع، مقدار آلایندگی اکسید نیتروژن اندکی افزایش می‌یابد.

حسین‌پور و همکاران^[۴] با استفاده از کد KIVAII، تأثیر پارامترهای پاشش

سوخت - از جمله زمان‌بندی پاشش، فشار پاشش و استفاده از خنک‌کن میانی - را بر عملکرد و تولید آلاینده‌ها در یک موتور پاشش مستقیم و نیز تأثیر حالت خاصی از پاشش چندمرحله‌ای بر تولید آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن را مورد بررسی قرار دادند؛ در این حالت آلاینده‌ی اکسید نیتروژن تا ۶ درصد کاهش یافت.

برگ استراند^[۴] پنج نوع نازل با شکل‌های مختلف را بررسی کرد و نشان داد که نازل مخروطی همگرا به‌طورکلی دوده و گاز نیتروژن اکسید خروجی و مصرف سوخت کم‌تری نسبت به نازل استوانه‌ای دارد. همچنین نازل با قطر کوچک‌تر نسبت به نازل با قطر بزرگ‌تر دوده‌ی کم‌تری تولید می‌کند.

نیشیدا و همکاران^[۵] به بررسی تجربی تأثیر فشار تزریق بالا بر مشخصه‌های افشانه‌ی سوخت دیزل - نظیر قطر متوسط سائز، طول نفوذ و آشفتگی محیط تزریق - پرداختند. بدین منظور از سه فشار ۱۰۰۰ و ۲۰۰۰ و ۳۰۰۰ بار استفاده کردند و نشان دادند که ترکیب بهتر سوخت و هوا و فرایند اتمی شدن سوخت در فشارهای تزریق بالا با افزایش آشفتگی در محیط تزریق همراه بودند.

قبادیان و همکاران^[۶] به بهینه‌سازی نسبت EGR، سوخت بیودیزل و شرایط کاری یک موتور دیزل تک‌سیلندر چهارزمانه با روش RSM پرداختند. در این بررسی، با استفاده از سامانه‌ی EGR، آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن حداکثر تا ۶۳/۷ درصد برای سوخت B۱۰ و نسبت EGR ۳۰ درصد کاهش یافت. همچنین استفاده هم‌زمان از سوخت بیودیزل و سامانه‌ی EGR موجب کاهش آلاینده‌ی CO در دور موتورهای مختلف می‌شود.

فرج‌اللهی و فیروزی^[۷] رفتار جریان حفره‌زایی و پاشش سوخت دیزل را در یک محفظه‌ی احتراق حجم ثابت برای هندسه‌های مختلف سواخ نازل و پروفیل‌های جابه‌جایی سوزن متفاوت، به‌منظور بهبود خواص افشانه‌ی سوخت و عملکرد موتور دیزل دریایی با کمک نرم‌افزار فایر بررسی کردند. نتایج عددی نشان داد که افزایش قطر و شعاع منحنی ورودی سواخ نازل و مدت‌زمان باز بودن سوزن انژکتور سبب افزایش جرم سوخت پاشش و بخار شده و همچنین افزایش طول نفوذ افشانه می‌شوند.

مرور مقالات گذشته نشان می‌دهد که تأثیر پارامترهای مختلفی بر عملکرد و آلاینده‌ی موتورهای احتراق داخلی و همچنین سیستم‌های سوخت‌رسانی بررسی شده است ولی تاکنون تأثیر افزایش شدت توربولانسی به همراه تغییر زاویه‌ی پاشش سوخت درون محفظه‌ی احتراق موتور دیزل دریایی کاترپیلار صورت نگرفته است؛ که همین موضوع هدف مطالعه‌ی حاضر قرار گرفته است.

۲. معادلات حاکم

۲.۱. انژکتور

معادلات حاکم بر شبیه‌سازی جریان درون انژکتور شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی جنبشی آشفتگی است. با توجه به فرض هم‌دما بودن، از ارائه و حل معادله‌ی انرژی و تبادل بین حالتی آنتالپی صرف‌نظر شده است.^[۸] معادله‌ی بقای جرم

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k v_k = \sum_{l=1, k \neq l}^N \Gamma_{kl}, \quad k = 1, \dots, N \quad (۱)$$

که در آن، α_k کسر حجمی فاز k ، v_k سرعت فاز k و Γ_{kl} بیان‌گر تبادل جرمی بین دو فاز k و l است.^[۸]

معادله‌ی بقای مومنتم

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha_k \rho_k v_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k v_k &= -\alpha_k \nabla p + \nabla \cdot \alpha_k (\bar{\tau}_k + \bar{T}_k^t) \\ &+ \alpha_k \rho_k \bar{f} + \sum_{l=1, k \neq l}^N M_{kl} + v_k \sum_{l=1, k \neq l}^N \Gamma_{kl}, \quad k = 1, \dots, N \end{aligned} \quad (۲)$$

در معادله‌ی ۲، f بردار نیروی حجمی شامل نیروی جاذبه و اینرسی است. τ_k بردار تنش برشی، T_k^t بردار تنش رینولدزی، M بیان‌گر اندرکنش مومنتوم بین حالت‌ها و p فشار استاتیکی است.^[۸]

معادله‌ی انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اتلاف آشفتگی

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha_k \rho_k K_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k v_k K_k &= \nabla \cdot \alpha_k \left(\mu_k + \frac{\mu_k^t}{\sigma_k} \right) \nabla K_k + \\ &\alpha_k p_k - \alpha_k \rho_k \varepsilon_k + \sum_{l=1, k \neq l}^N K_{kl} + K_k \sum_{l=1, k \neq l}^N \Gamma_{kl}, \quad k = 1, \dots, N \end{aligned} \quad (۳)$$

در معادله‌ی ۳، k انرژی جنبشی آشفتگی، μ_k لزجت ملکولی، $\mu_{k,t}$ لزجت آشفتگی، σ کشش سطحی و ε نرخ تلفات آشفتگی است. تنش برشی فاز k برابر است با:

$$\tau_k = \mu_k \left[\left(\nabla v_k + \nabla v_k^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot v_k \right] \quad (۴)$$

و تنش رینولدز برابر است با:

$$T_k^t = -\rho_k \overline{v_k' v_k'} = \mu_k^t \left[\left(\nabla v_k + \nabla v_k^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot v_k \right] - \frac{2}{3} \rho_k K_k I \quad (۵)$$

لزجت آشفتگی $(\mu_{k,t})$ نیز مطابق رابطه‌ی ۶ مدل می‌شود:

$$\mu_k^t = \rho_k C_\mu \frac{K_k^{\frac{1}{2}}}{\varepsilon_k} \quad (۶)$$

۲.۲. تبادل بین حالتی

با توجه به حفره‌زایی و جریان دوفازی سوخت درون انژکتور، معادلات تبادل بین حالتی جرم و مومنتوم نیز بررسی می‌شود. معادلات حاکم بر شبیه‌سازی تبادل بین حالتی، معادلات تبادل جرم و تبادل مومنتوم بین دو فاز مایع و بخار را شامل می‌شوند. با توجه به ثابت در نظر گرفتن دما، از ارائه و حل معادلات تبادل بین حالتی آنتالپی صرف‌نظر شده است.

۲.۲.۱. تبادل بین حالتی جرم

تبادل جرم بین دو حالت مایع و بخار با مدل حفره‌زایی خطی مدل شده است. معادله‌ی حاکم عبارت است از:^[۷]

$$\Gamma_c = \rho_d N''' \frac{K_d}{\pi R} \dot{R} = -\Gamma_d \quad (۷)$$

که در آن، N''' چگالی عددی حباب و R شعاع آن است. تغییرات شعاع حباب نسبت به زمان با کمک معادله‌ی رایلی محاسبه می‌شود:^[۷]

$$R \ddot{R} + \frac{2}{3} \dot{R}^2 = \frac{\Delta p}{\rho_c} \quad (۸)$$

که در آن Δp اختلاف فشار مؤثر و ρ_c چگالی مایع است.

۲.۲.۲. تبادل بین حالتی مومنتوم

تبادل مومنتوم بین دو حالت مایع و بخار با در نظر گرفتن تأثیر نیروهای پسا و پخش آشفته‌گی چنین محاسبه می‌شود: [۸]

$$M_c = \frac{1}{\lambda} C_{TD} \rho_c A_i''' |v_r| v_r + C_{TD} \rho_c k_c \nabla \alpha_d = -M_d \quad (۹)$$

v_r سرعت نسبی بین دو فاز مایع و بخار و C_{TD} ضریب پخش آشفته‌گی است. A_i''' بیان‌گر چگالی سطح مشترک بین دو حالت است و برای مدل حفره‌زای پسا چنین محاسبه می‌شود: [۸]

$$A_i''' = \pi D_b^* N''' = (36 \pi N''')^{\frac{1}{3}} \alpha_d^{\frac{2}{3}} \quad (۱۰)$$

۳.۲. افشانه

در شبیه‌سازی افشانه‌ی سوخت، برای فاز مایع، محاسبات در محیط مهندسی بر پایه‌ی روش آماری قطره‌گسسته با حل کردن معادلات دیفرانسیل معمولی برای مسیر، مومنتوم، انتقال جرم و حرارت قطرات واحد که هرکدام از آن‌ها عضو یک گروه قطرات بدون فعل و انفعال داخلی یکسان هستند، انجام می‌شود. معادلات حاکم عبارت است از: [۹]

معادله‌ی بقای مومنتوم

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ib} \quad (۱۱)$$

که در آن، F_{idr} نیروی پسا، F_{ig} شامل نیروهای گرانشی و شناوری، F_{ip} نیروی فشار و F_{ib} سایر نیروهای خارجی مانند نیروی الکترواستاتیکی و مغناطیسی هستند. شتاب قطره‌ی افشانه‌ی سوخت در محیط گازی مطابق رابطه‌ی ۱۲ محاسبه می‌شود: [۹]

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} |u_g - u_d| (u_g - u_d) + (1 - \frac{\rho_g}{\rho_d}) g_i \quad (۱۲)$$

برای مدل‌سازی برخورد و انعقاد قطرات، از زیرمدل نوردین^۱ و برای تبخیر سوخت از زیرمدل دوکویچ^۲ استفاده شده است. زیرمدل استفاده شده در تبخیر قطرات افشانه‌ی سوخت، مدل دوکویچ است که این مدل ضرورتاً بر مبنای فرض کروی و متقارن بودن قطره، جریان نیمه‌آرام فیلم گاز اطراف قطره، دمای یکنواخت قطره در طول قطر قطره، خواص فیزیکی یکنواخت سیال احاطه‌کننده، تعادل گرمایی مایع - بخار بر سطح قطره‌ی شکل گرفته است. [۹] نرخ تغییرات دمای قطرات سوخت توسط معادله‌ی بالانس انرژی (معادله‌ی ۱۳) ارائه می‌شود که بیان می‌دارد انرژی هدایت شده به قطرات سوخت منجر به افزایش دما یا تبخیر آن‌ها می‌شود: [۹]

$$\dot{m}_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \quad (۱۳)$$

\dot{Q} شار حرارتی جابه‌جایی منتقل شده از سیال محیط اطراف به سطح قطره است. برای فروپاشی اولیه‌ی افشانه‌ی سوخت از مدل تزریق گلوله^۳ استفاده شده است. در این مدل مشخصه‌ی شعاع قطره r_A و مشخصه‌ی زمان فروپاشی τ_A است. R بیان‌گر شعاع واقعی قطره است و نرخ فروپاشی آبرودینامیکی طبق رابطه‌ی ۱۴ محاسبه می‌شود: [۹]

$$\left(\frac{dr}{dt} \right)_a = R_a = - \frac{(r - r_a)}{C_r \tau_a} \quad (۱۴)$$

برای فروپاشی ثانویه‌ی فواره‌ی سوخت از زیرمدل موج استفاده شده است. در مدل موج مورد استفاده برای فروپاشی ثانویه توصیه شده که قطر ابتدایی قطرات باید در

حد قطر سوراخ نازل در نظر گرفته شود. [۹] در نازل با ورودی تیز به علت وقوع پدیده‌ی حفره‌زایی، قطر قطرات کوچک‌تر از قطر سوراخ نازل خواهد بود. در این مدل نرخ کاهش شعاع قطره نسبت به زمان به صورت زیر ارائه می‌شود که در آن، τ_a زمان فروپاشی مدل و r شعاع قطره است: [۹]

$$\frac{dr}{dt} = - \frac{(r - r_{stable})}{\tau_a} \quad (۱۵)$$

۴.۲. موتور دیزل

معادلات حاکم شامل معادلات پاستگی جرم، مومنتوم و انرژی هستند. در موتورهای پاشش مستقیم به دلیل پاشش افشانه‌ی سوخت درون محفظه‌ی احتراق، ترم‌هایی به روابط پاستگی جرم، مومنتوم و انرژی اضافه می‌شود. [۱۰] فرم دیفرانسیلی معادلات حاکم مطابق معادله‌ی ۱۶ است که در آن i بیان‌گر جهت مختصات است.

معادله‌ی بقای جرم

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_i \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = S_m \quad (۱۶)$$

S_m بیان‌گر تولید جرم به واسطه‌ی تبخیر قطرات افشانه‌ی سوخت است. [۱۰]

معادله‌ی بقای مومنتوم

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 \frac{v_j \partial (\rho v_i)}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^3 \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho F_{v,i} + F_{p,i} \quad (۱۷)$$

در معادله‌ی ۱۷، $F_{v,i}$ بیان‌گر نیروهای حجمی است و $F_{p,i}$ نیز عمدتاً به نیروی فشاری در جریان دوفازی اشاره دارد. τ_{ij} بیان‌گر تنش برشی است که برای سیالات نیوتنی از رابطه‌ی ۱۸ به دست می‌آید و δ_{ij} دلتای کرونکر است. [۱۰]

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (۱۸)$$

معادله‌ی بقای انرژی

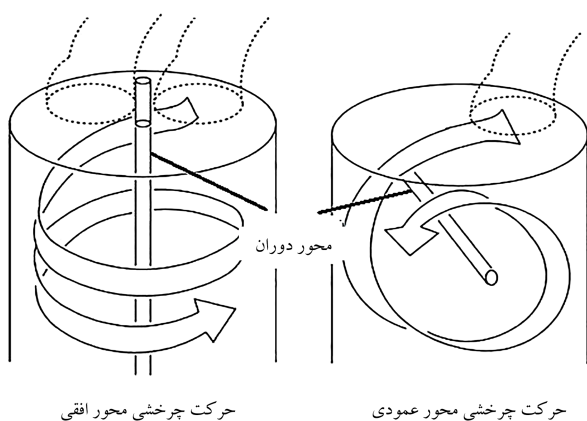
$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial (\rho v_j h)}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^3 \frac{\tau_{ij} \partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial t} + v_i \frac{\partial P}{\partial x_i} - \sum_i \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + S_h \quad (۱۹)$$

در رابطه‌ی ۱۹، h آنتالپی بر واحد جرم و برابر با $e + \frac{p}{\rho}$ است. e نیز انرژی داخلی بر واحد جرم است. q_i شار حرارتی در راستای i به واسطه‌ی گرادیان دماست که از قانون فوریه برابر با $-k \frac{\partial T}{\partial x_i}$ است و k ضریب هدایت حرارتی سیال است. [۱۰] همچنین S_h تولید انرژی به واسطه‌ی جرم تبخیر شده‌ی قطرات افشانه‌ی سوخت است. [۱۰]

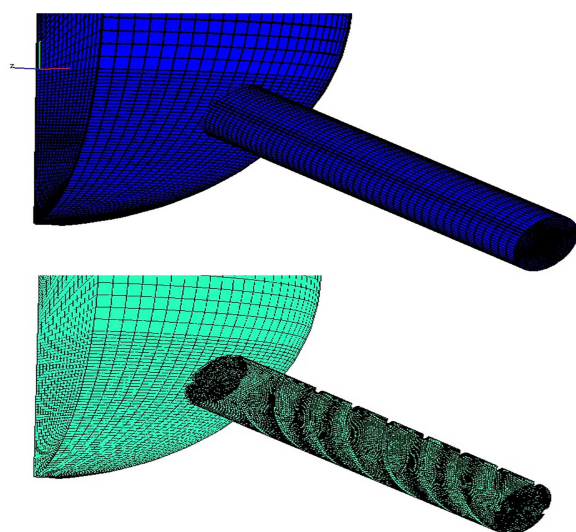
۳. مدل محاسباتی

۱.۳. انژکتور

انژکتور مورد نظر، انژکتور موتور دیزل دریایی کانریلار از نوع سیستم تغذیه‌ی مشترک^۴ و دارای پنج سوراخ است که با فاصله‌ی یکسان از هم قرار گرفته‌اند و در آن، سوخت به وسیله‌ی پاشش سوخت توسط انژکتور، پودرسازی می‌شود. در این روش، فرایند احتراق را می‌توان با تولید مقادیر آلاینده‌ی کم‌تر و مصرف سوخت پایین‌تر بهینه‌سازی



شکل ۳. جریان چرخشی حول محور سیلندر (چپ) و جریان چرخشی حول محور عمود بر محور سیلندر (راست). [۱۱]

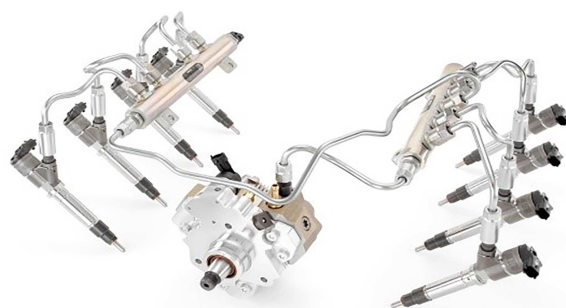


شکل ۴. جزئیات شبکه بندی انژکتور در نزدیکی سوراخ نازل در حالت‌های مختلف بدون شیار (بالا) و با شیار (پایین).

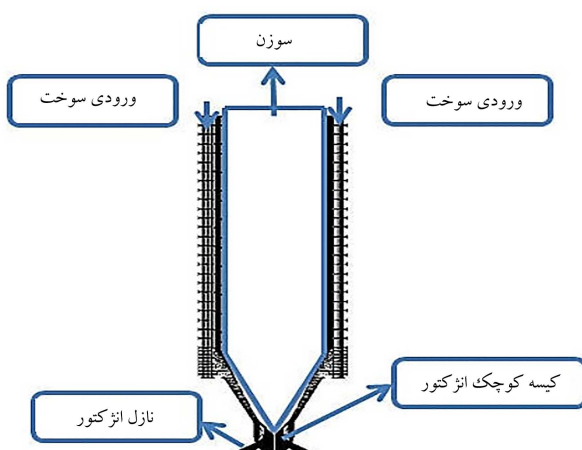
جدول ۱. خواص سوخت دیزل در دمای ۳۱۳ کلوین. [۱۳]

فاز سوخت	مایع	بخار
چگالی ($\frac{kg}{m^3}$)	۸۲۵	۵
لزجت ($Pa.s$)	۰٫۰۰۰۲۱	۰٫۰۰۰۰۱
فشار بخار (Pa)	۱۰۰۰	-

است که خواص آن در دمای ۳۱۳ کلوین در جدول ۱ آورده شده است. [۱۳] پروفیل جابه‌جایی سوزن برحسب زاویه‌ی میل‌لنگ برای مدت زمان پاشش سوخت ۰٫۸ میلی ثانیه در شکل ۵ آورده شده است. مدل آشفتگی مورد استفاده روش $k - \epsilon - f$ با رفتار تابع دیواره‌ی استاندارد برای تمامی مقادیر وای‌پلاس در مدل آشفتگی مورد نظر است. در این مدل توربولانسی علاوه بر معادلات انرژی جنبشی توربولانس و نرخ اضمحلال انرژی که در مدل $k - \epsilon$ پس‌یون حل می‌شود، دو معادله‌ی دیگر - معادله‌ی انتقال برای نوسانات سرعت و معادله‌ی تخفیف بیضی‌گون f که به منظور مدل کردن اثرات غیرایزوتروپیک دیواره است - باید حل شود. استفاده از این مدل به افزایش دقت حل عددی، مخصوصاً در مسائل شبیه‌سازی انژکتور و پاشش و موتورهای احتراق داخلی که با یک شبکه‌ی دینامیک (متحرک) روبه‌رو هستیم، منجر



شکل ۱. شماتیک سیستم سوخت‌رسانی تغذیه‌ی مشترک.

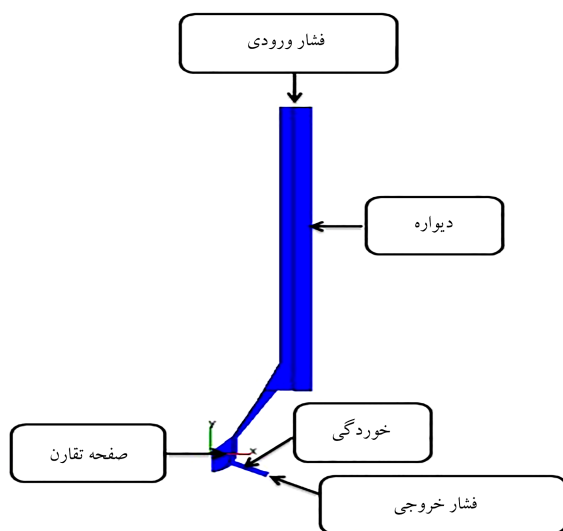


شکل ۲. شماتیک محل قرارگیری سوزن و نام‌گذاری قسمت‌های مختلف انژکتور دیزل.

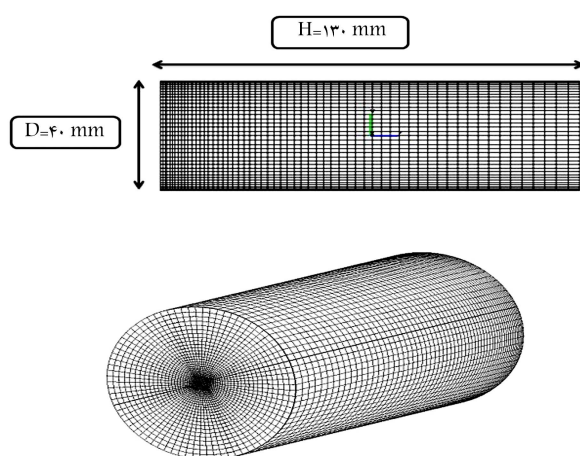
کرد. [۱۱] در شکل ۱ شماتیک سیستم سوخت‌رسانی تغذیه‌ی مشترک و در شکل ۲ نام‌گذاری قسمت‌های مختلف انژکتور دیزل مورد نظر آورده شده است.

ایجاد جریان چرخشی یکی از روش‌های افزایش شدت توربولانسی محفظه‌ی موتور و افزایش راندمان و بهینه‌سازی احتراق است. در شکل ۳ جریان‌های چرخشی شاخصی که درون سیلندر موتورهای احتراق داخلی می‌توان ایجاد کرد، نشان داده شده است. این جریان‌ها اکثراً حول محور سیلندر و محور عمود بر آن ایجاد می‌شوند. [۱۱] به‌منظور بررسی تأثیر تغییر هندسه‌ی سوراخ نازل انژکتور بر شدت وقوع حفره‌زایی، مشخصات افشانه‌ی سوخت و افزایش شدت توربولانسی درون محفظه‌ی احتراق، ۴ عدد شیار با گام ۰٫۱ میلی‌متر و ضخامت ۰٫۰۴ میلی‌متر درون نازل انژکتور مورد نظر ایجاد شده است. سوراخ نازل مخروطی انژکتور CRI ساخت شرکت بوش آلمان دارای طول ۰٫۷ میلی‌متر، قطر ورودی ۰٫۱۴۳ میلی‌متر، قطر خروجی ۰٫۱۳۰ میلی‌متر و شعاع منحنی ورودی سوراخ ۱۰ میکرومتر است. همچنین سوراخ نازل استوانه‌ی انژکتور مورد نظر دارای قطر ورودی ۰٫۱۳۰ میلی‌متر با شعاع منحنی ورودی ۲ میکرومتر است. شبکه‌ی محاسباتی انژکتور مورد نظر در دو حالت با شیار و بدون شیار به‌صورت شکل ۴ است که با کمک نرم‌افزار فایر انجام شده است. با توجه به این که سوراخ‌ها در فاصله‌ی یکسانی از هم قرار گرفته‌اند، شبیه‌سازی تنها یک پنجم هندسه‌ی کل انژکتور صورت گرفته است. [۷]

در بررسی استقلال جواب از شبکه‌ی محاسباتی، تأثیر اندازه‌ی شبکه‌ی محاسباتی مختلف بر دبی جرمی جریان سوخت خروجی از نازل انژکتور در هر حالت بررسی شده است. [۱۲] با توجه به نتایج حاصله، در شبیه‌سازی انژکتور با نازل دارای شیار از تعداد سلول محاسباتی ۷۱۶۱۴۸ و در نازل بدون شیار از تعداد سلول محاسباتی ۱۵۴۰۰۰ استفاده شده است. سوخت مورد نظر دیزل رایج در کشورهای اروپایی



شکل ۶. شرایط مرزی موجود در شبیه‌سازی آنزکتور.



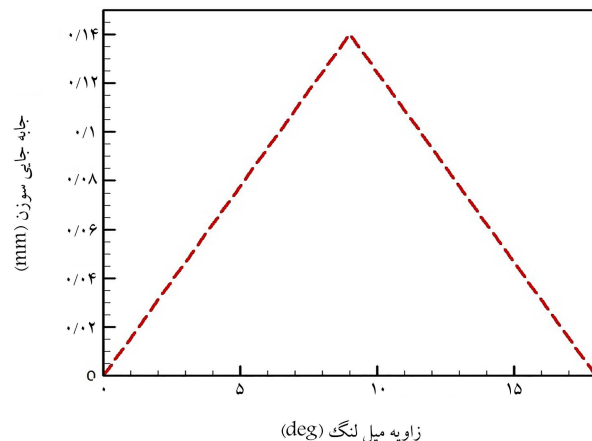
شکل ۷. ابعاد و شبکه‌ی محاسباتی محفظه‌ی احتراق استوانه‌یی حجم ثابت.

توجه به نتایج بررسی استقلال حل از شبکه (طول نفوذ اسپری برای مقادیر متفاوت سلول محاسباتی)،^[۷] در تعداد سلول محاسباتی ۲۴۸۰۰۰ صورت گرفته است. سیال درون محفظه‌ی احتراق مورد نظر هوای متراکم (دارای فشار ۱۰ بار، دمای ۳۰۰ کلوین و چگالی ۱۱/۷۳ کیلوگرم بر متر مکعب) است. مدل آشفته‌گی مورد استفاده نیز همانند شبیه‌سازی آنزکتور روش $k-\epsilon$ است. برای حل معادلات فشار - ممنتوم از الگوریتم سیمپل استفاده شده است.

۳.۳. موتور دیزل

به منظور بررسی تأثیر تغییر هندسه نازل آنزکتور و افزایش شدت توربولانسی درون محفظه‌ی احتراق موتور دیزل بر عملکرد و آلاینده‌گی آن، ابتدا موتور دیزل کاترپیلار با آنزکتور متداول آن شبیه‌سازی شده است. به منظور شبیه‌سازی احتراق در موتور کاترپیلار از نرم‌افزار فایر استفاده شده است. در شکل ۸ نمایی از یک موتور دیزل کاترپیلار مورد استفاده برای پیش‌رانش در یک شناور دریایی آورده شده است.

ایجاد هندسه و شبکه‌بندی آن با کمک قسمت محیط شبیه‌سازی موتور دیزل^۶ در نرم‌افزار فایر صورت گرفته است. مشخصات موتور و آنزکتور آن و همچنین شرایط هوای داخل محفظه‌ی احتراق در ابتدای تراکم به ترتیب در جداول ۴ و ۵ آورده



شکل ۵. پروفیل بالابری سوزن برحسب زاویه‌ی میل لنگ.^[۱۲]

جدول ۲. شرایط اولیه و مرزی جریان سیال درون آنزکتور.

شرایط		
شرایط اولیه	فشار: ۱۳۵۰ بار سرعت: ۰ متر بر ثانیه	دما: ۳۱۳ کلوین -
شرایط مرزی	فشار ورودی: ۱۳۵۰ بار فشار خروجی: ۱۰ بار	(نوع: فشار استاتیک) (نوع: فشار استاتیک)
	دما: ۳۱۳ کلوین دیواره نازل: سایش	(نوع: حرارتی - دما) (نوع: دیواره - سایش)
	سایر دیواره‌ها: متقارن	(نوع: دیواره - متقارن)

جدول ۳. پارامترهای موجود در شبیه‌سازی سایش در آنزکتور.^[۱۴]

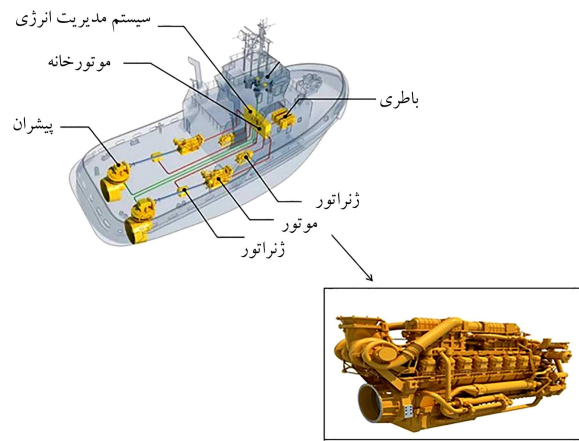
پارامتر	مقدار
جنس نازل آنزکتور	Stainless Steel ۳۱۶ L
سرعت صوت (متر بر ثانیه)	۱۵۰۰
تنش ماکزیمم (پاسکال)	$1e+09$

می‌شود.^[۱۱] شرایط مرزی و اولیه برای شبیه‌سازی آنزکتور در تمامی حالت‌های مورد نظر در جدول ۲ ارائه شده است. با توجه به وقوع حفره‌زایی درون سوراخ نازل آنزکتور و سایش ناشی از آن، شرط مرزی دیواره‌ی نازل آنزکتور به صورت سایش در نظر گرفته شده است.^[۱۴] با وقوع حفره‌زایی درون نازل آنزکتور، حباب‌ها هنگام ورود به مناطق پرفشار و ترکیدن آن‌ها باعث ایجاد تنش در سطوح فلزی و در نتیجه ایجاد سایش و خوردگی می‌شود. پارامترها و مقادیر مورد نیاز در شبیه‌سازی سایش نازل آنزکتور در جدول ۳ ارائه شده است.^[۱۴] همچنین برای حل معادلات فشار - مومتوم نیز از الگوریتم سیمپل^۵ استفاده شده است.

همچنین شرایط مرزی مورد استفاده در شبیه‌سازی آنزکتور مورد نظر در شکل ۶ نشان داده شده است.

۲.۳. اسپری

به منظور مشاهده‌ی نتایج افشانه‌ی حاصل از هندسه‌های مختلف سوراخ نازل از یک محفظه‌ی احتراق استوانه‌یی حجم ثابت که ابعاد و شبکه‌ی محاسباتی ایجاد شده برای آن در شکل ۷ آورده شده، استفاده شده است.^[۷] شبیه‌سازی اسپری حاصل با



شکل ۸. موتور دیزل کاتریلار مورد استفاده در یک شناور دریایی.

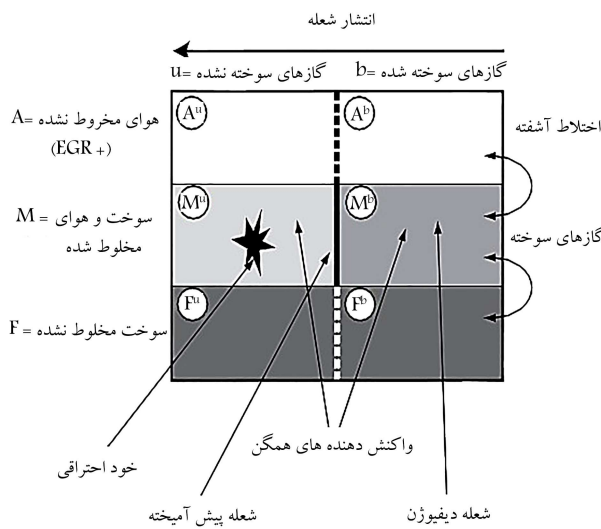
جدول ۴. مشخصات موتور دیزل شبیه سازی شده. [۱۷]

تعداد سیلندر (عدد)	۴
قطر استوانه (m)	۰/۱۳۷۱۹
فاصله ی جابه جایی (m)	۰/۱۶۵۱
نسبت تراکم (-)	۱۵/۱
طول شاتون (m)	۰/۲۶۱۶۲
زاویه ی افشانه ی سوخت (deg)(α + ۹۰)	۱۲۵
سرعت دورانی (rpm)	۱۶۰۰
میزان سوخت تزریقی در هر سیکل (mg)	۱۶۲/۲
بسته شدن سوپاپ ورودی (BTDC)	۱۴۷
باز شدن سوپاپ خروجی (ATDC)	۱۳۴
شروع پاشش سوخت (deg)	۷۱۱/۵
مدت پاشش سوخت (deg)	۲۱/۵
تعداد سوپاپ انژکتور	۶
حجم جابه جایی (lit)	۲/۴۴
شکل کاسه ی سمبه	Mexican hat
نوع انژکتور	تغذیه مشترک

جدول ۵. شرایط هوای داخل سیلندر در ابتدای تراکم. [۱۷]

دما (k)	۳۴۴
فشار (KPa)	۲۰۰
گاز خروجی بازخورانی شده EGR (%)	۰

شده است. سوخت مورد استفاده، نرمال هیتان با ارزش حرارتی ۴۵/۱ مگاژول بر کیلوگرم است. مدل احتراق مورد استفاده در شعله ی منسجم و زیرشاخه ی سه قسمتی گسترش یافته^۷ است. این مدل احتراقی شامل سه ناحیه است: ناحیه ی شامل سوخت، ناحیه ی شامل هوا و گازهای خروجی باز خورانی شده و ناحیه ی اختلاط شامل گازهای سوخته و نسوخته؛^[۱۵] شماتیک این مدل احتراقی در شکل ۹ آورده شده است. مدل توربولانسی مورد استفاده k - zeta - f، در فروپاشی اولیه ی قطرات افشانه ی سوخت از روش قطره ی ویسکوز، در فروپاشی ثانویه ی قطرات افشانه ی سوخت از روش موج استاندارد، برای پیش بینی مقدار تبخیر ایجاد شده در قطرات افشانه ی سوخت از روش تبخیر داکوویچ، برای مدل اثر دیواره از جت دیواره ۱ و برای سرعت شعله آرام^۸ از مدل متالاجی و کک استفاده شده است. برای



شکل ۹. شماتیک مدل احتراقی ۳Z - ECFSM.

حل معادلات فشار - مومنتوم از الگوریتم SIMPLE-PISO استفاده شده است. این الگوریتم برای جریان های تراکم پذیر و گذرا مناسب است و به همین علت در شبیه سازی احتراق موتور دیزل مورد نظر کاربرد داشته است.^[۱۶]

به منظور کاهش مدت زمان محاسبات عددی و شرط تقارن هندسه، شبیه سازی تنها یک ششم از کل هندسه موتور صورت گرفته است. مدل دوده ی مورد استفاده در این نوشتار بر اساس الگوی آلایندگی هیروياسو است. این الگو شامل دو فرایند شکل گیری و اکسایش دوده است و بر اساس آن نرخ تغییر در جرم دوده برابر با اختلاف نرخ تشکیل دوده و نرخ اکسایش آن است. دوده ی اکسایش یافته و به وجود آمده به صورت زیر مدل می شوند:^[۱۵]

$$\frac{dM_{soot}}{dt} = \frac{dM_{form}}{dt} - \frac{dM_{oxide}}{dt} \quad (20)$$

که در آن تشکیل دوده و آهنگ اکسایش آن بر طبق روابط زیر محاسبه می شوند:

$$\frac{dM_{form}}{dt} = A_f M_{fv} P^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (21)$$

$$\frac{dM_{oxide}}{dt} = \frac{6 MW_c}{\rho_s D_s} M_s R_{tot} \quad (22)$$

الگوی نیتروژن اکسید مورد استفاده نیز مدل زلدویچ توسعه یافته است. این الگو به شدت وابسته به دما بوده و توسط واکنش نیتروژن و اکسیژن موجود در هوا در دماهای بالا تولید می شود. در این مدل کاهش شیمیایی چند مرحله یی بر اساس تعادل جزئی واکنش های مقدماتی عبارت است از:^[۱۵]

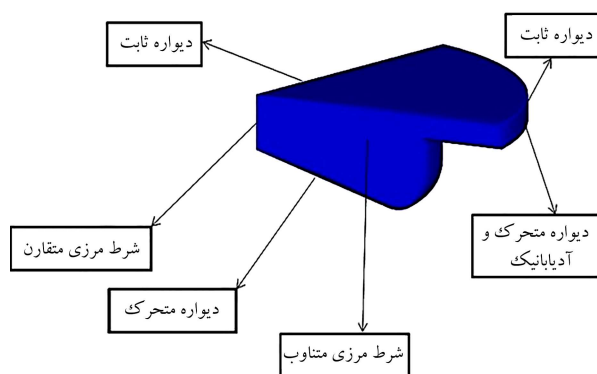


واکنش کلی زیر از ضرب کردن طرف های راست و چپ معادله ی فوق به دست می آید:



آهنگ تشکیل اکسید نیتروژن از طریق رابطه ی ۲۵ محاسبه می شود:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_f [N_2] [O_2] \quad (25)$$



شکل ۱۲. شرایط مرزی موجود در شبیه‌سازی موتور دیزل.

۴. صحت‌سنجی نتایج عددی

۴.۱. اسپری

به منظور بررسی دقت نتایج عددی حاصل، داده‌های عددی مشخصه‌ی طول نفوذ فواره و قطر متوسط ذرات حاصل از شبیه‌سازی سوراخ نازل‌های استوانه‌ای و مخروطی همگرا، با نتایج تجربی و عددی موجود [۷] مقایسه شده است و تطابق خیلی خوبی بین نتایج تجربی و عددی حاصل مشاهده می‌شود.

۴.۲. موتور دیزل

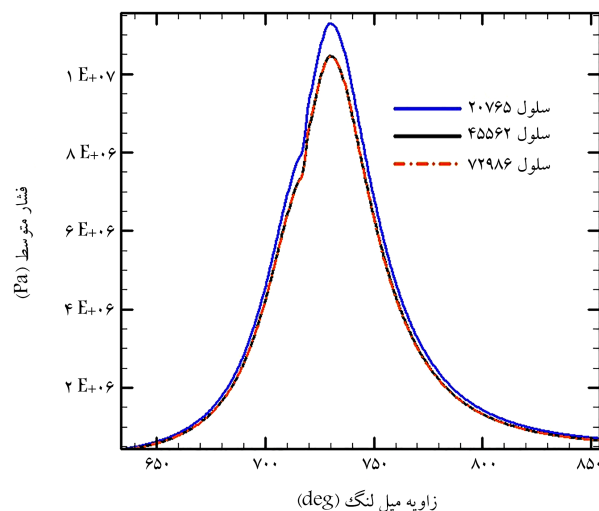
به منظور بررسی دقت نتایج حاصل، نتایج عددی با نتایج تجربی مقایسه شده است. در شکل ۱۳ نمودار فشار متوسط داخل سیلندر و نرخ حرارت آزاد شده برحسب زاویه میل‌لنگ را در حالت شبیه‌سازی شده [۱۶] نشان داده شده است. با توجه به این شکل، تطابق خیلی خوبی بین نتایج تجربی و عددی وجود دارد.

پس از شبیه‌سازی موتور دیزل و اعتبارسنجی نتایج حاصل، به شبیه‌سازی آن با هندسه‌های مختلف نازل انژکتور و افزایش زاویه‌ی پاشش سوخت (۱۲۵ درجه تا ۱۶۵ درجه) با کمک فایل ذخیره شده در شبیه‌سازی انژکتور پرداخته شده است. لازم به ذکر است که در این شبیه‌سازی‌ها، مشخصه‌های سرعت دورانی، زمان شروع پاشش سوخت، نسبت تراکم و هندسه‌ی موتور ثابت ولی جرم، مدت زمان و همچنین زاویه‌ی پاشش سوخت به محفظه‌ی احتراق متغیرند. در شکل ۱۴ شماتیک زاویه‌ی پاشش سوخت به درون محفظه‌ی احتراق آورده شده است. با توجه به این شکل، علاوه بر ایجاد جریان چرخشی افشانه‌ی سوخت و افزایش شدت توربولانسی، تغییر زاویه‌ی پاشش سوخت به منظور بهبود اختلاط سوخت و هوا و همچنین جلوگیری از برخورد و یا کاهش برخورد افشانه‌ی سوخت با دیواره سیلندر به منظور کاهش هیدروکربن‌های نسوخته و آلایندگی موتور و همچنین افزایش راندمان احتراق می‌تواند یک راهکار مناسب باشد.

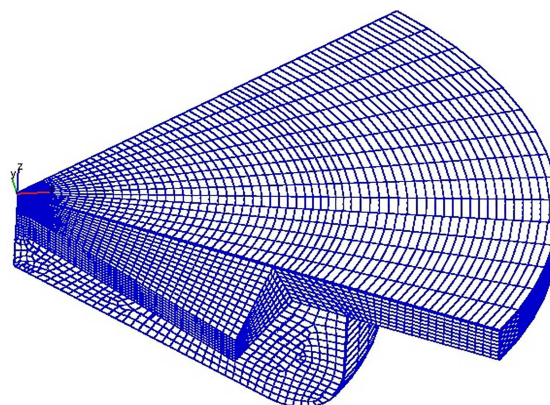
۵. بحث و بررسی نتایج

۵.۱. انژکتور

تأثیر وقوع حفره‌زایی در فرایند پودرسازی سوخت مایع در انژکتورها بر خواص اسپری و عملکرد و آلایندگی موتور تأثیرگذار و غیر قابل انکار است. با وقوع پدیده‌ی حفره‌زایی و ترکیدن حباب‌های آن و خوردگی ناشی از آن، به نازل سیستم سوخت‌رسانی آسیب وارد می‌شود؛ با افزایش شدت وقوع این پدیده، میزان آسیب وارد شده به نازل افزایش



شکل ۱۰. فشار متوسط درون سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ برای مقادیر مختلف سلول محاسباتی.

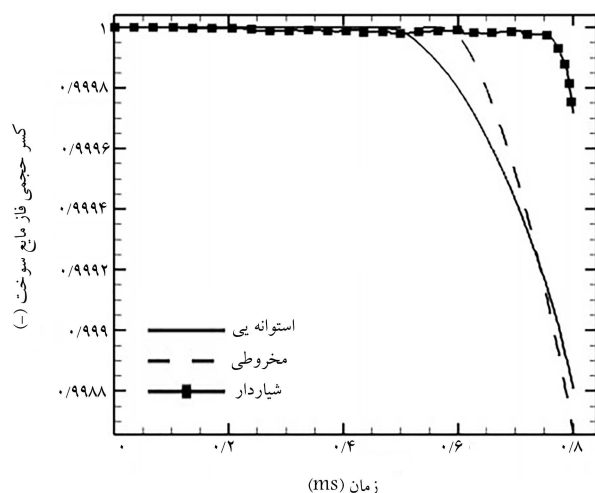


شکل ۱۱. شبکه‌بندی موتور دیزل دریایی کاترپیلار در دو نقطه مرگ بالا.

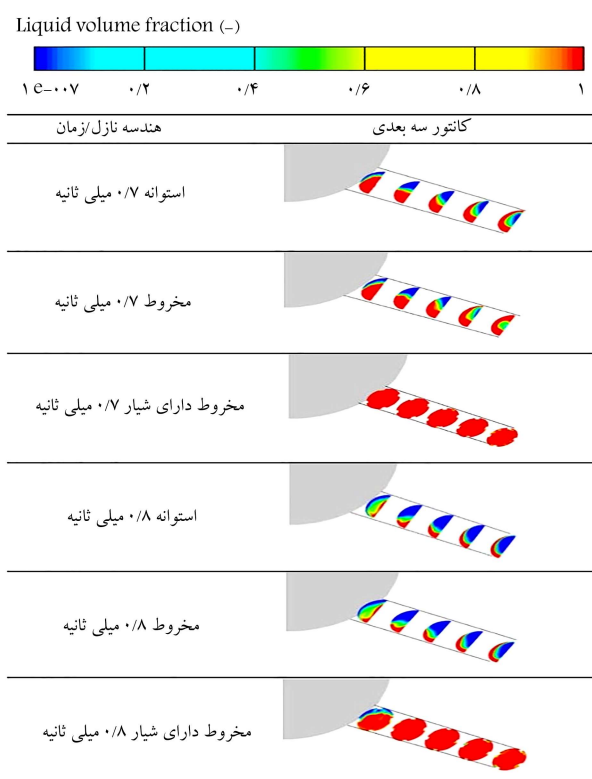
آهنگ واکنش نیز از طریق رابطه‌ی ۲۶ محاسبه می‌شود:

$$k_f = \frac{a}{\sqrt{T}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (26)$$

M_{form} جرم دوده‌ی تشکیل شده، M_{oxide} جرم دوده‌ی اکسید شده، M_{soot} تغییر جرم دوده، T دما برحسب کلوین، A_f ثابت پیش‌توان آرنیوس، P فشار برحسب بار، R ثابت عمومی گاز، E انرژی فعال‌سازی هیرواسو، M_s جرم دوده و k_f انرژی جنبشی آشفته‌ی مربوط به تشکیل دوده است. برای بررسی استقلال حل از شبکه‌بندی، سه شبکه‌بندی دارای تعداد سلول‌های مختلف ایجاد شده و نتایج حاصل از فشار متوسط داخل سیلندر برحسب زاویه‌ی میل‌لنگ برای هرکدام در شکل ۱۰ ارائه شده است. با توجه به این شکل، بین نتایج مربوط برای شبکه‌بندی‌های شماره ۲ و ۳ اختلاف بسیار ناچیزی وجود دارد. بنابراین از شبکه‌ی شماره ۲ استفاده شده است. لازم به ذکر است که این شبکه‌ی محاسباتی دارای ۴۵۵۶۲ سلول محاسباتی است. شبکه‌بندی موتور دیزل در این حالت (۴۵۵۶۲ سلول محاسباتی) در نقطه‌ی مرگ بالا در شکل ۱۱ نشان داده شده است. همچنین شرایط مرزی موجود در شبیه‌سازی موتور دیزل در شکل ۱۲ نشان داده شده است.



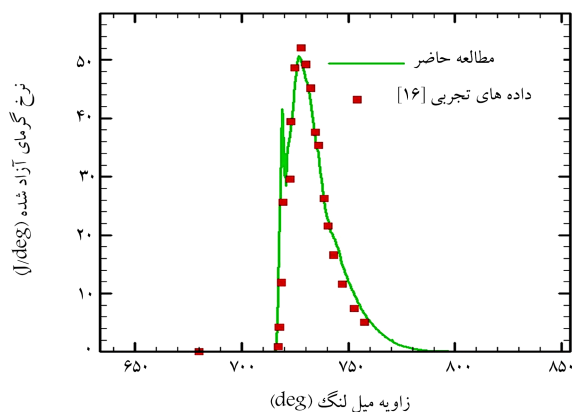
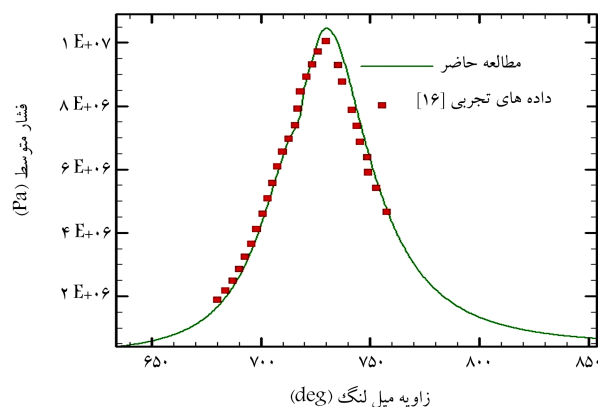
شکل ۱۵. کسر حجمی فاز مایع سوخت در حالات مختلف سوراخ نازل.



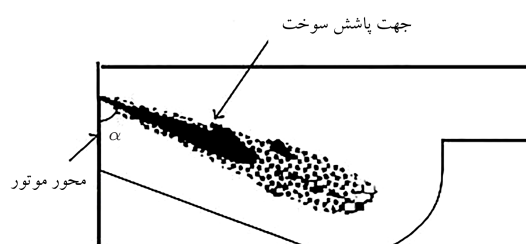
شکل ۱۶. توزیع کسر حجمی فاز مایع سوخت در هر حالت.

در نتیجه حفره‌زایی با شدت کم‌تری رخ می‌دهد.

می‌توان گفت در حالت کلی حفره‌زایی مهم‌ترین دلیل سایش و خوردگی و آسیب‌رسانی در لوله‌ها، پمپ‌ها و شیرها و نازل‌های سوخت است. ایجاد شیار و جریان پررخی ناشی از آن، منجر به کاهش شدت وقوع حفره‌زایی و همچنین به تأخیر انداختن مدت زمان وقوع آن می‌شود. در واقع علاوه بر پارامترهای فشار تزریق، فشار خروجی نازل و همچنین فشار بخار سوخت، تغییر هندسه‌ی نازل سیستم سوخت‌رسانی تأثیر مهمی بر شدت و زمان وقوع حفره‌زایی دارد. نتایج مربوط به توزیع کسر حجمی فاز مایع درون سوراخ نازل انژکتور بدون شیار و با شیار در مدت زمان‌های پاشش ۰/۷ و ۰/۸ میلی ثانیه در شکل ۱۶ آورده شده است. وقتی سوراخ

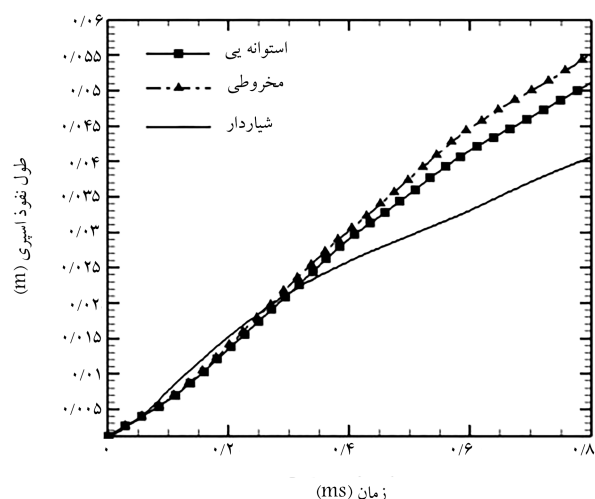


شکل ۱۳. اعتبارسنجی نتایج عددی موتور با داده‌های تجربی موجود: [۱۶] فشار متوسط درون سیلندر (بالا) و نرخ آزادسازی حرارت (پایین).

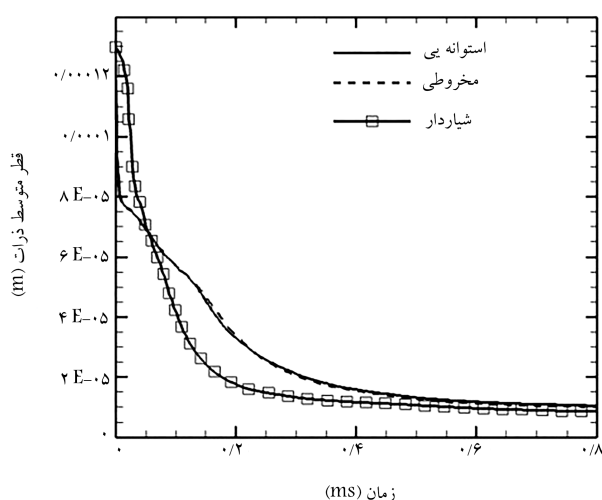


شکل ۱۴. شماتیک زاویه‌ی پاشش سوخت به محفظه‌ی احتراق موتور.

می‌یابد. بنابراین در مجموع می‌توان گفت که وقوع حد مطلوبی از حفره‌زایی مد نظر است. در این میان هندسه‌ی نازل سوخت تأثیر نسبتاً زیادی بر عملکرد سیستم سوخت‌رسانی و همچنین طول عمر نازل دارد. بدین منظور سوراخ نازل استوانه‌یی را به شکل مخروطی همگرا تغییر داده و از چهار شیار درون نازل مخروطی همگرا استفاده شده است. به منظور بررسی شدت وقوع حفره‌زایی درون سوراخ نازل انژکتور در هر حالت به بررسی کسر حجمی فاز مایع در مدت زمان پاشش سوخت پرداخته شده است. نمودار کسر حجمی فاز مایع بر حسب مدت زمان پاشش برای انژکتور مورد نظر در حالت‌های مختلف هندسه‌ی نازل سوخت در شکل ۱۵ آورده شده است. با توجه به این نمودار در حالت‌های مختلف مورد نظر حفره‌زایی با شدت‌های مختلفی رخ داده و با تغییر هندسه‌ی سوراخ نازل، شدت وقوع حفره‌زایی تغییر کرده و در حالت نازل دارای شیار شدت وقوع حفره‌زایی کاهش یافته است. دلیل این امر ایجاد جریان پررخی درون نازل و کاهش مؤلفه محوری سرعت جریان سیال و همچنین افزایش مؤلفه‌ی شعاعی سرعت است. در این حالت فشار افزایش یافته و



شکل ۲۰. طول نفوذ اسپری در مدت زمان پاشش برای حالت مختلف.



شکل ۲۱. قطر متوسط ذرات در مدت زمان پاشش برای حالت مختلف.

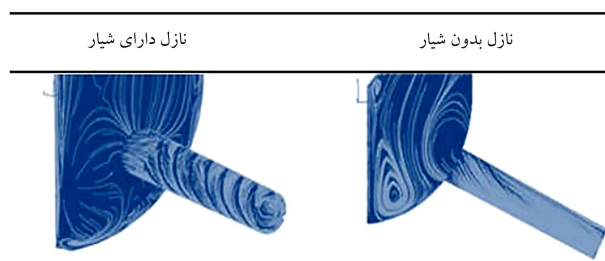
۲.۵. اسپری

به منظور بررسی و تحلیل تأثیر ایجاد شیار درون سوراخ نازل انژکتور بر رفتار هیدرودینامیکی افشانه‌ی سوخت، طول نفوذ و قطر متوسط ذرات که از مهم‌ترین مشخصه‌های افشانه‌ی سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی هستند و بر عملکرد آن‌ها مانند میزان توان تولیدی، آلاینده‌های خروجی به خصوص اکسید نیتروژن و مونوکسید کربن، مصرف سوخت و ویژه و سایر پارامترها تأثیرگذارند، در هر قسمت مقایسه شده است.

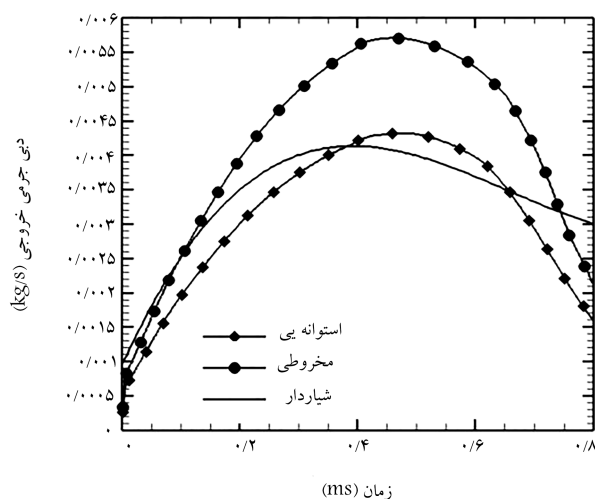
در شکل ۱۹ نامگذاری مشخصه‌های افشانه‌ی سوخت خروجی از انژکتور (طول نفوذ، قطر ریز ذرات و زاویه مخروطی اسپری) نشان داده شده است.

نتایج مربوط به طول نفوذ اسپری و قطر متوسط ریز ذرات در شکل ۲۰ و ۲۱ آورده شده است. با توجه به نتایج حاصل، ایجاد جریان چرخشی منجر به افزایش تلفات اصطکاکی درون نازل می‌شود که در نتیجه‌ی آن طول نفوذ افشانه‌ی سوخت در این حالت کاهش یافته است. همچنین جریان چرخشی خروجی از نازل دارای شیار منجر به بهبود اختلاط و تبخیر سوخت می‌شود و در نتیجه قطر متوسط ریز ذرات در حالت کاهش یافتن است.

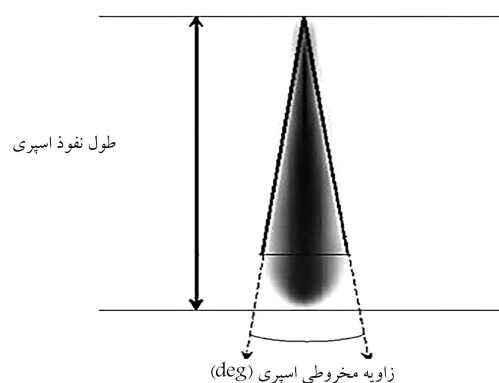
نتایج مربوط به ساختار اسپری محاسبه شده درون محفظه‌ی احتراق استوانه‌یی



شکل ۱۷. خطوط جریان درون انژکتور در هندسه‌های مختلف نازل.



شکل ۱۸. دبی جرمی خروجی نازل در حالات مختلف سوراخ نازل.



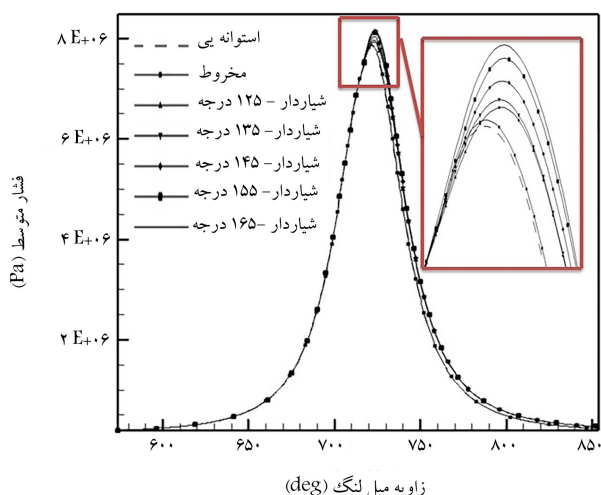
شکل ۱۹. نامگذاری مشخصه‌های افشانه‌ی سوخت خروجی از انژکتور.

نازل بدون شیار باشد شدت وقوع حفره‌زایی بیشتر است. همچنین ساختار مربوط به خطوط جریان برای هر حالت نازل (بدون جریان چرخشی و دارای جریان چرخشی) در شکل ۱۷ آورده شده است.

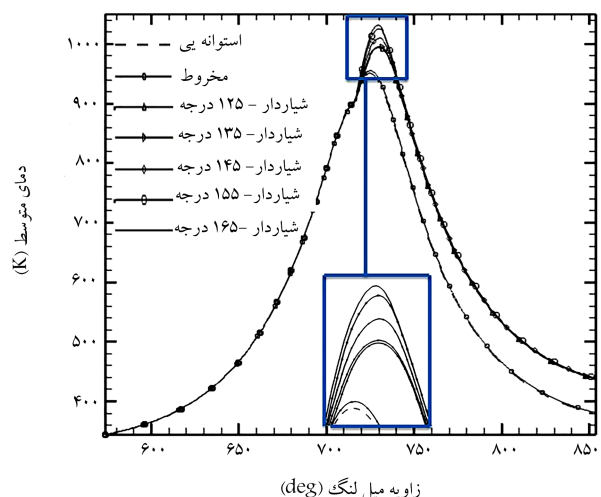
همچنین نتایج مربوط به دبی جرمی خروجی نازل انژکتور در حالت‌های مختلف هندسه در شکل ۱۸ آورده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، ایجاد جریان چرخشی منجر به افزایش تلفات اصطکاکی و در نتیجه کاهش دبی جرمی خروجی نازل نسبت به سایر حالات می‌شود. با ایجاد شیار و جریان چرخشی درون نازل انژکتور دیزل سرعت محوری جریان در خروجی نازل کاهش ولی سرعت شعاعی آن افزایش می‌یابد. با توجه به وابستگی دبی جرمی خروجی و طول نفوذ اسپری حاصل به مؤلفه محوری سرعت، با کاهش این مؤلفه و افزایش تلفات اصطکاکی ناشی از چرخشی بودن جریان، میزان دبی جرمی خروجی و طول نفوذ اسپری حاصل کاهش می‌یابد.

جدول ۶. نتایج عملکرد موتور دیزل دریایی در حالت‌های مختلف.

هندسه	زاویه	توان تولیدی	گشتاور	مصرف سوخت
[deg]	[kw]	[Nm]	[kg/kw – h]	
استوانه	۱۲۵	۱/۹۲	۱۱/۴۷	۰/۳۱۶۶
مخروط	۱۲۵	۲/۱	۱۲/۵۶	۰/۳۰۷۳
شیاردار	۱۲۵	۳/۱۳	۱۸/۷۱	۰/۲۱۴۳
شیاردار	۱۳۵	۳/۱۷	۱۸/۹۷	۰/۲۱۱۴
شیاردار	۱۴۵	۳/۲۵	۱۹/۴۶	۰/۲۰۶۰
شیاردار	۱۵۵	۳/۳۷	۲۰/۱۴	۰/۱۹۹۱
شیاردار	۱۶۵	۳/۳۶	۲۰/۱۳	۰/۱۹۹۲



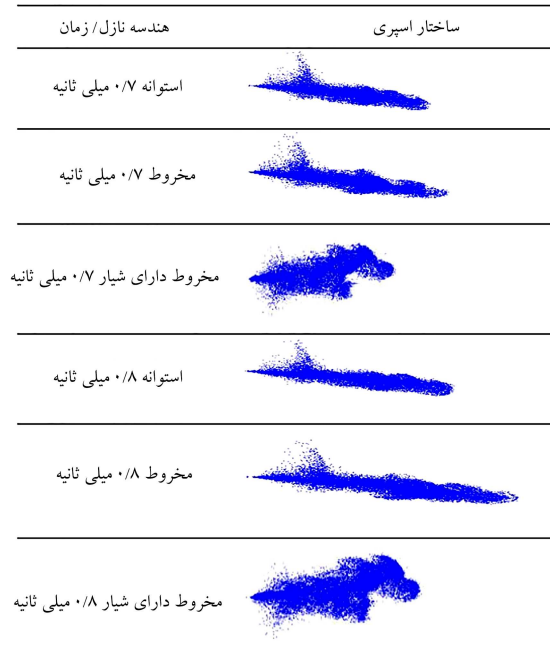
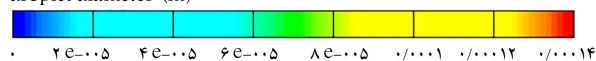
شکل ۲۳. فشار متوسط درون محفظه‌ی احتراق برحسب زاویه میل‌لنگ.



شکل ۲۴. دمای متوسط درون محفظه‌ی احتراق برحسب زاویه میل‌لنگ.

احتراق به همراه کاهش عمق نفوذ اسپری، اختلاط سوخت و هوا بهبود یافته و از تر شدن دیواره‌ی سیلندر جلوگیری شده و یا کاهش می‌یابد و در نتیجه هیدروکربن‌های نسوخته کاهش می‌یابند. در این حالت با کاهش هیدروکربن‌های نسوخته (افزایش به‌سوزی سوخت)، راندمان احتراق و نرخ آزادسازی حرارت افزایش یافته و در نتیجه میزان دما و فشار متوسط درون محفظه‌ی احتراق افزایش می‌یابد. همچنین در این حالت آلایندگی مونوکسید کربن نیز کاهش می‌یابد. همچنین جرم سوخت افشانده

droplet diameter (m)



شکل ۲۲. ساختار اسپری محاسبه شده در مدت زمان مختلف پاشش.

حجم ثابت در هر حالت در زمان پاشش ۰/۷ و ۰/۸ میلی ثانیه در شکل ۲۲ ارائه شده است. با توجه به این شکل، با ایجاد شیار درون نازل انژکتور و ایجاد جریان چرخشی درون آن، زاویه‌ی مخروطی اسپری نسبت به حالت نازل بدون شیارافزایش و طول نفوذ و قطر متوسط ریز ذرات کاهش می‌یابد. در حالت کلی با ایجاد شیار درون نازل انژکتور و جریان چرخشی ناشی از آن، با افزایش شدت توربولانسی و بهبود اختلاط آن، قطر ریزذرات افشانه‌ی سوخت دیزل نسبت به حالت بدون جریان چرخشی کاهش یافته و کیفیت پودرسازی سوخت افزایش می‌یابد که می‌تواند منجر به افزایش راندمان احتراق شود. همچنین کاهش طول نفوذ در این حالت، از برخورد افشانه‌ی سوخت با دیواره‌ی سیلندر که منجر به تر شدن آن و افزایش هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود، تا حدی جلوگیری می‌کند.

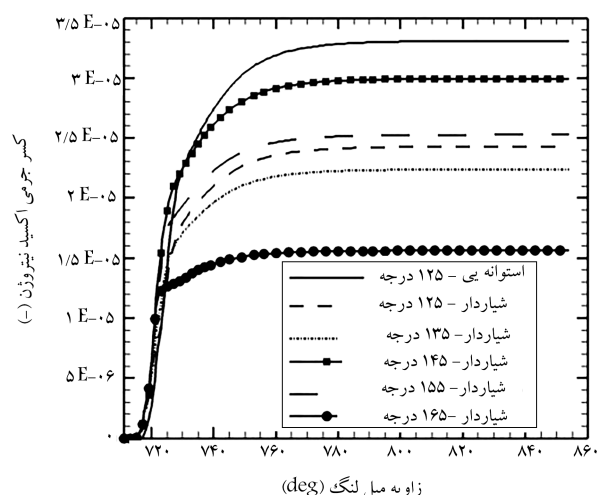
۳.۵. موتور دیزل

به منظور بررسی تأثیر تغییر هندسه نازل سوخت، ایجاد جریان چرخشی و افزایش شدت توربولانسی درون محفظه‌ی احتراق و همچنین تغییر زاویه‌ی پاشش سوخت بر عملکرد موتور دیزل به بررسی پارامترهای توان و گشتاور تولیدی و همچنین مصرف سوخت ویژه در هر حالت پرداخته شده و نتایج حاصل در جدول ۶ ارائه شده است. نتایج مربوط به فشار و دمای متوسط برحسب زاویه میل‌لنگ در هر حالت به ترتیب در شکل ۲۳ و ۲۴ آورده شده است. چون تمام شرایط ابتدای تراکم و هندسه موتور برای حالات مختلف یکسان است، بنابراین دو عامل مقدار جرم سوخت پاشش شده و بازده احتراق موجب ایجاد اختلاف در فشار و بیشترین مقدار دما در حالات مختلف خواهند شد. افزایش بازده احتراق منجر به افزایش به‌سوزی سوخت شده و در نتیجه‌ی آن مقدار دما و فشار درون محفظه‌ی احتراق افزایش خواهد یافت. با افزایش زاویه‌ی مخروطی اسپری و همچنین زاویه‌ی پاشش سوخت به درون محفظه‌ی

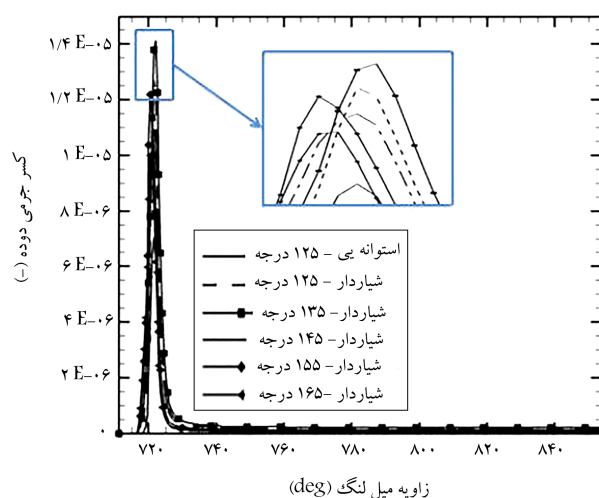
در شکل ۲۶ میزان تولید آلایندگی دوده در حالات مختلف برحسب زاویه میل لنگ آورده شده است. با پاشش سوخت به درون محفظه احتراق و شروع فرایند احتراق و به تبع آن بالا رفتن دمای محفظه، به دلیل عدم اکسیژن رسانی کافی و مناسب به سوخت در حال احتراق، ابتدا مقدار دوده افزایش یافته ولی با اتمام احتراق به علت انبساط محفظه و دما و شدت توربولانسی ایجاد شده مناسب، دوده ای ایجاد شده اکسید شده و لذا کاهش می یابد. با توجه به این شکل، در تمامی هندسه های مختلف نازل انژکتور، دوده به خوبی در انتهای فرایند احتراق اکسایش یافته و از بین می رود و لذا موتور از لحاظ تولید آلایندگی دوده مشکلی ندارد.

در شکل ۲۷ کانتورهای دوعدی توزیع دما درون محفظه احتراق در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه پس از نقطه ی مرگ بالا برای زاویه ی پاشش ۱۵۵ درجه آورده شده است. با توجه به این شکل احتراق سوخت از قسمت مرکزی شروع شده و رفته رفته به سمت بدنه سیلندر حرکت می کند.

در شکل ۲۸ کانتورهای دوعدی توزیع اکسید نیتروژن و در شکل ۲۹ کانتورهای دوعدی مربوط به توزیع دوده درون محفظه احتراق در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه پس از نقطه مرگ بالا آورده شده است. با توجه به این شکل ها، آلایندگی اکسید



شکل ۲۵. کسر جرمی اکسید نیتروژن برحسب زاویه میل لنگ.



شکل ۲۶. کسر جرمی دوده برحسب زاویه میل لنگ.

شده بیشتر درون محفظه ی احتراق معادل با انرژی بیشتر است و در نتیجه دما و فشار درون محفظه ی احتراق نیز افزایش خواهد یافت.

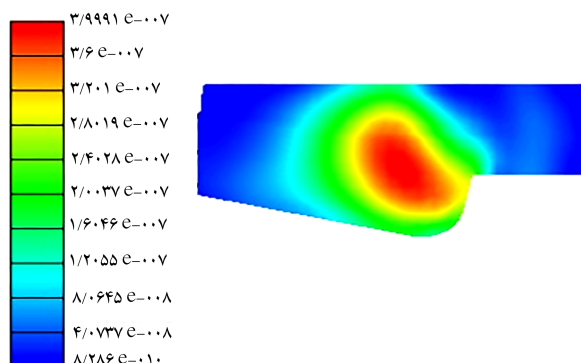
با توجه به تغییرات فشار و دما در حالات مختلف، بیشترین فشار و دما مربوط به نازل دارای شیار با زوایای مختلف پاشش سوخت است که این به معنای رفتار احتراقی مناسب در این حالت است. با مقایسه نتایج عددی حاصل ارائه شده در جدول ۶ می توان نتیجه گرفت که با تغییر هندسه نازل استوانه یی به مخروطی همگرا و ایجاد شیار درون آن، عملکرد موتور مربوطه بهبود یافته و زاویه ی پاشش نیز بر عملکرد موتور تأثیرگذار است. همچنین بهترین عملکرد موتور در زاویه ی پاشش ۱۵۵ درجه است. زیرا مقدار مصرف سوخت ویژه در این حالت کمترین مقدار و توان و گشتاور تولیدی بیشترین مقدار است. مصرف سوخت ویژه با تغییر هندسه، ایجاد شیار درون نازل به مقدار ۳۷/۱۱ درصد نسبت به نازل استوانه یی و به مقدار ۷ درصد نسبت به نازل دارای شیار با زاویه ی پاشش اولیه (۱۲۵ درجه) کاهش یافته است. همچنین در این حالت میزان توان و گشتاور تولیدی موتور به ترتیب ۷۵/۵۲ درصد و ۷۵/۵۸ درصد نسبت به نازل استوانه یی و ۷/۶۶ درصد و ۷/۶۴ درصد نسبت به نازل دارای شیار با زاویه ی پاشش اولیه افزایش یافته است. این افزایش قابل توجه به دلیل افزایش زاویه مخروطی اسپری و بهبود میزان اختلاط سوخت و هوا است که منجر به بهبود فرایند احتراق شده است. همچنین در ادامه به منظور بررسی تأثیر تغییرات اعمال شده بر آلایندگی خروجی از موتور، به بررسی مقادیر آلایندگی های اکسید نیتروژن، دوده و مونوکسید کربن در خروجی موتور پرداخته شده است. نتایج حاصل در جدول ۷ آورده شده است.

در شکل ۲۵ میزان تولید آلایندگی اکسید نیتروژن در حالات مختلف برحسب زاویه میل لنگ آورده شده است. با توجه به این شکل می توان نتیجه گرفت که استفاده از نازل دارای شیار موجب بهبود رفتار موتور از لحاظ تولید آلایندگی اکسید نیتروژن شده است. مقدار اکسید نیتروژن برای خروجی موتور دیزل دریایی در نازل استوانه یی برابر با ۰/۶۶ گرم بر کیلوگرم سوخت و در نازل دارای شیار با زاویه ی پاشش سوخت ۱۶۵ درجه برابر با ۰/۳۶ گرم بر کیلوگرم سوخت است. بنابراین مقدار این آلایندگی در این حالت به مقدار ۴۵/۴۵ درصد کاهش یافته است. این در حالی است که میزان توان تولیدی در این حالت ۷/۳۴ درصد افزایش یافته است. لذا نازل دارای شیار به علت افزایش زاویه مخروطی اسپری و همچنین تغییر زاویه ی پاشش به دلیل بهبود فرایند اختلاط سوخت و هوا و کاهش برخورد آشفته ی سوخت با دیواره سیلندر موتور، سوخت را به صورت نسبتاً یکنواخت تری درون سیلندر توزیع کرده است و آلایندگی آن کاهش یافته است. همچنین در این حالت میزان آلایندگی مونوکسید کربن نسبت به نازل استوانه یی و مخروطی دارای شیار با زاویه ی پاشش اولیه (۱۲۵ درجه) به ترتیب ۴۲/۷۳ درصد و ۱۸/۱۸ درصد کاهش یافته است.

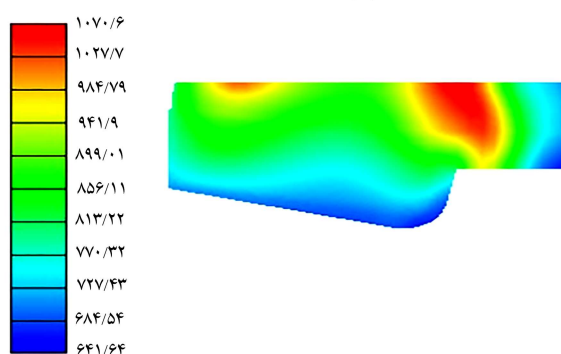
جدول ۷. آلایندگی موتور حالت های مختلف در خروجی موتور (EVO).

هندسه	زاویه [deg]	NO [g/kg - fuel]	CO [g/kg - fuel]
استوانه	۱۲۵	۰/۶۶	۱۰۰
مخروط	۱۲۵	۰/۶۸	۱۱۰
شیاردار	۱۲۵	۰/۵۶	۷۰
شیاردار	۱۳۵	۰/۵۱	۶۶/۸۱
شیاردار	۱۴۵	۰/۶۹	۶۵/۲۲
شیاردار	۱۵۵	۰/۵۸	۶۰/۴۵
شیاردار	۱۶۵	۰/۳۶	۵۷/۲۷

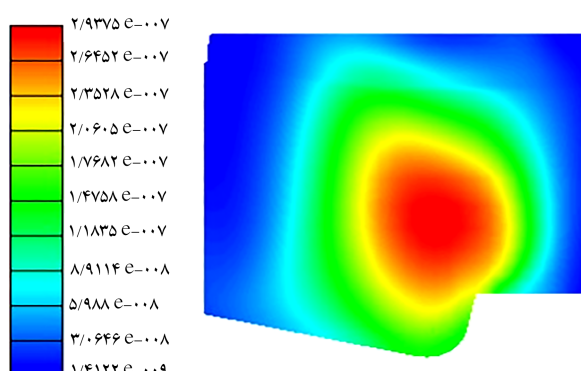
sprial ۱۵۵ :AN_۷۵۰/۰ :Emission; Soot_Mass_Fraction [-]



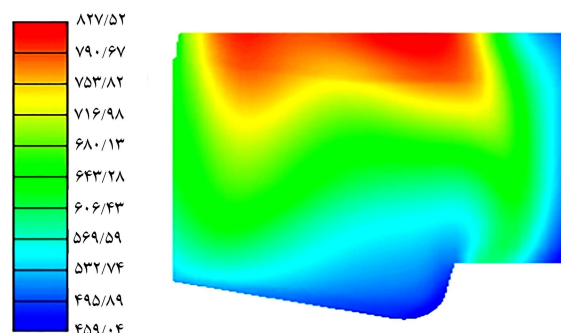
sprial ۱۵۵ :AN_۷۵۰/۰ :Flow:Temperature [K]



sprial ۱۵۵ :AN_۷۸۰/۰ :Emission; Soot_Mass_Fraction [-]

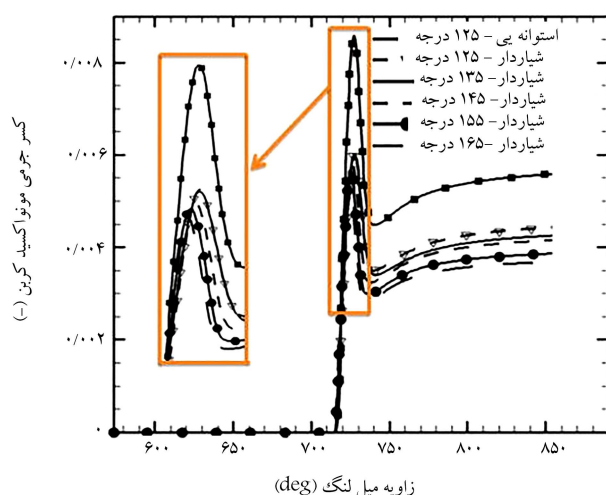


sprial ۱۵۵ :AN_۷۸۰/۰ :Flow:Temperature [K]



شکل ۲۷. کانتور دوبعدی دما در صفحه مرکزی موتور در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه‌ی مرگ بالا (برای زاویه‌ی پاشش ۱۵۵ درجه).

شکل ۲۹. کانتور دوبعدی کسر جرمی آلاینده‌ی دوده در صفحه‌ی مرکزی موتور در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه‌ی مرگ بالا (برای زاویه‌ی پاشش ۱۵۵ درجه).

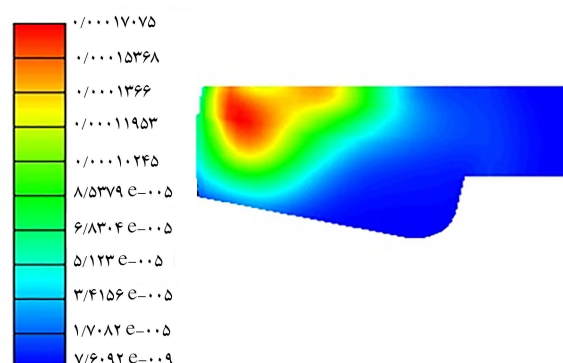


شکل ۳۰. کسر جرمی مونوکسید کربن برحسب زاویه میل‌لنگ.

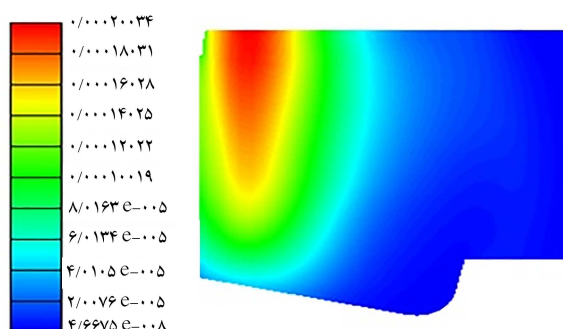
نیترژن بیشتر در نقاط دما بالا و آلاینده‌ی دوده بیشتر در نقاط دما پایین تشکیل می‌شود. این دو آلاینده دارای رفتار متضاد هستند و با کاهش یکی، دیگری افزایش می‌یابد.

در شکل ۳۰ میزان تولید آلاینده‌ی مونوکسید کربن در حالات مختلف برحسب زاویه میل‌لنگ و در شکل ۳۱ کانتورهای دو بعدی توزیع مونوکسید کربن درون محفظه‌ی احتراق در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه پس از نقطه‌ی مرگ بالا آورده شده است. با توجه به شکل با ایجاد جریان چرخشی و افزایش

sprial ۱۵۵ :AN_۷۵۰/۰ :Emission; NO_Mass_Fraction [-]



sprial ۱۵۵ :AN_۷۸۰/۰ :Emission; NO_Mass_Fraction [-]



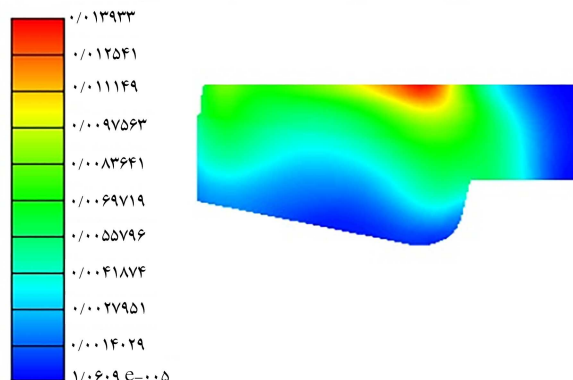
شکل ۲۸. کانتور دوبعدی کسر جرمی آلاینده‌ی اکسید نیترژن در صفحه‌ی مرکزی موتور در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه‌ی مرگ بالا (برای زاویه‌ی پاشش ۱۵۵ درجه).

مونوکسید کربن افزایش خواهد یافت. با مقایسه‌ی نتایج حاصل برای عملکرد و آلایندگی موتور دیزل در حالت‌های مختلف مشاهده می‌شود که در مجموع بهترین شرایط موتور در حالت نازل دارای شیار با زاویه‌ی پاشش ۱۶۵ درجه است که در این حالت توان و گشتاور تولیدی بیشترین مقدار (تقریباً برابر با زاویه‌ی پاشش ۱۵۵ درجه) و آلایندگی مونوکسید کربن و اکسید نیتروژن کم‌ترین مقدار خود را دارد. در این حالت نیز موتور از لحاظ تولید آلایندگی دوده مشکلی ندارد.

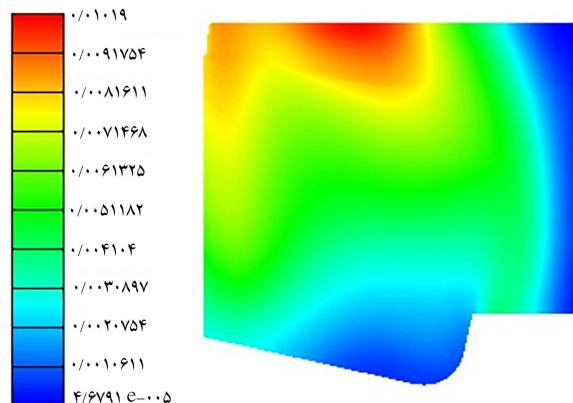
۶. نتیجه‌گیری

در نوشتار حاضر، از طریق افزایش شدت توربولانسی و تغییر زاویه‌ی پاشش سوخت، به بهبود عملکرد و آلایندگی موتور دیزل دریایی کاترپیلار پرداختیم. به منظور افزایش شدت توربولانسی و ایجاد جریان چرخشی از شیار درون نازل انژکتور دیزل استفاده شد. مقایسه‌ی نتایج عددی حاصل از شبیه‌سازی انژکتور و موتور دیزل با نتایج تجربی و عددی موجود بیان‌گر تطابق خیلی خوب این بررسی‌هاست. نتایج عددی حاصل مربوط به شبیه‌سازی انژکتور نشان می‌دهد که ایجاد شیار درون نازل انژکتور منجر به ایجاد جریان چرخشی سوخت و کاهش شدت وقوع حفره‌زایی و سایش نازل می‌شود. نتایج شبیه‌سازی افشانه نیز نشان می‌دهد که ایجاد شیار منجر به بهبود خواص افشانه‌ی سوخت و افزایش زاویه مخروطی آن می‌شود. در ادامه، نتایج شبیه‌سازی موتور دیزل نشان می‌دهد که ایجاد جریان چرخشی و افزایش شدت توربولانسی و زاویه‌ی مخروطی اسپری منجر به بهبود عملکرد و آلایندگی موتور دیزل می‌شود. در این حالت در شرایط بهینه عملکرد موتور در زاویه‌ی پاشش ۱۶۵ درجه، توان و گشتاور تولیدی به ترتیب ۷۵ درصد و ۷۵/۵ درصد نسبت به حالت نازل استوانه‌یی افزایش و مقادیر مصرف سوخت، آلایندگی اکسید نیتروژن و مونوکسید کربن به ترتیب ۸/۳۷ درصد و ۴۵/۴۵ درصد و ۴۲/۷۳ درصد نسبت به حالت نازل استوانه‌یی کاهش می‌یابد. همچنین در این حالت با توجه به شدت توربولانسی مناسب ایجاد شده درون محفظه‌ی احتراق، آلایندگی دوده اکسید شده و موتور از لحاظ دوده مشکلی ندارد. بنابراین روش‌های ارائه شده به منظور کاهش هم‌زمان مصرف سوخت و آلایندگی‌ها به همراه افزایش توان و گشتاور تولیدی با توجه به مشکلات ناشی از آلایندگی احتراق سوخت‌ها و تجدیدنپذیر بودن منابع سوخت فسیلی حائز اهمیت الزامی است.

spiral ۱۵۵ :AN_۷۵/۰ : Species : Mass_Fraction_CO [-]



spiral ۱۵۵ :AN_۷۸/۰ : Species : Mass_Fraction_CO [-]



شکل ۳۱. کانتور دوبعدی کسر جرمی آلایندگی مونوکسید کربن در صفحه مرکزی موتور در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا (برای زاویه‌ی پاشش ۱۵۵ درجه).

زاویه‌ی پاشش سوخت، دمای محفظه‌ی احتراق افزایش و میزان اکسیداسیون کربن افزایش یافته و میزان مونوکسید کربن تولیدی کاهش می‌یابد. به دلیل وجود هوای اضافی در موتورهای دیزل نسبتاً مقدار این آلایندگی کم است. در صورتی که مقدار سوخت افزایش و یا مقدار هوا کاهش یابد، میزان تولیدی آلایندگی

منابع (References)

- Hosseini, S.M., Ahmadi, R. and Mohebi, M. "3D Simulation of performance and pollution of hydrogen-diesel combustion in heavy duty engine", *Modares Mechanical Engineering*, **17**(03), pp. 177-186 (In Persian) (2017).
- Esmaelnadjad, R., Shervani-Tabar, M.T., Jafari, M. and et al. "Numerical study on the effects of different injection patterns in an annulus injector on the performance of a diesel engine", *Modares Mechanical Engineering*, **18**(02), pp. 423-433, (In Persian) (2018).

پانویس‌ها

- nordin
- dukowicz
- blob injection
- common rail injector
- simple
- diesel engine simulation environment (ESE diesel)
- ECFM-3Z
- laminar flame speed

3. Hossainpour, S. and Rahhagh, H. "Numerical Investigation on the effect of split injection on performance and emission of direct injection diesel engine", Msc Thesis, Sahand University of Technology, (In Persian) (2004).
4. Bergstrand, P. "The effects of orifice shape on diesel combustion", *SAE Technical Paper*, **13**(3), pp. 106-116 (2004).
5. Nishida, K., Zhang, W. and Manabe, T. "Effects of micro-hole and ultra-high injection pressure on mixture properties of diesel spray", SAE International (2007).
6. Jaliliantabar, F., Ghobadian, B. and Najafi, G. "Optimizing the EGR rate, biodiesel fuel ratio and engine working mode using RSM method", *Journal of Fuel and Combustion*, **10**(03), pp. 15-31 (In Persian) (2016).
7. Farajollahi, A.H. and Firuzi, R. "Numerical investigation on the effect of nozzle geometry and needle lift profile on the cavitation flow and efficiency of the marine diesel engine injector", *The Journal Of Marine Engineering*, **16**(32), pp. 47-58 (In Persian) (2020).
8. Anvari, S., Taghavifar H., Khalilarya, S. and et al. "Numerical simulation of diesel injector nozzle flow and in-cylinder spray evolution", *Applied Mathematical Modelling*, **40**(19-20), pp. 8617-8629 (2016).
9. Gafoor, A. and Gupta, R. "Numerical investigation of piston bowl geometry and swirl ratio on emission from diesel engines", *Energy Conversion and Management*, **101**(1), pp. 541-551 (2015).
10. Mhlbauer, M. "Modelling wall interactions of a high-pressure, hollow conespray", PhD Thesis, Technical University of Darmstadt (2009).
11. Holkar, R., Yogesh, N., Pise, S.M. and et al. "Numerical simulation of steady flow through engine intake system using CFD", *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, **12**(1), pp. 30-45 (2015).
12. Farajollahi, A.H., Firuzi, R., Pourseifi, M. and et al. "Numerical investigation of the effect of swirl and needle lift profile change on the diesel fuel spray behavior", *Journal of Engine Research*, **54**, pp. 25-38 (In Persian) (2019).
13. Perry, R.H. and Green, D.W. *Perry's Chemical Engineer's Handbook*, McGraw-Hill, New York (1997).
14. Berchiche, N., Franc, J.P. and Michel, J.M. 2A. "Cavitation erosion model for ductile materials", *Journal of Fluids Engineering*, **124**, pp 601-606 (2002).
15. Farajollahi, A.H., Firuzi, R., Rostami, M. and et al. "Numerical study on the effects of creating rotary flow inside the injector nozzle and changing fuel injection angle on the performance and emission of caterpillar diesel engine", *J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, **44**(3) (2022). <https://DOI.org/10.1007/s40430-021-03306-9>.
16. Farajollahi, A.H., Firuzi, R., Rostami, M. and et al. "Consideration of the effects of increasing spray cone angle and turbulence intensity on heavy-duty diesel engine pollution and specific outputs using CFD", *International Journal of Engine Research*, December (2021). <https://DOI.org/10.1177/146808742111052735>.
17. Postrioti, L., Grimaldi, C.N., Ceccobello M., and et al. "Common rail injection system behavior with different fuels", *SAE Technical paper*, 2004-01-0029, (2004). <https://DOI.org/10.4271/2004-01-0029>.