

مطالعه عددی فرآیند پاشش سوخت و احتراق در یک موتور احتراق داخلی پاشش مستقیم با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی^۱

علیرضا بینش^۱، سید مسعود هاشمی^۲، صابر کهن سال جویباری^۳

۱. استادیار گروه مهندسی مکانیک رو دانشگاه صنعتی مالک اشتر

۲. استادیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی مالک اشتر

۳. کارشناس ارشد مهندسی طراحی و ساخت خودرو دانشگاه صنعتی مالک اشتر

چکیده

در این پژوهش، به بررسی استفاده از روش‌های مختلف تزریق سوخت دیزلی در سامانه‌ی سوخت رسانی موتور کاترپیلار ۳۴۰۱ پرداخته خواهد شد تا بر اساس آن بتوان احتراق درون موتور را براساس شاخص‌های آلاینده‌گی و عمل‌کردی بهبود بخشید. بر همین اساس، از سه رویکرد استفاده از زمان بندی مختلف پاشش، طول مختلف پاشش که با استفاده از تغییر در فشار سوخت به جود می‌آید و تغییر در نحوه پاشش یا شکل پاشش استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش فشار سوخت و کاهش طول پاشش، روند احتراقی موتور از جمله فشار و دمای محفظه‌ی احتراق افزایش چشم‌گیری خواهد یافت و همین روند با شدت کمتر با به پیش انداختن زاویه‌ی پاشش محقق خواهد شد. استفاده از شکل‌های مختلف پاشش نیز نشان می‌دهد که درصد سوخت پاشیده شده به‌عنوان پیش و پس پاشش نه تنها در عملکرد موتور که در کاهش آلاینده‌گی نیز تأثیر می‌گذارد و استفاده از شکل مثلثی، مزیتی را نسبت به فشار ثابت نشان نمی‌دهد. استفاده از پیش پاشش با درصد مناسب می‌تواند کاهش بسیار زیادی بر گونه‌ی آلاینده‌گی اکسید ازت داشته باشد، بدون آنکه عمل‌کرد و توان موتور تحت تأثیر قرار بگیرد. به منظور کاهش آلاینده‌ی دوده، تا حد ممکن استفاده اندک از پس پاشش کافی خواهد بود. همچنین بیشترین گشتاور قابل استحصال با استفاده از نرخ سه مرحله‌ای پاشش امکان پذیر می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: موتور دیزلی، سامانه سوخت رسانی، عملکرد موتور، گونه آلاینده‌گی

1 Computational fluid dynamic

2 CATERPILAR

مقدمه

با وجود اینکه تا به امروز، تحقیقات صورت گرفته در مورد موتورهای احتراق داخلی اطلاعات بسیار زیادی را در اختیار محققان در این زمینه قرار داده است، اما نحوه توزیع پاشش سوخت خروجی از سامانه‌های پاشش سوخت و فرآیند تشکیل مخلوط که تأثیر به‌سزائی روی کیفیت احتراق و مقدار گازهای آلاینده خروجی دارند، باید مورد تحقیق بیشتر قرار گیرد. از این‌رو، کار حاضر در راستای بررسی تأثیر شاخص‌های پاشش سوخت بر فرآیند تشکیل مخلوط سوخت و هوا با در نظر گرفتن جزئیات پاشش سوخت و فرآیند احتراق و آلاینده‌گی با به‌کارگیری نرخ‌های مختلف پاشش سوخت، زمان بندی متفاوت به همراه تغییر در طول پاشش تعریف شده است. توسعه سیستم‌های انعطاف پذیر پاشش فشار قوی سوخت در موتورهای دیزلی به همراه کاربرد مفاهیم جدید احتراق از جمله احتراق دما پایین، اهمیت نیاز به روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی را که قادر به شرح فرآیندهای صورت گرفته در جدایش پاشش و تشکیل مخلوط احتراقی هستند افزایش می‌دهد. به این منظور یک موتور دیزلی پاشش مستقیم با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی نرم افزار ای وی ال فایر^۳ شبیه سازی شده و پس از مطابقت نتایج حاصل از مدل با نتایج تجربی موجود، به منظور بررسی بهبود تشکیل مخلوط احتراقی، شاخص‌های پاشش سوخت شامل زمان‌بندی پاشش، فشار پاشش، و پیکربندی نرخ پاشش به‌طور گسترده و در حالات مختلف، مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته‌اند.

• مورگان و همکارانش^۴ در سال ۲۰۰۱ تحقیقی را در مورد تأثیر پارامترهایی چون هندسه نازل، فشار پاشش سوخت و شرایط محیط داخل محفظه در ویژگی‌های پاشش سوخت دیزل و نحوه اتمی کردن آن به‌صورت تجربی انجام دادند. نتایج نشان داد که با افزایش فشار پاشش، طول نفوذ پاشش افزایش می‌یابد. همچنین نازل وی سی او^۵ در مقایسه با نازل مینی ساک^۶ تولید پاشش با طول نفوذ کمتر می‌کند که به دلیل اتمی شدن بهتر پاشش در نازل وی سی او و افزایش نرخ تبخیر می‌باشد. افزایش دمای داخل محفظه‌ی احتراق با افزایش نرخ تبخیر قطرات پاشش سبب کاهش طول نفوذ پاشش می‌گردد[۱].

• لیو و همکاران در سال ۲۰۰۲ تأثیر موقعیت سوخت پاش و هندسه‌ی کاسه پیستون نسبت به مرکز تقارن را با استفاده از کد کیوا بررسی نمودند. نتایج کار آنها نشان داد که موقعیت‌های غیر مرکزی سوخت پاش تأثیر ضعیفی بر ویژگی‌های پاشش و احتراق دارند. همچنین در حالت سوخت پاش واقع در مرکز، نتایج مدل برای قطاع ۵۲ درجه شامل یک پاشش و قطاع ۳۶۰ درجه مشابه بوده است. در ادامه نشان دادند که بالاتر بودن نرخ آزادسازی حرارت سبب افزایش اکسیدازت و کاهش دوده می‌گردد[۲].

• برگ استراند و همکاران^۷ در سال ۲۰۰۳ تأثیر هندسه‌ی دهانه‌ی نازل یک سوخت‌پاش دیزلی را بر ویژگی‌های یک پاشش تبخیری در یک مخزن حجم ثابت و به‌صورت تجربی بررسی نمودند. نتایج کار آنها نشان داد که افزایش فشار پاشش سبب افزایش نرخ تبخیر سوخت و کاهش فاز مایع در پاشش می‌گردد. همچنین دهانه‌ی مخروطی شکل با قطر خروجی کوچک‌تر سبب افزایش نرخ تبخیر شدن نسبت به دهانه‌ی استوانه‌ای می‌گردد. همچنین نازل واگرا سبب کاهش نرخ تبخیر شدن سوخت نسبت به نازل استوانه‌ای می‌گردد[۳].

• پارک و همکاران^۸ در سال ۲۰۰۴ تأثیر پیش پاشش^۹، پس پاشش^{۱۰} و تزریق چندگانه را در احتراق و آلاینده‌گی یک موتور دیزلی مجهز به سامانه پاشش خط مشترک به‌صورت تجربی بررسی نمودند. یک دوربین عکس برداری با سرعت بالا برای ثبت تغییرات پاشش و احتراق در داخل محفظه‌ی احتراق به‌کار گرفته شد. نتایج نشان می‌دهد که پاشش قبل از نقطه‌ی مرگ بالا

3 Avl Fire

4 Morgan et al

5 VCO

6 Mini Sac

7 Bergstrand et al

8 Park et al

9 Pilot

10 Post

در بهبود کارآیی موتور تأثیرگذار است. بهره‌گیری از پیش‌پاشش قبل از پاشش اصلی به دلیل کاهش زمان تأخیر در اشتعال سبب کاهش نوک احتراق پیش‌آمیخته می‌گردد. همچنین استفاده از پس‌پاشش سبب کامل شدن فرآیند اکسایش در مراحل انتهایی احتراق و کاهش آلاینده دوده گردید. اما به دلیل نفوذ پاشش به مناطق سرد سیلندر سبب افزایش هیدروکربن‌های نسوخته می‌گردد. تزریق چندگانه نیز در فشارهای پاشش پایین‌تر سبب کاهش اکسیدازت و دوده گردید [۴].

• آلوکا و همکاران^{۱۱} در سال ۲۰۰۴ با استفاده از کد فایر، پاشش پاشیده شده از یک سامانه پاشش خط مشترک در یک مخزن حجم ثابت را شبیه‌سازی کردند. نتایج عددی با نتایج تجربی موجود در شرایط مختلف مقایسه گردید که تطابق خوبی را نشان داد. شرایط مختلفی که در این تحقیق بررسی شد شامل فشار پاشش تا ۱۲۰ مگاپاسکال و فشار داخل محفظه در لحظه پاشش از ۰/۱ تا ۵ مگاپاسکال بود [۵].

• کریمی و همکاران^{۱۲} در سال ۲۰۰۷ به صورت تجربی و عددی به بررسی پارامترهای تأثیرگذار در طول نفوذ پاشش‌های دیزلی فشار قوی پرداختند. نتایج نشان داد که افزایش فشار داخل سیلندر سبب کاهش طول نفوذ پاشش می‌گردد. همچنین افزایش فشار پاشش سبب افزایش طول نفوذ پاشش شد. تأثیر دمای داخل محفظه نشان داد که با افزایش دما و افزایش نرخ تبخیر، طول نفوذ پاشش کاهش می‌یابد. با این حال تأثیر تغییر این پارامترها در مراحل اولیه‌ی نفوذ پاشش دیده نمی‌شود. آنها همچنین مدلی را برای محاسبه طول جدایش پاشش در کد کیوا توسعه دادند [۶].

• حسین پور و همکاران^{۱۳} در سال ۲۰۰۸ با استفاده از مدل‌های مختلف جدایش، ویژگی‌های پاشش و اتمی شدن آن را با استفاده از کد فایر^{۱۴} بررسی نمودند. نتایج نشان داد مدل چو^{۱۵} نسبت به سایر مدل‌ها طول نفوذ بیشتری را برای پاشش پیش‌بینی می‌کند. همچنین مدل کیلین هلمهولتز-رایلی-تیلور^{۱۶} رفتار نفوذ پاشش با زمان را با دقت بیشتری نسبت به زمان پیش‌بینی می‌کند و تطابق بهتری با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد. در این مدل، جدایش قطرات بزرگ‌تر، سریع‌تر اتفاق افتاده و نرخ تبخیر افزایش یافته و طول نفوذ کمتر می‌گردد [۷].

• فروبنیوس و همکاران^{۱۷} در سال ۲۰۰۹ روش‌های کاهش هم‌زمان آلاینده‌های اکسیدازت و دوده را در یک موتور دیزل دریایی با استفاده از کد فایر بررسی نمودند. نتایج نشان می‌دهد با افزایش فشار پاشش سوخت و شدت یافتن احتراق در مراحل پایانی میزان دوده کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش زمان تأخیر در اشتعال با استفاده از پاشش زودتر سوخت در داخل محفظه، تشکیل مخلوط و نفوذ هوا در بخار سوخت بهبود یافته و میزان تشکیل دوده کمتر می‌گردد [۸].

• خلیل آریا و همکاران در سال ۲۰۱۰ تأثیر هندسه‌ی دهانه‌ی نازل یک سوخت پاش دیزلی را بر ویژگی‌های پاشش خروجی از آن و احتراق و آلایندگی یک موتور دیزلی پاشش مستقیم به صورت گرفته در داخل دهانه و افزایش جدایش اولیه پاشش خروجی می‌شود. این موضوع سبب کاهش قطر متوسط قطرات، افزایش اندازه تبخیر و تشکیل مخلوط سوخت و هوا می‌گردد. در نتیجه اندازه آزادسازی حرارت و تشکیل اکسیدازت افزایش یافته و تولید دوده کمتر می‌گردد. همچنین تأثیر نسبت‌های مختلف طول به قطر دهانه‌ی نازل نیز در این کار بررسی گردید که به دلیل مشابه بودن شدت حباب‌زایی در حالات مختلف، ویژگی‌های پاشش سوخت خروجی شامل طول نفوذ و قطر متوسط قطرات تغییر چندانی پیدا نکردند. به همین دلیل کیفیت مخلوط احتراقی تشکیل شده نیز دچار تغییر نمی‌شود و احتراق صورت گرفته در داخل سیلندر و میزان آلاینده‌های خروجی نیز بدون تغییر می‌ماند [۹].

11 Allocca et al
12 Karimi et al
13 Hosseinpour et al
14 Avl Fire
15 Chu
16 KH-RT
17 Frobenius et al

معادلات و مدل حاکم بر مساله

معادلات تکانه، پیوستگی و انرژی

معادلات تکانه، پیوستگی و انرژی در کنار معادلات آشفستگی، در تمام فرآیندهای مربوط به یک چرخه بسته در حالت تراکم پذیر و آشفته حل می‌شوند. معادلات تکانه و پیوستگی مربوط به محاسبه میدان‌های سرعت و فشار و معادله انرژی مربوط به محاسبه آنتالپی کلی یا آنتالپی ایستایی می‌باشد.

شکل کلی معادلات بقاء جرم، تکانه و انرژی را به ترتیب برای یک حجم کنترل می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j)$$

$$\rho \frac{DU_i}{Dt} = \rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \rho g_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right]$$

$$\rho \frac{DH}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial H}{\partial t} + U_j \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) = \rho q_j + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} U_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right)$$

ρ چگالی سیال، U سرعت سیال، g شتاب گرانشی، σ تانسور تنش، P فشار سیال، μ لزجت سیال، δ تانسور واحد، H آنتالپی سکون سیال، q چشمه حرارتی، τ تنش برشی سیال و λ ضریب هدایت حرارتی می‌باشد.

پاشش سوخت

• معادله تکانه

معادله تکانه پاشش را می‌توان به صورت زیر بیان نمود:

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

m_d جرم ذره سیال و u_{id} سرعت ذره، F_{idr} نیروی مقاومت هوا، F_{ig} نیرویی است که اثرات جاذبه و شناوری را شامل می‌شود و F_{ib} بقیه نیروهای خارجی مثل نیروی جرم مجازی، نیروهای مغناطیسی یا الکتریکی و غیره را در خود خلاصه می‌کند. با وارد کردن نیروهای بالا و تقسیم آنها بر جرم ذره m_d رابطه‌ای برای شتاب ذره به دست می‌آید که به طور قراردادی مورد استفاده است:

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} |u_{ig} - u_{id}| (u_{ig} - u_{id}) + \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_d} \right) g_i$$

• مدل جدایش

مشکل اصلی در مدل‌سازی پاشش سوخت در احتراق دیزل، تعیین و تطبیق چرخه‌ی حاکم بر فرآیندهای جدایش می‌باشد. در این زمینه تا کنون کارهای زیادی انجام گرفته و مدل‌های زیادی ارائه شده است. در کار حاضر از مدل ترکیبی کلون هلمهولتز-رایلی تیلور^{۱۸} که از جدیدترین و کامل‌ترین مدل‌های ارائه شده است، به منظور شرح جدایش و گردسازی قطرات استفاده می‌گردد. مدل‌های شکستی مانند واو^{۱۹} و تب^{۲۰} قادر نیستند تا جدایش اولیه قطرات را در نظر بگیرند. بنابراین به دلیل اینکه یک مدل شکست معمولاً به تنهایی قادر نیست همه رده‌های فرآیند جدایش در موتورها را شرح دهد، اخیراً استفاده از مدل‌های ترکیبی، شامل ترکیبی از لاقل دو مدل جدایش مختلف، به منظور افزایش دقت پیش بینی بسیار مورد توجه قرار گرفته است. دو مدل امواج سطحی کلون هلمهولتز و آشفستگی رایلی تیلور، به منظور شرح جدایش قطرات با هم ترکیب می‌گردند.

مدل کلونین هلمهولتز برای پاشش‌های با سرعت‌های نسبی بالا در حال نفوذ در یک محیط با چگالی بالا مناسب می‌باشد. این مدل بر اساس تحلیل خطی مرتبه اول رشد ناپایداری کلونین هلمهولتز بر روی سطح یک افشانه مایع سیلندری شکل پایه گذاری شده است. فرض می‌گردد که به علت آشفتگی ایجاد شده در سوراخ نازل، سطح افشانه با یک طیف امواج سطحی سینوسی پوشیده شده است. این امواج سطحی به علت نیروهای آیرودینامیکی ناشی از سرعت نسبی بین گاز و مایع رشد می‌کنند.

در ادامه مدل رایلی تیلور به منظور پیش بینی جدایش ثانویه قطرات به کار گرفته می‌شود. در این مدل ناپایداری سطح بین دو سیال با چگالی‌های مختلف، با اعمال یک شتاب منفی (کاهش سرعت) عمود بر این سطح بررسی می‌گردد. اگر قطرات با سرعت بالا نازل را ترک کنند و به واسطه نیروهای پسای آیرودینامیکی شدت کاهش سرعت دهند، قطرات به علت لختی مایع دچار جدایش می‌گردند.

• انتقال حرارت و تبخیر قطرات سوخت

در کار حاضر از مدل داکوویچ^{۲۱} برای مدل‌سازی انتقال حرارت و تبخیر قطرات استفاده شده است. فرضیات زیر در این مدل در نظر گرفته می‌شود:

- تقارن کروی قطره
 - لایه‌ی گازی شبه پایدار در اطراف قطره
 - دمای یکنواخت در طول قطر قطره
 - خواص فیزیکی یکنواخت در سیال اطراف قطره
 - تعادل گرمایی بین بخار و مایع در سطح بیرونی قطره
- با فرض دمای یکنواخت قطره، نرخ تغییرات دمایی قطره به کمک معادله انرژی تعیین می‌شود. این معادله بیان می‌کند که انرژی هدایت شده به داخل قطره یا صرف بالا بردن دمای قطره می‌شود یا گرما را برای تبخیر فراهم می‌کند.

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

m_d جرم قطره، c_{pd} گرمای ویژه‌ی قطره و L گرمای نهان تبخیر می‌باشد. \dot{Q} شار گرمایی جابجایی است که از گازهای اطراف تأمین می‌شود.

• برخورد ذرات با دیواره

مدل افشانه‌ی دیواره‌ای^{۲۲} بر پایه مدل برخورد پاشش و دیواره که نابر و ریتز. آن را عنوان کردند، بنا نهاده شده است. در مدل افشانه‌ی دیواره‌ای برای محاسبه‌ی قطر قطره بعد از برخورد می‌توان از سه روش استفاده کرد. روش افشانه‌ی دیواره‌ای^{۲۳} که در مطالعه حاضر مورد استفاده قرار گرفته است، قطر قطره بعد از برخورد را به روش زیر محاسبه می‌کند:

$$\begin{cases} We < 50 & d_{out} = d_{in} \\ 50 \leq We \leq 300 & d_{out} = d_{in} f(We_{\perp, in}) \\ We > 300 & d_{out} = 0.2 d_{in} \end{cases}$$

عدد وبر ($We = \rho_d D_d U^2 / \sigma$) بوده و در اینجا زاویه انعکاس β ممکن است بین ۰ تا ۵ تغییر کند.

21 Dukowiz
22 Walljet
23 Walljet1

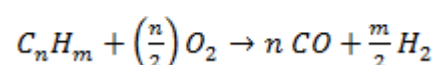
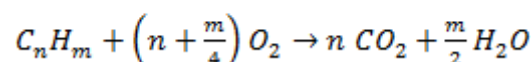
مدل سازی احتراق

مدل شعله هماهنگ گسترش یافته

این مدل کاملاً با مدل پاشش جفت می شود و قادر به مدل کردن یک احتراق لایه ای که شامل اثر ای جی آر^{۲۴} و تشکیل اکسید ازت می باشد، است که احتراق در موتورهای اشتعال جرقه ای را توصیف می کنند.

واکنش شیمیایی

در پدیده ی احتراق آشفته، مدل شعله هماهنگ گسترش یافته^{۲۵}، منجر به محاسبه ی نرخ متوسط واکنش سوخت می شود. بنابراین، این مدل از یک چرخه ی شیمیایی دو مرحله ای برای تبدیل سوخت استفاده می کند:



که تشکیل CO و H₂ در شرایط سوخت نزدیک به واکنش استوکیومتری و سوخت غنی را در نظر می گیرد، در حالی که در شرایط سوخت رقیق از تشکیل آن ها صرف نظر می شود. در عبارت های بالا، n و m تعداد اتم های کربن و هیدروژن را برای سوخت مورد بررسی، نشان می دهند. نرخ واکنش به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\omega_{fu,1} = \omega_L \gamma$$

که γ تابعی از نسبت هم ارزی ϕ و تعداد اتم های کربن و هیدروژن می باشد. نرخ مصرف سوخت به صورت زیر است:

$$\omega_{fu,2} = \omega_L (1 - \gamma)$$

که ω_L نرخ متوسط مصرف سوخت آرام است که قبلاً توضیح داده شد. نرخ های واکنش فردی هر گونه i که در چرخه ی دو مرحله ای شرکت دارد، می تواند به صورت زیر بیان شود:

$$\omega_i = \sum_{r=1}^2 v_{i,r} \omega_{fu,r}$$

$v_{i,r}$ ضرایب استوکیومتری گونه های i در واکنش است که برای واکنش دهنده ها منفی و برای محصولات مثبت می باشد.

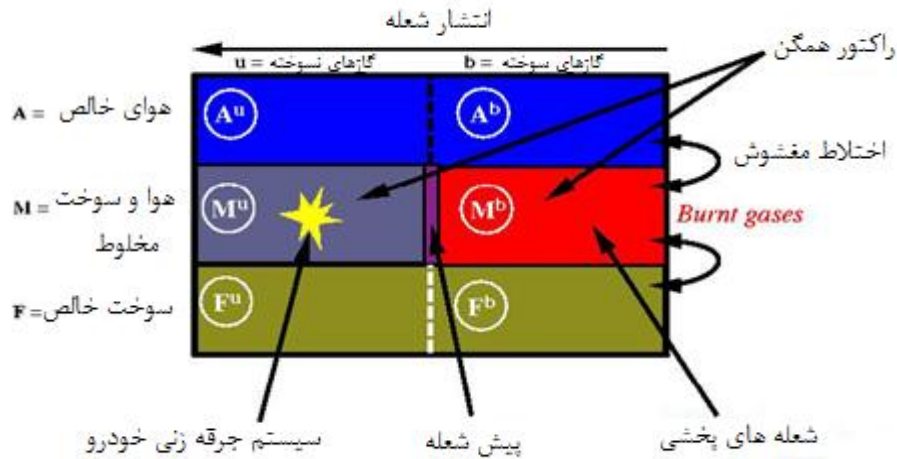
نرخ واکنش سوخت

نرخ متوسط واکنش سوخت آشفته به عنوان تابعی از چگالی سطح شعله Σ و سرعت سوختن آرام S_L از طریق زیر محاسبه می شود:

$$\overline{\rho \dot{r}_{fu}} = -\Sigma \sum_{r=1}^2 v_{i,r} \omega_{fu,r} \cong -\Sigma \omega_L \left\{ (1 - \gamma) \right\}$$

مدل شعله هماهنگ گسترش یافته-۳Z

از این مدل احتراقی که برخلاف ای سی اف ام خاص سوخت بنزینی بوده است، می توان به طور خاص برای سوخت های دیزلی استفاده کرد. این مدل همانند مدل قبلی بوده و با این تفاوت که ناحیه به سه بخش ترکیبی تقسیم می شود که می تواند به خوبی با ناحیه ی گازهای سوخته شده جفت شود.



مناطق مختلف در مدل شعله هماهنگ گسترش یافته ۳Z

مقادیر ترمودینامیکی

در بخش های قبلی واضح شد که اگر خواص محلی از مخلوط گازهای سوخته و نسوخته معلوم باشند، می توان از سی اف ام توسعه یافته استفاده کرد. بنابراین در هر سلول محاسباتی دو غلظت محاسبه می شود: یکی غلظت در مخلوط گازهای سوخته و یکی غلظت در مخلوط گازهای نسوخته. از این رو، دو معادله انتقال، یکی برای کسر جرمی سوخت سوخته شده معرفی می گردد. در حالت به کارگیری پاشش، یک عبارت چشمه ی ایجاد^{۲۶} برای کسر جرمی سوخت نسوخته اضافه می شود. با استفاده از این دو معادله و با فرض همگنی، هر یک از کسرهای جرمی را می توان محاسبه کرد:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho y_{fu,fr}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j y_{fu,fr}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i} \frac{\partial y_{fu,fr}}{\partial x_j} \right) = S_{evap}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho y_{O_2,fr}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j y_{O_2,fr}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i} \frac{\partial y_{O_2,fr}}{\partial x_j} \right) = 0$$

علاوه بر این، یک معادله انتقال برای آنتالپی مخلوط نسوخته به صورت زیر تعریف می گردد:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_{fr}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{fr}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i} \frac{\partial h_{fr}}{\partial x_j} \right) = \rho \varepsilon + \frac{\rho}{\rho_{fr}} \frac{\partial p}{\partial t} + h_{evap}$$

h_{evap} یک عبارت چشمه در حالت تبخیر سوخت مایع می باشد. با استفاده از آنتالپی سوخته و ترکیبات مخلوط نسوخته، دمای محلی مخلوط نسوخته را می توان محاسبه کرد.

²⁶ Sevap

مخلوط نسوخته شامل پنج ترکیب نسوخته اصلی به نام‌های سوخت، اکسیژن، مولکول نیتروژن، دی اکسید کربن و آب می‌باشد در حالی که برای مخلوط سوخته، هیچ سوختی به دلیل دمای بیشتر ناشی از تجزیه مولکول‌های سوخت، باقی نمی‌ماند. مخلوط سوخته ترکیبی از ۱۱ گونه است مانند مولکول‌ها و اتم‌های اکسیژن، نیتروژن و هیدروژن، مونوکسید و دی اکسید کربن، آب. با استفاده از $y_{fu,fr}$ و $y_{O_2,fr}$ به عنوان کسرهای جرمی سوخت تازه و اکسیژن، میزان غنی بودن مخلوط تازه ^{۲۷} را می‌توان بلافاصله از نسبت این دو خاصیت محاسبه کرد:

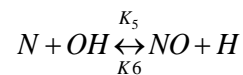
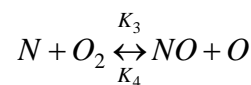
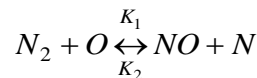
$$\phi_{fr} = \alpha_{fu} \frac{y_{fu,fr}}{y_{O_2,fr}}$$

که α_{fu} ضریب استوکیومتری ثابت برای سوخت مورد بررسی می‌باشد.

مدل‌های آلاینده‌گی

مدل تشکیل اکسیدهای نیتروژن

برای بررسی سینتیکی تشکیل اکسید ازت از مدل زلدویچ^{۲۸} استفاده می‌شود. در مدل احتراق به کار گرفته شده، از چرخه واکنش تک گام بازگشت ناپذیر برای تبدیل هوا و سوختی که دارای رابطه‌ی کلی C_xH_y است، به مولکول‌های پایدار CO_2 ، H_2O ، O_2 و N_2 استفاده می‌شود. از این رو از تقریبی که روی این مولکول‌های پایدار بنا نهاده شده است، برای پیش‌گویی میزان تولید اکسید نیتروژن استفاده می‌گردد. آنچه به‌طور کلی پذیرفته شده، این است که در احتراق مخلوط، معادلات حاکم بر شکل گیری اکسید نیتروژن از مولکول‌های نیتروژن هوا به‌صورت زیر خواهد بود.



حداکثر میزان اکسید نیتروژن در نسبت هم‌ارز ۰/۹ تولید می‌گردد. در اغلب شعله‌های فقیر و استوکیومتری غلظت او اچ^{۲۹} بسیار کم است. بنابراین واکنش سوم چرخه‌ی زلدویچ ناچیز خواهد بود. علاوه بر این، یک تحلیل تجربی به همراه یک تحلیل مدل سازی نشان داده است که در دماهای بالا (بالتر از ۱۶۰۰ کلوین)، نرخ واکنش برای واکنش‌های رفت و برگشت با هم برابر خواهد بود. بنابراین می‌توان برای دو معادله اول یک تعادل جزئی فرض کرد، به گونه‌ای که معادلات با هم گره بخورند. با چنین فرضی می‌توان غلظت رادیکال‌ها را در قالب عضوهایی از غلظت مولکول‌های پایدار بیان کرد که اندازه‌گیری آنها آسان‌تر است. همچنین می‌توان معادلات تعادلی زیر را برای دو واکنش اول به کار برد:

$$K_1[N_2][O] = K_2[NO][N]$$

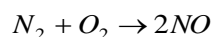
$$K_3[N][O_2] = K_4[NO][O]$$

حال دستگاه معادلات فوق قابل حل است. با حل این دستگاه می‌توان به معادله‌ی کلی زیر برای تولید اکسید دست یافت:

^{۲۷} ϕ_{fr}

^{۲۸} Zeldovich

^{۲۹} OH



که $k_f = k_1.k_2$ به عنوان نرخ واکنش در نظر گرفته می‌شود. همچنین تغییر غلظت اکسید نیتروژن _ زمان از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d[NO]}{d[t]} = 2K_f [O_2]^a [N_2]^b$$

که فقط معادله‌ی رفت (تشکیل اکسید نیتروژن) در نظر گرفته شده است. نرخ واکنش معادله‌ی رفت به صورت زیر داده می‌شود:

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

که A یک ضریب مشخص و E_a انرژی فعال سازی است.

مدل تشکیل و اکسایش دوده

در کار حاضر از مدل هیروياسیو^{۳۰} برای مدل سازی تشکیل و از مدل کندی و مگنسون^{۳۱} به منظور مدل سازی اکسایش دوده استفاده شده است. براساس آن نرخ تغییر در جرم دوده برابر با اختلاف نرخ تشکیل دوده و نرخ اکسایش آن می‌باشد.

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt}$$

که نرخ شکل گیری و اکسایش دوده با روابط زیر بیان می‌شوند:

$$k_f = A_f P^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \frac{dM_{sf}}{dt} = k_f . M_{fv}$$

$$\alpha = \min \left[1, \frac{M_{O_2}}{M_s \Phi_s + M_f \Phi_f} \right] \frac{dM_{so}}{dt} = \alpha . A \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) M_s$$

در این روابط M_{sf} جرم دوده‌ی تشکیل شده، M_{so} جرم دوده‌ی اکسید شده، M_s جرم خالص دوده می‌باشند. همچنین در رابطه تشکیل دوده نیز p فشار برحسب بار، E_f انرژی‌های فعال سازی هیروياسو، $A_f = 71$ ثابت پیش توان آرینوس برحسب s^{-1} ، R ثابت عمومی گاز و M_{fv} جرم بخار سوخت می‌باشد. در معادله‌ی اکسایش دوده A ثابت معادله، k و ε به ترتیب انرژی جنبشی آشفته‌گی و نرخ اضمحلال آن می‌باشند. همچنین $\Phi_s = 2.67$ و $\Phi_f = 3.5$ مقدار اکسیژن مورد نیاز برای سوختن استوکیومتری یک گرم دوده و سوخت می‌باشند.

شبیه سازی

در ادامه سعی می‌شود تا به طور خلاصه مراحل شبیه سازی انجام شده در نرم افزار خاص شبیه سازی احتراق جهت حل معادلاتی که در قسمت‌های قبل به آن‌ها اشاره شد، توضیح داده شود. نرم افزار فایر برای مدل سازی محفظه‌ی احتراق از یک شبکه بندی متحرک^{۳۲} سه بعدی استفاده می‌کند. روش به کار رفته برای حل معادلات کاملاً ضمنی است و می‌توان از یک شبکه بی سازمان که از چند وجهی‌های دلخواه ساخته شده، استفاده کرد. برای گسسته سازی معادلات از روش حجم محدود و برای وصل کردن معادلات تکانه و پیوستگی (ایجاد ارتباط بین سرعت، فشار و چگالی)، از روش ساده استفاده می‌شود.

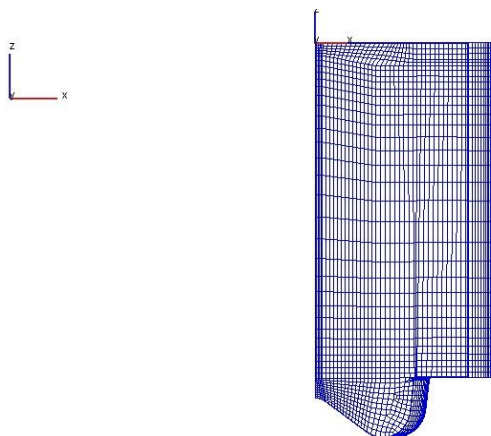
³⁰ Hiroyasu

³¹ Kennedy and Magnussen

³² Moving Mesh

نحوه ایجاد شبکه سه بعدی

به منظور ایجاد شبکه سه بعدی مدل، ابتدا شبکه دو بعدی تاج پیستون در نقطه‌ی مرگ بالا در محیط شبیه سازی ای اس ای^{۳۳} از نرم افزار فایر ایجاد می‌گردد. در این مرحله هندسه تولید شده در محیط ای اس ای که در قالب اف ام^{۳۴} ذخیره شده بود، در نرم‌افزار فایر فراخوانی شده و فرآیند تولید شبکه بر روی آن اعمال می‌شود. با توجه به این موضوع که در پایان‌نامه حاضر، موتور دیزلی پاشش مستقیم کاترپیلار مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است، شبکه دو بعدی ایجاد شده، ۶۰ درجه حول محور عمودی سیلندر نگاشته شده و شبکه سه بعدی با ساختار شش وجهی به وجود می‌آید. از آنجایی که نازل سوخت‌پاش در موتور مورد بررسی ۶ سوراخ دارد، با توجه به تقارن هندسی محفظه‌ی احتراق و برای کم کردن زمان محاسبات، تنها یک قطاع ۶۰ درجه از محفظه‌ی احتراق به عنوان شبکه عددی انتخاب شده است. بنابراین، ابتدا شبکه برای قطاع ۶۰ درجه‌ی محفظه در نقطه‌ی مرگ پایین ساخته می‌شود.



نمایی از شبکه سه بعدی ایجاد شده در نقطه‌ی مرگ پایین

از آنجایی که شبیه‌سازی عددی در یک چرخه‌ی بسته از زمان بسته شدن دریچه‌ی ورودی تا زمان باز شدن دریچه‌ی خروجی صورت می‌پذیرد، ایجاد شبکه متحرک در دو مرحله‌ی تراکم و انبساط انجام می‌شود. فرآیند متحرک سازی شبکه در طی مرحله اول، یعنی تراکم به صورت زیر اعمال می‌گردد:

- ۱- ایجاد شبکه‌ی متحرک از زاویه‌ی ۱۸۰ درجه‌ی میل‌لنگ تا زاویه‌ی ۳۲۰ درجه‌ی میل‌لنگ با تقسیم‌بندی ۲۰ درجه‌ای.
 - ۲- ایجاد شبکه‌ی متحرک از زاویه‌ی ۳۲۰ درجه‌ی میل‌لنگ تا زاویه‌ی ۳۴۰ درجه‌ی میل‌لنگ با تقسیم‌بندی ۱۰ درجه‌ای.
 - ۳- ایجاد شبکه‌ی متحرک از زاویه‌ی ۳۴۰ درجه‌ی میل‌لنگ تا زاویه‌ی ۳۶۰ درجه‌ی میل‌لنگ با تقسیم‌بندی ۵ درجه‌ای.
- لازم به یادآوری است، پس از انجام هر یک از سه مرحله‌ی فوق، به علت تغییر در تعداد شبکه‌های موجود، تعریف مجدد شرایط مرزی ضروری است. همچنین با حرکت شبکه از ۱۸۰ تا ۳۶۰ درجه‌ی میل‌لنگ، شبکه فشرده می‌گردد. بنابراین به منظور حفظ کیفیت شبکه در ۳۲۰ و ۳۴۰ درجه‌ی میل‌لنگ، در نقطه‌ای به نام نقطه ریزن^{۳۵} این فشردگی اصلاح می‌شود و در آن اطلاعات از طریق درون‌یابی خطی به شبکه‌های جدید منتقل می‌گردد. در منطقه ریزن شکل مدل ثابت می‌ماند و فقط تعداد شبکه‌ها تغییر می‌کند. پس از هر بار عملیات انجام گرفته، به دلیل تغییر در تعداد شبکه‌های موجود، تعیین مجدد شرایط مرزی لازم است. در قسمت بعد که مرحله‌ی انبساط می‌باشد و از نقطه‌ی مرگ بالا (زاویه ۳۶۰ درجه میل‌لنگ) آغاز شده و تا رسیدن به نقطه‌ی مرگ پایین (زاویه ۵۴۰ درجه میل‌لنگ) ادامه دارد، شبیه به مرحله‌ی تراکم انجام می‌پذیرد. نمایی از شبکه سه بعدی ایجاد شده در نرم افزار فایر را در نقطه‌ی مرگ بالا نشان می‌دهد.

^{۳۳} ESE

^{۳۴} flm

^{۳۵} Rezone

تعداد مراحل که برای انتقال شبکه انتخاب می‌شود اختیاری است، اما در برخی موارد می‌تواند در روند هم‌گرایی حل معادلات تأثیرگذار باشد و حتی موجب واگرایی حل آنها شود. در کار حاضر مراحل که در متحرک سازی شبکه طی شده به صورت زیر است:

$$180 \leftarrow 320 \leftarrow 340 \leftarrow 360 \leftarrow 380 \leftarrow 400 \leftarrow 540$$

شرایط اولیه

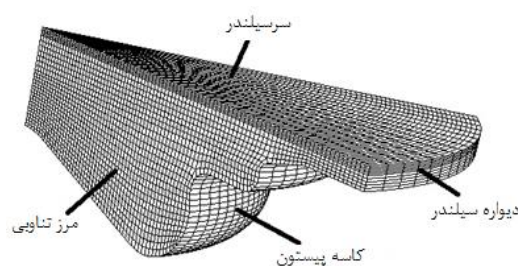
با پایان یافتن مراحل مختلف تولید شبکه متحرک، جهت شروع محاسبات ابتدا شرایط انتهایی مرحله‌ی مکش^{۳۶} به عنوان شرایط اولیه^{۳۷} معرفی می‌شود. شرایط اولیه به کار گرفته شده در مدل سازی حاضر در جدول نشان داده شده است:

شرایط اولیه در مدل سازی

زاویه‌ی میل لنگ در شروع محاسبات (زاویه‌ی بسته شدن دریچه ۲۱۳ درجه (هوا)	زاویه‌ی میل لنگ در پایان محاسبات (زاویه‌ی باز شدن دریچه دود) ۴۹۴ درجه
فشار اولیه	۱۸۸۰۰۰ پاسکال
دمای هوای ورودی	۳۱۵ کلوین
سرعت موتور	۱۶۰۰ دور در دقیقه
شدت چرخش هوای داخل سیلندر	۰/۲۵
نوع سوخت هیدروکربنی	دیزل

شرایط مرزی

محدوده تعیین شده به عنوان میدان محاسباتی که شامل شبکه متحرک سر پیستون و محفظه‌ی احتراق است، شامل هشت مرز می‌باشد، در کلیه‌ی محاسبات صورت گرفته در حالات مختلف، شرایط مرزی که در ذیل هر یک از آنها به تفصیل شرح داده شده‌اند، بدون تغییر در نظر گرفته خواهند شد.



معرفی مرزهای شبکه متحرک (در یک مدل نمونه)

هر یک از این مرزها شرایط مرزی خاص خود را دارند که باید به دقت و بر اساس واقعیات تجربی تنظیم گردند. در ذیل هر یک از این ۸ مرز معرفی و تعریف می‌شوند:

- سر سیلندر

³⁶ Inlet Valve Closure

³⁷ Initial Condition

این مرز به عنوان دیوار در نظر گرفته می‌شود. برای این منظور، از نظر وضعیت حرکت یک مرز با مولفه‌های سرعت صفر و از نظر وضعیت حرارتی مرزی با دمای ثابت ۵۲۳ کلوین را وارد می‌نماییم. به عبارت دیگر سر یک مرز دیوار ساکن با دمای ثابت می‌باشد.

• مرز تناوبی

این مرز نیز به عنوان دیوار در نظر گرفته می‌شود. برای این منظور، از نظر وضعیت حرکت یک مرز با مولفه‌های سرعت صفر و از نظر وضعیت حرارتی مرزی با دمای ثابت ۴۳۳ کلوین در شکل گرفته می‌شود. بنابراین یک مرز دیوار ساکن با دمای ثابت می‌باشد.

• کاسه پیستون

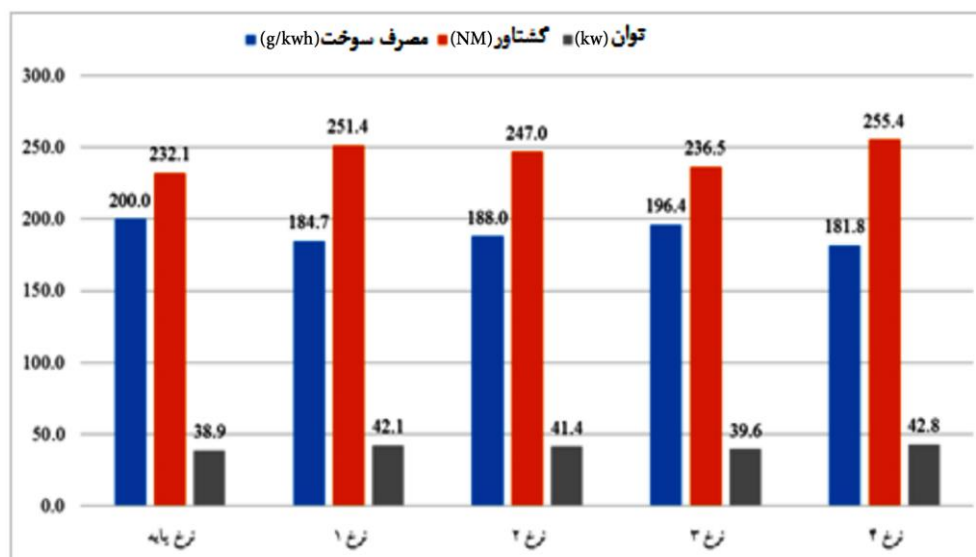
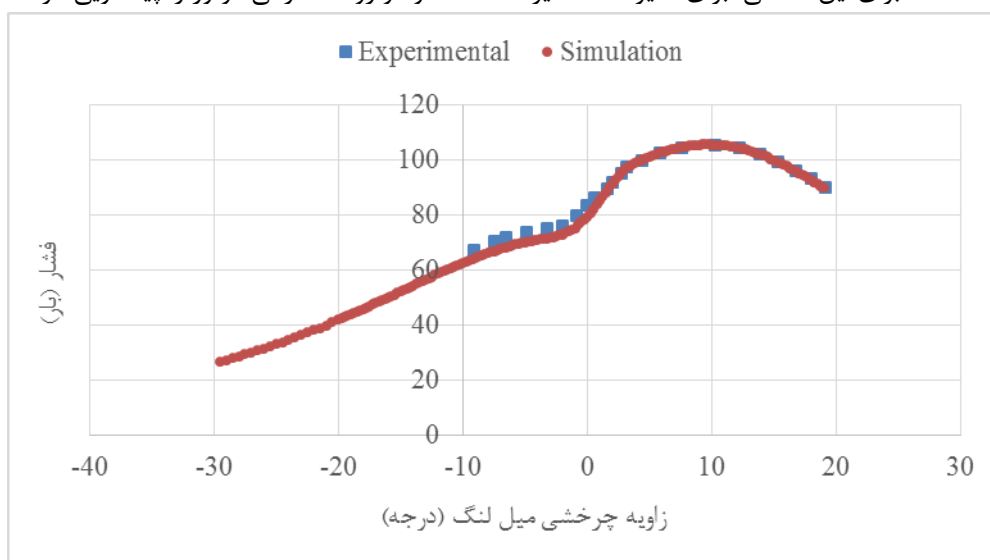
این مرز شامل شرط مرزی دیوار می‌شود. برای این منظور، از نظر وضعیت حرکت گزینه‌ی شبکه‌ی متحرک و از نظر وضعیت حرارتی مرزی با دمای ثابت ۵۵۳ کلوین وارد می‌شود. بنابراین مرز حرکت پیستون یک مرز متحرک با دمای ثابت می‌باشد.

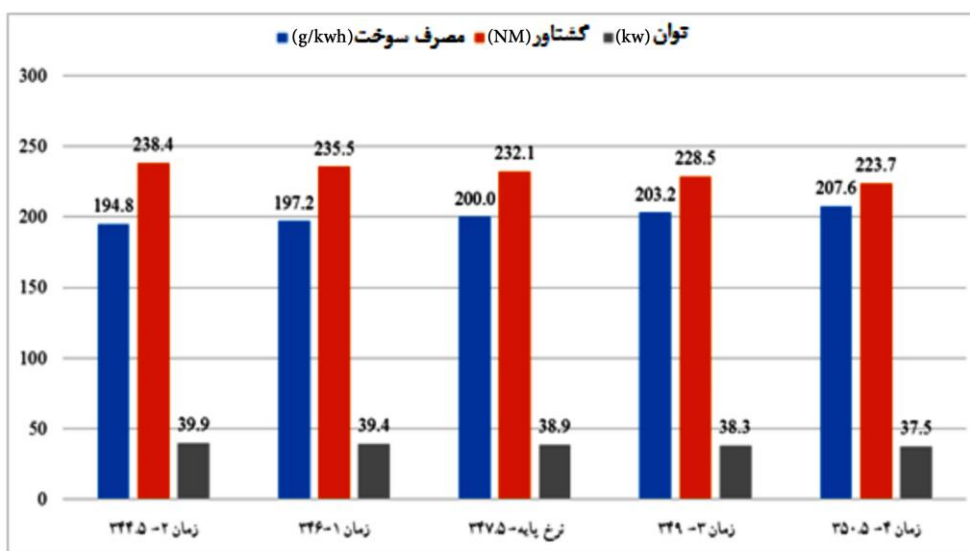
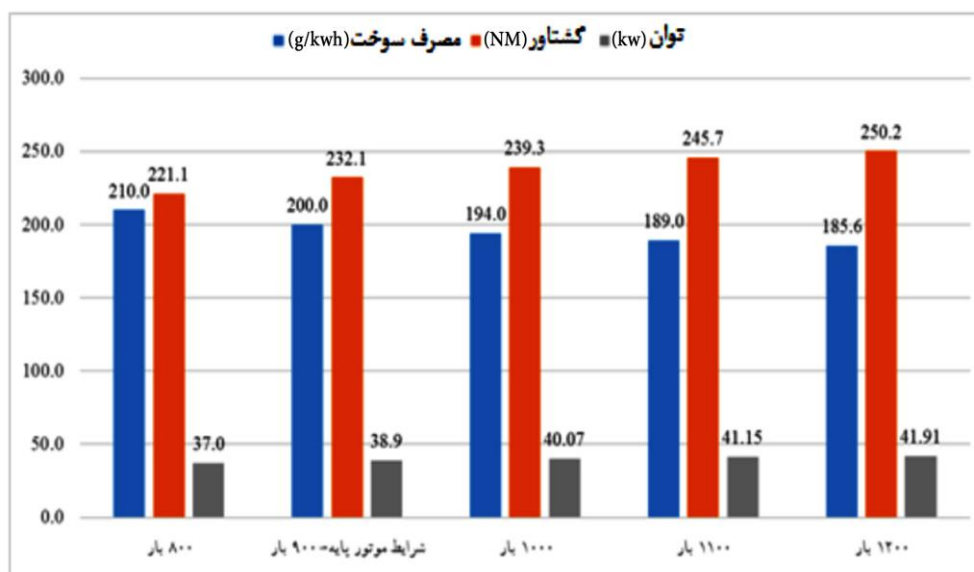
• دیواره سیلندر

این مرز نیز به عنوان یک مرز ورودی/خروجی در نظر گرفته می‌شود. برای این منظور، گزینه هماهنگ وارد می‌شود.

نتایج

همان‌گونه که در **Error! Reference source not found.** مشاهده می‌شود نتایج تجربی و شبیه‌سازی از هم‌خوانی قابل قبولی برخوردار بوده و به‌خصوص پس از نقطه‌ی مرگ بالا، هم‌نشینی کاملی بین نتایج وجود دارد و لذا می‌توان از ضرایب احتراقی به‌دست آمده برای این منحنی، برای سایر حالات نیز استفاده نمود و روند احتراقی موتور را پیشگویی کرد.





نتیجه گیری کلی

- نرخ‌های مختلف پاشش تأثیر به‌سزایی در عمل‌کرد موتورهای دیزلی داشته و کمترین تغییرات در آن، تأثیر چشم‌گیری هم در عمل‌کرد و هم در گونه‌های آلاینده‌ها خواهد گذاشت.
- استفاده از پیش‌پاشش با درصد مناسب می‌تواند کاهش بسیار زیادی بر گونه آلاینده اکسید ازت داشته باشد، بدون آنکه عمل‌کرد و توان موتور تحت تأثیر قرار بگیرد.
- به‌منظور کاهش آلاینده دوده، تا حد ممکن استفاده اندک از پس‌پاشش کافی خواهد بود، اگرچه درصدهای بسیار پایین پاشش نیازمند فن‌آوری بسیار بالایی از سامانه‌ی سوخت‌رسانی می‌باشد. همچنین بیشترین گشتاور قابل‌استحصال با استفاده از نرخ سه مرحله‌ای پاشش امکان‌پذیر می‌باشد.
- زمان پاشش سوخت در هر دو حالت پیش‌اندازی و تأخیر سبب تغییر رفتار موتور شد. با ایجاد پیش‌اندازی بهبود احتراق و با ایجاد تأخیر با نسبتی مشخص بهبود عمل‌کرد اجزا مشاهده می‌شود. با این وجود، حالت پایه با زاویه‌ی پاشش ۳۴۷/۵ به‌عنوان پاشش با بهترین عمل‌کرد می‌تواند مدنظر قرار گیرد.

پیشنهادها

- بررسی درصد‌های جرمی مختلف پیش و پس پاشش
- بررسی زمان بندی متغیر پاشش سوخت با افزایش فشار سوخت در سامانه‌ی ریل مشترک
- افزایش فشار سوخت بدون کاهش طول دوره پاشش با تغییر در سطح مقطع سامانه‌ی پاشش سوخت

منابع

- [1] R. Morgan, J. Wray, D. A. Kennaird, C. Crua and M. R. Heikal, "The Influence of Injector Parameters on the Formation and Break-Up of a Diesel Spray", SAE Paper 2001-01-0529, 2001.
- [2] Z. Liu and X. Gui, "Investigation of Effects of Piston Bowl and Fuel Injector Offsets on Combustion and Emissions in D.I. Diesel Engines", SAE Paper 2002-01-1748, 2002.
- [3] P. Bergstrand, "A Study of the Influence of Nozzle Orifice Geometries on Fuel Evaporation using Laser-Induced Exciplex Fluorescence", SAE Paper 2003-01-1836, 2003.
- [4] C. Park, S. Kook and C. Bae, " Effects of Multiple Injections in a HSDI Diesel Engine Equipped With Common Rail Injection System ", SAE Paper 2004-01-0127, 2004.
- [5] L. Allocca, F. E. Corcione and M. Costa, "Numerical and Experimental Analysis of Multiple Injection Diesel Sprays", SAE Paper 2004-06-08, 2004.
- [6] K. Karimi, W. A. Abdelghaffar and M. R. Heikal, "Fuel Spray Penetration in High Pressure Diesel Engines", SAE Paper 2007-01-0066, 2007.
- [7] S. Hossainpour and A.R. Binesh. "Investigation of fuel spray atomization in a DI heavy-duty diesel engine and comparison of various spray breakup models", J. Fuel, Vol. 88, 799–805, 2008.
- [8] M. Frobenius, R. Pittermann, M. Gouda and R. Tatschl, "Assessment of Soot and NOx Reduction Strategies in a Medium-Speed Marine Diesel Engine Configuration Adopting the CFD-Code AVL FIRE and Optical Measurements", 19th International Multidimensional Engine Modelling User's Group Meeting at the SAE Congress, April 19, 2009.
- [9] H. Khatamnezhad, S. Jafarmadar, Sh. Khalilarya, F. Kiaghobady and M. Pourfallah, "Numerical Investigation of the Effect of the Nozzle Orifice Geometry on the Spray Characteristics and Combustion Process of a DI Diesel Engine", 13th Annual & 2th International fluid dynamics conference, shiraz university, 26-28 October, 2010.