



فصلنامه علمی - پژوهشی تحقیقات موتور

تارنمای فصلنامه: www.engineerresearch.ir



استفاده از الگوی پیش‌بینی‌کننده احتراق در شبیه‌سازی احتراق موتور پرخوران با بازخورانی سرد گازهای خروجی

محمد حسن شجاعی فرد^۱، امیر حسین پریور^۲، مصطفی اکبری^{۳*}، مجید کرباسی فروشها^۴

^۱دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، mhshf@iust.ac.ir

^۲شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، a_parivar@ip-co.com

^۳دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، mr.mostafaakbari@yahoo.com

^۴شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، m_karbasi@ip-co.com

*نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۱۳۳۹۶۴۸۵۸

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۰۶ دی ۱۳۹۱

پذیرش: ۰۴ اردیبهشت ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

کوبش

مصرف سوخت

موتور ملی پرخوران

بازخورانی سرد گازهای خروجی

یکی از اهداف اصلی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پرخوران، افزایش مقاومت نسبت به کوبش در بارهای زیاد است. به منظور جلوگیری از کوبش در موتورهای اشتعال جرقه‌ای از تأخیر زمان جرقه‌زنی استفاده می‌شود، که این روش سبب محدود شدن فشار و دمای بیشینه می‌شود. در این موتورها تعویق زمان جرقه‌زنی روش مؤثری برای جلوگیری از کوبش است؛ اما این کار سبب افزایش دمای گازهای خروجی می‌گردد. در این موتورها با غنی‌سازی سوخت دمای گازهای خروجی را کاهش می‌دهند که این کار سبب افزایش مصرف سوخت در موتور می‌گردد. برای حل این مشکل می‌توان از بازخورانی سرد گازهای خروجی استفاده کرد. بازخورانی سرد گازهای خروجی سبب کاهش فشار و دمای ناحیه نسوخته در حین احتراق در داخل استوانه و در نتیجه کاهش تمایل به کوبش در این موتورها می‌گردد. کاهش تمایل به کوبش امکان پیشی انداختن زمان جرقه را فراهم کرده و سبب کاهش دمای گازهای خروجی می‌شود که این کاهش دما، امکان نزدیک کردن نسبت هم‌ارزی هوا به سوخت را به ۱ فراهم می‌کند. چون محل گرفتن و اتصال گازهای بازخورانی خروجی تأثیر زیادی بر روی عملکرد موتور دارد، در این مقاله، مسیرهای گازهای بازخورانی مختلف و تأثیر آن بر روی عملکرد موتور ملی پرخوران با استفاده از شبیه‌سازی در نرم‌افزار جی‌تی‌پاور (GT-Power) مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

(۱) مقدمه

بحث وقوع کوبش در موتورهای اشتعال جرقه‌ای، همواره یکی از چالش‌های اصلی پیش روی محققان و طراحان برای افزایش نسبت تراکم و به تبع آن بازده حرارتی، بوده است. این موضوع ویژه زمانی اهمیت خود را نمایان می‌سازد که ضرورت افزایش نسبت تراکم یا استفاده از پرخوران در موتورهای اشتعال جرقه‌ای برای جبران افت توان در موتور مورد توجه قرار گیرد. یکی از اهداف اصلی سازندگان پرخوران^۱ در موتورهای اشتعال جرقه‌ای، افزایش مقاومت نسبت به کوبش در بارهای زیاد است. به منظور جلوگیری از کوبش در این موتورها تا تأخیر زمان جرقه زنی استفاده می‌شود، که این روش سبب محدود شدن فشار و دمای بیشینه می‌شود. تعویق زمان جرقه زنی روش مؤثری برای جلوگیری از کوبش است، ولی دارای اثرات منفی زیادی است از جمله:

- کاهش بازده حرارتی
- افزایش دمای گازهای خروجی
- افزایش تنش حرارتی سامانه تخلیه از جمله دریچه تخلیه
- افزایش شدید مقدار HC و CO

در این مورد به منظور کاهش دمای گازهای خروجی از مخلوط غنی استفاده می‌شود، که سبب افزایش مصرف سوخت و آلاینده‌ها می‌گردد.

استفاده از بازخورانی سرد گازهای خروجی^۲ سبب کاهش دما و فشار در داخل استوانه می‌شود، که تمایل به کوبش را کاهش می‌دهد. کاهش تمایل به کوبش در این موتورها امکان جلو انداختن زمان جرقه و کاهش دمای گازهای خروجی را فراهم می‌کند. کاهش دمای این گازها امکان نزدیک کردن نسبت هم ارزی هوا به سوخت^۳ را به ۱ و کاهش مصرف سوخت را فراهم می‌کند.

تاکنون برخی تحقیقات به منظور بررسی اثرات بازخورانی سرد گازهای خروجی در موتور انجام شده است. گراندین^۴ و همکاران [۱] به بررسی اثرات استفاده از مخلوط رقیق شده با هوا و استفاده از بازخورانی گازهای خروجی سرد در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پرداختند. نتایج آنها نشان داد که رقیق‌سازی و بازخورانی گازهای خروجی سرد جایگزین‌های مناسبی برای غنی‌سازی سوخت اند. آنها توانستند با استفاده از بازخورانی سرد گازهای خروجی مصرف سوخت را تا ۱۰ درصد کاهش دهند. همچنین آنها بیان کردند که استفاده از EGR خنک باعث افزایش مدت زمان احتراق می‌شود زیرا نرخ واکنش‌ها که به دما وابسته اند، کند می‌شود. پوتائو^۵ و همکاران [۲] مزایا و معایب مسیرهای مختلف ممکن بازخورانی گازهای خروجی سرد را بررسی

کردند، و سپس مقدار افزایش مقاومت به کوبش و کاهش غنی‌سازی را در بار کامل به منظور رسیدن به نقطه درست^۶ مطالعه کردند. آنها با استفاده از بازخورانی سرد گازهای خروجی توانستند تا ۱۴ درصد مصرف سوخت را کاهش دهند. همچنین آنها بیان کردند، استفاده از بازخورانی سرد گازهای خروجی سبب کاهش دمای گازهای خروجی تا ۱۰۰ درجه می‌شود. وی^۷ و همکاران [۳] در تحقیق خود اثرات بازخورانی گازهای خروجی سرد را بر اساس تحقیقات قبلی بررسی کردند. آنها در این تحقیق بیان کردند، بازده واکنشگر^۸ به دلیل استفاده از نسبت هوا به سوخت ۱ بشدت افزایش می‌یابد. گراندین و دنبرات^۹ [۴] به مقایسه مقدار حرارت آزاد شده از مخلوط نسوخته در هنگام استفاده از مخلوط غنی، رقیق و استفاده از بازخورانی گازهای خروجی سرد پرداختند. آنها بیان کردند که کمترین شدت کوبش در هنگام استفاده از بازخورانی گازهای خروجی بدست آمد. بروستل^{۱۰} و همملین^{۱۱} [۵] به بررسی روش‌های مختلف به منظور کاهش مصرف سوخت در موتور پرداختند. آنها بیان کردند که استفاده از بازخورانی گازهای خروجی سرد سبب کاهش مصرف سوخت و همچنین تمایل به کوبش می‌گردد.

(۲) معرفی بازخورانی سرد گازهای خروجی

بازخورانی گازهای خروجی به داخل استوانه که اختصاراً EGR نامیده می‌شود، یکی از مؤثرترین روش‌های کاهش آلاینده NO_x محسوب می‌شود. در این روش مقداری از گازهای خروجی دوباره به استوانه باز گردانده می‌شود. این مقدار گازهای خروجی برگشتی همراه با هوا در مرحله مکش وارد استوانه موتور شده و همراه گازهای باقی مانده از چرخه قبل اثر رقیق‌کنندگی مخلوط را دارد. در نتیجه این اختلاط، سرعت شعله و دمای اوج احتراق کاهش می‌یابد و در نتیجه مقدار NO_x کمتر می‌شود.

وقتی گازهای خروجی که از گونه‌های اصلی نیتروژن، دی‌اکسیدکربن و بخار آب تشکیل شده، به کار گرفته می‌شود، اجزاء تشکیل دهنده آن باید از دمای اولیه خودشان تا دمای شعله گرم شوند، بدین جهت ضمن گرم شدن، مقداری از گرمای محفظه احتراق را جذب می‌کنند. چون ظرفیت گرمایی این گازها، بیشتر از هوای تازه است، دمای گازهای داخل محفظه کاهش بیشتری می‌یابد. بنابراین، تأثیر اصلی گازهای خروجی در کاهش آلاینده NO_x، عبارت از کاهش دمای شعله و گازهای سوخته شده به علت افزایش ظرفیت حرارتی بار داخل استوانه به ازای واحد جرم سوخت است [۳].

6 Stoichiometric

7 Wei

8 Catalyst

9 Denbratt

10 Bruestle

11 Hemmerlein

1 Turbocharger

2 Cooled EGR

3 Lambda

4 Grandin

5 Potteu

که در این معادلات M_e جرم مخلوط نسوخته ورودی به جبهه شعله، t زمان، ρ_u چگالی مخلوط نسوخته، S_T سرعت شعله مغشوش، S_L سرعت شعله آرام، M_b جرم مخلوط سوخته شده، T ثابت زمانی و A طول مقیاس تیلور است. این معادلات نشان می‌دهد، که مخلوط نسوخته سوخت و هوا با نرخ متناسب با مجموع سرعت شعله آرام و مغشوش به جبهه شعله وارد می‌شود. همچنین نرخ سوختن با مقدار مخلوط نسوخته در پشت جبهه شعله، تقسیم بر ثابت زمانی متناسب است. ثابت زمانی از تقسیم ثابت تیلور بر سرعت شعله آرام بدست می‌آید.

به منظور شبیه‌سازی کوبش در این تحقق از روش انتگرالی استفاده شد. روش انتگرالی برای شبیه‌سازی کوبش از روش‌هایی است که غالباً محققان برای پیش‌بینی کوبش استفاده می‌کنند. برای پیش‌بینی کوبش در موتور ملی پرخوران، در این پژوهش از همین روش استفاده گردیده است. بر اساس این روش، خود اشتعالی هنگامی رخ می‌دهد که [۶]:

$$\int_{t=0}^{t_i} \frac{dt}{\tau} = 1 \quad (4)$$

تعدادی از معادلات برای بدست آوردن مقدار T آمده است. این معادلات بدین صورت است:

$$\tau_{\text{reac}} = AP^{-n} \exp\left(\frac{B}{T}\right) \quad (5)$$

در جایی که A و n و B متغیرهایی اند، که وابسته به سوخت‌اند. در این معادله T و P بترتیب فشار و دمای گازهای نسوخته در حین احتراق است.

همان‌طور که از معادله ۵ مشخص است، مقدار کوبش به مقدار فشار و دما گازهای نسوخته داخل استوانه وابسته است و هرچه فشار و دمای این گازها در طول احتراق کمتر باشند، تمایل به کوبش در موتور کمتر می‌شود. بنابراین به منظور بررسی تأثیرات بازخورانی سرد گازهای خروجی بر روی تمایل به کوبش به بررسی تأثیر این گازها بر روی فشار و دمای گازهای نسوخته پرداخته می‌شود.

در این تحقیق به منظور بررسی تأثیر گازهای بازخورانی بر روی سرعت شعله آرام از این معادله استفاده شده است [۶]:

$$S_L(x_b) = S_L(x_b = 0)(1 - 2.06x_b^{0.77}) \quad (6)$$

معادله ۷، معادله بین نرخ سوختن و سرعت شعله آرام مورد استفاده در این تحقیق را نشان می‌دهد [۶]:

$$\frac{dm_b}{dt} = A_f \cdot \rho_u \cdot S_L \quad (7)$$

که در این معادله dm_b/dt نرخ سوختن، A_f سطح شعله، ρ_u چگالی مخلوط نسوخته و S_L سرعت شعله آرام است.

همچنین، معادله سرعت شعله آرام با زاویه احتراق بین ۱۰ تا ۹۰ درجه بدین صورت است [۶]:

بازخورانی خارجی گازهای خروجی^۱ به دو صورت بازخورانی سرد و گرم^۲ است. هنگامی که گازهای خروجی به طور مستقیم به استوانه بازخورانی می‌شود، بازخورانی گرم صورت می‌پذیرد. اما اگر گازها قبل از بازخورانی خنک شوند، بازخورانی به صورت سرد انجام می‌شود. در هنگام استفاده بازخورانی گازها به صورت گرم، به دلیل افزایش دمای هوای ورودی بازده تنفسی کاهش می‌یابد، در حالی که هنگام استفاده از بازخورانی سرد بازده تنفسی موتور به دلیل کاهش دما هوای ورودی افزایش می‌یابد. در این حالت به دلیل کاهش دما، کاهش آلاینده NO_x ، افزایش مقاومت در برابر کوبش، افزایش تغییرات چرخه به چرخه [۶-۷] و افزایش آلاینده HC نسبت به حالت بازخورانی گرم گازهای خروجی رخ می‌دهد. یکی از مزیت‌های اصلی بازخورانی سرد گازهای خروجی به دلیل کاهش فشار و دمای گازهای داخل استوانه سبب کاهش تمایل به کوبش در موتور می‌شود [۳]. در جدول ۱ مزایا و معایب بازخورانی های سرد و گرم بر روی عملکرد موتور آورده شده است.

جدول ۱: مقایسه بازخورانی های سرد و گرم بر روی عملکرد موتور

بازخورانی های سرد گازهای خروجی	بازخورانی های گرم گازهای خروجی
کاهش مقدار آلاینده NO_x	زمان احتراق کوتاه‌تر
افزایش مقاومت نسبت به کوبش	مقدار آلاینده HC کمتر
پیکره بندی پیچیده و قیمت گرانتر	پیکره بندی ساده
افزایش بیشتر ناپایداری احتراق	

۳) معادلات حاکم بر شبیه‌سازی

در این تحقیق از دو الگوی احتراق پیش‌بینی کننده و غیر پیش‌بینی کننده، به منظور شبیه‌سازی احتراق استفاده شده است. الگوی احتراق پیش‌بینی کننده نرخ سوختن را برای موتورهای احتراق جرقه‌ای بر اساس تحقیقات انجام شده در مراجع [۸-۱۰] پیش‌بینی می‌کند. در این الگو داده های هندسه استوانه، زمان جرقه، جریان هوا و خواص سوخت به منظور پیش‌بینی نرخ سوختن مورد نیاز است. جرم ورودی به جبهه شعله و نرخ سوختن در این الگو از این معادله‌ها محاسبه می‌شوند:

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_e (S_T + S_L) \quad (1)$$

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau} \quad (2)$$

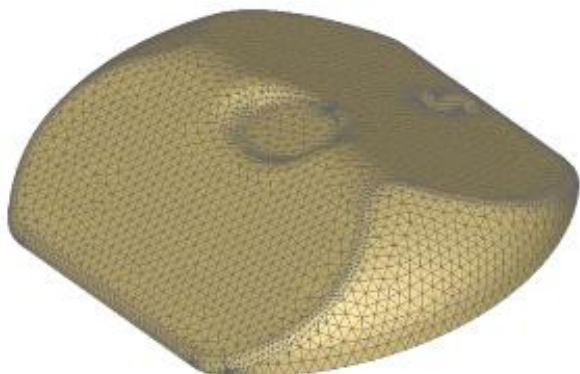
$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \quad (3)$$

¹ External EGR

² Hot

می‌گذارند، از الگوی پیش بینی کننده استفاده می‌شود. چون بازخورانی گازهای سرد سبب تغییر نرخ احتراق می‌شود، در این حالت از الگوی احتراق غیر پیش بینی کننده نمی‌توان استفاده کرد و از الگوی پیش کننده باید استفاده شود.

این الگوی احتراقی به منظور پیش بینی نرخ سوختن، انتشار شعله در داخل محفظه احتراق را با محاسبه سرعت شعله آرام و همچنین با داشتن هندسه محفظه احتراق شبیه سازی می‌کند. به همین منظور نیاز است، محفظه احتراق به صورت شبکه بندی شده به نرم افزار داده می‌شود. این محفظه احتراق شبکه بندی شده در شکل ۱ دیده می‌شود.



شکل ۱: محفظه احتراق موتور ملی پرخوران استفاده شده در نرم افزار

به منظور زینه بندی این الگو با داده های تجربی، با استفاده از ضرایب موجود در نرم افزار، مقدار تأثیر شدت اغتشاش و طول مقیاس بر روی سرعت شعله مغشوش و طول مقیاس تیلور تنظیم می‌گردند. در این الگوی سه ضریب برای زینه بندی وجود دارد. این ضرایب عبارتند از: ضریب رشد هسته شعله: این ضریب مقدار محاسبه شده رشد هسته شعله را اصلاح می‌کند. این ضریب بر روی مقدار تأخیر اشتعال تأثیر می‌گذارد. مقادیر بزرگ این عدد سبب کوتاه شدن تأخیر و سبب تسریع در تبدیل احتراق آرام به مغشوش می‌شود.

ضریب سرعت شعله مغشوش: این ضریب مقدار سرعت شعله مغشوش را اصلاح می‌کند. این ضریب بر روی مدت احتراق تأثیر می‌گذارد. مقادیر بزرگ آن سبب افزایش سرعت و کاهش مدت احتراق می‌گردد.

ضریب طول مقیاس تیلور: این ضریب طول مقیاس تیلور را اصلاح می‌کند. طول مقیاس تیلور ثابت زمانی احتراق مخلوط سوخت و هوای ورودی به جهت شعله را تغییر می‌دهد. این ضریب بر روی سرعت احتراق تأثیر می‌گذارد.

مقادیر این سه ضریب به طور پیش فرض در نرم افزار ۱ است. به منظور زینه بندی^۲ این الگو ابتدا در یک حالت کاری موتور ضرایب به گونه انتخاب می‌شوند تا نرخ سوختن محاسبه شده با نتایج تجربی مشابه گردد. به همین منظور این ضرایب در حالت بار کامل و دور

$$\Delta\theta_b = C \left(\frac{B}{h^*} \right) \left(\frac{\rho_i}{\rho_i^*} \right)^{\frac{10}{9}} (S_p v)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{h_i}{S_L^*} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (8)$$

در جایی که v گرانشی دینامیکی، S_p سرعت شعله مغشوش، S_L سرعت شعله آرام، ρ چگالی و C ضریب ثابتی است، که به هندسه موتور وابسته است. در این معادله، B قطر دریچه و زیرنویس i راجع به مقدار در زمان احتراق و بالانویس $*$ وابسته است به شرایط احتراق در هنگامی که $x_b = 0.5$ باشد، است.

۴) شبیه سازی و صحنه گذاری الگوی مبنا با نتایج تجربی

نمونه تهیه شده در نرم افزار جی تی پاور^۱ یک بعدی است که بخشی از شرایط مرزی آن ورودی های هندسی موتور، بخشی شرایط مرزی و اولیه و بخشی دیگر شرایط کارکردی موتور است. هندسه و مشخصات موتور از نقشه های چند راهه ورودی و خروجی، محفظه احتراق و اطلاعات هندسه موتور ملی پرخوران اخذ شده از شرکت ایپکو بوده (جدول ۲) و شرایط کارکرد موتور نیز بر مبنای شرایط آزمایشگاه شرکت ایپکو جایگزین شده است. همان طور که پیش تر گفته شد، در این تحقیق از دو الگوی احتراق پیش بینی کننده و غیر پیش بینی کننده، به منظور شبیه سازی احتراق استفاده شده است.

جدول ۲: مشخصات فنی موتور

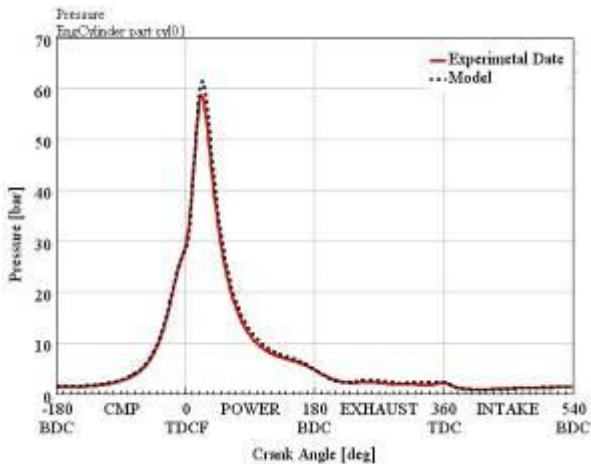
۴	تعداد استوانه
۸۵	طول پیمایش سمبه (mm)
۷۸,۶	قطر استوانه (mm)
۹,۵	نسبت تراکم
۱۳۴,۵	طول دسته سمبه (mm)
۱۱۰	بیشینه توان (kW) در ۵۵۰۰ دور بر دقیقه (د.د.د.)
۲۱۵	بیشینه گشتاور (Nm) از ۲۰۰۰ تا ۴۸۰۰ (د.د.د.)

در الگوی احتراق غیر پیش بینی کننده داده های تجربی فشار داخل استوانه مورد نیاز است. در این الگو با داشتن این داده ها می‌توان نرخ احتراق را بدست آورد و سپس با نرخ احتراق به دست آمده و دما و فشار در نقاط مختلف موتور، احتراق را در داخل استوانه شبیه سازی کرد. این الگوی احتراقی هنگامی قابل استفاده است که متغیرها تأثیری بر روی نرخ سوختن نداشته باشند؛ زیرا این الگو تمامی حالات را با نرخ سوختن ورودی حل می‌کند و با تغییر متغیرهای ورودی این نرخ را تغییر نمی‌دهد.

همان طور که گفته شد، استفاده از الگوی غیر پیش بینی کننده تنها زمانی مجاز است که متغیرها بر روی نرخ احتراق تأثیری نگذارند؛ زیرا تمامی شرایط را تنها با نرخ احتراق داده شده به نرم افزار محاسبه می‌کند. در حالاتی که متغیرهای ورودی بر روی نرخ احتراق تأثیر

² Calibration

¹ GT-POWER



شکل ۴: بررسی عملکرد الگوی احتراق پیش بینی کننده در شبیه سازی فشار داخل استوانه در دور ۵۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$

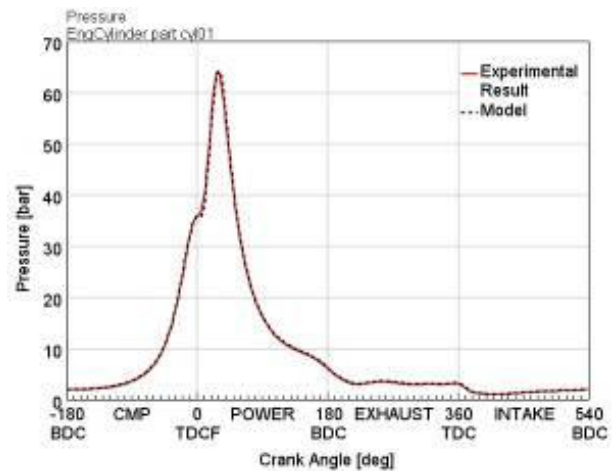
۵) مسیرهای بازخورانی گازهای خروجی مورد مطالعه

چون محل گرفتن و اتصال گازهای بازخورانی تأثیر بسزایی بر عملکرد موتور دارد، لازم است مسیرهای مختلف گازهای بازخورانی به منظور رسیدن به مسیری با بیشترین کاهش در مصرف سوخت و با حفظ گشتاور بررسی شود. در این تحقیق ۴ مسیر بازخورانی گازهای خروجی مختلف، مطالعه شد، که در ادامه تأثیر هر کدام بر عملکرد موتور بیان و بهترین مسیر بازخورانی گازهای خروجی انتخاب خواهد شد.

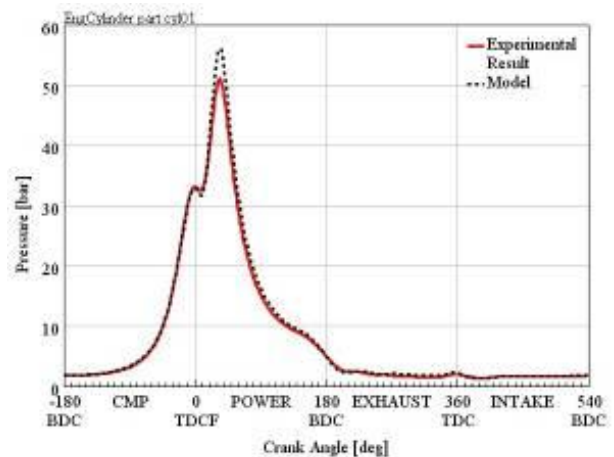
۵-۱) مسیر اول: انشعاب گازهای بازخورانی از بعد از واکنشگر^۱ و اتصال آن به قبل از تنجار

در این مسیر گازهای بازخورانی شده درست در پایین دست واکنشگر گرفته شده، و به قبل از تنجار داده می‌شود (شکل ۵). مقایسه فشار قبل از شیر EGR و فشار هوا در ورودی تنجار مشخص کرد، فشار در قبل از شیر EGR در دورها و بارهای مختلف بیشتر از فشار هوا در ورودی تنجار است؛ و امکان جریان برگشتی گازها به واکنش گر وجود ندارد. همان طور که از شکل ۶ مشخص است، استفاده از این پیکربندی سبب کاهش گشتاور موتور در بارها و دورهای مختلف شده است. پس از بررسی‌ها مشخص شد به دلیل این که گازها به قبل از تنجار داده می‌شود دبی جریان ورودی به تنجار افزایش می‌یابد، که سبب کاهش بازده تنجار و فشار بعد از تنجار و افزایش کار مورد نیاز برای تنجار می‌گردد.

۵۰۰۰ (د.د.د.) بر طبق نتایج تجربی زینه بندی شد. شکل ۲ فشار داخل استوانه در این حالت را پس از زینه بندی ضرایب الگو نشان می‌دهد. همان طور که از این شکل‌ها مشخص است، این ضرایب به خوبی زینه بندی شده است. پس از زینه بندی ضرایب الگو در این حالت این الگو قادر به پیش بینی نرخ سوختن در سایر بارها و دورها است. شکل ۳ قابلیت این الگو در تخمین فشار داخل استوانه را در بار کامل و دور ۳۰۰۰ (د.د.د.) نشان می‌دهد. همچنین در شکل ۴، عملکرد این الگو در $b_{mep} = 12 \text{ bar}$ و دور ۵۰۰۰ (د.د.د.) نشان داده شده است. همان طور که از این شکل‌ها مشخص است، این الگو قابلیت خوبی در فشار داخل استوانه را دارا است.

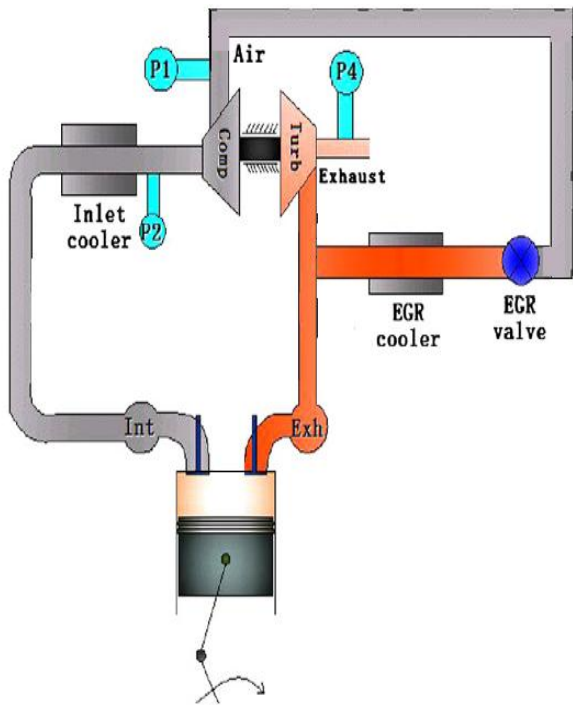


شکل ۲: مقایسه فشار داخل استوانه در دور ۵۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل پس از زینه بندی ضرایب الگو

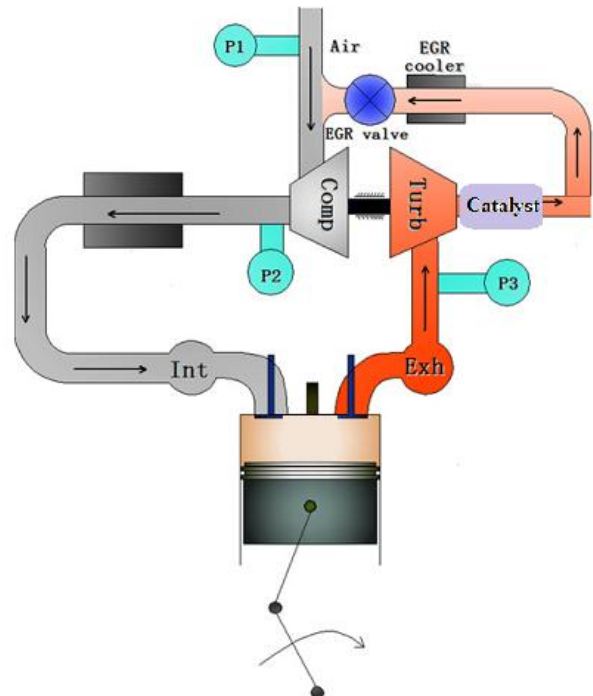


شکل ۳: بررسی عملکرد الگوی احتراق پیش بینی کننده در شبیه سازی فشار داخل استوانه در دور ۳۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل

¹ Catalyst



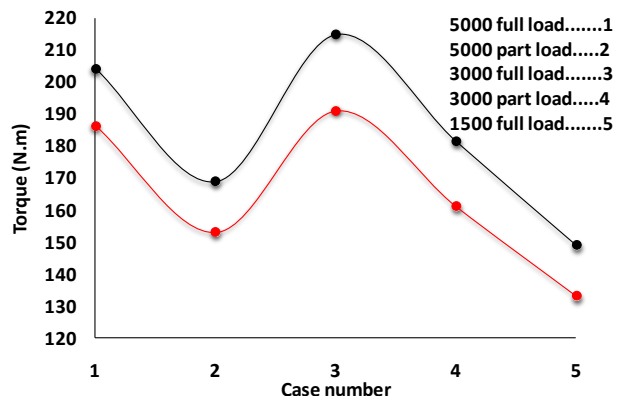
شکل ۷: پیکره‌بندی مسیر دوم



شکل ۵: پیکره‌بندی مسیر اول

۳-۵ مسیر سوم: انشعاب گازهای بازخورانی از قبل از گردا و دادن آن به بعد از خنک کن میانی^۳

در این مسیر گازهای باز خورانی از قبل از گردا گرفته شده و به بعد از خنک کن داده می‌شود (شکل ۸). این مسیر به دلیل اختلاف دمای بسیار زیاد بین پایین دست خنک میانی و بالادست گردا برای محاسبات بعدی در نظر گرفته نشد، زیرا برای رسیدن به دمای قابل قبول پس از خنک کن میانی، یک واکنشگر دما با بازده دمایی بی‌نهایت زیاد و با خنک‌کننده‌ای با دمای بسیار خنک مورد نیاز است. در جدول ۳ دمای قبل از گردا و بعد از تنجار در شرایط کارکرد مختلف موتور دیده می‌شود. همان طور که از این جدول دیده می‌شود، اختلاف دما بین این دو نقطه بسیار زیاد است، که سبب می‌شود هیچ خنک‌کننده‌ای به طور عملی قابلیت کاهش این دما را نداشته باشد. خنک‌کننده‌های مناسب برای کاهش دمای گازهای بازخورانی، آب خنک اند. این خنک‌کن‌ها بسته به عملکرد خود قابلیت کاهش این دما را تا دمای خنک‌تر دارا می‌باشند. مناسب است که خنک‌سازی گازهای خروجی در دو مرحله صورت گیرد. در مرحله اول با یک مبدل آب‌خنک که به آب موتور وصل است، خنک شوند؛ سپس گازهای خروجی به مسیر هوا راه یابند و در آن جا همراه هوای بعد از تنجار وارد خنک‌کن نهایی موتور که هوا خنک است، شوند.



شکل ۶: مقایسه توان در دو حالت استفاده از گازهای بازخورانی و بدون استفاده از گازهای بازخورانی برای مسیر اول

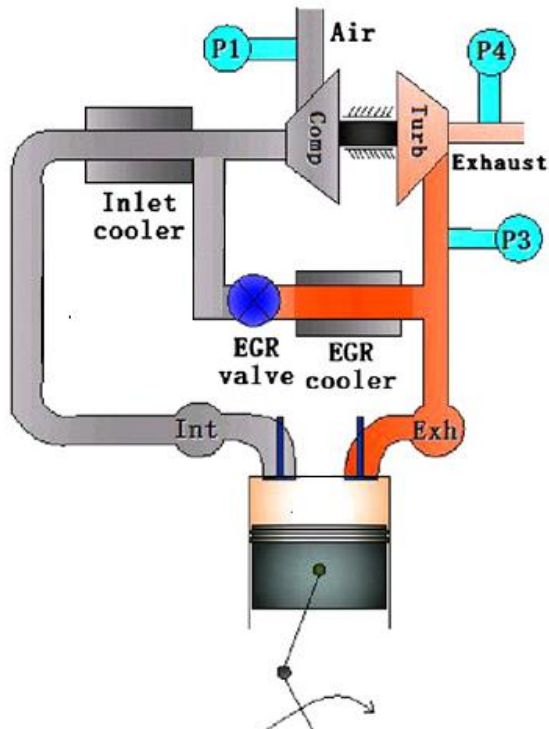
۲-۵ مسیر دوم: انشعاب گازهای بازخورانی از قبل از گردا^۱ و اتصال آن به قبل از تنجار^۲

در این مسیر گازهای بازخورانی از قبل از گردا منشعب شده و به قبل از تنجار داده می‌شود (شکل ۷). این مسیر به عنوان مسیر مناسب برای محاسبات بعدی انتخاب نشد زیرا این حالت مانند حالت قبل سبب افت عملکرد تنجار و در نتیجه پرخوران شده و سبب کاهش گشتاور موتور می‌گردد. البته در این حالت افت عملکرد بسیار زیاد است، چرا که هم کار داده شده به گردا کاهش می‌یابد، در حین آن که کار خواسته شده از تنجار افزایش می‌یابد.

³ Intercooler

¹ Turbine
² Compressor

در جدول ۴، فشار بین دو نقطه در بارها و دورهای مختلف مشخص است. همان طور که از این جدول مشخص در دورهای پایین جریان گازهای بازخورانی به صورت طبیعی جریان نمی یابد.

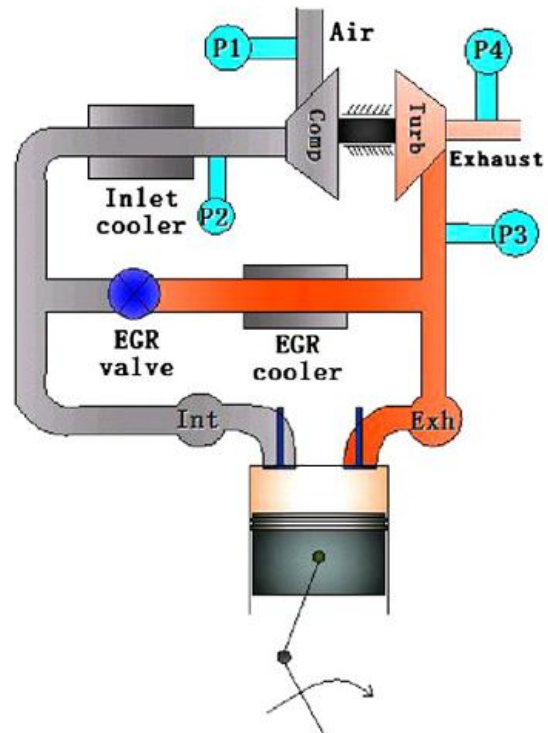


شکل ۹: پیکره بندی مسیر چهارم

جدول ۴: مقایسه فشار قبل از گردا و بعد از تنجار

شرایط	فشار قبل از گردا (kPa)	فشار بعد از تنجار (kPa)
دور ۵۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۲۸۶,۴	۱۷۵,۳
دور ۵۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$	۲۱۳,۴	۱۳۵,۶
دور ۴۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۲۳۴,۵۸	۱۸۲,۰۹
دور ۴۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$	۱۷۶,۳	۱۴۵,۰۱
دور ۳۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۱۹۱,۳۴	۱۷۵,۱۶
دور ۳۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$	۱۵۱,۳۴	۱۴۰,۵۸
دور ۲۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۱۹۴,۷۷	۱۹۹,۱۹
دور ۲۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$	۱۴۰,۷۷	۱۴۴,۵۱
دور ۱۵۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۱۱۷,۸۳	۱۳۰,۲

نتایج شبیه سازی این مسیر نشان داد، این مدار در تمام دورها به جز دور کند توانی در حدود توان مورد نیاز را تأمین می کند، و در ولی در دور کند به دلیل اختلاف فشار منفی بین بالادست گردا و پایین تنجار گازهای بازخورانی شده به طور طبیعی جریان نمی یابند. شایان ذکر است، چون نسبت هم ارزی هوا به سوخت در دورهای کند بسیار نزدیک به ۱ است، استفاده از بازخورانی گازهای خروجی به منظور کاهش مصرف سوخت ضروری به نظر نمی رسد.



شکل ۸: پیکره بندی مسیر سوم

جدول ۳: مقدار دما قبل از گردا و بعد از خنک کن میانی

شرایط	دمای قبل از گردا	دمای بعد از خنک کن
دور ۵۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۹۱۳,۷	۳۵,۳
دور ۵۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$	۹۱۴,۸	۲۷,۹
دور ۴۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۹۳۱,۱	۳۰,۳
دور ۴۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$	۹۲۱	۲۳,۱
دور ۳۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۹۲۰,۱	۲۹,۲
دور ۳۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$	۹۲۲,۸	۲۴,۴
دور ۲۰۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۹۱۷,۱	۳۰,۳
دور ۲۰۰۰ (د.د.د.) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$	۸۷۷	۱۹,۵
دور ۱۵۰۰ (د.د.د.) و بار کامل	۷۶۴,۶	۱۷,۴

۵-۴) مسیر چهارم: انشعاب گازهای بازخورانی قبل از گردا و دادن آن به قبل از خنک کن و بعد از تنجار

در این مسیر گازهای بازخورانی شده در بالادست گردا گرفته شده، و به پایین دست تنجار داده می شود (شکل ۹). یکی از نگرانی های این پیکره بندی این است که گاز به دلیل اختلاف فشار اندک میان دو نقطه در دورهای کند نتواند به صورت طبیعی میان دو نقطه جریان پیدا کند. بررسی و شبیه سازی ها نشان داد، اختلاف فشار در دورهای کند بین دو نقطه منفی است. برای مثال در دور ۱۵۰۰ (د.د.د.) فشار قبل از گردا حدود ۱۱۷ کیلوپاسکال و فشار بعد از گردا ۱۳۰ کیلوپاسکال است. در حالی که این مقدار برای دور ۵۰۰۰ (د.د.د.) حدود ۲۸۶ کیلوپاسکال قبل از گردا و حدود ۱۷۵ کیلوپاسکال بعد از تنجار است.

۶) کوبش

به منظور داشتن فهمی دقیق و جامع از وقوع کوبش در موتور، ضروری است تا انواع احتراق بحث و بررسی شود. از یک منظر کلی، دو نوع احتراق برای موتور قابل تصور است:

احتراق عادی: که در آن با توجه به مدیریت جرقه در موتور، احتراق در زمان مناسب شکل گرفته و شعله تشکیل می شود و به صورت یکنواخت پیشروی می کند و بتدریج تمام محفظه احتراق را فرا می گیرد [۱۱۶-۱۲].

احتراق غیر عادی: در این حالت، جرقه شمع بتنهایی تعیین کننده آغاز احتراق نیست بلکه برخی دیگر از عوامل، از جمله سطوح داغ زمینه ساز اشتعال تمام و یا بخشی از مخلوط نسوخته می شوند؛ به عبارت دیگر در این حالت مراکز متعدد اشتعال به وجود خواهد آمد.

کوبش در موتور، نتیجه ای از بروز احتراق غیرعادی است، در این پدیده بخشی از گازهای نسوخته پیش از رسیدن شعله، مشتعل شده و انرژی شیمیایی ناشی از این خود اشتعالی به شکل بسیار سریعی در این ناحیه آزاد می شود که در نهایت، باعث افزایش ناگهانی فشار در این مقطع می شود. واضح است که احتراق غیرعادی سبب تحمیل آسیبها و مشکلاتی برای موتور خواهد شد که به دو شکل آسیب عملکردی و آسیب فیزیکی قابل بررسی است [۱۱، ۶-۱۲].

در موتورهای پرخوران به دلیل افزایش فشار و دمای داخل استوانه تمایل به کوبش در این موتورها افزایش می یابد. به منظور کاهش تمایل به کوبش در این موتورها زمان جرقه به تأخیر انداخته می شود. تأخیر انداختن زمان جرقه، سبب افزایش دمای گازهای خروجی می گردد. به دلیل این که در موتور حد مشخصی برای دمای گازهای خروجی وجود دارد، با غنی سازی مخلوط دمای گازهای خروجی را کاهش می دهند، که سبب افزایش آلاینده ها و مصرف سوخت می گردد.

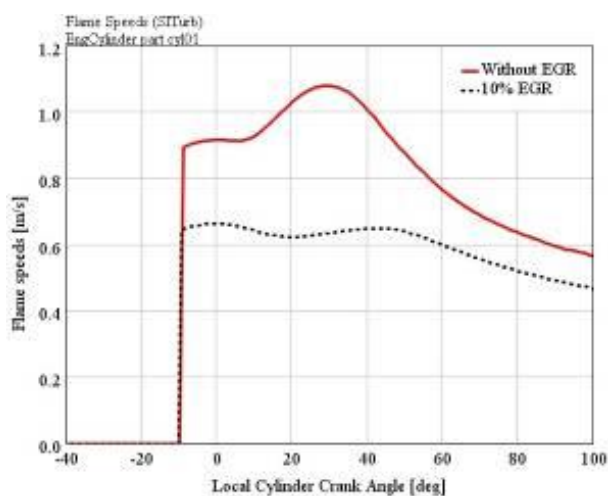
۷) سرعت شعله آرام

حضور گازهای سوخته شده در مخلوط نسوخته درون استوانه به دلیل گازهای پسماند و بازخورانی گازهای خروجی سبب کاهش چشمگیر در سرعت شعله آرام می شود. این موضوع از معادله ۶ قابل فهم است. هر مقدار گاز سوخته شده در مخلوط نسوخته سبب کاهش ظرفیت حرارتی و دمای شعله هم دما در داخل استوانه می شود. تأثیر افزایش گازهای سوخته شده بر شعله آرام در شکل نشان داده شده است. در شکل های ۱۰ و ۱۱ کاهش سرعت شعله آرام هنگام استفاده از بازخورانی گازهای خروجی دیده می شود.

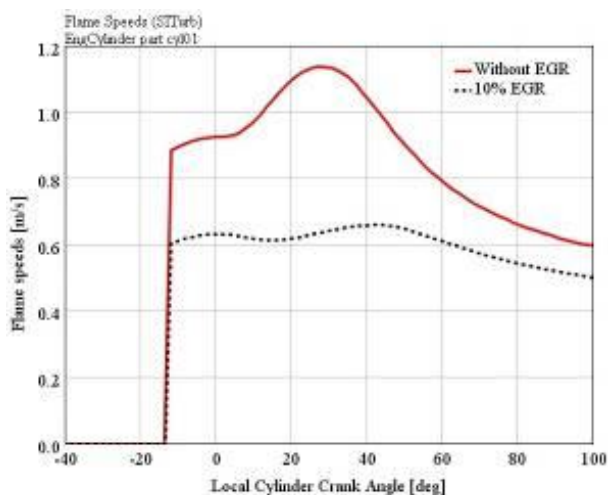
۸) نرخ سوختن

افزایش رقیق سازی، سبب کاهش سرعت شعله آرام می شود که روی سرعت شعله آشفته پس از جرقه زنی و مدت زمان احتراق تأثیر

می گذارد کاهش سرعت شعله آرام همان طور از معادله ۷ و ۸ مشخص است، سبب کاهش نرخ سوختن و افزایش زمان احتراق می گردد.



شکل ۱۰: سرعت شعله آرام در دو حالت استفاده از EGR و بدون استفاده از آن در دور ۵۰۰۰ (د.د.د) و بار کامل



شکل ۱۱: سرعت شعله آرام در دو حالت استفاده از EGR و بدون استفاده از آن در دور ۴۰۰۰ (د.د.د) و $b_{mep}=12 \text{ bar}$

۹) فشار داخل استوانه

بازخورانی سرد گازهای خروجی به دو صورت سبب کاهش بیشینه فشار داخل استوانه می شوند. اول، با کاهش نرخ سوختن در داخل استوانه سبب می شود انرژی آزاد شده در واحد زمان کاهش یابد، که سبب کاهش فشار در داخل استوانه می گردد. دوم، به دلیل این که این گازها دارای ظرفیت حرارتی بزرگتری نسبت به هوا می باشند، گرمای بیشتری از محفظه احتراق برای گرم شدن تا دمای احتراق جذب می کنند، که سبب کاهش دما و فشار گازهای داخل استوانه می شود.

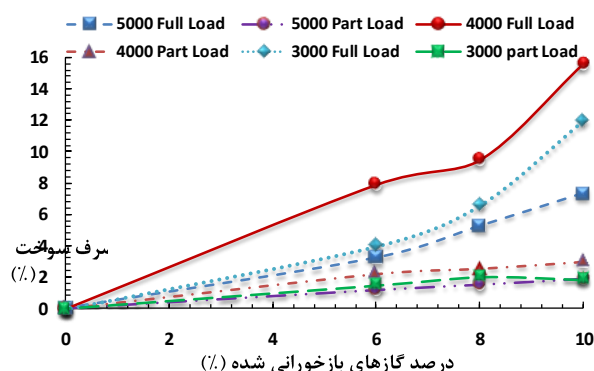
۱۰) زمان جرقه

همان طور که گفته شد، در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پرخوران یکی از راه‌های کاهش تمایل به کوبش، استفاده از تأخیر زمان جرقه است. تأخیر زمان سبب می‌شود، که فشار و دما در داخل استوانه کاهش یافته و مقاومت نسبت به کوبش افزایش یابد. اما همان طور که گفته شد این کار سبب افزایش دمای گازهای خروجی می‌شود، که برای حل این مشکل از غنی سازی سوخت استفاده می‌شود که خود سبب افزایش مصرف سوخت می‌گردد.

همان طور که گفته شد استفاده از بازخورانی گازهای خروجی به دلیل کاهش در فشار و دمای داخل استوانه سبب کاهش تمایل به کوبش می‌گردد. با کاهش تمایل به کوبش امکان جلو انداختن زمان جرقه تا مرز کوبش فراهم می‌شود.

۱۱) مصرف سوخت

هنگام استفاده از بازخورانی گازهای خروجی، به دلیل جلو افتادن زمان جرقه امکان نزدیک کردن نسبت هم ارزی هوا به سوخت به ۱ تا رسیدن به دمای مجاز قبل گردا وجود دارد. در شکل ۱۲ کاهش مصرف سوخت ویژه با استفاده از بازخورانی گازهای خروجی نشان داده شده است.



شکل ۱۲: کاهش مصرف سوخت ویژه با افزایش درصد گازهای بازخورانی

دو نکته مهم از این نمودار فهمیده می‌شود: اول، با افزایش درصد گازهای بازخورانی شده مصرف سوخت ویژه در دورها و بارها مختلف کاهش می‌یابد. همان طور که گفته شد، هنگام افزایش درصد گازهای بازخورانی شده امکان آوانس بیشتر زمان جرقه فراهم می‌یابد، که سبب کاهش دمای قبل گردا می‌شود. با کاهش این دما امکان نزدیک کردن نسبت هم ارزی هوا به سوخت به سمت ۱ فراهم می‌شود، که سبب کاهش مصرف سوخت می‌شود.

دوم همان طور که در شکل دیده می‌شود بیشترین تأثیر گازهای بازخورانی بر روی بار کامل است، و تأثیر آن در نیم بار کم‌تر است. در نیم بار به دلیل نزدیکی نسبت هم ارزی هوا به سوخت به ۱ این تأثیر کمتر دیده می‌شود. شایان ذکر است، توان موتور در هنگام استفاده از

بازخورانی گازهای خروجی با توان موتور در حالت بدون استفاده از EGR برابر است.

۱۲) نتیجه گیری

در این تحقیق ابتدا چهار مسیر بازخورانی بررسی شد. در انتخاب نوع مسیر بازخورانی عملکرد پرخورانی از اهمیت زیادی برخوردار است. مناسب‌ترین حالت اتصال قبل از گردا به بعد از تنجار است، که گازهای بازخورانی در دو مرحله امکان خنک شدن داشته باشند. یکی از مهم‌ترین مشکلات موجود در موتورهای پرخوران، مشکل کوبش است. در این موتورها به منظور مقابله با این پدیده از تأخیر زمان جرقه استفاده می‌شود که این کار سبب افزایش دمای گازهای خروجی می‌شود. در این موتورها به منظور کاهش دمای گازهای خروجی از غنی‌سازی مخلوط استفاده می‌شود که خود سبب افزایش مصرف سوخت می‌شود. در این تحقیق با استفاده از بازخورانی سرد گازهای خروجی تمایل موتور نسبت به کوبش کاهش داده شد، که امکان جلو انداختن زمان جرقه را فراهم نمود. جلو انداختن زمان جرقه سبب کاهش دمای گازهای قبل از گردا گردید، که امکان نزدیک کردن نسبت هم ارزی هوا به سوخت به ۱ و در نتیجه کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها را فراهم می‌کند. نتایج این تحقیق نشان داد با استفاده از بازخورانی گازهای سرد تا ۱۳ درصد مصرف سوخت در بارهای کامل بهبود می‌یابد.

تقدیر و تشکر

از مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو به منظور فراهم نمودن بستر این تحقیق، تشکر می‌گردد.

References

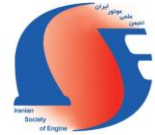
- [1] B. Grandin, H. Angstroem, Replacing fuel enrichment in a turbo charged SI engine - Lean burn or cooled EGR, SAE International, Paper No. 1999-01-3505, 1999
- [2] S. Potteau, P. Lutz, S Leroux, Cooled EGR for a turbo SI engine to reduce knocking and fuel consumption, SAE International, Paper No. 2007-01-3978, 2007
- [3] H. Wei, T. Zhu, G. Shu, L. Tan, Y. Wang, Gasoline engine exhaust gas recirculation - A review, Applied Energy, Vol. 99, pp. 534-544, 2012
- [4] B. Grandin, I. Denbratt, Heat release in the end-gas prior to knock in lean, rich and stoichiometric mixtures with and without EGR, SAE International, Paper No. 2002-01-0239, 2002
- [5] C. Bruestle, N. Hemmerlein, Exhaust gas turbocharged SI engines and their ability of meeting future demands, IMechE, C484/039/94, 1994
- [6] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988

- [10] T. Morel, C.I. Rackmil, R. Keribar, M.J. Jennings, Model for heat transfer and combustion in spark-ignited engine and its comparison with experiments, SAE International, Paper No. 880198, 1988
- [11] Y.Y. Ham, K.M. Chun, Spark-ignition engine knock control and threshold value determination, SAE International, Paper No. 960496, 1996
- [12] O. Stenlaos, A. Gogan, R. Egnell, B. Sunden, F. Mauss, The influence of nitric oxide on the occurrence of auto-ignition in the end gas of spark ignition engines, SAE International, Paper No. 2002-01-2699, 2002
- [7] B. Huang, E. Hu, Z. Huang, J. Zheng, B. Liu, Cycle-by-cycle variations in a spark ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 34, pp. 8405-8414, 2009
- [8] S.D. Hires, R.J. Tabaczynski, J.M. Novak, The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine, SAE International, Paper No. 780232, 1978
- [9] N.C. Blizard, J.C. Keck, Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engine, SAE International, Paper No. 740191, 1974



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Using predictive combustion model in combustion modeling of cooled EGR turbocharged engine

M.H. Shojaeefard¹, A.H. Parivar², M. Akbari^{3*}, M. Karbasiforoshha⁴

¹Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, mhshf@iust.ac.ir

²Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, a_parivar@ip-co.com

³Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, mr.mostafaakbari@yahoo.com

⁴Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, m_karbasi@ip-co.com

*Corresponding Author, Phone Number: +98-912-2964858

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 26 December 2012

Accepted: 24 April 2013

Keywords:

EGR

Knock

EF7-TC engine

Fuel consumption

ABSTRACT

One of the major goals for manufacturers of turbocharged spark ignited (SI) engines is to increase the knock resistance at high loads. In order to move out of knocking combustion, timing of the spark ignition is retarded, thus limiting the maximum pressure and temperature in the combustion chamber. This is an effective method to eliminate the knock. The negative effect of retarding spark timing is increasing the exhaust gas temperature. In order to reduce the exhaust gas temperature, rich mixtures are normally used. As a result, the fuel consumption increases. The cooled EGR can be used to solve this problem. Using the cooled EGR decreases the pressure and the temperature in the unburned zone. There are a number of different possible architectures, each with its specific characteristics. Main objectives of this study were to quantify the increase the knock resistance and to decrease the enrichment in order to the target stoichiometric operation over the full operating range. All the simulations were carried out in the GT-POWER Software on the EF7-TC engine.

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