نکات قابل توجه در طراحی موتورهای احتراق داخلی پایه گازسوز

داود کلانتری[1*]

۱- عضو هئیت علمی گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری

* ایمیل نویسنده مسئول: dkalantari2000@yahoo.com

چکیده

با توجه به کیفیت بسیار بالای گاز طبیعی کشور که درصد متان آن در حدود ۹۶/۵٪ می باشد و با توجه به ۱۰٪ ارزش حرارتی جرمی خالص بالاتر گاز طبیعی فشرده (CNG) نسبت به بنزین، اهمیت مطالعه و تحقیق درباره بهبود کیفیت استفاده از گاز طبیعی فشرده در موتورهای احتراق داخلی به وضوح مشخص می گردد. در سوخت گاز طبیعی فشرده عدد اکتان در بالاترین سطح قرار دارد (عدد اکتان ۱۲۰)، لذا دارای مقاومت به مراتب بالاتری در مقابل خودسوزی بوده در نتیجه برای بدست آوردن توان بیشتر، به راحتی می توان نسبت تراکم را افزایش داد. از طرف دیگر سرعت انتشار شعله ناشی از احتراق این سوخت بسیار پایین می باشد. لذا نکات قابل توجه بیشتری در طراحی کورس پیستون، مکانیزم زمان بندی سوپاپها و آوانس کردن بیشتر جرقه در طراحی موتورهای پایه گازسوز لازم است. از سوی دیگر سوخت گاز طبیعی فشرده به گرمای اولیه بیشتری جهت شروع احتراق نیاز دارد، لذا نیاز به بهبود سیستم جرقه در این خودروها ضروری به نظر می رسد. در غیر این صورت به غیر از کاهش قابل توجه توان موتور، میزان آلاینده ها و هیدروکربن های نسوخته خروجی از موتور نیز افزایش خواهد یافت.

واژه‌های کلیدی: موتور، موتور احتراق داخلی، جرقه، نسبت تراکم، موتور پایه گازسوز

مقدمه

نخستین موتور آزمایشی اتو در سال ۱۸۷۶ به ثبت رسید و از آن پس در دهه ۱۸۸۰ برای اولین بار در خودروهای سواری مورد استفاده قرار گرفتند (Givens, 1998). با توجه به بیلان انرژی تولیدی و مصرفی در یک خودرو سبک شهری، تنها در حدود یک سوم انرژی گرمایی ناشی از احتراق به انرژی مکانیکی مناسب برای حرکت خودرو تبدیل می گردد. ما بقی انرژی گرمایی حاصل از احتراق در سیستم خنک کاری یا از طریق اگزوز تلف می گردد. از آن میان در حدود یک سوم از انرژی گرمایی تولید شده از طریق اگزوز، یک چهارم از طریق سیستم خنک کننده و مابقی در اثر اصطکاک میان اجزائ متحرک درگیر در خودرو و همچنین تابش به محیط از دست می رود (Fairbanks, 2005). راندمان موتورهای احتراق داخلی نسبت به وزن و حجم آنها همچنان رضایت بخش نیست. از این رو است که تحقیقات زیادی امروزه در زمینه افزایش راندمان اینگونه موتورها و هر چه بیشتر نزدیک شدن به راندمان

چرخه کارنو انجام می شود. بطور مثال تحقیقاتی برای استحصال مستقیم انرژی الکتریکی از جریان گرما از اواخر قرن نوزدهم آغاز شده است که هنوز هم نتوانسته به راندمانی بیش از ۵ درصد برسد. امروزه تحقیقات تجربی و مدلسازی عددی زیادی در زمینه بهبود وضعیت احتراق و نحوه اتمیزاسیون سوخت در موتورهای بنزینی و دیزل در دنیا صورت می گیرد (Bai *et al*.,2002; Cossali *et al*., 2005; Baumgarten, 2006; Dodge and Schwalb, 1989; Kalantari and Tropea , 2007a,b; Mundo *et al*., 1998; Naber and Reitz, 1988).

با بررسی روند درخواست مصرف کنندگان خودروهای سواری شهری مشاهده می گردد که صرفه جویی هرچه بیشتر در مصرف سوخت و کاهش هزینه پرداختی برای سوخت مصرفی به یک خواسته همگانی تبدیل گردیده است. در این راستا راهکارهای گوناگونی در طراحی خودروهای پایه گازسوز یا دوگانه سوز مورد آزمون قرار گرفته اند. پیشرفتهای قابل توجه در زمینه طراحی موتورهای پایه گازسوز با راندمان بالا، آنها را به رقیبی جدی برای موتورهای بنزینی موجود تبدیل نموده است. همگام شدن و یا حتی پیشگام شدن در این زمینه از طراحی، برای شرکتهای خودروسازی که می خواهند تنها یک مونتاژگر صرف نباشند بسیار اساسی می باشد. در راستای نیل به این هدف مقاله حاضر با هدف بهینه سازی طراحی موتورهای پایه گازسوز انجام شده است.

مواد و روش ها

سوخت گاز طبیعی فشرده به گرمای اولیه بیشتری جهت شروع احتراق نیاز دارد، بطوریکه انرژی حرارتی اولیه مورد نیاز برای شروع اشتعال گاز طبیعی حدود ۳ برابر این مقدار انرژی برای بنزین است. لذا نیاز به تقویت سیستم جرقه شامل ارتقا یا تقویت کویل ها و تغییر شمع ها در این خودروها ضروری به نظر می رسد. در غیر این صورت به غیر از کاهش قابل توجه توان موتور، میزان آلاینده ها و هیدروکربن های نسوخته خروجی از موتور نیز افزایش خواهد یافت. اکسیدهای کربن به عنوان گازهای گلخانه ای اثرات مخربی بر رو ی محیط زیست دارند. اگرچه دی اکسید کربن باعث تعادل دمای زیست کره می شود، اما اندازه بیش از حد آن باعث بالا رفتن بی رویه دمای کره زمین می شود. لذا تلاش برای به حداقل رساندن این فراورده ها امری مهم برای سلامت بشر و حفظ محیط زیست تلقی می گردد (تقویان سیدی و همکاران، ۱۳۹۱).

برای غلبه بر نیاز گاز طبیعی فشرده به گرمای اولیه بیشتر جهت شروع احتراق به غیر از تغییر در سیستم جرقه، تدابیر دیگری نیز می توان اندیشید. به عنوان یکی از راهکارهای کاربردی می توان به تزریق مقدار بسیار اندک بنزین در منیفولد ورودی هر سیلندر قبل از احتراق گاز طبیعی اشاره کرد که می تواند در حین جرقه انرژی اولیه لازم برای احتراق کامل گاز طبیعی را فراهم نماید. تزریق این مقدار اندک بنزین در منیفولد ورودی می تواند مشکل خشک بودن گاز طبیعی برای سوپاپها را نیز حل نموده نوعی روغن کاری سوپاپها را نیز انجام می دهد.

وضعیت بحرانی سوپاپ دود در حالت گاز سوز:

در حالت کارکرد پایای یک موتور احتراق داخلی بنزینی اطراف شمع و سوپاپ خروجی داغترین نقاط موتور هستندکه دارای دمای متوسط حدود ۶۰۰ درجه سانتیگراد می باشند، حدود دو برابر دمای متوسط سر پیستون (جدول ۱)، (صنایع، ۱۳۸۶). با توجه به بالاتر بودن دمای شعله احتراق در حالت گازسوز خودرو، اهمیت توجه به این موضوع به وضوح مشخص است. یکی از راهکارهای قابل توجه در مواجهه با این موضوع در طراحی موتورهای پایه گازسوز، دور کردن هر چه بیشتر شمع و سوپاپ خروجی (دود) می باشد. زیرا بیشترین دمای شعله در حین احتراق در اطراف شمع متمرکز می شود. کوچکتر بودن سوپاپ دود نسبت به سوپاپ هوا و مشکل بودن خنک کاری اطراف شمع و سوپاپ خروجی توسط آب نیز باید مد نظر باشد که انتقال حرارت از سوپاپ را مشکل تر می کند. به همین دلیل توجه به مواد ساختمانی سوپاپ دود نیز اهمیت بیشتری پیدا می کند.

جدول ۱: دمای متوسط کارکردقطعات داخل محفظه احتراق، (صنایع، ۱۳۸٦).

قطعه داخل محفظه احتراق	دمای متوسط کارکرد
شمع	۶۰۰
سوپاپ دود	۶۵۰
سوپاپ هوا	۲۵۰
سر پیستون	۳۰۰
دیواره سیلندر	۱۸۵
روغن موتور	۷۰

در سرعت های بالای موتور طول زمانی یک چرخه کوچکتر شده، لذا انتقال حرارت کمتری به ازای هر چرخه از این قطعات به بیرون انجام می شود. خود این موضوع نیز به بحرانی تر شدن موضوع و داغ شدن بیشتر سوپاپ خروجی کمک می کند. البته کارکرد موتور در دورهای بالاتر برای بقیه قطعات موتور چندان اهمیت ندارد چرا که با افزایش دور موتور، سرعت گردش سیال خنک کننده داخل موتور نیز افزایش یافته و به همان نسبت تبادل حرارتی در رادیاتور نیز افزایش می یابد که تعامل این دو موضوع باعث پایدار ماندن دمای این قطعات در یک مقدار تقریبا ثابت می شود.

از طرف دیگر مدت زمان احتراق مخلوط هوا و سوخت تاثیر مستقیمی بر روی افزایش دمای موتور دارد. هر چه مدت زمان لازم برای کامل شدن احتراق بیشتر باشد، فرصت تبادل حرارتی بین گازهای سوخته بسیار داغ داخل موتور و قطعات داخل محفظه احتراق افزایش می یابد: سرعت انتشار شعله ناشی از احتراق گاز طبیعی بسیار پایین می باشد. لذا احتراق کامل گاز طبیعی نیاز به زمان بیشتری دارد. این موضوع به داغ تر شدن بیشتر قطعات داخل موتور مانند پیستون، واشر سرسیلندر و سوپاپها مخصوصا

سوپاپ دود منجر می شود. اینجاست که نکات قابل توجه بیشتری در طراحی کورس پیستون، مکانیزم زمان بندی سوپاپها و آوانس کردن بیشتر جرقه در طراحی موتورهای پایه گازسوز لازم است.

تحقیقات انجام گرفته نشان داده است که برای دسترسی به حداکثر توان ناشی از احتراق در موتور بهتر است حدود دو سوم مخلوط هوا و سوخت تا رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالا محترق شده و ما بقی احتراق در حدود ۱۲ تا ۱۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا کامل شود. در این صورت حداکثر فشار داخل محفظه احتراق در حدود ۵ تا ۱۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق می افتد که بهترین حالت می باشد. یعنی بیشترین فشار بالای پیستون زمانی است که پیستون نقطه مرگ بالا را رد کرده و آماده رفتن به پایین و تولید کار می باشد. برای ردیابی موقعیت پیستون در هر زاویه از میل لنگ می توان از رابطه زیر استفاده نمود (پازوکی، ۱۳۷۴).

$$V/V_c = 1 + \frac{1}{2}\left[1 - cos\theta - \sqrt{\lambda^2 - sin^2\theta} + \lambda\right](r_c - 1)$$

(۱)

بطوری که V حجم پیستون در هر زاویه میل لنگ، V_c حجم فضای مرده داخل سیلندر، r_c نسبت تراکم، λ نسبت طول شاتون به شعاع لنگ و θ زاویه میل لنگ می باشد.

بدون توجه به دور موتور کل فرایند احتراق در حدود ۲۲ تا ۲۵ درجه از گردش میل لنگ کامل می شود(صنایع، ۱۳۸۶). از زاویه ذکر شده، ۶ تا ۸ درجه از گردش میل لنگ لازم است تا پس از ایجاد جرقه توسط شمع احتراق اولیه شروع شود، ۱۰ تا ۱۵ درجه لازم است تا مرحله اولیه احتراق کامل شود که در این مرحله با توجه به جذب گرمای تولید شده توسط گازهای سرد داخل محفظه احتراق و در نتیجه پایین بودن دمای احتراق، فشار داخل محفظه احتراق پایین بوده لذا کار مفید قابل توجهی در این مرحله انجام نمی شود. کل کار مفید قابل توجه (در حدود ۹۰ تا ۹۵ درصد) در مرحله پیشروی شعله در داخل محفظه احتراق صورت می پذیرد. با توجه به بحث انجام شده باید دو نکته زیر را در طراحی زمان بندی سوپاپها مد نظر قرار داد:

- برای کامل شدن فرایند احتراق و سوختن بیش از ۹۰ درصد مخلوط هوا و سوخت فقط حدود ۱۵ تا ۲۰ درجه از گردش میل لنگ فرصت موجود است.
- فرایند احتراق باید حداکثر در ۱۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا کامل شود.

دقت و تامل در دو نکته فوق نشان می دهد با توجه به پایین بودن سرعت انتشار شعله ناشی از احتراق گاز طبیعی باید آوانس جرقه را در حالت گازسوز افزایش داد تا فرایند احتراق بتواند در ۱۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا کامل شود. البته با افزایش نسبت تراکم در طراحی موتورهای پایه گازسوز می توان تا حدی نیاز به آوانس جرقه بالا در موتورهای گازسوز را مرتفع نمود. چرا که با افزایش نسبت تراکم دمای مخلوط سوخت و هوا در انتهای مرحله تراکم بالاتر بوده و احتراق سرعتر و راحت تر انجام می شود.

باید توجه نمود که با افزایش سرعت دورانی موتور شدت آشفتگی جریان داخل محفظه احتراق و چرخش جریان افزایش یافته یافته و در نتیجه سرعت انتشار شعله نیز افزایش می یابد. از طرف دیگر سرعت دورانی میل لنگ بسیار بالاتر بوده، در نتیجه زمان احتراق کم می باشد. در این حالت و در دورهای بالا میزان آوانس جرقه باز هم باید بیشتر شود که باید در تایمینگ جرقه در نظر داشت. اگر در حالت گازسوز موتور آوانس جرقه را بیش از اندازه افزایش دهیم، احتراق زودتر از موعد شروع شده و تا رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالا احتراق در حال کامل شدن خواهد بود.در این صورت حداکثر فشار داخل محفظه احتراق قبل از رسیدن و عبور پیستون از نقطه مرگ بالا حادث می شود که برای تولید توان مناسب نمی باشد. چنانچه در حالت گازسوز موتور آوانس جرقه در نظر گرفته نشود، با توجه به کند بودن احتراق گاز طبیعی، احتراق در حین حرکت رو به بالای پیستون و بازشدن سوپاپ دود نیز ادامه داشته و سوختن و استهلاک سریعتر سوپاپ یا سوپاپهای دود صورت می پذیرد.

با توجه به طولانی تر بودن فرایند احتراق کامل گاز طبیعی، به عنوان یکی از راهکارهای عملی می توان در طراحی موتورهای پایه گازسوز کورس پیستون را افزایش داد، یعنی برای موتورهای پایه گازسوز نوع زیر مربعی برای طراحی این گونه موتورها توصیه می شود، همانطوریکه طراحی موتور ملی EF7 این چنین است. بدین صورت طول مدت زمان حرکت پیستون افزایش یافته و سوخت فرصت کافی برای احتراق کامل را خواهد داشت. حداکثر سرعت انتشار شعله ناشی از احتراق مخلوط گاز طبیعی- هوا در حدود نصف این مقدار برای مخلوط پروپان- هوا می باشد.

کارکرد موتور گازسوز در دورهای بالا

انفجار یا احتراق داخل موتور بدون توجه به سرعت دورانی موتور، در زاویه ثابتی از دوران میل لنگ اتفاق می افتد. لذا در سرعت های بالای موتور با توجه به رابطه ۲ ، زمان کامل شدن هر چرخه کاهش می یابد.

$$\Delta t = \frac{60\Delta\theta}{2\pi n} \qquad (۲)$$

این بدین معنی است که با افزایش سرعت موتور از فرصت تبادل حرارتی بین محفظه احتراق و جریان آب اطراف پوسته موتور کاسته خواهد شد. در اینصورت موتور داغتر کار خواهد کرد. برای خنک شدن موتور سیستم خنک کاری موتور بیشتر تحت بار خواهد بود. از آنجاییکه دمای شعله احتراق در حالت گازسوز خودرو بیشتر است، لذا احتمال داغتر شدن موتور افزایش می یابد مگر اینکه سیستم خنک کاری موتور شامل مجاری آب داخل پوسته موتور، واتر پمپ و رادیاتور تقویت گردد.

داغتر شدن کلی موتور می تواند مشکلات ثانویه ای را ایجاد کند که از آن جمله می توان به ایجاد کوبش در نتیجه داغ شدن بیش از حد معمول پیستون، از بین رفتن پابداری و توان روانکاری روغن موتور در اثر داغ شدن بیش از اندازه جداره سیلندر اشاره نمود. با توجه به تحقیقات انجام شده، حداکثر دمای مجاز جداره داخلی سیلندر ۲۰۰ درجه سانتیگراد تعیین شده است (Ferguson, 1986). البته باید توجه نمود که با توجه با بالا بودن عدد اکتان گاز طبیعی احتمال کوبش در حالت گازسوز شاید خیلی جدی نباشد ولی به هر حال مقاومت اجزای داخل موتور به دماهای خیلی بالا باید مد نظر باشد.

نتیجه گیری

با بررسی نکات قابل توجه در طراحی موتورهای پایه گازسوز یا دوگانه سوز می توان موارد زیر را به عنوان نتیجه گیری کلی بیان نمود.

- انرژی حرارتی اولیه مورد نیاز برای شروع اشتعال گاز طبیعی حدود ۳ برابر این مقدار انرژی برای بنزین است، لذا نیاز به تقویت سیستم جرقه خودروها ی پایه گاز سوز ضروری می باشد.
- تزریق مقدار بسیار اندک بنزین در منیفولد ورودی هر سیلندر قبل از احتراق گاز طبیعی می تواند در حین جرقه انرژی اولیه لازم برای احتراق کامل گاز طبیعی را فراهم نماید.
- تزریق مقدار اندک بنزین در منیفولد ورودی می تواند مشکل خشک بودن گاز طبیعی برای سوپاپها را نیز حل نموده نوعی روغن کاری سوپاپها را نیز انجام می دهد.
- با توجه به پایین بودن سرعت انتشار شعله ناشی از احتراق گاز طبیعی باید آوانس جرقه را در حالت گازسوز افزایش داد تا فرایند احتراق بتواند در ۱۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا کامل شود.
- با افزایش نسبت تراکم در طراحی موتورهای پایه گازسوز می توان تا حدی نیاز به آوانس جرقه بالا در موتورهای گازسوز را مرتفع نمود.
- احتمال داغتر شدن موتور در حالت گازسوز با توجه به بالاتر بودن دمای شعله احتراق افزایش می یابد، لذا سیستم خنک کاری موتورهای پایه گازسوز باید تقویت گردد.

مراجع

پازوکی. سینماتیک ودینامیک ماشین (مارتین).ترجمه شده. نشر آزمون، تهران، ۱۳۷۴.

تقویان سیدی، اسماعیل،موسوی سیدی، سیدرضا، کلانتری، داود، بررسی تاثیر دور و زمان کارکرد بر میزان آلاینده¬های خروجی موتور دیزل تک سیلندر، دومین همایش برنامه¬ریزی و محیط زیست، تهران، اردیبهشت۱۳۹۱.

صنایع، سپهر؛ مبانی مهندسی موتورهای احتراق داخلی، انتشارات دانشگاه علم و صنعت ایران، ترجمه شده، چاپ دوم، ۱۳۸۶.

Givens, L., 1998. A technical history of the Automobile. Automotive Engineering, Vol 98: 6-8.

Fairbanks, J.W., 2005. The 60 percent efficient diesel engine; probable, possible, or just a fantasy?, Diesel Engine Emission reduction Conference, Palmer House Chicago, August 24-25.

Bai C, Rusche H, Gosman AD, 2002. Modeling of gasoline spray impingement. Atomiz & Sprays 12: 1-27.

Cossali GE, Marengo M, Santini M, 2005. Single-drop empirical models for spray impact on solid walls: A review. Atomiz & Sprays 15: 699-736.

Baumgarten. C., 2006. Mixture formation in internal combustion engines, Berlin Heidelberg: Springer-Verla.

Dodge LG, Schwalb JA,1989. Fuel spray evolution: comparison of experiment and CFD simulation of non-evaporating spray. J Eng Gas Turbines Power 111: 15-23.

Kalantari D, Tropea C, 2007a. Spray impact onto flat and rigid walls: Empirical characterization and modelling. I J Multiphase Flow. , Vol. 33, 525-544.

Kalantari D, Tropea C, 2007b. Phase Doppler measurements of spray/wall interaction. Exp. Fluids, 43: 285-296.

Mundo C, Sommerfeld M, Tropea C, 1998. On the modeling of liquid sprays impinging on surfaces. Atomiz & Sprays 8:625-652.

Naber JD, Reitz RD, 1988. Modeling engine spray/wall impingement. SAE Paper 880107.

Ferguson, C.R., 1986. Internal combustion engines. New York: Wiley.