



## لزوم تغییر و بهینه‌سازی زمانبندی دریچه‌های هوا و دود در تبدیل موتور دیزل ملی ۸۷ به موتور گازسوز پیش آمیخته

علی یوسف‌زاده<sup>۱\*</sup>، سید عبدالرضا نبوی<sup>۲</sup>، حسن خاتم‌نژاد<sup>۳</sup>، سید مصطفی آقا میرسلیم<sup>۴</sup>

<sup>۱</sup> شرکت دیزل سنگین ایران (دسا)، آمل، ایران، [Ali\\_yousefzadeh90@yahoo.com](mailto:Ali_yousefzadeh90@yahoo.com)

<sup>۲</sup> شرکت دیزل سنگین ایران (دسا)، آمل، ایران، [s.a.nabavi3@gmail.com](mailto:s.a.nabavi3@gmail.com)

<sup>۳</sup> شرکت دیزل سنگین ایران (دسا)، آمل، ایران، [Hassan.khatamnejad@gmail.com](mailto:Hassan.khatamnejad@gmail.com)

<sup>۴</sup> دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، [mirsalim@csr.ir](mailto:mirsalim@csr.ir)

\* نویسنده مسئول

### اطلاعات مقاله

### چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱ دی ۱۳۹۶

پذیرش: ۲ اسفند ۱۳۹۶

کلیدواژه‌ها:

گاز طبیعی

شبیه‌سازی یک‌بعدی

سوخت آما

زمانبندی دریچه‌ها

بازده حرارتی

سوخت پاک، ارزان و در دسترس گاز طبیعی در سالیان اخیر تولیدکنندگان در زمینه موتورهای احتراق داخلی را به توسعه و تولید موتورهای گازسوز خصوصاً در زمینه کاربری سنگین و نیروگاهی واداشته است. در این مطالعه که برگرفته از طرح تبدیل موتور دیزل ملی ۸۷ به گازسوز نیروگاهی می‌باشد، برای دستیابی به اهداف پروژه که در فاز اول دستیابی به بازده حرارتی ۳۵٪ و در فاز نهایی دسترسی به بازده حرارتی ۴۲٪ است استفاده از طرح سوخت آما در بالادست تنجار جهت اختلاط هوا و سوخت بر سایر طرح‌های رایج ترجیح داده شد. قابل ذکر است این مطالعه برگرفته از مرحله اول پروژه جهت دسترسی به حداقل بازده حرارتی ۳۵٪ می‌باشد. لذا با انتخاب این طرح از آنجایی که در تمامی لحظات کارکردی موتور، بطور پیوسته مخلوط هوا و سوخت جایگزین هوا در راهگاه مکش شده است با مطالعه اولیه مشخص شد که زمانبندی دریچه‌های هوا و دود جهت دسترسی به بازده هدف در تبدیل طرح دیزل به گازسوز نقش تعیین‌کننده‌ای را ایفا می‌کند. لذا پس از مشاهده عملکرد نامناسب زمانبندی دریچه موتور پایه دیزل، در مطالعه‌ای عددی اثرات زمان باز و بسته شدن دریچه‌های هوا و دود بررسی شد که در نهایت مشخص گردید که بیشترین اثرات مربوط به همپوشانی دریچه‌ها می‌باشد که در نهایت منجر به کاهش زمان همپوشانی از ۱۱۰ درجه در دیزل به حدود ۳۳ درجه در طرح گازسوز شد. در انتهای این مطالعه، مرحله اول پروژه در اتاق آزمون با دسترسی به بازده حرارتی ترمزی ۳۸٪ انجام شد که مقایسه آن با الگوی پیشگویی یک‌بعدی نهایی در انتهای گزارش اعلام شده است.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

## ۱- مقدمه

محصول سایز بزرگ خود از سیستم پاشش مجزا استفاده می کند که تاکید بر زمان پاشش گاز بعد از بسته شدن دریچه دود دارد. همچنین با بررسی موتورهای موجود در بازار همانند آنچه در جدول ۱ نشان داده شده است تمامی موتورهای روز هم رده با موتور ۸۷۵ از سیستم سوخت آما برای تزریق گاز به هوا استفاده کرده اند که قابلیت ارائه بازده گرمایی در محدوده ۴۲٪ را دارا می باشند.

جدول ۱: مشخصه توانی و دورنامی موتور دیزل ۸۷۵ [۷-۱۴] گازسوز هم رده موتور ۸۷۵

نوع موتور	سوخت رسانی	دور نامی (rpm)	توان (kW)
D87-12V	دیزل	۱۵۰۰	۱۰۰۰
8V MTU4000	سوخت آما	۱۵۰۰	۷۷۲
GE J412 GS	سوخت آما	۱۵۰۰	۸۸۹
GE J316 GS	سوخت آما	۱۵۰۰	۸۳۵
GE J320 GS	سوخت آما	۱۵۰۰	۱۰۶۷
Guascor SFGLD480	سوخت آما	۱۵۰۰	۸۱۲
Guascor SFGM560	سوخت آما	۱۵۰۰	۱۰۲۵
Wauk VHP5904GSI	سوخت آما	۱۰۰۰	۹۰۰
Wauk VHP7104GSI	سوخت آما	۱۰۰۰	۱۱۰۰
Perkins 4016	سوخت آما	۱۵۰۰	۱۰۰۰
Caterpillar-G3512A	سوخت آما	۱۵۰۰	۷۷۷
Cummins QSK60G	سوخت آما	۱۵۰۰	۱۲۰۰

با جمع بندی مطالعه انجام شده مشخص گردید که استفاده از سامانه سوخت آما جهت افزودن سوخت گازی منطقی ترین راه چه از لحاظ زمان و بودجه طرح و چه از لحاظ هدف نهایی پروژه می باشد، در حالیکه موتورهای بزرگ که اینرسی جرمی بالایی دارند نیاز به سیستم سوخت و کنترلی با پاسخدهی سریعتر همچون پاشش گاز مجزا در هر استوانه را دارند تا دبی بالای درخواستی موتور را فراهم کند. علاوه بر این، مطالعات نشان داد که جهت نیل به هدف نهایی پروژه (بازده ۴۲٪) تغییر زمان بندی دریچه ها به چرخه میلر<sup>۱</sup> و اتکینسون<sup>۲</sup> تغییر شکل کاسه سنبه (طراحی مجدد قالب) و تغییر و استفاده از پرخوران های فشار بالا امری ضروری محسوب می گردد. حال براساس مطالعات انجام گرفته، پروژه با رویکرد دو مرحله ای شروع شد که در مرحله اول دسترسی به بازده

افزایش روزافزون تقاضا برای انرژی از یک سو و کاهش منابع سوخت های فسیلی که متعاقبا با افزایش قیمت سوخت همراه است موجب گردیده است تا تولیدکنندگان موتورهای احتراق داخلی در سراسر دنیا به فکر توسعه و تولید موتورهای گازسوز شوند. موتورهایی که با وجود پیچیدگی طراحی های مکانیکی و کنترلی بیشتر نسبت به دیزل بدلیل امکان استفاده از سوخت های جایگزین می تواند گزینه مناسب برای کشورهایی با ذخایر گازی فراوان از جمله کشور پهناور ایران باشد. لذا شرکت دسا به عنوان تنها شرکت تولیدکننده در محدوده توانی بالا و کاربری سنگین در کشور بر آن شد تا زمینه توسعه این گونه احتراقی را در طرح تبدیل موتور ملی دیزل به گازسوز ۸۷۵ پیاده نماید. هدف نهایی پروژه دستیابی به توانی در محدوده ۸۰۰ کیلووات و بازده گرمایی ۴۲٪ می باشد که جهت تعیین خط مسیر و بخش بندی آن در ابتدا مطالعه خطوط فنی بکار گرفته شده توسط تولیدکنندگان جهانی پیشرو در این زمینه انجام شد.

شرکت GE در توسعه محصولات موتور Jenbacher بر توسعه سیکل های میلر و اتکینسون همراه با افزایش بازده پرخورانی جهت ارتقا بازده موتورهای گازسوز تاکید ویژه ای داشته است [۱]. همچنین شرکت MWM که برای توسعه سه نسل از موتورهای گازسوز خود از روش سوخت آما استفاده می کند برای توسعه محصول خود به بازده ای بالاتر لزوم طراحی راهگانه، استفاده از سیکل میلر و استفاده از شمع های مخصوص را در دستور کار قرار داد [۲]. شرکت هیوندایی در توسعه اولین محصول موتور گازسوز خود موتور Himsen H17/24G را با استفاده از فناوری سوخت آما در اتاق آزمون شرکت AVL توسعه داد [۳]. از مهمترین تغییرات این محصول می توان به حداقل کردن مقدار همپوشانی دریچه ها و اصلاح سنبه همراه با کم کردن طول لقی (۳٫۵ میلی متر) در حجم مرده محفظه احتراق جهت دستیابی به بازده ۴۲٪ اشاره کرد [۳]. شرکت هیوندایی برای توسعه موتورهای سایز بزرگ نسل H35/40G از حالت دیزل به گازسوز از سیستم پاشش مجزا برای هر استوانه استفاده کرد. در این طرح قطر استوانه نسبت به دیزل ۱۰٪ افزایش داده شد و با اعمال چرخه میلر با فشار تقویتی پرخوران بالا و همچنین بهینه سازی پورت ورود هوا جهت بالا بردن چرخش جریان، دسترسی به توان ۴۸۰ کیلووات به ازای هر استوانه با بازده حرارتی ۴۷٪ محقق شد [۴]. ریک بوم از شرکت Woodward در کار خود سیستم SOGAV را مناسبترین سیستم برای موتورهای بزرگ جهت تامین دبی بالای سوخت در مدت زمان کم مکش هوا معرفی کرد [۵]. در این سیستم از پاشش مجزا گاز برای هر استوانه استفاده می شود. همچنین آرتو [۶] در کار خود عنوان داشته که وارسیلا برای توسعه

<sup>3</sup> Atkinson

<sup>1</sup> Solenoid Operated Gas Admission Valves

<sup>2</sup> Miller

در ابتدا نتایج حاصله از شبیه‌سازی موتور گازسوز با زمانبندی دریاچه دیزل (DT) ارائه میگردد. در جدول ۳ زمانبندی دریاچه‌های هوا و دود برای موتور دیزل ملی ۸۷د ارائه شده است. نتایج شبیه‌سازی برای دو نقطه توانی مختلف مطابق با آنچه که در

جدول ۴ بیان شده است نشاندهنده بازده حرارتی پایین موتور در حالت کاربری با زمانبندی دیزل می‌باشد. با توجه به اینکه فشار تقویت تنجار بالاتر از فشار مسیر تخلیه می‌باشد که این شرایط از لحاظ ایجاد کار خالص مثبت شرایطی مطلوب می‌باشد، این امر موجب می‌گردد که بخش قابل توجهی از مخلوط هوا و گاز (حدود ۲۰٪) که قابلیت سوختن دارد بدلیل همپوشانی زیاد دریاچه‌های موتور دیزل، به سمت مسیر دود رفته و بصورت نسوخته هدر رود. این اتفاق نه تنها موجب کاهش بازده حرارتی موتور می‌شود بلکه باعث ورود بخش قابل توجهی آلاینده هیدروکربن نسوخته و سوخت متان به محیط زیست میگردد. علاوه بر این سوخت متان بدلیل قابلیت شعله‌وری بالای آن می‌تواند خطرات انفجاری را با خود داشته باشد که باعث ایجاد صدمات جبران‌ناپذیر به مجموعه موتور و محیط کاربری خواهد شد. لذا با این نتیجه، تغییر زمانبندی دریاچه‌ها برای تبدیل موتور دیزلی به موتوهای گازسوز پیش‌آمیخته امری ضروری می‌باشد.

۳۵٪ و در مرحله دوم دسترسی به بازده ۴۲٪ به عنوان اهداف پروژه تعریف شدند که با این رویکرد با توجه به اینکه این مطالعه برگرفته از انجام مرحله اول این پروژه می‌باشد تغییر زمانبندی و بهینه‌سازی دریاچه‌ها به عنوان راهکار اولیه و اصلی معرفی شد و بهینه‌سازی سنبه و تغییر پرخوران در این مرحله مورد بررسی قرار نگرفت.

## ۲- امکان سنجی موتور گازسوز با زمانبندی دریاچه دیزل

با توجه به مطالعه صورت گرفته در ابتدا امکان سنجی و ارزش آفرینی اولیه از تغییر زمانبندی دریاچه‌های دیزل انجام پذیرفت. با توجه به اینکه در عملکرد موتورها روز استفاده از پرخوران جهت افزایش بازده حجمی امری ضروری می‌باشد لذا تاثیرات مشخصه‌های جریانی هوا و دود و احتراق دو برهم کنش متقابل می‌باشند که این امر ارزش و لازمه تحلیل‌های یک‌بعدی را دوچندان می‌کند. در این مطالعه با استفاده از نرم افزار تجاری GT-Power مدل یک‌بعدی موتور گازسوز شبیه‌سازی شده است که گستره وسیعی از زمانبندی دریاچه‌ها مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته‌اند. مطابق با جدول ۲ مشخصات موتور گازسوز ۸۷د ارائه شده است که با توجه به تقارن مسئله جهت کاهش زمان تحلیل، نصف موتور یعنی ۶ استوانه از مجموعه همانند شکل ۱ شبیه‌سازی شده است.

جدول ۲: مشخصات موتور ملی گازسوز ۸۷د

آرایش موتور	۹۰ درجه خورجینی
تعداد استوانه	۱۲
قطر × مسیر پیمایش (میلی متر)	۱۸۰ × ۱۵۰
حجم موتور (لیتر)	۳۸٫۱۵
شکل سنبه	استوانه‌ای
نحوه اختلاط هوا و سوخت	سوخت اما قبل از پرخوران
تغذیه هوا	دو پرخوران + دو خنک کن هوا
دور موتور (دور بر دقیقه)	۱۵۰۰

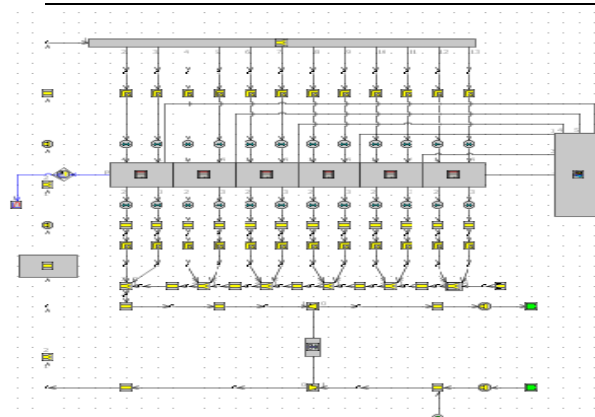
جدول ۳: زمانبندی دریاچه‌های موتور ملی دیزل ۸۷د

لحظه باز شدن دریاچه هوا	۳۰۰ درجه aTDCF
لحظه بسته شدن دریاچه هوا	۵۷۰ درجه aTDCF
لحظه باز شدن دریاچه دود	۱۲۰ درجه aTDCF
لحظه بسته شدن دریاچه دود	۴۱۰ درجه aTDCF

جدول ۴: نتایج موتور گازسوز با زمانبندی دریاچه‌های دیزل در دو

محدوده توانی		مشخصه
DT2	DT1	توان (kW)
۵۳۵	۶۶۸	بازده حرارتی ترمزی (%)
۳۳٫۵	۳۳٫۵	دمای گاز قبل گردا (°C)
۵۵۸	۵۶۸	ضریب اضافه هوا (λ)
۱٫۸	۱٫۷	نسبت گاز محفوظ شده (TR)
۰٫۸۱	۰٫۸	

پس از استخراج نتایج اولیه از تحلیل با زمانبندی دیزل، زمانبندی بهینه اولیه دریاچه‌ها جهت بکارگیری در موتور گازسوز و جلوگیری از هدر رفت مخلوط قابل اشتعال با سه رویکرد نسبت به دیزل تغییر داده شد:



شکل ۱- طرحواره الگوی عددی یک‌بعدی موتور گازسوز د ۸۷

<sup>2</sup> Trapping Ratio

<sup>1</sup> Diesel Timing

۱. استفاده از همپوشانی ۳۰ درجه برای گاز بجای ۱۱۰ درجه در دیزل
۲. زودتر بستن دریچه هوا برای نیل به سیکل میلر
۳. دیرتر باز کردن دریچه دود نسبت به حالت پایه برای بهره‌گیری حداکثری از مرحله قدرت
- تحلیل نتایج موتور گازسوز با زمانبندی دریچه‌های دیزل (DT) و پیشنهادهای اولیه گاز (NGT) با هدف دستیابی به بیشترین توان با بازده بالای ۴۰٪ انجام شد و نتایج آن مطابق با جدول ۵ می‌باشد.

جدول ۵- زمانبندی اولیه دریچه های موتور گازسوز ۸۷

لحظه باز شدن دریچه هوا	۳۴۰ درجه $aTDCF^2$
لحظه بسته شدن دریچه هوا	۵۴۰ درجه $aTDCF$
لحظه باز شدن دریچه دود	۱۳۰ درجه $aTDCF$
لحظه بسته شدن دریچه دود	۳۷۰ درجه $aTDCF$

همانطور که از جدول ۶ بر می‌آید در مقایسه با استفاده از زمانبندی دیزل، استفاده از زمانبندی جدید در حدود ۲۰٪ موجب افزایش بازده حرارتی گردید که این امر بدلیل جلوگیری از هدر رفت مخلوط قابل اشتعال و بهره‌وری از آن جهت تولید کار می‌باشد. علاوه بر این با توجه به اینکه توان بیشتری در حالت بهینه‌سازی زمانبندی حاصل شده است به طبع بار حرارتی و دمایی گاز خروجی هم بالاتر رفته است که از آنجایی که این مشخصه محدود به دمایی در حدود ۶۵۰-۶۶۰ درجه می‌باشد لذا بیشینه توان حاصله با این شرایط را محدود به توانی کمتر از ۸۰۰ کیلووات می‌کند. دیگر مشخصه محدود کننده ضریب اضافه هوا می‌باشد که مقدار ۱٫۲۵ حاکی از قرارگیری موتور در محدوده کوبش می‌باشد. لذا می‌توان با در نظر گرفتن حالت (NGT2) توان ۶۵۰ کیلووات را در مرحله اول به عنوان محدوده توانی موتور جهت مطالعه و دسترسی این فاز معرفی کرد.

جدول ۶- نتایج موتور گازسوز با زمانبندی دیزل (DT) و زمانبندی اولیه گازسوز (NTG) در دو محدوده توانی

مشخصه	NGT1	NGT2	DT1	DT2
توان (kW)	۸۱۴	۶۵۱	۶۶۸	۵۳۵
بازده حرارتی ترمزی (%)	۴۰٫۶	۴۰٫۶	۳۳٫۵	۳۳٫۵
دمای گاز قبل گردا ( $^{\circ}C$ )	۷۱۵	۶۶۷	۵۷۲	۵۴۸
ضریب اضافه هوا ( $\lambda$ )	۱٫۲۵	۱٫۴۶	۱٫۷	۱٫۸

نسبت گاز محفوظ شده (TR)

۰٫۹۸      ۰٫۹۸      ۰٫۸      ۰٫۸۱

حال پس از بررسی اولیه، مطالعه عددی از تاثیر هر یک از ۴ پارامتر اصلی دریچه های هوا و دود شامل  $IVC^4$ ،  $EVC^5$ ،  $IVO^6$  و  $EVO$  به ترتیبی که در ادامه بیان خواهد شد مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت. در تمامی بررسی‌هایی که در ادامه بیان خواهد شد پنج پارامتر اصلی بازده حرارتی ترمزی، دمای دود قبل گردا، ضریب اضافه هوا، فشار تقویت پرخورانی و نسبت مخلوط محبوس شده در استوانه (TR) که بیان کلی و کاملی از شرح وضعیت عملکردی موتور می‌باشند بررسی خواهند شد و در هر بخش با مصالحه بین این پارامترها نقاط بهینه انتخاب خواهد شد.

### ۳- اثرات بسته شدن دریچه هوا (IVC)

در این بخش منحنی خیز دریچه هوا بگونه‌ای تغییر داده می‌شود که با ثابت نگه داشتن سایر مشخصه ها اثرات تغییرات زمانبندی باز شدن دریچه هوای ورودی بررسی گردد. در این بخش IVO برابر ۳۴۰، EVC برابر با ۳۷۰ و EVO برابر با ۱۳۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا ثابت در نظر گرفته شده‌اند و منحنی خیز دریچه ورودی براساس تغییرات IVC تغییر خواهد کرد.

همانطور که از

شکل ۲ بر می‌آید اثرات تغییرات IVC بر اساس محدوده بکار گرفته شده بر شاخصهای عملکردی چشمگیر؛ اما بهینه‌ترین حالت در IVC برابر با ۵۵۵ درجه رخ داده است جایی که دما قبل از گردا در حدود ۱۰ درجه کمتر از زمان ۵۳۰ درجه می‌باشد که دلیل آن فرصت بیشتر برای ورود هوا به محفظه احتراق می‌باشد. در واقع هدف از پیش انداختن این زمان پیاده‌سازی چرخه میلر بود و امکان پایین آوردن دمای تراکم بود که این امر با توجه به کوتاه کردن زمان مکش مخلوط و بازده حجمی نیازمند به فشارهای پرخورانی بالا می‌باشد و از آنجا که پرخوران‌ها در این مرحله تغییر نسبت به دیزل نداشته‌اند؛ لذا نمی‌توان از این مزیت بهره برد. از طرفی دیگر بعد از ۵۵۵ درجه لنگ، حرکت رو به بالای سنبه در مرحله تراکم موجب پس‌زنی هوا و بالا رفتن دمای گازهای خروجی در نتیجه کاهش مقدار هوا و بازده حجمی موثر می‌باشد. در این مرحله زمان ۵۵۵ درجه به عنوان زمانبندی بهینه IVC جهت استفاده در مرحله بعد انتخاب گردید.

### ۴- اثرات باز شدن دریچه هوا (IVO)

در این بخش IVC برابر ۵۵۵، EVC برابر با ۳۷۰ و EVO برابر با ۱۳۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا ثابت در نظر گرفته شده‌اند و منحنی خیز

<sup>4</sup> Intake Valve Opening

<sup>5</sup> Exhaust Valve Closing

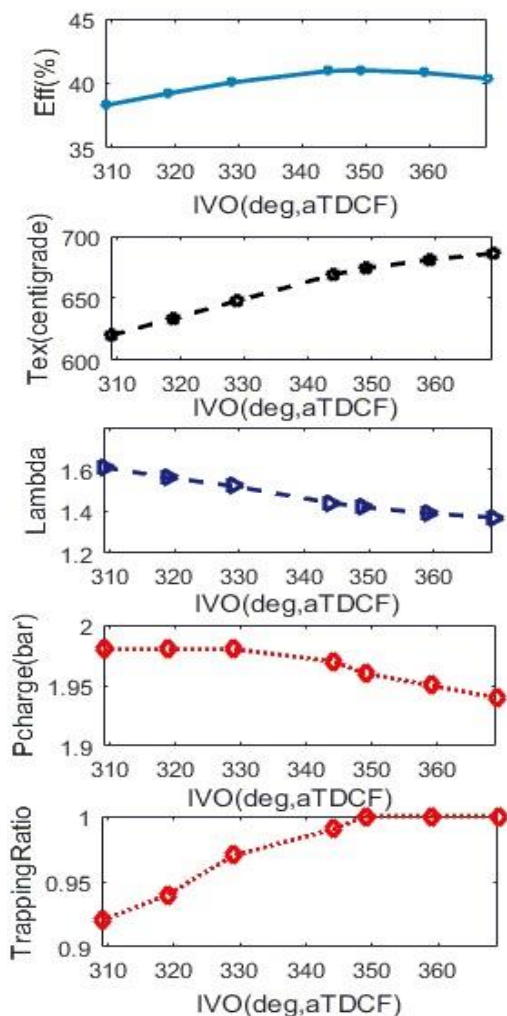
<sup>6</sup> Exhaust Valve Opening

<sup>1</sup> Natural Gas Timing

<sup>2</sup> After Top Dead Center firing

<sup>3</sup> Intake Valve Closing

می‌گردد. لذا از این بین عدد ۳۵۰ درجه لنگ در مقایسه با زاویه ۳۴۵ درجه به دلیل ارائه همپوشانی کمتر انتخاب شد. بازده حرارتی ترمزی موتور در این مرحله برای نقطه با IVO برابر با ۳۵۰ درجه لنگ معادل با ۴۰٫۸٪ می‌باشد.

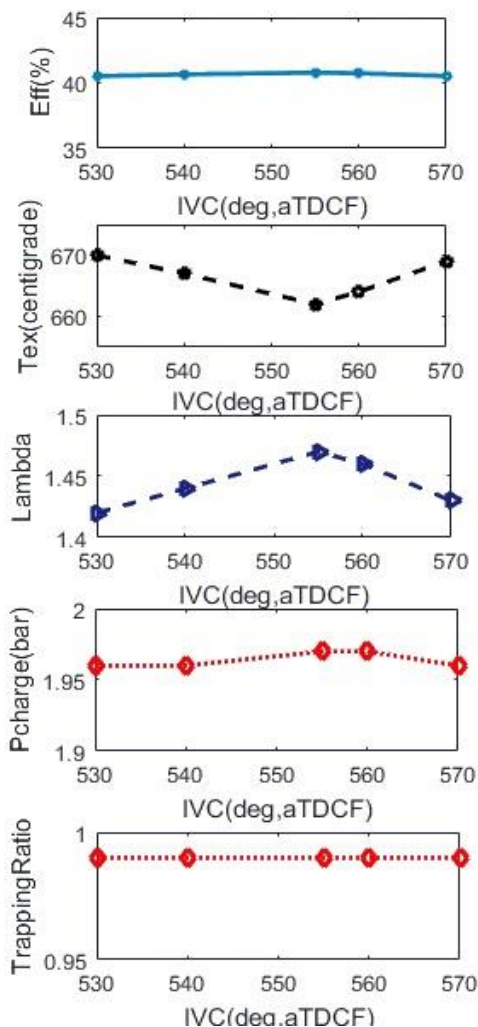


شکل ۳: مرحله ۲- اثرات IVO بر عملکرد موتور گازسوز ۸۷د

### ۵- اثرات باز شدن دریچه دود (EVO)

در این بخش IVC برابر ۵۵۵، EVC برابر با ۳۷۰ و IVO برابر با ۳۴۴ درجه بعد از نقطه مرگ بالا ثابت در نظر گرفته شده‌اند منحنی خیز دریچه خروجی براساس تغییرات EVO تغییر خواهد کرد. مطابق با شکل ۴ بیشترین دمای دود خروجی مربوط به حالتی است که دریچه دود خروجی در زمان ۱۱۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا باز شده است در حالی که بیشترین بازده موردنظر در این نقطه استحصال نشده است لذا این به معنی است که گازی که هنوز انرژی و پتانسیل لازم برای تولید کار دارد وارد چندراهه دود شده و بهره‌وری حداکثری از آن صورت نپذیرفته است. با به تاخیر انداختن زمان باز شدگی دریچه دود مشخص شد که در بازه‌های نزدیک به ۱۴۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا

دریچه هوا براساس مقدار IVO تغییر داده شده و تاثیر آن بر شاخصهای عملکردی به شرحی است که در شکل ۳ نشان داده شده است.

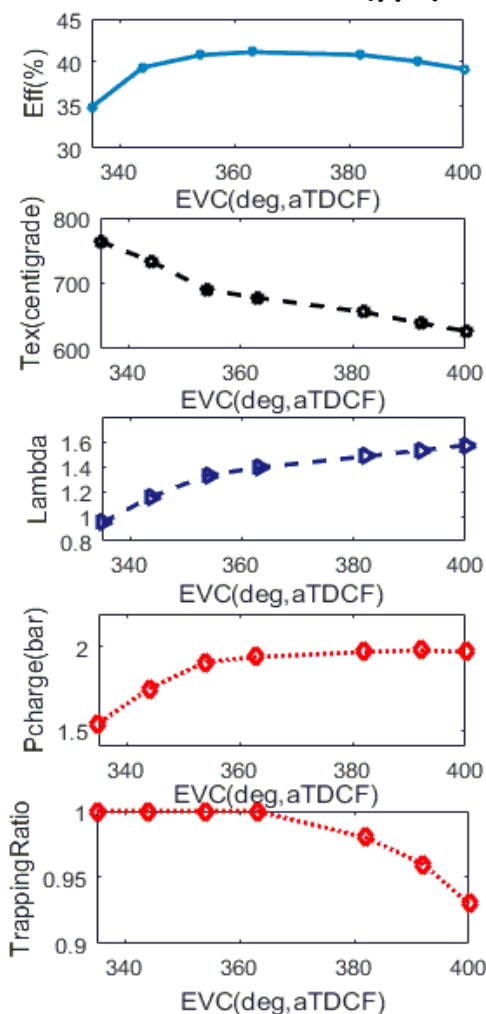


شکل ۴: مرحله ۱- اثرات IVC بر عملکرد موتور گازسوز ۸۷د

### مطابق با

شکل ۳ تغییر در حدود ۵۰ درجه لنگ حول نقطه بهینه می‌تواند تا ۱۰٪ در عملکرد موتور تاثیرگذار باشد. تاثیر بیشتر IVO نسبت به IVC بدلیل تاثیر مستقیم این زمان بر همپوشانی دریچه‌های هوا و دود می‌باشد که این زمان نه تنها بر مقدار هوای تغذیه تاثیرگذار است بلکه در طی فرآیند رویش بر مقدار مخلوط سرد انتقالی به راهگاه دود و به طبع کاهش دمای دود خروجی تاثیر مستقیم دارد. با توجه به اهمیت بازده در این مرحله، بازه ۳۴۰ تا ۳۶۰ درجه لنگ بالاترین بازده را عرضه داشته است که از زاویه ۳۶۰ درجه مشخص است که به تاخیر انداختن زمان باز شدگی دریچه هوا صرفاً باعث بالا دمای دود شده و بدلیل کاهش فرصت برای ورود هوا باعث افت بازده و توان موتور

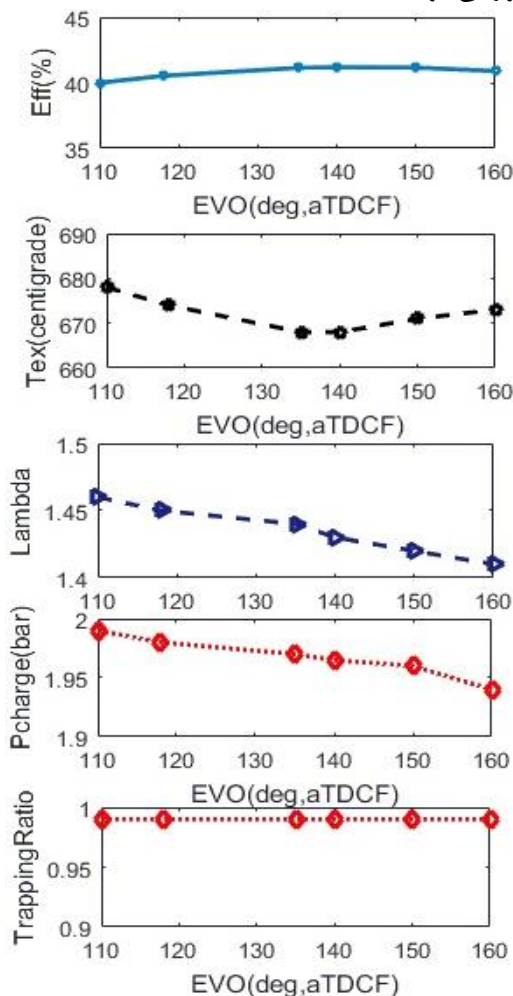
EVC همانند IVO تاثیر مستقیم بر همپوشانی درجه‌های هوا و دود دارد، پیش بینی می‌گردد تاثیر تاثیر قابل ملاحظه‌ای نسبت به دو پارامتر دیگر بر عملکرد موتور داشته باشد.



شکل ۵: مرحله ۴- اثرات EVC بر عملکرد موتور گازسوز ۵د

مطابق شکل ۵ در ابتدا مشخص است که در بازه ۳۳۰ تا حدود ۳۶۰ درجه لنگ بازده به مقدار قابل توجهی از مقدار ۳۵٪ روند افزایشی داشته است که دلیل آن کاهش مقدار دود حاصل از احتراق در محفظه احتراق و فرصت کافی برای تنفس موتور می‌باشد. از شکل واضح است که بازه ۳۷۰ تا ۳۸۰ درجه لنگ به عنوان بازه بهینه بازده انتخاب شده است. همچنین این بازه ۶۰ درجه‌ای لنگ از تغییرات EVC در حدود ۱۵۰ درجه سانتیگراد بر دمای دود خروجی تاثیرگذار است که با به تاخیر انداختن EVC، دلیل بالا رفتن رویش و انتقال بیشتر مخلوط سرد و نسوخته به راهگاه دود (کاهش Trapping Ratio) موجبات کاهش دمای دود را به همراه دارد. با به تاخیر انداختن IVC ضریب اضافه هوا و مقدار فشار تزریقی مخلوط بعد از تنجا افزایش می‌یابد اما دلیل همپوشانی بالا در زوایای بعد از ۳۸۰ درجه لنگ مقدار رویش زیاد شده

بیشترین استحصال از گاز و انرژی محفظه احتراق شده و طبیعتاً دود برای استفاده در گردا هم با دمای کمتری در راهگاه خروجی در مسیر گردا قرار می‌گیرد.



شکل ۴: مرحله ۳- اثرات EVO بر عملکرد موتور گازسوز ۴د

نکته قابل ملاحظه دیگر، کاهش فشار تزریقی پرخوران و مقدار ضریب اضافه هوا می‌باشد که تا زمان ۱۴۰ درجه لنگ، دلیل آن انرژی کمتر در دسترس گردا بوده و از آن زمان به بعد دلیل بالا رفتن مقادیر گازهای دود برگشتی<sup>۱</sup> است که موجب پس زنی هوا و کاهش عملکرد تنجا جهت تزریق هوا می‌گردد لذا احتراق به سمت ناقص شدن و بالا رفتن دمای دود می‌رود. زمان بهینه EVO در این مرحله زاویه ۱۴۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا بهینه‌ترین حالت از نظر تمامی پارامترهای مورد بررسی انتخاب شده است.

### ۶- اثرات بسته شدن درجه دود (EVC)

در این بخش IVC برابر ۵۵۵، EVO برابر با ۳۷۰ و IVO برابر با ۳۴۴ درجه بعد از نقطه مرگ بالا ثابت در نظر گرفته شده‌اند و منحنی خیز درجه خروجی براساس تغییرات EVC تغییر خواهد کرد. از انجایی که

<sup>۱</sup> Exhaust Gas Recirculation

نهایی تدوین نگاشت موتور در اتاق آزمون انجام شد که نتایج حاصله از آزمون به همراه نتایج تحلیل‌های عملکردی با زمانبندی نهایی بهینه شده در جدول ۷ گزارش شده است.

جدول ۷: مقایسه نتایج شبیه‌سازی با تجربی در سه نقطه توانی مختلف

توان (kW)	بازده حرارتی ترمزی (%)	دمای دود قبل گردا (°C)	
۴۵۰	۳۸,۸	۵۷۰	شبیه‌سازی ۱
۴۵۰	۳۷	۶۲۰	تجربی ۱
۵۰۰	۳۹,۵	۵۹۰	مدلسازی ۲
۵۰۰	۳۷,۵	۶۵۰	تجربی ۲
۶۰۰	۴۰	۶۴۰	مدلسازی ۳
۶۰۰	۳۷,۵	۷۱۰	تجربی ۳

براساس جدول بالا که در سه نقطه توانی ۴۵۰، ۵۰۰ و ۶۰۰ کیلووات پیش‌بینی شده است در ابتدا پرواضح است که موتور براحتی تا توان ۶۰۰ کیلووات که براساس نتایج تحلیل مربوطه در پایان مرحله بهینه‌سازی پیش‌بینی شد براحتی قابل بارگیری بوده و تغییرات میل‌بادامک و تغییرات چشمگیر همپوشانی درپچه‌های گاز نسبت به دیزل موجب عدم بارگیری و یا به بیان دیگر کاهش تنفس موتور نشده است. اما اختلافاتی بین شبیه‌سازی با نتایج تجربی مشاهده می‌شود که الگوی عددی نسبت به واقعیت بازده حرارتی را در حدود ۲٪ بیشتر (حدود ۵٪ خطا) و دمای دود را هم در حدود ۶۰ درجه کمتر (۱۰٪ خطا) پیش‌بینی کرد که این مقدار نه تنها دلیل عدم امکان اعمال دقیق شرایط مرزی در الگوی عددی و اختلافات ذاتی الگوی عددی با واقعیت می‌باشد بلکه می‌تواند دلیل عدم امکان صحت‌گذاری دقیق اولیه این موتور و عدم پیش‌بینی دقیق اثرات کاسه سنبه باشد که همانطور که در بخش مقدمه شرح داده شد با توجه به راهبرد پروژه در این مرحله بهینه‌سازی سنبه در دستور کار قرار نداشته و صرفاً سعی بر تخمین اولیه و استخراج نسبت تراکم بهینه از قالب موجود سنبه دیزل شد. لذا با نتایج حاصله و شرط عدم تجاوز از دمای مجاز قبل گردا و اعمال بهینه‌سازی‌هایی که در نگاشت موتور امکان آن وجود دارد می‌توان بازده ۳۷-۳۸٪ با توانی در محدوده ۵۰۰ تا ۵۵۰ کیلووات را به عنوان دسترسی این مرحله از پروژه اعلام کرد.

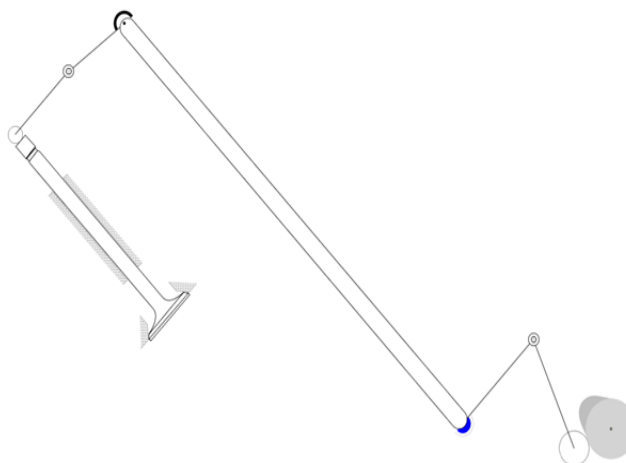
### نتیجه‌گیری

- جایگزینی میل‌بادامک دیزل با میل‌بادامک گاز بازده حرارتی ترمزی را در مدل گازسوز از ۳۳ به ۴۱٪ تغییر داد.
- عدم امکان استفاده از سیکل میلر بدلیل عدم استفاده از توربوشاژرهای فشار بالا
- بیشترین تاثیر از زمانبندی درپچه‌ها مربوط به پارامترهای تعیین‌کننده بر همپوشانی می‌باشد.

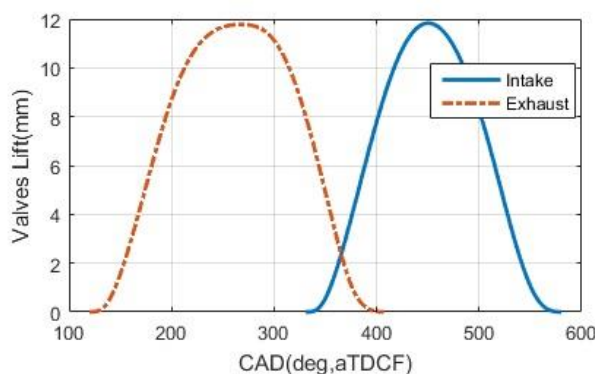
و امکان بهره‌وری از این افزایش مقدار مخلوط قابل اشتعال وجود ندارد. در این مرحله نهایی زاویه ۳۸۰ درجه لنگ به عنوان مقدار نهایی EVC انتخاب شد که بازده در حدود ۴۱٪ را با دمای خروجی دود قبل گردا ۶۵۰ درجه سانتیگراد را عرضه داشته است. در واقع آنچه که در این مرحله از طرح به دسترسی توان بالاتر محدود می‌کند دمای خروجی قبل از گردا می‌باشد.

### ۷- بهینه‌سازی نهایی و مقایسه مدل با نتایج تجربی

بعد از اتمام روند بهینه‌سازی اولیه عملکردی جهت انجام محاسبات سرعت و شتاب خیز درپچه‌ها، اهرم‌بندی موتور پایه مطابق با شکل ۶ بدون تغییر در نرم‌افزار VT-design شبیه‌سازی شد و خیز بهینه درپچه‌ها از تحلیل‌های اولیه عملکردی جهت استخراج پروفیل بادامک در محیط VT-design استفاده شد که پس از انجام تحلیل‌های لازم مجدد خیز بهینه درپچه جهت تحلیل عملکردی به عنوان ورودی GT-Power استفاده شد. این تحلیل رفت و برگشتی از تحلیل سیالاتی و سرعت خیز درپچه‌ها در نهایت منجر به انتخاب منحنی خیز درپچه نهایی برای موتور گازسوز ۸۷۵ شد که در شکل ۷ نشان داده شده است.



شکل ۶: شماتیک اهرم‌بندی موتور ۸۷۵



شکل ۷: منحنی خیز نهایی موتور گازسوز ۸۷۵

پس از تامین و نصب قطعات و سامانه‌های موتور گازسوز از جمله سنبه گازسوز، سامانه‌های سوخت‌رسانی و میل‌بادامک گازسوز در مرحله

TR

Trapping Ratio

### مراجع

- [1] Johann Klausner, Christian Trapp, Herbert Schaumberger, Markus Haidn, Juergen Lang, "The gas engine of the future – innovative combustion and high compression ratios for highest efficiencies" CIMAC Congress 2010, Bergen, PAPER NO.: 312
- [2] Robert Boewing, Diethard Plohberger "Thermodynamic Optimisation of three Gas Engine Families for Higher Efficiency", CIMAC Congress 2010, Bergen, PAPER NO.: 126
- [3] Mr. J. T. Kim, Mr. J. S. Kim, Mr. Torsten Baufeld, Mr. Stephen G. Dexter, "The First New Gas Engine to Come from Korea", CIMAC congress 2007, PAPER NO.: 278
- [4] DAE YEOUL JUNG, J. S. Kim, J. T. Kim, E. S. Kim, A. Skipton-Carter "Development of High Efficient Gas Engine H35/40G", CIMAC Congress 2010, Bergen, PAPER NO.: 241
- [5] Rick Boom, "Port inlet gas admission valves for large gas engines", CIMAC Congress 2010, Bergen, PAPER NO.: 47
- [6] Arto Jarvi, "Methane slip reduction in Wartsila lean burn gas engines", CIMAC Congress 2010, Bergen, PAPER NO.: 106
- [7] [www.mtuonsiteenergy.com/products/gas-generator-sets/continuous-power/natural-gas](http://www.mtuonsiteenergy.com/products/gas-generator-sets/continuous-power/natural-gas)
- [8] [www.gepower.com/gas/reciprocatingengines/jenbacher/type-4](http://www.gepower.com/gas/reciprocatingengines/jenbacher/type-4)
- [9] [www.martinenergygroup.com/inventory/dresser-rand-guascor-sfgld-480-engine-only](http://www.martinenergygroup.com/inventory/dresser-rand-guascor-sfgld-480-engine-only)
- [10] [www.impcorporation.com/enus/inventory/details/20649/guascor-sfgld-560-generator-set](http://www.impcorporation.com/enus/inventory/details/20649/guascor-sfgld-560-generator-set)
- [11] [www.ge-waukesha.com](http://www.ge-waukesha.com)
- [12] [www.perkins.com](http://www.perkins.com)
- [13] [http://www.cat.com/en\\_US/products/new/power-systems/electric-power-generation/gas-generator-sets/](http://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/electric-power-generation/gas-generator-sets/)
- [14] [www.power.cummins.com/content/qsks60g](http://www.power.cummins.com/content/qsks60g)

- نتایج تجربی نشان از عدم مشکل هوارسانی جهت توانگیری موتور برای توان هدف دارد و دلیل عدم دسترسی به توانهای بالاتر دمای بالای دود می باشد.
- دلایل اختلاف مدل در دمای دود و بازده حرارتی با نتیجه تجربی در عدم پیش بینی دقیق و صحت گذاری مدل سه بعدی سنبه است که بهینه سازی سنبه در نقشه راه این مرحله از پروژه قرار نداشته است.
- در نتایج تجربی بازده حدود ۳۸٪ (۳٪ بالاتر از هدف پروژه در مرحله اول) حاصل شد.

### تشکر و قدردانی

در انتها بر خود لازم می دانیم که از همکاران جناب آقای مهندس مصطفی نمازی و جناب آقای مهندس ابولحسن جعفرزاده نهایت تقدیر و تشکر را به عمل آوریم که با درک بسیط اقتضای فنی پروژه همکاری های لازم را در انجام هر چه بهتر این کار ارزشمند فراهم نمودند.

### علائم اختصاری

CAD	Crank Angle Degree
DT	Diesel Timing
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EVC	Exhaust Valve Closing
EVO	Exhaust Valve Opening
HC	Hydrocarbon
IVC	Intake Valve Closing
IVO	Intake Valve Opening
NGT	Natural Gas Timing
TDCF	Timing Dead Center Firing



## Principle of valves timing optimization in D87 diesel to premixed natural gas engine conversion

A. Yousefzadeh<sup>1\*</sup>, S. A. Nabavi<sup>2</sup>, H. Khatamnejad<sup>3</sup>, S. M. Agha Mirsalim<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Iran heavy duty diesel manufacture(DESAs), Amol, Iran, [Ali\\_yousefzadeh90@yahoo.com](mailto:Ali_yousefzadeh90@yahoo.com)

<sup>2</sup> Iran heavy duty diesel manufacture(DESAs), Amol, Iran, [s.a.nabavi3@gmail.com](mailto:s.a.nabavi3@gmail.com)

<sup>3</sup> Iran heavy duty diesel manufacture(DESAs), Amol, Iran, [Hassan.khatamnejad@gmail.com](mailto:Hassan.khatamnejad@gmail.com)

<sup>4</sup> Mechanical engineering Department, Amirkabir University, Tehran, Iran, [mirsalim@csr.ir](mailto:mirsalim@csr.ir)

\*Corresponding Author

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 22 December 2017

Accepted: 21 February 2018

#### Keywords:

Natural Gas

1D simulation

Mixer

Valve timing

Thermal efficiency

### ABSTRACT

In recent years, heavy duty engine manufacturers have increased natural gas engine products to be used especially due to its potential in offering lower fuel cost, lower NO<sub>x</sub> emission and gas-fuel worldwide availability. Through D87 diesel to gas conversion project, to achieve minimum thermal efficiency of 35% at phase 1 and 42% in final phase, use of mixer in upstream of compressor was prioritized to other prevalent strategies for fuel and air mixing. This study has been investigated under scope of phase 1 of the project (minimum thermal efficiency 35%). Therefore, with this mixing strategy, since air stream is replaced with air-fuel mixture in engine suction chest, primary studies have shown that valve's timing plays significant role to achieve project's target. Hence, after approving the lack of diesel base valve timing in achieving the minimum thermal efficiency, investigating exhaust and intake valves timing effect has come up with this result that intake and exhaust valves overlap has the prominent effect in scavenging which consequently has resulted in overlap reduction from 110 CAD degrees in diesel engine to 33 CAD degrees in natural gas engine. Finally, natural gas engine test results which represent 38% brake thermal efficiency are compared with simulation final predicted results.

