

توسعه و تحلیل یک موتور احتراق داخلی مبتنی بر مکانیسم لنگ - پیستون با سیلندر غیر عمود بر میل لنگ

ناصر تقی پور نیازی

سید علی صدری جهانشاهی

امیررضا جواهریان

مرتضی یاری

کارشناس ارشد فیزیک دریا، دانشکده فیزیک، دانشگاه کیش، کیش، ایران
دانشجوی دکتری تخصصی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
دانشجوی دکتری تخصصی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

در موتورهای احتراق داخلی مبتنی بر مکانیسم لنگ-پیستون، محور سیلندر عموماً عمود بر محور میل لنگ است. در سال‌های اخیر، طرح سیلندر جابه‌جاشده برای کاهش نیروهای جانبی پیستون و بهبود راندمان مکانیکی مورد توجه قرار گرفته است؛ با این حال، عدم انطباق زمانی پیستون و میل لنگ در نقطه مرگ بالا می‌تواند به کاهش بازده منجر شود. در پژوهش حاضر، به جای انتقال محوری، زاویه‌دار کردن محور سیلندر نسبت به محور میل لنگ پیشنهاد می‌شود. این پیکربندی سیلندر غیرعمود، ضمن حفظ نتایج طراحی سیلندر جابه‌جاشده امکان بهینه‌سازی حرکت پیستون و کاهش بارهای جانبی را فراهم کرده و مشکل عدم انطباق در نقطه مرگ بالا و کاهش بازده را برطرف می‌کند. شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی سیکل کاری موتور و مدل‌سازی سینماتیکی-دینامیکی مکانیسم انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد این تغییر هندسی می‌تواند تلفات اصطکاکی پیستون را تا حدود ۳۰٪ کاهش داده و راندمان مکانیکی موتور را بهبود دهد؛ به‌طوری‌که برای موتور پیلوت با سرعت دورانی ۱۸۰۰ دور بر دقیقه و زاویه انحراف ۲ تا ۲/۵ درجه، نیروی جانبی در مرحله احتراق از ۵۹ kN به ۴۱ kN کاهش پیدا کرد.

واژه‌های کلیدی: موتور احتراق داخلی، مکانیسم لنگ - پیستون، سیلندر مایل، تحلیل سینماتیکی، تحلیل دینامیکی، تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی

Development and analysis of an internal combustion engine based on a crank-piston mechanism with a cylinder not perpendicular to the crankshaft

Naser Taghipour Niazi
Seyed Ali Sadri Jahanshahi
Amirreza Javaherian
Mortaza Yari

Department of Physics, Kish University, Kish, Iran
Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

In crank-piston internal combustion engines, the cylinder axis is generally perpendicular to the crankshaft axis. In recent years, the offset-cylinder concept has attracted attention for reducing piston side forces and improving mechanical efficiency; however, a temporal mismatch between the piston and crankshaft at top dead center (TDC) can lead to reduced efficiency. In the present study, instead of an axial offset, an angular deviation of the cylinder axis relative to the crankshaft axis is proposed. This non-orthogonal cylinder configuration, while preserving the outcomes of the offset-cylinder design, enables optimization of piston motion and reduction of lateral loads, and eliminates the TDC mismatch and the associated efficiency reduction. Computational fluid dynamics simulations of the engine operating cycle and kinematic-dynamic modeling of the mechanism were conducted. The results indicate that this geometric modification can reduce piston friction losses by up to about 30% and improve the engine mechanical efficiency; for a pilot engine operating at 1800 rpm with a deviation angle of 2–2.5°, the side force during the combustion phase decreased from 59 kN to 41 kN.

Keywords: Internal combustion engine, Crank-piston mechanism, Inclined cylinder, Kinematic and dynamic analysis, Computational fluid dynamics analysis.

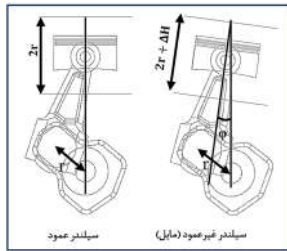
مجموعه پیستون-رینگ-سیلندر مربوط است و نیروی جانبی ناشی از زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر، عامل کلیدی در ایجاد اصطکاک و سایش محسوب می‌شود.

در پژوهش‌های گذشته، کاهش نیروهای جانبی عمدتاً با آفست سیلندر یا آفست میل لنگ انجام شده است. هرچند این روش‌ها اصطکاک را کاهش می‌دهند، اما غالباً با افزایش حجم موتور و تغییر ابعاد اجزای اصلی، کاهش نسبت تراکم و راندمان، و نیز دشواری‌های ساخت و بهره‌برداری همراه بوده‌اند. همچنین، گزارش شده است که در

۱- مقدمه

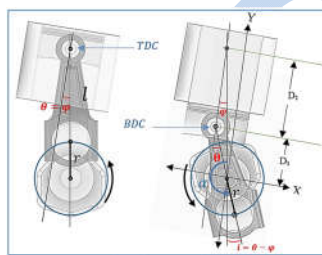
موتورهای احتراق داخلی مبتنی بر مکانیسم لنگ-پیستون، علی‌رغم توسعه فناوری‌های نوین، همچنان از اصلی‌ترین منابع تولید توان در حمل‌ونقل و صنایع ماشین‌آلات هستند. ارتقای بازده حرارتی، کاهش مصرف سوخت و کنترل آلایندگی در کانون توجه قرار داشته و در این میان، تلفات اصطکاکی به دلیل سهم قابل‌توجه در کاهش توان خالص خروجی اهمیت ویژه‌ای دارند. بخش عمده این تلفات به

نسبت به مکانیسم پایه را نشان می‌دهد؛ به‌طوری‌که در حالت پایه کورس برابر قطر میل‌لنگ است، اما در حالت مایل به‌اندازه ΔH افزایش می‌یابد.



شکل ۱- افزایش کورس پیستون در سیلندر غیر عمود (مایل) نسبت به مکانیسم پایه با اعمال زاویه انحراف

شکل ۲، پارامترهای ابعادی را برای مکانیسم سیلندر مایل در نقطه مرگ پایین که در آن، امتداد شاتون از مرکز محور میل‌لنگ عبور می‌کند، نشان می‌دهد. در این شکل، پارامتر طول شاتون (l)، شعاع میل‌لنگ (r)، زاویه انحراف محور سیلندر از خط عمود (φ)، زاویه نسبی شاتون با محور سیلندر (θ)، فاصله مرکز گژن پین از مرکز میل‌لنگ در امتداد محور سیلندر مایل (D_1)، کورس پیستون در سیلندر مایل (D_2)، اختلاف زاویه میل‌لنگ در نقطه مرگ پایین برای موتور با مکانیسم سیلندر غیر عمود و سیلندر عمود (i) و زاویه لنگ (α) می‌باشد.



شکل ۲- موقعیت میل‌لنگ در نقطه مرگ پایین و بالا در مکانیسم سیلندر غیر عمود (مایل)

مقادیر زاویه نسبی شاتون با محور سیلندر، افزایش کورس پیستون و اختلاف زاویه میل‌لنگ در نقطه مرگ پایین برای موتور با مکانیسم سیلندر مایل و سیلندر عمود در نقطه مرگ پایین، بر اساس معادلات (۱) تا (۴) به دست می‌آیند.

$$\sin \theta = \frac{\Delta x}{l-r}, \quad \cos \theta = \frac{D_1}{l-r}, \quad \sin \varphi = \frac{\Delta x}{l+r} \quad (1)$$

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \left(\frac{(l+r) \sin \varphi}{l-r} \right)^2} = \sqrt{\frac{(l-r)^2 - (l+r)^2 \sin^2 \varphi}{(l-r)^2}} \quad (2)$$

$$\Delta H = (l+r) \cos \varphi - 2r - \sqrt{(l-r)^2 - (l+r)^2 \sin^2 \varphi} \quad (3)$$

$$i = \theta - \varphi = \sin^{-1} \left(\frac{(l+r) \sin \varphi}{l-r} \right) - \varphi \quad (4)$$

معادلات فوق نشان می‌دهند با اعمال زاویه انحراف محور سیلندر از وضعیت عمود، در موتور ارتقا یافته نسبت به موتور پایه، کورس تراکم از ۱۸۰ درجه میل‌لنگ، به $i - 180$ کاهش یافته و کورس احتراق نیز، از ۱۸۰ درجه میل‌لنگ به $i + 180$ افزایش می‌یابد. همچنین، اعمال این زاویه انحراف، موجب افزایش کورس پیستون به مقدار ΔH می‌شود؛

برخی پیکربندی‌های آفست، عدم انطباق زمانی پیستون و میل‌لنگ در نقطه مرگ بالا می‌تواند به افت بازده منجر شود.

در ادبیات فن، طراحی موتورهای دیزل و بنزینی با سیلندر آفست به‌عنوان راهکار مؤثر برای کاهش تلفات اصطکاکی و بهبود راندمان مکانیکی معرفی شده است [۱]. برایک و همکاران [۲]، با یک مدل شبیه‌سازی ساده با لحاظ نیروی گاز بالای پیستون و اینرسی و مقایسه بدون آفست و آفست مثبت حدود ۱۴ mm نشان دادند آفست مثبت نیروی جانبی و انرژی ضربه‌ای پیستون را کاهش می‌دهد و بیشینه نیروی جانبی در حالت بدون آفست حدود ۲/۲ برابر حالت آفست مثبت است. هرچند نزدیک اوج فشار احتراق افت اندکی در گشتاور مشاهده شد. تومپچ و همکاران [۳]، چارچوب مدل‌سازی و بهینه‌سازی چندهدفه برای آفست میل‌لنگ ارائه کردند که در بار کامل و سرعت‌های دورانی ۲۰۰۰ و ۵۵۰۰ دور بر دقیقه آفست‌های بهینه ۵/۱۷ و ۴/۹۰ را به‌دست آوردند که کاهش اصطکاک معادل ۳/۹٪ و ۰/۲۶٪ و کاهش قله نیروی نرمال پیستون را نشان داد؛ همچنین بیشترین اثر بخشی در دوره‌های پایین گزارش شد. کاظمی و همکاران [۴]، با استخراج روابط و پیاده‌سازی در MATLAB و صحنه‌گذاری با AVL EXCITE، برای دوره‌های ۴۰۰۰ تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه شتاب خطی پیستون تا حدود ۱۵ m/s² و در ۵۵۰۰ rpm بیشینه نیرو حدود ۵۲ kN و برآیند نیروی چشم کوچک شاتون حدود ۴۲ kN را گزارش کردند و تطابق مناسبی میان نتایج MATLAB و AVL نشان دادند.

با توجه به محدودیت‌های آفست و خلأ مطالعاتی سیلندر غیر عمود، در این پژوهش برای نخستین بار سیلندر با محور غیر عمود بر میل‌لنگ معرفی می‌شود؛ به‌گونه‌ای که لایر سیلندر موتور پایه در بازه ۱ تا ۳ درجه حول محور گژن پین در نقطه مرگ بالا و در خلاف جهت چرخش میل‌لنگ (ساعت‌گرد) درون بلوک موتور مایل می‌گردد و امتداد آن از محور میل‌لنگ فاصله اندکی می‌گیرد. هدف، ارزیابی اثر این تغییر هندسی بر تلفات اصطکاکی با تمرکز بر نیروهای جانبی پیستون و نیروی منتقل شده به میل‌لنگ است؛ بدین منظور، تحلیل‌های تئوری همراه با شبیه‌سازی‌های عددی برای مقایسه نظام‌مند پیکربندی‌های هندسی مختلف به‌کار گرفته می‌شود.

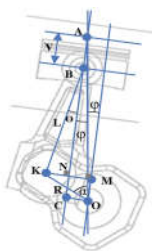
۲- مکانیسم لنگ - پیستون با سیلندر غیر عمود بر

میل‌لنگ و تأثیر آن بر رفتار پیستون

در مکانیسم پیشنهادی حاضر، مطابق شکل ۱، محور سیلندر حول مرکز گژن پین پیستون در نقطه مرگ بالا، به‌اندازه زاویه مشخص φ در جهت ساعت‌گرد (خلاف جهت چرخش میل‌لنگ) منحرف شده است. این انحراف موجب تغییر در حرکت پیستون می‌شود؛ به‌گونه‌ای که حرکت در مسیر سیلندر مایل، سرعت و شتاب پیستون را نسبت به مکانیسم سیلندر عمود تغییر می‌دهد. همچنین در یک سیکل کامل، اگرچه بالاترین موقعیت لنگ با قرارگیری پیستون در نقطه مرگ بالا هم‌زمان است ولی پایین‌ترین موقعیت لنگ با نقطه مرگ پایین منطبق نیست و پیستون اندکی پس از عبور لنگ از کمینه خود به نقطه مرگ پایین می‌رسد؛ بنابراین زمان پیمایش کورس برحسب زاویه لنگ در مراحل احتراق و مکش نسبت به مراحل تراکم و تخلیه افزایش می‌یابد. علاوه بر این، شکل ۱ افزایش کورس پیستون در مکانیسم سیلندر مایل

۴- معادلات حرکت پیستون در مکانیسم سیلندر مایل

در شکل ۴، نقطه A، مبدأ جابجایی پیستون در مکانیسم سیلندر مایل در نظر گرفته شده است. با استفاده از روابط (۱۱) تا (۱۶)، به ترتیب، معادلات جابجایی، سرعت و شتاب پیستون مکانیسم سیلندر غیر عمود بیان شده‌اند. با جایگذاری $\varphi = 0$ ، معادلات حاکم بر حرکت پیستون مکانیسم پایه با سیلندر عمود به دست می‌آیند.



شکل ۴- دیاگرام جابجایی پیستون درون سیلندر مایل

$$y = (R + L) \cos \varphi - R \cos(\alpha + \varphi) - L \cos \theta \quad (11)$$

$$\sin \theta = \frac{R \sin(\alpha + \varphi) - d}{l} \quad (12)$$

$$y_p = (r + l) \cos \varphi - r \cos(\alpha + \varphi) - l \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin(\alpha + \varphi) - (r + l) \sin \varphi}{l} \right)^2} \quad (13)$$

معادله (۱۳)، جابجایی لحظه‌ای پیستون را به‌عنوان تابعی از زاویه لنگ، زاویه انحراف سیلندر، شعاع میل لنگ و طول شاتون محاسبه می‌کند. معادلات (۱۴) و (۱۶)، به ترتیب، با مشتق‌گیری مرتبه اول و دوم از جابجایی لحظه‌ای پیستون، سرعت و شتاب پیستون مکانیسم سیلندر مایل به دست می‌آیند. ω سرعت زاویه‌ای موتور را نشان می‌دهد که در تحلیل‌های حاضر، مقدار ثابتی در نظر گرفته شده است.

$$v_p = \frac{dy}{dt} = \omega \left[r \sin(\alpha + \varphi) + \frac{r \cos(\alpha + \varphi)(r \sin(\alpha + \varphi) - (r + l) \sin \varphi)}{l \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin(\alpha + \varphi) - (r + l) \sin \varphi}{l} \right)^2}} \right] \quad (14)$$

$$A_{(t)} = r \sin(\alpha + \varphi) - (r + l) \sin \varphi, \quad B_{(t)} = \sqrt{1 - \left(\frac{A_{(t)}}{l} \right)^2} \quad (15)$$

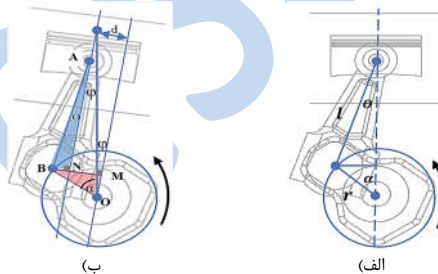
$$a_p = \frac{d^2 y}{dt^2} = \omega^2 \left[r \cos(\alpha + \varphi) + \frac{-r \sin(\alpha + \varphi) A_{(t)} + r^2 \cos^2(\alpha + \varphi)}{l B_{(t)}} + \frac{r^2 \cos^2(\alpha + \varphi) A_{(t)}^2}{l^3 B_{(t)}^3} \right] \quad (16)$$

به‌منظور انجام تحلیل دینامیکی مکانیسم پیشنهادی، ابتدا به نیروی حاصل از احتراق که به‌عنوان نیروی خارجی اعمالی بر پیستون عمل می‌کند، نیاز است. از این‌رو، ابتدا به شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی محفظه احتراق موتور پیلوت و موتور ارتقاء یافته پرداخته شده و با نتایج حاصل از آن، نیروهای جانبی پیستون و مماسی میل لنگ محاسبه می‌گردند.

بنابراین، انتظار می‌رود تغییرات مذکور موجب تغییرات هندسی در سینماتیک و دینامیک اجزای محفظه احتراق، نیروهای ناشی از فشار احتراق، تغییرات زاویه شاتون، شتاب پیستون، نیروهای جانبی بین پیستون و دیواره سیلندر، نیروی مماسی وارد بر میل لنگ، زمان‌بندی تنفس موتور، زمان‌بندی رفت و برگشت پیستون و نسبت تراکم شود که در ادامه، به بررسی روابط و معادلات حاکم بر آن‌ها می‌پردازیم.

۳- اثر زاویه انحراف سیلندر در تغییرات نسبی شاتون با محور سیلندر

در مکانیسم لنگ معمولی با سیلندر عمود، وضعیت شاتون در طول یک سیکل کامل نسبت به محور سیلندر به‌صورت متقارن تغییر می‌کند؛ در حالی که در مکانیسم سیلندر غیر عمود مایل، محور سیلندر از مرکز میل لنگ عبور نمی‌کند و با راستای عمود، دارای زاویه انحراف φ است. شکل ۳، تغییرات زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر در مکانیسم سیلندر مایل و سیلندر عمود را نشان می‌دهد.



شکل ۳- تغییر زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر در (الف) مکانیسم سیلندر عمود و (ب) مکانیسم سیلندر مایل

معادلات (۵) تا (۷)، به بررسی تغییرات زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر برحسب زاویه میل لنگ در مکانیسم پایه با سیلندر عمود می‌پردازد.

$$\sin \theta = \frac{r \sin \alpha}{l} \quad (5)$$

$$d\theta/da = \frac{d \left[\text{Arc sin} \left(\frac{r \sin \alpha}{l} \right) \right]}{d\alpha} \quad (6)$$

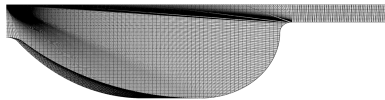
$$\theta = \text{Arc sin} \left(\frac{r \sin \alpha}{l} \right) \quad (7)$$

همچنین، معادلات (۸) تا (۱۰) نیز، به بررسی تغییرات زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر برحسب زاویه میل لنگ در مکانیسم سیلندر غیر عمود مایل مطابق شکل ۳-ب می‌پردازد.

$$\sin \theta = \frac{r \sin(\alpha + \varphi) - d}{l} \quad (8)$$

$$\sin \theta = \frac{r \sin(\alpha + \varphi) - (l + r) \sin \varphi}{l} \quad (9)$$

$$\theta = \sin^{-1} \left[\frac{r \sin(\alpha + \varphi) - (l + r) \sin \varphi}{l} \right] \quad (10)$$



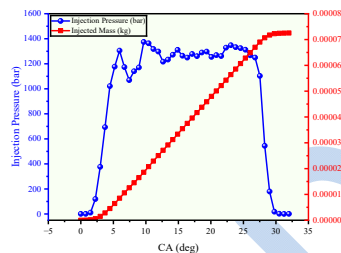
شکل ۵- قطاع ۱/۸ هندسه شبکه زنی شده پیستون در نقطه مرگ بالا

۵-۳- مشخصات نازل پاشش سوخت دیزل

مشخصات دقیق تزریق سوخت (از جمله نرخ تزریق، فشار و زاویه پاشش)، در جدول ۲ و شکل ۶ ارائه شده است.

جدول ۲- مشخصات نازل انژکتور سوخت با واکنش پذیری بالا (دیزل)

عنوان	مشخصه/مقدار
نشان تجاری نازل	Bosch
تعداد حفره پاشش سوخت	۸
قطر سوراخ نازل (mm)	۰/۳
زاویه پاشش مخروط	۱۵°



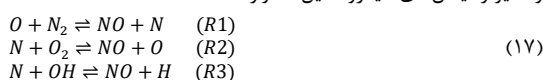
شکل ۶- پروفیل های تزریق سوخت و فشار برحسب درجه میل لنگ در دور ۱۸۰۰ rpm

۵-۴- مکانیسم احتراق و روش SAGE

در این پژوهش، برای حل معادلات احتراق از مکانیسم سینتیکی پیشرفته Ren شامل ۱۷۹ گونه شیمیایی و ۷۵۸ واکنش استفاده شده است. این مکانیسم توانایی پیش‌بینی رفتار هیدروژن و محاسبه غلظت آلاینده‌های کلیدی شامل اکسیدهای نیتروژن، دوده، هیدروکربن‌های نسوخته (UHC) و مونوکسیدکربن را دارد و به دلیل قابلیت مدل‌سازی دقیق پدیده‌های پیچیده احتراق و گونه‌های واسطه در فرایندهای احتراق کنترل شده انتخاب شده است.

۵-۵- مدل‌سازی آلاینده‌گی

برای پیش‌بینی میزان تشکیل آلاینده‌های NOx، از مدل توسعه‌یافته زلدوویچ استفاده شده که مکانیسم آن، بر اساس مجموعه‌ای از واکنش‌های شیمیایی کلیدی شامل شکست پیوند مولکولی نیتروژن توسط اتم‌های اکسیژن، اکسیداسیون اتم‌های نیتروژن و تأثیر رادیکال‌های هیدروکسیل استوار است [۵].



همچنین، میزان دوده منتشرشده از محصولات احتراق، معادل است با اختلاف نرخ تشکیل دوده و نرخ اکسیداسیون آن. در پژوهش

۵- شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی موتور دیزل

تغییرات هندسی در مکانیسم لنگ-پیستون موتورهای احتراقی، رفتار ماکروسکوپی پیستون را تحت تأثیر قرار داده و به تبع آن، فرایند احتراق و تولید توان در محفظه احتراق نیز تغییر می‌کند. از این رو، برای محاسبه نیروی جانبی وارد بر پیستون و نیروی مماسی وارد بر میل‌لنگ در زوایای مختلف قرارگیری سیلندر، لازم است برای هر زاویه، نیروی احتراق متناظر با شرایط و هندسه همان مکانیسم محاسبه و اعمال شود. با توجه به قابلیت شبیه‌سازی و تحلیل میکروسکوپی فرایند احتراق موتور پایه در نرم‌افزارهای پیشرفته و امکان اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی بر اساس داده‌های قطعی خروجی موتور، نتایج شبیه‌سازی موتور ارتقاء یافته نیز به همین روش قابل صحت‌گذاری است. در این بخش، ضمن معرفی موتور، روند شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی موتور پایه و ارتقاء یافته در نرم‌افزار CONVERGE تشریح و با داده‌های موتور پایه مقایسه و اعتبارسنجی می‌شود.

۵-۱- مشخصات موتور

موتور دیزل ۱۶V 4000 MTU ساخت شرکت MTU آلمان، یک موتور ۱۶ سیلندر ۷ شکل با تزریق مستقیم سوخت است که برای کاربردهای سنگین نظیر تولید برق و پیش‌ران‌های دریایی طراحی شده است. بهره‌گیری از توربوشارژر و خنک‌کننده میانی، دستیابی به توان بالا و عملکرد پایدار را ممکن می‌سازد. مشخصات این موتور در جدول ۱، ارائه شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور 16V MTU 4000

عنوان	مشخصه/مقدار
مدل موتور	R43L
تعداد سیلندرها - آرایش	۱۶ سیلندر - ۷ شکل
توان تولیدی [kW] (دور بیشینه [rpm])	۲۴۰۰ (۱۸۰۰)
قطر سیلندر × طول کورس پیستون [mm]	۲۱۰ × ۱۷۰
حجم جابجایی [lit]	۴/۷۷
ابعاد (طول × عرض × ارتفاع) [mm]	۲۰۱۵ × ۱۵۶۲ × ۲۸۶۵
مدت‌زمان پاشش سوخت در دور بیشینه	۰/۳۲
استاندارد آلاینده‌گی	EU III A

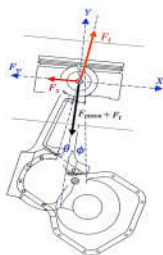
۵-۲- طراحی هندسه پیستون موتور مورد بررسی

در این پژوهش، با توجه به قرینگی محفظه و موقعیت نازل، به‌منظور کاهش زمان تحلیل و هزینه محاسباتی، یک مدل معادل ۱/۸ از محفظه احتراق با اعمال شرایط مرزی تناوبی ایجاد گردید. سپس، فایل طراحی به فرمت استاندارد CAD تبدیل و برای استفاده در نرم‌افزار CONVERGE وارد شد. پس از ورود مدل و اعمال شرایط مرزی، هندسه حجم داخلی محفظه احتراق و سیستم مختصات مربوطه تعریف شد. شکل ۵ قطاع ۱/۸ از هندسه شبکه‌زنی شده پیستون در نقطه مرگ بالا را نشان می‌دهد.

۶- نیروی جانبی وارد بر پیستون در مکانیسم با سیلندر مایل

در مکانیسم لنگ-پیستون موتور پایه، زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر در کورس‌های تراکم و احتراق به صورت متقارن تغییر می‌کند. از آنجا که فشار گاز در کورس احتراق به مراتب بزرگ‌تر از تراکم است، نیروی جانبی پیستون در احتراق نیز بیشتر خواهد بود. بر این اساس، در مکانیسم موتور ارتقاء یافته، محور سیلندر در خلاف جهت چرخش میل‌لنگ به گونه‌ای مایل می‌شود که زاویه شاتون با دیواره سیلندر در کورس احتراق کمتر از مقدار متناظر در کورس تراکم باشد؛ بنابراین نیروی جانبی وارد بر پیستون-لایر در احتراق کاهش یافته و توزیع آن نسبت به کورس تراکم متعادل‌تر می‌شود.

شکل ۷، دیاگرام پیکره آزاد پیستون را درون سیلندر مایل نشان می‌دهد. در این شکل، نیروی ناشی از فشار محفظه احتراق (F_{comb})، نیروی وارد از شاتون (F_c)، نیروی وارد از دیواره (F_w)، نیروی اینرسی پیستون (F_i) و برآیند دو نیروی اینرسی و احتراق (F_p) است که با استفاده از شاتون، به دیواره سیلندر منتقل می‌شود.



شکل ۷- دیاگرام پیکره آزاد پیستون در سیلندر غیر عمود

طبق معادلات (۲۴) و (۲۷)، مقدار نیروی وارد بر دیواره سیلندر از طرف سطح جانبی پیستون محاسبه می‌شود.

$$\sum F(x) = F_w - F_c \sin \theta = 0 \quad (26)$$

$$\sum F(y) = F_c \cos \theta - (F_{comb} + F_i) = 0 \quad (27)$$

نیروی اینرسی حاصل از حرکت پیستون به جرم M_p به عنوان تابعی از زاویه لنگ و انحراف محور سیلندر برابر است با:

$$F_i = M_p(g \cos \varphi - a_p) \quad (28)$$

که در آن، مؤلفه شتاب گرانشی در امتداد محور سیلندر و رو به پایین و هم‌جهت با نیروی احتراق است. جهت پایین را مثبت (+) در نظر می‌گیریم؛ بنابراین، نیروی جانبی کل وارد بر پیستون برابر است با:

$$F_w = \tan \theta (F_{comb} + M_p(g \cos \varphi - a_p)) + M_p g \sin \varphi \quad (29)$$

در رابطه فوق، $g \sin \varphi$ مؤلفه شتاب گرانشی در امتداد عمود بر محور سیلندر است.

۷- نیروی مماسی وارد بر میل‌لنگ در موتور با سیلندر مایل

برای محاسبه نیروی مماسی وارد بر میل‌لنگ از شاتون، این نیرو را در محل تماس، به دو مؤلفه مماسی و عمود بر مرکز میل‌لنگ تجزیه

حاضر، از روش نیمه تجربی هیرویاسو برای مدل‌سازی تشکیل و اکسیداسیون دوده استفاده شده است.

شکل تراکم پذیر معادلات جرم و مومنتوم، به ترتیب، عبارت‌اند از [۶،۷]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = S \quad (18)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + S_i \quad (19)$$

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j \rho e)}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_i \quad (20)$$

همچنین، برای معادلات تانسور تنش لزجی می‌توان نوشت [۶،۷]:

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu - \frac{2}{3} \mu \right) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (21)$$

معادله گونه‌ها در رابطه (۲۲) نشان داده شده است [۶،۷].

$$\frac{\partial \rho m}{\partial t} + \frac{\partial (\rho m u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad (22)$$

در مجموعه معادلات مذکور، جمله S که اصطلاحاً، جمله "چشمه" نامیده می‌شود، در معادله پیوستگی می‌تواند ناشی از فرآیند تبخیر و در معادله مومنتوم، ناشی از شتاب گرانشی و در معادله انرژی، حاصل از واکنش‌های شیمیایی گونه‌ها باشد. در این پژوهش، معادله حالت ردلیش-کوانگ با در نظر گرفتن پارامترهای دمای بحرانی و فشار بحرانی در محیط نرم‌افزار CONVERGE به کار گرفته شده است [۸].

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2 + ubv} \quad (23)$$

$$a = 0.42748 \frac{RT_c}{P_c}, b = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c}$$

که P فشار، T دمای مطلق، v حجم مخصوص، R ثابت عمومی گازها، a ثابت تصحیح جذب و جاذبه بین مولکولی و b ثابت حجم مولکولی است که از روی فشار بحرانی، P_c دمای بحرانی، T_c حجم بحرانی، α نیروی جاذبه بین مولکول‌ها و β حجم مولکول‌ها محاسبه می‌شود.

۵-۶- مدل آشفنگی (توربولانسی)

مدل توربولانسی استفاده شده در این تحلیل برای شبیه‌سازی احتراق موتور اشتعال تراکمی، مدل $k-\epsilon$ RNG می‌باشد که معادلات k و ϵ در مدل RNG، در روابط (۲۴) و (۲۵) آورده شده است [۹]:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} + \sigma, \quad \sigma = \nabla \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \rho \epsilon + \dot{W}^s \quad (24)$$

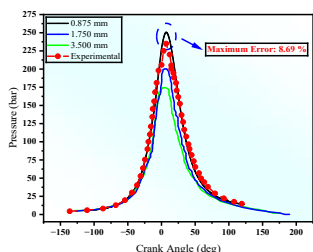
$$\frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \epsilon) = - \left(\frac{2}{3} C_{\epsilon_1} - C_{\epsilon_3} \right) \rho \epsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} [C_{\epsilon_1} \sigma : \nabla \mathbf{u} - C_{\epsilon_2} \rho \epsilon + C_{\epsilon_3} \rho \epsilon + C_{\epsilon_4} \dot{W}^s] - \rho R \quad (25)$$

در معادلات (۲۴) و (۲۵)، ρ چگالی سیال، k انرژی جنبشی توربولانسی، ϵ نرخ اتلاف انرژی توربولانسی، V بردار سرعت، σ کرنش نرخ تنش توربولانسی، μ ویسکوزیته دینامیکی، Pr_k و Pr_ϵ اعداد پراکندگی توربولانسی برای k و ϵ ، همچنین C_1, C_2, C_3 ضرایب مدل RNG و W^s انرژی جنبشی (چشمه) ناشی از جابجایی فاز (جابجایی گاز و اسپری سوخت) می‌باشند.

۸- نتایج و بحث

۸-۱- اعتبارسنجی موتور دیزل

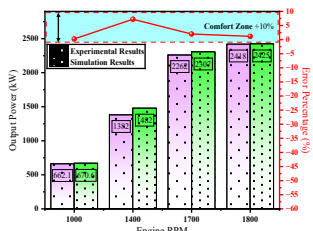
مطابق توضیحات بخش قبل، شبیه‌سازی عددی موتور دیزل در یک چرخه بسته و با استفاده از قطاع ۱/۸ محفظه احتراق و مرزهای تناوبی انجام شد تا اندازه شبکه کنترل شده و دقت نتایج بهبود یابد. به‌منظور دستیابی به استقلال از شبکه محاسباتی برای موتور، مش تطبیقی تا حدود ۵,۰۰۰,۰۰۰ سلول به‌منظور اصلاح گرادین‌های سرعت، فشار و دما به‌کار گرفته شد و ریزسازی لایه‌ای نیز تا ۸ برابر در محدوده‌های موردنیاز اعمال گردید. اثر تغییر اندازه شبکه از ۰/۸۷۵ تا ۳/۵ میلی‌متر بر فشار داخل محفظه احتراق، در شکل ۱۰ مورد بررسی قرار گرفته است.



شکل ۱۰- مطالعه استقلال از شبکه برای فشار درون سیلندر موتور اشتعال تراکمی با سوخت دیزل و نسبت هم‌آزری ۰/۴۹۳ (دور ۱۸۰۰ rpm)

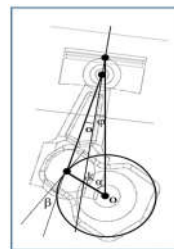
برای ارزیابی دقت شبیه‌سازی عددی و صحت فرضیات مدل‌سازی، نمودار فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ در سرعت ۱۸۰۰ rpm در شکل ۱۰ با داده‌های تجربی مقایسه شده است. مطابق نتایج، با نزدیک شدن به نقطه مرگ بالا و آغاز احتراق، به‌علت افزایش پیچیدگی‌های فیزیکی و شیمیایی شامل تبخیر سوخت، اختلاط غیریکنواخت، تشکیل شعله، تولید گونه‌های واسطه و نوسانات فشار و دما، اختلاف بین نتایج عددی و تجربی افزایش می‌یابد. با این حال، حداکثر اختلاف مشاهده‌شده ۸/۶۹٪ بوده که دقت قابل‌قبولی برای شبیه‌سازی حاضر نشان می‌دهد.

در شکل ۱۱، تغییرات توان تولیدی موتور دیزل برحسب دور ارائه شده است. توان‌های به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی عددی در دورهای ۱۰۰۰، ۱۴۰۰، ۱۷۰۰ و ۱۸۰۰ به‌ترتیب ۶۶۲/۱، ۱۳۸۲، ۲۲۶۲ و ۲۴۱۸ بوده‌اند. اختلاف این مقادیر با نتایج آزمون تجربی به‌ترتیب ۰/۲۳۲۶٪، ۰/۲۲۵۰٪، ۰/۹۷۶۰٪ و ۰/۱۷۸۰٪ گزارش شده است که بیانگر انطباق قابل‌قبول نتایج شبیه‌سازی و داده‌های تجربی است.



شکل ۱۱- توان خروجی موتور دیزل حاصل از شبیه‌سازی سیالاتی و نتایج آزمون تجربی

می‌کنیم. زاویه β ، انحراف زاویه شاتون از امتداد خط مماس بر میل‌لنگ در نقطه تماس است. شکل ۸، شمای هندسی مربوط به زاویه β را نشان می‌دهد.



شکل ۸- مؤلفه‌های هندسی مربوط به انحراف زاویه نیروی احتراق از امتداد مماس بر میل‌لنگ

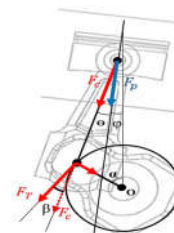
معادلات (۳۰) تا (۳۲)، به محاسبه انحراف زاویه شاتون از امتداد خط مماس بر میل‌لنگ در نقطه تماس می‌پردازند.

$$\beta + \frac{\pi}{2} + \theta = k, \quad \alpha + \varphi = \pi - k \quad (30)$$

$$\theta = \text{Arc sin} \left[\frac{r \sin(\alpha + \varphi) - (l + r) \sin \varphi}{l} \right] \quad (31)$$

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \left(\alpha + \varphi + \text{Arc sin} \left[\frac{r \sin(\alpha + \varphi) - (l + r) \sin \varphi}{l} \right] \right) \quad (32)$$

شکل ۹، نشان‌دهنده برآیند نیروهای حاصل از احتراق و اینرسی پیستون، که از طریق شاتون به میل‌لنگ منتقل شده است و همچنین، مؤلفه مماسی نیروی برآیند (F_c) که باعث ایجاد گشتاور در میل‌لنگ می‌شود، می‌باشد.



شکل ۹- مؤلفه مماسی و مؤلفه عمودی نیروی وارد بر مسیر چرخش میل‌لنگ در مکانیسم سیلندر مایل

معادلات (۳۳) تا (۳۵)، به محاسبه مؤلفه مماسی (F_T) نیروی وارد بر مسیر چرخش میل‌لنگ در مکانیسم سیلندر غیر عمود در نقطه تماس می‌پردازند.

$$F_T = (F_{comb} - F_i + Mg \cos \varphi) \frac{\cos \beta}{\cos \theta} \quad (33)$$

$$\cos \beta = \cos \left(\frac{\pi}{2} - (\theta + \alpha + \varphi) \right) = \sin(\theta + \alpha + \varphi) \quad (34)$$

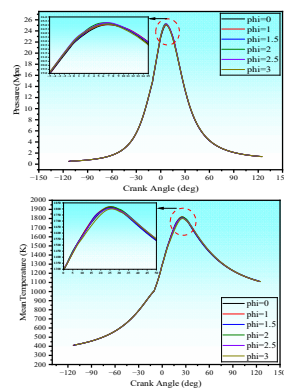
$$F_T = (F_{comb} - F_i + Mg \cos \varphi) \frac{\sin(\alpha + \varphi + \text{Arc sin} \left[\frac{r \sin(\alpha + \varphi) - (l + r) \sin \varphi}{l} \right])}{\cos \left(\text{Arc sin} \left[\frac{r \sin(\alpha + \varphi) - (l + r) \sin \varphi}{l} \right] \right)} \quad (35)$$

۸-۲- تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی موتور

پس از اعتبارسنجی موتور دیزل پایه، دور موتور ۱۸۰۰ rpm انتخاب و معماری موتور به پیکربندی سیلندر مایل ارتقا داده می‌شود. برای هر زاویه انحراف سیلندر در بازه ۱ تا ۳ درجه، شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی با در نظر گرفتن اثر متقابل تغییرات هندسی و شرایط ورودی انجام می‌گیرد تا اثر این تغییرات بر احتراق، فشار و نیروی ناشی از آن، عملکرد و آلایندگی موتور ارزیابی شود. از نتایج شبیه‌سازی، فشار محفظه احتراق استخراج شده و به تبع آن نیروی احتراق برای استفاده در گام بعدی، یعنی تحلیل دینامیکی سامانه، به عنوان داده ورودی به کار می‌رود.

با افزایش زاویه انحراف و مطابق معادله (۳)، کورس پیستون افزایش می‌یابد؛ در حالی که نقطه مرگ بالا ثابت بوده و حجم مرده تغییر نمی‌کند و این نقطه مرگ پایین است که جابه‌جا می‌شود. بنابراین، با افزایش کورس، حجم جابه‌جایی و حجم کل افزایش یافته و در نتیجه نسبت تراکم بیشتر می‌شود؛ همچنین به دلیل افزایش کورس مکش، دبی جرمی هوای ورودی تغییر می‌کند و اکثر پارامترهای کلیدی مانند: طول شاتون، شعاع میل‌لنگ، حجم مرده، زاویه شروع پاشش سوخت، نسبت هم‌ارزی کلی، فشار پاشش، دور موتور و جرم پیستون بدون تغییر باقی مانده‌اند.

شکل ۱۲-الف و شکل ۱۲-ب، به ترتیب اثر زاویه انحراف سیلندر بر فشار داخل سیلندر و دمای محصولات احتراق را برحسب زاویه میل‌لنگ نشان می‌دهند. در موتور مرجع با سیلندر عمود، بیشینه فشار ۲۵/۵۲۵ MPa بوده و در ۶/۹۰۳° پس از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد. با افزایش زاویه انحراف، قله فشار تا ۲/۵° افزایش بسیار ملایمی داشته و در ۳° اندکی کاهش می‌یابد؛ به گونه‌ای که نسبت به موتور پایه، تغییرات بیشینه فشار برای ۱°، ۰/۵، ۰/۱، ۰/۲، ۰/۵ و ۳° به ترتیب MPa ۰/۴۴، ۰/۳۷۳، ۰/۹۱۱، ۰/۹۵۱، ۰/۲۱۳ و ۰/۱۳ است، که کمینه در ۱° و بیشینه در ۲/۵° اتفاق می‌افتد. همچنین، بیشینه دمای محصولات احتراق در همه حالات به طور منظم دیرتر از قله فشار و در حوالی ۲۶-۲۵ پس از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد و با افزایش زاویه انحراف، کاهش ملایم حدود ۱٪ و جابجایی به سمت زوایای دیرتر مشاهده می‌شود.



شکل ۱۲-الف - تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ

به ازای مقادیر مختلف زاویه سیلندر مایل

ب- تغییرات دمای متوسط داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ به

ازای مقادیر مختلف زاویه سیلندر مایل

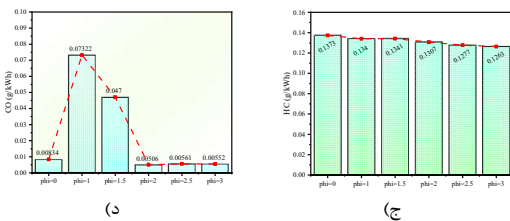
جدول ۳، فازبندی احتراق موتور پایه و مکانیسم سیلندر مایل را با شاخص‌های CA10 و CA90 ارائه می‌کند. CA10 زاویه‌ای است که در آن ۱۰٪ سوخت می‌سوزد و به عنوان معیار تأخیر احتراق در نظر گرفته می‌شود؛ در تمام زوایای انحراف، CA10 نسبت به حالت مرجع در زوایای زودتری رخ می‌دهد و بیشترین کاهش تأخیر برای ۳° phi با حدود ۸/۵٪ مشاهده شده است. CA90 زاویه‌ای است که در آن ۹۰٪ سوخت محترق می‌شود و نشان‌دهنده انتهای احتراق است؛ تغییرات آن نشان می‌دهد که برای ۱° phi مقدار CA90 کاهش یافته، اما برای سایر حالات افزایش دارد و بیشترین تأخیر در ۳° phi با حدود ۲/۵٪ نسبت به مرجع رخ می‌دهد. اختلاف CA10-CA90 به عنوان بازه احتراق تقریباً در همه حالات نزدیک به مقدار ثابت باقی می‌ماند؛ به طوری که کمینه آن در ۱° phi با حدود ۱/۶٪ کاهش و بیشینه آن در ۳° phi با حدود ۲/۶٪ افزایش نسبت به موتور پایه گزارش شده است. این روند بیانگر تمرکز بیشتر آزادسازی گرما در زوایای انحراف کوچک‌تر و کشیده‌تر شدن انتهای احتراق در زوایای بزرگ‌تر است.

جدول ۳- مقایسه فازبندی احتراق برای مکانیسم غیر عمود و موتور

پایه	CA 10	CA 50	CA 90	CA 10 - CA 90
$\phi=0$	۳/۳۹۹ [BTDC]	۱۰/۶۰۵ [ATDC]	۲۵/۶۲۶ [ATDC]	۲۹/۰۲۵
$\phi=1$	۳/۶۹۸ [BTDC]	۱۰/۴۶۴ [ATDC]	۲۴/۸۶۱ [ATDC]	۲۸/۵۵۹
$\phi=1/5$	۳/۶۶۸ [BTDC]	۱۰/۶۵۱ [ATDC]	۲۵/۴۲۹ [ATDC]	۲۹/۰۹۷
$\phi=2$	۳/۶۹۰ [BTDC]	۱۰/۶۷۴ [ATDC]	۲۵/۰۸۳ [ATDC]	۲۸/۷۷۳
$\phi=2/5$	۳/۶۶۴ [BTDC]	۱۰/۷۲۹ [ATDC]	۲۵/۸۱۴ [ATDC]	۲۹/۴۷۸
$\phi=3$	۳/۵۲۶ [BTDC]	۱۱/۲۱۱ [ATDC]	۲۶/۲۶۷ [ATDC]	۲۹/۷۹۳

با جابه‌جایی نقطه مرگ پایین و افزایش جزئی کورس پیستون، حجم جابه‌جایی و نسبت تراکم افزایش یافته و در نتیجه فشار و دمای انتهای تراکم و واکنش‌پذیری مخلوط اندکی بیشتر می‌شود. پیامد این بهبود، کوتاه شدن زمان القا و کاهش تأخیر احتراق است؛ از این رو CA10 در همه حالات سیلندر مایل زودتر از موتور پایه رخ می‌دهد و تا حدود زاویه انحراف ۲-۲/۵ درجه این پیش‌افتادگی، افزایش خفیف قله فشار چند درجه پس از نقطه مرگ بالا را توجیه می‌کند.

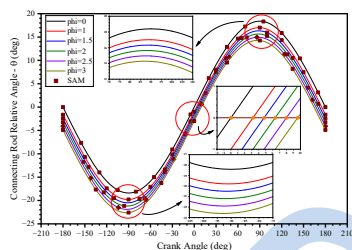
در مقابل، در فاز دیر هنگام، محدودیت‌های تزریق غالب می‌شوند، با ثابت بودن نسبت هم‌ارزی کلی، پروفیل و فشار پاشش و هم‌زمان افزایش دبی هوای ورودی، جرم سوخت تزریقی و در پی آن مدت تزریق افزایش یافته و پایان پاشش به زوایای دیرتر منتقل می‌شود. بدین ترتیب، دم دیفیوژنی کشیده شده و بخش بزرگ‌تری از آزادسازی گرما در فاز انبساط و در فشار و چگالی پایین‌تر رخ می‌دهد؛ لذا اوج دما کمتر و دیرتر ثبت می‌شود، CA50 از ناحیه بهینه دور شده و CA90 به زوایای دیرتر میل می‌کند و طول بازه احتراق از کمینه در ۱° phi به بیشینه در ۳° phi می‌رسد. همین غلبه آزادسازی گرمای دیر هنگام، علت عدم افزایش قله فشار در ۳° phi را توضیح می‌دهد. در مجموع،



شکل ۱۳- تأثیر زاویه سیلندر مایل بر شاخص‌های آلاینده‌ی Soot، CO و HC، NOx

۸-۳- بررسی تأثیر زاویه انحراف بر تغییرات زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر

با توجه به پارامترهای هندسی موتور موردنظر، نمودار تغییرات زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر برحسب زاویه لنگ برای زوایای انحراف ۱ تا ۳ درجه برای موتور ارتقاء یافته و پایه در شکل ۱۴ ترسیم شده‌اند.



شکل ۱۴- تغییرات زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر برحسب زاویه لنگ در موتور پایه و ارتقا یافته به ازای زوایای انحراف ۱ تا ۳ درجه

در موتور پایه با سیلندر عمود، زاویه نسبی شاتون نسبت به محور سیلندر در حدود ۹۰ درجه پس از نقطه مرگ بالا به بیشینه ۱۸/۳۹۴ درجه می‌رسد؛ تغییرات آن در کورس‌های تراکم و احتراق متقارن است و عبور از صفر درجه دقیقاً در نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد. با افزایش زاویه انحراف سیلندر، قله زاویه شاتون در کورس احتراق کاهش و قدر مطلق قله آن در کورس تراکم افزایش می‌یابد؛ هم‌زمان، محل وقوع قله‌ها برحسب زاویه میل‌لنگ متناسب با مقدار انحراف، زودتر از حالت پایه رخ می‌دهد. همچنین عبور از صفر درجه به پس از نقطه مرگ بالا منتقل شده و با افزایش انحراف، این تأخیر بیشتر می‌شود؛ به‌طور کلی روند تغییرات قله‌ها با زاویه انحراف تقریباً خطی است.

منشأ این رفتار کاملاً سینماتیکی و ناشی از تغییر چارچوب اندازه‌گیری است. در مکانیسم سیلندر عمود، سرعت اولیه تغییر زاویه شاتون در حوالی صفر، تابعی از نسبت هندسی شعاع میل‌لنگ به طول شاتون است. اما با مایل شدن محور سیلندر، زاویه‌ای که اندازه‌گیری می‌شود دیگر نسبت به محور عمود نیست، بلکه نسبت به محور مایل تعریف می‌گردد؛ بنابراین، شرط موازی شدن شاتون و محور سیلندر (عبور از صفر) الزاماً در نقطه مرگ بالا برقرار نمی‌ماند. در ابتدای کورس احتراق، شاتون ابتدا باید به اندازه‌ی همان انحراف هندسی جبران کند تا در چارچوب جدید به صفر برسد؛ از این رو عبور از صفر به چند درجه پس از نقطه مرگ بالا منتقل می‌شود. همین تغییر چارچوب باعث می‌شود قله‌های مثبت و منفی نیز نسبت به موقعیت ۹۰ درجه

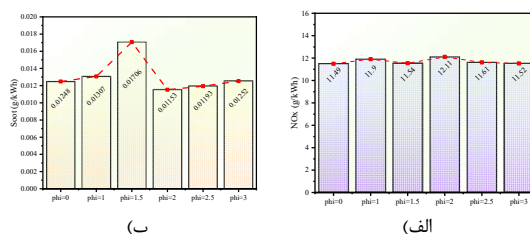
زاویه‌های کوچک تا میانی از بهبود شرایط تراکم بهره می‌برند، در حالی‌که در زاویه‌های بزرگ‌تر، انتقال احتراق به پس از نقطه مرگ بالا، قله فشار و قله دما را محدود می‌سازد.

مطابق شکل ۱۳، با افزایش زاویه انحراف سیلندر، شاخص‌های آلاینده‌ی رفتار غیر یکنواخت و متنوعی از خود نشان می‌دهند که ناشی از تغییر هم‌زمان شرایط هندسی، سینماتیکی و احتراقی است. در زوایای کوچک انحراف، هم‌پوشانی طولانی‌تر تزریق سوخت با شعله دیفیوژنی و اختلاط نامتقارن مخلوط هوا-سوخت، نواحی غنی با اکسیژن محدود و زمان اقامت کوتاه ایجاد می‌کند. این شرایط باعث می‌شود که فرایند اکسیداسیون دوده و منواکسید کربن در بخش اولیه و میانی احتراق ناقص باقی بماند و در نتیجه، شاخص CO و Soot در این محدوده افزایش یابد. در زاویه‌های میانی افزایش جزئی کورس پیستون و حجم جابه‌جایی، بهبود نسبت تراکم و افزایش اندک جرم هوای ورودی، توزیع فاز آزادسازی گرما را مناسب‌تر کرده و شرایط اکسیژن و دمای موضعی را برای اکسیداسیون کامل‌تر دوده و منواکسید کربن فراهم می‌کند. در این بازه، نرخ تشکیل دوده کاهش یافته و منواکسید کربن به دلیل افزایش زمان اقامت در نواحی داغ و واکنش‌های کامل‌تر به سطح کمتری می‌رسد.

کاهش پیوسته هیدروکربن‌های نسوخته در همه زاویه‌ها، ناشی از بهبود شرایط شروع احتراق، اختلاط سوخت و ورود کامل‌تر آن به فرایند اکسیداسیون است. این امر نشان می‌دهد که حتی در زوایای کوچک که منواکسید کربن افزایش یافته است، هیدروکربن‌های نسوخته می‌تواند کاهش یابد زیرا HC شاخص سوخت کاملاً نسوخته است، در حالی‌که CO نشان‌دهنده اکسیداسیون ناقص به دی اکسید کربن می‌باشد.

تشکیل اکسیدهای نیتروژن بیشتر تابع دمای موضعی بالا، اکسیژن در دسترس و زمان اقامت در نواحی داغ است و نه صرفاً دمای متوسط حجمی. به همین دلیل، در زاویه‌های کوچک و میانی، وقوع زودتر بخش ابتدایی آزادسازی گرما و نزدیک شدن آن به ناحیه پرفشار، سبب افزایش محدود NOx نسبت به حالت پایه می‌شود. در زاویه‌های بزرگ‌تر، انتقال بخش بیشتری از احتراق به فاز انبساط و کاهش دمای موضعی، شدت تشکیل NOx را محدود کرده و افزایش آن کمتر می‌شود.

در نهایت در بازه ۲ تا ۲/۵ درجه، بهترین سازش میان کاهش دوده، منواکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته با افزایش محدود اکسیدهای نیتروژن را فراهم می‌آورد.



۸-۵- بررسی تأثیر زاویه انحراف بر نیروی جانبی وارد بر پیستون

در موتور پایه با مکانیسم سیلندر عمود، نیروی جانبی در آغاز کورس احتراق، چند درجه پس از نقطه مرگ بالا، به بیشینه مثبت خود در حدود ۵۹ kN می‌رسد و بیشینه این نیرو در کورس تراکم، چند درجه پیش از نقطه مرگ بالا، در حدود ۳۱ kN - اتفاق می‌افتد. کمینه این نیرو نیز، در نزدیکی نقطه مرگ بالای انتهای کورس تراکم اتفاق می‌افتد و در نقطه مرگ بالا، به صفر می‌رسد. با افزایش زاویه انحراف سیلندر از ۱ تا ۳ درجه، بیشینه نیروی جانبی در کورس احتراق، تقریباً به صورت خطی کاهش می‌یابد و در بازه ۲ تا ۲/۵ درجه، با کاهش حدود ۳۰٪ نسبت به حالت پایه، به مقدار حدودی ۴۱ kN می‌رسد؛ درحالی‌که بیشینه اندازه این نیرو در کورس تراکم، رشد ملایم چند درصدی داشته و اندکی نسبت به حالت مرجع بیشتر می‌شود. محل وقوع بیشینه مقدار در کورس تراکم، دچار پیش افتادگی شده و از نقطه مرگ بالا دورتر می‌شود؛ این در حالی است که بیشینه نیروی جانبی در سیکل تراکم، دچار پس‌افتادگی ملایم شده؛ یعنی به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر می‌شود و محل وقوع کمینه اندازه این نیرو، با افزایش زاویه انحراف سیلندر، اندکی دیرتر از نقطه مرگ بالا ثبت می‌شود. برآیند این تغییرات آن است که دو شاخه تراکم و احتراق از نظر مقدار متقارن‌تر می‌شوند. از منظر سازش عملکردی، زاویه‌های ۲ تا ۲/۵ درجه، هم‌زمان، کاهش محسوس اوج مثبت و بهبود تقارن را ارائه می‌کنند.

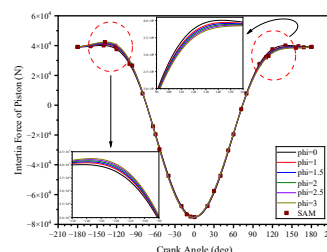
طبق معادلات حاکم بر زاویه نسبی شاتون با محور سیلندر، معادلات سرعت و شتاب پیستون و نیروهای محوری و جانبی، نیروی جانبی وارد بر پیستون، حاصل برهم‌نهی دو مؤلفه ضریب هندسی تبدیل که مستقیماً با زاویه نسبی شاتون تعیین می‌شود و نیروی محوری خالص که جمع جبری نیروی ناشی از احتراق و مؤلفه اینرسی پیستون ناشی از شتاب است، می‌باشد. با افزایش زاویه انحراف و مایل‌شدن محور سیلندر، در فاز احتراق، زاویه نسبی شاتون کوچک‌تر می‌شود و هم‌زمان، طبق فازبندی فشار و احتراق، اوج نیروی احتراق از ناحیه‌ای که زاویه شاتون بزرگ است، فاصله می‌گیرد؛ در نتیجه، همپوشانی زمانی نیروی احتراق بزرگ با زاویه بزرگ کاهش می‌یابد و حاصل‌ضرب نیروی محوری در ضریب جانبی کوچک می‌شود، پس بیشینه مثبت نیروی جانبی در کورس احتراق کاهش معنی‌دار می‌یابد. در کورس تراکم، مؤلفه جانبی قرینه می‌شود و سهم اینرسی در حوالی نقطه مرگ بالا، غالب است؛ با افزایش زاویه انحراف سیلندر، اندازه زاویه نسبی اندکی بزرگ‌تر می‌شود، اما، با توجه به آن‌که فشار محفظه احتراق، مقدار کمی است، افزایش اوج منفی، ملایم باقی می‌ماند؛ بنابراین، بازه ۲ تا ۲/۵ درجه نه تنها کمترین بار جانبی سمت احتراق را فراهم می‌کند، بلکه تقارن دو شاخه را نیز بهینه می‌سازد. همچنین، تغییرات روند نمودار در بازه ۹۰ درجه تا ۱۸۰ درجه در قبل و بعد از نقطه مرگ بالا در هردو کورس تراکم و احتراق، عمدتاً ناشی از شتاب پیستون و ضریب هندسی تبدیل از نیروی محوری به جانبی می‌باشد و نه نیروی ناشی از احتراق؛ زیرا، در این دو بازه، سهم نیروی حاصل از فشار محفظه احتراق، عملاً کوچک است. در شکل ۱۶، نمودار نیروی جانبی وارد بر پیستون برحسب زاویه لنگ نشان داده شده است.

جابه‌جا شوند و در نیم‌چرخه مثبت (احتراق) زاویه نسبی نسبت به محور مایل کوچک‌تر و در نیم‌چرخه منفی (تراکم) بزرگ‌تر می‌شود.

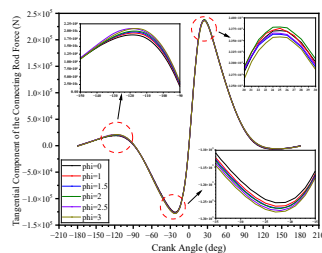
۸-۴- بررسی تأثیر زاویه انحراف بر سرعت، شتاب و نیروی اینرسی پیستون

نمودار تغییر نیروی اینرسی پیستون برحسب زاویه لنگ، در شکل ۱۵ نشان داده شده است. در موتور پایه با مکانیسم سیلندر عمود، بیشینه سرعت پیستون در ۷۴ درجه میل‌لنگ در کورس تراکم، قبل از نقطه مرگ بالا بوده و برابر ۲۰/۹۷۲ m/s می‌باشد و رفتار آن در کورس احتراق، کاملاً متقارن است. همچنین، بیشینه شتاب مثبت در هر نیم چرخه حوالی ۱۴۳ درجه میل‌لنگ قبل و بعد از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد (و مقدار آن، $۲۶۷۳/۵۷ \text{ m/s}^2$ بوده و کمینه شتاب، دقیقاً در نقطه مرگ بالا، برابر ۵۰۰۷/۶۰ m/s² می‌باشد). با افزایش زاویه انحراف سیلندر از ۱ تا ۳ درجه، بیشینه سرعت در کورس تراکم، در حدود ۳٪ اندکی افزایش می‌یابد، اما، محل وقوع آن، همچنان نزدیک ۷۴ درجه قبل از نقطه مرگ بالا می‌ماند؛ در مقابل، کمینه سرعت در کورس احتراق از لحاظ قدر مطلق، در حدود ۲٪ کاهش یافته و محل وقوع آن، همچنان حوالی ۷۴ درجه پس از نقطه مرگ بالا می‌باشد؛ علاوه بر آن، بیشینه شتاب مثبت در کورس تراکم به ترتیب، ۱/۷۶٪، ۲/۷۰٪، ۳/۶۸٪، ۴/۶۹٪ و ۵/۷۵٪ بیشتر می‌شود و محل وقوع آن، به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر می‌شود. بیشینه شتاب مثبت در کورس احتراق، حدود ۱/۶۰٪ تا ۲/۵۰٪ کاهش یافته و محل آن، به دورتر از نقطه مرگ بالا منتقل می‌شود. با جرم ثابت پیستون به اندازه ۱۵ kg، رفتار و تغییرات نیروی اینرسی، دقیقاً مطابق رفتار شتاب می‌باشد.

مطابق معادله (۱۴) که نشانگر رابطه نهایی سرعت برحسب زاویه میل‌لنگ است، با مایل‌شدن محور سیلندر، با توجه به آن‌که زاویه مؤثر حرکت، نسبت به محور مایل سنجیده می‌شود، با کاهش دامنه حرکتی پیستون در کورس تراکم، سرعت کمی بیشتر شده و با افزایش این دامنه در کورس احتراق، سرعت پیستون کاهش نسبی دارد. طبق معادله (۱۶) که نشانگر رابطه نهایی شتاب است، شتاب، ترکیبی از یک ترم پایه و یک ترم هارمونیک دوم است؛ انحراف محور سیلندر، وزن نسبی این ترم‌ها را در دو نیم چرخه تغییر می‌دهد و یک جابجایی فاز کوچک ایجاد می‌کند. در نزدیکی نقطه مرگ بالا، ترم پایه غالب است؛ بنابراین، کمینه شتاب، اندکی زودتر و عمیق‌تر ثبت می‌شود.



شکل ۱۵- نیروی اینرسی پیستون برحسب زاویه لنگ در موتور پایه و ارتقا یافته به ازای زوایای انحراف ۱ تا ۳ درجه



شکل ۱۷- نیروی مماسی وارد بر میل‌لنگ بر حسب زاویه لنگ در موتور پایه و ارتقا یافته به ازای زوایای انحراف ۱ تا ۳ درجه

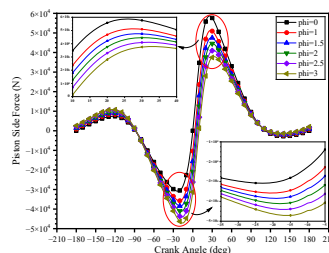
جدول ۴، به مقایسه کمی و کیفی و روش تحلیل مطالعه حاضر با پژوهش‌های پیشین می‌پردازد.

جدول ۴- مقایسه کمی و کیفی و روش تحلیل مطالعه حاضر با پژوهش‌های پیشین			
پژوهش	روش	تحلیل‌های صورت گرفته	محدوده کاهش نیرو
پژوهش‌های پیشین	تحلیل همزمان سینماتیکی، دینامیکی و	کاهش نیروی جانبی، حفظ مولفه مماسی، افزایش حجم جابه‌جایی و نسبت تراکم، حفظ و افزایش جزئی توان مفید، کنترل آلایندگی	کاهش نیروی جانبی، حفظ مولفه مماسی، افزایش حجم جابه‌جایی و نسبت تراکم، حفظ و افزایش جزئی توان مفید، کنترل آلایندگی
برابک و همکاران [۲]	آفت میل‌لنگ	تحلیل سینماتیک و دینامیک	کاهش ۱۰٪ در افزایش توان در دور پایین
تومیچ و همکاران [۳]	آفت میل‌لنگ	تحلیل سینماتیک و دینامیک	کاهش ۱۳٪ در پیستون، افزایش فشار درون سیلندر و بهبود توان در دور پایین
کاظمی و همکاران [۴]	آفت میل‌لنگ	تحلیل سینماتیکی، دینامیکی و دینامیک سیالات محاسباتی	کاهش ۵۲ kN تا ۵۲٪ کاهش نیروی جانبی

۷-۸- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک مکانیسم لنگ-پیستون پیشنهاد و ارزیابی شد که در آن، سیلندر با زاویه‌ای کوچک نسبت به محور میل‌لنگ مایل می‌شود. هدف اصلی، کاستن از نیروی جانبی وارد بر پیستون و جداره سیلندر در فازهای بحرانی احتراق و در نتیجه، کاهش تلفات اصطکاکی و سایش بود؛ بی‌آنکه به گشتاور مفید و کارکرد کلی موتور لطمه وارد شود. برای این منظور، سینماتیک و دینامیک سامانه به‌صورت کامل استخراج شد، فشار محفظه احتراق با شبیه‌سازی معتبر تأمین گردید و پاسخ نیروها در بازه‌ای از زوایای کوچک مایل سازی با حالت مرجع سیلندر عمود مقایسه شد. در ادامه، به بررسی عمده نتایج حاصل از پژوهش پرداخته می‌شود:

کاهش نیروی جانبی در فاز احتراق: مایل سازی اندک سیلندر،



شکل ۱۶- نیروی جانبی وارد بر پیستون بر حسب زاویه لنگ در موتور پایه و ارتقا یافته به ازای زوایای انحراف ۱ تا ۳ درجه

۸-۶- بررسی تأثیر زاویه انحراف بر مؤلفه مماسی نیروی منتقل شده از شاتون به میل‌لنگ

در شکل ۱۷، نمودار نیروی مماسی وارد بر میل‌لنگ در موتور دیزل پایه و ارتقاء یافته با سیلندرهایی زاویه‌دار ۰ تا ۳ درجه ترسیم شده است. در موتور پایه با مکانیسم سیلندر عمود، مؤلفه مماسی نیروی منتقل شده از شاتون به میل‌لنگ، دارای یک دره منفی در انتهای کورس تراکم، اندکی پیش از نقطه مرگ بالا و یک قله مثبت بلافاصله در ابتدای کورس احتراق و پس از نقطه مرگ بالا است. با افزایش زاویه انحراف سیلندر از ۱ تا ۳ درجه، دره کورس تراکم، کمی عمیق‌تر شده و محل آن، حدود اندازه همان زاویه انحراف زودتر رخ می‌دهد و همچنین، قله مثبت کورس احتراق، از نظر دامنه، تقریباً حفظ شده و تغییرات افزایشی بسیار اندکی نشان می‌دهد و محل وقوع آن، کمی دیرتر از نقطه مرگ بالا نسبت به حالت مرجع است. برآیند این تغییرات نشان می‌دهد که گشتاور مفید در فاز پس از نقطه مرگ بالا، عملاً حفظ می‌شود و تغییرات مؤلفه مماسی در دور از نقطه مرگ بالا، کوچک و تدریجی است.

مطابق معادله (۳۵)، مؤلفه مماسی نیروی منتقل شده از شاتون به میل‌لنگ برابر است با حاصل ضرب نیروی محوری خالص در ضریب تصویر مماسی. با مایل کردن محور سیلندر، در حوالی نقطه مرگ بالا، زاویه نسبی شاتون کوچک‌تر می‌شود و هم‌زمان، به سبب جابه‌جایی فاز کوچک، اوج نیروی ناشی از احتراق، اندکی از بازه‌ای که ضریب تصویر مماسی بزرگ است، فاصله می‌گیرد؛ حاصل، کاهش همپوشانی زمانی نیروی ناشی از احتراق بزرگ با ضریب تصویر بزرگ بوده و بنابراین، ثبات یا افت اندک در قله مثبت فاز احتراق خواهد بود. از سوی دیگر، در فاز تراکم، اینرسی غالب بوده و همان جابه‌جایی فاز، باعث تعمیق دره و تقدم زمانی آن می‌شود. در بازه‌های دور از نقطه مرگ بالا، نقش نیروی ناشی از فشار محفظه احتراق ناچیز است؛ در آن محدوده‌ها، کاهش تدریجی شتاب پیستون و کوچک شدن زاویه نسبی شاتون به سمت صفر، ضریب تصویر را محدود می‌کند؛ بنابراین، در این نواحی، تقویت یا تضعیف خفیف یکنواخت مشاهده می‌شود.

زاویه شروع تزریق سوخت	SOI
دمای مطلق گاز	T
ضریب اصلاح معادله حالت	u
بردار سرعت سیال	V
حجم مرده سیلندر	V_c
حجم جابه‌جایی سیلندر	V_d
حجم مخصوص گاز	v
سرعت خطی پیستون	v_p
زاویه مایل شدن محور سیلندر	ϕ
زاویه شاتون نسبت به محور سیلندر	θ
سرعت زاویه‌ای موتور	ω
نرخ اتلاف انرژی آشفته‌گی	ε
چگالی سیال	ρ
کرنش نرخ تنش آشفته‌گی	σ
منبع انرژی جنبشی ناشی از تبادل فاز	W^s
ضرایب مدل RNG	C_1, C_2, C_3
جابه‌جایی پیستون	y_p

۱۰- مراجع

- [1] Sano S, Kamiyama E, Ueda T. Improvement of thermal efficiency by offsetting the crankshaft center to the cylinder bore center. JSAE Rev 1997;2:206.
- [2] Brabec P, Voženilek R, Menič B. Crankshaft Mechanism with Offset for the Combustion Engine. Eng Mech 2019;65-8.
- [3] Tomić R, Sjerić M, Lulić Z. The optimization of crankshaft offset of spark ignition engine. TMT 2012 Proceedings, Trends Dev Mach Assoc Technol 2012:527-30.
- [4] کاظمی م، توکلی هشیجین ت، نجفی غ، علیزاده نیا س. تحلیل دینامیکی مکانیزم لنگ - لغزنده موتور به کمک نرم افزار AVL EXCITE ششمین کنگره ملی مهندسی ماشینهای کشاورزی و مکانیزاسیون ۱۳۸۹.
- [5] Zeldovich YB, Sadvnikov PY, Frank-Kamenetskii DA. Oxidation of Nitrogen in Combustion. Acad Sci USSR, Institute Chem Phys 1947:577-628.
- [6] Jing L. Combustion and emissions formation control IN reactivity controlled compression ignition (RCCI) engines with various fuels 2016.
- [7] Mahmoodi R, Yari M, Ghafouri J, Poorghasemi K. Effect of reformed biogas as a low reactivity fuel on performance and emissions of a RCCI engine with reformed biogas/diesel dual-fuel combustion. Int J Hydrogen Energy 2021;46:16494-512. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.09.183>.
- [8] Van Wylen GJ. Thermodynamics. Wiley; 1959.
- [9] HAN Z, REITZ RD. Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG κ - ε Models. Combust Sci Technol 1995;106:267-95. <https://doi.org/10.1080/00102209508907782>.

باعث افت محسوس نیروی جانبی پیستون روی لاینر در حوالی شروع و اوج احتراق شد؛ این همان بازه‌ای است که بیشترین خطر سایش، خراش و داغی موضعی رخ می‌دهد.

حفظ نیروی مماسی و گشتاور مفید: مؤلفه مماسی نیروی شاتون روی میل‌لنگ، عملاً ثابت ماند؛ یعنی کار مفید موتور و توان خروجی حفظ شد و جریمه عملکردی مشاهده نگردید.

بهبود هم‌زمانی نیروها با حرکت پیستون: مایل سازی کوچک، باعث هم‌راست‌تر شدن جهت‌های نیرو در نزدیکی نقطه مرگ بالا شد و اوج‌گیری فشار با کمترین بار جانبی همراه گردید.

پیامدهای اصطکاکی و حرارتی: با کاهش بار جانبی احتراقی، انتظار می‌رود توان اصطکاکی پیستون-رینگ‌ها کاهش یابد، دمای جداره در نواحی حساس پایین‌تر بایستد و احتمال لغزش روغن و مصرف آن کمتر شود.

پایداری نتیجه در بازه‌ای از زوایا: تحلیل حساسیت نشان داد زاویه‌های کوچک از مرتبه چند درجه، بهترین تعادل را میان کاهش نیروی جانبی و حفظ گشتاور فراهم می‌کنند.

به‌عنوان مسیر آینده پژوهش، پیشنهاد می‌شود اثر راهبرد مایل‌سازی کنترل‌شده سیلندر بر عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای نیز به‌صورت جامع بررسی شود. در موتورهای بنزینی، تغییر سینماتیک پیستون و زمان‌بندی حرکت آن در حوالی نقطه مرگ بالا می‌تواند بر پدیده‌هایی نظیر تشکیل و رشد هسته جرقه، شدت تلاطم و میدان جریان درون سیلندر، نرخ انتشار شعله، احتمال وقوع کوبش، خاموشی شعله در نزدیکی دیواره و ترشدگی دیواره‌ها در سامانه‌های تزریق مستقیم تأثیرگذار باشد. همچنین، کاهش زاویه نسبی شاتون در کورس احتراق و متعادل‌تر شدن توزیع نیروی جانبی پیستون، این پتانسیل را دارد که علاوه بر کاهش اصطکاک و سایش، شدت ضربه پیستون (Piston Slap)، ارتعاشات مکانیکی و نویز احتراقی را نیز کاهش دهد. از این‌رو، بررسی همزمان اثر این پیکربندی هندسی بر مشخصه‌های احتراقی، آلایندگی و بازده مکانیکی در موتورهای بنزینی، می‌تواند مسیر مناسبی برای توسعه نسل جدید موتورهای احتراق داخلی با اصطکاک و نویز کمتر باشد.

۹- نمادها

a	ثابت جاذبه مولکولی معادله حالت
$CA10, CA50, CA90$	زاویه میل‌لنگ متناظر با ۱۰٪، ۵۰٪ و ۹۰٪ احتراق
F_c	نیروی شاتون
F_i	نیروی اینرسی پیستون
F_t	نیروی مماسی وارد بر میل‌لنگ
F_w	نیروی جانبی پیستون روی دیواره سیلندر
k	انرژی جنبشی آشفته‌گی
l	طول شاتون
m_{air}	جرم هوای ورودی به سیلندر
m_{fuel}	جرم سوخت تزریقی
P	فشار داخل سیلندر
Pr_k, Pr_ε	اعداد پراکندگی آشفته‌گی برای k و ε
R	ثابت عمومی گازها
r	شعاع میل‌لنگ