بررسی تاثیر استفاده از توربوکولر در کاهش مصرف انرژی موتورهای احتراق جرقه ای با نسبت تراکم بالا

رضا پول تنگری

کارشناسی ارشد

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی،

دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول

* *دریافت:* بهمن ماه ۹۰ ،* *اصلاح:* فروردین ماه ۹۱، * *تایید:* خردادماه ۹۱

صفحه های: ۹تا ۱۸

چکیده

در این مقاله به شبیه سازی کامپیوتری بازیابی انرژی تلف شده از اگزوز یک موتور احتراق جرقه ای SI مرسوم (با نسبت تراکم بالا) در جهت افزایش راندمان حجمی و راندمان حرارتی پرداخته شده است. در دستیابی عملی به هدف فوق از یک توربین برای مهار توان تلف شده اگزوز استفاده خواهد شد و با استفاده از یک جعبه دنده کاهنده توان توربین به کمپرسور مربوط به سیستم تبرید گازی اتومبیل انتقال می یابد. از آنجایی که در این حالت، سیستم تبرید اتومبیل به منظور خنک کاری هوای ورودی موتور نیز استفاده خواهند شد، این ترکیب توربوکولر نامگذاری شده است. در شبیه سازی فرایندهای احتراق، از مدل واقعی احتراقی وشنی با روش تکرار و تقریب استفاده گردید. کلیه خصوصیات ترمودینامیکی هوای ورودی، نوع سوخت، بازه احتراقی و زمان جرقه شمع، دمای بدنه سیلندر و سطح فرار حرارت و... و خصوصیات مکانیکی روانکار، اصطکاک بدنه پیستون و رینگها در نظر گرفته شد و نتایج با نتایج مراجع مقایسه شده است.

کلمات کلیدی: مدل سازی، موتورهای SI، نسبت تراکم بالا، راندمان حجمی، راندمان حرارتی، توربوکولر.

۱- مقدمه

افزایش فشار هوای ورودی موتورهای SI با محرک میل لنگ (سوپر شارژر) یا با محرک گازهای سوخته پرفشار خروجی (توربو شارژر)، یکی از روشهای مرسوم در افزایش راندمان حجمی اینگونه موتورها است[۱]. از سوی دیگر، احتراق مطلوب سوخت بنزین محدود به دما و فشار هوای ورودی بوده و در دماها و فشارهای بالای هوای تغذیه، احتراق غیر عادی و مخرب "ضربه" رخ خواهد داد[۱] و[۲] و [۹] و[۱۰]. بنابراین همزمان با سوپر شارژ یا توربوشارژ این موتورها از یک سو برای رسیدن به احتراق مطلوب و از سوی دیگر برای عملکرد مناسب توربوشارژرها، باید نسبت تراکم موتورهای SI کاهش یابد. این در حالی است که کاهش نسبت تراکم مصادف با کاهش راندمان حرارتی است. مضاف بر این واقعیت، مشکلات ناشی از افزایش سروصدای کارکرد خودرو و لزوم تقویت موتور به واسطه افزایش فشار موثر میانگین آن و تغییرات هزینه بردار سوپر شارژرها یا توربوشارژرها بدون تاثیر در کاهش مصرف سوخت، باعث شده که این تغییرات در خودروهای عمومی و شهری استفاده نگردد.

وقوع احتراق نامطلوب ضربه ای در موتورهای SI همزمان با کاهش دمای هوای ورودی، کاهش چشمگیر می یابد[۲] و به همین دلیل در موتورهای دارای سوپر شارژر یا توربوشارژر، به جهت کاهش دمای هوای فشرده ورودی از یک یا چند مبدل هوایی(اینتر کولر) استفاده می شود[۱]. هرچندکه در موتورهای SI همزمان با افزایش نسبت تراکم راندمان حرارتی بالا رفته و فشار گازهای سوخته خروجی و تلف شده موتور کاهش می یابد، ولی کماکان درصد قابل ملاحظه ای از توان این موتورهای با نسبت تراکم بالا، از طریق گازهای خروجی تلف می گردد [۱۱].

پیرامون استفاده از خنک کن هوای تغذیه ورودی موتورهای SI با نیت بهبود راندمان حجمی و دوری از احتراق نامناسب راهکارهای مختلفی ارائه شده است([۴] ،[۵] و [۶]). استفاده از سیستم تبرید گازی معمول مورد استفاده در خودروها برای تبرید هوای گرم فشرده شده توسط سوپر یا توربو شارژر، یکی از روشهای ارائه شده می باشد [۴] و [۵]. از آنجایی که سیستم تبرید گازی خودرو توان قابل توجهی را از موتور اخذ می نماید، لذا این روش حتی برای خودروهای سوپر یا توربو شارژ شده نیز تا کنون استفاده نشده است. روش دیگری که برای این مقصود پیشنهاد شد، استفاده از یک سیستم تبخیری برای تبرید هوای فشرده ناشی از سوپر و یا توربوشارژر می باشد [۶]. با توجه به وابستگی عملکرد این سیستم تبخیری به رطوبت نسبی هوای محیط و لزوم حمل مقادیر متنابهی آب برای این سیستم همچنین تاثیرات کم و محدود آن در کاهش دما هوای فشرده شده ورودی، عملا این پیشنهاد نیز بدون استفاده مانده است.به همین دلیل برای ارتقاع راندمان حجمی و کاهش کار پمپی موتورهای احتراق جرقه ای با نسبت تراکم بالا، عموما از افزایش تعداد دریچه های سوپاپ هوا و دود در هر سیلندر، استفاده می شود. این کار منجر به تسهیل ورود و خروج گازهای درون سیلندر شده و افت فشار هوای ورودی کمتری را به درون سیلندر باعث می شود، و در نتیجه کارپمپی و راندمان حجمی موتور را بهبود می بخشد [۱]. در راستای شبیه سازی فرایندهای ترمودینامیکی و همزمان مدلسازی اصطکاک داخلی و خصوصیات مکانیکی در این مدل سازی نیز تحقیقاتی صورت گرفته است [۸]. در این میان پیشنهاد استفاده از توان تلف شده گازهای پر فشار خروجی اگزوز جهت تامین توان مورد نیاز سیستم تبرید گازی با نیت تامین تبرید مورد نیاز هوای ورودی موتور خودروهای عمومی که نسبت تراکم بالایی دارند ارائه گردید

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]

[۱۵] و این تحقیق با نیت اثبات علمی و امکان سنجی استفاده از این طرح در خودروهای عمومی تقدیم می گردد. در مقاله حاضر، شبیه سازی رایانه ای عملکرد توربوکولر ارائه گردیده که با هدف پیشبینی و تخمین عملکرد عملی طرح انجام می پذیرد. در این شبیه سازی سعی شده تا حد ممکن، حداکثر پارامترهای دخیل در نظر گرفته شوند تا نتایج شبیه سازی هرچه بیشتر به نتایج عملی احتمالی نزدیکتر گردد. برای دستیابی به این هدف، در مدلسازی فرایندهای احتراقی، از مدل واقعی احتراقی وشنی با روش تکرار و تقریب استفاده شده است. همچنین کلیه خصوصیات ترمودینامیکی هوای ورودی، نوع سوخت، بازه احتراقی و زمان جرقه شمع، دمای بدنه سیلندر و سطح فرار حرارت و... و خصوصیات مکانیکی روانکار، اصطکاک بدنه پیستون و رینگها و شبیه سازی رفتار حرکتی و دینامیکی مکانیزم لنگ و لغزنده با احتساب جرم های لازم کلیه اجزاء رفت و برگشتی در این شبیه سازی در نظر گرفته شد و نتایج با نتایج مراجع مقایسه گردیده است.

۲-معرفی توربوکولر و عملکرد آن

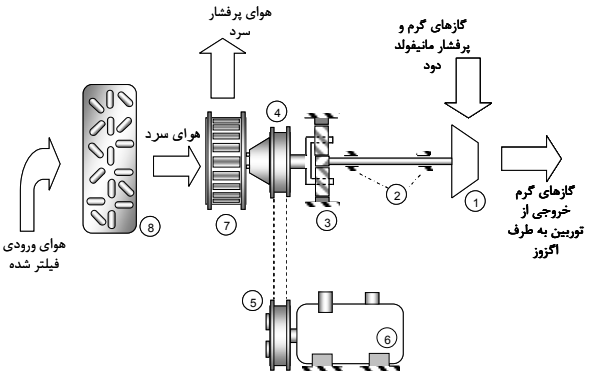
برای درک بهتر و ملموس تر عملکرد طرح پیشنهادی در این مقاله سیستم عمومی توربوکولر [۱۵] بشرح ذیل توصیف می گردد.

۲-۱-اجزاء توربوکولر

در یک توربوکولر که با هدف نهایی کاهش هرچه بیشتر مصرف سوخت و انرژی در خودروهای عمومی مطرح می گردد، مهمترین اجزاء لازم برای نصب برروی موتور خودروهای عمومی یک توربین و یک گیربکس خورشیدی است که با کمپرسور کولر خودرو سواری مربوطه کوپل خواهد شد. برای تهیه توربین مذکور، از توربین مورد استفاده در یک توربوشارژر استفاده می شود که به یک گیربکس خورشیدی متناسب متصل گردیده و وظیفه انتقال توان اتلافی گازهای گرم و پرفشار خروجی موتور را به سیستم تبرید اتومبیل به عهده خواهند داشت[۱۵]. برای دستیابی به این هدف، دو ترکیب ارائه شده است که قسمتهای مشترک و غیر مشترک آنها، منطبق با نقشه های هر دو طرح در ذیل شرح داده می شود:

۲-۱-۱ طرح اول

مطابق با شکل (۱-۲) در قسمت شماره (۱) یک توربین ضربه ای [۱۳] از انواع مورد استفاده در توربو شارژهای معمول در موتورهای SI ، متناسب با ظرفیت حجمی موتور مورد نظر بکاررفته است. در قسمت شماره (۲) با توجه به سرعت زاویه ای بالای محور توربین از یاتاقانهای ژورنال و لغزشی استفاده خواهد شد که باز هم در توربوشارژرها به کار می رود. محور توربین به چرخ دنده ی خورشیدی (مرکزی) گیربکس خورشیدی متصل شده، شکل شماره (۳). خروجی گیربکس به پولی شماره (۴) متصل بوده که با کمک یک تسمه ی تخت به پولی کلاچ (۵) مربوط به کمپرسور سیستم تبرید گازی خودرو وصل می گردد. همچنین پولی خروجی گیربکس مستقیما به فن دمنده ی (۷) متصل خواهد شد. به این ترتیب اواپراتور ثانویه ی (۸) را در مسیر هوای فیلتر شده ی ورودی مورد نیاز موتور قرار داده و گاز مبرد پس از عبور از کابین خودرو وارد این اواپراتور خواهد شد. برای جلوگیری ازیخ زدگی احتمالی اواپراتور ثانویه، سنسور دما در هوای خنک شده ی عبوری از اواپراتور قابل پیش بینی است.

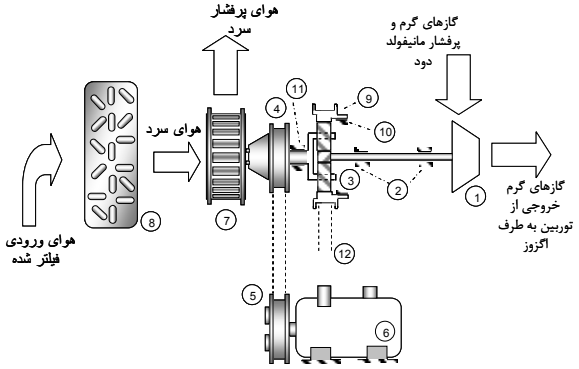


شکل ۱-۲) طرح اول: اجزاء یک توربوکولر شامل: ۱-توربین(توان گیرنده از مانیفولد دود) ۲- شافت واصل توربین و گیربکس ۳- گیربکس سیاره ای (خورشیدی)۴و۵-پولی ۶-کمپرسور سیستم تبرید اتومبیل ۷-دمنده ۸-تبخیرکننده سیستم تبرید اتومبیل

۲-۱-۲ طرح دوم:

در پیشنهاد دوم که برای مواردی که فشار گازهای خروجی از اگزوز کمتر از توان مورد نیاز طرح باشد، توصیه شده تا بجای ثابت نگاه داشتن دنده بیرونی گیربکس خورشیدی، این دنده با کمک پولی شماره (۹) و تسمه شماره (۱۲) به میل لنگ موتور وصل شود [۱۵]. به این ترتیب مقداری از توان مورد نیاز توربوکولر، از گازهای تلف شده اگزوز و مابقی از طریق میل لنگ تامین خواهد شد. لازم به ذکر است که از ویژگیهای گیربکسهای خورشیدی داشتن همزمان دو ورودی توان و برآیند سازی آنها در خروجی است. این کار برای جلوگیری از افزایش بیش از حد فشار اگزوز در شرایط مختلف کارکرد موتور و پیشگیری از پیامدهای آن در موتورهای کم حجم اتخاذ می شود. ضمنا یاتاقانهای غلتشی (بال بیرینگها) شماره (۱۰) و (۱۱) نیز برای تحمل نیروهای ناشی از کشش تسمه گنجانده شده است. به این ترتیب با ترکیب فوق، هوای با فشار نسبتا بالا و خنک وارد خودرو می شود و در عین حال در موتورهای با فشار و دبی گازهای خروجی بالا، کار خاصی صرف تبرید مورد نیاز نخواهد شد (طرح اول) و در موتورهای با فشار و دبی گازهای خروجی کمتر ، در صد کمتری از کار لازم برای تبرید از طریق میل لنگ تامین خواهد شد (شکل ۲-۲).هرچند در این مقاله فقط به بررسی شبیه سازی فرآیندهای طرح اول پرداخته شده است. اما به عنوان یکی از کارهای پیشنهای آینده می توان عملکرد طرح پیشنهادی دوم مورد بررسی واقع گردد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]



شکل ۲-۲) طرح دوم: کلیه اجزاء مشابه طرح اول بوده بجز: ۹-پولی واصل به میل لنگ موتور به عنوان ورودی دوم گیربکس خورشیدی ۱۰- یاتاقان غلتشی میان به عضو ۹و بدنه و عضو ۴ و بدنه موتور

۳-شبیه سازی فرایند های ترمودینامیکی:

۳-۱- فرآیندهای یک موتور SI چهارزمانه

برای شبیه سازی فرآیندهای ترمودینامیکی در یک موتور احتراق جرقه ای، با کمک مراجع [۱]، [۲] و [۸] از قانون اول ترمودینامیک داریم:

$$\delta Q - \delta W = dU \qquad (۶)$$

که بر اساس مفاهیم تلفات و بازگشت ناپذیری انرژی و کار در یک موتور احتراقی می‌توان قانون اول را بشکل زیر آورد:

$$(\delta Q_{in} - \delta Q_{loss}) - (PdV - \delta W_{irrev}) = dU \qquad (۷)$$

در ادامه تک تک عبارتهای فوق در فرآیندهای یک موتور احتراقی تشریح می‌شود. تغییرات انرژی درونی یک گاز ایده آل با حرارت مخصوص ثابت بصورت زیر است

$$dU = mC_v dT_g \qquad (۸)$$

با دیفرانسیل گرفتن از معادله حالت یک گاز ایده آل داریم

$$PdV + VdP = mR_g dT_g \qquad (۹)$$

که از ترکیب معادلات (۸) و (۹) می توان به نتیجه زیر رسید

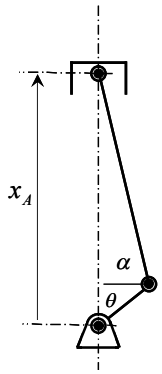
$$dU = \frac{C_v}{R_g}(PdV + VdP) \qquad (۱۰)$$

برای تعیین مشخصات جزءکار بازگشت ناپذیر، با در نظر گرفتن اثرات اصطکاک بدنه و رینگها می‌توان نوشت:

$$\delta W_{irrev} = \left(\mu \frac{du}{dy}\right)_{skirt} L_{skirt}\pi D dx + \left(\mu \frac{du}{dy}\right)_{ring} L_{ring}\pi D dx \qquad (۱۱)$$

در معادله فوق سرعت خطی پیستون را می توان با استفاده از تحلیل سینماتیکی مکانیزم لنگ و لغزنده تعیین کرد:

اگر R شعاع میل لنگ و L طول شاتون باشند با توجه به شکل (۱-۳) داریم



شکل ۱-۳) پارامترهای بکار رفته در تحلیل سینماتیک یک مکانیزم لنگ و لغزنده

$$x_A = l\sin\alpha + R\cos\theta \qquad (۱۱\text{-الف})$$

$$\dot{x}_A = l\dot{\alpha}\cos\alpha - R\dot{\theta}\sin\theta \qquad (۱۱\text{-ب})$$

$$x = (l+R) - (l\sin\alpha + R\cos\theta) \qquad (۱۱\text{-ج})$$

از طرفی داریم

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{R}{L}\sin\theta\right) \qquad (۱۱\text{-د})$$

$$\Rightarrow \dot{\alpha} = \frac{-R\dot{\theta}\cos\theta}{\left(l^2 - R^2\sin\theta\right)} \qquad (۱۱\text{-ه})$$

و به این ترتیب در معادله (۲-۶)، با توجه به نتیجه (۱۱-ب)، سرعت خطی پیستون $U_p(\theta) = \dot{x}_A(\theta)$ می باشد و در نتیجه می‌توان معادله (۱۱) را به فرم زیر درآورد

$$\delta W_{irrev} = \mu\pi D dx U_p(\theta)\left(\frac{L_{skirt}}{C} + \frac{L_{ring}}{\varepsilon}\right) \qquad (۱۲)$$

که در معادله (۱۲)، ε ضخامت فیلم روغن میان رینگ فشار و بدنه سیلندر بوده و C ضخامت فیلم روغن میان پیستون و بدنه سیلندر می‌باشد و از نتایج تجربی تعیین می‌گردند [۸ و ۱۶].

همچنین در معادله (۷)، برای محاسبه δQ_{in}، کل مقدار حرارت آزاد شده از جرم سوخت معین m_f عبارت است از

$$Q_{in} = m_f LHV \qquad (۱۳)$$

و مقدار انرژی آزاد شده متغییر با زاویه لنگ از معادله زیر بدست می‌آید

$$\delta Q_{in}(\theta) = Q_{in} dx_b \qquad (۱۴)$$

که x_b به عنوان تابع نرخ احتراق سوخت [۱۱] عبارت است از

$$x_b = 1 - \exp\left(-5\left(\frac{\theta - \theta_s}{\Delta\theta}\right)^3\right) \qquad (۱۵)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]

که در معادله فوق $\Delta\theta$ کل بازه انجام احتراق است. در نهایت جزء مقدار حرارت تلف شده با کمک معادلات جابجایی و متناسب با سطوح فرار حرارت بشکل زیر بدست می‌آید:

$$\delta Q_{loss} = \frac{h_{cg} A_h}{\dot{\theta}} (T_g - T_w) d\theta \quad (۱۶)$$

به این ترتیب با جایگذاری معادلات (۱۰)، (۱۲)، (۱۴) و (۱۶) در معادله (۶) و تنظیم معادله بر حسب dP داریم

$$dP = \frac{k-1}{V}\left(Q_{in} dx_b - \frac{h_{cg} A_h}{\dot{\theta}}(T_g - T_w)d\theta\right) - \frac{k}{V} PdV + \frac{k-1}{V}\left(\mu\pi D U_p \left(\frac{L_{skirt}}{C} + \frac{L_{ring}}{\varepsilon}\right)\right)dx \quad (۱۷)$$

و با برآورد تغییرات معادله (۱۷) نسبت به زاویه لنگ خواهیم داشت

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{k-1}{V}\left(Q_{in}\frac{dx_b}{d\theta} - \frac{h_{cg} A_h}{\dot{\theta}}(T_g - T_w)\right) - \frac{k}{V} P\frac{dV}{d\theta} + \frac{k-1}{V}\left(\mu\pi D U_p \left(\frac{L_{skirt}}{C} + \frac{L_{ring}}{\varepsilon}\right)\right)\frac{dx}{d\theta} \quad (۱۸)$$

که در معادله فوق حجم سیلندر در زاویه θ عبارت است از

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} x(\theta) \quad (۱۹)$$

و سطح انتقال حرارت عبارت است از

$$A_h(\theta) \cong \frac{\pi D^2}{2} + \pi D x(\theta) \quad (۲۰)$$

همچنین با توجه به رابطه ظرفیت گرمایی در حجم ثابت و فشار ثابت و ثابت گازها ($C_v(T_g) = C_P(T_g) - R_g$ و $k(T_g) = C_P(T_g)/C_v(T_g)$) می‌توان برای برآورد تغییرات خواص ظرفیت گرمایی هوا در بازه دمایی ۳۰۰ تا ۳۵۰۰ کلوین و به ازای ترکیب ۷۸.۱٪ نیتروژن، ۲۰.۹۵٪ اکسیژن ۰.۹۲٪ آرگون و ۰.۰۳٪ دی اکسید کربن [11] از برازش زیر استفاده کرد

$$C_p = 2.506\times10^{-11}T_g^2 + 1.454\times10^{-7}T_g^{1.5} - 4.246\times10^{-7}T_g + 3.162\times10^{-5}T_g^{0.5} + 1.3303 - 1.512\times10^{4}T_g^{-1.5} + 3.063\times10^{5}T_g^{-2} - 2.212\times10^{7}T_g^{-3} \quad (۲۱)$$

به همین ترتیب برای تعیین تغییرات دمایی گازهای درون سیلندر از معادله حالت داریم

$$T_g = \frac{P(\theta)V(\theta)}{mR_g} \quad (۲۲)$$

تغییرات ضریب جابجایی حرارتی بر حسب تغییرات زاویه لنگ، طبق مدل وُشنی [۱]و [۸] بصورت زیر توصیف می‌شود

$$h_{cg} = 3.26 D^{-0.2} P^{0.8} T_g^{-0.55} w^{0.8} \quad (۲۳)$$

که در آن w سرعت احتراق بوده و از معادله زیر، محاسبه می‌گردد

$$w(\theta) = \left(C_1(4R\omega) + C_2 \frac{V_d T_{gr}}{P_r V_r}(P(\theta) - P_m)\right) \quad (۲۴)$$

که در معادله فوق، P_r، V_r و T_{gr} به ترتیب فشار و حجم و دمای گازهای مکیده شده در سیلندر بلافاصله پس از بسته شدن سوپاپ هوا، می‌باشند و P_m فشار نظیر درون سیلندر به ازای تغییرات لنگ بوده که در شرایط بدون احتراق رخ می‌دهد. عبارتهای C_1 و C_2، مقادیری ثابت هستند که در هنگام تراکم و بدون انجام احتراق برابر $C_1 = 2.28$ و $C_2 = 0$ بوده و در شرایط احتراق و انبساط برابر $C_1 = 2.28$ و $C_2 = 0.0324$ می‌باشند.

۲-۳- تاثیر ترمودینامیکی یک سیستم تبرید گازی بر هوا

برای در نظر گرفتن فرایندهای ترمودینامیکی سیستم تبرید، از معادلات کلی حاکم بر اینگونه سیستم ها استفاده شده و سپس براساس نوع سیستم تبرید تراکمی مقادیر و نتایج مربوط به هرکدام از داده ها در فصل بعد (فصل نتایج عددی محاسبات) ارائه خواهد گردید. برای این منظور ضریب عملکرد یک سیستم سرمایش عبارت است از:

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{in}} \quad (۲۵)$$

که در آن $\dot{W}_{in}$ نرخ کار مصرفی برای تولید تبرید (توان مصرفی) و $\dot{Q}_c$، نرخ انرژی گرمایی گرفته شده از فضای تبرید (توان تبرید) بوده و عبارت است از:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a (h_{2a} - h_{1a}) \quad (۲۶)$$

لازم به ذکر است که در معادله فوق $\dot{m}_a$، نرخ جرمی جریان هوای ورودی موتور بوده و h_{1a} و h_{2a} به ترتیب آنتالپی هوای ورودی(گرم) و خروجی (سرد) از سیستم تبرید توربو کولر می باشد.

برای تعیین تغییرات آنتالپی هوای ورودی با استفاده از گازهای موجود در هوا و با استفاده از چند جمله ای های بکاررفته برای تعیین خواص هوای محیط از نتایج مرجع [۱۱] می توان بهره گرفت. به این ترتیب ترکیب هوای محیط شامل گازهای زیر با درصد ترکیب (نسبت مولی) نشان داده شده می باشد

$$y_1 = y_{CO_2} = 8.45\%;\ y_2 = y_{H_2O} = 14.69\%;\ y_3 = y_{N_2} = 69.46\%;\ y_4 = y_{O_2} = 1.4232e\text{-}5\%;\ y_5 = y_{CO} = 5.34\%;\ y_6 = y_{H_2} = 2.05\%;\ y_7 = y_H = 4.2357e\text{-}3\%;\ y_8 = y_O = 4.5753e\text{-}6\%;\ y_9 = y_{OH} = 3.0183e\text{-}3\%;\ y_{10} = y_{NO} = 6.2883e\text{-}6\% \quad (۲۷)$$

با توجه به اینکه جرم مولی هر گاز برحسب $kg/kmol$ عبارت است از [۱۱]:

$$M_1 = M_{CO_2} = 44.01;\ M_2 = M_{H_2O} = 18.015;\ M_3 = M_{N_2} = 28.013;\ M_4 = M_{O_2} = 31.999;\ M_5 = M_{CO} = 28.01;\ M_6 = M_{H2} = 2.016;\ M_7 = M_H = 1.008;\ M_8 = M_O = 16.00;\ M_9 = M_{OH} = 17.007;\ M_{10} = M_{NO} = 30.006; \quad (۲۸)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]

با استفاده از نتایج (۲۷) و (۲۸) جرم مولی معادل هوایی با ترکیب فوق عبارت است از

$$M_0 = \sum_{i=1}^{10} y_i M_i \quad (۲۹)$$

برای بدست آوردن آنتالپی هوا در بازه دمایی مشخص $300 \le T \le 1000\ \mathrm{K}$، با استفاده از نتایج برازش مرجع [۱۱]، استفاده شده و لذا برای آنتالپی هر گاز داریم:

$$\mathfrak{1}_i(T) = R(a_{i1}T + \frac{a_{i2}}{2}T^2 + \frac{a_{i3}}{3}T^3 + \frac{a_{i4}}{4}T^4 + \frac{a_{i5}}{5}T^5 + a_{i6}) \quad (۳۰)$$
$$i = 1,...,10$$

و ضرایب a_{ij} ($i = 1,...,10$ و $j = 1,...,6$) در مرجع [۱۱] آمده است. در نتیجه با استفاده از (۲۹) و معادله فوق، آنتالپی هوا در هر دمای دلخواه برابر خواهد بود با

$$h_a(T) = \frac{1}{M_0}\sum_{i=1}^{10} y_i h_i(T) \quad (۳۱)$$

با استفاده از معادل (۲۵) و (۲۶) و نتایج فوق براساس توان مصرفی سیستم تبرید و خصوصیات ترمودینامیکی هوای ورودی به موتور می توان تاثیر توربوکولر در کاهش دمای هوای ورودی به موتور را بررسی نمود.

۴- تحلیل گشتاور ترمزی موتور:

با استفاده از معادله (۱۱-الف) برای تحلیل شتاب پیستون داریم

$$\ddot{x}_A = l\ddot{\alpha}\cos\alpha - l\dot{\alpha}^2\sin\alpha - R\ddot{\theta}\sin\theta - R\dot{\theta}^2\cos\theta \quad (۳۲)$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{\left(R\dot{\theta}^2\sin\theta - R\ddot{\theta}\cos\theta\right)\left(l^2 - R^2\sin^2\theta\right)}{\left(l^2 - R^2\sin^2\theta\right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\left(R^3\dot{\theta}^2\sin\theta\cos^2\theta\right)}{\left(l^2 - R^2\sin^2\theta\right)^{\frac{3}{2}}} \quad (۳۳)$$

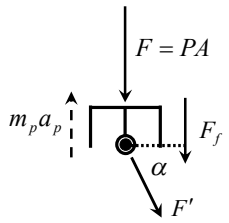
چنانچه جرم پیستون با m_p (که شامل جرم پیستون، رینگها، گژن پین و جرم معادل شاتون است) و با فرض شاتون به عنوان عضوی دو نیرویی (با صرفنظر از اثرات اینرسی مرکز جرم آن) و همچنین با فرض اینکه اثرات اصطکاک رینگ و بدنه پیستون بصورت F_f در خلاف جهت حرکت پیستون لحاظ شود (مطابق شکل)، از رابطه زیر داریم

$$F_f = \frac{\delta W_{irrev}}{dx_A} \quad (۳۴)$$

$$\sum F_y = m_p a_p \quad (۳۵)$$

$$\Rightarrow -F'\sin\alpha - F \pm F_f = m_p a_p \quad (۳۶)$$

$$\Rightarrow F' = -\frac{m_p a_p + F \pm F_f}{\sin\alpha} \quad (۳۷)$$



شکل ۱-۴) تقریب نیروهای وارده بر یک پیستون

و در نهایت گشتاور منتقل شده به میل لنگ یا گشتاور ترمزی خالص عبارت است از

$$T = F'R\cos(\theta - \alpha) \quad (۳۸)$$

باید توجه داشت که گشتاور T گشتاور لحظه ای خروجی موتور می باشد و باید به این مساله در محاسبات دقت شود.

۵- نتایج حاصل از شبیه سازی

۵-۱- تحلیل پدیده احتراق

به مانند روش بکار رفته در مرجع [۱۶] با حل معادله (۱۸) در بازه $-180 \le \theta \le 180$ و با انتخاب گام تغییرات مناسب(۱ درجه میل لنگ)، می‌توان تغییرات فشار درون سیلندر را بدست آورد. با توجه به اینکه در حل فوق، h_{cg}، k، P، T_g همگی با هم مرتبط هستند، لذا در گام اول ابتدا با دانستن فشار گازها در TDC، برای حدس تغییرات فشار به ازای تغییرات $\Delta\theta$، با جای گذاری معادله زیر

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P(\theta) - P(\theta - \Delta\theta)}{\Delta\theta} \quad (۳۹)$$

در معادله (۱۸) و حل هم زمان آن با معادلات شامل h_{cg}، k، P، T_g و با روش تقریب و تکرار [۱۲]، می‌توان، بسته به دقت تعیین شده حل، به مقدار $P(\theta)$ دست یافت. اما برای گام های بعد از تقریب دقیقتر زیر، بجای معادله (۳۹) بهره گرفته شده است و توزیع فشار $P(\theta)$ حاصل گردیده

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{3P(\theta) - 4P(\theta - \Delta\theta) + P(\theta - 2\Delta\theta)}{2\Delta\theta} \quad (۴۰)$$

همچنین، پارامتر Q_{in} بعد از جرقه شمع در θ_s، وارد می‌گردد و تا بازه احتراق θ_d ادامه می‌یابد. زمان وقوع جرقه شمع نیز بر اساس بیشترین کار خروجی ممکن تنظیم گردیده است. به همین ترتیب، راندمان حرارتی اندیکه و راندمان حرارتی مکانیزم با اعمال اثرات اصطکاکی به ترتیب، بصورت ذیل حاصل می‌گردد

$$W_i = \oint P dV \quad (۴۱)$$

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{in}} \quad (۴۲)$$

$$\eta = \frac{W_i - W_{irrev} - W_{pump}}{Q_{in}} \quad (۴۳)$$

که در معادله (۴۳) عبارت W_{pump} کار پمپی موتور می باشد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]

با توجه به هدف مقاله که مقایسه عملکرد موتور در حضور توربوکولر و نبود آن می باشد، کار خالص پمپی از اختلاف فشار هوای ورودی و خروجی در هردو وضعیت، بصورت $W_{pump} = (P(180^\circ) - P_r)V_d$ تقریب زده شده است در نهایت روابط حاکم بر گشتاور متوسط ترمزی، مصرف ویژه سوخت ترمزی و توان خروجی (همگی فقط تحت تاثیر اصطکاک لزجی پیستون) برای یک موتور چهار زمانه احتراق جرقه‌ای عبارتند از

$$T_{ave} = \frac{1}{4\pi}\int_0^{2\pi} Td\theta \quad (۴۴)$$

$$BSFC = \frac{m_f}{W_i - W_{irrev} - W_{pump}} \quad (۴۵)$$

$$H = T_{ave}.\omega \quad (۴۶)$$

برای بررسی تاثیرات توربوکولر، مثال زیر ارائه می‌شود و اثر تغییر برخی پارامترها در خلال آن بررسی خواهد شد. برای بررسی بیشتر ترکیب لنگ و لغزنده‌ای با ابعاد و ویژگیهای جدول (۱) را در نظر بگیرید.

جدول ۱) ابعاد بکار رفته در شبیه سازی عملکرد موتور و توربوکولر

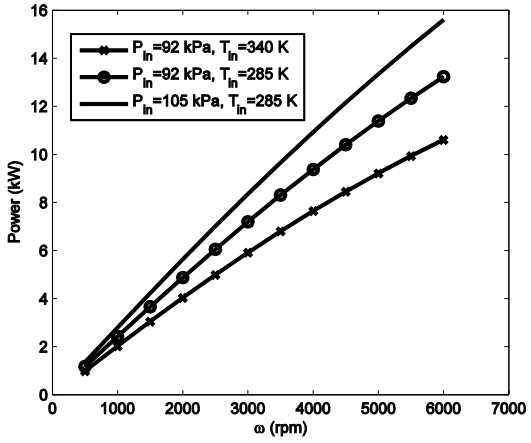
۱- قطر پیستون	$D = 0.071\,\text{m}$
۲- جرم معادل پیستون	$m_p = 0.485\,\text{kg}$
۳- لقی بدنه پیستون با دیواره سیلندر [۸]	$C = 23\,\mu\text{m}$
۴- کورس	$2R = 0.0836\,\text{m}$
۵- دانسیته روغن	$\mu = 11\,\text{mPa.s}$
۶- طول شاتون مکانیزم مرسوم	$l = 3.4R$
۷- طول شاتون مکانیزم پیشنهادی	$l = 1.1R$
۸- تعداد رینگهای فشاری	2
۹- ضرایب لقی میان رینگ های پیستون و بدنه [۸]	$A = 1\,\mu m$, B = 6 μm
۱۰- ضخامت هر رینگ	0.001 m
۱۱- طول بدنه پیستون	0.06 m
۱۲- سوخت	C_8H_{18}
۱۳- نسبت تعادل	$\phi = 0.9$
۱۴- متوسط بازه احتراق سوخت [۸]	$\theta_d = 70^\circ$
۱۵- فشار هوای مرجع	$P_r = 92\,\text{kPa}$
۱۶- دمای هوای مرجع	$T_r = 340\,\text{K}$
۱۷- دمای متوسط دیواره سیلندر	$T_w = 400\,\text{K}$
۱۸- نسبت تراکم	$r = 9.7$
۱۹- راندمان توربین مربوط به توربوکولر	$\eta_{Tu} = 40\,\%$
۲۰-ضریب عملکرد کولر $SD5H09$ [۱۴]	$COP = 1.7$
۲۱-زاویه بازشدن سوپاپ دود (قبل از نقطه مرگ پایین)	$\theta_{OV} = 50^\circ$

۵-۲- فرضیات توربو کولر

در تحلیل سیستم توربوکولر، فرض شده راندمان حرارتی توربین در سرعت زاویه ای مختلف مقداری ثابت بوده و برابر است با $\eta_{Tu} = 40\,\%$ (طبق مرجع [۱۳] بدترین حالت ممکنی می باشد که برای یک توربین دبی جرمی کم و سرعت زاویه ای پایین می توان در نظر گرفت، همچنین با این کار راندمان ۹۵ درصدی جعبه دنده خورشیدی بکار رفته در سیستم توربوکولر نیز در نظر گرفته شده است). همچنین با توجه به مرجع [۱۴] ضریب عملکرد کولر $SD5H09$ خودرو با توجه به تغییرات کم نشان داده شده، مقدار ثابت $COP = 1.7$ در سرعت زاویه ای مختلف کمپرسور در نظر گرفته شده است.

۵-۳- نتایج و نمودارها

برای تحلیل بهتر تاثیر توربوکولر در بهبود عملکرد موتور، در این قسمت نمودارهای گشتاور، توان، مصرف ویژه سوخت و راندمان حرارتی ترمزی در شرایط وجود یا نبود یک توربوکولر، از شبیه سازی بدست آمده است. همچنین تاثیر توربوکولر، بصورت کاهش در دما و فشار ورودی موتور بصورت مجزا یا همزمان در نمودارها می توان دید.



شکل۱-۵) نمودار تغییرات توان نسبت به سرعت زاویه ای خروجی موتور در شرایط مختلف دما و فشار هوای ورودی در اثر استفاده از توربو کولر (برای تک سیلندر)

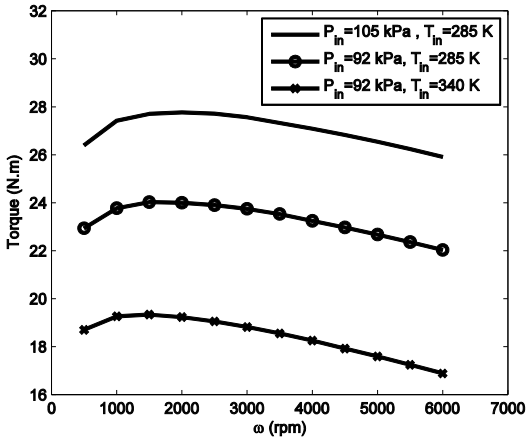
با توجه به محدودیت کاهش دمای هوای ورودی، با توجه به رطوبت موجود در هوا و بروز پدیده یخزدگی در محل تبخیر کننده کولر های گازی، کاهش دمای هوای ورودی موتور با محرک توربوکولر، محدود به دمای ثابت T_{in} خواهد شد و دهنده توربوکولر نیز مقدار توان لازم برای تامین فشار ثابت ورودی P_{in} در نظر می گیریم. با توجه به محدودیت های ظرفیت سیستم تبرید و همچنین دمنده سیستم توربوکولر، چنانچه بنا به شرایط کارکرد موتور توان تلف شده خروجی، بیش از توان مورد نیاز سیستم توربوکولر باشد، از طریق دریچه تلفات (Waist Gate) فشار اضافی مانیفولد دود به محیط منتقل می شود.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]

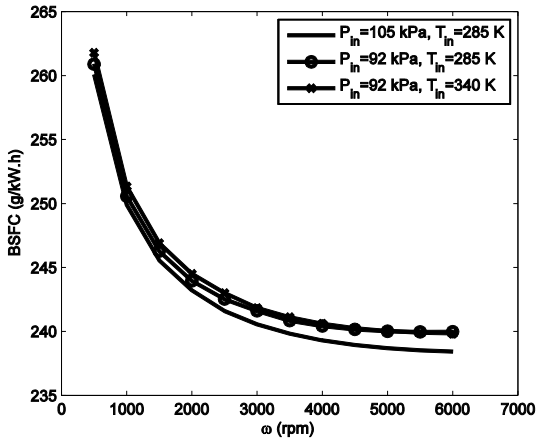
با استفاده از فرضیات فوق و با فرض تغییر دمای هوای ورودی موتور در مرحله اول و سپس تغییر فشار ورودی موتور در مرحله دوم، نمودار تغییرات توان ترمزی، گشتاور ترمزی و مصرف ویژه سوخت ترمزی در شکل های (۱-۵) تا (۳-۵) تقدیم می گردد.

دمای هوای ورودی موتور مخصوصا مقدار حداکثر ممکن در نظر گرفته شده ($T_r = 340K$) تا تغییرات عملکرد توربوکولر بر پارامترهای موتور به وضوح نشان داده شود.

برای مقایسه و نتیجه گیری بهتر از تاثیر توربوکور بر مصرف سوخت موتورهای احتراق جرقه ای با نسبت تراکم بالا، عادلانه این است تا تاثیر آن در شرایط گشتاور خروجی موتور مساوی برای دوحالت با و بدون استفاده از توربو کولر دیده شود. در این حالت با تغییر نسبت تعادل یا به عبارتی سوخت تزریقی در موتور و رسیدن به گشتاورهای خروجی یکسات در دو حالت، به نتیجه شکل (۴-۵) می رسیم.



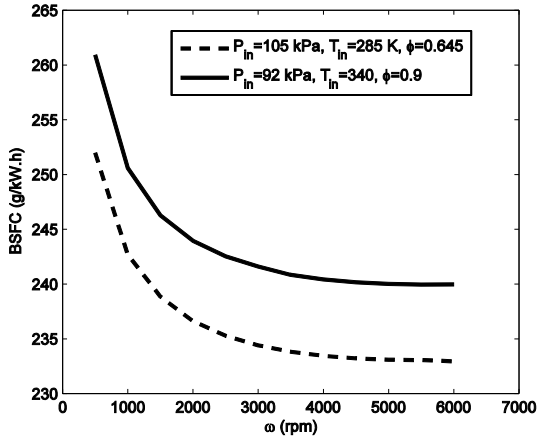
شکل۲-۵) نمودار تغییرات گشتاور نسبت به سرعت زاویه ای خروجی موتور در شرایط مختلف دما و فشار هوای ورودی در اثر استفاده از توربو کولر (برای تک سیلندر)



شکل۳-۵) نمودار تغییرات مصرف ویژه سوخت ترمزی نسبت به سرعت زاویه ای خروجی موتور در شرایط مختلف دما و فشار هوای ورودی در اثر استفاده از توربو کولر در یک نسبت تعادل سوخت مشخص ($\phi = 0.9$)

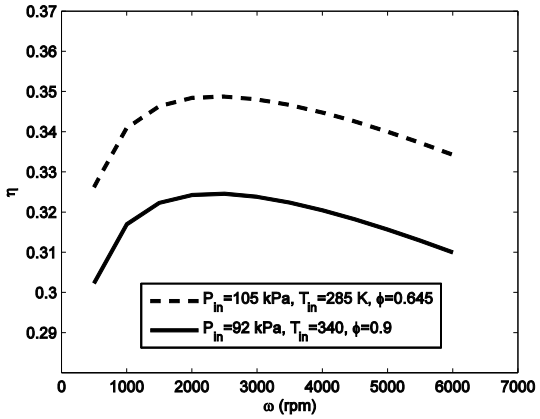
همچنین راندمان حرارتی ترمزی با همان فرض کشتاور ترمزی ثابت در دو شرایط مختلف تحت تاثیر توربوکولر بصورت زیر بدست آمده است و تاثیرات بهبود مصرف سوخت و راندمان حرارتی ترمزی در شکلهای (۴-۵) و (۵-۵) قابل مشاهده است.

بر اساس نتایج بدست آمده از این شبیه سازی، نمودارهای شکلهای (۲-۵) و (۱-۵) رشد ۳۸ درصدی گشتاور ترمزی ناشی از ازدیاد فشار و دمای هوای ورودی به موتور ناشی از بکار بردن توربوکولر را نشان می دهد. این در حالی است که شکل (۳-۵) نیز همزمان از کاهش مصرف ویژه سوخت اصطکاکی خبر می دهد (حدودا ۲ گرم بر هر کیلو وات ساعت کاهش). اما نتایج حاصل از نمودارهای (۴-۵) و (۵-۵) نشان دهنده تاثیر فوق العاده توربوکولر در شرایط یکسان گشتاوری برای موتورهای احتراق جرقه ای با نسبت تراکم بالا است (هرچند که شرایط محیطی هم غیر معمول و خاص در نظر گرفته شده است). بر اساس این نتایج راندمان حرارتی سیستم حدود ۲/۸ درصد در تمامی سرعتهای زاویه ای موتور بهبود یافته و مصرف ویژه سوخت تا حدود ۸ گرم بر هر کیلو وات ساعت کاهش می یابد که رقم چشمگیری است. علت اصلی این کاهش چشمگیر را می توان در وقوع احتراق رقیق تر همزمان با استفاده توربوکولر می باشد که همزمان باعث افزایش هرچه بیشتر راندمان حرارتی نیز خواهد شد.



شکل۴-۵) نمودار تغییرات مصرف ویژه سوخت ترمزی نسبت به سرعت زاویه ای خروجی موتور در گشتاورهای خروجی یکسان موتور تحت تاثیر استفاده از توربوکولر (با فرض دمای محیط بالا و برای تک سیلندر)

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]



شکل۵-۵) نمودار تغییرات راندمان حرارتی ترمزی نسبت به سرعت زاویه ای خروجی موتور در گشتاورهای خروجی یکسان موتور تحت تاثیر استفاده از توربوکولر (با فرض دمای محیط بالا)

نتیجه گیری و پیشنهاد

در مقاله اخیر که با هدف مهار انرژی تلف شده از طریق گازهای خروجی موتور در جهت کاهش مصرف انرژی در موتورهای SI با نسبت تراکم بالا تنظیم شده است، وسیله ای بنام توربوکولر معرفی گردید. این وسیله با خنک کاری و افزایش فشار هوای ورودی می تواند راندمان حجمی این موتورها را بالا برده و در نهایت منجر به بهبود پارامترهای خروجی موتور گردد. ضمنا منبع انرژی توربو کولر، گازهای پرفشار اتلافی اگزوز خروجی می باشد و بعلاوه مشکلات ناشی از اینرسی مجموعه دوار توربوشارژرها و سوپرشارژرها و سروصدای آنها و از همه مهمتر مساله ضربه احتراق را نخواهد داشت.

بر اساس شبیه سازی انجام شده در مجموع می توان نتایج زیر را ارائه کرد:

۱- سیستم توربوکولر تاثیر بسزایی در افزایش گشتاور ترمزی و توان خروجی سیستم دارد.

۲- سیستم توربوکولر در مجموع باعث کاهش مصرف ویژه ترمزی سوخت (BSFC) می شود.

۳- تاثیر استفاده از سیستم توربوکولر در کاهش مصرف سوخت در خودروهای عمومی برون شهری بیشتر از خودروهای عمومی درون شهری است و لذا کاربرد آن در انواع درون شهری بیشتر می تواند باعث ارتقاء کیفیت توان و گشتاور موتور باشد تا کاهش مصرف سوخت.

۴- می توان پیش بینی نمود که برای کاهش مصرف سوخت در خودروهای درون شهری دارای توربو کولر، باید موتور مجددا تنظیم شده بگونه ای که سیستم پاشش سوخت آن در جهت کاهش پاشش تنظیم گردد.

۵- در اثر استفاده از توربوکولر، مقداری رطوبت نیز در تبخیر کننده سیستم تبرید از هوای محیط گرفته می شود که تاثیر بهتری در بهبود پارامترهای خروجی موتور خواهد داشت [۳] و در محاسبات لحاظ نشده است.

۶- همچنین شرایط دمایی محیط در بدترین حالت ممکن فرض شده است که معمولا در مناطق گرمسیر و در فصل تابستان و در ترافیک درون شهری و در حالات نزدیک به توقف اتومبیل و کارکرد درجای خودرو پدید می آید و این مساله باید در نتیجه گیری کلی لحاظ گردد.

در مجموع باید در نظر داشت که فرضیات ساده کننده متعددی در این مقاله بکار رفته است که می تواند نتایج را از نتایج واقعی دور نماید. اما تلفات گازهای پرفشار خروجی واضح و مبرهن بوده و مهار هرچه بیشتر آنها از روشی مناسب قطعا مفید خواهد بود. به این ترتیب پیشنهاد می گردد تا سیستم توربوکولر بصورت عملی برای موتورهای با حجم مختلف طراحی گردیده و بر روی آنها آزمایش گردد. باشد که روشی مناسب برای کاهش هرچه بیشتر مصرف انرژی در موتورهای عمومی احتراق جرقه ای باشد.

فهرست علائم و اختصارات

$a_p =$	شتاب پیستون (m/s^2)
$A =$	ضریب معادله ضخامت لایه روغن (m)
$A_h =$	سطح انتقال حرارت درونی سیلندر (m^2)
$B =$	ضریب معادله ضخامت لایه روغن (m)
$BSFC =$	مصرف ویژه سوخت ترمزی
$C =$	لقی بدنه پیستون با جداره سیلندر (m)
$C_1 =$	ثابت سرعت احتراق (m/s)
$C_2 =$	ثابت سرعت احتراق ($m/K.s$)
$C_p =$	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت (kJ/kg)
$C_v =$	ظرفیت گرمایی در حجم ثابت (kJ/kg)
$D =$	قطر سیلندر (m)
$F =$	نیروی ناشی از فشار گازهای درون سیلندر (N)
$F' =$	نیروی وارده بر شاتون با فرض دو نیرویی (N)
$F_f =$	نیروی حاصل از اصطکاک بدنه (N)
$h_{cg} =$	ضریب جابجایی گازهای درون سیلندر (W/m^2K)
$H =$	توان ترمزی
$I =$	ممان اینرسی مقطع شاتون (m^4)
$k =$	نسبت ضریب گرمایی (بی بعد)
$L_e =$	طول موثر شاتون (m)
$L_{ring} =$	ضخامت رینگ فشاری (m)
$L_{skirt} =$	طول بدنه پیستون (m)
$LHV =$	کمترین ارزش حرارتی سوخت (kJ/kg)
$m =$	جرم محتویات درون سیلندر (kg)
$m_f =$	جرم سوخت (kg)
$m_p =$	جرم معادل پیستون (kg)
$P =$	فشار درون سیلندر (kPa)
$P_r =$	فشار مرجع (kPa)
$P_m =$	فشار گازهای درون سیلندر بدون احتراق و در حالت سوپاپ بسته (kPa)
$Q =$	انرژی حرارتی (kJ)

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]

$Q_{in} =$	انرژی حرارتی ورودی (kJ)
$Q_{loss} =$	انرژی حرارتی تلف شده (kJ)
$R =$	شعاع لنگ (m)
$R_g =$	ثابت گازها ($kJ/kg.K$)
$T_{ave} =$	گشتاور متوسط ترمزی (N.m)
$T_g =$	دمای گازهای درون سیلندر (K)
$T_r =$	دمای مرجع (K)
$T_w =$	دمای بدنه سیلندر (K)
$U =$	انرژی درونی (kJ)
$U_p =$	سرعت خطی پیستون (m/s)
$V =$	حجم سیلندر (m^3)
$V_c =$	حجم محفظه احتراق (m^3)
$V_d =$	حجم جابجایی (m^3)
$x =$	فاصله پیستون از TDC (m)
$x_A =$	فاصله پیستون از شافت لنگ (m)
$x_b =$	نرخ احتراق سوخت (بی بعد)
$W_i =$	کار اندیکه (kJ)
$W_{irrev} =$	کار بازگشت ناپذیر (kJ)
$W_{pump} =$	کار پمپی (kJ)
$\alpha =$	زاویه شاتون با افق (deg)
$w =$	سرعت متوسط احتراق گازهای درون سیلندر(m/s)
$\omega =$	سرعت زاویه ای لنگ (rpm)
$\varepsilon =$	ضخامت لایه روغن (m)
$\theta =$	زاویه لنگ با راستای حرکت پیستون (deg)
$\theta_s =$	زاویه لنگ در هنگام جرقه شمع (deg)
$\theta_d =$	بازه احتراق (deg)
$\zeta =$	ثابت مکانیزم (بی بعد)
$\mu =$	لزجت روغن ($mPa.s$)
$\eta =$	راندمان اصطکاکی (بی بعد)
$\eta_i =$	راندمان اندیکه (بی بعد)

۶- مراجع

[1]- Heywood J. (1988), Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill.

[2]- Taylor Ch. F. (1985) , The Internal Combustion Engine in Theory and Practice: Vol. 1, The MIT Press.

[3]- Taylor Ch. F. (1985), The Internal Combustion Engine in Theory and Practice: Vol. 2, The MIT Press.

[4]- Natkin R. J. , Vaught A. Th. (2004), Engine charge air conditioning system with multiple intercoolers, UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE GRANTED PATENT, Pat. No.: US6748934.

[5]- Vaught A. Th. , OHara S. J. (2004), Charge air conditioning system with integral intercooling, UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE GRANTED PATENT, Pat. No.: US6779515.

[6]- Bucknell J. R. , Musial M. (2004), Charge air intercooler having a fluid loop integrated with the vehicle air conditioning system, UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE GRANTED PATENT, Pat. No: US6796134.

[7]- Abu-Nada E., Al-Hinti I., Al-Sarkhi A., Akash, B. (2006), Thermodynamic modeling of spark ignition engine: Effect of temperature dependent specific heats', Int. Commu. in Heat and Mass Transfer, Vol. 33, pp. 1264-1272.

[8]- Abu-Nada, E., Al-Hinti, I., Al-Sarkhi, A., and Akash, B. (2008), Effect of Piston Friction on the Performance of SI Engine: A New Thermodynamic Approach, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 130, pp. (022802) 1-8, 2008.

[9]- Merola S.S., Vaglieco B.M. (2007), Knock investigation by flame and radical species detection in spark ignition engine for different fuels, Energy Conversion and Management, Vol. 48, Issue 11, pp. 2897-2910.

[10]- Noda T., Hasegawa K., Kubo M. (2004), Development of transient knock prediction technique by using a zero-dimensional knocking simulation with chemical kinetics, Society of Automotive Engineers Inc., No. 2004-01-0618, pp. 51-61.

[۱۱]- Ferguson, C.R., and Kirkpatrick, A.T.(۲۰۰۱), Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, John Wiley & Sons, Inc..

[۱۲]- Burden, R.L., Faires, J.D.(1989), Numerical analysis, (Fourth Edition), PWS-Kents Publishing Comp..

[13]Dixon,S.L.(1998),FluidMechanics,Thermodynamics of Turbomachinery, Plant a Tree Pub..

[14]-http://www.sanden.com/originals/images/SD5H09_Performance.pdf,SANDEN Co. USA.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]

منابع فارسی

[۱۵] پول تنگری، رضا (۱۳۸۸)، *ارائه یک توربوکولر جهت افزایش راندمان حجمی موتورهای احتراق جرقه ای رفت و برگشتی (SI) با نسبت تراکم بالا*، ثبت اختراع حقوقی به شماره ۶۴۵۰۴.

[۱۶] پول تنگری، رضا ، صفدری شادلو، مصطفی (۱۳۸۹)، *"کاهش مصرف انرژی در موتورهای احتراق جرقه‌ای رفت و برگشتی با ارائه و تحلیل یک مکانیزم لنگ و لغزنده متقارن"، مجله تبدیل انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول، جلد اول، شماره اول، ص۱۸-۷.*

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.3.2.5]