

شبیه سازی جریان سیال داخل سیلندر موتورهای احتراق داخلی با مدل‌های مختلف آشفستگی

محمد حسن جوارشکیان

دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه تبریز

عباس زارع نژاد اشکذری*

دانشجوی کارشناسی ارشد
سیستم محرکه خودرو دانشگاه تبریز

سید بابک علم‌پور

دانشجوی کارشناسی ارشد
سیستم محرکه خودرو دانشگاه تبریز

چکیده: درک صحیح از جریانهای داخل سیلندر در طول فرآیند کارکرد موتور نقش موثری را در بهینه کردن طراحی موتور به منظور بهبود عملکرد، کاهش مصرف سوخت و نیز کاهش آلایندگی موتور ایفا می‌نماید. در سالهای اخیر، مدل‌های آشفستگی مختلف به منظور پیش‌بینی جریانهای آشفته گسترش چشمگیری یافته‌است. در این تحقیق تاثیر مدل‌های آشفستگی در شبیه سازی جریان داخل محفظه احتراق از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی مورد بررسی قرار گرفته است. مقایسه نتایج شبیه سازی شده با نتایج تجربی اختلاف قابل ملاحظه ای را برای مدل های مختلف آشفستگی نشان می دهد. نتایج این شبیه سازی، پیش‌بینی توسط مدل RSM را بهتر از مدل‌های دیگر نشان می دهد.

واژه‌های کلیدی: موتورهای احتراق داخلی - تحلیل عددی - مدل آشفستگی تنش‌های رینولدز

۱. مقدمه

از مهمترین مسائلی که در طراحی موتورهای احتراق داخلی از اهمیت خاصی برخوردار است، کاهش مصرف سوخت، افزایش راندمان و کاهش آلودگی محیط زیست در فرآیند احتراق می‌باشد. تحقیقات نشان داده است که فرآیند احتراق شدیداً تحت تأثیر میدان جریان سیال داخل سیلندر می‌باشد. لذا درک درست و صحیح از جریان و خواص آن امکان دستیابی به شرایط بهینه برای فرآیند احتراق را فراهم می‌نماید. در حالت کلی جریان داخل سیلندر در موتورهای احتراق داخلی، سه بعدی، ناپایدار و مغشوش می‌باشد. برای بررسی جزئیات میدان‌های سرعت، فشار و شدت آشفستگی جریان لازم است معادلات حاکم بر جریان شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و آشفستگی حل گردند. از آنجا که این معادلات غیرخطی و وابسته به یکدیگر و کوپل می‌باشد و به لحاظ پیچیدگی شرایط مرزی داخل سیلندر و تغییرات مرز به واسطه حرکت پیستون، عملاً حل تحلیلی این معادلات بسیار مشکل می‌باشد. در نتیجه برای حل معادلات مذکور، روشهای عددی مورد استفاده قرار می‌گیرد. امروزه با پیشرفت روز افزون سرعت و دقت پردازشگرها در کامپیوترها، روشهای عددی برای تحلیل جریان‌های مطرح در CFD از اهمیت ویژه‌ای بهره‌مند شده‌اند. از طرفی پیشرفتهای جدیدی در زمینه مدل سازی جریانهای آشفته در سالهای اخیر توسط محققین صورت گرفته است که اعمال روشهای عددی با این مدل های جدید آشفستگی جزئیات بسیار خوبی از رفتار جریان سیال در میادین مختلف پیش‌بینی می‌نماید.

از جمله تحقیقات انجام شده در این زمینه می توان به آزمایشات ساده یون [۱] برای ارزیابی جریان کلی درون محفظه احتراق اشاره نمود این آزمایش‌ها در مشخص کردن پارامترهای اساسی جریان داخل سیلندر قابل استفاده هستند و به بررسی جریان کلی میدان در محفظه احتراق و پارامترهایی مثل سرعت متوسط چرخش هوا در سیلندر می پردازند. امتیاز این روش

* مؤلف مکاتبه کننده

پست الکترونیکی: Azarenezhad@yahoo.com

ساده و صریح بودن آن است ولی اطلاعات جزئی میدان جریان را ارائه نمی‌کنند. یک روش جایگزین در آزمایشهای تجربی استفاده از سرعت سنجی لیزری دوپلر (LDV) برای بدست آوردن میدان سرعت سیال در محفظه احتراق می‌باشد [۲]. این مدل‌ها اطلاعات بیشتری از میدان جریان سیال نسبت به مدل‌های دیگر ارائه می‌کنند ولی در مقایسه از نظر زمان و قیمت فاقد کارایی می‌باشد. زیرا در روش (LDV) باید در زمان کارکرد موتور به اندازه‌گیری میدان جریان سیال پرداخت که برای این کار تجهیزات گرانبها و دید خوب محفظه احتراق لازم است. روش دیگر برای بدست آوردن جریان داخل سیلندر استفاده از نرم افزارهای سه بعدی است که می‌تواند سرعت متوسط و آشفتگی جریان سیال را با جزئیات بیشتری از آن را بدست آورد. این نرم افزارها هنگامی که برای موتورهای دیزلی و دوگانه سوز مورد استفاده قرار می‌گیرند، می‌توانند خصوصیات غیر پایا بودن جریان، رینولدز بالا و هندسه پیچیده دیواره‌ها را مدل کنند. لذا برای حل، هم به زمان زیاد و هم حافظه بیشتری نیاز دارند. روشهای محاسباتی بکار گرفته شده در مدل‌های چند بعدی تحلیل جریان در موتورهای احتراق داخلی عموماً بر پایه استفاده از دو روش متفاوت است اولین روش به نام (ICED-ALE) معروف است که نخستین بار توسط هرت [۳] به کار گرفته شده است و در برنامه کامپیوتری کیوا از این روش برای محاسبات جریان سیال در داخل سیلندر استفاده شده است. دومین روش استفاده از الگوریتم فشار مبنا است که در تحقیق حاضر مورد استفاده قرار گرفته است. از جمله تحقیقات انجام شده با روشهای فوق می‌توان به تحقیقات گاسمن و همکاران [۴] برای حل جریانهای دو بعدی (جریانهای متقارن محوری) در داخل سیلندر موتورهای احتراق داخلی اشاره نمود.

در بررسی انجام گرفته در این مقاله مدل‌های آشفتگی مختلف برای شبیه‌سازی جریان سیال در داخل محفظه احتراق شامل Spalart-Allmaras، $\kappa - \varepsilon$ و RSM مورد استفاده قرار گرفته است. برای این منظور بعد از مدل سازی سه بعدی محفظه احتراق موتور شش سیلندر OM-355 در محیط شبیه سازی ESE از نرم افزار AVL FIRE برای شبکه بندی و انجام تحلیل به صورت دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) استفاده شده است. تحلیل به صورت سوپاپ بسته یعنی از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی (60ABDC) تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی (62BBDC) انجام می‌گیرد. زمان شروع تزریق سوخت ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و طول دوره تزریق ۱۸ درجه می‌باشد. نرم افزار FIRE مانند دیگر کدهای عمل کننده به روش حجم محدود، اقدام به گسسته سازی معادلات پیوستگی جرم، مومنتوم و انرژی به همراه مدلی برای آشفتگی نموده و سپس با یک الگوریتم تکراری اقدام به حل معادلات جبری حاصل می‌کند. در این بررسی از مدل خود اشتعالی Shell [5]، مدل احتراقی Eddy Breakup [6]، مدل انتقال حرارت و تبخیر قطرات سوخت Dukowicz [7]، مدل برخورد به دیواره Walljet1 [8] و مکانیزم آلاینده‌گی توسعه یافته زلدوویچ برای تشکیل NOx (اکسیدهای نیتروژن) [9] و مکانیزم هیروياسو برای تشکیل آلاینده Soot (دوده) [9] و مدل NSC برای اکسیداسیون آن [10] استفاده شده است. جزئیات این مدل‌ها در ادبیات فن موجود می‌باشد که برای اطلاعات بیشتر به مراجع ارجاع داده شده رجوع شود. نتایج تئوری حاصل از این تحلیل‌ها با نتایج تجربی موتور مورد بررسی مقایسه شده و در نهایت مدل با دقت بالا معرفی شده است.

۲. مدل‌های آشفتگی

در این تحقیق مدل‌های آشفتگی RSM، $\kappa - \varepsilon$ و Spalart-Allmaras استفاده شده که تنها به توضیح مدل آشفتگی RSM پرداخته و توضیحات دو مدل دیگر آشفتگی در مرجع [۱۱] آورده شده است.

مدل RSM

شکل نهایی معادله انتقال تنش رینولدز به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial t} + U_k \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} = - \left(\overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\nu \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_l x_l} + C_k \frac{\kappa}{\varepsilon} \overline{u_k u_l} \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_l} \right) \quad (۱)$$

$$- \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} + \Pi_{ij,l} + \Pi_{ij,2} + \Pi_{ij,1w} + \Pi_{ij,2w}$$

که در آن، Π_{ij} ها تانسورهای کرنش- فشار می باشند. مقادیر این تانسورها به صورت زیر می باشد [۱۲].

$$\Pi_{ij,l} = -C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \left(\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} \kappa \delta_{ij} \right) \quad (۲)$$

$$\Pi_{ij,2} = -C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} P_k \right) \quad (۳)$$

که در این روابط P_k تولید انرژی جنبشی κ و برابر:

$$P_k = -\overline{u_j u_k} \frac{\partial U_1}{\partial x_k} \quad (۴)$$

و همچنین D_{ij} برابر:

$$D_{ij} = - \left(\overline{u_i u_1} \frac{\partial U_1}{\partial x_j} + \overline{u_j u_1} \frac{\partial U_1}{\partial x_i} \right) \quad (۵)$$

$$\Pi_{ij,1w} = C_1' \frac{\varepsilon}{\kappa} \left(\overline{u_k u_m} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u_k u_i} - \frac{3}{2} \overline{u_k u_j} n_k n_i \right) f \quad (۶)$$

$$\Pi_{ij,2w} = C_2' \left(\Pi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \Pi_{ik,2} u_k u_j - \frac{3}{2} \Pi_{jk,2} n_k n_i \right) f \quad (۷)$$

که در این روابط n_i بردار یکه در جهت x_i و $f = \frac{c_\mu^{\frac{3}{4}} k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon \kappa x_n}$ تابع تصحیح دیواره می باشد که در آن x_n فاصله عمودی از دیوار و κ ثابت فن-کارمن است. مقدار ε از معادله انتقال مربوطه بدست می آید.

۳. شرایط مرزی و شرایط اولیه برای حل معادلات

شرایط در نظر گرفته شده برای موتور، حالت بار کامل و دور گشتاور بیشینه یعنی 1400 rpm می باشد. شرایط اولیه در نظر گرفته شده برای تحلیل، فشار 119 kpa و دمای 314 K می باشد. مقدار انرژی جنبشی آشفته (TKE) و مقیاس طولی آشفته (TLS) در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC) که به عنوان ورودی مساله داده می شوند از روابط زیر به دست آمده اند:

$$c_m = 2 \times h \times \frac{n}{60} = 2 \times 0.15 \times \frac{1400}{60} = 7 \frac{m}{s} \quad (۸)$$

$$u' = 0.5 \times c_m = 0.5 \times 7 = 3.5 \frac{m}{s} \quad (۹)$$

$$TKE = 1.5 \times (u')^2 = 1.5 \times (3.5)^2 = 18.375 \frac{m^2}{s^2} \quad (۱۰)$$

$$TLS = \frac{h_v}{2} = \frac{0.015}{2} = 0.0075 \text{ m} \quad (۱۱)$$

در روابط فوق، C_m : سرعت متوسط پیستون، h : کورس پیستون، n : دور موتور، u' : سرعت نوسانی آشفته و h_v : ماکزیمم بلندشدگی سوپاپ است. تزریق سوخت ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و طول دوره تزریق ۱۸ درجه میل لنگ می باشد. میزان سوخت تزریق شده در یک سیکل و در یک سیلندر موتور در دور مورد مطالعه و از یک سوراخ نازل به صورت زیر به دست می آید: (لازم به ذکر است که در دور ۱۴۰۰ rpm، هر ثانیه معادل ۶۷/۱۱ سیکل است).

$$\dot{m} = \frac{6.5 \times 10^{-3}}{6 \times 4 \times 11.67} = 2.321 \times 10^{-5} \text{ kg} / \text{cylinder} \times \text{hole} \times \text{cycle} \quad (12)$$

شرایط مرزی به کار رفته در مدل در شکل (۱) نشان داده شده است. شرط مرزی سر سیلندر به عنوان یک دیوار ثابت در نظر گرفته شده، در حالیکه شرط مرزی پیستون و سیلندر به صورت یک دیوار متحرک در نظر گرفته شده است. در طول محور مرکزی مش محاسباتی، شرط مرزی تقارن شعاع در نظر گرفته شده است تا از ایجاد سلولهای با حجم صفر جلوگیری شود. دماهای شرایط مرزی دیواره یعنی سرسیلندر، سیلندر و پیستون بر اساس تستهای تجربی قرار دارند که بستگی به شرایط کارکرد موتور (بار و دور موتور) دارند.

۴. نتایج حل عددی

در این قسمت نتایج کار حاضر با مدل های مختلف آشفستگی با نتایج تجربی موجود در ادبیات فن مقایسه شده است. در شکل (۲) منحنی فشار بر حسب زاویه میل لنگ برای مدل های مختلف با نمودار تجربی مقایسه شده است. هر سه مدل رفتار کیفی تغییرات فشار داخل سیلندر را به درستی پیش بینی کرده ولی نزدیک ترین جواب به نتیجه تجربی مخصوصا از لحاظ بیشینه فشار داخل سیلندر و موقعیت آن، از مدل RSM حاصل می شود.

شکل (۳) بردارهای سرعت را در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا با مدل های Spalart-Allmaras ، RSM و $K-\epsilon$ نشان می دهند. همانطور که در شکلها مشخص است در هر سه مدل، بردارهای سرعت در ناحیه مجاور دیواره های کاسه پیستون، موازی دیوار (عمود بر صفحه) است. بنابراین جریان حاکم در کاسه پیستون چرخش سیال می باشد. به عبارت دیگر پس از بسته شدن سوپاپ های هوا و نزدیک شدن پیستون به سرسیلندر در مرحله تراکم، نرخ افزایشی چرخش سیال بیشتر می شود تا اینکه در نزدیکی TDC به بیشترین مقدار خود می رسد. تمرکز یافتن جرم دارای مومنتوم در قطر کوچکتر محفظه احتراق یعنی کاسه پیستون علت اصلی این موضوع می باشد. در نزدیکی های TDC گردابه های مخروطی که در مراحل قبل تولید شده بود، حالت مورب به خود گرفته و باعث بوجود آمدن چرخش در محفظه احتراق می شوند در بقیه قسمت های این صفحه گردابه ها از قاعده معینی پیروی نمی کنند ولی جریان حاکم طوری است که باعث بوجود آمدن چرخش در محفظه احتراق می شود. با دقت بیشتر در بردارهای سرعت مشاهده می شود که این بردارها علاوه بر جمله مماسی (جریان چرخشی سیال) جمله شعاعی و محوری نیز دارند که این ترمها باعث به وجود آمدن گردابه های سه بعدی در کاسه پیستون می شوند. علت بوجود آمدن جمله های شعاعی و محوری در بردارهای سرعت، جریان یافتن سیال از محفظه احتراق به داخل کاسه سیلندر می باشد. شکل (۴) کانتورهای شدت آشفستگی را در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا با مدل های مختلف نشان می دهد. همانطور که در شکلها مشخص است رفتار هر سه مدل در مکانهای مختلف مشابه است، بطوریکه در هر سه مدل سرعت آشفستگی در ناحیه نزدیک به سرسیلندر و زیر سوپاپها از نواحی دیگر بیشتر است و در وسط کاسه پیستون و نواحی دیگر کمتر می باشد. در قسمت وسط کاسه پیستون و ناحیه هایی که سرعت آشفستگی کمینه است هر سه مدل مقدار یکسانی رانشان می دهند ولی در ناحیه هایی که سرعت آشفستگی بیشینه است، نتایج مدلها متفاوت هستند. مدل RSM مقادیر بیشتری را در مقایسه با مدل $K-\epsilon$ و Spalart-Allmaras نشان می دهند. در شکل (۵) تولید دوده برای مدل های مختلف مقایسه شده است. مشاهده می شود که مدل RSM، کمترین میزان دوده را در خروجی موتور در مقایسه با سایر مدلها نشان می دهد. مدل Spalart-Allmaras رفتاری کاملاً عکس آن را نشان داده و مدل $K-\epsilon$ رفتاری بین این دو مدل را نشان می دهد

۵. نتیجه گیری

به طور خلاصه نتایج زیر را می توان از مطالعات انجام شده در تحقیق حاضر استخراج نمود:

- ۱- مدل آشفته گی RSM در مقایسه با مدل $K-\varepsilon$ و Spalart-Allmaras، نتایج نزدیکتری را به جریان واقعی داخل موتور ارائه می نماید. هر چند مدل $K-\varepsilon$ نیز در مقایسه با مدل Spalart-Allmaras نتایج بهتری را ارائه می کند.
- ۲- در هر سه مدل، سرعت آشفته گی در ناحیه نزدیک به سرسیلندر و زیر سوپاپها بیشتر از نواحی دیگر می باشد. ناحیه هایی که سرعت آشفته گی کمینه است هر سه مدل مقدار یکسانی را نشان می دهند ولی در ناحیه هایی که سرعت آشفته گی بیشینه است، مدل RSM مقادیر بیشتری را در مقایسه با مدل $K-\varepsilon$ و Spalart-Allmaras نشان می دهند.
- ۳- جهت جریان در سیلندر، پس از بسته شدن سوپاپ قبل و بعد از TDC، عکس هم می گردد. در واقع بعد از TDC با حرکت پیستون به طرف پایین، جهت جریان برعکس می شود.
- ۴- بیشینه سرعت در هر سه مدل مشابه بوده و در محدوده ۲۱-۲۳ متر بر ثانیه قرار دارد. همانطور که در شکل ها مشخص است در بعضی نقاط سرعت بیشینه است که این نقاط در مدل RSM نسبت به دو مدل دیگر بیشتر می باشد.

تشکر و قدردانی

نویسندگان از دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز به سبب در اختیار گذاشتن نرم افزار AVL FIRE که License آن را خریداری کرده و از مهمترین نرم افزارهای شبیه سازی عملکرد موتور است و همچنین از شرکت بهینه سازی مصرف سوخت به سبب حمایت از این پروژه، کمال تشکر و قدردانی را می نمایند.

مراجع

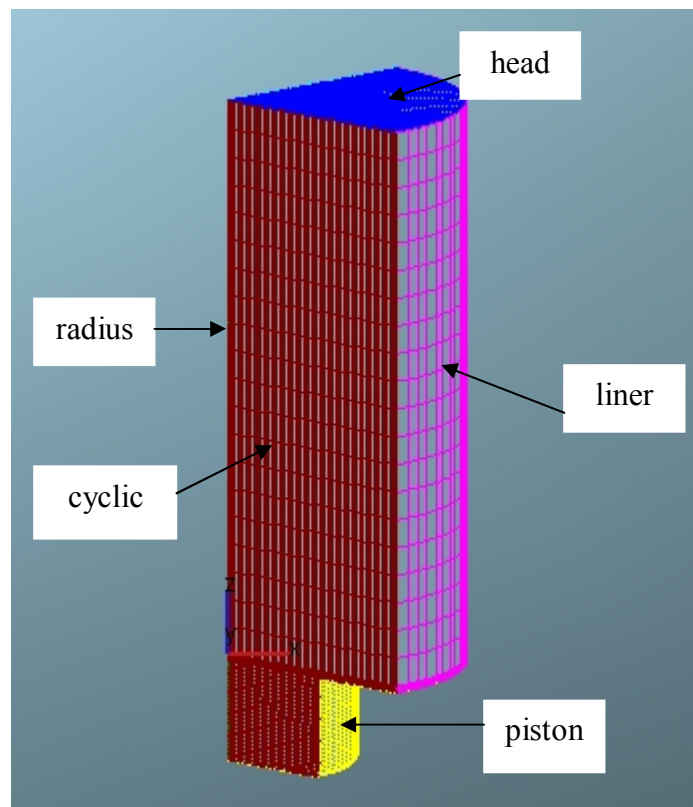
- [۱]. Yun J.E., New evaluation indices for bulk motion of in-cylinder flow trough intake port system in cylinder head. Proc IMechE, Part D: J Automobile Eng 2002; 216:513-21.
- [۲]. Desantes J.M., Pastor J.V., Doudou A. Study of the flow produced by direct injection Diesel engine intake ports. Proc IMechE, Part D 2001; 215: 285-98
- [۳]. Hirt, C.W., Amsden, A.A., and Cook, J.L. An arbitrary lagrangian-Eulerian computing method for all flow speed, J. Comput. Phys., Vol 14, No 13, 1947.
- [۴]. Gosman A.D., Tsui Y.Y., Watkins AP. Calculation of three dimensional air motion in model engines. SAE 840229, 1984.
- [۵]. Halstead, M., Kirsch, L., Quinin, C., The Auto ignition of Hydrocarbon Fueled at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model. Combustion Flame, vol. 30, pp 45-60, 1977.
- [۶]. Patterson, M.A., Kong, C., Hampson, G.J., and Reitz, R.D., Modeling The Effects of The Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emission. SAE Paper 940523, 1994.
- [7] Dukowicz, J. K., Quasi-Steady Droplet Change in the Presence of Convection. Informal Report Los Alamos Scientific Laboratory LA7997-MS.
- [8] Chengxin, Bai and Gosman A.D. Development of Methodology for Spray Impingement Simulation. SAE 950283, 1995.
- [9] Help of CFD AVL FIRE Software, Part: Spray.
- [10] Nagle, J., Strickland-Constable, R. F., Oxidation of Carbon between 1000-2000 C. Proceedings of the Fifth Conference on Carbon, New York: Pergamon, 1962.
- [11]. Wilcox D. C., Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998.
- [۱۲]. Rodi, W., Turbulence Models and their Applications in Hydraulics, book publication of the int. Association for Hydraulic Research Netherlands, 1980.

جدول ۱. مشخصات موتور OM-355

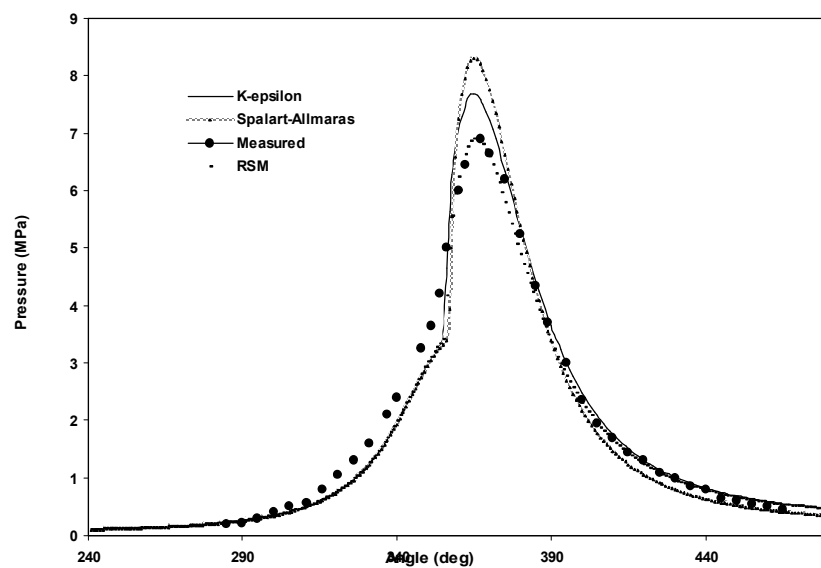
Bore	128 mm
Stroke	150 mm
Connecting Rod Length	280 mm
Compression ratio	16.1
Engine Speed	1400 rpm
Intake Pressure	119 kpa
Intake Temperature	320 K
Intake Valve Close Timing	120 deg. BTDC
Swirl ratio	1.1

جدول ۲. ضرایب ثابت مدل تنش رینولد

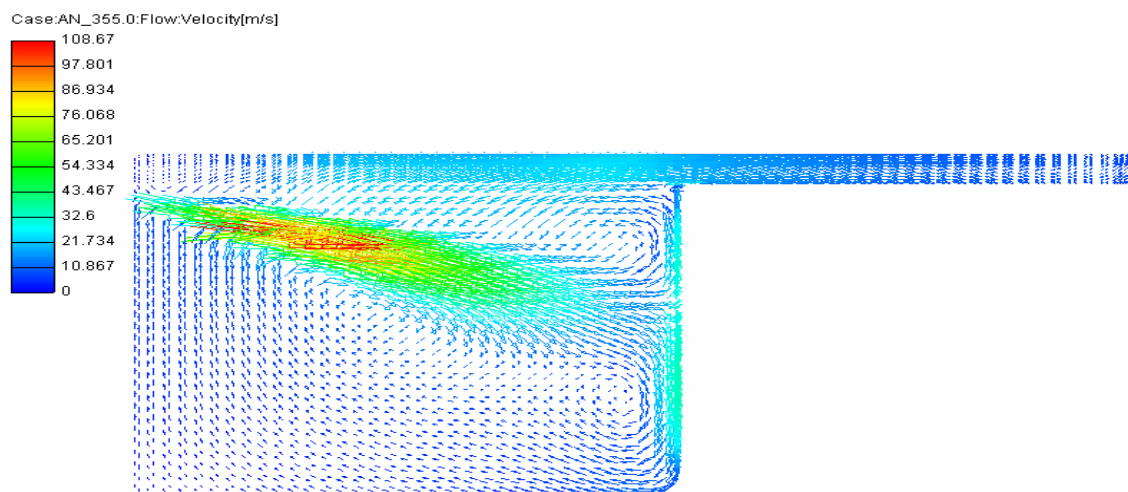
C_k	C_1	C_2	C_{1w}	C_{2w}	C_τ	$C_{\tau 1}$	$C_{\tau 2}$	C_μ	κ
۰/۲۲	۱/۸	۰/۶	۰/۵	۰/۱۸	۰/۱۸	۱/۴۲	۱/۹۲	۰/۰۹	۰/۴۱



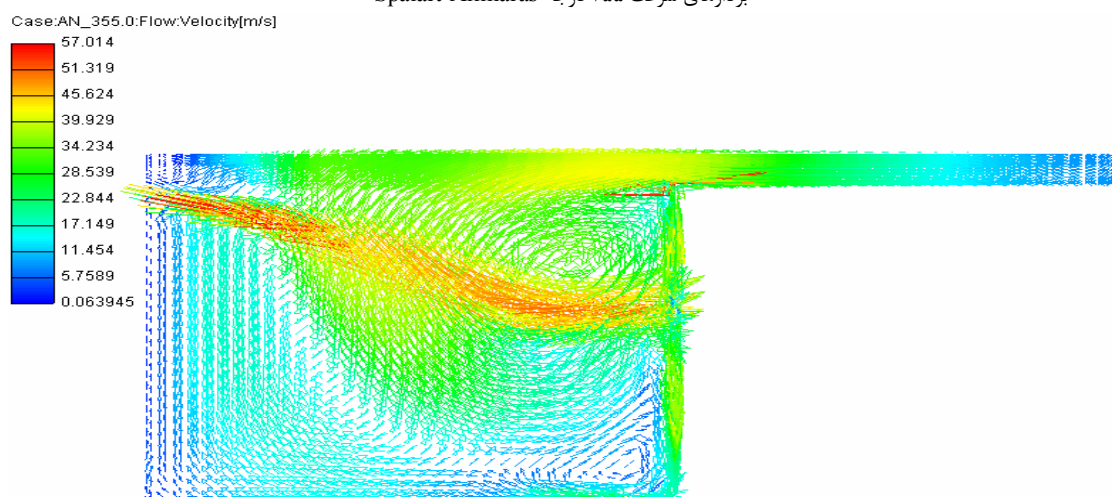
شکل ۱. شرایط مرزی به کار رفته در مدل



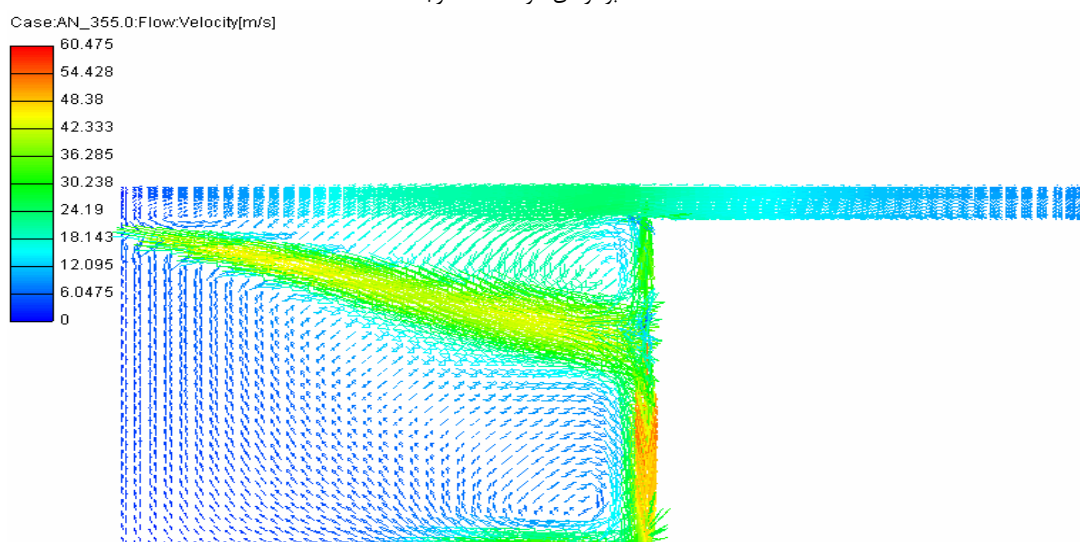
شکل ۲. منحنی فشار برحسب زاویه میل لنگ



بردارهای سرعت ۳۵۵ درجه Spalart-Allmaras

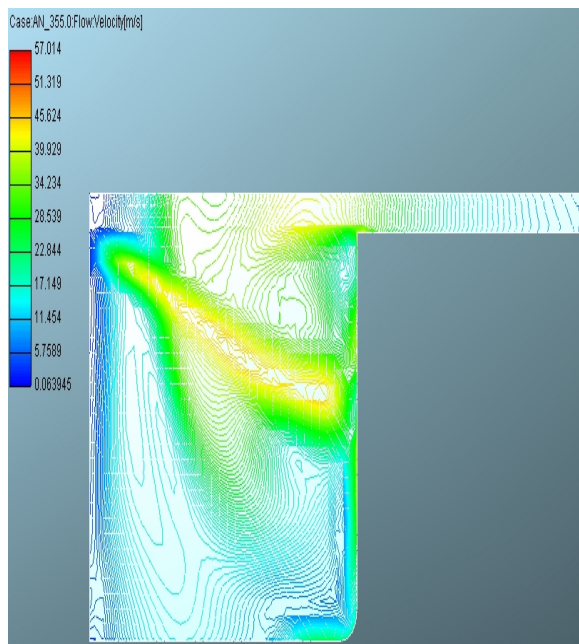


بردارهای سرعت ۳۵۵ درجه RSM

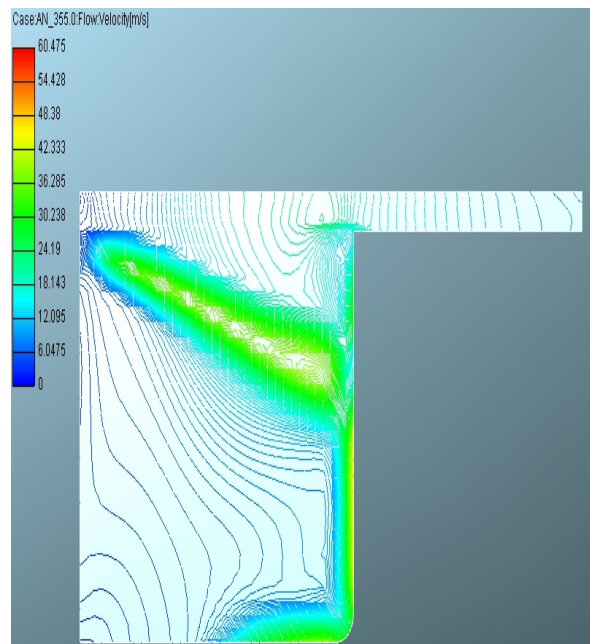


بردارهای سرعت ۳۵۵ درجه $K-\epsilon$

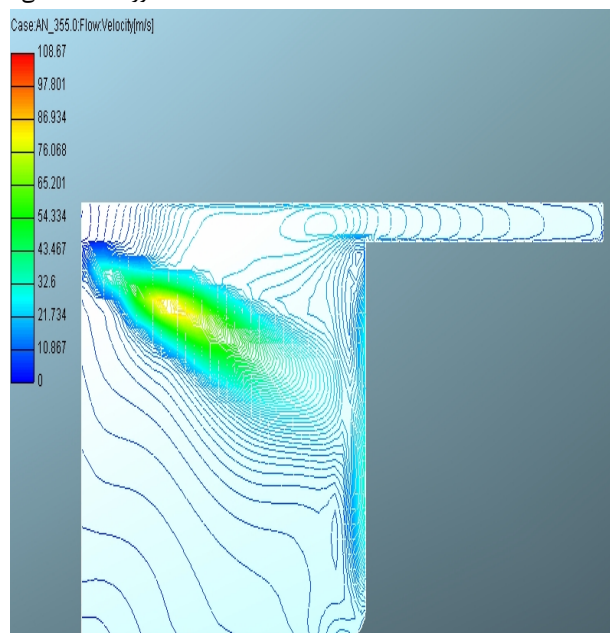
شکل ۳. مقایسه بردارهای سرعت در ۳۵۵ درجه میل لنگ



کانتور شدت آشفتگی درجه ۳۵۵ RSM

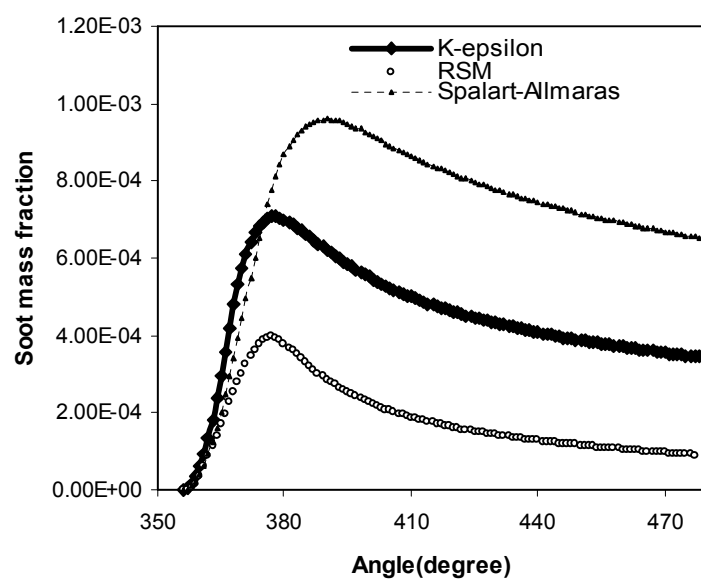


کانتور شدت آشفتگی درجه ۳۵۵ $K-\epsilon$



کانتور شدت آشفتگی درجه ۳۵۵ Spalart-Allmaras

شکل ۴. مقایسه کانتورهای شدت آشفتگی در ۳۵۵ درجه میل لنگ



شکل ۵. مقایسه تشکیل دوده برای مدل‌های مختلف