



بررسی اثر فشار بر جریان چرخشی داخل سیلندر توسط دستگاه جریان مجهر به چرخش سنج به روش آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی

یاسر عقاب نشین^۱، صادق صدیقی^{۲*}، محمد ضابطیان^۳، ابوالفضل محمدابراهیم^۴

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

۳- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

۴- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک

* تهران، صندوق پستی 19395-1999، sadegh.seddighi@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دربافت: 30 آذر 1395

پذیرش: 22 بهمن 1395

ارائه در سایت: 25 اسفند 1395

کلید واژگان:

دانشگاه آزمون جریان پایا

چرخش سنج

شبیه‌سازی عددی

چارچوب مرجع چندگانه

دستگاه آزمون جریان پایا ابزاری برای اندازه‌گیری سرعت جریان‌های چرخشی داخل سیلندر و ارزیابی عملکرد جریان در سرسیلندر (راهگاه‌های ورودی و خروجی)، منیفولد و کاربیتور در موتورهای احتراق داخلی است، همچنین این دستگاه برای بررسی کنترل کیفیت بخش‌های مختلف توربین گاز نیز استفاده می‌شود. در این پژوهش بررسی اثر فشار بر سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر به وسیله دستگاه آزمون جریان پایا مجهر به چرخش سنج به دو روش آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. تکراریابی آزمایش‌ها و تحلیل عدم قطبیت برای اطمینان از صحبت آزمایش‌های انجام شده است. شبیه‌سازی عددی به صورت سه‌بعدی و با استفاده از روش حجم محدود به کمک نرم‌افزار آنسیس فلوقت انجام شده و برای شبیه‌سازی جریان اطراف چرخش سنج از روش چارچوب مرجع چندگانه استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی تطبیق خوبی را با نتایج تجربی نشان می‌دهد. با توجه به محدودیت‌های دستگاه در شرایط عملکردی با استفاده از این شبیه‌سازی می‌توان محدوده وسیع‌تری از شرایط عملکردی این دستگاه را پیش‌بینی کرد. رابطه همبستگی ایجادشده بین سرعت دورانی داده شده به چرخش سنج و گشتاور اعمال شده روی آن از نوع خطی است. در این پژوهش همچنین نشان داده شد که سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر با افزایش اخلاف فشار افزایش می‌یابد و رابطه همبستگی ایجادشده بین سرعت جریان چرخشی و اختلاف فشار را می‌توان به وسیله یک تابع نمایی تقریب زد.

تقریب زد.

Investigation on the effect of pressure on in-cylinder swirl flow by the flow rig which is an equipped swirl meter with experimental and numerical simulation methods

Yaser Oghabneshin¹, Sadegh Seddighi^{1*}, Mohammad Zabetian², Abolfazle Mohammadebrahim³

1- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.

3- Department of Mechanical Engineering, Arak University of Technology, Arak, Iran.

* P.O.B. 19395-1999 Tehran, Iran, sadegh.seddighi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 20 December 2016

Accepted 10 February 2017

Available Online 15 March 2017

Keywords:
Font 6.5

ABSTRACT

The steady flow test rig is a device for in-cylinder swirl and tumble flow velocity measurement, and the analysis of the flow performance of cylinder head (intake and exhaust ports), manifold and carburetor in internal combustion engines. The test rigs can also maintain quality control on parts for various gas turbine components. In this study we have investigated the effect of pressure on in-cylinder swirl flow velocity in the steady flow test rig which is an equipped swirl meter with experimental and numerical simulation methods. The repeatability of experiments and the uncertainty analysis are performed to ensure the quality of the measurements. Three dimensional numerical simulations are applied by using the finite volume method by the ANSYS Fluent software. The flow around the swirl meter is simulated by moving reference frame method. The simulation results show good agreement with experimental results and also, due to limitations of operating conditions of the rig this simulation approach can compensate the limitations of operating conditions of test rig. In this work it is shown that the correlation between given rotational speed to the swirl meter and torque applied on it, is a linear function of rotational speed. The study also showed that by increasing the pressure, in-cylinder swirl flow velocity increased and the created correlation between swirl flow velocity and pressure difference can be approximated by an exponential function.

- مقدمه

است که خود اثرات قابل توجهی بر عملکرد موتور ایجاد می‌کند. شدت

توربولانسی یک پارامتر کلیدی است که می‌تواند به بهبود عملکرد موتور و

جریان داخل سیلندر یک عامل مهم برای احتراق در موتورهای احتراق داخلی

Please cite this article using:

Y. Oghabneshin, S. Seddighi, M. Zabetian, A. Mohammadebrahim, Investigation on the effect of pressure on in-cylinder swirl flow by the flow rig which is an equipped swirl meter with experimental and numerical simulation methods, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 327-335, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

پیشرفت‌های چشمگیر دینامیک سیالات محاسباتی و توان محاسباتی رایانه‌ها ابزاری مناسبی برای مطالعه جریان داخل سیلندر است. در سال‌های اخیر تلاش‌های زیادی برای مطالعه جریان چرخشی داخل سیلندر توسط محققین صورت گرفته است. در تحقیقاتی که توسط زو [8] صورت گرفته، موارد فنی در مورد پارامترهای مختلف اندازه‌گیری در آزمون جریان پایا بحث شده و تعاریف مختلف جریان‌های چرخشی و ضریب جریان جمع‌آوری شده است. هایم و همکاران (2011) [9] در تحقیقات خود عملکرد چرخش سنج از نوع پره‌ای و گشتاور سنج را مورد بررسی قرار دادند و یک روش کالیبراسیون مستقیم برای چرخش سنج توسعه دادند. کومار و همکاران (2012) [10] با استفاده از آزمون جریان پایا به بررسی جریان طی مرحله مکش در یک موتور احتراق داخلی تک سیلندر پرداخته و نشان دادند که استفاده از نوار پیچ خورده در منیفولد و سوپاپ پوشانده شده سبب می‌شود که نسبت چرخش بالاتر ولی ضریب جریان کاهش یابد. محمدابراهیم و همکاران (2012) [11] به شبیه‌سازی جریان چرخشی داخل استوانه در آزمون جریان پایا پرداختند. در این پژوهش شبیه‌سازی در غیاب چرخش سنج صورت گرفته و برای محاسبه گشتاور جریان چرخشی از قانون مننتم زاویه‌ای استفاده شده است. گشتاور شبیه‌سازی شده در این پژوهش هم‌خوانی مناسبی با آزمون تحریب انجام شده دارد. کلادبو و همکاران (2015) [12] به ارزیابی عددی شرایط دینامیکی موتور دیزل در آزمون جریان پایا پرداختند. در این شبیه‌سازی حضور چرخش سنج در دستگاه به وسیله یک محیط مخلوط مدل‌سازی شده است. ضریب جریان و نسبت چرخش محاسبه شده در این شبیه‌سازی تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد، همچنین روش‌های نوری هم توسط ربلت و همکاران (2016) برای مطالعه جریان چرخشی داخل سیلندر مورد استفاده قرار می‌گیرند [13]. ولی آزمون جریان به دلیل آسان، سریع و کم هزینه بودن کاربرد بیشتری دارد.

در این پژوهش اندازه‌گیری سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر به وسیله دستگاه آزمون جریان پایایی مجهز به چرخش سنج⁴ به دو روش آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. شبیه‌سازی عددی به صورت سه‌بعدی و به روش چارچوب مرتع چندگانه توسط نرم‌افزار آنسیس فلوئنت انجام شده است.

در ابتدا دستگاه آزمون جریان و فرآیند آزمایش شرح و سپس شبیه‌سازی عددی انجام شده بر دستگاه توضیح داده شده و در پایان نیز نتایج مربوط به آزمایش و شبیه‌سازی ارائه شده است.

2- دستگاه آزمون جریان و فرآیند آزمایش

آزمون جریان پایا وسیله‌ای برای اندازه‌گیری شدت جریان چرخشی داخل سیلندر و شماتیک آن در شکل 2 نشان داده است. این دستگاه شامل سیلندر، دمnde، دریچه تنظیم فشار، صفحه اریفیس، فیلتر تصفیه هوا، مخزن پایدارکننده فشار، چرخش سنج و رایانه است.

براساس شکل 2 جریان‌ها به وسیله دمنde (7) به داخل سیلندر مورد بررسی (1) مکیده می‌شود. اندازه‌گیری سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر در یک اختلاف فشار ثابت بین ورودی سیلندر (فشار محیط) و انتهای سیلندر انجام می‌شود. این اختلاف فشار به وسیله دریچه (6) تنظیم می‌شود. مخزن (3) نقش پایدارکردن فشار هوای مکش شده را برعهده دارد. دبی جریان هوای عبوری از دستگاه نیز به وسیله صفحه اریفیس (5) و اختلاف فشار ایجاد شده پیش و پس از صفحه اریفیس تعیین می‌شود. این

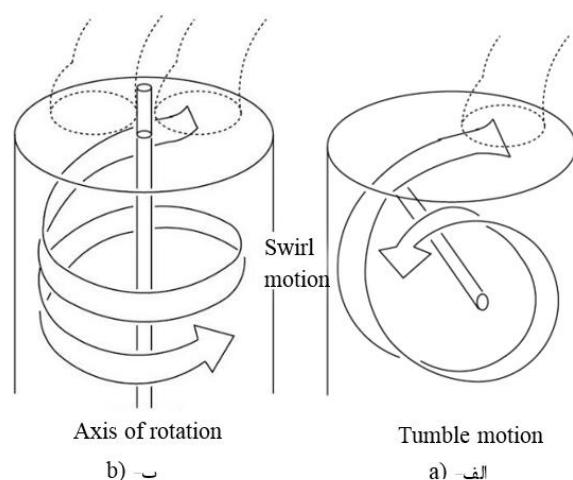
⁴ Swirl meter

کاهش تولید آلینده منجر شود. شدت توربولانسی بالا منجر به انتشار سریع تر جبهه شعله و ناحیه سطح شعله واکنشی وسیع‌تری می‌شود. روش‌های متعددی برای افزایش شدت توربولانسی داخل سیلندر وجود دارد. ایجاد حرکت جریان چرخشی قابل توجه داخل سیلندر یکی از روش‌های مؤثر برای بالا بردن شدت توربولانسی و به تبع آن بهبود کیفیت احتراق است [2,1]. شکل 1 جریان‌های چرخشی حول محور سیلندر¹ الف و عمود بر محور سیلندر² ب را نشان می‌دهد که به عنوان جریان‌های شاخصی که درون سیلندر ایجاد می‌شوند.

برای مطالعه جریان‌های داخل سیلندر روش‌های متنوعی مانند شبیه‌سازی عددی و روش‌های آزمایشگاهی مورد استفاده قرار می‌گیرد. از جمله روش‌های آزمایشگاهی می‌توان به روش مشاهده و اندازه‌گیری به کمک لیزر اشاره کرد که شامل روش‌های نظری روش سرعت‌سنجی تصویری ذرات، روش سرعت‌سنجی به کمک ردبایی ذرات، روش سرعت‌سنجی به کمک ملکول‌های نشانه‌گذاری شده، روش سایه‌نگاری و روش سرعت‌سنجی به کمک داپلر لیزری است. دستگاه آزمون جریان پایا³ از دیگر روش‌های آزمایشگاهی است. روش مشاهده و اندازه‌گیری به کمک ردبایی ذرات، روش سرعت‌سنجی به کمک نیازمند است [6-4]. دستگاه آزمون جریان پایا سریع‌ترین، آسان‌ترین و کم هزینه‌ترین روش در بین روش‌های آزمایشگاهی است [7].

انعطاف‌پذیری این دستگاه در انجام آزمون روی نمونه‌های مختلف مانند سریلندر (اهگاه‌های ورودی و خروجی)، منیفولد و کاربوروتر است، همچنین توانایی انجام آزمون برای محدوده وسیعی از سرعت‌های ورودی سبب شده که این دستگاه پاسخ‌گوی مجموعه‌های صنعتی بوده که نمونه‌های آن در ایران و خارج دیده می‌شود.

این دستگاه اندازه‌گیری دارای محدودیت‌هایی است. نخستین محدودیت این دستگاه محاسبه نسبت چرخش در یک خیز سوپاپ ثابت (بدون کارکرد سوپاپ) است، همچنین با وجود ساختار سه بعدی جریان داخل سیلندر ولی دارای یک متوسط از کل حرکت است [7]. روش‌های عددی نیز با توجه به

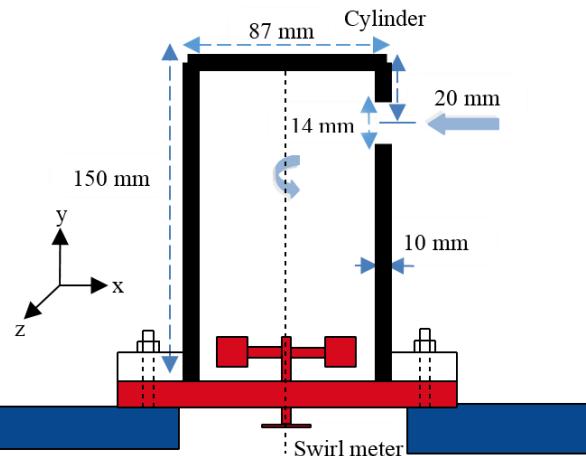


شکل 1 الف- جریان چرخشی حول محور سیلندر، ب- جریان چرخشی حول یک محور عمود بر محور سیلندر [3]

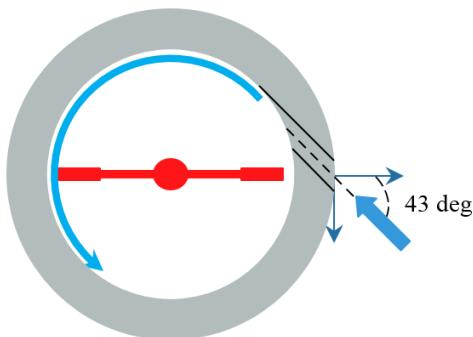
¹ Swirl flow

² Tumble flow

³ Steady flow test rig



شکل 4 شماتیک مربوط به سیلندر و نحوه قرار گرفتن آن بر چرخش سنج



شکل 5 نمایی بالا از ورود جریان سیال به داخل سیلندر

بررسی تأثیر فشار آزمون بر سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر هدف از انجام آزمایش است. در روند انجام آزمایش ابتدا سیلندر مطابق شکل 3 بر چرخش سنج قرار می‌گیرد؛ سپس سیلندر به همراه چرخش سنج با پیچ بر دستگاه نصب می‌شود. با روشن کردن دستگاه و قرار دادن آن بر حالت مکش، جریان هوا به وسیله راهگاه ورودی به داخل سیلندر کشیده می‌شود. تنظیم اختلاف فشار بین ورودی و خروجی سیلندر به کمک حسگرهایی که در انتهای سیلندر نصب شده و رایانه متصل به دستگاه صورت می‌گیرد. سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر به کمک چرخش سنج اندازه‌گیری می‌شود. چرخش سنج از سنسور انکودر¹ برای اندازه‌گیری سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر استفاده می‌کند. محدوده اندازه‌گیری سرعت دورانی چرخش سنج از 9999-9999 دور بر دقیقه، همچنین دقت این دستگاه اندازه‌گیری 1 دور بر دقیقه است (شکل 6).

نتایج مربوط به سرعت دورانی با توجه به پاسخ زمانی 100 ثانیه‌ای سیستم پس از این پاسخ زمانی ثبت می‌شود، همچنین با توجه به این که محدوده فشار آزمون که در جدول نشان داده شده در هر آزمونی به دست نمی‌آید و این محدوده با توجه به مقاومت مسیر جریان تعیین می‌شود. ابتدا با انجام آزمایش اولیه‌ای محدوده فشار آزمون تعیین می‌شود که این محدوده برای سیلندر مورد بررسی بین 0-10 کیلو پاسکال است. در انجام این آزمایش سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر برای اختلاف فشارهای 0.5، 2.5 و 10 کیلو پاسکال مطابق با آزمون‌های استاندارد یاد شده در دستگاه اندازه‌گیری می‌شود تا به وسیله آن بتوان روند تغییرات سرعت

¹ Encoder Sensor

دستگاه مجهز به فیلتر (8) است تا در هنگام مکش از اجزای داخلی دستگاه در برابر محیط‌های آلوده محافظت کند. شدت جریان چرخشی داخل سیلندر به وسیله سرعت دورانی چرخش سنج (2) ارزیابی می‌شود و هر چه شدت چرخش بیشتر باشد چرخش سنج با سرعت بیشتری دوران می‌کند. این دستگاه مجهز به رایانه (4) است که از آن برای نمایش و کنترل دی، اختلاف فشار و سرعت چرخشی جریان استفاده می‌شود. برای انجام آزمایش از دستگاه با مدل SF-1020 استفاده شده که مشخصات فنی این دستگاه در جدول 1 نشان داده است [14]. فشار آزمون نشان دهنده اختلاف فشار بین ورودی و خروجی سیلندر و فشار جریان بیانگر اختلاف فشار بین دو سر اریفیس است.

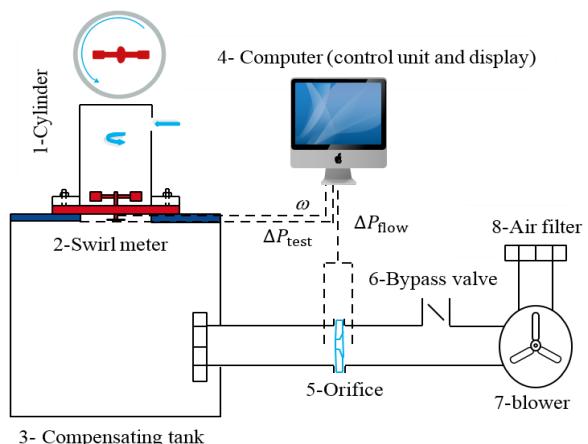
مشخصات هندسی مربوط به چرخش سنج نیز در شکل 3 نشان داده شده است. البته ابعاد چرخش سنج می‌تواند متفاوت باشد که انتخاب این چرخش سنج با توجه به قطر سیلندر مورد بررسی صورت گرفته و ضخامت این پره 1 میلی‌متر است. شماتیک، ابعاد هندسی و نحوه قرارگیری سیلندر مورد بررسی بر چرخش سنج در شکل 4 نشان داده شده است.

در مسأله مورد بررسی نشان داده در شکل 5 برای این که جریان ورودی به صورت مماسی و کمترین مقاومت وارد شود، زاویه ورودی با توجه به ابعاد سیلندر و نازل ورودی، طبق محاسبات 43 درجه انتخاب می‌شود.

جدول 1 مشخصات و شرایط عملکردی دستگاه آزمایش

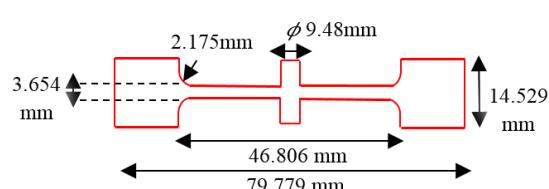
Table 1 Specifications and operating conditions of test rig

پارامتر مورد بررسی	محدوده یا مقدار	دقت
فشار آزمون	0-34.5 kPa	$\pm 0.5\%$
فشار جریان	0-6.9 kPa	$\pm 0.5\%$
وزن دستگاه	218 kg	—
ابعاد دستگاه	122□84□110 cm	—
ولتاژ مورد نیاز	240 VDC	—
جریان مورد نیاز	75 A	—



شکل 2 شماتیک دستگاه آزمون جریان پایا

شکل 3 ابعاد پره چرخش سنج



شکل 3 ابعاد پره چرخش سنج

شکل 3 ابعاد پره چرخش سنج

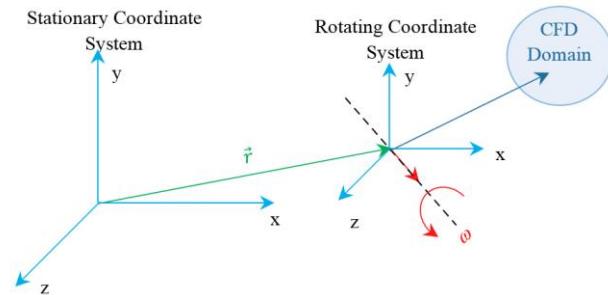


Fig. 7 Stationary and rotating coordinate system

شکل 7 دستگاه مختصات ساکن و چرخان

$$\rho \frac{\partial(\bar{u}_i)_R}{\partial t} + \rho(u_j)_R \frac{\partial(\bar{u}_i)_R}{\partial x_j} + 2\rho\varepsilon_{mni}\omega_m(\bar{u}_n)_R + \rho\varepsilon_{mqi}\varepsilon_{nkq}\omega_m\omega_n r_k = \bar{B}_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \frac{\partial(\bar{u}_i)_R}{\partial x_j} - \rho \overline{(\dot{u}_i)_R (\dot{u}_j)_R} \right\} \quad (3)$$

در رابطه (3)، ρ بیانگر چگالی سیال، \bar{u} مؤلفه سرعت متوسط، \bar{n} مؤلفه نوسانی سرعت، \bar{P} بیانگر فشار متوسط، \bar{B} مؤلفه نیروی حجمی، μ سمبول جایگشت¹، μ ویسکوزیته سیال، ω مؤلفه سرعت دورانی دستگاه چرخان و R نشان دهنده دستگاه مختصات چرخان است. اگر ناحیه ساکن باشد ($\omega=0$)، معادلات به فرم ساکن خود کاهش می‌یابد. با توجه به این که هدف از انجام شبیه‌سازی تعیین سرعت دورانی چرخش سنج است، ابتدا یک محدوده سرعت دورانی به چرخش سنج داده می‌شود و در پایان محاسبات بررسی خواهیم کرد که چه سرعت دورانی سبب گشتاور صفر خواهد شد. این سرعت دورانی همان سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر است.

گشتاور محاسبه شده بر چرخش سنج براساس رابطه (4) محاسبه می‌شود.

$$\vec{T} = \int \vec{d} \times (\vec{dF}_p + \vec{dF}_v) = \sum_{i=1}^n (\vec{d} \times \vec{dF}_p + \vec{d} \times \vec{dF}_v) \quad (4)$$

در رابطه (4) T گشتاور چرخش سنج، \vec{dF}_p بردار نیروی فشار، \vec{dF}_v بردار نیروی ویسکوز، \vec{d} بازوی گشتاور و n تعداد سلول‌های محاسباتی روی بدنه چرخش سنج است. بردار نیروی فشار و بردار نیرو ویسکوز مطابق با رابطه (6,5) تعریف می‌شوند.

$$\vec{dF}_p = \bar{P} \vec{dA} \quad (5)$$

$$\vec{dF}_v = \tau_\omega \vec{dA} \quad (6)$$

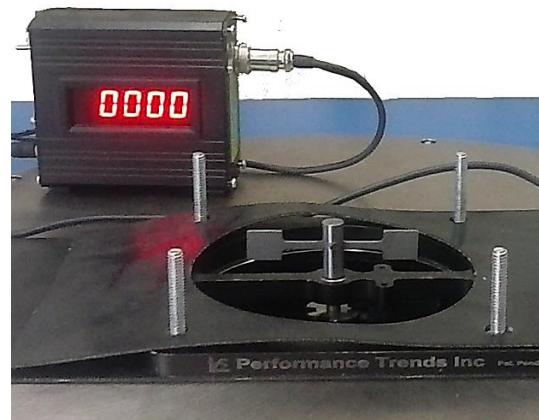
τ_ω تنش برشی روی چرخش سنج است که طبق رابطه (7) تعریف می‌شود و \vec{dA} مساحت سلول محاسباتی روی بدنه چرخش سنج است.

$$\tau_\omega = \mu \left\{ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right\} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (7)$$

نوع تحلیل جریان پایه، سیال مورد نظر هوا و با توجه به این که محدوده ماخ جریان کمتر از 0.3 است، بنابراین جریان سیال تراکم ناپذیر است.

معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود روی شبکه یکجا گسترش‌سازی شده‌اند. تنظیمات مربوط به حلگر در جدول 2 نشان داده شده است.

برای تحلیل آشفتگی جریان، با توجه به غیر ایزotropic بودن جریان و این که جریان دارای خطوط جریان منحنی است، از مدل توربولانسی انتقال تنش‌های رینولدز² استفاده شده است [17].



شکل 6 چرخش سنج و تجهیزات آن برای اندازه‌گیری سرعت جریان چرخشی

جریان چرخشی داخل سیلندر را به ازای اختلاف فشارهای مختلف بررسی کرد. انجام آزمایش‌ها با تکرارپذیری و محاسبه عدم قطعیت صورت گرفته است. آزمایش‌ها در دمای 32 درجه سانتی‌گراد و فشار محیط 88.4 کیلوپاسکال انجام شده است.

محاسبه عدم قطعیت (انحراف معیار داده‌ها) برای تعیین محدوده خطاباً بیشترین احتمال وقوع انجام می‌شود [15]. برای حد قابل زیر 15% عدم قطعیت نسبی محاسبه شده، آزمایش‌ها 4 بار تکرار شده‌اند. پس از انجام آزمایش‌ها و تکرارپذیری آن و حذف داده‌های غیر قابل قبول نتایج گزارش شده است.

3- شبیه‌سازی عددی

شبیه‌سازی عددی شامل شبیه‌سازی جریان داخل سیلندر به همراه حضور چرخش سنج و به روش حجم محدود توسط نرم‌افزار انسیس فلوبت انجام شده است. برای شبیه‌سازی جریان اطراف چرخش سنج از روش چارچوب مرجع چندگانه یک تقریب حالت پایا است که در آن سرعت‌های مختلف دورانی متحصل شود و جریان در هر ناحیه سلولی منحصر به فرد می‌تواند اختصاص داده شود و جریان در هر ناحیه سلولی متحرک با استفاده از معادلات چارچوب مرجع چندگانه حل می‌شود. اگر ناحیه ساکن باشد ($\omega=0$) معادلات به صورت ساکن خود کاهش می‌یابد. در سطح مشترک بین نواحی سلول یک تبدیل چارچوب مرجع محلی انجام می‌شود تا اجازه دهد متغیرهای سیال که در یک ناحیه استفاده شده، شار، گرادیان و... را در مرز سلول مجاور محاسبه کند [16].

همان‌طور که در شکل 7 نشان داده شده یک دستگاه مختصات را در نظر آورید که در حال چرخیدن با سرعت ثابت ω است. رابطه بین سرعت در دستگاه مختصات ساکن و چرخان به صورت رابطه (1) است.

$$\vec{u} = \vec{u}_R + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (1)$$

در رابطه (1)، \vec{u} سرعت در دستگاه ساکن، \vec{u}_R سرعت در دستگاه چرخان، $\vec{\omega}$ سرعت دورانی دستگاه چرخان است که به صورت پایا می‌چرخد و \vec{r} بردار موقعیت دستگاه چرخان نسبت به دستگاه ساکن است. با در نظر گرفتن دستگاه مختصاتی که به صورت پایا می‌چرخد، معادلات پیوستگی و مومنتوم در دستگاه مختصات متحرک به صورت روابط (3,2) نوشته می‌شود.

$$\frac{\partial(\bar{u}_i)_R}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

¹ Permutation symbol² Reynolds Stress Transport Model (RSTM)

شبکه‌های مختلف است که طبق رابطه (8) محاسبه می‌شود. در رابطه (8)، i شماره شبکه مورد بررسی است. براساس نتایج، ریزکردن شبکه تأثیری بر نتایج ندارد؛ بنابراین شبکه با تعداد 850,000 سلول برای ادامه روند شبیه‌سازی به صورت رابطه (8) انتخاب می‌شود.

$$\zeta = \frac{\omega_i - \omega_{i+1}}{\omega_{i+1}} \times 100 \quad (8)$$

استقلال از شبکه برای سرعت در مقطع خروجی در راستای x برای چهار شبکه نامبرده شده نیز مورد بررسی قرار گرفته است. شکل 10 نمودار تغییرات سرعت در مقطع خروجی سیلندر در راستای x برای چهار شبکه نامبرده شده را نشان می‌دهد.

آن درصد اختلاف نسبی بین پروفیل‌های سرعت برای شبکه‌های مختلف است که براساس رابطه (9) محاسبه می‌شود. در رابطه (9)، i شماره شبکه مورد بررسی است. براساس شکل 11، اختلاف نسبی بین پروفیل سرعت برای دو شبکه 850,000 و 1,000,000 دارای کمترین اختلاف نسبی است؛ بنابراین شبکه با تعداد 850,000 سلول برای ادامه روند شبیه‌سازی انتخاب می‌شود.

$$\xi = \frac{\bar{u}_i - \bar{u}_{i+1}}{\bar{u}_{i+1}} \times 100 \quad (9)$$

4- ارائه نتایج آزمایشگاهی

در این قسمت به ارائه نتایج آزمایش انجام شده خواهیم پرداخت. عدم قطعیت میانگین δ محاسبه شده برای هر آزمایش، برای تعیین محدوده خطای بیشترین احتمال وقوع به کار می‌رود. عدم قطعیت میانگین δ مطابق با رابطه (10) تعریف می‌شود که در آن L بیانگر تعداد تکرار آزمایش، δ بیانگر عدم قطعیت است و به صورت رابطه (11) تعریف می‌شود. در رابطه (11) δ_i نشان‌دهنده سرعت دورانی اندازه‌گیری شده و ω_m نشان‌دهنده متوسط سرعت دورانی اندازه‌گیری شده است [15].

$$\bar{\delta} = \frac{\sum_{i=1}^L \delta_i}{L} \quad (10)$$

جدول 2 تنظیمات مربوط به حلگر

نوع حلگر	تنظیمات اعمالی
مبتنی بر فشار	مبتنی بر کمینه مریعات
روش گسسته‌سازی گرادیان	بالا دست مرتبه دوم
کوپلینگ بین سرعت و فشار	سیمپل
روش گسسته‌سازی فشار	بالا دست مرتبه دوم
روش گسسته‌سازی ترم آشفتگی	بالا دست مرتبه دوم

1- بررسی همگرایی

شکل 8 روند همگرایی معادله پیوستگی و مونتوم برای رسیدن به معیار همگرایی 10^{-6} را نشان می‌دهد، همان‌طور که در شکل نشان داده شده یک روند نزولی برای رسیدن به این معیار همگرایی وجود دارد. نمودار گشتاور برای اطمینان از همگراشدن نتایج بر چرخش سنج به ازای تعداد تکرار مطابق شکل 9 رسم می‌شود. براساس شکل 9 مقدار گشتاور بر چرخش سنج به مقدار عددی ثابتی رسیده؛ بنابراین معیار همگرایی 10^{-6} معیار مناسبی برای همگرایی نتایج است.

2- استقلال از شبکه

در این بخش به بررسی قابلیت استقلال از شبکه پرداخته می‌شود. استقلال نتایج حل از شبکه ویژگی جدایی ناپذیر هر روش عددی است. در این بخش شبکه‌بندی‌های مناسب و بهینه برای شبیه‌سازی‌های اصلی انتخاب می‌گردد. استقلال از شبکه سهم مهمنی در صحبت نتایج و همچنین صرفه‌جویی در وقت و هزینه محاسباتی ایفا می‌کند. در این قسمت چهار شبکه‌بندی 200,000، 450,000، 850,000 و 1,000,000 مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج مربوط به سرعت جریان چرخشی شبیه‌سازی شده در اختلاف فشار آزمون 5 کیلوپاسکال، برای چهار شبکه مورد بررسی در جدول 3 نشان داده شده است. آن درصد اختلاف نسبی سرعت جریان چرخشی شبیه‌سازی شده برای

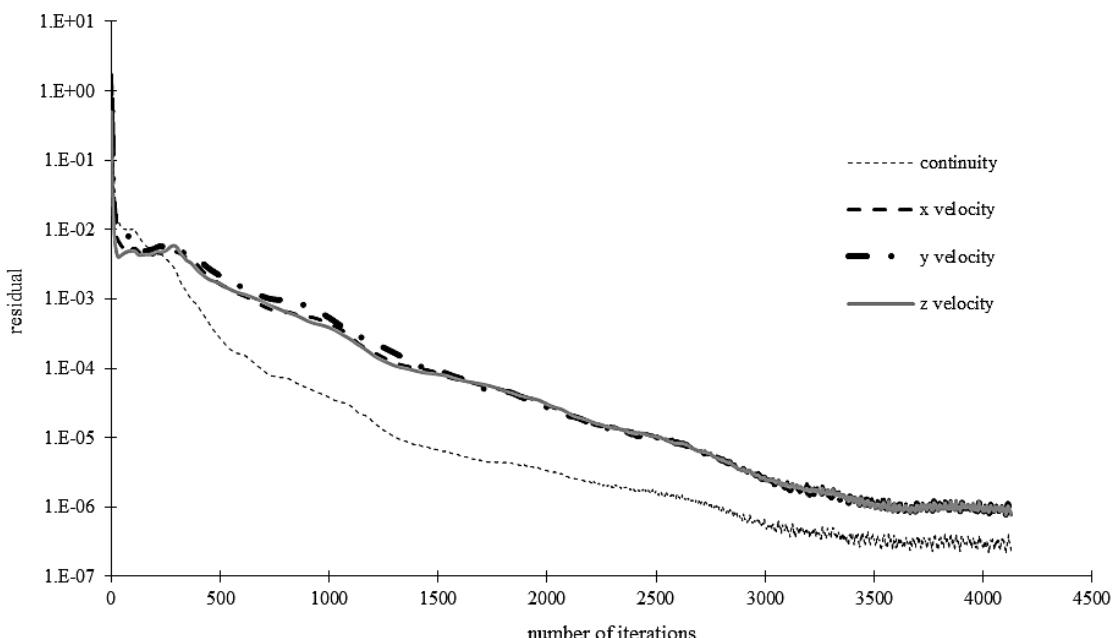


Fig. 8 The convergence trend of the continuity and momentum equations

شکل 8 روند همگرایی معادله‌های پیوستگی و مونتوم

$$\alpha = \frac{|\bar{\delta} - \bar{\bar{\delta}}|}{\bar{\delta}} \times 100 \quad (12)$$

$\bar{\delta}$ بیانگر متوسط عدم قطعیت میانگین است.

5- ارائه نتایج آزمایشگاهی

در این قسمت به ارائه نتایج آزمایش انجام شده خواهیم پرداخت. عدم قطعیت میانگین $\bar{\delta}$ محاسبه شده برای هر آزمایش، برای تعیین محدوده خطای بیشترین احتمال وقوع به کار می‌رود. عدم قطعیت میانگین $\bar{\delta}$ مطابق با رابطه (10) تعریف می‌شود که در آن L بیانگر تعداد تکرار آزمایش، δ بیانگر عدم قطعیت است و به صورت رابطه (11) تعریف می‌شود. در رابطه (11) ω_i نشان‌دهنده سرعت دورانی اندازه‌گیری شده و ω_m نشان‌دهنده متوسط سرعت دورانی اندازه‌گیری شده است [15].

$$\bar{\delta} = \frac{\sum_{i=1}^L \delta_i}{L} \quad (10)$$

$$\delta = \left\{ \frac{1}{m} \sum_{i=1}^k (\omega_i - \omega_m)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

درصد عدم قطعیت نسبی α نیز مطابق رابطه (12) تعریف می‌شوند که در آن $\bar{\delta}$ بیانگر متوسط عدم قطعیت میانگین است.

$$\alpha = \frac{|\bar{\delta} - \bar{\bar{\delta}}|}{\bar{\delta}} \times 100 \quad (12)$$

جدول 4 عدم قطعیت میانگین و درصد عدم قطعیت نسبی محاسبه شده به‌ازای اختلاف فشارهای مختلف برای سرعت جریان چرخشی اندازه‌گیری شده را نشان می‌دهد. برای حد قابل قبول زیر 15% عدم قطعیت نسبی محاسبه شده، آزمایش‌ها 4 بار تکرار شده‌اند. پس از انجام آزمایش‌ها و تکرار پذیری آن و حذف داده‌های غیرقابل قبول نتایج گزارش شده است.

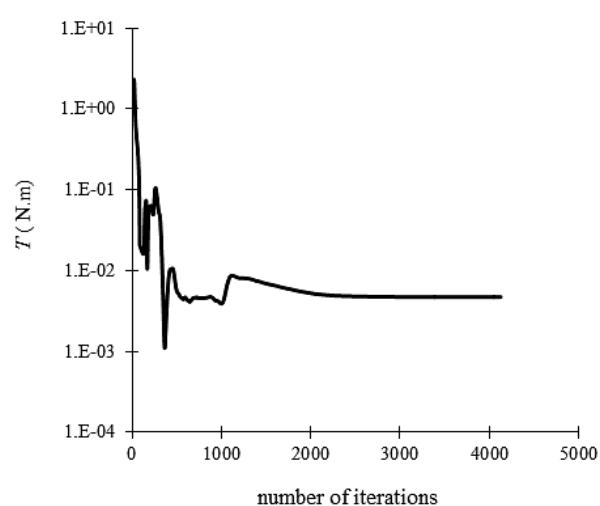


Fig. 9 The convergence trend of the applied torque on the swirl meter
شکل 9 روند همگرایی گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج

جدول 3 سرعت جریان چرخشی شبیه‌سازی شده و درصد اختلاف نسبی آن به ازای شبکه‌های مختلف

Table 3 The swirl flow velocity simulated and its relative different (%) for different grids

شبکه مورد بررسی	سرعت جریان چرخشی (rad/s)	تعداد سلول	شبکه
1	344.42	200,000	5.02 %
2	362.61	450,000	2.44 %
3	371.69	850,000	2.22 %
4	380.14	1,000,000	—

$$\delta = \left\{ \frac{1}{m} \sum_{i=1}^k (\omega_i - \omega_m)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

درصد عدم قطعیت نسبی α نیز مطابق رابطه (12) تعریف می‌شوند که در آن

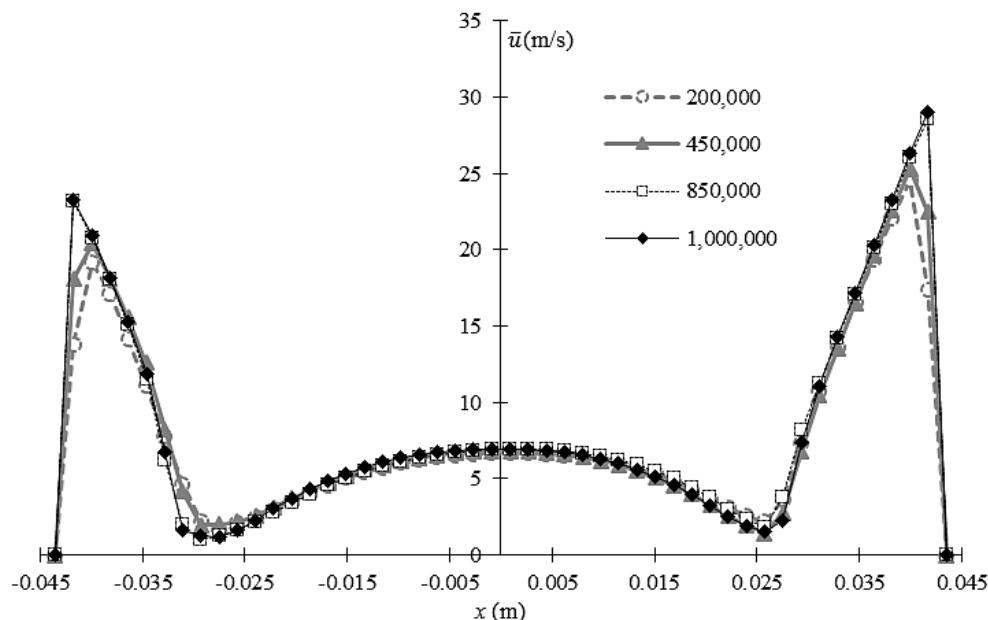


Fig. 10 The velocity changes at the outlet section of the cylinder for different grids in x direction

شکل 10 تغییرات سرعت در مقطع خروجی سیلندر در راستای x به ازای شبکه‌های مختلف

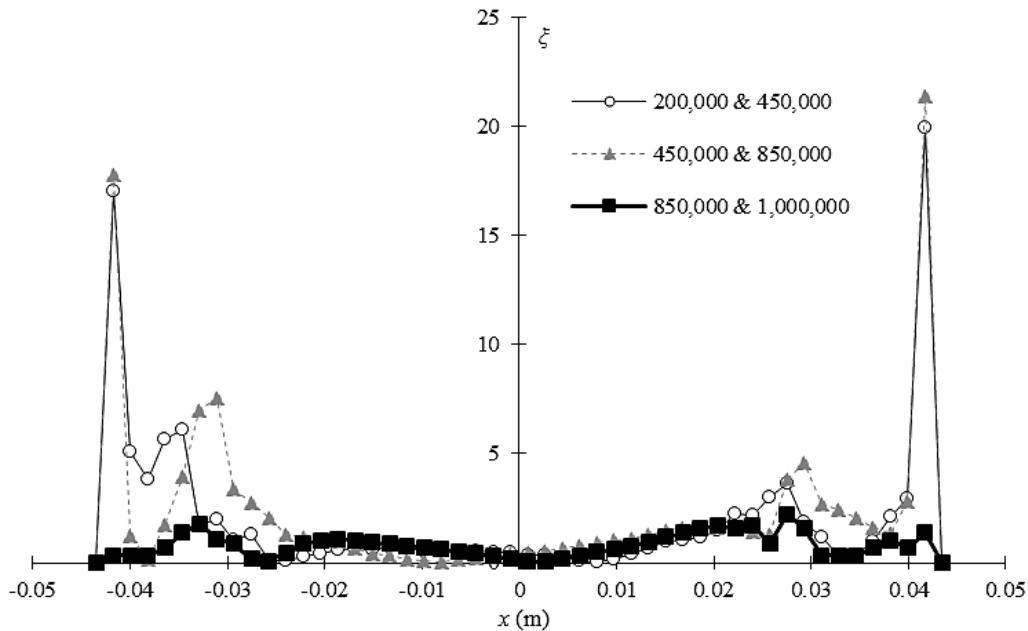


Fig. 11 The calculated relative difference (%) between velocity profiles for different grids

شکل 11 درصد اختلاف نسبی محاسبه شده بین پروفیل های سرعت برای شبکه های مختلف

جدول 4 آنالیز عدم قطعیت و درصد عدم قطعیت نسبی سرعت جریان چرخشی اندازه گیری شده در فشار مختلف

Table 4 The uncertainty and relative uncertainty (%) analysis of the swirl flow velocity in different pressure

α	δ (rad/s)	اختلاف فشار (kPa)
2.57%	1.07	2.5
10.22%	0.94	5
6.97%	0.97	7.5
14.63%	1.20	10

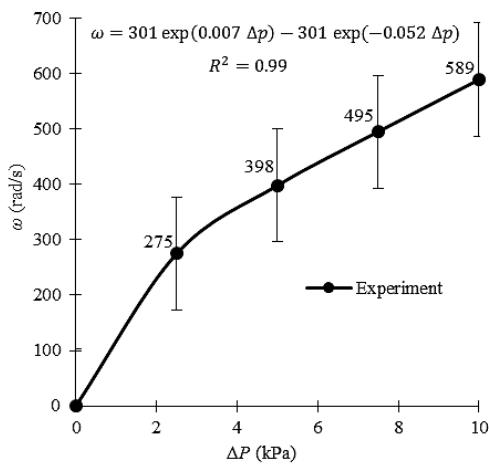


Fig. 12 Curve fitting for measured rotational speed

شکل 12 برآذش منحنی برای سرعت دورانی اندازه گیری شده

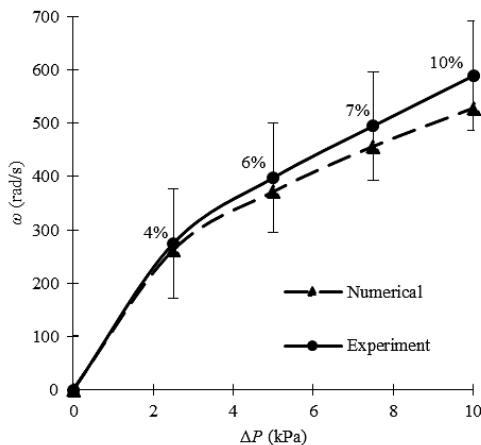


Fig. 13 The curves of measured and simulated swirl flow velocity

شکل 13 منحنی سرعت جریان چرخشی اندازه گیری شده و شبیه سازی شده

شکل 12 نمودار سرعت جریان چرخشی اندازه گیری شده داخل سیلندر را به ازای اختلاف فشارهای 0.5, 2.5, 5, 7.5 و 10 کیلو پاسکال نشان می دهد. براساس شکل 12 سرعت چرخشی با افزایش اختلاف فشار افزایش می یابد. حال برای داده های اندازه گیری شده برآذش منحنی به گونه ای صورت می گیرد که بتوان یک رابطه همبستگی برای سرعت چرخشی اندازه گیری شده و اختلاف فشار ارائه داد. برآذش به روش حداقل مربعات انجام می شود و برای این کار از نرم افزار متلب استفاده شده است. مطابق شکل 12 بهترین برآذش منحنی برای داده های اندازه گیری شده به وسیله تابع نمایی، برای محدوده اختلاف فشار 0-10 کیلو پاسکال و محدوده سرعت جریان چرخشی 589-0 589-0 رادیان بر ثانیه صورت می گیرد.

6- اعتبارسنجی حل شبیه سازی انجام شده

در این قسمت به بررسی صحت نتایج شبیه سازی انجام شده برای تعیین سرعت چرخشی داخل سیلندر به ازای اختلاف فشارهای مختلف پرداخته می شود. شکل 13 منحنی مربوط به سرعت جریان چرخشی شبیه سازی و اندازه گیری شده را به ازای اختلاف فشارهای مختلف نشان می دهد. β درصد اختلاف نسبی سرعت چرخشی شبیه سازی و اندازه گیری شده است که به صورت رابطه (13) محاسبه شده است. در رابطه (13)، $\omega_{\text{Simulation}}$ سرعت چرخشی شبیه سازی شده و $\omega_{\text{Experiment}}$ سرعت چرخشی اندازه گیری شده

9- فهرست علایم	
مؤلفه نیروی حجمی (N)	\bar{B}
بازوی گشتاور (m)	d
مساحت سلول محاسباتی روی بدنه سنج چرخش سنج (m^2)	dA
بردار نیروی فشاری (N)	dF_p
بردار نیروی ویسکوز (N)	dF_v
شتاب جاذبه زمین (ms^{-2})	g
تعداد تکرار آزمایش	L
فشار متوسط جریان سیال (Pa)	\bar{P}
بردار موقعیت دستگاه چرخان نسبت به ساکن (m)	r
گشتاور جریان روی چرخش سنج حول محور y (N.m)	T
مؤلفه سرعت متوسط جریان سیال (ms^{-1})	\bar{u}
مؤلفه سرعت نوسانی جریان سیال (ms^{-1})	u
علایم یونانی	
درصد عدم قطعیت نسبی	α
درصد اختلاف نسبی سرعت دورانی شبیه‌سازی شده و اندازه گیری شده	β
اختلاف فشار بین ورودی و خروجی سیلندر (kPa)	ΔP_{test}
اختلاف فشار پیش و پس صفحه اریفیس (kPa)	ΔP_{flow}
عدم قطعیت (rad/s)	δ
عدم قطعیت میانگین در L تعداد تکرار آزمایش (rad/s)	$\bar{\delta}$
متوسط عدم قطعیت میانگین در آزمایش‌های بررسی شده (rad/s)	$\hat{\delta}$
سمبل جایگشت	ϵ
درصد اختلاف نسبی سرعت جریان چرخشی شبیه‌سازی شده برای شبکه‌های مختلف	ζ
لرجه دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
درصد اختلاف نسبی بین پروفیل‌های سرعت برای شبکه‌های مختلف	ξ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
تنش برشی روی چرخش سنج (Pa)	τ_ω
قطر مربوط به استوانه پره چرخش سنج (mm)	ϕ
مؤلفه سرعت دورانی دستگاه چرخان (rad/s)	ω
زاویه‌نوسیها	
دستگاه مختصات متحرک چرخان	R

10- تقدیر

گروه نویسندهای مراتب تشرک و قدردانی خود را از شرکت مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) ابراز می‌دارد.

11- مراجع

- J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, 1st Edition, pp. 326-365, New York: McGraw-Hill, 1988.
- J. B. Heywood, Fluid motion within the cylinder of internal combustion engines- The 1986 Freeman Scholar Lecture, *Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, Vol. 109, No. 1, pp. 3-35, 1987.
- R. Holkar, N. Yogesh, S. M. Pise, Y. Godase, V. S. Jagadale, Numerical Simulation of Steady Flow through Engine Intake

جدول 5 درصد اختلاف نسبی بین نتایج شبیه‌سازی و آزمایشگاهی سرعت جریان چرخشی

Table 5 The relative difference (%) between the simulation and experiment results of the swirl flow velocity

β	اختلاف فشار (kPa)
4%	2.5
6%	5
7%	7.5
10%	10

جدول 6 رابطه همبستگی بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن

Table 6 The correlation between torque applied on the swirl meter and given rotational speed to its

رابطه همبستگی بین گشتاور (N.m) و سرعت دورانی فشار (rad/s)	اختلاف فشار (kPa) چرخش سنج
$T = -5.49 \cdot 10^{-6} \omega + 1.44 \cdot 10^{-3}$	2.5
$T = -7.84 \cdot 10^{-6} \omega + 2.92 \cdot 10^{-3}$	5
$T = -9.59 \cdot 10^{-6} \omega + 4.38 \cdot 10^{-3}$	7.5
$T = -1.10 \cdot 10^{-5} \omega + 5.80 \cdot 10^{-3}$	10

است. مقادیر β به ازای اختلاف فشارهای مختلف در جدول 5 محاسبه و همان‌طور که در نشان داده شده است نتایج شبیه‌سازی تطابق خوبی (دست‌بالا 10% اختلاف) را با نتایج آزمایشگاهی دارد.

$$\beta = \frac{\omega_{\text{Simulation}} - \omega_{\text{Experiment}}}{\omega_{\text{Experiment}}} \times 100 \quad (13)$$

با توجه محدودیت‌های دستگاه در ایجاد اختلاف فشارهای بالا، مزیت شبیه‌سازی انجام شده این است که با استفاده آن می‌توان محدوده وسیع‌تری از شرایط عملکردی (اختلاف فشارهای بالاتر از 10 کیلو پاسکال) این دستگاه را پیش‌بینی کرد.

7- بررسی رابطه همبستگی بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن

بهترین برآورد منحنی بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن از نوع خطی است. جدول 6 رابطه همبستگی ایجاد شده بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن را به ازای اختلاف فشارهای مختلف آزمایش نشان می‌دهد.

8- نتیجه گیری

در این پژوهش بررسی اثر فشار بر سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر به کمک آزمون جریان پایایی مجهز به چرخش سنج به دو روش آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفت. در این پژوهش نشان داده شد که رابطه همبستگی ایجاد شده بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن به صورت خطی است. سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر با افزایش اختلاف فشار، افزایش می‌یابد و رابطه همبستگی ایجاد شده بین سرعت جریان چرخشی و اختلاف فشار از نوع نمایی است. شبیه‌سازی عددی انجام شده تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد و با توجه محدودیت‌های دستگاه در ایجاد اختلاف فشارهای بالا، با استفاده از این شبیه‌سازی می‌توان محدوده وسیع‌تری از شرایط عملکردی این دستگاه را پیش‌بینی کرد.

- [11] A. Mohammadebrahim, B. Shafiei, H. S. Kazemzadeh, Numerical simulation of in-cylinder tumble flow field measurements and comparsion to experimental results, *Engine Research*, Vol. 26, No. 26, pp. 11-19, 2012.
- [12] F. Claudio, C. Cristian, C. Giulio, B. G. Marco, F. Stefania, B. Federico, V. Alessandro, S. Stefano, Numerical Evaluation of the Applicability of Steady Test Bench Swirl Ratios to Diesel Engine Dynamic Conditions, *Proceedings of The 69th Conference of The Italian Thermal Engineering Association*, Bologna, Italy, pp. 732-741, 2015.
- [13] J. Rabault, J. A. Vernet, B. Lindgren, P. H. Alfredsson, A study using PIV of the intake flow in a diesel engine cylinder, *Heat and Fluid Flow*, Vol. 62, No. 1, pp. 56-67, 2016.
- [14] Instruction manual, Flowbench SF-1020, SuperFlow Dynos & Flowbenches Company, Colorado Springs, USA, 2010.
- [15] J. Holman, *Experimental methods for engineers*, 8th Eddition, pp. 62-77, New York: McGraw-Hill, 2012.
- [16] F. Inc. FLUENT 6.3 User's Guide, Accessed on 14 may 2016; <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/pdf/ug/flug.pdf>.
- [17] M. Sanieenezhad, *An introduction to turbulent flows and turbulence modeling*, pp. 581-610, Tehran: Daneshnegan, 2015. (in Persian) فارسی
- [4] B. Khalighi, Study of the intake tumble motion by flow visualization and particle tracking velocimetry, *Experiments in Fluids*, Vol. 10, No. 4, pp. 230-236, 1991.
- [5] B. Stier, M. M. Koochesfahani, Whole field MTV measurements in a steady flow rig model of an IC engine, *SAE Paper No. 980481*, 1998.
- [6] M. Kim, S. Lee, W. Kim, Tumble flow measurements using three different methods and its effects on fuel economy and emissions, *SAE Paper No. 2006-01-3345*, 2006.
- [7] O. Shet, K. Desai, A. Baheti, S. Takalkar, Study of tumble measurement on a steady state flow rig, *Recent Research in Civil and Mechanical Engineering*, Vol. 2, No. 1, pp. 167-172, 2015.
- [8] H. Xu, Some critical technical issues on the steady flow testing of cylinder heads, *SAE Paper No. 2001-01-1308*, 2001.
- [9] D. Heim, J. Ghandhi, Investigation of swirl meter performance, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225, No. 8, pp. 1067-1077, 2011.
- [10] C. R. Kumar, G. Nagarajan, Investigation of flow during intake stroke of a single cylinder internal combustion engine, *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 7, No. 2, pp. 180-186, 2012.