



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

یاسر عقاب نشین¹، صادق صدیقی^{2*}، محمد ضابطیان³، ابوالفضل محمدابراهیم⁴

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

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

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

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

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

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 آذر 1395

پذیرش: 22 بهمن 1395

ارائه در سایت: 25 اسفند 1395

کلید واژگان:

دستگاه آزمون جریان پایا

جریان‌های چرخشی

چرخش سنج

شبیه‌سازی عددی

چارچوب مرجع چندگانه

چکیده

دستگاه آزمون جریان پایا ابزاری برای اندازه‌گیری سرعت جریان‌های چرخشی داخل سیلندر و ارزیابی عملکرد جریان در سرسیلندر (راهگاه‌های ورودی و خروجی)، منیفولد و کاربراتور 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 مجهز به چرخش سنج به دو روش آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. تکرارپذیری آزمایش‌ها و تحلیل عدم قطعیت برای اطمینان از صحت آزمایش‌های انجام شده است. شبیه‌سازی عددی به صورت سه‌بعدی و با استفاده از روش حجم محدود به کمک نرم‌افزار انسیس فلونت انجام شده و برای شبیه‌سازی جریان اطراف چرخش سنج از روش چارچوب مرجع چندگانه استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی تطابق 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 اختلاف فشار افزایش می‌یابد و رابطه همبستگی ایجادشده بین سرعت جریان چرخشی و اختلاف فشار را می‌توان به وسیله یک تابع نمایی 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.

1- 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 ژو (2001) [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 چرخش‌سنج از نوع پره‌ای و گشتاورسنج را مورد بررسی قرار دادند و یک روش کالیبراسیون مستقیم برای چرخش‌سنج 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 چرخش‌سنج صورت گرفته و برای محاسبه گشتاور جریان چرخشی از قانون ممنتم زاویه‌ای استفاده شده است. گشتاور شبیه‌سازی شده در این پژوهش هم‌خوانی مناسبی با آزمون تجربی انجام شده دارد. کلادیو و همکاران (2015) [12] به ارزیابی عددی شرایط دینامیکی موتور دیزل در آزمون جریان پایا پرداختند. در این شبیه‌سازی حضور چرخش‌سنج دستگاه به وسیله یک محیط متخلخل 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 پایای مجهز به چرخش‌سنج^۴ به دو روش آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. شبیه‌سازی عددی به صورت سه‌بعدی و به روش چارچوب مرجع چندگانه توسط نرم‌افزار انسیس فلونت 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، دمنده، دریچه تنظیم فشار، صفحه اریفیس، فیلتر تصفیه هوا، مخزن پایدارکننده فشار، چرخش‌سنج و رایانه است.

بر اساس شکل 2 جریان هوا به وسیله دمنده (7) به داخل سیلندر مورد بررسی (1) مکیده می‌شود. اندازه‌گیری سرعت جریان چرخشی ایجادشده 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

کاهش تولید آلاینده منجر شود. شدت توربولانسی بالا منجر به انتشار سریع‌تر 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 سیلندر الف و عمود بر محور سیلندر^۲ ب را نشان می‌دهد که به‌عنوان 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 نظیر روش سرعت‌سنجی تصویری ذرات، روش سرعت‌سنجی به کمک ردیابی ذرات، روش سرعت‌سنجی به کمک ملکول‌های نشانه‌گذاری شده، روش سایه‌نگاری و روش سرعت‌سنجی به کمک داپلر لیزری است. دستگاه آزمون جریان پایا^۳ از دیگر روش‌های آزمایشگاهی است. روش مشاهده و اندازه‌گیری به کمک لیزر به تجهیزات گران‌قیمت (لیزر، دوربین‌های عکس برداری خاص و...) و اصلاحات روی پیستون و بدنه موتور نیازمند است [4-6]. 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 سرسیلندر (راهگاه‌های ورودی و خروجی)، منیفولد و کاربراتور 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

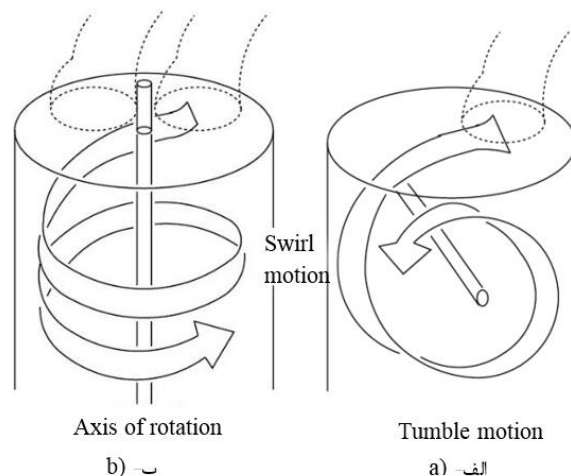


Fig. 1 a- Swirl flow about the cylinder axis, b- Tumble flow around an axis perpendicular to the cylinder axis [3]

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

⁴ Swirl meter

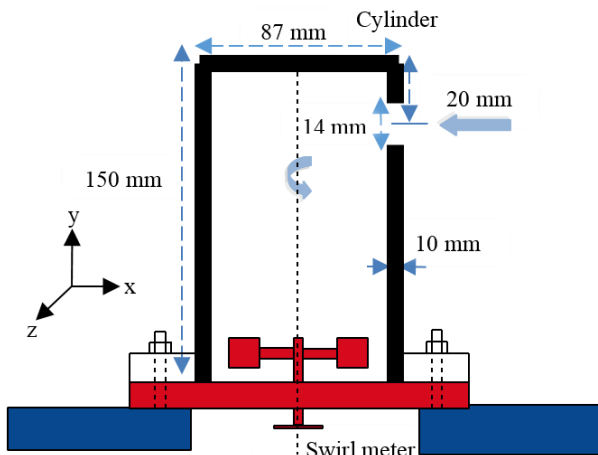


Fig. 4 Schematic of the cylinder and position of it's on the swirl meter
شکل 4 شماتیک مربوط به سیلندر و نحوه قرار گرفتن آن بر چرخش‌سنج

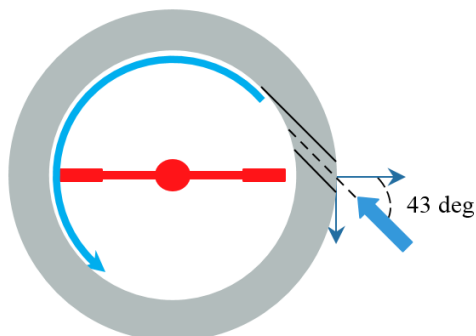


Fig. 5 Top view of the fluid flow to in-cylinder

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 چرخش‌سنج قرار می‌گیرد؛ سپس سیلندر به همراه چرخش‌سنج 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 چرخش‌سنج اندازه‌گیری می‌شود. چرخش‌سنج از سنسور انکودر¹ برای اندازه‌گیری سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر استفاده می‌کند. محدوده اندازه‌گیری سرعت دورانی چرخش‌سنج از 9999- تا 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 این‌که 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، 2.5، 5، 7.5 و 10 کیلو پاسکال مطابق با آزمون‌های استاندارد یادشده در دستگاه اندازه‌گیری می‌شود تا به وسیله آن بتوان روند تغییرات سرعت

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 چرخش‌سنج (2) ارزیابی می‌شود و هر چه شدت چرخش بیشتر باشد چرخش‌سنج 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 شده 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 چرخش‌سنج نیز در شکل 3 نشان داده شده است. البته ابعاد چرخش‌سنج می‌تواند متفاوت باشد که انتخاب این چرخش‌سنج 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 چرخش‌سنج در شکل 4 نشان داده شده است.

درمسأله مورد بررسی نشان داده شده در شکل 5 برای این‌که 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	±0.5%
فشار جریان	0-6.9 kPa	±0.5%
وزن دستگاه	218 kg	—
ابعاد دستگاه	122×84×110 cm	—
ولتاژ مورد نیاز	240 VDC	—
جریان مورد نیاز	75 A	—

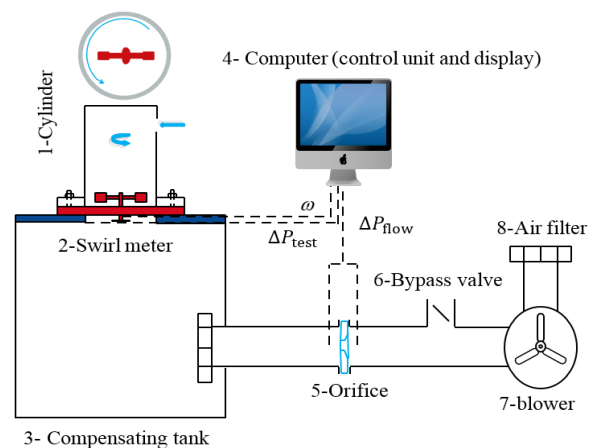


Fig. 2 Schematic of the steady flow test rig

شکل 2 شماتیک دستگاه آزمون جریان پایا

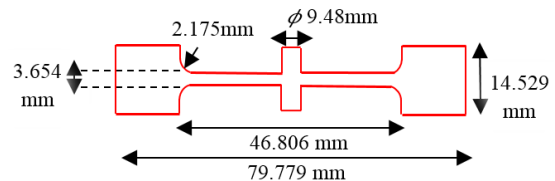


Fig. 3 Dimensions of the swirl meter vane

شکل 3 ابعاد پره چرخش‌سنج

¹ Encoder Sensor

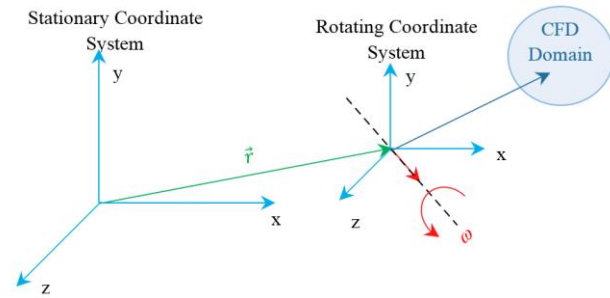


Fig. 7 Stationary and rotating coordinate system

شکل 7 دستگاه مختصات ساکن و چرخان

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

در رابطه (3)، ρ بیانگر چگالی سیال، \bar{u} مؤلفه سرعت متوسط، \hat{u} مؤلفه نوسانی سرعت، \bar{P} بیانگر فشار متوسط، \bar{B} مؤلفه نیروی حجمی، ε سمبل 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.

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

در رابطه (4) T گشتاور چرخش سنج، $\vec{d}\vec{F}_p$ بردار نیروی فشار، $\vec{d}\vec{F}_v$ 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.

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

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

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 پایا، سیال مورد نظر هوا و با توجه به این که محدوده ماک جریان کمتر از 0.3 است؛ بنابراین جریان سیال تراکم ناپذیر است.

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

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

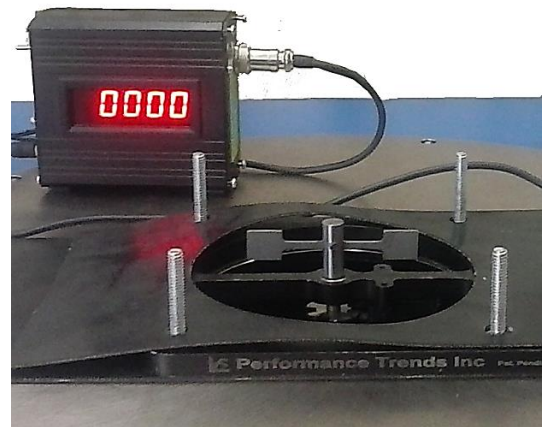


Fig. 6 Experimental swirl meter and its equipment for measurement of swirl flow velocity

شکل 6 چرخش‌سنج 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 محیط 32 درجه سانتی‌گراد و فشار محیط 88.4 کیلوپاسکال انجام شده است.

محاسبه عدم قطعیت (انحراف معیار داده‌ها) برای تعیین محدوده خطا با بیشترین احتمال وقوع انجام می‌شود [15]. برای حد قابل قبول 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 آنسیس فلونت انجام شده است. برای شبیه‌سازی جریان اطراف چرخش سنج از روش چارچوب مرجع چندگانه استفاده شده است. روش چارچوب مرجع چندگانه یک تقریب حالت پایا است که در آن سرعت‌های مختلف دورانی و انتقالی به نواحی 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}_R 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 مومنتم 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 symbol

² Reynolds Stress Transport Model (RSTM)

جدول 2 تنظیمات مربوط به حلگر

تنظیمات	تنظیمات اعمالی
نوع حلگر	مبتنی بر فشار
روش گسسته‌سازی گرادیان	مبتنی بر کمینه مربعات
روش گسسته‌سازی ترم جابه‌جایی در معادلات مومنتم	بالادست مرتبه دوم
کوپلینگ بین سرعت و فشار	سیمپل
روش گسسته‌سازی فشار	بالادست مرتبه دوم
روش گسسته‌سازی ترم آشفتگی	بالادست مرتبه دوم

3-1- بررسی همگرایی

شکل 8 روند همگرایی معادله پیوستگی و مومنتم 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.

3-2- استقلال از شبکه

در این بخش به بررسی قابلیت استقلال از شبکه پرداخته می‌شود. استقلال نتایج حل از شبکه ویژگی جدایی‌ناپذیر هر روش عددی است. در این بخش شبکه‌بندی‌های مناسب و بهینه برای شبیه‌سازی‌های اصلی انتخاب می‌گردد. استقلال از شبکه سهم مهمی در صحت 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. درصد اختلاف نسبی سرعت جریان چرخشی شبیه‌سازی شده برای

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.

ξ 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 ادامه‌ی 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 انجام‌شده خواهیم پرداخت. عدم قطعیت میانگین δ محاسبه‌شده برای هر آزمایش، برای تعیین محدوده خطا با 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_i بیانگر عدم قطعیت است و به صورت رابطه (11) تعریف می‌شود. در رابطه (11) ω_i نشان‌دهنده سرعت دورانی اندازه‌گیری‌شده و ω_m نشان‌دهنده متوسط سرعت دورانی اندازه‌گیری شده است [15].

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

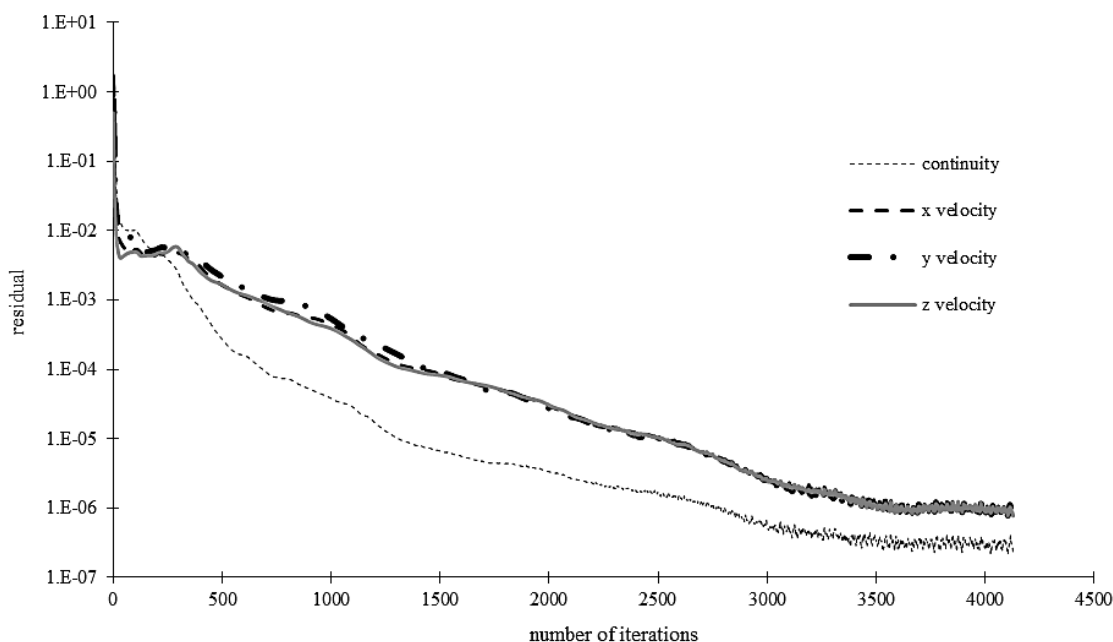


Fig. 8 The convergence trend of the continuity and momentum equations

شکل 8 روند همگرایی معادله‌های پیوستگی و مومنتم

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

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

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 خطا با 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.

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

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 تکرارپذیری آن و حذف داده‌های غیرقابل قبول نتایج گزارش شده است.

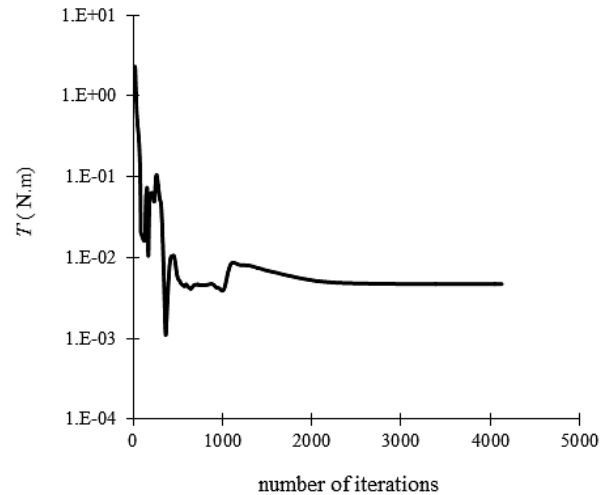


Fig. 9 The convergence trend of the applied torque on the swirl meter
شکل 9 روند همگرایی گشتاور اعمال شده بر چرخش‌سنج

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

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

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

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

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

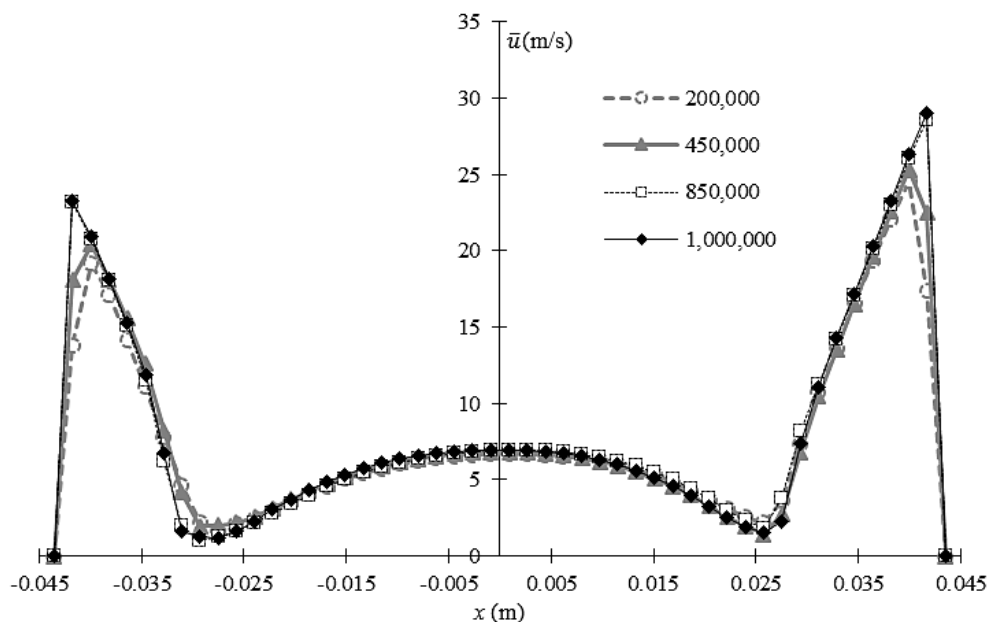


Fig. 10 The velocity changes at the outlet section of the cylinder for different grids in x direction

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

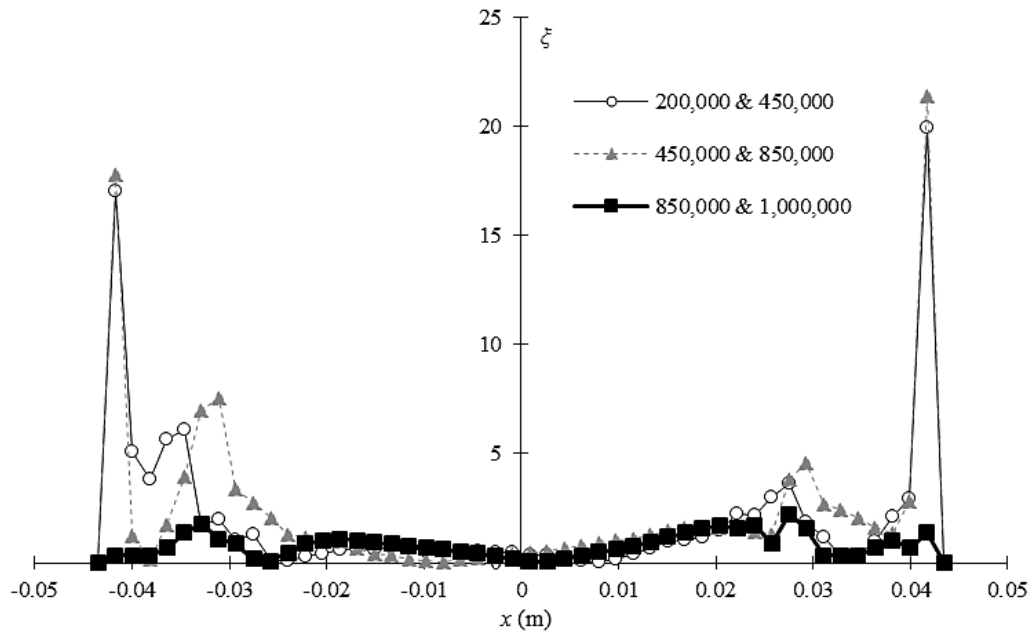


Fig. 11 The calculated relative difference (%) between velocity profiles for different grids

شکل 11 درصد اختلاف نسبی محاسبه‌شده بین پروفیل‌های سرعت برای شبکه‌های مختلف

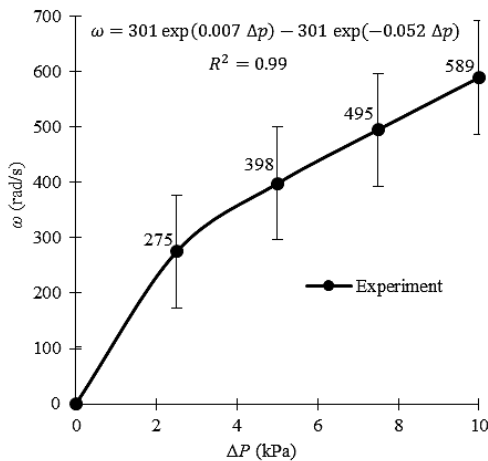


Fig. 12 Curve fitting for measured rotational speed
شکل 12 برازش منحنی برای سرعت دورانی اندازه‌گیری‌شده

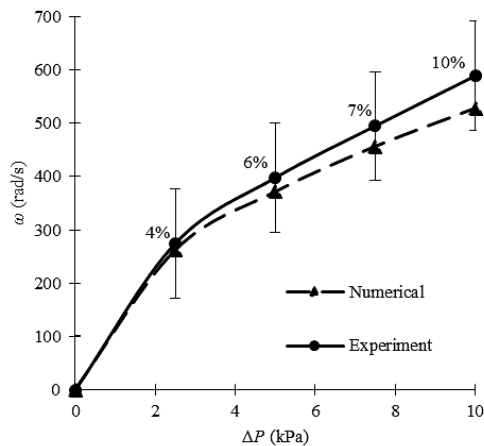


Fig. 13 The curves of measured and simulated swirl flow velocity
شکل 13 منحنی سرعت جریان چرخشی اندازه‌گیری شده و شبیه‌سازی شده

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

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

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

شکل 12 نمودار سرعت جریان چرخشی اندازه‌گیری شده داخل سیلندر را به‌ازای اختلاف فشارهای 0، 2.5، 5، 7.5 و 10 کیلو پاسکال نشان می‌دهد. براساس شکل 12 سرعت چرخشی با افزایش اختلاف فشار افزایش می‌یابد. حال برای داده‌های اندازه‌گیری‌شده برازش منحنی به گونه‌ای صورت می‌گیرد که بتوان یک رابطه همبستگی برای سرعت چرخشی اندازه‌گیری‌شده و اختلاف فشار ارائه داد. برازش به روش حداقل مربعات انجام می‌شود و برای این کار از نرم‌افزار متلب استفاده شده است. مطابق شکل 12 بهترین برازش منحنی برای داده‌های اندازه‌گیری‌شده به وسیله تابع نمایی، برای محدوده اختلاف فشار 0-10 کیلو پاسکال و محدوده سرعت جریان چرخشی 0-589 رادیان بر ثانیه صورت می‌گیرد.

6- اعتبارسنجی حل شبیه‌سازی انجام شده

در این قسمت به بررسی صحت نتایج شبیه‌سازی انجام شده برای تعیین سرعت چرخشی داخل سیلندر به‌ازای اختلاف فشارهای مختلف پرداخته می‌شود. شکل 13 منحنی مربوط به سرعت جریان چرخشی شبیه‌سازی و اندازه‌گیری شده را به‌ازای اختلاف فشارهای مختلف نشان می‌دهد. β درصد اختلاف نسبی سرعت چرخشی شبیه‌سازی و اندازه‌گیری شده است که به صورت رابطه (13) محاسبه شده است. در رابطه (13)، $\omega_{Simulation}$ سرعت چرخشی شبیه‌سازی شده و $\omega_{Experiment}$ سرعت چرخشی اندازه‌گیری شده

9- فهرست علائم

\bar{B}	مؤلفه نیروی حجمی (N)
d	بازوی گشتاور (m)
dA	مساحت سلول محاسباتی روی بدنه سنج چرخش سنج (m^2)
dF_p	بردار نیروی فشاری (N)
dF_v	بردار نیروی ویسکوز (N)
g	شتاب جاذبه زمین (ms^{-2})
L	تعداد تکرار آزمایش
\bar{P}	فشار متوسط جریان سیال (Pa)
r	بردار موقعیت دستگاه چرخان نسبت به ساکن (m)
T	گشتاور جریان روی چرخش سنج حول محور y (N.m)
\bar{u}	مؤلفه سرعت متوسط جریان سیال (ms^{-1})
\bar{u}'	مؤلفه سرعت نوسانی جریان سیال (ms^{-1})
علائم یونانی	
α	درصد عدم قطعیت نسبی
β	درصد اختلاف نسبی سرعت دورانی شبیه‌سازی شده و اندازه‌گیری شده
ΔP_{test}	اختلاف فشار بین ورودی و خروجی سیلندر (kPa)
ΔP_{flow}	اختلاف فشار پیش و پس صفحه اریفیس (kPa)
δ	عدم قطعیت (rad/s)
$\bar{\delta}$	عدم قطعیت میانگین در L تعداد تکرار آزمایش
$\bar{\delta}$	(rad/s)
$\bar{\delta}$	متوسط عدم قطعیت میانگین در آزمایش‌های بررسی‌شده
$\bar{\delta}$	(rad/s)
ϵ	سمبل جایگشت
ζ	درصد اختلاف نسبی سرعت جریان چرخشی شبیه‌سازی‌شده برای شبکه‌های مختلف
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ξ	درصد اختلاف نسبی بین پروفیل‌های سرعت برای شبکه‌های مختلف
ρ	چگالی (kgm^{-3})
τ_w	تنش برشی روی چرخش سنج (Pa)
ϕ	قطر مربوط به استوانه پره چرخش سنج (mm)
ω	مؤلفه سرعت دورانی دستگاه چرخان (rad/s)
زیر نویس‌ها	
R	دستگاه مختصات متحرک چرخان

10- تقدیر

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

11- مراجع

[1] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, 1st Edition, pp. 326-365, New York: McGraw-Hill, 1988.
 [2] 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.
 [3] 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

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

جدول 6 رابطه همبستگی بین گشتاور اعمال‌شده 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

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

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

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

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

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

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

8- نتیجه‌گیری

در این پژوهش بررسی اثر فشار بر سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر به کمک آزمون جریان پایای مجهز به چرخش سنج به دو روش آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفت. در این پژوهش نشان داده شد که رابطه همبستگی ایجادشده بین گشتاور اعمال‌شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن به صورت خطی است. سرعت جریان چرخشی ایجادشده داخل سیلندر با افزایش اختلاف فشار، افزایش می‌یابد و رابطه همبستگی ایجادشده بین سرعت جریان چرخشی و اختلاف فشار از نوع نمایی است. شبیه‌سازی عددی انجام‌شده 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 comparison 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, Coloroda Springs, USA, 2010.
- [15] J. Holman, *Experimental methods for engineers*, 8th Edition, pp. 62-77, New York: McGraw-Hill, 2012.
- [16] F. Inc. FLUENT 6.3 User's Guide, Accessed on 14 may2016; <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: Daneshnegar, 2015. (in Persion فارسی).
- System Using CFD, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, Vol. 12, No. 1, pp. 30-45, 2015.
- [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, *ARPJN Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 7, No. 2, pp. 180-186, 2012.