

شبیه‌سازی جریان پایا درون گردای سامانهٔ پرخوران موتور احتراق داخلی

مجتبی فرج‌پور خان‌آپشتانی^۱، سیدمصطفی آقامیرسلیم*^۱، سیدشهاب‌الدین علویون^۲

^۱ دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران
^۲ دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه‌نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶/۱۲/۱۲
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۴/۲۲
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۴/۲۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۵/۰۲

کلمات کلیدی:

پرخوران
گردا
شبیه‌سازی سه‌بعدی
دریچهٔ هدررو
بازدهی هم‌آنتروپی

خلاصه: سامانه‌های پرخوران، با فشرده‌سازی هوای ورودی به موتور باعث افزایش بازده تنفسی و کاهش مصرف سوخت و کاهش سطح آلاینده‌های خروجی از موتور می‌گردند. ماهیت جریان درون گردا پیچیده بوده و پدیده‌های مختلفی از قبیل جدایش و آشفتگی جریان درون گردا مشاهده می‌شود. همچنین تعیین دقیق عملکرد گردا در نقاط کاری مختلف، در تطابق پرخوران با موتور نقش بسزایی دارد. هدف اصلی این تحقیق، شبیه‌سازی سه‌بعدی و پایا جریان درون گردای سامانهٔ پرخوران و تحلیل رفتار گردا، در شرایط مختلف عملکردی است. بدین منظور جریان درون گردا شامل حلزونی، چرخان، پخشگر خروجی و مسیر هدررو به‌صورت سه‌بعدی و تحت شرایط پایا بررسی می‌شود. صحت‌گذاری نتایج شبیه‌سازی به کمک نتایج آزمون‌های تجربی، نشان‌دهندهٔ اختلافی در حدود ۳ تا ۹ درصد بین این نتایج است. همچنین به‌منظور پایش سرعت دورانی پرخوران، گردای سامانهٔ پرخوران موردبررسی، مجهز به سازوکار دریچهٔ هدررو است. با اندازه‌گیری مقدار دقیق گشودگی دریچهٔ هدررو در نقاط کاری گردا در میز آزمون موتوری، شبیه‌سازی جریان درون گردا در حالت دریچهٔ هدررو باز انجام شده و تأثیر گشودگی دریچه بر روی عملکرد گردا و بازدهی هم‌آنتروپی گردا بررسی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که گشودگی دریچهٔ هدررو تا حد چشمگیری باعث افت بازدهی هم‌آنتروپی گردا و کاهش توان تولیدی توسط گردا، می‌گردد.

۱-مقدمه

نوع دیگر پرخورانی، یعنی سامانه‌های پرخورانی به کمک دود^۱، از یک گردا^۲ و یک تنجار با محور مشترک تشکیل شده‌اند. در سامانه‌های پرخورانی به کمک دود، عبور گازهای داغ ناشی از احتراق در چند راههٔ خروجی و برخورد این گازها به پره‌های گردا، باعث چرخش آن می‌شوند و پس از انتقال انرژی خود به پره‌ها، از گردا خارج می‌گردند. محور پرخوران، انرژی گردا را به تنجار انتقال می‌دهد و باعث دوران آن نیز می‌گردد. همچنین چون در سامانه‌های پرخوران دود برخلاف پرخوران مکانیکی، تنجار اتصال به میل‌لنگ ندارد، بنابراین بخشی از توان خروجی موتور صرف چرخش پره‌های تنجار نمی‌شود. با افزایش دور و بار موتور، انرژی موجود در گازهای خروجی موتور نیز بیشتر شده و در نتیجه انرژی بیشتری به گردا منتقل می‌شود و پره‌های گردا با سرعت بیشتری دوران می‌کنند. افزایش سرعت گردا به معنای افزایش دور تنجار و در نتیجه افزایش فشار ورودی موتور می‌باشد. از

به‌طور کلی هدف از به‌کارگیری سامانه‌های پرخوران در موتور، از یک سو افزایش توان، بازده و کاهش مصرف سوخت و از سوی دیگر کاهش سطح آلاینده‌های حاصل از احتراق در موتور است. پرخوران با افزایش فشار هوای ورودی، سبب افزایش چگالی و جرم هوای محبوس در استوانهٔ موتور می‌شود که در نتیجه، بازده تنفسی و قدرت خروجی موتور به ازای حجم جابه‌جا شده، افزایش و در نهایت بازده حرارتی موتور بهبود می‌یابد. از نظر نحوهٔ رانش تنجار، به‌طور کلی دو روش برای پرخورانی در موتورهای احتراق داخلی وجود دارد. در روش اول که به پرخورانی مکانیکی^۱ موسوم است، سامانهٔ پرخوران تنها از یک تنجار^۲ تشکیل شده است. این تنجار با تسمه یا چرخ‌دنده به میل‌لنگ موتور متصل شده و نیروی دورانی خود را مستقیماً از موتور دریافت می‌کند.

- 1 Supercharger
- 2 Compressor

* نویسنده‌دار مکاتبات: Mirsalim@csr.ir



پرداخته می‌شود. کرابی و همکاران [۲] به شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان درون تنجار گریز از مرکز پرداختند و نتایج حاصل با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه شدند. آن‌ها برای شبیه‌سازی اغتشاش جریان، از الگو اغتشاش جریان حامل تنش برشی^۵ استفاده نمودند و از نتایج آزمون، به‌عنوان شرایط مرزی لازم برای شبیه‌سازی سه‌بعدی استفاده کردند. پس از صحت‌گذاری شبیه‌سازی توسط داده‌های تجربی که نشانگر تطابق مناسبی بود، نمودار کاری تنجار در محدوده وسیعی بر اساس نتایج شبیه‌سازی، به دست آمد. صالحی و همکاران [۳] در تحقیق خود به شبیه‌سازی صفر بعدی جریان در گردای سامانهٔ پرخوران پرداختند و روشی را بر مبنای تعادل نیروهای وارد آمده به مجموعهٔ اهرم‌بندی دریچهٔ هدررو برای تعیین گشودگی آن، توسعه دادند. نتایج نشان داد که الگوی صفر بعدی توسعه داده‌شده در این تحقیق، باعث بهبود دقت تحلیل یک‌بعدی موتور خواهد شد. چن و همکاران [۴] به بررسی یک‌بعدی جریان در موتور مجهز به پرخوران پرداختند و تأثیر گشودگی دریچهٔ هدررو بر عملکرد موتور را مورد بررسی قرار دادند و بر این اساس، نقشهٔ عملکردی عملگر برقی دریچهٔ هدررو، بهینه‌سازی گردید. همچنین اثر قطر دریچهٔ هدررو بر توان خروجی موتور نیز از موارد مهمی بود که در این تحقیق، به آن پرداخته شد. دوپیوس و همکاران [۵] به کمک شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان در سامانهٔ پرخوران موتور احتراق داخلی، به بهینه‌سازی سامانهٔ پرخوران پرداخته و بر مبنای بارگذاری جریان بر روی دریچهٔ هدررو، طرحی پیشنهادی برای هندسهٔ دریچهٔ هدررو ارائه دادند. نتایج حاکی از آن است که هندسهٔ پیشنهادشده، بیشینه تنش معادل با یک‌چهارم بیشینه تنش طرح قبلی را متحمل می‌شود. سیگریسون [۶] به کمک نرم‌افزار تجاری انسیس سی. اف. ایکس^۶ به بررسی سه‌بعدی و پایای جریان در یک گردای گاز شعاعی کوچک پرداخت. دو روش مختلف در این تحقیق استفاده شد. در روش اول که به روش مسیر تک‌پره^۷ معروف است، تنها جریان عبوری از اطراف یک پره از گردا تحلیل می‌شود و نتیجه حاصل به سایر پرها تعمیم داده می‌شود. روش دوم که به روش تمام گردا^۸ شناخته می‌شود، جریان را به‌صورت جزئی‌تر درون تمام پوسته گردا و با در نظر گرفتن همه

طرفی افزایش بیش‌ازحد فشار هوای ورودی به موتور می‌تواند سبب بروز مشکلات مختلفی برای موتور از قبیل افزایش احتمال وقوع کوبش^۱ و احتراق مخرب، افزایش بیش‌ازحد دما و فشار داخل استوانه و به‌تبع آن وارد آمدن آسیب به قطعات مکانیکی موتور گردد. از این رو نیاز است که فشار بعد از تنجار به‌نوعی پایش شود. در پرخوران‌های متداول این پایش فشار، با پایش سرعت دورانی گردا و از طریق ایجاد تغییر در جریان گاز ورودی به گردا، انجام می‌گیرد. یکی از روش‌های پایش دور گردا که عمدتاً در موتورهای دیزل مشاهده می‌شود، استفاده از گردای هندسه متغیر^۲ است. در این روش، پایش سرعت دورانی گردا به‌واسطه باز و بسته شدن تیغه‌های شیپورهٔ گردا انجام می‌گیرد. دریچهٔ هدررو^۳ یکی از متداول‌ترین سامانه‌های مکانیکی پایش سرعت دورانی گردا در پرخوران‌های موتورهای بنزینی است. به‌منظور پایش فشار بعد از تنجار، بخشی از جریان گازهای خروجی از موتور، قبل از ورود به گردا، از مسیر دریچهٔ هدررو، گردا را دور زده و کنارگذر می‌شود و در نتیجه سرعت دورانی گردا، به این طریق پایش می‌گردد. سامانهٔ دریچهٔ هدررو، از یک مسیر کنارگذر، پولکی دریچهٔ هدررو، اهرم‌بندی کنترل گشودگی پولکی و عملگر کنترلی گشودگی دریچهٔ هدررو، تشکیل شده است. به‌طور کلی استفاده از سامانه‌های پایش دور گردا سبب می‌شود تا محدودهٔ کاری گردا گسترده‌تر شود [۱].

تحلیل دستگاه‌های دوآر^۴ به کمک شبیه‌سازی یکی از روش‌های کم‌هزینه برای تحلیل جریان و تعیین وضعیت عملکردی و نمودار کاری این‌گونه دستگاه‌ها به حساب می‌آید. به‌واسطهٔ این روش، آزمون‌های وقت‌گیر و پرهزینه جای خود را به شبیه‌سازی‌های عددی می‌دهند و می‌توان عملکرد دستگاه را در خارج از محدودهٔ طراحی نیز ارزیابی کرد. علاوه بر این به کمک شبیه‌سازی، می‌توان پارامترهایی مانند آنتالپی یا آنتروپی را اندازه‌گیری کرد که به‌صورت مستقیم، غیرقابل اندازه‌گیری هستند و همچنین شبیه‌سازی این امکان را نیز می‌دهد که بتوان توزیع خواص مختلف جریان، مانند توزیع فشار و سرعت را در کل دامنهٔ محاسباتی، مشاهده نمود. تحقیقات مختلفی در حوزهٔ شبیه‌سازی جریان درون ماشین‌های دوآر و سامانه‌های پرخوران انجام‌گرفته است که در ادامه به ذکر برخی از این موارد

5 Shear Stress Transport (SST)
6 ANSYS CFX
7 Single Blade Passage (SBP)
8 Whole Turbine

1 Knock
2 Variable Geometry Turbine
3 Wastegate
4 Turbo machines

پره‌ها تحلیل می‌کند. نتایج روش مسیر تک‌پره از دقت نسبتاً مناسبی برخوردار است و می‌توان از این روش به‌منظور ابزاری برای طراحی اولیه پره‌های گردا استفاده کرد و چنانچه نتایج حاصل دارای کیفیت مطلوب بودند، از روش تمام گردا برای تحلیل کامل‌تر و بهبود طراحی استفاده کرد. همچنین در ادامه سیگنلسون با تحلیل سازه‌ای و به کمک روش اجزا محدود، به بررسی تنش‌های ایجادشده روی پره‌های گردا پرداخت. طیبی و همکاران [۷] به بررسی سه‌بعدی جریان در تنجار یک سامانهٔ پرخوران پرداختند. تنجار مورد تحلیل دارای ۱۲ پره است که شش پرهٔ اصلی و شش پرهٔ دیگر، جداکننده هستند. برای تحلیل جریان در قسمت‌های دوار درون تنجار گریز از مرکز، از روش مرجع مختصات متحرک استفاده شده است. اجزای انتخاب‌شده در شبیه‌سازی در دیواره‌ها و پره‌ها از نوع نامنظم چهاروجهی و در پخشگر، ورودی و خروجی از نوع شبکه شش‌وجهی می‌باشد. همچنین بررسی بر روی انتخاب شرایط مرزی ورودی دبی و فشار انجام شد و نتایج نشان داد که داده‌های به‌دست‌آمده با شرط مرزی ورودی فشار با نتایج آزمایش، همخوانی بیشتری دارد. گونزالز [۸] در تحقیق خود به توسعه یک الگو برای محاسبهٔ افت مکانیکی سامانهٔ پرخوران و یک الگو برای شبیه‌سازی گردا که قابلیت استفاده تحت شرایط ناپایا و ضربانی جریان در یک موتور احتراق داخلی را دارد، پرداخت. در این تحقیق، به‌منظور صحت‌گذاری بر نتایج شبیه‌سازی گردا و شبیه‌سازی افت مکانیکی پرخوران، از یک میز آزمون با قابلیت اعمال شرایط ضربانی و ناپایا همانند یک موتور احتراق داخلی، استفاده شده است. در این تحقیق به‌منظور شبیه‌سازی سه‌بعدی گردا، از الگو اغتشاش جریان $k-\varepsilon$ استفاده شده است و هر دو روش مرجع مختصات متحرک و شبکهٔ لغزنده به‌منظور اتصال رابط‌های حوزهٔ دوار با حوزهٔ ساکن بررسی شدند و نشان داده شد که نتایج حاصل از روش شبکهٔ لغزنده نسبت به روش مرجع مختصات متحرک، علیرغم افزایش زمان محاسبات، تطابق بهتری با نتایج آزمون داشته است. حاجیلوی [۹] به بررسی و شبیه‌سازی یک‌بعدی و پایای جریان عبوری از گردای شعاعی یک سامانهٔ پرخوران با دو ورودی^۱ پرداخت و نتایج حاصل را به کمک آزمون در حالت‌های پذیرش جزئی^۲ و پذیرش کامل^۳، صحت‌گذاری نمود. در این تحقیق با تعمیم روابط یک‌بعدی موجود

برای شبیه‌سازی افت‌های ناشی از اصطکاک، لقی بین پره‌ها و دیواره، بارگذاری پره‌ها و انرژی جنبشی گازهای خروجی در گردهای با یک ورودی، به گردهایی با دو ورودی و همچنین در نظر گرفتن افت‌های دیگر ناشی از وجود دو ورودی در گردا، الگوی موجود بهبود بخشیده شد و نتایج حاصل، تطابق مناسبی با نتایج آزمون‌ها داشتند. بررسی تأثیر پارامترهای آزمون بر عدم قطعیت عملکرد گردا، نشان داد که نسبت فشار بیشترین تأثیر را بر عدم قطعیت دارد. گالیندو و همکاران [۱۰] به بررسی سه‌بعدی جریان پایا در گردا شعاعی یک پرخوران مجهز به سامانهٔ پره متغیر پرداخت. به‌منظور صحت‌گذاری بر نتایج، سامانهٔ پرخوران در یک میز آزمون بررسی شد. در میز آزمون مقدار شار جرمی و همچنین دما و فشار در ورودی و خروجی گردا و تنجار اندازه‌گیری شد و چون تحلیل صورت گرفته با فرض آدیاباتیک بود، به‌منظور کاهش انتقال حرارت تا حد ممکن، سامانهٔ پرخوران، عایق کاری شد. شرایط مرزی که برای شبیه‌سازی گردا انتخاب شد، عبارت بود از فشار سکون و دمای سکون برای ورودی و فشار استاتیک در خروجی گردا و همچنین اغتشاش جریان عبوری از گردا نیز توسط الگو اغتشاش جریان $K-\omega$ شبیه‌سازی گردید. پس از شبکه‌بندی و بررسی استقلال شبکه و اثر تعداد سلول‌های هریک از اجزای گردا (یعنی حلزونی، چرخان^۴ و استاتور) بر شار جرمی عبوری، مقایسه‌ای بین حل‌گر بر اساس فشار و حل‌گر بر اساس چگالی انجام گرفت. نتیجهٔ این مقایسه این بود که در یک نقطهٔ کاری مشخص، اختلاف نتیجه بین دو حل‌گر در حدود یک درصد بوده اما زمان انجام محاسبات در حل‌گر بر اساس فشار تقریباً یک‌دهم زمان انجام محاسبات در حل‌گر بر اساس چگالی است و این دلیل بهینه بودن استفاده از حل‌گر بر اساس فشار است. به‌منظور شبیه‌سازی چرخان درون پوسته گردا، نتایج حاصل از دو روش مرجع مختصات متحرک و شبکهٔ لغزنده با یکدیگر مقایسه شده و مشاهده شد که اختلاف بین این دو روش در پیش‌بینی مقدار شار جرمی عبوری، در نسبت فشارهای زیاد به مقدار بیشینه پنج درصد می‌رسد. بررسی نهایی نشان می‌دهد که تطابق مناسبی بین نتایج شبیه‌سازی و نتایج آزمون در محدودهٔ طراحی وجود دارد و با دور شدن از محدودهٔ طراحی، این اختلاف بیشتر می‌شود. طباطبایی [۱۱] در تحقیق خود، جریان یک‌بعدی و سه‌بعدی لزج و تراکم‌پذیر در گردای پرخوران یک موتور بنزینی ۱/۷ لیتری

- 1 Twin Scroll
- 2 Partial Admission
- 3 Full Admission

جریان بر روی دقت نتایج خروجی نیز بررسی می‌شود و مقدار شار جرمی عبوری از گردا و گشتاور اعمالی به پره‌ها به کمک هر سه الگو محاسبه و مقایسه می‌گردد. در نهایت نتایج حاصل از این شبیه‌سازی نیز به کمک آزمون‌های انجام‌گرفته روی میز آزمون موتوری، صحنه‌گذاری می‌گردند. به‌منظور صحنه‌گذاری، مقدار شار جرمی عبوری از گردا با شار جرمی اندازه‌گیری شده، در سه نقطه کاری مقایسه می‌گردد. نقشه عملکردی گردا در حالت دریچه هدررو بسته و در حالت دریچه هدررو باز به‌دست‌آمده‌اند و تأثیر گشودگی دریچه هدررو بر روی عملکرد گردا و بازدهی هم‌آنتروپی آن، موردبررسی قرار می‌گیرد. همچنین بر اساس میدان جریان حل‌شده، به نقاط ضعف طراحی هندسی گردا نیز پرداخته می‌شود و پیشنهادهایی برای بهبود عملکرد آن ارائه می‌گردد.

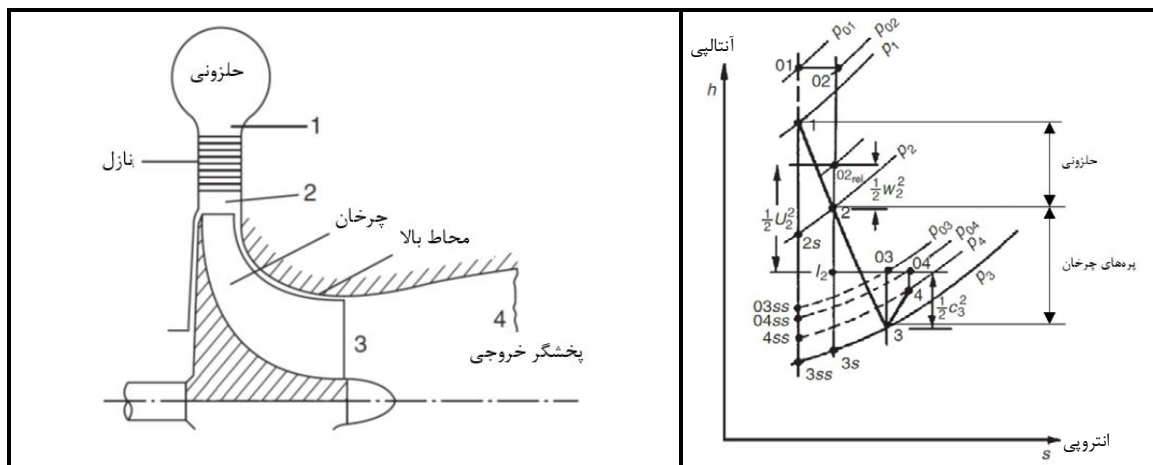
۲- روابط و معادلات حاکم

در ادامه به بررسی روابط حاکم بر گردهای شعاعی و معادلات حاکم بر جریان سیال و نحوه حل آن‌ها در حل گر پرداخته می‌شود.

۲-۱- گردای شعاعی

به‌طورکلی گردهای شعاعی متداول، از چهار بخش اصلی تشکیل‌شده‌اند: حلزونی گردا، استاتور، چرخان و پخشگر خروجی. در شکل ۱ سمت چپ، نمای هندسی یک گردای شعاعی نشان داده‌شده است. در شکل ۱ سمت راست، نمودار آنتالپی-انتروپی فرآیند صورت گرفته در یک گردای شعاعی نشان داده‌شده است [۱۲]. عبور جریان

را شبیه‌سازی کرده و نتایج را با یکدیگر مقایسه نموده است. برای صحنه‌گذاری بر نتایج شبیه‌سازی، مجموعه موتور و پرخوران روی سکوی آزمایش قرار گرفته و پارامترهای عملکردی موتور در دوره‌های مختلف اندازه‌گیری شده است. حلزونی و پره‌های گردا به‌طور کامل مدل‌سازی و برای پره‌های متحرک از روش مختصات مرجع متحرک استفاده شده است. الگوسازی اغتشاش جریان به کمک الگوی $k-\epsilon$ انجام‌گرفته است. نتایج حاکی از آن است که اگرچه شبیه‌سازی یک‌بعدی یک روش سریع و کم‌هزینه است، اما از آن جهت که اثرات سه‌بعدی بودن جریان در آن منظور نشده است و همچنین وابسته به منحنی مشخصه‌هایی است که توسط سازندگان پرخوران ارائه می‌شود و این منحنی‌ها با جریان پایا محاسبه‌شده‌اند، دارای ضعف می‌باشد. در این تحقیق و سایر تحقیق‌های صورت گرفته در حوزه شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان در سامانه‌های پرخوران، اثر جریان سه‌بعدی سیال درون مسیر هدررو بر روی عملکرد گردا موردبررسی قرار نگرفته است. در این تحقیق، به بررسی عملکرد گردای سامانه پرخوران موتور ملی به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی پرداخته‌شده است. شبیه‌سازی جریان درون گردا، توسط حل گر انسیس سی. اف. ایکس انجام‌شده و جریان در حلزونی، اطراف پره‌ها، دریچه هدررو و پخشگر خروجی تحلیل می‌شود. شبکه‌بندی و بررسی استقلال از شبکه به‌صورت کامل انجام‌گرفته و کمیت شار جرمی عبوری از گردا در چندین شبکه مختلف محاسبه‌شده است و بر این اساس شبکه بهینه انتخاب گردیده است. همچنین تأثیر انتخاب سه‌الگوی مختلف اغتشاش



شکل ۱: سمت راست: نمودار آنتالپی-انتروپی فرآیند صورت گرفته در گردای گاز شعاعی. سمت چپ: شکل نمادین یک گردای گاز شعاعی

در معادلات فوق، S_M چشمه تکانه، S_E چشمه انرژی و $\frac{D}{Dt}$ بیانگر مشتق مادی است. همچنین در معادله تکانه (معادله (۴))، تنش برشی به صورت زیر می‌باشد [۱۳]:

$$\tau = \mu \left(\nabla \cdot U + (\nabla \cdot U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right) \quad (6)$$

دستگاه معادلات فوق بسته نبوده و تعداد مجهولات از تعداد معادلات بیشتر می‌باشد. برای بسته شدن دستگاه معادلات باید از یک معادله کمکی استفاده کرد. این معادله که در اصل بیان‌کننده ارتباط بین خواص سیال است، معادله حالت نام دارد. در این تحقیق از معادله گاز کامل به عنوان معادله حالت استفاده شده است:

$$\rho = \frac{wP_{abs}}{R_0 T} \quad (7)$$

$$dh = c_p dT \quad (8)$$

۳-۲- روش‌های ایجاد رابط بین ناحیه دوار و ساکن

دامنه محاسباتی گردا از دو ناحیه مجزا تشکیل شده است، دامنه ساکن که شامل حلزونی، پخشگر و مسیر هدررو است و دامنه دوار که شامل چرخان و پره‌های گردا است. این دو دامنه باید با تمهیداتی خاص به یکدیگر متصل شوند. دو روش کلی برای اتصال این دو دامنه و اعمال اثرات دورانی در معادلات حاکم بر جریان عبارت‌اند از روش مختصات مرجع چندگانه و روش شبکه لغزنده.

در روش مختصات مرجع چندگانه، بر روی چرخان دوار یک محور مختصات قرار گرفته که همراه با چرخان، دوران می‌کند. در این صورت در معادلات حاکم در محدوده دامنه دوار، جملات چشمه تکانه شامل نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز ظاهر می‌گردند. جریان در سایر بخش‌های گردا غیر از چرخان که در دامنه ساکن قرار می‌گیرد (شامل حلزونی و پخشگر خروجی)، در مختصات مرجع ثابت تحلیل می‌شوند. به‌طور کلی جملات چشمه‌ای که به معادله تکانه در دامنه دوار اضافه می‌شوند به صورت زیر هستند:

$$S_{M \text{ } \textcircled{rotating}} = S_{M \text{ } \textcircled{Coriolis}} + S_{M \text{ } \textcircled{centrifugal}} \quad (9)$$

$$S_{M \text{ } \textcircled{Coriolis}} = -2\rho \vec{\omega} \times \vec{U} \quad (10)$$

گاز از حلزونی و شیپوره با کاهش آنتالپی سیال همراه بوده اما سهم کاهش آنتالپی در چرخان به مراتب بیشتر از حلزونی و شیپوره است. این بدان معناست که سهم اعظم کار مفید گردا در مرحله چرخان تولید می‌شود. عبور جریان از پخشگر نیز با افزایش نسبی آنتالپی همراه است. مقدار کار مخصوص گردا برابر است با اختلاف بین آنتالپی سکون ورودی و خروجی گردا.

در گردایی که با سرعت زاویه‌ای Ω دوران می‌کند، کار مخصوصی که سیال بر روی چرخان انجام می‌دهد برابر است با:

$$\dot{W}_t = \dot{m} [h_{00} - h_{07}] \quad (1)$$

که h_{00} آنتالپی سکون سیال ورودی به گردا و h_{07} آنتالپی سکون سیال خروجی از گردا است. بازده هم‌آنتروپی گردا به صورت تابعی از آنتالپی، مطابق رابطه (۲) تعریف می‌شود:

$$\eta_i = \frac{h_{00} - h_{07}}{h_{00} - h_{07s}} \quad (2)$$

همچنین در رابطه (۲)، h_{07s} آنتالپی سکون سیال خروجی از گردا در حالت هم‌آنتروپی است.

۲-۲- معادلات حاکم بر جریان

در این بخش، معادلات لحظه‌ای پایستگی جرم، تکانه و انرژی ارائه می‌شوند. برای جریان‌های آشفته، از این معادلات لحظه‌ای، میانگین گرفته می‌شود که باعث ظاهر شدن جملات دیگری در معادلات می‌شود. همچنین به منظور توصیف کامل جریان سیال، به یک معادله دیگر نیاز است که خواص سیال را به یکدیگر مرتبط نماید. این معادله، معادله حالت سیال نام دارد که در اصل رابطه‌ای است بین دما، فشار و چگالی سیال. معادلات پیوستگی، تکانه و انرژی حاکم بر جریان سیال به ترتیب عبارت‌اند از:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho U) = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{D(U)}{Dt} = -\nabla P + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial (h_0)}{\partial t} + \frac{\partial \dot{n}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_0) = \quad (5)$$

$$\nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E$$

به معادلهٔ تکانه و انرژی، یک جمله مربوط به شار آشفستگی $\overline{\rho u_i u_j}$ اضافه شده است که این جمله به تنش رینولدز معروف است. مدل‌های اغتشاش جریان، با ارائه مدل‌هایی برای محاسبهٔ تنش‌های رینولدز و شارهای رینولدز، دستگاه معادلات میانگین رینولدز را بسته و آن را قابل حل می‌کنند [۱۴]. طبق فرضیهٔ الگوی لزجت ادی، تنش‌های رینولدز با متوسط گرادیان سرعت و لزجت ادی (لزجت اغتشاشی) به صورت زیر در ارتباطند:

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho K + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad (14)$$

در رابطه (۱۴) که به معادلهٔ بوسینیسک معروف است، μ_t لزجت ادی یا لزجت اغتشاشی می‌باشد که باید به گونه‌ای مدل شود. روش‌های دو معادله‌ای $k-\epsilon$ ، $k-\omega$ و اس. اس. تی به مدل‌سازی مقدار لزجت اغتشاشی می‌پردازند.

۳- روش شبیه‌سازی

در این شبیه‌سازی، جریان در اطراف پره‌های گردا و درون محفظهٔ گردا تحلیل می‌شود. این بدان معناست که دو دامنهٔ محاسباتی وجود دارد. دامنهٔ اول یک دامنهٔ ساکن^۳ بوده که شامل کل محفظهٔ گردا (حلزونی، مسیر هدررو و پخشگر خروجی) است و یک دامنهٔ دوار^۴ که شامل چرخان گردا (مجموعه پره‌ها) است. تعریف و تفکیک این دو دامنه تأثیر به سزایی در نتایج شبیه‌سازی دارد. این دو دامنه جدا از هم بوده اما دارای یک سطح تماس به نام رابط می‌باشند. در شکل ۲ نمای سه‌بعدی حجم منفی که شامل حلزونی، مسیر هدررو، دریچهٔ هدررو و پخشگر خروجی است، به همراه پره‌ها و دامنهٔ دوار نشان داده شده است.

نکتهٔ مهم این است که حجم محاط بر چرخان نباید به حدی بزرگ باشد که نقاطی که در واقع دوار نیستند نیز درون دامنهٔ دوار قرار بگیرند. توصیه می‌شود که سطح خارجی حجم محاط بر دامنهٔ دوار (که در اصل همان رابط بین دو دامنه است) باید نهایتاً تا ۵۰ درصد فاصله بین نوک پره‌ها تا دیواره را شامل شود [۱۰]. افزایش بیش از حد سطح خارجی حجم محاط بر دامنهٔ دوار، باعث می‌گردد تا نقاط غیر دوار نیز وارد دامنهٔ دوار شوند و در نتیجه دقت نتایج خروجی کاهش پیدا کند. نتایج

$$S_{M, centrifugal} = -\rho \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (11)$$

در روش شبکهٔ لغزنده، برخلاف روش مختصات مرجع چندگانه، چرخان در هر گام زمانی دوران می‌کند و در نتیجه شبکه‌بندی نیز در هر گام زمانی تغییر می‌کند. چون در هر گام زمانی که چرخان دوران می‌کند، شبکه‌بندی نیز باید تغییر کند، بنابراین هزینه محاسباتی این روش به طور قابل توجهی نسبت به روش مختصات مرجع چندگانه بیشتر است اما مزیت اصلی آن دقت نتایج حاصل از به کارگیری این روش است. در این روش اثرات عبور پره‌های چرخان بر جریان به طور دقیق درک می‌شود و اثرات تقابلی بین دامنهٔ دوار و ساکن نیز لحاظ می‌شود [۸]. در بخش نتایج، مقایسه‌ای بین دقت نتایج حاصل از به کارگیری این دو روش و همچنین هزینهٔ محاسباتی هریک ارائه می‌گردد.

۴-۲- معادلات حاکم بر جریانات آشفته

جریان آشفته به دو بخش تقسیم می‌شود، یک بخش میانگین‌گیری شده و یک بخش متناوب متغیر با زمان. به طور کلی اکثر مدل‌های اغتشاش جریان، با تقسیم‌بندی کمیت‌ها به دو بخش میانگین‌گیری شده و بخش متناوب، سعی در تغییر معادلات ناپایا ناویراستوکس^۱ به منظور دستیابی به معادلات میانگین رینولدز ناویراستوکس^۲ دارند. این معادلات رنس تنها توانایی توصیف مقادیر متوسط کمیت‌های جریان را دارند. با جاگذاری مقادیر میانگین در معادلات اصلی پیوستگی و تکانه، به معادلات میانگین رینولدز می‌رسیم. معادلهٔ پیوستگی دچار تغییر نمی‌شود اما معادلهٔ تکانه و انرژی به صورت زیر درمی‌آیند:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = \quad (12)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j}) + S_M$$

$$\frac{\partial \rho h_0}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j h_0)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \quad (13)$$

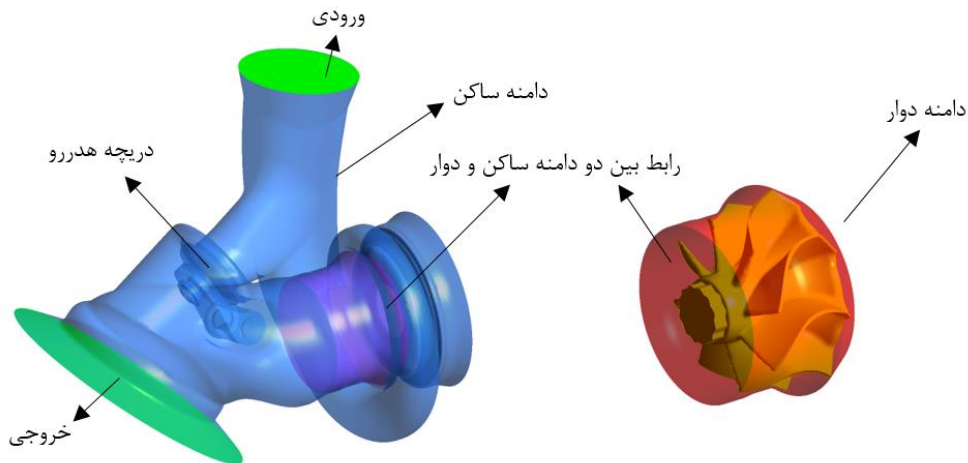
$$\left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[U_i (\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j}) \right] + S_E$$

3 Stationary Domain

4 Rotating Domain

1 Unsteady Navier-Stokes equation

2 Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)



شکل ۲: نمایی از هندسه ایجادشده به منظور شبیه‌سازی جریان در گردا

نتایج خروجی و هزینه محاسباتی دارد. چنانچه مقدار گام زمانی خیلی زیاد انتخاب شود اولاً ممکن است باعث ناپایداری حل گر و واگرایی مسأله شود، ثانیاً در تحلیل‌های گذرا باعث می‌شود که نتوان به‌طور دقیق، تمامی پدیده‌های وابسته به زمان را درک کرد. از طرف دیگر کاهش بیش‌ازحد گام زمانی سبب می‌شود تا زمان محاسبات به طرز چشمگیری افزایش پیدا کند بدون اینکه تأثیر به‌سزایی در دقت نتایج حاصل داشته باشد. توصیه می‌شود در تحلیل ماشین‌های دوار مقدار گام زمانی، به‌صورت زیر تنظیم شود [۱۸].

$$\frac{0.01}{\Omega} < \Delta t < \frac{1}{\Omega} \quad (15)$$

که در رابطه (۱۵)، Ω سرعت دورانی دستگاه دوار برحسب رادیان بر ثانیه است. حل گر مورد استفاده در این تحقیق، از روش حجم محدود برای حل معادلات استفاده کرده که در ابتدا، دامنه فضایی را به کمک شبکه‌بندی، تجزیه می‌کند. منظور از شبکه‌بندی، ایجاد حجم‌هایی محدود کوچکی است که در آن‌ها کمیتی‌هایی از قبیل جرم، تکانه و انرژی، پایستار است. این حل گر از نوع بر اساس فشار است که در این نوع از حل گر، معادله تکانه و معادله فشار با یکدیگر کوپل شده‌اند. همچنین در تجزیه عددی جملات جابه‌جایی^۲ و معادلات اغتشاش جریان، از تجزیه‌های مرتبه بالا^۲ استفاده شده است. همچنین حل گر معادلات را در دستگاه مختصات کارتزین تجزیه و تحلیل می‌نماید.

شبیه‌سازی نشان می‌دهند سطح خروجی گردا به دلیل نزدیک بودن به پره‌ها و دوران شدید جریان در اطراف پره‌ها دارای گردابه‌ها و جریانات برگشتی است. چنانچه در شبیه‌سازی پایه، شرط مرزی یکنواخت برای این سطح اعمال شود می‌تواند باعث ناپایداری حل گر و تناوب شدید خواص جریان در این سطح شود. به‌منظور حذف این تناوبات، طول خروجی به‌اندازه ده تا بیست برابر قطر پره‌ها افزایش طول داده می‌شود تا اعمال شرایط مرزی یکنواخت در خروجی با مشکل ایجاد نشود و جریان در سطح خروجی کاملاً توسعه‌یافته شود [۱۵].

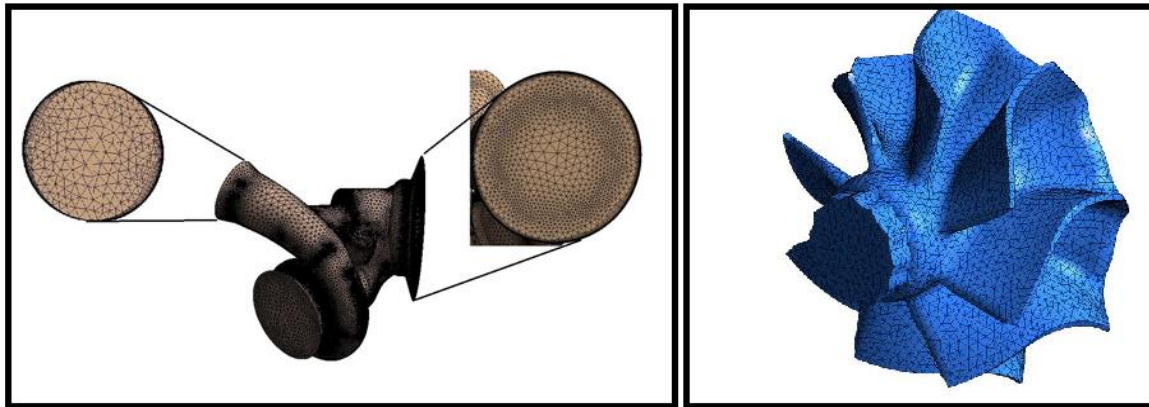
۳-۱- پیکربندی حل گر

در پیکربندی حل گر، باید دو دامنه محاسباتی تعریف کرد، یکی ساکن و دیگری دوار. سیالی که برای شبیه‌سازی در هر دو دامنه، مورد استفاده قرار می‌گیرد، هوا به‌صورت گاز ایده‌آل است. بدنه محفظه گردا به‌صورت دیوار با شرط عدم لغزش سرعت و عدم انتقال حرارت در نظر گرفته می‌شود. مرزهای ورودی و خروجی بر روی دامنه ساکن (محفظه گردا) قرار دارند. شرایط مرزی به‌صورت فشار سکون و دمای سکون در ورودی و فشار استاتیک در خروجی انتخاب می‌شوند؛ زیرا این شرایط مرزی دارای روند همگرایی بهتر و نتایج دقیق‌تر هستند [۱۰]. یکی از پارامترهای مهم در شبیه‌سازی‌های عددی، گام زمانی^۱ می‌باشد. منظور از گام زمانی، مقدار زمانی است که حل گر در هر تکرار، جلو می‌رود. انتخاب مقدار درست گام زمانی تأثیر به‌سزایی در

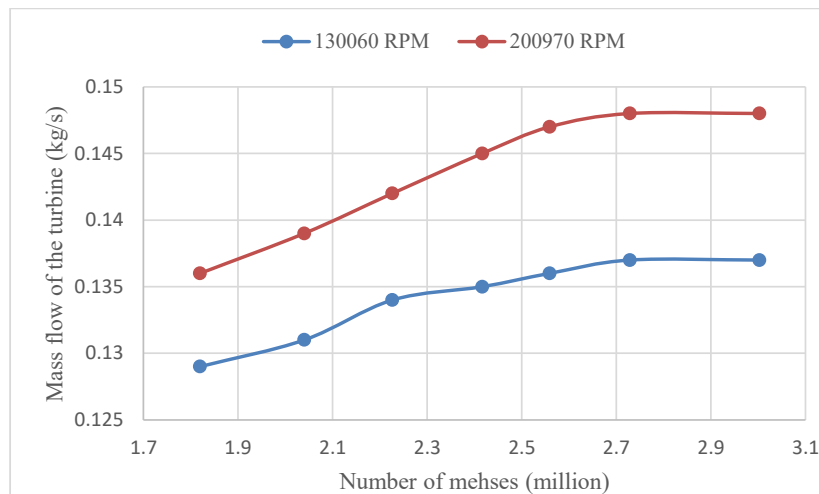
2 Advection terms

3 High resolution

1 TimeStep



شکل ۳: شبکه ایجاد شده در دامنه محاسباتی گردا



شکل ۴: بررسی استقلال از شبکه در دو سرعت دورانی مختلف گردا

۳-۲- شبکه بندی

در این شبیه سازی، شبکه ها از نوع غیر سازمان یافته چهاروجهی است. در ایجاد شبکه، بهبود شبکه در نزدیکی دیواره های ساکن یکی از نکاتی است که به آن توجه ویژه شده است. در شکل ۳ سمت چپ بهبود شبکه در نزدیکی دیواره های محفظه گردا نشان داده شده است. همچنین به دلیل اینکه گرادیان فشار در انحناهای حلزونی زیاد است، بهبود شبکه در انحناهای حلزونی به منظور درک هرچه بیشتر این تغییرات، اعمال شده است.

عموماً در بررسی شبکه بندی، با افزایش تعداد سلول ها، نتایج خروجی تغییر کرده و به نتایج مرجع، نزدیک تر می شوند؛ اما ریزتر کردن شبکه از یک حد مشخص، باعث ایجاد اختلاف فاحشی در

نتایج خروجی نشده و در چنین حالتی، اصطلاحاً گفته می شود نتایج مستقل از شبکه هستند. برای بررسی استقلال از شبکه، پنج شبکه با تعداد سلول متفاوت با یکدیگر مقایسه شده اند. استقلال از شبکه در دو دور مختلف گردا (یک دور کم و یک دور زیاد) بررسی شده و نتایج در نمودار شکل ۴ آورده شده است. این بررسی در شرایط پایا انجام گرفته است. پارامتر شار جرمی عبوری از گردا به عنوان پارامتر مورد بررسی در استقلال شبکه انتخاب شده است. همان طور که نتایج نشان می دهند، اثر شبکه بر روی نتایج خروجی در دورهای زیاد بیشتر از اثر شبکه در دورهای پایین می باشد.

همان طور که در نمودار شکل ۴ نیز مشاهده می شود، شبکه ای با دو میلیون و هفتصد هزار سلول، شبکه ای است که هم از نظر دقت نتایج

جدول ۱: بررسی شبکه ایجادشده از نظر نسبت ابعادی و کیفیت سلول

کیفیت سلول	نسبت ابعادی	مقدار کمینه
۰/۰۱۲	۰/۵۸۱	مقدار کمینه
۰/۹۹۸	۸۳/۶۹۵	مقدار بیشینه
۰/۹۹۱	۱/۲۳۹	مقدار متوسط

جدول ۲: مشخصات حسگرهای به کاررفته در اتاق آزمون به منظور بررسی عملکرد سامانه پرخوران

حسگر	نوع حسگر	محدوده اندازه گیری (دقت)
دما	ترموکوپل نوع K	۲۰۰- تا ۱۲۰۰ درجه سانتی گراد (۲/۲ درجه سانتی گراد)
فشار	پیزوالکتریک	۰ تا ۲/۵ بار نسبی (۲±۵ کیلو پاسکال)
سرعت سنج پرخوران	مغناطیسی	تا ۴۰۰۰۰۰ RPM (۱ RPM)
اندازه گیر جابه جایی (برای دریچه هدررو)	ساعت اندازه گیری	تا ۱۰ میلی متر (۰/۰۱ میلی متر)

شبهه سازی سامانه پرخوران، تعدادی از نقاط کاری که در محدوده طراحی گردا هستند، انتخاب شده و نتایج حاصل از شبهه سازی با داده های آزمون مقایسه می گردند. چنانچه صحت گذاری نتایج شبهه سازی در محدوده کاری تأیید شد، می توان رفتار گردا را در نقاطی خارج از محدوده طراحی^۲ نیز پیش بینی کرد. در آزمون های موتور، پرخوران بر روی موتور سوار شده و عملکرد آن در شرایط موتور بررسی می گردد. در این نوع آزمون ها با قرار دادن موتور مجهز به سامانه پرخوران در اتاق آزمون و نصب حسگرهای مختلف بر روی آن، در نقاط کاری مختلف داده برداری انجام می شود. موتور مورد استفاده در این تحقیق، موتور ملی با حجم ۱/۷ لیتر و توان بیشینه ۱۱۰ کیلووات به همراه پرخوران است. در بررسی تجربی عملکرد گردای سامانه پرخوران موتور در اتاق آزمون، نیاز به اندازه گیری دقیق پارامترهایی از قبیل اندازه گیری فشار ورودی و خروجی گردا، دمای

مناسب بوده و هم از نظر هزینه محاسباتی، به صرفه می باشد. برای ارزیابی شبکه ایجادشده، از دو پارامتر اصلی نسبت ابعادی^۱ و کیفیت سلول ها^۲ استفاده می شود. عموماً شبکه ای با نسبت ابعادی کمتر از ۱۰۰، شبکه ای است که برای شبهه سازی های عددی و کاربردهای مهندسی، مناسب می باشد. افزایش بیش از حد نسبت ابعادی سبب افزایش خطای تخمین می شود [۱۶]. مقدار پارامتر کیفیت شبکه از صفر تا یک متغیر بوده و هرچه این مقدار به عدد یک نزدیک باشد، شبکه دارای کیفیت بهتری است [۱۷]. در جدول ۱ مقدار کمینه، بیشینه و متوسط نسبت ابعادی و کیفیت سلول برای شبکه ایجادشده آورده شده است.

۴- آزمون های تجربی

نتایج شبهه سازی زمانی قابل اعتمادند که توسط داده های حاصل از آزمون های تجربی، صحت گذاری شوند. به منظور صحت گذاری بر نتایج

3 Off design point

1 Aspect ratio
2 Element quality

جدول ۳: صحنه‌گذاری نتایج شبیه‌سازی به کمک نتایج آزمون تجربی

دور گردا (معادل دور موتور در حالت تمام بار)	زاویه گشودگی دریچه هدررو (درجه)	شار جرمی، kg/s		دمای خروجی، K	
		شبه‌سازی	آزمون تجربی	شبه‌سازی	آزمون تجربی
۱۶۸۱۵۱ RPM (۵۰۰۰ RPM)	۷	شبه‌سازی	۰/۱۳۱۷	شبه‌سازی	۱۱۰۷/۹
		آزمون تجربی	۰/۱۲۸۰	آزمون تجربی	۱۰۸۴/۵
		درصد خطا	۲/۸	درصد خطا	۲/۱
۱۶۵۷۳۶ RPM (۴۰۰۰ RPM)	۵/۵	شبه‌سازی	۰/۱۱۶۸	شبه‌سازی	۱۰۸۲/۳
		آزمون تجربی	۰/۱۱۰۱	آزمون تجربی	۱۰۵۸/۲
		درصد خطا	۴	درصد خطا	۲/۲
۱۵۵۶۸۰ RPM (۳۵۰۰ RPM)	۵	شبه‌سازی	۰/۱۰۳۱	شبه‌سازی	۱۰۷۴/۳
		آزمون تجربی	۰/۰۹۷۱	آزمون تجربی	۱۰۵۲/۱
		درصد خطا	۶/۲	درصد خطا	۲/۱

کاری مختلف موتور، با نتایج آزمون موتوری، مقایسه شده‌اند. همان‌طور که در جدول ۳ مشاهده می‌شود، نتایج شبیه‌سازی، تطابق مناسبی با نتایج آزمون موتوری دارند. دلیل اصلی اختلاف نسبتاً زیاد بین دمای خروجی محاسبه‌شده از شبیه‌سازی و آزمون تجربی این است که در شبیه‌سازی از انتقال حرارت سیال در گردا صرف‌نظر شد و شرط مرزی بی‌دررو برای بدنه گردا اعمال گردید در صورتی‌که در شرایط واقعی، مقدار سهم انتقال حرارت در کاهش دمای گردا از ورود تا خروج، بسیار زیاد و قابل توجه است. در این تحقیق به منظور بررسی تأثیر انتخاب الگوی اغتشاش جریان بر نتایج خروجی، سه الگوی اغتشاش جریان $k-\epsilon$ ، $k-\omega$ و $k-\omega$ اس. اس. تی انتخاب شده‌اند و در یک نقطه کاری یکسان، سه شبیه‌سازی به کمک هریک از این الگوها انجام شده است. این شبیه‌سازی‌ها در دور RPM ۲۰۰۹۷۰ گردا و در نسبت فشار ۳/۷ انجام گرفته است. شبکه مورد استفاده برای هر سه مورد، شبکه‌ای با تعداد سلول دو میلیون و هفتصد هزار است. در نمودار میله‌ای شکل ۵ مقایسه‌ای بین نتایج

ورودی و خروجی گردا، سرعت دورانی گردا، شار جرمی عبوری از گردا و میزان دقیق جابه‌جایی دریچه هدررو است. در جدول ۲ مشخصات حسگرهای نصب‌شده برای اندازه‌گیری این پارامترها آورده شده‌اند. همچنین مقدار شار جرمی عبوری از گردا با توجه به مقدار هوای ورودی به موتور و مقدار سوخت پاشش شده توسط افشانه‌ها در هر نقطه کاری محاسبه می‌شود و به‌طور مستقیم از ابزاری برای اندازه‌گیری آن استفاده نمی‌شود. اتاق آزمون قابلیت شبیه‌سازی شرایط مختلف جوی از قبیل فشار محیط، دمای محیط و رطوبت را داشته و آزمون‌های صورت گرفته در شرایط محیطی شهر تهران انجام گرفته است.

۵- نتایج

در ابتدا به صحنه‌گذاری نتایج شبیه‌سازی به کمک نتایج آزمون تجربی می‌پردازیم. برای این منظور، در جدول ۳، مقدار شار جرمی عبوری از گردا و دمای خروجی گردا حاصل از شبیه‌سازی در سه نقطه

مختلف هستند، با استفاده از هریک از روش‌های مختصات متحرک و شبکه لغزنده، شبیه‌سازی شده‌اند و دبی خروجی محاسبه شده از هر شبیه‌سازی با مقدار اندازه‌گیری شده در آزمون موتوری، مقایسه شده است. همچنین در این جدول، زمان تقریبی لازم برای رسیدن به همگرایی هر شبیه‌سازی نیز با یکدیگر مقایسه شده است. شایان ذکر است که معیار همگرایی، رسیدن مقدار باقیمانده هریک از معادلات تکانه، انرژی، پیوستگی و معادلات اغتشاشی به مقدار 10^{-4} انتخاب شده است.

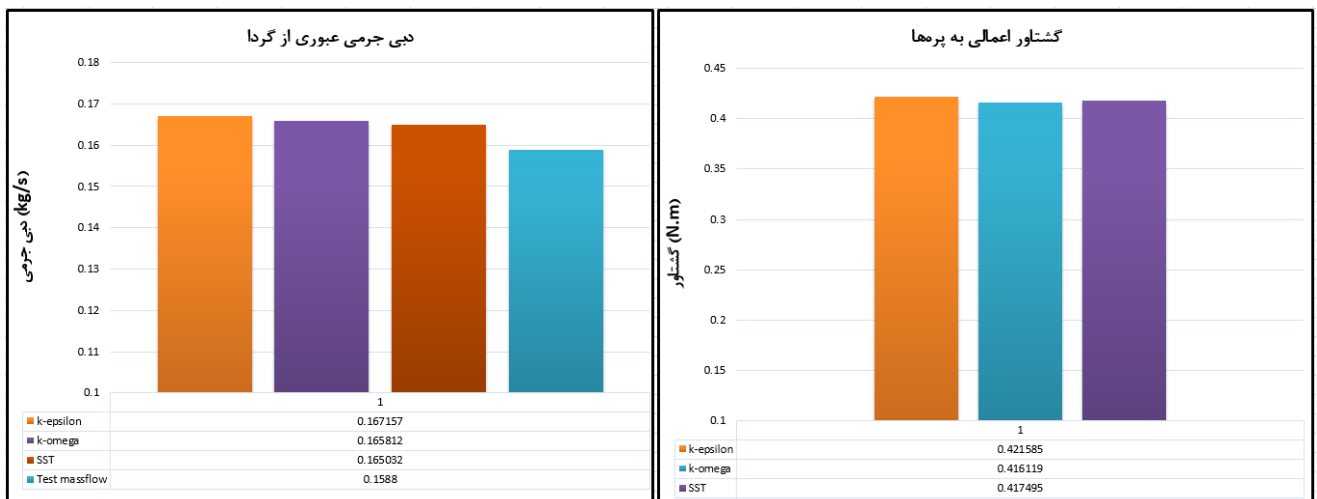
همانطور که در جدول ۴ مشاهده می‌شود، روش شبکه لغزنده دارای دقت بهتری نسبت به روش مختصات مرجع متحرک بود اما زمان لازم برای محاسبات آن به مراتب بیشتر از روش مختصات مرجع متحرک است. روش مختصات مرجع متحرک در شبیه‌سازی‌های پایا و روش شبکه لغزنده در شبیه‌سازی ناپایا اعمال می‌گردد. به‌طور کلی شبیه‌سازی‌های ناپایایی که هدف از اجرای آن‌ها رسیدن به پاسخ پایا است، به نسبت شبیه‌سازی پایا دارای هزینه محاسباتی بسیار سنگین‌تری می‌باشند [۱۸].

در شکل ۶ کانتور تغییرات فشار استاتیک (سمت چپ) و انرژی جنبشی سیال (سمت راست) در گذر از حلزونی نشان داده شده است. این شکل‌ها در سرعت دورانی ۲۰۰۹۷۰ RPM و نسبت فشار ۳/۷ رسم شده‌اند. همان‌طور که در این اشکال مشاهده می‌شود، عبور

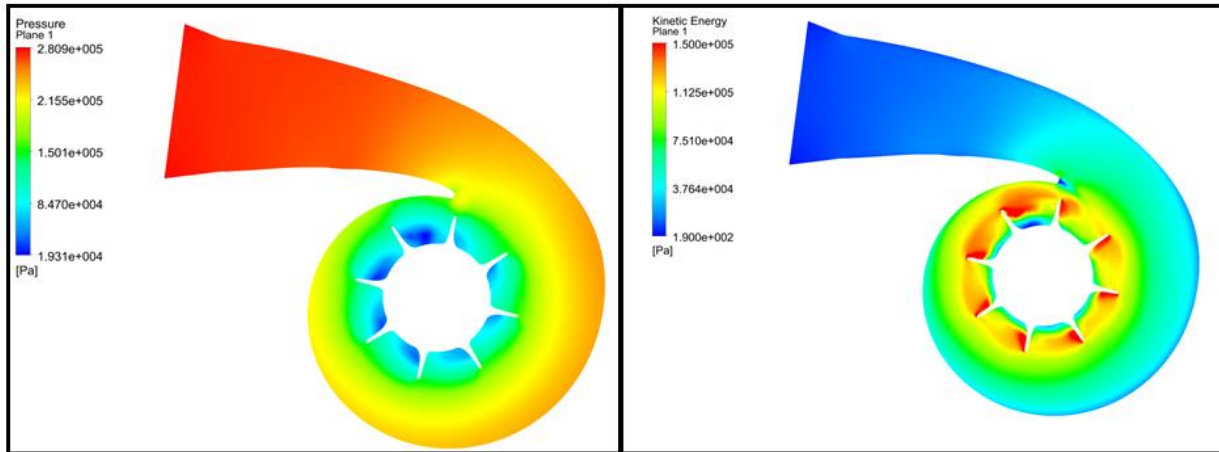
حاصل از به‌کارگیری این سه الگو، آورده شده است. در نمودار سمت راست، مقدار گشتاور اعمالی به پره‌ها از جانب جریان در سه الگو باهم مقایسه شده‌اند و در شکل سمت چپ، مقدار شار جرمی عبوری از گردا در این سه حالت به‌دست آمده و با مقدار اندازه‌گیری شده در آزمون تجربی، مقایسه شده است.

مطابق نمودارهای شکل ۵، نتایج حاصل از سه شبیه‌سازی به کمک سه الگوی مختلف اغتشاش جریان، در حدود زیر یک درصد با یکدیگر اختلاف دارند؛ اما باید به این نکته نیز توجه کرد که در شبیه‌سازی به کمک روش اس.اس.تی باید از شبکه‌ای استفاده شود که در نزدیکی دیواره‌ها، سلول‌های ریزتری دارد (یعنی تابع دیواره y^+ مقدار کمتری داشته باشد). بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که شبیه‌سازی به کمک الگوی اس.اس.تی علاوه بر اینکه نیاز به تکرار بیشتری برای همگرایی دارد، شبکه‌ای با سلول‌های ریزتری در نزدیکی دیواره را می‌طلبد و این به معنای افزایش هزینه محاسباتی شبیه‌سازی می‌باشد. در نتیجه با توجه به حجم محاسبات بالاتری که به‌کارگیری الگوی اس.اس.تی نسبت به الگوی $k-\epsilon$ تحمیل می‌کند و با توجه به اختلاف یک‌درصدی در نتایج حاصل از به‌کارگیری این دو الگو، در ادامه محاسبات ترجیح داده شد تا از الگوی اغتشاش جریان $k-\epsilon$ استفاده شود.

در جدول ۴ دو نقطه مختلف کاری گردا که معادل با دو دور موتور



شکل ۵: مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی به کمک سه الگوی مختلف اغتشاش جریان. سمت راست: گشتاور اعمالی به پره‌ها از سوی جریان. شکل سمت چپ: دبی جرمی عبوری از گردا



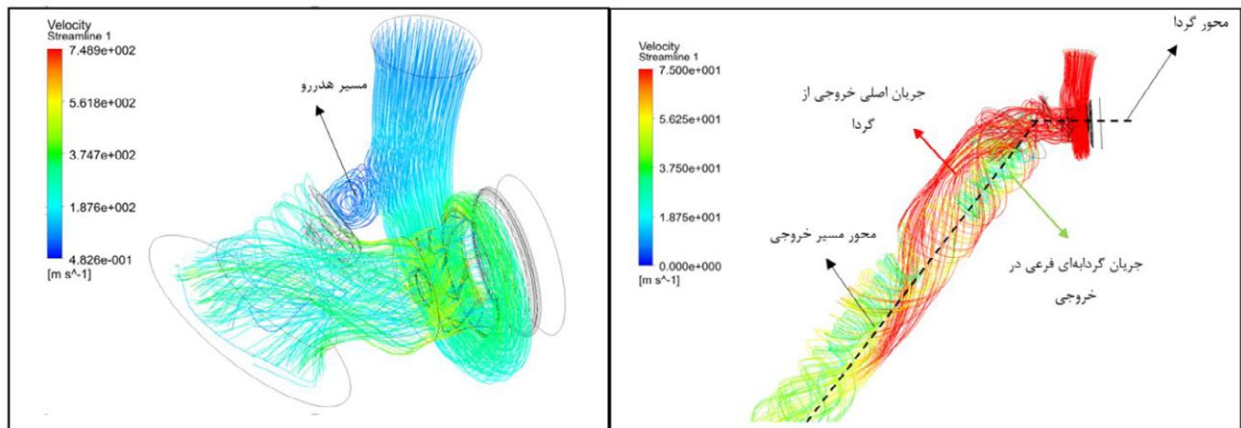
شکل ۶: کانتور تغییرات فشار سکون (سمت چپ) و انرژی جنبشی (سمت راست) سیال عبوری از گردا در گذر از حلزونی

جدول ۴: مقایسه بین دقت نتایج و مدت زمان لازم برای شبیه سازی به کمک هریک از روش های شبکه لغزنده و مختصات مرجع متحرک

	پارامتر	نوع داده	روش مختصات مرجع متحرک	روش شبکه لغزنده
دور موتور RPM ۱۰۰۰ معادل دور گردا RPM ۵۴۰۰۰	دبی جرمی، kg/s	شبیه سازی	۰/۰۱۴۴	۰/۰۱۴۰
		تجربی	۰/۰۱۲۵	۰/۰۱۲۵
		درصد اختلاف %	۱۵/۲	۱۲
	زمان محاسبات، ساعت	شبیه سازی	۸	۱۴
دور موتور RPM ۱۵۰۰ معادل دور گردا RPM ۱۰۸۰۰۰	دبی جرمی، kg/s	شبیه سازی	۰/۰۳۰۲	۰/۰۲۹۹
		تجربی	۰/۰۲۸۵	۰/۰۲۸۵
		درصد اختلاف %	۵/۹	۴/۹
	زمان محاسبات، ساعت	شبیه سازی	۸	۱۴

مشاهده می شود. در شکل ۷ سمت راست، خطوط جریان در لوله خروجی از گردا نشان داده شده است. جریان درون این لوله خروجی، به دو بخش تقسیم می شود. بخش اول، جریان اصلی خروجی از گردا است که با سرعت زیاد وارد لوله خروجی می شود (خطوط جریان قرمز). بخش دوم، جریان گردبادهای است که در مسیر خروجی تشکیل می شود (رنگ سبز). دلیل اصلی به وجود آمدن این جریانات گردبادهای در خروجی، هم راستا نبودن محور گردا با مسیر خروجی است. وجود خم در مسیر خروجی سبب جدایش جریان شده و این جدایش جریان باعث به وجود آمدن یک ناحیه کم فشار و در نتیجه جریانات گردبادهای در خروجی گردا می شود. این جریانات گردبادهای

جریان در حلزونی، سبب کاهش محسوس فشار می شود. از طرف دیگر با عبور سیال از حلزونی، فشار سیال کاهش یافته و انرژی جنبشی سیال با عبور از حلزونی، افزایش می یابد و این باعث می شود که تکانه های که سیال به پره های گردا وارد می کند نیز افزایش پیدا کند. در شکل ۷ خطوط جریان در گردا و در مسیر خروجی از گردا در حالت دریچه هدررو بسته نشان داده شده است. همان طور که در شکل ۷ سمت چپ مشاهده می شود، در مسیر هدررو در ورودی گردا، جریانات گردبادهای شدیدی ایجاد می شوند. همچنین در مسیر خروجی گردا نیز به علت افزایش ناگهانی سطح عبور جریان در نقطه تداخل دو مسیر خروجی از پرها و مسیر هدررو، جریانات گردبادهای



شکل ۷: خطوط جریان در گردا

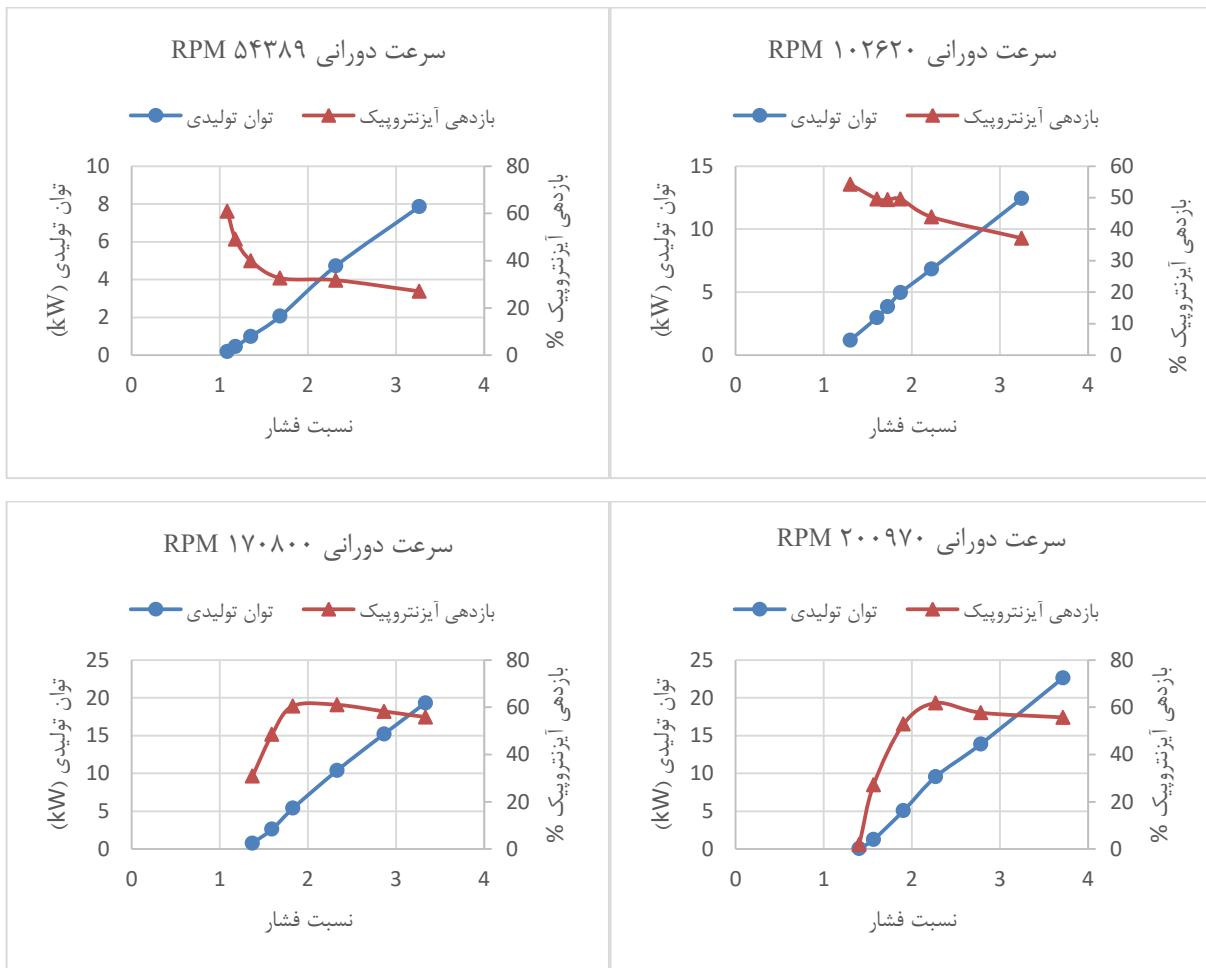
پرخوران در دو گشودگی مختلف دریچه مشاهده می‌شود. این دو شکل در دو گشودگی مختلف^۹ (شکل سمت چپ) و^{۱۰} (شکل سمت راست) رسم شده‌اند و همگی در سرعت دورانی RPM ۲۰۰۹۷۰ و نسبت فشار ۳/۷ گردا می‌باشند.

نکته قابل توجه در شکل ۱۱، تأثیر تقابلی بین جریان عبوری از دریچه هدررو و جریان عبوری از پره‌های گرداست. همانطور که مشاهده می‌شود، در شرایط یکسان، گشودگی دریچه هدررو، سبب می‌شود تا جریان عبوری از مسیر هدررو که جریانی است با سرعت زیاد، با جریان کم‌سرعت خروجی از پره‌ها تداخل کند و جریان عبوری از پره‌ها را هل دهد و آن را فشرده کند. به عبارت دیگر، جریان عبوری از مسیر هدررو، باعث سد جریان در مسیر جریان خروجی از پره‌ها می‌شود به طوری که در گشودگی‌های کم (و یا حالت دریچه هدررو بسته) جریان خروجی از پره‌ها، سطح مقطع عبوری بیشتری را در اختیار دارد و با افزایش گشودگی دریچه هدررو این سطح مقطع عبوری کمتر می‌شود. این سد جریان بر سر مسیر خروجی جریان عبوری از پره‌ها، می‌تواند تأثیر قابل توجهی بر روی راندمان و عملکرد گردا داشته باشد زیرا خروج جریان از پره‌ها را با مشکل مواجه می‌کند. به منظور بررسی تأثیر گشوده شدن دریچه هدررو بر روی عملکرد گردا، در نمودارهای شکل ۱۲ تغییرات توان تولیدی توسط گردا برحسب نسبت فشار در گشودگی‌های مختلف دریچه هدررو و در دو سرعت دورانی مختلف رسم شده است.

همان‌طور که در نمودارهای شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، گشودگی دریچه هدررو، باعث کاهش توان تولیدی توسط گردا می‌شود. دلیل

کم‌سرعت باعث سد مسیر جریان خروجی شده و در نتیجه پس فشار گردا افزایش می‌یابد که این امر سبب کاهش بازدهی گردا می‌شود. در نمودارهای شکل ۸، منحنی تغییرات توان تولیدشده توسط گردا و همچنین بازدهی هم‌آنتروپی گردا برحسب نسبت فشار در چهار سرعت دورانی مختلف نشان داده شده است. خطوط آبی در نمودار معرف توان تولیدی و خطوط نارنجی نشان‌دهنده بازدهی هم‌آنتروپی هستند. همان‌طور که در این نمودارها قابل مشاهده است، در هر سرعت دورانی، با افزایش نسبت فشار، توان تولیدی توسط گردا نیز افزایش پیدا می‌کند؛ اما این افزایش توان صرفاً به معنای افزایش بازدهی نیست. در سرعت‌های دورانی کم، بیشینه بازدهی در نسبت فشارهای کم به دست می‌آید و این در حالی است که در این شرایط، توان تولیدی گردا به کمترین حد خود می‌رسد. با افزایش سرعت دورانی، نسبت فشار مربوط به بیشینه بازدهی نیز افزایش پیدا می‌کند به طوری که در سرعت‌های دورانی کم، بیشینه بازدهی در محدوده نسبت فشار ۱/۱ تا ۱/۳ رخ می‌دهد و در سرعت‌های دورانی زیاد، بیشینه بازدهی در محدوده نسبت فشار ۲ تا ۲/۵ به دست می‌آید؛ بنابراین منطقی است که در محدوده کارکرد گردا، نسبت فشار در محدوده ۱/۳ تا ۲/۵ قرار بگیرد.

در نمودارهای شکل ۹ و ۱۰ به ترتیب نقشه عملکردی گردا (تغییرات شار جرمی کاهش یافته برحسب فشار) و منحنی تغییرات بازدهی هم‌آنتروپی گردا برحسب نسبت فشار در چندین سرعت کاهش یافته مختلف، برای حالت دریچه هدررو بسته آورده شده است. در شکل ۱۱ خطوط جریان اطراف دریچه هدرروی گردای سامانه



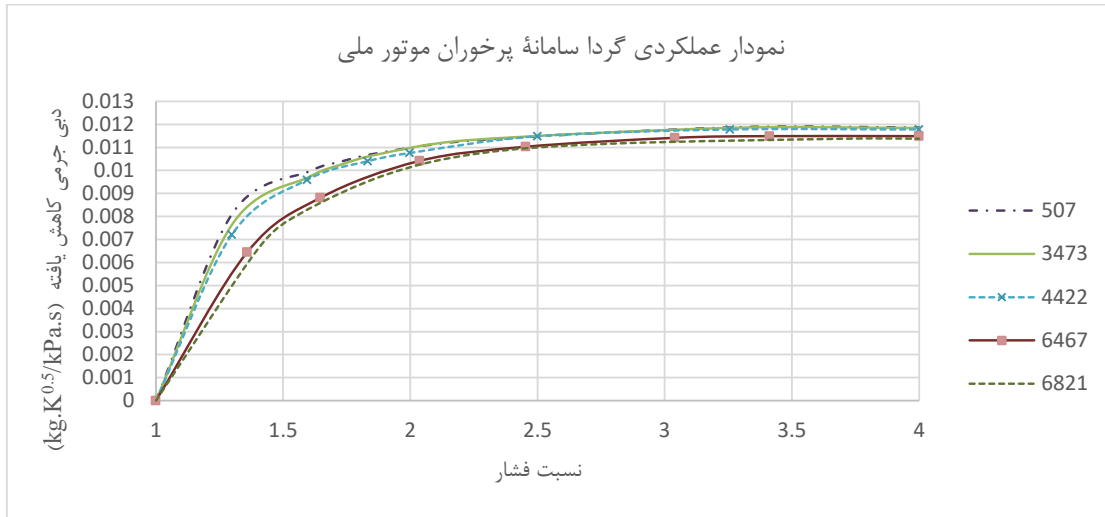
شکل ۸: نمودارهای تغییرات توان و بازدهی گردا در چهار سرعت دورانی مختلف گردا بر حسب نسبت فشار

ازای هر گشودگی دریچه هدررو، از نمودار عملکردی مربوط به آن گشودگی، در سرعت‌های کاهش‌یافته مختلف میانگین‌گیری شده و نمودار میانگین در این نمودار آورده شده است.

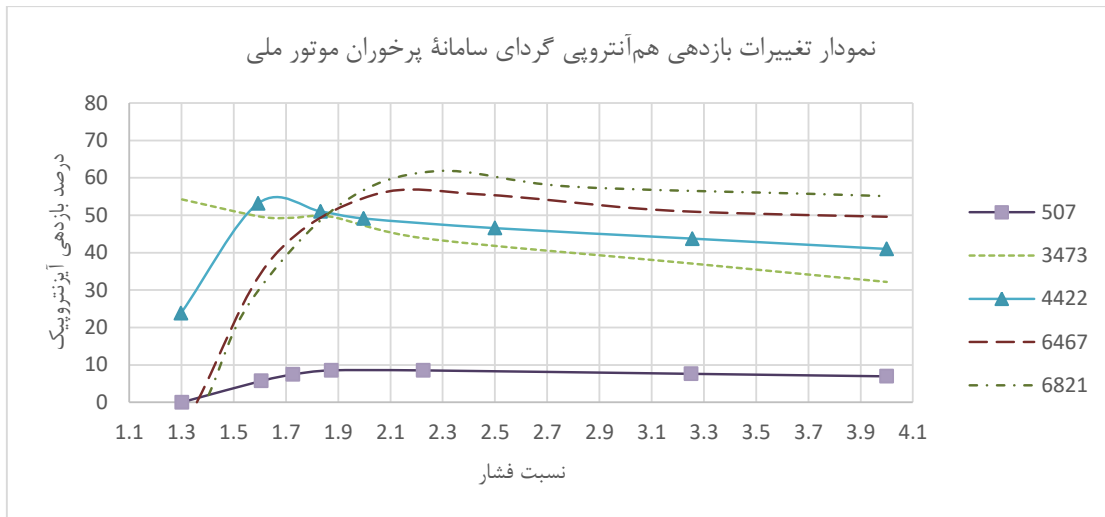
مطابق نمودار شکل ۱۴، گشودگی دریچه هدررو سبب بالا رفتن نمودار عملکردی گردا می‌شود. به عبارت دیگر با افزایش گشودگی دریچه هدررو، شار جرمی و در نتیجه شار جرمی کاهش‌یافته، افزایش می‌یابد. با مقایسه بین نمودار شکل ۱۴ و نمودار شکل ۹ مربوط به نمودار عملکردی گردا در چندین سرعت کاهش‌یافته مختلف، می‌توان این‌گونه تصور کرد که منحنی عملکردی مربوط به هر گشودگی در نمودار شکل ۱۴، معادل منحنی عملکردی مربوط به یک سرعت مخصوص مشخص در حالت دریچه هدررو بسته است. در این صورت، گشودگی زیاد دریچه هدررو معادل است با سرعت کاهش‌یافته زیاد و گشودگی کم نیز معادل است با سرعت کاهش‌یافته کم؛ بنابراین

اصلی این موضوع، کاهش شار جرمی عبوری از پره‌های گردا در حالت دریچه هدررو باز نسبت به حالت دریچه هدررو بسته است. با کاهش شار جرمی عبوری از پره‌ها، تکانه کمتری به پره‌ها وارد شده و در نتیجه در شرایط یکسان، توان اعمال‌شده به پره‌ها در حالت دریچه هدررو باز، کمتر از حالت دریچه هدررو بسته است. همچنین همان‌طور که انتظار می‌رود، گشودگی دریچه هدررو، بر روی بازدهی کل گردا نیز تأثیر بسزایی خواهد داشت. در نمودارهای شکل ۱۳ تأثیر گشودگی دریچه هدررو بر روی بازدهی گردا بر حسب نسبت فشار در سرعت‌های دورانی مختلف نشان داده شده است.

به منظور بررسی تأثیر گشودگی دریچه هدررو بر روی نمودار عملکردی گردا، در شکل ۱۴ نمودار عملکردی گردا به صورت میانگین‌گیری شده در سرعت‌های دورانی مختلف به ازای چندین گشودگی مختلف دریچه هدررو رسم شده است. در این نمودار، به



شکل ۹: نمودار عملکردی گردا در چندین سرعت کاهش یافته مختلف در حالت دریچه هدررو بسته



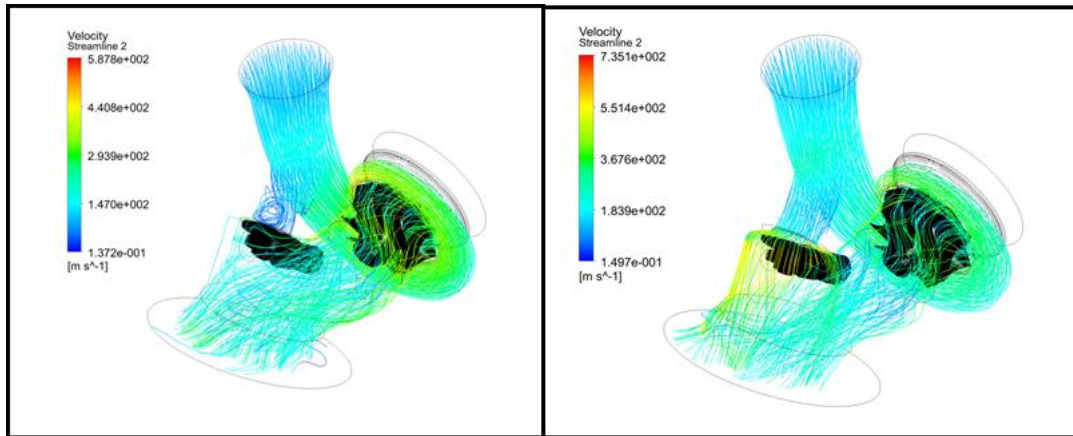
شکل ۱۰: نمودار تغییرات بازدهی هم‌آنتروپی گردا در چندین سرعت کاهش یافته مختلف

۶- نتیجه‌گیری

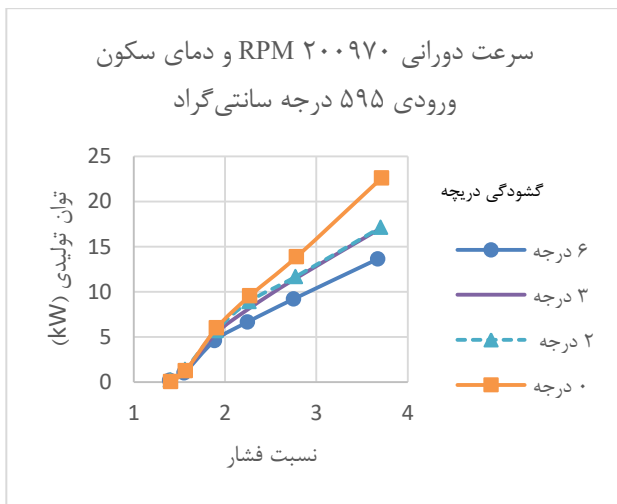
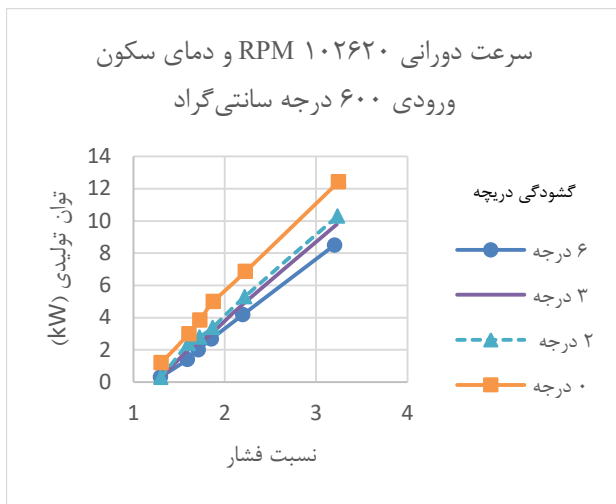
در این تحقیق، جریان سیال به صورت سه‌بعدی و تحت شرایط پایا درون گردای سامانه پرخوران شبیه‌سازی شد. جمع‌بندی و نتیجه‌گیری نهایی در ادامه ذکر می‌گردد:

۱. مقایسه بین سه الگوی اغتشاش جریان $k-\epsilon$ ، $k-\omega$ و اس. اس. تی حاکی از آن است که دقت نتایج حاصل از به‌کارگیری هر یک از این الگوها، تفاوتی در حدود یک درصد با یکدیگر داشته اما از سوی دیگر هزینه محاسباتی به‌کارگیری الگوی اس. اس. تی به دلیل ریزتر

می‌توان گفت که افزایش گشودگی دریچه هدررو، در یک نقطه کاری مشخص، در اصل معادل است با کاهش دور گردا در آن نقطه کاری و عملاً این اتفاق افتاده است که در گردای سامانه پرخوران رخ می‌دهد. به عبارت دیگر در سامانه پرخوران موتور احتراق داخلی، در یک نقطه کاری مشخص (شار جرمی ورودی مشخص)، گشوده شدن دریچه هدررو باعث افت سرعت دورانی گردا شده و در نتیجه سرعت دورانی تنجار نیز کاهش یافته و این امر منجر به کاهش فشار ورودی به موتور می‌گردد.



شکل ۱۱: خطوط جریان در گردا از گردا در گشودگی یک درجه‌ای درجه‌های هدررو (سمت چپ) و گشودگی هفت درجه‌ای درجه‌های هدررو (سمت راست)



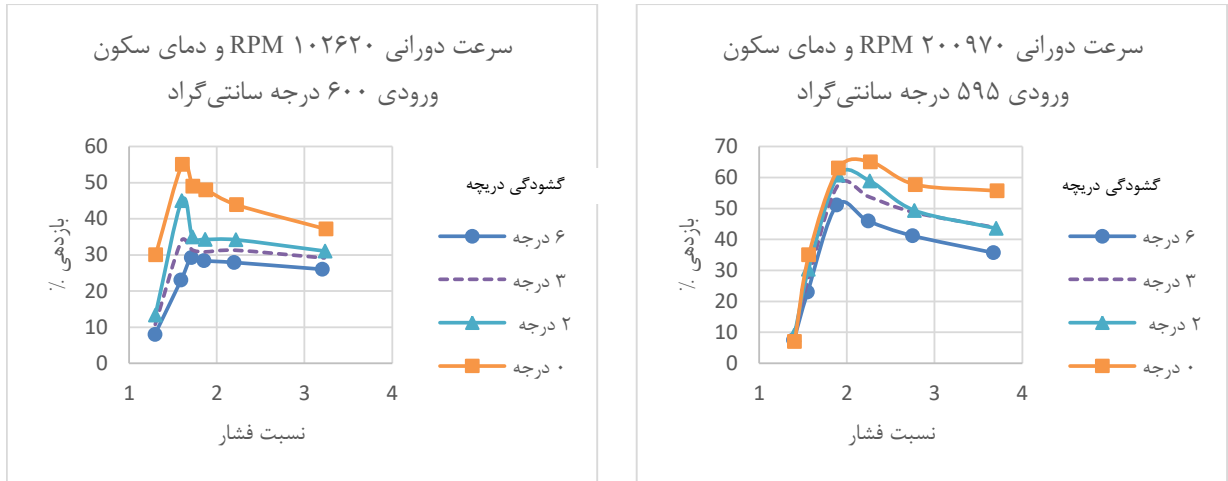
شکل ۱۲: تغییرات توان تولیدی توسط گردا در گشودگی‌های مختلف درجه‌های هدررو در دو سرعت دورانی مختلف

دارد. دلیل اول وجود خم در مسیر خروجی گردا بوده که خروج سیال را با مشکل روبه‌رو می‌کند. دلیل دوم اثر تقابلی بین جریان عبوری از پره‌های گردا و جریان عبوری از مسیر هدررو است. به دلیل عدم توازی مسیر هدررو و مسیر سیال در خروجی پره‌ها، عبور سیال از پره‌ها به راحتی انجام نمی‌شود. این موضوع بخصوص در گشودگی‌های زیاد درجه‌های هدررو، مشهود است.

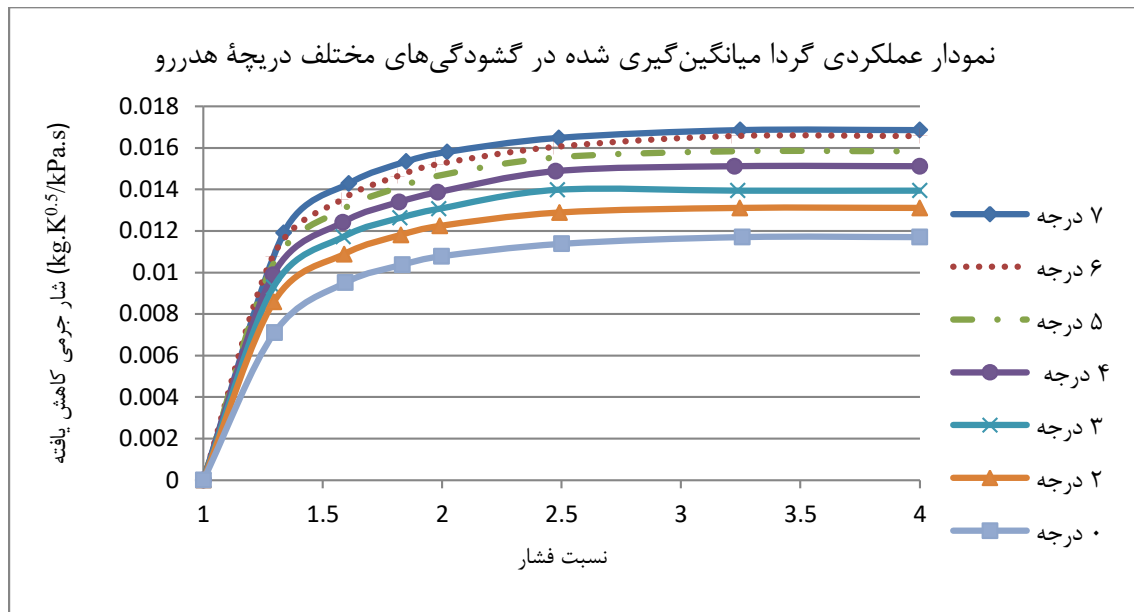
۳. گشودگی درجه‌های هدررو باعث می‌شود که در شرایط مشابه با حالت درجه‌های هدررو بسته، بازدهی هم‌آنتروپی و توان تولیدی گردا به طرز محسوسی کاهش پیدا کند. در عمل این کاهش توان تولیدی گردا ناشی از گشودگی درجه‌های هدررو، خود را به صورت

شدن شبکه در نزدیک دیواره‌ها به مراتب از روش $k-\epsilon$ بیشتر بوده. لذا در کاربردهای مهندسی استفاده از الگوی $k-\epsilon$ به دلیل تعادل بین هزینه محاسباتی و دقت نتایج خروجی، معقول به نظر می‌رسد. مقایسه بین دو روش شبکه لغزنده و مختصات مرجع متحرک برای اعمال اثر دوران پره‌ها در معادلات، نشان‌دهنده آن است که روش شبکه لغزنده دارای دقت بهتری نسبت به روش مختصات متحرک بوده زیرا اثر عبور پره‌ها را در شبیه‌سازی اعمال می‌کند اما هزینه محاسباتی روش شبکه لغزنده به مراتب بیشتر از روش مختصات متحرک است.

۲. هندسه گردای موجود به دو دلیل نیاز به بازبینی و بهینه‌سازی



شکل ۱۳: تغییرات بازدهی گدا در گشودگی‌های مختلف دریچه هدررو در دو سرعت دورانی مختلف



شکل ۱۴: نمودار عملکردی گدا در چندین گشودگی مختلف دریچه هدررو به صورت میانگین گیری شده

نسبت فشار کاری گدا در محدوده بین $1/3$ تا $2/5$ قرار داشته باشد تا بیشینه بازدهی گدا حاصل گردد.

علائم انگلیسی

h	آنتالپی مخصوص، J/kg
K	انرژی جنبشی اغتشاشی، m^2/s^2
k	ضریب هدایت، W/m.K

کاهش سرعت دورانی گدا در سامانه پرخوران نشان می‌دهد.

۴. به منظور دستیابی به عملکرد بهینه گدا، باید نقاط کاری به گونه‌ای انتخاب شوند که گدا به بیشینه بازدهی خود برسد. با توجه به نمودار بازدهی ارائه شده برای گدا، مشاهده می‌شود که در سرعت‌های دورانی کم، بیشینه بازدهی در نسبت‌های فشار کم حاصل شده و با افزایش سرعت دورانی، نسبت فشار مربوط به بیشینه بازدهی نیز افزایش می‌یابد. بر اساس نمودار، توصیه می‌شود

- Research on Effect of Wastegate Diameter on Turbocharged Gasoline Engine Performance, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2016.
- [5] A. Dupuis, Key Features of the Turbocharged Engine System for the New PSA 1.2 L PureTech e-THP 3 Cylinder Gasoline Engine, 19, in: Aufladetechnische Konferenz, Sept, 2014.
- [6] E.M.V. Siggeirsson, S. Gunnarsson, Conceptual design tool for radial turbines, Journal of Applied Mathematics, 2011 (2011) 16.
- [7] M.T. Rahni, Bayati, Numerical Simulation of The Flow Inside a Turbocharger's Compressor, Aerospace Mechanics Journal, 6(1) (2010) 1-10. (in Persian)
- [8] L.M.G.-C. González, Experiments and Modelling of Automotive Turbochargers under Unsteady Conditions, 2015.
- [9] A. HAJILOUEI, M. Rad, H.M. SHAH, Modeling of twin-entry radial turbine performance characteristics based on experimental investigation under full and partial admission conditions, (2009).
- [10] J. Galindo, S. Hoyas, P. Fajardo, R. Navarro, Setup analysis and optimization of CFD simulations for radial turbines, Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 7(4) (2013) 441-460.
- [11] H. Tabatabaie, M. Broumand, M.T. Rahni, Comparing between 1D and 3D flow analysis in the on-engine small turbocharger experimentally and numerically, Modarres Mechanical Engineering, 11(4) (2012) 75-88. (in Persian)
- [12] S.L. Dixon, C. Hall, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, Butterworth-Heinemann, 2013.
- [13] F.M. White, Fluid mechanics. 5th, Boston: McGraw-Hill Book Company, (2003).
- [14] G. Heydarinejad, Turbulance, Publication of Tarbiat Modarres University, Tehran, 2009. (in Persian)
- [15] C. PER, Three Dimensional CFD Simulation of a Turbocharger Turbine For Motorsport Applications, Msc Thesis, 2010.
- [16] A. Fluent, 12.0 User's guide, Ansys Inc, (2009).
- [17] K. Li, Z. Xiao, Y. Wang, J. Du, K. Li, Parallel Computational Fluid Dynamics: 25th International Conference, ParCFD 2013, Changsha, China, May 20-24, 2013. Revised Selected Papers, Springer, 2014.
- [18] C. ANSYS, ANSYS CFX Modeling Guide Release 15.0, ANSYS Inc, (2013).

\dot{m} شار جرمی، kg/s

P فشار سیال، Pa

R_0 ثابت جهانی گازها، J/mol.K

T دما، K

t زمان، s

U بردار سرعت سیال، m/s

W کار انجام شده، J

w وزن مولکولی، kg/mol

علائم یونانی

ρ چگالی، kg/m³

τ تنش برشی، Pa

ω سرعت دورانی سیال، rad/s

μ لزجت سیال، Pa.s

μ_t لزجت اغتشاشی، Pa.s

\dot{O} نرخ اضمحلال انرژی جنبشی آشفته، (J/(kg.s))

ω بسامد اغتشاش، Hz

η بازدهی هم‌آنتروپی

زیرنویس

t توربین

0 شرایط سکون

مراجع

- [1] F. Schmitt, e. al, Future Passenger Car R2S Charging Systems - using VTG and Low Pressure EGR, in: GT-SUITE Conference 2008, Frankfurt 2008.
- [2] H. Karrabi, A. Hajilouy-Benisi, M. Nili-Ahmadabadi, Experimental and numerical investigation of a centrifugal compressor, in: ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, American Society of Mechanical Engineers, 2010, pp. 447-458.
- [3] R. Salehi, G. Vossoughi, A. Alasty, Modeling and estimation of unmeasured variables in a wastegate operated turbocharger, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 136(5) (2014) 052601.
- [4] Q. Chen, J. Ni, X. Shi, Q. Wang, Q. Chen, S. Liu,