

بهبود شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور ملی با در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت و افت مکانیکی در توربوشاژر

مسعود کهنوجی^۱، سید مصطفی آقامیرسلیم^{۱*}، سیدشهاب‌الدین علویون^۲

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران
^۲ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو)، تهران، ایران

چکیده: امروزه توربوشاژرها نقش مهمی در بهبود بازده، کوچک‌سازی و کاهش آلاینده‌های موتور احتراق داخلی ایفا می‌کنند. به دلیل جریان گاز داغ در توربین و هوای محیط در کمپرسور، اختلاف دما در دو سمت توربوشاژر زیاد است و این اختلاف دمای زیاد، باعث انتقال حرارت از توربین به دیگر اجزا توربوشاژر می‌شود. انتقال حرارت سبب کاهش عملکرد توربوشاژر می‌گردد، زیرا قسمتی از انرژی گاز داغ از طریق انتقال حرارت دفع شده است. نیاز به تخمین دقیق دمای گازهای خروجی توربین جهت طراحی مسیر گازهای خروجی یا تعیین شرایط مرزی توربوشاژر دوم در موتورهای دارای توربوشاژرهای دوم‌رحله‌ای، همچنین نیاز به تخمین دمای خروجی کمپرسور به‌عنوان شرایط مرزی برای خنک‌کن میانی و محافظه احتراق در صورت نبود خنک‌کن میانی وجود دارد. در این پژوهش، الگوی انتقال حرارت یک‌بعدی توربوشاژر، به شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور درگیر می‌شود. نتایج نشان‌دهنده بهبود (حداکثر تا ۵۰ درجه سانتی‌گراد) در پیش‌بینی دمای خروجی توربین است و همچنین بر روی دیگر مشخصه‌های شبیه‌سازی موتور از جمله دمای خروجی کمپرسور، سرعت توربوشاژر، توان ترمزی موتور، فشار خروجی توربین و غیره، تأثیر نمی‌گذارد.	تاریخچه داوری: دریافت: بازنگری: پذیرش: ارائه آنلاین:
	کلمات کلیدی: توربوشاژر افت مکانیکی انتقال حرارت شبیه‌سازی یک‌بعدی

۱- مقدمه

امروزه موتورهای احتراق داخلی با دو مشکل عمده انتشار آلاینده‌ها و کاهش مصرف سوخت در راستای تحقق مقررات جدید منطقه‌ای (مانند استاندارد یورو شش) روبرو هستند. برای رسیدن به این اهداف، موتورهای جدید بر اساس کوچک کردن موتور و افزایش فشار هوای ورودی موتور طراحی می‌شوند. در سال‌های اخیر استفاده از توربوشاژرها، به یکی از کلیدی‌ترین سامانه‌ها برای بهبود موتورهای بنزینی و دیزلی تبدیل شده است. توربوشاژرهای جدید قابلیت افزایش شار هوا، به همراه کوچک‌سازی موتور و همچنین مصرف سوخت و آلودگی کمتر را فراهم می‌کنند. یکی از مهم‌ترین ابزارهای مهندسان خودرو برای گسترش موتور، شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی است که توانایی پیش‌بینی مشخصه‌های جریان و در نتیجه عملکرد موتور را دارد. تولیدکنندگان موتور در حال گسترش استفاده از شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور می‌باشند زیرا این شبیه‌سازها از دقت کافی و هزینه محاسباتی ارزان بهره‌مند هستند. در ادامه کارهای انجام گرفته در زمینه، دو مبحث مهم انتقال حرارت و افت مکانیکی در توربوشاژر مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۱-۱- انتقال حرارت

شعبان و سیوم^[۱] و شعبان^[۲] در آزمون بدون عایق کردن توربوشاژر و با استفاده از دستگاه آزمون، دمای ورودی توربین^۳ را از ۳۳ تا ۷۰۰ درجه سانتی‌گراد تغییر داده و تأثیر انتقال حرارت را بر روی بازدهی کمپرسور^۴ بررسی کرده‌اند. همچنین بر اساس نتایج سیراکوف و کیسی^[۳]، در صورت نادیده گرفتن انتقال حرارت، منحنی‌های عملکردی آزمون داغ در سرعت‌های کند، تا بیش از ۲۰ درصد مقدار بازدهی کمپرسور را کمتر و بازدهی توربین را بیشتر از مقدار واقعی برآورد می‌کنند. آن‌ها یک فرآیند اصلاحی برای اثر انتقال حرارت بر بازدهی تعریف کردند که نقشه عملکردی همراه با انتقال حرارت را به نقشه عملکردی بی‌دررو (برای هر دو توربین و کمپرسور)، بدون نیاز به اندازه‌گیری یا داشتن دانش قبلی در مورد انتقال حرارت، تبدیل می‌کند. بینز و همکاران^[۴] بر اساس نتایج تجربی، ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی داخلی و خارجی را برای سه توربوشاژر پیشنهاد دادند و انتقال حرارت هدایت را بر اساس داده‌های منتشرشده برای جنس محافظه‌ها به دست آوردند. آن‌ها یک الگوی یک‌بعدی انتقال حرارت توربوشاژر ارائه دادند که انتقال حرارت

- 2 Shaaban and Seume
- 3 Turbine
- 4 Compressor
- 5 Sirakov and Casey
- 6 Baines et al.

1 Turbocharger

و نظری با استفاده از روش ظرفیت فشرده یک‌بعدی بررسی کرده و ضرایب انتقال حرارت داخلی توربوشاژر را با استفاده از اعداد بی‌بعد ارائه داده است. همچنین با استفاده از الگوی انتقال حرارت ظرفیت فشرده و افت مکانیکی در یاتاقان‌ها توانست بازدهی بی‌دررو توربین و کمپرسور را با استفاده از داده‌های آزمون داغ (در حالت عایق) به دست آورد. سرانو و همکاران [۱۵] در شبیه‌سازی موتور دیزل با توربوشاژر توربین هندسه متغیر، انتقال حرارت در توربوشاژر را با شبیه‌ساز موتور درگیر کردند. به این صورت که با استفاده از انتقال حرارت در توربوشاژر مقدار ضرایب بازدهی را محاسبه و در شبیه‌ساز اعمال کردند. با تغییر ضرایب بازدهی، همگرایی سرعت توربوشاژر با مشکل مواجه می‌شود، به همین علت آن‌ها مقدار سرعت توربوشاژر را در هر دور با عملکرد به محور توربوشاژر در شبیه‌سازی اعمال کردند. همچنین برای توربوشاژر با توربین با دریچه هدررو، نمی‌توان با تغییر ضرایب بازدهی دمای خروجی را بهبود بخشید، زیرا که مقداری از شار گاز داغ از فرایند انبساط در توربین عبور نمی‌کند.

۱-۲- افت مکانیکی

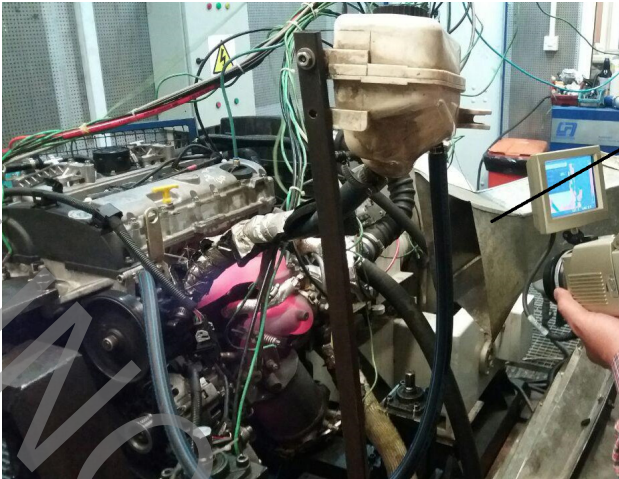
مقداری از کار تولیدی توربین توربوشاژر با افت مکانیکی، به صورت گرما تلف می‌شود و مابقی کار به کمپرسور می‌رسد. این افت مکانیکی در یاتاقان‌های محوری و شعاعی به دلیل تنش برشی بین روغن و محور توربوشاژر صورت می‌گیرد. افت مکانیکی در دمای خنک روغن و زمانی که مقدار کار توربین کم است، سهم چشمگیری از کار توربین را در برمی‌گیرد [۱۶]. برای محاسبه مقدار افت مکانیکی در توربوشاژر سه روش کلی وجود دارد که عبارت‌اند از: اندازه‌گیری تجربی، شبیه‌سازی عددی و الگوی سریع [۱۷].

روش مستقیم، دقیق‌ترین نتایج را برای افت مکانیکی به همراه دارد. این اندازه‌گیری معمولاً با استفاده از گشتاورسنج انجام می‌شود و محدودیت‌های این روش این است که اندازه‌گیری در سرعت‌های تند محور توربوشاژر، دشوار است. در استفاده از روش غیرمستقیم نیازی به تغییرات در توربوشاژر نیست و در سرعت‌های تند قابل اندازه‌گیری است، اما از دقت کم‌تری نسبت به روش مستقیم برخوردار است. معمولاً به سه صورت اندازه‌گیری‌های غیرمستقیم انجام می‌شود: اختلاف بین توان توربین و کمپرسور، آزمون کاهش سرعت آزاد، تغییرات انرژی روغن [۱۷].

دیلیگان و همکاران^۹ [۱۸] یاتاقان شعاعی را به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی کردند و در سرعت‌ها و فشار ورودی مختلف، شبیه‌سازی را به صورت جریان آرام و دو شرایط هم‌دما و شار ثابت انجام دادند. منظور از الگوی سریع افت مکانیکی این است که یک رابطه صریح بین افت مکانیکی و دیگر پارامترهای مربوط برقرار کرد و مزیت این الگو این است که می‌توان افت مکانیکی را به سادگی به شبیه‌ساز یک‌بعدی موتور درگیر کرد. الگوی تجربی سریع افت مکانیکی ارائه‌شده را می‌توان در کار پابری و همکاران

خارجی به محیط و انتقال حرارت داخلی بین قطعات توربوشاژر را به دست آوردند. رومانیولی و مارتینز^۱ [۵ و ۶] در آزمایشگاه، انتقال حرارت توربوشاژر را در زمانی که توربوشاژر بر روی یک موتور دو لیتری دیزل نصب‌شده بود بررسی کردند. در حین آزمون، سرعت موتور بین ۱۰۰۰ تا ۳۰۰۰ دور در دقیقه (د.د.د) و گشتاور موتور بین ۸ تا ۲۵۰ نیوتن متر تغییر داده شد و اثر انتقال حرارت در توربوشاژر نصب‌شده بر روی موتور در هر سرعت و بار ثابت موتور بررسی شد. آقاعلی [۷] با آزمون‌های تجربی بر روی توربوشاژر و نصب حسگر در قسمت‌های مختلف، مقدار انتقال حرارت در هر قسمت را مشخص کرد و سپس شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور را بهبود بخشید. به این صورت که با استفاده از دو پایشگری پی‌آی‌دی^۲ از دمای خروجی کمپرسور و توربین پسخورد^۳ گرفته می‌شود و با استفاده از چشمه حرارتی بعد از کمپرسور و چاه حرارتی قبل از توربین این دماها را به دماهای تجربی منطبق می‌کنند. آقاعلی و آنگستروم^۴ [۸] همچنین نشان دادند که با اضافه کردن انتقال حرارت در شبیه‌ساز موتور، دیگر نیازی به تصحیح ضریب بازدهی کمپرسور نیست و تصحیح ضریب بازدهی توربین نیز کمتر می‌شود. آقاعلی و همکاران [۹] با آزمون‌های تجربی و مقایسه هفت روش برای محاسبه انتقال حرارت خارجی در توربوشاژر، در انتها ضریب انتقال حرارتی خارجی جدیدی را ارائه دادند. همچنین نشان دادند که شرایط مختلف انتقال حرارت بر انتقال حرارت داخلی از توربین به محفظه یاتاقان و از محفظه یاتاقان به کمپرسور تأثیر چندانی ندارد. المیدا و همکاران^۵ [۱۰] یک روش برای محاسبه انتقال حرارت در داخل توربوشاژر (در حالتی که توربوشاژر عایق باشد) برای یک خودرو سواری دیزل ارائه کردند. آن‌ها از الگوی حرارتی یک‌بعدی ظرفیت فشرده بر پایه قیاس برقی استفاده کردند. سرانو و همکاران^۶ [۱۱] یک روش عمومی برای محاسبه انتقال حرارت در توربوشاژر با اندازه کوچک ارائه دادند. این روش بر اساس داده‌های تجربی چهار توربوشاژر متفاوت و الگوی حرارتی یک‌بعدی ظرفیت فشرده بر پایه قیاس برقی استوار است و مجموعه توربوشاژرها را به صورت ساده‌شده سه استوانه (توربین، محفظه یاتاقان و کمپرسور) در نظر گرفتند. سرانو و همکاران [۱۲] پدیده‌ی انتقال حرارت جابه‌جایی داخلی را بر روی سه توربوشاژر، اندازه‌گیری و به روش ظرفیت فشرده یک‌بعدی تحلیل کردند. علاوه بر این، تصحیحات عمومی را برای این جریان بر اساس اعداد بی‌بعد، در سه توربوشاژر، اتصال و اعتبارسنجی کردند. پابری و همکاران^۷ [۱۳] انتقال حرارت خارجی توربوشاژر را مطالعه کرده و الگوی ساده‌ای برای محاسبه هر دو انتقال حرارت تشعشع و جابه‌جایی پیشنهاد داده‌اند. رییس بلمونت^۸ [۱۴] انتقال حرارت در توربوشاژر را به صورت تجربی

- 1 Romagnoli and Martinez-Botas
- 2 Proportional-Integral-Derivative (PID)
- 3 Feedback
- 4 Aghaali and Angstrom
- 5 Olmeda et al.
- 6 Serrano et al.
- 7 Payri et al.
- 8 Reyes-Belmonte



خنک کن خارجی (دورانه)

شکل ۲: اتاق آزمون موتور احتراق داخلی TC7EF

موتور مورد بررسی در اتاق آزمون، موتور ملی (با حجم موتور ۱۷۰۰ میلی لیتر و توان بیشینه ۱۱۰ کیلووات به همراه توربوشارژر که مشخصات این توربوشارژر در جدول ۱ آمده است. همچنین جانمایی توربوشارژر بر روی موتور ملی در شکل ۱ مشاهده می شود.

در شکل ۲ اتاق آزمون موتور ملی نشان داده شده است. آزمون موتوری در شرایطی انجام گرفته است که برای خنک کردن توربوشارژر از پروانه استفاده شده است، درواقع این پروانه، شرایط موتور در خودرو در حال حرکت را شبیه سازی می کند. همچنین منظور از مدار آب در این مقاله، آب به اضافه ۵۰ درصد ضد یخ است که با توجه به استفاده از ضد یخ و تغییر در خواص آب، با توجه به مرجع [۲۱] خواص آب به همراه ۵۰ درصد ضد یخ مشخص می شود.

تجهیزاتی که در اتاق آزمون موتور وجود دارند شامل لگام ترمز، اندازه گیر دما، اندازه گیر فشار، اندازه گیری سرعت توربوشارژر، اندازه گیر مصرف سوخت، اندازه گیر هوای مصرفی، سامانه اندازه گیر شرایط محیطی، سامانه خنک کاری، سامانه مناسب سازی دمای روغن موتور، سامانه تنظیم دمای سوخت، سامانه پایش هوای ورودی، محرک دریچه گاز و سامانه اتصالی حسگرها و محرکها با رایانه و سامانه پایش مرکزی و نرم افزارها است. داده برداری در حالت تمام بار موتور و در دوره های مختلف انجام گرفته است. با توجه به این که نتیجه اندازه گیری مطلق نمی باشد و مقداری خطا همواره همراه با اندازه گیری وجود دارد. برای بررسی خطا در اندازه گیری ها، مشخصات مختلف موتور در چهار بار آزمون کردن موتور ملی در شرایط جوی تهران و در دور میانه موتور ۳۰۰۰ د.د.د مورد بررسی و تجزیه تحلیل قرار گرفته است که در این آزمون ها در مجموع ۱۶۱ دفعه پارامترهای مختلف اندازه گیری شده اند. این اندازه گیری ها به همراه مقدار بیشینه، کمینه، میانگین و انحراف معیار اندازه گیری ها در جدول ۲ نشان داده شده اند.

[۱۹] یافت. آن ها معادله بین افت مکانیکی و اعداد بی بعد را مشخص کردند که شامل عدد رینولدز جریان روغن، عدد پراتل و اختلاف فشار بی بعد است. سرانو و همکاران [۲۰] با ساده سازی معادلات پیوستگی و تکانه، یک الگوی سریع برای افت مکانیکی در یاتاقان محوری و شعاعی ارائه دادند.

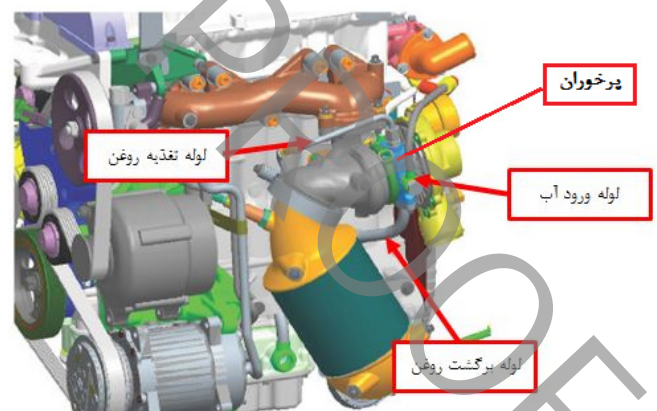
در این پژوهش برای اولین بار، شبیه ساز یک بعدی موتور احتراق داخلی با توربوشارژر با دریچه هدررو باز، بهبود پیدا می کند. به این صورت که الگوی انتقال حرارت و افت مکانیکی در توربوشارژر به شبیه ساز یک بعدی موتور درگیر می شود و دمای خروجی کمپرسور و توربین بهبود می یابند. در ادامه این پژوهش، آزمون تجربی برای اعتبارسنجی نتایج شرح داده می شود، سپس الگوی انتقال حرارت و افت مکانیکی توربوشارژر و همچنین شبیه سازی یک بعدی موتور احتراق داخلی شرح داده می شود. بعد از آن، نحوه درگیر کردن الگو به شبیه ساز و نتایج شبیه سازی مورد بحث قرار می گیرد و در انتها جمع بندی از پژوهش ارائه می گردد.

۲- آزمون تجربی

نتایج تجربی برای اعتبارسنجی، با استفاده از آزمون موتوری مشخص می شوند، درواقع یک موتور احتراق داخلی با حسگرهای مختلف در اتاق آزمون قرار گرفته است و در نقاط کاری مختلف داده برداری صورت می پذیرد.

جدول ۱: مشخصات توربوشارژر موتور ملی

پارامتر	مقدار
قطر بیرونی چرخ کمپرسور	۵۱ mm
قطر داخلی چرخ کمپرسور	۳۵/۵ mm
قطر بیرونی چرخ توربین	۴۳/۶ mm
قطر داخلی چرخ توربین	۳۶/۶ mm
بیشینه سرعت توربوشارژر	۲۲۰۰۰ rpm
مدار خنک کن آب	دارد
توربین با دریچه هدررو	دارد



شکل ۱: جانمایی توربوشارژر و لوله های متصل به آن بر روی موتور ملی

جدول ۲: تحلیل خطا پارامترهای مختلف موتور (پراکندگی داده‌های اندازه‌گیری)

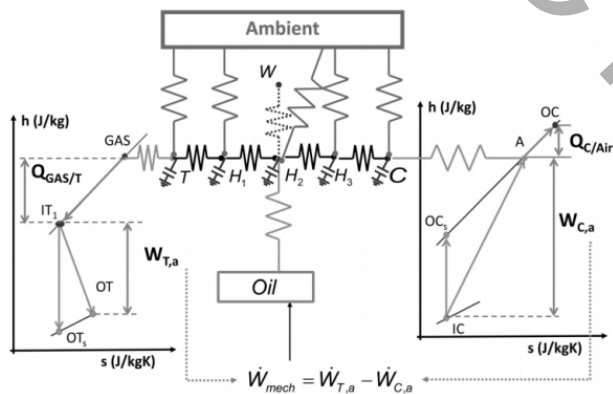
توان ترمزی (kW)	لاامبدا	گشتاور ترمزی (N.m)	دمای بعد از فشار بعد از تنجار (°C)	فشار بعد از تنجار (kPa)	شار هوای ورودی (kg/h)	شار گازهای خروجی (kg/h)	مصرف سوخت
۶۷/۸۵۵	۰/۸۰۱	۲۱۶/۱	۷۹۰/۹	۱۹۵/۷	۲۸۲/۴۱	۳۰۷/۸۹	۲۵/۷۱
۶۵/۹۴	۰/۷۵۶	۲۱۰/۰۱	۷۸۳/۹۳	۱۸۷/۹۰	۲۷۷/۳۶	۳۰۲/۳۲	۲۴/۹۶
۶۲/۹۸	۰/۷۳۸	۲۰۰/۰۶	۷۷۹/۵	۱۸۰/۹	۲۷۱/۰۱	۲۹۴/۲۳	۲۳/۱۵
۱/۲۷۲	۰/۰۱۹	۴/۰۵	۲/۵۹۸	۳/۰۱۸	۲/۹۳	۳/۷۳	۰/۸۴۹

مدار روغن و سیال خنک‌کن (H_۲ نزدیک کمپرسور) تقسیم شده است و محفظه کمپرسور گره C است. چهار سیال در الگو مشاهده می‌شود که شامل گاز داغ، هوای تازه، روغن و آب هستند. گاز داغ در توربین و هوای تازه در کمپرسور به ترتیب در تولید و مصرف توان مؤثراند. به علاوه روغن در محور توربوشارژر، علاوه بر روانکاری، قسمتی از انتقال حرارت در داخل توربوشارژر را دفع می‌کند. در نهایت مدار خنک‌کن آب که در محفظه یاتاقان وجود دارد. هر یک از این سیالات به صورت یک گره در الگو مشخص شده‌اند. بین گره‌های فلزی در الگو، مقاومت حرارتی هدایت قرار گرفته و بین گره فلزی و سیال مقاومت حرارتی جابه‌جایی قرار گرفته است. سرانجام، الگوی برقی معادل توربوشارژر شامل خازن در گره فلزی برای در نظر گرفتن پدیده‌ی انباشت یا انتشار انرژی گرمایی گره‌ها در طول تحول گذرا در نظر گرفته شده است.

با توجه به انحراف معیار، مقدار درصد خطای اندازه‌گیری در توان ترمزی موتور برابر ۱/۹۲ درصد، لامبدا برابر ۲/۵۱ درصد، گشتاور ترمزی برابر ۱/۹۲ درصد، دمای بعد از گردا برابر ۰/۳۳ درصد، فشار بعد از تنجار برابر ۱/۶ درصد، فشار بعد از گردا برابر ۱/۷۷ درصد، شار هوا برابر ۱/۰۵ درصد، شار گازهای خروجی برابر ۱/۲۳ درصد و مصرف سوخت برابر ۳/۴ درصد است. بنابراین منحنی‌های اندازه‌گیری‌های تجربی به صورت یک پهنه می‌باشند.

۳- شبیه‌سازی

در توربین توربوشارژر، گاز داغ خروجی از موتور و در کمپرسور، هوای محیط عبور می‌کند که این توربین و کمپرسور به کمک محفظه یاتاقان به یکدیگر متصل می‌گردند و محفظه یاتاقان شامل مدار خنک‌کاری و روغن‌کاری است. با توجه به اختلاف دمای زیاد بین سیالات (گاز داغ، مدار روغن، مدار خنک‌کاری و هوای ورودی به کمپرسور) در توربوشارژر، گرما از سمت توربین به سمت محفظه یاتاقان و کمپرسور منتقل می‌شود. چندین مطالعه در زمینه‌ی انتقال حرارت توربوشارژر، نشان‌دهنده‌ی این موضوع است که توزیع دمای شعاعی در یک سطح مقطع در برابر توزیع دمای محوری توربوشارژر ناچیز است [۶]. با توجه به این نتیجه، می‌توان از الگوی یک‌بعدی، به جای الگوی سه‌بعدی برای محاسبه انتقال حرارت استفاده کرد. در این قسمت به شبیه‌سازی انتقال حرارت پرداخته می‌شود و همچنین برای بررسی انتقال حرارت، نیاز به محاسبه مقدار افت مکانیکی در یاتاقان‌ها است که در ادامه به آن نیز پرداخته می‌شود.



شکل ۳: الگوی ظرفیت فشرده یک‌بعدی توربوشارژر [۲۳]

در این الگو به منظور ساده‌سازی پدیده انتقال حرارت فرض شده است که عمده انتقال حرارت در قسمت توربین، قبل از فرایند انبساط منتقل شود و همچنین انتقال حرارت در قسمت کمپرسور، بعد از فرایند تراکم منتقل شود. این فرض با توجه به هندسه و دمای سیالات گاز و هوا، معقول است.

برای محاسبه انتقال حرارت با استفاده از الگوی شکل ۳ باید توازن انرژی برای هر گره به صورت جداگانه نوشته شود و دستگاه معادلات غیر خطی، به صورت همزمان حل گردد، توازن انرژی برای یک گره برابر است با:

۳-۱-۱-۳ مدل افت مکانیکی و انتقال حرارت

برای شبیه‌سازی انتقال حرارت به صورت یک‌بعدی از قیاس برقی استفاده می‌شود [۲۲]. در این الگو، اجزای مورد بررسی، به صورت شبکه حرارتی از گره‌ها با مقاومت حرارتی به یکدیگر متصل شده‌اند. ساختار مورد نظر (هندسه) به گره‌هایی تقسیم می‌شود که این الگو در شکل ۳ مشاهده می‌شود. در این الگو، توربوشارژر به پنج گره تقسیم شده است که شامل محفظه توربین گره T، محفظه یاتاقان با توجه به اختلاف دمای زیادی که در دو سمت این عنصر وجود دارد به سه گره H_۱ (نزدیک توربین)، H_۲

$$Nu_{Gas/T} = a.Re^b Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} . F$$

$$F = 1 + 0.9756 \cdot \left(\frac{D_p / \eta_{max}}{L_{eff}}\right)^{0.76}$$
(۴)

$$L_{eff} = \frac{L_t^2}{4.D_p}$$

که F یک ضریب برای اثر حداکثر بازدهی بی‌دررو توربین است و با توجه به مشخصات توربوشارژر مورد نظر و مرجع [۱۴]

$a = 0.101$ و $b = 0.84$ می‌باشند. عدد بی‌بعد رینولدز برابر است:

$$Re = \frac{4\dot{m}_T}{\pi\mu D_{eff}}$$
(۵)

انتقال حرارت بین گاز داغ و محفظه توربین برابر است با:

$$Q_{Gas/Turbine} = Nu_{Gas/T} . k . \pi . L_{eff} . \left(T_{Turbine} - \frac{T_{Gas} + T_{IT}}{2}\right)$$
(۶)

انتقال حرارت در کمپرسور در دو جهت صورت می‌پذیرد، معمولاً در دوره‌های کند، انتقال حرارت از محفظه یاتاقان به کمپرسور است و در دوره‌های تند، انتقال حرارت از کمپرسور به محفظه یاتاقان صورت می‌گیرد، در نتیجه برای هر دو حالت یک ضریب انتقال حرارت ارائه شده است [۱۲]:

$$Nu_{air/comp} = \begin{cases} 0.284 Re^{0.8} Pr^{0.3} \text{ if } T_{air} < T_{wall} \\ 0.095 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ if } T_{air} > T_{wall} \end{cases}$$
(۷)

برای محاسبه انتقال حرارت بین سیال روغن و محفظه یاتاقان از عدد بی‌بعد ناسلت استفاده می‌شود [۱۲]:

$$Nu_{H2/oil} = 2.51 Re^{0.8} Pr^{0.3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$
(۸)

برای محاسبه انتقال حرارت بین آب و محفظه یاتاقان از عدد بی‌بعد ناسلت استفاده می‌شود [۱۲]:

$$Nu_{H2/W} = 0.096 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$
(۹)

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری خارجی توربوشارژر، برای یک استوانه افقی با جریان سیال عمود بر محور، در نظر گرفته می‌شود که برابر است با [۲۵]:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4 / Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$
(۱۰)

انتقال حرارت تشعشع خارجی بین دو جسم خاکستری برابر است با:

$$Q_{radiation} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{A_1 \epsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1 - \epsilon_2}{A_2 \epsilon_2}}$$
(۱۱)

$$m_i c \frac{T_{t+\Delta t}^i - T_t^i}{dt} = \sum_j K_{ij} (T_{t+\Delta t}^j - T_{t+\Delta t}^i)$$

$$+ \sum_k q_{k \rightarrow i} + \sum_l h_{li} A_{li} (T_{t+\Delta t}^l - T_{t+\Delta t}^i)$$
(۱)

بنابراین برای نه گره، در حالت پایا معادله (۱) نوشته می‌شود و دستگاه نه معادله، نه مجهول غیر خطی به صورت همزمان و با روش نیوتن-رافسون حل می‌گردد. در ادامه، پارامترهای مجهول این دستگاه معرفی و مشخص می‌گردند.

ضریب انتقال حرارت هدایت بین دو صفحه تخت برابر است با [۲۴]:

$$K_{ij} = \frac{k_{i,j} A_{i,j}}{x_{i,j}}$$
(۲)

$$Q_{i,j}^{cond} = K_{i,j} . (T_i - T_j)$$

که مساحت سطح تماس و فاصله دو گره با توجه به هندسه توربوشارژر و ضریب هدایت نیز با توجه به جنس قطعات توربوشارژر در جدول ۳ مشخص می‌گردد.

جدول ۳: مشخصات توربوشارژر موتور ملی

قطعه	جنس	$C(J/kg.K)$	$\rho(kg/m^3)$	$k(W/m.K)$
محفظة توربین	Ni-ResistD-5s	۵۰۰	۷۴۷۳/۶	۱۲/۶
محفظة یاتاقان	FT200iron casting	۵۲۵	۷۰۵۹	۴۸/۴
محفظة کمپرسور	Aluminium	۸۶۰	۲۶۷۰	۲۰۵

ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی داخلی، شامل انتقال حرارت از سیال به جامد در چهار قسمت توربوشارژر است که شامل انتقال حرارت بین گاز داغ در توربین با محفظه توربین، هوا در کمپرسور با محفظه کمپرسور، روغن با محفظه یاتاقان و سیال خنک‌کن آب با محفظه یاتاقان است. در هر چهار قسمت انتقال حرارت از نوع جابه‌جایی اجباری است که برحسب اعداد بی‌بعد، این ضرایب ارائه شده‌اند. به این ترتیب انتقال حرارت جابه‌جایی بین جامد و سیال برابر است با [۲۴]:

$$Q_{i,i}^{conv} = h A_{i,i} . (T_i - T_i)$$
(۳)

برای محاسبه انتقال حرارت بین گاز داغ و محفظه توربین از معادله (۴) استفاده می‌گردد [۱۴]:

$$\dot{W}_{tb} = k_{tb} \pi (R_{tb,max}^2 - R_{tb,min}^2) \times \bar{R}_{tb}^2 \sqrt[3]{\frac{F_{at} \rho}{12 k_m \dot{m} \varphi \mu (\bar{T}_{oil})}} \mu (\bar{T}_{oil}) n^2 \quad (13)$$

که پارامترهای بکار برده شده در این معادله عبارت‌اند از k_{tb} ثابت تناسب یاتاقان محوری، $R_{tb,max}$ شعاع بیشینه یاتاقان محوری، $R_{tb,min}$ شعاع کمینه یاتاقان محوری، R_{tb} شعاع میانگین یاتاقان محوری، F_{at} نیروی محوری وارد بر یاتاقان محوری، k_m ثابت تناسب برای نرخ شار جرمی روغن، m شار جرمی روغن و φ پارامتر ثابت هندسی هستند.

ثابت تناسب k_{tb} مقدار یک پیشنهاد شده است و شعاع میانگین یاتاقان محوری برابر است با:

$$\bar{R}_{tb} = \left(\frac{R_{tb,max} - R_{tb,min}}{2} \right) + R_{tb,min} \quad (14)$$

همچنین F_{at} نیروی محوری وارد بر یاتاقان محوری از این معادله به دست می‌آید [۱۹]:

$$F_{at} = |F_{comp} + F_{turb}| = |A'_{comp} \cdot \frac{P_{comp,in} - 0.6(P_{comp,out} - P_{comp,in})}{2} + A'_{turb} \frac{P_{turb,in} - P_{turb,out}}{2}| \quad (15)$$

$$A'_{comp} = k_{A_{comp}} A_{comp}$$

$$A'_{turb} = k_{A_{turb}} A_{turb}$$

۳-۲- الگوی موتور احتراق داخلی

نرم‌افزار جی‌تی‌پاور^۱ یک نرم‌افزار تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی یک‌بعدی برای شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی است. در الگوی جی‌تی‌پاور ضرایب مجهول بسیاری موجود است که این ضرایب در حین فرایند زینه‌بندی (کالیبراسیون)^۲ با استفاده از آزمون‌های تجربی و سعی و خطا، مرحله به مرحله محاسبه می‌شوند و الگوی موتور احتراق داخلی تکمیل می‌گردد. هدف این است که با این کار، نتایج خروجی موتور را به نتایج واقعی نزدیک کنند. بنابراین فرایند زینه‌بندی جی‌تی‌پاور یک فرایند زمان‌بر است. در شکل ۵ نمایی از الگوی شبیه‌ها جی‌تی‌پاور موتور ملی EFVTC مشاهده می‌شود. نحوه گسسته‌سازی به روش حجم محدود و از شبکه جابجا شده استفاده شده است. طول گسسته‌سازی پیشنهادی نرم‌افزار ۰/۴ قطر استوانه موتور برای قسمت ورودی و ۰/۵۵ قطر استوانه موتور برای قسمت خروجی موتور است [۲۸]. از روش صریح و پایا استفاده شده است که متغیرهای اساسی در روش صریح شامل شار جرمی، چگالی و انرژی داخلی می‌باشند. همچنین برای انتقال حرارت استوانه‌ها از مدل وشنی‌جی‌تی استفاده شده است.

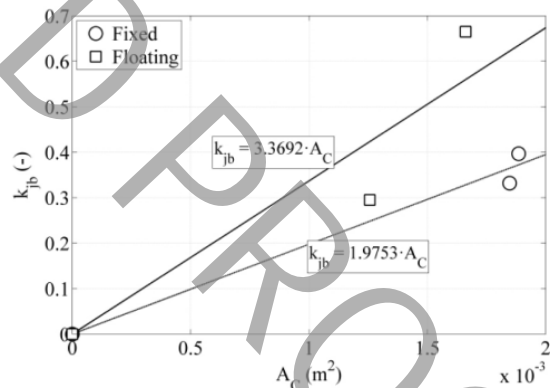
برای محاسبه ضرایب دید بین تمام اجزا توربوشارژر، نیاز به ساده‌سازی هندسه توربوشارژر است به این صورت که توربوشارژر به صورت سه استوانه متصل به هم در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از دو معادله تحلیلی، ضریب دید بین دو صفحه دایره‌ای هم‌مرکز با استوانه بین آن دو [۲۶] و ضریب دید بین یک حلقه و سطح خارجی یک استوانه متصل به آن [۲۷] و همچنین استفاده از روابط تقابل و مجموع در ضرایب دید، مقادیر ضرایب دید بین تمام اجزا توربوشارژر محاسبه شده است.

برای تکمیل کردن الگوی انتقال حرارت، نیاز به محاسبه افت مکانیکی در یاتاقان‌ها است، تا این افت به صورت چشمه حرارتی به مدار روغن اعمال شود. برای محاسبه افت مکانیکی از الگوی افت مکانیکی سرانو و همکاران [۱۹] استفاده می‌شود زیرا که این الگوی افت مکانیکی با معادلات صریح و ساده بیان شده است و در هر دور کاری می‌توان مقدار افت مکانیکی را به سرعت و با دقت خوب محاسبه کرد. همچنین ضرایب ثابت این الگوی برای چند توربوشارژر مختلف ارائه شده است که نشان دهنده جامعیت این الگو است. معادلات حاکم بر افت مکانیکی در یاتاقان شعاعی و یاتاقان محوری به شرح هستند.

افت مکانیکی در یاتاقان شعاعی با معادله (۱۲) بیان می‌شود [۱۹].

$$\dot{W}_{jb} = 2\pi R_{jb}^3 k_{jb} \frac{L_{jb}}{h_{jb}} \mu (\bar{T}_{oil}) n^2 \quad (12)$$

که پارامترهای بکار برده شده در این معادله عبارت‌اند از: R_{jb} شعاع داخلی یاتاقان شعاعی، k_{jb} ثابت تناسب، L_{jb} طول یاتاقان شعاعی، h_{jb} ضخامت فیلم روغن، $\mu (\bar{T}_{oil})$ گرانیوی روغن در دمای متوسط روغن و n سرعت توربوشارژر است. ثابت تناسب k_{jb} با توجه به مرجع [۱۱] و یاتاقان شناور مورد استفاده در توربوشارژر، با توجه به شکل ۴ محاسبه می‌شود.

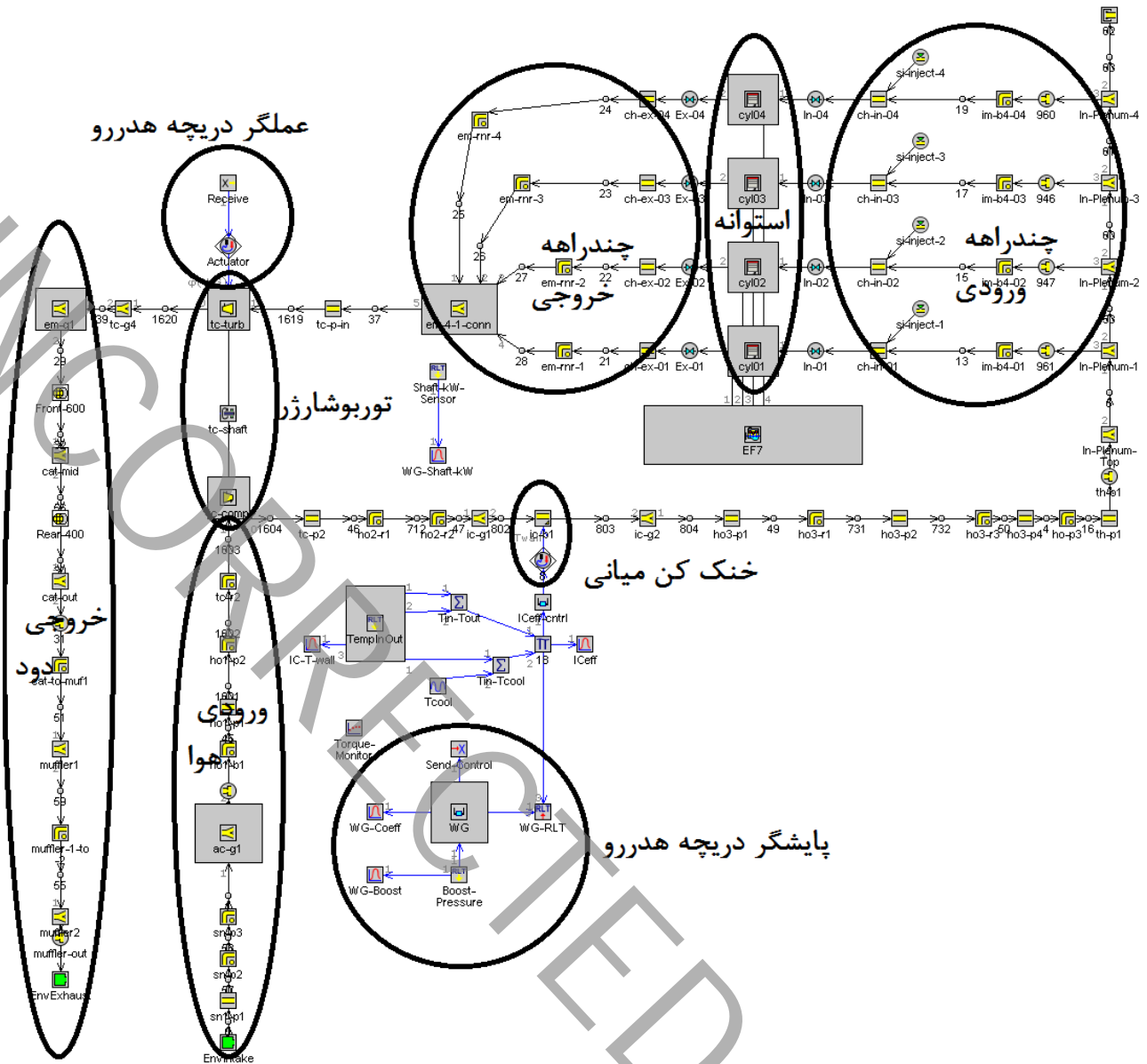


شکل ۴: ثابت تناسب یاتاقان شعاعی [۱۱].

افت مکانیکی در یاتاقان محوری با این معادله بیان می‌شود [۱۹]:

1 GT-Power

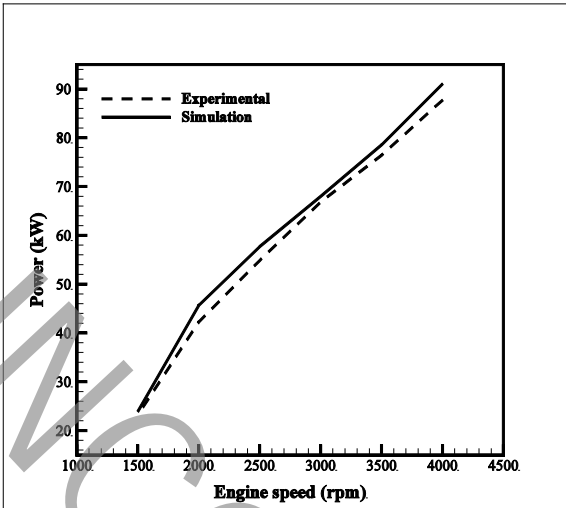
2 Calibrate



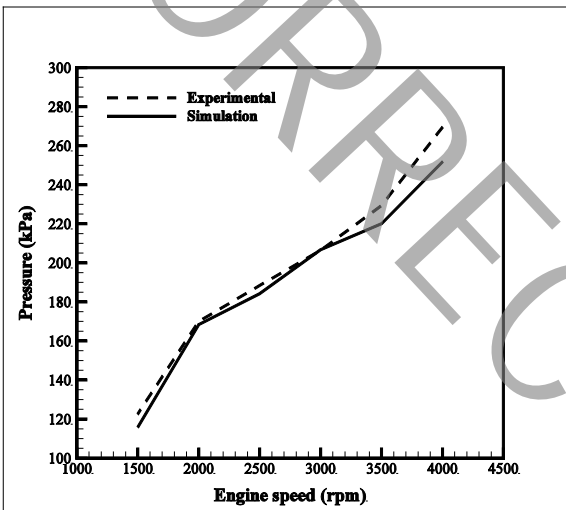
شکل ۵: نمایی از الگوی شبیه‌سازی یک‌بعدی (جی‌تی‌پاور) موتور ملی TC7EF.

توربین در هر دور مشخص می‌شوند و با توجه به فیزیک مسئله، این انتقال حرارت به صورت چشمه حرارتی بعد از کمپرسور و به صورت چاه حرارتی قبل از توربین به شبیه‌ساز اعمال می‌گردد. با اعمال انتقال حرارت به صورت چشمه و چاه حرارتی، نیاز به اعمال سرعت به محور توربوشارژر نیست و سرعت توربوشارژر به کمک شبیه‌ساز محاسبه می‌گردد. همچنین چشمه و چاه حرارتی بر تمام شار جرمی سیال تأثیر می‌گذارد. با اعمال انتقال حرارت در شبیه‌ساز یک‌بعدی موتور، نتایج این شبیه‌سازی با شبیه‌سازی در حالت بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت و همچنین با نتایج آزمون موتوری مقایسه می‌شوند و بررسی می‌گردد که اضافه کردن انتقال حرارت در توربوشارژر بر روی دیگر پارامترهای موتور تأثیر منفی نگذارد. در ادامه نحوه درگیر کردن

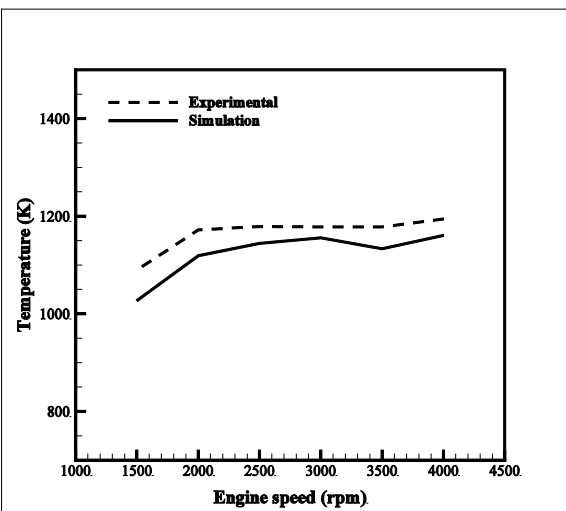
برای بهبود شبیه‌ساز یک‌بعدی موتور احتراق داخلی بنزینی، همراه با توربوشارژر با درجه هدررو به این صورت عمل می‌کنیم که ابتدا بدون درگیر کردن الگوی انتقال حرارت توربوشارژر و بدون تغییر ضرایب بازدهی در توربین و کمپرسور، شبیه‌سازی با شرایط آزمون زینه‌بندی می‌گردد. نتایج این شبیه‌سازی در هر دور کاری موتور احتراق داخلی با مشخصه‌های فشار و دما بعد از توربین و همچنین مقدار توان موتور با نتایج آزمون موتوری اعتبارسنجی می‌شوند. سپس با استفاده از الگوی انتقال حرارت، مقدار انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف توربوشارژر محاسبه می‌گردد. برای تصحیح دمای خروجی توربین و کمپرسور، مقدار انتقال حرارت در قسمت کمپرسور و



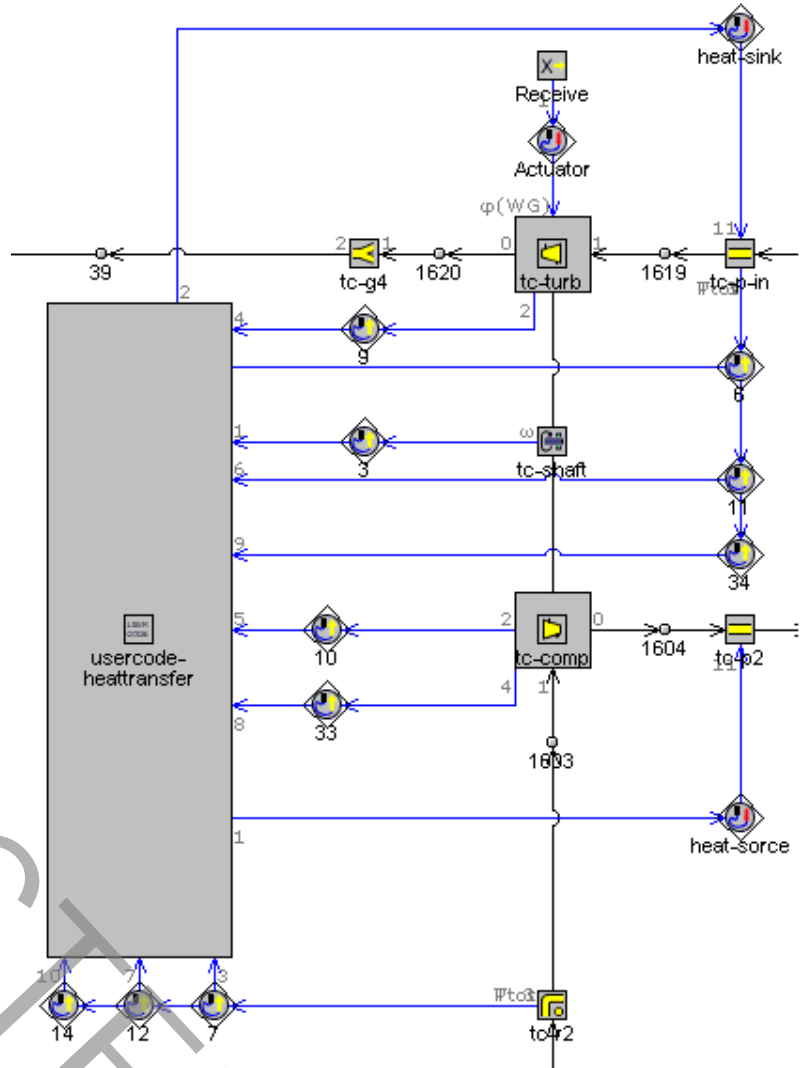
شکل ۷: اعتبارسنجی توان ترمزی موتور احتراق داخلی.



شکل ۸: اعتبارسنجی فشار ورودی توربین



شکل ۹: اعتبارسنجی دمای ورودی توربین



شکل ۶: نمایی از نحوه درگیر کردن الگوی انتقال حرارت به شبیه‌ساز یک‌بعدی موتور

الگوی انتقال حرارت و افت مکانیکی به شبیه‌سازی جی‌تی‌پاور ارائه می‌شود. نرم افزار جی‌تی‌پاور قابلیت اضافه کردن برنامه به کمک کاربر در قسمت‌های مختلف شبیه‌سازی را دارد. برای درگیر کردن الگوی انتقال حرارت از قالب UserCodeFHarness استفاده شده است که این قالب در واقع اتصال دهنده بین شبیه‌ساز و برنامه خارجی (الگوی انتقال حرارت) است. در شکل ۶ قالب و نحوه اتصال به الگو مشاهده می‌شود. با توجه به حسگرهای متصل به قالب UserCodeFHarness شرایط به الگوی انتقال حرارت وارد می‌شود و با استفاده از دو عملگر، مقدار انتقال حرارت به الگوی شبیه‌ساز اعمال می‌گردد.

۴- نتایج

استوانه و مدل احتراقی) است. بنابراین با توجه به این شبیه‌سازی، به خوبی می‌توان مشخصه‌های مختلف موتور ملی را پیش‌بینی کرد. تمامی نتایج ارائه شده در حالت تمام بار موتور است. در ادامه به بررسی نتایج شبیه‌سازی در زمانی که الگوی انتقال حرارت به شبیه‌ساز درگیر شده است، پرداخته می‌شود.

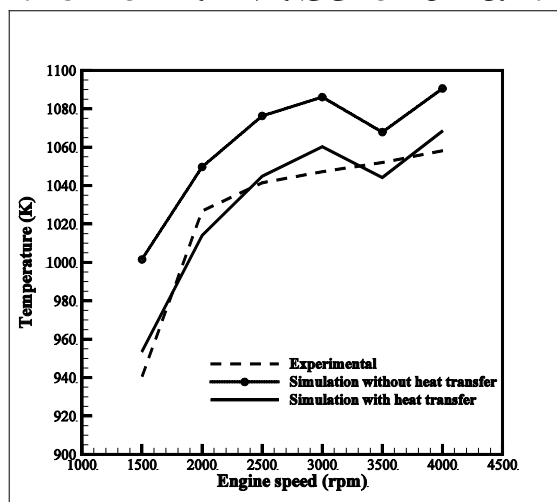
۴-۲- تأثیر درگیر الگوی انتقال حرارت و افت مکانیکی

با توجه به توضیحات داده شده، الگوی انتقال حرارت به شبیه‌ساز درگیر می‌شود و مشخصه‌های مختلف موتور، بررسی می‌شوند. دمای خروجی توربین و کمپرسور به ترتیب در شکل ۱۰ و شکل ۱۱ مشاهده می‌شوند. نتایج دمای خروجی توربین (شکل ۱۰) نشان می‌دهد که درگیر کردن الگوی انتقال حرارت باعث بهبود دمای خروجی از توربین می‌گردد و نتایج شبیه‌سازی به نتایج تجربی نزدیک‌تر می‌شوند. بهبود به این صورت است که در دور کند ۱۵۰۰ د.د.د، حدود ۵۰ درجه سانتی‌گراد بهبود حاصل می‌شود. با افزایش دور فاصله میان دو شبیه‌سازی در حالتی که انتقال حرارت در نظر گرفته می‌شود و در حالتی که انتقال حرارت در نظر گرفته نمی‌شود، کاهش می‌یابد، زیرا که با افزایش دور تأثیر انتقال حرارت کاهش می‌یابد به عبارت دیگر، زمان تبادل انتقال حرارت کاهش می‌یابد در نتیجه شار انتقال حرارت کاهش می‌یابد. نتایج دمای خروجی کمپرسور در شکل ۱۱ آمده است، مشاهده می‌شود که با در نظر گرفتن انتقال حرارت تأثیر چشمگیری در خروجی کمپرسور دیده نمی‌شود و تنها بهبود کمی داشته است. همچنین مقدار اختلاف بین شبیه‌سازی و نتایج تجربی در دوره‌های مختلف موتور حداکثر در حدود ۱۰ درجه سانتی‌گراد است که نتیجه قابل قبولی است.

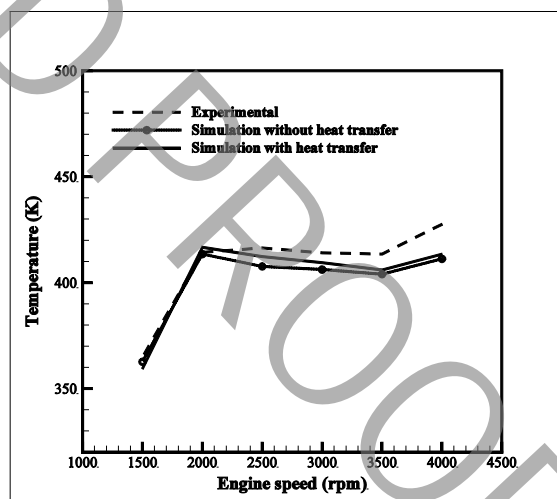
برای بررسی و تحلیل انتقال حرارت در توربوشارژر، مقدار انتقال حرارت در هر دور و در هر قسمت در شکل ۱۲ گزارش شده است. مقدار انتقال حرارتی که از گاز داغ به محفظه توربین منتقل می‌شود به مدار آب، مدار روغن، محفظه کمپرسور و محیط پیرامون توربوشارژر انتقال می‌یابد. بنابراین مجموع انتقال حرارت مدار آب، مدار روغن، محیط و محفظه کمپرسور برابر انتقال حرارت از گاز داغ به محفظه توربین است که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، در واقع این انتقال حرارت برابر اتلاف انرژی گاز داغ در توربین است. با توجه به نتایج انتقال حرارت مشاهده می‌شود که انتقال حرارت از محفظه یاتاقان به محفظه کمپرسور در دور ۱۵۰۰ د.د.د مقداری مثبت می‌باشد و در دوره‌های بعد، این مقدار منفی می‌شود زیرا که با افزایش دور توربوشارژر، تراکم هوا در کمپرسور، باعث می‌شود دمای هوای بعد از تراکم از دمای محفظه کمپرسور بیشتر باشد و حرارت از هوا به محفظه کمپرسور و از محفظه کمپرسور به محفظه یاتاقان انتقال یابد، با افزایش دور موتور این انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

مقدار انتقال حرارت به محفظه کمپرسور در شکل ۱۲ با توجه به مدار خنک‌کن آب و مدار روغن، ناچیز است، بنابراین در نظر گرفتن انتقال حرارت در توربوشارژر با مدار خنک‌کن آب، تأثیر مشهودی در نتایج خروجی دمای

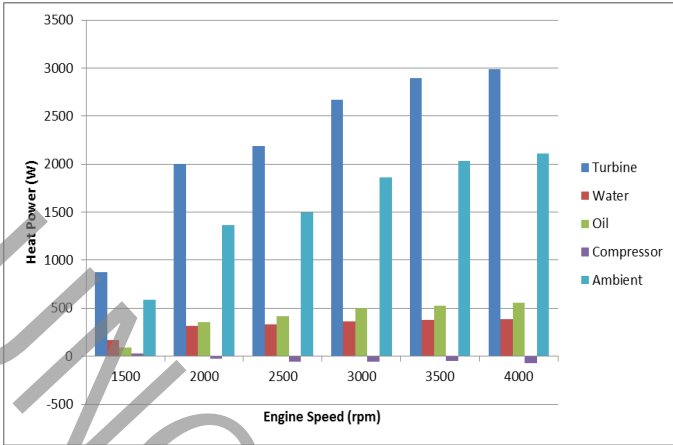
۴-۱- اعتبارسنجی نتایج بدون درگیر کردن الگوی انتقال حرارت توربوشارژر برای اعتبارسنجی الگوی جی‌تی‌پاور موتور احتراق داخلی، مشخصه‌های مختلف این الگو با نتایج آزمون موتوری مورد مقایسه قرار می‌گیرد. مشخصه‌های مورد بررسی برای اعتبارسنجی موتور احتراق داخلی شامل توان ترمزی موتور (شکل ۷)، فشار ورودی توربین (فشار خروجی محفظه احتراق) (شکل ۸) و دمای ورودی توربین (دما خروجی محفظه احتراق) (شکل ۹) می‌باشند. با توجه به نتایج در شکل ۷، شکل ۸ و شکل ۹ مشاهده می‌شود که شبیه‌سازی تطبیق خوبی با نتایج تجربی (خطا کمتر از ۶ درصد) اندازه‌گیری شده دارد. این خطا به دلیل یک بعدی بودن شبیه‌سازی، خطای در کالیبراسیون دقیق مدل جی‌تی‌پاور (مخصوصاً مدل انتقال حرارت از



شکل ۱۰: دمای خروجی توربین در سه حالت تجربی، شبیه‌سازی بدون درگیر کردن الگوی انتقال حرارت و شبیه‌سازی با درگیر کردن الگوی انتقال حرارت



شکل ۱۱: دمای خروجی کمپرسور در سه حالت تجربی، شبیه‌سازی بدون درگیر کردن الگوی انتقال حرارت و شبیه‌سازی با درگیر کردن الگوی انتقال حرارت



شکل ۱۲: مقدار انتقال حرارت در اجزا مختلف توربوشاژر بر حسب دورهای مختلف موتور

کمپرسور نمی‌گذارد که این نتایج در شکل ۱۱ نیز مشاهده می‌شود و در هر دو حالت با در نظر گرفتن انتقال حرارت در توربوشاژر و بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت در توربوشاژر دمای خروجی کمپرسور تغییر چندانی نکرده است. با اضافه کردن انتقال حرارت توربوشاژر به شبیه‌ساز، بررسی می‌شود که دیگر مشخصه‌های شبیه‌سازی به‌جز دمای خروجی کمپرسور و توربین تحت تأثیر قرار نگرفته باشند. برای این کار چند مشخصه مهم از جمله توان ترمزی موتور، سرعت توربوشاژر و فشار خروجی توربین مورد بررسی قرار می‌گیرند. با توجه به نتایج در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود که درگیر کردن الگوی انتقال حرارت به صورت چشمه و چاه حرارتی بر روی دیگر مشخصه‌های موتور تأثیر چشمگیری نمی‌گذارد و تنها دمای خروجی کمپرسور و توربین را تحت تأثیر قرار می‌دهد. بنابراین با اضافه کردن الگوی انتقال حرارت به روش شرح داده شده، هیچ تأثیری بر روی مشخصه‌های شبیه‌سازی مشاهده نمی‌شود. با توجه به شکل ۱۳ دو نمودار شبیه‌سازی در حالت درگیر کردن و درگیر نکردن الگوی انتقال حرارت، یکسان هستند.

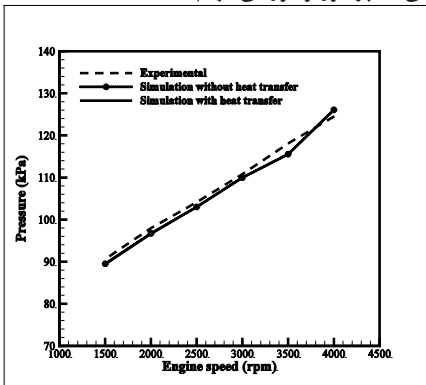
۵- جمع‌بندی

در این پژوهش شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور ملی، در دو حالت بدون درگیر کردن الگوی انتقال حرارت و در حالتی که الگوی انتقال حرارت درگیر شده، با نتایج آزمون موتور ملی در حالت تمام بار، مورد مقایسه قرار گرفت. همچنین مقدار انتقال حرارت در اجزا توربوشاژر و افت مکانیکی در باتاقان‌های توربوشاژر در هر دور موتور مورد بررسی قرار گرفت.

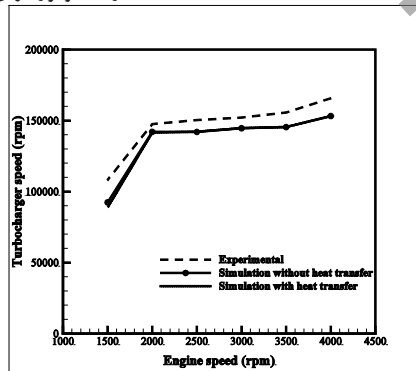
نتایج به دست آمده به صورت خلاصه به این شرح می‌باشند:

۱. درگیر کردن الگوی انتقال حرارت توربوشاژر، به شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور، دمای خروجی توربین را بهبود می‌بخشد و بیشترین بهبود مربوط به دور کند موتور است.
۲. درگیر کردن الگوی انتقال حرارت توربوشاژر به شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور، با توجه به وجود مدار خنک‌کن آب، در دمای خروجی کمپرسور بهبودی حاصل نشد و با توجه به نتایج، دقت دمای خروجی کمپرسور کافی است.

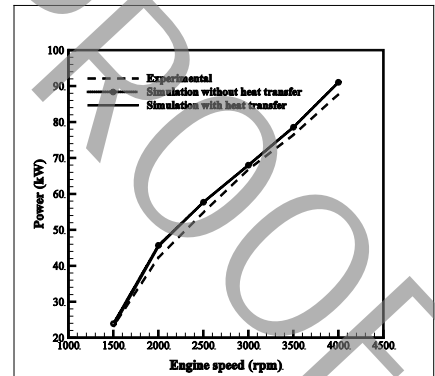
۳. درگیر کردن الگوی انتقال حرارت توربوشاژر به شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور، بر دیگر مشخصه‌های موتور از جمله: سرعت محور توربوشاژر، فشار خروجی از توربوشاژر، توان ترمزی و غیره تأثیر نمی‌گذارد.
 ۴. با توجه به وجود پروانه به عنوان خنک‌کن خارجی در اتاق آزمون، بیشترین انتقال حرارت از محفظه توربین به محیط اطراف است.
 ۵. در دورهای کند موتور، انتقال حرارت از محفظه کمپرسور به هوای متراکم است و در دورهای تند بالعکس.
 ۶. با افزایش دور موتور، با توجه به افزایش توان کمپرسور و توربین، تأثیر انتقال حرارت در توربوشاژر کاهش می‌یابد.
- در آخر برای ادامه کار پیشنهادهایی ارائه می‌شود:
۱. بررسی انتقال حرارت برای توربوشاژر دومرحله‌ای و سه‌مرحله‌ای.
 ۲. بررسی انتقال حرارت در طول راه‌اندازی موتور که می‌تواند بر روی تأخیر زمانی توربوشاژر تأثیر بگذارد.
 ۳. بررسی انتقال حرارت تحت شرایط ضربانی جریان.
 ۴. بررسی انتقال حرارت در توربوشاژر به کمک موتور برقی زیرا خنک‌کاری موتور برقی بین کمپرسور و توربین مهم است.



ج



ب



الف

شکل ۱۳: تأثیر درگیر کردن الگوی انتقال حرارت بر روی پارامترهای مختلف موتور (الف) توان ترمزی موتور، (ب) سرعت توربوشاژر و (ج) فشار خروجی توربین

فهرست علائم

cond انتقال حرارت هدایت
conv انتقال حرارت جابه‌جایی

علائم انگلیسی

تقدیر و تشکر
نویسندگان این مقاله از شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) به جهت حمایت‌های مادی و معنوی خود از این پروژه نهایت سپاس و قدردانی را دارند.

مراجع

- [1] S. Shaaban and J. R. Seume, Analysis of turbocharger non-adiabatic performance, Turbochargers and Turbocharging, pp. 119–130, 2006.
- [2] S. Shaaban, Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance, Msc thesis. 2004.
- [3] B. Sirakov and M. Casey, Evaluation of heat transfer effects on turbocharger performance, J. Turbomach., vol. 135, no. 2, p. 21011, 2013.
- [4] N. Baines, K. D. Wygant, and A. Dris, The analysis of heat transfer in automotive turbochargers, J. Eng. Gas Turbines Power, vol. 132, no. 4, p. 42301, 2010.
- [5] A. Romagnoli and R. Martinez-Botas, Heat transfer on a turbocharger under constant load points, in ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air, pp. 163–174, 2009.
- [6] A. Romagnoli and R. Martinez-Botas, Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An experimental and computational evaluation, Appl. Therm. Eng., vol. 38, pp. 58–77, 2012.
- [7] H. Aghaali, On-engine turbocharger performance considering heat transfer. KTH Royal Institute of Technology, Msc thesis, 2012.
- [8] H. Aghaali and H.-E. Angstrom, Improving turbocharged engine simulation by including heat transfer in the turbocharger, SAE Technical Paper, 2012.
- [9] H. Aghaali, H.-E. Ångström, and J. R. Serrano, Evaluation of different heat transfer conditions on an automotive turbocharger, Int. J. Engine Res., vol. 16, no. 2, pp. 137–151, 2015.
- [10] P. Olmeda, V. Dolz, F. J. Arnau, and M. A. Reyes-Belmonte, Determination of heat flows inside turbochargers by means of a one dimensional lumped model, Math. Comput. Model., vol. 57, no. 7, pp. 1847–1852, 2013.
- [11] J. Serrano, P. Olmeda, F. Arnau, and A. Dombrovsky, General procedure for the determination of heat transfer properties in small automotive turbochargers, SAE Int. J.

<i>A</i>	مساحت، m^2
<i>a</i>	ضریب ثابت
<i>c</i>	ظرفیت گرمایی، J/kg.K
<i>C</i>	محفظه کمپرسور
<i>D</i>	قطر، m
<i>F</i>	نیرو، N
<i>Gr</i>	عدد بی‌بعد گراشف
<i>h</i>	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، $W/K.m^2$ یا ضخامت لایه روغن یا آنتالی، m (وابسته به جایی که استفاده می‌شود)
H_1	محفظه یاتاقان (نزدیک توربین)
H_2	محفظه یاتاقان (مدار روغن و سیال خنک‌کن)
H_3	محفظه یاتاقان (نزدیک کمپرسور)
<i>K</i>	ضریب هدایت، W/K
<i>k</i>	ضریب ثابت یا ضریب انتقال حرارت هدایت، W/m.K (وابسته به جایی که استفاده می‌شود)
<i>L</i>	طول، m
<i>m</i>	شار جرمی، kg/s
<i>Nu</i>	عدد بی‌بعد ناسلت
<i>n</i>	سرعت محور توربوشارژر، rad/s
<i>P</i>	فشار، Pa
<i>PR</i>	نسبت فشار
<i>Pr</i>	عدد بی‌بعد پرانتل
\dot{Q}	شار حرارتی، W
<i>R</i>	شعاع، R
<i>Re</i>	عدد بی‌بعد رینولدز
<i>T</i>	دما، K یا محفظه توربین (وابسته به جایی که استفاده می‌شود)
\dot{W}	توان، W

علائم یونانی

β	ضریب انبساط حرارتی
η	بازدهی
γ	نسبت ظرفیت گرمایی
φ	پارامتر ثابت هندسی
ε	ضریب نشر سطح
μ	گرانروی پویا (دینامیکی)، $N.s/m^2$
ρ	چگالی، kg/m^3
σ	ثابت استفان-بولتزمن، $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$
زیرنویس	
<i>i</i>	گره فلزی
<i>l</i>	سیال
<i>eff</i>	مؤثر
<i>tb</i>	یاتاقان محوری
<i>jb</i>	یاتاقان شعاعی
<i>at</i>	نیروی محوری، N
بالانویس	

- 413–423, 2010.
- [20] J. R. Serrano, P. Olmeda, A. Tiseira, L. M. García-Cuevas, and A. Lefebvre, Theoretical and experimental study of mechanical losses in automotive turbochargers, *Energy*, vol. 55, pp. 888–898, 2013.
- [21] D. Bohne, S. Fischer, and E. Obermeier, Thermal, Conductivity, Density, Viscosity, and Prandtl-Numbers of Ethylene Glycol-Water Mixtures, *Berichte der Bunsengesellschaft für Phys. Chemie*, vol. 88, no. 8, pp. 739–742, 1984.
- [22] A. J. Torregrosa, P. Olmeda, J. Martin, and C. Romero, A tool for predicting the thermal performance of a diesel engine, *Heat Transf. Eng.*, vol. 32, no. 10, pp. 891–904, 2011.
- [23] J. R. Serrano, P. Olmeda, F. J. Arnau, A. Dombrovsky, and L. Smith, Analysis and Methodology to Characterize Heat Transfer Phenomena in Automotive Turbochargers, *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 137, no. 2, p. 21901, 2015.
- [24] T. L. Bergman and F. P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [25] S. W. Churchill and M. Bernstein, A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow, *ASME, Trans. Ser. C-Journal Heat Transf.*, vol. 99, pp. 300–306, 1977.
- [26] D. E. Bornside and R. A. Brown, View factor between differing-diameter, coaxial disks blocked by a coaxial cylinder, *J. Thermophys. heat Transf.*, vol. 4, no. 3, pp. 414–416, 1990.
- [27] M. F. Modest, *Radiative heat transfer*. Academic press, 2013.
- [28] G.-P. U. Manual, *GT-Suite™ Version 6.1*, Gamma Technol., 2004.
- Engines, vol. 8, no. 2014–01–2857, pp. 30–41, 2014.
- [12] J. R. Serrano, P. Olmeda, F. J. Arnau, M. A. Reyes-Belmonte, and H. Tartoussi, A study on the internal convection in small turbochargers. Proposal of heat transfer convective coefficients, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 89, pp. 587–599, 2015.
- [13] F. Payri, P. Olmeda, F. J. Arnau, A. Dombrovsky, and L. Smith, External heat losses in small turbochargers: Model and experiments, *Energy*, vol. 71, pp. 534–546, 2014.
- [14] M. Reyes-Belmonte, Contribution to the experimental characterization and 1-D modelling of turbochargers for IC Engines, PhD, Dep. Máquinas y Mot. Térmicos, Univ. Politècnica València, València, 2013.
- [15] J. R. Serrano, P. Olmeda, F. J. Arnau, A. Dombrovsky, and L. Smith, Turbocharger heat transfer and mechanical losses influence in predicting engines performance by using one-dimensional simulation codes, *Energy*, vol. 86, pp. 204–218, 2015.
- [16] A. Diango, C. Perilhon, G. Descombes, and E. Danho, Application of exergy balances for the optimization of non-adiabatic small turbomachines operation, *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 2924–2936, 2011.
- [17] L. M. G.-C. González, Experiments and Modelling of Automotive Turbochargers under Unsteady Conditions, Phd thesis, 2015.
- [18] M. Deligant, P. Podevin, and G. Descombes, CFD model for turbocharger journal bearing performances, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 5, pp. 811–819, 2011.
- [19] F. Payri, J. R. Serrano, P. Olmeda, A. Paez, and F. Vidal, Experimental methodology to characterize mechanical losses in small turbochargers, in *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, pp.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

M. Kahnooji, S. M. Agha-Mirsalim, S. S. Alaviyoun, Improvement of one-dimensional simulation of national engine with consideration of heat transfer and mechanical loss effects in the turbocharger, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 51(4) (2019) 1-12.

DOI:

