مجله مهندسی مکانیک مدرس، اسفند 1396، دوره 17، شماره 12، ص‌ص 266-274

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی تجربی دمای توربوشارژر موتور احتراق داخلی با در نظر گرفتن تاثیر پمپ آب برقی در آزمون رسوخ حرارتی

سید شهاب‌الدین علویون[1]، مسعود ضیاء بشر حق[2*]

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق‌پستی 43344-19919، mzia@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 21 شهریور 1396

پذیرش: 21 آبان 1396

ارائه در سایت: 24 آذر 1396

کلید واژگان:

توربوشارژر

توزیع دما

آزمون رسوخ حرارتی

پمپ آب برقی

چکیده

در طی سال‌های اخیر مطالعات زیادی بر روی انتقال حرارت توربوشارژر انجام شده، اما شرایط عملکردی ناپایا توربوشارژر کمتر مورد توجه بوده است. یکی از نکاتی که مورد بررسی قرار نگرفته، توزیع دمای بدنهٔ توربوشارژر در آزمون رسوخ حرارتی است. رسوخ حرارتی مربوط به زمانی است که بعد از کارکرد در شرایط تمام بار، به‌صورت ناگهانی موتور خاموش شود. به محض خاموش شدن، حرارت موجود در محفظهٔ توربین به سمت محفظهٔ یاتاقان منتقل شده و منجر به افزایش دمای بدنه، یاتاقان‌ها، آب‌بندها و روغن می‌شود که احتمال خرابی یاتاقان‌های توربوشارژر را افزایش می‌دهد. در این پژوهش بررسی تجربی بر روی توربوشارژر موتور بنزینی با در نظر گرفتن آزمون رسوخ حرارتی انجام شد و تاثیر پمپ آب برقی در توزیع دمای توربوشارژر نیز بررسی شد. علاوه بر اندازه‌گیری‌های موردنیاز برای محاسبه نقاط کاری کمپرسور و توربین، مجموعه‌ای از حسگرهای دما بر روی توربوشارژر نصب شدند تا دمای سطوح محفظه‌های توربین، کمپرسور و یاتاقان در اتاق آزمون موتور اندازه‌گیری شوند. همچنین دبی، دما و فشار هوا و آب عبوری نیز اندازه‌گیری شدند. براساس نتایج آزمون رسوخ حرارتی برای موتور با مدارخنک‌کاری اصلی، بعد از خاموش شدن موتور، دمای محفظهٔ یاتاقان 60 درجهٔ سانتی‌گراد افزایش یافت و بیشینهٔ دمای محفظهٔ یاتاقان در نزدیکی توربین 220 درجهٔ سانتی‌گراد شد. در حالی‌که با اضافه شدن پمپ آب برقی توربوشارژر، میزان افزایش دمای محفظهٔ یاتاقان 10 درجهٔ سانتی‌گراد بود. همچنین با تغییر دبی آب عبوری از توربوشارژر در یک نقطهٔ کاری موتور، مقدار بهینهٔ دبی محلول خنک‌کاری تعیین شد.

Experimental thermal investigation of turbocharger in internal combustion engine and considering effect of electrical water pump on heat soak test

Seyed Shahabeddin Alaviyoun, Masoud Ziabasharhagh*

Faculty of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran
* 19991-43344, Tehran, Iran, mzia@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 12 September 2017
Accepted 12 November 2017
Available Online 15 December 2017

Keywords:
Turbocharger
Temperature distribution
Heat soak test
Electrical water pump

ABSTRACT

In the past years many research efforts have been performed on turbocharger heat transfer, however, there are not enough investigation on unsteady condition of turbocharger. One of the unsteady condition is heat soak test. In this test, engine runs at maximum power until all temperatures are stabilized, then the engine stops suddenly. After the engine has been shut down, heat which is stored in the turbine housing soaks back into the bearing housing of the turbocharger. This heat can potentially destroy the bearing system and the oil-sealing piston rings. The aim of the paper is to investigate the effect of turbocharger temperature distribution in heat soak test and considering effect of electrical water pump on temperature distribution. Experimental investigation performed on gasoline engine turbocharger, which several thermocouples were inserted on accessible surfaces of the turbocharger. Temperature of turbine, compressor and bearing housings were measured inside engine test cell. Moreover, temperature, pressure and flow rates of oil, water and air were measured. Results of engine heat soak test with original cooling circuit show that bearing housing temperature increased 60°C after engine shutdown and maximum temperature reached 220°C. However, using electrical water pump after engine shutdown caused only 10°C increase in temperature of bearing housing. In addition, optimum flow of water was specified by changing water flow rate in each working point of engine.

1- مقدمه

در سال‌های اخیر استفاده از توربوشارژر در موتورهای احتراق داخلی اهمیت زیادی پیدا کرده است. دلیل استفاده از توربوشارژر افزایش قدرت موتورهای احتراق داخلی، با استفاده از افزایش فشار و جرم هوای ورودی به موتور است. در واقع توربوشارژر قطعهٔ مهمی در فرآیند کوچک شدن موتورهای احتراق داخلی است که به‌دلیل کاهش حجم موتور، امکان کاهش مصرف سوخت را فراهم می‌کند. توربوشارژر از یک کمپرسور گریز از مرکز و یک توربین جریان شعاعی تشکیل شده که بر روی یک محور مشترک به یکدیگر متصل شده‌اند.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

S. Sh. Alaviyoun, M. Ziabasharhagh, Experimental thermal investigation of turbocharger in internal combustion engine and considering effect of electrical water pump on heat soak test, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 266-274, 2018 (in Persian)

توربین که به وسیله گازهای داغ خروجی از موتور به حرکت در می‌آید، توان لازم برای راندن کمپرسور را تامین می‌کند. از کمپرسور نیز برای افزایش فشار هوای ورودی به موتور استفاده می‌شود. جریان هوا در پروانه کمپرسورهای گریز از مرکز کاملاً سه‌بعدی است و جریان تراکم‌پذیر لزج از ویژگی‌های جریان هوا در کمپرسور است. این ویژگی‌ها همراه با هندسهٔ پره‌ها و محفظهٔ حلزونی آن‌ها، باعث پیچیده شدن بررسی جریان می‌شود. در "شکل 1" قطعات داخلی توربوشارژر مشاهده می‌شود. پروانهٔ کمپرسور از نوع گریز از مرکز است و هوای ورودی به کمپرسور بعد از تراکم به صورت شعاعی خارج می‌شود. چرخ توربین نیز از نوع جریان شعاعی است که گازهای خروجی موتور به صورت شعاعی وارد محفظهٔ توربین شده و به صورت محوری از آن خارج می‌شوند.

انتقال حرارت برحسب یکی یا ترکیبی از سه روش هدایت، جابجایی و تشعشع است. در توربوشارژر کلیه این فرآیندهای انتقال حرارت به‌طور همزمان اتفاق می‌افتد. پیچیدگی هندسهٔ توربوشارژر، موجب ایجاد فرآیندهای متعدد انتقال حرارت داخلی و خارجی می‌شود. مقدار قابل توجهی حرارت از سمت توربین با عبور از محفظهٔ یاتاقان به سمت کمپرسور منتقل می‌شود. انتقال حرارت از توربین به کمپرسور به واسطه محفظهٔ یاتاقان رخ می‌دهد، همچنین انتقال حرارت تشعشع و جابجایی از سمت توربین و کمپرسور به محیط بیرون نیز وجود دارد. انتقال حرارت خارجی از کلیه اجزاء توربوشارژر ترکیبی از جابجایی با هوای اطراف، تشعشع به قطعات و تجهیزات احاطه شده و هدایت از طریق لوله‌ها و محل نصب توربوشارژر است.

1-1- مدار روغن‌کاری توربوشارژر

محفظهٔ یاتاقان مابین کمپرسور و توربین قرار دارد و شامل یاتاقان‌ها و آب‌بندها است. مطابق "شکل 2" روغن پرفشار وارد محفظهٔ یاتاقان می‌شود و به سمت یاتاقان‌ها جریان می‌یابد و بعد از روان‌کاری به‌صورت ثقلی از پایین محفظهٔ یاتاقان خارج می‌شود [1]. از آن‌جایی‌که سرعت دوران محور توربوشارژر بعضاً تا 200000 rpm می‌رسد، روغن‌کاری تحت فشار یاتاقان‌ها امری ضروری محسوب می‌شود. لذا عموما از دو عدد یاتاقان شعاعی برای تحمل بارهای شعاعی و یک یاتاقان محوری برای تحمل بارهای محوری، استفاده می‌شود. در واقع روغن علاوه بر وظیفه روان‌کاری، مسئولیت خنک‌کاری و تمیز کردن را نیز بر عهده دارد.

2-1- مدار خنک‌کاری توربوشارژر

توربوشارژر موتورهای دیزل عموماً توسط جریان روغن و هوای عبوری از

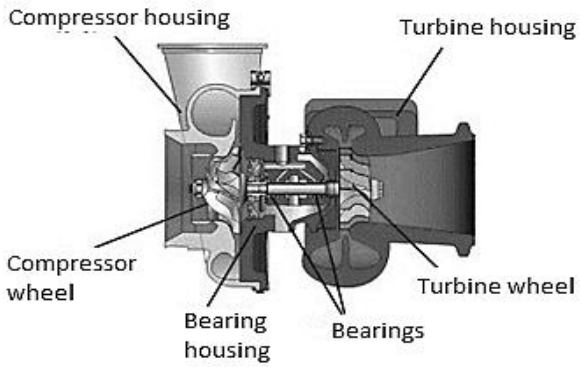

Fig. 1 Turbocharger internal components [1]

شکل 1 قطعات داخلی توربوشارژر [1]

اطراف محفظهٔ یاتاقان خنک می‌شوند، اما در توربوشارژر موتورهای بنزینی حرارت گازهای خروجی زیاد است و در برخی از موتورها تا دمای 1050 درجهٔ سانتی‌گراد نیز می‌رسد [2]، لذا برای کاهش دمای محفظهٔ یاتاقان علاوه بر خنک‌کاری انجام شده توسط روغن، از مسیرآبگرد نیز در محفظهٔ یاتاقان استفاده می‌شود. در حین زمان کارکرد موتور، آب از مسیر خنک‌کاری موتور وارد محفظهٔ یاتاقان می‌شود.

اگر موتور بعد از قرار گرفتن در شرایط تمام بار به‌طور ناگهانی خاموش شود، جریان روغن عبوری از توربوشارژر قطع می‌شود و حرارت موجود در بدنهٔ چند راههٔ دود و توربوشارژر باقی می‌ماند و بخشی از این حرارت باقیمانده[1] که از آن با عنوان رسوخ حرارت نام برده می‌شود به محفظهٔ یاتاقان منتقل شده و باعث افزایش دمای یاتاقان‌ها، آب‌بندها و روغن می‌شود که احتمال خرابی یاتاقان‌های توربوشارژر را افزایش می‌دهد. با افزایش دمای روغن، دوده جامد سیاه رنگی[2] ایجاد می‌شود که تشکیل دوده در آب‌بندها باعث سایش بین حلقه‌های آب‌بندی و شفت شده و تغییر شکل حلقه‌ها در نهایت موجب خرابی توربوشارژر می‌شود.

آزمون رسوخ حرارتی جزو آزمون‌های دوام یا عملکردی نیست بلکه جزو آزمون‌های تایید صلاحیت توربوشارژر است. این آزمون با بررسی توزیع دمای بدنهٔ توربوشارژری که جدید طراحی شده، امکان تشکیل دوده ناشی از سوختن روغن در محفظهٔ یاتاقان و تبعات منفی آن را بررسی می‌کند. رسوخ حرارت در توربوشارژر مربوط به زمانی است که بعد از کارکرد در شرایط تمام بار، به‌صورت ناگهانی موتور خاموش شود. در انتهای آزمون، نمودارهای دمای محفظه‌های توربوشارژر نسبت به دما رسم می‌شوند و نسبت به محدودهٔ مجاز اعلام شده مقایسه می‌شوند [3].

با توجه به این‌که حسگرهای دما و سیم‌های مربوط به آن‌ها از مسیرهای داغ عبور می‌کنند، دسته‌بندی و عایق کردن حسگرها ضروری است. حسگرهای دمای مورد استفاده باید به‌صورت پایدار بر روی سطح بدنه توربوشارژر نصب شوند. مطابق رویه آزمون پیشنهادی شرکت ماهله[3] حسگرهای دمای نوع k با یکی از کلاس‌های کاری زیر باید انتخاب شوند [4]:

Class 1: -40 to 1000°C range, ±1.5°C tolerance.

Class 2: -40 to 1200°C range, ±2.5°C tolerance.

در صورتی که در انتهای آزمون یکی از موارد زیر رخ داده باشد،

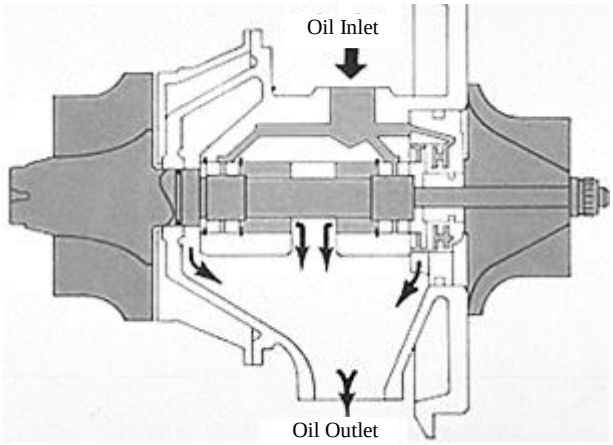

Fig. 2 Lubrication circuit inside turbocharger [1]

شکل 2 مسیر روغن‌کاری محفظهٔ یاتاقان توربوشارژر [1]

[1] Heat soak back
[2] Coke
[3] Mahle

توربوشارژر مدنظر تاییدیه آزمون دوام را نخواهد گرفت:

- سوختگی روغن بر روی شفت و رینگ توربوشارژر به واسطه حرارت زیاد (شکل 3)
- برخورد پرهٔ توربوشارژر به محفظه و وجود اصکاک بین آن‌ها
- نشتی آب‌بندها
- ترک یا سایش شدید قطعات مانند شفت، پره یا یاتاقان‌ها [4]

بعضی از خودروها دارای پمپ آب برقی هستند که بعد از خاموش شدن موتور، به منظور جلوگیری از افزایش دمای[1] محفظهٔ یاتاقان، آب را به مدت 8 دقیقه در مسیر خنک‌کاری توربوشارژر به حرکت در می‌آورد [6]. در واقع علاوه بر پمپ آب مکانیکی موتور که وظیفه گردش آب در کل مدار خنک‌کاری را دارد، یک عدد پمپ آب برقی برای توربوشارژر مورد استفاده قرار می‌گیرد [7]. در خودروهایی که از پمپ آب برقی استفاده نمی‌شود، نکاتی در مسیر ورود و خروج آب لحاظ می‌شوند و در دفترچهٔ راهنمای خودروها، اقدام احتیاطی بعد از رانندگی در شرایط تمام بار به رانندگان توصیه می‌شود. مطابق جدول 1، بعد از رانندگی در شرایط تمام بار و قبل از خاموش کردن خودرو، نیاز به توقف خودرو و ماندن در دور آرام برای مدت زمان معینی است [8].

2- مروری بر تحقیقات انجام شده

سیراکوف و کیسی نتایج آزمون‌های توربوشارژرهای زیادی با مقادیر انتقال حرارت مختلف از سمت توربین به کمپرسور را در دستگاه آزمون توربوشارژر

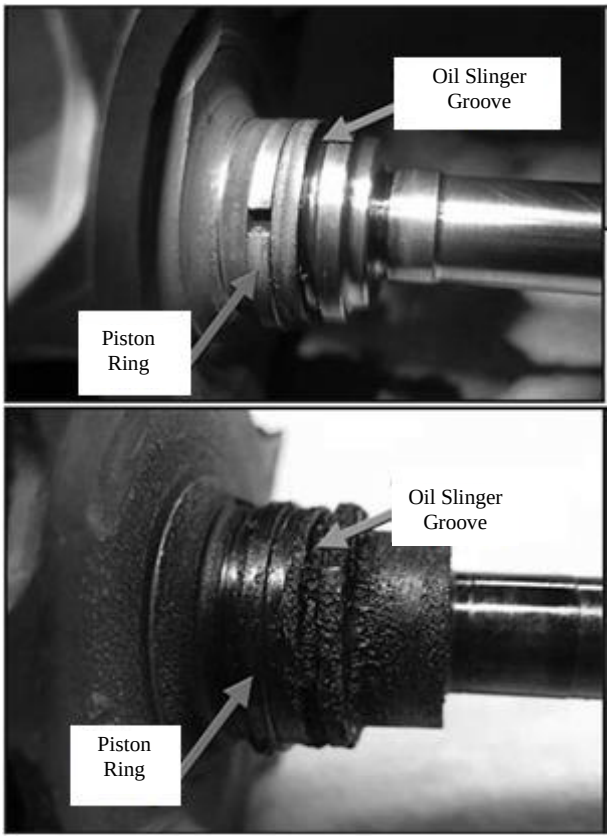

Fig. 3 sealing piston ring and oil groove of new turbocharger and oil coking on overheated turbocharger [5]

شکل 3 نمونه تصاویر شفت و رینگ توربوشارژر نو و توربوشارژری که به واسطه حرارت زیاد دچار سوختگی روغن شده [5]

[1] Overheating

بررسی کردند. بدین منظور آزمون‌ها با وجود آب خنک‌کنندهٔ محفظهٔ یاتاقان و بدون آن انجام شد (شکل 4). این نتایج نشان‌دهندهٔ تاثیر زیاد انتقال حرارت بر بازدهی کمپرسور و توربین خصوصاً در سرعت و دبی‌های کم است، اما تاثیر انتقال حرارت بر روی عملکرد کلی توربوشارژر ناچیز است، چون تاثیری بر روی نسبت فشار کمپرسور و توربین ندارد [9].

در تحقیقات آقاعلی و آنگستروم، انتقال حرارت از سمت توربین به کمپرسور شبیه‌سازی شد و در این شبیه‌سازی فرض شد که انتقال حرارت خارجی صرفاً از محفظهٔ توربین به محیط وجود دارد. براساس نتایج، شرایط انتقال حرارت مانند دمای ورودی توربین، دبی روغن یا آب عبوری از توربوشارژر، بر روی میزان حرارت شبیه‌سازی شده از توربین به سمت کمپرسور تاثیرگذارند. علاوه بر پارمترهای ذکر شده، هوای عبوری از اطراف محفظهٔ توربین در خودرو یا موقعیت فن خنک‌کاری در اتاق آزمون نیز تاثیرگذار است. برخلاف نسبت فشار کمپرسور که چندان متاثر از شرایط مختلف حرارتی توربوشارژر نیست، بازدهی توربین و کمپرسور بسیار تاثیرپذیرند. دمای محفظهٔ یاتاقان براساس دمای روغن و آب عبوری از آن تعیین می‌شود که این دما بر روی بازدهی کمپرسور بسیار تاثیرگذار است و تاثیر آن در سرعت‌های کم توربوشارژر بیشتر است [10]. براساس نتایج تحقیقات آقاعلی، دمای دیوارهٔ کمپرسور تحت تاثیر دمای محفظهٔ یاتاقان و دمای دیوارهٔ توربین است. دمای محفظهٔ یاتاقان نیز توسط دمای آب ورودی تنظیم می‌شود، در حالی‌که در صورت عدم وجود مسیر آبگرد دمای محفظهٔ

جدول 1 مدت زمان پیشنهادی برای روشن نگه‌داشتن موتور در دور آرام[2] بعد از شرایط مختلف رانندگی [8]

Table 1 Recommended time for vehicle to stay at idle speed after different driving condition [8]

شرایط رانندگی	مدت زمان پیشنهادی برای روشن ماندن خودرو در دور آرام
رانندگی معمولی	20 ثانیه
رانندگی با سرعت ثابت 80 کیلومتر بر ساعت	1 دقیقه
رانندگی با سرعت ثابت 100 کیلومتر بر ساعت	2 دقیقه
رانندگی در شرایط تمام بار (بالا رفتن از سربالایی) با سرعت 100 کیلومتر بر ساعت یا بیشتر	3 دقیقه

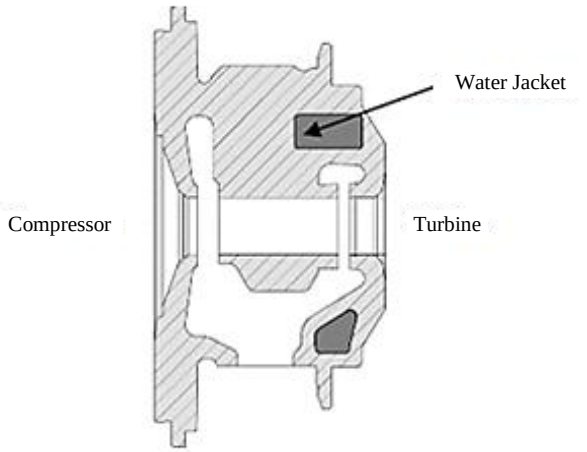

Fig. 4 Water jacket of turbocharger [9]

شکل 4 مسیر آبگرد محفظهٔ یاتاقان [9]

[2] Idle

یاتاقان مستقیماً تحت تاثیر دمای ورودی روغن است. با وجود این‌که دمای دیوارهٔ توربین بسیار وابسته به دمای گاز ورودی توربین است، تغییر انتقال حرارت جابجایی باعث تغییر زیادی در دمای دیوارهٔ توربین می‌شود. [11].

پایری و همکاران انتقال حرارت خارجی توربوشارژر را مورد بررسی قرار دادند و برای بررسی انتقال حرارت جابجایی توربوشارژر، 15 عدد حسگر دما بر روی 5 صفحهٔ عرضی توربوشارژر (شکل 5) نصب شدند. براساس نتایج، بیشترین انتقال حرارت خارجی از سطح بیرونی محفظهٔ توربین است که نیمی از کاهش آنتالپی در توربین به خاطر این تلفات است. دلیل این موضوع داغ بودن سطح محفظهٔ توربین و زیاد بودن سطح بیرونی آن است. در محفظهٔ کمپرسور انتقال حرارت خارجی ممکن است معکوس شود یعنی براساس شرایط کاری ممکن است حرارت جذب یا دفع شود. بخش مهمی از جذب حرارت محفظهٔ کمپرسور ناشی از تشعشع سطح بیرونی محفظهٔ توربین است [12].

بینز و همکاران سه عدد توربوشارژر مجهز به حسگرهای دما بر روی سطح خارجی و داخلی را مورد بررسی قرار دادند که همه آن‌ها از یک مدل بودند که در موتور خودروهای سنگین نصب می‌شوند. براساس نتایج مشخص شد که بیشترین میزان انتقال حرارت خارجی از توربین به محیط و بیشترین انتقال حرارت داخلی از توربین به محفظهٔ یاتاقان رخ می‌دهد [13].

لین و همکاران در تنها مقاله پژوهشی که به بررسی تاثیر پمپ آب حرارتی بر روی مدار خنک‌کاری توربوشارژر پرداخته، صرفا دمای آب و روغن در ورودی و خروجی توربوشارژر را بررسی کردند و هیچ‌گونه نتیجه‌ای از دمای بدنهٔ توربوشارژر ارائه نشده است. در این تحقیق دو مدار مختلف خنک‌کاری پیشنهاد شد و با مدار خنک‌کاری پایه موتور مقایسه شد که در نهایت مدار خنک‌کاری موازی پیشنهاد شد. در واقع پمپ آب برقی به صورت موازی با مدار خنک‌کاری توربوشارژر جانمایی شده بود. براساس نتایج، در صورت عدم استفاده از پمپ آب برقی، دمای آب خروجی توربوشارژر 5 دقیقه بعد از خاموش شدن موتور از 105 درجهٔ سانتی‌گراد به 225 درجهٔ سانتی‌گراد افزایش می‌یابد در حالی‌که دمای روغن خروجی از توربوشارژر تا 130 درجهٔ سانتی‌گراد افزایش می‌یابد [14]. با توجه به فشار کاری مدار خنک‌کاری خودرو، ثبت چنین دمایی برای مسیر آب نیازمند بررسی بیشتری است.

میاتا و همکاران احتمال تشکیل دوده ناشی از سوختن روغن‌های نو یا کارکرده را در توربوشارژر موتورهای دیزلی و بنزینی بررسی کردند. براساس نتایج، دمای شروع سوختن روغن در موتورهای بنزینی 180 درجهٔ سانتی‌گراد است که چندان بستگی به میزان مواد غیرقابل حل در روغن ندارد [15]. در روغن‌های کارکرده، مواد غیرقابل حل، عموما ناشی از حل شدن سوخت در روغن هستند و در تشکیل مقدار دوده تاثیرگذارند (شکل 6).

با توجه به پژوهش‌های انجام شده، اهمیت انتقال حرارت در توربوشارژر و تاثیر منفی حرارت بیش از حد مشخص شد، اما تاکنون توزیع دمای نقاط مختلف توربوشارژر در آزمون رسوخ حرارتی بررسی نشده است. لذا، در این پژوهش آزمون‌های تجربی (رسوخ حرارتی) بر روی توربوشارژر موتور بنزینی انجام شد. مجموعه‌ای از حسگرهای دما بر روی توربوشارژر نصب شدند تا دمای سطوح محفظه‌های توربین، کمپرسور و یاتاقان در اتاق آزمون موتور اندازه‌گیری شوند. همچنین مقادیر دبی، دما و فشار هوا و آب عبوری نیز اندازه‌گیری شدند. در تحقیقات انجام شده تاکنون، عموماً توربوشارژرهای موتورهای دیزلی مورد بررسی قرار گرفته‌اند، در حالی‌که در موتورهای بنزینی به‌دلیل داغ بودن گازهای خروجی موتور، علاوه بر عبور روغن از محفظهٔ یاتاقان، مسیر آبگردی نیز وجود دارد که تاثیر زیادی در انتقال حرارت دارد، لذا در این پژوهش، اثر آب در توزیع دما بررسی شد. در بعضی از تحقیقات انجام شده کلیه نقاط کاری موتور مورد بررسی قرار نگرفته‌اند و برای مثال اندازه‌گیری‌ها در محدودهٔ سرعت 1000 تا 3000 rpm موتور بوده و در سرعت بیشینهٔ موتور انجام نشده است، اما در این تحقیق شرایط انتقال حرارت در کلیه نقاط کاری موتور از جمله سرعت 5500 rpm موتور بررسی شدند. در مطالعات گذشته تحقیقات در دستگاه آزمون توربوشارژر در حالت گرم، با دمای 620 درجهٔ سانتی‌گراد در ورودی توربین انجام شده، در حالی‌که در این تحقیق مطابق شرایط واقعی عملکردی موتور، دمای بیشینهٔ گاز ورودی توربین به 950 درجهٔ سانتی‌گراد بود که بر روی پدیدهٔ انتقال حرارت بسیار تاثیرگذار است.

3- مدار خنک‌کاری موتور و توربوشارژر

مدار خنک‌کاری موتور مطابق "شکل 7"، دارای پمپ آب مکانیکی است که آب خروجی از پمپ، وارد بدنه موتور شده و بعد از عبور از بدنه و سرسیلندر، وارد محفظهٔ ترموستات خواهد شد. بخشی از آب وارد شده به محفظهٔ ترموستات به سمت بخاری و توربوشارژر منتقل شده و بخشی نیز با عبور از ترموستات وارد رادیاتور خواهد شد. در نهایت آب عبوری از کلیه

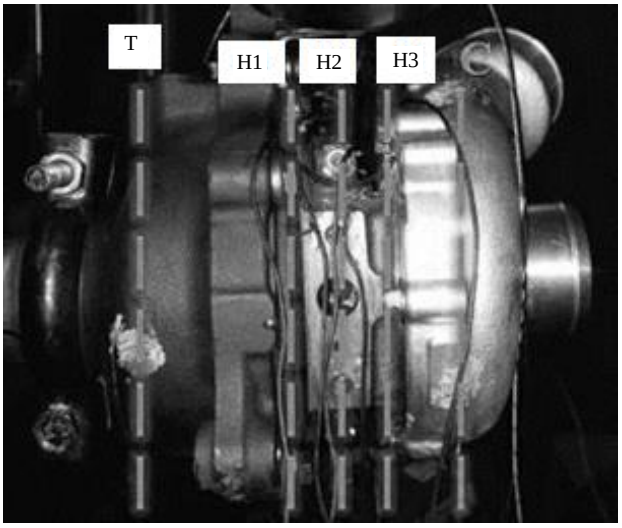

Fig. 5 axial positions for temperature sensors [11]

شکل 5 محل حسگرهای دما بر روی 5 صفحه در راستای محور توربوشارژر [11]

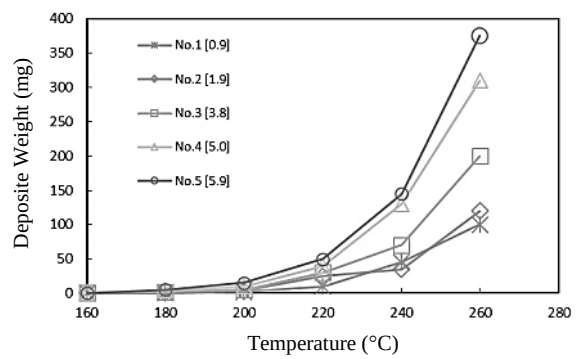

Fig. 6 Coking tendency of gasoline engine used oil (values in [ ] are insoluble mass %) [15]

شکل 6 نمودار مقدار دوده تشکیل شده نسبت به دمای روغن کهنهٔ موتور بنزینی (مقادیر نشان داده شده برای هر شماره روغن، میزان مواد غیر قابل حل در آن است) [15]

مصرف‌کننده‌ها مجددا وارد مکش پمپ آب موتور خواهد شد. لازم به ذکر است که مدار خنک‌کاری موتور مدنظر دارای پمپ آب برقی برای توربوشارژر نیست. لذا، در ابتدا آزمون‌های رسوخ حرارتی بدون استفاده از پمپ برقی انجام شد، سپس با اضافه کردن پمپ آب برقی (پمپ گردش آب[1]) که مربوط به موتور دیگری بود، آزمون‌های رسوخ حرارتی تکرار شدند، تا تاثیر پمپ آب برقی بر روی توزیع دمای توربوشارژر بررسی شود.

توربوشارژر مورد بررسی در این پژوهش متعلق به موتور 1.7 لیتری بنزینی با بیشینهٔ توان 110 کیلووات در سرعت 5500 rpm و بیشینهٔ گشتاور 215 نیوتن متر در محدودهٔ سرعت 2200-4800 rpm است. در "شکل 8" نمای برش خورده‌ای از توربوشارژر موتور مذکور نشان داده شده است. مطابق تصویر نمایش داده شده، محفظهٔ سمت چپ، محفظهٔ توربین بوده که از جنس آلیاژ چدن (دارای 30 درصد نیکل) است. محفظهٔ سمت راست، محفظهٔ کمپرسور توربوشارژر را نشان می‌دهد که از آلیاژ آلومینیوم است. در بین این دو محفظه نیز محفظهٔ یاتاقان قرارگرفته که چدنی است. قطعات موجود در محفظهٔ میانی، یاتاقان‌های شعاعی و محوری، مسیرهای روغن‌کاری و همچنین راهگاه خنک کاری آب می‌باشند.

مشخصات تکمیلی توربوشارژر شامل ابعاد پره‌های توربین و کمپرسور، دما و دبی عبوری از توربوشارژر در جدول 2 نشان داده شده است.

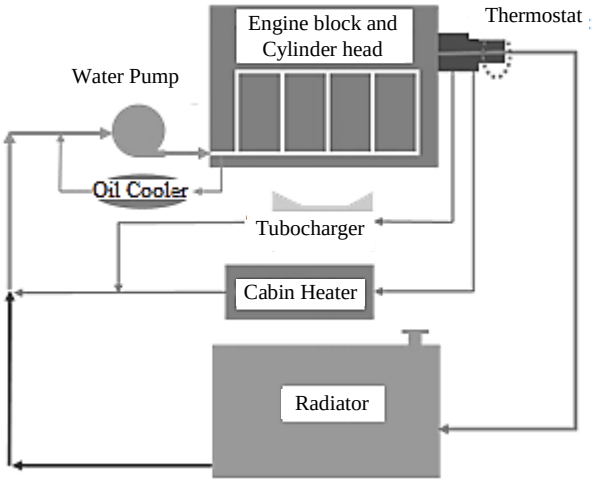

Fig. 7 Cooling circuit of turbocharged engine.

شکل 7 مدار خنک‌کاری پایه موتور مجهز به توربوشارژر

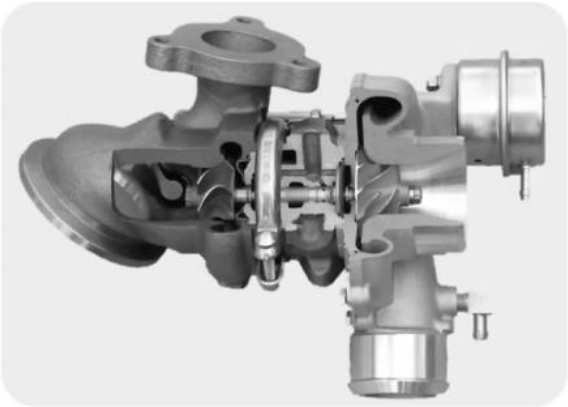

Fig. 8 Section view of gasoline engine turbocharger with wastegate

شکل 8 نمای برش خورده از توربوشارژر موتور بنزینی مجهز به دریچهٔ هدررو

[1] Circulation pump

جدول 2 مشخصات توربوشارژر موتور بنزینی 1.7 لیتری

Table 2 Specification of 1.7L engine turbocharger

تعداد پره های اصلی کمپرسور	6	
تعداد پره‌های جداکننده[2] کمپرسور	6	
بیرونی پروانه کمپرسور	51	mm
قطر داخلی پروانه کمپرسور	35.5	mm
دبی عبوری از کمپرسور در نسبت فشار 2	0.02-0.18	kg/s
تعداد پره‌های توربین	8	
قطر بیرونی پروانه توربین	43.6	mm
قطر داخلی پروانه توربین	36.6	mm
بیشینهٔ دمای ورودی توربین	950	°C
بیشینهٔ سرعت توربوشارژر	220000	rpm
قطر متوسط راهگاه آب محفظهٔ یاتاقان	13	mm

4- انتقال حرارت به محلول خنک‌کاری توربوشارژر

شار حرارتی منتقل شده به آب عبوری از توربوشارژر طبق رابطهٔ (1) محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \left(T_{\mathrm{c,out}} - T_{\mathrm{c,in}}\right) \quad (1)$$

در مدار خنک‌کاری موتور از محلول 50-50% آب و ضدیخ استفاده می‌شود، لذا با در نظر گرفتن چگالی و ظرفیت حرارتی ویژه محلول خنک‌کاری و اندازه‌گیری دبی حجمی و دمای ورود و خروج محلول خنک کاری، مقدار شار حرارتی محاسبه می‌شود. همچنین مقدار عدد رینولدز جریان آب عبوری نیز به‌صورت رابطه (2) است:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \quad (2)$$

قطر متوسط مسیر آب عبوری از محفظهٔ یاتاقان 13 میلی‌متر است که در محاسبه عدد رینولدز استفاده می‌شود.

5- آزمون تجربی

5-1- آماده‌سازی آزمون

در این تحقیق آزمون عملکردی موتور با توربوشارژر موردنظر در نقاط کاری مختلف انجام شد و متغیرهای زیادی در اتاق آزمون موتور اندازه‌گیری شدند که عبارتند از:

- سرعت دوران توربوشارژر
- فشار و دما در ورودی و خروجی توربین
- فشار و دما در ورودی و خروجی کمپرسور
- فشار و دمای هوا در منیفولد هوا
- نسبت هوا به سوخت
- دبی حجمی آب
- دمای روغن و دمای آب در ورود و خروج توربوشارژر
- حسگرهای دمای سطحی بر روی بدنهٔ توربوشارژر

به منظور اندازه‌گیری سرعت توربوشارژر در اتاق آزمون، با ایجاد یک سوراخ و رزوه‌کاری آن در محفظهٔ کمپرسور، یک حسگر مغناطیسی را نزدیک پروانهٔ کمپرسور قرار می‌دهند. با هر بار عبور یک پره کمپرسور از مقابل این حسگر، یک ضربان الکتریکی تولیدشده که با اندازه‌گیری بسامد این ضربان و تقسیم آن بر تعداد پره‌های کمپرسور، مقدار دقیق سرعت دورانی محاسبه می‌شود. به‌منظور اندازه‌گیری فشار بخش‌های مختلف موتور، از حسگرهای فشار برای اندازه‌گیری فشار هوا، گازهای خروجی، آب و روغن استفاده شدند.

[2] Splitter

دبی حجمی آب عبوری از توربوشارژر به کمک دبی‌سنج الکترومغناطیسی با فرکانس داده‌برداری 1 هرتز خوانش شد. دبی‌سنج‌های الکترومغناطیسی به کمک اندازه‌گیری تغییرات شارمغناطیسی ناشی از عبور سیال، می‌توانند مقدار دبی را با دقت قابل قبولی اندازه‌گیری کنند. بیشینهٔ دبی قابل خوانش دبی‌سنج مذکور 30 لیتر بر دقیقه بود.

حسگرهای دمای مورد استفاده در مدار خنک‌کاری دارای محدودهٔ کاری +650°C / -200°C و با دقت ±0.15°C بودند. حسگرهای دما در بخش‌های دیگر موتور از قبیل مسیر عبور هوا، مسیر گازهای خروجی و مسیرهای عبور روغن، ترموکوپل نوع K با قطر 1.5 میلی‌متر بودند که محدوده اندازه‌گیری آن +1200°C / -200°C با دقت ±2.2°C بود. فرکانس داده‌برداری حسگرهای دما در حین آزمون 1 هرتز بود. حسگرهای دمای مورد استفاده در بدنهٔ توربوشارژر از نوع K با قطر 0.5 میلی‌متر بودند. دلیل استفاده از حسگرهای با قطر کم برای دمای بدنهٔ توربوشارژر، زمان پاسخ مناسب آن‌ها در شرایط گذرا بود. بورک مقایسه‌ای بین زمان پاسخ سه حسگر با قطرهای 0.5 ,1 و 1.5 میلی‌متر برای دمای 200 درجهٔ سانتیگراد هوای عبوری از آن‌ها داشت. در محدودهٔ عدد رینولدز صفر تا 10^5، مقدار پاسخ زمانی حسگر با قطر 1.5 میلی‌متر بین 10 تا 30 ثانیه بود، در حالی‌که این مقدار برای حسگر با قطر 0.5 میلی‌متر کمتر از 1 ثانیه بود [16].

به منظور جانمایی حسگرهای دما در محفظهٔ یاتاقان، ابتدا محفظه به سه ناحیه H1,H2,H3 تقسیم شدند. سپس مراکز این ناحیه‌ها مشخص شده و سوراخ‌هایی به قطر 0.55 میلیمتر و به عمق 2 میلی‌متر ایجاد شدند. بعد از تمیز کردن محل سوراخ‌کاری شده، حسگرهای دما جاگذاری شده و با استفاده از چسب‌های مخصوص سطح بیرونی بدنهٔ توربوشارژر به حسگرها متصل شدند. همان‌طور که در "شکل 9" مشاهده می‌شود، حسگر دمای ناحیهٔ H1 نزدیک به محفظهٔ توربین است. همچنین بیشترین قسمت از مسیر آبگرد محفظهٔ یاتاقان از ناحیه H1 عبور می‌کند. در توربوشارژر نشان داده شده، آب از سمت جلوی محفظهٔ یاتاقان وارد شده و با عبور از سمت بالای محور توربوشارژر، از سمت پشتی محفظهٔ یاتاقان خارج می‌شود. در نتیجه بیشترین دمای محفظهٔ یاتاقان در ناحیهٔ زیر محور توربوشارژر خواهد بود، لذا حسگرهای دما در این ناحیه جایگذاری شدند.

نمونه‌ای از حسگرهای دمای نصب شده در آزمون رسوخ حرارتی در "شکل 10" نشان داده شده است.

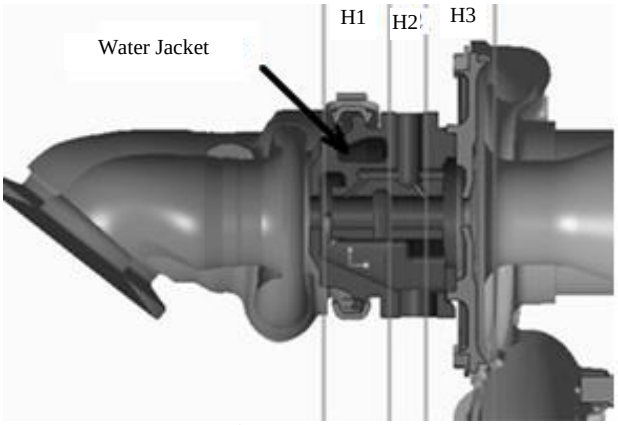

Fig. 9 Sectioned view of mentioned turbocharger with Position of Temperature sensors on bearing housing

شکل 9 نمای برش خورده توربوشارژر مدنظر جهت آزمون رسوخ حرارتی و ناحیه‌های مشخص شده در محفظهٔ یاتاقان جهت نصب حسگرهای دما

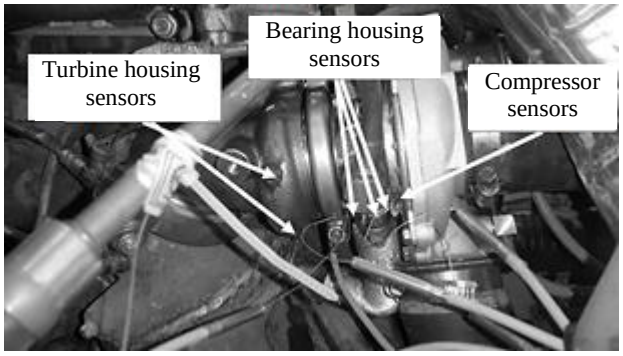

Fig. 10 Temperature sensors on different positions of turbocharger

شکل 10 نمونه‌ای از تعداد حسگرهای دمای نصب شده در آزمون رسوخ حرارتی

با توجه به این‌که آزمون خنک‌کاری این موتور با در نظر گرفتن مدار خنک‌کاری خودرویی انجام شده بود، به‌منظور شبیه‌سازی شرایط خودرویی، در مسیر آب توربوشارژر از یک عدد شیر تنظیم و دبی‌سنج استفاده شد (شکل 11). در هر نقطه کاری میزان دبی آب عبوری از توربوشارژر با استفاده از شیر، مشابه نتایج آزمون خنک‌کاری موتور تنظیم شد.

پمپ آب برقی مورد استفاده در این آزمون مربوط به موتور 1.6 لیتری مجهز به توربوشارژر با نام تجاری پرینس[1] است. این موتور محصول مشترک شرکت‌های پژو و ب ام و است که بر روی خودروی مینی[2] نصب می‌شود. پمپ آب برقی موتور مذکور در "شکل 12" نشان داده شده است.

5-2- رویه آزمون

در آزمون رسوخ حرارتی، در ابتدا موتور در نقطهٔ کاری با سرعت 5500 rpm و شرایط تمام بار کار کرد و بعد از تثبیت دماها، سرعت موتور در طی زمان 20 ثانیه کم شد و موتور خاموش شد. قبل از خاموش شدن موتور، داده‌برداری از دمای بدنهٔ توربوشارژر و سایر حسگرها شروع شد و به‌مدت 20 دقیقه به‌صورت 1 هرتز داده برداری ادامه پیدا کرد. در رویه دوم آزمون، موتور به‌صورت ناگهانی خاموش نشد و سرعت موتور در طی زمان 20 ثانیه به شرایط دور آرام (سرعت 850 rpm) کاهش یافت و یک دقیقه در دور آرام موتور کار کرد، سپس موتور خاموش شد.

6- نتایج

در آزمون رسوخ حرارتی که بدون استفاده از پمپ آب برقی انجام شد، دبی

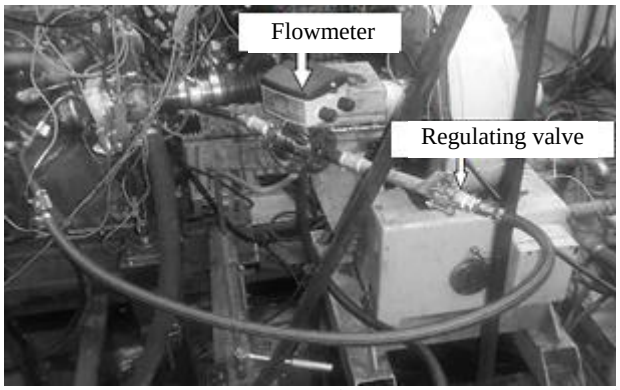

Fig. 11 Regulating valve and water flow meter in cooling circuit of turbocharger

شکل 11 شیر تنظیم و دبی‌سنج در مسیرخنک‌کاری توربوشارژر

[1] Prince
[2] Mini

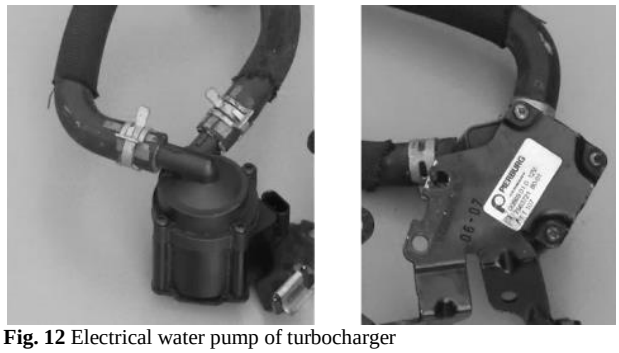

Fig. 12 Electrical water pump of turbocharger

شکل 12 پمپ آب برقی توربوشارژر

آب عبوری از توربوشارژر در سرعت 5500 rpm موتور، 7 لیتر بر دقیقه بود، اما بعد از خاموش شدن موتور دبی آب توربوشارژر صفر شد. دمای محفظهٔ یاتاقان و همچنین دمای بدنهٔ پشتی محفظهٔ کمپرسور[1] تقریبا 4 دقیقه بعد از خاموش شدن موتور به مقدار بیشینه رسیدند (شکل 13). بعد از خاموش شدن موتور، دمای محفظهٔ یاتاقان 60 درجهٔ سانتی‌گراد افزایش یافت و بیشینهٔ دمای محفظهٔ یاتاقان در نزدیکی توربین 220 و در نزدیکی کمپرسور 180 درجهٔ سانتی‌گراد بود. با توجه به این‌که حرارت از سمت توربین به محفظهٔ یاتاقان منتقل می‌شود، لذا بیشترین دمای محفظهٔ یاتاقان در نزدیکی توربین بود.

در آزمون رسوخ حرارتی دمای محفظهٔ توربین در دو موقعیت متفاوت اندازه‌گیری شدند. براساس نتایج در سرعت 5500 rpm و شرایط تمام بار، بیشترین دمای بدنهٔ توربین 810 درجهٔ سانتی‌گراد بود (شکل 14).

50 ثانیه بعد از خاموش شدن موتور، دمای آب خروجی توربوشارژر از 90 درجهٔ سانتی‌گراد تا 130 درجهٔ سانتی‌گراد افزایش یافت. با توجه به این‌که بعد از خاموش شدن موتور جریان آبی وجود نداشت، لذا حرارت به‌صورت موضعی از طریق انتقال حرارت هدایت منتقل می‌شد. 1200 ثانیه بعد از خاموش شدن موتور، دمای آب خروجی از توربوشارژر 70 درجهٔ سانتی‌گراد بود (شکل 15).

آزمون رسوخ حرارتی با توقف یک دقیقه‌ای در شرایط دور آرام تکرار شد و مطابق "شکل 16" قبل از خاموش شدن، موتور یک دقیقه در دور آرام کار

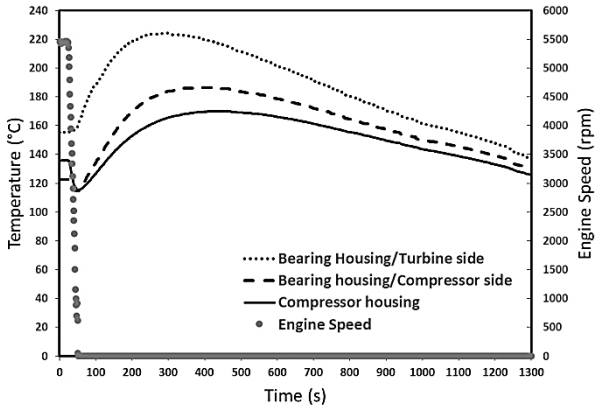

Fig. 13 Engine speed, temperature of bearing and compressor housing versus time during heat soak test (without electrical pump of turbocharger)

شکل 13 سرعت موتور، دمای محفظهٔ یاتاقان و کمپرسور نسبت به زمان در آزمون رسوخ حرارتی (بدون استفاده از پمپ آب برقی)

[1] Compressor housing back plate

کرد. نتایج این آزمون نسبت به آزمون اول قابل قبول‌تر بود. براساس نتایج این آزمون، میزان افزایش دمای محفظهٔ یاتاقان 35 درجه سانتی‌گراد بود و بیشینهٔ دمای محفظهٔ یاتاقان 180 درجهٔ سانتی‌گراد شد.

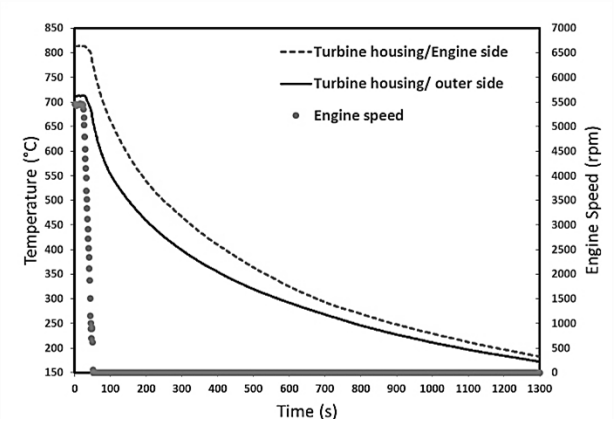

Fig. 14 Engine speed and temperature of turbine housing versus time during heat soak test (without electrical pump of turbocharger)

شکل 14 سرعت موتور و دمای محفظهٔ توربین نسبت به زمان در آزمون رسوخ حرارتی (بدون استفاده از پمپ آب برقی)

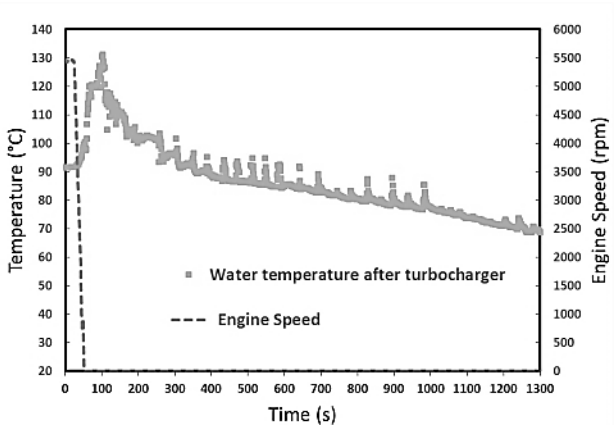

Fig. 15 Engine speed, temperature of water after turbocharger versus time during heat soak test (without electrical pump of turbocharger)

شکل 15 سرعت موتور و دمای آب در خروجی توربوشارژر نسبت به زمان در آزمون رسوخ حرارتی (بدون استفاده از پمپ آب برقی)

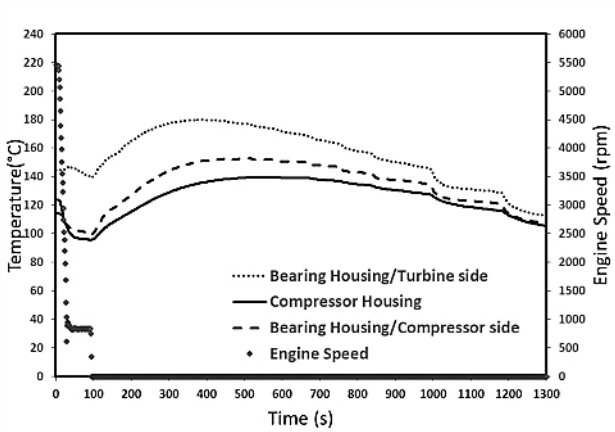

Fig. 16 Heat soak test results after one minute stay at Idle speed before engine shut down (without electrical pump of turbocharger)

شکل 16 نتایج آزمون رسوخ حرارتی بعد از توقف یک دقیقه‌ای در دور آرام (بدون استفاده از پمپ آب برقی)

با اضافه کردن پمپ آب برقی، آزمون رسوخ حرارتی مجددا تکرار شد. رویه آزمون به این صورت بود که بعد از خاموش شدن موتور، پمپ آب برقی روشن می‌شد. براساس نتایج، میزان افزایش دمای بدنه محفظهٔ یاتاقان در نزدیکی توربین، کمتر از 10 درجهٔ سانتی‌گراد بود. با توجه به این‌که راهگاه آب موجود در محفظهٔ یاتاقان در نزدیکی سمت توربین قرار دارد، نرخ کاهش دمای سنسور نزدیک به محفظهٔ توربین نسبت به سایر سنسورها بیشتر بود (شکل 17). همچنین برخلاف نتایج آزمون‌های قبلی، با گذشت 1300 ثانیه از خاموش شدن موتور، کلیه نقاط محفظهٔ یاتاقان و کمپرسور همدما شدند.

بعد از خاموش شدن موتور، پمپ آب برقی روشن شد و دبی آب عبوری از توربوشارژر 5 لیتر بر دقیقه شد (شکل 18). در این شرایط بیشترین دمای آب خروجی از توربوشارژر 80 درجهٔ سانتی‌گراد بود.

یکی از نکاتی که در الگوبرداری موتورهای مجهز به پمپ آب برقی توربوشارژر مشاهده شد، زمان روشن بودن پمپ آب، بعد از خاموش شدن موتور بود. براساس شرایط کاری موتور، مقدار روشن ماندن پمپ آب متفاوت بود. اما به‌دلیل این‌که در زمان خاموش بودن خودرو، پمپ آب از باطری خودرو تغذیه می‌کند، لذا برای کارکرد پمپ محدودیت زمانی در نظر گرفته شده بود و بیشترین زمان روشن ماندن پمپ 8 دقیقه بود. در آخرین آزمون

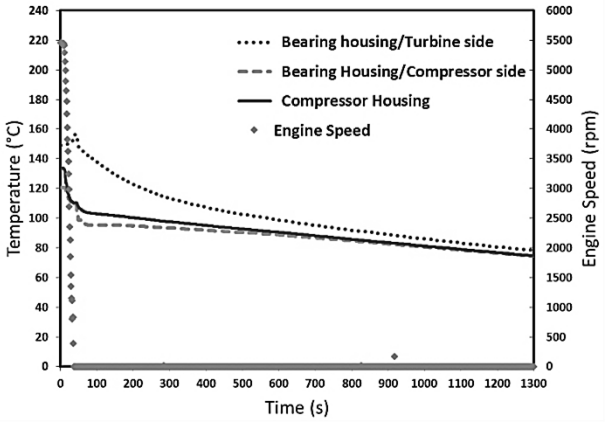

Fig. 17 Engine speed, temperature of bearing and compressor housing versus time during heat soak test (with electrical pump of turbocharger)

شکل 17 سرعت موتور، دمای محفظهٔ یاتاقان و کمپرسور نسبت به زمان در آزمون رسوخ حرارتی (با استفاده از پمپ آب برقی)

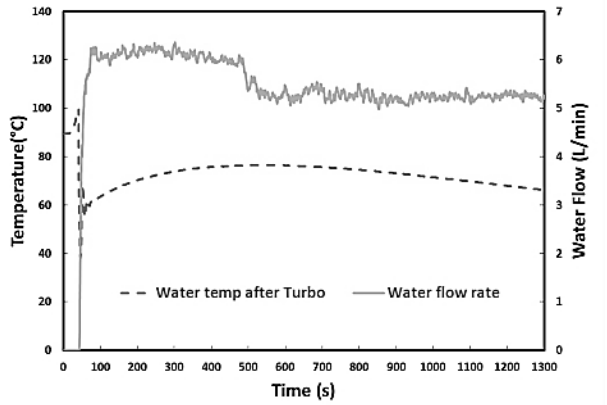

Fig. 18 Water flow and temperature after turbocharger versus time during heat soak test (with electrical pump of turbocharger)

شکل 18 دبی و دمای آب خروجی از توربوشارژر در آزمون رسوخ حرارتی (با استفاده از پمپ آب برقی)

رسوخ حرارتی، بعد از خاموش شدن موتور پمپ آب به مدت 8 دقیقه روشن بود، سپس در حالی‌که داده‌برداری ادامه داشت، پمپ آب خاموش شد. براساس نتایج، بعد از خاموش شدن پمپ، دمای آب مجددا افزایش می‌یابد اما مقدار افزایش دما قابل توجه نبود (شکل 19). تا زمانی که پمپ آب برقی روشن باشد، دمای محفظهٔ یاتاقان در نزدیکی کمپرسور نسبت به دمای بدنهٔ کمپرسور کمتر بود. اما، به محض خاموش شدن پمپ آب، دمای محفظهٔ یاتاقان نسبت به دمای محفظهٔ کمپرسور افزایش یافت. این نتایج نشان دهندهٔ تاثیر بیشتر مسیر خنک‌کاری بر توزیع دمای محفظهٔ یاتاقان است.

یکی از متغیرهای تاثیرگذار در انتخاب پمپ آب برقی و جانمایی آن در مدار خنک‌کاری توربوشارژر، مقدار دبی آب عبوری از محفظهٔ یاتاقان است. لذا تعیین مقدار بهینه دبی، بر روی عملکرد خنک‌کاری تاثیرگذار خواهد بود. در این آزمون با استفاده از شیر تنظیم جریان تاثیر دبی‌های مختلف آب بر روی توزیع دمای توربوشارژر بررسی شدند (شکل 20).

براساس نتایج آزمون در سرعت 2000 rpm و شرایط تمام بار، با افزایش دبی آب عبوری از توربوشارژر، دمای قطعات کاهش می‌یابند. افزایش دبی آب از 0 تا 1 لیتر بر دقیقه، منجر به کاهش بسیار محسوس دمای محفظهٔ یاتاقان شد، در حالی‌که افزایش دبی از 1 تا 5 لیتر بر دقیقه تاثیر کمتری بر دمای قطعات داشت.

به‌منظور بررسی بیشتر نتایج آزمون، شار حرارتی منتقل شده به آب در نقاط کاری با سرعت 2000 rpm و شرایط تمام بار محاسبه شدند. نمودار "شکل 21" میزان شار حرارتی را نسبت به عدد رینولدز جریان آب نشان می‌دهد. با عبور منحنی از نقاط آزمون، پیش‌بینی می‌شود مقدار بیشینهٔ شار حرارتی در عدد رینولدز 7000 رخ خواهد داد.

7- نتیجه‌گیری

در آزمون رسوخ حرارتی که بدون استفاده از پمپ آب برقی انجام شد، بعد از خاموش شدن موتور، دمای محفظهٔ یاتاقان افزایش یافته و 4 دقیقه بعد از خاموش شدن موتور، به مقدار بیشینه 220 درجهٔ سانتی‌گراد رسید و بعد از آن کاهش یافت. شیب افزایش دمای اولیه قطعات بیشتر از شیب کاهش دمای قطعات بود. در صورتی که قبل از خاموش شدن، موتور به مدت یک دقیقه در دور آرام کار کند و سپس خاموش شود، بیشینهٔ دمای محفظهٔ

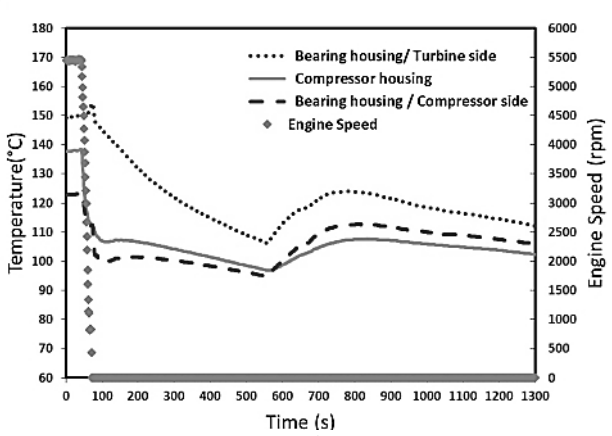

Fig. 19 Engine speed, temperature of bearing and compressor housing versus time during heat soak test (with 8 minute running of electrical pump of turbocharger)

شکل 19 سرعت موتور، دمای محفظهٔ یاتاقان و کمپرسور نسبت به زمان در آزمون رسوخ حرارتی (با در نظر گرفتن 8 دقیقه روشن ماندن پمپ آب برقی)

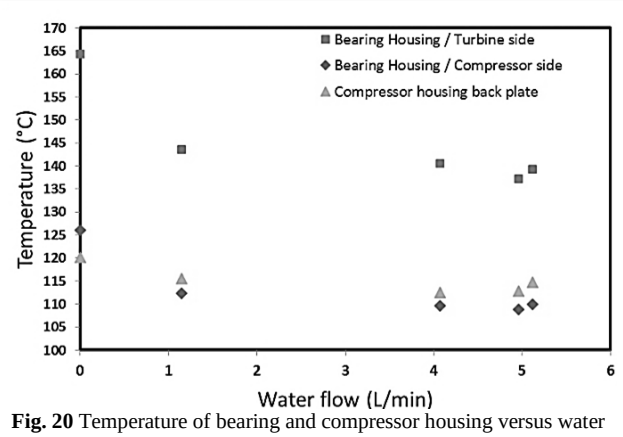

Fig. 20 Temperature of bearing and compressor housing versus water flow rate at 2000 rpm, full load condition

شکل 20 دمای محفظهٔ یاتاقان و کمپرسور نسبت به دبی آب عبوری از توربوشارژر در سرعت 2000 rpm و شرایط تمام بار

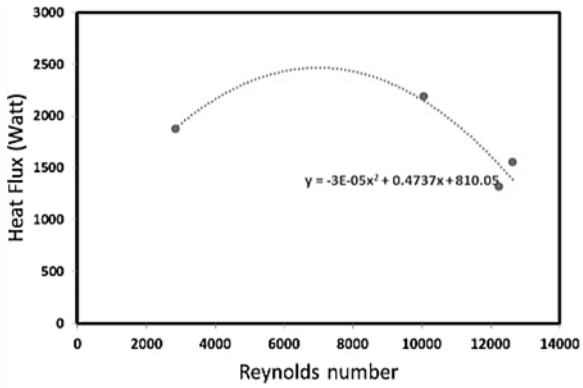

Fig. 21 Heat flux versus Reynolds number for different water flow rate at 2000 rpm, full load condition

شکل 21 شار حرارتی منتقل شده به آب نسبت به عدد رینولدز برای دبی‌های مختلف عبوری در سرعت 2000 rpm و شرایط تمام بار

یاتاقان کمتر از 180 درجهٔ سانتی‌گراد شد. در حالی‌که با اضافه کردن پمپ آب برقی، بیشینهٔ دما کمتر از 150 درجهٔ سانتی‌گراد شد. براساس نتایج، آزمون رسوخ حرارتی بیشترین تاثیر را بر روی توزیع دمای محفظهٔ یاتاقان دارد. همچنین با بررسی توزیع دمای کلیه قطعات توربوشارژر مشخص شد که بعد از خاموش شدن موتور، دمای محفظهٔ توربین برخلاف محفظهٔ یاتاقان و کمپرسور کاهش می‌یابد. در صورت استفاده از پمپ آب برقی، کاهش دمای محفظهٔ یاتاقان بیشتر از کاهش دمای محفظهٔ کمپرسور است. همچنین براساس نتایج مشخص شد، در صورت خاموش شدن پمپ بعد از 8 دقیقه، دمای قطعات از مقدار اولیه آن‌ها در شروع آزمون بیشتر نخواهد شد.

8- فهرست علایم

$\dot{m}$ دبی (kgs^{-1})

$\dot{Q}$ شار حرارتی (kW)

Re عدد رینولدز

T دما (K)

V سرعت (ms^{-1})

D قطر (m)

علایم یونانی

μ لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)

ρ چگالی (kgm^{-3})

زیرنویس‌ها

C محلول خنک‌کاری

9- تقدیر و تشکر

تمام مراحل این تحقیق در شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) انجام شده است. لذا مراتب تشکر و قدردانی از مساعدت‌های مدیریت پروژه و پرسنل واحد آزمایشگاه اعلام می‌گردد.

10- مراجع

[1] H. Maclnnes, *Turbochargers*, H. P. Book, No. 49, pp. 21-26, U.S.A, Berkley publishig group, 1976.
[2] V. Simon, G. Oberholz, M. Mayer, *Exhaust Gas Temperature 1050°C, An Engineering Challenge*, pp. 1-12, 2000.
[3] *Advanced Turbo-Charging Research and Development*, https://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/1030643, 2008.
[4] *Thermal Survey of Exhaust Manifold and Turbine Housing*, MAHLE Powertrain Ltd, pp. 1-7, 2002.
[5] *Garrett White Paper Water Cooling*, http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/Garrett_White_Paper_01_Water_Cooling.pdf.
[6] *1.4l TSI Engine with Dual-charging*, Accessed on 2006; http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_359.pdf.
[7] P. Signargout, C. Chapelle, L. Passeron, D. Fourchon, E. Fournier, P. Merckx, P. Souhaite, The new 3-cylinder PSA PEUGEOT-CITROEN PureTech 1.2 e-THP -A real breakthrough in terms of fuel consumption and driveability, *35 Internationales Wiener Motorensymposium*, pp. 38-61, Vienna, Austria, 2014.
[8] *Lexus Turbocharger System Handbook*, Toyota 8AR-FTS engine, www.natef.org/NATEF/media/NATEFMedia/.../Inside-Lexus-Turbo.pdf
[9] B. Sirakov, M. Casey, Evaluation of heat transfer effects on turbocharger performance, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 135, No. 2, pp. 021011_1-02101_10, 2013.
[10] H. Aghaali, H. E. Angstrom, Turbocharged si-engine simulation with cold and hot-measured turbocharger performance maps, *Proceedings of ASME Turbo Expo*,Vol. 5, pp. 671-679, Copenhagen, Denmark, June 11–15, 2012.
[11] H. Aghaali, H. E. Angstrom, Temperature estimation of turbocharger working fluids and walls under different engine loads and heat transfer conditions, *SAE*, Technical Paper 2013-24-0123, 2013.
[12] F. Payri, P. Olmeda, F.J. Arnau, A. Dombrovsky, L. Smith, External heat losses in small turbochargers: Model and experiments, *Energy*, Vol. 71, pp. 534–546, 2014.
[13] N. Baines, K. D. Wygant, A. Dris, The analysis of heat transfer in automotive turbochargers, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 132, No. 4, pp. 042301_1- 042301_8, 2010.
[14] H. Lin, Y. Chang, G. Tsai, D. Wang, F. Hsieh, J. Jiang, Oil coking prevention using electric water pump for turbo-charge spark-ignition engine, *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2014, pp. 1-8, 2014.
[15] I. Miyata, S. Hirano, M. Tanada, K. Fujimoto, Mechanism of turbocharger coking in gasoline engines, *SAE*, Technical Paper 2015-01-2029, 2015.
[16] R. D. Burke, Analysis and modeling of the transient thermal behavior of automotive turbochargers, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 136, No. 10, pp. 101511_1—101511-10, 2014.