



بررسی تجربی تأثیر تکرار پدیده پس زنی بر کارکرد پرخوران

سید شهاب الدین علویون^۱، مسعود ضیاء بشرحق^{۲*}، مهدی مقصودی^۳، سید عباس سادات سکاکی^۴، محمدجواد سلطانلو^۵

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، Shalaviyoun@mail.kntu.ac.ir

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، mzia@kntu.ac.ir

^۳ شرکت بسا پارس صنعت، تهران، ایران، maghsoudi@bpsanat.com

^۴ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی، قزوین، ایران، sakak@eng.tkiu.ac.ir

^۵ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی، قزوین، ایران، mj.eng3731@gmail.com

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۳ مهر ۱۳۹۸

پذیرش: ۲۹ دی ۱۳۹۸

کلیدواژه‌ها:

پرخوران

پس زنی

نسبت فشار

بازدهی

تنجار

پدیده پس زنی در حالتی اتفاق می افتد که تنجار بخواهد مقدار هوای کمی را تا فشار خیلی زیاد ممتراکم کند، که عموماً همراه با جریان برگشتی در تنجار و سر و صدا است. تحقیقات محدودی در زمینه شرایط کارکردی پرخوران در حین و بعد از کارکرد در شرایط پس زنی انجام شده است. در این پژوهش بررسی تجربی بر پرخوران موتور بنزینی در سه سرعت مختلف کاری در اتاق آزمون گرم پرخوران انجام شد. متغیرهای کارکردی مانند بازدهی و توان تنجار و گردا در شرایطی که پرخوران در محدوده پس زنی بود، بررسی شدند. بعد از اینکه پرخوران ۴ مرحله و در هر مرحله در سه سرعت دورانی مختلف در محدوده پس زنی قرار گرفت، کارکرد قطعه افت کرد و خراب شد. بر اساس نتایج، در سرعت ۱۸۰۰۰۰ د.د.د. و در کمترین مقدار شار عبوری، نسبت فشار تنجار به مقدار ۷ درصد نسبت به ابتدای آزمون کم شد. بررسی‌های انجام شده نشان دهنده افزایش بیش از حد لقی محوری پرخوران بود که آثار تغییر رنگ ناشی از کارکرد داغ و گرم شدن ناشی از تماس فلز با فلز بر یاتاقان دیده می شد.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



۱- مقدمه

به سمت خروجی منتقل می‌شود. دوره تناوب فرآیند برگشت جریان نسبتاً کوتاه است. با ادامه کاهش شار جریان و ورود به محدوده پس‌زنی شدید، نرخ شار حجمی تنجار به نحوی کاهش می‌یابد که صفر شده و حتی منفی می‌شود. در این حالت فشار مسیر هوای خروجی تنجار از فشار ورودی تنجار کمتر شده و حجم موجود در مسیر خروجی تنجار باید بصورت کامل تخلیه گردد. سپس مسیر خروجی تنجار دوباره بوسیله هوای فشرده پر می‌شود و این روند بصورت مداوم ادامه پیدا می‌کند [۳]. برخی مراجع پدیده پس‌زنی را به سه حالت تقسیم می‌کنند. پس‌زنی خفیف^۵ که در این حالت برگشت جریان وجود ندارد و نوسانات فشار نیز ناچیز است. پس‌زنی معمول که با نوسانات زیاد فشار با تناوب کم همراه است و پس‌زنی شدید^۶ که با برگشت جریان در تنجار همراه است [۴]. نشانه‌های پدیده پس‌زنی عبارتند از نوسان در گشتاور خروجی موتور، افزایش دمای هوای ورودی و خروجی از تنجار، نوسان در فشار خروجی تنجار و سر و صدای محسوس. دمای هوای فشرده شده در تنجار با توجه به تکرار مداوم جریان برگشتی، به‌طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. در این حالت نیروی محوری وارد بر یاتاقان محوری تغییر جهت داده و با هر بار تغییر شرایط کارکرد از حالت پس‌زنی به حالت معمولی و برعکس، ضربه‌های ناشی از فشار هوای فشرده، به یاتاقان محوری و همچنین پروانه تنجار آسیب می‌زند.

دستگاه آزمون پرخوران

برای بدست آوردن منحنی‌های مشخصه پرخوران، بهترین روش آزمایش قطعه در دستگاه آزمون قطعه‌ای است. هدف از انجام آزمون در این تحقیق، بدست آوردن نحوه تغییرات بازدهی گردا و تنجار بر حسب نسبت فشار و شار عبوری در سرعت‌های مختلف است. نقاط کاری تنجار و گردا با اندازه‌گیری دما و فشار در ورودی و خروجی محفظه‌ها، شار عبوری از گردا و تنجار و سرعت دوران محور پرخوران مشخص می‌شوند [۵]. برای انجام آزمون‌های پرخوران، شرایط کاری موتور در سامانه آزمایشگاهی شبیه‌سازی می‌شود و برای چرخاندن گردا، از مولد هوای گرم استفاده می‌شود. دستگاه آزمون شامل دو مدار جریان جداگانه برای به حرکت درآوردن تنجار و گردا پرخوران است (شکل ۱).

سامانه‌های امروزی آزمون پرخوران ساختار پیچیده‌ای دارند که مشعل، سامانه خنک کاری، سامانه روانکاری در یک سازه چیده شده‌اند. هوای فشرده در یک یا چند عدد مخزن نگهداری می‌شود. مخزن هوای فشرده، هوای مورد نیاز دستگاه آزمون را ذخیره نموده و باعث کاهش تغییرات در فشار سامانه می‌شود. از مخزن برای میرا کردن نوسانات و جدا نمودن رطوبت و روغن موجود در هوای فشرده،

در سال‌های اخیر استفاده از پرخوران^۱ در موتورهای درونسوز اهمیت زیادی پیدا کرده است. دلیل استفاده از پرخوران، افزایش قدرت موتور با استفاده از افزایش فشار و جرم هوای ورودی به موتور است. در واقع پرخوران قطعه مهمی در فرآیند کوچک شدن موتور است که به دلیل کاهش حجم موتور، امکان کاهش مصرف سوخت را فراهم می‌کند. پرخوران از یک تنجار^۲ گریز از مرکز و یک گردا^۳ تشکیل شده که بر یک محور مشترک به یکدیگر متصل شده‌اند. گردا که به وسیله گازهای داغ خروجی از موتور به حرکت در می‌آید، توان لازم برای راندن تنجار را تأمین می‌کند. از تنجار نیز برای افزایش فشار هوای ورودی به موتور استفاده می‌شود. پروانه تنجار از نوع گریز از مرکز است و هوای ورودی به تنجار بعد از تراکم به صورت شعاعی خارج می‌شود. چرخ گردا نیز از نوع جریان شعاعی است که گازهای خروجی موتور به صورت شعاعی وارد محفظه گردا شده و به صورت محوری از آن خارج می‌شوند [۱]. پدیده پس‌زنی^۴ در تنجار پرخوران ناشی از جریان برگشتی داخل تنجار است که با صدا همراه است و در ادامه ناپایداری کامل و عدم کارکرد درست قطعه را در پی دارد. این پدیده زمانی رخ می‌دهد که شار هوای عبوری از تنجار کم و نسبت فشار خروجی به ورودی زیاد باشد. در حالتی که تنجار بخواهد مقدار هوای کم را تا فشار خیلی زیاد در خروجی اش متراکم کند، پدیده پس‌زنی اتفاق می‌افتد.

در این حالت سیال نمی‌تواند در برابر جریان برگشتی مقاومت کند و به واسطه رفتن به محدوده پس‌زنی، هوای فشرده از خروجی به سمت ورودی تنجار بر می‌شود. شرایط معمولی پس‌زنی تنها ایجاد سر و صدا می‌کند. اما شرایط شدید آن منجر به ناپایداری کامل در پرخوران و کاهش قابل توجه توان موتور می‌شود. این صدا در راستای ورودی تنجار و صافی هوا پخش می‌شود. محدوده بسامد سر و صدای پس‌زنی مابین ۸۰۰ تا ۲۷۰۰ هرتز بوده و در سرعت‌های ۱۴۰۰ تا ۲۵۰۰ دور در دقیقه و دنده دو و سه جعبه دنده اتفاق می‌افتد [۲]. این اتفاق بر خودرو زمانی رخ می‌دهد که راننده به‌طور ناگهانی پایش را از روی اهرم گاز بردارد و باعث کاهش شار جرمی هوای عبوری از تنجار در سرعت‌های زیاد می‌شود.

در نمودار کارکرد تنجار مشاهده می‌شود که نسبت فشار تنجار تابع شار و سرعت دوران پرخوران است. با کاهش شار عبوری از تنجار، نسبت فشار هوا در دور ثابت افزایش می‌یابد. به محض اینکه خطوط سرعت ثابت از خط پس‌زنی عبور می‌کنند، برگشت جریان اتفاق می‌افتد. در شرایط برگشت جریان، نسبت فشار تنجار با کاهش نرخ شار حجمی جریان کاهش می‌یابد. در این حالت مقداری از جریان متراکم شده در مدت زمان کوتاهی از خروجی تنجار به ورودی تنجار برگشته و دوباره

⁴ Surge

⁵ Mild Surge

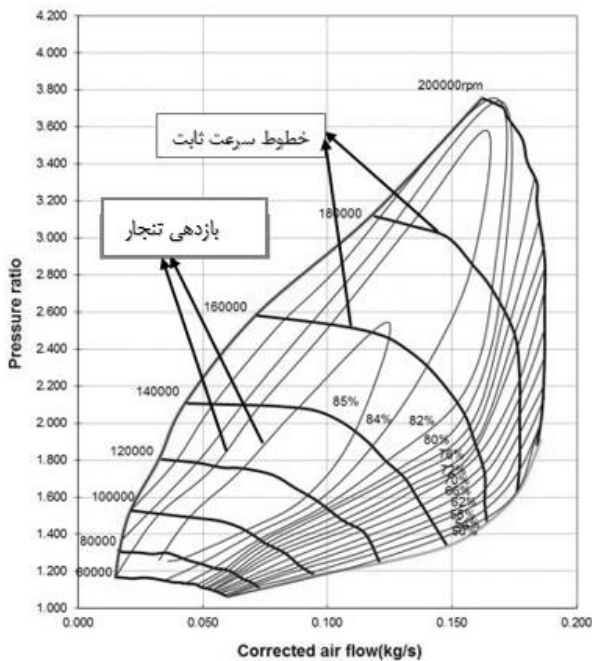
⁶ Deep Surge

¹ Turbocharger

² Compressor

³ Turbine

عمر کاری پرخوران را مشخص می‌کند [۷]. در نزدیکی محدوده پس‌زنی خطوط سرعت تقریباً افقی هستند، در نتیجه شار جرمی عبوری تقریباً مستقل از نسبت فشار است (شکل ۲).



شکل ۲: منحنی کارکردی تنجار پرخوران

بازدهی بر اساس نسبت تغییرات مطلوب آنتالپی به تغییرات واقعی آن تعریف می‌شود. تغییر مطلوب آنتالپی در شرایط هم‌آنترپوی^۱ (بی‌دررو^۲ و برگشت‌پذیر) است که آنترپوی ثابت می‌ماند. اکثر مشخصه‌های جریان قبل و بعد از تنجار را به صورت مستقیم از طریق شرایط ترمودینامیکی می‌توان محاسبه کرد به غیر از شرایط هم‌آنترپوی در خروجی جریان که در تعیین بازدهی اهمیت دارند. با استفاده از رابطه آنترپوی برای گاز کامل، تغییرات دما و در نهایت دمای خروجی در شرایط آنترپوی ثابت محاسبه می‌شود [۸].

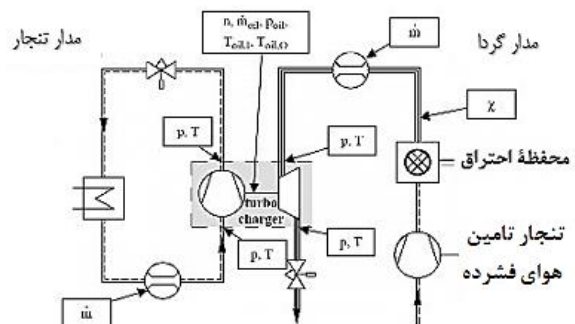
$$S_2 - S_1 = C_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (1)$$

$$\frac{R}{C_p} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (2)$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \quad (3)$$

با استفاده از معادلات ذکر شده، مقدار تغییرات دما و در نتیجه آنتالپی در شرایط هم‌آنترپوی برای تنجار و گردا (شکل ۳) مشخص می‌شوند. در صورت در نظر گرفتن تغییرات ظرفیت گرمایی، معادلات ذکر شده قابل استفاده نیستند. در نتیجه آنتالپی و آنترپوی به صورت مستقیم با استفاده از معادلات ترمودینامیکی چندجمله‌ای محاسبه می‌شوند.

استفاده می‌شود. سپس هوای متراکم شده وارد محفظه احتراق می‌شود و تا دمای ۱۰۰۰ درجه سانتیگراد گرم می‌شود. شار هوای متراکم شده ورودی به مشعل اندازه‌گیری می‌شود و مقدار سوخت ورودی به مشعل نیز اندازه‌گیری می‌شود تا نسبت هوا به سوخت مشعل به دست بیاید. هوای ورودی به محفظه احتراق با گاز طبیعی در مشعل ترکیب شده و احتراق انجام می‌شود. در دستگاه آزمون پرخوران، بعد از انجام تنظیمات و رفتن به هر نقطه کاری به مدت ۳ دقیقه صبر کرده تا شرایط پایدار شود، سپس داده‌برداری انجام می‌شود. برای هر نقطه کاری شرایط ورودی و خروجی مانند دما و فشار و همچنین سرعت دوران محور نیز اندازه‌گیری می‌شوند.



شکل ۱: دستگاه آزمون پرخوران و محل نصب حسگرها [۵]

منحنی کارکردی تنجار

محورهای منحنی مشخصه تنجار نسبت فشار و شار جرمی هستند و خطوط سرعت ثابت و منحنی‌های بازدهی در نمودار نمایش داده می‌شوند. شار جرمی تصحیح شده بر اساس $\dot{m} \sqrt{T_0/P_0}$ است که T_0 و P_0 دما و فشار کل ورودی به تنجار اند. این تعریف بر اساس استاندارد انجمن مهندسان خودرو است [۵]. تعریف دیگر شار جرمی بر اساس رابطه $\dot{m} \sqrt{\theta/\delta}$ است که $\delta = P_0/P_{ref}$ و $\theta = T_0/T_{ref}$ اند که دمای استاندارد ۲۹۸ کلوین و P_{ref} فشار استاندارد ۱۰۰ کیلوپاسکال تعریف شده‌اند. این تعریف بر اساس استاندارد انجمن مهندسان مکانیک آمریکا است که واحد شار به صورت kg/s نشان داده می‌شود [۶]. متغیر سرعت نیز به صورت $N/\sqrt{\theta}$ یا $N/\sqrt{T_0}$ تعریف می‌شود. مزیت استفاده از این متغیرها حذف اثر شرایط محیطی است، لذا از یک منحنی مشخصه بدون توجه به فشار و دمای محلی می‌توان استفاده کرد.

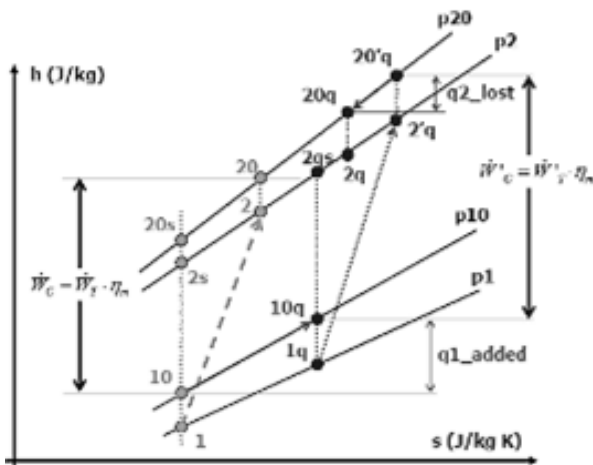
محدوده شار عبوری برای هر پرخوران بر اساس محدوده پس‌زنی تنجار در شار کم (محدوده سمت چپ منحنی تنجار) تعیین می‌شود. فشار تراکم بر اساس بیشترین سرعت تنجار محدود می‌شود که عموماً بستگی به مقدار تحمل تنش یا پایداری اجزاء دوار دارد که در نهایت

¹ Isentropic

² Adiabatic

$$\eta_{c,is} = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_{ad}} = \frac{T_{20s} - T_{10}}{T_{20} - T_{10}} = \frac{T_{10} \left[\left(\frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_{20} - T_{10}} \quad (7)$$

در معادله ۷، نقاط ۱۰ و ۲۰ شرایط سکون و نقاط ۱ و ۲ شرایط ایستایی^۱ را نشان می‌دهند. در صورتی که انتقال حرارت در تنجار در نظر گرفته شود (با فرض این که قبل از تراکم، هوای ورودی حرارت $q_{1,added}$ نشان داده شده در شکل ۵ را جذب کند و هوای فشرده شده حرارت $q_{2,lost}$ را دفع کند) در نتیجه دمای واقعی خروجی تنجار T_{20q} ، بیشتر از دمای بی‌دررو خروجی تنجار (T_{20}) خواهد شد. نقاط مشخص شده با زیرنویس q مربوط به شرایط واقعی اند. در این شرایط دمای هوای ورودی تنجار از نقطه ۱۰ با T_{10} جذب حرارت اولیه q_1 به نقطه T_{10q} افزایش می‌یابد. در ادامه فرآیند بی‌دررو تراکم اتفاق می‌افتد و به نقطه T_{20q} منتقل شده و در نهایت دمای خروجی تنجار به دلیل دفع حرارت q_1 به نقطه T_{20q} کاهش می‌یابد.



شکل ۵: نمودار آنتالپی - آنتروپی تنجار [۱۰].

بازدهی واقعی تعریف شده بر اساس فرض انتقال حرارت η_c ، برابر است با نسبت اختلاف آنتالپی هم‌آنتروپی به اختلاف آنتروپی در شرایط واقعی. این بازدهی عموماً در منحنی‌های مشخصه تنجار به عنوان منحنی بازدهی تنجار شناخته می‌شود [۱۰].

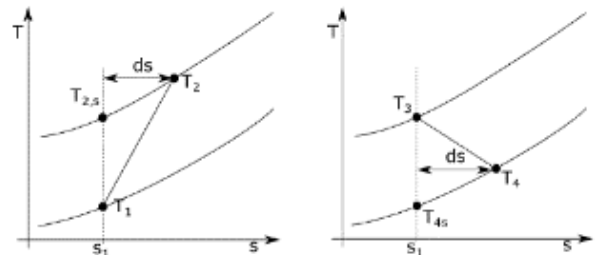
$$\eta_c = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_{dia}} = \frac{T_{20s} - T_{10}}{T_{20q} - T_{10}} = \frac{T_{10} \left[\left(\frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_{20q} - T_{10}} \quad (8)$$

$$ds = \frac{dh - vdP}{T} \quad (4)$$

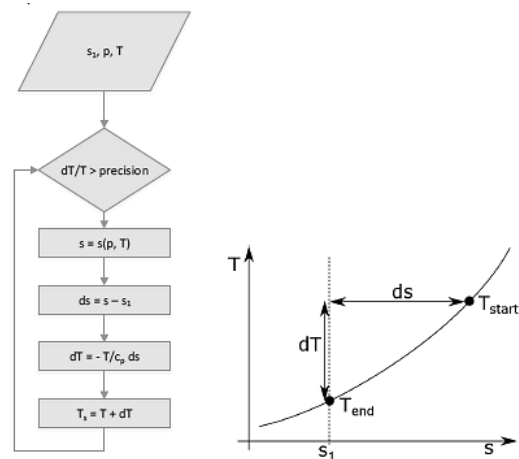
$$dh = C_p dT = T ds + vdP \quad (5)$$

$$dT = \frac{T}{C_p} ds \quad (6)$$

با تعریف تغییرات آنتروپی در معادله ۴، امکان استفاده از رویه تکراری برای محاسبه تغییرات آنتالپی در شرایط هم‌آنتروپی، با فرض متغیر بودن ظرفیت گرمایی وجود دارد. با همگرا شدن رویه نشان داده شده در شکل ۴ دمای هم‌آنتروپی محاسبه می‌شود.



شکل ۳. نمودار دما- آنتروپی تنجار (سمت چپ) و گردا (سمت راست) [۹]



شکل ۴: رویه محاسبه دمای هم‌آنتروپی T_s [۹]

بازدهی تنجار با فرض جریان بی‌دررو عبوری، فرض چندان درستی نیست، زیرا در سرعت‌های کم، انتقال حرارت در تعیین بازدهی تأثیرگذار خواهد بود. شرایط هم‌آنتروپی تنجار از نقطه ۱۰ به نقطه 20_s در شکل ۵ اتفاق می‌افتد که دمای خروجی تنجار T_{20s} بر اساس معادله ۳ محاسبه می‌شود. اگر شرایط عبوری از تنجار بی‌دررو و برگشت‌ناپذیر بود، دمای خروجی تنجار در شکل ۵ برابر با T_{20} می‌شود. بازدهی هم‌آنتروپی تنجار $\eta_{c,is}$ برابر است با نسبت تغییرات مطلوب آنتالپی به تغییرات واقعی آن که در رابطه ۷ نشان داده شده است [۹].

¹ Static

منحنی کارکردی گردا

عموماً منحنی‌های کارکردی گردا مشابه منحنی تنجار بر اساس متغیرهای اصلاح شده رسم می‌شوند و محورهای افقی و عمودی منحنی کارکردی گردا برعکس منحنی تنجار اند. در این منحنی، محور عمودی نشانگر شار جرمی جریان و محور افقی نشانگر نسبت انبساط است. نسبت انبساط گردا برابر با نسبت فشار مطلق ورودی گردا به فشار ایستایی خروجی گردا است. استخراج منحنی‌های کارکردی تنجار و گردا توسط دستگاه آزمون پرخوران در شرایط آزمون گرم با دمای گاز ورودی گردا ۶۰۰ درجه سانتیگراد است. به دلیل انتقال حرارت داخلی و خارجی در پرخوران، شرایط کارکردی گردا غیر بی‌دررو خواهد بود و امکان محاسبه بازدهی گردا با رویه‌های ذکر شده وجود ندارد. در نتیجه بازدهی گردا از طریق توازن توان خروجی تنجار و گردا محاسبه می‌شود. بازدهی مکانیکی پرخوران برابر است با نسبت توان تنجار به گردا [۵]:

$$\eta_m = \frac{P_C}{P_T} \quad (9)$$

در معادله بازدهی گردا (معادله ۱۰)، صورت کسر برابر است با توان مکانیکی خروجی گردا که به محور پرخوران منتقل شده و مخرج کسر برابر است با توان گردا در شرایط هم‌آنتروپی.

$$\eta_{T,is} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}} = \frac{\dot{m}_T \Delta h}{\dot{m}_T \Delta h_{is}} = \frac{P_T}{P_{T,is}} \quad (10)$$

ترکیب معادلات ۹ و ۱۰ برابر است با حاصل ضرب بازدهی مکانیکی در بازدهی گردا. از این رابطه در آزمون گرم پرخوران به عنوان بازدهی گردا استفاده می‌شود.

$$\eta_{T,is} \eta_m = \frac{P_C}{P_{T,is}} = \frac{P_C}{\dot{m}_T \Delta h_{is}} \quad (11)$$

۲- مروری بر تحقیقات انجام شده

اکثر پژوهش‌های انجام شده در زمینه پس‌زنی در رابطه با شبیه‌سازی سامانه‌ها و روش‌هایی برای جلوگیری از رخ دادن آن، تأثیر هندسه جریان بر پدیده، روش‌های تغییر هندسه به منظور عریض کردن منحنی کارکردی تنجار، سر و صدای ناشی از پس‌زنی و روش‌های تجربی تشخیص دقیق پس‌زنی بودند. عموماً این پدیده در شرایط ناپایا اتفاق می‌افتد، لذا به صورت ناپایا شبیه‌سازی می‌شود یا مورد بررسی تجربی قرار می‌گیرد.

قرار دادن یک حسگر فشار حساس در خروجی تنجار یکی از روش‌های شناسایی پدیده پس‌زنی است. طبق مطالعات گالیندو و همکاران، در صورتی که دامنه نوسانات فشار در محدوده بسامد ۲ تا ۱۵ هرتز باشد، این اتفاق می‌تواند نشانه‌ای از وقوع پدیده پس‌زنی باشد [۱۱].

متغیری که بیشترین حساسیت را به پدیده پس‌زنی از خود نشان داد، فشار خروجی تنجار است که در هنگام پس‌زنی نوسان بیشتری را در

فرکانس کم از خود نشان داد. بیشینه فرکانس اصلی که پدیده پس‌زنی در آن به صورت دقیق توصیف شد، بین ۲ تا ۱۲ هرتز برای پرخوران‌های با ابعاد مختلف و با شرایط کارکردی مختلف بوده است.

اندرسون و همکاران به بررسی راهکارهای تشخیص پدیده پس‌زنی در دستگاه آزمون پرخوران در شرایط پایا پرداختند. بدین منظور از یک عدد حسگر دما در ورودی تنجار با فاصله ۵ میلی‌متر از پروانه استفاده شد. به منظور بررسی مقدار تغییرات دما در مسیر ورودی تنجار تعداد ۴ عدد حسگر با فاصله ۲۵ میلی‌متر از یکدیگر به ترتیب نسبت به حسگر دمای نزدیک پروانه جانمایی شدند.

نتایج آزمون برای یک عدد تنجار کوچک (قطر پروانه ۵۲ میلی‌متر) نشان می‌دهد که دمای هوای ورودی به تنجار در شرایط نزدیک به نقطه پس‌زنی تا ۳۰ درجه سانتیگراد افزایش می‌یابد [۱۲].

هنر و همکاران در سال ۲۰۱۳ مطالعه‌ای بر مشخصه‌های کارکردی یک تنجار گریز از مرکز توسط دستگاه آزمون پرخوران انجام دادند [۱۳]. در این مطالعه از دو مدل متفاوت لوله‌کشی مسیر خروجی تنجار استفاده شده است که یکی از آنها شامل محفظه آرامش با حجم بزرگ و دیگری شامل محفظه با حجم کوچک هوای فشرده بود. در این مطالعه، از دماسنج‌هایی با پاسخ سریع برای خوانش دمای ورودی و خروجی تنجار در فاصله نزدیک به پروانه تنجار استفاده شد. همچنین نوسانات فشار نیز اندازه‌گیری شدند.

تقوی و همکاران به منظور انجام آزمون کارکردی تنجار، محفظه گردا پرخوران را حذف کردند و محفظه تنجار را به موتور برقی متصل نمودند. منحنی کارکردی تنجار صرفاً تا سرعت ۱۵۰۰۰ دور در دقیقه استخراج شد. علاوه بر شار و مقادیر فشار در ورودی و خروجی تنجار، سرعت جریان توسط جریان‌سنج سیم داغ در ورودی تنجار نیز اندازه‌گیری شد. عموماً از ازدیاد نوسانات سرعت به عنوان معیاری برای شناسایی پدیده پس‌زنی استفاده می‌کنند. بر اساس نتایج در سرعت ۱۰۰۰۰ دور در دقیقه و در شرایط رخداد پدیده پس‌زنی، مقدار نوسانات سرعت ۳٫۵ برابر مقدار آن در شرایطی است که از ناحیه پس‌زنی فاصله کافی باشد [۱۴].

یکی از روش‌های تشخیص پدیده پس‌زنی، نظر کاربر دستگاه آزمون در خصوص صدای ایجاد شده است که بخشی از مهارت مهندس آزمون است، ولی قطعاً قابل اعتماد نیست و نمی‌توان بر اساس آن نتیجه‌گیری کرد. لذا روش قابل اعتمادتری برای تشخیص محدوده پس‌زنی ارائه شد که از یک منطق ریاضی ساده براساس تحلیل بسامد لحظه‌ای متغیرها استفاده شد.

پای و همکاران به بررسی صدای ناشی از پدیده پس‌زنی در پرخوران موتور بنزینی پرداختند. با استفاده از دستگاه آزمون تنجار به بررسی تأثیر موقعیت دریچه گاز و شیر کنارگذر جریان^۱ تنجار پرداختند. بر اساس نتایج، با بسته شدن دریچه گاز، مقدار صدای ناشی از پدیده پس‌زنی افزایش می‌یابد. با بسته شدن ناگهانی دریچه گاز، شیر

¹ Dump valve (Recirculation valve)

قرار گرفته که چدنی است. قطعات موجود در محفظه میانی، یاتاقان‌های شعاعی و محوری، مسیرهای روغن کاری و همچنین مسیر خنک کاری اند. مشخصات پرخوران مورد بررسی در جدول ۱ مشخص شده‌اند.

جدول ۱: مشخصات پرخوران موتور بنزینی ۱٫۷ لیتری

متغیر	مقدار	واحد
تعداد پره های اصلی تنجار	۶	
تعداد پره‌های جداکننده تنجار	۶	
قطر بیرونی پره تنجار	۵۱	mm
قطر داخلی پره تنجار	۳۵٫۵	mm
تعداد پره‌های گردا	۸	
قطر بیرونی پره گردا	۴۳٫۶	mm
بیشینه دمای ورودی گردا	۹۵۰	°C
بیشینه سرعت پرخوران	۲۲۰۰۰	rpm

۲-۳- دستگاه آزمون پرخوران

دستگاه آزمون پرخوران دارای ۶ عدد شار سنج برای اندازه‌گیری شار هوای فشرده و گاز عبوری از دستگاه، شار هوا، دود، آب و روغن عبوری از پرخوران است. هوای فشرده ورودی به دستگاه آزمون به سه بخش تقسیم می‌شود، هوای لازم برای احتراق، هوای ثانویه احتراق و مسیر هوای سامانه ضربه حرارتی^۱. هوای لازم برای احتراق به دو مسیر با ابعاد متفاوت تقسیم می‌شود که یکی برای محفظه احتراق حلقوی و دیگری برای محفظه احتراق مرکزی است.

بعد از ساخت قطعات واسط، شلنگ‌های ورود و خروج آب و روغن و سوراخکاری حسگر دور پرخوران، سایر تجهیزات مانند لوله‌های اندازه‌گیری و حسگرهای دما و شلنگ‌ها به تجهیزات اضافه شدند و به مرکز آزمون ارسال شدند. در شکل ۶ نمایی کلی از اتاق آزمون بعد از آماده سازی مشاهده می‌شود که کلیه لوله‌های ورود و خروج تنجار، گردا، مسیرهای آب و روغن متصل شدند. لازم به ذکر است که مسیر هدررو^۲ پرخوران در کلیه آزمون‌ها بسته نگه داشته شد. در این تحقیق آزمون کارکردی پرخوران مورد نظر در نقاط کاری مختلف انجام شد و در اتاق آزمون متغیرهای زیادی اندازه‌گیری شدند که عبارتند از:

- شار سوخت (گاز) ورودی به محفظه احتراق دستگاه
- شار هوای فشرده ورودی به محفظه احتراق دستگاه
- سرعت دوران پرخوران
- فشار و دما در ورودی و خروجی گردا و تنجار
- شار حجمی آب و روغن عبوری از پرخوران
- دمای ورود و خروج آب و روغن

کنار گذر تنجار باز خواهد شد، لذا دامنه صدای ناشی از پدیده پس‌زنی کاهش می‌یابد [۱۵].

محاسبات بازدهی پرخوران وابسته به محاسبه دقیق اختلاف آنتالپی سیال عبوری از تنجار و گردا است. فرض بی‌دررو بودن فرآیندهای تراکم و انبساط در تنجار و گردا فرض درستی نمی‌باشد زیرا در دستگاه آزمون گرم پرخوران، انتقال حرارت متغیر تأثیرگذاری بر روی بازدهی تنجار و گردا است. اثر انتقال حرارت در سرعت‌های کم پرخوران قابل توجه است [۱۶]. با توجه به اینکه دمای گاز ورودی به گردا در آزمون گرم ۶۰۰ درجه سانتیگراد است، لذا در این پژوهش مقادیر توان و بازدهی تنجار و گردا با در نظر گرفتن انتقال حرارت محاسبه شدند و در شرایط کاری مختلفی که پرخوران تحت پدیده پس‌زنی قرار گرفت، مورد بررسی قرار گرفتند.

با توجه به پژوهش‌های انجام شده، اهمیت جلوگیری از پدیده پس‌زنی در پرخوران و تأثیر منفی آن بیش از حد مشخص شده، اما تاکنون پژوهشی در زمینه تأثیر این پدیده بر کاهش توان و بازدهی پرخوران انجام نشده است. لذا در این پژوهش تأثیر قرار گرفتن در محدوده پس‌زنی بر کارکرد پرخوران بررسی شد. منظور از کارکرد پرخوران مقادیر بازدهی، توان و منحنی کارکردی تنجار و گردا اند. تاکنون پژوهشی در زمینه بررسی کارکردی پرخوران که به واسطه پدیده پس‌زنی خراب شده، انجام نشده است، لذا شرایط کارکردی پرخوران در حین تکرار پدیده پس‌زنی در سرعت‌های مختلف بررسی شد. این آزمون تا زمان از دست دادن کارکرد پرخوران، تکرار شد. در نهایت به تحلیل خرابی و بررسی انواع آسیب‌های وارده به قطعات داخلی پرخوران به دلیل پدیده پس‌زنی پرداخته شد.

۳- آزمون تجربی

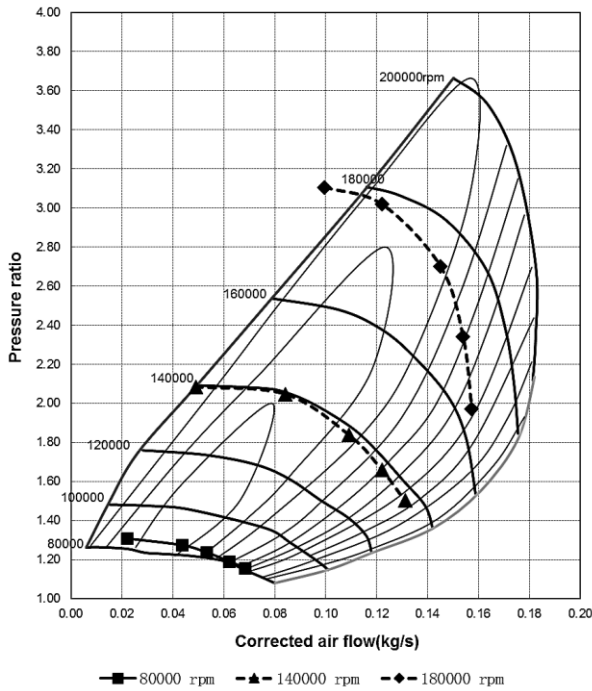
آزمون مد نظر با استفاده از یک پرخوران با مشخصات ذکر شده در جدول ۱ در مرکز آزمون CRITTM2A در کشور فرانسه انجام شد. این مرکز آزمون به عنوان یک آزمایشگاه مرجع برای استفاده بسیاری از شرکت‌های سازنده قطعه، موتور و خودرو استفاده می‌شود. این مرکز ۵ دستگاه آزمون پرخوران با ظرفیت‌های مختلف دارد.

۳-۱- مشخصات پرخوران

پرخوران مورد بررسی در این پژوهش متعلق به موتور ۱٫۷ لیتری بنزینی با بیشینه توان ۱۱۰ کیلووات در سرعت ۵۵۰۰ دور در دقیقه و بیشینه گشتاور ۲۱۵ نیوتن متر در محدوده سرعت ۲۲۰۰-۴۸۰۰ دور در دقیقه است. محفظه گردا از جنس چدن با ۳۰ درصد نیکل است. محفظه تنجار از جنس آلومینیوم است. در بین این دو محفظه نیز محفظه یاتاقان

² Wastegate

¹ Thermal Shock



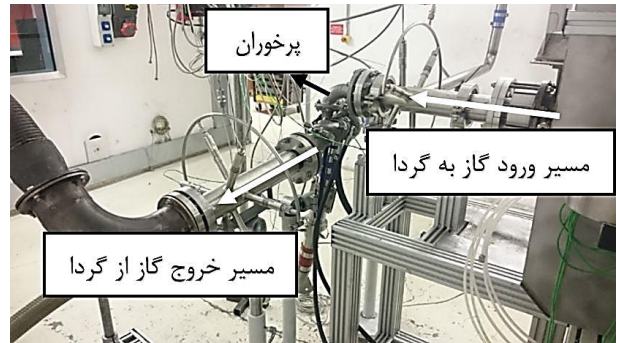
شکل ۸: نقاط کاری آزمون در سه سرعت مختلف بر منحنی تنجار

بر اساس نمودارها، پرخوران در سرعت ۸۰۰۰۰ دور در دقیقه تا نزدیکی محدوده پس‌زنی، در سرعت ۱۴۰۰۰۰ بر خط پس‌زنی و در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه در ناحیه پس‌زنی شدید قرار می‌گرفتند. در حین آزمون، زمانی که دستگاه وارد ناحیه پس‌زنی می‌شد صدای ناشی از پدیده پس‌زنی شنیده می‌شد که در دوره‌های زیاد پرخوران، این صدا کاملاً واضح بود.

حسگر دمای هوای ورودی به تنجار در فاصله تقریباً ۱۵۰ میلیمتری از پروانه تنجار قرار داشت و مقدار افزایش دمای هوای ورودی در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه، بر اثر پدیده پس‌زنی شدید و برگشت جریان برابر با ۷ درجه سانتیگراد بود. لازم به ذکر است که در شرایط واقعی کارکرد پرخوران، پیشنهاد سازندگان این است که فاصله ۲۰ درصدی خطوط کارکردی از خط پس‌زنی حفظ شود و هیچ وقت نقاط کارکردی به خط پس‌زنی نزدیک نشوند، اما در این تحقیق تمدا وارد این ناحیه شده و نتایج مورد بررسی قرار گرفتند.

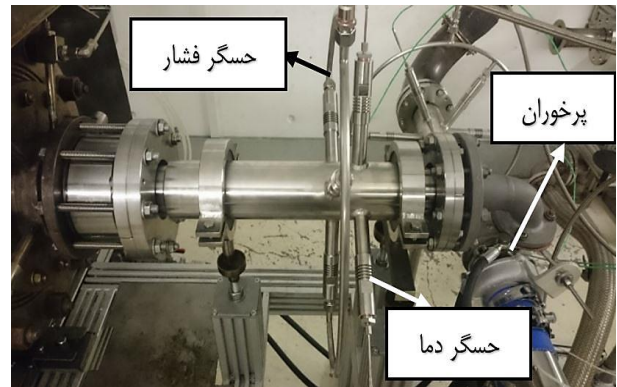
۴- بحث بر نتایج

برای بررسی و مقایسه داده‌های آزمون‌های مختلف، نمودارهای کارکردی تنجار در ۴ بار تکرار آزمون برای سرعت ۸۰۰۰۰ دور در دقیقه (شکل ۹)، سرعت ۱۴۰۰۰۰ دور در دقیقه (شکل ۱۰) و سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه (شکل ۱۱) رسم شدند. بعد از اتمام آزمون اول کاهش شار و نسبت فشار تنجار بویژه در سرعت‌های کند اتفاق افتاده و با ادامه آزمون در تکرار چهارم اثرات خرابی بیشتر شده و نمودار آزمون چهارم تفاوت زیادی با سایر آزمون‌ها دارد. همانطور که در شکل ۱۱ مشاهده



شکل ۶: نمایی از اتاق آزمون بعد از نصب پرخوران

حسگرهای دمای نوع K برای اندازه‌گیری دمای گازهای داغ (شکل ۷) و حسگرهای RTD برای اندازه‌گیری دمای هوای ورودی و خروجی تنجار استفاده شدند.



شکل ۷: نمایی از مسیر ورودی گاز به گردا در اتاق آزمون پرخوران

مشخصات حسگرهای مورد استفاده در دستگاه آزمون در جدول ۲ نشان داده شدند.

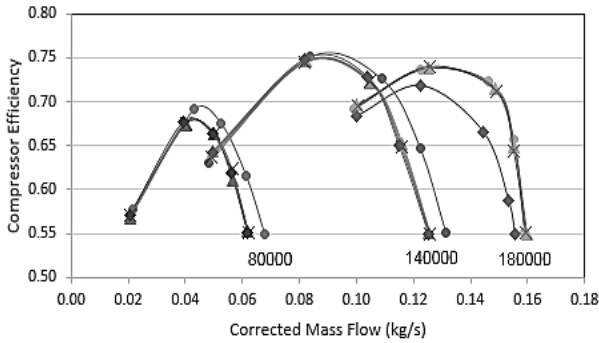
جدول ۲: حسگرهای مورد استفاده در دستگاه آزمون پرخوران

دقت خوانش (درصد)	بازه اندازه‌گیری	
±۱,۵	۲۰۰ تا +۱۳۰۰	حسگر دمای K (°C)
	۲۰۰ تا +۸۵۰	حسگر دمای RTD (°C)
±۰,۲۵٪	۰ تا ۴۰۰	حسگر فشار (kPa)
±۰,۱٪	۰ تا ۱۸	شار سنج روغن (L/min)
±۰,۴٪	۰,۴ تا ۲۰	شارسنج آب (L/min)

۳-۳- روش آزمون

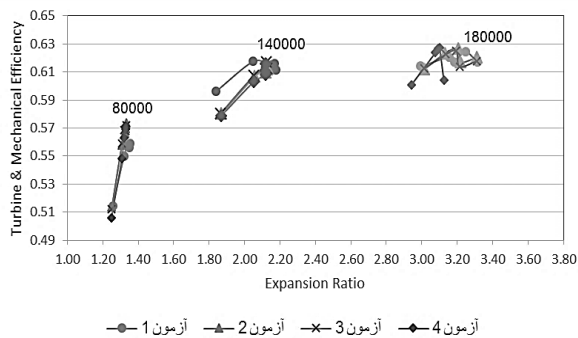
آزمون در سه سرعت ۸۰۰۰۰ دور در دقیقه (معادل سرعت خطی ۱۸۰ متر بر ثانیه گردا و ۲۱۲ متر بر ثانیه تنجار)، ۱۴۰۰۰۰ دور در دقیقه (سرعت خطی تنجار ۳۷۳,۶۷ و سرعت خطی گردا ۳۱۹,۶۶ متر بر ثانیه) و ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه (سرعت خطی تنجار ۴۸۲ و سرعت خطی گردا ۴۱۱ متر بر ثانیه) انجام شد. در هر یک از سرعت‌ها، پنج نقطه کاری خوانش شدند که نقاط کاری آزمون بر منحنی کارکردی تنجار نشان داده شده (شکل ۸).

اول تا ۵ درصد کاهش یافته است. بر اساس نمودارهای نشان داده شده در شکل ۱۲ مقدار بازدهی بعد از آزمون اول در سرعت ۸۰۰۰۰ و ۱۴۰۰۰۰ کاهش پیدا کرده است، اما در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه، نمودار بازدهی سه آزمون اول تقریباً مشابه اند و اختلاف بین نمودار بازدهی آزمون چهارم نسبت به سایر آزمون‌ها مشاهده می‌شود.



شکل ۱۲: بازدهی نسبت به شار جرمی عبوری از تنجار در سه دور مختلف

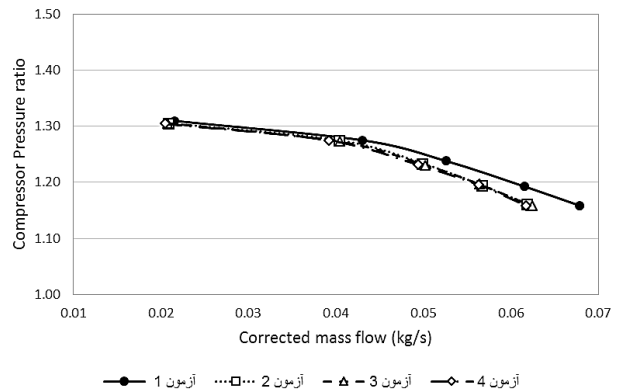
همانطور که در رابطه ۸ نشان داده شد، بازدهی تنجار به دمای سکون ورودی وابسته است. لذا در حین انجام آزمون باید تا جایی که امکان دارد دمای ورودی به تنجار ثابت نگه داشته شود. متأسفانه در مرکز آزمون Crittm2a امکان ثابت نگه داشتن دما با دقت زیاد وجود نداشت و آزمون اول با دمای ۲۹۴ کلون، آزمون دوم با دمای ۲۹۷، آزمون سوم با دمای ۲۹۹ و آزمون چهارم با دمای ۳۰۰ کلون شروع شدند. هر چند این مقدار اختلاف خیلی قابل توجه نیست، اما یکی از موارد تأثیرگذار در غیر خطی بودن افت بازدهی، اختلاف در دمای ورودی تنجار می‌باشد. در شکل ۱۳ نمودار بازدهی گردا نسبت به نسبت فشار در سه سرعت مختلف کاری نشان داده شده است.



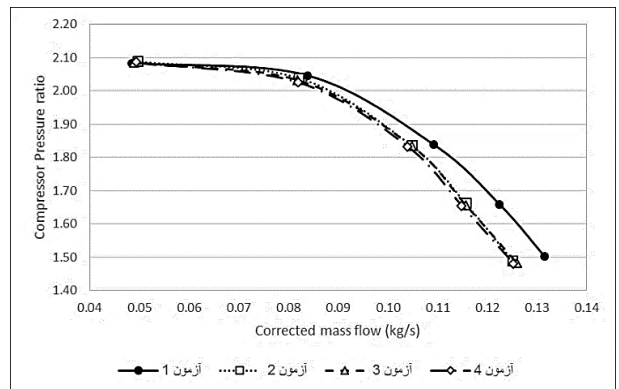
شکل ۱۳: نمودار بازدهی گردا به نسبت انبساط در سه دور مختلف

مقدار بیشینه بازدهی ۰٫۶۳ و مقدار کمینه آن ۰٫۵۱ است. در سرعت کاری ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه، با افزایش نسبت فشار، ابتدا مقدار بازدهی افزایش می‌یابد و سپس کاهش می‌یابد. بیشینه بازدهی در سرعت ۸۰۰۰۰ دور در دقیقه در نسبت فشار ۱٫۳۵ اتفاق می‌افتد، در حالی که در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه مقدار بیشینه بازدهی در نسبت فشار ۳٫۲۵ رخ می‌دهد. بر اساس نتایج، مقدار بازدهی در سرعت ۱۴۰۰۰۰

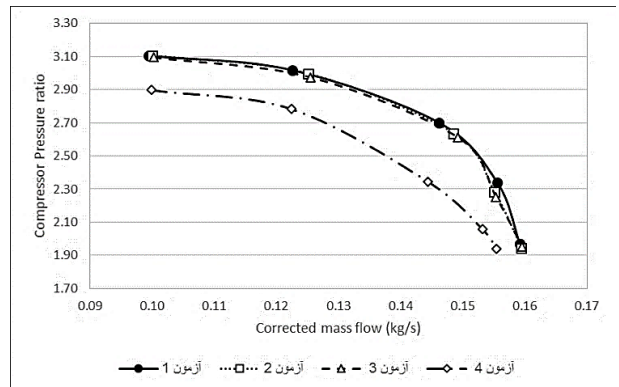
می‌شود در کمترین مقدار شار عبوری، نسبت فشار تنجار در آزمون چهارم نسبت به آزمون اول به مقدار ۷ درصد افت داشته است.



شکل ۹: نمودار نسبت فشار به شار جرمی تنجار در سرعت ۸۰۰۰۰ د.د.د.



شکل ۱۰: نمودار نسبت فشار به شار جرمی تنجار در سرعت ۱۴۰۰۰۰ د.د.د.



شکل ۱۱: نمودار نسبت فشار به شار جرمی تنجار در سرعت ۱۸۰۰۰۰ د.د.د.

نمودار بازدهی تنجار نسبت به شار جرمی عبوری در سه سرعت مختلف کاری و برای ۴ بار تکرار آزمون رسم شدند (شکل ۱۲). مقدار بیشینه بازدهی ۰٫۷۵ و مقدار کمینه آن ۰٫۵۵ است. در هر سرعت، با افزایش شار جرمی، ابتدا مقدار بازدهی افزایش یافته، سپس کاهش می‌یابد و مقدار نهایی آن از مقدار بازدهی در کمترین شار نیز کمتر می‌شود. مقدار کاهش بازدهی در سرعت‌های کم قابل ملاحظه است. مقدار بازدهی تنجار در سرعت ۸۰۰۰۰ دور در دقیقه و در آزمون دوم نسبت به آزمون

می‌آید حرکت محوری که منجر به برخورد پروانه تنجار با محفظه شده، از سمت گردا به تنجار باشد. برای بررسی این ادعا باید یاتاقان محوری بررسی می‌شد که در ادامه این قطعه نیز باز شد و مورد بررسی قرار گرفت. قبل از باز کردن یاتاقان محوری، آثار تغییر رنگ ناشی از کارکرد در دمای بالا و داغ شدن موضعی قطعه بر یاتاقان دیده شد (شکل ۱۶).



شکل ۱۵: آثار برخورد پروانه تنجار با محفظه

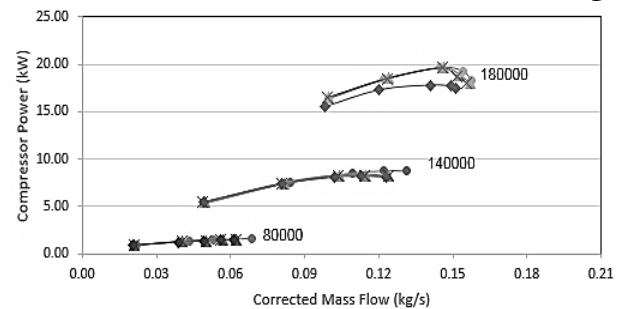


شکل ۱۶: آثار داغی مشاهده شده بر سطح بیرونی یاتاقان محوری

در حین باز کردن پرخوران، آثار داغی بر روی سطح بیرونی یاتاقان محوری (سطح سمت تنجار) مشاهده شد، بعد از باز کردن این قطعه اثر سایش و تماس فلز با فلز در سطح داخلی یاتاقان محوری (سطح سمت گردا) نیز مشاهده شد. نوع خرابی نشان دهنده حرکت محوری بیش از حد شفت پرخوران از سمت گردا به سمت تنجار بوده که منجر به خرابی سطح داخلی یاتاقان شده است.

دور در دقیقه و در آزمون دوم نسبت به آزمون اول تا ۲ درصد کاهش یافته است.

نمودار توان تنجار نسبت به شار جرمی عبوری در شکل ۱۴ نشان داده شده است. بر اساس نتایج با افزایش سرعت و شار جرمی عبوری مقدار توان تنجار افزایش می‌یابد. مقدار توان در محدوده ۱ تا ۲۰ کیلووات است. همانطور که در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود در سرعت ۸۰۰۰۰ دور در دقیقه نمودارهای توان تنجار در ۴ آزمون انجام شده تقریباً بر روی یکدیگر قرار می‌گیرند. بیشترین مقدار اختلاف توان تنجار در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه بین آزمون چهارم و آزمون سوم اتفاق می‌افتد. در واقع این نمودار زمان مشهود شدن خرابی قطعه را نشان می‌دهد.



آزمون ۱ - آزمون ۲ - آزمون ۳ - آزمون ۴

شکل ۱۴: نمودار توان تنجار نسبت به شار جرمی عبوری در سه دور مختلف

در انتهای آزمون چهارم صدای نامتعارفی از پرخوران شنیده شد که بعد از بررسی اولیه مشخص شد پره تنجار با محفظه برخورد داشته است. در ادامه قطعه از روی دستگاه آزمون باز شد و قطعات داخلی آن مورد بررسی قرار گرفتند. اولین نکته‌ای که قبل از باز کردن پرخوران مشخص بود، برخورد پره تنجار با محفظه بود. همانطور که در شکل ۱۵ مشاهده می‌شود، پره‌های تنجار به صورت محیطی (خصوصاً در ارتفاع پایین پره) با محفظه تنجار برخورد داشتند.

به منظور بررسی بیشتر دلیل خرابی، داده‌های مربوط به گازهای نشتی^۱ خروجی از مسیر برگشت روغن پرخوران در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه مقایسه شدند. شار گازهای نشتی نشان‌دهنده کارکرد حلقه‌های آب‌بندی مورد استفاده بر روی شفت پرخوران هستند. این نتایج از آزمون دوم به بعد موجود بودند. مقدار بیشینه شار گازهای نشتی پرخوران در آزمون دوم ۱۶ لیتر بر دقیقه، در آزمون سوم ۲۱ و در آزمون چهارم ۲۴ لیتر بر دقیقه بودند. بر اساس نتایج مقدار شار گازها در هر بار تکرار آزمون نسبت به آزمون قبلی بیشتر شده و این خود نشان دهنده مراحل خراب شدن پرخوران هست.

در ادامه بررسی‌ها، آثار برخورد پروانه گردا با محفظه آن دیده نشد و شرایط آن از سمت تنجار مناسب‌تر بود. با توجه به این موضوع به نظر

^۱ Blow-by gas

- مشاهدات بعد از باز کردن قطعات داخلی پرخوران، نشان دهنده حرکت محوری بیش از حد شفت بوده که باعث برخورد پروانه تنجار با محفظه شده، همچنین اثر سایش در یک سمت یاتاقان محوری نشان می‌دهد که حرکت شفت از سمت گردا به سمت تنجار بوده است.
- اختلاف دما بین روغن خروجی و ورودی پرخوران در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه نشان می‌دهد که به دلیل سایش در یاتاقان محوری، حرارت ناشی از تلفات اصطکاکی افزایش یافته است. این حرارت که توسط روغن دفع می‌شود، در آزمون چهارم دو برابر آزمون اول است.

تشکر و قدردانی

تمام مراحل این تحقیق با همکاری شرکت بسا پارس صنعت انجام شده است. لذا مراتب تشکر و قدردانی از مساعدت‌های مدیریت و پرسنل اعلام می‌شود.

فهرست علائم

A	مساحت، m^2
c_p	گرمای ویژه در فشار ثابت، $J/kg^{\circ}K$
h	آنتالپی، J/kg
\dot{m}	شار جرمی، kg/s
N	سرعت چرخش، rpm
p	فشار، Pa
P	توان، kW
q	انتقال حرارت، kW
R	ثابت جهانی گازها، $J/K.mol$
S	آنتروپی، $J/kg.K$
T	دما، K
V	حجم، m^3

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
η	بازدهی
θ	عدد بی بعد دما نسبت به دمای مرجع
γ	نسبت گرماهای ویژه
δ	عدد بی بعد فشار نسبت به فشار مرجع

زیرنویس‌ها

ad	بی دررو
c	تنگار
dia	واقعی (غیر بی دررو)

با توجه به تکرار مداوم جریان برگشتی، نیروی محوری وارد بر یاتاقان محوری مدام تغییر جهت داده و با هر بار تغییر شرایط کارکرد از حالت پس‌زنی به حالت معمولی و برعکس، ضربه‌های وارد شده به یاتاقان محوری، منجر به خرابی این قطعه شد.

با بررسی مقادیر اختلاف دما بین روغن خروجی و ورودی پرخوران در نقطه کاری با سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه، در دو آزمون اول روغن به مقدار ۱۳ درجه، در آزمون سوم به مقدار ۱۶ درجه و در آزمون چهارم به مقدار ۲۶ درجه سانتیگراد گرم شد.

این نتایج نشان می‌دهند که به دلیل سایش در یاتاقان محوری، حرارت ناشی از افزایش تلفات اصطکاکی که توسط روغن دفع می‌شود، در آزمون چهارم دو برابر آزمون اول است.

بر اساس نوع خرابی مشاهده شده بر روی یاتاقان محوری، حرکت محوری شفت بر اساس تعریف مراجع در جهت منفی بود. در حالی که در خرابی ناشی از پدیده خفگی^۱، برای حرکت محوری شفت مثبت است [۱۷] و سطح خرابی یاتاقان محوری دقیقاً در جهت مخالف سطح دیده شده در این پژوهش است.

۵- نتیجه گیری

در این پژوهش پرخورانی که در اثر پدیده پس‌زنی دچار کاهش توان و در نهایت از دست دادن کارکرد شد، مورد بررسی قرار گرفت. مقادیر توان و بازدهی تنجار و گردا در سه سرعت مختلف و برای ۴ بار تکرار آزمون‌ها محاسبه و با یکدیگر مقایسه شدند. همچنین شرایط کارکردی پرخوران در صورت تکرار پدیده پس‌زنی نیز در سرعت‌های مختلف بررسی شد. بر اساس نتایج، پرخوران در سرعت ۸۰۰۰۰ تا نزدیکی محدوده پس‌زنی، در سرعت ۱۴۰۰۰۰ دور در دقیقه بر خط پس‌زنی و در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه در ناحیه پس‌زنی شدید قرار گرفت. نتایج ۴ بار تکرار آزمون در سه سرعت مختلف کاری در شرایطی که وارد محدوده پس‌زنی تنجار شده بود، عبارتند از:

- بر اساس نتایج آزمون تجربی، در تکرار چهارم آزمون کارکردی، در سرعت ۱۸۰۰۰۰ دور در دقیقه و در کمترین مقدار شار عبوری، نسبت فشار تنجار به مقدار ۷ درصد نسبت به سه آزمون قبل از آن افت داشته است. دلیل این افت کارکرد، برخورد پروانه با محفظه تنجار و اثرات سایش بر روی لبه‌های پروانه تنجار بود.

- مقدار کاهش بازدهی تنجار در سرعت‌های کم قابل ملاحظه است. مقدار بازدهی تنجار در سرعت ۸۰۰۰۰ دور در دقیقه و در آزمون دوم نسبت به آزمون اول تا ۵ درصد کاهش یافته است. همچنین مقدار بیشینه توان تنجار در آزمون اول ۱۹٫۶ کیلووات بود که در آزمون چهارم به مقدار ۱۰ درصد کاهش یافته، کاهش کارکرد پرخوران و در نهایت سر و صدای غیر عادی بیانگر این بود که قرار گرفتن در محدوده پس‌زنی و تکرار این آزمون منجر به خرابی پرخوران شده است.

¹ Choke

Cervello, Experimental study of the turbine inlet gas temperature influence on turbocharger performance, SAE Technical Paper 2007-01-1559, 2007.

[10] 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, 2010.

[11] J. Galindo, J.R. Serrano, C. Guardiola, C. Cervello, Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 30, Issue 5, pp. 449-462, 2005.

[12] J. Andersen, F. Lindström, F. Westin, Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers, SAE 2008-01-0296, 2008.

[13] R. Dehner, N. Figurella, A. Selamet, P. Keller, Instabilities at the Low-Flow Range of a Turbocharger Compressor, SAE Int. J. Engines, Vol. 6, No. 2, 2013.

[14] R. Taghavi, E. Solki, A. Hesami, B. Ashjaee, Experimental Investigation of Fluid Flow Behavior in a Centrifugal Compressor under Surge Conditions Utilizing Hot Wire Anemometer, Journal of Mechanical Engineering, Vol 47, No 4, pp. 95-103, 2017.

[15] A.V. Pai, S. Walsh, D. Boy, R. Chen, Turbocharger surge noise measurement and solution using experimental techniques, The 22nd International Congress on Sound and Vibration, Italy, 2015.

[16] J. B. Schwarz, D. N. Andrews, Considerations for gas stand measurement of turbocharger performance, IMechE-11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 2014.

[17] J. Zhang, H. Sun, L. Hu, H. He, Fault Diagnosis and Failure Prediction by Thrust Load Analysis for a Turbocharger Thrust Bearing, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010.

f	سیال
m	مکانیکی
ref	شرایط استاندارد
s	هم آنتروپی
T	گردا
.	سکون
1	ورودی تنجار
2	خروجی تنجار
10	ورودی تنجار در شرایط سکون
20	خروجی تنجار در شرایط سکون

مراجع و منابع

- [1] J.K. Miller, Turbo: Real world high-performance turbocharger systems, CarTech; 2008.
- [2] H. Nguyen Schäfer, Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers, Berlin: Springer; 2013.
- [3] N. Baines, Fundamental of Turbocharging: Concepts NREC; 2005.
- [4] E. Wiklund, C. Forssman, Bypass valve modeling and surge control for turbocharged si engines, Master's thesis, Linkopings University, 2005.
- [5] Turbocharger Gas Stand Test code, Society of Automotive Engineers Inc., SAE J1826, 1995.
- [6] Performance Test Code on Compressors and Exhausters PTC 10 - 1997, ASME, 1997.
- [7] H. Hiereth, P. Prenninger, Charging the Internal Combustion Engine, Springer; 2007.
- [8] Thermodynamic Module TDM 3.0 Documentation of computational thermodynamics for PATools software applications, KRATZER AUTOMATION AG. Report No.: 17203-03, 2016.
- [9] J.R. Serrano, C. Guardiola, V. Dolz, A. Tiseira, C.



Experimental investigation of the effects of repetitive surge condition on turbocharger performance

S. S. Alaviyoun¹, M. Ziabasharhagh^{2*}, M. Maghsoudi³, S. A. Sadat Sakak⁴, M. J. Soltanloo⁵

¹ Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran, Shalaviyoun@mail.kntu.ac.ir

² Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran, mzia@kntu.ac.ir

³ Basa Pars Sanat Company, Tehran, Iran, maghsoudi@bpsanat.com

⁴ Faculty of Mechanical Engineering, IKIU University, Qazvin., Iran, sakak@eng.ikiu.ac.ir

⁵ Faculty of Mechanical Engineering, IKIU University, Qazvin., Iran, Mj.eng3731@gmail.com

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 25 September 2019

Accepted: 19 January 2020

Keywords:

Turbocharger

Surge

Pressure ratio

Efficiency

Compressor

ABSTRACT

When the mass flow rate through the compressor is reduced at a constant pressure ratio, mass flow rate will drop to an extent that the complete reversal of flow and surge occurs. Recently many researches focused on turbocharger surge, however, there are not enough investigation on the effect of surge on the performance of the turbocharger. The aim of the paper is to investigate the effect of repetitive surge condition on the performance of gasoline engine turbocharger. An experimental investigation has been performed on the turbocharger test cell for 3 different shaft speeds. The turbine and compressor power and efficiency have been investigated while the turbocharger was performed in the surge zone. After 4 times the repetition of the test procedure, turbocharger failure occurred. Results show that at 180,000 rpm and minimum flow, the pressure ratio decreased by 7 percent after repetitive surge condition. Moreover, turbocharger failure analysis has been performed for the turbocharger which is repeatedly in the surge zone. Investigation shows that the reason for failure was excessive axial clearance which caused high-temperature signs on the thrust bearing.

