

## ارزیابی تجربی رفتار جریان در یک کمپرسور گریز از مرکز در شرایط سرج با بهره‌گیری از جریان سنج سیم داغ

رضا تقوی\*  
 احسان سلکی  
 امیر حسامی  
 بهزاد اشجعی

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران  
 استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران  
 کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران  
 کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

### چکیده

در کار تحقیقاتی حاضر، رفتار جریان در یک کمپرسور گریز از مرکز در شرایط عملکردی مختلف دور تا نزدیک سرج و در سرعت‌های دورانی متفاوت به صورت تجربی مورد ارزیابی قرار گرفته است. پس از معرفی تجهیزات آزمایشگاهی، نوسانات سرعت در ورودی کمپرسور، به عنوان یک پیش‌نشانگر رخداد سرج، ارائه شدند. جریان‌سنجی سیم داغ با توانایی ثبت اطلاعات با فرکانس بالا جهت اندازه‌گیری این نوسانات در سه سرعت دورانی ۹۰۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه و نیز در سه حالت عملکردی بیشینه ضریب جریان، شرایط نزدیک نقطه طراحی و سرج مورد استفاده قرار گرفت. نتایج آزمون‌ها نشان داد که کاهش ضریب جریان از مقدار بیشینه ضریب جریان تا شرایط سرج، میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای را در سه سرعت دورانی مذکور به ترتیب ۲/۶، ۱/۹ و ۱/۵۷ برابر افزایش می‌دهند. همچنین ازدیاد سرعت دورانی کمپرسور میزان نوسانات را در شرایط سرج به طور متوسط به میزان ۱/۱۷ برابر افزایش می‌دهد. در نهایت بررسی طیف فرکانسی سیگنال‌های سرعت در سه نقطه عملکردی مذکور نشان از وجود فرکانس غالب سرج در حوالی ۳۰ درصد فرکانس عبوری پره‌ها را داشت.

واژه‌های کلیدی: کمپرسور گریز از مرکز، سرج، طیف فرکانسی، جریان‌سنج سیم داغ، عملکرد کمپرسور.

## Experimental Investigation of Fluid Flow Behavior in a Centrifugal Compressor under Surge Conditions Utilizing Hot Wire Anemometer

R. Taghavi School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran  
 E. Solki School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran  
 A. Hesami School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran  
 B. Ashjaee Department Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

### Abstract

In the present research work, flow behavior in a centrifugal compressor has been experimentally investigated at various operating conditions from far to near surge and different compressor rotational speeds. Having introduced the experimental set-ups, results of velocity fluctuations at compressor inlet, as a surge precursor, have been presented. Hot-wire anemometry of high frequency response was used to measure these fluctuations at three compressor rotational speeds of 9000, 10000 and 13000 rpm and three operating conditions of maximum flow coefficient, near design point and surge conditions. Experimental results showed that reduction from maximum flow coefficient towards the surge point can increase fluctuations of instantaneous velocity signals at aforementioned rotational speeds by the factor of 2.6, 1.9 and 1.57, respectively. In addition, increase of compressor rotational speed increases fluctuation of instantaneous velocity signals at surge condition by an average factor of 1.17. Finally, analysis of frequency spectrums of velocity fluctuations, showed a dominant frequency of surge at about 30 percent of the blade passing frequency.

**Keywords:** Centrifugal Compressor, Surge, Frequency Spectrum, Hot-wire Anemometer, Compressor Performance.

### ۱- مقدمه

عملکرد پایدار یک کمپرسور در دو سوی منحنی‌های عملکرد توسط دو محدوده خفگی<sup>۱</sup> و سرج محدود می‌گردد. محدوده خفگی در دبی جرمی‌های زیاد رخ داده و در اثر رسیدن عدد ماخ جریان در گلوگاه ایمپلر یا دیفیوزر به مقدار یک رخ می‌دهد. محدوده سرج نیز حد پایداری کمپرسور در دبی جرمی‌های کم را مشخص می‌نماید. سرج یک ناپایداری سیستمی است که بر کل سامانه تراکمی اثر می‌گذارد. پدیده‌ی سرج سبب ایجاد نوساناتی در دبی جرمی (یا به تعبیری دیگر سرعت جریان) سیستم می‌گردد. با ازدیاد نسبت فشار کمپرسور، شدت سرج نیز افزایش می‌یابد [۲].

کمپرسورهای گریز از مرکز دارای کاربردهای بسیار زیادی در صنایع مختلف زمینی، دریایی و هوایی هستند. این نوع کمپرسورها در مقایسه با نوع محوری آنها معمولاً در مواردی که دبی جرمی کمتر و نسبت فشار نسبتاً بالایی داشته باشند، مورد استفاده قرار می‌گیرند. در کل این نوع کمپرسورها دارای نسبت ازدیاد فشار به وزن بالاتری در مقایسه با نوع محوری می‌باشند [۱]. لذا انجام تحقیقات در حوزه‌ی کمپرسورهای گریز از مرکز به منظور شناخت بیشتر و بهتر رفتار جریان در این نوع از توربومشین‌ها امری ضروری است.

<sup>1</sup> Choke

ناپایداری‌های کمپرسور در دبی جرمی‌های کم، که موضوع مقاله حاضر را نیز تشکیل می‌دهد، می‌تواند صدمات جبران ناپذیری را برای کمپرسور به همراه داشته باشد. ازدیاد و کاهش بار روی پره کمپرسور در خلال پدیده سرج می‌تواند بارهای گذرای را بر تکیه‌گاه‌های یاتاقان‌های شفت کمپرسور اعمال نموده و منجر به ارتعاشات مکانیکی گردد که معمولاً همراه با اثرات تخریبی و تولید سروصدا می‌باشند [۳]. لذا شناخت ماهیت چنین ناپایداری‌هایی و کنترل آن‌ها به منظور کارکرد ایمن کمپرسورها از اهمیت بالایی برخوردار است. در کل می‌توان بیان داشت که تشخیص ویژگی‌های جریان در فرآیند آغاز و گسترش سرج، گاهی مهم در توسعه روش‌های کنترلی به‌منظور تأخیر در رخداد سرج به‌شمار می‌رود.

علی‌رغم تحقیقات متعدد تجربی در زمینه بررسی رخداد سرج در کمپرسورهای محوری، مطالعات به نسبت کمتری از این نوع در کمپرسورهای گریز از مرکز صورت پذیرفته و این موضوع در دنیا همچنان در دست بررسی می‌باشد.

هاگینو و کاشیوابارا [۴] در یک بررسی تجربی رابطه میان رخداد هم‌زمان سرج و استال دورانی را در یک کمپرسور گریز از مرکز کوچک بررسی نمودند. بررسی تجربی در این مطالعه متمرکز بر اندازه‌گیری سرعت و فشار ناپایا در نقاطی بالادست پره‌ها و نیز در گذرگاه آنها صورت پذیرفت. نتایج آزمایش‌های آن‌ها نشان داد که در نمونه مقیاس کوچک کمپرسور مورد بررسی توسط آن‌ها، هر دو پدیده سرج و استال دورانی به‌صورت هم‌زمان رخ می‌دهند. هم‌چنین آن‌ها ارتباط میان حجم پایین‌دست کمپرسور و رخداد پدیده سرج را بررسی کرده و دریافتند که هرچه حجم پایین‌دست کمپرسور کوچکتر باشد، احتمال رخداد سرج بیشتر خواهد بود.

گراودال و همکاران [۵] مدلی دینامیکی را به‌منظور کنترل سرج در کمپرسورهای گریز از مرکز ارائه نمودند. به‌منظور اعتبارسنجی مدل ارائه شده، آزمایش‌هایی در شرایط نزدیک سرج و نیز در حالت رخداد سرج انجام دادند. بدین منظور نوسانات نسبت فشار کمپرسور و نیز سرعت دورانی پره، به‌عنوان معیارهایی جهت صحت‌سنجی نتایج مدل نظری، توسط حسگرهای فشار ناپایای مستقر در خروجی کمپرسور را ثبت کردند. نتایج آنها حکایت از تطابق مناسب میان مدل ارائه شده با داده‌های تجربی به‌منظور کنترل پدیده سرج در کمپرسور را داشت.

تاکامی [۶] آغاز رخداد سرج در یک کمپرسور گریز از مرکز را به‌صورت تجربی با استفاده از اندازه‌گیری توزیع فشارهای استاتیک پایا و ناپایا بر روی پوسته کمپرسور، بررسی نمود. نتایج بررسی‌های او نشان داد که استفاده از کمپرسور با دیفیوزر پره‌دار در مقایسه با دیفیوزر بدون پره می‌تواند منجر به تأخیر در رخداد پدیده سرج در کمپرسور گردد.

میزوکی و همکاران [۷] نیز اثر پارامتر پایداری بی<sup>۱</sup> گریتر را بر رخداد سرج در یک مدل ۱۰ برابر بزرگتر از یک نمونه واقعی میکروکمپرسور گریز از مرکز مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه ضمن ارزیابی تحلیلی و تجربی جریان در این کمپرسور، مشاهده شده که افزایش میزان پارامتر بی سبب کاهش فرکانس پدیده سرج

می‌گردد. اندازه‌گیری‌های تجربی در این مقاله مبتنی بر بهره‌گیری از جریان‌سنجی‌های فیلم داغ بوده است.

در کشور ما، مطالعات تجربی بسیار اندکی به‌منظور شناخت رفتار جریان در شرایط سرج در کمپرسورهای گریز از مرکز انجام گرفته است. از این‌رو مقاله حاضر اولین مطالعه تجربی صورت پذیرفته از این نوع کمپرسور در کشور در یک بستر آزمایشگاهی می‌باشد.

در مقاله حاضر، شرایط جریان در ورودی و خروجی یک کمپرسور گریز از مرکز در شرایط مختلف عملکردی دور تا نزدیک سرج با بهره‌گیری از سیستم جریان سنج سیم داغ ارزیابی گردیده است. نتایج تحقیقات انجام شده علاوه بر گسترش شناخت نسبت به رفتار جریان در یک کمپرسور گریز از مرکز در شرایط سرج، می‌تواند در توسعه راهکارهایی در زمینه کنترل سرج (که موضوع کارهای آینده مؤلفین نیز می‌باشد) مفید به شمار آید. در ابتدا، تجهیزات آزمایشگاهی به همراه ادوات اندازه‌گیری تجربی کمپرسور معرفی شده‌اند. در ادامه منحنی‌های مشخصه کمپرسور در دوره‌های مختلف و نیز تحلیل عدم قطعیت داده‌های اندازه‌گیری شده ارائه می‌شوند. در پایان نیز، سیگنال‌های مربوط به نوسانات سرعت، مستخرج از حسگرهای سیم داغ، به همراه تحلیل فرکانسی طیف نوسانات به منظور شناخت رفتار جریان در شرایط دور تا نزدیک سرج، به‌طور مفصل بررسی گردیده‌اند.

## ۲- تجهیزات آزمایشگاهی

شکل ۱ تصویری از تست ریگ کمپرسور گریز از مرکز را که در آزمایشگاه آیرودینامیک و توربوماشین‌های تراکم‌پذیر دانشگاه علم و صنعت ایران طراحی و ساخته شده است را نشان می‌دهد.

کمپرسور موجود در این تست ریگ، مربوط به یک توربوشاژر ساخت شرکت بورگ وارنر-۳کی-اشویتز بوده که در وسایل نقلیه سنگین کاربرد دارد [۸]. شکل ۲ نمایی از توربوشاژر مذکور را به همراه تصاویری از ایمپلر کمپرسور و والیوت ارائه می‌نماید. کمپرسور تحت آزمایش، یک کمپرسور گریز از مرکز یک طبقه شامل ۶ پره اصلی ایمپلر و ۶ پره جداکننده<sup>۲</sup> می‌باشد. جدول ۱ برخی از مشخصات کمپرسور مذکور را ارائه می‌نماید. این کمپرسور توسط یک الکتروموتور سه فاز جریان متناوب ساخت شرکت زمینس به حرکت درآورده می‌شود. انتقال توان موتور الکتریکی به کمپرسور با استفاده از روش کوپلینگ مستقیم صورت می‌پذیرد.

جدول ۱- مشخصات کمپرسور

مشخصه	واحد	مقدار
ابعاد	mm	۳۰۰×۲۸۰×۲۸۰
تعداد پره‌های ایمپلر (و جداکننده)	-	۶ (۶)
قطر پره کمپرسور	mm	۷۶
قطر بخش القاگر پره کمپرسور	mm	۵۹

بدین منظور، در این سامانه پوسته توربین حذف شده و در ادامه با اتخاذ تمهیداتی بر روی شفت توربین- کمپرسور از سمت توربین،

<sup>2</sup> Splitter

<sup>1</sup> B

بر مبنای استاندارد ایزو ۵۱۶۷-۳:۲۰۰۳ [۱۲] طراحی و ساخته شده است. این نازل علاوه بر اندازه‌گیری دبی جرمی جریان، وظیفه یکنواخت کردن جریان ورودی به کمپرسور را نیز بر عهده دارد. عدم قطعیت در اندازه‌گیری دبی جرمی توسط نازل بر مبنای استاندارد [۱۲] کمتر از ۲٪ می‌باشد.

دبی جرمی عبوری از کمپرسور توسط رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{2P_a \times \Delta P_c}{RT_1}} \quad (1)$$

در رابطه فوق ضریب تخلیه نازل ۰/۹۹ و قطر گلوگاه نازل نیز ۵/۸ میلی‌متر می‌باشد.

برای اندازه‌گیری سرعت دورانی ایمپلر از یک دورسنج نوری ساخت شرکت تستو آلمان مدل تستو ۴۷۰ بهره گرفته شده است. عدم قطعیت در اندازه‌گیری سرعت دورانی ایمپلر در سرعت‌های کمتر از ۱۰۰۰۰۰۰ دور بر دقیقه معادل  $\pm 1$  دور بر دقیقه می‌باشد [۱۳]. اندازه‌گیری فشار با بهره‌گیری از مانومترهای گازوئیلی صورت پذیرفته است. برای اندازه‌گیری سرعت جریان از حسگرهای سرعت‌سنج سیم داغ استفاده شده است. این حسگرها قادر به شناسایی و ثبت فرکانس‌هایی در محدوده زیر ۵۰ کیلوهرتز می‌باشند. حسگر سیم داغ مورد استفاده در شکل ۴ نمایش داده شده است.

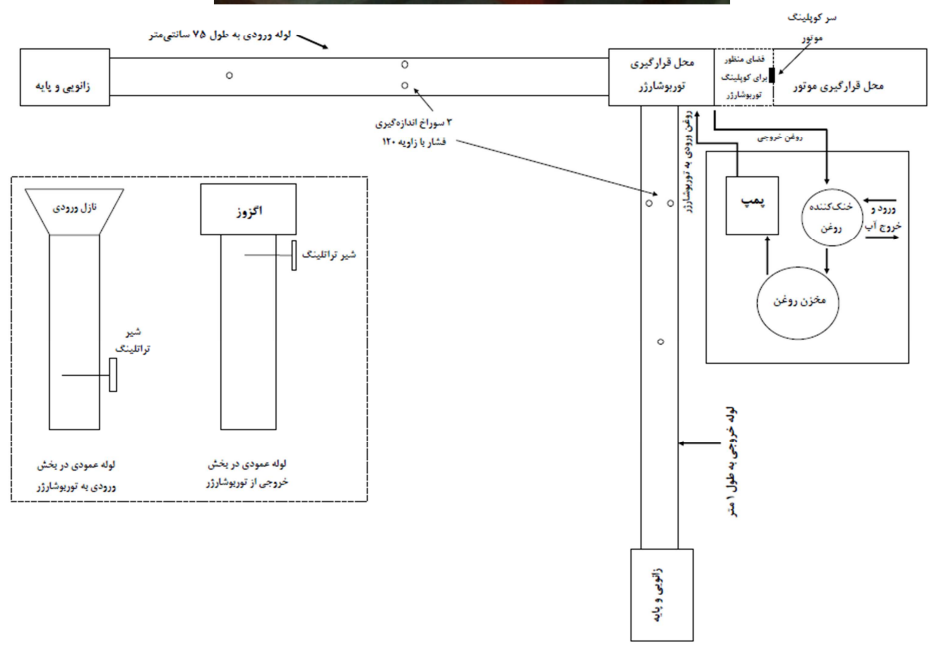
زمینه اتصال مجموعه توربوشاژر به محور موتور الکتریکی فراهم آمده است.

جهت انجام آزمون‌ها در گستره‌ی متنوعی از دوره‌های کارکرد کمپرسور، از یک دستگاه اینورتر (کنترل‌کننده فرکانسی دور) جهت کنترل دور چرخش موتور بهره گرفته شده است. دستگاه اینورتر مورد استفاده دارای توان ۷/۵ کیلووات ساخت شرکت ال‌جی می‌باشد که توانایی ازدیاد فرکانس برق ورودی شهر تا ۴۰۰ هرتز را داراست [۹].

لوله‌های مربوط به مجاری ورودی و خروجی کمپرسور به گونه‌ای انتخاب شده که میزان زبری جداره داخلی آن‌ها کم باشد. بدین منظور از لوله‌هایی با جنس فولاد که سطح داخلی آن ماشین‌کاری شده، بهره گرفته شده است. طراحی لوله‌های ورودی و خروجی کمپرسور و نیز محل قرارگیری حسگرهای فشار و دما، از استاندارد ESMEPTC ۱۰-۱۹۹۷ [۱۰] استفاده شده است. تنظیم دبی جرمی عبوری از کمپرسور با استفاده از دو شیر تراتلینگ ساخته شده از نوع پروانه‌ای و مدرج انجام می‌گیرد. به منظور خنک‌کاری شفت کمپرسور در سرعت‌های بالا، از یک سیستم خنک‌کاری سیکل بسته روغن استفاده می‌شود. خنک‌کاری روغن نیز در سیکلی دیگر توسط آب و هوا صورت می‌پذیرد.

روش کار این سامانه آزمایشگاهی بدین صورت است که، هوا از دهانه‌ی نازل ورودی، وارد مجموعه می‌شود. سپس با عبور از شیر تراتلینگ و مجاری ورودی به دهانه‌ی ورودی کمپرسور داخل می‌شود. در ادامه نیز هوا ضمن عبور از کمپرسور وارد مجاری خروجی شده و با عبور از شیر تراتلینگ دوم، از طریق صداخفه‌کن به جو تخلیه می‌شود. جزئیات بیشتر از نحوه طراحی و ساخت تست ریگ مذکور در مرجع [۱۱] ارائه شده است.

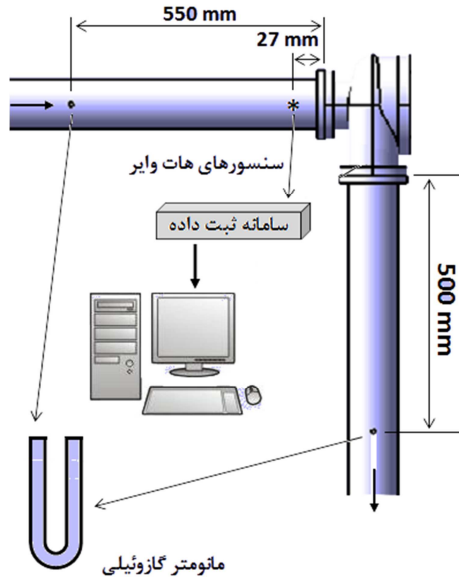
به منظور اندازه‌گیری پارامترهای جریان در کمپرسور تحت آزمایش از ادوات اندازه‌گیری مختلفی استفاده شده که در ادامه به آنها اشاره می‌شود. به منظور اندازه‌گیری دبی جرمی جریان عبوری از کمپرسور در این سامانه، از یک نازل همگرا در ابتدای مجرای ورودی بهره گرفته شده است. نازل مذکور که در شکل ۳ نشان داده شده



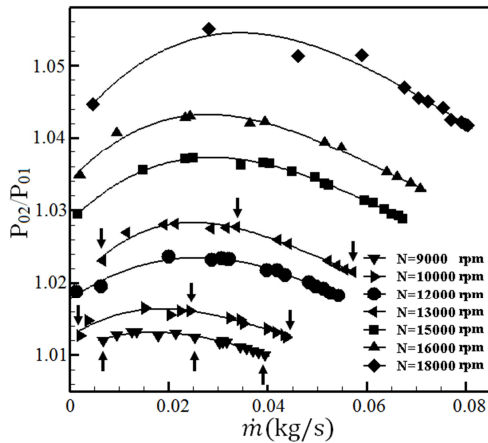
شکل ۱- نمایی از تست ریگ کمپرسور گریز از مرکز آزمایشگاه آیرودینامیک و توربوماشین‌های تراکم‌پذیر دانشگاه علم و صنعت ایران

دبی جرمی جریان ضمن بهره‌گیری از نازل جریان و فشار در مجاری ورودی و خروجی و نیز با استفاده از مانومترهای گازوئیلی استخراج گردیده‌اند. موقعیت مکانی اندازه‌گیری فشار (طبق استاندارد [۱۰]) در شکل ۵ نمایش داده شده است.

منحنی‌های عملکرد کمپرسور در سرعت‌های ۹۰۰۰ تا ۱۸۰۰۰ دور بر دقیقه در شکل ۶ ارائه شده‌اند. برای تقریب پیوسته داده‌های تجربی، از سهمی‌های درجه سه استفاده شده است.



شکل ۵- موقعیت مکانی اندازه‌گیری فشار و سرعت



شکل ۶- منحنی‌های عملکرد کمپرسور در دورهای مختلف

محاسبه عدم قطعیت نتایج اندازه‌گیری شده طبق استاندارد [۱۰] صورت پذیرفته که در شکل ۷ به عنوان نمونه، منحنی مشخصه  $(\varphi)$  - کمپرسور در سرعت ۱۶۰۰۰ دور بر دقیقه به همراه عدم قطعیت داده‌های اندازه‌گیری شده نشان داده شده است. عدم قطعیت ضریب بار



شکل ۲- توربوشارژر و اجزای آن



شکل ۳- نازل اندازه‌گیری دبی جرمی جریان کمپرسور

سیم حسگر موردنظر، به قطر ۵ میکرون و طول کمتر از ۲ میلی-متر است. دو پایه این حسگر نیز که سیم به آن‌ها جوش می‌خورد از جنس فولاد ضدزنگ با روکش طلا می‌باشند.



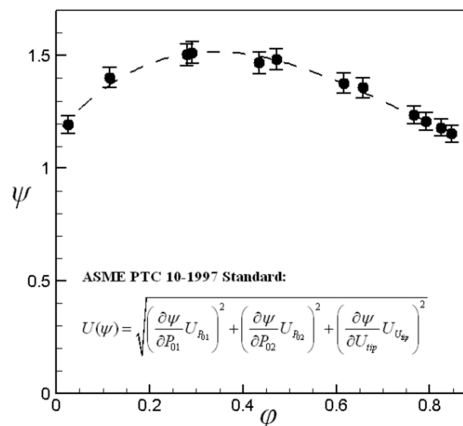
شکل ۴- پراب سیم داغ

## ۲- روش کار، نتایج و بحث

### ۱-۳- منحنی مشخصه کمپرسور

در این بخش منحنی‌های مشخصه کمپرسور که در هفت دور مختلف احصاء شده، ارائه شده‌اند. برای تغییر دور کمپرسور، از دستگاه اینورتر موجود استفاده شده است.

مجدور مجموع مربعات<sup>۱</sup>، با استفاده از رابطه (۲) محاسبه گردیده است



شکل ۷- منحنی مشخصه کمپرسور در سرعت ۱۶۰۰۰ دور بر دقیقه به همراه عدم قطعیت داده‌ها

$$U(\psi) = \sqrt{\left(\frac{\partial \psi}{\partial P_{01}} U_{P_{01}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \psi}{\partial P_{02}} U_{P_{02}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \psi}{\partial U_{tip}} U_{U_{tip}}\right)^2} \quad (2)$$

تکرارپذیری نتایج تجربی حاصل از آزمون‌ها نشان داده است که انحراف استاندارد برای ضریب بار، طبق استاندارد [۱۰] و بهره‌گیری از روش مجدور متوسط مربعات<sup>۲</sup>، کمتر از ۰/۱۷٪ می‌باشد. همان‌گونه که در شکل ۶ نیز دیده می‌شود، با ازدیاد دور چرخش ایمپلر، میزان بیشینه دبی جرمی و نیز نسبت فشار کمپرسور افزایش می‌یابند. دلیل این امر آن است که با افزایش دور چرخش ایمپلر، میزان کار انجام شده بر روی سیال عامل افزایش یافته و این موضوع، افزایش نسبت فشار کمپرسور را سبب می‌شود. هم‌چنین در هر دور چرخش ثابت کمپرسور، ضمن کاهش دبی جرمی عبوری از کمپرسور (بستن شیرهای تراتلینگ)، نسبت فشار کمپرسور افزایش و سپس کاهش می‌یابد. با ثابت ماندن دور چرخش کمپرسور و کاهش دبی جرمی، میزان کار انجام شده بر واحد جرم سیال افزایش یافته و در نتیجه نسبت فشار تولیدی کمپرسور افزایش می‌یابد. لیکن کاهش بیشتر میزان دبی جرمی کمپرسور سبب ناپایدار شدن شرایط عملکردی کمپرسور شده و به‌دنبال آن سبب وقوع پدیده‌ی سرج و در نتیجه کاهش میزان نسبت فشار کمپرسور می‌گردد. عموماً، شرایط ناپایدار سرج در یک کمپرسور با کاهش پیوسته نسبت فشار (در بخش مثبت شیب فشار) در منحنی مشخصه معین می‌گردد.

### ۳-۲- نوسانات سرعت در ورودی کمپرسور

در این بخش نحوه تغییرات سرعت سیال در ورودی کمپرسور گریز از مرکز در شرایط عملکردی مختلف دور تا نزدیک سرج مورد بررسی قرار گرفته است. برای اندازه‌گیری تغییرات سرعت در ورودی کمپرسور از یک روزنه‌ای در فاصله ۲۷ میلی‌متری دهانه ورودی ایمپلر

استفاده شده است (شکل ۵). داده‌برداری‌ها در ۳ سرعت چرخشی ۹۰۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه صورت پذیرفته است.

در هر یک از سرعت‌های چرخشی مذکور، نوسانات سرعت در ۳ نقطه عملکردی شامل نقاط بیشترین میزان ضریب جریان، نقطه نزدیک حالت طراحی و حالت سرج و در هر یک به مدت ۶ ثانیه توسط حسگر سیم داغ ثبت شده‌اند. نقاط عملکردی مورد بررسی در ۳ دور مذکور در شکل ۶ و جدول ۲ نمایش داده شده‌اند. تغییر دبی جرمی جریان توسط شیرهای تراتلینگ ورودی و خروجی تست ریگ و تنظیم سرعت چرخشی کمپرسور نیز با استفاده از اینورتر معرفی شده صورت گرفته‌اند.

جدول ۲- میزان انحراف استاندارد سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای

N=9000 rpm		
$\phi = 0.1$	$\phi = 0.38$	$\phi = 0.58$
$\sigma = 1.61$	$\sigma = 0.48$	$\sigma = 0.62$
N=10000 rpm		
$\phi = 0.05$	$\phi = 0.33$	$\phi = 0.57$
$\sigma = 1.88$	$\sigma = 0.53$	$\sigma = 0.99$
N=13000 rpm		
$\phi = 0.1$	$\phi = 0.36$	$\phi = 0.55$
$\sigma = 2.2$	$\sigma = 1.1$	$\sigma = 1.4$

شکل‌های ۸ الی ۱۰ نوسانات سرعت در ورودی کمپرسور و در نقاط عملکردی دور تا نزدیک سرج را به ترتیب برای سرعت‌های چرخشی ۹۰۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه ارائه می‌نمایند. ارزیابی میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت ضمن بهره‌گیری از معیار انحراف استاندارد<sup>۳</sup> ( $\sigma$ ) به صورت رابطه (۳) صورت می‌پذیرد.

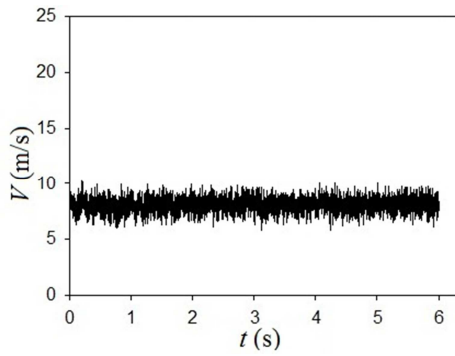
$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (V_i - \bar{V})^2}{N}} \quad (3)$$

با بهره‌گیری از رابطه (۳)، میزان انحراف استاندارد سیگنال‌های سرعت مربوط به هریک از ضرایب جریان در ۳ سرعت چرخشی مذکور محاسبه و در جدول ۲ ارائه شده است.

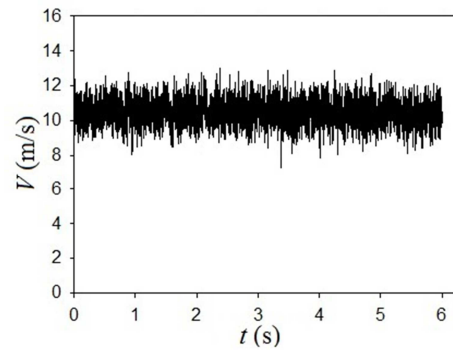
مطابق شکل‌های ۸ الی ۱۰ و نیز جدول ۲، در هر یک از سرعت‌های چرخشی کمپرسور، کاهش میزان ضریب جریان از حالت بیشینه ضریب جریان تا نزدیک نقطه طراحی، کاهش میزان نوسانات سرعت لحظه‌ای (و یا به تعبیر دیگر کاهش میزان انحراف استاندارد سیگنال‌های سرعت) را به همراه دارد. مطابق جدول ۲، میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای، با کاهش مقدار ضریب جریان از حالت بیشینه ضریب جریان تا نزدیک نقطه طراحی در سرعت‌های دورانی ۹۰۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب ۱/۳، ۱/۸۶ و ۱/۲۷ برابر کاهش می‌یابند.

<sup>3</sup> Standard Deviation

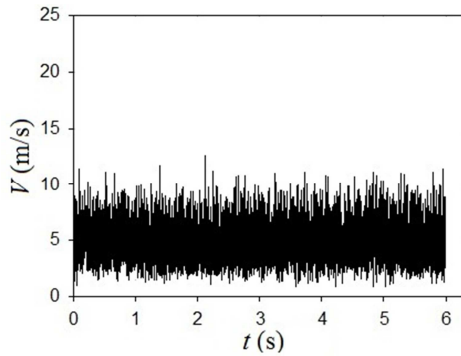
<sup>1</sup> RSS; Root Sum Square  
<sup>2</sup> RMS; Root Mean Square



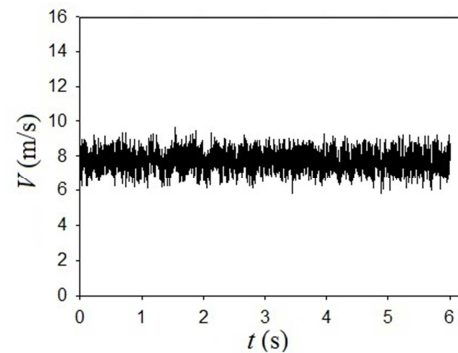
(ب)



(الف)

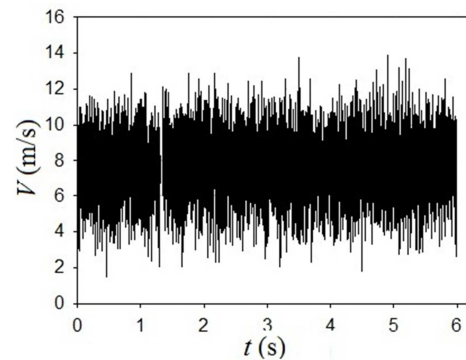


(ج)

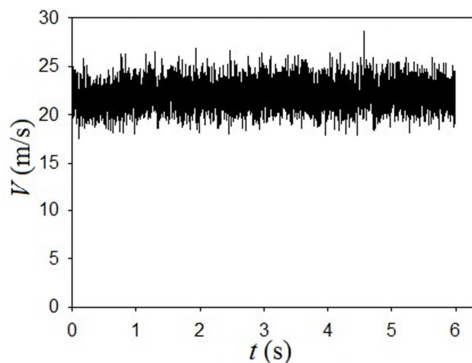


(ب)

شکل ۹- نوسانات سرعت در ورودی کمپرسور در سرعت ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه، (الف)  $\varphi = 0.57$ ، (ب)  $\varphi = 0.33$ ، (ج)  $\varphi = 0.05$

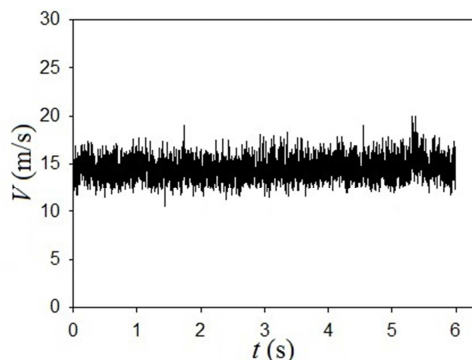


(ج)

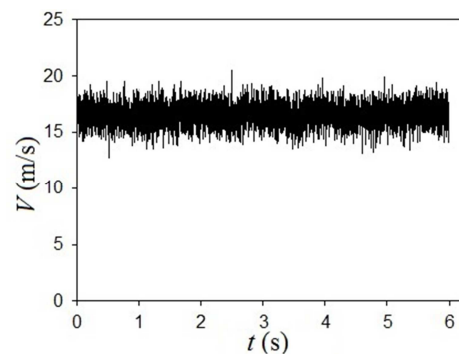


(الف)

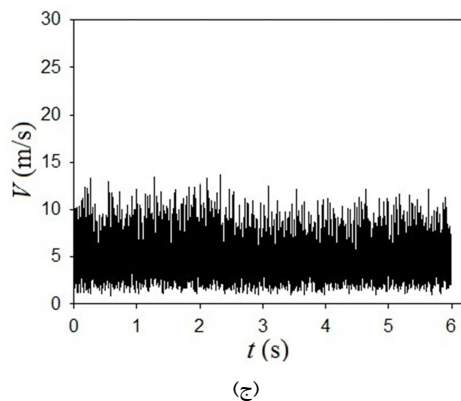
شکل ۸- نوسانات سرعت در ورودی کمپرسور در سرعت ۹۰۰۰ دور بر دقیقه، (الف)  $\varphi = 0.58$ ، (ب)  $\varphi = 0.38$ ، (ج)  $\varphi = 0.1$



(ب)



(الف)



شکل ۱۰- نوسانات سرعت در ورودی کمپرسور در سرعت ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه، (الف)  $\varphi = 0.55$ ، (ب)  $\varphi = 0.36$ ، (ج)  $\varphi = 0.1$

چنین رفتاری منتج از نزدیک شدن به نقطه طراحی کمپرسور می‌باشد. در نقطه طراحی، کمپرسور در شرایط عملکردی پایدار قرار گرفته و الگوی جریان عبوری از کمپرسور در بهترین حالت خود می‌باشد. لذا میزان میزان نوسانات سرعت عبوری از کمپرسور به دلیل قرارگیری در شرایط عملکردی پایدار کمپرسور کمترین مقدار خود را دارا می‌باشد.

لیکن کاهش بیشتر میزان ضریب جریان و ورود به ناحیه سرج در هر یک از سرعت‌های چرخشی، ازدیاد قابل ملاحظه میزان نوسانات سرعت را به دنبال دارد. مطابق جدول ۲، میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای، با کاهش مقدار ضریب جریان از نقطه طراحی تا شرایط رخداد سرج در سرعت‌های دورانی ۹۰۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب  $3/35$ ،  $3/54$  و ۲ برابر افزایش می‌یابند. عموماً از ازدیاد میزان نوسانات سرعت به عنوان معیاری جهت شناسایی رخداد سرج در کمپرسورها یاد می‌شود [۳]. در شرایط رخداد سرج به دلیل ناپایداری جریان درون کمپرسور، رفتار جریان با گذر زمان دچار نوسان شده و نتیجه آن افزایش میزان نوسانات سرعت درون کمپرسور است.

همچنین مطابق شکل‌های ۸ الی ۱۰ و جدول ۲، ازدیاد میزان سرعت چرخشی کمپرسور، ازدیاد میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای را در هر یک از ضرایب جریان به دنبال دارد. مطابق جدول ۲، میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای در شرایط سرج با ازدیاد سرعت دورانی کمپرسور از ۹۰۰۰ به ۱۰۰۰۰ و در ادامه به ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه، به طور متوسط به میزان  $1/17$  برابر افزایش می‌یابد. لذا ازدیاد میزان سرعت چرخشی کمپرسور، شدت رخداد پدیده سرج را نیز افزایش می‌دهد.

### ۳-۳- تحلیل فرکانسی نوسانات سرعت

طیف فرکانسی سیگنال‌های سرعت ثبت شده در ورودی کمپرسور در سه ضریب جریان مربوط به نقاط بیشترین میزان ضریب جریان ( $\varphi = 0.55$ )، نقطه نزدیک حالت طراحی ( $\varphi = 0.36$ ) و حالت سرج ( $\varphi = 0.1$ ) در سرعت چرخشی ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه در شکل ۱۱ نمایش داده شده است. محور افقی در شکل ۱۱ که معرف فرکانس

می‌باشد، بر مبنای فرکانس عبوری پره‌ها<sup>۱</sup> بی‌بعد شده است. همان‌گونه که در شکل ۱۱-الف و ب مشاهده می‌شود در شرایط جریان دور از سرج ( $\varphi = 0.55$  و  $\varphi = 0.36$ )، تنها فرکانس غالب ثبت شده در سیگنال‌های سرعت، فرکانس عبوری پره‌ها می‌باشد.

در حالی که در شرایط رخداد سرج ( $\varphi = 0.1$ ) مطابق شکل ۱۱-ج، علاوه بر فرکانس عبوری پره‌ها، فرکانس غالب دیگری نیز در حوالی ۳۳٪ فرکانس عبوری پره‌ها مشاهده می‌گردد که در واقع فرکانس رخداد پدیده سرج در کمپرسور می‌باشد.

شایان ذکر است که قله فرکانسی مشاهده شده در حوالی ۶۶٪ فرکانس عبوری پره‌ها در واقع تناوب اول مربوط به فرکانس سرج می‌باشد. لذا چنین رفتاری را می‌توان به عنوان امضای<sup>۲</sup> پدیده سرج در کمپرسور گریز از مرکز مورد مطالعه تلقی نموده و این‌گونه نتیجه‌گیری نمود که رخداد سرج در کمپرسور گریز از مرکز مورد آزمون، با مشاهده رفتار فرکانسی سیگنال‌های سرعت جریان عبوری از کمپرسور قابل شناسایی می‌باشد. بر این اساس در شرایط سرج علاوه بر فرکانس عبوری پره‌ها، فرکانس غالب دیگری نیز در حدود ۳۰٪ فرکانس عبوری پره‌ها و با دامنه‌ای قابل ملاحظه که مربوط به شکل‌گیری پدیده سرج در کمپرسور می‌باشد، مشاهده می‌گردد.

### ۳- نتیجه‌گیری

در این مقاله، رفتار جریان در یک کمپرسور گریز از مرکز در شرایط مختلف عملکردی دور تا نزدیک سرج با بهره‌گیری از جریان‌سنج سیم داغ مورد مطالعه قرار گرفت. نوسانات سرعت در بالادست ردیف پره‌ها در سه سرعت چرخشی و نیز سه نقطه عملکردی ثبت گردیدند. مهم‌ترین نتایج حاصل از مقاله حاضر به صورت ذیل قابل جمع‌بندی می‌باشد:

- کاهش ضریب جریان از مقدار بیشینه ضریب جریان تا شرایط سرج، ازدیاد میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای را به دنبال دارد. نتایج آزمایش‌ها نشان داد، میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای در سرعت‌های دورانی ۹۰۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب  $2/6$ ،  $1/9$  و  $1/57$  برابر افزایش می‌یابند. این امر به دلیل افزایش میزان ناپایداری جریان کمپرسور و در نتیجه نوسان بیشتر مشخصات جریان کمپرسور با گذر زمان رخ می‌دهد. ازدیاد میزان نوسانات سرعت به عنوان معیاری جهت شناسایی رخداد سرج در کمپرسورها می‌باشد.
- ازدیاد میزان سرعت دورانی کمپرسور منتج به افزایش میزان نوسانات سیگنال‌های سرعت لحظه‌ای در شرایط سرج به طور متوسط به میزان  $1/17$  برابر می‌گردد. از این‌رو شدت رخداد پدیده سرج با ازدیاد سرعت دورانی کمپرسور، افزایش می‌یابد.

<sup>1</sup> BPF; Blade Passing Frequency

<sup>2</sup> Signature



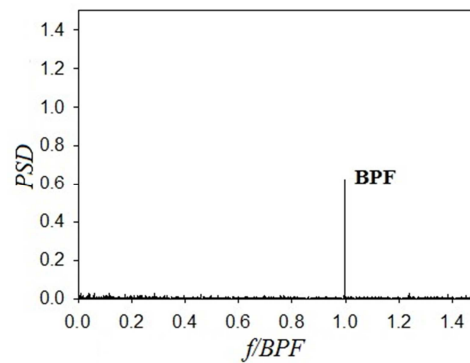
فرکانس عبوری پره (Hz)	$BPF$
دبی جرمی جریان ( $\text{kgs}^{-1}$ )	$\dot{m}$
فشار محیط (Pa)	$P_a$
فشار سکون (Pa)	$P_o$
دمای هوای ورودی کمپرسور (K)	$T_1$
سرعت محیطی نوک ایمپلر در خروج ( $\text{ms}^{-1}$ )	$U_{tip}$
سرعت متوسط جریان ( $\text{ms}^{-1}$ )	$\bar{V}$
سرعت لحظه‌ای جریان ( $\text{ms}^{-1}$ )	$V_i$

علائم یونانی

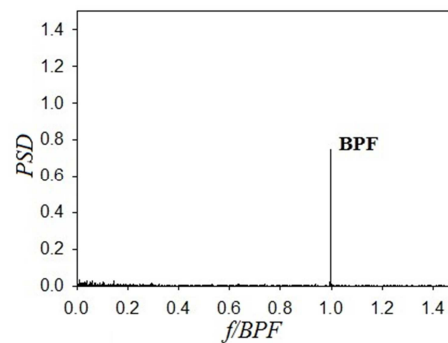
چگالی سیال ( $\text{kgm}^{-3}$ )	$\rho$
ضریب جریان	$\varphi$
ضریب بار	$\psi$
انحراف استاندارد	$\sigma$

۵- مراجع

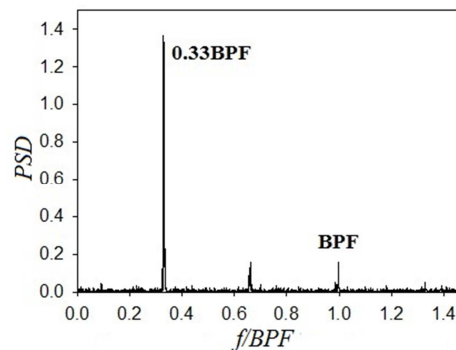
- [1] Farokhi S., *Aircraft Propulsion*, John Wiley & Sons Inc., 2008.
- [2] Greitzer E. M., The Stability of pumping systems, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 103, No. 2, pp. 193-242, 1981.
- [3] Pampreen R. C., *Compressor Surge and Stall*, Concepts ETI, Inc., Norwich, Vermont, 1993.
- [4] Hagino N., Kashiwabara Y., Experimental study of surge and rotating stall occurring in small centrifugal compressor, *Proceedings of the 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, Colorado, USA, 2009.
- [5] Gravdahl J. T., Willem F., De Jager B., Egeland O., Modeling for surge control of centrifugal compressors: Comparison with experiment, *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control*, Sydney, Australia, 2000.
- [6] Tamaki H., Experimental study on surge inception in a centrifugal compressor, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 2, No. 4, pp. 409-417, 2009.
- [7] Mizuki S., Asaga Y., Ono Y., Tsujita H., Investigation of surge behavior in a micro centrifugal compressor, *Journal of Thermal Science*, Vol. 15, No. 2, pp. 97-102, 2006.
- [8] BorgWarner Turbo Systems, *Performance Turbocharger Catalog*, 2012 Edition.
- [9] LS Industrial Systems, *SV-iG5A User Manual 0.4-22kw [220V/400V]*.
- [10] American Society of Mechanical Engineering, *Performance Test Code on Compressors and Exhausters/ASME PTC 10-1997*.
- [11] Solki E., Numerical Analysis of Impeller Tip Leakage Flow Effects on Centrifugal Compressors Performance, *Enhancement Methods and Experimental Investigation of Overall Performance*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, 2014. (In Persian)
- [12] BS EN ISO 5167-3:2003, *Measurement of Fluid Flow by Means of Pressure Differential Devices Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full- Part 3: Nozzles and Venturi Nozzles*.
- [13] Testo Product Brochure Testo 470, *RPM measuring instrument: testo 470- For non-contact and mechanical measurement*.



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۱۱- طیف فرکانسی نوسانات سرعت در ورودی کمپرسور در سرعت ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه، (الف)  $\varphi = 0.55$ ، (ب)  $\varphi = 0.36$ ، (ج)  $\varphi = 0.1$

تحلیل طیف فرکانسی نوسانات سرعت لحظه‌ای نشان می‌دهد که در شرایط عملکردی دور از سرچ، تنها فرکانس غالب مشاهده شده در طیف فرکانسی، فرکانس عبوری پره‌هاست. حال آن‌که در شرایط رخداد سرچ، فرکانس غالب دیگری نیز در حوالی ۳۰٪ فرکانس عبوری پره‌ها مشاهده می‌شود که نشان دهنده‌ی امضاء پدیده سرچ در کمپرسور مورد آزمون می‌باشد.

۴- نمادها

سطح مقطع گلوگاه نازل ( $\text{m}^2$ )	A
پارامتر پایداری بی‌بعد گریتر	B