



Analysis and Simulation of Surge Phenomena in the First Stage of Axial Compressor of GE-frame 6 Gas Turbine

S. Nasiri, E. Poursaeidi, E. Khavasi*

Department of Mechanical Engineering, University of Zanjan, Zanjan, Iran

ABSTRACT: One of the important subjects in the analysis of compressor performance is estimating the surge limit. If the angle of attack changes for any reason, air jets separate from the blades and the cross-section area of the passing air becomes small and causes the alteration of the angle of attack in the next stage blades; this phenomenon is known as stall. When stall completed on a row, a pressure drop occurs at the rearward of that row. So, high-pressure air goes from the next row to the lower pressure area, which associated with a lot of noise and can cause the failure of the blades which is called surge. In this paper, the numerical simulation of surge in the first stage blades of the axial compressor of GE-Frame 6 gas turbine has been done. Simulations are done with a 34 degree angle of attack and $k-\omega$ SST turbulence model has been used. Obtained velocity vectors indicate that during the surge, the reverse flow which is the most important characteristic of surge occurs and the flow returns backward. Also, in this paper, the coupled ordinary differential equations of pressure and flow changes for different values of the stability parameter B has been solved. It was found that for $B = 0.6$, which is less than the critical value, rotating stall occurs and the pressure fluctuations damp after several fluctuations. While for $B = 1.6$, which is more than its critical value, a deep surge occurs and the pressure and flow disturbances fluctuate with constant amplitudes.

Review History:

Received: 8 Mar. 2018
Revised: 30 Jul. 2018
Accepted: 7 Sep. 2018
Available Online: 14 Sep. 2018

Keywords:

Axial compressor
Stall
Surge
Back flow
Surge cycle

1- Introduction

In high mass flow, getting of fluid velocity to the speed of sound and choking is one of the limiting factors. However, in low mass flow, the presence of surge and stall instability cause to limit the compressor performance area. Bontempo et al. [1] presented an innovative information processing technique for analyzing the surge in a compressor. They said Since the Surge cycle has no fixed characteristics, it can only be described through the statistical method. For this reason, they used statistical methods and empirical experiments for centrifugal and axial compressors to describe the surge phenomenon. Kabral and Abom [2] stated that surge is one of the most important compressor limiting factors and for this reason, they used a new laboratory acoustic two-port model for study surge and stall in a centrifugal compressor. Munari et al. [3] showed that surge is the most important instability in the compressor, which greatly affects the operation of the compressor. They experimentally investigated the response obtained during the surge event for a multistage compressor and were able to set up a nonlinear model for simulating the dynamic behavior of the compression system. In recent years Pakle and Jiang [4] and Wang et al. [5] have investigated surge phenomena in centrifugal compressors and were able to demonstrate the characteristics and effects of the surge on the performance of centrifugal compressors. In this paper, it is attempted to study

the characteristics of the surge in the GE Frame 6 gas turbine axial compressor. Therefore, numerical simulations of the first stage of the compressor have been performed in the Ansys Fluent software to show the characteristics of the surge in this special compressor. Also, with the coding of nonlinear dynamical equations in the unsteady state in MATLAB software, the rate of changes in pressure and current during the surge event has been examined.

2- Methodology

2- 1- Governing equations

Navier Stokes equations are the governing equations for this simulation, which is solved by the method of the univariate Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS) Reynolds equations for the unsteady state. Those equations for solving the behavior of the meantime flow and the amount of turbulent fluctuations are solved. The $k-\omega$ (SST) model performs better in currents that involve the reduction of speed and separation caused by the inverse pressure gradient.

The Eq. (1) is related to the B parameter that is defined by Gritzer [6] and Eqs. (2) and (3) are the rates of flow and pressure variations for surge mode that are derived by Moore-Gritzer. The advantage of these equations is that the pressure and flow equations are solved in coupling form and can show fluctuations with a large amplitude.

*Corresponding author's email: khavasi@znu.ac.ir



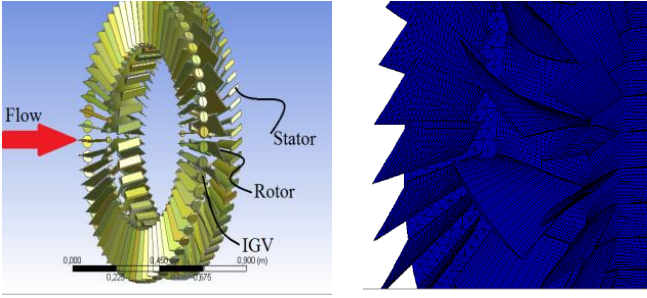


Fig. 1. (a) The blades of 1/2 axial first-stage GE-frame 6 compressor, (b) The mesh structure: hexahedron mesh for rotor and tetrahedron mesh for IGV

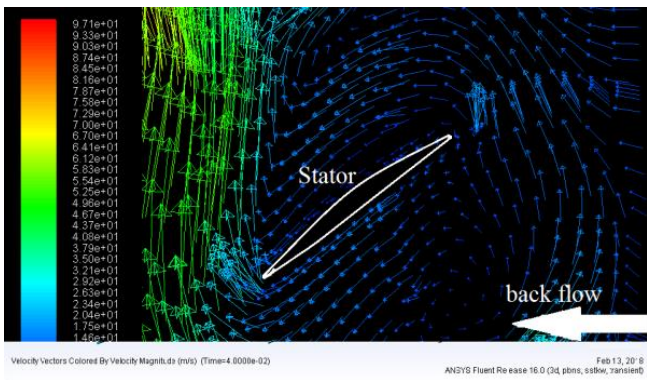


Fig. 2. The existence of a reverse flow phenomenon and the occurrence of surge

$$B = \frac{U}{2\omega_H L_c} = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (1)$$

$$\dot{\Psi} = \frac{\omega/H}{4B^2} \left(\frac{\Phi}{\omega} - \frac{1}{\omega} \Phi_r(\Psi) \right) \frac{H}{l_c} \quad (2)$$

$$\Phi = \frac{H}{l_c} \left(\begin{aligned} &-\frac{\Psi - \Psi_{c,0}}{H} - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{\omega} - 1 \right)^3 + 1 \\ &+ \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{\omega} - 1 \right) \left(1 - \frac{J}{2} \right) \end{aligned} \right) \quad (3)$$

2- 2- Mesh and geometry

The first step in analyzing the computational fluid dynamics is creating a computational model. The model of the blade rows of GE-frame 6 compressor consists of 64 Inlet Guide Vane (IGV) blades, 32 rotor blades and 60 stator blades. Fig.

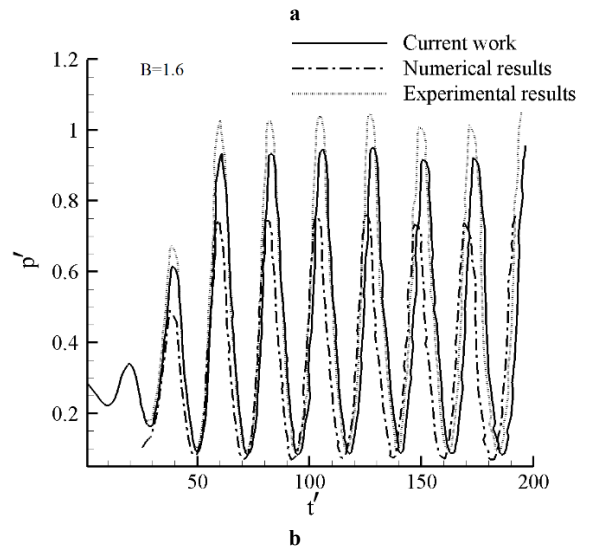
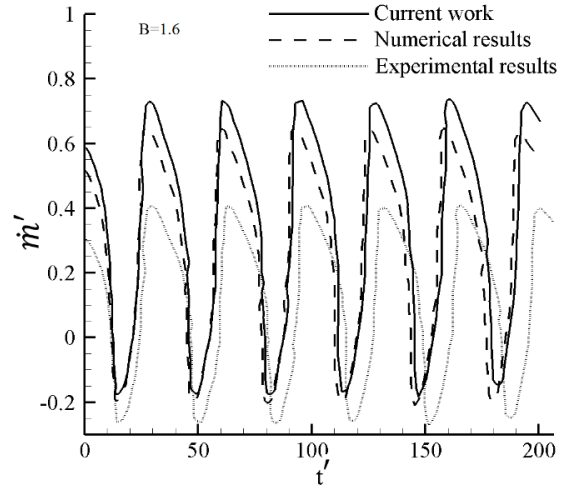


Fig. 3. Dimensionless pressure and flow rates during the occurrence of surge (a) dimensionless flow rates (b) dimensionless pressure rates

1 (a) demonstrates the geometry of the problem consisting of a perfect 360-degree stage of rotor and stator alongside the IGV blades in the entrance section of the compressor. For meshing the geometry, hexahedron mesh is used for rotor and tetrahedron is used for IGV (Fig. 1(b)).

2- 3- Simulation procedure

In this article, Fluid Structure Interaction (FSI) is employed in a fully coupled fashion. The flow simulation is executed in an unstable manner. Time step independence for 0.1, 0.06, 0.04 and 0.01s time steps was investigated, in which for 0.01s and 0.04s due to the close results the 0.04s time step is used. The flow is considered to be turbulent and the turbulence model is of k- ω (SST) type. For solving the Navier-Stokes equations the finite volume method is employed. The Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE) algorithm is considered for coupling the pressure and velocity equations. In order to reach convergence, the residual of continuity and momentum equations is set to be 10⁻⁶.

3- Results and Discussion

As already mentioned, the deep surge is generally found in the unstable region of the surge line and its signs are oscillations of pressure and flow. The most important characteristic of the deep surge is back flow. In previous papers [8,9], fluctuations in the flow have been shown as fluctuating graphs but now, in the present paper, the back flow is shown in the form of a vector. As it is evident in Fig. 2, due to the occurrence of a deep surge, the direction of flow is reversed and the flow from the stator to the rotor returns.

Also, other work done in this paper is the coding of Eqs. (2) and (3) for different values of parameter B and obtaining the dimensionless pressure and flow rates during the occurrence of Surge. The results of Fig. 3 show that for values more than B_{crit} surge occurs and the flow and pressure fluctuates with constant amplitude and the results are in good agreement with previous work [6, 8].

4- Conclusions

It can be easily seen that the performance of the system at a point far from the surge line can prevent the occurrence of the surge, but due to the high pressure and efficiency ratio near the surge line, it is better to operate the compressor near the surge line. In this paper, the full recognition of this instability, its

On the basis of numerical investigations, the following conclusions are drawn:

- Obtained velocity vectors indicate that during the surge, the reverse flow which is the most important characteristic of surge occurs and the flow returns backward.
- The observations indicate a deep surge occurs on the left side of the surge line and unstable state and when the surge occurs, the flow returns back.
- It was found that for $B = 0.6$, which is less than the critical value, rotating stall occurs and the pressure fluctuations damp after several fluctuations.
- For $B = 1.6$, which is more than its critical value, a deep

surge occurs and the pressure and flow disturbances fluctuate with constant amplitudes.

- Other results in this article are the surge cycle. surge's cycle shows that both the flow and pressure fluctuate at steady-state intervals.

References

- [1] R. Bontempo, M. Cardone, M. Manna, G. Vorraro, "A statistical approach to the analysis of the surge phenomenon," *Energy* 124 (2017) 502e509.
- [2] R. Kabral, M. Abom, "Investigation of turbocharger compressor surge inception by means of an acoustic two-port model" *Journal of Sound and Vibration* 412 (2018) 270e286.
- [3] E. Munari, M. Morini, M. Pinelli, p. Spina, "Experimental investigation and modeling of surge in a multistage compressor," *Energy Procedia* 105 (2017) 1751 – 1756.
- [4] S. Pakle, K. Jiang, "Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high speed turbomachinery," *Propulsion and Power Research* 2018;7(1):19–29.
- [5] T. Wang, Xue, T. Zhang, B. Yang, "Mechanism of stall and surge in a centrifugal compressor with a variable vaned diffuser," *Chinese Journal of Aeronautics*, (2018), 31(6): 1222–1231.
- [6] E. M. Greitzer, *Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model*, *Journal of Engineering for Power*, ASME, 1976.
- [7] S. Niazi, "Numerical simulation of rotating stall and surge alleviation in axial compressors", Thesis for the degree Doctor of Philosophy Aerospace Engineering, Georgia Institute of Technology, 2000.
- [8] C. LI, Siqi XU, Zhiqi HU, "experimental study of surge and rotating stall occurring in high speed multistage axial compressor," *Procedia Engineering* 99 (2015) 1548 –1560.



تحلیل و شبیه‌سازی پدیده‌ی سرج در طبقه اول کمپرسور محوری توربین گاز GE-frame ۶

سعید نصیری، اسماعیل پورسعیدی، احسان خواصی*

دانشکده فنی مهندسی دانشگاه زنجان، زنجان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶/۱۲/۱۷
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۵/۰۸
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۶/۱۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۶/۲۳

کلمات کلیدی:

کمپرسور محوری
استال
سرج
جریان معکوس
سیکل سرج

خلاصه: یکی از نکات مهم در تحلیل عملکرد کمپرسور تخمین حد سرج است. چنانچه زاویه حمله هوا به هر دلیلی تغییر کند، جت‌های هوا از روی پره جدا شده و باعث کوچک شدن سطح مقطع عبوری هوا و تغییر زاویه حمله هوا در پره بعدی می‌شود که به آن استال گویند. این عمل به همین صورت تکرار می‌گردد تا سرتاسر پره‌های یک ردیف را استال فراگیرد، در این صورت در پشت آن ردیف افت فشار روی می‌دهد و هوا از ردیف‌های بعدی که فشار زیادی دارند به سمت منطقه کم‌فشار برمی‌گردد که به آن سرج گویند. در این مقاله، شبیه‌سازی پدیده‌ی سرج در از پره‌های ردیف اول کمپرسور محوری توربین گاز GE-Frame ۶ با زاویه حمله ۳۴ درجه، به صورت گذرا و آشفته با مدل توربولانسی (k-w SST) انجام گرفته است. نتایج به دست آمده حاصل از بردارهای سرعت نشان می‌دهد که هنگام بروز سرج جریان معکوس که مهم‌ترین مشخصه وقوع سرج است، رخ داده و جریان به عقب بازمی‌گردد. همچنین در این مقاله، کدنویسی معادلات دیفرانسیل معمولی کوپل شده‌ی نرخ تغییرات فشار و جریان برای مقادیر مختلف پارامتر پایداری B انجام گرفته است. مشاهده گردید که به ازای $B=0/6$ که کمتر از مقدار بحرانی است، استال دورانی رخ می‌دهد و فشار به صورت گذرا نوسان کرده و پس از چندین نوسان میرا می‌شود. درحالی که به ازای $B=1/6$ که بیشتر از مقدار بحرانی بوده سرج عمیق رخ می‌دهد و فشار و جریان با دامنه ثابت نوسان می‌کنند.

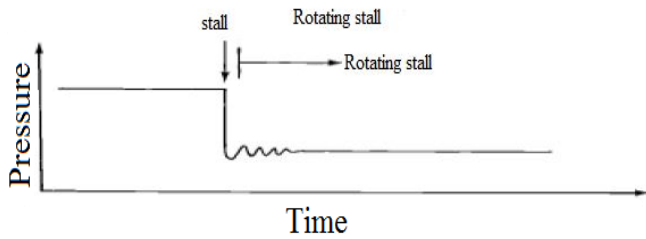
۱- مقدمه

بالا می‌شود. این نوسانات در حالت سرج تا برگشت جریان در کمپرسور پیش‌رفته و تنش‌های بسیار شدیدی در پره‌های کمپرسور به وجود می‌آورند. بدین ترتیب، ناپایداری‌ها به‌عنوان عاملی مخرب در کمپرسور شناخته می‌شوند [۳]. برای بررسی سرج مدل‌های زیادی ارائه شد. اشکال عمده مدل‌های قبلی نظیر آمونس و همکاران [۴] در سال ۱۹۵۵ این بود که مدل‌ها خطی بودند بنابراین اساساً آن‌ها قادر به توصیف نوسان‌هایی با دامنه‌های بزرگ طی سیکل سرج و اختلالات کوچک نبودند. گریترز [۵] و [۶] با ارائه یک مدل دینامیکی غیرخطی و تعریف پارامتر B، نقش به‌سزایی در نشان دادن مشخصه‌های پدیده‌ی سرج داشت. دیویس [۷] روش حجم متمرکز را برای هر طبقه از کمپرسور به کاربرد و مطالعات پارامتری انجام داد. مورینی و همکاران [۸] مدل دینامیکی غیرخطی گریترز را به صورت یک نقشه عملکرد حالت پایدار برای مطالعه سرج عمیق توسعه داد. گالیندو و همکاران [۹] با دست آوردن سیگنال‌های به دست آمده از تغییرات پارامترهایی از جمله جریان ورودی هوا، دمای ورودی و فشار خروجی نقش هر کدام از پارامترها را در وقوع سرج با بررسی سیگنال‌های ارسالی بررسی کرد. بوتتمپو

توربین گازی یک ماشین دوار است که بر اساس انرژی گازهای ناشی از احتراق کار می‌کند. هر واحد توربین گازی شامل یک کمپرسور برای فشرده کردن هوا، یک محفظه احتراق برای مخلوط کردن هوا با سوخت و محترق کردن آن و یک توربین برای تبدیل کردن انرژی گازهای داغ و فشرده به انرژی مکانیکی است. توربین گازی و کار بر روی سیستم کنترل آن مستلزم شناخت فرآیند آن می‌باشد [۱] و [۲]. در جریان‌های جرمی بالا، رسیدن سرعت سیال به سرعت صوت و خفگی از جمله عوامل محدودیت است. حال آنکه در جریان‌های جرمی پایین، وجود ناپایداری سرج^۱ و استال^۲ سبب محدود شدن ناحیه عملکرد کمپرسور می‌شود. جلوگیری از وقوع ناپایداری سرج در کمپرسورها یکی از مهم‌ترین دغدغه‌های سازندگان آن‌ها به شمار می‌رود. لازم به ذکر است که رفتار کمپرسور در کارکرد ناپایدار، بسیار دینامیک و غیرخطی بوده و باعث نوسان شدید مشخصه‌های جریان عبوری با فرکانس

- 1 Surge
- 2 Stall

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: khavasi@znu.ac.ir



شکل ۱: نوسان فشار کمپرسور در حالت استال دورانی

Fig. 1. Compressor pressure fluctuation in rotating stall condition

در نرم‌افزار انسیس فلونت انجام گرفته است تا بتوان مشخصه‌های سرچ را در این کمپرسور خاص نشان داد و مشخصه‌های سرچ را مشاهده کرد. همچنین با کدنویسی معادلات دینامیکی غیرخطی سرچ در حالت ناپایدار در نرم‌افزار متلب، نرخ تغییرات فشار و جریان حین رخداد سرچ مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- استال دورانی و سرچ

استال پیش درآمدی بر استال دورانی و سرچ است. چنانچه زاویه برخورد هوا به هر دلیلی تغییر کند، جت‌های هوا از روی پره جدا شده و پدیده‌ی جدایی رخ می‌دهد. در اثر پدیده جدایی سطح مقطع عبوری هوا کوچک می‌شود که به آن استال گویند از آنجایی که دبی کل ثابت است، مازاد هوا مسیر خود را از پره بعدی می‌بندد و این عمل باعث می‌شود که زاویه حمله هوا در پره بعدی نیز دچار تغییر شود و استال به وجود آید و این عمل به همین صورت تکرار می‌گردد تا پره‌های یک ردیف را سرتاسر استال فراگیرد یعنی حالت استال چرخشی^۱ به وجود آید. معمولاً از اعلائم استال دورانی می‌توان به تولید نویزهای پیوسته غیرعادی و یا امواج صوتی نوسانی اشاره کرد. معمولاً استال دورانی به صورت گذرا عمل می‌کند و بعد از چندین نوسان مانند شکل ۱ میرا می‌شود [۲۰].

پدیده سرچ در واقع نوسان محوری جریان در کمپرسور است. نوسان در جریان عبوری از کمپرسور معمولاً سبب القای نوسان فشار نیز می‌شود. به‌طور کلی می‌توان سرچ را پدیده‌ای یک‌بعدی دانست، سرچ در بیشتر کاربردها، پدیده نامطلوبی است. میزان سرچ به پارامتری به نام عدد B که در رابطه (۱) نشان داده شده است، وابسته می‌باشد این پارامتر دارای یک مقدار بحرانی می‌باشد که نشان می‌دهد $B > B_{crit}$ منجر به سرچ و $B < B_{crit}$ استال دورانی را نتیجه می‌دهد [۲۰].

و همکاران [۱۰] یک روش پردازش اطلاعات ابتکاری برای تحلیل پدیده سرچ در یک کمپرسور ارائه دادند. آن‌ها بیان کردند از آن جایی که سیکل سرچ مشخصه‌های ثابتی ندارد پس تنها از طریق روش آماری می‌توان آن‌ها را توصیف کرد. به همین علت آن‌ها برای تشریح پدیده سرچ از روش‌های آماری و آزمایش‌های تجربی برای کمپرسور سانتریفیوژی و محوری استفاده کردند. مزیت کار آن‌ها نسبت به دیگر کارها امکان‌سنجی زمان اقامت حالت ناپایدار سرچ در کمپرسور بود. کابرال و ابوم [۱۱] بیان کردند سرچ یکی از مهم‌ترین عوامل محدودکننده کمپرسور می‌باشد به همین علت آن‌ها از مدل آزمایشگاهی جدید دو درگاه صوتی برای بررسی سرچ و استال در کمپرسور سانتریفیوژی استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند صداهای تولیدشده هنگام سرچ مستقل از سیستم فشرده‌سازی سانتریفیوژی است. یعنی صداهای تولیدشده در همه فرکانس‌های فشار وجود دارد ولی در یک فرکانس بحرانی خاص جریان در کمپرسورهای سانتریفیوژی به سمت عقب برگشته و سرچ اتفاق می‌افتد. با نگاه به کارهای عددی و آزمایشگاهی پیشین مشخص می‌شود که همه یک هدف را دنبال می‌کردند و آن شناسایی مشخصه‌های پدیده‌ی سرچ و جلوگیری از رخداد این پدیده در کمپرسور محوری و سانتریفیوژی خاص بود [۱۲-۱۴]. هلستروم و همکاران [۱۵] بیان کردند که آثار سرچ باعث کاهش عملکرد کمپرسور می‌شود پس شناخت و پاسخ سریع به این محدودیت‌ها بسیار می‌تواند مفید باشد به همین دلیل آن‌ها برای اندازه‌گیری سریع نوسانات فشار و جریان یک اندازه‌گیر قوی بر پایه موج کلاسیک پیشنهاد دادند. موناوی و همکاران [۱۶] نشان دادند که سرچ مهم‌ترین ناپایداری در کمپرسور می‌باشد که به شدت عملکرد کمپرسور را تحت تأثیر قرار می‌دهد. آن‌ها به صورت تجربی پاسخ به دست آمده هنگام رخداد سرچ برای کمپرسور چند مرحله‌ای را بررسی کردند و توانستند یک مدل غیر خطی برای شبیه‌سازی رفتار دینامیکی سیستم فشرده‌سازی تنظیم کنند. ریقی و همکاران [۱۷] یک رویکرد سه بعدی جریان را براساس معادلات استوانه‌ای اویلر با استفاده از نیروهای وارده مدل کردند. آن‌ها برای مدل کردن سرچ و استال دورانی سه طبقه از کمپرسور محوری را بر پایه مشخصه‌های معکوس جریان مورد بررسی قرار دادند. وانگ و همکاران [۱۸] و همچنین پاکله و جیانگ [۱۹] در سال‌های اخیر رخداد پدیده سرچ در کمپرسور سانتریفیوژی را مورد بررسی قرار دادند و توانستند مشخصه‌ها و تأثیرات سرچ در عملکرد کمپرسور سانتریفیوژی را نشان دهند. در مقاله حاضر نیز تلاش بر این است تا مشخصه‌های سرچ در کمپرسور محوری سرعت‌پایین ۶GE-frame مورد بررسی قرار گیرد. از این رو شبیه‌سازی عددی $\frac{1}{3}$ طبقه اول کمپرسور



شکل ۲: تخریب پره‌های متحرک تا ردیف‌های میانی

Fig. 2. Destruction the rotating blades to the middle stage

توسط یک عضو میانی به نام لوله گشتاور^۱ به یکدیگر وصل شده‌اند.

۴- هندسه و مش

اولین گام برای تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی^۲ ایجاد مدل محاسباتی است. مدل پره‌های ردیف‌های کمپرسور GE-frame ۶ شامل ۶۴ پره ای-جی-وی^۳، ۳۲ پره روتور و ۶۰ پره استاتور است. با توجه به تقارن پره‌های ای-جی-وی و پره‌های روتور و استاتور در هر طبقه و با استفاده از شرط مرزی پرئودیک^۴، $\frac{1}{4}$ از ردیف اول کمپرسور در نرم‌افزار سالیدورک^۴ طراحی شده است. شکل ۳ الف هندسه مسئله که شامل یک طبقه ۳۶۰ درجه کامل از روتور و استاتور طبقه اول به‌علاوه پره‌های ای-جی-وی که در ورودی کمپرسور قرار دارند را نمایش می‌دهد. هندسه‌ی مربوطه با نرم‌افزار سالیدورک، المان‌بندی و مش‌زنی در نرم‌افزار گمبیت^۵ و انسیس^۶ و شبیه‌سازی عددی در نرم‌افزار فلونت^۷ انجام گرفته است. برای شبکه‌بندی هندسه از مش هگزاهدرا^۸ (شش‌وجهی) برای بخش روتور و استاتور و تتراهدرال^۹ (چهاروجهی) برای ای-جی-وی استفاده شده است (شکل ۳ ب).

$$B = \frac{U}{2\omega_H L_c} = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (1)$$

نوسانات فشار و جریان هنگام بروز سرچ می‌تواند موجب خستگی پره و حتی شکست آن‌ها شود. در شکل ۲ تخریب پره‌های کمپرسور که شکست یک پره در ردیف‌های اول و برخورد با پره‌های دیگر به علت بروز پدیده سرچ است، دیده می‌شود. این شکل گرفته شده از نتایج نیروگاه پارس جنوبی می‌باشد که به علت بروز سرچ و استال و نوسانات جریان در این حالت یک پره از ریشه شکسته و جدا شده و با پره‌های دیگر برخورد کرده که باعث تخریب پره‌ها شده است.

۳- مشخصات فنی کمپرسور

این سری از توربین‌های گازی با کد شناسایی (B) PG ۶۵۶۱ جزء محصولات اروپایی شرکت جنرال الکتریک می‌باشد که به منظور تولید توان الکتریکی طراحی و ساخته شده‌اند و قابلیت کاربرد در سیکل ترکیبی هم دارند. برخی مشخصات ابعادی، فیزیکی و مکانیکی یک مدل از توربین‌های گازی GE-frame ۶ در جدول ۱ ارائه شده است.

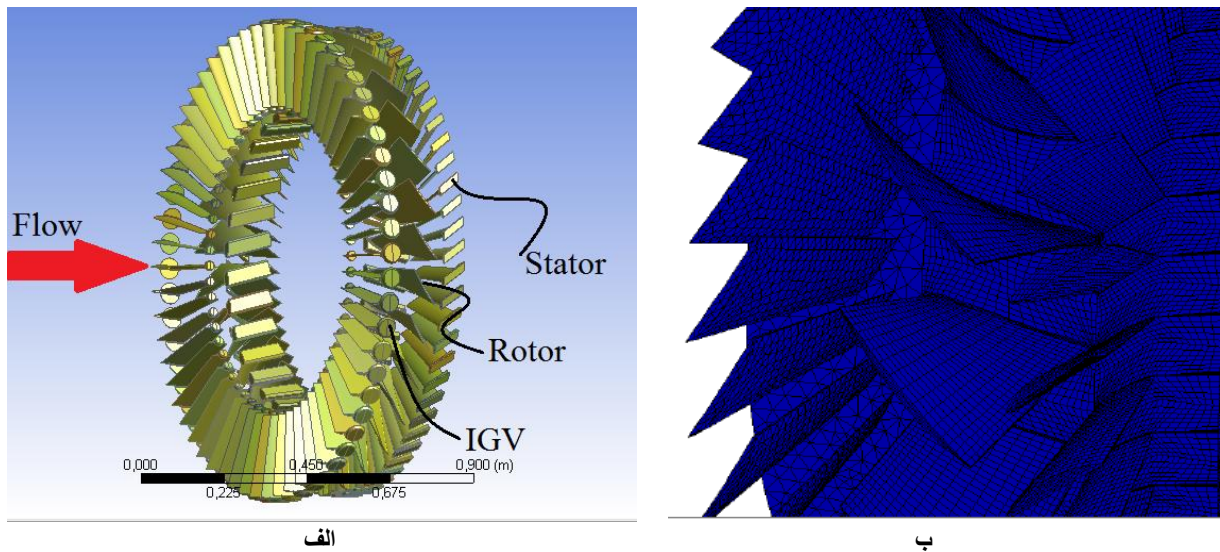
روتور این نوع توربین به وزن ۱۱۳۶۳ کیلوگرم از نوع تک محوری و متشکل از ۱۷ طبقه می‌باشد. سه طبقه دیسک توربین نیز در دو طرف روتور

- 1 Torque Tube
- 2 Computational fluid dynamics
- 3 Inlet Guide Vane (IGV)
- 4 Solidwork
- 5 Gambit
- 6 Ansys
- 7 Fluent
- 8 Hexahedron
- 9 Tetrahedron

Table 1. G-E frame 6 gas turbine technical characteristics

جدول ۱: مشخصات فنی یک مدل توربین گاز ۶ GE-frame

Iso Base Rating	Heat Rate (Btu/Kwh)	Iso Peak Rating	Heat Rate (Btu/Kwh)	Pressure Ratio	Mass Flow	Turbine Speed	Turbine Inlet	Exhaust Temp	Approx Weight	Approx Lx Wx H
۳۹۶۲۰ K W	۱۰۷۱۰ Btu	۴۳۷۰۰ K W	۱۰۶۰۰ Btu	۱۲	۳۱۸ lb	۵۱۶۳ rpm	۱۱۰۴C	۵۳۲C	۹۱۰۰ Kg	۱۱/۶ x ۳/۳ x ۳/۸ m



شکل ۳: پره‌های ۱/۶ طبقه اول کمپرسور محوری ۶ GE-frame: ب) ساختار مش، مش هگزاهدرال برای بخش روتور و استاتور و تتراهدرال برای ای-جی-وی

Fig. 3. a) 1/2 first stage blades of G-E frame 6 axial compressor. b) Hexahedral mesh for rotor and stator – Tetrahedral mesh for IGV : Mesh structure

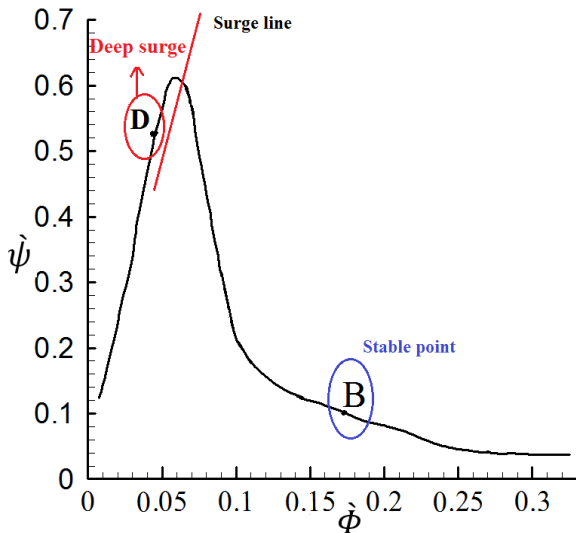
۶- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر شبیه‌سازی همان معادلات ناویراستوکس می‌باشد که از روش معادلات رینولدزی متوسط ناویراستوکس^۱ برای حالت ناپایا، که معادلات برای رفتار جریان متوسط زمانی و مقدار نوسانات متلاطم حل شده است. مدل در جریاناتی که شامل کاهش سرعت و جدایش ناشی از گردابان فشار معکوس می‌باشند، بهتر عمل می‌کند. این مدل پیش‌بینی دقیقی از آغاز و اندازه جدایش تحت گردابان فشار معکوس می‌باشد. به همین منظور از مدل برای شبیه‌سازی استفاده شده است.

۵- استقلال از مش

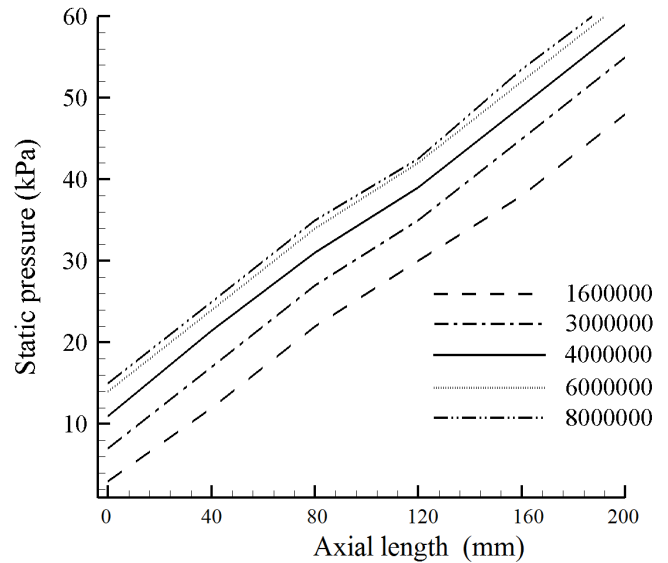
مش اولیه دارای ۱/۶ میلیون المان بوده و این مش برای حل بهینه و حصول استقلال از مش تا ۴ مرحله بهبودیافته تا نتایج بهینه و قابل اعتماد حاصل گردد. جهت حصول اطمینان از عدم تغییر نتایج با تغییر مش، تعداد المان در شبیه‌سازی از ۱/۶ میلیون تا ۸ میلیون المان تغییر داده شده است (شکل ۴). با توجه به همگرایی فشار استاتیک در راستای محوری برای طبقه اول کمپرسور، با افزایش تعداد المان بعد از ۶ میلیون تغییر چندانی دیده نشده است. به همین علت نتایج پیش‌رو بر پایه تعداد ۶ میلیون المان به دست آمده است.

1 Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS)



شکل ۵: منحنی مشخصه ردیف اول کمپرسور بر اساس شرایط کارکرد

Fig. 5. The first-row compressor curve based on the usage conditions



شکل ۴: نمودار استقلال از مش

Fig. 4. mesh independence diagram

۸- شرایط مرزی

برای ثانیه‌های اول کارکرد کمپرسور که نقطه D است، شرایط به صورت زیر می‌باشد.

ای-جی-وی تحت زاویه ۳۴ درجه نسبت به محور قرار گرفته است.

جریان ورودی در واحد سطح $16/3 \text{ kg/m}^2\text{s}$

دمای ورودی 285 K

فشار خروجی 101700 Pa

دمای خروجی $293/5 \text{ K}$

پره‌های روتور با سرعت $1114/5 \text{ rpm}$ حول محور Z و پاد ساعتگرد

می‌چرخد.

شرایط در نقطه B که 548 ثانیه پس از شروع کار کمپرسور است

به صورت زیر می‌باشد.

ای-جی-وی تحت زاویه ۵۷ درجه نسبت به محور قرار گرفته است.

جریان ورودی در واحد سطح $47/88 \text{ kg/m}^2\text{s}$

دمای ورودی 285 K

فشار خروجی $112118/78 \text{ Pa}$

دمای خروجی $301/88 \text{ K}$

پره‌های روتور با سرعت $4318/78 \text{ rpm}$ حول محور Z و پاد ساعتگرد

می‌چرخد.

۷- منحنی عملکرد کمپرسور در حالت سرچ

شکل ۵ منحنی عملکرد ردیف اول کمپرسور GE-6 Frame با استفاده

از داده‌های ثبت شده توسط مسئولین نیروگاه پارس جنوبی است. برای

تحلیل ردیف اول کمپرسور باید منحنی عملکرد موجود باشد به همین علت

با استفاده از داده‌های ثبت شده توسط مسئولین نیروگاه پارس جنوبی برای

طبقه اول کمپرسور بعد از محاسبات طولانی و به دست آوردن ضریب فشار

و ضریب جریان برای بیش از ۵۰ نقطه مختلف این نمودار حاصل گشته

است. سمت راست خط سرچ^۱ روی منحنی ناحیه پایدار است و سمت چپ

آن ناحیه ناپایدار می‌باشد. خط سرچ در واقع مقدار دبی بحرانی برای کمپرسور

است و هرگاه دبی کمتر از این مقدار شود کمپرسور دچار سرچ می‌شود [۲۱].

سرچ عمیق در ناحیه ناپایدار یعنی در سمت چپ خط سرچ اتفاق می‌افتد

[۲۲]. سرچ عمیق بدترین حالت سرچ می‌باشد که بارزترین مشخصه پدیده

سرچ یعنی جریان معکوس^۲ در این حالت اتفاق می‌افتد. برای این که نتایج با

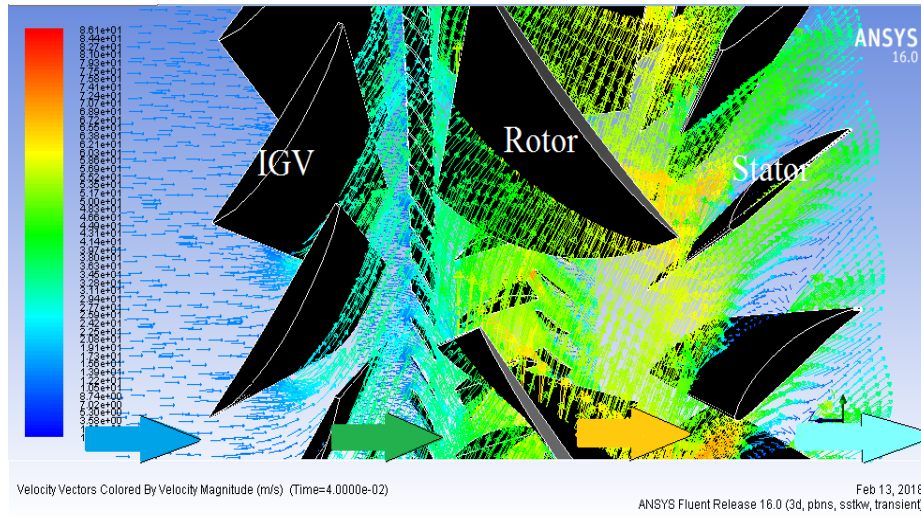
حالت پایدار مقایسه شود دو نقطه B و D شبیه‌سازی می‌شوند. نقاط B و

D به ترتیب یک نمونه از نقاط پایدار و ناپایدار در منحنی عملکرد کمپرسور

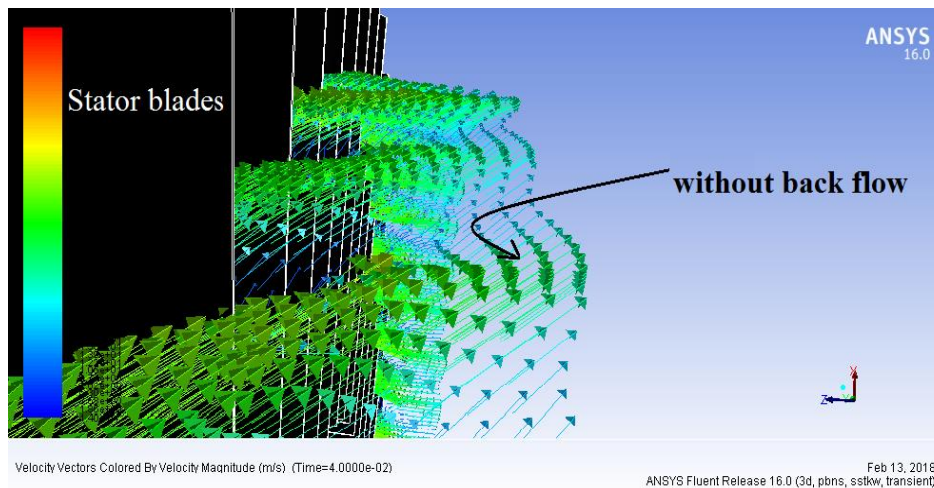
می‌باشند.

1 Surge line

2 Back flow



الف



ب

شکل ۶: بردارهای سرعت در حالت خروج از استاتور در حالت پایا الف: بردارهای سرعت در حالت پایا ب: بردارهای سرعت در حالت خروج از استاتور

Fig. 6. velocity vectors at stator exit in steady state
a) velocity vectors in steady state. b) velocity vectors at stator exit

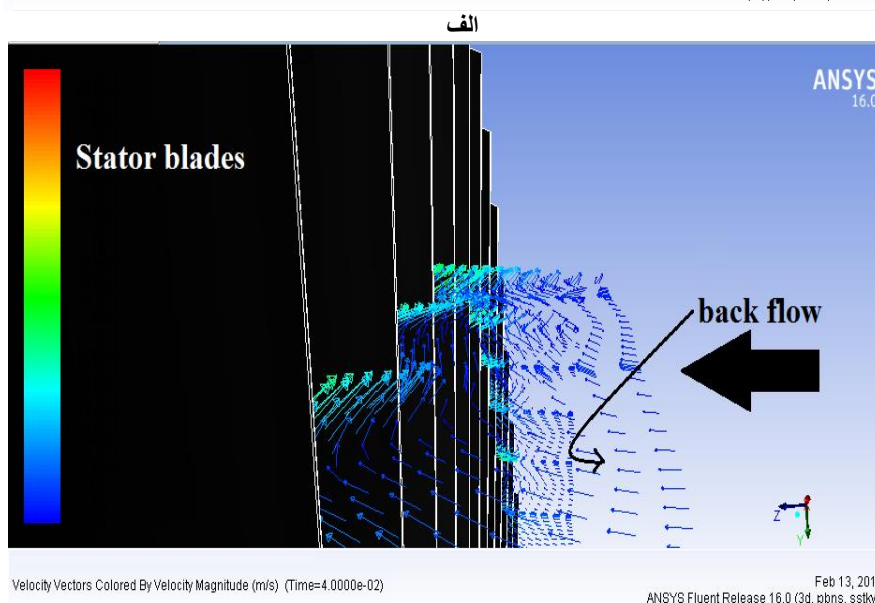
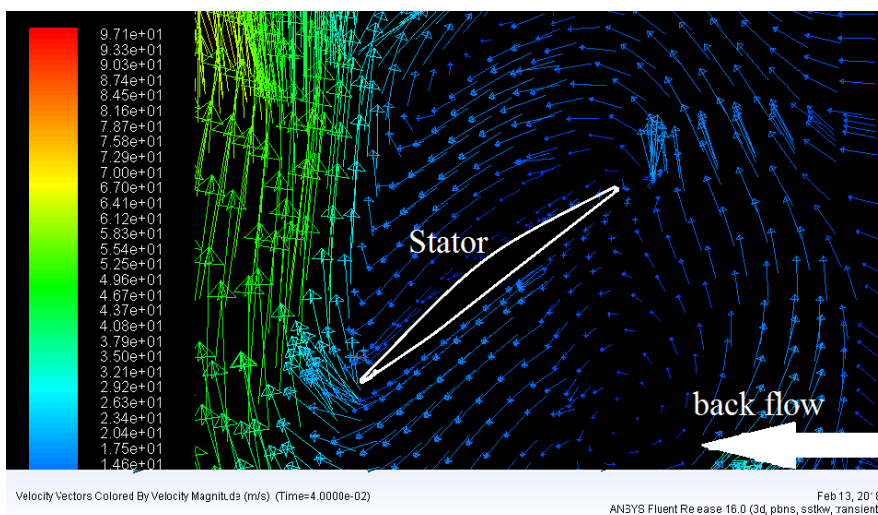
سیمپل^۱ برای کوپل کردن معادلات فشار و سرعت استفاده شده است، در معادلات مومنتوم، ترم‌های غیرخطی جابجایی و ویسکوز با روش دقیق درجه دوم گسسته سازی گردیده است. به منظور حصول همگرایی میزان باقی مانده معادلات پیوستگی و مومنتوم روی عدد 10^{-6} تنظیم شده است.

۱۰- نتایج

روند طبیعی جریان در کمپرسور افزایش فشار با عبور از هر طبقه می باشد. شکل ۶ الف و ب مربوط به بردارهای سرعت برای نقطه B از شکل ۵ می باشد. در این حالت کمپرسور پایدار است و اثری از ناپایداری یا برگشت

۹- روند شبیه سازی

شبیه سازی جریان با استفاده از نرم افزار فلوئنت به صورت ناپایا انجام می پذیرد. استقلال از گام زمانی برای گام های زمانی ۰/۱ ثانیه، ۰/۰۶ ثانیه، ۰/۰۴ ثانیه، ۰/۰۱ ثانیه و ۰/۰۴ از گام زمانی ۰/۰۴ ثانیه برای شبیه سازی استفاده شده است. در شبیه سازی جریان به صورت آشفته در نظر گرفته شده و مدل توربولانسی مورد استفاده مدل $k-\omega(SST)$ می باشد. برای حل معادلات ناویراستوکس از روش حجم محدود استفاده شده است. الگوریتم



ب

شکل ۷: وجود پدیده جریان معکوس و رخداد پدیده سرج الف: برگشت جریان از استاتور به سمت روتور ب: برعکس شدن بردارهای سرعت و وضوح پدیده جریان معکوس

Fig. 7. Reverse flow and occurrence of surge phenomenon a) The reverse flow from stator to the rotor. b) Reverse flow velocity and observe the reverse flow phenomenon

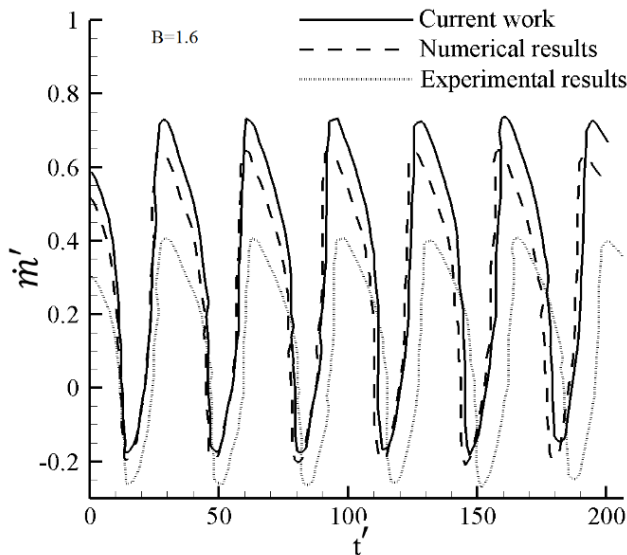
بود [۲۰-۲۲]. حال در مقاله حاضر جریان معکوس و رفت و برگشت دبی به صورت برداری نشان داده شده است. همان طور که در این شکل مشهود است، به علت رخداد سرج عمیق جهت جریان عکس شده و جریان از استاتور به سمت روتور بازمی‌گردد.

۱۱- حل عددی معادلات سرج

همان طور که در شکل ۷ الف و ب مشاهده شد هنگام رخداد سرج جریان به عقب بازمی‌گردد. اما برگشت جریان تنها مشخصه پدیده سرج نیست.

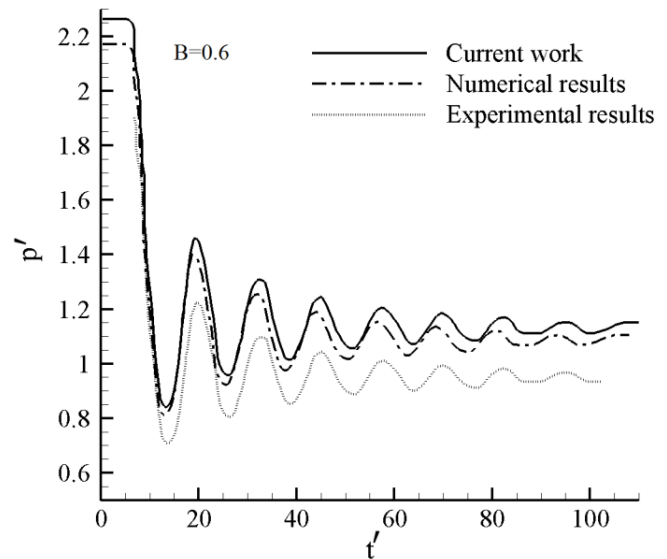
جریان در آن دیده نمی‌شود. همان طور که مشاهده می‌شود جریان پس از عبور از ای-جی-وی وارد روتور و سپس استاتور شده و پس از افزایش فشار وارد طبقه بعدی کمپرسور می‌شود.

شکل ۷ الف و ب مربوط به بردارهای سرعت برای نقطه D از شکل ۵ می‌باشد. همان طور که قبلاً اشاره شد سرج عمیق عموماً در ناحیه ناپایدار و سمت چپ خط سرج رخ می‌دهد و نشانه‌های آن نوسان فشار و جریان می‌باشد. مهم‌ترین مشخصه سرج عمیق برگشت جریان می‌باشد. در مقاله‌های پیشین نوسان دبی به صورت نمودارهای نوسانی نشان داده شده



شکل ۹: نرخ تغییرات دبی بی‌بعد در حالت رخداد سرج

Fig. 9. The rate of dimensionless flow in surge condition



شکل ۸: نرخ تغییرات فشار بی‌بعد برحسب زمان بی‌بعد در حالت استال دورانی

Fig. 8. The rate of dimensionless pressure changes in terms of dimensionless time in the rotating stall condition

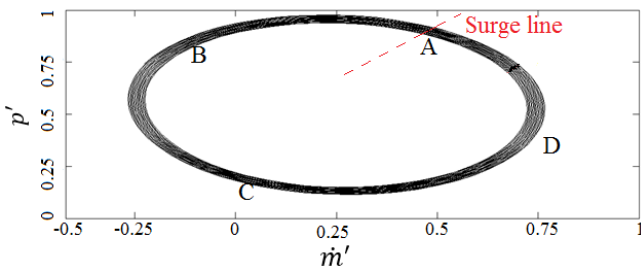
۱۲- نتایج کد نویسی

مهم‌ترین قسمت کار گریتر [۵۶] تعریف پارامتر B بود. این پارامتر به‌عنوان پارامتر پایداری شناخته شده است. و معمولاً به‌عنوان یک سنجش کمی برای پیش‌بینی رفتار سیستم‌های فشرده‌سازی استفاده می‌شود. این پارامتر دارای یک مقدار بحرانی می‌باشد که نشان می‌دهد $B > B_{crit}$ منجر به سرج و $B < B_{crit}$ استال دورانی را نتیجه می‌دهد و معمولاً برای کمپرسورهای محوری $B_{crit} = 0.7$ در نظر گرفته می‌شود. در این پژوهش نیز در حل عددی از مقادیر مختلف برای این پارامتر استفاده شده است. ابتدا مقدار $B = 0.6$ در حل عددی استفاده شد و نشان داد که نوسانات فشار پس از مدتی میرا می‌شوند. میرایی نوسانات فشار مهم‌ترین مشخصه پدیده استال دورانی می‌باشد. نمودار شکل ۸ تغییرات فشار بی‌بعد برحسب زمان بی‌بعد برای مقدار $B = 0.6$ نشان داده شده است. همچنین در این شکل هم‌خوانی نتایج کار حاضر، با نتایج تجربی ژانگ لی [۲۲] و نتایج عددی جان دی [۳۲] به‌وضوح مشاهده می‌شود.

هنگامی که سرج اتفاق می‌افتد جریان عبوری در جهت عکس بازمی‌گردد این عمل که نوسان جریان است در طول چند ثانیه اتفاق می‌افتد و این نوسان و رفت‌وبرگشت جریان باعث نوسان فشار کمپرسور می‌شود. برای مشاهده بهتر مشخصه‌های سرج، روابط (۲) که توسط مور-گریتر [۵] و [۶] برای نشان دادن مشخصه‌های سرج مشتق شد، کدنویسی شده‌اند. با استفاده از روابط (۲) می‌توان نرخ تغییرات دبی و فشار کمپرسور در حالت سرج را به دست آورد. مزیت این رابطه این است که با استفاده از این معادلات دیفرانسیل غیرخطی نرخ تغییرات فشار و دبی به‌صورت کوپل حل می‌گردد و می‌تواند نوسانات با دامنه بزرگ را نشان دهد. برای حل عددی این معادلات از نرم‌افزار متلب استفاده شده است. با توجه به اینکه روش اویلر برای معادلات مراتب پایین جواب بهتری می‌دهد و همچنین به علت سادگی معادلات از روش اویلر استفاده شده است. همچنین تمامی ورودی‌ها از جمله سرعت چرخش روتور، طول کمپرسور، مساحت حضور جریان و دیگر پارامترها با توجه به داده‌ها و نقشه‌های گرفته شده از نیروگاه پارس جنوبی در کدنویسی استفاده شده است.

$$\begin{aligned} \dot{m}' &= \frac{\dot{m}}{\rho u A_c}, & t' &= \frac{t}{\frac{1}{\omega_H}} \\ p' &= \frac{p}{\frac{1}{2} \rho u^2}, & B &= \frac{\frac{1}{2} \rho u^2 A_c}{\rho u A_c L_c \omega_H} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \dot{\psi} &= \frac{\omega/H}{4B^2} \left(\frac{\Phi}{\omega} - \frac{1}{\omega} \Phi_T(\psi) \right) \frac{H}{l_c} \\ \dot{\Phi} &= \frac{H}{l_c} \left(-\frac{\psi - \psi_{c0}}{H} - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{\omega} - 1 \right)^3 + 1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{\omega} - 1 \right) \left(1 - \frac{J}{2} \right) \right) \end{aligned} \quad (2)$$



شکل ۱۱: سیکل سرچ

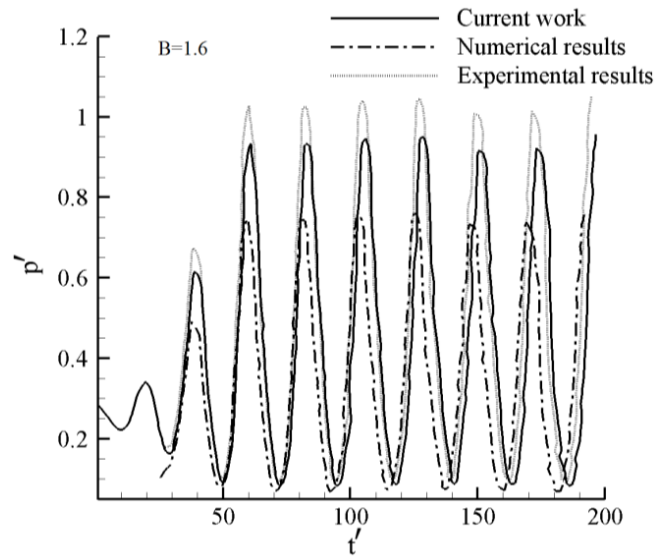
Fig. 11. Surge cycle

معروف است.

در این شکل فرض می‌شود کمپرسور در نقطه پایدار D کار می‌کند. با کاهش تقاضای گاز در پایین‌دست کمپرسور، نقطه کار به سمت نقطه A (حد سرچ) خواهد رفت و با گذشتن نقطه کار از A، کمپرسور دیگر توانایی افزایش فشار بالادست را نخواهد داشت در نتیجه فشار بالادست کمتر از فشار پایین‌دست خواهد شد که این امر سبب می‌شود جهت دبی از طریق کمپرسور عکس شده و نقطه کار به B جهش پیدا کند. نقطه B، نقطه پایداری در کمپرسور نمی‌باشد. هنگامی که جریان معکوس اتفاق می‌افتد فشار پایین‌دست از طریق کمپرسور افت پیدا کرده و هم‌زمان، دبی به سمت مثبت شدن خواهد رفت تا اینکه نقطه کار به C برسد. در نقطه C میزان دبی به اندازه‌ای نیست که بتواند فشار موردنیاز برای بازگشت به نقطه A را بسازد در نتیجه نقطه کار به نقطه D، یعنی جایی که میزان دبی بیشتر از حدی است که بار تقاضا دارد می‌رود لذا در خروجی دوباره فشار ساخته می‌شود تا اینکه به نقطه A برسد اگر تغییری در شرایط کمپرسور ایجاد نشود این عمل به صورت سیکلی تکرار خواهد شد که به سیکل سرچ معروف است.

۱۳- نتیجه‌گیری

به راحتی می‌توان دریافت که با عملکرد سیستم در نقطه‌ای دور از خط سرچ می‌توان از بروز سرچ جلوگیری کرد، اما با توجه به بالا بودن نسبت فشار و راندمان در نزدیکی خط سرچ بهتر است که کمپرسور در نزدیکی خط سرچ عمل کند در این مقاله شناخت کامل این ناپایداری، مشخصه‌ها و علائم بروز آن برای کمپرسور ۶ GE-frame مورد بررسی قرار گرفت. به منظور انجام این مطالعه، از نرم‌افزار فلوئنت برای شبیه‌سازی و نرم‌افزار متلب برای کد نویسی استفاده شد. خلاصه نتایج به دست آمده به شرح زیر است.



شکل ۱۰: نرخ تغییرات فشار بی‌بعد در حالت رخداد سرچ

Fig. 10. The rate of dimensionless pressure in surge condition

با توجه به روابط (۳) دبی به وسیله $\rho u A_c$ ، زمان با $\frac{1}{\omega_H}$ و فشار با $\frac{1}{\rho} \rho u^2$ بی‌بعد می‌شود.

شکل ۹ و ۱۰ نتایج برای $B = 1/6$ می‌باشد. طبق مشاهدات در این حالت نوسانات میرا نمی‌شود. در شکل ۹ نتایج کار حاضر با نتایج تجربی و عددی گریترز [۶ و ۲۱] مقایسه شده است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود در هنگام بروز سرچ جریان نوسان می‌کند. وقتی که استال و سپس دورانی اتفاق می‌افتد جریان در یک طبقه مسدود می‌شود و جریان نمی‌تواند به طبقات بعدی وارد شود به همین دلیل دبی مدام در حال کاهش است تا اینکه به مقدار صفر می‌رسد یعنی دیگر هیچ جریانی عبور نمی‌کند و جریان کاملاً مسدود است حال که جریانی عبور نمی‌کند به علت این که جریان در طبقات بالاتر دارای فشار بیشتری است به سمت ناحیه کم‌فشار یعنی به عقب بازمی‌گردد و دبی مقدار منفی به خود می‌گیرد. در شکل ۱۰ نمودار برگشت جریان و مقدار منفی دبی مشاهده می‌شود. در شکل ۱۰ نمودار تغییرات فشار بی‌بعد برحسب زمان بی‌بعد مشاهده می‌شود.

در شکل ۱۰ نیز نتایج با نتایج تجربی و عددی گریترز [۶ و ۲۱] مقایسه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در هنگام بروز سرچ فشار نوسان می‌کند. این نوسان فشار ناشی از نوسان و رفت و برگشت جریان است. در واقع رفت و برگشت جریان باعث نوسان دبی می‌شود. در شکل ۱۱ نمودار نوسان فشار برحسب نوسان جریان رسم شده است که به منحنی سیکل سرچ

منابع

- [1] B. Badrzadeh, M. Hogdahl, E. Isabegovic, "Transients in Wind Power Plants—Part I: Modeling Methodology and Validation", IEEE Trans on Industry Applications, vol. 48, no. 2, pp.794-807, 2012.
- [2] H. Sheng, W. Huang, T. Zhang, X. Huang, "Robust Adaptive Fuzzy Control of Compressor Surge Using Backstepping", Arabian Journal for Science and Engineering, vol.39, no.12, pp.9301-9308, 2014
- [3] J. M. S., E. J. Mo, and K. W. Lee, "Fuzzy PI Controller for Turbojet Engine of Unmanned Aircraft", Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Hankuk Aviation University, 2007.
- [4] H.W. Emmons, C.E. Pearson and H.P. Grant, Compressor surge and stall propagation, Transactions of the ASME 77,455-469,1955.
- [5] E. M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model, Journal of Engineering for Power, ASME,1976.
- [6] E. M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part II: Experimental Results and Comparison With Theory, Journal of Engineering for Power, ASME,1976.
- [7] M. W. Davis, A stage-by-stage post-stall compression system modeling technique: methodology, validation, and application, Ph.D. thesis, Virginia Polytechnic Institute and state university, 1987.
- [8] M. Morini, M. Pinelli, and M. Venturini, "Development of a one-dimensional modular dynamic model for the simulation of surge in compression systems," Journal of Turbomachinery, vol. 129, no. 3, pp. 437–447, 2007.
- [9] J. Galindo, A. Tiseira, J. Arnau, et al., "On-engine measurement of turbocharger surge limit," Experimental

مشاهدات نشان می‌دهد سرج عمیق در سمت چپ خط سرج یعنی در حالت ناپایدار رخ می‌دهد. و هنگام بروز سرج جریان به سمت عقب بازمی‌گردد.

پارامتر B به عنوان پارامتر پایداری شناخته شده است. این پارامتر دارای یک مقدار بحرانی می‌باشد که نشان می‌دهد $B > B_{crit}$ منجر به سرج و $B < B_{crit}$ استال دورانی را نتیجه می‌دهد و معمولاً برای کمپرسورهای محوری $B_{crit} = 0.7$ در نظر گرفته می‌شود.

نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که به ازای $B = 0.6$ برای این کمپرسور خاص استال دورانی رخ می‌دهد و نوسانات فشار میرا می‌شوند. مشاهده گردید که به ازای $B = 1/6$ کمپرسور دچار سرج عمیق می‌شود. هنگام بروز سرج عمیق جریان نوسان می‌کند. و این نوسانات زمانی که مقدار منفی به خود می‌گیرد یعنی جهت دبی عکس شده و جریان باز می‌گردد. هنگام بروز سرج فشار نیز با دامنه ثابت نوسان می‌کند که ناشی از نوسان جریان می‌باشد.

از دیگر نتایج به دست آمده در این مقاله سیکل سرج می‌باشد. سیکل سرج نشان می‌دهد که دبی و فشار هر دو هنگام بروز سرج با دامنه ثابت نوسان می‌کنند.

۱۴- فهرست علائم

ω_H	فرکانس هلمهولتز (Hz)
L_c	طول کمپرسور (m)
A_c	مساحت حضور جریان (m^2)
V_p	حجم محفظه احتراق (m^3)
B	پارامتر پایداری
U	سرعت
t'	زمان بی‌بعد
p'	فشار بی‌بعد
\dot{m}'	دبی جرمی بی‌بعد

علائم یونانی

Φ	دبی کمپرسور (m^3/s)
Φ_T	دبی توربین (m^3/s)
ψ	نرخ تغییرات فشار
$\dot{\Phi}$	نرخ تغییرات دبی

زیرنویس‌ها

C بحرانی

بالانویس‌ها

- dimensional through-flow modelling of axial flow compressor rotating stall and surge,” *Aerospace Science and Technology* 78 271–279 (2018).
- [18] T.WANG, X.XUE, T.ZHANG, B.YANG, “Mechanism of stall and surge in a centrifugal compressor with a variable vaned diffuser,” *Chinese Journal of Aeronautics*, 31(6): 1222–1231 (2018).
- [19] S.Pakle, K.Jiang, “Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high speed turbomachinery,” *Propulsion and Power Research*;7(1):19–29 (2018).
- [20] S. Niazi, “Numerical simulation of rotating stall and surge alleviation in axial compressors” , Thesis for the degree Doctor of Philosophy ,Aerospace Engineering, Georgia Institute of Technology, 2000.
- [21] E.M. Greitzer (1985a). An introduction to unsteady flow in turbomachines. In: *Thermodynamics and Fluid Mechanics of turbomachinery Vol. II of NATO ASI Series, Series E: Applied Sciences - No. 97B*. pp. 967-1024. Martin Nijhoff Publishers,1985.
- [22] C. LI, Siqi XU, Zhiqi HU, “experimental study of surge and rotating stall occurring in highspeed multistage axial compressor,” *Procedia Engineering* 99 1548 –1560 (2015).
- [23] I. J. Day, “Axial compressor performance during surge,” *AIAA Journal of Propulsion and Power*, vol. 10, no. 3, pp. 329–336, 1994.
- Techniques 37 47–54 (2013).
- [10] R. Bontempo, M. Cardone, M. Manna, G. Vorraro, “A statistical approach to the analysis of the surge phenomenon,” *Energy* 124 502-509 (2017).
- [11] R. Kabral, M. Abom, “Investigation of turbocharger compressor surge inception by means of an acoustic two-port model,” *Journal of Sound and Vibration* 412 270-286 (2018).
- [12] Moore, F.K. A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part I-Small disturbances. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106, 313-320 (1984a).
- [13] Moore, F.K. A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part II-Finite disturbances. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106, 321-326 (1984b).
- [14] J. T. Gravdahl, O. Egeland, S. O. Vatland, “Drive torque actuation surge control of centrifugal compressor”, *Journal of engineering* 2002.
- [15] E. Hellstrom, H. Ossareh, B. Xiao, M. Santillo, “Characterizing and Detecting Surge and Co-Surge in Automotive Compressors ,” *IFAC-PapersOnLine* 49-11 702–707 (2016).
- [16] E. Munari, M. Morini, M. Pinelli, p. Spina, “Experimental investigation and modeling of surge in a multistage compressor,” *Energy Procedia* 105 1751 – 1756 (2017).
- [17] M.Righi, V.Pachidis, L.Könözy, L.Pawsey “ Three-

