

## مدل سازی ناپایداری های آیرودینامیکی جریان در موتورهای هوایی

جابر رگنی لموکی\*

کارشناس ارشد، گروه مهندسی هوافضا، دانشگاه هوایی شهید ستاری، تهران، ایران

استادیار، گروه مهندسی هوافضا، دانشگاه هوایی شهید ستاری، تهران، ایران

نوذر اکبری

### چکیده

به دلیل وجود ناپایداری های آیرودینامیکی، عملکرد مطلوب کمپرسورها تنها در ناحیه محدودی اتفاق می افتد، لذا دانش بیشتر نسبت به این ناپایداری ها امری ضروری به نظر می رسد. در این تحقیق، ناپایداری آیرودینامیکی کمپرسورها، به روش تحلیلی مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور از معادلات پایستاری جرم، ممنتوم و انرژی استفاده شده و پس از یک سری فرضیات، با تشکیل ماتریس مربوط به معادلات و بررسی مقادیر ویژه آن، تأثیر پارامترهای مؤثر در پایداری آیرودینامیکی، مورد ارزیابی قرار می گیرد. این روابط در نرم افزار MATLAB، کدنویسی شده است و با اعمال مشخصات هندسی و خصوصیات جریان تأثیر پارامترها مهم روی پایداری آیرودینامیکی موتور بررسی شده است. با توجه به نتایج به دست آمده، مشاهده می شود که این پدیده هنگامی اتفاق می افتد که کمپرسور قادر به تولید هد کافی برای غلبه بر مقاومت پایین دست خود نمی باشد و یا بطور ساده تر فشار خروجی تولیدی توسط کمپرسور کمتر از فشار پایین دست آن است. در این حالت، یک حرکت رفت و برگشتی (سیکلی) در جریان گاز ایجاد خواهد شد و همینطور ناتوانایی کمپرسور در غلبه بر اغتشاشاتی است که ممکن است پیرامون نقطه عملکرد آن پدید آید، که می تواند باعث ایجاد ناپایداری در آن شود. در ادامه اثرات کاهش جریان جرمی عبوری از کمپرسور، افزایش نسبت طول مجرای بالادست کمپرسور به طول داکت پایین دست آن، افزایش حجم پلنوم و همچنین افزایش سطح مقطع جریان عبوری از کمپرسور در پایداری سیستم مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده، با نتایج حاصل از مطالعات پیشین مقایسه شده و همسویی خوبی بین نتایج مشاهده شده است.

**واژه های کلیدی:** موتورهای هوایی، کمپرسور، سرج، واماندگی دورانی، ناپایداری آیرودینامیکی.

## Modeling of Aerodynamic Instabilities in Aero Engines

J. Ragani Lamooki  
N. Akbari

Aerospace Engineering, Shahid Sattari Aeronautical University of Science and Technology, Tehran, Iran

Aerospace Engineering, Shahid Sattari Aeronautical University of Science and Technology, Tehran, Iran

### Abstract

Due to aerodynamic instabilities, their desired operation takes place in a small and limited range, so knowledge of the instabilities seems to be inevitable. In this article, aerodynamic instability of compressors are investigated analytically. For this purpose, the equations of mass, momentum and energy have been used. After a series of assumptions, the formation of a matrix related to equations and its eigenvalues are calculated, the effect of effective parameters on aerodynamic stability is evaluated. These relationships are coded in MATLAB software and by applying geometric characteristics and flow characteristics on it; the effect of important parameters on the aerodynamic stability of the engine is investigated. According to the results, it can be seen that this phenomenon occurs when the compressor is unable to produce sufficient head to overcome its lower resistance. Or, more simply, the output pressure produced by the compressor is lower than the downstream pressure. In this case, a cyclic motion will be generated in the gas stream, and the compressor's inability to overcome the disturbances that may occur around its operating point, which can cause instability in it. In the following, the effects of decreasing the mass flow through the compressor, increasing the length of the downstream duct length to the length of the lower duct, increasing the plenum volume, and increasing the cross-sectional flow of the compressor in the system stability were investigated. The results are compared with the results of previous studies and have a good correlation between the results.

**Keywords:** Air engine, Compressor, Surge, Rotating Stall, Aerodynamic Instability.

### ۱- مقدمه

زمانی که کمپرسور با یک سرعت دورانی ثابت در حال چرخش است، چنانچه آهنگ جریان جرمی کاهش یابد، سرعت محوری نیز تقلیل می یابد و این امر سبب افزایش زاویه برخورد می گردد. افزایش زاویه برخورد، سبب جدایش جریان روی پره و ایجاد ناحیه واماندگی در گذرگاه آن خواهد شد. این ناحیه واماندگی مانند یک مانع عمل کرده و سبب بلوکه شدن سیال در آن ناحیه و عدم عبور جریان از آنجا می شود. در این شرایط، جریان به سمت پره های مجاور که هنوز دچار واماندگی نشده اند، منتقل می گردد. انتقال جریان از ناحیه واماندگی به سمت پره های مجاور، سبب افزایش زاویه برخورد در این پره ها و همچنین ایجاد ناحیه واماندگی در آنها می شود [۱].

هدف اصلی این مقاله، بررسی پدیده های ناپایداری آیرودینامیکی در کمپرسورها است. یکی از نکات مهم در تحلیل

طراحان موتورهای توربین گاز تمایل زیادی برای به کارگیری کمپرسورهای محوری با نسبت فشار بالاتر برای طبقات کمپرسور دارند. بروز ناپایداریهای جریان در کمپرسورها از مهمترین عوامل محدودکننده نسبت فشار آنها می باشد. در این رابطه شناخت ناپایداری های آیرودینامیکی از جمله پدیده سرج می تواند به بهبود عملکرد کمپرسورهای محوری و رفع موانع رسیدن طراحان به خواسته هایشان کمک نماید. در این مقاله جهت بررسی جریان و شبیه سازی عملکرد آیرودینامیکی کمپرسور در هنگام ناپایداری جریان، به شبیه سازی پدیده ناپایداری بصورت تحلیلی در کمپرسورهای محوری پرداخته شده است.

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: j.ragani64@gmail.com

تاریخ دریافت: ۹۴/۱۱/۰۴

تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۴/۲۲

عملکرد یک کمپرسور تخمین حد سرج آن است. در این راستا پدیده سرج از دیدگاه تئوری بیان می شود. پایداری در کمپرسورها به معنی توانایی کمپرسور در غلبه بر اغتشاشاتی است که ممکن است پیرامون نقطه عملکرد آن پدید آید. این اغتشاشات ممکن است به صورت اغتشاش گذرا، در نقطه عملکرد باشد. با اینکه پدیده سرج، پدیده ای بسیار پیچیده است و وقوع آن تابع شرایط ماشین و سیستم متصل به آن می باشد، معیار هایی وجود دارد که می توان از آنها برای تعیین حد سرج و کنترل آن استفاده کرد. هر عاملی که باعث شود که فشار استاتیکی سیال در مقطع خاصی از کمپرسور به قدری کم شود که مولکول های سیال انرژی لازم برای طی مسیر معمول را نداشته باشند منجر به واماندگی سیال میشود. با در نظر گرفتن تمایل طراحان برای دستیابی به کمپرسورهایی با نسبت فشار و راندمان بالا، شناخت و دانش بیشتر درباره ناپایداری ها و عواملی که سبب محدودیت نسبت فشار و راندمان می شود، امری ضروری به نظر می رسد. بطور کلی پدیده سرج در واقع نوسان محوری جریان در کمپرسور است و می توان آن را پدیده ای یک بعدی دانست [۲].

$$\frac{dm_d}{dt} \cdot \frac{L_d}{A_c} = P_{0,3} - P_{0,4} \quad (1)$$

برای اختلالات کوچک، معمولاً کمپرسور با رفتار شبه پایا در نظر گرفته می شود.

$$\dot{m}_u(t) = \dot{m}_d(t) = \dot{m}_c(t) \quad (2)$$

نسبت فشار و نسبت دمای کمپرسور به صورت تابعی در روابط زیر نشان داده شده است [۳]:

$$\pi_c = \frac{P_{0,3}}{P_{0,2}} = \pi_c(W_{c,cor} \text{ و } M_{tip,2}) \quad (3)$$

$$\theta_c = \frac{T_{0,3}}{T_{0,2}} = \theta_c(W_{c,cor} \text{ و } M_{tip,2}) \quad (4)$$

جریان جرمی بی بعد اصلاح شده  $W_{c,cor}$  و عدد ماخ نوک پره  $M_{tip,2}$  به صورت زیر تعریف می شوند [۳]:

$$W_{c,cor} = \frac{\dot{m}_c \cdot \sqrt{R \cdot T_{0,2}}}{P_{0,2} \cdot A_c} \quad (5)$$

$$M_{tip,2} = \frac{U_{tip}}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{0,2}}} \quad (6)$$

به منظور تعیین اثرات غیر آیزنتروپیک در محفظه احتراق، معادله بقای انرژی به همراه معادله پیوستگی مورد استفاده قرار می گیرد [۷]. لذا:

$$\frac{d(C_v \cdot \bar{p}_B \cdot \bar{T}_B)}{dt} \cdot V_B = \dot{m}_c \cdot c_p T_{0,4} - \dot{m}_T \cdot c_p T_{0,5} + \dot{Q} \quad (7)$$

توربین را به عنوان یک نازل خفه شده شبه پایا، مدل می کنند. معادله پیوستگی برای یک نازل توربین خفه شده، به فرم زیر تبدیل می گردد [۸]:

$$\frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{R \cdot \bar{T}_B}}{P_B \cdot A_T} = \sqrt{\gamma} \cdot \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} = F(\gamma) \quad (8)$$

بعد از ساده سازی معادلات با استفاده از جملات  $A_c$ ،  $T_a$ ،  $P_a$  به عنوان کمیت های مرجع، معادلات اشاره شده بی بعد سازی می گردند. جریان های جرمی بی بعد در کمپرسور و توربین، به صورت زیر تعریف می شوند:

$$W_c = \frac{\dot{m}_c \cdot \sqrt{R \cdot T_a}}{P_a \cdot A_c} \quad (9)$$

$$W_T = \frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{R \cdot T_a}}{P_a \cdot A_c} \quad (10)$$

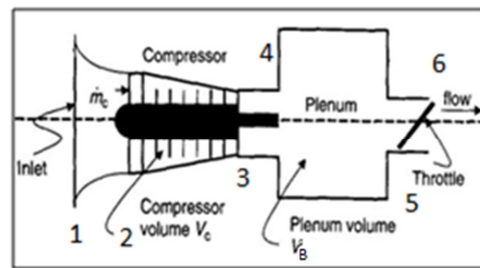
سرعت نوک روتور بی بعد شده نیز بصورت زیر می باشد:

$$M_{tip,a} = \frac{U_{tip}}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_a}} \quad (11)$$

در نهایت معادلات پایستاری ممنوم، جرم و انرژی بصورت بی بعد شده، به صورت روابط (۱۲) الی (۱۴) خواهند بود:

در سالهای گذشته مطالب بسیاری در باره اینکه چرا استال و سرج حادث می شود و مشخصاتش چگونه است بیان گردیده است. اما نخستین بار استودولا<sup>۱</sup> و کرتون<sup>۲</sup> در سال های ۱۹۲۷ و ۱۹۳۱ به توصیف پدیده سرج پرداختند [۳]. در حالیکه پدیده ناپایداری برای اولین بار در سال ۱۹۳۲ توسط فیچر<sup>۳</sup> تشخیص داده شد [۴]. یکی از نخستین گام ها جهت مدل سازی جریان یک بعدی داخل کمپرسور محوری، در سال ۱۹۷۶ توسط گریترز<sup>۴</sup> انجام شده است [۵]. زینگن<sup>۵</sup> و دیگران در سال ۲۰۰۶ تأثیر دمش هوا رو پره های کمپرسور را در بهبود پایداری آیرودینامیکی، مورد بررسی قرار داده است. او همچنین به مطالعه روشهای بهبود هندسه جداره های کمپرسور و تأثیر آن روی پایداری سیستم پرداخته است [۶].

در سالهای گذشته مطالب بسیاری در باره اینکه چرا استال و سرج حادث می شود و مشخصاتش چگونه است بیان گردیده است. اما نخستین بار استودولا<sup>۱</sup> و کرتون<sup>۲</sup> در سال های ۱۹۲۷ و ۱۹۳۱ به توصیف پدیده سرج پرداختند [۳]. در حالیکه پدیده ناپایداری برای اولین بار در سال ۱۹۳۲ توسط فیچر<sup>۳</sup> تشخیص داده شد [۴]. یکی از نخستین گام ها جهت مدل سازی جریان یک بعدی داخل کمپرسور محوری، در سال ۱۹۷۶ توسط گریترز<sup>۴</sup> انجام شده است [۵]. زینگن<sup>۵</sup> و دیگران در سال ۲۰۰۶ تأثیر دمش هوا رو پره های کمپرسور را در بهبود پایداری آیرودینامیکی، مورد بررسی قرار داده است. او همچنین به مطالعه روشهای بهبود هندسه جداره های کمپرسور و تأثیر آن روی پایداری سیستم پرداخته است [۶].



شکل ۱- طرح کلی موتور توربین گاز مورد تحلیل [۱]

## ۲- محاسبات تحلیلی

طرح کلی موتور توربین گاز مورد تحلیل، در شکل ۱ نشان داده شده است. اجزای اصلی این سیستم عبارتند از: کمپرسور، داکت کمپرسور، محفظه احتراق (برنر) یا پلنوم نیز نامیده می شود) توربین و نازل خروجی.

<sup>1</sup> Stodola  
<sup>2</sup> Kerton  
<sup>3</sup> Fischer  
<sup>4</sup> Greitzer  
<sup>5</sup> Xingen

#### ۴- تحلیل پایداری خطی

جهت مطالعه پایداری نقاط عملکردی در برابر اختلالات کوچک، نیاز است دستگاه معادلات خطی سازی شود. به همین منظور، ابتدا معادلات به صورت توابع ضمنی نوشته می شوند:

$$G_1(W_c, P_B^*, \frac{dW_c}{dt}) = 0 \quad (23)$$

$$G_2(W_c, \rho_B^*, P_B^*, \frac{d\rho_B^*}{dt}) = 0 \quad (24)$$

$$G_3(W_c, \rho_B^*, P_B^*, \frac{dW_c}{dt}, \frac{dP_B^*}{dt}) = 0 \quad (25)$$

اکنون فرایند خطی سازی دستگاه معادلات فوق، با استفاده از تئوری تابع ضمنی از حساب چند متغیره، انجام شده و دستگاه معادلات خطی به صورت زیر حاصل می گردد [۹]:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \hat{W}_c \\ \hat{\rho}_B^* \\ \hat{P}_B^* \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{W}_c \\ \hat{\rho}_B^* \\ \hat{P}_B^* \end{pmatrix} = [A] \cdot \begin{pmatrix} \hat{W}_c \\ \hat{\rho}_B^* \\ \hat{P}_B^* \end{pmatrix} \quad (26)$$

که درایه های ماتریس A، به صورت زیر خواهند بود:

$$\begin{bmatrix} -\left\{ \frac{G_{1,W_c}}{G_{1,dW_c}} \right\} & 0 & -\left\{ \frac{G_{1,P_B^*}}{G_{1,dP_B^*}} \right\} \\ -G_{2,W_c} & -G_{2,\rho_B^*} & -G_{2,P_B^*} \\ -G_{3,W_c} + G_{3,dW_c} \left\{ \frac{G_{1,W_c}}{G_{1,dW_c}} \right\} & -G_{3,\rho_B^*} & -G_{3,P_B^*} + G_{3,dP_B^*} \left\{ \frac{G_{1,P_B^*}}{G_{1,dP_B^*}} \right\} \end{bmatrix} \quad (27)$$

تعیین پایداری برای یک نقطه عملکردی مشخص، از طریق بررسی مقادیر ویژه ماتریس A، برای مقادیر معینی از پارامترهای سیستم تراکمی، امکان پذیر خواهد بود. چنانچه سیستم در ناحیه پایدار عملکردی قرار داشته باشد، قسمت حقیقی مقادیر ویژه ماتریس A، منفی خواهد بود. با تغییر مقادیر هر یک از پارامترهای تأثیرگذار روی سیستم، یک نقطه عملکردی حاصل خواهد شد که در آن برای نخستین بار قسمت حقیقی مقدار ویژه ماتریس، برابر با صفر می شود. این نقطه تحت عنوان "نقطه پایداری خنثی" شناخته می شود. با ادامه تغییر در پارامتر مورد نظر، قسمت حقیقی مقدار ویژه ماتریس، مقادیر مثبت به خود خواهد گرفت که در واقع سیستم وارد ناحیه ناپایدار شده است [۱۰].

#### ۵- نتایج

همانطور که در شکل ۲ قابل مشاهده است، در جریان های جرمی پایین، قسمت حقیقی مقدار ویژه ماتریس مورد نظر، در محدوده مثبت قرار دارد که این امر بیانگر ناپایدار بودن سیستم می باشد. با افزایش جریان جرمی عبوری از کمپرسور، قسمت حقیقی برابر با صفر شده که این نقطه عملکردی، معادل نقطه پایداری خنثی خواهد بود. با ادامه روند افزایش جریان جرمی، قسمت حقیقی مقدار ویژه، مقادیری منفی می باشد که به پایداری سیستم منجر خواهد شد.

$$\frac{dW_c}{dt} = \beta \cdot \frac{(L_u + 1)}{(\pi_c \cdot L_d + 1)} \cdot (\pi_c - P_B^*) \quad (12)$$

$$\frac{d\rho_B^*}{dt} = \frac{1}{\gamma \cdot T_B^* \cdot \beta} \cdot (W_c - W_T) \quad (13)$$

$$\frac{dP_B^*}{dt} = \frac{1}{T_B^* \cdot \beta} \cdot (W_c \cdot T_{0,4}^* - W_T \cdot T_B^*) + \dot{Q}^* \quad (14)$$

که  $\beta$  و  $\frac{L_u}{L_d}$ ، پارامترهای تشابه بی بعد هستند. پارامتر پایداری  $\beta$  تأثیر بسزایی روی دمپینگ سیستم دارد. این پارامتر به صورت زیر تعریف میگردد:

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\gamma \cdot T_B^*}} \cdot \sqrt{\frac{V_B}{(L_u + L_d) \cdot A_c}} \quad (16)$$

یک تعریف مفید برای پارامتر پایداری، این است که این پارامتر یک مقیاس (میزان) از درجه کوپلینگ بین کمپرسور و توربین می باشد. برای مقادیر کوچک  $\beta$ ، توربین کاملاً به کمپرسور کوپل شده است، که این امر به یک سیستم پایدارتر منجر می گردد.  $\frac{L_u}{L_d}$  یک مقیاس از مقدار نسبی اینرسی جریان بالادست کمپرسور در مقایسه با مقدار اینرسی جریان پایین دست آن می باشد.

جریان اصلاح شده کمپرسور و عدد ماخ نوک، به صورت تابعی از متغیرهای بی بعد، به شکل زیر قابل بیان می باشند:

$$W_{c,cor} = \frac{W_c \cdot \sqrt{T_{0,2}^*}}{P_{0,2}^*} = W_c \cdot (P_{0,2}^*)^{-\left(\frac{\gamma-1}{2\gamma}\right)} \quad (17)$$

$$M_{Tip,2} = \frac{M_{Tip,a}}{\sqrt{T_{0,2}^*}} = M_{Tip,a} \cdot (P_{0,2}^*)^{-\left(\frac{\gamma-1}{2\gamma}\right)} \quad (18)$$

جریان جرمی بی بعد شده توربین، بعد از کمی ساده سازی، به شکل زیر بیان می گردد:

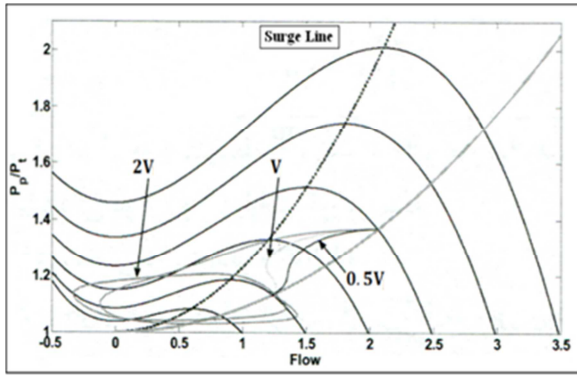
$$W_T = \frac{\bar{W}_T \cdot \sqrt{T_B^*}}{P_B^*} \cdot \sqrt{P_B^* \cdot \rho_B^*} \quad (19)$$

با استفاده از روابط ذکر شده و پس از یک سری ساده سازی، معادلات بی بعد حاکم بر دینامیک سرچ موتور توربین گاز، در فرم تابعی به صورت زیر قابل بیان می باشند:

$$\frac{dW_c}{dt} = F_1(W_c, P_B^*) \quad (20)$$

$$\frac{d\rho_B^*}{dt} = F_2(W_c, \rho_B^*, P_B^*) \quad (21)$$

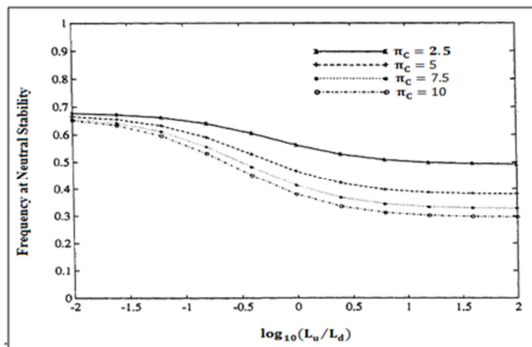
$$\frac{dP_B^*}{dt} = F_3(W_c, \rho_B^*, P_B^*, \frac{dW_c}{dt}) \quad (22)$$



شکل ۵- اثر تغییر حجم محفظه احتراق ( $V$ ) روی پایداری آیرودینامیکی، در کمپرسور جریان محوری [۱۱]

با توجه به شکل ۵، به ازای حجم های محفظه احتراق در  $0.5V_B$  و  $V_B$  سیستم وارد ناحیه سرچ نمی شود و به صورت پایدار به دور پایین تر می رود، در حالیکه با افزایش حجم محفظه احتراق و به ازای حجم دو برابر، سیستم خط سرچ را قطع کرده و ناپایدار می گردد [۱۱].

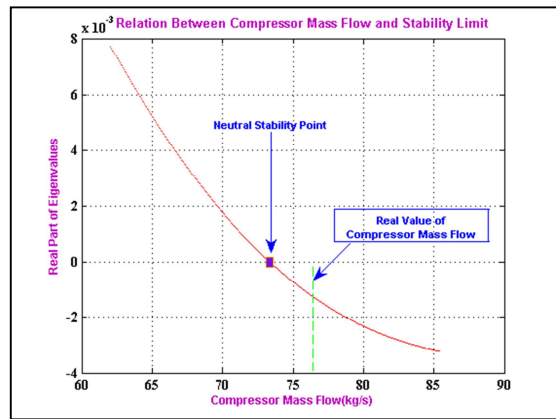
در شکل ۶ اثر نسبت طول مجرای بالادست کمپرسور به طول مجرای پایین دست آن مورد ارزیابی قرار گرفته است. با توجه به شکل ۶ افزایش این پارامتر، بر پایداری آیرودینامیکی سیستم می افزاید. با افزایش نسبت طول مجرای بالادست کمپرسور به طول مجرای پایین دست آن، فرکانس سرچ کاهش یافته به این مفهوم که سیستم پایدارتر می گردد. نکته بعدی که از نمودار ۶ بدست می آید این است که با افزایش نسبت فشار از مقدار  $2/5$  به  $10$  تمایل سیستم به ناپایداری افزایش می یابد و در آن فرکانس نوسانات افزایش می یابد. افزایش فرکانس نوسانات تمایل سیستم به ناپایداری را افزایش می دهد.



شکل ۶- تأثیر گذاری نسبت طول داکت بالادست کمپرسور به طول داکت پایین دست آن روی فرکانس سرچ

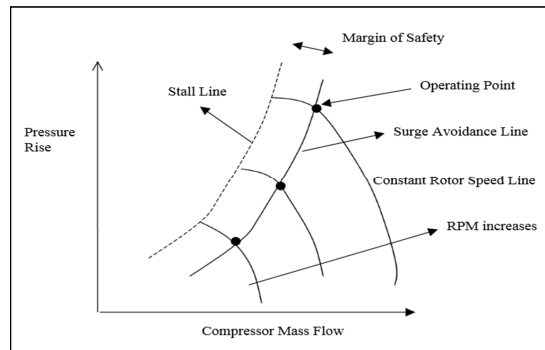
## ۶- نتیجه گیری

محاسبات انجام شده در این تحقیق نشان می دهد که کاهش جریان جرمی عبوری از کمپرسور، به کاهش پایداری آیرودینامیکی می انجامد. افزایش نسبت طول مجرای بالادست کمپرسور به طول مجرای پایین دست آن، سبب بهبود پایداری می شود.

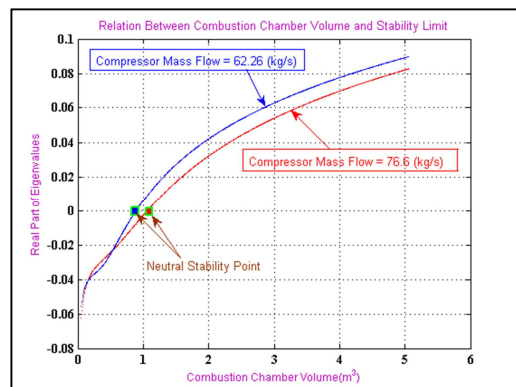


شکل ۲- تأثیر تغییر جریان جرمی عبوری از کمپرسور روی پایداری

شکل ۳ صحت مطالب بیان شده درباره تأثیرگذاری جریان جرمی عبوری از کمپرسور بر پایداری سیستم را تأیید می نماید. همانطور که در شکل مشخص است با کاهش دبی جرمی جریان کمپرسور نمودار مشخصه کمپرسور به سمت ناحیه ناپایدار هدایت می شود.



شکل ۳- منحنی مشخصه برای یک کمپرسور نوعی [۱۰]



شکل ۴- تأثیر حجم محفظه احتراق روی پایداری آیرودینامیکی برای دو دبی جرمی متفاوت

نمودار ۴ تأثیر حجم محفظه احتراق برای دو دبی جرمی متفاوت کمپرسور را نشان می دهد. با افزایش حجم محفظه احتراق تمایل سیستم به ناپایداری افزایش می یابد. با بررسی مقادیر ویژه، مشاهده می گردد که افزایش حجم محفظه احتراق سبب افزایش مقدار حقیقی مقادیر ویژه ماتریس  $A$  خواهد شد. مطابقت و همسو بودن این نتایج با مرجع دیگری در شکل ۵ اعتبار سنجی شده است.

Model, and Part 2, Experimental Results and Comparison with Theory, ASME Journal of Engineering for Power Transactions+ of ASME, Vol. 98, pp. 190-217, April 1976.

[6] Xingen Lu., Wuli Chu., Junqiang Zhu., Zhiting Ton, Numerical and Experimental Investigations of Steady Micro-Tip Injection on a Subsonic Axial-Flow Compressor Rotor, Hindawi Publishing Corporation International Journal of Rotating Machinery, Volume 2006

[7] Sebghati J. M., Monitoring Axial-Flow Compressor Rotating Stall and Surge, Master's Thesis, The University of Tennessee, Knoxville, May 1992

[8] Vishwas I., Jimmy T., Niazi S., Numerical Studies of Two Approaches for Surge Control in Axial Compressors, School of Aerospace Engineering Georgia Institute of Technology, Atlanta, 2003.

[9] Kaplan W., Ch. 2 in Advanced Calculus, 3rd Ed., Adison-Wesley Publishing co., 1984

[10] Niazi, S., Stein A., and Sankar L.N., Computational Analysis of Stall Control Using Bleed Valve in a High-Speed Compressor, AIAA Paper 2000-3507

[11] Ghafari A., Offer an Improved Model for Investigation of Surge And Rotating Stall in Axial Flow Compressor With Variable Speed, Proceedings of The 9th Conference of Iranian Aerospace Society, Tehran, Iran, February 8-10, 2010.

. افزایش حجم محفظه احتراق (پلنوم)، موجب کاهش پایداری آیرودینامیکی می‌شود.

. افزایش سطح مقطع جریان عبوری از کمپرسور، باعث افزایش پایداری آیرودینامیکی می‌شود.

## ۷- نمادها

P	فشار ( $N/m^2$ )
L	طول (m)
A	سطح ( $m^2$ )
Cp	گرمای ویژه در فشار ثابت
Cv	گرمای ویژه در حجم ثابت
U	سرعت (m/s)
R	ثابت عمومی گازها
T	درجه حرارت
t	زمان
$\dot{m}$	دبی جرمی (Kg/s)
$\dot{Q}$	آهنگ آزادسازی گرمای لحظه‌ای
V	حجم
W	جریان جرمی بی بعد شده

## علائم یونانی

$\gamma$	نسبت گرمای ویژه
$\rho$	چگالی
$\pi$	نسبت فشار
$\tau$	زمان بی بعد شده

## بالانویس‌ها

*	کمیت بی بعد شده
-	مقدار در نقطه عملکردی پایا
^	میانگین حجمی

## زیرنویس‌ها

a	شرایط محیط
B	محفظه احتراق
tip	نوک پره
T	توربین
C	کمپرسور
d	مجرای پایین دست کمپرسور
o	شرایط سکون
u	مجرای بالادست کمپرسور

## ۸- مراجع

- [1] Farokhi S., Aircraft Propulsion, John Wiley & Sons, Inc, 2009.
- [2] Cohen H., G. Rogers, Saravanamutto H., Gas Turbine Theory, 3<sup>rd</sup> Edition, Longman Scientific and Technical Publications, 1987.
- [3] McNulty S.G., A Study Of Dynamic Compressor Surge Control Strategies for a Gas Turbine Engine, M.S. Thesis, Department of Aeronautics and Astronautics, MIT, 1993.
- [4] Fischer K. and Thoma D., Investigations of the Flow Conditions in a Centrifugal Pump, Transactions of ASME, Vol. 54, pp. 141-155, Nov. 1932.
- [5] Greitzer E. M., Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressor: Part 1, Theoretical Compression System