



بررسی تأثیر زاویه حمله پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی بر عملکرد کمپرسور دومرحله‌ای با شبیه‌سازی یک بعدی

محمد رضا علی‌گودرز^{1*}، حمید عظیمی کیوی²

1- استادیار، تبدیل انرژی، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

2- کارشناس ارشد، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

* تهران، 1017955179 maligoodarz@srttu.edu

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 09 بهمن 1393

پذیرش: 10 اسفند 1393

ارائه در سایت: 29 فروردین 1394

کلید واژگان:

مدل‌سازی یک بعدی

طراحی کمپرسور گریز از مرکز

پره‌های راهنمای ورودی

کانال برگشتی

منحنی‌های عملکرد

چکیده

در این مقاله، جریان داخلی همه اجزای یک کمپرسور گریز از مرکز دو مرحله‌ای به روش یک بعدی شبیه‌سازی شده است. با ساختن مدل، جریان داخلی کمپرسور با حل معادلات اساسی و روابط تجربی تصحیح شده هندسی، ترمودینامیکی و دینامیکی، به وسیله برنامه نوشته شده در متلب محاسبه و تحلیل گردیده است. حل جریان با فراخوانی هندسه اولیه و شرایط ترمودینامیکی ورودی و محیط، در دور اسمی، 70، 90 و 105 درصد دور اسمی، آغاز می‌شود. سپس در محدوده عملکرد پایدار، نتایج مدل یک بعدی حاضر با نتایج تجربی اعتبارسنجی و با شبیه‌سازی سه بعدی مقایسه شده است. در نهایت تأثیر دو پارامتر زاویه حمله پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی بر عملکرد کمپرسور، در منحنی‌های عملکرد مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از این پژوهش، به دست آوردن تأثیر زوایای حمله پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی، بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز است. ورودی‌ها شامل دمای سکون، فشار سکون و دبی جرمی هستند. از مدل حاضر می‌توان در طراحی هندسه پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی استفاده کرد و زاویه مطلوب برای دستیابی به بیشترین مقدار بازده و نسبت فشار را بدست آورد.

Investigation of inlet guide vanes and return channel angle effects on two-stage compressor performance with one-dimensional simulation

Mohammadreza Aligoodarz*, Hamid Azimi Kivi

Mechanical Engineering Department, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.

*P.O.B. 5517910179 Tehran, Iran, maligoodarz@srttu.edu

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 29 January 2015
Accepted 01 March 2015
Available Online 18 April 2015

Keywords:

One-Dimensional Simulation
Compressor Design
Inlet Guide Vanes (IGV)
Return Channel
Performance Maps

ABSTRACT

In the present paper, all components of a two-stage centrifugal compressor are simulated using one-dimensional method. Internal flow simulating is performed by solving basic equations of corrected empirical relations of geometry, thermodynamics and dynamics with an algorithm with iterative solution was in MATLAB. The purpose of simulation is to obtain the effect of inlet guide vanes and return channel intake angle changes on performance maps. The inputs include stagnation temperature, stagnation pressure and mass flow. The solution is obtained by calling the primary geometry and inlet thermodynamic and ambient conditions at the nominal speed and 70, 90 and 105 percent of the nominal speed, by applying a continuous flow with convergence of mass flow rate and Rothalpy conservation. Then in performance stability range the results of one-dimensional model are validated by empirical and three-dimensional modeling results. The effect of incidence angles of inlet guide vanes and return channel on compressor performance at performance maps are expressed and analyzed. This model can be used to design inlet guide vane and return channel and estimate optimized angle of guide vanes to gain maximum performance and pressure ratio.

1- مقدمه

روش مستقیم، طراح، هندسه تخمینی کمپرسور را در برنامه تحلیل جریان وارد کرده و عملکرد کمپرسور را بدست می‌آورد و تا زمانی که عملکرد مطلوبی بدست آید هندسه کمپرسور اصلاح و بهینه می‌شود. اما در روش معکوس، طراح از عملکرد مطلوب تخمینی را شروع کرده و پس از تحلیل جریان، هندسه و عملکرد بصورت کوپل، هندسه و عملکرد جدید را که تا حد ممکن به عملکرد بهینه نزدیک است تولید می‌کند. در مقاله حاضر، از روش نخست استفاده شده و با اعمال ورودی‌های ثابت نظیر هندسه و شرایط

طراحی و بهینه‌سازی از جمله مسائل روز در صنعت است که صنعت توربوماشین نیز از این قاعده مستثنی نیست. با توجه به گستره کاربرد کمپرسورهای گریز از مرکز، دستیابی به بیشترین بازده آنها، نظر محققان زیادی را به خود جلب کرده است.

بطور کلی طراحی به دو روش مستقیم و معکوس انجام می‌شود که در

Please cite this article using:

M. Aligoodarz, H. Azimi Kivi, Investigation of inlet guide vanes and return channel angle effects on two-stage compressor performance with one-dimensional simulation, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 6, pp. 42-50, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

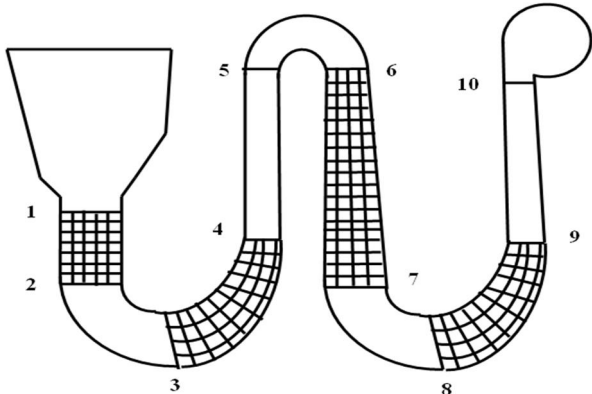
تحقیقات جانسون و دین [2] در سال 1966 برای دیفیوزر اشاره کرد، که نشان دهنده کاهش افت دیفیوزر با افزایش زاویه ورودی جریان است. ایشان مقادیر افت اصطکاکی جریان متقارن و افت انبساطی ناشی از جریان جدا شده از پره‌های ایمپلر را به دست آوردند و پارامترهای تأثیرگذار را شناسایی و راهکارهایی را در جهت کاهش این افت‌ها ارائه نمودند. نتایج پژوهش‌های آنگیر در سال 1990 [3] برای دیفیوزر پره‌دار و سال 1993 [4] برای دیفیوزر بدون پره، مشابه با نتایج جانسون است.

ولی آنگیر در سال 1993 [5] نشان داد که برای کانال برگشتی، افزایش زاویه ورودی جریان، مقدار افت را ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌دهد. و حداقل افت در یک زاویه خاص صورت می‌گیرد، همچنین می‌توان به بهینه‌سازی و طراحی کمپرسور گریز از مرکز در مقیاس کوچک توسط آقای جی اسپیفمان و همکارش [6] در سال 2009 اشاره کرد. آنها مدل بهینه را جهت افزایش دو پارامتر مهم بازده و محدوده عملکرد بصورت کوپل بدست آوردند. همچنین آقای تورونن - سارستی و همکارانش در سال 2010، پژوهشی برای کنترل ظرفیت کمپرسور گریز از مرکز دو مرحله‌ای با دیفیوزر بدون پره و کنترل عملکرد مدار خنک‌کاری در شرایط خارج از طراحی انجام دادند [7]. ونگ و همکارانش در سال 2013 [8] کمپرسور گریز از مرکز با دبی پایین را به روش یک بعدی و سه بعدی طراحی کردند بعد از اطمینان از انطباق قابل قبول نتایج هر دو روش، کارایی آن را با تغییر برخی از پارامترهای هندسی افزایش دادند.

با توجه به عدم بررسی تأثیر زاویای حمله‌ی پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز در تحقیقات پیشین، در این مقاله به این موضوع مهم پرداخته شده است. همچنین محدوده پایداری عملکرد کمپرسور گریز از مرکز، با تعریف شرایط تشکیل پدیده‌های استال، سرج و چوک مشخص شده است.

2- اجزای کمپرسور گریز از مرکز

همان‌طور که در شکل 2 دیده می‌شود، اجزای اصلی کمپرسور گریز از مرکز دو مرحله‌ای عبارت است از: کانال ورودی (پره‌های راهنمای ورودی)، ایمپلر، دیفیوزر، کانال برگشتی و جمع‌کننده (حلزونی). انتقال انرژی به سیال در ایمپلر صورت می‌گیرد و این بخش منبع اصلی تلفات در کمپرسور است و بازده آن به شدت تحت تأثیر مقدار جریان ورودی است. از طرفی هندسه پره‌های راهنمای ورودی در مرحله اول و پره‌های کانال برگشتی در مرحله دوم بر مقدار جریان ورودی تأثیرگذار است. به همین دلیل بررسی این جزء در درک جریان داخل کمپرسور و تعیین عملکرد کمپرسور اهمیت ویژه‌ای دارد.



شکل 2 نمای نصف‌النهاری کمپرسور گریز از مرکز دو مرحله‌ای

ترمودینامیکی و ورودی تخمینی مانند دبی، عملکرد مطلوب یعنی حداکثر بازده و نسبت فشار به دست می‌آید. سپس با داشتن عملکرد مطلوب کمپرسور، برخی از پارامترهای هندسی مهم به همراه تغییر دبی و سرعت دورانی برای دستیابی به بهترین عملکرد تصحیح و بهینه‌سازی می‌شوند. از آنجا که پارامترهای فوق بر یکدیگر تأثیرگذارند، این محاسبات با هم کوپل شده و روند حل بصورت تکراری انجام می‌شود. در اغلب کارهای مشابه انجام شده، وجود فرضیات مختلف در حل جریان باعث تولید خطا بوده است که در مقاله حاضر بکارگیری روابط تصحیح شده از میزان خطا می‌کاهد.

طبیعت جریان در داخل کمپرسور به دلیل وجود شرایط ناپایا، سه بعدی و لزج، بسیار پیچیده است. همچنین وجود خاصیت دیفیوزری کمپرسور، منجر به شرایط گرادیان فشار نامطلوب در کمپرسور می‌شود که پدیده‌هایی همچون جدایش، استال گوشه، ایجاد گردابه و غیره را بدنبال دارد که گاه موجب تشکیل پدیده‌های استال و سرج می‌گردد. از طرفی سرعت بالای جریان، رژیم جریان را آشفته می‌کند. در جریان تراکم‌پذیر افزایش بیش از اندازه سرعت سیال منجر به تبدیل رژیم جریان از حالت زیر صوت به گذر صوت و ما فوق صوت یا ترکیبی از این دو می‌شود که احتمال بروز شوک در این وضعیت را امکان‌پذیر می‌سازد. همچنین به علت طبیعت جریان لزج، لایه‌های مرزی بر روی دیواره‌ها و پره‌ها تشکیل شده و باعث ایجاد جریان ثانویه (جریان چرخشی در فضای بین دو پره متوالی به دلیل اختلاف فشار) و جریان نشتی فاصله لقی (جریان ناشی از اختلاف فشار بین دو طرف نوک پره) می‌شود. علاوه بر پیچیدگی‌های ذکر شده، چرخان بودن مجموعه و انحنا مسیر جریان در کمپرسور گریز از مرکز نیز به پیچیدگی‌های جریان می‌افزاید. شکل 1 وجود جریان‌های مختلف در ایمپلر کمپرسور گریز از مرکز را نشان می‌دهد.

یکی از مشخصه‌های روش یک بعدی سرعت بالای محاسباتی آن است که حتی با کامپیوترهای شخصی هم قابل انجام است و از این نظر، رسیدن به تخمین مناسبی از مشخصه‌های کمپرسور را در کمترین زمان ممکن فراهم می‌سازد. همچنین می‌توان از نتایج روش یک بعدی به عنوان ورودی روش سه بعدی استفاده کرد که مزیت آن کاهش چشمگیر زمان طراحی خواهد بود.



شکل 1 میدان جریان در کمپرسور گریز از مرکز [1]

از کارهایی که به روش یک بعدی صورت گرفته است، می‌توان به

3- تحلیل روش یک بعدی

روش یک بعدی تنها تخمینی از جریان را بدست می‌دهد که در فرایند طراحی بهترین روش است، اما در بخش تحلیل و صحنه‌گذاری طراحی بایستی از شبیه سازی سه بعدی استفاده شود. در روش‌های یک بعدی معمولاً از فرض‌هایی مانند کامل و غیر لزج بودن سیال عامل و آدیاباتیک، دایم و متقارن بودن جریان در صفحه پره به پره استفاده می‌شود. بدیهی است که این فرضیات منجر به ایجاد خطا می‌شود که این خطا از دقت پیش‌بینی می‌کاهد. اما در کار حاضر از روابط تصحیح شده برای فرض‌های رایج متقارن بودن جریان در صفحه پره به پره و فرض آدیاباتیک استفاده شده است. همچنین با اعمال مقادیر واقعی برای لزجت و استفاده از معادلات تراکم‌پذیر به جای فرض سیال ایده‌آل، دقت مدل افزایش یافته است. از آنجا که معمولاً از خروجی طراحی یک بعدی به عنوان ورودی مطلوب در طراحی نهایی سه بعدی استفاده می‌شود، بنابراین کیفیت روش یک بعدی تأثیر بسزایی در طراحی نهایی دارد. بعد از صحنه‌گذاری بر نتایج مدل در مقایسه با نتایج سه بعدی و تجربی، از مدل حاضر می‌توان در طراحی هندسه زوایای پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی استفاده کرد و زاویه مطلوب برای دستیابی به بیشترین مقدار بازده و نسبت فشار را بدست آورد.

بطور کلی پارامترهای اصلی که در مدل‌سازی اعمال می‌شوند، شرایط ترمودینامیکی (T_{01} و P_{01}) و هندسه کمپرسور است. یکی از مهمترین پارامترها در عملکرد کمپرسور، مقدار جریان ورودی به ایمپلر است که وابسته به زاویه حمله پره‌های هدایت کننده ورودی می‌باشد. از طرفی به دلیل دو مرحله‌ای بودن کمپرسور گریز از مرکز، نیاز به یک هدایت کننده جریان به داخل ایمپلر دوم برای رسیدن به بهترین عملکرد است که طراحی پره‌هایی با هندسه مناسب در کانال برگشتی این امر را میسر می‌سازد. این موضوع در مقاله حاضر بررسی می‌شود. کد نوشته شده به دلیل تحلیل محاسباتی مناسب در حل سریع فرایندهای تکرار و توانایی محاسبه تأثیر کمی هر پارامتر بر کارکرد کمپرسور، از توانایی منحصر به فردی برخوردار است.

یکی از چالش‌های موجود در این کار، وابستگی مشخصه اساسی ریاضی معادلات حاکم به عدد ماخ است. به عبارت دیگر وقتی $M < 1$ معادلات به شکل بیضی و اگر $M > 1$ به صورت هیپربولیک در می‌آید که منجر به دو نوع حل عددی می‌شود. در تعیین رژیم جریان در داخل کمپرسور از تئوری دیلی و نک استفاده شده است [9]. در این تئوری، رژیم جریان به دو صورت لایه-های مرزی ترکیب شده و جدا شده با ضریب‌های مشخصی برای رژیم آرام و آشفته ارائه می‌شود. در هر چهار ضریب محاسبه شده، ضریب با مقدار بالا رژیم غالب را نشان می‌دهد که در محاسبات اعمال می‌شود.

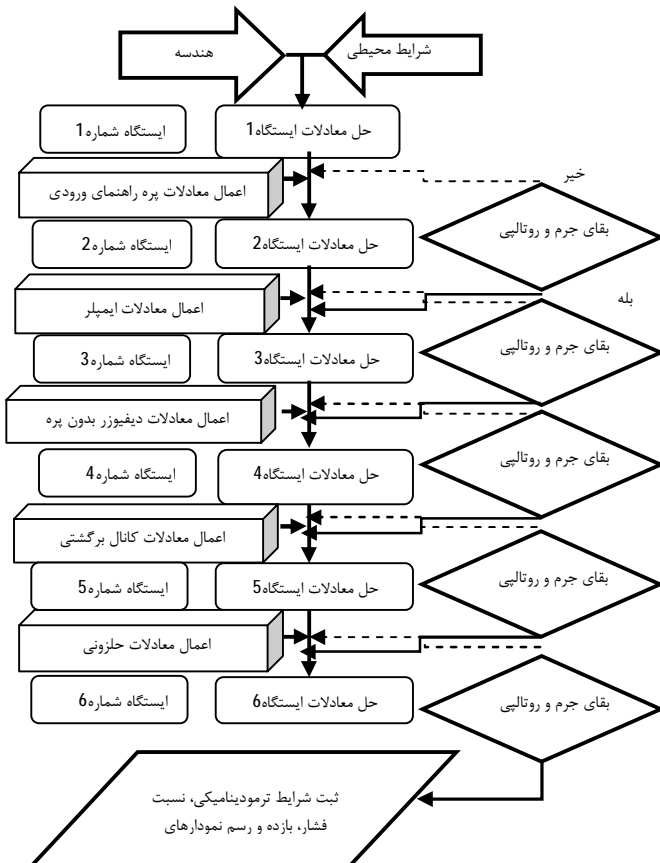
3-1- الگوریتم‌های مدل‌سازی یک بعدی

تحلیل هر قسمت از اجزای کمپرسور گریز از مرکز، با روش تکرار در همگرایی بقای جریان جرمی و روتالی همان قسمت صورت گرفته است. روتالی بیانگر صورت دیگر معادله انرژی اولر برای توربوماشین‌هاست که در سراسر خط جریان ثابت است که از رابطه $R = h_0 - \omega r C_{ij}$ به دست می‌آید. برای اجزای غیر چرخان که $\omega = 0$ ، روتالی با آنتالپی کل برابر می‌شود. در شکل 3 مراحل تحلیل کمپرسور گریز مرکز نشان داده شده است. ابتدا هندسه کانال پره‌های راهنمای ورودی و شرایط ترمودینامیکی سیال در ورودی این کانال فراخوانی شده و با استفاده از روابط تجربی افت آن محاسبه می‌شود. سپس با استفاده از روابط دینامیکی و ترمودینامیکی و اعمال افت، شرایط خروجی این کانال بدست می‌آید. شرایط خروجی این کانال همان شرایط ورودی

ایمپلر است.

البته افت فشار حاصل از خم متصل کننده برای افزایش دقت مدل محاسبه می‌شود. با معلوم بودن شرایط ورودی در ایمپلر با استفاده از یک الگوریتم تکرار (به دلیل وابستگی شرایط گلوگاه به خروجی ایمپلر) شرایط در گلوگاه برای تعیین محدوده دو پارامتر مهم چوک و استال، بدست می‌آیند. سپس شرایط ایده‌آل خروجی بدست آمده به کمک روابط آیزنتروپیک، با اعمال روابط تجربی افت و حل تکراری، به شرایط خروجی واقعی تبدیل می‌شود. به دلیل پیچیدگی جریان ایمپلر، بیشترین افت در ایمپلر رخ می‌دهد. بنابراین الگوریتم ایمپلر به صورت مجزا در شکل 4 نشان داده شده است. با معلوم بودن شرایط ورودی دیفیوزر که همان شرایط خروجی ایمپلر است، با اعمال روابط تجربی و روابط دینامیکی و ترمودینامیکی، شرایط در خروجی دیفیوزر نیز به دست می‌آید. برای تعیین شرایط خروجی در کانال برگشتی هم، همانند ایمپلر عمل می‌شود. با این تفاوت که کانال برگشتی ساکن است. با تکرار فرایند حل مرحله اول برای مرحله دوم، در نهایت شرایط خروجی دیفیوزر متصل به ایمپلر دوم، که همان شرایط ورودی حلزونی است، با اعمال روابط تجربی و دینامیکی و ترمودینامیکی شرایط در خروجی حلزونی بدست می‌آید. با معلوم بودن شرایط در ورودی و خروجی کل کمپرسور، مشخصات عملکردی کمپرسور یعنی نسبت فشار کل و بازده آیزنتروپیک قابل محاسبه است. اساس حل میدان جریان، حل معادلات بقا و معادلات تجربی بر پایه سطح متوسط جریان، با شرایط مرزی مناسب است.

شکل 5 طبقه‌بندی حل میدان جریان را برای اجزای مختلف نشان می‌دهد. برای اجزای پره‌دار (پره‌های هدایت کننده ورودی، ایمپلر و کانال برگشتی)، داده‌های دینامیکی سیال در ورودی و خروجی‌شان با یک محاسبه اضافی در گلوگاه کانال برای تعیین حدود چوک بدست می‌آید. شرایط مرزی

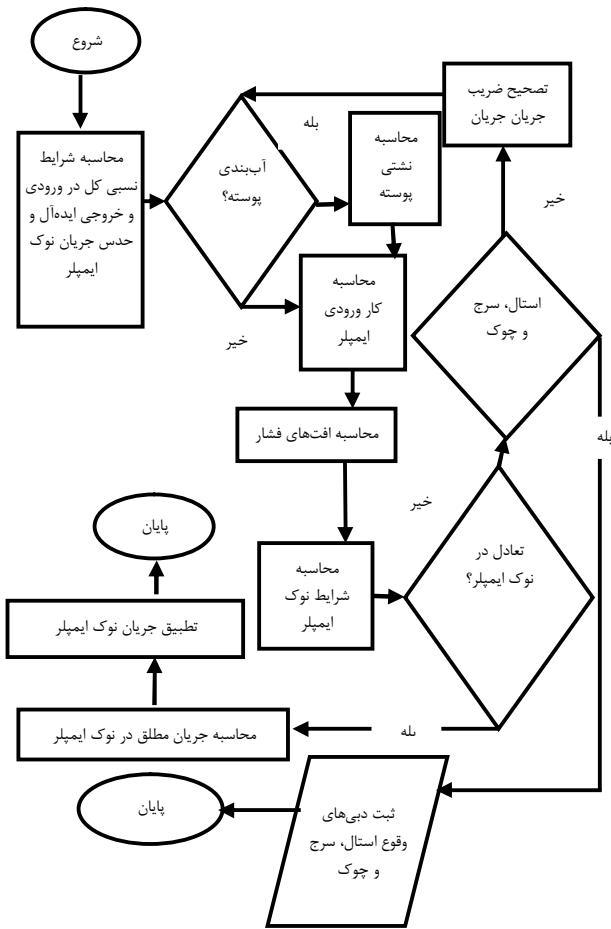


شکل 3 الگوریتم تحلیل جریان در کل کمپرسور

برای اجزای بدون پره (کانال ورودی، دیفیوزر بدون پره و پوسته و غیره) حل جریان بر اساس معادلات بقای انرژی، مومنوم و جرم و استفاده از تابع نیروهای اصطکاک پوسته‌ای دیواره و مدل‌های افت تجربی است. شرایط مرزی ورودی مانند اجزای پره‌دار می‌باشد. در شکل 6 الگوریتم تحلیل ایمپلر نشان داده شده است.

3-2- شرایط مرزی

تعیین شرایط مرزی مناسب از جمله مواردی است که می‌تواند موجب حل صحیح مسأله و همگرایی سریع برنامه شود. شرایط مرزی بکار رفته در این مدل‌سازی در جدول 1 ارائه می‌شود.

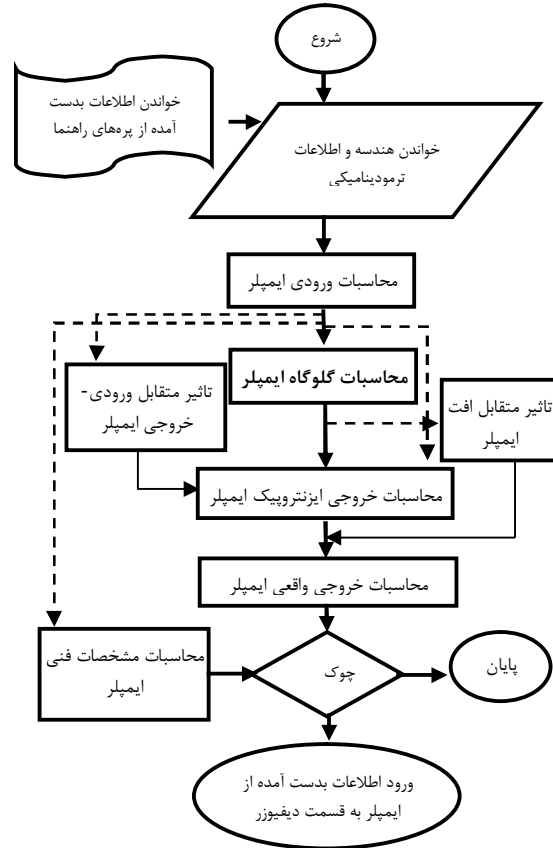


شکل 6 الگوریتم تحلیل در ایمپلر

جدول 1 مشخصات هندسی و ترمودینامیکی کمپرسور گریز از مرکز [10]

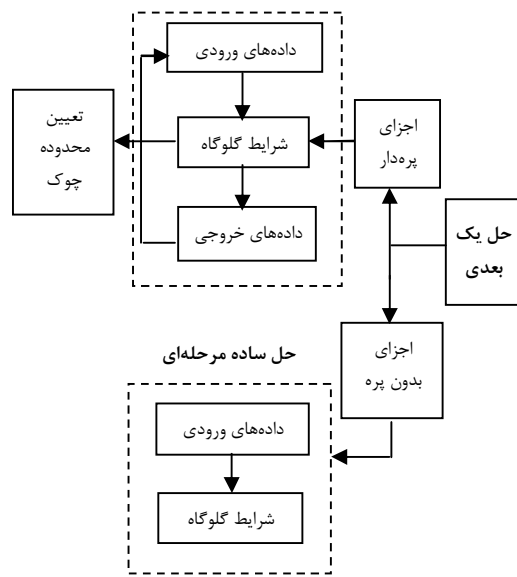
پارامتر	مقدار
تعداد طبقات	2
تعداد پره کانال راهنمای ورودی	18
تعداد پره ایمپلر اول	17
دور نامی (دور بر دقیقه)	7800
فشار کل ورودی (پاسکال)	664586
دمای کل ورودی (کلوین)	317
تعداد پره کانال برگشتی	22
تعداد پره ایمپلر دوم	17

ورودی شامل شرایط ترمودینامیکی کل و مومنوم زاویه‌ای است که از تحلیل اجزای قبل با شرایط اولیه معلوم حاصل می‌شود. شرایط مرزی خروجی که معمولاً شامل زاویه جریان تخلیه یا مومنوم زاویه‌ای و افت فشار کل در کانال است، از روابط تجربی به دست می‌آید. روند حل شامل ارضای معادلات کامل بقای جرم، روتالیبی و انرژی در این شرایط است. به دلیل وابستگی بعضی از روابط تجربی به شرایط خروجی، روند حل به صورت تکراری تا همگرایی جریان جرم در خروجی ادامه می‌یابد.



شکل 4 چگونگی اعمال روابط در کد برای ایمپلر

حل تکراری یا همگرایی در ارضای معادلات بقای جرم



شکل 5 طبقه بندی حل جریان در روش یک بعدی

3-3- عملکرد پره‌های هدایت کننده ورودی

پره‌های راهنمای ورودی، وظیفه هدایت جریان به داخل ایمپلر را با زاویه‌ای مناسب همراه با بیشترین نفوذ دبی به ایمپلر را همراه با کمترین افت بر عهده دارد. اگر چه این قسمت از کمپرسور افت ناچیزی دارد اما زاویه جریان خروجی این قسمت نقش بسزایی در عملکرد ایمپلر ایفا می‌کند که بر اهمیت طراحی دقیق پره‌های راهنمای ورودی می‌افزاید. شکل 7 هندسه کانال پره-های راهنمای ورودی به همراه خط میان‌گذر و شکل 8 هندسه پره راهنمای ورودی را نشان می‌دهد. حل میدان جریان پره‌های راهنمای ورودی، همانند میدان جریان پره‌های کمپرسور محوری با فرض ثابت بودن پره‌ها است. روابط زیر به همراه معادله‌های اساسی حاکم بر جریان سیال در توربوماشین‌ها یعنی معادله پیوستگی، معادله مومنوم یا قانون دوم نیوتن و معادله انرژی در مدل‌سازی بکار گرفته می‌شود. ضریب افت برای پره‌های راهنمای ورودی از رابطه لایبلن [11] بصورت معادله (1) محاسبه می‌شود:

$$\bar{\omega} = \frac{0.018\sigma(1 + X^3)}{\cos(k_2 + \delta^*)} \left[\frac{A_1 \cos(k_1 + i^*)}{A_2 \cos(k_2 + \delta^*)} \right]^2 D_{eq}^2 \quad (1)$$

که در آن X به صورت معادله (2) تعریف می‌شود:

$$X = \frac{i - i^*}{i_s - i^*}; \quad i \geq i^* \quad (2)$$

$$X = \frac{i^* - i}{i^* - i_c}; \quad i < i^*$$

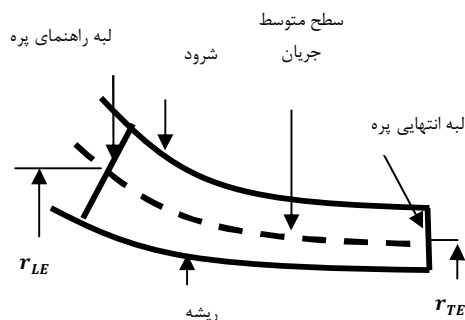
زاویه حمله از رابطه (3) و ضریب تعادل نفوذ از معادله‌های (4) و (5)

محاسبه می‌شوند:

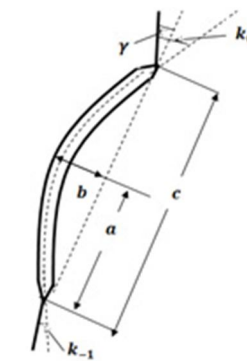
$$i = K(90^\circ - \alpha_1) - k_1 \quad (3)$$

$$D_{eq} = \frac{[1.12 + 0.6\Gamma \cos^2(k_1 + i)] A_2 \cos(k_2 + \delta^*)}{A_2 \cos(k_1 + i)} \quad (4)$$

$$\Gamma = \frac{[\tan(k_1 + i) - r_2 A_2 \tan(k_2 + \delta^*)]}{r_1 A_1} \sigma \quad (5)$$



شکل 7 کانال پره‌های راهنمای ورودی به همراه خط میان‌گذر



شکل 8 هندسه پره راهنمای ورودی

زوایای حمله مربوط به زاویه کمترین افت، i^* ، زاویه حمله مربوط به استال مثبت، i_s ، و زاویه حمله مربوط به استال منفی، i_c ، از تصحیح‌های داده‌های ناکا که هرینگ و همکارانش [12] برای کسکیده‌های کمپرسورهای جریان محوری بکار گرفته‌اند در معادله‌های (8-6) آمده است.

$$i^* = \left(3.6 + \frac{\theta}{3.42} \right) \sqrt{\sigma} + \gamma - k_1 \quad (6)$$

$$i_s - i^* = 4 \left(\frac{a}{c} \right)^2 (10^\circ + 0.36\theta) \quad (7)$$

$$i^* - i_c = 2 \left(\frac{a}{c} \right) (9^\circ - 0.06\theta) \quad (8)$$

زاویه خروجی جریان از رابطه (9) و زاویه انحراف تصحیح شده از رابطه هاوول [13] بصورت معادله (10) بدست می‌آید:

$$\alpha_2 = 90^\circ - K(k_2 + \delta^*) \quad (9)$$

$$\delta^* = \frac{\theta \left[0.92 \left(\frac{a}{c} \right)^2 + 0.02 k_2 \right]}{\sqrt{\sigma} - 0.02\theta} \quad (10)$$

همچنین محل بیشترین زاویه کمر از معادله‌های مربوط به کمپرسور جریان محوری بصورت معادله (11) و صلبیت، زاویه استگر و زاویه کمر پره نیز به ترتیب به همراه پارامترهای تصحیحی k در روابط مربوط به کمپرسور جریان محوری در راستای نصف‌النهاری از روابط (12) بدست می‌آیند:

$$\frac{a}{c} = \frac{2 - \frac{|\bar{k} - k_2|}{\theta}}{3} \quad (11)$$

$$\sigma = \frac{z(m_2 - m_1)}{2\pi r_2 \cos \gamma} = \frac{k_1 + \bar{k} + k_2}{3}$$

$$k_2 = K(90^\circ - \beta_2), \quad \bar{k} = K(90^\circ - \bar{\beta}), \quad \theta = k_1 - k_2$$

$$k_1 = K(90^\circ - \beta_1), \quad K = \frac{\beta_2 - \beta_1}{|\beta_2 - \beta_1|} \quad (12)$$

4-3- عملکرد کانال برگشتی

یکی از اجزای استفاده شده در کمپرسورهای شعاعی چند طبقه کانال برگشتی است که جریان خروجی مرحله اول را با زاویه‌ای مناسب به داخل ایمپلر دوم هدایت می‌کند. نقش این قسمت همانند پره‌های راهنمای ورودی کمپرسور است. تحلیل عملکرد یک بعدی برای کانال برگشتی شباهت‌های زیادی به تحلیل دیفیوزر پره‌دار دارد. در شکل 9 هندسه پره نشان داده شده است. عمده تفاوت در افت‌های زاویه حمله است که به شدت تحت تأثیر اعوجاج جریان ناشی از کانال خمیده قبل از کانال برگشتی است. از دو مقدار ارائه شده برای انسداد سطح آیرودینامیکی در معادله‌های (13) و (14) بیشترین مقدار انتخاب می‌شود:

$$B_1 = 1 - \frac{(rb)m}{r_1 b_1} \quad (13)$$

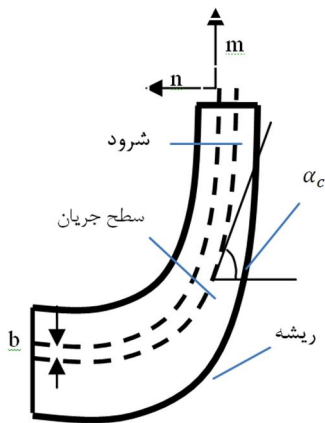
$$B_1 = \frac{(k_m b_1)^2}{12 + (k_m b_1)^2} \quad (14)$$

معادله (13) مقدار انسداد ناشی از استال و معادله (14) مقدار انسداد ناشی از متوسط انحنای مسیر خم عبور جریان را بیان می‌کند. کمترین افت زاویه حمله با فرض برابر بودن زاویه حمله با زاویه جریان در گلوگاه، اتفاق می‌افتد. به دلیل اینکه در تحلیل یک بعدی از انسداد سطح مستقیماً استفاده نمی‌شود، افت زاویه حمله مینیمم به صورت غیر مستقیم تحت تأثیر انسداد ورودی است. بنابراین با محاسبه زاویه حمله مینیمم به صورت معادله (15) ضریب افت زاویه حمله در کانال برگشتی به صورت معادله (16) تعریف می‌شود:

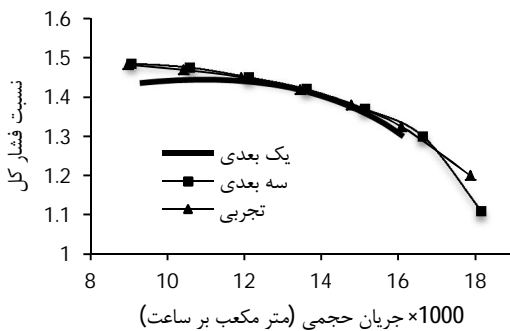
$$\tan \alpha^* = (1 - B_1) \tan \left(\sin^{-1} \left(\frac{A_{th}}{A_1} \right) \right) \quad (15)$$

کمپرسور مدل‌سازی شده تقریباً 70 سانتی‌متر است. در محدوده پایداری، حداکثر عدد ماخ برابر با 0/5، حداکثر نسبت فشار کل حدود 1/55 و حداکثر راندمان آزمایشگاهی حدود 85 درصد است [14].

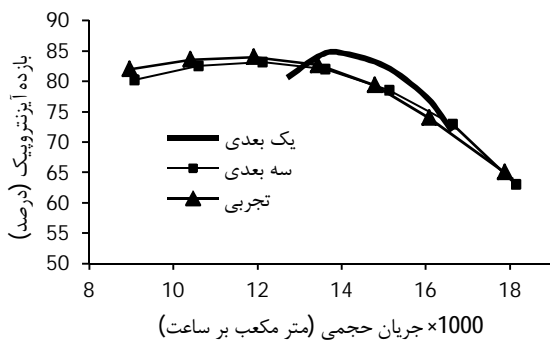
با صرف‌نظر از خطاهای ناشی از تفاوت‌های مدل شده (متان) با گاز واقعی (ترکیب گاز متان با 11 درصد گازهای دیگر) نتایج در محدوده پایداری مدل در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی و مدل سه بعدی، که در شکل‌های 11 و 12 نشان داده شده است، قابل قبول می‌باشد. لازم به ذکر است اصلی‌ترین منبع خطا در مدل‌سازی یک بعدی، نوسان شرایط ترمودینامیکی در ورودی است [15]. در مقاله حاضر تأثیر انحراف زاویه حمله پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز بررسی می‌شود.



شکل 10 شماتیک نمای نصف‌النه‌ای ایمپلر به همراه خط میان‌گذر



شکل 11 مقایسه نسبت فشار کمپرسور گریز از مرکز دو مرحله‌ای حاصل از روش یک بعدی با نتایج تجربی و روش سه بعدی در دور اسمی



شکل 12 مقایسه بازده آیزن‌تروپیک کمپرسور گریز از مرکز دو مرحله‌ای حاصل از روش یک بعدی با نتایج تجربی و روش سه بعدی در دور اسمی

$$\bar{\omega}_{inc} = 0.8 \left[1 - \frac{C_{m1}}{C_1 \sin \alpha^*} \right]^2 \quad (16)$$

همچنین ضریب افت اصطکاک پوسته‌ای در کانال برگشتی از معادله (17) بدست می‌آید:

$$\bar{\omega}_{SF} = 4c_f \left(\frac{\bar{C}}{C_1} \right)^2 \frac{L_B}{d_H} + C_{m1} C_{m2} \frac{|\alpha_{c1} - \alpha_{c2}|}{13C_1^2} \quad (17)$$

که \bar{C} متوسط مقدار سرعت در خروجی، گلوگاه و ورودی است. c_f و d_H طبق مباحث قبل استفاده می‌شود.

با محاسبه اختلاف سرعت پره به پره با استفاده از معادله (18) بیشترین سرعت سطح پره با فرض آنکه در سطح میانی اتفاق می‌افتد، از معادله (19) بدست می‌آید:

$$\Delta C = \frac{2\pi(r_1 C_{U1} - r_2 C_{U2})}{ZL_B} \quad (18)$$

$$C_{max} = 0.5(C_1 + C_2) + \Delta C \quad (19)$$

بایستی $C_{max} > C_1$ باشد و وقتی $C_{max} > 2C_2$ فرض بر آن است که جریان در سرعت $C_{SEP} = C_{max}/2$ جدا می‌شود. به عبارت دیگر C_{SEP} با C_2 تنظیم می‌شود. افت اختلاط دنباله همانند مدل استفاده شده برای ایمپلر و دیفیوزر پره‌دار است سرعت‌های نصف‌النه‌ای قبل و بعد از روابط (20) بدست می‌آیند:

$$\bar{\omega}_{mix} = \left[\frac{C_{m,wake} - C_{m,mix}}{C_1} \right]^2, \quad C_{m,wake} = \sqrt{C_{SEP}^2 - C_{U2}^2}, \quad (20)$$

$$C_{m,mix} = \frac{C_{m2} A_2}{\pi(r_{2s} + r_{2h}) b_2}$$

ضریب افت ناشی از ورود جریان خارج شده از کانال برگشتی به مرحله بعدی، با تقریب افت‌های اصطکاک و انحنا و فرض اینکه شعاع انحنای خط جریان متوسط در خروجی برابر با b_2 باشد، به صورت معادله (21) بیان می‌شود:

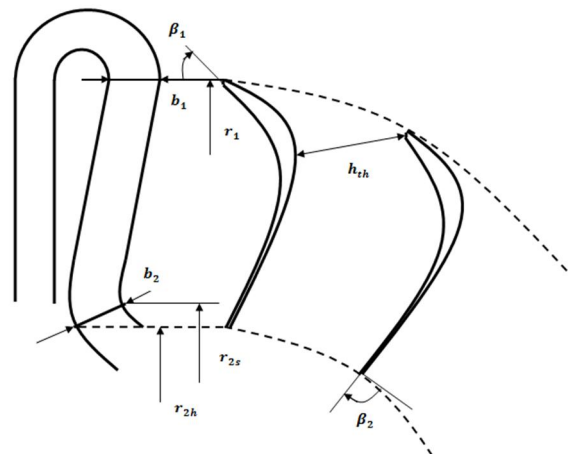
$$\bar{\omega}_O = (4c_f + \frac{1}{13}) |\alpha_{c2} - \alpha_{c3}| \left(\frac{C_{m2}}{C_1} \right)^2 \quad (21)$$

زاویه خروجی جریان در کانال برگشتی همانند دیفیوزر پره‌دار از معادله (22) بدست می‌آید.

$$\alpha_2 = \beta_2 - \delta^* - \frac{\partial \delta}{\partial i} (\beta_1 - \alpha_1) \quad (22)$$

4- اعتبارسنجی مدل‌سازی یک بعدی

به منظور اعتبارسنجی مدل‌سازی یک بعدی انجام شده، هندسه کمپرسوری که نتایج تجربی و سه بعدی آن در دسترس است، وارد کد می‌شود. در شکل 10 شماتیک نمای نصف‌النه‌ای ایمپلر نشان داده شده است. طول کل



شکل 9 هندسه کانال برگشتی در نمای نصف‌النه‌ای

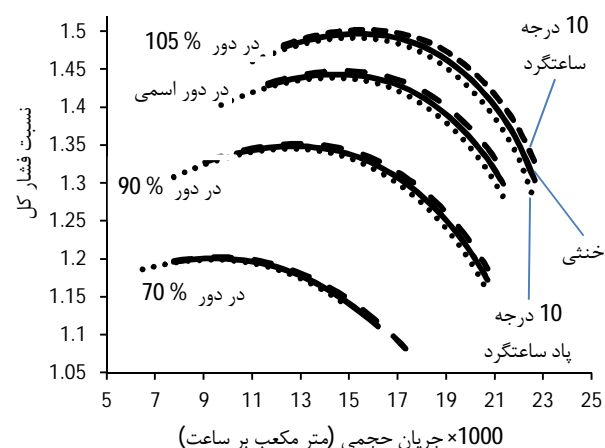
5- نتایج

5-1- تأثیر تغییر زوایای حمله پره‌های راهنمای ورودی و کانال

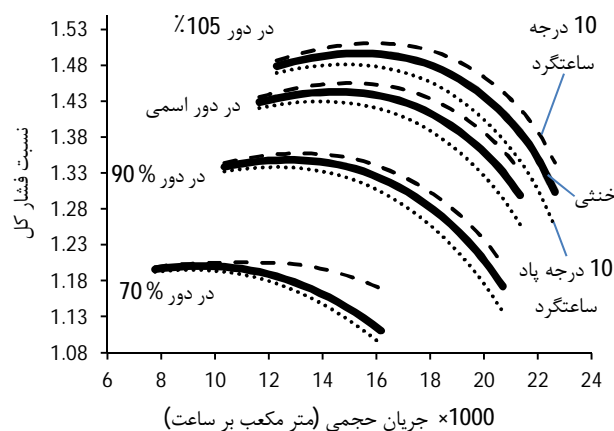
برگشتی بر نسبت فشار کل

شکل‌های 13 و 14 به ترتیب تأثیر تغییر زاویه حمله پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی بر نسبت فشار کل در دوره‌های مختلف را نشان می‌دهد که این تغییر شامل 10 درجه انحراف از مقدار اولیه در راستاهای ساعتگرد و پاد ساعتگرد است. تغییر موقعیت پره در راستای ساعتگرد منجر به نفوذ بیشتر جریان به داخل ایمپلر شده و احتمال تشکیل چوک را می‌افزاید و از طرفی تغییر موقعیت در راستای پاد ساعتگرد احتمال تشکیل سرچ را منجر می‌شود که در دوره‌های بالا این احتمال بیشتر است. بنابراین مدل توانایی تعیین دبی و محدوده عملکرد در دوره‌های مختلف را جهت دستیابی به عملکرد بهینه کمپرسور دارد.

محدوده عملکرد و نسبت فشار کل با تغییر موقعیت پره‌های راهنمای ورودی تغییر می‌کند. برای مثال در شکل 13، با تغییر موقعیت پره در جهت پاد ساعتگرد به اندازه 10 درجه، در دبی ثابت نسبت فشار کاهش می‌یابد و مقدار این کاهش در دوره‌های بالا بیشتر است.



شکل 13 تأثیر تغییرات زاویه حمله ورودی پره‌های راهنمای ورودی جریان بر نسبت فشار کل در دور نامی و 70، 90 و 105 درصد دور نامی



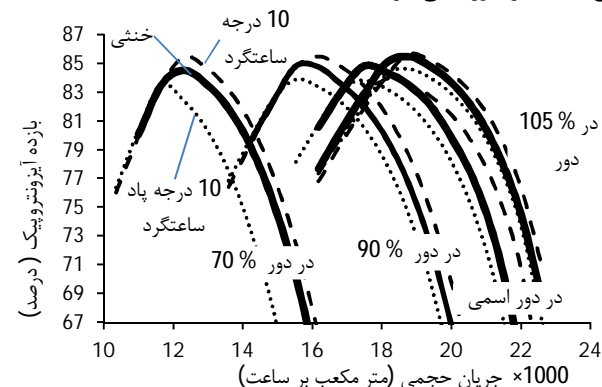
شکل 14 تأثیر تغییرات زاویه حمله ورودی کانال برگشتی بر نسبت فشار کل در دور نامی و 70، 90 و 105 درصد دور نامی

با تحلیل شکل 14 در دبی ثابت با تغییر زاویه، بار پره کاهش یافته و بیشترین بازده به دبی‌های کم انتقال می‌یابد و احتمال وقوع چوک با دبی ثابت بیشتر می‌شود. تغییر موقعیت پره در جهت ساعتگرد در دبی ثابت نسبت فشار را می‌افزاید و مقدار این افزایش در دوره‌های بالا بیشتر است. در دبی ثابت با تغییر زاویه، بار پره افزایش یافته و بیشترین بازده به دبی‌های بیشتر انتقال می‌یابد و احتمال وقوع سرچ بیشتر می‌شود. در دبی‌های بالا تأثیر تغییر زاویه در کارکرد بیشتر است بنابراین در کمپرسورهایی با دبی‌های زیاد بررسی این زاویه اهمیت پیدا می‌کند و در دوره‌های بالا نیز تأثیر تغییر زاویه حمله بیشتر می‌شود. همچنین افزایش دور محدوده عملکرد را افزایش می‌دهد و تغییر زاویه محدوده عملکرد را با دبی‌های پایین انتقال می‌دهد.

نسبت فشار کل با تغییر موقعیت پره‌های کانال برگشتی تغییر می‌کند. برای مثال در شکل 14، دور نامی با تغییر موقعیت پره در جهت پاد ساعتگرد به اندازه 10 درجه در دبی ثابت، جریان بیشتری نفوذ نکرده و نسبت فشار کاهش می‌یابد و مقدار این کاهش در دوره‌های بالا بیشتر است. بالعکس تغییر موقعیت پره در جهت ساعتگرد نسبت فشار را می‌افزاید و مقدار این افزایش در دوره‌های بالا بیشتر است. تغییرات زاویه کانال برگشتی تأثیری بر محدوده عملکرد ندارد که اهمیت زیادی در طراحی دارد که بدون اینکه محل وقوع چوک و سرچ را تغییر یابد می‌توان عملکرد را بهبود بخشید. همچنین مقدار تغییرات نسبت فشار در تغییر یکسان زاویه حمله کانال برگشتی نسبت به زاویه حمله پره‌های راهنمای بیشتر است.

5-2- تأثیر تغییرات زوایای حمله پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی بر بازده آیزنتروپیک:

شکل‌های 15 و 16 به ترتیب تأثیر تغییر زاویه حمله پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی بر بازده آیزنتروپیک در دوره‌های مختلف را نشان می‌دهند که این تغییر شامل 10 درجه انحراف از مقدار اولیه زاویه ورودی در راستاهای ساعتگرد و پاد ساعتگرد می‌باشد. در شکل 15، محدوده عملکرد و بازده آیزنتروپیک با تغییر موقعیت پره، تغییر می‌کند. برای مثال در دوره‌های کمتر از دور نامی تغییرات در جهت ساعتگرد و پاد ساعتگرد تأثیری بر بازده در دبی‌های کمتر از "دبی ماکزیمم بازده" ندارد. زیرا در هر دو حالت ساعتگرد و پاد ساعتگرد، دبی کمتر به راحتی وارد می‌شود و منجر به تشکیل سرچ یا چوک نمی‌شود. اما در دبی‌های بیشتر از "دبی ماکزیمم بازده" تغییر در جهت ساعتگرد، بازده را افزایش و ماکزیمم بازده در دبی‌های بیشتر اتفاق می‌افتد و تغییر موقعیت در پاد ساعتگرد بازده را کاهش و ماکزیمم بازده در دبی‌های کمتر صورت می‌گیرد.



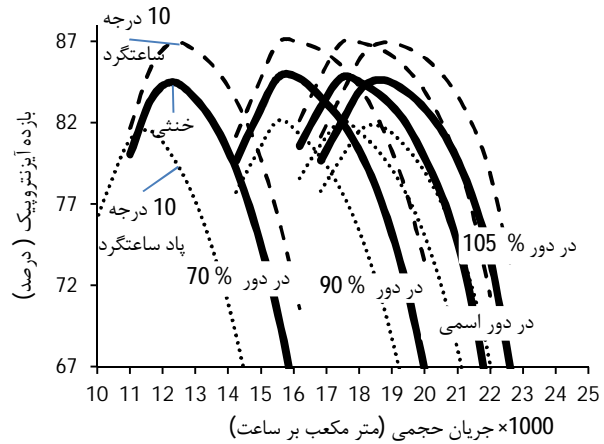
شکل 15 تأثیر تغییرات زاویه حمله ورودی پره‌های راهنمای ورودی جریان بر بازده آیزنتروپیک در دور نامی و 70، 90 و 105 درصد دور نامی

6- بحث و نتیجه‌گیری

در این پژوهش، جریان داخلی کمپرسور گریز از مرکز دو مرحله‌ای به روش یک بعدی شبیه‌سازی شده و نتایج آن مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت و مقادیر تأثیرگذار زاویه حمله دو قسمت پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی بر عملکرد و محدوده پایداری کمپرسور تعیین گردیده است. تغییر زاویه هر دو قسمت پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی به اندازه 10 درجه در راستای ساعتگرد نسبت فشار را افزایش داده است. و بالعکس تغییر زاویه در راستای 10 درجه پادساعتگرد نسبت فشار را کاهش داده است. که مقدار تغییرات در دوره‌های بالا زیاد است. همچنین تغییر زاویه هر دو قسمت پره‌های راهنمای ورودی و کانال برگشتی به اندازه 10 درجه بر بازده، همانند نسبت فشار است البته ماکزیمم مقدار بازده به دبی‌های بالا شیف‌ت داده می‌شود. می‌توان نتیجه گرفت که با استفاده از "پره‌هایی با موقعیت متغیر خود تنظیم"، از جمله راهکارهای افزایش عملکرد کمپرسور تا بازدهی ماکزیمم و نسبت فشار بالا است. بطور کلی مدل یک بعدی حاضر، شبیه‌سازی توانا در طراحی اولیه با نتایج خیلی نزدیک به شبیه‌سازی سه بعدی و تحلیل‌گری قدرتمند در آنالیز پارامترهای کمپرسور که هزینه‌بر است، می‌باشد.

7- فهرست علائم

A	سطح مقطع (m ²)
r	شعاع (m)
\dot{m}	دبی جرمی (kgs ⁻¹)
P	فشار (kgm ⁻¹ s ⁻²)
T	دما (K)
M	عدد ماخ (بی بعد)
R	روتالیپی (kJkg ⁻¹ K ⁻¹)
h	آنتالپی (kJkg ⁻¹ K ⁻¹)
ω	سرعت چرخشی (rads ⁻¹)
r	شعاع (m)
C	سرعت (ms ⁻¹)
β	زاویه خروجی پره (°)
α	زاویه جریان (°)
i	زاویه حمله (°)
γ	زاویه استگر (°)
θ	زاویه کمبر (°)
δ	زاویه انحراف (°)
$\bar{\omega}$	ضریب افت (بدون بعد)
c_f	ضریب اصطکاک (بدون بعد)
σ	صلبیت (بدون بعد)
d_H	قطر هیدرولیکی (m)
	بالانویس‌ها
*	مربوط به کمترین افت، انحراف تصحیح شده
	زیرنویس‌ها
1	شرایط ورودی
2	شرایط خروجی
0	ورودی سکون
0	چشمه



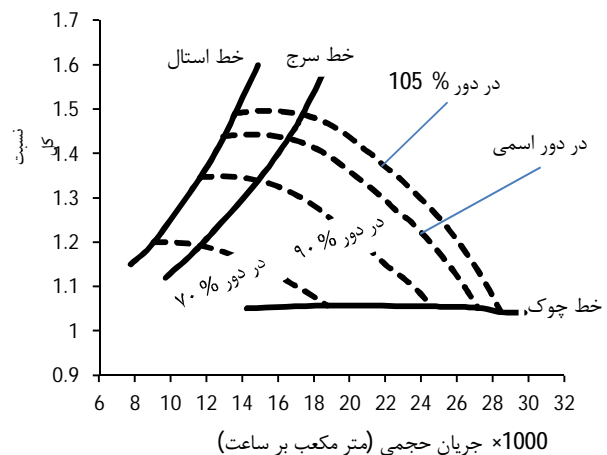
شکل 16 تأثیر تغییرات زاویه حمله ورودی کانال برگشتی بر بازده آیزنتروپیک در دور نامی و 90، 70 و 105 درصد دور نامی

در دور نامی هر دو حالت ساعتگرد و پادساعتگرد بازده را می‌کاهد. در دور 105 درصد دور نامی، تغییر در جهت پادساعتگرد محدوده عملکرد را می‌کاهد ولی تغییر در جهت ساعتگرد برای دبی‌های کمتر از "دبی ماکزیمم بازده" بازده را کاسته و برای دبی‌های بیشتر از "دبی ماکزیمم بازده" بازده را افزایش می‌دهد که علت آن دور شدن از پدیده سرج است.

در شکل 16، محدوده عملکرد و بازده آیزنتروپیک با تغییر موقعیت پره، تغییر می‌کند. تغییر موقعیت زاویه حمله کانال برگشتی در جهت ساعتگرد، در تمامی دوره‌ها و در تمامی دبی‌ها، بازده را می‌افزاید و در جهت پادساعتگرد بازده را کاهش می‌دهد.

در هر دو پره‌های راهنمای جریان و کانال برگشتی، تغییر زاویه حمله در جهت ساعتگرد "دبی ماکزیمم بازده" را افزایش می‌دهد بعبارت دیگر از ایجاد پدیده سرج جلوگیری می‌کند. همچنین تغییر زاویه حمله در جهت پادساعتگرد "دبی ماکزیمم بازده" را کاهش می‌دهد به عبارت دیگر از ایجاد پدیده چوک جلوگیری می‌کند.

خطوط استال، سرج و چوک برای کمپرسور گریز از مرکز در شکل 17 نشان داده می‌شود، با استناد به نتایج تحقیق‌های آنگیر، نقطه شروع استال در این مدل نسبت سرعت نسبی ورودی ایمپلر به سرعت نسبی گلوگاه بیشتر از 1/75، احتمال وقوع سرج شیب مثبت نمودار هد و شروع چوک بازده کمتر از 10 درصد تعریف می‌شود.



شکل 17 مقایسه محدوده عملکرد در دوره‌های مختلف [16]

[6]	J. Schiffamann, D. Favrat, Design, experimental investigation and multi-objective optimization of a small- scale radial compressor for heat pump application, <i>Exergy, An International Journal</i> , Switzerland, Vol. 35, No. 1, pp. 436-450, 2009.	راستای محوری	U
[7]	T. Turunen-Saaresti, J. Honkatukia, P. Roytta and J. Backman, Predicting off-design range and performance of refrigeration cycle with two-stage centrifugal compressor, <i>International Journal of Refrigeration</i> , Vol. 33, No. 6, pp. 1152-1160, 2010.	استال مثبت، نوک پره	S
[8]	Y. Wang, F. Lin, C. Nie, A. Engede, Design and Performance Evaluation of a Very Low Flow Coefficient Centrifugal Compressor, <i>International Journal of Rotating Machinery</i> , Vol. 2013, Article ID 293486, p.12, 2013.	استال منفی	C
[9]	J. W. Daily, and R. E. Nece, Chamber Dimention Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotataing Disks. <i>Transations ASME, Journal of Basic Engineering</i> , Mar, 217-232. 1967.	متوسط	M
[10]	H. Karrabi, Optimization of Centrifugal Compressor and Validation With Experimental Results, MS Thesis, Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, 2009. (In Persian)	حمله	inc
[11]	TurboTech Company's internal data Subset OTC. (In Persian)	اصطکاک پوسته‌ای	SF
[12]	S. Lieblein, Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades, <i>Journal of Basic Engineering</i> , Vol. Sept, pp. 387-400, 1959.	حالت جدا شده	Sep
[13]	L. J. Herrig, Emery J. C, Erwin J. R, Systematic Two-Dimensional Cascade Tests of NACA 65-Series Compressor Blade at Low Speeds, Washington: <i>NACA TN3916</i> , 1957.	دنباله	wake
[14]	M. R. Aligoodarz, H. Azimi Kivi, Investigation of stabilisation limit in centrifugal compressor and determination of surge, stall and chock points with using one-dimentional method., in <i>The 3th International Conference on Rotating Equipment in Oil & Power Industries</i> , Tehran, Iran, 2011. (In Persian)	اختلاط	mix
[15]	A. R. Howell, Development of the British Gas Turbine Unit, New York: <i>ASME Reprint</i> , 1947.	ریشه	h
[16]	H. Azimi Kivi, <i>Secondary and Tip Clearance Flows Modeling in Centrifugal Turbomachinery</i> , MS Thesis, Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajae Teacher Training University, Tehran, 2011. (In Persian)		

8- مراجع

- [1] B. Lakshminarayana, *Fluid Dynamics and Heat Transfer in Turbomachinety*, Frist Edittion, p. 12, Pennsylvania: Wiley, 1996.
- [2] I. A. Johnston, C. R. Dean, Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps, *Journal of Engineering for Power*, Vol. 88, pp. 49-63, 1966.
- [3] R. H. Aungier, Aerodynamic Performance Analysis of Vaned Diffusers, *ASME*, Vol. 101, pp. 37-44, 1990.
- [4] R. H. Aungier, Centrifugal Compressor Preliminary Aerodynamic Design & Component Sizing, *ASME*, Vol. 182, pp. 78-90, 1995.
- [5] R. H. Aungier, Aerodynamic Design & Analysis of Vaneless Diffusers & Return Channels, *ASME*, Vol. 101, pp. 93-101, 1993.