طراحی سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء به منظور تامین خلاء پائین با استفاده از مدل دینامیک گازی

صابر رضایی[1] و حامد علیصادقی آرانی[2*]

۱- دانشجوی دکتری، دانشکدهٔ مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۲- استادیار، دانشکدهٔ مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

پست الکترونیکی نویسندگان:

۱- s.rezaey@email.kntu.ac.ir

۲- alisadeghi@kntu.ac.ir

چکیده:

سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء از یک اجکتور و یک پمپ خلاء تشکیل می‌شود. مزیت این کار در این است که اولا ابعاد سامانه تامین خلاء به مانند سامانه اجکتوری چند مرحله‌ای فراتر از انتظار نشده و ثانیا نسبت به حالتی که فقط از پمپ خلاء استفاده شود، فشار کمتری بر روی پمپ خلاء وارد خواهد شد و در نتیجه یک پمپ ضعیف‌تر نیز جوابگو خواهد بود. در مقاله حاضر با ترسیم نمودار دبی-فشار اجکتور و قطع دادن آن با نمودار متناظر پمپ خلاء، نقطه بهینه ترکیب اجکتور و پمپ خلاء تعیین شده و با استناد به این روش، یک سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء به منظور تامین خلاء ۴۰ میلی بار با دبی ۰.۰۱ کیلوگرم بر ثانیه با استفاده از مدل یک بعدی دینامیک گازی طراحی و مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که کد متلب پژوهش حاضر در مقایسه با نتایج تجربی کمتر از ۳ درصد خطا دارد و با دقت قابل قبولی می‌تواند به منظور مدلسازی سیستم تامین خلاء اجکتوری مورد استفاده قرار گیرد.

واژگان کلیدی: اجکتور، جریان مافوق صوت، تامین خلاء، مدل دینامیک گازی، پمپ خلاء.

ویراستاری نشده

* حامد علیصادقی، استادیار دانشکدهٔ مهندسی هوافضای دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

ایمیل: alisadeghi@kntu.ac.ir

Design of a combined ejector-vacuum pump system to provide low vacuum using a gas dynamics model

Saber Rezaey[1] and Hamed Alisadeghi[2]

1- PhD Student, Department of Aerospace Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran
2- Department of Aerospace Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

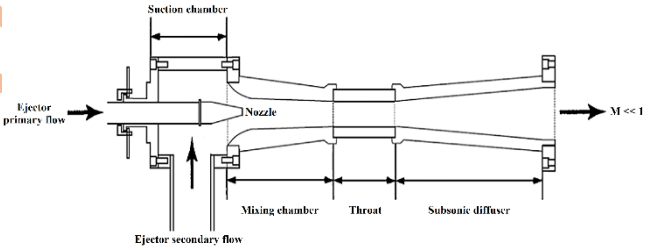
Abstract:

Achieving low absolute pressures is required in many industrial applications and remains a significant challenge in fluid engineering, particularly when compact and economically viable vacuum-generation systems are required for practical industrial applications. To achieve such low pressures, either high-capacity vacuum pumps must be employed, which may not be cost-effective due to their high procurement and maintenance costs, or multistage ejector vacuum supply systems must be used, which can substantially increase the overall system dimensions. A combined ejector–vacuum pump system consists of an ejector coupled with a vacuum pump and offers two main advantages. First, it prevents excessive increases in the dimensions of the vacuum supply system, as occurs in multistage ejector systems under demanding operating conditions. Second, it reduces the pressure load imposed on the vacuum pump compared with a system based solely on a vacuum pump, thereby enabling the use of a lower-capacity vacuum pump. In this configuration, a supersonic air ejector initially generates the required vacuum, in the range of a few millibars absolute, while increasing the pressure at the ejector outlet to several hundred millibars. The outlet flow from the ejector diffuser subsequently enters the vacuum pump, completing the vacuum generation process. In this study, the optimum operating point of the ejector–vacuum pump combination is determined from the intersection of the pressure–flowrate characteristic curves of the ejector and the corresponding vacuum pump. Based on this methodology, a combined ejector–vacuum pump system was designed and evaluated to provide a vacuum pressure of 40 mbar at a flow rate of 0.01 kg/s using a one-dimensional gas-dynamics model. The results demonstrate that the MATLAB code developed for the one-dimensional gas-dynamics model of the supersonic air ejector has an error of less than 3% compared with experimental results, confirming its capability to accurately model the ejector vacuum supply system with satisfactory accuracy.

Keywords: Ejector, supersonic flow, vacuum supply, gas dynamics model, vacuum pump.

۱ـ مقدمه و پیشینه پژوهش

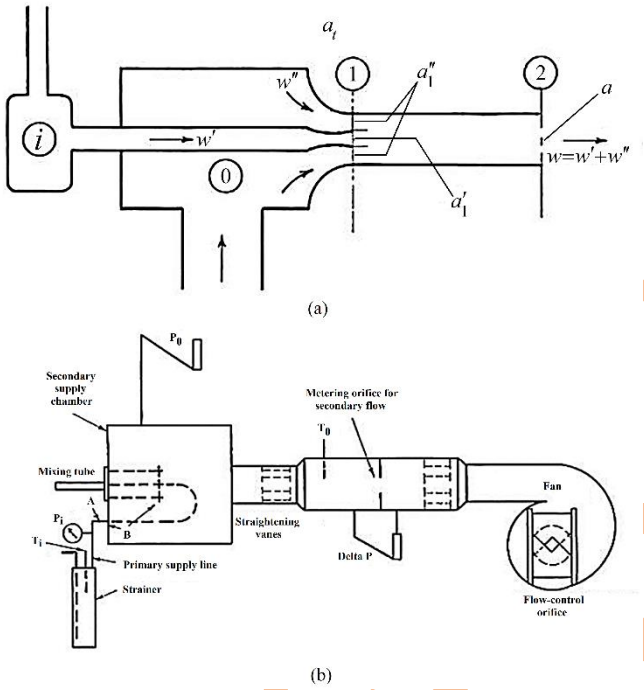
در اجکتور، سیال مرکزی (جت اصلی) با عبور از یک نازل همگرا-واگرا در حالت مافوق صوت قرار می‌گیرد. سیال تزریقی به سیال مرکزی که دارای فشار کل بالاتری می‌باشد در حالت مادون صوت و یا صوتی قرار دارد [۱]. بدیهی است که در تمام طراحی‌های صورت پذیرفته، در نقطه شروع اختلاط، می‌بایستی فشار استاتیک دو سیال با یکدیگر برابر باشند. در غیر این صورت عملکرد اجکتور دچار مشکل خواهد شد. بعد از اینکه دو سیال با یکدیگر مختلط شدند، در ادامه سیالی حاصل می‌شود که فشار کل آن از سیال مرکزی بیشتر خواهد بود. یکی از مهمترین کاربردهای اجکتور، تامین خلاء است [۲]. در این حالت، هد جریان اصلی پس از عبور از نازل به دلیل افت فشار استاتیک، کاهش پیدا کرده و سبب مکش جریان ثانویه، که هد بالاتری دارد، از طریق دهانه مکش می‌شود. شماتیکی از اجکتور در شکل (۱) آورده شده است.



شکل ۱. شماتیک اجکتور هوای مافوق صوت [۳]

Figure 1. Schematic of a supersonic air ejector [3]

در اجکتور با عبور جریان اصلی از نازل، فشار استاتیک جریان مطابق روابط ترمودینامیکی افت می‌کند و همین نکته کلید حل بسیاری از مسائل مهندسی در صنایع مختلف است [۴, ۵]. علاوه بر این با توجه به اینکه یک اجکتور هیچگونه قطعه دواری ندارد، آن را می‌توان یک تجهیز مهندسی بهینه عنوان نمود. بسیاری از تحلیل‌هایی را که در مطالعات صورت گرفته در خصوص اجکتور ارائه شده است می‌توان به سه گروه طبقه‌بندی نمود که عبارتند از: الف) مطالعاتی که فقط فرآیندهای اساسا برگشت‌پذیر را در ورودی و خروجی ناحیه اختلاط تجزیه و تحلیل می‌کنند، ب) تحقیقاتی که فرآیند اختلاط را با فرض اینکه در یک فشار ثابت انجام می‌شود، مورد ارزیابی قرار می‌دهند و ج) پژوهش‌هایی که فرآیند اختلاط را با فرض وقوع آن در سطح مقطع ثابت بررسی می‌کنند. با توجه به ساده بودن تحلیل جریان در اجکتور با فرض برگشت‌پذیری و نیز بررسی کامل اختلاط جریان در اجکتور با فرض فشار ثابت، جی. کینان[۲] و همکارانش [۶] در سال ۱۹۴۲ میلادی به ارائه معادلات حاکم بر اجکتور با فرض اختلاط در سطح مقطع ثابت پرداخته و از طریق آزمایش‌های تجربی مدل خود را اعتبارسنجی نمودند. شماتیک اجکتور مورد مطالعه در مقاله ایشان در شکل (۲) ارائه شده است.



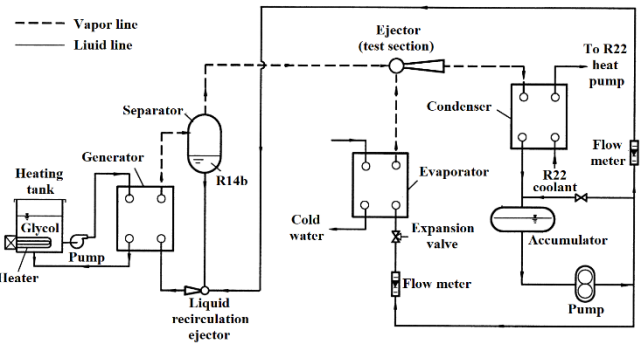
شکل ۲. اجکتور مورد مطالعه در مقاله جی. اچ. کینان و همکارانش [۶]: الف) شماتیک و ب) ستاپ آزمایشگاهی

The ejector studied in the article by J. Keenan et al. Figure 2 [6]: a) Schematic and b) Experimental setup

بی. جی. هوانگ[۳] و همکارانش [۷, ۸] در سال ۱۹۹۹ میلادی در مطالعه خود به تشریح معادلات یک بعدی حاکم بر اجکتور و ارائه یک فرآیند طراحی با استفاده از همین معادلات پرداختند و در ادامه، نتایج مدل یک بعدی خود را با نتایج آزمایشگاهی ۱۱ اجکتور با سیال کاری R141b مقایسه نمودند [۷]. شماتیک ستاپ آزمایشگاهی بی. جی. هوانگ در شکل (۳) مشاهده می‌شود. ایشان از نسبت مساحت ورودی جریان مکش شده به مساحت گلوگاه

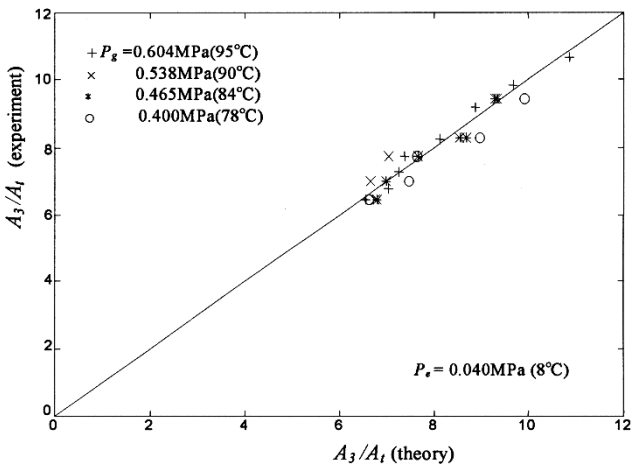
[۲] J. Keenan
[۳] B. J. Huang

نازل، نسبت مساحت ناحیه مساحت ثابت اجکتور به مساحت گلوگاه نازل، نسبت فشار جریان اصلی به فشار جریان مکش شده و نسبت فشار بحرانی در خروجی به فشار جریان مکش شده به منظور مطالعه پارامتریک مدل خود بهره گرفتند [۸]. لازم به توضیح است که در اجکتورهای طراحی شده از دو نازل مختلف با قطر گلوگاه ۲.۶۴ و ۲.۸۲ میلی متر و قطر خروجی ۴.۵ و ۵.۱ میلی متر استفاده شده است. همچنین در این اجکتورها نسبت مساحت بخش مقطع ثابت به مساحت گلوگاه نازل از ۶.۴۴ تا ۱۰.۶۴ متغیر بوده است. مقایسه نتایج حاصل از مدل یک بعدی بی. جی. هوانگ و همکارانش با نتایج تجربی در شکل (۴) بیانگر آن است که مدل ارائه شده قادر است با دقت قابل قبولی عملکرد اجکتور را مدلسازی کند.



شکل ۳. شماتیک ستاپ آزمایشگاهی بی. جی. هوانگ [۷, ۸]

Figure 3. Schematic of B. Huang's experimental setup [7, 8]

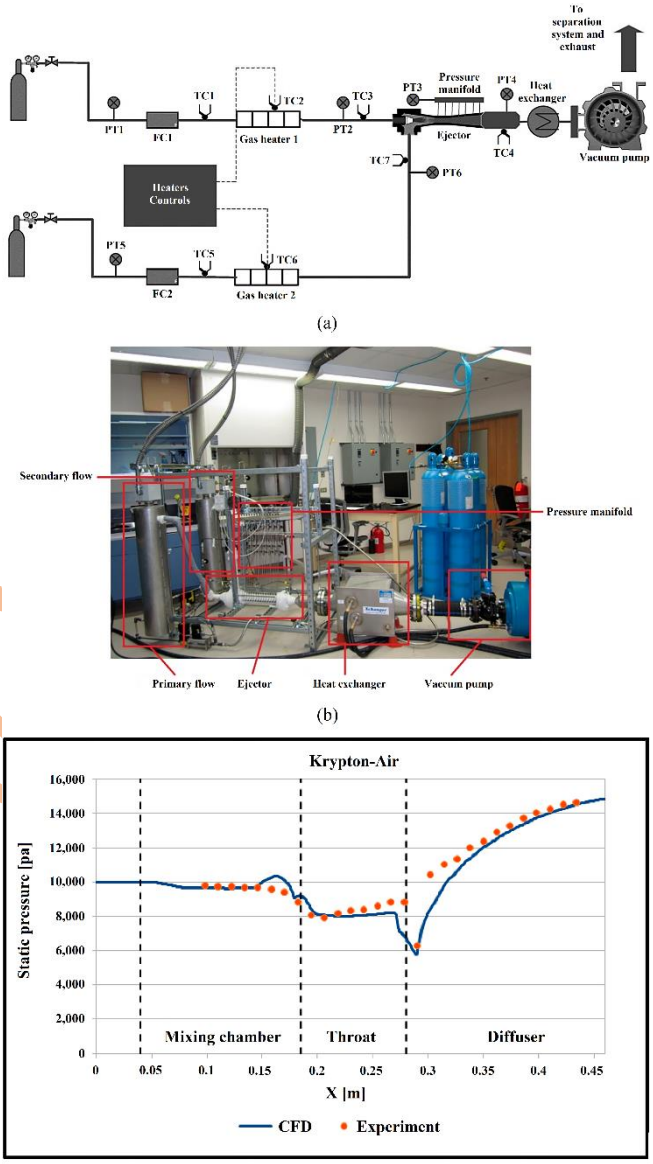


شکل ۴. مقایسه نسبت مساحت ناحیه مساحت ثابت اجکتور به مساحت گلوگاه نازل حاصل از مدل یک بعدی و نتایج تجربی بی. جی. هوانگ و همکارانش [۸]

Figure 4. Comparison of the ratio of the area of the ejector constant area region to the area of the nozzle throat obtained from the one-dimensional model and the experimental results of B. Huang et al. [8]

ان. بوخارین[۴] و همکارانش [۹] در سال ۲۰۲۳ میلادی در مطالعه آزمایشگاهی خود به منظور مکش جریان ثانویه، مطابق شکل (۵)، از ترکیبی از اجکتور و پمپ خلاء استفاده کردند. ایشان در مطالعه خود پیشنهاد کرده‌اند که از سیال با جرم مولکولی بالاتر برای سیال محرک استفاده شود و به همین منظور به بررسی ترکیبات گاز بی‌اثر آرگون-هلیوم و کریپتون-هوا برای سیال اصلی اجکتور با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و آزمایش‌های تجربی پرداختند. جریان اولیه و ثانویه در اجکتور ان. بوخارین و همکارانش [۹] دارای شرایط دمای ۲۰۰ درجه سانتی گراد برای جریان اولیه، دمای ۵۰ درجه سانتی‌گراد برای جریان ثانویه، فشار جریان اولیه ۰.۹ مگاپاسکال (معادل ۹ بار)، فشار جریان ثانویه ۱۰ کیلو پاسکال و فشار در خروجی اجکتور ۱۵ کیلو پاسکال هستند. در واقع اجکتور مورد استفاده در مطالعه ان. بوخارین و همکارانش [۹] جریان ثانویه را با فشار ۱۰ کیلوپاسال مکش نموده و در خروجی به ۱۵ کیلوپاسکال می‌رساند و جریان با فشار ۱۵ کیلوپاسکال وارد پمپ خلاء می‌شود. همچنین در شکل (۵) نمودار فشار استاتیک (بر حسب پاسکال) در امتداد دیوار برای گاز کریپتون-هوا در مطالعه ان. بوخارین و همکارانش [۹] آورده شده است که بیانگر توافق قابل توجه حل عددی با نتایج تجربی در مطالعه ایشان است.

[۴] N. Bukharin



شکل ۵. شماتیک، ستاپ آزمایشگاهی و مقایسه نتایج عددی و تجربی اجکتور مافوق صوت دو سیاله در مطالعه ان. بوخارین و همکارانش [۹]: الف) شماتیک، ب) ستاپ آزمایشگاهی و ج) مقایسه نتایج عددی و تجربی (نمودار فشار استاتیک در امتداد دیوار برای گاز کریپتون-هوا)

Figure 5. Schematic, experimental setup and comparison of numerical and experimental results of a two-fluid ultrasonic ejector in the study of N. Bukharin et al. [9]: a) Schematic, b) Experimental setup and c) Comparison of numerical and experimental results (static pressure diagram along the wall for krypton-air gas)

همانطور که توضیح داده شد، هندسه اجکتور در دستیابی به بازده بیشتر بسیار تاثیرگذار است. از این رو همواره پژوهشگران تلاش کرده‌اند تا با بهینه سازی هندسه این سیستم به ظاهر ساده اما در اصل پیچیده، به بازدهی‌های بالاتر دست یابند. نباتیان و همکارانش [۱۰] در مطالعه خود در سال ۲۰۲۱ میلادی به این مهم پرداخته و توانستند با بهینه سازی هندسه اجکتور تک فاز مافوق صوت، میزان نسبت مکش در حالت خفگی را ۱۱.۸ درصد و دامنه کارکرد اجکتور را ۵ درصد افزایش دهند.

موتورهای سوخت مایع ارتفاع بالا (۳۰ الی ۶۰ کیلومتر) عموما برای تغییر ارتفاع و مدار چرخش فضاپیماها استفاده می‌شوند. برای انجام تست‌های پروازی چنین موتوری نیاز است که از سیستم‌های شبیه ساز ارتفاع‌های بالا بهره گرفته شود تا شرایط فشاری و دمایی ارتفاع مورد نظر بر روی سطح زمین شبیه‌سازی گردد [۱۱]. به منظور تامین چنین فشارهای اندکی از سامانه‌های تامین خلاء اجکتوری استفاده می‌شود. ال. چائو[۵] و همکاران [۱۲] در مطالعه اخیر خود به ارائه مدل ریاضی و انجام آزمایشات تجربی یک سیستم ۴ مرحله‌ای تامین خلاء اجکتوری برای شبیه‌سازی ارتفاعات بالا پرداخته‌اند. خلاء نهایی که سیستم ۴ مرحله‌ای تامین خلاء اجکتوری ارائه شده توسط ال. چائو و همکاران [۱۲] ایجاد می‌کند در حدود ۳۰۰ الی ۴۰۰ پاسکال (۳ الی ۴ میلی بار) است. مطابق نتایج ارائه شده در مرجع فوق الذکر ملاحظه می‌گردد که فشار خروجی از اجکتور مرحله ۱ تقریبا ۱۵۰۰ پاسکال است که نمی‌توان آن را به محیط اتمسفر تخلیه نمود. به همین منظور ال. چائو و همکاران [۱۲] ۳ مرحله دیگر اجکتور طراحی نموده‌اند تا طی این ۳ مرحله، فشار از ۱۵۰۰ پاسکال به ۹۹۵۰۰ پاسکال رسانده شود تا جریان خروجی از آخرین مرحله اجکتور قابل تخلیه به اتمسفر باشد. ایشان [۱۲] در مطالعه خود اشاره کرده‌اند که آزمایشات آن‌ها دبی جرمی جریان اصلی و ثانویه را با ۵.۲۵ درصد خطا و فشار جریان در خروجی دیفیوزر اجکتور را با ۱۵.۷۸ درصد خطا بدست می‌دهد.

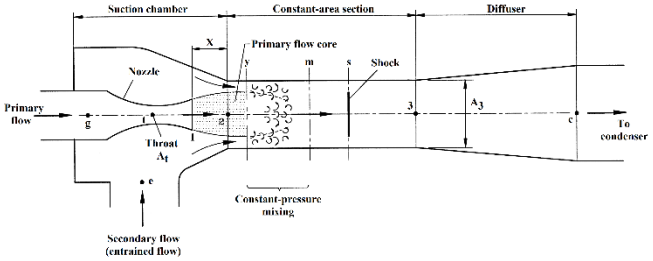
با توجه به مطالعات پیشین، اگرچه مدل‌های یک‌بعدی متعددی برای تحلیل و طراحی اجکتورها ارائه شده‌اند و استفاده از سامانه‌های ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء نیز در برخی مطالعات مورد توجه قرار گرفته است، یک چارچوب طراحی که در آن مشخصات

[۵] L. Chao

جریان مکش‌شونده به‌عنوان نقطه شروع طراحی در نظر گرفته شده و سپس اجکتور متناسب با یک پمپ خلاء مشخص انتخاب و طراحی شود، کمتر مورد توجه قرار گرفته است. بر این اساس، نوآوری اصلی پژوهش حاضر ارائه یک رویکرد طراحی معکوس برای سامانه اجکتوری است؛ به این معنا که برخلاف روال متداول که در آن مشخصات جریان محرک معلوم و عملکرد جریان مکش‌شونده به‌عنوان خروجی تعیین می‌شود، در روش حاضر فشار و دبی مورد نیاز جریان مکش‌شونده به‌عنوان داده‌های اولیه طراحی در نظر گرفته شده و ابعاد و مشخصات اجکتور بر اساس این نیاز تعیین می‌شوند. نوآوری دوم پژوهش، ارائه یک معیار مستقیم و قابل استفاده برای تعیین نقطه کار سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء است. در این روش، منحنی فشار-دبی اجکتور با منحنی مشخصه فشار-دبی پمپ خلاء در یک دستگاه مختصات مشترک ترسیم شده و نقطه تقاطع دو منحنی به‌عنوان نقطه کار سامانه و مبنای انتخاب و تطبیق اجکتور و پمپ در نظر گرفته می‌شود. بنابراین، برخلاف انتخاب تجربی یا مستقل اجزای سامانه، روش پیشنهادی امکان تطبیق هدفمند یک اجکتور با یک پمپ خلاء موجود را فراهم می‌کند و مشخصات پمپ انتخاب‌شده مستقیماً در تعیین ابعاد و شرایط عملکرد اجکتور اثرگذار خواهد بود. در ادامه، این رویکرد با استفاده از مدل یک‌بعدی دینامیک گازی و کد توسعه‌یافته در محیط MATLAB برای طراحی سامانه‌ای با هدف تأمین خلاء ۴۰ میلی‌بار و دبی جرمی ۰.۰۱ کیلوگرم بر ثانیه به کار گرفته شده و نتایج آن ارزیابی می‌شود.

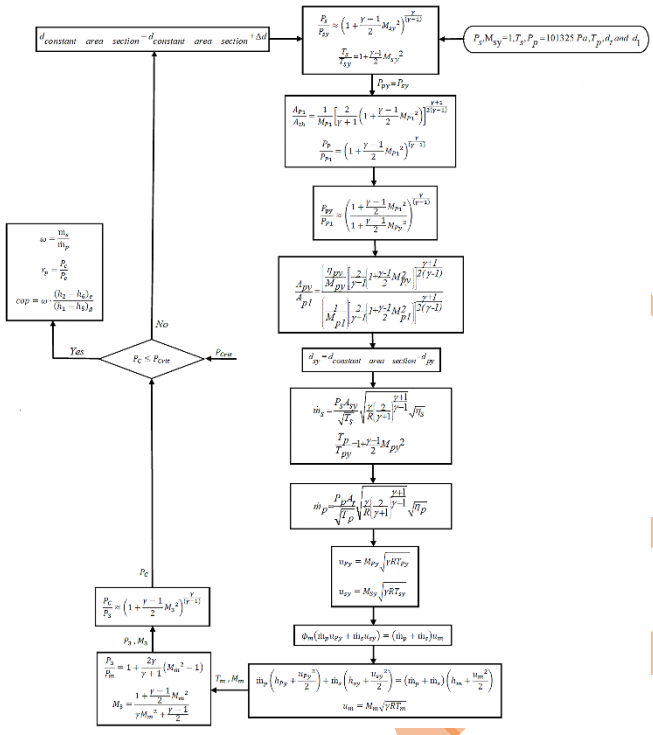
۲ـ مدل دینامیک گازی یک بعدی طراحی اجکتور مافوق صوت بر اساس جریان مکش شونده

در مدل دینامیک گازی یک بعدی طراحی اجکتور مافوق صوت فرض بر آن است که اختلاط سیال اولیه و ثانویه در محفظه سطح ثابت اجکتور در فشار ثابت صورت می‌گیرد. همچنین سیال ثانویه در گلوگاه مجازی واقع در محفظه سطح ثابت اجکتور در حالت خفگی قرار می‌گیرد. شکل (۶) شماتیک اجکتور مورد استفاده در این مدل را نشان می‌دهد.



شکل ۶. شماتیک اجکتور مافوق صوت [۸]

Figure 6. Schematic of the supersonic ejector design [8]



شکل ۷. فلوچارت روال طراحی اجکتور براساس معلوم بودن مشخصات جریان مکش شونده

Figure 7. Ejector design flowchart according to suction fluid properties

در مطالعات پیشین و در طراحی اجکتور، همواره جریان اصلی معلوم فرض شده و مشخصات جریان مکش شونده (فشار و دبی) جزو مجهولات حل هستند. اما در پژوهش حاضر روال طراحی معکوس شده و اجکتور به منظور مکش جریان مشخصی با فشار و دبی معلوم طراحی می‌شود. در واقع روال طراحی و کد متلب طراحی سامانه تامین خلاء اجکتوری با توجه به شرایط معلوم جریان مکش شونده و بر اساس معادلات دینامیک گازی حاکم بر مساله ارائه خواهد شد. در ادامه و در شکل (۷) فلوچارت روال

طراحی اجکتور براساس معلوم بودن مشخصات جریان مکش شونده ارائه شده است. بنابراین، تفاوت اساسی رویکرد حاضر با روال متداول طراحی اجکتور در جهت حل مسئله است. در رویکرد متداول، مشخصات جریان محرک و هندسه اجکتور تعیین شده و فشار و دبی جریان مکش‌شونده به‌عنوان خروجی محاسبه می‌شوند؛ در حالی که در روش پیشنهادی، نیاز عملکردی سامانه، یعنی فشار و دبی مشخص جریان مکش‌شونده، ابتدا تعیین شده و سپس هندسه و شرایط جریان محرک اجکتور به‌گونه‌ای محاسبه می‌شوند که این نیاز برآورده شود. از این رو، فلوچارت شکل (۷) صرفاً بیانگر الگوریتم محاسباتی مدل یک‌بعدی نیست، بلکه بیانگر چارچوب طراحی معکوس پیشنهادی برای تبدیل مشخصات مورد نیاز خلاء به پارامترهای هندسی و عملکردی اجکتور است.

در فلوچارت مطرح شده در شکل (۷) تمامی پارامترها مطابق مرجع [۸] در نظر گرفته شده است که در آن P، T، M، A، $\dot{m}$، u و h به ترتیب نشان‌دهنده فشار، دما، عدد ماخ، سطح مقطع، سرعت و آنتالپی سیال هستند و زیروندهای p، s، y، m و 3 نیز به ترتیب به جریان اولیه، جریان مکش شونده (ثانویه)، مقطع y، جریان مخلوط شونده و خروجی اجکتور اشاره دارند. شایان ذکر است η_p (برابر ۰.۹۵) بازده آیزنتروپیک جریان تراکم پذیر در نازل و η_{py} (برابر ۰.۸۸) ضریب آیزنتروپیک جهت محاسبه مساحت سطح مقطع جت سیال اولیه در مقطع y می‌باشند [۷]. لازم به توضیح است که مقادیر این ضرایب با توجه به مقادیر بهینه ارائه شده در مرجع [۷] در نظر گرفته شده‌اند.

۳ـ روش حل مساله و اعتبارسنجی آن

با توجه به اینکه در مساله حاضر سامانه تامین خلاء اجکتوری برای مکش جریانی معلوم طراحی خواهد شد، به همین دلیل نیاز است تا روال طراحی سامانه تامین خلاء اجکتوری متناسب با شرایط معلوم جریان مکش شونده ساختاربندی شود. در پژوهش حاضر و با بهره‌گیری از معادلات دینامیک گازی حاکم بر مساله به طراحی سامانه تامین خلاء اجکتوری با استفاده از کد دینامیک گازی یک بعدی در بستر نرم افزار کد نویسی متلب و به دو صورت ذیل پرداخته خواهد شد:

۱- سامانه اجکتور چند مرحله‌ای که برای فشارهای جریان اصلی مختلف و با تاثیر ضرایب افت به طراحی سامانه اجکتور چند مرحله‌ای پرداخته خواهد شد به نحوی که اجکتور مرحله اول جریان با فشار و دبی مورد نظر را مکش نموده و فشار جریان در خروجی اجکتور مرحله آخر به فشار اتمسفر رسانده شود. در چنین سیستمی خروجی اجکتور هر مرحله ورودی اجکتور مرحله بعدی است.

۲- سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء که از یک اجکتور و یک پمپ خلاء تشکیل می‌شود. مزیت این کار در این است که اولا ابعاد سامانه تامین خلاء فراتر از انتظار نشده و ثانیا نسبت به حالتی که فقط از پمپ خلاء استفاده شود فشار کمتری بر روی پمپ خلاء وارد خواهد شد. اضافه کردن یک مرحله اجکتور هوا به پمپ خلاء کمک می‌کند تا پمپ خلاء در خارج از محدوده کاویتاسیون خود کار کرده و سامانه ترکیبی حاصل قادر است که خلاء در محدوده‌های پائینی تولید کند.

در بخش پیشینه پژوهش توضیح داده شد که ال. چائو و همکاران [۱۲] در یکی از مطالعات خود به ارائه مدل ریاضی و انجام آزمایشات تجربی یک سیستم ۴ مرحله‌ای تامین خلاء اجکتوری برای شبیه سازی ارتفاعات بالا به منظور انجام تست‌های پروازی موتورهای سوخت مایع پرداخته‌اند. خلاء نهایی که سیستم ۴ مرحله‌ای تامین خلاء اجکتوری ارائه شده توسط ال. چائو و همکاران [۱۲] ایجاد می‌کند در حدود ۳۰۰ الی ۴۰۰ پاسکال (۳ الی ۴ میلی بار) است که توسط اجکتور مرحله ۱ ایجاد می‌گردد. مطابق نتایج ارائه شده در مرجع فوق الذکر ملاحظه می‌گردد که فشار خروجی از اجکتور مرحله ۱ تقریبا ۱۵۰۰ پاسکال است که نمی‌توان آن را به محیط اتمسفر تخلیه نمود. به همین منظور ال. چائو و همکاران [۱۲] ۳ مرحله دیگر اجکتور طراحی نموده‌اند تا طی این ۳ مرحله فشار از ۱۵۰۰ پاسکال به ۹۹۵۰۰ پاسکال رسانده شود که جریان خروجی از آخرین مرحله اجکتور قابل تخلیه به اتمسفر می‌باشد. در مطالعه حاضر و به منظور اعتباربخشی به کد متلب مدل دینامیک گازی یک بعدی، مقایسه‌ای میان نتایج ال. چائو و همکاران [۱۲] و

کد حاضر با در نظر گرفتن شرایط مرزی و ابعاد اجکتور مرحله ۱ مرجع فوق الذکر در جدول (۱) ارائه شده است.

جدول ۱. مقایسه نتایج تجربی مطالعه ال. چائو و همکاران [۱۲] و کد متلب مدل یک بعدی پژوهش حاضر با در نظر گرفتن شرایط مرزی و ابعاد اجکتور مرحله ۱ مرجع فوق الذکر

Table 1. Comparison of the experimental results of the study by L. Chao et al. [12] and the MATLAB code of the one-dimensional model of the present study, considering the boundary conditions and dimensions of the stage 1 ejector of the above-mentioned reference.

Outlet pressure (Pa)	$\dot{m}_p$ ($\frac{kg}{s}$)	$\dot{m}_s$ ($\frac{kg}{s}$)	Parameter
1468	0.602	1.211	Reference [12]
1507	0.585	1.242	Current study
2.611	2.823	0.082	Error (%)

۴ـ نتایج

۱ـ۴ـ طراحی سامانه اجکتور چند مرحله‌ای به منظور تـامین خلاء

در طراحی اجکتور نکته مهمی که باید مد نظر قرار داد فشار جریان اصلی است. تامین فشار جریان اصلی همواره از چالش‌های طراحی اجکتور است. به همین منظور می‌توان اظهار داشت که استفاده از فشار اولیه معادل فشار اتمسفر برای جریان اصلی در اجکتور از نظر اقتصادی به صرفه‌تر است که به این ترتیب یک منبع همیشگی جریان برای اجکتور در دسترس خواهد بود. به همین منظور با استناد به توضیحات فوق، فشار جریان اصلی برابر ۱ بار و دمای آن ۲۰ درجه سانتی گراد در نظر گرفته می‌شود. به منظور جلوگیری از افزایش ابعاد سیستم و رسیدن به حداکثر فشار مطلوب در خروجی، از محدودیت دستیابی به ۹۰ درصد بیشینه فشار در هر مرحله از اجکتور برای تعیین ابعاد استفاده شده است. از طرف دیگر برای تعیین قطر گلوگاه نازل، دبی جریان مکش شونده به عنوان شرط بالادستی اعمال گردیده است. به این ترتیب که در مرحله اول، دبی برابر ۰.۰۱ کیلوگرم بر ثانیه فرض شده و در مراحل بعدی دبی مکش برابر دبی جریان اصلی و ثانویه در اجکتور مرحله قبل خواهد بود. به این ترتیـب مراحـل اجکتـور با تاثیـر دادن ضرایب افـت (η_p=0.95 η_S=0.95 η_{p2}=0.95 و Loss coefficient=0.82) [۷] در جدول (۲) آورده شده است.

جدول ۲. طراحی اجکتور بر مبنای دستیابی به بیشترین بازیابی فشار برای فشار جریان اصلی ۱ بار (با تاثیر ضرایب افت)

Table 2. Ejector design based on achieving maximum pressure recovery for a main flow pressure of 1 bar (with the effect of drop coefficients)

Stage 3	Stage 2	Stage 1	Parameter
155.6	81.6	28.5	$d_t\ (mm)$
166.4	12.5	52.2	$d_{nozzle\ exit}\ (mm)$
224.3	124	62.6	$d_{constant\ section}\ (mm)$
1.45	1.912	2.755	$Nozzle\ Mach$
29660	14682	4000	$P_S\ (Pa)$
1.377	0.158	0.01	$\dot{m}_S\ (kg/s)$
4.433	1.219	0.148	$\dot{m}_p\ (kg/s)$
5.809	1.377	0.158	$\dot{m}_{Total}\ (kg/s)$
67127	48000	21033	$Max\ P_{0,\ diffuser\ otlet}\ (Pa)$
60414	43200	18929	$P_{0,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$ $(90\%\ \ max)$
34071	29660	14682	$P_{s,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$
299.724	297.737	298.507	$T_{0,\ diffuser\ outlet}\ (K)$
254.477	267.405	277.611	$T_{s,\ diffuser\ outlet}\ (K)$

Stage 5	Stage 4	Parameter
653	310	$d_t\ (mm)$
679.3	323.6	$d_{nozzle\ exit}\ (mm)$
876.1	430.3	$d_{constant\ section}\ (mm)$
1.335	1.351	$Nozzle\ Mach$
34815	34071	$P_S\ (Pa)$
23.402	5.809	$\dot{m}_S\ (kg/s)$
78.063	17.593	$\dot{m}_p\ (kg/s)$
101.465	23.402	$\dot{m}_{Total}\ (kg/s)$
71398	70828	$Max\ P_{0,\ diffuser\ otlet}\ (Pa)$
66400	65200	$P_{0,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$

		$(90\%\ \ max)$
35341	34815	$P_{s,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$
294.059	296.184	$T_{0,\ diffuser\ outlet}\ (K)$
245.571	247.576	$T_{s,\ diffuser\ outlet}\ (K)$

نتایج بدست آمده از طراحی اجکتور بر مبنای دستیابی به بیشترین بازیابی فشار با فرض فشار جریان اصلی ۱ بار در دو حالت بدون تاثیر ضرایب افت و با تاثیر ضرایب افت حاکی از آن است که نهایت فشار کل قابل دستیابی با تاثیر دادن ضرایب افت با استفاده از یک سامانه تامین خلاء اجکتوری ۵ مرحله‌ای تقریبا معادل ۶۶۰۰۰ پاسکال است، چرا که پس از مرحله ۵، تغییرات فشار خروجی از اجکتور مراحل بعدی با مرحله قبلی آن با وجود افزایش ابعاد، بسیار ناچیز شده و عملا از نظر راندمان ساخت مراحل بعدی اجکتور قابل توجیه نیست.

پر واضح است که با افزایش فشار جریان محرک، تعداد اجکتورهای مورد نیاز به منظور دستیابی به خلاء مورد نظر کمتر خواهد شد. لذا در ادامه به منظور بررسی تاثیر افزایش فشار جریان محرک در کاهش تعداد اجکتورهای مورد نیاز مورد بررسی قرار خواهد گرفت. همانطور که در بخش پیشینه پژوهش توضیح داده شد، در مطالعه ان. بوخارین و همکارانش [۹] از یک جریان اولیه ۰.۹ مگاپاسکالی (معادل ۹ بار) به منظور مکش جریان ثانویه با فشار ۱۰ کیلو پاسکال استفاده شده است که فشار را در خروجی به ۱۵ کیلو پاسکال می‌رساند. از این رو با توجه به عدم وجود محدودیت در انتخاب فشار جریان محرک در طراحی اجکتور در مطالعه حاضر نیز با فرض جریان اصلی ۹ بار، که از طریق یک کمپرسور قابل دستیابی است، طراحی سامانه تامین خلاء اجکتوری بر مبنای دستیابی به بیشترین بازیابی فشار در دو حالت با و بدون تاثیر ضرایب افت در جدول (۳) ارائه شده است.

جدول ۳. طراحی اجکتور بر مبنای دستیابی به بیشترین بازیابی فشار برای فشار جریان اصلی ۹ بار (با تاثیر ضرایب افت)

Table 3. Ejector design based on achieving maximum pressure recovery for a main flow pressure of 9 bar (with the effect of drop coefficients)

Stage 2	Stage 1	Parameter
27.9	11.2	$d_t\ (mm)$
61	42	$d_{nozzle\ exit}\ (mm)$
96.4	55.4	$d_{constant\ section}\ (mm)$
3.127	2.755	*Nozzle Mach*
20526	4000	$P_S\ (Pa)$
0.216	0.01	$\dot{m}_S\ (kg/s)$
1.282	0.206	$\dot{m}_p\ (kg/s)$
1.498	0.216	$\dot{m}_{Total}\ (kg/s)$
125721	28134	$Max\ P_{0,\ diffuser\ otlet}\ (Pa)$
85098	25335	$P_{0,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$ $(90\%\ \ max)$
64317	20526	$P_{s,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$
299.281	297.074	$T_{0,\ diffuser\ outlet}\ (K)$
276.272	279.736	$T_{s,\ diffuser\ outlet}\ (K)$

۲ـ۴ـ طراحی سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء به منظور تامین خلاء

برای پمپ‌های خلاء رابطه زیر میان فشار مکش، دبی حجمی مکش، دبی جرمی مکش و دمای جریان مکش شده برقرار است:

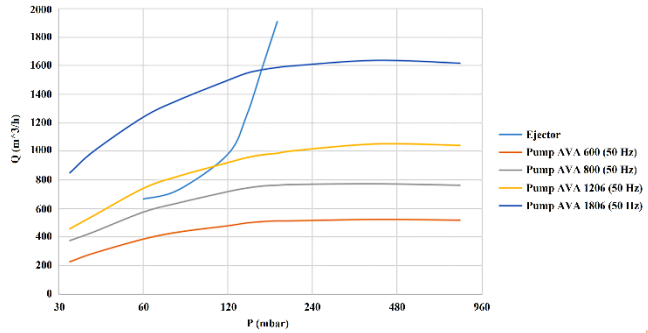
$$PS_p = \frac{RT}{M} \qquad (1)$$

که در آن P فشار جریان مکش شده بر حسب پاسکال، S_p دبی حجمی جریان مکش شده بر حسب متر مکعب بر ثانیه، R ثابت جهانی گازها بر حسب $J/mol.K$ و برابر ۸.۳۱۴، T دمای جریان مکش شده بر حسب کلوین، M جرم مولی گاز بر حسب گرم بر مول و $\dot{m}$ دبی جرمی جریان مکش شده بر حسب گرم بر ثانیه است. در مطالعه حاضر، که فشار جریان مکش شونده برابر ۴۰۰۰ پاسکال و دبی جرمی مورد نیاز مکش معادل ۰.۰۱ کیلو گرم بر ثانیه است، دبی حجمی طبق رابطه ۳۰ برابر ۸۲۳.۵۵۴ متر مکعب بر ساعت بدست خواهد آمد. برای هر مدل پمپ خلاء با توجه به این رابطه نموداری رسم می‌شود که فشار مکش را به دبی حجمی مکش مرتبط می‌کند. منتهی مکش دبی ۸۲۳.۵۵۴ متر مکعب بر

ساعت در فشار ۴۰۰۰ پاسکال به یک پمپ قدرتمند نیاز دارد که همین امر هزینه‌های تمام شده را به شدت افزایش خواهد داد. حال سوال اینجاست که با چه روشی می‌توان چنین مکشی را توسط یک سامانه تامین خلاء ضعیف‌تر مکش نمود؟ برای رفع این محدودیت، استفاده از سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء پیشنهاد می‌شود. مزیت این کار در این است که اولا ابعاد سامانه تامین خلاء فراتر از انتظار نشده و ثانیا نسبت به حالتی که فقط از پمپ خلاء استفاده شود فشار کمتری بر روی پمپ خلاء وارد خواهد شد. در مطالعه حاضر نیز با توجه به آنکه افزایش تعداد مراحل اجکتور از نظر ساختی می‌تواند هزینه‌های بالایی را به سیستم تحمیل کند و همچنین ابعاد سامانه نهایی را به شکل غیر قابل قبولی افزایش دهد، می‌توان به جای استفاده از مراحل بعدی اجکتور، خروجی اجکتور مرحله ۱ را به یک پمپ خلاء متصل نمود. این ایده سبب می‌شود تا نسبت به حالتی که فقط از پمپ خلاء استفاده شود، فشار کمتری روی پمپ بوده و راندمان کلی سیستم را افزایش دهد.

در مطالعات پیشین و صنایع مختلف، نقطه بهینه ترکیب اجکتور و پمپ خلاء عموما به صورت تجربی تعیین شده است. اما در پژوهش حاضر با استفاده از مفهوم بنیادی پمپ‌های خلاء و با تعیین نقطه تقاطع نمودارها فشار-دبی پمپ خلاء مورد نظر با نمودار فشار-دبی اجکتور، نقطه بهینه این ترکیب تعیین خواهد شد. این ترکیب تا حدود زیادی به خلاقیت طراح بستگی دارد و در هر مورد خاص می‌توان با ترکیب یک اجکتور با ابعاد مشخص و یک پمپ خلاء موجود، یک سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء طراحی نمود. در حقیقت با توجه به نوآوری مطرح شده، یعنی تعیین نقطه بهینه ترکیب اجکتور و پمپ خلاء با تقاطع نمودارهای فشار-دبی، این مشخصات پمپ خلاء است که ابعاد و مشخصات فیزیکی اجکتور را تعیین می‌کند. حال اگر شرایط جریان مکش شونده و مشخصات پمپ خلاء تغییر کند، طبیعتا اجکتور جدیدی طراحی خواهد شد.

در واقع با تغییر قطر گلوگاه نازل اجکتور می‌توان فشار خروجی و دبی جریان اصلی را تغییر داد که به موجب آن می‌توان نمودار فشار-دبی را برای اجکتور ترسیم نمود. برای هر پمپ خلاء نیز چنین نموداری توسط شرکت سازنده ارائه می‌شود که با تعیین نقطه تقاطع نمودارهای فشار-دبی اجکتور با نموداری فشار-دبی پمپ‌های رینگ آبی فوق الذکر می‌توان نقطه بهینه ترکیب اجکتور و پمپ خلاء را بدست آورد. در ادامه و در شکل (۸) نمودار مذکور برای اجکتور مافوق صوت (با فرض فشار جریان اصلی ۱ بار و با تاثیر ضرایب افت) و پمپ‌های رینگ آبی سری AVA شرکت ASCO [۱۳] آورده شده است.



شکل ۸. نمودار فشار-دبی اجکتور (با فرض فشار جریان اصلی ۱ بار و با تاثیر ضرایب افت) و پمپ‌های رینگ آبی سری AVA شرکت ASCO [۱۳] برای تعیین نقطه بهینه ترکیب اجکتور و پمپ خلاء

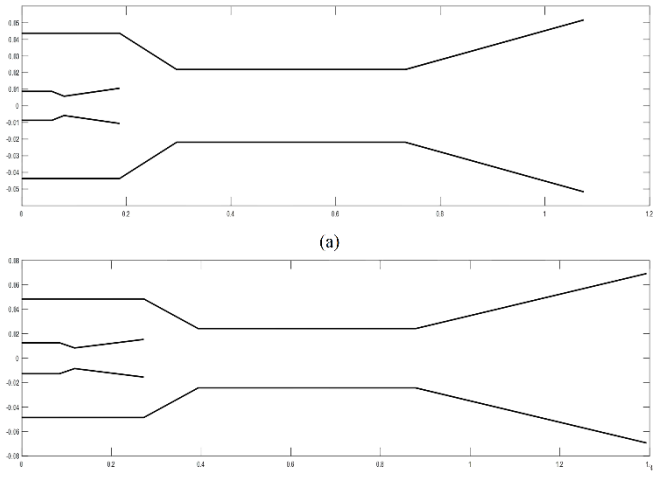
Figure 8. Pressure-flow rate curve of the ejector (assuming a main flow pressure of 1 bar and with the effect of loss coefficients) and ASCO AVA series water ring pumps [13] to determine the optimum point of the ejector and vacuum pump combination

همانطور که از نمودار ارائه شده در شکل (۸) مشخص است، نمودار فشار-دبی اجکتور مافوق صوت با فرض فشار جریان اصلی ۱ بار نمودار فشار-دبی پمپ رینگ آبی *AVA 1206 (50 Hz)* را در فشار ۱۱۰ میلی بار (متناظر با دبی ۹۷۵.۶ متر مکعب بر ساعت) و نمودار فشار-دبی پمپ رینگ آبی *AVA 1806 (560 Hz)* را در فشار ۱۵۰ میلی بار (متناظر با دبی ۱۳۳۵.۳ متر مکعب بر ساعت) قطع می‌کند اما هیچگونه نقطه اشتراکی با نمودار فشار-دبی پمپ‌های مدل *AVA 800 (50 Hz)* و *AVA 600 (50 Hz)* ندارد. بنابراین مشخصات هندسی و شماتیک اجکتورهای طراحی شده به منظور ترکیب با پمپ‌های فوق الذکر (پمپ رینگ آبی *AVA 1206 (50 Hz)* و *AVA 1806 (50 Hz)* مطابق جدول (۴) و شکل (۹) خواهند بود.

جدول ۴: مشخصات هندسه اجکتور مورد استفاده در سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ به منظور تامین خلاء با فرض فشار جریان اصلی ۱ بار

Table 4. Ejector geometry specifications used in the combined ejector-pump system to provide vacuum assuming a main flow pressure of 1 bar

Combination with AVA 1806 water ring pump (50 Hz)	Combination with AVA 1206 water ring pump (50 Hz)	Parameter
16.8	9.9	$d_t\ (mm)$
3.8	18.1	$d_{nozzle\ exit}\ (mm)$
48.5	42.5	$d_{constant\ section}\ (mm)$
2.755	2.755	Nozzle Mach
4000	4000	$P_S\ (Pa)$
0.01	0.01	$\dot{m}_S\ (kg/s)$
0.051	0.018	$\dot{m}_p\ (kg/s)$
0.061	0.028	$\dot{m}_{Total}\ (kg/s)$
15000	11000	$Max\ P_{0,\ diffuser\ otlet}\ (Pa)$
11272	73633	$P_{0,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$ $(90\%\ \ max)$
306.883	323.58	$P_{s,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$
281.697	288.473	$T_{0,\ diffuser\ outlet}\ (K)$



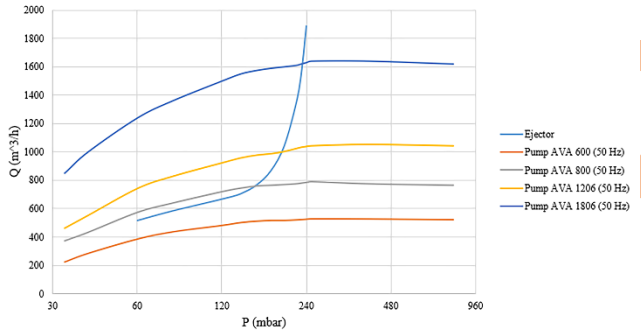
(a)

(b)

شکل ۹. هندسه اجکتور در سامانـــه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء فرض فشار جریان اصلی ۱ بار و با تاثیر ضرایب افت: الف) ترکیب با پمپ رینگ آبی AVA 1206 (50 Hz) و ب) ترکیب با پمپ رینگ آبی AVA 1806 (50 Hz)

Figure 9. Ejector geometry in a combined ejector-vacuum pump system assuming a main flow pressure of 1 bar and with the effect of drop coefficients: a) Combination with AVA 1206 water ring pump (50 Hz) and b) Combination with AVA 1806 water ring pump (50 Hz)

در ادامه به منظور بررسی میزان شمولیت طراحی سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء، طراحی با فرض فشار جریان محرک ۹ بار انجام شده است. همانطور که در شکل (۱۰) ملاحظه می‌گردد، نمودار فشار-دبی اجکتور با فرض فشار جریان اصلی ۹ بار نمودار فشار-دبی پمپ رینگ آبی *AVA 800 (50 Hz)* را در فشار ۱۶۰ میلی بار (متناظر با دبی ۷۶۶ متر مکعب بر ساعت)، نمودار فشار-دبی پمپ رینگ آبی *AVA 1206 (50 Hz)* را در فشار ۱۹۵ میلی بار (متناظر با دبی ۹۸۴.۲ متر مکعب بر ساعت) و نمودار فشار-دبی پمپ رینگ آبی *AVA 1806 (50 Hz)* را در فشار ۲۳۳ میلی بار (متناظر با دبی ۱۶۲۷.۲ متر مکعب بر ساعت) قطع می‌کند ولی هیچگونه نقطه اشتراکی با نمودار فشار-دبی پمپ مدل AVA 600 (50 Hz) ندارد. بنابراین اجکتورهای طراحی شـــده به منظور ترکیب با پمپ‌های فوق الذکر (پمپ رینگ آبی *AVA 800 (50 Hz)*، *AVA 1206 (50 Hz)* و *AVA 1806 (50 Hz)*) مطابق جدول (۵) و شکل (۱۱) خواهند بود.



شکل ۱۰. نمودار فشار-دبی اجکتور (با فرض فشار جریان اصلی ۹ بار و با تاثیر ضرایب افت) و پمپ‌های رینگ آبی سری AVA شرکت ASCO [۱۳] برای تعیین نقطه بهینه ترکیب اجکتور و پمپ خلاء

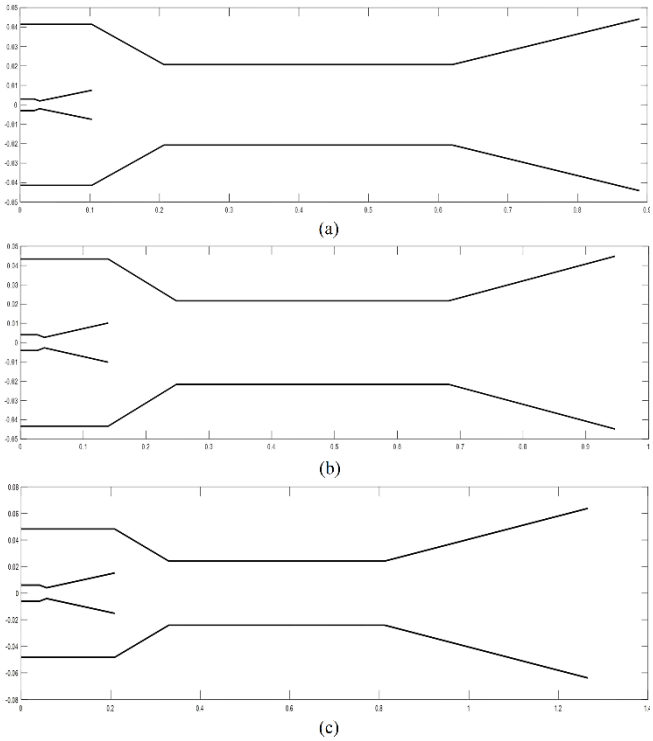
Figure 10. Pressure-flow rate curve of the ejector (assuming a main flow pressure of 9 bar and with the effect of loss coefficients) and ASCO AVA series water ring pumps [13] to determine the optimum point of the ejector and vacuum pump combination

جدول ۵: مشخصات هندسه اجکتور مورد استفاده در سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ به منظور تامین خلاء با فرض فشار جریان اصلی ۹ بار

Table 5. Ejector geometry specifications used in the combined ejector-pump system to provide vacuum assuming a main flow pressure of 9 bar

Combinatio	Combinatio	Combinatio	Parameter

n with AVA 1806 water ring pump (50 Hz)	n with AVA 1206 water ring pump (50 Hz)	n with AVA 800 water ring pump (50 Hz)	
16.8	9.9	4	$d_t\ (mm)$
3.8	18.1	15	$d_{nozzle\ exit}\ (mm)$
48.5	42.5	41.4	$d_{constant\ section}\ (mm)$
2.755	2.755	2.755	Nozzle Mach
4000	4000	4000	$P_S\ (Pa)$
0.01	0.01	0.01	$\dot{m}_S\ (kg/s)$
0.051	0.018	0.015	$\dot{m}_p\ (kg/s)$
0.061	0.028	0.025	$\dot{m}_{Total}\ (kg/s)$
15000	11000	9000	$Max\ P_{0,\ diffuser\ otlet}\ (Pa)$
11272	73633	63521	$P_{0,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$ $(90\%\ \ max)$
306.883	323.58	329.65	$P_{s,\ diffuser\ outlet}\ (Pa)$
281.697	288.473	290.015	$T_{0,\ diffuser\ outlet}\ (K)$



شکل ۱۱. هندسه اجکتور در سامانـــه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء فرض فشار جریان اصلی ۹ بار و با تاثیر ضرایب افت: الف) ترکیب با پمپ رینگ آبی AVA 800 (50 Hz)، ب) ترکیب با پمپ رینگ آبی AVA 1206 (50 Hz) و ج) ترکیب با پمپ رینگ آبی AVA 1806 (50 Hz)

Figure 11. Ejector geometry in a combined ejector-vacuum pump system assuming a main flow pressure of 9 bar and with the effect of drop coefficients: a) Combination with AVA 800 water ring pump (50 Hz), b) Combination with AVA 1206 water ring pump (50 Hz) and c) Combination with AVA 1806 water ring pump (50 Hz)

همانطور که ملاحظه می‌شود با افزایش فشار جریان محرک اجکتور، محدوده تلاقی نمودار دبی-فشار اجکتور و پمپ خلاء افزایش می‌یابد و با پمپ خلاءهای کوچکتر قابل ترکیب خواهد شد. توجه به این نکته در طراحی‌های مهندسی بسیار حائز اهمیت خواهد بود و نوعی مصالحه میان هزینه استفاده از کمپرسور به منظور افزایش فشار محرک اجکتور و هزینه تامین پمپ خلاء را بوجود می‌آورد.

۵ـ نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، یک رویکرد طراحی برای سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء به منظور تأمین خلاء پایین ارائـه و بـا اسـتفاده از مـدل یک‌بعدی دینامیک گازی و کد توسعه‌یافته در محـیط MATLAB ارزیابی شد. مهم‌ترین دستاوردهای پژوهش را می‌توان به شـرح زیـر جمع‌بندی کرد:

۱. در این پژوهش یک روال طراحـی معکـوس اجکتـور ارائـه شد که در آن برخلاف رویکرد متداول، مشخصات جریـان مکش‌شـونده شـامل فشـار و دبـی مـورد نیـاز بـه‌عنوان داده‌های اولیه طراحی در نظر گرفته شده و بر اسـاس آن، مشخصات هندسی و عملکردی اجکتـور تعیـین می‌شـود. این رویکرد، مسئله طراحی اجکتور را از یک مسئله پیشرو برای پیش‌بینی عملکـرد مکـش بـه یـک مسـئله طراحـی مبتنی بر نیاز عملکردی سامانه تبدیل می‌کند.

۲. برای طراحی سامانه ترکیبـی اجکتـور-پمـپ خـلاء، یـک روش نموداری مبتنی بر تقـاطع منحنی‌هـای فشـار-دبـی ارائه شد. در این روش، منحنی عملکرد اجکتور با منحنـی

فشار-دبی پمپ خلاء در یک دستگاه مختصات مشترک ترسیم شده و نقطه تقاطع آن‌ها به‌عنوان نقطه کار سامانه و مبنای تطبیق اجکتور و پمپ در نظر گرفته شد. این روش امکان انتخاب هدفمند اجکتور متناسب با یک پمپ خلاء مشخص را فراهم می‌کند و می‌تواند نیاز به انتخاب صرفاً تجربی اجزای سامانه را کاهش دهد.

۳. نتایج نشان داد که با افزایش فشار جریان محرک، محدوده تلاقی منحنی عملکرد اجکتور با منحنی پمپ خلاء افزایش یافته و امکان استفاده از پمپ‌های خلاء کوچک‌تر فراهم می‌شود. بنابراین، انتخاب فشار جریان محرک و ظرفیت پمپ را می‌توان به‌عنوان یک مسئله مصالحه مهندسی میان هزینه تأمین فشار محرک و هزینه تهیه و بهره‌برداری از پمپ خلاء در نظر گرفت.

۴. مقایسه نتایج مدل یک‌بعدی توسعه‌یافته در این پژوهش با نتایج تجربی مرجع [۱۲] نشان داد که خطای محاسبه پارامترهای مورد مقایسه در محدوده قابل قبول قرار دارد؛ به‌طوری‌که خطای پارامترهای ارائه‌شده در جدول (۱) حداکثر حدود ۲.۸ درصد است. این نتیجه قابلیت استفاده از مدل و کد توسعه‌یافته را برای طراحی اولیه سامانه‌های تأمین خلاء اجکتوری تأیید می‌کند.

۵. در نهایت، مقایسه سامانه اجکتور چندمرحله‌ای با سامانه ترکیبی اجکتور-پمپ خلاء نشان داد که استفاده از ترکیب اجکتور و پمپ می‌تواند بدون افزایش تعداد مراحل اجکتوری، امکان دستیابی به خلاء پایین را فراهم کرده و در عین حال ابعاد سامانه و ظرفیت مورد نیاز پمپ خلاء را کاهش دهد. از این رو، رویکرد پیشنهادی می‌تواند به‌عنوان یک ابزار طراحی اولیه برای انتخاب و تطبیق اجکتور و پمپ خلاء در کاربردهای صنعتی مورد استفاده قرار گیرد.

تعارض منافع

هیچگونه تعارض منافع توسط نویسندگان بیان نشده است.

منابع

1. Lin, B., Pan, H., Shi, L. and Ye, J., 2020. Effect of primary rocket jet on thermodynamic cycle of RBCC in ejector mode. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, *37(1)*, pp.61-70. https://doi.org/10.1515/tjj-2017-0013.

2. Yao, Y., Sun, M., Li, M., Li, P., Bin, A., Gu, R., Wang, J., Wei, F., Wang, T. and Chen, J., 2024. Numerical Investigation on the Effect of Fuel-Rich Degree in the RBCC Engine under the Ejector Mode. *International Journal of Aerospace Engineering*, p.4340688. https://doi.org/10.1155/2024/4340688.

3. Kumar, V., Yadav, S.K., Kumar, A., Singh, N.K. and Prasad, L., 2024. Numerical study on effect of operating pressures on CRKEC-based two-stage ejector. *Archives of Thermodynamics*, *45(1)*, pp.155-164. https://doi.org/ 10.24425/ather.2024.150448.

4. Alisadeghi, H. and Karimian, S.M.H., 2011. Comparison of different solution algorithms for collocated method of MCIM to calculate steady and unsteady incompressible flows on unstructured grids. *Computers & fluids*, *46(1)*, pp.94-100. https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2010.12.002.

5. Ettehadi, H., Tebyan Jahromi, M. and AliSadeghi, H., 2022. Simulation of Steady Incompressible Flow around a NACA0015 Airfoil Using Actuator Surface Method and Mass Corrected Interpolation Technique. *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, *54(5)*, pp.1047-1080. https://doi.org/ 10.22060/mej.2022.20472.7237.

6. Keenan, J.H. and Neumann, E.P., 1942. A simple air ejector. https://doi.org/10.1115/1.4009187.

7. Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P. and Petrenko, V.A., 1999. A 1-D analysis of ejector performance. *International journal of refrigeration*, *22(5)*, pp.354-364. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3.

8. Huang, B.J. and Chang, J.M., 1999. Empirical correlation for ejector design. *International journal of Refrigeration*, *22(5)*, pp.379-388. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00002-X.

9. Bukharin, N. and El Hassan, M., 2023. Numerical and experimental investigation of supersonic binary fluid ejector performance. *Fluids, 8(7)*, p.197. https://doi.org/10.3390/fluids8070197.

10. Nabatian, N., Shirazi, M. and Jafarzadeh, K.S., 2021. Numerical modeling and geometric optimization of single-phase supersonic ejector. *Sharif Journal of Mechanical Engineering (SJME)*. https://doi.org/10.24200/j40.2021.57003.1567.

11. Fouladi, N., Farahani, M. and Mahdian Dowlatabadi, M., 2024. A design algorithm and numerical investigation of a water-jacket cooling system for a high-altitude simulator diffuser. *Sharif Journal of Mechanical Engineering (SJME), 40(1)*, pp.25-37. https://doi.org/10.24200/j40.2023.61692.1668.

12. Chao, L., Guo, H., Xu, Y., He, Y. and Liang, G., 2025. Performance Calculation Method for the Multi-Stage Ejector System in Mid-High-Altitude Simulation Test. *AIP Advances, 15(5)*. https://doi.org/10.1063/5.0244606.

13. www.ascovacuum.com/liquid-ring-pumps.

مرجع بازی شده