



Shape Optimization of Supersonic Ejector to Enhance its Performance in Refrigeration Applications

F. Aligolzadeh, A. Hakkaki-Fard*

Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: Due to an increasing need for refrigeration systems and their growing electrical demand and greenhouse gases production, using ejector refrigeration systems would be a suitable substitution for conventional cooling systems. Main drawback of ejector refrigeration systems is their low coefficient of performance. The key component to improve the cycle performance is the ejector. Prerequisite of improving ejector performance is an accurate computational fluid dynamics simulation for predicting its entrainment ratio. In this study, a two dimensional, axisymmetric, steady state, compressible flow computational fluid dynamics simulation of a supersonic ejector is performed. In the second part of this study, geometrical optimization of the simulated ejector for two different objective functions is performed. The first objective function considered was the ejector entrainment ratio. The optimization with this objective function led to 53% relative improvement in the entrainment ratio with a negligible decrease in critical pressure. The second, objective function considered was the exergy efficiency in which the optimization showed 39.6% relative improvement. The exergy efficiency is used for the first time in the literature as the objective function for optimization of ejector geometry.

Review History:

Received: 29 Jun. 2018

Revised: 8 Nov. 2018

Accepted: 3 Dec. 2018

Available Online: 19 Dec. 2018

Keywords:

Computational fluid dynamics

Supersonic ejector

Shape optimization

Entrainment ratio

Exergy efficiency

1- Introduction

Ejector refrigeration system seems a promising substitute for conventional compressor based refrigeration systems. This system benefits from working with low-grade heat sources, low initial and maintenance costs and structural simplicity. However, ejector refrigeration system has not yet been commercialized, because it has a low coefficient of performance and cannot operate well when the working condition is not the same as design condition.

Ejector is the most prominent component of the ejector refrigeration system and many studies have been conducted to enhance its performance.

A group of researchers have tried to enhance the performance of ejectors by changing their geometrical dimensions. However, they have considered the effect of each variable separately. For example, Hakkaki-Fard et al. [1] investigated the effect of four geometrical parameters. These parameters included: exit diameter of primary nozzle, exit position of the primary nozzle, constant area mixing section length and constant area mixing section diameter. They improved the entrainment ratio of an ejector approximately 29% with a negligible decrease in its critical pressure.

A number of studies have conducted geometrical optimization of ejectors. They have optimized all variables simultaneously. For instance, Lee et al. [2] optimized geometry of a two-phase ejector with R-600a as the working fluid by using multi-objective genetic algorithm. They have investigated five geometrical parameters. The purpose of this

study was to improve entrainment ratio and compression ratio of the ejector.

To the best knowledge of the authors, exergy efficiency has not been applied as the objective function for optimizing geometry of ejectors. Furthermore, there are only a few studies that investigate all of the geometrical variables simultaneously. Thus, in this study geometrical optimization is carried out for two objective functions: entrainment ratio and exergy efficiency. In addition, the pattern search algorithm is used for the first time to optimize the ejector geometry.

2- Numerical Modeling

2- 1- Governing equations

Equations of continuity, momentum (in axial and radial directions) and energy are solved for an axisymmetric, compressible flow. The ejector is assumed to be at steady-state condition. For discretizing the advective-diffusive terms, the second order upwind scheme has been chosen except for the pressure term. The pressure staggering option has been applied to discretize the pressure terms. The SIMPLE algorithm has been used for coupling between velocity and pressure.

2- 2- Boundary condition

Pressure inlet boundary condition is applied for the inlets and pressure outlet boundary condition is used for outlet of the ejector. Walls are assumed to be adiabatic with no-slip condition.

2- 3- Validation

The numerical model has been validated against experimental study of Hakkaki-Fard et al. [3]. The Soave-Redlich-Kwong model was used as the equation of state and the k-ε realizable

*Corresponding author's email: ahakaki@sharif.ir



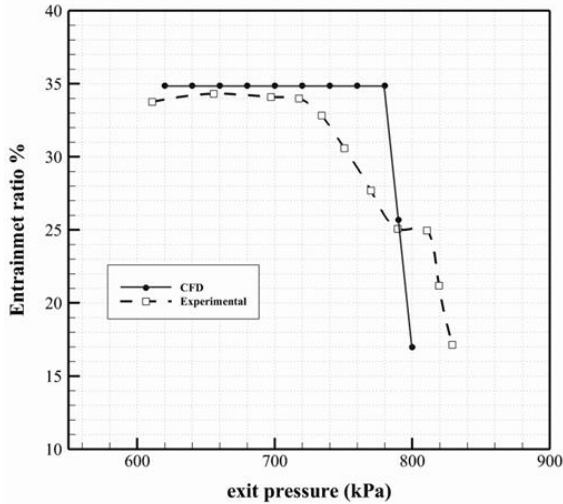


Fig. 1. Validation of numerical results against experimental data presented by Hakkaki-Fard et al. [3]

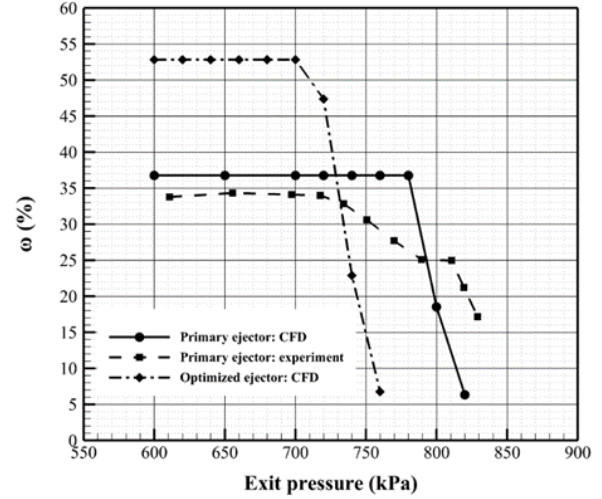


Fig. 3. Changes in entrainment ratio via exit pressure for the initial and optimized ejectors (objective function: entrainment ratio)

Table 1. Geometrical dimensions and entrainment ratio of the initial and optimized ejectors (objective function: entrainment ratio)

Ejector	L_{CA} (mm)	NXP (mm)	R_{NE} (mm)	R_{CA} (mm)	P_{Outlet} (kPa)	η (%)	ω (%)
Initial	89	29	4.5	8.31	720	24.0	36.76
Optimized	124	33.5	5.16	8.94	720	31.0	47.37

Table 2. Geometrical dimensions, exit pressure and, exergy efficiency of the initial and optimized ejectors (objective function: exergy efficiency)

Ejector	L_{CA} (mm)	NXP (mm)	R_{NE} (mm)	R_{CA} (mm)	P_{Outlet} (kPa)	η (%)	ω (%)
Initial	89	29	4.5	8.31	720	24.0	36.76
Optimized	128.2	34.1	4.2	9.0	610	33.5	77.7

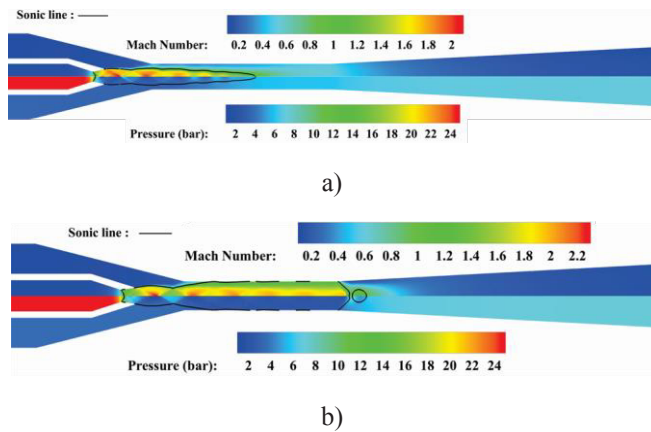


Fig. 2. Mach and pressure contours inside the ejector: a) optimized case and b) initial case (objective function: entrainment ratio)

model was applied as the turbulence model. Fig. 1 illustrates the validation in terms of entrainment ratio for different back pressures.

3- Geometrical Optimization

The optimization process works as follows: first, initial

guesses for the geometrical parameters are made and their allowed range of variations are determined. Using the initial guesses, geometry of the ejector is built. Then, computational grid is created on the geometry. The computational grid enters the developed Computational Fluid Dynamics (CFD) solver and the solver calculates the objective function (entrainment ratio or exergy efficiency). Based on the obtained value of the objective function and the initial guesses, the pattern search algorithm updates the parameters values and a new geometry will be made by using the updated values. This cycle continues until the convergence criteria are reached.

3-1- Geometrical optimization to maximize entrainment ratio

In this section, four geometrical parameters including: primary nozzle exit radius, primary nozzle exit position, constant area mixing section length and constant area mixing section radius are investigated to maximize the entrainment ratio of the ejector. Table 1 presents the geometrical parameters, outlet pressure, entrainment ratio and exergy efficiency of the initial and optimized ejectors.

According to Table 1, the geometrical optimization has increased the entrainment ratio from 36.76% to 47.73% while the outlet pressure has been remained constant.

Fig. 2 presents Mach and pressure contours of the initial and optimized ejectors. This figure shows that the area in which shock waves occur becomes smaller after the optimization.

Thus, geometrical optimization reduces the irreversibilities inside the ejector. Fig. 2. Mach and pressure contours inside the ejector: a) optimized case and b) initial case (objective function: entrainment ratio)

Fig. 3 presents changes in entrainment ratio via back pressure for the initial and optimized ejector. This figure shows that the on-design entrainment ratio of the optimized ejector is 53% but its critical pressure is reduced from 720 kPa to 700 kPa. Thus, for a small decrease in the critical pressure, the entrainment ratio has increased 44% compared to the initial ejector.

3- 2- Geometrical optimization to maximize exergy efficiency

For this part, in addition to the parameters investigated in the previous section, the back pressure of the ejector is also studied. Without considering the back pressure, the obtained results for optimization with exergy efficiency as objective function would be the same as results obtained for the optimization with entrainment ratio as the objective function.

According to Table 2, the optimization has increased the exergy efficiency of the ejector from 24% to 33.5%. Entrainment ratio of the ejector is also increased from 36.76% to 77.7%. However, it should be mentioned that the critical pressure of the ejector is decreased from 720 kPa to 610 kPa. This critical pressure is very low and in practice, the obtained ejector cannot be used in a refrigeration system.

4- Conclusions

In this study, geometrical optimization of a supersonic ejector has been carried out. Four geometrical parameters are investigated. The optimization is applied for two separate objective functions: entrainment ratio and exergy efficiency. It is shown that the geometrical optimization with

entrainment ratio as the objective function has increased the entrainment ratio from 36.76% to 53% but has decreased the critical pressure from 720 to 700 kPa. So, with a negligible decrease in the critical pressure, the entrainment ratio is 44% increased. In the second part, optimization is carried out to maximize exergy efficiency. It is demonstrated that the exergy efficiency is increased from 24% to 33.5% but the critical pressure is reduced from 720 to 590 kPa. Because of the low critical pressure, the obtained geometry is not appropriate for using in a refrigeration applications.

Acknowledgment

The authors would like to express their gratitude to Iran National Science Foundation (INSF) for their financial support via grant number 96005535, and Sharif University of Technology for their financial support via grant program number G960501.

References

- [1] A. Hakkaki-Fard, Z. Aidoun, M. Ouzzane, A computational methodology for ejector design and performance maximisation, *Energy Conversion and Management*, 105 (2015) 1291-1302.
- [2] M.S. Lee, H. Lee, Y. Hwang, R. Radermacher, H.M. Jeong, Optimization of two-phase R600a ejector geometries using a non-equilibrium CFD model, *Applied Thermal Engineering*, 109 (2016) 272-282.
- [3] A. Hakkaki-Fard, M. Poirier, Z. Aidoun, M. Ouzzane, D. Giguère, An experimental study of ejectors supported by CFD, in: *Refrigeration Science and Technology*, 2015, pp. 2030-2037.



بهینه‌سازی هندسی اجکتور فراصوتی برای بهبود عملکرد آن در سیستم‌های تبرید

فرید علی گل‌زاده، علی حکاکی‌فرد*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۴/۰۸
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۸/۱۷
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۹/۱۲
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۹/۲۸

کلمات کلیدی:

دینامیک سیالات محاسباتی
اجکتور فراصوتی
بهینه‌سازی هندسی
نسبت مکش
بازده اگزرژی

خلاصه: نظر به نیاز روزافزون به سامانه‌های تبرید و تهویه مطبوع و به طبع آن افزایش مصرف انرژی الکتریکی و تولید گازهای گلخانه‌ای، استفاده از سامانه‌های تبرید اجکتوری راه‌حل مناسبی برای جایگزین کردن سامانه‌های تبرید تراکمی متداول به نظر می‌رسد. مشکل اصلی سامانه‌های تبرید اجکتوری، پایین بودن ضریب عملکرد آن‌ها است. در این سامانه‌ها، ضریب عملکرد به‌طور مستقیم به عملکرد اجکتور بستگی دارد. یکی از مهم‌ترین پیش‌نیازها برای بهبود عملکرد اجکتور، انجام یک شبیه‌سازی عددی دقیق و مطمئن برای پیش‌بینی مؤلفه‌های محلی و کلی جریان در اجکتور است. در این مطالعه، در ابتدا با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی برای جریان دوبعدی، دارای تقارن محوری، حالت‌پایا و تراکم‌پذیر درون اجکتور فراصوتی، شبیه‌سازی عددی انجام شد. در قسمت بعدی این پژوهش، بهینه‌سازی هندسی برای چهار پارامتر هندسی تأثیرگذار اجکتور، یک‌بار با تابع هدف نسبت مکش و بار دیگر با تابع هدف بازده اگزرژی انجام شده است. استفاده از تابع هدف بازده اگزرژی برای اولین بار است که بر روی اجکتور انجام می‌گیرد. در نتیجه انجام بهینه‌سازی با تابع هدف نسبت مکش، هندسه اجکتوری حاصل شد که با تغییر ناچیز در فشار خروجی اجکتور، نسبت مکش آن به‌طور نسبی ۰/۵۳٪ افزایش داشته است. همچنین با انجام بهینه‌سازی هندسی با تابع هدف بازده اگزرژی، اجکتوری حاصل شد که بازده اگزرژی آن به‌طور نسبی ۰/۳۹٪ افزایش داشته است.

۱- مقدمه

نیاز روزافزون به آسایش حرارتی^۱ موجب افزایش سریع در استفاده از سامانه‌های سرمایشی و به تبع آن افزایش نیاز به مصرف برق در سامانه‌های تهویه مطبوع ساختمان‌ها شده است [۱ و ۲]. به‌کارگیری سامانه‌های سرمایش حرارتی^۲ که در آن‌ها از منابع حرارتی درجه پایین^۳ یا انرژی خورشیدی استفاده می‌شود، می‌تواند باعث کاهش مصرف برق شود [۳]. از میان سامانه‌های مختلف سرمایش حرارتی، سیستم سرمایش اجکتوری^۴ جایگزین مناسبی برای سامانه‌های متداول سرمایش بر پایه کمپرسور به نظر می‌رسد. این سامانه‌ها از مزایای بسیاری از جمله قابلیت استفاده از منابع حرارتی درجه پایین، مثل گرمای اتلافی در صنایع و انرژی خورشیدی، هزینه خرید و نگهداری پایین، سادگی ساختاری، قابلیت اطمینان بالا و سازگاری با طیف وسیعی از مبردها بهره می‌برند. همچنین این سامانه‌ها، از دو طریق

کاهش انرژی الکتریکی ورودی و همچنین اجتناب از استفاده مبردهای مضر برای طبیعت می‌توانند در کاهش تولید اثرات گلخانه‌ای مؤثر واقع شوند [۴]. اما سرمایش اجکتوری هنوز نتوانسته است در بازار نفوذ کند و جایگاه خود را بیابد که از مهم‌ترین دلایل آن پایین بودن ضریب عملکرد این سامانه‌ها و همچنین عدم کارایی سیستم در زمانی است که شرایط کاری، از شرایط ایده‌آل طراحی فاصله داشته باشد [۵ و ۶].

شکل ۱ نمایی ساده از یک سیکل ساده تبرید اجکتوری را نمایش می‌دهد. با توجه به این شکل، ابتدا فشار مبرد مایع توسط پمپ افزایش می‌یابد. سپس مبرد مایع وارد ژنراتور می‌شود. در ژنراتور معمولاً از انرژی حرارتی درجه پایین برای تبخیر مبرد استفاده می‌کند. زمانی که مبرد فشار بالا به حالت بخار اشباع رسید، به داخل اجکتور وارد می‌شود و باعث مکش جریان ثانویه از اوپراتور به داخل اجکتور می‌شود. بعد از ورود جریان ثانویه به درون اجکتور دو جریان با یکدیگر مخلوط می‌شوند. پس از عبور جریان مخلوط شده از دیفیوزر، درحالی‌که فشار این جریان برابر فشار کندانسور است، اجکتور را ترک می‌کند. با انتقال حرارت سیال به محیط در هنگام

- 1 Thermal comfort
- 2 Thermal refrigeration
- 3 Low-grade heat energy
- 4 Ejector refrigeration system

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ahakaki@sharif.ir



می‌کند. خلأ نسبی ایجادشده موجب مکش جریان ثانویه خروجی از اوپراتور به درون اجکتور و محافظه مکش می‌شود. جریان ثانویه با انتقال مومتوم در طول لایه برشی اختلاط، شتاب می‌گیرد و به شرایط صوتی می‌رسد [۸]. سپس جریان مخلوط حاصله از طریق عبور از شوک‌ها در قسمت سطح مقطع ثابت و زیرصوتی شدن جریان و در ادامه با عبور از دیفیوزر منبسط می‌شود تا به شرایط خروجی اجکتور و ورودی کندانسور برسد. نمای شماتیکی از یک اجکتور فراصوتی در شکل ۲ آمده است.

استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی^۱ ابزاری ارزشمند برای شبیه‌سازی و دست‌یابی به مشخصه‌های مهم جریان در اجکتورهای فراصوتی است. اما وجود پدیده‌های پیچیده‌ای از جمله موج‌های شوک^۲، اختلاط لایه‌ای توربولانت^۳ استفاده از این ابزار را برای شبیه‌سازی درست و دقیق اجکتور فراصوتی، دشوار کرده است. اکثر مطالعات عددی انجام‌شده در زمینه اجکتورهای فراصوتی به کمک نرم‌افزارهای تجاری از جمله فلوئنت [۸] و فونیکس [۹] انجام شده است. در اکثر شبیه‌سازی‌های انجام‌شده، فرض‌های دوبعدی تقارن محوری همراه با دیواره‌های آدیاباتیک یکنواخت مورد استفاده قرار گرفته‌اند.

گروهی از محققان، سعی کردند با تغییر در ابعاد هندسی اجکتور عملکرد آن را بهبود بخشند، این محققان، هر یک از ابعاد هندسی اجکتور را به صورت مستقل از دیگر ابعاد هندسی اجکتور مورد مطالعه قرار دادند. هرچند آن‌ها توانستند عملکرد اجکتور را نسبت به حالت اولیه آن بهبود بخشند اما نقیصه اصلی پژوهش آن‌ها، عدم بررسی تأثیرات تغییر پارامترهای هندسی مختلف

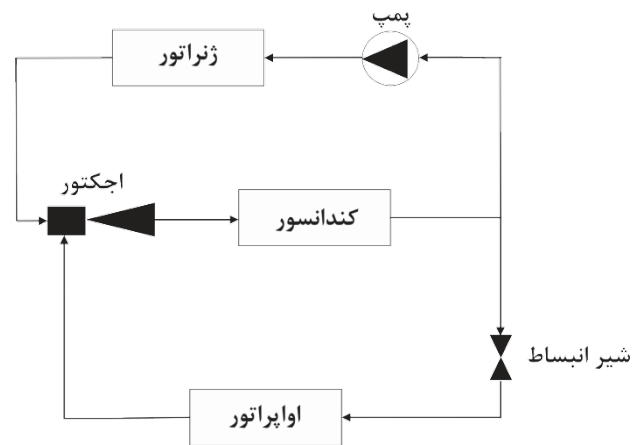


Fig. 1. A simple schematic of an ejector refrigeration system

شکل ۱: نمایی ساده از یک سیکل تبرید اجکتوری

عبور از کندانسور، سیال به حالت مایع اشباع درمی‌آید. جریان خروجی از کندانسور دو بخش می‌شود، یک بخش آن به صورت هم‌آنتالپی از طریق شیر فشارشکن، منبسط‌شده و وارد اوپراتور می‌گردد تا اثر سرمایشی سیکل را اجرا کند، بخش دیگر سیال توسط پمپ مکیده می‌شود تا سیکل کامل گردد [۷]. اجکتور فراصوتی از چهار بخش اصلی تشکیل شده است که عبارت‌اند از: نازل اولیه، محافظه مکش، قسمت اختلاط و دیفیوزر. طریقه کار آن بدین شکل است که در آن جریان اولیه یا محرک خروجی از ژنراتور به علت اختلاف فشار در یک نازل هم‌گرا-واگرا شتاب می‌گیرد تا به حالت فراصوتی برسد. سرعت زیاد جریان اولیه در خروجی نازل اولیه، ایجاد خلأ نسبی

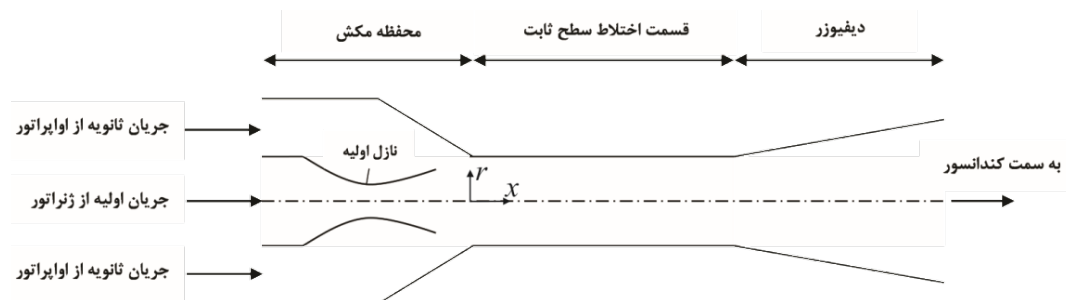


Fig. 2. Supersonic ejector and its components

شکل ۲: اجکتور فراصوتی و اجزای آن

- 1 Computational Fluid Dynamics (CFD)
- 2 Shock waves
- 3 Turbulent layer mixing

مکش و نسبت تراکم اجکتور بوده است. پالاکز و همکاران^۷ [۱۴] هندسه قسمت اختلاط یک اجکتور دو فاز که در آن از کربن دی‌اکسید به‌عنوان سیال عامل استفاده شده بود را با استفاده از الگوریتم ژنتیک و الگوریتم تکامل^۸ بهینه‌سازی نمودند. تابع هدف این بهینه‌سازی نیز بازده اجکتور تحت بارهای سرمایه‌ی متفاوت تعریف شد. نتایج حاصله نشان دادند که رابطه‌ای قوی بین عملکرد اجکتور و قطر قسمت اختلاط وجود دارد. کاریو و همکاران^۹ [۱۵] از الگوریتم چندهدفه تکاملی برای بهینه‌سازی هندسی اجکتور تک فاز با سیال عامل هوا و کربن دی‌اکسید استفاده نمودند. آن‌ها دریافتند که با انجام بهینه‌سازی مذکور، می‌توان نسبت مکش را تا حداکثر ۱۱۰٪ برای سیال عامل هوا و ۳۵٪ برای سیال عامل کربن دی‌اکسید با ثابت نگه‌داشتن فشار خروجی افزایش داد. همچنین، فشار خروجی اجکتور می‌تواند تا ۵۵٪ برای هوا و ۱۰٪ برای کربن دی‌اکسید با ثابت نگه‌داشتن نسبت مکش، افزایش یابد.

با توجه به مطالعه ادبیات صورت گرفته، تا به حال بازده آگرژی به‌عنوان تابع هدف بهینه‌سازی ابعاد هندسی اجکتور در نظر گرفته نشده است. همچنین اکثر قریب به اتفاق مطالعات پیشین در این حوزه به مطالعه پارامتری هر یک از ابعاد هندسی مستقل از دیگر ابعاد هندسی مسئله پرداخته‌اند و تنها تعداد کمی از مطالعات به بهینه‌سازی و استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی پرداخته‌اند. در نتیجه در پژوهش حاضر، هدف بهینه‌سازی عملکرد اجکتور با استفاده از الگوریتم جستجوی الگو و بر مبنای تابع هدف راندمان آگرژی و نسبت مکش می‌باشد. همان‌طور که در پیشینه پژوهش به آن اشاره شد، تغییر در ابعاد هندسی اجکتور می‌تواند به شکل قابل توجهی منجر به بهبود عملکرد اجکتور از نظر نسبت مکش شود که در نهایت موجب بهبود ضریب عملکرد سیکل سرمایه‌ی خواهد شد برای بهبود عملکرد اجکتور با توجه به پیشینه پژوهش، اثر تغییرات در چهار پارامتر هندسی مهم که عبارت‌اند از: شعاع صفحه خروجی نازل اولیه، موقعیت نازل اولیه، شعاع قسمت اختلاط سطح ثابت و طول قسمت اختلاط سطح ثابت به‌صورت هم‌زمان باهم توسط الگوریتم جستجوی الگو برای دست‌یابی به نسبت مکش بهینه، بهینه‌سازی شده‌اند. از الگوریتم جستجوی الگو برای اولین بار است که در بهینه‌سازی اجکتورهای فراصوتی استفاده می‌شود. همچنین در قسمت دیگر، بهینه‌سازی باهدف پیشینه کردن بازده آگرژی اجکتور که نمادی از میزان بهره‌برداری از کار دسترس‌پذیر است، انجام شده است که در هیچ‌کدام از مراجع این کار

به شکل هم‌زمان بوده است. برای مثال حکاکی‌فرد و همکاران [۹] با استفاده از روش مشخصه‌ها^۱ برای دیواره قسمت واگرای نازل اولیه پروفیل طراحی نمودند و همچنین از پروفیل‌هایی به شکل سهموی برای قسمت‌های همگرای نازل، سطح بیرونی نازل و همچنین سطح محفظه مکش استفاده نمودند. همچنین، آن‌ها اثر تغییرات در چهار پارامتری هندسی قطر دهانه خروجی نازل، فاصله خروجی نازل تا ورودی قسمت سطح ثابت، طول قسمت سطح ثابت و قطر قسمت سطح ثابت بر نسبت مکش را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها توانستند نسبت مکش را برای یک اجکتور بهینه‌شده حدود ۲۹٪ افزایش دهند، هرچند که فشار بحرانی به مقدار ناچیزی کاهش پیدا کرد. در پژوهش دیگری، فو و همکاران^۲ [۱۰] به‌صورت عددی اثر تغییرات هندسه نازل اولیه بر عملکرد اجکتور را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها به بازه‌ای از قطر صفحه خروجی نازل اولیه دست یافتند که به ازای آن اجکتور عملکرد بهینه خواهد داشت. همچنین، آن‌ها نتیجه گرفتند که طول قسمت واگرای نازل اولیه در مقایسه با قطر صفحه خروجی آن، تأثیر ناچیزی بر عملکرد اجکتور دارد. روانگتراکن و همکاران^۳ [۱۱] اثر پارامترهای هندسی نازل اولیه را به‌صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها دریافتند محل شوک‌های جریان‌های مخلوط شونده و زاویه انبساط جت جریان اولیه در هنگام خروج از نازل اولیه، نقش بسزایی در عملکرد اجکتور دارند. وانگ و همکاران^۴ [۱۲] با استفاده از تحلیل عددی و تغییر در هندسه و زبری سطح نازل اولیه عملکرد اجکتور را بهبود بخشیدند. با توجه به نتایج آن‌ها، گلویی و قسمت واگرای نازل باید به‌صورت ویژه‌ای در هنگام طراحی اجکتور مورد توجه قرار بگیرد زیرا عملکرد اجکتور به ابعاد هندسی و زبری سطوح در این قسمت‌ها بسیار حساس است. گروه دیگری از مطالعات، همانند قسمت قبل، اثرات تغییر در ابعاد هندسی اجکتور را بر عملکرد اجکتور مورد ارزیابی قرار دادند، اما تفاوت اصلی پژوهش آن‌ها با پژوهش‌های قبلی در استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی بوده است. در این دسته از مطالعات اثر تغییرات در تمامی پارامترهای هندسی به‌صورت هم‌زمان مورد تحلیل قرار می‌گیرد. برای نمونه، لی و همکاران^۵ [۱۳] هندسه یک اجکتور دوفازی با $R - 600a$ به‌عنوان سیال کاری را با استفاده از الگوریتم ژنتیک چندهدفه^۶ بهینه‌سازی کردند. در این بهینه‌سازی از پنج پارامتر متغیر هندسی استفاده شد. هدف از انجام بهینه‌سازی بهبود نسبت

- 1 Method of characteristics
- 2 Fu et al.
- 3 Ruangtrakoon et al.
- 4 Wang et al.
- 5 Lee et al.
- 6 Multi objective genetic algorithm

7 Palacz et al.
8 Evolutionary algorithm
9 Carrillo et al.

قبلاً صورت نگرفته بود.

جریان دارای تقارن محوری

جریان تراکم پذیر تک فاز گازی برای سیال عامل

جریان مغشوش

شرایط پایا

پایستگی جرم، پایستگی مومنتوم در جهت شعاعی و پایستگی مومنتوم

در جهت محوری برای دستگاه مختصات استوانه‌ای (r,x) مطابق با روابط (۵)

تا (۷) به کار رفته‌اند. از آنجا که جریان تراکم پذیر است، معادله انرژی (رابطه (۸)) نیز باید در نظر گرفته شود [۱۸].

$$\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_r)}{\partial r} + \frac{\rho v_r}{r} = 0 \quad (۵)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v_x v_r)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v_r v_r)}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] - 2 \mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \frac{v_z^2}{r} + F_r \quad (۶)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v_x v_x)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v_r v_x)}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] + F_x \quad (۷)$$

$$\nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (۸)$$

در معادلات فوق، ρ نشان‌دهنده چگالی، v نشان‌دهنده سرعت، p نشان‌دهنده فشار و T نشان‌دهنده دما هستند. S و F نیز نمایشگر عبارت‌های چشمه و چاه هستند. برای حل معادلات فوق از نرم‌افزار تجاری انسیس-فلونت ویرایش ۱۶^۳ استفاده شده است [۱۹]. این نرم‌افزار معادلات را بر اساس روش حجم محدود گسسته‌سازی و به صورت عددی حل می‌کند.

برای بررسی عملکرد اجکتورها از پارامترهای مختلفی می‌توان استفاده کرد، اما در پژوهش حاضر از دو پارامتر استفاده شده است: نسبت مکش^۱، بازده انرژی^۲ [۹]. نسبت مکش به شکل نسبت دبی جرمی جریان ثانویه به دبی جرمی جریان اولیه تعریف می‌شود:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (۱)$$

بازده انرژی نیز به صورت نسبت اختلاف انرژی بین جریان خروجی و ورودی ثانویه ($\dot{m}_s \chi_s$) و ورودی ثانویه به اختلاف انرژی بین جریان ورودی اولیه ($\dot{m}_p \chi_p$) و جریان خروجی ($\dot{m}_p \chi_e$) تعریف می‌شود [۱۶]:

$$\eta_x = \frac{\dot{m}_s (\chi_e - \chi_s)}{\dot{m}_p (\chi_p - \chi_e)} = \omega \frac{\chi_e - \chi_s}{\chi_p - \chi_e} \quad (۲)$$

$$\chi = [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (۳)$$

که در رابطه (۳)، h نشانگر آنتالپی ویژه، T نشان‌دهنده دما و s نشان‌دهنده آنتروپی ویژه است. شرایط مرجع نیز فشار ۱۰۰ کیلو پاسکال و دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است.

ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری نیز به صورت رابطه (۴) بیان می‌شود. همان‌طور که از این رابطه مشهود است، در شرایط ثابت بودن دمای ژنراتور و اوپراتور، ضریب عملکرد سیکل به شکل خطی به نسبت مکش وابسته است [۱۷].

$$COP = \omega \times \frac{\Delta h_{Evap}}{\Delta h_{Gen}} \quad (۴)$$

۲- مدل‌سازی عددی

۲-۱- معادلات حاکم و جزئیات حل

برای استخراج معادلات حاکم بر اجکتور فراصوتی، فرض‌های زیر در نظر گرفته شده‌اند [۹]:

- 1 Entrainment ratio (ω)
- 2 Exergy efficiency (η_x)

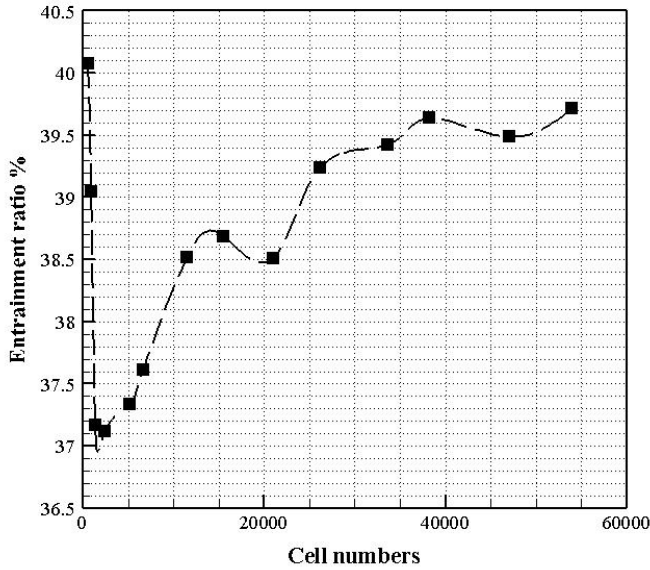


Fig. 3. Entrainment ratio variations for different computational cell numbers

شکل ۳: تغییرات نسبت مکش با تغییر در تعداد سلول‌های محاسباتی

حول محور x یک قطاع نازک از اجکتور شبیه‌سازی شده است. با این روش، می‌توان هزینه محاسباتی شبیه‌سازی اجکتور را نسبت به حالت شبیه‌سازی کل حجم اجکتور کاهش داد [۲۴]. شرایط مرزی اعمال شده در این پژوهش در همه بخش‌ها مطابق با جدول ۱ است مگر آن که در مورد شرایط مرزی بحث شده باشد.

۲-۳- اعتبارسنجی مدل عددی

برای انجام اعتبارسنجی مدل عددی لازم است نتایج حاصل از حل عددی و نتایج حاصل از آزمایش‌های تجربی با یکدیگر مقایسه شوند. برای انجام این مقایسه، از هندسه و شرایط کاری اجکتور (II) مطالعه تجربی حکاک‌فرد و همکاران [۲۵] استفاده شده است. سیال عامل این آزمایش نیز میرد R-134a می‌باشد. شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای انجام اعتبارسنجی مطابق با جدول ۱ است و فشار خروجی اجکتور برابر با ۷۲۰ کیلو پاسکال در نظر گرفته شده است. در حین انجام محاسبات، از مدل اغتشاشی k-ε realizable و معادله حالت سوآوه-ردلیخ-وانگ برای جریان درون اجکتور استفاده شده است. مدل‌های k-ε به دلیل پایداری و دقت در محاسبه نسبت مکش به‌صورت گسترده‌ای برای شبیه‌سازی اجکتورهای فراصوتی مورد استفاده قرار گرفته‌اند [۹ و ۲۶]. سو [۲۷] دقت مدل‌های k-ε و realizable و k-ω SST را برای محاسبه فشار استاتیک سیال روی دیواره

جدول ۱: شرایط مرزی اجکتور استفاده شده برای اعتبارسنجی مدل عددی

Table 1. Boundary conditions of the ejector used for validation

مرز	فشار (kPa)	دما (°C)
ورودی اولیه	۲۶۳۳	۱۰۰
ورودی ثانویه	۳۵۰	۲۵
خروجی	۶۰۰-۸۵۰	-

برای گسسته‌سازی عبارات جابجایی-پخش^۱ معادلات فوق، به‌جز معادله فشار، از روش مرتبه دوم پیشرو استفاده شده است [۲۰]. برای گسسته‌سازی معادله فشار از روش پرستو^۲ استفاده شده است. این روش گسسته‌سازی برای جریان‌های دارای گرادیان فشار بالا بسیار مناسب است. گرادیان‌ها نیز با استفاده از روش حداقل مربعات محاسبه شده‌اند. بعد از گسسته‌سازی معادلات، دستگاهی از معادلات جبری حاصل می‌شود که می‌تواند با استفاده از الگوریتم‌های بر پایه فشار^۳ یا بر پایه چگالی^۴ حل شوند. از نقطه نظر تاریخی، حل‌گرهای بر پایه چگالی معمولاً برای جریان‌های فراصوتی که در آن‌ها موج‌های شوک نیز قابل مشاهده است، مناسب هستند. از طرفی، مطالعاتی که اخیراً انجام شده‌اند، نشان داده‌اند که حل‌گر بر پایه فشار که در آن از الگوریتم سیمپل^۵ یا مشتقات آن استفاده می‌شود، توانمندی بالایی در حل جریان فراصوت در اجکتورهای تک فاز [۲۱ و ۲۲] و دو فاز [۲۳] دارند. در مطالعه حاضر نیز از حل‌گر بر پایه فشار استفاده شده است. از الگوریتم سیمپل نیز برای کوپلینگ فشار و سرعت استفاده شده است.

۲-۲- شرایط مرزی

برای تمام شبیه‌سازی‌ها، شرط مرزی ورودی‌های اولیه و ثانویه به شکل ورودی فشار داده شده‌اند. در شرط مرزی ورودی فشار، فشار و دمای ثابت برای ورودی اعمال می‌شود. برای خروجی اجکتور نیز، شرط مرزی خروجی فشار اعمال شده است. به دلیل سرعت زیاد جریان درون اجکتور فراصوتی، دیواره‌های آن به شکل عایق حرارتی فرض شده‌اند زیرا جریان فرصت کافی برای انتقال حرارت با محیط از طریق دیواره‌ها را ندارد. همچنین، شرط عدم لغزش نیز روی دیواره‌ها اعمال شده است. با توجه به تقارن محوری اجکتور

- 1 Advective-diffusive
- 2 PRESTO!
- 3 Pressure based
- 4 Density based
- 5 SIMPLE

محاسباتی، تغییرات نسبت مکش با توجه به تغییرات تعداد سلول‌های محاسباتی مورد ارزیابی قرار گرفت. عدم تغییرات بیش از نیم درصد در محاسبه نسبت مکش به‌عنوان حد خطای موردقبول در این پژوهش برای استقلال حل از شبکه انتخاب شده است. با توجه به شکل ۳، برای تعداد سلول‌های بیش از ۳۰۰۰۰، تمامی تغییرات در نسبت مکش حاصله زیر نیم درصد هستند. بنابراین تعداد ۳۰۰۰۰ سلول محاسباتی برای انجام شبیه‌سازی‌ها انتخاب شده است. در شکل ۴ نیز تغییرات نسبت مکش نسبت به فشار خروجی اجکتور برای حالت‌های آزمایشگاهی و عددی باهم مقایسه شده‌اند و همان‌طور که مشخص است، نتایج در قسمت طراحی اجکتور تطابق بسیار خوبی با یکدیگر دارند. جزئیات بیشتر در مورد شبیه‌سازی و اعتبارسنجی مدل عددی در مرجع [۲۸] آمده است. در شکل‌های ۵ و ۶ کانتور ماخ و فشار جریان درون اجکتور پس از انجام شبیه‌سازی آمده است.

۳- بهینه‌سازی هندسی

بهینه‌سازی با استفاده از کوپلینگ^۲ نرم‌افزارهای متلب^۳ و انسیس^۴ انجام شده است. یک کد به شکل تابع در متلب نوشته شده است که به‌عنوان ورودی، مقدار چهار پارامتر هندسی را دریافت می‌کند. با استفاده از پارامترهای ورودی، متلب نرم‌افزار انسیس جئومتري^۵ را باز می‌کند و تغییرات لازم را در ابعاد هندسی اجکتور موجود اعمال می‌کند. سپس نرم‌افزار جئومتري را می‌بندد و هندسه به‌دست‌آمده را وارد نرم‌افزار انسیس مشینگ^۶ می‌کند تا شبکه محاسباتی بر روی هندسه ورودی اعمال شود. حال، متلب شبکه

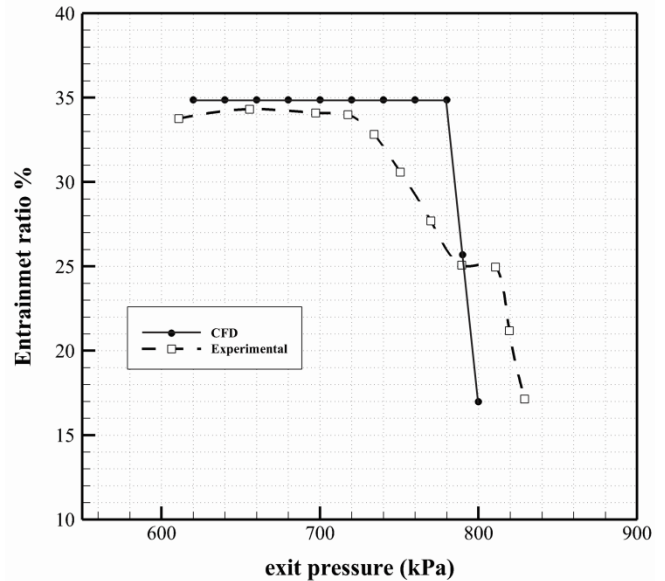


Fig. 4. Entrainment ratio as a function of exit pressure for experimental and numerical cases

شکل ۴: مقایسه تغییرات نسبت مکش با توجه به تغییر در فشار خروجی اجکتور برای حالت‌های آزمایشگاهی و عددی

در طول یک اجکتور فراصوتی مورد مطالعه قرار داد. وی نتیجه گرفت که مدل $k-\epsilon$ realizable توزیع دقیق‌تری را از فشار روی دیواره نشان می‌دهد و همچنین این مدل در پیش‌بینی موج‌های شوک درون اجکتور بهتر عمل می‌کند.

برای مدل اغتشاشی در مجاورت دیواره‌ها نیز از مدل رفتار دیواره افزوده‌شده^۱ استفاده شده است. برای بررسی استقلال حل عددی از شبکه

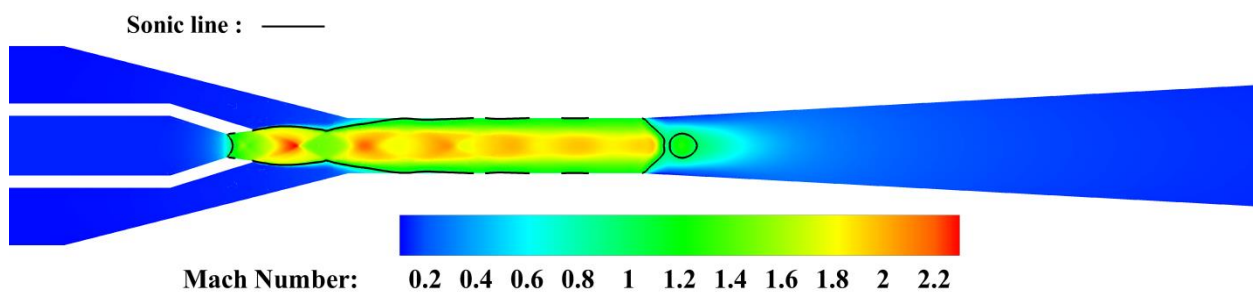


Fig. 5. Mach contour for the initial ejector

شکل ۵: کانتور ماخ جریان درون اجکتور اولیه

2 Coupling
3 MATLAB
4 ANSYS
5 ANSYS geometry
6 ANSYS meshing

1 Enhanced wall treatment

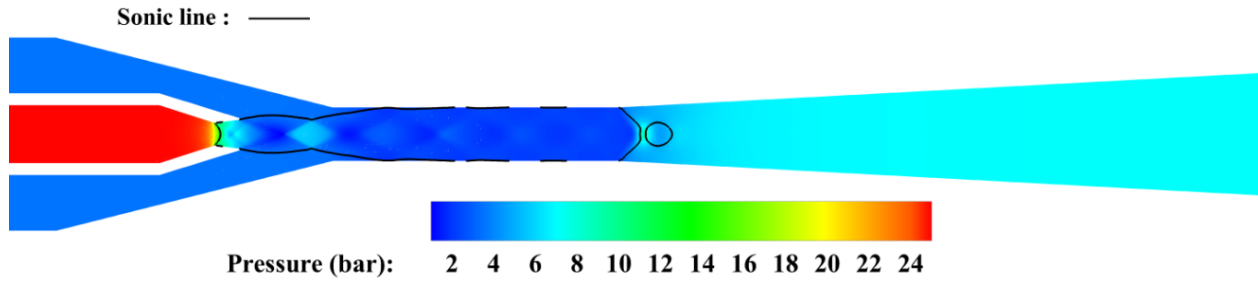


Fig. 6. Pressure contour for the initial ejector

شکل ۶: کانتور فشار جریان درون اجکتور اولیه

۳-۱- بهینه‌سازی با تابع هدف نسبت مکش

در این بخش، نتایج بهینه‌سازی چهار پارامتر هندسی شعاع خروجی نازل اولیه (R_{NE})، فاصله خروجی نازل اولیه تا ورودی قسمت اختلاط سطح مقطع ثابت (NXP)، شعاع قسمت اختلاط سطح مقطع ثابت (R_{CA}) و طول قسمت

محاسباتی را وارد نرم‌افزار فلوئنت می‌کند و پس از انجام محاسبات جریان سیال، مقدار نسبت مکش اجکتور را تعیین می‌کند. بدین ترتیب خروجی تابع نوشته‌شده در متلب، که همان نسبت مکش اجکتور است، به دست می‌آید. برای انجام این بهینه‌سازی از ابزار بهینه‌سازی متلب استفاده شده است. در این ابزار، کد نوشته‌شده برای محاسبه نسبت مکش به شکل تابع هدف معرفی می‌شود و ابزار در هر مرحله مقدار نسبت مکش را با استفاده از این کد تابع می‌تواند دریافت کند. شرط همگرایی برای بهینه‌سازی با توجه به طولانی بودن زمان موردنیاز برای محاسبه تابع هدف، ۱۰۰ بار محاسبه تابع هدف تعریف شده است. روند بهینه‌سازی پس از ۱۰۰ بار محاسبه تابع هدف به اتمام می‌رسد و بزرگ‌ترین نسبت مکش به دست آمده در طی این ۱۰۰ بار محاسبه تابع هدف، به‌عنوان نسبت مکش بهینه و ابعاد پارامترهای هندسی آن نیز به‌عنوان ابعاد هندسی بهینه برای اجکتور معرفی می‌گردند.

روند انجام بهینه‌سازی به‌طور خلاصه در فلوچارت شکل ۷ آمده است. با توجه به این فلوچارت، در ابتدا مقادیر اولیه برای پارامترها و همچنین محدوده مجاز تغییرات هر یک از پارامترها وارد می‌شوند. با استفاده از مقادیر اولیه، هندسه اولیه اجکتور ساخته می‌شود، پس‌از آن، بر روی هندسه، شبکه محاسباتی اعمال می‌شود. سپس حل جریان درون اجکتور با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی حاصل می‌شود و نسبت مکش محاسبه می‌شود. مقدار نسبت مکش وارد الگوریتم جستجوی الگو می‌شود و این الگوریتم، با توجه به مقدار پارامترهای هندسی، مقدار نسبت مکش و مقادیر قبلی پارامترها، مقادیر جدیدی را برای پارامترهای هندسی پیشنهاد می‌کند. مقادیر جدید هندسی دوباره وارد قسمت ساخت هندسه می‌شوند و چرخه تا جایی که شرط همگرایی ارضا شود، ادامه پیدا می‌کند.

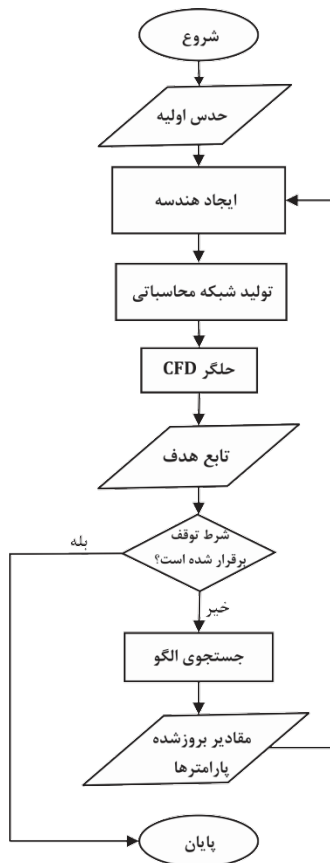


Fig. 7. Logical flowchart of the geometrical optimization process

شکل ۷: فلوچارت منطقی روند انجام بهینه‌سازی هندسی

مکش اجکتور از ۳۶/۷۶٪ به ۴۷/۳۷٪ با ثابت نگه‌داشتن فشار خروجی (۷۲۰ کیلو پاسکال) رسیده است. بنابراین به شکل نسبی، نسبت مکش اجکتور حدود ۲۹٪ افزایش یافته است.

شکل ۸-الف کاتوره‌های ماخ و فشار جریان را برای اجکتور بهینه‌شده نشان می‌دهد. از مقایسه این کاتور با کاتور ماخ و فشار جریان اجکتور اولیه در شکل ۸-ب مشخص است که محدوده شامل قطار موج^۱ درون اجکتور، در حالت بهینه‌سازی شده کوچک‌تر شده است. این بدان معناست که بهینه‌سازی از لحاظ فیزیکی با کم کردن از برگشت‌ناپذیری‌ها به بهبود عملکرد اجکتور کمک می‌کند. همچنین با مقایسه کاتوره‌های فشار می‌توان مشاهده کرد که افزایش تدریجی فشار در حالت بهینه‌سازی شده از اواسط قسمت اختلاط سطح مقطع ثابت شروع می‌شود و تا خروجی دیفیوزر ادامه می‌یابد. اما در کاتور فشار اجکتور اولیه، افزایش تدریجی فشار از اوایل دیفیوزر شروع می‌شود و تا قسمت انتهایی آن ادامه می‌یابد. همان‌طور که از این مشاهده نیز واضح است، بهینه‌سازی باعث شده تا اثرات برگشت‌ناپذیری‌ها در اجکتور کاهش یابد. از مقایسه خطوط جریان برای حالت بهینه‌سازی شده در شکل ۸-پ با حالت اولیه در شکل ۸-ت، مشخص می‌شود که سطح مقطع بزرگ‌تری برای عبور جریان ثانویه در اجکتور بهینه‌سازی شده ایجاد شده است که موجب افزایش دبی جرمی ثانویه خواهد شد و همچنین دو جریان اولیه و ثانویه با حالت موازی‌تری نسبت به حالت اولیه وارد قسمت اختلاط اجکتور می‌شوند.

همان‌طور که قبلاً گفته شد بهینه‌سازی برای فشار خروجی ۷۲۰ کیلو پاسکال انجام شده است که در نتیجه آن، نسبت مکش از ۳۶/۷۶٪ به ۴۷/۳۷٪ رسیده است. با انجام محاسبات بر روی اجکتور بهینه‌شده برای فشارهای خروجی متفاوت از ۷۲۰ کیلو پاسکال نمودار شکل ۹ به‌دست آمده است. واضح است که فشار بحرانی اجکتور به ۷۰۰ کیلو پاسکال رسیده است و در واقع فشار بحرانی نسبت به حالت اولیه، کاهش یافته است. برای اجکتور

جدول ۲: محدوده مجاز برای تغییرات در پارامترهای هندسی برای بهینه‌سازی با تابع هدف نسبت مکش

Table 2. Variation ranges of the geometrical parameters for the optimization, when entrainment ratio is the objective function

حد بالا (mm)	حد پایین (mm)	
۱۲۵	۷۰	L_{CA}
۴۵	۱۵	NXP
۹	۳/۵	R_{NE}
۱۲	۵	R_{CA}

اختلاط سطح مقطع ثابت (L_{CA}) باهدف بیشینه‌سازی تابع هدف (نسبت مکش) ارائه شده‌اند. این چهار پارامتر هندسی با توجه به توضیحات داده‌شده در مقدمه انتخاب شده‌اند. همان‌گونه که در ادبیات موضوع به آن اشاره شده است، انتخاب بقیه پارامترهای هندسی اجکتور تأثیر چندانی بر بهبود عملکرد اجکتور نمی‌گذارد. از الگوریتم جستجوی الگو نیز برای بهینه‌سازی استفاده شده است. در واقع هدف این است که تابع $\omega(x)$ را که در آن $x = (R_{NE}, NXP, R_{CA}, L_{CA})$ می‌باشد را بیشینه نماییم. جدول ۲ محدوده مجاز برای تغییرات در پارامترهای هندسی را در هنگام بهینه‌سازی نشان می‌دهد، بدین معنی که بهینه‌سازی با در نظر گرفتن قیدهایی برای تغییر پارامترها مواجه است. اعمال این قیدها در هنگام بهینه‌سازی ضروری است، زیرا با تغییر غیر محدود پارامترهای هندسی، اجکتور از شکل معقول خود خارج می‌شود و مشکلاتی برای جریان سیال درون اجکتور ایجاد می‌شود. در جدول ۳ ابعاد پارامترهای هندسی و همچنین نسبت مکش و بازده انرژی بین دو حالت اولیه و حالت بهینه‌سازی شده با یکدیگر مقایسه شده‌اند. حالت اولیه بیان‌شده هندسه و شرایط کاری اجکتور اولیه اشاره‌شده در این جدول، مربوط به همان اجکتوری است که اعتبارسنجی مدل عددی بر روی آن انجام شده است. همان‌گونه که مشخص است، با انجام بهینه‌سازی، نسبت

جدول ۳: ابعاد پارامترهای هندسی و نسبت مکش به‌دست‌آمده برای اجکتور اولیه و ثانویه (تابع هدف: نسبت مکش)

Table 3. Geometrical dimensions and entrainment ratio of the initial and optimized ejectors (objective function: entrainment ratio)

L_{CA} (mm)	NXP (mm)	R_{NE} (mm)	R_{CA} (mm)	P_{Outlet} (kPa)	ω (%)	η (%)	اجکتور
۸۹	۲۹	۴/۵	۸/۳۱	۷۲۰	۳۶/۷۶	۲۴/۰۴	اولیه
۱۲۴	۳۳/۵	۵/۱۶	۸/۹۴	۷۲۰	۴۷/۳۷	۳۱/۰	بهینه‌سازی شده

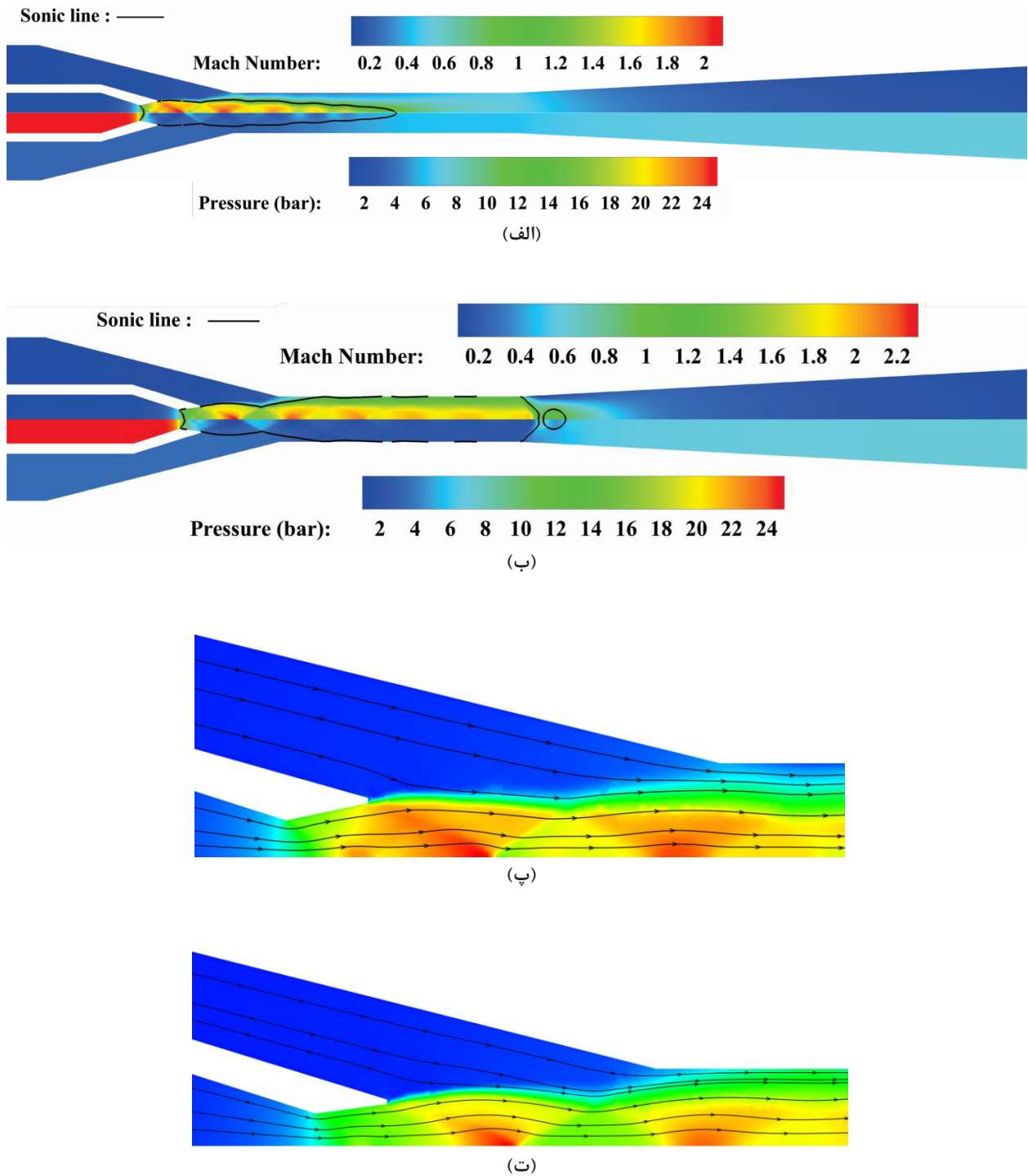


Fig. 8. Mach and pressure contours inside the ejector: a) after the geometrical optimization and b) initial case, c) streamlines after the optimization and d) streamlines in the initial case (objective function: entrainment ratio)

شکل ۸: کانتورهای ماخ و فشار جریان درون اجکتور: الف) پس از انجام بهینه‌سازی هندسی، ب) حالت اولیه، پ) خطوط جریان پس از انجام بهینه‌سازی، ت) خطوط جریان در حالت اولیه (تابع هدف: نسبت مکش)

جدول ۴: محدوده مجاز تغییرات پارامترهای ورودی برای بهینه‌سازی با تابع هدف بازده انرژی

Table 4. Variation ranges of the input parameters for the optimization when exergy efficiency is the objective function

حد پایین	حد بالا	
۸۰	۱۳۰	L_{CA} (mm)
۱۵	۴۰	NXP (mm)
۳/۸	۶/۵	R_{NE} (mm)
۶	۱۰	R_{CA} (mm)
۶۰۰	۱۰۰۰	P_{Outlet} (kPa)

ورودی‌ها و خروجی ثابت باشند، بازده انرژی تنها تابعی از نسبت مکش خواهد شد و عملاً بهینه‌سازی هندسی دوباره منجر به نتایج بخش قبل خواهد شد. از آنجاکه شرایط مرزی ورودی‌های اجکتور قابل تغییر نیستند، تنها به فشار خروجی اجکتور اجازه تغییر داده شده است. در واقع هدف این است که تابع $\eta(x) = (R_{NE}, NXP, R_{CA}, L_{CA}, P_{Outlet})$ را که در آن می‌باشد را بیشینه نماییم. همانند بخش قبلی، در این بخش نیز در هنگام بهینه‌سازی برای تغییرات ابعاد هندسی و فشار خروجی، محدوده‌هایی مجاز در نظر گرفته شده‌اند. جدول ۴ محدوده مجاز در نظر گرفته شده برای اعمال تغییرات را نشان می‌دهد.

جدول ۵ نتایج به دست آمده قبل و بعد از انجام بهینه‌سازی با تابع هدف بازده انرژی را نشان می‌دهد. هندسه و شرایط مرزی اجکتور اولیه ذکر شده در این جدول در واقع منطبق با اجکتور استفاده شده در بخش اعتبارسنجی است. همان گونه که از این جدول مشخص است، بازده انرژی از ۲۴٪ به ۳۳/۵٪ رسیده است که این به معنای ۳۹/۶٪ افزایش نسبی در بازده انرژی است. نسبت مکش نیز از ۳۶/۷۶٪ برای حالت اولیه به ۷۷/۷٪ برای حالت بهینه شده رسیده است که ۱۱۱/۴٪ افزایش نسبی را نشان می‌دهد. البته نکته بسیار قابل توجه، کاهش فشار خروجی اجکتور از ۷۲۰ کیلو پاسکال به ۶۱۰ کیلو پاسکال است. این نکته عیبی بزرگ برای اجکتور به دست

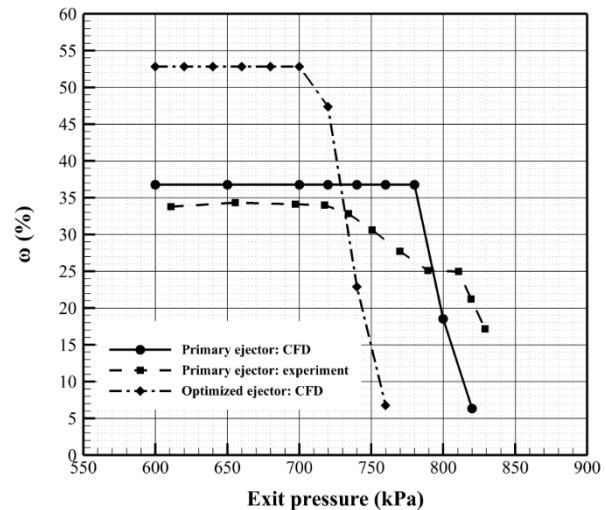


Fig. 9. Changes in entrainment ratio via exit pressure for the initial and optimized ejectors (objective function: entrainment ratio)

شکل ۹: نمودار تغییرات نسبت مکش بر حسب فشار خروجی اجکتور برای حالت‌های بهینه‌سازی شده و اولیه (تابع هدف: نسبت مکش)

بهینه شده در ناحیه طراحی، مقدار نسبت مکش به حدود ۵۳٪ رسیده است. از مقایسه نسبت مکش در ناحیه طراحی اجکتور بهینه شده با نسبت مکش در ناحیه طراحی اجکتور اولیه، درمی‌یابیم که نسبت مکش به طور نسبی، حدود ۴۴٪ افزایش داشته است.

۳-۲- بهینه‌سازی با تابع هدف بازده انرژی

در این بخش، نتایج به دست آمده برای بهینه‌سازی هندسی اجکتور باهدف بیشینه کردن بازده انرژی اجکتور ارائه شده است. تابه‌حال در ادبیات موضوع در مورد بهینه‌سازی هندسی اجکتور با تابع هدف بازده انرژی مطالعه‌ای انجام نشده است. علاوه بر در نظر گرفتن پارامترهای هندسی که در بخش قبل برای انجام بهینه‌سازی مورد استفاده قرار گرفت، فشار خروجی اجکتور نیز در این بخش به‌عنوان یکی از متغیرهای ورودی بهینه‌سازی لحاظ شده است. دلیل انجام این کار آن است که طبق روابط (۲) و (۳) بازده انرژی به شکل مستقیم با نسبت مکش ارتباط دارد و اگر شرایط مرزی

جدول ۵: ابعاد پارامترهای هندسی، فشار خروجی و بازده انرژی به دست آمده برای اجکتور اولیه و ثانویه (تابع هدف: بازده انرژی)

Table 5. Geometrical dimensions, exit pressure and, exergy efficiencies of the initial and optimized ejectors (objective function: exergy efficiency)

L_{CA} (mm)	NXP (mm)	R_{NE} (mm)	R_{CA} (mm)	P_{Outlet} (kPa)	η (%)	ω (%)	اجکتور
۸۹	۲۹	۴/۵	۸/۳۱	۷۲۰	۲۴/۰	۳۶/۷۶	اولیه
۱۲۸/۲	۳۴/۱	۴/۲	۹/۰	۶۱۰	۳۳/۵	۷۷/۷	بهینه‌سازی شده

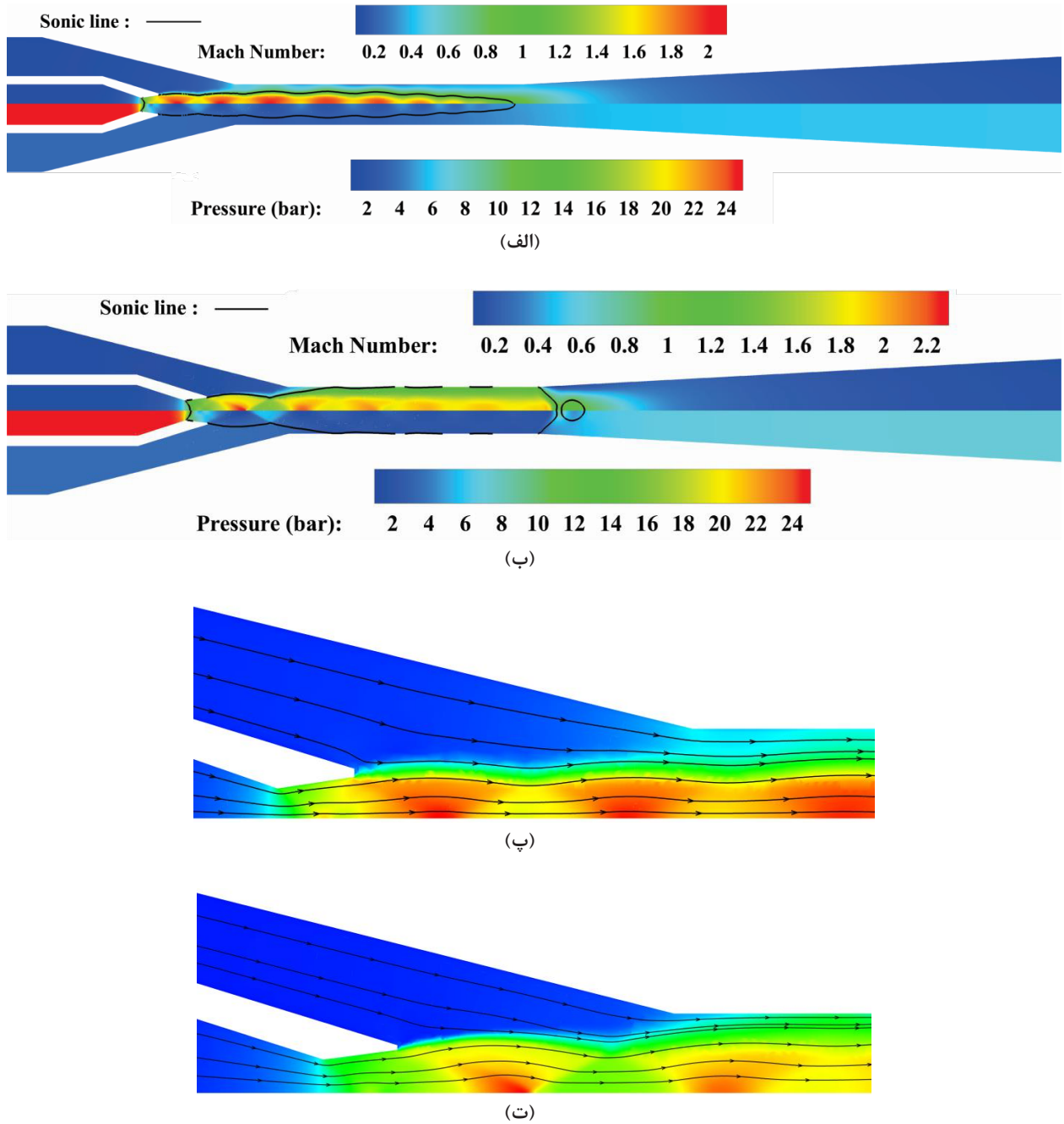


Fig. 10. Mach and Pressure contours inside the ejector: a) after the geometrical optimization and b) initial case. c) streamlines after the optimization process and d) streamlines of the initial case (objective function: exergy efficiency)

شکل ۱۰: کانتورهای ماخ و فشار جریان درون اجکتور: الف) پس از انجام بهینه‌سازی هندسی و ت) حالت اولیه. ب) خطوط جریان پس از بهینه‌سازی و ت) خطوط جریان در حالت اولیه (تابع هدف: بازده انرژی) (بازده انرژی)

رسیده است اما فشار بحرانی آن به حدود ۵۹۰ کیلو پاسکال رسیده است.

۴- جمع بندی و نتیجه گیری

در این پژوهش، بهینه‌سازی هندسی اجکتور فراصوتی انجام شده است. در حین این بهینه‌سازی، چهار پارامتر هندسی شعاع خروجی نازل اولیه، موقعیت نازل اولیه، شعاع قسمت سطح ثابت و طول قسمت سطح ثابت جزء متغیرهای مسئله بوده‌اند. بهینه‌سازی یک‌بار با تابع هدف بیشینه کردن نسبت مکش اجکتور با شرایط مرزی ثابت و بار دیگر با تابع هدف بیشینه کردن بازده انرژی اجکتور انجام شد که در این حالت، فشار خروجی اجکتور نیز خود جزء متغیرهای مسئله بهینه‌سازی بود.

پس از انجام بهینه‌سازی هندسی با تابع هدف نسبت مکش، برای فشار خروجی ۷۲۰ کیلو پاسکال، نسبت مکش از ۳۶/۷۶٪ برای حالت اولیه به مقدار ۴۷/۳۷٪ برای حالت بهینه رسیده است. بنابراین در نتیجه این بهینه‌سازی حدود ۲۹٪ بهبود نسبی در نسبت مکش اجکتور ایجاد شده است. همچنین پس از رسم نمودار عملکردی اجکتور بهینه‌سازی شده برای فشارهای خروجی مختلف، مشخص شد که فشار بحرانی این اجکتور به ۷۰۰ کیلو پاسکال رسیده است که کمتر از فشار بحرانی اجکتور اولیه می‌باشد. اما در فشار بحرانی، نسبت مکش اجکتور بهینه‌سازی شده به عدد ۵۳٪ رسیده است که این ۴۴٪ بهبود نسبی در نسبت مکش اجکتور بهینه‌سازی شده را در مقایسه با اجکتور اولیه نشان می‌دهد. با رسم کانتورهای ماخ و فشار مشخص شد که بهینه‌سازی هندسی اجکتور فراصوتی، با کوچک کردن نسبی ناحیه‌ای که در آن برگشت‌ناپذیری‌ها (مانند شوک) رخ می‌دهد باعث بهبود در عملکرد اجکتور می‌شوند. همچنین دریافتیم که بهینه‌سازی هندسی باعث می‌شود سطح گلوبی مجازی جریان ثانویه افزایش یابد و بدین ترتیب دبی جرمی عبوری این جریان افزایش یابد.

پس از انجام بهینه‌سازی هندسی با تابع هدف بازده انرژی، مقدار این بازده از ۲۴٪ برای حالت اولیه به ۳۳/۵٪ برای اجکتور بهینه‌سازی شده رسید که ۳۹/۶٪ افزایش نسبی را نشان می‌دهد. البته باید توجه داشت که در این حین فشار خروجی اجکتور از ۷۲۰ کیلو پاسکال حدس اولیه به ۶۱۰ کیلو پاسکال برای اجکتور بهینه‌سازی شده رسیده است. نسبت مکش نیز از ۳۶/۷۶٪ به ۷۷/۷٪ افزایش یافته است. نکته قابل توجه در این حالت، کاهش چشمگیر فشار خروجی است که عملاً کاربرد اجکتور را در عمل برای صنایع تبرید دچار مشکل می‌کند، زیرا کاهش فشار خروجی اجکتور معادل کاهش در دمای اشباع سیال خروجی کندانسور است و با این کاهش دما در

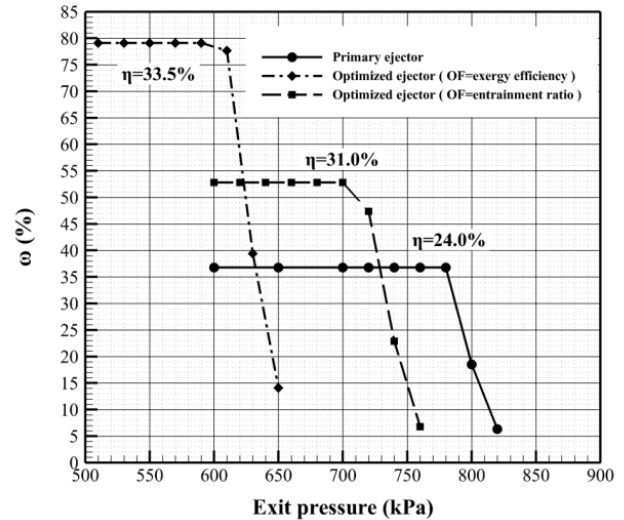


Fig. 11. Entrainment ratio as a function of exit pressure for the initial and optimized ejectors (objective function: energy efficiency)

شکل ۱۱: نمودار تغییرات نسبت مکش بر حسب فشار خروجی اجکتور برای حالت‌های بهینه‌سازی شده و اولیه (تابع هدف: بازده انرژی)

آمده است زیرا با کاهش فشار خروجی اجکتور که در واقع همان فشار اشباع کندانسور است، کندانسور توانایی خود را برای تبادل حرارت مؤثر با محیط از دست می‌دهد و عملاً کارایی سیستم تبرید از بین می‌رود.

شکل ۱۰-الف کانتور ماخ و فشار جریان درون اجکتور بهینه‌سازی شده با تابع هدف بازده انرژی را نشان می‌دهند. از مقایسه این کانتور با کانتور ماخ و فشار مربوط به اجکتور اولیه در شکل ۱۰-ب، درمی‌یابیم که با انجام بهینه‌سازی هندسی با تابع هدف بازده انرژی، هرچند طول قطار شوک تغییر چندانی نکرده است و عملاً تا انتهای قسمت سطح مقطع ثابت امتداد یافته است، اما ارتفاع ناحیه فراصوتی نسبت به شعاع قسمت سطح مقطع ثابت کاهش یافته است و همچنین فضای بیشتری برای عبور جریان ثانویه ایجاد شده است. شکل ۱۰-پ نیز خطوط جریان برای حالت بهینه‌سازی شده را نشان می‌دهد که می‌توان آن را با خطوط جریان در حالت اولیه (شکل ۱۰-ت) مقایسه نمود. همان‌گونه که از این دو شکل پیداست، سطح مقطع بزرگ‌تری برای عبور جریان ثانویه در حالت بهینه‌سازی شده ایجاد شده است و همچنین دو جریان با الگوی موازی‌تری وارد قسمت اختلاط اجکتور می‌شوند.

نمودار عملکرد اجکتور بهینه‌سازی شده بر اساس بازده انرژی نیز در شکل ۱۱ ارائه شده و همچنین با نمودار عملکردی اجکتور اولیه و اجکتور بهینه‌سازی شده با تابع هدف نسبت مکش مقایسه شده است. همان‌گونه که واضح است، مقدار نسبت مکش در ناحیه طراحی اجکتور بهینه‌سازی شده به حدود ۷۹٪

منابع

- [1] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, C. Pout, A review on buildings energy consumption information, *Energy and buildings*, 40(3) (2008) 394-398.
- [2] J. Gagan, K. Śmierciew, M. Łukaszuk, D. Butrymowicz, Investigations of thermal performance of ejection refrigeration system driven by low grade heat, *Applied Thermal Engineering*, 130 (2018) 1121-1138.
- [3] K. Ullah, R. Saidur, H. Ping, R. Akikur, N. Shuvo, A review of solar thermal refrigeration and cooling methods, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24 (2013) 499-513.
- [4] I. Sarbu, C. Sebarchievici, Review of solar refrigeration and cooling systems, *Energy and Buildings*, 67 (2013) 286-297.
- [5] S. He, Y. Li, R. Wang, Progress of mathematical modeling on ejectors, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(8) (2009) 1760-1780.
- [6] M. Hamzaoui, H. Nesreddine, Z. Aidoun, M. Balistrrou, Experimental study of a low grade heat driven ejector cooling system using the working fluid R245fa, *International Journal of Refrigeration*, 86 (2018) 388-400.
- [7] G. Besagni, R. Mereu, F. Inzoli, Ejector refrigeration: A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53 (2016) 373-407.
- [8] Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, P. Desevaux, Y. Mercadier, Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(1) (2005) 56-70.
- [9] A. Hakkaki-Fard, Z. Aidoun, M. Ouzzane, A computational methodology for ejector design and performance maximisation, *Energy Conversion and*

کندانسور، قابلیت پس دادن حرارت به محیط اطراف از بین می‌رود. در عمل استفاده از بهینه‌سازی هندسی با تابع هدف نسبت مکش برای بهبود عملکرد سیستم سرمایش اجکتوری پیشنهاد می‌شود.

۵- تشکر و قدردانی

نویسندگان بدین‌وسیله مراتب سپاس و تشکر خود را از صندوق حمایت از پژوهشگران به دلیل حمایت مالی از این تحقیق توسط گرنت با شماره ۹۶۰۰۵۵۳۵ و برنامه گرنت دانشگاه صنعتی شریف با شماره گرنت ۹۶۰۵۰۱ را ابراز می‌دارند.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی	
CFD	دینامیک سیالات محاسباتی
COP	ضریب عملکرد
h	آنتالپی، kJ/kg
L	طول، mm
L_{CA}	طول قسمت اختلاط سطح مقطع ثابت، mm
\dot{m}	دبی جرمی، kg/s
NXP	فاصله خروجی نازل اولیه تا ورودی قسمت اختلاط سطح مقطع ثابت، mm
P	فشار، bar و kPa
r	مؤلفه شعاعی، m
R_{CA}	شعاع قسمت اختلاط سطح مقطع ثابت، mm
R_{NE}	شعاع خروجی نازل اولیه، mm
s	آنتروپی، kJ/kg.s
T	دما، K
v	سرعت، m/s
x	مؤلفه محوری، m
علائم یونانی	
η_χ	بازده اگزرژی
μ	لزجت دینامیکی، Pa.s
ρ	چگالی، kg/m ³
χ	اگزرژی ویژه جریان، kJ/kg
ω	نسبت مکش
زیرنویس	
e	خروجی
$Evap$	اواپراتور
Gen	ژنراتور
p	اولیه
s	ثانویه
بالانویس	
o	شرایط مرجع

- refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 36(1) (2013) 157-165.
- [18] ANSYS FLUENT Theory Guide, ANSYS Inc. , Canonburg, PA, 2015.
- [19] ANSYS FLUENT user's guide ANSYS Inc., Canonburg, PA, 2015.
- [20] S. Croquer, S. Poncet, Z. Aidoun, Turbulence modeling of a single-phase R134a supersonic ejector. Part 1: Numerical benchmark, *International Journal of Refrigeration*, 61 (2016) 140-152.
- [21] M. Yazdani, A.A. Alahyari, T.D. Radcliff, Numerical modeling of two-phase supersonic ejectors for work-recovery applications, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21-22) (2012) 5744-5753.
- [22] Y. Zhu, P. Jiang, Experimental and numerical investigation of the effect of shock wave characteristics on the ejector performance, *International Journal of Refrigeration*, 40 (2014) 31-42.
- [23] C. Li, Y.Z. Li, Investigation of entrainment behavior and characteristics of gas-liquid ejectors based on CFD simulation, *Chemical Engineering Science*, 66(3) (2011) 405-416.
- [24] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana, Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management*, 48(9) (2007) 2556-2564.
- [25] A. Hakkaki-Fard, M. Poirier, Z. Aidoun, M. Ouzzane, D. Giguère, An experimental study of ejectors supported by CFD, in: *Refrigeration Science and Technology*, 2015, pp. 2030-2037.
- [26] A. Hemidi, F. Henry, S. Leclaire, J.M. Seynhaeve, Y. Bartosiewicz, CFD analysis of a supersonic air ejector. *Management*, 105 (2015) 1291-1302.
- [10] W. Fu, Y. Li, Z. Liu, H. Wu, T. Wu, Numerical study for the influences of primary nozzle on steam ejector performance, *Applied Thermal Engineering*, 106 (2016) 1148-1156.
- [11] N. Ruangtrakoon, T. Thongtip, S. Aphornratana, T. Sriveerakul, CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle, *International Journal of Thermal Sciences*, 63 (2013) 133-145.
- [12] L. Wang, J. Yan, C. Wang, X. Li, Numerical study on optimization of ejector primary nozzle geometries, *International Journal of Refrigeration*, 76 (2017) 219-229.
- [13] M.S. Lee, H. Lee, Y. Hwang, R. Radermacher, H.M. Jeong, Optimization of two-phase R600a ejector geometries using a non-equilibrium CFD model, *Applied Thermal Engineering*, 109 (2016) 272-282.
- [14] M. Palacz, J. Smolka, W. Kus, A. Fic, Z. Bulinski, A.J. Nowak, K. Banasiak, A. Hafner, CFD-based shape optimisation of a CO₂ two-phase ejector mixing section, *Applied Thermal Engineering*, 95 (2016) 62-69.
- [15] J.A. Expósito Carrillo, F.J. Sánchez de La Flor, J.M. Salmerón Lissén, Single-phase ejector geometry optimisation by means of a multi-objective evolutionary algorithm and a surrogate CFD model, *Energy*, 164 (2018) 46-64.
- [16] R.K. McGovern, G. Prakash Narayan, J.H. Lienhard, Analysis of reversible ejectors and definition of an ejector efficiency, *International Journal of Thermal Sciences*, 54 (2012) 153-166.
- [17] S. Varga, P.M.S. Lebre, A.C. Oliveira, CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a

- [28] F. Aligolzadeh, A. Hakkaki-Fard, Studying the effect of equation of state and turbulence modeling on numerical simulation of a supersonic ejector, in: 17'th Conference On Fluid Dynamics, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran, 2017.
- Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation, Applied Thermal Engineering, 29(8-9) (2009) 1523-1531.
- [27] L. Su, CFD Simulation and Shape Optimization of Supersonic Ejectors for Refrigeration and Desalination Applications, Washington University in St. Louis, 2015.

