



شبیه سازی و بررسی پارامتری اجکتور مقیاس کوچک هندسه متغیر با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی

امیر امیدوار^۱، محسن قاضی خانی^{۲*}، سید محمد رضا مدرس رضوی^۳

۱- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

۳- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

* مشهد، صندوق پستی ۴۸۹۴۴-۹۱۷۷۹، ghazikhani@ferdowsi.um.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۰۳ مهر ۱۳۹۲

پذیرش: ۰۸ آبان ۱۳۹۲

ارائه در سایت: ۰۲ تیر ۱۳۹۳

کلید واژگان:

اجکتور هندسه متغیر

تهویه مطبوع

حل تحلیلی

شبیه سازی عددی

در این مقاله، یک اجکتور بخار مورد استفاده در سیستم های تهویه مطبوع به روش تحلیلی طراحی شده و سپس با استفاده از دینامیک سیال محاسباتی بهینه شده است. مقادیر بهینه برای دو مشخصه هندسی شامل قطر گلوگاه و موقعیت نازل با استفاده از شبیه سازی عددی محاسبه شده اند. در ادامه اثر شرایط عملکردی بر عملکرد اجکتور بهینه مورد مطالعه قرار گرفت. از هندسه اجکتور بهینه شده در یک اجکتور هندسه متغیر که دارای یک دوک مخروطی شکل درون گلوگاه اولیه می باشد، استفاده شده و عملکرد آن در موقعیت های مختلف دوک مخروطی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می دهند عملکرد اجکتور به شدت تاثیرپذیر از مشخصه های عملکردی و هندسی می باشد، از این رو برای دستیابی به اجکتور بهینه به کارگیری همزمان طراحی تحلیلی برای دستیابی به هندسه کلی اجکتور و بهینه سازی عددی آن ضروری می باشد. نتایج نشان می دهند که اجکتور هندسه متغیر طراحی شده به همراه سیستم ذخیره بار برودتی می تواند با بهره گیری از انرژی خورشیدی، برودت مورد نیاز در طول روز را تامین کرده که این امر موجب کاهش مصرف سوخت های فسیلی می گردد.

Simulation and parameter study of small scale variable geometry ejector using CFD

Amir Omidvar¹, Mohsen Ghazikhani^{2*}, Mohammad Reza Modarres Razavi³

1-Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashhad, Iran.

2-Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashhad, Iran.

3-Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashhad, Iran.

* P.O.B. 9177948944 Mashhad, ghazikhani@ferdowsi.um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 25 September 2013

Accepted 30 October 2013

Available Online 23 June 2014

Keywords:

Variable Geometry Ejector

Air-Conditioning

Analytical Solution

Numerical Simulation

ABSTRACT

In this study, the theoretical design of a vapor Ejector used in an air-conditioning system is performed and the designed Ejector is then optimized via computational fluid dynamics. Based on the numerical simulations, two geometrical parameters, throat diameter and nozzle position, are optimized. Then, the effects of the operating parameters on the performance of the optimized Ejector are investigated numerically. The optimized ejector geometry is used as a variable-geometry Ejector by using a spindle in the primary throat and the performance of the system in various spindle positions is studied. The results show the importance of using an analytical design to obtain the overall geometry of the Ejector and numerical simulation in order to achieve the optimal Ejector performance. The variable-geometry Ejector designed based on the proposed method in this study with using solar energy, in conjunction with a cold storage system, might be able to provide the necessary refrigeration for all day long.

۱- مقدمه

تامین سرما استفاده نمود مورد توجه محققین قرار گرفته است. در این راستا محققین در حال توسعه روش های تولید برودت توسط سیستم هایی که با منابع حرارتی دمای پایین بتوانند کار کنند هستند. در این روش ها بایستی بخار فشار پایین به بخار فشار بالا تبدیل گردد. فرآیند تراکم را می توان توسط چرخه های جذب حجمی، جذب سطحی، شیمیایی و اجکتوری انجام داد. از جمله سیستم هایی که می تواند به سادگی توسط منبع حرارتی خورشیدی تولید سرما نماید سیستم های سرماسازی اجکتوری هستند. این سیستم ها از

یکی از نیازهای بشر امروز تهویه مطبوع و تولید برودت است که با پیشرفت و گسترش روز افزونی مواجه می باشد. در حال حاضر بشر به منظور تامین این نیاز، از انرژی الکتریکی که با ارزش ترین گونه انرژی می باشد بهره می گیرد و عمده ترین منبع برای تامین انرژی الکتریکی سوخت های فسیلی بوده که استفاده از آنها اثرات زیست محیطی زیادی را در پی دارد. از این رو راه کارهایی که بتوان از انرژی های تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی برای

Please cite this article using:

A. Omidvar, M. Ghazikhani, M.R. Modarres Razavi, Simulation and parameter study of small scale variable geometry ejector using CFD, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 5, pp. 129-136, 2014 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

در یک اجکتور بخار در چرخه تبرید اجکتوری پرداخته و با نتایج حاصل از شبیه‌سازی جریان به‌روش CFD مقایسه کردند. نتایج شبیه‌سازی تطابق خوبی را با نتایج آزمایشگاهی نشان دادند. نتایج مشابهی توسط پیانتونگ و همکارانش [۱۶] به‌دست آمد و نشان دادند نتایج عددی نسبت جرمی با نتایج آزمایشگاهی در حدود ۵٪ اختلاف داشتند. پیانتونگ و همکارانش نتیجه گرفتند که CFD عملکرد اجکتور را به‌طور دقیق پیش‌بینی کرده و اثر شرایط کارکردی را بر روی مساحت موثر که مستقیماً به عمل کرد آن ربط دارد آشکار می‌کند. بالاموروگان [۱۷] یک سری از آزمایش‌های تجربی و شبیه‌سازی‌های عددی را به‌منظور درک مشخصه‌های هیدرودینامیکی هندسه اجکتور انجام داد. وی نشان داد که نسبت بهینه‌ای برای مساحت نازل به مساحت گلوگاه وجود دارد که در آن میزان مکش بیشینه است. برای هندسه‌ها و شرایط کارکردی بسیار متنوعی نسبت نرخ مایع مکش شده با اختلاف فشار بین سطح آب در محفظه مکش و خروجی گلوگاه وابسته است.

سریوبراکول و همکارانش [۱۸] با استفاده از روش CFD به بررسی عددی جریان درون اجکتور پرداخته و اثر شرایط کارکردی و هندسه اجکتور را بر پدیده‌های جریان‌ی‌مورد بررسی قرار داده‌اند. نگید [۱۹] اثر شرایط کارکردی و هندسه اجکتور بر روی عملکرد آن را مورد بررسی قرار داد. نتایج نشان دادند که عملکرد اجکتور با افزایش قطر نازل اولیه افزایش می‌یابد و جریان مکش شده در قطر به‌خصوصی به میزان بیشینه می‌رسد. موقعیت بهینه با توجه به محفظه اختلاط اجکتور و طول اختلاط تعیین گردید. لی و همکارانش [۲۰] با استفاده از شبیه‌سازی رایانه‌ای به‌بررسی علت عملکرد پایین یک ترموکمپرسور و بهینه‌سازی آن پرداختند در این تحقیق اثر پارامترهای موقعیت جت خروجی، شکل دیفیوزر، اندازه دهانه مکش و مقاومت پایین‌دست بر نرخ جریان مکشی اجکتور مورد بررسی قرار گرفتند.

در این مقاله به ارائه نتایج طراحی تحلیلی یک اجکتور بخار آب پرداخته شده و با به خدمت گرفتن روش CFD اجکتور مذکور مورد بهینه‌سازی قرار گرفته و اثر موقعیت نازل اولیه، نسبت قطر گلوگاه به نازل با تغییر قطر گلوگاه، دمای مولد و دمای اواپراتور در پس‌فشارهای مختلف بررسی شده است. هندسه مورد استفاده در این پژوهش مطابق با پیشنهادات ESDU در نظر گرفته شده است که تاکنون در شبیه‌سازی‌های عددی مورد بررسی قرار نگرفته است. در ادامه با استفاده از یک دوک مخروطی شکل درون نازل اولیه، با تغییر موقعیت دوک مخروطی و تغییر قطر مفید نازل اولیه به‌بررسی عملکرد اجکتور هندسه متغیر در ظرفیت‌های مختلف پرداخته شده است.

۲- طراحی تحلیلی

اهمیت استفاده از حل تحلیلی در اجکتورها دستیابی به یک طرح اولیه (و نه لزوماً دقیق و بهینه) می‌باشد در حال حاضر برای طراحی اجکتور دو روش وجود دارد. یکی استفاده از داده‌های تجربی ارائه شده توسط پاور [۲۱]، و دیگری استفاده از روش تحلیلی. روش تحلیلی مورد استفاده در این پژوهش روش تحلیلی ارائه شده توسط الدسوک [۲۲] می‌باشد. در شکل ۱ شمایی از یک اجکتور مافوق صوت نشان داده شده است. در این شکل سیال اولیه فشار بالا (P) در نازل اولیه شتاب گرفته و سرعت آن به مافوق صوت می‌رسد، در این حالت گاز منبسط شده و در خروج (موقعیت ۱) فشار آن کاهش می‌یابد. این ناحیه کم‌فشار جریان ثانویه را (S) به درون محفظه اختلاط مکش می‌کند. جریان اولیه خروجی از نازل و جریان ثانویه مکش شده با یکدیگر مخلوط و در انتهای ناحیه اختلاط (موقعیت ۳)، سرعت جریان مافوق صوت است، در این حالت یک شوک عمودی موجب ایجاد اثرات تراکمی شده و سرعت

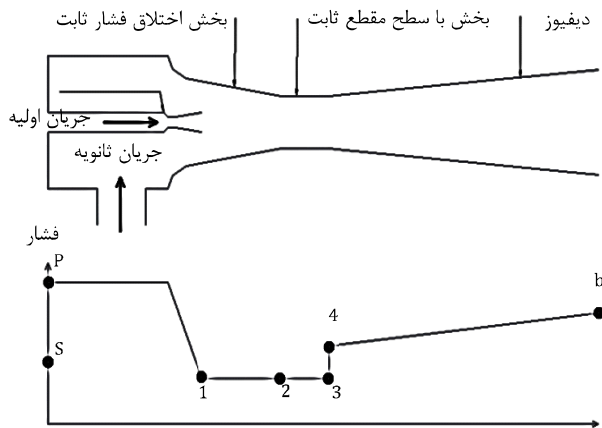
جهت سادگی ساختار و هزینه اولیه پایین در کنار هزینه نگهداری کم و طول عمر بالا، به دلیل عدم وجود قطعات متحرک، می‌تواند مورد توجه قرار بگیرند. به‌طور معمول ضرایب عملکرد سیستم‌های تبرید اجکتوری نسبت به سایر سیستم‌های تبرید رایج پایین‌تر بوده و بحرانی‌ترین بخش در طراحی این چرخه تبرید نیز، اجکتور می‌باشد. از این رو لازم است تا ضمن طراحی مناسب اجکتور مورد استفاده در این چرخه تبرید، عملکرد آن پیش‌بینی شده و بهینه‌سازی‌های لازم بر روی آن صورت بگیرد.

در میان تئوری‌های ارائه شده برای پیش‌بینی عملکرد اجکتور مدل‌های ماندی و باگستر [۱] و هوآنگ و همکارانش [۲] که بر پایه معادلات یک بعدی بقای جرم، تکانه و انرژی است از مقبولیت گسترده‌ای میان محققین برخوردار استدر همین راستا برخی از محققین با استفاده از روابط ریاضی بر پایه حل تحلیلی به‌دست آمده به‌بررسی اثر پارامترهای مختلف کارکردی پرداخته‌اند. چندین پژوهش تحلیلی در این زمینه منتشر شده است در این پژوهش‌ها سعی شده تا با استفاده از حل تحلیلی به‌بررسی عملکرد اجکتور به تنهایی و یا بررسی عملکرد چرخه تبرید در شرایط مختلف پرداخته شود. این بررسی‌های تحلیلی در زمینه‌های شرایط کارکردی [۴،۳]، هندسه اجکتور [۵،۶]، سیال عامل [۶-۸] و تحلیل انرژی [۹] می‌باشد که برخی از این تحلیل‌ها همراه با بررسی‌های آزمایشگاهی بوده که به‌عنوان اعتبارسنجی کارهای تحلیلی مورد استفاده قرار گرفته است.

با بررسی مقالات منتشر شده مشاهده می‌گردد در چند سال اخیر استفاده از روش دینامیک محاسباتی سیال^۱ (CFD) به‌عنوان ابزاری مفید توسط محققین مورد استفاده قرار گرفته است. بزرگترین مزیت بررسی عددی در مقایسه با بررسی آزمایشگاهی، هزینه‌های پایین و امکان بررسی‌های گسترده در زمانی کوتاه است در راستای درک بهتر جریان درون اجکتور و پیش‌بینی دقیق عملکرد اجکتور محققین بسیاری به شبیه‌سازی جریان درون اجکتور به کمک CFD پرداخته‌اند. ریفات و همکارش [۱۰] با استفاده از این روش، موقعیت نازل اولیه را مورد بررسی قرار داده و موقعیت بهینه برای آن را به‌دست آورده‌اند. دسواکس و همکارانش [۱۱] به بررسی جریان درون اجکتور به روش نمایشگر لیزری و مقایسه نتایج آن با شبیه‌سازی عددی پرداخته‌اند. دسواکس و همکارانش نشان دادند که این روش به خوبی می‌تواند دینامیک جریان و پدیده شوک را پیش‌بینی کند.

راسلی و همکارانش [۱۲] چندین اجکتور را مدل کرده تا با شبیه‌سازی دینامیک جریان در این اجکتورها رفتار جریانی ناشی از تغییرات هندسه اجکتور را مورد بررسی قرار دهند. آن‌ها نتیجه گرفته‌اند که نسبت جرمی بیشینه کمی پیش از وقوع شوک به‌دست می‌آید. همچنین آن‌ها نتیجه گرفتند موقعیت نازل یکی از پارامترهای مهم در طراحی اجکتور به‌شمار می‌رود. از جمله دیگر مسائلی که مورد توجه محققین قرار گرفته است انتخاب مدل آشفستگی در شبیه‌سازی عددی جریان درون اجکتور می‌باشد. بارتوزیوچ و همکارانش [۱۳] مدل‌های آشفستگی را مورد بررسی قرار داده و نشان دادند که انتخاب مدل آشفستگی در پیش‌بینی عملکرد اجکتور به خصوص در شرایط بحرانی از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است. همیدی و همکارانش [۱۴] با مقایسه شبیه‌سازی عددی با نتایج آزمایشگاهی به این نتیجه رسیدند که مدل آشفستگی k- ϵ بسیار دقیق توانسته عملکرد اجکتور را پیش‌بینی نموده و مدل SST k- ω تنها در شرایط کارکردی خارج از شرایط طراحی می‌تواند جواب‌های قابل قبولی را ارائه دهد.

سریوبراکول و همکارانش [۱۵] به‌بررسی آزمایشگاهی فرآیند اختلاط جریان



شکل ۱ نمای شماتیک اجکتور و توزیع فشار در آن

جدول ۱ داده‌های ورودی به برنامه طراحی اجکتور

ظرفیت حرارتی اواپراتور	Q_{eva}	۷۵۰ W
فشار کلی جریان اولیه	P_p	۱۶۸/۲۴ kPa
دمای کلی جریان اولیه	T_p	۳۸۸ K
فشار کلی جریان ثانویه	P_s	۸۶۲/۵ kPa
دمای کلی جریان ثانویه	T_s	۲۷۸ K
نسبت مکش	R_m	۰/۳۰

۴- شبیه‌سازی جریان به روش CFD

در تحلیل عددی از مجموعه نرم‌افزار تجاری گمبیت ۲.۳ برای تولید شبکه حل و فلوئنت ۶.۳.۲۶ برای حل به روش حجم کنترل استفاده شده است تا با این روش معادلات حاکم بر جریان به معادلات جبری [۲۶] تبدیل شده و به صورت عددی حل گردد. هندسه اجکتور اولیه که به وسیله طراحی تحلیلی و پیشنهادات ESDU طراحی شده است در شکل ۲(الف) نشان داده شده و مقادیر آن در جدول ۲ ارائه شده است. برای حل اجکتور به منظور کاهش حجم محاسبات به جای استفاده از حل سه بعدی با تعداد سلول زیاد از حل دو بعدی تقارن محوری استفاده شده است که تعداد سلول اولیه در حدود ۲۸۰۰۰ سلول چهار ضلعی انتخاب گردید. این تعداد سلول بر اساس تجربه نویسنده در خصوص طراحی و شبیه‌سازی اجکتور بخار آب برای سیستم‌های فرآوری نمک انتخاب گردیده است. از آنجایی که سلول‌های کوچک‌تر توانایی بهتری در حل جریان به خصوص در نواحی شاک را دارا می‌باشند به منظور دستیابی به جواب‌های دقیق‌تر از تقسیم کردن سلول‌ها براساس اختلاف فشار بیشتر از ۱۰ Pa میان سلول‌ها استفاده گردید که مجموعاً تعداد سلول‌ها تا ۹۱۰۰۰ افزایش یافت (شکل ۲(ب)). با توجه به تراکم‌پذیر بودن جریان برای حل معادلات غیرخطی از روش چگالی-مبنا استفاده شده و برای حل معادلات جفت شده سرعت و فشار از الگوریتم سیمپل‌سی^۱ استفاده شده است. با توجه به سرعت بالای گاز درون اجکتور و در نتیجه تراکم‌پذیر بودن جریان برای حل جریان نیاز به حل همزمان معادله انرژی می‌باشد و برای رفتار گاز نیز از رفتار گاز ایده‌ال بهره گرفته شده و جریان به صورت پایا حل گردیده است. با توجه به تجربه نویسنده در این تحقیق از مدل آشفتگی ریلزبیل $k-\epsilon$ استفاده شده است. برای ورودی و خروجی‌های جریان از شرط مرزی فشار-خروجی^۴ با دما و فشار همان دهانه استفاده گردیده و در دیواره‌های اجکتور فرض آدیاباتیک لحاظ شده است.

جریان را به مادون صوت کاهش می‌دهد. این افزایش فشار با عبور از دیفیوزر تقویت می‌شود. معمولاً عملکرد اجکتور با مولفه نسبت مکش (R_m) به صورت نسبت نرخ جرمی ثانویه ($\dot{m}_s$) به اولیه ($\dot{m}_p$) بیان می‌گردد:

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

یکی از اولین تحقیقات بر روی اجکتورها توسط کینان و نیومن [۲۳] انجام شده است. در این کار تحلیل تئوری یک اجکتور هوایی با ناحیه اختلاط ثابت بدون استفاده از دیفیوزر مورد بررسی قرار گرفته است. آن‌ها در ابتدا تئوری جریان یک بعدی را براساس دینامیک جریان گاز ایده‌آل با استفاده از اصول بقای جرم، تکانه و انرژی توسعه داده‌اند. با ادامه تحقیق در اجکتورها استفاده از محفظه اختلاط فشار ثابت و دیفیوزر گسترش یافت.

در تحقیق حاضر از مدل رایانه‌ای براساس تئوری کینان که بهترین بازده محاسباتی را دارا می‌باشد، استفاده شده است. در تئوری جریان‌های اولیه و ثانویه را گاز کامل در نظر گرفته فرآیند اجکتور را آیزنتروپیک فرض می‌نمایند. راندمان‌های آیزنتروپیک در نازل اولیه، ناحیه اختلاط و فرآیند پخش به گونه‌ای است که نتایج تحلیلی بهترین تطابق را با نتایج آزمایشگاهی داشته باشند. معادلات برای فرآیند جریان پایدار به شرح زیر است:

معادله پیوستگی

$$\sum \rho_i V_i A_i = \sum \rho_e V_e A_e \quad (۲)$$

معادله تکانه

$$P_i A_i + \sum \dot{m}_i V_i = P_e A_e + \sum \dot{m}_e V_e \quad (۳)$$

معادله انرژی برای فرآیند آدیاباتیک

$$\sum \dot{m}_i (h_i + V_i^2/2) = \sum \dot{m}_e (h_e + V_e^2/2) \quad (۴)$$

فرض‌های مدل تحلیلی [۲۲]:

- سیال اولیه و ثانویه دارای وزن مولکولی و نسبت حرارت مخصوص یکسانی می‌باشند.
- جریان‌های اولیه و ثانویه با سرعت‌های قابل صرف‌نظر در شرایط (P) و (S) وارد اجکتور می‌شوند.
- تلفات اصطکاکی با به کار بردن راندمان‌های نازل اولیه، دیفیوزر و فرآیند اختلاط منظور شده است.
- فرآیند اختلاط در شرایط فشار ثابت اتفاق می‌افتد.
- در خروجی اجکتور سرعت جریان قابل صرف نظر کردن است.
- با توجه به فرض‌های فوق و روابط تحلیلی ارائه شده توسط [۲۲] برنامه طراحی اجکتور بخار تهیه گردید.

۳- شرایط طراحی

اجکتور موردنظر با توان تبرید ۷۵۰ W معادل با ۱ hp و سیال عامل بخار آب طراحی شده است. با توجه به آنکه در روش مورد استفاده لازم است مقدار نسبت مکش انتخاب شود [۲۲] با توجه به نتایج تجربی ارائه شده توسط چن و همکارش [۲۴] برای نسبت مکش $R_m = ۰/۳$ انتخاب گردید که نتایج حل عددی نیز عدد در نظر گرفته شده را تایید نمود. شرایط کارکردی آندر مولد مطابق با کلکتورهای صفحه‌ای (دمای ۱۱۵°C)، دمای اواپراتور با توجه به کاربرد در تهویه مطبوع ۵°C و دمای کندانسور ۳۵°C در نظر گرفته شده است. اطلاعات کامل در جدول ۱ آورده شده است.

طول هر بخش و زاویه‌ها موضوعاتی هستند که نیاز به بررسی دارند، چرا که اجکتورها در بازه بزرگی از شرایط کارکردی و کاربردها به کار برده می‌شوند. بر این اساس زاویه‌ها و طول‌های اجکتور براساس پیشنهادات ESDU [۲۵] طراحی شده که مطابق جدول ۲ می‌باشد.

1- Density-based
2- SIMPLEC
3- Realizable
4- Pressure outlet

جدول ۲ ابعاد هندسی اجکتور طراحی شده براساس حل تحلیلی و پیشنهاد ESDU

۳/۲ mm	D_p	قطر گلوگاه نازل اولیه
۱۱ mm	D_{px}	قطر دهانه خروجی نازل اولیه
۲۵/۸ mm	D_d	قطر بخش قطر ثابت
۷۰/۹ mm		A
۱۹۲/۳ mm		B
۶۴/۴ mm		C
۳۰۹/۳ mm		D

برای هر شبیه‌سازی تا زمان ثابت شدن مقدار دبی جرمی اولیه و ثانویه حل معادلات تکرار گردید. پس از این همگرایی کوچک کردن اندازه سلول‌ها براساس اختلاف فشار بیشتر از ۱۰ Pa میان دو سلول مجاور صورت گرفته و حل ادامه یافت. این روند آنقدر تکرار می‌یابد تا تغییری در نتایج به‌دست آمده مشاهده نگردد. شایان ذکر است که اگر چه در اجکتور بخار آب با توجه به منفی بودن زاویه خط اشباع در نمودار فشار-انتالپی، فرآیند انبساط منجر به چگالش بخشی از بخار آب درون محفظه فشار ثابت می‌گردد ولی با توجه به حجم کم آن و همچنین عدم توانایی نرم‌افزار فلوئنت در حل جریان دوفازی در شرایط تراکم‌پذیر از چگالش صرف نظر شده و جریان به‌صورت تک فاز مدل شده است.

۵- اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی

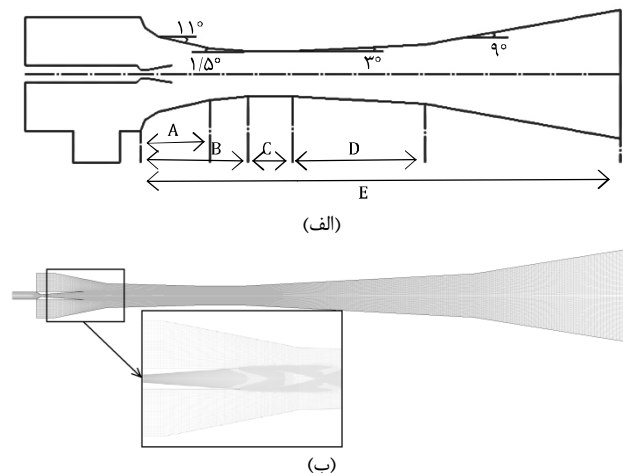
داده‌های تجربی ایمس و همکارانش [۲۷] برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی استفاده شد. مقایسه برای شرایط دمایی اواپراتور ۷/۵°C، دمای مولد ۱۲۰°C، قطر گلوگاه نازل اولیه ۲ mm و قطر سطح مقطع ثابت ۱۸ mm صورت گرفته است. شکل ۳ مقایسه‌ای میان نتایج به‌دست آمده کمک مدل ریلایزبل k-ε و نتایج تجربی را با تغییر پس فشار نشان می‌دهد. این نتایج نشان می‌دهد مدل استفاده شده به‌خوبی قادر به پیش‌بینی جریان درون اجکتور می‌باشد.

۶- نتایج شبیه‌سازی و بحث بر روی آن‌ها

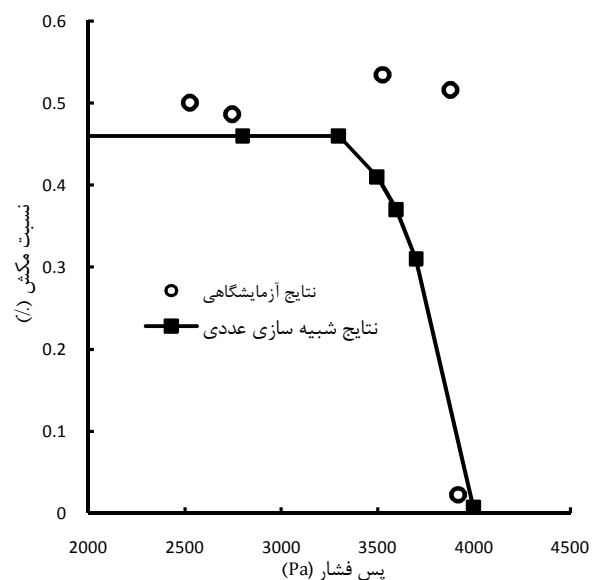
علی‌رغم اهمیت موقعیت نازل اولیه پیشنهاد مشخصی در رابطه با این موقعیت از سایر محققین ارائه نشده است. شکل ۴ تغییرات نسبت مکش اجکتور در هشت موقعیت متفاوت نازل نسبت به پس‌فشارهای مختلف را نشان می‌دهد. به‌منظور درک بهتر اثر موقعیت نازل بر عملکرد اجکتور، در هر موقعیت نازل منحنی عملکرد برحسب پس‌فشار به‌دست آمد (شکل ۵).

موقعیت $x=0$ دهانه خروجی نازل اولیه همراستا با دهانه ورودی ثانویه و جهت به درون اجکتور مثبت در نظر گرفته شده است. مشاهده می‌گردد با پیشروی نازل اولیه به درون اجکتور نسبت مکش کاهش یافته ولی پس‌فشار بحرانی افزایش می‌یابد. با پیشروی نازل نسبت سطح مقطع موثر برای عبور جریان ثانویه به جریان اولیه کاهش یافته و در نتیجه نسبت مکش کم می‌شود. با کم شدن نسبت مکش، تکانه جریان مخلوط به‌علت دبی بیشتر جریان اولیه افزایش می‌یابد.

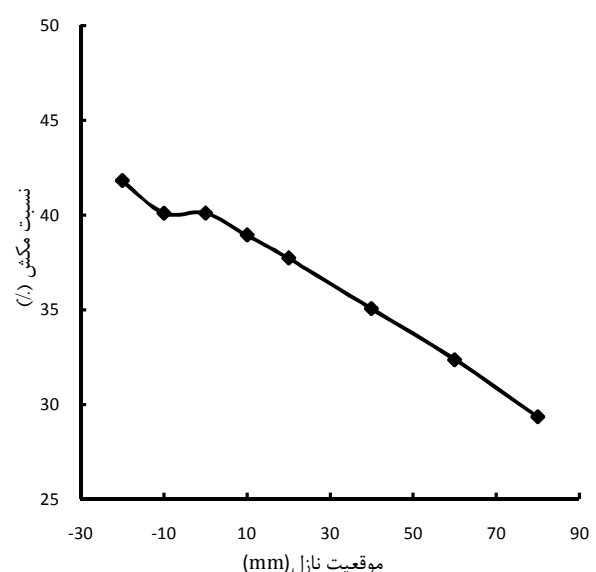
افزایش تکانه جریان مخلوط منجر به افزایش پس‌فشار بحرانی می‌گردد. بدین ترتیب در شرایطی که دمای هوای محیط افزایش یابد، این افزایش موجب افزایش دما در مایع متراکم در خروجی کندانسور می‌شود. با افزوده شدن دمای مایع متراکم در خروجی کندانسور دما و فشار تبخیر در اواپراتور افزوده می‌شود. افزایش فشار خروجی در اواپراتور افزایش فشار جریان ثانویه است که افزودن فشار در خروجی اجکتور را ایجاد می‌نماید. با افزودن فشار در خروجی اجکتور فشار کندانسور افزایش یافته و منجر به پس‌زنش اجکتور می‌شود. برای غلبه بر این امر می‌توان با ورود بیشتر نازل اولیه به درون اجکتور از پس‌زنش اجکتور جلوگیری نمود.



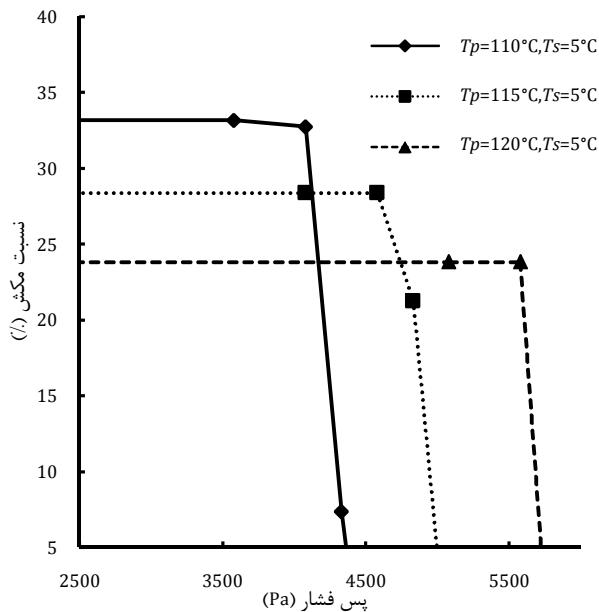
شکل ۲ (الف) نمای شماتیکی طول‌های مشخصه اجکتور، (ب) ساختار سلول‌های تقسیم شده در اجکتور مدل شده



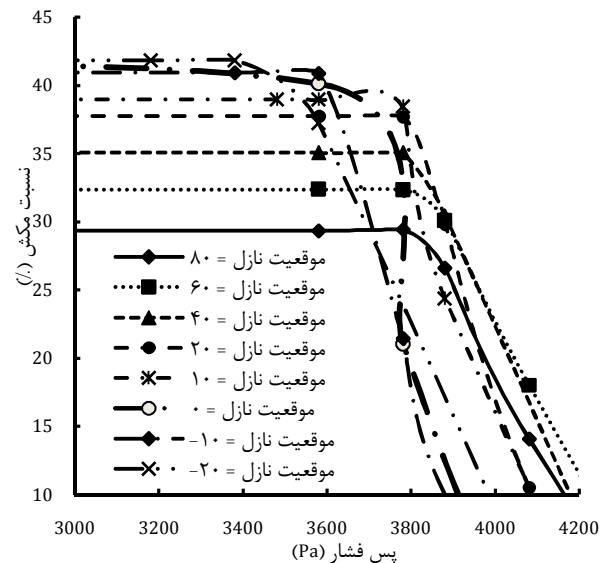
شکل ۳ تغییر نسبت مکش در پس فشارهای مختلف در دمای اواپراتور ۷/۵°C



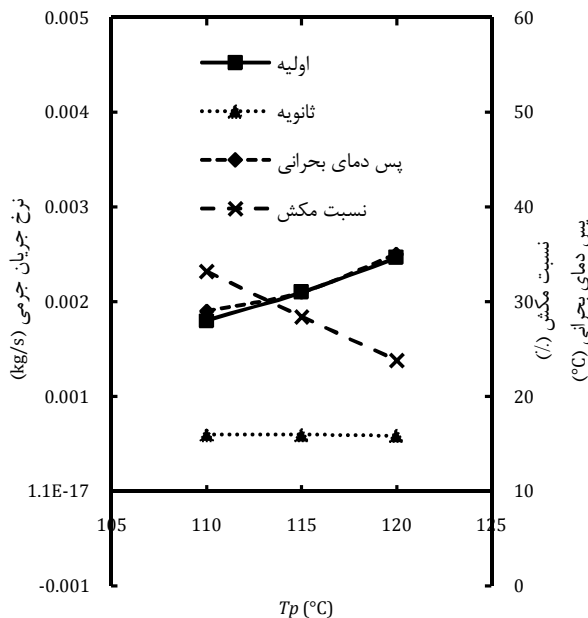
شکل ۴ تغییر نسبت مکش بحرانی با موقعیت نازل در دمای مولد ۱۱۵°C و دمای اواپراتور ۵°C



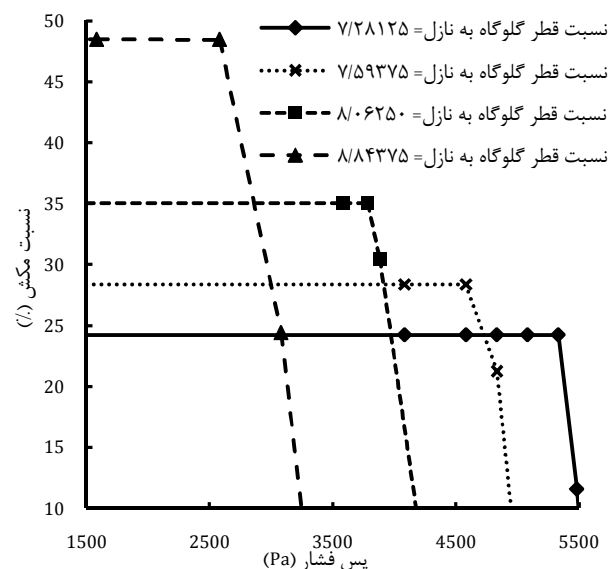
شکل ۸ تغییر نسبت مکش با پس فشار در موقعیت نازل ۴۰ mm و تغییر قطر ۱/۵-



شکل ۹ تغییرات نسبت مکش اجکتور با پس فشار در موقعیت‌های مختلف نازل اولیه (موقعیت $x=0$ دهانه خروجی نازل اولیه هم‌راستا با دهانه ورودی ثانویه و جهت به درون اجکتور مثبت در نظر گرفته شده است).



شکل ۱۰ تغییر دبی جرمی، نسبت مکش و پس فشار بحرانی با دمای مولد در موقعیت نازل ۴۰ mm و تغییر قطر ۱/۵-

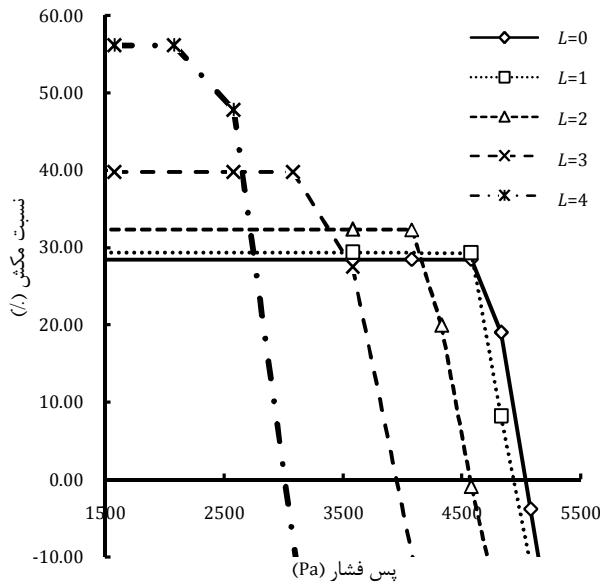


شکل ۱۱ تغییر نسبت مکش با پس فشار در نسبت‌های مختلف قطر گلوگاه به قطر نازل در موقعیت نازل ۴۰ mm

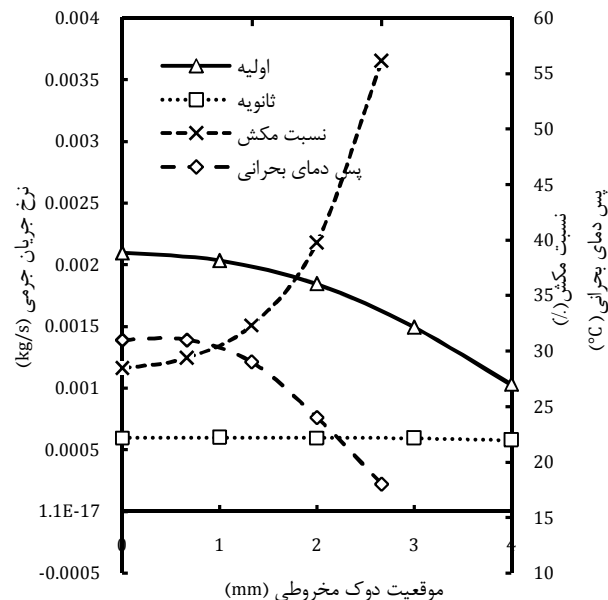


شکل ۱۲ کانتور عدد ماخ جریان درون اجکتور با موقعیت نازل ۴۰ mm و تغییر قطر به میزان ۱/۵-

از آنجایی که با افزایش نسبت مکش، ضریب عمل کرد سیستم افزایش یافته و با افزایش پس فشار بحرانی می‌توان از سیستم در دماهای بالاتری از کندانسور استفاده کرد با توجه به نتایج به دست آمده در این بخش موقعیت نازل اولیه در ۴۰ mm که به طور نسبی هم از نسبت مکش و هم از پس فشار مناسبی برخوردار است انتخاب شده است.

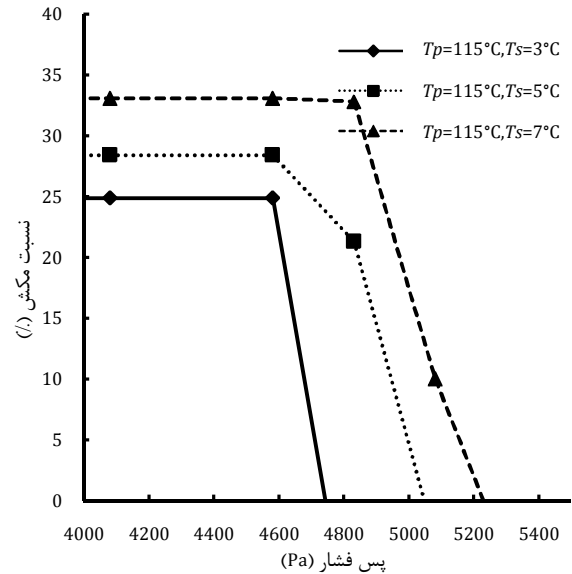


شکل ۱۲ تغییر نسبت مکش اجکتور با پس فشار در موقعیت‌های مختلف دوک مخروطی شکل دمای مولد ۱۱۵°C و دمای اواپراتور ۵°C

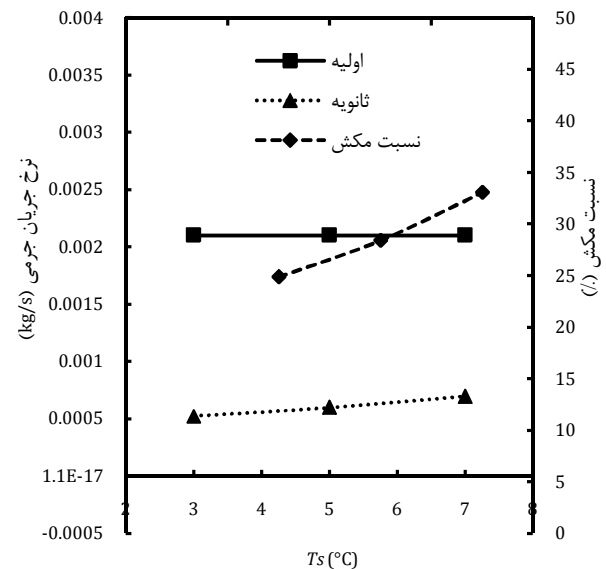


شکل ۱۳ تغییر دبی جرمی اولیه، ثانویه نسبت مکش و دمای بحرانی با موقعیت دوک مخروطی شکلهای مولد ۱۱۵°C و دمای اواپراتور ۵°C

شکل ۱۲ و شکل ۱۳ نتایج اجکتور هندسه متغیر را نشان می‌دهند. با ورود دوک به درون نازل اولیه و کم شدن جریان آن با توجه به آنکه نرخ کاهش جریان ثانویه از نرخ کاهش جریان اولیه کمتر است، در نتیجه با افزایش نسبت مکش عملکرد اجکتور بهبود می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که با ورود هرچه بیشتر دوک مخروطی شکل به درون اجکتور به دلیل کاهش تکانه کل پس فشار بحرانی کاهش یافته است. نتایج به دست آمده امکان استفاده از مخروط دوکی شکل را برای سیستم‌های برودتی اجکتوری خورشیدی به خوبی نشان می‌دهد. از آنجایی که در سیستم‌های اجکتوری، عملکرد اجکتور به شدت وابسته به تامین انرژی مورد نیاز در مولد برای ثابت نگاه داشتن دما و فشار ورودی اولیه می‌باشد، می‌توان در سیستم‌های خورشیدی که این میزان انرژی با میزان تابش روزانه تغییر می‌کند با بهره‌گیری از اجکتور هندسه متغیر به کمک دوک مخروطی میزان مصرف بخار را کاهش داد و مجدداً شرایط دما و فشار مطلوب در مولد را بدون نیاز به سیستم



شکل ۱۰ تغییر نسبت مکش با پس فشار در موقعیت نازل ۴۰ mm و تغییر قطر ۱/۵ -



شکل ۱۱ تغییر دبی جرمی، نسبت مکش و پس دمای بحرانی با دمای مولد در موقعیت نازل ۴۰ mm و تغییر قطر ۱/۵ -

با مشخص شدن هندسه بهینه شامل موقعیت نازل و قطر گلوگاه اجکتور در این قسمت به بررسی اثر مشخصه‌های کارکردی چرخه تبرید اجکتوری پرداخته شده است. بررسی صورت گرفته بر روی شرایط مولد (شکل ۸ و شکل ۹) مشاهده شد که با کاهش دمای اولیه (مولد) و فشار آن نرخ جریان جرمی اولیه کاهش یافته ولی جریان جرمی ثانویه ثابت باقی مانده است که در نتیجه نسبت مکش افزایش یافته است. ولی به دلیل کاهش نسبت مکش و در نتیجه کاهش تکانه جریان مخلوط شده در گلوگاه پس فشار بحرانی کاهش می‌یابد.

بررسی مشابهی بر روی جریان ثانویه (اواپراتور) صورت گرفت (شکل ۱۰ و ۱۱). نتایج نشان داد که تغییر در دمای اواپراتور تأثیری بر جریان جرمی اولیه نداشته ولی نسبت مکش و پس فشار بحرانی را به طور مستقیم تحت تأثیر قرار می‌دهد. در حقیقت با افزایش فشار اواپراتور دبی جرمی ثانویه افزایش یافته که در نتیجه نسبت مکش افزایش می‌یابد. همچنین سرعت جریان ثانویه در زمان اختلاط با جریان اولیه افزایش یافته که این امر منجر به افزایش تکانه جریان مخلوط شده و پس فشار بحرانی را افزایش می‌دهد.

- با کاهش قطر اجکتور پس‌فشار بحرانی افزایش یافته و نسبت مکش کاهش می‌یابد و بالعکس.
- کاهش دمای مولد (جریان اولیه) موجب کاهش جریان جرمی اولیه و کاهش پس‌فشار بحرانی شده، ولی جریان ثانویه ثابت باقی می‌ماند که در نتیجه منجر به افزایش نسبت مکش می‌گردد.
- تغییر در دمای اوپراتور تأثیری در جریان جرمی اولیه نداشته ولی رابطه مستقیمی با جریان جرمی مکش شده و پس‌فشار بحرانی دارد.
- به کمک دوک مخروطی شکل می‌توان ظرفیت اجکتور را با ظرفیت منبع حرارتی تغییر داد.
- در سیستم‌های تهویه مطبوع استفاده از اجکتوری هندسه متغیر طی ساعات اولیه روز که تابش خورشیدی کم است امکان استفاده از پس‌فشارهای بحرانی کمتر را فراهم می‌نماید. این مزیت می‌تواند به خوبی با ذخیره برودت برای ساعات پایانی روز مورد استفاده واقع شود.

۸- مراجع

- [1] J. T. Munday, D. F. Bagster, A new ejector theory applied to steam jet refrigeration, *Industrial Engineering Chemistry*, Vol. 16, No. 4, 1977.
- [2] B. J. Huang, J. M. Chang, C. P. Wang, V. A. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 5, pp. 354-364, 1999.
- [3] E. D. Rogdakis, G. K. Alexis, Investigation of ejector design at optimum operating condition, *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, pp. 1841-1849, 2000.
- [4] A. Dahmani, Z. Aidoun, N. Galanis, Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, pp. 1562-1572, 2011.
- [5] D.W. Sun, Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy*, Vol. 21, No. 10, pp. 11, 1996.
- [6] A. Selvaraju, A. Mani, Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 5-6, pp. 827-838, 2004.
- [7] D.W. Sun, I. W. Eames, Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles, *International Journal of Energy Research*, Vol. 20, pp. 871-885, 1996.
- [8] A. Selvaraju, A. Mani, Analysis of a vapour ejector refrigeration system with environment friendly refrigerants, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, No. 9, pp. 915-921, 2004.
- [9] A. Sorouradin, A. S. Mehr, S. M. S. Mahmoudi, Development of new model for prediction the performance of ejector refrigeration cycle, *MME Journal*, Vol. 12, No. 4, pp. 133-147, 2012.
- [10] S. B. Riffat, S. A. Omer, CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *International Journal of Energy Research*, Vol. 25, pp. 14, 2001.
- [11] P. Desevaux, A. Mellal, Y. Alves de Sousa, Visualization of secondary flow choking phenomena in a supersonic air ejector, *Journal of Visualization*, Vol. 7, No. 3, pp. 249-256, 2004.
- [12] E. Rusly, L. Aye, W. W. S. Charters, A. Ooi, CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 10, 2005.
- [13] Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, Y. Mercadier, Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 9, 2006.
- [14] A. Hemidi, F. Henry, S. Leclaire, J.M. Seynhaeve, Y. Bartosiewicz, CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 8-9, pp. 1523-1531, 2009.
- [15] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 11, 2007.
- [16] 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*, Vol. 48, pp. 2556-2564, 2007.
- [17] S. Balamurugan, V. G. Gaikar, A. W. Patwardhan, Effect of ejector configuration on hydrodynamic characteristics of gas-liquid ejectors, *Chemical Engineering Science*, Vol. 63, pp. 11, 2008.

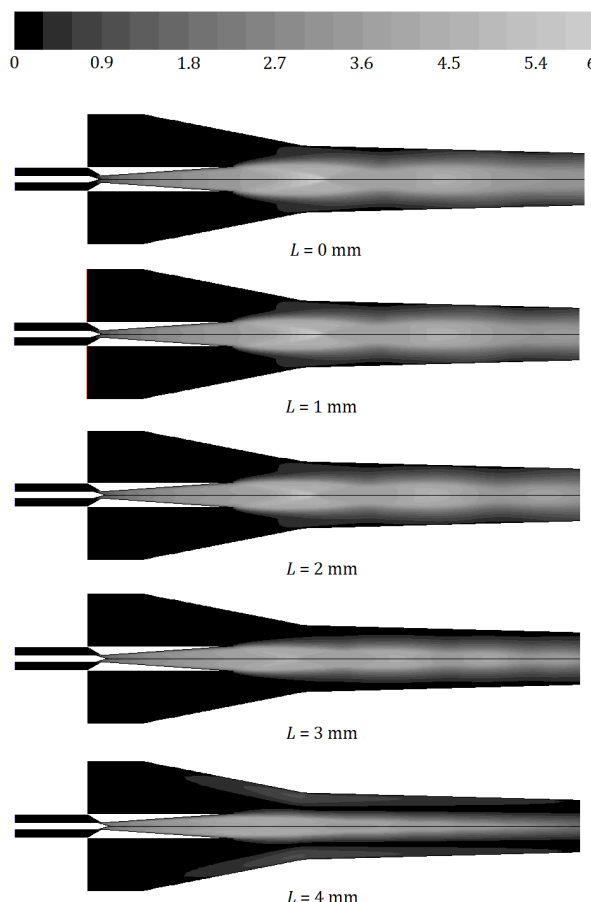
حرارتی کمکی تأمین نمود. همچنین این سیستم می‌تواند در ساعات اولیه روز که میزان بار برودتی ساختمان کم است با کمک سیستم ذخیره برودت، برودت مورد نیاز برای ساعات پایانی روز را به‌صورت بخش از انرژی خورشیدی و بخش دیگر از سیستم ذخیره برودت تأمین کند. شکل ۱۴ کانتور عدد ماخ در موقعیت‌های متفاوت دوک مخروطی شکل را نشان می‌دهد.

۷- جمع‌بندی

در این مقاله نتایج طراحی به روش تحلیلی یک اجکتور بخار به ظرفیت ۷۵۰W ارائه گردید. اجکتور طراحی شده به‌روش تحلیلی، با به خدمت گرفتن روش CFD مورد بهینه‌سازی هندسی قرار گرفته و اثر شرایط کارکرد بر روی عملکرد آن بررسی شد در این تحقیق هشت موقعیت نازل به‌روش عددی به کمک نرم‌افزار تجاری فلوئنت ۶.۳.۲۶ مورد بررسی قرار گرفته و پس از به‌دست آوردن موقعیت بهینه نازل، به‌منظور بهینه کردن قطر دیفیوزر سه قطر دیگر نیز مورد بررسی قرار گرفت. با به‌دست آوردن مقادیر بهینه موقعیت نازل اولیه و قطر دیفیوزر، اثر شرایط کارکردی شامل دمای مولد (جریان اولیه) و دمای اوپراتور (جریان ثانویه) در فشارهای مختلف کندانسور مورد بررسی قرار گرفت.

جمع‌بندی نتایج به‌دست آمده به شرح ذیل می‌باشد:

- روش تحلیلی قادر به پیش‌بینی دقیق دمای بحرانی کندانسور نبوده و میزان دقیق آن بایستی به کمک روش‌های CFD تعیین گردد.
- با ورود هرچه بیشتر نازل اولیه به درون اجکتور نسبت مکش کاهش و پس‌فشار بحرانی افزایش می‌یابد. درصورت عدم وجود محدودیت از لحاظ هندسی با ورود نازل اولیه به درون بخش قطر ثابت، اجکتور از یک اجکتور با فشار ثابت به اجکتور با مقطع ثابت تبدیل می‌گردد.



شکل ۱۴ کانتور عدد ماخ در موقعیت‌های متفاوت دوک مخروطی شکل

- [23] J. H. Keenan, E. P. Neumann, F. Lustwerk, An investigation of ejector design by analysis and experiment, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 17, pp. 299-309, 1950.
- [24] Y.M. Chen, C.-Y. Sun, Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 15, No. 4, pp. 384-394, 1997.
- [25] ESDU Item Np 86030, *Ejectors and jet pumps, design for steam driven flow*, ESDU International Ltd, London, Nov 1986, p. 75.
- [26] FLUENT 6.3 User's guide, FLUENT INC, Lebanon, NH, USA.
- [27] I. W. Eames, M. Worall, S. Wu, An experimental investigation into the integration of a jet-pump refrigeration cycle and a novel jet-spray thermal ice storage system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 53, No. 2, pp. 285-290, 2013.
- [18] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 11, 2007.
- [19] E.S. R. Negeed, Enhancement of ejector performance for a desalination system, *International Journal of Nuclear Desalination*, Vol. 3, pp. 13, 2009.
- [20] X. Li, T. Wang, B. Day, Numerical analysis of the performance of a thermal ejector in a steam evaporator, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 2708-2707, 2010.
- [21] R. B. Power, *Steam Jet Ejectors For the Process Industries*, New York: McGraw-Hill, 1994.
- [22] H. El-Dessouky, H. Ettouney, I. Alatiqi, G. Al-Nuwaibit, Evaluation of steam jet ejectors, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 41, pp. 551-561, 2002.