

## بررسی عددی عملکرد سیستم تبرید با اجکتور دو مرحله‌ای

ابراهیم افشاری<sup>۱\*</sup>، نبی جهانتیغ<sup>۲</sup>، ریحانه لالی<sup>۳</sup>، مریم جعفری<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، ایران

e.afshari@eng.ui.ac.ir

<sup>۲</sup> استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه زابل، ایران

njahantigh@uoz.ac.ir

<sup>۳</sup> کارشناس گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، ایران

laali.228@gmail.com .m.jafari369@yahoo.com

**چکیده:** در این مطالعه، عملکرد سیکل تبرید با اجکتور دو مرحله‌ای و تأثیر بعضی از سیالات عامل، هندسه اجکتور شامل تغییر قطر بخش قطر ثابت مرحله اول و دوم و کمیت‌های عملیاتی سیکل بر نسبت جرمی مرحله اول و دوم اجکتور و ضریب عملکرد سیکل بررسی شده است. بدین منظور، با مدل‌سازی دو بعدی اجکتور و حل عددی معادلات حاکم شامل بقای جرم، مومنتوم، انرژی و معادله حالت و همچنین تحلیل ترمودینامیکی سیکل، عملکرد اجکتور دو مرحله‌ای بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهند که استفاده از سیال عامل  $R_{245fa}$  در سیکل، کمترین ضریب عملکرد (۰/۷۹۹) در دمای ژنراتور  $120^{\circ}C$  و دمای تبخیرکننده  $12^{\circ}C$  و استفاده از سیال عامل آب بیشترین ضریب عملکرد (۱/۸۰۸) در دمای ژنراتور  $120^{\circ}C$  و دمای تبخیرکننده  $12^{\circ}C$  نسبت به سایر مبردها را نتیجه می‌دهد. افزایش قطر محفظه اختلاط مرحله دوم (در یک قطر ثابت محفظه اختلاط مرحله اول)، موجب کاهش ضریب عملکرد و همچنین افزایش قطر محفظه اختلاط مرحله اول (در یک قطر محفظه اختلاط ثابت مرحله دوم) باعث افزایش ضریب عملکرد می‌شود.

**واژه‌های کلیدی:** سیکل تبرید اجکتوری، اجکتور دو مرحله‌ای، ضریب عملکرد، هندسه، سیال عامل.

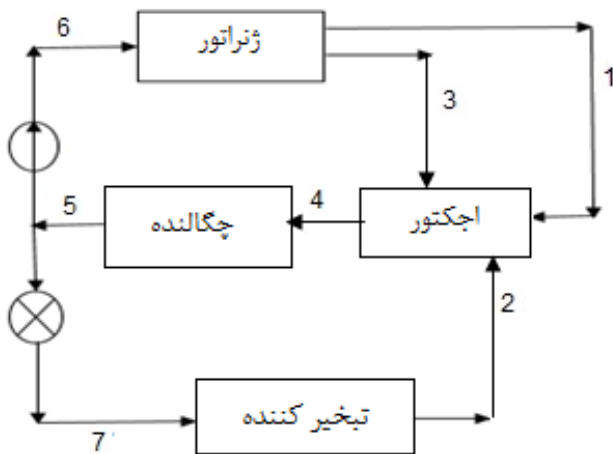
استفاده از سیکل تبرید اجکتوری را اولین بار لی بالانس [۱] در سال ۱۹۱۰ گسترش داد و در ادامه، مطالعات تحلیلی با فرضیات بسیار ساده کننده، مطالعات آزمایشگاهی با بررسی عملکرد کلی سیکل تبرید اجکتوری و بعضی مطالعات عددی بر روی اجکتور و سیکل تبرید آن انجام شده است. همیدی و همکاران [۲] با مطالعه عددی یک اجکتور سوپرسونیک با سیال هوا، نشان دادند که استفاده از مدل  $k-\epsilon$  برای مدل‌سازی جریان متلاطم داخل اجکتور مناسب است. آن‌ها همچنین با مطالعه آزمایشگاهی و عددی، جنبه‌های دوفازی داخل اجکتور را بررسی کردند. پیانسونگ و همکاران [۳] به کمک دینامیک سیالات محاسباتی پدیده‌های جریان و عملکرد یک اجکتور بخار را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که الگوی جریان در داخل اجکتور، زیاد به ناحیه مکش وابسته نیست. کایروآنی و همکاران [۴] یک مدل ریاضی یک‌بعدی برای اجکتور ارائه کردند که این مدل دربرگیرنده تأثیرات اصطکاک در ناحیه با سطح مقطع ثابت است. نتایج آن‌ها نشان‌دهنده مقایسه‌ای بین عملکرد سیستم تبرید اجکتوری با سیستم‌های تبرید متداول است. ژبو و همکاران [۵] به بررسی عددی دو پارامتر هندسی اجکتور بر عملکرد سیکل تبرید پرداختند. آن‌ها نشان دادند که برای طراحی اجکتور با مکش بالا، موقعیت خروجی نازل باید به گونه‌ای باشد که جریان ثانویه به اندازه کافی توسط جریان اولیه در داخل محفظه اختلاط شتاب بگیرد. ضمن اینکه بایستی اصطکاک جریان و افت انرژی در طی فرایند اختلاط، به اندازه کافی کوچک باشد. سلوارج و مانی [۶] با روش آزمایشگاهی، اثر ابعاد اجکتور و شرایط عملیاتی را بر عملکرد سیکل بررسی کردند. سیال عامل در کار آن‌ها R134a بوده و ظرفیت تبرید ۰/۵ کیلووات است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که دمای تبخیرکننده و ژنراتور به شدت بر ضریب عملکرد سیکل تأثیر می‌گذارد. چاران [۷] با مطالعه آزمایشگاهی به مقایسه عملکرد سیکل تبرید اجکتوری با مبردهای مختلف پرداخت و نتیجه گرفت که مبردهایی نظیر  $R_{11}$ ،  $R_{12}$ ،  $R_{21}$ ،  $R_{22}$  و  $R_{113}$  بهترین عملکرد را ارائه می‌دهند. چایونگس و ونویسیس [۸] اثر قطر گلوگاه بر عملکرد سیکل تبرید اجکتوری را تحلیل و بررسی کردند. میلازو و همکاران [۹] به بررسی اثر تغییر طول بخش قطر ثابت و دیفیوزر<sup>۱</sup> اجکتور دومرحله‌ای پرداختند. یو و همکاران [۱۰] سیکل تبرید اجکتوری با استفاده از یک اجکتور دومرحله‌ای با دو ورودی مکش را بررسی کرده و به این نتیجه رسیدند که این نوع سیکل تبرید اجکتوری، ضریب عملکرد بهتری را در محدوده دماهای تبخیر ارائه می‌دهد. علاوه بر آن، این نوع آرایش اجکتورها به تهویه

از مزایای بسیار مهم سیکل تبرید با اجکتور، نسبت به سیکل‌های تبرید تراکمی این است که سیستم تبرید اجکتوری با استفاده از انرژی گرمایی کار می‌کند که در اکثر فرایندهای صنعتی به واسطه سوزاندن سوخت‌های فسیلی حاصل می‌شود. بنابراین با انرژی حرارتی قابل بازیافت، می‌توان از این سیکل تبرید استفاده کرد. این امر از نقطه نظر زیست محیطی و کاهش انتشار آلاینده‌ها و تولید گازهای گلخانه‌ای در محیط نیز حائز اهمیت است، به طوری که می‌توان در این سیستم، از انرژی خورشیدی و حرارت بازیافت استفاده کرد. از دیگر مزیت‌های سیکل تبرید اجکتوری این است که اجکتورها در مقایسه با پمپ‌های خلاً دارای هزینه اولیه کمتر بوده و نگهداری از آن‌ها ساده‌تر است و از آنجاکه اجکتورها هیچ قسمت متحرکی ندارند، در صورت عدم وجود خوردگی، به تعمیر و روغن کاری نیاز پیدا نمی‌کنند. نصب اجکتورها آسان بوده و کنترل عملیات نیز ساده است. به علاوه، کارکرد بدون صدای آن‌ها باعث افزایش ضریب اطمینان این سیستم‌ها می‌شود. سیکل‌های تبرید اجکتوری به طور کلی به دو دسته سیکل تبرید با اجکتورهای تک‌مرحله‌ای و چندمرحله‌ای تقسیم‌بندی می‌شوند. سیکل‌های تبرید با اجکتورهای چندمرحله‌ای علاوه بر مزیت‌های ذکر شده، مزایای زیر را دارند:

۱. به سیستم اجازه می‌دهند در فشارهای مطلق پایین‌تر از فشار سیستم تک‌مرحله‌ای عمل کند.
۲. شرایط کاری را در گستره دماهای مختلف تبخیرکننده فراهم می‌کند.

اجکتورهای چندمرحله‌ای به صورت موازی و سری مورد استفاده قرار می‌گیرند. از اجکتورهای چندمرحله‌ای به صورت موازی، معمولاً در مواردی که بار ورودی بالایی داشته باشیم، استفاده می‌شود؛ اما زمانی که خواسته شود در فشارهای مطلق پایین کار کنیم، نوع سری مورد استفاده قرار می‌گیرد. مزیت اجکتورهای چندمرحله‌ای موازی نسبت به حالت سری این است که اگر در یکی از اجکتورهای سیستم خرابی به وجود آید، می‌توان بدون ایجاد مشکل، آن را از سیستم به منظور تعمیر یا جایگزینی جدا کرد؛ اما در اجکتورهای به صورت موازی، باید در نظر داشت که همواره یک اجکتور در حال کار است و عملکرد بقیه اجکتورها توسط فشار کندانسور تعیین می‌شود. در یک طرح خاص از اجکتور دومرحله‌ای، دو اجکتور در یک ساختمان ادغام شده‌اند. ساختمان این اجکتور به این صورت است که دو مرحله آن به طور متوالی و بدون فاصله در یک وسیله قرار می‌گیرند.

می‌دهد. ژنراتور، اجکتور و پمپ جایگزین بخش قدرت (کمپرسور) در سیکل‌های تبرید تراکمی شده است [۱۸]. سیال عامل با جذب گرما در ژنراتور به جوش می‌آید و افزایش فشار می‌دهد. بخار فشار بالا به دو بخش تقسیم می‌شود: بخش اول به‌عنوان جریان اولیه وارد نازل همگرا - واگرای مرحله اول اجکتور شده و با عبور از آن، به‌شدت افزایش سرعت و کاهش فشار می‌دهد. در نتیجه، خلأ نسبی مورد نیاز برای مکش سیال ثانویه در دمای تبخیرکننده و فشار اشباع را فراهم می‌کند.



شکل (۱): سیکل تبرید با اجکتور دومرحله‌ای [۱۱]

هر دو سیال در محفظه قطر ثابت مرحله اول اختلاط می‌یابند. پس از آن به‌دلیل عدم وجود دیفیوزر به‌منظور افزایش فشار، جریان مختلط به‌عنوان جریان ثانویه مرحله دوم توسط بخش دیگری از جریان که از ژنراتور و از طریق نازل ثانویه وارد اجکتور می‌شود، به داخل محفظه قطر ثابت مرحله دوم مکش می‌شود. پس از آن با عبور از دیفیوزر تا فشار کندانسور افزایش فشار می‌دهد. سیال خروجی از اجکتور وارد کندانسور شده و با دفع گرما چگالیده می‌شود. سیال چگالیده به دو بخش تقسیم می‌شود، بخشی از سیال توسط پمپ به ژنراتور و بخش دیگر به‌وسیله شیر انبساط به تبخیرکننده وارد می‌شوند.

### ۳. معادلات حاکم بر سیکل تبرید اجکتوری

پدیده‌های پیچیده‌ای از قبیل انبساط، اختلاط و مکش که در داخل اجکتور اتفاق می‌افتند، نشان می‌دهند که اجکتور به‌عنوان قلب سیستم تبرید اجکتوری مستلزم بررسی دقیق است. از این‌رو، تحلیل ترمودینامیکی اجکتور مشابه دیگر اجزای سیستم مانند پمپ، ژنراتور و تبخیرکننده، نتایج دقیقی به همراه ندارد و نیاز به مدل‌سازی دقیق

بهرتر هوا کمک می‌کند. افشاری و همکاران [۱۱] به بررسی سیکل تبرید با اجکتور تک‌مرحله‌ای پرداختند و تأثیر سیال عامل بر عملکرد سیکل را بررسی کردند. جارووانگوتایا و چن [۱۲] سیکل تبرید اجکتوری دومرحله‌ای را در سیستم سرمایش یک اتوبوس بررسی کردند. آن‌ها توجه خود را به استفاده از گازهای سوخته‌شده موتور به‌منظور گرمادهی به مبرد سیکل معطوف نمودند. سن و همکاران [۱۳] سیکل تبرید اجکتوری گازی را با استفاده از سیال عامل  $CO_2$  بررسی و تحلیل کردند و نتیجه گرفتند که اگرچه این نوع سیکل کمی پیچیده است، امکان بازیابی تلفات انبساطی را فراهم می‌کند. کونگ و کیم [۱۴] با مطالعه عددی و تحلیلی اجکتور دومرحله‌ای به بررسی جزئیات جریان داخل این اجکتور پرداختند. مقایسه عملکرد اجکتور تک‌مرحله‌ای و دومرحله‌ای از مهم‌ترین نتایج کار آن‌هاست. اسکندری منجیلی و یآوری [۱۵] یک سیکل تبرید جدید با اجکتور دومرحله‌ای و چند کولر داخلی پیشنهاد کرده و نشان دادند که عملکرد آن از سیستم‌های اجکتوری رایج بهتر است. یاری و همکاران [۱۶ و ۱۷] به مطالعه ترکیب سیکل تبرید جذبی و سیستم انبساط اجکتوری پرداختند. یاری همچنین به بررسی و بهینه‌سازی یک سیستم تبرید اجکتوری پرداخت. گرازینی و روچتی [۱۸] نیز با ارائه یک مدل جدید اجکتور دومرحله‌ای به‌صورتی که دو مرحله در داخل یک ساختمان به‌هم پیوسته اجکتور انجام می‌شود، به بهینه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری دومرحله‌ای پرداختند.

تاکنون تحقیقات جامع و کاملی به‌منظور بررسی تغییرات پارامترهای عملیاتی، نظیر دمای تبخیرکننده و ژنراتور با اجکتورهای دومرحله‌ای انجام نشده است. همچنین تأثیرات تغییرات هندسه اجکتور و سیال عامل‌های مختلف بر ضریب عملکرد سیکل تبرید با استفاده از اجکتور دومرحله‌ای بررسی نشده است. از این‌رو در این مقاله، سیکل تبرید با اجکتورهای دومرحله‌ای به‌کمک نرم‌افزار EES<sup>۱</sup> و اجکتور به‌کمک نرم‌افزار فلونت<sup>۲</sup> به‌صورت دوبعدی و تحلیل تقارن محوری مورد بررسی قرار گرفته است و تأثیر سیال‌های عامل آب،  $R_{11}$ ،  $R_{141b}$ ،  $R_{11}$ ،  $R_{245fa}$ ، پارامترهای عملیاتی نظیر دمای تبخیرکننده و ژنراتور و تغییرات قطر بخش اختلاط قطر ثابت در مرحله اول و دوم بر عملکرد سیکل ارزیابی شده است.

### ۲. سیستم تبرید با اجکتور دومرحله‌ای

شکل (۱) طرح ترسیمی سیکل تبرید با اجکتور دومرحله‌ای را نشان

1. Engineering Equation Solver  
2. Fluent

در این رابطه،  $P$  فشار و  $v$  حجم مخصوص است.

بنابراین ضریب عملکرد سیستم از رابطه زیر تعیین می‌شود.

$$COP = \dot{Q}_E / (\dot{Q}_G + \dot{W}_{Pu}) \quad (5)$$

$\dot{W}_{Pu}$  توان پمپ است.

نسبت‌های جرمی مرحله اول و دوم نیز از روابط زیر محاسبه می‌شوند.

$$\omega_1 = \dot{m}_2 / \dot{m}_1 \quad (6)$$

$$\omega_2 = \dot{m}_3 / (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \quad (7)$$

#### ۴. روش عددی تحلیل اجکتور

در این مطالعه، تأثیر سیال‌های عامل شامل آب،  $R_{11}$ ،  $R_{245f}$ ،  $R_{141b}$  و  $R_{114}$  مورد بررسی قرار گرفته است. خصوصیات انتقالی و ترمودینامیکی سیالات عامل به کمک نرم‌افزار EES به دست آمده‌اند. تحلیل اجکتور نیز به صورت مدل متقارن در نرم‌افزار فلوئنت نسخه ۱۴ انجام می‌شود. فرض می‌شود که جریان سیال در حالت بخار اشباع در دمای ژنراتور از ورودی اولیه وارد اجکتور شده و سبب مکش بخار اشباع از درون اواپراتور می‌شود و در حالت بخار اشباع در دمای کندانسور از اجکتور خارج می‌گردد. از آنجاکه جریان محرک از درون ژنراتور وارد اجکتور می‌شود، شرط مرزی مربوط به جریان ورودی به اجکتور در مرحله اول و دوم، از نوع ورودی فشار ثابت (برابر با فشار ژنراتور) در نظر گرفته می‌شود. در داخل اجکتور، جریان اولیه وارد یک نازل همگرا - واگرا می‌شود و با کاهش فشار سبب مکش جریان ثانویه از درون تبخیرکننده می‌شود. پس می‌توان شرط مرزی حاکم بر ورودی جریان ثانویه را از نوع ورودی فشار با فشار تبخیرکننده در نظر گرفت. چون جریان خروجی از اجکتور وارد کندانسور می‌شود، شرط مرزی خروجی اجکتور، از نوع خروجی فشار انتخاب می‌گردد.

طرح کلی اجکتور در این مدل‌سازی، در شکل (۲) و شبکه محاسباتی آن در شکل (۳) نشان داده شده است. در نواحی اطراف نازل و دیواره‌های اجکتور، مش‌ها نسبت به دیگر نواحی ریزتر است. اجکتور به صورت متقارن فرض می‌شود و در جدول (۱) نیز مقادیر ابعاد اجکتور براساس نامگذاری شکل (۲) ارائه شده است.

اجکتور است. در این مطالعه، یک مدل تقارن محوری اجکتور در نظر گرفته می‌شود و اجکتور به صورت عددی مدل‌سازی می‌شود. به کمک این مدل‌سازی، کمیت‌های فشار، دمای خروجی و نسبت دبی جریان ثانویه به جریان اولیه در هر دو مرحله اجکتور تعیین و در تحلیل ترمودینامیکی سیکل مورد استفاده قرار می‌گیرند. به منظور سادگی، فرضیات مناسب زیر در نظر گرفته می‌شود.

۱. شرایط سیال‌های اولیه و ثانویه در هنگام ورود به اجکتور، در حالت اشباع فرض می‌گردند. سرعت سیال اولیه و ثانویه در ورود به اجکتور، قابل اغماض است.
۲. سرعت سیال در هنگام خروج از اجکتور قابل اغماض است.
۳. رفتار سیال، رفتار گاز ایدئال با نسبت گرمای ویژه ثابت است. این امر با توجه به آنکه فشار در فرایند اختلاط در اجکتور بسیار کم است، منطقی می‌باشد.
۴. جریان در اجکتور دائم و اجکتور آدیاباتیک در نظر گرفته می‌شود.

معادلات حاکم بر سیکل تبرید اجکتوری با اجکتور دو مرحله‌ای به صورت زیر است:

**الف. تبخیرکننده:** فرض می‌شود که انتقال حرارت در تبخیرکننده، با قدرت ثابت ۵ کیلووات انجام شود و سیال به صورت بخار اشباع از تبخیرکننده، خارج و به اجکتور وارد گردد.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_2 (h_2 - h_5) \quad (1)$$

در رابطه بالا،  $h$  آنتالپی و  $\dot{m}$  دبی سیال است. اعداد در زیرنویس پارامترها در شکل (۱) مشخص شده‌اند.

**ب. ژنراتور:** فرض می‌شود که انتقال حرارت در ژنراتور در فشار ثابت انجام گیرد و سیال به صورت بخار اشباع از ژنراتور، خارج و به اجکتور وارد گردد.

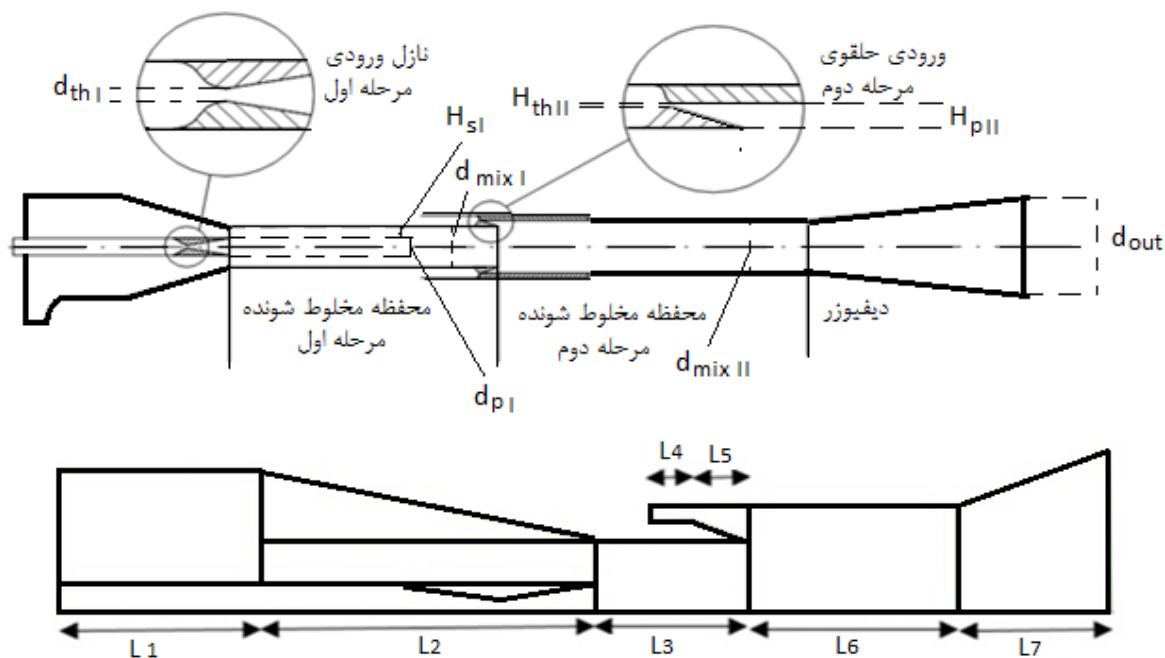
$$\dot{Q}_G = (\dot{m}_1 + \dot{m}_3)(h_1 - h_6) \quad (2)$$

**پ. شیر انبساط:** در شیر انبساط، فرایند اختناق (آنتالپی ثابت) رخ می‌دهد که سبب کاهش فشار و دمای سیال می‌شود.

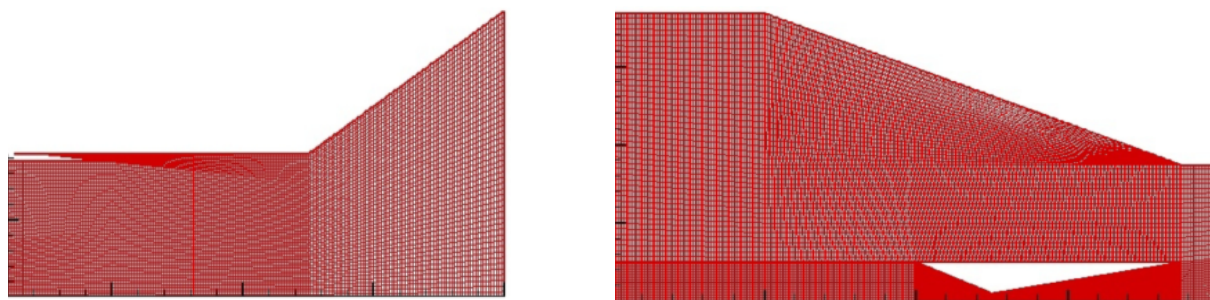
$$h_5 = h_7 \quad (3)$$

**ت. پمپ:**

$$\dot{W}_{Pu} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_3)(h_6 - h_4) = (\dot{m}_1 + \dot{m}_3)v_5 (p_6 - p_5) \quad (4)$$



شکل (۲): شکل و ابعاد اجکتور مدل سازی شده



شکل (۳): نمای مش بندی نازل در مرحله اول و دوم اجکتور

جدول (۱): ابعاد اجکتور دومرحله ای

قطرها (میلیمتر)				عرض حلقه نازل (میلیمتر)			طولها (میلیمتر)							
$d_{thI}$	$d_{pI}$	$d_{mixI}$	$d_{mixII}$	$d_{out}$	$H_{thII}$	$H_{pII}$	$H_{sI}$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$	$L_7$
۲/۰۳	۹/۹۹	۳۴/۸۷	۴۰/۹۷	۷۳/۶۶	۰/۰۷	۱	۱۲/۴۴	۱۰۰	۱۵۰	۱۰	۲۰	۲۰۰	۲۰۰	۲۰۰

در این گونه مسائل استفاده شده است [۲، ۴ و ۱۹]. برای حل معادلات از یک روند تکراری استفاده شده و حل تا رسیدن به همگرایی با دقت  $10^{-6}$  ادامه پیدا کرده است. المان‌های شبکه، چهارضلعی با سازمان در نظر گرفته شده و به منظور وارد کردن اثر دیواره‌ها و همچنین در بخش‌های نازل، ناحیه قطر ثابت و دیفیوزر، برای بهتر مدل کردن پدیده شوک، در این نواحی شبکه محاسباتی ریز شده است. تعداد گره‌ها نیز طوری تنظیم شده است که نتایج مدل عددی مستقل از تعداد شبکه باشد [۱۸ و ۲۰].

با توجه به رژیم‌های جریان داخل اجکتور، متغیر فشار به‌عنوان متغیر اصلی برای حل در نظر گرفته شده و چگالی به‌عنوان متغیر ثانویه از معادله حالت به‌دست آمده است. برای گسسته‌سازی معادله‌ها از روش حجم محدود<sup>۱</sup> در مختصات چسبیده به مرز براساس شبکه هم‌مکان استفاده شده است. به منظور حل معادله‌ها، از روش سیمپل سی برای جریان تراکم‌پذیر استفاده شده است. مهم‌ترین علت انتخاب روند تکرار برای حل معادلات، کویپل بودن آنهاست. از مدل اغتشاشی  $k-\epsilon^2$  به دلیل بالا بودن عدد رینولدز و همچنین دقت بیشتر

1. Finite Volume Method
2. k-ε Turbulence Model

## ۵. نتایج

### ۱.۵. صحنه‌گذاری نتایج

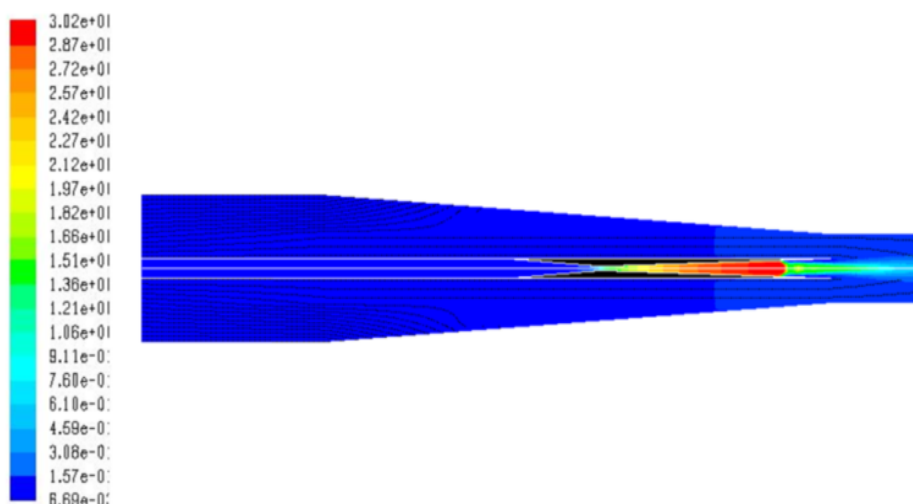
داده‌های تجربی اندکی دربارهٔ اجکتورهای دومرحله‌ای موجود است. در جدول (۲)، نتایج حاصل از مدل‌سازی اجکتور دومرحله‌ای در دمای ژنراتور  $120^{\circ}\text{C}$  و دمای تبخیرکننده  $12^{\circ}\text{C}$  برای سیال عامل آب و با استفاده از ابعاد هندسی جدول (۱)، با نتایج تجربی مرجع [۱۸] مقایسه شده است. همان‌طور که مشهود است نتیجهٔ مدل‌سازی با نتیجهٔ تجربی تطابق مناسبی دارد.

جدول (۲): مقایسهٔ نتایج حاصل از مدل‌سازی با مدل تجربی [۱۸]

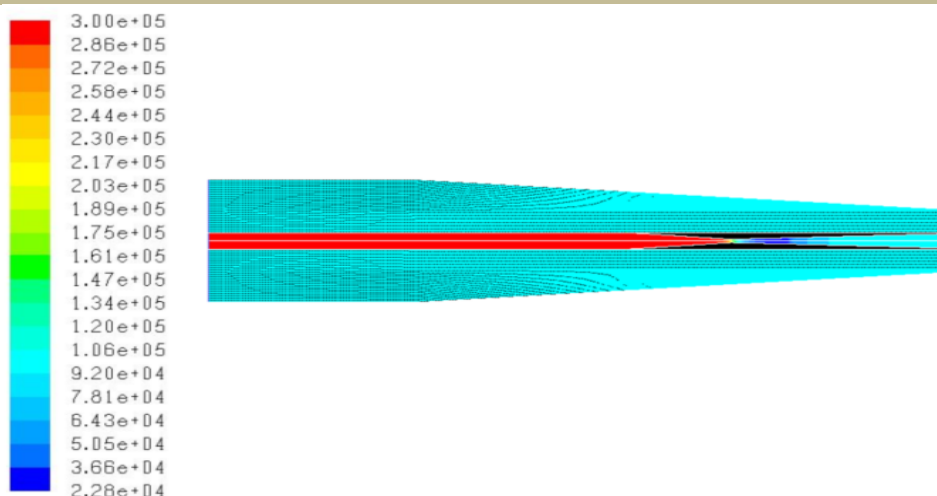
مدل حاضر	$\omega_1$ تجربی	دمای تبخیرکننده ( $^{\circ}\text{C}$ )	دمای ژنراتور ( $^{\circ}\text{C}$ )
۱/۹۷	۲/۰۹	۱۲	۱۲۰

### ۲.۵. عملکرد اجکتور

شکل (۴) تغییرات عدد ماخ<sup>۱</sup> را در مرکز اجکتور و در طول آن برای سیال عامل آب در دمای ژنراتور  $120^{\circ}\text{C}$  و دمای تبخیرکننده  $12^{\circ}\text{C}$  نشان می‌دهد. در ورودی اجکتور، سرعت بسیار کم است. تا قبل از گلوگاه نازل اولیهٔ اجکتور، عدد ماخ کمتر از یک و جریان زیر صوت است. در گلوگاه، عدد ماخ به یک می‌رسد و در قسمت واگرای نازل، سرعت و عدد ماخ افزایش می‌یابد و جریان فراصوت به‌وجود می‌آید. در خروجی نازل، سرعت به‌شدت افزایش و فشار کاهش می‌یابد که خلأ لازم برای مکش جریان از تبخیرکننده را فراهم می‌کند. تمامی وقایع ذکرشده برای نازل اولیه، دربارهٔ نازل ثانویه نیز صادق است. شکل (۵) تغییرات فشار را برای سیال عامل آب نشان می‌دهد. کاهش فشار در خروجی نازل مشهود است.



شکل (۴): کانورتور ماخ برای سیال عامل آب در دمای ژنراتور  $120^{\circ}\text{C}$  و دمای تبخیرکننده  $12^{\circ}\text{C}$



شکل (۵): کانورتور فشار برای سیال عامل آب در دمای ژنراتور  $120^{\circ}\text{C}$  و دمای تبخیرکننده  $12^{\circ}\text{C}$

### ۳.۵. تأثیر نوع مبرد بر عملکرد اجکتور و سیکل

در جداول (۳) تا (۵) ضریب عملکرد سیکل و نسبت دبی جریان ثانویه به دبی جریان اولیه در مرحله اول و دوم اجکتور برای مبردهای مختلف در دماهای مختلف تبخیرکننده و ژنراتور ارائه شده‌اند. افزایش دمای ژنراتور در دمای ثابت تبخیرکننده و کندانسور، باعث افزایش نسبت جرمی در مرحله اول و دوم می‌شود. افزایش دمای ژنراتور با افزایش گرمای ژنراتور و کار پمپ همراه است؛ بنابراین طبق رابطه (۴)، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. زمانی که اجکتور در مد بحرانی کار می‌کند، افزایش یا کاهش فشار و دمای کندانسور بر روی نسبت جرمی تأثیری ندارد و نسبت جرمی ثابت می‌ماند. افزایش دمای تبخیرکننده در دمای ثابت ژنراتور و چگالنده، نیز موجب کاهش نسبت جرمی می‌گردد. با افزایش دمای تبخیرکننده، گرمای ژنراتور و کار پمپ کاهش جزئی می‌یابند و در نتیجه ضریب عملکرد افزایش می‌یابد.

در شکل (۶) نسبت جرمی مبردها و ضریب عملکرد در دمای تبخیرکننده  $12^{\circ}\text{C}$  و دمای ژنراتور  $120^{\circ}\text{C}$  مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود که آب دارای بیشترین ضریب عملکرد و کمترین مقدار نسبت

جرمی است. در مقابل  $R_{245fa}$  دارای کمترین مقدار ضریب عملکرد و بیشترین نسبت جرمی است. اگرچه مبرد  $R_{245fa}$  اثرات مخرب بر روی لایه ازن ندارد و دارای نسبت جرمی بسیار بالایی است؛ اما قیمت بالا، اثر گلخانه‌ای بسیار زیاد و ضریب عملکرد پایین سیکل با این سیال عامل، از محدودیت‌های آن به شمار می‌رود و بهتر است از مبردهای جایگزین استفاده شود. مبرد  $R_{11}$  اگرچه دارای نسبت جرمی و ضریب عملکرد مناسبی است، اثرات زیست‌محیطی شدیدی دارد و مشمول قانون ممنوعیت تولید شده است. در میان تمامی مبردها، آب با وجود پایین بودن نسبت جرمی، به دلیل قیمت ارزان، قابل دسترس بودن و همچنین سازگاری با محیط‌زیست می‌تواند به‌عنوان اولین گزینه انتخاب شود. البته ممکن است در بعضی موقعیت‌ها، محدودیت‌هایی را ایجاد کند که در این صورت می‌توان از سیال عامل‌های  $R_{114}$  یا  $R_{141b}$  که دارای نسبت جرمی و ضریب عملکرد مناسبی هستند و همچنین با محیط‌زیست سازگارند، استفاده کرد.

جدول (۳): مقایسه نسبت جرمی مرحله اول ( $\omega_1$ ) در دماهای مختلف تبخیرکننده و ژنراتور

$T_G$	$T_E$	$T_C$	$H_2O$	$R_{11}$	$R_{114}$	$R_{141b}$	$R_{245fa}$
۱۰۰	۸	۳۰	۳/۴۹۲	۶/۴۰۷	۶/۸۳۹	۶/۲۶۳	۶/۸۶۶
۱۱۰	۸	۳۰	۳/۵۸۷	۶/۶۷۲	۷/۵۸۸	۶/۵۲۶	۸/۴۰۰
۱۲۰	۸	۳۰	۳/۹۷۵	۷/۳۹۷	۹/۱۱	۶/۹۴۳	۹/۸۰۰
۱۳۰	۸	۳۰	۴/۲۶۵	۸/۴۰۷	۱۰/۲۵۶	۸/۳۹۷	۱۰/۶۷۰
۱۴۰	۸	۳۰	۴/۸۰۸	۹/۶۱۷	۱۱/۰۱۵	۹/۶۶۰	۱۱/۲۶۹
۱۰۰	۱۲	۳۰	۱/۳۵۶	۶/۳۵۵	۶/۷۴۵	۶/۲۱۳	۶/۷۰۳
۱۱۰	۱۲	۳۰	۲/۲۸۳	۶/۶۰۱	۷/۱۵۷	۶/۴۶۲	۷/۷۷۴
۱۲۰	۱۲	۳۰	۳/۱۰۲	۷/۰۴۹	۸/۴۷۷	۶/۸۳۵	۹/۳۵۶
۱۳۰	۱۲	۳۰	۳/۸۵۳	۸/۳۹۸	۹/۸۱۱	۸/۰۳۳	۱۰/۴۰۰
۱۴۰	۱۲	۳۰	۴/۵۴۶	۹/۶۰۵	۱۰/۷۱۵	۹/۳۸۷	۱۱/۰۷۰
۱۰۰	۱۵	۳۰	۱/۲۰۵	۶/۳۲۶	۶/۴۹۲	۶/۱۳۳	۶/۶۲۱
۱۱۰	۱۵	۳۰	۱/۹۳۸	۶/۵۵۸	۶/۸۶۶	۶/۳۹۰	۷/۳۲۸
۱۲۰	۱۵	۳۰	۲/۰۶۷	۶/۹۰۳	۷/۸۸۴	۶/۷۱۷	۸/۹۵۳
۱۳۰	۱۵	۳۰	۳/۱۹۳	۷/۰۱۶	۹/۳۶۰	۷/۳۸۸	۱۰/۱۵۱
۱۴۰	۱۵	۳۰	۴/۱۳۶	۸/۶۷۶	۱۰/۴۱۶	۸/۹۱۲	۱۰/۸۹۴

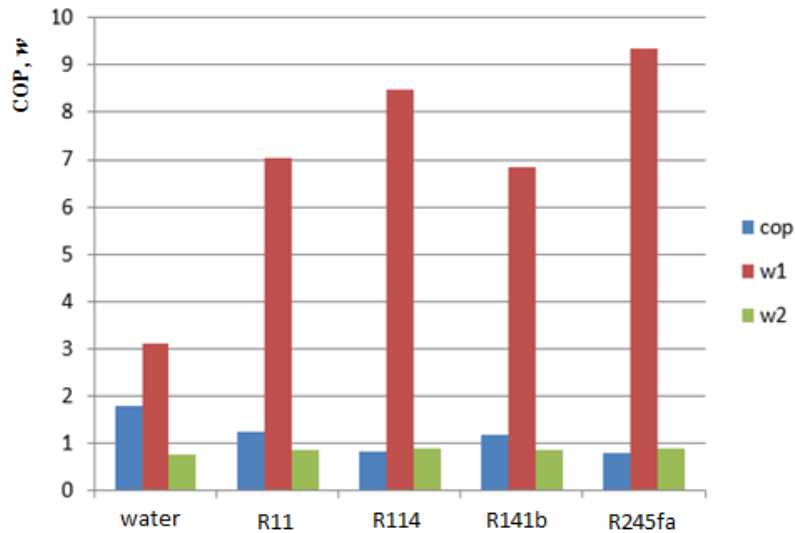
جدول (۴): مقایسه نسبت جرمی مرحله دوم ( $w_2$ ) در دماهای مختلف تبخیرکننده و ژنراتور

$T_G$	$T_E$	$T_C$	$H_2O$	$R_{11}$	$R_{114}$	$R_{141b}$	$R_{245fa}$
۱۰۰	۸	۳۰	۰/۷۷۷	۰/۸۶۵	۰/۸۷۲	۰/۸۶۳	۰/۸۷۳
۱۱۰	۸	۳۰	۰/۷۸۲	۰/۸۶۹	۰/۹۰۰	۰/۸۶۷	۰/۸۹۳
۱۲۰	۸	۳۰	۰/۷۹۹	۰/۸۸۱	۰/۹۰۱	۰/۸۷۴	۰/۹۰۷
۱۳۰	۸	۳۰	۰/۸۱۰	۰/۸۹۴	۰/۹۱۱	۰/۸۹۴	۰/۹۰۴
۱۴۰	۸	۳۰	۰/۸۲۸	۰/۹۰۶	۰/۹۱۷	۰/۹۰۶	۰/۹۱۸
۱۰۰	۱۲	۳۰	۰/۵۷۶	۰/۸۶۴	۰/۸۷۰	۰/۸۶۱	۰/۸۷۰
۱۱۰	۱۲	۳۰	۰/۶۹۵	۰/۸۶۸	۰/۸۷۷	۰/۸۶۶	۰/۸۸۶
۱۲۰	۱۲	۳۰	۰/۷۵۶	۰/۸۷۶	۰/۸۹۴	۰/۸۷۲	۰/۹۰۳
۱۳۰	۱۲	۳۰	۰/۷۹۴	۰/۸۹۴	۰/۹۰۸	۰/۸۸۹	۰/۹۱۲
۱۴۰	۱۲	۳۰	۰/۸۲۰	۰/۹۰۵	۰/۹۱۴	۰/۹۰۳	۰/۹۱۷
۱۰۰	۱۵	۳۰	۰/۵۴۶	۰/۸۶۳	۰/۸۶۶	۰/۸۶۰	۰/۸۶۹
۱۱۰	۱۵	۳۰	۰/۶۷۶	۰/۸۶۷	۰/۸۷۳	۰/۸۶۵	۰/۸۸۰
۱۲۰	۱۵	۳۰	۰/۶۷۴	۰/۸۷۳	۰/۸۸۸	۰/۸۷۰	۰/۹۰۰
۱۳۰	۱۵	۳۰	۰/۷۶۲	۰/۸۷۵	۰/۹۰۳	۰/۸۸۱	۰/۹۱۰
۱۴۰	۱۵	۳۰	۰/۸۰۵	۰/۸۹۷	۰/۹۱۲	۰/۸۸۹	۰/۹۱۶

جدول (۵): مقایسه ضریب عملکرد سیکل در دماهای مختلف تبخیرکننده و ژنراتور

$T_G$	$T_E$	$T_C$	$H_2O$	$R_{11}$	$R_{114}$	$R_{141b}$	$R_{245fa}$
۱۰۰	۸	۳۰	۲/۰۴۸	۱/۵۸۹	۱/۰۷۰	۱/۵۱۷	۱/۰۴۹
۱۱۰	۸	۳۰	۱/۸۹۰	۱/۳۸۳	۰/۹۳۷	۱/۳۲۹	۰/۹۱۸
۱۲۰	۸	۳۰	۱/۷۷۴	۱/۲۵۰	۰/۸۳۱	۱/۱۶۸	۰/۷۸۳
۱۳۰	۸	۳۰	۱/۵۱۳	۱/۱۵۳	۰/۷۲۹	۱/۰۴۸	۰/۶۶۰
۱۴۰	۸	۳۰	۱/۳۷۱	۰/۹۹۶	۰/۶۶۱	۰/۹۱۸	۰/۵۶۴
۱۰۰	۱۲	۳۰	۲/۰۶۴	۱/۵۹۲	۱/۰۹۶	۱/۵۳۸	۱/۰۷۶
۱۱۰	۱۲	۳۰	۱/۹۵۷	۱/۴۰۷	۰/۹۵۰	۱/۳۴۹	۰/۹۲۷
۱۲۰	۱۲	۳۰	۱/۸۰۸	۱/۲۵۷	۰/۸۴۵	۱/۱۸۵	۰/۷۹۹
۱۳۰	۱۲	۳۰	۱/۵۶۷	۱/۱۶۷	۰/۷۴۹	۱/۰۶۲	۰/۶۷۸
۱۴۰	۱۲	۳۰	۱/۴۰۷	۱/۰۲۱	۰/۶۸۳	۰/۹۳۴	۰/۵۸۲
۱۰۰	۱۵	۳۰	۲/۱۲۴	۱/۶۰۲	۱/۱۰۶	۰/۹۶۵	۱/۰۹۰
۱۱۰	۱۵	۳۰	۱/۹۹۲	۱/۴۲۵	۰/۹۶۰	۰/۷۵۳	۰/۰۹۳۲
۱۲۰	۱۵	۳۰	۱/۸۱۶	۱/۲۶۸	۰/۸۵۳	۱/۵۵۷	۰/۸۱۰
۱۳۰	۱۵	۳۰	۱/۶۳۱	۱/۱۷۱	۰/۷۶۳	۱/۳۸۸	۰/۶۹۱
۱۴۰	۱۵	۳۰	۱/۴۱۲	۱/۰۵۹	۰/۷۰۰	۱/۲۵۴	۰/۵۹۵





شکل (۶) نمودار مقایسه نسبت جرمی و ضریب عملکرد مبردها در دمای ژنراتور ۱۲۰°C و دمای تبخیر کننده ۱۲°C

#### ۴.۵. تأثیر هندسه اجکتور بر عملکرد سیکل

جداول (۶) و (۷) نتایج تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور بر روی ضریب عملکرد و نسبت جرمی سیکل را در دمای ژنراتور ۱۲۰°C و دمای تبخیر کننده ۱۲°C برای سیال عامل آب نشان می‌دهند. افزایش قطر محفظه اختلاط مرحله دوم در یک قطر ثابت محفظه اختلاط مرحله اول، باعث کاهش نرخ جرمی جریان ثانویه و در نتیجه کاهش نسبت جرمی می‌شود. همچنین موجب افزایش دمای خروجی از اجکتور می‌شود، در حالی که کار پمپ و گرمای ژنراتور افزایش جزئی می‌یابند، در نتیجه ضریب عملکرد نیز کاهش می‌یابد. افزایش قطر محفظه اختلاط مرحله اول در یک قطر محفظه اختلاط ثابت مرحله دوم، باعث افزایش نرخ جرمی جریان ثانویه و در نتیجه، افزایش نسبت جرمی و ضریب عملکرد می‌شود.

جدول (۶): تأثیر تغییر قطر محفظه اختلاط مرحله دوم بر ضریب عملکرد و نسبت‌های جرمی ( $d_{mixII}=34.87$  mm)

$d_{mixII}$	COP	$\omega_1$	$\omega_2$
۳۸/۳۵۷	۱/۰۴۲	۱/۹۵۰	۰/۱۶۶۱
۳۹/۲۲۹	۱/۰۲	۱/۹۲۸	۰/۱۶۵۸
۴۰/۱۰۱	۱/۰۰۵	۱/۹۱۵	۰/۱۶۵۷
۴۰/۹۷۲	۰/۹۹۲۳	۱/۸۹۴	۰/۱۶۵۴

جدول (۷): تأثیر تغییر قطر محفظه اختلاط مرحله اول بر ضریب عملکرد و نسبت‌های جرمی ( $d_{mixII}=40.97$ )

$d_{mixI}$	COP	$\omega_1$	$\omega_2$
۳۵/۶۲۸	۰/۹۷۸۶	۱/۹۵۱	۰/۱۶۶۳
۳۶/۴۲	۰/۹۸۴۵	۱/۹۳۵	۰/۱۶۵۹
۳۷/۲۴۷	۰/۹۹۲۶	۱/۹۰۴	۰/۱۶۵۶
۳۹/۰۲۱	۰/۹۹۳۷	۱/۸۵۳	۰/۱۶۸۳

#### ۶. نتیجه گیری

در این مطالعه، با تحلیل عددی یک سیستم تبرید با اجکتور دومرحله‌ای، تأثیر نوع سیال عامل، هندسه اجکتور و پارامترهای عملیاتی بر عملکرد سیکل مطالعه شده است. با بررسی سیال‌های عامل مختلف، سیال عامل آب دارای بیشترین ضریب عملکرد و  $R_{245fa}$  دارای کمترین مقدار است و بقیه سیال‌ها در محدوده متوسطی قرار دارند. سیال‌های  $R_{245fa}$  و  $R_{11}$  به دلیل داشتن اثرات مخرب زیست‌محیطی و اثرات گلخانه‌ای استفاده نمی‌شوند.  $R_{141b}$  و  $R_{114}$  با وجود ضریب عملکرد متوسط، به دلیل سازگاری با محیط‌زیست و نداشتن اثرات گلخانه‌ای بسیار مناسب‌اند. البته ذکر این نکته حائز اهمیت است که در استفاده از آب ممکن است با محدودیت‌هایی مواجه باشیم (مانند انجماد آب در دماهای کمتر از ۴°C) که در صورت رفع آن‌ها، سیال عامل آب به دلیل فراوانی، در دسترس بودن و سازگاری با محیط‌زیست و همچنین بالا بودن ضریب عملکرد، بهترین سیال عامل معرفی می‌شود. همچنین مشاهده شد که می‌توان با افزایش قطر بخش قطر ثابت مرحله اول یا کاهش قطر بخش قطر ثابت مرحله دوم در جهت افزایش ضریب عملکرد سیکل گام برداشت. همچنین ذکر این نکته حائز اهمیت است که در سیکل‌های اجکتوری دومرحله‌ای می‌توان با افزایش قطر نازل ثانویه میزان نرخ جرمی جریان ثانویه را افزایش داد. بررسی این نوع تغییر هندسه مستلزم مطالعات گسترده در این زمینه است که می‌تواند به عنوان مقاله‌ای جداگانه ارائه گردد.

اندیس‌ها	
C	کندانسور
E	تبخیرکننده
G	ژنراتور
I	مرحله اول اجکتور
II	مرحله دوم اجکتور
mix	ناحیه اختلاط اجکتور
out	خروجی
p	اولیه
pu	پمپ
s	ثانویه
th	گلوگاه نازل

## فهرست علائم

حروف لاتین	
COP	ضریب عملکرد
$d$	قطر بخش‌های اجکتور، mm
$h$	آنتالپی، kJ
$H$	عرض حلقه نازل، mm
$L$	طول، mm
$\dot{m}$	دبی جرمی، $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت، kW
$T$	دما، K
$\dot{W}$	نرخ کار، kW
حروف یونانی	
$\omega$	نسبت دبی جریان ثانویه به جریان اولیه

## مراجع

- [1] Gosney, W. B., Principle of Refrigeration, Cambridge University Press, Cambridge, 1982.
- [2] Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J.M., Bartosiewicz, Y., "CFD analysis of a supersonic air ejector", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 8-9, 2009.
- [3] Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., Aphornratana, S., "Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics Technique", Energy Conversion and Management, Vol. 48, No. 9, 2007.
- [4] Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., Bouaziz, N., "Use of ejectors in a multiejector refrigeration system for performance enhancement", International Journal of Refrigeration, Vol. 32, No. 6, 2009.
- [5] Zhu, Y., Cai, W., Wen, Ch., Li, Y., "Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 5, 2008.
- [6] Selvaraju, A., Mani, A., "Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system", International Journal of Refrigeration, Vol. 29, No. 7, 2006.
- [7] Charan, V., "A Comparative performance of freon ejector refrigeration systems" International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 87. 1990.
- [8] Chaiwongsa, P., Wonwises, S., "Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration on cycle using a two-phase ejector as an expansion device", International Journal of Refrigeration Vol. 30, No. 4, 2007.
- [9] Milazzo, A., Rocchetti, A., Eames, I.W., "Theoretical and experimental activity on ejector refrigeration", Energy Procedia, Vol. 45, 2014.
- [10] Yu, J., Song, X., Ma, M., "Theoretical study on a novel R32 refrigeration cycle with a two-stage suction ejector", International Journal of Refrigeration, Vol. 36, No. 1, 2013.
- [11] Afshari, E., Yusefi, F., Tabatabaei, S., "Effect of the working fluid on the ejector refrigeration system", Energy Engineering Management. Vol. 3, No. 3, 2013.
- [12] Jaruwongwittaya, T., Chen, G., "Application of two stage ejector cooling system in a bus", Energy Procedia, Vol. 14, 2012.
- [13] Cen, J., Liu, P., Jiang, F., "A novel transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with two ejectors", International Journal of Refrigeration, Vol. 35, No. 8, 2012.
- [14] Kong, F., Kim, H. D., "Analytical and computational studies on the performance of a two-stage ejector-diffuser system", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 85, 2015.
- [15] Eskandari Manjili, F., Yavari, M. A., "Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO<sub>2</sub> ejector refrigeration cycle", Applied Thermal Engineering, Vol. 40, 2012.
- [16] Yari, M., Mehr, A. S., Mahmoudi, S. M. S., "Simulation study of the combination of absorption refrigeration and ejector-expansion systems", Renewable Energy, Vol. 60, 2013.
- [17] Yari, M., "Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 48, 2009.
- [18] Grazzini, G., Rocchetti, A., "Numerical optimisation of a two-stage ejector refrigeration plant", International Journal of Refrigeration, Vol. 25, 2002.
- [19] Jeong, H., Utomo, T., Ji, M., Lee, Y., Lee, G., Chung, H., "CFD analysis of flow phenomena inside thermo vapor compressor influenced by operating conditions and converging duct angles", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 23, 2009.
- [20] Kim, M., Kim, O. S., Lee, D. H., Kim, S. D., "Numerical and experimental investigations of gas-liquid dispersion in an ejector", Chemical Engineering Science, Vol. 62, 2007.