

## تأثیر نوع سیال عامل بر عملکرد سیستم تبرید اجکتوری

ابراهیم افشاری<sup>1\*</sup>، فاطمه یوسفی<sup>2</sup>، شکوفه طباطبایی<sup>3</sup>

<sup>1</sup> استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، ایران  
e.afshari@eng.ui.ac.ir  
<sup>2</sup> کارشناس گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، ایران  
fyousefi87@yahoo.com  
<sup>3</sup> کارشناس گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، ایران  
shetab68@gmail.com

**چکیده:** در این مطالعه، عملکرد سیکل تبرید اجکتوری بررسی شده و تأثیر سیالات عامل آمونیاک،  $R_{134a}$ ،  $R_{141b}$ ،  $R_{12}$ ،  $R_{600}$  و  $R_{245fa}$  و آب و همچنین تأثیر کمیت‌های عملیاتی سیکل بر توان مصرفی، میزان انرژی گرمایی مورد نیاز و ضریب عملکرد سیکل بررسی شده است. علاوه بر تحلیل ترمودینامیکی سیکل، با انتخاب یک مدل دو بعدی اجکتور، معادلات حاکم شامل بقای جرم، مومنتوم، انرژی و معادله حالت به روش عددی حل شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که سیکل با سیال عامل  $R_{141b}$  دارای کمترین ضریب عملکرد و  $R_{12}$  دارای بیشترین مقدار ضریب عملکرد نسبت به سایر میردها است (0/58 در مقایسه با 1 در دمای ژنراتور 78 درجه سلسیوس و دمای اواپراتور 15 درجه سلسیوس). برای یک هندسه مشخص اجکتور، در سیکل با سیال عامل آب، جریان‌های برگشتی در ورودی ثانویه، سبب ناکارآمدی اجکتور شده و از این رو اجکتور با این هندسه خاص نمی‌تواند در یک سیکل با سیال عامل آب به کار رود. به علاوه، افزایش دمای اواپراتور و کاهش دمای ژنراتور، باعث افزایش نسبت جرمی (از 0/63 تا 1/15، برای  $R_{12}$ ) و ضریب عملکرد (از 0/54 تا 1، برای  $R_{12}$ ) سیکل می‌شود. آمونیاک دارای بیشترین مقادیر توان ژنراتور، توان اواپراتور و توان پمپ است و سیکل با سیال عامل آمونیاک به پمپ بزرگ‌تری نیاز دارد.  $R_{141b}$  کمترین مقادیر فوق را دارا بوده و به کوچک‌ترین پمپ نیاز دارد.

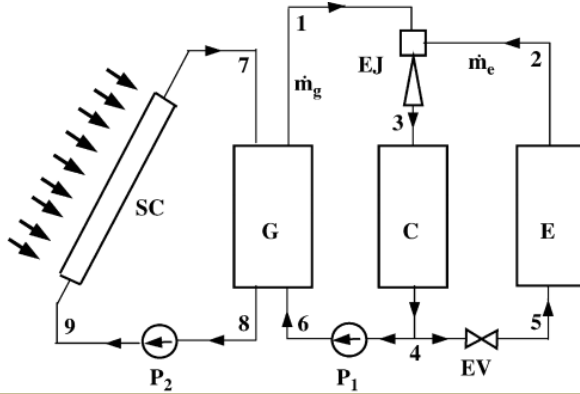
واژه‌های کلیدی: سیکل تبرید اجکتوری، نسب جرمی، عملکرد سیکل، سیال عامل.

می‌شود. همیدی و همکاران [3] مطالعه‌ی خویش را بر روی اجکتور هوا معطوف و ملاحظه کردند که مدل k-e نتایج بهتری را برای مدل‌سازی جریان متلاطم فراهم می‌کند. پیانسونگ و همکاران [4] نشان دادند که استفاده از مدل تقارن محوری اجکتور برای در نظر گرفتن اثر سه بعدی مناسب است و توجه خود را به مطالعه‌ی آزمایشگاهی و عددی اجکتور مافوق صوتی معطوف کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که مدل متلاطم RNG<sup>1</sup> برای تخمین پدیده‌ی شوک مناسب‌تر است. ژیو و همکاران [5] به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، به بررسی کمیت‌های هندسی اجکتور در سیکل تبرید پرداختند و مشاهده کردند که برای طراحی اجکتور با عملکرد مکشی بالا، موقعیت خروجی نازل باید طوری انتخاب شود که جریان ثانویه به اندازه کافی توسط جریان اولیه در محفظه اختلاط شتاب بگیرد. تئوری اختلاط در فشار ثابت برای اولین بار توسط کنان و همکاران [6] ارائه شد. آن‌ها فشار جریان را در محفظه اختلاط تا بخش سطح مقطع ثابت، یکسان در نظر گرفتند. براساس این تئوری، رگداکیس و الکسیس [7] یک مدل اجکتور دو فازی با در نظر گرفتن خواص واقعی ارائه کردند. کاپروآنی و همکاران [8] نیز با اعمال تأثیر اصطکاک و بازده انرژی، مدل جامعی ارائه کردند. سلوارج و مانی [9] به بررسی اثر ابعاد اجکتور و شرایط عملیاتی بر عملکرد سیکل با سیال عامل R<sub>134a</sub> به روش آزمایشگاهی پرداختند و مشاهده کردند که دمای ژنراتور، اواپراتور و کندانسور در عملکرد اجکتور، تأثیر به‌سزایی دارد و با انتخاب مناسب این دماها می‌توان برای اجکتور، به بالاترین مقدار ضریب عملکرد دست یافت. خلیدی و زایونیا [10] آزمایش‌هایی روی اجکتور با دمای ژنراتور، کندانسور و اواپراتور به ترتیب برابر 100/7، 44/8 و 55/8 درجه سلسیوس انجام دادند و ضریب عملکرد سیستم را 0/26 به دست آوردند. در این تحقیق، سیال کاری R<sub>113</sub> است. در سال 2001 هیونگ و همکاران [11] عملکرد سیستم تبرید اجکتور خورشیدی را با سه نمونه جمع‌کننده خورشیدی بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که با انتخاب مناسب دمای ژنراتور با صفحات جمع‌کننده معمول، یک ضریب عملکرد بهینه برای سیکل به دست می‌آید. سان [12] به بررسی نقش سیال عامل بر عملکرد سیکل پرداخت. وی ملاحظه کرد که از بین سیالات عامل مورد مطالعه، آب کمترین و R<sub>152a</sub> بیشترین ضریب عملکرد را دارد. هانگ و همکاران [13] یک سیستم تبرید اجکتور خورشیدی با مبرد R<sub>141b</sub> را توسعه دادند. آن‌ها نشان دادند که عملکرد این سیستم به شدت وابسته به سیال عامل است و ضریب عملکرد سیکل اجکتوری را 0/5 به دست آوردند. لی بالانس [14] یک اجکتور

امروزه قسمت عمده سیستم‌های تبرید در بخش تهویه مطبوع و سردخانه‌ها، از نوع سیکل‌های تبرید تراکمی بخار است. این سیستم‌ها با وجود ضریب عملکرد بالا، دارای مصرف انرژی و آلودگی زیست‌محیطی بالایی هستند. با توجه به محدودیت منابع انرژی و نیاز به کاهش آثار مخرب زیست‌محیطی، استفاده از سیستم‌های تبرید با نیروی محرکه حرارتی، مورد توجه قرار گرفته است. یکی از این سیستم‌ها، تبرید اجکتوری است که مزیت مهم آن، قابلیت استفاده از منابع حرارتی با سطح دمای نسبتاً پایین از قبیل انرژی گرمایی تلف‌شده در دود خروجی از وسایل نقلیه است. انرژی خورشیدی نیز منبع حرارتی دیگری برای به حرکت در آوردن سیستم‌های اجکتوری است که در سیستم‌های خنک‌کن هوای مسکونی استفاده می‌شود. برخلاف سیکل‌های تراکمی، سیکل اجکتوری نیاز به کمپرسور ندارد و در آن یک اجکتور و پمپ جایگزین کمپرسور می‌شود. دیگر مزایای این سیستم شامل سادگی و عدم وجود قسمت متحرک، نیازنداشتن به روغن کاری و همچنین کارکرد بدون صدای آن است که باعث افزایش ضریب اطمینان این سیستم می‌شود. همچنین هزینه‌های اولیه و جاری سیستم اجکتوری بسیار پایین است؛ هر چند که از مشکلات اصلی آن می‌توان به پایین بودن بازده آن اشاره کرد. البته کاربردهای اجکتور بسیار وسیع بوده و محدود به سیکل تبرید نیست. علاوه بر سیکل تبرید اجکتوری، از موارد استفاده اجکتور می‌توان به استفاده در سیکل تصفیه و تفکیک نفت خام در پالایشگاه‌ها، تخلیه یک طرفه مایعات (اجکتور همانند یک تلمبه عمل می‌کند)، افزایش فشار سیالات (ترموکمپرسورها)، مکش مایعات، محلول‌ها و حتی ذرات جامد، هم‌زدن مایعات و اختلاط گازها در مخازن نگهداری، راکتورهای شیمیایی و حوضچه‌های خنثی‌سازی، تولید خلأ در سیستم‌های تبرید جت بخار، هوادهی در حوضچه‌های پرورش ماهی و میگو و تصفیه فاضلاب با تولید حباب‌های کوچک‌تر نسبت به سایر دستگاه‌ها، هوادهی به مناطق کم اکسیژن در معادن و مخازن بزرگ به هنگام عملیات حفاری و در انتهای نازل راکت با وظیفه افزایش رانش راکت، اشاره کرد.

کنان و همکاران [1] به مطالعه تئوری فرایندهای درون اجکتور پرداختند و یک مدل یک‌بعدی براساس روابط دینامیک گاز و تئوری اختلاط ارائه کردند؛ اما مدل آن‌ها دارای ضعف‌های زیادی بود و نمی‌توانست اثر ظرفیت ثابت را هنگامی که فشار خروجی (فشار کندانسور) کاهش می‌یابد، توجیه کند. روسلی و همکاران [2] یک اجکتور با سیال عامل R<sub>141b</sub> را مدل‌سازی و مشاهده کردند که در پایین دست شوک‌ها، جریان‌های برگشتی به سمت محفظه مکش ایجاد

نازل در بخش مکش باشد، اختلاط این جریان‌ها در بخش مکش و در فشار ثابت است که این روش، به تئوری اختلاط در فشار ثابت معروف است. چون اجکتورهای نوع دوم عملکرد بهتری دارند، در این مقاله، از مدل اختلاط در فشار ثابت استفاده شده است [17].



شکل (1): سیکل تبرید اجکتوری

### 3. معادلات حاکم بر سیکل تبرید اجکتوری

اجکتور مهم‌ترین بخش سیکل تبرید اجکتوری بوده و با توجه به پدیده‌های پیچیده و مختلف مکش، اختلاط، انبساط و... که در آن اتفاق می‌افتد، نیاز به تحلیل جداگانه و دقیق دارد. در این مطالعه، با مدل‌سازی عددی، اجکتور تحلیل شده و کمیت‌هایی از قبیل فشار، دمای خروجی و نسبت دبی جریان ثانویه به جریان اولیه، از طریق این مدل‌سازی تعیین و در تحلیل سیکل از آن‌ها استفاده شده است. برای ساده‌کردن حل معادلات در اجکتور، یک مدل تقارن‌محوری با فرضیات مناسب زیر، در نظر گرفته می‌شود.

1. سیال اولیه و ثانویه در ورود به اجکتور، در حالت اشباع است. سرعت سیال اولیه و ثانویه در ورود به اجکتور ناچیز است و خواص استاتیک، برابر خواص سکون در نظر گرفته می‌شود.
  2. رفتار سیال، رفتار گاز ایده‌آل با نسبت گرمای ویژه ثابت است (حداکثر فشار سیال 4 بار و حداقل دما 287 کلین).
  3. جریان در اجکتور، پایا و سیستم در شرایط آدیاباتیک است.
  4. عمل اختلاط قبل از ورود به ناحیه قطر ثابت، کامل می‌شود و شوک قائم در ناحیه قطر ثابت رخ می‌دهد.
- معادلات حاکم بر مدل اجکتور شامل معادلات بقای جرم، بقای مومنتوم، بقای انرژی برای جریان مغشوش و معادله حالت است.

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

در معادله پیوستگی،  $u$  سرعت و  $\rho$  چگالی گاز در اجکتور

است.

با سیال عامل آب ابداع و مشاهده کرد که سیکل دارای ضریب عملکرد پایین است. چن و همکاران [15] با ارائه یک مدل تحلیلی، به ارزیابی عملکرد بهینه اجکتور در سیکل تبرید و به‌دست‌آوردن هندسه مناسب برای عملکرد بهینه پرداختند. سیال‌های عامل در کار آن‌ها فقط دو مبرد  $R_{123}$  و  $R_{141b}$  است؛ ولی تأثیر ابعاد اجکتور بر عملکرد آن، به‌طور مفصل بررسی شده است. یو و همکاران [16] یک مطالعه تئوری بر سیکل تبرید اجکتوری با یک اجکتور دو مرحله‌ای و با مبرد جدید  $R_{32}$  پرداختند و این مبرد را از نظر بهبود ضریب عملکرد سیکل تبرید نسبت به مبرد  $R_{22}$  توصیه کرده‌اند.

در تحقیقاتی که تاکنون انجام شده، بررسی جامعی بر تأثیر سیال عامل بر عملکرد اجکتور انجام نشده است؛ از این رو در این مقاله، سیکل تبرید اجکتوری به‌کمک تحلیل مدل متقارن اجکتور در نرم‌افزار فلونت<sup>1</sup> و تحلیل کل سیکل در  $EES^2$  مورد بررسی قرار گرفته است. تأثیر نوع سیال مبرد شامل آب، آمونیاک،  $R_{134a}$ ،  $R_{141b}$ ،  $R_{12}$ ،  $R_{245fa}$  و  $R_{600}$  و همچنین کمیت‌های عملکردی سیکل نظیر دمای اوپراتور و ژنراتور بر عملکرد سیکل بررسی شده است.

### 2. سیستم تبرید اجکتوری

شکل (1) طرح ترسیمی سیکل تبرید اجکتوری را نشان می‌دهد که بویلر، اجکتور و پمپ، به‌جای کمپرسور در سیکل‌های تراکمی تبخیری، استفاده شده است. گرمای داده شده در ژنراتور به سیال مبرد، دمای آن را می‌افزاید و با حرکت سیال اولیه در نازل همگرا-واگرا، مبرد فشار کم در اوپراتور را به حرکت درمی‌آورد. نتیجه این فرایند، کاهش فشار در اوپراتور است که در آن، مبرد تبخیر می‌شود و سیال اولیه و ثانویه مخلوط‌شده به کندانسور وارد می‌گردد. عمل تقطیر در کندانسور، عموماً در دمای محیط صورت می‌گیرد. بخشی از سیال مبرد، توسط پمپ به ژنراتور می‌رود و بخش دیگر، به‌وسیله شیر انبساط به اوپراتور وارد می‌شود. در این سیکل، اجکتور قلب سیستم است که در آن، به‌کمک انرژی جنبشی سیال اولیه، سیال ثانویه به حرکت درآورده می‌شود. فشار سیال مخلوط‌شده در خروجی اجکتور، بین فشار سیال اولیه و سیال ثانویه است.

طراحی اجکتور، براساس محل قرارگیری نازل به دو روش انجام می‌شود. اگر خروجی نازل در بخش سطح مقطع ثابت اجکتور باشد، اختلاط جریان‌های اولیه و ثانویه در این ناحیه صورت می‌گیرد و تئوری اختلاط در بخش سطح مقطع ثابت استفاده می‌شود. اگر انتهای

1. Fluent
2. Engineering Equation Solver

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (h_1 - h_6) \quad (8) \quad \text{در ژنراتور}$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_g (h_6 - h_4) \quad (9) \quad \text{در پمپ}$$

بنابراین، ضریب عملکرد سیستم از رابطه (9) تعیین می‌شود. انتقال حرارت از ژنراتور و اوپراتور در فشار ثابت و حالت ورودی به ژنراتور و خروجی کندانسور مایع اشباع است. فرایند در شیر انبساط نیز اختناق آنتالپی ثابت در نظر گرفته می‌شود. [20]

$$COP = \dot{Q}_e / (\dot{Q}_g + \dot{W}_p) = w(h_2 - h_5) / (h_1 - h_4) \quad (10)$$

#### 4. شرایط مرزی و روش عددی

در این مطالعه، تأثیر سیال‌های عامل شامل آب آمونیاک،  $R_{141b}$ ,  $R_{134a}$ ,  $R_{600}$ ,  $R_{12}$  و  $R_{245fa}$  مورد بررسی قرار می‌گیرد. خصوصیات انتقالی و ترمودینامیکی سیالات عامل به کمک نرم افزار EES به دست آمده‌اند. تحلیل اجکتور نیز به صورت مدل متقارن در نرم افزار فلونت نسخه 14 انجام می‌شود. فرض می‌شود که جریان سیال در حالت بخار اشباع در دمای ژنراتور از ورودی اولیه وارد اجکتور می‌شود و سبب مکش بخار اشباع از درون اوپراتور می‌گردد و در حالت بخار اشباع در دمای کندانسور از اجکتور خارج می‌شود. از آنجاکه جریان محرک از درون ژنراتور وارد اجکتور می‌شود، شرط مرزی مربوط به جریان ورودی به اجکتور، 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 فشارش کاهش می‌یابد. این کاهش فشار سبب مکش جریان ثانویه از درون اوپراتور می‌شود. پس می‌توان شرط مرزی حاکم بر ورودی جریان ثانویه را از نوع ورودی فشار با فشار اوپراتور در نظر گرفت. از آنجاکه جریان خروجی از اجکتور وارد کندانسور می‌شود، شرط مرزی حاکم بر خروجی اجکتور از نوع خروجی فشار انتخاب می‌شود.

طرح کلی اجکتور در این مدل سازی، در شکل (2) و مدل مش بندی در شکل (3) 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 (1) نیز مقادیر ابعاد اجکتور بر اساس نامگذاری شکل (2) ارائه شده است.

با توجه به رژیم‌های جریان داخل اجکتور، متغیر فشار به عنوان متغیر اصلی برای حل در نظر گرفته شده و چگالی به عنوان متغیر ثانویه از معادله حالت به دست آمده است. برای گسسته سازی معادله‌ها از روش حجم محدود در مختصات چسبیده به مرز بر اساس شبکه هم مکان استفاده شده است. به منظور حل معادله‌ها، از روش سیمپل سی<sup>2</sup> برای

معادله بقای مومنتوم

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\mu + \mu_t) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (3)$$

$P$  و  $\tau_{ij}$  به ترتیب فشار و تانسور تنش مخلوط گاز است.

معادله بقای انرژی

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + P)) = \bar{\nabla} \cdot \left( K_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i (\tau_{ij}) \right) \quad (4)$$

$E$  انرژی کل،  $K_{eff}$  ضریب هدایت گرمایی مؤثر و  $T$  دما است.

معادلات k-ε [18] و [19]

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon - Y_M \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} \quad (6)$$

ویسکوزیته ادی<sup>1</sup> نیز از رابطه (7) به دست می‌آید [19].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

معادله حالت گاز کامل برای ارتباط دما، فشار و چگالی استفاده می‌شود.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (8)$$

پارامتر مهمی که برای بیان عملکرد اجکتور استفاده می‌شود، نسبت

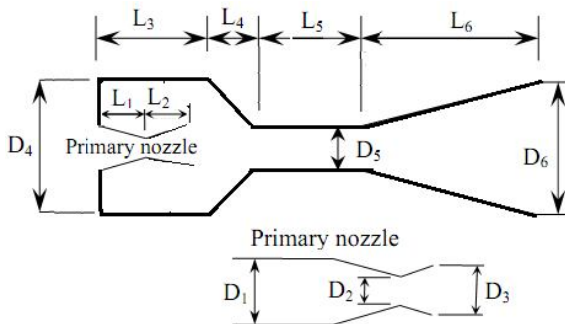
جرمی جریان ثانویه به جریان اولیه است.

$$w = \frac{m_e}{m_p} \quad (6)$$

نسبت جرمی اجکتور که نشانگر میزان مکش سیال ثانویه توسط اجکتور به کمک جریان اولیه است، تابعی از هندسه و شرایط عملکرد اجکتور می‌باشد و متناسب با ضریب عملکرد سیکل تبرید است.

بر اساس قانون اول ترمودینامیک، انتقال گرما در اوپراتور و ژنراتور و همچنین کار پمپ بر حسب آنتالپی‌های ورودی و خروجی به این تجهیزات به صورت معادلات 7 تا 9 هستند.

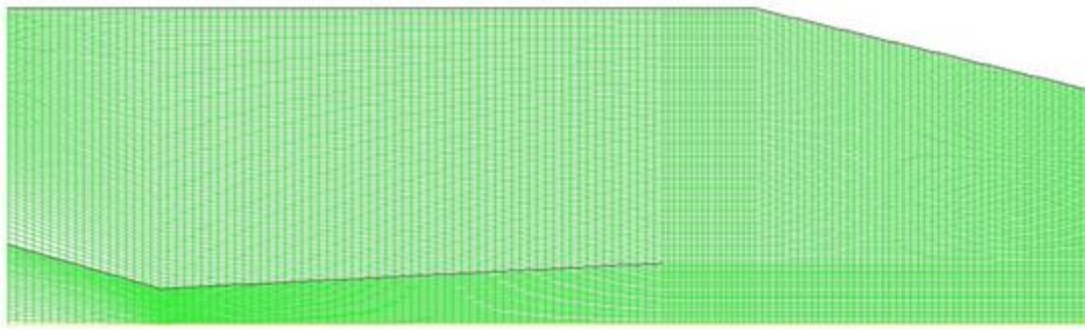
$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e (h_2 - h_5) \quad (7) \quad \text{در اوپراتور}$$



شکل (2): شکل و ابعاد اجکتور مدل سازی شده

جریان تراکم پذیر استفاده شده است. مهم ترین علت انتخاب روند تکرار برای حل معادلات، کوپل بودن آن ها می باشد.

از مدل اغتشاشی k-ε به دلیل اینکه عدد رینولدز بالا بوده و همچنان که در مراجع اشاره شده، در این مسئله چون از دقت بیشتری نسبت به دیگر مدل های اغتشاشی برخوردار است، استفاده شده است [3 و 19]. برای حل معادلات از یک روند تکراری استفاده شده و حل تا رسیدن به همگرایی با دقت  $10^{-6}$  ادامه پیدا کرده است. از شبکه بندی مستطیلی با اندازه متغیر در اجکتور استفاده شده و تعداد شبکه استفاده شده در مدل مرجع، 85000 بوده است. شبکه بندی به گونه ای بوده است که بخش های نازل، ناحیه قطر ثابت و دیفیوزر مطالعه شبکه انجام شده و تعداد گره ها طوری تنظیم شده است که نتایج مدل عددی مستقل از تعداد شبکه باشد.



شکل (3): مش بندی ناحیه اطراف نازل در اجکتور مدل سازی شده

در مدل سازی یک بعدی و مطالعه آزمایشگاهی هانگ [21] برای سیال عامل  $R_{141b}$  است. ستون هایی که با  $CFD^1$  مشخص شده اند، نتایج حاصل از مطالعه عددی تحقیق حاضر و ستون هایی که با  $CFD^*$  نتایج مقاله راسلی [2] است. سه کمیت اساسی در اجکتور شامل دبی جریان ثانیه  $(w_s)$ ، دبی جریان اولیه  $(w_p)$  و نسبت دبی جریان ثانویه به دبی جریان اولیه  $(w)$ ، به عنوان کمیت های مقایسه ای، انتخاب و در این جدول ارائه شده است.

به منظور اطمینان از صحت نتایج در شرایط مختلف، مقایسه نتایج با نتایج یک بعدی و آزمایشگاهی در شرایط مختلف دمای عملکرد ژنراتور و اوپراتور انجام شده است. همان طور که دیده می شود، نتایج حاصل از مدل سازی، با نتایج مدل یک بعدی و آزمایشگاهی در شرایط مختلف عملکرد، تطابق بسیار خوبی دارند.

جدول (1): ابعاد اجکتور بر اساس شکل 3

کمیت	مقدار (میلی متر)	کمیت	مقدار (میلی متر)
$L_1$	18/32	D1	13/3
$L_2$	18/32	D2	2/64
$L_3$	40	D3	4/5
$L_4$	32/24	D4	23/1
$L_5$	35/6	D5	7/34
$L_6$	56/94	D6	14/08

## 5. نتایج

### 1.1. صحت گذاری نتایج

در جدول (2)، نتایج حاصل از مدل سازی اجکتور با نتایج تجربی مقایسه شده است. ستون های ستاره دار در این جدول، مقادیر ارائه شده

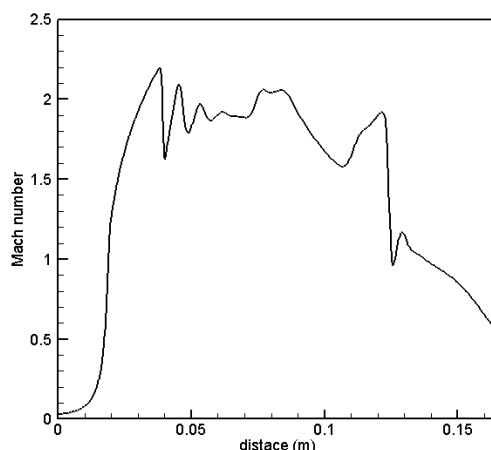
جدول (2): مقایسه نتایج حاصل از مدل‌سازی با نتایج تجربی هانگ [21] برای سیال عامل  $R_{141b}$

$T_g$ (°C)	$T_e$ (°C)	$w$ 1D model*	$w$ Exp*	$w$ CFD	1D Error%	CFD Error%	$w_p$ CFD*	$w_p$ CFD	$w_s$ CFD*	$w_s$ CFD
78	12	0/6659	0/6132	0/6100	8/59	-0/52	0/008663	0/008973	0/005003	0/005474
84	12	0/4769	0/4790	0/5114	-0/44	6/3	0/009973	0/010341	0/004822	0/005289
95	12	0/3434	0/3503	0/3525	-1/97	0/62	0/011421	0/013215	0/004375	0/004659
78	8	0/4609	0/4393	0/4983	0/492	11/8	0/008676	0/008973	0/003813	0/004471
84	8	0/3704	0/3883	0/4025	-4/61	3/5	0/009972	0/010341	0/003966	0/004163
90	8	0/2395	0/3040	0/3228	-21/22	5/8	0/011422	0/011850	0/003818	0/003825
95	8	0/2144	0/2552	0/2702	-15/99	5/6	0/013323	0/013222	0/003304	0/003573

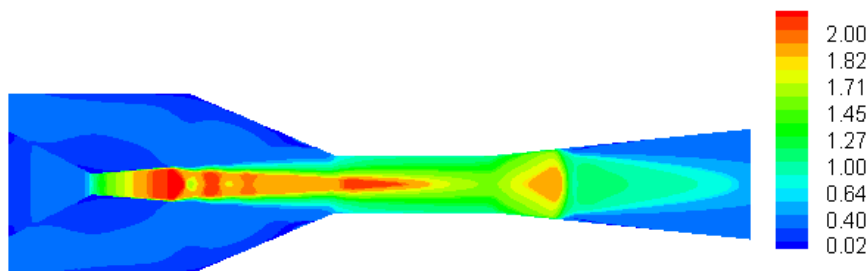
## 2.5. بررسی عملکرد اجکتور

از شوک قائم در دیفیوزر مشهود است. برای میرد  $R_{141b}$  شوک قائم در انتهای محفظه قطر ثابت و ابتدای دیفیوزر اتفاق می‌افتد؛ هر چند که محل شوک به فشار پشت اجکتور وابسته است. بر اثر افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور، محل ایجاد شوک به سمت خروجی اجکتور حرکت می‌کند. بیشینه عدد ماخ در دمای اواپراتور ثابت، با افزایش دمای ژنراتور افزایش می‌یابد؛ برای نمونه، برای سیال عامل  $R_{141b}$  این مقدار از 2/2 در دمای ژنراتور 78 درجه سلسیوس به 2/46 در دمای ژنراتور 95 درجه سلسیوس می‌رسد. بیشینه عدد ماخ در دمای ژنراتور ثابت، با افزایش دمای اواپراتور کاهش می‌یابد؛ برای نمونه، برای سیال عامل  $R_{141b}$ ، از 2/31 در دمای اواپراتور 5 درجه سلسیوس به 2/2 در دمای اواپراتور 15 درجه سلسیوس می‌رسد. جریان مافوق صوت پس از شوک، به جریان زیر صوت تبدیل می‌شود و فشار تا فشار کندانسور افزایش می‌یابد. این روند برای همه مبردها یکسان است.

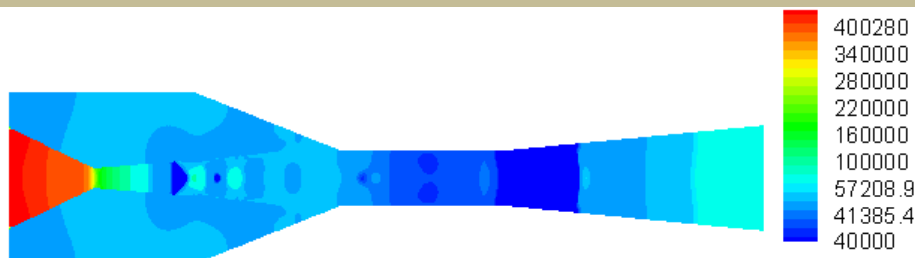
مطابق شکل (4) که تغییرات عدد ماخ در مرکز اجکتور و در طول آن و همچنین شکل (5) که تغییرات ماخ را در تمامی نواحی اجکتور نشان می‌دهد، در ورودی اجکتور، سرعت بسیار کم است. تا قبل از گلوگاه نازل اولیه اجکتور، عدد ماخ کمتر از یک و جریان زیر صوت است. در گلوگاه عدد ماخ به یک می‌رسد و در قسمت واگرای نازل، سرعت و عدد ماخ افزایش می‌یابد و جریان فراصوت به وجود می‌آید. در خروجی نازل، سرعت به شدت افزایش و فشار کاهش می‌یابد که خلاً لازم برای مکش جریان از اواپراتور را فراهم می‌کند. شکل (5) تغییرات فشار برای سیال عامل  $R_{141b}$  در دمای ژنراتور 78 و دمای اواپراتور 15 درجه سلسیوس را نشان می‌دهد. علت انتخاب  $R_{141b}$  و دیگر شرایط عملکردی سیستم، در دسترس بودن نتایج آزمایشگاهی سیستم تبرید اجکتوری با این سیال عامل است که در جدول (2) به آن‌ها اشاره شد. مطابق شکل (6) کاهش فشار در خروجی نازل و پس



شکل (4): تغییرات عدد ماخ در طول اجکتور برای سیال عامل  $R_{141b}$  و دمای اواپراتور  $12^\circ C$  و دمای ژنراتور  $78^\circ C$



شکل (5): تغییرات عدد ماخ برای سیال عامل  $R_{141b}$  و دمای اوپراتور  $12^{\circ}C$  و دمای ژنراتور  $78^{\circ}C$



شکل (6): تغییرات فشار برای سیال عامل  $R_{141b}$  در دمای ژنراتور  $78^{\circ}C$  و دمای اوپراتور  $15^{\circ}C$

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

در جداول (3) و (4) نسبت دبی جریان ثانویه به دبی جریان اولیه در اجکتور ( $w$ ) و ضریب عملکرد سیکل ارائه و در شکل (7) نمودار مقایسه توان ژنراتور ( $Q_g$ ) توان اوپراتور ( $Q_e$ ) و توان پمپ ( $W_{pump}$ ) در یک دمای اوپراتور و ژنراتور خاص برای تمامی مبردها ارائه گردیده است. برای مشاهده جزئیات بیشتر مقادیر توان ژنراتور، توان اوپراتور و توان پمپ، این مقادیر در در دماهای مختلف اوپراتور و ژنراتور نیز در جداول (5) و (6) آورده شده‌اند. در سایر دماها روند مشابهی مشاهده شده‌است.

افزایش دمای ژنراتور در دمای ثابت اوپراتور و کندانسور، باعث افزایش نرخ جرمی جریان اولیه همراه با کاهش جزئی نرخ جرمی جریان ثانویه و در نتیجه باعث کاهش  $w$  و افزایش دمای خروجی از اجکتور می‌شود. افزایش دمای ژنراتور با افزایش  $Q_g$  و  $W_{pump}$  و کاهش جزئی  $Q_e$  همراه است؛ بنابراین ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. وقتی اجکتور در مد بحرانی<sup>1</sup> کار می‌کند، افزایش یا کاهش فشار و دمای کندانسور تأثیری بر روی نسبت جرمی ندارد و نسبت جرمی ثابت می‌ماند. با افزایش دمای اوپراتور،  $Q_e$  و  $w$  افزایش می‌یابد، ولی  $Q_g$  و  $W_{pump}$  ثابت می‌مانند. مشاهده می‌شود که  $R_{12}$  دارای بیشترین ضریب عملکرد و آمونیاک دارای بیشترین مقادیر  $Q_g$ ،  $Q_e$  و  $W_{pump}$  است. هر چند  $R_{12}$  دارای بیشترین ضریب عملکرد است؛ اما این ماده دارای اثرات مخرب بر روی لایه اوزون بوده و بهتر است از مبردهای جایگزین استفاده شود. مبرد  $R_{245fa}$  اثرات مخرب بر روی لایه اوزون

همانند  $R_{12}$  ندارد اما قیمت بالا، اثر گلخانه‌ای بسیار زیاد و ضریب عملکرد پایین سیکل با این سیال عامل، از محدودیت‌های آن به شمار می‌رود. سیال عامل  $R_{141b}$  بسیار با محیط‌زیست سازگار می‌باشد؛ اما ضریب عملکرد پایینی را برای سیکل ایجاد می‌کند. آمونیاک دارای خواصی همچون سازگاری بسیار با محیط زیست بوده، به سهولت در همه جا یافت می‌شود و از تمام مبردهای معمول ارزان‌تر است، هر چند این ماده‌ی طبیعی، بسیار سمی و تا حدی قابل اشتعال و انفجار می‌باشد؛ اما سمی بودن آن نیز به دلیل بوی زنده‌ای که این ماده دارا است و نشت آن را قابل شناسایی می‌کند، آن چنان خطرناک نمی‌باشد. استفاده از این مبرد در این سیکل، میزان سرمایش زیادی را فراهم می‌آورد؛ اما انرژی حرارتی مورد نیاز این مبرد نیز به همان میزان زیاد بوده و تامین آن را با مشکل مواجه می‌کند. مبرد  $R_{134a}$  از جمله مبردهای نسبتاً جدید بوده و به‌عنوان جایگزین مبردهای تخریب‌کننده اوزون استفاده می‌شود و در این سیکل، دارای ضریب عملکرد مناسب می‌باشد. با این حال اثر گلخانه‌ای آن نیز قابل توجه است.  $R_{600}$  یا بوتان دارای سازگاری با محیط زیست و خواص تبرید مناسب است و ضریب عملکرد سیکل نیز در حد قابل قبولی می‌باشد؛ اما قابلیت اشتعال بالای آن، ایمنی و دقت عمل زیادی را طلب می‌کند. مقادیر مربوط به پتانسیل تخریب لایه اوزون و گرمایش جهانی مبردهای به‌کار رفته ( $GWP^2$  و  $ODP^3$ ) بر اساس استاندارد انرژی<sup>4</sup> در جدول (7) ارائه شده‌اند.

2. Global Warming Potential  
3. Ozone Depletion Potentia  
4. ASHREA

1. Critical Mode

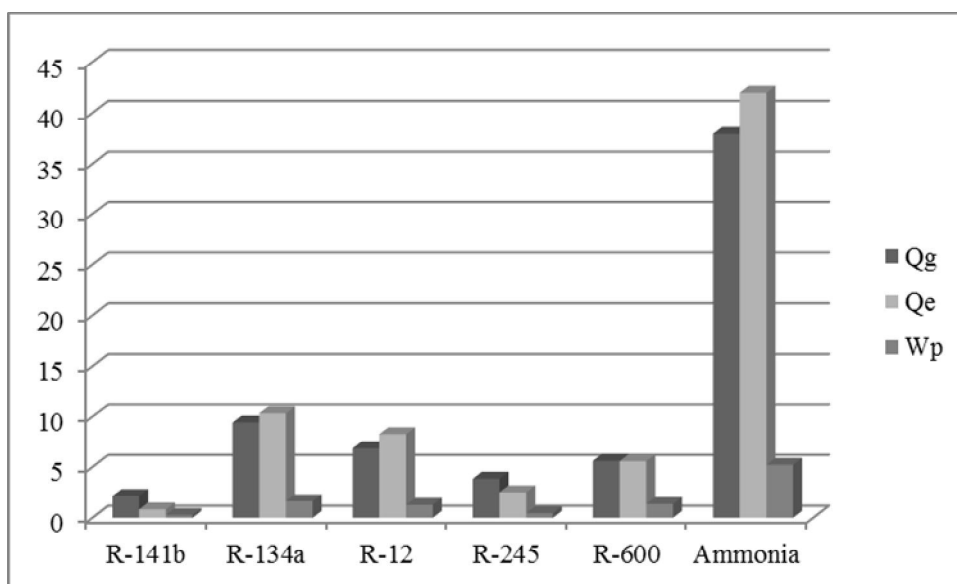
جدول (3): مقایسه نسبت جرمی،  $w$ ، در دماهای مختلف اواپراتور و ژنراتور

$T_g$ (°C)	$T_e$ (°C)	$R_{12}$	$R_{134a}$	$R_{141b}$	$R_{245fa}$	$R_{600}$	Ammonia
78	15	1/1525	1/0470	0/6943	0/718	0/99	0/9732
84	15	1/0403	0/9889	0/5907	0/611	0/871	0/8595
90	15	0/9427	0/8189	0/4981	0/513	0/765	0/7473
95	15	0/8651	0/7403	0/4236	0/438	0/687	0/6763
78	12	1/0588	0/9547	0/6101	0/629	0/891	0/8662
84	12	0/9598	0/8407	0/5114	0/525	0/784	0/7637
90	12	0/8652	0/7421	0/4181	0/433	0/687	0/6738
95	12	0/7912	0/6684	0/3525	0/366	0/611	0/6124
78	8	0/9479	0/8335	0/4983	0/495	0/772	0/7563
84	8	0/8549	0/7333	0/4025	0/417	0/673	0/6644
90	8	0/7660	0/6447	0/3228	0/341	0/538	0/5905
95	8	0/6996	0/5760	0/2702	0/287	0/512	0/5337
78	5	0/8715	0/7501	0/4147	0/427	0/687	0/6811
84	5	0/7783	0/6579	0/3292	0/344	0/594	0/6000
90	5	0/6954	0/5738	0/2635	0/279	0/508	0/5301
95	5	0/6336	0/5064	0/2173	-	0/422	0/4784

جدول (4): مقایسه ضریب عملکرد COP در دماهای مختلف اواپراتور و ژنراتور

$T_g$ (°C)	$T_e$ (°C)	$R_{12}$	$R_{134a}$	$R_{141b}$	$R_{245fa}$	$R_{600}$	Ammonia
78	15	1/018	0/935	0/5843	0/580	0/8007	0/973
84	15	0/9170	0/831	0/490	0/489	0/6931	0/8648
90	15	0/8321	0/745	0/4074	0/405	0/5989	0/7581
95	15	0/7676	0/689	0/3426	0/341	0/5308	0/6920
78	12	0/9287	0/850	0/5088	0/510	0/7124	0/8640
84	12	0/8388	0/745	0/4204	0/416	0/6161	0/7668
90	12	0/7571	0/669	0/3389	0/336	0/5316	0/6821
95	12	0/6961	0/663	0/2825	0/282	0/4668	0/6251
78	8	0/8206	0/731	0/4105	0/393	0/6078	0/7523
84	8	0/6920	0/650	0/3269	0/325	0/5206	0/6652
90	8	0/6625	0/570	0/2585	0/262	0/4441	0/5959
95	8	0/6084	0/530	0/2139	0/217	0/3847	0/54330/
78	5	0/7251	0/649	0/3385	0/323	0/5356	0/6758
84	5	0/6620	0/573	0/2648	0/265	0/4545	0/5990
90	5	0/5971	0/5053	0/2091	0/212	0/3824	0/5337
95	5	0/5460	0/4572	0/1704	-	0/3284	0/4858





شکل (7): مقایسه Q<sub>g</sub>، Q<sub>e</sub> و W<sub>p</sub> میردها (در دمای ژنراتور 78°C و دمای اواپراتور 15°C)

جدول (5): مقادیر Q<sub>g</sub>، Q<sub>e</sub> و W<sub>pump</sub> در دماهای مختلف اواپراتور و ژنراتور

T <sub>g</sub> (°C)	T <sub>e</sub> (°C)	R <sub>12</sub>			R <sub>134a</sub>			R <sub>141b</sub>		
		Q <sub>g</sub>	Q <sub>e</sub>	W <sub>pump</sub>	Q <sub>g</sub>	Q <sub>e</sub>	W <sub>pump</sub>	Q <sub>g</sub>	Q <sub>e</sub>	W <sub>p</sub>
78	15	6/836	8/259	1/275	9/429	10/34	1/63	2/157	1/42	0/273
84	15	7/581	8/308	1/479	10/49	10/31	1/91	2/516	1/392	0/325
90	15	8/347	8/361	1/701	11/50	10/22	2/22	2/918	1/345	0/383
95	15	8/986	8/357	1/90	12/23	10/14	2/49	3/289	1/277	0/436
78	12	6/836	7/533	1/275	9/39	9/32	1/63	2/157	1/236	0/273
84	12	7/581	7/60	1/479	10/50	9/25	1/91	2/516	1/194	0/325
90	12	8/347	7/608	1/70	11/50	9/17	2/22	2/920	1/120	0/383
95	12	8/986	7/587	1/90	12/23	9/08	2/49	3/287	1/052	0/436
78	8	6/836	6/656	1/275	9/37	8/04	1/63	2/157	0/988	0/273
84	8	7/581	6/27	1/479	10/42	7/97	1/91	2/516	0/928	0/325
90	8	8/347	6/657	1/701	11/50	7/87	2/22	2/92	0/853	0/383
95	8	8/986	6/623	1/90	12/23	7/73	2/49	3/289	0/797	0/436
78	5	6/836	5/581	1/275	9/43	7/18	1/63	2/157	0/823	0/273
84	5	7/581	6/036	1/479	10/49	7/10	1/91	2/516	1/91	0/325
90	5	8/437	5/999	1/701	11/5	6/93	2/22	2/918	0/0/690	0/0/383
95	5	8/986	5/944	1/9	12/23	6/73	2/49	3/289	0/635	0/436

جدول (6): مقادیر  $Q_g$  و  $Q_e$  و  $W_{pump}$  در دماهای مختلف اوپراتور و ژنراتور

$T_g$ (°C)	$T_e$ (°C)	$R_{600}$			$R_{245fa}$			Ammonia		
		$Q_g$	$Q_e$	$W_{pump}$	$Q_g$	$Q_e$	$W_{pump}$	$Q_g$	$Q_e$	$W_p$
78	15	5/597	5/57	1/359	3/850	2/520	0/456	37/92	41/97	5/215
84	15	6/395	5/533	1/588	4/496	2/467	0/541	42/29	41/85	6/105
90	15	7/275	45/59	1/839	5/218	2/370	0/636	46/88	40/91	7/086
95	15	8/077	5/384	2/067	5/886	2/250	0/720	50/87	40/72	7/976
78	12	5/597	4/955	1/359	3/850	2/180	0/456	37/92	37/27	5/215
84	12	6/395	4/919	1/588	4/496	2/095	0/541	42/29	37/11	6/105
90	12	7/275	4/854	1/839	5/218	1/970	0/636	46/88	36/81	7/086
95	12	8/077	4/735	2/067	5/886	1/860	0/720	50/87	36/79	7/976
78	8	5/597	4/228	1/359	3/850	1/691	0/456	37/92	32/45	5/215
84	8	6/395	4/156	1/588	4/496	1/637	0/541	42/29	32/19	6/105
90	8	7/275	4/047	1/839	5/218	1/534	0/636	8846	32/16	7/086
95	8	8/077	3/093	2/067	5/886	1/437	0/720	50/87	31/97	7/976
78	5	5/597	3/726	1/359	3/850	1/440	0/456	37/92	29/15	5/215
84	5	6/395	3/628	1/588	4/496	1/336	0/541	42/29	28/99	6/105
90	5	7/275	3/485	1/839	5/218	1/240	0/636	46/88	28/8	7/086
95	5	8/077	3/332	2/067	5/886	-	0/720	50/87	28/59	7/976

جدول (7): مقادیر مربوط به پتانسیل تخریب لایه اوزون و گرمایش جهانی مبردهای به کار رفته در تحلیل [22]

مبرد	پتانسیل گرمایش جهانی (GWP)	پتانسیل تخریب لایه اوزون (ODP)
آمونیاک	1<	0
$R_{134a}$	1300	0
$R_{141b}$	700	0
$R_{12}$	10600	0/82
$R_{600}$	20	0
$R_{245fa}$	950	0

## 6. نتیجه گیری

در این مطالعه، یک سیستم تبرید اجکتوری به کمک تحلیل عددی اجکتور، بررسی شده و نقش نوع سیال عامل بر عملکرد اجکتور و سیکل مطالعه شده است.

از آنجاکه در مقالات بررسی شده در این زمینه، از سیال عامل آب به عنوان سیال مبرد مناسب یاد شده بود، در این بررسی نیز، ابتدا عملکرد اجکتور با این سیال مورد توجه قرار گرفت. برای هندسه

اجکتور انتخاب شده، در سیکل با سیال عامل آب، جریان های برگشتی در ورودی ثانویه، سبب ناکارآمدی اجکتور می شوند؛ از این رو، اجکتور با این هندسه خاص نمی تواند در یک سیکل با سیال عامل آب به کار رود؛ هر چند که کارکرد سیکل در دمای بالاتر از صفر درجه سلسیوس از دیگر محدودیت های انتخاب آب به عنوان سیال عامل است. از این رو، تصمیم به بررسی سایر مبردها و البته انتخاب مبرد مناسب گرفته شد. نتایج نشان می دهد که بهترین ضریب عملکرد را

COP	ضریب عملکرد
w	دبی جرمی، $\text{kg.s}^{-1}$
P	فشار، kPa
K	ضریب هدایت گرمایی، $\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$
R	ثابت گازها،
E	انرژی کل، kJ
T	دما، K
u	سرعت، $\text{m.s}^{-1}$
L	طول، m
w	نسبت دبی جریان ثانویه به جریان اولیه
<b>حروف یونانی</b>	
$\delta$	دلتهای کرونیگر
$\mu$	ویسکوزیته، $\text{kg.m}^{-1}\text{s}^{-1}$
$\tau$	تانسور تنش $\text{N.m}^{-2}$
$\rho$	چگالی، $\text{kg.m}^{-3}$
<b>اندیس‌ها</b>	
p,pri	اولیه
s, sec	ثانویه
e	اوپراتور
c	کندانسور
g	ژنراتور
pump	پمپ
m	میانگین
amb	محیط
1	خروجی ژنراتور
2	ورودی اجکتور از اوپراتور
4	ورودی پمپ
5	ورودی اوپراتور
6	ورودی ژنراتور

$R_{12}$  و پس از آن به ترتیب آمونیاک،  $R_{134a}$ ،  $R_{600}$ ،  $R_{141b}$  و  $R_{245fa}$  دارا هستند. از نظر ظرفیت سرمایش، ظرفیت ژنراتور و کار مورد نیاز پمپ، آمونیاک بیشترین مقادیر را دارا بوده؛ درحالی‌که  $R_{141b}$  کمترین این مقادیر را دارد و با توجه به مشکلات زیست‌محیطی موجود، مبرد آمونیاک مناسب دیده شده است. همچنین نتایج نشان می‌دهد افزایش دمای ژنراتور در دمای ثابت اوپراتور و کندانسور، باعث افزایش نرخ جرمی جریان اولیه همراه با کاهش جزئی نرخ جرمی جریان ثانویه و در نتیجه، باعث کاهش نسبت دبی‌های جریان اجکتور و افزایش دمای خروجی از اجکتور می‌شود. افزایش دمای ژنراتور با افزایش  $Q_g$  و  $W_{pump}$  و کاهش جزئی  $Q_e$  همراه است و نتیجه آن کاهش ضریب عملکرد سیکل است.

با توجه به نتایج به دست آمده می‌توان برداشت کرد که کارایی یک اجکتور مستلزم کمیت‌های زیادی از قبیل هندسه و نوع سیال عامل است که اثر آن‌ها باید به‌طور هم‌زمان مورد مطالعه قرار گیرد؛ بنابراین، انتخاب نوع سیال عامل بدون در نظر گرفتن هندسه اجکتور، ممکن است سبب ناکارآمدی سیکل شود. این نکته، ضعف روش‌های یک‌بعدی را نشان می‌دهد؛ زیرا در روش‌های یک‌بعدی سیال عامل آب می‌تواند در این سیکل به‌کار گرفته شود؛ اما بررسی حاضر نشان می‌دهد که جریان‌های برگشتی در ورودی ثانویه، سبب ناکارآمدی اجکتور با این هندسه و سیال عامل آب است؛ بنابراین، مناسب است که با توجه به امکانات موجود از قبیل هندسه در دسترس و نیز سیالات عامل موجود، هندسه و سیال عامل و شرایط عملیاتی را انتخاب شود که بیشترین مقدار بازده را نتیجه می‌دهد.

### فهرست علائم

$Q_g$	توان ژنراتور، kW
$Q_e$	توان اوپراتور، kW
$W_{pump}$	کار پمپ، kW

### منابع

- [1] Keenan, J. H., Neumann, E. P., "A Simple Air Ejector", Journal Applied Mechanics -TASME, Vol. 64, 1942.
- [2] Rusly, E., aye, L., Charters, W.W.S, Ooi, A., "CFD Analysis of Ejector in a Combined Ejector Cooling System", International of Refrigeration, Vol. 28, 2005.
- [3] Hemidi, A., Henry, F., leclair, S., Seynhaeve, J.M., Bartosiewicz, Y., "CFD Analysis of a Supersonic Air Ejector, Experimental Validation of Single-Phase and Two-Phase Operation", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, 2009.
- [4] Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., Aphornratana, S., "Investigation and Improvment of Ejector Refrigeration System Using Computational Fluid Dynamics Technique", Energy Conversion and Management, Vol. 48, No. 9, 2007.
- [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] Keenan, H., Neumann, EP., and Lustwerk, F., "An Investigation of Ejector Designs by Analysis and Experiment". Massachusetts Institute of Technology, Guided Missiles Program, 1948.

- [7] Rogdakis, ED., Alexis, A., "Design and Parametric Investigation of an Ejector in an Airconditioning System", Applied Thermal Engineering, Vol. 20. No. 2, 2000.
- [8] Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., and Bouaziz, N., "Use of Ejectors in a Multielevator Refrigeration System for Performance Enhancement", International Journal of Refrigeration, Vol. 32, No. 6, 2009.
- [9] Selvaraju, A., Mani, A., "Experimental Investigation on R134a Vapour Ejector Refrigeration System", International Journal of Refrigeration, Vol. 29, 2006.
- [10] Khalidy, N. AL, Zayonia, A., "Design and Experimental Investigation of an Ejector in an Air-Conditioning and Refrigeration System". ASHRAE Trans 383-91.
- [11] Hjang, B. J., Petrenko, V. A., Samofatov, I. Y., Shchetinina, N. A., "Collector Selection for Solar Ejector Cooling System", Solar Energy, Vol. 71, No. 4, 2001.
- [12] Sun, D.W., Eames I.W., "Recent Developments in the Design Theories and Applications of Ejector- A Review", Fuel and Energy Abstracts, Vol. 36, No. 5, 1995.
- [13] Huang, B. J., Chang, J. M., Petrenko, V. A., and Zhuk, K. B., "A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b", Solar Energy, Vol. 64, 1998.
- [14] Gosney, W. B., *Principle of Refrigeration*, Cambridge University Press, Cambridge, 1982.
- [15] Chen, J., Havtun, H., Palm, B. "Investigation of Ejectors in Refrigeration System: Optimum Performance Evaluation and Ejector Area Ratios Perspectives", Applied Thermal Engineering Vol. 64, 2014.
- [16] 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, 2013.
- [17] Scott, D., Aidoun, Z., Bellache, O., Ouzzane, M., "CFD Simulations of a Supersonic Ejector for Use in Refrigeration Application", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2008.
- [18] Castro, T.P., Lima, R.C., Ribeiro, L.N., Zapparoli, E.L., Andrade, C.R., "A CFD Analysis of Gas-Flow in a Supersonic Ejector", VI Congress of Mechanical Engineering, Brazil, August, 2010.
- [19] Gagan, J., Smierciew, K., Butrymowicz, D., Karwacki, J., "Comparative Study of Turbulence Models in Application to Gas Ejectors", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 78, 2014.
- [20] جهاننیتغ، نبی، افشاری، ابراهیم، "بررسی استفاده از انرژی خورشیدی جهت ایجاد بروت در سیستم جت بخار در ایران"، اولین کنفرانس سالانه انرژی پاک، 1389.
- [21] Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A., "A 1-D Analysis of Ejector Performance", International Journal of Refrigeration, Vol. 22, 1999.
- [22] Milazzo, A., Rocchetti, A., Eames, I. W., "Theoretical and Experimental Activity on Ejector Refrigeration", Energy Procedia, Vol. 45, 2014.