



## شبیه‌سازی ترمودینامیکی کولرهای اجکتوری-تراکمی

مجتبی طحانی<sup>۱\*</sup>، سعید شمس‌الدینی<sup>۲</sup>، سعید فراهت<sup>۳</sup> و علی ربانی<sup>۴</sup><sup>۱</sup> استادیار، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران<sup>۲</sup> کارشناسی ارشد، دانشگاه سیستان و بلوچستان<sup>۳</sup> دانشیار، دانشگاه سیستان و بلوچستان<sup>۴</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱۰/۱۰؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۲/۱۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۴/۲۱

## چکیده

در روزهای گرم، به دلیل توان مصرفی زیاد کمپرسور، استفاده از سیستم‌های تبرید تراکمی، سبب افزایش شدید مصرف انرژی می‌شود. با توجه به کمبود سوخت‌های فسیلی، کاهش مصرف سیستم‌های تبرید بسیار ارزشمند است. در این مقاله، به شبیه‌سازی ترمودینامیکی و ارائه طرحی پرداخته شده است که با افزودن اجکتور و جداکننده به یک سیکل تراکمی متداول، توان مصرفی کولر کاهش یابد. مقایسه نتایج، نشان می‌دهد که افزودن اجکتور به سیکل تراکمی متداول، بسته به نوع سیال و دمای کندانسور و اواپراتور می‌تواند تا ۳۵ درصد کاهش مصرف انرژی به وجود آورد. نتایج، نشان می‌دهد که هرچه اختلاف دمای اواپراتور با کندانسور بیشتر شود و همچنین در اختلاف دمای یکسان کندانسور با اواپراتور، هرچه دمای اواپراتور کمتر باشد، کولر اجکتوری-تراکمی ضریب عملکرد بهتری نسبت به کولر متداول خواهد داشت. یکی دیگر از نکات مورد بررسی، تغییر ضریب عملکرد سیکل و میزان افزایش نسبت فشار بر حسب نوع سیال است. نتایج تحلیل، نشان می‌دهد سیال آمونیاک، دارای کمترین مقدار بهبود ضریب عملکرد است، زیرا این سیال در شرایط مشابه، دارای کمترین میزان افزایش نسبت فشار است. همچنین R290 و R134a، دارای بیشترین مقدار بهبود ضریب عملکرد هستند؛ زیرا عمل این دو سیال همراه با بیشترین میزان افزایش نسبت فشار است.

**کلمات کلیدی:** کولر اجکتوری-تراکمی؛ کاهش مصرف انرژی؛ شبیه‌سازی ترمودینامیکی؛ ضریب عملکرد.

## Thermodynamic Simulation of Ejector-Expansion Refrigerator Cooler

M. Tahani<sup>1,\*</sup>, S. Shamsodini<sup>2</sup>, S. Farahat<sup>3</sup> and A. Rabani<sup>4</sup><sup>1</sup> Assist. Prof., Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran<sup>2</sup> M.Sc. Student, Mech. Eng., University of Sistan and Baluchestan, Iran<sup>3</sup> Assoc. Prof., Mech. Eng., University of Sistan and Baluchestan, Iran<sup>4</sup> M.Sc. Student, Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran

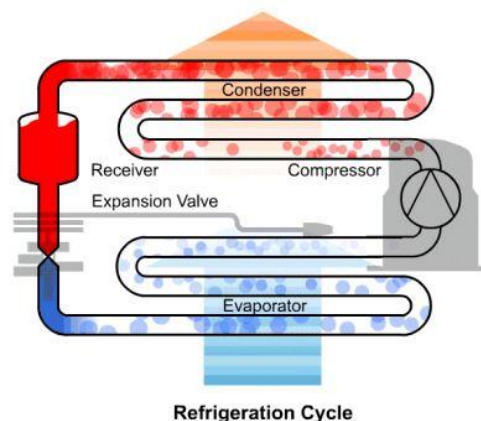
## Abstract

On hot days, due to the high power consumption of the compressor, using the refrigeration cycles cause to increase in energy consumption. According to lack of fossil fuels, refrigeration consumption reduction is very valuable. In this paper, simulation and design of a refrigeration cycle are presented that ejector and separator added to a conventional compression cycle. These changes, can reduce the power consumption of refrigerator. Comparison results show with the addition of ejector to conventional compression cycle, depending on the type of fluid and the temperature of the condenser and evaporator, lead to energy saving up to 35%. Also, whatever temperature difference between evaporator and condenser increases, or at the same temperature difference between the condenser and the evaporator, as lower evaporator temperature, coefficient performance of ejection-compression cooler is better than conventional refrigerant. In comparison between working fluids, Ammonia has the minimum coefficient of performance improvement and one reason for increased compression ratio is that this fluid has the lowest increasing compression ratio. The result show that R290 and R134a have the highest improvement coefficient of performance because the operation of these fluids associated with the highest increasing compression ratio.

**Keywords:** Ejector-Expansion Cooler; Reduction in Energy Consumption; Thermodynamic Simulation; COP.

## ۱- مقدمه

امروزه سیکل‌های تبرید تراکمی، متداول‌ترین نوع سیستم‌های سرمایشی هستند که در مواردی چون، یخچال‌های خانگی و کولر بسیاری از اتومبیل‌ها به کار گرفته می‌شوند (شکل ۱). این سیستم‌ها دارای کمپرسور بوده، مقدار قابل ملاحظه‌ای از توان موتور را مصرف می‌کنند و در تابستان مصرف سوخت خودرو را حدود ۲۰٪ افزایش می‌دهند. از مزایای این کولرها، می‌توان به حجم کم، سادگی سیستم، عملیات مداوم، کارکرد در شرایط مختلف اشاره کرد؛ همچنین معایب این کولرها شامل عدم توانایی کارکرد با بخارهای خورنده و خشک و نیز مصرف بالای توان آن‌ها است.



شکل ۱- شماتیک سیکل تبرید تراکمی

در سال‌های اخیر، مطالعات زیادی برای کاهش توان مصرفی کولرهای تبرید تراکمی صورت گرفته است که از جمله این موارد، می‌توان به افزودن مبدل‌های حرارتی بعد از اواپراتور و کندانسور اشاره کرد [۱]. یکی دیگر از راه‌های کاهش توان مصرفی، ایجاد کولرها تبرید اجکتوری است [۲-۶]. در حال حاضر، تبرید اجکتوری به دلیل استفاده از منابع حرارتی با دمای نسبتاً پایین مورد توجه قرار گرفته است. سادگی و عدم وجود قسمت‌های متحرک همراه با صدای بسیار کم سیستم و همچنین هزینه اولیه و جاری بسیار پایین را می‌توان از مزایای آن نام برد. از مشکلات این سیستم، می‌توان به پایین بودن بازده اشاره کرد.

طول ناحیه اختلاط دو سیال داخل اجکتور و تئوری اختلاط برای اولین بار توسط کینان و همکارانش<sup>۱</sup> [۲] ارائه شد. آنها فشار را در محفظه اختلاط تا بخش سطح مقطع ثابت یکسان در نظر گرفتند. همچنین کایروانی و همکاران<sup>۲</sup> [۳] نیز با اعمال تأثیر اصطکاک و بازده انرژی مدل کاملی ارائه کردند.

یاپکی وراسوی<sup>۳</sup> [۴] بهترین شرایط کاری را برای سیستم تبرید اجکتوری با مساحت محفظه اختلاط ثابت اجکتور و استفاده از سیال R123 تعیین کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که وقتی دمای قسمت‌های دیگر و بازده نازل اولیه و پخش‌کننده ثابت باشد، با افزایش راندمان، دمای ژنراتور و مساحت اجکتور افزایش می‌یابد.

یو<sup>۴</sup> و همکاران [۵] در سال ۲۰۰۶ به مطالعه سیکل جدیدی از اجکتور پرداختند. آنها با بررسی افزودن جت پمپ به سیکل اجکتوری معمولی دریافتند که افزودن جت پمپ به سیکل اجکتوری ساده، سبب افزایش ۲۰ درصدی بازده سیکل اجکتوری می‌شود.

هانگ<sup>۵</sup> و همکاران [۶]، به بررسی یک بعدی ۱۱ نوه اجکتور مختلف حجم ثابت پرداختند و پس از انجام تست‌های آزمایشگاهی، خطای محاسبات تئوری یک بعدی را ارائه کردند. ویدال<sup>۶</sup> و همکاران [۷] در سال ۲۰۰۵، سیستم سرمایش اجکتوری را با استفاده از نرم‌افزار ترنسسیس<sup>۷</sup> برای شهر فلوریانوپولیس<sup>۸</sup> برزیل مدل‌سازی کردند و از این مدل‌سازی، جهت تعیین اندازه بهینه سطح کلکتور، زاویه و نوع کلکتور، نرخ جریان آب گرم و حجم مخزن ذخیره استفاده شد. آنها در تحقیقات خود، از سیال کاری R141b استفاده کرده، ظرفیت سرمایشی سیستم را ۱۰/۵ کیلو وات در نظر گرفتند. براساس نتایج بدست آمده، کلکتوری با سطح ۸۰ مترمربع و تحت زاویه ۲۲ درجه و حجم مخزن ۴ متر-مکعب، دارای نسبت جرم ۸ است. نسبت جرمی برابر با دبی

<sup>1</sup> Keenan & et al

<sup>2</sup> Kairouani & et al

<sup>3</sup> yapipi R&eErsoy HK

<sup>4</sup> yu

<sup>5</sup> huang

<sup>6</sup> vidal

<sup>7</sup> transys

<sup>8</sup> florianopolis

مقایسه تأثیر تغییر دمای کندانسور و دمای اواپراتور روی نسبت جرمی (W) و ضریب عملکرد (COP) با استفاده از ۵ مبرد مختلف گاز R134a: تترا فلورو اتان، R12: دی کلرو دی فلورو متان، R600a: ایزوبوتان، R290: پروپان و NH<sub>3</sub>: آمونیاک، پرداخته شده است، سپس مقایسه ضریب عملکرد سیکل تراکمی با ضریب عملکرد سیکل تراکمی اجکتوری با استفاده از مبردهای مختلف، مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین بهبود ضریب عملکرد این سیکل را در دماهای مختلف با استفاده از سیال R12 بررسی و در نهایت نسبت افزایش فشار را بدست آمده است

در این مقاله، به شبیه سازی ترمودینامیکی سیکل کولر اجکتوری- تراکمی پرداخته شده است. در این تحلیل، سیال درون نازل به صورت مخلوط اشباع و جریان دو فاز در نظر گرفته شده است. بررسی افزایش نسبت فشار توسط مبردهای مختلف و همچنین تأثیر اختلاف دماهای منبع سرد و گرم روی بهبود عملکرد، از دیگر مطالعات نوآورانه صورت گرفته در این مقاله است. لازم به ذکر است که در انتها مزایای استفاده از این سیکل برای مصارف سردخانه‌ای و خودرو نیز بررسی شده است.

## ۲- کولر اجکتوری- تراکمی

همان‌گونه که در قسمت قبل بیان شد، کولر اجکتوری- تراکمی از افزودن یک اجکتور و جداکننده به سیکل تراکمی، ساخته می‌شود.

همان‌گونه که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، اجزای سیکل عبارتند از شیر اختناق، اواپراتور، اجکتور، کندانسور، کمپرسور، جداکننده گاز از مایع. ابتدا سیال خروجی از کمپرسور (۱) که دما و فشار بالایی دارد وارد کندانسور شده و سرد می‌شود و با حالت (۲) یعنی، مایع اشباع وارد اجکتور شده، منبسط می‌شود، سپس فشار آن بشدت کاهش یافته (حالت (۲۱)) و سرعت آن بالا می‌رود و با ایجاد یک خلاء نسبی، سبب مکش سیال (۳) از اواپراتور می‌شود. در ادامه سیال (۳) به درون اجکتور مکیده شده، فشار آن کاهش (حالت (۳۱)) و سرعت آن زیاد می‌شود. سپس این ۲ سیال در گلوگاه (X) باهم ترکیب و وارد دیفیوزر شده، فشار آنها زیاد و سرعت کم (حالت (۴)) و وارد جداکننده می‌شود. در

جرمی جریان ورودی از مخزن ذخیره به کندانسور به دبی جرمی جریان اجکتور اولیه ( $\dot{m}_s/\dot{m}_{ej}$ ) است. الخیدی<sup>۱</sup> [۸] مطالعه تجربی در مورد سیکل اجکتور با سیال R134a انجام داد و به این نتیجه رسید که گستره عظیمی از مبردها را می‌توان در سیکل تبرید اجکتور استفاده کرد. برخی از محققان [۱۱ و ۱۰] در طی تحقیقاتشان توانستند با طراحی دقیق، سیکل تبرید بخار را بهبود دهند و رابطه‌ای برای ضریب عملکرد بهینه و نرخ تبرید ارائه نمایند.

باغبانی و همکاران [۱۲]، با مقایسه عملکرد انواع مبردها به کمک دینامیک سیالات محاسباتی به این نتیجه رسیدند که R152a، دارای بالاترین ضریب عملکرد است. پالیودا<sup>۲</sup> [۱۳] بازده اگزورژی را برای انتخاب بهترین مبرد برای سیستم اگزورژی تبرید ارائه کرد و اندازه بهینه را برای نتایج آزمایشگاهی ارائه داد. سیزانگو و همکاران<sup>۳</sup> [۱۴]، مطالعاتی را را روی سیستم‌های سرمایش جت بخار با سیال‌های عامل سازگار با محیط‌زیست همچون، R123، R134a، R152 و آمونیاک انجام دادند. نتایج تحقیقات آنها نشان داد که ضریب عملکرد سیستم به طور کلی وابسته به هندسه اجکتور و نرخ تراکم در اجکتور است. در دمای بالاتر دیگ بخار، کارایی سیستم‌های سرمایش جت بخار با مبرد آمونیاک، دارای کارایی بالاتری است. همچنین آنها به صورت تجربی نسبت مساحت قسمت سطح ثابت به گلوگاه نازل با سیال عامل R134a در حدود ۵-۸ به دست آوردند.

جاهار سرکار<sup>۴</sup> [۱۵] با بررسی سیستم سرمایش اجکتوری تراکمی با ۳ مبرد مختلف از جمله، آمونیاک و ایزوبوتان و پروپان و مقایسه آن با سیکل تراکمی ساده دریافتند که افزودن اجکتور به سیکل تراکمی، سبب افزایش ضریب عملکرد سیکل با سیال پروپان به میزان ۲۶/۱ درصد و با سیال ایزوبوتان به میزان ۱۷/۹ درصد و سیال آمونیاک به میزان ۱۱/۹ درصد می‌شود. در این مقاله، ابتدا با تغییر دمای کندانسور و با ثابت بودن دمای اواپراتور به میزان ۱۵ درجه سانتی‌گراد و همچنین با تغییر دمای اواپراتور و ثابت در نظر گرفتن دمای کندانسور به میزان ۳۵ درجه سانتی‌گراد به

<sup>1</sup> Al-Khalidy

<sup>2</sup> Paliwoda

<sup>3</sup> Cizungu & et al

<sup>4</sup> Jahar Sarkar

۹- هر دو سیال محرک و متحرک در ناحیه ورودی حجم ثابت، دارای فشار یکسان هستند و اختلاط در این ناحیه صورت گرفته، در قبل از این ناحیه اختلاط صورت نمی‌گیرد.

۱۰- انرژی جنبشی مبرد در ورودی و خروجی اجکتور، قابل چشم‌پوشی است.

۱۱- در تحلیل ترمودینامیکی از روابط آیزنتروپیک<sup>۱</sup> به‌عنوان تقریب استفاده شده است؛ اما در محاسبه فرآیندهای غیر ایده‌آل، اثر اصطکاک و اتلافات به‌صورت ضرایبی در روابط آیزنتروپیک لحاظ گردیده است. این ضرایب به‌صورت تجربی تعیین می‌شوند.

با توجه به مشخص بودن دما و حالت سیال (۲ و ۳) می‌توان بقیه مشخصات ترمودینامیکی این حالت‌ها را محاسبه کرده و یا از جداول ترمودینامیک به‌دست آورد. آنتالپی و دیگر مشخصات ترمودینامیکی مبرد در حالت (۲) و (۳) را می‌توان با فرض  $P_{31}$  و ضریب بازده نازل محاسبه کرد.

$$h_2 = h_{21} + \frac{u_{21}^2}{2} \quad (1)$$

$$h_3 = h_{31} + \frac{u_{31}^2}{2} \quad (2)$$

برای به‌دست آوردن نسبت جرمی ۲ خط ناحیه خروجی نازل اولیه و ثانویه طبق معادلات (۳) و (۴) به دست می‌آیند.

$$a_{21} = \frac{1}{(1+\omega)\rho_{21}u_{21}} \quad (3)$$

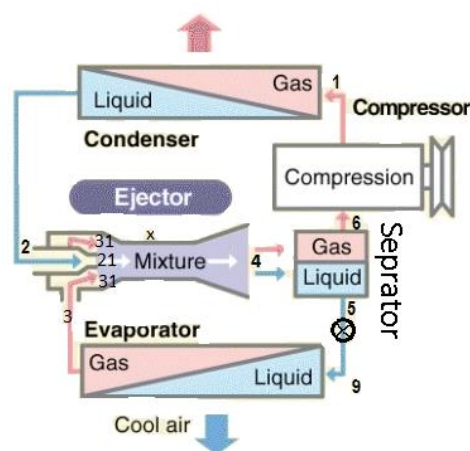
$$a_{31} = \frac{w}{(1+\omega)\rho_{31}u_{31}} \quad (4)$$

ضریب عملکرد سیکل تراکمی ساده با توجه به شکل ۱ و از رابطه (۵) به دست می‌آید.

$$\frac{q_{eva}}{W_{comp}} = COP_b = \frac{\eta_{is-comp}(h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (5)$$

از طرفی مقدار آنتالپی‌ها از جداول ترمودینامیکی بدست آمده و  $\eta_{is-comp}$  در قسمت بعد، مورد بررسی قرار می‌گیرد. در کلیه محاسبات ظرفیت سرمایش، ۴ کیلو وات در نظر گرفته شده است.

گام بعدی، گاز این سیال با حالت (۶) وارد کمپرسور شده، فشار و دمای آن بالا می‌رود و به حالت (۱) می‌رسد و مایع آن (سیال (۵)) وارد شیر اختناق شده و فشار و دمای آن می‌شکند و به حالت (۹) رسیده، وارد اواپراتور یا همان خنک‌کننده داخل اتاق خودرو می‌شود. این مایع با جذب حرارت از هوای داخل خودرو بخار و سیال با حالت (۳) بخار اشباع وارد اجکتور گشته، این فرآیند به‌صورت پیوسته انجام می‌شود.



شکل ۲- تبرید تراکمی اجکتور [۱۵]

### ۳- مدل‌سازی کولر اجکتوری - تراکمی

برخی از مهم‌ترین فرضیات بکار رفته در این مدل‌سازی سیکل کولر اجکتوری-کمپرسوری به شرح زیر هستند:

- ۱- مبرد گاز ایده‌آل با  $k$  و  $c_p$  ثابت فرض شده است.
- ۲- فرایند تراکم در کمپرسور، به‌صورت آدیاباتیک انجام می‌گیرد.
- ۳- تلفات حرارتی در سیستم ناچیز فرض شده است.
- ۴- جریان پایا و یک بعدی است.
- ۵- افت فشار در کندانسور و اواپراتور و جداکننده و لوله‌های اتصال ناچیز است.
- ۶- حالت سیال خنک‌کننده در اواپراتور و کندانسور، اشباع در نظر گرفته می‌شود.
- ۷- بخار در جداکننده، بخار اشباع بوده، مایع در جداکننده مایع اشباع است.
- ۸- فرایند اختناق در شیر اختناق، به‌صورت آنتالپی ثابت انجام می‌شود.

<sup>۱</sup> Isotropic

$$q_{eva} = \frac{\omega}{1 + \omega} (h_3 - h_9) \quad (13)$$

در نهایت ضریب عملکرد سیستم به صورت رابطه (۱۴) تعیین می‌شود:

$$COP = \frac{q_{eva}}{W_{comp}} \quad (14)$$

$$COP = \frac{\omega \eta_{is-comp} (h_3 - h_9)}{(h_1 - h_6)} \quad (15)$$

افزایش ضریب کارایی سیستم تراکمی با اجکتور نسبت به سیستم تراکمی متداول، از طریق فرمول (۱۶) به دست می‌آید.

$$\Delta COP = \frac{COP - COP_b}{COP_b} \quad (16)$$

ضریب عملکرد سیکل تراکمی متداول ( $COP_b$ ) و ضریب عملکرد سیکل اجکتوری تراکمی ( $COP$ ) در شرایط یکسانی محاسبه شده‌اند. شرایط یکسان به این معنی است که هر دو در دمای اواپراتور و دمای کندانسور یکسانی، مورد بررسی قرار گیرند.

#### ۴- نتایج محاسبات

در ابتدا، به منظور صحت سنجی نتایج شبیه سازی، ضریب عملکرد مبرد R600a در شرایط یکسان و دمای اواپراتور  $15^\circ\text{C}$  با نتایج مرجع [۱۵] مقایسه شده، در جدول ۱ ارائه شده است. این مقایسه، نشان دهنده دقت قابل قبول روند شبیه سازی ترمودینامیکی است. مقایسه نتایج در دماهای مختلف عملکردی کندانسور نشان می‌دهد که بیشترین خطا در دمای کندانسور  $45^\circ\text{C}$  رخ داده است و این مقدار خطا، کمتر از ۳٪ است.

جدول ۱- مقایسه ضریب عملکرد نتایج شبیه سازی با نتایج

مرجع [۱۵]

درصد خطا	نتایج شبیه‌سازی	نتایج تجربی	دمای کندانسور
۱.۲	۱۱.۷۴	۱۱.۵۹۳	$35^\circ\text{C}$
۱.۷	۱۰.۵۶	۱۰.۷۴۶۶	$37^\circ\text{C}$
۱.۶	۹.۷۳	۹.۸۹۱	$39^\circ\text{C}$
۰.۷۶	۸.۹۵۱	۹.۰۲۰	$41^\circ\text{C}$
۱.۱	۸.۲۸۲	۸.۱۹۱	$43^\circ\text{C}$
۲.۷	۷.۷	۷.۴۹۴	$45^\circ\text{C}$

معادلات قانون پایستگی جرم، مومنتم و انرژی به ترتیب عبارت‌اند از:

$$\rho_{21} u_{21} a_{21} + \rho_{31} u_{31} a_{31} = \rho_x u_x (a_{21} + a_{31}) = 1 \quad (6)$$

$$p_{21} (a_{21} + a_{31}) + \frac{1}{1 + \omega} u_{21} + \frac{\omega}{1 + \omega} u_{31} = p_x (a_{21} + a_{31}) + u_x \quad (7)$$

$$\frac{1}{1 + \omega} (h_{21} + \frac{u_{21}^2}{2}) + \frac{\omega}{1 + \omega} (h_{31} + \frac{u_{31}^2}{2}) = h_x + \frac{u_x^2}{2} \quad (8)$$

معادله انرژی برای دیفیوزر:

$$h_4 = h_x + \frac{u_x^2}{2} \quad (9)$$

معادله بالانس انرژی کلی برابر است با:

$$\frac{1}{1 + \omega} (h_2) + \frac{\omega}{1 + \omega} (h_3) = h_4 \quad (10)$$

نسبت جرمی سیال محرک به سیال متحرک، یا نسبت جرمی کندانسور به اواپراتور، یا همان نسبت جرمی ۲ ( $\omega = \frac{m_2}{m_3}$ ) عامل مهمی در تعیین ضریب عملکرد سیکل است؛ بنابراین ابتدا ( $\omega$ ) را بدست آورده، سپس به محاسبات مربوط به ضریب عملکرد سیکل پرداخته می‌شود. فرآیند متراکم شدن مبرد در کمپرسور در حالت واقعی آیزونتروپیک نمی‌باشد. از طرفی با توجه به فرض آیزونتروپیک بودن فرآیند، جهت دستیابی به حالتی نزدیک به واقعیت ضریب عملکرد آیزونتروپیک برای فرآیند در نظر گرفته شده است. این ضریب، تابعی از نسبت فشار دو طرف کمپرسور است [۱۵].

$$\eta_{is-comp} = 0.847 - 0.0134 \frac{p_{comp}}{p_1} \quad (11)$$

کار کمپرسور از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$W_{comp} = \frac{1}{\eta_{is-comp} (1 + \omega)} (h_1 - h_6) \quad (12)$$

ظرفیت سرمایش اواپراتور برابر است با:

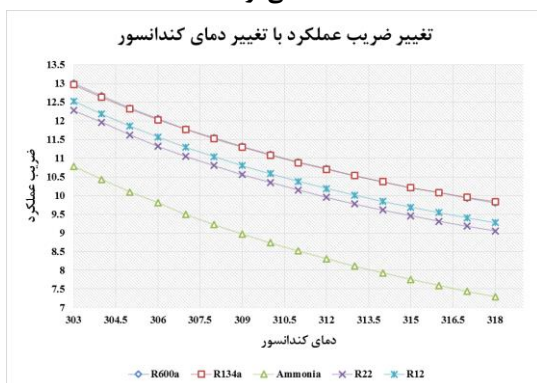
اختلاف دمای منبع گرم و منبع سرد کولر زیادتر شود، ضریب عملکرد سیکل کمتر می‌شود و سیکل با سیال R12، دارای بیشترین ضریب عملکرد است.



شکل ۴- تغییر نسبت جرمی با تغییر دمای کندانسور

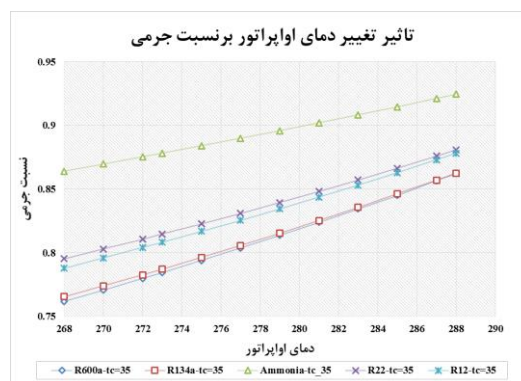


شکل ۵- تأثیر تغییر ضریب عملکرد با تغییر دمای اواپراتور برای مبردهای مختلف و دمای کندانسور ۳۵ درجه سانتی‌گراد



شکل ۶- تأثیر تغییر ضریب عملکرد با تغییر دمای کندانسور برای مبردهای مختلف و دمای اواپراتور ۱۵ درجه سانتی‌گراد

در ادامه با ثابت در نظر گرفتن دمای کندانسور در ۳۵ درجه سانتی‌گراد، تغییرات دمای اواپراتور را از ۵- تا ۱۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته و تأثیر این تغییر دما روی نسبت جرمی ( $w$ ) بررسی می‌شود (شکل ۳). ضمناً تأثیر این تغییر دما روی ضریب عملکرد سیکل اجکتوری تراکمی (COP) محاسبه شده است (شکل ۴).



شکل ۳- تغییر نسبت جرمی با تغییر اواپراتور

شکل ۳، نشان می‌دهد که با ثابت بودن دمای کندانسور هرچه دمای اواپراتور زیاد می‌شود، نسبت جرمی نیز زیاد می‌شود. لازم بذکر است که سیکل با سیال آمونیاک<sup>۱</sup> دارای بیشترین نسبت جرمی است.

برای بدست آوردن تأثیر تغییر دمای کندانسور بر نسبت جرمی و ضریب عملکرد سیکل اجکتوری تراکمی (COP)، دمای اواپراتور را ۱۵ درجه سانتی‌گراد و دمای کندانسور را بین ۲۹ تا ۴۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است.

شکل ۴، نشان می‌دهد که با ثابت بودن دمای اواپراتور هرچه دمای کندانسور کم می‌شود، نسبت جرمی نیز زیاد می‌شود.

همان‌گونه که در شکل ۵ مشاهده می‌شود، هرچه دمای اواپراتور بالاتر یعنی، اختلاف دمای منبع گرم و منبع سرد کولر کمتر باشد، ضریب عملکرد سیکل بالاتر خواهد بود. لازم بذکر است که سیکل با سیال R12، دارای بیشترین ضریب عملکرد است. در شکل ۶ مشاهده می‌شود که با ثابت بودن دمای اواپراتور، هرچه دمای کندانسور بالاتر رود؛ یعنی

<sup>۱</sup> Ammonia

در دمای کندانسور و دمای اواپراتور یکسان، وجود اجکتور در سیکل اجکتوری تراکمی، سبب می‌شود که فشار ورودی به کمپرسور سیکل اجکتوری تراکمی ( $P_4$ ) از فشار ورودی به کمپرسور سیکل تراکمی ( $P_{4b}$ ) بیشتر شود و در نتیجه این افزایش فشار، سبب کاهش توان مصرفی کمپرسور می‌شود که این نسبت افزایش فشار را با فرمول زیر بدست آورده و نتایج در جدول ۴ به نمایش گذاشته شده است.

$$(18) \quad \text{ضریب عملکرد سیکل تراکمی} - \text{فشار ورودی کمپرسور سیکل تراکمی با اجکتور} = \frac{\text{نسبت فشار افزایش}}{\text{ضریب عملکرد سیکل تراکمی}}$$

جدول ۳- مقایسه بهبود ضریب عملکرد کولر تراکمی با اجکتور نسبت به کولر تراکمی ساده با سیال R12

بهبود ضریب عملکرد	$\text{COP}$	$\text{cop}_b$	شرایط عملکردی
٪۴/۸	۱۷/۰۲	۱۶/۲۴	$T_c=29\&T_e=15$
٪۸/۳	۱۰/۷۱	۹/۸۸۶	$T_c=37\&T_e=15$
٪۱۲/۴	۷/۷۴۳	۶/۸۸۶	$T_c=45\&T_e=15$
٪۱۰/۹	۷/۴۸۶	۶/۷۵۳	$T_c=35\&T_e=5$
٪۱۴/۸	۵/۳۰۵	۴/۶۲۴	$T_c=35\&T_e=-5$
٪۸/۸	۹/۶۵۹	۸/۸۷۸	$T_c=35\&T_e=11$
٪۱۶/۵	۵/۵۰۲	۴/۷۲۳	$T_c=45\&T_e=5$
٪۲۷/۳	۳/۲۳۴	۲/۵۴۱	$T_c=45\&T_e=-15$

جدول ۴- مقایسه نسبت افزایش فشار در دمای اواپراتور ۱۵ و کندانسور ۴۵ درجه سانتی گراد

Refrigerant	$P_4$	$P_{4b}$	افزایش نسبت فشار
Ammonia	۷۶۵	۷۲۸/۸	٪۴/۹۶
R600a	۲۸۰/۴	۲۵۹/۷	٪۷/۹۷
R134a	۵۳۵/۲	۴۸۸/۷	٪۹/۵۲
R12	۵۲۹/۴	۴۹۱	٪۷/۸۲
R290	۷۹۸/۱	۷۳۱/۷	٪۹/۰۸۷

بر اساس جدول ۲ که سیال آمونیاک، دارای کمترین مقدار بهبود ضریب عملکرد است، یکی از دلایل آن با توجه به جدول ۴ افزایش نسبت فشار بوده که این سیال، دارای کمترین میزان افزایش نسبت فشار است و همچنین R290 و R134a، دارای بیشترین مقدار بهبود ضریب عملکرد هستند که این دو سیال، دارای بیشترین میزان افزایش نسبت فشار است.

با توجه به نتایج بدست آمده از کد و با مقایسه هر ۵ مبرد، در دمای کندانسور ۴۵ درجه سانتی‌گراد و دمای اواپراتور ۱۵ درجه سانتی‌گراد، درصد افزایش ضریب عملکرد سیکل تراکمی با اضافه کردن اجکتور و جداکننده بدست می‌آید که این درصد افزایش، بر طبق فرمول (۱۷) محاسبه شده است.

$$(17) \quad \text{ضریب عملکرد سیکل تراکمی} - \text{بهبود عملکرد ضریب} = \frac{\text{ضریب عملکرد سیکل تراکمی با اجکتور}}{\text{ضریب عملکرد سیکل تراکمی}}$$

مقایسه ضریب عملکرد کولر تراکمی با اجکتوری تراکمی در دمای اواپراتور ۱۵ و کندانسور ۴۵ درجه سانتی‌گراد در جدول ۲، نشان داده شده است. این نتایج نشان می‌دهند که مبرد پروپان، دارای بیشترین مقدار بهبود عملکرد و آمونیاک دارای کمترین مقدار بهبود عملکرد است در ادامه دلایل این مورد ذکر شده، به تفضیل مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد.

جدول ۲- مقایسه ضریب عملکرد کولر تراکمی با اجکتوری تراکمی در دمای اواپراتور ۱۵ و کندانسور ۴۵ درجه سانتی گراد

Refrigerant	$\text{COP}$	$\text{cop}_b$	بهبود ضریب عملکرد
Ammonia	۷/۵۸۲	۷/۱۰۶	٪۶/۷
R600a	۷/۷	۶/۸۶۲	٪۱۲/۳۱
R134a	۷/۶۹۴	۶/۷۴۲	٪۱۴/۱۲
R12	۷/۷۴۳	۶/۸۸۶	٪۱۲/۴۵
R290	۷/۶۷	۶/۶۱۵	٪۱۵/۹۵

جدول ۳، به مقایسه بهبود ضریب عملکرد کولر تراکمی - اجکتوری نسبت به کولر تراکمی ساده با سیال R12 می‌پردازد. همانگونه که در این جدول آورده شده است، هرچه اختلاف دمای اواپراتور با کندانسور بیشتر شود، کولر اجکتوری تراکمی ضریب عملکرد بهتری نسبت به کولر تراکمی متداول و در اختلاف دمای یکسان کندانسور با اواپراتور، هرچه دمای اواپراتور کمتر باشد، کولر اجکتوری تراکمی ضریب عملکرد بهتری، نسبت به کولر تراکمی متداول خواهد داشت.

## ۵- نتیجه‌گیری

بر اساس نتایج بدست آمده، با توجه به نوع سیال کاربردی در کولر و دمای کندانسور و اواپراتور، استفاده از این کولر می‌تواند تا ۳۵ درصد، سبب کاهش مصرف انرژی نسبت به کولرهای متداول گردد. قابل ذکر است که با فرض ثابت نگاه داشتن دمای کندانسور، افزایش دمای اواپراتور سبب افزایش نسبت جرمی و افزایش ضریب عملکرد کولر می‌شود. همچنین با فرض ثابت نگاه داشتن دمای اواپراتور، کاهش دمای اواپراتور سبب افزایش نسبت جرمی و افزایش ضریب عملکرد کولر خواهد شد. با توجه به افزایش اختلاف دمای اواپراتور نسبت به کندانسور، کولر اجکتوری تراکمی از ضریب عملکرد بهتری نسبت به کولر تراکمی متداول برخوردار است که می‌توان در سردخانه‌ها و خودروها استفاده کرد. از طرفی مقایسه ضریب عملکرد دو نوع کولر تراکمی ساده و تراکمی اجکتوری، نشان می‌دهد که مبردهای پروپان و آمونیاک به ترتیب دارای بالاترین و پایین‌ترین بهبود عملکرد خواهند بود.

## ۶- فهرست علائم

راندمان دیفیوزر	$\eta_d$		
نسبت جرمی اواپراتور به ژنراتور	$\omega$		
چگالی	$\rho$		
راندمان کمپرسور	$\eta_{comp}$		
راندمان آیزونتروپیک کمپرسور	$\eta_{is-comp}$		
<b>زیر نویس‌ها</b>			
خروجی کمپرسور	۱		
سیال محرک (خروجی کندانسور)	۲		
سیال متحرک (خروجی اواپراتور)	۳		
سیال محرک خروجی نازل	۲۱		
سیال متحرک خروجی نازل	۳۱		
خروجی اجکتور	۴		
مایع خروجی از جداکننده	۵		
گاز خروجی از جداکننده	۶		
سیال خروجی از شیر اختناق	۹		
سیکل تراکمی ساده	b		
کندانسور	C	نشانه	علامت
کمپرسور	comp	سطح مقطع خروجی جریان ثانویه	$a_{31}(m^2)$
اواپراتور	evap	سطح مقطع خروجی جریان اولیه	$a_{21}(m^2)$
ناحیه ترکیب دو جریان در سیکل	x	ضریب عملکرد	COP
اجکتوری- تراکمی		آنتالپی در خروجی کندانسور	$h_2(kj/kg. ^\circ C)$
		انرژی درونی در نقطه ۲۱	$u_{21}(kj/kg. ^\circ C)$
		دبی جرمی جریان سیال	$\dot{m}(kg/s)$
		فشار	p (kPa)
		ظرفیت اواپراتور	$Q_{eva}(kW)$
		دمای کندانسور	$T_c(K)$
		سرعت سیال	$V(m.s^{-1})$
		کار مصرفی	W(kw)
		تغییرات ضریب عملکرد	$\Delta COP$
		راندمان نازل	$\eta_n$

## ۷- مراجع

- [۱] علی خلیل پور ماهان، (۱۳۹۱) "امکان‌سنجی استفاده از سیکل افشانکی خورشیدی در شهرهای ایران از دید بازده حرارتی و انرژی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان.
- [2] Keenan JH, Neumann EP (1942) A simple air ejector. J Appl Mech-T ASME, 64: 75-81.
- [3] Kairouani L, Elakhdar M, Nehdi E, Bouaziz N (2009) Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement. Int J Refrig 1-13.
- [4] Yapipi R, Ersoy HK (2005) Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. Energ Convers Manage 31: 17-35.



- [11] Chen, J., Yan, Z. (1988). "Optimal performance of an endoreversible combined refrigeration cycle". *Journal of Applied Physics*. 63, pp. 4795-4798., .
- [۱۲] مجتبی باغبان، زهره شمس، مهراں عامری (۱۳۸۸) "مطالعه مقایسه‌ای عملکرد اژکتور در یک سیکل تبرید اژکتوری". هفدهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک.
- [13] Paliwoda P (1968) A review paper on the experimental study on low-grade heat and solar energy operated halocarbon vapour-jet refrigeration systems. *Topical studies, IIR Bull*, 1003.
- [14] Cizungu K, Mani A, Groll M (2001) Performance comparison of vapor jet refrigeration system with environment friendly working fluids. *Appl Therm Eng* 21: 585–589.
- [15] Sarkar J (2009) Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants. Department of Mechanical Engineering, Institute of Technology, BHU, Varanasi 221005, India. John Wiley & Sons, Ltd.
- [5] Yu J, Chen H, Ren Y, Li Y (2006) A new ejector refrigeration system with an additional jet pump. *Appl Therm Eng* 26: 312-319.
- [6] Huang BJ, Chang JM, Wang CP, Petrenko VA (1998) A 1-D analysis of ejector performance. Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, Taipei 106.
- [7] Vidal H, Colle S, Perreira GS (2006) Modelling and hourly simulation of solar ejector cooling system. *Appl Therm Eng* 26: 663-672.
- [8] Al-Khalidy N (1998) An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113: Etude expérimentale d'une machine frigorifique à éjecteur au R113. *Int J Refrig* 21(8): 617-625.
- [9] Yu J, Tian G, Xu Z (2009) Exergy analysis of Joule–Thomson cryogenic refrigeration cycle with an ejector. *Energy* 34(11): 1864-1869.
- [10] Yapici R (2008) Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123. *Energ Convers Manage* 49: 953-961.