

## بررسی تجربی عملکرد ترکیب سیکل‌های رانکین و تراکمی بخار با استفاده از اجکتور

امیر سرورالدین آبادی<sup>۱</sup>، دانشجوی کارشناسی ارشد، سیدمحمد سیدمحمودی<sup>۲\*</sup>، دانشیار، سیدفرامرز رنجبر<sup>۳</sup>، استادیار

<sup>۱</sup> دانشکده فنی و مهندسی مکانیک - دانشگاه تبریز - تبریز - ایران

a.soroureddin@gmail.com

<sup>۲</sup> دانشکده فنی و مهندسی مکانیک - دانشگاه تبریز - تبریز - ایران

s\_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

<sup>۳</sup> دانشکده فنی و مهندسی مکانیک - دانشگاه تبریز - تبریز - ایران

sfrgg.ranjbar@gmail.ir

دریافت مقاله: ۹۰/۳/۸ اصلاحیه: ۹۰/۱۰/۲۲

پذیرش مقاله: ۹۰/۱۱/۲۰

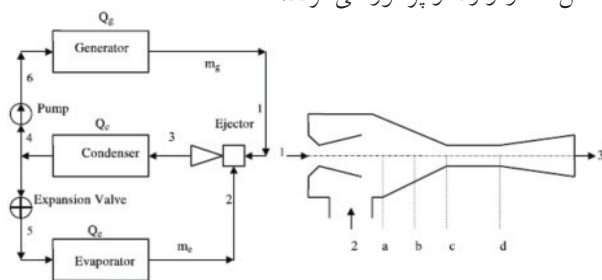
**چکیده:** در این مقاله، عملکرد ترمودینامیکی یک چرخه تبرید اجکتوری بطور تجربی و تئوری مورد مطالعه قرار گرفته است. مدل ترمودینامیکی بصورت یک بعدی و با استفاده از نرم‌افزار EES ارائه شده است. این مدل قادر است در شرایط مختلف نسبت‌های مکش و مساحت اجکتور را، که نمایانگر هندسه اجکتور است، محاسبه کند. مدل‌سازی اجکتور بر اساس روش اختلاط در فشار ثابت انجام شده است. نتایج تجربی بدست آمده از کار حاضر به منظور تعیین ضرایب اتلاف اصطکاکی و جریان در مدل تئوری، که نمادی از تلفات اصطکاکی هستند، مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین برای تعیین تأثیر پارامترهایی همچون دمای اوپراتور و مولد بخار بر روی ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک یک مطالعه پارامتریک صورت گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای مولد بخار و اوپراتور، ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد و اینکه بیشترین تلفات انرژی به ترتیب در اجکتور، مولد بخار و کندانسور روی می‌دهد. با استفاده از مدل‌سازی انجام شده ملاحظه شد که در هر فشار مولد بخار، با تغییرات دمای اوپراتور مقدار بهینه‌ای برای بازده قانون دوم وجود دارد. همچنین توزیع تلفات انرژی اجزای چرخه نشان می‌دهد که بیشترین نابودی انرژی در اجکتور، چگالنده و مولد بخار اتفاق می‌افتد.

**واژه‌های کلیدی:** انرژی، چرخه تبرید اجکتوری، اجکتور، رانکین.

## ۱. مقدمه

صورت دقیق فرآیندهایی را که در داخل اجکتور رخ می‌دهد، شبیه‌سازی کند. بیانانک و همکاران [۶] نیز تأثیر شرایط کاری و شکل (هندسه) اجکتور را بر عملکرد آن مورد بررسی قرار دادند. آنها به این نتیجه رسیدند که پارامترهایی همچون فاصله خروجی نازل اولیه تا ورودی بخش سطح مقطع ثابت، طول بخش سطح مقطع ثابت و نیز شکل بخش مکش بر عملکرد اجکتور تأثیر مستقیم دارند. سلواراجو و مانی [۷] مدلی را برای شرایط کاری بحرانی اجکتور ارائه کردند که در آن تلفات اصطکاکی در بخش سطح مقطع ثابت وابسته به سرعت بود، علاوه بر این آنها کمترین مقدار برای فاکتور سطح بر دبی جرمی و کمترین سرعت برای جریان‌های اولیه و ثانویه (برای هر دو جریان در خروجی نازل اولیه و در کوچکترین گلوئی آیرودینامیک) را مشخص کردند. آنها با مقایسه نتایج تجربی و تئوری نتیجه گرفتند که ضرایب اتلافی برای جریان اولیه و ثانویه و همچنین جریان مخلوط شده گذرنده از دیفیوزر چندان بر روی نتایج تأثیر نمی‌گذارند و می‌توان این ضرایب را مقادیر ثابت فرض کرد، که این مسئله تا حدی باعث کاهش دقت مدل می‌شود.

شکل (۱) یک اجکتور و چرخه تبرید اجکتوری را به صورت شماتیک نشان می‌دهد. قسمت‌های اصلی یک اجکتور شامل نازل اولیه، بخش اختلاط و دیفیوزر است. جریان اولیه با فشار بالا از طریق مولد بخار وارد نازل شده و با بازده آیزونتروپیک معلومی تا سرعت مافوق صوت منبسط می‌گردد که این امر باعث ایجاد یک منطقه بسیار کم فشار در خروجی نازل می‌شود. جریان ثانویه نیز به علت اختلاف فشار مابین اوپراتور و جریان خروجی نازل به داخل اجکتور مکیده می‌شود. اختلاط دو جریان پس از خفگی جریان ثانویه رخ می‌دهد و به علت وجود یک منطقه پرفشار در پایین دست ناحیه اختلاط، یک موج ضربه در بخش سطح مقطع ثابت، با ضخامت تقریباً صفر، اتفاق می‌افتد. در نهایت جریان در حالت ۳ از اجکتور خارج شده و وارد کندانسور می‌شود. جریان در شرایط مایع اشباع از کندانسور خارج شده و دو قسمت می‌شود. بخشی از آن وارد پمپ شده و با افزایش فشار به مولد بخار ارسال می‌شود. بخشی دیگر نیز پس از عبور از شیر خفانش و کاهش فشار وارد اوپراتور می‌گردد.



شکل (۱): نمای شماتیک اجکتور و چرخه تبرید اجکتوری

در سال‌های اخیر سیستم‌های تبرید اجکتوری به واسطه قابلیت استفاده از منابع حرارتی با دمای نسبتاً پایین مورد توجه محققین قرار گرفته است. سادگی و عدم وجود قسمت‌های متحرک علاوه بر کارکرد بدون صدای سیستم، باعث افزایش ضریب اطمینان سیستم‌های تبرید اجکتوری می‌گردد، همچنین هزینه‌های اولیه و جاری آن به دلیل عدم وجود قطعات متحرک بسیار پایین می‌باشد. از مشکلات اصلی آن می‌توان به پایین بودن بازده سیستم اشاره کرد.

طراحی اجکتور، بر اساس محل قرارگیری نازل به دو روش انجام می‌گیرد. اگر خروجی نازل در بخش سطح مقطع ثابت اجکتور باشد، اختلاط جریان‌های اولیه (محرک) و ثانویه در این ناحیه صورت خواهد گرفت و در این صورت تئوری اختلاط در بخش سطح مقطع ثابت مورد استفاده قرار می‌گیرد. در صورتی که انتهای نازل در بخش مکش باشد، اختلاط جریان‌های یاد شده را در بخش مکش و در فشار ثابت فرض می‌کنند که این روش، به تئوری اختلاط در فشار ثابت معروف است [۱]. با توجه به اینکه اجکتورهای نوع دوم عملکرد بهتری دارند [۲]، در این مقاله نیز برای طراحی اجکتور از مدل اختلاط در فشار ثابت استفاده می‌شود.

تئوری اختلاط در فشار ثابت برای اولین بار توسط کینان و همکاران [۲] ارائه شد. آنها فشار جریان را در محفظه اختلاط تا بخش سطح مقطع ثابت، یکسان در نظر گرفتند. بر اساس این تئوری رگداکیس و الکسیس [۳] یک مدل دوفازی با در نظر گرفتن خواص واقعی ارائه کردند و همچنین کایروانی و همکاران [۴] نیز با اعمال تأثیر اصطکاک و بازده انرژی مدل جامعی را ارائه کردند. هوانگ و همکاران [۵] مدلی را بر پایه تئوری باگستر و ماندی ارائه کرد، که در آن از روش اختلاط در فشار ثابت در بخش سطح مقطع ثابت استفاده شد. این مؤلفین فرض کردند که جریان اولیه در یک سطح مقطع پایین‌تر از خروجی نازل اولیه با جریان ثانویه مخلوط می‌شود. دقت نتایج ایشان در تخمین نسبت مساحت اجکتور و نسبت مکش به ترتیب برابر ۱۰٪ و ۱۵٪ بیان شده است. این مؤلفین همچنین جهت در نظر گرفتن تلفات ناشی از اصطکاک در مرز دو جریان اولیه و ثانویه، قبل از اختلاط و در لحظه اختلاط دو جریان، ضرایبی را در معادلات مومنتوم و انرژی اعمال کردند. از جمله ضعف‌های موجود در این مدل می‌توان به این نکته اشاره کرد که به منظور تطبیق نتایج بدست آمده از مدل با نتایج تجربی می‌بایست از مقادیر مختلفی برای ضرایب فوق‌الذکر در اجکتورهای با هندسه متفاوت استفاده کرد. ضعف مدل این است که بر اساس فرض گاز ایده‌آل بوده و بنابراین نمی‌تواند به

$$\eta_n = \frac{h_g - h_{1a}}{h_g - h_{1as}} \quad (۶)$$

سپس با بکارگیری مجدد روابط قبلی، خواص واقعی در خروجی نازل تعیین می‌شود [۸].

## ۲.۲. بخش مکش

اختلاط بین دو جریان زمانی رخ می‌دهد که جریان ثانویه به سرعت صوت برسد. فشار دو جریان در این مقطع یکسان بوده و با عبور جریان مخلوط از قسمت همگرای b-c مطابق شکل (۱)، افزایش می‌یابد. خواص ترمودینامیکی با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$P_b = P_e \left[ \frac{2}{k} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (۷)$$

$$h_{1a} + \frac{V_{e1a}^2}{2} = h_{1b} + \frac{V_{e1b}^2}{2} \quad (۸)$$

$$h_{2bs} = h(P_b, s_2) \quad (۹)$$

$$h_{1b} = h(P_b, s_{1a}) \quad (۱۰)$$

$$\eta_b = \frac{h_2 - h_{2bs}}{h_2 - h_{2b}} \quad (۱۱)$$

$$h_e - h_{2b} = \frac{V_{e2b}^2}{2} \quad (۱۲)$$

در محاسبه سطح مقطع جریان محرک در بخش b، جهت در نظر گرفتن تلفات اصطکاکی ناشی از ویسکوز بودن جریان‌ها یک ضریب تجربی اعمال می‌کنیم [۵]. این ضریب از آزمایشات انجام شده روی دستگاه تبرید اجکتوری بدست می‌آید.

$$A_{1b} = \phi_p \dot{m}_1 \frac{v_{1b}}{V_{e1b}} \quad (۱۳)$$

محل دقیق اختلاط دو جریان از روش آزمون و خطا بدست می‌آید که جزئیات آن در شکل (۲) توضیح داده شده است. سطح مقطع جریان ثانویه در مقطع b از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$A_{1b} = \phi_p \dot{m}_1 \frac{v_{1b}}{V_{e1b}} \quad (۱۴)$$

اختلاط دو جریان همراه با تلفات اصطکاکی می‌باشد که ضریب تجربی  $\Phi_m$  نمایانگر این تلفات است [۵]. در مدل ترمودینامیکی برای محاسبه تلفات در بخش‌های مختلف اجکتور نیاز به تعیین مقادیر مربوط به ضرایب  $\eta_d$ ،  $\eta_b$ ،  $\eta_n$ ،  $\phi_p$ ،  $\phi_m$  است. این مقادیر وابسته

در کار حاضر برای پیش بینی رفتار اجکتور با استفاده از معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در کنار معادلات مربوط به موازنه انرژی، یک مدل جدیدی توسعه و ارائه می‌شود. در این مدل برای در نظر گرفتن اثر ویسکوزیته ضرایبی تعریف می‌شوند. این ضرایب با بررسی نتایج تجربی و تطبیق بهتر آنها با نتایج تئوری بدست می‌آیند. در مدل‌های معمول موجود در ادبیات فن [۲-۵] از روابط حاکم بر دینامیک گازها و فرض گاز ایده‌آل برای مدل‌سازی رفتار سیال عامل استفاده کرده‌اند. همچنین در اکثر کارهای منتشر شده توسط محققان با معلوم بودن شرایط ورودی سیال‌های اولیه و ثانویه اجکتور، فقط نسبت مکش با دقت مناسبی محاسبه شده است و به علت وجود خطای قابل توجه در پیش بینی شرایط خروجی اجکتور، از محاسبه شرایط ترمودینامیکی در خروجی صرف نظر می‌شود. در کار حاضر از خواص واقعی سیال استفاده می‌شود. همچنین مدل حاضر ضمن محاسبه نسبت مکش، خواص ترمودینامیکی را در خروجی اجکتور و یا نسبت مساحت اجکتور را با دقت قابل قبولی محاسبه می‌کند. برای اعتباردهی و بررسی میزان کارایی مدل ترمودینامیکی ارائه شده، علاوه بر نتایج تجربی بدست آمده در این کار، نتایج آزمایشگاهی هانگ [۵] نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد.

## ۲. مدل ترمودینامیکی

### ۲.۱. نازل اولیه

نازل اولیه به دو بخش همگرا و اگر تقسیم می‌گردد. برای بخش همگرا با حل معادلات زیر، خواص در گلوئی اجکتور (خواص بحرانی) تعیین می‌شود [۸].

$$P_{1t} = P_g \left[ \frac{2}{k} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (۱)$$

$$s_g = s(T_g, P_g) = s_{1ts} \quad (۲)$$

$$h_{1ts} = h(P_{1t}, s_{1ts}) \quad (۳)$$

$$\frac{V_{e1ts}^2}{2} = h_g - h_{1ts} \quad (۴)$$

$$\dot{m}_{1s} = \frac{A_{1t} V_{e1ts}}{v_{1ts}} \quad (۵)$$

مشابه روابط (۲) تا (۴) را برای بخش و اگر نازل بکار می‌بریم تا خواص آیزوتروپیک در خروجی نازل تعیین گردد. با استفاده از رابطه بازده آیزوتروپیک نازل، آنتالپی واقعی در خروجی نازل بدست می‌آید.

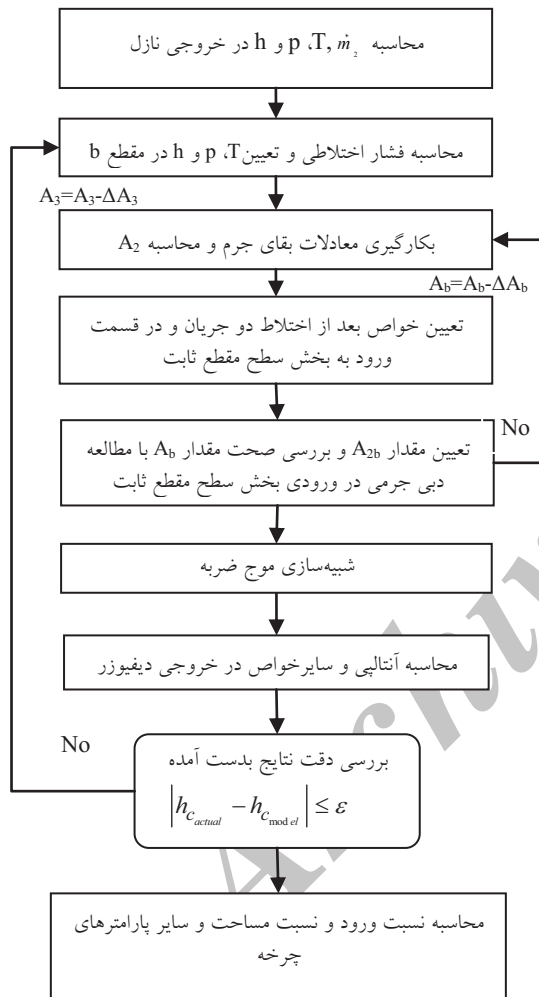
$$I_g = -\dot{m}_1 \psi_g + \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (26)$$

$$I_{je} = \dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_{tot} \psi_3 \quad (27)$$

$$I_{exp} = -\dot{m}_2 \Delta \psi_{exp} \quad (28)$$

$$I_{eva} = \dot{m}_5 \psi_5 + V \times i - \dot{m}_2 \psi_2 \quad (29)$$

در شکل (۲) طریقه انجام محاسبات توسط نرم افزار EES [۱۰]، به صورت خلاصه وار در نمودار گردشگری ارائه شده است.



شکل (۲): نمودار گردشگری مدل ترمودینامیکی

### ۳. بخش تجربی

#### ۱.۳. دستگاه تبرید اجکتوری

دستگاه مورد استفاده که ساخت شرکت هیلتون است، در شکل (۳) نشان داده شده است. سیال عامل دستگاه مبرد R11 می باشد. مولد بخار از یک استوانه از جنس فولاد ضد زنگ به قطر ۷۵ میلیمتر و به طول ۲۰۰ میلیمتر ساخته شده است، که در داخل یک محفظه مکعبی شکل حاوی آب قرار گرفته است. آب به وسیله یک هیتر غوطه ور با

به نوع طراحی و تکنیک ساخت اجکتور است. به طوریکه نوع ماشین کاری اجکتور، صافی سطح دیواره داخلی اجکتور، جنس مورد استفاده در ساخت قطعه و همچنین شکل و ساختار بخش مکش اجکتور در تعیین مقدار ضرایب یاد شده تأثیر دارند. تعیین این ضرایب به کمک نتایج تجربی انجام شده بر روی اجکتور مورد نظر، انجام می پذیرد [۷،۵].

$$\phi_m (\dot{m}_1 V e_{1b} + \dot{m}_2 V e_{2b}) = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) V e_c \quad (15)$$

$$\dot{m}_1 \left( h_{1b} + \frac{V e_{1b}^2}{2} \right) + \dot{m}_2 \left( h_{2b} + \frac{V e_{2b}^2}{2} \right) = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \left( h_c + \frac{V e_c^2}{2} \right) \quad (16)$$

$$\dot{m}_t = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \frac{V e_c A_c}{v_c} \quad (17)$$

#### ۳.۲. بخش سطح مقطع ثابت

با حل همزمان معادلات زیر می توان موج ضربه را شبیه سازی کرد [۹].

$$V e_c \times v_d = V e_d \times v_c \quad (18)$$

$$P_c + \frac{V e_c^2}{v_c} = P_d + \frac{V e_d^2}{v_d} \quad (19)$$

$$h_c + \frac{V e_c^2}{2} = h_d + \frac{V e_d^2}{2} \quad (20)$$

$$v_d = v(P_d, h_d) \quad (21)$$

$$T_d = T(P_d, h_d) \quad (22)$$

روابط مربوط به بخش دیفیوزر، شبیه بخش واگرای نازل می باشد که از حل معادلات، دمای خروجی اجکتور بدست می آید. بازده:

$$\eta_d = \frac{h_d - h_{3s}}{h_d - h_3} \quad (23)$$

#### ۴.۲. بازگشت ناپذیری

قابلیت کاردهی در هر نقطه به صورت زیر تعریف می گردد [۸].

$$\psi_i = [(h_i - h_o) - T_0 (s_i - s_o)] \quad (24)$$

همچنین روابط مربوط به بازگشت ناپذیری در اجزای چرخه به قرار زیر است [۸]:

$$I_c = -\dot{m}_{tot} \psi_c - \dot{m}_{cw} \Delta \psi_{cw} \quad (25)$$

اوپراتور و کندانسور جمع‌آوری شده است. برای تهیه آب خنک‌کن مورد نیاز، از یک دستگاه سردسازی استفاده شده است. در محاسبات مربوط به نتایج تجربی، برای افزایش دقت محاسبات، اتلاف گرما از بخش‌های مختلف چرخه محاسبه می‌گردد. مطابق کاتالوگ دستگاه، به ازای هر درجه اختلاف دما مابین فضای داخلی محفظه شیشه‌ای کندانسور یا اوپراتور نسبت به دمای محیط، ۱/۸ وات انتقال حرارت از/ به محیط خواهیم داشت:

$$= 1.8(t_{air} - t_e) \text{ حرارت جذب شده از محیط : اوپراتور}$$

$$= 1.8(t_{con} - t_{air}) \text{ حرارت دفع شده به محیط : کندانسور}$$

برای محاسبه انتقال حرارت انجام شده بین آب خنک‌کن و مبرد عبوری از کندانسور، دبی و دماهای آب ورودی و خروجی از کندانسور اندازه‌گیری می‌شود. بنابراین انتقال حرارت کل انجام شده در کندانسور به صورت زیر است:

$$\dot{Q}_{con,total} = \dot{m}_w c_p (T_{out} - T_{in}) + 1.8(t_{con} - t_{air}) \quad (30)$$

انتقال حرارت کل انجام گرفته در اوپراتور نیز به صورت زیر

است:

$$\dot{Q}_{e,total} = V \times i + 1.8(t_{air} - t_e) \quad (31)$$

که  $V$  و  $i$  به ترتیب ولتاژ و جریان عبوری از هیتر موجود در اوپراتور است که بار سرمایشی اوپراتور را تأمین می‌کند. اختلاف انتقال حرارت رخ داده در کندانسور و اوپراتور مشخص‌کننده مقدار حرارت منتقل شده به سیال عامل R11 در مولد بخار است. این میزان انتقال حرارت با مقدار نامی توان هیتر کمی متفاوت خواهد بود که علت آن اتلاف حرارت از طریق عایق بدنه محفظه مولد بخار و نیز از طریق سوراخ تعبیه شده در بالای محفظه (جهت خارج شدن بخار آب) است.

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{con,total} - \dot{Q}_{e,total} \quad (32)$$

#### ۴. نتایج و بحث

مقادیر مربوط به بازده بخش‌های مختلف اجکتور، با استفاده از کاتالوگ دستگاه به صورت زیر فرض شده است:

$$\eta_n = 0.95, \eta_d = 0.9, \eta_b = 0.9$$

بررسی نتایج تجربی نشان داد که بهترین مقدار برای ضرایب  $\Phi_p$  و  $\Phi_m$  به منظور تطبیق بهتر نتایج تجربی و تئوری به ترتیب برابر ۰/۸ و ۰/۸ است.

ظرفیت گرمایشی متغیر گرم می‌شود. بنابراین گرمایش مبرد به صورت غیرمستقیم انجام گرفته و توزیع دما در مولد تقریباً یکنواخت است. شیپوره از نوع همگرا - واگرا با قطر گلوئی ۱/۷ میلی‌متر و نسبت مساحت ۵۰۲۲ است. اوپراتور مورد استفاده یک سیلندر شیشه‌ای با بیشینه ظرفیت تبرید ۵۰۰ وات است و گرمای مورد نیاز آن از یک هیتر با ظرفیت گرمایی متغیر تأمین می‌شود. کندانسور نیز از نوع شیشه‌ای بوده و دارای کویل‌های خنک‌کن است که در داخل آن آب با دما و دبی متغیر در جریان می‌باشد.



شکل (۳): دستگاه مورد استفاده در تستهای تجربی

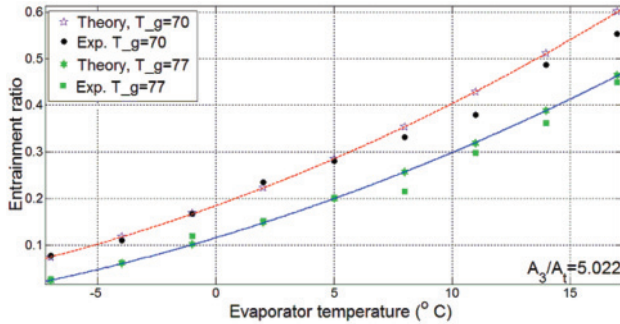
همچنین دستگاه دارای ۹ دماسنج است. با روشن کردن هیتر موجود در داخل مولد بخار مبرد در شرایط تقریباً بخار اشباع از قسمت بالای مولد بخار خارج می‌شود و با مکش جریان ثانویه از اوپراتور بار سرمایشی چرخه را ایجاد می‌کند. تنظیم میزان جریان الکتریسیته عبوری از هیتر موجود در اوپراتور مشخص‌کننده دمای اوپراتور است. فشار کاری کندانسور توسط دما و دبی آب خنک‌کن کنترل می‌شود. در هر مرحله از آزمایش بایستی فشار کاری کندانسور را کمتر از مقدار مشخصی (فشار بحرانی کندانسور) قرار داد. این کار توسط افزایش دبی آب خنک‌کن و یا کاهش دمای آب ورودی به کندانسور صورت می‌گیرد. در صورتیکه افزایش دبی آب و یا کاهش دمای آب ورودی تأثیری در نسبت مکش اجکتور نداشته باشد، اجکتور در شرایط طراحی کار کرده و می‌توان نتایج آزمایش را ثبت کرد. برای ثبت داده‌ها و دستیابی به حالت پایدار در هر شرایط کاری به طور متوسط به ۶۰ دقیقه زمان نیاز است. نتایج آزمایشگاهی با دو فشار مولد بخار ۵۶۵ و ۶۴۰ کیلوپاسکال، در فشارهای مختلف

با تعریف خطای نسبی به صورت:

$$E_R = \frac{|\omega_{theory} - \omega_{experiment}|}{\omega_{experiment}} \quad (33)$$

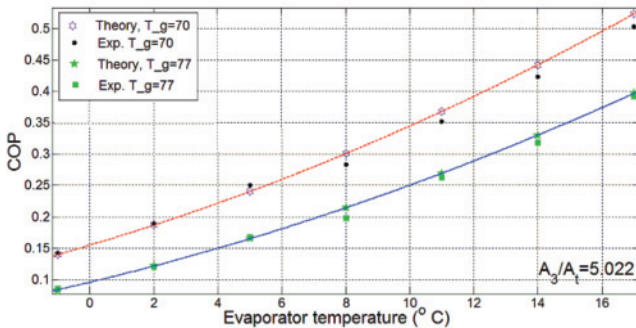
جذر متوسط مربع خطا نیز به صورت زیر تعریف می شود.

$$E_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (E_R)^2}{N}} \times 100\% \quad (34)$$



شکل (۴): تغییرات نسبت مکش بر حسب دمای اواپراتور

با افزایش دمای اواپراتور، فشار اشباع آن نیز افزایش می یابد و با توجه به ثابت بودن فشار مولد (خروجی نازل)، اختلاف فشار بین خروجی نازل اولیه و اواپراتور زیاد شده و بنابراین جریان ثانویه با دبی بیشتری مکیده می شود. در حالیکه این امر باعث کاهش دمای سرمایش مورد نظر می شود. کاهش فشار مولد بخار، باعث کاهش دبی جریان محرک و نتیجتاً کاهش مومنتوم جریان مختلط می شود. کاهش مومنتوم باعث افزایش نسبی نسبت مکش شده و ضریب عملکرد چرخه را بالا می برد.



شکل (۵): تغییرات ضریب عملکرد چرخه بر حسب دمای اواپراتور

در جدول (۲) نتایج تجربی هانگ و همکاران [۵] به همراه نتایج بدست آمده از مدل ارائه شده در کار حاضر، به همراه خطای نسبی آنها، آورده شده است. همان طور که دیده می شود، بیشینه اختلاف مابین نتایج آزمایشگاهی و تئوری در تخمین نسبت مکش و نسبت مساحت اجکتورها، به ترتیب برابر ۰.۴٪ و ۰.۶٪ است. همچنین جذر متوسط خطا در محاسبه نسبت مکش برابر ۰.۴/۱۳٪ است. این در حالی است که متوسط خطای محاسبه نسبت مساحت اجکتور و نسبت مکش توسط هانگ و همکاران [۵] به ترتیب برابر ۰.۱۰٪ و ۰.۱۵٪ است. پایین بودن میزان خطای مدل ارائه شده در کار حاضر نشان دهنده دقت بالای آن در محاسبه نسبت مساحت و نسبت مکش اجکتور است.

در جدول (۱) خلاصه ای از نتایج آزمایشات تجربی با نتایج تئوری برای نسبت مکش مقایسه شده است. بیشینه خطای نسبی در تخمین نسبت مکش برابر ۷.۶۷٪ است. همچنین جذر متوسط خطا در محاسبه نسبت مکش برابر ۵.۳۱٪ بدست می آید.

جدول (۱): مقایسه نتایج تجربی و تئوری کار حاضر

T <sub>g</sub> °C	T <sub>e</sub> °C	T <sub>c</sub> <sup>*</sup> °C	ω		E <sub>R</sub> %
			تجربی	تئوری	
۷۷	-۴	۲۲/۸۷	۰/۰۶۲۴	۰/۰۶۰۹	-۱/۵
۷۷	-۱	۲۴/۱۷	۰/۱۱	۰/۱۰۲۳	-۷
۷۷	۲	۲۵/۳۸	۰/۱۵۲	۰/۱۴۸۵	-۲/۳
۷۷	۵	۲۶/۵۱	۰/۲۰۳	۰/۱۹۹۹	-۱/۵۲
۷۷	۸	۲۷/۵۸	۰/۲۳۹	۰/۲۵۶۸	۷/۴۴
۷۷	۱۱	۲۸/۶۱	۰/۲۹۸	۰/۳۱۹۵	۷/۲۱
۷۷	۱۴	۲۹/۶۲	۰/۳۶۲	۰/۳۸۸۶	۷/۳۴
۷۷	۱۷	۳۰/۶۲	۰/۴۵	۰/۴۶۴۲	۳/۱۵
۷۰	-۴	۱۹/۷۹	۰/۱۱	۰/۱۱۸۴	۷/۶۴
۷۰	-۱	۲۰/۹۶	۰/۱۶۷	۰/۱۶۸۲	۰/۷۲
۷۰	۲	۲۲/۰۵	۰/۲۳۵	۰/۲۲۳۷	-۴/۸۰
۷۰	۵	۲۳/۱	۰/۲۸	۰/۲۸۵۳	۱/۸۹
۷۰	۸	۲۴/۱۱	۰/۳۳۲	۰/۳۵۳۵	۶/۴۸
۷۰	۱۱	۲۵/۱	۰/۳۸۹	۰/۴۱۸۸	۷/۶۷
۷۰	۱۴	۲۶/۱۱	۰/۴۸۷	۰/۵۱۱	۴/۹۳
۷۰	۱۷	۲۷/۱۳	۰/۵۸۳	۰/۶۰۱۲	۳/۱۲

شکل های (۴) و (۵) به ترتیب تغییرات نسبت مکش و ضریب عملکرد چرخه را بر حسب دمای اواپراتور نمایش می دهند.

تلفات آگزرژی در اجکتور بیشترین درصد را به خود اختصاص داده است. میزان اتلافات آگزرژی در مولد بخار و کندانسور نیز قابل توجه‌اند که می‌توان با کاهش اختلاف دمای انتقال حرارت، این مقادیر را کاهش داد.

### ۵. نتیجه‌گیری

در این مقاله مدل ترمودینامیکی جدیدی برای تحلیل عملکرد اجکتور و نیز چرخه تبرید اجکتوری در شرایط مختلف ارائه شد. با بررسی نتایج تجربی بهترین مقدار برای  $\Phi_P$  و  $\Phi_m$  به ترتیب برابر ۰/۸۶ و ۰/۸۱ بدست آمد. در فشارهای پایین اواپراتور، افزایش فشار، دبی جرمی جریان را در بخش اختلاط (به واسطه افزایش دبی جریان ثانویه) افزایش می‌دهد. با افزایش دبی جرمی جریان ثانویه، ظرفیت اواپراتور و در نتیجه بازده قانون دوم با افزایش می‌یابد. در فشارهای بالاتر اواپراتور، افزایش فشار، علی‌رغم بالا بردن دبی جرمی جریان ثانویه، قابلیت کاردهی جریان خروجی از اجکتور را کاهش می‌دهد به طوری که بازده کاهش می‌یابد. در دمای مولد بخار  $70^\circ\text{C}$  بیشینه بازده قانون دوم در دمای اواپراتور  $8^\circ\text{C}$  اتفاق می‌افتد. در شرایط عملکردی گوناگون، بازگشت‌ناپذیری در اجکتور سهم قابل توجهی از بازگشت‌ناپذیری را به خود اختصاص می‌دهد به طوری که در دمای مولد بخار  $77^\circ\text{C}$  درجه و دمای اواپراتور  $4^\circ\text{C}$  درجه سلسیوس درصد بازگشت‌ناپذیری اجکتور  $34\%$  است.

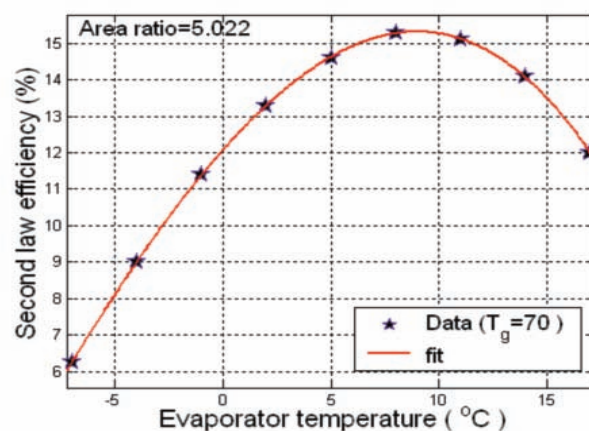
### ۶. فهرست علائم

$m_2$	مساحت	$A$
-	ضریب عملکرد	$COP$
$\text{kJ/kg}$	آنتالپی ویژه	$h$
$\text{kw}$	اتلاف آگزرژی	$I$
$A$	آمپر	$i$
-	نسبت گرمای ویژه	$k$
$\text{kg/s}$	دبی	$\dot{m}$
$\text{kpa}$	فشار	$P$
$\text{kw}$	نرخ انتقال حرارت	$\dot{Q}$
$\text{kJ/kg.k}$	آنتروپی	$s$
$^\circ\text{C}$	دما	$T$
$\text{m/s}$	سرعت	$Ve$
$\text{m}_3/\text{kg}$	حجم ویژه	$v$

جدول (۲): مقایسه نتایج تجربی و تئوری [۵]

$T_g$ $^\circ\text{C}$	$T_e$ $^\circ\text{C}$	$T_c$ $^\circ\text{C}$	$A_3/A_1$		$\omega$	
			تجربی	تئوری	تجربی	تئوری
۹۵	۸	۲۶/۷۸	۱۰/۶۴	۱۰/۲۵	۰/۴۳۷۷	۰/۴۲۶۱
۹۰	۸	۲۸/۲۱	۸/۲۸	۸/۰۳۸	۰/۳۴۸۸	۰/۳۲۳۲
۸۴	۸	۲۶/۴۸	۷/۷۳	۸/۳۰۷	۰/۳۸۸۳	۰/۳۷۶۶
۷۸	۸	۲۱/۰۹	۹/۴۱	۹/۳۷	۰/۶۲۲۷	۰/۶۰۷۷
۹۵	۱۲	۲۹/۳۱	۹/۸۳	۹/۹۰۶	۰/۴۹۸۹	۰/۴۸۸۹
۸۴	۱۲	۲۵/۱۷	۹/۴۱	۹/۳۰۲	۰/۶۳۵۰	۰/۶۲۱۲

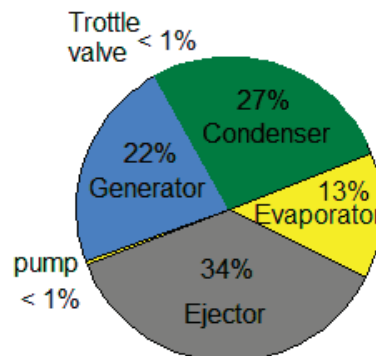
در شکل (۶) تأثیر دمای اواپراتور بر بازده قانون دوم دیده می‌شود که نشانگر افزایش و سپس کاهش بازده قانون دوم با افزایش دمای اواپراتور است. در شرایط ذکر شده در نمودار، بیشینه بازده در دمای اواپراتور  $8^\circ\text{C}$  اتفاق می‌افتد.



شکل (۶): تغییرات بازده قانون دوم بر حسب دمای اواپراتور

شکل (۷) درصد برگشت‌ناپذیری (تلفات آگزرژی) در اجزای

چرخه را تحت شرایط کاری مندرج در شکل نشان می‌دهد.



شکل (۷): توزیع برگشت‌ناپذیری (تلفات آگزرژی) اجزای چرخه

دیفیوزر	$D$	-	نسبت مکش	$\omega$
اوپراتور	$e$			علائم یونانی
اجکتور	$eje$		بازده آیزوتروپیک	$\eta$
شیر خفانش	$exp$		ضریب اتلاف جریان	$\phi_p$
مولد بخار	$g$		ضریب اتلاف	$\phi_m$
			اصطکاکی	
نازل	$n$		قابلیت کاردهی	$\psi$
پمپ	$p$			زیرنویس
حالت آیزوتروپیک	$s$		کندانسور	$c$
گلوئی نازل	$t$		آب خنک کاری	$cw$
			کندانسور	

### مراجع

- [1] Sun, D., "Recent developments in the design theories and applications of ejector", Journal of the Institute of Energy, Vol. 68, pp. 65-79, 1995.
- [2] Keenan, H., Neumann, EP., Lustwerk, F., "An investigation of ejector design by analysis and experiment", Journal of Applied Mechanics, Vol. 17, pp. 299-309, 1950.
- [3] Rogdakis, ED., Alexis, A., "Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system", Applied Thermal Engineering, Vol. 20, No. 2, 2000.
- [4] Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., Bouaziz, N., "Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement", International Journal of Refrigeration, Vol. 32, No. 4, 2009.
- [5] Huang, B., Chang, j., Wang, C., Petrenko, V., "A 1-D analysis of ejector performance", International Journal of Refrigeration, Vol. 22, No. 2, 1999.
- [6] 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
- [7] Selvaraju, A., and Mani, A., "Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants", Applied Thermal Engineering, 2004; 24: pp.827-38.
- [8] Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M., "Thermal Design and Optimization", John Wiley and Sons, Inc., New York, 1996.
- [9] Eames, I.W., Aphornratana, S., and Haider H. "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator", International Journal of Refrigeration, 18(6), 1995; pp.378-86.
- [10] EES: Engineering Equation Solver, Fchart software, 2004.

