



ارائه مدلی جدید جهت پیش‌بینی عملکرد چرخه تبرید اجکتوری

امیر سرورالدین آبادی^۱، علی صابری مهر^۲، سیدمحمد سیدمحمودی^{۳*}

۱- کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

۳- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق پستی ۵۱۶۶۶-۱۴۷۶۶، s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

چکیده- در این مقاله، عملکرد یک چرخه تبرید اجکتوری به طور تجربی و تئوری مورد مطالعه ترمودینامیکی قرار گرفته است. با استفاده از معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در کنار معادلات مربوط به موازنه انرژی، یک مدل ترمودینامیکی جدید جهت تحلیل عملکرد چرخه تبرید اجکتوری ارائه شده است. همچنین، با فرض کردن جریان ثانویه به صورت دوبعدی در نزدیکی دیواره درونی اجکتور، تأثیر ویسکوزیته جریان روی عملکرد اجکتور در نظر گرفته شده است. نتایج مطالعه پارامتریک نشان می‌دهد که با افزایش فشار (دما) مولد بخار، ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد و با افزایش دمای اواپراتور و یا کاهش دمای مولد بخار بازده قانون دوم افزایش می‌یابد. نتایج همچنین این مطلب را آشکار می‌کند که در هر دمای مولد بخار، دمای مشخصی برای اواپراتور می‌توان یافت که در دماهای بالاتر از آن، نابودی انرژی در کندانسور بیشتر از اجکتور است. در تخمین نسبت مکش توسط مدل ترمودینامیکی ارائه شده، بیشینه خطای نسبی و جذر متوسط خطا برای سه دمای مولد بخار ۷۷، ۸۳ و ۹۰ درجه سلسیوس به ترتیب برابر ۷/۶۷ درصد و ۵/۱۳ درصد هستند. با مقایسه میزان برگشت‌ناپذیری‌ها در اجزای مختلف چرخه در دمای اواپراتور ۱۳°C نتیجه‌گیری می‌شود که بیشترین میزان نابودی انرژی در اواپراتور رخ می‌دهد.

کلیدواژگان: اجکتور، انرژی، تبرید

Development of new model for prediction the performance of ejector refrigeration cycle

A. Sorouradin¹, A. Saberi Mehr², S. M. Seyed Mahmoudi^{3*}

1- MSc., Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

2- MSc., Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

3- Assoc. Prof., Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

* P. O. B. 51666-14766 Tabriz, s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

Abstract- In this paper the performance of an ejector refrigeration cycle was investigated theoretically and experimentally. Making use of the conservation of mass and energy as well as the exergy balance equations, a two-dimensional thermodynamic model was developed. The influence of flow viscosity is taken into account through considering a two-dimensional flow near the ejector inner wall. The results indicate a decrease of COP with increasing generator temperature and an increase of second law efficiency with increasing evaporator temperature and/or decreasing generator temperature. It is found that at any generator temperature, there exists a particular evaporator temperature above which the exergy destruction in the condenser is higher than that in the ejector. The maximum relative and the root mean square errors in calculating the entrainment ratio at three generator temperatures of 77, 83 and 90 °C are obtained as 7.76% and 5.13% respectively. Also the exergy destruction in the evaporator at an evaporator temperature of 13.5 °C, was found to be the highest among those occur in the other components of the cycle.

Keywords: Ejector, Exergy, Refrigeration

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر سیستم‌های تبرید اجکتوری به واسطه قابلیت استفاده از منابع حرارتی با دمای نسبتاً پایین از قبیل انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی و یا حرارت اتلافی از نیروگاه‌ها و سیستم‌های حرارتی، مورد توجه محققان قرار گرفته است. این منابع حرارتی می‌توانند به جای منابع حرارتی دمابالا، که از سوختن منابع فسیلی ایجاد می‌شوند، به کار گرفته شوند؛ به عبارت دیگر چرخه تبرید اجکتوری راه‌حل مناسبی جهت حفاظت از محیط زیست و صرفه‌جویی در مصرف انرژی است. سادگی و عدم وجود قسمت‌های متحرک، علاوه بر کارکرد بدون صدای سیستم، باعث افزایش ضریب اطمینان و کاهش استهلاک سیستم‌های تبرید اجکتوری می‌گردد. به هر حال، از مشکلات اصلی سیستم‌های تبرید اجکتوری می‌توان به پایین بودن بازده آن اشاره کرد [۱].

تئوری یک‌بعدی اجکتور برای اولین بار توسط کینان و همکاران [۲] ارائه شد. تحلیل ریاضی این تئوری، بر اساس رفتار گاز ایدئال، در کنار روابط بقای انرژی، جرم و مومنتوم بنیان شده و تاکنون به عنوان تئوری اصلی برای طراحی اجکتور استفاده شده است. ماندی و باگستر [۳] تئوری دیگری برای فرمول‌بندی رفتار اجکتور ارائه کردند. این تئوری بر این فرض استوار است که مادامی که سرعت جریان ثانویه به سرعت صوت نرسد، جریان‌های اولیه و ثانویه به صورت دو جریان جدا از هم رفتار می‌کنند. همچنین، فرض شده است که اختلاط دو جریان بعد از خفگی جریان ثانویه در سطح مقطعی داخل بخش مکش اجکتور رخ می‌دهد. ایمز [۴] یک مطالعه تجربی و تئوری بر روی یک چرخه تبرید اجکتوری با ظرفیت سرمایشی پایین انجام داد. در آزمایش‌های انجام‌گرفته دمای بویلر در محدوده دمایی ۱۲۰ تا ۱۴۰ درجه سلسیوس و دمای اواپراتور بین ۵ تا ۱۰ درجه بود. نتایج تجربی نشان داد که خفگی جریان در محفظه اختلاط نقش مهمی در عملکرد سیستم ایفا می‌کند. همچنین، بیشینه ضریب عملکرد سیستم زمانی اتفاق می‌افتد که اجکتور در شرایط بحرانی کار کند. آن‌ها همچنین به این نتیجه رسیدند که ظرفیت سرمایشی با توجه به شرایط محیط، که مشخص‌کننده فشار کاری کندانسور است، تعیین می‌شود. به طوری که عملکرد سیستم در دمای کندانسور بیشتر از مقدار معینی مختل می‌شود.

الکسیس و رگدکایس [۵] با ارائه مدلی دیگر، با استفاده از خواص انتقالی و ترمودینامیکی گاز واقعی، به بررسی و تحلیل اجکتور پرداختند. آن‌ها فرض کردند که جریان ثانویه که از اواپراتور می‌آید، قبل از ورود به بخش سطح مقطع ثابت، به سرعت صوت رسیده و در بخش مکش با جریان اولیه (محرک) خروجی از نازل مخلوط می‌شود. فشار جریان مخلوط‌شده با عبور از بخش همگرا تا مقدار مشخصی افزایش می‌یابد. با فرض مقداری برای این فشار، می‌توان نسبت مکش را بر اساس فشار فرضی محاسبه کرد. همچنین، در این مدل تغییرات نسبت مکش بر اساس فشار به صورت نمودار صعودی- نزولی به دست آمد، به طوری که به ازای مقدار مشخصی از فشار فرضی، نسبت مکش بیشینه محاسبه شد. علی و همکارانش [۶] دو مدل ارائه کردند. در یکی از آن‌ها با اعمال معادلات حالت پایای بقای انرژی، مومنتوم و جرم در نازل، دیفیوزر و بخش اختلاط اجکتور سعی در تعیین فشار و سرعت در بخش‌های مختلف از سیستم داشتند. این مولفان در مدل دوم، علاوه بر فرضیات موجود در مدل اول، سیال کارکن در داخل اجکتور را به عنوان یک گاز ایدئال با گرمای ویژه ثابت برای هر دو منطقه فوق‌گرم و منطقه اشباع فرض کردند. آن‌ها با اعمال مدل ایمز نسبت فشار و عدد ماخ را در خروجی اجکتور محاسبه کردند. آنان همچنین به این نتایج رسیدند که بازده‌های دیفیوزر و نازل تأثیر قابل توجهی در عملکرد سیستم دارد. مانی و سلواراجو [۷] مدلی را بر اساس تئوری ماندی و باگستر 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 مخلوط‌شده گذرنده از دیفیوزر چندان بر روی نتایج تأثیر نمی‌گذارند و می‌توان این ضرایب را مقادیر ثابت فرض کرد. اما هنگامی که جریان مخلوط‌شده از بخش سطح مقطع ثابت عبور می‌کند، به علت اصطکاک دچار تلفات می‌گردد. تعیین این ضریب نقش مهمی در تعیین بازده بخش اختلاط و تخمین دقیق فشار خروجی اجکتور دارد که تابعی از سرعت

شده در این مقاله علاوه بر نسبت مکش قادر به محاسبه شرایط خروجی اجکتور و یا نسبت مساحت اجکتور با دقت قابل قبولی است. علاوه بر این، جهت افزایش دقت در تخمین رفتار ترمودینامیکی جریان در خروجی اجکتور، ضریب اصطکاک جریان در بخش سطح مقطع ثابت به صورت تابعی از سرعت جریان در نظر گرفته شده است [۷]. جهت اعتباردهی و بررسی میزان کارایی مدل ترمودینامیکی ارائه شده، علاوه بر نتایج تجربی به دست آمده در این کار، از نتایج تجربی هوانگ و همکاران [۸] نیز استفاده شده است. نهایتاً اینکه در محاسبه نسبت مکش و خواص ترمودینامیکی در خروجی اجکتور، دقت نتایج به دست آمده از مدل ترمودینامیکی دوبعدی ارائه شده در کار حاضر در مقایسه با مدل‌های معمول در ادبیات فن [۸] بیشتر است.

۲- شرح مسئله

در شکل ۱ تصویری از دستگاه تبرید اجکتوری مورد استفاده در تست‌های تجربی مشاهده می‌شود.



شکل ۱ دستگاه تبرید اجکتوری مورد استفاده در آزمایش‌ها

مولد بخار از یک استوانه از جنس فولاد ضدزنگ 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 غوطه‌ور با ظرفیت گرمایشی متغیر گرم می‌شود. بنابراین، گرمایش مبرد به صورت غیرمستقیم انجام گرفته و توزیع دما در مولد تقریباً یکنواخت است. شیپوره از نوع

جریان می‌باشد. مانی و سلواراجو همچنین تأثیر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم را مورد بررسی قرار دادند. هوانگ و همکاران [۸] 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 مؤلفان فرض کردند که جریان اولیه در یک سطح مقطع پایین‌تر از خروجی نازل با جریان ثانویه مخلوط می‌شود. دقت نتایج ایشان در تخمین نسبت مساحت اجکتور و نسبت مکش به ترتیب برابر ۱۰ درصد و ۱۵ درصد بیان شده است. این مؤلفان 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 مومنوم و انرژی اعمال کردند. از جمله ضعف‌های موجود در این مدل می‌توان به این نکته اشاره کرد که به منظور تطبیق نتایج به دست آمده از مدل با نتایج تجربی می‌بایست از مقادیر مختلفی برای ضرایب فوق در اجکتورهای با هندسه متفاوت استفاده کرد. نقطه ضعف دیگری که در مورد این مدل باید ذکر شود این است که این مدل بر اساس فرض گاز ایدئال بوده و بنابراین نمی‌تواند به صورت دقیق فرایندهایی را که در داخل اجکتور رخ می‌دهد شبیه‌سازی کند. ژو و همکاران [۹] با استفاده از روابط حاکم بر دینامیک گازها یک مدل دوبعدی برای تحلیل رفتار اجکتور ارائه کردند که در آن تأثیرات ویسکوزیته جریان ثانویه در نظر گرفته شده بود. این مؤلفان مدل فوق را با فرض گاز ایدئال برای سیال عامل ارائه کردند و توانستند فقط نسبت مکش را با دقتی قابل قبول محاسبه کنند. به هر حال با مدل فوق محاسبه خواص ترمودینامیکی در خروجی اجکتور به دلیل وجود خطای زیاد میسر نشد.

در مدل ارائه شده در کار حاضر برای پیش‌بینی رفتار اجکتور با استفاده از معادلات بقای جرم، مومنوم و انرژی، در کنار معادلات مربوط به موازنه انرژی، یک مدل ترمودینامیکی جدید توسعه و ارائه می‌شود. در این مدل، جهت در نظر گرفتن اثر ویسکوزیته جریان ثانویه، از یک رابطه نمایی برای توزیع سرعت در جهت عمود بر امتداد جریان استفاده شده است به طوری که جریان ثانویه به صورت دوبعدی مدل‌سازی می‌شود. همچنین، در کار حاضر، برخلاف بسیاری از محققان که سیال عامل را گاز ایدئال در نظر گرفته‌اند [۷، ۴، ۳، ۲، ۸]، از خواص واقعی سیال استفاده شده است. همچنین مدل دوبعدی ارائه

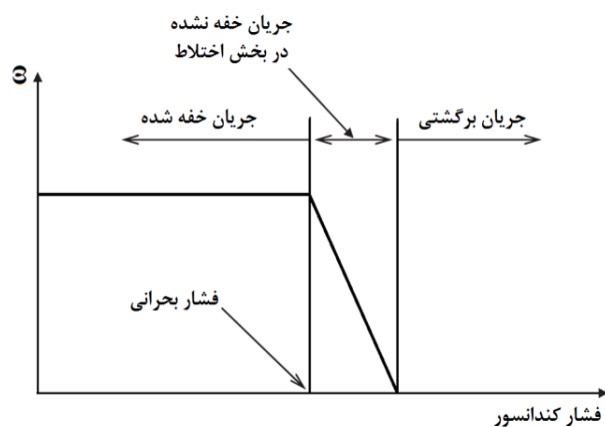
متفاوت خواهد بود که علت آن اتلاف حرارت از طریق عایق بدنه محفظه مولد بخار و نیز از طریق سوراخ تعبیه‌شده در بالای محفظه است که جهت خارج شدن بخار آب تعبیه شده است.

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{con,total} - \dot{Q}_{e,total} \quad (3)$$

۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی

۳-۱- نحوه عملکرد اجکتور

در عمل، هر کدام از جریان‌های ورودی به اجکتور (اولیه و ثانویه) یکبار دچار پدیده خفگی می‌شوند [۱۰، ۱۱]. برای کارکرد اجکتور در شرایط طراحی بایستی هندسه نازل و شرایط کاری مولد بخار به گونه‌ای باشد که جریان اولیه همواره در بخش واگرایی نازل فراصوت بوده و تحت تأثیر شرایط پایین‌دست جریان (اوپراتور) نباشد. بدین منظور جریان اولیه در گلوبی نازل همواره در شرایط خفگی خواهد بود. علاوه بر این، جریان ثانویه که با سرعت تقریباً صفر از اوپراتور مکیده می‌شود، در بخش مکش، شتاب گرفته و قبل از اختلاط به سرعت صوت برسد. به کمترین فشار کندانسوری که چنین شرایطی در داخل اجکتور ایجاد کند، فشار بحرانی کندانسور گویند. پارامترهای زیادی جهت تشریح رفتار اجکتور به کار می‌رود که از جمله مهم‌ترین آن‌ها نسبت مکش است که به صورت نسبت دبی جریان ثانویه به دبی جریان اولیه تعریف می‌شود. نسبت مکش، علاوه بر شرایط کارکرد و هندسه اجکتور، به فشار پایین‌دست اجکتور بستگی دارد. شکل ۲ تغییرات نسبت مکش را نسبت به فشار کندانسور تحت شرایط کاری مشخص اوپراتور و مولد بخار نمایش می‌دهد.



شکل ۲ شرایط عملکرد اجکتور

همگرا-واگرا با قطر گلوبی ۱/۷ میلی‌متر و نسبت مساحت ۵/۳ 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 خنک‌کاری است که در داخل آن آب با دما و دبی متغیر در جریان می‌باشد. برای ثبت داده‌ها و دستیابی به حالت پایدار در هر شرایط کاری به طور متوسط به ۱۰۰ دقیقه زمان نیاز بود. نتایج آزمایشگاهی با سه دمای مولد بخار ۷۷، ۸۳ و ۹۰ درجه در فشارهای مختلف اوپراتور و کندانسور جمع‌آوری شده است. جهت تهیه آب خنک‌کن مورد نیاز برای داشتن دمای اوپراتور پایین از یک دستگاه سردسازی نیز استفاده گردید. همچنین دستگاه دارای ۱۲ ترموالکترونیک می‌باشد که به ۹ ترموکوپل متصل است. در محاسبات مربوط به نتایج تجربی، جهت افزایش دقت محاسبات، اتلاف گرما از بخش‌های مختلف چرخه محاسبه می‌گردد. مطابق کاتالوگ دستگاه، به ازای هر درجه کلون اختلاف دما بین فضای داخلی محفظه شیشه‌ای کندانسور یا اوپراتور نسبت به دمای محیط، ۱/۸ وات انتقال حرارت از محیط و یا به محیط خواهیم داشت. این گرما در کندانسور به محیط پس داده می‌شود، ولی با توجه به این نکته که اوپراتور در دمایی پایین‌تر از دمای محیط کار می‌کند، این گرما از محیط به محفظه اوپراتور منتقل می‌شود.

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

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

جهت محاسبه انتقال حرارت انجام‌شده بین آب خنک‌کاری کندانسور و مبرد عبوری از کندانسور، دبی و دماهای آب ورودی و خروجی از کندانسور اندازه‌گیری می‌شود. بنابراین انتقال حرارت کل انجام‌شده در کندانسور به صورت زیر است:

$$\dot{Q}_{con,total} = \dot{m}_w c_p (T_{out} - T_{in}) + 1.8(T_{con} - T_{air}) \quad (1)$$

انتقال حرارت کل انجام‌شده در اوپراتور نیز به صورت زیر است:

$$\dot{Q}_{e,total} = VA + 1.8(T_{air} - T_e) \quad (2)$$

که A و V 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 منتقل‌شده به سیال عامل R11 در مولد بخار است. این میزان انتقال حرارت با مقدار نامی توان هیتر کمی

به علت وجود یک منطقه فشاربالا در پایین دست ناحیه اختلاط، یک موج ضربه در بخش سطح مقطع ثابت^{۱۱}، با ضخامت تقریباً صفر، اتفاق می افتد. این موج ضربه باعث ایجاد تغییرات بزرگ فشار و افت ناگهانی سرعت از فراسوت به فروصوت می شود. در نهایت جریان با عبور از دیفیوزر از اجکتور خارج شده و وارد کندانسور می شود. همانطور که در شکل ۳ دیده می شود، جریان در شرایط مایع اشباع از کندانسور خارج شده و دو قسمت می شود. بخشی از آن وارد پمپ شده و با افزایش فشار به مولد بخار ارسال می شود. بخشی دیگر نیز پس از عبور از شیر خفایش و کاهش فشار وارد اواپراتور می شود [۱۲].

۳-۲- کار حاضر

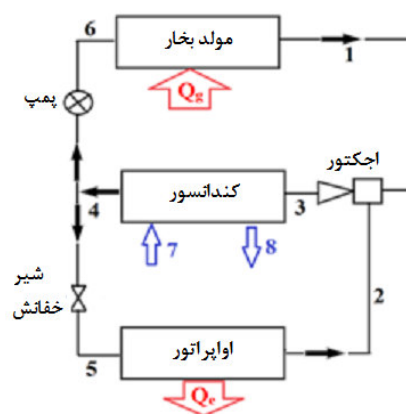
در این مقاله برای تحلیل عملکرد اجکتور فرضیات زیر لحاظ شده است:

- (۱) جریان در داخل اجکتور به صورت پایاست.
 - (۲) از انرژی جنبشی جریان های ورودی به اجکتور و همچنین انرژی جنبشی جریان مخلوط خروجی از اجکتور صرف نظر شده است.
 - (۳) بعد از خروج جریان از نازل اولیه، جریان اولیه بدون اختلاط با جریان ثانویه تا سطح مؤثر منبسط می شود.
 - (۴) اختلاط دو جریان از سطح مؤثر آغاز شده و قبل از وقوع موج ضربه عمودی به طور کامل با هم مخلوط می شوند.
 - (۵) دیواره داخلی اجکتور در شرایط آدیاباتیک است.
 - (۶) توزیع فشار و دما در راستای شعاعی به طور یکنواخت است.
 - (۷) دما و فشار محیط به ترتیب ۲۵ درجه سلسیوس و ۸۵ کیلوپاسکال فرض شده است.
- نازل اولیه به دو بخش همگرا و واگرا تقسیم می گردد. فشار در گلوبی نازل را با در نظر گرفتن پدیده خفگی، می توان با استفاده از رابطه زیر تعیین کرد [۱۳].

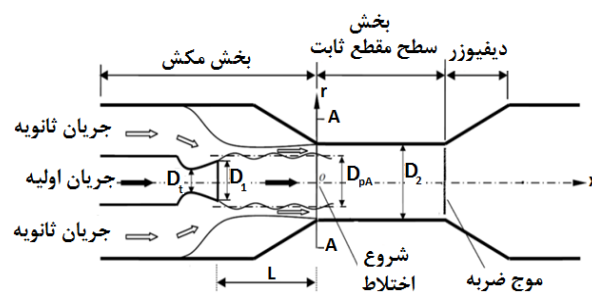
$$P_{pt} = P_g \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k-1} \quad (4)$$

با استفاده از مساحت مقطع گلوبی، فشار و دمای مولد بخار، به عنوان ورودی های برنامه، با حل معادلات زیر خواص آیزوتروپیک جریان (آنتروپی، آنتالپی، حجم ویژه) در گلوبی نازل و دبی جرمی جریان اولیه در شرایط آیزوتروپیک تعیین می شود [۵].

شکل های ۳ و ۴ یک اجکتور و یک چرخه تبرید اجکتوری را به صورت شماتیک نشان می دهند. قسمت های اصلی یک اجکتور شامل نازل اولیه، بخش اختلاط و دیفیوزر است.



شکل ۳ نمای شماتیکی چرخه تبرید اجکتوری



شکل ۴ نمای شماتیکی اجکتور و علائم به کار رفته در مدل سازی

جریان اولیه با فشار بالا از طریق مولد بخار وارد نازل شده و با بازده آیزوتروپیکی معلومی تا سرعت مافوق صوت منبسط می گردد که این امر باعث ایجاد یک منطقه بسیار کم فشار در خروجی نازل می گردد. جریان ثانویه نیز به علت اختلاف فشار بین اواپراتور و جریان خروجی نازل اولیه به داخل اجکتور مکیده می شود. جریان اولیه بلافاصله بعد از خروج از نازل با جریان ثانویه مخلوط نمی شود، بلکه اختلاط دو جریان پس از خفگی جریان ثانویه رخ می دهد. به سطح مقطعی که در آن این پدیده رخ می دهد سطح مؤثر می گویند.

با توجه به شکل ۴، جریان اولیه تا حالت خفگی قبل از اختلاط منبسط می شود؛ بنابراین مکانی که عدد ماخ جریان ثانویه برابر یک می شود، در ورودی بخش سطح مقطع ثابت خواهد بود. فرض می کنیم تا انتهای بخش سطح مقطع ثابت دو جریان به طور کامل با یکدیگر مخلوط شده باشند [۱۲].

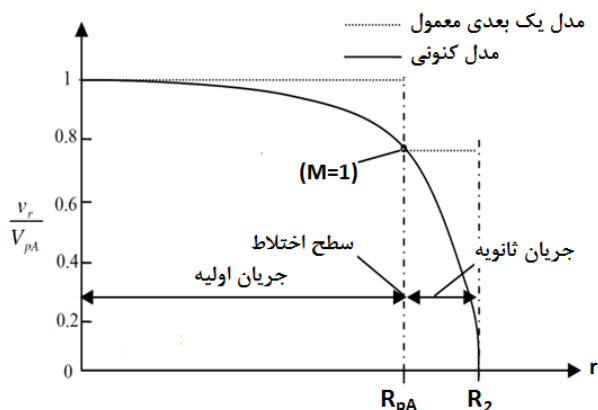
ویسکوزیته، اتلافاتی در بخش مکش به‌وجود می‌آید که بر روی مقدار سطح مقطع جریان اولیه در سطح مؤثر تأثیر می‌گذارد [۸]. در محاسبات مهندسی قطر واقعی مؤثر توسعه یافته متناسب با بازده آیزونتروپیک بخش مکش است [۹].

$$D_{pA} = \frac{D_{pA}'}{\sqrt{\eta_{exp}}} \quad (17)$$

بازده آیزونتروپیک جریان‌های اولیه و ثانویه به‌ترتیب η_{pr} و η_{sec} است. با توجه به اینکه بازده مربوط به بخش اختلاط مربوط به رفتار هر دو جریان اولیه و ثانویه است، جهت اعمال تلفات اصطکاکی در بخش مکش استفاده از رابطه زیر منطقی است [۹].

$$\eta_{exp} = \eta_{pr} \times \eta_{sec} \quad (18)$$

همان‌گونه که در شکل ۵ نشان داده شده است، به علت تأثیرات اصطکاکی دیواره بر روی جریان، توزیع سرعت در داخل اجکتور یکنواخت نبوده و یک لایه مرزی سرعت در نزدیکی دیواره پدید می‌آید که این امر باعث توزیع کاملاً غیریکنواخت جریان ثانویه می‌گردد. برای مدل‌سازی چنین توزیع سرعتی، از تحلیل دوبعدی توزیع سرعت در جهت شعاعی استفاده می‌کنیم. برای مقایسه، توزیع یک‌بعدی مرسوم سرعت در راستای شعاعی نیز در شکل ۵ نمایش داده شده است [۹].



شکل ۵ توزیع سرعت در سطح مؤثر

جهت ارضای شرایط مرزی، فرض می‌کنیم که در سطح مؤثر فقط یک لایه نازک از جریان مابین دو جریان اصلی در شرایط خفگی است. این نوع توزیع سرعت در شکل ۶ نشان داده شده است. بنابراین مقدار سرعت جریان ثانویه در سطح مؤثر از مقدار صفر بر روی دیواره اجکتور تا مقدار مربوط به ماخ

$$s_g = s(T_g, P_g) = s_{pts} \quad (5)$$

$$h_{pts} = h(P_{pt}, s_{pts}) \quad (6)$$

$$v_{pts} = v(P_{pt}, s_{pts}) \quad (7)$$

$$Ve_{pts} = \sqrt{2(h_g - h_{pts})} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{ps} = \frac{A_t Ve_{pts}}{v_{pts}} \quad (9)$$

حال با در دست داشتن دبی جرمی در شرایط آیزونتروپیک و اعمال مساحت مقطع خروجی نازل اولیه، به عنوان ورودی برنامه، می‌توان خواص ترمودینامیکی جریان در خروجی نازل را مشخص کرد. جریان مبرد در گذر از بخش‌های مختلف اجکتور، به علت تغییرات مومنتوم و اصطکاک دیواره، دچار تلفاتی می‌شود که این تلفات تحت بازده آیزونتروپیک در بخش‌های نازل، مکش و دیفیوزر اعمال شده است. با استفاده از رابطه بازده آیزونتروپیک نازل، آنتالپی واقعی در خروجی نازل به دست می‌آید. سپس، با به‌کارگیری مجدد روابط قبلی، خواص واقعی در خروجی نازل تعیین می‌شود [۵].

$$\eta_{pr} = \frac{h_g - h_{p1}}{h_g - h_{p1s}} \quad (10)$$

مطابق شکل ۴، اختلاط بین دو جریان زمانی رخ می‌دهد که جریان ثانویه به سرعت صوت برسد و فشار دو جریان در این مقطع یکسان است. با حل همزمان معادلات زیر، آنتالپی، سرعت، حجم ویژه و مساحت مقطع اشغال شده توسط جریان اولیه، درست قبل از شروع اختلاط دو جریان (A_{pA}') محاسبه می‌شود.

$$P_{sA} = P_e \quad (11)$$

$$h_{p1} + \frac{Ve_{p1}^2}{2} = h_{pA} + \frac{Ve_{pA}^2}{2} \quad (12)$$

$$v_{pA} = v(P_{sA}, T_{pA}) \quad (13)$$

$$T_{pA} = T(P_{sA}, h_{pA}) \quad (14)$$

$$\dot{m}_p = \frac{Ve_{pA} A_{pA}'}{v_{pA}} \quad (15)$$

$$D_{pA}' = \sqrt{4 \frac{A_{pA}'}{\pi}} \quad (16)$$

در مقدار به دست آمده از رابطه ۱۶ در واقع قطر توسعه یافته جریان اولیه از مقطع خروجی نازل اولیه تا سطح مؤثر، تحت فرایند ایدئال (آیزونتروپیک) است. به علت لغزش و اثر

سرعت متوسط و دبی جرمی جریان ثانویه در سطح مؤثر به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۴]:

$$\begin{aligned} \bar{v}_{e_{sA}} &= \frac{\int_{R_{pA}}^{R_2} 2\pi r v_r dr}{\pi(R_2^2 - R_{pA}^2)} \\ &= \frac{2Ve_{pA}}{(R_2^2 - R_{pA}^2)} \int_{R_{pA}}^{R_2} r \left(1 - \frac{r}{R_2}\right)^{\frac{1}{n}} dr \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{sec} &= \int_{R_{pA}}^{R_2} \rho_r v_r dA \\ &= \frac{2\pi P_{sA} Ve_{pA}}{RT_{sA}} \int_{R_{pA}}^{R_2} r \left(1 - \frac{r}{R_2}\right)^{\frac{1}{n}} dr \end{aligned} \quad (24)$$

حال با انتگرال‌گیری از سمت راست روابط (۲۳) و (۲۴)، به ترتیب سرعت متوسط جریان ثانویه در سطح مؤثر و دبی جرمی جریان ثانویه تعیین می‌شود.

$$\begin{aligned} \bar{v}_{e_{sA}} &= \frac{2Ve_{pA}}{(R_2^2 - R_{pA}^2)} \\ &\times \left[\frac{nR_2^2}{n+1} \left(1 - \frac{R_{pA}}{R_2}\right)^{\frac{n+1}{n}} - \frac{nR_2^2}{2n+1} \left(1 - \frac{R_{pA}}{R_2}\right)^{\frac{2n+1}{n}} \right] \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{sec} &= \frac{2\pi P_s Ve_{pA}}{RT_{sA}} \\ &\times \left[\frac{nR_2^2}{n+1} \left(1 - \frac{R_{pA}}{R_2}\right)^{\frac{n+1}{n}} - \frac{nR_2^2}{2n+1} \left(1 - \frac{R_{pA}}{R_2}\right)^{\frac{2n+1}{n}} \right] \end{aligned} \quad (26)$$

همچنین از رابطه مربوط به موازنه انرژی داریم:

$$\begin{aligned} \dot{m}_p h_g + \dot{m}_{sec} h_e &= \dot{m}_p \left(h_{pA} + \frac{1}{2} Ve_{pA}^2 \right) \\ &+ \dot{m}_{sec} \left(h_{sA} + \frac{1}{2} Ve_{sA}^2 \right) + \dot{E}_{loss} \end{aligned} \quad (27)$$

اتلافات انرژی جریان‌های اولیه و ثانویه از بخش مکش تا سطح مؤثر از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۹].

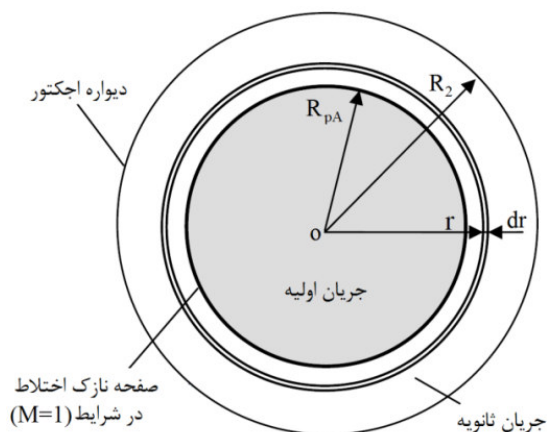
$$\begin{aligned} E_{loss} &= \frac{1}{2} (1 - \eta_{pr}) \dot{m}_p Ve_1^2 \\ &+ \frac{1}{2} (1 - \eta_{exp}) \dot{m}_p Ve_{pA}^2 + \frac{1}{2} (1 - \eta_{sec}) \dot{m}_{sec} Ve_{sA}^2 \end{aligned} \quad (28)$$

یک در روی لایه نازک مابین دو جریان اولیه و ثانویه تغییر می‌کند. همان‌گونه که در شکل ۵ مشاهده می‌کنید، توزیع سرعت شبیه توزیع نمایی است؛ بنابراین معادله زیر می‌تواند برای بیان توزیع سرعت به کار رود.

$$\frac{v_r}{Ve_{pA}} = \left(1 - \frac{r}{R_2}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (19)$$

که v_r نمایانگر سرعت در راستای شعاعی است. با لگاریتم‌گیری از رابطه (۱۹) داریم:

$$n = \frac{\ln\left(1 - \frac{r}{R_2}\right)}{\ln\left(\frac{v_r}{Ve_{pA}}\right)} \quad (20)$$



شکل ۶ دیاگرام شماتیکی جریان در سطح مؤثر [۹]

برای محاسبه n نیاز به مشخص کردن شرایط لایه مشترک مابین دو جریان است:

- (۱) شعاع لایه برابر $r = R_{pA} = \frac{D_{pA}}{2}$ است.
- (۲) عدد ماخ بر روی لایه مشترک بر روی آن برابر یک است، یعنی:

$$\frac{v_r}{\sqrt{\gamma RT_{sA}}} = 1 \quad (21)$$

با اعمال شرایط لایه مشترک مابین دو جریان در رابطه (۲۰) داریم:

$$n = \frac{\ln\left(1 - \frac{D_{pA}}{D_2}\right)}{\ln\left(\sqrt{T_{sA} / T_{pA}} / M_{pA}\right)} \quad (22)$$

$$h_m + \frac{Ve_m^2}{2} = h_3 + \frac{Ve_3^2}{2} \quad (37)$$

$$v_3 = v(P_3, h_3) \quad (38)$$

$$T_3 = T(P_3, h_3) \quad (39)$$

روابط مربوط به بخش دیفیوزر، شبیه بخش واگرای نازل است، به طوری که از حل معادلات مربوطه و اعمال بازده آیزونتروپیک دیفیوزر، فشار و سایر خواص در خروجی اجکتور به دست می‌آید.

$$\eta_d = \frac{h_3 - h_{cons}}{h_3 - h_{con}} \quad (40)$$

روابط عملکرد اجزای چرخه بر اساس اصل بقای انرژی، بر اساس شکل ۳ به صورت زیر است [۵]:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{sec} (h_2 - h_5) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_p (h_1 - h_6) \quad (42)$$

$$|\dot{W}_{pump}| = \dot{m}_p (h_6 - h_4) = \dot{m}_p v_f (P_6 - P_4) \quad (43)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (44)$$

با صرف نظر کردن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل انرژی جریانی به صورت زیر تعریف می‌گردد [۱۳]:

$$E_i = \dot{m} \left[(h_i - h_o) - T_0 (s_i - s_o) \right] \quad (45)$$

همچنین روابط مربوط به بالانس انرژی در اجزای چرخه به قرار زیر است:

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 = \dot{E}_3 + \dot{E}_{D,eje} \quad (46)$$

$$\dot{E}_3 + \dot{E}_7 = \dot{E}_4 + \dot{E}_8 + \dot{E}_{D,con} \quad (47)$$

$$\dot{E}_4 = \dot{E}_5 + \dot{E}_{D,exp} \quad (48)$$

$$\dot{E}_4 + \dot{W}_{pump} = \dot{E}_6 + \dot{E}_{D,pump} \quad (49)$$

$$\dot{E}_6 + \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_h} \right) = \dot{E}_1 + \dot{E}_{D,g} \quad (50)$$

$$\dot{E}_5 + \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) = \dot{E}_2 + \dot{E}_{D,e} \quad (51)$$

در شکل ۷، طریقه انجام محاسبات توسط نرم‌افزار ای ای اس [۱۴] به صورت خلاصه‌وار در نمودار گردشی نشان داده شده است. در این برنامه شرایط در اواپراتور و مولد بخار و خروجی اجکتور به عنوان ورودی برنامه در نظر گرفته شده است و هدف تعیین نسبت ورود و نسبت مساحت اجکتور می‌باشد.

بدین ترتیب نسبت مکش از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$\omega = \frac{\dot{m}_{sec}}{\dot{m}_p} \quad (29)$$

نتایج تجربی مؤید این واقعیت‌اند که بازده آیزونتروپیکی بخش‌های مختلف اجکتور تأثیر زیادی در تعیین شرایط کارکرد اجکتور ندارند. اما در گذر جریان اختلاطی از بخش سطح مقطع ثابت، میزان اتلافات اصطکاکی، که تابعی از سرعت جریان است، نقش بسزایی در تعیین صحیح فشار خروجی اجکتور خواهد داشت. با فرض صاف بودن سطح داخلی دیواره و رژیم آشفته جریان، ضریب اصطکاک با توجه به رابطه زیر قابل محاسبه است [۷].

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = 2.0 \log \left(\text{Re}_m \sqrt{f_m} \right) - 0.8 \quad (30)$$

با اعمال معادلات پیوستگی، مومنوم و انرژی برای بخش سطح مقطع ثابت و حل همزمان آن‌ها، خواص جریان مخلوط تعیین می‌شود [۵].

$$Ve_m = \frac{Ve_{py} + \omega Ve_{sy}}{\left(1 + \frac{f_m L_m}{2d} \right) (1 + \omega)} + \frac{(p_{sy} - p_m) A_m}{\left(1 + \frac{f_m L_m}{2d} \right) \dot{m}_m} \quad (31)$$

$$h_m = \frac{h_{py} + \frac{Ve_{py}^2}{2} + \omega \left(h_{sy} + \frac{Ve_{sy}^2}{2} \right)}{1 + \omega} - \frac{Ve_m^2}{2} \quad (32)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_s + \dot{m}_p = \frac{Ve_m A_2}{v_m} \quad (33)$$

$$h_m = h(P_m, v_m) \quad (34)$$

که پارامترهای L_m و A_2 به ترتیب طول و مساحت مقطع بخش سطح مقطع ثابت را نشان می‌دهند. اگر جریان بعد از اختلاط دو جریان همچنان فراصوت باشد، یک موج ضربه در انتهای بخش سطح مقطع ثابت رخ می‌دهد که فشار و دما و آنتالپی جریان بعد از وقوع موج ضربه از تقاطع خطوط رایلی و فانو پدید می‌آید. حل همزمان معادلات زیر موج ضربه‌ای که در انتهای بخش سطح مقطع ثابت رخ می‌دهد را شبیه‌سازی خواهد کرد [۵].

$$Ve_m \times v_3 = Ve_3 \times v_m \quad (35)$$

$$P_m + \frac{Ve_m^2}{v_m} = P_3 + \frac{Ve_3^2}{v_3} \quad (36)$$

۳-۳- اعتباردهی مدل ترمودینامیکی

جداول ۱ و ۲ نسبت مساحت و نسبت مکش پدیدآمده در اجکتور را که از مدل محاسبه می‌شود به همراه خطای نسبی به ترتیب در دماهای اواپراتور ۸ و ۱۲ درجه نشان می‌دهد. در این جداول T_g^* و T_c^* به ترتیب نمایانگر دمای مولد بخار و دمای بحرانی کندانسور است. به منظور مقایسه، نتایج تئوری و تجربی هوانگ و همکاران نیز در این جدول گنجانده شده است که ۳۲ داده تجربی را برای ۱۱ اجکتور با هندسه‌های مختلف ارائه کرده‌اند. با تعریف خطای نسبی به صورت:

$$E_R = \frac{|\omega_{theory} - \omega_{experiment}|}{\omega_{experiment}} \times 100\% \quad (52)$$

جذر متوسط مربع خطا نیز به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$E_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (E_R)^2}{N}} \times 100\% \quad (53)$$

همان‌طور که در این جداول دیده می‌شود، جذر متوسط مربع خطای نسبت مکش در مدل دوبعدی کار حاضر ۶/۵۲ درصد است که در مقایسه با مدل یک‌بعدی، که دارای جذر متوسط مربع خطایی برابر ۹/۹۷ درصد است، به طور چشم‌گیری کمتر است. همچنین، میزان جذر متوسط مربع خطا در تخمین نسبت مساحت نیز کاهش یافته است، به طوری که در مدل دوبعدی جذر متوسط مربع خطا ۳/۳۳ درصد است که این مقدار در مدل یک‌بعدی ۴/۵۴ درصد می‌باشد. میزان خطای نسبی در محاسبه نسبت ورود در مدل دوبعدی نیز بسیار کمتر از مدل یک‌بعدی است. به طوری که ۹۳/۷۵ درصد داده‌های به‌دست آمده از مدل‌سازی دوبعدی دارای خطای نسبی کمتر از ۱۰ درصد هستند، در حالی که این میزان دقت در مدل‌سازی یک‌بعدی ۷۸/۱۳ درصد است.

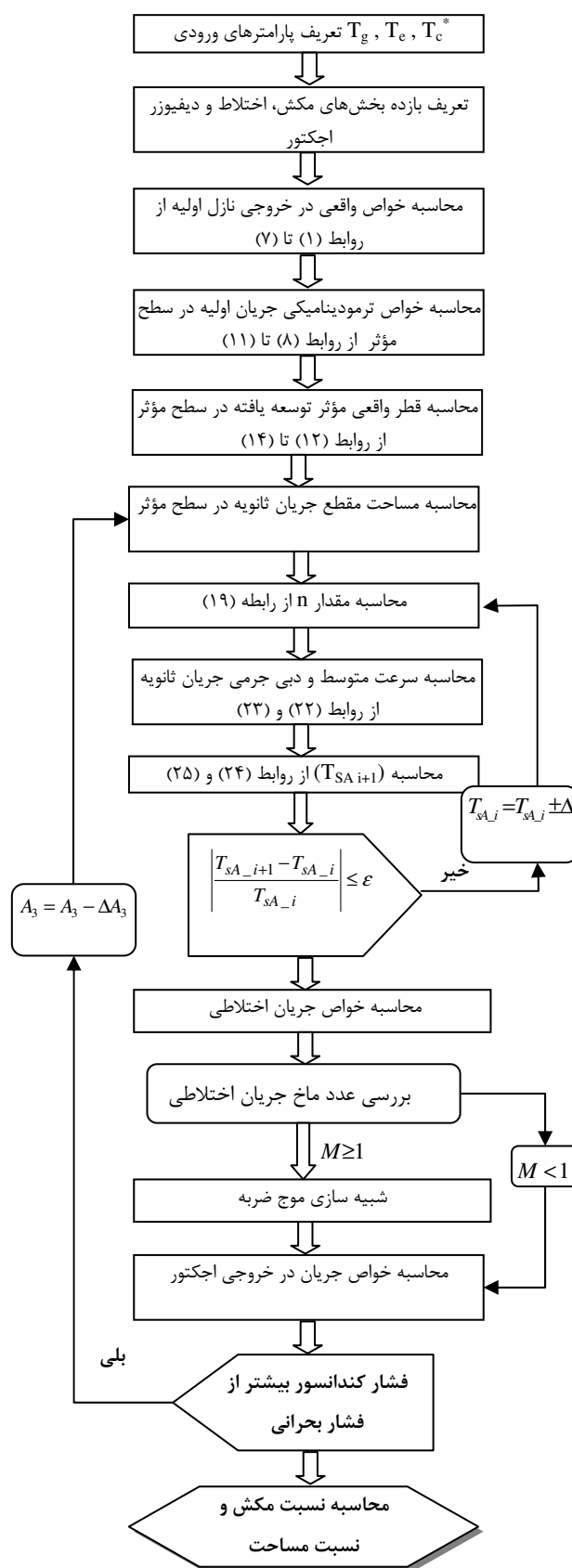
۴- نتایج

اجکتور مورد استفاده در تست‌های تجربی دارای مشخصات هندسی زیر است:

$$D_t = 1.7\text{mm}, D_{p1} = 3.4\text{mm}, AR = 5.1$$

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

$$\eta_{pr} = 0.95, \eta_{sec} = 0.85, \eta_d = 0.9$$



شکل ۷ نمودار گردش مدل ترمودینامیکی

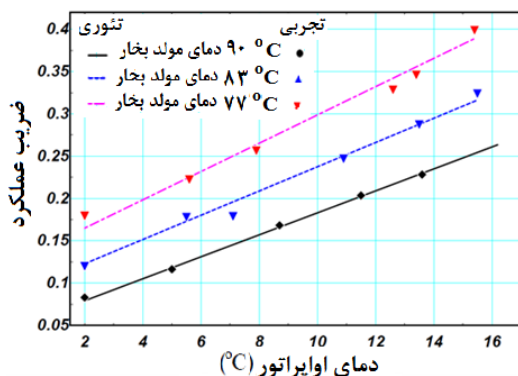
جدول ۱ مقایسه نتایج مدل دوبعدی پیشنهادی با نتایج تجربی هانگ در دمای اواپراتور ۸ درجه سلسیوس [۸]

نسبت مساحت					نسبت مکش					T_g	T_C^*
مدل حاضر	خطای مدل حاضر (%)	داده تجربی	مدل یک‌بعدی	خطای مدل یک‌بعدی (%)	مدل حاضر	خطای مدل حاضر (%)	داده تجربی	مدل یک‌بعدی	خطای مدل یک‌بعدی (%)		
۱۰/۸۱	۱/۶۰	۱۰/۶۴	۱۰/۸۷	۲/۱۶	۰/۴۳۴۸	۰/۶۶	۰/۴۳۷۷	۰/۴۶۲۷	۵/۷۱	۹۵	۳۱/۳
۹/۸۲	-۰/۱۰	۹/۸۳	۹/۶۷	-۱/۶۲	۰/۳۸۶۲	-۱/۹	۰/۳۹۳۷	-۰/۳۷۷۴	-۴/۱۳	۹۵	۳۳/۰
۹/۵۲	۱/۱۷	۹/۴۱	۹/۲۹	-۱/۲۷	۰/۳۷۰۰	۷/۰۳	۰/۳۴۵۷	۰/۳۴۷۶	۰/۵۶	۹۵	۳۳/۶
۹/۲۰	۰/۳۳	۹/۱۷	۸/۸۹	-۳/۰۵	۰/۳۵۳۶	۰/۸۸	-۰/۳۵۰۵	-۰/۳۲۵۳	-۷/۱۹	۹۵	۳۴/۲
۸/۲۷	-۰/۱۲	۸/۲۸	۸/۵۷	۳/۵۰	۰/۳۰۰۷	۶/۸۶	۰/۲۸۱۴	۰/۲۹۸۳	۶/۰۱	۹۵	۳۶/۳
۷/۹۲	-۴/۰۰	۸/۲۵	۸/۱۲	-۱/۶۳	۰/۲۸۰۰	-۳/۵۱	۰/۲۹۰۲	-۰/۲۶۵۸	-۸/۴۰	۹۵	۳۷/۱
۷/۲۷	۰/۱۴	۷/۲۶	۷/۲۷	۰/۱۴	۰/۲۳۸۸	۵/۰۶	۰/۲۲۷۳	۰/۲۰۷۸	-۸/۵۷	۹۵	۳۸/۸
۷/۳۷	-۴/۶۶	۷/۷۳	۷/۳۸	-۴/۵۱	۰/۲۴۵۲	-۳/۹۱	۰/۲۵۵۲	۰/۲۱۴۴	-۱۵/۹۸	۹۵	۳۸/۶
۶/۵۵	-۳/۲۵	۶/۷۷	۷/۰۵	۴/۱۳	۰/۱۸۹۵	-۷/۲۴	۰/۲۰۴۳	-۰/۱۹۱۹	-۶/۰۶	۹۵	۴۱/۰
۶/۲۴	-۳/۱۱	۶/۴۴	۶/۵۵	۱/۶۵	۰/۱۶۷۰	-۱۰/۱۷	۰/۱۸۵۹	۰/۱۵۵۴	-۱۶/۴۰	۹۵	۴۲/۱
۹/۳۲	-۰/۹۶	۹/۴۱	۹/۲۸	-۱/۳۹	۰/۴۲۰۰	-۵/۵۳	۰/۴۴۴۶	۰/۴۱۷۸	-۶/۰۲	۹۰	۳۱/۵
۸/۱۹	-۱/۰۹	۸/۲۸	۸/۵۳	۲/۹۴	۰/۳۵۲۶	-۱/۰۹	۰/۳۴۸۸	-۰/۳۵۵۲	۱/۸۴	۹۰	۳۳/۸
۷/۰۳	-۹/۰۵	۷/۷۳	۷/۰۳	-۹/۰۵	۰/۲۷۵۰	-۹/۵۴	۰/۳۰۴۰	۰/۲۳۹۵	-۲۱/۲۲	۹۰	۳۶/۷
۶/۷۵	-۳/۴۳	۶/۹۹	۶/۶۵	-۴/۸۶	۰/۲۵۴۸	-۶/۲۵	۰/۲۷۱۸	۰/۲۰۹۳	-۲۲/۹۹	۹۰	۳۷/۵
۶/۲۹	-۲/۳۳	۶/۴۴	۶/۷۴	۴/۶۶	۰/۲۱۹۹	-۲/۰۹	۰/۲۲۴۶	۰/۲۱۵۶	-۳/۹۹	۹۰	۳۸/۹
۹/۶۸	۲/۸۷	۹/۴۱	۹/۳۴	-۰/۷۳	۰/۵۲۴۹	-۲/۵۶	۰/۵۳۸۷	۰/۵۲۱۵	-۳/۱۹	۸۴	۲۸/۰
۸/۲۸	۰	۸/۲۸	۸/۶۸	۴/۸۳	۰/۴۳۶۳	۲/۸۸	۰/۴۲۴۱	۰/۴۶۰۵	۸/۵۸	۸۴	۳۰/۵
۷/۴۶	-۳/۴۹	۷/۷۳	۷/۶۸	-۰/۶۲	۰/۳۷۸۵	-۲/۵۲	۰/۳۸۸۳	۰/۳۷۰۴	-۴/۶۱	۸۴	۳۲/۳
۶/۹۴	-۰/۷۱	۶/۹۹	۶/۹۹	۰	۰/۳۳۹۲	۸/۸۲	۰/۳۱۱۷	۰/۳۰۴۲	-۲/۲۹	۸۴	۳۳/۶
۶/۲۶	-۲/۸۰	۶/۴۴	۶/۷۹	۵/۴۳	۰/۲۸۴۲	-۱/۳۲	۰/۲۸۸۰	۰/۲۸۸۰	۰/۲۳	۸۴	۳۵/۵

جدول ۲ مقایسه نتایج مدل دوبعدی پیشنهادی با نتایج تجربی هانگ در دمای اواپراتور ۱۲ درجه سلسیوس، [۸]

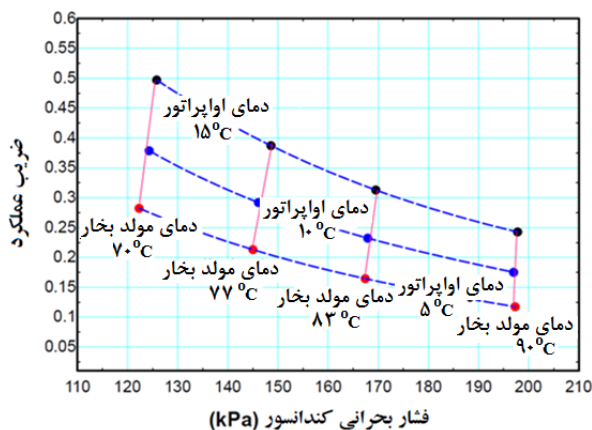
نسبت مساحت					نسبت مکش					T_g	T_C^*
مدل حاضر	خطای مدل حاضر (%)	داده تجربی	مدل یک‌بعدی	خطای مدل یک‌بعدی (%)	مدل حاضر	خطای مدل حاضر (%)	داده تجربی	مدل یک‌بعدی	خطای مدل یک‌بعدی (%)		
۱۰/۵۳	۷/۱۲	۹/۸۳	۱۰/۴۳	۶/۱۶	۰/۵۱۶۹	۳/۶۱	۰/۴۹۸۹	۰/۵۴۸۲	۹/۸۹	۹۵	۳۳/۱
۹/۸۶	۷/۵۲	۹/۱۷	۹/۶۹	۵/۴۵	۰/۴۸۰۳	۱۸/۶۵	۰/۴۰۴۸	۰/۴۸۹۴	۱۰/۵۵	۹۵	۳۴/۲
۹/۷۱	۳/۱۹	۹/۴۱	۹/۴۷	۰/۶۳	۰/۴۷۰۸	۳/۶۸	۰/۴۵۴۱	۰/۴۷۰۸	۳/۶۷	۹۵	۳۴/۵
۷/۷۰	-۰/۳۹	۷/۷۳	۷/۹۶	۲/۹۵	۰/۳۴۶۰	-۱/۲۲	۰/۳۵۰۳	۰/۳۴۳۴	-۱/۹۷	۹۵	۳۸/۷
۷/۴۴	۲/۴۸	۷/۲۶	۷/۶۹	۵/۹۲	۰/۳۲۸۴	۸/۰۳	۰/۳۰۴۰	۰/۳۲۳۵	۶/۴۱	۹۵	۳۹/۳
۶/۳۶	-۱/۲۴	۶/۴۴	۶/۹۱	۷/۳۳	۰/۲۴۷۲	۵/۱۹	۰/۲۳۵۰	۰/۲۵۷۳	۹/۴۹	۹۵	۴۲/۵
۹/۸۲	۴/۳۶	۹/۴۱	۹/۵۰	۰/۹۱	۰/۵۴۸۲	۱/۲۴	۰/۵۴۲۲	۰/۵۵۷۳	۲/۷۸	۹۰	۳۲/۰
۷/۷۳	۰	۷/۷۳	۸/۰۰	۳/۴۹	۰/۴۱۱۱	۱/۹۱	۰/۴۰۳۴	۰/۴۱۴۲	۲/۶۷	۹۰	۳۶/۰
۶/۳۹	-۰/۷۸	۶/۴۴	۷/۰۳	۹/۱۷	۰/۳۰۶۱	۳/۹۰	۰/۲۹۴۶	۰/۳۲۵۷	۱۰/۵۴	۹۰	۳۹/۵
۹/۶۰	۲/۰۲	۹/۴۱	۹/۶۳	۲/۲۸	۰/۶۳۴۴	۰/۰۹	۰/۶۳۵۰	۰/۶۹۰۶	۸/۷۵	۸۴	۲۸/۹
۸/۰۲	۳/۷۵	۷/۷۳	۸/۱۷	۵/۶۷	۰/۵۲۰۹	۸/۷۵	۰/۴۷۹۰	۰/۴۷۶۹	۱۲/۰۹	۸۴	۳۲/۴
۶/۴۶	۰/۳۱	۶/۴۴	۷/۰۷	۹/۷۸	۰/۳۹۰۱	۱۴/۸	۰/۳۳۹۸	۰/۴۱۴۷	۲۲/۰۴	۸۴	۳۶/۰

متوسط مربع خطا در تخمین ضریب عملکرد چرخه $8/54$ درصد می‌باشد. با افزایش دمای اواپراتور، ظرفیت سرمایش به علت افزایش نسبت مکش افزایش می‌یابد که این مسئله با توجه به ثابت ماندن فشار مولد بخار (ظرفیت گرمایشی هیتز) باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌شود. از سوی دیگر، با افزایش دمای مولد بخار و ثابت ماندن دمای اواپراتور، دبی جرمی جریان اولیه و بنابراین گرمای ورودی به چرخه افزایش می‌یابد و بنابراین ضریب عملکرد چرخه کاهش می‌یابد.



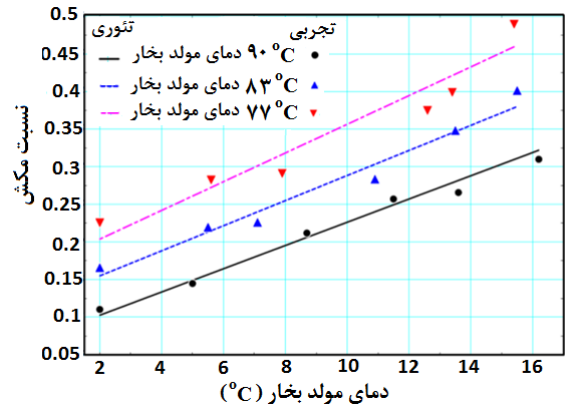
شکل ۹ تغییرات ضریب عملکرد با تغییر دمای اواپراتور به‌ازای مقادیر مختلف دمای مولد بخار

در شکل ۱۰ نتایج به‌دست آمده از مدل در خصوص تأثیر شرایط کارکردی بر روی عملکرد یک سیستم تبرید اجکتوری نشان داده می‌شود. در واقع هر نقطه روی نمودار نمایانگر ضریب عملکرد چرخه در شرایطی است که کندانسور در حالت بحرانی کار می‌کند. همان‌طور که قبلاً اشاره شد، شرایط فوق بهترین وضعیت برای عملکرد اجکتور می‌باشد.



شکل ۱۰ نمودار کارکرد سیستم در شرایط بحرانی کندانسور

شکل ۸ تغییرات نسبت مکش چرخه را بر حسب دمای اواپراتور، به‌ازای مقادیر مختلف دمای مولد بخار، نشان می‌دهد.

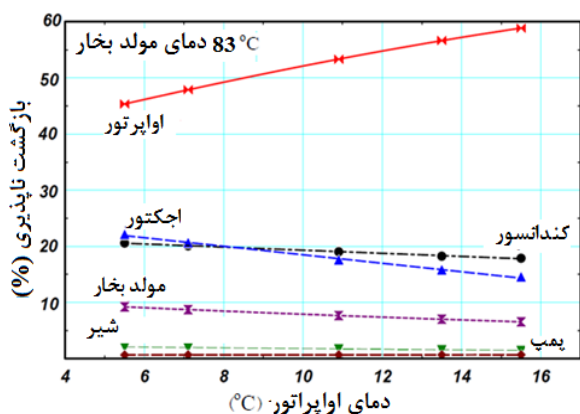


شکل ۸ تغییرات نسبت مکش با تغییر دمای اواپراتور به‌ازای مقادیر مختلف دمای مولد بخار

همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود، توافق نسبتاً خوبی بین نتایج به‌دست آمده از آزمایشگاه و مدل وجود دارد. همچنین این شکل نشان می‌دهد که در دمای ژنراتور ثابت، با افزایش دمای اواپراتور و یا با کاهش دمای مولد بخار در دمای اواپراتور ثابت، نسبت مکش زیاد می‌شود. دلیل این مطالب را می‌توان چنین توجیه کرد؛ با افزایش دمای اواپراتور، فشار اشباع آن نیز افزایش می‌یابد 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 می‌شود. به هر حال این امر باعث افزایش دمای سرمایش مورد نظر می‌شود که کیفیت برودت تولیدشده را کاهش می‌دهد. در دمای اواپراتور ثابت (فشار ثابت)، با کاهش فشار مولد، دبی جرمی سیال اولیه کمتر شده و بنابراین با سرعت پایین‌تری از نازل اولیه خارج می‌شود. سرعت خروجی کمتر، کاهش مومنتوم جریان و نتیجتاً افزایش طول اختلاط را به‌دنبال خواهد داشت. با این الگوی جریان، دبی جریان ثانویه بیشتر شده و موجب افزایش نسبت مکش می‌شود. بیشینه خطای نسبی در تخمین نسبت مکش برابر $7/67$ درصد است. همچنین، جذر متوسط خطا در محاسبه نسبت مکش، به‌ازای سه فشار مولد بخار ۷۷، ۸۳ و ۹۰ درجه سلسیوس، برابر $5/13$ درصد است.

شکل ۹ افزایش ضریب عملکرد چرخه را با دمای اواپراتور، به‌ازای مقادیر مختلف فشار مولد بخار، نمایش می‌دهد. جذر

بازگشت‌ناپذیری در اواپراتور افزایش خواهد یافت. همان‌طور که از شکل دیده می‌شود، با افزایش دمای اواپراتور، بازگشت‌ناپذیری در کندانسور تقریباً ثابت می‌ماند، در حالی که این پارامتر در اجکتور کاهش می‌یابد، به طوری که در دماهای اواپراتور بزرگ‌تر از یک مقدار خاص، بازگشت‌ناپذیری کندانسور بیشتر از مقدار آن در اجکتور است و در دماهای اواپراتور کمتر از مقدار فوق، نتیجه برعکس است. کاهش بازگشت‌ناپذیری در اجکتور با افزایش دمای اواپراتور را بدین صورت می‌توان توضیح داد: با توجه به اینکه نازل در شرایط خفگی قرار دارد، اگزرژی جریان اولیه با تغییر دمای اواپراتور ثابت خواهد ماند. از طرفی، با افزایش دمای اواپراتور، فشار بحرانی کندانسور و در نتیجه اگزرژی جریان خروجی از اجکتور افزایش می‌یابد که این مسئله باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری در اجکتور می‌شود.

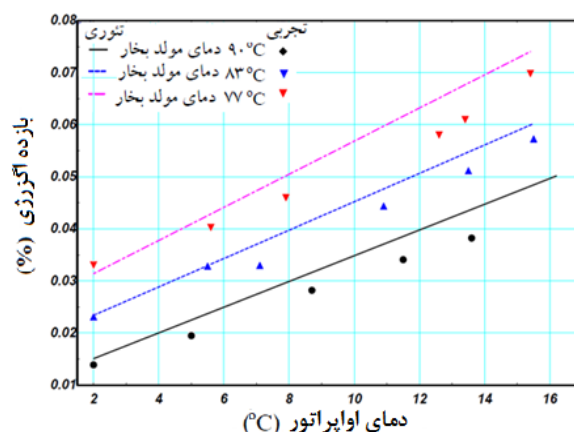


شکل ۱۲ تأثیر دمای اواپراتور بر روی اتلاف اگزرژی بخش‌های مختلف چرخه

شکل ۱۳ تغییرات اتلاف اگزرژی در اجزای چرخه را در دماهای مختلف مولد بخار با دمای ثابت اواپراتور نمایش می‌دهد. بیشینه‌بودن اتلاف اگزرژی در اواپراتور نسبت به اجزای دیگر از این شکل پیداست. همچنین شکل فوق نشان‌دهنده افزایش اتلاف اگزرژی در اجکتور و کندانسور و کاهش آن در مولد بخار و اواپراتور با افزایش دمای مولد بخار است. با افزایش دمای مولد بخار، اگزرژی جریان اولیه به میزان قابل توجهی افزایش یافته و با توجه به تغییرات نه چندان زیاد در اگزرژی جریان ثانویه و جریان خروجی از اجکتور (نسبت به جریان اولیه)، اتلاف اگزرژی در اجکتور (با توجه به بالانس اگزرژی در اجکتور) افزایش می‌یابد.

با توجه به این نمودار می‌توان نتیجه گرفت که جهت داشتن ضریب عملکرد بالا لازم است که دمای اواپراتور بالاتر بوده و دمای مولد بخار پایین باشد. تحت این شرایط باید فشار بحرانی کندانسور کاهش یابد که این کار مستلزم هزینه است، چرا که یا باید دمای آب خنک‌کاری کندانسور را پایین آورد یا دبی آن را افزایش داد.

در شکل ۱۱، تغییرات بازده قانون دوم بر حسب دمای اواپراتور در دماهای مختلف مولد بخار مشاهده می‌شود.



شکل ۱۱ تغییرات بازده قانون دوم چرخه تبرید اجکتوری نسبت به تغییرات دمای اواپراتور

افزایش بازده در اثر افزایش دمای اواپراتور از این شکل مشهود است. جذر متوسط مربع خطا در تخمین بازده قانون دوم تقریباً ۷/۸۴ درصد می‌باشد. اختلاف مقادیر تجربی و تئوری به نسبت بیشتر می‌باشد که شاید نتیجه در نظر نگرفتن تبادل گرما بین اجزا و محیط باشد.

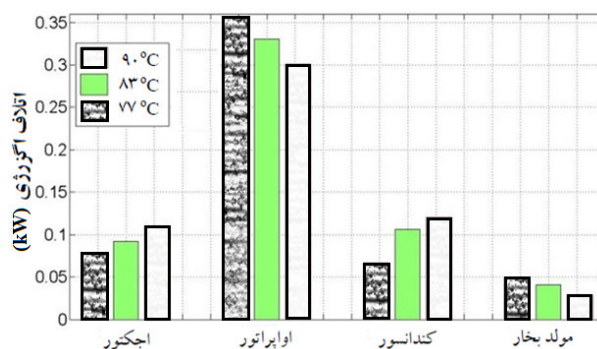
شکل ۱۲ تغییر میزان بازگشت‌ناپذیری‌ها، در اجزای چرخه را به صورت درصدی از کل بازگشت‌ناپذیری، در دماهای مختلف اواپراتور نمایش می‌دهد. همان‌طور که از شکل دیده می‌شود، بیشینه اتلاف اگزرژی در اواپراتور رخ می‌دهد، چرا که با افزایش دمای اواپراتور، علاوه بر افزایش ظرفیت سرمایشی اواپراتور، که از طریق جریان الکتریسیته به هیت‌ر موجود در اواپراتور اعمال می‌شود، اختلاف دما مابین سطح هیت‌ر و محیط سرد افزایش یافته و اتلاف اگزرژی به واسطه اختلاف دما بیشتر می‌شود. همچنین، نتایج نشان می‌دهند که با افزایش دمای اواپراتور از میزان کاهش اگزرژی جریانی جرم‌ها نیز کاسته می‌شود؛ در نتیجه طبق رابطه بالانس اگزرژی مقدار

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، یک مدل ترمودینامیکی دوبعدی برای تحلیل عملکرد اجکتور در شرایط مختلف ارائه شد. در این مدل، علاوه بر شبیه‌سازی موج ضربه، اتلافات اصطکاکی در بخش‌های مختلف اجکتور در نظر گرفته شد و نیز افت فشار ناشی از اصطکاک دیواره بخش سطح مقطع ثابت، به عنوان پارامتری مهم جهت تخمین دقیق فشار بحرانی کندانسور، در محاسبات اعمال گردید. نتایج به‌دست آمده از مدل و نیز از آزمایش‌های انجام‌شده نشان می‌دهد که با افزایش نسبت مکش، که در نتیجه افزایش دمای اوپراتور و ثابت‌ماندن فشار مولد (یا کاهش فشار مولد با ثابت‌ماندن دمای اوپراتور) امکان‌پذیر است، ضریب عملکرد افزایش می‌یابد. همچنین، افزایش دمای اوپراتور، با ثابت‌ماندن دمای مولد بخار و یا کاهش دمای مولد بخار، با ثابت‌ماندن دمای اوپراتور، باعث افزایش بازده قانون دوم می‌گردد. نتایج مؤید این مطلب است که بیشترین تلفات انرژی در اوپراتور رخ می‌دهد که یکی از علت‌های این مسئله اختلاف دمای بالا در انتقال حرارت بین مبرد و هیتر است. نهایتاً دیده می‌شود که مدل دوبعدی ارائه‌شده در این مقاله جهت پیش‌بینی رفتار اجکتور دقت بیشتری از مدل‌های ارائه شده در ادبیات فن از خود نشان می‌دهد.

۶- مراجع

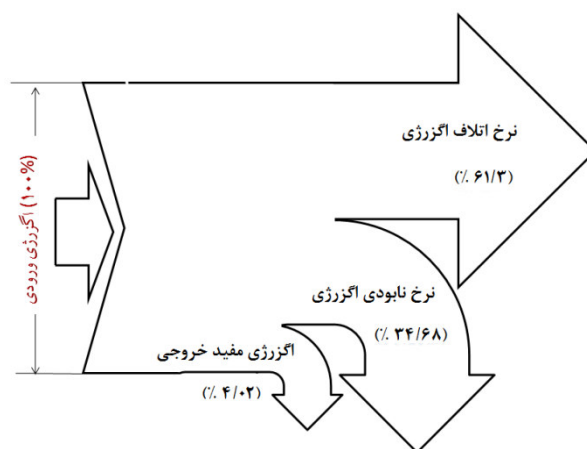
- [1] Paul J., Jahn E., "Water as Refrigerant". 19th International Congress of Refrigeration, Proceedings IV b. 20-25, August 1995, pp. 955-974.
- [2] Keenan H., Neumann E. P., Lustwerk F., "An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 21, 1950, pp. 919-929.
- [3] Munday J. T., Bagster D. F., "A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration", *Industrial Engineering and Process Design Development*, Vol. 16, No. 4, 1997, pp. 442-449.
- [4] Eames I. W., Aphornratana S., Haider H., "A Theoretical and Experimental Study of a Small-Scale Steam Jet Refrigerator", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 6, 1995, pp. 378-86.
- [5] Alexis G. K., Rogdakis E. d., "A Verification Study of Steam-Ejector Refrigeration Model", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, 2002, pp. 29-36.



شکل ۱۳ تأثیر دمای مولد بخار بر روی اتلاف انرژی اجکتورهای مختلف چرخه در دمای اوپراتور ۱۳/۵ درجه سلسیوس

در مورد مولد بخار، افزایش دمای مولد باعث افزایش اختلاف دما در انتقال حرارت می‌گردد که این مسئله باعث افزایش میزان اتلاف انرژی می‌شود. در مورد تغییرات انرژی در اوپراتور، افزایش دمای مولد بخار باعث کاهش دبی جریان ثانویه و در نتیجه کاهش ظرفیت سرمایش اوپراتور می‌شود که این دو امر کاهش میزان اتلاف انرژی در اوپراتور را به دنبال خواهند داشت.

شکل ۱۴ درصد توزیع نرخ انرژی را در چرخه تبرید اجکتوری نشان می‌دهد. همان‌گونه که از شکل پیداست، از کل انرژی ورودی به چرخه حدود ۶۱ درصد به صورت غیرمفید از چرخه تلف می‌شود. همچنین حدود ۳۵ درصد از انرژی ورودی در اجزای مختلف چرخه نابود می‌گردد؛ این درحالی است که حدود ۴ درصد از انرژی کل ورودی به صورت مفید در اوپراتور قابل دسترسی است.



شکل ۱۴ دیاگرام توزیع انرژی چرخه در دمای اوپراتور ۵/۵ و دمای مولد بخار ۷۷ درجه سلسیوس

- [10] Sun D., "Recent Developments in the Design Theories and Applications of Ejector", *Journal of the Institute of Energy*, Vol. 68, 1995, pp. 65-79.
- [11] Martin C., Goswami D. Y., "Effectiveness of Cooling Production with a Combined Power and Cooling Thermodynamic Cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 41, 2006, pp. 576-582.
- [12] Chunnanond K., Aphornratana S., "Ejectors: Applications in Refrigeration Technology", *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Vol. 8, 2004, pp. 118-129.
- [13] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., *Thermal Design and Optimization*, John Wiley and Sons, New York, 1996.
- [14] EES: Engineering Equation Solver, F-Chart Software, 2007.
- [6] Aly N. H., Aly K., Shamloul M. M., "Modeling and Simulation of Steam Jet Ejectors", *Desalination*, Vol. 12, 1999, pp. 1-8.
- [7] Selvaraju A., Mani A., "Analysis of an Ejector with Environment Friendly Refrigerants", *Applied Thermal Engineering*, 2004, Vol. 24, pp. 827-38.
- [8] Huang B. J., Chang J. M., Wang C. P., Petrenko V. A., "A 1D Analysis of Ejector Performance", *International Journal of Refrigeration*, 1999, Vol. 22, pp. 354-64.
- [9] Zhu Y., Cai W., Wen C., Li Y., "Shock Circle Model for Ejector Performance Evaluation", *Energy Conversion and Management*, 2007, Vol. 48, pp. 2533-2541.