



تجزیه و تحلیل یک سیکل تبرید اجکتوری در کولر

پیمان کریمی^{۱*}، بهنام مختاریان دهکردی^۲

۱- دانشجوی دکتری، گروه مکانیک، واحد نجف آباد، کارشناس مکانیک صنایع سیمان شهرکرد، ایران.

۲- کارشناسی ارشد، گروه مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، واحد شهرکرد، دانشگاه آزاد اسلامی، شهرکرد، ایران.

چکیده

در این تحقیق برای بررسی سیکل تبرید اجکتوری به روش طراحی دمای اواپراتور ثابت و برابر ۲۱ درجه سانتیگراد قرار داده شده است و جداولی که نتایج بدست آمده از شبیه سازی برای دماهای مختلف کندانسور و مبردهای مختلف مورد مطالعه در این تحقیق می باشند.

کلمات کلیدی: اجکتور، سیکل تبرید، مبرد، سرمایش

مقدمه

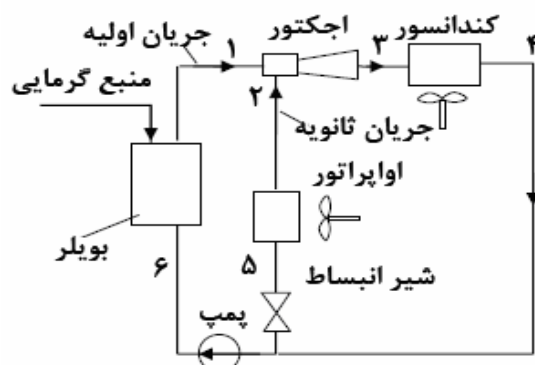
سیکل تبرید اجکتوری به دلیل ایجاد سرمایش مورد نیاز ساختمان ها با استفاده از منابع انرژی با کیفیت پایین امروزه مورد توجه محققین زیادی قرار گرفته است. با وجود اینکه این سیکل در مقایسه با سیکل تبرید تراکمی از راندمان کمتری برخوردار است ولی مصرف کم برق آن و همچنین نبود قطعات متحرک در این سیستم ها می تواند دلیل قانع کننده ای برای جایگزینی این سیکل ها به جای سیکل های تبرید تراکمی معمولی باشد. هدف از انجام این تحقیق بررسی عوامل موثر بر عملکرد سیکل تبرید اجکتوری می باشد. در کل کارایی سیکل تبرید اجکتوری به سه عامل مهم بستگی دارد که این سه عامل به ترتیب شامل دما و فشار مبرد در نقاط مختلف اجکتور (بویلر، کندانسور و اواپراتور)، هندسه اجکتور و نوع مبرد استفاده شده جهت سرمایش می باشد. در این تحقیق به دو روش کارایی اجکتور مورد بررسی قرار گرفته است که در روش اول که در این تحقیق به روش هندسه ثابت از آن یاد می شود، هندسه اجکتور ثابت در نظر گرفته شده است و تغییرات راندمان با تغییر فشار و دمای مبرد در نقاط مختلف سیکل بدست می آید. محققینی که در عرصه اجکتور فعالیت داشته اند به بررسی کارایی اجکتور و مقایسه عملکرد آنها با استفاده از مبردهای مختلف استفاده شده در سیکل با هندسه ثابت پرداخته اند. ولی آنچه که مشخص است، این مطلبی باشد که یک سیکل تبرید اجکتوری که جهت ایجاد سرمایش برای اهداف تهویه مطبوع طراحی می شود، همیشه با یک دمای ثابت کندانسور و اواپراتور روبرو می باشد و عواملی که به طراح اختیار عمل می دهد شامل دمای بویلر، نوع مبرد و هندسه اجکتور می باشد، که در روش دوم که به



روش طراحی از آن یاد می‌شود به این بخش پرداخته شده‌است. در این قسمت دمای کندانسور و اواپراتور ثابت در نظر گرفته شده و مقدار دمای بویلری و هندسه ای که می‌تواند مقدار نسبت مکش ثابتی را که از اجکتور مطالبه شده برای طراح فراهم کند، بدست می‌آید.

بیان مسئله، نوآوری و ذکر اهداف

سیکل تبرید با اجکتور مزایای مختلفی نسبت به سیکل‌های تبرید تراکمی متداول دارد. این سیکل با قدرت گرمایی کار میکند. بنابراین با توجه به آنکه در اکثر فرایندهای صنعتی از انرژی حرارتی حاصل از سوزاندن سوخت‌های فسیلی استفاده می‌شود میتوان با انرژی حرارتی قابل بازیافت، از این سیکل تبرید استفاده نمود. این امر از نقطه نظر زیست محیطی نیز حائز اهمیت است و باعث کاهش انتشار آلاینده‌ها در محیط میشود. نکته مهم دیگر آنکه میتوان در این سیستم از انرژی خورشیدی و حرارت بازیافت استفاده کرد و به همان نسبت میزان الکتریسیته خریداری شده برای اجزاء سیستم‌های تبرید تراکمی کاهش مییابد. از آنجا که سیکل تبرید با اجکتور دارای قسمت متحرک (به جز پمپ) نیست، در نتیجه بیهیاز از روغنکاری می‌باشد، دارای عمر طولانی و قابلیت اعتماد زیاد است و هزینه‌ی نگهداری و تعمیر پایینی دارد. سیکل‌های تبرید معمولی جهت استفاده از کمپرسور از انرژی الکتریکی زیادی استفاده می‌کنند. به خاطر اینکه وظیفه کمپرسور فشرده کردن سیالات در فاز گازی می‌باشد، و چون حجم مخصوص سیالات در فاز گازی زیاد می‌باشد، در نتیجه کار جریان در این پروسه زیاد می‌باشد. بنابراین کمپرسور به انرژی الکتریکی زیادی جهت فشرده کردن گازها نیاز دارد. محققین به خاطر مصرف زیاد انرژی الکتریکی در سیکل تبرید تراکمی معمولی به دنبال جایگزینی برای کمپرسور بودند تا بتوانند با مصرف کمتر برق سرمایه‌های مطبوعی را ایجاد کنند که یکی از این جایگزینی‌ها در سیکل تبرید اجکتوری اتفاق افتاد. سیکل تبرید اجکتور بخار شبیه سیکل تبرید تراکمی است. با این تفاوت که در این سیکل بجای کمپرسور از یک سیکل گردش مایع شامل پمپ، بویلر و اجکتور استفاده شده است. طرح ترسیمی سیکل را نشان میدهد که در آن بویلر، اجکتور و پمپ به جای کمپرسور در شکل ۱ سیکل‌های تراکمی بخار متداول استفاده شده است. همانطور که در شکل نشان داده شده سیکل تبرید اجکتوری شامل قسمت‌های بویلر، اجکتور، اواپراتور، کندانسور، پمپ و شیر انبساط می‌باشد.



شکل ۱-دیگرام سیکل تبرید اجکتوری



گرمای داده شده در بویلر به سیال مبرد دمای آن را بالا میبرد و آن به عنوان سیال اولیه وارد اجکتور میشود و باعث میشود تا سیال فشار پایین را از اواپراتور مکش کند و به حرکت درآورد و در نتیجه فشار در اواپراتور پایین می آید و در نتیجه دمای تبخیر کاهش می یابد (سرمايش در دمای پایینتری صورت میگیرد) که این امر یکی از اهداف سیکل می باشد . و اجکتور، بخار (سیال ثانویه) را تا فشار کندانسور متراکم میکند و سیال مخلوط شده وارد کندانسور می شود . به علت بالا بودن فشار، فرایند تقطیر در کندانسور در دمای بالاتری انجام می پذیرد. قسمتی از سیال مبرد توسط پمپ به سمت بویلر میرود و باقیمانده به وسیله شیر انبساط وارد اواپراتور میشود. همانطور که در بالا گفته شده به سیال موجود در بویلر حرارت داده شده تا دمای آن بالا رفته و سیال وارد اجکتور شود و همچنین از سیالی که از طرف اواپراتور وارد اجکتور می شود قبل از ورود جهت عملیات تبخیر گرمای محیط را گرفته و عملیات تبرید را انجام می دهد . بنابراین در تعدادی از تحقیقات نشان داده شده از پیش گرمکن و پیش سردکن به سیستم متداول افزوده - همانطور که در شکل ۱ مشاهده می شود تا ضریب عملکرد سیکل بهبود یابد.

عوامل موثر بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری

در همه سیکل های ترمودینامیکی عواملی وجود دارد که با رعایت آنها می توان کمک موثری بر راندمان سیکل کرد . یکی از این سیکل ها، سیکل تبرید اجکتوری می باشد که از این قاعده مستثنا نمی باشد. عوامل موثر بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری بدین صورت می باشد:

۱- دما و فشار در نقاط مختلف سیکل

۲- سیال مبرد

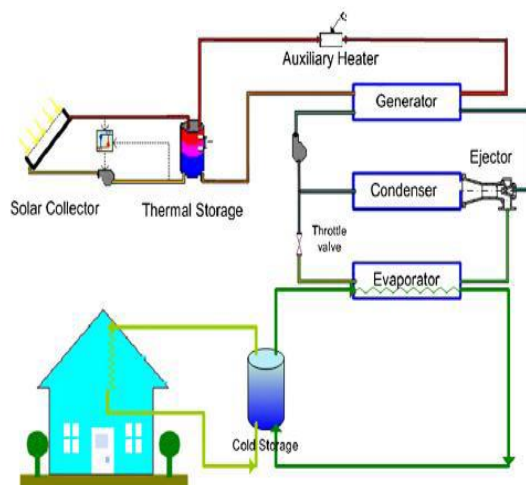
۳- هندسه و ساختمان اجکتور

جدول ۱- خواص مبردهای مختلف سیکل تبرید اجکتوری

	R-11	R-12	R-113	R-123	R-141b	R-134a	R-718b (water)
Boiling point at 1 atm (°C)	23.7	-29.8	47.6	27.9	32.1	-26.1	100.0
Pressure at 100 °C (kpa)	824	3343	438	787	677	3972	101
Molecular mass (kg/kmol)	137.38	120.92	187.39	152.93	116.9	102.03	18.02
Latent heat at 10 °C (kJ/kg)	186.3	147.6	155.3	176.8	129.4	190.9	2257.0
Global warming potential (GWP)	1	3	1.4	0.02	0.15	0.26	0
Ozone depletion potential (ODP)	1	0.9	0.8	0.016	0	0.02	0
Wet/dry vapour	Wet	Wet	Dry	Dry	Dry	Wet	Wet

^a GWP scale range from 0 to 1 (for CO₂, GWO = 1). ODP scale range from 0 to 1.9 (for R11, ODP = 1).

شکل (۲) شماتیک سیکل تبرید اجکتوری با استفاده از کلکتور خورشیدی را نشان می دهد.



شکل ۲- سیکل تبرید اجکتوری با استفاده از کلکتور خورشیدی

معرفی اجکتور

اجکتور^۱ قلب سیستم تبرید با اجکتور در سال ۱۹۰۱ برای خارج کردن هوا از کندانسور موتور بخار توسط چارلز پارسنز^۲ اختراع شد و در سال ۱۹۱۰ توسط موریس لبلنک^۳ در اولین سیکل تبرید اجکتوری با اجکتور بخار استفاده گردید. اجکتور وسیله ای است که می تواند به کمک انرژی جنبشی یک سیال (جریان اولیه یا محرک^۴) سیالی دیگر جریان ثانویه^۵ را مکش کند و به حرکت درآورد که این دو سیال در تماس مستقیم با هم می باشند در واقع اجکتور یک پمپ خلاء بسیار ساده ای است بدون اینکه دارای پیستون، سوپاپ، روتور یا هر جز متحرک دیگری باشد. به طور کلی دو نوع متعارف اجکتور وجود دارد که در نوع اول سیال محرک، آب یا مایعی تحت فشار است و در نوع دوم سیال محرک، بخار یا سیالی تراکم پذیر می باشد. اجکتورهای مایع برای تامین خلاء به نسبت کم و یا مخلوط کردن مایعات مورد استفاده قرار می گیرند اما اجکتورهای بخار برای تامین خلاء به نسبت زیاد و یا حفظ خلاء در یک سیستم به کار می روند.

پارامترهای مهم در عملکرد اجکتور

برای بیان و بررسی عملکرد اجکتور، یک سری پارامترها به صورت زیر تعریف می شوند:

- ۱- فشار محرک: فشار سیال اولیه در ورودی نازل اولیه
- ۲- فشار مکش: فشار ورودی سیال ثانویه به اجکتور
- ۳- فشار تخلیه: فشار سیال مخلوط شده در خروجی اجکتور
- ۴- نسبت تراکم*: نسبت فشار تخلیه به فشار ثانویه

1 - Ejector
2 - Charles Parsons
3 - Maurice leblanc
4 - Primery flow



۵-نسبت انبساط : نسبت فشار اولیه به فشار ثانویه

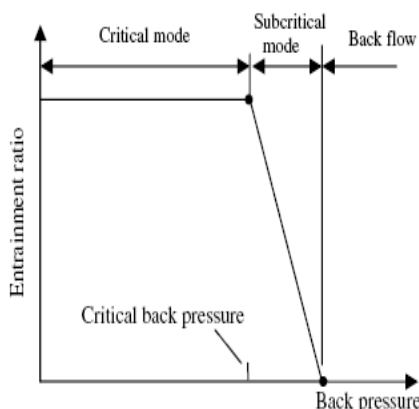
۶-نسبت مکش : نسبت دبی جرمی سیال ثانویه به سیال اولیه

۷-ظرفیت : مقدار دبی جرمی که اجکتور در شرایط طراحی می تواند از ورودی ثانویه خود عبور دهد.

اجکتورهای بخار همان طور که از اسم شان پیداست دارای سیال محرک بخار می باشند. در هنگام کارکرد، بخار با فشار بالا به عنوان سیال اولیه و به وسیله نازل منبسط شده و فشارش کاهش می یابد که این امر سبب مکش سیال ثانویه می گردد و دو سیال در محفظه اختلاط با هم مخلوط می شوند و سپس توسط دیفیوزر فشار سیال مخلوط شده افزایش یافته و از اجکتور بخار خارج می گردد. اجکتور بخار دارای نازل اولیه، ناحیه اختلاط و دیفیوزر می باشد.

فشار تخلیه

عملکرد یک اجکتور تابعی از فشار تخلیه(فشار کندانسور) می باشد. با توجه به فشار کندانسور، عملکرد این سه ناحیه را - اجکتور را برای دمای بویلر و اواپراتور ثابت می توان به سه ناحیه تقسیم کرد. شکل ۳ بدین گونه به تصویر کشیده است:



شکل ۳- نمودار تغییرات فشار و سرعت در اجکتور

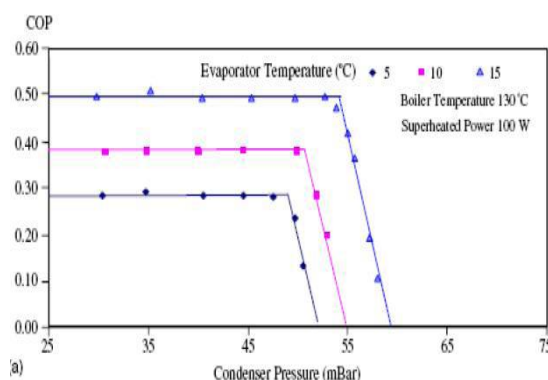
فشار محرک

فشار طراحی بخار محرک برای اجکتور بخار بین ۵۰ psig تا ۲۰۰ psig می باشد. با افزایش فشار بخار از میزان مصرف بخار کاسته می شود اما این کاهش در مصرف برای فشارهای بخار بیشتر از ۳۵۰ psig ناچیز است. البته این مطلب را باید گفت که یک اجکتور بخار زمانی اقتصادی و بهینه کار می کند که مقدار سیال برابر مقدار شرایط طراحی باشد. برای اجکتورهایی که در فشارهایی کمتر از ۵۰ psig کار می کنند میزان بیشتری بخار مورد نیاز است.



فشار مکش (فشار ثانویه)

اگر دمای سیال ثانویه (فشار ثانویه) افزایش یابد این افزایش فشار تاثیر تراکمی بر روی موج انبساطی می گذارد (فشار استاتیک در محفظه اختلاط افزایش می یابد) و این باعث می گردد مکان سطح موثر به پایین دست جریان انتقال یابد و کانال مکش بزرگتر و طولانی تر گردد که به همین دلیل مقدار بیشتری سیال ثانویه با فشار بالاتر وارد محفظه اختلاط شود این افزایش فشار ثانویه سبب افزایش شار جرمی سیال ثانویه می شود و در نتیجه COP سیکل تبرید افزایش می یابد. همچنین فشار بحرانی کندانسور بزرگتر می شود. زیرا سیال مخلوط شده به دلیل ورود سهم بیشتر سیال ثانویه فشار بالا، دارای مومنتوم بالاتری است و اگر فشار سیال ثانویه پایین بیاید سبب کاهش شار جرمی ورودی سیال ثانویه می شود. این موضوع در شکل ۴ برای نتایج آزمایشی یک اجکتور نشان داده شده است که دمای اواپراتور همان دمای سیال ثانویه است. پس تنها عاملی که سبب افزایش همزمان ظرفیت سرمایش و فشار بحرانی کندانسور می گردد افزایش فشار اواپراتور است که البته این افزایش سبب می گردد دمای مطلوب سرمایش نیز افزایش یابد.



شکل ۴- اثر افزایش فشار در اواپراتور بر COP

ارثه‌ی نتایج و بحث

مقایسه ضریب عملکرد سیکل تبرید حاصل از مدلسازی با نتایج تجربی:

برنامه کامپیوتری برای سه مدل یک بعدی گاز ایده آل، مدل دو فازی و دایره شوک (که یک مدل دو بعدی گاز ایده آل می باشد) به وسیله نرم افزار EES نوشته شده است و برای خصوصیات ترمودینامیکی میردهای مختلف از توابع ترمودینامیکی ای که در خود همین نرم افزار تعریف شده است استفاده می شود و همچنین مقادیر $\eta_n = 0.58$ ضریب کارایی نازل اولیه و $\eta_m = 0.95$ ضریب کارایی (اختلاط) و $\eta_d = 0.8$ ضریب کارایی دیفیوزر) برای مدل گاز ایده آل، مقادیر $\psi_p = 0.85$ (ضریب کارایی آیزنتروپیک جریان اولیه $\psi_s = 0.85$ ضریب کارایی آیزنتروپیک جریان ثانویه) و $\psi_{exp} = 0.7225$ ضریب انبساط جریان بعد از خروج از نازل و مقادیر $\eta_n = 0.7$ ضریب کارایی نازل اولیه $\eta_{bc} = 0.8$ (ضریب کارایی ناحیه bc) $\eta_d = 0.8$ ضریب کارایی دیفیوزر (را برای) مدل دوفازی فرض می کنیم. به کمک نسبت جرمی بدست آمده از این دو مدل ضریب عملکرد سیکل تبرید محاسبه شده و این نتایج با نتایج تجربی در جدول ۵-۱ مقایسه شده اند. همچنین در جدول ۵-۲ مقایسه ای بین روش گاز ایده آل و دایره شوک موجود می باشد.



جدول ۲- مقایسه نتایج شبیه سازی اجکتور به دو روش گاز ایده آل و دوفازی

T_b	T_c	T_e	تجربی [۲۳]	دو فازی		انحراف %	گاز ایده آل یک بعدی		انحراف %
			COP	ω	COP		ω	COP	
۱۲۵	۲۷٫۸	۵	۰٫۳۴۴۲	۰٫۳۹۲	۰٫۳۶۱	۴٫۸۸	۰٫۴۰۰	۰٫۳۶۹	۷٫۲۰
۱۲۰	۲۶٫۵	۵	۰٫۴۰۴۴	۰٫۴۵۱	۰٫۴۱۷	۳٫۱۲	۰٫۳۹۲	۰٫۴۰۶	۰٫۱۶
۱۳۰	۳۱٫۵	۷٫۵	۰٫۳۵۵۳	۰٫۴۰۷	۰٫۳۷۴	۵٫۲۶	۰٫۳۷۵	۰٫۳۴۵	۲٫۹۰
۱۲۵	۲۹٫۵	۷٫۵	۰٫۴۱۸۹	۰٫۴۸۰	۰٫۴۲۳	۰٫۹۸	۰٫۴۴۴	۰٫۴۱۰	۲٫۱۲
۱۲۰	۲۷٫۳	۷٫۵	۰٫۵۰۰۴	۰٫۵۴۳	۰٫۵۰۳	۰٫۵۲	۰٫۵۲۸	۰٫۴۸۹	۲٫۲۸
۱۴۰	۳۶٫۳	۱۰	۰٫۳۰۹۳	۰٫۳۶۱	۰٫۳۳۱	۷٫۰۱	۰٫۳۲۰	۰٫۲۹۳	۵٫۲۷
۱۳۵	۳۴٫۰	۱۰	۰٫۳۸۹۲	۰٫۴۱۸	۰٫۳۸۵	۱٫۰۸	۰٫۳۹۳	۰٫۳۶۱	۷٫۲۴
۱۳۰	۳۱٫۹	۱۰	۰٫۴۷۳۴	۰٫۴۸۰	۰٫۴۴۳	۶٫۴۲	۰٫۴۶۵	۰٫۴۲۹	۹٫۳۸
۱۲۵	۳۰٫۰	۱۰	۰٫۵۳۷۴	۰٫۵۳۵	۰٫۴۹۵	۷٫۸۹	۰٫۵۴۲	۰٫۵۰۱	۶٫۷۷
۱۲۰	۲۸٫۳	۱۰	۰٫۵۸۶۲	۰٫۵۹۳	۰٫۵۵۱	۶٫۰۰	۰٫۶۱۳	۰٫۵۶۹	۲٫۹۳

با مقایسه نتایج شبیه سازی اجکتور به دو روش گاز ایده آل و دوفازی طبق جدول ۲ می توان به این نتیجه رسید که شبیه سازی به روش دوفازی جوابهای دقیق تری نسبت به روش گاز ایده آل می دهد. پس می توان بخار آب را یک سیال عامل مرطوب تلقی کرد و از طرف دیگر دیده می شود که اختلاف بین دو شبیه سازی قابل توجه نمی باشد. به دلیل پایین بودن فشار و بالا بودن دما در فرایند اختلاط، بخار آب را با دقت بالایی میتوان گاز ایده آل در نظر گرفت. پس با توجه به اینکه شبیه سازی به روش گاز ایده آل ساده تر می باشد می توان با دقت بالایی شبیه سازی را به روش گاز ایده آل انجام داد. در مقایسه دیگری که بین شبیه سازی حالت یک بعدی گاز ایده آل و دایره شوک (حالت دوبعدی گاز ایده آل می باشد) صورت گرفته که در جدول ۳ نشان داده شده است.

جدول ۳- حالت دوبعدی گاز ایده آل

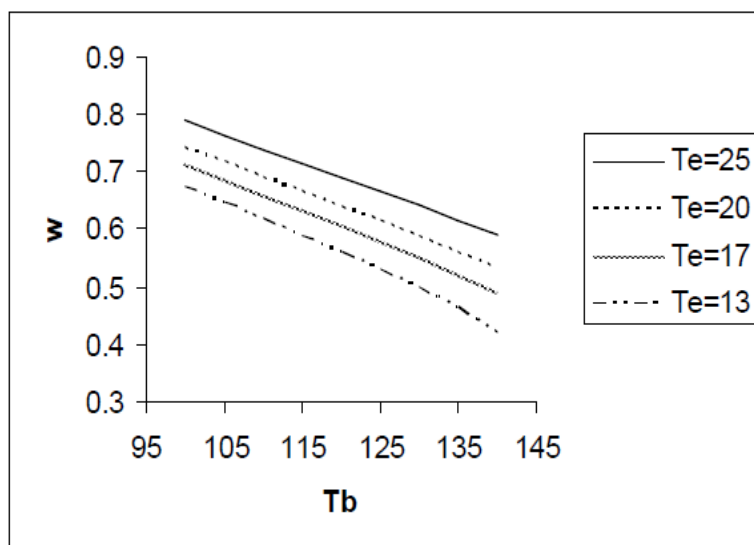
T_b	T_e	تجربی [۲۳]	گاز ایده آل یک بعدی	انحراف %	دایره شوک	انحراف %
		ω	ω		ω	
۱۲۰	۵	۰٫۲۵۶	۰٫۲۶۷۹	۴٫۶۱	۰٫۲۴۳۱	۵٫۰۳
۱۲۵	۵	۰٫۳۱۳	۰٫۳۵۲۰	۱۸٫۳۲	۰٫۲۲۷۲	۶٫۷۱
۱۳۰	۵	۰٫۱۷۵	۰٫۳۱۴۶	۲۲٫۶۱	۰٫۱۹۱۴	۹٫۳۲
۱۳۵	۵	۰٫۱۳۸	۰٫۱۶۳۹	۱۸٫۸۲	۰٫۱۵۲۲	۱۰٫۳۹
۱۴۰	۵	۰٫۱۱۹	۰٫۱۴۲۱	۱۹٫۴۱	۰٫۱۳۰۱	۹٫۳۲
۱۲۰	۱۰	۰٫۳۵۸	۰٫۳۳۰۷	۷٫۶۰	۰٫۳۴۴۷	۳٫۷۱
۱۲۵	۱۰	۰٫۳۳۱	۰٫۳۱۶۷	۴٫۳۰	۰٫۳۲۷۳	۱۱٫۱۷
۱۳۰	۱۰	۰٫۲۹۴	۰٫۳۰۲۵	۲٫۹۱	۰٫۲۸۹۳	۱٫۶۰
۱۳۵	۱۰	۰٫۲۴۸	۰٫۲۸۷۷	۱۶٫۱۴	۰٫۲۵۷۶	۳٫۸۷
۱۴۰	۱۰	۰٫۱۹۸	۰٫۲۴۱۸	۲۲٫۱۸	۰٫۲۱۹۸	۱۱٫۰۱

همان طور که در جدول بالا نشان داده شده است در روش دایره شوک جوابهای دقیق تری داده شده است و نشان می دهد که جریان واقعی اجکتور نسبت به حالت یک بعدی انحراف دارد و ذاتاً دو بعدی می باشد.



شبیه سازی اجکتور برای هندسه ثابت

در شبیه سازی اجکتور با فرض گاز ایده آل با نسبت هندسی مشخص $(\frac{A_3}{A_1} = 90), (\frac{A_2}{A_1} = 12)$ بخار آب دمای سیال اولیه (بویلر) را در بازه دمایی ۱۰۰ تا ۱۴۰ درجه سانتیگراد و دمای سیال ثانویه (اوپراتور) در بازه دمایی ۱۰ تا ۲۵ درجه سانتیگراد تغییر داده شد و نتایج بدست آمده که در این قسمت به ارائه آن پرداخته خواهد شد.

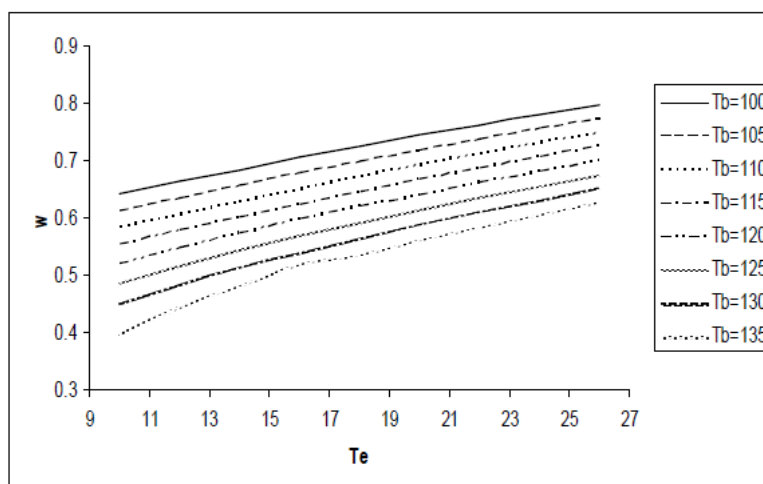


شکل ۵- تغییرات نسبت مکش برای دمای سیال اولیه مختلف برای دمای سیال ثانویه ثابت

همانطور که در شکل ۵ دیده می شود برای یک هندسه مشخص با افزایش دمای سیال اولیه نسبت مکش کاهش پیدا کرده یعنی نسبت مقدار سیال ثانویه به سیال اولیه با افزایش دمای بویلر کاهش می یابد و این نتیجه منطقی می باشد زیرا با افزایش دما، مقدار شدت جرمی وارد شده سیال اولیه افزایش می یابد، پس مخرج کسر افزایش می یابد و از طرف دیگر با بالا رفتن دمای سیال اولیه (در حالت بخار اشباع)، فشار سیال اولیه افزایش یافته در نتیجه فشار سیال در حال خروج از نازل اولیه به نسبت حالت قبل از آن که دمای بویلر کمتر بوده، افزایش می یابد پس بنابراین اختلاف بین فشار در این حالت (حالت خروج از نازل اولیه) با فشار سیال ثانویه کمتر می شود و با توجه به این که شدت جرمی جریان متناسب با اختلاف فشار دو طرف جریان می باشد و چون در این حالت اختلاف فشار کمتر می شود بنابراین شدت جرمی سیال ثانویه کاهش یافته پس صورت کسر هم کم شده بنابراین نسبت جرمی کاهش می یابد.

**اثر تغییر دمای سیال ثانویه بر نسبت مکش در هندسه مشخص**

نتیجه دیگری که از این شبیه سازی بدست تغییرات نسبت مکش برای دماهای مختلف اواپراتور می باشد که در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۶- تغییرات نسبت مکش برای دمای سیال ثانویه مختلف برای دمای سیال اولیه ثابت

همانطور که در شکل ۶ دیده می شود برای دماهای بویلر ثابت با افزایش دمای سیال ثانویه نسبت مکش افزایش یافته است. می توان علت این اتفاق را در اختلاف بیشتر فشار بین سیال ثانویه و سیال محرک تخلیه شده از نازل اولیه یافت. دیده می شود برای دماهای بویلر ثابت با افزایش دمای سیال ثانویه نسبت مکش افزایش یافته است. می توان علت این اتفاق را در اختلاف بیشتر فشار بین سیال ثانویه و سیال محرک تخلیه شده از نازل اولیه یافت. در هر دو نمودار بالا با بالا رفتن دمای سیال اولیه و سیال ثانویه فشار و دمای سیال خروجی از اجکتور افزایش می یابد و دلیل آن را می توان در قانون بقای انرژی جستجو کرد. حال این سؤال پیش می آید که در یک اجکتور با نسبتهای هندسی ثابت اگر هم زمان دمای سیال اولیه و سیال ثانویه با هم کم و زیاد شوند چه اتفاقی برای نسبت مکش بدست آمده می افتد.

اثر تغییر نسبت تراکم بر نسبت مکش برای هندسه مشخص

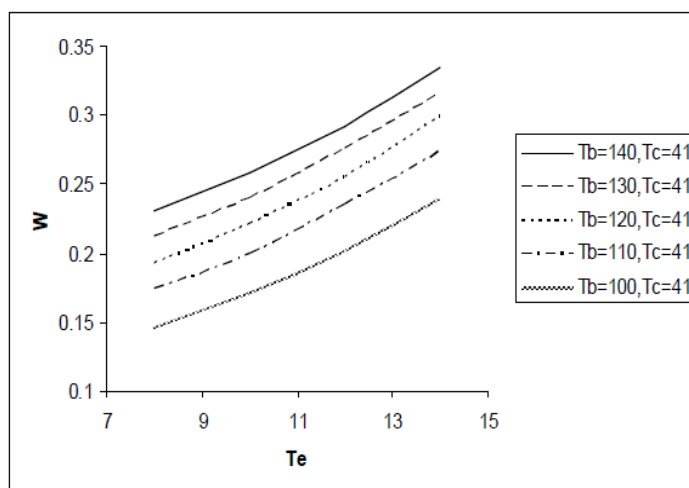
همانطور که در فصل قبل گفته شد نسبت تراکم برابر نسبت فشار سیال خروجی از اجکتور به نسبت فشار سیال ورودی به اجکتور می باشد و نتایج بدست آمده نشان می دهد که این نسبت تاثیر زیادی بر روی نسبت مکش می گذارد شکل ۳-۵ نسبت این تاثیر نشان داده شده است.



شبیه سازی اجکتور براساس پارامترهای طراحی

در طراحی اجکتور مخصوصاً برای سیکل های تبرید با شرایط دیگری غیر از شرایط قسمت قبل روبرو می باشیم، شرایط در این روش بدین گونه می باشد که کسی که اجکتور مناسب را انتخاب می کند با شرایط دمای سیال اولیه، دمای سیال ثانویه و دمای سیال در خروجی اجکتور را به عنوان ورودی دارد و با توجه به چنین داده هایی می خواهد مقدار خاصی نسبت مکش را از اجکتور طلب کند و با توجه به این نسبت مکش، نسبت هندسی مورد نظر را بدست می آورد. که به این نسبت هندسی نسبت هندسی بهینه گفته می شود.

اثر تغییر دمای سیال اولیه بر نسبت مکش در هندسه بهینه



شکل ۷- تغییرات نسبت مکش برای دماهای بویلر مختلف برای دماهای ثابت اواپراتور و کندانسور

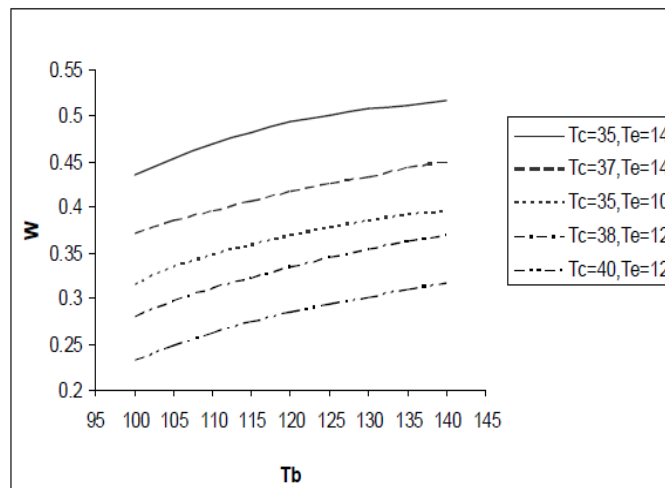
در شکل ۷ دیده می شود که با ثابت بودن دمای سیال ثانویه (اواپراتور) و دمای پشت اجکتور (کندانسور) با افزایش دمای

سیال اولیه، نسبت مکش افزایش می یابد و می توان دلیل این اتفاق را در افزایش $\left(\frac{p_b}{p_c}\right)$ نسبت فشار سیال محرک بر

فشار پشت اجکتور جستجو کرد.



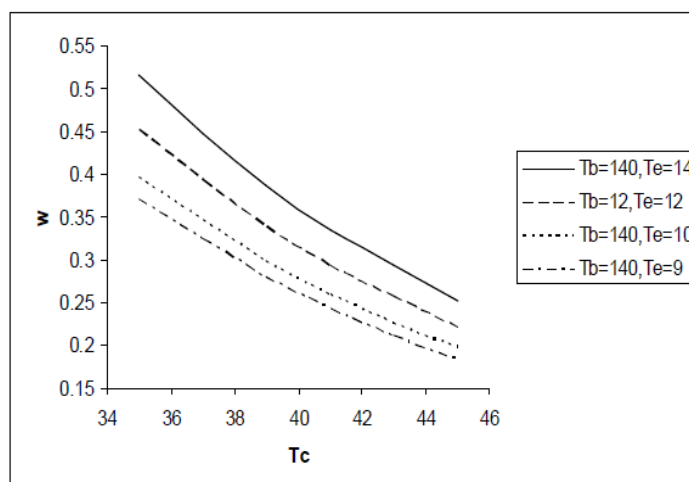
اثر تغییر دمای سیال ثانویه بر نسبت مکش در هندسه بهینه



شکل ۸- تغییرات نسبت مکش برای دماهای اواپراتور مختلف برای دماهای ثابت بویلرو کندانسور

در این قسمت همانطور که انتظار می‌رفت به دلیل اختلاف فشار بیشتر بین فشار اختلاط و فشار سیال ثانویه با افزایش دمای سیال ثانویه نسبت مکش افزایش یافته است.

اثر تغییر دمای کندانسور بر نسبت مکش در هندسه بهینه

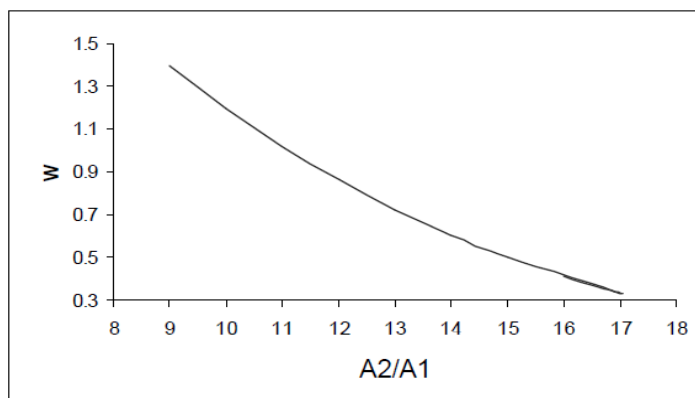


شکل ۹- تغییرات نسبت مکش برای دماهای کندانسور مختلف برای دماهای ثابت بویلرو اواپراتور

در شکل ۹ همانطور که انتظار می‌رفت که با افزایش دمای کندانسور نسبت مکش کاهش می‌یابد.

**تأثیر نسبت مساحت خروجی نازل اولیه به مساحت گلوگاه**

در این قسمت با ثابت در نظر گرفتن فشار و دمای سیال اولیه و ثانویه و همچنین ثابت در نظر گرفتن نسبت هندسی ($\frac{A_3}{A_1} = 102$) و با تغییر دادن نسبت ($\frac{A_2}{A_1}$) مقدار تغییرات نسبت مکش بر اساس شکل ۴-۶ برای دمای سیال اولیه ۱۲۰ درجه سانتیگراد و دمای سیال ثانویه ۲۵ درجه سانتیگراد بدست آمده است.

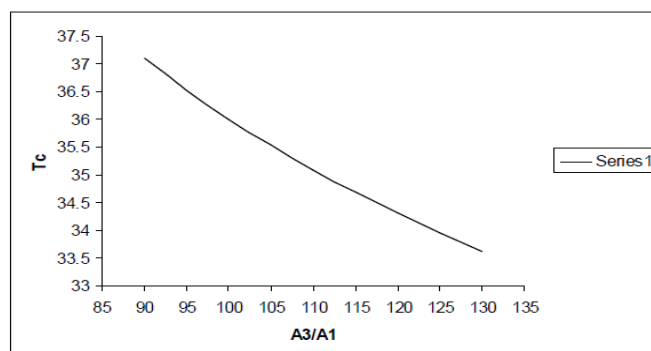


شکل ۱۰- تغییرات نسبت مکش برای نسبت های مختلف هندسی نازل اولیه

همان طور که در نمودار بالا مشاهده می شود با افزایش نسبت هندسی در نازل اولیه نسبت مکش در اجکتور کاهش می یابد و از طرف دیگر نسبت هندسی بیشتر مستلزم استفاده از هندسه بزرگتری می باشد پس می توان گفت که برای رسیدن به نسبت مکش بالاتر، مفیدتر است که از یک نسبت هندسی کوچکتری استفاده کرده شود.

تأثیر نسبت مساحت قسمت سطح ثابت به مساحت گلوگاه

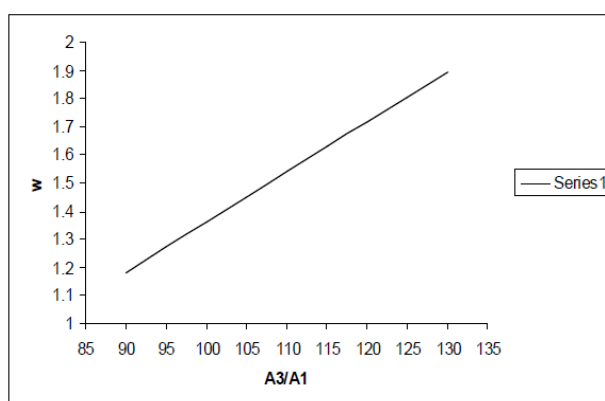
در این قسمت با ثابت در نظر گرفتن فشار و دمای سیال اولیه و ثانویه و همچنین ثابت در نظر گرفتن نسبت هندسی ($\frac{A_2}{A_1} = 9$) و با تغییر دادن نسبت ($\frac{A_3}{A_1}$) مقدار تغییرات نسبت مکش بر اساس شکل ۱۱ برای دمای سیال اولیه ۱۲۰ درجه سانتیگراد و دمای سیال ثانویه ۲۵ درجه سانتیگراد بدست آمده است.



شکل ۱۱- تغییرات نسبت مکش برای نسبت های مختلف مساحت قسمت سطح ثابت به گلوگاه نازل اولیه



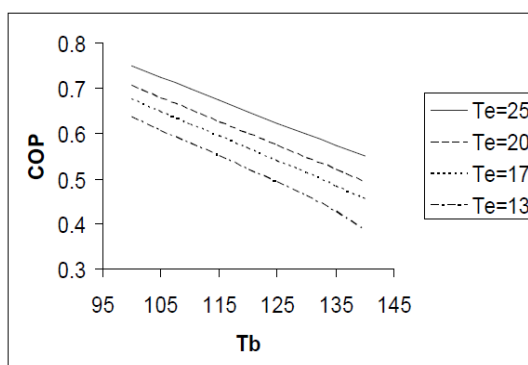
با توجه به نمودار بالا دیده می شود که هنگامی که این نسبت هندسی افزایش پیدا می کند مقدار نسبت مکش هم با یک رابطه تقریباً خطی افزایش پیدا می کند . دلیل عمده این اتفاق را می توان در کم شدن فشار پشت (کندانسور) جست . زیرا با افزایش این نسبت فشار و دمای پشت اجکتور کاهش یافته و با توجه به ثابت بودن فشار سیال ثانویه (اوپراتور) شاهد کاهش نسبت بوده و با توجه به شکل ۴-۲ این اتفاق توجیه فیزیکی پیدا می کند. شکل ۱۲ نشان دهنده تغییرات دمای پشت با تغییر این نسبت هندسی می باشد .



شکل ۱۲- تغییرات دمای پشت اجکتور برای نسبت های مختلف مساحت سطح ثابت به گلوگاه نازل اولیه
حال باید به این سؤال پاسخ داد که آیا با توجه به اینکه در شکل ۴-۷ دیده شد، می شود با افزایش نسبت هندسی $(\frac{A_3}{A_1})$ نسبت مکش را افزایش داد ؟

جواب این سؤال با توجه به فرض ایده آل بودن گاز و عدم لزجت سیال در درون اجکتور نامشخص می باشد زیرا آنچه که مشخص می باشد این است که با فرض وجود لزجت در سیال می توان شاهد افت اصطکاکی بود و این افت اصطکاکی، طراح چنین سیستم هایی را محدود به کاهش طول اجکتور کرده و از طرفی اگر طراح بخواهد چنین نسبت هندسی را در طول کمی از اجکتور لحاظ کند باید زاویه دیفیوزر نازل را در اجکتور افزایش دهد که این اتفاق می تواند باعث تولید شوک مایل و از طرف دیگر جریان برگشتی در اجکتور گردد.

اثر تغییر دمای بویلر بر راندمان سیکل در هندسه مشخص



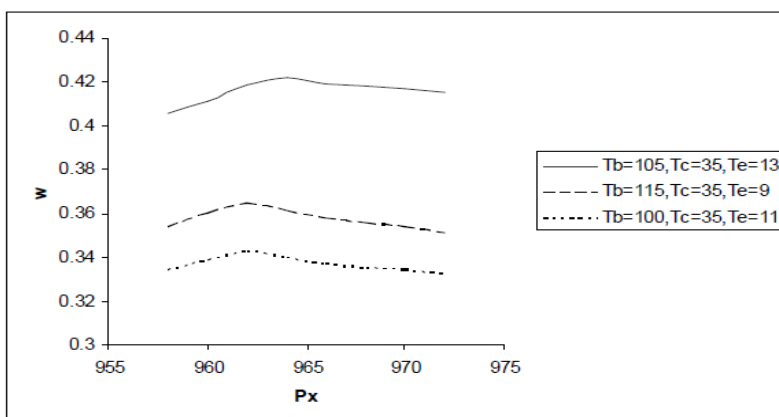
شکل ۱۳ - تغییرات راندمان سیکل برای دماهای مختلف بویلر برای دمای اوپراتور ثابت



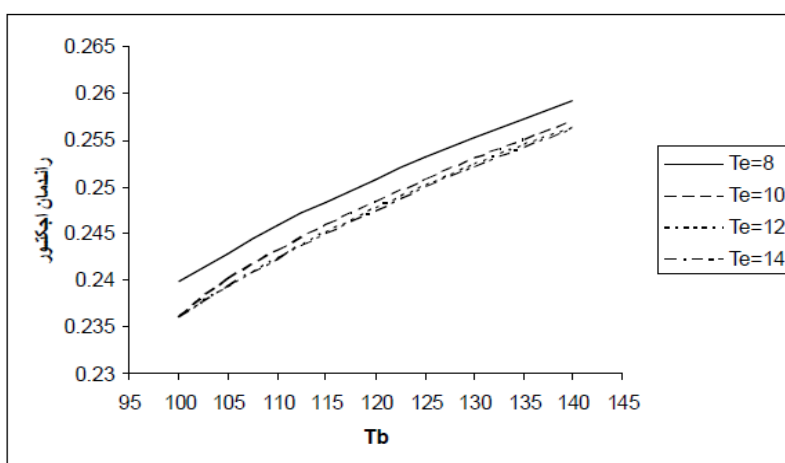
در این قسمت همان طور که انتظار می‌رفت با بالا رفتن دمای بویلر راندمان سیکل کاهش می‌یابد

نسبت مکش در اجکتور در حالت دو فازی

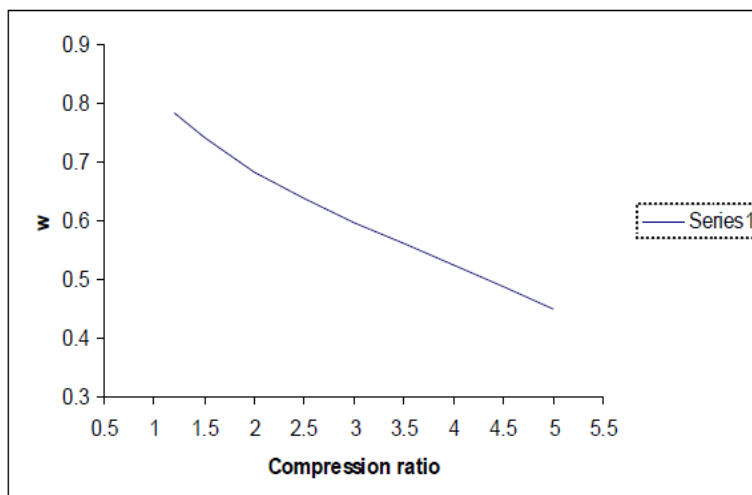
در حالت دوفازی همانطور که در بخش قبل در قسمت شبیه سازی جریان دوفازی گفته شد برای مدل کردن شوک از معادلات مومنوم، انرژی و پیوستگی استفاده می‌شود و همانطور که در آنجا گفته شد برای فشار قبل از شوک مقداری فرض می‌شد و با اس تفاده از این فرض P_x و سه معادله ای که در بالا گفته شد میتوان سرعت، فشار و آنتالپی بعد از شوک را بدست آورد و بعد با سعی و خطاهای انجام شده می‌توان درستی فرض را امتحان نمود. در شکل ۴-۱۱ می‌توان مقدار تغییرات نسبت مکش را با تغییر مقدار فشار قبل از شوک مشاهده نمود. همان طور که در نمودار مشاهده می‌شود، در مقدار خاصی از (P_x) بیشینه مقدار نسبت مکش حاصل می‌شود که این مقدار هندسه خاصی را می‌طلبد که با در دست داشتن آن هندسه می‌توان به این نتیجه رسید و دماهای مشخص بویلر، اوپراتور، کندانسور می‌توان به این نتایج دست یافت.



شکل ۱۴- تغییرات نسبت مکش با تغییر فشار پشت شوک



شکل ۱۵- اثر دمای بویلر در دمای اوپراتور ثابت را بر بازده اجکتور نشان می‌دهد و مشاهده می‌شود که با افزایش دمای بویلر و کاهش دمای اوپراتور بازده اجکتور افزایش می‌یابد.



شکل ۱۶- تغییرات نسبت مکش برای نسبت تراکم های مختلف در هندسه ثابت

همانطور که در شکل ۱۶ مشاهده می کنیم با افزایش نسبت تراکم از مقدار نسبت مکش کاسته می شود همانطور که می دانیم نسبت مکش برابر مقدار فشار سیال در خروجی اجکتور به فشار سیال ثانویه می باشد و هنگامی که این مقدار افزایش می یابد یعنی اختلاف فشار این دو سیال افزایش یافته پس می توان به این نتیجه رسید که اختلاف بین انرژی کل این دو سیال افزایش یافته است و از طرفی مقدار سیال اولیه در یک دمای خاص باید به گونه ای باشد تا کمبود انرژی سیال ثانویه را جبران کند بنابراین باید سیال اولیه با شدت جرمی بیشتری به داخل اجکتور خورانده شود یا اینکه سیال ثانویه با شدت جرمی کمتری وارد اجکتور گردد که این عبارت به معنی کاهش نسبت مکش می باشد.

جدول ۴- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 33 درجه برای آب

ω	T_c	COP	$\frac{A}{A_1}$	$\frac{A}{A_2}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۳۳	۰,۳۸۹۱	۱,۴۹۲	۵,۲۲۴	۵۹	۱۹
۰,۷	۳۳	۰,۶۶۸۵	۲,۷۴۸	۱۹,۸۴	۸۶,۴	۶۱
۰,۹	۳۳	۰,۸۴۴۸	۵,۰۲۵	۵۹,۵۵	۱۱۴,۶	۱۶۶,۸
۱,۰	۳۳	۰,۹۲۹۱	۷,۲۳۸	۱۱۰,۴	۱۳۳,۳	۲۹۷,۷
۱,۱	۳۳	۱,۰۱۱	۱۰,۹۲	۲۱۵,۲	۱۵۶,۳	۵۶۱,۷
۱,۲	۳۳	۱,۰۹۱	۱۷,۱۷	۴۳۸,۴	۱۸۴,۶	۱۱۱۲
۱,۳	۳۳	۱,۱۷۴	۲۷,۹۳	۹۲۲,۷	۲۱۹,۳	۲۲۸۶



جدول ۵- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور ۳۷ درجه برای آب

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۳۷	۰,۳۸۵۷	۱,۹۷۱	۷,۵۷۸	۷۱,۵	۳۳,۲۱
۰,۶	۳۷	۰,۵۶۹۱	۳,۴۳۸	۲۲,۸۵	۹۶,۵	۸۹,۲۴
۰,۷	۳۷	۰,۶۵۷۲	۴,۹۱۴	۴۳,۲۳	۱۱۳,۵	۱۶۰,۹
۰,۸	۳۷	۰,۷۴۲۲	۷,۴۷۲	۸۷,۷۷	۱۳۵,۱	۳۱۳,۸
۰,۹	۳۷	۰,۸۲۴۶	۱۲,۰۳	۱۸۹,۶	۱۶۲,۱	۶۵۱,۴
۱,۰	۳۷	۰,۹۰۵۸	۲۰,۵۹	۴۳۷,۸	۱۹۶,۹	۱۴۵۵
۱,۱	۳۷	۰,۹۹۱۳	۳۶,۷۹	۱۰۵۳	۲۴۱,۳	۳۴۲۰

جدول ۶- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 41 درجه برای آب

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۵	۴۱	۰,۴۷۱۶	۴,۱۱۳	۲۴,۹۳	۱۰۴,۹	۱۲۰,۳
۰,۶	۴۱	۰,۵۵۸۸	۶,۳۹۶	۵۳,۴۳	۱۲۶,۸	۲۴۵,۱
۰,۷	۴۱	۰,۶۴۲۸	۱۰,۷۵	۱۲۴,۹	۱۵۵,۴	۵۴۸,۷
۰,۸	۴۱	۰,۷۲۴۸	۱۹,۶۱	۳۲۰,۲	۱۹۳,۶	۱۳۵۶
۰,۹	۴۱	۰,۸۱۰۶	۳۸,۴	۸۸۵,۵	۲۴۴,۹	۳۶۴۱
۱,۰	۴۱	۰,۹۱۷۲	۷۸,۹۴	۲۵۶۲	۳۱۳	۱۰۲۹۹

جدول ۷- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 43 درجه برای آب

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۴۳	۰,۳۷۸۷	۳,۵۸۲	۱۷,۴۵	۹۸,۴	۹۵,۶۱
۰,۵	۴۳	۰,۴۶۷۵	۵,۵۵۵	۳۷,۸۱	۱۱۹,۶	۱۹۵,۹
۰,۶	۴۳	۰,۵۵۲۷	۹,۴۲۳	۹۰,۸	۱۴۷,۸	۴۴۸,۳
۰,۷	۴۳	۰,۶۳۵۳	۱۷,۵۶	۲۴۲,۶	۱۸۶,۱	۱۱۵۰
۰,۸	۴۳	۰,۷۲۰۲	۳۵,۶۹	۷۱۳,۱	۲۳۸,۸	۳۲۷۳



جدول ۸- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 45 درجه برای آب

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b[^{\circ}C]$	$P_b[kpa]$
۰,۴	۴۵	۰,۳۷۵۸	۴,۶۵۹	۲۵,۲۳	۱۱۰,۹	۱۴۷,۶
۰,۵	۴۵	۰,۴۶۲۸	۷,۸۷	۶۱,۲۱	۱۳۷,۸	۳۳۹,۳
۰,۶	۴۵	۰,۵۴۶۴	۱۴,۷۹	۱۶۷,۹	۱۷۴,۹	۸۸۹,۶
۰,۷	۴۵	۰,۶۳۰۲	۳۰,۸۸	۵۱۸,۶	۲۲۷,۱	۲۶۴۸
۰,۸	۴۵	۰,۷۲۹۲	۷۰,۳	۱۷۵۶	۳۰۱,۱	۸۷۳۴

جدول ۹- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 47 درجه برای آب

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b[^{\circ}C]$	$P_b[kpa]$
۰,۲	۴۷	۰,۱۹۱۲	۲,۵۳۶	۷,۴۴۲	۸۲,۷	۶۲,۹۲
۰,۳	۴۷	۰,۲۸۳۵	۳,۷۸۷	۱۵,۸۷	۱۰۱,۱	۱۰۵,۳
۰,۴	۴۷	۰,۳۷۲۴	۶,۲۹۸	۳۸,۴۳	۱۲۶,۱	۲۳۹,۹
۰,۵	۴۷	۰,۴۵۷۷	۱۱,۷۶	۱۰۶,۳	۱۶۰,۷	۶۲۸,۷
۰,۶	۴۷	۰,۵۴۱۱	۲۴,۸۱	۳۳۸,۷	۲۱۰,۴	۱۹۲۱
۰,۷	۴۷	۰,۶۳۳۸	۵۸,۶۱	۱۲۲۳	۲۸۳	۶۷۱۴

جدول ۱۰- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 49 درجه برای آب

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b[^{\circ}C]$	$P_b[kpa]$
۰,۲	۴۹	۰,۱۹۰۲	۳,۰۴۳	۹,۶۷۲	۹۰,۹	۷۲,۴۸
۰,۳	۴۹	۰,۲۸۱۳	۴,۸۸۴	۲۲,۷۵	۱۱۳,۲	۱۵۹,۳
۰,۴	۴۹	۰,۳۶۸۸	۸,۸۸۷	۶۲,۰۱	۱۴۴,۵	۴۰۹,۶
۰,۵	۴۹	۰,۴۵۲۸	۱۸,۶	۱۹۹,۲	۱۹۰	۱۲۵۴
۰,۶	۴۹	۰,۵۴۰۲	۴۴,۹۵	۷۵۵	۲۵۸,۵	۴۵۷۶



شبیه سازی سیکل تبرید برای مبرد R 11

جدول ۱۱- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 33 درجه برای R 11

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۳۳	۰,۳۵۸۶	۱,۱۶۲	۳,۲۸۴	۶۱,۶	۳۲۴,۹
۰,۵	۳۳	۰,۴۴۱	۱,۲۵۱	۴,۱۷۴	۶۸,۳	۳۸۷,۸
۰,۶	۳۳	۰,۵۲۰۱	۱,۳۶۵	۵,۳۳۲	۷۵,۷	۴۶۷,۵
۰,۷	۳۳	۰,۵۹۵۶	۱,۵۱۰	۶,۸۶۸	۸۳,۹	۵۷۰,۹
۰,۸	۳۳	۰,۶۶۸۰	۱,۶۸۲	۸,۸۲۵	۹۲,۸	۶۹۸,۵
۰,۹	۳۳	۰,۷۳۶۹	۱,۸۹۵	۱۱,۴۰۰	۱۰۲,۵	۸۶۲,۴
۱,۰	۳۳	۰,۸۰۲۷	۲,۱۵۴	۱۴,۷۹۰	۱۱۳,۱	۱۰۷۲
۱,۱	۳۳	۰,۸۶۵۹	۲,۴۶۵	۱۹,۲۰۰	۱۲۴,۵	۱۳۳۹
۱,۲	۳۳	۰,۹۲۷۳	۲,۸۴۲	۲۴,۹۹	۱۳۶,۹	۱۶۸۱
۱,۳	۳۳	۰,۹۸۸۴	۳,۲۹۹	۳۲,۵۸	۱۵۰,۳	۲۱۱۹
۱,۴	۳۳	۱,۰۵۳	۳,۸۳۷	۴۲,۳۲	۱۶۴,۴	۲۶۶۸
۱,۵	۳۳	۱,۱۲۹	۴,۴۸۴	۵۴,۹۹	۱۷۹,۵	۳۳۶۸
۱,۶	۳۳	۱,۲۷۸	۵,۲۷۱	۷۷,۶۶	۱۹۵,۸	۴۲۷۳

جدول ۱۲- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 37 درجه برای R ۱۱

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۳۳	۰,۳۵۸۶	۱,۱۶۲	۳,۲۸۴	۶۱,۶	۳۲۴,۹
۰,۵	۳۳	۰,۴۴۱	۱,۲۵۱	۴,۱۷۴	۶۸,۳	۳۸۷,۸
۰,۶	۳۳	۰,۵۲۰۱	۱,۳۶۵	۵,۳۳۲	۷۵,۷	۴۶۷,۵
۰,۷	۳۳	۰,۵۹۵۶	۱,۵۱۰	۶,۸۶۸	۸۳,۹	۵۷۰,۹
۰,۸	۳۳	۰,۶۶۸۰	۱,۶۸۲	۸,۸۲۵	۹۲,۸	۶۹۸,۵
۰,۹	۳۳	۰,۷۳۶۹	۱,۸۹۵	۱۱,۴۰۰	۱۰۲,۵	۸۶۲,۴
۱,۰	۳۳	۰,۸۰۲۷	۲,۱۵۴	۱۴,۷۹۰	۱۱۳,۱	۱۰۷۲
۱,۱	۳۳	۰,۸۶۵۹	۲,۴۶۵	۱۹,۲۰۰	۱۲۴,۵	۱۳۳۹
۱,۲	۳۳	۰,۹۲۷۳	۲,۸۴۲	۲۴,۹۹	۱۳۶,۹	۱۶۸۱
۱,۳	۳۳	۰,۹۸۸۴	۳,۲۹۹	۳۲,۵۸	۱۵۰,۳	۲۱۱۹
۱,۴	۳۳	۱,۰۵۳	۳,۸۳۷	۴۲,۳۲	۱۶۴,۴	۲۶۶۸
۱,۵	۳۳	۱,۱۲۹	۴,۴۸۴	۵۴,۹۹	۱۷۹,۵	۳۳۶۸
۱,۶	۳۳	۱,۲۷۸	۵,۲۷۱	۷۷,۶۶	۱۹۵,۸	۴۲۷۳



جدول ۱۳- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 39 درجه برای R11

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۳۷	۰,۳۴۹۶	۱,۲۹۳	۳,۶۲۰	۷۱,۱	۴۱۶,۷
۰,۵	۳۷	۰,۴۲۸۲	۱,۴۳۳	۴,۷۶۳	۷۹,۷	۵۱۵,۵
۰,۶	۳۷	۰,۵۰۳۱	۱,۶۰۹	۶,۲۹۶	۸۹,۲	۶۴۴,۰
۰,۷	۳۷	۰,۵۷۴۲	۱,۸۳۱	۸,۳۶۵	۹۹,۷	۸۱۲,۴
۰,۸	۳۷	۰,۶۴۱۷	۲,۱۰۵	۱۱,۱۵	۱۱۱,۲	۱۰۳۲
۰,۹	۳۷	۰,۷۰۶۱	۲,۴۴۴	۱۴,۹۰	۱۲۳,۸	۱۳۲۱
۱,۰	۳۷	۰,۷۶۸۴	۲,۸۶۱	۱۹,۹۵	۱۳۷,۵	۱۶۹۹
۱,۱	۳۷	۰,۸۳۰۳	۳,۳۷۹	۲۶,۸۰	۱۵۲,۵	۲۱۹۹
۱,۲	۳۷	۰,۸۹۶۶	۴,۰۰۹	۳۵,۹۵	۱۶۸,۶	۲۸۵۱
۱,۳	۳۷	۰,۹۸۲۰	۴,۷۸۶	۴۸,۲۷	۱۸۶,۰۰	۳۷۰۹
۱,۳۶	۳۷	۱,۱۰۲	۵,۳۳۳	۵۷,۵۸	۱۹۷	۴۳۴۷

جدول ۱۴- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 41 درجه برای R ۱۱

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۳۹	۰,۳۴۵۱	۱,۳۶۸	۳,۸۳۵	۷۵,۹	۴۶۹,۹
۰,۵	۳۹	۰,۴۲۲۰	۱,۵۳۸	۵,۱۳	۸۵,۵	۵۹۱,۴
۰,۶	۳۹	۰,۴۹۵	۱,۷۵	۶,۸۷۷	۹۶,۰	۷۴۹,۷
۰,۷	۳۹	۰,۵۶۴۱	۲,۰۱۸	۹,۲۷۹	۱۰۷,۷	۹۶۱,۲
۰,۸	۳۹	۰,۶۲۹۷	۲,۳۵۴	۱۲,۵۷	۱۲۰,۶	۱۲۴۳
۰,۹	۳۹	۰,۶۹۲۶	۲,۷۷۲	۱۷,۰۶	۱۳۴,۷	۱۶۱۶
۱	۳۹	۰,۷۵۴۷	۳,۲۹۱	۲۳,۲	۱۵۰,۱	۲۱۱۲
۱,۱	۳۹	۰,۸۲۰۱	۳,۹۳۴	۳۱,۵۶	۱۶۶,۸	۲۷۷۱
۱,۲	۳۹	۰,۹۰۲۲	۴,۷۳۴	۴۲,۹۷	۱۸۴,۹	۳۶۵۰
۱,۲۶۳	۳۹	۱,۰۲۱	۵,۳۳۳	۵۲,۱۸	۱۹۷	۴۳۴۷



جدول ۱۵- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 43 درجه برای R11

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۴۱	۰,۳۴۰۵	۱,۴۵۵	۴,۱۰۲	۷۰,۹	۵۳۱,۸
۰,۵	۴۱	۰,۴۱۵۷	۱,۶۵۶	۵,۵۵۶	۹۱,۵	۶۷۸,۴
۰,۶	۴۱	۰,۴۸۶۸	۱,۹۱۱	۷,۵۷۹	۱۰۳,۲	۸۷۵,۲
۰,۷	۴۱	۰,۵۵۴۰	۲,۲۳۵	۱۰,۳۹	۱۱۶,۲	۱۱۴۱
۰,۸	۴۱	۰,۶۱۸۱	۲,۶۴۲	۱۴,۲۷	۱۳۰,۵	۱۴۹۷
۰,۹	۴۱	۰,۶۸۰۴	۳,۱۵۷	۱۹,۶۹	۱۴۶,۳	۱۹۸۰
۱	۴۱	۰,۷۴۴۶	۳,۸۰۱	۲۷,۱۸	۱۶۳,۵	۲۶۳۰
۱,۱	۴۱	۰,۸۲۱۵	۴,۶۰۷	۳۷,۵۴	۱۸۲,۲	۳۵۰۷
۱,۱۷۴	۴۱	۰,۹۴۷۲	۵,۳۳۳	۴۷,۶۸	۱۹۷	۴۳۴۷

جدول ۱۶- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 45 درجه برای R11

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۴۳	۰,۳۳۵۹	۱,۵۵۳	۴,۴۱۵	۸۶,۳	۶۰۲,۵
۰,۵	۴۳	۰,۴۰۹۳	۱,۷۹۱	۶,۰۸	۹۷,۹	۷۸۱,۴
۰,۶	۴۳	۰,۴۷۸۵	۲,۰۹۸	۸,۴۳	۱۱۰,۹	۱۰۲۶
۰,۷	۴۳	۰,۵۴۴۱	۲,۴۸۵	۱۱,۷۱	۱۲۵,۲	۱۳۵۶
۰,۸	۴۳	۰,۶۰۷۱	۲,۹۸	۱۶,۳۵	۱۴۱,۱	۱۸۱۰
۰,۹	۴۳	۰,۶۷۰۴	۳,۶۰۸	۲۲,۸۸	۱۵۸,۶	۲۴۳۱
۱	۴۳	۰,۷۴۱۹	۴,۴۰۲	۳۲,۰۴	۱۷۷,۷	۳۲۷۸
۱,۰۹۳	۴۳	۰,۸۸۰۰	۵,۳۳۳	۴۳,۸۷	۱۹۷	۴۳۴۷



جدول ۱۷- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 47 درجه برای R 11

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۴۷	۰,۳۲۶۱	۱,۷۹۱	۵,۲۳	۹۷,۹	۷۸۱,۴
۰,۵	۴۷	۰,۳۹۶۲	۲,۱۲۳	۷,۴۲۹	۱۱۱,۹	۱۰۴۷
۰,۶	۴۷	۰,۴۶۲۲	۲,۵۵۸	۱۰,۶۳	۱۲۷,۷	۱۴۲۱
۰,۷	۴۷	۰,۵۲۵۶	۳,۱۲۲	۱۵,۲۸	۱۴۵,۳	۱۹۴۷
۰,۸	۴۷	۰,۵۹۰۳	۳,۸۴۹	۲۱,۹۸	۱۶۴,۷	۲۶۸۱
۰,۹	۴۷	۰,۶۷۱۰	۴,۷۹۶	۳۱,۷۳	۱۸۶,۲	۳۷۲۰
۰,۹۴۷	۴۷	۰,۷۵۹۱	۵,۳۳۳	۳۷,۷۲	۱۹۷	۴۳۴۷

جدول ۱۸- نتایج شبیه سازی برای دمای کندانسور 49 درجه برای R۱۱

ω	T_c	COP	$\frac{A_2}{A_1}$	$\frac{A_3}{A_1}$	$T_b [^{\circ}C]$	$P_b [kpa]$
۰,۴	۴۹	۰,۳۲۱۰	۱,۹۳۹	۵,۷۶۷	۱۰۴,۴	۸۹۷,۵
۰,۵	۴۹	۰,۳۸۹۴	۲,۳۳۵	۸,۳۴۵	۱۱۹,۹	۱۲۲۶
۰,۶	۴۹	۰,۴۵۴۲	۲,۸۵۲	۱۲,۱۲	۱۳۷,۲	۱۶۹۰
۰,۷	۴۹	۰,۵۱۷۸	۳,۵۳۱	۱۷,۶۹	۱۵۶,۶	۲۳۵۳
۰,۸	۴۹	۰,۵۸۸۵	۴,۴۲	۲۵,۸۸	۱۷۸,۱	۳۲۹۸
۰,۸۸۱	۴۹	۰,۷۰۴۷	۵,۳۳۳	۳۵,۲	۱۹۷	۴۳۴۷



جدول ۱۹- نتایج هندسی برای شهر تهران

مبرد	ω	$m_1[\frac{gr}{s}]$	$D_1[m]$	$D_2[m]$	$D_3[m]$	$T_b[^\circ C]$
R11	۰,۷	۶۴,۶۵	۰,۰۰۴۷۱۵	۰,۰۰۶۶۹۸	۰,۰۱۴۳۶۰	۱۰۷,۷۰
R11	۰,۸	۵۶,۵۷	۰,۰۰۳۹۱۲	۰,۰۰۶۰۰۲	۰,۰۱۳۸۷۰	۱۲۰,۶۰
R134a	۰,۴	۱۱۳,۹	۰,۰۰۴۱۱۵	۰,۰۰۴۶۲۳	۰,۰۰۷۶۳۹	۷۷,۵۲
R134a	۰,۵	۹۱,۰۸	۰,۰۰۳۳۵۸	۰,۰۰۳۷۷۲	۰,۰۰۶۲۳۳	۸۶,۸۲
R134a	۰,۶	۷۵,۹۰	۰,۰۰۲۷۸۵	۰,۰۰۳۱۲۹	۰,۰۰۵۱۷۱	۹۶,۸۰
R141b	۰,۶	۵۹,۸۲	۰,۰۰۵۸۵۹	۰,۰۰۷۹۷۱	۰,۰۱۵۹۳۰	۹۵,۶۰
R141b	۰,۷	۵۱,۲۸	۰,۰۰۴۷۹۵	۰,۰۰۷۰۴۳	۰,۰۱۵۲۵۰	۱۰۷,۵۰
R141b	۰,۸	۴۴,۸۷	۰,۰۰۳۹۵۱	۰,۰۰۶۳۰۲	۰,۰۱۴۷۲۰	۱۲۰,۷۰

نتایج جدول بالا برای هندسه اجکتور و دمای بویلر برای بدست آوردن نسبت مکش خواسته شده مبردهای R11 و R134a در شهر تهران برای تولید سرماییش مورد نیاز یک ساختمان ۸ مترمربعی می باشد که در آن D_1 قطر گلوگاه نازل اولیه و D_2 قطر خروجی گلوگاه نازل اولیه و D_3 قطر ناحیه سطح ثابت می باشد.

نتایج بدست آمده برای اهواز

جدول ۲۰- نتایج هندسی برای شهر اهواز

مبرد	ω	$m_1[\frac{gr}{s}]$	$D_1[m]$	$D_2[m]$	$D_3[m]$	$T_b[^\circ C]$
آب	۰,۳	۱۴,۵۵	۰,۰۰۸۸۵۲	۰,۰۱۹۵۷۰	۰,۰۴۲۲۳۰	۱۱۳,۲
آب	۰,۴	۱۰,۹۲	۰,۰۰۴۸۷۵	۰,۰۱۴۵۳۴	۰,۰۳۸۳۸۸	۱۴۴,۵
R11	۰,۴	۱۴۷,۶۲	۰,۰۰۷۳۵۰	۰,۰۱۰۲۳۸	۰,۰۱۷۶۶۰	۱۰۴,۴
R11	۰,۵	۱۱۸,۱۳	۰,۰۰۵۶۸۴	۰,۰۰۸۶۸۶	۰,۰۱۶۴۱۸	۱۱۹,۹
R11	۰,۶	۹۸,۴۵	۰,۰۰۴۴۶۸	۰,۰۰۷۵۴۵	۰,۰۱۵۵۵۲	۱۳۷,۲
R11	۰,۷	۸۴,۳۵	۰,۰۰۳۵۴۶	۰,۰۰۶۶۶۳	۰,۰۱۴۹۱۶	۱۵۶,۶
R134a	۰,۳۸۵	۱۵۴,۳۵	۰,۰۰۳۸۵۰	۰,۰۰۴۸۶۴	۰,۰۰۸۰۰۷	۱۰۰
R141b	۰,۴	۱۱۷,۰۸	۰,۰۰۷۳۷۹	۰,۰۱۰۷۱۴	۰,۰۱۸۷۳۶	۱۰۵,۶
R141b	۰,۵	۹۳,۷۰	۰,۰۰۵۶۵۳	۰,۰۰۹۰۷۵	۰,۰۱۷۴۳۰	۱۲۱,۷
R141b	۰,۶	۷۸,۰۹	۰,۰۰۴۳۹۲	۰,۰۰۷۸۶۳	۰,۰۱۶۵۱۲	۱۴۰,۱
R141b	۰,۷	۶۶,۹۲	۰,۰۰۳۴۵۰	۰,۰۰۶۹۳۵	۰,۰۱۵۸۴۰	۱۶۰,۷



نتیجه گیری

نتایج حاصل از بررسی های انجام شده دارای پیام های زیر می باشد.

- ۱- شبیه سازی اجکتور برای سیال عامل آب با فرض سیال گاز ایده آل با نتایج تجربی سازگار می باشد.
- ۲- جریان گاز در درون اجکتور در واقع یک جریان دو بعدی می باشد ولی نتایج آن با جریان یک بعدی هم سازگار می باشد.
- ۳- در شرایطی که هندسه اجکتور ثابت می باشد با فرض غیر ثابت بودن فشار تخلیه اجکتور با بالا رفتن دمای بویلر نسبت مکش کاهش می یابد.
- ۴- در همه مواقع با بالا رفتن دمای اواپراتور نسبت مکش افزایش می یابد.
- ۵- در هنگامی که فشار و دمای تخلیه اجکتور ثابت می باشد با بالا رفتن دما و فشار بویلر نسبت مکش افزایش می یابد.
- ۶- در شرایطی که نسبت هندسی مساحت قسمت سطح ثابت به گلوگاه نازل اولیه ثابت می باشد با بالا رفتن نسبت مساحت خروجی نازل اولیه به گلوگاه آن نسبت مکش کاهش می یابد.
- ۷- در شرایطی که نسبت مساحت خروجی نازل اولیه به گلوگاه آن ثابت می باشد با بالا رفتن نسبت مساحت قسمت سطح ثابت به گلوگاه نازل اولیه نسبت مکش افزایش می یابد.
- ۸- نتایج بدست آمده برای جریان دو فاز گواه آن می باشد که نسبت مکش برای این شبیه سازی به مقدار فشار قبل از شوک وابسته می باشد یعنی در یک مقدار خاص از فشار قبل از شوک بیشینه نسبت مکش را شاهد می باشیم که در این حالت اجکتور هندسه خاص خود را دارد.
- ۹- نتایج شبیه سازی برای چهار مبرد انجام شده در این تحقیق گویای این می باشد که مبردهای با جرم مولکولی بالا دارای نسبت مکش بیشتر و در نتیجه راندمان تبرید بالاتری هستند.
- ۱۰- نتایج بررسی شده برای شهر اهواز و تهران نشان می دهد که در شهر اهواز با هندسه بزرگتری از جانب اجکتور روبرو می شویم.
- ۱۱- هندسه بدست آمده برای اجکتور گواه این نکته می باشد که این سیکل فضای کمی را از جانب اجکتور اشغال می کند.
- ۱۲- نتایج نشان می دهد که در مناطق گرمتر برای رسیدن به مقدار مکش برابر با مناطق سردتر به دمای بویلر بالاتری نیاز است و این نکته از مزایای این سیکل می باشد زیرا در نواحی گرمتر شدت تشعشع بیشتر می باشد و استفاده از کلکتور خورشیدی مقرون به صرفه است.

پیشنهادهای

- ۱- بررسی آزمایشگاهی سیکل تبرید اجکتوری با استفاده از مبردهای مختلف و هندسه های گوناگون در نواحی آب و هوایی مختلف.



- ۲- شبیه سازی اجکتور به روش دو بعدی عددی با اضافه کردن مدل‌های توربولانسی.
- ۳- تحلیل اقتصادی سیکل تبرید اجکتوری در نواحی مختلف آب و هوایی.
- ۴- استفاده از کلکتور خورشیدی در تحلیل های بالا.
- ۵- شبیه اجکتور های چند مرحله ای و تحلیل اقتصادی آن‌ها.

تشکر و قدردانی

سپاس و ستایش خدای را که آثار قدرت او بر چهره روز روشن، تابان است و انوار حکمت او در دل شب تار، درفشان. آفریدگاری که خویشتن را به ما شناساند و درهای علم را بر ما گشود و عمری و فرصتی عطا فرمود تا بدان، بنده ضعیف خویش را در طریق علم و معرفت بیازماید.

فهرست مراجع:

- ۱- حیدری نژاد ، قاسم، دستور العمل انتخاب شرایط محیط بیرون جهت استفاده در طراحی سیستم های حرارتی و تهویه مطبوع برای شهرهای ایران شماره ض -۴۶۲ مرکز تحقیقات مسکن و ساختمان ، سال ۱۳۸۶.

2-Chunnanond.K , Aphornratana.S “Ejectors: application in refrigeration technology” Renewable and Sustainable Energy Reviews ۸. ۱۲۹-۱۵۵(۲۰۰۴)

3- Aphornratana S, Eames IW. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. Int J Refrig ۱۹۹۷;۲۰:۳۵۲-۸.

4-Sun. DW “Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle, oprating with various refrigerants”. Energy Convert Management;۴۰:۸۴ ۸۷۳.(۱۹۹۹)

5- Holton. W.C ” Efect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejector.”ASME Trans; October :۹۰۵-۱۰.(۱۹۵۱)

6-Chen. S.L,Yen.J.Y, Huang. M.C.” An experimental investigation of ejector performance based upon different refrigerants ”. ASHRAE Trans; ۱۰۴(part۲):۱۵۳-۶۰.(۱۹۹۸)

7- Sokolov .M, Hershgal. D. “Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low graid heat ”.Int J Refrigeration;۱۳:۳۵۱-۶.(۱۹۹۰)



- 8- Chen. Y.M, Sun. C.Y. "experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system " Experimental Fluid Science ; ۱۵:۳۸۴-۹۴ (۱۹۹۷)
- 9- Sun . D.W, Eames. I.W. " Recent developments in the design theories and applications of ejectors " G Inst Energy; ۶۸(۴۷۵):۶۵-۷۹. (۱۹۹۵)
- 10- B.J. Huang, et al., A solar ejector cooling system using refrigerant R۱۴۱b, Solar Energy ۶۴(۴۹۶) (۱۹۹۸) ۲۲۳e۲۲۶.
- 11- Cizungu .K, Mani. A, Groll.M. "Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluid" Applied Thermal Engineering; ۲۱:۵۸۵-۹۸.(۲۰۰۱)
- 12- Chen. L.T. "Heat driven mobile refrigeration cycle analysis". Energy Convert; ۱۸:۲۵-۹.(۱۹۷۸)
- 13- stoecker.W.F " Steam-jet refrigeration" Boston, MA:McGraw-Hill; (۱۹۵۸).
- 14- Ludwig , E.E "applied desing for chemical and petrochemical plants " , Vol.۱.Guf, pp, ۲۰۶-۲۳۹.
- 15- ASHRAE , " Steam-jet refrigeration equipment" , Equipment Handbook, ۱۳, ۱ ۱۳-۱۳, ۶.(۱۹۷۹)
- 16- Munday. J.T , Bagster.D.F, " A new ejector theory to steam jet refrigeration " , IEC ۱۶:۴۴۲-۴۴۹.(۱۹۷۷)
- 17- James E. A. John , "Gas Dyamics" (۱۹۸۴)
- 18- Keenan.J.H, Neumann .E.P, "A Simple air ejector", J.Appl.Mech. ۶۴; ۸۵- ۹۱.(۱۹۴۲)
- 19- Keenan.J.H, Neumann .E.P, Lustwerk .F. "An investigation of ejector design by analysis and experiment " ASME J .Applied Mech Trans; ۷۲:۲۹۹- ۳۰۹. (۱۹۵۰)

- 20- Rao .S.P.R ,Singh .R.P,”Performance charestristics of single- stage jet ejectors using two simple models “ ,Chemical Engineering .Commun . ۶۶;۲۰۷_۲۱۹.(۱۹۸۸)
- 21- Kouremenos .D.A Rogdakis.D.E, Alexis.G.K,”Optimization of enhance steam-ejector applied to steam jet refrigeration”, Proccedings of ASME , Anaheim ,CA,۳۸,pp.۱۹-۲۶.(۱۹۹۸)
- 22- Keenan.J.H,Neumann .E.P, “A Simple air ejector”,J.Appl.Mech.۶۴;۸۵-۹۱.(۱۹۴۲)
- 23-Keenan.J.H,Neumann .E.P,Lustwerk .F. “An investigation of ejector design by analysis and experiment “ASME J .Applied Mech Trans; ۷۲:۲۹۹- ۳۰۹. (۱۹۵۰)
- 24- Eames. I.W, Aphornaratana.S ,Haider.H “A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator” ,Int .J. Refrigeration . ۱۸;۳۷۸- ۳۸۵(۱۹۹۵)
- 25- Zhu, Y.H., Cai, W.J., Wen, C.Y., Li, Y.Z.,. Shock circle model for ejector performance evaluation. Energ. Convers. Manag. ۴۸, ۲۵۳۳-۲۵۴۱(۲۰۰۷)
- 26- Alexis .G.K ,Rogdakis.D.E,” A verification study of steam-ejector refrigeration model” Applied Thermal Engineering ۲۳; ۲۹-۳۶(۲۰۰۳)