



## تحلیل انرژی و اکزرژی سیکل ارگانیک رانکین با به کارگیری سیال کاری دو جزئی در شرایط مشخص منبع حرارتی

محمود چهارطاقی<sup>۱\*</sup>، مهدی بابایی<sup>۲</sup>

۱- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود  
 ۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود  
 \* chahartaghi@iust.ac.ir، ۳۶۱۹۹۹۵۱۶۱ (صندوق پستی)

### چکیده

بازیافت گرمای اتلافی نقش مهمی در مدیریت منابع انرژی ایفا می‌کند. از سیکل ارگانیک رانکین می‌توان برای بازیابی حرارت اتلافی دما پایین استفاده نمود. این سیکل مشابه سیکل رانکین بوده و فقط از سیالات ارگانیک به عنوان سیال کاری در آن استفاده می‌شود. هدف از این تحقیق بررسی تاثیر استفاده از مخلوط‌های دو جزئی با شیب‌های دمایی متفاوت هنگام تغییر فاز، بر روی عملکرد سیکل ارگانیک رانکین است. چهار مخلوط دوجزئی انتخاب شده عبارتند از: پنتان نرمال/بوتان نرمال، ایزوپنتان/ایزوبوتان، پنتان نرمال/ایزوبوتان و ایزوپنتان/بوتان نرمال. در تحقیق حاضر، برای مقایسه منطقی‌تر در بازیابی حرارتی، دمای ورودی و خروجی سیال حامل حرارت منبع حرارتی و دبی جرمی آن ثابت در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که با توجه به مطابقت شیب دمایی در چگالنده و تبخیرکننده در استفاده از سیال مخلوط دوجزئی، در مقایسه با سیال کاری خالص افزایش بازده حرارتی و اکزرژی حدود ۹٪ در پیکربندی ساده و ۱۴٪ در سیکل با مبدل حرارتی داخلی، قابل دسترس است.

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
 دریافت: ۰۴ مهر ۱۳۹۲  
 پذیرش: ۲۱ آبان ۱۳۹۲  
 ارائه در سایت: ۲۷ اردیبهشت ۱۳۹۳  
 کلیدواژه‌ها:  
 سیکل ارگانیک رانکین  
 سیال مخلوط زئوتروپیک  
 مبدل حرارتی داخلی

## Energy and exergy analysis of Organic Rankine Cycle with using two-component working fluid in specified heat source conditions

Mahmood Chahartaghi<sup>1\*</sup>, Mahdi Babaei<sup>2</sup>

1- Assistant Prof., Mech. Eng., Shahrood Univ. of Tech., Shahrood, Iran.  
 2- MSc. Student, Mech. Eng., Shahrood Univ. of Tech., Shahrood, Iran.  
 \* P.O.B 3619995161 Shahrood, email: chahartaghi@iust.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
 Received 26 September 2013  
 Accepted 12 November 2013  
 Available Online 17 May 2014

#### Keywords:

Organic Rankine Cycle  
 Zeotropic Mixture Fluid  
 Internal Heat Exchanger

### ABSTRACT

Waste heat recovery plays an important role in energy resource management. Low grade waste heat could be recovered by Organic Rankine Cycle (ORC). This is the same as the Rankine cycle which uses an organic working fluid. In this work the effects of using two-component mixtures with different temperature glides during phase change, on performance of a Organic Rankine Cycle are studied. Four two-component mixtures are selected: n-pentane/n-butane, isopentane/isobutene, n-pentane/isobutene and isopentane/n-butane. In this study for more reasonable comparison of thermal recovery, inlet and outlet temperatures heat carrier fluid in heat source and its mass flow rate are considered to be constant. Results show that utilization of a two-component mixtures, in comparison with pure fluids, increases both energetic and exergetic efficiencies approximately 9% and 14% for respectively simple and IHE (internal heat exchanger)-integrated configuration with respect to the temperature glide match in the condenser and evaporator.

### ۱- مقدمه

برخوردار شود. در این میان فن‌آوری سیکل ارگانیک رانکین می‌تواند نقش پراهمیتی داشته باشد. این سیکل عملکردی همچون سیکل رانکین بخار داشته با این تفاوت که به جای آب از سیالات کاری ارگانیک استفاده می‌شود. با توجه به پایین بودن دمای بحرانی سیالات ارگانیک نسبت به آب، سیکل ارگانیک رانکین بر خلاف سیکل رانکین بخار قادر خواهد بود از منابع حرارتی دما پایین از جمله حرارت‌های اتلافی در صنایع، یا حرارت‌های بدست آمده از منابع انرژی تجدیدپذیر همچون خورشیدی، زمین‌گرمایی و زیست توده استفاده کرده و تولید کار نماید.

دسترسی به انرژی از بنیادی‌ترین مولفه‌های توسعه در پیشرفت جوامع به‌شمار می‌رود؛ بنابراین منبع انرژی کافی و قابل اطمینان، نیاز هر جامعه توسعه یافته و در حال توسعه است. از طرف دیگر مصرف روزافزون سوخت‌های فسیلی باعث انتشار گازهای گلخانه‌ای، گرم شدن زمین و صدمه به محیط زیست شده است. کمبود سوخت‌های فسیلی و بالا رفتن تدریجی قیمت آن از یک سو و آلودگی‌های زیست محیطی از سوی دیگر باعث شده است استفاده از منابع انرژی با دمای متوسط یا پایین، از اهمیت ویژه‌ای

### Please cite this article using:

M. Chahartaghi, M. Babaei, Energy and exergy analysis of Organic Rankine Cycle with using two-component working fluid in specified heat source conditions, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 145-156, 2014 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

بررسی کرده و بازده قانون دوم را محاسبه کردند؛ نتایج نشان داد برای دمای منبع حرارتی زیر  $120^{\circ}\text{C}$ ، بازده می‌تواند تا ۱۵٪ نسبت به استفاده از سیال کاری خالص، افزایش پیدا کند.

هرچند تحقیقات بسیاری به اهمیت اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی بر عملکرد سیکل ارگانیک رانکین اشاره کرده‌اند، اما معمولاً تحقیقات بر اساس این اختلاف دمایی صورت نگرفته و تنها به عملکرد خود سیکل توجه شده است. به این ترتیب معمولاً ابتدا دما و فشار سیال کاری ورودی به توربین به منظور بهبود عملکرد سیکل، بهینه شده و پس از آن تحلیل اختلاف دمای پینچ در تبخیرکننده، به منظور بدست آوردن دبی جریان منبع حرارتی و دمای خروجی آن، انجام می‌گیرد. به این دلیل که دبی جریان منبع حرارتی و دمای خروجی آن از ابتدا تعیین نشده است، بازده سیکل نیز، ارتباطی با کار تولیدی توربین نخواهد داشت. در چنین شرایطی زمانی که دمای خروجی جریان منبع حرارتی بالا باشد، حرارت کم‌تری با دمای بیش‌تر جذب سیکل شده و پیرو آن بازده سیکل بیش‌تر و کار تولید شده کم‌تر است و زمانی که دمای خروجی جریان منبع حرارتی کم‌تر باشد، حرارت بیش‌تری با دمای کم‌تر جذب سیکل شده و باعث بازده کم‌تر و کار تولیدی بیش‌تر خواهد شد [۷].

تحقیقاتی که دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی را از ابتدا تعیین نموده‌اند، بسیار اندک بوده و می‌توان به این موارد اشاره نمود:

چن و همکاران [۷] با در نظر گرفتن دمای ورودی و خروجی و دبی مشخص برای جریان منبع حرارتی، روشی نوین برای محاسبات آن ارائه دادند؛ در این روش با ثابت در نظر گرفتن گرمای ویژه سیال حامل حرارت جریان منبع حرارتی، از تشابه دو مثلث ایجاد شده در نمودار  $T-Q$  استفاده شده و برای ۵ حالت مختلف جریان منبع حرارتی، برای سیکلی بدون مبدل حرارتی داخلی، تاثیرات سوپرهیت شدن سیال کاری (بنزن<sup>۱۲</sup>) ورودی به توربین را بر عملکرد سیکل، از لحاظ انرژی و آگزژی بررسی نمودند. چنین روشی در تحلیل سیکل ارگانیک رانکین باعث شد بازده بدست آمده با کار تولیدی توربین ارتباط مستقیم داشته باشد و می‌توان از آن برای رسیدن به بیش‌ترین مقدار بازیابی حرارتی از حرارت‌های اتلافی همچون گاز دودکش استفاده نمود. در شرایط در نظر گرفته شده، حالت بهینه، در اشباع یا اندکی سوپرهیت بودن بخار ورودی به توربین رخ داد و افزایش دمای ورودی توربین باعث کاهش فشار آن و کاهش بازده حرارتی شد.

چیس و همکاران [۸] تاثیرات استفاده از سیال کاری خالص و مخلوط متشکل از دو نوع و سه نوع سیال را در شرایطی که شرایط جریان منبع حرارتی (دمای ورودی و خروجی و دبی) ثابت باشد به ازای اختلاف دماهای مختلف ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، از لحاظ بازده حرارتی و کار تولیدی توربین، بررسی نموده و گزارش دادند در استفاده از سیالات مخلوط، افزایش بازده و تولید برق به ترتیب ۱۵/۷٪ و ۱۲/۳٪ نسبت به استفاده از سیال خالص، برای ورودی جریان منبع حرارتی با دمای  $150^{\circ}\text{C}$  و خروجی  $135^{\circ}\text{C}$  قابل دسترس است؛ این مقادیر برای دمای ورودی جریان منبع حرارتی  $250^{\circ}\text{C}$  و خروجی  $180^{\circ}\text{C}$  نیز به ترتیب ۶٪ و ۵/۵٪ به دست آمد و درحالت‌های بررسی شده، استفاده از سیال سه‌جزئی نسبت به سیال دوجزئی، تاثیر بسیار اندکی بر بهبود بازده سیکل گذاشت. در این کار اختلاف دمای بهینه ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، به منظور بهینه کردن کار تولیدی توربین نیز، مورد بررسی قرار گرفت. در راستای همین بررسی، مقدار بهینه درصد مولی سیالات

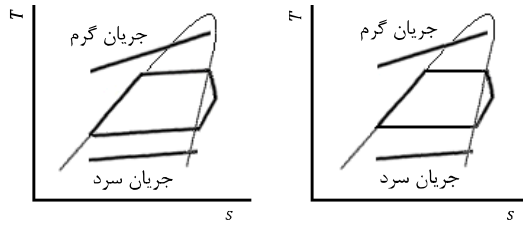
انتخاب سیال کاری مناسب می‌تواند در بهبود عملکرد چنین سیکلی تاثیر به سزایی داشته باشد. برخلاف سیالات مخلوط، تا کنون مطالعات بسیاری بر روی سیالات خالص صورت گرفته است. به دلیل بررسی سیالات مخلوط در تحقیق حاضر، تنها به موارد اندکی از تحقیقات با سیالات خالص اشاره می‌شود. لیو و همکاران [۱] چندین سیال کاری را در دماهای مختلف تبخیرکننده<sup>۱</sup> مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که بازده تبخیرکننده در حالتی که سیالاتی با آنتالپی تبخیر پایین‌تر استفاده شوند، بیشینه خواهد بود. دای و همکاران [۲] استفاده از ۱۰ سیال کاری مختلف را بر روی عملکرد سیکل مطالعه کردند و نتیجه گرفتند در شرایط در نظر گرفته شده، اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی به بهبود عملکرد سیکل کمک نمی‌کند، همچنین برای سیالاتی که شیب منحنی بخار اشباع آنها در نمودار T-S منفی نیست، سوپرهیت کردن سیال باعث افزایش بازده نخواهد شد و در بین سیالات مطالعه شده نیز R236ea<sup>۲</sup> به عنوان مناسب‌ترین سیال معرفی شد. ماگو و همکاران [۳] در دو پیکربندی مختلف از سیکل، قانون اول و دوم ترمودینامیک را مورد بررسی قرار داده و به این نتیجه رسیدند که وجود احیا کننده به کم شدن برگشت‌ناپذیری‌ها و افزایش بازده قانون اول و دوم کمک شایانی می‌کند. همچنین نتایج نشان داد در استفاده از سیال کاری خشک، نیازی به سوپرهیت کردن سیال در ابتدای توربین نیست؛ زیرا از طرفی بازده قانون اول تقریباً ثابت می‌ماند و از طرف دیگر مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها افزایش پیدا کرده و بازده قانون دوم کاهش پیدا می‌کند. مایکلویز و همکاران [۴] ویژگی‌های ترمودینامیکی و عملکردی سیالات متعددی را در حالات فوق بحرانی و زیر بحرانی برای کاربرد تولید گرما و قدرت در مصارف خانگی بررسی کردند. نتایج نشان داد از ۲۰ سیال بررسی شده اتانول<sup>۳</sup>، R141b<sup>۴</sup> و R123<sup>۵</sup> برای کاربرد یاد شده مناسب‌تر هستند. همچنین سیکل‌هایی که از سیالات در حالت فوق بحرانی استفاده کرده‌اند بازدهی حدود ۵٪ بیش‌تر از سیکل‌هایی که سیالات در آنها زیر بحرانی است، به دست آوردند؛ اما نیاز به مبدل‌هایی متراکم‌تر و کارآمدتر داشتند.

یکی از کاستی‌های استفاده از سیال خالص در سیکل، این است که تبخیر و چگالش آن در یک دمای خاص رخ می‌دهد، در نتیجه سیال کاری نمی‌تواند با جریان منبع گرم و سرد مطابقت دمایی مناسبی داشته باشد و باعث بازگشت‌ناپذیری‌های زیاد، در تبخیرکننده و چگالنده<sup>۶</sup> می‌شود. یکی از راه‌هایی که به حل نسبی این مشکل کمک می‌کند، استفاده از سیال مخلوط زئوتروپیک است. چنین سیالی در فشار ثابت، در یک بازه دمایی تغییر فاز می‌دهد و استفاده از آن به عنوان سیال کاری می‌تواند در تبخیرکننده و چگالنده مطابقت دمایی بهتری با جریان گرم و سرد برقرار کند.

لی و همکاران [۵] بازده سیکل با سیال کاری دوجزئی R141b/RC318 را با سه سیال کاری خالص مقایسه کردند، نتایج نشان داد استفاده از سیال دوجزئی باعث گسترده‌تر شدن دامنه انتخاب سیال کاری می‌شود، همچنین افزایش بازده حرارتی و آگزژی به دلیل اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی برای سیال دوجزئی بیش‌تر از سیال خالص بود. هبر و همکاران [۶] استفاده از سیال‌های کاری دوجزئی ایزوبوتان<sup>۸</sup>، ایزوپنتان<sup>۹</sup> و R227ea<sup>۱۰</sup>/R245fa<sup>۱۱</sup> را

- 1- evaporator
- 2- 1,1,1,2,3,3-hexafluoropropane, (CF<sub>3</sub>CHFCHF<sub>2</sub>)
- 3- Ethanol, (CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>OH)
- 4- 1,1-dichloro-1-fluoroethane, (CH<sub>3</sub>CCl<sub>2</sub>F)
- 5- 2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane, (CHCl<sub>2</sub>CF<sub>3</sub>)
- 6- condenser
- 7- Octafluorocyclobutane, (-(CF<sub>2</sub>)<sub>4</sub>-)
- 8- Isobutane, (CH(CH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>CH<sub>3</sub>)
- 9- Isopentane, ((CH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>CHCH<sub>2</sub>CH<sub>3</sub>)
- 10- 1,1,1,2,3,3,3-heptafluoropropane. (CF<sub>3</sub>CHF<sub>2</sub>CF<sub>3</sub>)

11- 1,1,1,3,3-pentafluoropropane. (CHF<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>CF<sub>3</sub>)  
12- Benzene (C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>)



الف: سیال خالص ب: سیال مخلوط

شکل ۱ نمودار دما-آنترنوبی

جدول ۱ اجزاء مخلوط دو جزئی

شماره سیال کاری	جزء اول	جزء دوم
۱	پنتان نرمال	بوتان نرمال
۲	ایزوپنتان	ایزوبوتان
۳	پنتان نرمال	ایزوبوتان
۴	ایزوپنتان	بوتان نرمال

جدول ۲ ویژگی‌های ترمودینامیکی سیالات خالص [۸،۹]

پنتان نرمال	ایزوپنتان	بوتان نرمال	ایزوبوتان
۷۲/۱۵	۷۲/۱۵	۵۸/۱۲۲	۵۸/۱۲۲
۳۰۹/۲۱	۳۰۹/۲۱	۲۶۱/۴۸	۲۶۱/۴۸
۴۶۹/۷	۴۶۹/۷	۴۰۷/۸۲	۴۰۷/۸۲
۳/۴	۳/۴	۳/۶	۳/۶

جدول ۳ مقادیر استفاده شده در شبیه سازی سیکل

شرایط	پارامترهای عملکرد
آب	ماده جریان منبع حرارتی
۵	فشار جریان منبع حرارتی (bar)
۱۵۰	دمای ورودی جریان منبع حرارتی (°C)
۱۱۰	دمای خروجی جریان منبع حرارتی (°C)
۱۵	دبی جریان منبع حرارتی (kgs <sup>-1</sup> )
آب	ماده جریان منبع سرد
۴	فشار جریان منبع سرد (bar)
۲۵	دمای ورودی جریان سرد (°C)
۳۵	دمای خروجی جریان سرد (°C)
۲۵	دمای محیط (°C)
۱	فشار محیط (bar)
۸۰	بازده آیزنتروپیک پمپ (/)
۶۵	بازده آیزنتروپیک توربین (/)
۲۰	پینچ در تبخیرکننده (°C)
۱۰	پینچ در چگالنده (°C)
۱۵	پینچ در مبدل حرارتی داخلی (°C)

### ۳- معرفی سیستم

دو نوع پیکربندی در تحقیق لحاظ شده است، پیکربندی اول سیکلی متشکل از پمپ، پیش گرم کن، تبخیرکننده، توربین، دی سوپرهیتر و چگالنده است، در پیکربندی دوم نیز مبدل حرارتی داخلی به پیکربندی اول اضافه شده است تا از این طریق تاثیرات مبدل حرارتی داخلی نیز در عملکرد سیکل سنجدیده شود. مقادیر استفاده شده در شبیه سازی سیکل نیز از کار چیس و همکاران [۸] اخذ و با اضافه نمودن دما و فشار محیط (به منظور تحلیل آگزژی)، در جدول ۳ بیان شده‌اند. پیکربندی‌های بررسی شده در شکل ۲ نشان داده شده و مطابق شکل ۲- ب عملکرد سیکل با مبدل حرارتی داخلی به این شرح است: ابتدا پمپ فشار سیال کاری را افزایش داده و سپس سیال

تشکیل دهنده هر سیال مخلوط نیز، بدست آمد.

در تحقیق حاضر نیز، دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و دبی آن، مقدار ثابتی تعیین شده است، از طرف دیگر بر روی چهار سیال دو جزئی زئوتروپیک، حاصل چهار حالت ترکیب سیالات پنتان نرمال، ایزوپنتان، بوتان نرمال<sup>۱</sup> و ایزوبوتان تحقیق شده است. انتخاب این چهار حالت ترکیبی به دلیل شیب‌های دمایی متفاوتیست که هر مخلوط با توجه به اجزاء سازنده‌اش هنگام تغییر فاز در تبخیرکننده و چگالنده داشته و تحت تاثیر آن عملکرد سیکل را نیز تغییر می‌دهد. در این شرایط، عملکرد سیستم از لحاظ انرژی و آگزژی در دو پیکربندی، یکی ساده و دیگری همراه با مبدل حرارتی داخلی و بدون سوپرهیتر شدن بخار ورودی به توربین، بررسی شده است. با توجه به اینکه در کارهای پیشین، چنین بررسی‌ای برای یافتن تاثیرات شیب‌های دمایی مختلف سیالات دو جزئی بر عملکرد سیکل، انجام نگرفته است، و با توجه به اهمیت استفاده از این سیالات و تاثیر گذاری این پارامتر در خواص آنها، این مطالعه ضروری به نظر می‌رسد. استفاده از سیالات دو جزئی از طرفی به افزایش بازده کمک می‌کند، و از طرف دیگر ثابت بودن شرایط جریان منبع حرارتی، مقایسه تاثیرات سیالات بر روی عملکرد سیکل را منطقی تر می‌نماید. همچنین قید در نظر گرفته شده، یعنی ثابت بودن شرایط جریان منبع حرارتی، در کاربردهایی که دمای خروجی جریان منبع حرارتی می‌بایست محدود شود، مانند استفاده از سیکل ارگانیک رانکین از منابع خورشیدی و یا در تولید همزمان برق و حرارت، می‌تواند مفید باشد.

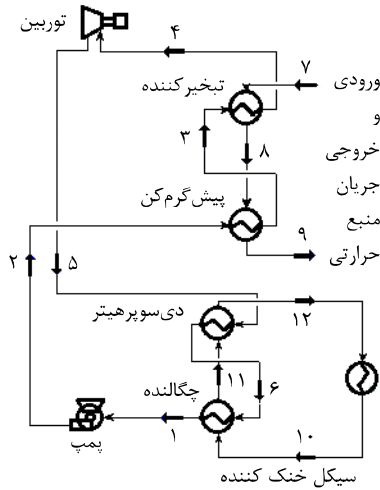
### ۲- ویژگی‌های سیال کاری

سیال دو جزئی با خاصیت زئوتروپیک، برخلاف سیالات خالص، در فشار ثابت، در یک شیب دمایی تغییر فاز می‌دهد. از این رو مطابقت دمایی آن با جریان منبع گرم و سرد در چگالنده و تبخیرکننده بهتر صورت می‌گیرد و کاهش اختلاف دمایی موجب کاهش اتلاف آگزژی می‌شود. در شکل ۱ این موضوع نشان داده شده است. شیب دمایی زیاد در تغییر فاز ممکن است باعث مقداری جدایی اجزاء مخلوط از یکدیگر شده و موجب تغییر درصد مولی اجزاء، در تبخیرکننده یا چگالنده شود [۶] اما در کار حاضر فرض شده درصد مولی اجزاء مخلوط در تمام نقاط سیکل یکسان است.

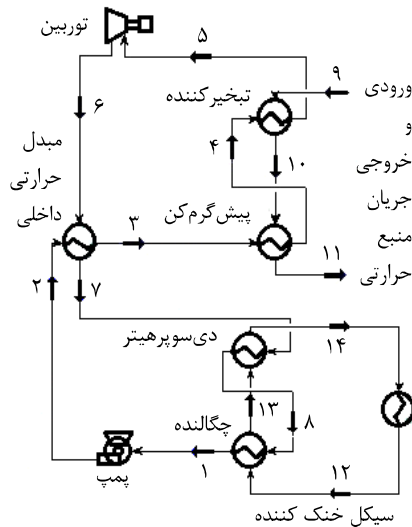
همان‌طور که در جدول ۱ نشان داده شده است، چهار سیال کاری دو جزئی با اجزاء مختلف پنتان نرمال، ایزوپنتان، بوتان نرمال، ایزوبوتان برای بررسی انتخاب شده‌اند، اگر پارامتر  $\lambda$  درصد مولی جزء دوم مخلوط باشد، مطالعه صورت گرفته بر روی  $\lambda$  هایی از ۰ تا ۱۰۰ و با فواصل ده تایی انجام گرفته است، بنابراین به ازای  $\lambda=0$ ، سیال حاصل فقط شامل جزء اول خواهد بود و به ازای  $\lambda=100$  سیال حاصل، فقط شامل جزء دوم خواهد شد. به دلیل اینکه اجزاء مخلوط همگی سیالاتی هیدروکربنی هستند، به خوبی با یکدیگر ترکیب می‌شوند. لذا مخلوط حاصل نیز، خاصیت زئوتروپیک خواهد داشت؛ یعنی شیب دمایی تغییر فاز سیال مخلوط، بین دو دمایی است که دو سیالات خالص تشکیل دهنده آن، در آن دماها تغییر فاز می‌دهند. ویژگی‌های ترمودینامیکی سیالات خالص تشکیل دهنده سیالات مخلوط در جدول ۲ نشان داده شده است.

به این ترتیب و با توجه به اختلاف نقطه جوش این سیالات در فشار ۱bar، می‌توان گفت که سیال کاری اول و دوم شیب دمایی متوسط، سیال کاری سوم شیب دمایی زیاد و سیال کاری چهارم شیب دمایی کمتری را در تبخیرکننده و چگالنده خواهند داشت. هدف از انتخاب چنین ترکیباتی علاوه بر اهمیت کاربرد آنها، بررسی شیب‌های دمایی مختلف، بر عملکرد سیکل است.

1- N-Pentane, (CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>CH<sub>3</sub>)  
2- N-Butane, (CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>CH<sub>3</sub>)



الف: پیکربندی ساده



ب: پیکربندی همراه با مبدل حرارتی داخلی

شکل ۲ پیکربندی سیکل

پیش گرم کن:

$$\dot{E}_{D,PH} = T_0 [\dot{m}_3(s_4 - s_3) + \dot{m}_{10}(s_{11} - s_{10})] \quad (12)$$

تبخیر کننده:

$$\dot{E}_{D,V} = T_0 [\dot{m}_1(s_5 - s_4) + \dot{m}_9(s_{10} - s_9)] \quad (13)$$

نسبت اتلافات اگزرژی هر جزء به کل اگزرژی وارد شده به سیکل با توجه به شکل ۲-ب طبق رابطه (۱۴) بدست می آید.

$$Y_{D,Component(i)} = \frac{\dot{E}_{D,Component(i)}}{\dot{E}_9 - \dot{E}_{11}} \quad (14)$$

با توجه به شکل ۲-ب، بازده حرارتی ( $\eta_1$ ) و اگزرژی ( $\eta_{II}$ ) مطابق روابط (۱۵) و (۱۶)، به ترتیب از تقسیم کار خالص تولیدی بر حرارت و اگزرژی ورودی بدست می آید [۱۲، ۱۱]. البته باید توجه داشت در کار حاضر به دلیل ثابت بودن شرایط جریان حرارتی در تمام حالت‌ها، انرژی و اگزرژی ورودی در تمام حالت‌ها یکسان است.

$$\eta_1 = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_9(h_9 - h_{11})} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_3(h_5 - h_3)} \quad (15)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_9 - \dot{E}_{11}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_9[(h_9 - h_{11}) - T_0(s_9 - s_{11})]} \quad (16)$$

در مبدل حرارتی داخلی حرارت موجود در سیال خروجی از توربین را بازیابی کرده و وارد پیش گرم کن می شود، در پیش گرم کن سیال به وضعیت مایع اشباع می رسد و پس از آن در تبخیر کننده تغییر فاز داده و در وضعیت بخار اشباع قرار می گیرد؛ سپس بدون سوپرهیت شدن وارد توربین شده و پس از انبساط به بخار سوپرهیت در فشار و دمای پایین تر تبدیل می شود (به دلیل مثبت بودن شیب منحنی بخار اشباع در نمودار دما-آنترپپی همانند شکل ۱) و سپس با این شرط که چگالش صورت نگیرد، مقداری از حرارت خود را در مبدل حرارتی داخلی از دست داده و وارد دی سوپرهیتر شده و در صورتی که سیال کاری هنوز سوپرهیت باشد، بخار در این تجهیز اشباع شده و در نهایت در چگالنده تا قرارگیری در وضعیت مایع اشباع خنک می شود.

#### ۴- فرضیات و روابط حاکم

در این مطالعه، شبیه سازی در حالت پایا انجام گرفته، افت فشار و اتلاف حرارت در اجزاء سیکل ناچیز فرض شده و از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی نیز صرف نظر شده است.

با توجه به فرضیات انجام شده، روابط حاکم بدست می آیند [۱۱، ۱۰]. موازنه جرم، انرژی و اگزرژی برای حجم کنترل طبق روابط (۱) تا (۳) محاسبه می شوند.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (2)$$

$$\dot{E}_{heat} - \dot{W} = \sum \dot{E}_{out} - \sum \dot{E}_{in} + \dot{E}_{D,Total} \quad (3)$$

در روابط بالا  $\dot{m}$  دبی جرمی سیال،  $\dot{Q}$  و  $\dot{W}$  به ترتیب حرارت ورودی و کار خروجی از مرز حجم کنترل،  $h$  آنالژی و زیر نویس in و out به معنای ورود و خروج است.  $\dot{E}_{D,Total}$  مجموع نرخ اتلافات اگزرژی در اجزاء، و انتقال اگزرژی یا حرارت در دمای  $T$  است که طبق رابطه (۴) محاسبه می شود.

$$\dot{E}_{heat} = \sum (1 - T_0/T) \dot{Q} \quad (4)$$

زیر نویس 0 به معنای وضعیت محیط،  $T$  به معنای دما و  $T_0$  به معنای دمای محیط است.

برای محاسبه نرخ جریان اگزرژی یا  $\dot{E}$  از روابط (۵) و (۶) استفاده می شود.

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (5)$$

$$\dot{E} = \dot{m}e \quad (6)$$

لازم به ذکر است در روابط بکار رفته  $s$  معرف آنترپپی است.

نرخ اتلافات اگزرژی در هر جزء از سیکل نیز با توجه به شکل ۲-ب طبق روابط (۷) تا (۱۳) محاسبه می شود.

پمپ:

$$\dot{E}_{D,P} = \dot{m}_1 T_0 (s_2 - s_1) \quad (7)$$

توربین:

$$\dot{E}_{D,T} = \dot{m}_5 T_0 (s_6 - s_5) \quad (8)$$

دی سوپرهیتر:

$$\dot{E}_{D,DS} = T_0 [\dot{m}_1 (s_8 - s_7) + \dot{m}_{13} (s_{14} - s_{13})] \quad (9)$$

چگالنده:

$$\dot{E}_{D,C} = T_0 [\dot{m}_1 (s_1 - s_8) + \dot{m}_{12} (s_{13} - s_{12})] \quad (10)$$

مبدل حرارتی داخلی:

$$\dot{E}_{D,IHE} = T_0 \dot{m}_1 [(s_3 - s_2) + (s_7 - s_6)] \quad (11)$$

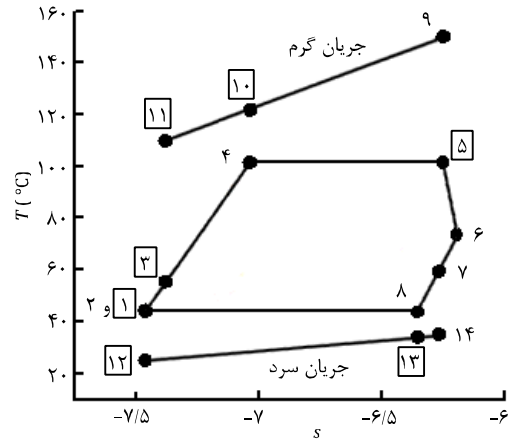
۵- روش حل

همانطور که در جدول ۳ مشخص است، جریان منبع حرارتی از آب خالص در فشار و دمای بالا تشکیل شده و دمای ورودی و خروجی آن به ترتیب ۱۵۰ °C و ۱۱۰ °C و دبی جرمی آن نیز در ۱۵ kgs<sup>-1</sup> ثابت است. به این ترتیب در تمام بررسی‌ها انرژی و آگزوری ورودی به سیستم ثابت خواهد بود. هدف از قید مذکور در این تحقیق، مقایسه منطقی‌تر و تعیین صحیح تاثیر نوع سیال کاری در عملکرد سیکل است؛ زیرا متغیر بودن دمای خروجی جریان منبع حرارتی بر عملکرد سیکل و بازده تاثیر گذاشته و مانع از مقایسه منطقی عملکردها در حالت‌های مختلف می‌شود و در این صورت بازده و کار تولیدی نیز با یکدیگر ارتباط نخواهند داشت. در این شرایط مهندسی نمی‌تواند برای شرایط واقعی جریان منبع حرارتی مشخص، سیکل مناسب را انتخاب کند.

به منظور لحاظ شرایط ثابت جریان منبع حرارتی در محاسبات سیکل، چن و همکاران [۷] روشی نوین ارائه کردند؛ الگوریتم حل در آن روش بر اساس فرض ثابت بودن مقدار گرمای ویژه سیال حامل حرارت جریان منبع حرارتی طراحی شده و با تکرار مناسب الگوریتم و حدس‌های مکرر فشار بیشینه سیکل، نزدیک شدن به مقدار صحیح دما و فشار سیال کاری در نقطه پینچ در تخییرکننده تا حد مناسبی قابل دسترس است.

اما در کار حاضر از روشی دیگر استفاده شده است. در این روش مطابق شکل ۳، که به عنوان نمونه نمودار دما-آنترپوی پیکربندی ب با سیال کاری اول و  $\lambda=0$  (با توجه به شکل ۲-ب) نشان داده شده است، با استفاده از حدس اولیه برای دمای ۷ نقطه از سیکل به عنوان داده‌های ورودی، باید در نهایت پس از تکرار حدس‌ها، سیکل در وضعیت طراحی قرار گیرد، و مطابق جدول ۴، تکرار حدس هر ورودی تا جایی ادامه می‌یابد تا تنها شرط مورد نظر آن برقرار شود. در نهایت پس از اینکه تمام ورودی‌ها اصلاح شدند، برقراری صورت عدم برقراری حتی یک شرط، تمام ورودی‌ها از نو اصلاح خواهند شد. الگوریتم استفاده شده جهت یافتن مقادیر صحیح ورودی، در شکل ۴ نشان داده شده است. جهت محاسبات این الگوریتم، از نرم‌افزارهای هایسیس [۱۴] و متلب [۱۵] و برقراری ارتباط آنها با یکدیگر استفاده شده است. پیکربندی سیکل و حل آن در هایسیس انجام گرفته و الگوریتم برقراری قیدها با استفاده از کد نوشته شده در متلب انجام شده است. به‌منظور انجام دقیق حل نیز، خصوصیات سیالات از پایگاه داده رفپروپ<sup>۱</sup> موجود در هایسیس [۱۴] برداشت شده است. برای اطمینان از دقت مدل‌سازی و کافی بودن دقت شروط جدول ۴ (۰/۱ °C)، قسمتی از کار چیس و همکاران [۸] مربوط به سیال دوجزئی ایزوپنتان/ایزوبوتان با نسبت مولی ۰/۷۴ ایزوپنتان و ۰/۲۶ ایزوبوتان، مدل‌سازی شده و نتایج مقایسه شد. پارامترهای سیکل مدل‌سازی شده و نتایج حاصل از مقایسه به ترتیب در جدول ۵ و ۶ نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است، نتایج حاصل از کار حاضر با نتایج مرجع [۸] بسیار نزدیک است.

لازم به ذکر است در مرجع [۸] نیز دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی ثابت در نظر گرفته شده است. در مرجع [۸]، چیس و همکاران مدل‌سازی خود را با نتایج حاصل از نرم‌افزار شیشه‌سازی سایکل-تمپو<sup>۲</sup> [۱۶] مقایسه و صحت‌سنجی نموده‌اند. همچنین بهینه‌سازی بر اساس روش گرادیان کاهش یافته عمومی<sup>۳</sup> [۱۷] که برای سیستم‌های غیر خطی به کار می‌رود، با تکرار همگرایی<sup>۴</sup> ۱۰<sup>-۴</sup> انجام گرفته است.



شکل ۳ نمودار دما-آنترپوی سیال کاری اول با  $\lambda=0$  برای پیکربندی ب. همزمان تمام شروط بررسی شده و در دمای نقاطی که در مربع قرار گرفته است داده‌های ورودی برای حل سیکل هستند.

جدول ۴ ورودی‌ها و شروطی که می‌بایست برقرار شود

شماره	ورودی <sup>(*)</sup>	شروط <sup>(*)</sup>
۱	$T_{11}$	$T_{11} = 110$
۲	$T_{10}$	$ T_9 - 150  < 0.01$
۳	$T_5$	$ T_{10} - T_4 - 20  < 0.01$
۴ <sup>(**)</sup>	$T_3$	$ \min[(T_6 - T_3), (T_7 - T_2)] - 15  < 0.01$
۵	$T_1$	$ \min[(T_1 - T_{12}), (T_8 - T_{13})] - 10  < 0.01$
۶	$T_{13}$	$ T_{14} - 35  < 0.01$
۷	$T_{12}$	$T_{12} = 25$

<sup>(\*)</sup>  $T$  به معنای دماست. تمام دماها و اعداد به کار رفته بر حسب درجه سانتی‌گراد است. <sup>(\*\*)</sup> در صورت تغییر فاز سیال کاری در مبدل حرارتی داخلی، برای جلوگیری از آن، اختلاف دمای پینچ بیش‌تر از ۱۵ °C در نظر گرفته می‌شود.

حال برای بررسی جزئیات بیش‌تر روابط (۱۷) تا (۲۰) تعریف می‌شوند. انرژی منتقل شده از هر مبدل حرارتی از رابطه (۱۷) پیروی می‌کند.

$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD$  (۱۷)  
در رابطه فوق  $U$  ضریب کلی انتقال حرارت،  $A$  مساحت مبدل و حاصل ضربان یعنی  $UA$  ظرفیت مبدل با دیمانسیون (kW<sup>-1</sup>) است.  $LMTD$  نیز اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که طبق رابطه (۱۸) محاسبه می‌شود.

$$LMTD = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln \frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}} \quad (18)$$

برای مقایسه کارایی توربین و سنجش آن از نظر اقتصادی در حالت‌های مختلف، با توجه به موثر بودن دبی حجمی گاز ورودی به توربین در اندازه و هزینه‌های آن، ضریب اقتصادی توربین مطابق رابطه (۱۹) تعریف می‌شود [۱۳]:

$$C_T = \frac{\dot{V}_5}{\dot{W}_{net}} \quad (19)$$

برای سنجش سیال کاری استفاده شده به ازای کار تولیدی نیز، ضریب اقتصادی سیال کاری با توجه به نسبت دبی جرمی سیال به توان تولیدی سیکل، طبق رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود.

$$C_{WF} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{W}_{net}} \quad (20)$$

در دو رابطه فوق  $\dot{V}_5$  دبی حجمی گاز ورودی به توربین،  $\dot{m}_1$  دبی جرمی سیال کاری در سیکل و  $\dot{W}_{net}$  نیز کار خالص تولیدی است.

1- RefProp, REference fluid PROPERTIES (NIST Standard Reference Database)  
2- Cycle-Tempo  
3- Generalized reduced gradient method

جدول ۵ مقادیر سیکل مقایسه شده در صحت‌سنجی

شرایط	پارامترهای عملکرد
آب	ماده جریان منبع حرارتی
۵	فشار جریان منبع حرارتی (bar)
۱۵۰	دمای ورودی جریان منبع حرارتی (°C)
۱۳۵	دمای خروجی جریان منبع حرارتی (°C)
۱۵	دبی جریان منبع حرارتی (kgs <sup>-1</sup> )
آب	ماده جریان منبع سرد
۴	فشار جریان منبع سرد (bar)
۲۵	دمای ورودی جریان سرد (°C)
۳۵	دمای خروجی جریان سرد (°C)
۸۰	بازده آیزنتروپیک پمپ (%)
۶۵	بازده آیزنتروپیک توربین (%)
۹۷	بازده ژنراتور (%)
۲۰	پینچ در تخیخ‌کننده (°C)
۱۰	پینچ در چگالنده (°C)
۱۵	پینچ در مبدل حرارتی داخلی (°C)

جدول ۶ مقایسه نتایج

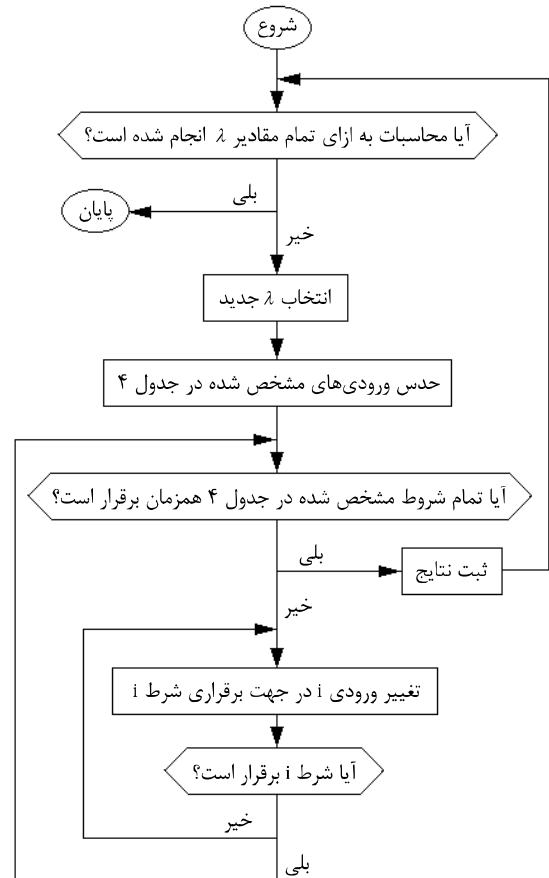
کار حاضر	کار چیس و همکاران [۸]	پارامترهای عملکرد
۹۶۵	۹۶۶	انرژی ورودی (kW)
۱۵/۲	۱۵/۳	فشار تخیخ‌کننده (bar)
۲/۱۷	۲/۲	فشار چگالنده (bar)
۶/۹۹	۷	نسبت فشار
۲/۳۷۵	۲/۳۸	دبی سیال کاری (kgs <sup>-1</sup> )
-۶/۵۶	-۶/۶	مصرف پمپ (kW)
۱۱۲/۶	۱۱۲/۸	برق ناخالص تولیدی (kW)
۱۰/۹۹	۱۰/۹۹	بازده سیکل (%)

۱-۶- بازده و اتلافات

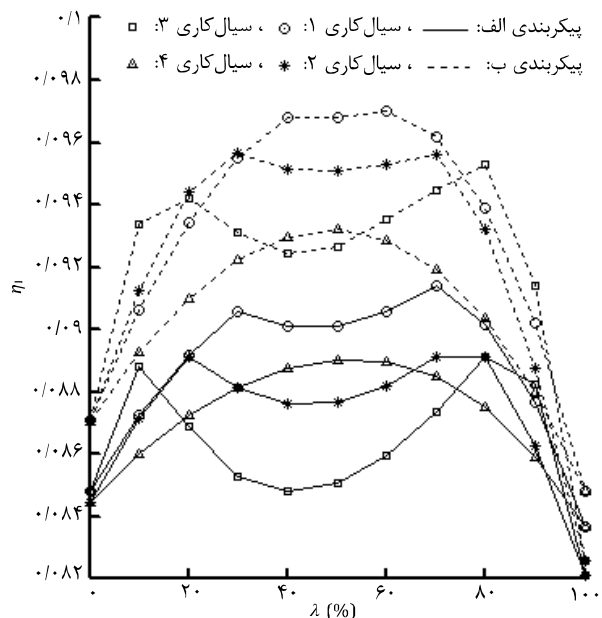
بازده حرارتی و آگزرژی با توجه به  $\lambda$ ، درصد مولی جزء دوم، به ترتیب در شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده‌اند. همان‌طور که نشان داده شده، استفاده از مخلوط به عنوان سیال کاری تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر بازده حرارتی و آگزرژی سیکل می‌گذارد. به‌طور مثال در پیکربندی ب، استفاده از سیال کاری اول با  $\lambda=60$  نسبت به سیال‌های خالص پنتان نرمال و بوتان نرمال، به ترتیب باعث افزایش بازده حرارتی ۱۱/۴٪ و ۱۴/۴٪ شده است. افزایش بازده آگزرژی نیز همین مقدار است.

وجود مبدل حرارتی داخلی در پیکربندی ب نیز باعث افزایش بازده حرارتی و آگزرژی نسبت به پیکربندی الف شده است. از سوی دیگر تاثیر مثبت استفاده از سیال کاری مخلوط در پیکربندی ب بیش‌تر از پیکربندی الف است، به‌طور مثال برای سیال کاری اول با  $\lambda=30$  نسبت به پنتان نرمال خالص بازده حرارتی و آگزرژی در پیکربندی الف هر کدام ۶/۷۵٪ زیاد شده است، در حالی که این مقادیر برای پیکربندی ب ۹/۶۶٪ است.

همان‌طور که در شکل ۵ و ۶ نشان داده شده به غیر از سیال کاری چهارم، در بقیه سیال‌های کاری با نزدیک شدن مقدار  $\lambda$  به مقادیر میانی، از روند افزایشی بازده حرارتی و آگزرژی کاسته شده و یا حتی افت می‌کند؛ این مسئله برای سیال کاری سوم در پیکربندی الف نمایان‌تر است. در شکل ۷ نمودار دما-آنتروپی سیال کاری سوم در پیکربندی الف به ازای  $\lambda=0$ ،  $\lambda=10$  و  $\lambda=40$  نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است به ازای  $\lambda=0$  سیال کاری، پنتان نرمال خالص بوده و هیچ شیب دمایی هنگام تغییر فاز وجود ندارد.



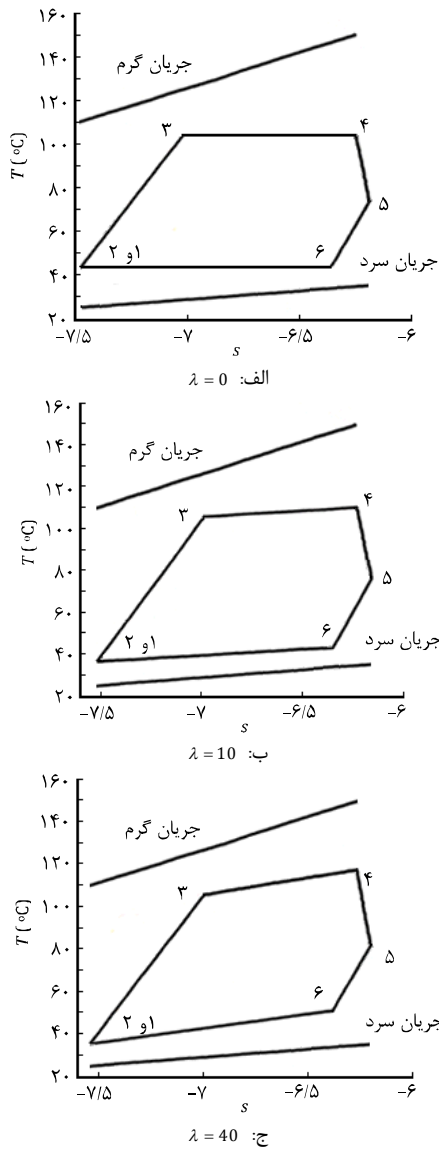
شکل ۴ الگوریتم استفاده شده جهت یافتن مقادیر صحیح ورودی. مقادیر  $\lambda$  با توجه به جدول ۴ از یک تا هفت است.



شکل ۵ بازده حرارتی سیکل در پیکربندی و سیالات کاری مختلف در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم

۶- نتایج و بحث

پس از انجام شبیه سازی، پارامترهای مهم عملکردی سیکل مورد بررسی قرار می‌گیرند.



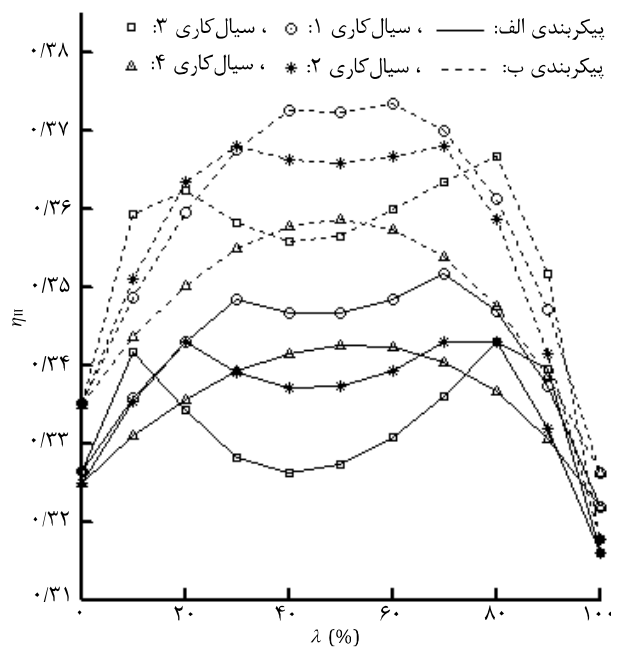
شکل ۷ نمودار دما-آنترپی سیال کاری سوم در پیکربندی الف

مثلا برای سیال کاری اول با  $\lambda=30$ ، اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی در پیکربندی ب، مطابق شکل ۸-ج و ۸-د می‌تواند به ترتیب باعث کاهش  $0.0329$  و  $0.015$  اتلاف آگزرژی نسبی ( $\eta_D$ ) در پیش‌گرم‌کن و تبخیرکننده (روی هم) و دی‌سوپرهیتر و چگالنده (روی هم) شود.

### ۶-۲- رفتار سیالات کاری مختلف در مبدل‌های حرارتی

چهار مخلوط مختلفی که به عنوان سیال کاری استفاده شدند، مطابق شکل ۹، چهار شیب دمایی مختلف در تبخیرکننده و چگالنده ایجاد می‌کنند. در سیال کاری سوم با توجه به اختلاف دمای  $62^\circ\text{C}$  در دمای بحرانی اجزاء آن، این مخلوط بیش‌ترین شیب دمایی را داراست، پس از آن سیال کاری دوم، اول و چهارم به ترتیب با داشتن اختلاف دماهای  $53$ ،  $44$  و  $35^\circ\text{C}$  در دمای بحرانی سیالات تشکیل دهنده خود، بیش‌ترین شیب دمایی را در تبخیرکننده و چگالنده دارا هستند.

مطابق شکل ۹ استفاده از مبدل حرارتی داخلی تغییرات اندکی بر روی شیب دمایی می‌گذارد و در چگالنده در شرایطی که فشار، از فشار تبخیرکننده کم‌تر است، شیب دمایی در تغییر فاز سیال کاری، بیش‌تر از تبخیرکننده است.

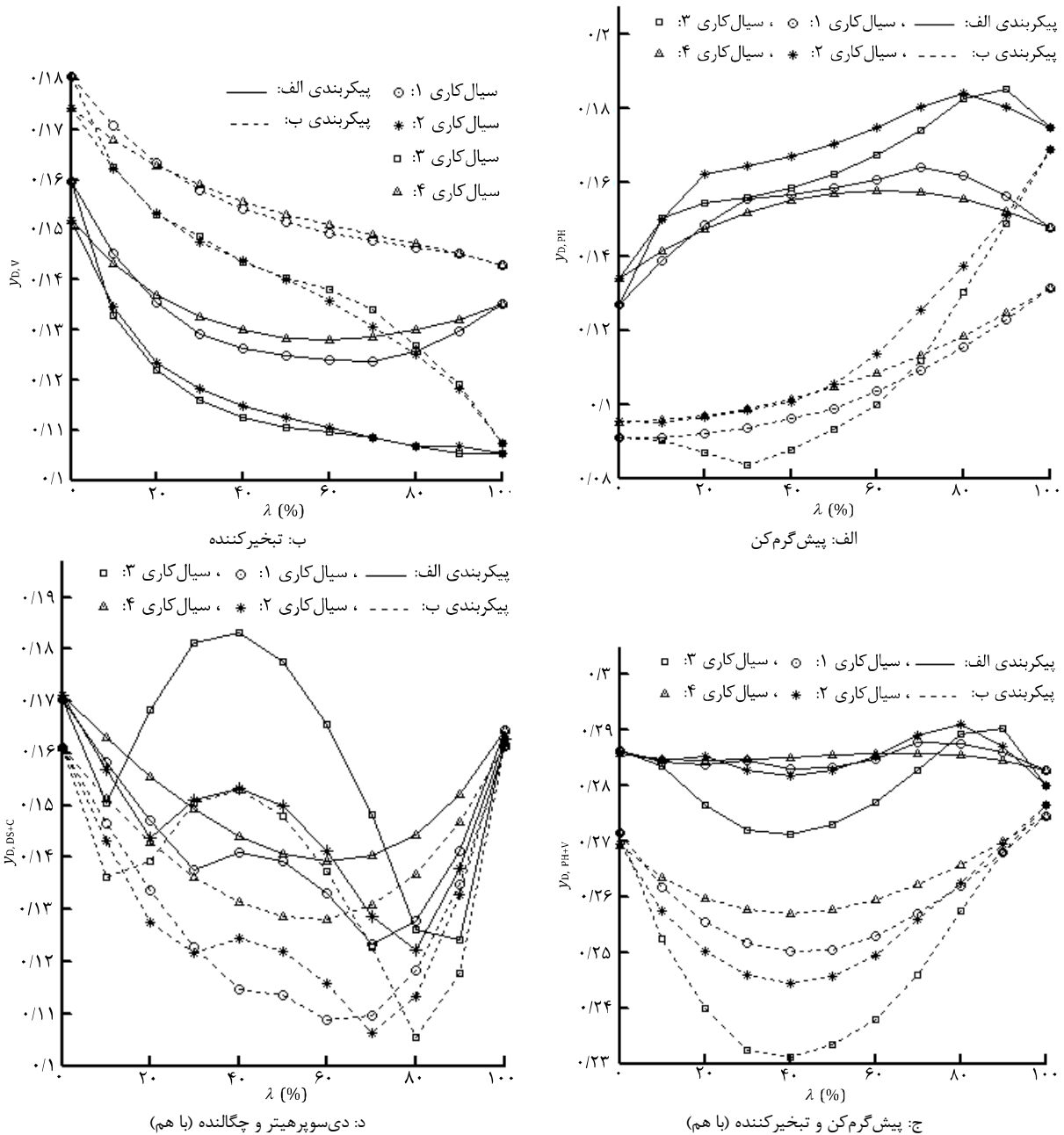


شکل ۶ بازده آگزرژی سیکل در پیکربندی و سیالات کاری مختلف در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم

به ازای  $\lambda=10$  نسبت مولی سیال کاری  $0.1$  برای ایزوبوتان و  $0.9$  برای پنتان نرمال بوده و در چگالنده، شیب دمایی تغییر فاز مطابقت بسیار خوبی با شیب جریان سرد دارد (با حفظ اختلاف دمای پینچ) و این باعث کاهش اتلافات آگزرژی در چگالنده می‌شود. از سوی دیگر شیب دمایی در تبخیرکننده نیز به افزایش بازده کمک می‌کند.

اما در شکل ۷-ج به ازای  $\lambda=40$  و با وجود این که شیب دمایی در تبخیرکننده افزایش یافته و اتلافات آگزرژی در آن کم‌تر شده است، اما از طرف دیگر در چگالنده، تغییر فاز در شیبی بیش‌تر از شیب جریان سرد رخ می‌دهد و این باعث عدم مطابقت دمایی مناسب در چگالنده شده و افزایش اتلافات آگزرژی در آن باعث کاسته شدن از روند افزایشی بازده و یا حتی افت بازده حرارتی و آگزرژی می‌شود. در شکل ۸-ب نسبت اتلافات آگزرژی در پیش‌گرم‌کن، تبخیرکننده و مجموعه‌ی دی‌سوپرهیتر و چگالنده، به کل آگزرژی ورودی به سیکل، نشان داده شده است و همان‌طور که در شکل ۸-د مشخص است، با نزدیک شدن  $\lambda$  به مقادیر میانی، مقدار اتلاف آگزرژی در دی‌سوپرهیتر و چگالنده به دلیل گفته شد (عدم مطابقت مناسب شیب‌های دمایی) بیش‌تر شده است. همچنین شیب دمایی ایجاد شده در چگالنده باعث پایین‌تر رفتن دما در خروجی پمپ شده، بنابراین دمای ورودی پیش‌گرم‌کن در پیکربندی الف کاسته شده و پیرو آن مطابقت دمایی کم‌تر، و مطابق شکل ۸-الف، اتلافات آگزرژی در آن بیش‌تر می‌شود؛ اما از طرف دیگر شیب دمایی در تبخیرکننده باعث کم‌تر شدن اتلافات آگزرژی در تبخیرکننده شده و همان‌طور که در شکل ۸-ج مشخص است، در مجموع اتلافات آگزرژی در پیش‌گرم‌کن و تبخیرکننده روی هم کاهش یافته است. وجود مبدل حرارتی داخلی به دلیل این که حرارت را از خروجی توربین به خروجی پمپ منتقل می‌کند، از طرفی باعث خنک شدن سیال در خروجی توربین می‌شود و از این طریق باعث کاهش اتلافات آگزرژی در دی‌سوپرهیتر می‌شود و از طرف دیگر باعث گرم کردن سیال در خروجی پمپ شده و باعث کاهش اتلافات آگزرژی در پیش‌گرم‌کن نیز می‌شود.





نسبت به سیالات تشکیل دهنده اول خود،  $LMTD$  را به ترتیب، ۶ و  $۲/۴\text{ }^{\circ}\text{C}$  کاهش دهند.

با توجه به اینکه فرض مدل سازی بر این است که جریان سرد با دمای  $۲۵\text{ }^{\circ}\text{C}$  وارد چگالنده شده و با دمای  $۳۵\text{ }^{\circ}\text{C}$  از دی سوپرهیتر خارج می شود و با توجه به اینکه قسمتی از این جریان به خنک کردن بخار سوپرهیتر خروجی از توربین (پیکربندی الف) یا مبدل حرارتی داخلی (پیکربندی ب) و رساندن آن به بخار اشباع اختصاص دارد، پس اختلاف دو سر شیب دمایی جریان سرد که سیال کاری توسط آن در چگالنده تغییر فاز می دهد می تواند کم تر از  $۱۰\text{ }^{\circ}\text{C}$  باشد.

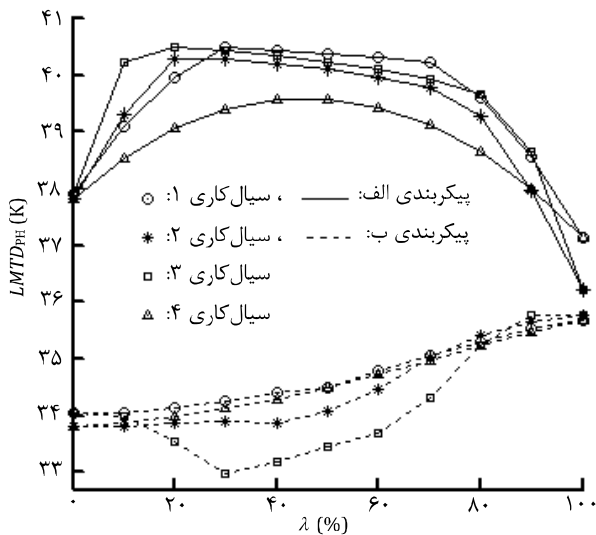
بنابراین با توجه به شکل ۹- ب هر سیال کاری در مقدار  $\lambda$  ای که شیب دمایی آن با شیب دمایی جریان سرد در چگالنده (اختلاف دو سر شیب کم تر از  $۱۰\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) برابر باشد، مطابق شکل ۱۰- ج می تواند کم ترین  $LMTD$  ممکن را با توجه به اختلاف دمایی پینچ در چگالنده ایجاد کند.

همان طور که قبلا توضیح داده شد افزایش شیب دمایی در چگالنده، دمای خروجی پمپ را پایین تر آورده و  $LMTD$  را در پیش گرم کن افزایش می دهد (در پیکربندی الف)، از طرفی شیب دمایی در تبخیرکننده  $LMTD$  را در آن کم کرده و همچنین در صورتی که شیب دمایی در چگالنده، بیش تر از شیب دمایی جریان سرد شود،  $LMTD$  در چگالنده افزایش پیدا می کند، این موضوعات را می توان به ترتیب در شکل ۱۰- الف، ب و ۱۰- ج مشاهده نمود.

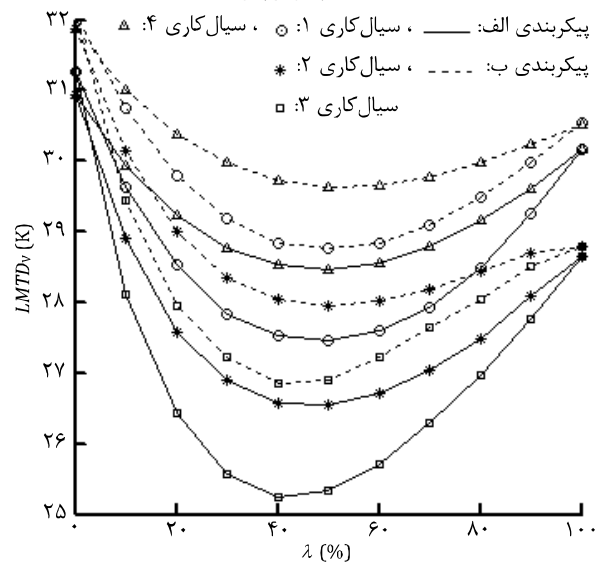
هرچند پایین آمدن دمای پمپ در ابتدای پیش گرم کن باعث افزایش اختلاف دمایی متوسط لگاریتمی در آن است اما مطابق شکل ۱۰- الف، استفاده از مبدل حرارتی داخلی دمایی ورودی پیش گرم کن را افزایش داده و از افزایش  $LMTD$  در پیش گرم کن جلوگیری می کند.

سیال کاری سوم و چهارم که مطابق شکل ۹- الف در پیکربندی الف و  $\lambda=40$ ، به ترتیب بیش ترین ( $۱۱/۹۵\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) و کم ترین ( $۴/۶۳\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) اختلاف دمایی را در تبخیرکننده به وجود آوردند، توانستند مطابق شکل ۱۰- ب،

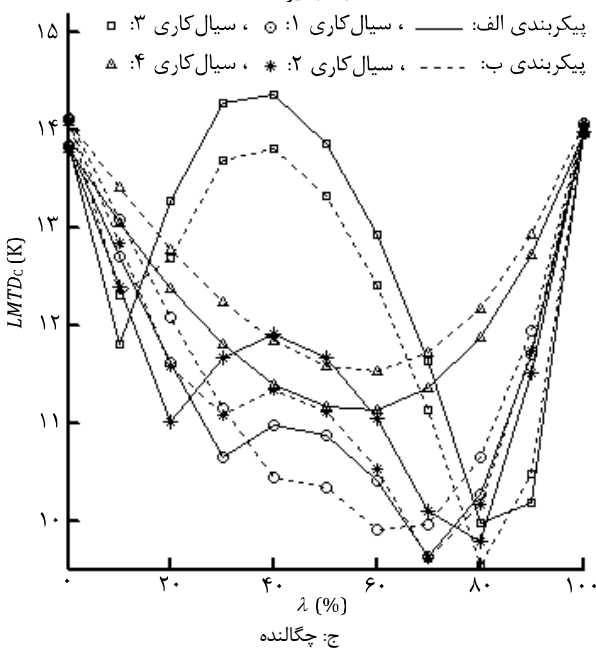




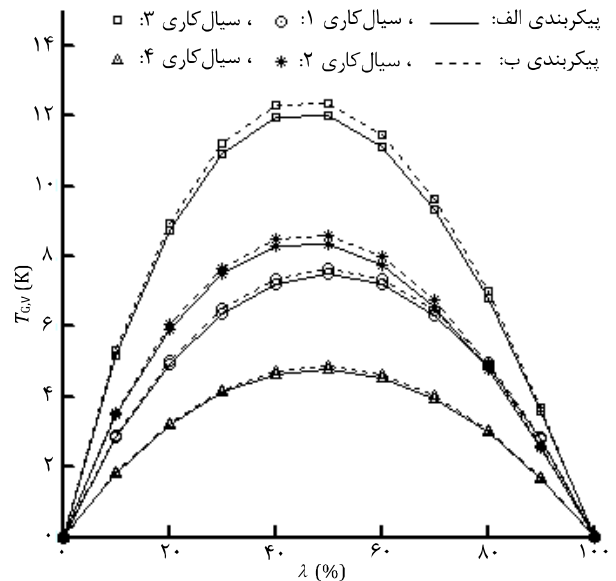
الف: پیش گرم کن



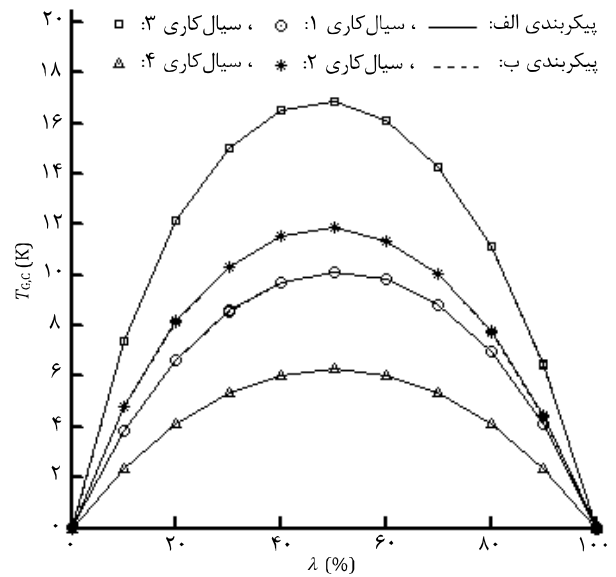
ب: تبخیر کننده



ج: چگالنده



الف: تبخیر کننده

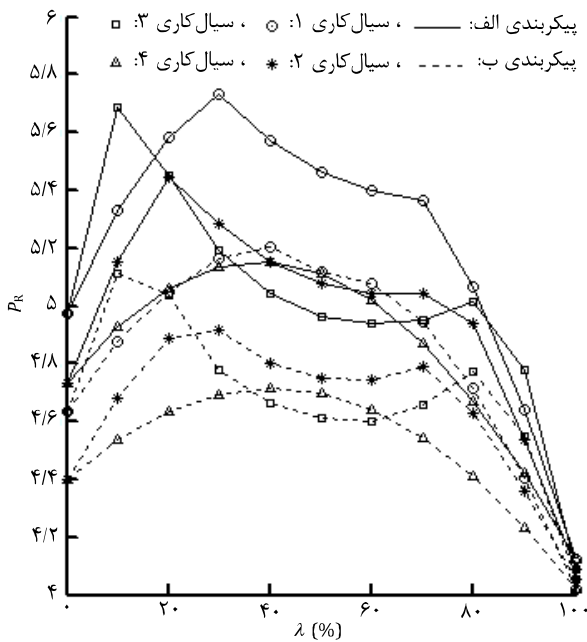


ب: چگالنده

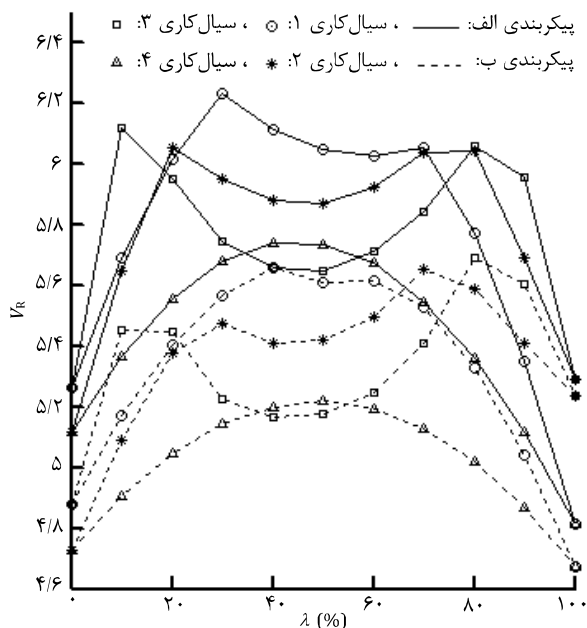
شکل ۹ اختلاف دمایی سیال کاری هنگام تغییر فاز در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم

مطابق شکل ۹- ب سیال کاری چهارم در هیچ  $\lambda$  ای، اختلاف دمایی آن در چگالنده بیش تر از  $7^\circ\text{C}$  نمی شود به همین دلیل مطابق شکل ۱۰- ج کاهش  $LMTD$  ایجاد شده در چگالنده پیوسته است؛ اما در سیالات کاری دیگر، مطابق شکل ۹- ب، در  $\lambda$  هایی که شیب دمایی، اختلاف دمایی حدود  $10^\circ\text{C}$  و بیش تر ایجاد می کند همچون سیال کاری سوم در  $\lambda=20$  و سیال کاری اول در  $\lambda=50$ ، به دلیل بیش تر بودن شیب دمایی در تغییر فازشان از شیب جریان سرد، مطابقت دمایی کمتر و مطابق شکل ۱۰- ج روند کاهشی  $LMTD$  متوقف می شود.

هرچند افزایش  $LMTD$  اتلافات آگزرژی در مبدل ها را زیاد می کند اما از طرفی ظرفیت مبدل مورد نیاز کاهش می یابد. در کل می توان گفت مقدار بازده سیکل با ظرفیت مبدل ها نسبت عکس دارد. در شکل ۱۱ ظرفیت مبدل حرارتی پیش گرم کن، تبخیر کننده و چگالنده نشان داده شده است. لازم به ذکر است با محاسبه ضریب انتقال حرارت مبدل انتخابی ( $U$ ) می توان به سطح مقطع مورد نیاز مبدل ( $A$ ) و در واقع اندازه آن دست یافت. هر چند هدف تحقیق حاضر بررسی این موضوع نیست.



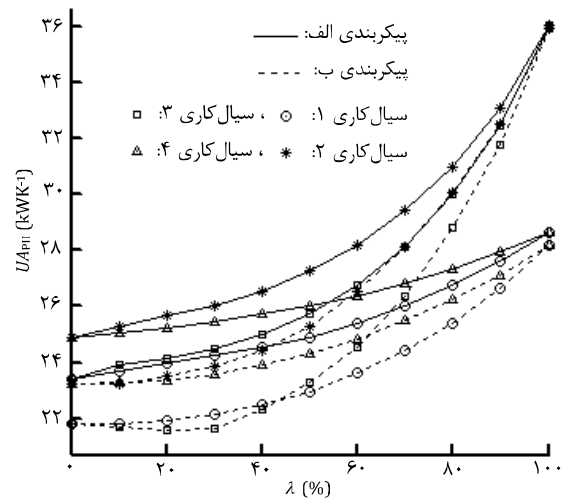
شکل ۱۲ نسبت فشار بین ورودی و خروجی توربین در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم



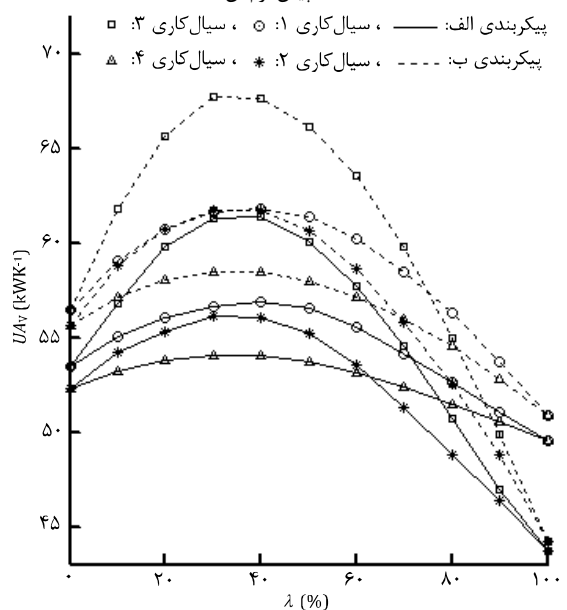
شکل ۱۳ نسبت حجم بین ورودی و خروجی توربین در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم

### ۶-۳- شرایط عملکردی توربین

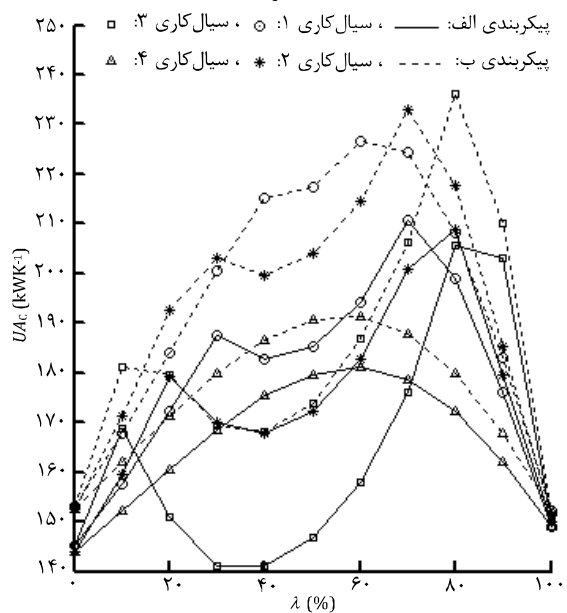
نسبت فشار و نسبت حجم بین ورودی و خروجی توربین می‌تواند در طراحی توربین مناسب، تعیین کننده باشد. در شکل ۱۲ و ۱۳ به ترتیب نسبت فشار و نسبت حجم نشان داده شده است. با توجه به شکل ۱۰، با تغییر  $\lambda$  و کاهش  $LMTD$  در مبدل‌ها، مطابق شکل ۱۲ و ۱۳ نسبت فشار و حجم نیز در توربین زیاد می‌شود و پیرو آن کار تولیدی توربین نیز مطابق شکل ۵ و ۶ با توجه به اینکه حرارت و آگزرژی ورودی به سیکل ثابت است، افزایش می‌یابد. عدم مطابقت دمایی و افزایش  $LMTD$  که در چگالنده با سیالات کاری اول، دوم و سوم، که در  $\lambda$  های میانی رخ می‌دهد، نیز باعث کاهش نسبت فشار و حجم و کاهش کار تولیدی در توربین می‌شود.



الف: پیش گرم کن



ب: تبخیرکننده



ج: چگالنده

شکل ۱۱ ظرفیت مبدل حرارتی در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم

با توجه به اینکه در ۴ سیال کاری مخلوط در نظر گرفته شده، همواره سیال تشکیل دهنده دوم، دمای بحرانی پایین‌تر و فشار بحرانی بیشتری نسبت به سیال تشکیل دهنده اول داشته است، مقایسه عملکرد سیکل در  $\lambda=100$  نسبت به  $\lambda=0$  نشان‌گر این است که سیالات تشکیل دهنده دوم به ازای تولید کار خالص واحد، دبی جرمی بیشتری داشته اما از طرفی دبی حجمی کم‌تری در ورودی توربین دارند. نسبت فشار توربین نیز در این سیالات کم‌تر است. همچنین در  $\lambda=100$  استفاده از مبدل حرارتی داخلی تغییرات کم‌تری در عملکرد سیکل نسبت به عملکرد سیکل در پیکربندی الف ایجاد می‌کند.

### ۷- نتیجه گیری

در این مطالعه، عملکرد سیکل ارگانیک رانکین با توجه به دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی سنجیده شد. دما و فشار در چگالنده و تبخیرکننده بر اساس شیب دمایی جریان گرم و سرد و اختلاف دمای پینچ بدست آمد.

همچنین با توجه به ثابت در نظر گرفتن دمای ورودی و خروجی سیکل خنک‌کننده، که دبی آن بر اساس گرمای انتقال یافته تغییر می‌نمود، در این شرایط تأثیرات استفاده از چهار سیال مخلوط زئوتروپیک دوجزئی با توجه به تغییرات  $\lambda$ ، از لحاظ انرژی و آگزروی بررسی شد. شیب دمایی سیال کاری سوم به دلیل اختلاف دمایی زیاد دمای بحرانی دو سیال تشکیل دهنده‌اش بیش‌ترین و شیب دمای سیال کاری چهارم کم‌ترین مقدار بین سیالات کاری بود. از نتایج مهم بدست آمده می‌توان به این موارد اشاره کرد:

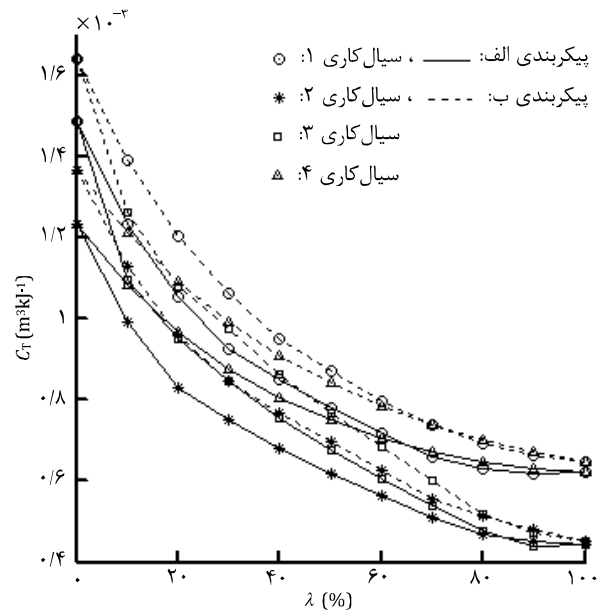
- اگر چه سیال کاری سوم با شیب دمایی زیادی که در تغییر فاز داشت بهترین مطابقت دمایی را در تبخیرکننده برقرار کرد و کم‌ترین اتلاف آگزروی را در آن داشت، اما بهترین بازده حرارتی و آگزروی را سیال کاری اول به دلیل بهترین مطابقت شیب دمایی‌اش با شیب دمایی هر دو جریان سرد و گرم در تبخیرکننده و چگالنده بدست آورد؛ به طوری که در پیکربندی ب، استفاده از سیال کاری اول با  $\lambda=60$ ، نسبت به سیال‌های خالص پنتان نرمال و بوتان نرمال، به ترتیب باعث افزایش بازده حرارتی ۱۱/۴٪ و ۱۴/۴٪ شده است.

- در شرایط مفروض در این تحقیق، مبدل حرارتی داخلی باعث افزایش دبی جرمی سیال کاری شده و از طرفی از نسبت فشار و حجم توربین کاسته، باعث افزایش دبی حجمی بخار ورودی به توربین و کاهش کارایی توربین نیز می‌شود. اما با توجه به اینکه حرارت را از خروجی توربین به ورودی پیش‌گرم‌کن منتقل می‌کند، باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها در این دو جز شده و در کل بازده حرارتی و آگزروی سیکل را افزایش می‌دهد.

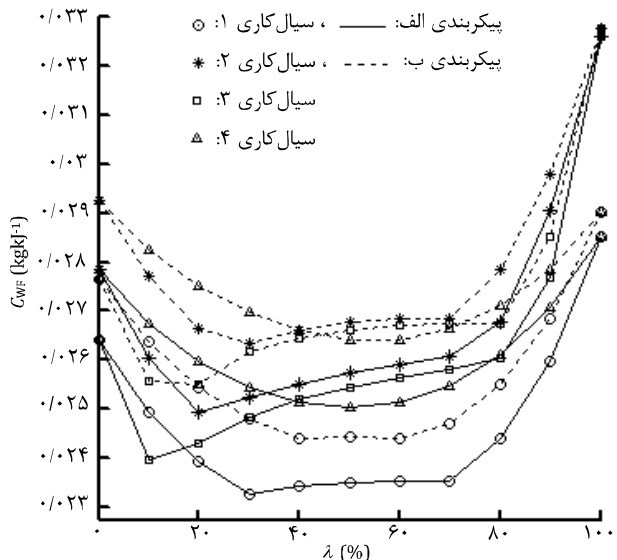
- تأثیر مثبت استفاده از سیال کاری مخلوط در پیکربندی ب بیش‌تر از پیکربندی الف است. به‌طور مثال برای سیال کاری اول با  $\lambda=30$  نسبت به پنتان نرمال خالص، بازده حرارتی و آگزروی در پیکربندی الف هر کدام ۶/۷۵٪ زیاد شده است؛ در حالی که این مقادیر برای پیکربندی ب ۹/۶۶٪ است.

- استفاده از سیالات کاری مخلوط، علاوه بر افزایش بازده حرارتی و آگزروی و کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها در مبدل‌های حرارتی، باعث کاهش دبی جرمی سیال کاری، کاهش دبی حجمی بخار ورودی به توربین و افزایش نسبت فشار و حجم در دو سر توربین نیز می‌شود.

- با توجه به بیش‌تر بودن شیب دمایی سیال کاری مخلوط هنگام تغییر فاز در دمای پایین‌تر، بیشینه بازدهی که ممکن است با استفاده از سیالات مخلوط بدست آید، می‌تواند توسط شیب دمایی جریان سرد در سیکل خنک



شکل ۱۴ دبی حجمی بخار ورودی به توربین نسبت به کار خالص تولیدی در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم



شکل ۱۵ دبی جرمی سیال کاری نسبت به کار خالص تولیدی در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم

با توجه به اینکه دبی حجمی بخار ورودی به توربین می‌تواند در اندازه توربین و هزینه آن موثر باشد، مطابق شکل ۱۴ هرچه دبی حجمی بخار ورودی به توربین نسبت به کار خالص تولیدی سیکل کم‌تر باشد، کارایی توربین در سیکل بیش‌تر و هزینه آن کم‌تر خواهد بود. طبق شکل ۱۵، دبی جرمی سیال کاری نسبت به کار خالص تولیدی سیکل نیز می‌تواند نسبت مناسبی برای سنجش هزینه‌های سیال کاری باشد. همان‌طور که در شکل ۱۴ و ۱۵ مشخص است استفاده از سیال کاری مخلوط می‌تواند این نسبت‌ها را کاهش دهد.

با توجه به شکل‌های ۱۲، ۱۳، ۱۴ و ۱۵ استفاده از مبدل حرارتی داخلی با توجه به ثابت در نظر گرفتن خصوصیات جریان حرارتی در کار حاضر، به ازای تولید کار واحد در سیکل، باعث افزایش دبی جرمی سیال کاری شده و از طرفی از نسبت فشار و حجم توربین کاسته و باعث افزایش دبی حجمی بخار ورودی به توربین و کاهش کارایی توربین نیز می‌شود.

۹- مراجع

[1] B. Lio, K. Chien, C. Wang, Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, *Energy*, Vol. 29, No. 8, pp. 1207-1217, 2004.

[2] Y. Dai, J. Wang, L. Gao, Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 3, pp. 576-582, 2009.

[3] P Mago, L. M. Charma, K. Srinivasan, C. Somayaji, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 8-9, pp. 998-1007, 2008.

[4] D. Mikielewicz, J. Mikielewicz, A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 16, pp. 2357-2362, 2010.

[5] W. Li, X. Feng, L. J. Yu, J. Xu, Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 17-18, pp. 4014-4023, 2011.

[6] F. Heberle, M. Preibinger, D. Bruggemann, Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources, *Renewable Energy*, Vol. 37, No. 1, pp. 264-370, 2012.

[7] Q. Chen, J. Xu, H. Chen, A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source, *Applied Energy*, Vol. 98, pp. 562-573, 2012.

[8] M. Chys, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, M. De Paepe, Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles, *Energy*, Vol. 44, No. 1, pp. 623-632, 2012.

[9] B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11-12, pp. 2468-2476, 2009.

[10] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal design and optimization*, pp. 39-163, New York: Wiley & Sons, 1996.

[11] Y. Cengel, M. Boles, *Thermodynamics: an engineering approach*, 5th ed, pp. 423-460, New York: McGraw-Hill, 2005.

[12] H. Jafari, S. A. Behbahania, A. Engarnevsi, Two-objective optimization o using combined cycle power plants waste for heating application, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 4, pp. 120-132, 2012. (In Persian)

[13] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume, V. Lemort, Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines, *International Compressor Engineering Conference*, Purdue, 2012.

[14] Aspen HYSYS, Version 7.3 (25.0.0.7336), Copyright (c) 1981-2011 by Aspen Technology; <http://www.aspentech.com>

[15] MATLAB, Version 7.9.0.529 (R2009b), Copyright 1984-2009 by The MathWorks; <http://www.mathworks.com>

[16] N. Woudstra, T. P. Van der Stelt, *Cycle-Tempo: a program for the thermodynamic analysis and optimization of systems for the production of electricity, heat and refrigeration*. NL: Energy Technology Section, Delft University of Technology, 2002.

[17] L.S. Lasdon, AD. Waren, A. Jain, M. Ratner, Design and testing of a generalized reduced gradient code for nonlinear programming, *ACM Transactions on Mathematical Software*, Vol. 4, No. 1, pp 34-49, 1978

کننده، محدود شود. به این ترتیب توصیه می‌شود در صورت استفاده از سیالات خالص، بهتر است دبی جرمی جریان سرد زیاد شود، اما اختلاف دمای ورودی و خروجی آن کم باشد و در صورت استفاده از سیالات کاری مخلوط نیز با توجه به شیب دمایی سیال کاری در چگالنده، اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان سرد بیش‌تر و دبی آن کم‌تر شود تا بهترین مطابقت دمایی در چگالنده بدست آید.

۸- فهرست علائم

A	مساحت ( $m^2$ )
C	ضریب اقتصادی
e	اگزرژی ویژه ( $kJ/kg$ )
$\dot{E}$	نرخ اگزرژی (kW)
h	آنتالپی ویژه ( $kJ/kg$ )
LMTD	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (K)
$\dot{m}$	دبی جرمی ( $kg/s$ )
P	فشار ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )
$\dot{Q}$	نرخ حرارت (kW)
s	آنتروپی ویژه ( $kJ/kg \cdot K$ )
T	دما (K)
U	ضریب انتقال حرارت کلی ( $kWm^2K^{-1}$ )
UA	ظرفیت مبدل ( $kWK^{-1}$ )
V	حجم ( $m^3$ )
$\dot{W}$	نرخ کار (kW)
y	اتلافات اگزرژی نسبی

علائم یونانی

$\eta$	بازده (%)
$\lambda$	درصد جزء دوم در مخلوط (%)

زیرنویس‌ها

0	حالت مرده
1, 2, 3, ...	نقاط سیکل
C	چگالنده
D	اتلافات
DS	دی‌سوپرهیتر
G	اختلاف دمایی هنگام تغییر فاز سیال کاری
heat	به شکل حرارت
I	قانون اول
IHE	مبدل حرارتی داخلی
II	قانون دوم
in	ورودی
net	به طور خالص
out	خروجی
PH	پیش‌گرم‌کن
P	پمپ
R	نسبی
T	توربین
V	تبخیرکننده
WF	سیال کاری