



## ۱- مقدمه

با توجه به کاربرد گسترده سیستم‌های تبرید تراکمی در صنایع و لوازم خانگی و سهم عمده این سیستم‌ها در مصرف انرژی الکتریکی، مدل‌سازی و شبیه‌سازی این سیستم‌ها در شرایط اقلیمی متفاوت از اهمیت بسزایی برخوردار است. در حال حاضر در کشور ما تحقیقات کمی در زمینه شبیه‌سازی کلی عملکرد سیکل‌های تبرید صورت گرفته است و لازم است که به این مقوله بیشتر پرداخته شود. این مسئله برای کشور ما که بخش‌های زیادی از آن دارای الگوی آب و هوایی گرم می‌باشد، از اهمیت بیشتری برخوردار است.

در زمینه مدل‌سازی و شبیه‌سازی فرایندهای موجود در سیکل تبرید تراکمی بخار تحقیقات مختلفی ارائه شده که در ابتدا به بررسی آن‌ها پرداخته می‌شود. اولین مدل کامپیوتری پمپ حرارتی توسط هیلر و گلیکسفرین (مدل رتچ) ارائه شده است. این مدل یک پمپ حرارتی مجهز به شیر انبساطی ترمواستاتیک را در حالت کاربرد گرمایشی پمپ شبیه‌سازی کرده است. الیسون و کرسویفرین بر اساس مدل رتچ مدلی برای شبیه‌سازی پمپ‌های حرارتی ارائه دادند (مدل چ‌ج‌د). این مدل شامل یک مدل جدید بر اساس منحنی‌های مشخصه برای کمپرسور بوده و علاوه بر مدل‌سازی شیر انبساطی ترمواستاتیک که در مدل رتچ انجام شده بود مدل‌سازی لوله موئین نیز انجام شد. فیشر و رایفرین مدل نت‌ج‌د را برای بررسی عملکرد پمپ حرارتی ارائه کرده‌اند. در این مدل اطلاعات ورودی به مدل نسبت به مدل ارائه‌شده توسط الیسون و کرسویک توسعه یافت و پمپ حرارتی در هر دو حالت سرمایشی و گرمایشی بررسی شد. میزان مادون سردی<sup>۱</sup> و مافوق گرمی مبرد به‌عنوان یک ورودی ثابت به مدل بوده و مابقی شرایط عملکرد بر اساس این ورودی‌ها به‌دست می‌آیند. دومانسکی و دیدیفرین مدل چ‌د‌خ‌ث را برای شبیه‌سازی پمپ حرارتی بیان کردند که در آن برای مدل‌سازی کمپرسور از جزئیات بسیار زیادی استفاده شده که اکثر آن‌ها تنها در دست سازندگان کمپرسور می‌باشد. مدل‌سازی کندانسور و اواپراتور بر اساس تحلیل لوله به لوله بوده و برای مدل‌سازی لوله موئین هم از تئوری جریان فانو<sup>۲</sup> استفاده شده است.

مولن و بولافریس مدلی به نام پ‌ج‌ب‌د را معرفی کردند که برای شبیه‌سازی چرخه تبرید یک دستگاه تهویه مطبوع که بر اساس سیکل تبرید تراکمی کار می‌کند استفاده می‌شود. این مدل بر اساس معادلاتی بود که توسط فیشر و رایس برای یک چرخه تبرید استخراج گردید و توسط انیل و پنسفرین اصلاح شد. عباسفرین یک سیکل تبرید تراکمی بخار را شبیه‌سازی نمود. در این شبیه‌سازی از منحنی‌های پادث‌د<sup>۳</sup> برای مدل‌سازی لوله موئین استفاده شده، انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی بین مبرد و آب بوده و ضرایب انتقال حرارت در آن‌ها ثابت در نظر گرفته شده است. برای مدل‌سازی کمپرسور از منحنی‌های مشخصه‌ای که توان آن را بر حسب دماهای کندانسور و اواپراتور به‌دست می‌دهد، استفاده شده است.

مدل‌های موجود برای سیکل‌های تبرید تراکمی با فرضیات و اهداف مختلف و با الگوریتم‌های متفاوتی ارائه شده‌اند. با توجه به تنوع اجزای سیکل تبرید تراکمی و تنوع کاربرد آن‌ها، ارائه مدل‌ها و الگوریتم‌های متفاوت برای بررسی عملکرد انواع سیکل‌های تبرید حائز اهمیت است. در این مقاله، با مدل‌سازی اجزای اصلی سیکل، تاثیر پارامترهای مختلف محیطی مانند دما و رطوبت نسبی هوا بر عملکرد سیکل بررسی شده است. همچنین تاثیر سطح مقطع کندانسور و سرعت هوا از روی آن بررسی شده که با استفاده از آن می‌توان شرایط بهینه را در طراحی سیکل اعمال نمود.

## ۲- مدل‌سازی ریاضی

برای شبیه‌سازی کل سیکل لازم است که در ابتدا مدل ریاضی هر یک از اجزای اصلی سیکل که تحول ترمودینامیکی آن‌ها در شکل ۱ نشان داده شده است انجام گیرد.

## ۲-۱- مدل لوله موئین و کمپرسور

مدل استفاده‌شده برای لوله موئین معادله‌ای است که در پادث‌د<sup>۳</sup> برای تخمین جریان جرمی مبرد گذرنده از لوله موئین بر اساس پارامترهای مؤثر بر آن (خصوصیات فیزیکی لوله و خواص سیال مبرد) بیان شده است. در این روش، با استفاده از تئوری پی‌باکینگهام<sup>۴</sup> و با ادغام

۱. تلفظ گ مع مذ  
۲. تلفظ گ ق ک ک ع ت

ک ل ج گ ه ر خ ک ع ک ق م ب ۳

گرم، در قسمت میانی آن به صورت اشباع دوفازی و در قسمت انتهایی آن معمولاً به صورت مادن سرد است. در مدل سازی کندانسور لازم است که معادلات انتقال حرارت در نواحی تک فاز و دوفاز به صورت جداگانه استخراج شود. برای مدل سازی کندانسور از روش  $NTU - \epsilon$  استفاده شده است.

### ۲-۱-۲- انتقال حرارت در ناحیه مافوق گرم

مبرد ورودی به کندانسور به صورت مافوق گرم بوده و از این رو بخشی از مساحت کندانسور صرف خارج کردن مبرد از حالت مافوق گرم و رساندن آن به حالت اشباع می شود. با استفاده از تعریف ضریب کارایی، تعداد واحدهای انتقال در ناحیه مافوق گرم کندانسور ( $NTU_{sh}$ ) از رابطه (۶) و کسری از سطح کندانسور که در آن مبرد به صورت مافوق گرم است ( $f_{sh}$ ) از رابطه (۷) حاصل می شود. ضریب انتقال حرارت کلی در ناحیه مافوق گرم کندانسور از رابطه (۸) محاسبه می شود که در این رابطه  $h_r$  ضریب انتقال حرارت در سمت لوله ها (مبرد) بوده و از آنجایی که در این ناحیه جریان در سمت مبرد به صورت مافوق گرم و تکفازی است با استفاده از رابطه معروف دیتوس-بولتر<sup>۱</sup> محاسبه می شود.  $h_a$  ضریب انتقال حرارت هوای عبوری از روی لوله ها بوده و با استفاده از رابطه ارائه شده توسط پوشین<sup>۲</sup> محاسبه می شود.  $\phi$  راندمان فین بوده و با استفاده از روابط ارائه شده توسط مک کوئیستون و همکاران<sup>۳</sup> محاسبه می شود.

$$\frac{C_r(T_2 - T_c)}{C_{min}(T_{air} - T_c)} = 1 - \exp\left\{\frac{NTU_{sh}^{0.22}}{c} [\exp(-CNTU_{sh}^{0.78}) - 1]\right\} \quad (6)$$

$$f_{sh} = A_{sh}/A_c = \frac{NTU_{sh} C_{min}}{U_{sh} A_c} \quad (7)$$

$$U_{sh} = \frac{1}{\frac{A_c}{A_{ti} h_r} + \frac{(1-\phi)}{h_a(A_{to}/A_{fin}) + \phi} + \frac{1}{h_a}} \quad (8)$$

در نهایت میزان انتقال حرارت در ناحیه مافوق گرم کندانسور از رابطه (۹) حاصل می شود.

$$Q_{sh} = C_r(T_2 - T_c) \quad (9)$$

### ۲-۲-۲- انتقال حرارت در ناحیه دوفازی

در این ناحیه نیز روابطی استخراج می شود که با استفاده از آن ها بتوان میزان انتقال حرارت در ناحیه دوفازی  $Q_{tp}$  و کسری

پارامترهای مؤثر بر جریان درون لوله موئین، هفت عدد بدون بعد به دست می آیند. عدد بدون بعد  $\pi_8$  به صورت ترکیبی از هفت عدد بدون بعد ذکر شده توسط رابطه (۱) (اگر مبرد ورودی به لوله موئین مادن سرد باشد) و یا رابطه (۲) (اگر مبرد ورودی به لوله موئین مادن سرد باشد) تعریف می شود (پیوست).

$$\pi_8 = 1.8925\pi_1^{-0.484}\pi_2^{-0.824}\pi_4^{1.369}\pi_5^{0.0187}\pi_6^{0.773}\pi_7^{0.265} \quad (1)$$

$$\pi_8 = 187.27\pi_1^{-0.635}\pi_2^{-0.189}\pi_4^{0.645}\pi_5^{-0.163}\pi_6^{-0.213}\pi_7^{-0.483} \quad (2)$$

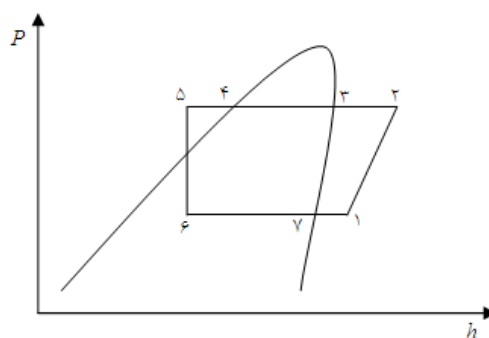
ارتباط بین دبی جرمی و قطر لوله موئین و ویسکوزیته مبرد و عدد بدون بعد  $\pi_8$  در رابطه (۳) ذکر شده است.

$$\dot{m}_{cap} = d_{cap} \mu_f \pi_8 \quad (3)$$

برای مدل سازی کمپرسور از نتایج تجربی به دست آمده از بررسی آزمایشگاهی دستگاه کولر گازی دو تکه استفاده می شود. با برآزش منحنی نتایج تجربی به دست آمده، توابع دو متغیره ای حاصل شد که دبی جرمی مبرد عبوری و توان مصرفی کمپرسور را بر حسب دماهای تقطیر در کندانسور و دمای تبخیر در اواپراتور تعیین می کند. این توابع در معادلات (۴) و (۵) آمده است.

$$\begin{aligned} m_{comp} = & -0.27 + 0.024T_e - 0.00045T_e^2 - 0.055T_c \\ & - 0.0024T_c^2 + 0.002T_e T_c \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} W_{comp} = & 28.5 - 2.35T_e + 0.052T_e^2 + 6T_c \\ & + 0.35T_c^2 - 0.27T_e T_c \end{aligned} \quad (5)$$



شکل ۱ نمودار  $P-h$  چرخه تبرید تراکمی بخار با تراکم آیزنتروپیک و با صرف نظر از افت فشار

### ۲-۲-۲- مدل سازی کندانسور

بخار مبرد با فشار و دمای زیاد وارد کندانسور شده و چگالیده می شود. در قسمت های ابتدایی کندانسور مبرد به صورت مافوق

است. ضریب کارایی و تعداد واحدهای انتقال توسط روابط (۱۶) و (۱۷) محاسبه می شوند.

$$\varepsilon_{sc} = 1 - \exp\left\{\frac{NTU_{sc}^{0.22}}{C} [\exp(-CNTU_{sc}^{0.78}) - 1]\right\} \quad (16)$$

$$NTU_{sc} = \frac{U_{sc} f_{sc} A_c}{C_{min}} \quad (17)$$

$U_{sc}$  ضریب انتقال حرارت کلی مبرد در ناحیه مادون سرد است که همانند ناحیه مافوق گرم با استفاده از رابطه (۸) محاسبه می شود. نرخ انتقال حرارت در ناحیه مادون سرد را از رابطه (۱۸) می توان محاسبه کرد.

$$Q_{sc} = C_r (T_c - T_5) = \varepsilon_{sc} C_{min} (T_c - T_{air}) \quad (18)$$

که در آن  $T_5$  دمای مبرد در خروج از ناحیه مادون سرد کندانسور است.

$$T_5 = T_c - \frac{\varepsilon_{sc} C_{min} (T_c - T_{air})}{C_r} \quad (19)$$

در نهایت کل انتقال حرارت صورت گرفته از کندانسور مجموع حرارت های منتقل شده در هر ۳ ناحیه فوق گرم، دوفازی و مادون سرد از رابطه (۲۰) و دمای مخلوط هوا در اثر عبور از روی کندانسور با رابطه (۲۱) محاسبه می شود.

$$Q_c = Q_{sh} + Q_{tp} + Q_{sc} \quad (20)$$

$$T_{aco} = T_{air} + Q_c / C_{air} \quad (21)$$

## ۲-۳- مدل سازی اواپراتور

سطح انتقال حرارت در اواپراتور به دو ناحیه مافوق گرم و دوفازی تقسیم می شود. مدل سازی هرکدام از این دو ناحیه به صورت مجزا صورت می گیرد.

در اثر عبور هوا از روی لوله های اواپراتور، به دلیل انتقال حرارت هوا با مبرد، دمای هوا کاهش می یابد. این کاهش دمای خشک هوا ممکن است منجر به تقطیر بخار آب موجود در هوا شود. مایع حاصل از تقطیر از طریق لوله های تخلیه<sup>۱</sup> خارج می شود. فرض می شود که رطوبت زدایی تنها در ناحیه دوفازی اواپراتور روی دهد. در فرایند شبیه سازی، میانگین دمای فین در ناحیه مافوق گرم و دمای نقطه شبنم هوای عبوری از روی اواپراتور مقایسه شده و صحت فرض تایید می شود. همچنین بسته به شرایط هوای ورودی به اواپراتور ممکن است ناحیه

از سطح کندانسور که در آن مبرد به صورت دوفازی است،  $f_{tp}$  را به دست آورد. مقدار انتقال حرارت مبرد در ناحیه دوفازی برابر است با مقدار حرارتی که در اثر رسیدن مبرد از حالت بخار مبرد اشباع به مایع مبرد اشباع در فشار کندانسور حاصل می شود و از رابطه (۱۰) محاسبه می شود.

$$Q_{tp} = \dot{m}_r h_{fg@T_c} = C_{air} (T_{atpo} - T_{air}) \quad (10)$$

رابطه بین ضریب کارایی  $\varepsilon$  و تعداد واحدهای انتقال در ناحیه دوفازی ( $NTU_{tp}$ ) با رابطه (۱۱) تعیین می شود. همچنین با استفاده از تعریف ضریب کارایی در این ناحیه می توان رابطه (۱۱) را نوشت.

$$\varepsilon_{tp} = 1 - e^{-NTU_{tp}} \quad (11)$$

$$\varepsilon_{tp} = \frac{C_{air} (T_{atpo} - T_{air})}{C_{min} (T_c - T_{air})} = \frac{(T_{atpo} - T_{air})}{(T_c - T_{air})} \quad (12)$$

که در آن  $T_{atpo}$  دمای هوا در اثر عبور از ناحیه دوفازی کندانسور است. از تعریف می توان نوشت:

$$f_{tp} = A_{tp} / A_c \quad (13)$$

$$NTU_{tp} = \frac{U_{tp} A_{tp}}{C_{min}} = \frac{U_{tp} f_{tp} A_c}{C_{air}} \quad (14)$$

در رابطه (۱۴)،  $U_{tp}$  ضریب انتقال حرارت کلی مبرد در ناحیه دوفازی است که همانند ناحیه مافوق گرم با استفاده از رابطه (۸) محاسبه می شود، با این تفاوت که  $h_r$  ضریب انتقال حرارت سمت مبرد در ناحیه دوفازی از روابط ارائه شده در مرجع<sup>۲</sup> کل محاسبه می شود.

## ۲-۲-۳- انتقال حرارت در ناحیه مادون سرد

پس از محاسبه  $f_{tp}$ ، به محاسبه  $f_{sc}$  و مدل سازی ناحیه مادون سرد کندانسور در صورت وجود و تعیین دمای مبرد در خروج از کندانسور  $T_5$  می پردازیم. برای سطح کندانسور می توان رابطه زیر را نوشت:

$$\frac{A_{sh} + A_{tp} + A_{sc}}{A_c} = 1 \rightarrow f_{sh} + f_{tp} + f_{sc} = 1 \quad (15)$$

۱- اگر  $f_{tp} + f_{sh} < 1$  باشد، آن گاه  $f_{sc} = 1 - (f_{tp} + f_{sh})$ .

۲- اگر  $f_{tp} + f_{sh} \geq 1$  باشد، آن گاه  $f_{sc} = 0$ .

در صورت وجود ناحیه مادون سرد ( $f_{sc} \neq 0$ )، محاسبات انتقال حرارت برای این ناحیه از کندانسور که در آن مبرد به صورت تک فازی است مشابه محاسبات برای ناحیه فوق گرم

## ۱. غ کف یخ لاپ

الف: اگر  $T_{ad} < T_{atpo}$  باشد، آنگاه تمام سطح اواپراتور خشک خواهد بود.

در این صورت میزان انتقال حرارت میرد دوفازی با محیط از رابطه (۲۲) به دست آمده و میزان انتقال حرارت در ناحیه فوق گرم اواپراتور از رابطه (۲۵) به دست می آید.

$$Q_{sh} = C_r(T_1 - T_e) \quad (25)$$

از این رو کل انتقال حرارت صورت گرفته در اواپراتور برابر با مجموع انتقال حرارت در ناحیه دوفازی و فوق گرم می باشد.

$$Q_e = Q_{sh} + Q_{tp} \quad (26)$$

دمای هوا در خروج از اواپراتور از رابطه (۲۷) به دست می آید.

$$T_{ao} = T_{air} - Q_e/C_{air} \quad (27)$$

ب: اگر  $T_{atpo} < T_{ad}$  باشد، آنگاه تمام سطح اواپراتور و یا بخشی از آن مرطوب خواهد بود.

در این حالت اگر دمای هوای ورودی به اواپراتور بیشتر از  $T_{ad}$  باشد ( $T_{atpo} < T_{ad} < T_{air}$ )، بخشی از سطح ناحیه دوفازی مرطوب و بخش دیگر خشک خواهد بود.

هوا با دمای  $T_{ai}$  و نسبت رطوبت  $\omega_{ai}$  وارد ناحیه خشک اواپراتور شده و با دمای  $T_{ad}$  و نسبت رطوبت  $\omega_{ai}$  از آن خارج می شود. میزان حرارت منتقل شده به هوا در ناحیه دوفازی خشک از رابطه (۲۸) به دست می آید.

$$Q_{atp} = \dot{m}_{air}(i_{ai} - i_{ad}) \quad (28)$$

که در آن  $i_{ai}$  آنتالپی هوا در ورود به ناحیه خشک اواپراتور و  $i_{ad}$  آنتالپی هوا در خروج از این ناحیه می باشد و با توجه به ارتباط بین آنتالپی هوای مرطوب، دمای هوای خشک و نسبت رطوبت از روابط زیر به دست می آید.

$$i_{ai} = T_{ai} + \omega_{ai}(2501 + 1.805T_{ai}) \quad (29)$$

$$i_{ad} = T_{ad} + \omega_{ai}(2501 + 1.805T_{ad}) \quad (30)$$

همان گونه که ذکر شد، میزان حرارت منتقل شده به میرد در ناحیه دوفازی ( $Q_{tp}$ ) مجموع حرارت های منتقل شده از هوا به میرد در دو ناحیه خشک و مرطوب می باشد (رابطه ۳۱).

$$Q_{tp} = Q_{atp} + Q_{wtp} \quad (31)$$

از این رو با داشتن  $Q_{tp}$  از رابطه (۲۲) و  $Q_{atp}$  از رابطه (۲۸)،  $Q_{wtp}$  به دست می آید (رابطه ۳۲).

$$Q_{wtp} = Q_{tp} - Q_{atp} \quad (32)$$

$Q_{wtp}$ ، مجموع حرارت منتقل شده به میرد در اثر کاهش دمای خشک هوا (انتقال حرارت محسوس) و تقطیر بخار آب

دوفازی اواپراتور کاملاً خشک یا کاملاً مرطوب باشد و یا بخشی از آن خشک و بخش دیگر مرطوب باشد. در مرحله اول مدل سازی اواپراتور فرض می کنیم که فرآیند تقطیر برای هوای عبوری از روی اواپراتور روی ندهد و اواپراتور کاملاً خشک باشد. با توجه به شکل ۲ فرآیند ترمودینامیکی صورت گرفته در لوله موئین آنتالپی ثابت بوده و از این رو مقدار آنتالپی در ورود به اواپراتور با آنتالپی میرد در ورود به لوله موئین برابر است ( $i_5 = i_6$ ). بنابراین میزان انتقال حرارت در ناحیه دوفازی اواپراتور از رابطه (۲۲) به دست می آید.

$$Q_{tp} = \dot{m}_r(i_7 - i_6) \quad (22)$$

در رابطه فوق،  $i_7$  آنتالپی بخار میرد اشباع در دمای اواپراتور است. میزان حرارتی که میرد در ناحیه دوفازی کسب می کند معادل با حرارتی است که هوای عبوری از دست می دهد. بنابراین، با فرض خشک بودن سطح اواپراتور، دمای هوا در عبور از ناحیه دوفازی توسط رابطه (۲۳) به دست می آید.

$$T_{atpo} = T_{air} - Q_{tp}/C_{air} \quad (23)$$

با توجه به پژوهش های انجام شده توسط ترلکشن **کل**، دمای هوا در آغاز رطوبت زدایی برای اواپراتورهای لوله ای فین دار، که در کاربردهای سرمایش هوای مرطوب جهت تهویه مطبوع انجام می گیرد، از رابطه (۲۴) به دست می آید. در این شرایط، دمای میانگین فین با دمای نقطه شبنم هوای ورودی برابر می شود.

$$T_{ad} = \frac{T_d - \phi(1 - \frac{U_{atp}A_e}{h_r A_{tei}})T_e}{1 - \phi(1 - \frac{U_{atp}A_e}{h_r A_{tei}})} \quad (24)$$

در این رابطه  $T_d$  دمای نقطه شبنم<sup>۱</sup> هوای ورودی،  $\phi$  راندمان فین،  $U_{atp}$  ضریب انتقال حرارت کلی در ناحیه دوفازی خشک همانند کندانسور از رابطه (۸) به دست می آید. در این رابطه  $h_a$  ضریب انتقال حرارت هوای عبوری از روی قسمت خشک اواپراتور همانند ضریب انتقال حرارت هوای عبوری از روی کندانسور محاسبه می شود.  $h_r$  ضریب انتقال حرارت میرد در ناحیه دوفازی اواپراتور از رابطه چادوک و نورا **کل** به دست می آید.

حال با مقایسه  $T_{ad}$  از رابطه (۲۵) و  $T_{atpo}$  از رابطه (۲۳) به بررسی نواحی خشک و مرطوب اواپراتور و تعیین دمای هوا در اثر عبور از این نواحی می پردازیم.

## غلام غلام گنگ کف گنگ غ غ ۱۰

با توجه به رابطه (۳۸) و (۳۹):

$$f_{wtp} = 1 - f_{sh} - f_{dtp} \quad (43)$$

بنابراین مقدار سطوح خشک و مرطوب به ترتیب برابرند با:

$$A_{dtp} = f_{dtp} A_e \quad (44)$$

$$A_{wtp} = f_{wtp} A_e \quad (45)$$

در ناحیه مرطوب اواپراتور تغییرات رطوبت مخصوص هوا نسبت به آنتالپی از رابطه (۴۶) محاسبه می‌شود. پیچیدگی حل این معادله مربوط به محاسبه دمای میانگین فیلم آب است که منجر به مشخص شدن آنتالپی هوای اشباع در دمای میانگین فیلم آب ( $i_{aswm}$ ) و رطوبت مخصوص هوای اشباع در دمای میانگین فیلم آب ( $\omega_{aswm}$ ) می‌شود. جزئیات حل این معادله در مرجع **هل** آمده است.

$$\frac{di_{air}}{d\omega_{air}} = Le \left[ \frac{i_{ad} - i_{aswm}}{\omega_{ai} - \omega_{aswm}} \right] + (i_g - 2501Le) \quad (46)$$

که در آن

$$i_g = 2501 + 1.805\omega_{ai} \quad (47)$$

با فرض تغییرات خطی آنتالپی نسبت به حجم مخصوص برای ناحیه مرطوب اواپراتور می‌توان نوشت:

$$\frac{di_{air}}{d\omega_{air}} = \frac{\Delta i_{air}}{\Delta \omega_{air}} = \frac{i_{ad} - i_{atpo}}{\omega_{ai} - \omega_{atpo}} \quad (48)$$

در نتیجه:

$$\omega_{atpo} = \omega_{ai} - (i_{ad} - i_{atpo})(\Delta \omega_{air} / \Delta i_{air}) \quad (49)$$

با داشتن آنتالپی هوا در خروج از ناحیه مرطوب (رابطه ۳۴) و همچنین میزان رطوبت مخصوص آن (رابطه ۴۹) دمای هوا در خروج از ناحیه دوفازی اواپراتور به دست می‌آید.

$$T_{atpo} = (i_{atpo} - 2501\omega_{atpo}) / (1 + 1.805\omega_{atpo}) \quad (50)$$

حال اگر مقدار به دست آمده برای دمای هوا از رابطه فوق با مقداری که به عنوان حدس اولیه برای رابطه (۳۵) در نظر گرفته شد، برابر نباشد، همین روال تکرار خواهد شد. در غیر این صورت از حلقه تکرار خارج شده و در این صورت مقدار نهایی برای دمای هوا در خروج از ناحیه دوفازی اواپراتور مشخص می‌شود.

هوا پس از خروج از ناحیه دوفازی اواپراتور از ناحیه مافوق گرم اواپراتور عبور خواهد کرد. از این رو دمای هوا در خروج از اواپراتور برابر خواهد بود با:

$$T_{aoe} = T_{atpo} - Q_{sh} / C_a \quad (51)$$

موجود در هوا (انتقال حرارت نهان) در ناحیه مرطوب اواپراتور است و برابر با اختلاف آنتالپی کل هوا در اثر عبور از روی این ناحیه است (رابطه ۳۳).

$$Q_{wtp} = \dot{m}_{air}(i_{ad} - i_{atpo}) \quad (33)$$

$$i_{atpo} = i_{ad} - Q_{wtp} / \dot{m}_{air} \quad (34)$$

در این قسمت برای تعیین دمای هوا در عبور از ناحیه مرطوب اواپراتور از روشی که تیراکولپیسوت و پریپریم برای مدل‌سازی جریان هوای عبوری از روی کویل‌های مرطوب خنک‌کننده هوا ارائه نمود استفاده می‌شود **هل**. معادلات مورد استفاده در این روش نسبتاً طولانی و پیچیده بوده از این رو در این بخش به ذکر معادلات پایه‌ای مورد نیاز برای تعیین دمای هوا در خروج از اواپراتور می‌پردازیم.

با حدس دمای هوا در خروج از ناحیه دوفازی اواپراتور  $T_{atpo}$ ، ضریب کارایی ناحیه مافوق گرم اواپراتور از رابطه (۳۵) به دست آمده و سپس تعداد واحدهای انتقال در این ناحیه از رابطه (۳۶) به دست می‌آیند. با جایگذاری تعداد واحدهای انتقال در رابطه (۳۷)  $f_{sh}$  و پس از آن  $f_{tp}$  به دست می‌آید.

$$\varepsilon_{sh} = \frac{C_r(T_1 - T_e)}{C_{min}(T_{atpo} - T_e)} \quad (35)$$

$$\varepsilon_{sh} = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU_{sh}^{0.22}}{C} [\exp(-CNTU_{sh}^{0.78}) - 1] \right\} \quad (36)$$

$$f_{sh} = \frac{NTU_{sh} C_{min}}{U_{sh} A_e} \quad (37)$$

$$f_{tp} = 1 - f_{sh} \quad (38)$$

با توجه به اینکه بخشی از سطح دوفازی مرطوب و بخش دیگر خشک می‌باشد:

$$f_{tp} = f_{dtp} + f_{wtp} \quad (39)$$

رابطه  $\varepsilon - NTU$  برای ناحیه دوفازی خشک توسط رابطه (۴۰) و مقدار  $NTU$  توسط رابطه (۴۱) حاصل می‌شود.

$$\varepsilon_{dtp} = 1 - e^{-NTU_{dtp}} = \frac{C_{air}(T_{air} - T_{ad})}{C_{min}(T_{air} - T_e)} \quad (40)$$

$$NTU_{dtp} = \frac{U_{dtp} A_{dtp}}{C_{min}} = \frac{U_{dtp} f_{dtp} A_e}{C_{air}} \quad (41)$$

با ادغام معادلات (۴۰) و (۴۱) به رابطه زیر برای  $f_{dtp}$  دست می‌یابیم.

$$f_{dtp} = \frac{C_{air}}{U_{dtp} A_e} \ln \left[ \frac{T_{air} - T_e}{T_{ad} - T_e} \right] \quad (42)$$

$$\dot{W}_{\text{comp,isen}} = \dot{m}_{\text{comp}}(i_2 - i_1) \quad (56)$$

$$\dot{W}_{\text{comp,a}} = \dot{W}_{\text{comp,isen}}/\eta_{\text{isen}} \quad (57)$$

در این مرحله اگر توان تئوری واقعی به دست آمده برای کمپرسور با توان به دست آمده از منحنی مشخصه برای آن یکسان بودند، مدل سازی کندانسور آغاز می شود در غیر این صورت با تغییر مقدار  $\Delta T_{sh}$ ، همین فرآیند تکرار می شود.

پس از شبیه سازی کمپرسور، شبیه سازی کندانسور انجام می شود. با داشتن وضعیت مبرد در خروج از کمپرسور و با توجه به معادلات ذکر شده در مدل سازی کندانسور، حرارت منتقل شده به هوا در کندانسور و وضعیت مبرد در خروج از آن و وضعیت هوا در عبور از روی کندانسور مشخص می شود. در مرحله بعد، با توجه به شرایط مبرد در خروج از کندانسور و در ورود به لوله موئین، دبی جرمی مبرد گذرنده از لوله موئین تعیین می شود. در این مرحله دبی جرمی به دست آمده برای کمپرسور و لوله موئین با یکدیگر مقایسه شده و در صورتی که با هم برابر نباشند، فرض اولیه دمای تقطیر در کندانسور عوض می شود. پس از حصول همگرایی، شبیه سازی اواپراتور صورت می گیرد.

با توجه به فرآیند اختناق آنتالپی ثابت در لوله موئین، شرایط مبرد در ورود به اواپراتور مشخص بوده و میزان حرارت منتقل شده به مبرد در دو ناحیه دوفازی و فوق گرم اواپراتور محاسبه می شود. حال با توجه به قانون اول ترمودینامیک برای یک سیکل بسته، اگر میزان حرارت منتقل شده در کندانسور برابر با مجموع حرارت کسب شده در اواپراتور و توان مصرفی کمپرسور نباشد، فرض اولیه دمای تبخیر در اواپراتور را تا حصول همگرایی عوض نمود و در نهایت پس از حصول همگرایی وضعیت هوا در خروج از اواپراتور تعیین می شود. با انجام این فرآیند مشخصات سیکل به ازای مقادیر مشخص دماهای بیرون و داخل محفظه سردشونده به دست می آیند. با فرض مقادیر مختلف دمایی برای هوای محیط بیرون و داخل محفظه سردشونده می توان عملکرد سیکل را در شرایط مختلف پیش بینی و بررسی نمود. در شکل ۲ الگوریتم کلی ارائه شده برای شبیه سازی یک سیکل تبرید تراکمی بخار آمده است.

#### ۴- مقایسه نتایج شبیه سازی با نتایج تجربی

برای اعتبار سنجی مدل ارائه شده، نتایج حاصل از شبیه سازی با نتایج تجربی حاصل از عملکرد کولر گازی دوتکه ساخت

### ۳- شبیه سازی فرایند

برای مدل ارائه شده در این پژوهش برنامه ای توسط نرم افزار ذیپ نوشته و اجرا شده است. در این مدل شرایط دمای هوای بیرون، دمای هوای داخل محفظه سردشونده و مشخصات هندسی سیستم تبرید (مشخصات سطوح فین و لوله های اواپراتور و کندانسور، ابعاد لوله موئین، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و مشخصات فن ها) ورودی های مسئله بوده و دمای تقطیر در کندانسور، دمای تبخیر در اواپراتور و میزان مافوق گرمی مبرد در ورود به کمپرسور، ضریب عملکرد، توان مصرفی کمپرسور، ظرفیت تبرید و خواص ترمودینامیکی مبرد در قسمت های مختلف سیکل و همچنین شرایط هوا در اثر عبور از روی اواپراتور و کندانسور به عنوان خروجی برنامه حاصل می شوند. در ابتدا کمپرسور شبیه سازی شده و پس از آن به ترتیب کندانسور، لوله موئین و اواپراتور شبیه سازی می شوند.

در شبیه سازی کمپرسور، با فرض مقادیر دماهای کارکرد کندانسور ( $T_c$ ) و اواپراتور ( $T_e$ ) دبی جرمی و توان مصرفی کمپرسور با استفاده از منحنی های مشخصه محاسبه می شود (روابط ۴ و ۵). با فرض میزان مافوق گرمی مبرد ( $\Delta T_{sh}$ ) در ورود به کمپرسور، دمای مبرد در ورود به کمپرسور را خواهیم داشت:

$$T_1 = T_e + \Delta T_{sh} \quad (52)$$

با داشتن دمای تبخیر مبرد در اواپراتور و دمای تقطیر مبرد در کندانسور و با توجه به اینکه در شرایط اشباع فشار تابع دماست، میزان فشار مبرد در ورود و خروج از کمپرسور مشخص می شود.

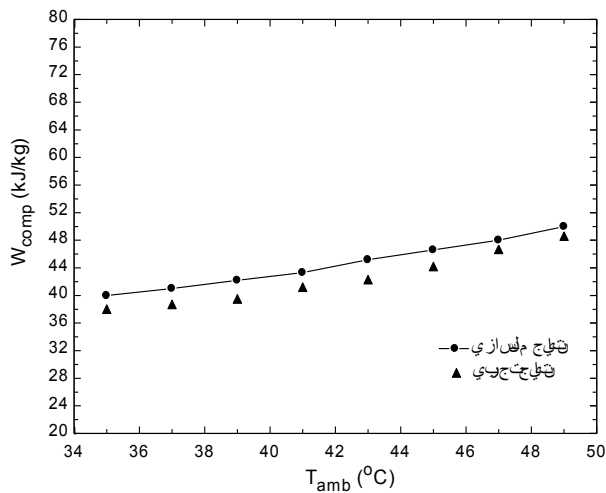
$$P_e = f(T_e), P_c = f(T_c) \quad (53)$$

با فرض تراکم آیزنتروپیک در کمپرسور ( $s_1 = s_2$ ) و با استفاده از روابط ترمودینامیکی، دمای مبرد در خروج از کمپرسور حاصل می شود. با داشتن دما و فشار مبرد در ورود و خروج از کمپرسور، آنتالپی مبرد در ورود و خروج از کمپرسور با استفاده از روابط ترمودینامیکی حاصل می شود (رابطه ۵۴).

$$T_2 = f(P_c, s_2) \quad (54)$$

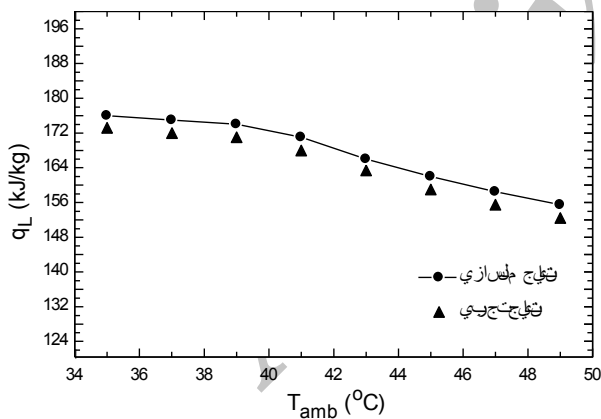
$$i_1 = f(T_1, P_e), i_2 = f(T_2, P_c) \quad (55)$$

توان مصرفی آیزنتروپیک کمپرسور از اختلاف آنتالپی های مبرد در ورود و خروج از کمپرسور به دست می آید و توان تئوری واقعی کمپرسور از حاصل ضرب راندمان آیزنتروپیک در توان آیزنتروپیک به دست می آید.



شکل ۳ روند تغییرات توان مصرفی کمپرسور بر حسب افزایش دمای محیط

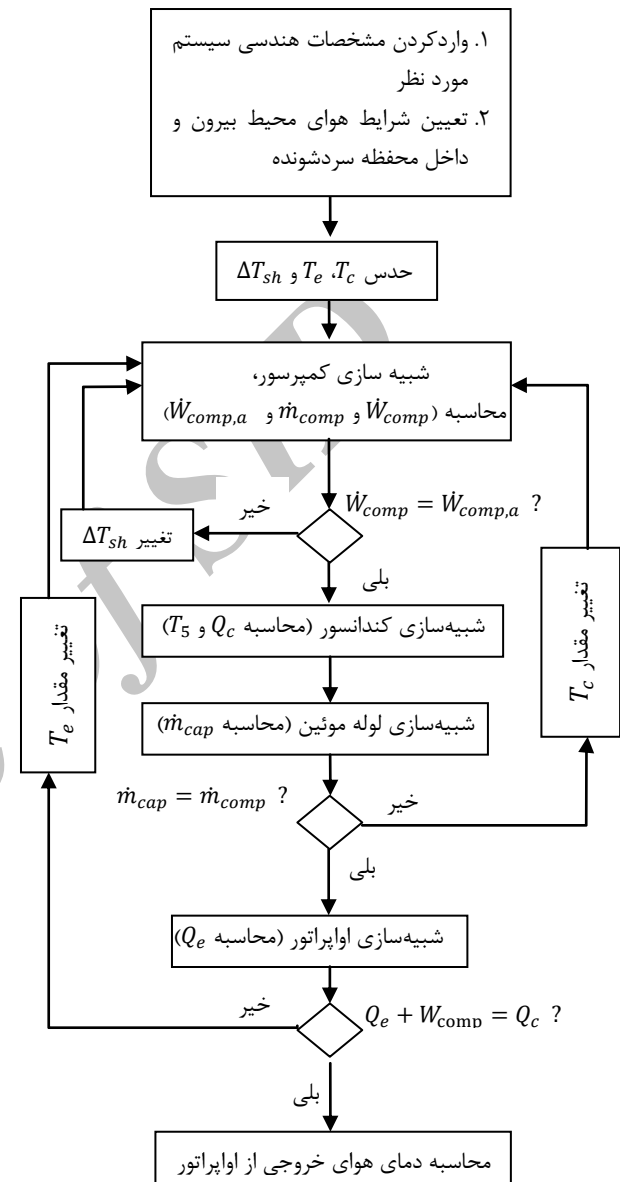
تأثیر دمای هوای محیط بر ظرفیت تبرید برای نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل سازی در شکل ۴ نشان داده شده است. حداکثر خطای مدل در پیش بینی اثر تبرید ۳/۵ درصد بوده و به طور متوسط به ازای یک درجه افزایش دمای محیط اثر تبرید  $Q_c/Q_c$  ۱/۴۵ کاهش می یابد.



شکل ۴ مقایسه روند تغییرات ظرفیت تبرید بر حسب افزایش دمای محیط

روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب دمای محیط برای نتایج حاصل از مدل و نتایج تجربی در شکل ۵ نشان داده شده است. حداکثر خطای مدل در پیش بینی ضریب عملکرد ۴/۵ درصد است و به طور متوسط به ازای یک درجه افزایش دمای محیط ضریب عملکرد ۳ درصد کاهش می یابد.

شرکت میتسوبیشی الکتریک مدل پ ۱۸ ل- ز چ پ ۱۸ ل- دچ مقایسه شده است.

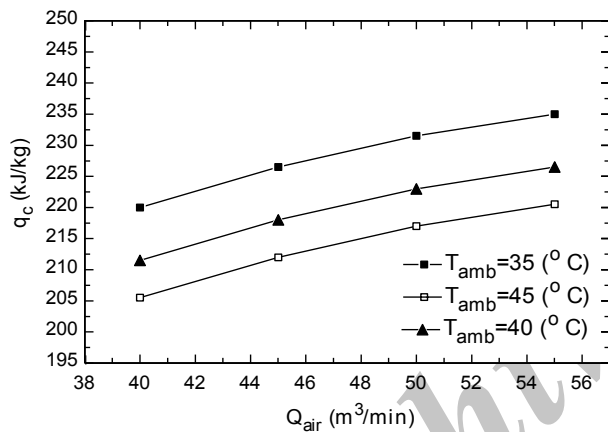


شکل ۲ الگوریتم شبیه سازی سیکل تبرید

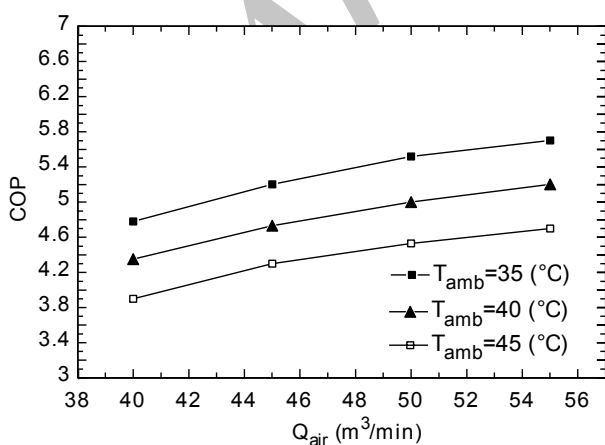
در شکل ۳ نمودار تغییرات کار مصرفی کمپرسور بر حسب دمای محیط برای نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل نشان داده شده است. حداکثر خطای مدل در پیش بینی کار مصرفی کمپرسور ۶ درصد بوده و به طور متوسط می توان گفت که به ازای یک درجه افزایش دمای محیط، کار کمپرسور  $Q_c/Q_c$  ۰/۷ افزایش می یابد.



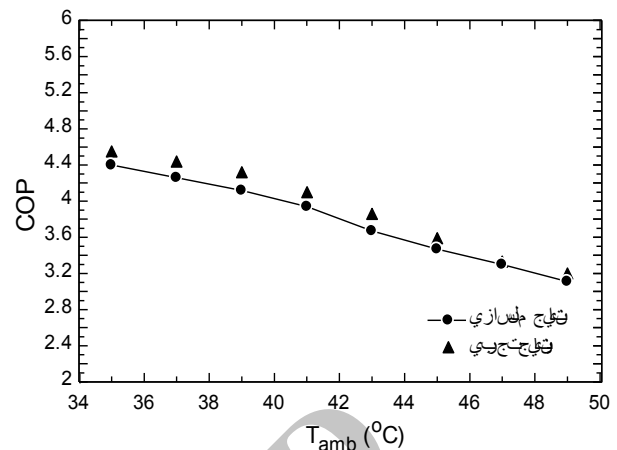
نشان می دهد. مشاهده می شود که در یک دمای ثابت محیط، با افزایش سطح کندانسور تا حد مشخصی، دفع حرارت از آن محسوس بوده و با شیب نسبتاً زیادی افزایش می یابد، اما با افزایش سطح از آن حد، تغییر چندانی در افزایش  $q_c$  مشاهده نمی شود. محدودیت میزان افزایش سطح کندانسور این است که با کاهش دمای مبرد در انتهای کندانسور اختلاف دمای بین مبرد و دمای هوای محیط کاهش یافته و میزان انتقال حرارت از کندانسور کاهش می یابد. در چنین شرایطی تأثیر افزایش سطح کندانسور بر میزان حرارت دفع شده از آن ناچیز خواهد بود. همچنین از شکل مشاهده می شود که با افزایش دمای محیط درصد افزایش سطح موثر که بعد از آن  $q_c$  به طور محسوسی تغییر نمی کند کاهش می یابد.



شکل ۶ روند تغییرات حرارت دفع شده از کندانسور بر حسب افزایش دور فن کندانسور در چند دمای ثابت محیط



شکل ۷ روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب افزایش دور فن کندانسور در چند دمای ثابت محیط



شکل ۸ روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب افزایش دمای محیط

## ۵- توانایی مدل برای پیش بینی عملکرد سیکل تبرید

یکی از روش های افزایش ضریب عملکرد سیکل تبرید افزایش نرخ دفع حرارت از کندانسور است. با افزایش نرخ دفع حرارت از کندانسور، مبرد با آنتالپی کمتری وارد اواپراتور شده و جذب حرارت بیشتری در اواپراتور صورت می گیرد و در نتیجه ضریب عملکرد سیکل افزایش می یابد.

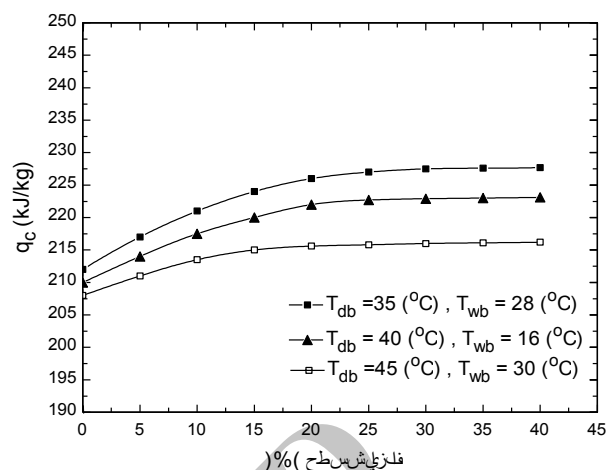
از جمله روش های افزایش نرخ دفع حرارت از کندانسور، افزایش سطح کندانسور و افزایش دبی حجمی هوای عبوری از روی کندانسور (با تغییر دور فن آن) می باشد. افزایش رطوبت نسبی هوای محیط نیز باعث بالا رفتن گرمای ویژه مخلوط هوا و بخار آب و افزایش ضریب انتقال حرارت در کندانسور می شود. در ادامه تاثیر سه پارامتر ذکر شده (افزایش سطح کندانسور، افزایش دور فن کندانسور، افزایش رطوبت نسبی هوای محیط) بر عملکرد سیکل تبرید نشان داده شده است.

شکل ۶ روند تغییرات حرارت دفع شده از کندانسور را بر حسب افزایش دور فن کندانسور در چند دمای ثابت محیط نشان می دهد. به طور متوسط می توان گفت که در یک دمای ثابت، با افزایش ۱۰ درصد بر میزان دبی حجمی هوای عبوری از کندانسور، دفع حرارت از آن به میزان  $4 \text{ قه/ج ق}$  افزایش یافته و ضریب عملکرد به میزان ۵ درصد افزایش می یابد (شکل ۷).

شکل ۸ تأثیر افزایش سطح کندانسور بر میزان حرارت دفع شده از آن را در سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

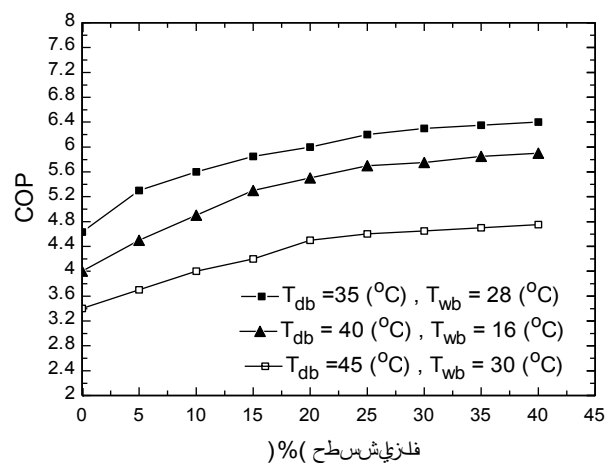
**شکل ۸** روند تغییرات حرارت دفع شده از کندانسور بر حسب درصد افزایش سطح اولیه آن برای سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

از شکل ۹ مشاهده می شود که در یک دمای ثابت با افزایش سطح کندانسور ضریب عملکرد سیکل، تا زمانی که افزایش سطح به حداکثر مقدار موثر آن نرسیده باشد، افزایش یافته و بعد از آن تغییر چندانی در ضریب عملکرد سیکل مشاهده نمی شود.

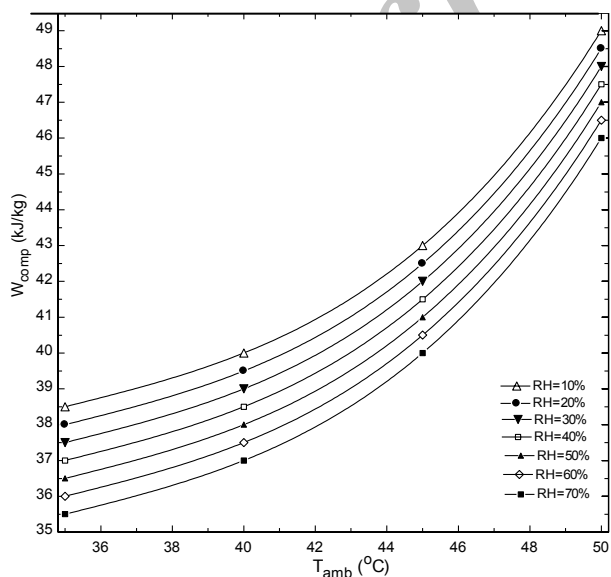


**شکل ۹** روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب درصد افزایش سطح اولیه کندانسور برای سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

شکل ۱۰ روند تغییرات کار مصرفی کمپرسور را با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف نشان می دهد. دیده می شود که در دمای خشک ثابت محیط به ازای هر ۱۰ درصد افزایش رطوبت نسبی کار مصرفی کمپرسور به طور متوسط



**شکل ۱۰** روند تغییرات کار مصرفی کمپرسور را با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف نشان می دهد. دیده می شود که در دمای خشک ثابت محیط به ازای هر ۱۰ درصد افزایش رطوبت نسبی کار مصرفی کمپرسور به طور متوسط

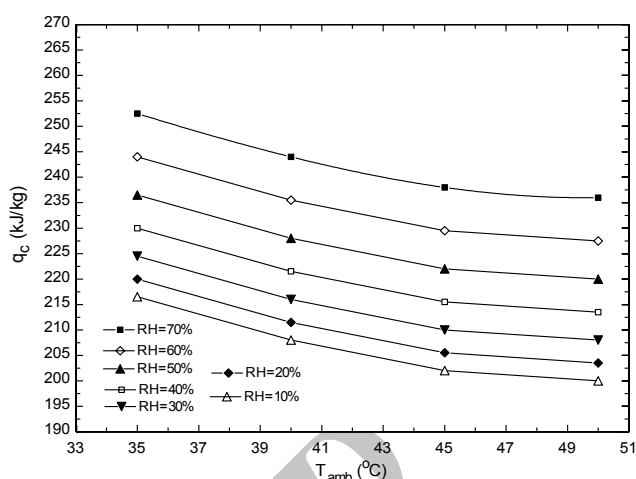


**شکل ۱۱** روند تغییرات حرارت دفع شده از کندانسور بر حسب درصد افزایش سطح اولیه آن برای سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

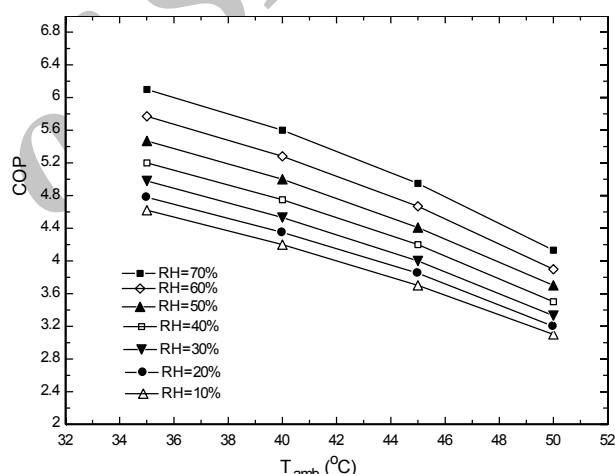
سیکل مانند ضریب عملکرد، توان خنک کنندگی و توان الکتریکی مصرفی را به دست آورد. همچنین، نحوه تغییرات خواص ترمودینامیکی مبرد در قسمت های مختلف سیکل مانند دماهای تقطیر و تبخیر، دبی جرمی مبرد، درجه مافوق گرمی و درجه مادون سردی با توجه به تغییرات شرایط محیطی قابل پیش بینی است. تأثیر عواملی چون افزایش رطوبت نسبی هوا، افزایش دور فن کندانسور و افزایش سطح کندانسور بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار گرفت. مقایسه نتایج به دست آمده از مدل با نتایج تجربی به دست آمده از عملکرد یک دستگاه کولر گازی دوتکه که بر اساس سیکل تبرید تراکمی بخار کار می کند نشان می دهد که خطای موجود ناچیز بوده و می توان از این مدل برای شبیه سازی سیکل استفاده نمود. با استفاده از شبیه سازی نشان داده شد که در یک دمای ثابت محیط به ازای ۱۰ درصد افزایش رطوبت نسبی، به طور متوسط ضریب عملکرد ۶/۵ درصد افزایش می یابد. در یک رطوبت نسبی ثابت نیز، به ازای یک درجه افزایش در دمای محیط، ضریب عملکرد به طور متوسط حدود ۳/۵ درصد کاهش می یابد. همچنین، در یک دمای ثابت با افزایش ۱۰ درصد بر میزان دبی حجمی هوای عبوری از کندانسور، ضریب عملکرد به میزان ۵ درصد افزایش می یابد. از این مدل می توان برای پیش بینی عملکرد و مقایسه انواع دستگاه های تهویه مطبوع که بر اساس سیکل تبرید تراکمی بخار کار می کنند استفاده کرد.

#### ۷- فهرست علائم

A	مساحت سطح (گ)
C	ظرفیت گرمایی ویژه (ج/ج/ج)
f	نسبت سطح
h	ضریب انتقال حرارت (ج/گ/س/ج)
i	آنتالپی (ج/ج)
Le	ضریب لوئیس
m	جرم (ج)
p	فشار (ج/ج)
Q	حرارت (ج/ج) و دبی حجمی (ج/ج)
s	آنتروپی (ج/ج/ج)
T	دما (ج)
U	ضریب انتقال حرارت کلی (ج/گ/س/ج)



شکل ۱۱ حرارت دفع شده در کندانسور با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف



شکل ۱۲ ضریب عملکرد سیکل تبرید با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف

#### ۶- نتیجه گیری

در این پژوهش، سیکل تبرید تراکمی بخار در حالت پایدار شبیه سازی شد. برای این کار اجزای اصلی سیکل مانند کمپرسور، کندانسور، اواپراتور و لوله موئین مدل سازی شده و معادلات حاکم بر آن ها استخراج شد. سپس کل مجموعه به صورت یکپارچه در نظر گرفته شده و عملکرد سیکل شبیه سازی شد. معادلات حاکم تشکیل یک دستگاه معادلات را داده که برای حل آن یک برنامه کامپیوتری با نرم افزار ذیپ تدوین شده است. با استفاده از این برنامه برای سیکل تبرید تراکمی در شرایط محیطی متفاوت می توان مشخصه های عملکرد کلی

کشش سطحی در رشد حباب های مبرد درون لوله موئین مؤثر است، اما تأثیر اندکی بر دبی جرمی دارد. عدد بی بعد مربوط به اثر کشش سطحی توسط رابطه (۳) تعریف می شود ( $\sigma$  کشش سطحی مبرد در دمای ورود به لوله موئین می باشد).

$$\pi_3 = d_{cap} \sigma_f / v_f \mu_f^2 \quad (3)$$

تأثیر فشار مبرد در ورود به لوله موئین به صورت عدد بی بعد  $\pi_4$  در محاسبه دبی جرمی لوله موئین محاسبه می شود.

$$\pi_4 = d_{cap}^2 P_{in} / v_f \mu_f^2 \quad (4)$$

تأثیر میزان مادون سردی در ورود به لوله موئین به صورت عدد بی بعد  $\pi_5$  نشان داده می شود.

$$\pi_5 = d_{cap}^2 c_p \Delta t_{sc} / v_f^2 \mu_f^2 \quad (5)$$

در این رابطه  $\Delta t_{sc}$  اختلاف دمای اشباع کندانسور و دمای مبرد در خروج از ناحیه مادون سرد کندانسور، و در واقع میزان مادون سردی مبرد در ورود به لوله موئین، است.  $c_p$  گرمای ویژه مبرد مایع اشباع در دمای ورود به لوله موئین است.

در صورتی که مبرد ورودی به لوله موئین به صورت دوفازی باشد، میزان کیفیت مبرد به عنوان پارامتر بدون بعد موثری که جایگزین پارامتر قبلی است ارائه می شود.

$$\pi_5 = x \quad (6)$$

تأثیر دانسیته و ویسکوزیته مبرد بر میزان دبی جرمی لوله موئین به صورت اعداد بدون بعد  $\pi_6$  و  $\pi_7$  ارائه می شود.

$$\pi_6 = v_g / v_f \quad (7)$$

$$\pi_7 = (\mu_f - \mu_g) / \mu_g \quad (8)$$

زیر نویس  $f$  و  $g$  مربوط به شرایط مایع و بخار اشباع در دمای مبرد ورودی به لوله موئین می باشند. در نهایت نرخ جریان جرمی مبرد در لوله موئین به صورت عدد بی بعد  $\pi_8$  بیان می شود.

$$\pi_8 = \dot{m}_{cap} / d_{cap} \mu_f \quad (9)$$

## ۹- مراجع

مردغ تکتفن گلاکژ. د. ج. کک اوقه فقه. و. ب. دقتت ضصل  
لفه قع کفک لام کک مفع ک عفن غ عک کک لکغ لاغخ گمخ  
گمغک کغغخ ف کغ م فمم ا کذلم غ له غعع لاع ج، م لغ ر عکع  
لاگم ع لاگ م ع ج لکغ لکع لام ع غ ث، ۲۴۵۲۵۹۶. گ ج لاگ گغ د  
۱۹۷۶، لم غ له غعع لاع ج ع فلاع ک ع؛  
للم مگ ب ا، ا ت ق ع ف ذ ل غ ل ا ب، پ. کک ل ف ق ق ب ض صل  
گم ل ف ل غ ل غ ع ک ک ل ک ل غ ل غ م م ذ - م ع م ف غ ک ک م ع ق ع ف ذ  
۱۶- ح د ب / ج ح د د. گ ج لاگ گغ د، "گ م م ع غ ث ل ا ف ا  
کک ف م ع غ غ م غ د ق ع د، م غ ل غ ک یغ گ م ک م ل ا ع غ ب  
ج ۹۷۸ لاگ م ل ک ع ک ع ج

$\omega$	رطوبت مخصوص (ع. غ ق / نغق)
$\varepsilon - NTU$	ضریب کارایی
$\phi$	راندمان فین
$\pi$	عدد بی بعد
<b>زیر نویس ها</b>	
$a$	هوا، واقعی
$air$	هوا
$c$	کندانسور
$comp$	کمپرسور
$cap$	لوله موئین
$d$	خشک
$db$	حباب خشک
$e$	اواپراتور
$i$	داخلی، ورودی
$isen$	آیزنتروپیک
$o$	خروجی
$r$	مبرد
$t$	لوله
$tp$	دوفازی
$sh$	مافوق گرم
$sc$	مادون سرد
$w$	مرطوب

## ۸- پیوست

تعیین اعداد بی بعد برای محاسبه دبی جرمی لوله موئین نسبت ویژگی های هندسی لوله موئین به عنوان اولین پارامتر بی بعد تعریف می شود.

$$\pi_1 = \frac{d_{cap}}{L_{cap}} \quad (1)$$

که در آن  $d_{cap}$  قطر و  $L_{cap}$  طول لوله موئین می باشد. تأثیر میزان حرارت نهان تبخیر مبرد در دمای اشباع ورود به لوله موئین به عنوان دومین پارامتر بی بعد تعریف می شود.

$$\pi_2 = d_{cap}^2 h_{fg@T_1} / v_f^2 \mu_f^2 \quad (2)$$

زیر نویس  $f$  مربوط به شرایط مایع اشباع در دمای ورود به لوله موئین می باشد.  $v$  حجم مخصوص مبرد و  $\mu$  ویسکوزیته مبرد در دمای اشباع ورود به لوله موئین می باشند.

- قوع د غر“ رچ سگ لقع ع ر د . ب ع ف د . د ل ا ع غ ل ف ت ض ر ص ل  
تذ د ا چ ، ق ع گ چ ک ف ل ا ع پ گ م خ م ع ع ت غ ع خ ص د  
گ م ل گ گ ن گ د ک ب م ع م ع م ع گ پ ک ع ل گ ل ا ع ک ک ل ا ع ر  
ق ع ق م ع ح غ ع خ ص د ق ع د ۱۹۲۰-۱ چ ر ح د د  
۵۹۸۸ ل ا گ م ل ع گ ع چ  
غ گ ع ک ف ق ع ع گ د ل م م ک گ د ب ک ب ف ع ف پ ، ب خ ق ا ر ع ک ب پ ض ر ص ل  
ن گ ق ت م ع م ل گ ب غ م ف ن غ ق ع ه ب د ک ف ل ا ع ل ا گ د گ ب ل گ ر ع ر  
م ک ع ک ف م ل پ د ع ک ف ق م م ب غ ع ف ر ن پ ک ک ل ا ع گ و پ ع ل ا  
ک م ع ک ف ل ا ع م ل ا ع م ع م ف گ ع غ ل ا م ب ق ع ق م ع ح ک ف ل ا ع ن غ پ  
۱۹۸۳، ۲۲۳۴ . گ م ل ا ک گ ن د ، ب پ  
ل ا ف ا ک گ د “ ر س . ب ل ا ق ق م ب . ب . ک ع ق م د ض ر ص ل  
غ گ ه ف ل ا ع ف ک ز ب ع ک ف ق ع گ چ ک م ل ه ذ ل ا ع ف ف ع ک ب  
، ۶- در ب د ب ا ک ع ف ع گ ع ب ع ک ل ا ز م ع ل ف ک ف د ق ق ت  
۱۹۹۴.  
غ گ ل ف ه ق ع ک ا ک ا “ ، ب . ب . ذ گ ل ا ع خ ، ر چ . ب ق ع ع ح د ض ر ص ل  
ل ا ف ا گ گ د ک ف م ک ع پ گ ل ا گ ن ه ع ف ع ف غ پ  
م خ ل ا ع ف ک ز چ ا ل ا ع و ع ر ، ۸۸-۴ چ د پ ، ق ل ع ک ف ع ک ب د  
۱۹۸۸.  
[۷] عباسی م.، “شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی بخار”، پایان نامه  
کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی  
اصفهان، ۱۳۷۲.  
ASHRAE Handbook-Refrigeration، پادشاه ذابض  
ف ی ع ع ع ت غ گ م ع ف ع گ د ک ع ع ل ا ع ا ، ع م ک ع ق م ا  
، ل ا ع ک ف ع ک د پ ک ف ک ف ع ک ب ع ک ب ل ا ف ا ع ک ع ف ع م ع ل ا ع ل ا ع غ د  
، ۲۰۰۶، ۴۴، ل ا ع م ک ع ع ب
- غ ک ل ا ع ل ا ع ل ا ع خ “ ، ب ش ل ا ع م ع م ع ب ، ب گ ک ق ع ن ع خ ع ت ض ر ص ل  
ک م ل ه ذ ق م ع ع ل ا ع ل ا ع غ د ع ع ک ل ا ف ل ا ف م ک ع ر ن گ ل ا گ ن  
ل ا ع ل ا ع ع ک ب ل ا ف ل ا ع ق ع گ ب ع م ع ل ا ع ل ا ع ن پ ه ک ل ه م ع  
Int. Journal of Refrigeration، ۲۰۱۰، ۳۳، ق ر ، ۹۸۲-۸۸.  
م ع ع م ل ا ع م ل ف ک ع ع ر ک م ل م ک ع ل ا ع ل ا ع ر “ ف ر ف ک ل ا ش ر ی ص ل  
، ۸۷، ق ر ، ASHRAE Transactions، ک ف ت ل ا ع ع ک ع ع م و پ  
، ۷۶۳-۷۹۲، ۱۹۸۱، م ل ا ع خ  
، ب . ج . ل ع ف گ د ، ب ج ل ا ع ق ل ا ع خ . ب . ب . ت . ک م ل ا ف م ذ ع ی ص ل  
، ک م ف ع ک ب ل ا ف ا ع ک ع ع ک ف ق م م ک ع ر ف ی ع ع ع ت  
، ق ل ا گ ن ن ع ح ، ک م ف ع پ م ه ، ن ع ف ل ا ع پ ع ک ف ل ا ع ک ا  
، ۱۴، ۲۰۰۰ ل ا ع م ک ع ع ب ل ا ک د ب ع ق ف س گ ش  
[۱۲] رستمی علی اصغر، “طراحی مبدل های حرارتی”، چاپ اول،  
اصفهان، مرکز انتشارات جهاد دانشگاهی واحد صنعتی اصفهان،  
فصل چهارم، ۱۳۷۲.  
Thermal Environmental Engineering، ر چ . ج . ع ق ع ق ع ل ا ع ض ل ل  
، ۱۹۸۲، ع ک ق ع ب ع م ع ل ا ع ل ا ع ل ا گ ن ن ع ح ،  
غ گ ق م ع گ ل ا ع ن پ “ ، ل ا ج ل ا ع ل ا ع گ ح ، ب ب ع ع گ ع ع ع ی ص ل  
ق ع م م ع م ل گ ب غ م ف ن غ م ر ق ع ع ک ل ا گ ت ع ک ف ۱۲- د  
، ۱، م ل ا ع ، ۷۲، ق ر ، ASHRAE Trans.، “و ق م ع ع ت  
، ۱۹۶۶، ۹۰-۱۰۲.  
ه ک ف ق ع ع گ چ “ ، ذ ک ل ا ع ل ا ع ، ذ ط ف ک م ق ل ا ع ل ا ع ض ل ل  
، ذ ک ر ، Int. Commun. Heat Mass Transfer، ل ا ف ف گ ب  
، ۱۳۷-۱۲۷، ۱۹۹۸، ۱، ا ج ، ۲۵.