

مدل سازی و شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی کولر گازی و ارزیابی ضریب عملکرد آن تحت شرایط محیطی مختلف

فرزانه ویسی^۱، ابراهیم حاجی دولو^{۲*}

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز

۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز

* صندوق پستی ۶۱۳۵۵، hajidae@scu.ac.ir

چکیده- مدل سازی اجزا سیکل تبرید تراکمی بخار با استفاده از منحنی های مشخصه آن ها در حالت پایدار ارائه شده و سپس شبیه سازی کل سیکل به صورت یکپارچه انجام شده است. با استفاده از شبیه سازی، پیش بینی مشخصه های سیستم مانند نرخ دفع حرارت در کندانسور، کار کمپرسور، اثر تبرید و ضریب عملکرد سیستم در شرایط محیطی متفاوت انجام شده است. نتایج حاصل از شبیه سازی با داده های تجربی به دست آمده از بررسی آزمایشگاهی یک دستگاه کولر گازی دوتکه مقایسه شده و مشخص شد که مدل ارائه شده می تواند با دقت خوبی عملکرد سیستم را پیش بینی کند. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که با افزایش یک درجه دمای محیط ضریب عملکرد سیکل ۳/۵ درصد کاهش می یابد و با افزایش ۱۰ درصد رطوبت نسبی محیط ضریب عملکرد به طور متوسط ۶/۵ درصد افزایش می یابد. افزایش ۱۰ درصد در دبی حجمی هوای عبوری از روی کندانسور سبب افزایش ۳/۲ درصد در ضریب عملکرد سیکل می شود. همچنین تأثیر افزایش سطح کندانسور بر میزان حرارت دفع شده در کندانسور بررسی گردید و مشخص شد با افزایش سطح کندانسور تا حد معینی دفع حرارت از آن محسوس بوده، اما با افزایش بیشتر آن تغییر چندانی در افزایش حرارت دفع شده در کندانسور مشاهده نمی شود.

کلیدواژگان: سیکل تبرید تراکمی، مدل سازی، شبیه سازی، کولر گازی دوتکه، ضریب عملکرد

Modeling and simulation of vapor compression refrigeration cycle

F. Vaisi¹, E. Hajidavalloo^{2*}

1- MSC Graduate of Mech. Eng., Shahid Chamran Univ. of Ahvaz, Ahvaz, Iran

2- Assoc. of Mech. Eng., Shahid Chamran Univ. of Ahvaz, Ahvaz, Iran

* P.O. B. 61355 Ahvaz, hajidae@scu.ac.ir

Abstract- Component of vapor-compression refrigeration cycle was modeled at steady state condition. Then, modeling and simulation of the whole cycle was performed to predict system parameters such as compressor work, cooling effect and coefficient of performance (COP) in various ambient conditions. The simulation results were compared with experimental results obtained from an experimental investigation on a split-type air conditioner. It was found that the experimental and simulation results are in good agreement and the model can predict the performance of the cycle successfully. Average difference between experimental and simulation results for prediction of COP was 4.5%. Simulation results show that for each 1°C increase in ambient temperature, COP reduces 3.5%, and for 10% increase in ambient relative humidity, COP increases about 6.5%. Also, by increasing the air volumetric flow rate of condenser about 10%, COP increases about 5%. Effect of increasing the condenser area on its heat rejection rate was studied and it was found that increasing the condenser area, increases the heat rejection rate substantially only in a limited range and after that it does not change.

Keywords: Compression Refrigeration Cycle, Modeling, Simulation, Split-Type Air Conditioner, Coefficient of Performance

۱- مقدمه

با توجه به کاربرد گسترده سیستم های تبرید تراکمی در صنایع و لوازم خانگی و سهم عمده این سیستم ها در مصرف انرژی الکتریکی، مدل سازی و شبیه سازی این سیستم ها در شرایط اقلیمی متفاوت از اهمیت بسزایی برخوردار است. در حال حاضر در کشور ما تحقیقات کمی در زمینه شبیه سازی کلی عملکرد سیکل های تبرید صورت گرفته است و لازم است که به این مقوله بیشتر پرداخته شود. این مسئله برای کشور ما که بخش های زیادی از آن دارای الگوی آب و هوایی گرم می باشد، از اهمیت بیشتری برخوردار است.

در زمینه مدل سازی و شبیه سازی فرایندهای موجود در سیکل تبرید تراکمی بخار تحقیقات مختلفی ارائه شده که در ابتدا به بررسی آن ها پرداخته می شود. اولین مدل کامپیوتری پمپ حرارتی توسط هیلر و گلیکسمن [۱] (مدل MIT) ارائه شده است. این مدل یک پمپ حرارتی مجهز به شیر انبساطی ترمواستاتیک را در حالت کاربرد گرمایشی پمپ شبیه سازی کرده است. الیسون و کرسویک [۲] بر اساس مدل MIT مدلی برای شبیه سازی پمپ های حرارتی ارائه دادند (مدل ORNL). این مدل شامل یک مدل جدید بر اساس منحنی های مشخصه برای کمپرسور بوده و علاوه بر مدل سازی شیر انبساطی ترمواستاتیک که در مدل MIT انجام شده بود مدل سازی لوله مویین نیز انجام شد. فیشر و رایس [۳] مدل MARKIII را برای بررسی عملکرد پمپ حرارتی ارائه کرده اند. در این مدل اطلاعات ورودی به مدل نسبت به مدل ارائه شده توسط الیسون و کرسویک توسعه یافت و پمپ حرارتی در هر دو حالت سرمایشی و گرمایشی بررسی شد. میزان مادون سردی^۱ و مافوق گرمی مبرد به عنوان یک ورودی ثابت به مدل بوده و مابقی شرایط عملکرد بر اساس این ورودی ها به دست می آیند. دومانسکی و دیدیون [۴] مدل HPSIM را برای شبیه سازی پمپ حرارتی بیان کردند که در آن برای مدل سازی کمپرسور از جزئیات بسیار زیادی استفاده شده که اکثر آن ها تنها در دست سازندگان کمپرسور می باشد. مدل سازی کندانسور و اواپراتور بر اساس تحلیل لوله به لوله بوده و برای مدل سازی لوله مویین هم از تئوری جریان فانو^۲ استفاده شده است.

1. Subcooling
2. Fanno flow theory

مولن و بولارد [۵] مدلی به نام RACMOD را معرفی کردند که برای شبیه سازی چرخه تبرید یک دستگاه تهویه مطبوع که بر اساس سیکل تبرید تراکمی کار می کند استفاده می شود. این مدل بر اساس معادلاتی بود که توسط فیشر و رایس برای یک چرخه تبرید استخراج گردید و توسط انییل و پنسون [۶] اصلاح شد. عباسی [۷] یک سیکل تبرید تراکمی بخار را شبیه سازی نمود. در این شبیه سازی از منحنی های ASHRAE برای مدل سازی لوله مویین استفاده شده، انتقال حرارت در مبدل های حرارتی بین مبرد و آب بوده و ضرایب انتقال حرارت در آن ها ثابت در نظر گرفته شده است. برای مدل سازی کمپرسور از منحنی های مشخصه ای که توان آن را بر حسب دماهای کندانسور و اواپراتور به دست می دهد، استفاده شده است.

مدل های موجود برای سیکل های تبرید تراکمی با فرضیات و اهداف مختلف و با الگوریتم های متفاوتی ارائه شده اند. با توجه به تنوع اجزای سیکل تبرید تراکمی و تنوع کاربرد آن ها، ارائه مدل ها و الگوریتم های متفاوت برای بررسی عملکرد انواع سیکل های تبرید حائز اهمیت است. در این مقاله، با مدل سازی 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 می توان شرایط بهینه را در طراحی سیکل اعمال نمود.

۲- مدل سازی ریاضی

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

۲-۱- مدل لوله مویین و کمپرسور

مدل استفاده شده برای لوله مویین معادله ای است که در ASHRAE برای تخمین جریان جرمی مبرد گذرنده از لوله مویین بر اساس پارامترهای مؤثر بر آن (خصوصیات فیزیکی لوله و خواص سیال مبرد) بیان شده است. در این روش، با استفاده از تئوری پی باکینگهام^۳ و با ادغام

3. Buckingham Pi Theorem

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 $NTU - \varepsilon$ استفاده شده است.

۲-۲-۱- 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 تک فاز است با استفاده از رابطه معروف دیتوس-بولتر^۱ محاسبه می شود. h_a ضریب انتقال حرارت هوای عبوری از روی لوله ها بوده و با استفاده از رابطه ارائه شده توسط یوشی [۱۰] محاسبه می شود. ϕ راندمان فین بوده و با استفاده از روابط ارائه شده توسط مک کوئیستون و همکاران [۱۱] 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 [۸]. عدد بدون بعد π_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).

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

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

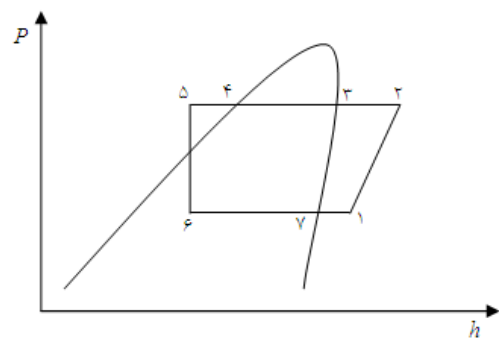
ارتباط بین دبی جرمی و قطر لوله موئین و ویسکوزیته مبرد و عدد بدون بعد π_8 در رابطه (۳) ذکر شده است.

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

برای مدل سازی کمپرسور از نتایج تجربی به دست آمده از بررسی آزمایشگاهی دستگاه کولر گازی دوتکه استفاده شد [۹]. با برازش 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.

$$\dot{m}_{comp} = -0.27 + 0.024T_e - 0.00045T_e^2 - 0.055T_c - 0.0024T_c^2 + 0.002T_eT_c \quad (4)$$

$$\dot{W}_{comp} = 28.5 - 2.35T_e + 0.052T_e^2 + 6T_c + 0.35T_c^2 - 0.27T_eT_c \quad (5)$$



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

1. Dittus-Boelter

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 هر کدام 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^۱ 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 ε 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 [۱۲] محاسبه می شود.

۲-۳-۲- 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

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 ω_{ai} وارد ناحیه خشک اواپراتور شده و با دمای T_{ad} و نسبت رطوبت ω_{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 آیند.

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

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

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 مویین آنتالپی ثابت بوده و از این رو مقدار آنتالپی در ورود به اواپراتور با آنتالپی میرد در ورود به لوله مویین 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 ترلکلد [۱۳]، 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.

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

در این رابطه T_d دمای نقطه شبنم^۱ هوای ورودی، ϕ 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 نوراگر [۱۴] 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.

1. Dew Point Temperature

با توجه به رابطه (۳۸) و (۳۹):

$$f_{wtp} = 1 - f_{sh} - f_{dtp} \quad (۴۳)$$

بنابراین مقدار سطوح خشک و مرطوب به ترتیب برابرند با:

$$A_{dtp} = f_{dtp} A_e \quad (۴۴)$$

$$A_{wtp} = f_{wtp} A_e \quad (۴۵)$$

در ناحیه مرطوب اواپراتور تغییرات رطوبت مخصوص هوا نسبت به آنتالپی از رابطه (۴۶) محاسبه می شود. 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 (ω_{aswm}) می شود. جزئیات حل این معادله در مرجع [۱۵] آمده است.

$$\frac{di_{air}}{d\omega_{air}} = Le \left[\frac{i_{ad} - i_{aswm}}{\omega_{ai} - \omega_{aswm}} \right] + (i_g - 2501Le) \quad (۴۶)$$

که در آن

$$i_g = 2501 + 1.805\omega_{ai} \quad (۴۷)$$

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

$$\frac{di_{air}}{d\omega_{air}} = \frac{\Delta i_{air}}{\Delta \omega_{air}} = \frac{i_{ad} - i_{atpo}}{\omega_{ai} - \omega_{atpo}} \quad (۴۸)$$

در نتیجه:

$$\omega_{atpo} = \omega_{ai} - (i_{ad} - i_{atpo})(\Delta \omega_{air} / \Delta i_{air}) \quad (۴۹)$$

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 می آید.

$$T_{atpo} = (i_{atpo} - 2501\omega_{atpo}) / (1 + 1.805\omega_{atpo}) \quad (۵۰)$$

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 می شود.

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:

$$T_{aoe} = T_{atpo} - Q_{sh} / C_a \quad (۵۱)$$

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).

$$Q_{wtp} = \dot{m}_{air}(i_{ad} - i_{atpo}) \quad (۳۳)$$

$$i_{atpo} = i_{ad} - Q_{wtp} / \dot{m}_{air} \quad (۳۴)$$

در این قسمت برای تعیین دمای هوا در عبور از ناحیه مرطوب اواپراتور از روشی که تیراکولپیسوت و پریپر برای مدل سازی جریان هوای عبوری از روی کوئل های مرطوب خنک کننده هوا ارائه نمود استفاده می شود [۱۵]. معادلات مورد استفاده در این روش نسبتاً طولانی و پیچیده بوده از این رو در این بخش به ذکر معادلات پایه ای مورد نیاز برای تعیین دمای هوا در خروج از اواپراتور می پردازیم.

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 می آیند. با جایگذاری تعداد واحدهای انتقال در رابطه (۳۷) f_{sh} و پس از آن f_{tp} به دست می آید.

$$\varepsilon_{sh} = \frac{C_r(T_1 - T_e)}{C_{min}(T_{atpo} - T_e)} \quad (۳۵)$$

$$\varepsilon_{sh} = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU_{sh}^{0.22}}{C} [\exp(-CNTU_{sh}^{0.78}) - 1] \right\} \quad (۳۶)$$

$$f_{sh} = \frac{NTU_{sh} C_{min}}{U_{sh} A_e} \quad (۳۷)$$

$$f_{tp} = 1 - f_{sh} \quad (۳۸)$$

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

$$f_{tp} = f_{dtp} + f_{wtp} \quad (۳۹)$$

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

$$\varepsilon_{dtp} = 1 - e^{-NTU_{dtp}} = \frac{C_{air}(T_{air} - T_{ad})}{C_{min}(T_{air} - T_e)} \quad (۴۰)$$

$$NTU_{dtp} = \frac{U_{dtp} A_{dtp}}{C_{min}} = \frac{U_{dtp} f_{dtp} A_e}{C_{air}} \quad (۴۱)$$

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

$$f_{dtp} = \frac{C_{air}}{U_{dtp} A_e} \ln \left[\frac{T_{air} - T_e}{T_{ad} - T_e} \right] \quad (۴۲)$$

۳- شبیه سازی فرایند

برای مدل ارائه شده در این پژوهش برنامه ای توسط نرم افزار EES 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 مصرفی 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 (ΔT_{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.

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

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

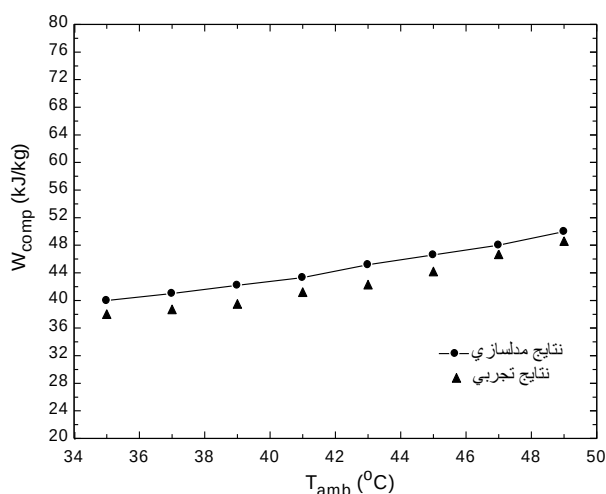
در این مرحله اگر توان تئوری واقعی به دست آمده برای کمپرسور با توان به دست آمده از منحنی مشخصه برای آن یکسان بودند، مدل سازی کندانسور آغاز می شود در غیر این صورت با تغییر مقدار ΔT_{sh} ، همین فرایند تکرار می شود.

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 فرایند 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 نموده و در نهایت پس از حصول همگرایی وضعیت هوا در خروج از اواپراتور تعیین می شود. با انجام این فرایند 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.

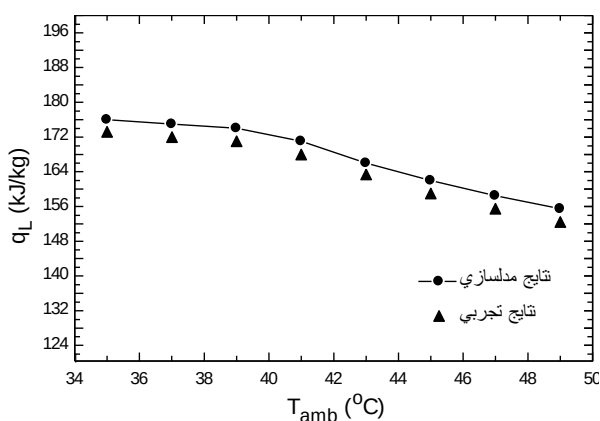
۴- مقایسه نتایج شبیه سازی با نتایج تجربی

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



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

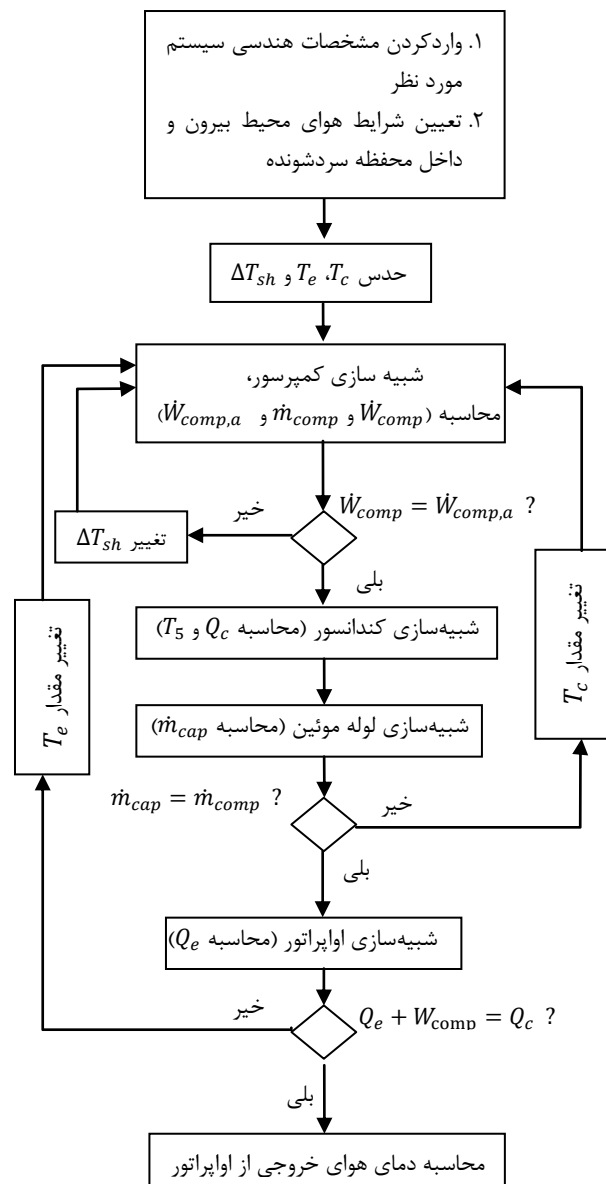
تأثیر دمای هوای محیط بر ظرفیت تبرید برای نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل سازی در شکل ۴ نشان داده شده است. حداکثر خطای مدل در پیش بینی اثر تبرید ۳/۵ درصد بوده و به طور متوسط به ازای یک درجه افزایش دمای محیط اثر تبرید ۱/۴۵ kJ/kg کاهش می یابد.



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.

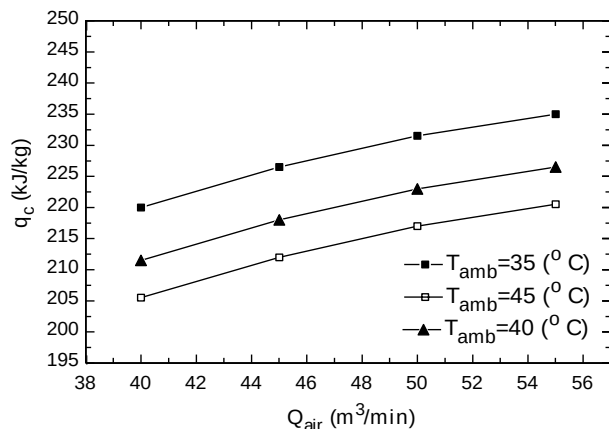
شرکت میتسوبیشی الکتریک مدل MS-A18VD/MU-A18VD مقایسه شده است [۹].



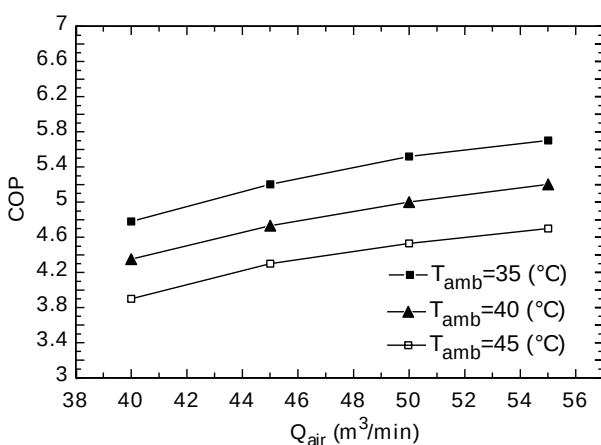
شکل ۲ الگوریتم شبیه سازی سیکل تبرید

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 ۰/۷ kJ/kg افزایش می یابد.

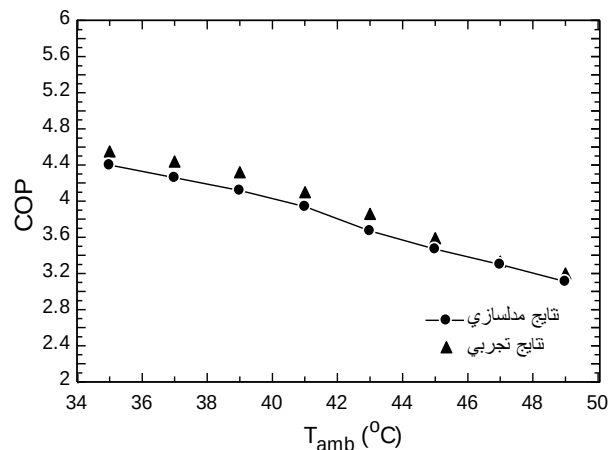
نشان می دهد. مشاهده می شود که در یک دمای ثابت محیط، با افزایش سطح کندانسور تا حد مشخصی، دفع حرارت از آن محسوس بوده و با شیب نسبتاً زیادی افزایش می یابد، اما با افزایش سطح از آن حد، تغییر چندانی در افزایش q_c مشاهده نمی شود. محدودیت میزان افزایش سطح کندانسور این است که با کاهش دمای مبرد در انتهای کندانسور 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.

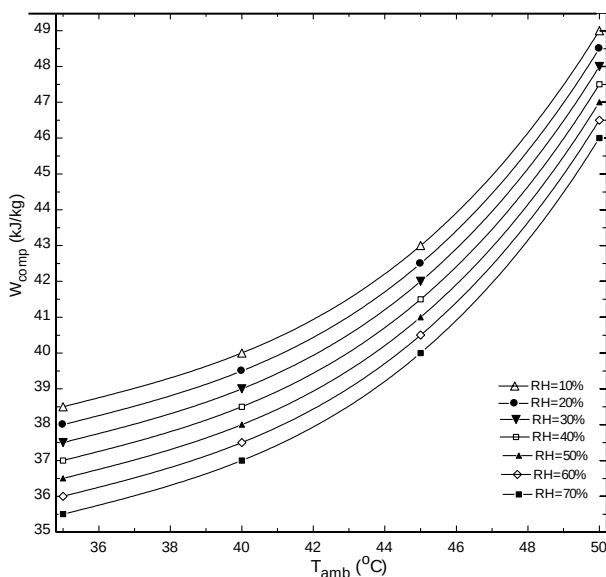
از جمله روش های افزایش نرخ دفع حرارت از کندانسور، افزایش سطح کندانسور و افزایش دبی حجمی هوای عبوری از روی کندانسور (با تغییر دور فن آن) می باشد. افزایش رطوبت نسبی هوای محیط نیز باعث بالارفتن گرمای ویژه مخلوط هوا و بخار آب و افزایش ضریب انتقال حرارت در کندانسور می شود. در ادامه تاثیر سه پارامتر ذکر شده (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 ۴ kJ/kg افزایش یافته و ضریب عملکرد به میزان ۵ درصد افزایش می یابد (شکل ۷).

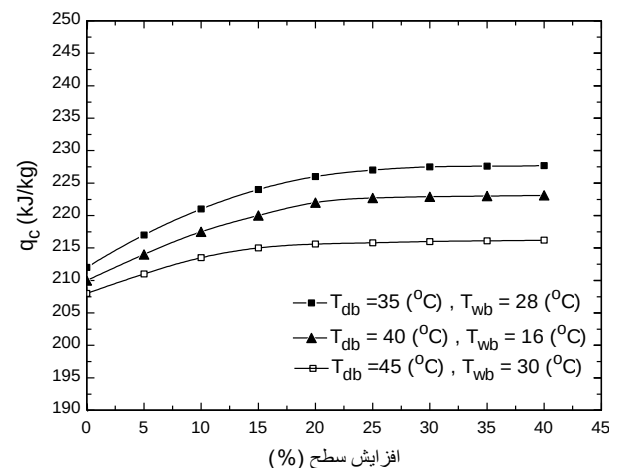
شکل ۸ تأثیر افزایش سطح کندانسور بر میزان حرارت دفع شده از آن را در سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

۵/۵ kJ/kg کاهش می یابد. همچنین، به ازای یک مقدار ثابت رطوبت نسبی هوا، به طور متوسط با افزایش یک درجه در دمای هوای محیط کار مصرفی کمپرسور ۷/۰ kJ/kg افزایش می یابد. شکل ۱۱ روند تغییرات حرارت دفع شده در کندانسور بر حسب افزایش دمای هوای محیط را در چند رطوبت نسبی نشان می دهد. مشاهده می شود که در یک دمای ثابت با افزایش رطوبت نسبی هوای محیط، میزان حرارت دفع شده در کندانسور افزایش می یابد. همچنین، به ازای یک مقدار ثابت رطوبت نسبی هوا با افزایش دمای خشک، به دلیل افزایش دمای کندانسور و کاهش اختلاف دمای مبرد با هوا، میزان حرارت دفع شده از کندانسور کاهش می یابد. به طور متوسط، با ثابت نگه داشتن مقدار رطوبت نسبی هوا، به ازای یک درجه افزایش دمای محیط، حرارت دفع شده به میزان ۱/۱ kJ/kg کاهش می یابد. در یک دمای خشک ثابت نیز، به ازای ۱۰ درصد افزایش رطوبت نسبی، حرارت دفع شده در کندانسور به طور متوسط به میزان ۵/۵ kJ/kg افزایش می یابد.

شکل ۱۲ روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل را بر حسب افزایش رطوبت نسبی هوای محیط نشان می دهد. 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 دمای محیط، ضریب عملکرد به طور متوسط حدود ۳/۵ درصد کاهش می یابد.

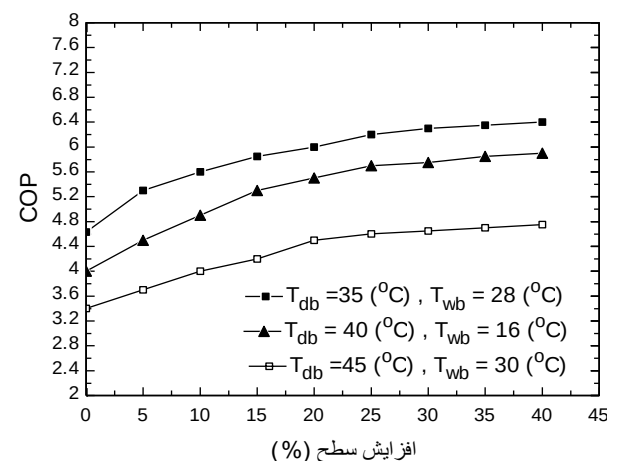


شکل ۱۰ روند تغییرات کار مصرفی کمپرسور با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف



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.



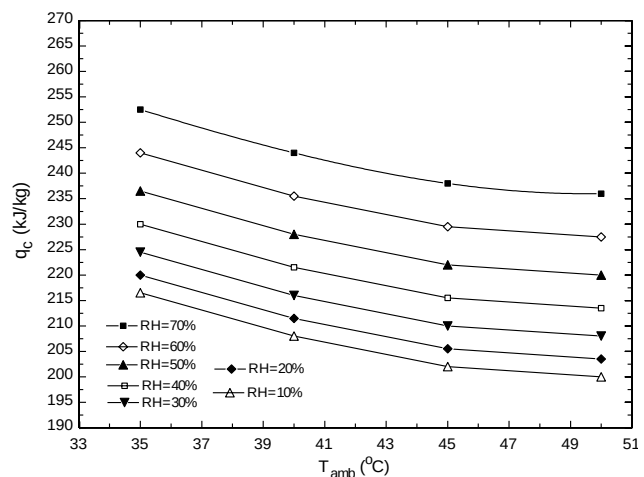
شکل ۹ روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب درصد افزایش سطح اولیه کندانسور برای سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

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

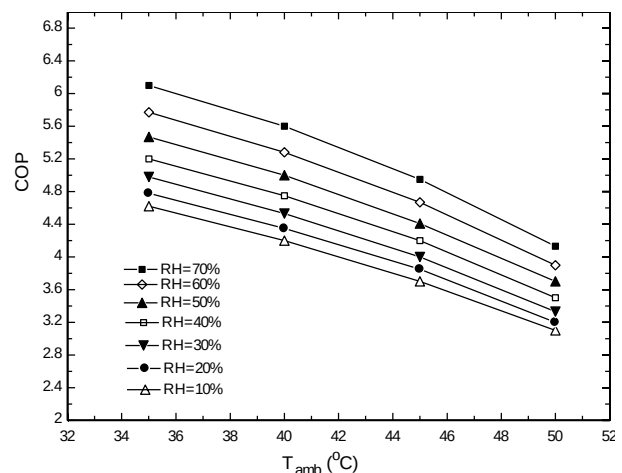
سیکل مانند ضریب عملکرد، توان خنک کنندگی و توان الکتریکی مصرفی را به دست آورد. همچنین، نحوه تغییرات خواص ترمودینامیکی مبرد در قسمت های مختلف سیکل مانند دماهای تقطیر و تبخیر، دبی جرمی مبرد، درجه مافوق گرمی و درجه مادون سردی با توجه به تغییرات شرایط محیطی قابل پیش بینی است. تأثیر عواملی چون افزایش رطوبت 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 (m^2)
C	ظرفیت گرمایی ویژه ($kJ/kg.K$)
f	نسبت سطح
h	ضریب انتقال حرارت ($kW/m^2.K$)
i	آنتالپی (kJ/kg)
Le	ضریب لوئیس
m	جرم (kg)
p	فشار (kPa)
Q	حرارت (kW) و دبی حجمی (m^3/kg)
s	آنتروپی ($kJ/kg.K$)
T	دما (K)
U	ضریب انتقال حرارت کلی ($kW/m^2.K$)



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 EES تدوین شده است. با استفاده از این برنامه برای سیکل تبرید تراکمی در شرایط محیطی متفاوت می توان مشخصه های عملکرد کلی

ω	رطوبت مخصوص (kg.w/kg d.a)
$\varepsilon - NTU$	ضریب کارایی
ϕ	راندمان فین
π	عدد بی بعد
زیر نویس ها	
a	هوا، واقعی
air	هوا
c	کندانسور
$comp$	کمپرسور
cap	لوله موئین
d	خشک
db	حباب خشک
e	اوپراتور
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. تاثیر میزان حرارت نهان تبخیر مبرد در دمای اشباع ورود به لوله موئین به عنوان دومین پارامتر بی بعد تعریف می شود.

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

زیرنویس f مربوط به شرایط مایع اشباع در دمای ورود به لوله موئین می باشد. v حجم مخصوص مبرد و μ ویسکوزیته مبرد در دمای اشباع ورود به لوله موئین می باشند.

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 (σ 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 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 π_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 Δt_{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 مؤثری 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 π_6 و π_7 ارائه می شود.

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

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

زیرنویس 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 π_8 بیان می شود.

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

۹- مراجع

- [1] Hiller C. C., Glicksman L. R. "Improving Heat Pump Performance via Capacity Control- Analysis and Test", Massachusetts Institute of Technology, Report No. 24525-96, Heat Transfer Laboratory, Cambridge, Massachusetts, 1976.
- [2] Ellison R. D., Creswick F. A., "A Computer Simulation of Steady-State Performance of Air-to-Air Heat Pump", Report No. ORNL/CON-16, Department of Energy, Oak Ridge National Laboratory, 1978.

- [9] Hajidavalloo E., Eghtedari H., "Performance Improvement of Air-Cooled Refrigeration System by using Evaporatively Cooled Air Condenser", *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 5, 2010, pp. 982-88.
- [10] Yoshii T., "Transient Testing Technique for Heat Exchanger Fin", *ASHRAE Transactions*, Vol. 87, Part.1, 1981, pp. 763-792.
- [11] McQuiston F. C., Parker J. D., Spitler J. D., "Heating, Ventilating and Air Conditioning, Analysis and Design", 5th Edition, New York, John Wiley & Sons, Chapter 14, 2000.
- [۱۲] رستمی علی اصغر، "طراحی مبدل های حرارتی"، چاپ اول، اصفهان، مرکز انتشارات جهاد دانشگاهی واحد صنعتی اصفهان، فصل چهارم، ۱۳۷۲.
- [13] Threlkeld J. L., *Thermal Environmental Engineering*, New York, Prentice-Hall Inc, 1982.
- [14] Chaddock J. B., Noerager J. A., "Evaporation of R-12 in a Horizontal Tube with Constant Wall Heat flux", *ASHRAE Trans.*, Vol. 72, Part. 1, 1966, pp. 90-102.
- [15] Theerakulpisut S., Priprem S., "Modeling Cooling Coils", *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 1, 1998, pp 127-137.
- [3] Fisher S. K., Rice C. K., Jackson W. L., "The Oak Ridge Heat Pump Design Model", MARK III Version Program Documentation, Report No. ORNL/TM-10192. Oak Ridge National Laboratory, 1988.
- [4] Domanski P., Didion D., "Computer Modelling of Vapor-Copmression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device", Building Equipment Devision, National Bureau of Standard, Washington DC, Report No. 20234, 1983.
- [5] Mullen C. E., Bullard C. W., "Room Air Conditioner System Modeling", University of Illinois at Urbana-Champaign, ACRC TR-61, 1994.
- [6] ONeal, D. L., Penson S. B., "An Analysis of Efficiency Improvement in Room Air Conditioner", ESL/88-04, Texas A&M University, 1988.
- [۷] عباسی م.، "شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی بخار"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۷۲.
- [8] ASHRAE, *ASHRAE Handbook-Refrigeration*, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Chapter 44, 2006.