

بهینه‌سازی ترمواکونومیک و تحلیل اکسرژی چرخه‌ی تبرید تراکمی بخار

مهجتی موسوی نائیبیان (دانشیار)

علی بهبهانی‌نیا (استادیار)

سارا جوادزاده حقیقت (کارشناس)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

در کار حاضر روش ترمواکونومیک به منظور بهینه‌سازی چرخه‌ی تبرید تراکمی بخار مورد استفاده قرار گرفته است. میزان بار برودتی و دمای داخل و خارج، به عنوان قیدها لحاظ شده‌اند. در این تحلیل دو پارامتر بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. اولین پارامتر، اختلاف بین دمای چگالش و محیط خارج است که فشار چگالش را تعیین می‌کند. تعیین اختلاف بین دمای تبخیر و محیط داخل به عنوان دومین پارامتر، تعیین کننده‌ی فشار تبخیر است. تابع هدف، تابعی از هزینه‌هاست که هزینه‌های مربوط به اکسرژی ورودی و سرمایه‌گذاری اولیه را شامل می‌شود. این تحلیل نشان می‌دهد که پارامترهای بهینه‌ی چرخه، با برقراری تعادل بین هزینه‌های صرف شده برای تراکم در کمپرسور و سایر هزینه‌های شامل قیمت فن‌ها، مبدل‌های حرارتی و انرژی الکتریکی ورودی به فن‌ها تعیین می‌شود.

mousavi@kntu.ac.ir
alibebhaninia@kntu.ac.ir
sara-javadzadeh@yahoo.com

واژگان کلیدی: بهینه‌سازی، ترمواکونومیک، چرخه‌ی تبرید، اکسرژی.

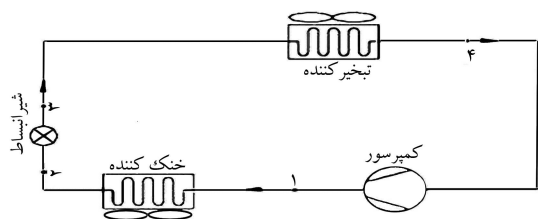
۱. مقدمه

انرژی و اکسرژی چنان برقرار می‌شود که تولید محصولات چرخه‌ی ترمودینامیک با کم‌ترین هزینه‌ی کل صورت پذیرد. اساساً هدف این روش کمیته‌سازی یک تابع هدف است که در آن برای هم‌سطح‌سازی عبارات به‌میزان اتلافات و عدم بهره‌وری در سیستم ارزش اقتصادی داده می‌شود و با کمیته‌سازی تابع هدف، کل هزینه‌ها شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و انرژی مصرفی به کم‌ترین مقدار رسانده می‌شود.

چرخه‌ی تبرید تراکمی بخار کاربردهای متعددی دارد. این چرخه از یک کمپرسور، یک دستگاه تبخیر^۱ (تبخیرکننده) با جابه‌جایی آزاد یا اجباری، یک خنک‌کننده^۲ (کندانسور) با جابه‌جایی آزاد یا اجباری، و یک شیر انبساط تشکیل می‌شود. نحوه‌ی عملکرد هرکدام از این اجزاء بر کارکرد کل چرخه تأثیر می‌گذارد. پارامترهای اصلی چرخه عبارت‌اند از، فشارهای تبخیر و چگالش. پارامترهای دیگر، متغیرهای طراحی تبخیرکننده و خنک‌کننده است که با استفاده از روش‌های ارائه شده برای مبدل‌های حرارتی بهینه شده و اثرات آن‌ها بر عملکرد چرخه‌ی مورد بررسی اعمال می‌شود. معمولاً پارامترهای چرخه با روش‌های متداول تجربی و بدون تحلیل دقیق انتخاب می‌شود. این امر به مفهوم هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه‌ی عملکرد بالاتر است که توسط مصرف‌کننده یا تولیدکننده پرداخت می‌شود. در این نوشتار که به بهینه‌سازی کل چرخه می‌پردازد، متغیرهای طراحی تبخیرکننده و خنک‌کننده ثابت در نظر گرفته می‌شود. در خصوص بهینه‌سازی متغیرهای طراحی تبخیرکننده و خنک‌کننده مطالعاتی انجام شده است.^[۱-۳]

۲. آنالیز قانون‌های اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌ی تبرید

در شکل ۱ چرخه‌ی تبرید تراکمی بخاری مورد بررسی در این پژوهش نمایش داده شده است. این چرخه از یک کمپرسور، یک تبخیرکننده، یک خنک‌کننده، و یک شیر انبساط تشکیل یافته است. تبخیرکننده و خنک‌کننده که در تحلیل این چرخه



شکل ۱. چرخه‌ی تبرید تراکمی بخار.

برای بهینه‌سازی این چرخه‌ی ترمودینامیکی می‌توان از روش‌های متعددی بهره گرفت. روش‌های اولیه براساس بهینه‌سازی عملکرد چرخه با کمیته‌سازی یک تابع هدف صرفاً ترمودینامیکی، مانند کمیته‌سازی تولید آنتروپی یا کار مفید است که در تمامی این روش‌ها ضریب عملکرد سیستم بیشینه می‌شود. در این‌گونه روش‌ها هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اولیه در نظر گرفته نمی‌شود که می‌تواند به رسیدن به طرح‌هایی با کارایی بالا ولی غیراقتصادی (از نظر سرمایه‌گذاری) منجر شود. در تحلیل ترمواکونومیک با به کارگیری مفاهیم اقتصادی در کنار تعاریف ترمودینامیکی و با دادن ارزش اقتصادی به جریان‌های انرژی و اکسرژی، تعادل بین هزینه‌های سرمایه‌ی و هزینه‌های جریان

که در آن جمله‌ی اول بیان‌گر افزایش آنتروپی محیط، و جمله‌ی دوم بیان‌گر افزایش آنتروپی مبرد است. اتلاف اکسرژی در شیر انبساط با استفاده از رابطه‌ی ۱۱ محاسبه می‌شود:

$$\Delta E_{x_{exp}} = T_0 (S_2 - S_1) \quad (11)$$

اتلافات اکسرژی در خنک‌کننده شامل اتلافات به دلیل بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی، بازگشت‌ناپذیری در اثر اصطکاک و اتلاف اکسرژی در اثر جریان یافتن هوای گرم به بیرون از خنک‌کننده است. اتلافات اکسرژی با استفاده از معادله‌ی بالانس اکسرژی برای خنک‌کننده (معادله‌ی ۱۲) محاسبه می‌شود:

$$\Delta E_{x_{cond}} = W_{fan,cond} + E_{x_1} - E_{x_2} \quad (12)$$

تولید آنتروپی در خنک‌کننده توسط معادله‌ی ۱۳ محاسبه می‌شود:

$$\Delta S_{cond} = m_r (s_2 - s_1) + \frac{Q_{cond}}{T_0} + \left[\frac{m_a \nu \Delta P_{fan}}{\eta_{fan} T_0} \right]_{cond} \quad (13)$$

اتلافات اکسرژی در تبخیرکننده شامل اتلافات به دلیل بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی و اصطکاک است که براساس معادله‌ی ۱۴ محاسبه می‌شود:

$$\Delta E_{x_{evp}} = W_{fan,evp} + E_{x_2} - E_{x_1} + Q_{evp} \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (14)$$

در آخر، آنتروپی تولیدشده در تبخیرکننده به صورت معادله‌ی ۱۵ بیان می‌شود:

$$\Delta S_{evp} = m_r (s_2 - s_1) + \left[\frac{m_a \nu \Delta P_{fan}}{\eta_{fan} T_0} \right]_{evp} - \frac{Q_{evp}}{T_c} \quad (15)$$

۳. تحلیل ترمو اکونومیک چرخه‌ی تبرید

در تحلیل ترمو اکونومیک با در نظر گرفتن پارامترهای ترمودینامیکی و اقتصادی به‌طور هم‌زمان، شرایط بهینه برای عملکرد سیستم از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی به دست می‌آید. هدف از این تحلیل، کمینه‌سازی هزینه‌ی تولید محصول یک سیستم حرارتی با میزان محصول مشخص، یا بیشینه‌سازی میزان تولید محصول در طول مدت کارکرد سیستم با صرف هزینه‌ی کل ثابت است. تابع هدف از توابعی شامل هزینه‌های اکسرژی ورودی، تجهیزات و سایر هزینه‌های مرتبط تشکیل می‌شود. رابطه‌ی بین هزینه‌ی محصول و هزینه‌ی کل یک سیستم حرارتی، به صورت معادله ۱۶ بیان می‌شود: [۵]

$$C_t = \sum_i C_i E_{x_{out}} = \sum_i c_i E_{x_{in}} + \sum_m Z_m \quad (16)$$

که در آن تابع C_t هزینه‌ها، c_i هزینه‌ی واحد اکسرژی محصولات خروجی، c_i هزینه‌ی واحد اکسرژی ورودی از منابع خارجی و Z_m نرخ هزینه‌ی سالانه‌ی مخارج اولیه و هزینه‌های مربوط به نگهداری و عملکرد هر سیستم است. اندیس m بیان‌گر تعداد زیرسیستم‌ها است. در چرخه‌ی تبرید، اکسرژی ورودی از خارج سیستم فقط انرژی الکتریکی کمپرسور و فن‌ها است. بنابراین هزینه‌ی واحد اکسرژی ورودی از خارج سیستم، هزینه‌ی واحد انرژی الکتریکی است و هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اولیه شامل قیمت کمپرسور، فن‌ها و مبدل‌های حرارتی است. در حالی که محصول سیستم فقط ایجاد سرمایش است. فرایند بهینه‌سازی در برگیرنده‌ی کمینه‌سازی تابع هزینه است که با کمینه‌سازی هزینه‌ی هر واحد اکسرژی محصول هم‌ارز است.

چنان‌که پیش‌تر بیان شد، هزینه‌ی کل یک سیستم حرارتی از جمع هزینه‌ی اکسرژی ورودی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری حاصل می‌شود. ممکن بودن این جمع‌زدن

مورد بررسی قرار می‌گیرد از نوع جابه‌جایی اجباری و کمپرسور در این چرخه از نوع اسکرول می‌باشد. ماده‌ی سردکننده‌ی به کار رفته در این چرخه فرئون ۲۲ است. مقدار جریان جرمی مبرد، با در نظر گرفتن تبخیرکننده به عنوان یک حجم کنترل، چنین محاسبه می‌شود:

$$Q_{evp} = m_r (h_2 - h_1) \quad (1)$$

همچنین انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور توسط معادله‌ی ۲ به دست می‌آید:

$$W_{comp} = \frac{m_r (h_1 - h_2)}{\eta_m} \quad (2)$$

که در آن مقدار h_1 با استفاده از معادله‌ی ۳ به دست می‌آید:

$$\eta_{is} = \frac{h_{1s} - h_2}{h_1 - h_2} \quad (3)$$

کارایی این ترموپیک یک کمپرسور اسکرول که در رابطه‌ی ۳ مورد استفاده قرار می‌گیرد از طریق معادله‌ی ۴ تعیین می‌شود. [۱]

$$\eta_{is} = 0.85 - 0.046667 (P_1/P_2) \quad (4)$$

با در نظر گرفتن خنک‌کننده به عنوان یک حجم کنترل، حرارت دفع شده از آن به صورت رابطه‌ی ۵ بیان می‌شود:

$$Q_{cond} = m_r (h_1 - h_2) \quad (5)$$

در سیستم تبرید، طبق قانون بقای اکسرژی، مجموع اکسرژی تخریب‌شده عبارت خواهد بود از:

$$\Delta E_x = E_{x_{in}} - E_{x_{out}} \quad (6)$$

اکسرژی ورودی برابر است با مجموع انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور و فن‌های تبخیرکننده و خنک‌کننده، که به صورت رابطه ۷ بیان می‌شود:

$$E_{x_{in}} = m_r (h_1 - h_2) / \eta_m + [m_a \nu \Delta P_{fan} / \eta_{fan}]_{evp} + [m_a \nu \Delta P_{fan} / \eta_{fan}]_{cond} \quad (7)$$

اکسرژی خروجی شامل اکسرژی هوایی است که به خارج از تبخیرکننده جریان می‌یابد و به صورت رابطه‌ی ۸ محاسبه می‌شود:

$$E_{x_{out}} = -Q_{evp} \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (8)$$

هنگامی که در کمپرسور تراکم اینرژتی صورت می‌گیرد، اتلاف اکسرژی برابر صفر است. در یک فرایند تراکم واقعی، اتلاف کار مفید بر اثر اصطکاک به وقوع می‌پیوندد. اتلاف اکسرژی با استفاده از معادله‌ی بالانس اکسرژی برای کمپرسور طبق رابطه‌ی ۹ محاسبه می‌شود:

$$\Delta E_{comp} = W_{comp} + E_{x_2} - E_{x_1} \quad (9)$$

تولید آنتروپی در کمپرسور با استفاده از رابطه‌ی ۱۰ محاسبه می‌شود:

$$\Delta S_{comp} = m_r \left[(h_1 - h_2) / \eta_m - (h_1 - h_2) \right] / T_0 + m_r (s_1 - s_2) \quad (10)$$

جدول ۱. پارامترهای طراحی خنک‌کننده و تبخیرکننده.

مبدل حرارتی	قطرلوله (cm)	تعداد پره (fin/cm)	سرعت جریان هوا (kg/m ² s)	ضریب بهره‌ی مبدل حرارتی
خنک‌کننده	۹٫۶۵	۳٫۱۴	۹٫۵۹	۰٫۷۵
تبخیرکننده	۱۴٫۷۳	۱٫۹۶	۵٫۳۶	۰٫۸

تبرید اثر می‌گذارد. در یک الگوریتم کامل بهینه‌سازی، مقادیر این پارامترها نیز به همراه پارامترهای طراحی چرخه، تعیین می‌شود. در این مطالعه، پارامترهای طراحی خنک‌کننده و تبخیرکننده، ثابت در نظر گرفته می‌شود و می‌توان به عنوان ادامه‌ی کار این پارامترها را نیز بهینه کرد. مقادیر این پارامترها در جدول ۱ ارائه شده است. مراحل طراحی تبخیرکننده که در این تحلیل مورد استفاده قرار گرفته عبارت است از:

۱. محاسبه m_a با استفاده از معادله‌ی ۲۴:

$$m_a = \frac{Q_{evp}}{\varepsilon C_p (T_{evp} - T_c)} \quad (24)$$

که در آن ε ضریب بهره‌ی مبدل است.

۲. محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای سمت هوا و میرد، با استفاده از رابطه‌های مناسب.^[۹۸]

۳. محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت کلی (U).

۴. محاسبه‌ی NTU با عنوان «تعداد واحدهای انتقال»، با استفاده از معادله‌ی ۲۵:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (25)$$

۵. محاسبه‌ی طول کلی لوله‌های خنک‌کننده (L) با استفاده از معادله ۲۶:

$$L = \frac{Ntu m_a c_p}{\pi d U} \quad (26)$$

۶. محاسبه‌ی افت فشار سمت هوا با استفاده از رابطه‌های مناسب.^[۹]

طراحی خنک‌کننده نیز طی مراحل مشابهی با مجراکردن آن به دو ناحیه‌ی چگالش خالص و فوق گرم صورت می‌پذیرد.

۵. الگوریتم بهینه‌سازی

براساس رابطه‌های ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی که در بخش‌های قبل ارائه شد، مراحل انجام الگوریتم بهینه‌سازی ترمواکونومیک عبارت است از:

۱. تعیین دماهای چگالش و تبخیر که به ترتیب شرایط خروجی از خنک‌کننده، شیرانبساط و تبخیرکننده را تعیین می‌کند؛

۲. محاسبه‌ی نرخ جرمی میرد براساس رابطه‌ی ۱؛

۳. برآورد کارایی ایزانتروپیک و انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور و شرایط خروجی از آن طبق رابطه‌های ۳، ۲ و ۴؛

۴. محاسبه‌ی مساحت سطح حرارتی خنک‌کننده، جریان جرمی هوا و افت فشار هوا در خنک‌کننده؛

۵. محاسبه‌ی مساحت سطح حرارتی تبخیرکننده، جریان جرمی هوا و افت فشار هوا در تبخیرکننده؛

مستازم هم‌ارزی دو هزینه است. معمولاً هزینه‌ها را بر واحد سال بیان می‌کنند. برای به‌دست آوردن هزینه‌های سرمایه‌گذاری، اطلاع داشتن از عمر تجهیزات و بهره‌ی سالیانه‌ی پول ضروری است. برای به‌دست آوردن هزینه‌ی سرمایه‌گذاری در یک سال از تعریف ضریب باز یافت سرمایه^۲ استفاده می‌شود:

$$CRF = \frac{A}{P} = r(1+r)^n / [(1+r)^n - 1] \quad (17)$$

که در آن A هزینه‌ی هر سال از طول عمر کارکرد سیستم ناشی از سرمایه‌گذاری اولیه‌ی انجام شده به میزان P برای کل مدت طول عمر کارکرد سیستم، یعنی n سال و با نرخ بهره‌ی سالیانه به میزان r است. برای محاسبه‌ی هزینه‌ی اولیه کمپرسور رابطه‌ی ۱۸ برحسب نرخ جرمی میرد، فشار مکش، فشار تخلیه و کارایی ایزوتروپیک ارائه شده است:^[۶]

$$C_{comp} = \frac{\gamma_1 m_r}{(\gamma_r - \eta_{is})} \left(\frac{P_1}{P_r} \right) \ln \left(\frac{P_1}{P_r} \right) \quad (18)$$

γ_1 و γ_r ثابت‌های عددی‌اند که با توجه به قیمت‌های موجود در بازار تعیین می‌شوند. هزینه‌ی اولیه‌ی هر مبدل حرارتی نیز با استفاده از معادله‌ی ۱۹ تعیین می‌شود:

$$C = C_0 A^k \quad (19)$$

ثابت‌های C_0 و k با توجه به قیمت‌های موجود در بازار تعیین می‌شوند. هزینه‌ی اولیه‌ی فن‌ها نیز با استفاده از معادله‌ی ۲۰ ارزیابی می‌شوند:^[۷]

$$C_{fan} = (a + bW_{fan}^{0.5})^{0.5} \quad (20)$$

هزینه‌های سرمایه‌گذاری خنک‌کننده و تبخیرکننده با کنار هم قراردادن هزینه‌ی اولیه‌ی سطح حرارتی و فن‌ها بر اساس معادله‌های ۲۱ و ۲۲ به دست می‌آید:

$$C_{evp} = (a + bW_{fan, evp}^{0.5})^{0.5} + C_{0, evp} A_{evp}^k \quad (21)$$

$$C_{evp} = (a + bW_{fan, cond}^{0.5})^{0.5} + C_{0, cond} A_{cond}^k \quad (22)$$

ثابت‌های موجود در معادله‌های ۲۲-۱۸ با استفاده از قیمت‌های موجود در کشور ایران و با استفاده از روش کمینه‌سازی مجموع مربعات خطا محاسبه شده‌اند. با ترکیب عبارات مربوط به اکسرژی ورودی و هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اولیه (معادله‌های ۱۸، ۲۱، ۲۲) تابع هدف طبق رابطه‌ی ۲۳ محاسبه می‌شود:

$$C_t = \left[\frac{\gamma_1 m_r}{(\gamma_r - \eta_{is})} \left(\frac{P_1}{P_r} \right) \ln \left(\frac{P_1}{P_r} \right) + (a + bW_{fan, evp}^{0.5})^{0.5} + \right. \quad (23)$$

$$\left. C_{0, evp} A_{evp}^k + (a + bW_{fan, cond}^{0.5})^{0.5} + C_{0, cond} A_{cond}^k \right] CRF +$$

$$C_h N [m_r (h_1 - h_r) / \eta_m + [m_a v \Delta P_{fan} / \eta_{fan}]_{evp} +$$

$$[m_a v \Delta P_{fan} / \eta_{fan}]_{cond}]$$

در رابطه‌ی ۲۳ از هزینه‌ی سرمایه‌گذاری شیرانبساط صرف نظر شده است. تابع هدف با استفاده از الگوریتم شرح داده شده در بخش ۵ («الگوریتم بهینه‌سازی») بهینه می‌شود.

۴. مراحل طراحی تبخیرکننده و خنک‌کننده

چنان که پیش‌تر شرح داده شد، پارامترهای طراحی خنک‌کننده و تبخیرکننده مانند کارایی، سرعت جریان هوا و سرعت جرمی میرد بر روی هزینه‌ی کلی سیستم

۶. محاسبه‌ی هزینه‌ی تجهیزات شامل کمپرسور، تبخیرکننده، خنک‌کننده و فن‌های آن‌ها براساس رابطه‌های ۲۱، ۲۲ و ۲۳؛
۷. محاسبه‌ی انرژی الکتریکی مصرفی در کمپرسور و فن‌ها براساس رابطه‌ی ۷؛
۸. ارزیابی تابع هدف براساس هزینه‌ها؛
۹. تغییر متغیرهای طراحی و تکرار مرحله‌های ۲ تا ۸.

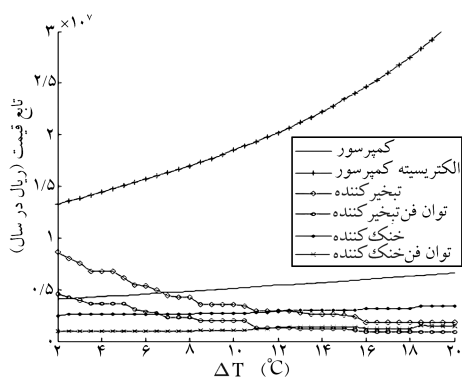
۶. تحلیل نتایج

اطلاعات سیستم تبریدی که بر مبنای روش ترموگنومیک بهینه‌سازی شده، در جدول ۲ ارائه شده است. در شکل ۲ اثر تغییرات ΔT_{evp} ، اختلاف دما در تبخیرکننده را بر هزینه‌های کمپرسور، تبخیرکننده، خنک‌کننده و فن‌های آن‌ها و نیز هزینه‌ی انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور و فن‌ها نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود افزایش ΔT_{evp} منجر به افزایش هزینه‌ی کمپرسور و انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور می‌شود. هزینه‌ی تبخیرکننده و انرژی الکتریکی ورودی به فن‌های آن به علت افزایش اختلاف دمای لگاریتمی بین تبخیرکننده و محیط خنک شونده‌ی داخل کاهش می‌یابد و به بهبود انتقال حرارت می‌انجامد. هزینه‌ی خنک‌کننده و انرژی الکتریکی ورودی به فن آن، به دلیل تغییرات Q_{cond} ، تغییر می‌یابد و با افزایش انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور افزایش می‌یابد. در شکل ۳ نشان داده شده است که با برقراری تعادل بین هزینه‌های تبخیر و تراکم می‌توان به دمای تبخیر بهینه‌ی دست یافت.

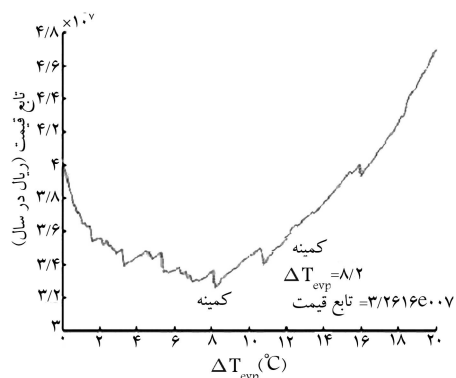
در شکل ۴ اثر تغییرات ΔT_{cond} (اختلاف دما در خنک‌کننده) را بر هزینه‌های کمپرسور، تبخیرکننده و خنک‌کننده و فن‌های آن‌ها و نیز هزینه‌ی انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور و فن‌ها نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش ΔT_{cond} ، هزینه‌ی کمپرسور و انرژی الکتریکی ورودی به آن افزایش می‌یابد. هزینه‌ی خنک‌کننده و انرژی الکتریکی ورودی به فن‌های آن به علت افزایش اختلاف دمای لگاریتمی بین خنک‌کننده و محیط خارج کاهش می‌یابد و در نهایت منجر به بهبود انتقال حرارت می‌شود. در شکل ۵ نشان داده شده است که با برقراری تعادل بین هزینه‌های تقطیر و تراکم می‌توان به دمای تقطیر بهینه دست یافت. در شکل ۶ اثر اعمال تغییرات ΔT_{evp} و ΔT_{cond} به‌طور همزمان بر تابع هزینه‌ها نشان داده شده است. کم‌ترین مقدار تابع هدف با برقراری تعادل بین هزینه‌های تبخیر، چگالش و تراکم حاصل می‌شود. در شکل ۷ اثر تغییرات دمای محیط خارج بر مقادیر بهینه‌ی ΔT_{cond} نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در اثر تغییر دمای محیط خارج به اندازه‌ی $1^\circ C$ ، مقدار بهینه‌ی ΔT_{cond} حدوداً $1^\circ C$ تغییر می‌کند. همچنین در شکل ۸ اثر تغییرات دمای محیط داخل بر مقادیر بهینه‌ی ΔT_{evp} نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، در اثر تغییر دمای محیط خنک‌شونده‌ی داخل به اندازه‌ی $1^\circ C$ ، مقدار بهینه‌ی ΔT_{evp} حدود $1^\circ C$ تغییر می‌کند که نشان‌دهنده‌ی میزان حساسیت بیشتر نسبت به اثر تغییرات دمای محیط خارج بر مقادیر بهینه‌ی ΔT_{cond} است.

جدول ۲. اطلاعات سیستم تبرید بهینه‌شده.

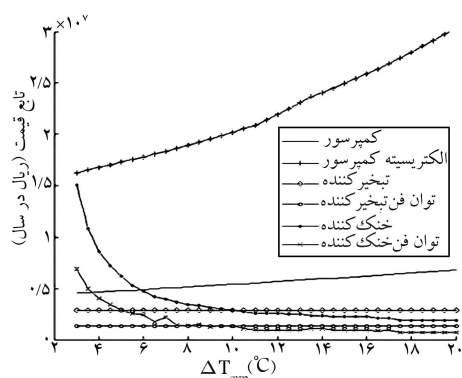
قیمت الکتریسیته Rial/kW	نرخ بهره‌ی سالانه	کارکرد سیستم در سال	ساعات سال‌های عمر کارکرد سیستم	سال‌های داخلی (°C)	دمای محیط خارج (°C)	دمای محیط بار بردتی (kW)
۲۲۱	۰/۱۶	۶۵۷۰	۱۲	-۵	۳۸	۲۰



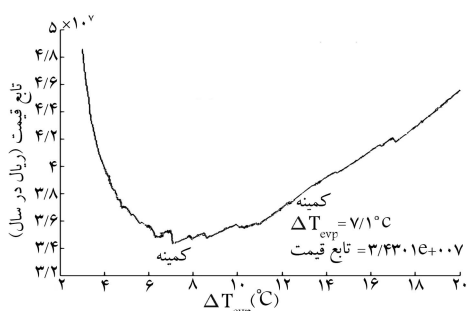
شکل ۲. اثر تغییرات اختلاف دما در تبخیرکننده بر هزینه‌های تجهیزات و انرژی ورودی به سیستم.



شکل ۳. بررسی تغییرات مقادیر تابع هدف برحسب اختلاف دما در تبخیرکننده.



شکل ۴. اثر تغییرات اختلاف دما در خنک‌کننده بر هزینه‌های تجهیزات و انرژی ورودی به سیستم.



شکل ۵. بررسی تغییرات مقادیر تابع هدف برحسب اختلاف دما در خنک‌کننده.

جدول ۳. تولید آنتروپی و تخریب اکسرژی برای شرایط کارکرد متعارف.

میزان درصد تخریب اکسرژی	$T_0 \dot{S}_{gen} (kW)$	$\dot{S}_{gen} (kW/^\circ C)$	اجزاء سیستم
۴۹٫۱۳٪	۶٫۱۲۶۷	۰٫۰۱۹۷	کمپرسور
۱۵٫۷۱٪	۲٫۱۱۴۸	۰٫۰۰۶۳	تبخیرکننده
۱۱٫۷۲٪	۱٫۴۶۱۷	۰٫۰۰۴۷	شیر انبساط
۲۳٫۴۴٪	۲٫۹۲۳۴	۰٫۰۰۹۴	خنک‌کننده
۱۰۰٪	۱۲٫۴۷۱۱	۰٫۰۴۰۴	کل چرخه

جدول ۴. تولید آنتروپی و تخریب اکسرژی برای شرایط کارکرد بهینه.

میزان درصد تخریب اکسرژی	$T_0 \dot{S}_{gen} (kW)$	$\dot{S}_{gen} (kW/^\circ C)$	اجزاء سیستم
۴۴٫۲۷٪	۴٫۳۲۲۹	۰٫۰۱۳۹	کمپرسور
۲۱٫۳۳٪	۲٫۰۸۳۷	۰٫۰۰۶۷	تبخیرکننده
۱۱٫۱۵٪	۱٫۰۸۸۵	۰٫۰۰۳۵	شیر انبساط
۲۳٫۲۵٪	۲٫۲۷۰۳	۰٫۰۰۷۳	خنک‌کننده
۱۰۰٪	۹٫۷۶۵۴	۰٫۰۳۱۴	کل چرخه

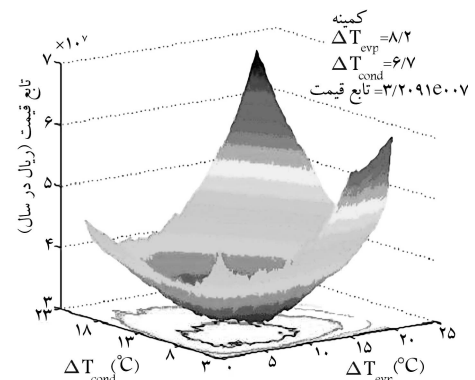
اسکرول است که طبق رابطه‌ی والرو حدوداً ۶۰٪ محاسبه شده است. این بدان مفهوم است که تابع هدف علاوه بر کاهش هزینه‌ها، بازگشت‌ناپذیری‌ها در چرخه‌ی تبرید مورد بررسی را حدود ۲۱٫۷٪ کاهش داده است.

۷. نتیجه‌گیری

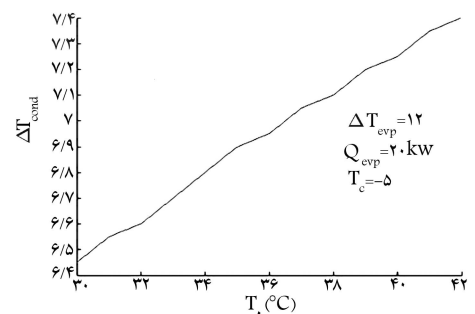
روش تحلیل ترمودینامیک با موفقیت در بهینه‌سازی چرخه‌ی تبرید تراکمی بخار مورد استفاده قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد که اختلاف دماهای بهینه بین دمای تبخیر مبرد و دمای محیط خنک‌شونده، و نیز بین دمای تقطیر مبرد با دمای محیط بیرون را می‌توان با موازنه‌ی هزینه‌های مربوط به تراکم و هزینه‌های مبدل‌ها به دست آورد. همچنین نشان داده شد که بیشترین تلفات اکسرژی در کمپرسور اتفاق می‌افتد. بنابراین می‌توان با بهبود کارایی کمپرسورها عملکرد چرخه‌های تبرید تراکمی را بهبود بخشید. در ادامه‌ی این کار می‌توان الگوریتم فوق را به یک سیستم موجود اعمال کرد و بعد از ساخت، از طریق آزمایش سیستم اصلاح شده را با سیستم قبلی مقایسه کرد.

فهرست علائم

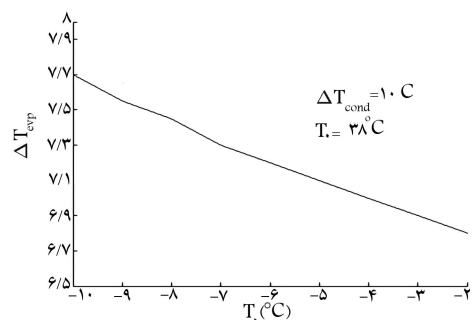
- A : سطح انتقال حرارت
- c : قیمت واحد اکسرژی
- d : قطر
- COP : ضریب عملکرد
- C_h : قیمت الکتریسیته
- c_p : گرمای ویژه
- Ex : اکسرژی
- h : آنتالپی
- m : دبی جرمی
- N : تعداد ساعات کارکرد در سال
- P : فشار



شکل ۶. بررسی اثر اعمال تغییرات همزمان اختلاف دما در تبخیرکننده و خنک‌کننده بر مقادیر تابع هدف.



شکل ۷. اثر تغییرات دمای محیط خارج بر مقادیر بهینه‌ی اختلاف دما در خنک‌کننده.



شکل ۸. اثر تغییرات دمای محیط خنک‌شونده بر مقادیر بهینه‌ی اختلاف دما در تبخیرکننده.

سیستم در حالتی دارای بالاترین ضریب کارکرد است که دمای تبخیر مبرد با دمای محیط خنک‌شونده، و دمای تقطیر مبرد با دمای محیط بیرون برابر باشد. در این شرایط، سطح حرارتی افزایش می‌یابد و در نتیجه، هزینه‌ی بالای کارکرد سیستم لزوم ارائه‌ی شرایط کارکرد جدید را آشکار می‌سازد. براساس نتایج حاصله، بیشترین مقدار COP برابر ۲٫۸۷۶۳ است که در شرایط بهینه‌ی ارائه‌شده این مقدار برابر با ۱٫۸۸۱۵ خواهد بود. این نکته به معنای کاهش ضریب عملکرد سیستم به میزان ۳۴٫۴۹٪ است.

تولید آنتروپی و میزان تخریب اکسرژی برای فشارهای متداول کارکرد اجزاء، در هر یک از اجزاء چرخه و نیز در کل چرخه در جدول ۳، و برای فشارهای تبخیر و تقطیر بهینه در جدول ۴ ارائه شده است. اصولاً در شرایط کارکرد متداول، اختلاف دما در تبخیرکننده $12^\circ C$ و اختلاف دما در خنک‌کننده $10^\circ C$ لحاظ می‌شود. درصد زیادی از بازگشت‌ناپذیری‌ها در کمپرسور به دلیل کارایی ایزاتروپیک کمپرسورهای

ΔT_{cond} : تلفات دمای اشباع در خنک‌کننده و دمای خارج
 ΔT_{evp} : تفاوت دمای اشباع در تبخیرکننده و دمای داخل

اندیس

a : هوا
 $comp$: کمپرسور
 $cond$: خنک‌کننده
 evp : تبخیرکننده
 exp : شیر انبساط
 fan : فن
 is : ایزنتروپیک
 m : مکانیکی
 r : میرد

Q : بار حرارتی یا برودتی

R : بهره‌ی پول

S : آنتروپی

T : دما

T_o : دمای بیرون

T_c : دمای داخل

U : ضریب انتقال حرارت کلی

W : توان

علائم یونانی

η : کارایی

ΔEx : تلفات اکسرژی

ΔS : افزایش آنتروپی

پانویس

1. evaporator
2. condenser
3. capital recovery factor

منابع

1. ReŞat Selbaş; Önder Kızılkcan and Arzu Şencan, Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle, *Energy* **31**, pp. 2108-2128 (2006).
2. Massimo Dentice d'Accadia and Laura Vanolib "Thermoeconomic optimization of the condenser in a vapor compression heat pump", *International Journal of refrigeration*, **27**, pp. 433-441 (2004).
3. Fagazzi, R. and Pesersen, C.O. "Thermodynamic optimization of evaporators with zeotropic refrigerant mixtures", *ASHRAE Transactions*, **102** (2), pp. 367-372 (1996).
4. Damshala, P.R. "Thermoeconomic analysis of a CHP system by iterative numerical techniques", *ASHRAE Transactions*, **106** (1), pp. 327-337 (2000).
5. Bejan, A.; Tsatsaronis, G. and Moran, M. "Thermal design and optimization", New York: Wiley, (1996).
6. Valero, A. "CGAM problem: definition and conventional solution", *Energy*, **19**, pp. 268-279 (1994).
7. Camargo, J.R.; Ebinuma, C.D. and Silveria, J.L., "Thermoeconomic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system" *Applied thermal engineering*, **23**, pp. 1537-1549 (2003).
8. Cavallini, A.; Censi, G.; Del Col, D.; Doretti, L.; Longo, G.A.; Rossetto, L. and Zilio, C. "Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes—a review of recent research" *Int J Refrigeration*, **26**, pp. 373-392 (2003).
9. "Anon. SHRAE handbook, fundamentals (S.I. ed.)." *ASHRAE*, (1997).