

محاسبه بیشینه ضریب عملکردی چیلرهای سانتریفیوژ در اندازه های مختلف چیلر در بارگذاری جزئی، با تغییر در تعداد فن چگالنده

مهدی دیمی دشت بیاض*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

رضا ناظری بوری آبادی

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

چکیده

در این تحقیق هدف دستیابی به ضریب عملکردی (COP) بیشینه بر حسب بار جزئی و دمای محیط بیرون در چیلرهای تراکمی سانتریفیوژ می باشد. تغییرات ضریب COP بر حسب تغییر در تعداد فن های چگالنده، دمای محیط بیرون و بارگذاری جزئی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین در نهایت رابطه ای بر حسب دمای محیط بیرون و بار جزئی بحرانی با هدف محاسبه بار جزئی لحظه ای در اندازه های مختلف چیلر پیشنهاد شده است. با داشتن این رابطه، چنان چه ظرفیت سرمایشی چیلر و دمای محیط بیرون معین باشد با مشخص بودن تعداد فن ها، بار جزئی که در آن میتوان به ضریب عملکردی بیشینه دست یافت قابل محاسبه می باشد. بر اساس نتایج حاصله ضریب عملکردی بیشینه در محدوده بارگذاری جزئی بین ۰/۷ تا ۰/۸ قرار دارد. همچنین با افزایش دمای محیط از ۳۰ به ۵۰ درجه سلسیوس، ضریب COP در حدود ۲ واحد کاهش می یابد.

واژه های کلیدی: چیلر های سانتریفیوژ، بارگذاری جزئی، ظرفیت سرمایشی، ضریب عملکردی بیشینه.

Calculating Maximum Coefficient of Performance (COP) in Centrifugal Chillers with Various Sizes and Under Partial Load by Changing in the Number of Condenser Fan

M. Deymi-Dashtebayaz
R. Nazeri Boorabadi

Faculty of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran
Faculty of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran

Abstract

This paper investigates maximum coefficient of performance and partial load corresponding to it's and also optimizing energy for each part load and each size of chiller with any cooling capacity. The condensation temperature and outside temperature are considered as input data. The purpose of this paper is to achieve maximum coefficient of performance with changing the number of condenser fans that depends on the condensation temperature and outside temperature and finding a relationship between cooling capacity chiller, outside temperature and the chiller partial load in different sizes. The range of the maximum coefficient of performance is 0.7 to 0.8. In other partial load range, maximum coefficient of performance will be less though energy consumption is also higher. Also with increasing ambient temperature from 30°C to 50°C, COP coefficient is reduced about 2 units.

Keywords: Centrifugal chillers, Part load, Cooling capacity, Maximum coefficient of performance.

۱- مقدمه

گردد [4]. این در حالی است که چیلرهای هوا خنک به دلیل انعطاف پذیری بیشتری که دارند مورد استفاده قرار می گیرند و برای نواحی که با کمبود آب مواجه هستند بسیار کاربرد دارند و این دلیل استفاده بیشتر از چیلرهای هوا خنک در ساختمان های تجاری می باشد [5]. چیلرهای هوا خنک تبخیری در مقایسه با چیلرهای هوا خنک که با روش جابجایی فرآیند سرمایش را انجام می دهند عملکرد بهتری دارند به این دلیل که در این چیلر ها از یک تانک آب در پشت چگالنده استفاده میشود سپس آب توسط یک توزیع کننده بر روی یک پد ریخته می شود و هوای ورودی از روی این پد عبور می کند و رطوبت آن افزایش و دمای آن کاهش می یابد لذا هوای ورودی به چگالنده دمای کمتر و رطوبت بیشتری نسبت به هوای بیرون دارد و گرمای بیشتری را می تواند جذب کند که این عملکرد بهتری را در مصرف انرژی ایجاد می کند [6]. یکی از بررسی های انجام شده در این زمینه نشان می دهد که هنگامی که از چیلرهای هوا خنک تبخیری استفاده می شود ظرفیت سرمایشی سیستم ۱۷/۵ درصد افزایش می یابد و توان کمپرسور ۱۵/۵ درصد کاهش پیدا می کند که دلیل آن را می توان اضافه شدن رطوبت به هوا دانست [7]. با افزودن یک سیستم سرمایشی تبخیری دیگر که به

چیلرهای هوا خنک، مصرف کننده عمده برق، با هدف مطبوع ساختن هوای ساختمان های تجاری در مناطق نیمه گرمسیری می باشند. به منظور بهره وری بهتر از این سیستم های سرمایشی در شرایط بارگذاری مشخص دو یا چند مدار خنک کننده استفاده می شود با توجه به نوع بارگذاری و دمای تراکمی ضریب عملکردی نیز تغییر می کند لذا برای هر ساختمانی باید چیلر به گونه ای طراحی شود که ضریب عملکردی بیشینه گردد [1,2]. یکی از کارهای انجام شده در این زمینه به کار بردن دو مدار خنک کننده می باشد. به این صورت که آبی که در چیلر قرار دارد از دو تبخیرکننده عبور می کند ابتدا از مدار اول خنک کننده و سپس از مدار دوم خنک کننده عبور می کند این روش باعث کاهش مصرف برق می شود و دمای تراکمی را بهینه می کند که با این فرآیند، ضریب عملکردی افزایش می یابد [3]. چیلرهای آب خنک نسبت به چیلرهای هوا خنک ضریب عملکردی بالاتری دارند به عبارت دیگر چیلرهای هوا خنک بازده کمتری نسبت به چیلرهای آب خنک دارند ولی در ساختمان های تجاری به دلیل نصب و راه اندازی آسان چیلرهای هوا خنک و اندازه های متنوع و مناسب آنها، از این چیلرها استفاده می

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: meh_deimi@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۹۵/۰۴/۰۵

تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۶/۲۳

صورت متوالی در کنار سیستم سرمایشی اولیه قرار می گیرد می توان رطوبت هوا را کنترل کرد و مصرف انرژی را کاهش داد [8]. با وجود اینکه افزودن رطوبت به هوا میزان عملکرد را افزایش می دهد و مکملی برای چیلرهای هوا خنک به روش جابجایی می باشد ولی در مناطقی که با کمبود آب مواجه هستند مفید نمی باشد [9]. یک راه برای کاهش مصرف انرژی در ساختمان ها استفاده از چیلرها با ضریب عملکردی بالا می باشد. تولید چیلرها اغلب به گونه ای می باشد که در شرایط استاندارد مورد استفاده قرار می گیرند لذا در ساختمان های تجاری با زمان کاری زیاد و شرایط دمایی بالاتر از شرایط استاندارد، قابل استفاده نمی باشند و باید بار جزئی به نحوی تعیین شود که در هر دمای تراکمی که با توجه به دمای محیط بیرون تعیین می شود بیشترین ضریب عملکردی را فراهم کند و تولید چیلر باید بر اساس این بار جزئی در هر منطقه ای باشد [10]. استفاده از جریان اولیه متغیر نسبت به حالتی که جریان اولیه ثابت باشد نیز می تواند انرژی مصرفی چیلر را کاهش دهد چرا که انرژی مصرفی برای پمپ کردن جریان کاهش می یابد بنابراین می توان گفت که هزینه مصرف انرژی کمتر و ضریب عملکردی بیشتر می شود [11,12]. علاوه بر جریان اولیه متغیر به کار بردن چیلر با سرعت متغیر نیز می تواند ضریب عملکردی را افزایش و میزان انرژی مصرفی را کاهش دهد. سرعت متغیر در چیلر باعث می شود که دمای تراکمی نیز متغیر باشد که این خود عامل مثبتی برای کاهش دمای تراکمی می باشد که این کاهش دما، در دفع گرما از چگالنده نیز تاثیر گذار است اما اغلب مهندسی با چیلرهای سرعت ثابت کار می کنند دلیل آن، این است که منحنی عملکردی در شرایط بارگذاری مختلف در چیلر سرعت ثابت، یکنواخت تر از چیلر با سرعت متغیر می باشد از طرفی درصد تاثیر گذاری دمای تراکمی نیز یکنواخت تر می باشد. این دلیلی است که مهندسی، بیشتر به چیلرهای سرعت ثابت روی می آورند [13]. یکی از کارهای انجام شده در زمینه کاهش مصرف انرژی استفاده از فن با سرعت متغیر می باشد نتایج تجربی نشان می دهند که هنگامی که از فن با سرعت متغیر برای چگالنده استفاده می شود در یک چیلر با ظرفیت سرمایشی ۳۵ کیلو وات و با دمای محیط کمتر از ۲۵ درجه با توجه به بررسی های انجام شده تا ده درصد مصرف انرژی را کاهش می دهد [14]. روش رسیدن به ضریب عملکردی بیشینه تحلیل درست برهمکنش ضریب عملکردی، دمای تراکمی، دمای محیط بیرون و بارگذاری جزئی می باشد. می توان به جای استفاده از چیلر با سرعت متغیر و یا جریان اولیه متغیر از فن با سرعت متفاوت برای ایجاد سرمایش در چگالنده استفاده کرد که این خود باعث صرفه جویی در هزینه ها می گردد [15]. یک راه کاربردی برای عملکرد بهتر این چیلرها، بهینه کردن فن چگالنده می باشد اگر دمای تراکمی در محدوده تعریف شده باشد و توان کمپرسور و توان چگالنده نیز بهینه باشند و همچنین جریان جرمی و سطح تماس برای چگالنده انتقال گرمای حرارت بیشتر، افزایش یابد، ضریب عملکردی نیز افزایش می یابد [16].

در مقاله حاضر تعداد فن های چگالنده با توجه به دمای محیط بیرون و بارگذاری جزئی تغییر می کنند این تعداد فن بر خلاف

کارهای انجام شده ۶ عدد در نظر گرفته شده است که این خود باعث کاهش مصرف برق می گردد. این بررسی در چیلرها با اندازه های مختلف انجام می شود.

هدف یافتن ضریب عملکردی بیشینه با توجه به بارگذاری جزئی و ظرفیت سرمایشی هر چیلر می باشد و برای تحلیل برهم کنش این پارامترها، رابطه ای بین بارگذاری جزئی که در آن ضریب عملکردی، بیشینه می گردد و ظرفیت سرمایشی هر چیلر و دمای محیط بیرون تعیین می شود. با استفاده از این رابطه با داشتن ظرفیت سرمایشی هر چیلر و دمای محیط بیرون می توان بار جزئی را که در آن ضریب عملکردی بیشینه می گردد محاسبه کرد.

۲- شرح مسئله

چرخه تراکم بخار در (شکل ۱) نشان داده شده است در این چرخه، مبرد به صورت بخار اشباع در نقطه ۱ از تبخیرکننده خارج می شود از نقطه ۱ به ۲ با گرفتن گرما از کمپرسور، مافوق گرم می شود در نقطه ۳ مبرد دچار افت فشار می گردد (که این افت فشار کم می باشد که می توان این افت فشار را ۱۵ درصد فشار تبخیرکننده در نظر گرفت). بعد از فرآیند پلی تروپیک در کمپرسور، مبرد در چگالنده و در نقطه ۴ از حالت بخار مافوق گرم خارج شده و به اشباع می رسد و در نقطه ۷ به مایع مادون سرد تبدیل می شود و در انتها قبل از ورود به تبخیرکننده به صورت آیزنتروپیک تا نقطه ۸ منبسط می شود.

دمای مافوق گرم تبخیرکننده و دمای تراکمی حدس زده می شوند و با استفاده از معادلات مربوطه و یک فرآیند تکراری به یک مقدار مشخصی می رسند. تعداد ۶ عدد فن با توان ۱,۰۵ کیلو وات و دبی حجمی کلی ۱۱۸ متر مکعب بر ثانیه در چگالنده قرار داده می شوند. سه چیلر با ظرفیت سرمایشی متفاوت مورد بررسی قرار می گیرند. همچنین مبرد مورد استفاده نیز R-134a می باشد. تغییر در بار جزئی که به چیلر اعمال می شود و دمای محیط، تغییری را در دمای تراکمی، دمای مافوق گرم و سایر پارامترهای مربوطه ایجاد می کنند لذا تعداد فن ها و ضریب عملکردی نیز تغییر می کنند. افزایش تعداد فن های چگالنده نسبت به بقیه منابع ذکر شده باعث کاهش انرژی مصرفی می شود. چنان چه در هر دمایی از محیط در هر بار جزئی تعداد فن های مورد استفاده در چگالنده تعیین گردد می توان ضریب عملکردی بیشینه را محاسبه کرد. هدف در این مقاله رسیدن به ضریب عملکردی بیشینه و یافتن رابطه ای است که در آن بار جزئی متناظر با ضریب عملکردی بیشینه بدست آید. به طوری که در هر چیلر با ظرفیت سرمایشی متفاوت و دمای محیط متفاوت بتوان به این بار جزئی دست یافت. برای این منظور باید بار جزئی به صورت تابعی از ظرفیت سرمایشی چیلر تعیین شود و سپس هر یک از ضرایب در آن معادله باید به صورت تابعی از دمای محیط محاسبه گردند و در انتها نیز در تابعی که در ابتدا بدست آمد کافی است که معادل این ضرایب در آن جایگذاری گردد. تمام این بررسی ها به صورت الگوریتم در شکل ۲ نشان داده شده است.

با استفاده از مقادیر ثابت تعریف شده و بار سرمایشی جزئی و دبی جرمی آب، ضریب انتقال گرمای کلی در معادله (۳) بدست می آید. تفاوت دمای متوسط لگاریتمی نیز در معادله (۴) با استفاده از بار سرمایشی جزئی و ضریب انتقال گرما کلی محاسبه می شود سپس با استفاده از معادله (۵) دمای تبخیرکننده محاسبه می گردد [15].

$$AU_{evap} = \frac{1}{C_1 m_w^{-0.8} + C_2 Q_{plr}^{-0.745} + C_3} \quad (3)$$

$$Q_{plr} = AU_{evap} LMTD_{evap} \quad (4)$$

$$LMTD_{evap} = \frac{T_{ch,out} - T_{ch,in}}{\ln\left(\frac{T_{ch,out} - T_{evap}}{T_{ch,in} - T_{evap}}\right)} \quad (5)$$

لذا دمای تبخیرکننده بدست می آید، با توجه به مساحت خروجی پره، سرعت نوک پره و زاویه آن و نسبت فشار چگالنده به فشار تبخیرکننده، با استفاده از معادله (۶) نرخ حجمی میرد بدست می آید [15].

$$V_r = \frac{A_{impeller}}{U_{impeller}} \tan(\beta) \left[\frac{ni}{ni-1} P_3 V_3 \left(\pi^{\frac{ni-1}{ni}} - 1 \right) - U_{impeller}^2 \right] \quad (6)$$

بعد از محاسبه نسبت فشار پره در معادله (۷) و دبی جرمی بیشینه میرد در معادله (۸)، کار مصرفی کمپرسور در معادله (۹) بدست می آید و به دنبال آن توان کمپرسور در معادله (۱۰) محاسبه می گردد [15].

$$\pi_{imp} = \left[1 + \frac{ni-1}{ni} \frac{1}{P_2 V_2} \left(U_{imp}^2 - \frac{V_r^2}{A_{imp}^2 \sin^2 \beta} \right) \right]^{\frac{ni}{ni-1}} \quad (7)$$

$$m_{r,max} = \frac{V_r}{v_3} \pi_{impeller}^{1/ni} \quad (8)$$

$$W_{in,compress} = m_r P_3 V_3 \frac{ni}{ni-1} \left(\pi^{\frac{ni-1}{ni}} - 1 \right) \quad (9)$$

$$E_{compress} = \frac{W_{in,compress}}{\eta_{poi} \eta_{lm}} \quad (10)$$

ابتدا میزان گرمای تلف شده در کمپرسور با استفاده از معادله (۱۱) محاسبه میشود سپس با استفاده از دما و فشار میرد در نقطه ۱ در (شکل ۱) مقدار h_1 با استفاده از جداول ترمودینامیکی محاسبه می شود و مقدار h_2 در معادله (۱۲) بدست می آید که با کمک آن می توان مقدار جدیدی برای دمای مافوق گرم حدس زده شده در معادله (۱۳) بدست آورد [15].

$$Q_{loss} = 0.05 E_{compress} \quad (11)$$

$$Q_{loss} = m_{r,max} (h_2 - h_1) \quad (12)$$

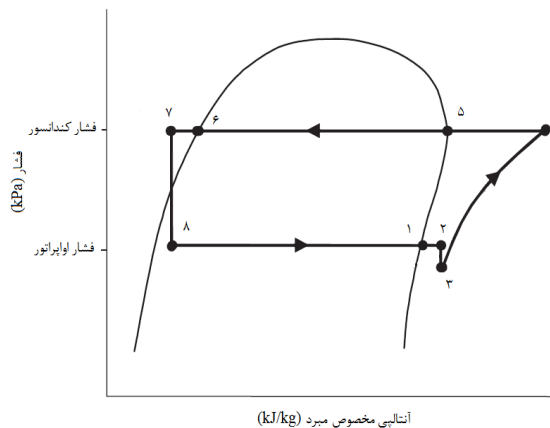
$$h_2 = h_1 + C_{prg} T_{evap,sh} \quad (13)$$

با داشتن دمای مافوق گرم جدید، خواص ترمودینامیکی در نقطه ۳ در (شکل ۱) محاسبه می گردد با توجه به این که افت فشار در اوارپراتور کم می باشد و تقریباً در تمام فرآیند تغییر محسوسی نمی کند می توان خواص ترمودینامیکی را در نقطه ۳ بدست آورد این روند آن قدر ادامه پیدا می کند که خطای دمای جدید بدست آمده نسبت به دمای قبل از آن بسیار کم باشد در این حالت باید با استفاده از روابط موجود برای محاسبه دمای چگالنده، دمای جدیدی برای چگالنده بدست آورد.

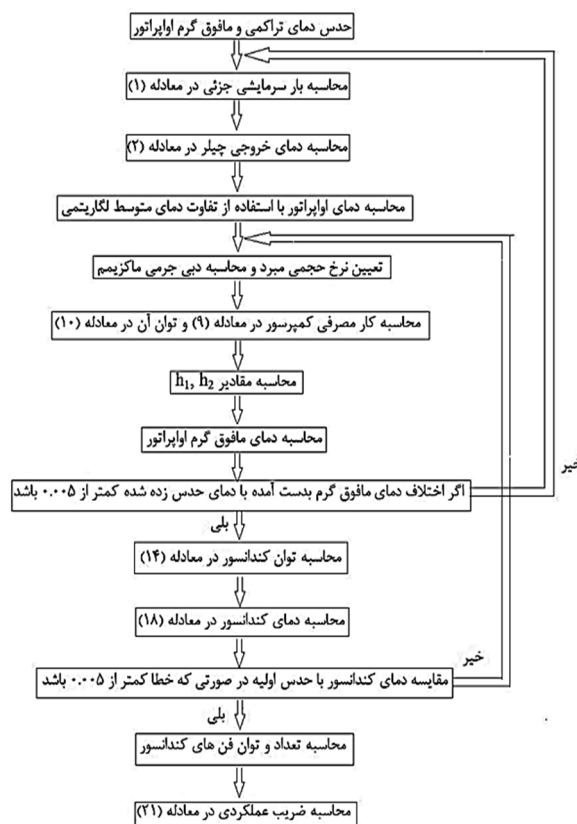
$$Q_{condense} = Q_{plr} + E_{compress} \quad (14)$$

$$Q_{condense} = V_a \rho_{air} C_{p,air} (T_{condense,al} - T_{condense,ae}) \quad (15)$$

$$AU_{condense} = \frac{1}{C_4 V_a^{-0.5} + C_5 m_{r,max}^{-0.8} + C_6} \quad (16)$$



شکل ۱- چرخه تراکم بخار چیلر



شکل ۲- الگوریتم رسیدن به جواب و نتایج

۳- معادلات

در ابتدا برای محاسبه توان کمپرسور و چگالنده دمای مافوق گرم تبخیرکننده (دما در نقطه ۳) و دمای تراکمی به ترتیب ۳ و ۵۰ درجه سلسیوس حدس زده می شوند. با استفاده از معادله (۱) می توان بار سرمایشی جزئی را بدست آورد که با ضرب بار جزئی در ظرفیت سرمایشی بحرانی بدست می آید [15].

$$Q_{plr} = PLR Q_{cr} \quad (1)$$

در معادله (۲) با توجه به دمای آب ورودی به چیلر، گرمای ویژه و دبی جرمی آب و بار سرمایشی جزئی، دمای آب خروجی از چیلر بدست می آید [15].

$$Q_{plr} = m_w C_{pw} (T_{ch,out} - T_{ch,in}) \quad (2)$$

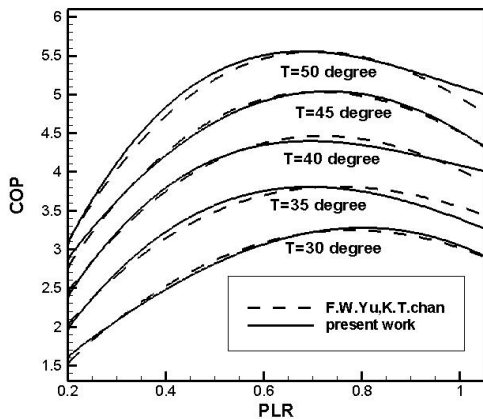
در حالتی که توان مصرفی فن ها پایین باشد و دمای محیط و یا بار گذاری جزئی نیز کم باشد نیازی نیست که تمامی فن ها وارد سیستم شوند لذا یک یا دو فن کافی است و این خود باعث صرفه جویی در مصرف انرژی می گردد.

جدول ۱- انواع چیلر مورد بررسی

چیلر	توان سرمایشی (ton)	دبی جرمی آب (kg/s)
۱	۲۰۰	۳۷
۲	۳۶۰	۵۵٫۱
۳	۵۰۰	۷۱

۴-۱- اعتبار سنجی

در محدوده بارگذاری جزئی ۰٫۲۵ تا ۱ و دمای محیط بیرون ۳۰ تا ۵۰ درجه سلسیوس ضریب عملکردی محاسبه می شود. دمای مافوق گرم تبخیرکننده و دمای تراکمی به ترتیب ۳ و ۵۰ درجه سلسیوس حدس زده میشوند سپس با بدست آوردن آنتالپی ها و با استفاده از روابط موجود میزان دقیق دماهای تراکمی و مافوق گرم حدس زده شده بدست می آیند با استفاده از روابط موجود توان کمپرسور و چگالنده محاسبه گردیده و در انتها تعداد فن و توان فن بدست می آیند. معادلات به صورت کد در نرم افزار EES نوشته می شوند و ضریب عملکردی محاسبه می شود مقدار محاسبه شده توسط کد نوشته شده با ضریب عملکردی در مرجع مقایسه می گردد [15]. با مقایسه نتایج موجود و نتایج مرجع و خطای ناچیز در بین این دو نتیجه می توان به صحت روابط مورد استفاده و کد نوشته شده پی برد.



شکل ۳- ضریب عملکردی در بارهای جزئی متفاوت در دماهای محیط ۳۰، ۳۵، ۴۰، ۴۵، ۵۰ درجه سلسیوس

۴-۲- جدول ها و شکل ها

در شکل های ۴ تا ۶ ضریب عملکردی ۳ چیلر با توان سرمایشی ۲۰۰، ۳۵۰، ۵۰۰ تن برای ۵ دمای متفاوت محیط محاسبه می گردند و با یکدیگر مقایسه می شوند. با افزایش دمای محیط ضریب عملکردی کاهش پیدا می کند چرا که تعداد فن بیشتری مورد نیاز بوده و میزان گرمایی که از چگالنده گرفته می شود کاهش پیدا می

$$Q_{\text{condense}} = AU_{\text{condense}} \text{LMTD}_{\text{condense}} \quad (17)$$

$$\text{LMTD}_{\text{condense}} = \frac{T_{\text{condense,al}} - T_{\text{condense,ae}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{condense}} - T_{\text{condense,ae}}}{T_{\text{condense}} - T_{\text{condense,al}}}\right)} \quad (18)$$

با استفاده از معادلات (۱۴) تا (۱۸) برای چگالنده، دمای جدید تراکمی نیز بدست می آید این فرآیند تا آنجایی ادامه پیدا می کند که خطای هر مقدار با مقدار قبلی به حداقل برسد. در نهایت دو دمایی که در ابتدا حدس زده شد به یک مقدار دقیقی می رسند [15].

برای محاسبه توان مصرفی فن ها نیز ابتدا باید تعداد آنها توسط معادله (۱۹) تعیین شود در معادله (۱۹)، ABS به معنای قدر مطلق و INT به معنای جزء صحیح می باشد. سپس با داشتن توان نامی هر فن می توان توان مصرفی کل فن ها را محاسبه کرد. حال می توان با استفاده از معادله (۲۱) ضریب عملکردی را محاسبه نمود [15].

$$N_{\text{fan}} = \text{ABS} \left[\frac{\text{INT} \left(-\frac{N_{\text{fan,tot}}}{V_{\text{a,tot}} \rho_{\text{a}} C_{\text{p,a}}} \times \frac{Q_{\text{condense}}}{(T_{\text{condense,sp}} - T_{\text{condense,ae}})} \right)}{1} \right] \quad (19)$$

$$E_{\text{fan}} = N_{\text{fan}} E_{\text{fan,ea}} \quad (20)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{plr}}}{E_{\text{compress}} + E_{\text{fan}}} \quad (21)$$

تعدادی از مقادیر ثابت می باشند که در زیر آورده شده اند [15].

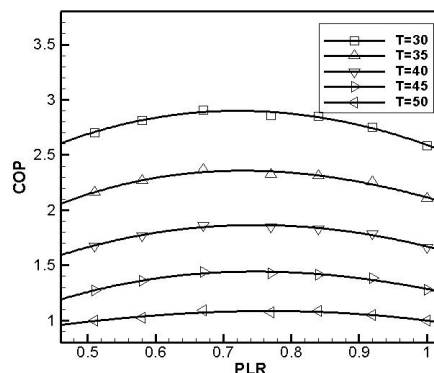
$$\begin{aligned} C_1 &= 0.027, C_2 = 0.934, C_3 = 0.0001, C_4 = 0.049, \\ C_5 &= 0.006, C_6 \\ &= 0.0001, A_{\text{impeller}} = 0.045 \text{ m}^2, U_{\text{impeller}} \\ &= 200 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \beta = 2.269 \text{ rad}, \eta_{\text{m}} \\ &= 0.8, T_{\text{condense,sp}} = 64^\circ, T_{\text{ch,in}} \\ &= 7^\circ, C_{\text{pw}} = 4.19 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right), V_{\text{a}} \\ &= 118 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}, \rho_{\text{air}} = 1.2 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right), C_{\text{p,air}} \\ &= 1.02, E_{\text{fan,ea}} = 1.05 \text{ (kW)}, \eta_{\text{i}} = 1.072 \end{aligned}$$

۴-نتایج

در مقاله حاضر سه چیلر با اندازه و توان سرمایشی متفاوت مورد بررسی قرار می گیرند و ضریب عملکردی پیشینه در هر سه مورد محاسبه می گردد. مبرد مورد استفاده در این چیلرها همانند کارهایی که در گذشته انجام شده، مبرد R-134a می باشد. از آنجا که توان سرمایشی در هر چیلر متفاوت است لذا میزان سرمایش و توان مصرفی نیز متفاوت خواهد بود بنابراین باید میزان آبی را که برای سرمایش در چیلر مورد استفاده قرار می گیرد تعیین کرد از طرفی هر چیلر با هر توان سرمایشی، دبی متفاوتی را نیاز دارد که در (جدول ۱) بیان گردیده است. هر چه توان سرمایشی چیلر افزایش یابد نیاز به حجم بیشتری از آب احساس می شود لذا دبی حجمی آب نیز افزایش می یابد. تعداد ۶ عدد فن مورد استفاده قرار می گیرد به طوری که توان مصرفی هر فن ۱/۰۵ کیلو وات می باشد دبی حجمی در کل فن های مورد استفاده باید ۱۱۸ متر مکعب بر ثانیه باشد لذا هر چه تعداد فن ها بیشتر باشد دبی هر فن کمتر می شود.

کند و همچنین با افزایش توان سرمایشی چیلرها، نیز ضریب عملکردی افزایش می‌یابد.

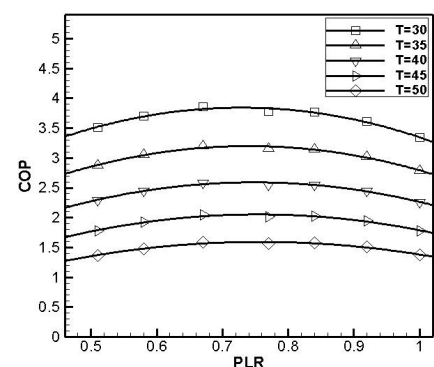
در چیلر با ظرفیت سرمایشی ۲۰۰ تن آن چنان که در (جدول ۲) مشاهده می‌شود، با افزایش بار جزئی تعداد فن‌ها نیز افزایش پیدا می‌کنند می‌توان گفت در بیشتر شرایط تعداد فن‌ها به ۲ یا ۱ عدد محدود می‌شوند فقط در دماهای بالایی از محیط و بارهای جزئی بالا این تعداد به ۳ عدد و یا بالاتر می‌رسد. افزایش بار جزئی دمای تراکمی را افزایش می‌دهد و این خود دلیلی بر این است که تعداد فن‌ها نیز بیشتر می‌شود چرا که گرمای بیشتری باید گرفته شود تا مبرد از حالت مافوق گرم به حالت مادون سرد برسد. یکی از دلایل استفاده از ۶ فن این است که در مواقعی که نیازی به تعداد بالایی از فن‌ها نمی‌باشد می‌توان با به کار بردن تعداد کمی از فن‌ها در مصرف انرژی صرفه جویی کرد.



شکل ۴- ضریب عملکردی در چیلر با توان سرمایشی ۲۰۰ تن

جدول ۳- تعداد فن‌های چگالنده در چیلر با توان سرمایشی ۳۶۰ تن

	$T=30$	$T=35$	$T=40$	$T=45$	$T=50$
PLR	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}
۰/۵۱	۱	۲	۲	۳	۳
۰/۵۸	۲	۲	۲	۳	۴
۰/۶۷	۲	۲	۲	۳	۴
۰/۷۷	۲	۲	۳	۳	۵
۰/۸۴	۲	۲	۳	۴	۵
۰/۹۲	۲	۳	۳	۴	۶
۱	۲	۳	۳	۵	۶

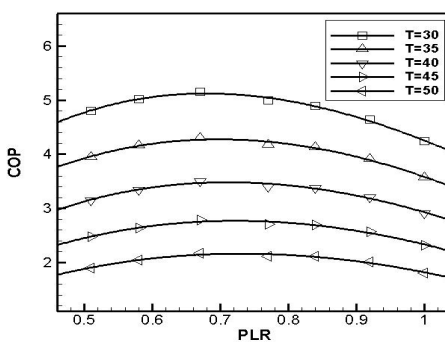


شکل ۵- ضریب عملکردی در چیلر با توان سرمایشی ۳۶۰ تن

با مشاهده نتایج در (جدول ۳) می‌توان فهمید که با افزایش توان سرمایشی، محدوده تعداد فن‌های مورد استفاده از ۲ یا ۱ عدد به مقدار بالاتر نزدیک می‌شوند که این خود دلیلی بر تاثیر توان سرمایشی بر دمای تراکمی می‌باشد. در این حالت نیز تعداد بیشینه فن، کمتر مشاهده می‌شود.

جدول ۴- تعداد فن‌های چگالنده در چیلر با توان سرمایشی ۵۰۰ تن

	$T=30$	$T=35$	$T=40$	$T=45$	$T=50$
PLR	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}
۰/۵۱	۲	۲	۳	۳	۵
۰/۵۸	۲	۲	۳	۴	۵
۰/۶۷	۲	۳	۳	۴	۶
۰/۷۷	۲	۳	۴	۵	۶
۰/۸۴	۳	۳	۴	۵	۶
۰/۹۲	۳	۳	۴	۵	۶
۱	۳	۴	۵	۶	۶



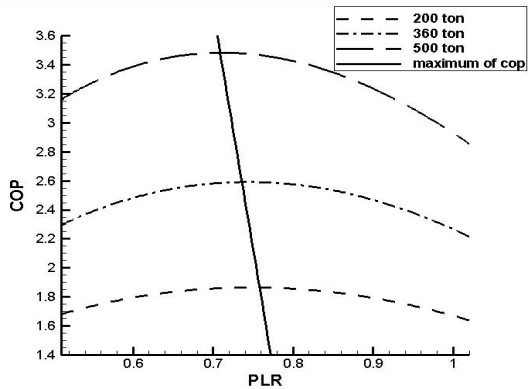
شکل ۶- ضریب عملکردی در چیلر با توان سرمایشی ۵۰۰ تن

در این بار سرمایشی، تعداد حداکثر فن مشاهده می‌شود (جدول ۴) حتی در دماهای کمتر نیز نسبت به توان‌های سرمایشی کمتر تعداد فن‌های بیشتری مورد استفاده قرار می‌گیرد.

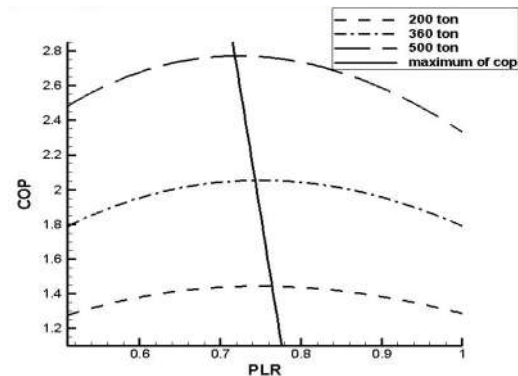
با مقایسه شکل‌های ۴ تا ۶ و جداول ۲ تا ۴ می‌توان به این نتیجه رسید که با بالا رفتن دمای محیط، ضریب عملکردی کاهش و تعداد

جدول ۲- تعداد فن‌های چگالنده در چیلر با توان سرمایشی ۲۰۰ تن

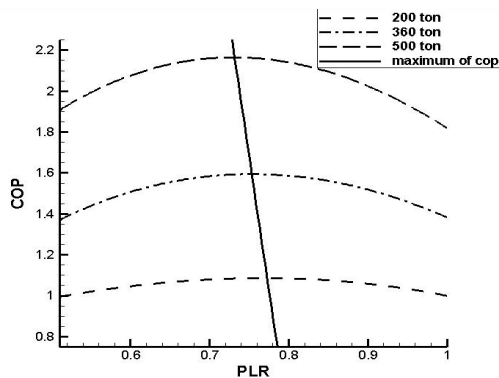
	$T=30$	$T=35$	$T=40$	$T=45$	$T=50$
PLR	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}	N_{cf}
۰/۵۱	۱	۱	۱	۲	۳
۰/۵۸	۱	۱	۲	۲	۳
۰/۶۷	۱	۱	۲	۲	۳
۰/۷۷	۱	۲	۲	۳	۴
۰/۸۴	۱	۲	۲	۳	۴
۰/۹۲	۲	۲	۲	۳	۴
۱	۲	۲	۲	۳	۵



شکل ۹- ضریب عملکردی در سه چیلر با توان سرمایشی متفاوت در دمای ۴۰ درجه سلسیوس



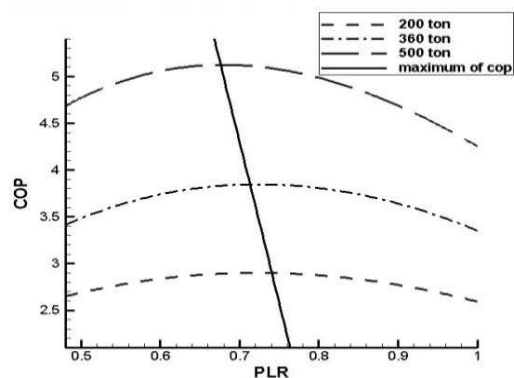
شکل ۱۰- ضریب عملکردی در سه چیلر با توان سرمایشی متفاوت در دمای ۴۵ درجه سلسیوس



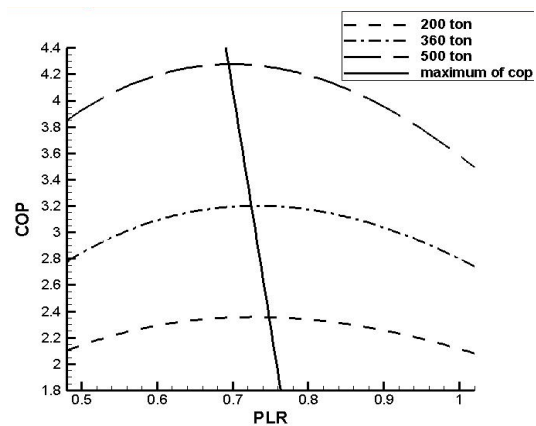
شکل ۱۱- ضریب عملکردی در سه چیلر با توان سرمایشی متفاوت در دمای ۵۰ درجه سلسیوس

با مقایسه شکل های ۷ تا ۱۱ می توان به این نتیجه رسید که با افزایش توان سرمایشی ضریب عملکردی بیشینه افزایش می یابد و همچنین بار جزئی که در آن ضریب عملکردی بیشینه می گردد کاهش پیدا می کند. با مقایسه این شکل ها می توان به این نتیجه رسید که با افزایش دمای محیط میزان ضریب عملکردی نیز کاهش پیدا می کند به طوری که در دمای ۵۰ درجه سلسیوس از محیط در (شکل ۱۱)، ضریب عملکردی نزدیک به ۱ مشاهده می گردد که این خود گویای تاثیر مهم دمای محیط بر ضریب عملکردی می باشد. درصد تغییری که دما در ضریب عملکردی ایجاد می کند کمی

فن های چگالنده افزایش می یابند. با افزایش بار جزئی توان کمپرسور و ظرفیت سرمایشی جزئی افزایش می یابند این در حالی است که تعداد فن ها و توان کل فن های چگالنده نیز افزایش می یابند. هنگامی که بار جزئی در محدوده ۰/۷ تا ۰/۸ قرار می گیرد شیب افزایش توان کمپرسور نسبت به بار های جزئی پایین تر افزایش یافته و تاثیر بیشتری در ضریب عملکردی می گذارد تا آنجا که ضریب عملکردی بعد از رسیدن به یک مقدار بیشینه دوباره کاهش پیدا می کند لذا مصرف انرژی در محدوده ای به غیر از این محدوده زیاد می باشد. برای رسیدن به رابطه بین بار جزئی که در آن ضریب عملکردی بیشینه می گردد و دمای محیط بیرون و توان سرمایشی بهتر است که نمودار های ضریب عملکردی در سه چیلر با هم مقایسه گردند.



شکل ۷- ضریب عملکردی در سه چیلر با توان سرمایشی متفاوت در دمای ۳۰ درجه سلسیوس



شکل ۸- ضریب عملکردی در سه چیلر با توان سرمایشی متفاوت در دمای ۳۵ درجه سلسیوس

۶- نمادها

مساحت خروجی پره، (m^2)	$A_{impeller}$
ضریب انتقال گرمای کلی	AU
گرمای ویژه هوا، $(kJ/kg \cdot C^\circ)$	$C_{p,air}$
گرمای ویژه آب، $(kJ/kg \cdot C^\circ)$	C_{pw}
ظرفیت گرمایی ویژه بخار مبرد در تبخیرکننده، $(kJ/kg \cdot C^\circ)$	C_{prg}
اختلاف دمای میانگین لگاریتمی، (C°)	LMTD
دبی جریان جرمی مبرد، (kg/s)	m_r
دبی جریان جرمی آب، (kg/s)	m_w
شاخص انبساط برگشت پذیری پلی تروپیک	ni
توان کمپرسور، (kW)	$Q_{condense}$
ظرفیت سرمایشی جزئی، (kW)	Q_{plr}
ظرفیت سرمایشی نامی، (kW)	$Q_{critical}$
ظرفیت سرمایشی برای اتلاف حرارتی موتور، (kW)	Q_{loss}
دمای هوای ورودی به چگالنده، C°	$T_{condense,ae}$
دمای هوای خروجی از چگالنده، C°	$T_{condense,at}$
دمای مادون سرد، C°	$T_{condense,sc}$
دمای خروجی از چگالنده، C°	$T_{condense,sp}$
دمای آب خروجی از چیلر، C°	$T_{ch,out}$
دمای آب ورودی به چیلر، C°	$T_{ch,in}$
جریان حجمی تولید شده توسط فن چگالنده، (m^3/s)	V_a
دبی حجمی جریان مبرد، (m^3/s)	V_r
بازده پلی تروپیک	η_{pot}
نسبت فشار پره	$\pi_{impeller}$
نسبت فشار چگالنده به فشار تبخیرکننده	π

۷- منابع

- [1] Jia Yanga, K.T. Chan, Tongyong Dai, Hongyu Zhang, Zhaoguo Zhou, A Novel Control Strategy for Air-Cooled Twin-Circuit Screw Chillers, 9th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning (ISHVAC) and the 3rd International Conference on Building Energy and Environment (COBEE), Procedia Engineering, Vol.121, pp.699-705, 2015.
- [2] Lam JC, Energy analysis of commercial buildings in subtropical climates, Building and Environment, Vol.35, pp.19-26, 2000.
- [3] Jia Yang, K.T. Chan, Tongyong Dai, F.W. Yu, Lei Chen, Hybrid Artificial Neural Network-Genetic Algorithm Technique for Condensing Temperature Control of Air-Cooled Chillers, 9th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning (ISHVAC) and the 3rd International Conference on Building Energy and Environment (COBEE), Procedia Engineering, Vol.121, pp.706-713, 2015.
- [4] Yu FW, Chan KT, Life cycle analysis of enhanced condenser features for air-cooled chillers serving air-conditioned buildings, Building and Environment, Vol.41, pp.981-991, 2006.
- [5] Yang J., Chan K.T., Wu X., Performance enhancement of air-cooled chillers with water mist, Experimental and analytical investigation, Appl. Therm. Eng. Vol.40, pp.114-120, 2012.

بیشتر از درصد تغییری است که افزایش توان سرمایشی به وجود می آورد. از طرفی توجه به دمای محیط بسیار اهمیت بیشتری نسبت به توان سرمایشی دارد چرا که باید با توجه به دمای متغیر محیط توان سرمایشی انتخاب گردد. چنان چه نقاط بیشینه ضریب عملکردی برجسته گردند می توان با عبور دادن خطی راست با خطای بسیار ناچیزی آنها را پیش بینی نمود شیب این خط در دماهای متفاوت تقریباً یکسان است که این حاکی از آن می باشد که این تغییرات دارای قاعده و نظم می باشند اما این معادله خط راست، محدود بوده و کاربردی نمی باشد لذا بهتر است که رابطه ای کامل تر بیان گردد. هدف در این مقاله یافتن رابطه ای برای محاسبه بار جزئی برای ضریب عملکردی بیشینه می باشد لذا باید این ۵ شکل را باهم ترکیب کرده و به رابطه کلی دست یافت. برای این منظور برای ۵ دمای محیط مورد بررسی ابتدا این بررسی انجام می شود که در هر دما و در هر ظرفیت سرمایشی، بار جزئی متناظر با ضریب عملکردی بیشینه چه مقدار می شود بار جزئی به صورت تابعی از ظرفیت سرمایشی در هر دمایی از محیط بدست می آید چون در سه ظرفیت سرمایشی این بررسی انجام شده است تابع بدست آمده درجه دوم می باشد سه ضریب موجود در تابع استخراج می گردند در این حالت سه ضریب در ۵ حالت متفاوت بدست می آیند حال کافی است که آن سه ضریب به صورت تابعی از دمای محیط نوشته شوند و در انتها نیز بار جزئی به صورت تابعی از این سه ضریب و ظرفیت سرمایشی بدست می آید که تنها کافی است که آن سه ضریب به صورت تابعی از دمای محیط در معادله (۲۹) جایگذاری شوند.

$$a = 1.53 \times 10^{-9} (T_{condense,ae})^2 - 8.11 \times 10^{-8} T_{condense,ae} - 2.54 \times 10^{-7} \quad (26)$$

$$b = -1.46 \times 10^{-6} (T_{condense,ae})^2 + 8.91 \times 10^{-5} T_{condense,ae} - 0.000584 \quad (27)$$

$$c = 0.000279 (T_{condense,ae})^2 - 0.0162 T_{condense,ae} + 0.855 \quad (28)$$

$$PLR = a \times Q_{critical}^2 + b \times Q_{critical} + c \quad (29)$$

با استفاده از معادله (۲۹) می توان بار جزئی را بر حسب دمای محیط بیرون و ظرفیت سرمایشی بحرانی محاسبه نمود. این بار جزئی بیانگر باری است که در آن ضریب عملکردی بیشینه می گردد.

۵- نتیجه گیری

این مقاله مدل ترمودینامیکی یک چیلر را در بارهای جزئی متفاوت با تعداد متغیری از فن های چگالنده مورد بررسی قرار می دهد. بالاترین ضریب عملکردی در بار جزئی بین ۰/۷ تا ۰/۸ اتفاق می افتد. نتایج نشان می دهند که علاوه بر بار جزئی، دمای محیط و ظرفیت سرمایشی هر چیلر نیز می تواند بر ضریب عملکردی تاثیر بگذارد. برای اینکه میزان مصرف انرژی به حداقل مقدار خود برسد باید ضریب عملکردی بیشینه باشد دمای محیط بیرون و بار جزئی می توانند بر ضریب عملکردی تاثیر گذار باشند لذا با داشتن رابطه ای بین اینها می توان به ضریب عملکردی بیشینه رسید و در مصرف انرژی نیز صرفه جویی نمود.

- [6] Xiaoli Hao, Cangzhou Zhu, Yaolin Lin, Haiqiao Wang, Guoqiang Zhang, Youming Chen, Optimizing the pad thickness of evaporative air-cooled chiller for maximum energy saving, *Energy and Buildings*, Vol.61, pp.146–152, 2013.
- [7] Dr. Suwarna Torgal, Kuldeep Pawar, Sushant Puranik, Performance Enhancement of an Air Conditioner with Condensate Mist Cooled Condenser, *International Journal for Modern Trends in Science and Technology*, Vol.2, 2016.
- [8] Vakiloroyaya, V.Samali, B.Fakhar, A. Pishghadam, A review of different strategies for HVAC energy saving, *Energy Conversion and Management*, vol.77, pp.738–754, 2014.
- [9] Yu F.W., Chan K.T., Rachel K.Y. Sit, Yang J., Energy simulation of sustainable air-cooled chiller system for commercial buildings under climate change, *Energy and Buildings*, Vol.64, pp.162–171, 2013.
- [10] Yu F. W., Chan K. T., A precise rating method for energy performance of vapour compression chillers serving commercial buildings, The Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong, 2007.
- [11] William P. Bahnfleth, Comparative analysis of Variable and Constant Primary-Flow Chilled-Water Plant Performance, *HPAC Engineering*, 2001.
- [12] By Steven T. Taylor, P.E. " Primary-Only vs. Primary-Secondary Variable Flow Systems, *ASHRAE Journal*, 2002.
- [13] Thomas Hartman, P.E., All-Variable Speed Centrifugal Chiller Plants, *ASHRAE Journal*, 2001.
- [14] Smith M., King G., Energy saving controls for air-cooled water chillers, *Building Services Journal* ,pp.47–48, 1998.
- [15] Yu F.W., Chan K.T., Part load performance of air-cooled centrifugal chillers with variable speed condenser fan control, *Building and Environment*, Vol.42, pp.3816–3829, 2007.
- [16] Yu F.W., Chan K.T., Optimizing condenser fan control for air-cooled centrifugal chillers, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.47, pp.942–953, 2008.