



Experimental and Numerical Study of Closed Circuit Wet Cooling Tower and Heat Transfer Coefficients Calculation on the Outer Surface of Hot Water Tubes

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Rashidinejad M.¹ PhD,

Maddahian R.² PhD,

Abbasian Arani AA.^{*1} PhD

How to cite this article

Rashidinejad M, Maddahian R, Abbasian Arani AA. Experimental and Numerical Study of Closed Circuit Wet Cooling Tower and Heat Transfer Coefficients Calculation on the Outer Surface of Hot Water Tubes. Modares Mechanical Engineering, 2020;20(4):901-913.

ABSTRACT

The closed-circuit cooling tower is described as the combination of both wet and dry cooling towers that hot water passes through the bundle of tubes as in the dry cooling towers and surrounding air passes around them in a forced or natural regimes. Thus, secondary water circulates as an open cycle and is sprayed on the bundle of tubes to preserve the tower cooling process. In the present research, the operation of a model of the closed-circuit wet cooling tower has been investigated numerically and experimentally. The effects of environmental condition on process water temperature, sprayed water temperature and air temperature have been evaluated, and the mass and heat transfer coefficients on the surface of hot water tubes have been calculated. According to these results, surrounding air temperature and humidity increasing decreases the tube outer surface mass and heat transfer coefficients. The mass and heat transfer coefficients rates are decreased by about 3% and 4% between the 278 and 288 K and are 6% and 7% between the 288 and 298 K inlet air temperature, respectively. The mass and heat transfer coefficients are both 18% for air inlet temperature between the 298 and 308 K. After 308 K these values are 4%. The decreasing rate of heat and mass transfer coefficient with increasing relative humidity from 10% to 20% is very low and from 20% to 40% is almost constant, and from 40% to 50% a 16% decrease in heat and mass transfer coefficients is observed.

Keywords Closed Circuit Wet Cooling Tower; Numerical Simulation; Mass Transfer Coefficient; Heat Transfer Coefficient; Environmental Condition

CITATION LINKS

[1] The evaporative ... [2] Heat transfer in an evaporative ... [3] Evaporative condenser performance ... [4] Heat mass transfer characteristics of evaporative ... [5] The accuracy of some simple methods of rating evaporative coolers East Kilbride Glasgow: National Engineering Laboratory; ... [6] Evaporative cooling and heat transfer augmentation related to reduce condenser ... [7] Characteristics and methods of thermal design of evaporative ... [8] Performance of an evaporative ... [9] Air coolers, cooling towers and evaporative ... [10] Analysis of evaporative cooler and ... [11] Algorithms for performance simulation of cooling towers, evaporative condensers and fluid ... [12] A unified theoretical treatment for thermal analysis of cooling towers, evaporative condensers and fluid ... [13] An improved procedure for calculating the performance of evaporative closed circuit ... [14] A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and ... [15] A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and ... [16] Mathematical model of heat and mass transfer process in evaporative fluid ... [17] Optimization of evaporative fluid ... [18] Application of CFD to closed-wet cooling ... [19] Numerical simulation of closed wet cooling towers for cooled ceiling ... [20] Simplification of analytical models and incorporation with CFD for the performance of prediction of closed-wet cooling ... [21] Numerical simulation of a closed wet cooling tower with novel ... [22] Thermodynamic study of the effects of ambient air conditions on the thermal performance characteristics of a closed wet cooling ... [23] Experimental and computational analysis of thermal performance of the oval tube closed wet cooling ... [24] Experimental and simulation study on the performance of counter flow closed cooling tower ... [25] Deciphering the thermal and hydraulic performances of closed wet cooling towers with plain, oval and longitudinal fin ... [26] Heat transfer enhancement for the coil zone of closed wet cooling towers through field synergy ... [27] A drag coefficient ... [28] Evaporation from drops ... [29] Flow fields and heat transfer of liquid falling film on horizontal ...

¹Mechanical Engineering Faculty, University of Kashan, Kashan, Iran

²Mechanical Engineering Faculty, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Faculty, University of Kashan, Ghotbe Ravandi Boulevard, Kashan, Iran.
Postal Code: 8731753153
Phone: +98 (31) 55913436
Fax: +98 (31) 55913400
abbasian@kashanu.ac.ir

Article History

Received: April 22, 2019

Accepted: September 16, 2019

ePublished: April 17, 2020

مطالعه تجربی و عددی برج خنک‌کن مرطوب مداربسته و محاسبه ضرایب انتقال حرارت روی سطح خارجی لوله‌های آب گرم

محسن رشیدی‌نژاد PhD

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

رضا مداحیان PhD

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

علی‌اکبر عباسیان‌آرانی PhD

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

چکیده

برج خنک‌کن مداربسته به‌عنوان ترکیبی از برج‌های مرطوب و خشک تعریف شده که در آن آب گرم مانند برج‌های خشک از درون دسته لوله‌هایی عبور نموده و هوای محیط به‌صورت اجباری یا طبیعی از روی آن عبور می‌نماید. در این روش در زمان‌هایی که هوای محیط جوابگوی نیاز طرح نیست آب ثانویه به‌صورت سیکل باز گردش نموده و روی لوله‌ها پاشیده می‌شود. در این پژوهش عملکرد یک نمونه از برج خنک‌کن مرطوب مداربسته به‌صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار گرفته است. در این راستا تأثیر شرایط محیطی بر تغییرات دمایی آب فرآیند، آب اسپری و هوای عبوری از برج مورد ارزیابی قرار گرفته و مقادیر ضرایب انتقال جرم و حرارت روی سطح لوله‌های حاوی آب گرم محاسبه شده است. مطابق با این نتایج، افزایش دما و رطوبت هوای محیط منجر به کاهش ضرایب انتقال جرم و حرارت روی سطح لوله‌ها می‌شود. نرخ کاهش ضرایب انتقال حرارت و جرم با افزایش دمای هوای ورودی از دمای ۲۷۸ تا ۲۸۸K به‌ترتیب ۳٪ و ۴٪ و از دمای ۲۸۸ تا ۲۹۸K نیز به‌ترتیب ۶٪ و ۷٪ است. با افزایش دما از ۲۹۸ تا ۳۰۸K ضرایب انتقال حرارت و جرم هر دو به یکباره ۱۸٪ کاهش می‌یابند و پس از آن مجدداً این شیب به ۴٪ می‌رسد. نرخ کاهش ضریب انتقال حرارت و جرم با افزایش رطوبت نسبی از ۱۰٪ تا ۲۰٪ بسیار ناچیز و از ۲۰٪ تا ۴۰٪ تقریباً ثابت و از ۴۰٪ تا ۵۰٪ کاهش ۱۶٪ در ضرایب انتقال حرارت و جرم مشاهده شده است.

کلیدواژه‌ها: برج خنک‌کن مرطوب مداربسته، مدل‌سازی عددی، ضریب انتقال جرم، ضریب انتقال حرارت، شرایط محیطی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۲/۰۲

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۶/۲۵

*نویسنده مسئول: abbasian@kashanu.ac.ir

۱- مقدمه

برج خنک‌کن مداربسته دستگاهی جهت خنک‌کردن آب در گردش با حداقل مصرف آب است. اساس کار برج خنک‌کن بر مبنای ایجاد سطح تماس بیشتر بین جریان آب گرم و هوای سرد و در نتیجه تبادل حرارتی بین این دو است. برج خنک‌کن از لحاظ شیوه انتقال حرارت به دو گروه برج خنک‌کن مرطوب (مدارباز) و برج خنک‌کن خشک (مداربسته) تقسیم می‌شود. عملکرد برج‌های مداربسته به‌واسطه عبور آب گرم از درون لوله‌ها و گذر هوای محیط از روی آن‌ها بسیار شبیه به برج‌های خشک بوده، با این تفاوت که برج‌های خشک توانایی خنک‌سازی آب به دماهای پایین‌تر از دمای حباب خشک هوای محیط را نداشته است؛ در

حالی که این عیب در برج‌های مداربسته با پاشش آب روی لوله‌ها و استفاده از خاصیت تبخیر سطحی آن و همچنین کاهش دمای هوای محیط برطرف می‌شود. از طرفی، برج‌های مداربسته به‌دلیل کاهش میزان تبخیر (در طول کارکرد سالانه) از یک سو و حفظ کیفیت آب از سوی دیگر، نسبت به برج‌های مرطوب نیز برتری داشته و بر این اساس، طی سالیان اخیر با استقبال زیادی مواجه بوده‌اند. یک سیستم خنک‌کن تبخیری (برج خنک‌کن مرطوب مداربسته) یک برج خنک‌کن با تماس غیرمستقیم محسوب می‌شود که در آن پکینگ، بیرونی‌ترین سطح انتقال حرارت است که شامل مجموعه‌ای از لوله‌ها بوده و در آن گرما از آب گرم درون لوله به فیلم آب تشکیل‌شده روی سطح لوله و در ادامه جریان هوای عبوری از برج منتقل می‌شود.

تئوری‌های طراحی برج‌های خنک‌کن مرطوب و مداربسته دارای مشخصه‌های مشترک زیادی هستند. یک تفاوت اولیه بین این دو نوع از برج‌های خنک‌کن این است که در برج‌های مرطوب دمای پکینگ ثابت بوده، در حالی که در برج‌های مداربسته دمای سیال داخل لوله‌ها و در نتیجه دمای سطح لوله‌ها متغیر است؛ بنابراین، مدل‌های طراحی برای برج‌های خنک‌کن مداربسته نسبت به مدل‌های طراحی برای برج‌های مرطوب پیچیده‌تر هستند. از دهه ۱۹۳۰ تلاش‌های بسیاری همراه با درجات مختلفی از دقت برای مدل‌سازی همزمان پدیده‌های انتقال جرم و حرارت در برج‌های خنک‌کن مداربسته صورت گرفته است. در اغلب این پژوهش‌ها تقریب دمای ثابت برای اسپری آب خنک‌کننده در نظر گرفته شده است [1-3].

پاکر و تربیل^[4]، بیان کردند که استفاده از تقریب دمای ثابت برای اسپری آب خنک‌کننده منجر به دستیابی به نتایج اشتباه و دارای خطا می‌شود. فیئلی و گرن^[5]، نشان دادند که فرض دمای ثابت باعث به‌وجودآمدن خطای ۳۰ درصدی برای مجموعه لوله‌های زیاد می‌شود. لیدن فراست و کرینک^[6]، روشی مشابه با روش پاکر و تربیل را توسعه دادند. آن‌ها در این روش بیان کردند که پیش‌بینی دقیق‌تر از مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن مداربسته با استفاده از روش‌های تکرار امکان‌پذیر است.

علاوه بر این، پژوهش‌های متعددی با روش‌های مجزا برای حل برج‌های خنک‌کن مرطوب مداربسته ارائه شده است [7, 8]. فیئالی و گرن^[9]، یک مدل ساده برای تشریح فرآیند انتقال جرم داخل برج خنک‌کن مرطوب مداربسته ارائه دادند که بر اساس آن فشار بخار هوای مرطوب اشباع تابعی خطی از دما است.

دریر^[10]، مدل‌های ریاضی مختلفی را برای ارزیابی عملکرد برج‌های خنک‌کن مرطوب و مداربسته ارائه داد [4, 7]. مدل‌های تحلیلی^[11] [15] براساس قانون بقای جرم و انرژی، همراه با فرضیات متعدد برای توزیع دما و پدیده تبخیر هستند. برای دستیابی به نتایج نزدیک‌تر به واقعیت جهت توضیح پدیده انتقال جرم و حرارت داخل برج خنک‌کن مداربسته، مدل‌های ریاضی پیچیده^[16, 17] و حل‌های عددی بسیاری^[18-20] ارائه شده و توسعه یافته‌اند که

از روش حجم محدود و الگوریتم سیمپل ارایه و حل شده‌اند. مطابق با نتایج این پژوهش، ضرایب انتقال جرم و حرارت هر دو با افزایش دمای هوای ورودی کاهش یافته و در شرایط محیطی یکسان، مقدار این ضرایب به‌ترتیب از تیوب صفحه‌ای به تیوب فین‌دار و نهایتاً تیوب بیضوی افزایش می‌یابد. ژری و همکاران^[26]، با استفاده از یک مدل دوبعدی و معادلات ناویر-استوکس و مدل توبولانسی $k - \epsilon$ ، بخش لوله‌های برج خنک‌کن مدارسته را در نرم‌افزار فلوئنت مدل‌سازی نموده و بر اساس آن، تاثیر پارامترهای سرعت و زاویه هوای ورودی را بر عملکرد برج مورد ارزیابی قرار دادند. مطابق با نتایج این پژوهش، زاویه بهینه هوای ورودی ۴۵ درجه بوده که در آن ضرایب انتقال حرارت و جرم به‌ترتیب ۱/۱۵ و ۱/۵ برابر زاویه ۳۰ درجه هستند.

بررسی مقاله‌های انجام‌شده در زمینه برج‌های خنک‌کن مدارسته مشخص می‌کند که حل عددی ضرایب انتقال جرم و حرارت در این برج‌ها به‌صورت تک‌بعدی و دوبعدی بوده و تاثیر شرایط محیطی بر روند تغییرات این پارامترها مورد بررسی قرار نگرفته است. همچنین جهت ساده‌سازی روابط و حل معادلات چندمجهولی از فرضیات متعددی استفاده شده که منجر به خطاهای قابل ملاحظه‌ای در نتایج در قیاس با نتایج تجربی می‌شود. به همین دلیل هدف اصلی پژوهش حاضر، حل سه‌بعدی برج خنک‌کن، مدل‌سازی همزمان جریان‌های آب درون لوله، هوای محیط و آب پاششی و در نتیجه محاسبه ضرایب انتقال جرم و حرارت روی سطح لوله‌های حاوی آب گرم است. در این راستا، مدل سه‌بعدی در نرم‌افزار گمبیت ترسیم و مش‌زده شده است، سپس وارد نرم‌افزار *ANSYS CFX* شده و شرایط حل دامنه‌ها و شروط مرزی به‌نحوی برای آن تعریف شده که پدیده‌های انتقال جرم و حرارت به‌درستی در آن مورد تحلیل قرار گیرد. همچنین جهت مدل‌سازی صحیح فیلم آب روی دیواره لوله، ابتدا یک نمونه مطالعاتی از جریان آب روی لوله‌ها حل شده و نتایج با نتایج تجربی اعتبارسنجی شده است.

۲- معادلات حاکم

جریان هوا (گاز) به‌عنوان فاز پیوسته از روش اویلر و مسیر قطرات آب به‌عنوان فاز گسسته از روش لاگرانژ پیروی می‌کند.

۲-۲- معادلات فاز هوا

معادلات فاز هوا شامل معادلات اساسی پدیده‌های انتقال جرم، مومنتوم و سایر پدیده‌های انتقال برای یک فاز پیوسته است. سرعت هوا در برج‌های مکش اجباری زیاد بوده و جریان در آن‌ها مغشوش است. در این پژوهش تاثیر پدیده توربولانس با مدل $k - \epsilon$ در نظر گرفته شده است.

$$\nabla \cdot (\rho \bar{V} \phi - \Gamma_{\phi} \nabla \phi) = S_{\phi} + S_{\phi}^p \quad (1)$$

که ϕ بیانگر سرعت متوسط گاز ($\bar{V}$)، انرژی جنبشی توربولانس (k) و نرخ اتلاف آن (ϵ)، آنتالپی متوسط (H) و غلظت متوسط بخار آب (C) است. ρ چگالی گاز، Γ_{ϕ} ضریب پخش، S_{ϕ} منشأ فاز

پیش‌بینی‌هایی از دما و جریان سیال داخل برج را امکان‌پذیر می‌سازند. حل‌های عددی نسبت به مدل‌های تحلیلی دارای جزئیات بیشتری بوده و باعث صرفه‌جویی در زمان می‌شوند.

در این راستا ژری و همکاران^[21]، ضمن ارایه یک طرح جدید برای برج خنک‌کن مدارسته، آن را به‌صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. طرح ارایه‌شده برای برج شامل دو واحد بوده که در یک بخش هوا از روی کویل‌ها عبور نموده و در بخش دیگر عبور نمی‌نماید. مطابق مشاهدات، در بخش اول انتقال همزمان جرم و حرارت بین آب در گردش، جریان هوا و آب پاششی و در بخش دوم فقط انتقال حرارت بین آب در گردش و آب پاششی وجود دارد. آن‌ها از یک مدل تک‌بعدی گذرا برای بررسی عملکرد برج تحت شرایط کاری مختلف استفاده نموده و ضمن بررسی ضرایب انتقال جرم و حرارت، تاثیر فاکتور لوئیس را بر عملکرد برج مورد ارزیابی قرار دادند. پاپاقیمو و همکاران^[22]، یک مدل ترمودینامیکی از برج خنک‌کن مرطوب مدارسته را توسعه داده و بر اساس آن، تاثیر شرایط محیطی را بر پارامترهای عملکردی آن بررسی نمودند. در این پژوهش سه حالت محیطی مختلف در نظر گرفته شده و مطابق نتایج، کاهش رطوبت نسبی هوای ورودی منجر به افزایش کارایی برج مدارسته می‌شود. مدل آن‌ها، یک مدل ترمودینامیکی بر اساس قوانین بقای جرم و انرژی بوده و از فرضیات ساده‌سازی زیادی جهت گسترش روابط خود بهره بردند. ژنگ و همکاران^[23] جهت بررسی عملکرد برج خنک‌کن مدارسته یک مدل ریاضی با استفاده از معادلات مرتبه سوم را گسترش داده و با استفاده از روش بخشی حل نمودند. آن‌ها از فرضیات ساده‌سازی زیادی از جمله فاکتور لوئیس برابر با ۱ بهره بردند و نتایج آن‌ها در قیاس با نتایج تجربی دارای خطای $\pm 6\%$ بوده است. بادیه‌اردجو و همکاران^[24] عملکرد یک نمونه از برج مدارسته را مورد ارزیابی قرار داده و پارامترهای کارایی، تعداد واحدهای انتقال حرارت، ظرفیت خنک‌سازی و ضرایب انتقال جرم و حرارت را برای آن محاسبه نمودند. مطالعه آن‌ها به‌صورت تجربی بوده و نتایج با روابط انتقال جرم و حرارت حاصله از پژوهش‌های پیشین مقایسه شده است. همچنین با یک مدل عددی ترکیب شده تا بتواند فرآیند فیزیکی انجام‌شده در برج را تحلیل نماید. مطابق نتایج، افزایش دبی جرمی آب پاششی منجر به افزایش انتقال جرم و حرارت شده که در مقادیر کوچک دبی، ضریب انتقال جرم تقریباً ثابت است. همچنین گرمای مبادله شده ۸۰٪ مربوط به گرمای نهان تبخیر و ۲۰٪ مربوط به گرمای محسوس هوا است که این موضوع در برج‌های خنک‌کن مدارسته، ۱۰۰٪ مربوط به گرمای نهان تبخیر است. ژری و همکاران^[25]، عملکرد هیدرولیکی-حرارتی مبدل حرارتی یک برج خنک‌کن مدارسته را در سه حالت تیوب دایره‌ای، تیوب بیضوی و همچنین تیوب فین‌دار مورد ارزیابی قرار داده و بر اساس آن، تاثیر نرخ جریان‌های هوا و آب اسپری را بررسی نمودند. مدل‌سازی آن‌ها به‌صورت دوبعدی و با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت بوده و معادلات اصلی و شرایط مرزی با بهره‌گیری

گاز و S_{ϕ}^P منشأ اضافی ایجاد شده از اثر متقابل گاز و قطرات آب است.

۲-۲- فاز گسسته

فاز گسسته شامل قطرات کروی آب است که در فاز گاز پراکنده شده‌اند. جهت مدل‌سازی جریان قطرات پراکنده شده از روش لاگرانژی استفاده می‌شود. مدل‌سازی شامل محاسبه مسیر و سرعت قطرات پراکنده و همچنین انتقال جرم و حرارت و کوپلینگ بین دو فاز است.

مسیر قطرات آب

مسیر قطره آب فاز گسسته با انتگرال‌گیری از بالانس نیرو برای قطره پیش‌بینی می‌شود. معادله حرکت برای قطره آب کروی که سرعت را به مسیر وابسته می‌سازد، از رابطه (۲) به دست می‌آید:

$$\frac{dr_p}{dt} = V_p \quad (2)$$

که r_p مسیر و V_p سرعت آنی قطره است. سرعت قطره از بالانس نیرو به دست می‌آید. بالانس نیرو، اینرسی قطره را به نیروهای کنش قطره شامل نیروی درگ، نیروی بویانسی، نیروی شتاب جرم اضافه قطره نسبت به گاز و نیروی ناشی از گرادیان فشار گاز احاطه کننده قطره مطابق رابطه (۳) وابسته می‌سازد.

$$\rho_p \frac{dV_p}{dt} = \frac{3}{4} \frac{\rho C_D |V - V_p|}{d_p} (V - V_p) + g(\rho_p - \rho) + \frac{1}{2} \rho \frac{d}{dt} (V - V_p) + \frac{\partial p}{\partial r_p} \quad (3)$$

که V سرعت محلی آنی گاز، C_D ضریب درگ، d_p قطر قطره، ρ_p چگالی قطره و P فشار استاتیکی گاز است. ضریب درگ تابعی از عدد رینولدز بوده که در این پژوهش از مدل شیلر- نیومن مطابق با رابطه (۴) محاسبه می‌شود [27].

$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}) \quad (4)$$

که رینولدز از رابطه (۵) محاسبه می‌شود.

$$Re = \frac{\rho d_p |V - V_p|}{\mu} \quad (5)$$

که μ ویسکوزیته مولکولی گاز است.

در جریان‌های گاز مغشوش، مسیر قطره متأثر از توربولانس است و این تاثیر با استفاده از روش ردیابی تصادفی قطره مدل‌سازی می‌شود. در این روش، سرعت لحظه‌ای فاز گاز به دو بخش متوسط و نوسانی تقسیم می‌شود.

$$V = \bar{V} + V' \quad (6)$$

سرعت متوسط گاز ($\bar{V}$) از حل معادلات فاز گاز تعیین می‌شود. سرعت نوسانی (V') به صورت تصادفی از توزیع احتمال گوس سرعت فاز گاز تعیین می‌شود. برای جریان مغشوش ایزوتروپیک V' از رابطه (۷) محاسبه می‌شود [19].

$$V' = \xi \sqrt{\frac{2k}{3}} r_0 \quad (7)$$

که ξ عدد تصادفی توزیع نرمال و r_0 بردار واحد است. توزیع نرمال که برای مشخصه طول عمر گردابه‌های گاز به کار گرفته می‌شود، به صورت رابطه (۸) تعریف می‌شود [19].

$$\tau = \frac{C_{\mu}^{\frac{3}{4}} k}{\sqrt{2} \varepsilon} \quad (8)$$

انتقال مومنتوم از فاز پیوسته به فاز گسسته برابر با تغییر مومنتوم قطرات عبوری از هر حجم کنترل بوده و به صورت رابطه (۹) بیان می‌شود [19].

$$F = \sum \frac{3C_D \rho |V - V_p|}{4\rho_p d_p^2} (V - V_p) \dot{m}_p \Delta t \quad (9)$$

که $\dot{m}_p$ نرخ جریان جرمی فاز گسسته و Δt گام زمانی است. این تغییر مومنتوم به عنوان چاه مومنتوم (S_V^P) در بالانس مومنتوم فاز گاز ظاهر می‌شود.

انتقال جرم و حرارت

نرخ تبخیر آب توسط گاز به گرادیان فشار بخار بین سطح قطره و حجم گاز بستگی دارد.

$$\frac{dm_v}{dt} = \pi d_p^2 \frac{h_m}{R} \left(\frac{P_{sat}}{T_p} - \frac{P_{op}}{T} C \right) \quad (10)$$

که $\frac{dm_v}{dt}$ نرخ تبخیر، h_m ضریب انتقال جرم، R ثابت گاز برای بخار آب، P_{sat} فشار بخار اشباع در دمای قطره T_p ، P_{op} فشار عملکرد، T دمای حجم گاز در محل و C غلظت بخار در حجم گاز است.

در این پژوهش جهت تعیین ضریب انتقال حرارت از رابطه اصلاحی رنژ- مارشال برای محاسبه عدد ناسلت مطابق با رابطه (۱۱) بهره گرفته شده و با استفاده از تناسب انتقال جرم و حرارت، ضریب انتقال جرم از رابطه (۱۲) به دست می‌آید [28].

$$Nu = \frac{h d_p}{\lambda} = 2 + 0.6 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

$$Sh = \frac{h_m d_p}{D_m} = 2 + 0.6 Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

که h ضریب انتقال حرارت، λ هدایت گرمایی گاز، Nu عدد ناسلت، Pr عدد پراتل، D_m ضریب پخش بینابینی بخار در حجم گاز، Sh عدد شروود و Sc عدد اشمیت است.

دمای قطره با بازنویسی بالانس حرارت که تغییر دمای محسوس در قطره را به انتقال حرارت جابجایی و نهان بین قطره و گاز مرتبط می‌سازد، به دست می‌آید.

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \pi d_p^2 h (T - T_p) - h_{fg} \frac{dm_v}{dt} \quad (13)$$

مبادله جرم و حرارت بین قطرات و گاز از حاصل جمع تغییرات جرم و حرارت قطرات در حجم کنترل به دست می‌آید. بنابراین مبادله جرم از رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود.

$$\dot{M} = \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0} \quad (14)$$

که Δm_p تغییر جرم قطره در حجم کنترل، $m_{p,0}$ جرم اولیه قطره و $\dot{m}_{p,0}$ نرخ جریان جرمی اولیه تزریق قطره است. مبادله گرمایی، منشأ جرم (S_1^P) در معادله پیوستگی فاز گاز و همچنین منشأ بخش‌های (S_1^P) در معادله انتقال فاز گاز برای بخار آب می‌شود.

مبادله حرارتی از رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q} = \left[\frac{\bar{m}_p}{m_{p,0}} c_p \Delta T_p + \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \left(h_{fg} - \int_{T_p}^T c_{pv} dT \right) \right] \dot{m}_{p,0} \quad (15)$$

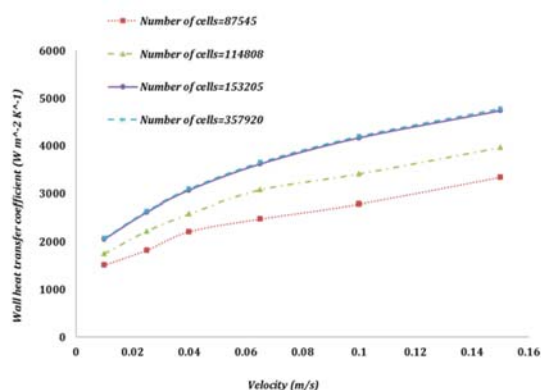
که $\bar{m}_p$ جرم میانگین قطره در حجم کنترل، ΔT_p تغییر دمایی قطره در حجم کنترل، C_{pv} گرمای ویژه بخار آب، T_p دمای قطره در لحظه خروج از حجم کنترل است. گرمای منتقل شده به یا از فاز گاز، چشمه یا چاه آنتالپی (S_H^P) در معادله آنتالپی فاز گاز می‌شود.

جدول ۱) پارامترهای ثابت

پارامتر	مقدار	واحد
هندسه		
قطر دیسک	۰/۱	m
فاصله بین دیسک‌ها	۰/۰۱	m
ارتفاع ریزش آب	۰/۰۳	m
خواص سیال (آب)		
هدایت الکتریکی	۰/۶	W/(m.K)
گرمای ویژه	۴۱۸۰	J/(kg.K)
ویسکوزیته دینامیکی	$10^{-3} \times 1/1000$	kg/(m.s)
ویسکوزیته سینماتیکی	$10^{-6} \times 9/1000$	m ² /s
چگالی	۹۹۸/۲	kg/m ³
شار حرارتی	۱۰۰	kg/m ³
دمای آب ورودی	۲۷۸	K

۲-۳- استقلال حل از شبکه نمونه مطالعاتی

جهت بررسی استقلال از شبکه در این مدل، با افزایش تعداد سلول‌های شبکه و در نتیجه ریزتر شدن شبکه، تغییرات ضریب انتقال حرارت روی دیواره در سرعت‌های متفاوت پاشش آب مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج بررسی استقلال از شبکه در نمودار ۱ ارائه شده است. مطابق نتایج با ریزتر شدن شبکه از ۰/۰۸ تا ۰/۱۵ میلیون سلول، اختلاف بین مقادیر محاسبه شده برای ضریب انتقال حرارت روی دیواره زیاد بوده، ولی با افزایش تعداد سلول‌ها از ۰/۱۵ تا ۰/۳۵ میلیون، اختلاف بین نتایج قابل چشم‌پوشی می‌شود. علت این موضوع ریزتر شدن شبکه در لایه مرزی روی دیواره دیسک و امکان تشکیل صحیح فیلم آب روی لوله و حل صحیح در این قسمت است. لذا جهت کاهش زمان محاسبات، شبکه با تعداد سلول ۰/۱۵ میلیون قابل قبول است. تعداد گره در این شبکه ۰/۳۱ میلیون است.



نمودار ۱) بررسی استقلال از شبکه

۳-۳- نتایج مدل‌سازی عددی نمونه مطالعاتی

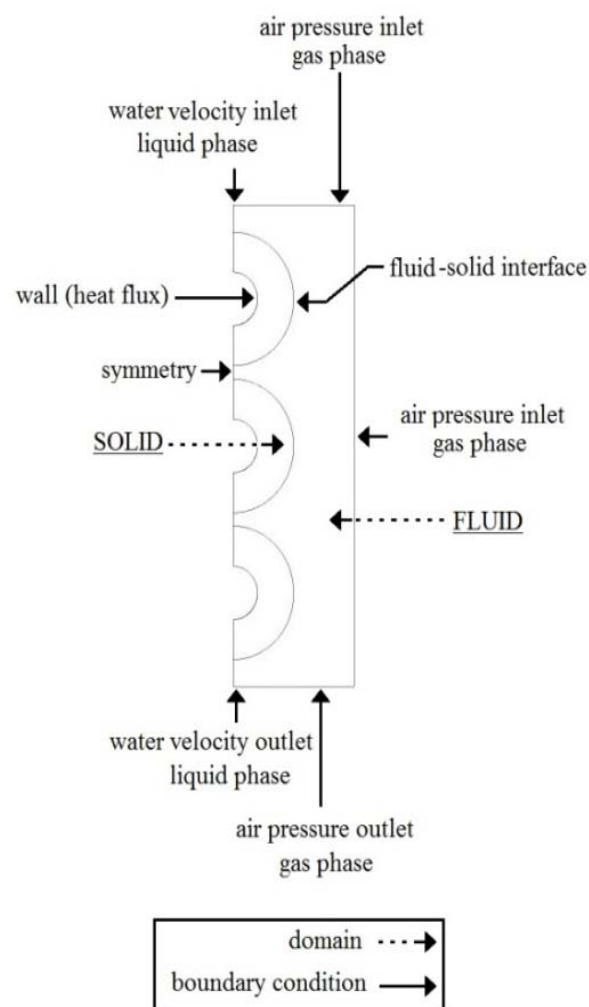
با توجه به مدل‌سازی انجام شده و در سرعت‌های مختلف آب ورودی، نمودار ضریب انتقال حرارت میانگین روی دیواره ترسیم شده و نتایج مطابق با نمودار ۲ اعتبارسنجی شده‌اند.

۳- مستندسازی نتایج

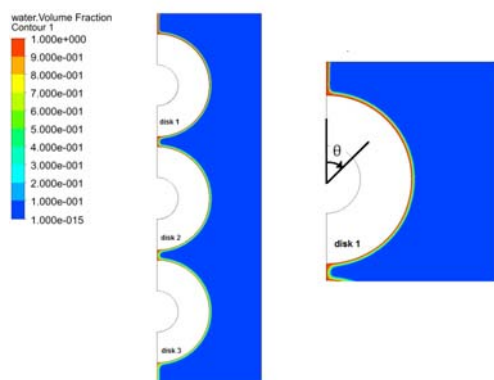
۳-۲- هندسه، شرایط مرزی و نحوه حل نمونه مطالعاتی

پیش‌نیاز شبیه‌سازی برج خنک‌کن مدار بسته، مدل‌سازی صحیح دیواره لوله و تشکیل صحیح فیلم آب روی آن است. در این راستا، در مرحله اول جریان آب روی سطح دیسک‌هایی که سطوح داخلی آن دارای شار حرارتی ثابت هستند، مدل‌سازی شده و ضریب انتقال حرارت میانگین سطح با نتایج تجربی و حل عددی جعفر [29] اعتبارسنجی شده است.

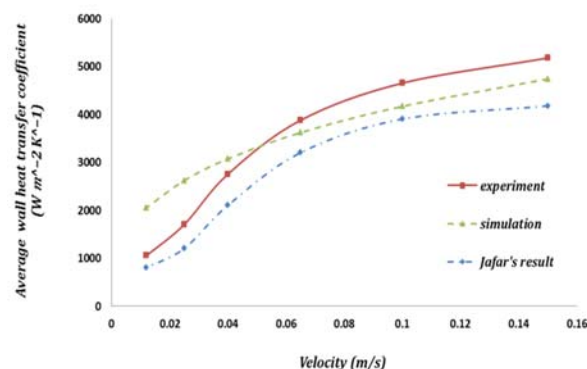
مدل در نظر گرفته شده مطابق با شکل ۱ است. این مدل دارای دو محدوده حل مایع و جامد بوده که سیال‌های آب و هوا در محدوده مایع جریان داشته و محدوده جامد نیز از جنس آلومینیوم است. فاز مایع (آب) پس از پاشش روی دیسک‌هایی که سطح داخلی آن‌ها دارای شار حرارتی ثابت هستند، تشکیل فیلم آب داده و به ترتیب از دیسک اول تا سوم جریان یافته و خارج می‌شود. سطح مشترک دو محدوده حل (سطح خارجی دیسک) نیز دارای شرط مرزی سطح مشترک دارای انتقال حرارت است. پارامترهای ثابت حل نیز مطابق با جدول ۱ هستند.



شکل ۱) مدل‌سازی نمونه مطالعاتی



شکل ۲) کانتور نسبت حجمی آب برای نمونه مطالعاتی

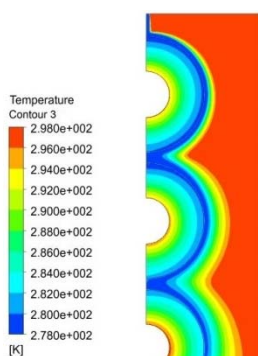


نمودار ۲) اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی و حل عددی جعفر [29]

جدول ۲) ضخامت فیلم آب با نسبت حجمی برابر با ۱

ضخامت فیلم آب (m)	دیسک ۱	دیسک ۲	دیسک ۳
زاویه (درجه)			
۴۵	$1/4 \times 10^{-4}$	$4/9 \times 10^{-4}$	$9/4 \times 10^{-4}$
۹۰	$1/1 \times 10^{-4}$	$3/4 \times 10^{-4}$	$8/3 \times 10^{-4}$
۱۳۵	$7/1 \times 10^{-5}$	$1/6 \times 10^{-4}$	$6/6 \times 10^{-4}$

شکل ۳، دمای داخلی دیسک و فیلم آب تشکیل شده روی آن را در یک صفحه دوبعدی از نمای روبرو نمایش می‌دهد. مطابق شکل، آب با دمای $287K$ وارد دامنه حل شده و پس از تشکیل فیلم بر سطح دیسک ۱ و با جذب حرارت از آن، دمای افزایش یافته و روی سطح دیسک دوم می‌ریزد. سپس با ادامه همین روند و با افزایش تقریباً 4 درجه‌ای دما نسبت به دمای ورودی از دامنه حل خارج می‌شود.



شکل ۳) کانتور دما برای نمونه مطالعاتی

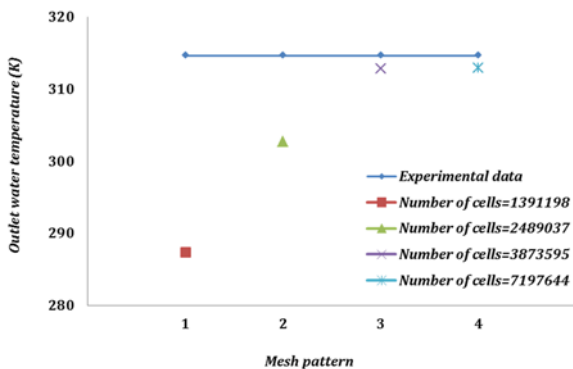
جدول ۳ میانگین دمای آب پاششی روی سطح دیسک‌ها را بیان می‌نماید. مطابق نتایج، آب با طی مسیر خود از روی دیسک‌ها و جذب حرارت از آن‌ها به ترتیب از دیسک ۱ به ۲ با افزایش $74K$ و از دیسک ۲ به ۳ با افزایش $83K$ در دمای خود مواجه می‌شود. با توجه به جهت پاشش آب روی دیسک‌ها و جذب

مطابق نمودار، روند تغییرات ضریب انتقال حرارت روی دیواره بر اساس سرعت آب ورودی برای نتایج تجربی و حل عددی پژوهش حاضر یکسان بوده و با افزایش سرعت آب ورودی، ضریب انتقال حرارت روی دیواره نیز افزایش می‌یابد. علت این موضوع را می‌توان کاهش ضخامت لایه مرزی حرارتی با افزایش سرعت سیال و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارت دانست. همچنین مطابق با رابطه (۱۱)، افزایش سرعت سیال ورودی منجر به افزایش عدد رینولدز و در نتیجه ضریب انتقال حرارت می‌شود. بر این اساس، در سرعت‌های 0.1 تا $0.5 \frac{m}{s}$ آب ورودی، نتایج حل عددی بزرگ‌تر از نتایج تجربی بوده و با افزایش سرعت از $0.5 \frac{m}{s}$ ، مقادیر محاسبه شده کمتر از مقادیر تجربی هستند. علت این موضوع را می‌توان آرام‌بودن جریان در سرعت‌های پایین آب ورودی و خطای مدل‌های مغشوش در محاسبه ضریب انتقال حرارت برای آن‌ها دانست؛ لذا با افزایش سرعت آب ورودی و نزدیک شدن جریان به جریان مغشوش و استفاده از مدل توربولانسی $k - \epsilon$ خطای نتایج کاهش یافته و روند نمودار به روند نمودار نتایج تجربی نزدیک می‌شود. لذا با توجه به سرعت اولیه آب اسپری در برج خنک‌کن مدار بسته موضوع پژوهش و وجود جریان مغشوش، مدل‌سازی انجام شده نتایج قابل قبولی را برای برج ارایه می‌دهد.

در شکل ۲ کانتور نسبت حجمی آب (در سرعت ۱ متر بر ثانیه) نمایش داده شده است. مطابق با شکل، آب خروجی از نازل پس از برخورد به سطح دیسک ۱، با تشکیل فیلم روی سطح آن حرکت کرده و در انتهای دیسک ۱ به صورت یک لایه پیوسته روی دیسک ۲ برخورد می‌کند. سپس با تکرار همین روند از دیسک‌های ۲ و ۳ عبور نموده و در انتها از روزه خروجی تخلیه می‌شود. همچنین نسبت حجمی آب در نقاط نزدیک به دیواره ۱ بوده و با فاصله گرفتن از آن به سمت صفر نزدیک می‌شود.

جدول ۲ ضخامت فیلم آب با نسبت حجمی ۱ را در سه زاویه 45 ، 90 و 135 درجه بیان می‌نماید. مطابق نتایج، با گذر آب از روی دیسک‌ها ضخامت فیلم با نسبت حجمی ۱ به تدریج کاهش یافته و از $9/4 \times 10^{-4}$ متر در زاویه 45 درجه دیسک ۱ تا $7/1 \times 10^{-5}$ متر در زاویه 135 درجه دیسک ۳ کاهش می‌یابد.

اختلاف بین نتایج قابل چشم‌پوشی می‌شود. علت این موضوع ریزتر شدن شبکه در لایه مرزی روی دیواره دسته لوله‌های حاوی آب گرم و امکان تشکیل صحیح فیلم آب روی این لوله‌ها و در نتیجه حل صحیح در این قسمت است. لذا جهت کاهش زمان محاسبات، مش با تعداد سلول ۳/۸ میلیون قابل قبول است. تعداد گره در این شبکه ۹/۹ میلیون است.



نمودار ۳) بررسی استقلال از شبکه

۳-۴- اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی عددی برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته

جهت اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی انجام گرفته، دمای آب خروجی از برج مدار بسته در سه حالت مختلف شرایط محیطی با نتایج تجربی برداشت‌شده از برج مستقر در مجتمع صنعتی چادرملو مقایسه شده که در جدول ۴ قابل مشاهده است. با توجه به شرایط بهره‌برداری برج مدار بسته واقعی، دمای آب ورودی به برج ۳۱۹K و دمای آب پاششی ۳۰۰K است که به ترتیب توسط دماسنج PT۱۰۰ (با دقت ۰/۱K) و گیج (Gauge) دما و رطوبت مدل TH۱۰۸ (با دقت ۱K) اندازه‌گیری شده‌اند. دما و رطوبت هوای محیط نیز توسط گیج دما و رطوبت مدل TH۱۰۸ با دقت به ترتیب ۱K و ۱٪ برداشت شده‌اند. با توجه به نتایج، بیشترین میزان اختلاف بین نتایج تجربی و عددی برای حالت سوم شرایط محیطی (دمای ۳۰۸K و رطوبت نسبی ۳٪) رقم خورده است و برابر با ۲/۵۵K است. در این حالت، درصد خطای محاسبه‌شده ۴/۸ است.

جدول ۴) اعتبارسنجی نتایج عددی با نتایج تجربی در سه حالت محیطی مختلف

نمونه مطالعاتی	دمای هوای محیط (K)	رطوبت هوای محیط (%)	دمای آب خروجی (K)	خطا (%)
۱	۳۰۵	۱۷	۳۱۵/۱	۴/۷
۲	۲۹۹	۵	۳۱۴/۶	۴/۱
۳	۳۰۸	۳	۳۱۵/۳	۴/۸

نمودار ۴، نتایج تجربی و عددی را برای سه شرایط محیطی مختلف ذکر شده در جدول ۴ نمایش می‌دهد. مطابق نمودار، با

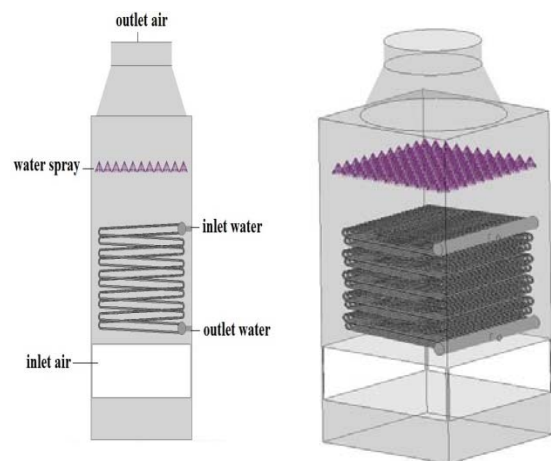
حرارت از سطح آن‌ها در طول مسیر، این موضوع کاملاً با فیزیک مساله سازگار است.

جدول ۳) میانگین دمای آب روی سطح دیسک

دیسک ۱	دیسک ۲	دیسک ۳
۲۷۸/۹۸	۲۷۹/۷۲	۲۸۰/۵۵
میانگین دمای آب روی سطح دیسک (K)		

۴-۱-۴- هندسه، شرایط مرزی و نحوه حل برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته

پس از تعیین و تایید مدل‌سازی دیواره لوله‌های حاوی آب گرم و بسط آن، یک دستگاه برج خنک‌کن مدار بسته مطابق با مشخصات یک نمونه واقعی از این برج در مجتمع صنعتی چادرملو واقع در شهر اردکان مدل‌سازی شده و تاثیر شرایط محیطی بر عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفته است. مدل در نظر گرفته‌شده برای برج مدار بسته مطابق با شکل ۴ است. در این مدل، هوا از طریق دریچه‌های پایین برج وارد شده و از دریچه بالای آن خارج می‌شود. آب گرم نیز از دریچه ورودی کلکتور وارد برج شده و پس از عبور از دسته لوله‌ها، از طریق کلکتور خروجی تخلیه می‌شود. همچنین اسپری آب مطابق با نمونه واقعی، به صورت مخروطی از ۱۲۱ نقطه که دارای شکلی منظم مانند مربع ۱۱×۱۱ است، روی دسته لوله‌ها پاشیده می‌شود.

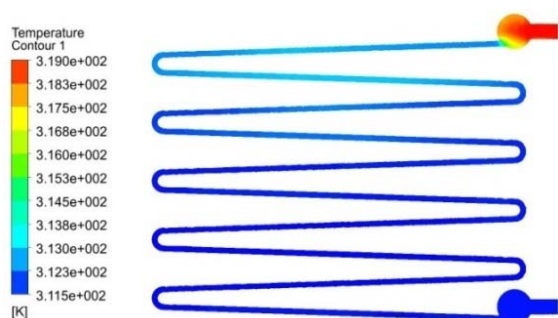


شکل ۴) مدل‌سازی سه‌بعدی برج خنک‌کن مدار بسته (از دو نمای متفاوت)

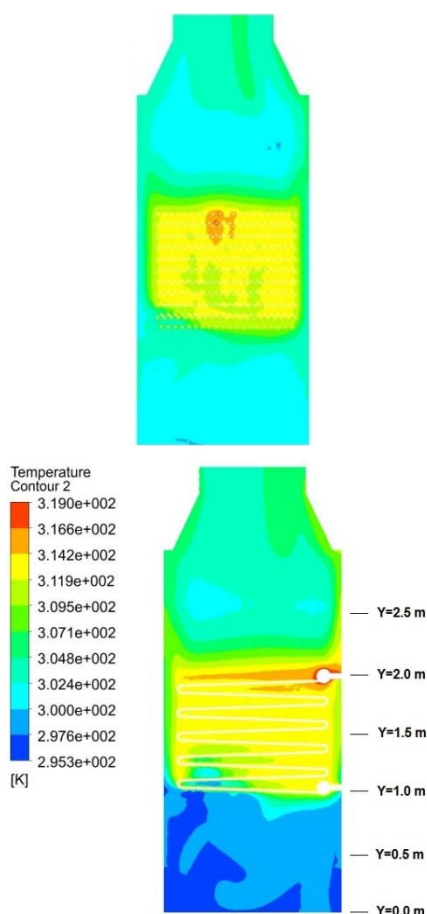
۴-۲-۴- استقلال حل از شبکه برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته

جهت بررسی استقلال از شبکه در این مدل، با افزایش تعداد سلول‌های مش و در نتیجه ریزتر شدن شبکه تغییرات پارامتر دمای آب خروجی از برج در شرایط محیطی یکسان مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج بررسی استقلال از شبکه در نمودار ۳ ارائه شده است. مطابق نتایج با ریزتر شدن شبکه از ۱/۳ تا ۳/۸ میلیون سلول، اختلاف بین مقادیر محاسبه‌شده برای دمای آب خروجی از برج زیاد بوده، ولی با افزایش تعداد سلول‌ها از ۳/۸ تا ۷/۱ میلیون،

از آب پاششی، به‌طور یکنواخت تا دمای $309K$ گرم شده و به ناحیه مبدل حرارتی می‌رسد. سپس با افزایش ارتفاع برج و جذب حرارت از آب گرم داخل مبدل، دمایش به‌تدریج افزایش یافته و تا دمای $315K$ در کویل‌های ابتدایی آب ورودی می‌رسد. این افزایش دما در نقاط اطراف کلکتور ورودی تا $319K$ بوده که دمای آب ورودی به برج است. هوا پس از گذر از ناحیه مبدل حرارتی، وارد ناحیه اسپری آب شده و در این ناحیه به‌واسطه پدیده سرمایش تبخیری و دفع حرارت به آب پاششی، مجدداً با کاهش دما تا $303K$ مواجه می‌شود. این کاهش دما در نقاط مرکزی برج بیشتر بوده و در نزدیکی دیواره‌ها انتقال حرارت کمتری رخ می‌دهد.

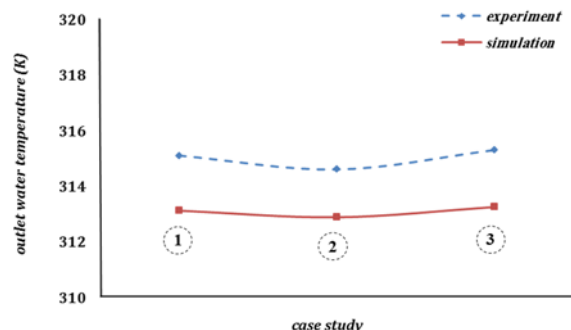


شکل (۵) کانتور دمای آب عبوری از لوله (در یک صفحه دوبعدی از نمای جانبی)



شکل (۶) تغییرات دمای هوای عبوری از داخل برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته (در یک صفحه دوبعدی از نمای جانبی و روبرو)

تغییر دما و رطوبت نسبی هوای ورودی، روند تغییر نتایج حل عددی انجام‌شده در این پژوهش برای دمای آب خروجی از برج مانند روند تغییرات نتایج تجربی بوده و مدل ارایه‌شده می‌تواند دمای آب خروجی از برج را در تمامی حالات با خطای کمتر از ۵٪ پیش‌بینی نماید.



نمودار (۷) اعتبارسنجی نتایج عددی با نتایج تجربی در سه حالت محیطی مختلف

۴-۴-۴ بررسی تغییرات دما و رطوبت مخصوص هوا داخل برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته

نتایج شبیه‌سازی یک واحد برج خنک‌کن مدار بسته مستقر در مجتمع صنعتی چادرملو با شرایط جدول ۵ در قالب کانتورهای شکل‌های ۵ تا ۷ و نمودارهای ۵ تا ۷ نمایش داده شده است.

جدول (۵) شرایط حل نمونه مطالعاتی

پارامتر	مقدار	واحد
دمای آب ورودی	۳۱۹	K
دمای هوای ورودی	۲۹۹	K
دمای آب سیرکوله	۳۰۰	K
رطوبت نسبی هوای ورودی	۵	%

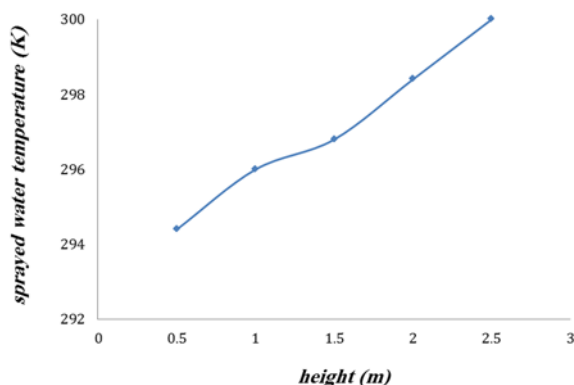
بررسی تغییرات دمایی آب عبوری از لوله

شکل ۵، دمای آب عبوری از دسته لوله‌ها را در یک سطح دوبعدی نشان می‌دهد. آب پس از ورود با دمای $319K$ ، به‌واسطه انتقال حرارت با هوای محیط و فیلم آب تشکیل‌شده از اسپری آب با کاهش دما تا $311K$ مواجه می‌شود. مطابق شکل، نرخ کاهش دمای آب در کویل‌های ابتدایی بیشتر بوده و با طی‌شدن مسیر و در نتیجه کاهش اختلاف دما با هوای محیط و فیلم آب تشکیل‌شده روی جداره لوله، این نرخ کاهش می‌یابد. مجموع انتقال حرارت از آب درون لوله $67.6kW$ بوده که $13.9kW$ (۲۱٪) از آن به‌صورت محسوس و $53.7kW$ (۷۹٪) به‌صورت نهان است.

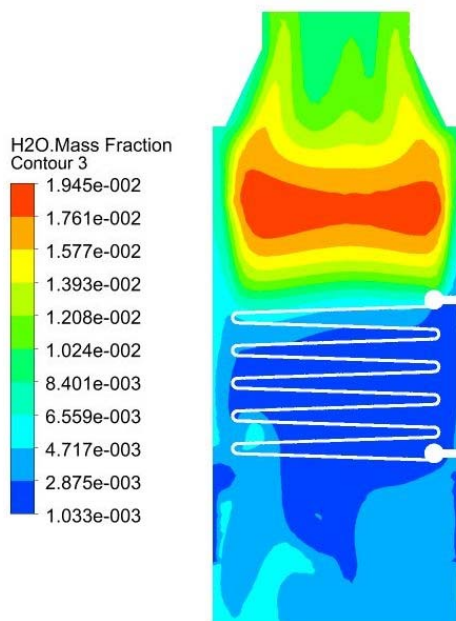
بررسی تغییرات دمایی هوای عبوری از داخل برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته

شکل ۶، دمای هوای عبوری از داخل برج مدار بسته را از دو نمای جانبی و روبرو در یک صفحه دوبعدی نمایش می‌دهد. مطابق شکل، هوا با دمای $299K$ وارد برج شده و پس از دریافت حرارت

صورت گرفته بین هوا و آب پاششی جهت رسیدن رطوبت هوا به حالت اشباع است. سپس با عبور از ناحیه مبدل حرارتی و در کویل‌های اولیه با کاهش رطوبت مخصوص مواجه شده و مجدداً با افزایش ارتفاع برج و عبور از کویل‌های آب گرم رطوبت مخصوص آن افزایش می‌یابد، به نحوی که با رطوبت مخصوص تقریبی $\frac{kg_v}{kg_a} 0.08\%$ از این ناحیه خارج می‌شود. علت این موضوع، میعان بخار آب موجود در هوای مرطوب با برخورد به سطح فیلم آب تشکیل شده ناشی از اسپری روی دسته لوله‌های حاوی آب گرم است. در ادامه نیز با رسیدن به ناحیه اسپری آب و به واسطه پدیده سرمایش تبخیری با افزایش یکنواخت رطوبت مخصوص مواجه شده و در محل شروع پاشش آب رطوبت مخصوص آن تا نقاط مرکزی برج بیشتر بوده و در نزدیکی دیواره‌ها کاهش می‌یابد. علت این موضوع تراکم و سرعت بیشتر قطرات آب اسپری در مرکز برج در قیاس با نقاط نزدیک به دیواره برج است.

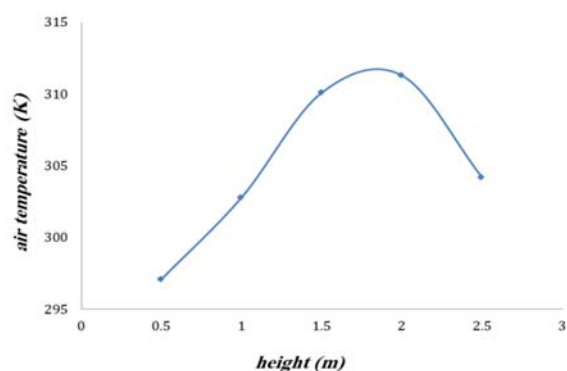


نمودار ۶) تغییرات دمای آب اسپری بر اساس تغییرات ارتفاع برج



شکل ۷) تغییرات رطوبت مخصوص هوا داخل برج خنک‌کن مرطوب مدارسته

نمودار ۵، تغییرات دمایی هوای عبوری از برج را بر اساس ارتفاع برج نشان می‌دهد. در این راستا، صفحاتی افقی در ارتفاعات مختلف برج (شکل ۶) در نظر گرفته شده و میانگین دمای هوا روی آن‌ها محاسبه شده است. مطابق نمودار، دمای هوا پس از ورود به برج و در راستای ارتفاع برج با عبور از روی دسته لوله‌های حاوی آب گرم افزایش می‌یابد. علت این پدیده عبور هوا از روی کویل‌های آب گرم و در نتیجه پدیده انتقال حرارت جابجایی بین هوا و آب گرم درون لوله است. هوا در ادامه مسیر خود و با رسیدن به ارتفاع تقریبی پاشش آب (۲/۵m) به یکباره با تراکم قطرات آب و در نتیجه پدیده سرمایش تبخیری و دفع حرارت به قطرات آب جهت تبخیر مواجه شده و دمایش تا $7K$ کاهش می‌یابد.



نمودار ۵) تغییرات دمای هوا بر اساس تغییرات ارتفاع برج

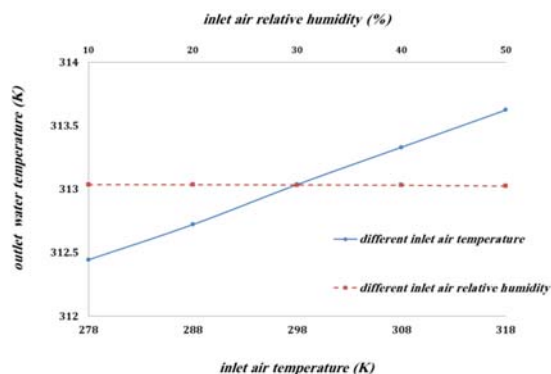
بررسی تغییرات دمایی آب پاششی در برج خنک‌کن مرطوب مدارسته

نمودار ۶، تغییرات دمایی آب پاششی را بر اساس ارتفاع برج نشان می‌دهد. در این راستا، صفحاتی افقی در ارتفاعات مختلف برج (شکل ۶) در نظر گرفته شده و میانگین دمای هوا روی آن‌ها محاسبه شده است. مطابق نمودار، آب پاششی در ارتفاع ۲/۵m (محل تقریبی پاشش آب) دارای دمای $300K$ بوده و با سقوط به سمت پایین برج و کاهش ارتفاع دمایش کاهش می‌یابد. علت این موضوع این است که قطرات آب بخار شده جهت تامین انرژی حرارتی تبخیر، گرما را از قطرات مجاور خود دریافت کرده و منجر به کاهش دمای سایر قطرات می‌شوند.

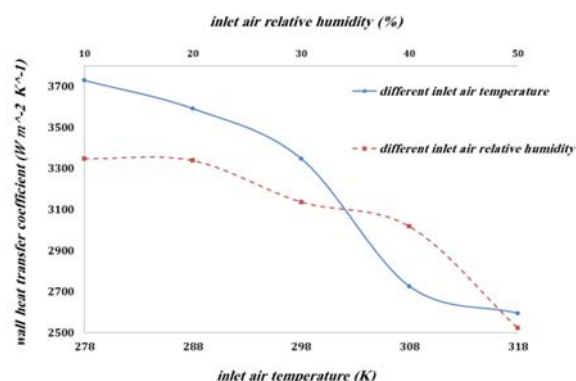
بررسی تغییرات رطوبت مخصوص هوا در داخل برج خنک‌کن مرطوب مدارسته

شکل ۷، روند افزایش رطوبت مخصوص هوا را در یک صفحه دوبعدی نشان می‌دهد. مطابق شکل، هوا با نسبت جرمی بخار آب $\frac{kg_v}{kg_a} 0.0103\%$ وارد برج شده و پیش از رسیدن به ناحیه مبدل حرارتی و در برخورد با آب پاششی، رطوبت مخصوص در آن به طور یکنواخت افزایش یافته و در ابتدای ناحیه مبدل حرارتی به میزان تقریبی $\frac{kg_v}{kg_a} 0.04\%$ می‌رسد. علت این موضوع انتقال جرم

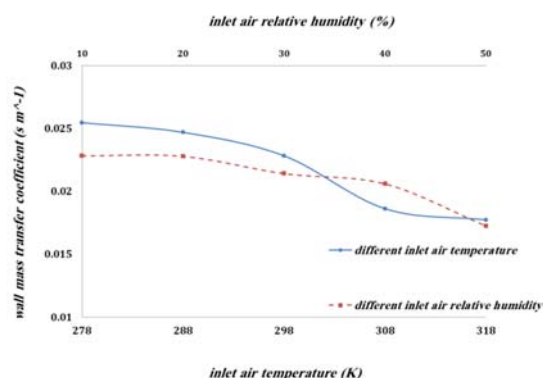
برج می‌شود. ضمناً شیب تقریباً ثابت نمودار نشان می‌دهد که تاثیر افزایش دمای هوای محیط در دماهای مختلف هوا یکسان است. همچنین مطابق با نمودار تغییرات رطوبت نسبی در دمای ثابت هوای ورودی تغییرات این پارامتر تاثیر چشمگیری بر دمای آب خروجی از برج نداشته و در شرایط تعریف شده نمونه مطالعاتی در نظر گرفته شده، تاثیر پارامتر دمای هوای ورودی در قیاس با رطوبت نسبی بسیار بیشتر است.



نمودار ۸) تغییرات دمای آب خروجی بر اساس تغییرات شرایط محیطی

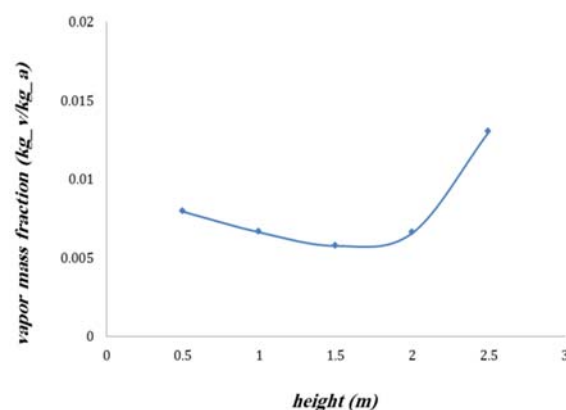


نمودار ۹) تغییرات ضریب انتقال حرارت روی دیواره بر اساس تغییرات شرایط محیطی



نمودار ۱۰) تغییرات ضریب انتقال جرم فیلم آب تشکیل شده روی دیواره بر اساس تغییرات شرایط محیطی

نمودار ۷، تغییرات رطوبت مخصوص هوا را بر اساس ارتفاع برج نشان می‌دهد. در این راستا، صفحاتی افقی در ارتفاعات مختلف برج (شکل ۶) در نظر گرفته شده و میانگین رطوبت مخصوص روی آن‌ها محاسبه شده است. مطابق نمودار، هوا با رطوبت مخصوص $\frac{kg_v}{kg_a}$ ۰/۰۱۰۳ وارد برج شده و با جذب بخار آب جهت رسیدن به حالت اشباع به میانگین $\frac{kg_v}{kg_a}$ ۰/۰۷۹ روی سطح افقی در ارتفاع m ۵ می‌رسد. سپس با رسیدن به ارتفاع m ۱ و تماس با سطح دسته لوله‌ها و فیلم آب تشکیل شده روی آن‌ها و میعان بخار آب موجود، رطوبت مخصوص تا $\frac{kg_v}{kg_a}$ ۰/۰۶۶ کاهش می‌یابد. این روند نزولی رطوبت مخصوص با افزایش ارتفاع برج و عبور هوا از روی دسته لوله‌ها وجود داشته و نهایتاً با گذر هوا از ناحیه دسته لوله‌ها و برخورد با قطرات آب اسپری و انتقال جرم با آن، رطوبت مخصوص مجدداً افزایش داشته و تا $\frac{kg_v}{kg_a}$ ۰/۰۱۳ در ارتفاع m ۲/۵ (محل تقریبی پاشش آب) افزایش می‌یابد. علت شیب زیاد نمودار و افزایش ۵۰ درصدی رطوبت مخصوص از ارتفاع m ۲ تا m ۲/۵ را می‌توان تراکم و سرعت زیاد قطرات آب اسپری در این ناحیه بیان نمود.



نمودار ۷) تغییرات رطوبت مخصوص هوا بر اساس تغییرات ارتفاع برج

۵-۴- بررسی تغییرات پارامترهای عملکردی برج خنک کن مدار بسته بر اساس تغییرات شرایط محیطی

نمودارهای ۸ تا ۱۰، تغییرات پارامترهای عملکردی برج خنک کن مدار بسته را بر اساس تغییرات شرایط محیطی نشان می‌دهند. در تمامی نمودارها، ردیف پایین نمودار شرایط تغییرات دمای هوای ورودی در ثبات رطوبت نسبی و ردیف بالای نمودار شرایط تغییرات رطوبت نسبی هوای ورودی در ثبات دما است.

بررسی تاثیر شرایط محیطی بر دمای آب خروجی از برج خنک کن مرطوب مدار بسته

نمودار ۸، تغییرات دمای آب خروجی از برج مدار بسته را بر اساس تغییرات شرایط محیطی نشان می‌دهد. مطابق نمودار، تغییرات دما با افزایش دمای هوای ورودی و افزایش اختلاف دمای آن با آب در حال خنک شدن عبوری از دسته لوله‌ها، میزان انتقال حرارت از هوا به آب افزایش یافته و منجر به افزایش دمای آب خروجی از

جرم نیز مانند ضریب انتقال حرارت با کاهش ۱۶ درصدی مواجه شده که گویای افت شدید انتقال جرم در رطوبت‌های نسبی بالای ۵۰٪ است.

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش یک برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته مدل‌سازی شده و تأثیرات شرایط محیطی بر پارامترهای عملکردی آن از جمله دمای آب خروجی و ضرایب انتقال جرم و حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به نتایج به‌دست‌آمده، افزایش دمای هوای ورودی در رطوبت نسبی ثابت، منجر به افزایش دمای آب خروجی از برج با نرخ تقریباً ثابت‌شده که نشان می‌دهد تأثیر افزایش دمای هوای محیط در دماهای مختلف هوا یکسان است. ضمناً افزایش دمای هوای ورودی در رطوبت نسبی ثابت، منجر به کاهش ضرایب انتقال جرم و حرارت با روندی تقریباً مشابه می‌شود. نرخ کاهش ضرایب انتقال حرارت و جرم با افزایش دما از دمای ۲۷۸ K تا ۲۸۸ K به ترتیب ۳ و ۴٪ و از دمای ۲۸۸ K تا ۲۹۸ K نیز به ترتیب ۶ و ۷٪ است. با افزایش دما از ۲۹۸ K تا ۳۰۸ K ضرایب انتقال حرارت و جرم هر دو به یکباره ۱۸٪ کاهش می‌یابند و پس از آن مجدداً این شیب به ۴٪ می‌رسد. علت این موضوع را می‌توان دمای ۳۰۰ K آب پاششی روی لوله‌ها عنوان نمود که با نزدیک‌شدن دمای هوا به این دما، میزان تبخیر به یکباره کاهش می‌یابد.

همچنین مطابق با نمودار تغییرات رطوبت نسبی در دمای ثابت هوای ورودی، تغییرات این پارامتر تأثیر چشمگیری بر دمای آب خروجی از برج نداشته و در شرایط تعریف‌شده نمونه مطالعاتی در نظر گرفته‌شده، تأثیر پارامتر دمای هوای ورودی در قیاس با رطوبت نسبی بسیار بیشتر است. همچنین با افزایش رطوبت نسبی هوای ورودی، ضرایب انتقال حرارت و جرم روی دیواره با روندی تقریباً مشابه کاهش می‌یابند. نرخ کاهش ضریب انتقال حرارت و جرم با افزایش رطوبت نسبی از ۱۰ تا ۲۰٪ بسیار ناچیز بوده و با افزایش رطوبت نسبی از ۲۰ تا ۴۰٪ تقریباً ثابت است. اما با افزایش رطوبت نسبی از ۴۰ تا ۵۰٪ کاهش ۱۶٪ در ضرایب انتقال حرارت و جرم مشاهده شده که گویای افت شدید انتقال حرارت و جرم در رطوبت‌های نسبی بالای ۵۰٪ است.

تشکر و قدردانی: این تحقیق با حمایت و پشتیبانی معاونت پژوهشی دانشگاه کاشان انجام شده است. بدین وسیله از معاونت پژوهشی دانشگاه کاشان تشکر و قدردانی می‌شود.

تأییدیه اخلاقی: نویسندگان مقاله اعلام می‌دارند که تمام موارد اخلاقی نشر در مورد مقاله رعایت شده است.

تعارض منافع: نویسندگان مقاله اعلام می‌دارند که هیچ‌گونه تعارض منافعی بین عوامل دخیل در تهیه این تحقیق وجود ندارد.

سهم نویسندگان: محسن رشیدی‌نژاد (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی (۴۰٪)؛ رضا مداحیان (نویسنده دوم)، پژوهشگر کمکی (۳۰٪)؛ علی‌اکبر عباسیان‌آرانی (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی (۳۰٪).

بررسی تأثیر شرایط محیطی بر ضریب انتقال حرارت فیلم آب تشکیل‌شده روی دیواره لوله‌ها در برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته

نمودار ۹، تغییرات ضریب انتقال حرارت روی دیواره دسته لوله‌های حاوی آب گرم را بر اساس تغییرات شرایط محیطی نشان می‌دهد. مطابق با نمودار تغییرات دما، با افزایش دمای هوای ورودی در رطوبت نسبی ثابت، ضریب انتقال حرارت روی دیواره کاهش می‌یابد. علت این موضوع کاهش اختلاف دمای بین آب درون لوله و فیلم آب تشکیل‌شده روی لوله و در نتیجه کاهش انتقال حرارت است. نرخ کاهش ضریب انتقال حرارت، با افزایش دمای دما از دمای ۲۷۸ تا ۲۹۸ K به ترتیب ۳ و ۶٪ است. سپس با افزایش دمای هوای محیط از ۲۹۸ K تا ۳۰۸ K به یکباره ۱۸٪ کاهش یافته و در نهایت با افزایش دمای هوای محیط از ۳۰۸ K تا ۳۱۸ K این شیب به ۴٪ می‌رسد. همچنین مطابق با نمودار تغییرات رطوبت نسبی، با افزایش رطوبت نسبی هوای ورودی در دمای ثابت هوا، ضریب انتقال حرارت روی دیواره کاهش می‌یابد. علت این موضوع، افزایش ضخامت فیلم آب تشکیل‌شده روی لوله با افزایش رطوبت نسبی هوای ورودی و میعان بیشتر بخار آب و در نتیجه کاهش سرعت میانگین سیال روی سطح لوله است که منجر به کاهش ضریب انتقال حرارت نیز می‌شود. نرخ کاهش ضریب انتقال حرارت با افزایش رطوبت نسبی از ۱۰ تا ۲۰٪ بسیار ناچیز بوده (۰/۲۸٪) و با افزایش رطوبت نسبی از ۲۰ تا ۴۰٪ تقریباً ثابت است. اما با افزایش رطوبت نسبی از ۴۰ تا ۵۰٪ کاهش ۱۶ درصدی در ضریب انتقال حرارت مشاهده شده که گویای افت شدید انتقال حرارت در رطوبت‌های نسبی بالای ۵۰٪ است.

بررسی تأثیر شرایط محیطی بر ضریب انتقال جرم فیلم آب تشکیل‌شده روی دیواره لوله‌ها در برج خنک‌کن مرطوب مدار بسته

نمودار ۱۰، تغییرات ضریب انتقال جرم فیلم آب تشکیل‌شده روی دیواره دسته لوله‌های حاوی آب گرم را بر اساس تغییرات شرایط محیطی نشان می‌دهد. مطابق با نمودار تغییرات دما، با افزایش دمای هوای ورودی و کاهش ضریب انتقال حرارت روی سطح لوله، ضریب انتقال جرم نیز کاهش یافته و روند این نمودار مطابق با نمودار ضریب انتقال حرارت است. نرخ کاهش ضریب انتقال جرم نیز با افزایش دما از دمای ۲۷۸ تا ۲۹۸ K به ترتیب ۴ و ۷٪ است. سپس با افزایش دمای هوای محیط از ۲۹۸ K تا ۳۰۸ K به یکباره ۱۸٪ کاهش یافته و در نهایت با افزایش دمای هوای محیط از ۳۰۸ K تا ۳۱۸ K این شیب به ۴٪ می‌رسد. همچنین مطابق با نمودار تغییرات رطوبت نسبی، با افزایش رطوبت نسبی هوای ورودی ضریب انتقال جرم کاهش یافته و روند کلی این نمودار مطابق با نمودار ضریب انتقال حرارت است. علت این موضوع کاهش ضریب انتقال حرارت روی سطح لوله با افزایش رطوبت نسبی و در نتیجه کاهش نرخ انتقال جرم است. نرخ کاهش ضریب انتقال جرم با افزایش رطوبت نسبی از ۱۰ تا ۲۰٪ بسیار ناچیز بوده (۰/۲٪) و با افزایش رطوبت نسبی از ۲۰ تا ۴۰٪ تقریباً ثابت است. اما با افزایش رطوبت نسبی از ۴۰ تا ۵۰٪ ضریب انتقال

- Engineering Progress Symposium Series. 1961;57(32):138-149.
- 5- Finlay CI, Grant WD. The accuracy of some simple methods of rating evaporative coolers East Kilbride Glasgow: National Engineering Laboratory; 1974. Report No. 584.
- 6- Leidenfrost W, Korenic B. Evaporative cooling and heat transfer augmentation related to reduce condenser temperatures. Heat Transfer Engineering. 1982; 3(3-4):38-59.
- 7- Mizushima T, Ito R, Miyashita H. Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers. Chemical Engineering. 1968;32(1):55-61.
- 8- Tezuka S, Takada T, Kasai S. Performance of an evaporative cooler. Heat Transfer e Japanese Research. 1976;6:1-18.
- 9- Finlay CI, Grant WD. Air coolers, cooling towers and evaporative coolers. East Kilbride Glasgow: National Engineering Laboratory; 1972. Report No. 534.
- 10- Dreyer AA. Analysis of evaporative cooler and condenser [Dissertation]. Stellenbosch: University of Stellenbosch; 1988.
- 11- Webb RL, Villacres A. Algorithms for performance simulation of cooling towers, evaporative condensers and fluid coolers. ASHRAE Transactions. 1984;90 Pt 2B:416-458.
- 12- Webb RL. A unified theoretical treatment for thermal analysis of cooling towers, evaporative condensers and fluid coolers. ASHRAE Transactions. 1984;90 Pt 2B:398-415.
- 13- Erens J, Dreyer AA. An improved procedure for calculating the performance of evaporative closed circuit coolers. AIChE Symposium Series, Heat Transfer. 1988;84:140-145.
- 14- Qureshi BA, Zubair SM. A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. part I. performance evaluation. International Journal of Refrigeration. 2006;29(4):645-658.
- 15- Qureshi BA, Zubair SM. A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. part II. sensitivity analysis. International Journal of Refrigeration. 2006;29(4):659-668.
- 16- Zalewski W, Gryglaszewski PA. Mathematical model of heat and mass transfer process in evaporative fluid coolers. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. 1997;36(4):271-280.
- 17- Zalewski W, Niezgoda-Zelasko B, Litwin M. Optimization of evaporative fluid coolers. International Journal of Refrigeration. 2000;23(7):553-565.
- 18- Gan G, Riffat SB, Shao L, Doherty P. Application of CFD to closed-wet cooling towers. Applied Thermal Engineering. 2001;21(1):79-92.
- 19- Gan G, Riffat SB. Numerical simulation of closed wet cooling towers for cooled ceiling systems. Applied Thermal Engineering. 1999;19(12):1279-1296.
- 20- Hasan A, Gan G. Simplification of analytical models and incorporation with CFD for the performance of prediction of closed-wet cooling towers. International Journal of Energy Research. 2002;26(13):1161-1174.
- 21- Xia ZZ, Chen CJ, Wang RZ. Numerical simulation of a closed wet cooling tower with novel design. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011;54(11-12):2367-2374.
- 22- Papaefthimiou VD, Rogdakis ED, Koronaki IP, Zannis TC. Thermodynamic study of the effects of ambient air conditions on the thermal performance characteristics of

فهرست علائم

C	غلظت متوسط بخار آب $(\frac{m^3}{m^3})$
C_D	ضریب درگ
C_p	گرمای ویژه $(\frac{J}{kg K})$
d_p	قطر قطره (m)
D_m	ضریب پخش بینابینی بخار در حجم گاز $(\frac{m^2}{s})$
h	ضریب انتقال حرارت $(\frac{W}{m^2 K})$
h_{fg}	گرمای نهان $(\frac{J}{kg})$
h_m	ضریب انتقال جرم $(\frac{m}{s})$
ϕH	آنتالپی متوسط $(\frac{J}{kg})$
ϕk	انرژی جنبشی توربولانس $(\frac{m^2}{s^2})$
m	جرم (m)
$\dot{m}$	نرخ جریان جرمی $(\frac{kg}{s})$
Nu	عدد ناسلت
p	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
Q	حرارت مبادله شده (J)
r	مسیر
r_0	بردار واحد
R	ثابت گاز برای بخار آب $(\frac{J}{kg K})$
Sc	عدد اشمیت
Sh	عدد شروود
t	زمان (s)
T	دما (K)
V	سرعت $(\frac{m}{s})$

علائم یونانی

ε	نرخ اتلاف انرژی جنبشی توربولانس $(\frac{m^2}{s^3})$
λ	هدایت گرمایی $(\frac{W}{m K})$
μ	ویسکوزیته $(\frac{kg}{m s})$
ξ	عدد تصادفی توزیع نرمال
ρ	چگالی $(\frac{kg}{m^3})$
Γ	ضریب پخش $(\frac{Ns}{m^2})$

زیرنویس‌ها

f	سیال
g	گاز
op	حالت عملکرد
p	قطره
sat	حالت اشباع
v	بخار آب

منابع

- 1- Goodman W. The evaporative condenser. Heating Piping Air Conditioning. 1938;10:165-328.
- 2- Thomsen EG. Heat transfer in an evaporative condenser. Refrigeration Engineering. 1946;51:425-431.
- 3- Wile DD. Evaporative condenser performance factors. Refrigeration Engineering. 1950;58:55-63.
- 4- Parker RO, Treybal RE. Heat mass transfer characteristics of evaporative coolers. Chemical

longitudinal fin tubes. Applied Thermal Engineering. 2017;120:203-218.

26- Xie X, He C, Zhang B, Chen Q. Heat transfer enhancement for the coil zone of closed wet cooling towers through field synergy analysis. Computer Aided Chemical Engineering. 2018;44:1927-1932.

27- Schiller L, Naumann Z. A drag coefficient correlation. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieur. 1935;77:318-320. [German]

28- Ranz WE, Marshall WR. Evaporation from drops, Part I. Chemical Engineering Progress. 1952;48(3):141-146.

29- Jafar FA. Flow fields and heat transfer of liquid falling film on horizontal cylinders [Dissertation]. Melbourne: Victoria University; 2011.

a closed wet cooling tower. Applied Thermal Engineering. 2012;33-34:199-207.

23- Zheng WY, Zhu DS, Song J, Zeng LD, Zhou HJ. Experimental and computational analysis of thermal performance of the oval tube closed wet cooling tower. Applied Thermal Engineering. 2012;35:233-239.

24- Budihardjo B, Nasruddin N, Nugraha MH. Experimental and simulation study on the performance of counter flow closed cooling tower systems. International Journal of Technology. 2015;6(3):365-379.

25- Xie X, He C, Xu T, Zhang B, Pan M, Chen Q. Deciphering the thermal and hydraulic performances of closed wet cooling towers with plain, oval and