

تحلیل عملکرد برج خنک کن باز توسط دو مدل حاضر و برج نفوذی و ارزیابی این دو مدل در یک برج انباشته

فرزاد جعفر کاظمی، علیرضا آهنگری*⁺

تهران، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب، دانشکده تحصیلات تکمیلی

چکیده: در این مقاله ابتدا با استفاده از روش‌های استاندارد تحلیل برج‌های خنک کن باز، یک کد کامپیوتری با نام MATPRES تدوین شده که توسط آن می‌توان به طراحی و بارگذاری این نوع از برجها پرداخت. سپس روشی جدید برای طراحی نوعی از برجهای خنک کن انباشته معرفی شده است. کد کامپیوتری MATDCT نیز برای حل مسئله این نوع از برجها ارائه شده است. در ادامه با هدف ارزیابی این دو مدل در یک برج خنک کن انباشته با معرفی تعریف ضریب انتقال جرم متوسط (\bar{h}_D) و ضریب انتقال حرارت همرفتی میانگین و استفاده از آن در مدل PRES امکان بررسی و ارزیابی نتیجه‌های حاصل از مدل‌های DCT و PRES در این برج در دو حالت طراحی و بارگذاری فراهم شد. همچنین در بررسی‌های به عمل آمده اثرات مقاومت فیلم آب در روش DCT و اختلاف آن با نتیجه‌های به دست آمده از ارزیابی مدل PRES مورد تجزیه و تحلیل فرار گرفته است.

واژه‌های کلیدی: برج خنک کن، برج آکنده، روش حاضر، طراحی، بارگذاری، برج نفوذی، ضریب انتقال جرم متوسط.

KEY WORDS: Cooling tower, Packed tower, PRESENT method, Design, Rating, Diffusion tower, Mean mass transfer coefficient.

مقدمه

تشکیل می‌دهند. همچنین هم‌زمان در تماس با جریان هوای آشفته با رطوبت پایین قرار می‌گیرند. اصول انتقال حرارت و جرم برتبخیر آب و رطوبت گیری جریان هوا حاکم است. از این برج‌ها در دستگاه‌های آب شیرین کن تقطیری، دستگاه‌های انتقال جرم در صنایع نفت و گاز مرتبط با فرآیندهای خنک کاری سیال گاز توسط مایع و برعکس و عبور آنها از بسترهای کاتالیستی و برجهای مربوط به فرآیندهای رطوبت زنی و رطوبت گیری از مواد استفاده می‌شود.

نظریه‌ی ابتدایی فرایند برج خنک کن برای اولین بار توسط

یک برج خنک کن با ترکیبی از انتقال حرارت و جرم، آب را خنک می‌کند. آب گرم توسط نازل‌هایی روی نوارهای چوبی یا مواد آکنه از نوع فیلمی که مساحت وسیعی از آب را در معرض هوای جو قرار می‌دهند توزیع می‌شود. هوا به صورت طبیعی یا اجباری درون برج به گردش در می‌آید. برج نفوذی یا برج دیفیوژنی، تبخیر آب تغذیه داخل برج را توسط اسپری کردن آب ورودی روی پکینگ‌های داخل برج و دمیدن هوای خشک از پایین برج به صورت مخالف انجام می‌دهد. قطره‌های آب در حال افتادن، یک فیلم نازک روی آکنه‌ها

+E-mail: ar_ahangari@yahoo.com

*عهده دار مکاتبات

به روش رانج کوتای مرتبه ۴ حل نمود و نشان داد که صرف نظر کردن از تبخیر آب برای شرایط عملکردی نمونه در یک برج می تواند در نسبت های بالاتر دبی آب به هوا منجر به خطاهای بیشتری شود (مثلاً برای نسبت دبی آب به هوای برابر با ۲ در حدود ۱۴٪)

در سال ۱۹۸۶ میلادی فوجیتا و تزوکا [۱۵] عملکرد حرارتی برج های خنک کن جریان مخالف و متقاطع با کوران مکانیکی را با استفاده از تئوری پتانسیل آنتالپی حل نمودند.

در سال ۱۹۸۸ میلادی وب یک دستورالعمل طراحی دقیق برای برج های خنک کن ارائه کرد [۱۶]. این روش یک مدل یک بعدی بود که تلفات آب را در اثر تبخیر در نظر می گرفت. عدد لوئیس در این روش ۰٫۸۷ فرض شده بود. مدل جابر و وب در سال ۱۹۸۹ میلادی کارایی یک روش طراحی NTU را برای برج های خنک کننده جریان مخالف و متقاطع ارائه می کند [۱۷].

در سال ۱۹۹۳ میلادی کرنک اثر غیر یکنواخت بودن پاشش آب در سطح مقطع برج را مورد بررسی قرار داد [۱۸].

در سال ۱۹۹۵ میلادی دو مقاله توسط محی الدین و کانت ارائه شد [۲۰، ۱۹]. مقاله اول شامل جزئیات یک روش برای طراحی حرارتی برج های خنک کن تر با جریان مخالف و متقاطع می باشد. مقاله دوم به توضیح و ارائه ضرایب انتقال برای شبکه های گوناگون می پردازد.

در سال ۱۹۹۷ میلادی الدوسوکی و همکاران [۲۱] یک بررسی نظری را بر روی یک برج خنک کن تر با جریان مخالف حالت یکنواخت با مفاهیم اصلاح شده ای از NTU و کارایی حرارتی برج ارائه کردند. در این مدل مقاومت در برابر انتقال حرارت در فیلم آب، عدد لوئیس مخالف واحد و وجود انحنا در منحنی آنتالپی هوای اشباع در نظر گرفته شد. مطابق نتیجه های به دست آمده از این پژوهش صرف نظر کردن از مقاومت فیلم آب و فرض لوئیس برابر یک می تواند باعث خطایی شود که مقدار آن بستگی به نسبت ضریب های انتقال حرارت و جرم دارد.

در سال ۱۹۹۹ میلادی گشایشی و همکاران با انجام آزمایش های تجربی اثر فاصله بین آکنه ها و تأثیر زبری سطح را بر ضریب های انتقال حرارت و جرم و افت فشار برای آکنه های از جنس PVC به دست آوردند [۲۲].

هالاساز در سال ۱۹۹۹ میلادی با ارائه یک مدل ریاضی بی بعد برای معادله های حاکم راندمان برج را تنها براساس دو متغیر به دست آورد. وی به کمک این روش توانست نتایج قابل قبولی برای برج های

واکر و همکاران [۱] پیشنهاد شد اما اولین گام عملی در حل مسئله برج های با جریان مستقیم توسط مرکل در سال ۱۹۲۵ میلادی برداشته شد [۲]. روش مرکل براساس تلفیقی از معادله های دیفرانسیل انتقال جرم و انتقال حرارت آب و هوا داخل یک برج بود. در این روش مرکل فرض کرده بود که هر قطره آب داخل برج توسط هوای جریان یافته از پایین برج احاطه می شود و انتقال حرارت به دو صورت انتقال حرارت محسوس و انتقال حرارت ناشی از تبخیر بخشی از قطره آب صورت می گیرد. در سال های بعد از آن، طراحی برج های خنک کن بر پایه بازنویسی هایی از روابط مرکل و توجه اختلافات بین پیش گویی های نظری و آزمایشی بودند. از جمله آنها می توان به کارهای ناتج [۳] و تبدیل آن به یک روش حل ترسیمی توسط لیختن / اشتاین [۴]، ارایه ی روش ترسیمی دیگری برای تعیین خط عملکرد هوا در یک برج خنک کن توسط میکلی [۵] اشاره نمود. سیمپسون و شرود [۶] مطالعه های تجربی را بر روی برج های خنک کن با ابعاد کوچک انجام دادند و وابستگی ضریب انتقال جرم را بر ویژگی های مختلف آب و هوا مورد آزمایش قرار دادند. در سال ۱۹۶۱ میلادی بیکر و شریوک [۷] اثر تبخیر آب ورودی را به معادلات مرکل افزودند و به بررسی نتیجه های به دست آمده بر روی برج های خنک کن با جریان مستقیم و متقاطع پرداختند. بررسی نتیجه ها پس از انجام این اصلاحات در معادلات برای حدود ۴۰ درجه فازهایت مقدار NTU به دست آمده از حل یک برج با جریان مخالف را به میزان ۱۳۴ درصد تصحیح نمود. کارهای نظری بعدی روی برج خنک کننده توسط برمان [۸]، هسو و همکاران [۹]، ترکلد [۱۰]، یادگار اوغلو و پاستور [۱۱] و ویلیبر [۱۲] انجام شدند. کی تان [۱۳] در سال ۱۹۸۲ روشی را برای حل برج های خنک کن جریان مخالف و متقاطع با نوشتن کد کامپیوتری STAR ارائه نمود. در این روش او معادله های دیفرانسیل دو بعدی دینامیک سیالات و ترمودینامیک را با به کارگیری یک روش تفاضل محدود روی یک شبکه با مش های مستطیلی و الگوریتم گام نقصانی حل کرد.

در سال ۱۹۸۳ میلادی روشی توسط جی. دبلیو. ساترلند [۱۴] ارائه شد که در آن از یک حل دقیق برای حل معادله های حاکم بر برج خنک کن استفاده شد. او در مدل خود اثرات تبخیر آب ورودی را در نظر گرفت و عدد لوئیس را در برج، مخالف واحد فرض کرد. او معادلات دیفرانسیلی مربوط به حل دقیق خود را با برنامه کامپیوتری TOWER A و معادلات مربوط به حل تقریبی با همان روش مرکل بود را با برنامه کامپیوتری TOWER B

وزن اتمی و رطوبت مطلق بیان می‌کند. همچنین در این مقاله آنها به تأثیر عدد لوئیس به ارزیابی عملکرد برج پرداخته و نشان داده‌اند که هر چقدر عدد لوئیس بالاتر باشد مقدار گرمای بیشتری دفع می‌شود.

در سال ۲۰۰۶ میلادی *بلال*، *ا. کورنشی* و *سیدم. زبیر* [۳۴] مدلی از برج خنک‌کن را که شامل سه ناحیه اسپری، آکنه و بارانی بود را ارائه دادند. آنها با استفاده از موازنه انرژی حالت یکنواخت برای ناحیه مواد پرکننده و در نظر گرفتن یک حجم کنترل جدید به بازنویسی معادله‌های حاکم بر برج پرداختند.

در سال ۲۰۰۶ میلادی مقاله‌ای توسط *جی. اف. کلاوسنر* و *رنوی می* [۳۵] در رابطه با ویژگی‌های عملکردی یک برج نفوذی که در تهیه آب شیرین از آن استفاده می‌شود ارائه شده است. در این مقاله علاوه بر تشریح مدل انتقال حرارت و جرم برای یک برج نفوذی به تحلیل اقتصادی تولید آب شیرین از این روش نیز پرداخته شده است.

در این مقاله دو روش مستقل برای حل یک برج خنک‌کننده معرفی می‌شود. (یک روش قدیمی بدون احتساب اثر مقاومت فیلم و یک روش جدید در حل برج‌های نفوذی با احتساب اثر مقاومت فیلم مایع). در ادامه مقاله سعی شده است با هدف تحلیل این دو روش در یک برج از نوع انباشته به ارزیابی نتایج حاصله از این دو مدل در این نوع از برج‌ها پرداخته شود.

مدل ساترنند

ساترنند معادله‌های حاکم بر فرایند خنک شدن آب را به صورت دیفرانسیلی براساس تغییرهای کمیت‌ها از بالا به پایین برج نوشت. در مدل *ساترنند* اثرهای تبخیر آب ورودی و همچنین عدد لوئیس در راستای ارتفاع برج عددی ثابت و مخالف واحد در نظر گرفته شده است (حدود ۰/۹). سرانجام معادله‌های حل مسئله برج با روش او منجر به دستگاه معادله (۱) شد. این دستگاه شامل دو معادله دیفرانسیل مرتبه اول است که در برگیرنده تغییرات آنتالپی هوا و دمای آب برحسب رطوبت مطلق هوای داخل برج می‌باشند.

$$\begin{cases} \frac{dh}{d\omega} = Le_f \cdot \left(\frac{h_{sw} - h}{\omega_{sw} - \omega} \right) + h_{gw} (1 - Le_f) = f_1(\omega, h, T_w) \\ \frac{dT_w}{d\omega} = \frac{Le_f \cdot \left(\frac{h_{sw} - h}{\omega_{sw} - \omega} \right) + h_{gw} (1 - Le_f) - h_{fw}}{C_{pw} \cdot \left(\frac{m_{w1}}{m_a} - (\omega_r - \omega) \right)} = f_2(\omega, h, T_w) \end{cases} \quad (1)$$

(1) Rigorous pope method

خنک‌کن چه از نوع جریان مخالف و چه از نوع جریان متقاطع به‌دست آورد [۲۳].

استفانو و همکارانش در سال ۲۰۰۰ میلادی با ساخت یک برج خنک‌کن آزمایشگاهی که آکنه‌های آن به صورت صفحات موازی قائم از جنس پلکسی گلاس بودند توزیع دما را در طول برج به‌دست آوردند [۲۴]. همین پژوهشگران در سال ۲۰۰۱ میلادی با استفاده از نرم افزار PHOENICS به حل سه بعدی انتقال حرارت و جرم در برج خنک‌کن پرداخته و نتیجه‌های حاصله را با نتیجه‌های آزمایشگاهی مقاله قبلی خود مقایسه کردند [۲۵].

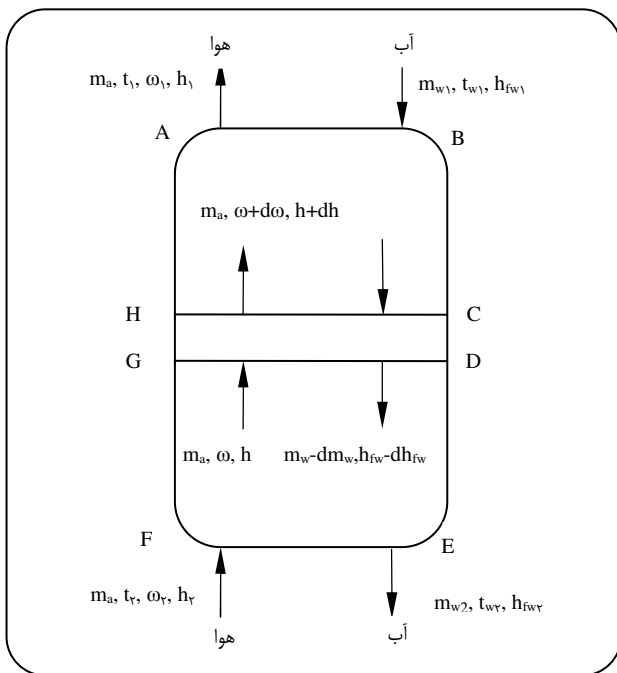
جمال الرحمان خان و سیدم. زبیر [۲۶] در سال ۲۰۰۱ میلادی مدلی را مشابه مدل *ساترنند* ارائه کردند که در آن اثر مقاومت فیلم آب را نیز در نظر گرفتند. اختلافاتی در مقادیر NTU و کارایی برج با در نظر گرفتن اثر مقاومت فیلم آب و غیر واحد در نظر گرفتن عدد لوئیس مشاهده شد.

در سال ۲۰۰۳ میلادی *جمال الرحمان خان و همکاران* [۲۷] مقاله‌ای را برای بررسی ویژگی‌های عملکردی برج‌های خنک‌کن تر با جریان مخالف را ارائه دادند. در این مقاله عملکرد حرارتی برج‌های خنک‌کن و همچنین نسبت انتقال حرارت همرفتی و تبخیری در راستای ارتفاع برج به طور ملموسی نشان داده شد.

کاستلو و فین در سال ۲۰۰۳ میلادی نتیجه‌های به دست آمده تجربی جامع برای کاربرد برج خنک‌کن در سیستم‌های تبخیر غیر مستقیم را ارائه دادند. پتانسیل کاربرد این روش در اروپا نیز در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته است [۲۸].

جی. اف. کلاوسنر و درویش در سال ۲۰۰۴ میلادی روش طراحی برج خنک‌کن را به طراحی برج‌های نفوذی بسط دادند که در یکی از روش‌های شیرین کردن آب به کار می‌رود [۲۹]. *خان و همکاران* در سال ۲۰۰۵ میلادی با استفاده از نرم افزار EES اثر رسوب‌گذاری در برج خنک‌کن را مورد بررسی قرار دادند [۳۰].

در سال ۲۰۰۵ میلادی *کلویپر و کروگر* [۳۱] به ارائه معادله‌های حاکم بر برج خنک‌کن با سه روش ۱- مشگل پوپ^(۱)، ۲- روش مرکل، ۳- روش کارایی NTU پرداختند و معادله پوپ را با روش رانچ کوتای مرتبه ۴ حل کرده و به مقایسه نتایج حل سه روش با یکدیگر پرداختند. در همان سال ۲۰۰۵ *کلویپر و کروگر* مقاله‌ای دیگر [۳۲] در رابطه با عدد لوئیس و تأثیر آن بر پیشگویی عملکرد یک برج خنک‌کننده پرداختند. آنها رابطه‌ای را از مرجع [۳۳] ارائه کرده‌اند که مقدار عدد لوئیس را به‌طور مستقیم براساس



شکل ۱- شمای برج با جریان مخالف مدل ساترلند.

برآزش اطلاعات آزمایشی سیمپسون و شروود [۶] تعیین شده‌اند. محاسبه خطای حجم در روش حاضر به صورت زیر انجام شده است.

$$\text{Vol Err}(\%) = \frac{V_{\text{PRES}} - V}{V_{\text{PRES}}} \quad , \quad \text{Vol Err}(\%) = \frac{V_{\text{emp}} - V}{V_{\text{emp}}} \quad (4)$$

همانطور که از جدول ۱ ملاحظه می‌شود NTU روش ساترلند خطایی معادل با ۱/۸٪ در مقایسه با روش حاضر دارد. با توجه به جدول ۲ نیز خطای روش حاضر با مقدارهای آزمایشی مرجع [۲] کمتر از ۵ در صد است.

مدل انتقال حرارت و جرم داخل برج نفوذی

قانون بقای جرم

با استفاده از قانون بقای جرم در فاز مایع، قانون بقای جرم در سمت گاز و رابطه رطوبت نسبی مخلوط بخار و هوا در حجم کنترل نمایش داده شده در شکل ۳ خواهیم داشت:

$$\frac{d\omega}{dz} = \frac{k_G a_w M_v}{M_a R} \left(\frac{P_{\text{sat}}(T_i)}{T_i} - \frac{\omega}{0.622 + \omega T_a} \right) \quad (5)$$

قانون بقای انرژی در سمت مایع

در شرایط وجود موازنه‌ی حرارتی بین بخار و مایع به صورت

$$Q_L = Q_G \longrightarrow U_L (T_L - T_i) = U_G (T_i - T_a) \quad (6)$$

سمت راست این معادله‌ها را می‌توان مطابق آنچه که نشان داده شده است به صورت تابع‌هایی از آنتالپی و رطوبت مطلق هوا و دمای آب نشان داد. این معادله‌ها توسط ساترلند با فرض عدد لوئیس ثابت و تنها در حالت طراحی حل شده‌اند [۱۴]. نویسندگان با ارایه روش حاضر و فرض متغیر بودن عدد لوئیس به حل این معادله‌ها در دو حالت طراحی و ریتینگ مبادرت ورزیده‌اند.

مدل حاضر

ساترلند در روش خود ضریب لوئیس را در راستای ارتفاع برج مقداری ثابت فرض نمود. اما با توجه به رابطه:

$$Le_f = 0.865^{2/3} \left[\frac{(\frac{\omega_{sw} + d}{\omega + d} - 1)}{\ln(\frac{\omega_{sw} + d}{\omega + d})} \right] \quad (2)$$

از مرجع [۳۳] عدد لوئیس تابعی از رطوبت مطلق و نسبت ملکولی مخلوط گاز و مایع است. روش حاضر با استفاده از معادله (۲) عدد لوئیس را در هر مقطع از برج به طور مستقل مورد محاسبه قرار داده و به حل مسئله برج می‌پردازد.

برای تعیین کمیت‌های مورد نیاز در حل معادله‌ها همچون P_{atm} ، P ، ω ، ω_{sat} ، P_{sat} ، h ، h_{sw} از رابطه‌های مرجع [۱۴] که برحسب T_{wi} ، T_{wb} ، T_{db} و ضریب‌های عددی ثابت داده شده‌اند استفاده می‌شود. محاسبه ثابت‌های ترمودینامیکی همچون ρ_a ، ρ_w ، C_{pw} ، C_{pa} ، C_v ، ρ_a ، ρ_w در هر مقطع از برج با درون‌یابی اطلاعات بازه‌ی دمایی مربوط به آب و هوا، انجام شده است. برای حل دستگاه معادله‌های (۱) از روش رانج کوتای مرتبه ۴ و همچنین به منظور محاسبه انتگرال‌های عددی از روش انتگرال‌گیری رامبرگ استفاده شده است.

ارزیابی صحت جواب‌های مدل حاضر

به منظور ارزیابی صحت جواب‌های به‌دست آمده از این مدل‌ها از اطلاعات عملکردی و NTU تجربی ارایه شده در مقالات ساترلند [۱۴] و جمال‌الرحمن خان و زبیر [۲۶] استفاده می‌شود. معادله مورد استفاده برای NTU آزمایشی در این مرجع به صورت

$$NTU_{\text{emp}} = \frac{h_d a_v V}{\dot{m}_a} = c \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{n+1} \quad (3)$$

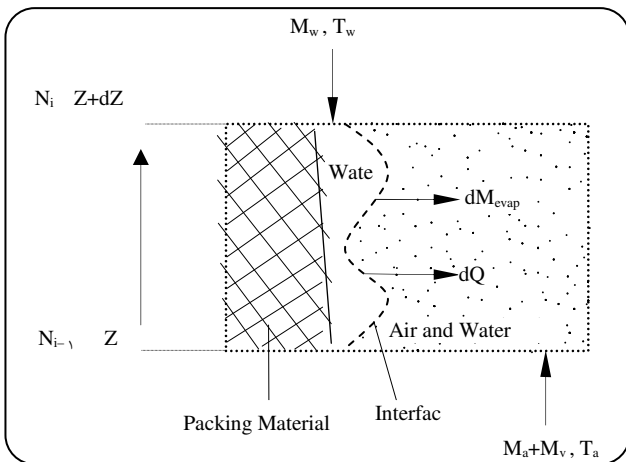
است که در آن c و n ثوابت تجربی هستند که برای هر برج خنک‌کن مشخص هستند. ضرایب c و n در معادله (۳) برای چهار نوع مختلف از برج‌های خنک‌کن با استفاده از

جدول ۱- NTU مربوط به مدل MATPRES و مقایسه آن با مدل ساترلند [۱۴] $\frac{kg}{m^3 \cdot s}$ $h_a a_v = 0.5$

$T_{wi} (^{\circ}C)$	$T_{wo} (^{\circ}C)$	$T_{dbi} (^{\circ}C)$	$T_{wbi} (^{\circ}C)$	M_w / M_a	NTU_{SUT}	NTU_{PRES}	Error
۳۷٫۷۸	۲۹٫۴۴	۳۵٫۰	۲۳٫۸۹	۱٫۰	۱٫۱۸۸	۱٫۱۶۵	۱٫۸%

جدول ۲- مقایسه مقدارهای NTU و حجم مدل MATPRES با اطلاعات آزمایشی مقاله زیر [۲۶] $\frac{kg}{m^3 \cdot s}$ $h_a a_v = 3.025$

	۱	۲	۳	۴	۵
$T_{wi} (^{\circ}C)$	۳۱٫۲۲	۲۸٫۷۲	۳۴٫۵	۳۸٫۷۸	۳۸٫۷۸
$T_{wo} (^{\circ}C)$	۲۳٫۸۸	۲۴٫۲۲	۲۶٫۲۲	۲۹٫۳۳	۲۹٫۳۳
$T_{dbi} (^{\circ}C)$	۳۷٫۰۵	۲۹٫۰۰	۳۰٫۵۰	۳۵٫۰۰	۳۵٫۰۰
$T_{wbi} (^{\circ}C)$	۲۱٫۱۱	۲۱٫۱۱	۲۱٫۱۱	۲۶٫۶۷	۲۶٫۶۷
m_a (kg/s)	۱٫۱۵۸	۱٫۱۸۷	۱٫۱۸۷	۱٫۲۶۵	۱٫۲۵۰
m_w (kg/s)	۱٫۷۵۴	۱٫۲۵۹	۱٫۲۵۹	۱٫۰۰۸	۱٫۰۰۸
NTU_{emp}	۱٫۲۹۷	۱٫۷۵۴	۱٫۷۵۴	۱٫۴۶۷	۱٫۴۶۷
$V_{emp} (m^3)$	۰٫۴۹۶	۰٫۶۸۴۷	۰٫۶۸۴۷	۰٫۶۱۴	۰٫۶۱۰
NTU_{PRES}	۱٫۲۳۱	۱٫۸۲۹	۱٫۷۱۴	۱٫۴۳۰	۱٫۴۵۸
ω	۰٫۴۷۱	۰٫۷۱۲	۰٫۶۷۲	۰٫۵۹۸	۰٫۶۰۲
Vol Err%	۵٫۱۳	-۳٫۹۸	۱٫۸۵	۲٫۵۱	۱٫۲۹



شکل ۲- حجم کنترل دیفرانسیلی برای انتقال حرارت و جرم آب و بخار در برج نفوذی

$$\frac{dT_a}{dz} = \frac{\omega}{1+\omega} \frac{d\omega}{dz} \frac{h_L(T_a)}{C_{pG}} + \frac{Ua_v(T_L - T_a)}{C_{pG}M_a(1+\omega)} \quad (9)$$

معادله‌های (۵)، (۸) و (۹) دستگاه معادله دیفرانسیل درجه اول کویلی (۱۰) را تشکیل می‌دهند که از حل آنها نسبت رطوبت مطلق،

دمای فصل مشترک از آنجا به صورت زیر خواهد بود.

$$T_i = \frac{T_L + \frac{U_G}{U_L} T_a}{1 + \frac{U_G}{U_L}} \quad (7)$$

از سوی دیگر با استفاده از قانون بقای انرژی در سمت مایع حجم کنترل شکل ۳ و استفاده از معادله زیر:

$$\frac{d}{dz} (m_w h_w) = h_w \frac{dm_w}{dz} + m_w \frac{dh_w}{dz}, \quad dh_w = C_{pw} dT_w$$

سرانجام خواهیم داشت.

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{M_a}{M_w} \frac{d\omega}{dz} \frac{(h_{fg} - h_w)}{C_{pw}} + \frac{Ua(T_w - T_a)}{C_{pw}M_w} \quad (8)$$

قانون بقای انرژی برای مخلوط هوا

با استفاده از قانون بقای انرژی برای مخلوط هوای مرطوب در حجم کنترل شکل ۳ و با استفاده از تعریف C_{pG} و ω ، سرانجام برای تغییرهای دمای هوای مرطوب در راستای ارتفاع خواهیم داشت:

جدول ۳- مقایسه مقادارهای تئوری مربوط به مدل DCT و مقادارهای تجربی مدل کلاوسنر [۲۹].

Packing- Matrix $d_p = 1/8$ cm $a_v = 267$ m ² /m ³ , $T_{wo} = 60$ (°C) $T_{ai} = 12$ (°C) $T_{wbi} = 9$ (°C), $M_w = 1/3$ (kg/m ³ s), $Z = 0.19$ (m)							
	M_a (kg/m ³ ·s)	Klausner (EXP)			MATDCT		
		T_{wout} (°C)	T_{aout} (°C)	ω_{out} (kg _w /kg _a)	T_{wout} (°C)	T_{aout} (°C)	ω_{out} (kg _w /kg _a)
۱	۰/۴۴۷	۴۰/۰	۵۰/۰	۰/۰۹۰	۴۱/۴	۵۰/۸۷	۰/۰۹۱۸
۲	۰/۶۸۸	۳۶/۶۶	۴۵/۰	۰/۰۶۵۰	۳۶/۴	۴۶/۱۹	۰/۰۶۹۲
۳	۰/۸۸۸	۳۳/۲۳	۴۴/۰	۰/۰۶۲۰	۳۳/۳	۴۴/۲۸	۰/۰۶۱۰
۴	۱/۰۸	۳۱/۶۶	۴۲/۰	۰/۰۵۷۰	۳۰/۹	۴۲/۱۰	۰/۰۵۳۳
۵	۱/۳۲	۲۹/۰	۳۹/۳	۰/۰۴۶۸	۲۸/۴	۴۰/۴۲	۰/۰۴۷۷
۶	۱/۵۵	۲۶/۶۶	۳۷/۵	۰/۰۴۴۰	۲۶/۵	۳۹/۱۳	۰/۰۴۳۷
۷	۱/۷۴	۲۶/۳۳	۳۶/۵	۰/۰۳۹۰	۲۵/۱	۳۷/۴۶	۰/۰۳۹۵

$$U_G = k_G (\rho_G C_{PG})^{1/3} \left(\frac{K_G}{D_G} \right)^{2/3} \text{ (Gas Side)} \quad (14)$$

$$U_L = k_L (\rho_L C_{PL})^{1/3} \left(\frac{K_L}{D_L} \right)^{2/3} \text{ (Liquid Side)} \quad (15)$$

ضریب انتقال حرارت کلی نیز به صورت زیر است.

$$U = (U_L^{-1} + U_G^{-1})^{-1} \quad (16)$$

حل مسئله برج خنک کن به روش برج نفوذی

برای حل دستگاه معادله (۷) و به دست آوردن توزیع دمای آب، هوا و رطوبت مطلق داخل برج از برنامه کامپیوتری MATDCT درود حالت طراحی و ریتینگ استفاده می شود. روند نمای حل مسئله برج به روش برج نفوذی در شکل ۳ آمده است.

ارزیابی صحت جوابهای مدل MATDCT

به منظور بررسی صحت مدل ارائه شده برای برج خنک کن نفوذی مقایسه ای بین دمای هوا و نسبت رطوبت خروجی اندازه گیری شده از مدل آزمایشگاهی گزارش شده توسط جی/اف. کلاوسنر [۲۹] انجام شده است. در جدول ۳ مقایسه ای بین مقادیر تجربی کلاوسنر و مقادیر تئوری مربوط به مدل DCT آمده است.

ارزیابی مدل حاضر و برج نفوذی در یک برج انباشته

روش ساترلند بر خلاف روش مرکل اثر تبخیر آب ورودی را

دمای آب و دمای مخلوط آب و هوا در برج به دست می آید. حجم برج نیز از رابطه $V=Z \times A$ به دست خواهد آمد.

$$\begin{cases} \frac{dT_w}{dz} = \frac{M_a}{M_w} \frac{d\omega}{dz} \frac{(h_{fg} - h_w)}{C_{pw}} + \frac{U a_v (T_w - T_a)}{C_{pw} M_w} \\ \frac{dT_a}{dz} = - \frac{1}{1 + \omega} \frac{d\omega}{dz} \frac{h_w (T_a)}{C_{pa}} + \frac{U a_v (T_w - T_a)}{C_{pa} M_a (1 + \omega)} \\ \frac{d\omega}{dz} = \frac{k_G a_w}{M_a} \frac{M_v}{R} \left(\frac{P_{sat}(T_i)}{T_i} - \frac{\omega}{0.622 + \omega} \frac{P}{T_a} \right) \end{cases} \quad (10)$$

از رابطه هایی که در طیف گسترده و به طور کارآمدی در زمینه انتقال جرم و حرارت همزمان مورد استفاده قرار می گیرد رابطه های *اندو* و همکاران [۳۶] به شرح زیر است که برای محاسبه ضریب انتقال جرم k_G و k_L در یک مخلوط گاز و مایع به کار می رود.

Onda's Correlation

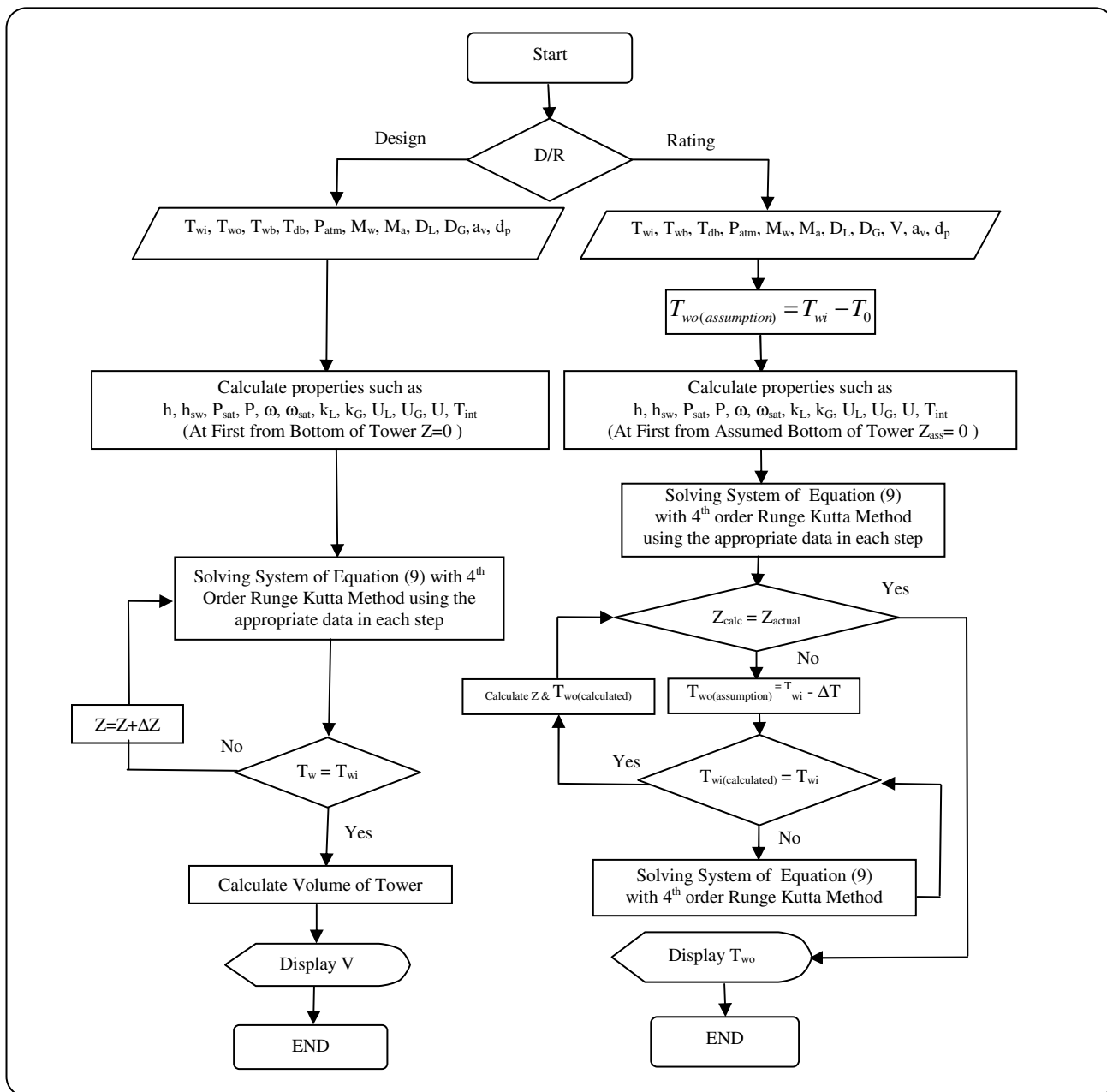
$$a_w = a \left\{ 1 - \exp \left[-1.45 \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_L} \right)^{2/3} Re_{LA}^{1/2} Fr_L^{-0.5} We_L^{1/5} \right] \right\} \quad (11)$$

$$k_L = 0.051 Re_{LW}^{1/2} Sc_G^{-0.5} (a_v d_p)^{1/3} \left(\frac{\mu_L g}{\rho_L} \right)^{1/3} \quad (12)$$

$$k_G = 0.23 Re_{GA}^{1/2} Sc_G^{1/3} (a_v d_p)^{-2} a_v D_G \quad (13)$$

$$Re_{LW} = \frac{M_w}{a_w \mu_L}, \quad Re_{GA} = \frac{M_a}{a_v \mu_G}, \quad Re_{LA} = \frac{M_a}{a_v \mu_L}$$

$$We_L = \frac{M_w^2}{\rho_L \sigma_L a}, \quad Fr_L = \frac{M_w^2 a}{\rho_L g}, \quad Sc_G = \frac{\mu_G}{\rho_w D_G}, \quad Sc_L = \frac{\mu_L}{\rho_L D_L}$$



شکل ۳ - روند نمای برنامه MATDCT جهت حل مسئله برج خنک کننده به روش برج نفوذی

محدود کننده کارهای قبلی را دربر نمی‌گیرد. این مدل تبخیر آب، وجود مقاومت حرارتی میان آب و هوا و سطوح میانی متفاوتی را برای انتقال حرارت و جرم در نظر می‌گیرد. در این مقاله ارزیابی مدل‌های فوق در یک برج انباشته با در نظر گرفتن فرض‌های زیر انجام می‌شود.
۱- دبی جرمی آب و هوا در هر مقطع افقی ثابت و توزیع جریان مایع و گاز در هر مقطع از برج یکنواخت است.

در برج در نظر می‌گیرد اما از اثر مقاومت فیلم آب صرف نظر می‌کند. در سال‌های بعد *الدوسوکی و همکاران* [۲۱] تحلیل‌های پیشرفته‌تری را برای برجهای خنک‌کن با جریان مخالف انجام دادند که در آن سطح میانی انتقال حرارت و جرم برابر فرض شده است که این امر فقط زمانی اتفاق می‌افتد که آکنه‌ها به‌طور کامل مرطوب هستند. اما به‌طور عموم برج در این حالت ایده آل قرار ندارد. مدل ارائه شده برای برج خنک‌کن نفوذی هیچکدام از فرض‌های

جدول ۴- اطلاعات عملکردی یک برج آکنده.

	T_{wi} (°C)	T_{wo} (°C)	T_{dwi} (°C)	T_{dwo} (°C)	a_v ($\frac{m^2}{m^2}$)	d_p (m)
I	۴۱٫۴۴	۲۶٫۰	۳۴٫۱۱	۲۱٫۱۱	۳۶۴	۰٫۰۱۷
II	۴۸٫۹	۲۹٫۴	۳۵٫۰	۲۵٫۰	۲۶۷	۰٫۰۱۸

$$\overline{h_d \cdot a_v} = \frac{1}{Z_{total}} \int h_d a_v(Z) dZ \quad (20)$$

$\overline{h_d \cdot a_v}$ و $\overline{h_d}$ متوسط در این رابطه‌ها با احتساب سطح انتقال حرارت و جرم نابرابر در یک برج آکنده محاسبه خواهد شد. ضریب انتقال حرارت همرفتی سمت هوا h_c در حل معادله‌های برج به روش ساترنند در عدد لوئیس منظور می‌شود که در روش حاضر با یک رابطه مستقل ارائه شده است. ضریب انتقال حرارت همرفتی یک برج آکنده نیز از معادله (۱۴) برای سمت گاز در هر مقطع از برج به دست می‌آید. در نتیجه جهت محاسبه ضریب لوئیس معادل در یک برج آکنده با استفاده از مقدار U_G (که همان کمیت h_c در روش PRES است) داریم:

$$Le_f = \frac{U_G}{h_d \cdot C_{ma}} \quad (21)$$

به منظور انجام ارزیابی مدل‌های DCT و PRES در یک برج آکنده اطلاعات عملکردی مطابق جدول ۴ را در نظر می‌گیریم. در کلیه محاسبات بعدی مساحت مقطع برج واحد در نظر گرفته شده است.

طراحی

با استفاده از اطلاعات جدول ۴ و فرض‌های در نظر گرفته شده، نتیجه‌های تحلیل‌های انجام شده توسط دو مدل DCT و PRES در جدول‌های ۵ و ۶ آورده شده است. همان‌گونه که از جدول ۵ دیده می‌شود با افزایش نسبت M_w/M_a از خطای محاسبه حجم برج با روش PRES نسبت به روش DCT کاسته می‌شود. همچنین با افزایش میزان شار جرمی جریان هوا نیز از میزان این خطاها کاسته می‌شود. در جدول ۶ مقدارهای دمای هوای خشک و تر خروجی از برج برای دو شار جرمی مختلف آمده است. همان‌گونه که از این جدول ملاحظه می‌شود خطای بیشینه به دست آمده از پیشگویی دمای هوای خشک خروجی توسط روش PRES در شار جرمی هوای $M_a = 1 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$ برای نسبت‌های مختلف M_w/M_a در حدود ۵ درصد است.

۲- تحلیل برج در شرایط پایا مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۳- تغییرهای کمیت‌ها در برج به صورت یک بعدی است.

از آنجایی که دبی جرمی گاز و هوا در دستگاه معادله‌های ارائه شده برای یک برج نفوذی برحسب واحد سطح بیان شده است عبارت‌های $M_w = \frac{m_w}{A} \equiv \frac{kg}{m^2 \cdot s}$ و $M_a = \frac{m_a}{A} \equiv \frac{kg}{m^2 \cdot s}$ در دستگاه معادله (۱) به جای شدت جریان جرمی آب و هوا جایگزین می‌شوند.

تعیین ضریب‌های انتقال جرم

دستگاه معادله‌های (۱۰) مسئله برج را برای یک برج خنک‌کننده با مواد پرکننده از نوع آکنه استاندارد حل می‌کند. با توجه به اینکه در به دست آوردن معادله‌ها در این روش، کلیه اثرهای متقابل دو سیال هوا و آب از جمله اثرهای ناشی از ضرایب انتقال حرارت سمت مایع و گاز، مقاومت فیلم مایع و ... در نظر گرفته شده است حل انجام شده در این روش را می‌توان خیلی نزدیک به حالت واقعی فرض نمود.

به منظور انجام مقایسه روش DCT با روش حاضر ضریب انتقال جرم h_d و حاصل ضرب ضریب انتقال جرم $h_d \cdot a_v$ معادل با شرایط یک برج نفوذی را به دست می‌آوریم. معادله مربوط به نرخ تغییرهای رطوبت مطلق در راستای ارتفاع برج برای یک برج نفوذی به صورت معادله (۵) است. اما نرخ تغییرهای رطوبت مطلق در روش حاضر به صورت زیر است.

$$\frac{d\omega}{dZ} = \frac{h_d a_v (\omega_{sw} - \omega)}{M_a} \quad (17)$$

حال با فرض اینکه در یک برج DCT با آکنه استاندارد، نرخ تغییرات رطوبت مطلق در راستای ارتفاع برج را داشته باشیم می‌خواهیم بدانیم مقدار h_d و $h_d \cdot a_v$ متناظر با این نرخ تغییرها که در معادله‌های روش حاضر تعریف می‌شود چه مقدار هستند؟ از برابری سمت چپ معادله‌های (۵) و (۱۷) داریم:

$$h_d(Z) = \frac{k_G a_w M_v}{a_v (\omega_{sw} - \omega)} \left(\frac{P_{sat}(T_i)}{T_i} - \frac{P}{0.622 + \omega T_a} \right) \quad (18)$$

که البته در این تحلیل مقدار h_d متغیر بوده و تابعی از ارتفاع برج خواهد بود. و سرانجام برای محاسبه مقدارهای $\overline{h_d}$ و $\overline{h_d \cdot a_v}$ از معادله‌های زیر استفاده می‌کنیم.

$$\overline{h_d} = \frac{1}{Z_{total}} \int h_d(Z) dZ \quad (19)$$

جدول ۵ - ارزیابی حجم محاسبه شده در مدل PRES نسبت به مدل DCT در یک برج انباشته (برج نفوذی).

	Mw/Ma Volume	Ma=1 kg/m ³ .s					Ma=3 kg/m ³ .s				
		۰.۵	۰.۷	۱	۱.۲	۱.۵	۰.۳۳	۰.۶۶	۱	۱.۳۳	۱.۶۶
I	VDCT (m ³)	۰.۳۷۶۵	۰.۴۲۴۱	۰.۵۷۳۷	۰.۷۵۴۵	۱.۴۸۲۵	۰.۱۹۸۳	۰.۲۷۸۴	۰.۴۳۲۳	۰.۷۸۶۵	۴.۱
	VPRES (m ³)	۰.۲۸۱۵	۰.۳۶۰۹	۰.۵۳۷۷	۰.۷۳۵۸	۱.۴۹۱۳	۰.۱۳۸۵	۰.۲۳۴۰	۰.۳۹۴۵	۰.۷۶۱۵	۴.۰۱
	ERR%	۲۵.۲۳	۱۴.۹۰	۶.۲۷	۲.۴۷	-۰.۵۹	۳.۱۵	۱۵.۹۴	۸.۷۴	۳.۱۷	۲.۲
II	VDCT (m ³)	۰.۲۳۳۳	۰.۲۸۱۸	۰.۳۸۷۷	۰.۴۹۵۲	۰.۷۹۲۷	۰.۱۲۸۰	۰.۲۰۲۰	۰.۳۱۷۷	۰.۵۳۲۱	۱.۱۱۸
	VPRES (m ³)	۰.۲۰۲۸	۰.۲۵۸۰	۰.۳۶۸۸	۰.۴۷۸۴	۰.۷۷۳۸	۰.۱۰۷۶	۰.۱۸۰۹	۰.۲۹۴۴	۰.۵۰۵۱	۱.۰۶۲
	ERR%	۱۳.۰۷	۸.۴۴	۴.۸۷	۳.۳۹	۲.۳۸	۱۵.۹۳	۱۰.۴۴	۷.۳۳	۵.۰۷	۴.۹۲

$$\text{Err}(\%) = \frac{V_{\text{DCT}} - V_{\text{PRES}}}{V_{\text{PRES}}}$$

جدول ۶ - ارزیابی دمای هوای خشک و تر خروجی مدل PRES نسبت به روش DCT در یک برج انباشته (برج نفوذی).

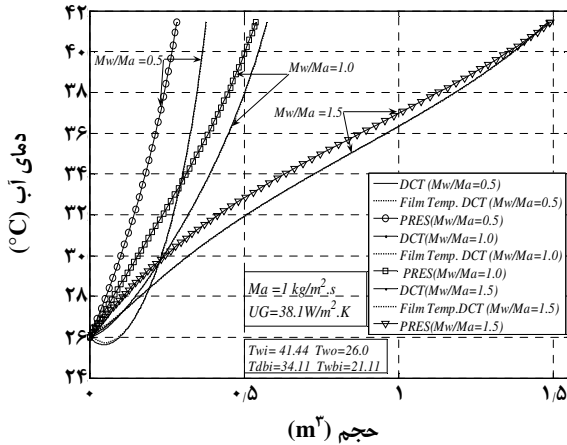
	Mw/Ma Temp.	Ma=1 kg/m ³ .s					Ma=3 kg/m ³ .s				
		۰.۵	۰.۷	۱	۱.۲	۱.۵	۰.۳۳	۰.۶۶	۱	۱.۳۳	۱.۶۶
I	Tdb _{DCTout} (°C)	۳۵.۴۹	۳۵.۷۸	۳۷.۳۵	۳۸.۴۱	۴۰.۰۵	۳۲.۲۸	۳۳.۶۵	۳۵.۵۲	۳۸.۰۲	۴۰.۸۰
	Tdb _{PRESout} (°C)	۳۳.۵۰	۳۳.۸۳	۳۵.۱۶	۳۶.۶۲	۳۹.۳۵	۳۳.۵۳	۳۳.۷۴	۳۵.۱۸	۳۷.۹۱	۴۰.۸۳
	ERR%	۵.۳۲	۵.۴۵	۵.۸۶	۴.۶۶	۱.۷۴	-۳.۸۷	-۰.۲۶	۰.۹۵	۰.۲۸	۰.۰۷
	Twb _{DCTout} (°C)	۲۹.۰۸	۳۱.۶۰	۳۴.۹۳	۳۶.۹۰	۳۹.۵۳	۲۶.۷۰	۳۱.۲۱	۳۴.۹۵	۳۸.۱۲	۴۰.۸۷
	Twb _{PRESout} (°C)	۲۹.۰۵	۳۱.۵۱	۳۴.۸۳	۳۶.۶۲	۳۹.۳۵	۲۶.۶۴	۳۱.۱۱	۳۴.۸۳	۳۸.۰۱	۴۰.۷۷
	ERR%	۰.۰۹۲	۰.۲۸	۰.۲۸	۰.۲۷	۰.۴۵	۰.۲۲۴۷	۰.۳۲	۰.۳۴	۰.۵۵	۰.۲۴
II	Tdb _{DCTout} (°C)	۳۸.۴۲	۳۹.۵۷	۴۱.۲۹	۴۲.۵۱	۴۴.۴۵	۳۵.۶۹	۳۶.۹۹	۳۹.۰	۴۱.۶۷	۴۴.۶۷
	Tdb _{PRESout} (°C)	۳۶.۳۶	۳۷.۳۸	۳۹.۴۵	۴۱.۱۳	۴۳.۹۰	۳۵.۷۷	۳۷.۲۲	۳۹.۵۳	۴۲.۵۲	۴۵.۵۵
	ERR%	۵.۳۶	۵.۵۳	۴.۴۵	۳.۲۴	۱.۲۳	-۰.۰۸	-۰.۲۳	-۰.۵۳	-۰.۸۵	-۰.۸۸
	Twb _{DCTout} (°C)	۳۳.۴۶	۳۶.۱۱	۳۹.۵۴	۴۱.۵۵	۴۴.۲۳	۳۰.۹۹	۳۵.۷۱	۳۹.۵۷	۴۲.۸۰	۴۵.۵۸
	Twb _{PRESout} (°C)	۳۳.۳۵	۳۵.۹۸	۳۹.۴۰	۴۱.۴۰	۴۴.۰۸	۳۰.۹۰	۳۵.۵۶	۳۹.۴۰	۴۲.۵۲	۴۵.۴۳
	ERR%	۰.۳۲	۰.۳۶	۰.۳۵	۰.۳۶	۰.۳۳	۰.۰۸	۰.۲۳	۰.۵۳	۰.۶۵	۰.۸۸

$$\text{Err}(\%) = \frac{T_{\text{DCT}} - T_{\text{PRES}}}{T_{\text{PRES}}}$$

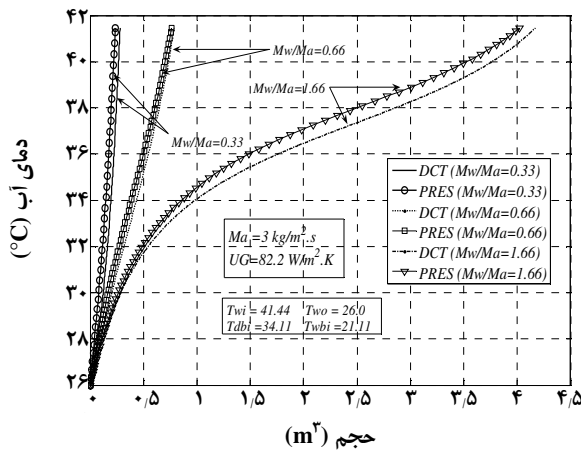
با افزایش نسبت M_w/M_a منحنی تغییرهای دمای برج در راستای ارتفاع برج در هر دو روش به یکدیگر نزدیکتر می‌شوند. به عبارت دیگر با افزایش نسبت M_w/M_a پیشگویی تغییرهای دمای برج در راستای ارتفاع برج در روش PRES به پیشگویی روش DCT نزدیکتر می‌شود. همچنین همانطور که از نمودار ۱ برای نسبت $\frac{M_w}{M_a} = 0.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}}$ ملاحظه می‌شود در پایین برج منحنی دمای فیلم آب از منحنی دمای آب واقعی جدا شده است

با افزایش مقدار شار جرمی هوا به $M_a = 3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}}$ از میزان این خطا کاسته می‌شود. همچنین روش حاضر با تقریب خیلی خوبی دمای تر هوای خروجی از برج را نسبت به دمای حباب تر مدل DCT پیشگویی می‌کند.

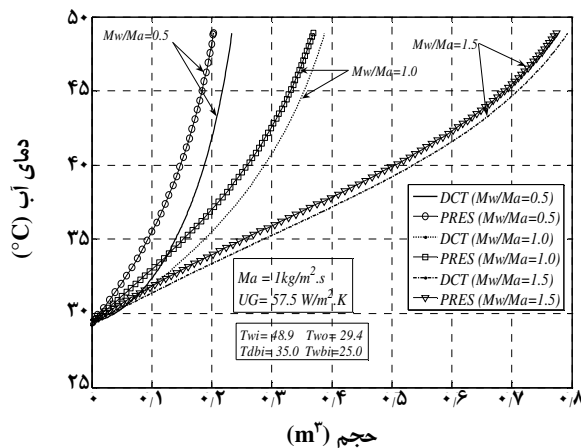
نمودارهای ۱، ۲، ۳ و ۴ تغییرهای دمایی آب و هوا داخل برج را برای دو مدل حاضر و برج نفوذی برای اطلاعات ردیف I و II جدول ۴ نشان می‌دهند. همان‌گونه که از این نمودارها دیده می‌شود



نمودار ۱- تغییرهای دمای آب در راستای ارتفاع برج برای دو مدل DCT و PRES به ازای اطلاعات ردیف I جدول ۴.



نمودار ۲- تغییرهای دمای آب در راستای ارتفاع برج برای دو مدل DCT و PRES به ازای اطلاعات ردیف I جدول ۴.



نمودار ۳- تغییرهای دمای آب در راستای ارتفاع برج برای دو مدل DCT و PRES به ازای اطلاعات ردیف II جدول ۴.

و اختلاف بین آنها قابل مشاهده می‌باشد. علت این مسئله آن است که در این حالت میزان هوای جریان یافته نسبت به میزان آب عبوری در بستر آکنده در این مقطع از برج بیشتر از حالت‌های دیگر است. در نتیجه قطره‌های آب جریان یافته در این مقطع به علت وجود سطح تماس گسترده تر بین آب و هوا، حرارت بیشتری دفع نموده و باعث ایجاد اختلاف بیشتر در دمای فیلم آب نسبت به دمای آب داخل برج می‌شود.

میزان تلفات تبخیر در برج به نیز به صورت زیر است.

$$E \cdot L = M_a \cdot A (\omega_p - \omega_1) \quad (21)$$

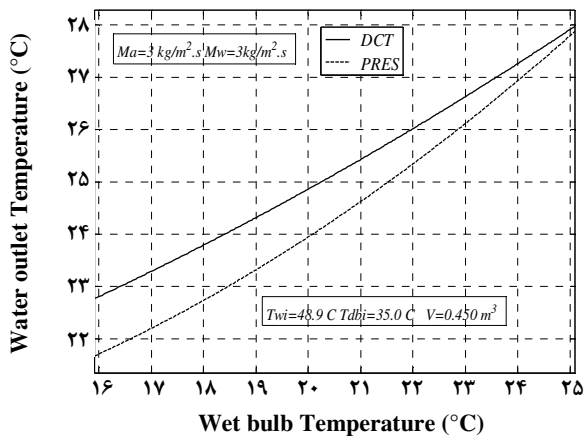
در شکل ۵ میزان تلفات تبخیر در برج مورد بررسی قرار گرفته است. همانطور که ملاحظه می‌شود منحنی هر دو مدل DCT و PRES به تقریب بر یکدیگر منطبق بوده و با تقریب خوبی میزان تلفات تبخیر در برج را پیشگویی می‌کنند. همچنین با افزایش مقدار شار جرمی هوای ورودی به برج میزان تلفات تبخیر (E.L) در برج بالا رفته و شیب آن با افزایش نسبت M_w/M_a تندتر می‌شود.

رتینگ

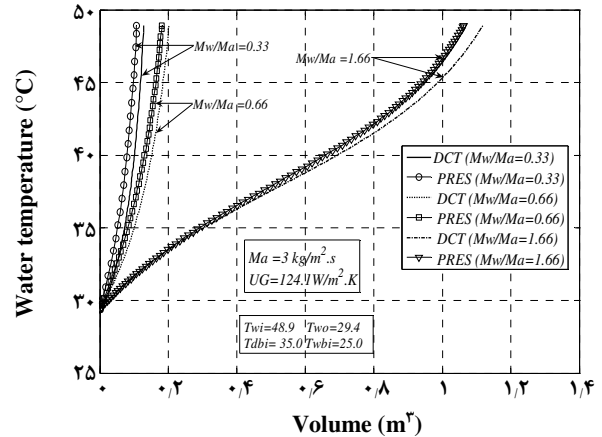
در شکل‌های ۶ و ۷ در حالت رتینگ برای اطلاعات عملکردی $M_w = 5 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$, $T_{wi} = 48/9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $V = 0/450 \text{ m}^3$ و $M_a = 5 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$ مقادیر دمای آب خروجی از برج بر حسب تغییرهای دمای خشک و تر هوای ورودی به برج ترسیم شده است. همان‌گونه که در شکل ۶ ملاحظه می‌شود اختلاف مابین دمای خروجی پیشگویی شده بین دو روش در دمای حباب تر ۲۵ درجه سانتیگراد از حدود $0/3 \text{ } ^\circ\text{C}$ شروع و با کاهش دمای حباب تر تا مقدار ۱۶ درجه سانتیگراد به حدود $1 \text{ } ^\circ\text{C}$ افزایش می‌یابد با توجه به شکل ۷ می‌توان در یافت افزایش دمای خشک هوا بر دمای آب خروجی محاسبه شده از مدل DCT تأثیر بسیار کمی دارد اما در مدل PRES کاهش اندکی را در دمای آب خروجی از برج داریم که خطای مربوط به آن کمتر از ۲ درصد است.

نتیجه‌گیری

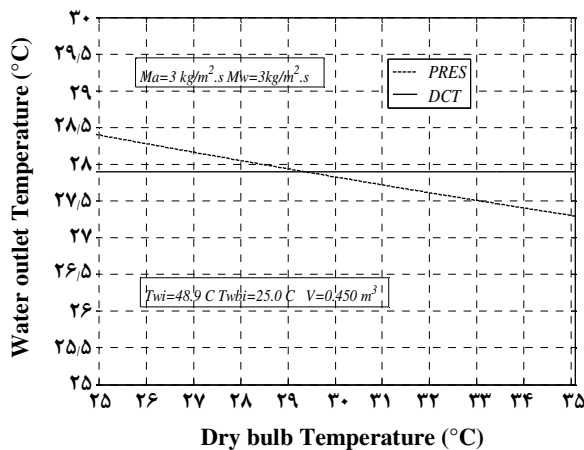
هدف اصلی از ارایه این مقاله، ارزیابی نتیجه‌های به‌دست آمده از دو مدل مستقل حل برج خنک کننده در یک برج مشترک از نوع انباشته بود. در نتیجه در بخش‌های دوم تا هفتم مقاله



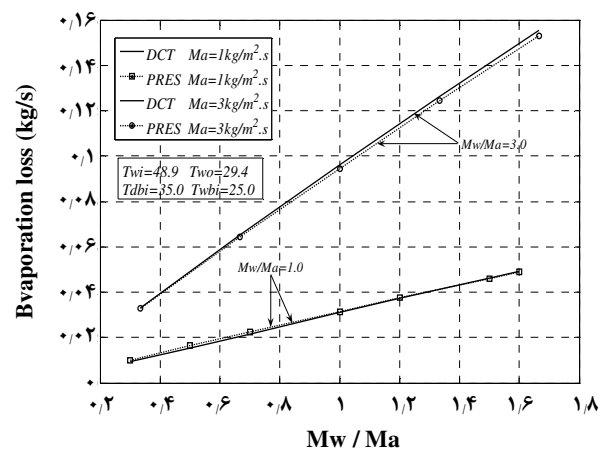
نمودار ۶ - مقادیر دمای آب خروجی از برج برای دو مدل DCT و PRES بر حسب تغییرهای دمای حباب تر هوای ورودی حالت ریتینگ.



نمودار ۷ - تغییرهای دمای آب در راستای ارتفاع برج برای دو مدل DCT و PRES به ازای اطلاعات ردیف II جدول ۴.



نمودار ۷ - مقادیر دمای آب خروجی از برج برای دو مدل DCT و PRES بر حسب تغییرهای دمای حباب خشک هوای ورودی حالت ریتینگ.



نمودار ۸ - میزان تلفات تبخیر در برج بر حسب نسبت شار جرمی آب به هوا به ازای اطلاعات ردیف II جدول ۴.

تطابق خوبی بین پیشگویی انجام شده در روش PRES نسبت به روش DCT به ویژه در نسبت‌های شار جرمی آب به هوای بیشتر از واحد وجود داشت. از آنجایی که در اساس مدل PRES یک روش حل برج خنک‌کن بدون در نظر گرفتن اثر مقاومت فیلم مایع می‌باشد، خطاهای موجود بین مقادیرهای محاسبه شده از روش PRES نسبت به روش DCT را می‌توان ناشی از نادیده گرفته شدن اثر مقاومت فیلم در روش PRES دانست. از این رو همان گونه که قبلاً در شکل ۱ برای نسبت M_w/M_a کمتر از واحد ملاحظه شد اختلاف منحنی دمای آب واقعی و منحنی دمای فیلم آب در پایین برج قابل مشاهده می‌باشد. همان گونه که قبلاً نیز ذکر شد در نسبت‌های شار جرمی آب به هوای پایین قطرهای آب جریان یافته در این مقاطع از برج به علت وجود سطح تماس وسیع‌تر بین آب و هوا،

پس از معرفی این دو مدل و مقایسه جواب‌های نظری به دست آمده با نتیجه‌های تجربی مربوط به هریک از این دو روش، صحت نتیجه‌های به دست آمده از آنها مورد تأیید قرار گرفت.

در بخش هشتم به منظور ارزیابی دو روش DCT و PRES در یک برج خنک‌کن از نوع انباشته با ارائه تعریف انتقال جرم متوسط و ضریب انتقال حرارت همرفتی میانگین امکان ارزیابی این دو روش در یک برج نفوذی فراهم شد. در ادامه بر اساس اطلاعات عملکردی یک برج آکنده (جدول ۴) نتیجه‌های به دست آمده از دوروش DCT و PRES مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت و نتیجه‌های گوناگونی در این رابطه به دست آمد. با وجود اینکه نتیجه‌های به دست آمده از روش PRES در کلیه حالت‌ها منطبق بر نتیجه‌های به دست آمده از روش DCT نبود اما در بیشتر شرایط

$\overline{h_{d,a_v}}$	ضریب انتقال جرم در حجم مخصوص متوسط، $\text{kg}_{\text{water}}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$
h_{fg}	گرمای نهان تبخیر آب، kJ/kg
$h_{fw}(h_w)$	آنتالپی آب در دمای T_w ، kJ/kg
h_{go}	آنتالپی بخار آب در دمای صفر درجه سانتیگراد، kJ/kg
h_{gw}	آنتالپی بخار آب در دمای T_w ، kJ/kg
h_{sw}	آنتالپی هوای مرطوب اشباع در دمای T_w ، $\text{kg}/\text{kg}_{\text{dry air}}$
K	ضریب هدایت حرارتی، W/m.K
k	ضریب انتقال جرم، m/s
$L = m_w/A$	شار جرمی آب
Le	عدد بی بعد لوئیس
m_a	شدت جریان جرمی هوا، kJ/kg
m_w	شدت جریان جرمی آب، kJ/kg
p	فشار واقعی بخار آب، N/m^2
p_{sat}	فشار اشباع بخار آب در دمای T ، N/m^2
p_{tot}	فشار کل مخلوط بخار و آب، N/m^2
R	ثابت جهانی گازها، kJ/kmol.K
Re	عدد بی بعد رینولدز
Sc	عدد بی بعد اشمیت
T_a	دمای حباب خشک هوا، $^{\circ}\text{C}$
T_{wb}	دمای حباب تر هوا، $^{\circ}\text{C}$
T_w	دمای آب، $^{\circ}\text{C}$
U	ضریب انتقال حرارت، $\text{W/m}^2 \cdot \text{m}$
V	حجم برج خنک کن، m^3
We	عدد بی بعد وبر
Z	ارتفاع برج نفوذی، m
ε	کارایی برج خنک کن
ρ	چگالی، kg/m^3
μ	ویسکوزیته دینامیک، $\text{kg}/\text{m.s}$
σ_c	کشش سطحی بحرانی آکنه، N/m
σ_L	کشش سطحی مایع، N/m
ω	رطوبت مطلق هوای مرطوب، $\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{air}}$
ω_{sw}	رطوبت مطلق هوای مرطوب اشباع در دمای T_w ، $\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{air}}$
DCT	Diffusion Cooling Tower
PRES	PRESENT

حرارت بیشتری دفع نموده و باعث ایجاد اختلاف بیشتر در دمای فیلم آب نسبت به دمای آب داخل برج می‌شود. از سوی دیگر با افزایش مقدارهای شار جرمی آب به هوا در برج نفوذی مقدارهای خالصی نتیجه‌های به دست آمده از محاسبه حجم و دما بین دو روش کاهش می‌یابند. به عبارت دیگر اثر مقاومت فیلم در مقدارهای شار جرمی آب به هوای بالاتر کمتر خواهد بود. در این نسبت‌ها تطابق خوبی بین پیشگویی‌های انجام شده توسط دو مدل DCT و PRES وجود خواهد داشت. همچنین مقدارهای تلفات تبخیر پیشگویی شده از دو تحلیل فوق بر حسب تغییرهای نسبت M_w/M_a به تقریب یکسان هستند. در حالت ریتینگ نیز با کاهش دمای حباب تر هوای خروجی مدل PRES دمای آب خروجی پایین‌تری را در برج نسبت به مدل DCT پیشگویی می‌کند. افزایش دمای حباب خشک نیز تاثیر چندانی بر دمای خروجی محاسبه شده توسط مدل DCT ندارد اما در مدل PRES باعث کاهش اندکی در دمای آب خروجی از برج خواهد شد. در پایان می‌توان گفت که اگرچه مدل PRES روش کاملاً دقیقی برای پیشگویی عملکرد یک برج خنک کننده انباشته نمی‌باشد اما به عنوان یک روش جانبی ساده تر امکان پیشگویی تقریبی خوبی را در بسیاری از حالت‌ها در یک برج خنک کننده انباشته فراهم می‌آورد.

فهرست نمادها

a_v	سطح واحد حجم موادپرکننده، m^2/m^3
a_w	سطح تر شده واحد حجم آکنه، m^2/m^3
C_v	حرارت مخصوص بخار آب، kJ/kg K
C_{pw}	حرارت مخصوص آب، kJ/kg K
C_m	حرارت مخصوص مخلوط آب و هوا، kJ/kg K
D	ضریب نفوذ ملوکولی، m^2/s
d	نسبت ملوکولی مایع به گاز
d_p	قطر هم ارز اجزای آکنه‌ها، m^2/m^3
$E.L$	تلفات تبخیر، kg/s
Fr	عدد بی بعد فرود
g	شتاب جاذبه، m/s^2
$G = m_a/A$	شار جرمی هوا
h	آنتالپی هوای مرطوب، kJ/kg K
h_c	ضریب انتقال حرارت همرفتی، $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
h_d	ضریب انتقال جرم، $\text{kg}_{\text{water}}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$
$\overline{h_d}$	ضریب انتقال جرم متوسط، $\text{kg}_{\text{water}}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$

			اندیس‌ها
L	مربوط به مایع (آب)		
sw	مربوط به آب اشباع	۱	حالت ورودی (پایین برج هوا، بالای برج آب)
evap	مربوط به بخار آب	۲	حالت خروجی (بالای برج هوا، پایین برج آب)
		int	فصل مشترک
		G	مربوط به گاز (هوا)

تاریخ دریافت: ۱۳۸۶، ۵، ۱۴ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۸۹، ۲، ۶

مراجع

- [1] Walker Wo H., Lewis W.K., MeAdams W.H., Gilliland E.R., "Principles of Chemical Engineering", 3rd ed, McGraw-Hill, New York (1923).
- [2] Merkel F., "VerdunstungskfJhlung", VDI Forschungsarbeiten, No. 275 Berlin (1925).
- [3] Nottage H.B., Merkel's Cooling Diagram as a Performance Correlation for Air -Water Evaporative cooling systems, *ASHVE Transactions*, **47**, p.429 (1941).
- [4] Liehtenstein J., Performance and Selection of Mechanical-Draft Cooling Towers, *ASME Transactions*, **65**, pp. 779-787 (1943).
- [5] Michley H.S., Design of Force Draft Air Conditioning Equipment, *Chemical Engineering Progress*, **45**, p. 739 (1949).
- [6] Simpson WM, Sherwood T.K., Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers, *Refrigerating Eng*, **52** (6), p. 535 (1946).
- [7] Baker D.R., Shryock H.A., A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, *Trans ASME, J Heat Transfer*, **83** (3), p. 339 (1961).
- [8] Berman L.D., "Evaporative Cooling of Circulating Water", ch.2, Pergamon, Oxford (1961).
- [9] Hsu H.L., Davis, G.de Vahl, Sapsford C.M., An Investigation of the Tie Line Method of Cooling Tower Analysis, *ASHRAE Transactions*, **72**, pt.II, p. 3.1 (1966).
- [10] Threlkeld J.L., "Thermal Environmental Engineering", ch.11, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, (1970).
- [11] Yadigaroglu G., Pastor, E.J, An Investigation of the Accuracy of the Merkel Equation for Evaporative Cooling Tower Calculations, *ASME Thermo physics and Heat Transfer Conference*, Boston, (1974).
- [12] Whillier A., A Fresh Look at the Calculation of Performance of Cooling Towers, *ASHRAE Transactions*, **82**, pt. I, p. 269 (1976).
- [13] Caytan, Y., "Validation of the Two-Dimensional Numerical Model 'STAR' Developed for Cooling Tower Design Proc", 3rd Cooling (1982).
- [14] Suthedand J.W., Analysis of Mechanical Draught Counter Flow Air/Water Cooling Towers, *Trans ASME, J Heat Transfer*, p. 126(1983).
- [15] Fujita T., Tezuka S., "Calculations on Thermal Performance of Mechanical Draft Cooling Towers", *ASHRAE Trans*, **92**, pp. 179-183 (1986).

- [16] Webb R.L., "A Critical Evaluation of Cooling Tower Design Methodology in Heat Transfer Equipment Design (Ed. R. K. Shah et al)", Hemisphere Publishing Washington, pp. 547-558 (1988).
- [17] Jaber H., Webb R.L., Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method, *Trans ASME, J Heat Transfer*, **111**, p. 837 (1989).
- [18] Kranc S.C., Performance of Counter-Flow Cooling Towers with Structural Packing and Mal-Distributed Water Flow Numerical Heat Transfer, *An International Journal of computation and Methodology Part A*: pp.115-127 (1993).
- [19] Mohiuddin A. K. M., Kant K., Knowledge Base for the Systematic Design of Wet Cooling Towers. Part I: Selection and Tower Characteristics, *Int J. Refrig.*, **19** (1), p. 43 (1996).
- [20] Mohiuddin A. K. M., Kant K., Knowledge Base for the Systematic Design of Wet Cooling Towers. Part II: Fill and other design parameters, *IntJ. Re/kig.*, **19** (1), p. 52 (1996).
- [21] El-Dessouky H. T. A., Al-Haddad A., Al-Juwayhel F., *J. Heat Transfer*, **119**, p. 617 (1997).
- [22] Goshayshi H.R. et al., Cooling Tower, An Energy Conservation Resource, *Applied Thermal Engineering*, **19**, p. 1223 (1999).
- [23] Halasz B., Application of General Non-Dimensional Mathematical Model to Cooling Towers, *International Journal of Thermal Science*, **38**, p. 75 (1999).
- [24] Stefanovic V., et al., Experimental Study on Heat and Mass Transfer in Cooling Towers, *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, **1** (7), p. 849 (2000).
- [25] Stefanovic V. et al., 3D Model in Simulation of Heat and Mass Transfer Processing in Wet Cooling Towers, *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, **1** (8), p. 1065 (2001).
- [26] Jameel-ur-Khan, Syed. M Zubair, An Improved Design and Rating Analyses of Counter Flow Wet Cooling Towers, *ASME J Heat Trans*; **123**, p. 770 (2001).
- [27] Jameel-Ur-Rehman Khan, Yaqub M., Zubair Syed M., Performance Characteristics of Counter Flow Wet Cooling Towers, *Energy Conversion and Management*, **44**, p. 2073 (2003).
- [28] Costelloea B., Finn D., Experimental Energy Performance of Open Cooling Towers Used Under Low and Variable Approach Conditions for Indirect Evaporative Cooling in Buildings, *Building Serv. Eng. Res. Technol.*, **24** (3), p. 163 (2003).
- [29] Klausner J.F., Darwish M.Y., Mei R., Innovative Diffusion Driven Desalination Process, *Journal of Energy Resources Technology*, p. 68 (2004).
- [30] Bilal A. Qureshi, Syed M. Zubair, A Complete Model of Wet Cooling Towers with Fouling in Fills, *Applied Thermal Engineering*, **26**, p. 1982 (2005).
- [31] Johannes C. Kloppers, Detlev G Kroger, A Critical Investigation Into the Heat and Mass Transfer Analysis of Counter Flow Wet-Cooling Towers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**, p. 765 (2005).

- [32] Johannes C. Kloppers, Detlev G Kroger, The Lewis Factor and Its Influence on the Performance Prediction of Wet-Cooling Tower, *International Journal of Thermal Sciences*, **44**, p. 879 (2005).
- [33] Poppe M., H., "Rogner Berechnung von Ruckkuhlwerken", VDI-armeatlas, Mi 1-Mi 15. ,(1991).
- [34] Bilal A. Qureshi, Syed M. Zubair, Second-Law-Based Performance Evaluation of Cooling Towers and Evaporative Heat Exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, **46**, p. 198 (2006).
- [35] Li Yi, Klausner J.F., Mei R., Performance Characteristics of the Diffusion Driven Desalination Process, *Desalination*, **196**, p. 69(2006).
- [36] Onda K., Takeshi H., Okomuto Y., Mass Transfer Coefficients between Gas and Liquid Phases in Packed Columns, *J.Chem. Eng. Japan*, p. 56 (1968).