

شبیه‌سازی عددی برج خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف و تاثیر تلفات آب بر مشخصه‌های عملکردی آن

مهدی محمودی^۱ و محمود ابراهیمی^۲

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه علم و صنعت ایران

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۹/۲۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۱۲/۷)

چکیده

برج خنک‌کن مرطوب از کارآمدترین ابزارها در فرآیندهای مرتبط با دفع حرارت در نیروگاه‌های حرارتی و هسته‌ای و تجهیزات صنعتی به حساب می‌آید. مدل‌های ریاضی معتبر برای هر سه ناحیه از برج با جریان مخالف به منظور شبیه‌سازی عددی دقیق‌تر نسبت به دیگران و بررسی عملکرد حرارتی آن ارایه شده است. با در نظر گرفتن مدل کامل برای یک برج خنک‌کن تبخیری جریان مخالف شامل ناحیه‌های اسپری، هسته خنک‌کننده و باران، میزان تلفات آب کاهش می‌یابد. برای نسبت دبی‌های جرمی آب به هوای بزرگتر از یک، تبخیر مکانیزم کنترل‌کننده انتقال حرارت است. با کاهش درصد تلفات آب به دلیل تبخیر، میزان آب جبرانی لازم در برج خنک‌کن تبخیری نیز کاهش می‌یابد. منحنی دمای خشک هوا بدون تلفات آب، کاهش بیشتری را نشان می‌دهد که ناشی از انتقال حرارت جابه‌جایی بیشتر برای رسیدن به دمای آب است. نرخ تلفات آب با افزایش نرخ جریان جرمی آب ورودی کاهش می‌یابد و از آنجا که با افزایش نرخ جرمی جریان آب ورودی، دمای آب خروجی از برج خنک‌کن افزایش می‌یابد، این کاهش در نرخ تبخیر آب قابل پیش‌بینی است.

واژه‌های کلیدی: برج خنک‌کن تبخیری، شبیه‌سازی عددی، اثر تلفات آب، نسبت دبی جرمی، آب جبرانی

Numerical Simulation of Counter-Flow Wet Cooling Tower and Water Losses Effect on Characteristic Performance

M. Mahmoodi and M. Ebrahimi

Department of Mechanical Engineering

Iran University of Science & Technology

(Received: 18/December/2012; Accepted: 26/February/2014)

ABSTRACT

The most efficient equipment in which heat rejection processes may be realized is cooling towers. The mathematical models of cooling towers are developed and validated against the available experimental data. These devices basically consist of three zones; namely, spray zone, fill packing and rain zone. The spray and rain zones are often neglected even in large cooling towers, while a significant portion of the total heat that is rejected may occur in these zones. Therefore, in this paper the heat and mass transfer contribution of the spray and rain zones in cooling towers is discussed as well. Numerical results fall within the range of experimental measurements and shows a higher accuracy compared with the results of previous researchers. The rate of water evaporation under a wide range of operating conditions is also presented. For Mass flow rates bigger than one, evaporation controls heat transfer process. Increase of inlet water flow rate decreases evaporated water rate.

KeyWords: Wet Cooling Tower, Numerical Simulation, Evaporated Water Effect, Mass Flow Ratio, Make-up Water

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد: mehdy Mahmoody@gmail.com

۲- استادیار (نویسنده پاسخگو): ebrahimi@iust.ac.ir

فهرست علائم

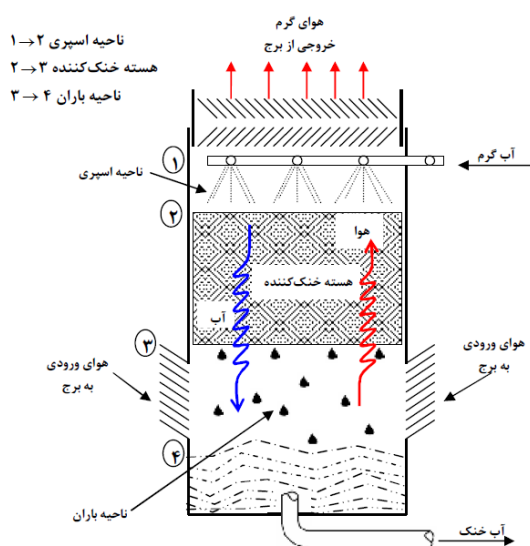
A_v	مساحت جانبی در واحد حجم	$m^2 m^{-3}$
C_D	ضریب پسا بدون بعد	
c_w	گرمای ویژه آب	$J kg_w^{-1} °C^{-1}$
d	قطر	mm
g	شتاب گرانشی	$m s^{-2}$
h	آنتالپی	$J kg^{-1}$
h_c	ضریب انتقال حرارت جابجایی	$J m^{-2} °C^{-1} s^{-1}$
h_d	ضریب انتقال جرم	$kg_w m^{-2} s^{-1}$
h_v^0	آنتالپی بخار آب اشباع در $0° C$	$kJ kg_v^{-1}$
H	ارتفاع	m
Le_f	فاکتور لوییس بدون بعد	
Le	عدد لوییس بدون بعد	
m	جرم	kg
\dot{m}	دبی جرمی جریان	$kg s^{-1}$
N_v	تعداد قطره‌ها در واحد حجم	m^{-3}
R	شعاع قطره	mm
T	دما	$°C$
V	حجم برج	m^3
v	سرعت	$m s^{-1}$
z	جهت محوری	m
علائم یونانی		
ω	نسبت رطوبت	$kg_w kg_a^{-1}$
ρ	جرم مخصوص	$kg m^{-3}$
ϕ	رطوبت نسبی	بدون بعد
زیرنویس		
a	مربوط به هوا	o خروجی
$conv$	انتقال حرارت جابه‌جایی	s حالت اشباع هوا
d	قطره	t کلی
$evap$	مربوط به تبخیر	w مربوط به آب
fg	تغییر فاز آب	wb مربوط به دمای تر
i	ورودی	i ورودی

۱- مقدمه

یک برج خنک‌کن به‌طور کلی از سه ناحیه، اسپری، هسته و باران تشکیل می‌شود (شکل ۱). در اغلب تحلیل‌ها از نواحی

اسپری و باران حتی در برج‌های خنک‌کن مرطوب بزرگ نیز که ممکن است، قسمت عمده انتقال حرارت کلی در این نواحی رخ دهد، چشم‌پوشی می‌شود [۱، ۳و۲]. در این مقاله سعی شده است تا اثر این نواحی در پدیده‌های انتقال جرم و حرارت در برج‌های خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد. در این مقاله مدل‌های ریاضی معتبر برای هر سه ناحیه از برج با جریان مخالف به‌منظور شبیه‌سازی عددی و بررسی عملکرد حرارتی آن ارائه شده است. مدل‌های یک‌بعدی، معادلات مربوط به انتقال جرم و حرارت، خواص ترمودینامیکی مخلوط هوا و بخار آب، خواص آب و بخار آب، کارایی، راندمان حرارتی برای بررسی مشخصه‌های عملکردی برج به‌کار برده شده است.

به‌منظور بررسی اثر فشار محیط، فاکتور لوییس، شرایط هوای ورودی و نسبت دبی جرمی آب به هوا بر مشخصه‌های عملکردی برج مثل کارایی در انجام محاسبه‌های مربوط به نرخ گذاری و حجم برج به‌جهت طراحی، مطالعه‌های پارامتری صورت پذیرفته است.



شکل (۱): برج خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف.

از خصیصه‌های ویژه برج‌های جریان طبیعی، ارتفاع زیاد است. هرچه ارتفاع بدنه مخروطی برج بیشتر باشد، نیروی شناوری القایی برای تولید جریان هوا بیشتر خواهد بود. به دلیل قیمت زیاد، این نوع برج‌ها تنها برای ظرفیت‌های خنک‌کنندگی بالا به‌کار می‌روند. در برج‌های جریان مکانیکی یا اجباری، ایجاد جریان هوا از طریق یک یا چند فن صورت می‌پذیرد و کاربرد بیشتری نسبت به برج‌های جریان طبیعی

انحنای منحنی آنتالپی هوای اشباع را ارایه نمود. جابر و وب^۸ نیز تئوری طراحی مبدل حرارتی را تحلیل کردند که می‌توان آنها را با فرض‌هایی به‌طور تقریبی برای برج‌های خنک‌کن به‌کار برد [۱۱]. برون^۹ مدل‌های کارایی را برای کویل‌های سرمایشی و برج‌های خنک‌کن به‌کار برد [۱۲]. کامارگو و اینوما^{۱۰}، معادلات حاکم بر سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم و توسعه ریاضی معادلات مرتبط به پدیده انتقال حرارت را ارایه کردند [۱۳]. دای و سوماتی^{۱۱} تحقیقاتی در زمینه کولر تبخیری مستقیم با جریان مخالف انجام دادند [۱۴]. هالدر و لوی^{۱۲} تاثیر شکل غیرکروی قطره‌های آب را بر روی جریان، انتقال جرم و حرارت در یک برج خنک‌کن تبخیری طبیعی را بررسی کردند [۴].

فیزنکو^{۱۳} و همکاران، مدلی ریاضی به‌منظور توصیف سرمایش تبخیری قطره‌های آب ارایه دادند [۱۵]. او اعتقاد داشت که یک اندازه‌گیری آزمایشی می‌تواند برای تخمین قطر موثر قطره‌ها انجام شده و مدلی یکسان به‌منظور ارزیابی هر دو ناحیه اسپری و باران استفاده گردد [۱۶]. با وجود اینکه محققانی همچون جانسون، لوی کریستی و کال مشخصه‌های پدیده‌های انتقال را به‌صورت آزمایشگاهی و تصحیح شده برای انواع مختلف هسته قطره‌ای ارایه کردند ولی آنها نیز ابعاد و اثر نواحی اسپری و باران را در نظر نگرفتند [۹]. زبیر و قریشی^{۱۴}، مدلی کامل از برج خنک‌کن تبخیری با در نظر گرفتن فرسایش در هسته برج ارایه کردند [۱۷]. کیهانی و همکاران به ایجاد ورتکس در پایین برج به‌دلیل تفاوت سرعت جریان‌های ورودی از سمت رو به باد و پشت به باد، کاهش دبی ورودی هوا در قسمت‌های کناری و پشتی برج و ایجاد پدیده درپوشی به‌علت تفاوت اندازه حرکت جریان خروجی از برج و جریان باد است که افت عملکرد برج خنک‌کن را به‌همراه دارد [۲]. بادهای عرضی جریان هوا و میزان مقاومت در مقابل هوای ورودی به برج‌های خنک‌کن را تحت تاثیر قرار داده و سبب افزایش دما در محدوده‌هایی از برج می‌گردد که افت عملکرد آن را به همراه دارد به‌همین دلیل مدد دنیا و همکاران به شبیه‌سازی اثر

دارند. این نوع از برج‌ها می‌توانند کوچک یا بزرگ باشند و نیز با تغییر سرعت دورانی یا زاویه پره‌های فن‌ها می‌توان کنترل به‌مراتب بهتری بر عملکرد برج داشت و به سه دسته برج‌های جریان مخالف مکشی، برج‌های جریان متقاطع مکشی، برج‌های جریان مخالف رانشی تقسیم می‌شوند.

مجموعه گسترده‌ای از منحنی‌های طراحی برج خنک‌کن بر اساس تئوری مرکل^۱، توسط اشری^۲ فراهم شده است [۴]. سادرلند^۳ تحلیل پیچیده‌تری را برای برج خنک‌کن بدون استفاده از فرض‌های مرکل انجام داد [۵] و فهمید که برج‌های جریان مخالف در صورتی که در روش مرکل، ضرایب انتقال جرم واقعی به‌کار برده شود، می‌توانند بین ۵٪ تا ۱۵٪ کوچکتر شوند. نهاروندی و همکاران، نشان دادند که چشم‌پوشی از تلفات تبخیر، خطایی را در نتایج مرکل ایجاد می‌کند که محافظه کارانه نبوده و ممکن است با توجه به شرایط طراحی تا ۱۲٪ برسد [۶]. برمن^۴ ذکر کرد که اثر تبخیر آب به نسبت کم بوده و با شرایط کاری تغییر می‌کند و مقداری که برای تعداد واحدهای انتقال NTU به‌دست می‌آید، ۱/۳۴٪ کمتر است [۷].

ترلکسد^۵ نیز مطالعه‌هایی پیرامون اثر در نظر گرفتن یا صرف نظر کردن از مقدار تبخیر آب انجام داد. او بیان کرد که هیچ یک از تحلیل‌های موجود در حالت کلی برای محاسبه خطای مرکل راضی‌کننده نیستند [۸]. او یک رفتار تئوری واحد را برای تحلیل حرارتی برج‌های خنک‌کن، کولرهای سیال تبخیری و کندانسورهای تبخیری ارایه و روش‌های محاسباتی خاصی را برای اندازه‌گیری و نرخ‌گذاری هر نوع مبدل حرارتی بررسی کرد. قریشی^۶ سه الگوریتم رایانه‌ای را برای بررسی سه مبدل حرارتی سرمایش تبخیری ارایه کرد [۹].

سیمپسون و شرود^۷ داده‌های آزمایشگاهی شش نوع ماده متفاوت برای هسته در برج‌های خنک‌کن با جریان مخالف را منتشر کردند [۱۰]. این اطلاعات برای طراحی و تحلیل محاسبه‌های برج به‌کار رفته‌اند. برمن چگونگی کاربرد روش آنتالپی لگاریتمی میانگین LEMD را برای طراحی برج خنک‌کن توضیح داد [۷] و فاکتور تصحیح برای محاسبه

8 - Jaber & Webb

9 - Braun

10 - Camargo & Ebinuma

11 - Dai & Sumathy

12 - Hawlader & Lui

13 - Fisenko

14 - Qureshi & Zubair

1 - Merkel

2 - ASHRAE

3 - Sutherland

4 - Berman

5 - Threlkeld

6 - Qureshi

7 - Simpson & Sherwood

$$\frac{dh_w}{d\omega} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w - \dot{m}_a(\omega_o - \omega)} \left[Le_f \frac{h_s - h_a}{\omega_s - \omega} + h_{fg} - Le_f h_v^0 - h_w \right] \quad (3)$$

که $Le_f = h_c / h_D c_{p,a}$ می باشد. برای تعیین توزیع دمای آب:

$$dT_w = \frac{1}{c_w} \frac{\dot{m}_a (dh_a - h_w d\omega)}{\dot{m}_w - \dot{m}_a(\omega_o - \omega)} \quad (4)$$

نواحی اسپری و باران:

برای حل نواحی اسپری و باران باید دستگاه پنج گانه معادلات دیفرانسیلی ناشی از موازنه جرم و حرارت برای جریان هوا و قطره های آب را حل کنیم.

$$\frac{dR(z)}{dz} = h_d(z) \frac{\omega(z) - \omega_s(T_d(z))}{\rho_w v_d(z)} \quad (5)$$

$$\frac{dv_d(z)}{dz} = \frac{g}{v_d(z)} - C_D \frac{\pi \rho_a d^2(z)}{8 m_d v_d(z)} (v_d(z) - v_a)^2 \quad (6)$$

$$\frac{dT_d(z)}{dz} = \frac{h_c(z)(T_d(z) - T_a(z)) + h_d(z) h_{fg}(\omega_s - \omega)}{-\rho_w c_w d(z) v_d(z)/6} \quad (7)$$

$$\frac{dT_a(z)}{dz} = \frac{\pi d^2(z) N_V h_c(z)}{\rho_a c_{p,a}} \frac{T_a(z) - T_d(z)}{v_d(z) - v_a} \quad (8)$$

$$\frac{d\omega(z)}{dz} = \frac{\pi d^2(z) N_V h_d(z)}{\rho_a} \frac{\omega_s(T_d(z)) - \omega(z)}{v_a - v_d(z)} \quad (9)$$

برای حل معادله های بالا، نیاز به پنج شرط مرزی داریم که عبارتند از: مقدار اولیه شعاع، دما و سرعت قطره ها در شروع سقوط آنها که در واقع نقطه های ۱ و ۳ در شکل ۱ بوده و تعیین کننده شرط های مرزی ورودی می باشند. دما و نسبت رطوبت هوا در انتهای ناحیه های اسپری و باران از برج خنک کن که در واقع نقطه های ۲ و ۴ در شکل ۱ بوده و تعیین کننده شرط های مرزی خروجی می باشند. برای نقطه های ۱ و ۳ در $z=0$ داریم:

$$R|_{z=0} = R_i, \quad T_d|_{z=0} = T_{di}, \quad v_{dz}|_{z=0} = v_{dzi} \quad (10)$$

برای نقطه های ۲ و ۴ در $z=H$ داریم:

$$T_a|_{z=H} = T_{ao}, \quad \omega|_{z=H} = \omega_o \quad (11)$$

دستگاه معادله ها به کمک شرایط مرزی بالا قابل حل می باشند. لوییس در سال ۱۹۲۳ تلاش کرد به طور تحلیلی ثابت کند که برای سیستم های شامل مایع و گاز فاکتور لوییس برابر یک است. در تحقیق های بعدی خود بیان نمود، رابطه $Le_f = 1$ به طور تقریبی برای مخلوط های هوا و آب و نه برای تمامی سیستم های حاوی گاز و مایع، برقرار است [۱۸]، اگر چه گفته لوییس چندان هم صحیح به نظر نمی رسید.

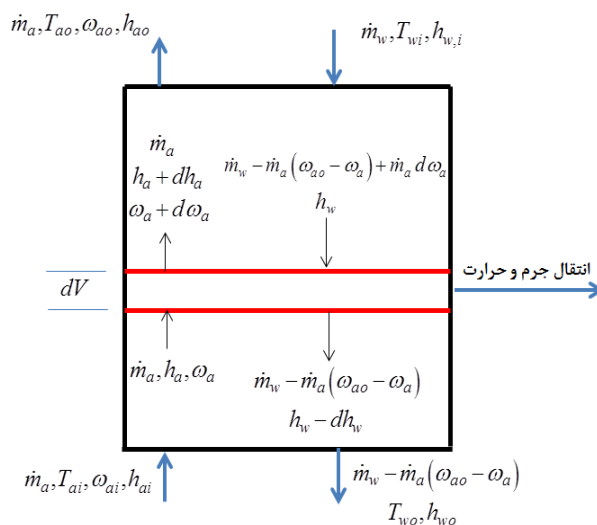
آرایش دیوارهای بادشکن بر عملکرد حرارتی برج خنک کن پرداختند [۳].

هدف اصلی این مقاله، علاوه بر ارائه مدل ریاضی دقیق تر، ارائه برنامه ای برای حل عددی (کدنویسی) و منطبق بر نتایج آزمایشگاهی معتبر، به منظور بررسی جامعی از اثر تلفات آب به دلیل تبخیر آن بر انتقال جرم و حرارت در برج های خنک کن مرطوب با جریان مخالف است.

۲- معادله های حاکم بر برج خنک کن

فرض های به کاررفته برای تولید معادله های مدل سازی برج به طور خلاصه در زیر آورده شده است. قابل ذکر است که در این مقاله، فاکتور لوییس متغیر در نظر گرفته می شود.

- انتقال جرم و حرارت فقط در راستای عمود بر جریان ها می باشد.
- انتقال جرم و حرارت از طریق دیواره های برج به محیط پیرامون ناچیز در نظر گرفته می شود.
- انتقال حرارت از فن های برج به هوا و جریان آب ناچیز در نظر گرفته می شود.
- توزیع دمای آب در هر سطح مقطع یکنواخت است.
- برج دارای سطح مقطع ثابت است.



شکل (۲): حجم کنترل برای موازنه جرم و انرژی برج خنک کن مرطوب.

ناحیه هسته:

موازنه جرم بخار آب ورودی به هوا در حالت پایا:

$$\dot{m}_a d\omega = h_D A_V dV (\omega_s - \omega) \quad (1)$$

موازنه انرژی جریان هوای مرطوب:

$$\dot{m}_a dh_a = h_D A_V h_{fg} dV (\omega_s - \omega) + h_C A_V dV (T_w - T_a) \quad (2)$$

موازنه انرژی جریان آب:

برج خنک‌کن، آنتالپی و نسبت رطوبت به‌دست‌آمده برای هوای ورودی را با مقادیر واقعی آن مقایسه می‌کنیم. در صورت وجود اختلاف، مقادیر جدید آنتالپی و نسبت رطوبت هوای خروجی از برج خنک‌کن با استفاده از اختلاف مقادیر محاسبه‌شده و مقادیر واقعی، تصحیح می‌شود و برنامه دوباره با مقادیر جدید فرض شده تکرار می‌گردد، که این تکرار برنامه تا رسیدن به همگرایی (خطای مجاز) ادامه می‌یابد. نتیجه‌های به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی مدل کامل برای برج خنک‌کن در پیش‌بینی دمای تر هوای خروجی در مقایسه با مقادیر واقعی به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی مدل هسته بهبود یافته‌اند و دارای خطای کمتری می‌باشند. خطای میانگین ناشی از محاسبه‌های عددی حدود ۱/۵٪ است و دمای خشک هوای خروجی با بیشینه خطای ۴/۳٪ با نتیجه‌های آزمایشگاهی آرایه‌شده تطابق دارد (جدول ۱). برای آرایه اعتبارسنجی دقیق و کامل نیاز است تا حجم پیش‌بینی‌شده برای برج خنک‌کن را با مقدار معلوم حقیقی آن در آزمایش مقایسه نماییم. این مقایسه، نخست برای مدل هسته خنک‌کننده و سپس برای مدل ناحیه‌های اسپری و هسته خنک‌کننده و در نهایت برای مدل کامل که هر سه ناحیه را دربر می‌گیرد، صورت می‌پذیرد. خطای محاسبه حجم برای هر سه مرحله به ترتیب ۱/۷٪، ۱/۲٪ و ۰/۵٪ به‌دست آمده است که نشان می‌دهد خطای پیش‌بینی حجم برج با اضافه‌شدن هر ناحیه به حل عددی برج خنک‌کن کاهش می‌یابد.

۴- اعتبارسنجی برنامه

برنامه شبیه‌سازی مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن تشریح شد. به‌منظور تحلیل و بررسی نرخ انتقال جرم و حرارت از داده‌های آزمایشگاهی $T_{wb_i} = 21.11^\circ\text{C}$ ، $T_{ai} = 29^\circ\text{C}$ ، $T_{wi} = 28.72^\circ\text{C}$ و $T_{wo} = 24.22^\circ\text{C}$ ، $\dot{m}_a = 1.187 \text{ kg/s}$ که توسط سیمپسون و شرود آرایه شده است، استفاده می‌کنیم. در شکل ۳، دمای آب و دمای تر و خشک هوا برحسب حجم برج خنک‌کن برای نسبت دبی جرمی $\dot{m}_w/\dot{m}_a = 1$ رسم شده است. دمای آب در طی سقوط در حال کاهش است که با توجه به از دست دادن گرما به دو روش انتقال حرارت جابه‌جایی و گرمای نهان ناشی از تبخیر توسط قطره‌های آب، این موضوع مورد انتظار بود. دمای خشک مربوط به هوای ورودی از پایین برج خنک‌کن، ابتدا کاهش و قبل از ترک کردن برج از قسمت بالا، افزایش می‌یابد.

کلور و کروگر^۱ نشان داد که انتقال جرم برخلاف تصور رایج رایج محققان متناسب با پتانسیل رطوبت $\omega_s - \omega$ نمی‌باشد [۱۹]. عبارت Le_f در روش بوسجاکوویچ به‌صورت زیر توصیف می‌گردد:

$$Le_f = Le^{2/3} \left(\frac{\omega_s + W}{\omega + W} - 1 \right) / \ln \left(\frac{\omega_s + W}{\omega + W} \right) \quad (12)$$

که در آن، W برابر با ۰/۶۲۲ است و مقدار ثابت ۰/۸۶۵ برای عدد لوییس Le در نظر گرفته می‌شود.

۳- روش حل عددی

برای حل عددی معادله‌های حاکم بر ناحیه هسته خنک‌کننده، دستگاهی با سه معادله دیفرانسیل معمولی (۱)، (۲) و (۳) تشکیل می‌دهیم که با یکی از روش‌های عددی با در نظر گرفتن المان‌های حجمی قابل حل می‌باشد. روش اولر اصلاح‌شده^۲، در این مقاله انتخاب شده است. روش حل این‌طور است که در ابتدا با در نظر گرفتن یک جز حجمی بسیار کوچک، با استفاده از معادله (۱) نسبت رطوبت در آن المان به‌دست می‌آید. با داشتن تغییرات نسبت رطوبت می‌توان تغییرات آنتالپی هوا و آنتالپی آب در همان المان را به ترتیب از طریق معادله‌های (۲) و (۳) به‌دست آورد. با تکرار این روند برای هر المان، شرایط خروجی برای جریان آب و هوا به‌دست می‌آید. در هر تکرار، از معادله‌های بالا در سرتاسر برج، از نقطه ورودی هوا تا خروجی آن به‌صورت عددی انتگرال‌گیری می‌کنیم.

برای شبیه‌سازی ناحیه‌های اسپری و باران دستگاه معادله‌هایی شامل معادله‌های (۵) تا (۹) به‌کار می‌رود. برای حل عددی معادله‌های حاکم بر این دو ناحیه از روش اولر اصلاح‌شده، استفاده شده است. برای ایجاد مدل کامل با استفاده از ترکیب برنامه‌های ناحیه‌های اسپری، هسته و باران روش متفاوتی به‌کار می‌رود، که در آن ابتدا ناحیه اسپری با حدس مقادیر آنتالپی و نسبت رطوبت هوای خروجی از برج و دمای آب ورودی حل شده و مقادیر به‌دست‌آمده در انتهای آن به‌عنوان شرایط ورودی برای ناحیه هسته خنک‌کننده به‌کار می‌رود و پس از آن مقادیر خروجی از هسته خنک‌کننده به‌عنوان شرایط ورودی برای ناحیه باران تا رسیدن به دمای آب خروجی به‌کار می‌رود. در انتهای ناحیه باران یعنی محل ورود هوای محیط پیرامون به فضای داخلی

1 - Klopffer & Kroger
2 - Modified Euler Method

جدول (۱): مقایسه نتایج عددی و داده‌های آزمایشگاهی برای دمای تر و خشک هوا.

\dot{m}_a $kg\ s^{-1}$	\dot{m}_{wi} $kg\ s^{-1}$	دمای آب °C		دمای هوا °C					
		ورودی	خروجی	ورودی آزمایشگاهی		خروجی آزمایشگاهی		خروجی عددی	
				دمای خشک	دمای تر	دمای تر	دمای خشک	دمای تر	دمای خشک
۱/۱۵۸	۱/۲۵۹	۴۰/۵	۳۲/۵۶	۳۳/۶۷	۲۹/۴۴	۳۶	۳۶/۱۱	۳۵/۶۱	۳۵/۶۴
۱/۱۶۰	۰/۸۸۱	۳۵	۲۸/۶۷	۳۴/۶۱	۲۶/۶۷	۳۰/۸۳	۳۱/۳۳	۳۰/۷۷	۳۰/۸۱
۱/۱۷۴	۰/۸۸۲	۳۹/۶۷	۲۶/۲۲	۳۴	۲۱/۱۱	۳۰/۷۸	۳۱/۲۲	۳۱/۰۷	۳۲/۵۶
۱/۱۸۷	۱/۲۵۹	۲۸/۷۲	۲۴/۲۲	۲۹	۲۱/۱۱	۲۶/۱۷	۲۶/۶۷	۲۶/۵۳	۲۷/۲۲
۱/۲۵۰	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۳۲/۸۹	۳۳/۲۷	۳۲/۳۱	۳۲/۸۹
۱/۲۶۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۳۲/۸۹	۳۳/۲۷	۳۳	۳۳/۸۸

در یک برج خنک‌کن، قطره آبی که از بالا تا پایین برج خنک‌کن حرکت می‌کند را بررسی می‌کنیم، درحالی‌که هوا برای خنک کردن آب به صورت اجباری از پایین برج در یک آرایش جریان مخالف وارد برج می‌گردد. نرخ‌های انتقال حرارت در برج خنک‌کن تبخیری جریان مخالف ناشی از جابه‌جایی و تبخیر به ترتیب به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

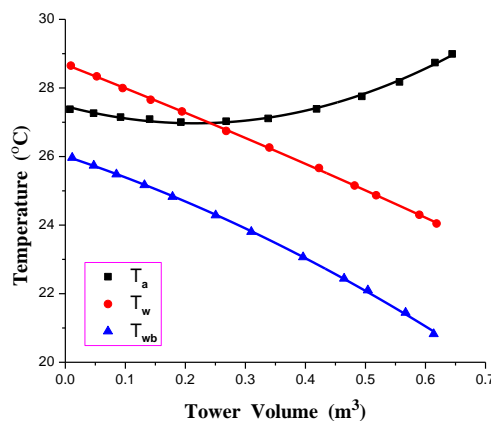
$$\dot{Q}_{conv} = \int h_c A_V (T_w - T_a) dV \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \int h_d A_V (\omega_s - \omega) h_{fg} dV \quad (14)$$

نرخ‌های انتقال حرارت تبخیری \dot{Q}_{evap} ، انتقال حرارت جابه‌جایی \dot{Q}_{conv} و انتقال حرارت کلی \dot{Q}_t (مجموع نرخ‌های انتقال حرارت تبخیری و جابه‌جایی) به عنوان تابعی از حجم برج از بالا تا پایین برج محاسبه می‌شوند که در شکل ۴ نرخ‌های انتقال حرارت تبخیری، جابه‌جایی و کل برای نسبت دبی جرمی $\dot{m}_w / \dot{m}_a = 1$ نمایش داده شده است. از بالا به پایین برج، انتقال حرارت جابه‌جایی مطلوب، کاهش ولی انتقال حرارت تبخیری افزایش می‌یابد و به دلیل غالب بودن مقدار نرخ انتقال حرارت تبخیری به نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی، میزان نرخ انتقال حرارت کلی روندی صعودی با شیب کم را نشان می‌دهد. نرخ‌های انتقال حرارت در قسمت‌های بالایی بیشتر بوده و با سقوط آب از بالا به پایین برج برای نسبت دبی‌های جرمی $\dot{m}_w / \dot{m}_a < 1$ کاهش می‌یابند.

نرخ انتقال حرارت کلی برای $\dot{m}_w / \dot{m}_a \geq 1$ از بالا به پایین برج افزایش می‌یابد و با مکانیزم انتقال حرارت تبخیری کنترل می‌شود. در ناحیه‌ای که انتقال حرارت از هوا به آب (جابه‌جایی منفی) صورت می‌پذیرد، نرخ انتقال حرارت تبخیری زیاد است.

در واقع حجم برج از بالا به حدود $0.25\ m^3$ می‌رسد که در آن، دمای آب بیشتر از دمای خشک هوا است و انتقال حرارت از آب به هوا (جابه‌جایی مثبت) را در پی دارد ولی در قسمت بزرگتر برج، دمای آب کمتر از دمای خشک هوا است و منجر به انتقال حرارت از هوا به آب (جابه‌جایی منفی) می‌گردد. نقطه تلاقی منحنی‌های دمای خشک هوا و دمای آب، نشان‌دهنده عدم اختلاف بین این دو دما می‌باشد که فاقد انتقال حرارت جابه‌جایی بین آب و هوا است.



شکل (۳): تغییرات دمای تر و خشک هوا و دمای آب با حجم

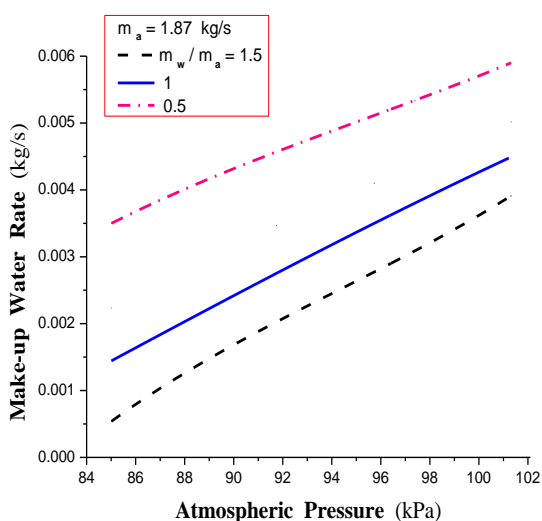
$$\dot{m}_w / \dot{m}_a = 1$$

دمای تر هوا از بالا به پایین به طور پیوسته طبق انتظار ما در حال کاهش است. نرخ انتقال حرارت ناشی از تبخیر در برج خنک‌کن بسیار بیشتر از نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی است. برای بررسی در مورد نحوه دخالت انتقال حرارت ناشی از تبخیر

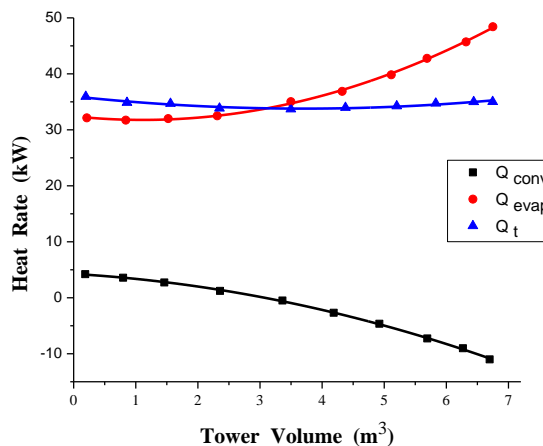
جدول (۲): حجم برج خنک‌کن محاسبه شده برای $\dot{m}_w / \dot{m}_a = 1$

حجم به دست آمده [۲۰] m^3	دبی جرمی آب $kg_w s^{-1}$	حجم برج با در نظر گرفتن دبی جرمی آب جبرانی m^3	حجم برج بدون در نظر گرفتن دبی جرمی آب جبرانی m^3	جز دیفرانسیلی حجم m^3
۰/۷	۰/۰۱۰۴۶	۰/۷	۰/۷	۰/۱
	۰/۰۰۹۹۶	۰/۶۷	۰/۶۷	۰/۰۱
	۰/۰۰۹۹۴	۰/۶۶۴	۰/۶۷	۰/۰۰۱
	۰/۰۰۹۹۵	۰/۶۶۳	۰/۶۷	۰/۰۰۰۱

را برآورد می‌کنند و این درحالی است که حجم محاسبه شده با کوچکتر شدن المان جز حجمی کاهش یافته و به عدد مشخصی میل می‌کند. با در نظر گرفتن اثر دبی جرمی آب جبرانی در شبیه‌سازی، حجم کمتری (حدود ۱٪) نسبت به حالتی که از دبی جرمی آب جبرانی چشم‌پوشی شود، پیش‌بینی می‌گردد. واضح است که این کاهش حجم برای برج‌های بزرگتر مقدار بیشتری بوده و صرفه‌جویی در هزینه ساخت برج‌های خنک‌کن را به دنبال دارد. با توجه به مقدارهای ارایه شده در جدول ۳ شبیه‌سازی انجام شده، دبی جرمی آب جبرانی را حدود ۱/۸۳٪ دبی جرمی آب ورودی برآورد می‌کند، بنابراین بهتر است تا در تحلیل‌های دقیق بر روی مشخصه‌های عملکردی برج، اثر آب تبخیر شده در نظر گرفته شود. در جدول ۴ دبی جرمی آب جبرانی را برای شرایط مختلف ورودی درحالی که مدل برج خنک‌کن تبخیری به صورت، ترکیبی از مدل ناحیه‌های هسته و اسپری در نظر گرفته شده، به نمایش در آمده است.



شکل (۵): تغییرات دبی جرمی آب جبرانی با فشار جوی.



شکل (۴): تغییرات نرخ‌های انتقال حرارت با حجم برج

$$\dot{m}_w / \dot{m}_a = 1$$

۵- دبی جرمی آب جبرانی

با افزایش دبی جرمی آب و یا کاهش فشار جوی، دبی جرمی آب جبرانی کاهش می‌یابد زیرا با کاهش دمای تر و افزایش پتانسیل تبخیر هوا، با مقدار تبخیر کمتری آب باقی‌مانده خنک می‌گردد. کاهش دبی جرمی آب جبرانی با کم شدن فشار جوی در نسبت دبی‌های جرمی بیشتر، مقدار بزرگ‌تری است (شکل ۵). با توجه به جدول ۲ با در نظر گرفتن دبی جرمی آب جبرانی، حجم موردنیاز برج کاهش می‌یابد. جرم آب به دلیل تبخیر در طول برج خنک‌کن کاهش می‌یابد و به منظور خنک شدن باقی‌مانده آب، انتقال حرارت کمتری احتیاج است که سبب می‌گردد تا حجم لازم برای رسیدن به دمای خروجی موردنظر کاهش یابد.

با مقایسه حجم به دست آمده از شبیه‌سازی حاضر و نتیجه‌های متناظر به دست آمده از پژوهش‌های خان و همکاران [۲۰] با در نظر گرفتن دبی جرمی آب جبرانی در می‌یابیم که دو مدل با اجزای دیفرانسیلی ۰/۱ از حجم، مقدار حجم یکسانی

جدول (۳): دبی جرمی آب جبرانی برای شرایط ورودی مختلف برای ناحیه هسته خنک کننده.

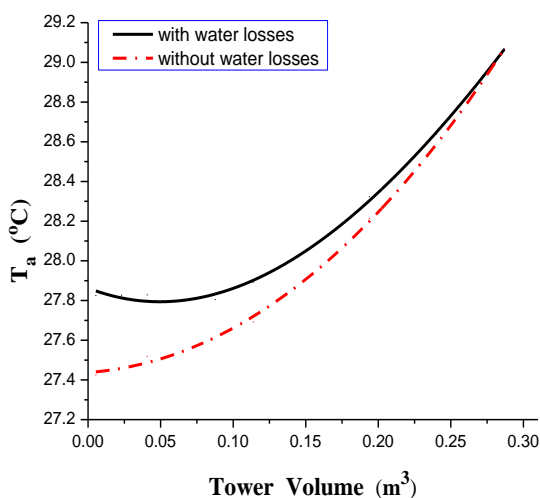
\dot{m}_a $kg_a s^{-1}$	\dot{m}_{wi} $kg_w s^{-1}$	دمای آب °C		دمای هوای ورودی °C		دبی جرمی آب جبرانی $kg_w s^{-1}$
		ورودی	خروجی	دمای خشک	دمای تر	
۱/۱۵۸	۱/۲۵۹	۴۰/۵	۳۲/۵۶	۳۳/۶۷	۲۹/۴۴	۰/۰۱۸۹
۱/۱۶	۰/۸۸۱	۳۵	۲۸/۶۷	۳۴/۶۱	۲۶/۶۷	۰/۰۱۸۲
۱/۱۷۴	۰/۸۸۲	۳۹/۶۷	۲۶/۲۲	۳۴	۲۱/۱۱	۰/۰۱۹۱
۱/۱۸۷	۱/۲۵۹	۲۸/۷۲	۲۴/۲۲	۲۹	۲۱/۱۱	۰/۰۱۷۷
۱/۲۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۰/۰۱۹۲
۱/۲۶۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۰/۰۱۹۷

جدول (۴): نرخ تلفات آب برای شرایط ورودی مختلف برای ناحیه اسپری و هسته خنک کننده.

\dot{m}_a $kg s^{-1}$	$\dot{m}_{w,in}$ $kg s^{-1}$	دمای آب °C		دمای هوای ورودی °C		دبی جرمی آب جبرانی $kg s^{-1}$
		ورودی	خروجی	دمای خشک	دمای تر	
۱/۱۵۸	۱/۲۵۹	۴۰/۵	۳۲/۵۶	۳۳/۶۷	۲۹/۴۴	۰/۰۱۸۴
۱/۱۶	۰/۸۸۱	۳۵	۲۸/۶۷	۳۴/۶۱	۲۶/۶۷	۰/۰۱۷۵
۱/۱۷۴	۰/۸۸۲	۳۹/۶۷	۲۶/۲۲	۳۴	۲۱/۱۱	۰/۰۱۸۵
۱/۱۸۷	۱/۲۵۹	۲۸/۷۲	۲۴/۲۲	۲۹	۲۱/۱۱	۰/۰۱۷۲
۱/۲۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۰/۰۱۸۲
۱/۲۶۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۰/۰۱۹۳

۶-۱- دمای خشک هوا

شکل‌های ۸-۶ نزدیکی مقدار دمای خشک هوای خروجی از برج را برای حالتی که در آن تلفات آب در نظر گرفته شده و حالتی که از این تلفات چشم‌پوشی شده است، در نسبت دبی‌های جرمی مختلف نمایش می‌دهند.



شکل (۶): تغییرات دمای خشک هوا با حجم برج خنک کن

$$\dot{m}_w / \dot{m}_a = 0/۵$$

دبی جرمی آب جبرانی نسبت به حالت قبلی که تنها هسته خنک کننده برج مدل گردید، درصد کمتری از کل دبی جرمی آب یعنی حدود ۱/۷۵٪ را دربر می‌گیرند. در ناحیه اسپری، نرخ انتقال جرم و حرارت به علت سرعت زیاد قطره‌های آب (زمان کمتر حضور آنها در این ناحیه) و کم بودن سطح تماس آب با هوا، کمتر از ناحیه هسته بوده که سبب می‌گردد تا دبی جرمی آب جبرانی نیز کاهش می‌یابد. سرانجام با افزودن ناحیه باران به شبیه‌سازی مدل برج خنک کن تبخیری، دبی جرمی آب جبرانی به ۱/۶٪ از دبی جرمی آب ورودی می‌رسد (جدول ۵). با کاهش درصد آب تبخیر شده، میزان آب جبرانی لازم در برج خنک کن تبخیری نیز کاهش می‌یابد. با توجه به کاهش منابع آب و ارزشمندتر شدن آن در گذر زمان، پیش‌بینی دقیق مقدار آب جبرانی به طراحی بهینه برج خنک کن تبخیری کمک خواهد نمود.

۶- اثر تلفات آب

در ادامه اثر در نظر گرفتن دبی جرمی آب تبخیر شده بر دمای خشک هوا، دبی جرمی جریان آب ورودی و پتانسیل‌های محرک انتقال حرارت را بررسی می‌کنیم.

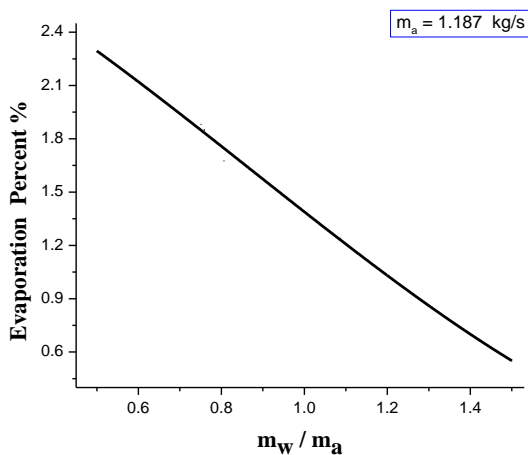
جدول (۵): نرخ تلفات آب برای شرایط ورودی مختلف برای ناحیه اسپری و هسته خنک کننده و باران.

\dot{m}_a $kg\ s^{-1}$	$\dot{m}_{w,in}$ $kg\ s^{-1}$	دمای آب °C		دمای هوای ورودی °C		دبی جرمی آب جبرانی $kg\ s^{-1}$
		ورودی	خروجی	دمای خشک	دمای تر	
۱/۱۵۸	۱/۲۵۹	۴۰/۵	۳۲/۵۶	۳۳/۶۷	۲۹/۴۴	۰/۰۱۵۶
۱/۱۶	۰/۸۸۱	۳۵	۲۸/۶۷	۳۴/۶۱	۲۶/۶۷	۰/۰۱۶۳
۱/۱۷۴	۰/۸۸۲	۳۹/۶۷	۲۶/۲۲	۳۴	۲۱/۱۱	۰/۰۱۶۶
۱/۱۸۷	۱/۲۵۹	۲۸/۷۲	۲۴/۲۲	۲۹	۲۱/۱۱	۰/۰۱۶۱
۱/۲۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۰/۰۱۶۹
۱/۲۶۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۰/۰۱۷۲

را در دمای خشک هوا نشان می‌دهد که ناشی از انتقال حرارت جابجایی بیشتر برای رسیدن به دمای آب موردنظر است.

۶-۲- دبی جرمی جریان آب ورودی

تغییرات نرخ تلفات آب با نسبت دبی‌های جرمی آب به هوا به صورت تابعی یکنواخت و نزولی می‌باشد (شکل ۹). با افزایش دبی جرمی آب، دمای آب خروجی از برج خنک‌کن افزایش می‌یابد که سبب کاهش نرخ تبخیر آب خواهد شد. این منحنی برای دبی جرمی ثابت هوا به میزان $1/187\ kg\ s^{-1}$ رسم شده است که درصد تبخیر، نسبت دبی جرمی آب تبخیر شده به دبی جرمی آب ورودی به برج خنک‌کن را بیان می‌کند.



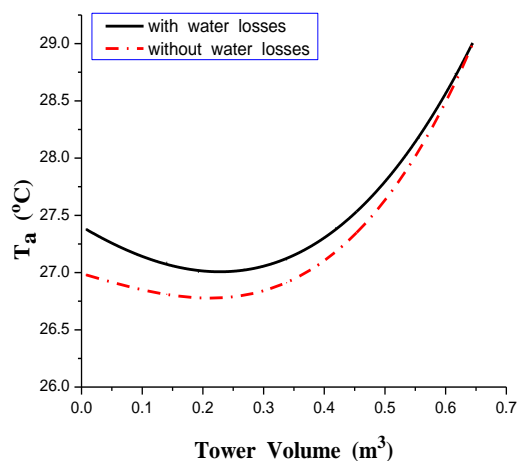
شکل (۹): تغییرات نرخ تلفات آب با نسبت دبی‌های جرمی مختلف.

۶-۳- پتانسیل‌های محرک انتقال حرارت

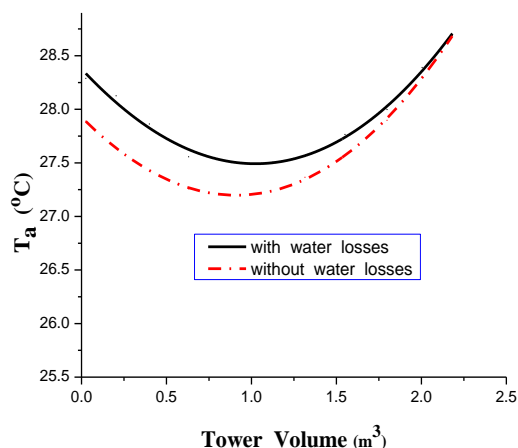
پتانسیل‌های محرک انتقال حرارت جابه‌جایی و تبخیری به صورت زیر تعریف می‌شوند [۲۰]:

$$T_w - T_a = \text{پتانسیل انتقال حرارت جابجایی} \quad (15)$$

$$\omega_s - \omega = \text{پتانسیل انتقال حرارت تبخیری}$$



شکل (۷): تغییرات دمای خشک هوا با حجم برج خنک‌کن برای $\dot{m}_w / \dot{m}_a = 1$



شکل (۸): تغییرات دمای خشک هوا با حجم برج خنک‌کن برای $\dot{m}_w / \dot{m}_a = 1/5$

در هر شکل، دو منحنی تغییرات دمای خشک هوا را از ورودی به سمت بالای برج نمایش داده شده است. منحنی که در رسم آن از تلفات آب صرف‌نظر شده است، کاهش بیشتری

آب، نسبت رطوبت هوای اشباع ($\phi = 100\%$) از بالا به پایین برج روندی نزولی دارد درحالی که نسبت رطوبت هوای مرطوب ($\phi < 100\%$) به دلیل جذب بخار آب، از پایین به بالای برج روندی صعودی دارد.

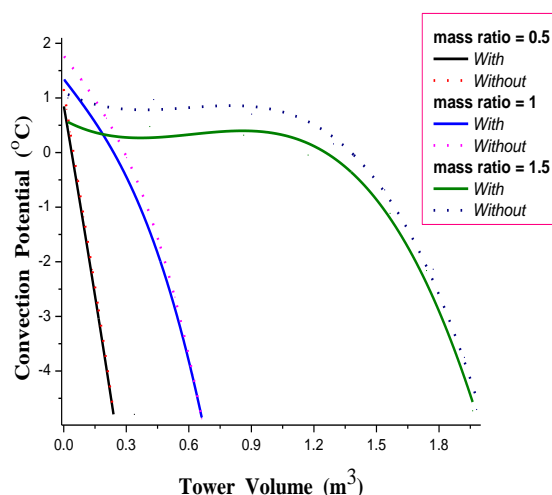
پتانسیل‌های انتقال حرارت با در نظر گرفتن تلفات آب نسبت به حالتی که از تلفات آب صرف نظر می‌گردد، کاهش می‌یابد که دلیل آن کاهش جرم آب در طول برج و نیاز به تبخیر کمتر برای خنک شدن باقی مانده آب است.

سادرند [۵] اعتقاد داشت که با افزایش ۸۵۰ متری در ارتفاع، کاهش به مقدار تقریبی ۱۰ kPa در فشار جوی ایجاد می‌گردد. اثر تغییرات ارتفاع در فشار اتمسفر، مشخصه‌های عملکردی برج خنک کن را تحت تاثیر قرار می‌دهد، زیرا به طور مستقیم روی دمای تر هوا اثر می‌گذارد. خان^۱ و همکاران نشان دادند که تغییرات در دمای تر هوای مرطوب تاثیر چشم‌گیری بر عملکرد حرارتی برج می‌گذارد [۲۱]. آنها اعلام کردند که با کاهش ۱۷ kPa در فشار جوی، دمای تر هوای مرطوب 1°C کاهش می‌یابد. دمای خشک هوا نیز همچون رطوبت نسبی هوا با افزایش ارتفاع، کاهش می‌یابد.

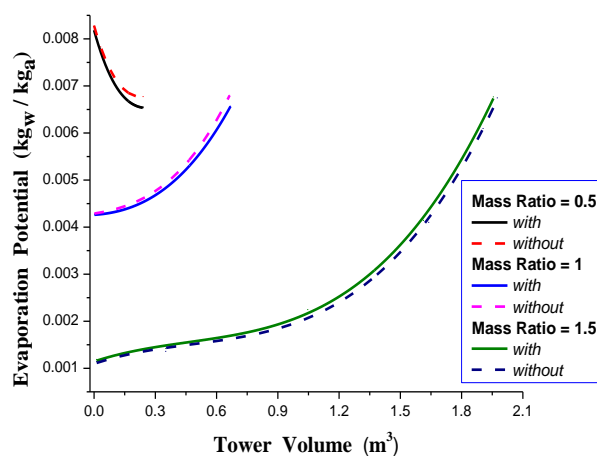
۷- نتیجه‌گیری

باید در تحلیل‌های دقیق بر روی مشخصه‌های عملکردی برج، اثر آب تبخیر شده در نظر گرفته شود. با افزایش دبی جرمی آب، دمای آب خروجی از برج خنک کن افزایش یافته که سبب کاهش نرخ تبخیر آب خواهد شد. صرف نظر کردن از تلفات آب، کاهش بیشتری را در دمای خشک هوا نشان می‌دهد که ناشی از انتقال حرارت جابه‌جایی بیشتر برای رسیدن به دمای آب مورد نظر است. پتانسیل انتقال حرارت جابه‌جایی از بالا تا پایین برج کاهش می‌یابد که این روند نزولی بعد از رسیدن به ارتفاعی از برج به دلیل انتقال حرارت در جهت غیرمطلوب از هوا به آب، منفی می‌گردد. با در نظر گرفتن تلفات آب، پتانسیل انتقال حرارت به دلیل کاهش جرم آب در طول برج و نیاز به تبخیر کمتر برای خنک شدن باقی مانده آب، کاهش می‌یابد.

پتانسیل انتقال حرارت جابه‌جایی از بالا تا پایین برج کاهش می‌یابد. این روند نزولی بعد از رسیدن به ارتفاعی از برج، منفی می‌گردد که به دلیل انتقال حرارت در جهت غیرمطلوب یعنی از هوا به آب می‌باشد، در واقع زمانی که دمای آب پایین‌تر از دمای خشک هوا است (شکل ۱۰). با وجود نامطلوب بودن جهت انتقال حرارت جابه‌جایی در محدوده پایین‌تر از مقدار صفر پتانسیل جابه‌جایی که در شکل ۱۰ به نمایش در آمده است، پتانسیل تبخیر تبادل حرارت مطلوب را برعهده دارد.



شکل (۱۰): تغییرات پتانسیل انتقال حرارت جابه‌جایی با حجم برج.



شکل (۱۱): تغییرات پتانسیل انتقال حرارت تبخیری با حجم برج.

شکل ۱۱ نشان می‌دهند که پتانسیل تبخیر برای نسبت جرمی $\dot{m}_w / \dot{m}_a \leq 0.5$ از بالا به پایین برج کاهش و برای نسبت‌های جرمی $\dot{m}_w / \dot{m}_a \geq 1$ افزایش می‌یابد. به دلیل کاهش دمای

۸- مراجع

- ASME Journal of Heat Transfer, Vol.111, pp.837-843, 1989.
12. Braun, J.E., Klein, S.A. and Mitchell, J.W. "Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils", ASHRAE Transaction, Vol. 95, part. 2, 1989.
 13. Camargo, J.R. and Ebinuma, C.D. "A Mathematical Model for Direct and Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning Systems", Proceedings of the 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, 2002.
 14. Dai, Y.J., and Sumathy, K. "Theoretical Study on a Cross-Flow Direct Evaporative Cooler Using Honeycomb Paper as Packing Material", Applied Thermal Engineering, Elsevier, Amsterdam, pp. 1417-143, 2002.
 15. Fisenko, S.P., Petrushik, A.I. and Solodukhin, A.D. "Evaporative Cooling of Water in a Natural Draft Cooling Tower", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 4683-4694, 2002.
 16. Fisenko, S.P., Brin, A.A. and Petrushik, A.I. "Evaporative Cooling of Water in a Natural Draft Cooling Tower", Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 165-177, 2005.
 17. Qureshi, B.A. and Zubair, S.M. "A Complete Model of Wet Cooling Towers With Fouling in Fills", Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 1982-1989, 2006.
 18. Lewis, H., Walker, W., McAdams, W. H. and Gilliland, E. R. "Principles of Chemical Engineering", 3rd-ed., McGraw-Hill Inc., New York, 1923.
 19. Kloppers, J.C. and Kroger, D.G. "The Lewis Factor and its Influence on the Performance prediction of Wet-Cooling Towers", Int. Journal of Thermal Science, Vol. 44, pp. 879-884, 2005.
 20. Khan, J.R., Yaqub, M. and Zubair, S.M. "Performance Characteristics of Counter-Flow Wet Cooling Towers", Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 2073-2091, 2003.
 21. Khan, J.R., Qureshi, B.A. and Zubair, S.M. "A Comprehensive Design & Performance Evaluation Study of counter-Flow Wet Cooling Towers", International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 914-923, 2004.
 1. Hawlader, M.N.A. and Lui, B.M. "Numerical Study of the Thermal-Hydraulic Performance of Evaporative Natural Draft Cooling Towers", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 41-59, 2002.
 2. Kayhani, M.H., Mohebbi, R. and Abbasnejad, A. "Numerical and Experimental Investigation of Wind Break Walls' Effect on the Natural Draft Dry Cooling Tower's Performance Under Wind Condition", Mech. & Aerospace Eng. J., Vol. 4, No. 4, pp. 71-82, 2008 (in persian).
 3. Madadnia, J., Koosha. H. and Mirzaei. M. "Effect of Wing Break Walls on Performance of a Cooling Tower Model", Mech. & Aerospace Eng. J., Vol. 3, No. 4, pp. 61-67, 2008.
 4. "HVAC system and Equipment", Chap.36: Cooling Tower, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta, GA, USA, 2000.
 5. Sutherland, J.W. "Analysis of Mechanical Draught Counter Flow Air-Ware Cooling Towers", Journal of Heat Transfer, Vol. 105, pp.576-583, 1983.
 6. Nahavandi, A.N., Kershaw, R.M., and Serico, B.J. "The Effect of Evaporation Losses in the Analysis of Counter-Flow Cooling Towers", Journal of Nuclear Engineering and Design, Vol.32, pp. 33-39, 1975.
 7. Berman, L.D. "Evaporation Cooling of Circulating Water", 2nd Edition, Translated by R. Hardbottle, New York: Pregamon press, 1961.
 8. Threlkeld, J.L., "Thermal Environmental Engineering", Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., pp. 190-195, 1970.
 9. Qureshi, B.A. "Design, Rating & Exergy Analysis of Evaporative Heat Exchangers", M.Sc. Thesis, King Fahd University of Petroleum and Mineral, Dhahran, Saudi Arabia, 2004.
 10. Simpson, W.M. and Sherwood, T.K. "Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers", Refrigerating engineering, Vol. 52, No. 6, pp. 525-543, 574-576, 1946.
 11. Jaber, H. and Webb, R.L. "Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method",