

بررسی عملکرد حرارتی برج خنک کن خشک با توزیع غیریکنواخت آب در رادیاتورها به هنگام وزش باد

محسن گودرزی*
دانشیار، دانشگاه بوعلی سینای همدان، دانشکده مهندسی
دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه بوعلی سینای همدان، دانشکده مهندسی
حسین عموئی

چکیده

باد عرضی می‌تواند به طور چشمگیری بازدهی خنک‌کنندگی برج خنک خشک با مکش طبیعی را تحت تأثیر قرار دهد. در این تحقیق، یک توزیع غیریکنواخت برای آب به منظور افزایش راندمان برج تحت وزش باد پیشنهاد شده است. این ایده بر این حقیقت استوار است که در شرایط وزش باد، مقادیر ضرایب انتقال حرارت جابجایی متوسط در رادیاتورهای سمت باد بیشتر از ضرایب انتقال حرارت در رادیاتورهای پشت باد است. در این تحقیق، برای ارزیابی کارایی این طرح از روش دینامیک سیالات محاسباتی استفاده شده است. همچنین یک مدل ریاضی با دقت مناسب برای پیش‌بینی عملکرد حرارتی برج به هنگام وزش باد و توزیع دلخواه آب درون رادیاتورها استخراج شده است. نتایج نشان داد که در سرعت باد ۱۰ متر بر ثانیه توزیع غیریکنواخت خاصی از آب در رادیاتورها می‌تواند کارایی برج را تا ۲/۲۸ درصد افزایش دهد.

واژه‌های کلیدی: دینامیک سیالات محاسباتی، برج خنک کن خشک با مکش طبیعی، باد، توزیع آب.

Thermal Performance of a Dry Cooling Tower with Heterogeneous Water Distribution within the Radiators under Crosswind Condition

M. Goodarzi
H. Amooei

Associate Professor, Bu-Ali Sina University, Hamedan, Faculty of Engineering
M.Sc. Student, Bu-Ali Sina University, Hamedan, Faculty of Engineering

Abstract

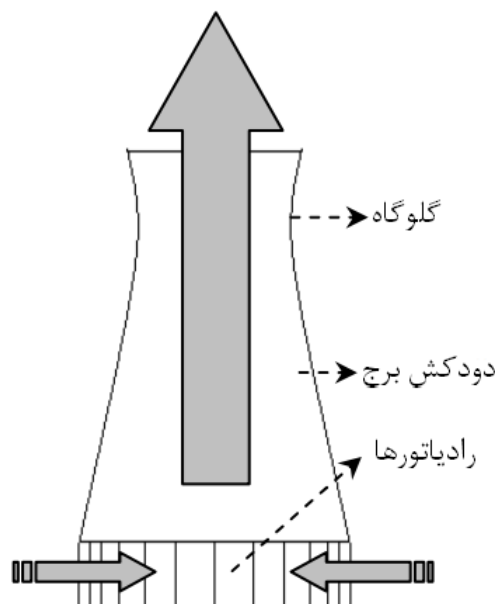
Crosswind significantly affects the cooling efficiency of natural draft cooling tower. A heterogeneous water distribution was proposed to improve cooling efficiency of cooling tower under crosswind condition. This idea was based on the fact that, the frontal radiators have greater convective heat transfer coefficients than the rear ones. The assessment of the proposal was performed with computational fluid dynamics approach. Meanwhile, a mathematical model has been developed for predicting the cooling performance of the cooling tower under crosswind condition and arbitrary water distribution within the radiators. Results showed that at wind velocity of 10 m/s, a particular heterogeneous water distribution within the radiators improved the cooling efficiency up to 2.28%.

Keywords: Computational fluid dynamics, Natural draft cooling tower, Wind, Water distribution.

۱- مقدمه

بر اساس قانون دوم ترمودینامیک تولید کار بدون دفع حرارت به محیط غیرممکن است. در نیروگاه‌های حرارتی، این نقش عمدتاً توسط کندانسور و برج خنک‌کن ایفا می‌شود. هر چه دمای آب خروجی از برج پایین‌تر باشد از فشار کندانسور کاسته می‌شود. این امر کار تولیدی توسط توربین فشار پایین را افزایش می‌دهد و باعث افزایش راندمان نیروگاه می‌شود. در میان سیستم‌های خنک‌کن مختلف، برج‌های خنک‌کن خشک با مکش طبیعی از مهمترین انواع آنها به شمار می‌روند [۱].

همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده است، برج خنک‌کن خشک از دو بخش اصلی تشکیل شده است. یک بخش استوانه‌ای در پایین برج که شامل رادیاتورها است، و یک بخش استوانه‌ای یا هذلولوی به عنوان دودکش برج که در بالای رادیاتورها قرار می‌گیرد. به طور معمول آب داغ در میان رادیاتورها به طور یکنواخت توزیع می‌شود و در معرض عبور جریان هوا قرار می‌گیرد. گرمای انتقال یافته به جریان هوای عبوری از روی رادیاتورها دمای هوای درون برج را افزایش داده و چگالی هوای داخل برج کاهش می‌یابد. اختلاف مقدار چگالی هوا بین داخل و خارج برج منجر به ایجاد مکش طبیعی می‌شود که هوا را از پایین برج به سمت بالای آن به جریان درمی‌آورد. حرارت منتقل شده به جریان هوای عبوری از روی رادیاتورها باعث کاهش دمای آب خروجی از رادیاتورها می‌شود.



شکل ۱- تصویر نمادین برج خنک‌کن خشک با مکش طبیعی

این نوع برج خنک‌کن به مصرف آب نیاز ندارد. از این رو برای مناطق کم آب مثل خاورمیانه، شمال چین و آفریقای جنوبی گزینه قابل قبولی به شمار می‌رود. به علاوه این سیستم به هیچ عضو مکانیکی مصرف کننده انرژی برای ایجاد جریان

هوا نیاز ندارد. ولی عملکرد حرارتی این برجها تحت وزش باد با سرعت بیشتر از ۳ متر بر ثانیه کاهش می‌یابد [۲]. باد عرضی به دو دلیل کارایی برج را کاهش می‌دهد [۳]. مهمترین اثر نامطلوب وزش باد افزایش سرعت محیطی باد در مجاورت رادیاتورهای کناری است که باعث افت فشار هوای بیرون رادیاتورهای این قسمت و در نتیجه کاهش اختلاف فشار طرفین این رادیاتورها می‌شود. بنابراین اختلاف فشار لازم برای مکیدن جریان هوا از طریق این قسمت از رادیاتورها فراهم نشده و نرخ جرمی هوای عبوری از روی این رادیاتورها به شدت کاهش می‌یابد. البته به دنبال این الگوی جریان در مجاورت رادیاتورهای پشتی نیز پدیده جدایش جریان اتفاق می‌افتد که در ناحیه پشت برج نیز افت نرخ جرمی جریان هوای عبوری از روی رادیاتورها دیده می‌شود.

پدیده نامطلوب دیگر ایجاد خفگی در تنوره خروجی از دودکش برج است. کج شدن تنوره خروجی از دودکش برج باعث ایجاد درپوش هیدرودینامیکی در دهانه دودکش می‌شود. این درپوش باعث خفه شدن جریان تنوره شده و فشار درون برج را افزایش می‌دهد. بنابراین پدیده دوم نیز به نوبه خود باعث کاهش مکش برج شده و به این ترتیب کارایی برج خنک کن کاهش خواهد یافت.

دو پدیده‌ای که به آنها اشاره شد توسط محققان مختلفی گزارش شده‌اند [۳ و ۴ و ۵]. اکثر این محققان از روشهای عددی برای بررسی این پدیده‌ها استفاده کرده‌اند. آنها با شبیه‌سازی میدان جریان حول مدلی از برج با ابعاد واقعی پدیده‌های فوق را مشاهده کرده‌اند. ژای و فو [۶] نشان دادند که امکان بررسی عملکرد برجهای خنک کن خشک توسط یک مدل آزمایشگاهی کوچک در درون تونل باد امکان‌پذیر نیست. هرچند که در مدل آزمایشگاهی که ایشان فراهم کرده بودند به صورت کیفی و نه کمی توانستند دو پدیده نامطلوب اشاره شده را مشاهده نمایند. به همین علت معمولترین مراجع در زمینه این نوع از برجهای خنک کن که می‌توانند از نظر کمی مورد استفاده قرار گیرند مقالاتی هستند که از روش عددی استفاده کرده‌اند.

برای کاهش اثرات نامطلوب وزش باد راه حل‌های سازه‌ای معدودی پیشنهاد شده است. استفاده از دیوارهای بادشکن اولین بار توسط پریز و کروگر [۷] مطرح شد. ایده استفاده از دیوار بادشکن جهت کاهش اثرات نامطلوب جریان پر سرعت در مجاورت رادیاتورهای کناری توسط سایر محققان نیز به صورت عددی بررسی و گزارش شد [۵ و ۸]. اخیراً گودزی و کی منش [۹] استفاده از بادشکنهایی را که از جنس رادیاتورهای برج خنک کن هستند، پیشنهاد داده‌اند. آنها نشان داده‌اند که در صورت استفاده از چنین بادشکنهایی حتی می‌توان کارایی برج خنک کن را به بیش از مقدار طراحی آن افزایش داد. تا

محیط پیرامونی رادیاتورها مبنایی برای بهینه سازی توزیع آب در رادیاتورها قرار گرفته و در نهایت توان حرارتی کل برج به ازای توزیعهای مختلف محاسبه شده است. نتایج حاصل شده امکان دستیابی به توزیعی بهینه از آب درون رادیاتورها را به منظور افزایش کارایی برج خنک نشان می‌دهد. در ضمن یک مدل ریاضی ساده که قابل استفاده در الگوریتمهای بهینه‌سازی است، برای پیش‌بینی توان حرارتی برج خنک کن تحت وزش باد و توزیع آب دلخواه درون رادیاتورها استخراج شده است.

۲- معادلات حاکم و شبیه سازی عددی

هرچند چگالی هوا وابسته به دمای آن است، اما به علت تغییرات دمایی کم و همچنین سرعت کم جریان هوا در اطراف و درون برج خنک کن می‌توان جریان را تراکم‌ناپذیر فرض کرد. البته برای در نظر گرفتن سهم نیروی غوطه‌وری از تقریب بوزینسک [۱۲] می‌توان در معادله اندازه حرکت عمودی استفاده کرد. هرچند که میزان تلاطم جریان در مقایسه با متوسط سرعتهای مشخصه میدان جریان کم می‌باشد، ولی با توجه به بزرگ بودن طول مشخصه برج و نیز میدان جریان، جریان هوا ذاتاً متلاطم خواهد بود. در اکثر تحقیقات گذشته از مدل اغتشاشی $k-\varepsilon$ استاندارد استفاده شده است. لذا در تحقیق حاضر هم از این مدل استفاده شده است تا بتوان با استفاده از قانون دیوار [۱۳] از ریز کردن بیش از حد شبکه در مجاورت دیوارها خودداری کرد. معادلات حاکم را می‌توان به کمک عملگرهای برداری نشان داد. چون برج خنک کن با ابعاد واقعی شبیه‌سازی شده است معادلات به صورت بعددار نمایش داده می‌شوند. معادله پیوستگی به صورت زیر می‌باشد [۱۲]:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (۱)$$

معادله منتوم با در نظر گرفتن تقریب بوزینسک به شکل برداری زیر معرفی می‌شود [۱۲]:

$$\rho(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \tau - \rho\beta(T - T_{ar})\vec{g} + \vec{S}_h \quad (۲)$$

معادله انرژی نیز با لحاظ کردن اثرات اغتشاشی و جملات چشمه برای منظور کردن رادیاتورها به صورت برداری زیر نشان داده می‌شود [۱۲]:

$$\rho(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})T = -\vec{\nabla}[(\Gamma + \Gamma_t)\vec{\nabla}T] + Q_h \quad (۳)$$

معدلات انتقالی انرژی جنبشی اغتشاشات و استهلاك انرژی اغتشاشی به ترتیب به صورتهای برداری زیر معرفی می‌شوند [۱۲]:

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})k = \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \vec{\nabla} k \right] + P + G - \varepsilon \quad (۴)$$

مدتهای زیادی محققان بادشکنها را به عنوان راه حل اصلی برای افزایش کارایی برجهای خنک کن خشک می‌شناختند و به نظر می‌رسید که توجهی به پدیده خفگی در تنوره خروجی برج نداشتند. گودرزی [۱۰] طرحی از دودکش با دهانه مایل را برای کاهش اثر خفگی در تنوره خروجی از دودکش پیشنهاد کرد. او نشان داد که می‌توان با به کارگیری این نوع دودکش کارایی برج را بدون استفاده از بادشکن هم افزایش داد. اخیراً گودرزی و روزبهانی [۱۱] تأثیر به کارگیری همزمان بادشکن و دودکش مایل را برای یک برج خنک کن از نوع استوانه‌ای بررسی کرده‌اند. آنها نشان داده‌اند که می‌توان کارایی از دست رفته برج را به هنگام وزش باد تا حدود ۹۸ درصد بازیافت.

مرور تحقیقات و طرحهای پیشنهادی گذشته در این خصوص نشان می‌دهد که کارایی تمامی این طرحهای پیشنهادی به جهت وزش باد وابسته است. به این معنا که این طرحها تنها در یک جهت وزش باد کارایی داشته و با تغییر جهت وزش باد کارایی خود را از دست داده و یا حتی ممکن است مضر نیز باشند. پس این طرحها فقط برای مناطقی که در آنجا جهت وزش باد در طی سال تغییر نمی‌کند مثر ثمر خواهند بود. علاوه بر این هزینه ساختمانی آنها بسیار گران خواهد بود. شاید به همین دلایل است که تا کنون در هیچ واحد نیروگاهی در سطح جهان از این طرحها استفاده نشده است.

با توجه به این محدودیتهای ساختاری طرحی جدید که نیاز به ساختار ساختمانی عظیم نداشته و در ضمن نسبت به تغییر جهت وزش باد انعطاف لازم را داشته باشد، ضروری به نظر می‌رسد. به هنگام وزش باد رادیاتورهای مقابل به باد در معرض جریان بیشتری از هوای بیرون قرار می‌گیرند. بنابراین ظرفیت دفع حرارت این رادیاتورها از رادیاتورهای کناری و حتی پشتی بیشتر خواهد بود. به نظر می‌رسد که با اختصاص دادن سهم بیشتری از دبی جرمی آب به رادیاتورهای مقابل به باد بتوان از این ظرفیت استفاده کرد و شاید بتوان به توزیع غیریکنواخت خاصی از آب در درون رادیاتورها دست یافت که در مجموع با توان حرارتی دفع شده بیشتری نسبت به حالت توزیع یکنواخت آب همراه باشد. در صورتیکه این امر امکان‌پذیر باشد، می‌توان دستورالعمل بهره‌برداری خاصی تنظیم کرد که بتواند کارایی برج را به هنگام وزش باد بیشتر کند بدون اینکه نیازی به ساختارهای ساختمانی عظیم باشد و یا اینکه تغییر جهت وزش باد محدودیتی برای این دستورالعمل ایجاد کند.

در این تحقیق با تغییر دادن توزیع آب درون رادیاتورها نسبت به حالت یکنواخت ضریب انتقال حرارت جابجایی در سطح رادیاتورها محاسبه شده است. برای این منظور از روش شبیه‌سازی عددی استفاده شده است. تغییرات این ضریب در

$$(\vec{V} \cdot \vec{V})\varepsilon = \vec{V} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \vec{\nabla} \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P + G) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

در معادلات فوق $\vec{V}, p, \rho, \mu$ و μ_t به ترتیب لزجت مولکولی، چگالی، فشار استاتیکی، بردار سرعت، و لزجت اغتشاشات را نشان می‌دهند. k و ε به ترتیب نشان دهنده انرژی اغتشاشات و نرخ استهلاک انرژی اغتشاشات هستند. همچنین β نمایانگر ضریب تراکم‌پذیری هوا، g نمایانگر شتاب گرانش و S_{ij} نشانگر تانسور نرخ کرنش المان سیال هستند. T و T_{ar} به ترتیب دماهای محلی و نقطه مرجع هستند. دو جمله چشمه در معادلات اندازه حرکت و انرژی برای در نظر گرفتن حضور رادیاتورها در میدان حل در نظر گرفته شده‌اند که در بخش معرفی شرایط مرزی مربوط به رادیاتورها به صورت کامل توضیح داده خواهند شد. علاوه بر کمیت‌های وابسته و خواص فیزیکی معرفی شده، سایر کمیت‌های اسکالر و تانسوری در معادلات فوق از روابط زیر محاسبه می‌شوند [۱۲]:

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) S_{ij}, \quad P = v_t S_{ij} S_{ij}$$

$$G = -g\beta \frac{v_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial z}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad \Gamma = \frac{\mu}{Pr}, \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t}$$

در ضمن ضرایب استاندارد مدل اغتشاشی نیز به صورت زیر هستند [۱۳]:

$$C_\mu = 0.09, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92$$

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, \sigma_t = 1.0$$

به منظور کاهش زمان محاسبه، تنها نیمی از دامنه میدان جریان برای شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است. شکل ۲ دامنه حل عددی جریان را به همراه کلیه اطلاعات ابعادی و شرایط مرزی لازم نشان می‌دهد. مرز میدان دوردست تا حد امکان با فاصله از برج انتخاب شده است به نحوی که الگوهای جریان در نزدیکی برج بر رفتار جریان در این مرز اثر چندانی نداشته باشد. بررسی حد مناسب برای فاصله مرز دوردست، با انتخاب میادین حلی با دامنه‌های مختلف انجام شد و در نهایت نتایج نشان داد که نیم استوانه‌ای با قطر و ارتفاع ۱۰۰۰ متر برای شبیه‌سازی میدان جریان مناسب بود [۱۰].

برای وضعیت بدون باد فشار نسبی روی مرز دوردست صفر در نظر گرفته شد، و در شرایط وزش باد، از یک توزیع سرعت تجربی [۱۴] در دوردست استفاده شد:

$$V_m(z) = 13.96 \left(\frac{z}{53} \right)^{0.2} \quad (7)$$

در عبارت فوق z ارتفاع از سطح زمین بوده و بر حسب متر است. این توزیع سرعت متناظر به سرعت ۱۰ متربرثانی در ارتفاع ۱۰ متری از سطح زمین است و در منابع به سرعت ۱۰ متربرثانی برای باد معروف است. در ضمن انرژی اغتشاشی جریان در مرز دوردست به یک درصد انرژی جنبشی سرعت مشخصه میدان جریان در نظر گرفته شد. نرخ استهلاک انرژی اغتشاشات هم به صورت درصدی از انرژی اغتشاشی ورودی به میدان جریان انتخاب شد. مشتق جهتی کلیه کمیت‌های فیزیکی وابسته در راستای عمود بر صفحه تقارن صفر قرار داده شد. کلیه مرزهای جامد شامل بدنه برج و زمین عایق فرض شدند و از شرط عدم لغزش به همراه قانون دیوار [۱۳] روی این مرزها استفاده شده است.

رادیاتورها به صورت سطوحی صاف و نفوذپذیر مدل شده‌اند تا هوا از آنها عبور کند. رادیاتورها به صورت دوازده قطاع مساوی در پیرامون نیمه برج تقسیم بندی شده‌اند. شکل ۳ شماره-گذاری قطعات را نشان می‌دهد. افت فشار و میزان انتقال حرارت در جریان عبوری از روی رادیاتورها از روابط زیر به دست می‌آیند:

$$\Delta p = \frac{1}{2} k_v \rho V_n^2 \quad (8)$$

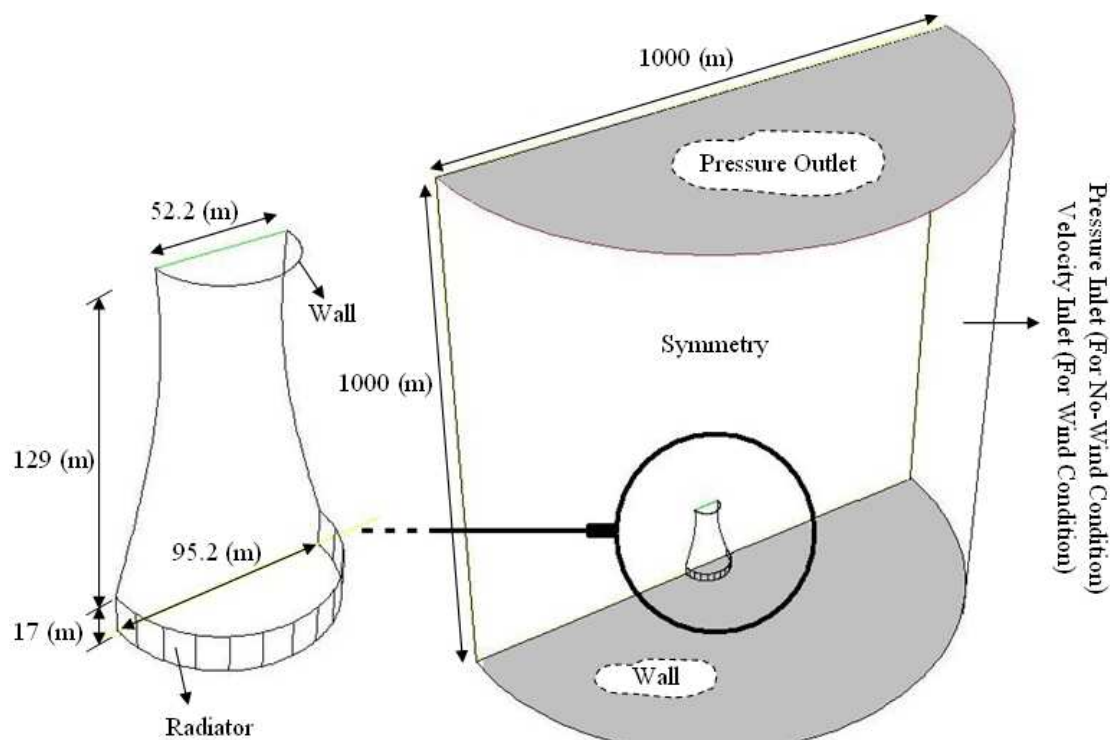
$$Q = hA(T_r - T_a) \quad (9)$$

که در آنها k_v و h به ترتیب ضریب افت فشار و ضریب انتقال حرارت جابجایی هستند. در ضمن A مساحت سطح رادیاتور، V_n مؤلفه سرعت عمود بر سطح رادیاتور، و T_r دمای متوسط سطح رادیاتور هستند. بر اساس اطلاعات فنی ارائه شده برای مدل‌های حرارتی فورگو که توسط شرکت EGI [۱۵ و ۱۶] منتشر شده است، ضرایب افت فشار و انتقال حرارت جابجایی با استفاده از روابط تجربی زیر محاسبه می‌شوند:

$$k_v = 13.03 V_n^{-0.24} + 0.436 \quad (10)$$

$$h = 2035.2 V_n^{0.515} \quad (11)$$

جملات چشمه (S_h) و (Q_h) به صورت افت فشار و افزایش انرژی به ازای واحد حجم برای سلولهای محاسباتی شامل رادیاتورها به معادلات اندازه‌حرکت و انرژی اضافه شده‌اند.



شکل ۲- هندسه و دامنه حل عددی جریان به همراه ابعاد و معرفی شرایط مرزی

انرژی برای هر یک از رادیاتورهای دوازده گانه دمای آب خروجی از آنها را به دست آورد:

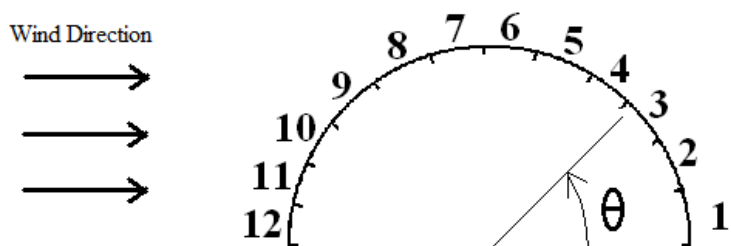
$$T_{i,out} = T_{in} - \frac{(Q_i)}{\dot{m}_{w,i} C_w} \quad (13)$$

با متوسط‌گیری مجدد بین دمای آب ورودی و خروجی جدید دمای متوسط سطح رادیاتور تصحیح شده و مجدداً حل عددی تکرار می‌شود. این روند تکراری تا زمانی که تغییرات دمای آب خروجی از تمامی رادیاتورها به حد نامتغیری برسد ادامه می‌یابد. با توجه به اینکه میدان جریان در اولین مرحله حل عددی به میزان مناسبی پیش‌بینی شده است، حل عددی در مراحل بعدی برای تصحیح دمای سطح رادیاتورها بسیار کوتاه خواهد بود [۱۰].

در هر رادیاتور، دمای متوسط سطح آن ($T_{r,i}$) به صورت میانگین دماهای آب ورودی و خروجی محاسبه می‌شود که به ترتیب با $T_{i,out}$ و T_{in} نشان داده می‌شوند و پانویس i نشانگر شماره قطاع رادیاتور است:

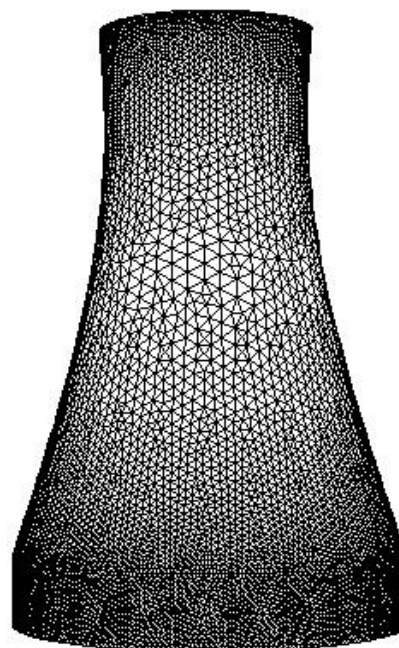
$$T_{r,i} = \frac{T_{in} + T_{i,out}}{2} \quad (12)$$

لذا تا دمای خروجی آب از رادیاتور مشخص نباشد نمی‌توان دمای متوسط سطح آن را تعیین کرد. برای تعیین دمای خروجی آب از هر قطاع رادیاتور باید از یک فرایند تکراری طی حل عددی استفاده شود. برای این کار ابتدا دمای آب ورودی به عنوان دمای متوسط سطح رادیاتور فرض می‌شود. با حل عددی براساس این حدس اولیه مقدار انتقال حرارت از هر قطاع رادیاتور محاسبه خواهد شد (Q_i). حال می‌توان از رابطه



شکل ۳- آرایش دوازده گانه رادیاتورها در پایین برج خنک کن نسبت به جهت وزش باد

از شبکه بی‌سازمان با سلولهای چهاروجهی برای شبیه‌سازی عددی استفاده شد. در نواحی نزدیک به دیوارها و همچنین نواحی که احتمال وجود تغییرات شدید در کمیت‌های وابسته بود از سلولهای ریزتر و بیشتری استفاده شد. شکل ۴ نحوه شبکه‌بندی سطح برج خنک‌کن را نشان می‌دهد. برای گسسته‌سازی شارهای جابجایی از روش بالاوزش مرتبه دوم و برای شارهای پخشی از روش تفاضل مرکزی استفاده شد. حل دستگاه معادلات جبری حاصل با الگوریتم سیمپل [۱۷] (SIMPLE) و در نرم افزار فلوئنت (FLUENT) انجام شد. فرایند حل عددی تا جایی ادامه داشت که مقادیر باقیمانده‌های ناشی از اختلاف دو مقدار متوالی محاسبه شده برای کمیت‌های وابسته در تمام میدان حل به سمت مقادیر نامتغیری میل می‌کردند.



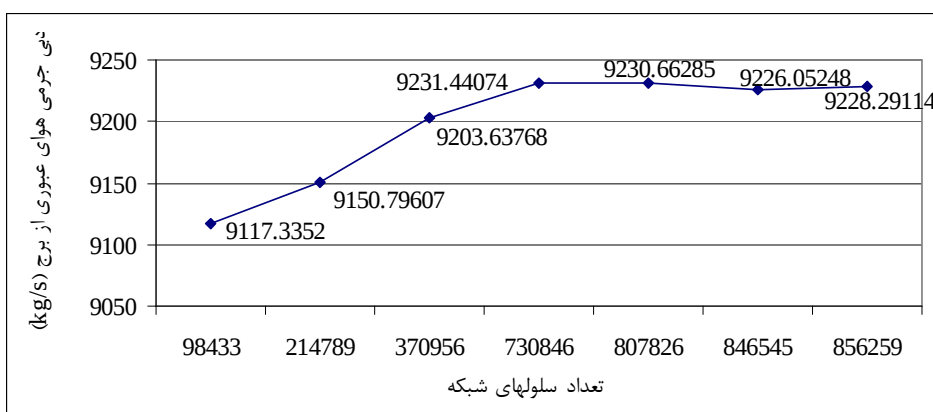
شکل ۴- شبکه‌بندی روی بدنه برج خنک‌کن

۳- مطالعه شبکه و اعتبارسنجی روش عددی

در حل‌های عددی انجام شده همیشه دمای آب ورودی به رادیاتورها و دمای هوای محیط به ترتیب ۲۹۸/۲۵ و ۳۱۹/۲۵ کلوین در نظر گرفته شدند. کل دبی آب در گردش در میان ۱۲ رادیاتور ۳۴۸۶/۲ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شده است. این دبی به طور معمول به شکل یکنواخت در میان رادیاتورها توزیع می‌شود. به عبارت دیگر سهم هر رادیاتور در حالت عادی یک دوازدهم یا ۸/۳۳ درصد از کل دبی در گردش است و مقدار عددی آن برای هر رادیاتور ۲۹۰/۵۱ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

به منظور دستیابی به شبکه‌ای بهینه مطالعه شبکه انجام گرفت. در شکل ۵ نمونه‌ای از نتایج عددی برای چند شبکه نشان داده شده است. در این شکل دبی جرمی کل عبوری از درون برج به عنوان معیاری برای تعیین شبکه بهینه انتخاب شده است. این شکل نشان می‌دهد که برای شرایط متناظر مورد نظر در این مرحله از حل عددی تعداد ۸۴۶۵۴۵ سلول محاسباتی کمترین تعداد سلول لازم برای رسیدن به یک حل مستقل از تعداد نقاط شبکه است.

برای اعتبارسنجی روش عددی به کار رفته عملکرد حرارتی برج خنک‌کن در حالت بدون وزش باد شبیه‌سازی شد. نرخ انتقال حرارت از کل رادیاتورهای برج تحت شرایط بدون وزش باد ۲۲۹/۴۹ مگاوات به دست آمد. این مقدار با عدد گزارش شده برای این نمونه برج که حدود ۲۳۰ مگاوات است تطابق بسیار خوبی دارد. برای اطمینان بیشتر از روش عددی به کار رفته نوع دیگری از برج خنک‌کن خشک که دارای ابعادی کوچکتر از برج خنک‌کن تحقیق حاضر بود و توسط چند محقق دیگر در حالت وزش باد شبیه‌سازی شده بود، انتخاب شد.



شکل ۵- مطالعه شبکه بر اساس دبی جرمی هوای عبوری از برج (بدون تصحیح دما).

جدول ۱- راندمان خنک کنندگی پیش بینی شده توسط مراجع برای برج خنک کن تحت وزش باد بر حسب درصد

کار حاضر	سو و همکاران [۱۸]	عظیمیان و همکاران [۱۴]	ژای و فو [۶]	الوگد و بهنیا [۵]
۷۰	۶۶	۷۶	۷۲	۷۴
ε				

در شکل ۶ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی در امتداد محیطی برج نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که رادیاتورهای مقابل به باد دارای ضریب انتقال حرارت بیشتری هستند. مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت برای تمام رادیاتورها را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد:

$$\bar{h}_{ave} = \frac{\sum_{i=1}^{12} \bar{h}_i}{12} \quad (۱۶)$$

به نظر می‌رسد که رادیاتورهای با ضریب انتقال حرارت بیشتر ظرفیت بیشتری برای دفع حرارت از آب عبوری از درون خود دارند. پس شاید بتوان از رادیاتورهای با ضریب انتقال حرارت بیشتر دبی جرمی آب بیشتر را عبور داد، و در عوض از رادیاتورهایی که ضریب انتقال حرارت کمتری دارند دبی آب کمتری عبور کند. در این تحقیق برای آزمودن این نظریه از رابطه تناسبی زیر برای به هم زدن توزیع آب درون رادیاتورها استفاده شد.

$$\frac{\dot{m}_{i,nonuniform}}{\dot{m}_{i,uniform}} = \frac{\bar{h}_i}{\bar{h}_{ave}} \quad (۱۷)$$

شبیه‌سازی عددی با این توزیع غیریکنواخت تناسبی نشان داد که مقدار حرارت دفع شده تا ۱۹۶/۹۰ مگاوات افزایش یافت، یعنی این توزیع آب توانسته بود راندمان حرارتی برج را تا ۱/۶۷ درصد افزایش دهد. اما به هم زدن توزیع آب در رادیاتورها ممکن است باعث تغییر الگوی جریان در درون برج و تغییر ضریب انتقال حرارت رادیاتورها نسبت به حالت توزیع یکنواخت آب شود. برای بررسی این موضوع بردارهای سرعت در دو نمای عمودی و افقی به ترتیب در صفحه تقارن و صفحه افقی که ۱۰ متر از سطح زمین ارتفاع دارد ترسیم شد. شکل ۷ بردارهای سرعت را در این صفحات و برای حالت بدون وزش باد، با وزش باد و توزیع آب یکنواخت و با وزش باد و توزیع آب تناسبی نشان می‌دهد. این شکل نشان می‌دهد که غیریکنواخت کردن توزیع آب درون رادیاتورها نتوانسته تغییر محسوسی در الگوی جریان هوا ایجاد کند.

بررسی شکل ۷ نظریه دیگری را به ذهن متبادر می‌کند. احتمالاً ضرایب انتقال حرارت نیز نباید به صورت محسوس تحت تأثیر رژیم توزیع جریان آب در رادیاتورها باشند. برای بررسی این نظریه چهار رژیم توزیع آب اتفاقی در رادیاتورها انتخاب و فرایند شبیه‌سازی عددی برای هر مورد انجام شد.

شبیه‌سازی عددی برای این برج در حالت وزش باد با توزیع سرعت رابطه (۷) صورت گرفت. در حالت وزش باد هم نتیجه حاصل شده با مقادیر عددی گزارش شده توسط سایر مراجع مقایسه شد. راندمان حرارتی برج به صورت نسبت ظرفیت خنک‌کنندگی برج به هنگام وزش باد به ظرفیت خنک‌کنندگی آن در شرایط بدون وزش باد تعریف می‌شود [۱۰].

$$\varepsilon = \frac{Q_{windy}}{Q_{no-wind}} \times 100 \quad (۱۴)$$

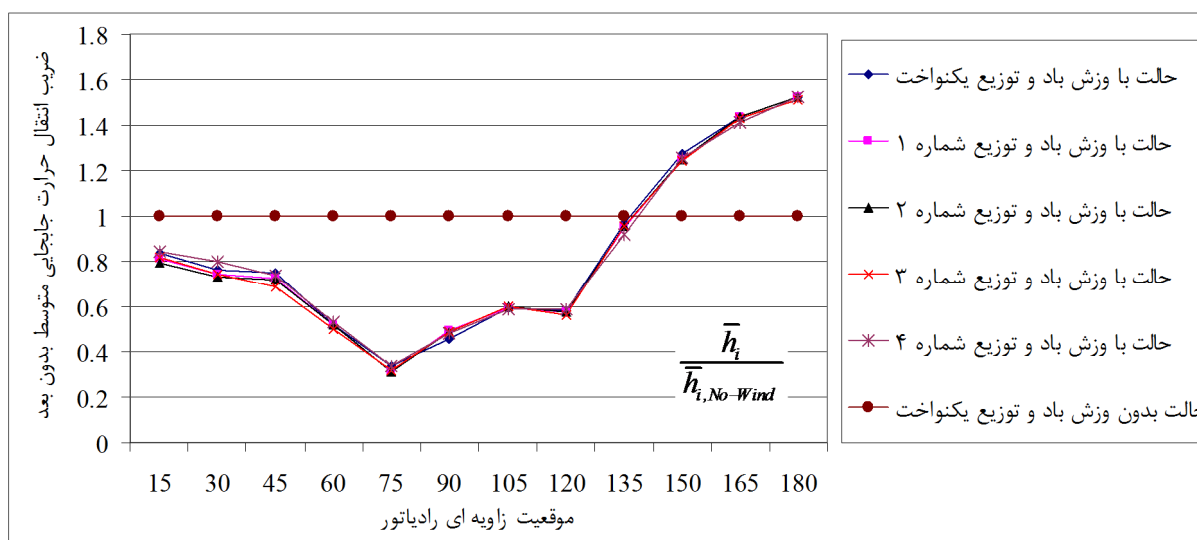
در جدول ۱ مقادیر گزارش شده از راندمان حرارتی این نوع برج خنک‌کن با هم مقایسه شده‌اند. این جدول نیز اعتبار روش عددی به کار رفته را نشان می‌دهد. اما مقادیر مؤلفه‌های قائم سرعت هوا روی رادیاتورهای سمت باد از رادیاتورهای کناری و پشت به باد بیشتر است. بنابراین انتظار می‌رود ظرفیت انتقال حرارت در رادیاتورهایی که در معرض باد قرار دارند بیشتر از رادیاتورهای دیگر باشد. این امر بدین معنی است که رادیاتورهای رو به باد درخور دریافت سهم بیشتری از آب داغ در گردش هستند. در این مقاله سهم بیشتری از دبی جرمی آب به رادیاتورهای سمت باد اختصاص داده می‌شود و سهم کمتری به رادیاتورهای کناری و پشت به باد ارسال می‌شود. مقدار عددی ضرایب انتقال حرارت جابجایی متوسط تحت توزیع یکنواخت به عنوان شاخصی برای تقسیم دبی آب بین رادیاتورها انتخاب شده است.

۴- بحث پیرامون نتایج عددی

عملکرد حرارتی برج خنک‌کن نشان داده شده در شکل ۲ تحت تأثیر باد با توزیع سرعت رابطه (۷) برای توزیع یکنواخت آب درون رادیاتورها شبیه‌سازی شد. کل حرارت دفع شده از برج در این شرایط ۱۹۳/۶۶ مگاوات به دست آمد که ۱۵ درصد افت در عملکرد حرارتی برج را نشان می‌دهد. این میزان افت از مقادیر گزارش شده در جدول ۱ که برای برج کوچکتری می‌باشند، کمتر است. به عبارت دیگر وقتی برج خنک‌کن بزرگتر شده است تحت تأثیر همان توزیع سرعت باد با کاهش راندمان حرارتی کمتری روبرو شده است.

ضریب انتقال حرارت جابجایی هر یک از رادیاتورهای دوازده‌گانه را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد:

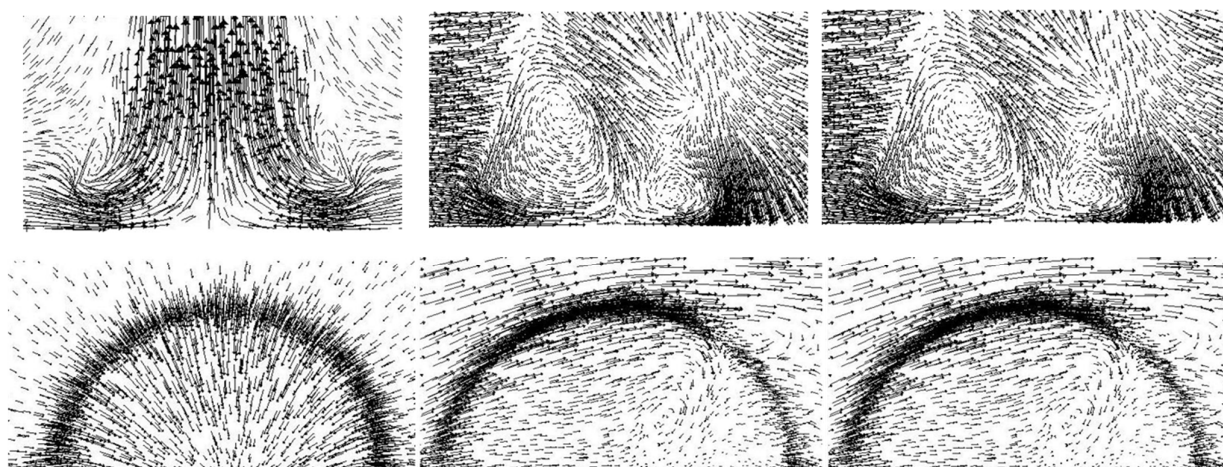
$$\bar{h}_i = \frac{\dot{Q}_i}{A(T_{rad,i} - T_{ambient})} \quad (۱۵)$$



شکل ۶ توزیع ضریب انتقال حرارت در رادیاتورهای برای توزیعهای مختلف آب (زاویه ۱۸۰ درجه مشخص کننده رادیاتور جلویی است)

جدول ۲ درصدای توزیع آب در رادیاتورهای برج خشک کن

شماره رادیاتور	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹	۱۰	۱۱	۱۲
توزیع یکنواخت	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳	۸,۳۳
توزیع شماره ۱	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۱۰	۱۰	۱۰	۱۶,۶۷	۱۶,۶۷	۱۶,۶۷
توزیع شماره ۲	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۱۳,۳۳	۱۳,۳۳	۱۳,۳۳	۱۳,۳۳	۱۳,۳۳	۱۳,۳۳
توزیع شماره ۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۳,۳۳	۱۶,۶۷	۱۶,۶۷	۱۶,۶۷	۱۰	۱۰	۱۰
توزیع شماره ۴	۵,۵۶	۱۱,۱۱	۵,۵۶	۱۱,۱۱	۵,۵۶	۱۱,۱۱	۵,۵۶	۱۱,۱۱	۵,۵۶	۱۱,۱۱	۵,۵۶	۱۱,۱۱



بدون وزش باد و با توزیع یکنواخت

با وزش باد و با توزیع یکنواخت

با وزش باد و با توزیع غیریکنواخت

شکل ۷ توزیع بردارهای سرعت در صفحه تقارن (بالا) و صفحه افقی واقع در ارتفاع ۱۰ متری از سطح زمین (پایین)

تأیید می‌کند، زیرا منحنیهای به دست آمده برای رژیمهای توزیع آب مختلف بسیار به هم نزدیک هستند.

این چهار رژیم توزیع آب در جدول ۲ به همراه رژیم توزیع یکنواخت نشان داده شده‌اند. نتایج عددی به صورت توزیع ضریب انتقال حرارت رادیاتورهای در راستای محیطی در شکل ۶ نشان داده شده‌اند. این شکل تا حدودی این نظریه را

۵- استخراج مدل ریاضی

با فرض صحت نظریه حاصل شده می‌توان بدون استفاده از شبیه‌سازی عددی مدلی ریاضی برای ارزیابی عملکرد برج استخراج کرد. با در نظر گرفتن هر یک از رادیاتورها به عنوان یک حجم معیار معادله موازنه انرژی برای آن به صورت زیر خواهد شد

$$\dot{m}_i C_w (T_{in,i} - T_{out,i}) = \bar{h}_i A \left(\frac{T_{in,i} + T_{out,i}}{2} - T_a \right) \quad (18)$$

که در آن $\dot{m}_i$ دبی جرمی تخصیص داده شده به رادیاتور i ام است. درصد آب عبوری از هر رادیاتور (p_i) نسبت به کل دبی جرمی آب عبوری از دوازده رادیاتور ($\dot{m}_{total}$) به صورت زیر تعریف می‌شود

$$p_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{total}}, \quad \sum_{i=1}^{12} p_i = 1.0 \quad (19)$$

با فرض معلوم بودن مقادیر $T_{in,i}$ ، T_a ، p_i ، $\bar{h}_i$ دمای خروجی هریک از رادیاتورها از رابطه (۱۸) به دست خواهد آمد. پس از تعیین دمای آب خروجی از هر رادیاتور توان حرارتی دفع شده از آن رادیاتور از رابطه زیر محاسبه می‌شود

$$Q_i = \dot{m}_i C_w (T_{in,i} - T_{out,i}) \quad (20)$$

و سپس توان حرارتی کلی دفع شده از دوازده رادیاتور محاسبه می‌شود

$$Q_{total} = \sum_{i=1}^{12} Q_i \quad (21)$$

بنابراین به کمک مدل ریاضی حاصل شده و با فرض نامتغیر بودن توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی نسبت به توزیع آب در رادیاتورها، می‌توان میزان توان حرارتی دفع شده کل را برای توزیعهای مختلف آب در رادیاتورها با سرعت زیاد به

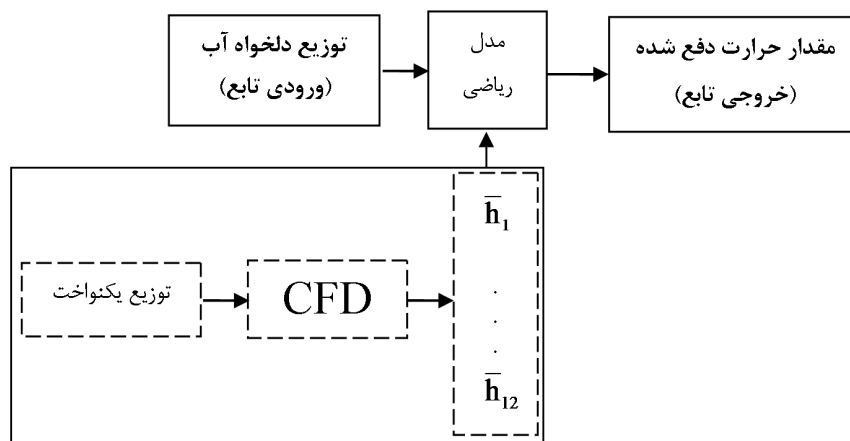
دست آورد. شکل ۸ به صورت نمادین نحوه استفاده از مدل ریاضی فوق را نشان می‌دهد.

برای بررسی اعتبار مدل ریاضی چندین توزیع مختلف انتخاب و توان حرارتی دفع شده از برج توسط پیش‌بینی شد. همزمان به روش شبیه‌سازی عددی نیز توان حرارتی دفع شده برج محاسبه شد. در شکل ۹ مقادیر محاسبه شده از دو روش برای هر یک از توزیعها مقابل هم ترسیم شده‌اند. شکل ۹ نشان می‌دهد که هر دو روش تقریباً به صورت یکسان توان حرارتی دفع شده از برج خنک‌کن را پیش‌بینی کرده‌اند. به عبارت دیگر اعتبار مدل ریاضی و نظریه‌ای که این مدل از آن استخراج شد، تأیید می‌شود.

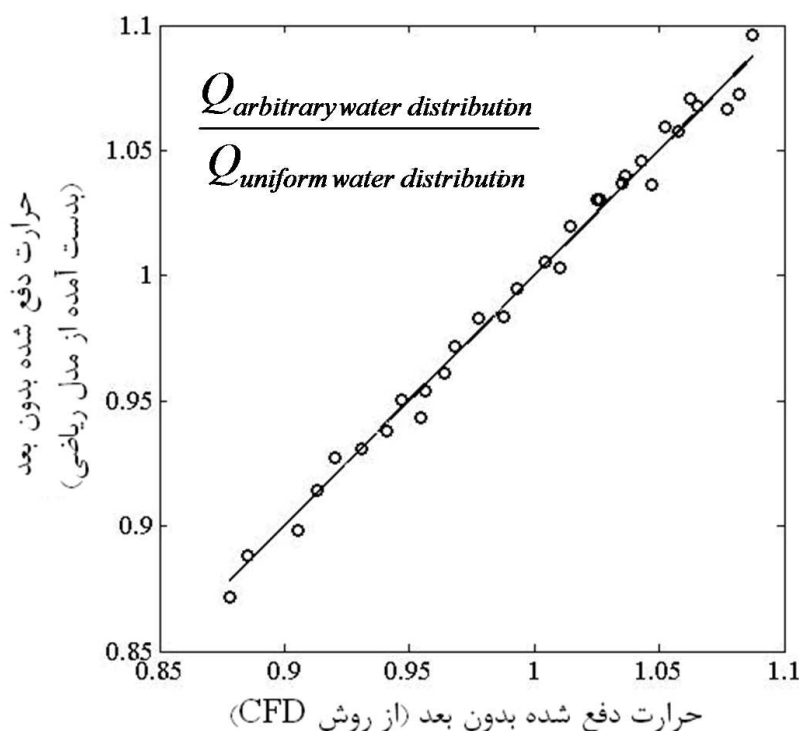
۶- بهینه‌سازی رژیم توزیع آب به کمک مدل ریاضی

با تأیید اعتبار مدل ریاضی استخراج شده می‌توان از یک الگوریتم بهینه‌سازی برای دستیابی به بهترین توزیع آب درون رادیاتورها بهره گرفت. در این تحقیق از قابلیت بهینه‌سازی به کمک الگوریتم ژنتیک که در جعبه‌های نرم‌افزار MATLAB تعبیه شده، استفاده شده است. شکل ۱۰ روند استفاده از مدل ریاضی و بهینه‌سازی را برای دستیابی به رژیم توزیع آب بهینه نشان می‌دهد.

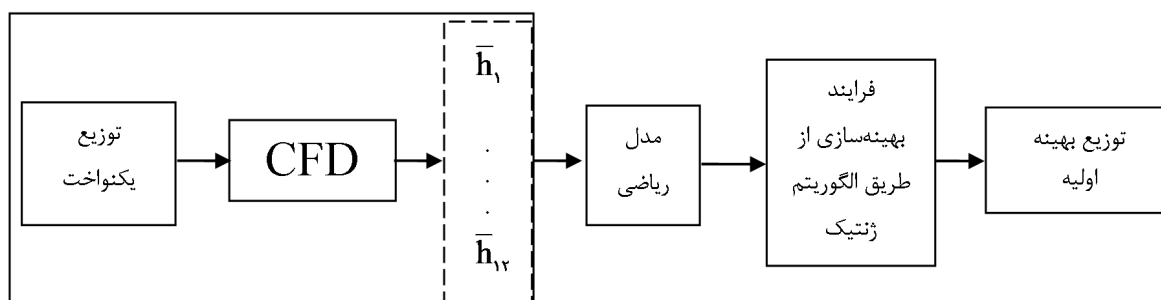
پس از دستیابی به این رژیم بهینه توزیع آب می‌توان مجدداً از روش شبیه‌سازی عددی با رژیم توزیعی بهینه استفاده کرد تا بتوان تأثیر بسیار اندک تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی را در محاسبه نهایی لحاظ کرد. نتایج حاصل از این شبیه‌سازی نهایی نشان داد که رژیم توزیع بهینه آب در رادیاتورها متناظر به توزیع تناسبی است که در بخش قبل توضیح داده شد. پس از محاسبات نهایی و تصحیح نهایی ضرایب انتقال حرارت جابجایی بهبود توان حرارتی دفع شده به میزان ۲۸٪ برای رژیم توزیع بهینه در مقایسه با رژیم توزیع یکنواخت دیده شد.



شکل ۸- روند استفاده از مدل ریاضی برای پیش‌بینی توان حرارتی دفع شده از برج خنک‌کن در رژیمهای توزیع آب مختلف



شکل ۹- توان حرارتی دفع شده بی‌بعد محاسبه شده از مدل ریاضی در مقابل مقدار متناظر محاسبه شده از روش شبیه‌سازی عددی



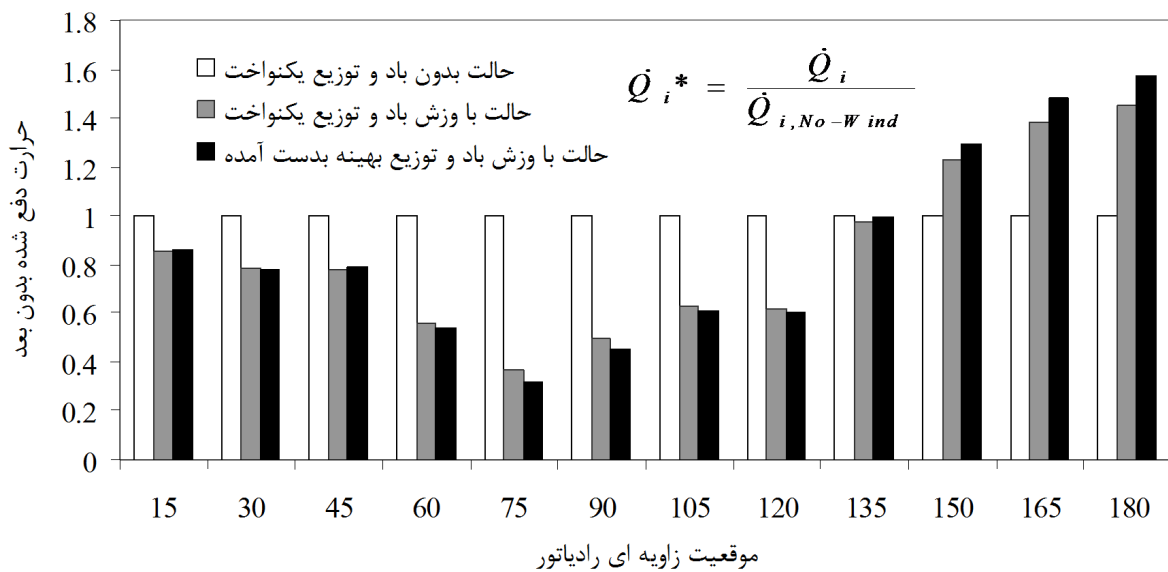
شکل ۱۰- روند استفاده از مدل ریاضی و الگوریتم ژنتیک برای دستیابی به رژیم بهینه توزیع آب

افزایش نامحسوسی در توان حرارتی دفع شده در رژیم توزیعی بهینه شده دیده می‌شود.

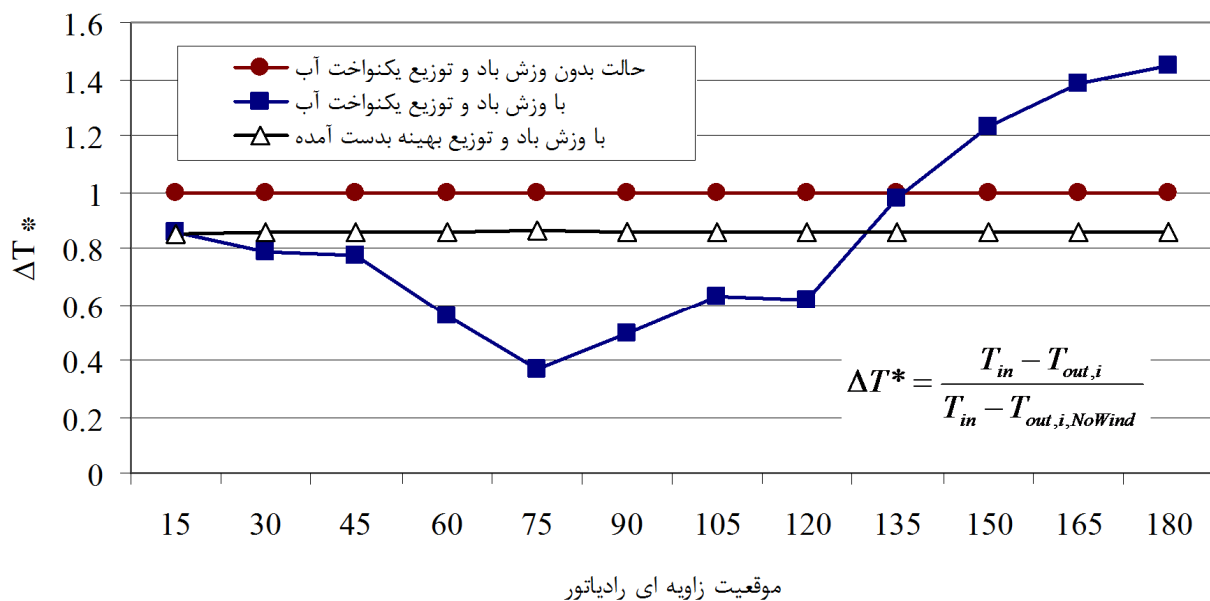
در شکل ۱۲ توزیع دمای آب خروجی از رادیاتورهای برج خنک‌کن برای دو رژیم توزیع آب یکنواخت و بهینه شده در مقایسه با توزیع آن در شرایط طراحی نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که رژیم توزیع یکنواخت آب در رادیاتورهای باعث شده که دمای آب خروجی از رادیاتورهای مختلف با هم متفاوت باشند، اما استفاده از رژیم توزیع آب بهینه شده به شکل قافله‌گیر کننده‌ای منجر به یکنواخت شدن دمای آب خروجی از تمامی رادیاتورها شده است. این توزیع یکنواخت دمای خروجی به حفظ کیفیت آب خنک شده از خروجی رادیاتورها کمک می‌کند.

۷- بحث و بررسی شرایط حرارتی آب خروجی از رادیاتورها

شکل ۱۱ توزیع توان حرارتی دفع شده از رادیاتورها را به صورت بی‌بعد برای دو رژیم توزیع آب یکنواخت و بهینه شده در مقایسه با مقادیر متناظر به شرایط طراحی نشان می‌دهد. این شکل نشان می‌دهد که توان حرارتی دفع شده از رادیاتورهای مقابل به باد در توزیع بهینه نسبت به توزیع یکنواخت افزایش محسوسی داشته است. بر عکس توان حرارتی دفع شده در رادیاتورهای کناری برای توزیع بهینه در مقایسه با توزیع یکنواخت اندکی کاهش داشته است. در رادیاتورهای پشتی نیز



شکل ۱۱- توزیع توان حرارتی دفع شده بی‌بعد در رادیاتورهای برای رژیمهای توزیع آب یکنواخت و بهینه شده در مقایسه با شرایط طراحی (زاویه ۱۸۰ درجه مشخص کننده رادیاتور جلویی است)



شکل ۱۲- افت دمای بی‌بعد آب در گذر از رادیاتورهای برای رژیمهای توزیع آب یکنواخت و بهینه شده در مقایسه با شرایط طراحی (زاویه ۱۸۰ درجه مشخص کننده رادیاتور جلویی است)

۸- نتیجه گیری

در این تحقیق به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی امکان افزایش کارایی برج خنک‌کن خشک تحت وزش باد از طریق به هم زدن توزیع یکنواخت آب در رادیاتورهای ارزیابی شده است. در فرایند این تحقیق نتایج جالب توجه دیگری نیز حاصل شد که اهم آنها به قرار زیر هستند:

- مشخص شد که افزایش کارایی حرارتی برج با یک توزیع تناسبی غیر یکنواخت امکان‌پذیر است. هرچند که این روش در مقایسه با روشهای پیشنهادی قبلی از افزایش کمتری برخوردار است، اما امکان استفاده از این روش با عوض شدن جهت باد و عدم نیاز آن به اضافه نمودن ساختارهای ساختمانی بزرگ و یا به عبارت دیگر ماهیت بهره‌برداری آن به صورت عملی حین کار برج خنک‌کن، مزایای عملیاتی شدن آن را در مقایسه با سایر روشهای پیشنهادی نشان می‌دهد.

[۱۱] گودرزی محسن، روزبهانی ویدا، ۱۳۹۰. "طرح پیشنهادی برای برج خنک‌کن هلو به منظور کاهش اثرات نامطلوب وزش باد"، مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ۴۲ (۲)، ص ص. ۴۹-۴۱.

[12] Gebhart B., "Buoyancy-Induced Flows and Transport", Textbook Edition, Hemisphere Publishing Corporation, 1988.

[13] Launder B. E., Spalding D. B., "The numerical computation of turbulent flow", Comp. Methods Appl. Mech. Eng., 3, pp. 269-289, 1974.

[14] Azimian A. A., Shams K., Khojasteh A., "Simulation of wind effect on dry cooling tower", 9th ISME2005 conference, May 17-19, IUT, Isfahan, Iran, 2005.

[15] EGI. "The Heller System", Budapest, 1984.

[16] EGI. "Thermo technical and aerodynamic design/ calculation/ characteristics of the dry cooling plant system heater", Budapest Institute of Engineering, vol. A, 1985.

[17] Patankar S., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Corporation, McGraw Hill Book Co., New York, 1980.

[18] Su M. D., Tang G.F., Fu T.S., "Numerical simulations of fluid and thermal and performance of a dry cooling tower under cross wind condition", J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 79, pp. 289-306, 1999.

- نتایج شبیه‌سازیهای عددی برای رژیمهای توزیع آب مختلف در رادیاتورهای نشان داد که توزیع ضریب انتقال حرارتی جابجایی به صورت نامحسوسی تابع رژیم توزیع آب است. براین اساس مدل ریاضی ساده‌ای برای تعیین توان حرارتی دفع شده از برج خنک‌کن در رژیمهای توزیع آب دلخواه به دست آمد که می‌تواند برای بهینه‌سازی توزیع آب در رادیاتورهای اتوماسیون آن به کار گرفته شود.

- استفاده از رژیم توزیع آب تناسبی در رادیاتورهای نه تنها باعث افزایش توان حرارتی دفع شده از برج خنک‌کن می‌شود، بلکه باعث یکنواختی کامل دمای آب خروجی از رادیاتورهای مختلف می‌شود.

مراجع

[1] Wakil M., M. El., "Power plant technology", McGraw Hill, 1985.

[2] Kapas N., "Behavior of Natural Draught Cooling Towers in Wind", CMFF, Budapest, Hungary, vol. 30, 2003.

[3] Du Preez A. F., Kroger D.G., "Effect of wind performance on a pry pooling power", J. Heat Recov. Syst, CHP.13,139-46, 1993.

[4] Wei Q. D., Zhang B.Y., Liu K.Q., Du X. D., Meng X. Z., "A study of the unfavorable effects of wind on the cooling efficiency of dry cooling towers", J. Wind Eng..Ind. Aerodyn., 54/55, pp. 633-643, 1995.

[5] Al-Waked R., Behnia M., "The performance of natural draft dry cooling towers under crosswind: CFD study", Int. J. Energy Res, 28, pp. 147-161, 2004.

[6] Zhai Z., Fu S., "Improving cooling efficiency of dry cooling towers under crosswind conditions by using wind-break methods", Appl. Therm. Eng., 26, pp. 1008-1017, 2006.

[7] Du Preez A. F., Kroger D. G., "The effects of the heat exchanger arrangement and wind-break walls on the performance of natural draft dry-cooling towers subjected to crosswinds", J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 58, pp. 293-303, 1995.

[۸] پرویزی، بهرام، "تحلیل و بررسی تأثیر منفی وزش باد بر عملکرد برج‌های خنک‌کن خشک نیروگاهی و ارائه راه حل"، پایان نامه کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، تبدیل انرژی، دانشگاه تربیت مدرس، ۱۳۸۶

[9] Goodarzi M., Keimanesh R., "Heat rejection enhancement in natural draft cooling tower using radiator-type windbreakers". Energ. Convers. Manag., 71, pp. 120-125, 2013.

[10] Goodarzi M., "A proposed stack configuration for dry cooling tower to improve cooling efficiency under crosswind", J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 98, pp. 585-863, 2010.