

بررسی عددی و تحلیلی برج خنک‌کننده خشک طبیعی نیروگاه حرارتی بخار

حسین احمدی‌کیا* و غلامعباس ایروانی**
دانشکده مهندسی، دانشگاه بوعلی سینا همدان

(دریافت مقاله: ۸۳/۱۰/۲۰ - دریافت نسخه نهایی: ۸۵/۷/۲۹)

چکیده - طراحی برج خنک‌کننده خشک در دو بخش طراحی مبدل حرارتی و حل عددی جریان داخل برج انجام شده است. ابتدا شبیه‌سازی ترموهیدرولیکی مبدل حرارتی از نوع هلر با استفاده از روابط تجربی و تحلیلی انجام شده و با برنامه رایانه‌ای حل عددی جریان جابه‌جایی طبیعی متلاطم برج خنک‌کننده ترکیب شده است. با استفاده از برنامه‌های رایانه‌ای تدوین شده می‌توان کلیه خصوصیات ترموهیدرولیکی برج خنک‌کننده از قبیل دبی هوای برج، دمای آب خروجی برج خنک‌کننده، توزیع دما، سرعت و فشار داخل برج را به دست آورد. برای شبیه‌سازی عددی جریان از روش عددی سیمپل در شبکه تلفیقی یا هم‌مکان^۱ منطبق بر مرز^۲ استفاده شده است. خصوصیات هندسی برج و مبدل حرارتی محاسبه و با یک نمونه واقعی مقایسه شده است. نتایج محاسباتی با داده‌های تجربی نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان در شرایط مختلف دمای محیط و دمای آب ورودی مقایسه شده است و از دقت خوبی برخوردار بوده است.

واژگان کلیدی: برج خنک‌کننده خشک، جابه‌جایی طبیعی، هلر، سیمپل.

Numerical and Analytical Study of Natural Dry Cooling Tower in a Steam Power Plant

H. Ahmadikia, and G. A. Irvani

Faculty of Engineering, Bu-Ali-Sina University

Abstract: Design of a natural dry cooling tower has been accomplished in two sections: the design of heat exchangers and the numerical solution of flow through the tower. Heat exchanger (Heller type) has been simulated thermodynamically and then coupled with a computer program, which calculated the turbulent natural convection flow through the tower. The computer

** - کارشناسی ارشد

* - استادیار

program developed for this purpose can be used to obtain thermodynamic properties of the cooling tower such as mass flow rate of air, temperature of outlet water, distribution of temperature, distribution of velocity, and distribution of pressure through the tower. Numerical results have been compared with experimental data of Shahid Montazery Thermal Power Plant under different environmental conditions. Comparison between numerical results and experimental data showed good agreement.

Keywords: Dry cooling tower, Natural convection, Heller, SIMPLE.

۱- مقدمه

سیستمهای خنک‌کننده مختلفی برای خنک کردن آب به کار گرفته می‌شوند. سیستمهای خنک‌کننده خشک و سایللی هستند که در آنها گرما از یک سیال به طور مستقیم به هوای محیط منتقل می‌شود. در سیستمهای خنک‌کننده خشک از مبدلهایی با سطوح توسعه یافته استفاده می‌شود که با جریان هوا خنک می‌شوند. در سیستم خنک‌کننده خشک غیر مستقیم^۳ که به نام اولین طراح آن پرفسور هلر^۴ مشهور است، عمل تخلیه گرما زائد بخار خروجی توربین به هوای محیط، از طریق یک مدار واسطه آب صورت می‌گیرد. در نتیجه عمل انتقال گرما می‌بایست در دو مرحله یعنی ابتدا از بخار به آب و سپس از آب به هوا صورت گیرد. انتقال گرمای مرحله اول در کندانسور صورت می‌گیرد. مرحله دوم یعنی انتقال گرما از واسطه به هوا در برج خنک‌کننده و از طریق مبدلهای مخصوص که به نام طراحان آن به مبدلهای هلر -فورگو موسوم است، صورت می‌گیرد. این مبدلهای حرارتی نیز از مجموعه لوله‌های پرده‌دار از جنس آلومینیم تشکیل شده که در واحدهایی با ابعاد معین و به صورت دلتا با وضعیت عمودی در پیرامون برج خنک‌کننده در فاصله مناسبی از ساختمان اصلی قرار دارند. سرعت و مقدار هوا در صورت استفاده از جریان اجباری از طریق دریچه‌های کرکره^۵ مانند و در صورت استفاده از برج با مکش اجباری از طریق تغییر سرعت و تعداد فن‌ها تنظیم می‌شود.

مهمترین خصوصیت برجهای خنک‌کننده خشک پایین بودن آب مصرفی آنهاست. با توجه به مشکل کمبود آب در ایران و مصرف بالای آب سیستمهای خنک‌کننده تر، به‌کارگیری برجهای خنک‌کننده خشک در راستای صرفه‌جویی مصرف آب و همچنین کاهش آلودگی منابع آبی بسیار مفید است. برجهای

خنک‌کننده خشک طبیعی نوع هلر کارایی خوبی در خنک کردن آب خروجی از کندانسورهای نیروگاههای حرارتی بخار دارند و در ایران نیز از این نمونه برج خنک‌کننده استفاده شده است. از معایب مهم برجهای خنک‌کننده خشک طبیعی، تاثیر شرایط جوی نظیر دمای محیط و سرعت باد بر روی راندمان برج خنک‌کننده است که استفاده از آنها را محدود ساخته است. همچنین هزینه اولیه ساخت برج و فضای اشغال شده آن نیز زیاد است. اما با توجه به کمبود منابع آب ایران، مطالعه بر روی این نوع برجهای خنک‌کننده و به‌کارگیری آنها در نیروگاهها مفید است. در این مقاله به اثر دمای محیط (با توجه به شرایط جوی ایران) بر روی دمای آب خروجی و عملکرد برج خنک‌کننده پرداخته می‌شود. هدف از این مقاله ارائه روش طراحی برجهای خنک‌کننده خشک طبیعی بر اساس مبانی نظری و محاسبات دقیق است.

طراحی برج خنک‌کننده خشک به روش ε -NTU توسط جابر و وب^[۱] بیان شده است. در این طراحی مبدل حرارتی با لوله‌های پرده‌دار مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق از الگوریتم طراحی مبدل حرارتی ارائه شده توسط جابر و وب^[۱] استفاده شده است، اما معادلات ارائه شده در مرجع^[۲] که غالباً تجربی‌اند نیز برای دقت بیشتر استفاده شده است.

بایز و کروجر^[۳] برنامه رایانه‌ای برای طراحی بهینه برج خنک‌کننده ارائه کرده‌اند. در این بهینه‌سازی تابع حالت هزینه است. پنی واسپالدینگ^[۴] یک مدل دو بعدی برای مطالعه عددی جریان در برج خنک‌کننده پیشنهاد کردند. آنها از روش اختلاف محدود برای حل عددی جریان داخل برج خنک‌کننده استفاده کرده‌اند، سپس مجموعدر و همکارانش^[۵و۶] این مدل برج خنک‌کننده با مکش اجباری را گسترش داد. این کد

آزمایش، از سرعت معلوم در ورودی برج استفاده کرده‌اند.

در این تحقیق از روش عددی سیمپل بر روی شبکه هم‌مکان و منطبق بر مرز استفاده شده است. مدل تلاطم $k-\varepsilon$ برای اثر اغتشاش به کار گرفته شده است. همچنین میدان حل جریان علاوه بر داخل برج شامل محیط اطراف آن نیز هست. مبدل حرارتی از نوع هلر به صورت رایانه‌ای شبیه سازی شده و به شکل عبارت چشمه در معادلات ناویر-استوکس و معادله انرژی ظاهر شده است. برنامه رایانه‌ای طراحی مبدل حرارتی با برنامه رایانه‌ای حل عددی جریان ترکیب شده است. با استفاده از برنامه‌های رایانه‌ای تدوین شده می‌توان کلیه خصوصیات ترمودینامیکی برج خنک‌کننده از قبیل دبی هوای برج، دمای آب خروجی برج خنک‌کننده، توزیع دما، سرعت و فشار داخل برج را به دست آورد.

۲- روش تحلیلی طراحی برج خنک‌کننده خشک

طبیعی

وقتی که دماهای ورودی دو سیال در یک مبدل حرارتی معلوم بوده و دماهای خروجی داده شده باشند و یا با اعمال موازنه انرژی به سهولت قابل محاسبه باشند، استفاده از روش اختلاف دمای لگاریتمی LMTD برای تجزیه و تحلیل مبدلهای حرارتی آسان است. ولی اگر فقط دماهای ورودی دو سیال معلوم باشند، استفاده از روش LMTD نیاز به سعی و خطا و تکرار دارد. در این حالت استفاده از روش NTU- ε ترجیح داده می‌شود.

حداکثر گرمای مجاز در اصل به وسیله یک مبدل جریان مخالف با طول بینهایت بزرگ قابل حصول است. در چنین مبدل حرارتی یکی از دو سیال حداکثر تغییر دمای مجاز $T_{w,in}-T_{w,out}$ را خواهد داشت. مقدار حداکثر انتقال گرما، q_{max} و مقدار واقعی انتقال گرما، q_h از معادلات زیر محاسبه می‌شوند.

$$\begin{aligned} q_h &= \dot{m}_a C_{Pa} (T_{a,out} - T_{a,in}) \\ q_h &= \dot{m}_w C_{Pw} (T_{w,in} - T_{w,out}) \\ q_{max} &= C_{min} (T_{w,in} - T_{a,out}) \end{aligned} \quad (1)$$

توسعه‌یافته موسوم به VERA2D قابلیت حل جریان جابه‌جایی طبیعی و اجباری دو بعدی را دارا بود. کیتان [۷] یک مدل عددی دیگر موسوم به STAR برای طراحی برج خنک‌کننده ارائه کرد. سپس بنتن و والدروف [۸] یک مدل رایانه‌ای برای شبیه‌سازی دوبعدی انتقال گرما، جرم و مومنت در برج خنک‌کننده بیان کردند. آنها از روش انتگرالی برای جریان دوبعدی شبه دائم در برج خنک‌کننده استفاده کردند. رادوساوفجویک و اسپالدینگ [۹] با استفاده از نرم افزار PHOENICS اثر جریان باد بر عملکرد برج خنک‌کننده را بررسی کرده‌اند. سو و همکارانش [۱۰] نیز با استفاده از نرم افزار NSTR اثر باد را روی راندمان برج خنک‌کننده خشک بررسی کرده‌اند.

اغلب کدهای رایانه‌ای فوق‌الذکر برای نرم افزارهای تجاری تدوین شده‌اند که به دلیل کلی بودن آنها نیاز به حافظه و زمان CPU زیادی دارند و در برخی موارد در پیشگویی جریان داخل برج دچار مشکل هستند [۱۱]. همچنین در تمام این کدها و تحقیقات، تنها به حل عددی جریان داخل برج پرداخته می‌شود و اثر مبدل حرارتی در نظر گرفته نمی‌شود. در حالی که عملاً باید اثر مبدل حرارتی و برج خنک‌کننده به صورت توأم مورد بررسی قرار گیرد. در مطالعه اخیر برنامه رایانه‌ای حل عددی جریان در برج خنک‌کننده تدوین شده و با برنامه رایانه‌ای شبیه سازی مبدل حرارتی نوع هلر کوپل شده است. بدین ترتیب پیشگویی بهتری برای دمای آب خروجی از برج به دست آمده است.

اخیراً هاوولادر و لیو [۱۱] به بیان حل عددی جریان در داخل برج خنک‌کننده تر طبیعی پرداختند. آنها از شبکه کارتیزین برای حل عددی استفاده کرده‌اند که به دلیل انحنای برج دارای خطای عددی زیادی هستند. همچنین آنها از یک مدل جبری ساده برای اغتشاش استفاده کرده‌اند که طبیعتاً برای جریان جابه‌جایی آزاد که در آن تلاطم جریان نقش زیادی دارد، نمی‌تواند صحیح باشد. همچنین در شبیه سازی انجام شده توسط هاوولادر و لیو [۱۱]، تنها داخل برج مورد مطالعه قرار گرفته است و با توجه به نتایج

راندمان پره، A_0 سطح انتقال گرمای خارجی لوله‌ها، A_i سطح انتقال گرمای داخلی لوله‌ها، h_i ضریب انتقال گرمای داخل لوله، h_0 ضریب انتقال حرارت سمت هوا، δ_t ضخامت لوله‌ها و R_j سایر مقاومت‌های دیگر در مقابل انتقال گرماست. این مقاومتها شامل مقاومت ناشی از رسوب و مقاومت تماس پره‌هاست.

برای افزایش ضریب انتقال گرمای سمت هوا در مبدل‌های حرارتی از لوله‌های پره‌دار استفاده می‌شود. بدین وسیله سطح انتقال گرما می‌تواند ۱۰ تا ۲۵ برابر افزایش یابد. معادلات مربوط به راندمان این مبدل‌ها، ضریب انتقال گرمای داخل لوله و ضریب انتقال گرمای سمت هوا برای مبدل‌های دارای پره در مراجع [۱۲ و ۲] ارائه شده‌اند و در اینجا از ذکر جزئیات آنها اجتناب شده است. همچنین برای طراحی ابعاد برج خنک کننده، افت فشار سمت هوا مبدل حرارتی مورد نیاز است. مقدار افت فشار از معادلات ارائه شده در مرجع [۱۲] به دست می‌آید.

مبدل حرارتی هلر در برج‌های خنک کننده نیروگاه شهید رجایی و شهید منتظری مورد استفاده قرار گرفته است. شکل شماتیک این مبدل در شکل (۱-الف) نشان داده شده است. این مبدل دارای ۲۴۰ لوله با دو پاس است که در ۶ ردیف قرار دارند. سه ردیف لوله در جهت رفت و سه ردیف در جهت برگشت قرار دارند. زاویه بین دو مبدل (دلتا) می‌تواند ۴۰ تا ۶۰ درجه باشد. برای تنظیم جریان هوای عبوری از روی مبدل از دریچه‌های کرکره مانند استفاده می‌شود. مشخصات یک ستون مبدل هلر استاندارد مطابق با شکل (۱) به شرح زیر است.

عرض: ۲۴ m، ارتفاع: ۱۵ m و عمق در جهت جریان هوا: ۱۵ mm

سطح جلویی یا سطح مبدل در مقابل جریان هوا: $34/5 \text{ m}^2$

قطر داخلی لوله‌ها: $17/1 \text{ mm}$ و قطر خارجی لوله‌ها: $2/58 \text{ mm}$

سطح آزاد عبور هوا در مبدل: $17/5 \text{ m}^2$

برای ساده شدن معادله (۷)، معادلات را به صورت زیر بازنویسی می‌کنیم.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_o} \quad (8)$$

C_p ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت، C_{\min} و C_{\max} به ترتیب حداقل و حداکثر مقادیر $m \cdot C_p$ و $m_w \cdot C_{pW}$ دمای آب ورودی به مبدل حرارتی، $T_{w,\text{out}}$ دمای آب خروجی از مبدل حرارتی، $T_{a,\text{in}}$ دمای هوای ورودی به مبدل حرارتی و $T_{a,\text{out}}$ دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی است (اندیس a مربوط به هوا و اندیس w مربوط به آب است). حال منطقی به نظر می‌رسد که بازده ε را به صورت نسبت انتقال گرمای واقعی به حداکثر انتقال گرمای مجاز تعریف کنیم.

$$\varepsilon = q_h / q_{\max} \quad (2)$$

بنابراین خواهیم داشت:

$$q_h = \varepsilon C_{\min} (T_{w,\text{in}} - T_{a,\text{out}}) \quad (3)$$

تعداد واحدهای انتقال NTU پارامتری بدون بعد است که در تجزیه و تحلیل مبدل‌های حرارتی به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد و به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (4)$$

در معادلات بالا UA ضریب کلی انتقال گرما مبدل حرارتی است. برای مبدل حرارتی با جریان مخالف داریم:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU \times (1 - C)]}{1 - C \times \exp[-NTU \times (1 - C)]} \quad C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (5)$$

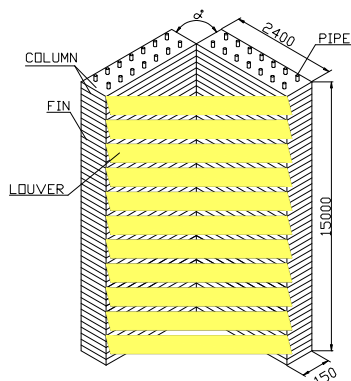
با در نظر گرفتن یک ضریب کوچکتر از واحد می‌توان از این معادله برای طراحی مبدل حرارتی برج خنک کننده استفاده کرد. روش دوم این است که از معادله‌ای که مخصوص مبدل‌های حرارتی با لوله‌های پره‌دار است استفاده کنیم [۱۲].

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[NTU^{0.22} \times \frac{\exp(-C \times NTU^{0.78}) - 1}{C} \right] \quad (6)$$

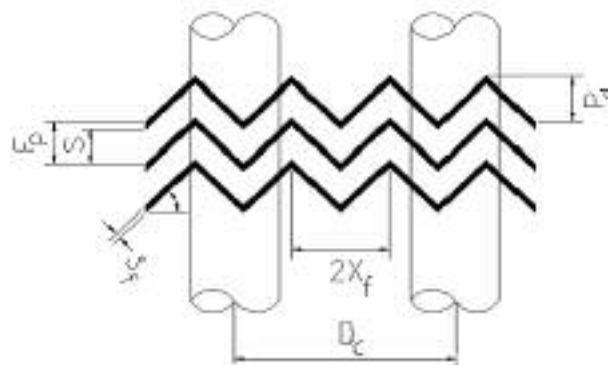
ضریب کلی انتقال گرما بر مبنای سطح جلویی در مبدل با لوله‌های پره‌دار را می‌توان بر مبنای هر سطح دلخواه در مبدل تعریف کرد. وابستگی این ضریب با ضرایب انتقال گرمای داخل لوله و خارج لوله به صورت زیر است [۱۲].

$$\frac{1}{UA_{\text{face}}} = \frac{1}{\eta_f h_0 A_0} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta_t}{h_t A_t} + R_j \quad (7)$$

که در آن، UA_{face} ضریب انتقال گرمای کلی سطح جلویی، η_f



ب) مشخصات یک ستون مبدل حرارتی هلر



الف) مبدل حرارتی با پره‌های موجی

شکل ۱- مبدل حرارتی با پره‌های موجی

دست آمده‌اند. افت فشار این مبدل بستگی به دبی هوا، شرایط فیزیکی هوا و همچنین به زاویه مابین جریان هوا و مبدل بستگی دارد. همان‌طور که گفته شد، مبدلها دو به دو به صورت دلتا کنار هم قرار می‌گیرند و زاویه بین آنها می‌تواند ۴۰ تا ۶۰ درجه باشد. زاویه بین جریان هوا و مبدل با توجه به شکل (۲) نصف زاویه بین دو مبدل در یک دلتا می‌باشد. شکل قرارگیری ستونها در شکل (۳) نمایش داده شده است. افت فشار هوا حین عبور از دلتاهای پیرامون برج، ΔP_{delta} ، از معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۲].

$$\Delta P_{\text{delta}} = \left[0.147 + 0.007 \times \left(\frac{1}{\sin^2(\alpha/2)} - 1 \right) \right] \times \left(\frac{G_{1,d}}{A_{\text{face}}} \times C_k^{0.5} \right)^{1.76} \quad (13)$$

که در آن $G_{1,d}$ دبی جرمی هوای ورودی یک ستون، A_{face} سطح جلویی یک ستون و α زاویه بین دو ستون دلتاست.

۳-۲- افت فشار مربوط به کرکره‌ها

افت فشار هوا در کرکره‌های ورودی برج، ΔP_{louver} ، از معادله زیر محاسبه می‌شود [۲].

$$\Delta P_{\text{louver}} = (0.00548) \times \left(\frac{G_{1,d}}{A_{\text{face}}} \times C_k^{0.5} \right)^2 \quad (14)$$

۳-۳- افت فشار پوسته برج خنک‌کننده

افت فشار هوای خروجی از پوسته برج، ΔP_{exit} ، از معادله

$$\alpha_i = h_i \frac{A_i}{A_{\text{face}}} \quad \text{و} \quad (9)$$

$$\frac{1}{\alpha_0} = \frac{1}{\eta h_0 A_0 / A_{\text{face}}} + \frac{\delta_t}{h_t A_t / A_{\text{face}}} + R_j \times A_{\text{face}}$$

در مبدل نوع هلر مورد استفاده، معادلات زیر به صورت تجربی به دست آمده‌اند [۱۲].

$$\alpha_i = (319 + 5.67 \times T_{w,\text{mean}}) \times L_1^{0.8} \quad (10)$$

$$\alpha_0 = 1180 \left[\frac{G_1}{A_{\text{face}}} \times C_k^{0.64} \right]^{0.515} \quad (11)$$

که در آن:

$$C_k = \frac{\rho_{0,a}}{\rho_{a,\text{mean}}} \quad \text{و}$$

$$\rho_{a,\text{mean}} = \frac{\rho_{a,\text{in}} + \rho_{a,\text{out}}}{2} \quad \text{و} \quad (12)$$

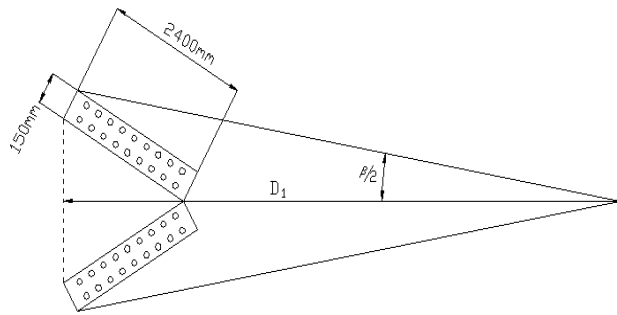
$$T_{w,\text{mean}} = \frac{T_{w,\text{in}} + T_{w,\text{out}}}{2}$$

در این معادلات، $T_{w,\text{mean}}$ دمای متوسط آب، L_1 دبی جرمی آب، G_1 آب، $\rho_{a,\text{in}}$ چگالی هوای ورودی، $\rho_{a,\text{out}}$ چگالی هوای خروجی و $\rho_{0,a}$ چگالی هوای محیط است. برای جزئیات بیشتر به مرجع [۱۲] رجوع شود.

۳- محاسبه افت فشار هوا در قسمت‌های مختلف برج خنک‌کننده

۳-۱- افت فشار هوا در مبدلها

در مبدل حرارتی نوع هلر، معادلاتی از طریق آزمایش به



شکل ۳- روابط هندسی مبدا حرارتی در پایه برج

$$D_i = \frac{2 \times 2.58 \times \sin(\alpha/2)}{\sin(\beta)} \quad \beta = \frac{360}{N_d} \quad (18)$$

که در این معادله، D_i قطر پایه برج و N_d تعداد ستونهای پیرامون برج است.

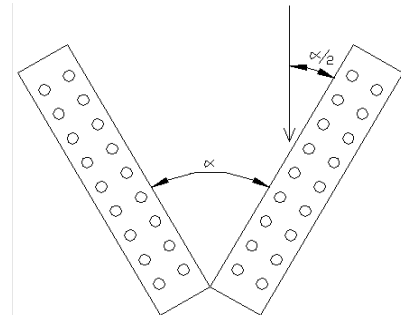
قطر فونداسیون برج تقریباً $1/5$ برابر قطر پایه برج است که این موضوع از نظر فضای مورد نیاز باید در نظر گرفته شود. با توجه به بلندی برج و اهمیت مسئله پایداری استاتیکی و دینامیکی آن نسبت ارتفاع به قطر پایه برج دارای محدودیتهایی است. از روی تعادل نیروها نتیجه می شود که قطر پایه حداقل باید $2/3$ ارتفاع باشد. با بررسی طرحهای انجام شده و نیز پروژههایی که در جهت بهینه سازی ابعاد برج انجام گرفته است، محدودی که برای قطر پایه، D_1 و قطر دهانه برج، D_2 با توجه به ارتفاع برج، H در نظر گرفته شده به صورت زیر است [۲].

$$0.7 < D_1 < H \quad (19)$$

$$0.4D_1 < D_2 < 0.7D_1 \quad (20)$$

۴- الگوریتم طراحی برج خنک کننده خشک به روش تحلیلی

پارامترهای معلوم برای طراحی برج عبارتند از: دبی آب ورودی به برج، دمای آب ورودی به برج، دمای آب خروجی از برج، شرایط محیط از قبیل دما، فشار و ... با توجه به موارد فوق به ارائه الگوریتم طراحی برج خنک کننده به صورت زیر است.



شکل ۲- زاویه بین جریان هوا و مبدا

زیر به دست می آید [۲].

$$\Delta P_{\text{exit}} = \frac{\rho_{\text{air,mean}}}{2g} \left[\frac{G_d}{3.6 \times \rho_{\text{air,mean}}} \times \frac{4}{(D_2 - 2)^2 \times \pi} \right]^2 \quad (15)$$

که در این معادله، G_d کل دبی هوای عبوری از دلتاها و D_2 قطر دهانه بالایی برج است.

۳-۴- محاسبه ارتفاع برج

ورود هوا به داخل برج و بالا رفتن آب به دلیل وجود نیروی شناوری ناشی از گرم شدن هوا در مبدا حرارتی می باشد. مکش برج با معادله زیر محاسبه می شود [۲].

$$\Delta P = g \times H_e \times \Delta \rho \quad (16)$$

H_e ارتفاع موثر برج است و برابر با فاصله وسط دلتا تا نوک برج است. معادله (۱۶) نشان می دهد که هر چه بلندتر باشد، اختلاف فشار بین بالا و پایین برج بیشتر شده و هوای بیشتری از برج خارج می شود. از طرف دیگر ارتفاع برج باید به اندازه ای باشد که موانعی که بر سر راه هوا وجود دارد را جبران کند، بنابراین:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{delta}} + \Delta P_{\text{louver}} + \Delta P_{\text{exit}} = g \times H_e \times \Delta \rho \quad (17)$$

۳-۵- محاسبه قطر پایه و دهانه بالایی برج خنک کننده

قطر پایه برج با توجه به زاویه بین ستونها در هر دلتا مشخص می شود. همان طور که گفته شد مبدل های استاندارد هلر معمولاً دارای عرض $2/4$ m و عمق $1/5$ m است. قطر پایه برج با توجه به شکل (۳) به صورت زیر محاسبه می شود [۲].

جدول ۱- مقایسه نتایج محاسباتی مشخصات هندسی برج با داده‌های نیروگاه شهید منتظری

نتایج محاسباتی	نیروگاه شهید منتظری	
۲۴۰	۲۳۸	تعداد ستونها
۹۸/۵۶	۱۰۰	قطر پایه برج (m)
۵۴/۲۱	۶۰	قطر دهانه بالایی برج (m)
۱۲۳/۳۵	۱۲۰	ارتفاع برج (m)

است و آن برای داده‌ها و شرایط طراحی نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان به کار برده شده است. شرایط طراحی عبارت‌اند از:

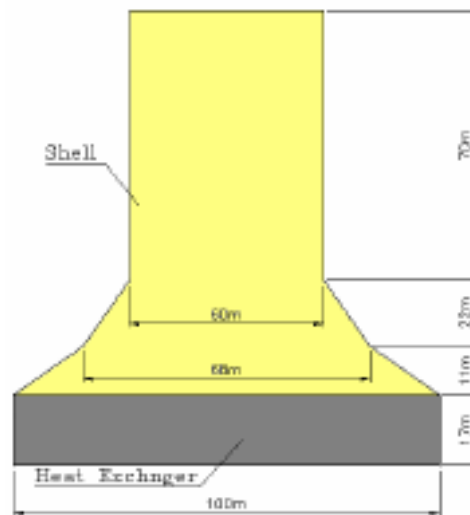
- ۱- دبی حجمی آب ورودی به برج $7 \text{ (m}^3/\text{s)}$:
 - ۲- دمای آب ورودی به برج (58°C) :
 - ۳- دمای آب خروجی از برج (48°C) :
 - ۴- دمای هوای ورودی به برج (30°C) :
 - ۵- دمای هوای خروجی از برج به‌عنوان یک حدس اولیه (50°C) :
 - ۶- فشار هوای ورودی به برج $(86/813 \text{ kPa})$:
 - ۷- زاویه بین کالوم‌ها در یک دلتا (درجه): 60
- با ورودی‌های داده شده به برنامه رایانه‌ای نتایج، جدول (۱) به‌دست آمده‌اند و با داده‌های تجربی نیروگاه شهید منتظری اصفهان مقایسه شده‌اند. مقایسه مقادیر محاسبه شده و مقادیر واقعی جدول (۱) نشان دهنده منطقی بودن روند طراحی است. جدول (۱) نشان می‌دهد که الگوریتم ارائه شده برای طراحی مشخصات برج صحیح بوده است. در این الگوریتم افت فشار در داخل برج به صورت تجربی استفاده شده است. در ادامه با حل عددی جریان جابه‌جایی طبیعی متلاطم در داخل و خارج برج خنک کننده با مشخصات هندسی نیروگاه شهید منتظری اصفهان، در شکل (۴)، مشخصات ترمودینامیکی نیروگاه از قبیل دمای آب خروجی از برج، دبی برج، افت فشار برج و سرعت هوا در قسمت مبدل حرارتی، به‌طور دقیق به دست می‌آید.

۶- معادلات حاکم بر جریان جابه‌جایی طبیعی و متلاطم در برج خنک کننده

در شبیه‌سازی عددی تأثیرات مبدل حرارتی بر جریان با به کارگیری روابط تحلیلی و اعمال نتایج حاصله از این روابط در

- ۱- دمای هوای خروجی از برج را حدس می‌زنیم.
- ۲- خواص ترموفیزیکی آب و هوا را در دمای متوسط محاسبه می‌کنیم. این خواص شامل چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، گرانشی و ضریب هدایت حرارتی است.
- ۳- دبی هوای عبوری از یک ستون مبدل را با در نظر گرفتن سرعت 3 متر بر ثانیه با مشخص بودن سطح گذردهی مبدل محاسبه می‌کنیم.
- ۴- میزان کل گرمای منتقل شده در مبدل حرارتی با استفاده از معادله (۱) محاسبه می‌شود.
- ۵- ضریب کلی انتقال گرما و میزان انتقال گرما از یک ستون مبدل گرما را با استفاده از معادلات (۲) تا (۱۲) به دست می‌آید.
- ۶- تعداد ستونهای مبدل حرارتی از تقسیم میزان کل انتقال گرما بر میزان انتقال گرمای یک ستون محاسبه می‌شود.
- ۷- دمای هوای خروجی از برج با استفاده از معادله (۱) به دست می‌آید.
- ۸- مراحل فوق را با جایگزینی دمای هوای خروجی محاسبه شده به جای دمای هوای حدس زده شده تکرار می‌کنیم تا اختلاف دمای خروجی محاسبه شده در آخرین مرحله و مرحله قبل ناچیز شود.
- ۹- قطر پایه و قطر دهانه برج خنک کننده را با استفاده از معادلات ارائه شده در بخش (۳-۵) محاسبه می‌کنیم.
- ۱۰- ارتفاع برج خنک کننده را با استفاده از معادلات ارائه شده در بخش (۳-۴) محاسبه می‌کنیم.

۵- نمونه طراحی برج خنک کننده خشک طبیعی
برای سهولت و دقت بیشتر، یک برنامه رایانه‌ای تدوین شده



شکل ۴- مشخصات هندسی برج خنک کننده نیروگاه شهید منتظری اصفهان

جدول ۲- معادل کمیتهای فیزیکی در شکل بقایی معادلات حاکم بر جریان

معادله حاکم	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
پیوستگی	1	0	0
مومنتم در راستای x	u	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x} - (\rho - \rho_{ref})g_x$
مومنتم در راستای r	v	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial r} - (\rho - \rho_{ref})g_r - f_r$
انرژی	T	$\Gamma + \Gamma_t$	q_h
انرژی اغتشاش	k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G - \rho\varepsilon$
استهلاک انرژی اغتشاش	ε	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$C_1 G \frac{\varepsilon}{k} - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k}$

در معادلات فوق u و v به ترتیب مولفه های سرعت در راستای x و r و p و T فشار و دمای استاتیک سیال، g شتاب گرانشی، μ گرانیوی ملکولی، ρ چگالی و Γ ضریب رسانایی سیال اند. ادی-گرانیوی متلاطم، μ_t و ضریب هدایت متلاطم، Γ_t به صورت زیر تعریف می شوند.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (22)$$

k انرژی جنبشی اغتشاشات و ε نرخ اتلاف آن است. عدد پرانتل متلاطم، $Pr_t = 0.9$ در نظر گرفته می شود. گرانیوی

معادلات حاکم بر جریان صورت می گیرد. معادلات حاکم بر جریان جابه جایی طبیعی دو بعدی با تقارن محوری در دستگاه مختصات استوانه ای شامل معادله پیوستگی، معادلات مومنتم در جهت های x و r ، معادله انرژی و معادلات مربوط به مدل تلاطم $k-\varepsilon$ اند. شکل بقایی و کلی معادلات حاکم بر جریان برای کمیت وابسته ϕ در معادله (۲۱) و جدول (۲) ارائه شده اند.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v\phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_\phi \quad (21)$$

ظاهر شده و برابر است با:

$$f_r = \frac{\Delta P}{H} \quad (27)$$

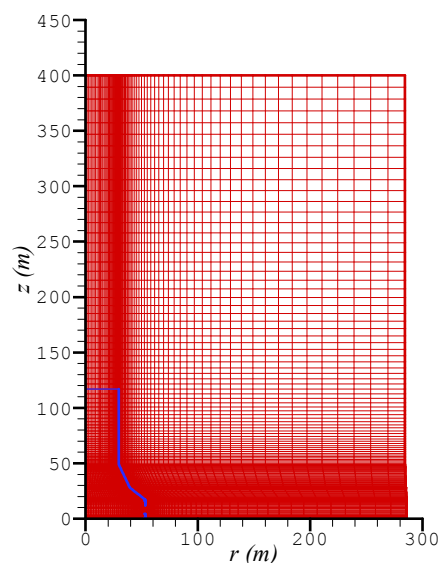
در معادله فوق ΔP افت فشار ناشی از وجود مبدل حرارتی است و با استفاده از معادلات (۱۳) و (۱۴) محاسبه می‌شود. گرمای منتقل شده در مبدل حرارتی به شکل، q_h در معادله انرژی ظاهر شده است و با استفاده از معادله (۱) محاسبه می‌شود. مقادیر f_r و q_h در عمق مبدل حرارتی در معادلات مومنتم و انرژی به صورت عبارت چشمه اضافه می‌شوند.

۷- شبکه میدان حل

از یک شبکه ساده جبری برای شبکه بندی میدان حل استفاده شده است. برای افزایش قابلیت‌های شبکه، در نزدیک مرزها، ناحیه ورودی و نواحی با گرادیان شدید، خطوط شبکه فشرده شده‌اند، شکل (۵). از دو شبکه نوع C و H برای حل عددی جریان استفاده شده است که نتایج یکسانی داشته است. برای شبکه نوع H، برنامه رایانه‌ای حل عددی جریان به روش چند بلوکی^۶ تغییر یافته است. در این مثال از دو بلوک برای حل عددی جریان استفاده شده است و برای کاهش تعداد بلوکها، ضخامت دیواره برج صفر در نظر گرفته شده است که تاثیری در نتایج ندارد. در دو طرف دیواره برج خنک‌کننده شرط مرزی عدم لغزش اعمال شده است. در مرز مشترک دو بلوک که در ناحیه ورودی برج و قسمت فوقانی آن قرار دارد، کلیه شارها برابر قرار داده شده‌اند [۱۴].

۸- روش حل عددی جریان و شرایط مرزی

برای حل عددی جریان از روش سیمپل تلفیقی (یا هم مکان) ارائه شده در مرجع [۱۵] در مختصات منطبق بر مرز استفاده شده است. در یک شبکه تلفیقی تمام متغیرها در یک نقطه در داخل حجم کنترل تمرکز یافته‌اند. با توجه به این که مقدار زیادی از عبارات در هر یک از معادلات ذاتا یکسان هستند، مقدار ضرایبی که باید محاسبه و ذخیره شوند حداقل شده و با انتخاب این نوع شبکه، برنامه‌نویسی آسانتر می‌شود.



شکل ۵- شبکه میدان حل

سینماتیک مؤثر سیال، μ_{eff} و ضریب هدایت حرارتی مؤثر سیال، Γ_{eff} از معادلات زیر به دست می‌آیند.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad \Gamma_{eff} = \Gamma + \Gamma_t \quad (23)$$

در معادلات جدول (۲)، G جمله تولید انرژی اغتشاشی است و به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$G = \frac{\mu_t}{\rho} S_{ij} S_{ij} + \frac{1}{\rho} \mu_t \beta g \cdot \nabla T \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (24)$$

ثابت‌های مدل تلاطم، C_1 ، C_2 ، σ_k ، σ_ϵ و C_μ ضرایب مدل $k-\epsilon$ استاندارد هستند و به ترتیب $1/44$ ، $1/92$ ، $0/1$ ، $1/3$ و $0/9$ در نظر گرفته شده‌اند.

عامل جریان در فرایند جابه‌جایی طبیعی نیروی شناوری است که در معادله مومنتم در راستای x ظاهر شده است. با به کارگیری تقریب بوزینسک [۱۳] مقدار آن برابر است با:

$$F_x = -(\rho - \rho_{ref}) g_x = -\rho g \beta_x (T - T_{ref}) \quad (25)$$

که در آن β ضریب انبساط حجمی هوا و T_{ref} دمای مرجع است. دمای مرجع برابر دمای محیط انتخاب شده است.

مقاومت ناشی از وجود مبدل حرارتی که در ورودی برج قرار داده شده است به شکل f_r در معادله مومنتم در جهت r

(بلوک دوم)، 120×180 در نظر گرفته شده است. مینیمم اندازه سلولها در جهت شعاعی برج، $\Delta r/D = 0.018$ و در جهت ارتفاع برج، $\Delta z/H = 0.017$ است که D قطر و H ارتفاع برج هستند. برای استفاده از قانون دیوار برای مدل تلاطم $k-\epsilon$ در دیواره‌های جامد برج، مطمئن شده‌ایم که y^+ اولین گره بعد از دیوار کمتر از 100 بوده است.

پارامترهای معلوم برای طراحی برج خنک کننده عبارت‌اند از: مشخصات هندسی برج، مشخصات مبدل حرارتی زیرین برج، دبی آب ورودی به برج، دمای آب ورودی به برج، شرایط محیط از قبیل دما، فشار و ... که در بخش (۵) معرفی شده‌اند. الگوریتم محاسبه و طراحی برج و روش تعیین دمای آب خروجی در بخش (۴) ارائه شده است.

مقایسه دمای آب خروجی پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده در جدول (۳) ارائه شده است. در شکل (۶) نیز، T_{ain} ، دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به برج)، T_{wout} ، دمای آب ورودی به برج، T_{woutp} ، دمای آب خروجی پیش‌بینی شده و T_{woutm} ، دمای آب خروجی اندازه‌گیری شده است. همان‌طور که در شکل (۶) مشخص است اختلاف دمای آب خروجی پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده $T_{woutp}-T_{woutm}$ از $1/07$ تا $2/63$ درجه سلسیوس تغییر می‌کند. خطای نسبی یعنی $T_{woutp}-T_{woutm}/T_{woutm}$ از $1/98$ تا $7/11$ درصد تغییر می‌کند.

یکی از دلایل خطا، وزش باد است. در اینجا هوای محیط ساکن فرض شده است، در حالی که در بیشتر مواقع وزش باد وجود دارد. یکی دیگر از دلایل ایجاد خطا نیمه‌باز بودن کرکره‌ها در شرایطی است که دمای محیط پایین است. خطاهای محاسباتی نیز وجود دارد.

در شکل (۷) تغییر دمای آب خروجی برج خنک‌کننده نسبت به تغییر دمای محیط ترسیم شده است. همان‌طور که در این شکل نشان داده شده است، با افزایش دمای محیط، دمای آب خروجی از برج افزایش می‌یابد. افزایش دمای آب خروجی از برج به دلیل افزایش دمای ورودی برج است. محدوده تغییر

شبکه تلفیقی در حل میدانهای پیچیده مزایای قابل توجهی دارد. هنگامی که مرزها دارای شیب ناپیوسته بوده و یا شرایط مرزی ناپیوسته باشند می‌توان یک مجموعه حجم کنترل منطبق بر مرزهای ناپیوسته در نظر گرفت (برای جزئیات بیشتر به مراجع [۱۴ و ۱۵] رجوع شود). برای بررسی اثر جابه‌جایی طبیعی در کل نواحی برج و تعیین دبی و افت فشار برج خنک‌کننده، داخل و خارج آن شبکه بندی شده و جریان در آن حل شده است.

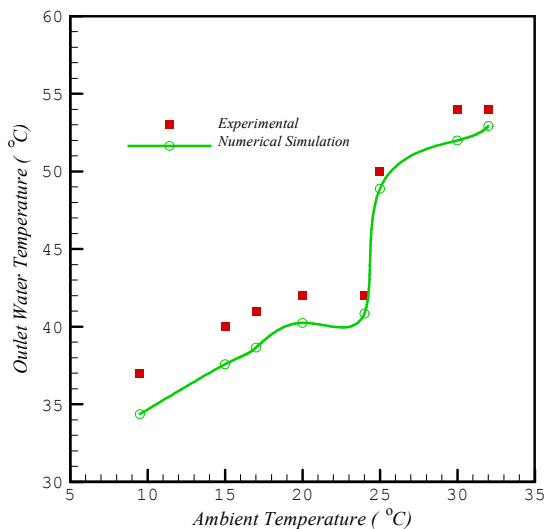
در شرط مرزی دیواره آدیاباتیک برج و کف آن، از شرط عدم لغزش برای مؤلفه‌های سرعت استفاده می‌شود و گرادیان فشار و دما بر روی دیواره صفر قرار داده می‌شود. در دور دست شرط مرزی بینهایت به کار برده می‌شود که در آن کلیه متغیرهای جریان از داخل میدان حل برونیابی مرتبه دوم می‌شوند. در روی محور تقارن شرط مرزی انعکاس استفاده شده و گرادیان کلیه متغیرها صفر قرار داده می‌شوند. در روش عددی سیمپل فشار بر روی تمام مرزها برونیابی می‌شود. از توابع دیوار برای محاسبه k و ϵ بر روی دو طرف دیواره‌های برج و کف آن استفاده شده است.

۹- بررسی نتایج

مبدل حرارتی برج شامل 238 ستون مبدل حرارتی هلر است که مشخصات و روابط انتقال گرما و افت فشار آن در بخشهای (۲) و (۳) و مراجع [۱۲ و ۲] ارائه شده‌اند. داده‌های تجربی برج خنک‌کننده خشک طبیعی نیروگاه شهید منتظری اصفهان برای معتبرسازی نتایج محاسباتی این شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است. از خصوصیات هندسی برج خنک‌کننده نیروگاه شهید منتظری نشان داده شده در شکل (۴) استفاده شده و شبکه داده شده در شکل (۵) به دست آمده است. مطالعه شبکه انجام یافته و دامنه حل عددی به صورت یک نیم استوانه به شعاع 250 متر (پنج برابر شعاع برج) و ارتفاع 400 متر (چهار برابر ارتفاع برج) انتخاب شده است. تعداد سلولهای شبکه در داخل برج و قسمت فوقانی آن (بلوک اول)، 180×80 و در ناحیه جانبی برج

جدول ۳- مقایسه مقدار دمای آب خروجی پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده نیروگاه شهید منتظری

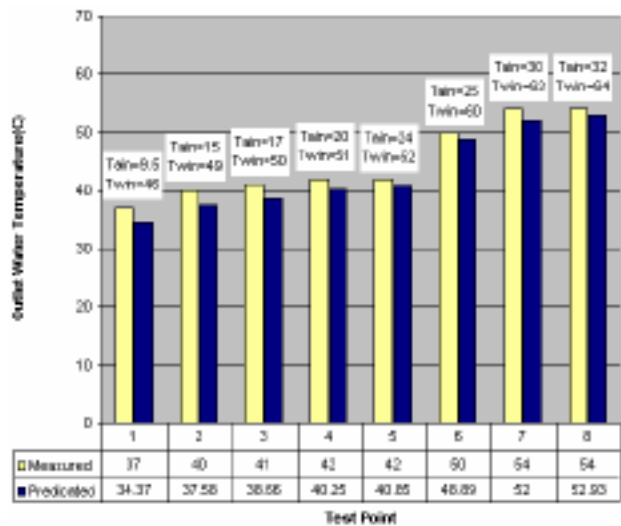
ردیف	دمای هوای محیط (°C)	دمای آب ورودی (°C)	دمای آب خروجی اندازه‌گیری شده (°C)	دمای آب خروجی پیش‌بینی شده (°C)	خطای نسبی (%)
۱	۹/۵	۴۶	۳۷	۳۴/۳۷	۷/۱۱
۲	۱۵	۴۹	۴۰	۳۷/۵۸	۶/۰۵
۳	۱۷	۵۰	۴۱	۳۸/۶۶	۵/۷۰
۴	۲۰	۵۱	۴۲	۴۰/۲۵	۴/۱۶
۵	۲۴	۵۲	۴۲	۴۰/۸۵	۴/۱۰
۶	۲۵	۶۰	۵۰	۴۸/۸۹	۲/۲۲
۷	۳۰	۶۳	۵۴	۵۲/۰۰	۲/۰۰
۸	۳۲	۶۴	۵۴	۵۲/۹۳	۱/۹۸



شکل ۷- تغییر دمای آب خروجی برج نسبت به تغییر دمای محیط و مقایسه با داده‌های نیروگاه شهید منتظری

است. حداکثر سرعت در مرکز برج بوده و مقدار آن ۵/۹۱ متر بر ثانیه محاسبه شده است. دبی حجمی عبوری از برج در شرایط فوق‌الذکر ۱۴۹۳۳ متر مکعب بر ثانیه به دست آمده است.

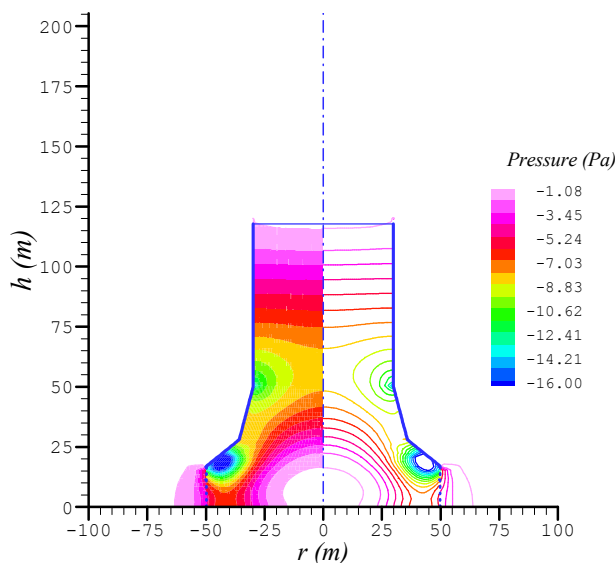
میدان فشار در شکل (۹) نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود، فشار در ناحیه ورودی برج در حدود فشار اتمسفر بوده و تا میانه‌های برج کاهش می‌یابد. سپس از میانه‌های برج افزایش می‌یابد و سرانجام در ناحیه خروجی برج



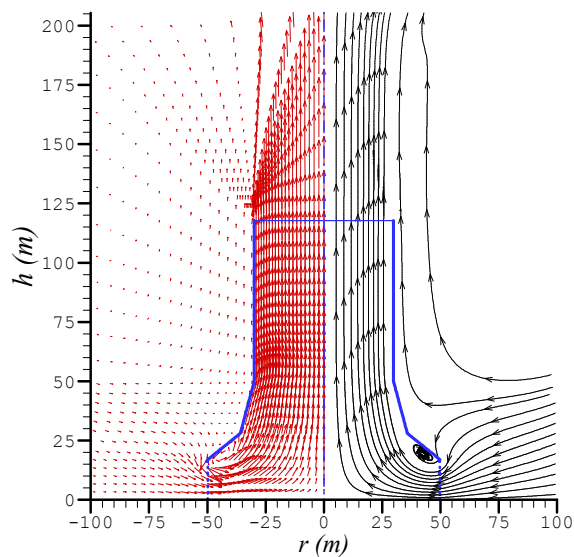
شکل ۶- مقایسه مقدار دمای آب خروجی پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده

خطای نسبی نشان می‌دهد که نتایج حاصله از این شبیه‌سازی نسبتاً خوب بوده و تا حدودی قابل قبول‌اند.

میدان بردارهای سرعت و خطوط جریان در شرایط دمای محیط ۲۵ درجه سلسیوس و دمای آب ورودی به برج ۶۰°C در شکل (۸) ترسیم شده‌اند. در لبه و ورودی برج گردابه‌ای مشاهده می‌شود که دلیل وجود آن تغییر ناگهانی جهت جریان است. در برج‌های سهمی شکل این گردابه کوچکتر بوده و یا حتی وجود ندارد. بنابراین افت فشار آنها کمتر



شکل ۹- میدان فشار نواحی مختلف برج خنک کننده خشک طبیعی



شکل ۸- میدان سرعت و خطوط جریان داخل و خارج برج خنک کننده خشک طبیعی

اختلاف دمای آب خروجی پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده از ۱/۱۱ تا ۲/۶۳ تغییر کرده و میانگین آن ۱/۸۵ است. بنابراین شبیه‌سازی عددی می‌تواند تا حدی برای پیش‌بینی دمای آب خروجی از برج و چگونگی توزیع کمیت‌های فیزیکی در برج مورد استفاده قرار گیرد. اختلاف نتایج تجربی و عددی به دلیل وجود باد در شرایط واقعی، افت‌های اجزای فرعی داخل برج (نظیر ساپورتها، اسپریرها و ...)، نیز نیمه باز بودن کرکره‌های هوای ورودی به برج و خطای محاسباتی است.

تشکر و قدردانی

از مدیریت محترم نیروگاه شهید محمد منتظری و مدیران محترم واحدهای مختلف نیروگاه که با حمایت خویش و با استفاده از امکانات آن نیروگاه انجام این تحقیق را ممکن ساختند، تشکر و قدردانی می‌شود. توفیق روز افزون این عزیزان را از خداوند متعال آرزو مندیم.

به فشار اتمسفر می‌رسد. در لبه ورودی برج به دلیل وجود گردابه یک ناحیه کم‌فشار پدید آمده است.

۱۰- نتیجه‌گیری

برنامه رایانه‌ای برای طراحی مبدل حرارتی و حل عددی جریان جابه‌جایی طبیعی متلاطم در داخل و بیرون برج تدوین شده و به هم کوپل شده‌اند. این برنامه رایانه‌ای برای برج خنک کننده نیروگاه شهید منتظری اصفهان آزمایش شده است. مقایسه نتایج برنامه رایانه‌ای طراحی برج خنک‌کننده نوع هلر، با یک نمونه واقعی نشان دهنده صحت مبانی نظری و منطقی بودن روند طراحی است. بنابراین می‌توان از برنامه رایانه‌ای برای طراحی برج خنک‌کننده نوع هلر استفاده کرد. با تلفیق حل عددی جریان و حل تحلیلی مبدل حرارتی، مشخصات ترمودینامیکی برج خنک کننده نظیر دمای آب خروجی، افت فشار برج، دبی برج و سرعت هوا در قسمت مبدل حرارتی به طور دقیقتری به دست می‌آید.

- | | | |
|---------------------------|--------------------------------|----------------|
| 1. colocated | 3. indirect dry cooling system | 5. louver |
| 2. body fitted coordinate | 4. Heller | 6. multi block |

مراجع

- H. Jaber and R. L. Webb, Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 837-845, 1989.
- Cooling Tower Document 'Shahid Mohammad Montazeri Thermal Power Plant', Isfahan, Iran, 1984.
- J. D. Buys and D. G. Kroger, Cost-Optimal Design of Dry Cooling Towers Through Mathematical Programming Techniques, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 128-133, 1989.
- T. R. Penny and D. B. Spalding, Validation of Cooling Tower Analyzer (VERA), Vols. 1 and 2, EPRI Report FP-1279, *Electric Power Research Institute*, Palo Alto, CA, 1979
- A. K. Majumdar, A. K. Singhal and D. B. Spalding, Numerical Modeling of Wet Cooling Towers, Part I. Mathematical and Physical Models, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 105, No. 4, pp. 728-735, 1983.
- A. K. Majumdar, A. K. Singhal and D. B. Spalding, "Numerical Modeling of Wet Cooling Towers. Part II. Applications to Natural and Mechanical Draft Towers", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 105 No. 4, pp. 736-743, 1983.
- Y. Caytan, "Validation of the Two Dimensional Numerical Model 'STAR' Developed for Cooling Tower Design", *Proceedings of the 3rd Cooling Tower Workshop*, International Association for Hydraulic Research, Budapest, Hungary, 1982.
- D. J. Benton and W. R. Waldrop, Computer Simulation of Transport Phenomena in Evaporation Cooling Towers, *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, Vol. 110, pp. 190-196, 1988.
- D. Radosavljevic, and D. B. Spalding, "Simultaneous Prediction of Internal and External Aerodynamic and Thermal Flow Field of a Natural Draft Cooling Tower in a Cross Wind", *Proc. 6th IAHR Cooling Tower Workshop*, Pisa, 1988.
- M. D. Su, G. F. Tang, and S. Fu, "Numerical Simulation of Fluid Flow and Thermal Performance of a Dry-Cooling Tower under Cross Wind Condition", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 79, pp. 289-306, 1999.
- M. N. A. Hawlader and B. M. Liu, "Numerical Study of the Thermal-Hydraulic Performance of Evaporative Natural Draft Cooling Towers", *Journal of Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 41-59, 2002.
- "HYSYS Software Documentation," *Shahid Mohammad Montazeri power plant*, Isfahan, Iran, 1984.
- [13] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, Wiley, 2nd Edition, 1988.
- J. Ferziger and M. Peric, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer Verlag, 1996.