Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 57(10) (2026) 1239-1262
DOI: 10.22060/mej.2026.25198.7927

Thermal performance assessment of two side-by-side natural draft dry cooling towers with circular and elliptical periphery radiator arrangements

Yaser Farahani, Mohsen Goodarzi*

Faculty of Engineering, Bu-Ali Sina University, Hamedan, Iran.

ABSTRACT: Wind deteriorates the thermal performance of natural draft dry cooling towers. In this study, the thermal performance of two side-by-side natural draft dry cooling towers with an elliptical radiator arrangement was numerically compared with that of a conventional circular arrangement using three-dimensional CFD simulations. Results revealed that the presence of an adjacent tower leads to a reduction in the heat transfer rate of each individual tower compared to the single-tower operation, highlighting the significant impact of flow interference between the towers. However, at wind speeds of 7 and 10 m/s, the elliptical arrangement outperformed the circular layout. Under high-wind conditions, the elliptical tower improves the thermal efficiency by approximately 18.2% to 29.5% compared to the conventional circular tower. Detailed flow field analysis revealed that the enhanced passage of warm air over the rear radiators in the elliptical arrangement increased the average temperature gradient along the lateral surfaces of these radiators, thereby improving their heat transfer rate. The findings suggest that the optimal radiator arrangement depends on the prevailing wind conditions at the installation site and plays a critical role in improving the thermal performance of natural draft dry cooling towers.

Review History:

Received: Dec. 02, 2025
Revised: Feb. 24, 2026
Accepted: Apr. 16, 2026
Available Online: Apr. 18, 2026

Keywords:

Dry Cooling Tower
Elliptical Cooling Tower
Circular Cooling Tower
Windy Condition
Side-by-Side Layout

1- Introduction

Power generation in thermal power plants is highly dependent on the condenser pressure, which in turn is governed by the inlet temperature of the cooling water. Unfortunately, crosswind significantly deteriorates the thermal performance of such cooling towers, resulting in reduced power generation as explained above. We et al. [1] showed through numerical simulations that two main factors contributed to the reduction in cooling tower efficiency. Several approaches have been proposed to mitigate the negative wind effects on NDDCT performance. Extensive research has shown that solutions modifying the flow pattern around the radiators are generally more effective. Goodarzi and Ramezanpour [2] proposed an elliptical arrangement of radiators instead of the conventional circular layout. They showed that an elliptical configuration, with its minor axis aligned with the wind direction, enhanced the thermal performance of the cooling tower under crosswind conditions.

In practice, a thermal power plant typically employs multiple cooling towers may operating side-by-side. A review of the above studies reveals that a vast majority of previous works have focused on mitigating the adverse effects of wind on a single cooling tower. However, considering that a thermal power plant typically employs groups of cooling towers, the mutual aerodynamic and thermal interactions among towers have received relatively limited attention. Recent research efforts have primarily focused on the use of windbreaks, the first and the most common mitigation technique on groups of adjacent cooling towers [3,4]. It seems that there is a gap in the knowledge of the potential positive effects of other proposed strategies, such as using non-circular radiator arrangements, which have not yet been explored in multi-tower systems. Therefore, the novelty and contribution of the present study is to numerically investigate the influence of the elliptical radiator arrangement, originally proposed by Goodarzi and Ramezanpour [2], on the thermal performance of two side-by-side cooling towers compared to the conventional circular configuration.

2- Modeling

The airflow inside and around the cooling towers is assumed to be steady, turbulent, and incompressible. To take account the buoyancy effect arising from small density variation between hot and cold air, the Bossiness approximation is applied in the vertical momentum equation. Turbulence is modeled using the standard model. The radiators are modeled as zero-thickness porous surfaces

*Corresponding author's email: m.goodarzi@basu.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

Table 1. Thermal efficiency and percent of thermal improvement of elliptical cooling tower at different wind speeds.

Cooling tower cross section	Performance	Wind velocity (m/s)			
		3	5	7	10
Circular	Thermal efficiency (%)	88.1	74.9	62.0	68.0
Elliptical	Thermal efficiency (%)	81.9	66.7	73.3	88.0
	Thermal improvement (%)	-7.0	-10.9	18.2	29.5

with a prescribed hot-water temperature. As the air passes through these radiators, it experiences both temperature rise and pressure drop. Accordingly, the effects of the radiators are represented by momentum and energy source terms in the governing equations.

Governing equations along with their corresponding boundary conditions were discretized using the finite volume method (FVM) on the constructed computational mesh and solved with ANSYS Fluent software. The SIMPLE algorithm was employed to couple the velocity and pressure fields and to solve the resulting set of nonlinear algebraic equations.

3- Results and Discussion

An indicator called "thermal improvement percentage" was introduced, defined as:

$$Thermal\ improvement\ (\%) = \frac{\dot{Q}_{elliptical} - \dot{Q}_{circular}}{\dot{Q}_{circular}} \qquad (1)$$

The numerical results of both thermal efficiency and thermal improvement percentage for all four configurations are summarized in Table 1. According to these results, all three elliptical-tower arrangements exhibit higher thermal performance than the conventional circular arrangement at wind velocities of 7 m/s and 10 m/s. At lower wind velocities (3 m/s and 5 m/s), thermal performances of layouts 3 and 4 remain comparable to that of the circular layout.

Moreover, the thermal efficiencies of all three elliptical-tower configurations at wind velocities of 7 m/s and 10 m/s are even higher than that of a single isolated circular tower without the presence of an adjacent tower. Additionally, comparing the thermal efficiency values of the circular tower in Table 3 with those shown in Fig.7 reveals that the efficiency of an isolated tower is higher than that of a tower located adjacent to another, confirming the negative aerodynamic interference between neighboring units.

Fig.1 shows polar curves depicting dimensionless distribution of outlet water temperature leaving radiator at four different wind velocities. It shows that there is possibility for warmed intake airflow to cross the rearward radiators out, which may make non-proportionality between intake mass-airflow-rate and cooling capacity.

Flow details inspection reveals that, for the center-to-center spacing between the two towers considered in this study, the presence of an adjacent cooling tower has only a slight influence on the flow field of the other tower, although this interaction becomes more noticeable at higher wind velocities. Nevertheless, the aerodynamic interference caused by the neighboring tower is more significant in the case of elliptical arrangement.

4- Conclusions

The main findings of this study are summarized as follows:

- Due to the smaller cross-sectional area of the elliptical cooling tower compared to the circular type, the mass flow rate through the tower under no-wind conditions decreases, leading to a 3.8% reduction in heat transfer compared to the conventional circular tower.
- The side-by-side elliptical configuration exhibits higher thermal efficiency than circular towers at the wind velocities of 7 and 10 m/s.
- Under high windy conditions, elliptical towers arranged side-by-side can enhance thermal performance by 18.2% to 29.5% relative to the conventional circular configuration.
- The formation of quasi-stagnant regions and the outflow of warm internal air through the rear radiators reduce the average temperature gradient over both sides of radiator surfaces, and are identified as the main causes of thermal efficiency degradation. The cross-sectional geometry and spatial arrangement of the towers directly affect these regions and consequently the averaged thermal gradient over the radiator surfaces.

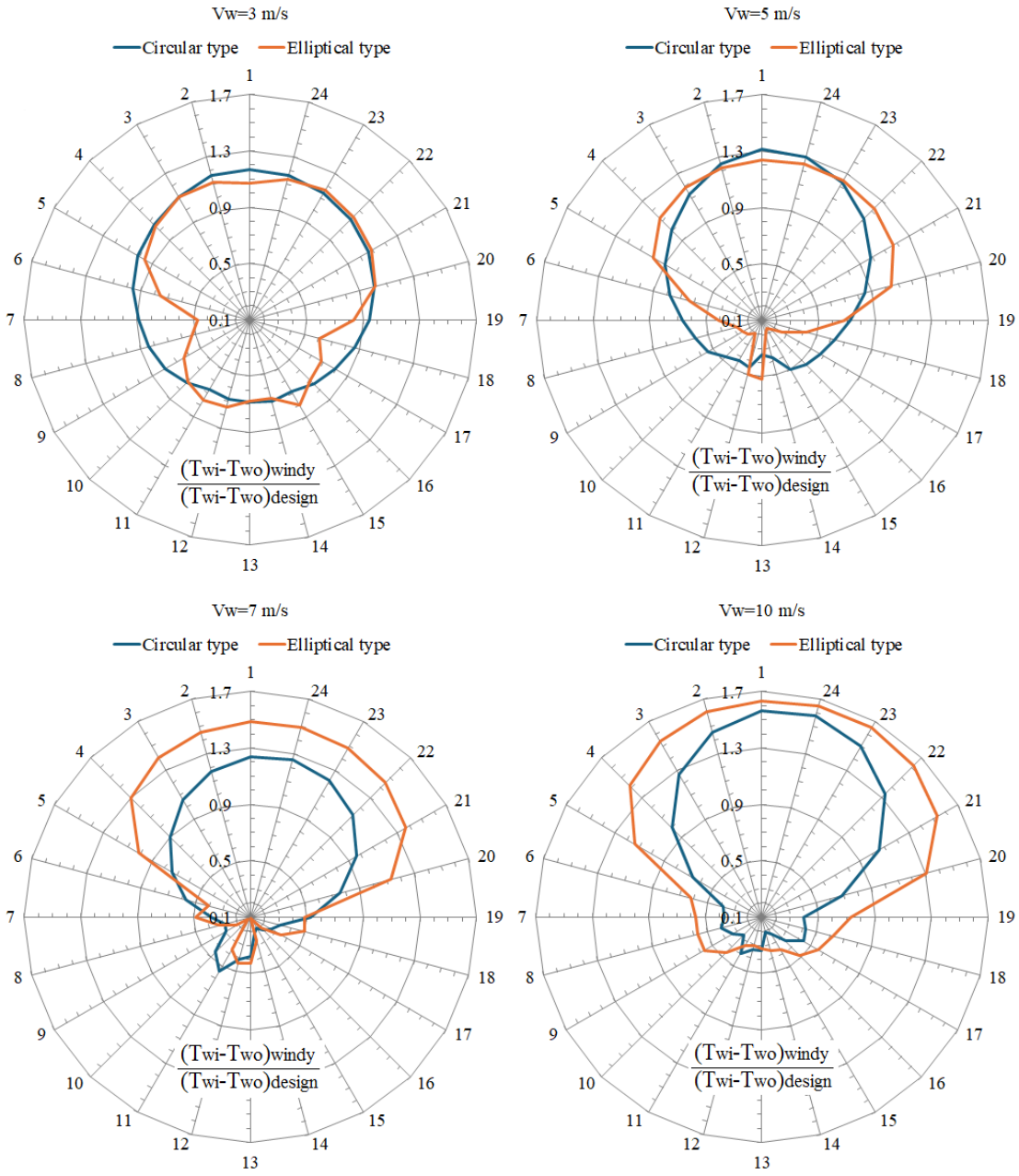


Fig. 1. Dimensionless distribution of outlet water temperature leaving radiator at different wind velocities.

References

[1] Q.D. We, B.Y. Zhang BY, K.Q. Liu, and X.Z. Meng, A study of the unfavorable effects of wind on the cooling efficiency of dry cooling towers. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, (1995) 54-55.

[2] M. Goodarzi, and R. Ramezanpour, Alternative geometry for cylindrical natural draft cooling tower with higher cooling efficiency under crosswind condition. Energy Conversion and Management, 77 (2014) 243-249.

[3] J. Yan, W. Wang, L. Chen, L. Yang, and X. Du, Enhancement of Thermo-Flow Performances by Windbreakers for Two-Tower Indirect Dry Cooling System, Journal of Thermal Sciences, 29 (2020) 676-686.

[4] A. Jahangiri, M. Ebrahim Sarbandi Farahani, G. Ahmadi, A. Shahsavar, A. Borzouei, and H. Gharehbaei, Coupled CFD and 3E (Energy, Exergy and Economical) analysis of using windbreak walls in heller type cooling towers, Journal of Clean Production, 358 (2022) 131550.

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۷، شماره ۱۰، سال ۱۴۰۴، صفحات ۱۲۳۹ تا ۱۲۶۲
DOI: 10.22060/mej.2026.25198.7927

بررسی عملکرد حرارتی دو برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی کنار هم با دو چیدمان محیطی دایروی و بیضوی از رادیاتورها

یاسر فراهانی، محسن گودرزی *

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بوعلی سینا، همدان، ایران.

خلاصه: وزش باد باعث کاهش کارایی حرارتی برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی می‌شود. در این پژوهش، عملکرد حرارتی دو برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی کنار هم با چیدمان بیضوی رادیاتورها در مقایسه با چیدمان متداول دایروی، به روش شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی بررسی شد. نتایج نشان داد حضور برج مجاور موجب کاهش نرخ انتقال حرارت هر برج نسبت به وضعیت بدون حضور برج دیگری است، که ناشی از تداخل جریان در فاصلهٔ بین دو برج است. با این حال، در سرعت‌های باد ۷ و ۱۰ متر بر ثانیه، چیدمان بیضوی رادیاتورها عملکرد حرارتی بهتری نسبت به چیدمان دایروی نشان می‌دهد. پیش‌بینی شد که در سرعت‌های زیاد بالا، برج خنک‌کن بیضوی کارایی حرارتی را نسبت به برج خنک‌کن دایروی از ۱۸/۲ تا ۲۹/۵ درصد افزایش خواهد داد. تحلیل جزئیات میدان جریان نشان داد که افزایش میزان عبور هوای گرم از روی رادیاتورهای پشتی برج خنک‌کن بیضوی، موجب افزایش متوسط گرادیان دما در طرفین رادیاتورها شده، و در نتیجه بهبود نرخ انتقال حرارت آن‌ها را در پی دارد. بر اساس نتایج حاصل شده، انتخاب چیدمان بهینه رادیاتورهای برج‌های خنک‌کن خشک به سرعت غالب وزش باد در محل احداث وابسته است و می‌تواند نقش مهمی در ارتقای عملکرد حرارتی برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی داشته باشد.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۴۰۴/۰۹/۱۱
بازنگری: ۱۴۰۴/۱۲/۰۵
پذیرش: ۱۴۰۵/۰۱/۲۷
ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۱/۲۹

کلمات کلیدی:
برج خنک‌کن خشک
برج خنک‌کن بیضوی
برج خنک‌کن دایروی
شرایط وزش باد
آرایش کنار هم

۱- مقدمه

تولید توان در نیروگاه‌های حرارتی وابسته به فشار کندانسور است. فشار کندانسور هم وابسته به دمای آب خنک‌کنی است که وارد آن می‌شود. آب خنک‌کن کندانسور حرارت جذب شده از بخار آب خروجی از توربین را در برج خنک‌کن به محیط انتقال می‌دهد. به این ترتیب، کاهش نرخ انتقال حرارت در برج خنک‌کن باعث افزایش فشار کندانسور و کاهش توان تولیدی نیروگاه می‌شود.

در مناطقی که با کمبود منابع آبی مواجه هستند، استفاده از برج خنک‌کن خشک با جریان طبیعی[1] مرسوم و حتی اجباری است. وزش باد باعث کاهش نرخ انتقال حرارت در این‌گونه از برج‌های خنک‌کن می‌شود. دوپریز و کروگر [۱] به روش عددی اثر نامطلوب باد را بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن نشان دادند. وی و همکارانش [۲] به روش عددی نشان دادند که دو عامل مهم شتاب گرفتن جریان هوا در مجاورت رادیاتورهای جانبی عمودی نصب شده در پایین برج خنک‌کن، و کج شدن تنورهٔ خروجی از دهانهٔ بالایی آن، باعث کاهش راندمان حرارتی برج خنک‌کن می‌شوند.

بر اساس عوامل شناسایی شدهٔ مذکور، راهکارهایی برای کاهش اثرات نامطلوب باد بر عملکرد برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی ارائه شده‌اند. این راهکارها در حالت کلی به دو دسته اصلی دسته بندی می‌شوند؛ بهبود ساز و کارهای انتقال حرارت هوای عبوری از روی رادیاتورها (سمت هوا)، و بهینه‌سازی در سمت جریان آب.

راهکارهای ارائه شده برای بهبود انتقال حرارت در سمت جریان هوا روش‌هایی مبتنی بر کاهش فشار درون برج هستند. این روش‌ها عمدتاً با تزریق هوای گرم به درون برج خنک‌کن یا کاهش خفگی تنورهٔ خروجی از دودکش برج شناخته می‌شوند. تزریق هوای گرم با کاهش چگالی هوای داخل برج، نیروی غوطه‌وری را که ساز و کار اصلی مکش هوا به درون برج است، تقویت می‌کند. در این زمینه می‌توان به پژوهش‌های کلیمانک و همکارانش [۳]، چن و همکارانش [۴]، و یانگ و همکارانش [۵] اشاره کرد. آن‌ها نشان دادند که استفاده از تزریق گاز داغ موجب افزایش کارایی حرارتی

1. Natural draft dry cooling tower (NDDCT)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m.goodarzi@basu.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

برج‌های خنک‌کن می‌شود. با این حال، این روش باعث تشدید خوردگی درون برج نیز خواهد شد. گودرزی [۶] استفاده از دودکش مایل را برای کاهش اثر کج شدن تنورهٔ خروجی از برج خنک‌کن پیشنهاد داد. او به کمک روش عددی نشان داد که دودکش مایل می‌تواند اثر خفگی در تنورهٔ خروجی را کاهش داده و تا حدود ۹ درصد باعث بهبود کارایی حرارتی برج شود.

راهکار مؤثر دیگر برای جریان سمت هوا، استفاده از بادشکن‌های خارجی و داخلی است. پژوهش‌های متعدد نشان داده‌اند که راهکارهای مؤثر بر الگوی جریان هوا در مجاورت رادیاتورها، نقش قابل‌توجهی در ارتقای عملکرد حرارتی برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی ایفا می‌کنند. الوکد و به‌نیا [۷]، و ژای و فو [۸] تأثیر چند هندسهٔ مختلف از بادشکن‌ها را بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن به هنگام وزش باد بررسی کردند. نتایج آن‌ها تأثیر مثبت بادشکن‌ها را از طریق تغییر مطلوب الگوی جریان در اطراف رادیاتورهای جانبی نشان داد. گودرزی و کی‌منش [۹] استفاده از بادشکن‌هایی با ساختار رادیاتوری را پیشنهاد دادن. آن‌ها نشان دادند که این نوع بادشکن در مقایسه با بادشکن‌های صلب، بهبود عملکرد مؤثرتری ایجاد می‌کند و قادر است کارایی حرارتی برج را تا نزدیک به ۹۰ درصد شرایط طراحی و بدون وزش باد ارتقا دهد. قاسمی و همکارانش [۱۰] به روش عددی اثر مطلوب بادشکن‌های مسطح داخلی، بادشکن‌های گرد خارجی، و ترکیب آن‌ها را بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن اندازه‌گیری کردند. سیفی و همکاران [۱۱] تأثیر دو و چهار بادشکن خارجی را بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن ارزیابی کردند و نشان دادند بادشکن چهارتایی عملکرد بهتری از نوع دوتایی آن دارد. شیرازی و جهانگیری [۱۲] سه طرح جدید بادشکن داخلی را پیشنهاد دادند و به روش عددی میزان بهبود در عملکرد حرارتی برج خنک‌کن را مقایسه کردند. نتایج پژوهش‌ها روی بادشکن‌های مختلف نشان داده‌اند که بادشکن‌های خارجی تأثیر مثبت بیشتری بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن دارند.

استفاده از دو راهکار پیش‌گفته شده با چالش‌های جدی همراه هستند. تزریق محصولات احتراق به درون برج، ریسک خوردگی بدنه و لوله‌ها را افزایش می‌دهد، و به‌کارگیری بادشکن‌ها نیز مستلزم نصب سازه‌های بزرگ بر روی برج خنک‌کن است. با توجه به این چالش‌ها، راهکار سومی معرفی شد. گودرزی و رمضان‌پور [۱۳] چیدمان بیضوی رادیاتورها را به‌جای چیدمان دایروی معمول پیشنهاد کردند. آن‌ها نشان دادند که چیدمان بیضوی با قطر کوچک در امتداد باد، باعث بهبود عملکرد حرارتی برج خنک‌کن در مقایسه با چیدمان معمول دایروی می‌شود. در طرح پیشنهادی گودرزی و رمضان‌پور [۱۳] سطح مقطع افقی برج در تمامی سه قسمت دودکش برج، بیضوی بود. چن و همکارانش [۱۴] با اعمال تغییری در طرح پیشنهادی گودرزی و رمضان‌پور [۱۳] بخش اصلی و انتهایی دودکش برج را دایروی کردند تا افت فشار در این بخش از دودکش را کاهش دهند. این تغییر باعث بهبود جزئی در عملکرد برج خنک‌کن شد. بهبودهای حاصل شده تحت‌تأثیر چیدمان‌های غیردایروی رادیاتورها به جهت وزش باد وابستگی دارند. تغییر جهت وزش باد حتی ممکن است عملکرد حرارتی برج‌های خنک‌کن غیردایروی را کمتر از نوع معمول دایروی کند. گودرزی و مرادی مریم‌نگاری [۱۵] چیدمان دندانه‌ای رادیاتورها را پیشنهاد دادند، که کارایی آن مستقل از جهت وزش باد بود.

راهکار ارائه شده برای جریان سمت آب، توزیع نامتقارن آب در رادیاتورها بود. گودرزی و عموئی [۱۶] ایدهٔ توزیع غیریکنواخت آب در رادیاتورها را پیشنهاد دادند. آن‌ها نشان دادند که با اختصاص دادن دبی بیشتری از آب گرم به رادیاتورهای مقابل به باد و کاهش دبی آب گرم اختصاص داده شده به رادیاتورهای جانبی، عملکرد حرارتی برج خنک‌کن بهبود می‌یابد. گرچه بهبود ایجاد شده با این راهکار در مقایسه با راهکارهای قبلی ناچیز بود، لیکن قابلیت بالای عملیاتی کردن آن از مزایای قابل توجه این راهکار بود. با هدف افزایش میزان انتقال حرارت در برج خنک‌کن، دونگ و لی [۱۷] با به‌کارگیری بادشکن و توزیع غیریکنواخت آب در رادیاتورها، و به روش شبیه‌سازی عددی، اقدام به بهینه‌سازی هم‌زمان بادشکن و توزیع آب در یک برج خنک‌کن نمونه کردند.

در عمل، نیروگاه‌های حرارتی از چندین برج خنک‌کن بصورت هم‌زمان استفاده می‌کنند که عملکرد هریک از آن‌ها تحت‌تأثیر حضور دیگر برج‌ها خواهد بود. لیائو و همکارانش [۱۸] به صورت عددی اثر فاصلهٔ برج‌ها بر عملکرد حرارتی آن‌ها را بررسی کرده و نشان دادند که نسبت فاصلهٔ کمتر از یک قطر پایینی برج باعث کاهش راندمان مجموعه برج‌ها می‌شود. کی و همکارانش [۱۹] نشان دادند که تغییر آرایش هندسی چهار برج بزرگ، توزیع بار باد روی بدنه را به طور محسوسی تغییر می‌دهد. غفاری و گل‌نشان [۲۰] اثر سرعت و زاویه باد را برای سه برج خطی بررسی کرده و گزارش کردند که بهترین عملکرد در زاویه وزش باد صفر درجه نسبت به راس مثلث حاصل می‌شود، در حالیکه در زوایای وزش باد ۳۰ و ۶۰ درجه، عملکرد هر برج تقریباً مشابه برج منفرد بدون حضور برج‌های دیگر است. خاموشی و همکارانش [۲۲، ۲۱] نشان دادند که جریان جداشده از برج بادگیر جلویی موجب کاهش سرعت باد در جلوی برج میانی شده، اما با افزایش فاصله برج‌ها این اثر

کاهش می‌یابد. همچنین در شرایط بدون باد، فاصله کمتر از دو برابر قطر برج باعث محدودیت تأمین هوا و افت عملکرد حرارتی مجموعه برج‌ها می‌شود، به نحوی که در آرایش سه‌برج، دفع حرارت برج میانی در فواصل کم تا ۱۵ درصد کاهش می‌یابد. ما و همکارانش [۲۳] برهم‌کنش دو برج مجاور را تحلیل کرده و نشان دادند این برهم‌کنش عمدتاً نیمه‌های مجاور را تحت‌تأثیر قرار می‌دهد و برای بیشینه راندمان انرژی، بار واحدها باید یکسان باشد. دونگ و همکارانش [۲۴] اثر فاصله و زاویه باد بر راه‌اندازی برج‌های دوتایی را بررسی کردند و نتیجه گرفتند که زمان راه‌اندازی تابع سرعت و زاویه باد است. جهانگیری و همکارانش [۲۵] بهبود عملکرد سه برج خطی را با بادشکن و تزریق گاز بررسی کرده و نشان دادند که تزریق گاز داغ باعث افزایش دبی هوای مکیده شده به داخل برج، و بادشکن موجب بهبود عملکرد در شرایط مختلف باد می‌شوند. یان و همکارانش [۲۶] نیز نشان دادند باد عملکرد سامانه دو برجی غیرمستقیم را تضعیف می‌کند، اما استفاده از بادشکن خارجی در زوایای مختلف باد عملکرد را بهبود می‌دهد، هرچند در ناحیه پشتی کاهش دبی هوا رخ می‌دهد.

جیانگ و همکارانش [۲۷] بصورت عددی اثر سرعت و جهت باد را بر عملکرد پایدار و دینامیکی گروه برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی بررسی کردند. نتایج نشان داد باد جانبی ظرفیت انتقال حرارت را کاهش داده و با افزایش سرعت باد، نرخ دفع حرارت و عملکرد حرارتی افت می‌کند. همچنین افزایش تلاطم و گردابه‌ها موجب افزایش زمان پاسخ حرارتی می‌شود. زمان پاسخ در زوایای ۴۵ و ۹۰ درجه مشابه است، اما در زاویه صفر درجه، برج بادپناه نسبت به برج بادگیر پاسخ سریع‌تری دارد. جهانگیری و همکارانش [۲۸] برای برج‌های نوع هلر مجهز به بادشکن نشان دادند که در شرایط باد غالب، راندمان انرژی و اگزرژی افزایش یافته و حدود ۶/۵ مگاوات توان اضافی تولید شده و طرح از نظر اقتصادی دارای دوره بازگشت ۱۴ تا ۱۶ ماه است. ما و همکارانش [۲۹] بیان کردند برهم‌کنش دو برج شامل اثر منفی متقابل و اثر مثبت بادشکنی بوده و به جهت و سرعت باد وابسته است، به نحوی که با افزایش زاویه حمله عملکرد برج بالادست بهبود یافته و با افزایش فاصله، اختلاف عملکرد کاهش می‌یابد.

مرور پژوهش‌های پیشین نشان می‌دهد که چارچوب غالب پژوهش‌ها بر بهینه‌سازی عملکرد حرارتی برج‌های خنک‌کن منفرد استوار بوده و راهکارهای ارائه‌شده عمدتاً در بحث اصلاح شرایط جریان هوای اطراف برج و توزیع بهینه آب متمرکز شده‌اند. با وجود پیشرفت‌های حاصل‌شده در این حوزه، انتقال‌پذیری این راهکارها به آرایش‌های چندبرجی که در مقیاس صنعتی کاربرد گسترده‌تری دارند به طور کامل انجام نشده است. از طرفی، نتایج به‌دست‌آمده برای برج منفرد الزاماً قابل تعمیم به آرایش چندتایی برج‌ها نیستند. مطالعات اخیر در حوزه برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی چندتایی، تمرکز خود را عمدتاً بر اثر متقابل فاصله‌های مختلف برج‌ها بر روی یکدیگر، تزریق گاز داغ درون برج‌ها و به‌کارگیری بادشکن به عنوان راهکار غالب بهبود عملکرد حرارتی معطوف کرده‌اند. در مقابل، نقش چیدمان هندسی رادیاتورها در بستر آرایش‌های چندتایی برج‌ها مورد توجه نبوده است. همهٔ این مطالعات روی برج‌های معمول دایروی انجام شده‌اند. این در حالی است که اصلاح چیدمان رادیاتور برج‌ها می‌تواند بدون تحمیل هزینه‌های بهره‌برداری اضافی، به عنوان یک راهکار طراحی غیرفعال و پایدار، ظرفیت قابل‌توجهی برای ارتقای راندمان حرارتی برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی فراهم آورد. عملکرد چیدمان بیضوی رادیاتورها که پیش‌تر توسط گودرزی و رمضان‌پور [۱۳] برای برج منفرد پیشنهاد شده است، تاکنون در آرایش گروهی برج‌ها مورد ارزیابی قرار نگرفته است. در پاسخ به این خلأ پژوهشی، مطالعه حاضر با بهره‌گیری از شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی، به بررسی عملکرد حرارتی دو برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی در آرایش کنار هم[1] برج‌ها و تحت دو سناریوی چیدمان معمول دایروی و بیضوی رادیاتورها پرداخته است. تحلیل‌ها، در چهار سرعت باد عرضی به منظور بازنمایی شرایط عملیاتی مختلف انجام شده‌اند تا تأثیر چیدمان رادیاتورها بر شاخص راندمان حرارتی بصورت کمی پیش‌بینی شود.

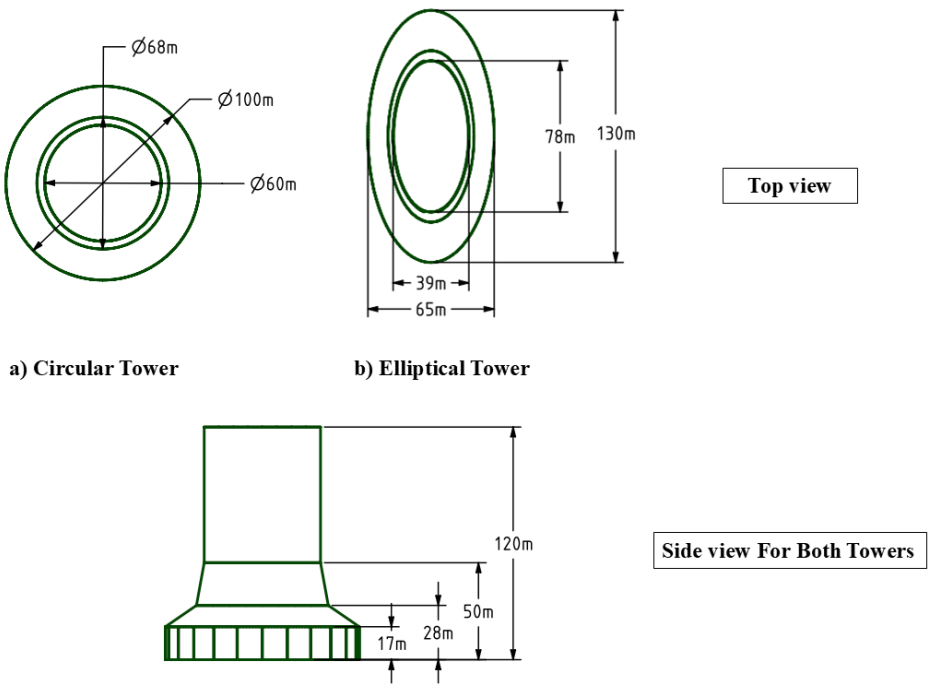
۲- مدل‌سازی

۲- ۱- مدل فیزیکی

شکل ۱ مشخصات هندسی برج‌های خنک‌کن دایروی و بیضوی را نشان می‌دهد. این مشخصات هندسی متعلق به یک برج خنک‌کن معمول ۲۹۰ مگاواتی است [۱۳] که از نمونهٔ آن در نیروگاه شهید منتظری بهره‌برداری می‌شود. برای مقایسهٔ کمی مناسب، محیط مقطع افقی دو برج خنک‌کن دایروی و بیضوی نظیر به نظیر یکسان هستند تا مساحت کل رادیاتورها در هر دو یکسان باشند. مطابق با مدل فیزیکی گودرزی و رمضان‌پور [۱۳] قطر بزرگ بیضی دو برابر قطر کوچک آن انتخاب شده است.

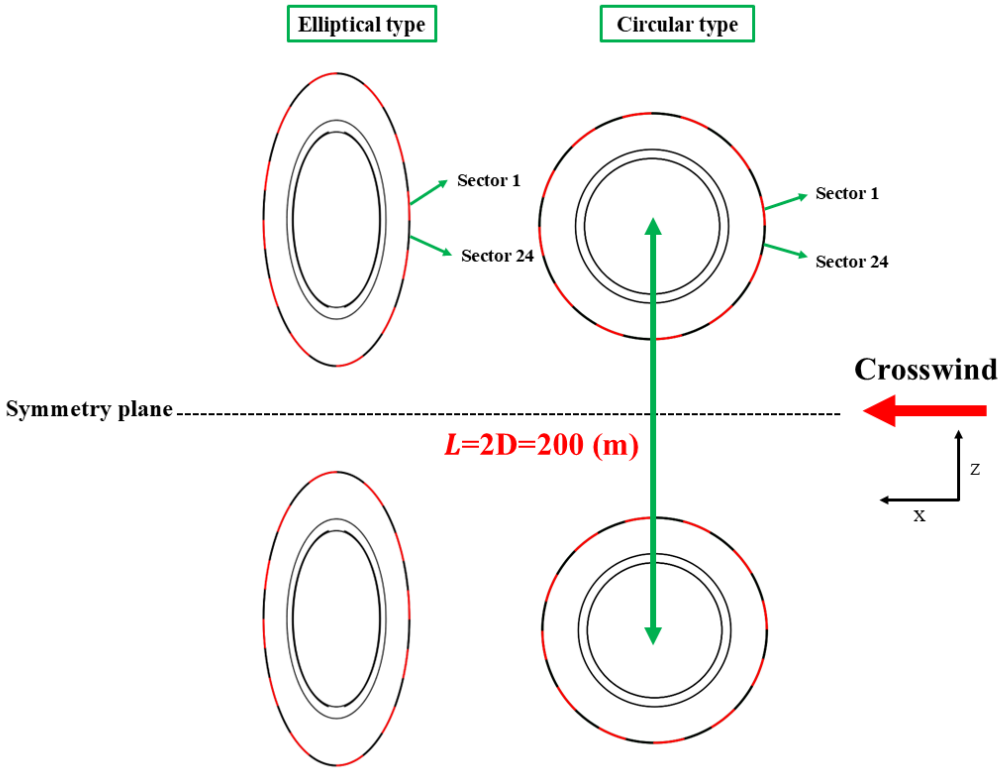
در شکل ۲ نحوهٔ قرارگیری دو برج خنک‌کن در کنار یکدیگر و با توجه به جهت وزش باد نشان داده شده است. فاصلهٔ مرکز به مرکز برج‌های خنک‌کن دو برابر قطر پایه برج خنک‌کن معمول دایروی در نظر گرفته شده است [۱۸ و ۲۵ و ۲۸]. جهت بررسی توزیع انتقال حرارت، سطح کلی رادیاتورها به ۲۴

1. Side by side



شکل ۱. مشخصات هندسی دو نوع برج خنک‌کن معمول دایروی و بیضوی.

Fig. 1. Geometrical information of two types of cooling towers.



شکل ۲. قرارگیری دو برج خنک‌کن کنار هم نسبت به جهت وزش باد.

Fig. 2. Layouts of two cooling towers relative to the wind direction.

قطاع مساوی تقسیم شده است. در شکل ۲ قطاع‌های ۱ و ۲۴ نسبت به جهت وزش باد مشخص شده‌اند. شمارهٔ سایر قطاع‌ها بصورت متوالی با چرخش در خلاف جهت عقربه‌های ساعت مشخص می‌شوند.

۲- ۲- مدل ریاضی

جریان هوا در اطراف و داخل برج خنک‌کن، دائم، مغشوش و تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته می‌شود. اثر شناوری ناشی از اختلاف جزئی چگالی هوای گرم داخل برج با هوای سرد بیرون آن، با تقریب بوزینسک [۳۰] در معادله اندازهٔ حرکت در راستای عمودی مدل‌سازی می‌شود. از مدل اغتشاشی $k-\varepsilon$ برای مدل‌سازی اغتشاشات جریان استفاده می‌شود [۳۱]. این مدل اغتشاشی به علت پایداری و نرخ همگرایی مطلوب، و کم‌هزینه بودن آن در عین داشتن دقت مناسب برای شبیه‌سازی عددی میدان جریان در مقیاس کامل و بزرگ برجهای خنک‌کن خشک جریان طبیعی، به صورت گسترده در مطالعات عددی گذشته مورد استفاده قرار گرفته و کارایی قابل توجه خود را اثبات کرده است. رادیاتورها سطوحی متخلخل با ضخامت صفر، و با دمای متوسط آب گرم جاری در آن‌ها مدل می‌شوند که جریان هوا در گذر از آن‌ها با تغییر دما و افت فشار مواجه می‌شود [۱۵]. بنابراین اثر رادیاتورها در معادلات اندازهٔ حرکت و انرژی بصورت جملات چشمه لحاظ می‌شوند.

بر اساس توصیف فوق‌الذکر از میدان جریان هوا، معادلات دیفرانسیل حاکم را به کمک عملگر مشتق‌گیری برداری می‌توان معرفی کرد. در معادلاتی که معرفی می‌شوند، ρ، p، T، β، τ، k و ε به ترتیب چگالی، فشار، دمای مطلق، ضریب انبساط حرارتی هوا، تانسور تنش، انرژی جنبشی اغتشاشات، و نرخ استهلاک اغتشاشات جریان هستند. $\vec{g}$، $\vec{V}$ ، و $\vec{\nabla}$ به ترتیب بردارهای شتاب جاذبه، سرعت و عملگر مشتق‌گیری هستند. با این تعاریف، معادلهٔ پیوستگی بصورت زیر معرفی می‌شود.

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

معادلهٔ انتقال بردار اندازهٔ حرکت بصورت زیر معرفی می‌شود.

$$\rho\left(\vec{V}.\vec{\nabla}\right)\vec{V}=-\vec{\nabla}p+\vec{\nabla}\tau+\rho\vec{g}\beta\left(T-T_{ref}\right)+\vec{S}_{mr} \qquad (۲)$$

در رابطهٔ (۲) $\vec{S}_{mr}$ فقط برای مدل‌سازی افت فشار جریان هوا در گذر از رادیاتورها مورد استفاده قرار می‌گیرد و دمای مرجع برابر با دمای محیط انتخاب می‌شود. معادلهٔ انتقال انرژی هم بصورت زیر معرفی می‌شود.

$$\left(\vec{V}.\vec{\nabla}\right)T=-\vec{\nabla}\cdot\ \left(\alpha_{total}\vec{\nabla}T\right)+S_{hr} \qquad (۳)$$

در رابطهٔ (۳) $\vec{S}_{hr}$ فقط برای مدل‌سازی تغییر دمای هوا در گذر از رادیاتورها استفاده می‌شود و α_{total} ضریب هدایت حرارتی ویژهٔ هوا است. برای مدل‌سازی آشفتگی جریان از دو معادله انتقال انرژی جنبشی اغتشاشات و نرخ استهلاک آن‌ها استفاده می‌شود.

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

$$\left(\vec{V}.\vec{\nabla}\right)\varepsilon=\vec{\nabla}\left[\left(\nu+\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\vec{\nabla}\varepsilon\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}\left(P+G\right)-C_{2\varepsilon}\frac{\varepsilon^2}{k} \qquad (۵)$$

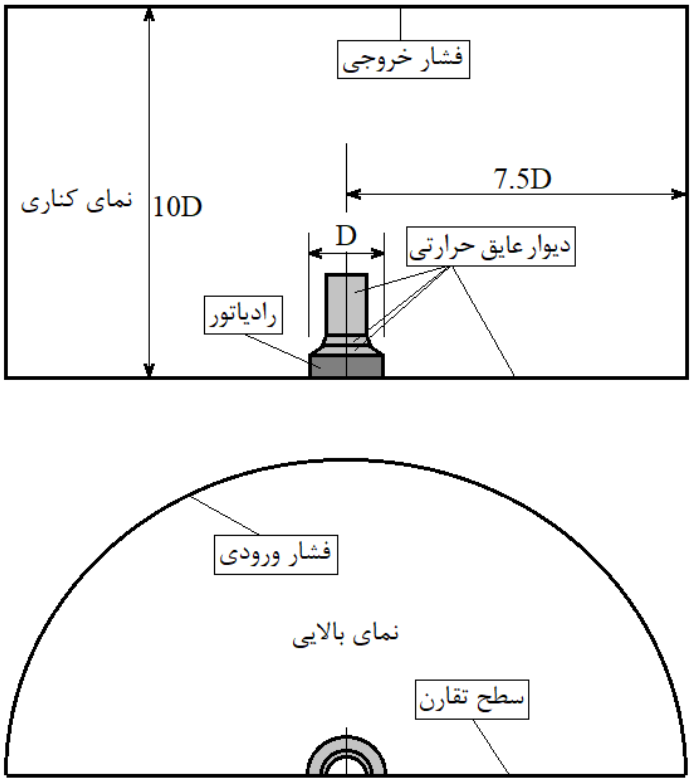
جزئیات بیشتر در مورد کمیت‌های روابط (۴) و (۵) در مرجع [۳۱] موجود است و خواننده به آن ارجاع داده می‌شود.

میزان افت فشار در گذر از رادیاتورها از رابطهٔ $\Delta p=k_v V_n^2/2$ محاسبه می‌شود که در آن V_n مؤلفهٔ سرعت در جهت عمود بر سطح رادیاتور است. ضریب بعد دار k_v از رابطهٔ تجربی زیر که برای مبدل‌های حرارتی فورگو [۳۲] ارائه شده است، بصورت تابعی از اندازهٔ V_n تخمین زده می‌شود.

$$k_v=13.03V_n^{-0.24}+0.436 \qquad (۶)$$

با مشخص بودن اندازه و جهت V_n مقدار افت فشار جریان هوا در گذر از رادیاتور تعیین می‌شود.

دمای هوا بواسطه مؤلفهٔ عمودی سرعت V_n در گذر از سطح رادیاتور افزایش می‌یابد. این پدیده را می‌توان معادل نوعی انتقال حرارت جابجایی بین سطح رادیاتور و جریان هوا مدل‌سازی کرد که با رابطهٔ $\dot{q}_n=h_n\left(T_{rad}-T_{in}\right)$ توصیف می‌شود. در این رابطه T_{rad} و T_{in} به ترتیب دماهای سطح رادیاتور و هوا قبل از گذر از سطح رادیاتور هستند. دمای سطح رادیاتورها بصورت میانگین دمای آب ورودی به رادیاتور و خروجی از



شکل ۳. ابعاد میدان جریان و شرایط مرزی در مدل عددی برای شرایط طراحی.

Fig. 3. Flow-field dimensions and boundary conditions at design operation.

آن تعریف می‌شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی h_n از رابطهٔ تجربی زیر بر حسب V_n تخمین زده می‌شود [۳۲].

$$h_n = 2035.2V_n^{0.515} \quad (۷)$$

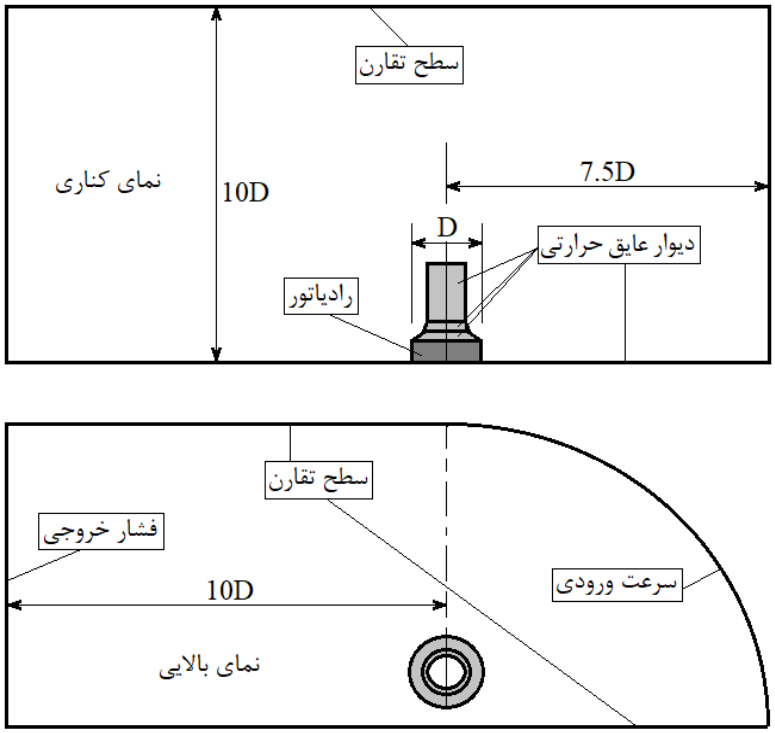
با مشخص بودن جهت و اندازهٔ V_n دمای هوا پس از گذر از رادیاتور از رابطهٔ $\dot{q}_n = \rho V_n c_{pa} \Delta T$ محاسبه می‌شود که در آن c_{pa} ظرفیت حرارتی ویژهٔ هوا است.

۲- ۳- مدل عددی

با توجه به وجود یک صفحهٔ تقارن در میدان جریان در شرایط طراحی و وزش باد، در تمامی شرایط مورد مطالعه تنها نیمهٔ متقارن میدان جریان شبیه‌سازی شده است. با بررسی‌های عددی و منابع مشابه، ابعاد و اندازه‌های میدان جریان در حد بهینه تعیین شدند تا مرزهای عددی دوردست روی میدان جریان نزدیک برج خنک‌کن تأثیر محسوس نداشته باشند.

شکل ۳ نیمهٔ متقارن میدان جریان و شرایط مرزی آن را برای شرایط طراحی نشان می‌دهد. منظور از شرایط طراحی حضور تنها یک برج خنک‌کن بدون وزش باد است. میدان جریان عددی یک نیم‌استوانه است که قطر و ارتفاع آن به ترتیب ۱۳ و ۱۰ برابر قطر پایهٔ برج خنک‌کن معمول دایروی هستند. در این شرایط کاری، تنورهٔ خروجی از برج خنک‌کن بصورت عمودی از قاعدهٔ بالایی نیم‌استوانه خارج می‌شود و جریان هوای سرد از سطح جانبی نیم‌استوانه وارد میدان جریان می‌شود. بنابراین از دو شرط فشار خروجی و فشار ورودی برای این دو مرز استفاده شده است [۱۵ و۲۳]. دمای هوا در مرز با فشار ورودی برابر با دمای محیط است، در حالیکه دمای مرز با فشار خروجی در طی فرایند حل عددی محاسبه می‌شود. قاعدهٔ پایینی میدان جریان و دیوارهٔ صلب برج خنک‌کن با شرط مرزی دیوار مشخص شده‌اند. این دیوارها عایق حرارتی هستند. برای جلوگیری از ریز کردن زیاد شبکه در مجاور دیوارهای صلب از قانون دیوار [۳۱] در سلول‌های مجاور دیوار استفاده شد. بخش رادیاتورها هم با شرط مرزی رادیاتور مشخص شده است.

شکل ۴ نیمهٔ متقارن میدان جریان عددی را برای حالت وزش باد و



شکل ۴. ابعاد میدان جریان و شرایط مرزی در مدل عددی برای حالت وزش باد.

Fig. 4. Flow-field dimensions and boundary conditions at windy condition.

حضور دو برج خنک‌کن در کنار هم نشان می‌دهد. این میدان جریان عددی از یک بخش ربع‌استوانهٔ جلویی که توسط یک مکعب مستطیل پشتی دنبال می‌شود، تشکیل شده است. در شرایط وزش باد، یک توزیع سرعت افقی در امتداد سطح تقارن و از سطح جانبی ربع‌استوانه جلویی وارد میدان جریان می‌شود. بنابراین روی این مرز از شرط مرزی ورودی سرعت استفاده شده است. توزیع سرعت به کار گرفته شده با معادلهٔ زیر مشخص شده است [۳۳].

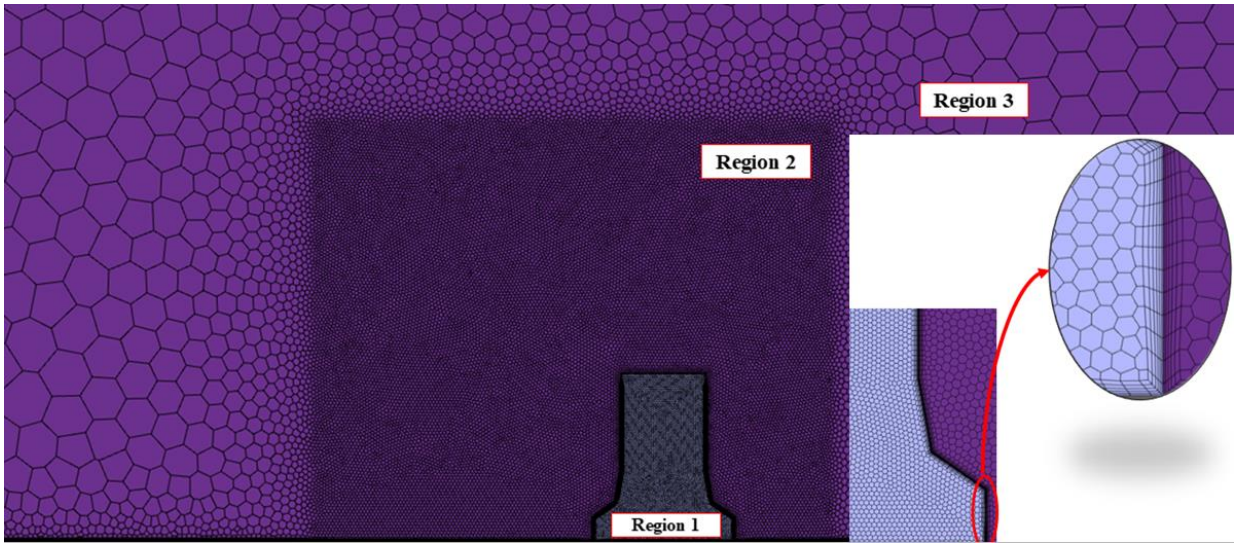
$$V_{inlet} = V_{ref}\left(\frac{y}{y_{ref}}\right)^{0.20} \quad (۸)$$

در این توزیع سرعت V_{ref} سرعت مرجع باد است که در تحقیق حاضر مقادیر ۳، ۵، ۷ و ۱۰ متر بر ثانیه را دارد. y_{ref} ارتفاعی است که معمولاً سرعت باد در آن اندازه‌گیری می‌شود و برابر با ۱۰ متر است. از آنجا که تنورهٔ خروجی از برج خنک‌کن تحت‌تأثیر وزش باد کج شده و از وجه عمودی انتهای میدان جریان عددی خارج می‌شود، شرط مرزی در این سطح فشار خروجی قرار داده شده است. در سایر سطوح دوردست میدان جریان از شرط مرزی تقارن استفاده شده است تا ضمن کوچک‌تر کردن میدان جریان عددی تأثیر این مرزها بر میدان جریان نزدیک برج خنک‌کن ناچیز شود.

۳- جزئیات روش عددی

شبیه‌سازی‌های میدان جریان در مقیاس کامل و با مقادیر عددی ثابت خواص و کمیت‌های فیزیکی که در جدول ۱ فهرست شده‌اند، برای شرایط مختلف جوی انجام شد [۳۴]. شکل ۵ جزئیات شبکه‌بندی را در صفحه منطبق بر صفحه تقارن برج نمایش می‌دهد. همان‌طور که از شکل ۵ مشخص است میدان‌های جریان عددی توصیف شده با استفاده از المان‌های چندوجهی شبکه‌بندی شدند. همچنین برای واپایش شبکه‌بندی، کل میدان جریان عددی به سه ناحیه تقسیم‌بندی شد. برای افزایش دقت پیش‌بینی زیرلایه در قانون دیوار، شبکه در مجاورت دیوارها به‌گونه‌ای تنظیم شد که $y^+ < 10$ باشد [۲۹].

معادلات حاکم به همراه شرایط مرزی آن‌ها به روش حجم محدود روی شبکهٔ ساخته شده و در نرم‌افزار انسیس – فلوئنت [۳۵] گسسته‌سازی



شکل ۵. نمایش جزئیات شبکه با المان‌های چندوجهی در صفحه منطبق بر صفحه تقارن برج خنک‌کن.

Fig. 5. Details of the polyhedral mesh in the plane corresponding to the tower symmetry section.

جدول ۱. مقادیر عددی ثابت خواص و کمیت‌های فیزیکی در فرایند حل عددی [۳۴].

Table 1. Constant thermophysical properties and parameters used in the numerical simulations.

پارامتر	نماد	مقدار
چگالی هوا (kg/m^3)	ρ	۱/۲۵۵
گرمای ویژه هوا در فشار ثابت ($J/kg\cdot K$)	C_p	۱۰۰۵/۴۳
گرمای ویژه آب ($J/kg\cdot K$)	C_w	۴۱۸۵۸
ضریب هدایت حرارتی هوا ($W/m\cdot K$)	k_{air}	۰/۰۲۶۲
ویسکوزیته هوا ($kg/m\cdot s$)	μ	۰/۰۰۰۰۱۸۸۵
ضریب انبساط حجمی هوا ($1/K$)	β	۰/۰۰۳۳۵
دمای محیط (K)	T_{ref}	۳۰۳/۱۵
فشار محیط (kPa)	p_{ref}	۱۰۱/۳۲۵
دمای آب ورودی (K)	T_{wi}	۳۳۴/۸
دبی جرمی آب (ton/h)	$\dot{m}_w$	۲۳۶۴۵/۵۶

جدول ۲. مطالعه استقلال از شبکه.

Table 2. Grid independence analysis.

حالات	۱	۲	۳	۴	۵
تعداد سلول (میلیون)	۱/۵۳۴	۲/۱۶۸	۳/۳۵۴	۴/۴۹۹	۵/۰۵۵
نرخ انتقال حرارت (MW)	۱۸۰/۲۷	۱۷۸/۴	۱۸۲/۵۳	۱۸۰/۵۴	۱۸۰/۵۱

شدند. برای درگیر کردن میدان‌های سرعت و فشار، و حل دستگاه معادلات جبری غیرخطی تشکیل شده، از الگوریتم سیمپل [۳۶] استفاده شد. به منظور تضمین همگرایی اولیه حل عددی و جلوگیری از بروز نوسانات، در گام نخست از روش بالاوزش مرتبه اول برای گسسته‌سازی شار کل روی وجوه حجم کنترل استفاده شد. سپس، برای افزایش دقت محاسبات، روش بالاوزش مرتبه دوم به‌کار گرفته شد، و حل عددی تا دستیابی به همگرایی نهایی و ثابت ماندن مجموع مانده‌های بی‌بُعد کلیه متغیرهای وابسته میدانی ادامه یافت.

۳- ۱- بررسی استقلال از شبکه

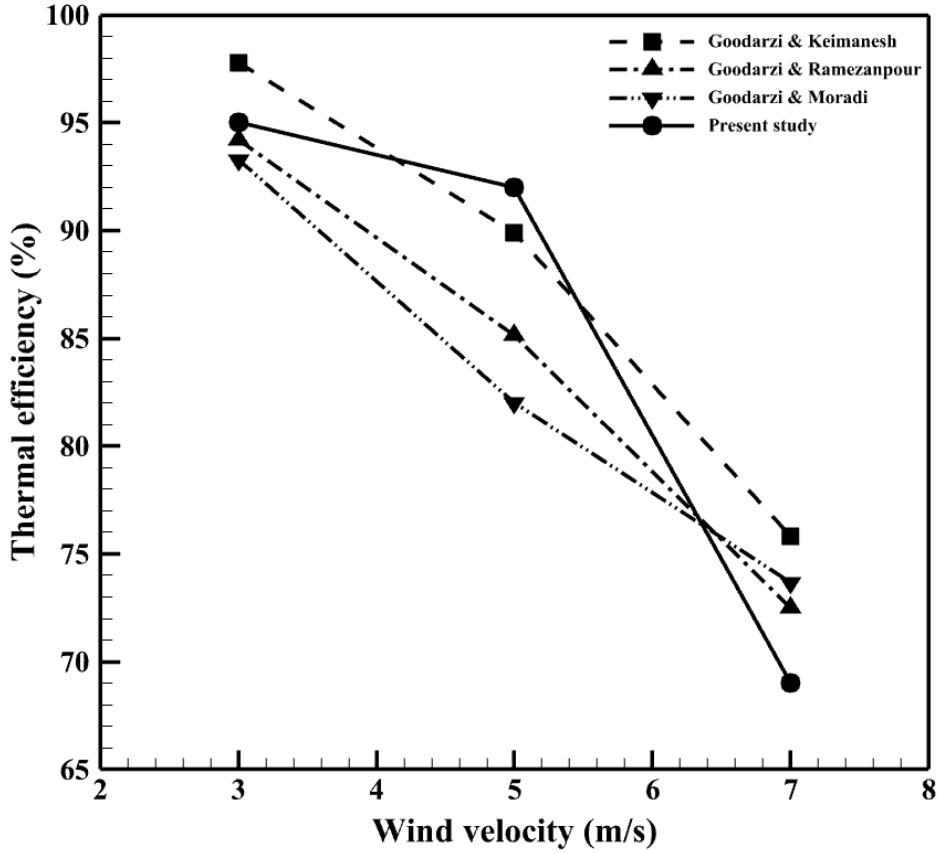
نتایج عددی حاصل شده باید مستقل از تعداد نقاط شبکه باشند. جدول ۲ نمونه‌ای از مطالعه استقلال از شبکه را نمایش می‌دهد. این مطالعه بر روی یک برج خنک‌کن خشک با جریان طبیعی منفرد انجام شد. سرعت باد محیطی برابر با ۱۰ متر بر ثانیه به عنوان شرایط مرجع انتخاب و مبنای ارزیابی و تعیین شبکه محاسباتی مناسب شد. در این راستا، پنج شبکه با درجات مختلف ریزشدگی تولید و نتایج حاصل از آن‌ها با یکدیگر مقایسه شد. کمیت کلیدی مورد بررسی نرخ انتقال حرارت از رادیاتورها بوده است. مطابق شکل ۵ شبکه‌ها به‌گونه‌ای طراحی شدند که نواحی با گرادیان‌های شدید دما و سرعت، به‌ویژه در نزدیکی سطوح تبادل حرارت، ورودی هوا و ناحیه دودکش، با دقت بیشتری ریز شوند. نتایج نشان داد که با افزایش تعداد سلول‌ها، تغییرات نرخ انتقال حرارت وابسته به تعداد سلول‌های شبکه کاهش یافته و اختلاف نتایج بین شبکه‌های شماره ۴ و ۵ ناچیز شد. به‌طوری‌که اختلاف بین این دو شبکه کمتر از ۰.۱٪ بوده، که بیانگر رسیدن نتایج مستقل از شبکه است.

۴- نتایج و بحث

۴- ۱- اعتبارسنجی روش عددی

برای اطمینان پیدا کردن از مدل عددی به کار گرفته شده، این مدل برای چند مدل فیزیکی در شرایط جوی مختلف به کار گرفته و نتایج آن با نتایج معتبر موجود مقایسه شدند. مطابق اطلاعات طراحی و عملیاتی برج خنک‌کن مورد مطالعه در این تحقیق که مشخصات آن در شکل ۱ و جدول ۱ آورده شده‌اند، نرخ انتقال حرارت از رادیاتورهای برج در شرایط بدون وزش باد ۲۹۰ مگاوات است. مدل عددی به کار گرفته شده در این تحقیق نرخ انتقال حرارت این برج را ۲۹۱/۲ مگاوات پیش‌بینی کرده است که تنها ۰/۴ درصد تفاوت دارند. برای اطمینان بیشتر، برج خنک‌کن با دیوارهٔ هذلولی در تحقیق گودرزی و عمویی [۱۱] هم در شرایط بدون وزش باد شبیه‌سازی و محاسبات با مدل عددی حاضر انجام شد. گودرزی و عمویی [۱۱] نرخ انتقال حرارت در آن برج را ۲۲۹ مگاوات پیش‌بینی کرده بودند که مدل عددی حاضر آن را ۲۲۴ مگاوات پیش‌بینی کرد. اختلاف بین این دو پیش‌بینی تنها ۲/۱ درصد است.

برای اعتبارسنجی مدل عددی در شرایط وزش باد، مدل عددی برای برج خنک‌کن تحقیق حاضر در چند سرعت وزش باد نیز به کار گرفته و نتایج آن با نتایج معتبر موجود مقایسه شد. در شکل ۶ راندمان حرارتی برج خنک‌کن دایروی در سرعت‌های مختلف باد نشان داده شده است. راندمان حرارتی برج نسبت مقدار حرارت دفع شده از برج خنک‌کن در حالت وزش باد به مقدار متناظر به حالت بدون وزش باد در برج خنک‌کن معمول دایروی است. این شاخص از رابطهٔ (۹) محاسبه می‌شود. مطابق شکل ۶، نتایج به‌دست‌آمده در این پژوهش از هم‌خوانی مناسبی با نتایج مطالعات پیشین برخوردار است که نشان‌دهنده اعتبار مدل عددی به‌کار رفته است.



شکل ۶. تغییرات راندمان حرارتی برج خنک‌کن دایروی برحسب سرعت وزش باد.

Fig. 6. Variation of thermal efficiency of the circular cooling tower with wind speed.

$$\text{Thermal efficiency}=\frac{\dot{Q}_{Windy}}{\dot{Q}_{Nowind}}\times 100 \qquad (۹)$$

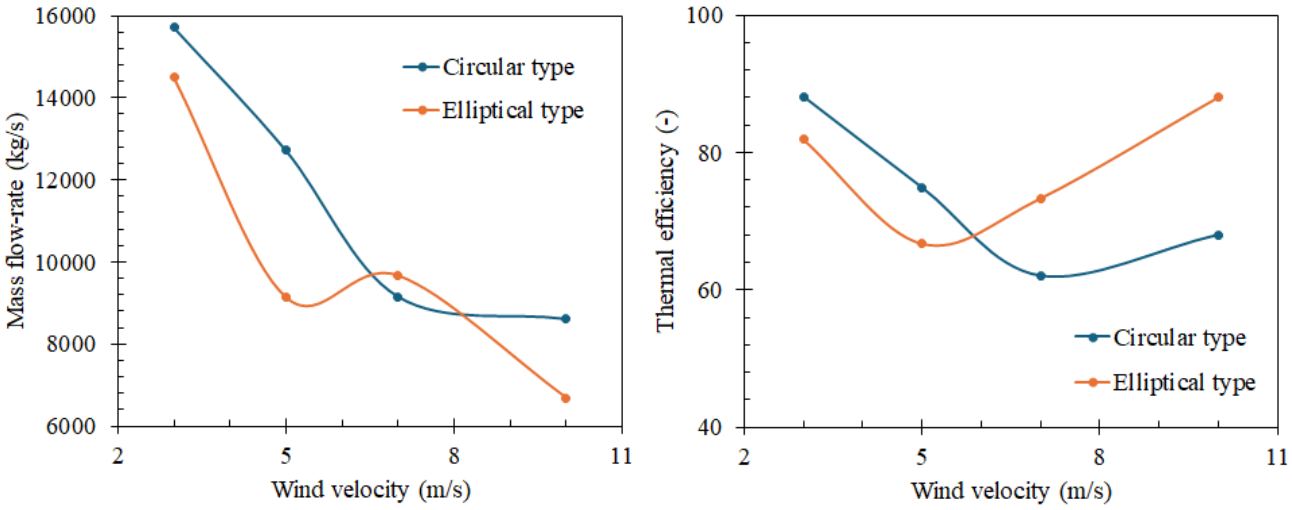
۴- ۲- عملکرد حرارتی دو برج خنک‌کن کنار هم

در ابتدا عملکرد حرارتی یک برج خنک‌کن بیضوی در مقایسه با نوع معمول دایروی در شرایط طراحی مورد مطالعه قرار گرفت. شبیه‌سازی‌ها مقادیر انتقال حرارت در شرایط طراحی را در برج‌های خنک‌کن دایروی و بیضوی به ترتیب ۲۹۱/۲ و ۲۸۰ مگاوات پیش‌بینی کردند. یکی از دلایل کاهش مقدار انتقال حرارت در برج خنک‌کن بیضوی در شرایط طراحی این است که مساحت سطح مقطع افقی آن از مساحت سطح متناظر در برج خنک‌کن دایروی کمتر است. لذا در شرایط طراحی دبی جریان عبوری از برج خنک‌کن بیضوی کمتر از مقدار آن در گذر از نوع دایروی است [۱۳].

گودرزی و رمضان‌پور [۱۳] نشان داده بودند که برج خنک‌کن بیضوی در شرایط وزش باد با امتداد عمود بر قطر بزرگ بیضی، از عملکرد حرارتی بهتری نسبت به نوع دایروی برخوردار است. اما آیا این بهبود در عملکرد دو برج خنک‌کن کنار هم نیز حاصل خواهد شد؟

شکل ۷ راندمان حرارتی و دبی جرمی خروجی از دودکش یکی از دو برج خنک‌کن کنار هم را برای دو آرایش معرفی شده در شکل ۲ نشان می‌دهد. مطابق این شکل، دبی جرمی خروجی از دودکش برج خنک‌کن دایروی با افزایش سرعت تا ۱۰ متر بر ثانیه کاهش می‌یابد. روند تغییرات دبی جرمی خروجی از دودکش برج خنک‌کن بیضوی تفاوت قابل توجهی با نوع دایروی دارد. کاهش دبی جرمی خروجی از دودکش برج خنک‌کن بیضوی، به جز در سرعت باد ۷ متر بر ثانیه کمتر از مقدار متناظر در برج خنک‌کن دایروی است. تنها در سرعت باد ۷ متر بر ثانیه دبی جرمی خروجی از دودکش برج خنک‌کن بیضوی اندکی بیشتر از مقدار متناظر در نوع دایروی است.

مقایسهٔ هم‌زمان دو نمودار دبی جرمی و راندمان حرارتی دو نوع برج



شکل ۷. دبی جرمی جریان خروجی از دودکش (سمت راست) و راندمان حرارتی (سمت چپ) یکی از دو برج خنک‌کن کنار هم.

Fig. 7. Variation of chimney mass flow rate (right) and thermal efficiency (left) of each of twin cooling towers in side-by-side arrangement.

خنک‌کن نشان می‌دهد که روند کاهشی هر دو شاخص تنها در بازهٔ سرعت باد از ۳ تا ۵ متر بر ثانیه دیده می‌شود و پس از آن تغییرات این دو شاخص با افزایش سرعت باد هم‌نوا با هم نیستند. مثلاً در بازهٔ سرعت باد ۵ تا ۷ هر دو شاخص دبی جرمی خروجی و راندمان حرارتی برج خنک‌کن بیضوی افزایش داشته‌اند، در حالیکه در بازهٔ سرعت باد ۷ تا ۱۰، علی‌رغم کاهش دبی جرمی، راندمان حرارتی هر دو نوع برج خنک‌کن افزایش داشته‌اند. این بررسی‌ها نشان می‌دهند که الگوی خاصی برای تغییرات این دو شاخص و همچنین هم‌نوایی بین آنها در سرعت‌های بالای باد وجود ندارد.

برای مقایسهٔ کمی میزان بهبود عملکرد حرارتی ناشی از به‌کارگیری برج خنک‌کن بیضوی، از شاخص دیگری با عنوان درصد بهبود عملکرد حرارتی که با رابطهٔ (۱۰) محاسبه شده است، استفاده می‌شود. این شاخص نسبت میزان بهبود انتقال حرارت بواسطه به‌کارگیری برج خنک‌کن بیضوی نسبت به برج خنک‌کن دایروی را در حالت وزش باد با آرایش کنار هم نشان می‌دهد.

$$\text{Thermal improvment}=I=\frac{\dot{Q}_{Eliptical}-\dot{Q}_{Circular}}{\dot{Q}_{Circular}}\times 100 \qquad (۱۰)$$

مقادیر عددی دو شاخص راندمان حرارتی و درصد بهبود عملکرد حرارتی در جدول ۳ فهرست شده‌اند. مقادیر عددی جدول ۳ نشان می‌دهند که برج‌های خنک‌کن بیضوی در سرعت‌های باد ۷ و ۱۰ متر بر ثانیه کارایی حرارتی بهتری از برج‌های خنک‌کن معمول دایروی دارند، در حالیکه در سرعت‌های باد کمتر، عملکرد حرارتی آنها کمتر از برج‌های خنک‌کن نوع دایروی است. با این حال میزان بهبود حاصل شده در سرعت‌های باد ۷ و ۱۰ متر بر ثانیه بیش از دو برابر میزان افت آن در سرعت‌های باد ۳ و ۵ متر بر ثانیه هستند.

برای تعیین دلایل تغییراتی که در راندمان حرارتی دو برج خنک‌کن کنار هم مشاهده شد، باید به جزئیات بیشتری دسترسی داشت. قبل از بررسی جزئیات میدان جریان و بحث در مورد علل تغییرات مشاهده شده در شکل ۷، ابتدا باید در مورد سه سازوکار انتقال حرارت ممکن در رادیاتورها توضیحاتی ارائه شوند. رابطهٔ (۳) نشان می‌دهد که در رادیاتورها سه سازوکار انتقال حرارت به شرح ذیل ممکن است اتفاق بیفتند:

۱. اولین سازوکار انتقال حرارت که مهم‌ترین و بیشترین سهم انتقال حرارت در رادیاتورها را دارد، بواسطه گذر جریان هوای سرد بیرون از روی رادیاتورها به داخل برج خنک‌کن است. سازوکار اول انتقال حرارت با تغییر قابل توجه دمای هوا در عبور از رادیاتور همراه است. بنابراین گرادیان دما در طرفین رادیاتور قابل توجه خواهد بود.

۲. دومین سازوکار انتقال حرارت ناشی از انتقال حرارت جابجایی جریان

جدول ۳. راندمان حرارتی و درصد بهبود عملکرد حرارتی برج‌های خنک‌کن بیضوی در سرعت‌های باد مختلف.

Table 3. Thermal efficiency and percent of thermal improvement of elliptical cooling tower at different wind speeds.

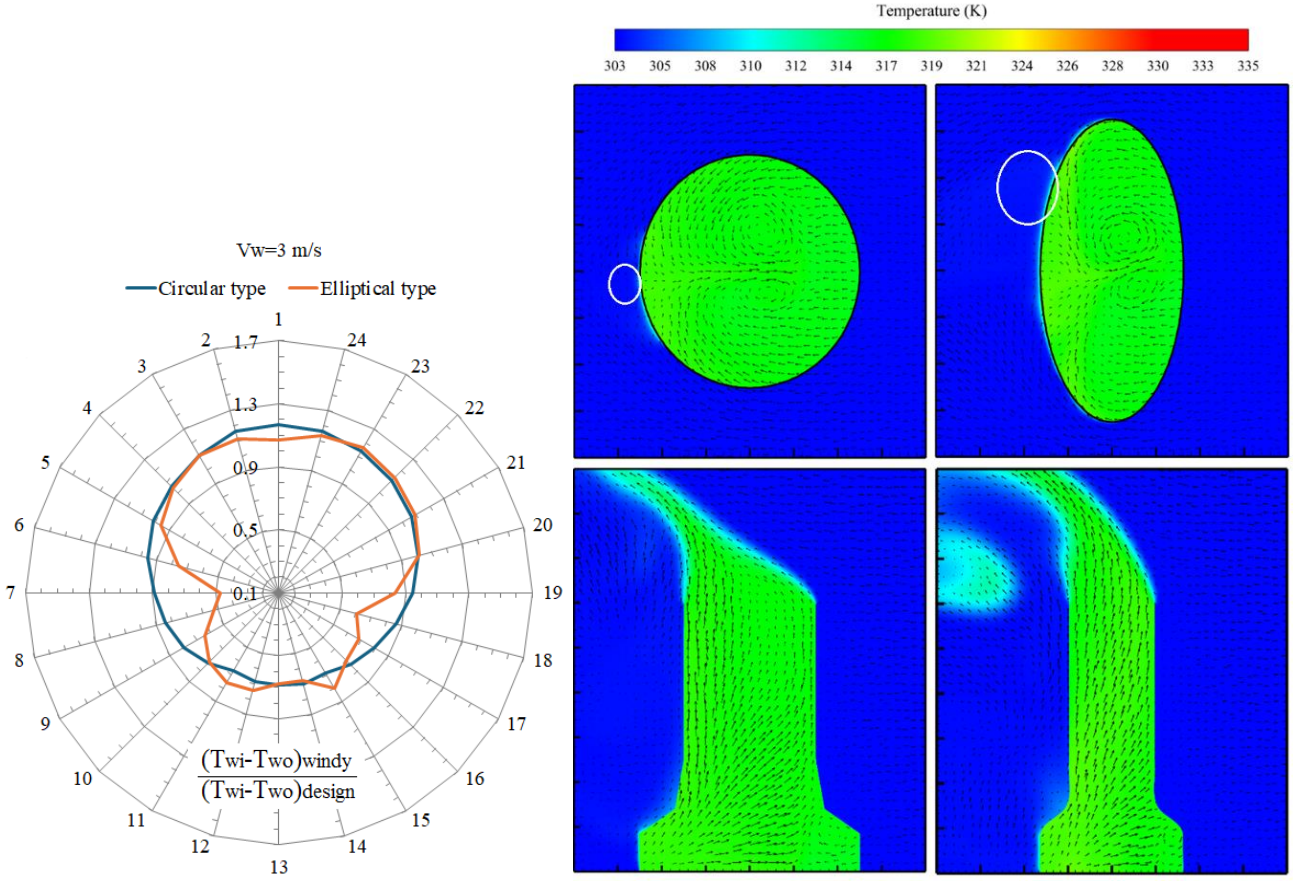
مقطع برج	عملکرد	سرعت باد (m/s)			
		۳	۵	۷	۱۰
دایروی	راندمان حرارتی (%)	۸۸/۱	۷۴/۹	۶۲/۰	۶۸/۰
بیضوی	راندمان حرارتی (%)	۸۱/۹	۶۶/۷	۷۳/۳	۸۸/۰
	بهبود عملکرد حرارتی (%)	-۷/۰	-۱۰/۹	۱۸/۲	۲۹/۵

هوا به موازات سطح رادیاتورها است. این انتقال حرارت می‌تواند هم توسط هوای سرد بیرون و هم توسط هوای گرم شدهٔ داخل برج که به موازات سطح رادیاتور جریان دارند حاصل شود. سهم این سازوکار انتقال حرارت کمتر از سازوکار قبلی است. این انتقال حرارت با گرادیان کمتری نسبت به سازوکار اول در سطح رادیاتور همراه است.

۳. سازوکار سوم که سهمی کمتر از دو سازوکار اول و دوم دارد، انتقال حرارت هدایتی بین هوای ساکن مجاور سطح رادیاتور با آن است. هم هوای سرد ساکن بیرون و هم هوای گرم شدهٔ ساکن داخل برج خنک‌کن می‌توانند با این سازوکار مقداری حرارت را از رادیاتورها جذب کنند. مسلماً نرخ انتقال حرارت هدایتی هوای سرد ساکن بیشتر از هوای گرم ساکن خواهد بود. گرادیان دما روی سطح رادیاتور در این سازوکار می‌تواند از موارد قبلی هم کمتر باشد.

استفاده از توزیع بردارهای سرعت به جای خطوط جریان به تحلیل‌گر کمک می‌کند که با بررسی جهت و اندازهٔ بردارهای سرعت در مجاورت رادیاتورها، تحلیل کیفی از مقادیر سه سازوکار انتقال حرارت روی رادیاتورها داشته باشد. این تحلیل با قرار دادن توزیع بردارهای سرعت روی طیف دما از قوت و پشتوانه بیشتری برخوردار خواهد شد.

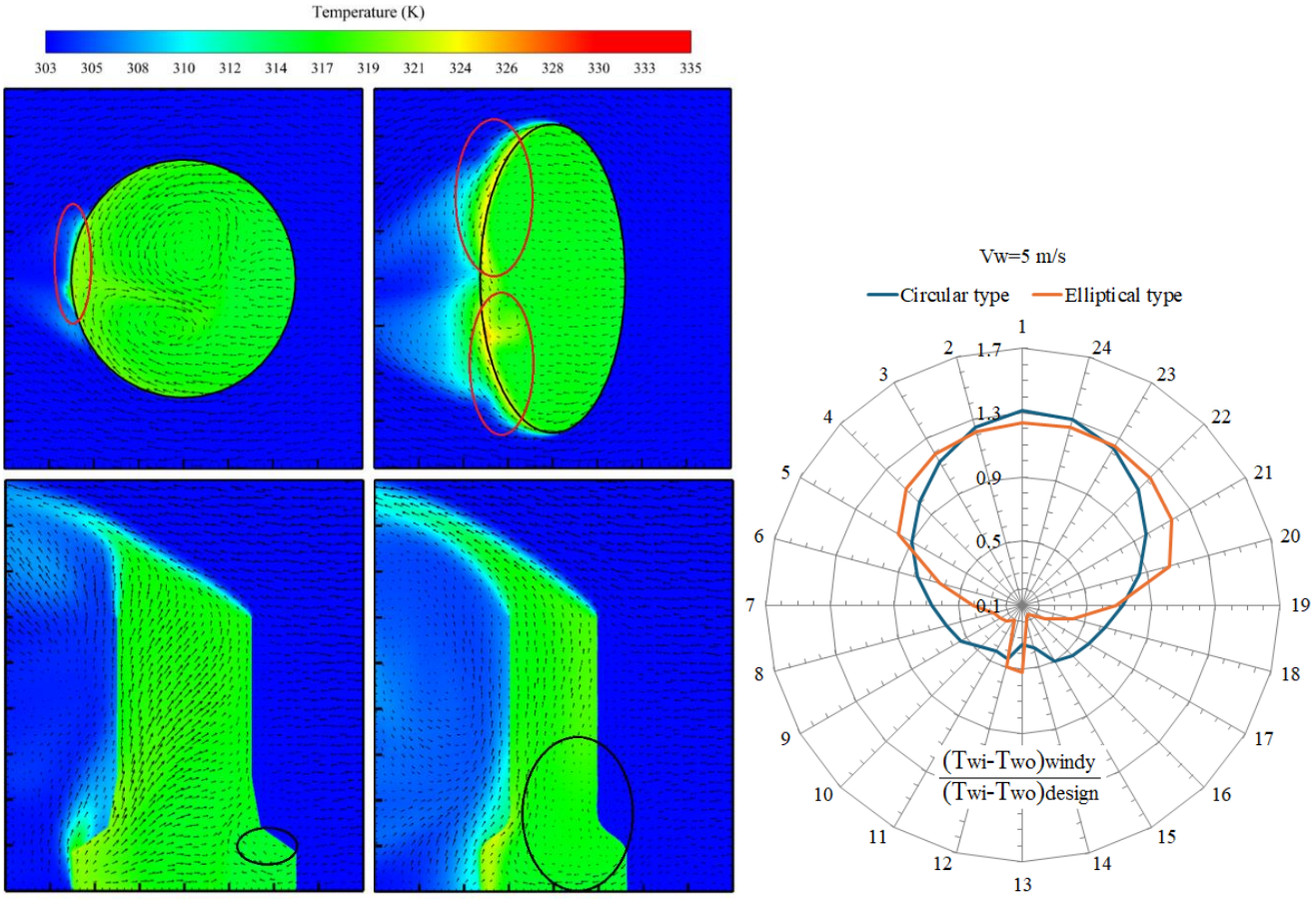
در شکل ۸ طیف دما و بردارهای سرعت در دو صفحه از میدان جریان با سرعت باد ۳ متر برثانیه نشان داده شده‌اند. در این شکل همچنین توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از قطاع‌های ۲۴ گانه رادیاتورها هم نشان داده شده است. سطح افقی مورد مطالعه در ارتفاع ۱۰ متری از سطح زمین انتخاب شده است. سطح عمودی منطبق بر سطح تقارن هندسی برج خنک‌کن انتخاب شده است. بررسی طیف دما و میدان جریان نشان می‌دهد که نواحی شبه‌ساکن در پشت برج‌های خنک‌کن بوجود می‌آیند. این نواحی در شکل ۸ با حلقه‌های سفیدرنگ مشخص شده‌اند. در این نواحی مقدار جریان هوای کمی از بیرون برج خنک‌کن به داخل آن وارد می‌شود. بنابراین در رادیاتورهای این نواحی سازوکار اول انتقال حرارت بصورت ضعیف و سازوکار سوم انتقال حرارت با قدرت بیشتر اتفاق می‌افتند. بررسی طیف‌های دما هم نشان می‌دهد که در این نواحی بواسطه سکون نسبی هوای بیرون از برج و غالب بودن سازوکار سوم انتقال حرارت، یک لایهٔ هوای گرم نیز در سمت خارج رادیاتورها بوجود آمده است. وجود لایه‌های گرم هوا در طرفین رادیاتور باعث کاهش گرادیان دما در دو طرف رادیاتور و در نتیجه کاهش نرخ انتقال حرارت خواهد شد. شکل ۸ نشان می‌دهد جریان در مجاورت برخی از رادیاتورهای جانبی برج خنک‌کن بیضوی بدون عبور از آن‌ها و وارد شدن به داخل برج به موازات سطح رادیاتور در بیرون برج امتداد دارند. در این نواحی تنها سازوکار دوم انتقال حرارت اتفاق می‌افتد. توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از این رادیاتورها در شکل ۸، گواه بر این اتفاق است. نمودار توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از رادیاتورها نشان می‌دهد که کاهش شدید انتقال حرارت در رادیاتورهای جانبی برج خنک‌کن بیضوی بر افزایش اندک انتقال حرارت در برخی رادیاتورهای جلویی و پشتی برتری داشته و در مجموع باعث کمتر شدن نرخ انتقال حرارت کل در مقایسه با برج خنک‌کن دایروی شده است. توزیع سرعت در مقطع عمودی نشان می‌دهد که خفگی تنورهٔ خروجی از دو نوع برج خنک‌کن تفاوت چندان و تأثیرگذاری بر راندمان حرارتی دو نوع برج ندارد، هرچند که پیچیدگی تنورهٔ خروجی از برج خنک‌کن بیضوی و وجود جریان‌های گردابه‌ای افقی در دو کنارهٔ دودکش آن باعث نفوذ اثر تنوره به نزدیکی صفحهٔ تقارن در بیرون از برج شده است.



شکل ۸. طیف دما و بردارهای سرعت، و توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از رادیاتورها در سرعت باد ۳ متر بر ثانیه.

Fig. 8. Temperature contour with vector velocities, and dimensionless distribution of outlet water temperature leaving radiator at 3 m/s wind velocity.

شکل ۹ میدان جریان و توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از رادیاتورها را در شرایط وزش باد با سرعت ۵ متر بر ثانیه نشان می‌دهد. مسلماً افزایش سرعت باد باعث افزایش نرخ انتقال حرارت در رادیاتورهای جلویی رو به باد در هر دو نوع برج خنک‌کن می‌شود. اما تأثیر نامطلوب آن بر عملکرد سایر رادیاتورها باید بررسی شود. شکل ۹ نشان می‌دهد که افزایش سرعت باد باعث شده که جریان کمتری از بیرون برج خنک‌کن به درون آن جریان داشته باشد. حتی در برخی رادیاتورهای برج خنک‌کن بیضوی مشاهده می‌شود که جریان ورودی از رادیاتورهای جلویی با گذر از رادیاتورهای پشتی از برج خنک‌کن خارج می‌شوند. دلیل آن هم تشکیل یک جریان گردابه‌ای داخل برج است که با حلقهٔ سیاه رنگ مشخص شده است. کاهش شدید دبی جرمی خروجی از دودکش برج خنک کن بیضوی در این سرعت باد هم به دلیل همین جریان گردابه‌ای نسبتاً بزرگ است. کردابهی گردابه‌ای گگاین جریان گرم شده با گذر از رادیاتورهای پشتی سهم انتقال حرارت در این رادیاتورها را به شدت کاهش می‌دهد. ایجاد منطقهٔ گرم در پشت این رادیاتورها در شکل طیف‌های دما کاملاً مشهود است. این مناطق با حلقه‌های قرمز رنگ در شکل طیف دما مشخص شده‌اند. پدیدهٔ عبور جریان گرم داخلی از رادیاتور شماره ۱۳ برج خنک‌کن دایروی بصورت خفیف دیده می‌شود. همین پدیده باعث شده که کمترین میزان افت دمای آب گرم در این رادیاتور اتفاق بیفتد. گذر جریان گرم داخلی از روی رادیاتورهای پشتی در برج خنک‌کن بیضوی بصورت کاملاً مشهود دیده می‌شود. در برج خنک‌کن بیضوی تعداد زیادی از رادیاتورهای پشتی در معرض عبور هوار گرم داخلی و یا مماسی بودن جریان هستند. فقط در رادیاتورهای ۱۲ و ۱۳ جریان خفیفی از بیرون به داخل برج خنک‌کن برقرار است که همین باعث شده دمای آب گرم در این رادیاتورها کاهش نسبی داشته باشد. در مجموع افزایش نواحی با گرادیان دمای کمتر

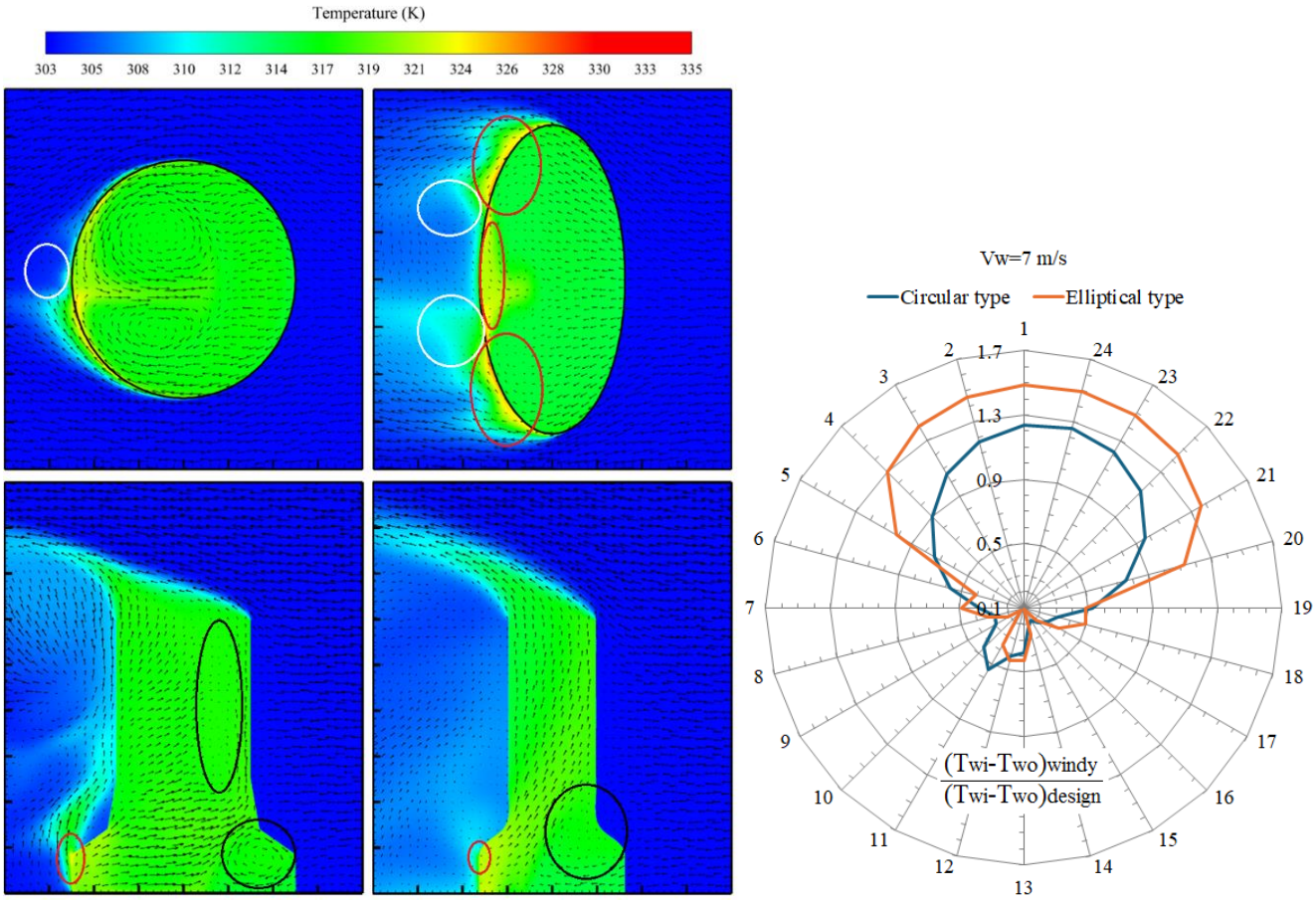


شکل ۹. طیف دما و بردارهای سرعت، و توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از رادیاتورها در سرعت باد ۵ متر بر ثانیه.

Fig. 9. Temperature contour with vector velocities, and dimensionless distribution of outlet water temperature leaving radiator at 5 m/s wind velocity.

نسبت به شکل ۸ در هر دو برج خنک‌کن، بخصوص برج خنک‌کن بیضوی، دیده می‌شود.

شکل ۱۰ نشان می‌دهد که افزایش سرعت باد به ۷ متر بر ثانیه باعث شده که ناحیهٔ شبه‌ساکن نشان داده شده با حلقه‌های سفید در پشت برج‌های خنک‌کن، بخصوص برج بیضوی، گسترده‌تر شود. اما طبق منحنی توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از رادیاتورها، رادیاتورهای جلویی برج خنک‌کن بیضوی عملکرد حرارتی بهتری از رادیاتورهای متناظر در نوع دایروی را دارند. البته در این سرعت باد وسعت جریان گردابه‌ای نشان داده شده با حلقهٔ سیاه رنگ در برج خنک‌کن بیضوی کمتر شده، در حالیکه دو جریان گردابه‌ای در برج خنک‌کن دایروی توسعه پیدا کرده‌اند. تغییر وسعت این جریان‌های گردابه‌ای علت افزایش نسبی دبی جرمی خروجی از دودکش برج خنک‌کن بیضوی و کاهش آن در برج خنک‌کن دایروی را نسبت به سرعت باد ۵ متر بر ثانیه مشخص می‌کند. خروج جریان گرم داخلی از روی تعداد بیشتری از رادیاتورهای برج خنک‌کن دایروی (رادیاتورهای ۱۳، ۱۴ و ۱۵) اتفاق افتاده است. البته خروج هوای گرم در این سرعت وزش باد از تعداد کمتری از رادیاتورهای برج خنک‌کن بیضوی در مقایسه با سرعت وزش باد ۵ متر بر ثانیه اتفاق افتاده است که این پدیده هم باعث افزایش نسبی دبی جرمی خروجی از دودکش این برج شده است. در رادیاتورهای ۱۱، ۱۲، و ۱۴ برج خنک‌کن بیضوی یک ناحیهٔ سکون وجود دارد و سازوکار سوم انتقال حرارت در آنها برقرار است. لذا در این رادیاتورها نرخ انتقال حرارت در مقایسه با شرایط باد ۵ متر بر ثانیه بیشتر شده است. طیف دما نشان می‌دهد که دمای لایهٔ هوای گرم در سمت بیرونی رادیاتورهای ۱۱، ۱۲، ۱۳، و ۱۴ کمتر از مقدار آن در سمت داخلی است. به این ترتیب گرادیان دما در سمت بیرونی این رادیاتورها بیشتر از مقدار آن در شرایط وزش باد ۵ متر بر ثانیه

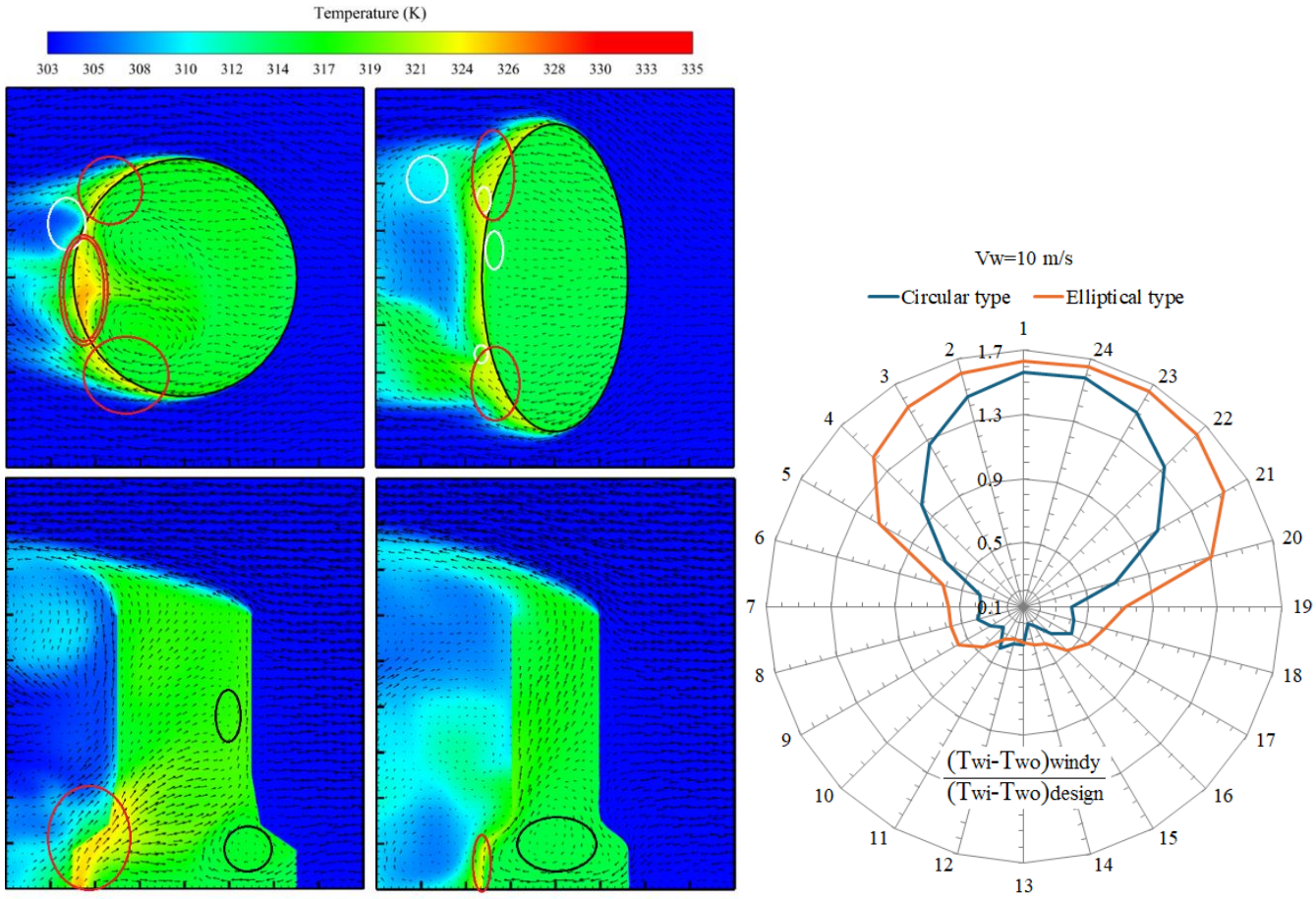


شکل ۱۰. طیف دما و بردارهای سرعت، و توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از رادیاتورها در سرعت باد ۷ متر بر ثانیه.

Fig. 10. Temperature contour with vector velocities, and dimensionless distribution of outlet water temperature leaving radiator at 7 m/s wind velocity.

شده است. در مجموع، متوسط گرادیان دما در دو طرف رادیاتورهای برج خنک‌کن دایروی نسبت به شرایط وزش باد ۵ متر بر ثانیه کاهش یافته است، در حالیکه این مقدار در برج خنک‌کن بیضوی افزایش داشته است.

شکل ۱۱ طیف دما و بردارهای سرعت را به همراه نمودار توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از رادیاتورها در سرعت باد ۱۰ متر بر ثانیه نشان می‌دهد. افزایش نرخ انتقال حرارت در رادیاتورهای جلویی، بخصوص در برج خنک‌کن بیضوی قابل پیش‌بینی است. اما نکته مهم کاهش قابل توجه انتقال حرارت در رادیاتورهای پشتی برج خنک‌کن دایروی و افزایش نسبی آن در برج خنک‌کن بیضوی نسبت به سرعت باد ۵ متر برثانیه است. مطابق شکل ۱۱ در سرعت باد ۱۰ متر بر ثانیه نواحی شبه‌ساکن در پشت برج خنک‌کن بیضوی کاهش یافته‌اند. جریان گردابه‌ای در صفحهٔ عمودی برج خنک‌کن بیضوی هم نسبت به سرعت باد ۵ متر بر ثانیه کمی گسترش پیدا کرده است و باعث کاهش دبی جرمی خروجی از دودکش این برج شده است. این در حالی است که دو جریان گردابه‌ای نشان داده شد با حلقه‌های سیاه در برج خنک‌کن دایروی تغییر چندانی نکرده‌اند. خروج جریان گرم داخلی از روی تعداد بیشتری از رادیاتورهای پشتی مشاهده می‌شود. اما نکتهٔ قابل توجه به برج خنک‌کن بیضوی مربوط می‌شود. در این برج خنک‌کن بخش زیادی از جریان ورودی از رادیاتورهای جلویی، از رادیاتورهای پشتی خارج می‌شود. این پدیده باعث کاهش قابل توجه دبی جرمی خروجی از دودکش این برج خنک‌کن در مقایسه با برج خنک‌کن دایروی شده است. با این حال، دمای هوایی که از داخل برج خنک‌کن بیضوی از روی رادیاتورهای پشتی عبور می‌کند زیاد نیست و این امر باعث



شکل ۱۱. طیف دما و بردارهای سرعت، و توزیع دمای بی‌بُعد آب خروجی از رادیاتورها در سرعت باد ۱۰ متر بر ثانیه.

Fig. 11. Temperature contour with vector velocities, and dimensionless distribution of outlet water temperature leaving radiator at 10 m/s wind velocity.

شده که گرادیان دما در سطح داخلی رادیاتورهای پشتی این برج خنک‌کن در مقایسه با مقدار آن در برج خنک‌کن دایروی بیشتر باشد. به همین دلیل نرخ انتقال حرارت از سطح داخلی رادیاتورهای پشتی برج خنک‌کن بیضوی در مقایسه با نوع دایروی بیشتر شده است. در شکل ۱۱ نواحی گرم اطراف رادیاتورها با حلقه‌های قرمز مشخص شده‌اند. در حوالی رادیاتور ۱۴ برج خنک‌کن دایروی یک ناحیه بسیار گرم دیده می‌شود. بردارهای سرعت نشان می‌دهند که یک جریان گردابه‌ای در مجاورت سطح بیرونی این رادیاتور هوای گرم خارج شده از رادیاتور ۱۹ را مجدداً از روی رادیاتور ۱۴ وارد برج می‌کند که باعث ایجاد این ناحیهٔ بسیار گرم در سطح داخلی رادیاتور ۱۴ می‌شود. این پدیده به مقدار قابل توجهی نرخ انتقال حرارت در این رادیاتور را کاهش می‌دهد. طیف دما در شکل ۱۱ به وضوح نشان می‌دهد که گرادیان دما در سطح داخلی رادیاتورهای پشتی برج خنک‌کن بیضوی بیشتر از نوع دایروی است. در مجموع متوسط گرادیان دما در سطوح بیرونی و درونی رادیاتورها برای برج خنک‌کن بیضوی بصورت قابل توجهی از برج خنک‌کن دایروی بیشتر است. این شکل نشان می‌دهد که دلیل افزایش قابل توجه نرخ انتقال حرارت در برج خنک‌کن بیضوی، علیرغم کاهش دبی جرمی خروجی از دودکش آن چیست.

نگاهی کلی به شکل‌های ۸ تا ۱۱ نشان می‌دهد که حضور برج خنک‌کن مجاور با فاصلهٔ مرکز به مرکز انتخاب شده در این تحقیق، بر میدان جریان روی برج خنک‌کن دیگر تأثیرگذار است که با افزایش سرعت باد محسوس‌تر می‌شود. تأثیر حضور برج خنک‌کن دوم از نوع بیضوی از پیچیدگی بیشتری نسبت به نوع دایروی برخوردار است.

۵- نتیجه‌گیری

در پژوهش‌های پیشین، تأثیر مثبت استفاده از مقطع بیضوی به‌جای مقطع دایروی متداول برای یک برج خنک‌کن خشک با جریان طبیعی در شرایط وزش باد گزارش شده است. با این حال، در کاربردهای عملی، برج‌های خنک‌کن معمولاً بصورت چندتایی و در کنار یکدیگر نصب می‌شوند. در تحقیق حاضر، با بهره‌گیری از روش دینامیک سیالات محاسباتی، میدان جریان و عملکرد حرارتی دو برج خنک‌کن کنار هم در شرایط وزش باد مورد ارزیابی قرار گرفت تا مشخص شود آیا استفاده از برج خنک‌کن با مقطع بیضوی در چنین آرایش عملیاتی نیز مفید فایده هست. به منظور تحلیل دقیق‌تر، جزئیات میدان جریان از طریق بررسی توزیع میدان سرعت و طیف دما در اطراف برج‌های خنک‌کن مورد مطالعه قرار گرفت تا علل تفاوت‌های ناشی از به‌کارگیری دو نوع برج خنک‌کن دایروی متداول و بیضوی شناسایی و تبیین شود. یافته‌های مهم حاصل از این تحقیق را می‌توان بصورت زیر برشمرد:

- به علت کاهش سطح مقطع برج خنک‌کن بیضوی در مقایسه با نوع معمول دایروی، دبی جرمی عبوری از آن در شرایط بدون وزش باد کاهش می‌یابد. این امر باعث کاهش ۳/۸ درصدی انتقال حرارت در رادیاتورهای برج خنک‌کن بیضوی در مقایسه با نوع معمول دایروی در شرایط بدون وزش باد می‌شود.
- آرایش کنار هم برج‌های خنک‌کن بیضوی در سرعت‌های باد ۷ و ۱۰ متر بر ثانیه کارایی حرارتی بیشتری از برج‌های خنک‌کن دایروی دارند.
- برج‌های خنک‌کن بیضوی کنار هم می‌توانند در سرعت‌های باد زیاد کارایی حرارتی را نسبت به آرایش معمول دایروی از ۱۸/۲ تا ۲۹/۵ درصد افزایش دهند.
- در سرعت باد ۱۰ متر بر ثانیه راندمان حرارتی دو برج خنک‌کن بیضوی بصورت قابل توجه و به میزان ۲۹/۵ درصد نسبت به آرایش معمول دایروی افزایش می‌یابد.
- تأثیر حضور برج خنک‌کن مجاور بر میدان جریان حول دیگری با افزایش سرعت باد محسوس‌تر شده و بخصوص در برج‌های خنک‌کن بیضوی بیشتر می‌شود.
- تشکیل نواحی سکون نسبی و همچنین گذر جریان گرم شده درون برج خنک‌کن از روی رادیاتورهای پشتی به بیرون از برج خنک‌کن، باعث کاهش متوسط گرادیان دما در دو طرف این دسته از رادیاتورها شده و دلیل اصلی کاهش راندمان حرارتی هستند. شکل مقطع برج خنک‌کن و نحوهٔ آرایش آن‌ها در کنار یکدیگر تأثیر مستقیم بر این نواحی و در نهایت متوسط گرادیان دما در سطح رادیاتورها دارند.
- انتخاب آرایش مناسب برج‌های خنک‌کن بیضوی به سرعت غالب وزش باد در محل احداث آن‌ها وابسته است.
- معرفی عوامل جریانی تأثیرگذار بر سه سازوکار انتقال حرارت تفکیک شده در این تحقیق می‌تواند برای پیدا کردن راهکارهای عملیاتی کاهش تأثیرات منفی روی رادیاتورهای پشتی با متوسط گرادیان کم، مفید و مورد توجه مهندسان طراح قرار بگیرد.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی

c_{pa}	ظرفیت حرارتی هوا، $m^2/s^2.K$
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{\varepsilon}$	ضرایب استاندارد مدل توربولانسی، -
g	شتاب جاذبه، m/s^2
G	ترم تولید در مدل توربولانسی، $kg/m.s^3$
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی، $kg.m^2/K.s^3$
I	درصد بهبود، -
k	انرژی سینماتیکی توربولانس، m^2/s^2
k_v	ضریب افت فشار، kg/m^3
$\dot{m}$	دبی جرمی، kg/s
P	ترم تولید در مدل توربولانسی، $kg/m.s^3$
p	فشار، $kg/m.s^2$
S	ترم مرجع در معادله انرژی، -
$\dot{q}$	نرخ انتقال حرارت، $kg.m^2/s^3$
T	دما، K
$\vec{V}$	بردار سرعت، m/s
y	مختصات طولی، m

علائم یونانی

β	ضریب انبساط حرارتی، 1/K
ε	انرژی تلف شده توربولانسی، m^2/s^3
Γ, Γ_t	ضریب نفوذ حرارتی توربولانسی و مولکولی، m^2/s
μ, μ_t	ویسکوزیته سینماتیکی توربولانسی و مولکولی، kg/m.s
ν, ν_t	ویسکوزیته دینامیکی توربولانسی و مولکولی، m^2/s
ρ	چگالی، kg/m^3

$\sigma_k, \sigma_t, \sigma_\varepsilon$	ضرایب استاندارد معادله توربولانسی، -
	تانسور تنش - $kg/m.s^2$

زیرنویس

hr	ترم منبع حرارتی برای رادیاتورها
in	ورودی
mr	ترم منبع مومنتوم برای رادیاتورها
n	عمود
rad	رادیاتور
ref	مرجع
sr	ترم منبع مومنتوم برای رادیاتورها
total	کلی
w	آب

بالانویس

*	شرایط مرجع
+	بی‌بُعد و نرمال‌شده با مقیاس دیواره

منابع

[1] A.F. Du Preez, and D.G. Kroger, Effect of wind performance on a dry cooling tower, Journal of Heat Recovery Syst CHP, 13(2) (1993) 139-146.

[2] Q.D. We, B.Y. Zhang BY, K.Q. Liu, and X.Z. Meng, A study of the unfavorable effects of wind on the cooling efficiency of dry cooling towers. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, (1995) 54-55.

[3] A. Klimanek, M. Cedzich, and R. Białecki, 3D CFD modeling of natural draft wetcooling tower with flue gas injection, Applied Thermal Engineering, 91 (2015) 824–833.

[4] L. Chen, L. Yang, X. Du, and Y. Yang, Flue gas diffusion for integrated dry-cooling tower and stack system in power plants. Intetnational Journal of Thermal Sciences, 114 (2017) 257–270.

[5] G. Yang, L. Ding, T. Guo, X. Li, W. Tian, Z. Xu, Z. Wang, F. Sun, J. Min, J. Xu, S. Wang, and Z. Guo, Study of flue gas emission and improvement measure in a natural draft drycooling tower with flue gas injection under unfavorable working conditions, Atmospheric Pollution Research, 11 (2020) 963–972.

[6] M. Goodarzi, A proposed stack configuration for dry cooling tower to improve cooling efficiency under crosswind, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 98 (2010) 858–63.

[7] R. Al-Waked, and M. Behnia, The performance of natural draft dry cooling towers under crosswind: CFD study, International Journal of Energy Research, 28 (2004) 147-161.

[8] Z. Zhai, and S. Fu, Improving cooling efficiency of dry-cooling towers under cross-wind conditions by using wind-breaker methods, Applied Thermal Engineering, 26 (2006) 1008-1017.

[9] M. Goodarzi, and R. Keimanesh, Heat rejection enhancement in natural draft cooling tower using radiator-type windbreakers, Energy Conversion and Management, 71 (2013) 120-125.

[10] H. Ghasemi Zavaragh, M.A. Ceviz, and M.T. Shervani Taba,. Analysis of windbreaker combinations on steam power plant natural draft dry cooling towers, Applied Thermal Engineering, 99 (2016) 550-559.

[11] A.R. Seifi, O. Ali Akbari, A.A.A.A. Alrashed, F. Afshary, G.R. Ahmadi Sheikh Shabani, R. Seifi, M. Goodarzi, and F. Pourfattah, Effects of external wind breakers of Heller dry cooling system in power plants, Applied Thermal Engineering, 129 (2018) 1124-1134.

[12] M. Shirazi, and A. Jahangiri, 3D numerical study using three novel windbreak walls in natural draft dry cooling towers for performance enhancement under various crosswind conditions, Thermal Science and Engineering Progress, 25 (2020) 100971.

[13] M. Goodarzi, and R. Ramezanpour, Alternative geometry for cylindrical natural draft cooling tower with higher cooling efficiency under crosswind condition. Energy Conversion and Management, 77 (2014) 243-249.

[14] L. Chen, H.T. Liao, X.W. Huang, L.J. Yang, X.Z. Du, and Y.P. Yang, Thermo-flow characteristics of indirect dry cooling system with elliptically arranged heat exchanger bundles around a traditional circular cooling

tower, Applied Thermal Engineering, 121 (2017) 419-430.

[15] M. Goodarzi, and S. Moradi Maryamnegari, A new natural draft dry cooling tower with improved thermal performance during windy condition, Applied Thermal Engineering, 139 (2018) 341-351.

[16] M. Goodarzi, and H. Amooei, Heat transfer enhancement in a natural draft dry cooling tower under croowind operation with heterogeneous water distribution, atw-International Journal of Nuclear Power, 61 (2015) 252-259.

[17] P. Dong, and X. Li, A novel method integrating windbreak walls with water distribution to mitigate the crosswind effects on natural draft dry cooling towers, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 205 (2020) 104318.

[18] H.T. Liao, L.J. Yang, X.P. Wu, X.Z. Du, and Y.P. Yang, Impacts of tower spacing on thermo-flow characteristics of natural draft dry cooling system, International Journal of Thermal Sciences, 102 (2016) 168-184.

[19] S. Ke, H. Wang, and Y. Ge, Interference effect and the working mechanism of wind loads in super-large cooling towers under typical four-tower arrangements, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 170 (2017) 197-213.

[20] S. Ghafari, and A.A. Golneshan, Wind Effects and the Challenge to Enhance Thermal Performance of Three Aligned Natural Draft Dry Cooling Towers, Iranian Journal of Science and Technology-Transaction of Mechanical Engineering, 42 (2018) 347-354.

[21] M. Khamooshi, T.N. Anderson, and R.J. Nates, A numerical study on interactions between three short natural draft dry cooling towers In an in-line arrangement, International Journal of Thermal Sciences, 159 (2020) 1-15.

[22] M. Khamooshi, T.N. Anderson, and R.J. Nates, Impact of tower spacing on the performance of multiple short natural draft dry cooling towers for calm conditions, Proceeding of Institute of Mechanical Enginerring-Part A: Journal of Power Energy, 235 (2021) 885-894.

[23] H. Ma, L. Cai, and F. Si, Thermo-economic analysis of the impact of the interaction between two neighboring dry cooling towers on power generation of dual thermal power units and the energy-efficient operation strategy, Applied Thermal Engineering, 240 (2024) 122256.

[24] P. Dong, X. Li, Y. Yu, and Y. Shen, Numerical investigations on the start-up of a dual-tower system under crosswind: Collaborative and competitive effects, International Communications in Heat and Mass Transfer, 145 (2023) 106814.

[25] A. Jahangiri, A. Borzooee, and E. Armoudli, Thermal performance improvement of the three aligned natural draft dry cooling towers by wind breaking walls and flue gas injection under different crosswind conditions, International Journal of Thermal Sciences, 137 (2018) 288-298.

[26] J. Yan, W. Wang, L. Chen, L. Yang, and X. Du, Enhancement of Thermo-Flow Performances by Windbreakers for Two-Tower Indirect Dry Cooling System, Journal of Thermal Sciences, 29 (2020) 676-686.

[27] X. Jiang, X. Zhang, S. Wang, R. Wang, P. Zou, J. Lu, and X. Li, Impact of Crosswind on Steady-State and Dynamic Performance of Natural Draft Dry Cooling Tower Group: A Numerical Analysis, Frontiers in Heat and Mass Transfer, 22 (2024) 193-216.

[28] A. Jahangiri, M. Ebrahim Sarbandi Farahani, G. Ahmadi, A. Shahsavar, A. Borzouei, and H. Gharehbaei, Coupled CFD and 3E (Energy, Exergy and Economical) analysis of using windbreak walls in heller type cooling towers, Journal of Clean Production, 358 (2022) 131550.

[29] H. Ma, L. Cai, and F. Si, Numerical study identifies the interaction between two adjacent dry cooling towers on fluid flow and heat transfer performances of the radiators at different points of each tower, International Journal of Thermal Sciences, 191 (2023) 108351.

[30] B. Gebhart, Y. Jaluria, R.L. Mahajan, B. Sammakia, and M.M. Yovanovich, Buoyancy-induced flows and transport, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, (1989).

[31] B.E. Launder, and D.B. Spalding, The numerical

computation of turbulent flows, Computinal Methods in Applied Mechanical Engineering, 33 (1974) 269-289.

[32] EGI, The Heller System, Budapest, (1984).

[33] 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. 79 (1999) 289-306.

[34] M. Ghalamchi, Desingn correctness and efficiency assessments on cooling tower of Shahid Montazeri power plant, In 19th InternationalPower Systems conference, (2004) (in Persian).

[35] ANSYS Inc. ANSYS Fluent User's Guide, Release 2022 R2, Canonsburg, PA, USA, (2022).

[36] S. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, CRC press, (2018).

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

Y. Farahani, M. Goodarzi, Thermal performance assessment of two side-by-side natural draft dry cooling towers with circular and elliptical periphery radiator arrangements, Amirkabir J. Mech Eng., 57(10) (2026) 1239-1262.

DOI: 10.22060/mej.2026.25198.7927

این صفحه عمداً خالی است