



Numerical Study of the Effect of Peak Cooler Structure on Airflow and Efficiency of Dry Cooling Tower

Mohammad Reza Zangoee¹, Seyyed Mohammad Javadi^{*2}

1. Assistant professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran.
2. Assistant professor Department of Mechanical Engineering, Faculty of advanced technologies, Quchan university of technology, Quchan, Iran.

Abstract

In dry cooling towers of power plants, the presence of a peak cooler is essential to increase the efficiency of cooling systems and improve thermal performance in high-temperature conditions. Also reversing the flow, protect the surrounding heat exchangers from freezing in winter. The appropriate position of this structure and its effect on performance has the particular importance. In this paper, the effect of the peak cooler structure on airflow and the efficiency of the dry cooling tower has been studied. For this purpose, buoyancy-driven flow considering heat transfer from the tower radiators for two cases, with and without a peak cooler, was simulated using ANSYS Fluent 22 software. In this paper, the turbulence and buoyancy effects is considered using k- ϵ model, as well as with using radiator boundary condition, the effect of pressure drop and heat transfer of the radiator is considered. The results show that the peak cooler structure has a significant negative impact on the flow rate inside the tower and consequently reduces heat transfer from the delta-shaped heat exchangers around the tower (excluding heat transfer from the heat exchangers inside the peak cooler). Also, due to vortex flows around the peak cooler, the flow rate over the delta-shaped heat exchangers decreases approximately 8%. With despite of the decrease in flow rate and heat transfer from the delta-shaped radiators due to the structure of peak cooler, the total flow rate of the tower and its heat transfer increases because of the using the fan inside the peak cooler and increasing 10% in the radiator surface area. The negative effects can be reduced by moving them towards the center of the tower.

Keywords

Cooling Tower
Airflow
Buoyancy
Peak Cooler
Simulation.

Received: 01.13.2025

Revised: 03.16.2025

Accepted: 04.14.2025

*Corresponding Author

Seyyed Mohammad Javadi

Email

Mohammad.javadi@qiet.ac.ir

1- Introduction

The Heller cooling tower was first used and operated by the Enixio company in Hungary in 1950 and was introduced as the best dry cooling tower with acceptable costs. This cooling tower has a coil (condenser) through which water flows, and at the same time, air passes over it by natural suction, causing it to cool down.

Numerous studies have been conducted regarding the efficiency of Heller cooling towers. In 2011, Reuter and his colleague developed a 2D (axisymmetric) computational fluid dynamics

model using the commercial code ANSYS Fluent to simulate flow patterns, loss coefficients, and effective flow diameter of circular natural draft cooling tower inlets. They proposed simple relationships for determining the cooling tower inlet loss coefficient and the ratio of the effective flow diameter of the inlet to full-scale cooling towers, excluding the effect of rain zones and structural supports around the cooling tower inlet [1].

In 2022, Malek Mohammadi and his colleagues investigated the replacement of wet cooling towers



at the Isfahan thermal power plant with Heller natural draft dry cooling towers. They simulated the thermodynamic cycle of the power plant and evaluated the effect of condenser temperature on the power plant's efficiency and output power. Their results showed that this replacement leads to an increase in condenser temperature by removing the last row of low-pressure turbine blades. However, by replacing the cooling tower without removing the last row of turbine blades, the power plant's output power and efficiency decrease by approximately 12.4 MW and 1.68%, respectively [2].

By reviewing the previously published studies, it can be seen that the majority of them focus on the effect of wind on the efficiency of Heller cooling towers, and no research is found regarding the effect of internal equipment on the efficiency of the cooling tower. Therefore, in this article, the effect of the peak cooler structure on airflow and cooling tower efficiency is investigated

2- Numerical Modeling

The governing equations for steady, incompressible, buoyant, and turbulent airflow include equations for modeling the conservation of mass, momentum, energy, and turbulence [3]. In this paper, the concept of a porous medium is used to simulate the radiators around the tower, which utilizes the Forgo model. The following equation is used for the pressure drop of the flow passing through the radiators [4]:

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

where the pressure drop coefficient is based on experimental data [5]:

$$k_v = 13.03 V_n^{-0.24} + 0.436 \quad (2)$$

For discretizing the governing equations in the present numerical study, a second-order upwind scheme is used. The final discretized algebraic equations are solved using the Simple algorithm [6] in the commercial CFD code Fluent.

3- Geometry and Boundary Conditions

As shown in Figure 1, the tower includes 12 peak coolers in 6 sectors, each sector including 60 degrees and a pair of peak coolers with a 24-degree angle. On the other hand, the two peak coolers in two different sectors have a 36-degree angle with each other. In each 60-degree sector of the tower, there are 16 triangular deltas, and in total around the tower circumference, there are about 96 deltas with a height of 15 meters.

At the top of the tower, the Pressure outlet boundary condition is used, and in the delta sections, the Radiator boundary condition is used. In the Radiator boundary condition, the inlet pressure drop can be entered as a coefficient of the fluid's kinetic energy, which based on the values available in articles, this pressure drop coefficient is used from equations 8 to 10 and heat transfer from it is used from equations 9 to 11.



Figure 1: Geometric model of the tower and a tower sector with two peak coolers

4- Mesh Independency

To investigate the effect of meshing on the solution results, the variable of air flow rate exiting the tower (under free convection) was examined for several regular and irregular meshes. As shown in the table below, the calculation of the tower air flow rate in the computational domain for different meshes is less than 10%, and for meshes 2 and 3, the changes are below 1% and are acceptable. Therefore, simulations continued with mesh number 2.

Table 1: pid control coefficients for pitch and yaw at three input angles

Mesh number	Number of cells	Number of planes	Number of nodes	Inlet mass flow (kg/s)
1	1781841	4028367	663617	2605
2	3615478	7621433	844463	2401
3	5268700	12152883	2186882	2396
4	8354215	16853472	3186521	2394

5- Results

Figure 2 and Figure 3 show the velocity distribution of the air flow entering the peak cooler, the velocity distribution from the transverse plane above the peak cooler. Conclusion

The results show that the flow around the peak cooler causes the formation of vortices and a separation zone behind the peak cooler body, which reduces the tower mass flow rate.

Figure 4 shows the temperature contours in the two cases with and without the peak cooler structure. As shown, in the case where the peak cooler structure exists, the temperature of the air entering the peak cooler does not pass over the radiators, and the air temperature in that area is lower.

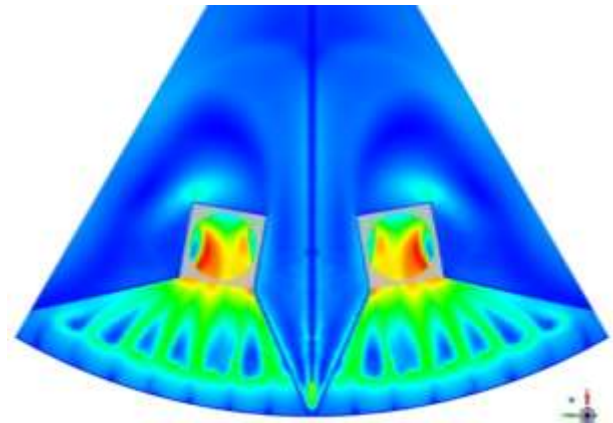


Figure 2: Inlet flow velocity distribution into the peak cooler

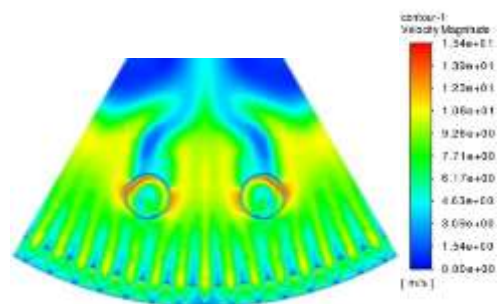
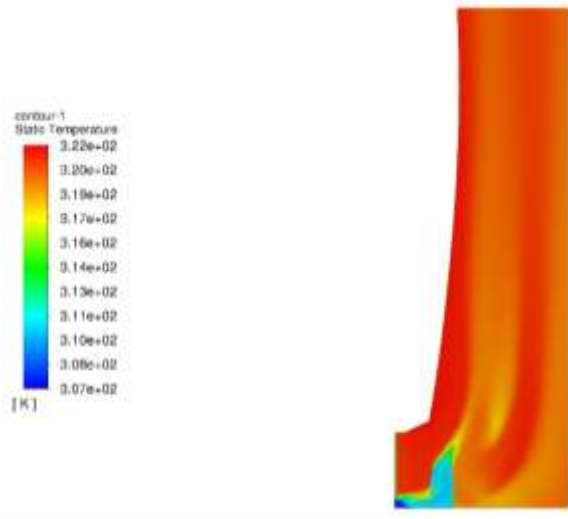


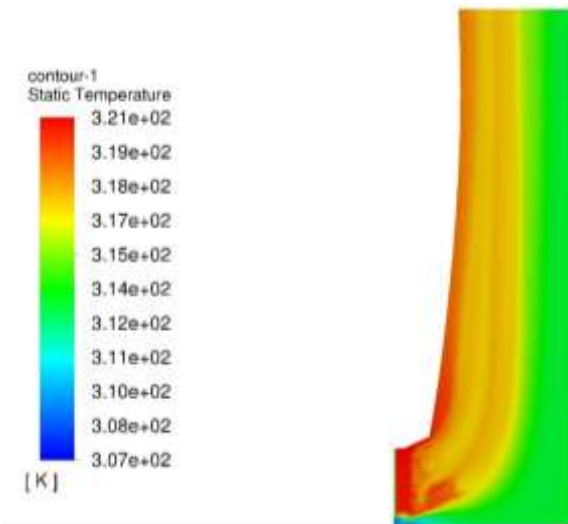
Figure 3: Flow velocity distribution in the cross-sectional plane passing over the peak cooler

The results show that the flow around the peak cooler causes the formation of vortices and a separation zone behind the peak cooler body, which reduces the tower mass flow rate.

Figure 4 shows the temperature contours in the two cases with and without the peak cooler structure. As shown, in the case where the peak cooler structure exists, the temperature of the air entering the peak cooler does not pass over the radiators, and the air temperature in that area is lower.



a) Temperature distribution with the presence of the peak cooler structure



b) Temperature distribution without the presence of the peak cooler structure

Figure 4: Temperature distribution into the tower

6- Conclusion

In this study, the symmetric sector under study, between 844 thousand nodes and 4 million nodes,

or in other words, the entire tower geometry between 12 and 48 million nodes, has been meshed with a hybrid tetrahedral and hexahedral mesh. The peak cooler structure causes the formation of a vortex flow behind the peak cooler and a pressure drop behind it, reducing the tower air flow rate. The results also show that the peak cooler structure, in the fan-off state, reduces the tower air flow rate from 2256 to about 2090 kg/s.

7- References

- [1] H. Reuter and D. Kröger, "Computational Fluid Dynamics Analysis of Cooling Tower Inlets," *J. Fluids Eng.*, vol. 133, p. 081104, 2011, doi: [10.1115/1.4004454](https://doi.org/10.1115/1.4004454).
- [2] M. Malekmohamadi, H. Ahmadikia, S. Golmohamadi, and H. Khodadadi, "Evaluation of wet cooling tower replacement by Heller cooling tower in a power plant," *Arch. Mech. Eng.*, pp. 129–149, 2022, doi: [10.24425/ame.2022.144076](https://doi.org/10.24425/ame.2022.144076).
- [3] A. Barletta, "The Boussinesq approximation for buoyant flows," *Mechanics Research Communications*, 124, 2022.
- [4] EGI, *The Heller System*, EGI, 1984.
- [5] EGI, *Thermo Technical and Aerodynamic Design/Calculation/Characteristics of the Dry Cooling Plant System Heater*, Budapest Institute of Engineering, 1985.
- [6] S. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, CRC Press, 1980



مطالعه عددی تأثیر سازه پیک کولر بر جریان هوا و بازدهی برج خنک کن خشک

محمد رضا زنگوئی مطلق^۱، سید محمد جوادی^{۲*}

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قانان، قان، ایران.

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فن‌آوری‌های نوین، دانشگاه صنعتی قوچان، قوچان، ایران.

چکیده

کلمات کلیدی

برج خنک کن
جریان هوا
شناوری
پیک کولر
شبیه‌سازی

در برج‌های خنک‌کن خشک نیروگاهی، وجود پیک کولر به منظور افزایش کارایی سیستم‌های خنک‌کننده و بهبود عملکرد حرارتی در شرایط دمای بالا و با معکوس کردن جریان داخل آن در زمستان برای حفاظت از یخ زدن مبدل‌های اطراف برج ضروری است؛ اما موقعیت مناسب این سازه و اثر آن روی عملکرد از اهمیت خاصی برخوردار است. در این مقاله، اثر سازه پیک کولر بر جریان هوا و بازدهی برج خنک‌کن خشک مطالعه شده است. بدین منظور جریان شناوری با در نظر گرفتن انتقال حرارت از رادیاتورهای برج برای دو حالت با و بدون پیک کولر با استفاده از نرم‌افزار ANSYS Fluent 22 انجام شده است. جهت مدل‌سازی اثر آشفتگی از مدل k-ε با در نظر گرفتن اثرات شناوری و همچنین اثر افت فشار و انتقال حرارت رادیاتور با استفاده از شرط مرزی رادیاتور و اثر فن پیک کولر نیز با شرط مرزی فن دوبعدی وارد محاسبات شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهد سازه پیک کولر تأثیر منفی قابل توجهی بر دبی جریان داخل برج و در نتیجه کاهش انتقال حرارت از مبدل‌های دلتا شکل اطراف برج (با صرف نظر از انتقال حرارت مبدل‌های داخل پیک کولر) دارد. نتایج نشان می‌دهد به دلیل جریان‌های گردابی اطراف سازه پیک کولر و انسداد جریان، دبی جریان روی مبدل‌های دلتا شکل ۸ درصد کاهش می‌یابد. همچنین نتایج نشان می‌دهد علی‌رغم کاهش دبی و انتقال حرارت از رادیاتورهای دلتا شکل، در مجموع دبی کل برج و انتقال حرارت آن به دلیل استفاده از فن داخل پیک کولر و افزایش ۱۰ درصدی سطح رادیاتورها، در مجموع پیک کولرها اثر مثبتی دارند ولی می‌توان با انتقال آن‌ها به سمت مرکز برج این اثرات منفی را کاهش داد.

دریافت مقاله: ۱۴۰۳/۱۰/۲۴

بازنگری مقاله: ۱۴۰۳/۱۲/۲۶

پذیرش مقاله: ۱۴۰۴/۰۱/۲۵

*نویسنده مسئول

سید محمد جوادی

ایمیل

Mohammad.javadi@qiet.ac.ir

۱- مقدمه

بلندی را نیز دارا هستند. مطالعات متعددی در ارتباط با راندمان برج‌های خنک‌کننده هار انجام شده است.

برای جلوگیری از یخ زدن مبدل‌های برج و همچنین افزایش سطح تبادل حرارت، پیک کولر که مجموعه‌ای از یک رادیاتور و فن می‌باشد در داخل برج قرار گرفته است. به دلیل استفاده از فن در فصل تابستان، با در مسیر قرار گرفتن پیک کولر و پاشش آب روی آن، می‌توان راندمان برج را افزایش داد.

در سال ۲۰۱۱ رویتر و همکارش، یک مدل دینامیکی سیالات محاسباتی دوبعدی (مقتارن محوری) با استفاده از کد تجاری

برج خنک‌کن هار اولین بار توسط شرکت انکسی و در مجارستان در سال ۱۹۵۰ مورد استفاده و بهره‌برداری قرار گرفت و به عنوان بهترین برج خنک‌کننده خشک با هزینه‌های قابل قبول مطرح شد. این برج خنک‌کننده دارای یک کویل (کندانسور) است که آب در درون آن جریان دارد و هم‌زمان هوا به وسیله مکش طبیعی از روی آن عبور کرده و باعث خنک شدن آن می‌شود. برج‌های خنک‌کننده طبیعی، یکی از مهم‌ترین اجزاء نیروگاه هستند که با مصرف کم انرژی نقش خنک کردن آب را به عهده دارند. برج‌های خنک‌کن جریان طبیعی می‌توانند از جنس بتن و یا استیل و آلومینیوم باشند که البته ابعاد بزرگ و ارتفاع



(AIFR) ناشی از اندرکنش برج‌های خنک‌کننده و همچنین اثرات منفی باد متقاطع در آرایش‌های مختلف برج مورد بررسی قرار گرفت [۵].

در سال ۲۰۱۷ عملکرد حرارتی چهار برج خنک‌کننده طبیعی مختلف در شرایط باد مخالف بررسی شد. بادشکن‌ها و صفحه خروجی مورب به‌طور هم‌زمان در ساختار برج خنک‌کننده جدید گنجانده شده‌اند و روش حجم محدود با استفاده از الگوریتم Simple برای شبیه‌سازی میدان جریان در اطراف هر برج خنک‌کننده استفاده گردید. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد که پروفیل سرعت باد به‌طور قابل‌توجهی بر عملکرد حرارتی و ویژگی‌های استراتژی‌های بازیابی تأثیر می‌گذارد. هنگامی که سرعت باد در پایین برج خنک‌کننده زیاد است، بادشکن‌ها شرایط بهتری را برای افزایش عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده انجام می‌دهند [۶]. در سال ۲۰۱۹ ایزدی و همکارانش با استفاده از کد تجاری فلوئنت، شرایط کارکرد واقعی برج در دمای زیاد با فن و بدون فن را شبیه‌سازی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که در صورت استفاده از هواکش. نرخ انتقال گرما، اختلاف دمای آب خروجی و ورودی به رادیاتور و در نتیجه افت فشار در چگالنده افزایش یافته و سبب بهبود کارایی نیروگاه می‌شود [۷]. در سال ۲۰۲۰ بوساک و همکارانش در تحقیقی، سیستم خنک‌کننده آب در گردش واحد برق یک نیروگاه حرارتی با برج خنک‌کننده هلر مورد بررسی قرار دادند. مطالعات تحلیلی بر اساس داده‌های تجربی به‌دست‌آمده از آزمایش‌های راه‌اندازی سیستم خنک‌کننده آب در گردش واحد نیروگاه «هرزدان-۵» با ظرفیت ۳۰۰ مگاوات انجام شد. نتایج آن‌ها نشان داد که بیشترین تلفات فشار در توربین‌های آبی (HT) است که بخشی از ایستگاه پمپاژ در گردش هستند؛ بنابراین، با تنظیم بار توربین آبی، با کاهش تلفات فشار آب، می‌توان با پمپ‌های گردشی به‌کندانسور، آب را افزایش داد. داده‌های تجربی و وابستگی‌های نظری برای محاسبه ویژگی‌های هیدرولیکی تغییر یافته سیستم خنک‌کننده آب در گردش استفاده شد. فعال‌سازی بخش‌های پیک کولر برج خنک‌کننده تنها با سیستم پاشش دمای آب خنک شده را ۲ تا ۴ درجه سانتی‌گراد کاهش داد [۸]. خداکرم و گل نشان در تحقیقی، اندازه‌گیری‌های تمام‌مقیاس به‌منظور بررسی کاربرد یک روش تحلیلی در پیش‌بینی عملکرد برج خنک‌کننده خشک طبیعی (NDDCT) از نوع هلر واقع در شیراز در شرایط مختلف محیطی انجام دادند. این روش برای سه برج خنک‌کننده خشک طبیعی NDDCT دیگر اعمال شد. تنها پارامتر مشابه بین برج‌های مورد مطالعه، نسبت قطر خروجی به ارتفاع آن‌ها (Do/HT) حدود ۰/۵

برای شبیه‌سازی الگوهای جریان، ضرایب تلفات و قطر جریان مؤثر ورودی‌های برج خنک‌کن طبیعی دایره‌ای توسعه دادند. این مدل پس از اعتبارسنجی، برای بررسی اثرات عدد رینولدز، ضخامت دیواره پوسته، زاویه شیب دیواره پوسته، ضریب تلفات پر، نوع پر، قطر ورودی به ارتفاع ورودی و هندسه ورودی بر روی الگوهای جریان، ضریب تلفات ورودی و قطر مؤثر برج‌های خنک‌کننده در مقیاس کامل استفاده شد. در نهایت، روابط ساده‌ای برای تعیین ضریب تلفات ورودی برج خنک‌کننده و نسبت قطر جریان مؤثر ورودی برج‌های خنک‌کننده در مقیاس کامل به‌استثنای تأثیر مناطق باران و تکیه‌گاه‌های ساختاری در اطراف ورودی برج خنک‌کننده پیشنهاد شده‌اند [۱]. در سال ۲۰۱۳ خاموشی و همکارانش راندمان برج خنک‌کننده خشک طبیعی تحت شرایط باد را بررسی کردند. کار تحقیقی آن‌ها به ارزیابی عملکرد برج خنک‌کننده تحت شرایط باد متقابل زمانی که بادشکن‌ها از همان نوع رادیاتور برج خنک‌کننده ساخته شده‌اند، می‌پردازد. نتایج عددی نشان می‌دهد که بادشکن‌های نوع رادیاتور نسبت به انواع معمولی جامد می‌توانند راندمان خنک‌کننده را به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای بهبود بخشند [۲]. اردکانی و همکارانش در سال ۲۰۱۴ تأثیر باد بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده نیروگاه منتظر قائم بررسی کرده است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که با وجود مکش هوا، هیچ جدایی در حاشیه برج خنک‌کننده رخ نداده است. بخش‌های خنک‌کننده جلویی که رو به باد هستند و بخش‌های پشتی که مستقیماً با باد روبرو نیستند از نظر حرارتی کارآمدتر بودند. آن‌ها حدود ۶۰ درصد گرمای بیشتری نسبت به بخش‌های خنک‌کننده به موازات جهت باد در حاشیه برج خنک‌کننده منتقل کردند. نتایج همچنین نشان داد که عملکرد حرارتی در بخش‌های خنک‌کننده جلو و عقب با افزایش سرعت باد افزایش یافته و در بخش‌های پیرامونی کاهش می‌یابد [۳]. در تحقیقی دیگر اردکانی و همکارانش با استفاده از یک مدل هم‌دمای برج هلر در تونل باد، تأثیر وجود دیوارهای بادشکن در بهبود دبی ورودی به برج در شرایط وزش باد به‌صورت تجربی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از دیوارهای بادشکن تا ۳۰٪ دبی ورودی به برج را افزایش می‌دهد. همچنین با زیاد شدن سرعت باد، تأثیر طول دیوار بادشکن بر دبی ورودی افزایش می‌یابد [۴].

رشادت جو و همکارانش برج‌های خنک‌کننده نوع هلر در چهار آرایش مختلف در شرایط همرفت آزاد و باد متقاطع شبیه‌سازی و نتایج به‌دست‌آمده از کار عددی با نتایج تجربی موجود را مقایسه کردند. با مطالعه الگوی جریان، عوامل مؤثر بر کاهش دبی هوای ورودی

است. نتایج نشان داد که همه برج‌ها در شرایط مختلف محیطی رفتار یکسانی دارند؛ بنابراین، آن‌ها یک مدل ریاضی عمومی ساده ایجاد کردند که عملکرد یک NDDCT را در طیف وسیعی از شرایط محیطی پیش‌بینی می‌کند [۹]. پنگ و همکارانش جهت بهبود عملکرد برج خنک‌کننده خشک هلر، یک سیستم یکپارچه شامل مبدل حرارتی اضافی و یک سیکل تبرید تراکمی که توسط یک سیکل رانکین هدایت می‌شود، به برج خنک‌کننده هلر متصل کردند تا قابلیت خنک‌کنندگی برج خنک‌کننده و متعاقباً عملکرد واحد بخار را افزایش دهند. مبدل حرارتی اضافی و چرخه تبرید تراکمی مرتبط به ترتیب از طریق کد ASPEN HTFS و EES معتبر طراحی شد. با توجه به نتایج آن‌ها، سیستم پیشنهادی که توسط گرمای هدر رفته گازهای خروجی انرژی می‌گیرد، می‌تواند در زمان‌های ذکر شده به برج خنک‌کننده کمک کند. همچنین، بهینه‌سازی راندمان اکسرژی را از ۳۳/۶۸٪ به ۳۷/۵۹٪ افزایش می‌دهد و نرخ کل هزینه را از ۳۹۴۵ دلار در ساعت به ۳۳۶۳ دلار در ساعت کاهش می‌دهد [۱۰]. در تحقیقی در سال ۲۰۲۱، مدل ریاضی جدید برای پیش‌بینی عملکرد این برج خنک‌کننده مورد استفاده قرار گرفت. این مدل فقط برای سرعت بادهای کمتر از سرعت بحرانی که معمولاً زیاد و در شرایط کارکرد، غیرمعمول است، قابل کاربرد است. با استفاده از این مدل، برج‌های خنک‌کننده خشک طبیعی هلر در نیروگاه سیکل ترکیبی فارس در شرایط مختلف محیطی (دمای محیط و سرعت باد)، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل مشام می‌دهد که وقتی جهت باد بر برج‌ها عمود باشد، راندمان هر برج کمتر از راندمان همان برج در حالت منفرد است. برج در همین وضعیت هنگامی که باد در راستای جهت برج‌ها باشد، کارایی برج‌های عقب از برج در خط حمله باد افزایش می‌یابد [۱۱]. در سال ۲۰۲۲، احمدی کیا و همکارش طراحی برج خنک‌کننده خشک طبیعی در دو بخش طراحی مبدل‌های حرارتی و حل عددی جریان در برج انجام داده است. ابتدا مبدل حرارتی (نوع هلر) به صورت ترمودینامیکی شبیه‌سازی شده و سپس با یک برنامه کامپیوتری که جریان همرفت طبیعی آشفته را از طریق برج محاسبه می‌کند ترکیب شده است. نتایج عددی با داده‌های تجربی نیروگاه حرارتی شهید منتظری در شرایط مختلف محیطی مقایسه شده است. نتایج آن‌ها انطباق خوبی بین نتایج عددی و داده‌های تجربی را نشان داد [۱۲]. ملک محمدی و همکارانش در سال ۲۰۲۲ در تحقیقی به بررسی جایگزینی برج‌های خنک‌کننده مرطوب در نیروگاه حرارتی اصفهان با برج‌های خنک‌کننده خشک طبیعی هلر پرداخت. آن‌ها سیکل ترمودینامیکی نیروگاه را شبیه‌سازی شده و تأثیر

دمای کندانسور بر بازده و توان خروجی نیروگاه را ارزیابی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که این جایگزینی باعث افزایش دمای کندانسور با حذف آخرین ردیف پره‌های توربین کم‌فشار می‌باشد؛ اما با تعویض برج خنک‌کننده بدون برداشتن پره‌های ردیف آخر توربین، توان خروجی و راندمان نیروگاه به ترتیب حدود ۱۲/۴ مگاوات و ۱/۶۸ درصد کاهش می‌یابد [۱۳]. در سال ۲۰۲۲، تحقیقی با هدف ارزیابی اثرات وزش باد بر کارایی برج‌های خنک‌کننده (CTs) و پیشنهاد روش‌هایی برای بهبود عملکرد آن‌ها در نیروگاه سیکل ترکیبی منتظر قائم انجام گرفت. برای این منظور، چرخه MGCCPP به‌طور هم‌زمان با استفاده از تجزیه و تحلیل CFD و انرژی-اکسرژی برای اولین بار مدل‌سازی شد. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، استفاده از دیوارهای بادشکن در باد غالب منجر به حدود ۶/۵ مگاوات مازاد توان در هر واحد می‌شود. همچنین بر اساس تحلیل‌های اقتصادی، دوره بازپرداخت سه طرح پیشنهادی ۱۴، ۱۵/۵ و ۱۶ ماهه است که کاملاً موجه است [۱۴].

بررسی مطالعات پیشین نشان می‌دهد بیشتر مطالعات انجام‌شده تاکنون بر تأثیر سرعت باد بر راندمان برج‌های خنک‌کن هلر بوده، به همین دلیل بخش اصلی تمرکز آن‌ها بر شبیه‌سازی جریان خارجی اطراف برج بوده و داخل برج با دقت و شبکه کافی مدل‌سازی نشده است و به‌ندرت شکل خاص مبدل‌های دلتا شکل و اثرات فشار و حتی انتقال حرارت آن‌ها را وارد محاسبات نموده است. لذا در این مقاله با مدل‌سازی دقیق اثر افت فشار و انتقال حرارت در رادیاتورهای برج و همچنین در نظر گرفتن پروفیل عملکرد فن پیک کولر، تأثیر سازه پیک کولر بر جریان هوا و راندمان برج خنک‌کننده مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- مدل‌سازی عددی

از آنجایی که سرعت هوا در داخل برج خنک‌کننده کم است، تغییرات چگالی هوا در برج خنک‌کننده ناچیز می‌باشد؛ بنابراین، جریان هوا به‌طور کامل جریان تراکم ناپذیر فرض می‌شود. البته از تقریب بوسینسک [۱۵] در معادله مومنتم عمودی برای گنجاندن نیروی شناوری در معادله مومنتم عمودی استفاده می‌شود. علاوه بر این، رژیم جریان نیز آشفته در نظر گرفته می‌شود [۱۵]. نیروی شناوری به‌عنوان عامل اصلی ایجاد جریان داخل برج، وارد شبیه‌سازی‌ها شده است. معادلات حاکم برای جریان هوای پایا، تراکم‌ناپذیر، شناور و آشفته شامل معادلات برای مدل‌سازی بقای جرم، مومنتم، انرژی و آشفستگی هستند [۱۵]. مدل استاندارد شناخته‌شده k-ε [۱۶] برای مواجهه با

$$\Delta P = \frac{1}{2} k_v \rho V_n^2 \quad (۸)$$

که در آن ضریب افت از داده‌های تجربی استفاده شده است [۱۸]:

$$k_v = 13.03 V_n^{-0.24} + 0.436 \quad (۹)$$

همچنین ضریب انتقال حرارت جابجایی، از یک رابطه تجربی به دست آمده است [۱۸]:

$$h = 2035.02 V_n^{0.515} \quad (۱۰)$$

و دمای رادیاتور از متوسط دمای آب ورودی و خروجی محاسبه می‌شود:

$$T_r = \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} \quad (۱۱)$$

که برای محاسبه دمای T_r توسط تکرار در روش عددی محاسبه می‌شود. هنگامی که یک تکرار عددی انجام می‌شود، نرخ انتقال حرارت از رادیاتورها به صورت محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_r = A_r h (T_r - T) \quad (۱۲)$$

که در آن A_r سطح انتقال حرارت است، سپس، دمای آب خروجی (T_{wo}) از بقای انرژی در یک سکتور خاص از رادیاتور محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_w C_w (T_{wi} - T_{wo}) \quad (۱۳)$$

که در آن \dot{m}_w ، C_w و T_{wi} به ترتیب دبی جرمی آب، ظرفیت گرمایی آب و دمای آب ورودی هستند.

برای گسسته‌سازی معادلات حاکم در مطالعه عددی حاضر از طرح مرتبه دوم upwind استفاده شده است. معادلات جبری گسسته شده نهایی معادلات با الگوریتم Simple [۱۹] در کد تجاری CFD Fluent حل می‌شوند. محاسبات عددی تا زمانی ادامه می‌یابد که همه متغیرهای وابسته به مقادیر ثابت برسند.

۳- هندسه مورد مطالعه

ارتفاع برج خنک‌کن هلو مورد مطالعه ۱۱۲ متر از زمین و قطر دهانه خروجی ۷۷ متر می‌باشد. قطر گلوگاه برج ۵۰ متر بوده که در ارتفاع

ویژگی‌های آشفتگی استفاده می‌شود و معادلات حاکم بر مسئله به صورت زیر می‌شود:

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

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

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

$$(\vec{v} \cdot \vec{v}) k = \vec{\nabla} [(v + \frac{v_t}{\sigma_k}) \vec{\nabla} k] + P + G - \varepsilon \quad (۴)$$

$$(\vec{v} \cdot \vec{v}) \varepsilon = \vec{\nabla} [(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}) \vec{\nabla} \varepsilon] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P + G) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (۵)$$

که در آن

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) S_{ij}, P = v_t S_{ij} S_{ij} \quad (۶)$$

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

و مقدار ثابت‌ها به‌قرار زیر هستند

$$C_{\mu} = 0.09, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, \quad (۷)$$

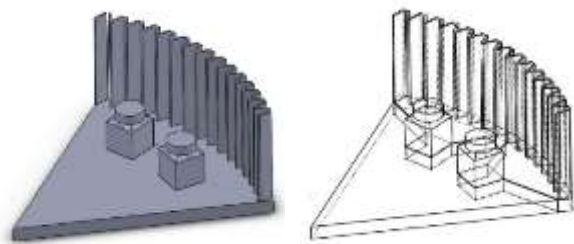
$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, \sigma_t = 1.0,$$

در معادلات فوق، \vec{v} ، P ، ρ و μ به ترتیب بردار سرعت، فشار استاتیک، چگالی هوا، لزجت دینامیکی و لزجت آشفتگی را نشان می‌دهند. در همین حال، T و T_{ar} به ترتیب دمای محلی و مرجع هستند. β نشان‌دهنده ضریب تراکم‌پذیری هوا، g بردار شتاب گرانشی و S_{ij} تانسور نرخ تغییر شکل است. نتایج نشان می‌دهد استفاده از مدل RNG k- ε و k- ω و RSM تأثیر کمی در نتایج حل ندارند.

در این مقاله این از مفهوم محیط متخلخل برای شبیه‌سازی رادیاتورهای اطراف برج که از مدل Forgo استفاده می‌شود. برای افت فشار جریان عبوری از رادیاتورها از معادله زیر استفاده می‌شود [۱۷]:

۹۵ متری از کف زمین قرار گرفته است. است ابعاد فوق ابعاد ناحیه جریان هوا بوده و سازه زیرزمین مدنظر نیست.

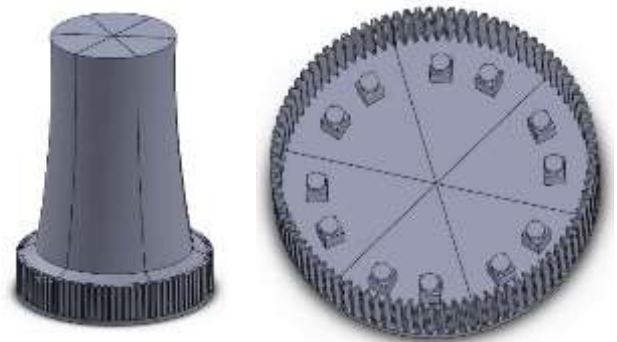
همانطور که در شکل ۱ و شکل ۲ نشان داده شده است، برج شامل ۱۲ پیک کولر در ۶ سکتور (بخش) که هر سکتور شامل ۶۰ درجه و یک جفت پیک کولر با زاویه ۲۴ درجه می‌باشند. از طرفی هر دو پیک کولر در دو سکتور مختلف، با هم زاویه ۳۶ درجه دارند. در هر سکتور ۶۰ درجه برج، ۱۶ دلتای مثلثی و در مجموع در محیط برج حدود ۹۶ دلتا با ارتفاع ۱۵ متر قرار گرفته است. در قسمت پیک کولرها، رادیاتور با مشخصات رادیاتورهای دلتا شکل اطراف برج قرار گرفته است که ضریب افت و ضریب انتقال حرارت آن از مقالات مختلف در بخش بعدی آورده شده است.



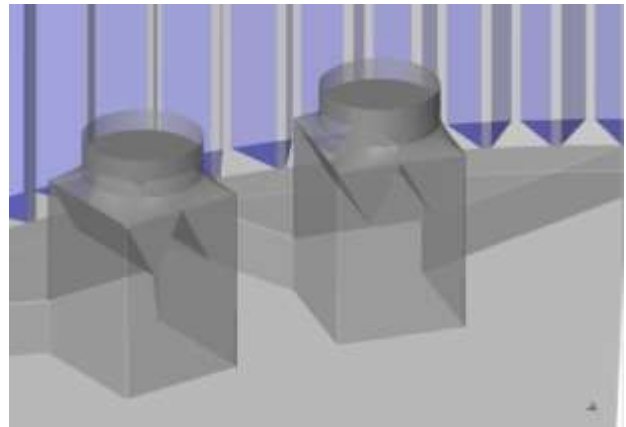
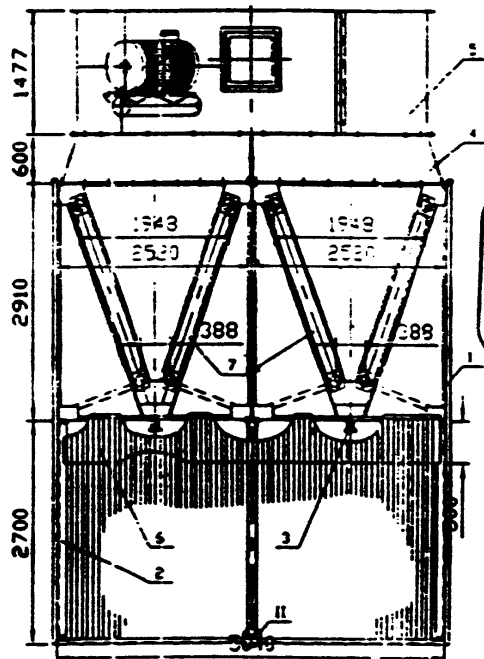
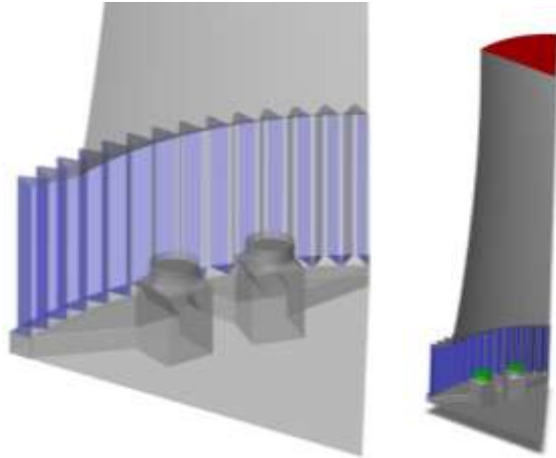
شکل ۲: مدل هندسی یک سکتور برج با دو پیک کولر

۴- شرایط مرزی مورد استفاده

در شکل ۳ ناحیه محاسباتی ۳۰ درجه‌ای اطراف یک پیک کولر نشان داده شده است. مشاهده می‌شود در قسمت بالای برج از شرط مرزی Pressure outlet (ناحیه قرمز رنگ) و در بخش دلتاها از شرط مرزی رادیاتور (Radiator) استفاده شده است. در شرط مرزی Radiator می‌توان افت فشار ورودی را به صورت ضریبی از انرژی جنبشی سیال وارد نمود که بر اساس مقادیر موجود در مقالات این ضریب افت از معادله ۸ تا ۱۰ و انتقال حرارت از آن از معادلات ۹ تا ۱۱ استفاده می‌شود. صفحات خاکستری رنگ شرایط مرزی Wall می‌باشند. همچنین دبی فن در حالت ۵۰٪ کارکرد معادل $53 \text{ m}^3/\text{s}$ و در حالت کارکرد ۱۰۰٪ دبی آن معادل $106 \text{ m}^3/\text{s}$ می‌باشد. همچنین سرعت دورانی فن به ترتیب ۱۲۰ و ۲۴۰ دور بر دقیقه می‌باشد. در شبیه‌سازی فوق فشار فن ۶۰ پاسکال در نظر گرفته شده است.



شکل ۱: مدل هندسی کامل برج بر اساس مشخصات هندسی نقشه‌ها

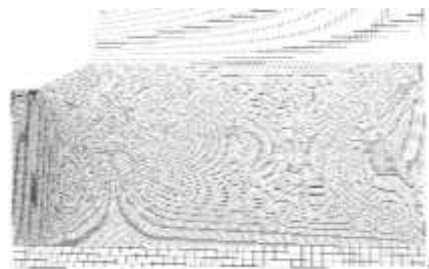


شکل ۳: نقشه و مدل سازی پیک کولر با فن و رادیاتورهای پیک کولر

۵- استقلال از شبکه

در شکل زیر نمونه‌ای از شبکه تولیدشده برای محیط حل از نمای خارجی و دلتاها نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود برای بدنه بالای برج از شبکه منتظم با ابعاد ۲۰ سانتیمتر و برای بخش

پایین برج از شبکه ترکیبی ۶ وجهی-۴ وجهی با ابعاد بیرونی ۲۰ سانتیمتر و ابعاد ۱۰ سانتیمتر برای بخش‌های درونی مانند پیک کولر و دلتاها استفاده شده است. همچنین مرتبه همگرایی معادلات مومنتوم، 0.0001 و معادله انرژی 0.000001 در نظر گرفته شده است.



شکل ۴: مش بندی عمودی و افقی برج

مقالات مختلف، منطقی می‌باشد. مقایسه نتایج با نتایج نیروگاه‌های مشابه در کشور نشان می‌دهد که محدوده دبی هوای برج‌های مشابه نیز در حدود ۲۴۰۰۰ مترمکعب بر ساعت می‌باشد که به نتایج این تحقیق مشابه می‌باشد.

۶- تحلیل جریان داخل برج با فن خاموش

در این قسمت جهت تعیین اثر سازه پیک کولر بر مکش طبیعی برج، جریان مکش طبیعی داخل برج برای دو حالت با و بدون سازه پیک کولر در حالت فن خاموش مدل‌سازی شده است.

در شکل ۵ مسیر جریان ورودی از دلتاها از دو نمای مختلف نشان داده شده است. مشاهده می‌شود جریان غالبی در مرکز برج، تا ارتفاع دلتاها) وجود نداشته و جریان چرخشی در آنجا وجود دارد. همچنین جریان ورودی از دلتاها به نرمی و بدون گردابه و چرخش خاصی، بسیار منظم به سمت بالای برج کشیده می‌شوند.

همچنین نتایج نشان می‌دهد یک گردابه کوچک در لبه انحنای برج در محل اتصال به رادیاتورهای وجود دارد که حذف آن می‌تواند سبب افزایش عملکرد برج گردد. ولی به دلیل محدودیت‌های ساخت و سازه در این برج اصلاح نشده است.

شکل ۶ و شکل ۷ توزیع سرعت جریان هوای ورودی به پیک کولر و توزیع سرعت از صفحات میانی پیک کولر، عرضی بالای پیک کولر و توزیع سرعت در خروجی برج را نشان می‌دهد. نتایج بالا نشان می‌دهد که جریان اطراف پیک کولر سبب تشکیل گردابه و ناحیه جدایش پشت بدنه پیک کولر می‌گردد که این سبب کاهش دبی برج می‌گردد. لذا پیش‌بینی می‌شود در حالت بدون سازه برج، دبی آن افزایش یابد.

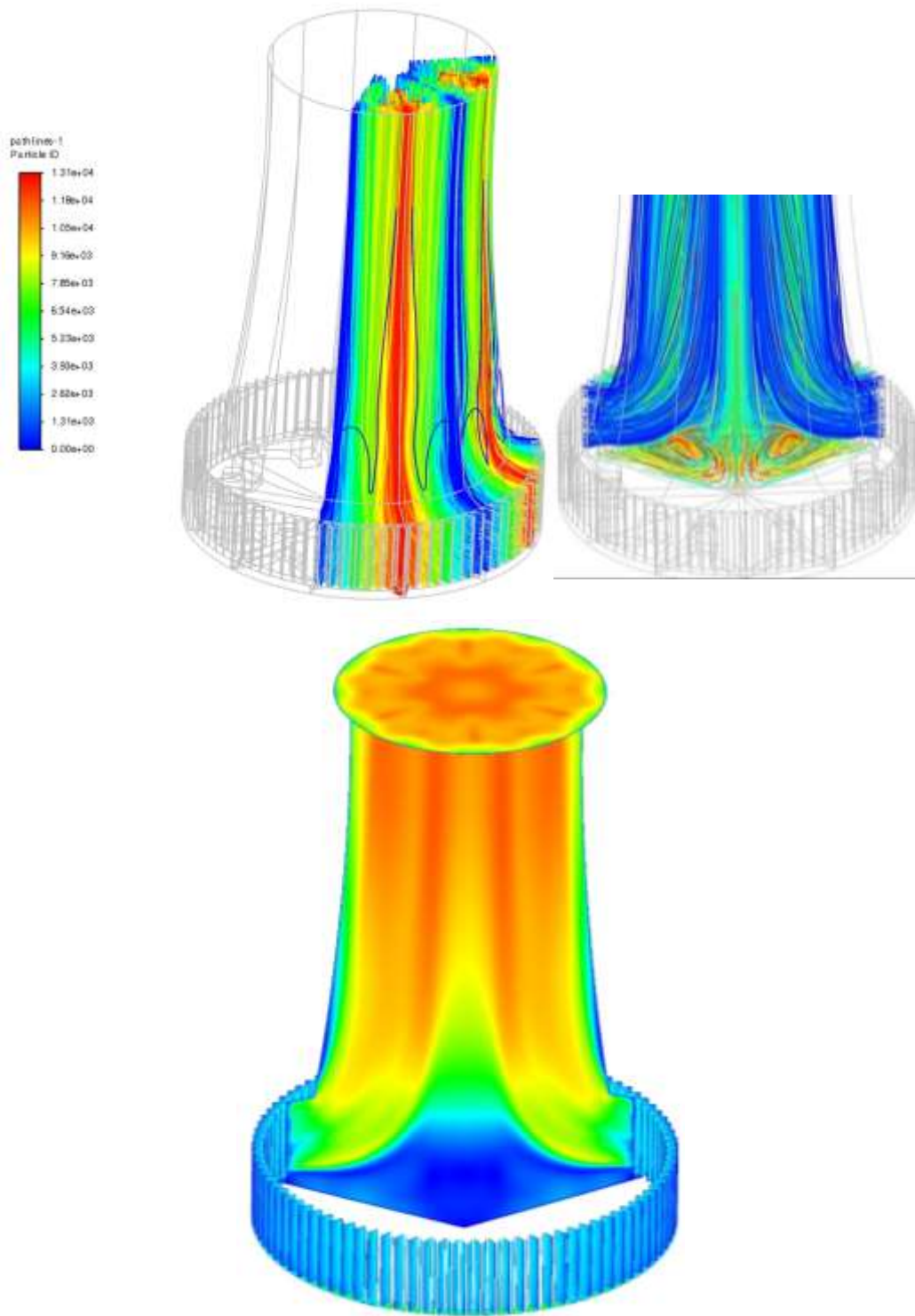
برای بررسی اثر شبکه‌بندی بر نتایج حل، متغیر دبی هوای خروجی از برج (تحت جابجایی آزاد) برای چندین شبکه منظم و نامنظم بررسی گردید که در زیر مقاطعی از شبکه‌های مختلف در خروجی برج و بخش پایینی صفحه تقارن برج نشان داده شده است.

همانطور که در جدول زیر نشان داده شده است، با توجه به نوع سلول (۴ یا ۶ وجهی) تعداد گره‌ها ممکن است در حالت ۴ وجهی افزایش بسیار بیشتری نسبت به تعداد سلول‌ها داشته باشد. ولی در مجموع، محاسبه دبی هوای برج در ناحیه محاسباتی در شبکه‌های مختلف کمتر از ۱۰ درصد و برای شبکه‌های ۲ و ۳ تغییرات زیر ۱ درصد بوده و مورد پذیرش می‌باشند. لذا شبیه‌سازی‌های با شبکه شماره ۲، ادامه یافته است.

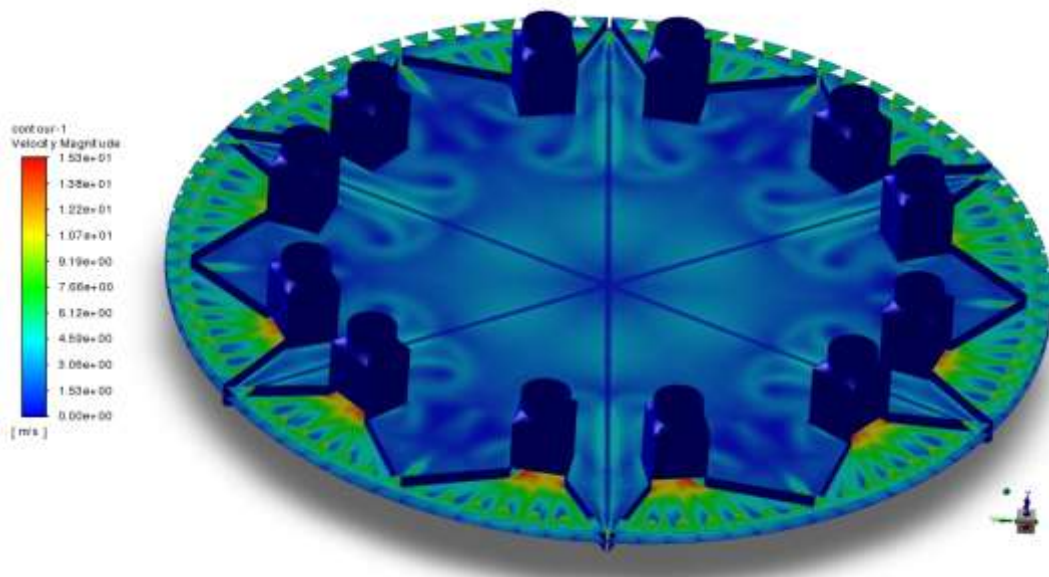
جدول ۱: مشخصات شبکه‌بندی‌های مختلف

تعداد سلول	تعداد صفحه	تعداد گره	دبی هوای ورودی (kg/s)
۱۷۸۱۸۴۱	۴۰۲۸۳۶۷	۶۶۳۶۱۷	۲۶۰۵
۳۶۱۵۴۷۸	۷۶۲۱۴۳۳	۸۴۴۴۶۳	۲۴۰۱
۵۲۶۸۷۰۰	۱۲۱۵۲۸۸۳	۲۱۸۶۸۸۲	۲۳۹۶
۸۳۵۴۲۱۵	۱۶۸۵۳۴۷۲	۳۱۸۶۵۲۱	۲۳۹۴

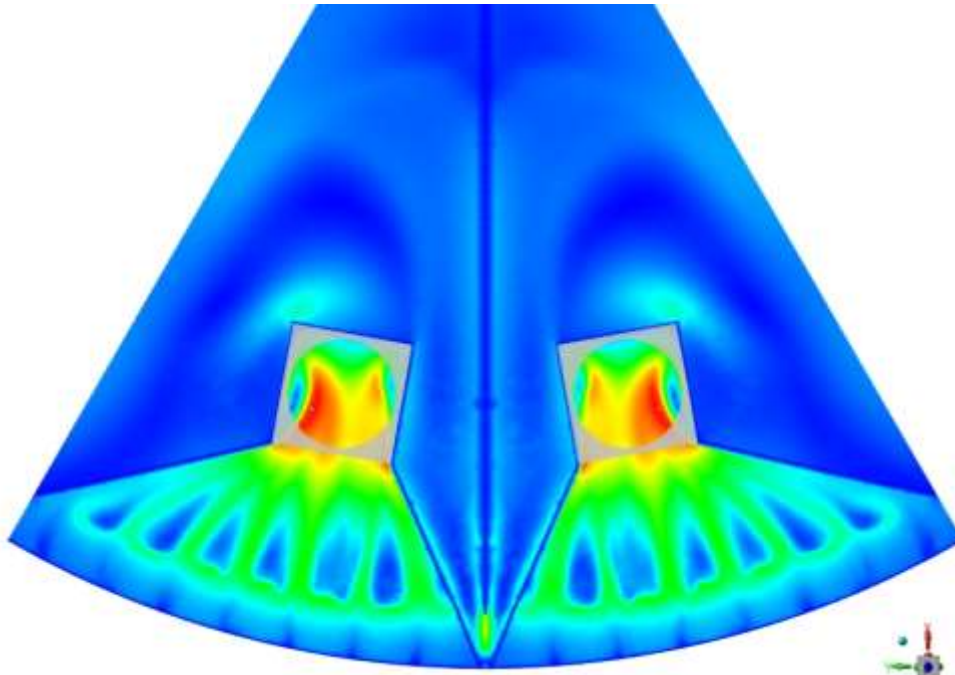
دبی هوای ناحیه محاسباتی بدون در نظر گرفتن افت فشار مبدل‌ها و پیک کولر خاموش، حدود ۲۴۰۰ کیلوگرم بر ثانیه و دبی کل برج ۲۸۸۰۰ کیلوگرم بر مترمکعب می‌باشد که با توجه به در نظر گرفتن افت فشار ناشی از مبدل‌ها در این مرحله با اعداد محاسبه شده در



شکل ۵: مسیر جریان ورودی از دلتاها به سمت خروجی برج از دو نمای مختلف

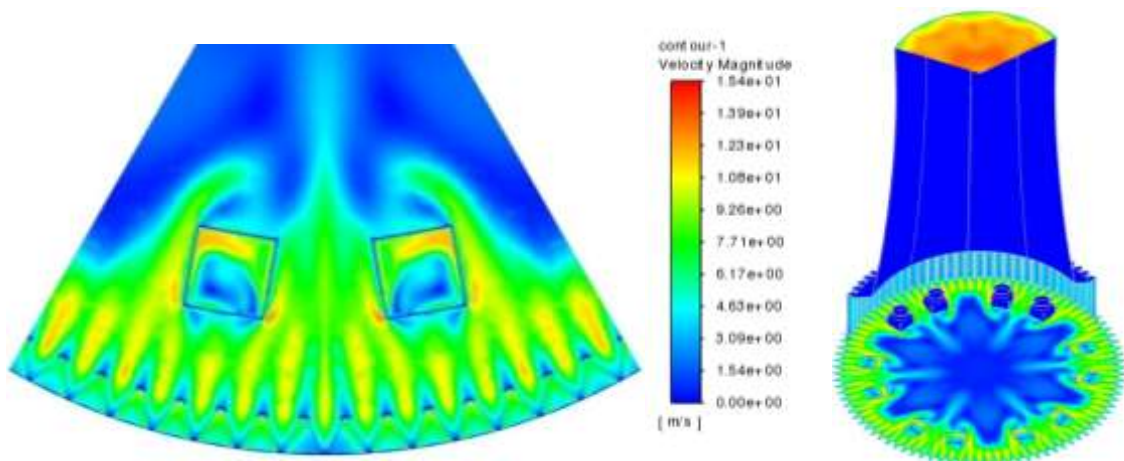


الف- کل برج

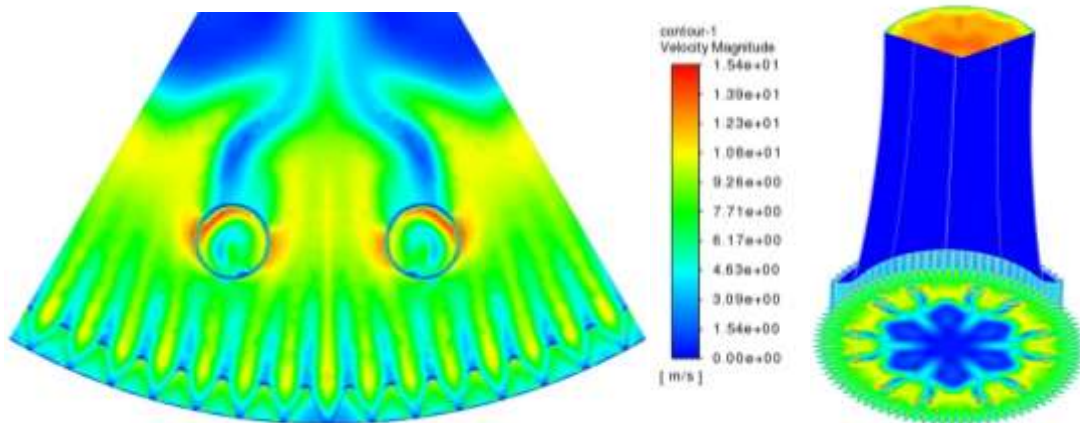


ب) بزرگنمایی شده در یک سکتور

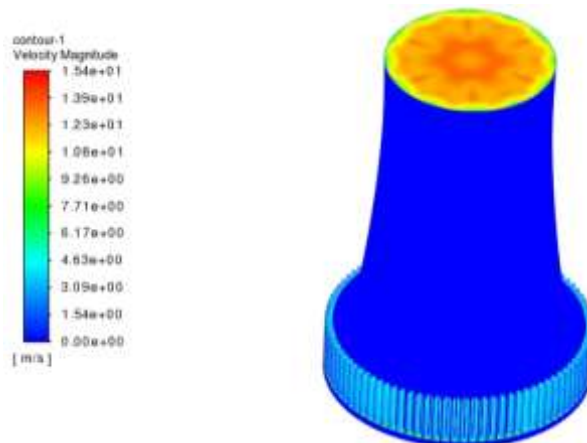
شکل ۶: توزیع سرعت جریان ورودی به پیک کولر با فن خاموش



الف) توزیع سرعت جریان در صفحه میانی پیک کولر با فن خاموش

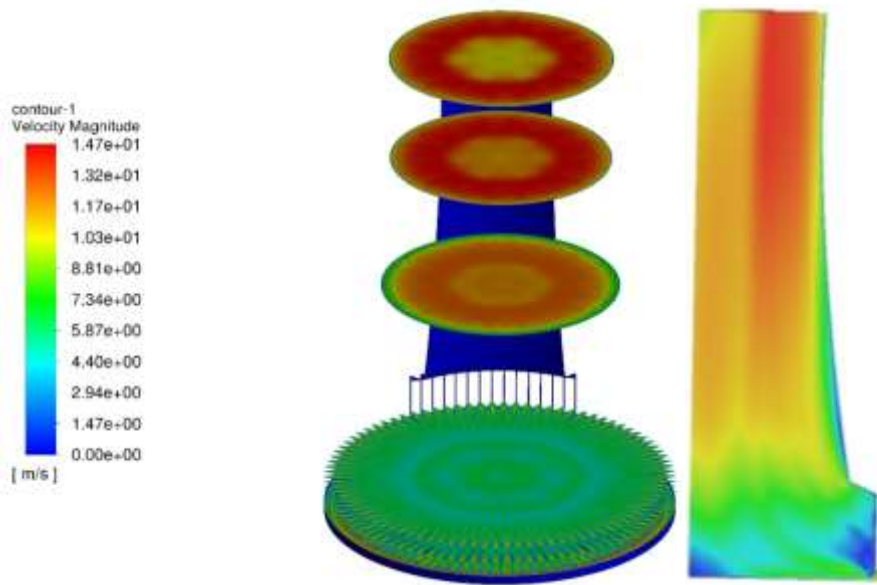


ب) توزیع سرعت جریان در صفحه عرضی عبوری از بالای پیک کولر با فن خاموش

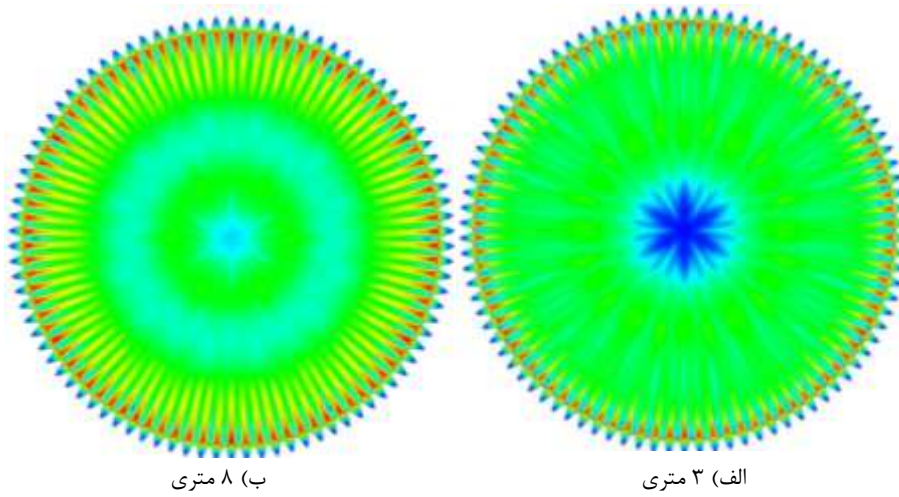


ج) توزیع سرعت جریان در خروجی برج با پیک کولر با فن خاموش

شکل ۷: توزیع سرعت جریان در صفحات عرضی

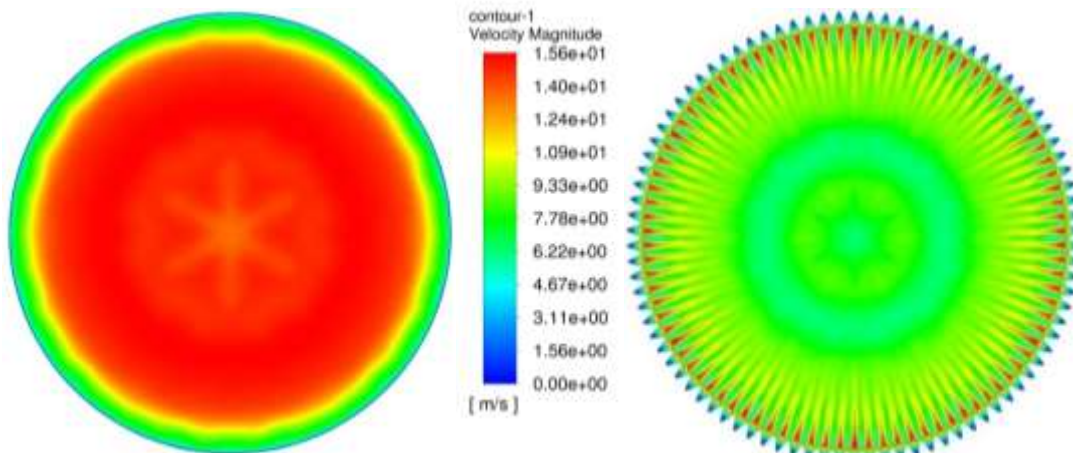


الف) توزیع سرعت جریان در صفحه میانی پیک کولر با فن خاموش
 شکل ۸: توزیع سرعت در حالت عدم وجود سازه پیک کولر در صفحات مختلف و صفحه تقارن برج



ب) ۸ متری

الف) ۳ متری



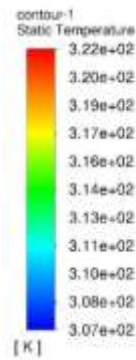
د) ۵۰ متری

ج) ۱۲ متری

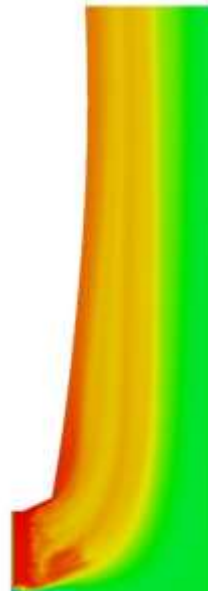
شکل ۹: توزیع سرعت در ارتفاع ۳، ۸، ۱۲ و ۵۰ متری از کف برج بدون وجود سازه پیک کولر

سازه پیک کولر وجود دارد، دمای هوای ورودی به پیک کولر از روی رادیاتورها عبور نمی‌کند و دمای هوا در آن قسمت کمتر می‌باشد. شکل ۱۱ کانتورهای فشار در دو حالت بدون سازه پیک کولر و وجود سازه پیک کولر را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است وجود این سازه باعث ایجاد جریان گردابه‌های پشت پیک کولر و افت فشار پشت آن می‌شود.

شکل ۸ و شکل ۹ نتایج جریان و توزیع سرعت در صفحات مختلف داخل برج برای حالت بدون سازه پیک کولر نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود جریان داخل برج بسیار منظم می‌باشد و انتظار می‌رود دبی در این حالت بیش از حالتی باشد که سازه پیک کولر وجود دارد. شکل ۱۰ کانتورهای دما در دو حالتی که وجود و عدم وجود سازه پیک کولر نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است، در حالتی که

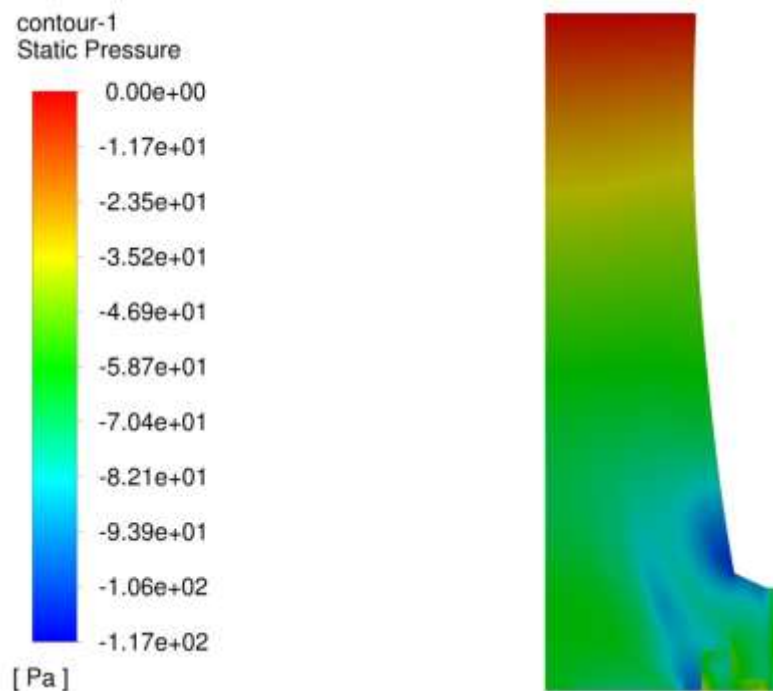


الف) توزیع دما با وجود سازه پیک کولر

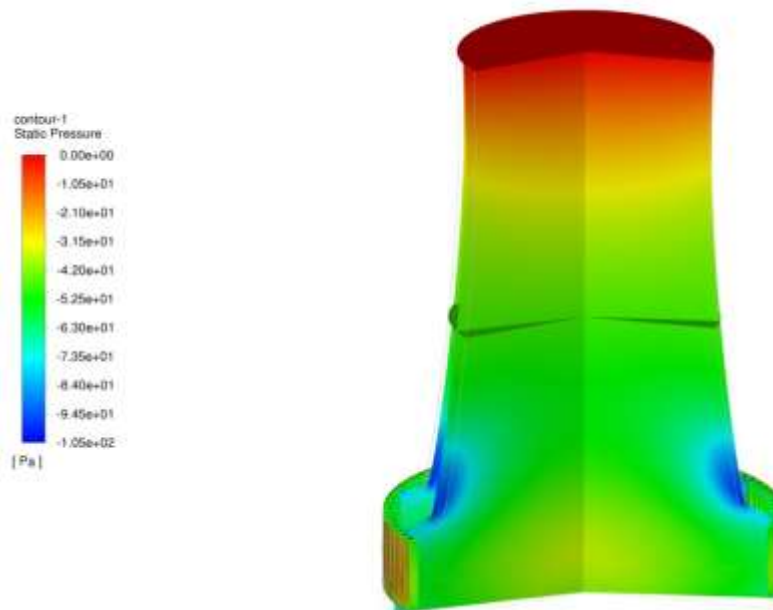


ب) توزیع دما بدون سازه پیک کولر

شکل ۱۰: توزیع دما در برج



الف) توزیع فشار با وجود سازه پیک کولر



ب) توزیع فشار بدون سازه پیک کولر

شکل ۱۱: توزیع فشار در برج

۷- نتیجه گیری

در این مقاله بر اساس ابعاد استخراج شده، مدل هندسی سه بعدی از یک سکتور تولیدشده و اثر شبکه بندی ها رو دبی هوای برج به عنوان متغیر هدف، مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد در محدوده ابعاد شبکه مورد بررسی، نتایج وابستگی چندانی به

شبکه بندی ندارد. در این پژوهش قطاع متقارن مورد مطالعه، بین ۸۴۴ هزار گره تا ۴ میلیون گره و به عبارتی کل هندسه برج بین ۱۲ تا ۴۸ میلیون گره، شبکه بندی ترکیبی ۴ وجهی و ۶ وجهی شده است. سازه پیک کولر، باعث ایجاد جریان گرداب های پشت پیک کولر و افت فشار پشت آن و کاهش دبی هوای برج می شود. دبی قطاع مورد شبیه سازی

-
- [17] EGI, *The Heller System*, EGI, 1984.
- [18] EGI, *Thermo Technical and Aerodynamic Design/Calculation/Characteristics of the Dry Cooling Plant System Heater*, Budapest Institute of Engineering, 1985.
- [19] S. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, CRC Press, 1980
- [15] A. Barletta, "The Boussinesq approximation for buoyant flows," *Mech. Res. Commun.*, vol. 124, 2022.
- [16] H. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Pearson Higher Ed, 2007.
- 3E (Energy, Exergy and Economical) analysis of using windbreak walls in Heller type cooling towers," *J. Clean. Prod.*, vol. 358, 2022, doi: [10.1016/j.jclepro.2022.131550](https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.131550).