



Numerical Investigation of Air Preheater to Determine the Formation of Dew in Corrugated Sheets in Order to Determine the Surfaces with the Possibility of Corrosion

Research Article

Hasan Mohammadi Siboni¹, Hamid Reza Nazif² 

 10.22067/jacsm.2025.90816.1302

Abstract--In steam boilers, in order to increase the efficiency of the power plant, the air required for combustion must be preheated. In this research, rotary air preheater has been investigated in order to reduce the corrosion of its corrugated sheets. With the help of computational fluid dynamics, three-dimensional simulation of the preheater was performed in moving reference coordinates. Assuming the insulation of the walls and the effect of radiation, solving the equations of continuity, momentum and energy was done. The presented results are in good agreement with the experimental data. Corrosion of susceptible surfaces were identified. The most corrosion usually occurs in the exit area of combustion products from the matrix. Therefore, the minimum gas outlet temperature was determined from the point of view of dew point formation. The corrosion process cannot be prevented by changing the rotation speed. Increasing the rotational speed of the rotor in the range of 0.5 to 6 rpm increases the efficiency by 84%.

Keywords: Preheater, Ljungstrom, Dew Point, CFD (Computational Fluid Dynamics).

1- Introduction

Heat exchangers are equipment that cause heat transfer between two fluids at different temperatures. The Ljungstrom air preheater is a type of heat exchanger consisting of a rotating cylinder called a rotor, which is filled with a large number of corrugated plates or heat transfer surfaces. The wave in the plates disturbs the fluid flow and increases the heat transfer rate. The heat transfer surfaces are known as heat transfer elements and are placed inside the basket or baskets and the baskets are placed inside the rotor. According to the temperature conditions, the baskets are placed on top of each other in the form of three cold, middle and hot layers; The two upper layers of the baskets are called the hot layer and the lower layer is called the cold layer. The rotor is divided into two parts by the separator plate located at the top and bottom, on one side the combustion products flow from top to bottom and on the other side air flows from bottom to top. Therefore, air and combustion products necessarily

pass through the corrugated plates in opposite directions. For stable performance, the matrices must be placed alternately in the hot and cold flow paths. The rotor rotates at a low speed of about 0.5 to 4 rpm, in this way the corrugated plates absorb the heat of the combustion products and then give off their heat to the air in the air path, resulting in preheated boiler inlet air. A view of the rotary air preheater can be seen in Fig.1, air preheater can save up to 15% in the fuel cost of power plants [1], which was first used in 1920 by Frederik Ljungstrom to recover the necessary energy in a steam power plant. In steam boilers, the air required for combustion must be preheated to increase the efficiency of the power plant. An increase of 35 to 40 °C in the furnace inlet air temperature can lead to a 2% increase in boiler efficiency and 11.5% fuel savings [2]-[3], also, with better combustion, less soot and ash will be produced. which will have a significant impact on protecting the environment. In the Ljungstrom, if the outlet gas temperature changes by 6 °C, it can affect hundreds to thousands of dollars per year the price of boiler fuel, which can lead to an increase in boiler efficiency by 10% [4].

In present research, the efficiency of the preheater and its temperature distribution were investigated according to the actual conditions in different radiuses and distances from the cold end layer with the aim Determining corrosion-susceptible surfaces in three stages a) with real temperature conditions, b) with the effect of 41 °C increase in inlet air temperature, c) with the effect of 36 °C increase in inlet gas temperature has been studied.

2- Modeling

In the present research, the properties of stainless steel were used, which can be seen in Table 1. To simulate the internal environment of the matrix, the assumption of a porous environment is used for small dimensions and millimeter distances between compact plates, and large

* Manuscript received 2024 November 25, Revised 2024 December 25, Accepted 2025. July 19.

¹ MSc. student, Technical and Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University Qazvin, Iran, **Email:** hasan.m7065@gmail.com.

² Corresponding author. Associate Professor, Technical and Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University Qazvin, Iran, **Email:** nazif@eng.ikiu.ac.ir

dimensions of several meters in the inlet and outlet zones of the Ljungstrom rotary preheater [5]. The existing difference in the distances in the simulation of the plates, causes a huge increase in gridding and calculations, so that it becomes unanalyzable. In such a situation, the assumption of a porous medium can be used in the simulation of the preheater matrix [6].

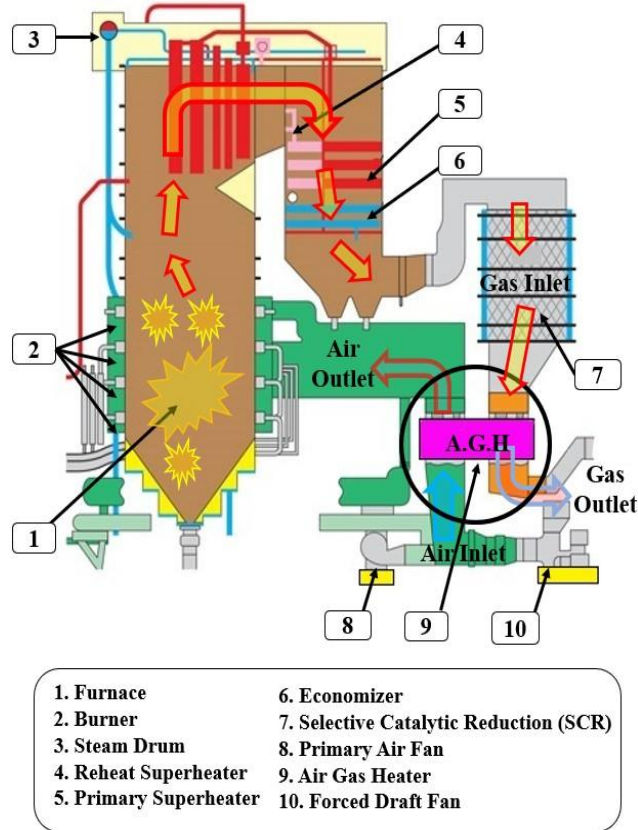


Fig. 1. Rotary air preheater and its installation position in a power plant boiler.

In order to simulate the flow and heat transfer in the air preheater, the Navier-Stokes equations should be used in the porous medium. The Reynolds number, as a measure of whether the flow is laminar or turbulent, it is used for flow through porous media. In the present research, the Reynolds number is 1207, which is less than the critical Reynolds number, and therefore the fluid flow is considered to be laminar. According to the data in the article and the calculations performed, the resulting Rayleigh number is greater than 10^9 and the Richardson number is less than 1. According to these numbers, both buoyancy and inertial forces are important, but the buoyancy force is not very dominant. In fact, it can be assumed that the effects of forced convection are dominant in this problem. An important point in simulating the Jungstrom rotary preheater is the rotation of the matrix and the constancy of the body and the inlet flows. The dew point temperature of sulfuric acid is calculated using the Verhoff and Banchereau equation based on the analysis of flue gases, and this number is in the range of 120 to 140 °C.

Table. 1 Properties of stainless steel [21].

$\alpha(m^2/s)$ Thermal Diffusivity	4.2×10^{-6}
$k_s(w/(m.k))$ Thermal conductivity coefficient	16.26
$C_{p,s}(J/(kg.k))$ Heat Capacity	502.1
$\rho_s(kg/m^3)$ Density	8027.2

3- Solution procedure

To perform calculations and solve the governing equations, the finite volume method, the second-order upstream method is used to discretize the equations, and the coupled algorithm is used to relate the velocity and pressure equations, Matrix modeling was performed with SolidWorks software. To generate the mesh with tetrahedron cells, ANSYS Machining software was used, and ANSYS Fluent software was used to solve the problem. In the present study, the inlet boundary conditions including inlet temperature, inlet pressure, inlet velocity, and porosity in the hot and cold layers and the outlet boundary conditions including outlet temperature and outlet pressure were used. Assuming that the wall around the air preheater is insulated and the thermodynamic properties of the air and smoke side fluids are different, two fluids have been used in the computational field in order to match the theoretical and operational conditions. The density of air fluid is 1.225 kg/m³ and the average heat capacity is a function of a piecewise polynomial in terms of $J/kg.k$.

4- Conclusion

In this research, the temperature distribution of the air preheater was obtained with Fluent software to determine the corrosion-prone surfaces. The analysis of a single-matrix rotary air preheater was performed. The highest corrosion usually occurs in the lower layer of the matrix, when the cold matrix initially enters the gas channel at levels close to the environment (Fig 2). This is caused by the smoke temperature reaching below the dew point, which shows the importance of the minimum exhaust gas temperature.

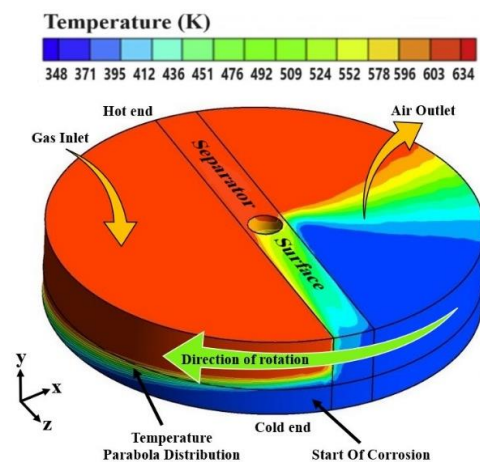


Fig. 2. Air preheater temperature distribution, when the hot end is on top.

The temperature distribution curves of the heating elements show that at the beginning of the matrix rotation (0° position), there is a possibility of acid condensation on all surfaces of the heating element; even in the upper part of the hot layer (Fig 3). The rotation of the matrix towards the hot end rapidly increases the temperature of the heating elements due to heat transfer with the flue (gas flow) gases, especially in the upper layers that are first in contact with the hot flue gases (gas flow). When the rotation of the matrix reaches the 90° position, the temperature of the upper layer of the heating element increases significantly. In the conditions that the temperature in the lower layer of the matrix is still low.

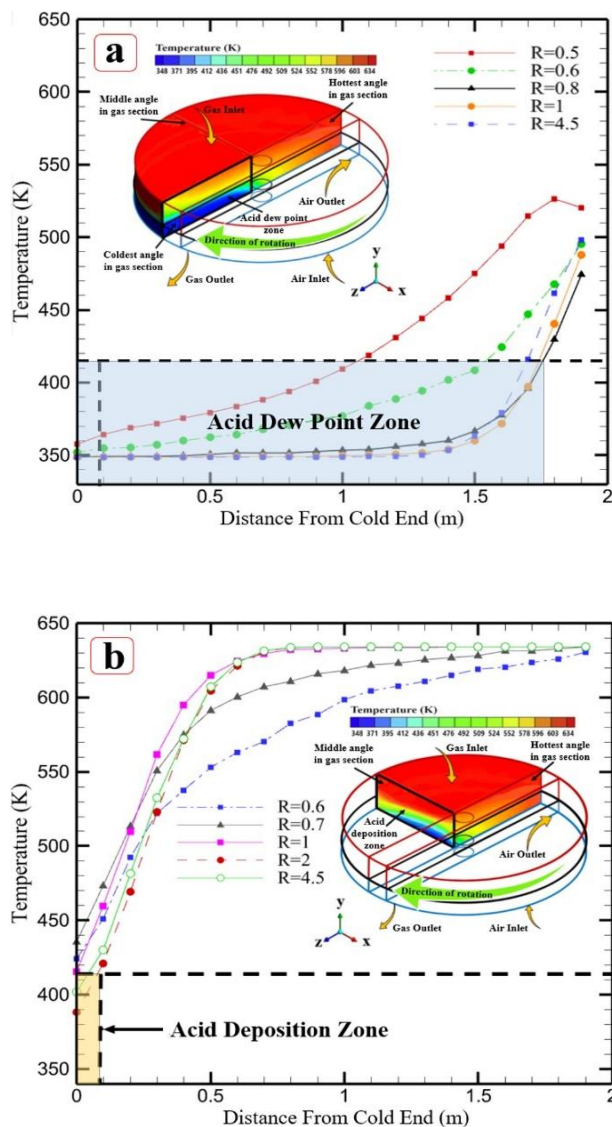


Fig. 3. Air preheater temperature distribution according to real conditions in radiuses and different distances from the cold end layer; (a) The matrix at the beginning of the air flow at the 0° position. (b) The matrix after rotation at the 90° position.

This temperature distribution is shown in Fig. With the further rotation of the matrix (180° position), the heating elements reach their maximum temperature, that is, the temperature of the hot flue gases, in which no acid condensation occurs. The low temperature zone or the so-called critical zone is located at a height of about 600 mm away from the bottom of the cold final layer. to prevent condensation on the matrix and the formation of corrosive acids; A convenient method is to preheat the cold inlet air to a temperature between 67°C and 87°C using a heat exchanger. But according to the dew point temperature of sulfuric acid (120°C to 140°C), which is determined based on the sulfur dioxide of the flue gases, the above preheating should reach a temperature between 112°C to 132°C . Thermal energy for the heat exchanger can be provided by the heater coming from the sub-sections of the turbine. As the inlet air temperature increases, the average outlet gas temperature increases. This phenomenon helps to move away from the dew point temperature of the flow.

References

- [1] Optimization of primary air inlet opening of tri-sector air pre-heater for minimizing primary air pressure drop in air preheater (APH) & to study the effect of variation of rpm on APH performance using CFD analysis M. Tech. dissertation by Mohit Rajput, D. M. Eng. Malaviya National Institute of Technology Jaipur-(2016).
- [2] S. Vulloju et al, Analysis of Performance of Ljungstrom Air Preheater Elements International *Journal of Current Engineering and Technology*, Special Issue-2, (2014). DOI:<http://Dx.Doi.Org/10.14741/Ijcet/Spl.2.2014.94>
- [3] I. Farhadi, F. Veysi, M. Mirza Asgari, Numerical simulation of rotary regenerative air preheater (Ljungstrom) in steam power plant with the aim of optimizing of thermal performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No.03, pp.291-301, (2018). DOI: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.33.4
- [4] R. K. Shah, D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, pp. 3-74, USA John Wiley & Sons, (2003). DOI:10.1002/9780470172605
- [5] L.A. Sphaier, W.M. Worek, Analysis of heat and mass transfer in porous sorbents used in rotary regenerators, *Int. J. Heat Mass Transf.* 47 (14-16) (2004) 3415-3430.<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.01.016>
- [6] N.B. Khedher, S.B. Nasrallah, Three-dimensional modeling and analysis of a porous thermal energy storage system, *J. Appl. Fluid Mech.* 3 (2) (2010) 97-109. DOI: 10.36884/jafm.3.02.11892

- [7] A. Heidari-Kaydan, E. Hajidavalloo / Three-dimensional simulation of rotary air preheater in steam power plant /Applied Thermal Engineering 73 (2014) 397-405.
DOI:10.1016/j.applthermaleng.2014.08.013



بررسی عددی پیش گرمکن هوا جهت تعیین تشکیل شبنم در ورق‌های موجدار برای تعیین سطوح با امکان خوردگی*

مقاله پژوهشی

حمیدرضا نظیف^(۲) IDحسن محمدی سبینی^(۱)

doi 10.22067/jacsm.2025.90816.1302

چکیده در دیگ‌های بخار به منظور افزایش راندمان نیروگاه، هوای مورد نیاز برای احتراق باید پیشگرم شود. در تحقیق حاضر پیشگرمکن هوای گردشی به منظور کاهش خوردگی ورق‌های موجدار آن مورد بررسی قرار گرفته است. به کمک دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی سه بعدی پیش‌گرمکن در مختصات مرجع متحرک انجام شد. با فرض عایق بودن دیواره‌ها و تأثیر تشعشع، حل معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی انجام شد. نتایج مقاله با اطلاعات تجربی همخوانی خوبی دارند. سطوح مستعد پدیده خوردگی، شناسایی شدند. بیشترین خوردگی معمولاً در ناحیه خروج محصولات احتراق از ماتریس رخ می‌دهد. لذا حداقل دمای خروجی گاز از نقطه نظر تشکیل نقطه شبنم مشخص شد. نتایج عددی نشان‌دهنده تأثیر صفحه جداکننده، سرعت دورانی، دمای هوا و گاز ورودی بر عملکرد و توزیع دمای پیش‌گرمکن هستند. اثر سرعت چرخشی بر شروع چگالش سیال و نقطه شبنم نشان داد که تغییر سرعت دوران، فرآیند خوردگی را کاهش نمی‌دهد. افزایش سرعت دورانی روتور، در محدوده ۵ تا ۶ دور بر دقیقه بازده را تا ۸۴٪ افزایش می‌دهد.

واژه‌های کلیدی پیش گرمکن، ژانگستروم، نقطه شبنم، دینامیک سیالات محاسباتی.

مقدمه

ناحیه سرد می‌نامند. این استوانه دوار توسط دو صفحه جداکننده که در بالا و پایین روتور انتقال حرارت قرار گرفته به دو قسمت تقسیم شده به نحوی که در یک سمت محصولات احتراق از بالا به پایین و در سمت دیگر هوا از پایین به بالا جریان می‌یابد. بنابراین هوا و دود الزاماً از صفحات موج دار و در خلاف جهت یکدیگر می‌گذرند. برای عملکرد پایدار، ماتریس‌ها باید به طور متناوب در مسیر جریان گرم و سرد قرار گیرند. استوانه دوار با سرعت پایین حدود ۵ تا ۴ دور بر دقیقه می‌چرخد، بدین ترتیب صفحات موج دار حرارت محصولات احتراق را جذب نموده و سپس در مسیر هوا، حرارت خود را به هوا داده و به این طریق هوای ورودی به بویلر (Boiler) را پیش گرم می‌نماید. نمایی از موقعیت نصب پیش گرمکن دوار هوا در شکل (۱) ملاحظه می‌شود. نصب پیش گرمکن هوا تا ۱۵٪ در هزینه سوخت

مبدل‌های حرارتی تجهیزاتی هستند که سبب انتقال حرارت بین دو سیال در دماهای مختلف می‌شوند. پیش گرمکن هوای ژانگستروم (Ljungstrom)، نوعی مبدل حرارتی متشکل از استوانه‌ای دوار به نام روتور بوده که توسط تعداد زیادی صفحات موج دار یا همان سطوح انتقال حرارت پر شده است. موج در صفحات، جریان سیال را آشفته و نرخ انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. سطوح انتقال حرارت (که به عنوان ماتریس شناخته می‌شوند) به عناصر انتقال حرارت معروف بوده و درون محفظه یا سبدهایی به نام بسکت (Basket) قرار گرفته و محفظه‌ها نیز درون روتور (Rotor) جای می‌گیرند. بسکت‌ها با توجه به شرایط دمایی به صورت سه لایه سرد، میانی و داغ روی هم قرار می‌گیرند؛ دولایه بالایی بسکت‌ها را ناحیه گرم ولایه پایینی را

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۳/۹/۵ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۴/۴/۲۸ می‌باشد.

(۱) دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی.

(۲) نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی.

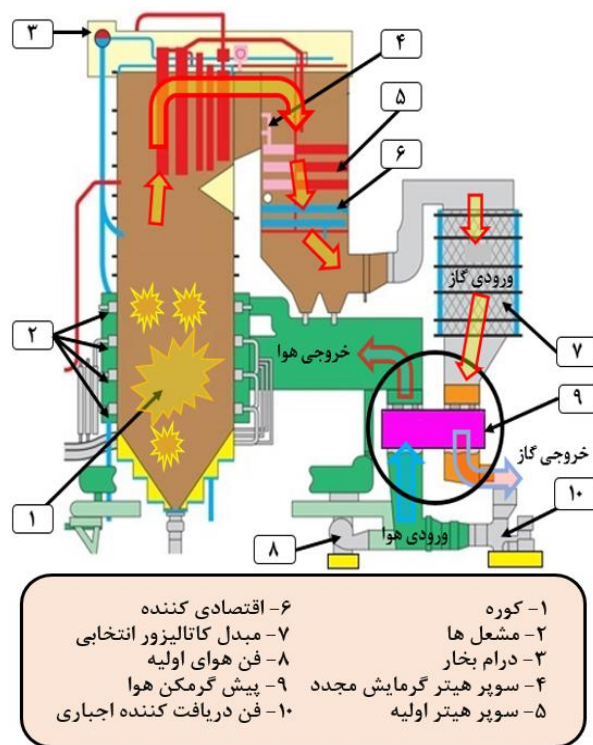
۵. جلوگیری از تخریب تجهیزات دودکش خروجی کوره با کاهش دمای گاز خروجی

از سویی دیگر معایب استفاده از پیش گرمکن هوا عبارتند از:

۱. حساسیت نسبت به خوردگی و زنگ زدگی.
۲. وجود مقداری نشتی از سمت هوا به سمت دود.
۳. رسیدن دمای دود به زیر نقطه شبنم و امکان تشکیل اسید.
۴. تشکیل رسوب روی صفحات انتقال حرارت و کاهش کارایی مبدل.
۵. تغییر شکل نشت بندها به دلیل تنش‌های حرارتی و به تبع آن افزایش میزان نشتی

پیش گرمکن هوای ژانگستروم، مستعد خوردگی است. در مبدل حرارتی ژانگستروم، اگر دمای محصولات احتراق به زیر نقطه شبنم برسد، بازدهی به سرعت کم می‌شود، در این حالت در نتیجه‌ی تشکیل اسید و ترکیب آن با محصولات احتراق، خوردگی و زنگ زدگی حاصل شده و روی صفحات انتقال حرارت رسوب تشکیل می‌شود که تجمع آن روی بسکت‌های ژانگستروم، بر عملکرد حرارتی مبدل تأثیر منفی دارد. ترکیب محصولات احتراق نظیر اکسیدهای گوگرد و اکسیدهای نیتروژن با بخار آب ایجاد شده، منجر به تشکیل اسید سولفوریک (Sulfuric Acid)، اسید سولفوروس (Sulfurs Acid) و اسید نیتریک (Nitric Acid) می‌شود [7]. در ناحیه سرد که دمای دود تا حد دمای نقطه شبنم اسید کاهش می‌یابد اسیدهای مذکور در اثر چگالش بر روی سطوح سرد نفوذ کرده و موجب خوردگی و ایجاد رسوب می‌گردند [7]. لذا بمنظور جلوگیری از این پدیده صفحات ناحیه سرد به صورت دندانه دار و تخت همانند شکل (۲-الف) می‌باشند که گرفتگی در مسیر جریان سیال ایجاد نشود. خوردگی دما پایین در سوخت نفتی، «خوردگی شبنم اسید سولفوریک» نام دارد که از گوگرد موجود در سوخت جامد ناشی می‌شود. در برابر این نوع خوردگی، از فولاد کم آلیاژ مقاوم در برابر خوردگی (CRLS) یا فولاد کورتن (COR-TEN) در لایه انتهایی سرد پیش گرمکن هوا استفاده می‌شود، که این مهم بجهت رفع مشکل خوردگی است [7]. از سوی دیگر، زمانی که گاز طبیعی مایع (LNG)، در نیروگاه‌های حرارتی، به عنوان سوخت استفاده می‌شود، به اصطلاح خوردگی شبنم آب رخ می‌دهد زیرا عنصر گوگرد در سوخت وجود ندارد. از جمله اقدامات انجام شده در برابر این نوع خوردگی استفاده از فولاد کم کربن ۰/۷٪

نیروگاه‌ها صرفه‌جویی می‌کند [1]، که اولین بار در سال ۱۹۲۰ توسط فردریک ژانگستروم، برای بازیابی انرژی ضروری در نیروگاه بخار بکار رفت. در دیگ‌های بخار، هوای مورد نیاز احتراق، جهت افزایش بازدهی نیروگاه باید پیش گرم شود. افزایش ۳۵ تا ۴۰ درجه سلسیوس در دمای هوای ورودی به کوره می‌تواند تا ۲٪ افزایش راندمان بویلر و ۱۱/۵٪ صرفه‌جویی در مصرف سوخت را در پی داشته باشد [2,3]، همچنین بر اثر احتراق بهتر، دوده و خاکستر کمتری تولید خواهد شد که تأثیر بسزایی در حفظ محیط زیست خواهد داشت. در ژانگستروم اگر دمای گاز خروجی تا ۶ درجه سلسیوس تغییر کند می‌تواند صداها تا هزاران دلار در سال در قیمت سوخت مصرفی بویلر تأثیرگذار باشد، که این تأثیر می‌تواند منجر به بالا رفتن راندمان بویلر تا ۱۰٪ شود [4].



شکل ۱ پیش گرمکن هوای دوار و موقعیت نصب آن در بویلر یک

نیروگاه [5,6]

مزایای استفاده از پیش گرمکن هوا عبارت است از:

۱. افزایش ظرفیت بویلر.
۲. بهبود احتراق و کنترل کوره.
۳. صرفه‌جویی در مصرف سوخت.
۴. کاهش آلاینده‌های زیست محیطی.

نتایج نشان می‌دهد که در جنس استیل با پوششی از لعاب، میزان تشکیل رسوب و به تبع آن میزان خوردگی کمتر می‌باشد [9]. وارن مطالعه در مورد ژانگستروم به عنوان نوع خاصی از مبدل هوا به هوا را انجام داد که نتیجه آن، تایید حداقل کاهش ۱۰ درصدی در مصرف سوخت نیروگاه‌های برق بود [10]. درونیک و همکاران الگوی توزیع دمای گاز خروجی ژانگستروم با استفاده از روش اختلاف محدود و آزمایش‌های تجربی را تخمین زدند. که به توزیع محاسبه شده دما در امتداد داخلی کانال دودکش (گاز خروجی) دست یافتند [11]. وانگ و همکاران بررسی توزیع دما در مبدل حرارتی ژانگستروم با استفاده از یک مدل نیمه تحلیلی را انجام دادند، آنها به این نتیجه رسیدند که تحلیل عددی و نتایج تجربی، وابستگی قابل توجهی به کاهش طول و کاهش دور پیش گرمکن هوای دوار دارد [12]. صنایع و همکاران اهمیت بهینه‌سازی سرعت چرخش و دبی با کمک روابط تحلیلی و ساخت مدل تجربی را بررسی کردند که حداکثر اثربخشی، در حداکثر نرخ جریان جرمی داغ و حداقل نرخ جریان جرمی سرد ایجاد می‌شود، همچنین آنها به این نتیجه رسیدند که بیشترین تأثیر سرعت چرخشی بر کارایی ژانگستروم در محدوده ۰/۵ تا ۴ دور بر دقیقه حاصل می‌شود [13]. یوفان بو و همکاران تحلیل عددی رسوب آمونیوم بیسموت (ABS) و خوردگی بر روی پیش گرمکن هوای دوار را مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که توزیع نرخ جریان گاز دودکش ورودی بر دمای ماتریس تأثیر می‌گذارد و در کاهش انسداد و تمایل به خوردگی نقش دارد [14]. پسندیده و همکاران مدل‌سازی مبدل و مطالعه اثرات سرعت و دبی سیال با استفاده از روش حجم محدود دو بعدی و شرایط مرزی دوره‌ای را بررسی کردند، نتایج نشان دهنده این بود که افزایش سرعت چرخشی یعنی افزایش اثربخشی. افزایش سرعت ورودی سیال یعنی کاهش عملکرد. افزایش طول روتور یعنی افزایش کارایی [15]. هن چن و همکاران با بررسی ویژگی‌های رسوب خاکستر چسبناک و خوردگی پیش گرمکن هوای چرخشی به این نتیجه رسیدند که خوردگی جدی و رسوب خاکستر چسبناک به جای رسوب بی سولفات آمونیوم ناشی از چگالش اسید سولفوریک است [16]. فرهادی و همکاران به منظور بهینه‌سازی عملکرد حرارتی یک نیروگاه، شبیه‌سازی عددی مبدل پیش گرمکن دوار را در دو شرایط با نشتی و بدون نشتی انجام دادند و پارامترهای مختلف عملیاتی را بر روی کارایی

کروم می‌باشد که سه برابر بیشتر از CRLS یا فولاد COR – TEN در برابر خوردگی مقاوم می‌باشد [7].

بهبود عملکرد بازیاب با استفاده از ماده ای با ظرفیت حرارتی حجمی بالا امکان پذیر است؛ به منظور بهینه‌سازی، شکل صفحات مشبک بسکت‌ها در نواحی داغ و میانی با ناحیه سرد متفاوت می‌باشد. استفاده از دو ناحیه با آرایش غیرمشابه برای صفحات در بازیاب‌های دوار بنا به دلایل زیر متداول شده است: جهت بهبود انتقال حرارت، صفحات ناحیه گرم دارای فشردگی بیشتر، هندسه پیچیده تر و عملکرد حرارتی بالاتری ست که برای ناحیه سرد مناسب نمی‌باشد؛ زیرا در ناحیه سرد امکان گرفتگی مسیر جریان سیال با ذرات و یا رسوبات احتمالی وجود دارد. (در ناحیه سرد از سطوح صاف‌تر، با فشردگی کمتری استفاده می‌شود تا ذرات در مسیر جریان، گرفتگی ایجاد نکنند). به دلیل تقطیر بخار آب در نواحی نزدیک به انتهای سرد، احتمال زنگ زدگی و ایجاد رسوب بیشتر است، بنابراین جهت استفاده از خاصیت خودتمیزکنندگی بازیاب، مسیر صاف و مستقیم مؤثرتر است. با توجه به اینکه در انتهای سرد، محصولات احتراق به اندازه کافی سرد شده است، امکان خوردگی توسط اسید سولفوریک وجود دارد، بنابراین ضخامت صفحات فلزی در انتهای سرد نسبت به انتهای گرم بیشتر است. تخلخل در صفحات ناحیه گرم بیشتر از ناحیه سرد می‌باشد. به منظور بهبود انتقال حرارت در ناحیه گرم همانند شکل (۲-ب) از صفحات موج دار استفاده می‌شود. لويس پی بندورانت ایجاد رسوب روی صفحات انتقال حرارت با سه جنس مختلف کربن استیل، استیل با آلایز کم و استیل با پوشش لعابی در ژانگستروم را بررسی کرده است [9].



الف: نمایی از پروفیل صفحه تخت شیاردار (NF)

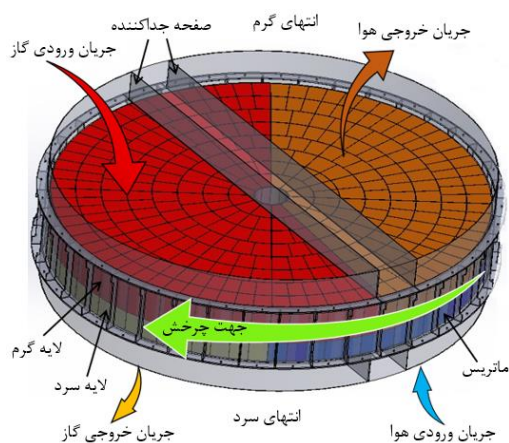


ب: نمایی از پروفیل مدل موج دار دوبل (DU)

شکل ۲ نمایی از پروفیل‌های نواحی گرم و سرد پیش گرمکن هوا [8]

جدول ۲ مشخصات فنی پیش گرمکن دوار هوا در نیروگاه [21]

سرعت چرخش	۲ دور بر دقیقه	قطر ماتریس	۹۸۶۴ میلیمتر
ارتفاع لایه گرم	۱۲۵۰ میلیمتر	ارتفاع لایه سرد	۶۵۰ میلیمتر
دمای هوای ورودی	۳۴۸/۹ کلوین	دمای گاز ورودی	۶۳۴/۲ کلوین
فشار هوای ورودی	۲/۹۷ کیلوپاسکال	فشار گاز ورودی	-۱/۸۹ کیلوپاسکال
فشار هوای خروجی	۱/۶۵ کیلوپاسکال	فشار گاز خروجی	-۳/۱۱ کیلوپاسکال
تخلخل لایه گرم	۰/۸۴	تخلخل لایه سرد	۰/۷۶



شکل ۳ نمایی از پیش گرمکن هوای دوار

به طور کلی، یک ماتریس با تخلخل بالا (تخلخل بالا به معنای دیواره های نازک ماتریس و مقاومت حرارتی کم دیوارها) به دلیل انتقال حرارت با رسانایی بالا به دیوارها و گازها مطلوب است. به عبارت دیگر ذخیره گرما در ماتریس جهت گرم کردن یا سرد کردن گازها در دماهای مورد نظر، افزایش می یابد [22]. به منظور شبیه سازی جریان و انتقال حرارت در پیش گرمکن هوا، باید از معادلات ناویر-استوکس در محیط متخلخل استفاده شود. عدد رینولدز به عنوان معیاری که جریان آرام است یا متلاطم، برای جریان عبوری از محیط متخلخل از رابطه (۱) به دست می آید [22]:

$$Re = \frac{V \alpha^2}{\nu} \quad (1)$$

در این رابطه α ضریب نفوذپذیری در محیط متخلخل است و از رابطه زیر به دست می آید [22]:

مبدل ژانگستروم بررسی کردند [3]. حجاری و همکاران شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) ژانگستروم را به منظور تخمین نشت با استفاده از رویکرد محیط متخلخل انجام دادند. نتایج نشان داد؛ نشت غالب، نشت شعاعی است که استفاده از آب بندی های دوگانه و سه گانه میزان نشتی را به میزان قابل توجهی کاهش می دهد [17]. قدسی پور و صدرآملی تأثیر دبی جرمی و سرعت دورانی ماتریس را بر عملکرد پیش گرمکن بررسی کردند و نشان دادند که تأثیر دبی جریان بیش از سرعت چرخشی است [18].

در تحقیق حاضر، بررسی راندمان پیش گرمکن و توزیع دمایی آن با توجه به شرایط واقعی در شرایط مختلف شعاع ها و فواصل از لایه انتهایی سرد با هدف تعیین سطوح مستعد خوردگی در سه مرحله (الف) با شرایط دمایی واقعی، (ب) با اثر ۴۱ درجه سانتیگراد افزایش دمای هوای ورودی، (ج) با اثر ۳۶ درجه سانتیگراد افزایش دمای گاز ورودی مورد مطالعه قرار گرفته است.

هندسه مسئله، شبکه محاسباتی و معادلات حاکم

در تحقیق حاضر؛ از خواص فولاد ضد زنگ استفاده شده است که در جدول (۱) قابل مشاهده است. در جدول (۲) مشخصات فنی پیشگرمکن هوای چرخشی یک نیروگاه ارائه شده است. برای شبیه سازی محیط داخلی ماتریس، فرض یک محیط متخلخل برای ابعاد کوچک و فواصل میلی متری بین صفحات فشرده و ابعاد بزرگ چند متری مطابق شکل (۳) در نواحی ورودی و خروجی پیش گرمکن دوار ژانگستروم استفاده می شود [19]. اختلاف موجود فواصل در شبیه سازی صفحات، باعث افزایش بسیار زیاد شبکه بندی و محاسبات می شود، به نحوی که غیر قابل تحلیل می شود. در چنین شرایطی می توان از فرض محیط متخلخل در شبیه سازی ماتریس پیش گرمکن استفاده نمود [20].

جدول ۱ خواص فولاد ضد زنگ [21]

4.2×10^{-6}	نفوذ حرارتی $\alpha (m^2/s)$
16.26	ضریب هدایت حرارتی $k_s (w / (m.k))$
502.1	ظرفیت حرارتی $C_{p,s} (J/(kg.k))$
8027.2	چگالی $\rho_s (kg/m^3)$

ورق‌های موجدار و تخلخل بالا، نیروهای فروچیمر، کوریولیس بدلیل ناچیز بودن اثرات اینرسی، سرعت چرخش پایین و ترم بویانسی به جهت تأثیر محدود نیروی بویانسی با توجه به سرعت‌های بالای سیال عبوری و جریان اجباری در مبدل، تأثیر محدودی دارند که حذف شده‌اند.

معادله انرژی فاز جامد

$$(1-\gamma)(\rho C)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\gamma)\nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + (1-\gamma)q_s'' \quad (۶)$$

معادله انرژی فاز سیال

$$\gamma(\rho C)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho C_p)_f v \cdot \nabla T_s = \gamma \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + \gamma q_f''$$

با در نظر گرفتن تعادل حرارتی بین فاز جامد و سیال در محیط متخلخل، معادله (۸) به دست می‌آید [20]:

$$(\rho C)_m \frac{\partial T_m}{\partial t} + (\rho C_p)_f v \cdot \nabla T = \gamma \nabla \cdot (k_m \nabla T_m) + \gamma q_m'' \quad (۷)$$

معادله فوق معرف معادله انرژی در محیط متخلخل است که جمله اول سمت چپ معرف تغییر زمانی انرژی حرارتی، جمله دوم بیانگر انتقال حرارت همرفتی توسط سیال می‌باشد. ضمن اینکه در سمت راست، جمله اول معرف انتقال حرارت هدایتی و جمله دوم معرف منبع حرارتی می‌باشند. راندمان پیش گرمکن هوای دوار از حاصلضرب راندمان حرارتی و راندمان جرمی به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\eta = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} \cdot T_{a,out} - T_{a,in}}{\dot{m}_g c_{p,g} \cdot T_{g,in} - T_{a,in}} \quad (۸)$$

نکته مهم در شبیه‌سازی پیش گرمکن دوار ژانگستروم، چرخش ماتریس و ثابت بودن بدنه و جریان‌های ورودی می‌باشد. برای این منظور از روش مختصات مرجع متحرک استفاده شده است که امکان اعمال شرط دوران به ماتریس دوار را می‌دهد، از این رو از معادلات پیوستگی، معادله بقای اندازه حرکت خطی، و معادله انرژی در مختصات مرجع متحرک بر حسب سرعت مطلق، به شرح زیر استفاده شده است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}_r) = 0 \quad (۹)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v}_r \bar{v}) + \rho (\bar{\omega} \times \bar{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau}_r + \bar{F} \quad (۱۰)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\rho \bar{v}_r H + p \bar{u}_r) = \nabla \cdot (k \nabla T + \bar{\tau} \cdot \bar{v}) + S_h \quad (۱۱)$$

$$\alpha = \frac{D_H^2}{150} \frac{\gamma^3}{(1-\gamma)^2}, D_H = \frac{4A}{P} \quad (۲)$$

در تحقیق حاضر عدد رینولدز ۱۲۰۷ است که کمتر از رینولدز بحرانی بوده و بنابراین جریان سیال به صورت آرام در نظر گرفته می‌شود. با توجه به داده‌های مقاله و محاسبات انجام شده، حاصل عدد رایلی بزرگتر از 10^9 و عدد ریچاردسون کمتر از ۱ می‌باشد. با توجه به این اعداد، نیروی بویانسی و اینرسی هر دو مهم هستند، اما نیروی بویانسی خیلی غالب نیست. در واقع می‌توان فرض کرد اثرات جابجایی اجباری در این مسئله غالب است.

معیار اندازه‌گیری تخلخل، ضریب تخلخل است که به عنوان نسبت حجم سیال به حجم کل محیط تعریف می‌شود. در بخش سرد حجم کل محیط ۴۹/۶۵ و حجم سیال ۳۷/۷۳ متر مکعب است. در این بخش از نسبت حجم سیال به حجم کل محیط، ضریب تخلخل بخش سرد محاسبه می‌شود. در بخش گرم حجم کل محیط ۹۵/۴۷ و حجم سیال ۸۰/۲ متر مکعب است که از نسبت حجم سیال به حجم کل محیط، ضریب تخلخل بخش گرم محاسبه می‌شود. بنابراین، ضریب تخلخل عبارت است از:

$$\gamma = \frac{v_f}{v_f + v_s} = \frac{v_f}{v_{total}} \quad (۳)$$

با توجه به تعریف ضریب تخلخل در رابطه فوق، معادلات پیوستگی و بقای اندازه حرکت خطی در محیط متخلخل از روابط ۴ و ۵ بدست می‌آیند [22]:
ضمن اینکه این ضرایب، اثرات محیط متخلخل را در معادلات منعکس می‌کنند.

معادله پیوستگی

$$\gamma \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f v) = 0 \quad (۴)$$

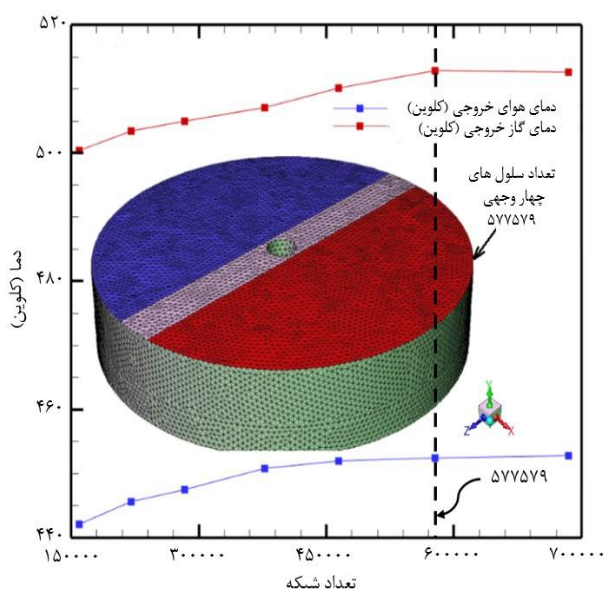
جمله اول معادله پیوستگی، یعنی جمله زمانی که در جریان پایا صفر است، ترم دوم یعنی ترم جابجایی که تضمین می‌کند جرم سیال در محیط متخلخل و در کل مبدل حفظ شود.

معادله بقای اندازه حرکت خطی

$$\rho_f \left[\gamma^{-1} \frac{\partial v}{\partial t} + \gamma^{-2} (v \cdot \nabla) v \right] = -\nabla p - \frac{\mu}{k} v \quad (۵)$$

در معادله فوق: ترم اول سمت چپ معرف شتاب محلی و ترم دوم معرف شتاب همرفتی می‌باشد. ترم اول سمت راست معادله معرف نیروی گرادیان فشار و ترم دوم معرف مقاومت دارسی محیط متخلخل است. ترم ویسکوز بدلیل ساختار

سرعت و فشار استفاده شده است. مدل سازی ماتریس با نرم افزار سالیید ورکس انجام شد. برای تولید شبکه با سلول چهاروجهی (Tetrahedron)، از نرم افزار انسیس مشینگ، و برای حل مسئله از نرم افزار انسیس فلونت استفاده شده است. در پژوهش حاضر، به منظور بررسی استقلال حل از شبکه، با توجه به آنچه در شکل (۴) مشاهده می شود، تعداد گره های شبکه در هر مرحله اضافه شده و نتایج با یکدیگر مقایسه می شوند (در اینجا دمای خروجی هوا و گاز). با توجه به انطباق نتایج دو شبکه بندی، حل از شبکه مستقل شده و شبکه نشان داده شده در ردیف (۴) و (۵) جدول (۳)، با تعداد شبکه کمتر مورد استفاده قرار می گیرد. همانطور که در جدول (۳) مشاهده می شود، زمانی که تعداد شبکه از ۱۵۹۹۶۰ به ۵۷۷۵۷۹ می رسد، نتایج ۲/۳ درصد تغییر می کند.



شکل ۴ شبکه محاسباتی پیش گرمکن هوای دوار (شبکه بندی و تغییرات دمایی نسبت به تعداد شبکه)

جدول ۳ مطالعه تعداد شبکه و استقلال نتایج حاضر

مشخصات نرم افزار و سیستم اجرا	تغییر نتایج (%)		دمای گاز خروجی (K)	دمای هوای خروجی (K)	تعداد شبکه	زمان اجرا (min)	ردیف
IdeaPad Gaming 3-15IHU6-Type 82k1 Processor: 11th Gen Intel(R) Core (TM) i5-11300H @ 3.10GHz 3.11 GHz RAM: 16.0 GB Edition: Windows 11 Version 22H2	-	-	۵۰۰/۳۵	۴۴۲/۱۳	۱۵۹۹۶۰	۲۴	۱
	۰/۹۳	۱/۲	۵۰۵/۰۲	۴۴۷/۵۳	۲۸۳۱۱۵	۲۴	۲
	۰/۸	۰/۷۲	۵۰۹/۰۶	۴۵۰/۷۸	۳۷۷۹۸۷	۳۶	۳
	۰/۷۴	۰/۳۵	۵۱۲/۸۳	۴۵۲/۳۹	۵۷۷۵۷۹	۴۰	۴
	-۰/۰۴	۰/۰۸	۵۱۲/۶۳	۴۵۲/۷۴	۷۳۴۹۷۶	۷۲	۵

در معادلات فوق به جهت سازگاری با مختصات مرجع متحرک، از سرعت مطلق استفاده شده است. در معادله (۱۱) جملات اول و دوم سمت چپ توضیح داده شد. جمله سوم، نیروی کوریولیس و اثر چرخش مبدل را مدل می کند. در سمت راست معادله جمله اول توضیح داده شده و جملات دوم و سوم بترتیب معرف تنش ویسکوز هستند که نیروی لزجت سیال و نیروی خارجی (مقاومت محیط متخلخل، نیروی بویانسی یا نیروی سانتیفیوژ) را مدل می کنند.

معادله (۱۲) به جهت مدل سازی انتقال حرارت در مبدل دوار ژانگستروم استفاده می شود. در سمت چپ معادله، جمله اول معرف تغییر انرژی کل در زمان، جمله دوم بیانگر همرفت انرژی (جمله جابجایی) می باشند. ضمن اینکه در سمت راست معادله، ترم اول، هدایت و کار ویسکوز، جمله دوم منبع حرارتی در واحد حجم را بیان می کنند.

دمای نقطه شبنم اسید سولفوریک با استفاده از معادله ورهوف و بانچرو براساس آنالیز گازهای دودکش، محاسبه می شود که این عدد در محدوده ۱۲۰ تا ۱۴۰ درجه سانتیگراد می باشد.

$$\frac{1000}{T_{DEW}} = [2.275 - 0.0294 \ln(p_{H_2O}) - 0.0858 \ln(p_{SO_3}) + 0.0062 \ln(p_{H_2O}) \ln(p_{SO_3})] \quad (12)$$

در معادله فوق، p نشان دهنده فشار جزئی بر حسب میلی متر جیوه است.

برای انجام محاسبات و حل معادلات حاکم از روش حجم محدود، روش بالادست مرتبه دوم برای گسسته سازی معادلات و از الگوریتم جفت شده (Coupled) به منظور ارتباط معادلات

وجود دارد.

جدول ۴ مقایسه نتایج حل عددی تحقیق حاضر با مقاله مورد مطالعه و داده‌های واقعی نیروگاه

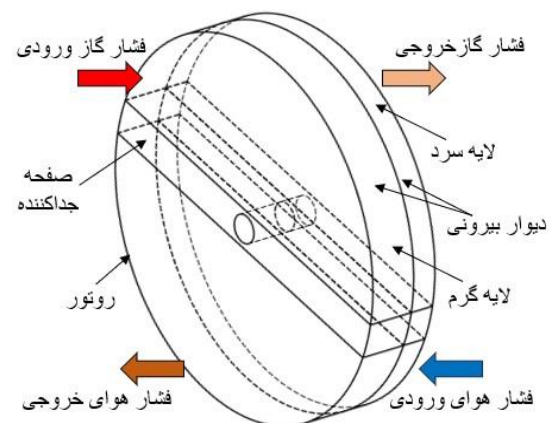
پارامتر	دمای هوای خروجی (K)	دمای دود خروجی (K)
داده‌های واقعی نیروگاه	۵۳۴/۳	۳۹۳/۴
نتایج مقاله مرجع	۵۲۴/۵	۴۲۲/۹
نتایج تحقیق حاضر	۵۴۲/۲	۴۱۳/۷۵
درصد خطا با مقاله مرجع	۰/۴۲٪	۲/۲٪

تجزیه و تحلیل و نتایج حل عددی

همانطور که در شکل (۶) مشاهده می‌شود، ماتریس با سرعت دورانی حدود ۲ دور بر دقیقه، تاثیر مستقیم روی حداقل دمای هوای خروجی و حداکثر دمای گاز خروجی دارد، حداقل دمای هوای خروجی و حداکثر دمای گاز خروجی به ترتیب روندی مشابه با میانگین دمای هوای خروجی و گاز خروجی دارند. به دلیل تشکیل نقطه شبنم در پیش گرم‌کن و خوردگی ماتریس، حداقل دمای خروجی گاز مهم است. با افزایش سرعت چرخش، حداکثر دمای سبدها در هنگام قرار گرفتن در قسمت گرم کاهش می‌یابد و حداقل دمای سبدها زمانی که در قسمت سرد قرار می‌گیرند افزایش می‌یابد که منجر به کاهش راندمان پیش گرم‌کن می‌شود. با افزایش سرعت چرخش تا ۶ دور در دقیقه، در یک بازه زمانی ثابت، ضمن کاهش میانگین دمای گاز خروجی به ۳۷۶ درجه کلوین، میانگین دمای هوای خروجی به ۵۹۰ درجه کلوین و راندمان به ۸۴ درصد می‌رسد. (روش میانگین جرمی دما در مواردی که توزیع دما و سرعت در سطح مقطع خروجی یکنواخت نیست، دقیق ترین معیار برای ارزیابی عملکرد حرارتی محسوب می‌شود. دمای میانگین جرمی عبوری از هر سطح که از روی هر سطح محاسبه می‌شود). در حالی که بیش از ۶ دور در دقیقه، میانگین دمای گازهای خروجی ۱۶ درجه کلوین و راندمان ۹ درصد افزایش می‌یابد. سرعت چرخش علاوه بر عدم تاثیر معنی‌دار بر حداکثر دمای هوای خروجی و حداقل دمای گاز خروجی بر حداکثر دمای خروجی گاز و حداقل دمای خروجی هوا تاثیر مستقیم دارد، ضمن اینکه افزایش ۲۰ درجه سانتیگراد در دمای هوای ورودی، میانگین دمای گاز خروجی و هوای خروجی را به ترتیب حدود ۲ و ۱۰ درجه سانتیگراد افزایش می‌دهد. همچنین افزایش ۲۰ درجه سانتیگراد دمای گاز ورودی،

شرایط مرزی و روش حل

وجود فن‌های دریافت کننده اجباری (FD)، دریافت کننده القایی (ID) و دریافت کننده اولیه (PD) در مسیر پیش گرم‌کن، منجر به اختلاف فشار در ژانگستروم (ورودی و خروجی هر دو سیال هوا و دود) می‌شود، که با کمک دستگاه‌های اندازه‌گیری فشار، قابل اندازه‌گیری است. لذا در تحقیق حاضر بطوری که در شکل ۵ قابل مشاهده می‌باشد، از شرایط مرزی ورودی شامل دمای ورودی، فشار ورودی، سرعت ورودی، و تخلخل در لایه‌های گرم و سرد و شرایط مرزی خروجی شامل دمای خروجی و فشار خروجی استفاده شده است. با فرض عایق بودن دیواره اطراف پیش گرم‌کن هوا و تفاوت خواص ترمودینامیکی سیال سمت هوا و دود، به منظور تطابق شرایط تئوری و عملیاتی، از دو سیال در میدان محاسباتی استفاده شده است. چگالی سیال هوا ۱/۲۲۵ کیلوگرم بر متر مکعب و ظرفیت گرمایی متوسط، تابعی از چند جمله‌ای تکه‌ای (Piecewise-Polynomial) برحسب ژول بر کیلوگرم کلوین در نظر گرفته شده است.



شکل ۵ شرایط مرزی پیش گرم‌کن هوای دوار

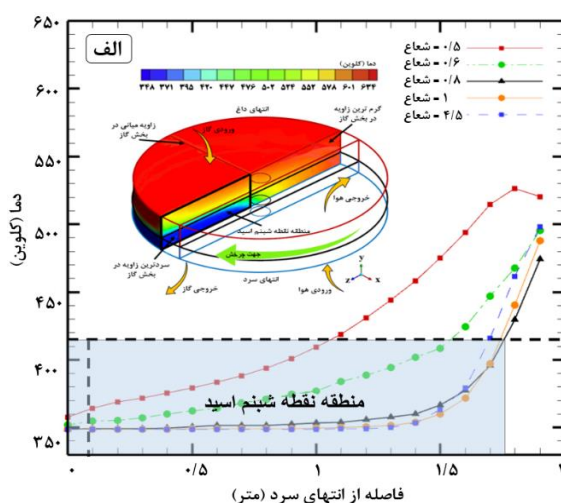
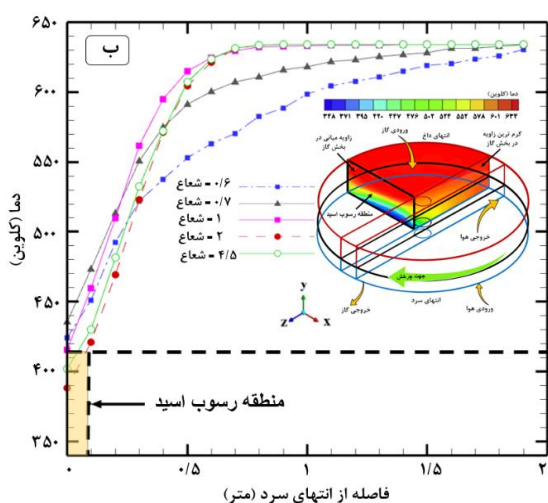
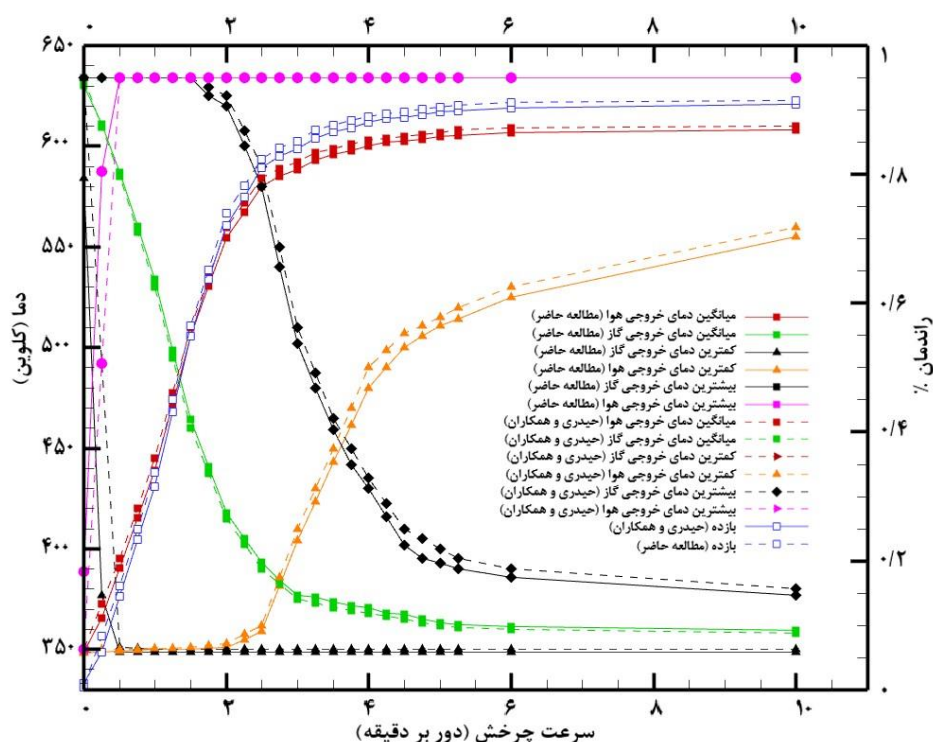
اعتبارسنجی

قبل از بررسی و تجزیه و تحلیل پارامترهای موثر بر کارایی ژانگستروم، لازم است از صحت و اعتبار شبیه‌سازی و حل عددی انجام شده اطمینان حاصل شود. در اینجا به منظور شبیه‌سازی مدل پیش گرم‌کن هوای ژانگستروم از مشخصات فنی و شرایط عملکردی پیش گرم‌کن دوار هوای ارائه شده در مقاله مرجع [20]، استفاده شده است و به منظور راستی آزمایی، نتایج تحقیق حاضر با داده‌های واقعی نیروگاه و مقاله مرجع مقایسه شده است. همانطور که در جدول (۳) مشاهده می‌شود، توافق قابل قبولی بین نتایج تحقیق حاضر، داده‌های واقعی نیروگاه و مقاله مرجع

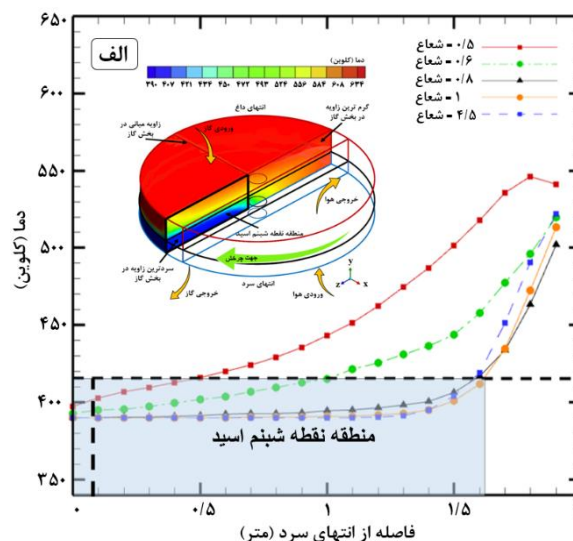
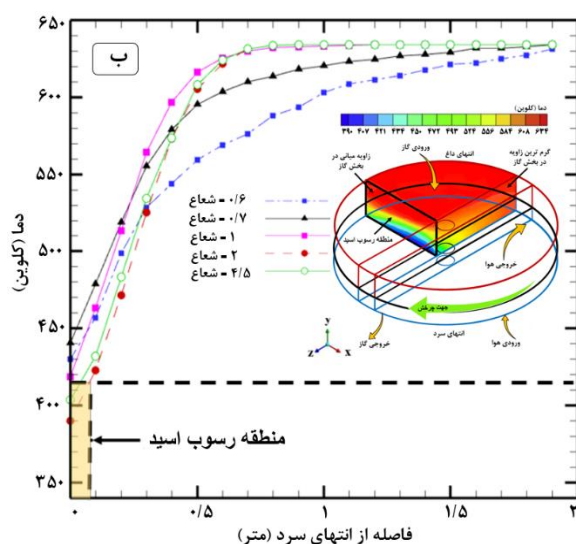
ابتدا با گ ازهای دودکش گرم در تماس هستند، به سرعت افزایش می‌دهد. زمانی که چرخش ماتریس به موقعیت ۹۰ درجه می‌رسد، دمای لایه بالایی عنصر گرمایی به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. در شرایطی که دما در لایه پایینی ماتریس هنوز پایین است. این توزیع دما در شکل نشان داده شده است. با چرخش بیشتر ماتریس (موقعیت ۱۸۰)، عناصر گرمایی به دمای بیشینه خود یعنی دمای گازهای داغ دودکش می‌رسند، که در این منطقه، هیچ تراکم اسید رخ نمی‌دهد.

میانگین دمای گاز خروجی و دمای هوای خروجی را به ترتیب حدود ۷ و ۲ درجه سانتیگراد افزایش می‌دهد.

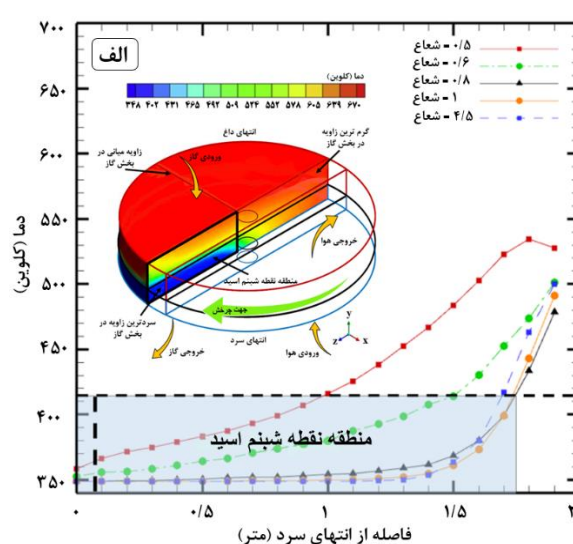
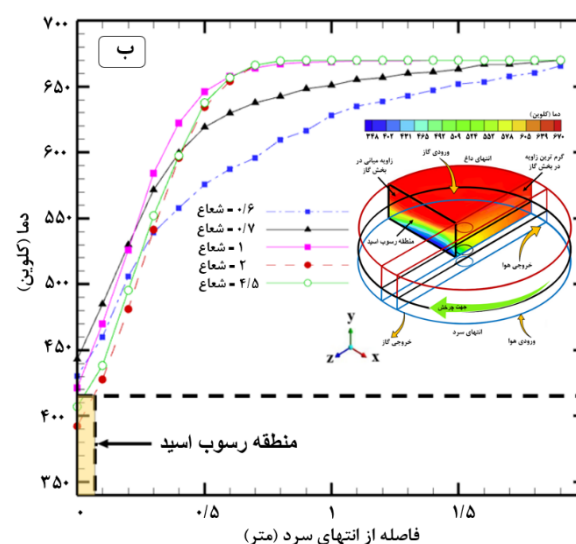
منحنی‌های توزیع دمای عناصر گرمایشی در شکل‌های (۷)، (۸) و (۹) نشان می‌دهد که در ابتدای چرخش ماتریس (موقعیت صفر درجه)، امکان چگالش اسیدی بر روی تمام سطوح عنصر گرمایی حتی در قسمت بالای لایه گرم وجود دارد. چرخش ماتریس به سمت انتهای گرم، دمای عناصر حرارتی را به دلیل انتقال حرارت با گازهای دودکش، به ویژه در لایه‌های بالایی که



شکل ۷ توزیع دمای پیش گرمکن هوا برحسب شرایط واقعی در شعاع‌ها و فواصل مختلف از لایه انتهایی سرد؛ (الف) ماتریس در ابتدای جریان هوا در موقعیت صفر درجه. (ب) ماتریس بعد از چرخش در موقعیت ۹۰ درجه



شکل ۸ توزیع دمای پیش گرمکن هوا با افزایش ۴۱ درجه سانتیگراد در دمای هوای ورودی، در شعاع‌ها و فواصل مختلف از لایه انتهایی سرد؛ (الف) ماتریس در ابتدای جریان هوا در موقعیت صفر درجه. (ب) ماتریس بعد از چرخش در موقعیت ۹۰ درجه



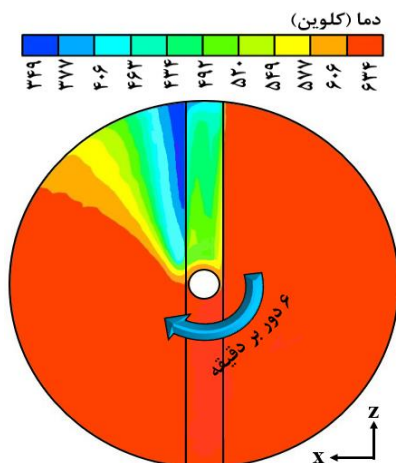
شکل ۹ توزیع دمای پیش گرمکن هوا با افزایش ۳۶ درجه سانتیگراد در دمای گاز ورودی، در شعاع‌ها و فواصل مختلف از لایه انتهایی سرد؛ (الف) ماتریس در ابتدای جریان هوا در موقعیت صفر درجه. (ب) ماتریس بعد از چرخش در موقعیت ۹۰ درجه

صفحه جداکننده موجب افزایش نشی و سایش بیشتر نشت بندها و شکستگی بیشتر آنها می‌شود که باعث کاهش ضریب عملکرد و اثربخشی بازیاب خواهد شد. در حالی که در سرعت‌های چرخشی پایین صفحه جداکننده تأثیر محسوسی بر توزیع دمای مبدل حرارتی ندارد.

توزیع دما در صفحه عمودی ماتریس نشان می‌دهد که گرم‌ترین و سردترین دما در حداکثر شعاع ماتریس اتفاق می‌افتد. به دلیل مشکل نشت، برای کنترل موثر آب‌بند شعاعی، کاهش

منطقه دمای پایین یا به اصطلاح منطقه بحرانی در ارتفاعی در حدود ۶۰۰ میلیمتر دورتر از کف لایه نهایی سرد واقع شده است. هنگامی که ماتریس سرد در ابتدا وارد کانال گاز در سطوح نزدیک به محیط می‌شود، بیش‌ترین خوردگی معمولاً در لایه پایینی ماتریس رخ می‌دهد (شکل ۱۰).

در ماتریس، سرعت دورانی تأثیری بر شروع چگالش سیال و نقطه شبنم ندارد، یعنی با تغییر سرعت دوران نمی‌توان از فرآیند خوردگی جلوگیری کرد. افزایش سرعت چرخشی ژانگستروم با



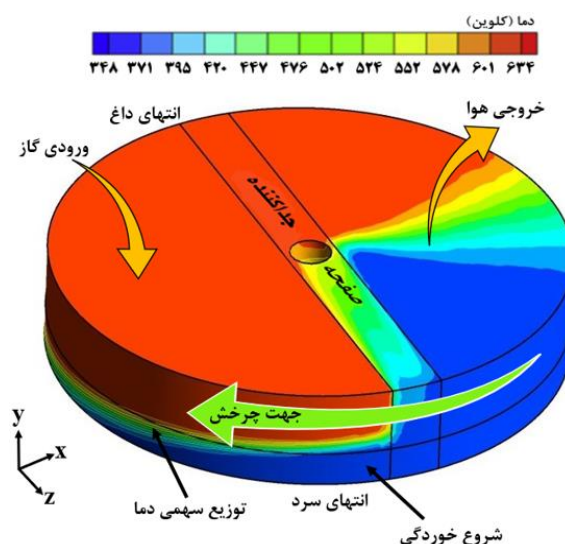
شکل ۱۲ توزیع دمای پیش گرمکن هوا، سرعت چرخش ۶ دور در دقیقه

نتیجه گیری

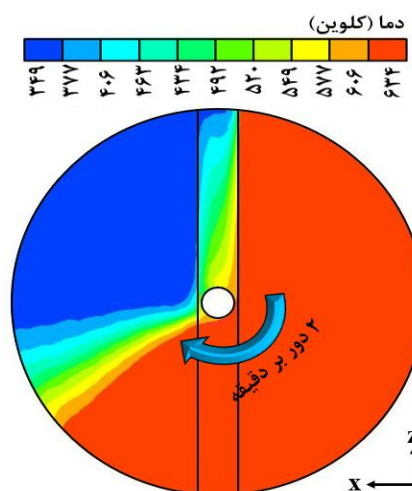
در این تحقیق توزیع دمای پیش گرمکن هوا به منظور تعیین سطوح مستعد خوردگی با نرم افزار فلوئنت بدست آمد. تجزیه و تحلیل پیش گرمکن هوای دوار تک ماتریسی انجام شد. بیشترین خوردگی معمولاً در لایه پایینی ماتریس یعنی هنگامی که ماتریس سرد در ابتدا وارد کانال گاز در سطوح نزدیک به محیط می شود، رخ می دهد. این موضوع به جهت رسیدن دمای دود به زیر نقطه شبنم ایجاد می شود که اهمیت حداقل دمای گاز خروجی را نشان می دهد. برای جلوگیری از چگالش بر روی ماتریس و تشکیل اسیدهای خورنده؛ یک روش مناسب، پیش گرمایش هوای ورودی سرد برای رسیدن به دمایی بین ۳۴۰ تا ۳۶۰ درجه کلوین با استفاده از مبدل حرارتی است. اما با توجه به دمای نقطه شبنم اسید سولفوریک (۳۹۳ تا ۴۱۳ درجه کلوین)، که بر اساس دی اکسید گوگرد گازهای دودکش تعیین شده است، پیش گرمایش فوق باید رسیدن به دمایی بین ۳۸۵ تا ۴۰۵ درجه کلوین باشد. انرژی گرمایی برای مبدل حرارتی توسط بخاری که از بخش های فرعی توربین می آید، می تواند تامین شود. با افزایش دمای هوای ورودی، میانگین دمای گاز خروجی افزایش می یابد. این پدیده به دور شدن از دمای نقطه شبنم جریان کمک می کند.

مقایسه نتایج حاصل از حل عددی با نمونه واقعی و مقاله مرجع، نشان داد که مطالعه حاضر، نتایج قابل قبولی را ارائه می دهد. مطالعه حاضر نشان داد هنگامی که ماتریس سرد در ابتدا وارد کانال گاز در سطوح نزدیک به محیط می شود، بیشترین

سطح صفحه جداکننده نمی تواند کمتر از حد خاصی باشد. در صورت کاهش سطح صفحه جداکننده بازده پیش گرم کن به علت افزایش سطح موثر انتقال حرارت بین صفحات و سیالات افزایش می یابد. با افزایش نرخ جریان سیال، دمای متوسط هوای خروجی کاهش می یابد، در حالی که دمای متوسط گاز خروجی افزایش می یابد، که منجر به کاهش عملکرد پیش گرم کن هوا می شود. این کاهش به دلیل نبود ظرفیت ماتریس برای انتقال انرژی است. در شکل های (۱۱) و (۱۲)، کانتورهای مربوط به توزیع دمای پیش گرمکن هوا در سرعت های چرخشی مختلف (۶ و ۲ دور در دقیقه) از سمت انتهای داغ نشان داده شده است.



شکل ۱۰ توزیع دمای پیش گرمکن هوا، زمانی که انتهای داغ در بالا باشد



شکل ۱۱ توزیع دمای پیش گرمکن هوا، سرعت چرخش ۲ دور در دقیقه

SO₃ تری اکسید گوگرد
H₂O بخار آب

حروف یونانی

$\bar{\tau}_r$ تانسور تنش نسبی
 α ضریب تراوایی (نفوذپذیری) محیط متخلخل، (m^2s^{-1})
 γ ضریب تخلخل، (بی بعد)
 η بازده، (بی بعد)
 ν لزجت سینماتیکی، (m^2s^{-1})
 μ لزجت دینامیکی، ($kgm^{-1}s^{-1}$)
 ρ چگالی، (kgm^{-3})
 $\bar{\omega}$ سرعت زاویه‌ای

زیرنویس‌ها

a مربوط به هوا
f مربوط به سیال
g مربوط به گاز
in ورودی
m مربوط به مخلوط
out خروجی
s مربوط به جامد

واژه نامه

پیشنهادی ویراستار	واژه لاتین	پیشنهادی نویسنده
	Preheater	پیش گرمکن
	Ljungstrom	ژانگستروم
	Dew Point	نقطه شبنم
	Computational Fluid Dynamics	دینامیک سیالات محاسباتی

تقدیر و تشکر

خوردگی معمولاً در لایه پایینی ماتریس رخ می‌دهد. حضور صفحه جداکننده، توزیع دما در ماتریس را به ویژه در نزدیکی مرکز تغییر می‌دهد. نتایج حاصل از بررسی سرعت چرخشی در ژانگستروم، به این صورت بود که بیشترین تأثیر سرعت چرخشی بر کارایی ژانگستروم در محدوده ۰/۵ تا ۶ دور بر دقیقه خواهد بود و با افزایش سرعت چرخشی بیشتر از ۶ دور بر دقیقه مقدار کارایی حرارتی مبدل تغییر نمی‌کند. از طرفی با توجه به لزوم نشت بندی مورد نیاز در ژانگستروم، سرعت چرخشی نباید از حداکثر مقدار مجاز بیشتر شود بنابراین سرعت چرخشی بهینه در بازه ۰/۵ تا ۴ دور بر دقیقه می‌باشد.

نمادها

علائم و نشانه‌ها

Re عدد رینولدز، (بی بعد)
R شعاع روتور (m)
V سرعت سیال، (ms)
 ν سرعت نشت، (ms^{-1})
 D_H قطر هیدرولیکی، (m)
A سطح مقطع عبور سیال (m^2)
P محیط درگیر با جریان سیال (m)
 $\bar{v}$ سرعت مطلق، (ms^{-1})
 v_f سرعت سیال مایع، (ms^{-1})
 v_s سرعت سیال جامد، (ms^{-1})
p فشار، ($kgm^{-1}s^{-2}$)
k ضریب هدایت حرارتی سیال، ($Wm^{-1}k^{-1}$)
 q_s'' تولید حرارت در واحد حجم، (Wm^{-3})
 $\dot{m}$ دبی جرمی، (kgs^{-1})
T دما، (K)
 $\bar{F}$ نیروهای بدنه خارجی
E انرژی داخلی نسبی kgm^2/s^2
 S_h چشمه حرارتی
H آنتالپی کل
 $\bar{u}_r$ سرعت در مختصات مرجع متحرک، (ms^{-1})
 $\bar{v}_r$ سرعت نسبی، (ms^{-1})
 C_p گرمای ویژه فشار ثابت، ($Jkg^{-1}k^{-1}$)
 T_{DEW} دمای نقطه شبنم (K)

مراجع

- [1] M. Rajput, "Optimization of primary air inlet opening of tri-sector air pre-heater for minimizing primary air pressure drop in air preheater (APH) and to study the effect of variation of RPM on APH performance using CFD analysis," M.Tech. dissertation, Department of Mechanical Engineering, Malaviya National Institute of Technology, Jaipur, 2016.
- [2] S. Vulloju et al, "Analysis of Performance of Ljungstrom Air Preheater Elements," *International Journal of Current Engineering and Technology*, no. 2, 2014. <http://dx.doi.org/10.14741/ijcet/spl.2.2014.94>
- [3] I. Farhadi, F. Veysi, M. Mirza Asgari, "Numerical simulation of rotary regenerative air preheater (Ljungstrom) in steam power plant with the aim of optimizing of thermal performance," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 18, no. 3, pp. 291-301, 2018.
- [4] R. K. Shah, D. P. Sekulic. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. pp. 3-74, USA John Wiley & Sons, 2003.
- [5] H. Hajebzadeh and A. N. Ansari, "Modification of rotary air preheater toward achieving extended life-span utilizing porous media approach: A case study," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 236, no. 2, pp. 293–307, 2022. <https://doi.org/10.1177/09576509211034977>
- [6] M. M. M. Hamed-elneel, M. A. D. A. Al-zain, and Y. A. A. M. Al-makki, "The relation between air ejector and vacuum pump operation to minimize turbine back pressure: Case study in Khartoum North Power Station (KNPS)," Ph.D. dissertation, Sudan University of Science and Technology, 2017.
- [7] A. Usami, T. Noguchi, H. Tezuka, S. Nishimura, T. Kusunoki, "Development of a water dew corrosion resistant new steel element for air preheaters at natural gas fired power plants," *Nippon Steel Technical Report*, no. 87, pp. 10–13, 2003.
- [8] J. Manivel, L. Manimaran, M. Thiagarajan, P. Satheeshkumar, and R. Thirupathi, "Performance analysis of air preheater in 210 MW thermal power station," *International Journal of Advanced Research, Ideas and Innovations in Technology*, vol. 3, no. 2, pp. 619–630, 2017.
- [9] L. P. Bondurant III, "SCR compatibility for the Ljungstrom air preheater," in *Proceeding EPRI-DOE-EPA Air Pollution Control Symp.—The Mega Symposium*, Aug. 1999, pp. 14–22.
- [10] I. Warren, "Ljungstrom heat exchangers for waste heat recovery," *Journal of Heat Recovery Systems*, vol. 2, no. 3, pp. 257–271, 1982. [https://doi.org/10.1016/0198-7593\(82\)90019-4](https://doi.org/10.1016/0198-7593(82)90019-4)
- [11] B. Drobnič, J. Oman, and M. Tuma, "A numerical model for the analyses of heat transfer and leakages in a rotary air preheater," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, no. 25–26, pp. 5001–5009, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.027>
- [12] H. Y. Wang, L. L. Zhao, Z. G. Xu, W. G. Chun, and H. T. Kim, "The study on heat transfer model of tri-sectional rotary air preheater based on the semi-analytical method," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 14–15, pp. 1882–1888, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.11.023>

- [13] S. Sanaye, S. Jafari, and H. Ghaebi, "Optimum operational conditions of a rotary regenerator using genetic algorithm," *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 9, pp. 1637–1642, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.02.025>
- [14] Y. Bu, L. Wang, X. Chen, X. Wei, L. Deng, and D. Che, "Numerical analysis of ABS deposition and corrosion on a rotary air preheater," *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 669–677, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.082>
- [15] M. Mousavi, M. Passandideh-Fard, and M. Ghazikhani, "Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a rotary regenerator," in *Proceeding 16th Annual Conference of the CFD Society of Canada*, 2008.
- [16] H. Chen, P. Pan, H. Shao, Y. Wang, and Q. Zhao, "Corrosion and viscous ash deposition of a rotary air preheater in a coal-fired power plant," *Applied Thermal Engineering*, vol. 113, pp. 373–385, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.160>
- [17] M. Hajjari, Gh. Salehi, and M. E. Nimvari, "CFD simulation of Ljungstrom rotary preheater in steam power plant for leakage assessment using porous media approach," *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, 2021. <https://doi.org/10.22044/jsfm.9607.3170>
- [18] N. Ghodsipour and M. Sadrameli, "Experimental and sensitivity analysis of a rotary air preheater for the flue gas heat recovery," *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 5, pp. 571–580, 2003. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00226-0](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00226-0)
- [19] L. A. Sphaier and W. M. Worek, "Analysis of heat and mass transfer in porous sorbents used in rotary regenerators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, no. 14–16, pp. 3415–3430, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.01.016>
- [20] N. B. Khedher and S. B. Nasrallah, "Three-dimensional modeling and analysis of a porous thermal energy storage system," *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 3, no. 2, pp. 97–109, 2012. <https://doi.org/10.36884/jafm.3.02.11892>
- [21] A. Heidari-Kaydan and E. Hajidavalloo, "Three-dimensional simulation of rotary air preheater in steam power plant," *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, no. 1, pp. 399–407, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.013>
- [22] D. A. Nield and A. Bejan, *Convection in Porous Media*. New York, NY: Springer, 2006.

