

# شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت آشفته در بویلر با سیال فوق‌بحرانی و شرایط گرمایی نامتقارن

(تاریخ دریافت: // تاریخ پذیرش: //)

## چکیده

انتقال حرارت در بویلر با سیال فوق‌بحرانی، به صورت نامتقارن می‌باشد. همچنین در این نوع بویلرها، لوله‌ها هم به صورت افقی و هم به صورت شیب‌دار نصب می‌گردند. اما معمولاً در کارهای بررسی شده، انتقال حرارت به صورت متقارن و یا لوله‌ها به صورت افقی یا عمودی در نظر گرفته می‌شوند. بنابراین در مقاله حاضر، انتقال حرارت در یک لوله بویلر با سیال فوق‌بحرانی که در آن هم قسمت افقی و هم قسمت شیب‌دار وجود دارد مورد مطالعه و تحلیل قرار می‌گیرد. شار حرارتی لوله به صورت نامتقارن در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم افزار فلونت انجام گردیده است. همچنین از پایگاه داده REFPROP برای اعمال خصوصیات سیال فوق‌بحرانی آب استفاده گردیده است. به منظور مدل‌سازی آشفتنگی، از مدل RNG k-ε مبتنی بر ناویراستوکس میانگیری‌شده رینولدز استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند که بیشترین و کمترین دمای دیواره داخلی لوله به ترتیب در ارتفاع‌های ۱۰ m و ۱۵/۵ m در محدوده دمای شبه‌بحرانی (۳۸۰°C) قرار می‌گیرند. بیشترین دمای دیواره لوله از ابتدا تا انتهای لوله بین ۶۰۳ °C تا ۶۶۶ °C تغییر می‌یابد. همچنین عدد ناسلت با افزایش ارتفاع لوله افزایش یافته و مقدار آن در نزدیکی دمای شبه‌بحرانی، افزایش چشمگیری می‌یابد. در این محدوده مقدار عدد ناسلت به ۶۸۰۰ می‌رسد که ۳/۶ برابر مقدار آن در ورودی لوله است.

**واژه‌های کلیدی:** بویلر فوق‌بحرانی، نقطه شبه‌بحرانی، حل عددی، شار حرارتی نامتقارن، خواص ترموفیزیکی

## Numerical simulation of turbulent heat transfer in boiler with supercritical fluid and asymmetric thermal conditions

(Received:; Accepted,)

### ABSTRACT

Heat transfer in boiler with supercritical fluid is asymmetrical. Also, in this type of boilers, pipes are installed both horizontally and inclined. But usually in the previous works, heat transfer is considered symmetrically or the pipes are horizontal or vertical. Therefore, in the present paper, heat transfer in a boiler tube with supercritical fluid in which there are both horizontal and inclined parts is studied and analyzed. The heat flux of the pipe is considered asymmetric. Numerical simulation has been done using Fluent software. Also, the REFPROP database has been used to apply the supercritical fluid properties of water. In order to model the turbulence, the RNG k-ε model based on Reynolds-averaged Navier-Stokes has been used. The results show that the highest and lowest internal tube temperature reach near the pseudocritical temperature range (380 Celsius) at a height of 10 m and 15.5 m, respectively. The highest temperature of the tube wall changes from the beginning to the end of the tube between 603 °C and 666 °C.

Also, the Nusselt number increases with the increase of the tube height and its value increases significantly near the pseudocritical temperature. In this range, the value of the Nusselt number reaches 6800, which is 3.6 times its value at the entrance of the tube.

**Keywords:** Supercritical boiler; Pseudocritical point; numerical solution; Asymmetric thermal flux; Thermophysical properties

کارهای زیادی برای بررسی جریان فوق بحرانی در داخل لوله انجام شده است. ولی اکثر آن‌ها شرایط گرمایی را به صورت متقارن در نظر گرفته‌اند. همچنین معمولاً جریان در داخل یک لوله افقی یا عمودی در نظر گرفته شده است.

یاماگاتا و همکاران [۱] جریان آب فوق بحرانی را در لوله‌های افقی و عمودی با شار گرمایی یکنواخت و متقارن  $kW/m^2$  ۱۱۶ تا  $930 kW/m^2$  به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که در شار حرارتی به حد کافی کم، ضریب انتقال حرارت برای لوله افقی پیرامون محیط لوله یکنواخت بوده و مشابه لوله عمودی است. اما در شارهای حرارتی بزرگتر، ضریب انتقال حرارت در محیط پایین و بالای لوله افقی به ترتیب بیشتر و کمتر از لوله عمودی است. ژانگ و همکاران [۲] مدل‌های آشفتگی مختلف را برای شبیه‌سازی عددی جریان فوق بحرانی در لوله‌های افقی و عمودی استفاده کرده‌اند. آن‌ها نتایج تحلیل عددی را برای مدل‌های آشفتگی مختلف با نتایج تجربی مقایسه کرده و به این نتیجه رسیده‌اند که مدل تنش رینولدز<sup>۱</sup> تطابق بهتری با نتایج آزمایشگاهی دارد. کنگ و همکاران [۳] اثر عدد پرناتل آشفتگی را بر انتقال حرارت آب فوق بحرانی با استفاده از مدل  $SST k-\omega$  مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از مدل عدد پرناتل آشفتگی ثابت منجر به خطا در پیش بینی ویژگی‌های انتقال حرارت آب فوق بحرانی تحت شرایط افت انتقال گرما می‌گردد. شبیه‌سازی‌های عددی مستقیم<sup>۲</sup> برای مطالعه انتقال حرارت آشفته اجباری آب در دو فشار فوق بحرانی مختلف  $23 MPa$  و  $25 MPa$  در یک لوله با شار حرارتی ثابت توسط لیو و همکاران [۴] استفاده گردیده است. هدف از این مطالعه، بررسی مکانیزم‌های انتقال حرارت آشفته سیالات فوق بحرانی در جریان در حال توسعه و در فشارهای متفاوت بوده است. نتایج این کار نشان داد که در نسبت فشار کمتر (نسبت فشار سیال به فشار بحرانی سیال) هر دو مقدار ضریب اصطکاک و عدد ناسلت کوچکتر می‌شوند. اسچات و همکاران [۵] کارایی روابط تجربی را برای شروع افت انتقال حرارت (DHT)<sup>۳</sup> در لوله عمودی برای آب

یکی از انواع بویلرهای نیروگاهی، بویلرهای فوق‌اشباع می‌باشند. در این بویلرها برای تبخیر آب از شرایط فوق بحرانی آب استفاده می‌کنند. آب در فشار  $MPa$  ۲۲/۰۶۴ و دمای  $373/95^\circ C$  در حالت فوق بحرانی قرار می‌گیرد. در نقطه فوق بحرانی تفاوت میان ناحیه مایع و بخار از بین می‌رود. همچنین ظرفیت گرمایی ویژه سیال در نقطه فوق بحرانی به بیشترین مقدار خود می‌رسد. سیال فوق بحرانی دارای تغییرات شدید خواص ترموفیزیکی در این محدوده می‌باشد. با توجه به تغییرات زیاد خواص آب در ناحیه فوق‌اشباع از جمله چگالی، ویسکوزیته، رسانندگی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه، بررسی انتقال حرارت آب در حالت فوق‌اشباع در بویلر از اهمیت بسزایی برخوردار است.

دما و فشار بالاتر بخار آب در بویلرهای با سیال فوق بحرانی باعث بهبود راندمان و در نتیجه کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای می‌گردد. همچنین با این که بویلرهای با سیال فوق بحرانی قیمت بیشتری نسبت به بویلرهای معمولی (شرایط زیر بحرانی) دارند، اما سرمایه‌گذاری اولیه بیشتر در بویلرهای با سیال فوق بحرانی با صرفه‌جویی هزینه به دلیل کاهش هزینه‌های عملیاتی جبران می‌گردد. بنابراین بویلرهای با سیال فوق بحرانی در سه حوزه بهره‌وری، انتشار گازهای گلخانه‌ای و هزینه کارکرد، که امروزه بیشترین اهمیت را برای صاحبان و اپراتورهای نیروگاه‌ها دارند، مورد توجه می‌باشند. بویلرهای با سیال فوق بحرانی معمولاً در نیروگاه‌ها برای تولید بخار و سپس چرخاندن توربین‌ها برای تولید الکتریسیته کاربرد دارند. لوله‌هایی که جریان آب فوق بحرانی از آن عبور می‌کنند در اطراف بدنه بویلر قرار دارند. همچنین جریان گازهای احتراق از داخل بدنه بویلر عبور می‌کنند. بنابراین شرایط گرمایی لوله‌ها به صورت نامتقارن است. یعنی نیمی از جداره لوله‌ها که به سمت مرکز بدنه بویلر قرار دارند در مجاورت شار حرارتی گازهای احتراق هستند. شار حرارتی نیمی از جداره لوله که در تماس با بدنه خارجی بویلر هستند نیز تقریباً برابر با صفر است (بدنه خارجی بویلر عایق حرارتی می‌باشد).

<sup>۱</sup> Reynolds stress model

<sup>۲</sup> DNS

<sup>۳</sup> Deteriorated Heat Transfer

فوق بحرانی بررسی کردند. افت انتقال حرارت در سیال فوق بحرانی به علت تغییرات شدید خواص فیزیکی سیال در فشارهای بالاتر از فشار بحرانی رخ می‌دهد. آن‌ها یک رابطه تجربی پیشنهاد کردند که  $9/76\%$  از داده‌های DHT را پیش بینی می‌کند. آن‌ها توزیع دمای بخار و دیواره را در هر ردیف از لوله‌های بویلر تعیین کردند. وگلارز و همکاران [6] سوپرهیتر بخار را در یک بویلر فوق بحرانی به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها بیان کردند که دانستن دمای دیواره‌های لوله و بخار در امتداد جهت جریان، انتخاب جنس فولاد مناسب برای لوله‌ها را امکان‌پذیر می‌سازد. هائو و همکاران [7] جریان و انتقال حرارت آب فوق بحرانی را در لوله‌های یک بویلر فوق بحرانی  $1000$  مگاواتی با استفاده از روش شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند که ضریب انتقال حرارت با افزایش دبی ورودی افزایش می‌یابد. همچنین روابط مختلفی برای پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت ارائه کردند. ژانگ و چی [8] انتقال حرارتی ترکیبی آشفته آب فوق بحرانی را در یک لوله عمودی که دارای شیرهای V شکل می‌باشد به صورت شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها برای حل عددی از مدل آشفستگی عدد رینولدز کوچک<sup>۱</sup> استفاده کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که زاویه شیار  $120$  درجه بهترین عملکرد انتقال حرارت را در بین سه زاویه شیار بررسی شده ارائه می‌دهد. همچنین عمق شیار کمتر باعث می‌گردد که افزایش انتقال حرارت تضعیف شود. دو و همکاران [9] از حل عددی برای بررسی تاثیر قطر بر انتقال حرارت و جرم آب فوق بحرانی در یک لوله عمودی استفاده کرده‌اند. مقادیر قطر از چند میلی‌متر تا کمتر از یک میلیمتر در این کار در نظر گرفته شده است. آن‌ها نتیجه گرفته‌اند که کاهش قطر سبب افزایش کارایی انتقال حرارت می‌گردد. روش پیش‌بینی برای وقوع شار حرارتی بحرانی (CHF)<sup>۲</sup> برای جریان آب فوق بحرانی به صورت تئوری و آماری توسط لو و همکاران [10] مورد بررسی قرار گرفته است. CHF جریان فوق بحرانی، به عنوان کمترین شار حرارتی که سبب بیشترین دمای دیواره می‌گردد تعریف می‌شود. در این کار با بررسی کارهای آزمایشگاهی متفاوت، یک رابطه تجربی با دقت بالا برای پیش‌بینی CHF

پیشنهاد گردیده است. ژو و همکاران [11] انتقال حرارت آب فوق بحرانی را در یک لوله دیواره آبی<sup>۳</sup> عمودی به سمت بالا در یک بویلر  $660$  MW را به صورت آزمایشگاهی و عددی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که لوله دیواره آبی می‌تواند مانع از وجود جوشش فیلمی<sup>۴</sup> و دمای بیش از حد شود، و سبب می‌گردد که انتقال حرارت دیواره آبی ایمن باشد. وانگ و همکاران [12] انتقال حرارت به آب فوق بحرانی در یک لوله صاف با زاویه شیب  $25$  درجه را مورد آزمایش قرار دادند. نتایج تجربی نشان می‌دهد که افزایش شار جرمی انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد. آن‌ها همچنین از حل عددی برای بررسی دقیق‌تر موضوع استفاده کردند و نتیجه گرفتند که تاثیر شار جرمی متغیر بر انتقال حرارت فوق بحرانی با تغییر ویژگی‌های توزیع شعاعی آشفستگی و خواص فیزیکی، تحقق می‌یابد.

در کارهایی که به آن‌ها اشاره شد، شار حرارتی وارده به دیواره لوله جریان آب فوق بحرانی به صورت متقارن فرض شده است. وانگ و همکاران [13] جریان فوق بحرانی آب را در یک لوله عمودی با شرایط شار حرارتی نامتقارن به صورت تحلیل عددی انجام داده‌اند. تحلیل آن‌ها نشان می‌دهد که سرعت سیال در ناحیه گرمایش به صورت M شکل و در ناحیه عایق حرارتی به صورت سهمی در می‌آید. همچنین اختلاف چگالی زیاد بین سمت در حال گرمایش لوله و سمت عایق گرمایی آن، تولید انرژی جنبشی آشفته ناشی از تنش‌های برشی را افزایش می‌دهد. لی و همکاران [14] انتقال حرارت جریان آب فوق بحرانی را در یک لوله دایره‌ای عمودی که از یک طرف گرم می‌شود به صورت عددی بررسی کرده‌اند. مطالعات آن‌ها برای فشار  $1$  MPa  $24/82$  و شار حرارتی بین  $158$   $\text{kW/m}^2$  تا  $370$   $\text{kW/m}^2$  انجام شده است. آن‌ها نتیجه گرفتند که در محدوده مورد مطالعه، همبستگی تجربی ناسلت برای گرمایش متقارن می‌تواند حداکثر دمای دیواره محیطی یک لوله گرم شده به صورت نامتقارن را پیش‌بینی کند. ژانگ و همکاران [15] انتقال حرارت آب فوق بحرانی را در یک لوله عمودی گیرنده برج خورشیدی مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها از مدل RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  با تابع دیواره استاندارد برای حل عددی

<sup>۳</sup> Water wall  
<sup>۴</sup> Film boiling

<sup>۱</sup> Low-Reynolds number  
<sup>۲</sup> Critical Heat Flux

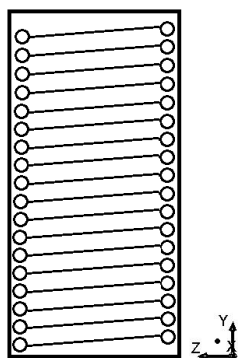
استفاده کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که حداکثر دمای دیواره برای جریان آب فوق‌بحرانی در لوله‌ای که از یک طرف توسط شار گرمای فرودی متمرکز خورشیدی گرم می‌شود، در دیواره بیرونی به سمت خورشید رخ می‌دهد. در این محل شار گرمای فرودی بیشترین مقدار را دارد. کیو و همکاران [۱۶] انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی در لوله عمودی رو به بالا را تحت حرارت متقارن و نامتقارن به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها در این کار تفاوت بین گرمایش متقارن و نامتقارن را تبیین کردند. دمای دیواره لوله صاف تحت گرمایش نامتقارن توزیع سهمی را نشان می‌دهد و مقدار ماکزیمم آن در نقطه میانی سمت دیواره گرم شده رخ می‌دهد. همچنین، بیشترین مقدار دمای دیواره در حالت گرمایش نامتقارن بزرگتر از حالت دمای متقارن است.

با توجه به بررسی کارهای انجام شده، بررسی دقیق‌تر انتقال حرارت جریان آب فوق‌بحرانی در حالتی که گرمایش نامتقارن وجود دارد مورد نیاز است. همچنین در کارهای اشاره شده لوله‌ها به صورت افقی یا عمودی در نظر گرفته شده‌اند. در صورتی که در بویلرهای فوق‌بحرانی، لوله‌ها هم به صورت افقی و هم به صورت شیب‌دار وجود دارند. بنابراین در این کار حل عددی جریان آب فوق‌بحرانی در یک لوله از یک بویلر واقعی که هم قسمت شیب‌دار و هم قسمت افقی دارد در نظر گرفته شده است. همچنین شرایط گرمایی نامتقارن برای شار حرارتی اطراف لوله حامل جریان فوق‌بحرانی مطابق کارکرد بویلر اعمال شده است. بررسی همزمان این عوامل در بویلر فوق‌بحرانی می‌تواند به فهم انتقال حرارت و جریان آب فوق‌بحرانی در لوله‌های بویلر کمک کند. در ابتدا برای صحت‌گذاری حل عددی، یک کار آزمایشگاهی برای مقایسه نتایج با حل عددی حاضر انتخاب می‌گردد. سپس بعد از اطمینان از روش و نتایج حل عددی، انتقال حرارت در لوله بویلر مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد.

### فیزیک مساله و معادلات حاکم

بویلر نیروگاه نکا مازندران از نوع بویلر با سیال فوق‌بحرانی و توان نامی ۴۴۰ MW می‌باشد. به همین دلیل بخش

اوپراتور این بویلر که شامل جریان فوق‌بحرانی آب می‌باشد برای بررسی انتقال حرارت و جریان سیال فوق‌بحرانی در نظر گرفته شده است. نمای اوپراتور در این بویلر و نحوه‌ی آرایش هندسی لوله‌ها در آن، در شکل ۱ الف نمایش داده شده است. لوله‌های اوپراتور مطابق شکل ۱ ب، از دو بخش شیب‌دار و افقی تشکیل شده‌اند. قطر لوله‌هایی که جریان فوق‌بحرانی آب از آن‌ها عبور می‌کند برابر با ۲۸ mm و ضخامت دیواره لوله برابر با ۵ mm است. طول لوله برابر با ۱۰۰ m و ارتفاع آن نیز برابر با ۲۰ m است. زاویه بخش لوله شیب‌دار نیز برابر با ۱۵ درجه است. بر روی لوله‌ها در سمت بالا و پایین یک ورق با ضخامت ۳ mm و ارتفاع ۷ mm نصب گردیده است. همچنین جنس لوله‌ها و ورق نصب شده بر روی آن از فولاد آلیاژی 15Mo3 با ضریب رسانندگی گرمایی ۱۶,۳ W/m.K می‌باشد. جریان گازهای احتراق از بخش داخل لوله عبور کرده، در نتیجه قسمت داخلی لوله ( $0^\circ < \alpha < 180^\circ$ ) تحت تاثیر شار حرارتی تقریباً یکنواخت قرار می‌گیرد. با استفاده از موازنه انرژی در بویلر فوق‌بحرانی نیروگاه نکا، مقدار این شار حرارتی برابر با  $250 \text{ kW/m}^2$  بدست آمده است. قسمت بیرونی لوله ( $0^\circ < \alpha < -180^\circ$ ) نیز تحت تاثیر شار حرارتی نبوده و نزدیک به دیواره خارجی بویلر که عایق می‌باشد قرار دارد. بنابراین بخش بیرونی لوله عایق در نظر گرفته می‌شود. همچنین دبی آب ورودی به لوله برابر با  $2/247 \text{ kg/s}$ ، دمای آب ورودی  $312^\circ \text{C}$  و فشار آب در ورودی لوله برابر با ۲۴/۱۲ MPa می‌باشد.



(الف)

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho \bar{g} +$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) - \rho u_i' u_j' \right]$$

$$\frac{\partial(\rho c_p \bar{u}_j \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right)$$

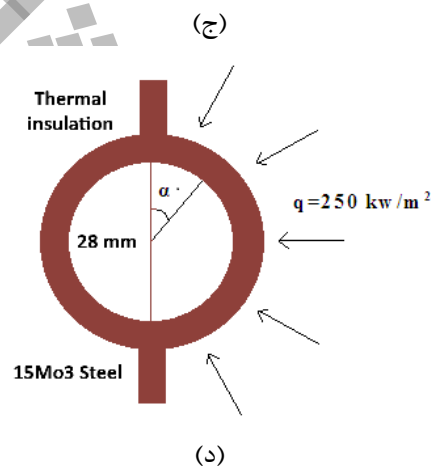
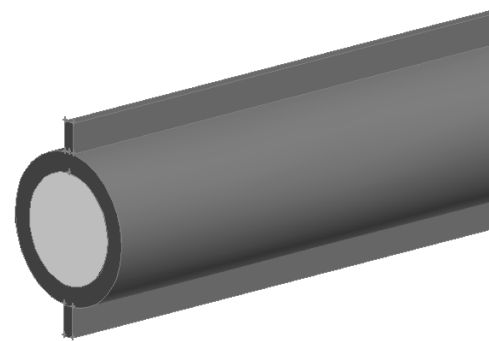
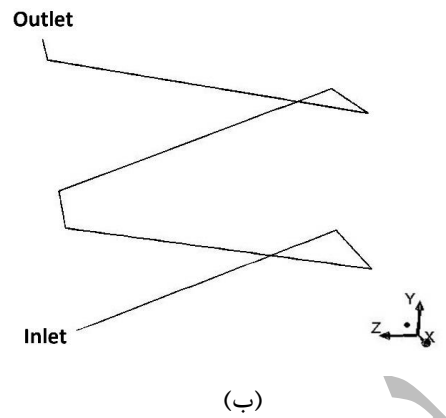
در این معادلات  $\rho$  چگالی،  $\bar{u}$  سرعت متوسط گیری شده زمانی،  $P$  فشار،  $g$  شتاب جاذبه،  $\mu$  ویسکوزیته دینامیکی،  $\bar{T}$  دمای متوسط گیری شده زمانی،  $c_p$  ظرفیت گرمایی ویژه،  $k$  رسانندگی گرمایی،  $\mu_t$  ویسکوزیته آشفتگی و  $Pr_t$  عدد پراتل آشفتگی با مقدار ۰٫۹ می باشد. عبارت آخر در معادله ناویراستوکس

( $\rho u_i' u_j'$ ) تنش رینولدز می باشد که باید شبیه سازی گردد. این عبارت در روش ناویراستوکس میانگیری شده رینولدز توسط معادلات ۲ محاسبه می گردد [۱۷]:

$$\rho u_i' u_j' = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \rho \kappa + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \quad (2)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \kappa^2 / \varepsilon$$

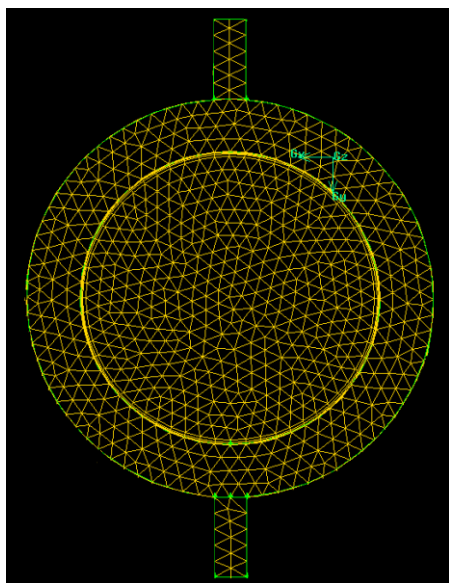
در این معادله  $C_\mu$  ضریب ویسکوزیته آشفتگی،  $\kappa$  انرژی جنبشی آشفتگی و  $\varepsilon$  نرخ اضمحلال آشفتگی می باشند. مدل  $RNG \kappa-\varepsilon$  برای شبیه سازی ویسکوزیته آشفتگی استفاده گردیده است [۱۷ و ۱۹]. طبق کارهای انجام شده [۲ و ۱۵] برای پیش بینی انتقال حرارت برای جریان آب در یک لوله دایره ای و در فشارهای بحرانی، مدل آشفتگی  $RNG \kappa-\varepsilon$  نسبت به مدل های دیگر آشفتگی دقیق تر عمل می کند. در مدل  $RNG \kappa-\varepsilon$  دو معادله برای مقادیر  $\kappa$  و  $\varepsilon$  باید حل گردند [20]:



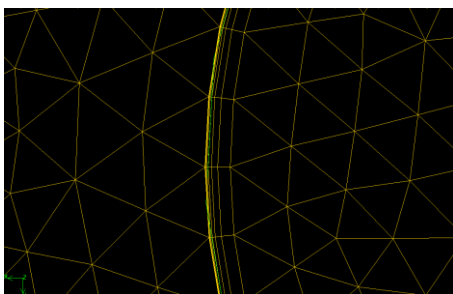
شکل (۱): هندسه لوله بویلر با سیال فوق بحرانی در نیروگاه نکا مازندران الف) شماتیک کلی اواپراتور ب) نمای یکی از لوله ها در اواپراتور ج) نمای نزدیک تر لوله د) شار حرارتی نامتقارن

جریان آب داخل لوله آشفته می باشد. معادلات پیوستگی، ناویراستوکس میانگیری شده رینولدز<sup>۱</sup> و انرژی مطابق معادله ۱ است [۱۷ و ۱۸]:

لوله و ضخامت لوله و بدنه ورق با اندازه ۲۰ mm شبکه‌بندی می‌گردند. تعداد شبکه‌های ایجاد شده تقریباً برابر با ۹ میلیون است. شبکه ایجاد شده برای حل وارد نرم افزار فلوئنت می‌گردد. در شکل ۲ مقطع شبکه‌بندی شده لوله نشان داده شده است. در شکل ۲ ب لایه مرزی رسم شده برای ایجاد  $y^+ \approx 1$ ، بزرگ‌تر نشان داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل (۲): مقطع شبکه‌بندی شده لوله الف) مقطع لوله ب) شبکه لایه مرزی در نزدیکی دیواره

برای حل جریان و انتقال حرارت، شرایط مرزی در نظر گرفته شده مطابق جدول ۱ است. برای شرط مرزی دیواره مشترک<sup>۴</sup> که در واقع دیواره بین جریان سیال و ضخامت لوله می‌باشد سرعت سیال صفر در نظر گرفته شده و شرایط مرزی دمایی هم به صورت coupled در نظر گرفته می‌شود.

Coupledwall<sup>۴</sup>

$$\frac{\partial(\rho \kappa \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \mu_t / \sigma_\kappa) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\rho \bar{u}_i' u_j' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \mu_t / \sigma_\varepsilon) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) -$$

$$C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \rho \bar{u}_i' u_j' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \left[ C_2 + \frac{C_\mu \eta^3 \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3} \right] \frac{\varepsilon^2}{\kappa}$$

پارامترهای  $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$  و  $\eta = S \frac{\kappa}{\varepsilon}$  تعریف

می‌گردند. همچنین عبارت  $S_{ij}$  تانسور نرخ کرنش متوسط بوده و مقادیر ثابت‌ها به صورت

$$C_1 = 1.42, C_2 = 1.68, \sigma_\kappa = \sigma_\varepsilon = 0.7179$$

$$\eta_0 = 4.38, \beta = 0.012, C_\mu = 0.0845$$

می‌باشند [20].

برای حل معادلات ۱، ۲ و ۳ از نرم افزار فلوئنت<sup>۱</sup> استفاده گردیده است. هندسه لوله در نرم افزار گمبیت<sup>۲</sup> [21] رسم گردیده و شبکه‌بندی شده است. این لوله شامل دو قسمت متفاوت برای شبکه‌بندی است. یکی داخل لوله که جریان آب فوق‌بحرانی از آن عبور می‌کند و معادلات ناویراستوکس و انرژی در آن باید حل گردند. دوم دیواره لوله و ورق نصب شده بر روی آن است که فقط معادله انرژی در آن نیاز به حل دارد. به دلیل این که جریان داخل لوله از نوع فوق‌بحرانی بوده و تغییرات خواص ترموفیزیکی جریان سیال شدید است، مقدار  $y^+$  شبکه در نزدیک دیواره لوله تقریباً برابر با یک باید باشد [۲ و ۱۳]. برای این کار از شبکه‌بندی لایه مرزی استفاده گردیده است. اولین ردیف شبکه در فاصله  $5 \times 10^{-4}$  mm از دیواره قرار گرفته است. بعد از رسم شبکه لایه مرزی، مقطع لوله، ضخامت لوله و ورق نصب شده بر روی آن با استفاده از روش المان‌های مثلثی<sup>۳</sup> و اندازه ۱/۵ mm شبکه‌بندی شده است. در انتها نیز حجم

FLUENT<sup>۱</sup>  
Gambit<sup>۲</sup>  
Tri<sup>۳</sup>

REFPROP<sup>۴</sup> برای خصوصیات سیال فوق‌بحرانی آب استفاده می‌کند. پایگاه داده REFPROP توسط مؤسسه ملی فناوری و استانداردهای آمریکا<sup>۵</sup> تدوین گردیده است. این پایگاه داده شامل جدول خصوصیات سیال‌های فوق‌بحرانی مختلف از جمله آب فوق‌بحرانی می‌باشد. مدل حلگر در نرم‌افزار فلوئنت، بر روی Pressure-based قرار داده شده و حل جریان به صورت پایا<sup>۶</sup> (تغییرات با زمان صفر است) در نظر گرفته می‌شود. همچنین شتاب جاذبه هم فعال می‌گردد. در قسمت مدل نیز حل معادلات انرژی فعال می‌گردد تا تغییرات دمای سیال را بتوان بررسی کرد. همچنین مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  RNG برای شبیه‌سازی جریان سیال در نظر گرفته می‌شود. با توجه به این که  $y^+$  دیواره در حدود عدد یک در نظر گرفته شده از مدل Enhanced wall treatment استفاده شده است. در بخش روش‌های حل نیز از روش SIMPLEC برای کوپل فشار و سرعت استفاده شده و همچنین از روش مرتبه دوم برای گسسته‌سازی معادلات مومنتوم و انرژی استفاده شده است. در نهایت با توجه به این که همگرا کردن جریان فوق‌بحرانی، به دلیل تغییرات شدید خواص سیال، سخت است مقدار under relaxation factor برای معادله انرژی ۰/۹ در نظر گرفته شده است.

#### اعتبارسنجی حلگر

برای این که دقت حلگر فلوئنت و تنظیمات انجام شده برای جریان و انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی بررسی گردد از کار آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [۱] استفاده گردیده است. آن‌ها جریان آب فوق‌بحرانی را در یک لوله عمودی به قطر ۷/۵ میلی‌متر و شارهای حرارتی متقارن  $233 \text{ kW/m}^2$  و  $698 \text{ kW/m}^2$  بررسی کرده‌اند. در این کار فشار آب فوق‌بحرانی در خروجی لوله و دبی جرمی به ترتیب برابر با  $24/52 \text{ MPa}$  و  $1260 \text{ kg/m}^2\text{s}$  می‌باشند. شکل ۳ الف، حل عددی دمای دیواره لوله را بر حسب آنتالپی توده‌ای سیال برای دو شار حرارتی  $233 \text{ kW/m}^2$  و  $698 \text{ kW/m}^2$  نشان می‌دهد. همان طور که مشخص است تطابق خوبی بین

دیواره‌های در تماس با جریان گاز داخل بویلر با شار حرارتی ثابت  $250 \text{ kW/m}^2$  فرض شده‌اند. شرط مرزی ورودی به صورت فشار ورودی<sup>۱</sup> با فشار  $24/12 \text{ MPa}$  و دمای ورودی  $312 \text{ }^\circ\text{C}$  می‌باشد. شدت آشفتگی در ورودی نیز برابر با ۰/۵ و قطر هیدرولیکی  $28 \text{ mm}$  در نظر گرفته شده است. همچنین شرط مرزی خروجی به صورت فشار خروجی<sup>۲</sup> با فشار فرضی  $22/94 \text{ MPa}$  (این فشار در خروجی فرض شده است و از دبی جرمی هدف<sup>۳</sup> استفاده گردیده تا دبی در مقدار  $2/247 \text{ kg/s}$  تنظیم گردد.) در نظر گرفته شده است.

#### جدول (۱): شرایط مرزی لوله بویلر

pressure inlet	جریان ورودی به لوله
pressure outlet	جریان خروجی از لوله
wall with heat flux	دیواره‌های در تماس با جریان گاز داخل بویلر
insulated wall	دیواره‌هایی که در تماس جریان گاز نیستند
coupled wall	دیواره مشترک بین جریان سیال و ضخامت لوله

برای حل جریان با نرم‌افزار فلوئنت از یک کامپیوتر ۱۶ هسته‌ای با رم ۳۲ گیگابایت استفاده گردیده است. همچنین با توجه به این که اولین ردیف شبکه در فاصله خیلی از کمی دیواره قرار دارد از دقت Double Precision در نرم‌افزار فلوئنت استفاده شده است.

در نرم‌افزار فلوئنت برای فعال‌سازی مدل سیال فوق‌بحرانی آب، باید از قسمت پنجره کار فلوئنت با وارد کردن دستورات لازم این کار را انجام داد. نرم‌افزار فلوئنت از پایگاه داده

<sup>۴</sup> Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties  
NIST  
<sup>۶</sup> Steady

<sup>۱</sup> Pressure inlet  
<sup>۲</sup> Pressure outlet  
<sup>۳</sup> Target mass flow rate

یاماگاتا و همکاران [۱] الف) دمای دیواره لوله ب) ضریب انتقال حرارت

برای بررسی تاثیر تعداد شبکه بندی بر نتایج حل عددی، مقدار عدد ناسلت در دمای توده ای  $370^{\circ}\text{C}$  در مقادیر ۵، ۷، ۹ و ۱۱ میلیون شبکه در جدول ۲ نمایش داده شده است. همان طور که مشاهده می گردد اختلاف بین ۹ و ۱۱ میلیون شبکه ۰.۲۷٪ است. بنابراین شبکه ۹ میلیون انتخاب گردیده است.

**جدول (۲):** تاثیر تعداد شبکه بندی متفاوت بر مقدار عدد ناسلت

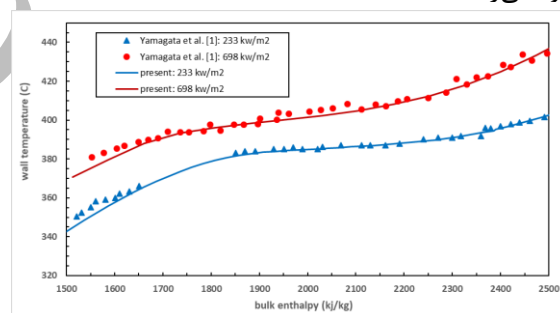
تعداد مش (میلیون)	$370^{\circ}\text{C}$	اختلاف (%)
5	2987	9.26
7	3176	3.52
9	3283	0.27
11	3292	-

### ارائه و تفسیر نتایج

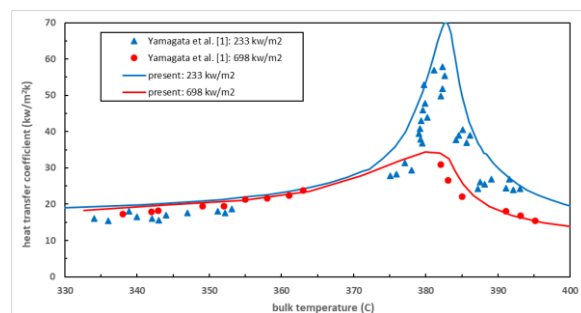
در بخش قبل اعتبار حلگر فلوئنت برای جریان و انتقال حرارت آب فوق بحرانی در یک لوله عمودی با کار آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [1] مورد بررسی و تایید قرار گرفت. حال به ارایه نتایج برای لوله ای از یک بویلر واقعی که هم قسمت شیب دار و هم قسمت افقی دارد (مشابه شکل ۱ الف) و شار حرارتی آن نامتقارن است پرداخته می گردد.

شکل ۴ تغییرات دمای کمینه و بیشینه دیواره داخلی لوله را در راستای ارتفاع لوله نمایش می دهد. بیشترین دما در زاویه  $90^{\circ}$  (مطابق شکل ۱ ج) و کمترین دما در زاویه  $90^{\circ}$  رخ می دهد. دمای داخلی دیواره تا رسیدن به دمای نقطه شبه بحرانی (بعد از حل عددی، فشار آب در خروجی لوله برابر با  $23/3\text{ MPa}$  بدست می آید. در

داده های آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [۱] و حل عددی حاضر توسط نرم افزار فلوئنت وجود دارد. بیشترین مقدار خطای نسبی تقریباً برابر با ۱٪ در شار گرمایی  $\text{kW/m}^2$  ۶۹۸ رخ می دهد. همچنین شکل ۳ الف نشان می دهد که دمای دیواره به آرامی تا رسیدن آنتالپی سیال به مقدار شبه بحرانی<sup>۱</sup> (نقطه ای که ظرفیت گرمایی ویژه سیال افزایش شدیدی را نشان داده و به بیشترین مقدار خود می رسد. در فشار  $24/52\text{ MPa}$  دمای شبه بحرانی آب برابر با  $383^{\circ}\text{C}$  می باشد) افزایش می یابد. در شکل ۳ ب، مقدار ضریب انتقال حرارت بر حسب دمای توده ای سیال برای کار حاضر و داده های آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [۱] مقایسه شده اند. مجدداً مقادیر حل عددی حاضر مشابه داده های آزمایشگاهی و منطقی می باشد. البته در شار حرارتی  $233\text{ kW/m}^2$  عدم اطمینان در داده های آزمایشگاهی در نزدیکی دمای شبه بحرانی قابل مشاهده است و داده های آزمایشگاهی برای شار حرارتی  $698\text{ kW/m}^2$  در نزدیکی نقطه شبه بحرانی وجود ندارند. همچنین از شکل ۳ ب مشخص است که ضریب انتقال حرارت در دمایی نزدیک به نقطه شبه بحرانی ( $383^{\circ}\text{C}$ ) به بیشترین مقدار خود می رسد.



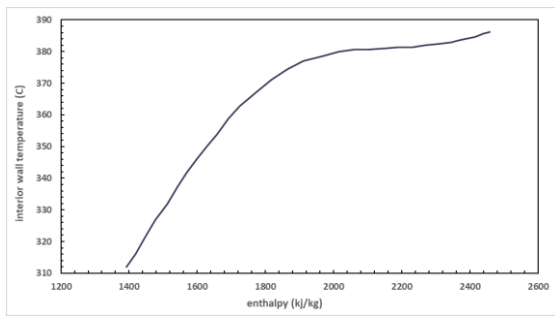
(الف)



(ب)

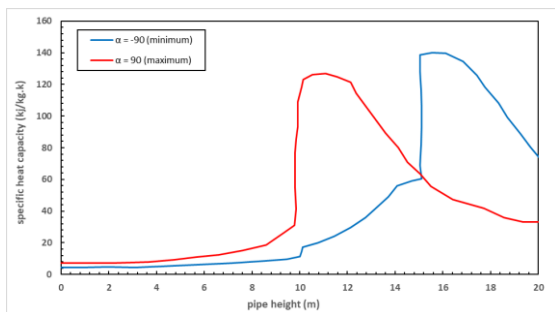
شکل (۳): صحنه گذاری حلگر فلوئنت با کار آزمایشگاهی





شکل (۵): تغییرات دمای دیواره داخلی لوله بر حسب آنتالپی آب

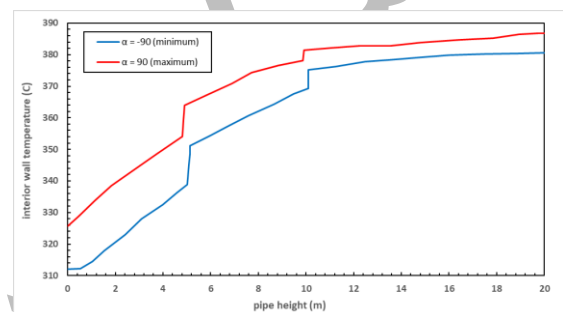
تغییرات ظرفیت گرمایی ویژه آب فوق بحرانی بر حسب ارتفاع لوله در شکل ۶ نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود آب در دو ارتفاع تقریبی ۱۰ m و ۱۵/۵ m بیشترین ظرفیت گرمایی ویژه را دارا می باشد. این ارتفاعها مطابق شکل ۴، ارتفاعی است که دمای سیال نزدیک به نقطه شبه بحرانی می گردد. در این نقاط که ظرفیت گرمایی ویژه بیشترین مقدار خود را داراست بیشترین ضریب انتقال حرارت نیز رخ می دهد.



شکل (۶): تغییرات ظرفیت گرمایی ویژه آب بر حسب ارتفاع لوله

شکل ۷ تغییرات ضریب رسانندگی گرمایی را نمایش می دهد. رسانندگی گرمایی سیال با افزایش ارتفاع لوله و دمای سیال کاهش می یابد. همان طور که مشخص است در نقاط شبه بحرانی ضریب کاهش مقدار رسانندگی گرمایی افزایش می یابد.

این فشار دمای شبه بحرانی آب تقریباً برابر با  $380^{\circ}\text{C}$  می باشد) در ابتدا تقریباً به صورت خطی با ارتفاع لوله افزایش می یابد. بیشترین دمای دیواره در زاویه  $\alpha = 90^{\circ}$  از مقدار  $325^{\circ}\text{C}$  در محل ورود جریان آب شروع شده تا به دمای  $387^{\circ}\text{C}$  در خروجی لوله برسد. همچنین کمترین دمای داخلی دیواره در زاویه  $\alpha = -90^{\circ}$  از مقدار  $312^{\circ}\text{C}$  تا  $381^{\circ}\text{C}$  از ابتدا تا انتهای لوله تغییر می یابد. بیشترین دمای دیواره داخلی لوله در ارتفاع ۱۰ m به دمای شبه بحرانی  $380^{\circ}\text{C}$  می رسد. همچنین کمترین دمای دیواره داخلی لوله نیز در ارتفاع ۱۵/۵ m در محدوده دمای شبه بحرانی قرار می گیرد.



شکل (۴): تغییرات دمای کمینه و بیشینه دیواره داخلی لوله بر حسب ارتفاع لوله

در شکل ۵ تغییرات دمای دیواره بر حسب آنتالپی سیال نشان داده شده است. دمای دیواره در مکان های مختلف آن بر حسب تغییرات آنتالپی آب تفاوتی نمی کند. دمای دیواره در ابتدا با افزایش آنتالپی آب به صورت خطی افزایش می یابد. زمانی که دمای دیواره به مقدار دمای شبه بحرانی نزدیک می شود دمای دیواره با تغییر آنتالپی تقریباً ثابت مانده و مقدار کمی افزایش می یابد. مجدداً در آنتالپی تقریباً برابر با  $2300 \text{ kJ/kg}$ ، دمای دیواره شروع به افزایش با شیب بیشتری می کند. این اتفاق در شکل ۳ الف نیز قابل مشاهده است.

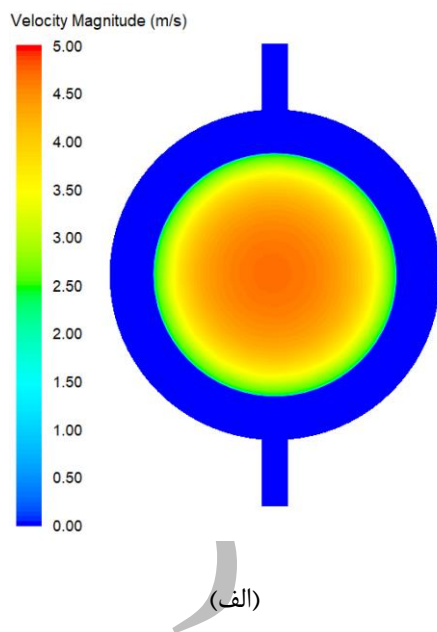
(ب)

شکل (۸): تغییرات دمای کمینه و بیشینه دیواره خارجی

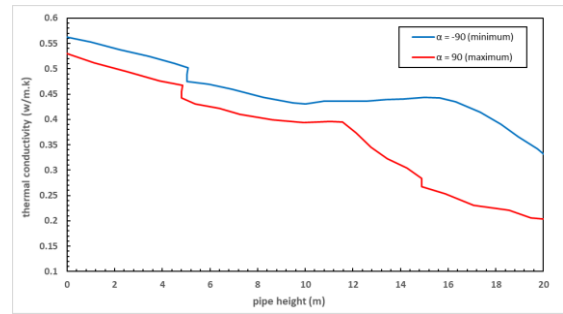
لوله بر حسب ارتفاع لوله الف) کمینه دما ( $\alpha = -90^\circ$ )

ب) بیشینه دما ( $\alpha = 90^\circ$ )

برای بررسی دقیق تر تغییرات دمای بدنه لوله و سرعت و دمای آب فوق بحرانی، کانتور دما، ضریب رسانندگی گرمایی، ظرفیت گرمایی ویژه و سرعت سیال در خروجی لوله در شکل ۹ رسم گردیده است. بیشترین سرعت سیال در مرکز لوله رخ می دهد. همچنین بیشترین دمای بدنه در ورق های نصب شده بر روی لوله های بویلر اتفاق می افتد. دمای لوله در سمت عایق مشابه با دمای سیال داخل لوله و برابر با  $380^\circ\text{C}$  و دمای بدنه خارجی لوله در سمتی که شار حرارتی وارد می گردد برابر با مقدار تقریبی  $480^\circ\text{C}$  است. همچنین از کانتورهای ضریب رسانندگی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه مشخص است که بیشترین مقدار آن ها در سمت دیواره عایق رخ می دهند.

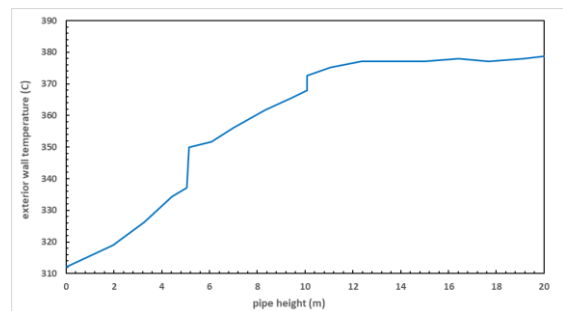


(الف)

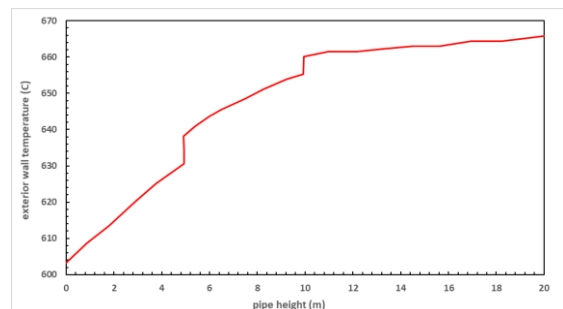


شکل (۷): تغییرات ضریب انتقال حرارت رسانشی آب بر حسب ارتفاع لوله

یکی از مقادیر مهم در طراحی و کارکرد لوله های بویلر، بیشترین مقدار دمای دیواره خارجی لوله ها می باشد. اگر مقدار دمای کارکرد از مقدار دمای که جنس لوله می تواند تحمل کند بیشتر گردد باعث صدمه دیدن لوله ها می گردد. در شکل ۸ تغییرات دمای کمینه و بیشینه دیواره خارجی لوله ها بر حسب ارتفاع لوله رسم گردیده است. دمای کمینه دیواره خارجی لوله از مقدار  $312^\circ\text{C}$  تا  $381^\circ\text{C}$  و دمای بیشینه دیواره خارجی لوله از مقدار  $603^\circ\text{C}$  تا  $666^\circ\text{C}$  تغییر می یابد. بنابراین بیشترین دمای دیواره لوله از ابتدا تا انتهای لوله بین  $603^\circ\text{C}$  تا  $666^\circ\text{C}$  افزایش می یابد. جنس لوله باید طوری باشد که این حداکثر دما را بتواند تحمل کند.

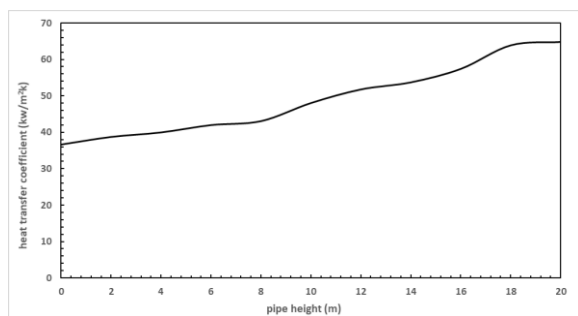


(الف)

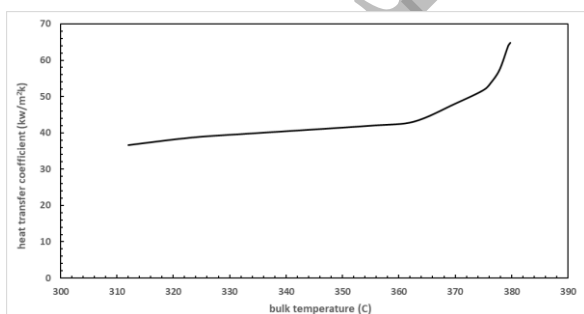


شکل (۹): کانتورهای الف (سرعت ب) دما ج  
ضریب رسانندگی گرمایی د) ظرفیت گرمایی ویژه در  
خروجی لوله بویلر

در شکل ۱۰ الف نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت بر  
حسب ارتفاع لوله رسم گردیده است. با افزایش ارتفاع لوله،  
ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. در انتهای ارتفاع لوله،  
که دمای آب به نزدیکی دمای شبه‌بحرانی می‌رسد، مقدار  
ضریب انتقال حرارت در مقدار ماکزیمم خود تقریباً ثابت  
می‌ماند. در شکل ۱۰ ب تغییرات ضریب انتقال حرارت بر  
حسب دمای توده‌ای سیال نشان داده شده است. مشاهده  
می‌گردد که شیب افزایش ضریب انتقال حرارت بر حسب  
تغییرات دما در نزدیکی دمای شبه‌بحرانی سیال، بسیار  
بیشتر از شیب افزایش ضریب انتقال حرارت در دماهای  
کمتر از شبه‌بحرانی می‌باشد. این نتیجه در کار یاماگاتا و  
همکاران [۱] نیز مشاهده شده است.

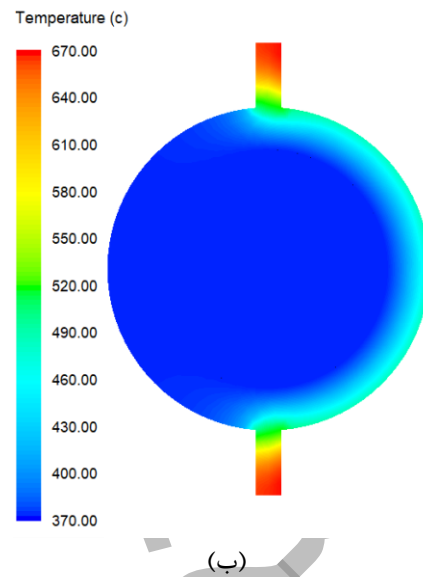


(الف)

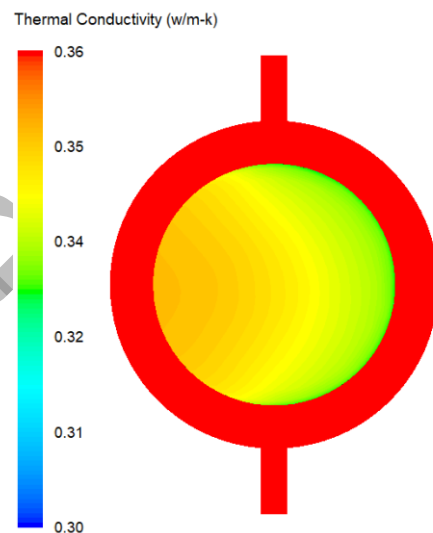


(ب)

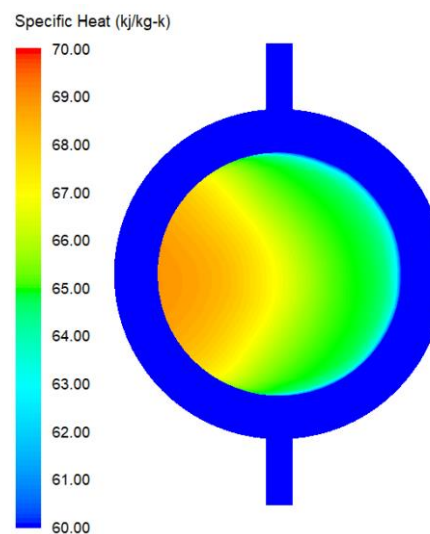
شکل (۱۰): تغییرات ضریب انتقال حرارت بر حسب الف)  
ارتفاع لوله ب) دمای توده‌ای سیال



(ب)



(ج)



(د)

- بیشترین و کمترین دمای دیواره داخلی لوله به ترتیب در ارتفاع‌های ۱۰ m و ۱۵/۵ m در محدوده دمای شبه‌بحرانی قرار می‌گیرند.
- در خروجی لوله بویلر، آب از حالت شبه‌بحرانی خارج گردیده است.
- بیشترین دمای دیواره لوله از ابتدا تا انتهای لوله، بین  $60.3^{\circ}\text{C}$  تا  $66.6^{\circ}\text{C}$  تغییر می‌یابد.
- مقدار ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت با افزایش ارتفاع لوله و دمای توده‌ای سیال، افزایش می‌یابد.
- در نزدیکی دمای شبه‌بحرانی، ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت دچار تغییرات و افزایش شدیدی می‌گردند.

در نهایت می‌توان نتیجه گرفت که نرم افزار فلونت به همراه پایگاه داده REFPROP، به خوبی می‌تواند برای شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی در لوله‌های بویلر فوق‌بحرانی مورد استفاده قرار بگیرد.

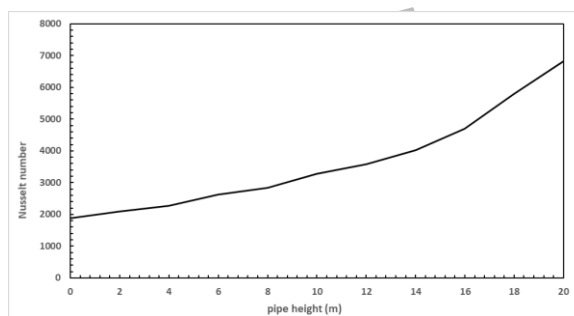
#### فهرست علائم و اختصارات

$c_p$	ظرفیت گرمایی ویژه، $\text{J/kg.K}$
$C_{\mu}$	ضریب ویسکوزیته آشفتگی، -
$g$	شتاب جاذبه، $\text{m/s}^2$
$k$	رسانندگی گرمایی، $\text{W/m.K}$
$P$	فشار، Pa
$Pr$	عدد پرانتل، -
$S_{ij}$	تانسور نرخ کرنش متوسط
$T$	دما، $^{\circ}\text{C}$
$u$	سرعت، $\text{m/s}$
$y^+$	فاصله عمود المان شبکه تا دیواره، -

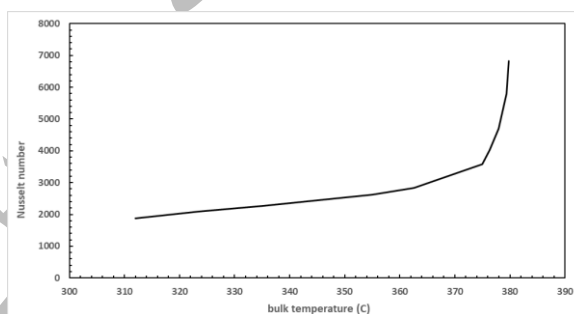
#### علائم یونانی

$\alpha$	زاویه محیطی، -
$\rho$	چگالی، $\text{kg/m}^3$
$\mu$	ویسکوزیته دینامیکی، $\text{kg/m.s}$
$K$	انرژی جنبشی آشفتگی، $\text{J/kg}$

تغییرات عدد ناسلت بر حسب ارتفاع لوله و دمای توده‌ای سیال در شکل ۱۱ نمایش داده شده است. عدد ناسلت با افزایش ارتفاع لوله و دمای توده‌ای سیال افزایش می‌یابد. مقدار عدد ناسلت در نزدیکی دمای شبه‌بحرانی سیال، افزایش چشمگیری دارد، به صورتی که مقدار آن در این محدوده به حدود ۶۸۰۰ می‌رسد که حدود ۳/۶ برابر مقدار عدد ناسلت در ورودی لوله (۱۸۸۰) است.



(الف)



(ب)

شکل (۱۱): تغییرات عدد ناسلت بر حسب ارتفاع لوله (ب) دمای توده‌ای سیال

#### نتیجه گیری

شبیه‌سازی عددی جریان آب فوق‌بحرانی در لوله‌های بویلر نیروگاه نکا مازندران، که هم قسمت شیب‌دار و هم قسمت افقی دارند و شار حرارتی آن نیز به صورت نامتقارن می‌باشد، با استفاده از نرم‌افزار فلونت انجام گردید. در ابتدا حلگر فلونت برای انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی با کار آزمایشگاهی یا ماگاتا و همکاران [۱] صحنه‌گذاری گردیده و سپس نتایج زیر برای لوله بویلر با سیال فوق‌بحرانی بدست آمدند:

- بیشترین دما در زاویه  $\alpha = 90^{\circ}$  و کمترین دما در زاویه  $\alpha = -90^{\circ}$  رخ می‌دهد.

Tri	مثلثی	J/kg.s، نرخ اضمحلال آشفستگی، $\varepsilon$
Coupled wall	دیواره مشترک	
Pressure inlet	فشار ورودی	زیرنویس
Pressure outlet	فشار خروجی	آشفستگی $t$
Target mass flow rate	دبی جرمی هدف	
Double Precision	دقت دو برابر	بالانویس
Pressure-based	فشار گرا	- متوسط گیری شده زمانی
Steady	پایا	
Enhanced wall treatment	رفتار افزایشی دیواره	
SIMPLEC	سیمپل سی	واژه نامه
under relaxation factor	ضریب زیر تخفیف	

### تقدیر و تشکر

REFPROP	ریفپراپ
Deteriorated Heat Transfer	افت انتقال حرارت
Reynolds stress model	مدل تنش رینولدز
Low-Reynolds number	عدد رینولدز کوچک
Critical Heat Flux	شار حرارتی بحرانی
Water wall	دیواره آبی
Film boiling	جوشش فیلمی
FLUENT	فلوئنت
Gambit	گمبیت

### مراجع

- [1] K. Yamagata, K. Nishikawa, S. Hasegawa, T. Fujii and S. Yoshida, "Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes", *Int. J. Heat. Mass. Tran.* vol. 15, no. 12, pp. 2575-2593, (1972).
- [2] Y. Zhang, C. Zhang and J. Jiang, "Numerical simulation of heat transfer of supercritical fluids in circular tubes using different turbulence models," *J. Nucl. Sci. Technol.* vol. 48, no. 3, pp. 366-373, (2011).
- [3] X. Kong, D. Sun, L. Gou, S. Wang, N. Yang and H. Li, "Numerical investigation on heat transfer of supercritical water with a variable turbulent Prandtl number model," *J. Nucl. Eng. Radiat. Sci.* vol. 6, no. 3, 031104, (2020).
- [4] J. Liu, P. Zhao, M. Lei, S. Yang and H. Nemati, "Numerical investigation of spatial-developing turbulent heat transfer in forced convections at different supercritical pressures," *Int. J. Heat. Mass. Tran.* vol. 159, 120128, (2020).
- [5] G. A. Schatte, A. Kohlhepp, C. Wieland and H. Spliethoff, "Development of a new empirical correlation for the prediction of the onset of the deterioration of heat transfer to supercritical water in vertical tubes," *Int. J. Heat. Mass. Tran.* vol. 113, pp. 1333-1341, (2017).
- [6] K. Węglarz, D. Taler, J. Taler and M. Marcinkowski, "Numerical Modelling of Steam Superheaters in Supercritical Boilers," *Energies.* vol. 16, 2615, (2023).
- [7] X. Hao, P. Xu, H. Suo and L. Guo, "Numerical investigation of flow and heat transfer of supercritical water in the water-cooled wall tube," *Int. J. Heat. Mass. Tran.* vol. 148, 119084, (2020).

- [8] T. Zhang and D. Che, "Numerical investigation on heat transfer of supercritical water in a roughened tube," *Numer. Heat. Tr. A-Appl.* vol. 69, no. 6, pp. 558-573, (2016).
- [9] X. Du, Z. Lv, S. Zhao, Q. Qiu and X. Zhu, "Numerical analysis of diameter effects on convective supercritical water flow in a vertical round tube," *Appl. Therm. Eng.* vol. 160, 114095, (2019).
- [10] Z. Luo, X. Fang, Y. Yang, W. Chen and L. Zhang, "Prediction of "critical heat flux" for supercritical water and CO<sub>2</sub> flowing upward in vertical heated tubes," *Int. J. Heat. Mass. Tran.* vol. 159, 120115, (2020).
- [11] X. Zhou, T. Niu, Y. Xin, Y. Li and D. Yang, "Experimental and numerical investigation on heat transfer in the vertical upward flow water wall of a 660 MW ultra-supercritical CFB boiler," *Appl. Therm. Eng.* vol. 188, 116664, (2021).
- [12] S. Wang, Y. Xin, D. Yang, L. Dong and X. Zhou, "Experimental and numerical study on the heat transfer to supercritical water in an inclined smooth tube," *Int. J. Therm. Sci.* vol. 170, 107111, (2021).
- [13] Z. Wang, G. Qi and M. Li, "Numerical Investigation of Heat Transfer to Supercritical Water in Vertical Tube under Semicircular Heating Condition," *Energies.* vol. 12, 3958, (2019).
- [1<sup>۴</sup>] Z. H. Li, Y. X. Wu, J. F. Lu, D. Zhang and H. Zhang, "Heat transfer to supercritical water in circular tubes with circumferentially non-uniform heating," *Appl. Therm. Eng.* vol. 70, pp. 190–200, (2014).
- [1<sup>۵</sup>] G. Zhang, Y. Li, Y. Dai and R. Wang, "Heat transfer to supercritical water in a vertical tube with concentrated incident solar heat flux on one side," *Int. J. Heat. Mass. Tran.* vol. 95, no. 12, pp. 944–952, (2016).
- [1<sup>۶</sup>] M. Qu, D. Yang, Z. Liang, L. Wan and D. Liu, "Experimental and numerical investigations on heat transfer of ultra-supercritical water in vertical upward tube under uniform and non-uniform heating," *Int. J. Heat. Mass. Tran.* vol. 127, pp. 769–783, (2018).
- [17] B. E. Launder, and D. B. Spalding, *Lectures in mathematical models of turbulence*, Academic Press, London, (1972).
- [18] F. Incropera, and D. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, New York, NY, (2002).
- [19] M. Anbarsooz, M. Pasandideh-Fard and N. Shaleh, "Numerical Simulation of Toos Power Plant Boiler to Improve its Thermal Efficiency," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 27, no. 1, (2016). (In Persian).
- [20] "FLUENT Manual", *ANSYS Inc.*, Canonsburg, Pa, USA, (2008).
- [21] M. Niknam-Azodi and M. Moghiman, "Numerical Study of the Effects of Structural and Functional Parameters on Unmixed Combustion of Natural Gas in Three Radiant Tubes with Different Geometries," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 33, no. 2, (2021). (In Persian).