



تأثیر مافوق گرم کردن بخار ورودی بر جریان دو فاز بخار-مایع در پره توربین بخار باختر

سعید محمودی^۱، محمدحامد حکمت^{۲*}، ابراهیم شریفی تشنیزی^۳ و هانیه مسافر^۴

۱- کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش ۷۹۶۱۱-۳۹۵۱۸، ایران، s.mahmoodi2008@gmail.com

*۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش ۷۹۶۱۱-۳۹۵۱۸، ایران، hekmat@tafreshu.ac.ir

۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش ۷۹۶۱۱-۳۹۵۱۸، ایران، sharifi@tafreshu.ac.ir

۴- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه جهرم، جهرم، ایران، h.mosafer2008@gmail.com

دریافت: ۱۴۰۴/۲/۱، بازنگری: ۱۴۰۴/۳/۱۶، پذیرش: ۱۴۰۴/۵/۵

چکیده

در صنعت نیروگاهی قسمتی از اتلاف انرژی در چرخه ترمودینامیکی به این دلیل است که توربین‌های بخار برای کار با جریان بخار مرطوب ساخته نشده‌اند و وجود فاز مایع، سبب کاهش راندمان و آسیب‌های مکانیکی می‌شود. هدف اصلی این مطالعه، یک ارزیابی کامل از تأثیر افزایش دمای بخار ورودی بر الگوی جریان مافوق صوت در پره توربین بخار است. بر این اساس، قسمت فشار پایین توربین باختر جهت بررسی درجه مافوق گرمی بخار شبیه‌سازی دو بعدی می‌شود. جریان تراکم پذیر پایا با استفاده از رویکرد ضمنی مبتنی بر چگالی و با استفاده از روش حجم محدود بر پایه دیدگاه اویلری-اویلری انجام می‌شود. مدل توربولانسی به کار گرفته شده، مدل کا-امگا اس اس تی می‌باشد. برای مدل سازی جریان چگالشی بخار مرطوب از مدل جوانه زایی کانتروویتز و مدل رشد قطره یانگ استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای ورودی تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر پارامترهای جریان چگالشی دارد و تلفات چگالشی را کم می‌کند به طوری که میانگین کسر جرمی مایع، تلفات چگالشی و میانگین اندازه شعاع قطرات در خروجی در افزایش ۳۰ درجه‌ای در دمای ورودی پره به ترتیب ۵۶٪/۶۵، ۵۶٪/۳۸ و ۴۸٪ نسبت به حالت اولیه کاهش می‌یابد. علاوه بر این، افزایش دمای ورودی سبب کاهش نرخ جریان جرمی ورودی به پره می‌شود.

*عهده دار مکاتبات: Hekmat@tafreshu.ac.ir

کلمات کلیدی: پره توربین بخار، چگالش غیرتعادلی، شعاع قطرات، تلفات چگالشی، دمای ورودی توربین

نحوه استناد به این مقاله سعید محمودی، محمدحامد حکمت، ابراهیم شریفی تشنیزی، هانیه مسافر. تأثیر مافوق گرم کردن بخار ورودی بر جریان دو فاز بخار-مایع در پره توربین بخار باختر. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۴؛ ۱۲ (۲): ۵۳-۳۵.

۱- مقدمه

مشکلات و آسیب‌های فراوانی در چرخه‌های تولید توان به علت رخ دادن پدیده چگالش در جریان تراکم‌پذیر بخار ایجاد می‌شود که مطالعه آن‌ها در سال‌های اخیر مورد توجه محققین قرار گرفته است. مطالعه و بررسی این نوع جریان‌ها باعث می‌شود که راه حل‌های مفیدی جهت کاهش آسیب‌های مکانیکی و رفع مشکلات فنی ارائه گردد. محققان در تلاش‌اند تا با انجام آزمایش‌هایی بر روی پره‌های توربین بخار، اطلاعاتی را برای درک بهتر جریان چگالش بخار ارائه کنند. هنگامی که بخار فوق گرم خشک در آبشار تیغه توربین بخار منبسط می‌شود، فشار و دما کاهش می‌یابد. کاهش سریع فشار و دما باعث می‌شود که بخار در حالت غیر پایدار قرار گیرد که به فرآیند چگالش بخار غیرتعادلی کمک می‌کند. در این شرایط گرمای نهان در اثر هسته‌زایی آزاد می‌شود و رشد قطرات شروع می‌شود. در نتیجه جریان دوفازی ایجاد می‌شود و بخار به تعادل ترمودینامیکی خود نزدیک‌تر می‌شود. تغییر فاز بخار منجر به انتقال حرارت برگشت‌ناپذیر می‌شود که به نوبه خود منجر به تلفات ترمودینامیکی می‌شود. انتقال گرمای نهان به جریان مافوق صوت منجر به وقوع تلفات می‌شود. علاوه بر این، برخورد قطرات ایجادشده با پره‌های توربین ممکن است بسته به اندازه قطرات، سرعت و کسر جرمی مایع، آن‌ها را از بین ببرد. واضح است که قطرات کوچک‌تر ممکن است صدمات مکانیکی کم‌تری را در همان کسر جرمی مایع ایجاد کنند [۴-۱].

لین و همکاران [۵] تأثیر بخار مرطوب بر عملکرد آیرودینامیکی خروجی اگزوز کم‌فشار با تیغه آخرین مرحله را مورد بررسی قرار دادند. داده‌های به دست آمده نشان داد که رطوبت در حوزه استاتور به تدریج افزایش می‌یابد درحالی که رطوبت در دامنه روتور در سطح فشار کمی تغییر می‌کند و در سطح مکش دارای افزایش اندکی است. چینگ خو و همکاران [۶] به بررسی عملکرد آیرودینامیکی خروجی اگزوز تحت جریان چند فازي، با یک مورد واقعی در گذرگاه اگزوز دوگانه کم‌فشار توربین بخار ۶۰۰ مگاواتی پرداخته‌اند. نتایج نشان داد که جریان چرخشی بالادست و جریان چرخشی مختلط پایین دست، دلایل اصلی برای القای افزایش آنتروپی در مسیر خروجی اگزوز هستند. افضل‌فر و همکاران [۷] به مقایسه روش‌های مبتنی بر لحظه برای نشان دادن توزیع اندازه قطرات در جریان‌های هسته‌ای مافوق صوت بخار پرداختند. نتایج نشان داد که روش مربعی ممان، به ویژه در داخل ناحیه هسته‌زایی، لحظات نزدیک‌تر به روش اوپلری-لاگرانژی را پیش‌بینی می‌کند. فقیه علی‌آبادی و همکاران [۸] روش جدیدی برای گروه‌بندی قطرات به مدل چند پراکنده و مقایسه با مدل تک پراکنده ارائه کرده‌اند. نتایج حاکی از آن است که قطراتی که در ابتدای ناحیه هسته‌زایی تولید می‌شوند بیشترین اندازه را دارند. همچنین قطرات دیگری که در انتهای ناحیه هسته‌زایی تولید می‌شوند دارای کوچک‌ترین اندازه هستند. قطراتی که با حداکثر سرعت هسته‌زایی تولید می‌شوند، بیش‌ترین تأثیر را بر سرعت فرسایش و کاهش چگالش دارند. ایپی اوشیما و همکاران [۹] برای پیش‌بینی حرکت ذرات قطرات در جریان گاز بر اساس عدد استوکس یک مدل نظری پیشنهاد کردند که این مدل نیازی به شبیه‌سازی عددی ندارد. مدل نظری پیشنهادی با موفقیت ویژگی‌های مشخصه نتایج شبیه‌سازی عددی سه بعدی را به تصویر می‌کشد و می‌تواند جریان ذرات را در اطراف پره توربین فقط با هندسه طرح کلی پره توربین بدون شبیه‌سازی عددی سه بعدی گران قیمت پیش‌بینی کند.

تانگ و همکاران [۱۰] در یک محفظه داخلی توربین فشار قوی به بررسی عددی انتقال حرارت قطرات برخوردی بر روی سطوح زبر و صاف پرداختند. نتایج نشان داد که سطوح زبر می‌توانند به طور قابل توجهی ویژگی‌های انتقال حرارت سیستم را بهبود ببخشند. ژانگ و همکاران [۱۱] با استفاده از روش اوپلری- اوپلری یک مدل تراکم غیرتعادلی بخار مرطوب اصلاح شده عددی را با در نظر گرفتن انتقال حرارت و جرم بین فاز در توربین بخار مرطوب پیشنهاد دادند. نتایج نشان داد که مدل اصلاح شده می‌تواند ویژگی‌های توزیع فشار و شعاع قطرات را با دقت بیش‌تری محاسبه و برازش کند. دایکاس و همکاران [۱۲] برای کنترل انتقال حرارت دو فازي از تزریق اسپری آب جلوتر از پره‌ها استفاده کردند. با افزایش تعداد قطرات تزریق شده، فرآیند انتقال حرارت در ورودی آبشار تیغه افزایش می‌یابد، درحالی که در مجاورت موج ضربه‌ای موب، انتقال حرارت ضعیف می‌شود. لیو و همکاران [۱۳] به بررسی چگالش خودبه‌خودی بخار مرطوب در یک توربین گریز از مرکز با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی سه بعدی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که تحت شرایط طراحی، نرخ جریان جرمی، کسر رطوبت و زاویه جریان توربین گریز از مرکز بخار مرطوب در مدل بخار غیرتعادلی، همگی در مقایسه با مدل بخار تعادلی، به ترتیب با مقادیر ۴/۴، ۵/۰ و ۵۷/۱۰

درصد تغییر می کنند. لیهواکائو و همکاران [۱۴] به بررسی توزیع قطرات چگالش در آخرین مرحله توربین بخار تحت شرایط دبی کم پرداختند. نتایج نشان داد که مکان گرداب و پارامترهای میدان جریان به محل چگالش بخار مرطوب، تعداد و اندازه قطرات به میزان زیادی اثر می گذارند.

در مرحله فشار پایین توربین های بخار بر اثر پدیده چگالش غیرتعادلی و به وجود آمدن قطرات مایع، تلفات ترمودینامیکی و خسارت های مکانیکی ایجاد می شود. به منظور مقابله با این تلفات و مشکلات حاصله که تأثیرات زیادی بر متغیرهای جریان می گذارند، مطالعه این جریان و بررسی دقیق پدیده چگالش و ظهور فاز مایع داخل آن ضروری می باشد. در این پژوهش با استفاده از تکنیک های افزایش درجه مافوق گرمی، به بررسی افزایش دمای ورودی پره توربین باختر بر پارامترهای جریان پرداخته می شود. هدف اصلی این مطالعه بررسی تأثیر افزایش درجه مافوق گرمی در جهت کاهش اثرات مخرب فاز مایع در پره توربین بخار است. برای رسیدن به این هدف پس از شبیه سازی جریان بخار مرطوب در نازل، تأثیر افزایش درجه مافوق گرمی بر نسبت فشار، دما، عدد ماک، کسر جرمی مایع، شعاع قطرات و نرخ جوانه زایی بررسی می شود.

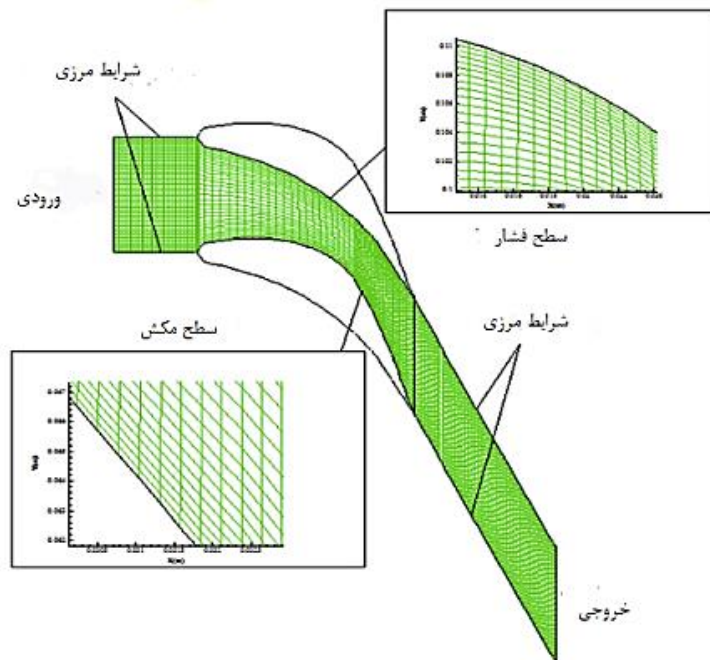
۲- ملاحظات عددی

۲-۱- تعریف مساله

در صنعت نیروگاهی بخشی از تلفات انرژی در چرخه ترمودینامیکی به این دلیل است که توربین های بخار برای کار با جریان بخار مرطوب ساخته نشده اند و وجود فاز مایع، سبب افت راندمان و آسیب های مکانیکی نظیر ساییدگی می شود که با توجه به قیمت بالای توربین های بخار، هزینه ی زیادی دارد. بخار در طبقات فشار پایین توربین منبسط می شود و به علت مافوق سرد شدن، چگالش غیرتعادلی رخ می دهد و جریان دوفازی می شود. چگالش غیرتعادلی به صورت تغییر فاز برگشتناپذیر اتفاق می افتد و حضور قطرات مایع باعث افت راندمان، ساییدگی پره و آسیب های مکانیکی می شود. در این مطالعه از شبیه سازی دوبعدی روی پره های استاتور در قسمت فشار پایین توربین باختر جهت افزایش دمای ورودی پره و مافوق گرم کردن بخار برای جلوگیری از این تلفات به صورت عددی مورد بررسی قرار می گیرد. مشخصات هندسی پره توربین باختر در جدول (۱) ارائه شده است. همچنین، شکل (۱) شماتیک کلی میدان حل را به همراه شرایط مرزی حاکم بر پره نشان می دهد.

جدول ۱: مشخصات هندسی پره توربین باختر [۱۵]

زاویه جریان ورودی	وتر محوری	گام	وتر	طول
۰	۲۵/۳ میلی متر	۱۸/۳ میلی متر	۳۵/۸ میلی متر	۷۶ میلی متر



شکل ۱: میدان حل مسأله و شرایط مرزی در پره توربین بخار

۲-۲- معادلات حاکم بر جریان

یکی از مشخصه‌های جریان بخار در پره توربین بخار، انبساط سریع آن و انحراف بخار از حالت تعادل ترمودینامیکی می‌باشد به‌طوری‌که بخار بدون تشکیل فاز مایع در شرایط مافوق سرد قرار می‌گیرد که در این وضعیت بازگشت به حالت تعادل از طریق تشکیل خودبه‌خودی قطرات آب و رشد تدریجی آن صورت می‌پذیرد. در این‌جا، از دیدگاه اویلری-اویلری و مدل تک سیالی برای شبیه‌سازی جریان بخار مرطوب در پره توربین بخار استفاده می‌شود. شبیه‌سازی به روش حجم محدود و از معادله حالت ویریالی برای محاسبه خواص بخار در جریان کم فشار استفاده می‌شود. حل عددی به‌صورت پایا، ضمنی و مبتنی بر چگالی انجام و از مدل بخار مرطوب برای جریان دوفازی استفاده می‌شود. معادلات حاکم شامل پیوستگی، مومنوم و انرژی عبارتند از [۱۶]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j + p \delta_{ij}) = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} (q_j + u_i \tau_{ij}) \quad (3)$$

که در آن ρ , H , u_i , τ_{ij} و p عبارتند از آنتالپی کل، چگالی، سرعت، تنش و فشار. H از رابطه زیر ارزیابی می‌شود [۱۷]:

$$H = h + \frac{1}{2} u^2 \quad (4)$$

معادله زیر فاز مایع و فاز بخار را در مدل تک سیالی به یکدیگر مرتبط می‌کند:

$$\rho = \frac{\rho_v}{(1 - \beta)} \quad (5)$$

ρ چگالی مخلوط، ρ_v چگالی بخار و β کسر جرمی فاز مایع هستند که در دما و فشار مخلوط معادل دما و فشار فاز بخار در نظر گرفته می‌شوند. خواص دوفازی را از رابطه زیر ارزیابی می‌شود [۱۷]:

$$\theta_{mix} = \theta_l \beta + (1 - \beta) \theta_v \quad (6)$$

θ خواص دوفازی و زیرنویس‌های l و v به ترتیب به حالت بخار، مایع و مخلوط فاز بخار-مایع اشاره دارد. برای مدل سازی بخار مرطوب، دو معادله انتقال اضافی مورد نیاز است. اولین معادله انتقال برای کسر جرمی فاز مایع متراکم است [۱۶]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\beta) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i\beta) = \Gamma \quad (7)$$

که در آن Γ نرخ تولید جرم ناشی از چگالش و تبخیر (کیلوگرم در واحد حجم در ثانیه) است. معادله دوم انتقال، تکامل چگالی تعداد قطرات در واحد حجم را مدل می‌کند [۱۷]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\eta) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i\eta) = \rho I \quad (8)$$

که در آن I نرخ هسته‌زایی (تعداد قطرات جدید در واحد حجم در ثانیه) و η تعداد قطرات است. برای تعیین تعداد قطرات در واحد حجم، معادله (۸) و میانگین حجم قطرات V_d در عبارت زیر ترکیب می‌شوند [۱۷]:

$$\eta = \frac{\beta}{(1 - \beta)V_d \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)} \quad (9)$$

که V_d به صورت $V_d = \frac{4}{3}\pi r^3$ تعریف می‌شود که r شعاع قطره است.

- معادلات آشفستگی

جریان گذرنده از پره توربین بخار دارای اغتشاش است، پس لازم است که در حل معادلات حاکم، اثرات آشفستگی جریان نیز در نظر گرفته شود. نوری رحیم‌آبادی و همکاران [۱۸] نشان دادند که مدل توربولانسی $k - \omega$ SST با نطابق بهتری با نقاط تجربی در پره توربین دارد. معادلات انتقال برای k و ω به شرح زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + D_k \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (11)$$

G نرخ تولید، Y نرخ انتشار، D نرخ انتشار متقاطع، ω نرخ ویژه اتلاف و k انرژی جنبشی آشفته است.

- مدل چگالشی

در این مطالعه از مدل جوانه‌زایی کانترویتز و مدل رشد قطره یانگ استفاده می‌شود. معادله جوانه‌زایی کلاسیک که بیانگر نرخ تولید قطرات با شعاع بحرانی بر واحد جرم بخار به واحد زمان می‌باشد به صورت زیر است [۱۹]:

$$J_{\text{class}} = q_c \sqrt{\frac{2\sigma_r}{\pi}} m^{-3/2} \frac{\rho_v}{\rho_l} \exp\left(\frac{-4\pi r^*{}^2 \sigma_r}{3kT_v}\right) \quad (12)$$

q_c ضریب چگالش و در این پژوهش برابر با یک است و k ثابت بولتزمن است. m ، σ_r و r^* به ترتیب کشش سطحی، جرم مولکولی آب و شعاع بحرانی، J_{class} جوانه‌زایی کلاسیک است. تصحیحات مختلفی بر معادله جوانه‌زایی کلاسیک اعمال شد که یکی از معروف‌ترین آن‌ها تصحیحات کانترویتز است که به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$J = \frac{1}{1 + \phi} J_{\text{class}} \quad (13)$$

که J نرخ هسته‌زایی و ϕ ضریب اصلاح دمایی است و از رابطه (۱۵) به دست می‌آید [۲۰]:

$$\phi = 2 \frac{(\gamma - 1)h_{lv}}{(\gamma + 1)RT_v} \left(\frac{h_{lv}}{RT_v} - \frac{1}{2} \right) \quad (14)$$

که T_v ، h_{lv} و R به ترتیب گرمای نهان تبخیر، دمای بخار و ثابت گاز است. γ برای بخار آب تقریباً ۱/۳۲ در نظر گرفته می‌شود. معادله رشد قطره یکی از معادلات مهم در مدل‌سازی جریان چگالشی بخار مرطوب است. معادله رشد قطره زیر یکی از پرکاربردترین معادلات رشد قطره می‌باشد که در این پژوهش از آن استفاده شده است [۲۰]:

$$\frac{dr}{dt} = \frac{P}{h_{lv}\rho_l\sqrt{2\pi RT}} \left(\frac{\gamma+1}{2\gamma} \right) C_p(T_l - T_v) \quad (15)$$

که T_l دمای قطره است. تغییرات فاز توسط منابع های جرمی زیر تعریف می شود:

$$\Gamma = \Gamma_1 + \Gamma_2 \quad (16)$$

$$\Gamma_1 = \frac{4}{3}\pi\rho_l\rho r^{*3}J \quad (17)$$

$$\Gamma_2 = 4\pi\rho_l\rho nr^2\frac{dr}{dt} \quad (18)$$

Γ_1 و Γ_2 نرخ منابع های جرمی ناشی از قطرات تولید شده در فرآیند جوانه زایی و قطرات چگالیده شده در فرآیند رشد قطره و n تعداد قطرات است [۲۰]. برای محاسبه دمای قطره از تقریب گرمایی استفاده می شود.

$$T_l = T_s(P) - (T_s(P) - T_v)\frac{r^*}{r} \quad (19)$$

که $T_s(P)$ دمای اشباع در فشار P است.

- معادله حالت

باتوجه به این که در جریان چگالشی بخار، بخار مافوق سرد تولید می شود، به کارگیری معادله حالتی که بتواند خواص بخار آب را در این شرایط غیرتعادلی پیش بینی کند، اهمیت می یابد. در این پژوهش از معادله حالت ویریالی برای محاسبه خواص بخار در جریان کم فشار استفاده می شود [۲۰]:

$$P = \rho_v RT_v(1 + B\rho_v + C\rho_v^2) \quad (20)$$

B و C ضرایب دوم و سوم ویریالی هستند که از رابطه زیر به دست می آیند:

$$B = a_1 \left(1 + \frac{T}{\alpha_1} \right)^{-1} + a_2 e^{\tau_1} (1 - e^{-\tau_1})^{\frac{5}{2}} \tau_1^{-\frac{1}{2}} + a_3 \tau_1 \quad (21)$$

$$\tau = \frac{1500}{T}, \alpha = 10000, a_1 = 0.0015, \quad (22)$$

$$a_2 = 0.0000942, a_3 = -0.0004882$$

$$C = a_4(\tau_2 - \tau_0)e^{-\alpha_2\tau_2} + b \quad (23)$$

$$\tau_2 = \frac{T}{647.286}, \tau_0 = 0.89780, \alpha = 11.16, a = 1.722, b = 1.5E - 0.06 \quad (24)$$

- تلفات چگالشی

وقتی که قطرات آب توسط پدیده جوانه زایی به وجود می آید و رشد می کنند، خواص ترمودینامیکی بخار تغییر کرده و توانایی انجام کار بخار کاهش پیدا می کند [۳]. این تغییرات در خواص بخار توسط تلفات چگالشی بیان می شود. تلفات چگالشی به تلفات ناشی از چگالش مولکول های بخار گفته می شود و توسط رابطه زیر محاسبه می شود:

$$L_q = h_{lv}(\dot{m}_{l,out} - \dot{m}_{l,in})q_c \quad (25)$$

که $\dot{m}_{l,out}$ دبی جرم مایع در خروجی پره و $\dot{m}_{l,in}$ دبی جرم مایع در ورودی پره است.

جدول ۲: تنظیمات حل عددی

عمومی		
حل گر	نوع	بر پایه چگالی
	زمان	پایا
	مدل چند فازی	بخار مرطوب
مدل		
انرژی		فعال
مدل ویسکوزیته	کا-امگا	اس اس تی
روش حل		
فرمول بندی		ضمنی
نوع شار		رو-اف دی اس
گرادیان		
گسسته سازی فضایی	جریان	مرتبه دوم پیش رو
	انرژی جنبشی آشفته	مرتبه اول پیش رو
	نرخ اتلاف آشفته	مرتبه اول پیش رو
	تعداد قطرات	مرتبه اول پیش رو
	کسر جرمی مایع	مرتبه اول پیش رو

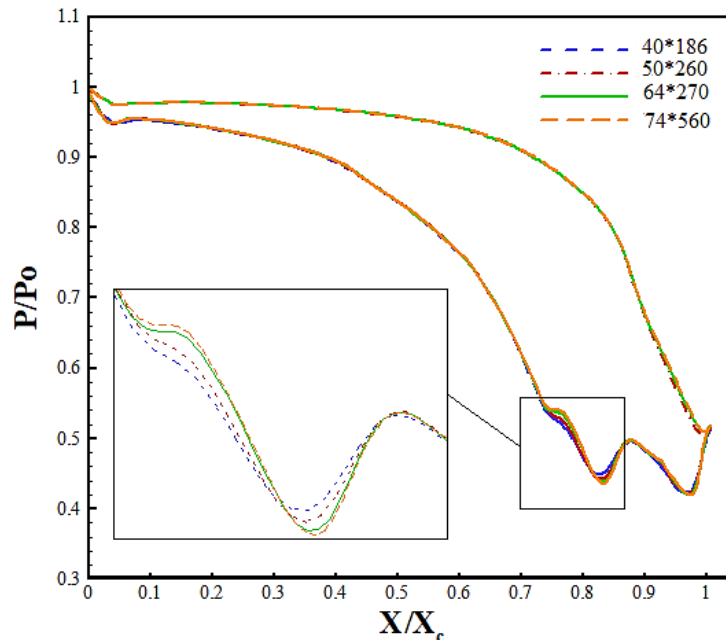
۲-۳- روش عددی

برای شبیه سازی جریان در داخل پره توربین بخار، معادله های بقای جرم، تکانه و انرژی به همراه معادلات دو فازی باید حل شوند. باتوجه به شرایط فوق العاده متغیر و وجود رژیم های متفاوت زیر صوت، در حد صوت و مافوق صوت، نیاز به روشی است که قابلیت حل جریان را برای تمام سرعت ها داشته و از دقت و نرخ همگرایی مناسب برخوردار باشد. برای حل معادله های جریان تراکم پذیر به طور معمول متغیر چگالی به عنوان متغیر اصلی استفاده و فشار از معادله حالت به دست می آید. جدول (۲) تنظیمات انجام شده برای حل عددی را نشان می دهد. حل پایا، ضمنی، مبتنی بر چگالی و از مدل بخار مرطوب برای جریان دوفازی استفاده شده است. از روش رو به باد مرتبه دوم برای گسسته سازی معادلات حاکم بر جریان استفاده شده است. همچنین معیار همگرایی حل (باقی مانده) برای همه پارامترها برابر 10^{-6} می باشد [۳]. شرط مرزی در ورودی پره فشار سکون و دمای سکون و شرط مرزی در خروجی فشار استاتیکی می باشد و تعداد قطرات و مقدار رطوبت در ورودی صفر است (شکل ۱).

۲-۴- استقلال حل از شبکه محاسباتی برای پره باختر

در این مطالعه از پره توربین باختر جهت بررسی تزریق بخار داغ استفاده می شود. برای انتخاب شبکه بهینه در محاسبات، از چهار شبکه با ابعاد مختلف 40×1186 ، 50×260 ، 64×370 و 74×560 استفاده شده است. شکل (۲) نتایج استقلال شبکه را برای تغییرات محوری فشار بدون بعد استاتیکی را نشان می دهد. مطابق با این نتایج، شبکه 64×370 به عنوان شبکه بهینه در محاسبه جریان دو فازی بخار مرطوب در این تحقیق انتخاب می باشد. حداکثر میزان خطای شبکه انتخابی با داده های تجربی

۳/۸۹ درصد می باشد که نسبت به شبکه ۷۴×۵۶۰ که این خطا به ۳/۸۳ می رسد تفاوت ناچیزی دارد. حداکثر اختلاف فشار به دست آمده از دو شبکه ۵۰×۲۶۰ و ۵,۴۱ ۶۴×۳۷۰ درصد به دست آمد.



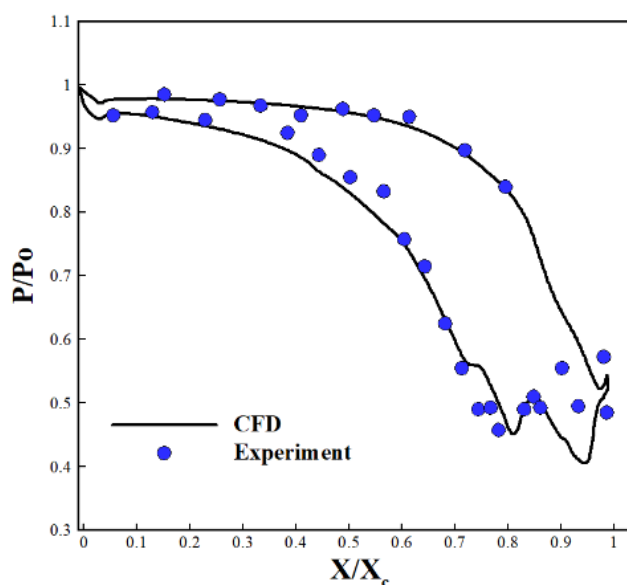
شکل ۲: استقلال حل از شبکه برای پره توربین بخار باختر

۲-۵- اعتبارسنجی جریان چگالشی در پره باختر

در این قسمت برای اعتبارسنجی حل عددی جریان چگالشی بخار مرطوب، از داده های تجربی پره توربین باختر [۱۵] استفاده شده است. مشخصات هندسی و شرایط مرزی این پره در جداول (۱) و (۳) آورده شده است. فشار سکون ۱۷۲ kPa و دمای سکون ۳۸۰,۶۶ K در ورودی پره می باشد. جریان در ورودی پره مادون صوت و در خروجی مافوق صوت می باشد. در شکل (۳)، توزیع فشار استاتیکی در سطح مکش و سطح فشار را نشان می دهد که با نتایج تجربی [۱۵] مقایسه شده است. مشاهده می شود فشار استاتیکی در طول پره کاهش می یابد و بخار از حالت تعادلی خود فاصله گرفته و مافوق سرد می شود و به صورت خودبه خودی جوانه های قطره به وجود می آیند. با ما فوق سرد شدن بخار تعداد این جوانه های قطره افزایش می یابد و سطح مورد نیاز برای چگالش قطرات بخار فراهم می شود و بخار چگالیده و اندازه شعاع قطرات افزایش می یابد. با چگالش بخار گرمای نهان آزاد می شود و این گرما به قطرات و سپس به بخار منتقل می شود و براساس مدل جریان رایلی در جریان مافوق صوت، شوک چگالشی رخ می دهد و دما و فشار افزایش می یابد. در شکل (۳)، دو افزایش فشار بر روی سطح مکش مشاهده می شود. افزایش فشار در $X/X_c = 0.7$ بر سطح مکش به علت شوک چگالش است که بعد از گلوگاه مسیر اتفاق افتاده است. افزایش فشار در $X/X_c = 0.81$ بر سطح مکش بر اثر شوک آیرودینامیکی است که در انتهای لبه ی پره و روی سطح فشار اتفاق افتاده است. جدول (۴) مقادیر نسبی خطای نتایج شبیه سازی نسبت به داده های تجربی فشار استاتیک در نقاط مختلف طول پره را نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود حداکثر میزان خطای حل عددی با داده های تجربی ۵/۵۴ درصد می باشد. از دلایل اختلاف ناچیز داده های تجربی در انتهای پره و نتایج شبیه سازی شده به خطای اندازه گیری، اثرات ناچیز لایه مرزی و ... می توان اشاره کرد. از شکل (۳) و جدول (۴) می توان دریافت که حل عددی به کار رفته به خوبی می تواند داده های تجربی پره باختر را پیش بینی کند.

جدول ۳: شرایط مرزی در پره توربین باختر [۱۵]

۱۷۲ kPa	فشار ورودی (P_{0in})
۳۸۰/۶۶k	$T_s(P_{0in}) - 8$ دمای ورودی
۸۲/۵۶kPa	$0.48P_{0in}$ فشار خروجی
.	زاویه جریان ورودی



شکل ۳: اعتبارسنجی برای پره توربین بخار

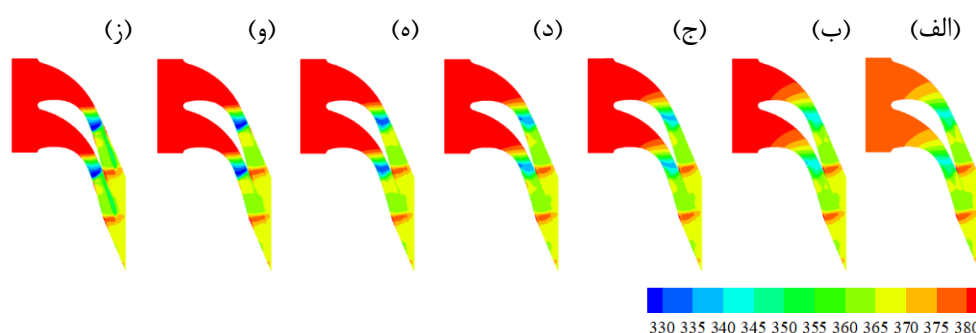
جدول ۴: متوسط خطای نسبی در موقعیت‌های مختلف روی پره

X/X_c	۰/۲	۰/۴	۰/۵	۰/۶	۰/۷	۰/۸	۱/۰
خطا (%)	۱/۳۳	۳/۲۶	۲/۲۵	۱/۰۷	۲/۳۰	۱/۹۸	۵/۵۴

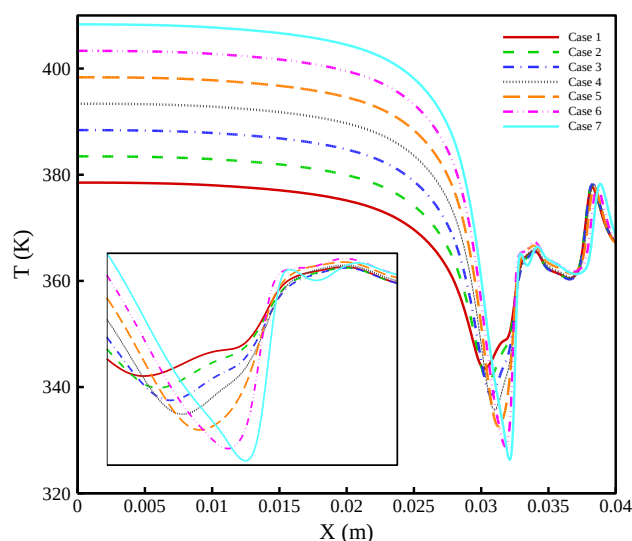
۳- نتایج

هدف اصلی از مطالعه حاضر، بررسی تأثیر افزایش دمای ورودی در جهت کاهش اثرات فاز مایع می‌باشد. حضور فاز مایع در پره‌های توربین بخار منجر به تلفات ترمودینامیکی و خسارت مکانیکی می‌شود. تلفات ترمودینامیکی ناشی از تغییر فاز و خسارت مکانیکی ناشی از برخورد قطرات مایع با سطح پره توربین بخار می‌باشد. در فصل نتایج، تأثیر افزایش دمای ورودی بر توزیع فشار استاتیکی، دما، عدد ماخ، نرخ جوانه‌زایی، تعداد قطرات، نسبت فوق اشباع، کسر جرمی مایع، شعاع قطرات، دبی ورودی، تلفات چگالشی و رشد قطرات در پره توربین بخار و نازل مافوق صوت بررسی می‌شود. نمونه‌های در نظر گرفته برای ارزیابی تأثیر افزایش دمای ورودی در جدول (۵) ارائه می‌شوند. محدوده دمایی در نظر گرفته شده برای ورودی پره از ۳۸۰ کلوین تا ۴۱۰ کلوین است.

جدول ۵: نمونه‌ها برای ارزیابی تأثیر افزایش دمای ورودی (K)							
نمونه	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷
دما	۳۸۰	۳۸۵	۳۹۰	۳۹۵	۴۰۰	۴۰۵	۴۱۰



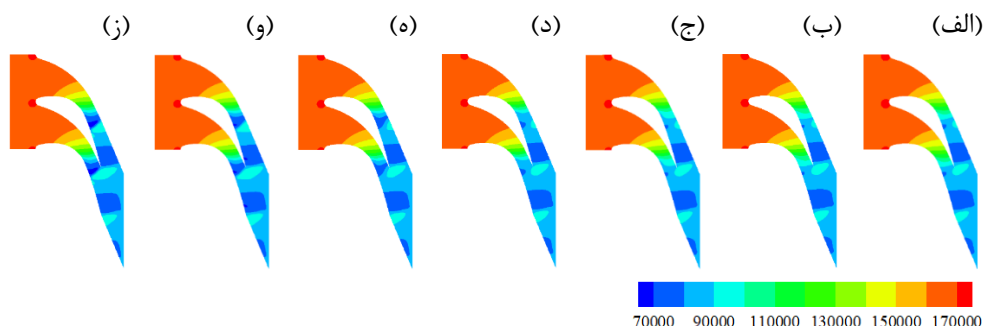
شکل ۴: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر توزیع دما. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷



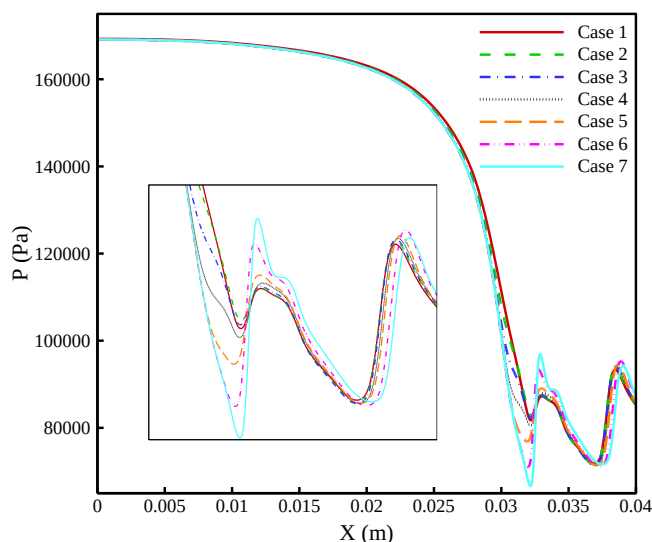
شکل ۵: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر دما در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

زمانی که جریان وارد پره توربین بخار می‌شود به دلیل انبساط جریان، فشار و دما در قسمت همگرای پره کاهش می‌یابد و عدد ماخ در این قسمت افزایش می‌یابد. در گلوگاه جریان به حالت خفگی می‌رسد و عدد ماخ یک می‌شود. در قسمت واگرای پره جریان به انبساط خود ادامه می‌دهد و مافوق سرد می‌شود. جریان مافوق سرد یک جریان غیرتعادلی می‌باشد. فشار و دما به روند کاهشی خود ادامه می‌دهند و عدد ماخ افزایش می‌یابد. با رخ دادن پدیده جوانه‌زایی و دوفازی شدن جریان، گرمای نهان آزاد می‌شود و طبق اصول جریان رایلی، آزاد شدن گرمای نهان در قسمت واگرای پره، باعث تغییرات ناگهانی در جریان می‌شود. منظور از تغییرات ناگهانی، شوک می‌باشد. شوک ناشی از جریان دوفازی به شوک چگالشی معروف است که با رخ دادن شوک چگالشی،

دما و فشار افزایش و عدد ماخ کاهش می‌یابد. بعد از وقوع شوک، جریان مجدداً به انبساط خود ادامه می‌دهد و در قسمت انتهایی پره، بر اثر وقوع شوک‌های مورب آیرودینامیکی دچار نوسانات می‌شوند.

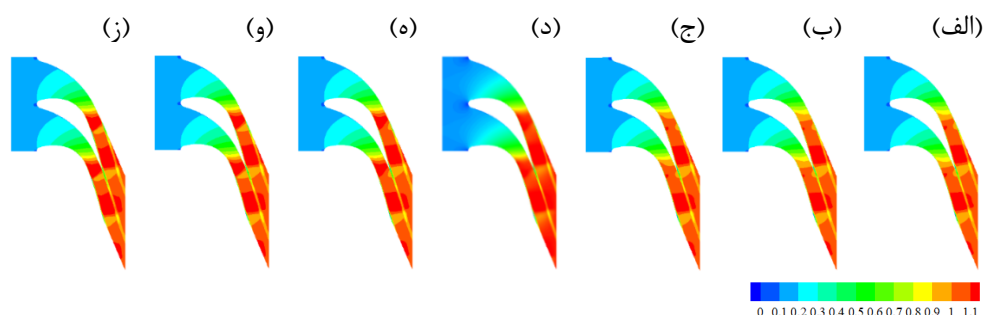


شکل ۶: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر توزیع فشار. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

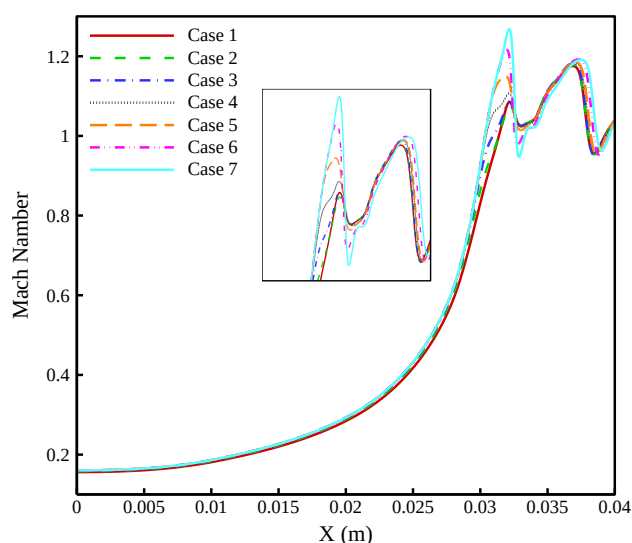


شکل ۷: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر فشار در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

شکل (۴) تأثیر دمای ورودی را بر کانتور دما و شکل (۵) تأثیر دمای ورودی را بر توزیع دما در خط مرکزی پره نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی، منطقه دما پایین در پره توربین بخار به پایین دست جریان منتقل می‌شود و شوک‌های آیرودینامیکی با تأخیر رخ می‌دهند. منظور از منطقه دما پایین، منطقه مافوق سرد می‌باشد که کم‌ترین دما را در توربین بخار دارد که در کانتور دما با رنگ آبی دیده می‌شود. درجه مافوق سردی کاهش می‌یابد و از میزان چگالش غیرتعادلی کاسته شود. نمونه ۷ (۴۱۰ کلوین) دارای کم‌ترین دما در پره توربین بخار می‌باشد. افزایش دما باعث تغییراتی در نوسانات فشار، دما و عدد ماخ می‌شود. منظور از نوسانات همان شوک‌های موربی است که در انتهای پره دیده می‌شود. با افزایش دما، شدت این نوسانات کاهش می‌یابد.

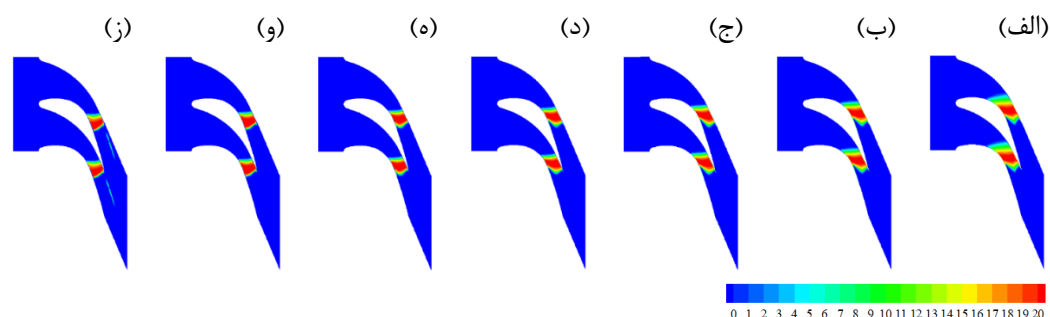


شکل ۸: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر توزیع عدد ماخ. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

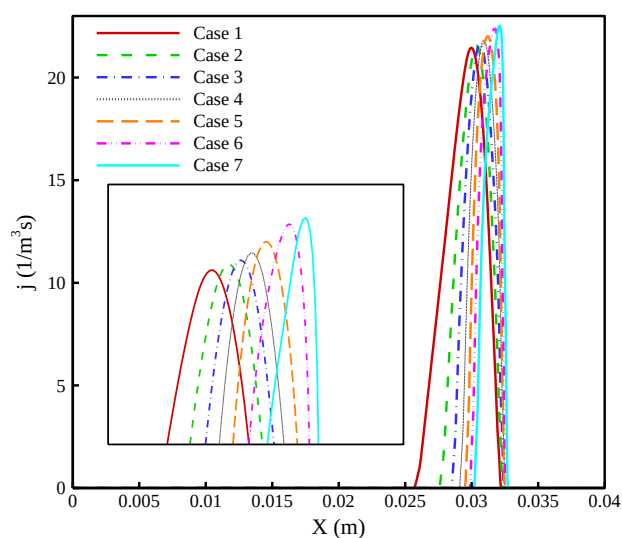


شکل ۹: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر عدد ماخ در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

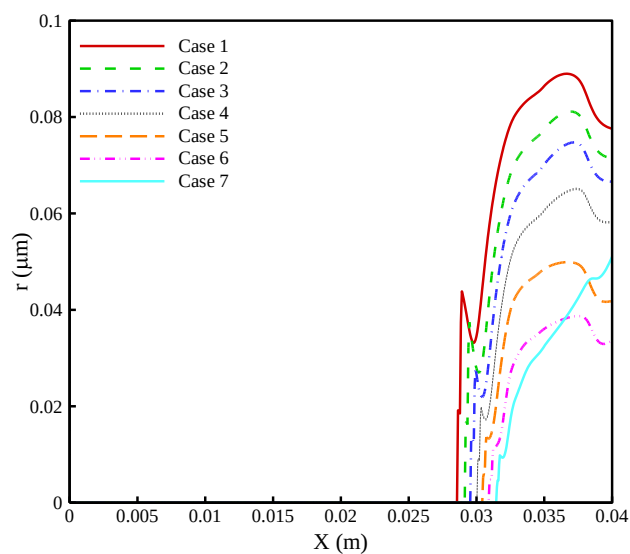
شکل (۶) تأثیر دمای ورودی را بر کانتور فشار و شکل (۷) تأثیر دمای ورودی را بر توزیع فشار در خط مرکزی پره نشان می‌دهد. تأثیر دمای ورودی را در حوالی $x=0.032$ m و $x=0.037$ m می‌توان مشاهده کرد. با افزایش دمای ورودی، شوک‌های دینامیکی با تأخیر رخ می‌دهند و شدت افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ورودی دما در خط مرکزی افزایش می‌یابد و کاهش فشار پس از گلوگاه بیش‌تر از حالت اولیه می‌شود. دقیقاً همین موضوع در شکل‌های (۸) و (۹) دیده می‌شود. شکل (۸) تأثیر دمای ورودی را بر کانتور عدد ماخ و شکل ۹ تأثیر دمای ورودی را بر توزیع عدد ماخ در خط مرکزی پره نشان می‌دهد. بیشترین عدد ماخ در نمونه ۷ و در حوالی $x=0.032$ m می‌باشد. افزایش دمای ورودی سبب افزایش عدد ماخ پس از گلوگاه نسبت به حالت اولیه می‌گردد. همین موضوع، باعث تغییراتی در نوسانات فشار، دما و عددماخ می‌شود. منظور از نوسانات همان شوک‌های موری است که در انتهای پره دیده می‌شود.



شکل ۱۰: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر توزیع نرخ جوانه‌زایی. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷



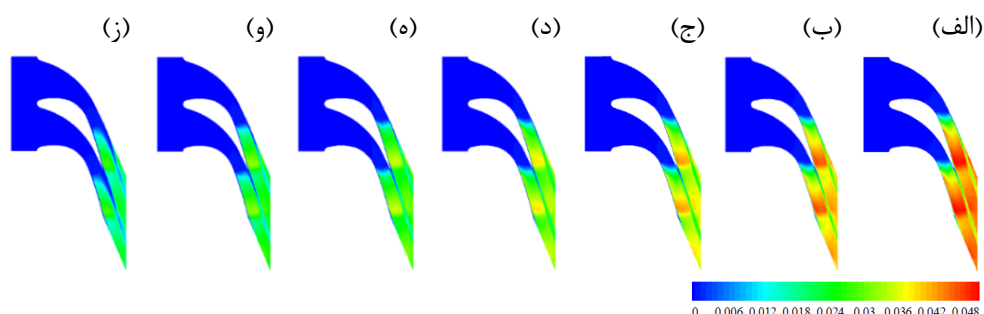
شکل ۱۱: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر نرخ جوانه‌زایی در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷



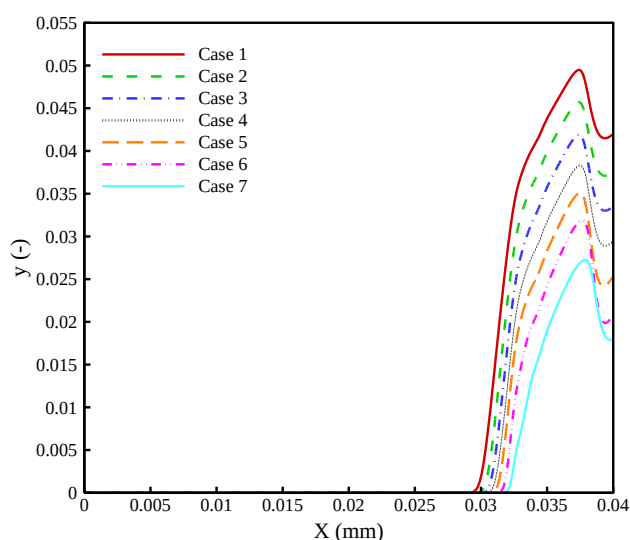
شکل ۱۲: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر اندازه شعاع قطرات

در این قسمت تأثیر افزایش دمای ورودی بر پارامترهای جریان دوفازی بررسی می‌شود. شکل‌های (۱۰) و (۱۱) به ترتیب تأثیر افزایش دمای ورودی بر کانتور نرخ جوانه‌زایی و نرخ جوانه‌زایی روی خط مرکزی پره را نشان می‌دهند. این نتایج، پدیده جوانه‌زایی نرخ قطرات تولید شده با اندازه بحرانی را نشان می‌دهد. افزایش دمای ورودی سبب می‌شود که جوانه‌زایی با کمی تأخیر در خط مرکزی پره آغاز شود و با افزایش دمای ورودی، بیش‌ترین مقدار نرخ جوانه‌زایی افزایش می‌یابد. در نمونه ۷، نرخ جوانه‌زایی بیش‌ترین مقدار را دارد.

شکل (۱۲) تأثیر افزایش دمای ورودی بر شعاع قطرات در خط مرکزی پره را نشان می‌دهد. افزایش دمای ورودی سبب کاهش اندازه شعاع قطرات می‌شود و بیش‌ترین شعاع قطرات در نمونه یک تقریباً 0.009 میکرومتر است و با افزایش دمای ورودی، بیش‌ترین شعاع قطرات در نمونه ۶ به کمتر از 0.004 میکرومتر می‌رسد. علت کاهش شعاع قطرات را می‌توان در نرخ جوانه‌زایی دید. با افزایش نرخ جوانه‌زایی، قطرات بیش‌تری در پره توربین بخار تولید می‌شود و انتظار می‌رود نرخ رشد قطرات کاهش یابد. در نمونه ۷، روند تغییرات شعاع قطرات متفاوت از نمونه ۱ تا نمونه ۶ است.



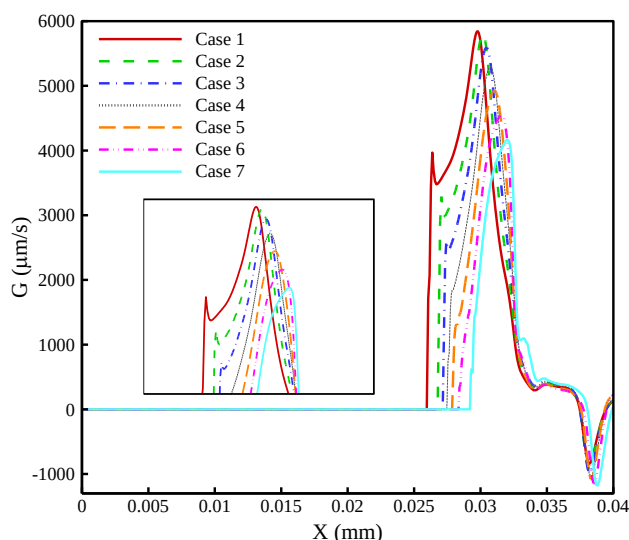
شکل ۱۳: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر توزیع کسر جرمی مایع. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷



شکل ۱۴: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر کسر جرمی مایع در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج) نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

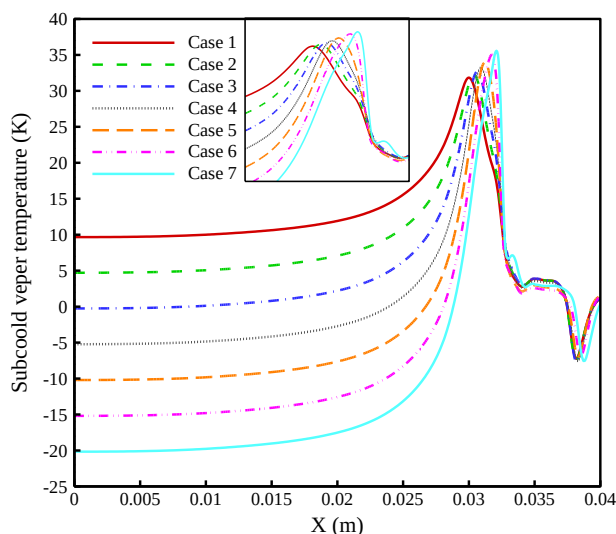
شکل‌های (۱۳) و (۱۴) به ترتیب تأثیر افزایش دمای ورودی بر کانتور کسر جرمی مایع و توزیع کسر جرمی مایع روی خط مرکزی پره را نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی، کسر جرمی مایع در پره توربین بخار کاهش می‌یابد و در نمونه ۷، کسر

جرمی مایع کمترین است. بیشترین مقدار کسر جرمی مایع در نمونه یک، تقریباً $0/05$ است که با افزایش دمای بخار ورودی تا 410 کلوین، بیشترین مقدار کسر جرمی مایع به کمترین $0/03$ می‌رسد. شکل (۱۵) تأثیر افزایش دمای ورودی بر نرخ رشد قطرات در خط مرکزی پره را نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی، نرخ رشد قطرات در پره توربین کاهش می‌یابد. نرخ رشد قطرات تا قبل از وقوع شوک‌های ایرودینامیکی مثبت (چگالش) است و بعد از وقوع شوک‌های ایرودینامیکی، نرخ رشد قطرات منفی (تبخیر) می‌شود.



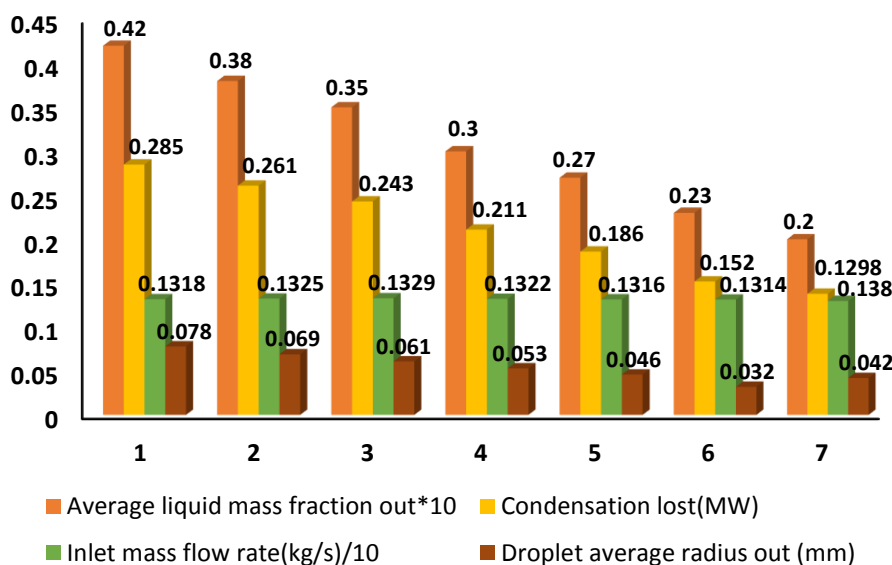
شکل ۱۵: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر نرخ رشد قطرات

شکل (۱۶) تأثیر افزایش دمای ورودی بر درجه مافوق سردی را نشان می‌دهد. مشاهده می‌گردد درجه مافوق سردی در قسمت همگرا پره کاهش و در قسمت گلوگاه افزایش پیدا می‌کند. درجه مافوق سردی منفی به این معناست که بخار در حالت مافوق گرمی قرار دارد. با توجه به نمودار، بیشترین مقدار درجه مافوق سردی به پایین دست جریان منتقل شده و این واقعیت را نشان می‌دهد که افزایش درجه مافوق گرمی باعث به تأخیر افتادن پدیده جوانه‌زایی در پره توربین بخار می‌شود. در سایر بخش‌های پره، تغییری در درجه مافوق سردی دیده نمی‌شود.



شکل ۱۶: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر درجه مافوق سرد

به عنوان جمع بندی، در شکل (۱۷)، تأثیر افزایش دمای ورودی بر تلفات چگالشی، متوسط کسر جرمی مایع در خروجی، بر میانگین اندازه شعاع قطرات و بر دبی ورودی پره دیده می شود. با افزایش دمای ورودی، تلفات چگالشی و متوسط کسر جرمی مایع در خروجی پره کاهش می یابد.



شکل ۱۷: تأثیر افزایش دمای ورودی بر تلفات چگالشی، متوسط کسر جرمی مایع در خروجی، بر میانگین اندازه شعاع قطرات و بر دبی ورودی پره

۴- نتیجه گیری

یکی از تکنیک های کاهش تأثیر حضور قطرات مایع در پره توربین بخار، تکنیک افزایش درجه مافوق گرمی است. در این مطالعه از تکنیک افزایش درجه مافوق گرمی برای کاهش اثرات رطوبت استفاده شده است. ابتدا ۷ درجه مختلف دما برای ورودی پره توربین در نظر گرفته شد سپس تأثیر افزایش دمای ورودی بر الگوی جریان برر سی و تحلیل شد. مهم ترین نتایج عبارتند از:

- منطقه دما پایین در پره توربین بخار با افزایش دمای ورودی به پایین دست جریان منتقل می شود و شوک های ایرودینامیکی با تأخیر رخ می دهند و شدت آنها افزایش می یابد.
 - افزایش دمای ورودی سبب می شود که جوانه زایی با کمی تأخیر در خط مرکزی پره آغاز شود و با افزایش دمای ورودی، بیش ترین مقدار نرخ جوانه زایی افزایش می یابد.
 - با افزایش دمای ورودی، کسر جرمی مایع در پره توربین بخار کاهش می یابد و در نمونه ۷، کسر جرمی مایع کم ترین است. بیش ترین مقدار کسر جرمی مایع در نمونه یک، تقریباً ۰/۰۵ است که با افزایش دمای بخار ورودی تا ۴۱۰ کلوین، بیش ترین مقدار کسر جرمی مایع به کم تر از ۰/۰۳ می رسد.
- این مطالعه نشان می دهد که افزایش دمای ورودی می تواند به طور مؤثر در کاهش تشکیل فاز مایع و کاهش تلفات ناشی از چگالش در پره های توربین بخار نقش داشته باشد.

فهرست علائم

D	درجه مافوق سردی (K)	I	نرخ جوانه‌زایی ($1/m^3s$)
E	انرژی کل (kJ)	k	انرژی جنبشی آشفته (kJ)
p	آنتلپی (kJ)	K_b	ثابت بولتزمن ($kg.m^2/K.s^2$)
m	وزن مولی (kg/mol)	q_c	ضریب تراکم ($1/Pa$)
n	تعداد قطرات ($1/kg$)	r	شعاع قطرات (m)
P	فشار (Pa)	R	ثابت گازها ($J/kg.K$)
t	زمان (s)	γ	کسر جرمی فاز مایع
T	دما (K)	x	مختصات دکارتی (m)
u, v	سرعت (m/s)	ρ	چگالی (kg/m^3)
μ	ویسکوزیته (Pa.s)	λ	رسانایی گرمایی
τ	تانسور تنش (Pa)	γ	نسبت ضریب حرارتی
σ	کشش سطحی (N/m)	lv	حالت دوفازی بخار-مایع
l	حالت مایع	s	حالت اشباع
v	حالت بخار	*	شرایط بحرانی

مراجع

- [1] M. A. Aliabadi, G. Zhang, S. Dykas, H. Li, Control of two-phase heat transfer and condensation loss in turbine blade cascade by injection water droplets, Applied Thermal Engineering, 186 (2021) 116541.
- [2] M. R. Talebi Somesaraee, E. Amiri Rad, M. R. Mahpeykar, Analytical investigation of simultaneous effects of convergent section heating of Laval nozzle, steam inlet condition, and nozzle geometry on condensation shock, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 133 (2018) 1023-1039.
- [3] M. A. Aliabadi, E. Lakzian, I. Khazaei, A. Jahangiri, A comprehensive investigation of finding the best location for hot steam injection into the wet steam turbine blade cascade, Energy, 190 (2020) 116397.
- [4] C. Wen, Y. Yang, H. Ding, C. Sun, Y. Yan, Wet steam flow and condensation loss in turbine blade cascades, Applied Thermal Engineering, 189 (2021) 116748.
- [5] A. Q. Lin, X. Y. Chang, L. H. Cao, H. Zhang, L. X. Sun, Effect of wet steam on aerodynamic performance of low-pressure exhaust passage with last stage blade, Journal of Applied Fluid Mechanics, 12(6) (2019) 1837-1845.
- [6] Q. Xu, A. Lin, Y. Cai, N. Ahmad, Y. Duan, C. Liu, Numerical analysis of aerodynamic characteristics of exhaust passage with consideration of wet steam effect in a supercritical steam turbine, Energies, 13(7) (2020) 1560.
- [7] A. Afzalifar, T. Turunen-Saaresti, A. Grönman, Comparison of moment-based methods for representing droplet size distributions in supersonic nucleating flows of steam, Journal of Fluids Engineering, 140(2) (2018) 021301.
- [8] M. A. Aliabadi, E. Lakzian, A. Jahangiri, I. Khazaei, Numerical investigation of effects polydispersed droplets on the erosion rate and condensation loss in the wet steam flow in the turbine blade cascade, Applied Thermal Engineering, 164 (2020) 114478.

- [9] I. Oshima, M. Furuichi, Numerical Simulation of a Particle in Air Flow Around a Turbine Blade, In: Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers, Vol. 84201 (2020) V009T23A015.
- [10] F. Tong, W. Gou, Z. Zhao, W. Gao, H. Li, L. Li, Numerical investigation of impingement heat transfer on smooth and roughened surfaces in a high-pressure turbine inner casing, International Journal of Thermal Sciences, 149 (2020) 106186.
- [11] L. Zhang, B. Li, G. B. Chen, Z. C. Yang, Numerical analysis method for intra-stage non-equilibrium two-phase condensing flow in wet steam turbine and its application, International Journal of Thermal Sciences, 193 (2023) 108494.
- [12] S. Dykas, M. Majkut, M. Strozik, K. Smolka, Experimental study of condensing steam flow in nozzles and linear blade cascade, International Journal of Heat and Mass Transfer, 80 (2015) 50-57.
- [13] Y. Liu, X. Du, X. Shi, D. Huang, Condensation flow at the wet steam centrifugal turbine stage, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 234(8) (2020) 1108-1121.
- [14] L. Cao, J. Wang, H. Luo, H. Si, R. Yang, Distribution of condensation droplets in the last stage of steam turbine under small flow rate condition, Applied Thermal Engineering, 181 (2020) 116021.
- [15] F. Bakhtar, M. R. Mahpeykar, K. K. Abbas, An investigation of nucleating flows of steam in a cascade of turbine blading—theoretical treatment, International Journal of Heat and Fluid Flow, 2(1) (1980) 1-5.
- [16] M. Vatanmakan, E. Lakzian, M. R. Mahpeykar, Investigating the entropy generation in condensing steam flow in turbine blades with volumetric heating, Energy, 147 (2018) 701-714.
- [17] S. A. Hosseini, E. Lakzian, M. Nakisa, Multi-objective optimization of supercooled vapor suction for decreasing the nano-water droplets in the steam turbine blade, International Communications in Heat and Mass Transfer, 142 (2023) 106613.
- [18] S. N. Abadi, A. Ahmadpour, S. M. Abadi, J. P. Meyer, CFD-based shape optimization of steam turbine blade cascade in transonic two phase flows, Applied Thermal Engineering, 112 (2017) 1575-1589.
- [19] R. Xia, D. Li, M. A. Faghieh Aliabadi, A comprehensive investigation and optimization of superheat degree on performance of supersonic nozzle by considering non-equilibrium condensation and entropy generation analysis, Physics of Fluids, 36 (2024) 9.
- [20] S. A. Hosseini, M. Ghodrati, E. Lakzian, H. D. Kim, Passive control of the condensing flows in the three-dimensional steam turbine blade using a suction technique, Physics of Fluids, 36(4) (2024).

چکیده انگلیسی:

Effect of superheating the inlet steam on the steam-liquid two-phase flow in the Bakhtar steam turbine blade

Saeed Mahmoodi¹, Mohamad Hamed Hekmat^{1*}, Ebrahim Sharifi Tashnizi¹, Haniye Mosafer²

¹Department of Mechanical Engineering, Tafresh University, Tafresh 39518-79611, Iran

²Department of Mechanical Engineering, University of Jahrom, Jahrom, Iran

Received: spring 2025 Accepted: summer 2025

Abstract

In the power plant industry, part of the energy loss in the thermodynamic cycle is due to the fact that steam turbines are not made to work with wet steam flow and the presence of liquid phase causes a decrease in efficiency and mechanical damage. The main objective of this study is a complete evaluation of the effect of increasing the inlet steam temperature on the supersonic flow pattern in the steam turbine blade. Accordingly, the low-pressure section of Bakhtar turbine is simulated in two dimensions to examine the superheated steam degree. Steady compressible flow is analyzed using an implicit density-based approach and a finite volume method based on an Eulerian-Eulerian framework. The turbulence model employed is the $k-\omega$ SST model. For modeling the condensation flow of wet steam, the Kontorovitz nucleation model and Young's droplet growth model are utilized. The results indicate that increasing the inlet temperature significantly affects condensation flow parameters, reducing condensation losses. Specifically, with a 30-degree increase in blade inlet temperature, the average liquid mass fraction, condensation losses, and average droplet radius at the outlet decrease by 56.65%, 56.38%, and 48%, respectively, compared to the initial state. Additionally, increasing the inlet temperature leads to a reduction in the mass flow rate entering the blade.

Key words: steam turbine blade, non-equilibrium condensation, droplet radius, condensation losses, turbine inlet temperature

*corresponding author: hekmat@tafreshu.ac.ir

Cite this article as: Saeed Mahmoodi, Mohamad Hamed Hekmat, Ebrahim Sharifi Tashnizi, Haniye Mosafer, Effect of superheating the inlet steam on the steam-liquid two-phase flow in the Bakhtar steam turbine blade. *Journal of Energy Conversion*, 2025, 12(2), 35-53.