نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)

J. Energy Conversion
Volume: 12, Issue:2, 2025: 35-53

دوره ۱۲، شماره ۲، تابستان ۱۴۰۴، ص: ۵۳-۳۵

تأثیر مافوق‌گرم کردن بخار ورودی بر جریان دو فازی بخار-مایع در پره توربین بخار باختر

سعید محمودی[۱]، محمدحامد حکمت[۲و*]، ابراهیم شریفی تشنیزی[۳] و هانیه مسافر[۴]

۱- کارشناس‌ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش ۳۹۵۱۸-۷۹۶۱۱، ایران، s.mahmoodi2008@gmail.com
*۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش ۳۹۵۱۸-۷۹۶۱۱، ایران، hekmat@tafreshu.ac.ir
۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش ۳۹۵۱۸-۷۹۶۱۱، ایران، sharifi@tafreshu.ac.ir
۴- دانشجوی کارشناسی‌ارشد، 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 به‌این 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 مافوق‌گرمی 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 می شود. مدل توربولانسی به‌کار گرفته شده، مدل کا-امگا اس اس تی می‌باشد. برای مدل‌سازی جریان چگالشی بخار مرطوب از مدل جوانه‌زایی کانترووویتز 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 به‌طوری‌که میانگین کسر جرمی مایع، تلفات چگالشی و میانگین اندازه شعاع قطرات در خروجی در افزایش ۳۰ درجه‌ای در دمای ورودی پره به‌ترتیب ۵۶/۶۵٪، ۵۶/۳۸٪ و ۴۸٪ نسبت به حالت اولیه کاهش می‌یابد. علاوه‌براین، افزایش دمای ورودی سبب کاهش نرخ جریان جرمی ورودی به پره می‌شود.

* **عهده‌دار 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 مافوق‌گرم کردن بخار ورودی بر جریان دو فازی بخار-مایع در پره توربین بخار باختر. **مهندسی مکانیک تبدیل انرژی**. ۱۴۰۴; ۱۲ (۲) : ۵۳-۳۵.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

۱- مقدمه

مشکلات و آسیب‌های فراوانی در چرخه‌های تولید توان به‌علت 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. هنگامی‌که 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 مافوق‌صوت منجر به وقوع تلفات می‌شود. علاوه‌براین، برخورد قطرات ایجادشده با پره‌های توربین ممکن است بسته به‌اندازه 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 [۱-۴].

لین و همکاران [۵] تأثیر بخار مرطوب بر عملکرد آیرودینامیکی خروجی اگزوز کم‌فشار با تیغه آخرین مرحله را مورد بررسی قرار دادند. داده‌های به‌دست‌آمده نشان داد که رطوبت در حوزه استاتور به‌تدریج افزایش می‌یابد درحالی‌که 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 فازی، 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 پایین‌دست، دلایل اصلی برای القای افزایش آنتروپی در مسیر خروجی اگزوز هستند. افضلی‌فر و همکاران [۷] به مقایسه روش‌های مبتنی بر لحظه برای نشان‌دادن توزیع اندازه قطرات در جریان‌های هسته‌ای مافوق‌صوت بخار پرداختند. نتایج نشان داد که روش مربعی ممان، به‌ویژه در داخل ناحیه هسته‌زایی، لحظات نزدیک‌تر به روش اویلری-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 کردندکه این مدل نیازی به شبیه‌سازی عددی ندارد. مدل نظری پیشنهادی با موفقیت ویژگی‌های مشخصه نتایج شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی را به تصویر می‌کشد و می‌تواند جریان ذرات را در اطراف پره توربین فقط با هندسه طرح کلی پره توربین بدون شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی گران‌قیمت 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 به‌طور قابل‌توجهی ویژگی‌های انتقال حرارت سیستم را بهبود ببخشند. ژانک و همکاران [۱۱] با استفاده از روش اویلری- اویلری 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 اصلاح‌شده می‌تواند ویژگی‌های توزیع فشار و شعاع قطرات را با دقت بیش‌تری محاسبه و برازش کند. دایکاس و همکاران [۱۲] برای کنترل انتقال حرارت دو فازی از تزریق اسپری آب جلوتر از پره‌ها استفاده کردند. با افزایش تعداد قطرات تزریق‌شده، فرآیند انتقال حرارت در ورودی آبشار تیغه افزایش می‌یابد، درحالی‌که در مجاورت موج ضربه‌ای مورب، 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 سه‌بعدی 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، ۰/۵ و ۱۰/۵۷

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

درصد تغییر می‌کنند. 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 می‌گذارند.

در مرحله فشار پایین توربین‌های بخار براثر پدیده چگالش غیرتعادلی و به‌وجود آمدن قطرات مایع، تلفات ترمودینامیکی و خسارت‌های مکانیکی ایجاد می‌شود. به‌منظور مقابله با این تلفات و مشکلات حاصله که تأثیرات زیادی بر متغیرهای جریان می‌گذارند، مطالعه این جریان و بررسی دقیق پدیده چگالش و ظهور فاز مایع داخل آن ضروری می‌باشد. در این پژوهش با استفاده از تکنیک‌های افزایش درجه مافوق‌گرمی، به‌بررسی افزایش دمای ورودی پره توربین باختر بر پارامترهای جریان پرداخته می‌شود. هدف اصلی این مطالعه بررسی تأثیر افزایش درجه مافوق‌گرمی در جهت کاهش اثرات مخرب فاز مایع در پره توربین بخار است. برای رسیدن به‌این هدف پس از شبیه‌سازی جریان بخار مرطوب در نازل، تأثیر افزایش درجه مافوق‌گرمی بر نسبت فشار، دما، عدد ماخ، کسر جرمی مایع، شعاع قطرات و نرخ جوانه‌زایی بررسی می‌شود.

۲- ملاحظات عددی

۲-۱- تعریف مساله

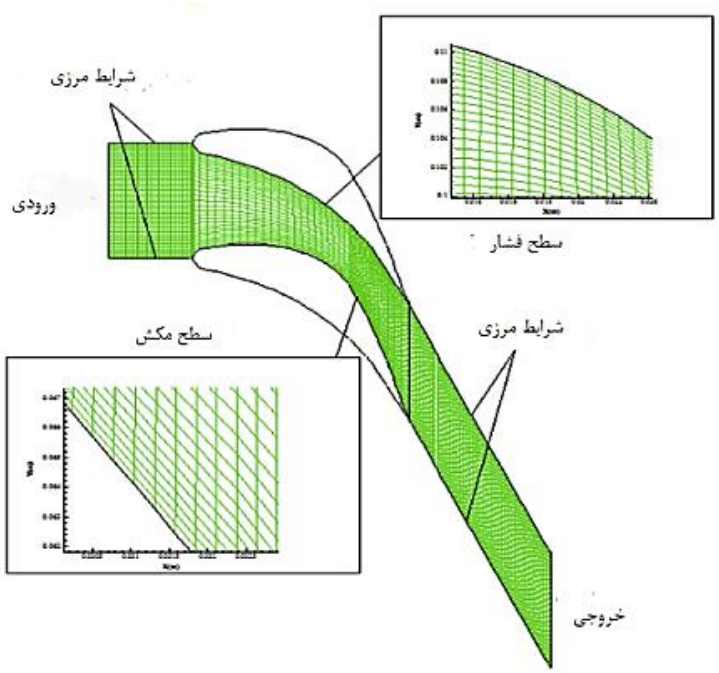
در صنعت نیروگاهی بخشی از تلفات انرژی در چرخه ترمودینامیکی به‌این دلیل است که توربین‌های بخار برای کار با جریان بخار مرطوب ساخته نشده‌اند و وجود فاز مایع، سبب افت راندمان و آسیب‌های مکانیکی نظیر ساییدگی می‌شود که با توجه به قیمت بالای توربین‌های بخار، هزینه‌ی زیادی دارد. بخار در طبقات فشار پایین توربین منبسط می‌شود و به‌علت مافوق سردشدن، چگالش غیرتعادلی رخ می‌دهد و جریان دوفازی می‌شود. چگالش غیرتعادلی به‌صورت تغییر فاز برگشت‌ناپذیر اتفاق می‌افتد و حضور قطرات مایع باعث افت راندمان، ساییدگی پره و آسیب‌های مکانیکی می شود. در این مطالعه از شبیه سازی دوبعدی روی پره‌های استاتور در قسمت فشار پایین توربین باختر جهت افزایش دمای ورودی پره و مافوق گرم‌کردن بخار برای جلوگیری از این تلفات به‌صورت عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد. مشخصات هندسی پره توربین باختر در جدول (۱) ارائه شده است. هم‌چنین، شکل (۱) شماتیک کلی میدان حل را به‌همراه شرایط مرزی حاکم بره پره نشان می‌دهد.

جدول ۱: مشخصات هندسی پره توربین باختر [۱۵]

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

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]



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، مومنتوم و انرژی عبارتند از [۱۶]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j + p\delta_{ji}) = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (۲)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j}(q_j + u_i \tau_{ij}) \quad (۳)$$

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

$$H = h + \frac{1}{2}u^2 \quad (۴)$$

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

$$\rho = \frac{\rho_v}{(1-\beta)} \quad (۵)$$

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 دو فازی را از رابطه زیر ارزیابی می‌شود [۱۷]:

$$\theta_{mix} = \theta_l \beta + (1-\beta)\theta_v \quad (۶)$$

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

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\beta)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i\beta)=\Gamma \quad (۷)$$

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]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\eta)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i\eta)=\rho I \quad (۸)$$

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]:

$$\eta=\frac{\beta}{(1-\beta)V_d\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)} \quad (۹)$$

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

- معادلات آشفتگی

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k-Y_k+D_k \quad (۱۰)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)+G_\omega-Y_\omega+D_\omega \quad (۱۱)$$

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 کانترووویتز و مدل رشد قطره یانگ استفاده می شود. معادله جوانه‌زایی کلاسیک که بیانگر نرخ تولید قطرات با شعاع بحرانی بر واحد جرم بخار به واحد زمان می‌باشد به‌صورت زیر است [۱۹]:

$$J_{class}=q_c\sqrt{\frac{2\sigma_r}{\pi}}m^{-3/2}\frac{\rho_v}{\rho_l}\exp\left(\frac{-4\pi r^{*2}\sigma_r}{3kT_v}\right) \quad (۱۲)$$

q_c ضریب چگالش و در این پژوهش برابر با یک است و k ثابت بولتزمن است. σ_r، m و r^* به‌ترتیب 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 به‌صورت زیر ارائه می‌شود:

$$J=\frac{1}{1+\phi}J_{class} \quad (۱۳)$$

که J نرخ هسته زایی و ϕ ضریب اصلاح دمایی است و از رابطه (۱۵) به‌دست می‌آید [۲۰]:

$$\phi=2\frac{(\gamma-1)h_{lv}}{(\gamma+1)RT_v}\left(\frac{h_{lv}}{RT_v}-\frac{1}{2}\right) \quad (۱۴)$$

که h_{lv}، T_v و R به‌ترتیب گرمای نهان تبخیر، دمای بخار و ثابت گاز است. γ برای بخار آب تقریباً ۱/۳۲ در نظر گرفته می شود. 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]:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

$$\frac{dr}{dt} = \frac{P}{h_{lv}\rho_l\sqrt{2\pi RT}}\left(\frac{\gamma+1}{2\gamma}\right)C_p(T_l - T_v) \quad (۱۵)$$

که T_l دمای قطره است. تغییرات فاز توسط منبع‌های جرمی زیر تعریف می‌شود:

$$\Gamma = \Gamma_1 + \Gamma_2 \quad (۱۶)$$

$$\Gamma_1 = \frac{4}{3}\pi\rho_l\rho r^{*3}J \quad (۱۷)$$

$$\Gamma_2 = 4\pi\rho_l\rho n r^2\frac{dr}{dt} \quad (۱۸)$$

Γ_1 و Γ_2 نرخ منبع‌های جرمی ناشی از قطرات تولید شده در فرآیند جوانه‌زایی و قطرات چگالیده شده در فرآیند رشد قطره و n تعداد قطرات است [۲۰]. برای محاسبه دمای قطره از تقریب گرماسی استفاده می‌شود.

$$T_l = T_s(P) - (T_s(P) - T_v)\frac{r^*}{r} \quad (۱۹)$$

که $T_s(P)$ دمای اشباع در فشار P است.

- معادله حالت

باتوجه‌به این‌که در جریان چگالشی بخار، بخار مافوق سرد تولید می‌شود، به‌کارگیری معادله حالتی که بتواند خواص بخار آب را در این شرایط غیرتعادلی پیش‌بینی کند، اهمیت می‌یابد. در این پژوهش از معادله حالت ویریالی برای محاسبه خواص بخار در جریان کم‌فشار استفاده می‌شود [۲۰]:

$$P = \rho_v RT_v(1 + B\rho_v + C\rho_v^2) \quad (۲۰)$$

B و C ضرایب دوم و سوم ویریال هستند که از رابطه زیر به‌دست می‌آیند:

$$B = a_1\left(1 + \frac{T}{\alpha_1}\right)^{-1} + a_2 e^{\tau_1}(1 - e^{-\tau_1})^{\frac{5}{2}}\tau_1^{-\frac{1}{2}} + a_3\tau_1 \quad (۲۱)$$

$$\tau = \frac{1500}{T}, \alpha = 10000, a_1 = 0.0015, \quad (۲۲)$$
$$a_2 = 0.0000942, a_3 = -0.0004882$$

$$C = a_4(\tau_2 - \tau_0)e^{-\alpha_2\tau_2} + b \quad (۲۳)$$

$$\tau_2 = \frac{T}{647.286}, \tau_0 = 0.89780, \alpha = 11.16, a = 1.722, b = 1.5E-06 \quad (۲۴)$$

- تلفات چگالشی

وقتی که قطرات آب توسط پدیده جوانه‌زایی به وجود می‌آید و رشد می‌کنند، خواص ترمودینامیکی بخار تغییر کرده و توانایی انجام کار بخار کاهش پیدا می‌کند [۳]. این تغییرات در خواص بخار توسط تلفات چگالشی بیان می‌شود. تلفات چگالشی به تلفات ناشی از چگالش مولکول‌های بخار گفته می‌شود و توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$L_q = h_{lv}(\dot{m}_{l,out} - \dot{m}_{l,in})q_c \quad (۲۵)$$

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

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

جدول ۲: تنظیمات حل عددی

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

۲-۳-روش عددی

برای شبیه سازی جریان در داخل پره توربین بخار، معادله‌های بقای جرم، تکانه و انرژی به‌همراه معادلات دو فازی باید حل شوند. باتوجه به شرایط فوق‌العاده متغیر و وجود رژیم‌های متفاوت زیر صوت، در حد صوت و مافوق صوت، نیاز به روشی است که قابلیت حل جریان را برای تمام سرعت‌ها داشته و از دقت و نرخ همگرایی مناسب برخوردار باشد. برای حل معادله‌های جریان تراکم‌پذیر به‌طور معمول متغیر چگالی به‌عنوان متغیر اصلی استفاده و فشار از معادله حالت به دست می‌آید. جدول (۲) تنظیمات انجام شده برای حل عددی را نشان می‌دهد. 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 (باقی‌مانده) برای همه پارامترها برابر 10^{-6} می‌باشد [۳]. شرط مرزی در ورودی پره فشار سکون و دمای سکون و شرط مرزی در خروجی فشار استاتیکی می‌باشد و تعداد قطرات و مقدار رطوبت در ورودی صفر است (شکل ۱).

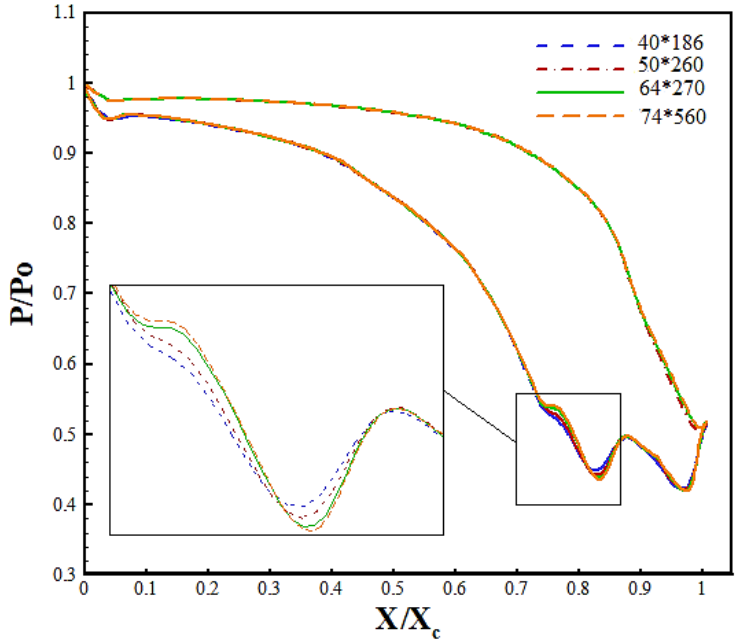
۲-۴- استقلال حل از شبکه محاسباتی برای پره باختر

در این مطالعه از پره توربین باختر جهت بررسی تزریق بخار داغ استفاده می‌شود. برای انتخاب شبکه بهینه در محاسبات، از چهار شبکه با ابعاد مختلف ۱۸۶×۴۰، ۲۶۰×۵۰، ۳۷۰×۶۴ و ۵۶۰×۷۴ استفاده شده است. شکل (۲) نتایج استقلال شبکه را برای تغییرات محوری فشار بدون بعد استاتیکی را نشان می‌دهد. مطابق با این نتایج، شبکه ۳۷۰×۶۴ به‌عنوان شبکه بهینه در محاسبه جریان دو فازی بخار مرطوب در این تحقیق انتخاب می‌باشد. حداکثر میزان خطای شبکه انتخابی با داده‌های تجربی

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

۳/۸۹ درصد می‌باشد که نسبت به شبکه ۷۴×۵۶۰ که این خطا به ۳/۸۳ می‌رسد تفاوت ناچیزی دارد. حداکثر اختلاف فشار به‌دست آمده از دو شبکه ۵۰×۲۶۰ و ۶۴×۳۷۰ ۵,۴۱ درصد به‌دست 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 داده‌های 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 می‌باشد. جریان در ورودی پره مادون صوت و در خروجی مافوق‌صوت می‌باشد. در شکل (۳)، توزیع فشار استاتیکی در سطح مکش و سطح فشار را نشان می‌دهد که با نتایج تجربی [۱۵] مقایسه شده است.

مشاهد می‌شود فشار استاتیکی در طول پره کاهش می‌یابد و بخار از حالت تعادلی خود فاصله گرفته و مافوق سرد می‌شود و به‌صورت خودبه‌خودی جوانه‌های قطره به وجود می‌آیند. با ما فوق سردشدن بخار تعداد این جوانه‌های قطره افزایش می‌یابد و سطح موردنیاز برای چگالش قطرات بخار فراهم می‌شود و بخار چگالیده و اندازه شعاع قطرات افزایش می‌یابد. با چگالش بخار گرمای نهان آزاد می‌شود و این گرما به قطرات و سپس به بخار منتقل می‌شود و براساس مدل جریان رایلی در جریان مافوق صوت، شوک چگالشی رخ می‌دهد و دما و فشار افزایش می‌یابد. در شکل (۳)، دو افزایش فشار بر روی سطح مکش مشاهده می‌شود. افزایش فشار در $X/X_c = 0.7$ بر سطح مکش به علت شوک چگالش است که بعد از گلوگاه مسیر اتفاق افتاده است.

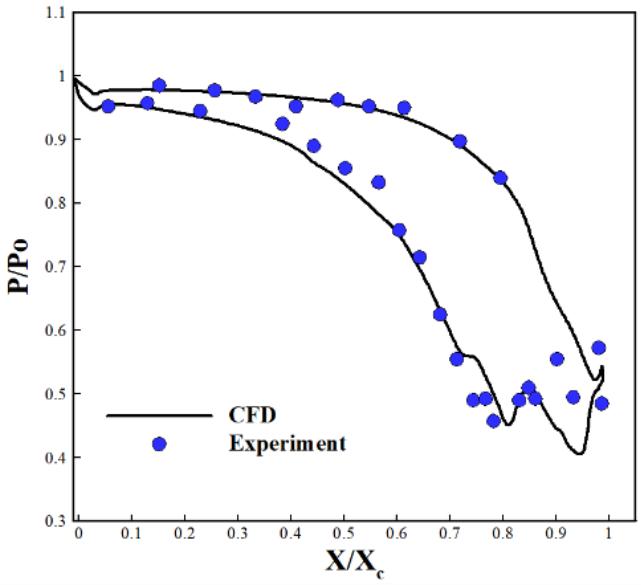
افزایش فشار در $X/X_c = 0.81$ بر سطح مکش بر اثر شوک آیرودینامیکی است که در انتهای لبه‌ی پره و روی سطح فشار اتفاق افتاده است. جدول (۴) مقادیر نسبی خطای نتایج شبیه‌سازی نسبت به داده‌های تجربی فشار استاتیک در نقاط مختلف طول پره را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود حداکثر میزان خطای حل عددی با داده‌های تجربی ۵/۵۴درصد می‌باشد. از دلایل اختلاف ناچیز داده‌های تجربی در انتهای پره و نتایج شبیه‌سازی شده به خطای اندازه‌گیری، اثرات ناچیز لایه مرزی و ... می‌توان اشاره کرد. از شکل (۳) و جدول (۴) می‌توان دریافت که حل عددی به‌کار رفته به‌خوبی می‌تواند داده‌های تجربی پره باختر را پیش‌بینی کند.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

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

فشار ورودی (P_{0in})	۱۷۲ kPa
دمای ورودی $= T_S(P_{0in}) - 8$	۳۸۰/۶۶k
فشار خروجی $= 0.48P_{0in}$	۸۲/۵۶kPa
زاویه جریان ورودی	۰



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

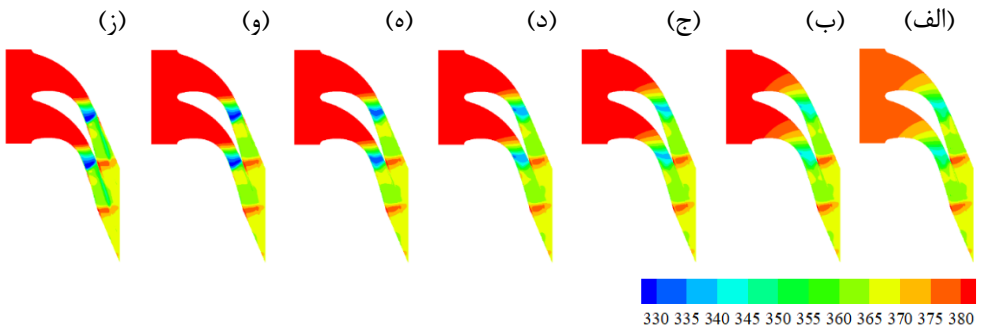
۳- نتایج

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. درفصل 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 مافوق‌صوت بررسی می‌شود. نمونه‌های در نظر گرفته برای ارزیابی تأثیر افزایش دمای ورودی در جدول (۵) ارائه می‌شوند. محدوده دمایی درنظر گرفته شده برای ورودی پره از ۳۸۰ کلوین تا ۴۱۰ کلوین است.

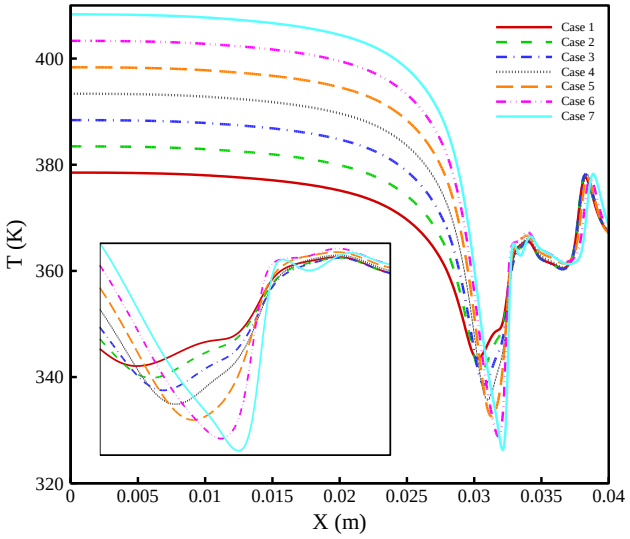
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

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



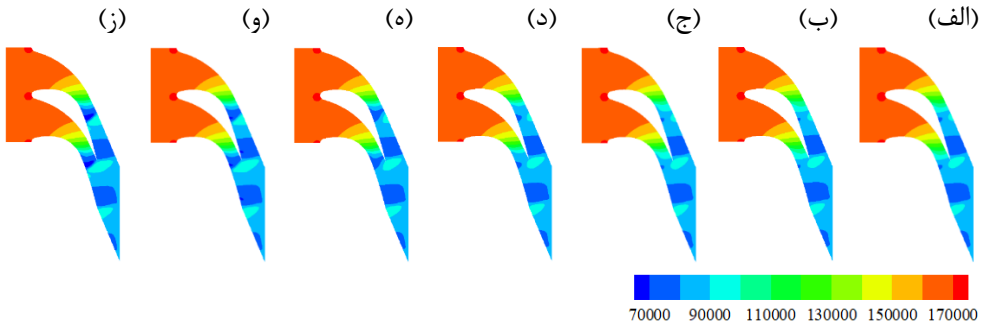
شکل ۵: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر دما در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج)نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

زمانی‌که جریان وارد پره توربین بخار می‌شود به‌دلیل انبساط جریان، فشار و دما در قسمت همگرای پره کاهش می‌یابد و عدد ماخ در این قسمت افزایش می‌یابد. در گلوگاه جریان به‌حالت 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 تغیرات 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،

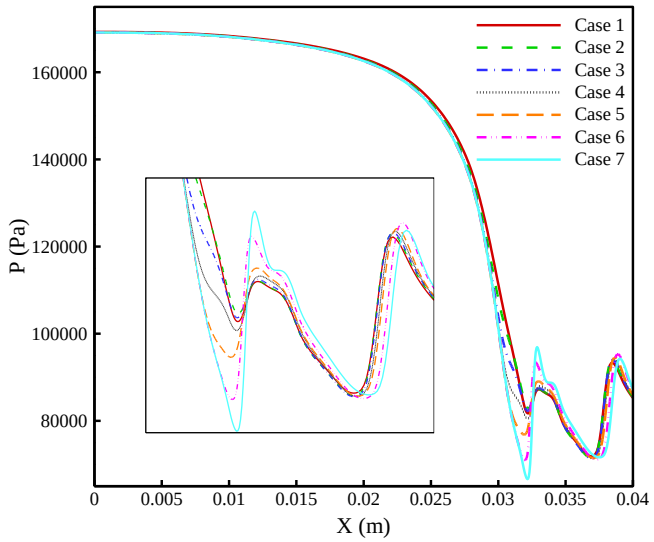
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

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

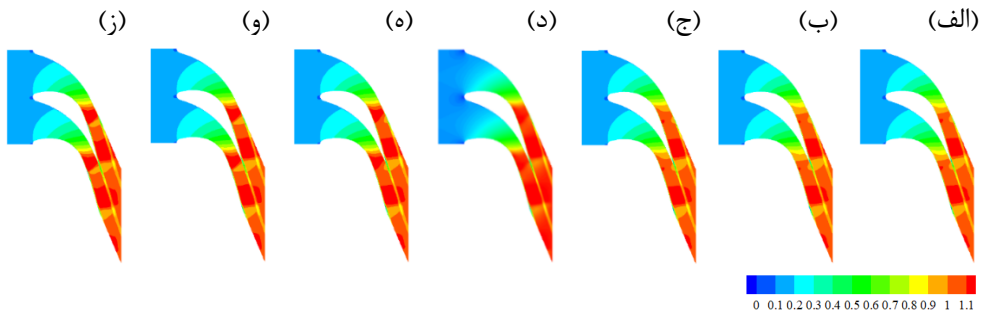


شکل ۷: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر فشار در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج)نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

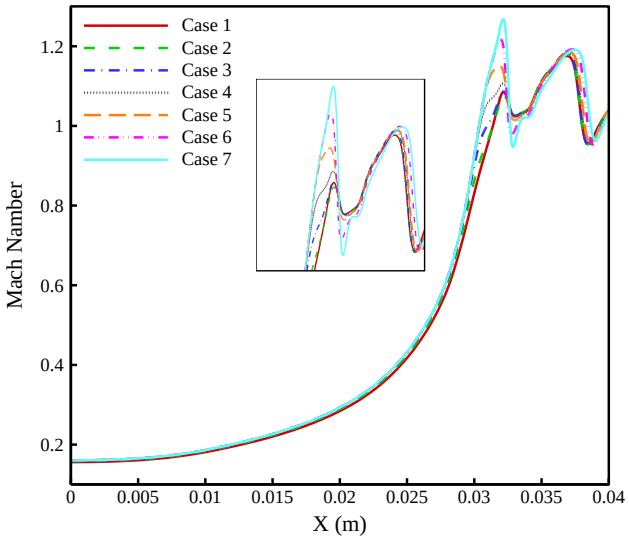
شکل (۴) تأثیر دمای ورودی را بر کانتور دما و شکل (۵) تأثیر دمای ورودی را بر توزیع دما در خط مرکزی پره نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی، منطقه دما پایین در پره توربین بخار به پایین دست جریان منتقل می‌شود و شوک‌های آیرودینامیکی با تأخیر رخ می‌دهند. منظور از منطقه دما پایین، منطقه مافوق سرد می‌باشد که کم‌ترین 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.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]



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

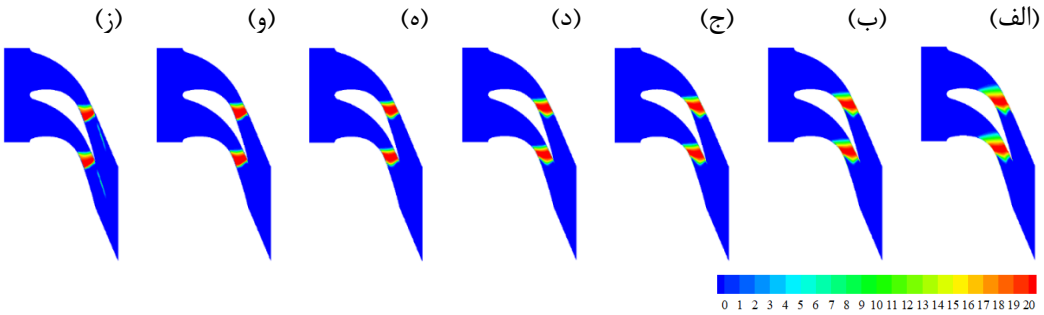


شکل ۹: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر عدد ماخ در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج)نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

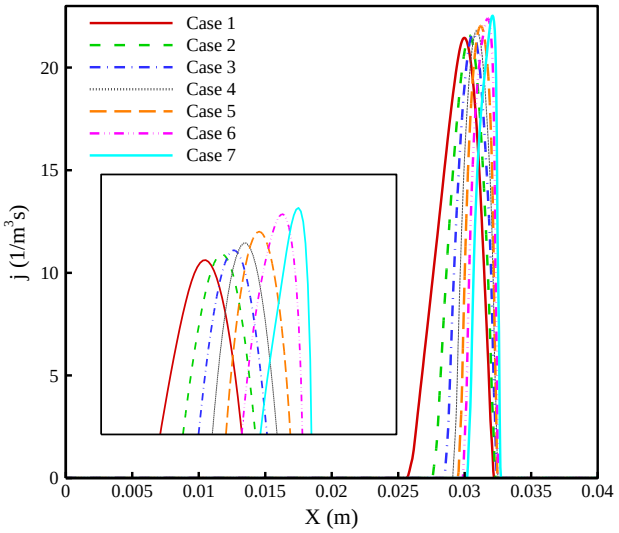
شکل (۶) تأثیر دمای ورودی را بر کانتور فشار و شکل (۷) تأثیر دمای ورودی را بر توزیع فشار در خط مرکزی پره نشان می‌دهد. تأثیر دمای ورودی را در حوالی x=0.032 m و x=0.037 m می‌توان مشاهده کرد. با افزایش دمای ورودی، شوک‌های دینامیکی با تأخیر رخ می‌دهند و شدت افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ورودی دما در خط مرکزی 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 تاثیر 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 موربی است که در انتهای پره دیده می‌شود.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

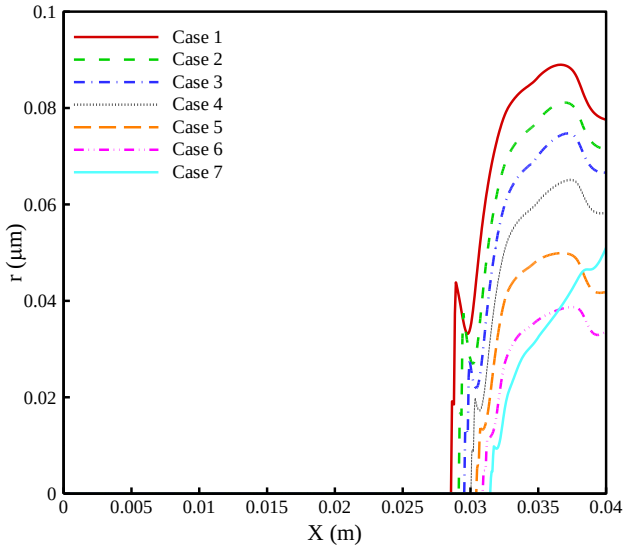
[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]



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



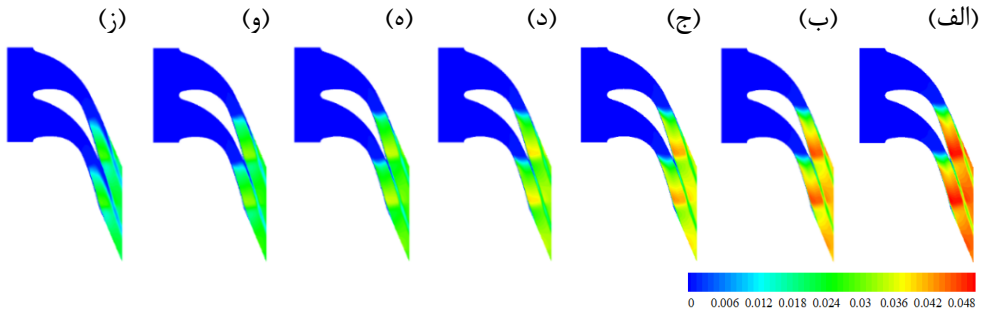
شکل ۱۲: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر اندازه شعاع قطرات

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

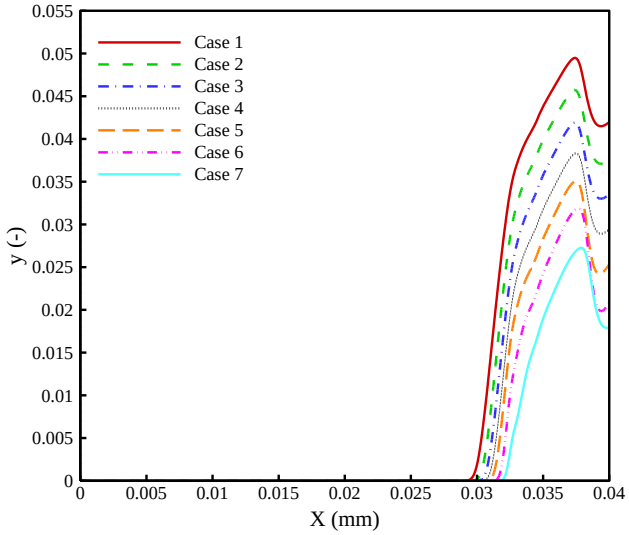
[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

در این قسمت تأثیر افزایش دمای ورودی بر پارامترهای جریان دوفازی بررسی می‌شود. شکل‌های (۱۰) و (۱۱) به‌ترتیب 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 می شود 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 ۰/۰۹ میکرومتر است و با افزایش دمای ورودی، بیش‌ترین شعاع قطرات در نمونه ۶ به کم‌تر از ۰/۰۴ 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

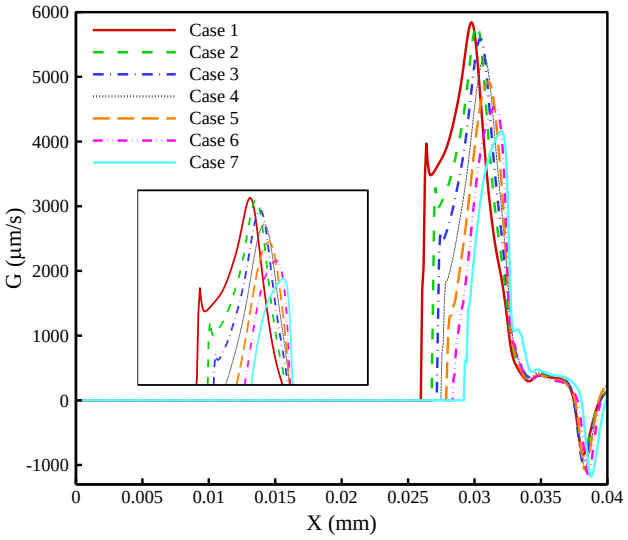


شکل ۱۴: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر کسر جرمی مایع در خط مرکزی پره. (الف) نمونه ۱، (ب) نمونه ۲، (ج)نمونه ۳، (د) نمونه ۴، (ه) نمونه ۵، (و) نمونه ۶ و (ز) نمونه ۷

شکل‌های (۱۳) و (۱۴) به‌ترتیب تأثیر افزایش دمای ورودی برکانتور 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

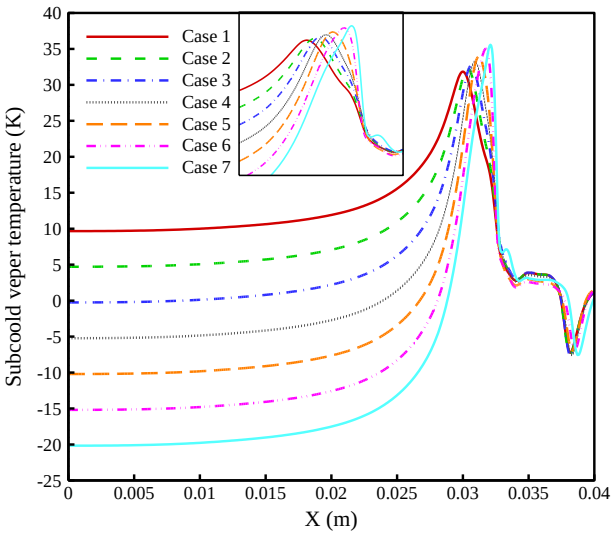
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

جرمی مایع کم‌ترین است. بیش‌ترین مقدار کسر جرمی مایع در نمونه یک، تقریبا ۰/۰۵ است که با افزایش دمای بخار ورودی تا ۴۱۰ کلوین، بیش‌ترین مقدار کسر جرمی مایع به کم‌تر از ۰/۰۳ 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 همگراه 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 تأخیرافتادن پدیده جوانه‌زایی در پره توربین بخار می‌شود. در سایر بخش‌های پره، تغییری در درجه مافوق سردی دیده نمی‌شود.

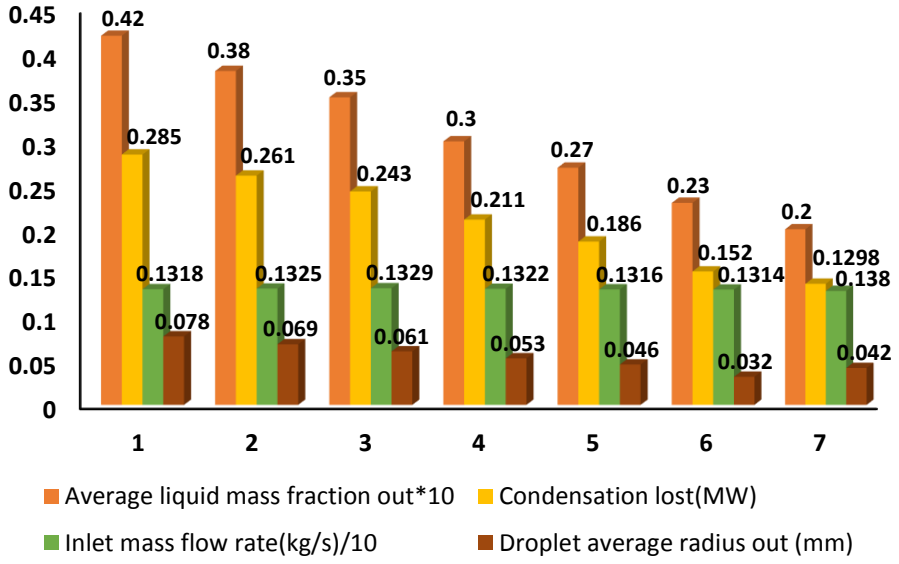


شکل ۱۶: تأثیر افزایش دمای ورودی پره بر درجه مافوق سرد

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

به‌عنوان جمع‌بندی، 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 می‌شود. با افزایش دمای ورودی، تلفات چگالشی و متوسط کسر جرمی مایع در خروجی پره کاهش می‌یابد.



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

۴- نتیجه‌گیری

یکی از تکنیک‌های 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. مهم‌ترین نتایج عبارت‌اند از:

- منطقه دما پایین در پره توربین بخار با افزایش دمای ورودی به پایین دست جریان منتقل می‌شود و شوک‌های ایرودینامیکی با تأخیر رخ می‌دهند و شدت آن‌ها افزایش می‌یابد.
- افزایش دمای ورودی سبب می شود که جوانه‌زایی با کمی تأخیر در خط مرکزی پره آغاز شود و با افزایش دمای ورودی، بیش‌ترین مقدار نرخ جوانه‌زایی افزایش می‌یابد.
- 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 ۰/۰۵ است که با افزایش دمای بخار ورودی تا ۴۱۰ کلوین، بیش‌ترین مقدار کسر جرمی مایع به کم‌تر از ۰/۰۳ می‌رسد.

این مطالعه نشان می‌دهد که افزایش دمای ورودی می‌تواند به‌طور مؤثر در کاهش تشکیل فاز مایع و کاهش تلفات ناشی از چگالش در پره‌های توربین بخار نقش داشته باشد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

فهرست علائم

D	درجه مافوق‌سردی(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)	y	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.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

[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. Smołka, 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. Faghih 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).

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]

چکیده انگلیسی:

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

Saeed Mahmoodi[1], Mohamad Hamed Hekmat[1*], Ebrahim Sharifi Tashnizi[1], Haniye Mosafer[2]

[1]Department of Mechanical Engineering, Tafresh University, Tafresh 39518-79611, Iran
[2]Department 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-ω 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**.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOI: 10.82377/jeed.2025.2.558]