

## بررسی آزمایشگاهی خصوصیات پدیده چگالش تماس مستقیم جت بخار در جریان آب در لوله عمودی

سامان زارع<sup>۱</sup>، محمد پسندیده فرد<sup>۲\*</sup>، محمدحسین جمال خو<sup>۳</sup>، محسن قاضی خانی<sup>۴</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

۲- استاد گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

۳- دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

۴- استاد گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

### خلاصه

در این پژوهش، آزمایش‌هایی جهت بررسی چگالش تماس مستقیم بخار در جریان آب درون لوله عمودی مربعی شکل انجام شده است. در این مطالعه، مشخصه‌های چگالش شامل طول توده، ضریب انتقال حرارت متوسط و عدد ناسلت و تأثیر پارامترهای موثر جریان، شامل شار گرمی بخار، دما و رینولدز آب برای روی هر مشخصه بررسی شده است. طول بی‌بعد و ضریب انتقال حرارت نیز به ترتیب در بازه ۰.۵ تا ۵.۱ و  $0.716 \text{ MW/m}^2\text{K}$  تا  $3.131$  به دست آمده است. در پایان، رابطه‌ای تجربی برای پیش بینی طول بی‌بعد توده بخار، ضریب متوسط انتقال حرارت و عدد ناسلت بر پایه سه پارامتر بی‌بعد شار گرمی بخار بی‌بعد، پتانسیل محرک چگالش و عدد رینولدز آب ارائه شده است که تطابق خوبی با داده‌های تجربی نشان می‌دهد.

**کلمات کلیدی:** چگالش تماس مستقیم، تغییر فاز، بررسی آزمایشگاهی، تزریق بخار

### ۱. مقدمه

چگالش تماس مستقیم جت بخار تزریق شده در آب مادون سرد یک روش موثر برای انتقال سریع و بدون واسطه حرارت به آب می‌باشد. به دلیل بازده بالای آن در انتقال حرارت و جرم و نیز هندسه ساده تجهیزات، این پدیده دارای کاربردهای فراوانی در صنعت از قبیل سیستم‌های حفاظت رآکتورهای هسته‌ای، سیستم‌های پیشران‌ش زیرآبی و گرم‌کن‌های تماس مستقیم آب تغذیه دیگ‌های بخار نیروگاهی می‌باشد و به همین دلیل، اهمیت بالایی در سال‌های اخیر یافته است. به طور کلی، در فرآیند چگالش تماس مستقیم جت بخار در آب، بخار با سرعت بالا در آب تخلیه می‌شود و پس از تشکیل یک توده خالص بخار و در تماس با آب، مستقیماً در محل سطح میان دو فاز چگالیده می‌شود. در اغلب

\* آدرس ایمیل: mpfard@stu.um.ac.ir

کاربردهای این پدیده، رفتار سطح میان دو فاز، شکل جت بخار، طول توده و نوسانات فشار و دما از اهمیت بالایی در طراحی مهندسی برخوردار است.

به دلیل پیچیدگی الگوهای جریان، تحلیل تئوری پدیده چگالش تماس مستقیم، امری بسیار پیچیده است. از این رو، اکثر پژوهشگران از بررسی‌های آزمایشگاهی و عددی برای تعیین و پیش بینی رفتار و شکل توده استفاده می‌کنند. پژوهش‌های قبلی یافته‌اند که مشخصات توده جت بخار بستگی به شرایط کاری و هندسی سیستم دارد [۱-۱۲]. این بررسی‌ها در راستای مشخص کردن پارامترهای موثر و کمی‌سازی تأثیر آنها بر سه حوزه تمرکز داشته است: ۱- محاسبه شکل و طول توده بخار، ۲- تخمین ضریب انتقال حرارت متوسط چگالش تماس مستقیم، ۳- تدوین نقشه رژیم چگالش.

کرنی و همکاران [۱] نخستین افرادی بودند که با بررسی بخار تزریق شده در استخر آب، رابطه‌ای تجربی برای طول توده بخار را تابعی از شار جرمی بخار ( $G$ ) و پتانسیل محرک چگالش ( $B$ ) ارائه کردند. سایر پژوهشگران نیز رابطه آنها را بر اساس داده‌های تجربی خود اصلاح کردند که برخی از این روابط در جدول ۱ آورده شده است. چان و لی [۲] جت رو به پایین بخار درون یک استخر آب را در شارهای جرمی پایین بخار مورد بررسی قرار دادند و سه الگوی جریان (نوسانی، خفگی و حبایی) را مشاهده کردند. آنها همچنین نمودار رژیم چگالش بر حسب شار جرمی بخار و دمای استخر رسم کردند. چون و همکاران [۳] نیز شارهای جرمی بالای بخار را در طی تزریق بخار در استخر آب بررسی و دو شکل مخروطی و بیضوی را در طی آزمایش‌های خود مشاهده کردند.

جدول ۱- روابط پیشنهاد شده توسط محققین گذشته برای پیش بینی طول بی بعد توده بخار

پژوهشگران	سال	رابطه پیشنهادی
کرنی و همکاران [۱]	۱۹۷۲	$\frac{l}{d_e} = 0.518B^{-1} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{0.5}$
چون و همکاران [۳]	۱۹۹۶	$\frac{l}{d_e} = 0.5923B^{-0.66} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{0.3444}$
سونگ و همکاران [۱۰]	۲۰۰۰	$\frac{l}{d_e} = 0.503B^{-0.70127} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{0.47688}$
وو و همکاران [۶]	۲۰۰۷	$\frac{l}{d_e} = 0.5(S_m B)^{-1} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{0.5}$
ژو و همکاران [۱۱]	۲۰۱۳	$\frac{l}{d_e} = \begin{cases} 2.03B^{-0.72} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{1.71} Re^{-0.19}, & 2456 < Re \leq 29473 \\ 11925B^{-0.62} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{1.61} Re^{-1.01}, & 29473 < Re < 117893 \end{cases}$
زونگ و همکاران [۱۲]	۲۰۱۵	$\frac{l}{d_e} = 15.2B^{-1.8} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{2.05} Re^{-0.58}$

ویت و همکاران [۴، ۵] ضمن مشاهده چهار شکل کروی، مخروطی، بیضوی و واگرا در هنگام تزریق جت بخار در استخر آب، با افزودن تأثیر قطر خروجی نازل بخار، یک نمودار سه بعدی رژیم چگالش بر اساس داده‌های آزمایشگاهی خود ارائه کردند. آنها همچنین یافتند که طول توده بخار در جریان آب حدود ۶۰ درصد کمتر از طول توده بخار در استخر آب می‌باشد. وو و همکاران [۶-۸] با بررسی چگالش جت مافوق صوت بخار در آب ساکن، یافتند که شکل توده بخار در هنگامی که به صورت مافوق صوت در آب تزریق می‌شود متفاوت از حالت مادون صوت بوده و بسته به شرایط جریان، حالت انقباضی یا انبساطی و یا ترکیبی از آنها را به خود می‌گیرد و شش شکل مختلف را تشکیل می‌دهد. داهیکار و همکاران [۹] نیز با استفاده از روش‌های آشکارسازی PLIF و PIV به بررسی الگوهای جریان در فرآیند چگالش تماس مستقیم بخار در استخر آب پرداختند.

همچنین برخی پژوهشگران به ارائه روابطی جهت تخمین ضریب انتقال حرارت متوسط در فرآیند چگالش تماس مستقیم بخار در آب پرداختند که برخی از آنها در جدول ۲ آورده شده است. کیم و همکاران [۱۳] با در نظر گرفتن این نکته که مقاومت اصلی در برابر انتقال حرارت در فاز مایع اتفاق می‌افتد، سه مدل تئوری (مدل شدت توربولانسی، مدل تجدید سطح و مدل تنش برشی) برای ضریب انتقال حرارت در فرآیند چگالش تماس مستقیم جت بخار در استخر آب ارائه کردند. بر اساس یافته‌های آنها، مقاومت در برابر انتقال حرارت در قسمت مایع توسط گردهای کوچک کاهش می‌یابد. پارک و همکاران [۱۴] به بررسی چگالش تماس مستقیم در یک لوله افقی و با جریان بخار هم‌جهت و غیرهم‌جهت با آب پرداختند و یافتند که علاوه بر این که انتقال حرارت در حالت هم‌جهت بهتر از حالت دیگر رخ می‌دهد، وابستگی عدد ناسلت به رینولدز بخار در حالت غیرهم‌جهت بیشتر از حالت هم‌جهت است.

ژو و همکاران [۱۱] جزو معدود پژوهشگرانی بودند که به بررسی آزمایشگاهی پدیده چگالش تماس مستقیم جت پایدار بخار در جریان آب پرداختند. آنها ضمن بررسی تأثیر عدد رینولدز جریان آب، پنج شکل کروی، مخروطی، بیضوی، استوانه‌ای و واگرا را در هنگام تزریق جت پایدار بخار در جریان آب مشاهده کردند.

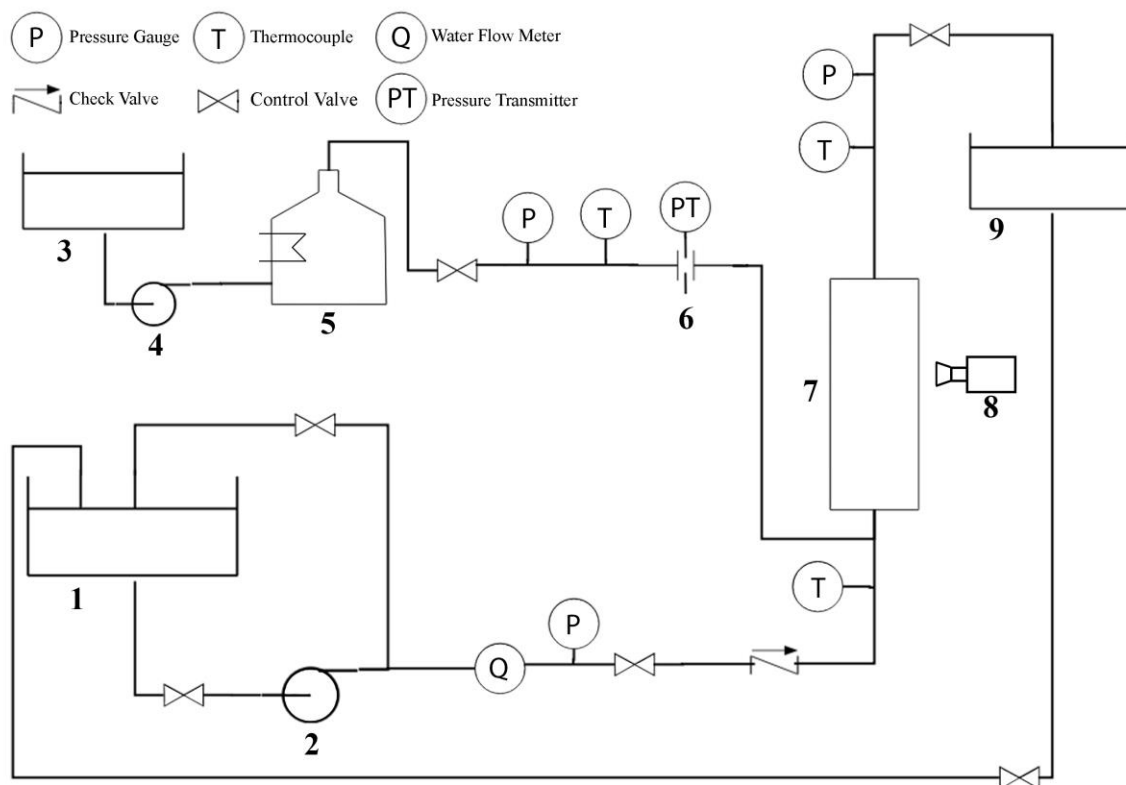
جدول ۲- روابط پیشنهاد شده توسط محققین گذشته برای پیش بینی ضریب انتقال حرارت متوسط

پژوهشگران	سال	رابطه پیشنهادی
چون و همکاران [۳]	۱۹۹۶	$h = 1.3583 C_p G_m B^{0.0405} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{0.3714}$
کیم و همکاران [۱۵]	۲۰۰۱	$h = 1.4453 C_p G_m B^{0.03587} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{0.13315}$
وو و همکاران [۶]	۲۰۰۷	$h_{ave} = 0.576 C_p G B^{-0.4} \left( \frac{P_a}{P_s} \right)^{0.2}$
ژو و همکاران [۱۱]	۲۰۱۳	$h = \begin{cases} 0.61 C_p G_m B^{0.59} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{-0.58} \text{Re}^{0.30}, & 2456 < \text{Re} \leq 29473 \\ 7.21 \times 10^{-5} C_p G_m B^{0.35} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{-0.55} \text{Re}^{1.1}, & 29473 < \text{Re} \leq 117893 \end{cases}$
زونگ و همکاران [۱۲]	۲۰۱۵	$Nu_{ave} = 2.18 \times 10^3 B^{0.36} \left( \frac{G}{G_m} \right)^{-0.71} \text{Re}^{0.41}$

با این وجود، پژوهش‌های اندکی بر روی چگالش تماس مستقیم جت بخار در جریان آب صورت پذیرفته است و اطلاعات اندکی در این زمینه موجود است. از این رو، پژوهش آزمایشگاهی حاضر، به بررسی خصوصیات چگالش جت بخار در جریان آب در یک لوله مکعبی عمودی، شامل طول توده بخار، ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت می‌پردازد. همچنین تأثیر پارامترهای مختلف جریان، شامل جریان جرمی بخار، دمای آب و عدد رینولدز جریان آب، بر روی خصوصیات پدیده چگالش مستقیم جت بخار در جریان آب مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد. در پایان نیز رابطه‌ای تجربی جهت پیش‌بینی خصوصیات چگالش با هدف استفاده در پژوهش‌ها و مکانیزم‌هایی که از این پدیده استفاده می‌کنند، پیشنهاد می‌شود.

## ۲. دستگاه و روش آزمایش

عمده‌ترین بخشهای دستگاه چگالش بخار درون جریان آب در لوله عمودی را سه قسمت خط تامین بخار آب، خط تامین آب و محفظه آزمایش تشکیل می‌دهد که این قسمت‌ها در شکل ۱ قابل مشاهده است.



شکل ۱- نمودار شماتیک دستگاه آزمایش؛ (۱ مخزن آب، ۲ پمپ آب، ۳ مخزن تغذیه دیگ بخار، ۴ پمپ تغذیه دیگ بخار، ۵ دیگ بخار، ۶ اوریفیس، ۷ محفظه آزمایش، ۸ دوربین سرعت بالا، ۹ مخزن خروجی.

مهم‌ترین بخش قسمت تامین بخار، دیگ بخاری است که بخار اشباع را به صورت پیوسته برای انجام آزمایش تامین می‌نماید. فشار بیشینه تولیدی توسط این دیگ بخار برابر با ۵ bar و بیشترین حد دبی بخار برای این دیگ بخار ۹۰ kg/hr است. در مسیر انتقال بخار به قسمت محفظه آزمایش یک فلنچ به همراه اوریفیس تعبیه شده است که از این طریق می‌توان بوسیله دو خروجی از طرفین اوریفیس که به یک ترنسمیتر اختلاف فشار با دقت ۰,۰۰۱ kPa متصل شده‌اند، دبی



جریان بخار را اندازه گیری کرد. خط انتقال بخار به محفظه آزمایش نیز توسط شیرهایی برای قطع و وصل جریان بخار در مواقع لزوم مجهز شده است و در پایان، این خط به نازل تزریق بخار درون آب در حال جریان منتهی می گردد. بخش تامین آب این دستگاه از یک پمپ سانتریفیوژ با توان ۱ kW تشکیل شده است که آب تغذیه آزمایش را از مخزنی با حجم ۰.۵ متر مکعب و از طریق خط لوله ای به محفظه آزمایش پمپ می کند. در مسیر این خط لوله، یک روماتر که بازه ۱-۱۰ متر مکعب در ساعت را با دقت ۴ درصد اندازه گیری می کند، برای اندازه گیری دبی جریان آب و همچنین چندین شیر دروازه ای به همراه یک شیر یک طرفه تعبیه شده است و در پایان، این خط لوله به محفظه آزمایش ختم می شود. مخزن تامین آب نیز به یک گرمکن به منظور کنترل دمای آب تغذیه مجهز شده و این مخزن نیز به وسیله یک خط لوله و یک مسیر برگشت به پمپ دستگاه متصل است.

محفظة آزمایش نیز از یک لوله عمودی با فریم های فولادی و مقطع مربعی به اندازه داخلی ۸ و ارتفاع ۵۰ سانتی متر تشکیل شده است که از چهار طرف دارای پنجره های شیشه ای برای مشاهده پدیده و عکس برداری است. نازل خروجی بخار نیز که در این قسمت از دستگاه قرار دارد از جنس فولاد با قطر داخلی ۷.۱ میلی متر بوده و برای عکس برداری از دوربینی سرعت بالا با مدل GRAS-03K2C-C ساخت شرکت Point Grey استفاده شده است که برای عکس برداری از پدیده، بر روی سرعت ۱۰۰ فریم بر ثانیه تنظیم شده است.

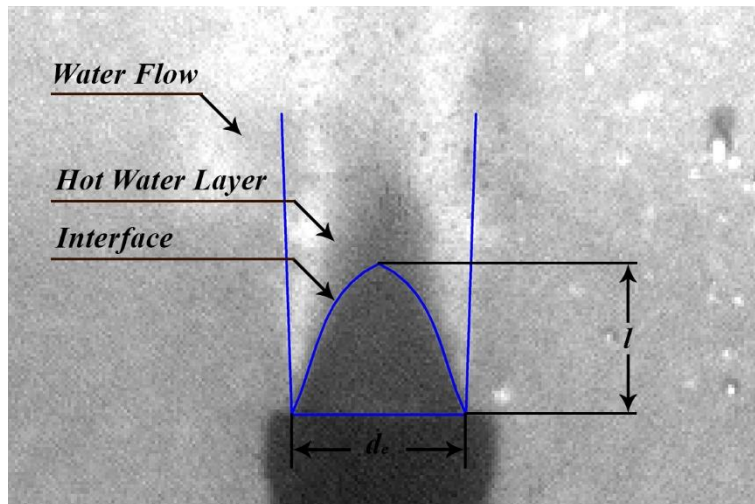
جهت انجام آزمایش ها، ابتدا به وسیله گرمکن، آب درون منبع به دمای مورد نظر رسانده شده و سپس آب تغذیه به وسیله پمپ به محفظه آزمایش انتقال داده می شود. پس از آن، با باز کردن شیر خروجی دیگ بخار، آب و هوای داخل لوله ها خالی شده و سپس بخار به صورت اشباع به داخل محفظه، تزریق می گردد و در همین حین نیز به وسیله دوربین از پدیده عکس گرفته می شود. شرایط آزمایش در پژوهش حاضر در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۳- شرایط آزمایش

پارامتر	بازه
فشار ورودی بخار	0.05 - 0.4 Mpa
دمای بخار ورودی	108 - 146 °C
شار جرمی بخار	200 - 540 kg/m <sup>2</sup> .s
دبی جریان آب	1 - 7 m <sup>3</sup> /hr
دمای آب	20 - 50 °C
قطر داخلی نازل	7.1 mm

### ۳. نواحی مختلف پدیده چگالش تماس مستقیم

صرف نظر از این که پدیده چگالش تماس مستقیم در آب چگونه و با چه شکل توده بخاری اتفاق می افتد، تزریق بخار درون آب دارای چهار ناحیه متمایز است که در شکل ۲ نشان داده شده است. اولین ناحیه که در خروجی نازل تشکیل می گردد، بخار خالص است که به توده بخار معروف است. سطح خارجی توده بخار نیز که چگالش بخار از آنجا آغاز می گردد، سطح مشترک فازها نام دارد. در این ناحیه، بخار تزریق شده به آب گرمای خود را به آب انتقال می دهد و باعث ایجاد ناحیه سوم می گردد. ناحیه سوم که به ناحیه دوفازی شناخته می شود، مخلوطی از حباب های بخار و آب گرم است که این آب گرم محصول چگالش در ناحیه دوم است. در پایان نیز ناحیه چهارم، که جریان آب می باشد را می توان مشاهده کرد.

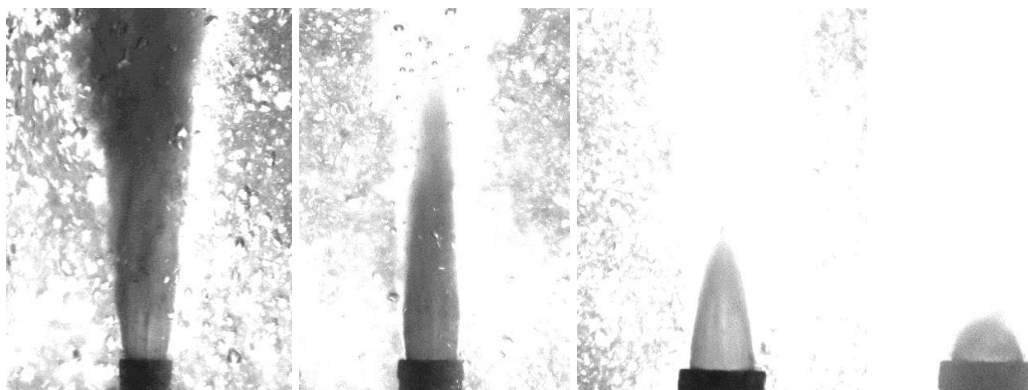


شکل ۲- نواحی مختلف در پدیده چگالش تماس مستقیم جت بخار در جریان آب

#### ۴. نتایج و بحث

##### - طول توده

هنگامی که بخار به داخل جریان آب درون لوله تزریق می‌شود، با توجه به شار جرمی بخار و عدد رینولدز آب در حال جریان و همچنین دمای آب ورودی به محفظه اختلاط، شکل توده بخار و طول آن متفاوت است. در این پژوهش چهار نوع شکل توده بخار که عبارت است از کروی، مخروطی، استوانه‌ای و واگرا مشاهده شد که در شکل ۳ نشان داده شده است.

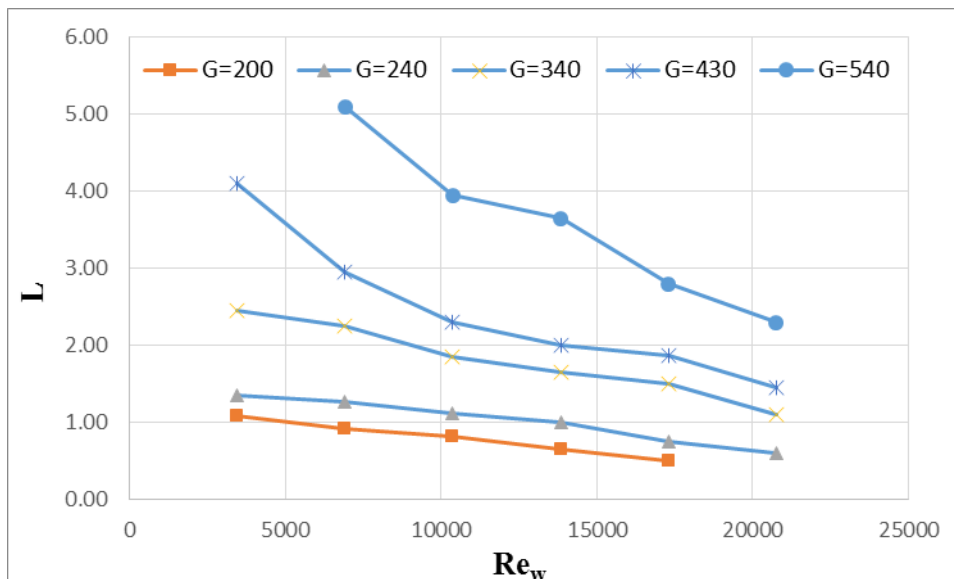


شکل ۳ - شکل های مختلف توده بخار مشاهده شده

طول بی بعد توده بخار ( $L$ ) به صورت نسبت طول توده بخار ( $l$ ) به قطر خارجی نازل بخار ( $d_e$ )، که در شکل ۲ نشان داده شده است، تعریف می‌شود. این طول، یک پارامتر مهم در چگالش جت بخار به شمار می‌رود و می‌توان آن را با تحلیل عکس‌های گرفته شده توسط دوربین سرعت بالا به دست آورد.

شکل ۴ نحوه تأثیر عدد رینولدز جریان آب بر روی مقدار طول بی بعد توده بخار در شارهای جرمی مختلف بخار و در دمای  $20^\circ\text{C}$  را نشان می‌دهد. با توجه به این نمودار، با افزایش رینولدز در تمامی شارهای جرمی بخار، مقدار طول بی بعد

توده بخار کاهش می‌یابد. علت این مساله در این است که با افزایش رینولدز، حرکت توربولانسی آب و در نتیجه گردابه‌های حاصل از آن افزایش پیدا کرده و این خود باعث افزایش انتقال حرارت می‌گردد. افزایش انتقال حرارت نیز باعث کاهش طول بی بعد توده بخار می‌شود.

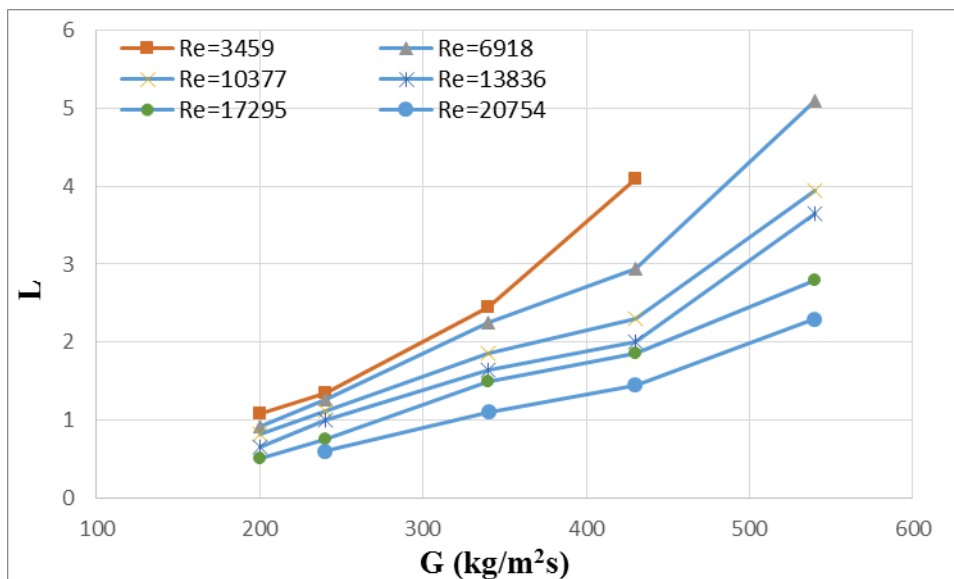


شکل ۴- نمودار تغییرات طول توده بخار بر حسب عدد رینولدز جریان آب

به عبارت بهتر، در رینولدزهای پایین‌تر، آب گرم اطراف جت بخار به آرامی به پایین دست هدایت می‌گردد که باعث افزایش چشمگیر دمای آب اطراف توده بخار شده و در نتیجه طول نفوذ بخار بیشتر می‌گردد تا با افزایش سطح، کاهش انتقال حرارت ناشی از کم شدن اختلاف دما را جبران کند. اما با افزایش رینولدز، این انتقال آب گرم و در نتیجه جایگزینی آن توسط آب سرد با سرعت بیشتری صورت می‌گیرد که در نتیجه به علت افزایش اختلاف دمای میان آب و بخار، طول توده کاهش می‌یابد تا با کاهش سطح توده این انتقال حرارت با میزان گرمای ورودی توسط بخار برابر گردد. به عنوان مثال، با توجه به نمودار بالا، در دمای  $20^{\circ}\text{C}$  و شار جرمی بخار برابر  $240 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ، با افزایش عدد رینولدز جریان آب از  $3459$  تا مقدار  $20754$ ، طول بی بعد توده بخار به میزان  $56\%$  درصد کاهش می‌یابد. این درصد کاهش برای همین بازه تغییر عدد رینولدز و در همین دما، در شار جرمی بخار برابر  $430 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ، برابر  $65\%$  درصد اندازه‌گیری شده است.

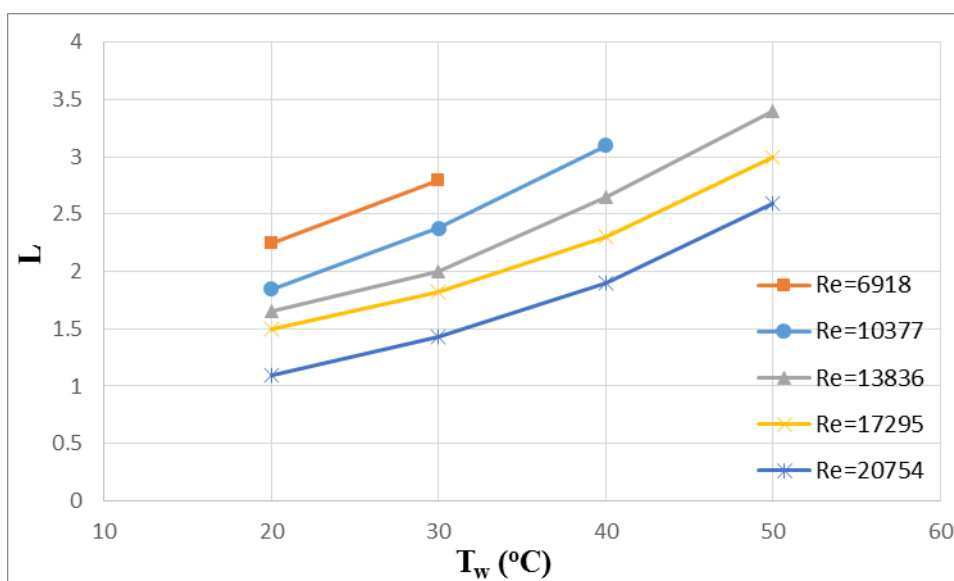
شکل ۵ تأثیر شار جرمی بخار بر روی طول بی بعد توده بخار در اعداد رینولدز مختلف جریان آب و در دمای  $20^{\circ}\text{C}$  نشان می‌دهد. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، با افزایش شار جرمی بخار، طول بی بعد توده افزایش می‌یابد که این امر به علت افزایش دمای آب اطراف توده بخار است. با افزایش شار جریان بخار، گرمای انتقالی به آب افزایش می‌یابد و این مسئله باعث افزایش دمای آب اطراف توده بخار می‌گردد. این افزایش دما باعث کمتر شدن اختلاف دما بین توده بخار و آب اطرافش می‌شود و با توجه به رابطه مستقیم میزان انتقال حرارت با اختلاف دما، انتقال گرما کاهش می‌یابد. توده بخار برای جبران این کاهش گرمای انتقالی، نفوذ خود را بیشتر می‌کند تا با افزایش سطح انتقال حرارت این کاهش اختلاف دما را جبران کند و در نتیجه طول بی بعد افزایش می‌یابد. البته این را هم باید در نظر داشت که با افزایش شار جرمی بخار، سرعت بخار ورودی به آب افزایش می‌یابد و این خود عامل دیگری برای نفوذ بیشتر توده بخار درون آب است. به عنوان نمونه، در دمای  $20^{\circ}\text{C}$  و برای عدد رینولدز جریان آب برابر  $6918$ ، با تغییر شار جرمی بخار از  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  به  $540 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ، طول بی بعد توده بخار بیش از  $450\%$  درصد افزایش می‌یابد. همچنین این درصد افزایش در همین بازه تغییرات شار جرمی بخار و در همین دما، برای جریان آب با عدد رینولدز  $17295$ ، برابر  $460\%$  درصد می‌باشد.





شکل ۵- نمودار تغییرات طول توده بخار بر حسب شار جرمی بخار

طول توده بخار و ضریب انتقال حرارت به دمای آب ورودی هم وابستگی دارند. همان طور که از شکل ۶ به نظر می‌رسد، افزایش دمای آب ورودی برای تمامی رینولدزها باعث افزایش طول بی بعد توده بخار می‌شود. این مسئله از آنجا حاکی می‌شود که با افزایش دمای آب ورودی، اختلاف دمای آب و توده بخار و در نتیجه نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد و لذا این امر باعث افزایش طول توده بخار می‌گردد. به عبارت بهتر، هنگامی که دمای آب را کاهش می‌دهیم نرخ انتقال حرارت به علت کاهش اختلاف دما در شرف پایین آمدن است و لذا توده ی بخار برای انتقال گرمای ورودی توسط بخار تزریق شده به آب نیاز دارد تا با افزایش سطح خود این کاهش نرخ را جبران کند و لذا میزان نفوذ بخار و طول توده افزایش می‌یابد. برای مثال، برای رینولدز ۲۰۷۵۴ و شار جرمی بخار  $340 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ، با افزایش دما از ۲۰ درجه تا ۵۰ درجه سانتی گراد، طول بی بعد توده بخار به میزان ۱۳۶ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۶- نمودار تغییرات طول توده بخار بر حسب دمای آب



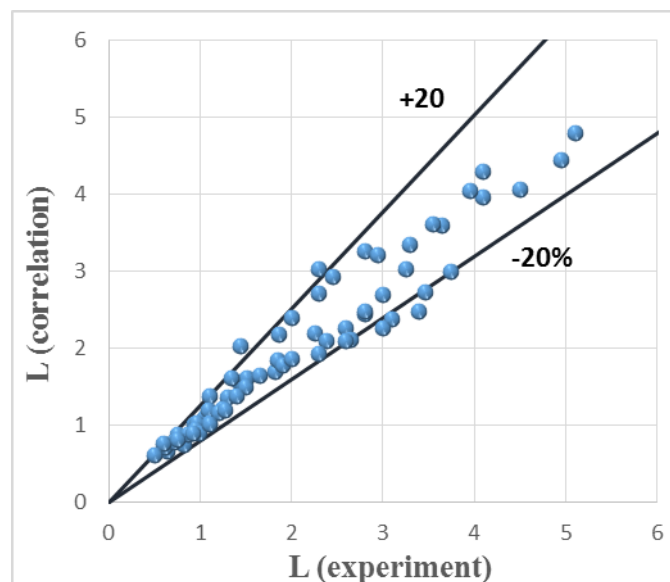
در پژوهش حاضر، با استفاده از الگوریتم ژنتیک یک رابطه پیشنهادی بر حسب سه پارامتر بی بعد عدد رینولدز جریان آب، پتانسیل محرک چگالش و شار گرمی بی بعد بخار برای پیش بینی طول بی بعد توده بخار ارائه شده است:

$$L = \frac{l}{d_e} = 4.22 B^{-1.46} \left(\frac{G}{G_m}\right)^{2.18} \text{Re}^{-0.42} \quad (1)$$

که در آن، B، پتانسیل محرک چگالش می باشد که به صورت زیر تعریف می شود:

$$B = \frac{C_p (T_s - T_w)}{(h_s - h_w)} \quad (2)$$

همچنین، مقایسه نتایج به دست آمده از این رابطه با داده های تجربی طول بی بعد توده بخار در شکل ۷ نشان داده شده است که بیانگر این است که اکثر نتایج به دست آمده از این رابطه در گستره  $\pm 20\%$  از نتایج تجربی قرار دارند. نتایج آزمایشگاهی به دست آمده نیز در گستره ۰.۵ تا ۵.۱ می باشد.



شکل ۷- مقایسه نتایج رابطه پیشنهادی برای طول توده بخار با داده های تجربی

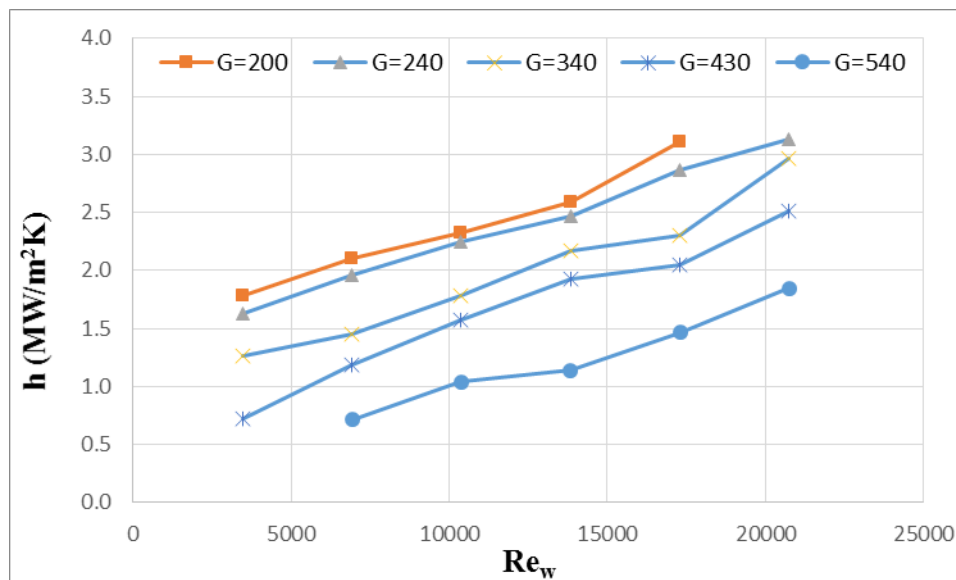
#### ضریب متوسط انتقال حرارت

ضریب متوسط انتقال حرارت برای چگالش تماس مستقیم جت بخار در جریان آب می تواند به صورت زیر تعیین گردد:

$$Q = GA_e (h_s - h_w) = h_{av} A (T_s - T_w) \quad (3)$$

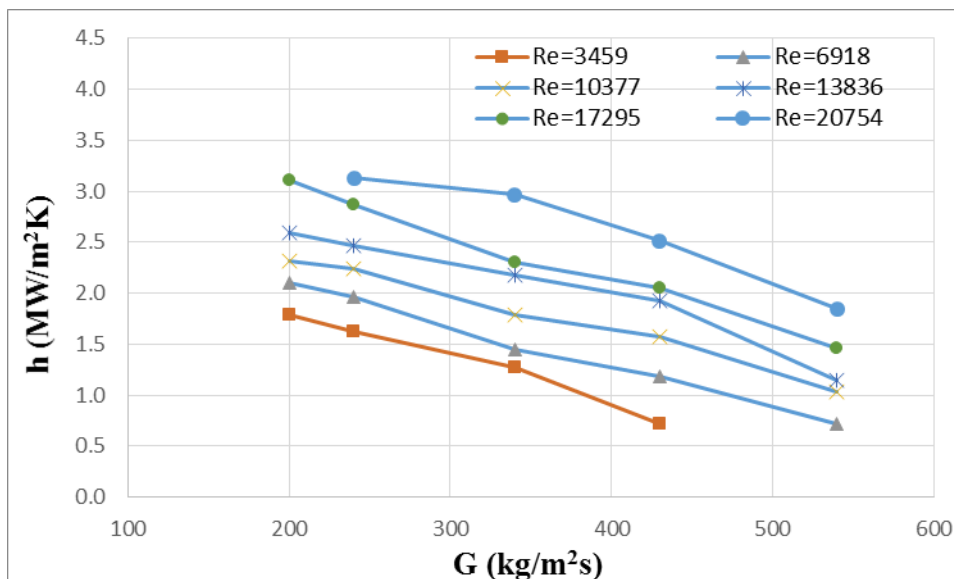
که در آن،  $A_e$ ،  $A$  و  $h_{av}$  به ترتیب سطح خروجی نازل، سطح توده بخار و ضریب متوسط انتقال حرارت می باشند. ضریب متوسط انتقال حرارت می تواند با فرض تقارن محوری بودن جریان و محاسبه سطح توده بخار به دست آورد. نحوه تغییرات ضریب متوسط انتقال حرارت نسبت به عدد رینولدز جریان آب در شارهای گرمی مختلف بخار و دمای  $20^\circ\text{C}$  در شکل ۸ نشان داده شده است. از این نمودار این قضیه پیداست که برای هر شار گرمی بخار با افزایش رینولدز ضریب متوسط انتقال حرارت افزایش می یابد. با افزایش عدد رینولدز جریان آب، حرکت توربولانسی و گردابه های حاصل از آن افزایش می یابد و این خود باعث افزایش ضریب متوسط انتقال حرارت در طی فرآیند می شود. از طرفی، با توجه به این که مقاومت اصلی انتقال حرارت در پدیده چگالش تماس مستقیم جت بخار در جریان آب، در قسمت مایع می باشد،

افزایش رینولدز باعث افزایش ضریب متوسط انتقال حرارت با شیب تند می شود. بنا به آزمایشات انجام شده در این پژوهش، بازه ضریب متوسط انتقال حرارت در شرایط این آزمایش ها بین  $0.716$  تا  $3.131$   $\text{MW/m}^2\text{K}$  محاسبه شده است. به عنوان مثال، در شارهای جرمی بخار  $240$  و  $430$   $\text{kg/m}^2\text{s}$  در آب با دمای  $20^\circ\text{C}$ ، با تغییر عدد رینولدز جریان آب از مقدار  $3459$  به  $20754$  ضریب متوسط انتقال حرارت به ترتیب به میزان  $94$  و  $257$  درصد افزایش می یابد.



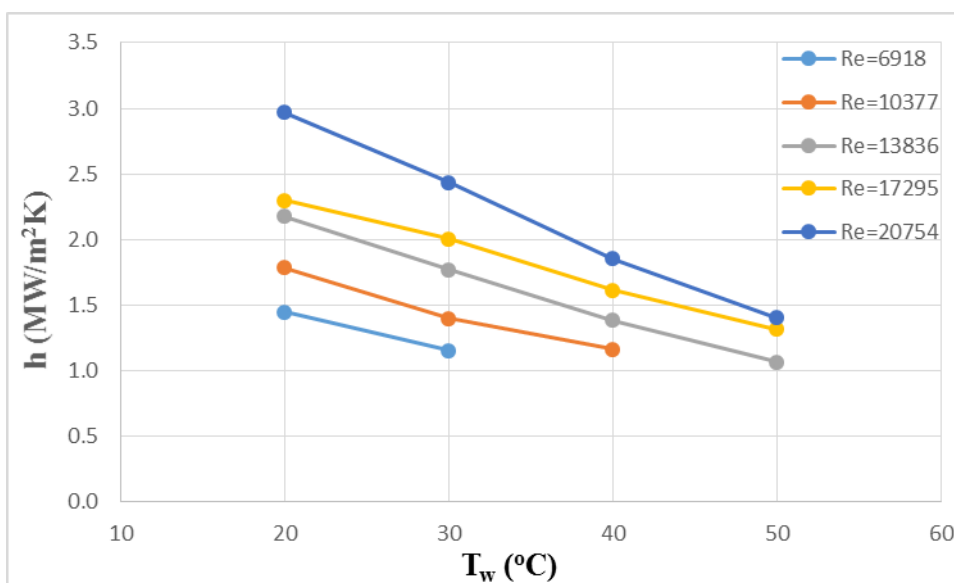
شکل ۸- نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت متوسط بر حسب عدد رینولدز جریان آب

شکل ۹ نحوه تغییرات ضریب متوسط انتقال حرارت نسبت به شار جرمی بخار ورودی در اعداد رینولدز مختلف جریان آب با دمای  $20^\circ\text{C}$  را نشان می دهد. همان طور که در این نمودار مشاهده می شود، برای جریان آب با اعداد رینولدز مختلف با افزایش شار جرمی بخار ضریب متوسط انتقال حرارت کاهش می یابد و دلیل آن، افزایش توده آب گرم اطراف توده بخار است که اختلاف دما را کاهش داده و باعث کاهش انتقال حرارت می شود. همچنین، با توجه به افزایش طول توده بخار و در نتیجه افزایش سطح آن بر اثر افزایش شار جرمی بخار، رابطه ۳ نیز کاهش میزان ضریب متوسط انتقال حرارت را پیش بینی می کند. به عنوان مثال، با افزایش شار جرمی بخار ورودی از مقدار  $200$  تا  $540$  در جریان آب با دمای  $20^\circ\text{C}$  و عدد رینولدز برابر  $6918$ ، مقدار ضریب متوسط انتقال حرارت به میزان  $67$  درصد کاهش می یابد. این درصد کاهش در همین بازه تغییرات شار جرمی بخار برای جریان با دمای مشابه و عدد رینولدز  $17295$  برابر  $52$  درصد می باشد.



شکل ۹- نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت متوسط بر حسب شار جرمی بخار

تغییرات ضریب متوسط انتقال حرارت نسبت به دما، در رینولدزهای مختلف و شار جرمی بخار  $340 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ، در شکل ۱۰ نشان داده شده است. از نمودار بالا می‌توان دریافت که برای رینولدزهای مختلف با افزایش دمای آب ورودی، ضریب انتقال حرارت کاهش می‌یابد که علت آن کاهش اختلاف دمای بین آب و توده بخار بوده و در نتیجه آن، انتقال حرارت کاهش می‌یابد. با کاهش انتقال حرارت نیز ضریب متوسط انتقال حرارت کاهش می‌یابد که این میزان این کاهش، به عنوان مثال برای جریان آب با رینولدز  $13836$  در شار جرمی بخار برابر  $340 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ، حدود ۵۰ درصد می‌باشد.



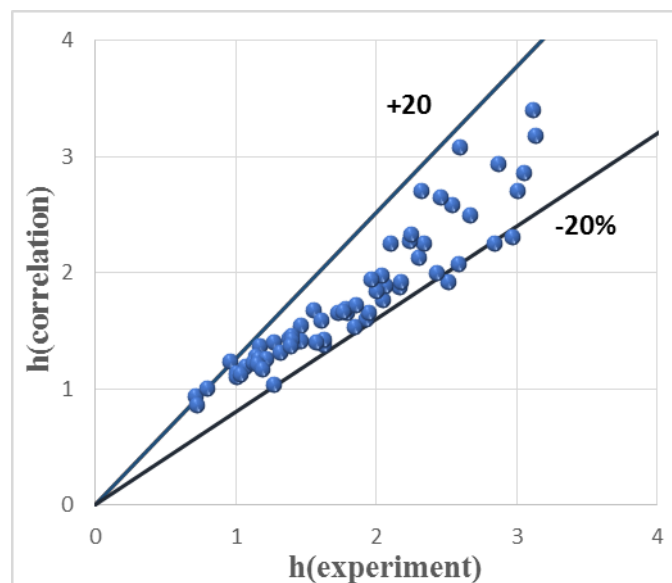
شکل ۱۰- نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت متوسط بر حسب دمای آب



مطابق با رابطه شماره ۳ و با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک، این عبارت می‌تواند با سازگار ساختن اطلاعات آزمایشگاهی اصلاح گردد:

$$h = 0.627 C_p G_m B^{1.69} \left(\frac{G}{G_m}\right)^{-1.44} \text{Re}^{0.45} \quad (4)$$

خطای به دست آمده بین ضریب انتقال حرارت متوسط محاسبه شده به وسیله رابطه ۴ و اطلاعات آزمایشگاهی در شکل ۱۱ نشان داده شده است که نشان می‌دهد بیشتر نتایج به دست آمده از رابطه پیشنهادی در گستره  $\pm 20\%$  از داده‌های تجربی قرار دارند.

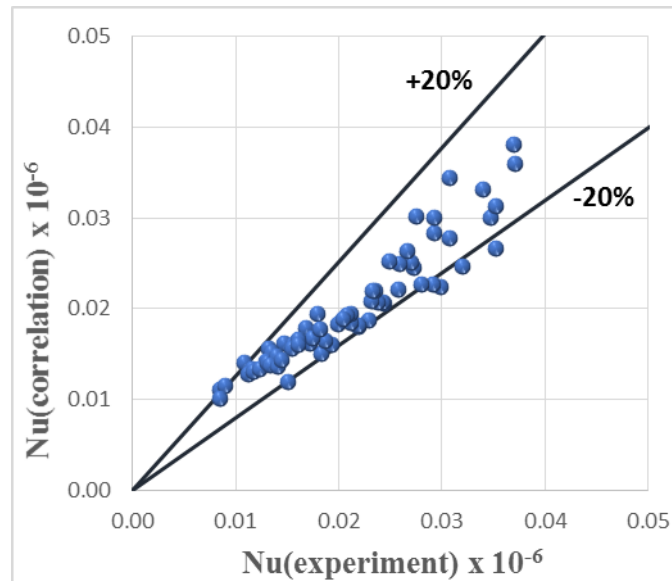


شکل ۱۱- مقایسه نتایج رابطه پیشنهادی برای ضریب انتقال حرارت متوسط با داده‌های تجربی

به علاوه، عدد ناسلت متوسط نیز می‌تواند با سازگار ساختن اطلاعات آزمایشگاهی به دست آید:

$$Nu = \frac{hD}{K_w} = 11343 B^{1.865} \left(\frac{G}{G_m}\right)^{-1.44} \text{Re}^{0.45} \quad (5)$$

که در آن  $K_w$  ضریب رسانایی آب است. اختلاف بین عدد ناسلت متوسط محاسبه شده از رابطه ۵ و داده‌های آزمایشگاهی در شکل ۱۲ نشان داده شده، که نشان می‌دهد اکثر داده‌های آزمایشگاهی در گستره  $\pm 20\%$  از رابطه قرار دارند.



شکل ۱۲- مقایسه نتایج رابطه پیشنهادی برای عدد ناسلت متوسط با داده های تجربی

##### ۵. نتیجه گیری

آزمایشات بسیاری برای به دست آوردن نتایج قابل اعتماد برای پدیده چگالش تماس مستقیم بخار در جریان آب درون لوله عمودی با مقطع مربعی و با استفاده از دوربین سرعت بالا انجام گردید که در طی آن، چهار شکل مختلف توده بخار (کروی، مخروطی، استوانه‌ای و واگرا) مشاهده شد و همچنین مشخص شد که توزیع آنها تابع سه عامل شار گرمی بخار، دمای آب و رینولدز جریان است. همچنین تأثیر این سه عامل بر روی مشخصه های چگالش شال طول توده بخار، ضریب انتقال حرارت متوسط و عدد ناسلت پدیده بررسی گردید.

طول بی بعد توده بخار در آزمایشات، در گستره ۰٫۵ تا ۵٫۱ اندازه گیری شد. برای پیش بینی این طول، رابطه ای که تابع شار گرمی بخار، پتانسیل محرک چگالش (B) و عدد رینولدز جریان آب می باشد، پیشنهاد شد. پیش بینی های انجام شده توسط این رابطه دارای تطابق خوبی با داده های تجربی می باشد؛ به طوری که اکثر نتایج رابطه ارائه شده در بازه  $\pm 20\%$  از داده های تجربی قرار می گیرد.

ضریب انتقال حرارت متوسط نیز در گستره  $0.716$  تا  $3.131$  MW/m<sup>2</sup>K اندازه گیری شد. رابطه ای نیز برای پیش بینی این پارامتر ارائه شد که به وسیله آن می توان عدد ناسلت را نیز به دست آورد. این رابطه تابعی از شار گرمی بخار، پتانسیل محرک چگالش (B) و عدد رینولدز می باشد. نتایج به دست آمده از این رابطه پیشنهادی تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی داشته، به طوری که اکثر داده های به دست آمده در بازه  $\pm 20\%$  از داده های تجربی قرار می گیرند. همچنین پیشنهاد می گردد داده های آزمایشگاهی بیشتری جهت توسعه نقشه رژیم چگالش تماس مستقیم جت بخار در جریان آب برای بازه های وسیع تر پارامترهای موثر در این پدیده جمع آوری گردد.

##### ۶. مراجع

1. Kerney, P., G. Faeth, and D. Olson, *Penetration characteristics of a submerged steam jet*. AIChE Journal, 1972. **18**(3): p. 548-553.
2. Chan, C. and C. Lee, *A regime map for direct contact condensation*. International Journal of Multiphase Flow, 1982. **8**(1): p. 11-20.

3. Chun, M.-H., Y.-S. Kim, and J.-W. Park, *An investigation of direct condensation of steam jet in subcooled water*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1996. **23**(7): p. 947-958.
4. de With, A.P., R. Calay, and G. de With, *Three-dimensional condensation regime diagram for direct contact condensation of steam injected into water*. International journal of heat and mass transfer, 2007. **50**(9): p. 1762-1770.
5. de With, A., *Steam plume length diagram for direct contact condensation of steam injected into water*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2009. **30**(5): p. 971-982.
6. Wu, X.-Z., et al., *Experimental study on the condensation of supersonic steam jet submerged in quiescent subcooled water: steam plume shape and heat transfer*. International Journal of Multiphase Flow, 2007. **33**(12): p. 1296-1307.
7. Wu, X.-Z., et al., *Experimental study on sonic steam jet condensation in quiescent subcooled water*. Chemical Engineering Science, 2009. **64**(23): p. 5002-5012.
8. Wu, X.-Z., et al., *Experimental investigation of over-expanded supersonic steam jet submerged in quiescent water*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010. **34**(1): p. 10-19.
9. Dahikar, S.K., M.J. Sathe, and J.B. Joshi, *Investigation of flow and temperature patterns in direct contact condensation using PIV, PLIF and CFD*. Chemical Engineering Science, 2010. **65**(16): p. 4606-4620.
10. Song, C.-H., et al., *Characterization of direct contact condensation of steam jets discharging into a subcooled water*. Experimental tests and qualification of analytical methods to address thermohydraulic phenomena in advanced water cooled reactors, 2000: p. 21.
11. Xu, Q., et al., *Experimental study on direct contact condensation of stable steam jet in water flow in a vertical pipe*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013. **66**: p. 808-817.
12. Zong, X., et al., *Experimental study on the direct contact condensation of steam jet in subcooled water flow in a rectangular mix chamber*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015. **80**: p. 448-457.
13. Kim, Y.-S., J.-W. Park, and C.-H. Song, *Investigation of the stem-water direct contact condensation heat transfer coefficients using interfacial transport models*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2004. **31**(3): p. 397-408.
14. Park, H.-S., S.-W. Choi, and H.C. No, *Direct-contact condensation of pure steam on co-current and counter-current stratified liquid flow in a circular pipe*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(5): p. 1112-1122.
15. Kim, H.Y., et al., *Experimental study on stable steam condensation in a quenching tank*. International Journal of Energy Research, 2001. **25**(3): p. 239-252.