



Development of an Optimized Numerical Model for Numerical Analysis of Two-Phase Fluid Flow in Vertical Channel with Variable Flux in Transient Mode

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Bakhshan Y.^{1*},
Pourjam M.¹,
Khorshidi J.¹

How to cite this article

Bakhshan Y., Pourjam M., Khorshidi J., Development of an Optimized Numerical Model for Numerical Analysis of Two-Phase Fluid Flow in Vertical Channel with Variable Flux in Transient Mode. Modares Mechanical Engineering; 2025;25(02):65-76.

¹ Department of Mechanical Engineering, Hormozgan University, Bandar Abbas, Iran

*Correspondence

Address: Department of Mechanical Engineering, Hormozgan University, Bandar Abbas, Iran.

bakhshan@hormozgan.ac.ir

Article History

Received: December 19, 2024

Accepted: March 24, 2025

ePublished: April 22, 2025

ABSTRACT

In this research a new fully implicit numerical scheme has been developed for the simulation of transient two-phase flow in a vertical channel. The development of multi-scale modeling capabilities through the use of thermal-hydraulic coupled systems and numerical fluid dynamics methods and the Jacobin-Krylov method has been investigated in this article. Here, the two-phase mixture of saturated steam and incompressible gas (steam-air mixture) is considered as a whole and the volume of fluid (VOF) model is used. Also, the RNG k- ϵ turbulence model is used and the wall boiling phenomenon is modeled with the partitioned heat flux model. The purpose of this study is to check the validity, accuracy and use of the developed numerical model. This study also confirms the capability of the developed tool to predict the impact of such phenomena on system behavior and to record the development of thermal stratification in a plenum with low mass flow. Comparing our results with the existing results is applicable for investigating thermohydraulic transients without stability limitations and the model developed in this research is simpler, more accurate and faster than other methods.

Keywords Vertical Channel, Heat and Mass Transfer, Steam-Air Mixture, Flow Rate, Fortran

CITATION LINKS

1- Comparison of phase interaction models for high pressure subcooled boiling flow in long vertical tubes. 2- FLICA-OVAP: A new platform for core thermal-hydraulic studies. 3- Formulation of a fully implicit numerical scheme for simulation of two-phase flow in a vertical channel using the Drift-Flux Model. 4- TAPINS: a thermal-hydraulic system code for transient analysis of a fully-passive integral. 5- Development and assessment of system analysis code, TASS/SMR for integral reactor, SMART. 6- Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable ... 7- Effects of non-condensable gas on laminar film condensation in a vertical tube. 8- Munoz-Cobo JL, Herranz L, Sancho J, Tkachenko I, Verdu G. Turbulent vapor condensation with noncondensable gases in vertical tubes. 9- Laminar mixed convection of humid air in a vertical channel with evaporation or condensation at the wall. 10- Convective condensation of vapor in the presence of a non-condensable gas of high concentration in laminar flow in a vertical pipe. 11- Effect of air humidity at the entrance on heat and mass transfers in a humidifier intended for a desalination system. 12- CFD simulation of water vapour condensation in the presence of non-condensable gas in vertical cylindrical condensers. 13- Numerical analysis of mixed-convection laminar film condensation from high air mass fraction ... 14- A study of mixed convection heat transfer with condensation from a parallel plate channel. 15- 3-D computational investigation and experimental validation of effect of shear-lift on two-phase flow... 16- Numerical analysis and experimental study of two-phase flow pattern and pressure drop characteristics in internally microfin tubes. 17- Experimental study of boiling flow in a vertical heated annulus with local two-phase measurements and visualization. 18- Numerical simulation of liquid-liquid two-phase flow heat transfer in circular microchannels. 19- Drift-flux model for dispersed adiabatic and boiling two-phase flows in rectangular channels. 20- Interaction between vapor bubbles during ...

توسعه یک مدل عددی بهینه جهت تحلیل عددی جریان سیال دوفازی در کانال عمودی با شار متغیر در حالت گذرا

یونس بخشان^{۱*}، محمد مهدی پورجم^۱، جمشید خورشیدی^۱

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه هرمزگان، بندرعباس، ایران

چکیده

در این پژوهش یک طرح عددی کاملاً ضمنی جدید برای شبیه‌سازی جریان دوفازی گذرا در یک کانال عمودی توسعه داده شده است. توسعه قابلیت‌های مدل‌سازی چند مقیاسی از طریق استفاده از سیستم‌های کوپل شده حرارتی - هیدرولیکی و روش‌های دینامیک سیالات عددی و روش ژاکوبین - کريلوف در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته است. در اینجا مخلوط دو فاز بخار اشباع و گاز غیرقابل تراکم (مخلوط بخار و هوا) به صورت یک کل در نظر گرفته شده و از مدل حجم سیال استفاده گردیده است. همچنین مدل تلاطم K-ε RNG بکار گرفته و پدیده جوشش دیواره با مدل پارتیشن‌بندی شده شار حرارتی مدل‌سازی شده است. هدف از مطالعه حاضر، بررسی اعتبار، دقت و استفاده از مدل عددی توسعه یافته است. این مطالعه همچنین قابلیت ابزار توسعه یافته را برای پیش‌بینی تأثیر چنین پدیده‌هایی بر رفتار سیستم و ثبت توسعه لایه‌بندی حرارتی در یک پلنیوم با جریان جرمی کم تأیید می‌کند. مقایسه نتایج بدست آمده ما با نتایج موجود برای بررسی گذرهای ترموهیدرولیکی بدون محدودیت پایداری قابل اجرا است و مدل توسعه یافته در این تحقیق ساده‌تر، دقیق‌تر و سریع‌تر از دیگر روش‌ها می‌باشد.

کلیدواژه‌ها: کانال عمودی، انتقال حرارت و جرم، مخلوط بخار-هوا، نرخ جریان، فرترن

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۹/۲۹

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۱/۰۴

*نویسنده مسئول: bakhshan@hormozgan.ac.ir

۱- مقدمه

پدیده‌های جریان دوفازی اغلب در سیستم‌های هیدرولیکی-حرارتی مانند راکتورهای هسته‌ای، سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر و انواع مختلف مبدل‌های حرارتی مشاهده می‌شوند. بنابراین آگاهی از ویژگی‌ها، مدل‌سازی و شبیه‌سازی آن‌ها از اهمیت بالایی برخوردار است.

در شبیه‌سازی عددی مستقیم تلاطم، معادلات حرکت سیال (معادلات نویر استوکس) بدون هیچ گونه فرضیات بسته شدن آشفتگی حل می‌شوند؛ بر خلاف سایر تکنیک‌های دینامیک سیالات محاسباتی مانند مدل‌سازی ویسکوزیته جریان گردابی که در آن مفروضات مدل‌سازی برای مسئله ضروری هستند. با توجه به وضوح زمانی و مکانی کافی، شبیه‌سازی مستقیم می‌تواند تمام مقیاس‌های آشفتگی را تا مقیاس کولموگروف نشان دهد. همچنین به دلیل قابلیت پیش‌بینی آن بر اساس محاسبات اولیه، به طور گسترده‌ای به عنوان یک منبع داده قابل اعتماد برای توسعه

و اعتبارسنجی مدل پذیرفته شده است. علاوه بر این، در مقایسه با آزمایش‌ها، شبیه‌سازی‌های عددی درجات بیشتری از کنترل را در مورد شرایط جریان فراهم می‌کنند.

مالی و همکاران^[1] در سال ۲۰۱۷ از مدل دو سیالی اولرین جهت پیش‌بینی جوشش جریان هسته‌ای مادون سرد با فشار بالا در لوله‌های عمودی استفاده نمودند. در این بررسی مشخص گردید که مدل‌های انتقال حرارت سطحی و فرکانس خروج حباب که برای شرایط فشار کم یا اتمسفر توسعه یافته‌اند، کاربرد خوبی برای شرایط فشار بالا نیز دارند. همچنین درصد خطای خیلی کم بین مدل‌های آشفتگی و داده‌های تجربی در پیش‌بینی‌های افت فشار شبیه‌سازی شده نشان می‌دهد که دینامیک سیالات محاسباتی روش امیدوارکننده‌ای برافت فشاری پیش‌بینی افت فشار می‌باشد. فیلیون و همکاران^[2] مدل شار رانشی را توسط حل‌کننده‌های نوع ریمان حجم محدود یکپارچه کردند. حاجی‌زاده و همکاران^[3] یک مطالعه عددی از جریان دوفازی یک بعدی و گذرا در یک کانال عمودی را با استفاده از مدل شار رانشی انجام دادند. لی و پارک^[4] با استفاده از برنامه تحلیل هیدرولیکی-حرارتی برای سیستم راکتور یکپارچه، معادلات حاکم گسسته‌سازی شده مدل شار رانشی را با رویکرد نیوتن بلاک گوس سایدل حل نمودند. چانگ و همکاران^[5] کد تحلیل سیستم TASS/SMR یا راکتور ماژولار سیستم یکپارچه گذرا و نقطه تنظیم را بر اساس یک شار رانشی سه معادله‌ای برای راکتور پیشرفته ماژولار سیستم یکپارچه توسعه دادند.

در شبیه‌سازی جریان‌های دوفازی از آنجایی که وجود گازهای غیرقابل تراکم اجتناب‌ناپذیر است، یک سری مطالعات در خصوص وجود گاز غیرقابل تراکم انجام شده است. می‌توان به مدل نظری مینکویز و اسپارو^[6] که به تجزیه و تحلیل تراکم فیلم لایه‌ای مخلوط بخار آب و هوا بر روی یک صفحه عمودی اختصاص داده شده است استناد کرد. آن‌ها نشان دادند که غلظت‌های جزئی گاز غیرقابل تراکم می‌تواند تأثیر زیادی بر نرخ انتقال حرارت داشته باشد. وانگ و تو^[7] مدلی را برای مطالعه اثر غیرقابل تراکم بر تراکم فیلم مخلوط بخار - گاز در جریان اجباری آشفتگی از طریق لوله عمودی توسعه دادند. مشخص شد که اثر گاز غیرقابل چگالش بر تراکم در مجاری نسبت به فضای نامحدود قابل توجه‌تر است و با افزایش کسر جرمی گاز غیرقابل تراکم، انتقال حرارت به صورت یکنواخت کاهش می‌یابد. کوبو و همکاران^[8] مدلی را برای چگالش حلقوی در داخل لوله‌های عمودی زمانی که گازهای غیرقابل چگالش وجود دارند ایجاد کرده‌اند. این کار نشان داد که در ناحیه آشفتگی و در عدد رینولدز بالا، ضرایب انتقال حرارت به شدت به تنش‌های برشی سطح بستگی دارد. هامو و همکاران^[9] یک مطالعه عددی بر روی جریان آرام رو به پائین هوای مرطوب در یک کانال عمودی همدم با دیواره‌های مرطوب با استفاده از مدل‌های ضخامت لایه صفر انجام دادند. دارما راثو و همکاران^[10]

جریان‌های دوفازی پراکنده آدیاباتیک و جوششی در کانال‌های مستطیلی توسعه داده و ارزیابی نموده‌اند. در این مطالعه اثرات پارامترهای هندسی، مانند طول مشخصه و نسبت ابعاد یک کانال مستطیلی، بر پارامترهای جریان دوفازی پراکنده مورد بحث قرار گرفته شده است. نهایتاً مشخص گردید که مدل شار رانشی می‌تواند کسر تهی را با بایاس ناچیز و عدم قطعیت تصادفی ± 0.0358 و ± 0.434 (اندازه‌گیری مقدار مطلق) و $\pm 13/9$ درصد و $\pm 8/72$ درصد (اندازه‌گیری مقدار نسبی) را به ترتیب برای جریان‌های دوفازی آدیاباتیک و جوششی در کانال‌های مستطیلی پیش‌بینی کند. ادمویاوا و همکارانش^[20] شبیه‌سازی‌های عددی برای مطالعه برهم‌کنش بین حباب‌های بخار متعدد در جوشش جریان میکروکانالی را انجام دادند. نتایج نشان می‌دهد که برای تعداد حباب‌های مختلف در میکروکانال‌ها با اندازه اولیه و موقعیت حباب‌های پیشرو یکسان، اندازه حباب در یک میکروکانال تک حباب در مقایسه با حباب پیشرو در یک میکروکانال چند حبابی به دلیل جذب گرما توسط تبخیر در حباب‌های پشتی بزرگ‌تر است. در این تحقیق یک مدل عددی کاملاً ضمنی جهت شبیه‌سازی جریان دو فاز گذرا توسعه داده شده است که از نظر دقت و سرعت در مقایسه با سایر مدل‌ها توانایی بیشتری دارد و استفاده از آن راحت‌تر از سایر مدل‌ها است.

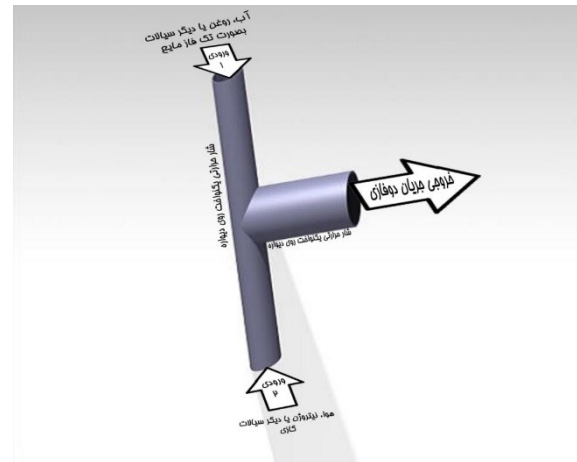
۲- معادلات حاکم

۲-۱- معادلات بقاء

در این مدل‌سازی مخلوط را به جای اینکه بصورت دو فاز به طور جداگانه در نظر بگیریم به صورت یک کل در نظر می‌گیریم و مخلوط بخار اشباع و گاز غیرقابل تراکم (مخلوط بخار-هوا) وارد کانال عمودی به عرض $4H$ با دمای ورودی یکنواخت T_{in} ، سرعت U_{in} و رطوبت نسبی ϕ_{in} می‌شود. کسر جرمی بخار ورودی W_{in} با استفاده از دمای ورودی و رطوبت نسبی تعیین می‌شود. دمای دیواره سمت چپ کمتر از دمای مخلوط ورودی نگه داشته می‌شود که منجر به تراکم بخار و ایجاد یک فیلم مایع در طول کانال در جایی که دیواره سمت راست آدیاباتیک و غیرقابل نفوذ است می‌شود. جریان به صورت دو بعدی فرض شده است. از اتلاف ویسکوز به دلیل سرعت کم صرف‌نظر شده و اثرات دوفور و سورت نادیده گرفته شده‌اند. مخلوط به عنوان یک گاز ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود. تقریب بوزینسک برای خواص حرارتی-فیزیکی، جایی که آن‌ها در دمای مرجع و کسر جرمی طبق قانون یک سوم ارزیابی می‌شوند اتخاذ شده است. مدل شار رانشی یک بعدی گذرا را می‌توان بر حسب چهار معادله میدانی شامل دو معادله پیوستگی (مخلوط و فاز پراکنده)، یک معادله حرکت مخلوط و یک معادله انرژی مخلوط بیان کرد. در صفحه سمت چپ، یک فیلم آب مایع جاری شده در نظر گرفته شده است و به عنوان یک شرط مرزی تلقی می‌شود. دمای آن برابر با دمای دیواره است. این فرض به طور گسترده در

یک مدل نظری برای چگالش فیلم لایه‌ای درون لوله‌ای بخار آب در حضور گاز غیرقابل تراکم با غلظت بالا ایجاد کرده‌اند که ضرایب انتقال حرارت تراکم و سرعت چگالش در حضور گاز غیرقابل تراکم به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. کسیم و همکاران^[11] یک مطالعه عددی برای بررسی اثر رطوبت هوای ورودی در جریان هوای رو به بالا برای یک کانال عمودی انجام داده‌اند. آن‌ها از مدل ضخامت لایه صفر استفاده کردند. گزارش شده است که افزایش رطوبت ورودی به شدت بر عملکرد رطوبت‌ساز تأثیر می‌گذارد زیرا باعث تراکم بخار آب روی دیواره‌ها می‌شود. لی^[12] به بررسی تراکم بخار آب در حضور گاز غیرقابل تراکم در یک لوله استوانه‌ای عمودی با استفاده از کد فلوئنت پرداخته است. حسنی‌نژاد فراهانی و همکاران^[13] یک راه حل عددی برای تراکم فیلم لایه‌ای در یک لوله عمودی ارائه کرده‌اند. آن‌ها گزارش دادند که سرعت در مخلوط با افزایش فاصله از ورودی به پروفیل سهموی بیشتری می‌رسد. علاوه بر این، پروفیل دما برای مخلوط گاز یک شکل سهموی دارد، اما در ناحیه مایع دارای پروفیل تقریباً خطی است. گیری و همکاران^[14] یک مطالعه محاسباتی بر روی همرفت مخلوط برای یک کانال عمودی تحت انتقال همزمان گرما و جرم که نشان‌دهنده تراکم است انجام داده‌اند. این کار نشان داد که هم گرمای محسوس محلی ناسلت و هم اعداد ناسلت متراکم محلی به طور یکنواخت در امتداد محوری کاهش و به طور کامل در پائین دست توسعه می‌یابند. لی و همکارانش^[15] در مطالعه‌ای تمرکز خود را بر توسعه یک رویکرد محاسباتی سه بعدی برای پیش‌بینی جوشش جریان هسته‌ای با مادون سرد بالا در جریان صعودی عمودی گذاشته‌اند. در این بررسی مشخص گردید که روش محاسباتی موجود بر اساس رویکرد حجم سیال ضعف‌های اساسی در مدل‌سازی جریان‌های چند فازی را نشان داده است که بیشتر از نمایش ناکافی نیروی برشی بر روی حباب‌ها ناشی می‌شود. ژانگ و همکاران^[16] به مطالعه الگوهای جریان دوفازی و ویژگی‌های افت فشار در لوله‌های میکروفین با در نظر گرفتن متغیرهایی مانند عدد رینولدز دوفازی، کسر تهی گاز، قطر داخلی لوله، زاویه ماریچ و تعداد میکروفین‌ها از طریق هر دو روش عددی و تجربی پرداختند. جوسف و همکاران^[17] در یک کار آزمایشگاهی ساختار جریان را با یک دوربین پر سرعت ضبط و شروع جوشش هسته‌ای و نقطه تولید بخار خالص را برای هر یک از شرایط مورد مطالعه شناسایی نمودند. سائو و همکارانش^[18] به بررسی انتقال حرارت جریان دو فاز مایع - مایع در میکروکانال‌های دایره‌ای از طریق شبیه‌سازی عددی با استفاده از روش تنظیم سطح پرداختند. مشخص گردید که با کشش‌های سطحی مختلف، عملکرد انتقال حرارت جریان دوفازی روندهای تکاملی مختلفی را با نسبت‌های ویسکوزیته متفاوت نشان می‌دهد. همچنین افزایش کشش سطحی باعث افزایش انتقال حرارت همرفتی در جریان دو فاز می‌گردد. راسامی و هیبیکی^[19] پارامترهای شار رانشی را به طور محدود برای

پیشینه‌های پژوهشی مورد استفاده قرار گرفته است. در شکل شماره ۱ شماتیک میکروکانال آورده شده است.



شکل ۱) شماتیک میکروکانال با مقطع دایره‌ای

با استفاده از مفروضات فوق می‌توان شکل بدون بعد معادلات حاکم را به صورت زیر نوشت:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (۱)$$

معادله مومنتوم در راستای محور x:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{2}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (۲)$$

معادله مومنتوم در راستای محور y:

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{2}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (۳)$$

معادله انرژی:

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{2}{RePr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (۴)$$

معادله بقاء گونه‌ها:

$$U \frac{\partial C}{\partial X} + V \frac{\partial C}{\partial Y} = \frac{2}{RePr} \left(\frac{\partial^2 C}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial Y^2} \right) \quad (۵)$$

و داریم

$$X = \frac{x}{4H} \quad Y = \frac{y}{4H} \quad U = \frac{u}{u_{in}} \quad V = \frac{v}{u_{in}} \\ \theta = \frac{T - T_{in}}{T_w - T_{in}} \quad C = \frac{W - W_{in}}{W_w - W_{in}} \quad P = \frac{p}{\rho_{in} u_{in}^2}$$

از سوی دیگر،

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m v_m) = 0 \quad (۶)$$

$$\frac{\partial \alpha_g \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\alpha_g \rho_g v_m) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\alpha_g \rho_l}{\rho_m \rho_g} \overline{V_{dl}} \right) = \Gamma \quad (۷)$$

$$\frac{\partial \rho_m v_m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m v_m^2) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\alpha_g}{(1-\alpha_g)} \frac{\rho_l}{\rho_m \rho_g} \overline{V_{dl}}^2 \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} - \rho_m g_z - \frac{f_m}{2D} \rho_m v_m |v_m| \quad (۸)$$

$$\frac{\partial \rho_m h_m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m h_m v_m) = \frac{q_w' \xi_h}{A} - \quad (۹)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\alpha_g \rho_l \rho_g}{\rho_m} \Delta h_{fg} \overline{V_{dl}} \right) + \frac{\partial P}{\partial t} + \left(v_m + \frac{\alpha_g (\rho_l - \rho_g)}{\rho_m} \overline{V_{dl}} \right) \frac{\partial P}{\partial z}$$

در معادلات فوق فشار، سرعت مخلوط، آنتالپی مخلوط و کسر تهی متغیرهای اولیه هستند. معادلات ۶ تا ۹ همراه با معادلات ترمودینامیکی و سازنده مناسب، یک سیستم ترکیبی از معادلات غیرخطی را تشکیل می‌دهند.

۲-۲- مدل‌های استفاده شده در حل معادلات

در این مطالعه از روش حجم سیال استفاده شده است.

۲-۳- مدل تلاطم

در این مقاله از مدل تلاطم K-ε RNG استفاده شده است.

۲-۴- شرایط مرزی

در این مطالعه از شرایط مرزی ورودی، خروجی و دیوار تر و سرعت عرضی در فصل مشترک مخلوط استفاده شده است. معادلات ۶ تا ۹ چهار معادله هستند که برای بدست آوردن فشار، سرعت مخلوط، آنتالپی مخلوط و کسر تهی به عنوان متغیرهای اولیه استفاده می‌شوند. بنابراین این معادلات نیاز به تعیین خواص مایع/بخار دارند. این خواص را می‌توان از فشار و دما با استفاده از معادله حالت بدست آورد. دو گزینه ممکن برای تعریف دماهای فازی وجود دارد که اولی فرض می‌کند که دماهای فازی یکسان هستند. در فرض دومی، فاز بخار همیشه در شرایط اشباع در نظر گرفته می‌شود.

برای محاسبه نرخ جریان جرم متراکم در واحد عرض متناسب با سرعت تراکم از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$\dot{m} = \rho V_{ed} dx \quad (۱۰)$$

جهت محاسبه کسر جرمی برای مقادیر بالای کسر جرمی هوا، رطوبت نسبی به عنوان یک پارامتر استفاده می‌شود. به راحتی می‌توان رطوبت نسبی ورودی را به جای کسر جرم ورودی مشخص کرد. در این حالت، دما و فشار ورودی نیز علاوه بر رطوبت نسبی ورودی برای محاسبه کسر جرمی ورودی مشخص می‌شوند. کسر جرمی بخار ورودی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$W_{in} = \frac{M_v P_{sat}(T)}{M_a [P - P_{sat}(T)] + M_v P_{sat}(T)} \quad (۱۱)$$

کسر جرمی بخار در دیوار تر، برای شرایط اشباع در دمای دیواره، با در نظر گرفتن مخلوط بخار-هوا به عنوان یک گاز ایده‌آل محاسبه می‌شود (فرض می‌شود مخلوطی از دو گاز ایده‌آل است). ضریب اصطکاک، اصطکاک سیال روی دیواره کانال را اندازه‌گیری می‌کند که به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$f \cdot Re = 4 \left. \frac{\partial U}{\partial Y} \right|_{Y=0} \quad (۱۲)$$

۳- مدل‌سازی جوشش

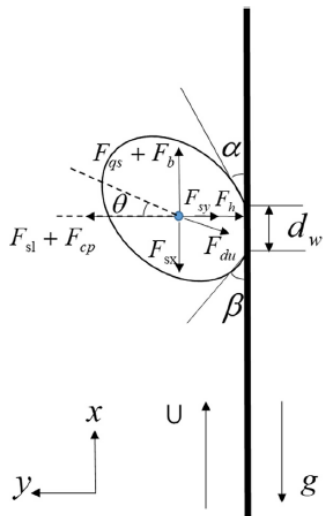
از مدل‌های جوشش برای محاسبه میزان تشکیل حباب و تبخیر در دیواره‌های گرم شده استفاده شده است. در این مطالعه پدیده جوشش دیواره با مدل پارتیشن‌بندی شده شار حرارتی مدل‌سازی

شده است. به طور مشابه، شکستن نیروهای موازی با دیواره نشان دهنده خروج حباب بخار است. با این حال، نیروهای موازی با دیواره در جوشش جریان عمودی با جوشش جریان افقی متفاوت است. علاوه بر نیروی کشش سطحی، نیروی پسای شبه پایا و نیروی رشد حباب، اثر نیروی شناوری در خروج حباب نقش دارد. معادله تعادل عمود به دیوار را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\sum F_x = F_{sx} + F_{qs} + F_{dux} + F_b = \rho_g V_b \frac{dv_{bx}}{dt} \quad (23)$$

که در آن نیروی شناوری به صورت رابطه زیر می‌باشد:

$$F_b = \frac{4}{3} \pi R^3 (\rho_l - \rho_v) g \quad (24)$$



شکل (۲) نیروهای وارده بر حباب در جریان جوشش عمودی رو به بالا

با جایگذاری تمام روابط نیروها در معادله (۲۳) خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{6} \pi D^3 (\rho_l - \rho_v) g + \frac{1}{8} \pi C_D \rho_l u_l^2 D^2 \\ & - \frac{\pi (\alpha - \beta) (\sin \alpha + \sin \beta)}{32 [\pi^2 - (\alpha - \beta)^2]} D \\ & - \frac{2b^4}{\pi} \rho_l \left[\frac{\rho_l c_{pl} (T_w - T_{sat})}{\rho_v h_{fg}} \right]^4 \alpha^2 \sin \theta = 0 \end{aligned} \quad (25)$$

مشخص گردید که قطر خروج حباب در جوشش جریان عمودی، یک معادله چند جمله‌ای مرتبه سوم است. از معادله بالا، قطر خروج حباب تحت تاثیر پارامترهای اختلاف چگالی $(\rho_l - \rho_v)$ ، گرانش g ، ضریب پسا C_D ، چگالی مایع ρ_l ، سرعت مایع u_l ، زاویه تماس پیشروی α ، زاویه تماس پسروی β ، ظرفیت حرارتی c_{pl} ، سوپرهیت دیواره $(T_w - T_{sat})$ ، چگالی بخار ρ_v ، گرمای نهان h_{fg} ، انتشار حرارتی a و زاویه شیبدار θ است. تاثیر هر کدام از پارامترهای بالا به طور مفصل در نتایج بحث شده است. در این پژوهش، یک طرح تفاضلی معکوس کاملاً ضمنی برای گسسته‌سازی زمانی معادلات میدان استفاده شده است و جملات همرفتی بر اساس طرح تئوری مشبک در جهت باد گسسته می‌شوند و سیستم غیرخطی معادلات ناشی از گسسته‌سازی کاملاً ضمنی بر اساس روش نیوتن خطی‌سازی شده است. به منظور

شده است. بر این اساس، شار حرارتی اعمال شده به دیواره خارجی به صورت مجموع سه شار حرارتی و به صورت ذیل نوشته می‌شود:

$$Q_{total} = Q_{conv} + Q_{quen} + Q_{evap} \quad (13)$$

آن‌ها به عنوان تابعی از دمای دیواره و پارامترهای جریان محلی مدل‌سازی می‌شوند. معادله (۱۳) مکرراً برای دمای دیواره محلی حل می‌شود تا پارتیشن‌بندی شار حرارتی دیواره را اقناع کند. هر یک از اجزای شار حرارتی را می‌توان به صورت زیر مدل کرد. همرفت آشفته دقیقاً مانند همرفت تک فاز آشفته مدل‌سازی می‌شود.

$$Q_{conv} = h_c (1 - A_w) (T_w - T_l) \quad (14)$$

که در آن h_c ضریب انتقال حرارت همرفتی می‌باشد که به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$h_c = St \rho_l c_{pl} u_l$$

در رابطه فوق St عدد استانتون، u_l سرعت در مرکز اولین حجم کنترل که به موازات دیواره گرم شده است و زیرنویس l نشان‌دهنده فاز مایع می‌باشد. شار حرارتی کوئنچینگ توسط روابط زیر مدل شده است:

$$Q_{quen} = h_q A_w (T_w - T_l) \quad (15)$$

$$h_q = \frac{2}{\sqrt{\pi}} f \sqrt{t_{wait} \lambda_l \rho_l c_{pl}} \quad (16)$$

ترم f فرکانس جدا شدن حباب است و t_{wait} زمان انتظار بین جدا شدن حباب‌های متوالی است که توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$t_{wait} = \frac{0.8}{f} \quad (17)$$

شار حرارتی تبخیری به صورت زیر مدل می‌شود:

$$Q_{evap} = \frac{\pi}{6} d_w^3 \rho_g f \cdot N'' \cdot h_{fg} \quad (18)$$

N'' چگالی سایت هسته‌زایی، d_w قطر جدا شدن حباب و h_{fg} گرمای نهان تبخیر است. چگالی سایت هسته‌زایی توسط رابطه زیر بدست می‌آید:

$$N'' = 0.8 \times 10^6 \left(\frac{T_w - T_l}{\Delta T_{reff}} \right)^{1.805} \quad (19)$$

و فرکانس جدا شدن حباب به صورت زیر مدل‌سازی شده است:

$$f = \sqrt{\frac{4g(\rho_l - \rho_g)}{3C_D d_w \rho_l}} \quad (20)$$

به دلیل وابستگی آن به جاذبه، این رابطه از جوشش استخری گرفته شده است. همچنین، ضریب پسا به صورت زیر محاسبه می‌شود:

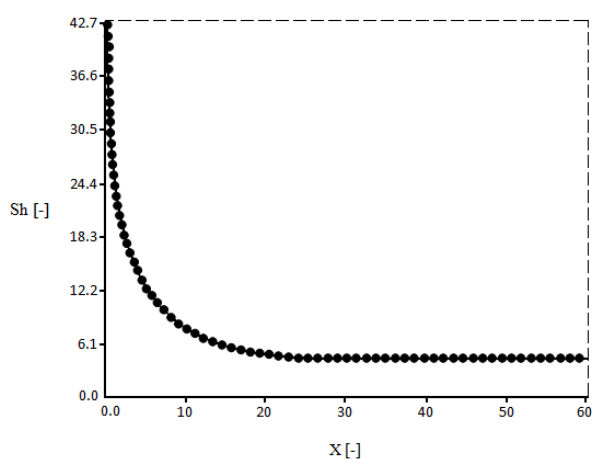
$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}) + 0.42 (1 + 4.25 \times 10^4 Re^{-1.16}) \quad (21)$$

سپس ضریب انتقال حرارت در طول محوری مدل از شار گرما، دمای دیواره بیرونی و دمای اشباع محلی که از فشار محلی استنتاج می‌شود قابل محاسبه است:

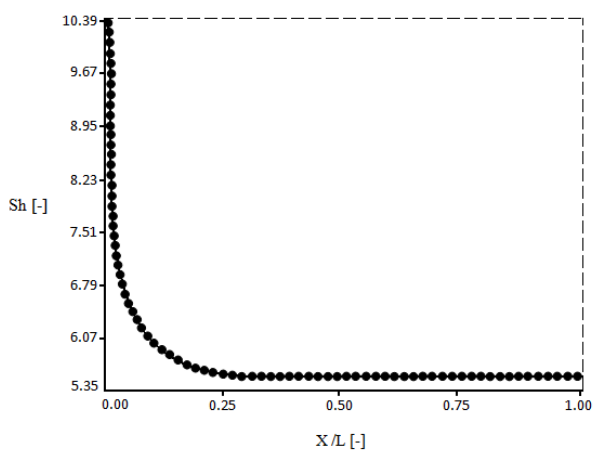
$$\alpha = \frac{q_w}{T_w - T_{sat}(p)} \quad (22)$$

نیروهای مختلفی که بر روی یک حباب در جریان جوشش عمودی رو به بالا عمل می‌نمایند به صورت شماتیک در شکل ۲ نشان داده

این موضوع با شیب مهمی نزدیک به ورودی کانال نسبت به بقیه کانال توضیح داده می‌شود. این کاهش به دلیل حذف حرارت از مخلوط است. عدد شروود انتقال جرم بین فیلم مایع و مخلوط جاری را مشخص می‌کند. تکامل محوری آن در نزدیکی دیواره همدمما در شکل ۴ (الف) نشان داده شده است. تجزیه و تحلیل این شکل نشان می‌دهد که تکامل عدد شروود برای مورد همرفت اجباری یکنواخت است. در واقع، در ورودی کانال، عدد شروود به دلیل یک گرادیان غلظت مهم مقادیر بالایی به خود گرفته و سپس کاهش می‌یابد تا به یک مقدار تقریبی دست یابد.



(الف)



(ب)

شکل ۴ (الف) تکامل محوری عدد شروود (ب) اعتبارسنجی عدد شروود

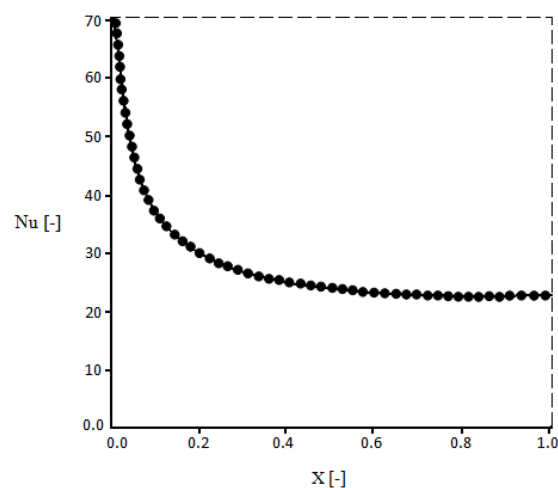
شکل ۵) سیر تکاملی محوری غلظت متوسط را با حساسیت به دمای ورودی برای همان رطوبت نسبی ورودی نشان می‌دهد. برای T_{in} کمتر از ۵۰ درجه سانتی‌گراد، غلظت ورودی کمتر از فیلم مایع است، در این حالت پدیده تبخیر رخ داده و W_m از طریق کانال افزایش می‌یابد. این به دلیل انتقال جرم از فیلم مایع به مخلوط است. با این حال، هنگامی که T_{in} بالاتر از ۶۵ درجه سانتی‌گراد باشد، غلظت در ورودی بیشتر از فیلم مایع می‌شود. در این مورد،

تجزیه و تحلیل اعتبارسنجی کد کامپیوتری، نتایج خود را با نتایج موجود در مراجع مقایسه کرده‌ایم و در آن ضریب اصطکاک ($f \cdot Re$) و عدد ناسلت (Nu_s) برای همرفت اجباری هیدرودینامیکی و توسعه حرارتی ارائه شده است و تطابق خوبی را با نتایج دیگران نشان می‌دهد. همچنین تطابق خوبی بین دو نتیجه برای اعداد ناسلت (شکل ۳) و شروود بدست آمده است، که اختلاف نسبی کمتر از ۱٪ می‌باشد. مقایسه بین نتایج حاضر و نتایج حاصل از هامو و همکاران^[9]، برای ضریب اصطکاک نشان می‌دهد که اختلافات کمتر از ۳٪ است که می‌تواند ناشی از عدم دقت مرتبط با دیجیتالی شدن نتایج گرافیکی آن‌ها باشد. همچنین عدد شروود برای جریان حرارتی با انتقال جرم برای همرفت اجباری، تطابق خوبی را بین نتایج حاضر و نتایج بدست آمده از هامو و همکارانش^[9] نشان می‌دهد (شکل ۴ (ب)). تطابق بین نتایج حاضر و نتایج حاصل از هامو و همکاران^[9] اعتبار کد توسعه یافته را برای محاسبه جریان با انتقال گرما و جرم کوپل شده تضمین می‌کند.

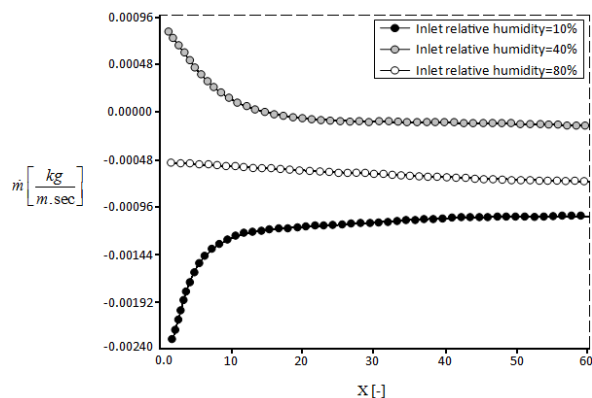
۴- نتایج و بحث

۴-۱- تغییرات محوری عدد ناسلت محسوس، عدد شروود و غلظت متوسط

شکل ۳) تغییر محوری عدد ناسلت محسوس را بر روی دیواره همدمما نشان می‌دهد. این دیواره با یک لایه مایع نازک مرطوب و در دمایی کمتر از دمای هوای مرطوب جاری یعنی T_{in} برابر با ۲۲ درجه سانتی‌گراد و در ورودی کانال T_{in} برابر با ۴۲ درجه سانتی‌گراد نگهداری می‌شود، بنابراین هوای جاری خنک می‌گردد. توجه می‌کنیم که عدد ناسلت تا زمانی که خروجی کانال یک مقدار تقریبی به خود بگیرد به شدت کاهش می‌یابد. این مقدار تقریبی (۴/۸۶) با مقدار کاملاً توسعه یافته برای همرفت اجباری مطابقت دارد. این نشان می‌دهد که انتقال حرارت در طول کانال کاهش می‌یابد.

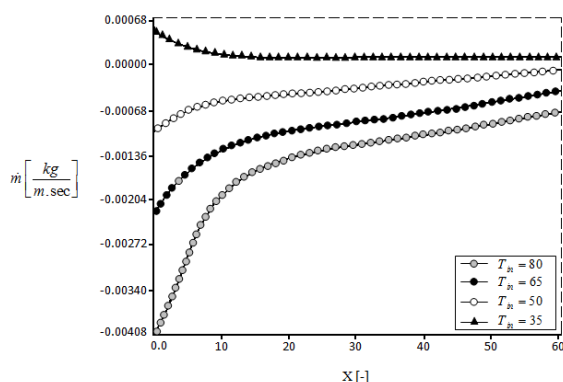


شکل ۳) تغییرات محوری عدد ناسلت



شکل ۶) تکامل محوری نرخ جریان جرمی برای مقادیر مختلف رطوبت نسبی ورودی در ورودی کانال

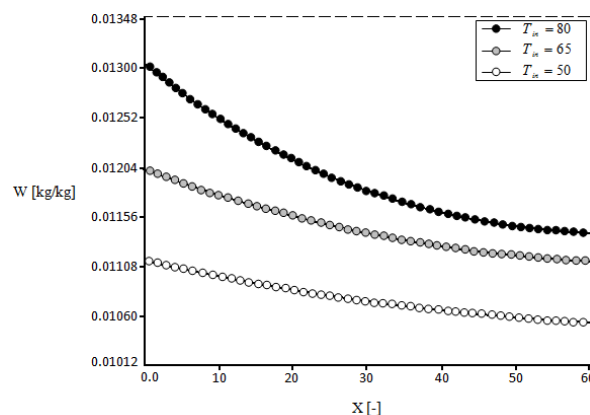
سیر تکاملی محوری نرخ جریان جرمی برای مقادیر مختلف دمای ورودی در شکل (۷) نشان داده شده است. این بر اساس محدوده دمای ورودی بین ۳۵ تا ۸۰ درجه سانتی‌گراد و برای مورد T_{in} برابر با ۵۰ درجه سانتی‌گراد است. ما یک مقدار مثبت از نرخ جریان جرمی را یادداشت می‌کنیم که نشان‌دهنده جریان به سمت دیواره آدیاباتیک کانال است. همانطور که در پاراگراف آخر توضیح داده شد، این بدین دلیل است که غلظت دیواره بیشتر از ورودی است. با این حال، برای دماهای ورودی بالاتر از ۵۰ درجه سانتی‌گراد، نرخ جریان جرمی مقادیر منفی دارد که همان مورد چگالش است. علاوه بر این، باید توجه داشت که در مورد T_{in} با دمای ۵۰ درجه سانتی‌گراد، فیلم تبخیر می‌شود، حتی دمای ورودی بیشتر از دمای دیواره است؛ و این به دلیل گرادیان غلظت در جایی که غلظت ورودی کمتر از دیواره است می‌باشد.



شکل ۷) تکامل محوری نرخ جریان جرمی برای مقادیر مختلف T_{in} در کانال

شکل (۸) مقایسه بین فرایندهای چگالش جریان در کانال جریان از سری آزمایش‌های سرعت ورودی گاز ۱۰۵، ۱۲۵ و ۱۴۵ متر بر ثانیه را نشان می‌دهد. تبدیل حفره به فیلم گاز چسبیده به سطح داخلی کانال جریان با افزایش سرعت مایع از ۱ متر بر ثانیه به ۳ متر بر ثانیه را می‌توان به وضوح در شکل مشاهده کرد.

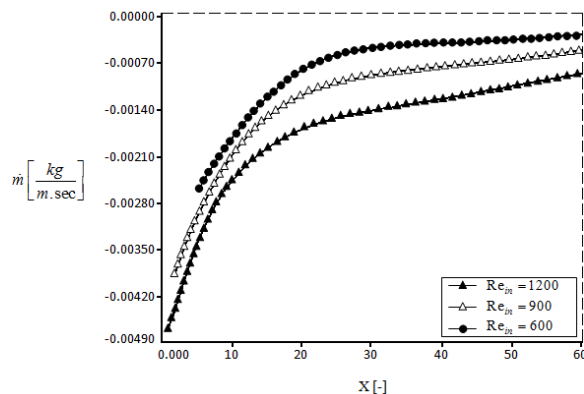
غلظت متوسط در طول کانال کاهش می‌یابد؛ و این موضوع با چگالش بخار توضیح داده می‌شود. در علت دوم، غلظت متوسط با افزایش دمای ورودی برای رطوبت نسبی معین افزایش می‌یابد.



شکل ۸) تکامل محوری غلظت متوسط برای مقادیر مختلف T_{in}

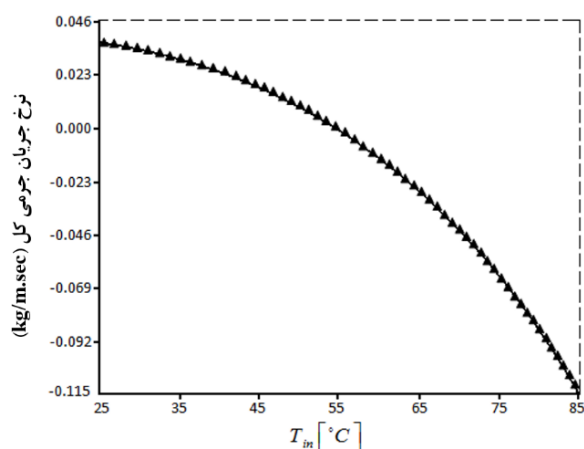
شکل (۹) سیر تکاملی محوری نرخ جریان جرمی متراکم را در واحد عرض بخار نشان می‌دهد. ما مقادیر مثبت نرخ جریان جرمی را برای ϕ_{in} معادل ۱۰٪ یادداشت می‌کنیم. این مقادیر مثبت نشان می‌دهد که مخلوط به سمت دیواره آدیاباتیک کانال جریان می‌یابد. نتیجه این است که در این حالت آب از فیلم مایع تبخیر شده و به جریان مخلوط منتقل می‌شود. به علاوه این موضوع مورد توجه قرار می‌گیرد که برای W_{in} با مقدار ۵/۵۳۶ گرم بر کیلوگرم و ϕ برابر با ۱۰٪، کسر جرمی هوا کمتر از فیلم W_w برابر با ۱۵/۲۳ گرم بر کیلوگرم است. این با پدیده تبخیر توضیح داده می‌شود. هنگامی که ϕ_{in} برابر ۴۰٪ است، مقادیر نرخ جریان جرمی به صفر نزدیک می‌شود که نشان می‌دهد تغییر فاز و همچنین انتقال جرم سطحی برای این مورد ناچیز است، جایی که غلظت در ورودی و دیوار نزدیک به W_w برابر با ۱۴/۷۱ گرم بر کیلوگرم است. از سوی دیگر، برای ϕ_{in} بزرگتر از ۴۰٪، جایی که کسر جرمی هوا بیشتر از فیلم مایع است، بخار آب موجود در هوا روی دیوار مرطوب چگالیده می‌شود. این چگالش با افزایش ϕ_{in} شدیدتر می‌شود. این به دلیل افزایش اختلاف بین کسر جرمی بخار ورودی و جداره است. برای سایر موارد، مطابق با ϕ_{in} برابر با ۴۰٪ و ۸۰٪، مشاهده می‌شود که مقدار مطلق نرخ جریان جرمی با ϕ_{in} افزایش می‌یابد. باید دانست که افزایش رطوبت نسبی به معنای افزایش غلظت بخار آب است، بنابراین در حالت دیگر کاهش رطوبت نسبی منجر به افزایش غلظت هوا می‌شود که نشان‌دهنده مقاومت در برابر گرما و انتقال جرم است که باعث مقاومت به نرخ جریان متراکم می‌شود. بنابراین، کاهش سرعت جریان جرم متراکم با مقاومت ناشی از حضور گاز غیرقابل تراکم، که در مورد ما هوا است، توضیح داده می‌شود.

این امر به این دلیل است که با افزایش x ، دما و رطوبت مطلق هوا به مقادیر دیواره مربوطه نزدیک می‌شوند، چون فاصله دما و غلظت مولد انتقال گرما و جرم است و وقتی باریک‌تر شود، انتقال گرما و جرم به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد.



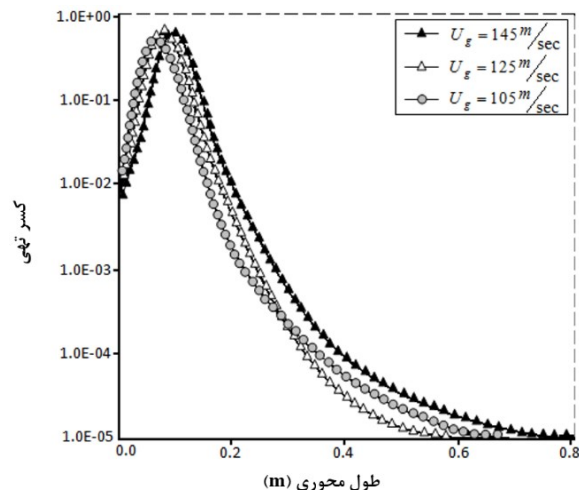
شکل ۱۰) تکامل محوری دبی جرمی برای مقادیر مختلف عدد رینولدز ورودی کانال

شکل ۱۱) کل نرخ جریان جرم متراکم را در واحد عرض به عنوان تابعی از دمای ورودی برای دمای دیوار ثابت نشان می‌دهد. برای دمای ورودی کمتر از $53/7$ درجه سانتی‌گراد، دبی جرمی کل مقادیر مثبتی دارد که نشان‌دهنده پدیده تبخیر است؛ این نشان‌دهنده این می‌باشد که جریان به سمت دیواره آدیاباتیک کانال است. بدین معنی که آب از فیلم مایع تبخیر می‌شود. علاوه بر این، باید توجه داشت که در این حالت، فیلم تبخیر می‌شود، حتی هنگامی که دمای ورودی بیشتر از دیواره است و این به دلیل کسر جرمی می‌باشد که در آن غلظت ورودی کمتر از دیواره است. برای دمای ورودی بیشتر از $53/7$ درجه سانتی‌گراد، چگالش رخ می‌دهد. دبی جرمی کل زمانی که دیواره همدم باشد با دمای ورودی افزایش می‌یابد.



و $T_w = 22^\circ\text{C}$, $\phi_{in} = 40\%$
 $Re = 360$ ($u_{in} = 0.142\text{ m/s}$), $\gamma = 1.65$

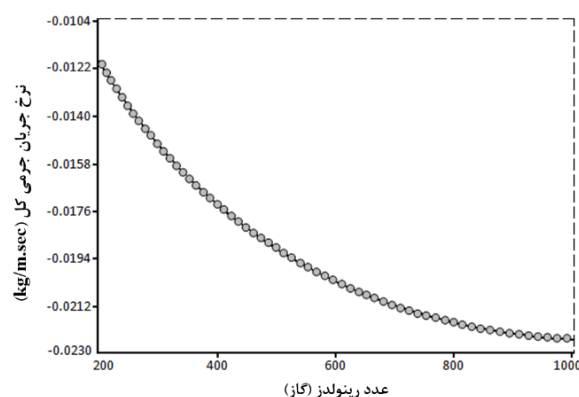
شکل ۱۱) نرخ جریان جرمی کل در برابر T_{in}



شکل ۸) تحولات ناحیه وزن‌دار شده کسر تهی متوسط در امتداد کانال

۲-۴- مطالعات اثر عدد رینولدز ورودی بر دبی جرمی متراکم

شکل ۹) نرخ جریان جرمی کل را به عنوان تابعی از عدد رینولدز ورودی نشان می‌دهد. این مطالعه با رطوبت نسبی ورودی و دمای ورودی ثابت انجام شده تا بتوان اثر عدد رینولدز را بر دبی جرمی متراکم کرد. تغییرات نشان می‌دهد که قدر مطلق دبی جرمی متراکم با عدد رینولدز به صورت یکنواخت افزایش می‌یابد (افزایش قدر مطلق دبی جرمی متراکم)، که نشان می‌دهد افزایش دبی جرمی متراکم با افزایش سرعت ورودی است. بنابراین، هر چه جریان سریع‌تر باشد، نرخ جریان جرمی میعان‌ات بیشتری تشکیل می‌شود. چون شیب منحنی در حال کاهش است، نرخ جریان جرمی پس از یک مقدار بحرانی عدد رینولدز ثابت خواهد ماند.



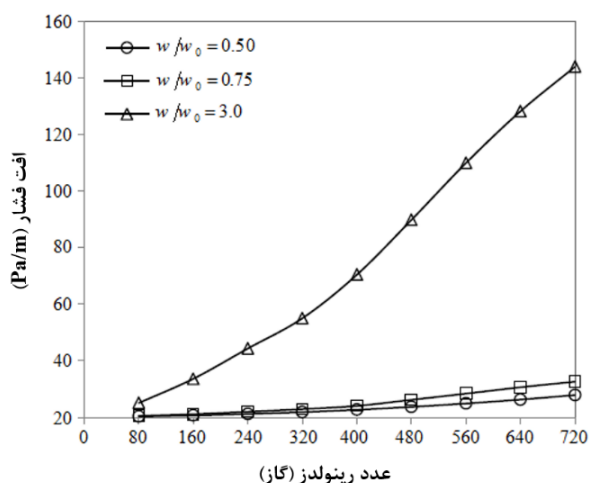
$T_w = 22^\circ\text{C}$, $T_{in} = 50^\circ\text{C}$, $\phi_{in} = 40\%$, $\gamma = 1.65$

شکل ۹) نرخ جریان جرمی کل در برابر عدد رینولدز

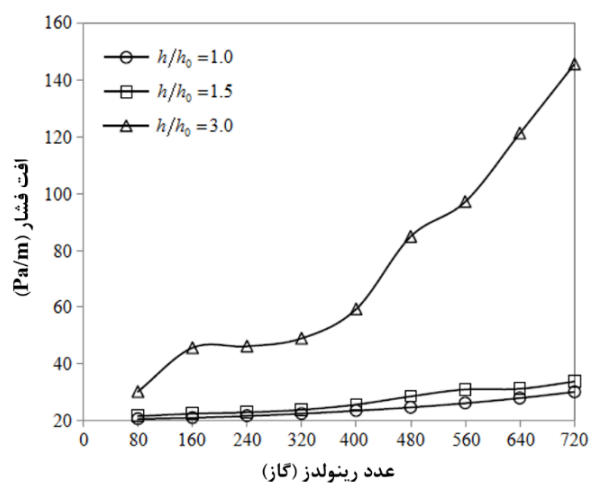
شکل ۱۰) سیر تکاملی محوری نرخ جریان جرم متراکم بر روی دیواره همدم را برای مقادیر مختلف عدد رینولدز با رطوبت و دمای نسبی ورودی ثابت نشان می‌دهد. باید توجه داشت که در یک موقعیت محوری معین، دبی جرمی متراکم یک جریان تک فاز با عدد رینولدز افزایش می‌یابد اما در اینجا سرعت جریان متراکم ضعیف‌تر می‌شود زیرا هوای مرطوب از طریق کانال نفوذ می‌کند.

۴-۲-۲- اثر عدد رینولدز بر فاز گاز

اثرات عدد رینولدز بر فاز گاز و افت فشار در شکل‌های (۱۵) و (۱۶) در شرایط مختلف نشان داده شده‌اند که تمام پارامترهای دیگر را ثابت نگه می‌دارد. در این حالت مقدار چگالی برابر ۱۰۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب در نظر گرفته می‌شود و سرعت سطحی گاز ۱۵ متر بر ثانیه است. با افزایش رینولدز گاز، افت فشار و ضریب اصطکاک افزایش چشمگیری پیدا می‌کند.



شکل ۱۵) تغییر افت فشار با عدد رینولدز (گاز) درون میکروکانال T شکل با مقطع دایره‌ای با قطر ۳۷۵ μm و قطر ذره ۱۲ μm



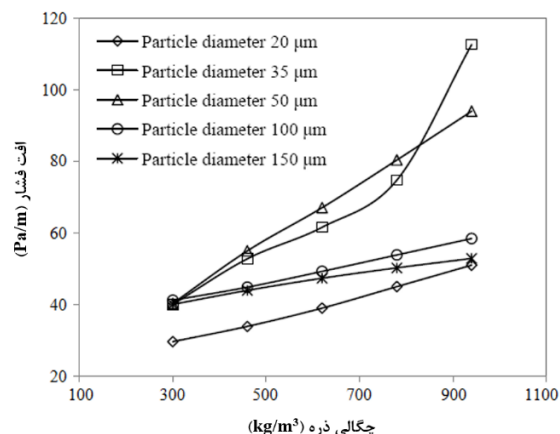
شکل ۱۶) تغییر افت فشار با عدد رینولدز (گاز) درون میکروکانال T شکل با مقطع دایره‌ای با قطر ۴۷۵ μm و قطر ذره ۱۲ μm

۴-۳- اعتبارسنجی

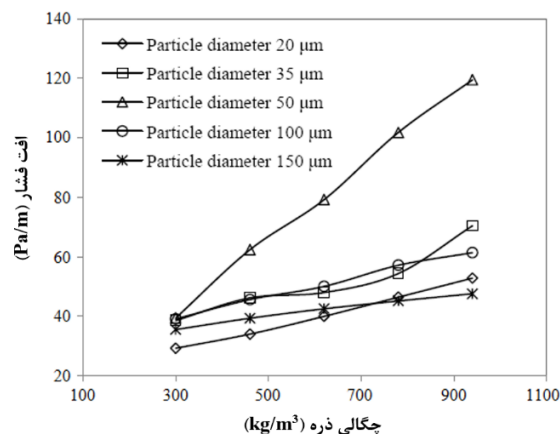
در این بخش اعتبارسنجی تحلیل عددی که نقش مهمی در مدل‌سازی عددی را ایفا می‌کند بررسی می‌نمائیم. در اینجا، اعتبارسنجی مدل عددی، به کمک داده‌های آزمایشی برای یک میکرولوله T شکل که توسط Tsuji و Morikawa (1982) انجام گرفته است در دو شکل ۱۷ و ۱۸ صورت پذیرفته است.

۴-۲-۱- اثر چگالی ذرات

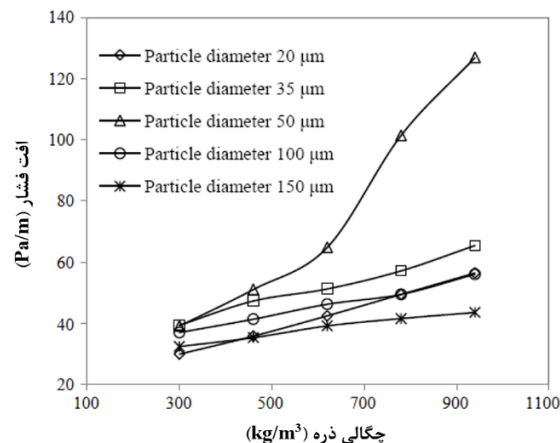
اثر چگالی ذرات بر افت فشار در شکل‌های (۱۲) تا (۱۴) برای شرایط مختلف نشان داده شده است و تمام پارامترهای دیگر ثابت نگه داشته می‌شوند. در این مطالعه چگالی ذرات مختلف ۹۴۵ کیلوگرم بر متر مکعب در نظر گرفته شده و سرعت گاز سطحی ۱۵ متر بر ثانیه است.



شکل ۱۲) تغییر افت فشار با چگالی ذرات برای مقادیر مختلف درون میکروکانال T شکل با مقطع شش ضلعی



شکل ۱۳) تغییر افت فشار با چگالی ذرات برای مقادیر مختلف درون میکروکانال T شکل با مقطع مربعی

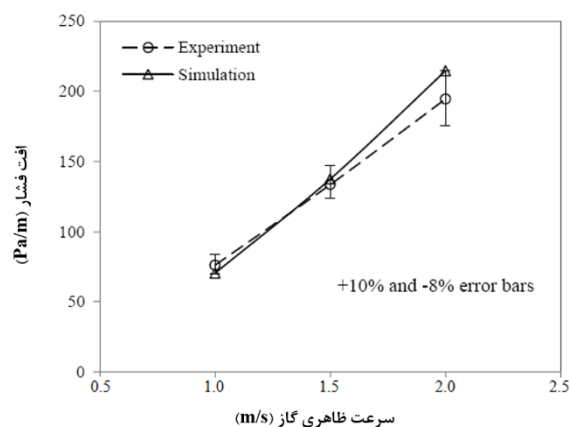


شکل ۱۴) تغییر افت فشار با چگالی ذرات برای مقادیر مختلف درون میکروکانال T شکل با مقطع مستطیلی

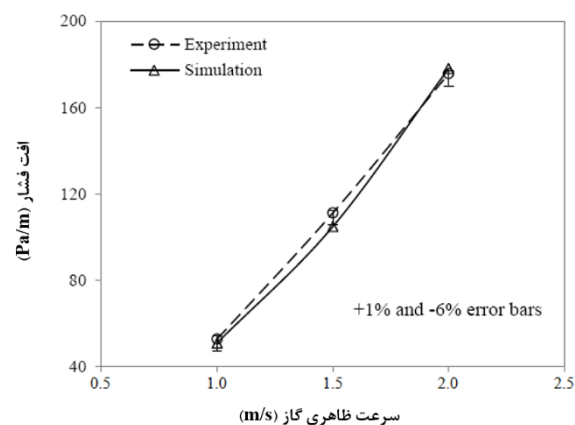
نشان داده شده است که دبی جرمی در کانال در اثر کاهش سرعت جریان متراکم با رطوبت ورودی افزایش می‌یابد. در مورد دمای ورودی، مشاهده شده است که وقتی کمتر از ۳۵ درجه سانتی‌گراد (برای ϕ_{in} و T_w برابر با ۲۲ درجه سانتی‌گراد) باشد، پدیده تبخیر رخ داده و در غیر اینصورت تراکم رخ می‌دهد. این روش عددی قابلیت استفاده آسان در مدل‌سازی جریان‌های دوفازی را دارد و می‌توان در مطالعات مسائل مهندسی مکانیک و شیمی به راحتی آن را به کار گرفت.

فهرست علائم

C	کسر جرمی بدون بعد (-)
C_D	ضریب پسا (N)
C_p	ظرفیت گرمای ویژه ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
D	ضریب انتشار ($m^2\ s^{-1}$)
D_h	قطر هیدرولیکی $4H = (m)$
f	ضریب اصطکاک (-)
h	آنتالپی ($J\ Kg^{-1}$)
H	فاصله بین صفحات (m)
H_{fg}	گرمای نهان تبخیر ($kJ\ kg^{-1}$)
L	طول کانال (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی ($kg\ m^{-1}\ s^{-1}$)
M	وزن مولکولی ($g\ mol^{-1}$)
Nu_s	عدد ناسلت محسوس (-)
P	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل (-)
$Q_{conv.}$	شار حرارتی هدایتی ($W\ m^{-2}$)
$Q_{quen.}$	شار حرارتی کوئچینگ ($W\ m^{-2}$)
$Q_{evap.}$	شار حرارتی تبخیری ($W\ m^{-2}$)
Re	عدد رینولدز (-)
Sh	عدد شروود (-)
St	عدد استانتون (-)
h	ارتفاع کانال (m)
w	عرض کانال (m)
T	دما ($^{\circ}C$ یا $^{\circ}K$)
u	سرعت محوری ($m\ s^{-1}$)
U	سرعت محوری بدون بعد (-)
v	سرعت عرضی ($m\ s^{-1}$)
V	سرعت عرضی بدون بعد (-)
$\overline{V_{af}}$	سرعت دریافت (-)
V_{ed}	سرعت تراکم ($m\ s^{-1}$)
W	کسر جرمی (g of vapor/kg humid air)
x	مختصات محوری (m)
X	مختصات محوری بدون بعد (-)
α	کسر حجمی (-)
y	مختصات عرضی (m)
Y	مختصات عرضی بدون بعد (-)



شکل ۱۷) مقایسه عددی افت فشار با سرعت ظاهری گاز برای ضرایب مختلف (Tsuji and Morikawa (1982) برای حالت نسبت‌های عرض میکروکانال T شکل با مقطع مربعی با قطر هیدرولیکی ۴۲۰ میکرومتر مربع برای حالت اختلاف خطا



شکل ۱۸) مقایسه عددی افت فشار با سرعت ظاهری گاز برای ضرایب مختلف (Tsuji and Morikawa (1982) برای حالت نسبت‌های عرض میکروکانال T شکل با مقطع مثلثی با قطر هیدرولیکی ۳۱۵ برای حالت اختلاف خطا

۵- نتیجه‌گیری

در این مطالعه یک مدل عددی کاملاً جدید توسعه داده شده است که از یک روش اویلر پسرو کاملاً ضمنی برای گسسته‌سازی زمان و یک روش بالادست بر روی شبکه جابجا شده برای گسسته‌سازی فضایی استفاده کرده است. اثر پارامترهای ورودی ϕ_{in} ، T_{in} و Re_{in} و نسبت ابعاد بر دبی جرمی متراکم به صورت عددی برای جریان رو به بالای هوای مرطوب در کانال صفحه موازی عمودی مورد مطالعه قرار گرفته است که در آن هوا به عنوان گاز غیرقابل تراکم در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که با توجه به رطوبت نسبی ورودی، تبخیر فیلم مایع یا تراکم بخار می‌تواند رخ دهد. تراکم زمانی رخ می‌دهد که غلظت ورودی و غلظت فیلم متفاوت باشد و تبخیر در حالت معکوس اتفاق می‌افتد. هنگامی که غلظت ورودی و غلظت فیلم نزدیک است، تغییر فاز ناچیز است. دبی جرمی کل با رطوبت نسبی ورودی رابطه خطی دارد. همچنین

- 6- Minkowycz WJ, Sparrow EM. Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1966;9(10):1125-44.
- 7- Wang CY, Tu CJ. Effects of non-condensable gas on laminar film condensation in a vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1988;31(11):2339-45.
- 8- Munoz-Cobo JL, Herranz L, Sancho J, Tkachenko I, Verdu G. Turbulent vapor condensation with noncondensable gases in vertical tubes. *International journal of heat and mass transfer*. 1996;39(15):3249-60.
- 9- Ait Hammou Z, Benhamou B, Galanis N, Orfi J. Laminar mixed convection of humid air in a vertical channel with evaporation or condensation at the wall. *International Journal of Thermal Sciences*. 2004;43(6):531-9.
- 10- Rao VD, Krishna VM, Sharma KV, Rao PM. Convective condensation of vapor in the presence of a non-condensable gas of high concentration in laminar flow in a vertical pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008;51(25-26):6090-101.
- 11- Kassim MA, Benhamou B, Harmand S. Effect of air humidity at the entrance on heat and mass transfers in a humidifier intended for a desalination system. *Applied Thermal Engineering*. 2011;31(11-12):1906-14.
- 12- Li JD. CFD simulation of water vapour condensation in the presence of non-condensable gas in vertical cylindrical condensers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013;57(2):708-21.
- 13- Hassaninejadfarahani F, Guyot MK, Ormiston SJ. Numerical analysis of mixed-convection laminar film condensation from high air mass fraction steam-air mixtures in vertical tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014;78:170-80.
- 14- Giri A, Bhuyan D, Das B. A study of mixed convection heat transfer with condensation from a parallel plate channel. *International Journal of Thermal Sciences*. 2015;98:165-78.
- 15- Lee J, O'Neill LE, Mudawar I. 3-D computational investigation and experimental validation of effect of shear-lift on two-phase flow and heat transfer characteristics of highly subcooled flow boiling in vertical upflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020;150:119291.
- 16- Zhang J, Zhang L, Zhang B, Zhou N, Lei L, Li B. Numerical analysis and experimental study of two-phase flow pattern and pressure drop characteristics in internally microfin tubes. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2024;64:105521.
- 17- Bottini JL, Zhu L, Ooi ZJ, Zhang T, Brooks CS. Experimental study of boiling flow in a vertical heated annulus with local two-phase measurements and visualization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020;155:119712.
- 18- Cao W, Yang Q, Tong Y, Li S. Numerical simulation of liquid-liquid two-phase flow heat transfer in circular microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2025;238:126483.

علامه یونانی

γ	نسبت منظر $2H/L$ (-)
λ	هدایت حرارتی ($W m^{-1} K^{-1}$)
θ	دمای بدون بعد (-)
ϕ	رطوبت نسبی هوا (%)
α	زاویه تماس پیشروی ($^{\circ}$)
β	زاویه تماس پسروی ($^{\circ}$)
ξ	محیط گرم شده (m)
ρ	چگالی ($kg m^{-3}$)
Γ	نرخ تولید بخار حجمی ($kg m^{-3} s^{-1}$)
σ	کشش سطحی ($N m^{-1}$)

زیرنویس‌ها

a	هوا
in	ورودی
L	جانبی
m	میانگین
w	مقدار در دیوار همدم
s	محسوس
v	بخار
b	حباب
g	فاز بخار
l	فاز مایع
m	مخلوط
w	دیواره

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیر ایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: تعارض منافی دیگری برای اظهار وجود ندارد.

منابع

- 1- Mali CR, Vinod V, Patwardhan AW. Comparison of phase interaction models for high pressure subcooled boiling flow in long vertical tubes. *Nuclear Engineering and Design*. 2017;324:337-59.
- 2- Fillion P, Chanoine A, Dellacherie S, Kumbaro A. FLICA-OVAP: A new platform for core thermal-hydraulic studies. *Nuclear Engineering and Design*. 2011;241(11):4348-58.
- 3- Hajizadeh A, Kazeminejad H, Talebi S. Formulation of a fully implicit numerical scheme for simulation of two-phase flow in a vertical channel using the Drift-Flux Model. *Progress in Nuclear Energy*. 2018;103:91-105.
- 4- Lee, Y.G., Park, G. Ch., TAPINS: a thermal-hydraulic system code for transient analysis of a fully-passive integral PWR., *Nuclear Engineering Technology*, 45 (No.4) (2013), 439-458.
- 5- Chung YJ, Jun IS, Kim SH, Yang SH, Kim HR, Lee WJ. Development and assessment of system analysis code, TASS/SMR for integral reactor, SMART. *Nuclear Engineering and Design*. 2012;244:52-60.

- 19- Rassame S, Hibiki T. Drift-flux model for dispersed adiabatic and boiling two-phase flows in rectangular channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2024;224:125270.
- 20- Odumosu OA, Ye M, Wang T, Che Z. Interaction between vapor bubbles during flow boiling heat transfer in microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2025;238:126443.