ISSN: 2476-6909; Modares. Mech. Eng. *;*(*):*-*

Modares Mechanical Engineering

DOI:
journal homepage: mme.modares.ac.ir

Numerical Investigation of the Effect of Geometric Parameters of a Distributor with a Critical Nozzle on the Uniformity of Two-Phase Refrigerant Flow Distribution

Ramin Karimi, Miralam Mahdi*

Mechanical Engineering Department, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Article History
Received: **** **, *
Revised: **** **, *
Accepted: *** **, *
ePublished: **** **, *

ABSTRACT

The uniformity of refrigerant distribution in evaporator coil circuits, facilitated by the refrigerant distributor at the evaporator inlet, plays a crucial role in enhancing the efficiency of refrigeration systems. In this study, to investigate the effect of distributor geometric parameters on distribution uniformity, a numerical simulation of R22 refrigerant flow at an evaporating temperature of -18°C was conducted using ANSYS Fluent based on the finite volume method. Assuming isothermal flow within the distributor, the effects of atomized two-phase flow, phase change, pressure fluctuations in the outlet branches, and the wall roughness of the distributor chamber on distribution performance were investigated. Furthermore, the feasibility of employing an atomizing nozzle by integrating the effects of two-phase flow dispersion with the choking phenomenon in convergent-divergent nozzles was studied. The numerical results indicate that the mass flow rate deviation from the mean value at the outlets of the critical distributor is 0.045, compared to 0.521 for the Venturi type. Although increasing wall roughness in the distributor chamber leads to a velocity reduction at the throat of the critical distributor nozzles, it establishes a favorable balance between minimal pressure drop and distribution uniformity. Additionally, the results demonstrate that for a constant nozzle diameter, increasing the inlet mass flow rate, and for a fixed flow rate, decreasing the nozzle diameter, leads to improved distribution uniformity in the outlet branches. Finally, it was shown that the findings of this research can also be generalized to pure refrigerants.

Keywords: Refrigerant, Evaporator, Distributor, Choked Flow, CFD

How to cite this article
Karimi R, Mahdi M, Numerical Investigation of the Effect of Geometric Parameters of a Distributor with a Critical Nozzle on the Uniformity of Two-Phase Refrigerant Flow Distribution. Modares Mechanical Engineering; *(*): ****-****.

*Corresponding author's email: m.mahdi@sru.ac.ir
*Corresponding ORCID ID: 0000-0001-8047-0237

Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

Pre-Proof Version

شاپا: ۷۹۰۹-۲۴۷۶؛ مهندسی مکانیک مدرس. **؛**(*):**-**

مهندسی مکانیک مدرس

DOI:

صفحه اصلی مجله: mme.modares.ac.ir

بررسی عددی تأثیر پارامترهای هندسی پخش‌کن دارای نازل بحرانی بر یکنواختی توزیع جریان دوفازی مبرد

رامین کریمی، میراعلم مهدی *

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجائی، تهران، ایران

اطلاعات مقاله

نوع مقاله
مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله
دریافت: **/**/****
بازنگری: **/**/****
پذیرش: **/**/****
ارائه آنلاین:
//****

چکیده

میزان یکنواختی توزیع مبرد در مدارهای کویل اواپراتور که توسط قطعه‌ی توزیع‌کننده‌ی مبرد در ورودی اواپراتور انجام می‌شود، نقش مهمی در ارتقای بهره‌وری در سیستم‌های تبرید ایفا می‌کند. در این پژوهش به‌منظور بررسی تأثیر پارامترهای هندسی توزیع‌کننده بر یکنواختی توزیع، شبیه‌سازی عددی جریان مبرد R22 در دمای تبخیر ۱۸- درجه سلسیوس با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت و به روش حجم محدود انجام شده است. با فرض جریان هم‌دما در داخل توزیع‌کننده، اثرات جریان دوفازی پودر شده، تغییر فاز، نوسانات فشار در شاخه‌های خروجی و زبری دیواره‌ی محفظه توزیع، بر عملکرد توزیع بررسی گردید. علاوه بر این، قابلیت به‌کارگیری نازل مه‌ساز با تلفیق اثر پخش جریان دوفازی همراه با پدیده اختناق در نازل‌های همگرا - واگرا موردمطالعه قرار گرفت. نتایج حاصل از مقایسه عددی نشان می‌دهد که انحراف دبی جرمی از مقدار میانگین در خروجی‌های پخش‌کن بحرانی برابر با ۰/۰۴۵ و در نوع ونتوری معادل ۰/۵۲۱ است. افزایش زبری دیواره در محفظه توزیع اگرچه منجر به کاهش سرعت در گلوگاه نازل‌های پخش‌کن بحرانی می‌شود، اما بین افت فشار حداقلی و یکنواختی توزیع، تعادل ایجاد می‌کند. همچنین نتایج حاکی از آن است که در یک قطر نازل ثابت، افزایش دبی جرمی ورودی و در یک دبی مشخص، کاهش قطر نازل، منجر به بهبود یکنواختی توزیع در شاخه‌های خروجی می‌گردد. همچنین نشان داده شد که نتایج این پژوهش می‌تواند برای مبردهای خالص نیز قابل‌تعمیم باشند.

کلیدواژه‌ها: مبرد، اواپراتور، پخش‌کن، اختناق، دینامیک سیالات محاسباتی

نحوه ارجاع به این مقاله

کریمی رامین، مهدی میراعلم، بررسی عددی تأثیر عامل‌های هندسی پخش‌کن دارای نازل بحرانی بر یکنواختی توزیع جریان دوفازی مبرد، مهندسی مکانیک مدرس. * (*): ***-***.

*پست الکترونیکی نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m.mahdi@sru.ac.ir

*شناسه ارکید نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ۰۰۰۰-۰۰۰۱-۸۰۴۷-۰۲۳۷

Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

In Press, Pre-Proof Version

۱- مقدمه

در سیکل‌های تبرید، مبرد دوفازی پس از عبور از شیر انبساط وارد پخش‌کن شده و میان مدارهای مختلف اواپراتور توزیع می‌شود. در حالت ایده‌آل، پخش‌کن باید دبی جرمی و کیفیت یکسانی را در تمامی شاخه‌ها فراهم کند؛ بااین‌حال، به دلیل حساسیت جریان دوفازی به شرایط مرزی، جهت‌گیری جریان و هندسه پخش‌کن، دستیابی به توزیع یکنواخت دشوار است. در بسیاری از سامانه‌ها برای انبساط و توزیع هم‌زمان مبرد از یک اوریفیس در بدنه پخش‌کن استفاده می‌شود [۱، ۲].

توزیع جریان دوفازی تحت‌تأثیر تفاوت خواص ترموفیزیکی فازهای مایع و بخار، از جمله چگالی، لزجت و کشش سطحی قرار دارد. این ویژگی‌ها نیروهای لختی، گرانشی، برشی و مویینگی را تغییر داده و بر جدایش فازی و توزیع مبرد اثر می‌گذارند. علاوه بر شرایط جریان ورودی نظیر دبی جرمی، کیفیت بخار و الگوی جریان، عوامل هندسی شامل شکل پخش‌کن، نحوه اتصال شاخه‌ها و جهت‌گیری لوله‌ها نیز نقش مهمی در عملکرد توزیع دارند [۳].

مطالعات متعددی برای بهبود توزیع مبرد انجام شده است. یوشیکا و همکاران [۴] با تصویربرداری از جریان مبرد نشان دادند که تجمع و حرکت ناپایدار مایع در بخش پایینی پخش‌کن تأثیر چشمگیری بر کیفیت توزیع دارد. لی و همکاران [۲] عملکرد بهتر پایه کروی و قرارگیری مناسب اوریفیس را در پخش‌کن‌های ونتوری گزارش کردند. ون و همکاران [۳] نیز نشان دادند استفاده از لوله ونتوری مجهز به فنرهای میکروفین داخلی نسبت به سایر طرح‌ها موجب بهبود توزیع و افزایش ضریب عملکرد می‌شود.

اهمیت توزیع یکنواخت مبرد در عملکرد اواپراتور و کل سیستم بارها گزارش شده است. چوی و همکاران [۵] نشان دادند که توزیع غیریکنواخت می‌تواند ظرفیت سرمایشی اواپراتور را تا ۳۰٪ کاهش دهد. همچنین نتایج کرن، فی و هرنجاک و باورز و همکاران [۵] بیانگر آن است که یکنواختی سوپرهیت در مدارهای مختلف موجب افزایش ضریب انتقال حرارت، ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد سیستم می‌شود.

در سال‌های اخیر، طرح‌های نوینی برای بهبود توزیع ارائه شده است. لیانگ و همکاران[۶] با طراحی پخش‌کن چرخ‌دار توانستند اثر جدایش فازی را کاهش دهند. یاو و همکاران[۷] نشان دادند که همگن‌سازی جریان ورودی توسط اوریفیس می‌تواند انحراف ظرفیت سرمایشی شاخه‌ها را از ۹٪ به ۱٫۶٪ کاهش دهد. نتایج شبیه‌سازی ژانگ و همکاران[۸] نیز بیانگر آن بود که افزایش حجم محفظه اختلاط و استفاده از سطوح نیم کروی، شاخص غیریکنواختی توزیع را به میزان قابل‌توجهی کاهش می‌دهد. تانگ و همکاران [۹] و چو و همکاران[۱۰] نیز تأثیر پارامترهای هندسی مختلف بر یکنواختی توزیع و پایداری جریان را بررسی کردند.

یکی از مهم‌ترین پیشرفت‌ها در این زمینه، توسعه پخش‌کن‌های بحرانی توسط سون و همکاران [۱۱-۱۶] است. این پژوهشگران با بهره‌گیری از نازل‌های بحرانی و ایجاد شرایط جریان چوک، توانستند یکنواختی توزیع مبرد را در اواپراتورهای چندمداره بهبود دهند. نتایج مطالعات آزمایشگاهی آن‌ها نشان داد که استفاده از پخش‌کن‌های بحرانی موجب افزایش ظرفیت سرمایشی و ضریب انتقال حرارت، کاهش ناهمگونی سوپرهیت و بهبود ضریب عملکرد سیستم می‌شود. همچنین تأثیر شرایط ورودی، درجه ساب کولینگ و اصلاح هندسه پخش‌کن بر عملکرد توزیع مورد بررسی قرار گرفت و نتایج حاکی از برتری این نوع پخش‌کن نسبت به نمونه‌های سانتریفیوژ و ونتوری بود [۱۳-۱۶].

در ادامه، صالحی و همکاران [۱۷] نشان دادند که کاهش قطر نازل‌های استوانه‌ای موجب افزایش اختلاط فازها و جلوگیری از ته‌نشینی مایع در شاخه‌های پایینی می‌شود. سون و همکاران [۱۸] نیز با بررسی مبرد زئوتروپیک R449A دریافتند که کاهش درصد حجم مایع پیش از ناحیه توزیع، یکنواختی توزیع را بهبود می‌دهد. در جدیدترین پژوهش، سون و همکاران [۱۹] پخش‌کنی مجهز به نازل پودرکننده و نازل‌های بحرانی ارائه کردند که در آن جریان دوفازی ابتدا به ذرات ریز تبدیل شده و سپس توزیع می‌شود. نتایج نشان داد که این طرح در مقایسه با پخش‌کن ونتوری، ظرفیت سرمایشی و ضریب انتقال حرارت را به طور قابل‌توجهی افزایش داده و عملکرد پایدارتری در محدوده وسیعی از دبی جرمی و کیفیت بخار فراهم می‌کند.

در پژوهش حاضر، باتکیه‌بر نتایج سون و همکاران [۱۹]، حساسیت عملکرد پخش‌کن بحرانی مجهز به نازل پودرکننده نسبت به تغییر قطر گلوگاه نازل‌های بحرانی و دبی جرمی ورودی به‌صورت عددی بررسی می‌شود. همچنین با درنظرگرفتن نتایج پژوهش محمدمهدی فخاری و همکاران [۲۰]، هندسه از نوع واگرای تخت برای نازل‌ها انتخاب شده است. هدف اصلی این پژوهش، بررسی عددی تأثیر تغییرات پارامترهای هندسی پخش‌کن شامل قطر گلوگاه نازل، دبی جرمی ورودی و زبری دیواره محفظه‌ی توزیع بر یکنواختی توزیع مبرد است. در این راستا، خلأهای پژوهشی موجود پوشش داده شده است و بهینه‌ترین شرایط عملیاتی برای بهبود عملکرد توزیع بررسی می‌شود.

۲- شرح مسئله

در این پژوهش، جریان دوفازی پودر شده‌ی مبرد R22 در پخش-کن بحرانی به کمک شبیه‌سازی عددی مبتنی بر دینامیک سیالات محاسباتی مطالعه می‌شود. اگرچه جریان در خروجی نازل میانی در پخش‌کن بحرانی دارای ویژگی‌های افشانه‌ای است، اما هدف این پژوهش پیش‌بینی فرایند اتمیزاسیون یا توزیع اندازه قطرات نیست، بلکه بررسی توزیع فاز مایع - بخار و یکنواختی توزیع مبرد در شاخه‌های خروجی پخش‌کن است.

In Press, Pre-Proof Version

ازاین‌رو، مدل VOF به دلیل قابلیت پیش‌بینی توزیع کسر حجمی فازها و نمایش رفتار ماکروسکوپیک جریان دوفازی برای این مطالعه انتخاب شد. مدل‌های Eulerian و DPM عمدتاً برای تحلیل ریزمقیاس قطرات، برهم‌کنش نیروها بین قطرات و توزیع اندازه آن‌ها به کار می‌روند، درحالی‌که این موارد خارج از اهداف پژوهش حاضر بوده است.

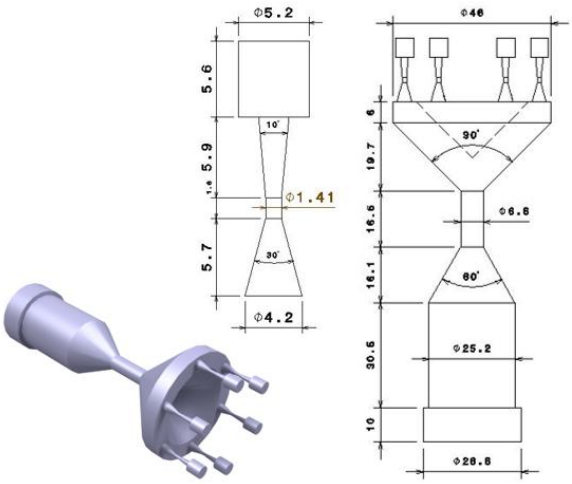
عملکرد توزیع پخش‌کن بحرانی با عملکرد پخش‌کن ونتوری تحت شرایط دبی جرمی ورودی یکسان، قطر ورودی و خروجی برابر و کیفیت بخار و کسر حجمی مایع ورودی یکسان به‌صورت عددی بررسی و مقایسه می‌شود. در ادامه یکنواختی توزیع مبرد در قطرهای گلوگاه نازل‌های بحرانی به مقدار ۱/۲، ۱/۴ و ۱/۶ میلیمتر در دبی‌های جرمی ورودی ۰/۰۱، ۰/۰۲، ۰/۰۳۶۵، ۰/۰۵ و ۰/۰۶ کیلوگرم بر ثانیه حساسیت‌سنجی شدند. همچنین تأثیر سه سطح از زبری مختلف در محفظه‌ی توزیع پخش‌کن بحرانی بر یکنواختی توزیع بررسی می‌شود. نتایج این تحلیل می‌تواند فهم جدیدی از تأثیر عوامل مهم هندسی پخش‌کن بر یکنواختی توزیع ارائه کند.

۳- شبیه‌سازی عددی

۳-۱- دامنه‌ی محاسباتی و شرایط حاکم بر مسئله

دامنه محاسباتی شامل یک پخش‌کن با قطر ورودی ۲۹/۷ میلی‌متر و شش نازل خروجی با قطر ۴/۷ میلی‌متر است. دبی‌های جرمی ورودی ۰/۰۱، ۰/۰۲، ۰/۰۳۶۵، ۰/۰۵ و ۰/۰۶ کیلوگرم بر ثانیه برای قطر گلوگاه نازل‌های ۱/۲، ۱/۴ و ۱/۶ میلی‌متر بررسی شدند. برای دبی ۰/۰۳۶۵ کیلوگرم بر ثانیه، کسر حجمی مایع و گاز به ترتیب ۰/۰۲۶۷ و ۰/۹۷۳۳ و سرعت هر دوفاز با فرض عدم لغزش ۱/۱۱۶۸ متر بر ثانیه به دست آمد.

بر اساس نتایج سون و همکاران [۱۹]، کیفیت بخار ورودی ۰/۲۳۹۳، فشار ورودی ۰/۳۸۵ مگاپاسکال و فشارهای وارد شده بر خروجی شاخه‌های پخش‌کن ۰/۱۳۷، ۰/۱۴۵، ۰/۱۴۶، ۰/۱۱۶، ۰/۱۵۰ و ۰/۱۴۳ مگاپاسکال در نظر گرفته شد. خواص ترموفیزیکی R22 از جداول ترمودینامیکی در دمای ۱۸- درجه سلسیوس استخراج گردید. در این شبیه‌سازی، تغییر فاز، گرمای نهان و تراکم‌پذیری فاز گاز لحاظ شد. همچنین فرایند انتقال جرم بین فازی ناشی از تبخیر و میعان با استفاده از مدل Lee با مقدار 10^4 شبیه‌سازی شد. دمای کندانسور ۴۰ درجه سلسیوس، ساب کولینگ ۸ درجه سلسیوس، فشار مرجع ۱۰۱۳۲۵ پاسکال و جهت گرانش و جریان ورودی به‌صورت عمودی و معکوس با زاویه ۱۸۰ درجه تعریف شدند. جریان داخل پخش‌کن هم دما فرض می‌شود. اما درعین‌حال در هنگام میعان و تبخیر، انتقال جرم بین فازی رخ می‌دهد و به‌واسطه‌ی گرمای نهان تبخیر، تغییرات دمای محلی کمی به وجود می‌آید که به‌منظور یافتن دمای محلی در هر لحظه، معادله انرژی حل می‌شود. همچنین فاز مایع تراکم‌ناپذیر



شکل ۱ هندسه‌ی پخش‌کن بحرانی

Fig.1 Geometry of Atomizing Critical Nozzle-type Distributor

و فاز گاز تراکم‌پذیر در نظر گرفته شدند و این دلیل دیگری برای حل معادله انرژی است. برای مدل‌سازی آشفتگی از مدل SST k-ω استفاده شد که دقت مدل k-ω در نزدیکی دیواره و پایداری مدل k-ε در نواحی دور از دیواره را ترکیب کرده و برای تحلیل جریان دوفازی، جدایش جریان و ارزیابی یکنواختی توزیع مناسب است. دیواره‌های پخش‌کن نیز به‌صورت آدیاباتیک، با شرط عدم لغزش و با دمای ثابت برابر با دمای تبخیر اشباع فرض شدند.

۳-۲- معادلات حاکم و مدل‌سازی فیزیکی

در روش حجم سیال (VOF) برای مسیریابی موقعیت سطح آزاد بین فازهای مخلوط‌نشدنی باید معادله‌ی پیوستگی برای حجم سیال یک یا چندین فاز حل شود [۱۵،۱۹،۲۱].

برای i امین فاز معادله پیوستگی به‌صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}\beta_i\rho_i + \nabla\cdot\beta_i\rho_i\vec{v_i} = \sum_{i=1}^{n}\dot{m}_{ij} - \dot{m}_{ji} \qquad (۱)$$

معادله انتقال فاز به شرح زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\beta) + \nabla\cdot(\rho\beta\vec{u}) = \sum_{i=1}^{n}\dot{m}_i \qquad (۲)$$

معادله چگالی:

$$\rho = \sum_{i=1}^{n}\beta_i\rho_i \qquad (۳)$$

معادله لزجت:

$$\mu = \sum_{i=1}^{n}\beta_i\mu_i \qquad (۴)$$

معادله کنترل اندازه حرکت:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\beta\vec{u}) + \nabla\cdot(\rho\beta\vec{u}\vec{u}) = -\beta\nabla p + \nabla\cdot(\beta\bar{\tau}) + \rho\beta\vec{g} + \vec{F} \qquad (۵)$$

معادله انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\beta E) + \nabla\cdot(\rho\beta\vec{v}E) = -\nabla\cdot(p\vec{u}) + \nabla\cdot(k\nabla T) + Q_i + \varphi \qquad (۶)$$

In Press, Pre-Proof Version

معادله انتقال نرخ اتلاف در مدل SST k–ω به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$\rho\frac{Dk}{Dt}+\rho\frac{\partial}{\partial x_i}(ku_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k-Y_k \quad (۷)$$

$$\rho\frac{D\omega}{Dt}+\rho\frac{\partial}{\partial x_i}(\omega u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)+G_\omega-Y_\omega+D_\omega \quad (۸)$$

مقدار کسر حجمی هر فاز:

$$\beta_g=\left(\frac{h-h_l}{h_g-h_l}\right) \quad (۹)$$

$$\beta_l=1-\beta_g \quad (۱۰)$$

در رابطه‌ی فوق h مقدار آنتالپی در دمای ساب کول قبل از شیر انبساط است.

انحراف دبی جرمی δ_m:

$$\delta_m=\left(\frac{\varepsilon_{ms}-\varepsilon_{me}}{\varepsilon_{me}}\right) \quad (۱۱)$$

در رابطه‌ی فوق ε_{ms} شاخص غیریکنواختی دبی جرمی برای حالت شبیه‌سازی و ε_{me} برای حالت آزمایشگاهی است.

شاخص غیریکنواختی دبی جرمی از شاخه‌های خروجی پخش‌کن از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$STD_m=\sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{m_i-\bar{m}}{\bar{m}}} \quad (۱۲)$$

$$\bar{m}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}m_i \quad (۱۳)$$

به‌منظور یافتن کیفیت بخار در ورودی پخش‌کن از رابطه‌ی زیر استفاده می‌شود:

$$x=\frac{\alpha_v\rho_v}{\alpha_v\rho_v+(1-\alpha_v)\rho_l} \quad (۱۴)$$

از رابطه‌ی وود [۱۱] برای به‌دست‌آوردن سرعت صوت در جریان دوفازی استفاده می‌کنیم:

$$\frac{1}{\rho_m a_m^2}=\frac{\varphi_v}{\rho_v a_v^2}+\frac{\varphi_l}{\rho_l a_l^2} \quad (۱۵)$$

با داشتن دبی جرمی کل ورودی پخش‌کن، چگالی مخلوط دوفازی و سرعت صوت در مخلوط دوفاز، می‌توان به کمک رابطه‌ی زیر، قطر گلوگاه نازل‌های بحرانی شاخه‌های پخش‌کن بحرانی را به دست آورد:

$$D_s=\sqrt{\frac{4\dot{m}}{\rho_m a_m \pi}} \quad (۱۶)$$

۳-۳- روش حل عددی و معیار همگرایی

در این مطالعه از نرم‌افزار انسیس فلوئنت نسخه‌ی 2025-R2 برای حل معادلات حاکم بر جریان دوفازی با روش حجم محدود استفاده شده است. در تنظیم شرایط مرزی، از شرایط ورودی دبی جرمی استفاده شد. در حل عددی از روش اولرین مدل حجم سیال (VOF) بهره برده شده است. اثرات کشش سطحی در سطح مشترک دوفاز با استفاده از مدل نیروی پیوسته سطحی (CSF) مدل‌سازی شده است، به‌طوری‌که این نیرو به‌صورت یک نیروی حجمی در معادلات تکانه لحاظ گردیده است. مقدار ضریب کشش سطحی ۰/۰۱۴۴۴۷ نیوتن بر متر در نظر گرفته شده است. برای نسبت کسر حجمی هر فاز در ورودی پخش‌کن از رابطه‌های (۹) و (۱۰) استفاده شد. از حل‌گر فشار پایه (Pressure-based) استفاده شده است. از الگوریتم تصحیح فشار برای حل مشکل ترکیب فشار - سرعت در جریان تغییر فاز استفاده شده است. برای تقویت پایداری همگرایی در فرایند محاسباتی، استراتژی الگوریتم کوپل (Coupled Algorithm) در نظر گرفته شده است که در آن عبارت فشار با پرستو (PRESTO!) گسسته شده و گسسته‌سازی عامل‌های دیگر مانند چگالی، تکانه و غیره با استفاده از روش بالادست مرتبه دوم (Second-order upwind) انجام می‌شود. داده‌های فشار گیج ورودی پخش‌کن و خروجی هر نازل از پژوهش سون و همکاران [۱۹] که مقادیر فشار گیج را به طور دقیق از طریق آزمایش جمع‌آوری کرده‌اند، برداشته شده است. معیار همگرایی برای معادله پیوستگی 10^{-5} و برای تکانه و آشفتگی 10^{-6} در نظر گرفته شده است. اگرچه جریان دوفازی خروجی از نازل و سیال پس از شیر انبساط ممکن است شامل نوسانات گذرا باشد، هدف اصلی این پژوهش، تحلیل عملکرد پخش‌کن در شرایط پایدار سیستم تبرید و ارزیابی یکنواختی توزیع مبرد بوده است. ازاین‌رو، با فرض شرایط مرزی ثابت، حل پایا برای پیش‌بینی میدان سرعت میانگین، توزیع کسر حجمی فاز و پروفیل توزیع جرمی مبرد، کفایت می‌کند .بررسی دینامیک باز و بسته‌شدن شیر انبساط که خود موضوعی پژوهشی مستقل است، در این مطالعه لحاظ نشده است، بنابراین حل مسئله به‌صورت پایا انجام پذیرفته است.

۳-۴- تحلیل حساسیت شبکه

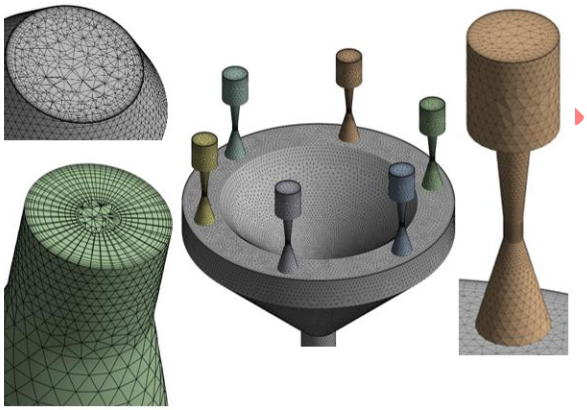
برای اطمینان از صحت نتایج عددی و مستقل‌بودن آن‌ها از انتخاب اندازه‌ی شبکه، یک مطالعه استقلال از شبکه انجام شد. در این بررسی، مجموعه‌ای از شبکه‌های شش‌وجهی با تعداد متفاوت المان مطابق شکل ۲ تولید گردید و محاسبات برای هر شبکه تا رسیدن به همگرایی انجام شد. سپس مقدار افت فشار برای شبکه‌های مختلف استخراج و مقایسه شد. مطابق با جدول ۱، با افزایش تعداد المان‌ها، مقدار افت فشار کاهش‌یافته و به یک مقدار پایدار نزدیک می‌شود و درصد تغییرات نسبت به شبکه‌ی قبلی کاهش می‌یابد. باتوجه‌به اینکه مقدار افت فشار در شبکه سوم بسیار نزدیک به شبکه ریزتر است و اختلاف آن به کمتر از ۱ درصد رسیده است؛ بنابراین تعداد المان ۸۹۴۶۷۹ به‌عنوان تعداد شبکه بهینه جهت ادامه‌ی حل انتخاب شد تا ضمن دستیابی به‌دقت مناسب، هزینه محاسباتی نیز در حد معقول حفظ شود.

In Press, Pre-Proof Version

جدول ۱ بررسی استقلال از مش

Table 1 Mesh independence study

Number of cells	Pressure drop (pa)	Relative error
443581	287264	7.3%
673817	279372	3.2%
894679	265422	0.9%
1162482	262937	–



شکل ۲ جزئیات شبکه

Fig.2 Details of meshing.

۳-۵- اعتبارسنجی مدل

به‌منظور بررسی اعتبار شبیه‌سازی انجام شده، برای یک حالت خاص مشابه با همان شرایط مرزی آزمایشگاهی مقاله سون و همکاران [۱۹] شبیه‌سازی انجام شد و نتایج با نتایج آزمایشگاهی آن مقاله مقایسه و اعتبارسنجی شد. انحراف دبی جرمی δ_m طبق رابطه‌ی ۱۲ به‌عنوان یک شاخص کمّی برای ارزیابی میزان تطابق بین اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی و پیش‌بینی‌های عددی مورداستفاده قرار گرفت. مقدار شاخص غیریکنواختی دبی جرمی از شاخه‌های خروجی پخش‌کن برای داده‌های آزمایشگاهی، ۰/۰۶۸ است. پس از شبیه‌سازی، مقدار شاخص غیریکنواختی دبی جرمی از شاخه‌های خروجی پخش‌کن ۰/۰۷۱۹۷ به دست آمد. در نتیجه مقدار انحراف دبی جرمی برای حالت شبیه‌سازی از دبی جرمی خروجی شاخه‌ها برای حالت آزمایشگاهی، ۵/۸ درصد است که در محدوده‌ی قابل‌قبول قرار دارد و نشان می‌دهد مدل عددی از دقت مناسبی برخوردار است.

به‌منظور اعتبارسنجی بیشتر، افت فشار کلی پخش‌کن بحرانی برای این شبیه‌سازی با مقدار افت فشار در مقاله‌ی سون و همکاران [۱۹] طبق جدول ۳ بررسی و مقایسه شد. مقدار اختلاف در محدوده‌ی ۶/۶۵ درصد بود.

جدول ۲ مقایسه‌ی بین نتایج آزمایشگاهی ژانگ و همکاران [۱۹] و کار عددی حاضر

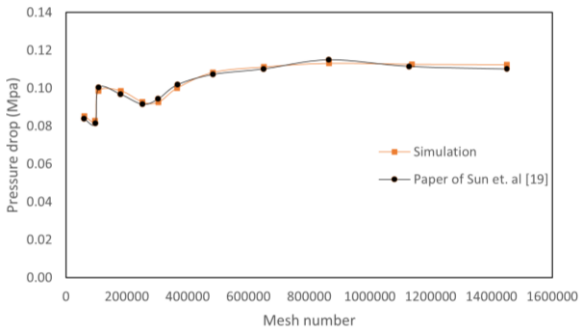
Table 2 Comparison between the experimental results of Zhang et al. [19] and the present numerical study

Branch	Mass Flow (Kg/s)	Simulation STD_m	Experimental STD_m	δ_m%
Outlet 1	-0.005746451	0.07197	0.068	5.8
Outlet 2	-0.005984561			
Outlet 3	-0.005675089			
Outlet 4	-0.007007178			
Outlet 5	-0.006117286			
Outlet 6	-0.006292214			

جدول ۳ اعتبارسنجی با افت فشار کلی در پخش‌کن بحرانی

Table 3 Validation with total pressure drop in critical distributor

Parameter	Reference [19]	Present Study	Relative error
Total Pressure Drop (ΔP)	246154 Pa	262533.9 Pa	6.65%



شکل ۳ مقایسه‌ی افت فشار در پخش‌کن بحرانی برای استقلال از مش شبیه‌سازی پژوهش حاضر با پژوهش سون و همکاران [۱۹]

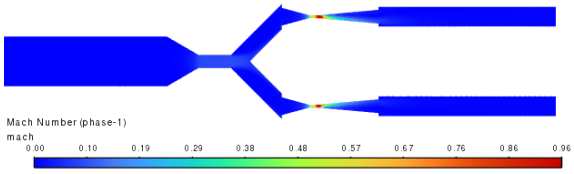
Fig.3 Comparison of pressure drop in critical distributor for independence from the simulation mesh of the present study with the study of Sun et al. [19]

همچنین افت فشار پخش‌کن بحرانی برای چند تعداد شبکه‌ی مختلف پس از شبیه‌سازی استخراج شد و نتایج با نمودار مطالعه‌ی استقلال از شبکه‌ی پژوهش سون و همکاران [۱۹] مطابق با نمودار شکل ۳ مقایسه شد. مقدار درصد بیشینه‌ی خطا ۲/۰۹ درصد برای تعداد شبکه‌ی ۱۴۵۰۰۰۰ به دست آمد.

۴- بررسی نتایج

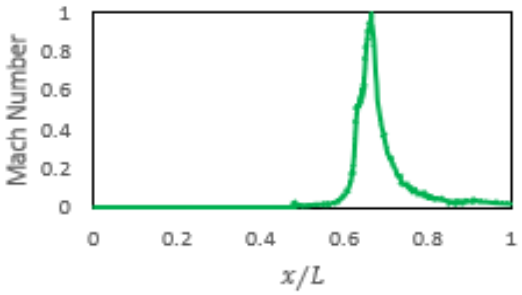
پخش‌کن‌های سنتی ونتوری (VD) که به دلیل ساختار ساده و هزینه‌ی کم، محبوب هستند، قادر به مقابله با پیچیدگی‌های جریان گاز - مایع در بالادست و بازخورد فشار موج پایین‌دست در اواپراتورهای خشک نیستند؛ بنابراین نمی‌توانند پخش یکنواختی داشته باشند. در سیستم تبرید، مبردی که از شیر انبساط عبور کرده، وضعیت حرکتی بسیار پیچیده‌ای دارد که عمدتاً شامل گاز و مقدار کمی مایع است. یکی از مزایای پخش‌کن بحرانی با نازل پودرکننده، اختلاط مؤثر فاز مایع و فاز بخار مبرد در بخش نازل پودرکننده و سپس توزیع جریان پودر شده توسط نازل‌های همگرا واگرا است که مطابق شکل ۴ و ۵ با رسیدن سرعت جریان به ماخ ۱ در گلوگاه نازل و در نتیجه کاهش شدید فشار استاتیک در گلوگاه نازل مطابق شکل ۶ و ایجاد جریان چوک، دبی‌های جرمی خروجی از شاخه‌های پخش‌کن، مستقل از فشار پایین‌دست پخش‌کن شده و با یکدیگر مشابه می‌شوند که این موضوع در بخش بعد با اعمال فشارهای مختلف بر خروجی شاخه‌های پخش‌کن بحرانی اثبات خواهد شد. به این حالت جریان بحرانی گفته می‌شود. از همین روی به این نازل‌ها اصطلاحاً نازل‌های بحرانی گفته می‌شود.

In Press, Pre-Proof



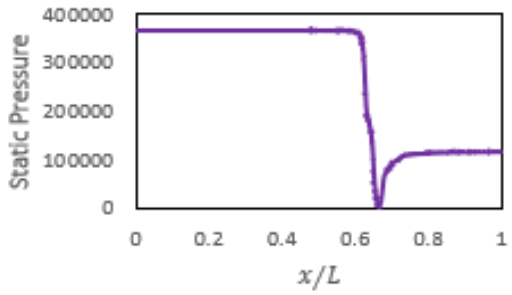
شکل ۴ توزیع ماخ در گلوگاه نازل بحرانی

Fig.4 Mach contour in the throat area of critical nozzle



شکل ۵ توزیع عدد ماخ در امتداد محور نازل بحرانی

Fig.5 Mach number distribution along the critical nozzle axis.

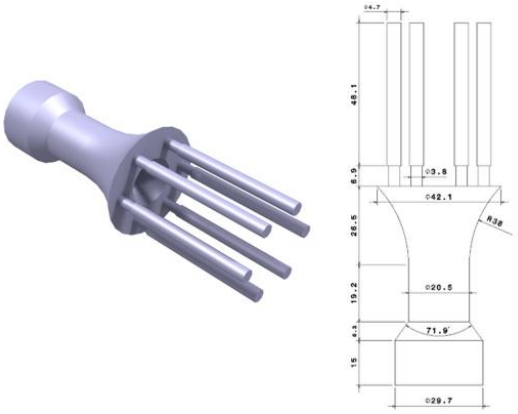


شکل ۶ پروفیل فشار استاتیک در امتداد محور نازل بحرانی

Fig.6 Static pressure profile along the critical nozzle axis

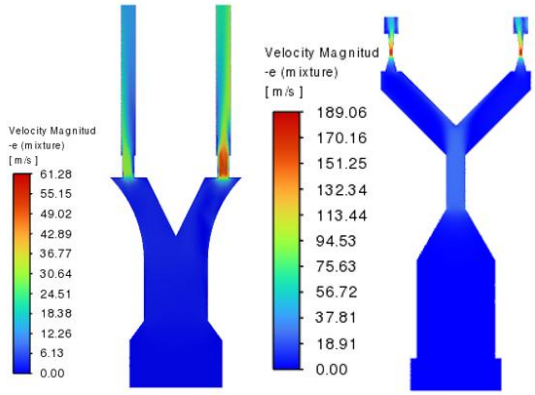
۴-۱- مقایسه‌ی یکنواختی توزیع پخش‌کن بحرانی با پخش‌کن ونتوری

دو پخش‌کن بحرانی و ونتوری با شرایط مرزی یکسان، قطر ورودی و خروجی‌های مشابه به‌صورت عددی شبیه‌سازی و مقایسه شدند. برای مبرد R22 در دمای ۱۸- درجه سلسیوس، با دبی جرمی ورودی ۰/۰۳۶۵ کیلوگرم بر ثانیه، کیفیت ورودی ۰/۲۳۹۳، فشار نسبی ورودی ۰/۳۸۵ و خروجی ۰/۱۳۷، ۰/۱۴۵، ۰/۱۴۶، ۰/۱۱۶، ۰/۱۵۰ و ۰/۱۴۳ مگاپاسکال، مقدار شاخص غیریکنواختی توزیع مبرد (STD_m) در پخش‌کن بحرانی ۰/۰۴۵ و در پخش‌کن ونتوری ۰/۵۲۱ به دست آمد که نشان‌دهنده توزیع یکنواخت‌تر در پخش‌کن بحرانی است. در نازل‌های بحرانی، افزایش سرعت جریان موجب کاهش فشار استاتیک شده و در گلوگاه، شرایط اختناق (چوک) با عدد ماخ برابر یک ایجاد می‌شود. در این حالت، دبی جرمی عبوری از نازل به فشار پایین‌دست وابسته نیست؛ بنابراین هر شاخه صرف‌نظر از اختلاف فشارهای اواپراتور، مقدار تقریباً ثابتی از مبرد دریافت می‌کند. همچنین عبور جریان دوفازی با سرعت بالا از گلوگاه، جدایش فازهای مایع و بخار را محدود کرده و ته‌نشینی مایع را کاهش می‌دهد. افت فشار شدید در گلوگاه نیز باعث تبخیر بخشی از مایع می‌شود، اما به دلیل سرعت بالا و زمان کوتاه عبور، جدایش قابل‌توجهی بین فازها رخ نمی‌دهد. در نتیجه، کسر حجمی گاز در شاخه‌های مختلف یکنواخت‌تر شده و توزیع مبرد نسبت به پخش‌کن ونتوری به طور محسوسی بهبود می‌یابد.



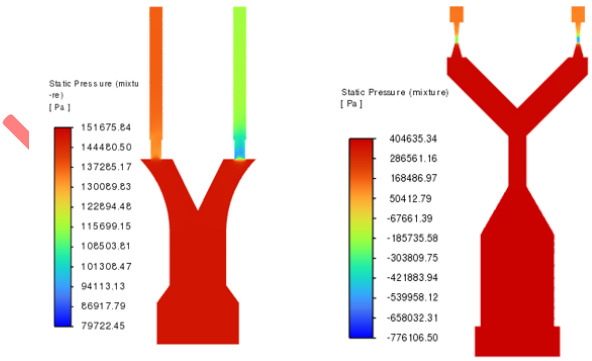
شکل ۷ هندسه‌ی پخش‌کن ونتوری موردمطالعه در پژوهش حاضر

Fig.7 Geometry of the Venturi distributor investigated in the present study



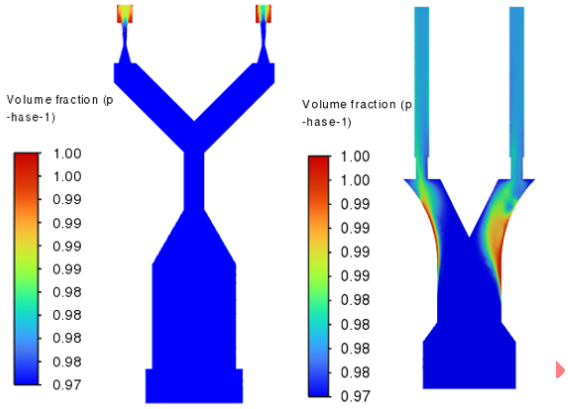
شکل ۸ مقایسه‌ی توزیع سرعت در دو پخش‌کن

Fig.8 Velocity contour for two distributors



شکل ۹ مقایسه‌ی توزیع فشار استاتیک مخلوط دوفازی در دو پخش‌کن

Fig.9 Comparison of two-phase mixture pressure contours in the two distributors



شکل ۱۰ مقایسه‌ی توزیع کسر حجمی فاز بخار در دو پخش‌کن

Fig.10 Comparison of vapor phase volume fraction contours in the two distributors

دبی جرمی هر شاخه در حالت جریان چوک، به فشار پایین‌دست وابستگی ندارد و تابع نوسانات فشار در شاخه‌ها نیست. یعنی:

$$\dot{m}_{branch} \approx f(p_{up}, \rho_m, A_{throat}) \quad (۱۴)$$

در اواپراتور، اختلاف مقاومت حرارتی مدارها، خشک‌شدگی زودرس برخی مدارها و نوسانات فشار ناشی از تبخیر غیریکنواخت در مدارهای اواپراتور، دیگر تأثیر محسوسی بر دبی خروجی از شاخه‌های پخش‌کن بحرانی ندارند. همچنین افزایش سرعت در گلوگاه نازل، با بالابردن عدد وبر، موجب کاهش قطر قطرات و سرعت لغزش فازها شده و در نتیجه، توزیع فازها را یکنواخت‌تر می‌کند. در نتیجه نه‌تنها دبی جرمی، بلکه ساختار فازی ورودی شاخه‌ها نیز مشابه شده و هر مدار اواپراتور سهم مشخصی از مبرد دریافت می‌کند که مستقیماً به کاهش شاخص نامتوازنی توزیع‌کننده (STD_m) منجر می‌شود. در نتیجه دبی جرمی، سوپرهیت و ظرفیت سرمایشی مدارها یکنواخت‌تر می‌شود.

اما در پخش‌کن ونتوری، نوسانات فشار ناشی از تبخیر غیریکنواخت به پخش‌کن منتقل شده و جدایش فازی را تشدید می‌کند.

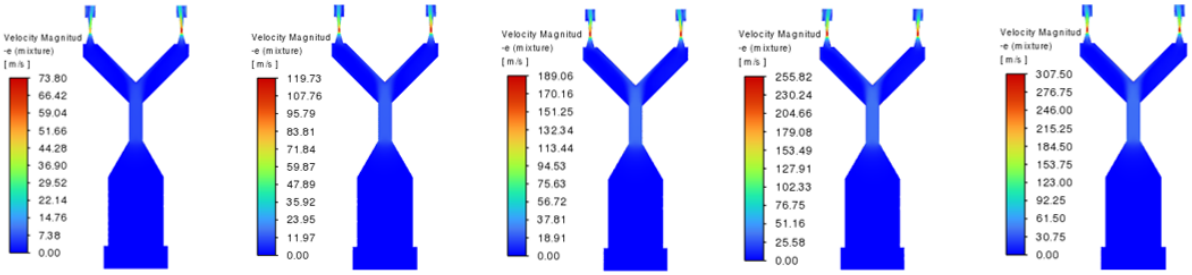
۴-۲- بررسی تأثیر پنج دبی جرمی مختلف بر یکنواختی توزیع برای قطر گلوگاه نازل ۱/۴ میلیمتر

مطابق شکل ۱۱ و جدول ۳ نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد با ثابت نگه‌داشتن قطر گلوگاه نازل بحرانی، افزایش دبی باعث کاهش شاخص غیریکنواختی توزیع (STD_m) می‌شود. از دیدگاه فیزیکی، در دبی‌های پایین، نیروهای لزجتی و افت فشارهای موضعی بر جریان حاکم هستند؛ در نتیجه، جریان نسبت به تغییرات کوچک هندسی حساس‌تر شده و شاخه‌هایی با مقاومت کمتر، سهم بیشتری از دبی را جذب می‌کنند که منجر به توزیع غیریکنواخت می‌شود. با افزایش دبی جرمی، نیروهای اینرسی و عدد رینولدز افزایش‌یافته و با بهبود اختلاط جریان، حساسیت نسبت به هندسه کاهش می‌یابد که به توزیع یکنواخت‌تر جرم منجر می‌شود. افزون بر این، در دبی‌های پایین، پدیده جدایش فاز شدیدتر است؛ به‌طوری‌که تمایل فاز مایع به حرکت در امتداد دیواره‌ها و تجمع فاز بخار در مسیرهای با مقاومت کمتر، غیریکنواختی توزیع را تشدید می‌کند.

جدول ۳ بررسی تأثیر پنج دبی جرمی مختلف برای قطر گلوگاه نازل ۱/۴ میلیمتر بر یکنواختی توزیع

Table 3 Investigation of the Effect of Five Different Mass Flow Rates on Distribution Uniformity for a Nozzle Throat Diameter of 1.4 mm

Nozzle throat diameter (mm)	Mass flow rate (Kg/s)	Mach number	STD_m
1.4	0.01	0.6	0.221
	0.02	0.8	0.063
	0.0365	1	0.045
	0.05	1.2	0.039
	0.06	1.4	0.032

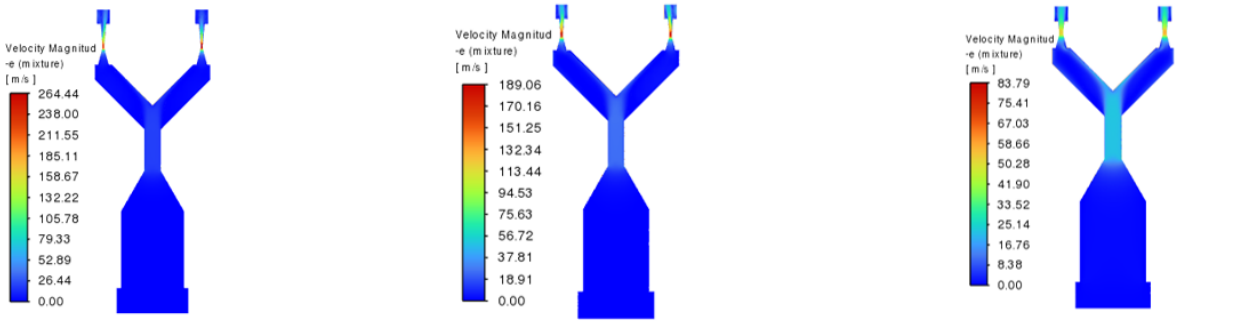


$\dot{m}_{in}$= 0.01 STD_m = 0.221 | $\dot{m}_{in}$= 0.02 STD_m = 0.063 | $\dot{m}_{in}$= 0.0365 STD_m = 0.045 | $\dot{m}_{in}$= 0.05 STD_m = 0.039 | $\dot{m}_{in}$= 0.06 STD_m = 0.032

شکل ۱۱ توزیع سرعت به همراه شاخص غیریکنواختی توزیع در پخش‌کن بحرانی برای پنج دبی جرمی ورودی با قطر گلوگاه نازل به‌اندازه ۱/۴ میلیمتر

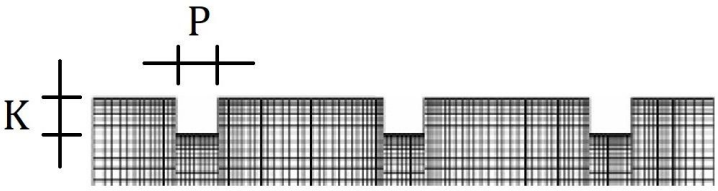
Fig.11 Velocity contours along with the distribution non-uniformity index in the critical distributor for five inlet mass flow rates with a nozzle throat diameter of 1.4 mm.

Pre-Proof Version



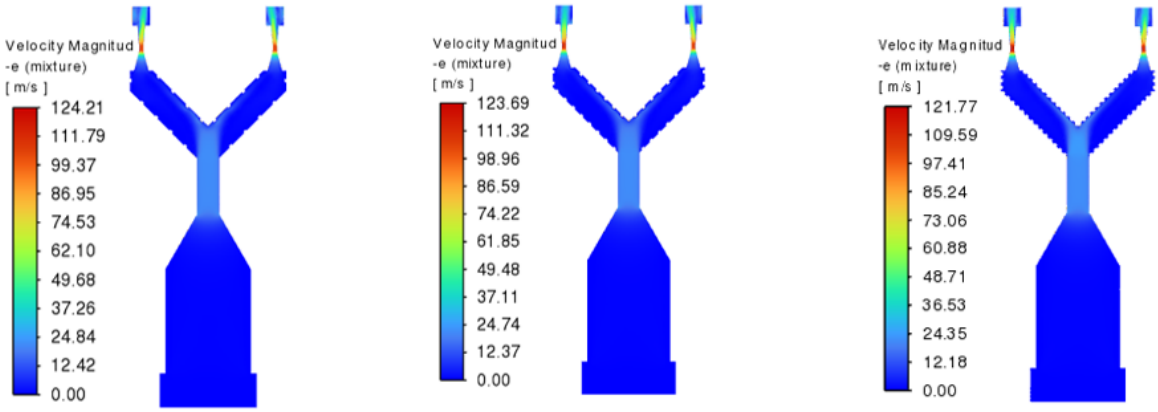
شکل ۱۲ توزیع سرعت به همراه شاخص غیریکنواختی توزیع در پخش‌کن بحرانی برای سه قطر مختلف از گلوگاه نازل با دبی جرمی یکسان ۰/۰۳۶۵ کیلوگرم بر ثانیه

Fig.12 Velocity contours along with the distribution non-uniformity index in the critical distributor for three different nozzle throat diameters with the same mass flow rate of 0.0365 kg/s.



شکل ۱۳ تعریف مشخصات زبری

Fig.13 Definition of roughness characteristics



شکل ۱۴ توزیع سرعت و ماخ به همراه شاخص غیریکنواختی توزیع در پخش‌کن بحرانی برای سه زبری مختلف با قطر گلوگاه نازل ۱/۲ میلیمتر و دبی جرمی ۰/۰۳۶۵ کیلوگرم بر ثانیه

Fig.14 Velocity and Mach contours along with the distribution non uniformity index in the critical distributor for three different roughness levels, with a nozzle throat diameter of 1.2 mm and a mass flow rate of 0.0365 kg/s.

۴-۳- بررسی تأثیر سه قطر مختلف برای گلوگاه نازل بر یکنواختی توزیع با دبی جرمی ورودی ثابت به مقدار ۰/۰۳۶۵ کیلوگرم بر ثانیه

مطابق شکل ۱۲ و جدول ۴ نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد با ثابت نگه‌داشتن دبی جرمی ورودی مبرد به پخش‌کن، افزایش قطر گلوگاه نازل بحرانی باعث افزایش غیریکنواختی توزیع می‌شود.

جدول ۴ بررسی تأثیر سه قطر مختلف برای گلوگاه نازل بر یکنواختی توزیع با دبی جرمی ورودی ثابت به مقدار ۰/۰۳۶۵ کیلوگرم بر ثانیه

Table 4 Investigation of the Effect of Three Different Nozzle Throat Diameters on Distribution Uniformity at a Constant Inlet Mass Flow Rate of 0.0365 kg

Mass flow rate (Kg/s)	Nozzle throat diameter (mm)	Mach number	STD_m
0.0365	1.2	1.2	0.068
	1. 4	1	0.045
	1.6	0.8	0.14

در واقع با بزرگ‌تر شدن قطر گلوگاه نازل‌های بحرانی، افت فشار نازل کم می‌شود و نقش نازل به‌عنوان محدودکننده جریان و ایجاد اختناق (چوک) کاهش می‌یابد. در نتیجه سیستم بیشتر تحت‌تأثیر اختلاف مقاومت شاخه‌ها قرار می‌گیرد. همچنین در قطر کوچک، سرعت بالا باعث اختلاط بهتر فازها و جلوگیری از جداشدن فازها می‌شود. اما در قطر بزرگ، سرعت کم می‌شود و احتمال جدایش مایع و بخار بیشتر می‌شود؛ بنابراین در برخی شاخه‌ها تجمع مایع وجود دارد؛ بنابراین غیریکنواختی افزایش می‌یابد.

۴-۴- بررسی اثر سه سطح از زبری مختلف در دیواره‌ی محفظه‌ی توزیع بر عملکرد توزیع پخش‌کن

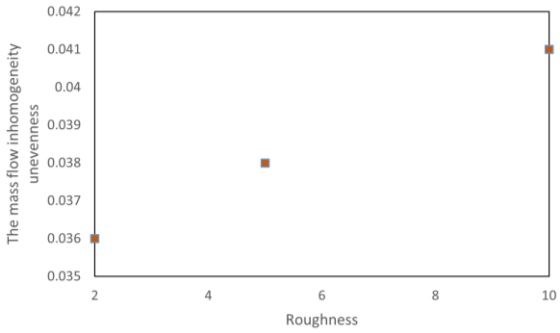
اگر مطابق شکل ۱۳، p فاصله‌ی بین دو برجستگی متوالی و k ارتفاع برجستگی زبری باشد، نسبت $\frac{P}{K}$ بیانگر مشخصات زبری خواهد بود. این نسبت برای سه حالت با مقادیر ۲، ۵ و ۱۰ برای پخش‌کن با قطر گلوگاه نازل ۱/۲ میلیمتر بررسی شد. طول برجستگی‌ها ۰/۵ میلی‌متر در نظر گرفته شد. برخلاف محفظه صاف که در آن جریان تا نزدیکی نازل‌ها سرعت بالا و نوسانات فشاری بیشتری دارد، زبری دیواره موجب یکنواخت‌تر شدن جریان و کاهش اختلاف سرعت بین نواحی مختلف می‌شود.

مطابق توزیع سرعت شکل ۱۴ و نمودار شکل ۱۵، اعمال زبری در دیواره محفظه، با افزایش اتلاف‌های انرژی در لایه‌مرزی و کاهش فشار موضعی، منجر به کاهش سرعت گلوگاه نازل‌ها از ۱۸۹ به ۱۲۱ متر بر ثانیه و کاهش عدد ماخ از ۱/۲ به ۱ شد. اگرچه زبری منجر به کاهش یکنواختی توزیع دبی جرمی در مقایسه با محفظه صاف شد، اما منجر به کاهش عدد ماخ به سمت یک و حذف افت فشار اضافی در نازل‌ها می‌شود.

۴-۵- ضرورت بهینه‌سازی افت فشار در پخش‌کن بحرانی

در نازل‌های طراحی‌شده بر پایه جریان بحرانی، رسیدن به عدد ماخ یک در گلوگاه مستلزم ایجاد افت فشار مشخصی میان جریان بالادست و گلوگاه است که بخشی از فرایند انبساط کنترل‌شده مبرد محسوب می‌شود. بااین‌حال، مدیریت این افت فشار در طراحی پخش‌کن بسیار اهمیت دارد. از یک سو، افزایش افت فشار ناشی از کوچک‌سازی بیش از حد گلوگاه‌ها، منجر به کاهش فشار ورودی اواپراتور و در نتیجه کاهش فشار مکش کمپرسور می‌شود. این امر طبق رابطه ۱۷ با افزایش نسبت تراکم، توان مصرفی کمپرسور را افزایش داده و بر اساس رابطه ۱۸، منجر به افت ضریب عملکرد (COP) می‌گردد.

ازسوی‌دیگر، این افت فشار در گلوگاه نازل‌ها عامل اصلی ایجاد جریان چوک و در نتیجه توزیع یکنواخت مبرد دوفازی در مدارهای اواپراتور است. توزیع یکنواخت، نرخ انتقال حرارت را بهبود بخشیده و اثر مثبت آن بر افزایش ظرفیت سرمایش می‌تواند اثر منفی افت فشار بر توان کمپرسور را جبران نماید؛



شکل ۱۵ نمودار تغییرات شاخص غیریکنواختی توزیع با افزایش زبری

Fig.15 Variation of the Distribution Non-Uniformity Index with Increasing Surface Roughness

بنابراین، چالش اصلی در طراحی پخش‌کن، یافتن نقطه بهینه میان "ایجاد حالت اختناق برای بهبود توزیع" و "حداقل‌سازی افت فشار اضافی جهت حفظ راندمان سیکل" است.

با درنظرگرفتن افت فشار اضافی ناشی از هندسه نازل‌ها، فشار واقعی مکش کمپرسور از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$P_{suc} = P_{evap} - \Delta P_{extra} \qquad (۱۶)$$

توان مصرفی کمپرسور به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}}{\eta_{comp}} . h_{in} . \left[\left(\frac{P_{cond}}{P_{evap} - \Delta P_{extra}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - 1 \right] \qquad (۱۷)$$

در نهایت، COP به این صورت تعریف می‌شود:

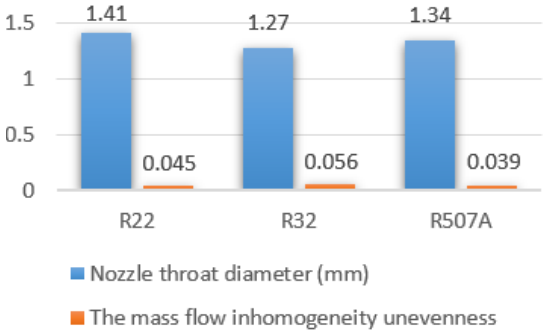
$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}.\left(h_{out,evap} - h_{in,evap}\right)}{W_{comp}} \qquad (۱۸)$$

اگرچه ممکن است نرخ انتقال حرارت در اواپراتور به دلیل توزیع بهتر، کمی افزایش یابد، اما اگر افت فشار اضافی در نازل‌ها وجود داشته باشد، افزایش توان مصرفی کمپرسور در مخرج کسر رابطه ۱۸، بسیار بیشتر از افزایش انتقال حرارت در صورت کسر عمل می‌کند و منجر به کاهش COP می‌شود. ازاین‌رو، یافتن قطر بهینه طبق رابطه وود برای گلوگاه نازل‌ها جهت حفظ تعادل میان توزیع یکنواخت مبرد و حداقل افت فشار، ضروری است.

۴-۶- بحث در خصوص تعمیم‌پذیری نتایج به سایر مبردها

به‌منظور بررسی تعمیم‌پذیریِ تحلیل‌ها، عملکرد توزیع پخش‌کن بحرانی برای مبردهای جایگزین شامل R32 و R410A و R507A با شرایط مرزی مشابه مورد بررسی قرار گرفت. ازآنجاکه پارامتر کلیدی در طراحی پخش‌کن‌ها، دستیابی به ماخ یک و رسیدن به جریان خفگی در گلوگاه نازل‌های بحرانی همگرا - واگرا است، بنابراین قطر گلوگاه نازل‌ها برای هر مبرد بر اساس خواص ترمودینامیکی در دمای تبخیر اشباع ۱۸- درجه سلسیوس از طریق رابطه‌ی وود طبق روابط ۱۵ و ۱۶ محاسبه و پخش‌کن مخصوص برای هر مبرد طراحی و شبیه‌سازی شد.

In Press, Pre-Proof Version



شکل ۱۶ نمودار بررسی شاخص غیریکنواختی توزیع برای سایر مبردهای خالص تحت شرایط شبیه‌سازی مشابه

Fig.16 Diagram of the The mass flow inhomogeneity unevenness for other refrigerants under similar simulation conditions

همان‌طور که در نمودار شکل ۱۶ مشاهده می‌شود، با اعمالِ قطر گلوگاهِ مناسب برای هر مبرد، شاخص عدم یکنواختی در تمامی موارد در محدوده‌ی قابل‌قبول مهندسی حفظ شده است؛ بنابراین مدل ارائه شده، یک روش‌شناسیِ پایدار است و می‌توان با اطمینان، آن را برای سایر مبردهای خالص نیز به کاربست.

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش نتایج مقایسه‌ی عددی عملکرد پخش‌کن‌های بحرانی و ونتوری نشان داد شاخص غیریکنواختی توزیع در پخش‌کن بحرانی و ونتوری به ترتیب ۰/۰۴۵ و ۰/۵۲۱ است؛ بنابراین شاخص غیریکنواختی توزیع ۹۱٪ کاهش یافت. علت این برتری، جریان اختناق در گلوگاه نازل‌های همگرا - واگرا است که دبی جرمی هر نازل را از نوسانات فشار پایین‌دست مستقل کرده و توزیع مبرد را یکنواخت می‌سازد.

با کاهش قطر گلوگاه نازل‌ها از ۱/۶ به ۱/۲ میلی‌متر، سرعت جریان افزایش‌یافته و یکنواختی توزیع حدود ۸۰٪ بهبود می‌یابد. بااین‌حال، کاهش بیش از حد قطر موجب افزایش افت فشار شده و می‌تواند راندمان سیکل را کاهش دهد؛ ازاین‌رو قطر گلوگاه باید مطابق با رابطه‌ی وود طراحی شود تا بهبود انتقال حرارت و ظرفیت سرمایشی، اثر منفی افت فشار و افزایش کار کمپرسور را جبران کند. در قطر گلوگاه ۱/۴ میلی‌متر، افزایش دبی جرمی ورودی از ۰/۰۱ به ۰/۰۶ کیلوگرم بر ثانیه موجب بهبود حدود ۸۵٪ در یکنواختی توزیع شد. این امر ناشی از غلبه نیروهای اینرسی، افزایش عدد رینولدز و اختلاط بیشتر جریان در دبی‌های بالاتر است، درحالی‌که در دبی‌های پایین جدایش فازی تشدید شده و غیریکنواختی افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش زبری دیواره محفظه از نسبت ۱۰ به ۲، سرعت گلوگاه نازل‌ها و شاخص غیریکنواختی توزیع به ترتیب حدود ۲٪ و ۱۲٪ کاهش یافتند. در زبری نسبی ۲ نیز نسبت به حالت بدون زبری، سرعت گلوگاه حدود ۳۶٪ و شاخص غیریکنواختی حدود ۲۰٪ کاهش یافت؛ بنابراین زبری می‌تواند باعث ایجاد تعادل بین توزیع یکنواخت و کمترین افت فشار در پخش‌کن شود. همچنین نشان داده شد که نتایج این پژوهش می‌تواند برای سایر مبردهای خالص نیز بکار گرفته شود. در این پژوهش، پدیده خفگی جریان در گلوگاه نازل‌ها محقق می‌گردد. باتوجه‌به اینکه در این وضعیت، سرعت در گلوگاه به عدد ماخ یک می‌رسد، هرگونه پدیده دینامیکی در بخش واگرای نازل از قبیل امواج ضربه‌ای یا گردابه‌های موضعی ناشی از انبساط، امکان انتشار به سمت بالادست را ندارد. ویژگی جریان خفه شده در گلوگاه نازل‌ها، منجر به استقلالِ جریانِ بالادست از تغییراتِ شرایطِ پایین‌دست می‌شود. با وجود ناهمگنی فازی سیال یعنی بخار با رفتار ایده‌آل و مایع تراکم‌ناپذیر، تحلیل پایا برای پیش‌بینی توزیع دبی جرمی در گلوگاه، به دلیلِ عدم وابستگی به شرایطِ نوسانیِ خروجیِ نازل، رویکردی کاملاً معتبر و دقیق است.

فهرست علائم

AD	پخش‌کن بحرانی با نازل پودرکننده
E	انرژی کل
$\vec{F}$	نیروهای بین فازی
g	شتاب گرانش (m/s^2)
h_o	آنتالپی خروجی اواپراتور (kJ/kg)
h_g	آنتالپی بخار اشباع (kJ/kg)
h_i	آنتالپی ورودی اواپراتور
h_l	آنتالپی مایع اشباع
k	ضریب هدایت گرمایی
$\dot{m}_i$	دبی جرمی بین فازها (kg/s)
$\bar{m}$	دبی جرمی متوسط (kg/s)
n	تعداد شاخه‌های خروجی پخش‌کن
P	فشار (Pa)
Q	نرخ انتقال حرارت
STD_m	غیر یکنواختی توزیع دبی جرمی
T	دما (K)
t	زمان (s)
$\vec{u}$	سرعت جریان (m/s)
v	سرعت دوفاز (m/s)
VD	پخش‌کن ونتوری

علائم یونانی

β	کسر حجمی
μ	لزجت دینامیکی (kg/m s)
ρ	چگالی (kg/m^3)
$\bar{\tau}$	تانسور تنش
φ	ترم چشمه‌ی انرژی
η	بازده آیزنتروپیک کمپرسور
γ	نسبت گرمای ویژه

زیرنویس‌ها

g	بخار مبرد
i	فاز مبرد
l	مایع مبرد

In Press, Pre-Proof Version

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

تعارض منافع: در این مقاله از برخی نتایج حاصل از رساله دکتری نویسنده مسئول استفاده شده است. هیچ تعارض منافع دیگری برای اظهار وجود ندارد.

منابع مالی: هزینه‌های این پژوهش توسط بودجه‌ی شخصی نویسندگان تأمین شده است.

منابع

1- G. Li, S. Frankel, J. E. Braun, and E. A. Groll, "Application of CFD models to two-phase flow in refrigerant distributors," *HVAC R Res.*, vol. 11, no. 1, pp. 45–62, 2005, doi: 10.1080/10789669.2005.10391125

2- G. Li, J. E. Braun, E. A. Groll, S. Frankel, and Z. Wang, "Evaluating the performance of refrigerant flow distributors," *Int. Refrig. Air Cond. Conf. Perdue*, 2002.

3- M. Y. Wen, C. H. Lee, and J. C. Tasi, "Improving two-phase refrigerant distribution in the manifold of the refrigeration system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 17–18, pp. 2126–2135, 2008, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.11.019

4- S. YOSHIOKA, H. KIM, and K. KASAI, "Performance Evaluation and Optimization of A Refrigerant Distributor for Air Conditioner," *J. Therm. Sci. Technol.*, vol. 3, no. 1, pp. 68–77, 2008, doi: 10.1299/jtst.3.68

5- C. D. Bowers, D. Wrocklage, P. S. Division, and S. Elbel, "Improvements in Refrigerant Flow Distribution Using an Expansion Valve with Integrated Distributor," 2014.

6- F. Liang, D. Wang, J. Chen, and G. Yang, "Gas-liquid two-phase flow equal distribution using a wheel distributor," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 55, pp. 181–186, 2014, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2014.03.009

7- Y. Yao and P. Hrnjak, "Visualization of refrigerant two-phase flow before and through distributor and evaluation of its performance," *Int. J. Refrig.*, vol. 125, pp. 122–131, 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.01.001

8- D. Zhang *et al.*, "Optimization study on the structure and the flow of a refrigerant distributor for air conditioner," *Int. J. Refrig.*, vol. 131, no. July, pp. 847–856, 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.07.040

9- Q. Tang, Y. Dai, and C. Pan, "Study on structure optimization and distribution characteristics of centrifugal refrigerant distributor for air conditioner," *Int. J. Refrig.*, vol. 156, no. May, pp. 123–132, 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.09.019

10- E. Chew, A. S. M. Al-Obaidi, and M. H. Chng, "Study of refrigerant flow consistency and tolerance control of a distributor for air conditioner," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 2523, no. 1, 2023, doi: 10.1088/1742-6596/2523/1/012038

11- Z. Sun *et al.*, "Experimental study on the shunting performance of a rectifying nozzle-type critical distributor under variable operating conditions of a multiparallel evaporator," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 49, no. April, p. 103332, 2023, doi: 10.1016/j.csite.2023.103332

12- Z. Sun *et al.*, "Experimental study on the influence of distributor types on the property effect of finned evaporator," *Int. J. Refrig.*, vol. 155, no. August, pp. 387–397, 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.08.019

13- H. Sun, Y. Li, Z. Sun, D. Wu, and Z. Lei, "Experimental study of the effect of dedicated mechanical subcooling on the performance of a single multiparallel evaporator," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 249, no. May, p. 123343, 2024, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123343

14- Z. Sun, W. Zhang, J. Feng, H. Sicong, and L. Di, "Experimental study and simulation of the rectifier nozzle-type critical distributor applied to the application of row tube plate instant freezer," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 259, no. October 2024, p. 124939, 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.124939

15- X. Li *et al.*, "Simulation and experimental study on splitting performance of Rectifier Nozzle Type Critical Distributor for multi-parallel evaporators," *Int. J. Refrig.*, vol. 169, no. October 2024, pp. 101–114, 2025,

16- Z. Sun, H. Zhao, Q. Wang, D. Wang, J. Chen, and W. Zhang, "Experimental study of a multi-evaporator refrigeration system applying mechanical subcooling and high efficiency distributor," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 269, no. PB, p. 126175, 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.126175

17- Salehi, M. and Mahdi, M. 2025. Numerical investigating the effect of the nozzle on the uniformity of the refrigerant distribution of the evaporator distributor, Sharif Mechanical Engineering Journal, 41(1), 43-53.

18- Z. Sun *et al.*, "Experimental study of the effect of low GWP refrigerant R449A on the heat transfer performance of a multi-branch direct expansion (DX) evaporator," *Int. J. Refrig.*, vol. 172, no. February, pp. 256–265, 2025, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2025.01.037

19- Zh. Sun *et al.*, "Enhancing refrigeration system efficiency via mist flow and critical nozzle: Experimental and CFD analysis of an atomizing distributor for dry evaporators," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 279, no. PD, p. 127741, 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.127741

20- FakhariM.M, Bokaei H.R, Shahriari B. Numerical and Experimental Investigation of the Effect of Nozzle Divergent Section Geometry on Fluid Flow and Heat Transfer withinthe Nozzle. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(2):467-473.

21- S. Khosravi et al., "The effect of various parameters on breakup length of the outflow from the nozzle," Modares Mechanical Engineering, vol. 12, no. 2, pp. 125–133, 2012. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2024.10.022

In Press, Pre-Proof Version