Sharif University of Technology

Sharif Mechanical Engineering Journal

https://sjme.journals.sharif.edu

Research Article

Numerical Investigating the Effect of the Nozzle on the Uniformity of the Refrigerant Distribution of the Evaporator Distributor

Mohammad Salehi and Miralam Mahdi*

[1]Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.
* corresponding author:(m.mahdi@sru.ac.ir)

Article Info

Article history:

Received: 2 October 2024

Revised: 6 December 2024

Accepted: 6 January 2025

Keywords:

Refrigerant,
evaporator,
distributor,
CFD.

Abstract

In this research, by numerically simulating an evaporator diffuser, the effect of three points on the flow, including nozzle diameter, mixing chamber diameter, and diffuser installation direction, on three uniform performance characteristics, including volume fraction, velocity, and pressure drop inside this refrigeration equipment, was studied. Using ANSYS Fluent software and a two-phase Eulerian model coupled with the VOF model, and considering the continuity and momentum equations, volume fraction of the liquid and vapor phases, and the existence of interphase forces such as drag force, added mass force, and wall lubrication force, and ignoring the heat transfer and mass transfer equations, the simulation was performed in a steady and quasi-transient manner. In the first stage, three diameters of 1.9 mm, 5.7 mm and 20 mm were considered for the nozzle of a diffuser installed in a horizontal position. Then, three diameters of 15.22 mm, 15.28 mm and 15.34 mm were considered for the mixing chamber and finally, three mounting positions of vertical up, vertical down and horizontal were considered for the diffuser.

Introduction

The distribution of a455R refrigerant inside a 9-circuit diffuser with thermodynamic characteristics at a saturation temperature of minus 4 degrees Celsius was numerically studied. As discussed in the previous chapter, the refrigerant, in the form of two homogeneous phases with velocities of 3.12 m/s (liquid phase) and 0.94 m/s (vapor phase) and with a volume fraction of 0.98, first entered a pipe 1200 mm long and 25 mm in diameter. And gradually, due to the high difference in density and the Earth's gravitational force, they separate from each other and reach the horizontal spreader. Three diameters of 1.9 mm, 5.7 mm and 20 mm are considered for the nozzle and the bubble diameter is 200 µm, and three diameters of 15.22 mm, 15.28 mm and 15.34 mm are considered for the mixing chamber, and finally three installation positions of vertical up, vertical down and horizontal are considered for the diffuser. The boundary conditions are such that the refrigerant exiting the expansion valve, which is the inlet of the pipe connected to the diffuser, has 25% vapor quality. The wall is adiabatic, heat transfer and mass transfer (evaporation) are ignored, and the interphase force models, including drag, wall lubrication, added mass, etc., are appropriate to the nature of the active flow.

Methodology

By reducing the nozzle diameter, the velocity of the liquid and gas phases has increased. So that in a diffuser with a nozzle diameter of 1.9 mm, the velocity of the liquid phase from the beginning of the tube, which is 12.3 m/s, reaches 18 m/s, and the velocity of the phase from 0.94 m/s at the entrance of the tube reaches 22 m/s, which causes the gas phase to prevent the liquid phase from settling and moves the liquid phase along with it. Also, in a diffuser with a nozzle diameter of 7.5 mm, the liquid phase velocity decreases from 3.12 m/s at the pipe inlet to 2.5 m/s, and the gas phase velocity decreases from 0.94 m/s at the pipe inlet to 3 m/s. In a diffuser with a

To Cite this article:
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.
https://doi.org/10.24200/j40.2025.64895.1717

E-ISSN: 2676-4733

nozzle diameter of 20 mm, the liquid phase velocity decreases from 3.12 m/s to 1.2 m/s, and the gas phase velocity decreases from 0.94 m/s to about 1 m/s. By reducing the nozzle diameter from 20 mm to 1.9 mm, the standard deviation of the mass flow rate between the diffuser circuits has decreased by about 70 percent. As shown in Figures (5-10), (5-11) and (5-12), in the situation where the diffuser is placed in a horizontal position, due to the high density of the liquid phase compared to the vapor phase and the force of gravity, the two phases separate from each other and when they reach the diffuser mixing chamber, the lower part of the diffuser, the liquid phase has more accumulation and the vapor phase, which has a lower density, is placed towards the upper outlets of the diffuser. By reducing the nozzle diameter, due to the increase in the speed of the vapor and liquid phases, which leads to greater mixing and turbulence of the flow and the formation of vortices from the vapor phase in the liquid phase, the accumulation of the liquid phase in the lower circuits is prevented, which, according to diagram (5-13), results in a uniform distribution of the two-phase refrigerant between the diffuser outlets.

Results and Discussion

Equations (5-1) and (5-2) are the deviation of the mass flow rate and steam quality characteristics. According to graph (5-7), the deviation of the mass flow rate of the mixture of vapor and liquid phases from the average mass flow rate is related to the nozzle diameter. The results show that, The results show that by reducing the nozzle diameter from 20 mm to 5.7 mm and then to 1.9 mm, the distribution of the mass flow rate of vapor and liquid phases between the diffuser circuits has become more uniform. And the excessive accumulation of the liquid phase at the lower outlets of the diffuser is prevented, and due to the creation of vortexes and high turbulence in the flow, the flow becomes more homogeneous and, as the phases accelerate, they are divided equally between the circuits. The simulation results also indicate that by increasing the diameter of the mixing chamber, more space is created for the liquid and vapor phases to mix. The two-phase refrigerant flow, gaining speed as it passes through the nozzle, enters the mixing chamber, where more opportunity is provided for the phases to mix with each other. By increasing the chamber diameter in two stages by 6 mm, first from 15.22 mm to 15.28 mm and then to 15.34 mm, it is observed that the standard deviation of mass flow rate and steam quality has decreased within 6%.

Conclusion

By examining the parameters of the nozzle diameter, mixing chamber diameter, and diffuser installation direction, it was found that by reducing the nozzle diameter, it is possible to increase the speed of the liquid and gas phases and further mix the flow, while preventing the liquid phase from settling in the lower circuits of the evaporator. This improves the distribution of refrigerant between the diffuser outlets, increases the heat exchange of the direct expansion coil, and generally increases the system performance coefficient. Also, by increasing the diameter of the mixing chamber, the standard deviation of mass flow rate and steam quality has decreased by about 6 percent. Finally, by examining the diffuser volume fraction maps, it can be concluded that the best direction to install the diffuser is vertical, facing upwards.

Funding: This research did not receive any specific grant from funding agencies in the public, commercial, or not-for-profit sectors.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

Author Contributions: All authors contributed to the reported work for conceptualization, methodology, validation, writing-review and editing, and supervision.

مجله علمی مهندسی مکانیک شریف

https://sjme.journals.sharif.edu

مقاله‌ی پژوهشی

بررسی عددی تأثیر هندسه‌ی نازل پخش‌کن یک اِواپراتور در یکنواختی توزیع مبرد سیکل تبرید

محمد صالحی و میراعلم مهدی *

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی

*نویسنده مسئول (m.mahdi@sru.ac.ir)

اطلاعات مقاله

تاریخ دریافت : ۱۴۰۳/۰۷/۱۱

تاریخ اصلاحیه : ۱۴۰۳/۰۹/۱۶

تاریخ پذیرش : ۱۴۰۳/۱۰/۱۷

واژگان کلیدی:

تبرید،

اواپراتور،

پخش‌کن،

شبیه‌سازی عددی .

چکیده

در پژوهش حاضر، با شبیه‌سازی عددی پخش‌کن اواپراتور، تأثیر قطر نازل پخش‌کن در یکنواختی توزیع جریان بین مدارهای اواپراتور با سه معیار اساسی توزیع یکنواخت، از جمله: کسر حجمی، سرعت، و افت فشار داخل تجهیز برودتی مذکور مطالعه شده است. با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت و مدل دو فازی اویلرین کوپل‌شده با مدل VOF و درنظرگرفتن معادله‌های پیوستگی و مومنتم و کسر حجمی فازهای مایع و بخار و وجود نیروهای بین‌فازی، مانند نیروهای: درگ، جرم افزوده، و روغن‌کاری دیواره و صرف‌نظرکردن از معادله‌های انتقال حرارت و انتقال جرم، به‌صورت پایا و شبه‌گذرا شبیه‌سازی انجام شده است. سه قطر به اندازه‌های ۱/۹، ۵/۷، و ۲۰ میلی‌متر برای نازل پخش‌کن با نصب‌شدن در وضعیت افقی در نظر گرفته شده است. مبرد R۴۵۵A با خواص ترمودینامیکی و ترموفیزیکی در دمای اشباع منفی ۴ درجه‌ی سانتی‌گراد از خروجی شیر انبساط با کیفیت بخار ۲۵٪ و کسرحجمی ۰/۹۸ و سرعت فاز مایع ۳/۱۲ متر بر ثانیه و سرعت فاز گاز ۰/۹۴ متر بر ثانیه، ابتدا وارد لوله‌ای به قطر ۲۵ میلی‌متر و طول ۱۲۰۰ میلی‌متر شده است. نتایج شبیه‌سازی حاکی از آن است که با کاهش اندازه‌ی قطر نازل، می‌توان ضمن افزایش سرعت فازهای مایع و گاز و اختلاط بیشتر جریان، از ته‌نشین‌شدن فاز مایع در مدارهای پایین اواپراتور جلوگیری کرد؛ که این امر ضمن بهبود توزیع مبرد بین خروجی‌های پخش‌کن، تبادل حرارت کویل انبساط مستقیم و به‌طورکلی ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد.

۱. مقدمه

معمولاً مشکل پیش‌آمده در سیستم تبرید به‌علت عدم سرمادهی مطلوب اواپراتور است، که در برخی از موارد، مشکل اخیر به‌دلیل عدم نصب پخش‌کنِ مناسب است؛ عضوی که در اغلب موارد، اهمیت آن نادیده گرفته می‌شود. در خروجی شیر انبساط، همواره مخلوط مایع و گاز مبرد به سمت اواپراتور در حرکت هستند. حفظ یکنواختی و همگنی دو فاز مایع و بخار مبرد بعد از شیر انبساط، بسیار دشوار است. به‌طوری که اگر جریان مبرد، یکنواخت در اواپراتور توزیع نشود، سبب انتقال حرارت غیر یکنواخت آن می‌شود و بازدهی سیستم تبرید را کاهش می‌دهد.[۱-۵]

از جمله عوامل مؤثر در عملکرد سیستم تبرید، طراحی و انتخاب درست پخش‌کن اواپراتور است. مطالعات آزمایشگاهی و عددی متعددی در ارتباط با پارامترهای مؤثر در یکنواختی توزیع جریان مبرد دو فاز داخل پخش‌کن صورت گرفته است. لی[1] و همکاران،[۶-۱۰] با استفاده از مدل mixture، جریان دو فاز داخل پخش‌کن را شبیه‌سازی کرده‌اند، اما مدل mixture برای اعداد استانتون خیلی کمتر از ۱ و زمانی که سرعت دو فاز تقریباً با هم برابر باشند، به‌کار می‌رود. اما در جریان دو فاز خروجی از شیر انبساط، که اغلب سرعت آن‌ها با یکدیگر تفاوت دارد، نتایج معتبری را ارائه نمی‌دهد. باورز[2] و همکارش (۲۰۰۸)،[۱۱] جریان دو فاز مبرد R۱۳۴A را پس از شیر انبساط در یک لوله‌ی عمودی از جنس PVC به قطر ۷/۸ میلی‌متر و با شار جرمی ۳۳۶ کیلوگرم بر مترمربع-ثانیه و کیفیت بخار ۱۵٪ مطالعه‌ی آزمایشگاهی کرده و دریافته‌اند که تا حدود فاصله‌ی ۱۰۰ میلی‌متری از شیر انبساط، مخلوط جریان دو فاز همگن بوده است. آن ها همچنین مشاهده کردند که با عبور جریان در طول لوله، فازها شروع به جداشدن از یکدیگر می‌کنند، که از فاصله‌ی تقریباً ۱۵۰ میلی‌متری از شیر انبساط، جدایش فازها از هم شروع می‌شوند و درنهایت، در فاصله‌ی ۲۰۰ میلی‌متری از شیر انبساط به‌صورت مجزا از یکدیگر طبقه‌بندی می‌شوند و پس از آن تا انتهای لوله‌ی جریان جداشده، ابتدا در حال توسعه بوده و پس از آن کاملاً توسعه یافته‌اند. نتایج گویای آن است که مطلوب‌ترین و بهینه‌ترین وضعیت قرارگیری پخش‌کن حالتی است که پخش‌کن دقیقاً به خروجی شیر انبساط متصل شده باشد.

محمت[3] و همکاران (۲۰۱۸)،[۱۲] در یک مطالعه‌ی هم‌زمان عددی و آزمایشگاهی به بررسی سه پارامتر: نرخ دبی جرمی، کسر حجمی، و افت فشار مبرد R۴۵۵A خروجی از شیر انبساط الکترونیکی پرداخته‌اند. ایشان دو نوع

[1] Li
[2] Bowers
[3] Mehmet

استناد به این مقاله:

صالحی، محمد و مهدی، میراعلم، ۱۴۰۴. بررسی عددی تأثیر هندسه‌ی نازل پخش‌کن یک اِواپراتور در یکنواختی توزیع مبرد سیکل تبرید. مهندسی مکانیک شریف، ۴۱(۱)، صص.۴۳-۵۳.
https://doi.org/10.24200/j40.2025.64895.1717

شاپا الکترونیکی: ۴۷۳۳- ۲۶۷۶

ناشر: دانشگاه صنعتی شریف

هندسه‌ی متفاوت برای پخش‌کن یک اواپراتور فین تیوبه‌ی ۴ ردیفه و ۹ مدار و همچنین شبیه‌سازی CFD با نرم‌افزار انسیس فلوئنت با مدل اویلری را مطالعه‌ی تجربی کرده و دریافته‌اند که در پخش‌کن شماره‌ی ۱، به‌علت جهت افقی لوله‌های خروجی و طول روزنه‌ی کوتاه‌تر، که سبب اغتشاش بیشتر جریان و در نتیجه اختلاط بهتر دو فاز می‌شود، توزیع به مراتب یکنواخت‌تر و بهتر از پخش‌کن شماره‌ی ۲ بوده است.

یائو[4] و همکارش (۲۰۲۱)،[۱۳] در یک مطالعه‌ی آزمایشگاهی به بررسی تأثیر گرانش و جهت نصب پخش‌کن (افقی، عمودی رو به بالا، و عمودی رو به پایین) در یکنواختی توزیع مبرد دو فاز داخل آن پرداخته و دریافته‌اند که جهت نصب پخش‌کن، تأثیر بسزایی در یکنواختی توزیع جریان مبرد داخل پخش‌کن ندارد، اما جهت عمودی رو به بالا از دو جهت نصب دیگر بهتر است. همچنین، عامل توزیع غیریکنواخت بین انشعاب‌های پخش‌کن، عدم افت فشار یکسان بین مسیرهای داخل پخش‌کن است و در نتیجه، مبرد بیشتری از مسیری که افت فشار کمتری دارد، عبور می‌کند. محمود (۲۰۲۰)،[۱۴] به مطالعه‌های عددی و تجربی توزیع جریان دو فاز بعد از شیر انبساط پرداخته و لوله‌ای به قطر ۲۵ میلی‌متر و طول ۲۰۰۰ میلی‌متر را در نظر گرفته و با دینامیک سیالات محاسباتی و نرم‌افزار انسیس فلوئنت و با اندازه و تعداد شبکه‌ی بهینه‌شده و مدل آشفتگی کا اپسیلون و مدل دو فازی اویلرین و خواص ترمودینامیکی مبرد R۱۳۴A، تأثیر دو پارامتر دبی جرمی و درصد کیفیت بخار را در طول ناحیه‌ی جداسازی دو فاز از ابتدای لوله بررسی کرده و دریافته است که طول ناحیه‌ی جداسازی جریان دو فاز از ابتدای لوله تحت تأثیر سرعت‌های اولیه‌ی دو فاز، درصد کیفیت بخار ورودی، و همچنین به میزان کمی به قطر لوله بستگی داشته است. همچنین افزایش شار جرمی ورودی به‌دلیل سرعت‌های اولیه‌ی بالاتر، منجر به طول بیشتر ناحیه‌ی جداسازی شده است، به‌طوری که برای شارهای جرمی ۲۸۸، ۳۳۵، و ۴۴۷ کیلوگرم بر مترمربع به ترتیب: ۳۴۸، ۴۰۵، و ۵۴۳ میلی‌متر ازدیاد طول جداسازی اتفاق افتاده است. همچنین با افزایش درصد کیفیت بخار ورودی لوله نیز طول ناحیه‌ی جداسازی به‌علت تأخیر در جداسازی مایع طولانی‌تر شده است، به‌طوری که برای درصد کیفیت‌های بخار ۱۰، ۱۵، و ۲۰ به ترتیب ۶۰/۲، ۷۸/۳۹، و ۹۵/۱۹ میلی‌متر طول محاسبه شده است.

سرکار (۲۰۲۱)،[۱۵] در یک مطالعه‌ی عددی به شبیه‌سازی جریان مبرد R۱۲۴A در داخل ۳ نوع پخش‌کن با شرایط مرزی متفاوت پرداخته و پارامترهای مؤثر در حفظ یکنواختی جریان داخل پخش‌کن اواپراتور از جمله: هندسه، دبی جرمی، و کیفیت بخار ورودی را بررسی کرده و دریافته است که هر چقدر کیفیت ورودی و دبی جرمی افزایش یابد، یکنواختی جریان بیشتر است. همچنین برای هندسه‌هایی که لوله‌های ورودی عمودی و لوله‌های خروجی افقی باشد، یکنواختی جریان بیشتر است. به‌دلیل وجود جاذبه، جریان مبرد از نوع لایه‌ای است، اما از آنجا که مبرد خروجی با سرعت زیاد از شیر انبساط خارج و وارد پخش‌کن می‌شود، غالباً در عمل و به‌ویژه در توزیع‌کننده‌های دارای نازل، مخلوطی از قطرات مایع در بخار مبرد مشهود است.

ژانگ[5] و همکاران،[۱۶ و ۱۸] با استفاده از روش تاگوچی تأثیر عوامل مؤثر در یکنواختی توزیع مبرد داخل پخش‌کن را بررسی کرده‌اند. فاصله‌ی بین زانو و ورودی توزیع‌کننده (L)، زاویه‌ی چرخش زانویی (α)، شعاع زانویی متصل به لوله‌ی پخش‌کن، تأثیر قابل‌توجهی در یکنواختی توزیع مبرد داشته‌اند. نتایج ایشان نشان داده است که افزایش فاصله (L) با ایجاد جریان توسعه‌یافته قبل از ورودی پخش‌کن برای بهبود توزیع مبرد نقش بسزایی داشته است. همچنین افزایش زاویه‌ی چرخش و شعاع زانویی، که عامل جداسازی دو فاز داخل پخش‌کن بوده‌اند، اثری نامطلوب به همراه داشته‌اند.

در پژوهش حاضر، ضمن شبیه‌سازی جریان دو فاز داخل پخش‌کن، به بررسی تأثیر قراردادن نازل داخل پخش‌کن با ۹ مدار افقی در توزیع همگن مبرد دو فاز R۴۵۵A بین انشعاب های اواپراتور با مدل اویلرین نرم‌افزار انسیس فلوئنت پرداخته شده است.

۲. معادلات حاکم

هدف پژوهش حاضر، شبیه‌سازی جریان با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت بوده است. از آنجایی که جریان، در داخل پخش‌کن از نوع دو فازی است، باید از مدل‌های دو فازی تحلیل جریان در فلوئنت استفاده شود. در نرم‌افزار مذکور برای تحلیل جریان‌های دو فازی از سه روش Vof، Mixture، و Eulerian استفاده می‌شود. برای شبیه‌سازی مطالعه‌ی حاضر از مدل دو فازی اویلرین استفاده شده است؛ که در ادامه، به معادلات حاکم بر مدل مذکور (۱ الی ۳) پرداخته شده است:

- کسر حجمی:

$$V_q = \int \alpha_q dV \qquad \sum_{q=1}^{n} \alpha_q = 1 \qquad (۱)$$

- پیوستگی فاز q:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q \rho_q\right) + \nabla.\left(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q\right) = 0 \qquad (۲)$$

که در آن، $\vec{v}_q$ سرعت فاز q است.

- مومنتم فاز q:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q\right) + \nabla.\left(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q\right) = -\alpha_q \nabla p + \nabla.\tau_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} + \sum_{p=1}^{n}\left(\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq}\vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp}\vec{v}_{qp}\right) + \left(\vec{F}_q + \vec{F}_{liftq} + \vec{F}_{wlq} + \vec{F}_{vmq} + \vec{F}_{tdq}\right) \qquad (۳)$$

که در آن، $\vec{F}_q$ نیروی حجمی خارجی، $\vec{F}_{liftq}$ نیروی لیفت، $\vec{F}_{wlq}$ نیروی روغن‌کاری دیواره، $\vec{F}_{vmq}$ نیروی جرم مجازی، $\vec{F}_{tdq}$ نیروی پراکنش آشفته برای فاز q، $\vec{R}_{pq}$ نیروی اندرکنش بین فازی، و p هم فشار مشترک برای تمامی فازهاست.

انحراف معیار، یکی از شاخص‌های پراکندگی است که نشان می‌دهد به‌طور میانگین داده‌ها چه میزان از مقدار متوسط فاصله دارند. اگر انحراف معیار مجموعه‌ای از داده‌ها، نزدیک به صفر باشد، یعنی داده‌ها نزدیک به میانگین هستند و پراکندگی اندکی دارند؛ در حالی که انحراف معیار بزرگ، بیانگر پراکندگی قابل توجه داده‌هاست. انحراف معیار برابر ریشه‌ی دوم واریانس است. از جمله پارامترهای مهم، که بیانگر عدم توزیع یکنواخت فازهای بخار و مایع

[4] Yao

[5] Zhang

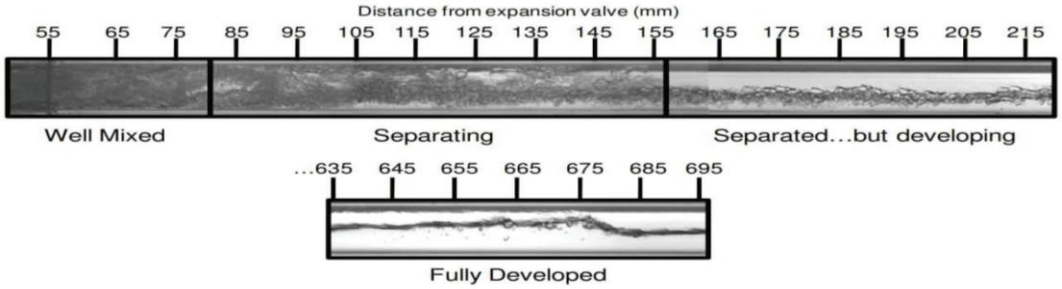

Figure 1. Experimental results of two-phase refrigerant after expansion valve by Bowers.[19]

شکل ۱ نتایج آزمایش تجربی مبرد دو فاز پس از شیر انبساط باورز و همکارش.[۱۹]

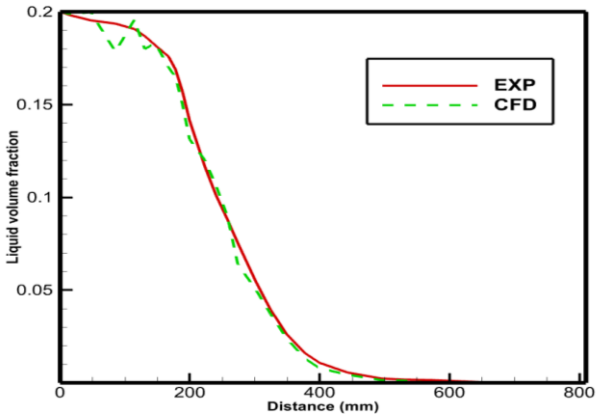

Figure 2. The chart of Comparison of liquid phase volume fraction of Bowers experimental test.[19]

شکل ۲. نمودار مقایسه‌ی کسر حجمی فاز مایع آزمایش تجربی باورز و همکارش.[۱۹]

که در آن، x_{mean} و *Standard deviation* به ترتیب میانگین داده‌ها و انحراف معیار هستند.

۳. اعتبارسنجی

فرآیند اعتبارسنجی، تضمین می‌کند که مدل در حال انجام همان کاری است که فرآیند واقعی (و طبیعت) انجام می‌دهد یا انجام خواهد داد. فی[6] و همکارش (۲۰۰۴)،[۱۹] به‌صورت تجربی به بررسی رژیم‌های جریان دو فاز بعد از شیر انبساط در لوله‌ای صاف به طول ۱۲۰۰ میلی‌متر و قطر ۸/۷ میلی‌متر با مبرد R۱۳۴A پرداخته‌اند. خطی در راستای لوله به فاصله‌ی ۱/۵ میلی‌متری از بالای لوله در نظر گرفته شده است، که مطابق شکل‌های ۱ و ۲، نتایج مقایسه حاکی از آن است تا محدوده‌ی ۸۰ میلی‌متری، جریان دو فاز کاملاً یکنواخت و بعد از آن آرام‌آرام دو فاز از یکدیگر جدا شده‌اند؛ به‌طوری که در فاصله‌ی ۱۵۵ میلی‌متری، دو فاز کاملاً از هم جدا شده و با سرعت‌های مختلف، ادامه‌ی لوله را طی کرده‌اند.[۱۹ و ۲۰]

۴. مدل‌سازی و شبکه‌بندی

گام نخست، در شبیه‌سازی عددی، مدل‌سازی هندسه‌ی مسئله در نرم‌افزارهای نقشه‌کشی است. هندسه‌ی پژوهش حاضر با نرم‌افزار سالیدورک ترسیم شده است. مطابق شکل ۳، سه نوع پخش‌کن با ۹ مدار خروجی با طول و قطر یکسان و قطر نازل به اندازه‌های ۲۰، ۵/۷، و ۱/۹ میلی‌متر طراحی شده‌اند.

مبرد بین خروجی های پخش‌کن است، انحراف معیار دبی جرمی (رابطه‌ی ۴) و انحراف معیار دبی جرمی و کیفیت بخار (رابطه‌ی ۵) هستند:

$$SDC_m = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{m_i-\overline{m}}{\overline{m}}\right)^2} \quad (۴)$$

$$SDC_x = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{x_i-\overline{x}}{\overline{x}}\right)^2} \quad (۵)$$

که در آن‌ها، m_i دبی جرمی کل از هر خروجی پخش‌کن، $\overline{m}$ میانگین دبی جرمی‌ها، x_i کیفیت بخار هر خروجی، و $\overline{x}$ میانگین کیفیت خروجی همه‌ی ۹ انشعاب پخش‌کن هستند.

همچنین نرمال‌سازی داده‌ها، روشی برای یکنواخت‌کردن بازه‌ی مقادیر مربوط به متغیرهای مختلف پژوهش است، که به بی‌مقیاس‌سازی داده‌ها نیز معروف است. اگر واحد سنجش متغیرهای مطالعه‌شده، متنوع باشد؛ با استفاده از روش‌های نرمال‌سازی، می‌توان داده‌ها را بی‌مقیاس کرد (رابطه‌های ۶ الی ۸):

$$m_i^* = \frac{m_i}{\left(\sum_{i=1}^{9} m_i\right)/9} \quad (۶)$$

$$\left(1-x_i\right)^* = \frac{1-x_i}{\left(\left(\sum_{i=1}^{9}\left(1-x_i\right)\right)/9\right)} \quad (۷)$$

$$Q_i^* = \frac{Q_i}{\left(\sum_{i=1}^{9} Q_i\right)/9} \quad (۸)$$

که در آن‌ها، پارامترهای m_i^*، $\left(1-x_i\right)^*$، Q_i^* به ترتیب مقادیر نرمالایزشده‌ی نرخ دبی جرمی، کیفیت فاز مایع، و ظرفیت حرارتی هر مدار اواپراتور هستند (با توجه به تعداد مدارهای پخش‌کن مسئله، i=1-9 در نظر گرفته شده است).

یک مفهوم دیگر از نرمال‌کردن، که به استانداردکردن نیز موسوم است، در تحلیل پوششی داده‌ها کاربرد دارد. برای استانداردکردن یک عنصر باید آن را منهای میانگین و سپس بر انحراف معیار تقسیم کرد. در پژوهش حاضر، برای نرمال‌کردن یک عنصر باید آن را منهای مقدار کمینه و سپس بر دامنه‌ی تغییرات تقسیم کرد.

$$x_i^* = \frac{x_i - x_{mean}}{Standard\ deviation} \quad (۹)$$

[6] Fei

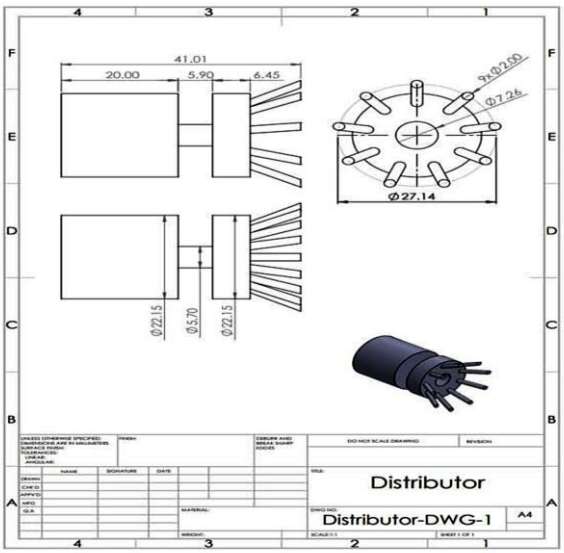

Figure 3. Dimensions of nozzle distributer geometries.

شکل ۳. ابعاد هندسه‌های پخش‌کن دارای نازل.

شبکه‌بندی فرآیندی است که طی آن هندسه‌ی یک جسم یکپارچه به هزاران زیرشکل، که تمام هندسه را در بر می‌گیرد، گسسته‌سازی می‌شود. هر چه شبکه‌بندی مذکور با جزئیات بیشتری ارائه شود، تحلیل مسئله دقیق‌تر خواهد بود و امکان شبیه‌سازی با قابلیت اطمینان بالا را در نرم‌افزارهایی مثل فلوئنت فراهم می‌سازد. مش بر روی دقت، همگرایی، و سرعت شبیه‌سازی تأثیر می‌گذارد. شبکه‌های ایجادشده اجازه می‌دهند معادلات حاکم بر روی حجم‌های قابل‌پیش‌بینی و تعریف‌شده حل شوند. برای هندسه‌ی مذکور از شبکه‌ی پلی هدرال نرم‌افزار فلوئنت مشینگ استفاده شده است. شبکه‌ی محاسباتی استفاده‌شده در نوشتار حاضر برای هندسه‌ی موردنظر، در شکل‌های ۴ و ۵ مشاهده می‌شوند.

اطلاع از شرایط همگرایی و استقلال از شبکه، یکی از مهم‌ترین بخش‌های هر شبیه‌سازی عددی است. از جمله راه‌های بررسی همگرایی، مشاهده‌ی تغییرات یک متغیر در تکرارهای حل است. به‌طورکلی می‌توان گفت در صورتی که در شبیه‌سازی، مطالعه‌ی همگرایی و استقلال حل از شبکه صورت نگرفته باشد، پاسخ‌های شبیه‌سازی قابل اطمینان نیست و نمی‌توان به آن رجوع کرد. در شکل ۶، نمودار پارامتر مطالعه‌شده برای بررسی همگرایی و استقلال از شبکه‌ی افت فشار استاتیک مبرد از ورودی تا انتهای پخش‌کن مشاهده می‌شود؛ که مطابق آن، با افزایش تعداد شبکه‌های هندسه از حدود ۴۸۰ هزار سلول به ۷۹۰ هزار و در انتها به حدود ۱ میلیون و ۵۰۰ هزار سلول، تغییرات افت فشار بسیار ناچیز بوده است. بنابراین، برای تحلیل و بررسی پارامترهای جریان، از جمله: کسر حجمی، سرعت و ...، از شبکه‌ی نوع تترا نرم‌افزار فلوئنت مشینگ با ۴۶۸۵۲۱ هزار سلول استفاده شده است.

در مسئله‌ی اخیر، شرایط مرزی درنظر گرفته‌شده در ورودی عبارت بوده است از: سرعت ورودی با مقادیر ۳/۱۲ متر بر ثانیه برای فاز مایع و ۰/۹۴ متر بر ثانیه و کسر حجمی ۰/۹۸ برای فاز بخار مبرد R۴۵۵A با مشخصات ترمودینامیکی در دمای منفی ۴ درجه‌ی سانتی‌گراد (جدول‌های ۱ و ۲). شرایط مرزی خروجی‌ها نیز با درنظرگرفتن فشار خروجی کسر حجمی جریان برگشتی ۰/۵ برای فاز بخار بوده است. مسئله از نظر وابستگی به زمان به‌صورت پایا و شبه‌گذار حل شده است. با توجه به سرعت مبرد هنگام عبور از نازل و کوچک‌بودن ابعاد

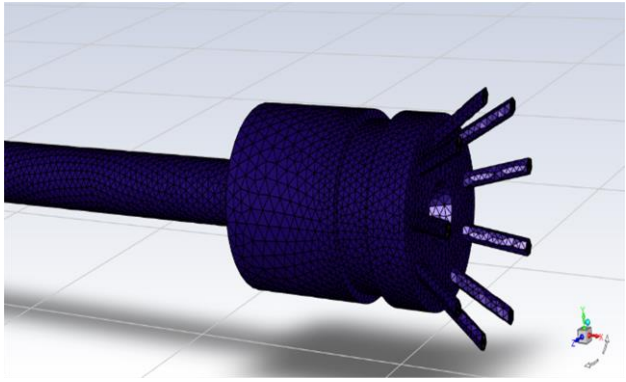

Figure 4. Tetrahedral mesh generation using Fluent Meshing software.

شکل ۴. تولید شبکه‌ی تتراهدرال با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت مشینگ.

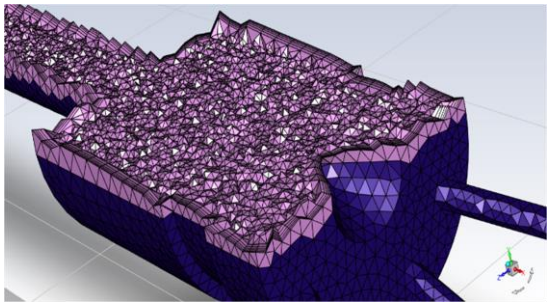

Figure 5. Generation of tetrahedral mesh with boundary layer in Fluent Meshing software.

شکل ۵. تولید شبکه‌ی تتراهدرال به همراه لایه‌ی مرزی نرم‌افزار فلوئنت مشینگ.

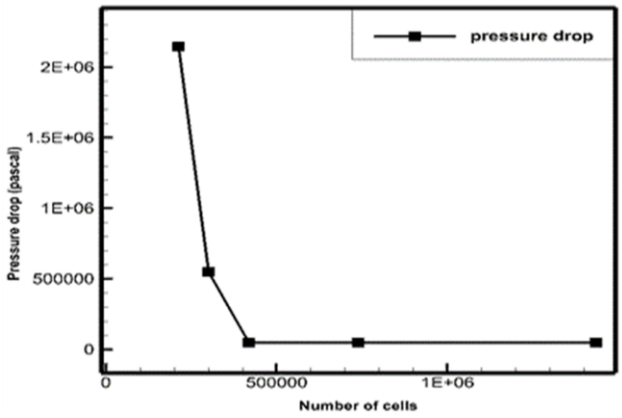

Figure 6. The Chart of 2 Grid independence studies.

شکل ۶. نمودار استقلال از شبکه.

جدول ۱. مشخصات ترمودینامیکی مبرد R۴۵۵A در دمای منفی ۴ درجه‌ی سانتی‌گراد.

Table 1. Thermodynamic characteristics of refrigerant R455A at minus 4°C.

Refrigerant R455a	liquid phase	liquid phase
Density (kg/m^3)	1072	40.38
Viscosity (kg/m.s)	0.00016129	0.00001197

جدول ۲. شرایط اولیه و مرزی مسئله.

Table 2. Initial and boundary conditions of the problem.

1	Refrigerant	R455a
2	Refrigerant saturation temperature	-4 °C
3	Vapor quality	0.25
4	Mass flow rate (kg/hr)	17.28
5	Volume fraction	0.98
6	Initial velocity of the liquid phase (m/s)	3.12
7	Initial velocity of the vapor phase (m/s)	0.94
8	initial phase	The liquid phase of the refrigerant R455a
9	Secondary phase	The vapor phase of the refrigerant R455a
10	Bubble diameter size	200 µm

پخش‌کن و تأثیر ناچیز فرآیند تغییر فاز و تبادل حرارت میان دیواره و مبرد داخل پخش‌کن اواپراتور، از بررسی معادله‌های انتقال جرم و انرژی صرف‌نظر شده است.

روش‌های حل دینامیک سیالات محاسباتی، شامل: تفاضل محدود، المان محدود، حجم محدود، و روش طیفی هستند. در نرم‌افزار فلوئنت، از روش حجم محدود برای حل معادله‌های مربوط به قسمت سیال و جامد هندسه استفاده می‌شود. در بررسی حاضر از روش حل‌گر کوپل استفاده شده است. روش حل کوپل‌شده، یک دستگاه معادلات کوپل مومنتوم و معادله‌ی پیوستگی را براساس فشار حل می‌کند؛ در نتیجه، دیگر نیازی به حل معادله‌ی تصحیح فشار نخواهد بود. پس از حل میدان فشار و سرعت به‌صورت کوپل، بقیه‌ی معادله‌ها، نظیر انرژی و آشفتگی به‌صورت مجزا حل شده‌اند.

۵. بررسی نتایج

پس از مدل‌سازی و شبکه‌بندی هندسه، با اعمال شرایط مرزی مشخص با استفاده از روش دو فاز اویلرین، شبیه‌سازی انجام شده است. در وضعیتی که پخش‌کن در حالت افقی قرار گرفته است، به‌علت چگالی بالای فاز مایع نسبت به فاز بخار و نیروی گرانش، دو فاز از یکدیگر جدا شده و هنگامی که به محفظه‌ی اختلاط پخش‌کن رسیده‌اند، فاز مایع دربخش پایینی پخش‌کن، تجمع بیشتر داشته و فاز بخار که چگالی کمتری داشته است، در سمت خروجی‌های بالای پخش‌کن قرار گرفته‌اند (شکل‌های ۷ الی ۹). همان‌طور که کانتورهای کسر حجمی فاز بخار نشان می‌دهد، تا فاصله‌ی حدود ۸۰ میلی‌متری از ابتدای لوله، ابتدا جریان به‌صورت همگن و در هم تنیده بوده و سپس دو فاز از یکدیگر جدا شده و هر چه قطر نازل بزرگ‌تر شده است، فاز مایع بیشتری نیز در مدارهای پایین پخش‌کن تشکیل شده است. با توجه به شکل ۷، با کاهش قطر نازل، به‌علت افزایش سرعت فازهای بخار و مایع، که منجر به اختلاط و اغتشاش بیشتر جریان و تشکیل گردابه‌هایی از فاز بخار در فاز مایع می‌شود، از تجمع فاز مایع در مدارهای پایینی جلوگیری شده است، که موجب توزیع یکنواخت مبرد دو فاز بین خروجی‌های پخش‌کن شده است.

مطابق شکل‌های ۱۰ الی ۱۲، با کاهش قطر نازل، سرعت فازهای مایع و گاز افزایش یافته است. به طوری که در پخش‌کن با قطر نازل ۱/۹ میلی‌متر، سرعت

Figure 7. Volume fraction of the vapor phase of the distributer with a nozzle diameter of 1.9 mm.

شکل ۷. کسر حجمی فاز بخار پخش‌کن با قطر نازل ۱/۹ میلی‌متر.

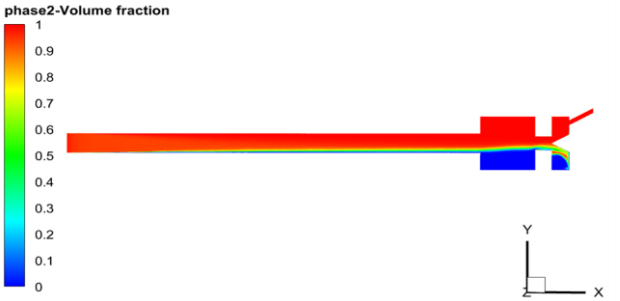

Figure 8. Volume fraction of the vapor phase of the distributer with a nozzle diameter of 5.7 mm.

شکل ۸. کسر حجمی فاز بخار پخش‌کن با قطر نازل ۵/۷ میلی‌متر.

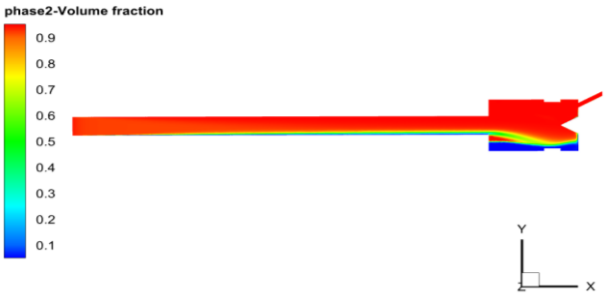

Figure 9. Volume fraction of the vapor phase of the distributer with a nozzle diameter of 20 mm.

شکل ۹. کسر حجمی فاز بخار پخش‌کن با قطر نازل ۲۰ میلی‌متر.

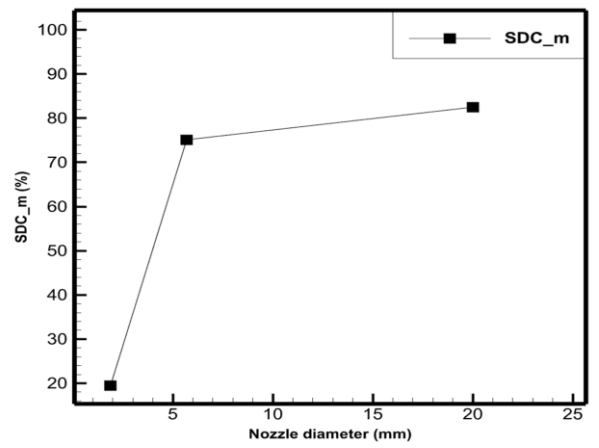

Figure 13. The Chart of 3 Standard deviation of mass flow rate for three distributer nozzle diameters.

شکل ۱۳. نمودار انحراف معیار دبی جرمی برای سه قطر نازل پخش‌کن.

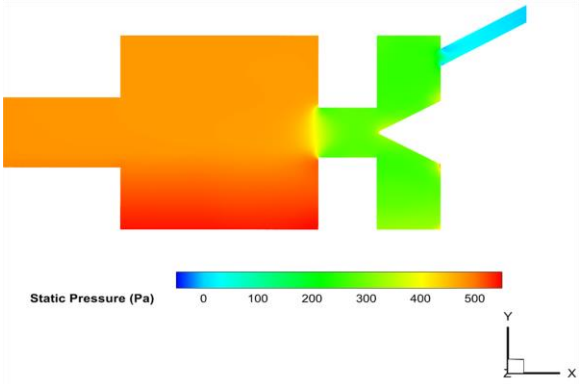

Figure 14. Static pressure distribution of a distributerwith a nozzle diameter of 1.9 mm.

شکل ۱۴. توزیع فشار استاتیک پخش‌کن با قطر نازل ۱/۹ میلی‌متر.

در شکل ۱۳، نمودار انحراف معیار دبی جرمی برای سه قطر نازل پخش‌کن نشان می‌دهد که با کاهش قطر نازل از ۲۰ به ۱/۹ میلی‌متر، میزان انحراف معیار دبی جرمی بین مدارهای پخش‌کن حدود ۷۰٪ کاهش یافته است؛ که علت بهبود عملکرد آن، افزایش سرعت فاز گاز و افزایش سرعت فاز مایع و در نتیجه اختلاط بیشتر دو فاز بوده است. همچنین در بررسی توزیع یکنواخت مبرد در پخش‌کن مذکور، پارامتر انحراف معیار در خروجی نازل‌ها برای سه هندسه‌ی مذکور نشان می‌دهد که هندسه با قطر نازل کمتر، کمترین مقدار انحراف معیار را داشته است.

آثار اصطکاک سیال در مبدل‌های حرارتی، مشابه با طراحی حرارتی کویل‌ها، اهمیت بسیاری دارد؛ زیرا افت فشار سیال‌های جاری در سیستم و در نتیجه مقادیر ضروری، توان پمپ‌کردن یا کار ورودی پروانه، برای حفظ جریان را تعیین می‌کند. در نتیجه، طراحی و انتخاب نهایی یک واحد، به همان میزان که تعیین سطح گرمایی اهمیت دارد، متأثر از استفاده‌ی مؤثر از افت فشار مجاز هستند، که خود متأثر از توزیع دما و فراهم‌آوردن مساحت سطح مناسب و افت فشار اتصال‌ها و تجهیزات متصل به کویل هستند. مطابق شکل‌های ۱۴ الی ۱۶، با کاهش قطر نازل، افت فشار استاتیک مبرد داخل پخش‌کن افزایش یافته است. در سیستم‌های برودتی، بیشینه‌ی مجاز افت فشار پخش‌کن و لوله‌های متصل به آن را ۱/۵ بار در نظر می‌گیرند، که مقادیر بیشتر آن موجب اعمال افت فشار بالاتر به سیستم و در نتیجه کارآیی نامطلوب اواپراتور می‌شود.

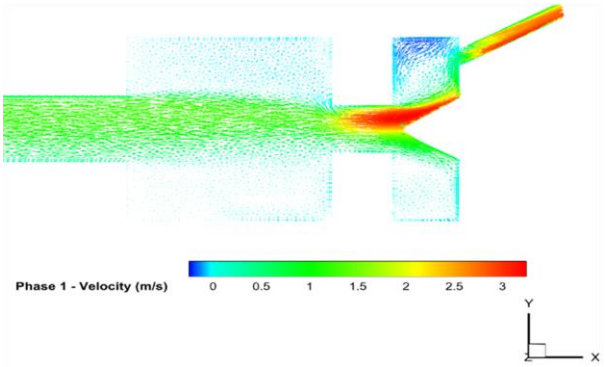

Figure 10. Liquid phase velocity vectors of a distributer with a nozzle diameter of 1.9 mm.

شکل ۱۰. بردارهای سرعت فاز مایع پخش‌کن با قطر نازل ۱/۹ میلی‌متر.

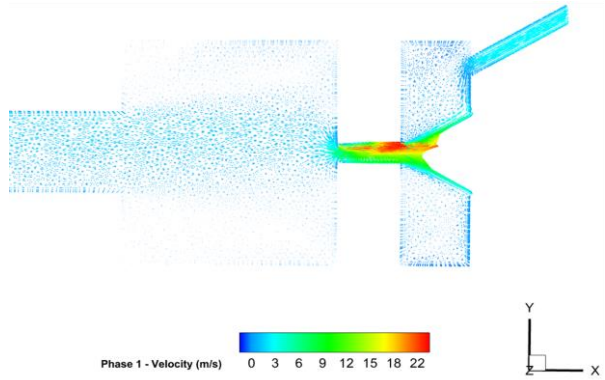

Figure 11. Liquid phase velocity vectors of a distributer with a nozzle diameter of 5.7 mm.

شکل ۱۱. بردارهای سرعت فاز مایع پخش‌کن با قطر نازل ۵/۷ میلی‌متر.

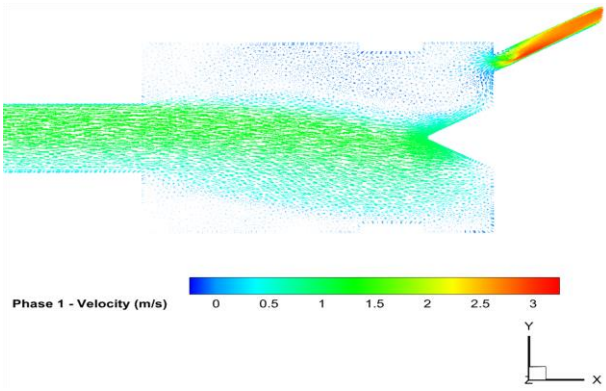

Figure 12. Liquid phase velocity vectors of distributer with a nozzle diameter of 20 mm.

شکل ۱۲. بردارهای سرعت فاز مایع پخش‌کن با قطر نازل ۲۰ میلی‌متر.

فاز مایع از ابتدای لوله، که ۳/۱۲ متر بر ثانیه بوده است، به ۱۸ متر بر ثانیه و سرعت فاز گاز از ۰/۹۴ متر بر ثانیه در ورودی لوله به ۲۲ متر بر ثانیه رسیده است؛ که همین امر موجب شده است فاز گاز از ته‌نشینی فاز مایع جلوگیری کند و به همراه خود، فاز مایع را حرکت دهد. همچنین در پخش‌کن با قطر نازل ۵/۷ میلی‌متر، سرعت فاز مایع از ۳/۱۲ متر بر ثانیه در ورودی لوله به ۲/۵ متر بر ثانیه و سرعت فاز گاز از ۰/۹۴ متر بر ثانیه در ورودی لوله به ۳ متر بر ثانیه و در پخش‌کن با قطر نازل ۲۰ میلی‌متر سرعت فاز مایع از ۳/۱۲ متر بر ثانیه، ۱/۲ متر بر ثانیه کاهش یافته و و سرعت فاز گاز از ۰/۹۴ به حدود ۱ متر بر ثانیه رسیده است. افزایش سرعت فاز گاز موجب توزیع یکنواخت مبرد در پخش‌کن شده است.

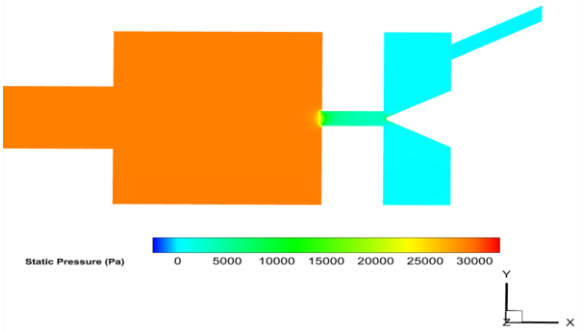

Figure 15. Static pressure distribution of a distributer with a nozzle diameter of 5.7 mm.

شکل ۱۵. توزیع فشار استاتیک پخش‌کن با قطر نازل ۵/۷ میلی‌متر.

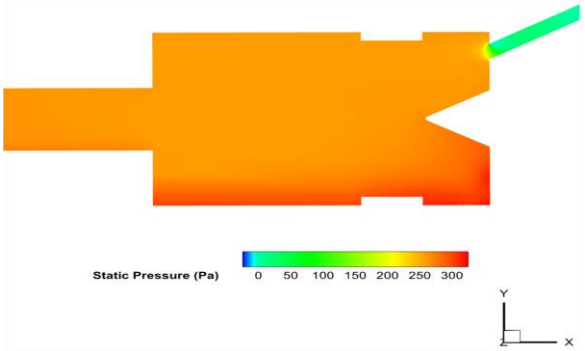

Figure 16. Static pressure distribution of a distributer with a nozzle diameter of 20 mm.

شکل ۱۶. توزیع فشار استاتیک پخش‌کن با قطر نازل ۲۰ میلی‌متر.

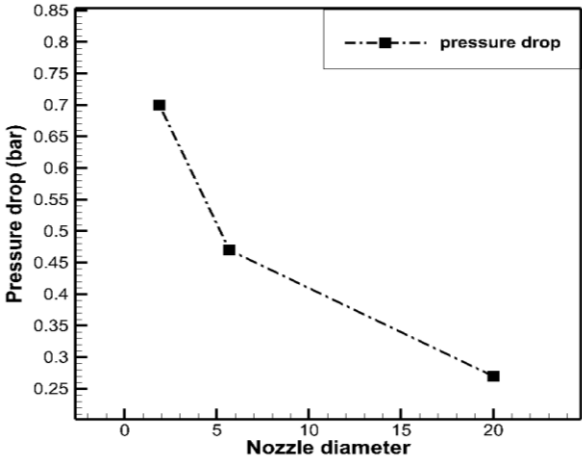

Figure 17. The Chart of 4 Comparison of the effect of reducing nozzle diameter on pressure drop.

شکل ۱۷. نمودار مقایسه‌ی تأثیر کاهش قطر نازل در افت فشار.

در شکل ۱۷، نمودار مقایسه‌ی تأثیر کاهش قطر نازل در افت فشار مشاهده می‌شود؛ که مطابق آن، با شرایط مرزی و هندسه‌ی پژوهش حاضر، با تغییر قطر نازل از ۲۰ به ۵/۷ میلی‌متر و سپس به ۱/۹ میلی‌متر، افت فشار همچنان کمتر از ۱ بار بوده است، که بیانگر طراحی هیدرولیکی درست پخش‌کن است.

در شکل ۱۸، نمودار مقایسه‌ی یکنواختی توزیع جریان بین مدارهای پخش‌کن بر مبنای قطر نازل متفاوت مشاهده می‌شود؛ که مطابق آن، میزان انحراف دبی جرمی مخلوط فازهای بخار و مایع نسبت به میانگین دبی جرمی‌ها با قطر نازل ارتباط دارد. نتایج نشان می‌دهند که با کاهش قطر نازل از ۲۰ به ۵/۷ میلی‌متر و سپس به ۱/۹ میلی‌متر، توزیع دبی جرمی فازهای بخار و مایع بین مدارهای

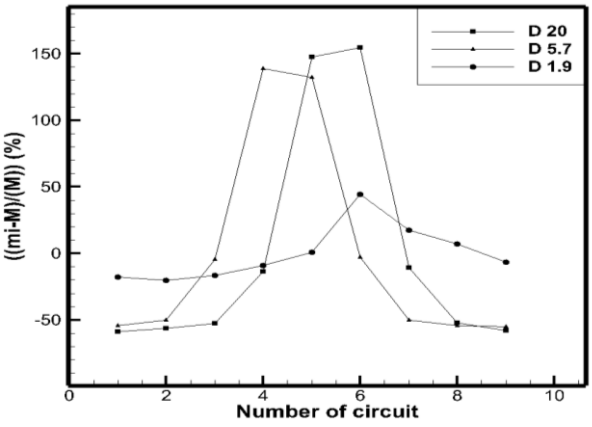

Figure 18. The chart of Comparison of flow distribution uniformity between distributer circuits based on different nozzle diameters.

شکل ۱۸. نمودار مقایسه‌ی یکنواختی توزیع جریان بین مدارهای پخش‌کن بر مبنای قطر نازل متفاوت.

پخش‌کن یکنواخت‌تر شده و از تجمع زیاد فاز مایع در خروجی‌های پایین پخش‌کن جلوگیری به‌عمل آمده است.همچنین به‌علت ایجاد گردابه و اغتشاش بالای جریان، جریان همگن‌تر و فازها به‌طوریکسان بین مدارها تقسیم شده‌اند.

۶. نتیجه گیری

توزیع مبرد R۴۵۵A داخل پخش‌کن با ۹ مدار و مشخصات ترمودینامیکی در دمای اشباع منفی ۴ درجه‌ی سانتی‌گراد، مطالعه‌ی عددی شده است. مبرد به صورت دو فاز همگن با سرعت های ۳/۱۲ متر بر ثانیه (فاز مایع) و ۰/۹۴ متر بر ثانیه (فاز بخار) و با کسر حجمی ۰/۹۸ ابتدا وارد لوله‌ای به طول ۱۲۰۰ میلی‌متر و قطر ۲۵ میلی‌متر شده و به‌تدریج به‌علت اختلاف بالای چگالی و نیروی جاذبه‌ی زمین از یکدیگر جدا شده و به پخش‌کن افقی رسیده‌اند.

با بررسی پارامترهای قطر نازل، قطر محفظه‌ی اختلاط، و جهت نصب پخش‌کن نتیجه‌گیری شده است که با کاهش اندازه‌ی قطر نازل می‌توان ضمن افزایش سرعت فازهای مایع و گاز و اختلاط بیشتر جریان، از ته‌نشین‌شدن فاز مایع در مدارهای پایین اواپراتور جلوگیری کرد، که این امر ضمن بهبود توزیع مبرد بین خروجی‌های پخش‌کن، تبادل حرارت کویل انبساط مستقیم، و به‌طورکلی ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد.

در پژوهش حاضر، سه قطر به اندازه‌های ۱/۹، ۵/۷، و ۲۰ میلی‌متر برای نازل و قطر حباب ۲۰۰ میکرومتر در نظر گرفته شده‌اند. شرایط مرزی به گونه‌ای بوده است که مبرد خروجی از شیر انبساط، که ورودی لوله‌ی متصل به پخش‌کن بوده است، ۲۵٪ کیفیت بخار را داشته است. با استفاده از دیواره‌ی آدیاباتیک، از انتقال حرارت و انتقال جرم (تبخیر) صرف‌نظر شده است و مدل‌های نیروهای بین‌فازی از جمله درگ، روان‌کاری دیواره، جرم افزوده، و ... متناسب با ماهیت جریان فعال بوده‌اند. با بررسی تحلیل‌های عددی صورت‌گرفته، این نتایج به‌دست آمده است:

۱- در صورت نصب افقی پخش‌کن، با کاهش قطر نازل می‌توان از ته‌نشین‌شدن فاز مایع، که چگالی حدود ۶۰ برابر چگالی فاز گاز دارد، جلوگیری کرد. به‌طوری که پس از نازل در بخش پایین هندسه، گردابه‌ای از فاز گاز تشکیل می‌شود که همین امر موجب اختلاط بیشتر فازهای مایع و بخار در یکدیگر می‌شوند.

۲- ورودی لوله‌ی متصل به پخش‌کن (خروجی شیر انبساط)، سرعت فاز مایع حدود ۳ برابر سرعت فاز گاز بوده است، اما به‌علت سبک‌تربودن فاز بخار نسبت به فاز مایع و همچنین کاهش قطر نازل، سرعت فاز گاز پیشی گرفته است، که همین امر سبب شده است فاز مایع که سنگین‌تر است، را به همراه خود به خروجی‌های پخش‌کن برساند و از تجمع بیشتر فاز مایع به مدارهای پایین جلوگیری کند.

۳- افت فشار از جمله پارامترهای بسیار ضروری طراحی هیدرولیکی مبدل‌های حرارتی است. محدوده‌ی مجاز افت فشار پخش‌کن، بیشینه‌ی ۱/۵ بار است، که با کاهش قطر نازل افت فشار افزایش یافته است. در هندسه‌ی مذکور، با کاهش قطر نازل تا ۱/۹ میلی‌متر با شرایط مرزی تنظیم‌شده، همچنان افت فشار در محدوده‌ی مجاز خود قرار گرفته است.

به‌طور کلی می‌توان نتیجه گرفت با بهینه‌سازی هندسه‌ی پخش‌کن و قراردادن نازل، ظرفیت تبادل حرارتی اواپراتور بهبود می‌یابد و از یخ‌زدگی مدارهای کویل جلوگیری می‌شود.

References - منابع

1. Kim, J., Braun, J. and Groll, E.A., 2008. Analysis of Refrigerant Flow Distribution. *Evaporators. International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 966. http://docs.lib.purdue.edu/iracc/966.

2. Qing, H., Chi, Z. and Jiangping, C., 2014. Experimental and cfd investigation of R410a distributors for air conditioner, *International journal of air conditioning and refrigeration*. *22*(02). 144002. https://doi.org/10.1142/S2010132514400021.

3. Bowers, C., Wrocklage, D., Elbel, S. and Hrnjak, P.S., 2014. Improvements in Refrigerant Flow Distributi on Using an Expansion Valve with Integrated Distributor. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 1458. http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1458.

4. Nakayama, M., Sumida, Y., Hirakuni, S. and Mochizuki, A., 2000. Development of a Refrigerant Two-Phase Flow Distributor for a Room Air Conditioner. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 497. http://docs.lib.purdue.edu/iracc/497.

5. Zou, Y. and Hrnjak, P., 2016. CFD Simulation of R134a and R410A Two-Phase Flow in the Vertical Header of Microchannel Heat Exchanger. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 1719. http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1719.

6. Li, G., Braun, J.E., Groll, E.A., Frankel, S.H. and Wang, Z., 2002. Evaluating the Performance of Refrigerant Flow Distributors. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. http://docs.lib.purdue.edu/iracc/593.

7. Li, G., Frankel, S.H., Braun, J.E. and Groll, E.A., 2002. Application Of CFD Models To Two-Phase Flow In Refrigerant Distributors. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. http://docs.lib.purdue.edu/iracc/592.

8. Li, H. and Hrnjak, Predrag S., 2014. Quantification of Liquid Refrigerant Distribution in Parallel Flow Microchannel Heat Exchanger Using Infrared Thermography. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1374.

9. Hong, L., Li, P., Lew, J.V. and Juarez-Robles, D., 2021. Experimental study of the flow distribution uniformity in flow distributors having novel flow channel bifurcation structures. *Experimental Thermal and Fluid Sci*. 37, pp. 142–153 .https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.10.015.

10. Lee, W.J., Lee, H. and Ji, H.J., 2021. Numerical evaluation of the range of performance deterioration in a multi-port mini-channel heat exchanger due to refrigerant mal-distribution in the header. *Appl. Therm. Eng*. *185*, 116429. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116429 .

11. Bowers, C.D. and Hrnjak, P.S., 2008. Developing Two-Phase R134a Flow after an Expansion Valve in an 8.7mm Tube. *International Refrigeration and Air conditioning Conference*. http://docs.lib.purdue.edu/iracc/969.

12. Mehmet, D., Mehmet, H.S., Ekrem, Ç. and Ergin B., 2018. Computational Simulation of Two Phase Flow in a Refrigerant Distributor. *Sinop. Uni. J. Nat. Sci*. 2(2), pp. 79-88. https://www.researchgate.net/publication/325012653.

13. Yao, Y. and Hrnjak, P., 2021. Effect of Orientation on Performance of The Refrigerant Distributor. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. https://docs.lib.purdue.edu/iracc/2153.

14. Mahmood, R.A., 2020. Case study of liquid suction heat exchanger in a mechanical refrigeration system using alternative refrigerants. *International Journal of Engineering & Technology*, *9*(3), pp. 644-649. https://doi.org/10.14419/ijet.v9i3.30777.

15. Sarkar, S., 2021. Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling of Two Phase Refrigerant Flow in Evaporator Refrigerant Distribution System. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. https://docs.lib.purdue.edu/iracc/2267.

16. Pu, L., Nian, L., Zhang, D., Gu, T., Liu, M., Zhou, Y., Yuan, F. and Chen, W., 2021. Study of refrigerant mal-distribution and optimization in distributor for air conditioner. *Sustainable Energy Technol. Asses*. *46*, 101261. https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101261.

17. Derun, Z., Liang, P., Luozhu, N., Zhongyi M.,Tangtang, G., Min, L. and Yachen Z., 2021. Optimization study on the structure and the flow of a refrigerant distributor for air conditioner. *International Journal of Refrigeration*, *131*, pp. 847-856. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.07.040.

18. Tang, H., Zhang, T. and Liu, X.H., 2020. Experimental study on refrigerant maldistribution in a fin-and-tube evaporator for a direct expansion air-conditioning system. *Energy Build*., *208*(1), 109638. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109638

19. Fei, P. and Hrnjak, P.S., 2004. Adiabatic Developing Two-Phase Refrigerant Flow in Manifolds of Heat Exchangers. *Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois*. 61801. https://hdl.handle.net/2142/12316.

20. Raid, M., Khalid, S., Veyan, A., Enass, M., Ahmad, S.B. and Lokman, A., 2021. Two phase flow development of R134a in a horizontal pipe: computational investigation. *International Journal of heat and technology*. *39*(5), pp. 1532-1540. https://doi.org/10.18280/ijht.390515.