

بررسی تجربی افت فشار جریان جوششی مبرد R-۱۳۴a در لوله‌های افقی

محمد علی اخوان بهابادی^{۱*}، مسعود جمالی آشتیانی^۲ و امیر محمد پور^۲

^۱ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده‌های فنی - دانشگاه تهران

^۲ دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده‌های فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۸۵/۱۱/۲۱، تاریخ دریافت روایت اصلاح شده ۸۶/۱۲/۱۱، تاریخ تصویب ۸۷/۱/۲۱)

چکیده

افت فشار جریان جوششی مبرد R-۱۳۴a درون لوله افقی مورد مطالعه تجربی قرار گرفته است. دستگاه مورد استفاده در این بررسی، یک سیستم تبرید تراکمی بخار مجهز به کلیه وسایل اندازه‌گیری مورد نیاز مانند ترمو کوپل، دی سنس، فشار سنسج و دستگاه اندازه‌گیری افت فشار می‌باشد. این سیستم شامل سه اواپراتور گرم شونده با هیتر الکتریکی می‌باشد که به ترتیب اواپراتور اولیه، تست اواپراتور و اواپراتور ثانویه نامیده می‌شوند. داده‌های آزمایشگاهی افت فشار جریان دو فاز جوششی مبرد R-۱۳۴a درون لوله افقی به قطر داخلی ۷/۵ mm و در محدوده سرعت جرمی ۵۴-۱۳۶ kg/m²s و کیفیت بخار ۰/۲-۱ بدست آمده است. این داده‌ها با هفت رابطه محاسبه افت فشار جریان دو فاز جوششی مقایسه شده و در نهایت بهترین رابطه انتخاب گردیده و بر اساس آن رابطه جدیدی ارائه شده است.

واژه‌های کلیدی: اواپراتور- جریان دو فاز - جوشش - R-۱۳۴a- افت فشار

مقدمه

صنایع تبرید، تهویه مطبوع و پمپ حرارتی قدم در راه درازی در تبدیل از مبردهای کلرو فلئورو کربن CFC_s (R-۱۱، R-۱۲، R-۱۱۴، ...)، به هیدروکلروفلئوروکربن‌ها HCFC_s (R-۲۲، R-۱۲۳، ...)، به هیدرو فلئوروکربن‌ها HFC_s (R-۱۳۴a، R-۱۵۲، ...) و به مبردهای طبیعی (مانند هیدروکربن‌ها و آمونیاک) گذارده‌اند. این تغییر نه تنها طراحی، بهینه‌سازی و آزمایش مجدد تمامی تجهیزات اصلی جدید را می‌طلبد بلکه نیاز به ایجاد تغییرات اساسی در بسیاری از دستگاه‌های موجود را نیز طلب می‌کند. ترکیب این فرایندها با هدف توسعه روش‌های طراحی دقیق‌تر و سیکل‌های با بازده انرژی بیشتر، باعث شده که انتقال حرارت تبرید به یک زمینه تحقیقاتی خوبی تبدیل شود. در قرن حاضر تحقیقات زیادی بر روی HFC ها انجام گرفته و یا در حال انجام است زیرا که HCFC ها نیز در حال کنار گذاشته شدن می‌باشند. به همین جهت در این بررسی از مبرد R-۱۳۴a به عنوان سیال عامل استفاده شده است که دارای کاربرد‌های زیادی در صنایع برودتی می‌باشد و به عنوان جایگزین مبرد R-۱۲ انتخاب گردیده است.

پیش‌بینی افت فشار جریان دو فاز در اواپراتورها، کندانسورها و خطوط انتقال جریان دو فاز به منظور طراحی و بهینه‌سازی سیستم‌های تبرید، تهویه مطبوع و پمپ حرارتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بعنوان مثال، برای یک اواپراتور انبساط مستقیم^۱، یکی از اهداف اولیه طراحی، کسب حداکثر انتقال حرارت جوششی^۲ در یک افت فشار بهینه می‌باشد. در این اواپراتورها معمولاً یک افت فشار دو فازی معادل افت ۱/۴ °C در دمای اشباع از ورودی تا خروجی، بعنوان حد طراحی در نظر گرفته می‌شود.

افت فشار تخمین زده شده به وسیله روش‌های مختلف مورد استفاده هنوز گاه‌گاه تا ۱۰٪ با هم اختلاف دارند [۸-۱]. با در نظر گرفتن این موضوع، اگر یک اواپراتور اشتباهاً با افت فشار دو فازی نصف مقدار واقعی خود طراحی شود، در آن صورت دمای اشباع و فشار در اواپراتور، بیش از حد انتظار کاهش می‌یابد که این امر باعث کاهش بازدهی سیستم می‌گردد. از طرف دیگر اگر افت فشار پیش‌بینی شده دو برابر مقدار واقعی باشد، آنگاه از تعداد لوله کمتری با طول بیشتری برای بدست آوردن یک واحد خیلی کوچکتر می‌تواند استفاده شده باشد. بنا براین، پیش‌بینی دقیق افت فشار دو فازی یکی از اهداف کلیدی در بهینه‌سازی این سیستم‌ها می‌باشد.

سکوی آزمایش

برای انجام آزمایش‌ها، یک سیستم جوششی درون

می باشد. بنابراین به منظور پوشش دادن کل دامنه جوشش، سیستم به گونه‌ای طراحی شده که کیفیت‌های متفاوت بخار، در ورود به تست اوپراتور قابل دستیابی باشد، این کار با نصب یک اوپراتور اولیه پیش از تست اوپراتور محقق شده و با تغییر ولتاژ ورودی به هیتر الکتریکی بر روی اوپراتور اولیه می‌توان کیفیت بخار را در ورود به تست اوپراتور تنظیم کرد. اوپراتور اولیه یک لوله مسی با طول ۱۲۰۰mm و قطر داخلی ۱۰mm می باشد، که گرمای آن توسط یک دیمر صنعتی ۳ kW تنظیم می‌شود. برای سوپر هیت کردن مبرد و جلوگیری از ورود مایع به کمپرسور از یک اوپراتور ثانویه و یک جمع کننده مایع استفاده شده است.

برای جلوگیری از اتلاف حرارت المنت‌ها به محیط، مجموعه هر اوپراتور و المنت مربوطه به طور کامل عایق شده است با این وجود مقدار کمی از حرارت المنت‌ها به محیط انتقال می یابد که این مقدار محاسبه گردیده و در محاسبات تاثیر داده شده است.

$$\eta = \frac{Q_{\text{مورد نیاز}}}{Q_{\text{المنت}}} \quad (1)$$

میزان η در کل آزمایشات بین ۰/۹ تا ۰/۹۵ می باشد. ترمو کوپل‌های استفاده شده از نوع سری T بوده که با دقت 0.1°C کالیبره شده اند، فشار سنچ‌ها نیز با دقت ۲ Pa کالیبره گردیده اند. برای اندازه گیری افت فشار جریان عبوری از تست اوپراتور، از یک دستگاه اندازه گیری اختلاف فشار^۶ که قادر به اندازه گیری اختلاف فشار تا ۳ bar بوده و برای ۰ تا ۱۵۰ kPa توسط شرکت سازنده کالیبره گردیده است، استفاده شد.

جمع آوری و تحلیل داده ها

مجموعاً ۳۲ آزمایش مختلف با چهار سرعت جرمی متفاوت $136, 114, 85$ و $54 \text{ kg/m}^2\text{s}$ برای لوله صاف^۷ صورت گرفت. حدود تغییرات پارامترهای کاری بصورت زیر می‌باشند:

سیال مبرد: R-134a

سرعت جرمی مبرد: $136 - 54 \text{ kg/m}^2\text{s}$

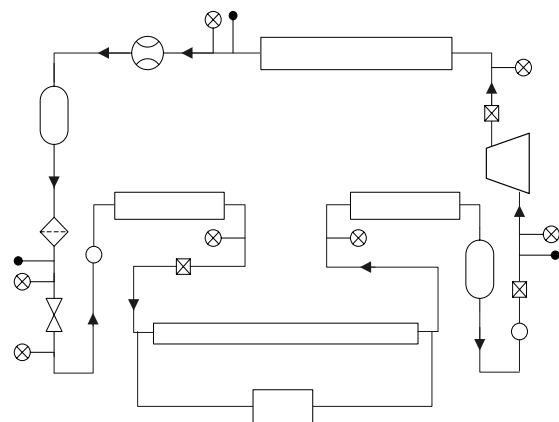
درجه حرارت جوشش متوسط: 19°C تا 3°C

کیفیت بخار ورودی به تست اوپراتور: $0.2 - 0.9$

کیفیت بخار خروجی از تست اوپراتور: $0.1 - 0.3$

شار حرارتی: $1800 - 5300 \text{ W/m}^2$

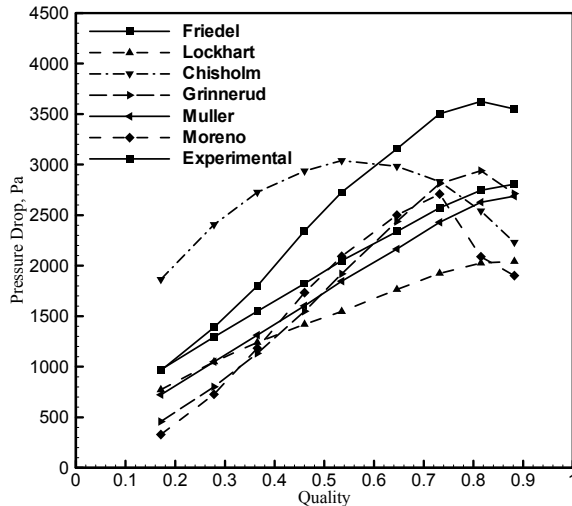
لوله‌ای توسط مولفین طراحی، ساخته و نصب گردید. تصویر دستگاه در شکل (۱) نشان داده شده است. همچنین طرحواره این سیستم در شکل (۲) نمایش داده شده است. این سیستم کاملاً مجهز به ابزار اندازه گیری دقیق مورد نیاز می‌باشد. اجزاء این دستگاه عبارتند از: اوپراتور اولیه^۳، تست اوپراتور^۴، اوپراتور ثانویه^۵، کمپرسور، کندانسور، شیر انبساط و وسایل لازم برای اندازه گیری و کنترل.



۱- اوپراتور اولیه	۷- شیشه رویت
۲- تست اوپراتور	۸- دریافت کننده مایع
۳- اوپراتور ثانویه	۹- فیلتر
۴- جدا کننده مایع	۱۰- شیر انبساط
۵- کمپرسور	۱۱- دستگاه اندازه گیری افت فشار
۶- کندانسور	
شیر باز و بستن	ترمو کوپل
فشار سنچ	جهت جریان

از آنجا که طول لوله مورد آزمایش محدود است، دامنه کمی از تغییرات کیفیت بخار در تست اوپراتور قابل حصول

افت فشار اندازه گیری می‌شود. با استفاده از خواص جریان، افت فشار ناشی از تغییر ممنتوم با استفاده از رابطه (۴) محاسبه می‌گردد. بنا بر این افت فشار اصطکاکی طبق معادله (۳) از کم کردن دو مقدار مذکور به دست می‌آید.



شکل ۳: تغییرات افت فشار با کیفیت بخار برای سرعت جرمی $114 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

داده های آزمایشگاهی بدست آمده (ΔP_{fri}) با هشت روش محاسبه افت فشار اصطکاکی جریان دو فاز جوششی [۱-۸] مقایسه شده است. همان طور که در شکل (۳) مشاهده می‌شود، داده های آزمایشگاهی بهترین تطابق را با روابط فریدل^{۱۱} و مولر^{۱۱} دارند. دو مدل بانکوف [۶] و چاولا [۷] با توجه به اینکه برای شرایط کارکرد کاملاً متفاوتی ارائه شده اند، اختلاف زیادی بین مقادیر پیش بینی شده و داده های آزمایشگاهی داشتند. به همین علت نتایج این دو مدل در شکل (۳) ارائه نشده است.

هم چنین اختلاف داده های مطالعه حاضر با مقادیر تخمین زده شده بوسیله روابط چیشلم [۳] و لوکهارت و مارتینلی [۲] را نیز می‌توان انتظار داشت، چرا که هر دو رابطه در محدوده $\mu_f/\mu_g < 1000$ کاربرد دارند که در حیظه سیال مورد آزمایش نمی‌باشد. در خصوص عدم تطابق نتایج آزمایش با مرجع [۵] نیز متذکر می‌گردد که رابطه [۵] برای هوا-روغن، هوا-آب، آب-بخار و چند مبرد می‌باشد، لذا دامنه دقت آن کم می‌باشد.

طبق تحقیقات انجام گرفته توسط اولد دیدی و همکارانش [۱۳]، بهترین مدل برای جریان تناوبی و لایه‌ای موجی مدل گرونرود [۴] می‌باشد ولیکن برای جریان حلقوی

عدد رینولدز مایع: $1250-3500$

عدد رینولدز بخار: $41000-96000$

برای محاسبه درجه حرارت اشباع و انتالپی های اشباع و سوپرهیت R-۱۳۴a از مرجع [۹] و سایر خواص از جمله ویسکوزیته از [۱۰] استفاده شده است. با نوشتن رابطه انتالپی ثابت دو سر شیر سوزنی کیفیت بخار ورودی به اواپراتور اولیه محاسبه می‌شود و همچنین برای محاسبه کیفیت بخار در ورودی و خروجی تست اواپراتور از موازنه حرارتی استفاده شده است. کیفیت بخار متوسط نیز به صورت میانگین کیفیت بخار ورودی و خروجی از تست اواپراتور محاسبه می‌گردد. تحلیل خطای وسایل اندازه گیری به کار رفته^{۱۱} با استفاده از روش شولتز و کول [۱۱] انجام گردید. در بدترین شرایط حد اکثر خطا ۷٪ می‌باشد.

رابطه پیش بینی افت فشار

افت فشار کل جریان متشکل از سه ترم افت فشار اصطکاکی ΔP_{fri} ، افت فشار در اثر تغییر ممنتوم ΔP_{mom} و افت فشار استاتیکی ΔP_{sta} می‌باشد و از معادله (۲) بدست می‌آید.

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{fri} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{sta} \quad (2)$$

به علت اینکه در لوله افقی تغییر ارتفاع وجود ندارد، $\Delta P_{sta} = 0$ می‌باشد. در نتیجه معادله (۲) به فرم معادله (۳) تبدیل خواهد شد.

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{fri} + \Delta P_{mom} \quad (3)$$

افت فشار ناشی از سرعت در لوله بوسیله معادله (۴) محاسبه می‌گردد.

$$\Delta P_{mom} = G_{tot}^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_f(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g\alpha} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_f(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g\alpha} \right]_{in} \right\} \quad (4)$$

که α ضریب وید^۹ بوده و با استفاده از فرمول ارائه شده توسط استینر [۱۱] به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\alpha = \frac{x}{\rho_g} \left[(1+0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_f - \rho_g)]^{0.25}}{G_t^2 \rho_f^{0.5}} \right]^{-1} \quad (5)$$

افت فشار کل در تست اواپراتور (ΔP_{tot}) با دستگاه

$$\rho_h = \left[\frac{x}{\rho_g} + \frac{(1-x)}{\rho_f} \right]^{-1} \quad (16)$$

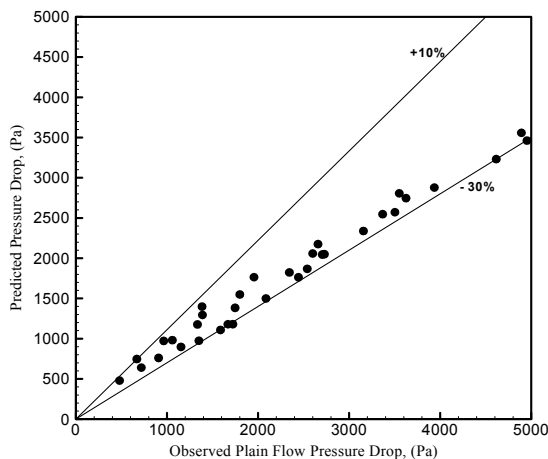
مدل فریدل برای جریان‌هایی که در آن $\frac{\mu_f}{\mu_g} < 1000$

باشد و برای محدوده $0 \leq x \leq 1$ مناسب است.

در شکل (۴) مقایسه بین افت فشار اصطکاکی بدست آمده از آزمایش با مقادیر پیش بینی شده بوسیله معادله فریدل انجام شده است.

همانطور که در شکل (۴) نمایش داده شده است رابطه فریدل داده‌های آزمایشگاهی را با دقت ۳۰٪ تا ۱۰٪+ پیش‌بینی می‌کند. علت پیش‌بینی خوب مدل فریدل [۱] این است که این رابطه برای سیالات با $\frac{\mu_f}{\mu_g} < 1000$ و

آزمایشات انجام شده مطابقت دارد. $G < 2000 \frac{Kg}{m^2 s}$ توصیه شده است که با شرایط



معادله مولر و هک [۵] برای محاسبه افت فشار اصطکاکی (ΔP_{fri}) بصورت زیر می‌باشد.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{fri} = bx^3 + G(1-x)^{1/3} \quad (17)$$

که در آن ضریب G برابر است با:

$$G = a + 3(b-a)x \quad (18)$$

x کیفیت بخار متوسط در تست اواپراتور و ضرایب a و b به ترتیب گرادیان فشار اصطکاکی برای زمانی که کل جریان به صورت مایع $\left(\frac{dP}{dz} \right)_f$ و یا کل جریان بصورت

گاز $\left(\frac{dP}{dz} \right)_g$ باشد، می‌باشند.

نامبرده مدل مولر [۵] را توصیه می‌نماید. در مورد مدل مورنو و تام [۸] که جدیدترین مدل ارائه شده در این رابطه می‌باشد، می‌توان گفت که مدل مذکور نتایج آزمایشگاهی را در زمانی که الگوی جریان به صورت حلقوی می‌باشد به خوبی پیش‌بینی می‌کند ولی زمانی که جریان به صورت لایه‌ای موجی است، مدل مذکور تطابق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی نخواهد داشت.

معادله فریدل [۱] برای محاسبه افت فشار اصطکاکی (ΔP_{fri}) بصورت زیر می‌باشد.

$$\Delta P_{fri} = \Delta P_f \phi_{fr}^2 \quad (6)$$

ΔP_f استفاده شده در رابطه فریدل از رابطه (۷) محاسبه می‌شود.

$$\Delta P_f = \frac{2f_f G_{tot}^2 L v_f}{d_i} \quad (7)$$

ضریب اصطکاک و عدد رینولدز مایع به صورت زیر محاسبه می‌گردند:

$$f_f = 0.079 Re_f^{-0.25} \quad (8)$$

$$Re_f = \frac{G_{tot} d_i}{\mu_f} \quad (9)$$

ضریب تصحیح دو فازی فریدل به صورت زیر تعریف شده است:

$$\phi_{fr}^2 = E + \frac{3.24 FH}{Fr_h^{0.045} We_f^{0.035}} \quad (10)$$

ضرایب بدون بعد E و F و H و Fr_h به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$E = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_f f_g}{\rho_g f_f} \right) \quad (11)$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (12)$$

$$H = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.7} \quad (13)$$

$$Fr_h = \frac{G_{tot}^2}{g d_i \rho_h^2} \quad (14)$$

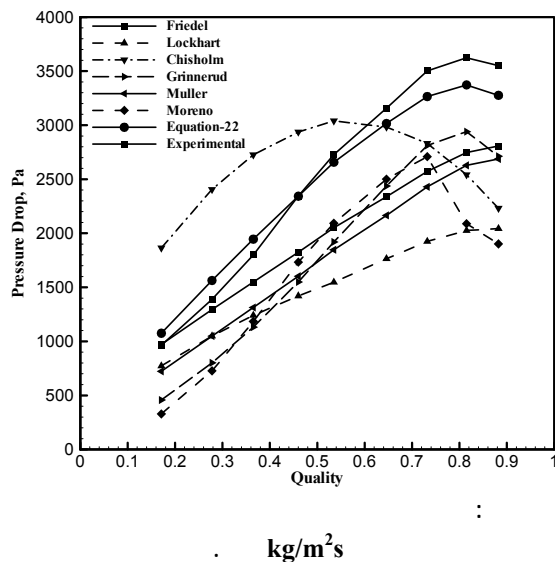
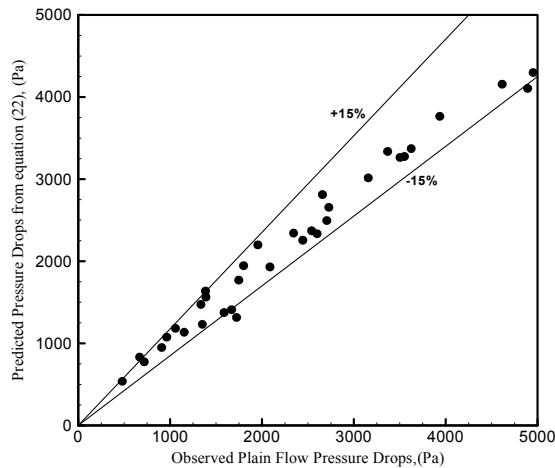
عدد وبر مایع به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$We_f = \frac{G_{tot}^2 d_i}{\rho_h \sigma} \quad (15)$$

که در آن چگالی مخلوط ρ_h از رابطه زیر بدست می‌آید.

بررسی الگوی جریان

با استفاده از روش ارائه شده بوسیله کتان- تام - فاورات [۱۴] و داده های جمع آوری شده در این کار تجربی، مشاهده می گردد که اکثر داده ها در ناحیه جریان حلقوی^{۱۳} و لایه ای موجی^{۱۴} قرار می گیرند. از آن جایی که مدل لایه ای موجی را می توان به صورت رژیم حلقوی با خشک شدگی جزئی تعریف کرد، می توان گفت که رژیم جریان در تمامی مقاطع حلقوی می باشد.



در الگوی جریان^{۱۵} لایه ای موجی اکثر مایع در قسمت تحتانی لوله و مقدار کمی در قسمت فوقانی آن جریان می یابد. در این حالت میزان افت فشار نسبت به حالت حلقوی بسیار کمتر می باشد.

با افزایش کیفیت بخار و افزایش سرعت بخار و کاهش جرم مایع، الگوی جریان به جریان حلقوی تغییر می کند.

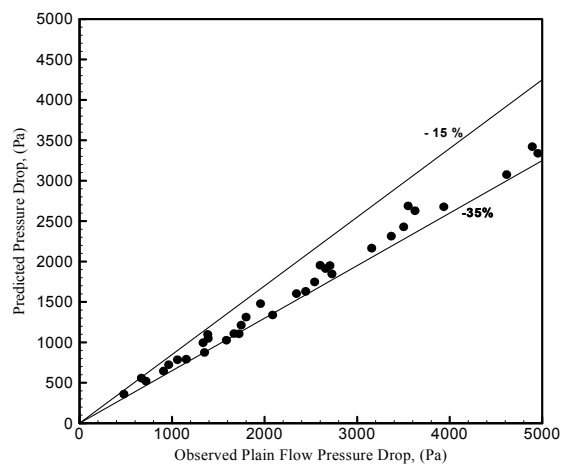
$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{2f_f G_{tot}^2}{d_i \rho_f} \quad \left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g G_{tot}^2}{d_i \rho_g} \quad (19)$$

ضرایب اصطکاک مایع و بخار (f_g, f_f) و همچنین عدد رینولدز آنها به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$f_f = 0.079 Re_f^{-0.25} \quad f_g = 0.079 Re_g^{-0.25} \quad (20)$$

$$Re_f = \frac{G_{tot} d_i}{\mu_f} \quad Re_g = \frac{G_{tot} d_i}{\mu_g} \quad (21)$$

در شکل (۵) مقایسه بین افت فشار اصطکاک بدست آمده از آزمایش با مقادیر پیش بینی شده بوسیله معادله مولر و هک انجام شده است. همان طور که در شکل (۵) نمایش داده شده است رابطه مولر و هک داده های آزمایشگاهی را با دقت ۳۵٪ تا ۱۵٪ پیش بینی می کند.



در نهایت با توجه به داده های آزمایشگاهی و آنالیز رگرسیون حداقل مربعات^{۱۲}، رابطه مولر برای محاسبه افت فشار جریان جوششی مبرد R-۱۳۴a به صورت زیر اصلاح گردید:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_{fri} = bx^{2.5} + G(1-x)^{0.35} \quad (22)$$

که در آن ضریب G برابر است با:

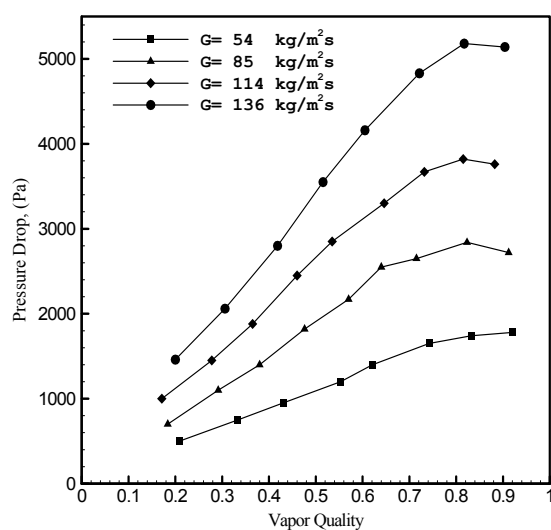
$$G = a + 2(b-a)x \quad (23)$$

در شکل (۶) مقایسه بین افت فشار اصطکاک بدست آمده از آزمایش با مقادیر پیش بینی شده بوسیله معادله (۲۲) نشان داده شده است. این رابطه داده های آزمایشگاهی را با دقت $\pm 15\%$ پیش بینی می کند.

در شکل (۷) نحوه تغییرات افت فشار اصطکاک محاسبه شده بوسیله روابط موجود و معادله (۲۲) و همچنین داده های آزمایشگاهی نمایش داده شده است.

افزایش سرعت جرمی، زیاد می‌شود. به علاوه از شکل (۸) مشاهده می‌شود که افت فشار در طول اواپراتور با افزایش کیفیت بخار، افزایش می‌یابد. رفتار مشابهی نیز توسط اولد دیدی و همکارانش [۱۳] مشاهده شده است. این پدیده بدین سبب است که با افزایش کیفیت بخار، مقدار دانسیته جریان (ρ) کاهش یافته و طبق رابطه بقای جرم باعث افزایش سرعت جریان و در نتیجه افزایش تنش برشی بین سیال و دیواره لوله می‌شود. از طرفی با افزایش کیفیت بخار، سرعت نسبی بین فاز مایع و گاز نیز زیاد شده که منجر به افزایش نیروی برشی در سطح مشترک آن دو و در نتیجه باعث افزایش مضاعف میزان افت فشار می‌گردد.

در مورد لوله افقی، که در مطالعه حاضر از آن استفاده می‌شود. پدیده جوشش بخار پیچیده‌تر از جوشش در لوله‌های عمودی است؛ زیرا مایع تمایل دارد در قسمت پایین لوله جریان یابد. این تمایل در سرعت‌های جرمی پایین‌تر، شدیدتر است. به همین علت نوع الگوی جریان ایجاد شده نیز در میزان افزایش افت فشار تاثیر گذار است. با توجه به شکل (۸) می‌توان دید که شیب نمودارها با افزایش سرعت جرمی افزایش یافته که این امر با توجه به الگوهای جریان قابل توجیه می‌باشد. در دبی‌های $54 \text{ kg/m}^2\text{s}$ و $85 \text{ kg/m}^2\text{s}$ کل جریان در حالت جدا شده موجی می‌باشد در حالیکه در دبی $114 \text{ kg/m}^2\text{s}$ و $136 \text{ kg/m}^2\text{s}$ در ابتدا جریان جدا شده موجی و سپس به جریان حلقوی تبدیل شده و در نهایت به حالت جدا شده موجی باز می‌گردد.



شکل ۸: نحوه تغییرات افت فشار با کیفیت بخار برای سرعت‌های جرمی مختلف.

الگوهای جریان حلقوی و نیمه حلقوی عموماً در سرعت‌های جرمی، کیفیت‌های بخار و سرعت‌های بخار بالا اتفاق می‌افتد. می‌توان گفت که تحت این شرایط نیروی برشی بخار^{۱۶} خیلی از نیروی گرانشی^{۱۷} بزرگتر است و سبب می‌شود که مایع لایه‌ای را حول کل محیط لوله تشکیل دهد و در مرکز لوله، هسته‌ای با بخار کاملاً آشفته قرار می‌گیرد. این شرایط برای افزایش افت فشار بسیار مطلوب می‌باشد.

در جدول (۱) تغییرات الگوی جریان با کیفیت بخار در سرعت‌های جرمی مختلف ارائه شده است. A برای جریان حلقوی و SW برای جریان جدا شده موجی استفاده شده است.

:

G=54 Kg/m ² s									
x	0.26	0.38	0.48	0.6	0.67	0.79	0.88	0.96	
Flow pattern	SW	SW	SW	SW	SW	SW	SW	SW	
G=85 Kg/m ² s									
x	0.235	0.33	0.43	0.54	0.58	0.72	0.76	0.87	0.96
Flow pattern	SW	SW	SW	SW	SW	SW	SW	SW	SW
G=114 Kg/m ² s									
x	0.216	0.32	0.41	0.51	0.58	0.69	0.78	0.87	0.94
Flow pattern	SW	SW	SW	A	A	A	A	SW	SW
G=136 Kg/m ² s									
x	0.26	0.36	0.47	0.57	0.66	0.77	0.8	0.95	
Flow pattern	SW	A	A	A	A	A	A	SW	

بحث و بررسی نتایج

در شکل (۸) نحوه تغییرات میزان افت فشار با کیفیت بخار در سرعت‌های جرمی مختلف نمایش داده شده است. شکل (۸) عموماً نشان دهنده این موضوع است که اگر سایر شرایط بدون تغییر باقی بماند، افت فشار با

جوششی اجباری مبرد R-۱۳۴a، رابطه‌ای ارائه شد که مقادیر محاسبه شده بوسیله آن برای اکثریت داده ها در محدوده $\pm 15\%$ مقادیر تجربی قرار می گیرد.

فهرست علائم

d_i : قطر داخلی لوله، mm
 f : ضریب اصطکاک
 g : شتاب ثقل، m/s^2
 G : ضریب روابط (۱۷) و (۲۲)
 G_{tot} : سرعت جرمی کل، kg/m^2s
 L : طول لوله، mm
 P : فشار، Pa
 ΔP_{tot} : افت فشار کل، Pa
 ΔP_{sta} : افت فشار استاتیکی، Pa
 ΔP_{mom} : افت فشار ممنتوم، Pa
 ΔP_{fri} : افت فشار اصطکاکی، Pa
 x : کیفیت بخار

علائم یونانی

α : کسر حجمی
 μ : لزجت دینامیکی، N/m^2s
 ρ : دانسیته، kg/m^3
 σ : کشش سطحی، N/m

زیرنویس

f : مایع
 g : بخار
 in : ورودی
 out : خروجی

طبق شکل (۸) بیشترین میزان افت فشار در کیفیت بخار حدود ۰/۸۳ بوده و سپس میزان آن کاهش می یابد که علت این امر بخاطر خشک شدگی جزئی است که در سطح فوقانی لوله ایجاد شده و باعث می شود جریان از حالت حلقوی به حالت جدا شده موجی تبدیل شود. این نتیجه با بررسی که توسط اولد دیدی و همکارانش [۱۳] در سال ۲۰۰۲ انجام شد، تطابق خوبی دارد. اولد دیدی بیشترین میزان افت فشار را در کیفیت ۰/۸۵ گزارش کرده است.

در نهایت بررسی نتایج آزمایشگاهی نشان می دهد که افت فشار جریان حلقوی از افت فشار جریان جدا شده موجی بزرگتر است. مشاهده فوق با این واقعیت سازگار است که برای جریان‌های تحت کنترل تنش برشی (حلقوی و نیمه حلقوی)، افت فشار از افت فشار در جریان‌های تحت کنترل نیروی گرانشی بزرگتر است.

نتیجه گیری

- داده های آزمایشگاهی از بین پنج روش مذکور بهترین تطابق را با روش فریدل و مولر داشت.
- مقدار افت فشار با افزایش کیفیت بخار و سرعت جرمی افزایش می یابد.
- میزان افت فشار تقریباً تا کیفیت ۰/۸۳ افزایش یافته و سپس کاهش می یابد. علت آن تغییر الگوی جریان از حلقوی به جدا شده موجی می باشد.
- میزان افزایش افت فشار در جریان حلقوی از جریان جدا شده موجی بزرگتر می باشد.
- با وجود این که کارهای زیادی در این زمینه شده است ولی هنوز روش‌های موجود از دقت کافی برخوردار نیست.
- با استفاده از داده های آزمایشگاهی این تحقیق، به منظور پیش بینی افت فشار اصطکاکی در جریان

مراجع

- 1 - Friedel, L. (1979). "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow." European Two-Phase Flow Group Meeting, Paper E2, June, Ispra, Italy.
- 2 - Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C. (1949). "Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes." Chem. Eng. Progr, Vol. 45, PP. 39-45.
- 3 - Chisholm, D. (1973). "Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels." Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 16, PP. 347-355.

- 4 - Gronnerud, R. (1972). "Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants." Annexe 1972-1, Bull. De l'Inst, du Froid.
- 5 - Müller-Steinhagen, H. and Heck, K. (1986). "A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes." Chem. Eng. Process. Vol. 20, PP. 297-308.
- 6 - Bankoff, S. G. (1960). "A variable density single-fluid model for two-phase flow with particular reference to steam-water." J. Heat Transfer, Vol. II, Series B, PP. 265-272.
- 7 - Chawla, J. M. (1967). "Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes." ASHRAE J., Vol. 4, PP. 52-60.
- 8 - Thome, J. R. (2006). Engineering data book III. Swiss Federal Institute of Technology Lausanne, Switzerland.
- 9 - Sonntag, R., Borgnakke, C. and Van wylen, G. (1997). Fundamentals of thermodynamics. John wiley and sons, New York.
- 10 - Collier, J. G. and Thome, J. R. (1994). Convective boiling and condensation. Oxford University Press.
- 11 - Schultz, R. R. and Cole, R. (1979). "Uncertainty analysis in boiling nucleation." AIChE Symp. Series, Vol. 75, No.189, PP. 32-38.
- 12 - Steiner, D. (1993). VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas), verein deutscher ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV), Düsseldorf, Chapter Hbb.
- 13 - Ould Didi, M. B., Kattan, N. and Thome, J. R. (2002). "Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes." International Journal of Refrigeration, Vol. 25, PP. 935-947.
- 14 - Kattan, N., Thome, J. R. and Favrat, D. (1998). "Flow boiling in horizontal tubes." J. Heat Transfer, Vol. 120, No. 1, PP. 140-147.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 -Direct Expansion
- 2 -Boiling Heat Transfer
- 3 -Pre-Evaporator
- 4 -Test-Evaporator
- 5 - After-Evaporator
- 6 -Differential Pressure Drop
- 7 -Plain Tube
- 8 - Uncertainty Analysis
- 9 -Void Fraction
- 10 - Friedel
- 11 - Muller
- 12 - Least Square Regression
- 13 - Annular Flow
- 14 - Stratified Wavy
- 15 - Flow Pattern
- 16 - Vapor Shear Force
- 17 - Gravitational Force