

การทำนายความดันที่ลดลงแบบ 2 สถานะ โดยใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวและ แบบจำลองการไหลแบบแยกตัวเปรียบเทียบกับผลการทดลอง Prediction of Two-Phase Pressure Drop Using the Homogeneous Flow Model and Separated Flow Model Compared with Experimental Data

วีระพันธ์ ด้วงทองสุข

ห้องปฏิบัติการวิจัยกลศาสตร์ของไหลและความร้อนประยุกต์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเซียอาคเนย์

แขวงหนองค้างพลู เขตหนองแขม กรุงเทพฯ 10160

โทร 0-28074500-27 โทรสาร 0-28074528-30 E-mail: Wdaungthongsuk@yahoo.com

Weerapun Daungthongsuk

Fluid Mechanics and Applied Thermal Research Laboratory

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, South – East Asia University

Nongkhangpru, Nongkham, Bangkok 10160, Thailand

Tel: 0-28074500-27 Fax: 0-28074528-30 E-mail: Wdaungthongsuk@yahoo.com

บทคัดย่อ

การวิจัยนี้ทำการศึกษาความดันที่ลดลงแบบสองสถานะของสารทำความเย็น R134a ภายในท่อแนวนอนโดยนำผลที่วัดได้จากการทดลองเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการคำนวณโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวและแบบจำลองการไหลแบบแยกตัว โดยที่แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวใช้ความหนืดสองสถานะของ McAdams และคณะ (1942), Cicchitti และคณะ (1960) และ Dukler และคณะ (1964) นอกจากนี้ยังใช้สหสัมพันธ์ของ Bo Pierre (1964) ในการทำนายด้วยส่วนการคำนวณโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบแยกตัวจะใช้สหสัมพันธ์ตัวคูณสองสถานะของ Chisholm (1973), Friedel (1979) และ Lin และคณะ (1991) และใช้สหสัมพันธ์อัตราส่วนความเร็วของ Zivi (1964), Premoli และคณะ (1970) และ Chisholm (1972) โดยที่ท่อทดสอบเป็นแบบท่อซ้อนท่อ ให้น้ำร้อนไหลสวนทางกับสารทำความเย็น โดยที่ท่อด้านในมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 9.53 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร ยาว 2 เมตร ส่วนท่อภายนอกมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 41.2 มิลลิเมตร หนา 1.6 มิลลิเมตร โดยอัตราการไหลของสารทำความเย็นวัดโดยใช้ Armored Purgemeter ซึ่งได้สอบเทียบสำหรับสารทำความเย็น R134a โดยเฉพาะ ส่วนอุณหภูมิของน้ำร้อนและสารทำความเย็นที่ไหลเข้าและออกจากท่อทดสอบ วัดโดยใช้เทอร์โมคัปเปิล ชนิด T ส่วนความดันของสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากท่อทดสอบวัดโดยใช้อุปกรณ์วัดความดันแบบบูรุดองที่มีความละเอียด 0.05 บาร์

ในส่วนของการทดลองวัดค่าความดันที่ลดลงแบบสองสถานะของสารทำความเย็น R134a ภายในท่อแนวนอนนั้นทำได้โดยกำหนดอัตรา

การไหลของสารทำความเย็นที่ 1.5 ลิตรต่อนาที อุณหภูมิน้ำร้อนที่ 40 องศาเซลเซียส และแปรเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ 5, 10 และ 15 ลิตรต่อนาที จากนั้นเพิ่มอัตราการไหลของสารทำความเย็นไปที่ 1.75 และ 2 ลิตรต่อนาที และเปลี่ยนอัตราการไหลน้ำร้อน จากนั้นเพิ่มอุณหภูมิน้ำร้อนไปที่ 50 และ 60 °C ดังที่กล่าวมาข้างต้น ตามลำดับ เพื่อที่จะศึกษาผลของอัตราการไหลของสารทำความเย็น ที่มีต่อความดันที่ลดลงแบบสองสถานะของสารทำความเย็นที่ไหลภายในท่อแนวนอน

จากการศึกษาพบว่าค่าความดันที่ลดลงแบบสองสถานะของสารทำความเย็น R134a ที่ไหลในท่อแนวนอน สารทำความเย็นจะแปรผันตามกับอัตราการไหลของสารทำความเย็น เนื่องจากเมื่ออัตราการไหลของสารทำความเย็นมากขึ้นจะทำให้ความเสียดทานที่กระทำกับผิวท่อมากขึ้นซึ่งทำให้ค่าความดันที่ลดลงในแนวนอนเพิ่มขึ้นด้วย และจากการใช้สหสัมพันธ์ต่างๆ ในการทำนายความดันที่ลดลงแบบสองสถานะพบว่า ค่าที่ได้จากการคำนวณโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวและแบบจำลองการไหลแบบแยกตัวก็มีค่าใกล้เคียงกันแต่สหสัมพันธ์ของ Chisholm และคณะ (1973) ให้ผลใกล้เคียงกับผลทดลองมากที่สุด

Abstract

This research is intended to study the two-phase pressure drop of the refrigerant R134a flowing in the horizontal tube. The experimental results will be used to compare with the calculation results of homogeneous flow model and separated flow model. In the homogeneous flow model, it is used two-phase viscosity of McAdams et al. (1942), Cicchitti et al. (1960) and Dukler et

al.(1964). Furthermore, the Bo Pierre (1964) correlation used for its calculation too. In the separated flow model, it is used the two-phase multiplier correlation of Chisholm (1973), Friedel (1979), and Lin et al.(1991) and slip factors correlation of Zivi (1964), Premoli et al.(1970), and Chisholm (1972) for its calculation. The test section is double pipe counter-flow heat exchanger, which hot water flowed counter with the refrigerant. The inner duct has a 9.53 mm diameter, 1mm thick and 2 m length while the outer duct has a 41.2mm diameter and a 1.6 mm thick. The flow rate of the refrigerant measured by Armored Purge meter, which calibrated with the R134a refrigerant especially. The hot water temperature and the refrigerant temperature at inlet and outlet of the test section are measured by thermocouple type T. For the pressure of the refrigerant is measured by using the bourdon pressure gauges with 0.05 bar precision.

This research is determined by setting up the refrigerant flow rate at 1.5 LPM, the hot water temperature at 40 °C, and varying in the flow rate of hot water at 5, 10, and 15 LPM respectively. Then, the refrigerant flow rate has been increased at 1.75 and 2 LPM. Finally, the hot water temperature is varied to 50 and 60 °C. Those mentioned procedures are set for the study of the refrigerant flow rate affecting on the two-phase pressure drop of the R134a within the horizontal tube.

The results found that the two-phase pressure drop of the R134a within the horizontal tube is directly related to the flow rate. When the refrigerant flow rate is increase, the higher the friction on the tube surface and the higher the pressure drop. From the calculation, it is found that the results from both homogeneous flow model and separated flow model gives the closed value to the experimental results. However, the Chisholm et al.(1973) correlation gave the most closely results to the experimental results .

รายการสัญลักษณ์

A	=	พื้นที่หน้าตัดของท่อ, m ²
a	=	ความเร่ง, m/s ²
D	=	เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ, m
Fr	=	ตัวเลขฟรูด
f	=	ตัวประกอบความเสียดทาน
G	=	ฟลักซ์มวล (W/A), kg/m ² s
g	=	ค่าความโน้มถ่วง, m/s ²
L	=	ความยาวของท่อ, m
P	=	ความดัน, Pa
Re	=	ตัวเลขเรย์โนลด์
s	=	อัตราส่วนความเร็ว
u	=	ความเร็ว, m/s

W	=	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
We	=	ตัวเลขเวเบอร์
x	=	คุณภาพไอ

สัญลักษณ์กรีก

σ	=	แรงตึงผิว, N/m
α	=	สัดส่วนช่องว่าง
Δ	=	ความแตกต่าง
ρ	=	ความหนาแน่น, kg/m ³
μ	=	ความหนืดของของเหลว, kg/m.s
ν	=	ปริมาตรจำเพาะ, m ³ /kg
ϕ^2	=	ค่าตัวคูณสองสถานะ
ε	=	ความขรุขระของพื้นผิว, m
θ	=	มุมเอียงวัดจากแนวระนาบ

ตัวกำกับล่าง

BP	=	Bo Pierre
e	=	ทางออก
g	=	ก๊าซ
go	=	โดยสมมติว่าของไหลทั้งหมดเป็นก๊าซ
i	=	ทางเข้า, ภายใน
l	=	ของเหลว
lg	=	ของเหลว-ก๊าซ
lo	=	โดยสมมติว่าของไหลทั้งหมดเป็นของเหลว
r	=	สารทำความเย็น
t	=	ทั้งหมด
tp	=	สองสถานะ
w	=	ผนังท่อ, น้ำ

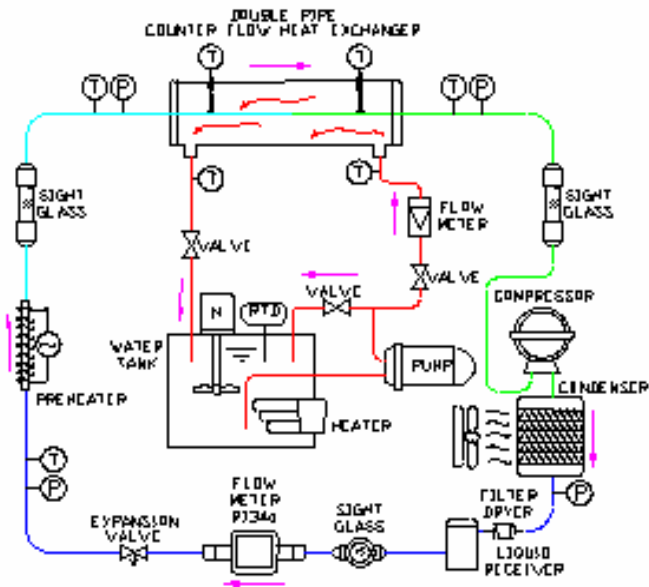
1. บทนำ

ความดันที่ลดลงแบบสองสถานะที่เกิดขึ้นภายในคอนเดนเซอร์และอีวาโปเรเตอร์นั้นโดยส่วนใหญ่มีสาเหตุมาจากความเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อ ทำให้ความดันของสารทำความเย็นนั้นลดลงเมื่อเทียบกับวัฏจักรมาตรฐาน โดยผลของความดันที่ลดลงที่อีวาโปเรเตอร์นั้น เป็นเหตุให้ต้องใช้งานในการอัดจากคอนเพรสเซอร์มากขึ้นจากวัฏจักรจริง ดังนั้นเพื่อที่จะศึกษาความดันที่ลดลงแบบสองสถานะภายในท่อนั้นต้องทำการศึกษาความดันที่ลดลงโดยใช้การจำลองการไหลภายในท่อ เพื่อที่จะสามารถดูผลของตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อความดันของการไหลแบบสองสถานะภายในท่อได้

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอเพื่อที่จะศึกษาความดันที่ลดลงแบบสองสถานะภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นไหลสวนทางกันโดยใช้สารทำความเย็น R134a เป็นสารทำงานไหลสวนทางกับน้ำร้อนที่อยู่ภายนอก ผลการทดลองที่ได้จะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลจากการคำนวณโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวและแบบจำลองการไหลแบบแยกตัว

2. อุปกรณ์การทดลองและหลักการทํางาน

จากวงจรการทดลองในรูปที่ 1 จะเห็นได้ว่าคอมเพรสเซอร์ จะดูดสารทำความเย็นที่ออกจากท่อทดสอบ แล้วอัดสารทำความเย็นเข้าสู่คอนเดนเซอร์ เพื่อระบายความร้อนออกทำให้สารทำความเย็นที่อยู่ภายในเกิดการควบแน่น จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ถังพักน้ำยาแล้วผ่านไปยังอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น R134a และไหลเข้าสู่วาล์วขยายตัวเพื่อลดความดันและอุณหภูมิ ต่อไปสารทำความเย็นจะไหลผ่านไปยังที่ตู้น้ำยาเพื่อดูสถานะและรูปแบบการไหลของสารทำความเย็น จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลผ่านไปยังท่อทดสอบ (Test section) ซึ่งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนไหลสวนทางกับน้ำร้อน ทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำร้อน ซึ่งทำให้สารทำความเย็นที่อยู่ภายในเดือด และออกจากท่อทดสอบโดยผ่านที่ตู้น้ำยาที่ทางออก เพื่อที่จะดูสถานะของสารทำความเย็นอีกครั้งหนึ่ง จากนั้นก็ไหลผ่านเข้าคอมเพรสเซอร์อีกครั้งซึ่งจะทํางานเป็นวัฏจักรแบบนี้ตลอดไป สำหรับวงจรของน้ำร้อนนั้นใช้ฮีตเตอร์เป็นตัวทำความร้อนให้น้ำร้อนและควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อนโดยใช้ RTD PT100Ω น้ำร้อนจะถูกบีมน้ำร้อนดูดให้ไหลเข้าสู่อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำร้อน จากนั้นก็ไหลเข้าและออกจากท่อทดสอบลงสู่ถังน้ำร้อน ซึ่งจะทํางานเป็นวัฏจักรเช่นนี้ต่อไป



รูปที่ 1 แสดงวงจรการทํางานของอุปกรณ์การทดลอง

3. วิธีการคำนวณ

การคำนวณหาความดันที่ลดลงแบบสองสถานะ สามารถคำนวณได้จากแบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวและแบบจำลองการไหลแบบแยกตัวดังนี้

3.1 แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียว

การคำนวณความดันที่ลดลงแบบสองสถานะโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดี่ยวนั้นสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

$$\Delta P = \frac{2f_{tp} G^2 v_l L}{D} \left[1 + x \left(\frac{v_{lg}}{v_l} \right) \right] + G^2 (x_e - x_i) v_{lg} \quad (1)$$

โดยค่าตัวประกอบความเสียดทานแบบสองสถานะสามารถหาค่าได้ดังนี้

$$f_{tp} = \frac{0.25}{\left[-1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \frac{\epsilon/D}{3.7} \right) \right]^2} \quad (2)$$

ตัวเลขเรย์โนลด์สามารถหาได้ดังนี้

$$Re_{tp} = \frac{GD}{\mu_{tp}} \quad (3)$$

ขณะเดียวกันค่าความหนืดสองสถานะ μ_{tp} สามารถหาได้โดยใช้สมการต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

- สมการ McAdams และคณะ (1942)

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (4)$$

- สมการ Cicchitti และคณะ (1960)

$$\mu_{tp} = x\mu_g + (1-x)\mu_l \quad (5)$$

- สมการ Dukler และคณะ (1964)

$$\mu_{tp} = \rho_{tp} [xU_g\mu_g + (1-x)U_l\mu_l] \quad (6)$$

$$\rho_{tp} = \frac{1}{U_{tp}} = \frac{1}{U_l + xU_g} \quad (7)$$

นอกจากนี้ในการหาความดันที่ลดลงแบบสองสถานะภายในท่อแนวนอน นั้นสามารถใช้สมการของ Bo Pierre (1964) ซึ่งมีพื้นฐานมาจากแบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวได้ดังนี้

$$\Delta P = \left[f_{BP} + \frac{(x_e - x_i)}{xL} D \right] \frac{G^2 L x}{\rho_{BP} D} \quad (8)$$

สำหรับสารทำความเย็นบริสุทธิ์ และค่า $Re/K_f > 1$

$$f_{BP} = 0.0185 \left(\frac{K_f}{Re_{lo}} \right)^{0.25} \quad (9)$$

สำหรับสารทำความเย็นบริสุทธิ์ และค่า $Re/K_f > 2$

$$f_{BP} = 0.053 \left(\frac{K_f}{Re_{lo}} \right)^{0.25} \quad (10)$$

$$K_f = \frac{(x_e - x_i) i_{lg}}{gL} \quad (11)$$

$$\rho_{BP} = \frac{\rho_g \rho_l}{x \rho_l + (1-x) \rho_g} \quad (12)$$

3.2 แบบจำลองการไหลแบบแยกตัว

สำหรับการคำนวณความดันที่ลดลงแบบสองสถานะโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบแยกตัวนั้นสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

$$\Delta P = \left(\frac{2f_{lo} G^2 v_l}{D} \right) \phi_{lo}^2 + G^2 (x_e - x_i) \left[\left\{ \frac{(2x v_g) - 2(1-x)v_l}{\alpha} \right\} + \left(\frac{d\alpha}{dx} \right) \left\{ \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)^2} - \frac{(x^2 v_g)}{\alpha^2} \right\} \right] \quad (13)$$

สำหรับตัวคูณสองสถานะ ϕ_{lo}^2 ที่ใช้ในการคำนวณในสมการที่ (13) นั้น จะใช้สมการของ Chisholm (1973), Friedel (1979) และ Lin และคณะ (1991) ดังต่อไปนี้

Chisholm (1973)

$$\phi_{lo}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[Bx^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right] \quad (14)$$

สำหรับ $0 < Y < 9.5$

$$B = 55 / G^{0.5} \quad (15)$$

สำหรับ $9.5 < Y < 28$

$$B = 520 / YG^{0.5} \quad (16)$$

สำหรับ $28 < Y$

$$B = 15000 / Y^2 G^{0.5} \quad (17)$$

$$Y^2 = \left(\frac{dP_F}{dZ} \right)_{go} / \left(\frac{dP_F}{dZ} \right)_{lo} \quad (18)$$

$$\left(\frac{dP_F}{dZ} \right)_{go} = \frac{2f_{go} G^2 v_g}{D} \quad (19)$$

$$\left(\frac{dP_F}{dZ} \right)_{lo} = \frac{2f_{lo} G^2 v_l}{D} \quad (20)$$

n = ค่ากำลังของตัวเลขเรย์โนลด์ในสมการตัวประกอบความเสียดทาน

Friedel (1979)

$$\phi_{lo}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (21)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}} \quad (22)$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \quad (23)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \quad (24)$$

$$Fr = G^2 / g D \rho_p^2 \quad (25)$$

$$We = G^2 D / \sigma \rho_p \quad (26)$$

Lin และคณะ (1991)

$$\phi_{lo}^2 = \left[\frac{A_{lo} + B_{lo}}{A_t + B_t} \right]^{1/8} \left[1 + x \left(\frac{v_g}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (27)$$

$$A_{lo} = \left[2.457 \ln \left(\frac{1}{(7/Re_{lo})^{0.9} + 0.27(\varepsilon/D)} \right) \right]^{16} \quad (28)$$

$$B_{lo} = (37530/Re_{lo})^{16} \quad (27)$$

$$A_t = \left[2.457 \ln \left(\frac{1}{(7/Re_{tp})^{0.9} + 0.27(\varepsilon/D)} \right) \right]^{16} \quad (29)$$

$$B_t = (37530/Re_{tp})^{16} \quad (30)$$

$$Re_{tp} = GD / \mu_{tp} \quad (31)$$

$$\mu_{tp} = \frac{\mu_l \mu_g}{\mu_g + x^{1.4} (\mu_l - \mu_g)} \quad (32)$$

เช่นเดียวกันค่าสัดส่วนช่องว่าง (α) ในสมการที่ (13) นั้น สามารถหาได้จากสมการต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

$$\alpha = \frac{1}{1 + S \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (33)$$

โดยที่อัตราส่วนความเร็ว (S) จะใช้สมการดังต่อไปนี้

Zivi (1964)

$$S = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/3} \quad (34)$$

Premoli และคณะ (1970)

$$S = 1 + a \sqrt{\frac{y}{1+by} - by} \quad (35)$$

$$y = \frac{x \rho_l}{1-x \rho_g} \quad (36)$$

$$a = 1.578 Re_{lo}^{-0.19} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.22} \quad (37)$$

$$b = 0.0273 We Re_{lo}^{-0.51} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.08} \quad (38)$$

$$Re_{lo} = GD / \mu_l \quad (39)$$

$$We = G^2 D / \sigma \rho_l \quad (40)$$

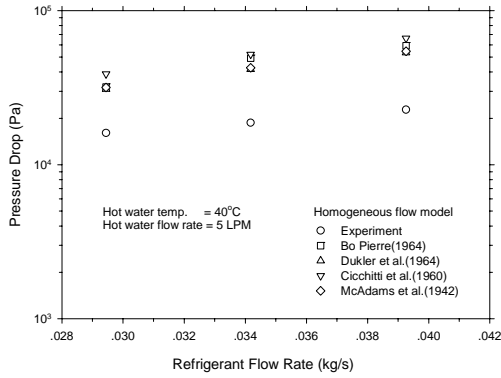
Chisholm (1972)

$$S = \left[1 - x \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_g} \right) \right]^{1/2}$$

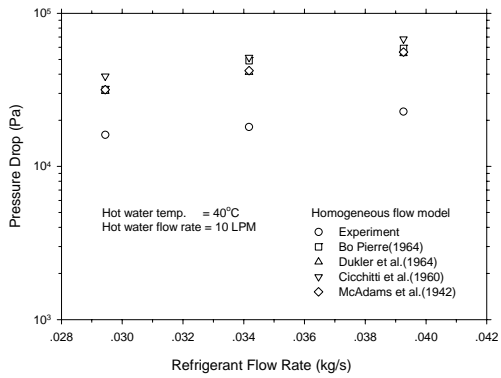
(41)

4. ผลการทดลอง

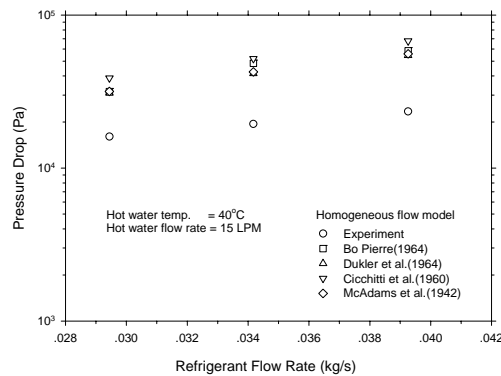
4.1 ทำนายโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียว



ก) อัตราการไหลน้ำร้อน 5 LPM



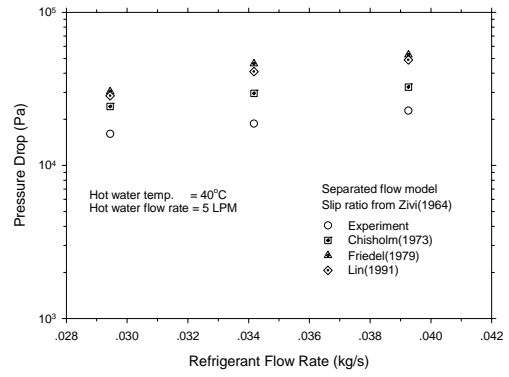
ข) อัตราการไหลน้ำร้อน 10 LPM



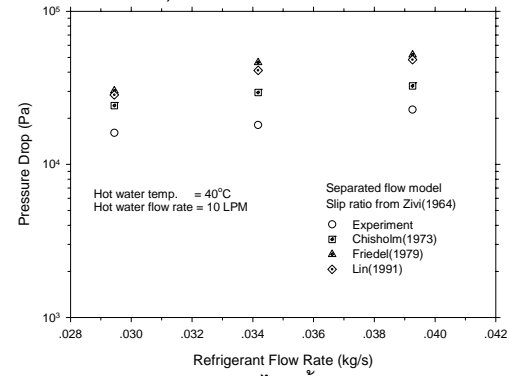
ค) อัตราการไหลน้ำร้อน 15 LPM

รูปที่ 2 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงที่ได้จากการทดลองและการทำนายโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียว (ที่ $T_w=40^\circ\text{C}$)

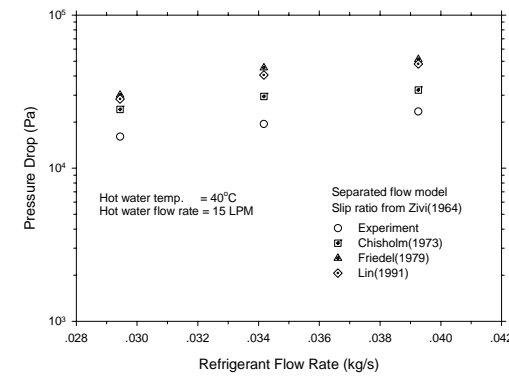
4.2 ทำนายโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบแยกตัว



ก) อัตราการไหลน้ำร้อน 5 LPM



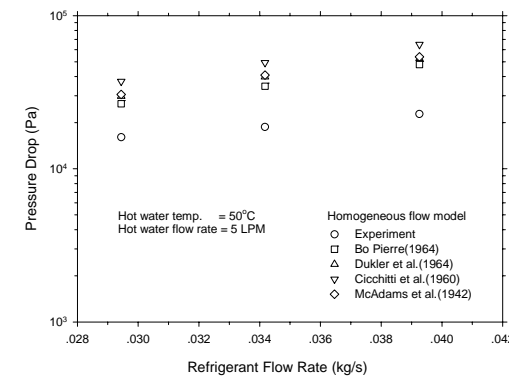
ข) อัตราการไหลน้ำร้อน 10 LPM

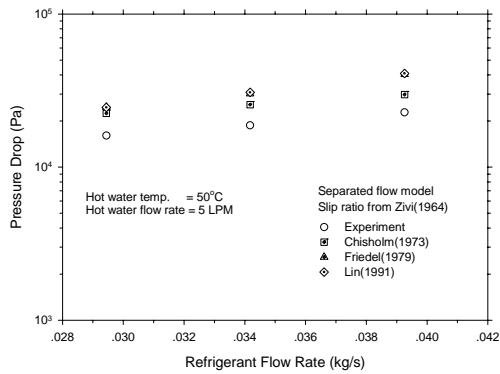


ค) อัตราการไหลน้ำร้อน 15 LPM

รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงที่ได้จากการทดลองและการทำนายโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบแยกตัว (ที่ $T_w=40^\circ\text{C}$)

4.3 ผลของอุณหภูมิน้ำร้อนที่มีผลต่อความดันลดลง





รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงที่ได้จากการทดลองและการทำนายโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวและแยกตัว (ที่ $T_w = 50^\circ\text{C}$)

จากรูปที่ 2 และ 3 จะเห็นได้ว่าความดันลดที่วัดได้จากการทดลองนั้นจะแปรผันตามอัตราการไหลของสารทำความเย็นเท่านั้นและจะไม่ขึ้นอยู่กับการไหลของน้ำร้อน ขณะเดียวกันความดันลดที่ได้จากการทำนายด้วยสมการต่าง ๆ นั้นพบว่ามีความใกล้เคียงกัน โดยที่แบบจำลองการไหลแบบแยกตัวนั้นให้ผลที่ใกล้เคียงกับการทดลองมากที่สุด กล่าวคือเมื่อใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียว โดยใช้ค่าความหนืดสองสถานะของ Dukler (1964) ในการทำนายความดันลดจะให้ผลที่ใกล้เคียงกับการทดลอง เช่นเดียวกันเมื่อใช้แบบจำลองการไหลแบบแยกตัวในการทำนายความดันลดพบว่าค่าตัวคูณสองสถานะจากสมการของ Chisholm (1973) ให้ผลที่ใกล้เคียงกับการทดลองมากที่สุดโดยใช้สมการอัตราส่วนความเร็ว สมการใดก็ได้

จากรูปที่ 4 จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิและอัตราการไหลของน้ำร้อนมีผลต่อความดันลดที่วัดได้จากการทดลองน้อยมาก

5. สรุป

จากการทดลองพบว่าความดันที่ลดลงแบบสองสถานะที่วัดได้จากการทดลองนั้นจะแปรผันตามอัตราการไหลของสารทำความเย็น แต่จะไม่ขึ้นกับอุณหภูมิและอัตราการไหลของน้ำร้อนที่อยู่ภายนอกท่อ ขณะเดียวกันเมื่อใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวและแบบจำลองการไหลแบบแยกตัวในการทำนายนั้น พบว่าความสัมพันธ์ต่าง ๆ ที่นำมาใช้การทำนายนั้นให้ผลที่ใกล้เคียงกัน โดยให้ผลที่สูงกว่าค่าที่วัดได้จากการทดลอง โดยแบบจำลองการไหลแบบแยกตัวที่ใช้ค่าตัวคูณสองสถานะจากสมการของ Chisholm และคณะ (1973) และใช้ค่าอัตราส่วนความเร็วของ Zivi (1964) จะให้ผลการคำนวณที่ใกล้เคียงกับการทดลองมากที่สุดซึ่ง ในความเป็นจริงแล้วอัตราส่วนความเร็วที่ใช้สมการใดก็ได้จะให้ผลที่เหมือนกัน เช่นเดียวกันเมื่อใช้แบบจำลองการไหลแบบเนื้อเดียวในการทำนายพบว่าเมื่อใช้ค่าความหนืดสองสถานะจากสมการของ Dukler และคณะ (1964) ในการทำนายจะให้ผลที่ใกล้เคียงกับการทดลองมากที่สุดการใช้ค่าความหนืดสองสถานะจากสมการของ McAdams (1942) และ Cicchitti (1960) ตามลำดับ

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณ คุณอนุวัตร ไตรรัตน์ นานารถ และเพื่อนร่วมงานท่านอื่นอีกเป็นจำนวนมากที่ไม่ได้กล่าวถึงในที่นี้ที่ได้ให้ความช่วยเหลือในการทำงานวิจัยขึ้นนี้ทั้งการจัดสร้างอุปกรณ์การทดลองและการเก็บข้อมูล โดยงานทุกอย่างได้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] McAdam W.H, Woods W.K and Bryan R.L. "Vaporization inside Horizontal Tubes Benzene-Oil Mixtures", Transactions of ASME, 1942, Vol. 64, p.193
- [2] Cicchitti A, Lombardi C, Silvestri M, Soldaini G and Zavattarelli R, "Two-Phase Cooling Experiment-Pressure Drop Heat Transfer and Burnout Measurement", Energia Nucleare, 1960, Vol.7, No. 6, pp.407-425
- [3] Dukler A.E, Wicks M and Cleveland R.G. "Pressure Drop and Hold-Up Two-Phase Flow Part A-A Comparison of Existing Correlation and Part B-An Approach through Similarity Analysis", AIChE Journal, 1964, Vol. 10, No. 1, pp.38-51
- [4] Pierre B. "Flow Resistance with Boiling Refrigerant Part-1", ASHRAE Journal, 1964, Vol. 6, No. 9, pp.58-65
- [5] Zivi S.M. "Estimation of Steady State Steam Void Fraction by Mean of the Principle of Minimum Entropy Production", Transaction of ASME, 1964, Vol. 86, pp.247-252
- [6] Premoli A, Francesco D and Prina A. "An Empirical Correlation for Evaluating Two-Phase Density under Adiabatic Condition", European Two-Phase Flow Group Meeting, 1970, Milan
- [7] Chisholm D. "An equation for velocity ratio in two-phase Flow", NEL Report 535, 1972
- [8] Chisholm D. "Pressure Gradient due to Friction during the Flow of Evaporating Two-Phase Mixture in Smooth Tube and Channel", International Journal of Heat and Mass Transfer, 1973, Vol. 16, pp.347-358
- [9] Friedel L. "Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Flow", European Two-Phase Flow Group Meeting, 1979, Ispra, Italy
- [10] Collier J.G, "Convective Boiling and Condensation", 1983, 2nd edition, London, McGraw-Hill
- [11] Lin S, Kwork C.C.K, Li R.Y., Chen Z.H. and Chen Z.Y. "Local Frictional Pressure Drop during Vaporization for R-12 through Capillary Tube", International Journal of Multiphase Flow, 1991, Vol. 17, No. 1, pp.99-102