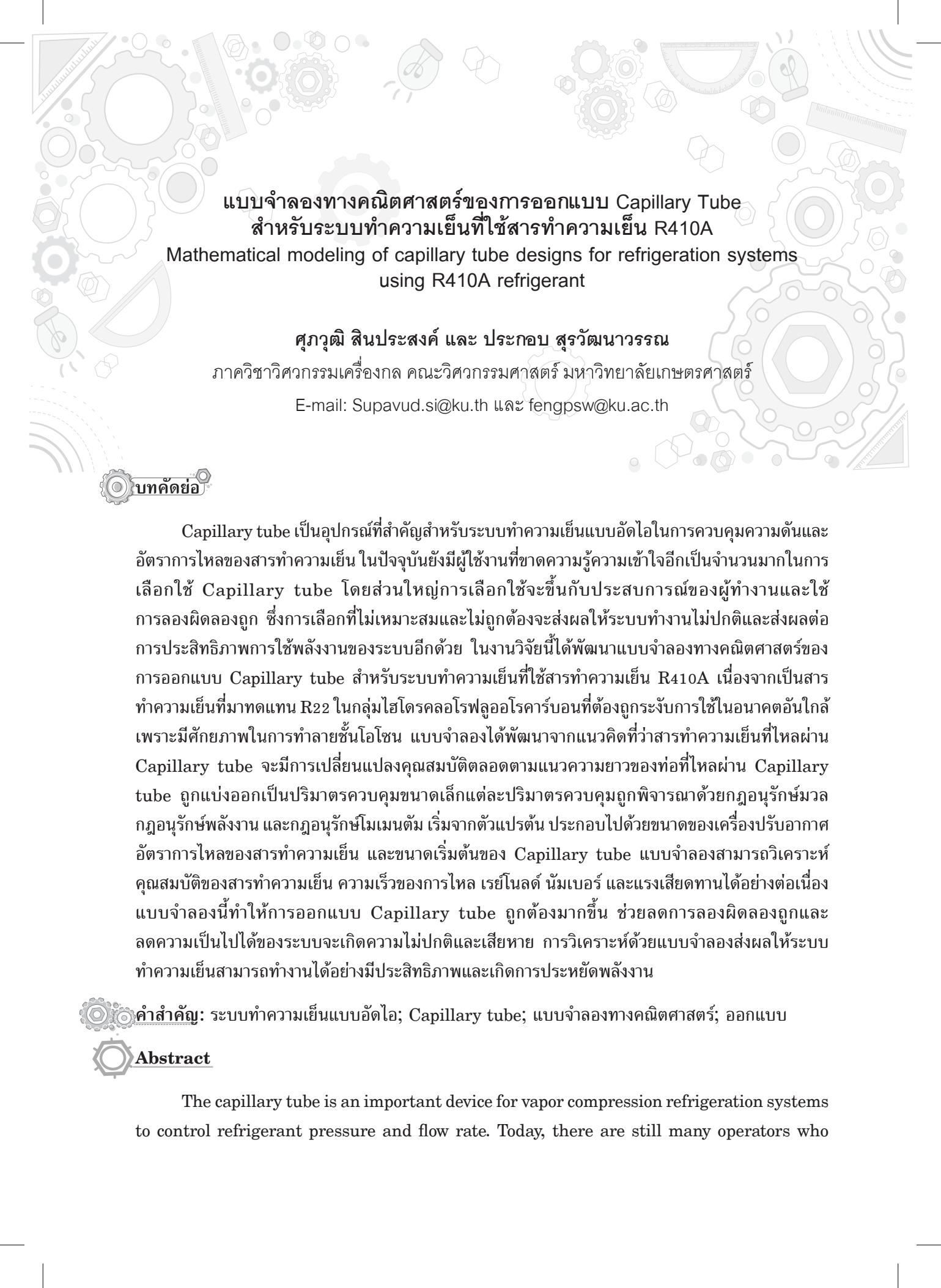




# แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการออกแบบ Capillary Tube สำหรับระบบทำความเย็นที่ใช้สารทำความเย็น R410A Mathematical modeling of capillary tube designs for refrigeration systems using R410A refrigerant

ศุภวุฒิ สีนประสงค์ และ ประกอบ สุรวัฒนารวรรณ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

E-mail: Supavud.si@ku.th และ fengpsw@ku.ac.th



บทคัดย่อ

Capillary tube เป็นอุปกรณ์ที่สำคัญสำหรับระบบทำความเย็นแบบอัดไอในการควบคุมความดันและอัตราการไหลของสารทำความเย็น ในปัจจุบันยังมีผู้ใช้งานที่ขาดความรู้ความเข้าใจอีกเป็นจำนวนมากในการเลือกใช้ Capillary tube โดยส่วนใหญ่การเลือกใช้จะขึ้นกับประสบการณ์ของผู้ทำงานและใช้การลองผิดลองถูก ซึ่งการเลือกที่ไม่เหมาะสมและไม่ถูกต้องจะส่งผลให้ระบบทำงานไม่ปกติและส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบอีกด้วย ในงานวิจัยนี้ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการออกแบบ Capillary tube สำหรับระบบทำความเย็นที่ใช้สารทำความเย็น R410A เนื่องจากเป็นสารทำความเย็นที่มาทดแทน R22 ในกลุ่มไฮโดรคลอโรฟลูออโรคาร์บอนที่ต้องถูกระงับการใช้ในอนาคตอันใกล้ เพราะมีศักยภาพในการทำลายชั้นโอโซน แบบจำลองได้พัฒนาจากแนวคิดที่ว่าสารทำความเย็นที่ไหลผ่าน Capillary tube จะมีการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติตลอดตามแนวความยาวของท่อที่ไหลผ่าน Capillary tube ถูกแบ่งออกเป็นปริมาตรควบคุมขนาดเล็กแต่ละปริมาตรควบคุมถูกพิจารณาด้วยกฎอนุรักษ์มวล กฎอนุรักษ์พลังงาน และกฎอนุรักษ์โมเมนตัม เริ่มจากตัวแปรต้น ประกอบไปด้วยขนาดของเครื่องปรับอากาศ อัตราการไหลของสารทำความเย็น และขนาดเริ่มต้นของ Capillary tube แบบจำลองสามารถวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น ความเร็วของการไหล เรย์โนลด์ นัมเบอร์ และแรงเสียดทานได้อย่างต่อเนื่อง แบบจำลองนี้ทำให้การออกแบบ Capillary tube ถูกต้องมากขึ้น ช่วยลดการลองผิดลองถูกและลดความเป็นไปได้ของระบบจะเกิดความไม่ปกติและเสียหาย การวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองส่งผลให้ระบบทำความเย็นสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและเกิดการประหยัดพลังงาน



**คำสำคัญ:** ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ; Capillary tube; แบบจำลองทางคณิตศาสตร์; ออกแบบ



## Abstract

The capillary tube is an important device for vapor compression refrigeration systems to control refrigerant pressure and flow rate. Today, there are still many operators who

lack the knowledge to use capillary tubes. The choice of equipment is largely based on the experience of the operator and the use of trial and error. Improper and incorrect selections will result in system malfunctions and affect the system's energy efficiency as well. In this work, a mathematical model of the design of capillary tubes for R410A refrigeration systems was developed. R410A was selected for this study as a replacement for R22. Hydrochlorofluorocarbon refrigerants must be discontinued in the near future for reasons of ozone depletion potential. The model evolved from the idea that the refrigerant flowing through the capillary tube changes its properties along the length of the tube through it. The capillary tube is divided into smaller control volumes. The law of conservation of mass, law of conservation of energy, and law of conservation of momentum have been applied to each control volume. The initial parameters consist of the size of the conditioner, the fluid flow rate, and the initial capillary tube size. The model can analyze the properties of the refrigerant, flow velocity, Reynold number, and friction continuously. This model makes the capillary tube design more accurate. It reduces trial and error and reduces the possibility of system malfunctions and failures. Model analysis results in the cooling system operating efficiently and saving energy.



**Keywords:** vapor compression refrigeration; capillary tube; mathematical modeling; design



## 1. บทนำ

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอจำเป็นต้องมีการใช้อุปกรณ์ลดความดัน เพื่อควบคุมการไหลจากด้านความดันสูงไปสู่ความดันต่ำ Capillary tube เป็นอุปกรณ์ที่นิยมในระบบทำความเย็นที่มีขนาดเล็ก [1] เช่น ตู้เย็น หรือเครื่องปรับอากาศ ในกรณีเครื่องปรับอากาศ Capillary tube มีการใช้งานในขนาดที่สูงมากถึง 10 ตันความเย็น [2] Capillary tube ทำงานบนหลักการที่ว่าสารทำความเย็นเคลื่อนที่ผ่านช่องแคบ ๆ ทำให้ความเร็วที่ขาออกของ Capillary tube เพิ่มขึ้น พลังงานจลน์เพิ่มขึ้น และส่งผลให้ความดันที่ขาออกลดลง Capillary tube ไม่สามารถทำงานในช่วงอุณหภูมิการทำงานที่กว้างได้เหมือนกับ [3] Thermostatic expansion valve แต่ข้อดีของ Capillary tube คือ

ช่วยในการสร้างสมดุลความดัน เมื่อคอมเพรสเซอร์หยุดการทำงาน สารทำความเย็นด้านความดันสูงจะไหลผ่าน Capillary tube มาสู่ด้านความดันต่ำ ทำให้ระบบเกิดการสร้างสมดุลความดันด้วยตัวเองหลังจากระบบหยุดการทำงาน และมีราคาที่ประหยัดกว่า ดังนั้น ในทางเศรษฐศาสตร์แล้ว Capillary tube จึงได้รับความนิยมในการใช้งานสำหรับเครื่องทำความเย็น และเครื่องปรับอากาศทั่วไป

[4] Capillary tube เป็นอุปกรณ์ที่ตายตัว และเป็นการออกแบบที่ตายตัว เมื่อเลือกแล้วจะไม่สามารถปรับแต่งใดๆ ได้ การเลือกขนาดจะต้องมาจากสภาวะการทำงานที่เป็นค่าเฉลี่ย และ Capillary tube จะเหมาะสมกับในสภาวะการทำงานนั้น ๆ เพื่อ

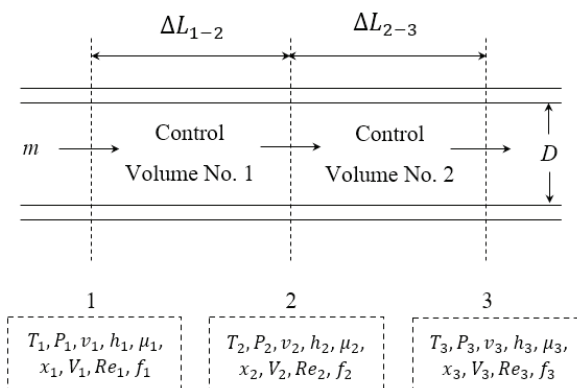
ให้ได้ประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด [2,5,6] แต่ถ้การเลือก Capillary tube ไม่ถูกต้อง ไม่เหมาะสม ไม่สอดคล้องกับสภาวะการทำงานจริง ๆ ของคอนเดนเซอร์ และเครื่องระเหยก็จะทำให้เกิดปัญหากับระบบที่มีความเชื่อมโยงกันได้ ส่งผลต่อการทำงานและประสิทธิภาพของระบบเป็นอย่างมาก Capillary tube ถูกกำหนดขนาดมาจากอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็น พฤติกรรมของคอคอดจะควบคุมการไหลของสารทำความเย็น ทำให้เกิดความดันแตกต่างระหว่างด้านความดันสูง และด้านความดันต่ำ ความสัมพันธ์ระหว่างระยะความยาวท่อ Capillary tube และความดันที่ตกลงเป็นแบบไม่เป็นเชิงเส้น [7] เนื่องจากความซับซ้อนของแรงเสียดทานและคุณสมบัติของสารทำความเย็นที่เปลี่ยนไปตลอดแนวความยาวของ Capillary tube การวิเคราะห์เป็นการไหลแบบสองเฟสซึ่งมีความซับซ้อน

[8] มาตรฐาน ASHRAE ได้มีการแนะนำการเลือกใช้ Capillary tube โดยมีขั้นตอนที่จะต้องเริ่มจากการกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน และความยาวของ Capillary tube ขึ้นมาก่อน ร่วมกับสภาวะความดันขาเข้าของ Capillary tube รวมถึงใช้ตัวประกอบการปรับแก้ในการปรับค่าขนาดจึงจะสามารถวิเคราะห์อัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ไหลผ่านได้ แต่ในการทำงานจริง ผู้ออกแบบจะได้อัตราการไหลของสารทำความเย็นมาจากการวิเคราะห์ภาระการทำความเย็นก่อนแล้วจึงจะนำข้อมูลการไหลของสารทำความเย็น มาทำการวิเคราะห์ความดันตกคร่อมและอุณหภูมิที่ต้องการ จึงจะได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน และความยาวของ Capillary tube เป็นเอาต์พุตของการวิเคราะห์ ดังนั้นการใช้มาตรฐาน ASHRAE ในการเลือกใช้ Capillary tube จึงจำเป็นต้องดำเนินการในรูปแบบการลองผิดลองถูก

จนกว่าจะได้ขนาดที่เหมาะสม และนำไปทดสอบในห้องปฏิบัติการอีกต่อหนึ่ง เพื่อปรับแต่งขนาดจนได้ประสิทธิภาพของการทำความเย็นตามที่ต้องการ

เพื่อให้การออกแบบ Capillary tube สามารถทำได้ในเชิงการทำงานจริง และประหยัดเวลาในการลองผิดลองถูกในการทดสอบ การวิเคราะห์ในเชิงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ถูกนำเสนอในงานวิจัยนี้ เพื่อช่วยในการออกแบบมีความละเอียดและเห็นการเปลี่ยนแปลงของพารามิเตอร์ได้ตลอดแนวการไหลผ่าน Capillary tube ทำให้การเลือกใช้ Capillary tube มีแนวทางที่ชัดเจน เกิดความมั่นใจในการเลือกอุปกรณ์ และประหยัดเวลาในการทำงาน

## 2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์



ภาพที่ 1 แผนภาพสำหรับปริมาตรควบคุม  
แสดงการไหลของสารทำความเย็นผ่าน  
Capillary tube

- $A$  = พื้นที่หน้าตัดภายในท่อ Capillary tube,  $m^2$   
 $D$  = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ Capillary tube,  $m$   
 $f$  = ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน, dimensionless  
 $h$  = เอนทัลปี,  $kJ/kg$   
 $h_f$  = เอนทัลปีของของเหลวอิ่มตัว,  $kJ/kg$   
 $h_g$  = เอนทัลปีของไออิ่มตัว,  $kJ/kg$



$v$  = ปริมาตรจำเพาะ,  $\text{m}^3/\text{kg}$   
 $v_f$  = ปริมาตรจำเพาะของของเหลวอิมัตว,  $\text{m}^3/\text{kg}$   
 $v_g$  = ปริมาตรจำเพาะของไออิมัตว,  $\text{m}^3/\text{kg}$   
 $\mu$  = ความหนืด,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$   
 $\mu_f$  = ความหนืดของของเหลวอิมัตว,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$   
 $\mu_g$  = ความหนืดของไออิมัตว,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$   
 $\Delta L$  = ความยาวที่เพิ่มขึ้นของ Capillary tube,  $\text{m}$   
 $T$  = อุณหภูมิ,  $^{\circ}\text{C}$   
 $P$  = ความดัน,  $\text{Pa}$   
 $Re$  = เรย์โนลด์นัมเบอร์  
 $V$  = ความเร็วของสารทำความเย็น,  $\text{m/s}$   
 $m$  = อัตราการไหลของมวลสารทำความเย็น,  $\text{kg/s}$   
 $x$  = สัดส่วนของไอสารทำความเย็นในของผสมอิมัตว

กฎอนุรักษ์พลังงานประยุกต์กับปริมาตรควบคุมแรก ที่เป็นกระบวนการไหลแบบคงที่มีการเปลี่ยนแปลงของเอนทัลปีรวมกับการเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์ดังนี้

$$1000 h_1 + \frac{v_1^2}{2} = 1000 h_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (1)$$

กฎอนุรักษ์มวลแสดงได้ว่าอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็น ขึ้นกับความเร็วของการไหล พื้นที่หน้าตัดของท่อ และความหนาแน่นหรือปริมาตรจำเพาะ

$$m = \frac{v_1 A}{v_1} = \frac{v_2 A}{v_2} \quad (2)$$

สำหรับการวิเคราะห์นี้ อัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นและพื้นที่หน้าตัดของท่อจะคงที่เสมอในการวิเคราะห์แต่ละครั้งของการเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของ Capillary tube การวิเคราะห์จึงได้จัดให้อัตราส่วนนี้เป็นค่าคงที่สำหรับการออกแบบในแต่ละครั้ง เพื่อความสะดวกในการจัดการพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้อง อีกทั้งจะเห็นได้ว่า

อัตราส่วนระหว่างความเร็วของสารทำความเย็นและปริมาตรจำเพาะ ณ จุดใด ๆ ของระบบ Capillary tube จะคงที่เสมอ คุณสมบัตินี้จะมีประโยชน์อย่างมากในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขในแบบจำลองต่อไป

$$\frac{m}{A} = \frac{v_1}{v_1} = \frac{v_2}{v_2} \quad (3)$$

ณ ทางเข้าของปริมาตรควบคุม (จุดที่ 1) ความเร็วของการไหล  $V_1$  วิเคราะห์ได้จาก

$$V_1 = v_1 \frac{m}{A} \quad (4)$$

ณ ทางเข้าของปริมาตรควบคุม (จุดที่ 1) จากข้อมูลความเร็วของการไหล  $V_1$  ความหนืด ปริมาตรจำเพาะจะทำให้สามารถวิเคราะห์หาเรย์โนลด์นัมเบอร์และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานได้

$$Re = \frac{VD}{\mu v} \quad (5)$$

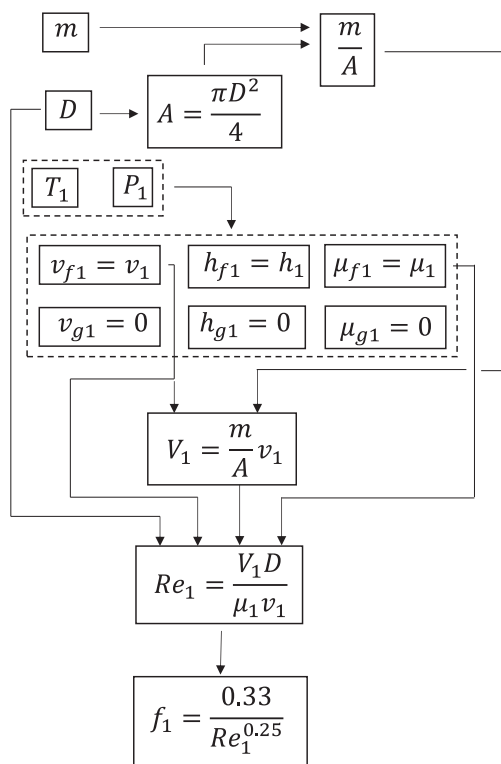
$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} \quad (6)$$

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้สามารถประยุกต์ใช้งานได้ระบบทำความเย็นและระบบปรับอากาศสามารถทำงานได้กับสารทำความเย็นที่หลากหลายและสภาวะการทำงานที่แตกต่างกัน

ในการวิจัยนี้ใช้ตัวอย่างจากงานระบบปรับอากาศ การวิเคราะห์เริ่มต้นจากการกำหนดขนาดเครื่องปรับอากาศ สภาวะการทำงานด้านเครื่องระเหย และสภาวะการทำงานด้านคอนเดนเซอร์จะทำให้วิเคราะห์ได้ว่าระบบทำความเย็นต้องการอัตราการไหลของสารทำความเย็นเท่าไรในหน่วย  $\text{kg/s}$

การวิเคราะห์ในครั้งแรกจะถือได้ว่าจุดเริ่มต้นของการไหลเข้าสู่ Capillary tube สารทำความเย็นมีสภาพเป็นของเหลวอิมัตว ณ สภาวะอุณหภูมิและความดันควบแน่น ทำให้การเริ่มต้นของการกำหนดคุณสมบัติของสารทำความเย็นสามารถใช้สภาวะอิมัตวของปริมาตรจำเพาะ เอนทัลปี และความหนืด นี้เป็นจุดเริ่มต้นของการคำนวณได้จากการอินทิเกรตขนาด

เครื่องปรับอากาศ อัตราการไหลของสารทำความเย็น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเริ่มต้นของ Capillary tube และ สภาวะอิมิตัวเริ่มต้น เข้าสู่การคำนวณหา พารามิเตอร์ ณ จุดที่ 1 ของปริมาตรควบคุม ประกอบไปด้วย ความเร็วของการไหลของสารทำความเย็น เรย์โนลด์นัมเบอร์ และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน รูปแบบการวิเคราะห์ครั้งที่ 1 แสดงได้ด้วยแผนผังดังภาพที่ 2



ภาพที่ 2 การวิเคราะห์สำหรับจุดที่ 1  
(ทางเข้าของปริมาตรควบคุมที่ 1)

ความเร็วที่ขาออกของปริมาตรควบคุมแรกนี้ แสดงได้ดังนี้

$$V_2 = v_2 \frac{m}{A} \quad (7)$$

แทนค่า  $V_2$  ในสมการกฎอนุรักษ์พลังงานจะได้ว่า

$$1000 h_1 + \frac{V_1^2}{2} = 1000 h_2 + \frac{v_2^2}{2} \left( \frac{m}{A} \right)^2 \quad (8)$$

ในขณะที่สารทำความเย็นไหลผ่านไปใน Capillary tube ความดันและอุณหภูมิจะลดลงอย่างต่อเนื่องตามระยะการไหล พฤติกรรมการไหลที่เป็นการไหลแบบสองเฟสก็จะเริ่มพัฒนาขึ้น สารทำความเย็นมีการเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอตลอดแนวการไหล สัดส่วนของไอสารทำความเย็นในของผสมอิมิตัว  $x$  จะมากขึ้นเรื่อย ๆ ส่งผลต่อเอนทัลปี  $h$  และ ปริมาตรจำเพาะ  $v$  โดยที่ความสัมพันธ์ระหว่าง  $x, h, v$  อธิบายได้จาก

$$h_1 = h_{f1}(1-x) + h_{g1}x \quad (9)$$

$$h_2 = h_{f2}(1-x) + h_{g2}x \quad (10)$$

$$v_1 = v_{f1}(1-x) + v_{g1}x \quad (11)$$

$$v_2 = v_{f2}(1-x) + v_{g2}x \quad (12)$$

$$\mu_1 = \mu_{f1}(1-x) + \mu_{g1}x \quad (13)$$

$$\mu_2 = \mu_{f2}(1-x) + \mu_{g2}x \quad (14)$$

แทนค่า  $x, h, v$  ในสมการกฎอนุรักษ์พลังงาน

$$\left\{ 1000(h_{f2}) + 1000(h_{g2} - h_{f2})x + \frac{(v_{f2} + (v_{g2} - v_{f2})x)^2}{2} \left( \frac{m}{A} \right)^2 \right\} = \left\{ 1000 h_1 + \frac{v_1^2}{2} \right\} \quad (15)$$

จัดสมการให้อยู่ในรูปของสมการกำลังสอง โดยที่สัดส่วนของไอสารทำความเย็นในของผสมอิมิตัว  $x$  วิเคราะห์ได้จาก

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (16)$$

โดยที่

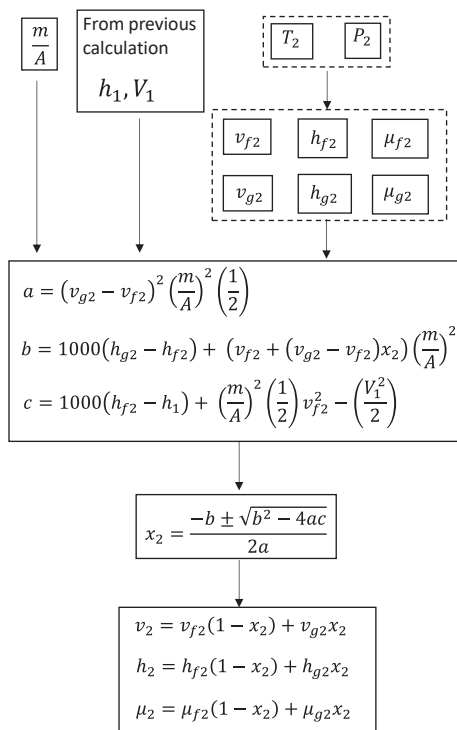
$$a = (v_{g2} - v_{f2})^2 \left( \frac{m}{A} \right)^2 \left( \frac{1}{2} \right) \quad (17)$$

$$b = 1000(h_{g2} - h_{f2}) + (v_{f2} + (v_{g2} - v_{f2})x) \left( \frac{m}{A} \right)^2 \quad (18)$$

$$c = 1000(h_{f2} - h_1) + \left( \frac{m}{A} \right)^2 \left( \frac{1}{2} \right) v_{f2}^2 - \left( \frac{v_1^2}{2} \right) \quad (19)$$

เมื่อวิเคราะห์สัดส่วนของไอสารทำความเย็นในของผสมอิมัตว์  $x$  ได้แล้ว การวิเคราะห์หาเอนทัลปี  $h$  ปริมาตรจำเพาะ  $v$  และความหนืดของสารทำความเย็น สำหรับจุดที่ 2 (ทางออกของปริมาตรควบคุมที่ 1) ก็จะดำเนินการต่อไปได้

การวิเคราะห์หาคุณสมบัติของสารทำความเย็นของจุดที่ 2 (ของปริมาตรควบคุมที่ 1) อินพุตของการคำนวณจะมาจากอัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นและพื้นที่หน้าตัดของท่อ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Capillary tube คุณสมบัติของสารทำความเย็น ทั้งทางเข้า (จุดที่ 1) และทางออก (จุดที่ 2) ของปริมาตรควบคุม โดยพารามิเตอร์จากจุดที่ 1 จะประกอบไปด้วย ความเร็ว และเอนทัลปี พารามิเตอร์จากจุดที่ 2 จะประกอบไปด้วย อุณหภูมิ ความดัน ปริมาตรจำเพาะ เอนทัลปี และความหนืด รูปแบบการวิเคราะห์เพื่อหาคุณสมบัติของสารทำความเย็น ของจุดที่ 2 (ของปริมาตรควบคุมที่ 1) แสดงได้ ด้วยแผนผังดังภาพที่ 3



ภาพที่ 3 การวิเคราะห์สำหรับจุดที่ 2 (ทางออกของปริมาตรควบคุมที่ 1)

นำกฎอนุรักษ์โมเมนตัมมาประยุกต์ใช้กับปริมาตรควบคุมที่ 1 อธิบายได้ว่าผลต่างของความดันตกคร่อม ณ จุดที่ 1 และ จุดที่ 2 หักลบกับความดันต้านทานจากแรงเสียดทานคูณกับพื้นที่หน้าตัดของ Capillary tube จะเท่ากับผลลัพธ์ของแรงกระทำต่อปริมาตรควบคุมซึ่งเท่ากับผลต่างของโมเมนตัมที่กระทำต่อปริมาตรควบคุมนั้น ๆ

$$\left( (P_1 - P_2) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2v} \right) A = m(V_2 - V_1) \quad (20)$$

จากที่ได้วิเคราะห์ก่อนหน้าว่าอัตราส่วนระหว่างความเร็วของสารทำความเย็นและปริมาตรจำเพาะ ณ จุดใด ๆ ของระบบ Capillary tube จะคงที่เสมอ สามารถแทนค่าอัตราส่วนนี้ในสมการความดันต้านทานจากแรงเสียดทานได้

$$f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2v} = f \frac{\Delta L}{D} \frac{V}{2} \left( \frac{V}{v} \right) = f \frac{\Delta L}{D} \frac{V}{2} \left( \frac{m}{A} \right) \quad (21)$$

ความเร็วที่ใช้ในการวิเคราะห์สำหรับสมการความดันต้านทานนี้จะต้องเป็นค่าความเร็วโดยเฉลี่ยจากทางเข้าของ ปริมาตรควบคุม (จุดที่ 1) มาสู่ทางออก ปริมาตรควบคุม (จุดที่ 2)

$$V_m = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (22)$$

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้ในการวิเคราะห์สำหรับสมการความดันต้านทานนี้ จะต้องเป็นค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน โดยเฉลี่ยจากทางเข้าของ ปริมาตรควบคุม (จุดที่ 1) มาสู่ทางออกของปริมาตรควบคุม (จุดที่ 2)

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} = \frac{\frac{0.33}{Re_1^{0.25}} + \frac{0.33}{Re_2^{0.25}}}{2} \quad (23)$$

แทนค่าความเร็วเฉลี่ย  $V_m$  และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเฉลี่ย  $f_m$  ในสมการอนุรักษ์โมเมนตัม

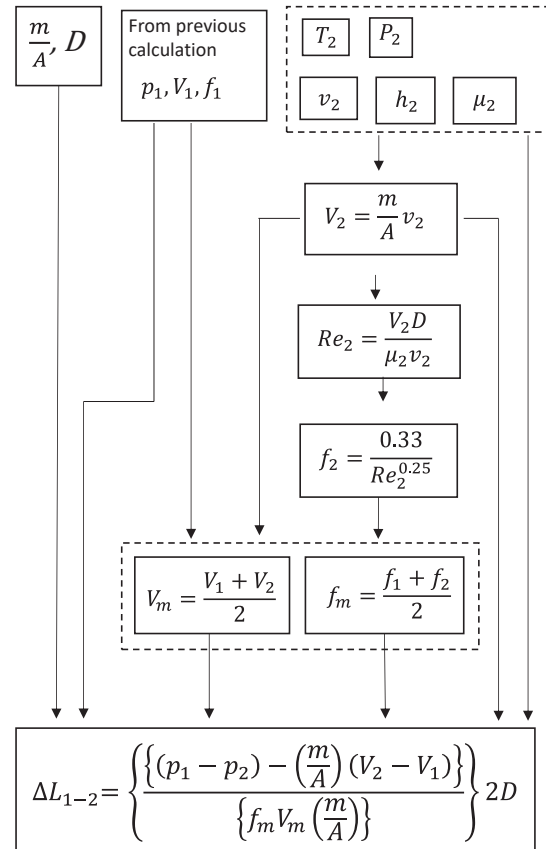
$$\left\{ (P_1 - P_2) - f_m \frac{\Delta L}{D} \frac{V_m}{2} \left( \frac{m}{A} \right) \right\} A = m(V_2 - V_1) \quad (24)$$

$$(P_1 - P_2) - f_m \frac{\Delta L}{D} \frac{V_m}{2} \left( \frac{m}{A} \right) = \left( \frac{m}{A} \right) (V_2 - V_1) \quad (25)$$

$$\Delta L_{1-2} = \left\{ \frac{\left\{ (P_1 - P_2) - \left( \frac{m}{A} \right) (V_2 - V_1) \right\}}{f_m V_m \left( \frac{m}{A} \right)} \right\} 2D \quad (26)$$

การวิเคราะห์หะยะท่อระหว่างจุดที่ 1-2 (ของปริมาตรควบคุมที่ 1) เป็นการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างทางเข้า (จุดที่ 1) และทางออก (จุดที่ 2) ของปริมาตรควบคุมที่ 1 โดยที่อินพุตของการคำนวณจะมาจากอัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็น คุณสมบัติของสารทำความเย็น และพื้นที่หน้าตัดของท่อ

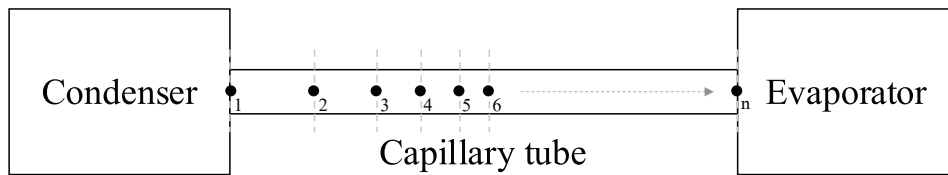
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Capillary tube ทั้งทางเข้า (จุดที่ 1) และทางออก (จุดที่ 2) ปริมาตรควบคุมที่ 1 โดยพารามิเตอร์จากจุดที่ 1 จะประกอบไปด้วย ความดัน ความเร็ว และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน พารามิเตอร์จากจุดที่ 2 จะประกอบไปด้วย ความดัน ปริมาตรจำเพาะ และความหนืด รูปแบบการวิเคราะห์หะยะท่อระหว่างจุดที่ 1-2 (ของปริมาตรควบคุมที่ 1) แสดงได้ด้วยแผนผังดังภาพที่ 4



ภาพที่ 4 การวิเคราะห์หะยะท่อระหว่างจุดที่ 1-2 (ของปริมาตรควบคุมที่ 1)

สำหรับปริมาตรควบคุมที่ 2 คุณสมบัติของสารทำความเย็นของจุดที่ 2 ขาออกของปริมาตรควบคุมที่ 1 จะกลายเป็นคุณสมบัติของสารทำความเย็น ขาเข้าของปริมาตรควบคุมที่ 2 และคุณสมบัติของสารทำความเย็น ของจุดที่ 3 (ขาออกของปริมาตรควบคุมที่ 2) สามารถวิเคราะห์ได้ตามวิธีการหาคุณสมบัติของสารทำความเย็น ของจุดที่ 2 (ขาออกของปริมาตรควบคุมที่ 1) ทำให้สามารถวิเคราะห์หะยะท่อระหว่างจุดที่ 2-3 (ของปริมาตรควบคุมที่ 2) ดำเนินการวิเคราะห์จนถึงปริมาตรควบคุมที่ n เมื่อจุดที่ n เป็นสภาวะการทำงานของเครื่องระเหยที่ต้องการ ซึ่งหะยะท่อทั้งหมดระหว่างจุดที่ 1-n ตามภาพที่ 5 วิเคราะห์ได้จาก

$$\Delta L_{1-n} = \Delta L_{1-2} + \Delta L_{2-3} + \dots + \Delta L_{(n-1)-n} \quad (27)$$



ภาพที่ 5 การแบ่ง Capillary tube เป็นส่วนย่อย ๆ ตลอดตามแนวท่อ

### 3. ตัวอย่างการวิเคราะห์เชิงตัวเลข

ในการวิจัยนี้ จะใช้ตัวอย่างจากงานระบบปรับอากาศ ขนาดเครื่องปรับอากาศ ขนาด 1 ตันความเย็น หรือ 12,000 BTU/hr และสภาวะการทำงานด้านเครื่องระเหยออกแบบที่ 5 °C เนื่องจากเหมาะสมกับสภาวะการจ่ายลมที่หน้าคอยล์เย็นในช่วง 10–15 °C และสามารถควบคุมสภาวะอยู่สบายที่ 25 °C และ 50%RH ในห้องทั่วไปได้ดี สภาวะการทำงานด้านคอนเดนเซอร์ออกแบบที่ 50 °C เนื่องจากมีความเหมาะสมกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ สำหรับประเทศไทยที่มีอุณหภูมิแวดล้อมโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 35 °C

จากสภาวะการทำงานของเครื่องระเหย และคอนเดนเซอร์ เมื่อนำไปวิเคราะห์ในแผนภาพความดันและเอนทัลปีจะได้คุณสมบัติต่าง ๆ ของระบบสารทำความเย็น R410A ทำให้วิเคราะห์ได้ว่าระบบทำความเย็นต้องการอัตราการไหลของสารทำความเย็นเท่ากับ 0.026 kg/s

ตารางที่ 1 พารามิเตอร์เริ่มต้นสำหรับการวิเคราะห์

| พารามิเตอร์เริ่มต้น            | หน่วย | ค่า      |
|--------------------------------|-------|----------|
| อุณหภูมิเครื่องระเหย           | °C    | 5        |
| อุณหภูมิคอนเดนเซอร์            | °C    | 50       |
| ความดันเครื่องระเหย            | kPa   | 932.45   |
| ความดันคอนเดนเซอร์             | kPa   | 3,056.40 |
| ความสามารถในการทำความเย็น      | kW    | 3.52     |
| อัตราการไหลของมวลสารทำความเย็น | Kg/s  | 0.026    |

ข้อมูลอัตราการไหลของสารทำความเย็น ขนาด

เส้นผ่านศูนย์กลางของ Capillary tube 0.078 inch (1.98 mm) ได้ถูกป้อนเข้าเป็นอินพุตของแบบจำลอง โดยกำหนดให้แต่ละปริมาตรควบคุมมีการไหลผ่านของสารทำความเย็นและมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเพิ่มขึ้น 1 °C ต่อ 1 ปริมาตรควบคุม โดยที่ จุดที่ 1 เป็นค่าสถานะอิ่มตัว สำหรับอุณหภูมิ 50 °C จุดที่ 2 มีค่าอุณหภูมิ 49 °C จุดที่ 3 อุณหภูมิ 48 °C ตามลำดับ ผลการวิเคราะห์ตัวอย่างสำหรับ ปริมาตรควบคุมที่ 1 และ 2 แสดงได้ดังนี้

ตารางที่ 2 ตัวอย่างผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลข สำหรับ 2 ปริมาตรควบคุม

| พารามิเตอร์ | หน่วย                 | จุดที่ 1 | จุดที่ 2   | จุดที่ 3   |
|-------------|-----------------------|----------|------------|------------|
| $T$         | °C                    | 50.00    | 49.00      | 48.00      |
| $P$         | kPa                   | 3,056.40 | 2,987.05   | 2,919.00   |
| $v_f$       | m <sup>3</sup> /kg    | 0.00110  | 0.00110    | 0.00110    |
| $v_g$       | m <sup>3</sup> /kg    | 0.00720  | 0.00740    | 0.00770    |
| $h_f$       | kJ/kg                 | 286.900  | 284.800    | 282.700    |
| $h_g$       | kJ/kg                 | 424.600  | 424.900    | 425.200    |
| $\mu_f$     | 10 <sup>-6</sup> Pa·s | 87.250   | 88.384     | 89.528     |
| $\mu_g$     | 10 <sup>-6</sup> Pa·s | 17.545   | 17.266     | 17.006     |
| $a$         |                       |          | 1,374.47   | 1,508.49   |
| $b$         |                       |          | 140,579.97 | 143,002.83 |
| $c$         |                       |          | (2,100.00) | (4,207.51) |
| $x$         |                       | 0        | 0.0150     | 0.0290     |
| $v$         | m <sup>3</sup> /kg    | 0.00110  | 0.00119    | 0.00129    |
| $h$         | kJ/kg                 | 286.900  | 286.900    | 286.830    |
| $\mu$       | 10 <sup>-6</sup> Pa·s | 87.250   | 87.300     | 87.400     |
| $V$         | m/s                   | 9.15     | 9.94       | 10.75      |
| $Re$        |                       | 188,965  | 188,868    | 188,644    |
| $f$         |                       | 0.01580  | 0.01580    | 0.01580    |
| $f_m$       |                       |          | 0.01580    | 0.01580    |
| $V_m$       | m/s                   |          | 9.54750    | 10.34400   |
| $\Delta L$  | m                     |          | 0.19821    | 0.17870    |
| $L$         | m                     |          | 0.19821    | 0.37692    |

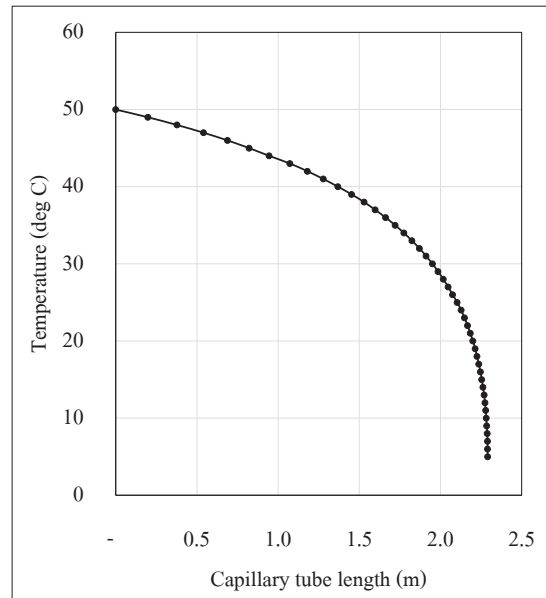
#### 4. ผลการวิเคราะห์ตลอดแนวความยาวของ Capillary tube

จากการวิเคราะห์ด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Capillary tube ที่มีขายตามท้องตลาดตั้งแต่ขนาด 0.026 – 0.1 inch (0.66 – 2.54 mm) โดยใช้แบบจำลองนี้ในการวิเคราะห์อย่างต่อเนื่อง 45 ปริมาตรควบคุมเพื่อลดอุณหภูมิจาก 50 °C ลงมาให้ได้ 5 °C เพื่อหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Capillary tube ที่เล็กที่สุดที่สามารถลดอุณหภูมิของระบบทำความเย็นลงมาได้ที่ 5 °C โดยที่ไม่เกิดสภาวะ Choked flow ขึ้นในระบบ

การเกิดสภาวะ Choked flow สามารถตรวจสอบได้จากการคำนวณระยะการเพิ่มขึ้นของ Capillary tube ที่เป็นลบ [9] ปรากฏการณ์นี้เป็นปรากฏการณ์ที่เป็นไปไม่ได้ในทางปฏิบัติ และแสดงออกมาจากผลการวิเคราะห์ที่ไม่เป็นไปตามหลักการกฎของเทอร์โมไดนามิกส์ และไม่เป็นไปตามหลักการของสมการกฎอนุรักษ์โมเมนตัม ถ้าสภาวะ Choked flow เกิดขึ้นการทำงานของ Capillary tube จะไม่เป็นไปตามกฎของเทอร์โมไดนามิกส์ ส่งผลที่เป็นลบต่อการทำงานของคอมเพรสเซอร์และประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น อีกประการหนึ่งในทางเศรษฐศาสตร์ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Capillary tube ที่เล็กที่สุดที่ทำงานได้ ก็จะส่งผลต่อต้นทุนการออกแบบระบบที่ต่ำที่สุดที่ระบบยังสามารถทำงานได้

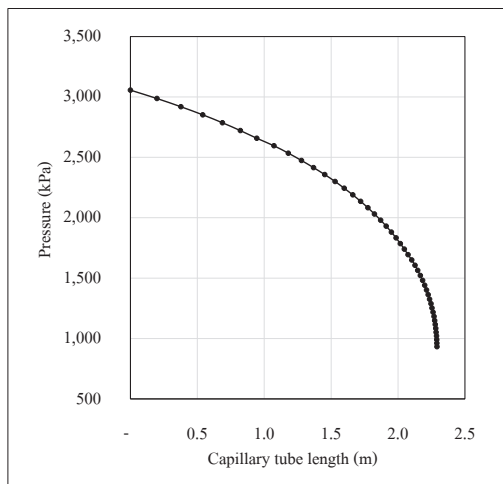
หลังจากที่วิเคราะห์ด้วยแบบจำลองนี้พบว่า Capillary tube ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.078 inch (1.98 mm) เป็นขนาดเล็กที่สุดที่สามารถลดอุณหภูมิของระบบทำความเย็นขนาด 1 ตันทำความเย็นจาก 50 °C ลงมาได้ที่ 5 °C โดยที่ไม่เกิดสภาวะ

Choked flow ขึ้นในระบบ ซึ่งสามารถวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต่าง ๆ ตลอดความยาวของท่อ Capillary tube อย่างต่อเนื่องได้ดังนี้



ภาพที่ 6 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิที่ลดลงกับความยาวของ Capillary tube

จากภาพที่ 6 จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของน้ำยาทำความเย็นลดลงเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น โดยมีอัตราการลดลงที่มากขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ช่วงสภาวะความยาว 0 – 1 m อุณหภูมิลดลงจาก 50 °C มาเป็น 43.50 °C มีอัตราการลดลง 6.5 °C/m ในขณะที่ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 – 2 m อุณหภูมิลดลงจาก 35.8 °C มาเป็น 29.0 °C มีอัตราการลดลง 19.0 °C/m เมื่อเปรียบเทียบกัน ช่วงสภาวะความยาว 1.5 – 2 m จะมีอัตราการลดลงมากกว่า ช่วงสภาวะความยาว 0 – 1 m ถึง 2.92 เท่า



ภาพที่ 7 ความสัมพันธ์ของความดันที่ลดลงกับความยาวของ Capillary tube

จากภาพที่ 7 จะเห็นได้ว่าความดันของน้ำยาทำความเย็นลดลงเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น โดยมีอัตราการลดลงที่มากขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m ความดันลดลงจาก 3,056 kPa มาเป็น 2,627 kPa มีอัตราการลดลง 429 kPa/m ในขณะที่ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 - 2 m ความดันลดลงจาก 2,329 kPa มาเป็น 1,833 kPa มีอัตราการลดลง 991 kPa/m เมื่อเปรียบเทียบกับ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 - 2 m จะมีอัตราการลดลงมากกว่า ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m ถึง 2.31 เท่า

ความเร็วของน้ำยาทำความเย็นเพิ่มขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น โดยมีอัตราการเพิ่มขึ้นที่มากขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m ความเร็วเพิ่มขึ้นจาก 9.15 m/s มาเป็น 14.23 m/s มีอัตราการเพิ่มขึ้น 5.07 m/s/m ในขณะที่ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 - 2 m ความเร็วเพิ่มขึ้นจาก 18.80 m/s มาเป็น 31.0 m/s มีอัตราการเพิ่มขึ้น 24.40 m/s/m เมื่อเปรียบเทียบกับ ช่วง

สภาวะความยาว 1.5 - 2 m จะมีอัตราการเพิ่มขึ้นมากกว่า ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m ถึง 4.81 เท่า

เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของน้ำยาทำความเย็นลดลงเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น โดยมีอัตราการลดลงที่มากขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ลดลงจาก 188,965 มาเป็น 187,150 มีอัตราการลดลง 1,815 /m ในขณะที่ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 - 2 m เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ลดลงจาก 184,950 มาเป็น 179,216 มีอัตราการลดลง 11,467 /m เมื่อเปรียบเทียบกับ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 - 2 m จะมีอัตราการลดลงมากกว่า ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m ถึง 6.32 เท่า

สัดส่วนของไอสารทำความเย็นในของผสมอิ่มตัวเพิ่มขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น โดยมีอัตราการเพิ่มขึ้นที่มากขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m สัดส่วนของไอสารทำความเย็นในของผสมอิ่มตัวเพิ่มขึ้นจาก 0 มาเป็น 8.5% มีอัตราการเพิ่มขึ้น 8.5%/m ในขณะที่ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 - 2 m สัดส่วนของไอสารทำความเย็นในของผสมอิ่มตัวเพิ่มขึ้นจาก 13.8% มาเป็น 21.8% มีอัตราการเพิ่มขึ้น 16.1%/m เมื่อเปรียบเทียบกับ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 - 2 m จะมีอัตราการเพิ่มขึ้นมากกว่า ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m ถึง 1.89 เท่า

ปริมาตรจำเพาะของน้ำยาทำความเย็นเพิ่มขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น โดยมีอัตราการเพิ่มขึ้นที่มากขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ช่วงสภาวะความยาว 0 - 1 m ปริมาตรจำเพาะเพิ่มขึ้นจาก 0.0011 m<sup>3</sup>/kg มาเป็น 0.0017 m<sup>3</sup>/kg มีอัตราการเพิ่มขึ้น 0.0006 m<sup>3</sup>/kg/m ในขณะที่ ช่วงสภาวะความยาว 1.5 - 2 m ปริมาตรจำเพาะเพิ่ม

ขึ้นจาก  $0.0023 \text{ m}^3/\text{kg}$  มาเป็น  $0.0037 \text{ m}^3/\text{kg}$  มีอัตราการเพิ่มขึ้น  $0.0029 \text{ m}^3/\text{kg}/\text{m}$  เมื่อเปรียบเทียบกัน ช่วงสภาวะความยาว  $1.5 - 2 \text{ m}$  จะมีอัตราการเพิ่มขึ้นมากกว่า ช่วงสภาวะความยาว  $0 - 1 \text{ m}$  ถึง  $4.81$  เท่า

เอนทัลปีจำเพาะของน้ำยาทำความเย็นลดลงเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น โดยมีอัตราการลดลงที่มากขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ช่วงสภาวะความยาว  $0 - 1 \text{ m}$  เอนทัลปีจำเพาะลดลงจาก  $286.90 \text{ kJ/kg}$  มาเป็น  $286.78 \text{ kJ/kg}$  มีอัตราการลดลง  $0.12 \text{ kJ/kg}/\text{m}$  ในขณะที่ ช่วงสภาวะความยาว  $1.5 - 2 \text{ m}$  เอนทัลปีจำเพาะลดลงจาก  $286.70 \text{ kJ/kg}$  มาเป็น  $286.58 \text{ kJ/kg}$  มีอัตราการลดลง  $0.23 \text{ kJ/kg}/\text{m}$  เมื่อเปรียบเทียบกัน ช่วงสภาวะความยาว  $1.5 - 2 \text{ m}$  จะมีอัตราการลดลงมากกว่า ช่วงสภาวะความยาว  $0 - 1 \text{ m}$  ถึง  $1.92$  เท่า

ความหนืดของน้ำยาทำความเย็นเพิ่มขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น โดยมีอัตราการเพิ่มขึ้นที่มากขึ้นเมื่อความยาวของ Capillary tube เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ช่วงสภาวะความยาว  $0 - 1 \text{ m}$  ความหนืดเพิ่มขึ้นจาก  $87.25 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$  มาเป็น  $88.10 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$  มีอัตราการเพิ่มขึ้น  $0.85 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}/\text{m}$  ในขณะที่ ช่วงสภาวะความยาว  $1.5 - 2 \text{ m}$  ความหนืด เพิ่มขึ้นจาก  $89.15 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$  มาเป็น  $92.00 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$  มีอัตราการเพิ่มขึ้น  $5.70 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}/\text{m}$  เมื่อเปรียบเทียบกัน ช่วงสภาวะความยาว  $1.5 - 2 \text{ m}$  จะมีอัตราการเพิ่มขึ้นมากกว่า ช่วงสภาวะความยาว  $0 - 1 \text{ m}$  ถึง  $6.71$  เท่า

ซึ่งแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต่าง ๆ นั้นสอดคล้องกับ Sahoo. K. และ Das. S [10] ที่ได้นำเสนอผลจากการวิเคราะห์ R600a ที่พบว่า

ความดัน อุณหภูมิ เรย์โนลด์นัมเบอร์ และเอนทัลปีจำเพาะลดลง แต่ความเร็ว ปริมาตรจำเพาะ สัดส่วนของไอ และความหนืดเพิ่มขึ้น เมื่อระยะที่สารทำความเย็นไหลผ่าน Capillary tube มากขึ้นเรื่อย ๆ

## 5. สรุปผลการวิจัย

แบบจำลองได้พัฒนาจากแนวคิดสารทำความเย็นที่ไหลผ่าน Capillary tube จะมีการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติตลอดตามแนวความยาวของท่อที่ไหลผ่านท่อ Capillary tube ถูกแบ่งออกเป็นช่วงย่อย ๆ แต่ละส่วนถูกพิจารณาด้วยปริมาตรควบคุมขนาดเล็ก ๆ หลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้ถูกประยุกต์เข้ากับปริมาตรควบคุมแต่ละส่วน โดยตัวแปรเริ่มต้นประกอบไปด้วยขนาดของเครื่องปรับอากาศ, อัตราการไหลของสารทำความเย็น และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Capillary tube

การอัปเดตคุณสมบัติต่าง ๆ อย่างต่อเนื่องส่งผลให้ผลการวิเคราะห์มีความถูกต้องแม่นยำตามหลักวิศวกรรม ทำให้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้ช่วยให้ผู้ออกแบบมั่นใจได้ว่าจำไม่เกิด Choked flow ขึ้นในระบบที่ส่งผลเสียอย่างมาก และลดการลองผิดลองถูก

การวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองส่งผลให้สามารถเลือกใช้ Capillary tube ที่มีขนาดเล็กที่สุดที่ทำให้ระบบปรับอากาศสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ เกิดการประหยัดพลังงาน และต้นทุน

## 6. เอกสารอ้างอิง

[1] Yong HJ, and Yongchan K (2004). A Generalized Correlation and Rating Charts for Mass Flow Rate through Capillary Tubes with Several Alternative Refrigerants. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 12(4): 192-197.

- [2] Kamlendra SR, and RC Gupta (2018). Flow of refrigerants through a capillary tube – A Review. *International Journal for Research Trends and Innovation*, 3(12).
- [3] Khaled M, and Amr O (2006). A Practical Method of Selecting Capillary Tubes for HCFC22 Alternatives, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*.
- [4] Shashank SP, and Prakhar S (2014). Effect of capillary tube on the performance of a simple vapour compression refrigeration system. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 11(3): 5-7.
- [5] SO Oyedepoa, and RO Fagbenleb (2016). Effect of Capillary Tube Length and Refrigerant Charge on the Performance of Domestic Refrigerator with R12 and R600a. *International Journal of Advanced Thermofluid Research*, 2(1).
- [6] K Neelakanta, and V Arundhati (2017). The Effect of Capillary Tube Length on the Performance of Vapour Compression Refrigeration System. *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*, 6(11): 2275-2281.
- [7] Mehdi R., and Ji HJ (2017). Assessment of Dimensionless Correlations for Prediction of Refrigerant Mass Flow Rate Through Capillary Tubes – A Review. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 25(4): 13.
- [8] ASHRAE Handbook–Refrigeration (2018).
- [9] Elgendy E, and J Schmidt (2013). Rating Charts of R-22 Alternatives Flow through Adiabatic Capillary Tubes. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, 7(8): 1632-1639.
- [10] Sahoo K, and Das S (2014). Theoretical Design of adiabatic capillary tube of a domestic refrigerator using refrigerant R-600a. *American Journal of Engineering Research*, 3(5): 306-314.