

การศึกษาทางทฤษฎีเกี่ยวกับลักษณะการไหลของสารทำความเย็น R600a ในท่อคาปิลลารีที่ใช้ในระบบทำความเย็น

Theoretical Investigation of R600a Flow Characteristics in a Capillary Tube Used in Refrigeration Systems

ไกรวิชญ์ เยสูงเนิน, ปิยธิดา เดชกรกรกิต, ภาณุพงศ์ เสงษ์ทรัพย์ศิริกุล และ วรเชษฐ ภิรมย์ภักดี*

Kraiwit Yesungnern, Piyathida Detkorakit, Phanupong Hengsubsirikul and Worachest Pirompugd*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา

169 ถนนลงหาดบางแสน ตำบลแสนสุข อำเภอเมืองชลบุรี จังหวัดชลบุรี 20131

*ผู้นิพนธ์ประสานงาน : worapiro@eng.buu.ac.th

วันที่รับบทความ: 1 กรกฎาคม 2568 / วันที่แก้ไขบทความ ครั้งที่ 1 : 7 สิงหาคม 2568 / วันที่ตอบรับการตีพิมพ์: 15 สิงหาคม 2568

บทคัดย่อ งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทฤษฎีเกี่ยวกับการไหลของสารทำความเย็น R600a ผ่านท่อรูเล็กหรือที่นิยมเรียกกันว่า ท่อคาปิลลารี แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นจะอยู่บนพื้นฐานของการไหลเนื้อเดียวของ R600a ผ่านท่อคาปิลลารี โดย R600a จะมีการเปลี่ยนสถานะตลอดการไหล ซึ่งจะเริ่มจากสถานะของเหลวเย็นเยือก ของเหลวอิ่มตัว ของเหลวอิ่มตัว-ไออิ่มตัว จนกระทั่ง R600a มีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียงที่ทางออกของท่อคาปิลลารี แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นได้รับการยืนยันความถูกต้องโดยการเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ในอดีต ซึ่งพบว่ามีความสอดคล้องและใกล้เคียงกันอย่างยิ่ง นอกจากนี้จากผลลัพธ์ พบว่าเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น ความดันของ R600a จะลดลงอย่างรวดเร็ว ในขณะที่การเพิ่มขึ้นของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อคาปิลลารีและระดับความเย็นยิ่งยวด ทำให้อัตราการไหลของ R600a จะต้องเพิ่มขึ้น เพื่อให้ความดันที่ลดลงของ R600a มีค่าคงที่ ส่วนท่อที่มีความขรุขระมากกว่า จะต้องการอัตราการไหลที่น้อยกว่า และจะให้ผลลัพธ์ที่เด่นชัดสำหรับท่อที่มีขนาดใหญ่

คำสำคัญ : การไหลเนื้อเดียว, ท่อคาปิลลารี, ระบบทำความเย็น, R600a

Abstract This research presents a theoretical investigation of the flow characteristics of R600a refrigerant through a small-bore tube, commonly called to as a capillary tube. The developed mathematical model is based on the homogeneous flow, accounting for the phase change of R600a along the capillary tube. The refrigerant enters as a subcooled liquid, transitions to a saturated liquid, then to a saturated liquid-vapor mixture and finally accelerates to sonic velocity at the tube outlet. The model was validated by comparison with previous studies, showing excellent agreement. The results indicate that as the mass flow rate increases, the pressure of R600a drops sharply. In addition, increasing the capillary tube diameter or the degree of subcooling necessitates a higher flow rate to maintain a constant pressure drop. Conversely, a rougher inner tube surface requires a lower flow rate, with the effect being more pronounced in larger-diameter tubes.

Keywords: Capillary tube, Homogeneous flow, Refrigeration, R600a.

1. บทนำ

ในปัจจุบัน เครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับบ้านเรือนและอุตสาหกรรมในประเทศไทย โดยประเทศไทยส่งออกเครื่องปรับอากาศเป็นอันดับ 3 ของโลก โดยมีมูลค่า 6.9 พันล้านเหรียญสหรัฐ ซึ่งคิดเป็น 10.3% โดยเป็นรองสาธารณรัฐประชาชนจีน ที่มีมูลค่าการส่งออก 26.2 พันล้านเหรียญสหรัฐ ซึ่งคิดเป็น 39.3% และเม็กซิโก ที่มีมูลค่าการส่งออก 7.6 พันล้านเหรียญสหรัฐ หรือคิดเป็น 11.4% ของมูลค่าการส่งออกเครื่องปรับอากาศทั้งหมด^[1] โดยหนึ่งในอุปกรณ์ที่สำคัญในระบบเครื่องทำความเย็นขนาดเล็ก คือ ท่อคาปิลลารี ซึ่งมีหน้าที่ควบคุมการไหลและลดความดันของสารทำความเย็น นอกจากนี้ การใช้สารทำความเย็น R600a (isobutane) ในระบบทำความเย็นขนาดเล็ก เช่น ตู้เย็นและเครื่องปรับอากาศกำลังได้รับความนิยมเพิ่มขึ้น เนื่องจาก R600a มีศักยภาพในการทดแทนสารทำความเย็นที่ก่อให้เกิดภาวะโลกร้อนสูง[2] ด้วยคุณสมบัติที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและประสิทธิภาพด้านพลังงาน ด้วยเหตุนี้จึงมีงานวิจัยจำนวนมาก ที่ศึกษาเกี่ยวกับการไหลของ R600a ผ่านท่อคาปิลลารี

งานวิจัยในอดีต ได้แสดงให้เห็นว่าลักษณะทางเรขาคณิตของท่อคาปิลลารี เช่น ความยาว เส้นผ่านศูนย์กลาง รูปทรงเกลียว และระยะพิชชของท่อที่ขดเป็นเกลียวปริง มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอัดไอโดยตรง[2, 3, 4] การเลือกขนาดและรูปแบบท่อที่เหมาะสมจะช่วยเพิ่มค่า COP และลดพลังงานที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์[5, 6] ในปี ค.ศ. 2017 Yang et al. [7] ได้ศึกษาเชิงทดลอง สำหรับการไหลของ R600a ผ่านท่อเล็กที่อยู่ในแนวราบ โดย Yang et al. [7] ได้นำเสนอสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันลดที่เกิดขึ้น ซึ่งทั้งสองปริมาณดังกล่าวนี้ จะเพิ่มขึ้นตามคุณภาพไอที่

เพิ่มขึ้น ในปี ค.ศ. 2025 Knabben and Boeng [8] นำเสนอการวิเคราะห์ระดับชิ้นส่วน (Component-level analysis) สำหรับท่อคาปิลลารีที่ถูกเชื่อมยึดติดกับท่อด้านเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้สารทำความเย็น R600a และใช้แบบจำลองการไหลที่เกือบจะเป็นเนื้อเดียวกัน (Quasi-homogeneous flow model) สำหรับการไหลในช่วงสองสถานะ โดยแบบจำลองดังกล่าวนี้สามารถทำนาย อัตราการไหลได้อย่างแม่นยำโดยมีความผิดพลาดไม่เกิน $\pm 10\%$

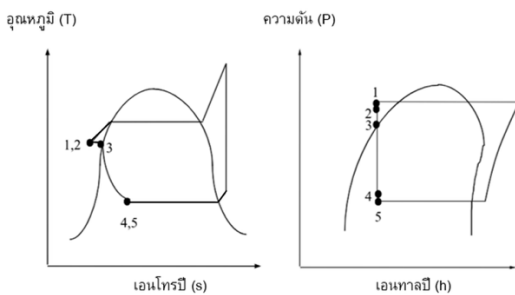
ในการเลือกขนาดและสภาวะการทำงานที่เหมาะสมสำหรับท่อคาปิลลารีนั้น Pirompugd and Wongwises [9] ได้นำเสนอแบบจำลองการไหลเนื้อเดียวสำหรับวิเคราะห์การไหลของสารทำความเย็นผ่านท่อคาปิลลารีที่อยู่ในแนวราบ โดยแบบจำลองดังกล่าวนี้ จะอยู่บนพื้นฐานของอุณหพลศาสตร์และกลศาสตร์ของไหล รวมถึงการไหลสองสถานะ นอกจากนี้ Pirompugd and Wongwises [9] ยังได้นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดท่อคาปิลลารีที่ใช้สารทำความเย็น R134a, R404A, R407B, R407C และ R410A โดยสามารถประยุกต์ใช้กับท่อคาปิลลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.63 mm และมีความยาว 2.03 m ทั้งนี้ ขนาดดังกล่าว อ้างอิงจากแผนภาพของ ASHRAE ที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย นอกจากนี้ Pirompugd and Wongwises [9] ยังได้นำเสนอแผนภาพสำหรับแก้ไขเพื่อใช้เลือกขนาดและสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่มีขนาดอื่นๆ ไว้อีกด้วย

อย่างไรก็ตาม จากการสืบค้นข้อมูลต่างๆ รวมถึงข้อมูลจาก ASHRAE Handbook 2022 [10] ไม่ปรากฏบทความวิจัยหรือเอกสารที่นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดและสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่ใช้สารทำความเย็น R600a อีกทั้งยังไม่มีงานวิจัยใด ที่ศึกษาเกี่ยวกับคุณลักษณะของสารทำความเย็น R600a ที่ไหลผ่านท่อคาปิลลารี คือ ความดัน เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ความยาวท่อ ความขรุขระ อุณหภูมิด้านเข้า และ

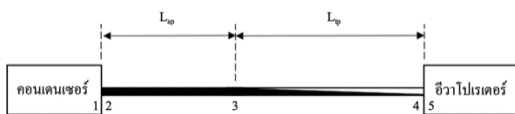
ระดับความเย็นยิ่งยวด (Degree of subcooling) เป็นต้น ดังนั้น ในงานวิจัยนี้ จะเป็นการศึกษาสมรรถนะของ ท่อคาปิลลารีหรือท่อรูเล็ก ที่ใช้ R600a เป็นสารทำความเย็น และนำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดท่อคาปิลลารีที่ใช้สารทำความเย็น R600a

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สำหรับอธิบายลักษณะการไหลของสารทำความเย็น R600a ผ่านท่อคาปิลลารีนั้น จะแบ่งการพิจารณาแบ่งท่อคาปิลลารีออกเป็น 2 ช่วง คือ ช่วงการไหลสถานะเดียว และช่วงการไหลสองสถานะ โดยตัวแปรอิสระ คือ อุณหภูมิคอนเดนเซอร์ (T₁), อุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์ (T₅), ระดับความเย็นยิ่งยวด (ΔT), เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อคาปิลลารี (d), ความขรุขระต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อคาปิลลารี (e/d) และอัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น R600a (ṁ) โดยตำแหน่งต่างๆ นั้น สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 1 และ 2



รูปที่ 1 แผนภาพ T-s และ P-h สำหรับการไหลของ R600a ผ่านท่อคาปิลลารี



รูปที่ 2 การไหลของสารทำความเย็นผ่านท่อคาปิลลารี

จากรูปที่ 2 สารทำความเย็นจะไหลออกจากคอนเดนเซอร์ ณ ตำแหน่งที่ 1 โดยมีสถานะเป็นของเหลวเย็นเยือก ดังแสดงในรูปที่ 1 จากนั้น สารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ท่อคาปิลลารี ณ ตำแหน่งที่ 2 จากนั้น สารทำความเย็นจะไหลไปตามท่อคาปิลลารี โดยจะมีความดันลดลงเรื่อยๆ จนถึงตำแหน่งที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 2 ณ ตำแหน่งที่ 3 นี้ สารทำความเย็นจะมีสถานะของเหลวอิ่มตัว ดังแสดงในรูปที่ 1 จากนั้น เมื่อสารทำความเย็นไหลต่อไป ของเหลวบางส่วนจะเดือดกลายเป็นไอน้ำมากขึ้นเรื่อยๆ ตามความยาวท่อคาปิลลารี ดังแสดงในรูปที่ 2 โดยสารทำความเย็นในช่วงนี้จะมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัวและไออิ่มตัว และเมื่อสารทำความเย็นกลายเป็นไอน้ำมากขึ้นเรื่อยๆ ความเร็วของสารทำความเย็นก็จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนเท่ากับความเร็วเสียง ณ ตำแหน่งที่ 4 สารทำความเย็นความจะไหลออกจากท่อคาปิลลารีพร้อมกันนี้ สารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่อีวาโปเรเตอร์ ณ ตำแหน่งที่ 5

2.1 ช่วงการไหลสถานะเดียว

สำหรับช่วงการไหลสถานะเดียวนั้น จะเป็นการไหลจากตำแหน่งที่ 1 ไปยังตำแหน่งที่ 3 ซึ่งสามารถแบ่งการพิจารณาออกเป็น 2 ช่วง คือ การไหลจากตำแหน่งที่ 1 ไปยังตำแหน่งที่ 2 ซึ่งเป็นการไหลของ R600a ออกจากคอนเดนเซอร์เข้าสู่คาปิลลารี โดยพื้นที่หน้าตัดของคอนเดนเซอร์จะใหญ่กว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อคาปิลลารีเป็นอย่างมาก เมื่ออาศัยสมการพลังงาน จะได้

$$P_1 - P_2 = (k + 1) \frac{\rho V_2^2}{2} \quad \dots (1)$$

เมื่อ k คือ ตัวประกอบการสูญเสียที่ทางเข้าท่อคาปิลลารี

P คือ ความดัน (Pa)

V คือ ความเร็ว (m/s)

ρ คือ ความหนาแน่น (kg/m³)

สำหรับการไหลจากตำแหน่งที่ 2 ไปยังตำแหน่งที่ 3 นั้น จะเกิดการสูญเสียหลักแต่เพียงอย่างเดียว การหาความยาวของท่อคาปิลลารีในช่วงนี้ สามารถเริ่มจากการพิจารณาสมการพลังงาน ดังต่อไปนี้

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3 + h_{L,23} \dots (2)$$

เมื่อ g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (9.81 m/s^2)

$h_{L,23}$ คือ เฮดของการสูญเสียหลัก (m)

z คือ ระดับความสูงของท่อคาปิลลารี (m)

เมื่อแทนค่า $h_{L,23}$ ลงในสมการที่ (3) แล้วจัดรูปของสมการใหม่ จะได้สมการที่ใช้สำหรับคำนวณความยาวของท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสถานะเดียว ดังนี้

$$L_{sp} = \frac{d}{f_{sp}} \left[(P_1 - P_3) \frac{2\rho}{G^2} - k - 1 \right] \dots (3)$$

เมื่อ d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อคาปิลลารี (m)

f_{sp} คือ ตัวประกอบความเสียดทาน

G คือ อัตราการไหลต่อพื้นที่หน้าตัด ($\text{kg/m}^2/\text{s}$)

k คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสียรอง

L_{sp} คือ ความยาวท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสถานะเดียว (m)

จากสมการที่ (3) จะสามารถคำนวณความยาวของท่อคาปิลลารี ในช่วงการไหลสถานะเดียวได้ โดยจะมีผลต่างของความดันสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 1 และตำแหน่งที่ 3 เป็นแรงขับ (Driving force)

สำหรับตัวประกอบความเสียดทาน สามารถหาได้จากสมการของ Colebrook ดังนี้

$$\frac{1}{\sqrt{f_{sp}}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f_{sp}}} \right) \dots (4)$$

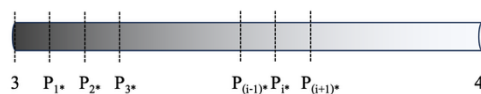
เมื่อ Re คือ ตัวเลขไรย์โนลด์

ϵ คือ ความขรุขระ (m)

2.2 ช่วงการไหลสองสถานะ

สำหรับการไหลสองสถานะ สารทำความเย็น R600a จากตำแหน่งที่ 3 ซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว จะค่อยๆ กลายเป็นไอ ทำให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะของเหลวอิ่มตัวและไออิ่มตัว และเมื่อปริมาณไอเพิ่มขึ้น จะทำให้สารทำความเย็นมีความเร็วเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนเท่ากับความเร็วเสียง ซึ่งจะเป็นตำแหน่งที่ 4 หรือตำแหน่งสุดท้ายของท่อคาปิลลารี ในการคำนวณหาความยาวในช่วงนี้ ท่อคาปิลลารีจะถูกแบ่งการพิจารณาออกเป็น n ส่วน โดยแต่ละส่วนจะมีผลต่างของความดัน (ΔP) เท่ากัน ดังแสดงในรูปที่ 3

ในการหาคุณสมบัติของสารทำความเย็นในช่วงการไหลสองสถานะนี้ จะอาศัยแบบจำลองการไหลเนื้อเดียว โดยจะเริ่มจากการพิจารณาสมการพลังงาน ดังนี้



รูปที่ 3 การไหลสองสถานะผ่านท่อคาปิลลารี

$$h_{i*} + \frac{V_{i*}^2}{2} = h_3 + \frac{V_3^2}{2} \dots (5)$$

เมื่อ h คือ เอนทัลปี (J/kg)

จากสมการที่ (5) เมื่อเปลี่ยนเอนทัลปีและความเร็วให้อยู่ในรูปของฟังก์ชันของคุณภาพไอ จะทำให้ได้สมการที่ใช้ในการคำนวณคุณภาพไอ ดังนี้

$$X_{i^*} = \frac{-h_{fg,i^*} - G^2 v_{f,i^*} v_{fg,i^*} + \sqrt{(h_{fg,i^*} + G^2 v_{f,i^*} v_{fg,i^*})^2 - 2G^2 v_{fg,i^*}^2 \left[h_{f,i^*} + 0.5G^2 v_{f,i^*}^2 - h_3 - \frac{V_3^2}{2} \right]}}{G^2 v_{fg,i^*}^2} \dots (6)$$

สำหรับความหนืด สามารถคำนวณได้จากสมการของ McAdams et al. [11] ดังนี้

$$\frac{1}{\mu_i^*} = \frac{1-X_{i^*}}{\mu_{f,i^*}} + \frac{X_{i^*}}{\mu_{g,i^*}} \dots (7)$$

$$\frac{1}{\rho_{(n-1)^*}} \frac{\rho_4 - \rho_{(n-1)^*}}{\Delta L} - \frac{\rho_{(n-1)^*}}{G^2 f_{tp,(n-1)^*}} \frac{P_4 - P_{(n-1)^*}}{\Delta L} = \frac{1}{2d} \dots (11)$$

- เมื่อ x คือ คุณภาพไอน้ำ
- V คือ ปริมาตรจำเพาะ (m³/kg)
- μ คือ ความหนืด (Pa·s)
- f หมายถึง สถานะของเหลว
- g หมายถึง สถานะก๊าซ

ในการหาความยาวแต่ละช่วงของท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสองสถานะ จะอาศัยสมการโมเมนต์ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการอนุพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{1}{\rho_i^*} \frac{d\rho}{dL} - \frac{\rho_i^*}{G^2 f_{tp,i^*}} \frac{dP}{dL} - \frac{1}{2d} = 0 \dots (8)$$

ในการแก้สมการที่ (8) จะอาศัยวิธีเชิงตัวเลข ซึ่งก็คือวิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ (Finite difference method) ดังนี้

$$\frac{1}{\rho_i^*} \frac{\rho_{i+1}^* - \rho_{i-1}^*}{2 \cdot \Delta L} - \frac{\rho_i^*}{G^2 f_{tp,i^*}} \frac{P_{i+1}^* - P_{i-1}^*}{2 \cdot \Delta L} = \frac{1}{2d} \dots (9)$$

สำหรับตำแหน่ง i* = 1* และ (n-1)* โดย n คือจำนวนส่วนเล็กๆของท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสองสถานะ จะต้องอาศัยการประมาณค่าย้อนกลับและการประมาณค่าไปข้างหน้า ซึ่งจะได้

$$\frac{1}{\rho_1^*} \frac{\rho_1^* - \rho_3}{\Delta L} - \frac{\rho_1^*}{G^2 f_{tp,1^*}} \frac{P_1^* - P_3}{\Delta L} = \frac{1}{2d} \dots (10)$$

โดย i = n จะเป็นตำแหน่งที่ 4 หรือตำแหน่งสุดท้ายในท่อคาปิลลารีนั่นเอง

จากสมการที่ (10) และ (11) จะสามารถหา ΔL ได้ โดยมีข้อสังเกต คือ ΔL แต่ละช่วงจะไม่เท่ากัน แต่สิ่งที่เท่ากัน ก็คือ ΔP สำหรับ ΔL ที่คำนวณได้นั้น จะมีจำนวนเท่ากับ n เพราะฉะนั้น จะสามารถหา L_{tp} หรือความยาวของท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสองสถานะได้ดังนี้

$$L_{tp} = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + \dots + \Delta L_n \dots (12)$$

สำหรับตำแหน่งสุดท้ายในท่อคาปิลลารีนั้น จะเป็นตำแหน่งที่สารทำความเย็น R600a มีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียง ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากเอนโทรปีที่เพิ่มขึ้นนั่นเอง ทั้งนี้ เนื่องจาก เมื่อสารทำความเย็นไหล R600a ไหลผ่านท่อคาปิลลารี ความดันและเอนโทรปีของสารทำความเย็นจะลดลงอย่างรวดเร็วในช่วงการไหลสองสถานะ จนกระทั่งสารทำความเย็นมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียง ณ ตำแหน่งถัดไปจากตำแหน่งนี้ ความดัน และเอนโทรปีจากการคำนวณ จะมีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้น ท่อคาปิลลารีจะไม่สามารถใช้ในการลดความดันของสารทำความเย็น R600a ได้อีกต่อไป ปรากฏการณ์ลักษณะนี้ ถูกเรียกว่า การไหลอุดตัน (Choked flow) นอกจากนี้ ผลลัพธ์จากการเพิ่มขึ้นของ

เอนโทรปีที่ได้จากการคำนวณสามารถถูกนำมาใช้ประโยชน์ในการระบุตำแหน่งที่เกิดการไหลอุดตันได้ โดยเอนโทรปีสำหรับสารทำความเย็นสองสถานะสามารถคำนวณได้ดังนี้

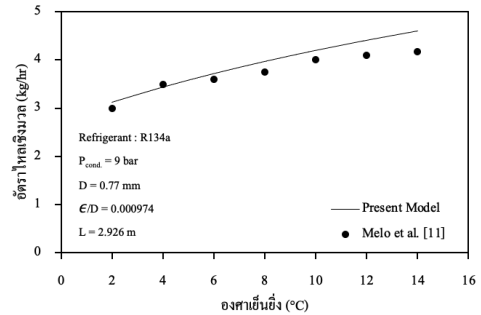
$$S_i^* = S_{f,i}^* + X_i^* S_{fg,i}^* \quad \dots (13)$$

เมื่อ s คือ เอนโทรปี (J/kg/K)

3. ผลลัพธ์และการวิเคราะห์

ผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ถูกพัฒนาขึ้น ได้ถูกเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากการทดลองในอดีต ดังแสดงในรูปที่ 4 อย่างไรก็ตาม ผลการทดลองสำหรับ R600a ที่ไหลผ่านท่อคาปิลลารี มีค่อนข้างจำกัด ดังนั้น คณะผู้วิจัยจึงใช้ R134a เป็นสารทำความเย็นในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แล้วจึงเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากการทดลองของ Melo et al. [11] ดังแสดงในรูปที่ 4

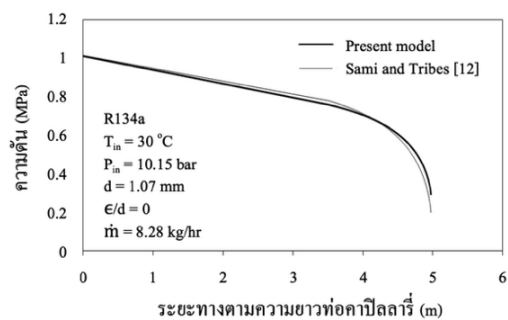
จากรูปที่ 4 จะพบว่า ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีแนวโน้มไปในทำนองเดียวกับผลลัพธ์ของ Melo et al. [11] และมีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 10% และจะยิ่งมีความแม่นยำขึ้น เมื่อองศาเย็นยิ่ง (Degree of subcooling) มีค่าต่ำกว่า 10 °C ดังนั้น ทำให้มั่นใจในระดับหนึ่งว่า แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นมานี้ สามารถทำนายคุณลักษณะการไหลของสารทำความเย็นผ่านท่อคาปิลลารีได้อย่างแม่นยำ



รูปที่ 4 การเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ของ Melo et al. [11]

นอกจากนี้ ผลลัพธ์ที่ได้จะถูกเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากแบบจำลองของ Sami and Tribes [12] ดังแสดงในรูปที่ 5 โดยจากการเปรียบเทียบจะพบว่า แนวโน้มที่ได้จะเป็นในทิศทางเดียวกัน และแตกต่างกัน น้อยกว่า 5%

จากรูปที่ 5 ในช่วงการไหลสถานะเดียว ($x \leq 3.5$ m) ความดันจะลดลงในลักษณะเชิงเส้นตามความยาวท่อคาปิลลารี หรือ ระยะ x นั้นเอง แต่สำหรับในช่วงการไหลสองสถานะ ($x > 3.5$ m) ความดันจะลดลงอย่างรวดเร็วจนกระทั่งสารทำความเย็นมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียง ณ ตำแหน่งนี้ จะเป็นตำแหน่งสุดท้ายของท่อคาปิลลารี



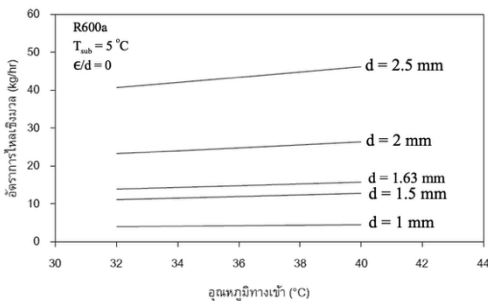
รูปที่ 5 การเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ของ

Sami and Tribes [12]

จากรูปที่ 6 แสดงอิทธิพลของอุณหภูมิทางเข้าของสารทำความเย็น R600a ที่มีต่ออัตราการไหลของสารทำความเย็น R600a ที่เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของ

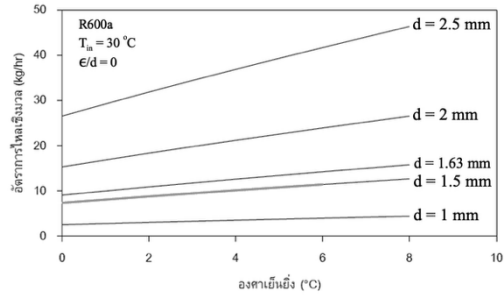
ท่อคาปิลลารีขนาดต่างๆ โดยจะพบว่า เมื่ออุณหภูมิของสารทำความเย็น R600a ที่ทางเข้า มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 32 °C จนถึง 40 °C อัตราการไหลของ R600a จะมีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจาก เมื่ออุณหภูมิทางเข้าเพิ่มขึ้น จะทำให้ผลต่างของความดันที่ทางเข้าและความดันที่ทางออกของท่อคาปิลลารีมีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้น อัตราการไหลของ R600a จะต้องมีการเพิ่มขึ้น เพื่อให้ความดันลดลงจากการสูญเสียหลัก (Major loss) เพิ่มขึ้น จึงจะสามารถลดความดันได้ตามที่ต้องการ

นอกจากนี้ เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อคาปิลลารีเพิ่มขึ้น อัตราการไหลก็จะเพิ่มขึ้นเช่นกัน ทั้งนี้ ก็เพื่อให้ท่อคาปิลลารี สามารถลดความดันได้ตามต้องการนั่นเอง โดยสภาวะที่ทางออกของท่อคาปิลลารีจะต้องเป็นการไหลอุดตัน (Choked flow) หรือก็คือ สารทำความเย็น R600a จะมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียงนั่นเอง



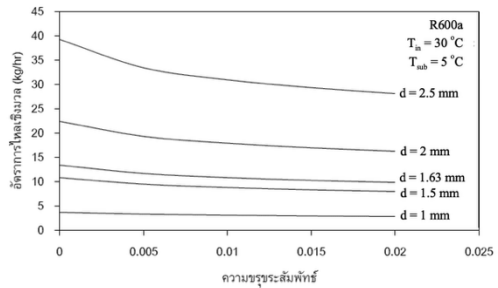
รูปที่ 6 อิทธิพลของอุณหภูมิทางเข้าและเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่ออัตราการไหลของ R600a

จากรูปที่ 7 แสดงอิทธิพลขององศาเย็นยิ่ง (Degree of subcooling) ที่มีต่ออัตราการไหลของ R600a โดยจะพบว่า อัตราการไหลของ R600a จะเพิ่มขึ้นตามองศาเย็นยิ่ง ทั้งนี้ เมื่อองศาเย็นยิ่งเพิ่มขึ้น จะทำให้ความยาวในช่วงการไหลสถานะเดียวเพิ่มขึ้น และความยาวในช่วงการไหลสองสถานะก็จะลดลง



รูปที่ 7 อิทธิพลขององศาเย็นยิ่งที่มีต่ออัตราการไหลของ R600a

ดังนั้น ถ้าหากท่อคาปิลลารียังคงมีอัตราการไหลเท่าเดิม ก็จะไม่สามารถลดความดันของ R600a ได้ตามที่ต้องการ ฉะนั้น ถ้าต้องการให้ท่อคาปิลลารีสามารถลดความดันได้ตามที่ต้องการ อัตราการไหลของ R600a จะต้องถูกปรับให้มีค่าเพิ่มขึ้นนั่นเอง



รูปที่ 8 อิทธิพลของความขรุขระสัมพันธ์ที่มีต่ออัตราการไหลของ R600a

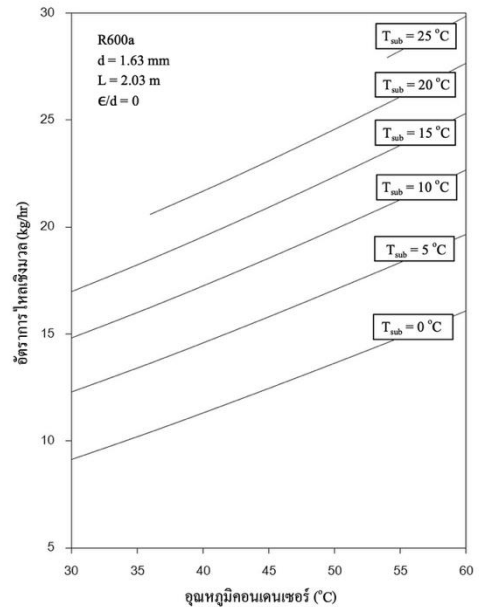
จากรูปที่ 8 จะพบว่า อัตราการไหลของ R600a จะลดลงตามความขรุขระสัมพันธ์ของท่อคาปิลลารีที่เพิ่มขึ้น เนื่องจาก ท่อคาปิลลารีที่มีความขรุขระสัมพันธ์มากกว่า จะสามารถลดความดันของ R600a ได้เร็วกว่า ซึ่งเป็นผลให้ท่อคาปิลลารีมีขนาดสั้นลงนั่นเอง ดังนั้น สำหรับท่อคาปิลลารีที่มีความยาวคงที่ และต้องการลดความดันให้ได้ตามต้องการเช่นเดิม อัตราการไหลก็จะต้องมีค่าลดลง

จากที่กล่าวมาทั้งหมดนี้ จะเป็นอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่ออัตราการไหลของท่อคาปิลลารี รวมถึงความดันที่ลดลงตามความยาวของท่อคาปิลลารี อย่างไรก็ตาม จากการสืบค้นงานวิจัยในอดีต^[9, 10] พบว่า ASHRAE ได้นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดและระบุสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.63 mm ยาว 2,030 mm โดยได้นำเสนอแผนภาพสำหรับสารทำความเย็นชนิดต่างๆ แต่ไม่ปรากฏแผนภาพสำหรับเลือกขนาดและระบุสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่ใช้สารทำความเย็น R600a

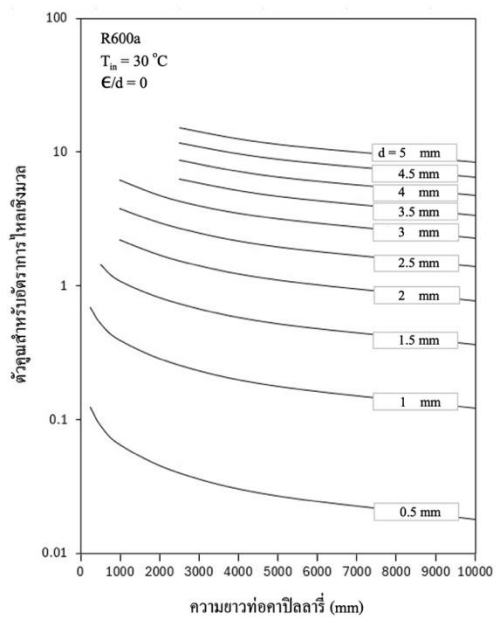
ดังนั้น ในงานวิจัยนี้ จึงได้นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดและระบุสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.63 mm ยาว 2.03 m ดังแสดงในรูปที่ 9 และ 10

จากรูปที่ 9 ผู้อ่านสามารถใช้แผนภาพนี้ในการระบุสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่มีขนาด 1.63 mm และมีความยาว 2.03 mm โดยจะตั้งระบุอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ (T_{cond}) องศาเย็นยิ่ง (T_{sub}) ลงในรูปที่ 9 ก็จะสามารถหาอัตราการไหลเชิงมวลของ R600a ได้

อย่างไรก็ตาม ข้อจำกัดของการใช้งานรูปที่ 9 นี้ ก็คือท่อคาปิลลารีจะต้องมีขนาดตามที่กำหนดเท่านั้น ดังนั้นรูปที่ 10 จึงถูกนำเสนอ เพื่อใช้เป็นแผนภาพเลือกขนาดท่อคาปิลลารี โดยจะสามารถใช้กับท่อคาปิลลารีที่มีขนาดอื่นๆได้ ดังต่อไปนี้



รูปที่ 9 แผนภาพสำหรับเลือกขนาดและระบุสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารี



รูปที่ 10 ตัวคูณสำหรับอัตราการไหล

จากรูปที่ 10 แสดงตัวคูณสำหรับอัตราการไหลของสารทำความเย็น R600a สำหรับท่อคาปิลลารีที่มีขนาดต่างๆ โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.5-5 mm และมีความยาว 300-10,000 mm สำหรับเส้นกราฟที่ขาดหายไปนั้น เป็นช่วงที่ไม่เหมาะสมสำหรับการใช้งาน

ในการใช้งานรูปที่ 10 นี้ เมื่อผู้อ่านกำหนดขนาดของท่อคาปิลลารี ก็จะได้ตัวคูณสำหรับอัตราการไหล ซึ่งจะต้องนำไปคูณอัตราการไหลที่ได้จากรูปที่ 9 ก็จะได้อัตราการไหลที่แท้จริง หรืออัตราการไหลสำหรับสภาวะการทำงานจริงนั่นเอง อย่างไรก็ตาม ผลลัพธ์ที่ได้จากรูปที่ 10 จะมีความคลาดเคลื่อนสูง ซึ่งแตกต่างจากผลลัพธ์จากรูปที่ 9 ซึ่งมีความแม่นยำสูง ดังนั้น ถ้าเป็นไปได้ ควรกำหนดขนาดท่อคาปิลลารีเป็น 1.63 mm และ 2.03 mm ตามขนาดที่ ASHRAE ได้แนะนำไว้นั่นเอง

จากผลลัพธ์ที่ได้นี้ จะมีประโยชน์ต่อการออกแบบท่อคาปิลลารีที่ใช้ R600a เป็นอย่างมาก ผู้ใช้งานสามารถเลือกใช้ท่อคาปิลลารีได้หลากหลายขนาดมากขึ้น นอกจากนี้ สำหรับประเทศไทย ยังคงมีการใช้สารทำความเย็นที่มีค่า Global Warming Potential (GWP) สูง เช่น R-22 และ R-134a เป็นต้น ซึ่งมีผลต่อการปล่อยก๊าซเรือนกระจกและภาวะโลกร้อน โดยภายใต้พันธกรณีตามข้อตกลง Kigali Amendment ประเทศไทยจะต้องลดใช้สาร HFC ที่มี GWP สูงอย่างต่อเนื่องในอนาคต อุตสาหกรรมปรับอากาศและทำความเย็นจึงเริ่มเปลี่ยนมาใช้สารทำความเย็นทางเลือกที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากขึ้น เช่น R-32 ซึ่งมีค่า GWP ต่ำกว่าเดิม และ R-600a (Isobutane) ซึ่งเป็นสารไฮโดรคาร์บอนที่มี GWP ต่ำมากเกือบเข้าใกล้ศูนย์ และไม่ทำลายชั้นโอโซน อีกทั้ง ยังใช้พลังงานน้อย เหมาะสำหรับเครื่องทำความเย็นขนาดเล็ก เช่น ตู้เย็นและตู้แช่ เป็นต้น แนวโน้มนี้สะท้อนถึงการเปลี่ยนผ่านสู่การใช้เทคโนโลยีทำความเย็นสีเขียว (Green Cooling) ที่ปล่อยก๊าซเรือน

กระจกน้อยลงและมีประสิทธิภาพพลังงานสูงขึ้นในระยะยาว

4. สรุปผลและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแบบจำลองการไหลเนื้อเดียวสำหรับทำนายคุณลักษณะการไหลของสารทำความเย็น R600a ผ่านท่อคาปิลลารีที่นิยมใช้ในระบบทำความเย็นขนาดเล็ก จากผลลัพธ์และการวิเคราะห์ที่ได้ สามารถสรุปได้ดังนี้

4.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้น ได้รับการยืนยันความถูกต้อง โดยการเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ Melo et al. [11] และผลลัพธ์จากแบบจำลองของ Sami and Tribes [12] ซึ่งพบว่า มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน และมีความคลาดเคลื่อนน้อยมาก

4.2 เมื่อสารทำความเย็น R600a ไหลผ่านท่อคาปิลลารี ความดันจะลดลงในลักษณะเชิงเส้นสำหรับช่วงการไหลสถานะเดียว และจะลดลงอย่างรวดเร็วในช่วงการไหลสองสถานะ

4.3 อัตราการไหลของ R600a จะเพิ่มขึ้น เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน อุณหภูมิทางเข้า และองศาเย็นยิ่ง มีค่าเพิ่มขึ้น แต่จะมีค่าลดลง เมื่อความขรุขระสัมพัทธ์มีค่าเพิ่มขึ้น

4.4 ในงานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแผนภาพสำหรับระบุสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.63 mm ยาว 2.03 m ซึ่งมีความแม่นยำสูง

4.5 ในงานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดท่อคาปิลลารีที่มีขนาดอื่นๆ เพื่อใช้ประกอบกับแผนภาพในข้อ 4.4 อย่างไรก็ตาม แผนภาพดังกล่าวนี้ จะให้ความคลาดเคลื่อนที่สูงขึ้นกว่าเดิม

ในการทำวิจัยต่อไปนั้น สามารถเพิ่มอิทธิพลของการไหลอุปเสถียร (Metastable flow) เข้าไปได้ แม้ว่า จะมีผลไม่มากนัก แต่ก็ทำให้การคำนวณจะแม่นยำมากยิ่งขึ้น อีกทั้ง ยังอาจสร้างแบบจำลองกับท่อคาปิลลารีใน

ลักษณะอื่น เช่น ท่อคาปิลลารีที่ขดเป็นเกลียวสปริง หรือ ท่อคาปิลลารีที่ขดเป็นเกลียวกันหอย เป็นต้น และอาจเปลี่ยนสารทำความเย็นให้เป็นสารที่มีค่า GWP ต่ำลง หรือก็คือ สารทำความเย็นที่ทำลายสิ่งแวดล้อมน้อยลง สารทำความเย็นที่มีคุณสมบัติการถ่ายโอนความร้อนที่ดีขึ้น เป็นต้น

5. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนทุกท่าน ขอขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ และกองบริหารการวิจัยและนวัตกรรม มหาวิทยาลัยบูรพา ที่ได้ให้การสนับสนุนในด้านต่างๆ งานวิจัยนี้ สำเร็จ ลุล่วงไปได้ด้วยดี

เอกสารอ้างอิง

- [1] Daniel Workman, World's Top Export, <https://www.worldstopexports.com/air-conditioners-exports-country>.
- [2] A.K.R. Abed, H.J. Fadhiel, G. Mahsun, T.C. Yassen, "Experimental study on the effect of capillary tube geometry on the performance of vapour compression refrigeration system", Diyala Journal of Engineering Sciences, 7(2), 74-60, (2014). Doi: 10.24237/djes.2014.07204
- [3] N.N. Raja, A.D. Khanderao, "Experimental investigation on the effect of capillary tube geometry on the performance of vapor compression refrigeration system", Asian Journal of Engineering and Applied Technology, 5(2), 29-35, 2016. Doi: 10.51983/ajeat-2016.5.2.802
- [4] A. Khanderao, N. Raja, M. Basavaraj, "Effect of capillary tube geometry on the performance of vapour compression refrigeration system", International Journal of Mechanical Engineering, 3(6), 1355-1360, 2015.
- [5] J.K. Dabas, A.K. Dodeja, S. Kumar, K.S. Kasana, "Impact of refrigerant charge over the performance characteristics of a simple vapour compression refrigeration system", International Journal of Advances in Engineering & Technology, 1(5), 267-277, 2011.
- [6] R. Zade, P. Walke, A. Khanderao, "Experimental investigation on the performance of V.C.R. system using refrigerant", International Research Journal of Engineering and Technology, 6(7), 2020-2025, 2019.
- [7] Z. Yang, M. Gong, G. Chen, X. Zou, J. Shen, "Two-phase flow patterns, heat transfer and pressure drop characteristics of R600a during flow boiling inside a horizontal tube", Applied Thermal Engineering, 120(25), 654-671, 2017. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.03.124
- [8] F.T. Kanabben, J. Boeng, "A component-level analysis of brazed-type capillary tube-suction line heat exchangers", International Journal of Refrigeration, 177, 181-194, 2025. Doi: 10.1016/j.ijrefrig.2025.06.007
- [9] W. Pirompugd, S. Wongwises, "Capillary tube sizing charts for fluorine-based refrigerants", ASHRAE Transactions, 112(2), 680-689, 2006.
- [10] ASHRAE, "Capillary tubes", 2022 ASHRAE Handbook: Refrigeration, 11.24-11.31, 2022.

[11] C. Melo, R.T.S. Ferreira, N.C. Boabaid, J.M. Goncalves, R.H. Pereira, M.R. Thiessen, Evaluation of H.C.-600a, HFC134a and CFC-12 mass flow rates through capillary tubes, Proceedings of the New Applications to Reduce Global Warming and Energy Consumption Conference, Hannover, Germany, 621-630, 1994.

[12] S.M. Sami, C. Tribes, Numerical prediction of capillary tube behaviour with pure and binary alternative refrigerants, Applied Thermal Engineering, 18, 491-502, 1998. Doi: 10.1016/S1359-4311(97)00048-3

ประวัติผู้ประพันธ์ :

ไกรวิชญ์ เขสูงเนิน



- จบการศึกษา : ปริญญาตรี
จากมหาวิทยาลัยบูรพา
(วศ.ด. วิศวกรรมเครื่องกล)

ปิยธิดา เดชกรฤช



- จบการศึกษา : ปริญญาตรี
จากมหาวิทยาลัยบูรพา
(วศ.ด. วิศวกรรมเครื่องกล)

ภาณุพงศ์ เสงทรัพย์ศิริกุล



- จบการศึกษา : ปริญญาตรี
จากมหาวิทยาลัยบูรพา
(วศ.ด. วิศวกรรมเครื่องกล)

รองศาสตราจารย์ ดร.วรเชษฐ์ ภิรมย์ภักดี



- จบการศึกษา : ปริญญาเอกจาก มจร. (วศ.ด.วิศวกรรมเครื่องกล)
- จบการศึกษา : ปริญญาโทจาก มจร. (วศ.ม.วิศวกรรมเครื่องกล)
- จบการศึกษา : ปริญญาตรีจาก มจร. (วศ.บ.วิศวกรรมเครื่องกล)