

บทที่ 1

บทนำ

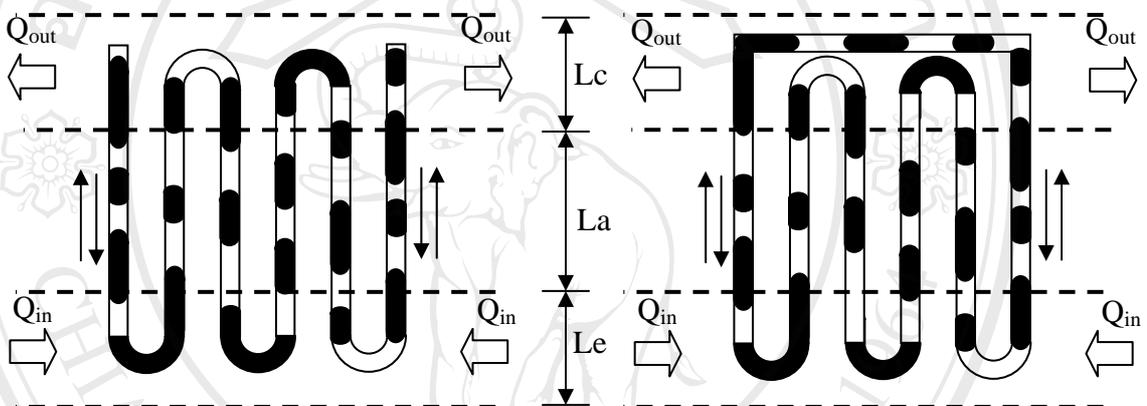
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

1.1.1 ท่อความร้อน (Heat pipe)

ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่มีประสิทธิภาพในการส่งถ่ายความร้อนสูง ทำงานได้โดยใช้หลักการส่งถ่ายความร้อนจากค่าความร้อนแฝงของสารทำงานภายในท่อความร้อน ซึ่งสารทำงานจะระเหยเมื่อได้รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนภายนอกแล้วถ่ายเทความร้อนออกโดยการควบแน่น เนื่องจากค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงานมีค่าสูงมาก จึงทำให้ท่อความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งของท่อความร้อนได้โดยที่แหล่งให้ความร้อนและรับความร้อนมีอุณหภูมิแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย ท่อความร้อนทั่วไปจะประกอบไปด้วย 3 ส่วนสำคัญดังนี้คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนกันความร้อน (adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) จากการพัฒนาทางอุตสาหกรรมและเทคโนโลยีท่อความร้อนได้ถูกนำไปประยุกต์ใช้อย่างต่อเนื่อง ทำให้ท่อความร้อนชนิดใหม่เกิดขึ้นอย่างมากมายเช่น ท่อความร้อนแบบสั่น (Oscillating heat pipe ; OHP) เป็นท่อความร้อนชนิดหนึ่งที่มีการส่งถ่ายความร้อนแตกต่างจากท่อความร้อนแบบธรรมดา สารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่นจะมีการเกิดก้อนของเหลวและฟองไอน้ำสลับกันไปภายในท่อ ซึ่งจะทำให้สารทำงานเกิดการเคลื่อนที่แบบสั่นกลับไปกลับมา ทำให้ฟองไอน้ำที่ผ่านเข้าไปในส่วนควบแน่นเกิดการควบแน่นเป็นของเหลว และก้อนของเหลวที่ผ่านเข้าไปในส่วนทำระเหยเดือดกลายเป็นไอ จึงเกิดการส่งถ่ายความร้อน และการสั่นที่เกิดจากการกระตุ้นการสั่นด้วยตัวเอง (Self – excited oscillation) ขึ้น โดยเกิดจากแรงขับของคลื่นแรงดันที่ไม่แน่นอน อย่างไรก็ตามท่อความร้อนชนิดนี้ยังมีคุณสมบัติที่สำคัญคือ สามารถส่งถ่ายความร้อนได้อย่างรวดเร็วแต่ทั้งนี้ท่อความร้อนแบบสั่น ซึ่งถูกขับโดยการสั่นของการไหลแบบสองสถานะ จะมีการเปลี่ยนแปลงคุณลักษณะที่ไม่เป็นระเบียบเนื่องจากเป็นปรากฏการณ์ที่ซับซ้อนและยังไม่สามารถที่จะยืนยันพฤติกรรมของการส่งถ่ายความร้อนที่เกิดขึ้นได้อย่างแท้จริง ดังนั้นเพื่อที่จะสังเกตปรากฏการณ์การไหลแบบ 2 สถานะ และเพื่อที่จะยืนยันพฤติกรรมของการส่งถ่ายความร้อนที่เกิดขึ้นนั้นได้อย่างแท้จริงจึงจำเป็นต้องศึกษาถึงรูปแบบปรากฏการณ์การไหลที่เกิดขึ้นภายในของ

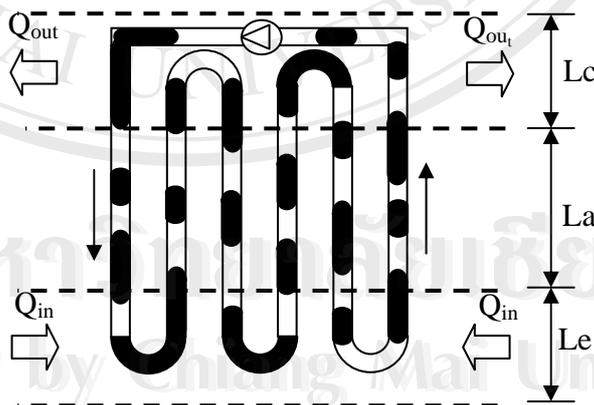
ท่อความร้อนแบบสั้น ณ เวลาหนึ่งโดยการสังเกตด้วยตาแต่การวิเคราะห์ทางทฤษฎีและหลักการ
ทำงานพื้นฐานยังไม่มีผู้ที่สามารถอธิบายอย่างชัดเจนได้

จากการศึกษาเชิงปริมาณเกี่ยวกับสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดของ
Katpradit et al. (2003) และได้สมการสหสัมพันธ์สำหรับการทำนายค่าการส่งถ่ายความร้อน ซึ่ง
สมการสหสัมพันธ์ดังกล่าวได้ตั้งขึ้นภายใต้สมมุติฐานที่ว่าสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนเกิดจาก
ปรากฏการณ์การท่วม ดังนั้นเพื่อที่จะยืนยันสมมุติฐานและสมการสหสัมพันธ์ดังกล่าว จึงจำเป็นที่
จะต้องศึกษาถึงรูปแบบปรากฏการณ์การไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสั้นโดยการสังเกต
เชิงทัศน



รูป 1(ก) ท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด

รูป 1(ข) ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ



รูป 1(ค) ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบมีลิ้นก้นกลับ

รูปที่ 1 ชนิดของท่อความร้อนแบบสั้น

ที่มา : Anuchitchanchai et al. (2003)

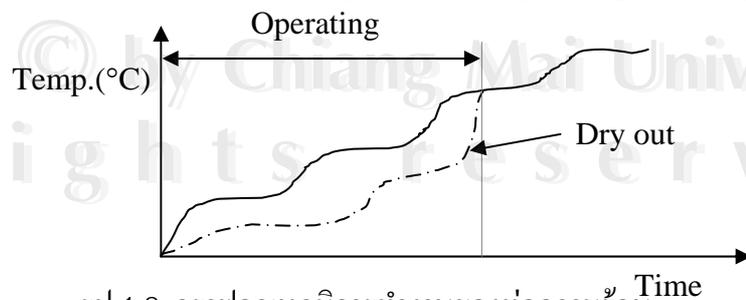
1.1.2 ท่อความร้อนแบบสั่น (Oscillating heat pipe ; OHP)

ท่อความร้อนแบบสั่นจัดเป็นอุปกรณ์ที่สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกเช่นเดียวกับท่อความร้อนแบบปรกติ ประกอบด้วย 3 ส่วนด้วยกันคือ ส่วนทำระเหย (Le) ส่วนกันความร้อน (La) และส่วนควบแน่น (Lc) ท่อความร้อนแบบสั่นสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ชนิดหลักๆ คือ 1. ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (Closed-End Oscillating Heat Pipe ; CEOHP) 2. ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (Closed-Loop Oscillating Heat Pipe ; CLOHP) 3. ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมีลิ้นกั้นกลับ (Closed-Loop Oscillating Heat Pipe with Check Valve ; CLOHPWCV) ดังแสดงตามรูป 1(ก) 1(ข) และ 1(ค) ตามลำดับ

โดยในรูปที่ 1(ก) นั้นทำขึ้นมาจากท่อความร้อนแบบคาปิลารียาวจำนวนหนึ่งท่อหรือมากกว่านั้นที่ถูกขดให้โค้งกลับไปกลับมา แล้วทำการเชื่อมปิดปลายทั้ง 2 ข้าง ในรูปที่ 1(ข) นั้นทำขึ้นมาจากท่อความร้อนแบบคาปิลารีเช่นเดียวกับรูปที่ 1(ก) แต่จะนำปลายทั้งสองข้างมาเชื่อมเข้าด้วยกันให้เป็นวงรอบ และในแบบสุดท้ายคือ รูปที่ 1(ค) ทำมาจากท่อคาปิลารียาวจำนวนหนึ่งท่อหรือมากกว่านั้นขดไปมาและเชื่อมให้เป็นวงตามรูป ในวงของท่อความร้อนนั้นจะมีใช้ควาล์วคอยบังคับทิศทางของสารทำงานให้สารทำงานไหลผ่านได้ในทิศทางเดียว

1.1.3 ขีดจำกัดการทำงาน of ท่อความร้อนแบบสั่น

ขีดจำกัดการทำงาน of ท่อความร้อนแบบสั่นหมายถึง เมื่อท่อความร้อนได้รับความร้อนสูงขึ้นถึงระดับหนึ่งจะทำให้ท่อความร้อนไม่สามารถส่งถ่ายความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นได้ เมื่ออุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยสูงขึ้นจะทำให้ความดันไอเพิ่มมากขึ้นจนทำให้ก้อนของเหลวภายในท่อความร้อนไม่สามารถเคลื่อนที่มารับความร้อนที่ส่วนทำระเหย จึงทำให้เกิดการแห้ง (Dry out) ที่ส่วนทำระเหยและเกิดการไหม้ตามมา รูปที่ 1.2 แสดงถึงลักษณะการทำงานปกติของท่อความร้อนแบบสั่น เส้นทึบแสดงถึงอุณหภูมิที่ป้อนให้กับท่อความร้อนในส่วนทำระเหย และเส้นประแสดงถึงอุณหภูมิของท่อในส่วนทำระเหย



รูป 1.2 กราฟอุณหภูมิการทำงาน of ท่อความร้อน

เมื่อป้อนอุณหภูมิให้แก่ท่อความร้อนและรักษาอุณหภูมิให้อยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state) อุณหภูมิของผนังท่อความร้อนจะมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่ป้อน เมื่อให้ความร้อนเพิ่มขึ้นจะทำให้อุณหภูมิที่ผนังท่อสูงขึ้นด้วย จนกระทั่งถึงค่าความร้อนสูงสุด หรือเรียกว่า ค่าการส่งถ่ายความร้อนวิกฤต ซึ่งจะพบว่าอุณหภูมิที่ผนังท่อจะสูงขึ้นเท่ากับอุณหภูมิที่ป้อน แสดงว่าท่อความร้อนไม่สามารถส่งถ่ายความร้อนไปยังส่วนควบแน่นได้ การถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นนั้นขึ้นอยู่กับรูปแบบการไหลภายใน ดังนั้นเพื่อที่จะศึกษาถึงรูปแบบการไหลภายใน และการเกิดปรากฏการณ์ต่างๆที่เป็นสาเหตุทำให้เกิดขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นดังกล่าวจึงเป็นที่มาของวิทยานิพนธ์นี้

1.2. สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับ CEOHP นั้นในปัจจุบันมีจำนวนไม่มากนัก จากจำนวนที่มีอยู่ทั้งหมดเป็นการศึกษาวิจัยที่กล่าวถึงเฉพาะหลักการพื้นฐานเบื้องต้นเท่านั้นซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

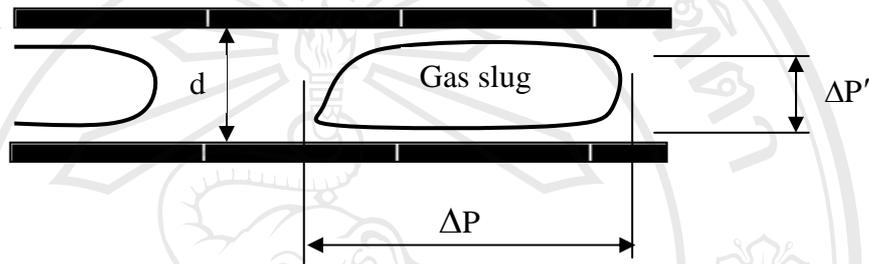
1.2.1 การศึกษาถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้น

Akachi et al. (1996) ได้ทำการศึกษาถึงหลักการเบื้องต้นของ OHP พบว่าเมื่อปริมาณของสารทำงานภายใน OHP มากกว่า 50 % ของปริมาตรภายในท่อ OHP นั้น กลไกพื้นฐานในการถ่ายเทความร้อนเกิดจากการสั่นของสารทำงานในทิศทางตามแนวแกนท่อ จากแหล่งให้ความร้อน (Heat source) ไปยังแหล่งรับความร้อน (Heat sink)

Maezawa et al. (1996) ทำการทดลองเพื่อศึกษาถึงสมรรถนะทางความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนแบบคาปิลารี โดยชุดทดสอบเป็นท่อเทอร์โมไซฟอนแบบคาปิลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1 มิลลิเมตร, มีความยาวทั้งหมด 24 เมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 20 โค้งเลี้ยว และใช้สารทำงานเป็น R-142b จากผลการทดลองพบว่า ท่อเทอร์โมไซฟอนแบบคาปิลารีนั้นจะมีการส่งถ่ายความร้อนโดยปรากฏการณ์การสั่น โดยจะขึ้นอยู่กับอัตราการถ่ายเทความร้อน, อัตราการเติมสารทำงาน และได้พบว่าที่อัตราการเติมสารทำงาน 50 % ของปริมาตรภายในทั้งหมด เทอร์โมไซฟอนจะทำงานได้ดีที่สภาวะต่างๆ และยังคงกล่าวอีกว่ารูปแบบการไหลภายในของท่อเทอร์โมไซฟอนนั้นมีการไหลแบบสลัก (slug flow) โดย Gas slug นั้นสามารถไหลได้โดยความแตกต่างของความดัน โดยในรูปที่ 1.3 แสดงค่าความดันตามแนวรัศมีและค่าความดันตามแนวแกนของท่อ เมื่อ

สารทำงานในท่ออยู่ในสภาวะที่ $\Delta P \geq \Delta P'$ Gas slug สามารถคงอยู่ในท่อได้ โดยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเป็นไปตามสมการ (1)

$$d \leq 2 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l g}} \quad (1)$$



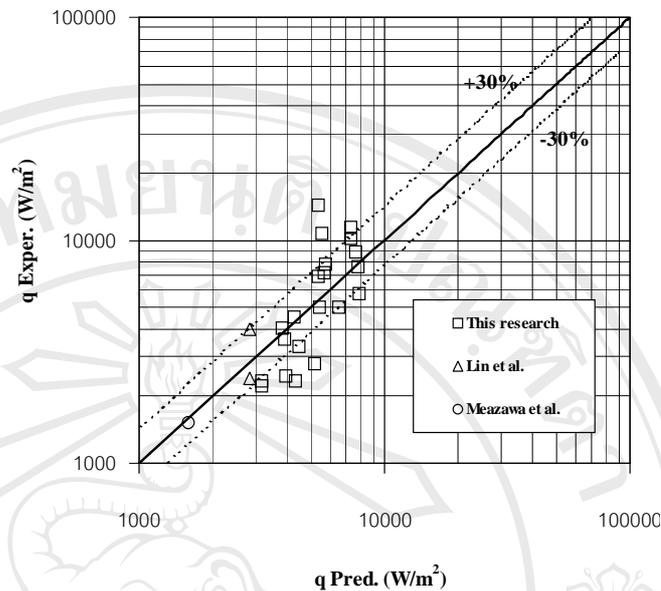
รูป 1.3 การไหลแบบห้วง

ที่มา: Maezawa (1996)

1.2.2 การศึกษาเกี่ยวกับท่อความร้อนแบบสันปลายปิด (CEOHP)

Rittidech et al. (2002) ศึกษาถึงผลของมุมเอียง ความยาวส่วนทำระเหย และสารทำงาน ที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด โดยใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น คือ 5 และ 15 เซนติเมตร ความยาวรวม 10 เมตร และสารทำงานคือ เอทานอล R123 และ น้ำ พบว่าท่อความร้อนแบบสันปลายปิดสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุดที่มุมเอียง 80-85 องศาจากแนวระดับและเมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น ค่าการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และได้เสนอสมการสหสัมพันธ์ทำนายค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่มุมการทำงาน 0 องศาจากแนวระดับ ดังสมการ (2) ซึ่งมีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 30 % และมีผลการทำนายดังรูป 1.4

$$Ku_0 = 0.0052 \left[\left(\frac{D_i^{4.3} L_t^{0.1}}{L_e^{4.4}} \right) n^{0.5} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0.2} Pr_v^{-25} \right]^{0.116} \quad (2)$$



รูป 1.4 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการคำนวณในสมการ (2) ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนจากการทดลอง ที่มา: Rittidech et al. (2002)

Charoensawan et al. (2000) ศึกษาถึงผลของมุมเอียง อัตราส่วนการเติม และความยาวรวมที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ โดยใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น คือ 5 และ 15 เซนติเมตร ความยาวรวม 5, 11.15 และ 17.5 เมตร อัตราส่วนการเติมอยู่ระหว่าง 30 ถึง 80% โดยปริมาตรรวมภายในท่อความร้อน พบว่าอัตราส่วนการเติมที่ดีที่สุดคือ 50% และเมื่อความยาวรวมเพิ่มขึ้น ค่าการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ได้เสนอสมการสหสัมพันธ์ทำนายค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มุมเอียงการทำงานมากกว่า 30 องศาจากแนวระดับ และมีจำนวนโค้งเลี้ยวสูง ดังสมการ (3)

$$Ku_{(pre)} = 0.54Ka^{0.47}Ja^{1.43}Pr^{0.27}n^{-0.27}(\exp(\beta))^{0.48} \quad (3)$$

Rittidech et al. (2002) ศึกษาถึงสมการสหสัมพันธ์ เพื่อทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดที่สภาวะการทำงานปกติ โดยใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.66 1.06 และ 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน

และส่วนควบแน่น คือ 5, 10 และ 15 เซนติเมตร โดยแปรค่าความยาวรวม 5, 10 และ 15 เมตร และสารทำงานที่ใช้คือ R123 , เอทานอล และ น้ำ อัตราส่วนการเติม 50% ของปริมาตรทั้งหมด ทำการทดลองที่มุม 0 องศาในแนวระดับ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน จะเห็นได้ว่าเมื่อขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางโตขึ้นค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะสูงขึ้น ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางโตสุดคือ 2.03 มิลลิเมตร สารทำงาน R123 ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เมื่อใช้น้ำเป็นสารทำงานค่าที่วัดได้ไม่เป็นที่น่าเชื่อถือ ความยาวส่วนทำระเหยมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน ในการศึกษาได้แปรค่าความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 5, 10 และ 15 เซนติเมตรและสารทำงานที่ใช้คือ R123 , เอทานอล และ น้ำ พบว่าที่ความยาวส่วนทำระเหย 5 เซนติเมตร สารทำงาน R123 ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เราสามารถสรุปได้ว่าเมื่อขนาดความยาวส่วนทำระเหยมีค่าลดลง ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น ในขณะที่เดียวกันจำนวนโค้งเลี้ยวมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนในการทำการศึกษพบว่าที่จำนวน 14 โค้งเลี้ยวสารทำงานที่ใช้คือ R123 , เอทานอล พบว่าให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูง เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้นอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลง ดังนั้นถ้าเลือกจำนวนโค้งเลี้ยวที่เหมาะสมแล้วจะทำให้ได้อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ตัวแปรไร้มิติ Prandtl numbers และ Kutateladze numbers มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด ที่มุม 0 องศาในแนวระดับ

1.2.3 การศึกษาถึงคุณลักษณะการสั่นของความดันที่เกิดขึ้นเองของ OHP

Lee et al. (2000) ศึกษาคุณลักษณะการสั่นของความดันที่เกิดขึ้นเองของ OHP โดยการทดลอง ชุดทดลองทำจากแผ่นทองเหลืองเจาะเป็นช่องมีความยาว 200 มิลลิเมตร ความกว้าง และ ลึกเท่ากันคือ 1.5 มิลลิเมตร โครงสร้างเป็นแบบคดเคี้ยวไปมาเป็นแบบวงรอบ 10 โค้งเลี้ยว ใช้ R-142b เป็นสารทำงาน อัตราการเติมสารทำงาน 20, 40, 60 และ 80% โดยปริมาตร ค่าความร้อนที่ให้คือ 0.3, 0.6, 0.9 และ 1.2 วัตต์ต่อตารางเซนติเมตร และมุมเอียงคือ 30, 60 และ 90 องศา พบว่า ความดันอิมพัลส์จะเพิ่มขึ้นเมื่อค่าความร้อนเพิ่มขึ้น แต่แอมพลิจูด (Amplitude) ของการสั่นจะลดลง และเมื่ออัตราการเติมของสารทำงานเพิ่มขึ้น แอมพลิจูดของการสั่นของความดันจะเพิ่มขึ้นด้วย และเกิดการสั่นของความดันที่ไม่เป็นระเบียบเมื่ออัตราการเติมมากกว่า 80% และมุมเอียงน้อยกว่า 30 องศา ส่วนสมรรถนะการส่งผ่านความร้อนจะดีที่สุดเมื่อผลต่างของความดันระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าน้อยๆ

1.2.4 การศึกษาถึงการมองรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบชั้น

Lee et al. (1999) ได้ศึกษาถึงการมองรูปแบบการไหลของท่อความร้อนแบบท่อคาปิลารีชั้น โดยได้ทำการสร้างขึ้นทดสอบที่ทำจากแผ่นทองเหลือง และจะปิดทับหน้าด้วยแผ่น อะครีลิก (Acrylic) ประกอบด้วยช่องการไหลที่เป็นโครงสร้างวงไปมาแบบวงรอบ 4 โค้งเล็ก มีความยาว 220 มิลลิเมตร กว้าง 1.5 มิลลิเมตร และลึก 1.5 มิลลิเมตร ใช้เอทานอล (C_2H_5OH) เป็นสารทำงาน อัตราการเติม 20% - 80% อุณหภูมิการทำงาน 40 องศาเซลเซียส ถึง 60 องศาเซลเซียส และมีมุมเอียงของท่อความร้อน 30 ถึง 90 องศา ในการสังเกตรูปแบบการไหลใช้กล้องความเร็ว 400 ภาพ/วินาที ความเร็วของการกด (Shutter) 1/2000 วินาที และใช้ stroscope เป็นแหล่งกำเนิดแสง ทำการศึกษาในกรณีที่ทำระเหยอยู่ด้านล่าง (Bottom heat mode) เท่านั้น จากการศึกษาพบว่าการส่งถ่ายความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนไปยังแหล่งรับความร้อนได้โดยการการสั่นของสารทำงานการสั่นนั้นเกิดจากคลื่นของแรงดันของสารทำงานที่แกว่งไปมาอย่างรุนแรง อันเนื่องมาจากผลของการเดือดแบบฟองของสารทำงาน โดยฟองนั้นจะเกิดขึ้นในท่อที่ส่วนทำระเหย ฟองนั้นจะโตขึ้นเรื่อยๆและจะไหลขึ้นไปยังส่วนควบแน่นซึ่งจะเป็นการไหลแบบสลักในท่อคาปิลารี (Capillary slug flow) และฟองนั้นก็หายไปในส่วนควบแน่น และการไหลกลับของสารทำงานจากส่วนควบแน่นไปยังส่วนทำระเหย จะเป็นการไหลแบบแยกชั้น (Stratified flow) หรือ ไหลแบบ Rivulet และที่อัตราการเติมสารทำงาน 40% ถึง 60 % มุมเอียง 90 องศา การสั่นจะรุนแรงที่สุด

Miyazaki et al. (1999) ศึกษาถึงการไหลแบบชั้นใน OHP โดยได้ทำการสร้างขึ้นทดสอบที่ทำจากแผ่นทองเหลือง และจะปิดทับหน้าด้วยแผ่นโพลีคาร์บอเนต (Polycarbonate) ประกอบด้วยช่องการไหลที่เป็นโครงสร้างวงไปมาแบบวงรอบ 25 โค้งเล็ก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1 มิลลิเมตร ใช้ R142b เป็นสารทำงาน และทำการสังเกตการไหลของสารทำงานโดยใช้กล้องที่มีความเร็ว 30 ภาพ/วินาที พบว่า ที่ส่วนให้ความร้อนในแต่ละโค้งเล็กของเหลวจะมีลักษณะคล้ายแท่งตัวยู (U-shaped column) และจะตั้งจนกระทั่งปลายทั้ง 2 ข้างของแท่งของเหลวเคลื่อนที่ในทิศทางตรงกันข้าม และเมื่อลากเส้นร่าง (Contours) ให้ติดกับส่วนปลายของแท่งของเหลวในแต่ละโค้งเล็กจะมีลักษณะเป็นรูปคลื่น คลื่นจะเป็นตัวก่อให้เกิดการแพร่ และการหดตัวของของเหลวนั้นเอง

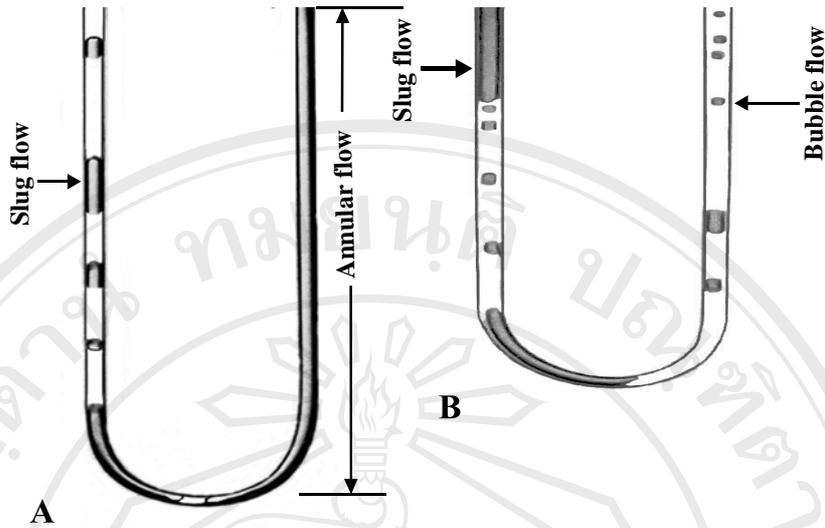
Gi et al. (1999) ศึกษาถึงการมองรูปแบบการไหลของ OHP ที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน โดยท่อทดสอบทำจากท่อเทฟลอน (Teflon) มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตร ความยาวทั้งหมด 8.2 เมตร มีจำนวน 10 โค้งเล็ก ความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น 20 เซนติเมตร ความยาวส่วนกันความร้อน 10 เซนติเมตร ใช้ R142b เป็นสารทำงานอุณหภูมิที่ใช้ใน

การทดสอบ 35 องศาเซลเซียส และ 45 องศาเซลเซียส ทำการบันทึกภาพถ่ายวีดิโอขนาด 8 มิลลิเมตร ไว้ดูรูปแบบการไหลของสารทำงาน

จากผลการศึกษาพบว่าสารทำงานในท่อความร้อนแบบสันไม้วงรอบจะไม่มีกรไหลเวียนของสารทำงานแต่จะมีการสันไปมาระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น การสันจะเกิดขึ้นได้ง่ายที่มุมเอียงน้อยๆ ในอัตราส่วนการเติม 30% ถึง 50% และยังพบว่าที่อัตราส่วนการเติม 70% แท่งของเหลวและฟองไอจะไม่เป็นเนื้อเดียวกันและอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลง เมื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับส่วนทำระเหยจะทำให้ฟองไอและแท่งของเหลวมีการเคลื่อนที่เร็วขึ้นและเกิดการสันที่รุนแรงในอัตราส่วนการเติมน้อยกว่า 30% และมุมเอียงน้อย ๆ จะทำให้ฟองไอลอยสูงขึ้นจากส่วนให้ความร้อนอย่างรวดเร็วและเกิดการสันที่รุนแรงแต่ในเงื่อนไขของมุมเอียง 90 องศา การสันจะลดลงเนื่องจากการไหลของแท่งของเหลวช้าลง ท่อความร้อนแบบสันไม้วงรอบจะไม่สามารถทำงานได้ที่มุม 0 องศา ในแนวระดับ

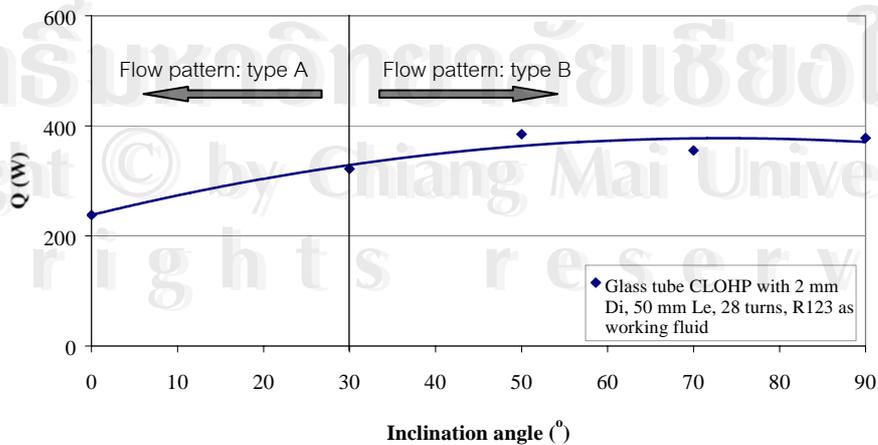
ท่อความร้อนแบบสันไม้วงรอบจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่อัตราส่วนการเติม 50% ถึง 60% เมื่ออัตราส่วนการเติมมากกว่า 60% สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนจะลดลง ที่มุมเอียงประมาณ 60 องศาจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ท่อความร้อนแบบวงรอบจะให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแบบสันไม้วงรอบ

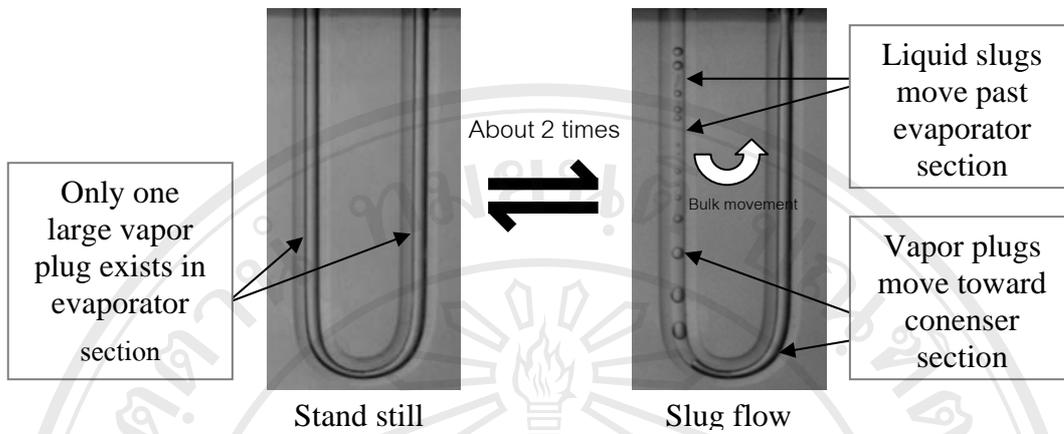
Rittidech et al. (2002) ศึกษาเชิงทัศน์ถึงผลของมุมเอียง ความยาวส่วนทำระเหย และสารทำงานที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดในสภาวะการทำงานปกติโดยชุดทดสอบทำจากแก้วที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตร จำนวน โค้งเลี้ยว 10 และ 28 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วนควบแน่นคือ 50 และ 150 มิลลิเมตร สารทำงานที่ใช้ทดสอบคือ R123 และ R141b พบว่ารูปแบบการไหลภายในเป็นแบบ slug flow และ annular flow ในกรณีความยาวส่วนทำระเหยมีขนาด 150 มิลลิเมตร และเป็นแบบ bubble flow และ slug flow ในกรณีความยาวส่วนทำระเหยมีขนาด 50 มิลลิเมตร จำนวนของ โค้งเลี้ยวยังไม่สามารถสรุปได้ว่ามีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน ถ้าความร้อนแฝงลดลงจาก 213 kJ/Kg เป็น 160 kJ/Kg รูปแบบการไหลหลักจะเปลี่ยนจากการไหลแบบ slug flow และ annular flow ไปเป็นการไหลแบบ slug flow และ bubble flow



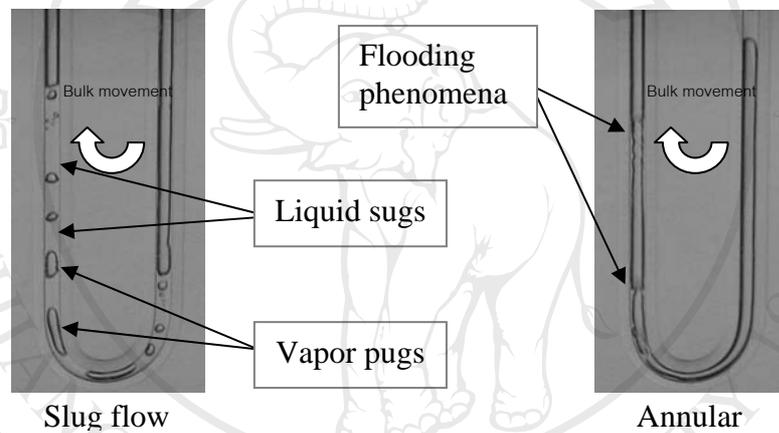
รูป 1.5 รูปแบบการไหลภายในของ CEOHP ที่มีจำนวน โคน้งเลี้ยว 28 โคน้งเลี้ยว ความยาวส่วน
ทำระเหย 150 มิลลิเมตร และ 50 มิลลิเมตร ตามลำดับ โดยมี R123 เป็นสารทำงาน
ที่มา: Rittidech et al. (2002)

Charoensawan et al. (2002) ศึกษาเชิงทัศน์ถึงผลของความยาวส่วนทำระเหย
จำนวน โคน้งเลี้ยว และสารทำงานที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ
โดยชุดทดสอบทำจากแก้วที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตร จำนวน โคน้งเลี้ยว 10 และ 28
โคน้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วนควบแน่นคือ 50 และ 150 มิลลิเมตร
ใช้สารทำงานคือ R123 พบว่า รูปแบบการไหลภายในกรณีมุมการทำงานแนวตั้งเป็นแบบ slug
flow และ annular flow และกรณีมุมการทำงานแนวระดับเป็นแบบ slug flow ดังแสดงในรูป
1.6





(ก) มุมการทำงานในแนวนอน



(ข) มุมการทำงานในแนวตั้ง

รูป 1.6 ความสัมพันธ์ของรูปแบบการไหลและสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของ CLOHP ที่ความยาวส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน โค้งเลี้ยว 28 โค้งเลี้ยว โดยมี R123 เป็นสารทำงาน

ที่มา : Charoensawan et al. (2002)

Srihajong et al. (2003) ศึกษาผลของความเสียดทานภายในท่อ รูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่ตำแหน่งสถานะการทำงานปกติ โดยชุดทดสอบทำจากท่อแก้วที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตร จำนวน 28 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วนควบแน่นมีขนาดเท่ากันคือ 50 มิลลิเมตร สารทำงานที่ใช้ทดสอบคือ R123 อัตราส่วนการเติม 50% ของปริมาตรทั้งหมด อุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนควบคุมไว้ที่ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส อุณหภูมิแหล่งรับความร้อน 20 องศาเซลเซียส แปรค่ามุมเอียงจาก 0 - 90 องศา ตัวประกอบความเสียดทานภายในท่อควบคุมไว้ที่ 0.00074 และ 0.004 ในการสังเกตรูปแบบการไหล

ที่ส่วนทำระเหยเมื่อให้อุณหภูมิต่ำปานกลางและสูงพบว่ารูปแบบการไหลภายในเป็นแบบ slug flow มี bubble flow เกิดขึ้นเป็นครั้งคราวแต่ในกรณีที่อุณหภูมิสูงความยาวของ vapor bubble จะมีขนาดลดลง ที่ตำแหน่งมุมเอียง 0 – 50 องศาพบว่ารูปแบบการไหลภายในเป็นแบบ slug flow ที่มุมเอียง 50 องศาจะให้ค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงสุด เมื่อความเสียดทานภายในท่อเพิ่มขึ้น รูปแบบการไหลภายในเป็นแบบ slug flow ความยาวของ vapor bubble จะมีขนาดลดลงแต่อัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงขึ้น

1.2.5 การศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ OHP

Teng et al. (1999) ศึกษารูปร่างแท่งของเหลวภายในท่อเทอร์โมไซฟอน โดยพิจารณาจากท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดเล็กในส่วนควมแน่น โดยใช้วิธี Integro Differential และตั้งสมมุติฐานว่าการไหลของฟิล์มของเหลวที่ผนังท่อมัลักษณะเป็นคลื่นตามแนวแกนท่อ จากการศึกษาพบว่า ความยาวคลื่นของฟิล์มของเหลวตามแนวแกนท่อของ CEOHP เป็นฟังก์ชันของรัศมีฟิล์มควมแน่นภายใน ซึ่งสามารถแสดงเป็นสมการได้ดังนี้

$$\lambda_m = \sqrt{8} \cdot \pi a \quad (4)$$

เมื่อค่า a คือรัศมีภายในผิวของฟิล์มควมแน่น สมมุติให้มีค่าเป็นครึ่งหนึ่งของรัศมีภายในท่อ

Shaffi et al. (2001) ศึกษาแบบจำลองทางความร้อนของ CLOHP และ CEOHP ซึ่งประกอบด้วยฟองไอและแท่งของเหลวสลับกันอยู่ภายในท่อ ในการศึกษาครั้งนี้เริ่มต้นจากสมการควมคุมพื้นฐาน ซึ่งประกอบด้วย สมการควมต่อเนื่อง สมการโมเมนตัม และสมการพลังงาน มีการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตที่เหมาะสมตามชนิดของ OHP คือ กรณี CLOHP ในช่วงวงรอบประกอบด้วยฟองไอทั้งหมด ส่วน CEOHP ที่ปลายปิดทั้งสอง ประกอบด้วยฟองไอ และใช้วิธี Explicit Finite Difference ในการแก้หาค่าคำตอบที่ต้องการซึ่งประกอบด้วย การเปลี่ยนแปลงตำแหน่ง อุณหภูมิ ควมดัน และค่าการส่งถ่ายความร้อน สมมุติฐานที่กำหนด คือ พิจารณาต่อควมร้อน 2 โค้งเลี้ยว และไม่สนใจในส่วนกันควมร้อน การแก้ปัญหาของแบบจำลองนี้โดยการพิจารณาทุกฟองไอและแท่งของเหลวภายใน CLOHP และ CEOHP ที่มีความยาวทั้งหมด 1.14 เมตร อุณหภูมิส่วนควมแน่น 20 องศาเซลเซียส เมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหย 120 องศาเซลเซียส เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1.5 มิลลิเมตร อัตราส่วนการเติมสารทำงาน 89.4 % และ 61.4% การกำหนดควมยาวส่วนทำระเหย และส่วนควมแน่น เนื่องจากไม่พิจารณาโค้งเลี้ยว จึงตั้งสมมุติฐาน

ว่าท่อเป็นท่อตรง มีส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นสลับกันไป ผลที่ได้จากการสร้างแบบจำลองนี้คือ ความสัมพันธ์ระหว่างความดันและเวลาของแบบจำลองนี้มีความเข้ากันได้กับแบบจำลองของ Wong et al. (1999) ซึ่งพิจารณาถึงรูปแบบการไหลเปลี่ยนแปลงเมื่อไม่มีการถ่ายเทความร้อน อย่างไรก็ตามท่อความร้อนดังกล่าวไม่สามารถทำงานที่อัตราส่วนการเติม 89.4% ของปริมาตรทั้งหมด ในขณะที่สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของ OHP แนวโค้งที่มีแหล่งให้ความร้อนสูงกว่าแหล่งรับความร้อนขึ้นอยู่กับ เส้นผ่านศูนย์กลาง อัตราส่วนการเติม อุณหภูมิผนังท่อ และความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงในขณะเดียวกัน การเคลื่อนที่ ความดัน และอุณหภูมิของฟองไอ จะมีความถี่และช่วงความกว้างของการสั่นที่แน่นอน อีกทั้งแบบจำลองที่ได้สามารถทำนายพฤติกรรมของแท่งของเหลวและฟองไอ

Sakulchangsattajai (2002) ได้ทำการปรับปรุงแบบจำลองของ Shafii et al. (2001) ที่ใช้ทำนายพฤติกรรมของเหลวและไอภายในท่อความร้อนแบบสันปลายปิดและแบบวงรอบที่แหล่งให้ความร้อนอยู่สูงกว่าแหล่งระบายความร้อน โดยพิจารณาเพิ่มส่วนกันความร้อนและจำนวนโค้งเลี้ยว และหาปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนชนิดสันปลายปิดและแบบวงรอบด้วย แบบจำลองพฤติกรรมของเหลวและไอภายในท่อเพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสันนี้ใช้สมมุติฐานที่ว่า การไหลภายในเป็นแบบสถานะเดียว ความดันสูญเสียในช่วงโค้งเลี้ยวมีค่าน้อยมาก ของเหลวไม่อัดตัว และก๊าซมีพฤติกรรมเป็นก๊าซในอุดมคติ การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนใช้หลักการและทฤษฎีเกี่ยวกับความเสียดทานการไหลในท่อและสมการควบคุมพื้นฐาน รวมทั้งหลักการ Finite difference โดยได้ใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้นเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Rittidech et al. (2000) และ Charoensawan et al. (2000) ตามลำดับพบว่าสำหรับท่อความร้อนแบบสันทั้งสองผลการทำนายที่ได้เข้ากันได้ดีกับผลการทดลอง เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวมีค่าเพิ่มขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวให้ความร้อนจะมีค่าคงที่เนื่องจากความสมมาตรภายในท่อความร้อน ขณะที่อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นสำหรับการทำนายการทำงานของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดและแบบสันวงรอบจะมีลักษณะเหมือนกันจากการเปรียบเทียบปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทำนายกับงานวิจัยของ Rittidech et al. (2000) และ Charoensawan et al. (2000) CLOHP ที่มีสารทำงาน คือ เอทานอล R123 และน้ำจะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวให้ความร้อนจากมากไปหาน้อยตามลำดับ นอกจากนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวให้ความร้อนจะแปรผันตรงกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อและแปรผกผันกับความยาวส่วนทำระเหย

1.2.6 การศึกษาสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสั้น

Lin et al. (2000) ได้ทำการศึกษาเชิงการทดลองเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเติมกับความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดซึ่งใช้สาร FC72 และ FC75 เป็นสารทำงานให้ส่วนทำระเหยอยู่ตรงกลางและส่วนระบายความร้อนอยู่ทางด้านบนและด้านล่างของท่อความร้อน ท่อความร้อนทำงานที่อุณหภูมิระหว่าง 75 – 85 องศาเซลเซียสจากการทดลองพบว่าการเติมสาร FC72 ปริมาณ 32% จะทำให้เกิดการ Dry out เมื่อใส่พลังงานไฟฟ้าเพียง 200 W และสำหรับ FC75 จะเกิดการ Dry out ที่ อัตราการเติม 38% ที่การป้อนอัตราความร้อนที่ 800 W และการเติมสารทำงานที่ไม่เพียงพอจะทำให้มีการส่งถ่ายความร้อนได้น้อยมากสำหรับสาเหตุของการ Dry out เนื่องจากไม่มีของเหลวป้อนเข้าสู่ส่วนทำระเหยได้อย่างเพียงพอ

Miyazaki et al. (2001) ได้ทำการศึกษาเชิงการทดลองถึงขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดซึ่งประกอบด้วยวาล์วกลับ โดยชุดทดสอบทำมาจากท่อทองแดงมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 100 มิลลิเมตร ส่วนกันความร้อน 300 มิลลิเมตร และส่วนควบแน่น 600 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 18 โค้งเลี้ยว โดยติดตั้งวาล์วกลับไว้ที่ส่วนกันความร้อนจำนวน 10 ตัว สารทำงานที่ใช้คือ R134a ซึ่งมีอัตราการเติมสารทำงาน 50% โดยการทดลองนี้ไม่ได้ควบคุมอุณหภูมิส่วนกันความร้อน จากการทดลองพบว่า เมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ การสันของสารทำงานจะมีความถี่สูงขึ้นในขณะที่มีคาบของการสันลดลง และจะเกิดการ Dry out ขึ้น

Anuchitchanchai et al. (2003) ได้ทำการศึกษาเชิงการทดลองถึงขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด โดยใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.66, 1.66 และ 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่นเท่ากัน โดยแปรค่า 3 ขนาด คือ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยว ใช้สารทำงาน MP39 และ HP62 มีอัตราการเติมสารทำงานเป็น 50% โดยปริมาตรในการทดลองได้ใช้ตัวให้ความร้อนด้วยไฟฟ้าเพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับส่วนทำระเหย และในส่วนระบายความร้อนใช้น้ำผสมเอทิลีนไกลคอลเป็นตัวรับความร้อนและวัดอุณหภูมิขาเข้าและขาออกจากส่วนระบายความร้อนเพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยควบคุมอุณหภูมิของส่วนกันความร้อนไว้ที่ 60 องศาเซลเซียส หลังจากนั้นทำการเพิ่มความร้อนให้กับส่วนทำระเหยจนกว่าอุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยจะเกิดการกระโดด ซึ่งจุดที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยกระโดดนั้นถือว่าเป็นสภาวะวิกฤตของท่อความร้อน

จากผลการทดลองพบว่าท่อขนาด 1.06 มิลลิเมตร จะให้ค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตน้อยกว่าท่อขนาด 2.03 มิลลิเมตร ท่อที่มีความยาวส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร มีค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตสูงสุด และจำนวน โคน์เกลียวไม่มีผลต่อค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤต รวมทั้งยังได้ผลของตัวเลขคูทาเทลาดเซที่มีผลต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตที่มุมการทำงานของท่อความร้อนเป็น 90 องศาจากแนวระดับ ดังนี้

$$Ku_{90} = 0.00133 \frac{1}{Bo^{0.645}} Pr^{2.958} Ja^{0.845} \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.25} \right]^{7.630} \left(\frac{Le}{Di} \right)^{-1.003} \quad (5)$$

Katpradit et al. (2003) ศึกษาผลของจำนวน โคน์เกลียวและสารทำงานที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่ตำแหน่งสภาวะวิกฤต โดยชุดทดสอบทำจากท่อทองแดงที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตร จำนวน 5, 10 และ 15 โคน์เกลียว ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วนควบแน่นมีขนาดเท่ากันคือ 50 มิลลิเมตร สารทำงานที่ใช้ทดสอบคือ R123, เอทานอล และ น้ำ อัตราส่วนการเติม 50% ของปริมาตรทั้งหมด อุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนควบคู่ไว้ที่ 60 องศาเซลเซียส ชุดทดสอบทำการปรับให้อยู่ในแนวระดับหรือ 90 องศาของมุมเอียง จากผลการทดลองพบว่าเมื่อจำนวน โคน์เกลียวเพิ่มขึ้นจะให้ค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตสูงขึ้น ค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตสูงสุดเกิดขึ้นที่ 15 โคน์เกลียว สารทำงานที่ให้ค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤตสูงสุดคือน้ำ ซึ่งน้ำเป็นสารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงสูงกว่า R123 และเอทานอล ดังนั้นจึงสามารถสรุปได้ว่า สารทำงานใดที่มีค่าความร้อนแฝงสูงก็จะให้อัตราความร้อนวิกฤตสูงด้วย

1.2.7 การศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนที่ใช้สารทำงานแบบ Azeotropic blend

อภิมน มณีวรรณ (2545) ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบซึ่งใช้ เอชพี 62 และ เอ็มพี 39 เป็นสารทำงาน โดยใช้ท่อความร้อนที่ทำจากท่อคาปิลลารีทองแดง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.66, 1.06 และ 2.03 มิลลิเมตร ขนาดความยาวส่วนทำระเหยคือ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร ความยาวรวม 5, 10 และ 15 เมตร มีสภาวะการทดสอบคือ เปลี่ยนมุมเอียงเทียบกับแนวระดับจาก 90 ถึง 90 องศาจากแนวระดับ ซึ่งผลการทดลองสามารถสรุปได้ว่า มุมเอียงการทำงานมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนชนิดสันแบบวงรอบ โดยสำหรับท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวิกฤตนั้น มุมเอียงการทำงานช่วง 60 ถึง 90 องศาจะทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ซึ่ง

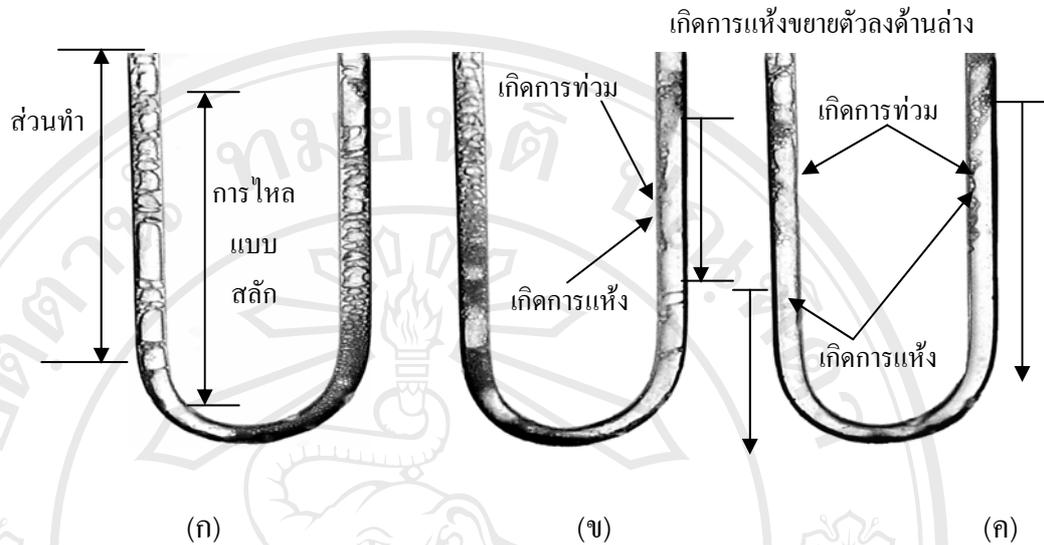
สาร เอ็มพี 39 นั้นมีค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าสาร เอชพี 62 และสำหรับท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวิกฤต จะสามารถทำงานที่มุมเอียงการทำงานเป็นลบได้ดีเมื่อเทียบกับที่มุมเอียงการทำงานเป็นบวก เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อความร้อนขนาด 2.03 มิลลิเมตร ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ความยาวส่วนทำระเหยขนาด 50 มิลลิเมตร ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ความยาวรวมของท่อที่มีขนาด 5 เมตร ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ซึ่งทั้งสองสารให้ผลออกมาใกล้เคียงกันมาก

ณัฐวิทย์ พรหมมา (2544) ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ซึ่งใช้สาร เอชพี 62 และ เอ็มพี 39 เป็นสารทำงาน ใช้ท่อความร้อนที่ทำด้วยท่อคาปิลลารีทองแดง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.06 และ 2.03 มิลลิเมตร ขนาดความยาวส่วนทำระเหย ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่นที่เท่ากัน คือ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร อัตราการเติม 50% โดยปริมาตรทั้งหมด ขนาดความยาวทั้งหมดของท่อคือ 10, 15 และ 20 เมตร ใช้น้ำร้อนเป็นแหล่งความร้อนไหลผ่านส่วนทำระเหยของท่อความร้อน และในส่วนควบแน่นใช้สารผสมน้ำกับเอทิลีนไกลคอล อัตราส่วน 1:1 เป็นแหล่งระบายความร้อน อุณหภูมิน้ำร้อนที่ใช้ในการทดสอบคือ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิของสารผสมน้ำกับเอทิลีนไกลคอลคือ 20 องศาเซลเซียส สามารถสรุปผลได้ว่ามุมเอียงของการทำงานช่วง 50 ถึง 60 องศาให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุด โดยทั้งสองสารให้ค่าที่ใกล้เคียงกันมาก ส่วนขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในมีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนคือ เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้นจาก 1.03 เป็น 2.06 มิลลิเมตร ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลงจาก 8366 W/m^2 เป็น 7294 W/m^2 ที่ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนฉนวน และส่วนควบแน่นที่เท่ากัน ท่อขนาด 50 มิลลิเมตรจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และจะลดลงเมื่อเพิ่มขนาดขึ้นตามลำดับ ความยาวทั้งหมดของท่อความร้อนที่ 10 เมตร จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด จากนั้นจะลดลงเมื่อความยาวของท่อความร้อนเพิ่มขึ้น

นำพร ปัญญใหญ่ (2547) ศึกษาเชิงทัศน์ถึงผลของโค้งงอและอัตราส่วนสันทักที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่สภาวะวิกฤต โดยชุดทดสอบทำจากแก้วที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตรและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 6 มิลลิเมตร จำนวนโค้งงอ 2, 5 และ 10 โค้งงอ ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วนควบแน่นคือ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร ใช้สารทำงานคือ R123 อัตราส่วนการเติม 50 % โดยปริมาตรทั้งหมดของท่อมุมการทดลองใช้ 90 องศา โดยวัดจากแนวระดับเมื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับส่วนทำระเหย จะ

เกิดการเดือดแบบฟองที่มีจุดกำเนิดอยู่ด้านล่างและจะมีจำนวนฟองเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 1.7(ก) เมื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับส่วนทำระเหยต่อไป พบว่าการเดือดมีความรุนแรงมากขึ้น ความเร็วไอน้ำค่าเพิ่มขึ้นเกิดการชนกันของฟองไอน้ำมากขึ้น บางจังหวะฟองไอน้ำรวมตัวกันและมีลักษณะที่บิดเบี้ยว ทำให้รูปแบบการไหลเป็นแบบสลักที่มีฟองไอสั้นและแบบโพรง ปริมาณของเหลวในส่วนทำระเหยลดลง ความดันไอน้ำสูงขึ้นด้านการไหลกลับเกิดเป็นปรากฏการณ์การท่วมขึ้นที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหยลงมาประมาณ 10 มิลลิเมตร ทำให้เกิดการแห้งขึ้นที่ด้านล่างบริเวณที่เกิดการท่วมและขยายตัวลงด้านล่างของส่วนทำระเหย โดยการเกิดการแห้งนั้นจะเกิดขึ้นในท่อใดท่อหนึ่งก่อนและเกิดในตำแหน่งเดิม ดังแสดงในรูปที่ 1.8 (ข)

เมื่อเพิ่มอุณหภูมิส่วนทำระเหยมากขึ้นการแห้งจะขยายตัวตลอดส่วนทำระเหยของท่อความร้อนโดยเกิดขึ้นทั้งสองท่อ โดยบริเวณของการแห้ง (Dry Patch) นั้นขยายตัวลงด้านล่างส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั้น ดังแสดงในรูปที่ 1.8 (ค)ฟิล์มจะเกิดการแห้งและเกิดสภาวะวิกฤตขึ้น เราสามารถสังเกตเห็นได้ว่าก่อนเกิดสภาวะวิกฤตอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิส่วนทำระเหย และหลังเกิดสภาวะวิกฤตไปแล้วอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตจะลดลงเมื่อเพิ่มจำนวน ไค้งเลี้ยวขึ้นรูปแบบการไหลเป็นแบบโพรงที่ความยาวส่วนทำระเหยสั้นและเป็นแบบวงแหวนเมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น ซึ่งรูปแบบการไหลดังกล่าวจะไม่ทำให้ความหนาของฟิล์มเปลี่ยนแปลง ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตจึงไม่เปลี่ยนแปลงตามจำนวน ไค้งเลี้ยวที่เพิ่มขึ้น เมื่ออัตราส่วนสนทัดของท่อความร้อนแบบสั้นเพิ่มขึ้นทำให้ระยะการเกิดการแห้งต่อความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั้นลดลง เนื่องจากตำแหน่งที่เกิดการแห้งภายในท่อความร้อนไม่เปลี่ยนแปลง ตัวแปรที่ส่งผลให้เกิดการเปลี่ยนแปลงคืออัตราส่วนสนทัดของท่อความร้อน รูปแบบการไหลภายในที่สภาวะวิกฤตเปลี่ยนแปลงจากรูปแบบการไหลแบบโพรงเป็นแบบวงแหวนทำให้ความหนาของฟิล์มลดลง ทำให้เกิดสภาวะวิกฤตได้ง่ายขึ้น



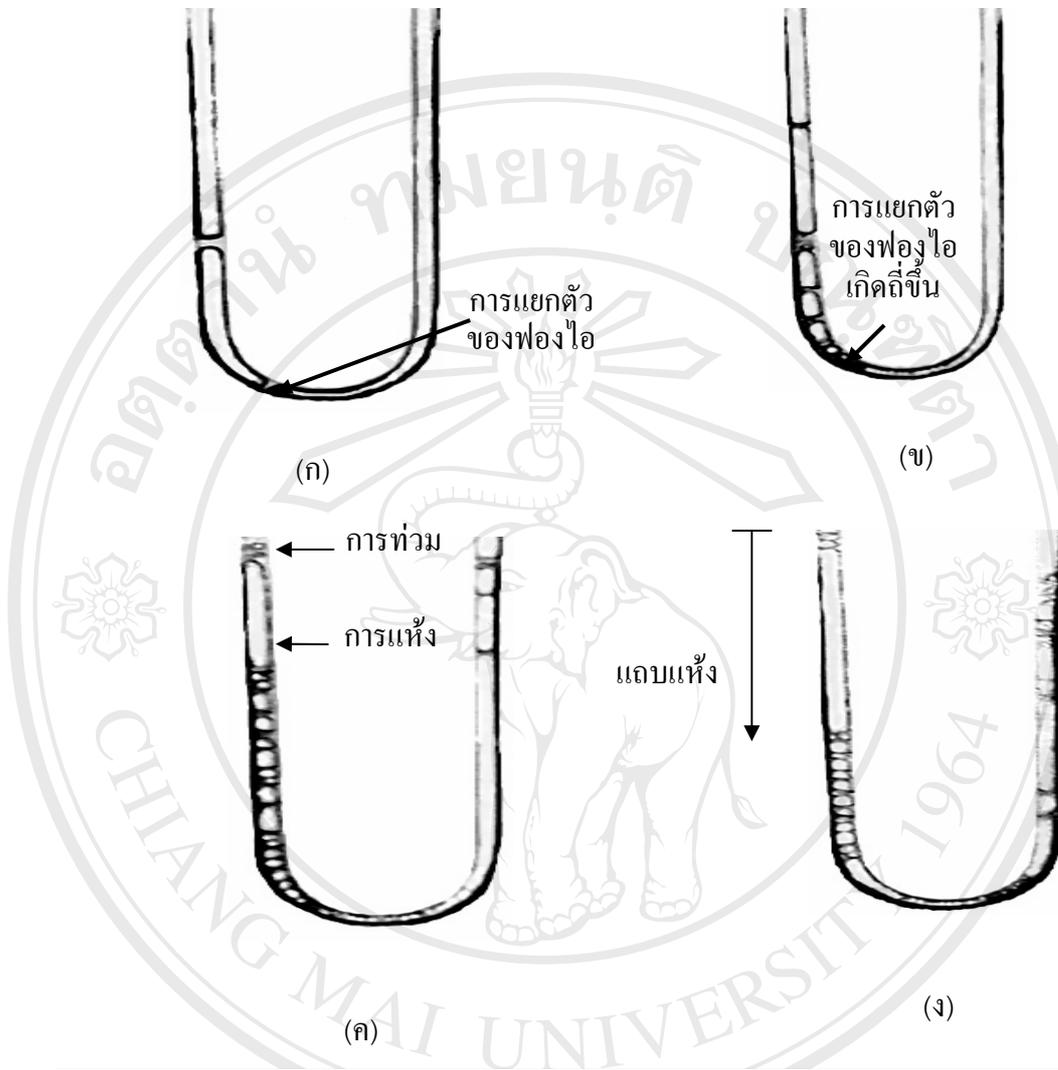
รูป	T_v (°C)	รูปแบบการไหล	q (W/m ²)	V_{bubble} (m/s)	L_{bubble} (mm)
ก	105	ก้อน	9.75	0.065	34.0
ข	120	ก้อน+โพรง	10.48	0.125	11.0
ค	175	โพรง	9.67	-	-

รูป 1.7 ขั้นตอนการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ที่ 2 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร แสดงเฉพาะส่วนทำระเหย (นำพร ปีญโญใหญ่, 2547)

อนุรัตน์ เทวตา (2547) ศึกษาเชิงทัศน์ถึงผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและสารทำงานที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่สภาวะวิกฤต โดยชุดทดสอบทำจากแก้วที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1, 1.5 และ 2 มิลลิเมตร จำนวน 5 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วนควบแน่นคือ 50 มิลลิเมตร ใช้สารทำงานคือ R123 และสารผสมน้ำกับเอทานอล (อัตราส่วน 1:1 โดยปริมาตร) อัตราส่วนการเติม 50% โดยปริมาตรทั้งหมดของท่อ มุมการทดลองใช้ 90 องศา โดยวัดจากแนวระดับ พบว่าเมื่อเพิ่มอุณหภูมิส่วนทำระเหยขึ้น รูปแบบการไหลภายในจะเป็นแบบมีการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วต่ำของฟองไอแสดงในรูป 1.8 (ก)

เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนขึ้นอีก จะทำให้เกิดการแยกตัวของฟองไอลึ่ขึ้น ในบางครั้งสามารถสังเกตเห็นลักษณะของฟองไอที่แตกต่างกันของน้ำ และเอทานอลซึ่งไม่เป็นเนื้อเดียวกัน โดยฟองไอของเอทานอลจะมีขนาดเล็กกว่ามาก และเกิดจากการเดือด ส่วนฟองไอของน้ำ จะมีขนาดใหญ่ และเกิดจากการขยายและแยกตัวของฟองไอยาวๆ การเคลื่อนที่ขึ้นสู่ด้านบนของฟองไอลึ่มีความเร็วเพิ่มขึ้น และความยาวเฉลี่ยลดลง รูปแบบการไหลยังคงเป็นแบบสลัก ดังแสดงในรูปที่ 1.8 (ข) เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนขึ้นไปอีก จะเริ่มมีการเดือดแบบฟองเกิดเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ความเร็วของฟองไอลึ่มีค่าเพิ่มขึ้น และมีการรวมตัวของฟองไอเกิดขึ้นบ้างในบางครั้ง ความเร็วที่เพิ่มขึ้น และการรวมตัวของฟองไอส่งผลทำให้เริ่มมีการบิดเบี้ยวของฟองไอเกิดขึ้น รูปแบบการไหลส่วนใหญ่จึงเป็นแบบสลัก และแบบโพรงเกิดขึ้นร่วมกัน จนกระทั่งที่อุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนเป็น 290 องศาเซลเซียสจึงเริ่มเกิดการท่วมแบบชั่วคราวขึ้น โดยการรวมตัวของฟองไอ และการดันคลื่นของเหลวของไอ ทำให้ของเหลวมีการท่วมอยู่ที่บริเวณด้านบนของส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูปที่ 1.8 (ค)

หลังจากเกิดสภาวะวิกฤตแล้ว เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนขึ้นไปอีกจนถึง 380 องศาเซลเซียส การแห้งจะขยายตัวลงสู่ด้านล่างเป็นช่วงยาวขึ้น และมีระยะเวลาการเกิดปรากฏการณ์การท่วมนานขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 1.8(ง) แต่เนื่องจากเมื่อค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอลึ่เพิ่มขึ้น จะทำให้ฟิล์มของเหลวมีการระเหยกลายเป็นไอน้อยลง จึงทำให้มีความหนาของฟิล์มมีค่ามากขึ้นที่อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เท่ากัน ดังนั้นจึงทำให้เกิดสภาวะวิกฤตได้ยาก และมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤตที่สูงขึ้น



รูป	T_v ($^{\circ}\text{C}$)	รูปแบบการไหล	q (W/m^2)	V_{bubble} (m/s)	L_{bubble} (mm)
ก	100	ก้อน	10.65	0.052	28.2
ข	160	ก้อน+โพรง	11.98	0.083	13.8
ค	290	โพรง	13.53	-	-
ง	380	-	13.94	-	-

รูป 1.8 รูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.0 มิลลิเมตร ใช้สารผสมระหว่างน้ำกับเอทานอลเป็นสารทำงาน

(อนูรัตน์ เทวตา , 2547)

Terdtoon et al. (1999) การใช้สารทำความเย็นแบบผสมเป็นสารทำงานสำหรับเทอร์โมไซฟอนสองสถานะซึ่งใช้ เอชพี 62 และ เอ็มพี 39 เป็นสารทำงาน ใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 11.1 และ 25.4 มิลลิเมตร อัตราส่วนสนทัด 5, 10, 20, 30 และ 40 อัตราการเติม 50% มีสภาวะการทดสอบคือ เปลี่ยนมุมเอียงจาก 5, 10, 30, 40, 50, 70, 80 และ 90 องศาจากแนวระดับ ควบคุมอุณหภูมิของไอไว้ที่ 20 องศา ที่มุมเอียง 50 องศาจะได้ค่า Q/Q_{90} สูงสุดและค่า R/R_{90} จะมีค่าน้อยสุด เมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นค่า Q/Q_{90} จะมีค่าลดลง อัตราส่วนสนทัดและบอนด์นัมเบอร์ไม่มีผลต่ออัตรา Q_{max}/Q_{90} ของท่อความร้อน

1.3. วัตถุประสงค์ของการศึกษา

- 1.3.1 เพื่อศึกษารูปแบบการไหลภายในของท่อ CEOHP ที่ สภาวะวิกฤต
- 1.3.2 เพื่อศึกษาถึงผลของมุมเอียง และสารทำงานที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนชนิดสันแบบปลายปิด ณ สภาวะวิกฤต
- 1.3.3 เพื่อศึกษาเชิงทัศน์เกี่ยวกับกลไกการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนชนิดสันแบบปลายปิด ที่ สภาวะวิกฤต

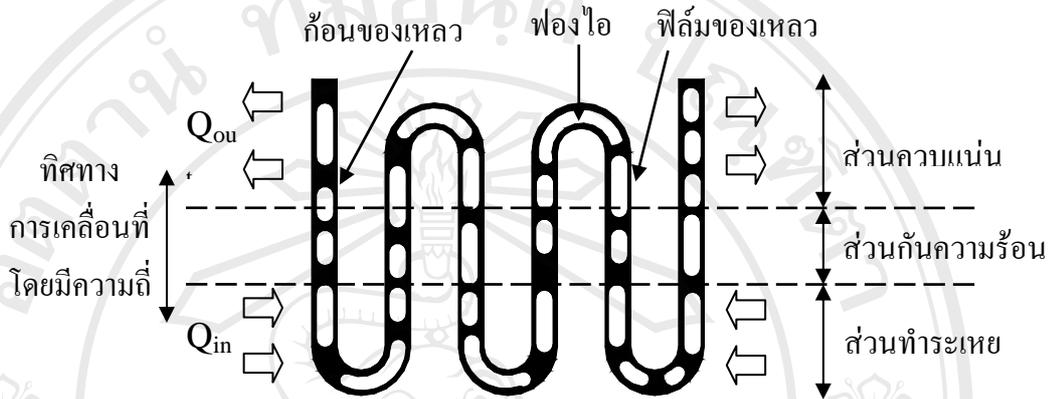
1.4. ประโยชน์ที่ได้รับจากการศึกษาเชิงทฤษฎี

- 1.4.1 ได้ทราบถึงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่ สภาวะวิกฤต
- 1.4.2 ได้ทราบถึงผลของมุมเอียง และสารทำงานที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนชนิดสันแบบปลายปิด ณ สภาวะวิกฤต
- 1.4.3 ได้ทราบถึงกลไกการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด CEOHP ที่ สภาวะวิกฤต
- 1.4.4 เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการค้นคว้าเกี่ยวกับสภาวะวิกฤต ของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดแบบอื่น ๆ ต่อไป

1.5 สมมติฐานการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด

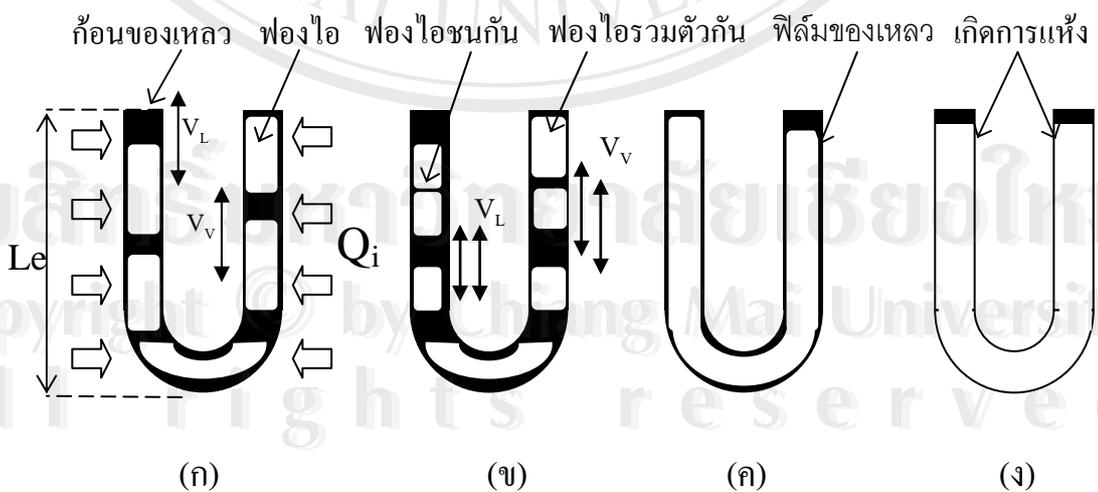
ก่อนที่จะทำการศึกษาถึง สาเหตุและรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่สภาวะวิกฤต จะต้องตั้งสมมติฐานการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดก่อน เพื่อให้การศึกษาและทดลองเป็นไปอย่างถูกต้อง โดยคาดว่า การเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดนั้นจะเกิดเป็นลำดับดังต่อไปนี้

เมื่อบรรจุสารทำงานเข้าไปในท่อความร้อนชนิดสันแบบปลายปิด ซึ่งต้องทำการดูดอากาศออกจากท่อความร้อนก่อนโดยใช้ปั๊มสุญญากาศ จะพบว่าสารทำงานในท่อความร้อนจะทำการจัดเรียงตัวอยู่ในลักษณะของก้อนของเหลวและฟองไอสลับกัน ดังแสดงในรูป 1.9 โดยมีฟิล์มของเหลวเคลือบบาง ๆ ที่ผนังท่อ



รูป 1.9 แบบจำลองการจัดเรียงตัวของสารทำงานภายใน ท่อความร้อนแบบสันปลายปิด

เมื่อให้อุณหภูมิท่อความร้อนแบบสันปลายปิดเพิ่มขึ้น จะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงปรากฏการณ์ของรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสันเป็นลำดับ จนถึงสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสัน นั่นคือเกิดปรากฏการณ์การแห้งขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสัน ซึ่งการแห้งนั้นจะเกิดขึ้นภายในบริเวณส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสันเท่านั้น โดยลำดับเหตุการณ์สามารถอธิบายได้ดังรูปที่ 1.10



รูป 1.10 แบบจำลองการเกิดสภาวะวิกฤติภายในท่อความร้อนแบบสันปลายปิดโดยแสดงเฉพาะส่วนทำระเหย

รูปที่ 1.10 แสดงแบบจำลองการเกิดสภาวะวิกฤติโดยแสดงเฉพาะส่วนทำระเหยที่โค้งเดี่ยว เดียว โดยสมมุติฐานของการเกิดขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดคือ

1. เมื่อเริ่มให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสันปลายปิด สารทำงานในท่อความร้อนซึ่งอยู่ในรูปแบบฟองไอและก้อนของเหลวจะเกิดการสั่นในแนวแกนดังรูป 1.10 (ก)

2. เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสันปลายปิดเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ ฟองไอยังมีความเร็วในแนวแกนสูงมากโดยที่ฟองไอแต่ละฟองอาจมีความเร็วในแนวแกนแตกต่างกัน และเกิดการชนกัน ในบางครั้งฟองไอที่ส่วนทำระเหยอาจมีการรวมตัวกันเป็นฟองไอที่มีขนาดยาวขึ้น แต่ยังคงเกิดการแยกออกจากกัน เนื่องจากแรงเนื่องจากความดันของฟองไอยังไม่สามารถเอาชนะแรงตึงผิวของฟองไอได้ ดังรูป 1.10 (ข)

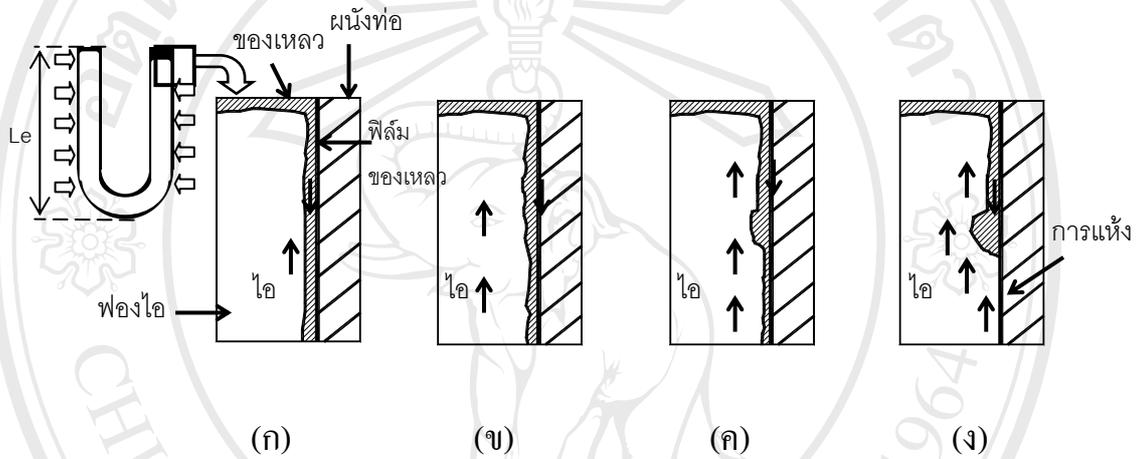
3. เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสันปลายปิดเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ แรงเนื่องจากความดันแตกต่างของฟองไอยังสูงขึ้นจนสามารถเอาชนะแรงตึงผิวของฟองไอได้ ฟองไอยังรวมตัวกันเป็นฟองไอที่มีลักษณะยาวจนเต็มส่วนทำระเหย ดังรูป 1.10 (ค) ในกระบวนการนี้ฟองไอยังไม่สามารถเคลื่อนที่ในแนวแกนได้อีกต่อไป แต่ยังคงมีฟิล์มของเหลวไหลลงมาเคลือบอยู่ที่ผิวของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด

4. เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสันปลายปิดเพิ่มขึ้นไปอีก ฟิล์มของเหลวจะเกิดการระเหยอย่างรวดเร็วและมีแรงดันไอสูง จนไอที่ระเหยนั้นมีความเร็วไอที่ผิวหน้าสูงพอที่จะไปดันการไหลลงของของเหลว ซึ่งปรากฏการณ์ดังกล่าวเรียกว่า ปรากฏการณ์การท่วม (Flooding) ในที่สุดฟิล์มของเหลวที่ยังค้างอยู่ในส่วนทำระเหยจะเกิดการระเหยไปจนหมด และทำให้ท่อความร้อนแบบสันปลายปิดเกิดการแห้ง ดังรูป 1.10 (ง)

จากสมมุติฐานดังกล่าว จะเห็นได้ว่าสภาวะวิกฤติของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดนั้น มีสาเหตุมาจากการเกิดปรากฏการณ์การท่วม ซึ่งเกิดขึ้นภายในส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด โดยจะแสดงเป็นแบบจำลองเป็นลำดับ โดยจะขยายเฉพาะบริเวณที่เกิดปรากฏการณ์การท่วมที่ส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูปที่ 1.11

เมื่อสารทำงานที่อยู่ในท่อความร้อนในส่วนทำระเหยได้รับความร้อนจะเกิดการขยายตัวของฟองไอ พร้อมทั้งเกิดการสั่นอันเนื่องมาจากความดันแตกต่างกัน เมื่อภาวะความร้อนที่ให้ในส่วนทำระเหยมีค่าไม่สูงมาก ขนาดของฟองไอยังไม่มาก และความเร็วของฟองไอไม่สูงมาก ดังนั้นผิวหน้าของฟิล์มของเหลวรอบๆ ซึ่งเคลือบผิวท่ออยู่จะมีลักษณะที่ค่อนข้างราบเรียบ ต่อมาเมื่อเพิ่มความร้อนให้กับท่อความร้อนมากขึ้น ขนาดของฟองไอยังขยายเพิ่มขึ้น และความเร็วของฟองไอยังจะเพิ่มขึ้นด้วย เมื่อไอยังมีความเร็วที่มากขึ้นจะทำให้เกิดแรงต้านทานที่บริเวณผิวหน้าของของเหลวที่อยู่รอบๆ เนื่องจากไอและของเหลวมีทิศทางไหลที่สวนทางกัน ทำให้บริเวณผิวหน้าของ

ของเหลวเกิดเป็นลูกคลื่นขึ้น ลูกคลื่นนี้จะมีขนาดใหญ่ขึ้นตามความเร็วของไอที่เพิ่มขึ้นซึ่งเป็นผลมาจากการเพิ่มภาวะความร้อนให้กับท่อความร้อน หลังจากนั้นถ้าเพิ่มภาวะความร้อนให้กับท่อความร้อนมากขึ้นไปอีกจนถึงจุดที่เกิดสภาวะวิกฤตนั้น ไอที่มีขนาดใหญ่ขึ้น และมีความเร็วมากขึ้นจะทำให้ผิวหน้าของฟิล์มของเหลวมีขนาดใหญ่มากขึ้น และฟิล์มของเหลวบริเวณที่อยู่ใต้ลูกคลื่นนั้นบางลง เนื่องจากคลื่นของเหลวที่เกิดขึ้นนั้นไปปิดกั้นไม่ให้ของเหลวจากส่วนควบแน่นไหลกลับลงมาซึ่งส่วนทำระเหยจึงทำให้ท่อความร้อนเกิดการแห้งขึ้น ซึ่งลักษณะการเกิดการแห้งลักษณะนี้เรียกว่า ปรากฏการณ์การท่วม และมีขั้นตอนดังแสดงในรูป 1.11



รูป 1.11 แสดงขั้นตอนการเกิดปรากฏการณ์การท่วม

ที่มา : Anuchitchanchai et al. (2003)

รูป 1.11 แสดงขั้นตอนการเกิดปรากฏการณ์การท่วม โดยขยายเฉพาะบริเวณที่เกิดการท่วมที่ส่วนทำระเหย โดยก่อนที่จะเกิดปรากฏการณ์การท่วมนั้น ไอที่เกิดจากการระเหยของฟิล์มของเหลวและฟิล์มของเหลวมีการไหลสวนทางกันดังรูป 1.11 (ก)

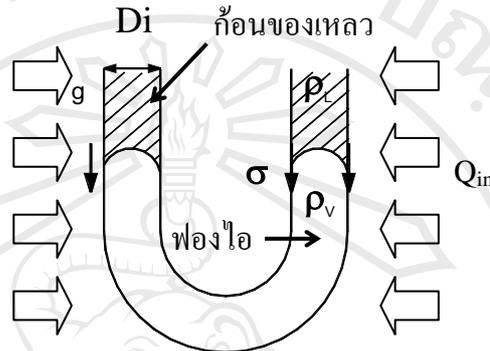
เมื่อให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหยมากขึ้น จะเกิดการระเหยสูงขึ้นและไอมีความเร็วเพิ่มขึ้นจนความเร็วสัมพัทธ์ที่ผิวหน้ามีค่าเกินค่ากำหนดค่าหนึ่ง หน้าสัมผัสของฟิล์มของเหลวและไอจะเกิดเป็นรูปคลื่น ดังรูป 1.11 (ข)

เมื่อฟิล์มของเหลวระเหยตัวมากขึ้น และมีความดันไอมาก จนไอมีความเร็วสูงมากพอที่จะดันให้ฟิล์มของเหลวไม่สามารถไหลลงมารับความร้อน ที่ปลายส่วนทำระเหยได้ ทำให้ฟิล์มของเหลวเริ่มเกิดการสะสมเป็นก้อนดังรูป 1.11 (ค)

ในขณะที่เดียวกันที่ฟิล์มของเหลวก็ยังคงเกิดการระเหยอยู่ ในที่สุดฟิล์มของเหลวจะเกิดการแห้ง โดยตำแหน่งที่เกิดการแห้งนั้น จะเป็นตำแหน่งที่อยู่ใต้ตำแหน่งที่เกิดปรากฏการณ์การท่วม ดังแสดงในรูปที่ 1.11(ง)

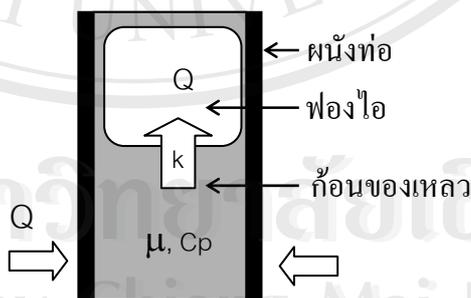
จากสมมุติฐานดังกล่าว พิจารณาได้ว่าการเกิดสภาวะวิกฤตินั้นมีปรากฏการณ์ที่เกี่ยวข้องทั้งหมด 4 ปรากฏการณ์ คือ

1. ปรากฏการณ์การเดือดของสารทำงาน เกิดที่ปลายโค้งเดียวของส่วนทำระเหยดังรูป 1.12



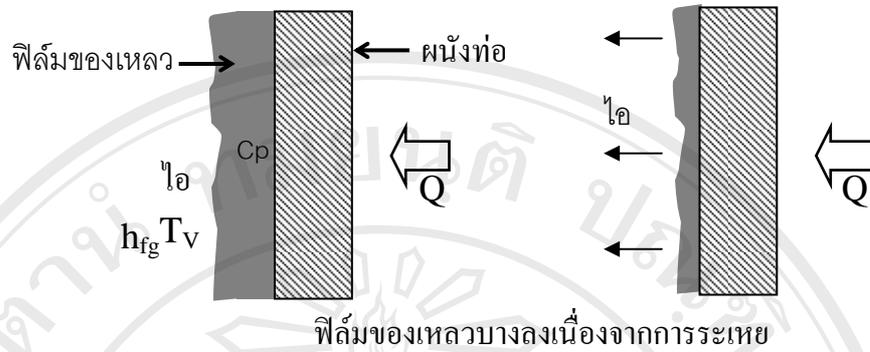
รูป 1.12 ปรากฏการณ์การเดือดของสารทำงานที่ปลายโค้งเดียวของส่วนทำระเหย

2. ปรากฏการณ์การส่งถ่ายความร้อนจากก่อนของเหลวไปสู่ฟองไอ เมื่อเพิ่มอุณหภูมิส่วนทำระเหยของท่อความร้อนขึ้น สารทำงานในสถานะของเหลวซึ่งมีค่าความจุความร้อนสูงกว่าจะส่งถ่ายความร้อนให้แก่สารทำงานในสถานะไอ ดังรูปที่ 1.12



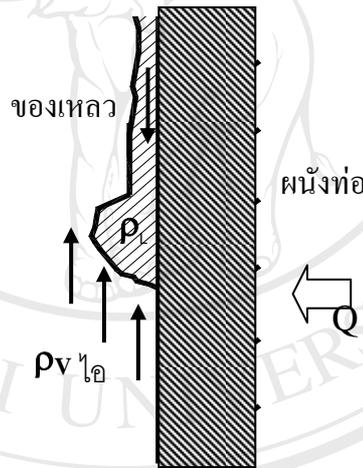
รูป 1.13 ปรากฏการณ์การส่งถ่ายความร้อนจากก่อนของเหลวไปสู่ฟองไอ

3. ปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อน ความร้อนบางส่วนจะทำให้ฟิล์มของเหลวบริเวณผนังท่อเกิดการระเหย ดังแสดงในรูป 1.14



รูป 1.14 ปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน

4. ปรากฏการณ์การท่วม เกิดจากการไหลสวนทางกันของ ของเหลวและไอ ซึ่งไอที่มีความเร็วสูงจะหอบเอาของเหลวขึ้นไปกอดตัวอยู่ด้านบน ดังแสดงในรูปที่ 1.15



รูป 1.15 ปรากฏการณ์การท่วมของสารทำงาน

จากงานวิจัยของ Anuchitchanchai et al. (2003) ซึ่งได้ทดสอบเพื่อหาค่าอัตราความร้อนวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ส่วนมากแล้วสารทำงานที่ใช้ในท่อความร้อนคือสารจำพวก คลอโรฟลูโอโรคาร์บอน (CFCs) ซึ่งมีผลกระทบต่อชั้นบรรยากาศ ซึ่งเป็นสาเหตุของปัญหาสิ่งแวดล้อม จึงเกิดแนวคิดที่จะใช้สารที่มี CFCs ปริมาณน้อยมาเป็นสารทำความเย็นแทนเพื่อลดปัญหาสิ่งแวดล้อม งานวิจัยที่ได้ใช้สารที่ปราศจาก CFCs มาเป็นสารทำงานในท่อความร้อนนั้นมีความน่าสนใจมาก ตัวอย่างเช่น งานวิจัยของ Anuchitchanchai et al. (2003) ซึ่งได้ทดสอบเพื่อหาค่าอัตราความร้อนวิกฤตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด โดยได้ศึกษาถึงผลของขนาดเส้นผ่าน

ศูนย์กลางภายในท่อใช้สารทำงานเป็นน้ำยาทำความเย็นผสมโดยสารทำงานที่เลือกใช้ คือ เอชพี 62 และ เอ็มพี39 ดังนั้นงานวิจัยที่กล่าวมานี้จึงเป็นแนวทางในการวิจัยเพื่อศึกษาถึงคุณลักษณะถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต ใช้สารผสมทำงานคือ เอชพี 62 และ เอ็มพี 39 และเนื่องจากสาร เอชพี 62 และ เอ็มพี39 มีค่าการทำลายโอโซน (Ozone depletion potential, ODP) เท่ากับ 0 และ 0.03 ตามลำดับซึ่งน้อยกว่าค่ามาตรฐานที่ตั้งไว้และน้อยกว่าสารผสมชนิดอื่นๆ เช่น R-409A และ R-500 ซึ่งมีค่า ODP เท่ากับ 0.05 และ 0.758 ตามลำดับ ดังนั้นจึงมั่นใจได้ว่าเมื่อทำการทดลองหรือนำท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ที่สภาวะวิกฤต ใช้สารดังกล่าวไปใช้งานแล้วจะมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยมาก

ดังนั้นจากเหตุผลที่กล่าวมาจึงเห็นได้ชัดเจนว่ามีความจำเป็นที่ต้องทำการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ที่สภาวะวิกฤตโดยทำการศึกษาถึงปรากฏการณ์การไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสันปลายปิดโดยการสังเกตเชิงทัศน และข้อมูลที่จะได้จากงานวิจัยนี้จะเป็นแนวทางและทางเลือกใหม่ในการออกแบบและประยุกต์ใช้งานท่อความร้อนแบบสันปลายปิด ที่สภาวะวิกฤตต่อไป

1.6 ขอบเขตของการวิจัย

1.6.1 วัสดุสำหรับทำชุดทดสอบ CEOHP เป็นท่อแก้ว pyrex ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 1.5 มิลลิเมตร ซึ่งเป็นค่าเส้นผ่านศูนย์กลางที่เป็นไปตามสมการที่ (1)

1.6.2 สารทำงานจำนวน 2 ชนิดคือ เอชพี 62 และ เอ็มพี 39

1.6.3 ความยาวส่วนทำระเหย (Le) ส่วนกันความร้อน (La) และส่วนควบแน่น (Lc) ที่มีขนาดเท่ากันที่ 50 มิลลิเมตร ซึ่งจากการทดสอบของ Anuchitchanchai et al. พบว่าให้ค่าฟลักซ์ความร้อนวิกฤตสูง รวมทั้งยังง่ายต่อการสังเกตและบันทึกภาพ

1.6.4 จำนวนโค้งเลี้ยว 5 ถึง 10 โค้งเลี้ยว เพื่อให้สามารถถ่ายภาพได้ชัดเจนโดยที่พฤติกรรมของสารทำงานยังมีลักษณะของการทำงานแบบท่อความร้อนชนิดสันอยู่

1.6.5 มุมเอียง 0 – 90 องศา เช่น 0,10,40,60,90 องศา วัดจากแนวระดับ

1.6.6 อัตราการเติมสารทำงานประมาณ 50% โดยปริมาตร ซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมสำหรับการทำงานของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด