รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ

ผลของความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางที่มีผลต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

โดย

รองศาสตราจารย์ ดร. ประดิษฐ์ เทอดทูล

นายณรงค์ วาวแวว

พฤษภาคม 2546

สัญญาเลขที่ BGJ/02/2544

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

ผลของความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางที่มีผลต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

รองศาสตราจารย์ ดร. ประดิษฐ์ เทอดทูล

นายณรงค์ วาวแวว

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีราชมงคลวิทยาเขตภาคพายัพ

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิจัยเรื่อง "ผลของความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางที่มีผลต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี" สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากสำนักงานส่นับสนุนการวิจัย ซึ่งให้การสนับสนุนทุนการวิจัยโดยมีสัญญาเลขที่ BGJ/02/2544 และขอกราบขอบพระคุณรองศาสตราจารย์ ดร. ประดิษฐ์ เทอดทูล ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาโครงการวิจัย และเป็นผู้กรุณาให้ความรู้ คำแนะนำ ตลอดจนประสบการณ์ในการเรียนรู้และการทำการวิจัยด้วยดีเสมอมา ผู้เขียนขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ณ โอกาสนี้

ขอขอบพระคุณโครงการวิจัยท่อความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ซึ่งเป็นสถานที่ในการทำวิจัยและจัดทำรายงานการวิจัยจนสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ท้ายที่สุดนี้ หากมีข้อผิดพลาดหรือสิ่งที่ขาดตกบกพร่อง ผู้เขียนขออภัยในความบกพร่องและความผิดพลาดนั้นและหวังว่ารายงานการวิจัยนี้จะมีประโยชน์สำหรับหน่วยงานของรัฐและหน่วยงานของเอกชนหรือบุคคลท่านที่สนใจต่อไป

ผู้จัดทำ

รหัสโครงการ : BGJ/02/2544

ชื่อโครงการ : ผลของความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางที่มีผลต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

ชื่อนักวิจัยและสถาบัน : รองศาสตราจารย์ ดร. ประดิษฐ์ เทอดทูล
นายณรงค์ วาวแวว
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

E-mail Address : pradit@eng.cmu.ac.th
wao_narong@hotmail.com

ระยะเวลาโครงการ : 1 พฤษภาคม พ.ศ. 2544 ถึง 30 เมษายน พ.ศ. 2546

บทคัดย่อ

โครงการวิจัยนี้ศึกษาถึงผลของความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางที่มีผลต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี ส่วนทำระเหยและครึ่งหนึ่งของส่วนกันความร้อนของท่อความร้อนทำด้วยหลอดแก้วใส ส่วนควบแน่นและครึ่งหนึ่งของส่วนกันความร้อนทำด้วยท่อทองแดง มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 11 มิลลิเมตร สารทำงานที่ใช้คือ R123 อัตราส่วนการเติม 60% ของปริมาตรส่วนทำระเหย อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5 และ 20 ท่อ RRHP วางตัวตามแนวนอนกับรัศมีการหมุน ความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้ความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางเท่ากับ 0.2g 1g 3g และ 7g (g=9.81 m/s^2) อุณหภูมิการทำงานเท่ากับ 90 $^{\circ}C$ มุมเอียงการทำงานทำมุม 90, 50 และ 0 องศา จากแนวระดับตั้งฉากกับรัศมีการหมุน ระบายความร้อนออกจากส่วนควบแน่นด้วยอากาศ ขณะที่ส่วนทำระเหยให้ความร้อนด้วยขดลวดไฟฟ้า บันทึกภาพรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีด้วยกล้องดิจิตอลเป็นบางเวลาและกล้องถ่ายภาพวิดีทัศน์ วัดการถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความร้อนที่ป้อนให้ลบความร้อนสูญเสียจากส่วนทำระเหย ผลการทดลองพบว่า มุมเอียงมีผลต่อรูปแบบการไหลคือ รูปแบบการไหลที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ annular flow โดยความหนาของฟิล์มลดลงอย่างช้าๆ เมื่อมุมเอียงลดลง ที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยเมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นจาก 50-90 องศา รูปแบบการไหลเป็นแบบ bubble flow โดยมีขนาดของฟองไอลดลง ซึ่งก็คือ ตัวเลขของบอนด์ (Bond number) ลดลงอย่างช้าขณะที่มุมเอียงลดลงจาก 50-0 องศา รูปแบบการไหลที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยเป็นแบบ Annular flow โดยความหนาฟิล์มด้านบนลดลงอย่างรวดเร็ว ความเร่งเนื่องจากการหมุนมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี โดยค่า g จะมีผลกระทบต่อขนาดของฟองไอที่เกิดขึ้นรวมทั้งปริมาณของเหลวที่ไหลย้อนกลับมายังส่วนทำระเหย อัตราส่วนสนทัดมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี โดยค่าอัตราส่วนสนทัดจะมีผลกระทบต่อการรวมตัวของฟองไอและการเคลื่อนตัวของฟองไอให้หลุดพ้นจากแอ่งของเหลว จากการวิจัยนี้ทำให้สามารถเขียนบทความเพื่อขอรับการตีพิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติได้ 1 บทความ

คำหลัก ท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี รูปแบบการไหล ความเร่งสู่ศูนย์กลาง

Project Code : BGJ/02/2544

Project Title : Effect of Rotational Acceleration on Internal Flow Patterns of Radially Rotating Heat Pipe at Normal Operating Condition

Investigator : Assoc. Prof. Dr. Pradit Terdtoon

Mr. Narong Waowaew

Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering Chiang Mai University

E-mail Address : pradit@eng.cmu.ac.th

wao_narong@hotmail.com

Project Period : 1 May 2001 To 30 April 2003

Abstract

The research was undertaken to study the effect of rotational acceleration of radially rotating heat pipe (RRHP) on its internal flow patterns. The studied RRHP employed transparent glass tube as the whole part of evaporator section and lower half of the adiabatic section to enable the visualization of the internal flow pattern. The remaining part of condenser section and also upper half of the adiabatic section was made from copper tube. The selected internal diameter was 11 mm. R123 was used as working fluid with the filling ration of 60% (of evaporator section). The aspect ratios were 5 and 20. The RRHP lied with the axis of rotational radius (90 degree). The selected rotational acceleration was corresponded to 0.2g, 1g, 3g and 7g respectively ($g=9.81\ m/s^2$). The working temperature was controlled at $90^{\circ}C$ and the inclination angles were 90, 50 and 0 degree. Electrical heater was employed as heat source at the evaporator section while the condenser section was naturally cooled. Digital camera was used to record the internal flow pattern at any specified time but the continuous flow pattern was monitored by a video camera. Heat transfer rate was obtained from the heat input and the heat lost from the heat pipe itself. It is found from the experimental results that the inclination angle affects the internal flow patterns of the RRHP. As the angle decreases from 90 to 0 deg, the flow pattern at the upper part of the evaporator section remains at annular flow with the film thickness decreases. It is found that the inclination angle of 50 degree is an important position. As the angle decreases from 50 to 0 deg, the flow patterns at the middle and the lower parts approaches the annular flow. However, as the angle increases from 50 to 90 deg, the flow patterns are bubble flow with the vapor sizes decreases, i.e. Bond number decreases, resulting in higher heat flux. The effect of the rotational acceleration on the internal flow pattern can be explained as, the higher the g, the

smaller the bubble sizes as well as the returning condensate is thinner resulting in higher heat transfer rate. The aspect ratio affects the internal flow patterns such that, the higher the aspect ratio, the vapor bubbles in liquid pool tend to merge with each other and escape from the liquid pool resulting in lower heat flux.

Keywords: Radially rotating heat pipe, Heat transfer characteristics, Rotational acceleration

สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ	ข
บทคัดย่อภาษาไทย	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
สารบัญเรื่อง	ฉ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญภาพประกอบ	ฌ
สารบัญภาพประกอบ(ต่อ)	ญ
อักษรย่อและสัญลักษณ์	ฏ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย	1
1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	3
1.2.1 ท่อความร้อนแบบธรรมดา	3
1.2.1.1 ผลของอัตราส่วนการเติมที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน	3
1.2.1.2 ผลของตัวเลขของบอนด์ที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน	3
1.2.1.3 ผลของสารทำงานที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน	4
1.2.1.4 ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน	5
1.2.1.5 สมการสหสัมพันธ์เพื่อทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนสองสถานะแบบปิดตำแหน่งเอียง	5
1.2.2 ท่อความร้อนแบบหมุน	6
1.2.2.1 ผลของอัตราส่วนการเติมที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน	6
1.2.2.2 ผลของความเร็วรอบการหมุนที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน	7
1.2.2.3 ผลของอุณหภูมิการทำงานที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน	8
1.2.2.4 ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน	11
1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ	11
1.4 ขอบเขตของการวิจัย	11
1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ	12
บทที่ 2 วิธีการวิจัย	
2.1 วัตถุประสงค์ในการทดลอง	13
2.2 ตัวแปรในการทดลอง	13
2.3 อุปกรณ์ในการทดลอง	14
2.4 วิธีการทดลอง	21
2.4.1 ขั้นตอนการทดลอง	21

2.4.2 การวิเคราะห์ข้อมูลการทดลอง 22
2.4.3 การคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อน 23
บทที่ 3 ผลการทดลอง
3.1 ผลของมุมเอียงที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี 26
3.1.1 ที่มุมเอียง 90-50 องศา 27
3.1.2 ที่มุมเอียง 50-0 องศา 27
3.2 ผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี 29
3.2.1 ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนต่ำๆ 29
3.2.2 ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนต่ำๆ 31
3.3 ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี 34
3.3.1 ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5 34
3.3.2 ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 20 34
บทที่ 4 สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง
4.1 สรุปผลการทดลอง 39
4.2 ข้อเสนอแนะ 39
Output จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกว. 40
บรรณานุกรม 41

ภาคผนวก

สารบัญตาราง

หน้า

ตาราง 2.1 รายละเอียดของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่ใช้ 24

สารบัญภาพประกอบ

หน้า

รูปที่ 1.1 แสดงท่อความร้อนแบบหมุน 2
รูปที่ 1.2 แสดงท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกน 3
รูปที่ 1.3 ผลของสารทำงานที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน 4
รูปที่ 1.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Qmax/Q90 กับ Le/d ที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในส่วนทำระเหยในแนวดิ่ง 5
รูปที่ 1.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Qmax/Q90 กับ Ku* 6
รูปที่1.6 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่น (Lin and Faghri, 1990) 8
รูปที่1.7 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการควบแน่น(Maezawa et al., 1999) 8
รูปที่1.8 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการเดือด(Maezawa et al., 1999) 9
รูปที่1.9 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้เกิดความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางและอัตราการถ่ายเทความร้อน (Waowaew et al.,2002) 9
รูปที่1.10 ความสัมพันธ์ระหว่างของความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้เกิดความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางและอัตราการถ่ายเทความร้อน (Waowaew et al., 2002) 10
รูปที่1.11 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสนทัดและอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มุมเอียง 90 องศา(Waowaew et al., 2002) 10
รูปที่1.12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสนทัดกับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มุมเอียง 0 องศา (Waowaew et al., 2002) 11
รูปที่ 2.1 ขนาดของท่อความร้อนที่ใช้ในการทดลอง 14
รูปที่ 2.2 ตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล 15
รูปที่ 2.3 สลิปริง 15
รูปที่ 2.4 ตาต้าล็อกเกอร์ 16
รูปที่ 2.5 มัลติมิเตอร์สำหรับวัดแรงเคลื่อนไฟฟ้า 16
รูปที่ 2.6 มัลติมิเตอร์สำหรับวัดกระแสไฟฟ้า 17
รูปที่ 2.7 แผนภาพแสดงชุดทดลอง 17
รูปที่ 2.8 มอเตอร์ไฟฟ้า 18
รูปที่ 2.9 อินเวิร์ทเตอร์ 18
รูปที่ 2.10 DC Power supply 18
รูปที่ 2.11 เครื่องวัดความเร็วรอบ 19
รูปที่ 2.12 กล้องวิดีทัศน์ 19

สารบัญภาพประกอบ(ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 2.13 กล้องดิจิตอลสำหรับถ่ายภาพรูปแบบการไหล	20
รูปที่ 2.14 กล้องดิจิตอลสำหรับถ่ายภาพมุมอ้างอิง	20
รูปที่ 2.15 โทรทัศน์	20
รูปที่ 2.16 เครื่องเล่นและบันทึกวิดีทัศน์	21
รูปที่ 2.17 สารทำงาน R123	21
รูปที่ 2.18 ตุ้มถ่วงน้ำหนัก	22
รูปที่ 3.1 ตำแหน่งของมุมอ้างอิง	25
รูปที่ 3.2 ผลของมุมเอียงที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g	26
รูปที่ 3.3 เปรียบผลการทดลองในเชิงคุณภาพกับผลการทดลองในเชิงปริมาณ	28
รูปที่ 3.4 ผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่มุมเอียง 90 องศา	30
รูปที่ 3.5 เปรียบผลการทดลองในเชิงคุณภาพกับผลการทดลองในเชิงปริมาณ	33
รูปที่ 3.6 ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่มุมเอียง 90 องศา ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 3g	36
รูปที่ 3.7 เปรียบผลการทดลองในเชิงคุณภาพกับผลการทดลองในเชิงปริมาณ	37

อักษรย่อและสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
Bo	ตัวเลขของบอนด์	
Cp_l	ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของของเหลว	kJ/kg-K
Cp_v	ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของไอ	kJ/kg-K
D_o	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ	m
D_i	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ	m
Ek	ตัวเลขของเอ็กมาน	
Fr	ตัวเลขของฟรูด	
I	กระแสไฟฟ้า	Amp
Ja	ตัวเลขของจาคอบ	
Ku	คุทาเทลลัดเซ	
Ku*	คุทาเทลลัดเซดัดแปลง,	
Le	ความยาวของส่วนทำระเหย	mm
Pr_l	ตัวเลขของแพรนดันของของเหลว	
Q	พลังงานความร้อน	W
Qe	พลังงานความร้อนที่ส่วนทำระเหย	W
Qc	พลังงานความร้อนที่ส่วนควบแน่น	W
Q90	พลังงานความร้อนที่มุมเอียง 90 องศาจากแนวระดับ	W
Q_L	อัตราการไหลโดยปริมาตรของของเหลว	m^3/s
Qmax	พลังงานความร้อนสูงสุด	W
R	รัศมีการหมุน	m
Tv	อุณหภูมิไอ	^oC
V	แรงเคลื่อนไฟฟ้า	Volt
d	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของส่วนทำระเหย	mm
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	m^2/s
h_{lv}	ความร้อนแฝงไอ-ของเหลว	J/Kg
k	ค่าการนำความร้อน	W/m-K
$\dot{m}$	อัตราการไหลโดยมวล	Kg/s
q	พลังงานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่	W/m^2
q_{90}	พลังงานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ที่มุม 90	W/m^2
q_0	พลังงานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ที่มุม 0	W/m^2

อักษรย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
q^*	ตัวแปรไร้มิติของ Heat flux	
r	รัศมีการหมุน	m
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s
α	มุมเอียงของท่อ	degree
β	มุมเอียงที่วัดจากรัศมีการหมุน	degree
ρ_v	ความหนาแน่นของไอ	kg/m^3
ρ_l	ความหนาแน่นของของเหลว	kg/m^3
ΔT	ความแตกต่างของอุณหภูมิผิวที่ส่วนทำระเหยกับอุณหภูมิไอ	^oC

บทที่ 1
บทนำ

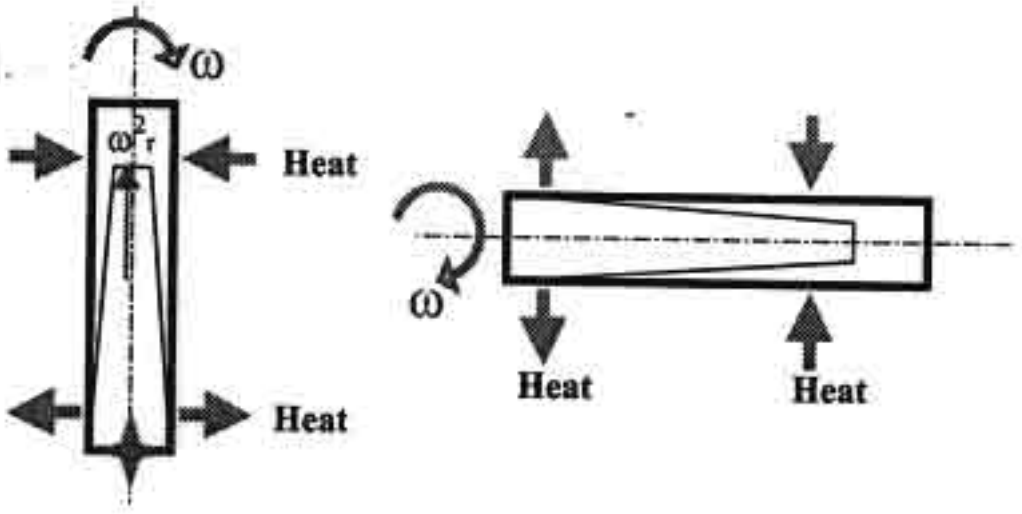
1. ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย

ในปัจจุบันมีการใช้พลังงานทางความร้อนกันอย่างแพร่หลาย โดยเฉพาะทางด้านอุตสาหกรรมมีแนวโน้มที่จะใช้สูงขึ้นทุกวัน พลังงานส่วนใหญ่ซึ่งได้มาจาก ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน ปิโตรเลียม และพลังงานความร้อนใต้พิภพ ถูกใช้หมดไปโดยไม่สามารถนำกลับมาใช้ได้อีก ดังนั้นในไม่ช้าก็จะเกิดปัญหาการขาดแคลนพลังงานในกลุ่มผู้บริโภคทั่วโลก ประเทศอุตสาหกรรมและประเทศที่กำลังพัฒนาใช้พลังงานอย่างเสรี ซึ่งส่วนใหญ่จะถูกนำมาแปรรูปให้เป็นพลังงานความร้อนเพื่อใช้ในงานอุตสาหกรรม การใช้พลังงานความร้อนในปริมาณที่มากทำให้เกิดปัญหาโลกร้อนขึ้น ทำให้เกิดอันตรายต่อมนุษย์ที่อาศัยอยู่บนโลกได้ จากปัญหาดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น จึงเกิดแนวคิดที่ค้นหาสิ่งประดิษฐ์ต่าง ๆ ที่จะนำมาแก้ปัญหาดังกล่าว

หนึ่งในนั้นก็คือ ท่อความร้อน (Heat pipe) ซึ่งประกอบไปด้วยสองส่วนหลัก ๆ คือ ส่วนทำระเหยหรือส่วนรับความร้อน และส่วนควบแน่นหรือส่วนคายความร้อน ภายในท่อมีการบรรจุสารทำงานไว้ ปัจจุบันได้มีการนำท่อความร้อนไปใช้ดึงความร้อนสูญเสียจากโรงงานอุตสาหกรรมกลับมาใช้ใหม่ โดยมีหลักการทำงานง่าย ๆ ดังนี้ คือ นำความร้อนสูญเสียจากโรงงานอุตสาหกรรมมาผ่านส่วนทำระเหยหรือส่วนรับความร้อน ซึ่งจะทำให้สารทำงานที่บรรจุอยู่ภายในท่อเดือดกลายเป็นไอ ลอยไปถ่ายเทความร้อนความร้อนออกที่ส่วนควบแน่นหรือส่วนคายความร้อน ซึ่งมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่า หลังจากนั้นจะควบแน่นกลายเป็นของเหลวแล้วไหลกลับมาสู่ส่วนทำระเหยอีกครั้งด้วยแรงแรงคาปิลารี่ หรือแรงโน้มถ่วงของโลก ซึ่งจะทำงานเป็นวัฏจักรอย่างนี้ตลอดเวลาโดยที่ไม่ต้องเสียพลังงานจากภายนอกให้แก่ท่อความร้อนแต่อย่างใด ซึ่งเห็นได้ว่าจะช่วยลดอุณหภูมิของความร้อนสูญเสียจากอุตสาหกรรมสู่บรรยากาศ และยังสามารถนำความร้อนที่ถ่ายเทออกจากส่วนควบแน่นนำไปใช้ใหม่ได้อีกด้วย ปัจจุบันนี้ได้มีการนำท่อความร้อนไปใช้ดึงความร้อนสูญเสียกลับมาใช้ใหม่เพื่ออุ่นอากาศให้แก่เครื่องอบแห้งต่าง ๆ หรือนำไปใช้ทำเครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer) ให้แก่หม้อไอน้ำ (Boiler)ในโรงงานผลิตกระแสไฟฟ้าเป็นต้น นอกจากนี้ยังสามารถประยุกต์ใช้ในการระบายความร้อนให้แก่เครื่องจักรกลต่าง ๆ มากมาย

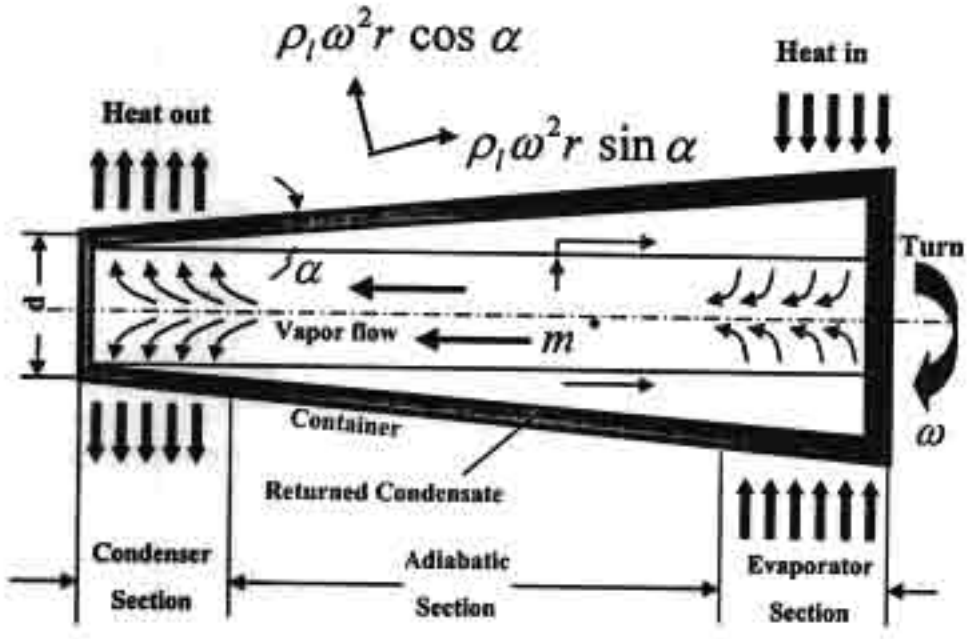
อย่างไรก็ดียังมีเครื่องจักรกลอีกประเภทหนึ่งที่ต้องการระบายความร้อนเช่นกัน นั่นคือเครื่องจักรกลที่มีการหมุนขณะทำงาน ดังนั้นจึงได้มีการค้นคิดท่อความร้อนแบบหมุนเพื่อใช้ระบายความร้อนให้แก่อุปกรณ์ทำงานของเครื่องจักกลที่มีการหมุน ซึ่งมีการนำเสนอเป็นครั้งแรกโดย Gray (1969) ได้ทำการทดลองและแสดงให้เห็นว่าท่อความร้อนแบบหมุนสามารถส่งถ่ายความร้อนได้มากกว่าท่อความร้อนที่อยู่กับที่ โดยอาศัยแรงเนื่องจากความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางในการดึงของเหลวควบแน่นที่ส่วนควบแน่นกลับสู่ส่วนทำระเหย ปัจจุบันในวงการอุตสาหกรรมมีการนำท่อความร้อนแบบหมุนไปประยุกต์ใช้งานในการระบายความร้อนให้แก่เครื่องจักร

มากมาย เช่น เครื่องเจาะขนาดใหญ่ กังหันก๊าซ เป็นต้น ซึ่งการระบายความร้อนให้แก่อุปกรณ์นี้จะส่งผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องจักรดีขึ้นและจะช่วยยืดอายุการใช้งานของเครื่องจักรด้วย ถึงแม้ว่าท่อความร้อนแบบหมุนจะมีประโยชน์มากในการส่งถ่ายความร้อนและการนำไปประยุกต์ใช้งาน แต่หลักการทำงานของสารทำงานของท่อความร้อนแบบหมุนยังไม่มีการอธิบายได้อย่างชัดเจน ท่อความร้อนแบบหมุนสามารถแบ่งได้ 2 ชนิดหลักๆ คือ ท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี (Radial Rotating Heat Pipe) และท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกน (Axial Rotating Heat Pipe) ดังแสดงในรูปที่ 1.1 ซึ่งในการไหลกลับของของเหลวที่เกิดจากการควบแน่นกลับไปยังส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกนนั้นจะอาศัยมุมเอียงของผนังภายในท่อซึ่งก็คือมุม α ของเหลวที่จะไหลกลับไปยังส่วนทำระเหยจะต้องมีค่า $\omega^2 r\sin\alpha > g$ ดังแสดงในรูปที่ 1.2 ส่วนการไหลกลับของของเหลวที่เกิดจากการควบแน่นกลับไปยังส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีนั้นจะอาศัยแรง $\omega^2 r > g$ โดยรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมียังไม่มีใครศึกษา ดังนั้นการศึกษาของงานวิจัยนี้จะศึกษาถึงผลกระทบของความเร่งสู่ศูนย์กลางที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีซึ่งยังไม่มีใครศึกษาในเรื่องนี้มาก่อนเลย จึงเป็นงานวิจัยที่มีความเป็นไปได้และน่าจะศึกษาเป็นอย่างยิ่ง เพื่อเป็นข้อมูลในการใช้ประกอบผลของการศึกษาถึงการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีและเป็นข้อมูลเพื่อนำไปสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ต่อไป



(ก) ท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี (ข) ท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกน

รูปที่ 1.1 แสดงท่อความร้อนแบบหมุน



รูปที่ 1.2 แสดงท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกน

1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยที่ผ่านมาส่วนใหญ่เป็นการศึกษาถึงคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนนั้น สามารถแบ่งเป็นข้อได้ดังนี้

1.2.1ท่อความร้อนแบบธรรมดา

การศึกษาถึงคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบธรรมดานั้นสามารถแบ่งเป็นข้อได้ดังนี้

1.2.1.1 ผลของอัตราส่วนการเติมที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน

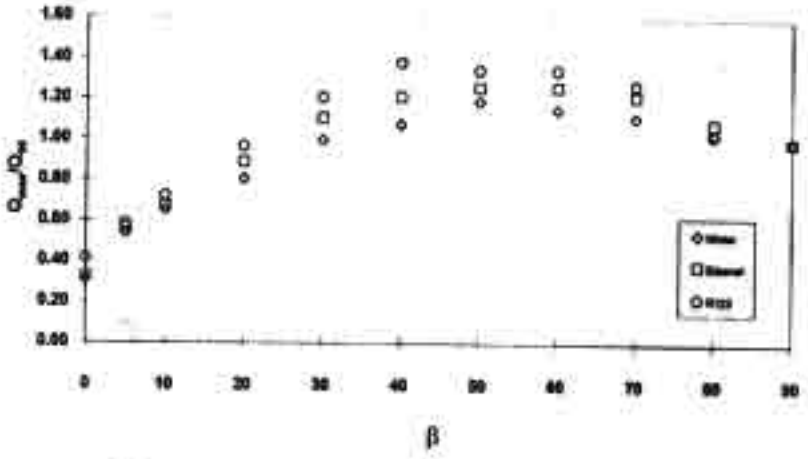
ธวัช พยัคฆรักษ์ (2540) ได้ศึกษาถึงผลของตัวแปรไร้มิติที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบเอียง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 7.5 mm L_e/d 5 ที่อัตราการเติม 50 , 80 และ 100% ของเทอร์โมไซฟอน ใช้ R123 เป็นสารทำงาน พบว่าอัตราการเติมไม่มีผลต่อ Q/Q_{90} เนื่องจากข้อมูลการทดสอบของแต่ละอัตราการเติมมีความคาบเกี่ยวกัน แต่ที่อัตราการเติม 50% ซึ่งดูเหมือนจะมีผลต่อค่า Q/Q_{90} เนื่องจากข้อมูลการทดลองแยกออกจากอัตราการเติม 80 และ 100% แต่เมื่อพิจารณาแล้วพบว่าไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ และที่อัตราการเติม 50% จะให้ค่า Q/Q_{90} สูงที่สุด 1.38 ที่มุมเอียง 40 องศากับแนวระดับ และค่า Q/Q_{90} ของแต่ละอัตราการเติมจะมีค่าสูงสุดอยู่ในช่วง 40 ถึง 60 องศา ของการเอียงท่อเทอร์โมไซฟอนวัดจากแนวระดับ

1.2.1.2 ผลของตัวเลขของบอนด์ (Bond number) ที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน

ชวัช พยัคฆรักษ์ (2540) ได้ศึกษาถึงผลของตัวแปรไร้มิติที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบเอียง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 7.5, 11.1 และ 25.4 mm L_e/d เท่ากับ 5, 10, 20, 30 และ 40 มุมเอียงวัดจากแนวระดับ 0, 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 และ 90 อัตราการเติมสารทำงานเท่ากับ 50, 80 และ 100% ของส่วนทำระเหย สารทำงานคือ น้ำ เอธานอล และ R123 พบว่าตัวเลขของบอนด์ไม่มีความสัมพันธ์กันแต่อย่างใดกับ Q_m/Q_{90} เนื่องจากข้อมูลกระจัดกระจายไม่เรียงกันและไม่มีการเกาะกลุ่มกัน โดยเมื่อพิจารณาตัวแปรแต่ละตัวคือ เส้นผ่านศูนย์กลาง ข้อมูลการทดลองจะไม่เรียงลำดับกัน ข้อมูลกระจัดกระจายสลับกันไปมาไม่เป็นระเบียบ L_e/d ข้อมูลการทดลองจะไม่เรียงลำดับกัน ข้อมูลกระจัดกระจายสลับกันไปมาไม่เป็นระเบียบ ชนิดของสารทำงาน ข้อมูลการทดลองจะไม่เรียงลำดับกัน ข้อมูลกระจัดกระจายสลับกันไปมาไม่เป็นระเบียบ อัตราการเติม ข้อมูลการทดลองจะไม่เรียงลำดับกัน ข้อมูลกระจัดกระจายสลับกันไปมาไม่เป็นระเบียบ อุณหภูมิ ข้อมูลการทดลองจะไม่เรียงลำดับกัน ข้อมูลกระจัดกระจายสลับกันไปมาไม่เป็นระเบียบ และจากผลการทดลองของ Shiraishi (1995) ซึ่งทดลองที่สภาวะวิกฤตซึ่งกล่าวว่าตัวเลขของบอนด์ไม่มีผลต่อค่า Q_m/Q_{90} ซึ่งจะเห็นได้ว่าผลนี้เป็นจริงที่สภาวะปกติด้วย

1.2.1.3 ผลของสารทำงานที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน

ชวัช พยัคฆรักษ์ (2540) ได้ศึกษาถึงผลของตัวแปรไร้มิติที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบเอียง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 7.5 mm L_e/d เท่ากับ 5 มุมเอียงวัดจากแนวระดับ 0, 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 และ 90 อัตราการเติมสารทำงานเท่ากับ 50% ของส่วนทำระเหย สารทำงานคือ น้ำ เอธานอล และ



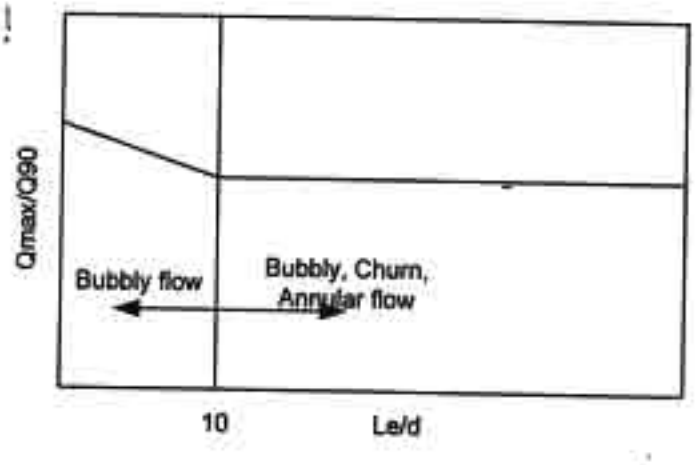
รูปที่ 1.3 ผลของสารทำงานที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน

R123 พบว่า จากรูป1.3 สามารถแบ่งได้เป็น 3 ช่วงคือ ช่วงมุมเอียง 0 ถึง 10 องศา สารทำงานไม่มีผลต่อค่า Q/Q_{90} เนื่องจากข้อมูลจากการทดลองคาบเกี่ยวกัน ช่วงมุมเอียง 20 ถึง 70 องศา ค่า Q/Q_{90} จะไม่คาบเกี่ยวกันในช่วงนี้สารทำงานมีผลต่อค่า Q/Q_{90} และช่วงมุมเอียง

80 ถึง 90 องศา สารทำงานไม่มีผลต่อค่า Q/Q_{90} เนื่องจากข้อมูลคาบเกี่ยวกัน ซึ่งพอจะกล่าวได้ว่าสารทำงานมีผลต่อค่า Q/Q_{90} ในช่วงมุมเอียง 20 ถึง 70 องศาและจากรูปจะเห็นได้ว่าค่า Q/Q_{90} จะเรียงตามลำดับจากสารที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำไปสู่สารที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูงอย่างเป็นระเบียบ ซึ่งพอจะสรุปได้ว่าค่า Q/Q_{90} จะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของสารทำงาน โดยสารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำจะให้ค่า Q/Q_{90} สูง

1.2.1.4 ผลของอัตราส่วนสนทัด (Le/d) ที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน

Terdtoon et al. (1998) ได้ศึกษาถึงผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของเทอร์โมไซฟอนที่สภาวะการทำงานปกติ โดยเทอร์โมไซฟอนมีส่วนควบแน่นทำด้วยท่อทองแดง ส่วนทำระเหยและส่วนไม่มีการส่งถ่ายความร้อนทำด้วยท่อแก้วไสมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 10, 12 และ 28.5 mm มีค่า Le/d 5, 10, 20 และ 30 ทำมุม 90, 30 และ 5 องศากับแนวระดับ สารทำงานเป็น R123 เติมในปริมาณพอเพียงที่ทำให้เกิดฟิล์มของเหลวปกคลุมผิวภายในเทอร์โมไซฟอน พบว่าที่ Le/d น้อยกว่า 10 รูปแบบการไหลภายในส่วนทำระเหยเปลี่ยนจาก Bubble flow ในแนวดิ่งไปเป็น Slug flow ในแนวเอียงจึงทำให้ Qmax/Q90 สูงกว่า แต่ที่ Le/d มากกว่าหรือเท่ากับ 10 นั้นรูปแบบการไหลที่ส่วนกลางเปลี่ยนจาก Churn flow ในแนวดิ่งไปเป็น Slug flow ในแนวเอียง จึงทำให้ Qmax/Q90 คงที่และมีค่าต่ำกว่าดังรูป 1.4



รูปที่ 1.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Qmax/Q90 กับ Le/d ที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในส่วนทำระเหยในแนวดิ่ง

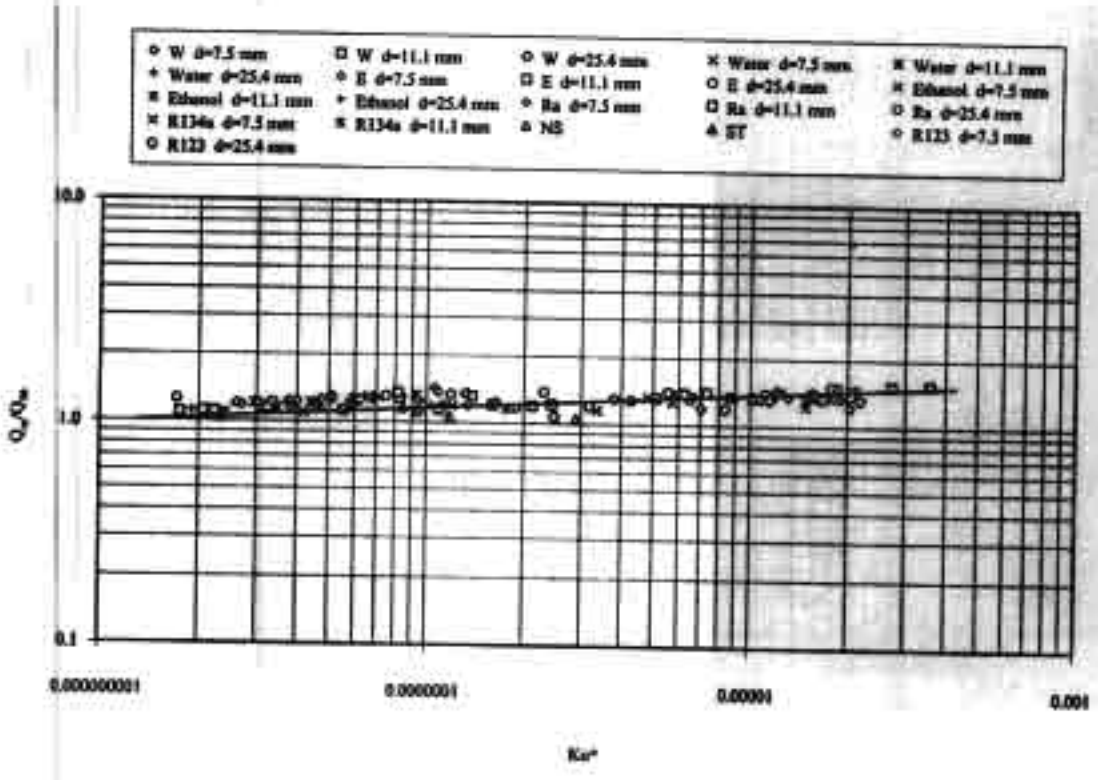
1.2.1.5 สมการสหสัมพันธ์เพื่อทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนสองสถานะแบบปิดตำแหน่งเอียงที่สภาวะการทำงานปกติ

พบว่าค่า Q_m/Q_{90} มีความสัมพันธ์กับตัวเลขคูทาเทลาดเซดัดแปลงดังแสดงในรูปที่ 4.11 ซึ่งจะนิยามเป็น Ku^* ตามสมการ

$$\frac{Q_m}{Q_{90}} = 1.678 Ku^{*0.0196} \quad 2.95\times10^{-9} < Ku^* < 1.29\times10^{-4}$$

โดย

$$Ku^* = Ku \times \frac{d}{L_e} \times \frac{\rho_v}{\rho_l}$$



รูปที่ 1.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Qmax/Q90 กับ Ku*

ซึ่งสมการนี้มีค่าผิดพลาดอยู่ในช่วง ±25%

โดย d/L_e เป็นตัวแปรที่สามารถบอกรูปแบบการเดือดภายในเทอร์โมไซฟอนซึ่งมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนแปลง ส่วน ρ_v / ρ_l เป็นตัวแปรที่กำจัดผลของอุณหภูมิเนื่องจากการใช้อุณหภูมิที่แตกต่างกันของแต่ละสารทำงาน

ซึ่งสมการที่ได้ในงานวิจัยนี้จะแตกต่างจากงานวิจัยของ Shiraishi (1995) ตรงที่งานวิจัยนี้เป็น d/L_e ส่วนของ Shiraishi (1995) เป็น L_e/d ซึ่งอาจจะเป็นความแตกต่างของรูปแบบการเดือดภายในเทอร์โมไซฟอนที่สภาวะปกติกับสภาวะวิกฤต

1.2.2 ท่อความร้อนแบบหมุน

การศึกษาถึงคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนนั้นสามารถแบ่งเป็นข้อได้ดังนี้

1.2.2.1 ผลของอัตราส่วนการเติมที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน

Maezawa and Gi, (1999) ได้ศึกษาถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีโดยใช้ R142b เป็นสารทำงาน ท่อความร้อนที่ใช้ทำมาจาก

ทองแดงมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 8 mm. และความยาวของส่วนทำระเหย 80 mm. ได้ทำการแปรค่าอัตราส่วนการเติมเป็น 30%, 60% และ 90% ของส่วนทำระเหยตามลำดับ พบว่าที่อัตราการเติม 60% จะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ส่วนทำระเหยสูงสุด

1.2.2.2 ผลของความเร็วรอบการหมุนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน

Lin and Faghri, (1997) ได้ศึกษาการวิเคราะห์การถ่ายความร้อนของการไหลแบบแยกชั้นในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกน รูปที่ 1.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่น เมื่อความเร็วรอบการหมุนเพิ่มขึ้นจาก 80 – 200 rpm จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะลดลงอย่างรวดเร็ว และเมื่อความเร็วรอบการหมุนเพิ่มขึ้นจาก 200 –800 rpm จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่นมีค่าคงที่ หลังจากนั้นเมื่อความเร็วรอบการหมุนสูงขึ้นถึง 1400 rpm จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่นมีค่าลดลงถึงค่าต่ำสุด

Gi and Maezawa, (1990) ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกนโดยใช้ R113 เป็นสารทำงาน อัตราการเติม 10 % ของส่วนทำระเหย ทำการแปรค่าอุณหภูมิการทำงานเป็น 40°C และ 50°C พบว่าเมื่อความเร็วรอบการหมุนเพิ่มขึ้นจนทำให้ค่าความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางมากกว่า 1g จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆ

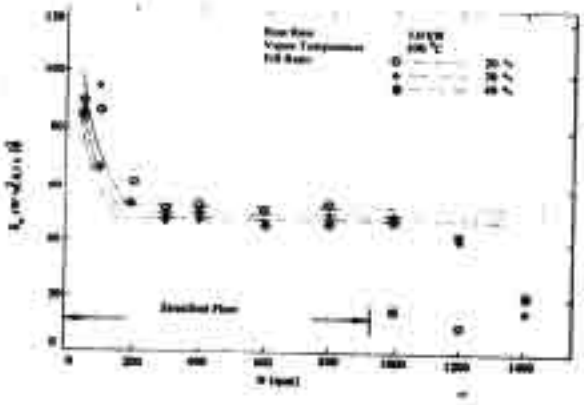
Maezawa and Gi, (1999) ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี ใช้ R142b เป็นสารทำงาน ท่อความร้อนที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 8 mm อัตราส่วนการเติม 90% ของส่วนทำระเหย และความยาวของส่วนทำระเหย 80 mm รูปที่ 1.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการควบแน่น พบว่าเมื่อความเร็วรอบการหมุนเพิ่มขึ้นจาก 50 - 200 rpm จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการควบแน่นมีค่าสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง รูปที่ 1.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการเดือด พบว่าเมื่อความเร็วรอบการหมุนเพิ่มขึ้นจาก 30 – 50 rpm จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการเดือดลดลง หลังจากนั้นเมื่อความเร็วรอบการหมุนเพิ่มขึ้นจาก 50 – 200 rpm จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการเดือดมีค่าค่อนข้างคงที่

Waowaew et al. (2002) ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีโดยใช้ น้ำ เอทานอล และ R123 เป็นสารทำงาน ท่อความร้อนที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 11, 26 และ 50.4 mm ตามลำดับ อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5, 10, 20 และ 40 ตามลำดับ และทำการแปรค่าความเร็วรอบซึ่งทำให้ความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางเท่ากับ 0.2g, 1g, 3g และ 7g ($g = 9.81 m/s^2$) ตามลำดับ รูปที่ 1.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (มุมเอียง 90 องศา) พบว่าเมื่อความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้ความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลาง เพิ่มขึ้นจาก 0.2g ถึง 7 g จะทำ

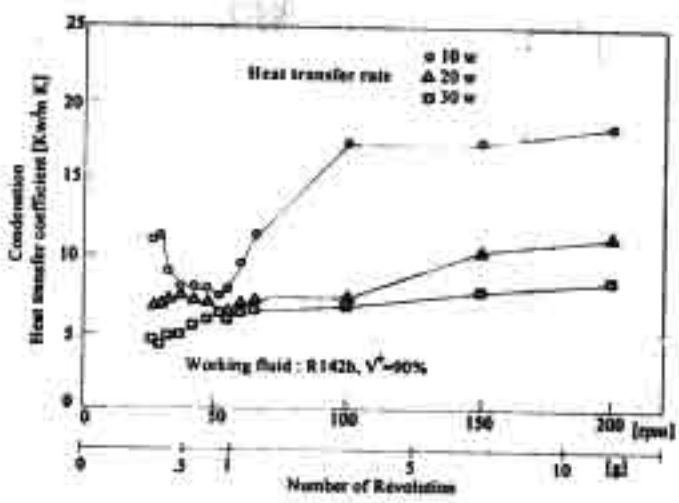
ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ที่ทุกอัตราส่วนสนทัด รูปที่ 1.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้ความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (มุมเอียง 0 องศา) พบว่าเมื่อความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้ความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลาง เพิ่มขึ้นจาก 0.2g ถึง 7 g จะทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง แต่ที่อัตราส่วนสนทัด 40 จะเกิดการแห้งขึ้นที่ความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้ความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางเท่ากับ 3g

1.2.2.3 ผลของอุณหภูมิการทำงานที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน

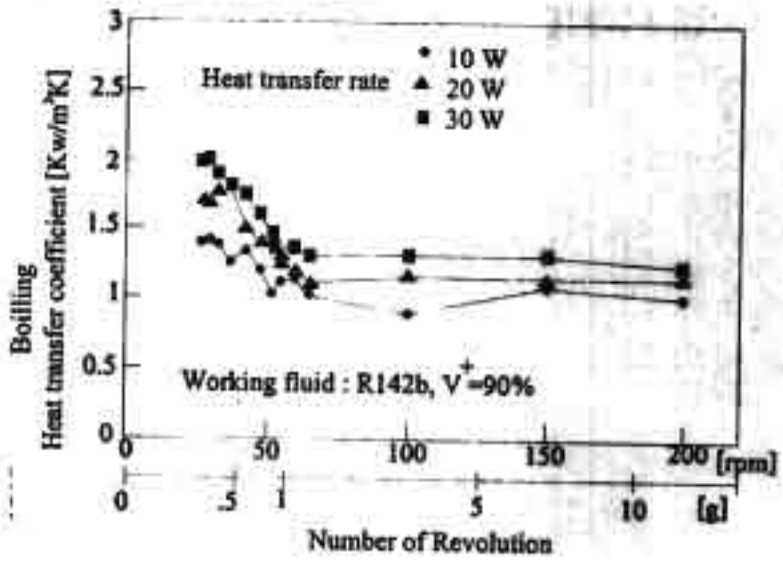
Takahashi et al. (1990) ได้ศึกษาถึงปรากฏการณ์การเปลี่ยนแปลงของรูปแบบการไหลในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกน พบว่าที่ผลต่างของอุณหภูมิการทำงานเท่ากับ 10 °C จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการควบแน่นมีค่าสูง แต่ที่ผลต่างของอุณหภูมิการทำงานสูงมีค่าเท่ากับ 40 °C จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการควบแน่นมีค่าลดลง



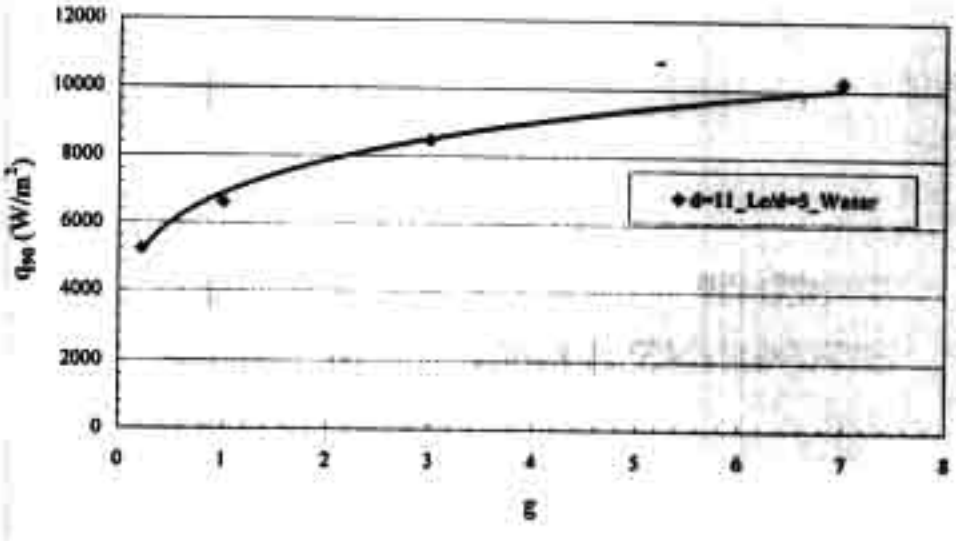
รูปที่1.6 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่น (Lin and Faghri, 1990)



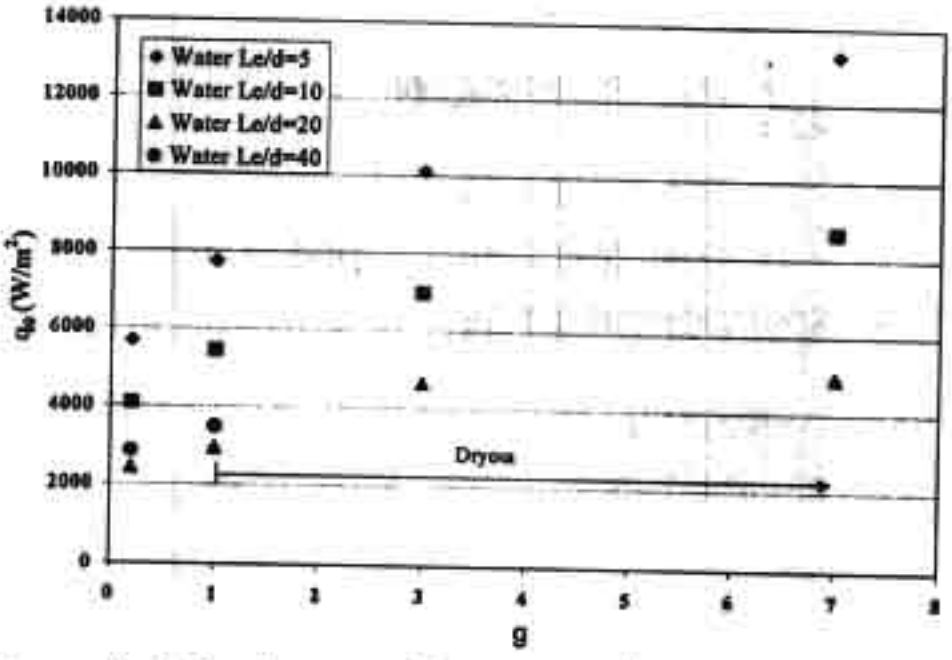
รูปที่1.7 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการควบแน่น (Maezawa et al., 1999)



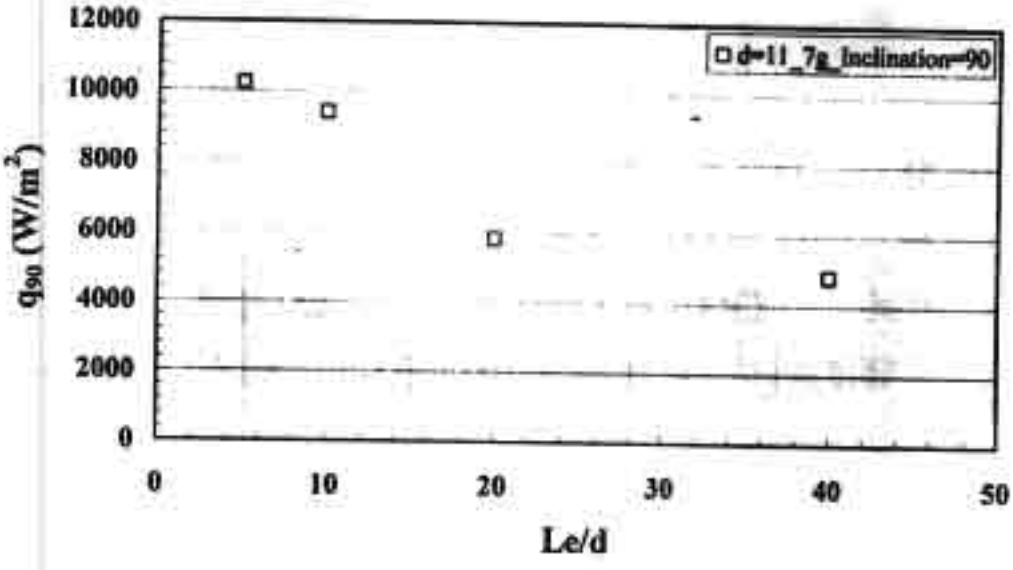
รูปที่1.8 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการเดือด (Maezawa et al., 1999)



รูปที่1.9 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้เกิดความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางและอัตราการถ่ายเทความร้อน (Waowaew et al.,2002)



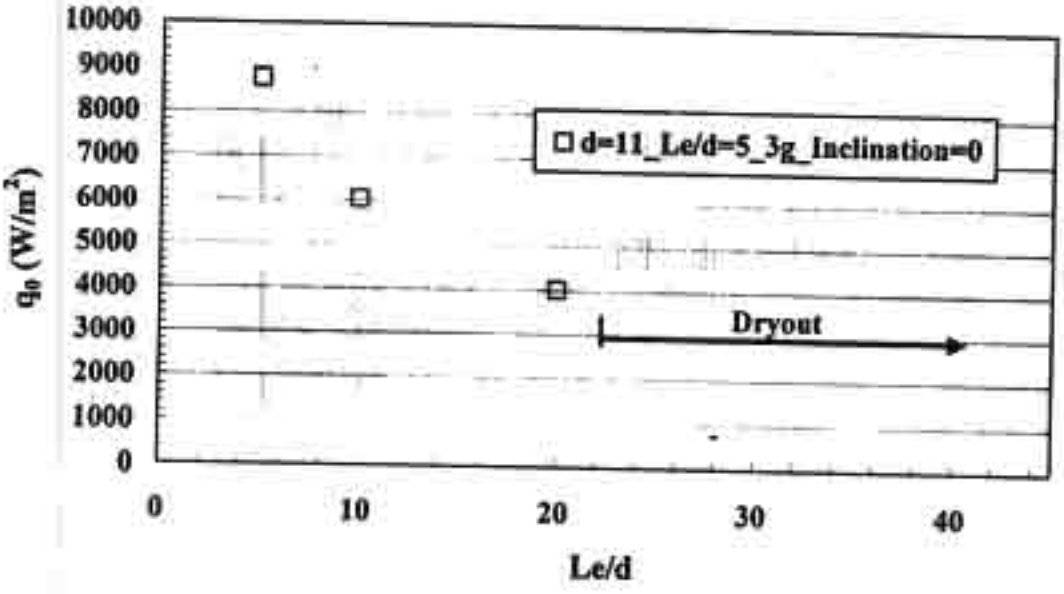
รูปที่1.10 ความสัมพันธ์ระหว่างของความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้เกิดความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลาง และอัตราการถ่ายเทความร้อน (Waowaew et al., 2002)



รูปที่1.11 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสนทัดและอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มุมเอียง 90 องศา(Waowaew et al., 2002)

1.2.2.4 ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน

Waowaew et al. (2002) ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีโดยใช้ น้ำ เอทานอล และ R123 เป็นสารทำงาน ท่อความร้อนที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 11, 26 และ 50.4 mm ตามลำดับ อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5, 10, 20 และ 40 ตามลำดับ รูปที่ 1.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสนทัดกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน(ที่มุมเอียง 90 องศา) พบว่าเมื่ออัตราส่วนสนทัดเพิ่มขึ้นจาก 5 ถึง 20 จะทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงอย่างรวดเร็ว หลังจากนั้นเมื่ออัตราส่วนสนทัดเพิ่มขึ้นจาก 20 ถึง 40 จะทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงอย่างช้าๆ รูปที่ 1.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสนทัดกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (ที่มุมเอียง 0 องศา) พบว่าเมื่ออัตราส่วนสนทัดเพิ่มขึ้นจาก 5 ถึง 20 จะทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงอย่างรวดเร็ว แต่ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 40 เกิดการแห้งขึ้น



รูปที่1.12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสนทัดกับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มุมเอียง 0 องศา (Waowaew et al., 2002)

1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.3.1 เพื่อศึกษาเชิงทัศน์ถึงรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

1.3.2 เพื่อศึกษาผลกระทบของความเร่งสู่ศูนย์กลางที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

1.4.1 ท่อแก้วขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 11 มิลลิเมตร

1.4.2 อัตราส่วนสนทรรศน์เท่ากับ 5 และ 20

1.4.3 ความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้ความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางเท่ากับ 0.2g, 1g และ 7g ($g=9.81\ m/s^2$) ตามลำดับ

1.4.4 มุมเอียงการทำงานทำมุม 90, 50 และ 0 องศา จากแนวระดับตั้งฉากกับรัศมีการหมุน

1.4.5 อุณหภูมิทำงานเท่ากับ 90 °C

1.4.6 ใช้ R123 เป็นสารทำงาน

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ

1.5.1 ทราบถึงตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

1.5.2 ทราบถึงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อน

1.5.3 ได้ความรู้พื้นฐานในการพัฒนาท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีต่อไป

บทที่ 2
วิธีการวิจัย

2.1 วัตถุประสงค์ในการทดลอง

2.1.1 เพื่อศึกษาเชิงทัศน์ถึงรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

การศึกษาเชิงทัศน์นั้นเป็นการสังเกตดูรูปแบบการไหลภายในหรือปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกิดขึ้นภายในของท่อความร้อนแบบหมุนด้วยตา ซึ่งรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนก็คือลักษณะการเดือดหรือรูปแบบการเดือดของสารทำงานที่บรรจุอยู่ภายในของท่อความร้อนแบบหมุนเมื่อท่อความร้อนแบบหมุนได้รับความร้อนที่ส่วนทำระเหย ในการศึกษาเชิงทัศน์ครั้งนี้จะสังเกตและบันทึกรูปแบบการไหลเฉพาะที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบหมุนเท่านั้น

2.1.2 เพื่อศึกษาผลกระทบของความเร่งสู่ศูนย์กลางที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

ในการศึกษาถึงผลกระทบของความเร่งสู่ศูนย์กลางที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีจะใช้ตัวแปรไร้มิติคือตัวเลขของฟรูดหรือ $\omega^2 R/g$ เป็นตัวชี้ว่ามีผลต่อรูปแบบการไหลของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีหรือไม่ โดยรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีมีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

2.2 ตัวแปรในการทดลอง

2.2.1 ท่อความร้อนที่มีส่วนทำระเหยเป็นหลอดแก้วไสมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 11 มิลลิเมตรเนื่องจากเป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ให้ค่าฟลักซ์ความร้อนสูง ในช่วงเวลาที่ทำการทดลองหาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุน

2.2.2 สารทำงานที่ใช้คือ R123 เนื่องจากเป็นสารทำงานที่จุดเดือดต่ำจึงทำให้เกิดการเดือดได้ง่ายจึงเป็นการลดขนาดของ DC power supply

2.2.3 มุมเอียงการทำงานทำมุม 90, 50 และ 0 องศา จากแนวระดับตั้งฉากกับรัศมีการหมุนเนื่องจากมุมเอียง 90 และ 0 องศา ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกันดังนั้นจึงต้องทำการทดลองที่มุมเอียงทั้งสองเพื่อต้องการพิสูจน์ปรากฏการณ์ภายใย ของท่อความร้อนแบบหมุนส่วนที่มุมเอียง 50 องศานั้นเป็นมุมเอียงใกล้เคียงกับมุมเอียงที่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำสุดคือที่มุมเอียง 40 องศา

2.2.4 อัตราส่วนการเติม 60% ของปริมาตรส่วนทำระเหยเนื่องจากเป็นค่าที่ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในส่วนทำระเหยสูง

2.2.5 อุณหภูมิทำงานเท่ากับ 90 °C เนื่องจากเป็นค่าที่สอดคล้องกับในช่วงเวลาที่ทำการทดลองหาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุน

2.2.6 ความเร็วรอบการหมุนซึ่งทำให้ความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางเท่ากับ 0.2g, 1g 3g และ 7g (g=9.81 m/s^2) ตามลำดับ เพื่อให้เห็นผลของความแตกต่างของรูปแบบการภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีได้อย่างชัดเจน

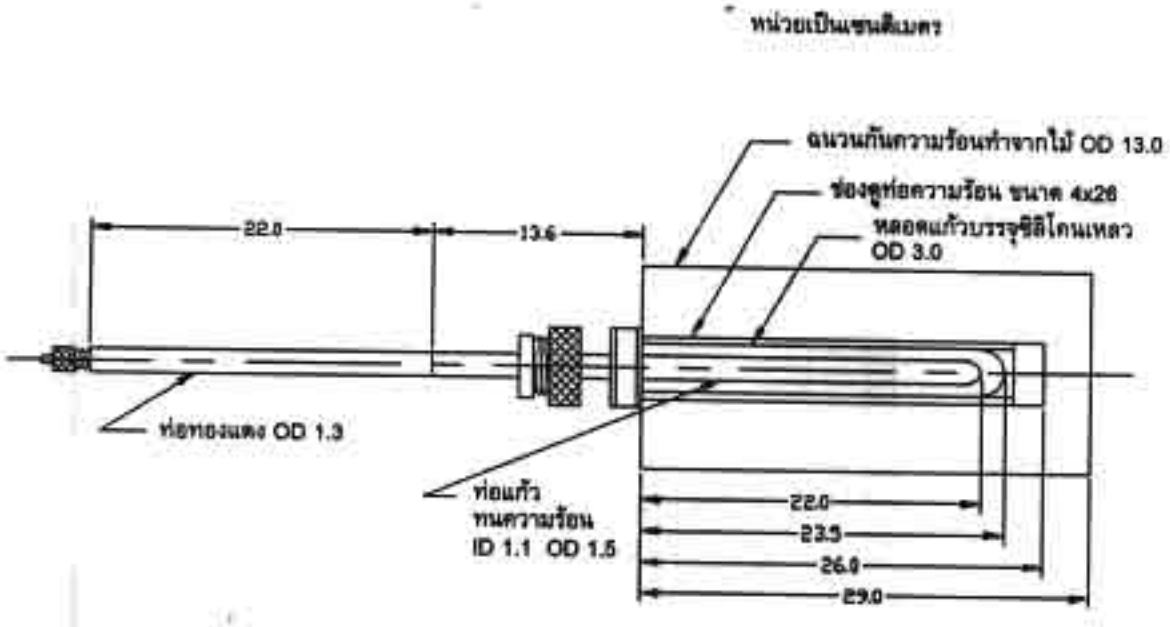
2.2.7 อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5 และ 20 เนื่องจากทั้งสองอัตราส่วนสนทัดนี้จะมีรูปแบบการไหลที่แตกต่างกันอย่างชัดเจน

2.3 อุปกรณ์ในการทดลอง

2.3.1 ท่อทดสอบ เป็นท่อที่ทำมาจากท่อทองแดง และท่อแก้วทนความร้อน มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 11 mm โดยแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) ที่ทำมาจากท่อแก้วทนความร้อน, ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic section) ทำมาจากท่อทองแดงและท่อแก้วทนความร้อน และส่วนควบแน่น (Condenser section) ที่ทำมาจากท่อทองแดง

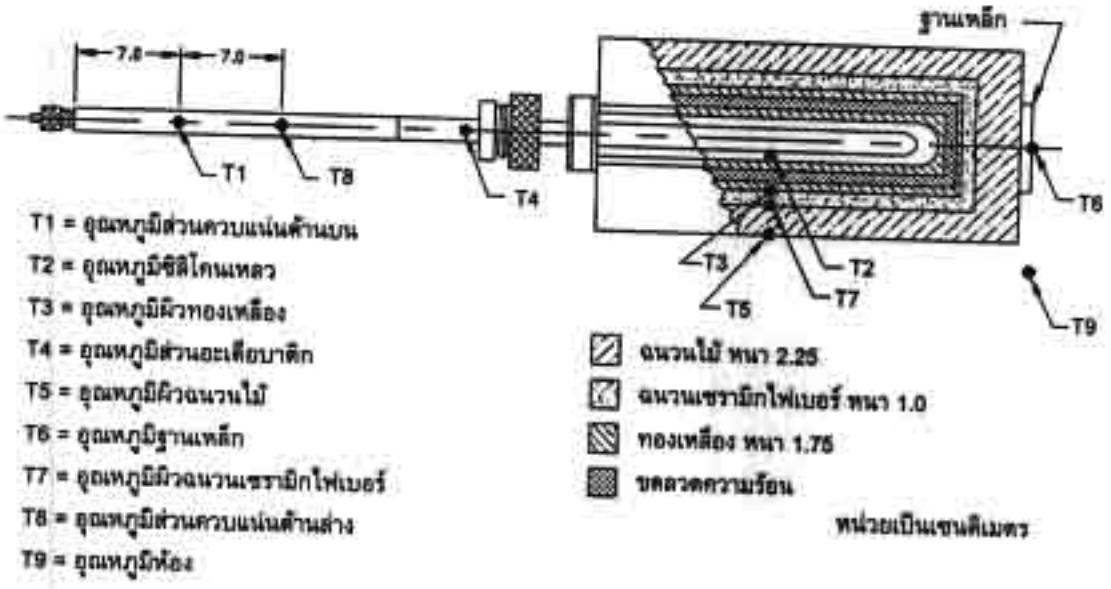
2.3.2 ขดลวดความร้อน ติดตั้งอยู่ในชุดทองเหลือง ใช้ในการให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหย ซึ่งจะส่งผ่านความร้อนจากท่อทองเหลืองสู่ท่อแก้วที่บรรจุซิลิโคนเหลว เนื่องจากผิวสัมผัสระหว่างท่อทองเหลือง กับท่อแก้วบรรจุซิลิโคนมีช่องว่างอยู่เล็กน้อย ทำให้ค่าการนำความร้อนลดลง ดังนั้นเพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าวจึงใช้ กาวซิลิโคนนำความร้อนทาบริเวณรอยต่อระหว่างแก้วกับทองเหลือง

2.3.3 ฉนวนความร้อน ใช้หุ้มส่วนทำระเหย และส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ฉนวนเซรามิกไฟเบอร์ ซึ่งมีค่าการนำความร้อนต่ำ



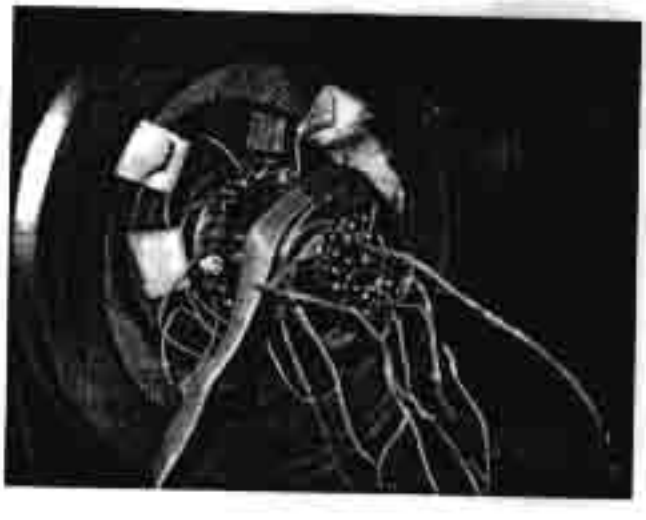
รูป 2.1 ขนาดของท่อความร้อนที่ใช้ในการทดลอง

2.3.4 การติดตั้งตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เพื่อวัดอุณหภูมิส่วนทำระเหย 1 จุด ส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน 1 จุด ส่วนควบแน่น 2 จุด



รูป 2.2 ตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล

2.3.5 สลิปริง (Slip ring) ใช้เชื่อมต่อสัญญาณไฟฟ้าของสายเทอร์โมคัปเปิลซึ่งต่อระหว่างท่อความร้อนขณะหมุนกับตาต้าล็อกเกอร์ (Data logger)



รูป 2.3 สลิปริง

2.3.6 ดาดาล็อกเกอร์ ใช้อ่านค่าอุณหภูมิที่ได้จากการทดลองในตำแหน่งต่างๆ

รูป 2.4 ดาต้าล็อกเกอร์

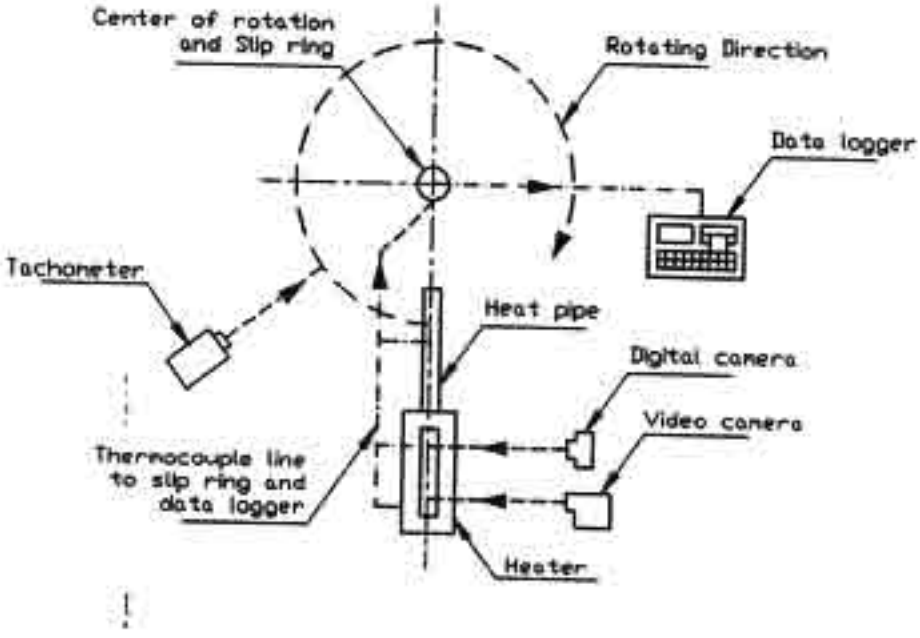
2.3.7 มัลติมิเตอร์ (Multimeter) ใช้วัดแรงเคลื่อนไฟฟ้าแบบกระแสตรง (DC Voltage) และกระแสไฟฟ้าที่ป้อนให้กับขดลวดความร้อนซึ่งพันรอบส่วนทำระเหย โดยใช้มัลติมิเตอร์ยี่ห้อ Fluke ซึ่งมีค่าความละเอียด 0.001 Volt (หรือ Ampere) สำหรับการวัดกระแสไฟฟ้าและแรงเคลื่อนไฟฟ้า

รูป 2.5 มัลติมิเตอร์สำหรับวัดแรงเคลื่อนไฟฟ้า

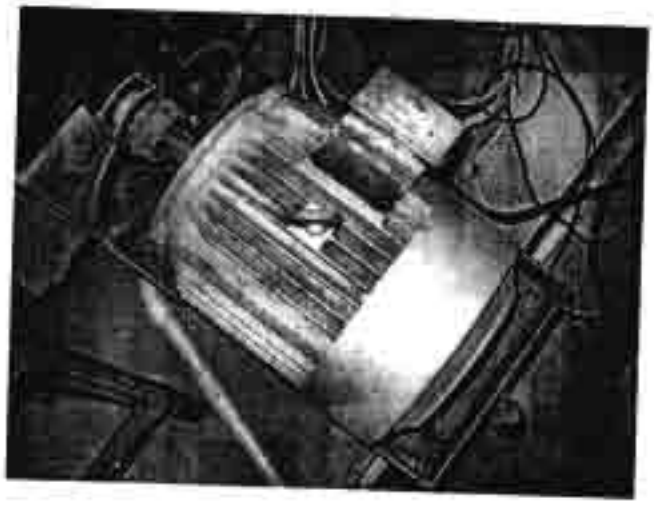
รูป 2.6 มัลติมิเตอร์สำหรับวัดกระแสไฟฟ้า

2.3.8 แท่นทดสอบและการติดตั้งท่อทดสอบ โดยแท่นทดสอบประกอบด้วยมอเตอร์ไฟฟ้ายี่ห้อ มิตซูบิชิ 3 เฟส 3 แรงม้า ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ด้วยชุดปรับความเร็วมอเตอร์โดยการปรับค่าความถี่ของอินเวิร์ทเตอร์ (Inverter) ยี่ห้อ โอมรอน 3 เฟส 400 โวลท์ ส่วนการติดตั้งท่อทดสอบ ได้ทำการเชื่อมยึดฉนวนไม้ที่ภายในบรรจุท่อทองเหลือง ท่อแก้วบรรจุซิลิโคนและท่อทดสอบเข้ากับฐานเหล็ก โดยระยะห่างจากจุดศูนย์กลางการหมุนถึงจุดศูนย์กลางของส่วนทำระเหย ขึ้นอยู่กับความยาวของท่อความร้อนแบบหมุน

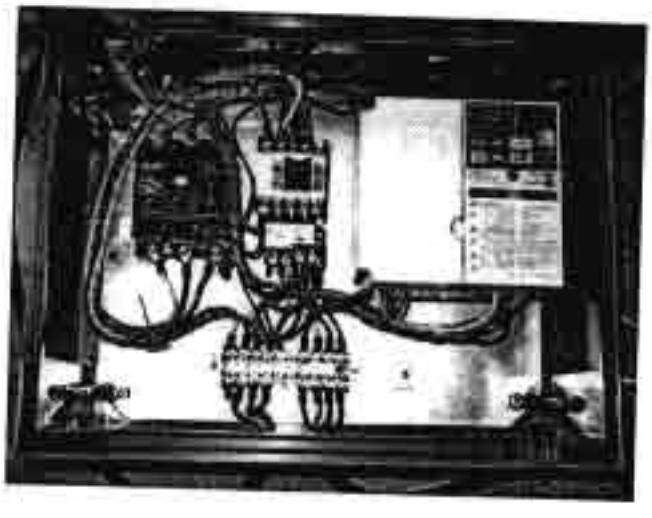
2.3.9 DC Power supply ใช้สำหรับป้อนกระแสไฟฟ้าให้แก่ขดลวดความร้อน โดยสามารถปรับค่าความต่างศักย์ได้ตามต้องการ



รูป 2.7 แผนภาพแสดงชุดทดลอง



รูป 2.8 มอเตอร์ไฟฟ้า



รูป 2.9 อินเวิร์ทเตอร์

รูป 2.10 DC Power supply

2.3.10 เครื่องวัดความเร็วรอบ ยี่ห้อ ดิจิคอน รุ่น ดีที – 245พี

2.3.11 กล้องวิดีทัศน์ยี่ห้อ โซนี่ รุ่น ซีซีดี-ทีอาร์วี 49 อี-พีเอแอล ใช้ถ่ายภาพเคลื่อนไหวของรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อน ส่วนกล้องถ่ายภาพดิจิตอลยี่ห้อ โซนี่ รุ่น ดีเอสซี – เอฟ 707 ใช้ถ่ายภาพนิ่ง กล้องถ่ายภาพดิจิตอลยี่ห้อ โซนี่ รุ่น ดีเอสซี – เอส 75 ใช้สำหรับถ่ายมุมอ้างอิงที่สอดคล้องกับภาพที่ได้จากกล้องดิจิตอลตัวแรก

2.3.12 โทรทัศน์ เครื่องเล่นและบันทึกวิดีทัศน์ ใช้แสดงภาพรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อน เพื่อประกอบการวิเคราะห์

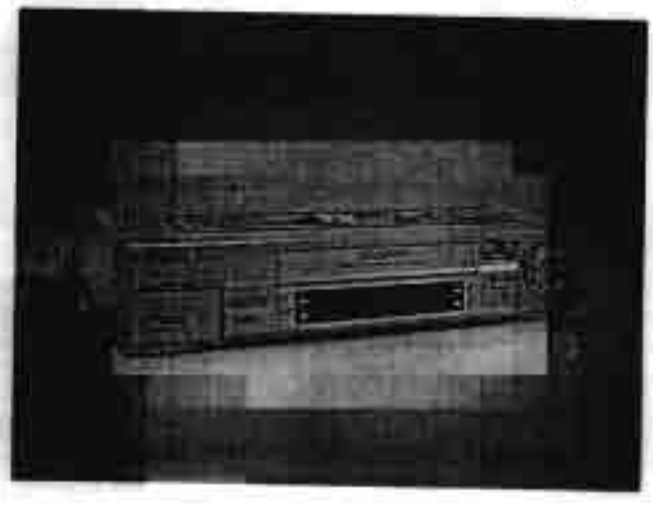
รูป 2.11 เครื่องวัดความเร็วรอบ

รูป 2.12 กล้องวิดีทัศน์

รูป 2.13 กล้องดิจิตอลสำหรับถ่ายภาพรูปแบบการไหล

รูป 2.14 กล้องดิจิตอลสำหรับถ่ายภาพมุมอ้างอิง

รูป 2.15 โทรทัศน์



รูป 2.16 เครื่องเล่นและบันทึกวิดีทัศน์

2.3.13 ใช้ R123 เป็นสารทำงาน

รูป 2.17 สารทำงาน R123

2.4 วิธีการทดลอง

2.4.1 ขั้นตอนการทดลอง

2.4.1.1 ทำการดูดอากาศออกจากท่อความร้อนโดยใช้ปั๊มสุญญากาศ นำท่อความร้อนไปแช่ในถังน้ำแข็งเพื่อลดอุณหภูมิท่อความร้อนให้ต่ำลง หลังจากนั้นเปิดวาล์วเติมสารทำงาน โดยครั้งแรกนี้ใช้สารทำงานเป็น R123 สารทำงานจะไหลเข้าไปในท่อความร้อน ให้มีปริมาณเติมของสารทำงานเท่ากับ 60% ของปริมาตรของส่วนทำระเหย

2.4.1.2 นำท่อทดสอบไปติดตั้งกับแท่นทดสอบ ดังรูป 2.7 แล้วทำการเชื่อมต่อกับสายเทอร์โมคัปเปิลระหว่างท่อทดสอบกับสลิปริง (Slip ring) และเชื่อมสายเทอร์โมคัปเปิล

ระหว่างสลิปริงกับเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger) แล้วปรับท่อทดสอบให้อยู่มุม 90 องศา จากแนวระดับที่ตั้งฉากกับรัศมีการหมุน

2.4.1.3 ติดตั้งกล้องดิจิตอลและกล้องถ่ายภาพวิดีทัศน์ พร้อมกับตุ้มถ่วงน้ำหนัก เพื่อให้ชุดทดลองหมุนอย่างสมดุล

2.4.1.4 ป้อนแรงเคลื่อนไฟฟ้าให้กับขดลวดความร้อน (Heater) ที่ส่วนทำระเหย

2.4.1.5 ปรับค่าความถี่ของอินเวิร์ทเตอร์ (Inverter) โดยปรับที่แผงควบคุมด้านหน้าเครื่องจ่ายไฟ (Power supply) เพื่อควบคุมความเร็วรอบในการหมุนให้ได้ตามที่กำหนด

2.4.1.6 ปรับค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ให้ความร้อนกับส่วนทำระเหยจนได้อุณหภูมิไอเท่ากับ 90 $^{\circ}$C หลังจากนั้นรอจนกระทั่งสภาวะของการทำงานของท่อความร้อนเข้าสู่สภาวะคงตัว (Steady state)

2.4.1.7 เริ่มบันทึกอุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยด้วยเครื่องบันทึกอุณหภูมิ

2.4.1.8 บันทึกภาพรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีด้วยกล้องดิจิตอล และกล้องถ่ายภาพวิดีทัศน์

รูป 2.18 ตุ้มถ่วงน้ำหนัก

2.4.1.9 ทำการเปลี่ยนความเร็วรอบในการหมุน จนครบ 4 ค่า ตามที่ได้กำหนดไว้แล้วทำซ้ำข้อ 2.4.1.5 จนถึง 2.4.1.8 อีก

2.4.1.10 ทำการปรับมุมเอียงโดยทำซ้ำข้อ 2.4.1.2 จนถึง 2.4.1.9 จนได้มุมเอียงครบทั้ง 3 ค่า

2.4.2 การวิเคราะห์ข้อมูลการทดลอง

2.4.2.1 นำรูปแบบการไหลภายในที่ได้ ไปจำแนก ตามค่าอัตราส่วนสนทัด, ตามค่าความเร็วรอบต่างๆ, ตามค่ามุมเอียงต่างๆ และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ส่วนทำระเหยที่วัดได้

2.4.2.2 นำความเร็วรอบในการหมุนกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการคำนวณด้านล่างมาเขียนกราฟเพื่อจะได้ทราบถึงผลของความเร่งเนื่องจากการหมุน

2.4.2.4 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้มิติและค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากข้อมูลที่วัดได้เพื่อจะได้ทราบว่าตัวแปรไร้มิติต่างๆสอดคล้องกับสมการสหสัมพันธ์ของ Waowaew et al.(2003) เพื่อนำไปสู่การสร้างเงื่อนไขต่างๆของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ต่อไป

2.4.3 การคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อน

จากการทดสอบนี้ได้กำหนดให้ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีพื้นที่เท่ากัน ดังนั้น

ความร้อนที่เข้าส่วนทำระเหย = ความร้อนที่ออกส่วนควบแน่น

$$Q_e = Q_c$$

โดยที่

$$Q_e = IV - \frac{\Delta T(2\pi kL)}{\ln\left[\frac{D_o}{D_i}\right]} \qquad (2.1)$$

โดยที่

I	=	กระแสไฟฟ้า DC (Amp)
V	=	แรงเคลื่อนไฟฟ้า DC (Volt)
k	=	ค่าการนำความร้อนของฉนวน (W/m-K)
L	=	ความยาวของฉนวน (m)
ΔT	=	ผลต่างของอุณหภูมิ (K)
D_o	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของฉนวน (m)
D_i	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)

อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ (q) คำนวณได้ดังนี้

$$q = \frac{Q}{\pi D_o L_c} \qquad (2.2)$$

โดยที่

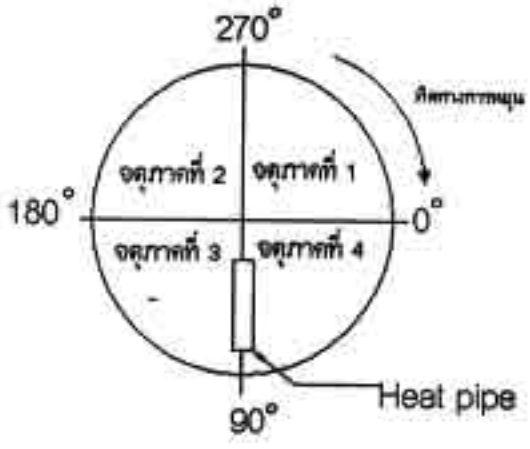
q	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ (W/m^2)
Q	=	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
D_o	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของส่วนควบแน่น (m)
L_c	=	ความยาวส่วนควบแน่น (m)

ตาราง 2.1 รายละเอียดของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่ใช้

สารทำงาน	เส้นผ่านศูนย์กลาง,Le/d, มุมเอียงในการทดสอบ	ค่าความเร็วรอบในการหมุน และอุณหภูมิการทำงาน
R123	11 mm, 5 และ 20, 90, 50 และ 0 องศา	0.2g ที่ 90°C
		1g ที่ 90°C
		3g ที่ 90°C
		7g ที่ 90°C

บทที่ 3
ผลการทดลอง

เพื่อให้เข้าใจชัดเจนยิ่งขึ้นในการอธิบายผลการทดลองนั้นจะเรียกตำแหน่งของส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี จากปลายล่างสุดของส่วนทำระเหยว่า ส่วนล่าง ส่วนกลาง และส่วนบนตามลำดับ ผิวของส่วนทำระเหยครึ่งซ้ายของท่อความร้อนจะเรียกว่าด้านปะทะลม และผิวของส่วนทำระเหยครึ่งขวาของท่อความร้อนจะเรียกว่าผิวด้านหลังลม ส่วนมุมที่อ้างอิงในแต่ละรูปจะอ้างอิง ดังดูได้จากรูป 3.1

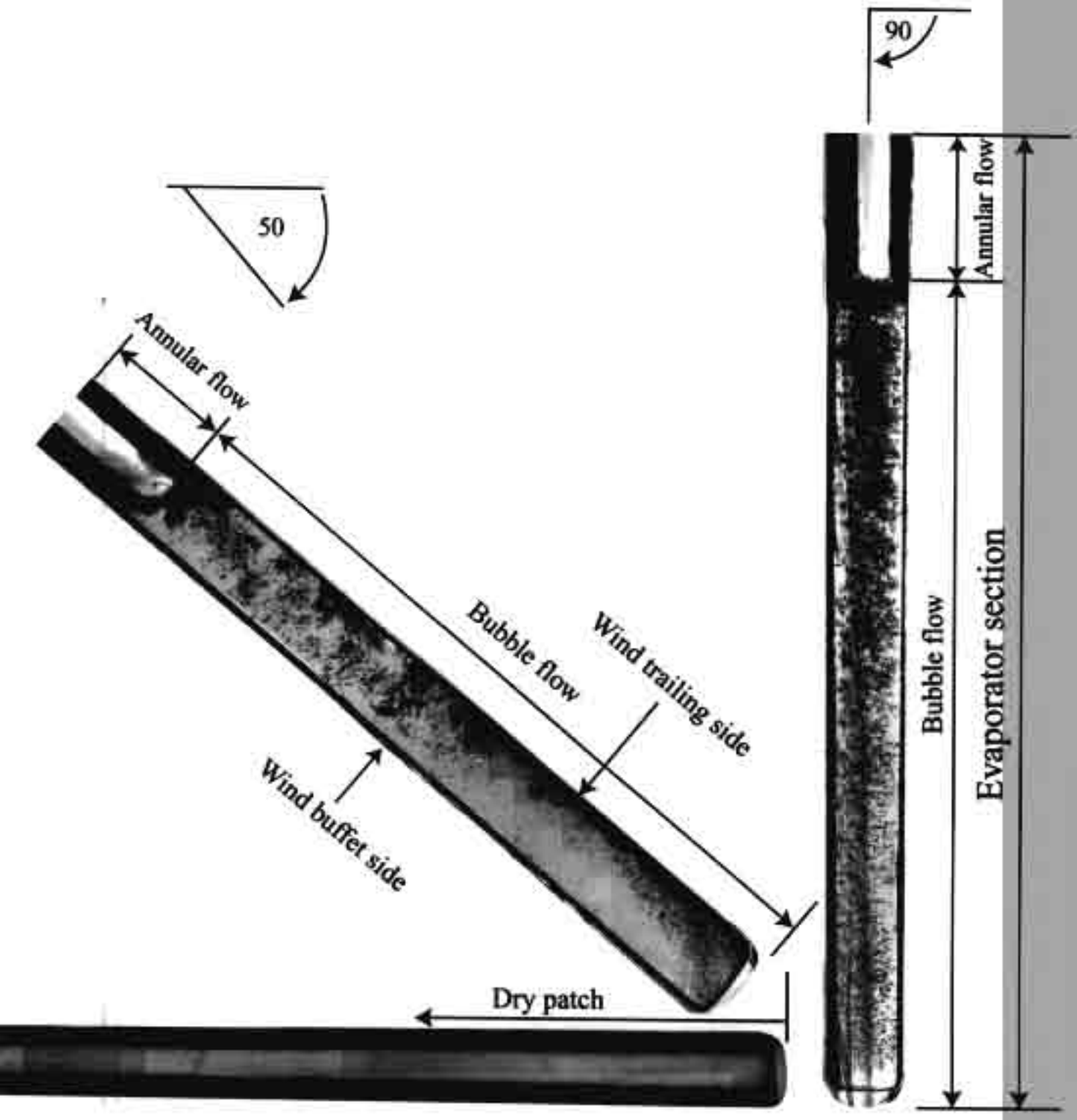


รูป 3.1 ตำแหน่งของมุมอ้างอิง

ในการพิจารณาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งคำนวณได้จากค่าความร้อนที่ป้อนให้กับชุดทองเหลืองซึ่งเป็นชุดสะสมความร้อนที่ถ่ายเทให้กับซิลิโคนที่อยู่ในกระเปาะของส่วนทำระเหย ลบจากความร้อนที่สูญเสียให้กับสิ่งแวดล้อม ถึงแม้ว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าที่สูงกว่าความเป็นจริง แต่ชุดการทดลองนี้ก็อยู่บนพื้นฐานเดียวกันทั้งหมด ดังนั้นค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจึงมีแนวโน้ม (Trend) เหมือนกับค่าความร้อนที่ส่งถ่ายได้จริงๆ

3.1 ผลของมุมเอียงที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

ผลการทดลองนี้จะพิจารณารูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 11 มิลลิเมตร อุณหภูมิการทำงานเท่ากับ 90 องศาเซลเซียส ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g ใช้ R123 เป็นสารทำงาน ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 20 ที่มุมเอียง 90 50 และ 0 องศา มีรายละเอียดผลการศึกษาเชิงทัศน์ซึ่งสามารถแบ่งรูปแบบการไหลได้เป็น 2 แบบดังต่อไปนี้



รูป	A	B	C
β(degree)	50	90	0
Tv(°C)	90	90	90
q(kW/m²)	23.6	19.2	-

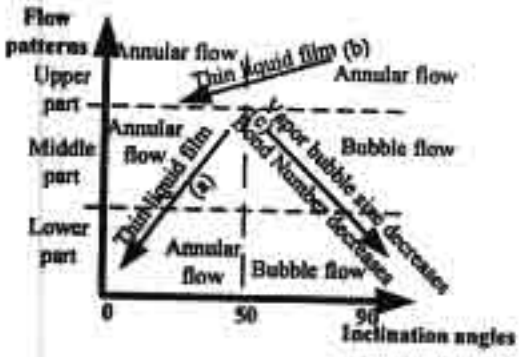
3.2 ผลของมุมเอียงที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g

3.1.1 ที่มุมเอียง 90 – 50 องศา

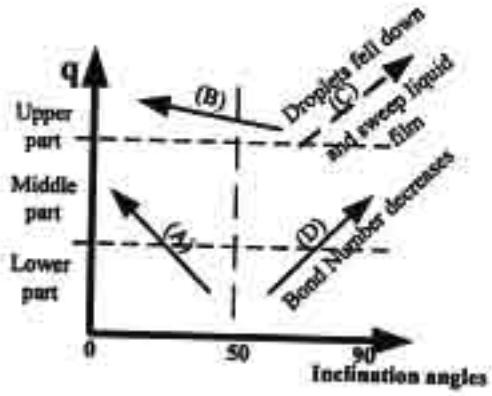
รูปที่ 3.2 แสดงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี สามารถสังเกตได้ว่า ที่ตำแหน่งแนวดิ่งรูปแบบการไหลที่ส่วนล่าง และ ส่วนกลางของส่วนทำระเหยเป็นแบบ Bubble flow ขณะที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ Annular flow โดยมีค่าการส่งถ่ายความร้อนเท่ากับ 23.6 kW/m^2 การเดือดเป็นการเดือดอย่างรุนแรงและฟองไอขนาดเล็กๆครอบครองทั่วบริเวณส่วนทำระเหยและแกว่งไปมาอย่างรวดเร็วระหว่างผนังด้านปะทะลมมายังผนังด้านหลังลมประมาณ 1.6 ครั้งต่อวินาที เนื่องจากผลของแรงเฉื่อยของของเหลว ถึงแม้ว่าที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยมีรูปแบบการไหลแบบ annular flow แต่สังเกตุเห็นว่าฟิล์มของเหลวที่ไหลกลับมาจากส่วนควบแน่นมายังส่วนทำระเหยมีลักษณะไม่เรียบ นอกจากนี้ยังมีหยดของเหลวตกลงมาโดยตรงสู่แอ่งของเหลว เนื่องจากผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนดังในรูป 3.2A ที่มุมเอียงเท่ากับ 50 องศาสามารถสังเกตได้ว่ารูปแบบการไหลที่ส่วนล่าง และส่วนกลางเป็นแบบ bubble flow ขณะที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ annular flow มีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 19.22 kW/m^2 มีการเดือดที่รุนแรงและฟองไอขนาดเล็กๆยุบรวมตัวกันที่ผนังด้านหลังลมของส่วนล่างของส่วนทำระเหย หลังจากนั้นฟองไอขยายและกระจายเต็มบริเวณส่วนกลางของส่วนทำระเหยแต่ฟองไอมีขนาดใหญ่ขึ้นและที่รอยต่อระหว่างของเหลวและไอมีลักษณะปลายแหลมเหมือนรูปสามเหลี่ยม หรือ ไม่เรียบ เมื่อเปรียบเทียบกับส่วนกลางของส่วนทำระเหยที่ตำแหน่งแนวดิ่งดังรูป 3.2B

3.1.2 ที่มุมเอียง 50 – 0 องศา

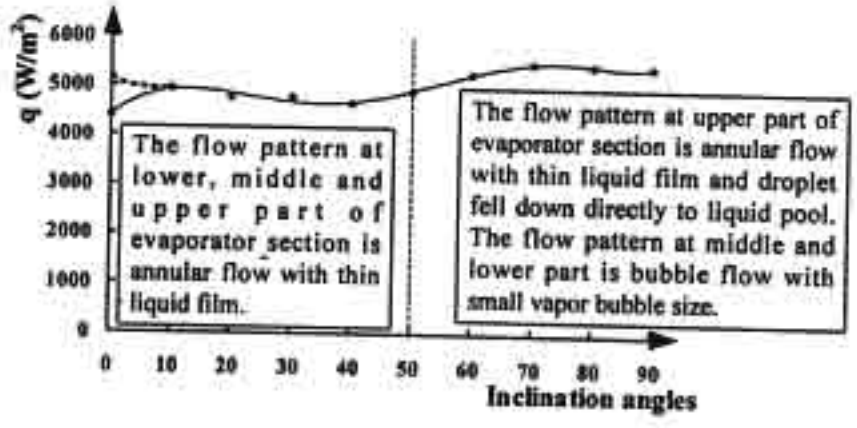
ที่มุมเอียงเท่ากับ 0 องศา สังเกตเห็นว่าไม่มีของเหลวเหลืออยู่ในส่วนทำระเหยเลย จึงเกิดการแห้งขึ้นดังในรูป 3.2C รูปแบบการไหลเป็นแบบ annular flow ไม่สามารถวัดค่าการส่งถ่ายความร้อนได้เนื่องจากอุณหภูมิไอลดลงอย่างต่อเนื่อง สาเหตุของการแห้งเนื่องมาจากแรงเฉื่อยของของเหลวไม่สามารถเอาชนะแรงเนื่องจากความเร่งได้กอปกับของเหลวที่ส่วนทำระเหยระเหยไปจนหมดแต่ของเหลวที่เกิดจากการควบแน่นไม่สามารถไหลกลับมายังส่วนทำระเหยได้ สามารถเขียนเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 3.3 เมื่อเปรียบเทียบผลเชิงคุณภาพที่ได้นี้กับผลเชิงปริมาณของ Waowaew et al.(2003) พบว่ามุมเอียงมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี โดยมุมเอียงมีผลกระทบต่อความหนาของฟิล์มของเหลวที่ไหลย้อนกลับมายังส่วนทำระเหยและขนาดของฟองไอหรือต่อตัวเลขของ ตัวเลขของบอนด์ ดังแสดงได้ดังรูปที่ 3.3A-3.3C. รูป 3.3A แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อรูปแบบการไหลของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี โดยแกน X เป็นมุมเอียงมีค่าตั้งแต่ 0 ถึง 90 องศา สาเหตุที่เลือกมุม 50 องศา มานำเสนอเพื่อสอดคล้องกับรูปแบบการไหลที่นำมาเสนอในรูปที่ 3.2B ส่วนแกน Y เป็นรูปแบบการไหลซึ่งสามารถแบ่งส่วนทำระเหยออกได้เป็น 3 ช่วง รูปแบบการไหลที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ annular flow โดยความหนาของฟิล์มซึ่งแสดงเป็นเส้นลูกศร b ลดลงอย่างช้าๆ เมื่อมุมเอียงลดลง ที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยเมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นจาก 50-90 องศา รูปแบบการไหลเป็นแบบ bubble flow โดยมีขนาดของฟองไอลดลง ซึ่งก็คือ ตัวเลขของ



(A) Visualization results



(B) Visualization results



(C) Quantitative part

รูปที่ 3.3 เปรียบผลการทดลองในเชิงคุณภาพกับผลการทดลองในเชิงปริมาณ

บอนด์ (Bond number) $\left(= d\left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}\right]^{\frac{1}{2}} \right)$ ลดลงอย่างช้า ซึ่งแสดงเป็นเส้นลูกศร c เนื่องจาก ตัวเลขของบอนด์ เป็นสัดส่วนโดยตรงกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของฟองไอ ขณะที่มุมเอียงลดลงจาก 50-0 องศา รูปแบบการไหลที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยเป็นแบบ Annular flow โดยความหนาฟิล์มด้านบนลดลงอย่างรวดเร็วซึ่งแสดงเป็นเส้นลูกศร a เมื่อมุมเอียงลดลง ดังแสดงในรูป 3.3A รูป 4B จะสัมพันธ์กับรูปแบบการไหลในรูป 3.3A ซึ่งสอดคล้องกับฟลักซ์ความร้อนของรูปแบบการไหลแต่ละแบบ ผลของมุมเอียงที่มีต่อฟลักซ์ความร้อนดังนั้นจึงพล็อตเป็น ฟลักซ์ความร้อนกับมุมเอียงของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี ที่ส่วนบนของส่วนทำระเหย ฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อมุมเอียงลดลงจาก 50 – 0 องศา ตามเส้นลูกศร B และมุมเอียง

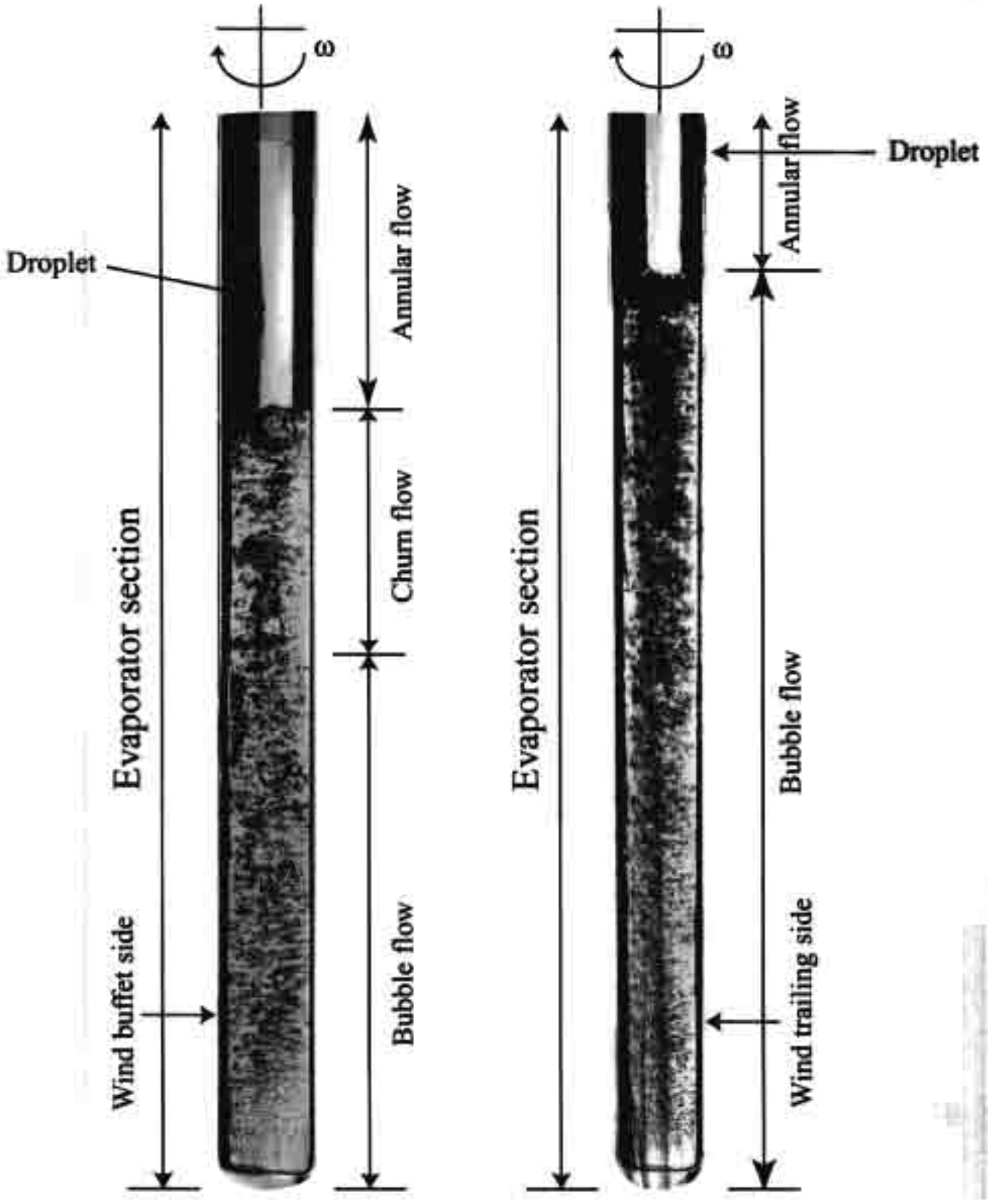
เพิ่มขึ้นจาก 50- 90 องศา มีหยดของเหลวตกลงมาที่แอ่งของเหลวและกวาดฟิล์มของเหลวที่ส่วนบนของส่วนทำระเหย สาเหตุนี้ช่วยสนับสนุนให้ฟลักความร้อนเพิ่มสูงขึ้นดังแสดงด้วยเส้นลูกศรประ C ดังแสดงในรูป 3.3B เส้น A และ B แสดงถึงการเพิ่มขึ้นของฟลักความร้อนซึ่งสอดคล้องกับเส้น a และ เส้น b ในรูป 4A กล่าวคือ ฟิล์มของเหลวที่บางจะระเหยได้ง่ายกว่า ด้วยเหตุนี้ทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้สูง เส้น D แสดงถึงการเพิ่มขึ้นของฟลักความร้อนซึ่งเป็นผลมาจากการลดลงของขนาดของฟองไอ นั่นก็คือ ตัวเลขของบอนด์ลดลง รูป 3.3C แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อฟลักความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี ซึ่งเป็นผลของการทดลองทั้งหมดหรือเป็นผลเชิงปริมาณของ Waowaew et al. (2003) ซึ่งเป็นไปตามสมการสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$q^{*}_{90} = 6x10^{7}\left(\left(\frac{Le}{d}\right)^{-0.65} Fr^{0.5} Bo^{-0.85} Ek^{0.1} Ja^{-0.15} \mathrm{Pr}_{l}^{-0.35}\left(\frac{Cp_{v}}{Cp_{l}}\right)^{4.6}\left(1-\left(\frac{\rho_{v}}{\rho_{l}}\right)\right)^{0.19}\right)^{0.57}$$

โดยตัวเลขของบอนด์ในพจน์ที่ 3 ทางขวามือของสมการมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนคือตัวเลขของบอนด์ลดลงเมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นส่งผลให้ฟลักซ์ความร้อนในสหสัมพันธ์เพิ่มขึ้น สามารถสังเกตเห็นได้ว่าเมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นจาก 40 ถึง 90 องศา ฟลักความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 4.8 – 5.2 kW/m^2 และเมื่อมุมเอียงลดลงจาก 40 – 10 องศา ฟลักความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 4.8 – 4.9 kW/m^2 แต่ที่มุมเอียง 0 องศา ค่าฟลักความร้อนจะต่ำกว่าที่มุมเอียง 10 องศา เพราะว่าเกิด initial dryout ขึ้น ซึ่งสังเกตได้จากอุณหภูมิส่วนควบแน่นลดลงต่างกัน 12 °C เมื่อเปรียบเทียบระหว่างรูป 3.3B และ 3.3C จะเห็นได้ว่าผลของมุมเอียงที่มีต่อค่าฟลักความร้อนมีแนวโน้มเหมือนกันคือมุมเอียงเพิ่มขึ้นจาก 40-90 องศา ฟลักความร้อนจะเพิ่มขึ้น และเมื่อมุมเอียงลดลงจาก 40-10 องศา ฟลักความร้อนจะเพิ่มขึ้น ถึงแม้ว่าที่มุมเอียง 0 องศา ของรูป 3.3C จะมีค่าฟลักความร้อนลดลงต่ำกว่าที่มุมเอียง 10 องศา แต่นั่นมีสาเหตุมาจากการเกิด initial dryout ซึ่งถ้าไม่เกิด initial dryout ขึ้น ค่าฟลักความร้อนน่าจะเป็นไปตามเส้นประ ดังรูป 3.3C จะเห็นได้ว่าผลการทดลองในเชิงคุณภาพในรูป 3.3B ช่วยสนับสนุนเชิงปริมาณที่สรุปไปก่อนแล้วใน Waowaew et al.(2003)

3.2 ผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

ผลการทดลองนี้จะพิจารณารูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 11 มิลลิเมตร อุณหภูมิการทำงานเท่ากับ 90 องศาเซลเซียส ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 1g และ 7g ใช้ R123 เป็นสารทำงาน ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 20 ที่มุมเอียง 90 องศา มีรายละเอียดผลการศึกษาเชิงทัศน์ซึ่งสามารถแบ่งเป็นหัวข้อได้ดังต่อไปนี้



รูป	A	B
$\omega^2 r$	7g	1g
Tv(°C)	90	90
q(kW/m²)	23.6	7.7

ปที่ 3.4 ผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่มุมเอียง 90 องศา

3.2.1 ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนต่ำ ๆ

รูปที่ 3.4A แสดงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 1g สามารถสังเกตได้จากวีดีโอว่ารูปแบบการไหลที่ส่วนล่างและส่วนกลางของส่วนทำระเหยจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งการหมุนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีกล่าวคือ ฟองไอแกว่งไปมาอย่างช้า ๆจากผนังด้านปะทะลมมายังผนังด้านหลังลมประมาณ 0.6 ครั้งต่อวินาที แต่เมื่อท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีหมุนมาที่จุดภาคที่ 1 รูปแบบการไหลแบบ bubble flow จะเปลี่ยนไปเป็น slug flow เป็นบางครั้งซึ่งจะเกิดขึ้นที่ผนังด้านหลังลมมีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 7.7 kW/m^2 มีการเดือดไม่รุนแรงและฟองไอขนาดเล็ก ๆ ครอบครองทั่วบริเวณส่วนทำระเหยเมื่อเปรียบเทียบกับความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g รูปแบบการไหลที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ annular flow และสังเกตเห็นฟิล์มของเหลวมีทั้งตกลงมาโดยตรงและไหลที่เป็นเส้นลงมายังแอ่งของเหลวอย่างช้า ๆเมื่อเปรียบเทียบกับที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g เมื่อท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีหมุนมาอยู่ในตำแหน่งจตุภาคที่ 1 และ 2 รอยต่อที่ผิวหน้าระหว่างของเหลวและไอ จะมีลักษณะแหลมเป็นรูปสามเหลี่ยมและมีการแตกกระจายของของเหลวเป็นหยด ฟองไอแกว่งไปมาอย่างรวดเร็วระหว่างผนังด้านปะทะลมมายังผนังด้านหลังลมเมื่อท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีหมุนผ่าน มุม90 และ มุม 270 องศา

3.2.2 ที่ความเร่งเนื่องจาการหมุนสูง ๆ

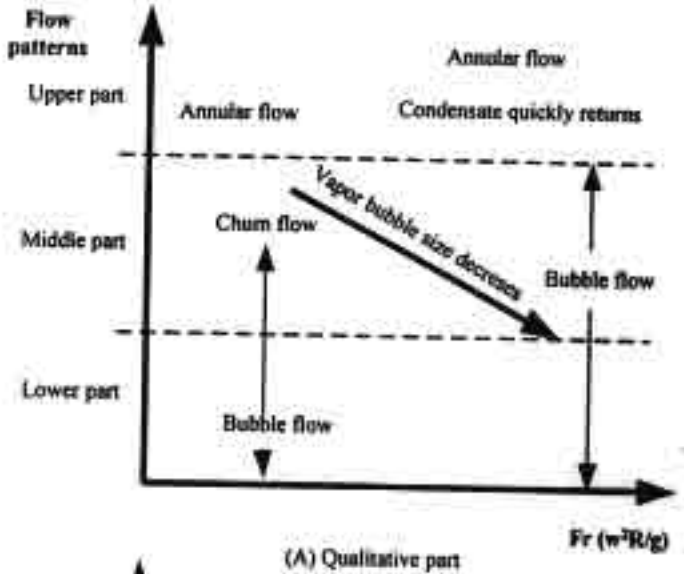
รูปที่ 3.4B แสดงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g สามารถสังเกตได้ว่ารูปแบบการไหลที่ส่วนล่าง ส่วนกลาง และส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ bubble flow และ annular flow ตามลำดับ โดยมีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 23.6 kW/m^2 มีการเดือดที่รุนแรงและฟองไอขนาดเล็ก ๆครอบครองทั่วบริเวณส่วนทำระเหยและแกว่งไปมาอย่างรวดเร็วระหว่างผนังด้านปะทะลมมายังผนังด้านหลังลมประมาณ 1.6 ครั้งต่อวินาที เนื่องจากผลของแรงเฉื่อยของของของเหลว ฟิล์มของเหลวที่ไหลกลับมาจากส่วนควบแน่นมายังส่วนทำระเหยมีลักษณะไม่เรียบ มีหยดของเหลวตกลงมาโดยตรงสู่แอ่งของเหลว เนื่องจากผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนดังแสดงในรูป 3.4B ที่รอยต่อของผิวหน้าระหว่าง ของเหลวและไอมีลักษณะเรียบ เมื่อเปรียบเทียบกับรอยต่อที่ผิวหน้าระหว่างของเหลวและไอ ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 1g ระดับของแอ่งของเหลวที่มีความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g สูงกว่าระดับของแอ่งของเหลวที่มีความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 1g ประมาณ 17 % ของความยาวของส่วนทำระเหย เนื่องจากว่าที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g ของเหลวที่เกิดจากการควบแน่นไหลกลับมายังส่วนทำระเหยมีปริมาณมากกว่าและไหลกลับมายังส่วนทำระเหยได้เร็วกว่าที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 1g เมื่อเปรียบเทียบผลเชิงคุณภาพกับผลเชิงปริมาณของ Waowaew et al. (2003) ซึ่งเป็นไปตามสมการสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$q^{*}_{90} = 6x10^{7}\left(\left(\frac{Le}{d}\right)^{-0.65} Fr^{0.5} Bo^{-0.85} Ek^{0.1} Ja^{-0.15} \mathrm{Pr}_l^{-0.35}\left(\frac{Cp_v}{Cp_l}\right)^{4.6}\left(1-\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)\right)^{0.19}\right)^{0.57}$$

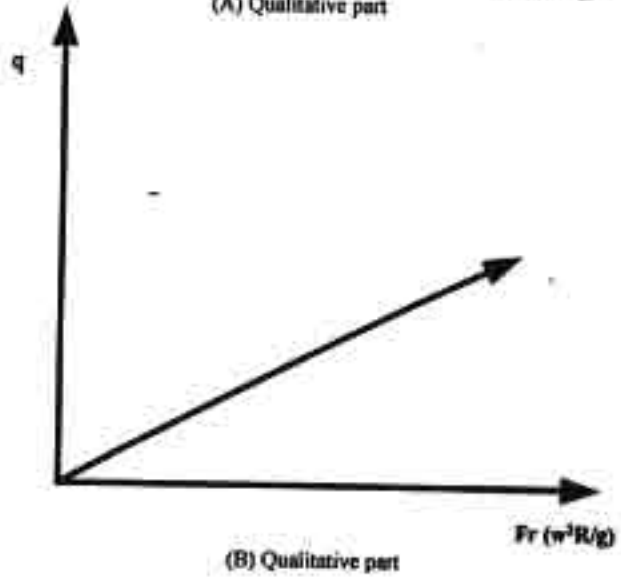
โดยตัวเลขของฟรูด (Froude number) ในพจน์ที่ 2 ทางด้านขวามือของสมการ หรือ ความเร่งเนื่องจากการหมุนมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนคือตัวเลขของฟรูดเพิ่มขึ้นส่งผลให้ฟลักซ์ความร้อนในสหสัมพันธ์เพิ่มขึ้น โดยค่า g จะมีผลกระทบต่อขนาดของฟองไอที่เกิดขึ้นรวมทั้งปริมาณของเหลวที่ไหลย้อนกลับมายังส่วนทำระเหยดังแสดงได้ดังรูปที่ 3.5A-3.5C

รูปที่ 3.5A แสดงผลของตัวแปรไร้มิติซึ่งเป็นตัวเลขของฟรูด (Froude number) ซึ่งก็คือ $\omega^2 R/g$ หรือ ความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อรูปแบบการไหลของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี โดยที่แกน X คือค่าตัวเลขของฟรูดมีค่าเท่ากับ 1 และ 7 เนื่องจากในรูปที่ 3.3 นำรูปแบบการไหลที่ตัวเลขของฟรูด มีค่าเท่ากับ 1 และ 7 มานำเสนอเพื่อให้เห็นความแตกต่างของรูปแบบการไหล ส่วนแกน Y คือรูปแบบการไหลซึ่งสามารถแบ่งรูปแบบการไหลได้เป็น 3 ช่วงของส่วนทำระเหย ที่ตัวเลขของฟรูดมีค่าเท่ากับ 1 รูปแบบการไหลที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ annular flow ที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยเป็นแบบ chum flow และ bubble flowตามลำดับ เมื่อตัวเลขของฟรูดเพิ่มขึ้นเป็น 7 รูปแบบการไหลที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ annular flow ที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยเป็นแบบ bubble flow โดยมีขนาดของฟองไอลดลงดังแสดงในเส้นลูกศรชี้ลง สาเหตุที่เป็นนี้เพราะว่า ที่ตัวเลขของฟรูดมีค่าสูงๆ หรือ แรงเฉื่อยมีค่าสูง ส่งผลให้ความหนาแน่นของของเหลวของสารทำงานมีค่ามากขึ้น ด้วยเหตุนี้มีผลทำให้การรวมตัวของฟองไอรวมตัวกันได้ยากขึ้นและอัตราการไหลกลับของของเหลวที่เกิดจากการควบแน่นไหลกลับไปยังส่วนทำระเหยได้อย่างรวดเร็ว รูปที่ 3.5B จะสัมพันธ์กับรูปแบบการไหลในรูป 3.5A ซึ่งสอดคล้องกับฟลักซ์ความร้อนในแต่ละรูปแบบการไหล เมื่อตัวเลขของฟรูดเพิ่มขึ้น ฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย ที่เป็นเช่นนี้เป็นเพราะว่าที่ตัวเลขของฟรูด สูงๆ หรือความหนาแน่นของของเหลวของสารทำงานมีค่าสูงขึ้น หรือความดันของของเหลวมีค่าสูงขึ้น ส่งผลให้จุดเดือดของสารทำงานมีค่าสูงขึ้น ซึ่งมีผลต่อค่าความร้อนที่ป้อนให้กับท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีสูงขึ้นตาม และอีกประการหนึ่งก็คือเพื่อที่จะรักษาอุณหภูมิการทำงานของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี การเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนจะสัมพันธ์กับการลดลงของขนาดของฟองไอ ซึ่งจะเชื่อมโยงถึงการลดลงของตัวเลขของบอนด์ (Bond number) ด้วย (ดูในหัวข้อที่ 3.1.2) และระยะทางของส่วนทำระเหยที่มีฟองไอขนาดเล็กมีระยะที่ยาวกว่าที่มีฟองขนาดใหญ่ หรือ ที่ตัวเลขของฟรูดต่ำ รูป 3.5C แสดงผลของตัวเลขของฟรูด ที่มีต่อฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากผลการทดลองหรือผลเชิงปริมาณ แกน X คือ ตัวเลขของฟรูด มีค่าตั้งแต่ 0.2 ถึง 7 ส่วนแกน Y เป็นค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการทดลองของ Waowaew et al. (2003) ซึ่งเป็นไปตามสมการสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

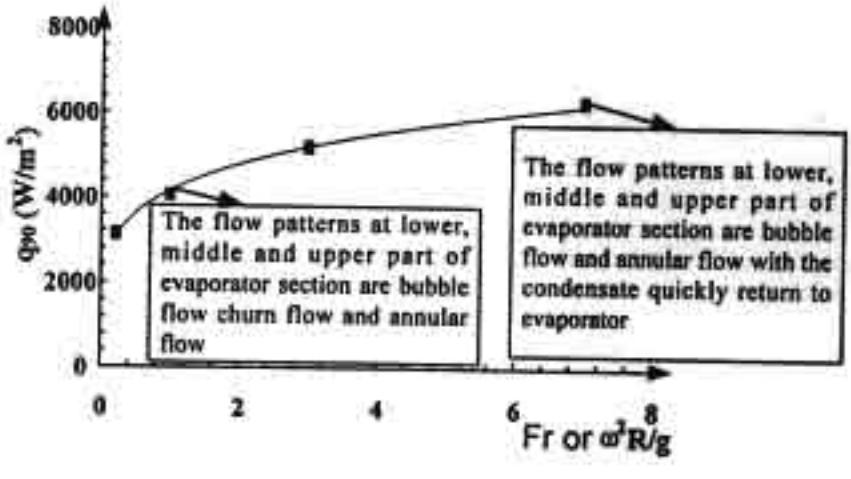
$$q^{*}_{90} = 6x10^{7}\left(\left(\frac{Le}{d}\right)^{-0.65} Fr^{0.5} Bo^{-0.85} Ek^{0.1} Ja^{-0.15} \mathrm{Pr}_l^{-0.35}\left(\frac{Cp_v}{Cp_l}\right)^{4.6}\left(1-\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)\right)^{0.19}\right)^{0.57}$$



(A) Qualitative part



(B) Qualitative part



(C) Quantitative part

รูปที่ 3.5 เปรียบผลการทดลองในเชิงคุณภาพกับผลการทดลองในเชิงปริมาณ

โดยผลการทดลองที่ได้มีความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนกับตัวเลขของฟรูด อยู่ในรูปฟังก์ชั่นยกกำลัง(Power form) เมื่อเปรียบเทียบระหว่างรูป 3.5B และ 3.5C จะเห็นว่าแนวโน้มของค่าฟลักซ์ความร้อนจะเพิ่มขึ้น เมื่อตัวเลขของฟรูดเพิ่มขึ้น เส้นลูกศรที่เป็นเส้นแนวโน้มของการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนในรูป 3.5B เป็นเส้นตรงเนื่องจากเป็นการคาดคะเนจากเส้นการลดลงของขนาดของฟองไอและการไหลกลับอย่างรวดเร็วของของเหลวที่เกิดจากการควบแน่นในรูป 3.5A

ผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อรูปแบบการไหลคือ เมื่อความเร่งเนื่องจากการหมุนเปลี่ยนจาก 1g เป็น 7g ดังแสดงในรูป 3.5A รูปแบบการไหลแบบ bubble flow, churn flow and annular flow เปลี่ยนเป็น bubble flow and annular flow ของเหลวที่ควบแน่นไหลกลับมายังส่วนทำระเหยอย่างรวดเร็ว ผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อฟลักซ์ความร้อนคือ ฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น เมื่อความเร่งเนื่องจากการหมุนเพิ่มขึ้นดังในรูป 3.5B และ 3.5C โดยผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนสอดคล้องกับพจน์ของตัวเลขของฟรูด ในสมการสหสัมพันธ์ของ Waowaew et al. (2003) กล่าวคือ เมื่อ ω ในพจน์ของตัวเลขของฟรูดเพิ่มขึ้นฟลักซ์ความร้อนก็เพิ่มขึ้นตาม

3.3 ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี

ผลการทดลองนี้จะพิจารณารูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 11 มิลลิเมตร อุณหภูมิการทำงานเท่ากับ 90 องศาเซลเซียส ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 3g ใช้ R123 เป็นสารทำงาน ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5 และ 20 ที่มุมเอียง 90 องศา มีรายละเอียดผลการศึกษาเชิงทัศน์ซึ่งสามารถแบ่งเป็นหัวข้อได้ดังต่อไปนี้

3.3.1 ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5

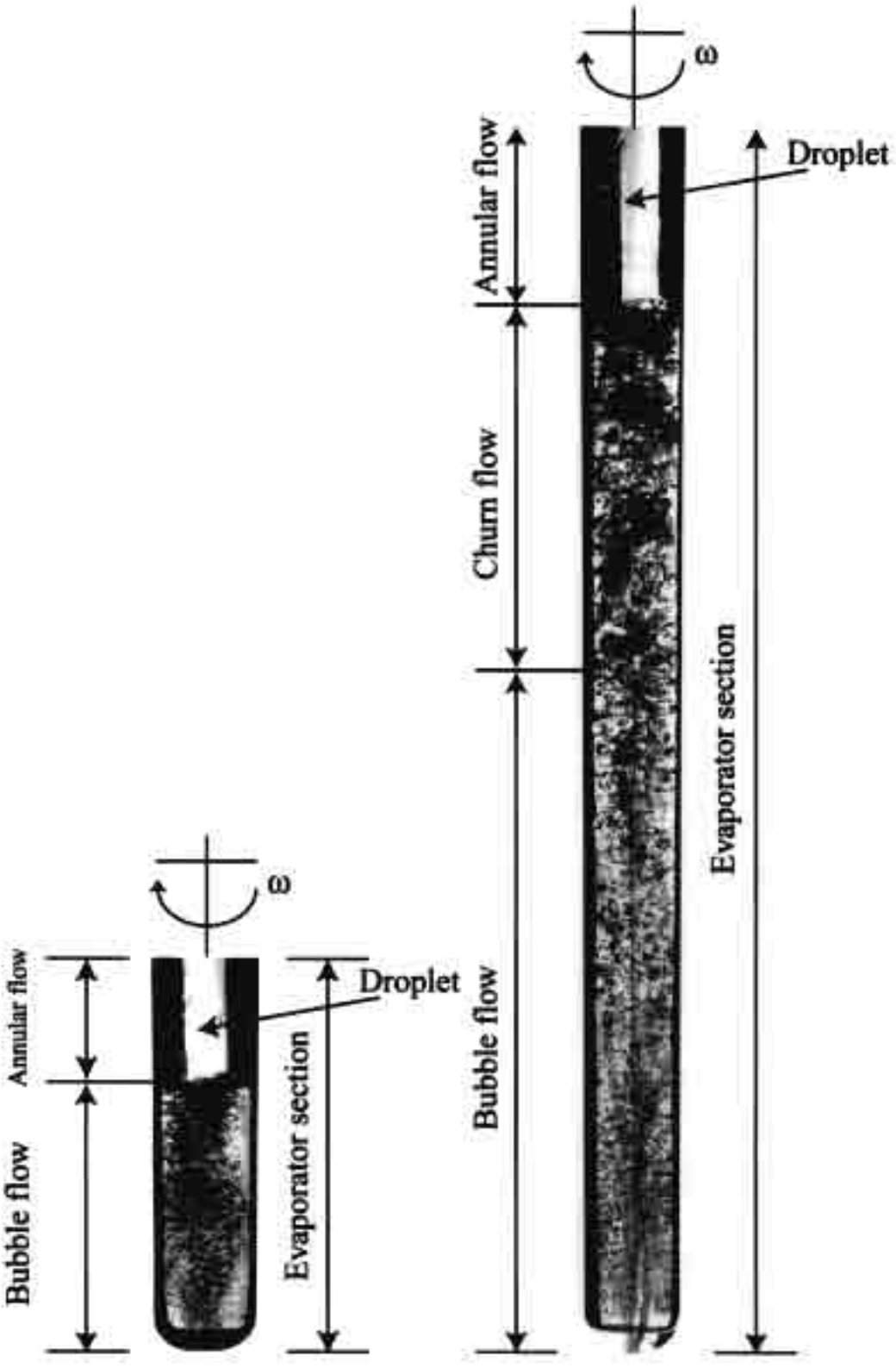
รูปที่ 3.6A แสดงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5 สามารถสังเกตได้ว่ารูปแบบการไหลที่ส่วนล่าง ส่วนกลาง และ ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ bubble flow และ annular flow ตามลำดับ โดยมีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 38.6 kW/m^2 มีการเดือดที่รุนแรงและฟองไอขนาดเล็กๆครอบครองทั่วบริเวณส่วนทำระเหยและแกว่งไปมาอย่างรวดเร็วระหว่างผนังด้านปะทะลมมายังผนังด้านหลังลมประมาณ 1.2 ครั้งต่อวินาที ฟิล์มของเหลวที่ไหลกลับมายังส่วนทำระเหยมีลักษณะเป็นเส้นและมีการเดือดที่เส้นฟิล์มของเหลวนั้นด้วย ซึ่งเป็นปรากฏการณ์ที่ช่วยสนับสนุนให้การถ่ายเทความร้อนสูง นอกจากนั้นยังมีหยดของเหลวตกลงมาสู่แอ่งของเหลวโดยตรง เนื่องจากผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนดังแสดงในรูป 3.6A

3.3.2 ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 20

รูปที่ 3.6B แสดงรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 20 สามารถสังเกตได้ว่ารูปแบบการไหลที่ส่วนล่าง ส่วนกลาง และ ส่วน

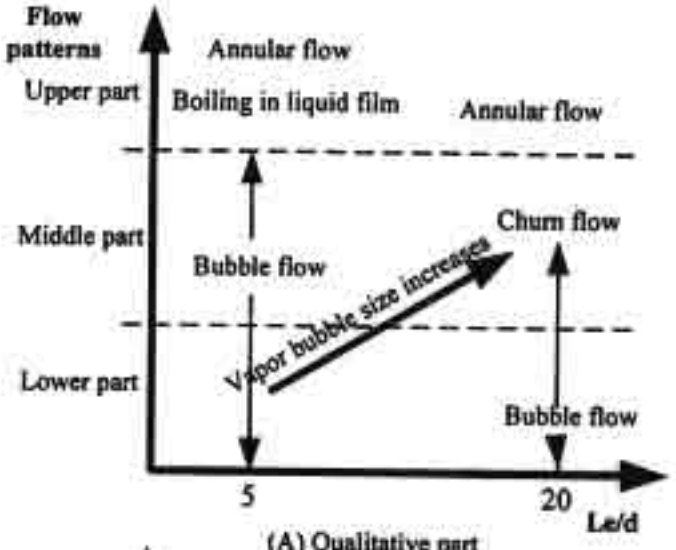
บนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ bubble flow churn flow และ annular flow ตามลำดับ โดยมีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 11.3 kW/m^2 มีการเดือดที่รุนแรงและฟองไอขนาดเล็กๆครอบครองทั่วบริเวณส่วนทำระเหยและแกว่งไปมาอย่างรวดเร็วระหว่างผนังด้านปะทะลมมายังผนังด้านหลังลมประมาณ 1 ครั้งต่อวินาที มีหยดของเหลวตกลงมาสู่แอ่งของเหลวโดยตรง เนื่องจากผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนดังแสดงในรูป 3.6B เมื่อเปรียบเทียบผลเชิงคุณภาพกับผลเชิงปริมาณของ Waowaew et al. (2003) แล้ว พบว่าอัตราส่วนสนทัดมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี โดยค่าอัตราส่วนสนทัด จะมีผลกระทบต่อขนาดของฟองไอที่เกิดขึ้นรวมทั้งมีการเดือดที่ฟิล์มของเหลวที่ไหลย้อนกลับมายังส่วนทำระเหยซึ่งช่วยสนับสนุนให้มีการถ่ายเทความร้อนได้สูงดังแสดงได้ดังรูปที่ 3.7A-3.7C

รูปที่ 3.7A แสดงผลของตัวแปรไร้มิติซึ่งเป็นอัตราส่วนสนทัด (Le/d) ที่มีต่อรูปแบบการไหลของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี โดยที่แกน X คือค่าอัตราส่วนสนทัดมีค่าเท่ากับ 5 และ 20 เนื่องจากในรูปที่ 3.6 นำรูปแบบการไหลที่อัตราส่วนสนทัดมีค่าเท่ากับ 5 และ 20 มานำเสนอเพื่อให้เห็นความแตกต่างของรูปแบบการไหล ส่วนแกน Y คือรูปแบบการไหลซึ่งสามารถแบ่งรูปแบบการไหลได้เป็น 3 ช่วงของส่วนทำระเหย ที่อัตราส่วนสนทัดมีค่าเท่ากับ 5 รูปแบบการไหลที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ annular flow ที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยมีรูปแบบการไหลเป็นแบบ bubble flow ซึ่งมีขนาดของฟองไอเล็กกว่าที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 20 เมื่ออัตราส่วนสนทัดเพิ่มขึ้นเป็น 20 รูปแบบการไหลที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยเป็นแบบ annular flow ที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยมีรูปแบบการไหลเป็นแบบ churn flow และ bubble flow ตามลำดับ โดยฟองไอมีขนาดใหญ่กว่าที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5 โดยมีขนาดของฟองไอเพิ่มขึ้นดังแสดงในเส้นลูกศรชี้ขึ้น แต่ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนสูงขึ้นจะมีผลทำให้ฟองไอรวมตัวกันได้ยากขึ้นที่อัตราส่วนสนทัดสูง ถึงแม้ว่าการรวมตัวของฟองไอจะยากขึ้น แต่ฟองไอต้องใช้เวลาในการลอยให้หลุดพ้นจากแอ่งของเหลวจึงทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างจะคงที่ ที่อัตราส่วนสนทัดมีค่าต่ำๆ นั้นฟองไอสามารถลอยขึ้นไปพ้นจากแอ่งของเหลวได้เร็วกว่าที่อัตราส่วนสนทัดมีค่าสูงซึ่งเหมือนเป็นการเดือดแบบแอ่ง เป็นเหตุให้การรวมตัวของฟองยากขึ้น รูปที่ 3.7B จะสัมพันธ์กับรูปแบบการไหลในรูป 3.7A ซึ่งสอดคล้องกับฟลักซ์ความร้อนในแต่ละรูปแบบการไหล เมื่ออัตราส่วนสนทัดเพิ่มขึ้นถึงค่าๆ หนึ่งซึ่งยังไม่สามารถบอกได้ ฟลักซ์ความร้อนจะมีค่าลดลง หลังจากนั้นเมื่ออัตราส่วนสนทัดเพิ่มขึ้นอีก ฟลักซ์ความร้อนจะมีค่าค่อนข้างคงที่ ที่เป็นเช่นนี้เป็นเพราะว่าที่อัตราส่วนสนทัดสูงๆ นั้นจะเกิดการรวมตัวของฟองไอที่บริเวณส่วนกลางของส่วนทำระเหยเนื่องจากระยะทางที่ฟองไอจะลอยขึ้นไปให้หลุดจากแอ่งของเหลวนั้นมีมากหรือเรียกว่าเป็นการเดือดใน confined channel การเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนจะสัมพันธ์กับการที่ฟองไอสามารถลอยขึ้นไปให้หลุดจากแอ่งของเหลวได้อย่างรวดเร็ว ซึ่งผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนก็เป็นตัวช่วยให้ฟองไอรวมตัวกันได้ยากขึ้นถึงแม้ว่าอัตราส่วน

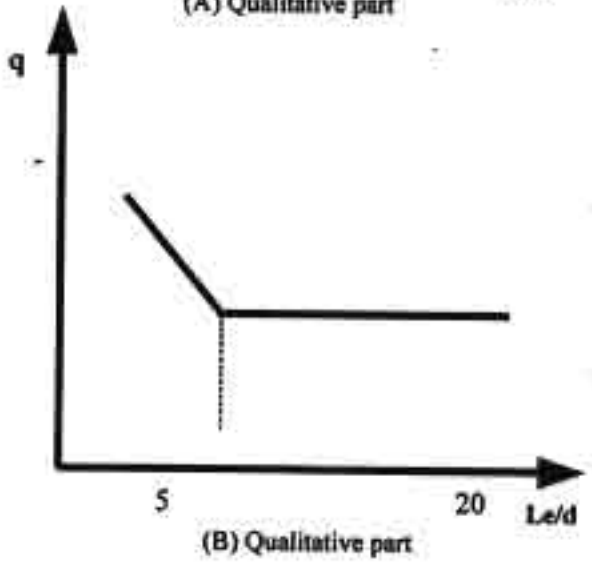


รูป	A	B
Le/d	5	20
Tv(°C)	90	90
q(kW/m²)	27.1	11.6

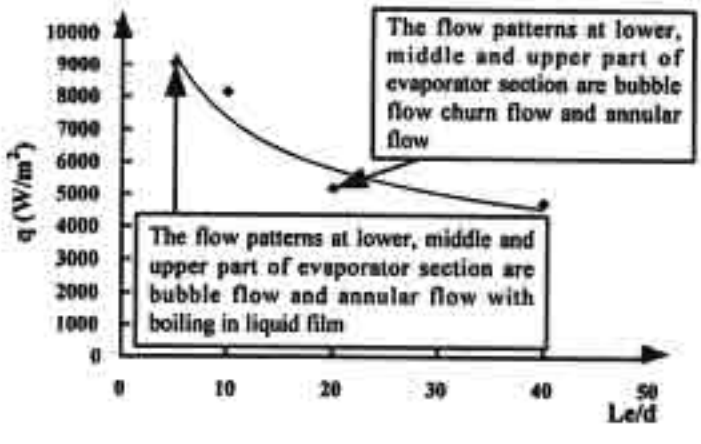
รูปที่ 3.6 ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อรูปแบบการไหลภายในของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีที่มุมเอียง 90 องศา ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 3g



(A) Qualitative part



(B) Qualitative part



(C) Quantitative part

รูปที่ 3.7 เปรียบผลการทดลองในเชิงคุณภาพกับผลการทดลองในเชิงปริมาณ

สนทัดจะเพิ่มขึ้นก็ตาม และที่อัตราส่วนสนทัดต่ำๆ มีการเดือดที่ฟิล์มของเหลวด้วย ส่วนเส้นลูกศรการเพิ่มขึ้นของขนาดของฟองในรูป 3.7A ไม่หักที่ค่าอัตราส่วนสนทัดค่าหนึ่งเหมือนในรูป 3.7B นั้น เนื่องมาจากอิทธิพลของการเดือดแบบแอ่งและความเร่งเนื่องจากการหมุน รูป 3.7C แสดงผลของอัตราส่วนสนทัด ที่มีต่อฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากผลการทดลองหรือผลเชิงปริมาณ แกน X คือ อัตราส่วนสนทัด มีค่าตั้งแต่ 5 ถึง 40 ส่วนแกน Y เป็นค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการทดลองของ Waowaew et al. (2003) ซึ่งเป็นไปตามสมการสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$q^{*}_{90} = 6x10^{7}\left(\left(\frac{Le}{d}\right)^{-0.65} Fr^{0.5} Bo^{-0.85} Ek^{0.1} Ja^{-0.15} \mathrm{Pr}_l^{-0.35}\left(\frac{Cp_v}{Cp_l}\right)^{4.6}\left(1-\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)\right)^{0.19}\right)^{0.57}$$

โดยผลการทดลองที่ได้มีความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนกับอัตราส่วนสนทัดในพจน์แรกของสมการ อยู่ในรูปฟังก์ชั่นยกกำลัง(Power form) เมื่อเปรียบเทียบระหว่างรูป 3.7B และ 3.7C จะเห็นว่าแนวโน้มของค่าฟลักซ์ความร้อนจะเพิ่มขึ้น เมื่ออัตราส่วนสนทัดมีค่าลดลง เส้นลูกศรที่เป็นเส้นแนวโน้มของการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนในรูป 3.7B เป็นเส้นตรงเนื่องจากเป็นการคาดคะเนจากเส้นการลดลงของขนาดของฟองไอและการเคลื่อนที่ของฟองไอให้หลุดจากแอ่งกอรปกับมีการเดือดที่ฟิล์มของเหลวที่ไหลกลับจากการควบแน่นในรูป 3.7A

ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อรูปแบบการไหลคือ เมื่ออัตราส่วนสนทัดเพิ่มขึ้นจาก 5 ไปเป็น 20 ดังแสดงในรูป 3.7A รูปแบบการไหลแบบ bubble flow และ annular flow เปลี่ยนเป็น bubble flow churn flow และ annular flow ที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5 มีการเดือดที่ฟิล์มของเหลวที่ควบแน่นไหลกลับมายังส่วนทำระเหย ผลของอัตราส่วนสนทัดที่มีต่อฟลักซ์ความร้อนคือฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น เมื่ออัตราส่วนสนทัดลดลงดังในรูป 3.7B และ 3.7C โดยผลอัตราส่วนสนทัดสอดคล้องกับพจน์ของอัตราส่วนสนทัดในสมการสหสัมพันธ์ของ Waowaew et al. (2003)

สำหรับแผนภูมิรูปแบบการไหลของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีนั้นไม่อาจสร้างได้เนื่องจากที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนต่ำๆ นั้นรูปแบบการไหลจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งการหมุนของท่อความร้อนว่าอยู่ตรงกับจตุภาคที่เท่าไรและรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นหลักๆ เมื่อความเร่งเนื่องจากการหมุนเพิ่มสูงขึ้นก็จะมีเพียงแค่รูปแบบการไหลแบบ bubble flow และ annular flow เท่านั้นซึ่งจะแตกต่างกันตรงที่ขนาดของฟองไอที่เกิดขึ้น

สำหรับผลการทดลองในส่วนของการศึกษาเชิงทัศน์นั้นช่วยสนับสนุนตัวแปรไร้มิติที่คูณกันอยู่ในสมการสหสัมพันธ์ โดยความหมายทางกายภาพของตัวแปรต่างๆที่อธิบายได้จากการศึกษาเชิงทัศน์นั้นช่วยสนับสนุนและยืนยันความถูกต้องของสมการรสหสัมพันธ์ซึ่งสามารถทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี นอกจากนี้ปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกิดขึ้น ความหมายทางกายภาพของตัวแปรต่างๆ ที่คูณกันอยู่ในสมการสหสัมพันธ์จะช่วยให้สามารถนำไปสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ต่อไป

บทที่ 4
สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง

4.1 สรุปผลการทดลองจากผลการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้

4.1.1 มุมเอียงมีผลต่อรูปแบบการไหลคือที่ส่วนบนของส่วนทำระเหยมีรูปแบบการไหลเป็นแบบ annular flow โดยความหนาของฟิล์มลดลงอย่างช้าๆ เมื่อมุมเอียงลดลง ที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยเมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นจาก 50-90 องศา รูปแบบการไหลเป็นแบบ bubble flow โดยมีขนาดของฟองไอลดลง ซึ่งก็คือ ตัวเลขของบอนด์ลดลงอย่างช้าๆ เนื่องจากตัวเลขของบอนด์เป็นสัดส่วนโดยตรงกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของฟองไอ โดยมีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 23.6 kW/m^2 ขณะที่มุมเอียงลดลงจาก 50-0 องศา รูปแบบการไหลที่ส่วนกลางและส่วนล่างของส่วนทำระเหยเป็นแบบ Annular flow โดยความหนาฟิล์มด้านบนลดลงอย่างรวดเร็ว เมื่อมุมเอียงลดลง โดยมีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 19.2 kW/m^2

4.1.2 อัตราส่วนสนทัดมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมีโดยค่าอัตราส่วนสนทัดจะมีผลกระทบต่อการเดือดแบบแอ่งและการเคลื่อนตัวของฟองไอให้หลุดพ้นจากแอ่งของเหลวรวมทั้งมีการเดือดที่ฟิล์มของเหลวที่ไหลย้อนกลับมายังส่วนทำระเหยซึ่งช่วยสนับสนุนให้มีการถ่ายเทความร้อนได้สูงขึ้น โดยที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 5 มีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 38.6.6 kW/m^2 และที่อัตราส่วนสนทัดเท่ากับ 20 มีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 11.6 kW/m^2 ตามลำดับ

4.1.3 ผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อรูปแบบการไหลคือ เมื่อความเร่งเนื่องจากการหมุนเปลี่ยนจาก 1g เป็น 7g ดังแสดงในรูป 3.5A รูปแบบการไหลแบบ bubble flow, churn flow and annular flow เปลี่ยนเป็น bubble flow and annular flow ของเหลวที่ควบแน่นไหลกลับมายังส่วนทำระเหยอย่างรวดเร็ว ผลของความเร่งเนื่องจากการหมุนที่มีต่อฟลักความร้อนคือ ฟลักความร้อนเพิ่มขึ้น เมื่อความเร่งเนื่องจากการหมุนเพิ่มขึ้น โดยที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 1g มีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 7.7 kW/m^2 และที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนเท่ากับ 7g มีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 23.6 kW/m^2 ตามลำดับ

4.2 ข้อเสนอแนะ

ในการทดลองนั้นค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้นั้นเป็นค่าที่ได้โดยรวมของการหมุน แต่ที่ความเร่งเนื่องจากการหมุนต่ำๆนั้นรูปแบบการไหลจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งการหมุนของท่อความร้อนแบบหมุนว่าอยู่ในจตุภาคใด ซึ่งจะเป็นการยากที่จะชี้ชัดลงไปว่ารูปแบบการไหลแบบไหนมีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบหมุนเมื่อมีความเร่งเนื่องจากการหมุนต่ำๆ

Output จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกว.

1. ผลงานตีพิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติคือ

   Waowaew, N., Terdtoon, P., Maezawa, S., Kamonpet, P., Klongpanich, W. and Vorayos, N. Effect of Rotational Acceleration on Internal Flow Patterns of Radially Rotating Heat Pipe at Normal Operating Condition. Int. Jour. Of Applied Thermal Engineering. Program Press U.K. (Submited)

2. การนำผลงานวิจัยไปใช้ประโยชน์

   2.1 ในเชิงสาธารณะนั้นมีความร่วมมือกับอาจารย์ชาวต่างประเทศคือ Prof. Dr. Saburo Maezawa จากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย Seikei ประเทศญี่ปุ่น ซึ่งเป็นผู้มีความเชี่ยวชาญด้านเทคโนโลยีท่อความร้อน

   2.2 ในเชิงวิชาการนั้นได้สร้างนักวิจัยรุ่นใหม่ให้มีความรู้ในด้านต่างๆ ตลอดจนการวิเคราะห์ข้อมูลต่างๆ

บรรณานุกรม

[1] ธวัช พยัคฆรักษ์. (2540). *การศึกษาถึงผลของตัวแปรไร้มิติที่มีต่อคุณลักษณะทางการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบเอียง.* วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์. มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.

[2] Gi, K., Maezawa, S., Nakajima, R., (1990). *Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Radial Rotating Heat Pipe.* Procs, of the 7th International Heat Pipe Conference, Minsk Bellorus.

[3] Gray, V.H.(1969). The rotating heat pipe . A wickless hollow Shaft for transferring high heat fluxes . ASME Paper #69-Ht-19.

[4] Lin, L., and Fanghri, A., (1997). *Heat Transfer Analysis of Stratified Flow in Rotating Heat Pipes with Cylindrical and Stepped Walls* . Int . J Heat Mass Transfer, Vol.40, No.18 , pp 4393- 4404 , Elservier Science Ltd.

[5] Maezawa, S., Gi, K., (1999). *Study on Radially Revolving Heat Pipe.* 36th National Heat Transfer Symposium of Japan, Vol. 36, pp 657-658.

[6] Shiraishi , M., Terdtoon, P. and Murakami, M. (1995). *Fundamention Study on Heat Transfer Characteristics of an Inclined Two-Phase Closed* Thermosyphon.*Thermosyphon , Mechanical. Engineerning Laboratory, Agency* of Industrial Science and Technology. Japan.

[7] Takahashi, Y., Huang, S., Mizuta, K., and Yoshikawa, M., (1990*). Transitional Characteristics of the Working Fluid in Rotating Heat Pipes with Horizontal Axis.* Procs, of the 7th International Heat Pipe Conference, Minsk Bellorus.

[8] Terdtoon, P., Chailungkar, M. and Shiraishi, M. (1998) Effect of Aspect Ratios on Internal Flow Patterns of an Inclined Closed Two-Phase Thermosyphon at Normal Operating Condition. Int. Jour. Of Heat Transfer Engineering. Taylor & Francis.

[9] Waoweaw et al.(2002). *Heat Transfer Characteristics of Radially Rotating Heat Pipe at Normal Operatiog Condition : Effect of Aspect Ratios and Rotational Acceleration,* Institute of Space and Astronautical Science, Japan.

[10] Waoweaw et al.(2003). *Correlation to Predict Heat Transfer Characteristics of Radially Rotating Heat Pipe*, Int. Journal of Applied Thermal Engineering. Vol. 23, Issue 8, pp. 1019-1032.

ภาคผนวก

Effect of Rotational Acceleration on Internal Flow Patterns of Radially Rotating Heat Pipe at Normal Operating Condition

N. Waowaew, T. Wongratanapaisarn, P. Kamonpet, P. Terdtoon, S. Maezawa*, W. Klongpanich, and N. Vorayos

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University , Chiang Mai, Thailand 50200. Tel. +66-53-944151 Fax. +66-53-226014
Email: wao_narong @ hotmail.com
* Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Seikei University , Kijijoji-Kitamachi Musashino-shi,Tokyo, Japan.

ABSTRACT

The effect of rotational accelerations on internal flow patterns of a radially rotating heat pipe (RRHP) at normal operating condition is considered in this paper. The used RRHP employed a glass tube for evaporator and a half of adiabatic section, and copper tube for condenser and a half of adiabatic section. The internal diameter of the RRHP was 11 mm. The aspect ratio was 20. The horizontal RRHP lied with the radial axis of rotation. R123 was used as working fluid with a filling ratio of 60 % of evaporator volume. The selected rotational acceleration was corresponded to 1g and 7g. The working temperature was 90 °C. The experiments were conducted at the inclination angles of 90, 50 and 0 degree from horizontal axis. Heat was removed from the condenser section by natural convection, while electrical heating was employed to supply heat to the evaporator section. A video camera was used to record all the flow patterns, while a still camera was used to record the internal flow patterns at specific times. Heat transfer rate was obtained by means of the input electrical power and the heat loss at the evaporator section. It is found from the experimental results that, the inclination angle has affected internal flow patterns of RRHP. Namely, at the upper part of evaporator section, the flow pattern was annular flow with the film thickness decreased when the inclination angle decreased. At middle and lower parts, when the inclination angle increased from 50 to 90 degree, the flow patterns was bubble flow with the vapor sizes decreased i.e. Bond number decreased. At the middle and lower parts, when the inclination angle decreased from 50 to 0 degree, the flow pattern was annular flow. The effect of the rotational acceleration on the internal flow patterns was; the internal flow patterns were bubble flow and annular flow. But at high rotational acceleration the condensate quickly returned to evaporator section and swept the liquid film at all time.

Keywords: Radially rotating heat pipe; Heat transfer characteristic

1. INTRODUCTION

Radially rotating heat pipe (RRHP) is an appropriate device for the rotary equipment. The RRHP employs evaporating and condensing process of working fluid, which uses the centrifugal force that generated by the rotation of the RRHP for the return of the liquid condensate from the condenser to evaporator section. The advantages of RRHP are, its properties of transferring heat in any types of rotary equipments, any orientations, its quicker response, and simple construct since its without the internal wick structure. The heat transfer characteristics of the RRHP depend greatly on the internal flow patterns. Such as, slug flow has the heat transfer rate more than bubble flow [1]. Geometry, filling ratio, some working fluid and an inclination angle of a RRHP results in changes internal flow patterns and heat transfer characteristics. Moreover, the rotational acceleration has affected heat

transfer characteristics of the RRHP [2]. At present, the internal flow patterns of RRHP still cannot be clearly explained by any investigator.

It is our objectives to experimentally investigate the following aspects of RRHP. To clarify the internal flow phenomena and confirm many parameter in correlation of the RRHP by Waowaew et al. [3] ;

- Effect of inclination angle on the internal flow patterns of RRHP at normal operating condition.
- Effect of rotational acceleration on the internal flow patterns of RRHP at normal operating condition.

2 EXPERIMENTAL SETUP AND PROCEDURE

Figure 1 shows an experimental setup of the RRHP. The electric power was employed to heat by means of silicone oil at the evaporator section and at the condenser section heat was naturally released by air. The evaporator and a half of adiabatic section were made of glass tube, and copper tube for condenser and a half of adiabatic section. The operating temperature of RRHP was controlled at 90 °C. A still camera was used to record the internal flow patterns at specific times, while a video camera was used to record the continuous internal flow patterns of the RRHP. The data logger (Comark C8510 with ±0.2 % accuracy, 10 channel input and -100 °C to 1300 °C measurement temperature range) was used with type K thermocouples (Omega with ±1°C accuracy) with one point attached to silicone oil at the evaporator section, one point to adiabatic section, two points to the condenser section and five points to the heat loss at the evaporator section. Ohm's law was used to calculate the heat transfer rate that had already been minuses the heat loss. The inverter (Omron 3G3JV, maximum applicable motor capacity 3.7 kW, frequency control range 0.1 to 400 Hz, frequency precision ± 0.01%) was used to adjust the motor speed. The rotational speed detector (Photo Type DT245P ± 0.05 % accuracy) was used to measure the rotational speed. During the experiment, the angle was adjusted between to 90^0, 50^0 and 0^0degree with respect to a rotating radial axis. When steady state was achieved, the temperature, rotational speed, DC voltage, DC Ampere and internal flow patterns were recorded. They were used to calculate the heat transfer and also the thermal resistance of the test RRHP by using the Ohm's law, as the following equations;

$$Q_{Transfer} = Q_{in} - Q_{loss} \tag{1}$$

$$Q_{in} = EI \tag{2}$$

and the Q_{loss} of evaporator section of RRHP was evaluated from the Fourier's law of conduction.

In order to thoroughly study, the effect of all parameters to internal flow patterns, the controlled parameters were as follow:

- working temperature of 90^0C
- working fluid of R123
- filling ratio of 60% (by evaporator volume)
- internal diameter of 11 mm.
- Aspect ratio (Le/d) of 20

The variable parameters were as follow;

- inclination angle of 0^0, 50^0 and 90^0. (respect to the horizontal axis)

- rotational acceleration of equal to gravitational acceleration and seven times of gravitational acceleration were selected to obviously observe the effect of rotational acceleration on the flow patterns of the RRHP.

However, there occur some superimposed phenomena different, such as merging, breaking, expanding, collapsing and swaying of the vapor bubbles with the flow patterns. These flow patterns can be observed and defined from the pattern that frequently occured in video movie. Although, the heat transfer rate of the RRHP results were somewhat higher than the experimentally results of the RRHP performance [3]. But the heat transfer rate of the RRHP in this result has the same trend and based on the same experimental standard. So, it can be used to compare with each other.

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

To clarify the effect of inclination angle and rotational acceleration on internal flow pattern of the RRHP, experiment results of di = 11 mm, Le/d = 20, inclination angle of 90^0, 50^0 and 0^0, rotational acceleration = 1 and 7 times of gravitational acceleration will be considered. In order to clearly understand, the part of vertical will be designated as lower, middle and upper parts corresponding to such parts, while the positions of the inclined RRHP will be called as the wind buffet and wind trailing side. In order to clearly understand the different angle and quadrant will be defined as in Figure 2. The photographs were selected at inclination of nearly 90 degree. .

The effect of inclination angle on internal flow patterns of RRHP will be firstly discussed.

3.1 Effect of inclination angle on internal flow patterns of RRHP.

Figure 3 shows internal flow patterns of the RRHP with a di = 11 mm, Le/d = 20, inclination angle of 0^0, 50^0 and 90^0, rotational acceleration of 7 times of gravitational acceleration. From the visualization results, it was found that, the flow patterns could be mainly divided into 2 categories.

3.1.1 At inclination angle of 90 to 50 degree

Figure 3A. shows the internal flow pattern of RRHP. It can be observed that at vertical position, and a heat flux of 23.6 kW/m^2, the flow patterns in lower and middle parts of evaporator are bubble flow while that of the upper part of evaporator is annular flow. Boiling is violent and small size vapor bubbles occupies the majority of the evaporator section and quickly swayes from the wind buffet to wind trailing side at about 1.6 times/sec due to effect of inertia force of liquid. At upper part, although, the annular flow dominates but it can be observed that the liquid film of the condensate from the condenser that returns to evaporator section is not smooth. Droplets fell down directly to the liquid pool because the effect of rotational acceleration as in Figure 3A.

At inclination angle of 50 degree, it can be observed that, the flow patterns in lower and middle parts of evaporator are bubble flow while that of the upper part of evaporator annular flow dominates, at heat flux of 19.22 kW/m^2. Boiling is violent and small size vapor bubbles collapse at wind trailing side of lower part of evaporator section. After that vapor bubbles distribute all over middle part of evaporator section. But the vapor bubbles are large and liquid - vapor interface is not smooth when compare with the middle part of evaporator section at vertical position as in Figure 3B.

3.1.2 At inclination angle of 50 to 0 degree

At inclination angle of 0 degree, It can be observed that there is no liquid in evaporator section. Dryout occur at upper of lower part of evaporator section as in Figure 3C. The flow pattern is annular flow. The heat transfer of RRHP cannot be measured because the vapor temperature continually decreases. The cause of this dryout is due to inertia force of liquid is smaller than rotational acceleration force. The liquid at evaporator totally evaporates, but the condensate cannot return to evaporator section. It can be illustrated as a graph in Figure 4.

Comparing this qualitative results with the obtained correlation or the quantitative research of Waowaew et al.[3], it is found that the inclination angle affects the heat transfer of RRHP, which the inclination angle affects liquid film thickness that of return to evaporator section or Bond number as in Figure 4A-4C.Figure 4A shows the effect of inclination angle on flow pattern of RRHP. The x-axis is inclination angle from 0 to 90 degree. Selected 50 degree was presentation due to 50 degree corresponding to the flow pattern as shown in Figure 3B. The y-axis is flow pattern, it divide three region of evaporator section. At the upper part of evaporator section, the flow pattern is annular flow with the film thickness slightly decreases that indicate as arrow line b when the inclination angle decreases. At the middle and lower parts, when inclination angle increases from 50 to 90 degree, the flow patterns are bubble flow with the vapor size decreases i.e. Bond number $\left(\mathbf{Bo} = \mathbf{d}\left[\frac{\mathbf{g}(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}\right]^{\frac{1}{2}}\right)$ slightly decreases that indicate as arrow line c due to it is direct proportion on diameter of vapor bubble. As inclination angle decreases from 50 to 0 degree, the flow patterns at middle and lower part of evaporator section are annular flow with the film thickness of upper side quickly decreases as shown in Figure 4A. Figure 4B connects the flow patterns in Figure 4A to the heat flux corresponding to each flow pattern. The effect of the inclination angle on the heat fluxs so a graph was plotted heat flux and inclination angle of RRHP. At the upper part of evaporator section, the heat flux increases when the inclination angle decreases from 50 to 0 degree as arrow line B and the heat flux increases when the inclination angle increases from 50 to 90 degree, droplets fell down directly to the liquid pool and sweep the liquid film at upper part of evaporator section. This causes increasing of heat flux. It represented by arrow light line C as shown in Figure 4B. The A and B line indicate heat flux increasing that corresponding to a and b line in Figure 4A.
Namely, The thin liquid film is easily evaporating, this causes high heat transfer. D line indicates the heat flux increasing that of affects from vapor bubble size decreasing i.e. Bond number decreases. Figure 4C shows the effect of inclination angle on heat flux of the RRHP, which is all the experimental results or quantitative part of Waowaew et al.[3]. It can be seen that, when the inclination angle increases from 40 to 90 degree, the heat flux increases from 4.8 to 5.2 kW/m^2 and when the inclination angle decreases from 40 to 10 degree, the heat flux increases from 4.8 to 4.9 kW/m^2. But at inclination angle of 0 degree the heat flux is lower than 10 degree. Because of initial dryout is occurrence, which it can be seen from the condenser temperature is difference decreasing of 12 °C. Comparing the Figure 4B and 4C, it can be seen that, the effect of inclination angle on the heat flux both results have the similar trend. Namely, when the inclination angle increases from 40 to 90 degree, the heat flux increases from 4.8 to 5.2 kW/m^2 and when the inclination angle decreases

from 40 to 10 degree, the heat flux increases from 4.8 to 4.9 kW/m^2. Although, at the inclination angle of 0 degree of Figure 4C the heat flux is lower than 10 degree. But this cause is initial dryout, if not initial dryout occur the heat flux increases as follow a line light. It can be seen that, the qualitative results as in Figure 4B support the previous quantitative conclusion.

3.2 Effect of rotational acceleration on internal flow patterns of the RRHP.

Figure 5 shows internal flow patterns of the RRHP with a di = 11 mm, Le/d = 20, inclination angle of 90^0, rotational acceleration of 1 and 7 times of gravitational acceleration. From the visualization results, it is found as follows.

3.2.1 At low the rotational acceleration

Figure 5A shows the internal flow pattern of RRHP at rotational acceleration of 1 times of gravitational acceleration. It can be observed from video movie that, the flow patterns in lower and middle part of evaporator section depend on the rotating position of the RRHP. Namely, vapor bubbles slowly sway from the wind buffet to wind trailing side about 0.6 times/sec. But when the RRHP rotates to quadrant of 1, bubble flow at wind trailing side changes to intermittent slug flow. A heat flux is 7.7 kW/m^2. Boiling is not violent and large size vapor bubbles occupy the majority of the evaporator section comparing with the rotational acceleration of 7 times of gravitational acceleration. The flow pattern in upper part of evaporator section is annular flow and rivulet liquid film slowly flows down to liquid pool. When the RRHP rotates to quadrant 1 and 2, the liquid - vapor interface surface swings backward and forward according to the direction of rotation. This introduces sharp rising of liquid wave in the middle of the tube. The crest of this sharp and high wave is easy to break into many droplets, which will finally return to pool. The vapor bubbles sway from the wind buffet to wind trailing side, when the RRHP rotated pass angle of 90 and 270 degree.

3.2.2 At high the rotational acceleration

Figure 5B shows the internal flow pattern of RRHP at rotational acceleration of 7 times of gravitational acceleration. It can be observed that, the flow patterns in lower and middle parts of evaporator are bubble flow. While at the upper part of evaporator the pattern is annular flow. At a heat flux of 23.6 kW/m^2, boiling is violent and small size vapor bubbles occupy the majority of evaporator section and quickly sway from the wind buffet to wind trailing side at about 1.6 times/sec. At upper part, although the annular flow dominates, but it can be observed that the liquid film from the condenser section is not smooth. Droplets fell down directly to the liquid pool, because the effect of rotational acceleration as in Figure 5B. The liquid - vapor interface is smooth when compared with the liquid - vapor interface of the rotational acceleration of 1 times. Liquid pool level of RRHP at rotational acceleration of 7 times of gravitational acceleration is higher than that of at rotational acceleration of 1 times of gravitational acceleration about 17 % of evaporator section. This is because at rotational acceleration of 7 times of gravitational acceleration, the amount of condensate that returns to evaporator is higher than that of at 1 times of gravitational acceleration and it can returns to evaporator section at quicker rate than that of the rotational acceleration of 1g.

Comparing this qualitative results with the quantitative research of Waowaew et al.[3], it is found that the rotational acceleration affects the heat transfer of RRHP,

which the g affects the vapor bubble size and include liquid return to evaporator section as in Figure 6A-6C.

Figure 6A shows the effect of Froude number i.e. ω^2R/g or rotational acceleration on flow pattern of RRHP. The x-axis is Froude number of 1 and 7 due to in Figure 5 the flow pattern presentation at Froude number of 7 and 1 to see the flow pattern difference. The y-axis is flow pattern, it divide three region of evaporator section. At Froude number of 1, the upper part of evaporator section, the flow pattern is annular flow. At the middle and lower parts are churn flow and bubble flows. When Froude number increasing of 7. At the upper part of evaporator section, the flow pattern is annular flow. At the middle and lower parts are bubble flows with vapor bubble size decreases as shows an arrow line. This is because at high Froude number or high initia force so high liquid density of working fluid, this cause affects mixing of vapor bubble and quicker rate of condensate return to evaporator section. Figure 6B connects the flow patterns in Figure 6A to the heat flux corresponding to each flow pattern. Froude number increases the heat flux increases too. This is because high Froude number or high liquid density of working fluid or high liquid pressure or high boiling point affects supplies heat of RRHP and to keep operating temperature of RRHP. The heat flux increasing connects to the vapor bubble size decreasing refer to Bond number decreases too (see section 3.1) and the distance of evaporator section is small vapor bubble size higher than that of low Froude number.

Figure 6C shows the effect of Froude number on heat flux from the experimental results or quantitative part. The x-axis is Froude number of 0.2 to 7. The y-axis is a experimental heat flux of Waowaew et al.[3], which is power function form relationship of q and Fr. Comparing a Figure 6B and 6C, it can be seen that, the heat flux trend increases when Froude number increases. An arrow line of a heat flux increasing trend as in Figure 6B is linear line because it is prediction from an arrow line of vapor bubble size decreases and the condensate quickly returns to evaporator section as in Figure 6A. The effect of the rotational acceleration on the internal flow patterns is; when the rotational acceleration of 1g change to 7g as shown in Figure 6A the internal flow patterns of bubble flow, churn flow and annular flow change to bubble flow and annular flow. The condensate quickly returns to evaporator section. The effect of the rotational acceleration on the heat fluxes is; the heat flux increases, when the rotational acceleration increases as shown in Figure 6B-6C. It is corresponding to the Froude number term in a correlation of Waowaew et al.[3]. Namely, when the omega in Froude number term in a correlation increases the heat flux increases too.

Figure 7 shows the conclusion of the qualitative experimental results obtained from section 3.1 and 3.2. Figure 7A shows the effect of inclination angle on flow pattern of RRHP, which is imbrication of Figure 4A and 6A at the rotational acceleration of 1g and 7g. This Figure is constructs to conclusion the effect of inclination angle and the rotational acceleration on the flow pattern of RRHP and introduce construction Figure 7B that of connects the flow patterns in Figure 7A to the heat flux corresponding to each flow pattern and inclination angle. Decreasing rate of thin liquid film line at the upper part of evaporator of 7g (as an arrow line a) is higher than that of 1g (as an arrow line d), as thin liquid film line at the inclination angle of 0 to 50 degree (as an arrow line b and e). Because of Froude number of 7 has more inertia than Froude number of 1 which directly affects liquid film. The stable bubble flow arrow line (g line) is indication that the inclination angle approach to vertical position. The flow pattern is continuously bubble flow. The stable annular flow arrow line (f line) is indication that the inclination angle approach to horizontal

position. The flow pattern is continuously annular flow. Because of liquid film are sways from evaporator section to condenser section depending on rotating position of the RRHP.

4. CONCLUSIONS

The effects of inclination angle and rotational acceleration on the internal flow patterns of RRHP at normal operating condition were experimentally investigated in this paper. When we known that, each parameter have affect on phenomena inside and internal flow patterns of RRHP then we will be shoulder correctly condition in mathematical model establishment. It was found from the experiment results that; The effects of inclination angle on internal flow patterns of RRHP can be divided 3 region.

1. At the upper part of evaporator section, the flow pattern is Annular flow with the film thickness decreases when the inclination angle decreases.
2. At middle and lower parts, when the inclination angle increases from 50 to 90 degree, the flow patterns is bubble flow with the vapor sizes are decreases i.e. Bond number is decreases.
3. At middle and lower parts, when the inclination angle decreases from 50 to 0 degree, the flow patterns is annular flow.

The effect of the rotational acceleration on the internal flow patterns is; the internal flow patterns are bubble flow and annular flow. But at high rotational acceleration the condensate quickly returns to evaporator section and swept the liquid film at all time.

ACKOWEDGEMENTS

The research has been supported by the Royal Golden Jubilee Project of the Thailand Research Fund under the contract number PHD/0135/2543. The authors would like to thank for all supports.

REFERENCES

1. Terndtoon, P., Chailungkar, M., and Shiraishi, M., (1997). *Effect of Aspect ratios on Internal Flow Patterns of an Inclined Closed Two-Phase Thermosyphon at Normal Operating Condition.* Jour. Of Heat Transfer Engineering Taylor & Francis.
2. Maezawa, S., Yamaguchi, A., and Gi, K., (2002). *Condensation Heat Transfer on Radially Revolving Heat Pipe.* 12th International Heat Pipe Conference, Russia, pp.415-421.
3. Waowaew, N., Terndtoon, P., S. Maezawa, S., Kamonpet, P. and W. Klongpanich, W., (2003). *Correlation to Predict Heat Transfer Characteristics of A Radially Rotating Heat Pipe at Vertical Position* J. Applied Thermal Engineering, Elsevier Science, vol.23, Issue 8, pp.1019-1032.

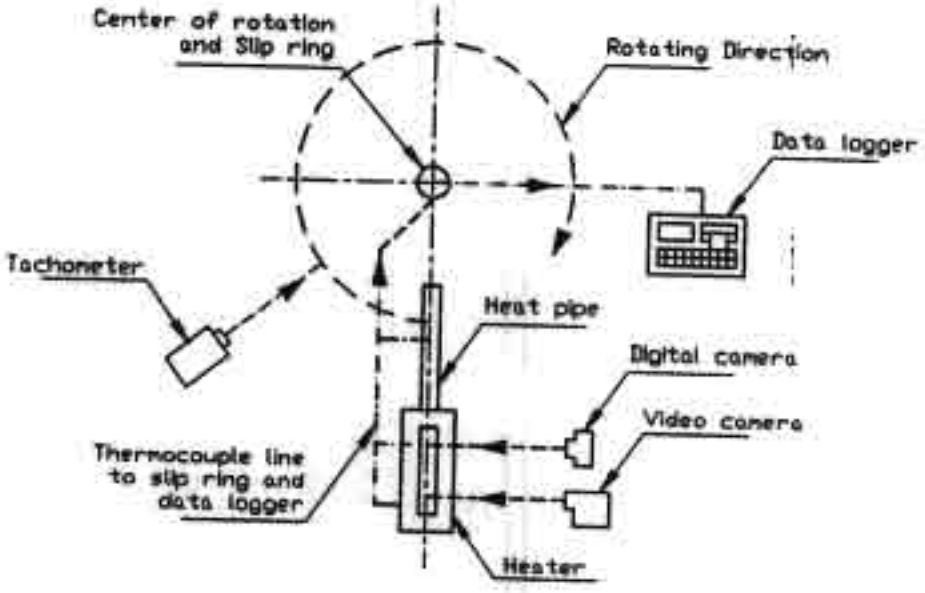


Figure 1. Experimental setup

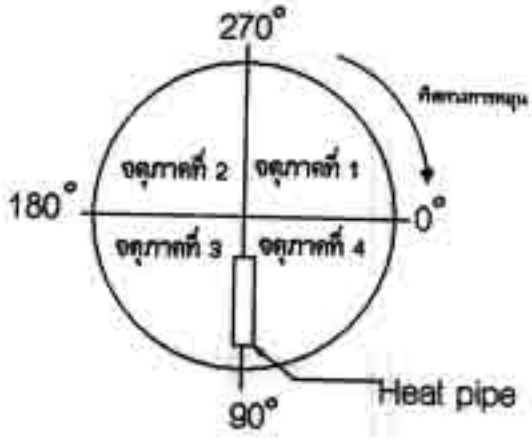


Figure 2. The angles reference of RRHP

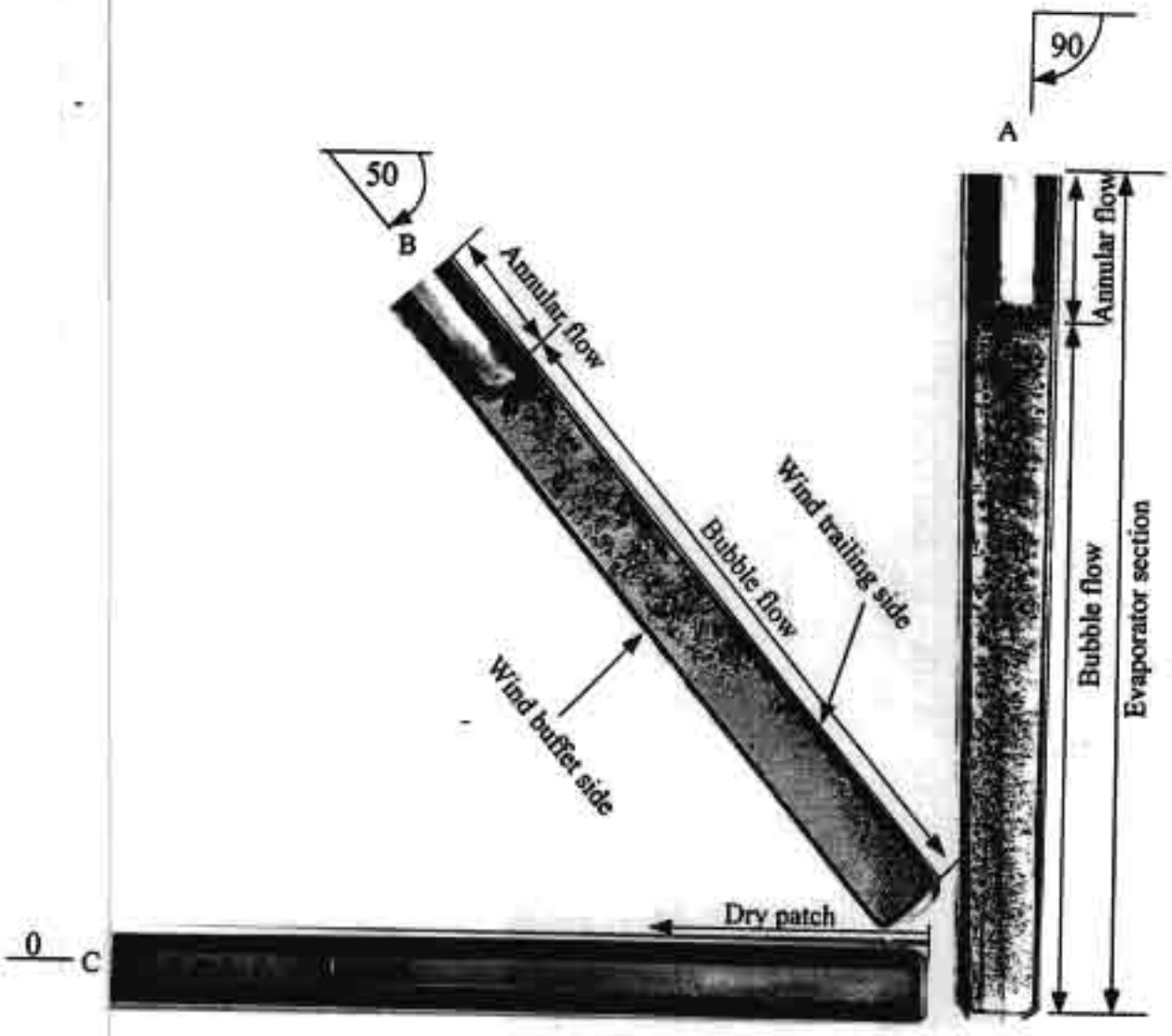
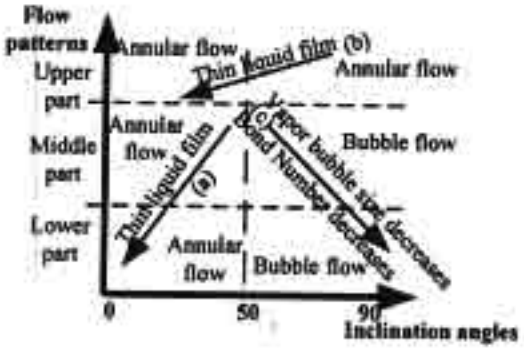
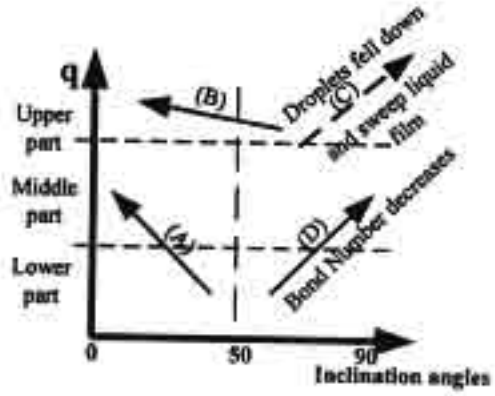


Figure	A	B	C
β (degree)	90	50	0
Tv (°C)	90	90	90
q (kW/m^2)	23.6	19.2	-

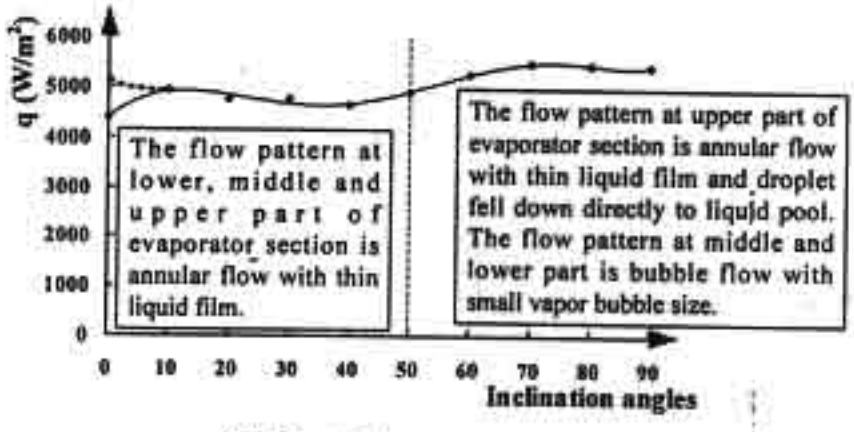
Figure 3 Internal flow patterns of RRHP at 7g



(A) Visualization results



(B) Visualization results



(C) Quantitative part

Figure 4.Comparison qualitative and quantitative part

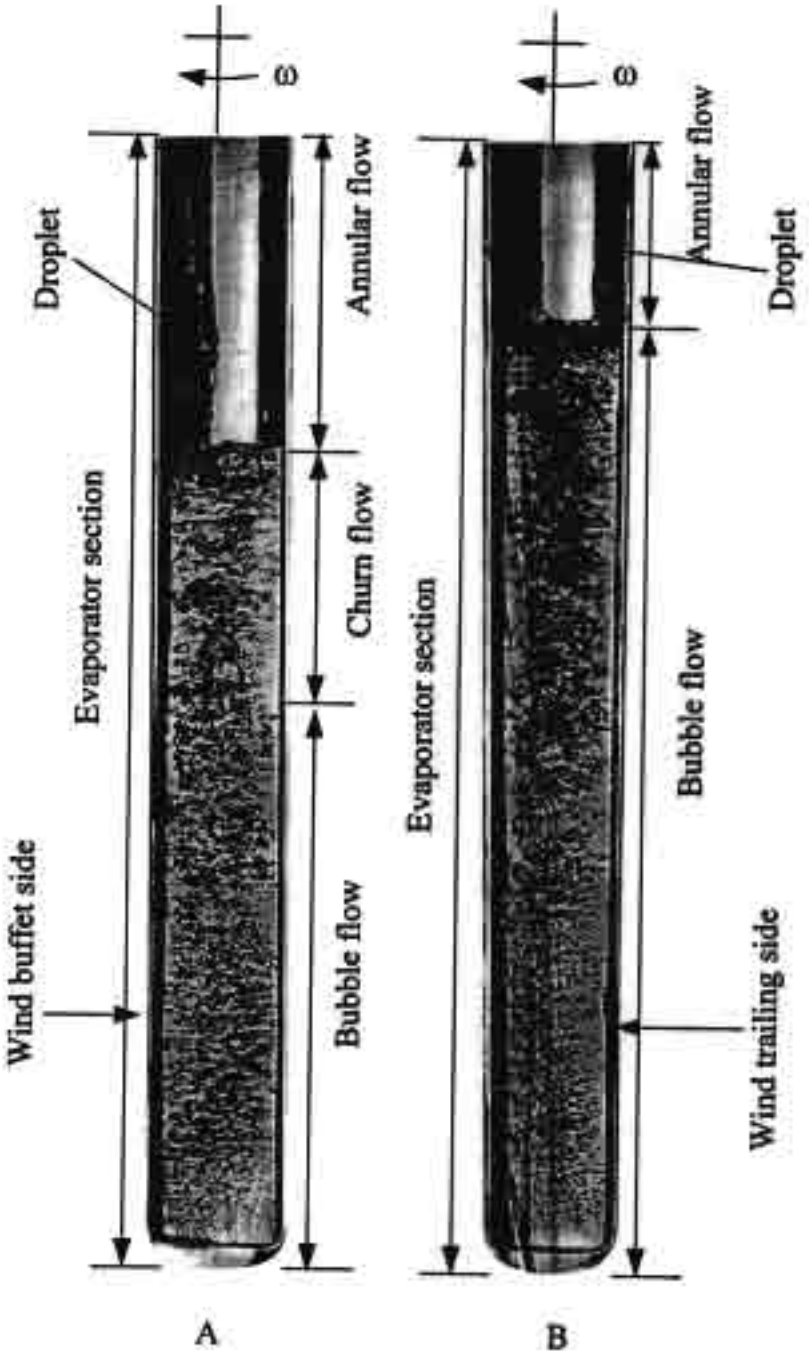
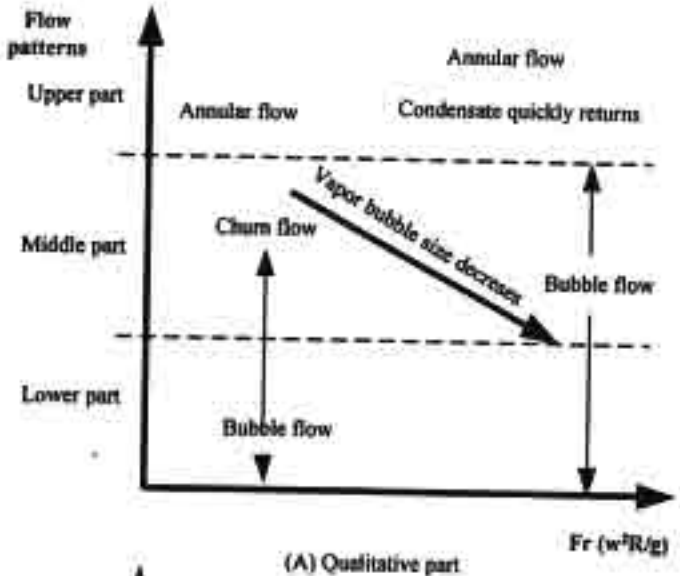
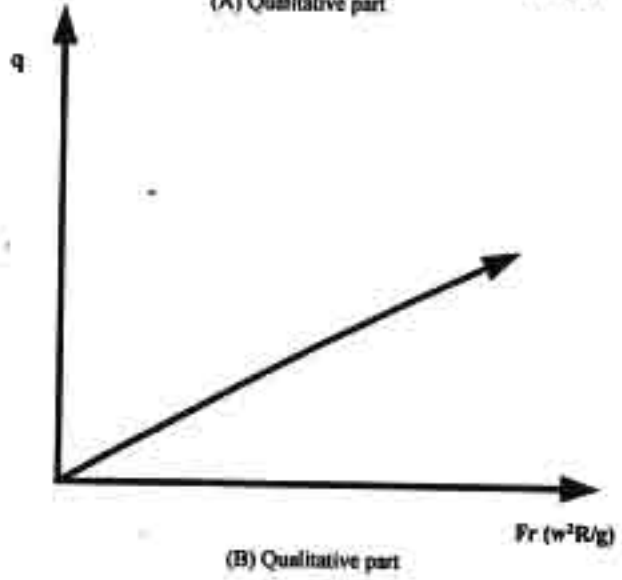


Figure	A	B
$\omega^2 r$	7g	1g
Tv (°C)	90	90
q (kW/m^2)	23.6	7.7

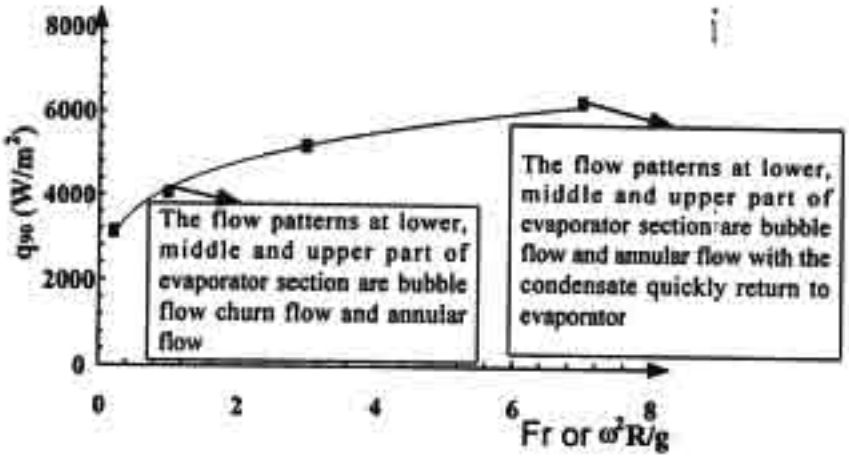
Figure 5 Internal flow patterns of RRHP at 90 degree



(A) Qualitative part



(B) Qualitative part



(C) Quantitative part

Figure 6. Comparison qualitative and quantitative part

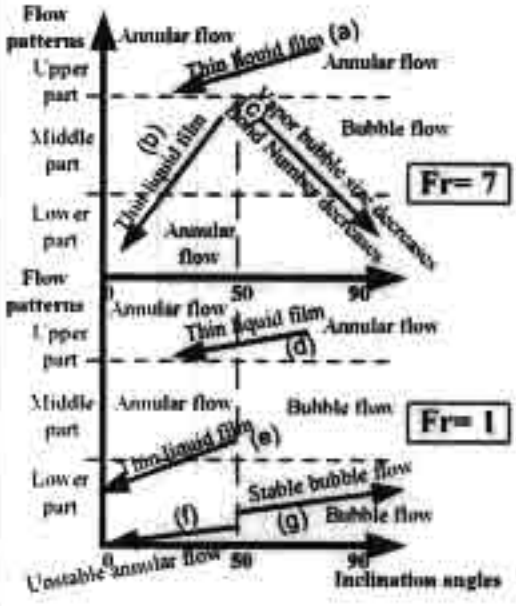


Figure A Qualitative part

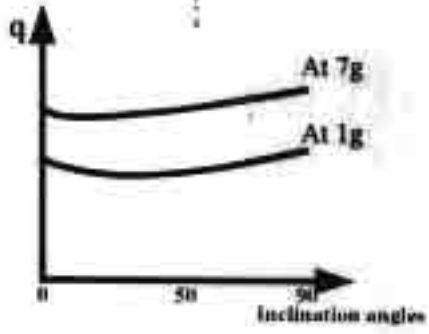


Figure B Qualitative part

Figure 7. Concluding qualitative part