

บทที่ 1

บทนำ

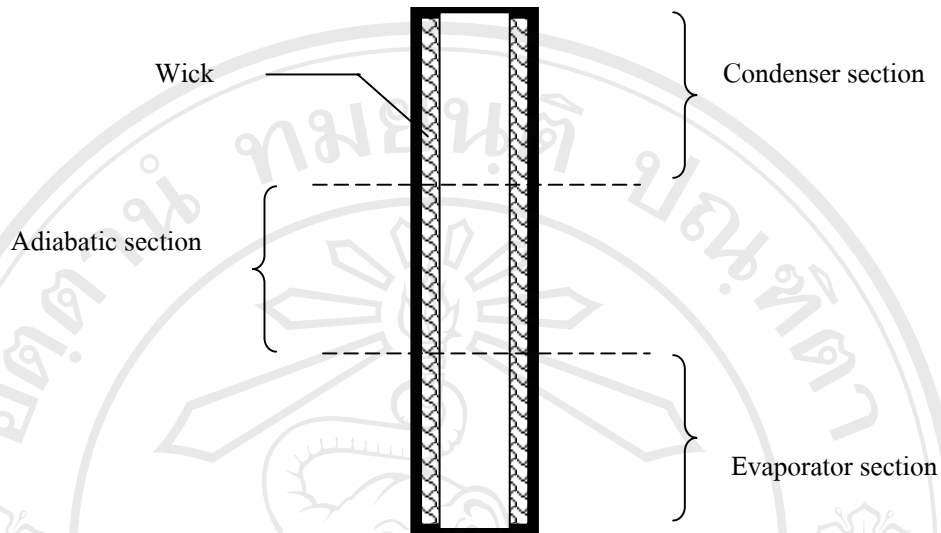
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันอัตราการใช้พลังงานมีจำนวนเพิ่มมากขึ้น มนุษย์มีความจำเป็นที่จะใช้พลังงานในการดำเนินชีวิตในขณะที่แหล่งพลังงานของโลกลดลงเรื่อยๆ ปัญหาการขาดแคลนพลังงานในอนาคตจึงเป็นเรื่องที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ ดังนั้นทุกประเทศได้มีนโยบายการประหยัดพลังงานรวมทั้งในประเทศไทยด้วยรัฐบาลจึงได้ประกาศพระราชบัญญัติการส่งเสริมและการอนุรักษ์พลังงานขึ้นเมื่อปี 2535 (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2535) เพื่อช่วยบรรเทาปัญหาการขาดแคลนพลังงาน รวมทั้งมีการส่งเสริมงานวิจัยที่ช่วยบรรเทาปัญหาและค้นคว้าเทคโนโลยีที่ช่วยให้เกิดการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่า การนำพลังงานมาใช้อย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพจึงเป็นอีกวิธีหนึ่งที่สามารถแก้ไขปัญหาค่าพลังงานความร้อนที่เหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นอีกวิธีการหนึ่งที่สามารถลดค่าใช้จ่ายด้านการใช้พลังงานลงได้

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน (Heat Pipe) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอีกชนิดหนึ่งซึ่งมีความนำความร้อน (Thermal Conductance) สูง สามารถถ่ายเทความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกมีลักษณะเป็นท่อปลายปิด 2 ด้าน ภายในจะมีสภาพเป็นสุญญากาศบรรจุสารทำงานและวัสดุพรุนไว้ ทำงานโดยอาศัยหลักการเดือดและการควบแน่นของสารทำงานภายในท่อความร้อน โดยท่อความร้อนจะประกอบด้วยส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนควบแน่น (Condenser section) และ ส่วนอะเดียบาติก (Adiabatic section) โดยจะอยู่ระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นดังแสดงในรูป 1.1

อย่างไรก็ตามปัจจุบันในประเทศไทยท่อความร้อนแบบธรรมดายังมีราคาแพง โดยส่วนมากจะใช้เทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon) มากกว่า แต่เนื่องจากเทอร์โมไซฟอนมีข้อจำกัดด้านการใช้งาน กล่าวคือ ตำแหน่งของส่วนทำระเหยต้องอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่นเท่านั้น ในกรณีที่ต้องการติดตั้งให้ส่วนทำระเหยอยู่สูงกว่าส่วนควบแน่นนั้นเทอร์โมไซฟอนไม่สามารถทำได้

จากปัญหาดังกล่าวนี้จึงได้มีการพัฒนาสร้างท่อความร้อนชนิดใหม่ขึ้นมาอย่างต่อเนื่อง ท่อความร้อนแบบสั่น (Pulsating Heat Pipe: PHP) ดังแสดงในรูป 1.2 เป็นท่อความร้อนอีกชนิดหนึ่งที่สามารถสร้างได้ง่ายและการส่งความร้อนไม่จำกัดทิศทาง โดยการส่งถ่ายความร้อนนั้นแตกต่างจากท่อความร้อนแบบธรรมดา คือการเกิดแท่งของเหลวและฟองไอน้ำในท่อจะช่วยเพิ่มการเคลื่อนที่แบบสั่นของ

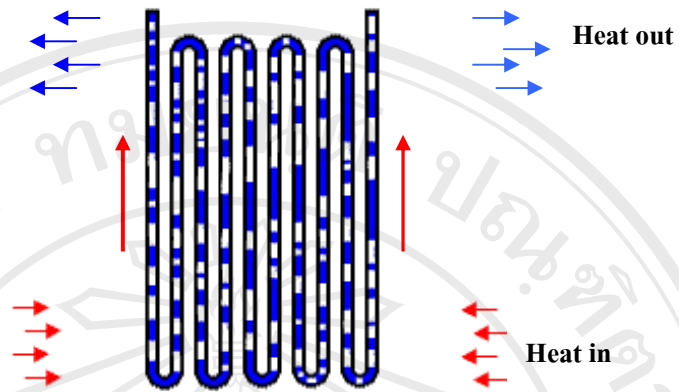


รูป 1.1 ส่วนประกอบของท่อความร้อน (Heat Pipe)

ของไหลทำงานซึ่งเกิดขึ้นด้วยตัวมันเอง โดยเกิดขึ้นจากแรงขับของคลื่นแรงดันที่ไม่แน่นอนอย่างรุนแรงสาเหตุมาจาก การเดือดแบบฟองและการควบแน่นของสารทำงานภายในท่อ ซึ่งท่อความร้อนแบบสัน สามารถนำมาชดเชยในส่วนข้อด้อยของเทอร์โมไซฟอนได้

คอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ (Automobile Air-conditioning Condenser) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งดังแสดงในรูป 1.3 ทำหน้าที่ระบายความร้อนโดยลักษณะการขดของท่อเหมือนท่อความร้อนแบบสัน และมีราคาถูกมาก ดังนั้น การประยุกต์ใช้คอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ในรูปแบบของท่อความร้อนแบบสัน จึงมีข้อดีหลายประการดังนี้

- ราคาถูก
- สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงเนื่องจากมีครีบริบายความร้อน
- การส่งถ่ายความร้อนไม่จำกัดทิศทาง



รูป 1.2 ลักษณะการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น
ที่มา : <http://mail.cm.edu/~g4466426/thaiOsillating.html>



รูป 1.3 แผงคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างแผงคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์กับท่อความร้อนแบบสั้น
 ทั่วๆไปนั้นการใช้แผงคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์จะมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อน
 มากกว่าเนื่องจากแผงคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์มีลักษณะท่อที่มีครีบริบซึ่งช่วยเพิ่มพื้นที่ใน
 การถ่ายเทความร้อนในขณะที่ท่อความร้อนแบบสั้นทั่วๆไปนั้นไม่มีครีบริบระบายความร้อนและยังมี
 ราคาที่ถูกกว่า ดังนั้นในการวิจัยนี้จึงนำเอาแผงคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์มาประยุกต์ใช้ใน
 รูปท่อความร้อนแบบสั้น

1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง

1.2.1 การศึกษาถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้น

ประภัสสร อนุชิตชาญชัย (2546) ทำการศึกษาถึงขีดจำกัดสมรรถนะหรือค่าการส่งถ่ายความร้อนวิกฤติ
 ของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด โดยใช้สารทำงานเป็น MP39 และ HP62 ใช้ท่อความร้อนที่ทำจาก
 ท่อคาปิลารีทองแดง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.66, 1.06, และ 2.03 มิลลิเมตร อัตราการเติม 50 %
 ของปริมาตรทั้งหมด จำนวนโค้งเลี้ยว 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยว ให้ความร้อนส่วนที่ระเหยของท่อความ
 ร้อนด้วยไฟฟ้า จากผลการทดลองสรุปได้ว่า เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดมี
 ผลต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนวิกฤติโดยท่อขนาด 1.06 มิลลิเมตร ให้ค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อน
 วิกฤติน้อยกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อไม่มีผลต่ออัตราการส่ง
 ถ่ายความร้อนวิกฤติ

ณัฐวิทย์ พรหมมา (2544) ทำการศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบ
 สั้นปลายปิด ใช้ สาร HP62 และ MP39 เป็นสารทำงาน ท่อความร้อนทำจาก ท่อคาปิลารีทองแดง เส้น
 ผ่านศูนย์กลาง 1.06 และ 2.03 มิลลิเมตร อัตราการเติมสาร 50 เปอร์เซ็นต์ โดยปริมาตร ความยาวท่อ 10 ,
 15 และ 20 เมตร อุณหภูมิแหล่งให้ความร้อน 60 , 70 และ 80 องศาเซลเซียส เปลี่ยนมุมเอียงเทียบกับ
 แนวระดับจาก 90 ถึง -90 องศา จากการทดลองสรุปได้ดังนี้ ช่วงมุมเอียง 50-60 องศา จะให้ค่าความ
 ด้านทานความร้อนต่ำสุดทั้งสองสารทำงาน

Akachi et al. (1996) ศึกษาหลักการเบื้องต้นของ Closed End Oscillating Heat Pipe (CEOHP)
 พบว่าเมื่อปริมาณของสารทำงานภายใน Oscillating Heat Pipe (OHP) มากกว่า 50 เปอร์เซ็นต์ของ
 ปริมาตรภายในท่อ CEOHP นั้นกลไกพื้นฐานในการถ่ายเทความร้อนเกิดจากการสั่นของสารทำงานใน
 ทิศทางตามแนวแกนท่อ จากแหล่งให้ความร้อนไปยังแหล่งรับความร้อน

Rittidech et al. (2002) ได้ทำการศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด (Closed-end Oscilating Heat Pipe) โดยเป็นการศึกษาเชิงปริมาณถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ผลของอัตราเติม มุมเอียง โดยใช้สารทำงาน R123 Ethanol และ Water โดยใช้ท่อทองแดง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03, 1.06 และ 0.66 มิลลิเมตร ความยาวท่อ 5, 10 และ 15 เมตร ส่วนทำระเหย ส่วนอะเดียบาติก และส่วนควบแน่น ยาว 150, 100 และ 50 มิลลิเมตร ตามลำดับ อัตราส่วนการเติมสารทำงาน 30 , 50 และ 80 เปอร์เซ็นต์ โดยปริมาตร มุมในการทดสอบ 0 ถึง 90 องศา วัดจากแนวระดับ ผลจากการทดลองสรุปผลได้ว่า ที่อัตราเติม 50 เปอร์เซ็นต์ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวให้ความร้อน จะมีค่าสูงสุดทุกๆมุมเอียง สำหรับ Closed End Oscillating Heat Pipe (CEOHP) ที่มีความยาวส่วนทำระเหยสั้น จะทำงานได้ทุกตำแหน่ง (ส่วนทำระเหยอยู่ด้านบน ,ส่วนทำระเหยอยู่ด้านล่าง, ส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่นอยู่ในระดับเดียวกัน) ถ้าความยาวส่วนทำระเหยมากขึ้น ค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่จะลดลง สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุดที่มุมเอียง 80-85 องศาจากแนวระดับ

Maczawa et al. (1999) ได้ทำการศึกษถึงสมรรถนะทางความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนแบบคาปิลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 1 มิลลิเมตร , มีความยาวทั้งหมด 24 เมตร ,จำนวนโค้งเลี้ยว 20 โค้งเลี้ยว ใช้สารทำงานเป็น R-142b จากผลการทดลองพบว่า การส่งถ่ายความร้อนโดยปรากฏการณ์สั้นจะขึ้นอยู่กับอัตราการถ่ายเทความร้อน , อัตราการเติมสารทำงาน และได้พบว่าที่อัตราการเติมสารทำงาน 50 % ของปริมาตรภายในทั้งหมด เทอร์โมไซฟอนจะทำงานได้ดีที่สภาวะต่างๆ และยังคงกล่าวอีกว่ารูปแบบการไหลภายในท่อนั้นมีการไหลแบบสลัก (slug flow) ดังแสดงในรูป 1.4 โดยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อเป็นไปตามสมการ

$$d < 2\sqrt{\sigma/(\rho g)} \quad (1.1)$$

เมื่อ d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)

σ คือค่าความตึงผิวของสารทำงาน (N/m)

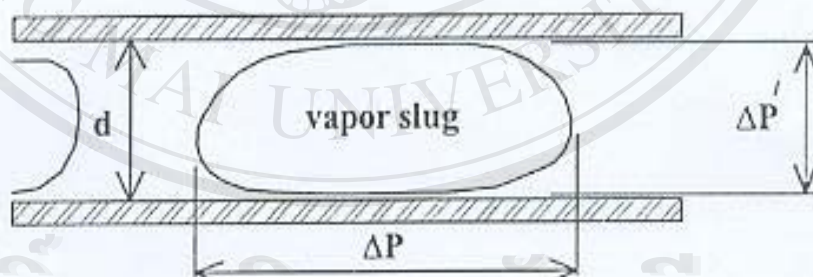
ρ คือค่าความหนาแน่นของสารทำงาน (kg/m^3)

g คือค่าแรงโน้มถ่วงเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก (m/s^2)

จากสมการดังกล่าว สามารถหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อของสารทำงานบางตัวได้ดังนี้

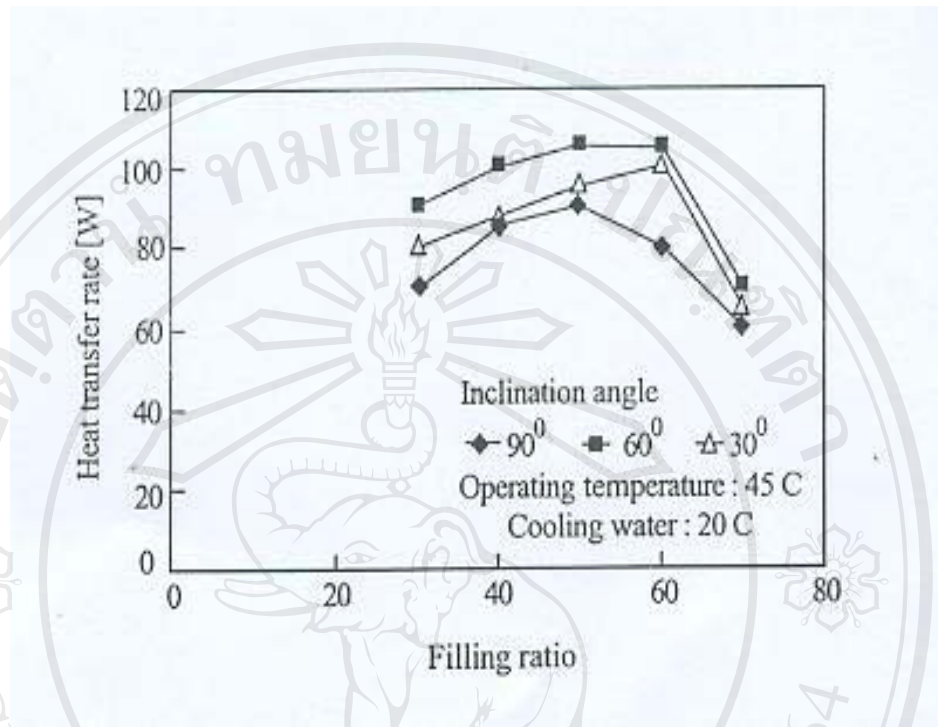
น้ำ	:	$d < 0.00534 \text{ (m)}$
อะซีโตน	:	$d < 0.00336 \text{ (m)}$
R-142b	:	$d < 0.00204 \text{ (m)}$
R-134a	:	$d < 0.00268 \text{ (m)}$
R-22	:	$d < 0.00231 \text{ (m)}$
R-12	:	$d < 0.00248 \text{ (m)}$

Gi et al. (1999) ได้ทำการศึกษาผลของอัตราส่วนการเติมสารทำงานที่มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความดันแบบวงรอบ โดยท่อความร้อนทำจาก Teflon ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตร ใช้สารทำงาน R142b มุมเอียงที่ใช้ในการทดลอง 90 องศา, 60 องศา และ 30 องศา จากผลการทดลองสรุปได้ว่า ท่อความร้อนแบบวงรอบ อัตราการถ่ายเทความร้อนในทุกๆมุมเอียงจะมีค่าสูงสุดเมื่ออัตราส่วนการเติมที่ 50-60 เปอร์เซ็นต์ดังแสดงดังรูป 1.5



รูป 1.4 การไหลแบบ Slug

ที่มา: Maezawa et.al.(1996)



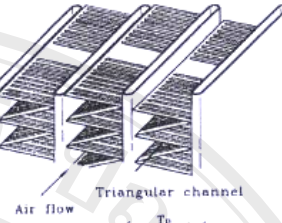
รูป 1.5 Heat transfer rate to filling ratio of CEOHP

ที่มา: Gi et al.(1999)

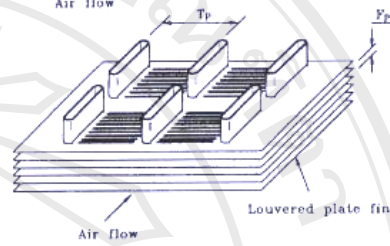
Y.J. CHANG et al. (1996) ได้ทำการศึกษาความสัมพันธ์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบรรยากาศความร้อนในรูปแบบต่างๆ ดังแสดงดังรูป 1.6 สรุปได้ว่าสามารถสร้างความสัมพันธ์ที่นำไปใช้ได้ดังสมการ

$$j = 0.425 \text{Re}_{Lp}^{-0.496} \quad (1.2)$$

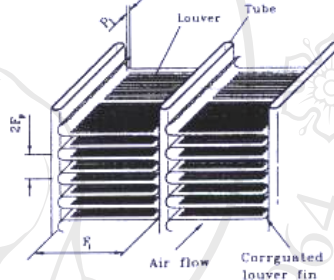
Type (A), Corrugated Louver With Triangular Channel



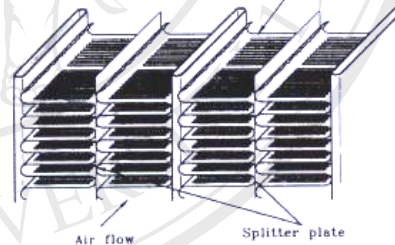
Type (B), Plate-and-Tube Louver Fin Geometry



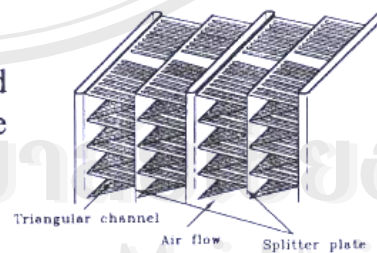
Type (C), Corrugated Louver With Rectangular Channel



Type (D), Corrugated Louver With Splitter Plate and Rectangular Channel



Type (E), Corrugated Louver With Splitter Plate and Triangular Channel



1. Type of louver fin heat exchangers.

รูป 1.6 Type of louver fin heat exchangers

ที่มา: Y.J. Chang et al.(1996)

1.2.2 การศึกษาถึงผลของตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน

ธวัช พยัคฆรักษ์ (2540) ได้ศึกษาถึงผลของตัวแปรไร้มิติที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบเอียง โดยทำการศึกษาผลของตัวแปรไร้มิติ คือ ตัวเลขของบอนด์ (Bond number) ตัวเลขของฟรูด (Froude number) ตัวเลขของเวเบอร์ (Weber number) และตัวเลขของคุทาเทลาดเซ (Kutateladze number) ที่มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความต้านทานความร้อนรวม โดยใช้เทอร์โมไซฟอนที่ทำด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 7.5, 11.1 และ 25.4 มิลลิเมตร ใช้ น้ำ เอทานอล และ R123 เป็นสารทำงาน ผลที่ได้จากการทดลองพบว่าตัวเลขของคุทาเทลาดเซมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่มุมเอียงต่อค่าที่แนวตั้ง (Q_m/Q_{90}) ตามความสัมพันธ์

$$\frac{Q_m}{Q_{90}} = 1.678 Ku^{*0.0196} \quad 2.95 \times 10^{-9} < Ku^* < 1.29 \times 10^4 \quad (1.3)$$

โดยที่

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

จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องจะใช้เป็นข้อมูลอ้างอิงในการทำงานวิจัยนี้เช่น การใช้อัตราส่วนการเติมสารทำงาน 50 % ของปริมาตร ซึ่งจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดทุกๆมุมเอียง พบว่าจำนวนโค้งเล็กน้อยไม่มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน สามารถเลือกชนิดสารทำงานได้คือ ใช้เอซีโตนและน้ำเป็นสารทำงาน เพราะเส้นผ่านศูนย์กลางวิกฤตของน้ำและเอซีโตน มีขนาดเล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแผงคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ และยังทราบถึงคุณลักษณะทางความร้อนและตัวแปรไร้มิติต่างๆของท่อความร้อนแบบสัน ข้อมูลเหล่านี้จะถูกนำไปประยุกต์ใช้ในการวิเคราะห์สมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันที่ดัดแปลงจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ โดยงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาถึงตำแหน่งการติดตั้งในมุม -90 องศา วัดจากแนวระดับด้วย ซึ่งยังไม่ค่อยมีการศึกษาประกอบกับแผงคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์มีราคาที่ถูก และยังมีครีบบายความร้อนซึ่งจะทำให้การถ่ายเทความร้อนที่ได้สูงกว่างานวิจัยอื่นๆที่ผ่านมา

1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.3.1 เพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อความร้อนแบบสันที่ดัดแปลงมาจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์

1.3.2 เพื่อศึกษาตัวแปรไร้มิติได้แก่ Weber Number , Froude Number และ Bond Number ที่มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันที่ดัดแปลงมาจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากการศึกษาเชิงทฤษฎี

1.4.1 ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบท่อความร้อนซึ่งมีราคาถูกมาก

1.4.2 ทราบถึงข้อมูลเบื้องต้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องของท่อความร้อนแบบสันที่ดัดแปลงมาจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์

1.4.3 เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการนำไปประยุกต์ใช้งาน

1.5 ขอบเขตของโครงการวิจัย

1.5.1 ท่อความร้อนแบบสันประยุกต์จากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ ขนาดกว้าง 0.352×0.635 เมตร หนา 0.005 เมตร จำนวน 16 โค้งเลี้ยว โดย 1 โค้งเลี้ยวมีลักษณะเป็นท่อเหลี่ยม ขนาดหน้าตัดกว้าง 0.005 เมตร ยาว 635 ± 0.022 เมตร ภายในท่อประกอบด้วยท่อขนาดเล็ก 6 ท่อ ขนาด 0.0027×0.0033 เมตร กระจายความสูง 0.016 เมตร แสดงดังรูป 1.7

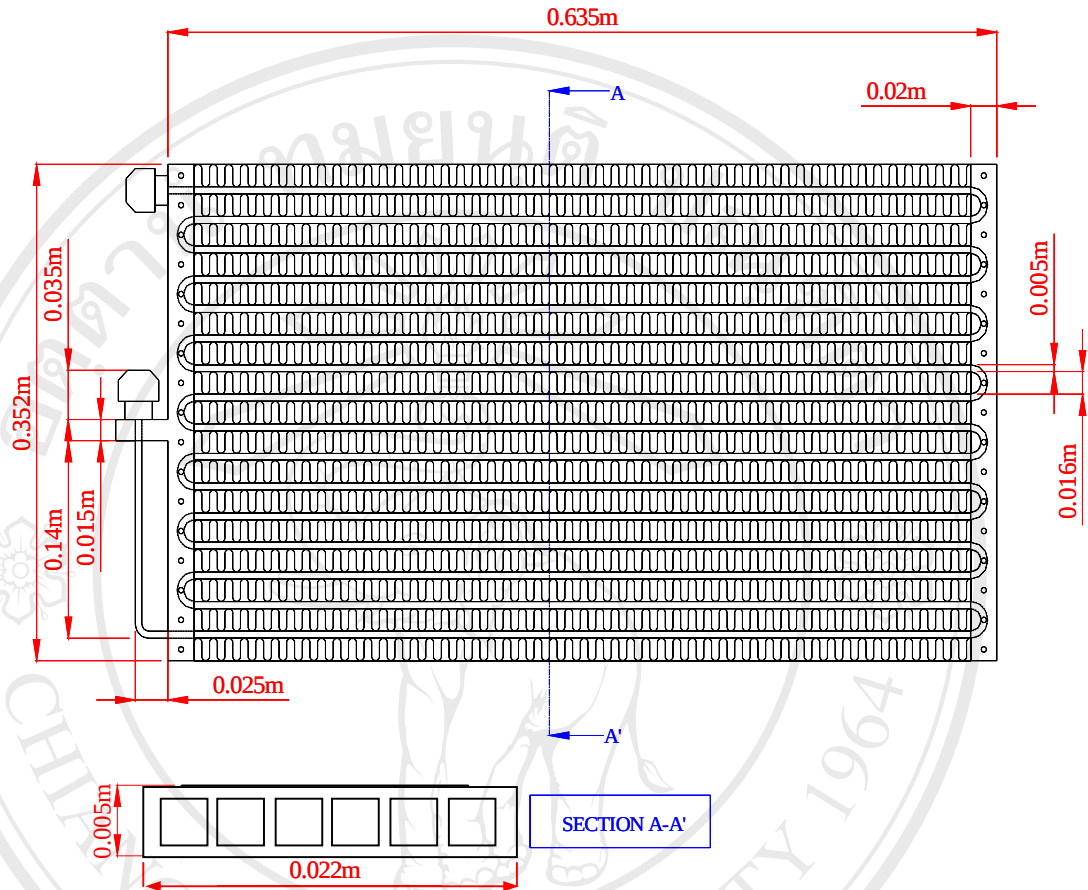
1.5.2 สารทำงานคือ น้ำและ อะซิโตน ทดสอบที่ช่วงอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าส่วนทำระเหย ประมาณ 60, 70, 80, 90 และ 100 °C และ อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าส่วนควบแน่นประมาณ 30 °C

1.5.3 มุมที่ใช้ในการทดสอบ คือ -90° (ส่วนทำระเหยอยู่ด้านบน) และ 90° (ส่วนทำระเหยอยู่ด้านล่าง) วัดจากแนวระดับ

1.5.4 อัตราส่วนการเติม 50 % ของปริมาตร

1.5.5 มุมที่ใช้ในการทดสอบ คือ -90° (ส่วนทำระเหยอยู่ด้านบน) และ 90° (ส่วนทำระเหยอยู่ด้านล่าง) วัดจากแนวระดับ

1.5.6 ท่อความร้อนมีความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น เท่ากับ 25.5, 12.5 และ 25.5 เซนติเมตร ตามลำดับ



รูป 1.7 ลักษณะโครงสร้างคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศชนิด