

การทดสอบสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของครีระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

PERFORMANCE AND HEAT-EXCHANGER TEST OF RADIATOR

LOUVERED FIN



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....62029
วัน,เดือน,ปี.....25 ก.ค. 2549

.....
.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2547

ปริญญาโทปีการศึกษา 2547

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล


คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การทดสอบสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของครีระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

PERFORMANCE AND HEAT-EXCHANGER TEST OF RADIATOR LOUVERED FIN

ผู้จัดทำ

1. นาย รักษ์ชัย คงสมฤทธิ์ รหัสประจำตัว 45015471
2. นาย วินิจ ใจบุญ รหัสประจำตัว 45015474
3. นายเอกชัย ธนาภิวัดน์ รหัสประจำตัว 45015494



(ผศ.ดร. จารูวัตร เจริญสุข)

อาจารย์ที่ปรึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดสอบสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของครีกระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

นาย รักษ์ย คงสมฤทธิ์ รหัสประจำตัว 45015471

นาย วินิจ ใจบุญ รหัสประจำตัว 45015474

นาย เอกชัย ธนาภิวัฒน์ รหัสประจำตัว 45015494

ผศ.ดร. จารูวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2547

บทคัดย่อ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการนำเสนอการศึกษาเพื่อหาค่าสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อน ของครีกระบายความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ โดยทำการทดสอบเพื่อหาตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ตามมาตรฐานเงื่อนไขในการทดสอบที่กำหนด โดยทำการออกแบบและสร้างชุดทดสอบ เพื่อใช้ในการทดสอบจริงและนำผลที่ได้จากการทดสอบไปใช้ในการกำหนดค่าสถานะเริ่มต้น ในการวิเคราะห์ทางคอมพิวเตอร์ต่อไป เพื่อเป็นข้อมูลอ้างอิงในการนำโปรแกรมคอมพิวเตอร์มาช่วยในการออกแบบและพัฒนาครีกระบายความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ ให้มีประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนได้สูงสุด ใช้ระยะเวลาในการทดสอบสั้นลง และเพื่อช่วยลดต้นทุนในการทดสอบ

PERFORMANCE AND HEAT- EXCHANGER TEST OF RADIATOR LOUVERED FIN

Rugchai Khongsomrit 45015471

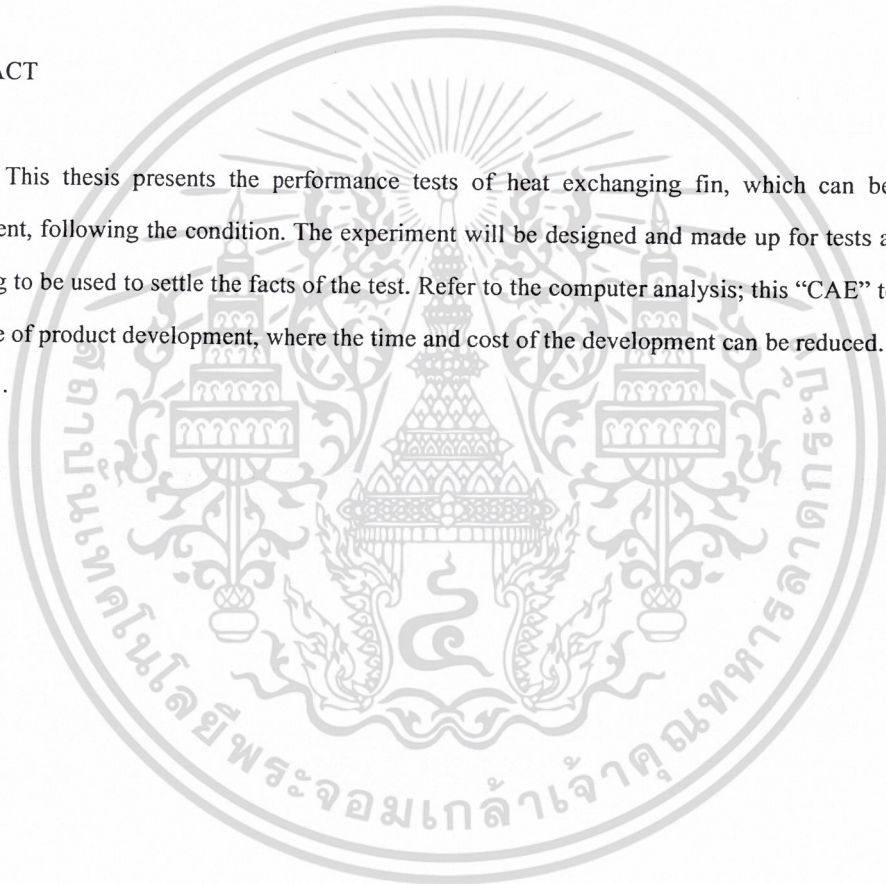
Winit Jaiboon 45015474

Aekachai Thanapiwat 45015494

Assist.Prof. Dr.Jaruwat Chareonsuk Advisor

ABSTACT

This thesis presents the performance tests of heat exchanging fin, which can be obtained by experiment, following the condition. The experiment will be designed and made up for tests and the results are going to be used to settle the facts of the test. Refer to the computer analysis; this “CAE” tool is a useful reference of product development, where the time and cost of the development can be reduced.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จสมบูรณ์ได้ด้วยดี หากไม่ได้รับความช่วยเหลือและความร่วมมือจากหลาย ๆ ฝ่ายด้วยกัน ได้แก่ อาจารย์จรัสวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาบัตรที่ให้คำแนะนำ เอาใจใส่ ให้คำปรึกษาและความช่วยเหลือเสมอมา ขอขอบคุณพี่น้อง พี่นาคะ โยธิน พี่นาคะ ภู่อริญ น้ามณฑา เขียมเมืองและ พี่ มานพ มาสมทบ สำหรับคำปรึกษาข้อคิดเห็นและคำแนะนำต่าง ๆ รวมถึงเพื่อน ๆ ทุกคนที่มีส่วนช่วยเหลือในการทำโครงการนี้ ให้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง เป็นผู้ที่ให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่และยังให้กำลังใจเอาใจใส่เสมอมาข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาท และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นายรัชชัย คงสมฤทธิ์
นายวินิจ ไชบุญ
นายเอกชัย ธนาภิวัฒน์

สารบัญ

| | หน้า |
|---|------|
| บทคัดย่อภาษาไทย | I |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ | II |
| กิตติกรรมประกาศ | III |
| สารบัญ | IV |
| สารบัญตาราง | VII |
| สารบัญภาพ | VIII |
| บทที่ 1 บทนำ | 1 |
| 1.1 ความสำคัญและความเป็นมา | 1 |
| 1.2 วัตถุประสงค์ | 1 |
| 1.3 ขอบเขตของโครงการ | 1 |
| 1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากโครงการ | 2 |
| บทที่ 2 สมการพื้นฐานทางกลศาสตร์ของไหล | 3 |
| 2.1 บทนำ | 3 |
| 2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างการใช้ระบบกับการใช้ปริมาตรควบคุม | 3 |
| 2.3 กฎการไม่สูญหายของมวล | 9 |
| บทที่ 3 การถ่ายเทความร้อน | 12 |
| 3.1 การนำความร้อน | 12 |
| 3.2 การพาความร้อน | 15 |
| 3.3 สมดุลย์ของพลังงาน | 17 |
| บทที่ 4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน | 19 |
| 4.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน | 19 |
| 4.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม | 20 |
| 4.3 วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม | 22 |

สารบัญ(ต่อ)

| | หน้า |
|--|------|
| บทที่ 5 ลักษณะทั่วไปสำหรับการไหลภายในท่อ | 29 |
| 5.1 การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน | 30 |
| 5.1.1 เลขเรย์โนลด์ส์กำหนดแบบการไหล | 30 |
| 5.1.2 การกระจายความเร็วสำหรับการไหลเต็มท่อ | 31 |
| 5.1.3 การไหลไม่เต็มท่อในบริเวณปากทางเข้า | 32 |
| บทที่ 6 การออกแบบชุดจำลองการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ | 34 |
| 6.1 แผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ | 34 |
| 6.2 เงื่อนไขในการทดสอบ | 36 |
| 6.3 ค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัด | 36 |
| 6.4 การหาอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำที่ผ่าน Tube ในหม้อน้ำ | 37 |
| 6.5 การออกแบบท่อสำหรับลำเลียงน้ำเข้าสู่ชุดทดลอง | 43 |
| 6.6 การออกแบบและติดตั้ง Screen | 44 |
| 6.7 การออกแบบและติดตั้ง Honeycomb | 45 |
| 6.8 การออกแบบและติดตั้ง Connecting duct | 46 |
| 6.9 การออกแบบและติดตั้งชุดวัดความดันและอุณหภูมิ | 49 |
| 6.10 คำนวณหาความหนาของฉนวนที่ใช้หุ้มอลูมิเนียม | 52 |
| 6.11 การพาความร้อนตามธรรมชาติบนทรงกระบอก | 53 |
| 6.12 คำนวณหา Power heater | 57 |
| 6.13 การออกแบบถังพักน้ำร้อน | 58 |
| 6.14 ความหนาวิกฤติของฉนวน | 60 |
| บทที่ 7 การทดสอบและผลการทดสอบ | 62 |
| 7.1 วัตถุประสงค์ | 62 |
| 7.2 วิธีการทดลอง | 62 |
| 7.3 ผลการทดสอบ | 67 |
| บทที่ 8 สรุปผลการทดสอบและปัญหาที่พบ | 73 |
| 8.1 สรุปผลการทดลอง | 73 |
| 8.2 ปัญหาที่พบ | 74 |

สารบัญ(ต่อ)

- ภาคผนวก ก. ตารางคุณสมบัติของอากาศ
 - ภาคผนวก ข. ตารางคุณสมบัติของน้ำ
 - ภาคผนวก ค. ตารางผลที่ได้จากการทดสอบ
 - ภาคผนวก ง. แบบของครีประบายความร้อนที่ใช้ทดสอบ
 - ภาคผนวก จ. มาตรฐานที่ใช้ในการออกแบบชุดทดสอบ
- บรรณานุกรม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

| ตารางที่ | หน้า |
|---|------|
| 4.1 ค่าของเฟวลิ่ง แฟกเตอร์ | 22 |
| 4.2 ค่าโดยประมาณของ U | 22 |
| 5.1 การเปรียบเทียบระหว่างการไหลแบบราบเรียบกับการไหลแบบปั่นป่วนสำหรับการไหลเต็มท่อ | 32 |
| 6.1 แสดงรายละเอียดต่าง ๆ ของแผนระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ | 35 |
| 6.2 คุณสมบัติต่างๆ ของน้ำ | 39 |
| 6.3 คุณสมบัติต่างๆ ของน้ำ | 54 |
| 7.1 แสดงช่วงเงื่อนไขที่ทำการทดสอบ | 66 |



สารบัญรูป

| รูปที่ | หน้า |
|--|------|
| 2.1 ซึ่งแสดงลักษณะของระบบและปริมาตรควบคุม | 4 |
| 2.2 ภาพขยายของปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 3 | 6 |
| 2.3 ปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ที่มวลในปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ไหลเข้าปริมาตรควบคุม | 7 |
| 3.1 แสดงปริมาตรควบคุมเล็กๆ $dx.dy.dz$ | 13 |
| 3.2 การพัฒนาชั้นของขอบเขตในการพาความร้อน | 16 |
| 3.3 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ | 17 |
| 4.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตั้งฉากกัน | 20 |
| (a) มีครีบและของไหลทั้งสองเป็นแบบ Unmixed | |
| (b) ไม่มีครีบของไหลหนึ่งเป็นแบบ mixed และอีกของไหลหนึ่งเป็นแบบ unmixed | |
| 4.2 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกันและการไหลสวนทางกัน ในเครื่องแบบท่อซ้อนกัน | 23 |
| 4.3 เงื่อนไขเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพิเศษ (a) $C_h \gg C_c$ หรือการควบแน่นของไอ (b) ของเหลวกลายเป็นไอหรือ $C_h < C_c$ (c) เครื่องแบบไหลสวนทางกันและความจุความร้อนเท่ากัน | 26 |
| 4.4 ค่า Correction factor เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Cross-flow แบบของไหลทั้งสองไม่สัมผัสกัน | 27 |
| 4.5 ค่า Correction factor เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Cross-flow แบบของไหลทั้งสองสัมผัสกัน | 28 |
| 5.1 บริเวณปากทางเข้าและบริเวณการไหลเต็มท่อสำหรับการไหลภายในท่อ | 29 |
| 5.2 การกระจายความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนเต็มท่อ | 31 |
| 5.3 การเปลี่ยนแปลงความเร็วย่อยในแนวแกนกับเวลาสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน | 31 |
| 6.1 ลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ CROSS FLOW ของหม้อน้ำรถยนต์ | 34 |
| 6.2 ครีบหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ทดสอบจริงประกอบอยู่กับชุดอุโมงค์ลม | 35 |
| 6.3 ขนาดของ Tube | 38 |
| 6.4 ทิศทางเข้าและออกของอัตราการไหลเชิงปริมาตร | 38 |
| 6.5 ภาพสามมิติของ Tube กับ Fin | 40 |
| 6.6 ภาพของ Screen ที่ออกแบบและใช้ในชุดทดสอบ | 45 |
| 6.7 การออกแบบ Honey comb | 45 |

สารบัญรูป(ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|---|------|
| 6.8 ภาพของ Honey comb ที่ออกแบบและใช้ในชุดทดสอบ | 46 |
| 6.9 การออกแบบและติดตั้ง Connecting Duct | 46 |
| 6.10 Connecting Duct ที่ออกแบบและใช้ในชุดทดสอบ | 47 |
| 6.11 การไหลภายในท่อ | 49 |
| 6.12 ภาพของจุดวัดที่ออกแบบและใช้ในชุดทดสอบ | 51 |
| 6.13 ท่อทรงกระบอกกลวงหุ้มฉนวน | 52 |
| 6.14 Heater | 58 |
| 6.15 ภาพถึงน้ำร้อนที่สร้างเสร็จแล้ว | 59 |
| 6.16 ภาพภายในถึงน้ำร้อนที่สร้างเสร็จแล้ว | 60 |
| 6.17 ท่อทรงกระบอกกลวงหุ้มฉนวน | 61 |
| 7.1 ภาพชุดทดสอบ | 63 |
| 7.2 ภาพชุดควบคุม | 63 |
| 7.3 แสดงจุดในการวัดความเร็วอากาศโดยการแบ่งจุดวัดออกเป็น 16 จุด | 64 |
| 7.4 แสดงชุดอุโมงค์ลมที่ใช้ในการทดสอบและวาล์วปรับความเร็วอากาศที่ไหลเข้าอุโมงค์ลม | 65 |
| 7.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศ | 67 |
| 7.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับความดันตกคร่อมของอากาศ | 68 |
| 7.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับความดันตกคร่อมของน้ำ | 69 |
| 7.8 แสดงผลของการสมดุลพลังงานระหว่างน้ำกับอากาศ | 70 |
| 7.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $\log Nu_i / Pr_i$ กับ $\log Re_i$ | 71 |
| 7.10 กราฟแสดงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอากาศ | 72 |

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ในการปรับปรุงครีกระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น จะต้องทำการสร้างแม่พิมพ์ขึ้นมาใหม่ และทำการทดสอบการระบายความร้อนของหม้อน้ำที่ได้จากแม่พิมพ์แบบใหม่ ซึ่งเป็นต้นทุนที่สูงมากสำหรับการพัฒนาผลิตภัณฑ์ โครงการนี้ได้เกิดขึ้นเพื่อนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Simulation) มาประยุกต์ใช้เพื่อลดต้นทุนในการผลิตและพัฒนาผลิตภัณฑ์ใหม่ ในการนำการจำลองทางคณิตศาสตร์นั้น เราต้องการทราบค่าต่างๆ ดังนี้ เช่น ค่าของอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของครีกระบายความร้อนกับอากาศ และอุณหภูมิของการแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น เราจึงต้องทำการทดสอบเพื่อหาค่าต่าง ๆ เหล่านี้และนำค่าต่าง ๆ เหล่านี้ไปกำหนดเป็นค่าเริ่มต้นของการวิเคราะห์ทางคอมพิวเตอร์ ซึ่งในการทดสอบยังเป็นตัวที่กำหนด และสรุปผลว่าโปรแกรมคอมพิวเตอร์ สามารถวิเคราะห์ปัญหาของการทดสอบสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของครีกระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ได้หรือไม่ ซึ่งเป็นผลที่อธิบายว่าทำไมถึงต้องมีการทำวิทยานิพนธ์ขึ้นมา

1.2 วัตถุประสงค์

1. เพื่อสร้างชุดทดสอบที่สามารถทดสอบการระบายความร้อนของครีกระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ได้
2. เพื่อศึกษาผลตัวแปรที่มีผลต่อการระบายความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์
 - ผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศ โดยให้อัตราการไหลของน้ำคงที่
 - ผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำ โดยให้อัตราการไหลของอากาศคงที่
3. เพื่อรวบรวมเก็บข้อมูลของสถานะเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบไปใช้เป็นข้อมูลในการจำลองทางคอมพิวเตอร์ ซึ่งทำโดยผู้วิจัยร่วม

1.3 ขอบเขตของงาน

ขอบเขตของโครงการนี้ คือ ทำการออกแบบและสร้างชุดทดสอบสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของครีกระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์โดยจะทำการวัดหาค่าต่างๆ ดังนี้ คือ อุณหภูมิทางเข้าและทางออกของน้ำร้อนหลังการแลกเปลี่ยนความร้อน อุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกและอากาศและอากาศจากการแลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการไหลของอากาศและอัตราการไหลของน้ำ และความดันตกคร่อมทั้งของน้ำและอากาศ ว่ามีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนมากน้อยเพียงใด เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบครีกระบายความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ต่อไป

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากโครงการ

1. สามารถสร้างชุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบครีประบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ได้
2. สามารถบอกถึงตัวแปรที่มีผลต่อครีประบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ได้
3. สามารถรวบรวมข้อมูลเพื่อนำไปใช้เปรียบเทียบกับผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ต่อไปในอนาคตได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

สมการพื้นฐานทางกลศาสตร์ของไหล (BASIC EQUATIONS IN FLUID MECHANICS)

2.1 บทนำ (Introduction)

ในการศึกษาเกี่ยวกับการไหลของของไหลนั้น เราจำเป็นต้องเรียนรู้ถึงสมการพื้นฐานและกฎต่างๆ ที่สำคัญ ได้แก่ กฎการไม่สูญหายของมวล (Conservation of Mass) ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องคือ สมการต่อเนื่อง (Continuity Equation) หรือกฎข้อที่สองของนิวตัน (Newton's Second Law) ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องคือ สมการโมเมนตัม (Momentum Equation) หรือกฎข้อที่หนึ่งและกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ (First Law and Second Law of Thermodynamics) ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องคือ สมการพลังงาน (Energy Equation) เป็นต้น

ในการประยุกต์ใช้สมการต่างๆ กับของไหลนั้น จะเป็นเรื่องที่ยากลำบาก เนื่องจากสมการต่างๆ นั้นจะพิจารณาใช้กับมวลค่าหนึ่งๆ เท่านั้น แต่สำหรับในกรณีของของแข็ง จะไม่ยุ่งยากเลย เนื่องจากอนุภาคของของแข็งเกาะกันอยู่เป็นกลุ่มก้อน มีรูปร่างแน่นอน เช่นเดียวกับกรณีที่ของไหลอยู่ในระบบที่แน่นอน เช่น ระบบที่มีน้ำมันอยู่ในกระบอกสูบ ก็จะไม่เป็นการยากในการใช้สมการเช่นกันเนื่องจากมีมวลที่แน่นอน แต่กรณีของไหลไม่อยู่ในระบบที่แน่นอน เช่น น้ำไหลในแม่น้ำ จะเห็นว่าของไหลจะมีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างตามเวลา ซึ่งเป็นไปไม่ได้เลยที่จะพิจารณามวลของของไหลตำแหน่งที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา

ในการแก้ไขปัญหาดังกล่าวของของไหลนั้น วิธีการหนึ่ง คือ การสมมุติปริมาตรขึ้นมาในจินตนาการอันหนึ่ง โดยปริมาตรที่สมมุตินั้นไม่มีตัวตน และนิยมเรียกว่า ปริมาตรควบคุม (Control volume) ซึ่งของไหลสามารถไหลผ่านปริมาตรควบคุมได้ อีกทั้งปริมาตรควบคุมนี้ยังสามารถอยู่กับที่หรือเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ได้ ดังนั้น ในการประยุกต์ใช้สมการพื้นฐานเพื่อศึกษาเกี่ยวกับการไหลในวิชากลศาสตร์ของไหลนี้ จะประยุกต์สมการต่างๆ เหล่านั้นในรูปแบบปริมาตรควบคุม

2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างการไหลระบบกับการใช้ปริมาตรควบคุม

(Relation of System Derivatives to the Control Volume Formulation)

ก่อนที่จะพิจารณาถึงความสัมพันธ์ระหว่างการไหลระบบกับการใช้ปริมาตรควบคุม เราควรทำความเข้าใจถึงความแตกต่างระหว่างระบบกับปริมาตรควบคุมเสียก่อน ซึ่งสามารถให้ความหมายได้ดังนี้

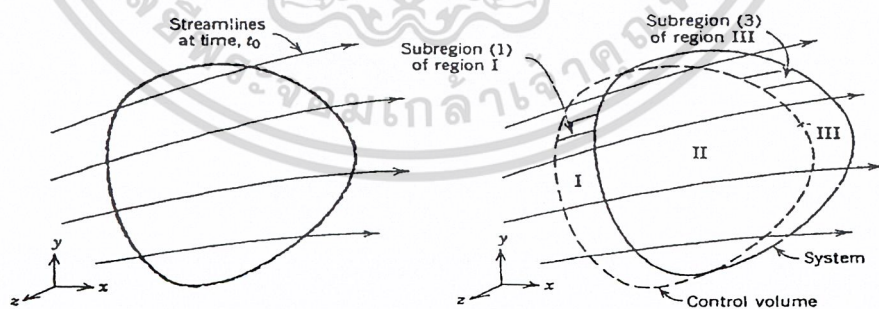
ก. ระบบ (System) หมายถึง จำนวนของสสารที่ถูกระบุขึ้นมาจากอย่างแน่ชัด โดยที่สามารถเปลี่ยนรูปร่างและคุณสมบัติภายในได้ แต่จำนวนจะต้องคงที่อยู่เสมอ ยกตัวอย่างเช่น ใอน้ำในกระบอกสูบในที่นี้ระบบของเรา คือ ใอน้ำที่อยู่ในกระบอกสูบ จะเห็นว่าเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ ซึ่งหมายถึง ระบบเปลี่ยนแปลงรูป

ร่างมีผลทำให้คุณสมบัติของไอน้ำเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย เช่น ปริมาตร หรือความหนาแน่น แต่อย่างไรก็ตาม น้ำหนักของไอน้ำในกระบอกสูบยังคงที่อยู่เสมอ เป็นต้น

ข. ปริมาตรควบคุม (Control Volume) หมายถึง ปริมาตรในจินตนาภาพ ที่มีรูปร่างแน่ชัดมีแนวของขอบเขตปริมาตรที่แน่นอน ซึ่งเรียกว่า ผิวควบคุม (Control Surface) โดยที่จำนวนของสสารที่อยู่ในปริมาตรควบคุมนี้ ไม่จำเป็นต้องคงที่ กล่าวคือ สามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามเวลา แต่รูปร่างของปริมาตรควบคุมจะไม่เปลี่ยนแปลงยกตัวอย่างเช่น หัวฉีด เมื่อของไหลได้ไหลผ่านหัวฉีด เราสามารถระบุว่า หัวฉีดเป็นปริมาตรควบคุม โดยที่จำนวนของไหลที่ผ่านหัวฉีดนั้น สามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามเวลา แต่รูปร่างของหัวฉีดไม่เปลี่ยนแปลง เป็นต้น

จากความหมายของระบบและปริมาตรควบคุมดังกล่าว เราสามารถพัฒนาความสัมพันธ์ของสมการพื้นฐานที่ใช้กับระบบไปเป็นสมการพื้นฐานที่ใช้กับปริมาตรควบคุมได้ โดยให้พิจารณา N ซึ่งเป็นคุณสมบัติเอ็กเทนซีฟ (Extensive Property) ใดๆของของไหล เช่น มวล โมเมนตัมเชิงเส้น โมเมนตัมเชิงมุม หรือพลังงาน เป็นต้น โดยที่คุณสมบัติเอ็กเทนซีฟ หมายถึง คุณสมบัติใดๆ ที่ขึ้นกับจำนวนหรือปริมาณและให้ n เป็นคุณสมบัติอินเทนซีฟ (Intensive Property) ของของไหล ซึ่งหมายถึง คุณสมบัติใดๆ ของของไหลที่ไม่ขึ้นอยู่กับจำนวนหรือปริมาณ โดยความหมายของคุณสมบัติแล้วเราจะได้ว่า $n = \frac{N}{m}$ นั่นเอง

ถ้าเราพิจารณารูป 2.1 ซึ่งแสดงลักษณะของระบบและปริมาตรควบคุม โดยให้ระบบซึ่งมีจำนวนของสสารคงที่มีขอบเขตของระบบเป็นเส้นทึบ และจินตนาภาพปริมาตรควบคุมอันหนึ่งซึ่งเคลื่อนที่ไม่ได้ซ้อนทับอยู่กับระบบ โดยใช้เส้นไขว่ปลา แสดงผิวของปริมาตรควบคุม เมื่อเวลาผ่านไป Δt ระบบดังกล่าวได้เคลื่อนที่ออกจากปริมาตรควบคุมครอบคลุมอาณาเขตของปริมาตรส่วนที่ II และ III



รูปที่ 2.1 ซึ่งแสดงลักษณะของระบบและปริมาตรควบคุม

: ที่มาของรูป “Introduction to Fluid Mechanical”, Robert W .Fox, Alan T. McDonald, , School of Mechanical Engineering
Purdue University.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่จากนิยามของระบบที่มีจำนวนของสสารคงที่ในขณะที่ปริมาตรควบคุมไม่จำเป็นต้องมีจำนวนของสสารคงที่ ซึ่งก็หมายถึงว่า ในช่วงเวลา Δt นั้นมวลของของไหลในอาณาเขตของปริมาตร ส่วนที่ I ไหลเข้าไปในปริมาตรควบคุมในขณะที่มวลของไหลในปริมาตรส่วนที่ III ไหลออกจากปริมาตรควบคุมนั่นเอง ดังนั้น อัตราเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ N ใดๆ ของของไหลในระบบสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\left(\frac{dN}{dt}\right)_{system} \equiv \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{Ns)_{t_0+\Delta t} - Ns)_{t_0}}{\Delta t} \dots\dots\dots (2.1)$$

เพื่อความสะดวกในที่นี้จะใช้ตัวห้อย S แทน ความหมายของระบบ (System) และเมื่อพิจารณาถึงช่วงเวลา $t_0+\Delta t$ แล้ว จะพบว่า ระบบจะครอบคลุมปริมาตรส่วนที่ II และ III ในขณะที่เวลา t_0 ระบบและปริมาตรควบคุมต่างก็ครอบคลุมปริมาตรเดียวกัน ดังนี้

$$Ns)_{t_0+\Delta t} = (N_{II} + N_{III})_{t_0+\Delta t} = (N_{CV} - N_I + N_{III})_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.2)$$

และ $Ns)_{t_0} = (N_I + N_{II})_{t_0} = N_{CV)_{t_0} \dots\dots\dots (2.3)$

โดยความหมายของคุณสมบัติอินเทนซีฟ และคุณสมบัติเอ็กเทนซีฟแล้ว จะได้ว่า

$$N_{system} = \int_{mass(system)} \eta dm = \int_{V(system)} \eta \rho dV \dots\dots\dots (2.4)$$

ดังนั้น เราสามารถเขียนสมการของคุณสมบัติ N ในช่วงเวลา $t_0 + \Delta t$ และเวลา t_0 ได้ใหม่ดังนี้

$$Ns)_{t_0+\Delta t} = \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} - \left[\int_I \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} + \left[\int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.5)$$

และ $Ns)_{t_0} = (N_{CV})_{t_0} = \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0} \dots\dots\dots (2.6)$

โดยการแทนค่าลงในสมการ (1) จะได้

$$\left(\frac{dN}{dt}\right)_s = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} + \left[\int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} - \left[\int_I \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} - \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} \dots\dots\dots (2.7)$$

$$\left(\frac{dN}{dt}\right)_s = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} - \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_I \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} \dots\dots\dots (2.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับเทอมแรกทางขวามือ ถ้าเราพิจารณาลิมิตแล้ว จะหมายถึง อัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ N ที่อยู่ในปริมาตรควบคุมนั่นเอง ดังนี้

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{CV}(t_0 + \Delta t) - N_{CV}(t_0)}{\Delta t} \\ &= \frac{\partial N_{CV}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

สำหรับเทอมที่สองทางขวามือของสมการ 2.9 นั้น ถ้าเราพิจารณาลิมิตแล้วจะหมายถึง การที่มวลในปริมาตรควบคุมที่ III ไหลออกจากปริมาตรควบคุม โดยนำคุณสมบัติ N ผ่านผิวควบคุมออกมามี ดังนี้

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III}(t_0 + \Delta t)}{\Delta t} \quad \dots\dots\dots (2.10)$$

เพื่อที่จะหาค่าของ $N_{III}(t_0 + \Delta t)$ ให้เราพิจารณาภาพขยายของปริมาตรควบคุมส่วนที่ 3 ดังรูป 2.2



รูปที่ 2.2 ภาพขยายของปริมาตรควบคุมส่วนที่ 3

: ที่มาของรูป "Introduction to Fluid Mechanical", Robert W .Fox, Alan T. McDonald, School of Mechanical Engineering Purdue University.

จากรูป 2.2 เวกเตอร์ $d\vec{A}$ เป็นเวกเตอร์ของพื้นที่เล็กๆ บนผิวควบคุม โดยมีทิศชี้ออกจากพื้นที่และตั้งฉากกับพื้นที่เสมอ ถ้าให้ของไหลมีเวกเตอร์ความเร็วเป็น \vec{V} ซึ่งมีทิศทางทำมุม α กับทิศทางของเวกเตอร์ $d\vec{A}$ และเนื่องจากในปริมาตรควบคุมที่ III นี้ มวลจะไหลออกจากปริมาตรควบคุมผ่านผิวควบคุม ดังนั้นมุม α จะมีค่าไม่เกิน 90° ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$dN_{III})_{t_0+\Delta t} = (\eta\rho dV)_{t_0+\Delta t} = [\eta\rho(\Delta l \cos\alpha d A)]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.11)$$

โดยที่ $dV = \Delta l \cos\alpha d A$ ดังนั้น

$$N_{III})_{t_0+\Delta t} = \left[\int_{CS_{III}} \eta\rho\Delta l \cos\alpha d A \right]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots(2.12)$$

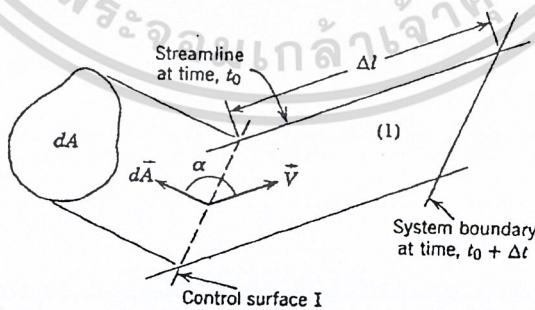
โดยที่ CS_{III} หมายถึง ผิวควบคุมในปริมาตรครอบคลุมที่ III และ Δl หมายถึง ระยะทางที่ของไหลไหลออกจากผิวควบคุมในช่วงเวลา Δt ดังนั้น หากพิจารณาจากสมการ (4) แล้ว จะพบว่าเทอมที่สองทางขวามือของสมการ จะได้ว่า

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{III} \eta\rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III})_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\int_{CS_{III}} \eta\rho\Delta l \cos\alpha d A}{\Delta t} \\ &= \int_{CS_{III}} \eta\rho \left| \vec{V} \right| \cos\alpha \left| d\vec{A} \right| = \int_{CS_{III}} \eta\rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots\dots(2.13) \end{aligned}$$

โดยที่ $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{\Delta t} = \left| \vec{V} \right|$ และ $dA = \left| d\vec{A} \right|$ และ

$$\left| \vec{V} \right| \cos\alpha \left| d\vec{A} \right| = \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots\dots(2.14)$$

สำหรับเทอมที่สามทางขวามือของสมการ (2.14) นั้น จะพิจารณาในลักษณะเดียวกันกับเทอมที่สองทางขวามือ โดยพิจารณาภาพขยายของปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ที่มวลในปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ไหลเข้าปริมาตรควบคุม โดยนำคุณสมบัติ N ผ่านผิวควบคุมเข้ามาด้วย ดังรูป 2.3



รูปที่ 2.3 ปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ที่มวลในปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ไหลเข้าปริมาตรควบคุม : ที่มาของรูป “Introduction to Fluid Mechanical”, Robert W .Fox, Alan T. McDonald, School of Mechanical Engineering Purdue University.

จากรูป 2.3 จะเห็นว่ามุม α ซึ่งเป็นมุมระหว่างเวกเตอร์ $d\bar{A}$ กับเวกเตอร์ความเร็ว \bar{V} จะมีค่ามากกว่า 90° เสมอ เนื่องจากเวกเตอร์ $d\bar{A}$ จะมีทิศที่ชี้ออกจากพื้นที่และตั้งฉากกับพื้นที่เสมอในขณะที่ปริมาตรควบคุมที่ I นี้ มวลจะไหลเข้าปริมาตรควบคุมผ่านผิวควบคุม ดังนั้น

$$dN_{II})_{t_0+\Delta t} = (\eta\rho dV)_{t_0+\Delta t} = [\eta\rho\Delta(-\cos\alpha dA)]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.15)$$

$$\text{และ } N_I)_{t_0+\Delta t} = \left[\int_{CS_I} -\eta\rho\Delta \cos\alpha dA \right]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.16)$$

ดังนั้น จากสมการ (2.14) หากพิจารณาเทอมที่สามทางขวามือจะได้ว่า

$$\begin{aligned} -\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_I \eta\rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} &= -\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_I)_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} \\ &= -\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\int_{CS_I} -\eta\rho\Delta \cos\alpha dA}{\Delta t} \\ &= \int_{CS_I} \eta\rho |\bar{V}| \cos\alpha |d\bar{A}| \\ &= \int_{CS_I} \eta\rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \end{aligned}$$

ดังนั้น สมการ (2.14) สามารถเขียนใหม่ได้ว่า

$$\begin{aligned} \left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} &= \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta\rho dV + \int_{CS_{III}} \eta\rho |\bar{V}| \cos\alpha |d\bar{A}| + \int_{CS_I} \eta\rho |\bar{V}| \cos\alpha |d\bar{A}| \\ \left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} &= \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta\rho dV + \int_{CS} \eta\rho |\bar{V}| \cos\alpha |d\bar{A}| \\ \left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} &= \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta\rho dV + \int_{CS} \eta\rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \end{aligned}$$

สมการ 2.16 นี้ เป็นสมการที่แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติเอ็กเทนซีฟ โดยแปลงจากตัวแปรของระบบมาเป็นตัวแปรของปริมาตรควบคุม โดยเทอมแรกทางขวามือ เราเรียกว่า การเปลี่ยนแปลงที่จุด (Local Change) ซึ่งเป็นอัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ N ในปริมาตรควบคุม ส่วนเทอมที่สองทางขวามือ เราเรียกว่า การเปลี่ยนแปลงโดยการนำพา (Convective Change) ซึ่งเป็นอัตราการไหลสุทธิของมวลโดยนำคุณสมบัติ N ผ่านผิวควบคุม

2.3 กฎการไม่สูญหายของมวล (Conservation of Mass)

กฎการไม่สูญหายของมวลเป็นกฎที่กล่าวถึงมวลจะไม่สูญหายหรือเกิดขึ้นเองได้ ถ้าเราพิจารณาการไหลของของไหลที่ผ่านเข้าไปในปริมาตรควบคุมใดๆ จะเป็นได้ว่า ถ้ามวลของของไหลที่ไหลเข้าไปในปริมาตรควบคุมมากกว่ามวลของของไหลที่ออกจากปริมาตรควบคุม ผลต่างของมวลที่ไหลเข้ากับออกจากปริมาตรควบคุม ก็คือ มวลที่เพิ่มขึ้นในปริมาตรควบคุมนั่นเอง ในทางกลับกัน ถ้ามวลของของไหลที่ไหลเข้าไปในปริมาตรควบคุมน้อยกว่าที่ไหลออกจากปริมาตรควบคุมจะพบว่ามวลของของไหลในปริมาตรควบคุมจะลดลงเช่นกัน

ในการพัฒนาสมการพื้นฐานของกฎการไม่สูญหายของมวลนั้น เราสามารถทำได้โดยหลักการของความสัมพันธ์ของระบบกับปริมาตรควบคุม ดังที่กล่าวมาแล้วในหัวข้อ 3.2 หรือหลักการของการพัฒนาการไหลของของไหลในรูปแบบของดิฟเฟอเรนเชียล ซึ่งในที่นี้เราจะกล่าวถึงทั้งสองกรณี

1. กฎการไม่สูญหายของมวลในรูปแบบอินทิเกรต (Conservation of Mass in Integral Form)

จากหัวข้อที่ 3.2 เราได้ความสัมพันธ์ระหว่างการใช้ระบบกับปริมาตรควบคุมกับคุณสมบัติ N ใดๆ ดังนี้

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV + \int_{CS} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots\dots (2.17)$$

โดยความหมายของระบบแล้วพบว่า ระบบจะต้องมีมวลที่คงที่เสมอ ดังนั้นถ้าเราพิจารณาคุณสมบัติ N ใดๆ คือ มวล (M) แล้วจะได้ว่า

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{system} = \left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0 \dots\dots\dots (2.18)$$

แต่จากความสัมพันธ์ของคุณสมบัติเอกลักษณ์กับคุณสมบัติอินเทนซีฟ จะได้ว่า $\frac{N}{M} = \eta$

ดังนั้น ถ้าเราพิจารณาให้ $N = M$ แล้วจะได้ว่า $\eta = 1$ ดังนั้น สมการที่ (2.16) จะเขียนใหม่ได้ว่า

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots\dots(2.19)$$

หรือ

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots\dots(2.20)$$

สมการ 2.20 เป็นสมการตามกฎการไม่สูญหายของมวลในรูปแบบอินทิเกรต ซึ่งพัฒนาจากความสัมพันธ์ของระบบกับปริมาตรควบคุม โดยมีชื่อเรียกว่า สมการต่อเนื่อง (Continuity Equation) โดยเทอมแรกทางขวามือของสมการหมายถึง อัตราการเปลี่ยนแปลงมวลภายในปริมาตรควบคุม ส่วนเทอมที่สองหมายถึง 1 อัตราการไหลสุทธิของมวลที่ผ่านผิวควบคุม ซึ่งการไหลนี้อาจจะเข้าหรือออกก็ได้ และจากสมการจะพบว่า ในกรณีที่ของไหลไหลผ่านผิวควบคุมเข้าไปในปริมาตรควบคุมนั้น เทอม $\bar{V} \cdot d\bar{A}$ จะมีค่าเป็นลบ เนื่องจากเวกเตอร์ของ $d\bar{A}$ จะมีทิศที่ชี้ออกจากพื้นที่เสมอ ในขณะที่ความเร็วมีทิศไหลเข้า จึงมีผลทำให้มุม α มากกว่า 90° สำหรับกรณีที่ของไหลไหลออกนั้น เทอม $\bar{V} \cdot d\bar{A}$ จะมีค่าเป็นบวก เนื่องจากมุม α จะน้อยกว่า 90° กล่าวคือ ทิศทางของเวกเตอร์ $d\bar{A}$ กับเวกเตอร์ความเร็วต่างก็มีทิศที่พุ่งออกทั้งคู่

กรณีที่การไหลเป็นแบบไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (Steady Flow) ซึ่งหมายถึง ของไหลได้ไหลไปช่วงระยะเวลาหนึ่งแล้วจะมีสถานะและไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา กล่าวคือ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงมวลของของไหลในปริมาตรควบคุมแล้ว จะได้ว่า เทอมแรกทางขวามือของสมการ (2.20) จะมีค่าเป็นศูนย์ หรือ

$$0 = \int_{CS} \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

สมการ (2.21) มีหน่วยเป็นมวลต่อหน่วยเวลา (Kg/s) การอินทิเกรตตลอดพื้นที่หน้าตัดของผิวควบคุม เราจะเรียกเทอมนี้ว่าอัตราการไหลของมวล (Mass Flow Rate) ใช้สัญลักษณ์ \dot{m} โดยอัตราการไหลของมวลผ่านผิวควบคุมที่มีพื้นที่ A จะเท่ากับ

$$\dot{M} = \int_A \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

กรณีที่ของไหลเป็นการไหลที่ไม่ยุบตัวตามความดัน (Incompressible Flow) หรืออาจกล่าวได้ว่า ความหนาแน่น ρ มีค่าคงที่นั้น จากสมการ (2.21) เราจะเขียนได้ใหม่ว่า

$$0 = \int_{CS} \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots\dots(2.23)$$

โดยที่สมการ (2.23) มีหน่วยเป็น ปริมาตรต่อหน่วยเวลา (m^3/s) ซึ่งการอินทิเกรตตลอดพื้นที่หน้าตัดของผิวควบคุม เราจะเรียกเทอมนี้ว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตร (Volume Flow Rate) ใช้สัญลักษณ์ Q โดยอัตราการไหลเชิงปริมาตรผ่านผิวควบคุมที่มีพื้นที่ A จะเท่ากับ

$$Q = \int_A \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots\dots(2.24)$$

จากสมการ (2.24) เราจะหาความเร็วเฉลี่ย \bar{V} ที่ไหลเข้าหรือออกจากปริมาตรควบคุมได้ ดังนี้

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} = \frac{1}{A} \int \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots\dots (2.25)$$

: เนื้อที่มาของเนื้อหาและรูปภาพในบทนี้มาจาก "Introduction to Fluid Mechanical", Robert W .Fox, Alan T. McDonald, School of Mechanical Engineering Purdue University. ผู้ที่สนใจศึกษาเพิ่มเติมสามารถหาอ่านได้จากในเล่ม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3 การถ่ายเทความร้อน

3.1 การนำความร้อน (Conduction)

การนำความร้อน เป็นรูปแบบหนึ่งของการถ่ายเทความร้อน ในลักษณะของการแลกเปลี่ยนพลังงาน จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง ไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ โดยเคลื่อนแบบจลน์ (Kinetic motion) หรือการชนกัน โดยตรงของโมเลกุลซึ่งเป็นลักษณะที่เกิดขึ้นในของไหลที่หยุดนิ่ง ส่วนในกรณีของโลหะนั้นจะเป็นการไหลของกระแสอิเล็กตรอน สำหรับของแข็งที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่ดี จะมีจำนวนอิเล็กตรอนอิสระมากมายที่เคลื่อนไหวอยู่ภายใน โครงสร้างของ โมเลกุล (Lattice) ซึ่งอาจกล่าวได้ว่าวัตถุที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่ดี จะเป็นตัวนำความร้อนที่ดีตามไปด้วย ยกตัวอย่างเช่น เงิน ทองแดง เหล็ก ฯลฯ อันเป็นผลจากการนำหรือถ่ายทอดพลังงานความร้อน โดยอิเล็กตรอนอิสระเหล่านี้

กฎสหสัมพันธ์ของการนำความร้อน โดยถือเกณฑ์การสังเกตจากการทดลอง กำหนดจากบิโธต์ (Biot) แต่ต่อมา นักฟิสิกส์-คณิตศาสตร์ชาวฝรั่งเศส ชื่อ โจเซฟ ฟูริเยร์ (Joseph Fourier) นำหลักการนี้มาใช้วิเคราะห์ เป็นทฤษฎีความร้อน กฎนี้กล่าวว่า อัตราการ ไหลของการนำความร้อนในทิศทางที่กำหนดเป็นสัดส่วนกับพื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางการ ไหลของความร้อนและเกรเดียนต์ของอุณหภูมิในทิศทางนั้น สำหรับการไหลของความร้อนในทิศทาง X กฎของฟูริเยร์กำหนดเป็น

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad W \quad \dots (3.1a)$$

$$\text{หรือ} \quad q_x'' = \frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad W/m^2 \quad \dots (3.1b)$$

โดยที่ q_x คือ อัตราการนำความร้อนผ่านพื้นที่ A ในทิศทางบวก x

q_x'' คือ ฟลักซ์ความร้อนในทิศทางบวก x

k คือ ค่าสภาพการนำความร้อนของวัตถุ (thermal conductivity of material) และเป็นค่าบวก

จากสมการ (3.1a) ถ้าอุณหภูมิลดลงในทิศทางบวกของ x แล้ว dT/dx เป็นลบ ดังนั้น q_x'' (หรือ q_x) มีค่าเป็นบวก เนื่องจากสมการมีเครื่องหมายลบติดอยู่ เพราะฉะนั้นเครื่องหมายลบจึงต้องใส่ในสมการ และเพื่อให้แน่ใจว่า q_x'' (หรือ q_x) เป็นปริมาณบวก เมื่อการไหลของความร้อนอยู่ในทิศทางบวกของ x ในทางกลับกันเมื่อทางค้ำขวมือของสมการเป็นลบ แสดงว่าการไหลของความร้อนอยู่ในทิศทางลบของ x

จุดประสงค์หลัก ในการวิเคราะห์การนำความร้อนก็เพื่อที่จะหา สนามอุณหภูมิ (Temperature field) ในตัวกลางหนึ่งซึ่งเป็นผลจากเงื่อนไขซึ่งสอดคล้องกับขอบเขตของมัน นั่นคือ ต้องทราบการกระจายของอุณหภูมิ (temperature distribution) เมื่อทราบค่านี้ก็จะสามารถหาฟลักซ์ความร้อนที่จุดใดๆ ในตัวกลางนั้น จากกฎ

ของฟูรีเยร์ (Fourier's Law) การหาค่านี้ทำโดยใช้กฎของพลังงาน (energy conservation) กับปริมาณควบคุมดิฟเฟอเรนเชียลซึ่งระบุกระบวนการถ่ายเทพลังงาน และใช้สมการอัตราที่เหมาะสม ผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นสมการดิฟเฟอเรนเชียลซึ่งคำตอบของมันจะทำให้การกระจายอุณหภูมิในตัวกลางหรือวัตถุนั้น

พิจารณาตัวกลางเนื้อเดียวกันซึ่งมีเกรเดียนอุณหภูมิจริง และการกระจายของอุณหภูมิ $T(x, y, z)$ กำหนดในพิกัดคาร์ทีเซียน (Cartesian coordinates) เรากำหนดปริมาตรควบคุมเล็ก ๆ d_x, d_y, d_z ตามที่แสดงในรูป 3.1 ถ้ามีเกรเดียนอุณหภูมิแล้วการนำความร้อนจะเกิดขึ้นข้ามแต่ละอันของผิวควบคุม อัตราการนำความร้อนที่จะตั้งฉากกับผิวควบคุมแต่ละอันที่ตำแหน่งโคออร์ดิเนต x, y, z ซึ่งแสดงโดยเทอม q_x, q_y, q_z ตามลำดับ อัตราการนำความร้อนที่ผิวตรงข้ามสามารถกระจายโดยอนุกรมเทลเลอร์ (Taylor series expansions) โดยไม่คิดเทอมลำดับสูงๆ (higher order terms) จะได้



รูปที่ 3.1 แสดงปริมาตรควบคุมเล็ก ๆ d_x, d_y, d_z

: ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \quad \dots (3.2a)$$

$$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \quad \dots (3.2b)$$

$$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \quad \dots (3.2c)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภายในตัวกลางมีแหล่งพลังงานซึ่งสามารถผลิตอัตราพลังงานความร้อนได้ เทอมนี้แทนด้วย

$$\dot{E}_g = \dot{q} dx dy dz \quad \dots\dots (3.3)$$

โดยที่ \dot{q} คืออัตราพลังงานที่ผลิตขึ้นในตัวกลางต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร (W/m^3) นอกจากนี้ก็ยังมีพลังงานซึ่งเก็บไว้โดยวัตถุหรือตัวกลางในปริมาตรควบคุม ซึ่งคือ

$$\dot{E}_{st} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad \dots\dots (3.4)$$

โดยที่ $\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t}$ คืออัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของตัวกลางต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรต่อเวลาที่เปลี่ยนไป

เมื่อใช้กฎทรงพลังงานกับปริมาตรควบคุมจะได้

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st} \quad \dots\dots (3.5)$$

ดังนั้นจะเห็นว่า อัตราการนำความร้อนประกอบด้วยการไหลเข้า (\dot{E}_{in}) และไหลออก (\dot{E}_{out}) ของพลังงานและแทนสมการ (3.3) และ (3.4) ได้

$$(q_x + q_y + q_z) + \dot{q} d_x d_y d_z - (q_{x+dx} - q_{y+dy} - q_{z+dz}) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad \dots\dots (3.6)$$

แทนด้วยสมการ (3.2) ได้

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} dx - \frac{\partial q_y}{\partial y} dy - \frac{\partial q_z}{\partial z} dz + \dot{q} d_x d_y d_z = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad \dots\dots (3.7)$$

จากกฎของฟูริเยร์ อัตราการนำความร้อนเป็น

$$q_x = -k dy dz \frac{\partial T}{\partial x}, \quad q_y = -k dx dz \frac{\partial T}{\partial y}, \quad q_z = -k dx dy \frac{\partial T}{\partial z} \quad \dots\dots (3.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยการแทน (3.8) และ (3.7) และหารตลอดด้วยมิติของปริมาตรควบคุม ($d_x d_y d_z$) จะได้

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad \dots (3.9)$$

สมการ (3.9) เป็นรูปทั่วไป (General form) ของสมการที่กระจายของความร้อน (heat diffusion equation) ในพิกัดคาร์ทีเซียน โดยทั่วไปสมการนี้เรียกว่า สมการความร้อน เป็นเครื่องมือพื้นฐานสำหรับวิเคราะห์การนำความร้อน จากคำตอบของมัน เราจะได้การกระจายของอุณหภูมิเป็นฟังก์ชันของเวลา จากสมการความร้อนสามารถกล่าวได้ว่า “ที่จุดใดๆ ในตัวกลางอัตราการนำความร้อนสุทธิในปริมาตรหนึ่งหน่วยร่วมกับอัตราการผลิตความร้อนเชิงปริมาตร ต้องมีค่าเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานความร้อนที่สะสมไว้ภายในปริมาตรนั้น”

สำหรับกรณี ค่า $k =$ คงที่ จะได้ว่า

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \dots (3.10)$$

โดยที่ $\alpha = k/\rho c_p$ เรียกว่า ค่าการที่กระจายของความร้อน (thermal diffusivity) ของวัตถุ คุณสมบัติทางเทอร์โมฟิสิกส์ที่สำคัญนี้ก็คือเป็นอัตราส่วนของค่าการนำความร้อน (k) ของวัตถุต่อค่าความจุความร้อน (ρc_p) ค่า α มาก (ค่า k มาก และ/หรือ ρc_p น้อย) หมายความว่า วัตถุมีการถ่ายเทความร้อนโดยการนำมากกว่าที่พลังงานที่เก็บเอาไว้มากหรือความร้อนแพร่กระจายตลอดวัตถุอย่างรวดเร็ว มีหน่วยเป็น m^2/s

3.2 การพาความร้อน (Convection heat transfer)

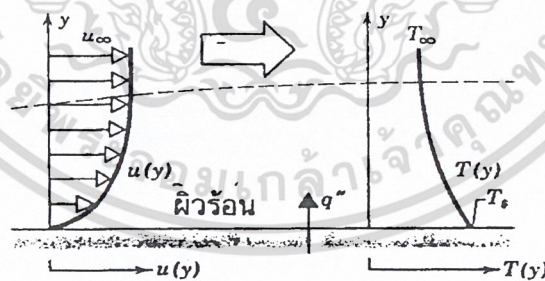
เมื่อของไหลไหลผ่านวัตถุที่เป็นของแข็งหรือไหลผ่านภายในช่องทางการไหล โดยที่อุณหภูมิของของไหลและผิวของแข็งมีค่าแตกต่างกัน การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลและผิวของแข็งจะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่สัมผัสกับผิวของของแข็ง กลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อน” ถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นโดยการนำขึ้นเองโดยใช้ปั๊มหรือพัดลมเป็นตัวทำให้เกิดแรงกระทำของไหลไหลผ่านบนพื้นผิว การถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อนแบบบังคับ” (forced convection) ถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดจากแรงลอยตัว ซึ่งมีผลมาจากความแตกต่างของความหนาแน่นที่เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในของไหล การถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า การพาความร้อนแบบอิสระ หรือการพาความร้อนแบบธรรมชาติ (free or natural convection) เช่น ปล่อยแผ่นวัตถุร้อนที่วางอยู่ในแนวตั้งไว้ในอากาศเย็นที่หุคหนึ่ง ชั้นของอากาศที่ติดกับพื้นผิวของแผ่นวัตถุจะมีการเคลื่อนที่เพราะเกรเดียนอุณหภูมิในอากาศเป็นผลทำให้เกรเดียนของความหนาแน่นเพิ่มขึ้น ซึ่งจะให้อากาศเกิดการเคลื่อนที่ โดยการ

เคลื่อนที่ของของไหลมีผลกระทบต่อสนามอุณหภูมิภายในของไหล การคำนวณหาการกระจายของอุณหภูมิ และการถ่ายเทความร้อนแบบการพาในทางปฏิบัติเป็นเรื่องที่สลับซับซ้อนมากในทางวิศวกรรม เพื่อให้การคำนวณหาการถ่ายเทความร้อนง่ายขึ้นระหว่างผิวที่ร้อน T_w และอุณหภูมิของของไหลเย็นที่ไหลผ่านบนผิวที่อุณหภูมิ T_f ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ถูกกำหนดเป็น

$$q'' = h(T_w - T_f) \quad \dots\dots(3.11a)$$

โดยที่ q'' เป็นฟลักซ์ความร้อนที่ถ่ายเทจากของไหลที่ร้อนไปยังผนังเย็น สมการ (3.11a) เป็นสมการที่ได้มาจากกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of Cooling) โดยที่อุณหภูมิมิหน่วยเป็นเซลเซียส หรือเคลวิน และค่าประสิทธิ์การพาความร้อน h มีหน่วยเป็น $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h (Convective heat transfer coefficient or film convective coefficient) จะมีค่าแปรเปลี่ยนไปตามชนิดของการไหล (เช่น ลามินาร์ หรือ เทอร์บูเลนต์) รูปทรงของวัตถุ พื้นที่ที่ที่ของไหลไหลผ่าน คุณสมบัติทางฟิสิกส์ของของไหล อุณหภูมิเฉลี่ย และตำแหน่งต่างๆ ตามพื้นผิวของวัตถุ นอกจากนี้ยังขึ้นกับกลไกของการถ่ายเทความร้อนว่าเป็นการพาความร้อนแบบบังคับ (การเคลื่อนที่ของของไหลเกิดจากปั๊มหรือพัดลม) หรือเป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติ (การเคลื่อนที่ของของไหลเนื่องจากแรงลอยตัว) ค่าของ h จะแปรเปลี่ยนไปตามตำแหน่งต่างๆ ตามพื้นผิววัตถุ ดังนั้นในทางวิศวกรรมแล้ว เพื่อความสะดวกจะใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยตลอดพื้นผิว (h_m) แทนค่า h ที่ตำแหน่งนั้นๆ



รูปที่ 3.2 การพัฒนาชั้นของขอบเขตในการพาความร้อน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถวิเคราะห์ได้จากการพิจารณาการไหลผ่านวัตถุซึ่งมีรูปทรงเรขาคณิตต่างๆ เช่น แผ่นเรียบ หรือการไหลภายในท่อทรงกระบอก สำหรับการไหลผ่านวัตถุที่มีรูปทรง

สลับซับซ้อน ค่า h สามารถหาได้จากวิธีทางการทดลอง ซึ่งค่าที่ได้จะมีช่วงของความแตกต่างกันกว้างมากตามแต่ละรูปแบบ สำหรับการประยุกต์ต่างๆ

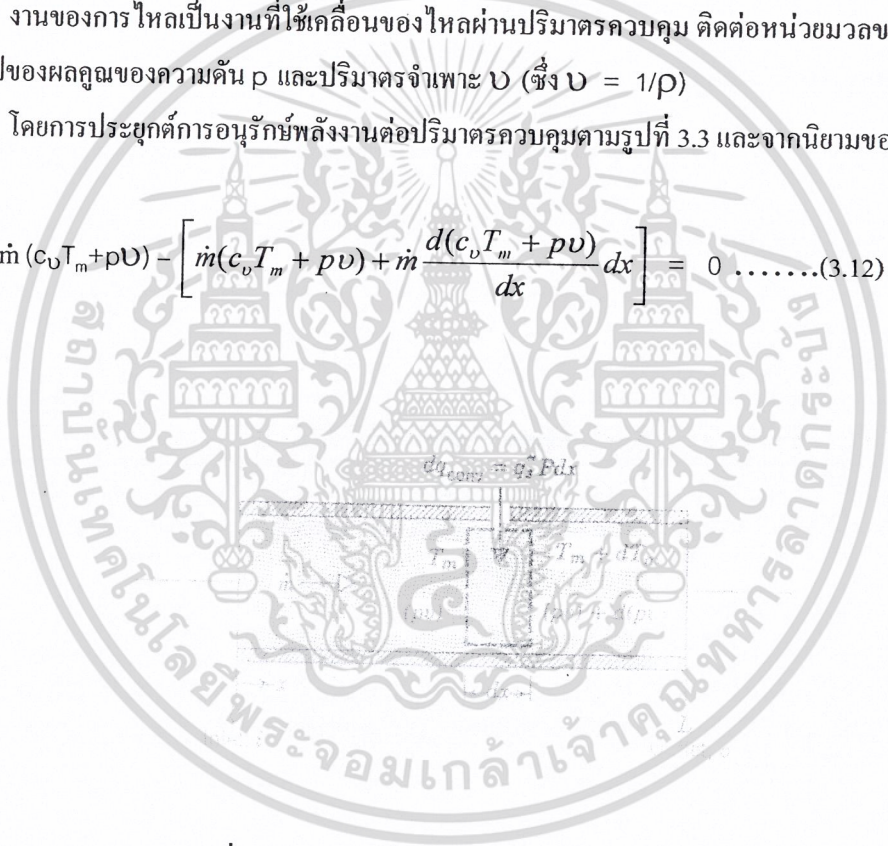
3.3 การสมดุลย์ของพลังงาน (Energy Balance)

พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 3.3 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหลรวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางแนวแกนจะไม่นำมาคิดละทิ้งได้ ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อน และกับงานจากการไหลเท่านั้น

งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุม ดิถศอหน่วยมวลของไหลและจะอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p และปริมาตรจำเพาะ v (ซึ่ง $v = 1/\rho$)

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 3.3 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(c_v T_m + p v) - \left[\dot{m}(c_v T_m + p v) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + p v)}{dx} dx \right] = 0 \dots\dots(3.12)$$



รูปที่ 3.3 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

หรือ $dq_{conv} = \dot{m} d(c_v T_m + p v) \dots\dots (3.13)$

ถ้าของไหลเป็นแก๊สสมบูรณ์ ($p v = R T_m$, และ $c_p = c_v + R$) จะได้

$$dq_{\text{conv}} = \dot{m} c_p dT_m \quad \dots (3.14)$$

สมการนี้ใช้ได้สำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_v = c_p$ และเพราะว่า v น้อยมากๆ $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้

รูปพิเศษของสมการ (3.14) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางของท่อ จะได้

$$q_{\text{conv}} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad \dots (3.15)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

อาจเปลี่ยนไปอยู่ในรูปที่สะดวกได้โดยใช้สมการอัตราการพาความร้อนต่อปริมาตรควบคุม คือ $dq_{\text{conv}} = q_s'' P dx$ ซึ่ง P เป็นเส้นรอบรูป ($P = \pi D$ สำหรับท่อกลม) จะได้ว่า

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h (T_s - T_m) \quad \dots (3.16)$$

สำหรับค่า $T_m(x)$ จะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขความร้อนที่ผิว คือ อาจเป็นกรณี ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ หรืออุณหภูมิที่ผิวคงที่ก็ได้

: เนื้อที่มาของเนื้อหาและรูปภาพในบทนี้มาจาก, ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงษ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ผู้ที่สนใจศึกษาเพิ่มเติมสามารถหาอ่านได้จากในเล่ม

บทที่ 4

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

ขบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลแตกต่างกัน 2 ชนิด เป็นสิ่งที่สำคัญมากและขบวนการดังกล่าวพบได้บ่อยๆ ในทางวิศวกรรม หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของขบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น (เทอม “ร้อน” และ “เย็น” ใช้ในความรู้สึกเปรียบเทียบ) อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีขบวนการมากมายจนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิด โดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย โดยทั่วไปอุปกรณ์นั้นเรียกว่า “เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน” ในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงรูปแบบต่างๆ ที่พบกันทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและกล่าวถึงคุณลักษณะทั่วไปของเครื่องด้วย

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนธรรมดาอาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด โดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมพันธ์ของทิศทางการไหลของกระแสของไหลทั้ง 2 ชนิด ถ้ากระแสทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกัน ในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนนี้ถูกเรียกว่าเป็น “เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน” (Cross-flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้ ก็เช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศ

ชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งกระแสการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-tube เป็นรูปแบบที่พบบ่อยๆมากที่สุด และเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนกัน (หรือเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น) ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องชนิดนี้

4.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross-flow heat exchanger)

ตามที่กล่าวมาก่อนแล้ว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cross-flow เป็นเครื่องซึ่งกระแสของไหล 2 ชนิด มีทิศทางทำมุมซึ่งกันและกัน เครื่องแบบนี้ใช้บ่อยมากในเครื่องบินหรือยานอวกาศ รูปที่ 4.1 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross-flow ซึ่งอาจคิดครีบกี้ได้การวิเคราะห์เครื่องนี้ยุ่งยากมาก เพราะว่าคุณสมบัติของไหลแปรเปลี่ยนทั้งสองทิศทางทั้งในทิศทางการไหลและทิศทางตั้งฉากกับการไหลตัวของไหลไม่มีการผสมกันในทิศทางตั้งฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนนี้ยังแยกได้เป็น 2 กรณี คือ กรณีที่ของไหลแต่ละชนิดมีช่องทางไหลที่แน่นอนไม่มีการผสมกันระหว่างช่องเรียกของไหลนั้นว่า Unmixed และกรณีที่ของไหลชนิดใด ชนิดหนึ่ง ไม่มีช่องว่างการไหลที่แน่นอนสามารถผสมกันได้เรียกของไหลแบบนี้ว่า mixed

4.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)

ในบทต้นๆ เราได้ศึกษามาแล้วว่าสัมประสิทธิ์นี้ นิยามอยู่ในเทอมของความต้านทานความร้อนรวมต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด สัมประสิทธิ์นี้หาได้โดยการรวมความต้านทานการนำความร้อนและการพาความร้อนระหว่างของไหลที่ถูกแยก โดยระนาบหลายชั้น และผนังทรงกระบอกต่างๆ เข้าด้วยกันและผลลัพธ์เหล่านี้ใช้ได้เฉพาะกรณีผิวสะอาดไม่มีคราบเท่านั้น

รูปที่ 4.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตั้งฉากกัน (a) มีครีบและของไหลทั้งสองเป็นแบบ unmixed (b) ไม่มีครีบของไหลหนึ่งเป็นแบบ mixed และอีกของไหลหนึ่งเป็นแบบ unmixed
ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ระหว่างการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนความสกปรกที่พื้นผิวของมันย่อมต้องสกปรก เนื่องจากสิ่งที่เป็นของแข็งในของไหล สนิม หรือปฏิกิริยาต่างๆ ระหว่างของไหลและวัสดุผนัง เป็นผลให้มีตะกอนหรือคราบสกปรกบางๆ บนผิว ซึ่งสามารถเพิ่มความต้านทานต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองผลนี้สามารถแก้ไขโดยใส่ค่าความต้านทานเพิ่มเติมเรียกว่า เฟอร์ลิงแฟคเตอร์ (Fouling factor, R_f) ค่านี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิทำงาน ความเร็วของไหล และระยะเวลาบำรุงรักษาเครื่อง นอกจากนี้ยังทราบว่าจะครีบถูกติดตั้งกับผิวบ่อยๆ เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวซึ่งเป็นการลดความต้านทานการพาความร้อน ดังนั้นโดยรวมผลของครีบและความสกปรก (fouling) ของผิว ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมแสดงได้เป็น

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} \\ &= \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R_{f,c}''}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}''}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \end{aligned} \quad \dots (4.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ตัวห้อย c และ h หมายถึงของไหลเย็นและของไหลร้อนตามลำดับ สังเกตว่าการหาค่าของ UA ไม่สนใจว่าเป็นด้านของไหลร้อนหรือเย็น ($U_c A_c = U_h A_h$) อย่างไรก็ตามการหาค่า U จะขึ้นอยู่กับว่าเป็นผิวด้านของไหลร้อนหรือเย็นเนื่องจาก $U_c \neq U_h$ ถ้า $A_c \neq A_h$ ความต้านทานการนำ R_w หากจากสมการที่กล่าวมาแล้วในบทต้นๆ ค่าเฟวลิง แฟคเตอร์ ได้แสดงใน ตารางที่ 4.1 ซึ่งค่านี้เป็นตัวแปรระหว่างการทำงานเครื่อง (เพิ่มขึ้นจากศูนย์สำหรับผิวสะอาดเพราะสิ่งสกปรกสะสมบนผิว) ปริมาณ η_o ในสมการ (4.1) เรียกว่า “ประสิทธิภาพของผิวรวม หรือ temperature effectiveness ของผิวที่มีครีบ” ได้มาจากสมการ

$$q = \eta_o h A (T_o - T_\infty) \quad \dots\dots (4.2)$$

ซึ่ง T_o คืออุณหภูมิที่ฐานของครีบ และ A คือพื้นที่ผิวทั้งหมด
ดังนั้น ปริมาณนี้สามารถแสดงได้ว่า

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad \dots\dots (4.3)$$

โดยที่ A_f เป็นพื้นที่ผิวครีบทั้งหมด และ η_f เป็นประสิทธิภาพของครีบเดี่ยว ถ้าเป็นครีบตรง หรือกลมตรงยาว L และปลายหุ้มฉนวน จะได้ว่า

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad \dots\dots (4.4)$$

โดย $m = (2h/kt)^{1/2}$ และ t เป็นความหนาของครีบ

เทอมการนำความร้อนของผนังในสมการ (4.1) อาจตัดทิ้งได้เนื่องจากผนังเบาและตามปกติค่า k สูง ทำนองเดียวกันค่า h อันหนึ่งจะมีค่าน้อยกว่าอีกอันหนึ่งมาก ดังนั้นจึงเป็นหลักสำหรับหาค่า U ได้ง่ายขึ้น ค่าของ U บางค่าได้แสดงไว้ในตารางที่ 4.2

สำหรับกรณีเป็นผิวที่ไม่มีครีบ สมการ (4.1) ลดรูปลงเป็น

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \dots\dots (4.5)$$

โดยที่ตัวห้อย i และ o หมายถึงผิวที่ภายในและภายนอก ตามลำดับ

| Fluid | R_f'' ($m^2 \cdot K/W$) |
|--|-----------------------------|
| Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C) | 0.0001 |
| Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C) | 0.0002 |
| River water (below 50°C) | 0.0002–0.001 |
| Fuel oil | 0.0009 |
| Refrigerating liquids | 0.0002 |
| Steam (nonoil bearing) | 0.0001 |

ตารางที่ 4.1 ค่าของเฟวลิ่ง แฟคเตอร์

ที่มาของรูป Holman, J.P., "Heat transfer", McGraw-Hill, New York 1989

| Fluid Combination | U ($W/m^2 \cdot K$) |
|--|-------------------------|
| Water to water | 850–1700 |
| Water to oil | 110–350 |
| Steam condenser (water in tubes) | 1000–6000 |
| Ammonia condenser (water in tubes) | 800–1400 |
| Alcohol condenser (water in tubes) | 250–700 |
| Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow) | 25–50 |

ตารางที่ 4.2 ค่าโดยประมาณของ U

ที่มาของรูป Holman, J.P., "Heat transfer", McGraw-Hill, New York 1989

4.3 วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม

(Log Mean Temperature Difference, LMTD)

พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยของไหลอาจจะไหลแบบ Parallel flow หรือ counter flow ก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้ แสดงได้ตามรูปที่ 4.2 เราสามารถหาการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันหรือสองชั้นได้

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad \dots\dots (4.6)$$

โดยที่ U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

A = พื้นผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อนตามนิยามของ U

ΔT_{lm} = ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสมผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตามรูปที่ 4.2 แสดงว่าค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นแปรเปลี่ยนระหว่างทางเข้าและทางออก ดังนั้น เราต้องคำนวณหาค่าเฉลี่ยเพื่อให้สามารถใช้กับสมการ (4.6)



รูปที่ 4.2 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกันและการไหลสวนทางกัน
ในเครื่องแบบท่อซ้อนกัน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (Parallel flow) ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านชิ้นส่วนของพื้นที่ dA อาจเขียนได้เป็น

$$dq = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h = \dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad \dots\dots (4.7)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำนองเดียวกันการถ่ายเทความร้อนอาจเขียนได้ในรูป

$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad \dots\dots (4.8)$$

จากสมการ (4.7) เขียนใหม่ได้

$$dT_h = -dq/(\dot{m}_h c_{ph}) = -dq/C_h$$

$$dT_c = dq/(\dot{m}_c c_{pc}) = dq/C_c$$

โดยที่ \dot{m} แทนอัตราการไหลของมวลและ c_p เป็นความร้อนจำเพาะของของไหล

ส่วน $C = \dot{m} c_p =$ อัตราความจุความร้อนของของไหล

$$\text{ดังนั้น } dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad \dots\dots (4.9)$$

หาค่า dq จากสมการ (4.8) และแทนสมการ (4.9) ได้

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) dA \quad \dots\dots (4.10)$$

อินทิเกรตจากเงื่อนไข 1 ไป 2 (คือจากทางเข้าถึงทางออก) ได้

$$\frac{\ln(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad \dots\dots (4.11)$$

อินทิเกรตจากสมการ (4.7) จากเงื่อนไข 1 ไปสู่ 2 แล้วนำมาเขียนใหม่ให้

$$\dot{m}_h c_{ph} = q/(T_{h1} - T_{h2}) = Ch$$

$$\dot{m}_c c_{pc} = q/(T_{c2} - T_{c1}) = Cc$$

แทนกลับใน (4.11) ให้

$$q = UA \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]} \quad \dots\dots (4.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เปรียบเทียบ (4.6) และ (4.12) ได้

$$\begin{aligned}\Delta T_{1m} &= \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})]} \\ \Delta T_{1m} &= \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad \dots (4.13)\end{aligned}$$

ความแตกต่างของอุณหภูมินี้เรียกว่า log mean temperature (LMTD) ซึ่งเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายข้างหนึ่งของเครื่อง ลบด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายอีกข้างของเครื่องหารด้วยค่าลอการิทึมธรรมชาติของอัตราส่วนของความแตกต่างของอุณหภูมิทั้งสองนี้

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสวนทางกัน (Counter flow) เราสามารถหาค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิได้ ทำนองเดียวกันกับแบบไหลตามกันทุกประการนั่นคือสมการ (4.13) สามารถใช้ได้กับเครื่องแบบไหลสวนทางกันเพียงแต่ในกรณีนี้ ค่า $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$ และ $\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$ เท่านั้น โดยตัวห้อย i และ o หมายถึงทางเข้าและทางออก ตามลำดับ สังเกตได้ว่ากรณีอุณหภูมิทางเข้าและทางออกเท่ากันแล้ว ค่า LMTD ของการไหลแบบสวนทางกันจะมีค่ามากกว่าค่า LMTD ของการไหลแบบตามกัน ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อน q ของแบบ counter flow จึงมีค่ามากกว่า q ของแบบ parallel flow ด้วยเมื่อพื้นที่ผิวเท่ากัน

จากการหาค่า LMTD ที่ผ่านมากระทำโดยอาศัยสมมุติฐานที่สำคัญ 2 ข้อ คือ (1) ค่าความร้อนจำเพาะของของไหล (c_p) คงที่ไม่แปรตามอุณหภูมิ และ (2) ค่า h หรือ U คงที่ ซึ่งสมมุติฐานทั้งสองข้อนี้ค่อนข้างเป็นไปได้ยากหรือไม่ค่อยเป็นจริงนักเนื่องจากอิทธิพลของปากทางเข้า ความหนืดของไหลและการแปรเปลี่ยนของค่าการนำความร้อน เป็นต้น ดังนั้น ถ้าเราสมมุติว่าการแปรเปลี่ยนของค่า U เป็นฟังก์ชันเชิงเส้นของความแตกต่างอุณหภูมิ จะได้ว่า

$$U = a + b\Delta T \quad \dots (4.13)$$

เงื่อนไขการทำงานพิเศษที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำงาน โดยพิจารณารูปที่ 4.3a แสดงการกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ซึ่งของไหลร้อนมีอัตราความจุความร้อน, $C_h = \dot{m}_h c_p h$ มีค่ามากกว่าอัตราความจุความร้อนของของไหลเย็น $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$ สำหรับกรณีนี้อุณหภูมิของของไหลร้อนยังคงประมาณว่าคงที่ ตลอดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในขณะที่อุณหภูมิของของไหลเย็นเพิ่มขึ้นเงื่อนไขทำงานเดียวกันนี้จะเกิดขึ้นได้ถ้าของไหลร้อนเกิดการควบแน่นของไอ การควบแน่นหรือกลั่นตัวเกิดขึ้นที่อุณหภูมิคงที่และสำหรับจุดประสงค์ทางปฏิบัติ $C_h \rightarrow \infty$ ในทางกลับกันในเครื่องทำไอ (evaporator) หรือหม้อน้ำ

(Boiler) พบว่า ของไหลเย็นเกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะและยังคงมีอุณหภูมิที่แทบจะคงที่ ($C_c \rightarrow \infty$) ผลทำนองเดียวกันอาจเกิดขึ้นได้โดยไม่มี การเปลี่ยนแปลงสถานะถ้า $C_h \ll C_c$ กรณีของการควบแน่นและการกลายเป็นไอแล้วอัตราความร้อนต้องหาจากการเปลี่ยนแปลงของเอนทาลปีแทน ส่วนกรณีที่สาม เกี่ยวข้องกับเครื่องแบบไหลสวนทางกันซึ่งมีความจุความร้อนเท่ากัน ($C_h = C_c$) แล้วค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ต้องคงที่ตลอดเครื่องซึ่งจะให้ $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_m$



รูปที่ 4.3 เงื่อนไขเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพิเศษ (a) $C_h \gg C_c$ หรือการควบแน่นของไอ (b) ของเหลวกลายเป็นไอหรือ $C_h \ll C_c$ (c) เครื่องแบบไหลสวนทางกันและความจุความร้อนเท่ากัน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

กรณี เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหลายกลับและไหลตัดกัน (Multipass and Cross-Flow Heat Exchangers) เงื่อนไขต่างๆ ของการไหลแบบนี้มีความสลับซับซ้อนมาก สมการที่กล่าวมาแล้วไม่อาจสามารถใช้ได้โดยตรง จำเป็นต้องมีการปรับปรุงใหม่เสียก่อน โดยปรับปรุงค่า LMTD ให้

$$\Delta T_{im} = F \Delta T_{im,CF} \quad \dots (4.15)$$

นั่นคือรูปที่เหมาะสมของ ΔT_{im} โดยคูณด้วยตัวประกอบแก้ไข (correction factor) ใช้สัญลักษณ์ F ภายใต้สมมติฐานของการไหลแบบสวนทางกัน ดังนั้นจากสมการ (4.13) ค่า $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$ และ $\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$ เทอมทางพีชคณิตของ F ได้พัฒนาขึ้นเพื่อใช้กับรูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยนแบบ shell-and-tube และ cross-flow ต่างๆ โดย F นี้จะเป็นฟังก์ชันของ P และ R นั่นคือ $\Delta T_{im} = F(P,R) \Delta T_{im,CF}$ โดยที่ค่า R เรียกว่า อัตราส่วนความจุ (capacity ratio) และ P เรียกว่า effectiveness ซึ่งทั้งสองเป็นอัตราส่วนไร้มิติ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$R = \frac{\dot{m}_c c_{pc}}{\dot{m}_h c_{ph}} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i}$$

และ

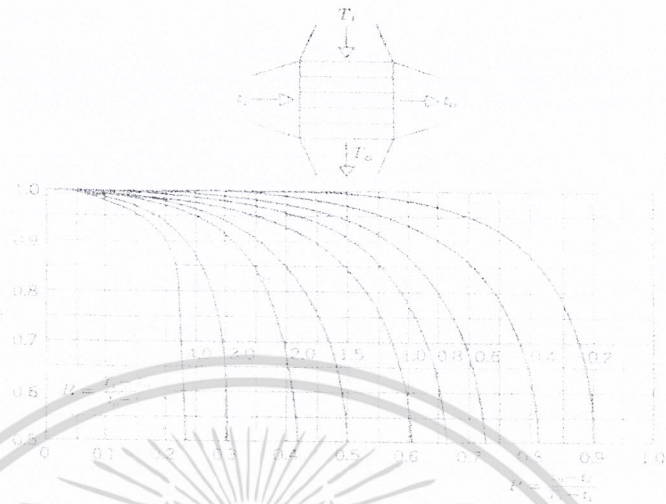
$$P = \frac{\dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci})}{\dot{m}_c c_{pc} (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i}$$

ซึ่งในที่นี้เราใช้ (T, t) ระบุอุณหภูมิของไหลแทนอันเดม โดยตัวแปร t แทนอุณหภูมิของไหลในท่อเล็ก (tube side) ส่วน T แทนอุณหภูมิของไหลในท่อใหญ่ (shell) เป็นผลให้สะดวกกว่า เพราะไม่ต้องคำนึงว่าของไหลร้อนหรือของไหลเย็นผ่านท่อใหญ่ (shell) หรือท่อเล็ก (tube) ค่าของตัวประกอบแก้ไข $F(P,R)$ ได้แสดงในรูปกราฟตามรูปที่ 4.4 ถึงรูปที่ 4.5

นอกจากนี้มีค่าความสำคัญอีกอันหนึ่งก็คือ ถ้าไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของไหลหนึ่งหรือไม่คำนึงถึงแล้วค่า P หรือค่า R จะเป็นศูนย์และค่า $F = 1$ ดังนั้นพฤติกรรมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับรูปร่างเฉพาะของเครื่อง ถ้าเป็นเช่นนั้นแสดงว่าของไหลหนึ่งกำลังอยู่ในสภาวะเปลี่ยนสถานะ

รูปที่ 4.4 ค่า Correction factor สำหรับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Cross-flow แบบของไหลทั้งสองไม่สัมผัสกัน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง



รูปที่ 4.5 ค่า Correction factor สำหรับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Cross-flow แบบของไหลทั้งสอง สัมผัสกัน

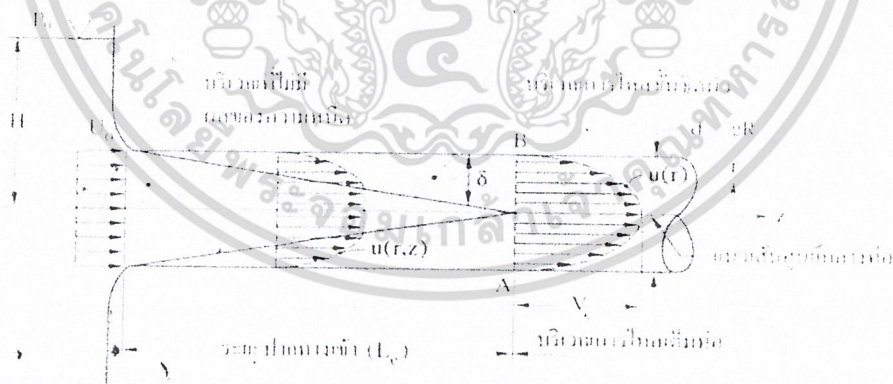
ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

: เนื้อที่มาของเนื้อหาและรูปภาพในบทนี้มาจาก, ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน” , ภาควิชาเครื่องกล , คณะวิศวกรรมศาสตร์ , สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ผู้ที่สนใจศึกษาเพิ่มเติมสามารถหาอ่านได้จากในเล่ม

บทที่ 5

ลักษณะทั่วไปสำหรับการไหลภายในท่อ

การไหลภายในท่อจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งนั้น จะต้องมีความดันแตกต่างกันระหว่างจุดทั้งสองของไหลจึงจะสามารถไหลผ่านท่อไปได้ ในรูป 5.1 เป็นการไหลเข้าท่อด้วยความเร็ววงตัว U_0 ผลของความหนืดบริเวณใกล้กับผนังท่อจะเกิดความต้านทานต่อการไหล ทำให้เกิดชั้นจืดผิวในบริเวณใกล้กับผนังท่อนั้นภายใต้ข้อสมมติฐานว่าไม่มีการลื่นไถลที่ผนังท่อ ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งตามความยาวท่อในบริเวณใกล้ๆ ทางเข้าท่อนั้นพบว่าความเร็วเปลี่ยนแปลงตามระยะทางที่วัดในแนวตั้งฉากกับผนังท่อ และเกิดความเค้นเฉือนกระทำกับของไหล และในบริเวณนี้ยังพบว่าโปรไฟล์ความเร็วเปลี่ยนแปลงในทิศทางการไหลอีกด้วย บริเวณดังกล่าวนี้เรียกว่า บริเวณ ปากทางเข้า (entrance region) เมื่อของไหลผ่านท่อในช่วงต่อไปชั้นผิวจะพัฒนาจนความหนาของชั้นผิว (δ) เพิ่มขึ้นจนถึงแนวเส้นศูนย์กลางที่ (หน้า AB) สำหรับบริเวณที่อยู่ภายนอกบริเวณที่อยู่ภายนอกบริเวณการไหลชั้นจืดผิวจะเป็นบริเวณที่ไม่มีผลของความหนืด (viscosity) ในบริเวณปากทางเข้านี้ การกระจายความเร็วจะเปลี่ยนแปลงกับระยะตามพิกัด r และระยะในทิศการไหลตามพิกัด z ($u = u(r, z)$) เมื่อของไหลไหลผ่านบริเวณปากทางเข้าความเร็วจะไม่ขึ้นกับระยะทางในทิศการไหล แต่ความเร็วจะขึ้นกับระยะ r เท่านั้น การไหลในบริเวณนี้เรียกว่า บริเวณการไหลเต็มท่อ (fully developed region) และพบว่า การกระจายความเร็วที่หน้าตัดของท่อที่ตำแหน่งใด ๆ ตามความยาวท่อนั้นจะเป็นฟังก์ชันของระยะพิกัด r เท่านั้น $u = u(r)$ ทำให้โปรไฟล์ความเร็วไม่เปลี่ยนแปลงตามทิศทางการไหลในบริเวณการไหลเต็มท่อนี้



รูปที่ 5.1 บริเวณปากทางเข้าและบริเวณการไหลเต็มท่อสำหรับการไหลภายในท่อ

ที่มาของรูป รศ. มนตรี พิรุณเกษตร, "กลศาสตร์ของไหล", ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

5.1 การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

การไหลภายในท่อสามารถจำแนกตามระดับความเร็วของการไหลเป็น 2 แบบ ได้แก่ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) และการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) การไหลแบบราบเรียบจะพบว่าอนุภาคของไหลในชั้นของไหลหนึ่งๆ (layer) จะยังคงอยู่ในชั้นของไหลนั้นตลอดการไหล เมื่อเกิดการไหลของชั้นของไหลหนึ่งในชั้นของไหลหนึ่งนั้นจะไม่เกิดการหมุน (swirl) ตรงกันข้ามกับการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งการไหลซึ่งการไหลจะมีอัตราการไหลที่สูง มีการไหลวน หมุนตัว และเวียนวนไปตลอดหน้าตัดท่อขณะที่ของไหลไหลผ่าน

5.1.1 เลขเรย์โนลด์กำหนดแบบการไหล

โดยทั่วไปแล้วของไหลที่ไหลอยู่ได้ต่อเนื่องนั้น เนื่องจากมีแรงเฉื่อย (Inertia force) กระทำในทิศการไหลและขณะเดียวกันจะมีแรงเนื่องจากความหนืดกระทำในทิศตรงข้ามกับทิศการไหล ของไหลดังกล่าวจะไหลเร็วหรือช้าขึ้นอยู่กับอัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืด ถ้าอัตราส่วนแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืดมีค่าสูงของไหลจะไหลเร็วมาก ถ้าอัตราส่วนดังกล่าวมีค่าต่ำของไหลจะไหลช้าลง อัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืด ก็คือ เลขเรย์โนลด์ โดยใช้เป็นเลขกำหนดแบบการไหล สำหรับการไหลภายในท่อ จะเขียนความสัมพันธ์และสมการของเลขเรย์โนลด์ ได้ดังนี้

$$\text{Re} = \frac{\text{แรงเฉื่อย}}{\text{แรงเนื่องจากความหนืด}} = \frac{\rho V^2 D^2}{\mu VL}$$

ดังนั้น

$$\text{Re} = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

โดยที่ V คือความเร็วเฉลี่ยของการไหล มีหน่วยเป็น m/s

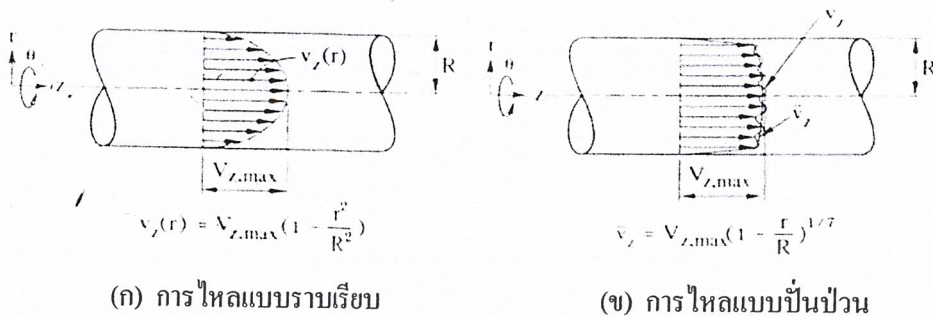
D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ มีหน่วยเป็น m

μ คือความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล มีหน่วยเป็น $N.s/m^2$

ν คือความหนืดจลน์ของของไหล มีหน่วยเป็น m^2/s

สำหรับการไหลในท่อกลมแนวตรง การไหลจะเป็นการไหลแบบราบเรียบก็ต่อเมื่อ $Re > 4000$ สำหรับบริเวณการเปลี่ยนแปลง (Transition region) การไหลอาจเป็นได้ทั้งแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน สำหรับการใช้นั้นจะกำหนดให้บริเวณการเปลี่ยนแปลงเกิดขึ้นเมื่อ $Re > 2100$ สำหรับการไหลภายในท่อ

5.1.2 การกระจายความเร็วสำหรับการไหลเต็มท่อ



รูปที่ 5.2 การกระจายความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนเต็มท่อ

ที่มาของรูป รศ. มนตรี พิรุณเกษร, “กลศาสตร์ของไหล”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

พิจารณาองค์ประกอบของความเร็วยใน 3 มิติพิกัด $r-\theta-z$ สำหรับการไหลในท่อในสถานะไม่คงตัว ดังนั้นความเร็วย่อยในแต่ละทิศทางจะกำหนดเป็น $V_r = V_r(r, \theta, z, t)$, $V_\theta = V_\theta(r, \theta, z, t)$ และ $V_z = V_z(r, \theta, z, t)$ สำหรับการไหลแบบราบเรียบเต็มท่อนั้นพบว่าความเร็วขณะใดขณะหนึ่งของของไหล (V_z) เท่านั้น โดยที่ $V_\theta = V_r = 0$ และพบว่า (V_z) นี้เป็นฟังก์ชันของพิกัด r เท่านั้น นั่นคือ $V_z = V_z(r)$ และการกระจายความเร็วอยู่ในรูปพาราโบลาดังรูป 5.2 (ก) ไหลแบบราบเรียบหรือการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อนั้นจะให้การกระจายความเร็วที่แตกต่างกัน สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนพบว่าความเร็วที่แตกต่างกัน สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนพบว่าความเร็วย่อย (V_r, V_θ, V_z) ทุกตัวไม่เป็นศูนย์ และความเร็วยังขึ้นอยู่กับเวลาด้วย การพิจารณาความเร็วย่อยแต่ละตัวอาศัยข้อมูลจากผลการทดลอง ในรูป 5.2 (ข) แสดงความเร็วย่อยในแนวแกน (V_z) ความเร็วขณะใดขณะหนึ่ง V_z จะมีการแกว่งไปมารอบค่าความเร็วเฉลี่ยในแนวแกน (\bar{V}_z) ดังแสดงในรูป 5.3 ผลของการแกว่งไปมานี้ทำให้ทำให้อนุภาคของของไหลซึ่งเคลื่อนที่เข้าในตำแหน่งหนึ่งบนหน้าตัดท่อหนึ่ง ๆ จะแลกเปลี่ยนตำแหน่งกับอนุภาคของของไหลที่ไหลเร็วกว่า ซึ่งเคลื่อนที่มาจากตำแหน่งอื่น จุดนี้ก็จะแตกต่างกับการไหลแบบราบเรียบที่อนุภาคที่อนุภาคของไหลจะยังคงอยู่ในชั้นของไหลเดิมตลอดเวลา



รูปที่ 5.3 การเปลี่ยนแปลงความเร็วย่อยในแนวแกนกับเวลาสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

ที่มาของรูป รศ. มนตรี พิรุณเกษร, “กลศาสตร์ของไหล”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| รายละเอียด | การไหลแบบราบเรียบ | การไหลแบบปั่นป่วน |
|-------------------|--|--|
| ความเร็ว | $V_z = V_z(r)$ เท่านั้น โดยทั่วไป $V_\theta = V_r = 0$ | V_r, V_θ, V_z ไม่เป็นศูนย์และ $V_r = V_r(r, \theta, z, t)$ $V_\theta = V_\theta(r, \theta, z, t)$ $V_z = V_z(r, \theta, z, t)$ |
| การกระจายความเร็ว | รูปพาราโบลา โดยหาผลเฉลยจากสมการ การเคลื่อนที่ในรูปของ $\frac{V_z}{V_{z,\max}} = \frac{1}{2}$ | พิจารณาโปรไฟล์ความเร็วจากข้อมูลการ ทดลอง $\frac{\bar{V}_z}{V_{z,\max}} \approx \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7}$ |
| ความเร็วเฉลี่ย | $\frac{\bar{V}_z}{V_{z,\max}} = \frac{1}{2}$ | $\frac{\bar{V}_z}{V_{z,\max}} = \frac{4}{5}$ |
| เลขเรย์โนลด์ | $Re > 2100$ | $5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$ |

ตาราง 5.1 การเปรียบเทียบระหว่างการไหลแบบราบเรียบกับการไหลแบบปั่นป่วนสำหรับการไหลเต็มท่อ

5.1.3 การไหลไม่เต็มท่อในบริเวณปากทางเข้า

ผลจากความหนืดของของไหลทำให้ของไหลบริเวณปากทางเข้าไหลไม่เต็มท่อ จึงทำให้เกิดบริเวณการไหลชั้นขีดผิวภายในท่อ ดังแสดงในรูป 5.1 ขณะของไหลเข้าไปในท่อ ชั้นขีดผิวจะพัฒนาไปตามความยาวท่อ และความหนาชั้นขีดผิวจะเพิ่มขึ้น จนกระทั่งถึงแนวเส้นศูนย์กลางของท่อระยะทางที่วัดจากปากทางเข้าท่อจรดจุดนี้เรียกว่า ระยะปากทางเข้า (Entrance length, L_e) ซึ่งถ้าของไหลเคลื่อนที่เลยบริเวณปากทางเข้านี้ของไหลจะไหลเต็มท่อ ในบริเวณการไหลเต็มท่อนี้พบว่า

$$\frac{dv_z}{dz} = 0 \quad (\text{การไหลแบบราบเรียบเต็มท่อ})$$

$$\frac{d\bar{v}_z}{dz} = 0 \quad (\text{การไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ})$$

สำหรับปากทางเข้า (L_e) นั้นขึ้นอยู่กับอัตราส่วนแรงเฉือนต่อแรงเนื่องจากความหนืด (เลขเรย์โนลด์, Re) โดยพิจารณาจาก

$$\frac{Le}{D} = 0.06 Re \quad (\text{การไหลแบบราบเรียบเต็มท่อ}) \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

$$\frac{Le}{D} = 4.4 Re^{1/6} \quad (\text{การไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ}) \quad \dots\dots\dots (5.3)$$

โดยที่ $Re = \rho \bar{V} D / \mu = \bar{V} D / \nu$ โดยที่ \bar{V} คือความเร็วเฉลี่ยของของไหล สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะปากทางเข้าจะแปรผันโดยตรงกับ Re ถ้ากำหนดให้ $Re = 2100$ แทนค่าลงในสมการ (5.2) จะได้ระยะปากทางเข้าที่มากที่สุดดังนี้

$$\frac{Le}{D} = 0.06(2100) = 126$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน ระยะปากทางเข้าจะแปรผันกับ Re ยกกำลังหนึ่งส่วนหก ในทางปฏิบัติจะพิจารณาในช่วงของ $10^4 < Re < 10^6$ เมื่อแทนค่าลงในสมการ (5.3) จะได้ว่า

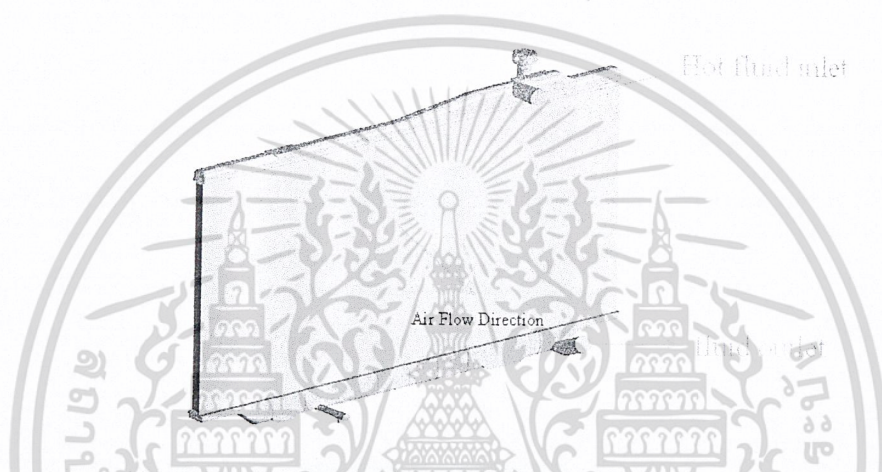
$$20 < \frac{Le}{D} < 44$$

จะเห็นได้ว่าภายใต้การไหลแบบปั่นป่วนนั้นระยะปากทางเข้ามีค่าน้อยกว่า $126D$ สำหรับในกรณีที่ $Re = 2100$ นอกจากนี้ ถ้าตรงกันข้ามท่อมีการต่อฉาก และขอบท่อยื่นจะทำให้ระดับความปั่นป่วนเพิ่มขึ้นและทำให้ระยะปากทางเข้าสั้นลงอีก

บทที่ 6

การออกแบบชุดทดสอบการระบายความร้อนของครีบบระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

เนื่องจากหม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cross flow โดยใช้น้ำเป็นสารหล่อเย็น และอากาศเป็นตัวพาความร้อนจากสารหล่อเย็นเพื่อลดอุณหภูมิจากน้ำ จากนั้นน้ำที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศจะไหลไปหล่อเย็นเครื่องยนต์อีกเป็นวัฏจักร



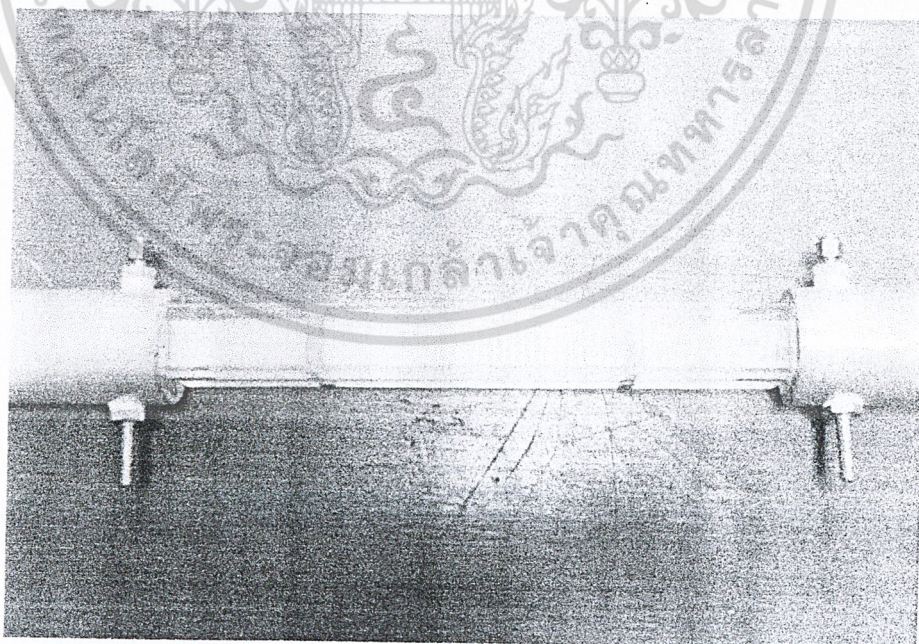
รูปที่ 6.1 ลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cross flow ของหม้อน้ำรถยนต์

6.1 แผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

เป้าหมายปลายทางของโครงการ คือ การนำเอาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาช่วยในการออกแบบแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ ให้มีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนให้ดีขึ้น ดังนั้นในการทดสอบจึงควรที่จะใช้แผ่นระบายความร้อนเพียง 1 ครีบบนการทดสอบ แต่เนื่องจากมีข้อจำกัดทางด้านเครื่องมือวัดอุณหภูมิที่มีความละเอียดสูงๆ และมีขนาดเล็กมากๆ มีราคาสูงดังนั้นเพื่อให้เครื่องมือวัดอุณหภูมิอ่านค่าได้จึงใช้ครีบน้ำทั้งหมด 56 loop ซึ่งได้แสดงดังตารางที่ 6.1 และ รูปที่ 6.1 ดังนี้

| | |
|---------------------|------------------------------|
| ชื่อรุ่นหม้อน้ำ | รุ่น ซึ่ง ใช้กับรถยนต์ยี่ห้อ |
| วัสดุที่ใช้ทำ | Aluminum |
| ระยะพิทของ tube | 6.4 mm |
| Diameterในของ tube | 31.88 mm |
| Diameterนอกของ tube | 35.99 mm |
| ระยะพิทของครีป | 3 มม |
| ความหนาของครีป | 0.3772024 mm |
| มุมเอียงของโลเวอร์ | $23^{\circ} \pm 3^{\circ}$ |
| จำนวน โลเวอร์ | 14 เกร็ด |
| ความหนาของ โลเวอร์ | 0.07 mm |
| ความยาวของ โลเวอร์ | 0.8 mm |

ตารางที่ 6.1 แสดงรายละเอียดต่างๆ ของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ทดสอบ (ภาคผนวก ง.)



รูปที่ 6.2 ครีปหม้อน้ำที่ใช้ทดสอบจริงประกอบอยู่กับชุดอุโมงค์ลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 เงื่อนไขในการทดสอบ (Test condition)

อ้างอิงตามมาตรฐาน JIS D 1614-1991 (ภาคผนวก จ.) ซึ่งเป็นมาตรฐานในการทดสอบหม้อน้ำทิ้งใบ

1. น้ำที่ใช้ในระบบต้องเป็นน้ำสะอาด
2. อุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าของ Radiator กับอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าแตกต่างกัน $60 \pm 10^{\circ}\text{C}$
3. ห้องทดสอบ (Test room) อุณหภูมิของห้องทดสอบอยู่ในช่วง $5-35^{\circ}\text{C}$ และความชื้นในห้องทดสอบ อยู่ในช่วง 45-85% RH
4. ทดสอบอยู่ในช่วง 4-8 m/s

6.3 ค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัด (Instrument Errors of Instruments) อ้างอิงตามมาตรฐาน

JIS D 1614-1991 (ภาคผนวก จ.)

1. Water flow meter $\pm 2\%$ ของค่าที่บอกไว้ในเครื่องมือวัดของ (full scale)
2. Air flow meter $\pm 2\%$ ของค่าที่บอกไว้ในเครื่องมือวัด (full scale)
3. Thermometer $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$
4. Differential pressure gage $\pm 2\%$ ของ maximum scale value
5. pressure gage $\pm 2\%$ ของ maximum scale value
6. Temperature difference $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$

พิจารณาความยาวของ Tube ที่จะนำมาใช้ในการทดลองเพื่อนำค่าต่าง ๆ ที่ได้จากชุดทดลอง (Experiment Apparatus) ไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการจำลองทางคอมพิวเตอร์ (Simulation) โดยคำนึงถึงวิธีการที่สามารถสร้างชุดทดลองได้และผลที่ได้จากการทดลองจะต้องมีความผิดพลาดน้อยที่สุด เพราะฉะนั้นการสร้างชุดทดลองโดยเฉพาะอย่างยิ่ง Tube ของหม้อน้ำจะต้องมีความยาวที่สั้นที่สุดที่จะสามารถสร้างได้ เพื่อให้ผลที่ได้จากการทดลองสอดคล้องกับผลทางด้านกรจำลองทางคอมพิวเตอร์ โดยอ้างอิงจากมาตรฐาน โดยการกำหนดค่าของ Heat rejection capacity (Q) มีความผิดพลาดได้ $\pm 10\%$ ($Q: \pm 10\%$) มีความดันสูญเสียทางด้านอากาศ (Pressure loss on air side; Δp_a) มีค่าผิดพลาดได้ $+20\%$ หรือน้อยกว่านี้ ($\Delta P_a: +20\%$ or less) และความดันสูญเสียทางด้านน้ำหล่อเย็น (Pressure loss on water side; ΔP_w) มีค่าความผิดพลาดได้ $+20\%$ หรือน้อยกว่า ($\Delta P_w: +20\%$ or less) ซึ่งเงื่อนไขในการทดสอบจะถูกแบ่งออกเป็น 2 กรณี โดยกรณีที่ 1 เป็นการทดสอบแบบความเร็วต่ำ (Low speed) โดยการกำหนดให้ความเร็วของอากาศเชิงมวลที่ผิวสัมผัสด้านหน้าของ Core (Air mass velocity at front surface of core) $\gamma_a v_{af} = 4.8 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ (Volume flow rate of water) มีค่าเท่ากับ 40 L/min (\dot{V}_w) ให้ความแตกต่างระหว่างน้ำกับอากาศเข้า เท่ากับ 60°C ($T_w - T_a = 60^{\circ}\text{C}$) ให้ความเร็วของอากาศ เท่ากับ 4 m/s (V_a) และอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้า เท่ากับ 20°C ($T_{a,i}$) และความชื้นสัมพัทธ์ (Humidity = 0% RH) สำหรับกรณีที่ 2 เป็นการทดสอบแบบความเร็วสูง (High speed condition) โดย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำหนดให้ความเร็วของอากาศเชิงมวลที่ผิวสัมผัสด้านหน้าของ Core $\gamma_{a,af} = 9.6 \text{ kg/m}^2$ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมีค่าเท่ากับ 100 L/min ให้ค่าความแตกต่างระหว่างน้ำเข้ากับอากาศเข้าเท่ากับ 60 C° ให้ความเร็วของอากาศเท่ากับ 8 m/s และอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าเท่ากับ 20 C° ความชื้นสัมพัทธ์ $0\% \text{ RH}$ ในการพิจารณาเลือกใช้ค่า Heat rejection จะพิจารณาเลือกค่าที่มีค่าความผิดพลาด -10% มาใช้เพราะที่ค่านี้น้อยจะทำให้ผลต่างของอุณหภูมิของน้ำน้อยด้วยและจากการกำหนดเงื่อนไขในกรณีของการทดสอบแบบความเร็วต่ำ กำหนดให้ Heat rejection ต้องเท่ากับ 41.3 kW และพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนทั้ง 2 กรณี กำหนดให้พื้นที่ของ fin มีค่าเท่ากับ 4.1531 m^2 และพื้นที่ของ Tube เท่ากับ 0.6827 m^2 ซึ่งมีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งหมดที่ต้องนำความร้อนออกไป เท่ากับ 4.8358 m^2 ดังนั้นหากคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ (heat flux) สามารถคำนวณได้ดังนี้

- สำหรับ Low speed condition.

1. ใช้ค่า Q: -10%

$$q_a = \frac{Q - 0.1Q}{A_t} = \frac{[26.2 - (0.1)(26.2)]}{4.8358} \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} = 4.8761 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

2. ใช้ค่า Q: $+10\%$

$$q_a = \frac{Q + 0.1Q}{A_t} = \frac{[26.2 + (0.1)(26.2)]}{4.8358} \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} = 7.6864 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

- สำหรับ High speed condition

1. ใช้ค่า Q: -10%

$$q_a = \frac{Q - 0.1Q}{A_t} = \frac{[41.3 - (0.1)(41.3)]}{4.8358} \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} = 5.9597 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

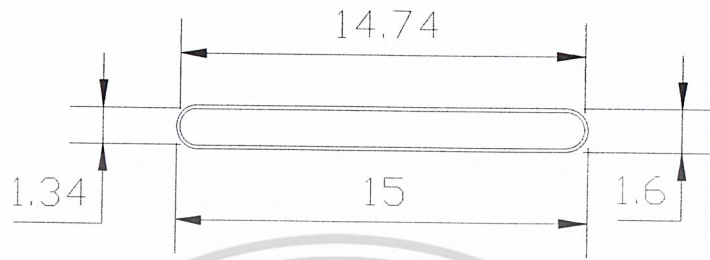
2. ใช้ค่า Q: $+10\%$

$$q_a = \frac{Q + 0.1Q}{A_t} = \frac{[41.3 + (0.1)(41.3)]}{4.8358} \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} = 9.3945 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

6.4 หาอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำที่ผ่าน Tube ในหม้อน้ำ

ซึ่งหม้อน้ำรุ่นที่ใช้ในการทดสอบจะมี tube ทั้งหมด 66 tube และในแต่ละ tube จะมีพื้นที่เส้นรอบวงของการไหลเท่ากับ 19.7516 mm^2 ($14.74 \times 1.34 \text{ mm}$) หรือเท่ากับ $1.97516 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

Radiator for experiment



รูปที่ 6.3 ขนาดของ Tube

จากรูปพิจารณาได้ว่า Tube ใน radiator ต่อขนานกัน ดังนี้

$$\dot{V}_{total,in} = \dot{V}_{tube,1} + \dot{V}_{tube,2} + \dots + \dot{V}_{tube,66} = \dot{V}_{total,out} \quad \dots\dots\dots (6.1)$$

จาก Law of Conservation of mass

$$\dot{m}_{total,in} = \dot{m}_{tube,1} + \dot{m}_{tube,2} + \dots + \dot{m}_{tube,66} = \dot{m}_{total,out} \quad \dots\dots\dots (6.2)$$



รูปที่ 6.4 ทิศทางเข้าและออกของอัตราการไหลเชิงปริมาตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คุณสมบัติของ Water ที่อุณหภูมิ 80 C° หรือ 353 K° สามารถหาได้จาก Table.A.6 ใน Introduction to heat transfer. Text book ของ Frank. P. Incropera และ David. P.Dewitt , Third Edition

| T(K) | v_f (m ³ /kg) Specific volume | C_p (kJ/kg k) Specific heat | μ (N S/ m ²) Viscosity | Pr and H Number |
|------|---|----------------------------------|---|--------------------|
| 350 | 1.027×10^{-3} | 4.195 | 365×10^{-6} | 2.29 |
| 353 | 1.0288×10^{-3} | 4.1974 | 351×10^{-6} | 2.20 |
| 355 | 1.030×10^{-3} | 4.199 | 343×10^{-6} | 2.14 |

: ที่มา Holman, J.P, "Heat transfer", McGraw-Hill, New York 1989.

ตารางที่ 6.2 คุณสมบัติต่างๆ ของน้ำ

เพราะฉะนั้นคุณสมบัติต่างๆของน้ำ ที่อุณหภูมิ 353 K° จะมีรายละเอียดดังนี้

$$v_f = 1.0288 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$C_p = 4.1974 \text{ kJ/kg k}$$

$$\mu = 351 \times 10^{-6} \text{ N S/ m}^2$$

$$\text{Pr} = 2.2$$

จากความสัมพันธ์ของความหนาแน่นกับปริมาตรจำเพาะเป็นดังนี้

$$\rho = \frac{1}{v_f} \quad \dots\dots\dots (6.3)$$

$$= \frac{1}{1.0288 \times 10^{-3}} = 972.006 \text{ kg/ m}^3$$

ซึ่งสามารถหาอัตราการไหลเชิงมวลต่อหนึ่งหน่วย Tube ได้จากสมการ

$$\dot{m} = \frac{\rho \dot{V}}{N} \quad \dots\dots\dots (6.4)$$

เมื่อ ρ = ความหนาแน่นของของเหลวที่อุณหภูมิใดๆ

\dot{V} = อัตราการไหลเชิงปริมาตร

N = จำนวน tube ทั้งหมดใน หม้อน้ำที่ใช้ทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

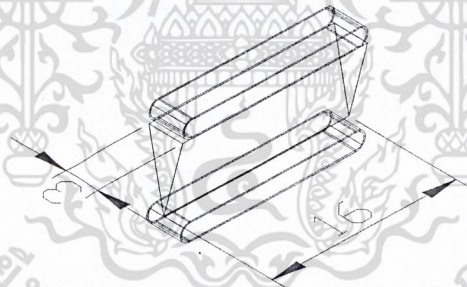
- สำหรับ Low speed condition

$$\begin{aligned}\dot{m}_{w,L} &= \frac{\rho_{@353} \dot{V}_{w,L}}{N} = \frac{\left(972.00 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left[\left(40 \frac{\text{L}}{\text{min}}\right) \left(\frac{\text{m}^3}{1000\text{L}}\right) \left(\frac{\text{min}}{60\text{s}}\right) \right]}{66\text{tube}} \\ &= 0.009818 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ Per tube}\end{aligned}$$

- สำหรับ High speed condition

$$\begin{aligned}\dot{m}_{w,H} &= \frac{\rho_{@353} \dot{V}_{w,H}}{N} = \frac{\left(972.006 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left[\left(100 \frac{\text{L}}{\text{min}}\right) \left(\frac{\text{m}^3}{1000\text{L}}\right) \left(\frac{\text{min}}{60\text{s}}\right) \right]}{66\text{tube}} \\ &= 0.02455 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ per tube}\end{aligned}$$

การออกแบบ Tube ที่ใช้ในการทดลองจะมี 2 tube กับ 1 fin เราได้ พิจารณา พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนใน 1 loop ได้ดังนี้



รูปที่ 6.5 ภาพสามมิติของ Tube กับ Fin

ดังนั้น ที่ในการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดใน 1 loop ของการระบายความร้อนซึ่งยาว 3 mm.

$$A_{total} = 617.6\text{mm}^2$$

หรือ
$$= 0.0006176\text{m}^2$$

ในการทดลองกำหนดให้หุ้มฉนวนทำให้ไม่มีความร้อนสูญเสียไปกับสิ่งแวดล้อม ดังนั้นจากสมดุลย์พลังงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_a = Q_w \quad \dots\dots\dots (6.5)$$

และรู้ว่า Heat flux ของอากาศคือ

$$q_a = \frac{Q_a}{A_{total}} \quad \dots\dots\dots (6.6)$$

ดังนั้น

$$q_a = q_w \quad \dots\dots\dots (6.7)$$

และจากสมการ

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad \dots\dots\dots (6.8)$$

ดังนั้น

$$Q = qA_{total} = N \dot{m} c_p \Delta T ; N = \text{จำนวน tube 2 tube}$$

สำหรับ Low speed condition ต้องการให้อุณหภูมิของน้ำเข้าและน้ำออกแตกต่างกัน 1°C

กรณีที่ 1 $Q = -10\%$

$$qA = N \dot{m} c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad \dots\dots\dots (6.9)$$

$$T_{w,out} = T_{w,in} - \frac{qAm}{N \dot{m}_{w,L} c_{p,w}} \quad N = \text{จำนวน Loop ยาว } 3 \text{ mm/loop}$$

$$= (353\text{K}) - \left[\frac{\left(4.876 \times 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right) (0.0006176 \text{m}^2) (1)}{2 \left(0.009818 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(4.1974 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)} \right]$$

$$= 32.56\text{K}$$

หรือ $= 79.96^\circ\text{C}$

$$\Delta T = 80 - 79.93 = 0.04^\circ\text{C}$$

กรณีที่ 2 $Q = +10\%$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_{w,out} = (353K) - \left[\frac{\left(7.6864 \times 10^3 \frac{W}{m^2}\right) (0.0006176m^2) (1)}{2 \left(0.009818 \frac{kg}{s}\right) \left(4.1974 \times 10^3 \frac{J}{kg \cdot K}\right)} \right]$$

$$= 352.96K$$

หรือ $= 79.94\dot{C}$

$$\Delta T = 80 - 79.94 = 0.06\dot{C}$$

สำหรับ กรณีการทดสอบที่ความเร็วสูง เช่นกัน ต้องการให้อุณหภูมิของน้ำเข้าและน้ำออกแตกต่างกัน 1 \dot{C}
กรณีที่ 3 $Q = -10\%$

$$T_{w,out} = (353K) - \left[\frac{\left(5.9597 \times 10^3 \frac{W}{m^2}\right) (0.0006176m^2) (1)}{2 \left(0.02455 \frac{kg}{s}\right) \left(4.1974 \times 10^3 \frac{J}{kg \cdot K}\right)} \right]$$

$$= 352.98K$$

หรือ $= 79.98\dot{C}$

$$\Delta T = 80 - 79.98 = 0.02\dot{C}$$

กรณีที่ 4 $Q = +10\%$

$$T_{w,out} = (353K) - \left[\frac{\left(9.3945 \times 10^3 \frac{W}{m^2}\right) (0.0006176m^2) (1)}{2 \left(0.02455 \frac{kg}{s}\right) \left(4.1974 \times 10^3 \frac{J}{kg \cdot K}\right)} \right]$$

$$= 352.97K$$

หรือ $= 79.97\dot{C}$

$$\Delta T = 80 - 79.97 = 0.03\dot{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะฉะนั้นจากทั้ง 4 กรณีในเบื้องต้นพบว่า ΔT ที่ให้ค่าน้อยที่สุดคือกรณีที่ 3 ดังนั้นจะใช้กรณีที่ 3 เป็นเงื่อนไขในการกำหนดค่าความยาวของ Tube ที่จะนำมาทดลองที่จะทำให้ $\Delta T = 1^{\circ}\text{C}$ ซึ่งจะใช้พื้นที่ในการระบายความร้อนถึง 56 Loop แล้วต้องใช้ tube ยาว 16.8 cm.

พิจารณาใหม่โดยใช้เงื่อนไขพื้นที่ในการระบายความร้อน 56 loop

- สำหรับ High speed condition

กรณีที่ 3 $Q = -10\%$

$$T_{w,out} = (353\text{K}) - \left[\frac{\left(5.9597 \times 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right) (0.0006176\text{m}^2) (56)}{2 \left(0.02455 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(4.1974 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)} \right]$$

$$= 352\text{K}$$

หรือ

$$= 79^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = 80 - 79 = 1^{\circ}\text{C}$$

จากการคำนวณสรุปได้ว่าจะต้องใช้ Tube ยาว 16.8 cm. จึงจะทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิเท่ากับ 1°C

ถ้าต้องการให้ ΔT แตกต่างกัน 0.5°C จะต้องใช้ Tube ยาว 8.4 cm พื้นที่ในการระบายความร้อน 28 Loop

6.5 การออกแบบท่อสำหรับลำเลียงน้ำเข้าสู่ชุดทดลอง

เนื่องจาก ชุดทดลอง ได้ใช้จำนวน tube 2 tubes คู่ด้วยกัน ซึ่ง พื้นที่ภายใน tube โดยประมาณ

$$A_{tube} = 1.34 \times 14.74\text{mm}$$

ดังนั้น

$$A_{pipe} = 2A_{tube}$$

เมื่อกำหนดให้ท่อลำเลียงน้ำเป็นทรงกระบอก

$$\frac{\pi d^2}{4} = 2(1.34 \times 14.74)\text{m}^2$$

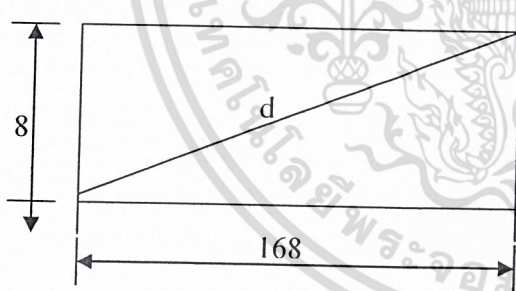
$$d = \sqrt{\frac{2(1.34 \times 14.74) \times 4}{\pi}} = 7.09 \text{ mm}$$

ดังนั้น จึงเลือกใช้ท่อซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในอย่างน้อยเท่ากับ 10 mm. จะทำให้มีน้ำไหลได้เต็มท่อและเพียงพอต่อการไหลใน tube

6.6 การออกแบบและติดตั้ง Screen (wind tunnel screen) อ้างอิงจาก Design rules for small low speed wind tunnels (ภาคผนวก จ.)

โดยทั่วไปทำมาจากลวดตาข่ายดักที่เป็นรูป 4 เหลี่ยมและยังช่วยลด Boundary layer thickness และยังสามารถช่วยต่อต้านการเปลี่ยนแปลงของความดัน (Pressure gradient) ที่เพิ่มขึ้นได้อีกด้วย

Screen จะมี pressure drop coefficient ที่เพิ่มขึ้นได้อีกด้วย Screen จะสร้าง pressure drop coefficient ประมาณ 2 ซึ่ง screen นี้ยังช่วยลดการหักเหของการไหลไปยังด้านหน้า และ ยังช่วยลดกระแสการไหลแบบปั่นป่วนในสนามการไหลได้อย่างมากด้วย การหาระยะห่างระหว่าง Screen แต่ละตัวโดยได้แนะนำให้ห่างกันอย่างน้อยประมาณ 0.2 ของ chamber diameter เมื่อ chamber มีขนาด $(8 \times 16.8) \text{ mm}$ ดังนั้น setting chamber diameter



$$d = \sqrt{8^2 + 168^2}$$

$$d = 168.19 \text{ mm}$$

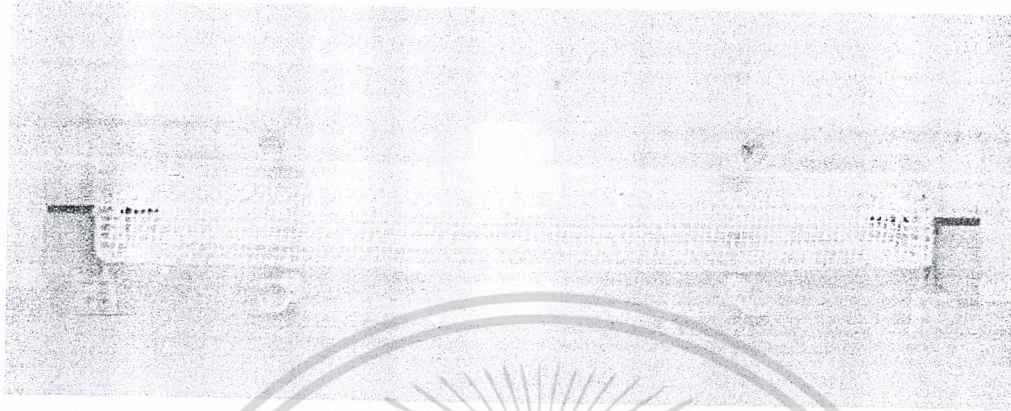
ดังนั้นระยะห่างระหว่าง Screen แต่ละตัว

$$\text{Distance} = 0.2d = 0.2 \times 168.19 \text{ mm.}$$

$$= 34 \text{ mm.}$$

ซึ่งจะใช้ Screen ทั้งหมด 3 ตัว

และระยะห่างของ Screen ตัวหลังสุดกับปากทางเข้าที่แคบสุดเป็นอย่างน้อย 0.2 d คือห่างอย่างน้อย 34 mm.



รูปที่ 6.6 ภาพของ Screen ที่ออกแบบและใช้ในชุดทดสอบ

6.7 การออกแบบและติดตั้ง Honeycomb

อ้างอิงจาก Design rules for small low speed wind tunnels (ภาคผนวก จ.)

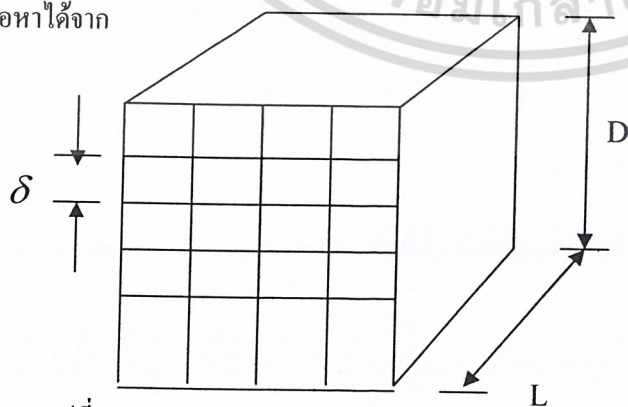
Honeycomb จะช่วยลดการไหลที่มีการหมุนวน (Swirl) เนื่องมาจากการใช้พัดลมแบบ Axial Fan และยังช่วยลดระดับความปั่นป่วนของอากาศที่ไหลเข้ามาด้วย โดยแนะนำให้ Honeycomb ยาว 6-8 ช่วงของ diameter ของมัน (2 mm) และมี cells ต่างๆ อย่างน้อย 150 cells ต่อ setting chamber diameter

ดังนั้นจึงออกแบบให้ Honeycomb

$$\begin{aligned} \text{Honeycomb} &= 6(d) \longrightarrow 8d \\ &= 6(2 \text{ mm}) \longrightarrow 8(2 \text{ mm}) \\ &= 12 \text{ mm} \longrightarrow 16 \text{ mm} \end{aligned}$$

ดังนั้นจึงเลือกให้ยาว 16 mm.

หรือหาได้จาก



$$\begin{aligned} L &\geq 3\delta \\ \delta &= \left(\frac{L}{4} \rightarrow \frac{1}{12} \right) D \end{aligned}$$

(อ้างอิงจากมาตรฐาน JIS B 8330-19814 ภาคผนวก จ.)

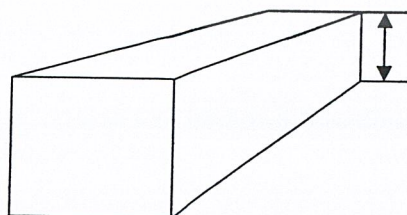
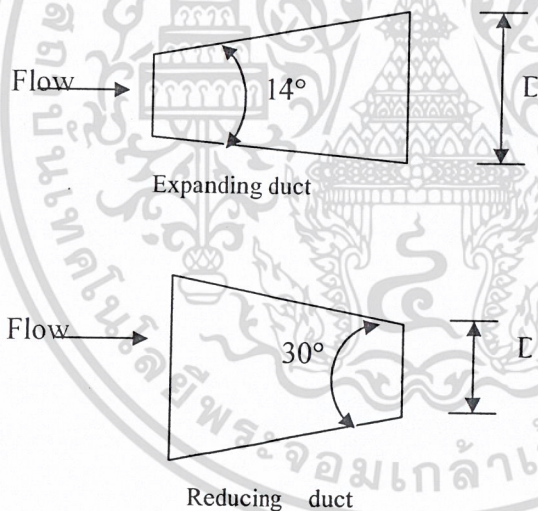
รูปที่ 6.7 การออกแบบ Honeycomb



รูปที่ 6.8 ภาพของ Honeycomb ที่ออกแบบและใช้ในชุดทดสอบ

6.8 การออกแบบและติดตั้ง Connecting duct อ้างอิงตาม JIS B 8330-1981 (ภาคผนวก จ.)

มุมระหว่าง Connecting duct และ axial line ในกรณีการไหลสำหรับ expanding duct ไม่ควรเกิน 30°



รูปที่ 6.9 การออกแบบและติดตั้ง Connecting duct

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ $m = \text{Aerial ratio} = \frac{\pi D^2}{4ab}$ (6.10)

a = ความยาวของด้านที่ยาวของ rectangle

b = ความยาวของด้านที่สั้นของ rectangle

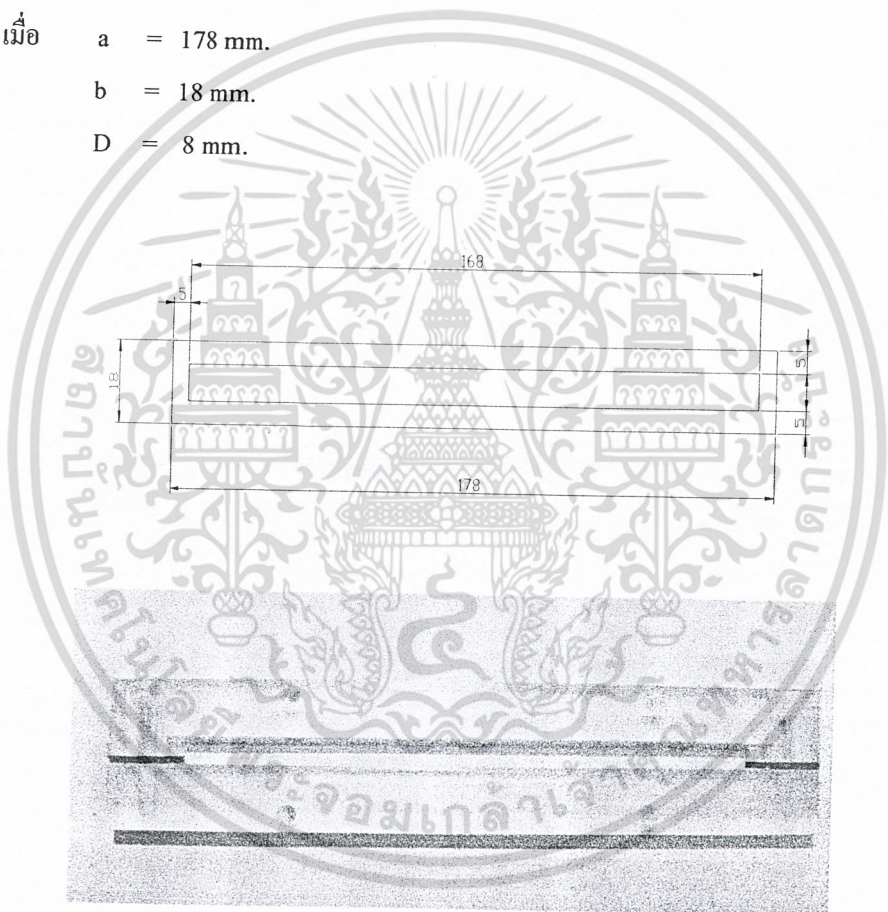
L = ความยาวของ connecting duct

D = Diameter ข้างในของ duct

เมื่อ a = 178 mm.

b = 18 mm.

D = 8 mm.



รูปที่ 6.10 Connecting duct ที่ออกแบบและใช้ในชุดทดสอบ

หา Aerial ratio จาก

$$m = \frac{\pi D^2}{4ab} = \frac{\pi(8\text{mm})^2}{4(178 \times 18)\text{mm}^2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$m = 0.017$$

ดังนั้น $m = 0.017 \leq 1$ จะใช้สมการ

$$\frac{L}{D} \geq \left[1.8 \left(\frac{1}{\sqrt{m}} - 1 \right) \right] + 0.4 \frac{a}{b}$$

เพราะฉะนั้น

$$\frac{L}{D} \geq \left[1.8 \left(\frac{1}{\sqrt{m}} - 1 \right) + 0.4 \frac{a}{b} \right] \cdot D$$

แทนค่า

$$\frac{L}{D} \geq \left[1.8 \left(\frac{1}{\sqrt{0.017}} - 1 \right) + 0.4 \left(\frac{178}{18} \right) \right] \cdot 8$$

$$L \geq 132 \text{ mm}$$

เพราะฉะนั้น ความยาวของ Connecting duct ต้องมากกว่าหรือเท่ากับ 132 mm. ในการทดลองจะให้ connecting duct ยาว 150 mm. และ

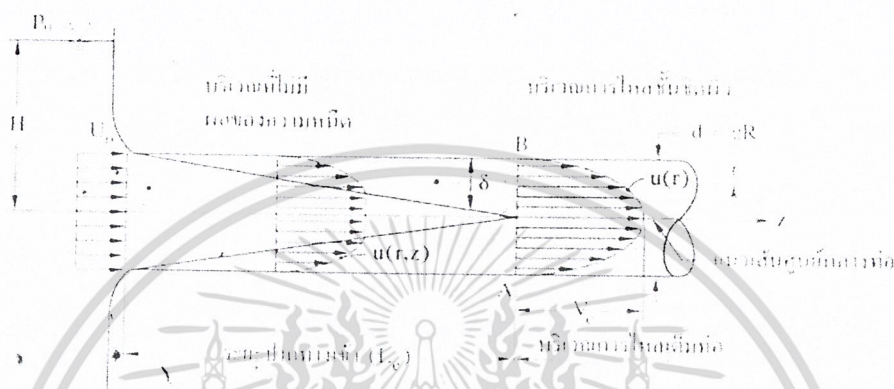
$$L \geq 6D$$

$$L \geq 6(8)$$

$$L \geq 48$$

ดังนั้นวางห่างจาก Honeycomb ประมาณ 70 mm.

6.9 การคำนวณหาระยะจุดติดตั้งของจุดวัดความดันที่ P_{a2}



รูปที่ 6.11 การไหลภายในท่อ

ของไหลที่ไหลเข้าไปในช่องทางไหลจะมี Velocity Profile ค่อยๆพัฒนาไปเรื่อยๆจนถึงจุดหนึ่งซึ่ง Velocity Profile ไม่เปลี่ยนแปลงแล้วเราเรียกจุดนี้ว่าเป็นของไหลพัฒนาแบบการไหลเต็มที่แล้ว (Fully Developed) ซึ่งจะทำให้รูปแบบในการไหลไม่เปลี่ยนแปลง แต่เมื่อมีอุปกรณ์ใดๆ ก็ตามที่ไปวางขวางทิศทาง การไหลก็ย่อมทำให้ Velocity Profile ของอากาศที่ไหลผ่านช่องทางไหลมีการเปลี่ยนแปลงยังผลทำให้ ความดันโดยรวมมีการเปลี่ยนแปลงด้วย เนื่องจากความดันทั้งหมดประกอบด้วย static pressure , stagnation pressure และ dynamic pressure ซึ่งแสดงความสัมพันธ์กันดังนี้ คือ

$$P_0 = P + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad \dots\dots\dots (6.11)$$

- เมื่อ P_0 = stagnation pressure (ความดันที่เกิดจากความเร็วกว่ากับศูนย์
- P = static pressure (ความดันทาง Thermodynamic มีจุดนั้นๆ
- $\frac{1}{2} \rho V^2$ = dynamic pressure

หากพิจารณาในทอมของ $\frac{1}{2} \rho V^2$ เราพบว่า Velocity Profile ไม่คงที่จะทำให้ความเร็ว (V) ไม่คงที่ ตาม จึงอาจส่งผลโดยรวมต่อการวัดความดัน

เพราะฉะนั้นแล้วการติดตั้งจุดวัดความดันก็เป็นสิ่งสำคัญ ซึ่งเราสามารถคำนวณหาระยะทางที่จะติดตั้งจุดวัดความดันได้โดยการพิจารณาถึงการพัฒนา Profile ของความเร็วที่มันได้พัฒนาเต็มที่แล้ว ซึ่งระยะทางช่วงนี้อาจพิจารณาถึงช่วง Entrance Length (Le) หากของไหลไหลผ่าน ช่วง Le ไปแล้วก็หมายความว่า Velocity Profile ได้พัฒนาจนเป็น Fully Developed แล้วและการหาค่า Le ก็สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

สำหรับ Laminar Flow

$$Le = 0.06 \left(\frac{\rho V D}{\mu} \right) D \quad \dots\dots\dots (6.12)$$

- เมื่อ ρ = density ของของไหล
 V = mean velocity
 D = Inside diameter
 μ = dynamic or absolute viscosity

สำหรับ Turbulent Flow

$$Le = 4.4 \left(\frac{\rho V D}{\mu} \right)^{1/6} (D) \quad \dots\dots\dots (6.13)$$

เงื่อนไขที่ใช้ทดสอบ

$$T_a = \frac{20^\circ C + 61^\circ C}{2} = 40.5 \approx 40^\circ C$$

$$V = 8 \text{ m/s}$$

$$D_h = \frac{4bh}{2(b+h)} = \frac{4(5\text{mm.})(168\text{mm.})}{2(5+168)\text{mm.}} = 9.71 \text{ mm.}$$

$$\rho_{air@40^\circ c} = 1.13 \text{ kg/m}^3 \text{ (Fox 6}^{th} \text{ page 728)}$$

$$\mu_{air@40^\circ c} = 1.91 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2 \text{ (Fox 6}^{th} \text{ page 728)}$$

สำหรับการไหลภายในท่อ $Re \leq 2,000$ (Laminar Flow)

$Re > 4,000$ (Turbulent Flow)

ดังนั้น หาค่า Reynolds Number

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{(1.13 \text{ kg/m}^3)(8 \text{ m/s})\left(\frac{9.71}{1000}\right) \text{ m}}{(1.91 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2)}$$

$$= 4,596 > 4,000$$

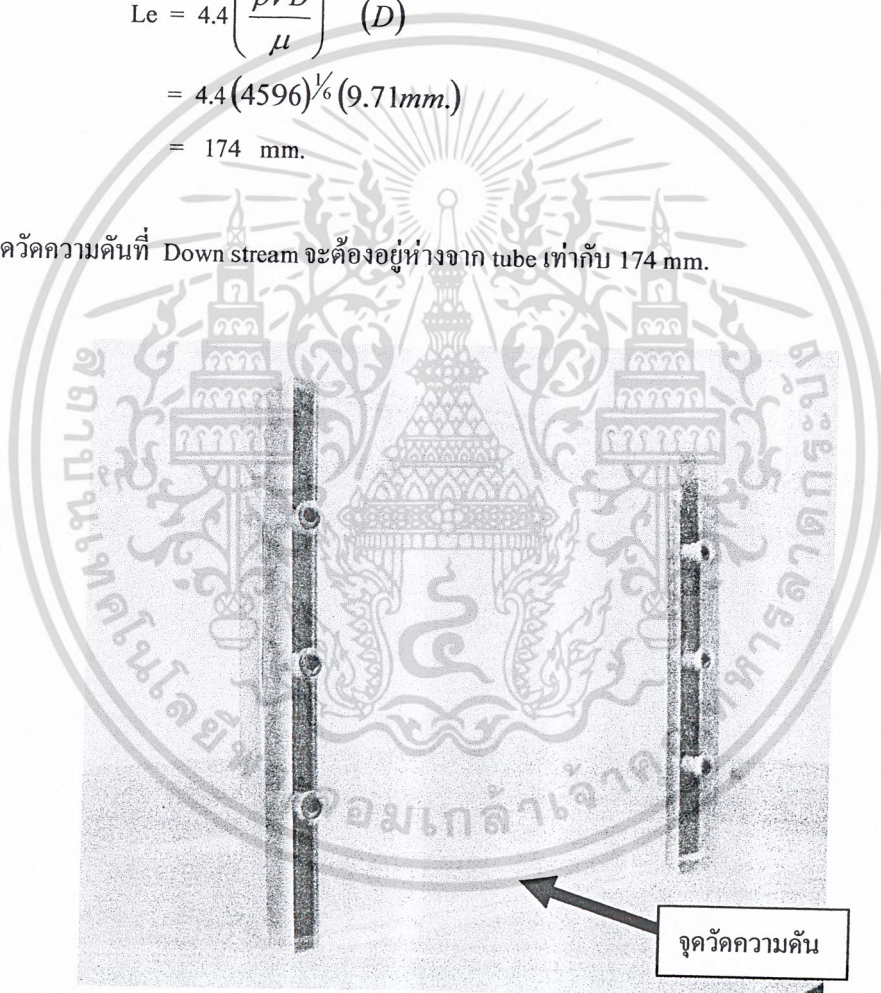
แสดงว่าการไหลของอากาศภายในท่อสี่เหลี่ยมนี้เป็น Turbulent Flow เพราะฉะนั้นค่า Entrance length จะต้องคำนวณจาก

$$Le = 4.4 \left(\frac{\rho VD}{\mu} \right)^{1/6} (D)$$

$$= 4.4 (4596)^{1/6} (9.71 \text{ mm.})$$

$$= 174 \text{ mm.}$$

ดังนั้น จุดวัดความดันที่ Down stream จะต้องอยู่ห่างจาก tube เท่ากับ 174 mm.



รูปที่ 6.12 ภาพของจุดวัดที่ออกแบบและใช้ในชุดทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

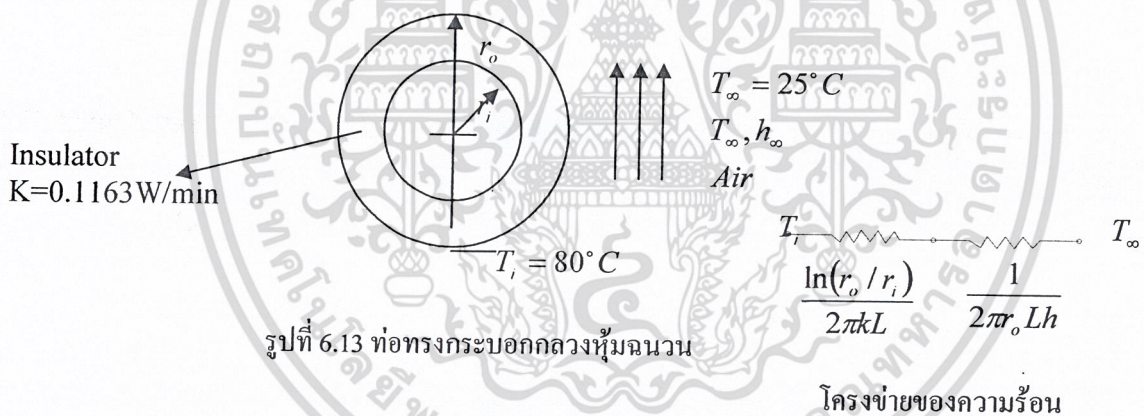
6.10 กำหนดหาความหนาของฉนวนที่ใช้หุ้มฉนวนนิยมน

เมื่อเลือกฉนวนกันความร้อนเซรามิกไฟเบอร์โดยมีความหนา 25 mm ฉนวนมีใช้งาน $1,260 \dot{C}$ จุดหลอมเหลว $1,760 \dot{C}$ ขนาดความกว้าง 600 mm ยาว 7,200 mm และมีความร้อนที่ $600 \dot{C}$ เท่ากับ $0.1 \text{ Kcal/m.h } \dot{C}$ หรือ 0.1163 W/mK

$$k = \left(0.1 \times 1000 \frac{\text{cal}}{\text{mh}\dot{C}} \right) \left(\frac{1 \text{Btu}}{252 \text{cal}} \right) \left(\frac{1055.056 \text{J}}{1 \text{Btu}} \right) \left(\frac{1 \text{h}}{3600 \text{s}} \right)$$

$$= 0.1163 \text{ W/m}$$

เนื่องจากท่อที่จะใช้หุ้มฉนวนเป็นท่อลักษณะทรงกระบอกที่วางในแนวตั้ง



พิจารณาความหนาวิกฤติของฉนวนที่ใช้หุ้มรอบทรงกระบอกดังรูป ฉนวนมีผิวด้านในของฉนวน กำหนดให้เป็นอุณหภูมิ $T_i = 80 \dot{C}$ และผิวนอกสัมผัสกับอากาศด้วยการพาความร้อน $h_{\infty} = 25 \dot{C}$ จากโครงสร้างของความร้อนในเบื้องต้นสมมุติให้

สมมุติฐาน

1. Steady- state condition
2. การถ่ายเทความร้อนในแนวรัศมีของทรงกระบอกให้เป็นหนึ่งมิติ
3. ไม่คิดผลจากความต้านทานทางความร้อนที่ผันท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. สำหรับฉนวนมีคุณสมบัติคงที่
5. ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงของการแปลงของการแผ่รังสีระหว่างผนังด้านนอกของฉนวนกับสิ่งแวดล้อม ความร้อนที่เกิดจากการถ่ายเทความร้อนตามโครงข่าย คือ

$$q = \frac{2\pi L(T_i - T_\infty)}{\left[\frac{\ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{1}{r_o h} \right]} \quad \dots\dots\dots (6.14)$$

ดังนั้น จึงหาความหนาฉนวนวิกฤติได้จากสมการ

$$r_o = \frac{k}{h} \quad \dots\dots\dots (6.15)$$

พิจารณาค่า h_∞ ของอากาศให้เป็นการพาความร้อนตามธรรมชาติในอากาศของไหลทั่วไปที่เป็นอากาศ ใต้ความดันบรรยากาศและอุณหภูมิไม่สูง แมกแอตมส์ ได้จัดรูปสมการอย่างง่ายโดยกำหนดให้

$$Gr_H = \frac{g\beta L_s^3 \Delta}{\gamma^2} \quad \dots\dots\dots (6.16)$$

และ $\Delta T = T_s - T_\infty$

6.11 การพาความร้อนตามธรรมชาติบนทรงกระบอก

กรณีทรงกระบอกวางในแนวระดับ เซอร์และชู (Churchill and Chu) แนะนำให้ใช้สมการ

$$Num = \frac{hmD}{k} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

โดยที่ $Ra_D = Gr_D Pr = g\beta D^3 \frac{(T_s - T_\infty)}{\gamma_\infty}$ (คุณสมบัติทุกตัวของของไหลพิจารณาจาก)

$$T_f = \left(\frac{T_s + T_\infty}{2} \right)$$

กรณีทรงกระบอกวางในแนวตั้งพิจารณาให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง D และสูง L ภายในของของไหลที่มี

$Pr \geq 0.7$ เกบฮาร์ท (Gebhart) สเปร์โรว์และเกรก์ พบว่าถ้า

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{(Gr_L)^{1/4}}$$

ให้ใช้สมการ

$$Nu_m^{1/2} = 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}$$

หรือ

$$Nu_m = \frac{hmL}{k} = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.49}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right]^2$$

ถ้า $\frac{D}{L} < \frac{35}{(Gr_L)^{1/4}}$

เซเบซีม(Cebeci) มิน โควิช (Minkowycz) และสเปร์โรว์แนะนำให้พิจารณาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยจาก

$$Num_{plate} (1 + 1.3 \zeta^{0.9})$$

หรือ

$$Num = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right]^2 (1 + 1.3 \zeta^{0.9})$$

เมื่อ $\zeta = \left(\frac{L}{D}\right) Ra_L^{1/4}$

สำหรับอากาศและ $\zeta < 0.024$ ตัว Num ที่คำนวณได้นั้นต้องคูณด้วย 0.94 จึงจะเป็นคำตอบที่ถูกต้อง ดังนั้นจากตาราง A.4 ที่ $T_f = \frac{80 + 25}{2} = 326^\circ \text{ K (Air)}$

คุณสมบัติต่างๆหาได้คือ (ใน Introduction to Heat Transfer ของ Frank. P. Incropera)

| T °K | ρ kg/m ³ | C_p (kJ/kg k) | μ (N S/m ²) | k w/m ² k | α m ² /s | Pr | ν m ² /s |
|---------|-----------------------------|--------------------|--------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-------|----------------------------|
| 300 | 1.1614 | 1.007 | 184.6×10^{-7} | 26.3×10^{-3} | 22.5×10^{-6} | 0.707 | 15.89×10^{-6} |
| 326 | 1.0749 | 1.008 | 196.6×10^{-7} | 28.2×10^{-3} | 26.4×10^{-6} | 0.703 | 18.51×10^{-6} |
| 350 | 0.9950 | 1.009 | 208.2×10^{-7} | 30×10^{-3} | 29.9×10^{-6} | 0.700 | 20.92×10^{-6} |

: ที่มา Holman, J.P., "Heat transfer", McGraw-Hill, New York 1989.

ตารางที่ 6.3 คุณสมบัติต่างๆของน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากตารางสามารถ Interpolate ได้คุณสมบัติต่างๆที่ $T_f = 326 \text{ }^\circ\text{K}$ ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \rho &= 1.0749 \text{ kg/m}^3 & k &= 28.2 \text{ W/m}^\circ\text{K} \\ C_p &= 1.008 \text{ (kJ/kg K)} & \alpha &= 26.4 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ \mu &= 196.9 \times 10^{-7} \text{ (N s/m}^2) & Pr &= 0.703 \\ \nu &= 18.51 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

ตรวจสอบค่า $\frac{D}{L}$ จากสมการ เมื่อ $L = 1038 \text{ mm}$, $D = 11 \text{ mm}$, $\frac{D}{L} \geq \frac{35}{(Gr_L)^{1/4}}$

โดยที่ $Gr_L = \frac{g\beta L^3(T_s - T_\infty)}{\nu^2}$ (6.17)

$$\begin{aligned} &= \frac{[(9.81)(1/326)(1.038)^3(353 - 298)]}{(18.15 \times 10^{-6})^2} \\ &= 5618920644 \end{aligned}$$

ดังนั้น

$$\frac{0.011}{1.038} \geq \frac{35}{(5618920644)^{1/4}}$$

$$0.0106 \geq 0.1278 \text{ ไม่จริง}$$

$$\begin{aligned} \text{เมื่อ } Ra_L &= Gr_L Pr = 5618920644 \times 0.703 \\ &= 395010213 \end{aligned}$$

หา ζ จากสมการ

$$\zeta = \frac{(L/D)}{(Ra_L)^{1/4}} = \frac{0.0106}{(395010213)^{1/4}} = 4.227 \times 10^{-5}$$

ดังนั้น

$$Nu_m = \left[0.825 + \frac{0.387(3950101213)^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.703} \right)^{9/10} \right]^{8/27}} \right]^2 (1 + 1.3(4.2271 \times 10^{-5}))^4$$

จากสมการ

$$Nu_m = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/10} \right]^{8/27}} \right]^2 (1 + 1.3 \zeta^{0.9})(0.94)$$

แทนค่า

$$Nu_m = \left[0.825 + \frac{0.387(3950101213)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.703} \right)^{9/10} \right]^{8/27}} \right]^2 \left[1 + 1.3(4.227 \times 10^{-5})^{0.9} \right] [0.94]$$

$$= 176.82$$

จาก

$$Nu_m = \frac{h_m L}{k}$$

ดังนั้น

$$h_m = \frac{K Nu_m}{L} = \frac{(28.2 \times 10^{-3} W / mK)(176.82)}{1.038 m}$$

$$= 4.8047 W / m^2 K$$

ดังนั้น

$$r_0 = \frac{k}{h_m} = \frac{0.1163 W / mK}{4.8047 W / mK} = 0.0242 m \text{ หรือ } 24.21 \text{ mm}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะฉะนั้น ความหนาของฉนวนที่จะต้องมีฉนวนเป็นอย่างน้อย

$$t = r_0 - r_1 = 24.21 - 5.5 = 18.71 \text{ mm}$$

ซึ่งฉนวนที่เลือกใช้จะมีความหนา 25 mm ดังนั้นหุ้มให้หนา 25 mm ก็เพียงพอแล้ว

6.12 กำหนดหา Power heater

เนื่องจากต้องการให้น้ำที่ใช้ในการทดลองมีอุณหภูมิเท่ากับ 80°C อยู่ตลอดเวลาแล้วน้ำที่ไหลออกจาก การแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศแล้วจะมีอุณหภูมิที่ทางออกของน้ำลดลงประมาณ 70°C จากสมการ

$$\text{Power of heater} = \dot{m} c_{p,H} (T_m - T_{out})$$

จาก Table A.6 หากคุณสมบัติของน้ำร้อนที่อุณหภูมิ $T_f = \frac{80 + 70}{2} = 75^\circ\text{C}$

หรือ $75^\circ\text{C} + 273 = 348 \text{ K}$

จากความสัมพันธ์ระหว่าง ρ กับ v_f

$$\rho = \frac{1}{v_f} = \frac{1}{1.0258 \times 10^{-3}} = 974.85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

จากการ Interpolation จะได้ค่า $v_f = 1.0258 \text{ m}^3 / \text{kg}$

$$c_p = 4.193 \times 10^3 \text{ J / kg.k}$$

เพราะฉะนั้นในกรณี Low speed Condition ($\dot{m} = 0.009818 \text{ kg / s}$) per tube

$$\text{Power of heater} = \dot{m} c_{p,H} (T_{w,in} - T_{w,out})$$

เนื่องจากไหลผ่าน 2 tube

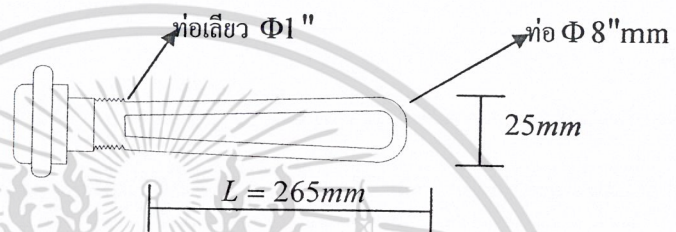
$$= 2 \left(0.009818 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) (4.193 \times 10^3 \text{ J}) (353 - 343) \text{ K}$$

$$= 823.34 \text{ W}$$

สำหรับในกรณี High speed condition ($\dot{m} = 0.02455 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$) Per tube

$$\begin{aligned} \text{Power of heater} &= 2 \left(0.02455 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(4.193 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right) (353 - 343) \text{K} \\ &= 2058.76 \text{ W} \end{aligned}$$

เพื่อให้ครอบคลุมทั้ง Low speed Condition และ High speed condition จึงใช้ heater ขนาด 2058.76 W แต่ในแคตตาล็อกของบริษัท ผู้ขายจะมี heater ของ Honstanz รุ่น SG1303 ขนาด 3000 W มีความยาว 265 mm ใช้ไฟ 220 V AC ดังนั้นจึงเลือกรุ่นนี้มาใช้



รูปที่ 6.14 Heater

6.13 การออกแบบถังพักน้ำร้อน

เนื่องจาก Heater ที่เลือกใช้มีความยาว 265 mm เพราะฉะนั้นความสูงของถังพักจะต้องมากกว่า 265 mm เพื่อจากสามารถติดตั้ง Heater ได้จึงกำหนดให้ถังสูง 300 mm แล้วกำหนดให้กว้าง 200 mm จากรูปที่ 3 พบว่า ระบบ ท่อลำเลียงน้ำในระบบยาวทั้งหมด

$$\begin{aligned} L_{\text{pipe}} &= 200 + 168 + 200 + 1038 + 184 + 184 + 150 + 1038 \\ &= 3162 \text{ mm} \end{aligned}$$

ดังนั้น ปริมาตรของน้ำที่ใช้ทั้งหมดในระบบท่อลำเลียง

$$\begin{aligned} \text{หรือ} \quad V &= AL \\ V &= 2\pi r^2 L \quad \text{เมื่อรัศมีของท่อ } r = 5 \text{ mm} \\ V &= 2\pi (5 \text{ mm})^2 (3162 \text{ mm}) \\ &= 496434 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

เมื่อระบบทำงานจะต้องมีน้ำเหลืออยู่ในถังพักประมาณ 2 ส่วน เพราะฉะนั้นปริมาตรของน้ำทั้งหมดในถัง

$$V_{\text{total}} = 3V = 3 \times 496434 \text{ mm}^3 \\ = 1489302 \text{ mm}^3$$

ซึ่งขนาดของถังสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$V_{\text{tank}} = V_{\text{total}} \\ H \times W \times L = V_{\text{total}} \\ L = \frac{V_{\text{total}}}{H \times W} \\ = \frac{1489302 \text{ mm}^3}{(300 \text{ mm})(200 \text{ mm})}$$

$$L = 25 \text{ mm}$$

ดังนั้นความยาวของถังน้ำต้องยาวไม่ต่ำกว่า 25 mm ซึ่งจะกำหนดให้ความกว้างของถังเท่ากับ 200 mm เพราะฉะนั้นขนาดของถังพักจะมีความสูง 300 mm กว้าง 200 mm และยาว 200 mm ตามรูปใช้แผ่นสแตนเลสหนา 3 mm.

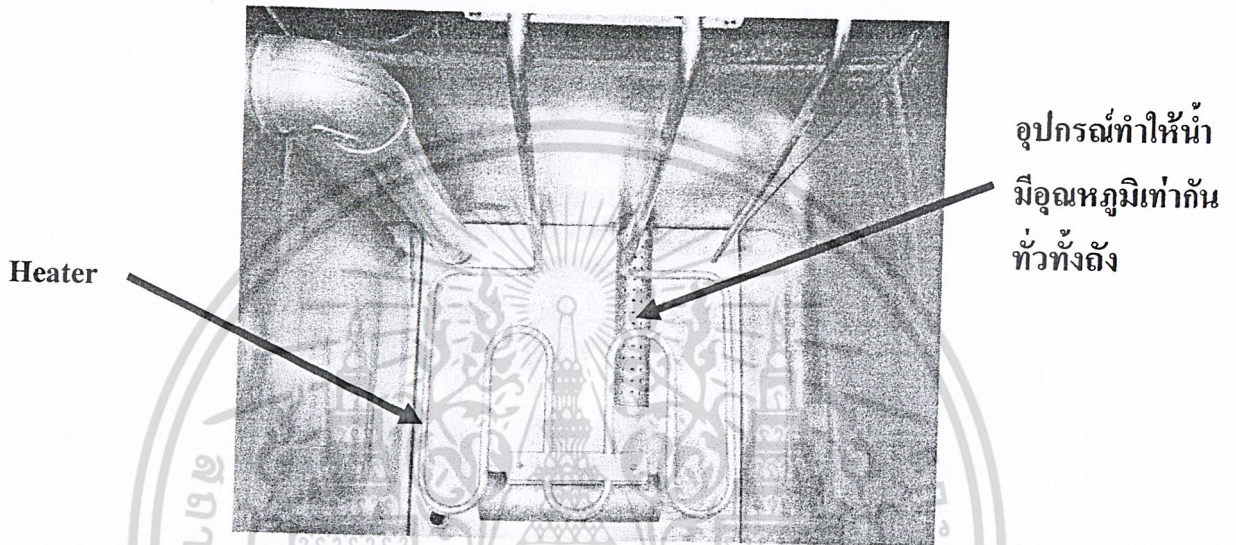


รูปที่ 6.15 ภาพถังน้ำร้อนที่สร้างเสร็จแล้ว

เมื่อได้ขนาดของถังพักน้ำร้อนแล้วเราจะทำการติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ ที่จำเป็น เช่น Heater, ป้อนน้ำ, ท่อไหลกลับ, อุปกรณ์สร้างอุณหภูมิน้ำให้ร้อนทั่วทั้งปริมาตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยการนำน้ำจากปั๊มส่วนหนึ่งที่เหลือใช้ในระบบ มาสร้างความปั่นป่วนให้กับน้ำภายในถังเพื่อสร้างให้อุณหภูมิของน้ำในถังมีอุณหภูมิเท่ากันทั้งหมด โดยใช้ By pass valve เป็นตัวจ่ายน้ำให้กับอุปกรณ์ตัวนี้ ซึ่งกำหนดให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ เท่ากับ 25 mm และ มีความยาว 150 mm พร้อมทั้งเจาะรูของท่อให้มีขนาด Φ 2 mm. ทั้งท่อซึ่งมีลักษณะดังรูป



รูปที่ 6.16 ภาพภายในถังน้ำร้อนทำเสร็จแล้ว

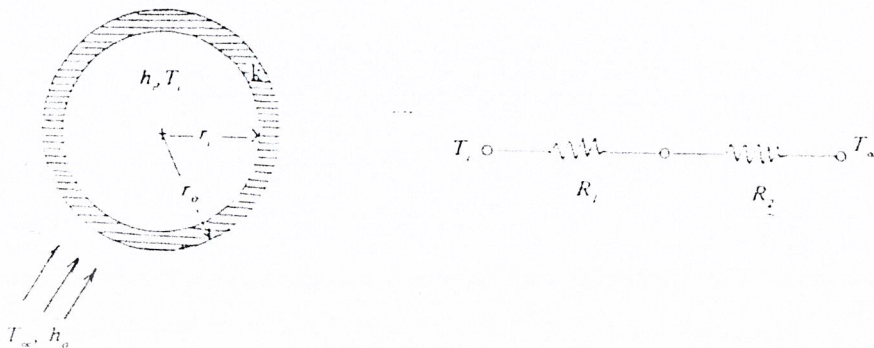
6.14 ความหนาวิกฤติของฉนวน (Critical Thickness of Insulation)

การลดการถ่ายเทความร้อนที่ผ่านเข้าออก จากท่อหรือทรงกระบอกตันขนาดเล็กโดยการหุ้มฉนวนนั้นในบางครั้งอาจเป็นผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงมากขึ้นทั้งนี้เพราะการหุ้มฉนวนท่อ จะเป็นการเพิ่มรัศมีท่อ ซึ่งเป็นผลให้พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ถึงแม้ว่า อุณหภูมิที่ผิวจะลดลงตามสมการการถ่ายเทความร้อนที่ผิว $q_c = hA(T_w - T_\infty)$ ในที่นี้เราจะวิเคราะห์ว่ามีกรณีใดบ้างที่การหุ้มฉนวนท่อจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

พิจารณาท่อทรงกระบอกกลวงตามรูป 6.17 ซึ่งภายนอกหุ้มฉนวนความร้อน เราสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากท่อ ได้จากสมการ

$$q = (T_i - T_\infty) / \Sigma R \quad \dots\dots\dots (6.18)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.17 ท่อทรงกระบอกกลวงหุ้มฉนวน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

$$\text{โดยที่ } \sum R = \frac{l}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{l}{h_o A_o} \quad \dots\dots\dots (6.19)$$

โดยปกติความต้านทานความร้อนของผนังท่อมักมีค่าน้อยเนื่องจากส่วนใหญ่เป็นโลหะ จึงไม่ต้องนำมาคิดและภายในท่อมักเป็นของเหลวหรือก๊าซ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงมาก (h_i) เป็นผลให้ความต้านทานมีค่าน้อย (l/h_i) ตัดทิ้งได้ นั่นคือ

$$R \approx \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + l/h_o A_o \quad \dots\dots\dots (6.20)$$

เมื่อแทน (6.20) ลงใน(6.18) แล้ว ดิฟเฟอเรนเชียลเทียบกับ r_o แล้วให้เท่ากับศูนย์

$$\frac{dq}{dr_o} = - \frac{2\pi k L (T_i - T_o)}{[\ln(r_o / r_i) + k(h_o r_o)]} [l/r_o - k/h_o r_o^2] \quad \dots\dots\dots (6.21)$$

คำตอบของสมการ (6.21) สำหรับ r_o ให้ค่ารัศมีวิกฤติ (Critical radius) ของฉนวนที่อัตราถ่ายเทความร้อนสูงสุด

$$r_{cr} = k / h_o \quad \dots\dots\dots (6.22)$$

สมการ (6.22) ให้แนวความคิดคร่าวๆ รัศมีวิกฤติของฉนวน ถ้ารัศมีภายนอกน้อยกว่าค่าที่กำหนดให้ตามสมการนี้แล้ว การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของความหนาแน่นสำหรับรัศมีภายนอกมากกว่าค่าวิกฤตินี้ การเพิ่มความหนาของฉนวนจะเป็นผลทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง แนวความคิดหลักก็คือว่าการสูญเสียความร้อนลดลง แนวความคิดหลักก็คือว่า การสูญเสียความร้อน โดยการพาสำหรับค่าน้อย ๆ ของ h แล้ว อาจเพิ่มขึ้นจริงกับการเพิ่มฉนวนเพราะว่าพื้นที่ผิวเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

การทดสอบและผลการทดสอบ

7.1 วัตถุประสงค์

1. เพื่อสร้างชุดทดสอบที่สามารถทดสอบการระบายความร้อนของครีประบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ได้ โดยทำการตรวจสอบจากสมดุลความพลังงานของน้ำและอากาศ
2. เพื่อศึกษาผลตัวแปรที่มีผลต่อการระบายความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์
 - ผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศ โดยให้อัตราการไหลของน้ำคงที่
 - ผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำ โดยให้อัตราการไหลของอากาศคงที่
3. เพื่อรวบรวมเก็บข้อมูลของสถานะเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบไปใช้เป็นข้อมูลในการจำลองทางคอมพิวเตอร์ ซึ่งทำโดยผู้วิจัยร่วม

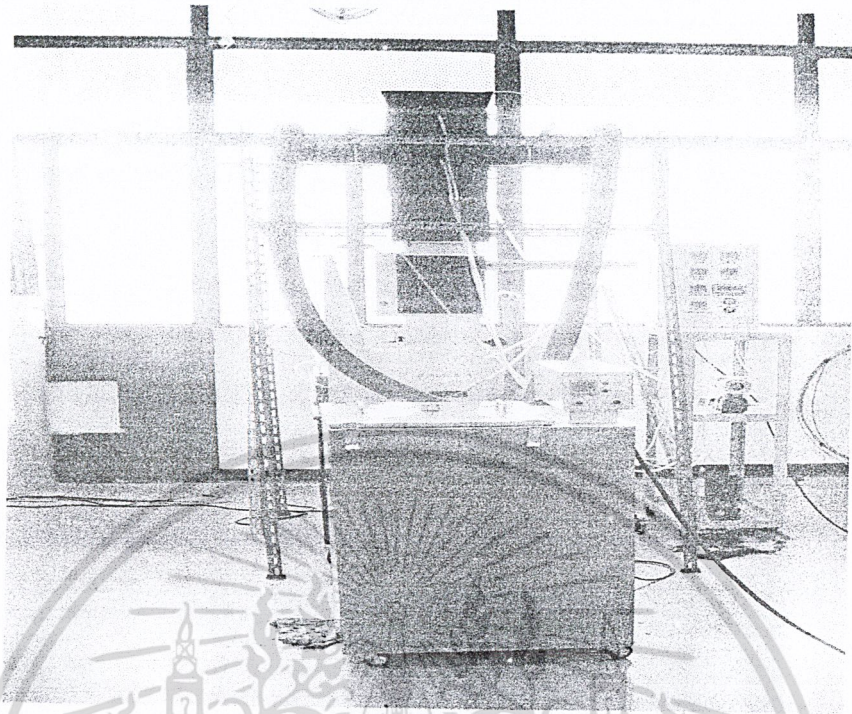
7.2 วิธีการทดลอง

หลังจากการศึกษาออกแบบชุดทดสอบ โดยทำการติดตั้งชุดทดสอบเครื่องมือวัดตามที่ได้ออกแบบ ซึ่งก่อนจะทำการทดสอบได้ทำการนำเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ ไปทำการสอบเทียบเพื่อความถูกต้องของค่าที่วัดได้ ส่วนขั้นตอนในการทดสอบการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์มีดังนี้ตามลำดับ

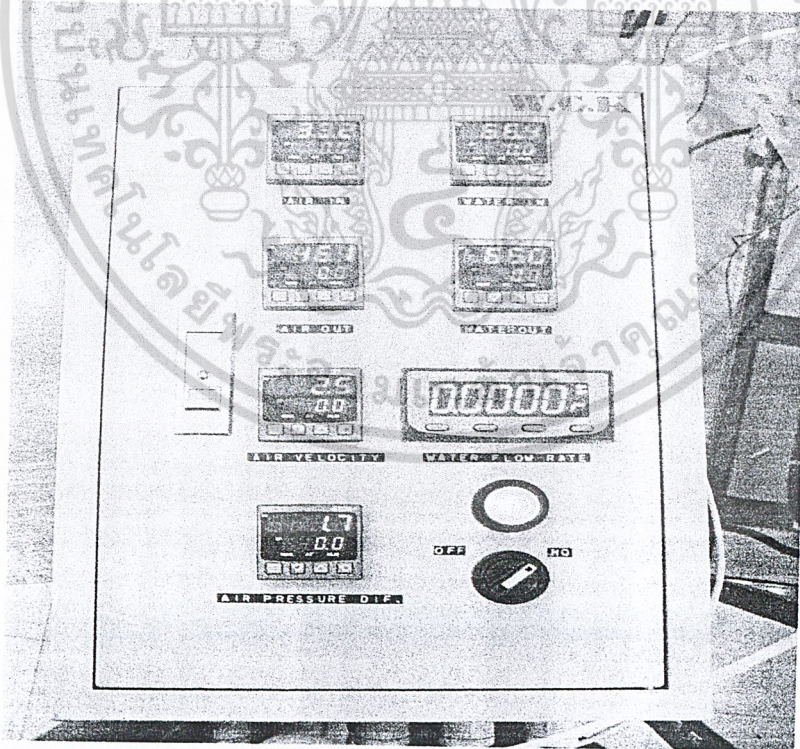
7.2.1 ตรวจสอบความพร้อมของอุปกรณ์ชุดทดสอบทุกตัวก่อนทำการทดสอบ

ทำการเปิดสวิทช์เครื่องจ่ายไฟให้เครื่องมือวัด ทำการเก็บค่าที่ได้จากเครื่องมือวัดที่สถานะต่างๆ ก่อนทำการทดสอบ คือ ก่อนเปิดพัดลมอุโมงค์ลม(Blower)กับน้ำเข้าสู่ชุดทดสอบ เปิดพัดลมอุโมงค์ลมปิดน้ำเข้าสู่ชุดทดสอบ และปิดพัดลมอุโมงค์ลมเปิดปั้มน้ำเข้าสู่ชุดทดสอบเพื่อนำค่าที่ได้ไปใช้เป็นค่าแก้ไขค่าที่วัดได้จากเครื่องมือวัด

เปิดสวิทช์จ่ายไฟที่ถังควบคุมอุณหภูมิน้ำ และทำการปรับตั้งอุณหภูมิที่ชุดควบคุมอุณหภูมิ น้ำร้อน (Temperature Control) โดยปรับตั้งอุณหภูมิของน้ำ ในถังควบคุมให้มีอุณหภูมิแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำและอากาศ ที่ทางเข้าของครีประบายความร้อนมีค่าเท่ากับ 60°C ซึ่งเป็นไปตามเงื่อนไขการทดสอบ



รูปที่ 7.1 ภาพชุดทดสอบ

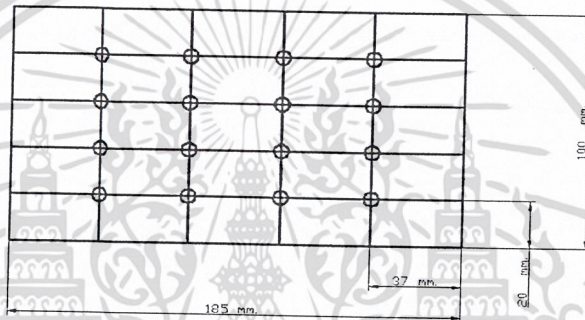


รูปที่ 7.2 ภาพชุดควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2.2 ทำการปรับความเร็วของอากาศ

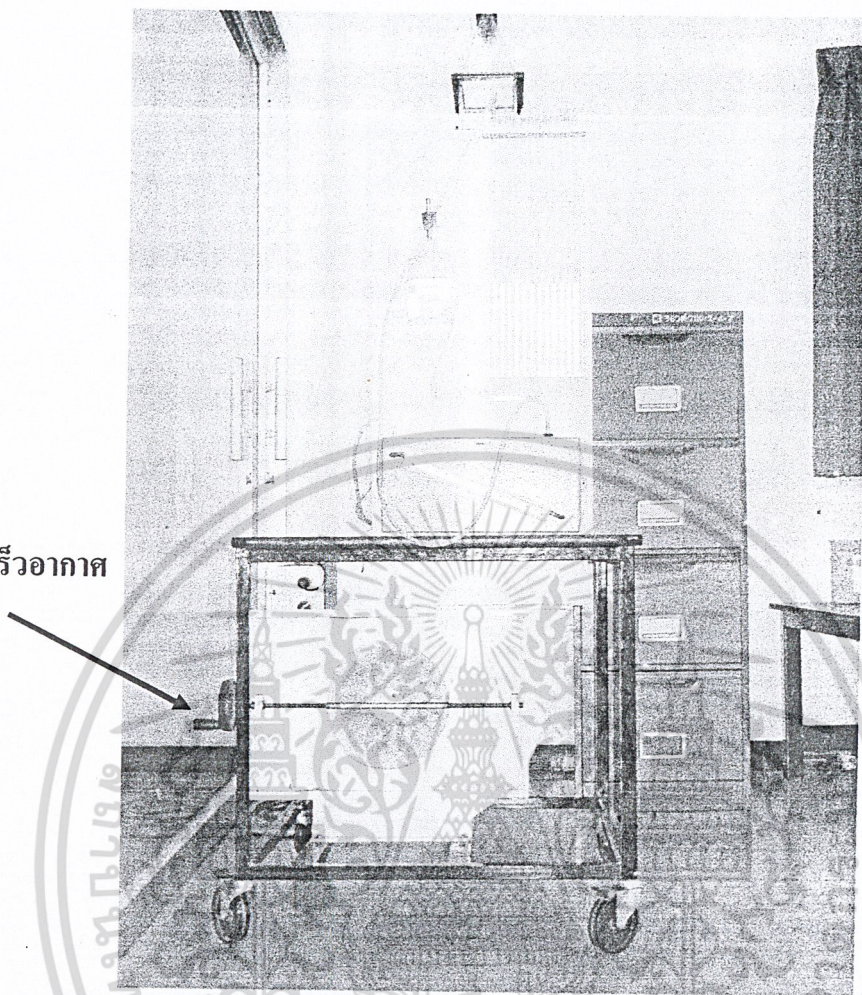
7.2.2.1 เปิดพัดลมอุโมงค์ลมทำการวัดความเร็วของอากาศที่เข้าอุโมงค์ลม โดยใช้เครื่องมือวัดความเร็วอากาศ (Hotwire) ทำการวัดความเร็วที่พื้นที่หน้าตัดอุโมงค์ลม 100×185 mm. โดยทำการแบ่งพื้นที่หน้าตัดของอุโมงค์ลมออกเป็น 16 จุด แล้วนำค่าที่ได้มาทำการหาค่าเฉลี่ย ซึ่งจะนำค่าเฉลี่ยมาคำนวณหาค่าความเร็วลมที่ไหลผ่านหน้าตัดcriบรรยายความร้อน และหาอัตราการไหลเชิงมวลเพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ถ้าค่าที่ได้ไม่อยู่ในช่วงที่จะทำการทดสอบสามารถทำการแก้ไขได้โดยการปรับวาล์วที่อุโมงค์ลมที่มีหมุน เพื่อปรับอัตราการไหลแล้วทำการวัดความเร็วอากาศใหม่จนได้ความเร็วตามที่ต้องการ



รูปที่ 7.3 แสดงจุดในการวัดความเร็วอากาศโดยการแบ่งจุดวัดออกเป็น 16 จุด

7.2.3 การปรับความเร็วของอากาศ สามารถทำได้โดยการปรับช่องอากาศเข้าอุโมงค์ลมให้มีขนาดเล็กลงถ้าความเร็วของอากาศมากกว่าช่วงที่จะทำการทดสอบ และถ้าความเร็วของอากาศมีค่าน้อยกว่า ก็ทำการปรับช่องอากาศเข้าอุโมงค์ลมให้มีขนาดกว้างมากขึ้น

วาล์วปรับความเร็วอากาศ



รูปที่ 7.4 แสดงชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบและวาล์วปรับความเร็วอากาศที่ไหลเข้าอุโมงค์ลม

7.2.4 ทำการปรับอัตราการไหลของน้ำ

7.2.4.1 ในการปรับอัตราการไหลของน้ำทำได้โดย เปิดตัวระบายน้ำกลับจนสุด และทำการปรับที่วาล์วควบคุมอัตราการไหล ของน้ำที่จ่ายเข้าชุดทดสอบ แล้วทำการตรวจสอบค่าที่ได้โดยดูจากเครื่องมือวัดอัตราการไหล และทำการปรับค่าให้อยู่ในช่วงที่จะทำการทดสอบ

7.2.5 รอจนกระทั่งระบบทำงานเสถียร โดยรอกนกว่าค่าที่ได้จากเครื่องมือวัดมีค่าคงที่ ไม่มีการแกว่งตัวขึ้นลง แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้

7.2.6 ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำและความเร็วลมของอากาศที่เข้าสู่ชุดทดสอบ แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้จากเครื่องมือวัดที่แสดงขึ้นบนแผงควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2.7 ช่วงที่ใช้ในการทดสอบ เนื่องมาจากความละเอียดของค่าที่วัดได้จากเครื่องมือวัดความเร็วลมมีค่าเท่ากับทศนิยม 2 ตำแหน่ง หรือ 0.01 m/s. และเครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำซึ่งมีความละเอียด 3 ตำแหน่งคือ (0.001 L/min) ซึ่งทำให้เกิดข้อจำกัดในการควบคุมค่าให้ได้ตามที่กำหนด จึงทำการเลือกบันทึกค่าช่วงในการวัดที่เครื่องมือ วัดค่าออกมาในช่วงที่ระบบเสถียร ซึ่งค่าที่ใช้ในการทดสอบเป็นไปตามตารางด้านล่าง โดยจะควบคุมให้อัตราการไหลของอากาศคงที่ในแต่ละความเร็ว แล้วทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำ

| ความเร็วของอากาศ (m/s) | อัตราการไหลของน้ำ (L/s) |
|------------------------|-------------------------|
| 4 | 0.4 |
| 6 | 0.6 |
| 8 | 0.8 |
| 10 | 1.0 |
| | 1.2 |

ตารางที่ 7.1 แสดงช่วงเงื่อนไขที่ทำการทดสอบ

7.2.8 ทำการทดลองซ้ำโดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลตามเงื่อนไขที่กำหนดและทำการเก็บค่าที่ได้

7.2.9 นำค่าที่บันทึกได้ไปทำการคำนวณหาค่า อัตราการถ่ายเทความร้อน และหาความดันตกคร่อมของอากาศ

7.2.10 เมื่อทำการทดสอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว ปิดสวิตช์ปั้มน้ำร้อน พัดลมอุโมงค์ลม และ เครื่องจ่ายไฟให้เครื่องมือวัด

7.2.11 ทำการเก็บชุดอุปกรณ์การทดสอบให้เรียบร้อย และเครื่องมือวัดต่างๆ

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศและน้ำสามารถคำนวณโดยใช้สมการที่ 7.1 และ 7.2 ตามลำดับโดยที่ค่า C_p ของในสมการทั้ง 2 ที่ใช้ในการคำนวณเปิดหาค่าอุณหภูมิเฉลี่ยโดยในอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกมาเฉลี่ยกัน ส่วนค่าความดันตกคร่อมของ ทั้งน้ำและอากาศสามารถอ่านค่าได้โดยตรงจากเครื่องมือวัดที่แสดงผล

$$Q_{\text{น้ำ}} = \dot{m}_C C_{P,C} (T_{C,I} - T_{C,O}) \quad \dots\dots\dots (7.1)$$

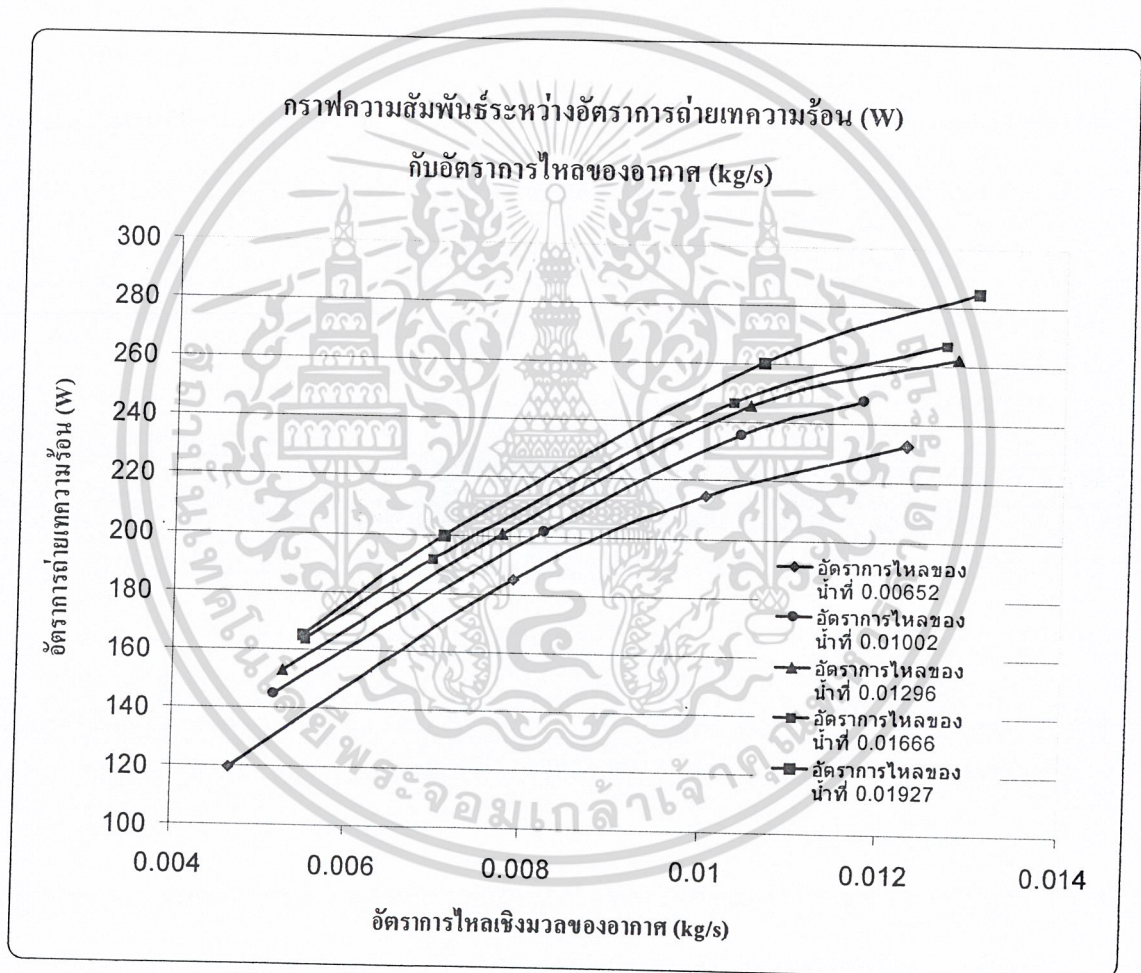
$$Q_{\text{อากาศ}} = \dot{m}_A C_{P,A} (T_{A,O} - T_{A,I}) \quad \dots\dots\dots (7.2)$$

$$\Delta P = \rho gh$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.3. ผลการทดสอบ

ในการทดสอบการถ่ายเทความร้อนของครีบริบายความร้อน จากชุดทดสอบที่ได้ทำการออกแบบและสร้างขึ้นมานั้น โดยทำการทดสอบทำการควบคุมให้อัตราการไหลของอากาศให้มีค่าคงที่ แล้วทำการทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าสู่ชุดทดสอบ ผลของการทดสอบ โดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศเมื่อกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำคงที่ที่อัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ เป็นไปตามรูปด้านล่าง

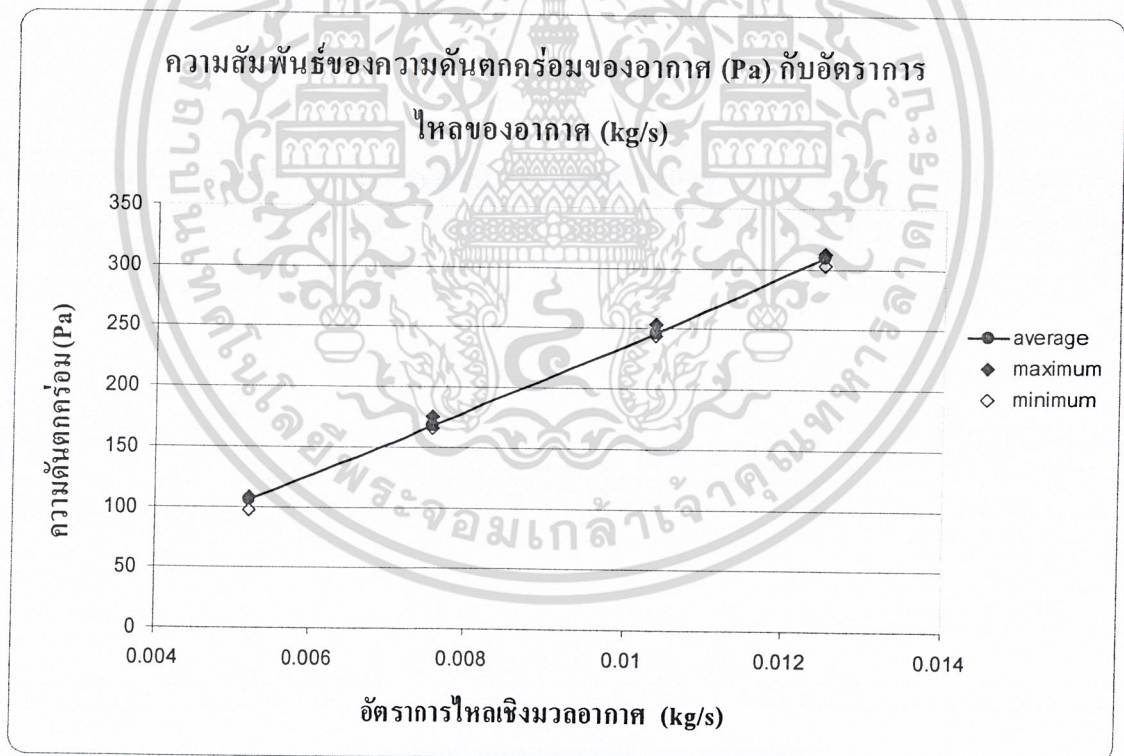


รูปที่ 7.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงผลการทดสอบครีประบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ โดยทำการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าครีประบายความร้อนค่าต่างๆ มีค่าดังรูปที่ 7.5 ซึ่งจะเห็นได้จากกราฟอัตราการไหลของน้ำที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อุณหภูมิถ่ายเทความร้อนของอากาศเพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณาจากการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของน้ำ พบว่าอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนมีสัดส่วนที่ลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับสัดส่วนการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของน้ำ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนนั้นมีความสัมพันธ์กับอัตราการไหลของน้ำในช่วงอัตราการไหลหนึ่งเท่านั้น ซึ่งถ้าอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้นมากกว่าช่วงนั้น จะทำให้อุณหภูมิถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนที่น้อยลง เนื่องมาจากการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของน้ำจะทำให้ระยะเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลง

ผลการทดสอบครีประบายความร้อน ได้ผลความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมของอากาศกับอัตราการไหลของอากาศ โดยในการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำค่าต่างๆ ซึ่งได้ผลจากการทดสอบดังแสดงในกราฟด้านล่าง

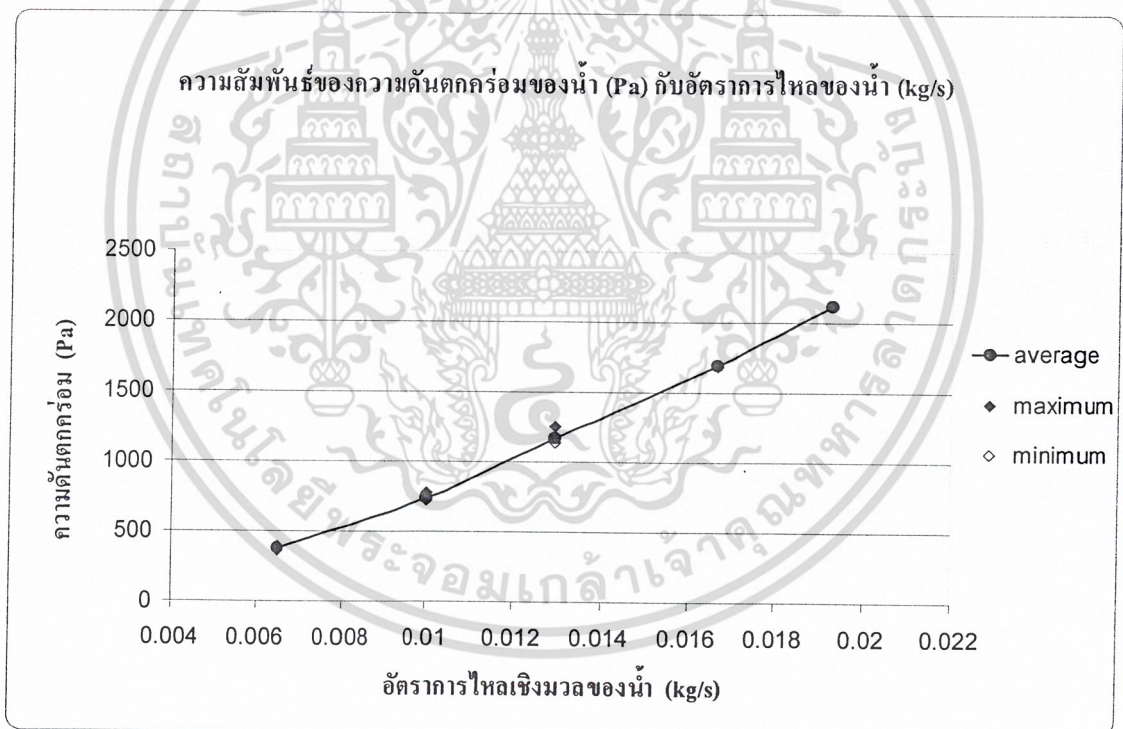


รูปที่ 7.6 แสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับความดันตกคร่อมของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 7.6 กราฟแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศที่เพิ่มขึ้นกับความดันตกคร่อม โดยการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศส่งผลให้ความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มขึ้น และพบว่าการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำไม่มีผลต่อความดัน แม้ในการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำเพิ่มมากขึ้น โดยจะส่งผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นทำให้อากาศมีอุณหภูมิเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ความหนาแน่นของอากาศลดลง ความหนืดของอากาศจะเพิ่มขึ้นก็ตาม จากลักษณะของกราฟที่ได้จากการทดสอบพบว่าความดันตกคร่อมมีค่าไม่มีการเปลี่ยนแปลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลน้ำ แสดงให้เห็นว่าอัตราการไหลของน้ำมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันตกคร่อมของอากาศน้อยมาก

ผลการทดสอบครีประบายความร้อน ได้ผลความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมของน้ำกับอัตราการไหลของน้ำ โดยในการทดสอบที่อัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ ซึ่งได้ผลจากการทดสอบดังแสดงในกราฟด้านล่าง

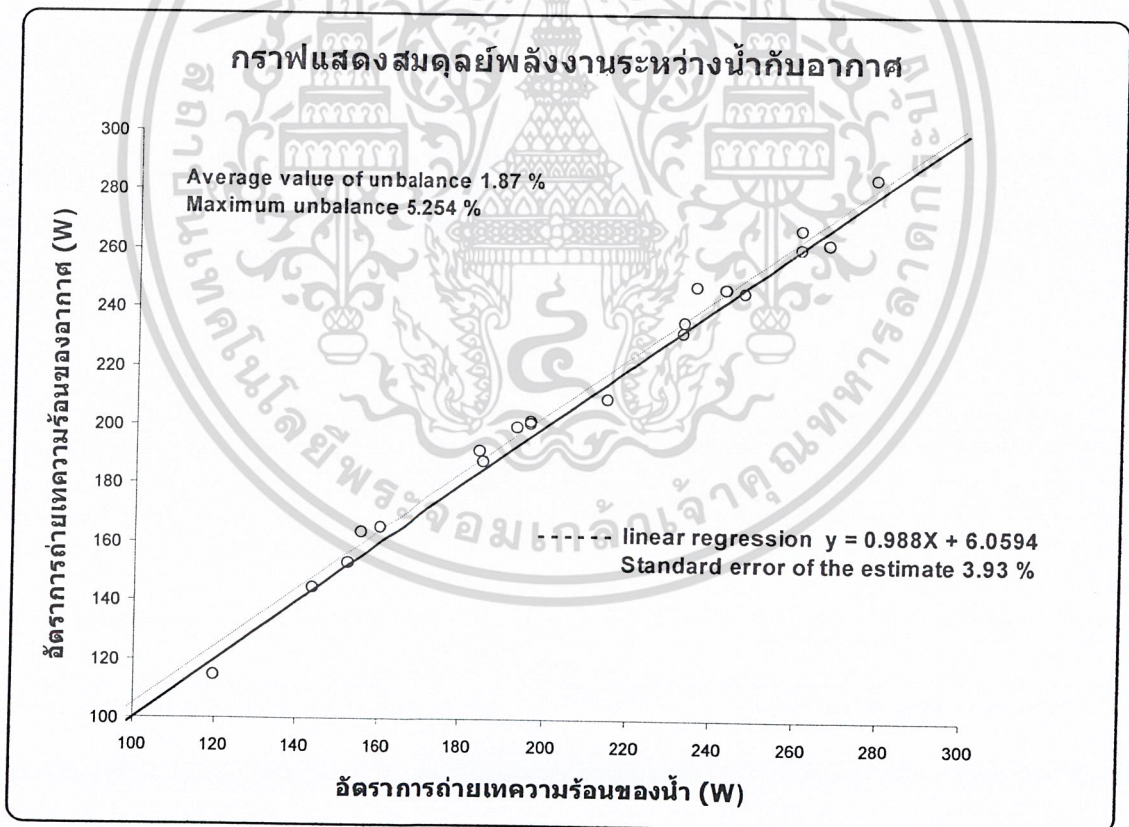


รูปที่ 7.7 แสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับความดันตกคร่อมของน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปกราฟที่ 7.7 ด้านบนแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ ที่เพิ่มขึ้นกับ ความดันตกคร่อมของน้ำ โดยการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของน้ำส่งผลให้ความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มขึ้นและ จากลักษณะของกราฟพบว่า การเปลี่ยนแปลงความเร็วของอากาศมีผลต่อค่าความดันตกคร่อมน้อยมาก ซึ่ง แสดงให้เห็นว่าความดันตกคร่อมมีค่าแปรผันตามอัตราการไหล โดยอัตราการไหลมากความดันตกคร่อมมาก และเมื่ออัตราการไหลน้อยจะส่งผลให้ความดันตกคร่อมน้อยลง

กราฟผลการทดลองด้านล่างเป็นการแสดงถึงการ สมดุลย์พลังงานระหว่างน้ำและอากาศ ซึ่งนำกฎ ของสมดุลย์พลังงานมาใช้ โดยไม่มีการสูญเสียพลังงานออกจากระบบเนื่องจากชุดทดสอบได้ทำการหุ้มฉนวน ทั้งระบบ ดังนั้นพลังงานความร้อนที่ออกจากน้ำจึงต้องเท่ากับพลังงานความร้อนที่อากาศได้รับ ซึ่งได้ผลของ ค่าไม่สมดุลย์พลังงานความร้อนของชุดทดสอบเฉลี่ยคือ 1.87 % ตามกราฟด้านล่าง โดยประมาณของความ คลาดเคลื่อนจากค่ามาตรฐาน (Standard error of the estimate) มีค่าผิดพลาด 3.93 %



รูปที่ 7.8 แสดงผลของการสมดุลย์พลังงานระหว่างน้ำกับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การหาค่า Nusselt number (Nu_i) จากผลงานวิจัยของ Man-Hoe Kim , Clark w.Bullard [4] ได้ใช้สมการในการคำนวณหาค่า Nusselt number สำหรับการไหลแบบ multi-rectangular channels ซึ่งมีสมการในการคำนวณหาค่า Nusselt number ของน้ำ ซึ่งเป็นไปตามสมการด้านล่าง

$$Nu_i = Nu_{ref} + 0.0499 Re_i Pr_i \frac{D_{hi}}{L} \quad \dots\dots\dots (7.3)$$

$$Nu_{ref} = 7.541(1 - 1.969\gamma + 5.664\gamma^2 - 12.866\gamma^3 + 19.349\gamma^4 - 16.197\gamma^5 + 5.510\gamma^6) \quad \dots\dots\dots (7.4)$$

โดย Nu_i = Nusselt number (hD/k)

Nu_{ref} = นิยามโดย Shah and London [6]

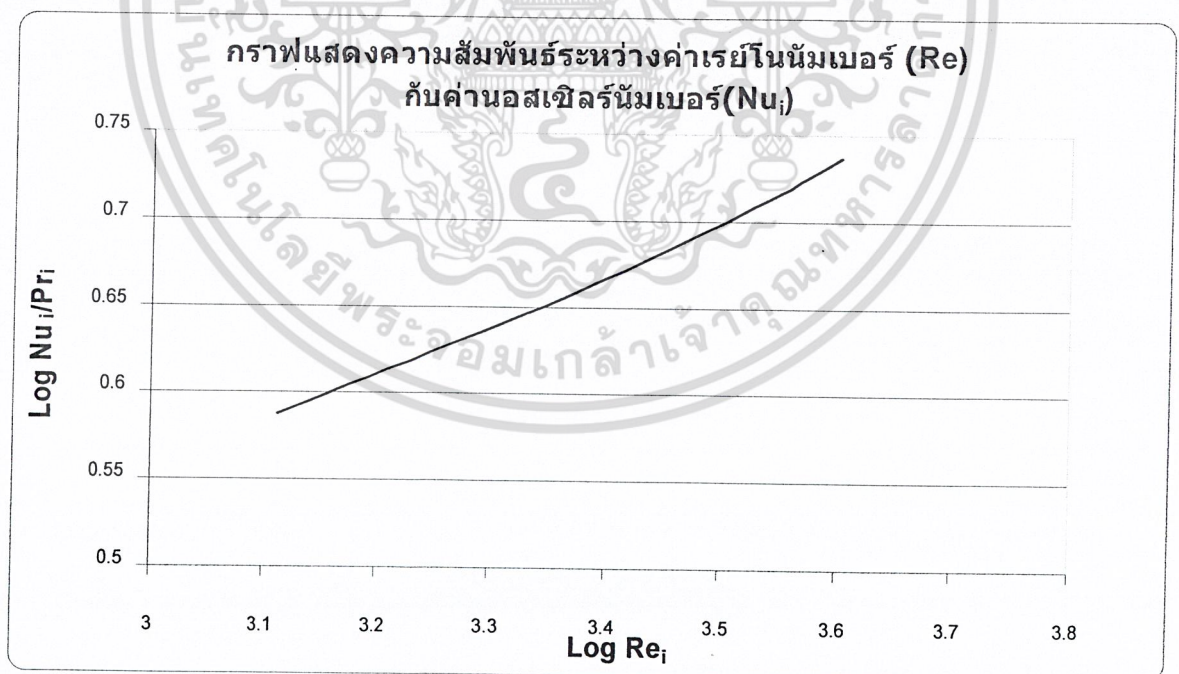
Re_w = ค่าเรย์โนลด์สเบอร์ของน้ำ ($V_i D_{hi} / \nu_i$)

Pr_i = Prandtl number (ν/α)

D_{hi} = Hydraulic diameter ($4A/P$)

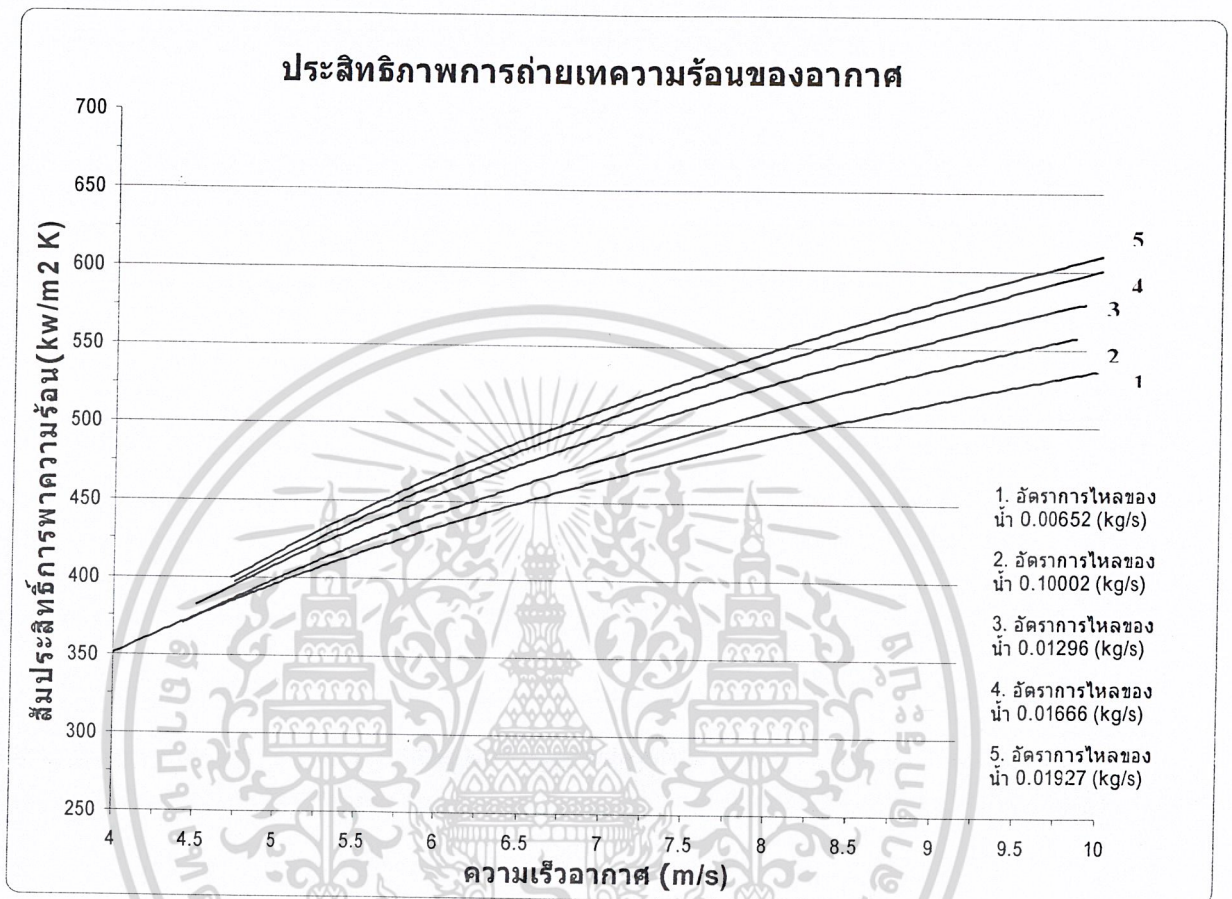
γ = Aspect ratio of tube hole (b/h)

L = ความยาว Tube



รูปที่ 7.9 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่าง $\text{Log } Nu_i / Pr_i$ กับ $\text{Log } Re_i$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.10 กราฟแสดงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8

สรุปผลการทดสอบและปัญหาที่พบ

8.1 สรุปผลการทดสอบ

จากการทำโครงการการทดสอบสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของครีบริบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ ผลที่ได้แบ่งออกเป็นสองส่วนด้วยกัน คือ

8.1.1 การออกแบบและสร้างชุดทดสอบ

ซึ่งชุดทดสอบที่ออกแบบและสร้างขึ้นมาสามารถทำการควบคุมอัตราการไหลของน้ำและอากาศ อีกทั้งอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าครีบริบายความร้อนได้ ส่วนอุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าสามารถควบคุมได้สูงสุดคือ 100°C ส่วนในอัตราการไหลของน้ำสามารถได้มากที่สุดคือ 4 L/min โดยสามารถวัดค่าออกมาได้เป็นทศนิยมสามตำแหน่ง คือ 0.001 L/s และในด้านความเร็วของอากาศที่ทางเข้าสามารถปรับความเร็วได้อยู่ในช่วง $0 - 15\text{ m/s}$ ซึ่งมีค่าความละเอียดวัดค่าได้สองตำแหน่ง คือ 0.01 m/s ในส่วนของการวัดอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของน้ำและอากาศสามารถวัดค่าออกมาได้ทศนิยมหนึ่งตำแหน่งคือ 0.1°C และในการวัดความดันตกคร่อมของน้ำและอากาศเครื่องวัดสามารถวัดความละเอียดได้ทศนิยมสองตำแหน่งคือ $0.01\text{ inH}_2\text{O}$

โดยในส่วนเครื่องวัดทุกชิ้นที่ใช้ในการทดสอบได้นำไปทำการสอบเทียบเพื่อให้ได้ค่าที่ถูกต้องที่สุด

8.1.2 ผลที่ได้จากการทดสอบ

จากเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบคือ ความเร็วของอากาศอยู่ในช่วง $4 - 8\text{ m/s}$ อัตราการไหลของน้ำ $0.4 - 1.2\text{ L/min}$ อุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำและอากาศแตกต่างกัน 60°C พบว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำโดยความเร็วของอากาศคงที่ อัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มมากขึ้นแต่จากการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของน้ำที่ทำเดิมพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นกับมีสัดส่วนที่ลดลง ทั้งนี้เนื่องมาจากอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้นทำให้ระยะเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง

ในส่วนของความดันตกคร่อมของน้ำจากการทดสอบพบว่าความดันตกคร่อมของน้ำเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนกับการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของน้ำ โดยความเร็วของอากาศและอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันของน้ำน้อยมาก

ส่วนความดันตกคร่อมของอากาศก็เป็นไปในแนวทางเดียวกับน้ำคือความดันตกคร่อมของอากาศเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนกับอัตราการไหลของอากาศที่เพิ่มขึ้น โดยความเร็วของอากาศและอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันของน้ำน้อยมาก

ทางด้านการสมมูลย์พลังงานระหว่างน้ำกับอากาศ จากผลที่ได้จากการทดสอบพบว่าค่าสมมูลย์พลังงานมีค่าผิดพลาดเฉลี่ย 1.87% ซึ่งเป็นค่าที่ยอมรับได้ในการทดสอบเนื่องจากในชุดทดสอบอาจเกิดมีการสูญเสียพลังงานและอาจเกิดจากความละเอียดของเครื่องมือวัดที่ไม่เพียงพอ จากการวิเคราะห์โดยใช้วิธีการ

ถดถอยแบบเชิงเส้น (Linear Regression) ได้ค่าโดยประมาณของความคลาดเคลื่อนจากค่ามาตรฐาน (Standard error of the estimate) มีค่าผิดพลาด 3.93 %

8.2 ปัญหาที่พบ

8.2.1 กรอบระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในการทดสอบมีขนาดเล็ก และในการทดสอบต้องเป็นไปตามมาตรฐานที่ใช้ในการทดสอบหม้อน้ำ ทำให้ยากต่อการออกแบบและสร้างชุดทดสอบ

8.2.2 ชุดอุโมงค์ลมที่ใช้มีอุณหภูมิที่ทางเข้าของอากาศเพิ่มสูงขึ้นเรื่อย ๆ แต่จะคงที่เมื่อระบบอยู่ในสถานะเสถียร เนื่องมาจากความร้อนที่เกิดจากมอเตอร์พัดลมของชุดอุโมงค์ลม ทำให้ต้องใช้เวลาในการทดสอบจนกระทั่งระบบมีความเสถียรนาน

8.2.3 ไม่สามารถทำการควบคุมอุณหภูมิของอากาศในห้องที่ใช้ในการทดสอบได้ จึงทำให้ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิของน้ำกับอากาศที่ทางเข้าชุดทดสอบให้แตกต่างกัน 60°C ได้ โดยในส่วนของน้ำสามารถควบคุมให้มีอุณหภูมิได้มากที่สุด 100°C แต่ในส่วนของอากาศเมื่อระบบเสถียรจากการทดสอบพบว่า มีอุณหภูมิมากกว่า 40°C เนื่องจากอุโมงค์ลมที่ใช้ทดสอบเป็นแบบเป่าลมผ่านชุดทดสอบ อากาศที่ไหลเข้ามาจึงนำความร้อนที่เกิดจากมอเตอร์พัดลมเข้ามาด้วย ในการพัฒนาชุดทดสอบต่อไปนั้นควรใช้อุโมงค์ลมที่เป็นแบบดูดอากาศผ่านชุดทดสอบจะทำให้ไม่เกิดปัญหาดังกล่าว

8.2.4 ในการควบคุมอัตราการไหลของน้ำและอากาศไม่สามารถควบคุมให้คงที่ได้ เนื่องจากในการทดสอบต้องรอให้ระบบเสถียรใช้เวลาไม่ต่ำกว่า 5 ชั่วโมง แล้วจึงทำการบันทึกเก็บค่า ณ ช่วงเวลานั้น จึงทำให้ค่าที่ได้ไม่เป็นไปตามที่กำหนด แต่จะมีค่าใกล้เคียงกับเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบ

8.2.5 เครื่องมือวัดมีความละเอียดไม่เพียงพอหรืออาจมีความร้อนสูญเสียออกนอกระบบ จึงทำให้เกิดค่าผิดพลาดจากการสมมูลย์พลังงาน



ภาคผนวก ก.

ตารางคุณสมบัติของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| Temperature, T (K) | Pressure, P (bars) ^b | Specific Volume (m ³ /kg) | | Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg) | Specific Heat (kJ/kg · K) | | Viscosity (N · s/m ²) | | Thermal Conductivity (W/m · K) | | Prandtl Number | | Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m) | Expansion Coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹) | Temperature, T (K) |
|-------------------------|--------------------------------------|---|-------|--|------------------------------|-----------|--------------------------------------|--------------------|-----------------------------------|------------------|----------------|--------|--|--|-------------------------|
| | | $v_f \cdot 10^3$ | v_g | | $c_{p,f}$ | $c_{p,g}$ | $\mu_f \cdot 10^6$ | $\mu_g \cdot 10^6$ | $k_f \cdot 10^3$ | $k_g \cdot 10^3$ | Pr_f | Pr_g | | | |
| 273.15 | 0.00611 | 1.000 | 206.3 | 2502 | 4.217 | 1.854 | 1750 | 8.02 | 569 | 18.2 | 12.99 | 0.815 | 75.5 | -68.05 | 273.15 |
| 275 | 0.00697 | 1.000 | 181.7 | 2497 | 4.211 | 1.855 | 1652 | 8.09 | 574 | 18.3 | 12.22 | 0.817 | 75.3 | -32.74 | 275 |
| 280 | 0.00990 | 1.000 | 130.4 | 2485 | 4.198 | 1.858 | 1422 | 8.29 | 582 | 18.6 | 10.26 | 0.825 | 74.8 | 46.04 | 280 |
| 285 | 0.01387 | 1.000 | 99.4 | 2473 | 4.189 | 1.861 | 1225 | 8.49 | 590 | 18.9 | 8.81 | 0.833 | 74.3 | 114.1 | 285 |
| 290 | 0.01917 | 1.001 | 69.7 | 2461 | 4.184 | 1.864 | 1080 | 8.69 | 598 | 19.3 | 7.56 | 0.841 | 73.7 | 174.0 | 290 |
| 295 | 0.02617 | 1.002 | 51.94 | 2449 | 4.181 | 1.868 | 959 | 8.89 | 606 | 19.5 | 6.62 | 0.849 | 72.7 | 227.5 | 295 |
| 300 | 0.03531 | 1.003 | 39.13 | 2438 | 4.179 | 1.872 | 855 | 9.09 | 613 | 19.6 | 5.83 | 0.857 | 71.7 | 276.1 | 300 |
| 305 | 0.04712 | 1.005 | 29.74 | 2426 | 4.178 | 1.877 | 769 | 9.29 | 620 | 20.1 | 5.20 | 0.865 | 70.9 | 320.6 | 305 |
| 310 | 0.06221 | 1.007 | 22.93 | 2414 | 4.178 | 1.882 | 695 | 9.49 | 628 | 20.4 | 4.62 | 0.873 | 70.0 | 361.9 | 310 |
| 315 | 0.08132 | 1.009 | 17.82 | 2402 | 4.179 | 1.888 | 631 | 9.69 | 634 | 20.7 | 4.16 | 0.883 | 69.2 | 400.4 | 315 |
| 320 | 0.1053 | 1.011 | 13.98 | 2390 | 4.180 | 1.895 | 577 | 9.89 | 640 | 21.0 | 3.77 | 0.894 | 68.3 | 436.7 | 320 |
| 325 | 0.1351 | 1.013 | 11.06 | 2378 | 4.182 | 1.903 | 528 | 10.09 | 645 | 21.3 | 3.42 | 0.901 | 67.5 | 471.2 | 325 |
| 330 | 0.1719 | 1.016 | 8.82 | 2366 | 4.184 | 1.911 | 489 | 10.29 | 650 | 21.7 | 3.15 | 0.908 | 66.6 | 504.0 | 330 |
| 335 | 0.2167 | 1.018 | 7.09 | 2354 | 4.186 | 1.920 | 453 | 10.49 | 656 | 22.0 | 2.88 | 0.916 | 65.8 | 535.5 | 335 |
| 340 | 0.2713 | 1.021 | 5.74 | 2342 | 4.188 | 1.930 | 420 | 10.69 | 660 | 22.3 | 2.66 | 0.925 | 64.9 | 566.0 | 340 |
| 345 | 0.3372 | 1.024 | 4.683 | 2329 | 4.191 | 1.941 | 389 | 10.89 | 668 | 22.6 | 2.45 | 0.933 | 64.1 | 595.4 | 345 |
| 350 | 0.4163 | 1.027 | 3.846 | 2317 | 4.195 | 1.954 | 365 | 11.09 | 668 | 23.0 | 2.29 | 0.942 | 63.2 | 624.2 | 350 |
| 355 | 0.5100 | 1.030 | 3.180 | 2304 | 4.199 | 1.968 | 343 | 11.29 | 671 | 23.3 | 2.14 | 0.951 | 62.3 | 652.3 | 355 |
| 360 | 0.6209 | 1.034 | 2.645 | 2291 | 4.203 | 1.983 | 324 | 11.49 | 674 | 23.7 | 2.02 | 0.960 | 61.4 | 697.9 | 360 |
| 365 | 0.7514 | 1.038 | 2.212 | 2278 | 4.209 | 1.999 | 306 | 11.69 | 677 | 24.1 | 1.91 | 0.969 | 60.5 | 707.1 | 365 |

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของอากาศ

ผ.บ.ค.พ.บ.บ.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของน้ำ

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg · K) | $\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m · K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | Pr |
|------------|--------------------------------|----------------------|---|---|-----------------------------|--|-------|
| Air | | | | | | | |
| 100 | 3.5562 | 1.032 | 71.1 | 2.00 | 9.34 | 2.54 | 0.786 |
| 150 | 2.3364 | 1.012 | 103.4 | 4.426 | 13.8 | 5.84 | 0.758 |
| 200 | 1.7458 | 1.007 | 132.5 | 7.590 | 18.1 | 10.3 | 0.737 |
| 250 | 1.3947 | 1.006 | 159.6 | 11.44 | 22.3 | 15.9 | 0.720 |
| 300 | 1.1614 | 1.007 | 184.6 | 15.89 | 26.3 | 22.5 | 0.707 |
| 350 | 0.9950 | 1.009 | 208.2 | 20.92 | 30.0 | 29.9 | 0.700 |
| 400 | 0.8711 | 1.014 | 230.1 | 26.41 | 33.8 | 38.3 | 0.690 |
| 450 | 0.7740 | 1.021 | 250.7 | 32.39 | 37.3 | 47.2 | 0.686 |
| 500 | 0.6964 | 1.030 | 270.1 | 38.79 | 40.7 | 56.7 | 0.684 |
| 550 | 0.6329 | 1.040 | 288.4 | 45.57 | 43.9 | 66.7 | 0.683 |
| 600 | 0.5804 | 1.051 | 305.8 | 52.69 | 46.9 | 76.9 | 0.685 |
| 650 | 0.5356 | 1.063 | 322.5 | 60.21 | 49.7 | 87.3 | 0.690 |
| 700 | 0.4975 | 1.075 | 338.8 | 68.10 | 52.4 | 98.0 | 0.695 |
| 750 | 0.4643 | 1.087 | 354.6 | 76.37 | 54.9 | 109 | 0.702 |
| 800 | 0.4354 | 1.099 | 369.8 | 84.93 | 57.3 | 120 | 0.709 |
| 850 | 0.4097 | 1.110 | 384.3 | 93.80 | 59.6 | 131 | 0.716 |
| 900 | 0.3868 | 1.121 | 398.1 | 102.9 | 62.0 | 143 | 0.720 |
| 950 | 0.3666 | 1.131 | 411.3 | 112.2 | 64.3 | 155 | 0.723 |
| 1000 | 0.3482 | 1.141 | 424.4 | 121.9 | 66.7 | 168 | 0.726 |
| 1100 | 0.3166 | 1.159 | 449.0 | 141.8 | 71.5 | 195 | 0.728 |
| 1200 | 0.2902 | 1.175 | 473.0 | 162.9 | 76.3 | 224 | 0.728 |
| 1300 | 0.2679 | 1.189 | 496.0 | 185.1 | 82 | 238 | 0.719 |
| 1400 | 0.2488 | 1.207 | 530 | 213 | 91 | 303 | 0.703 |
| 1500 | 0.2322 | 1.230 | 557 | 240 | 100 | 350 | 0.685 |
| 1600 | 0.2177 | 1.248 | 584 | 268 | 106 | 390 | 0.688 |
| 1700 | 0.2049 | 1.267 | 611 | 298 | 113 | 435 | 0.685 |
| 1800 | 0.1935 | 1.286 | 637 | 329 | 120 | 482 | 0.683 |
| 1900 | 0.1833 | 1.307 | 663 | 362 | 128 | 534 | 0.677 |
| 2000 | 0.1741 | 1.337 | 689 | 396 | 137 | 589 | 0.672 |
| 2100 | 0.1658 | 1.372 | 715 | 431 | 147 | 646 | 0.667 |
| 2200 | 0.1582 | 1.417 | 740 | 468 | 160 | 714 | 0.655 |
| 2300 | 0.1513 | 1.478 | 766 | 506 | 175 | 783 | 0.647 |
| 2400 | 0.1448 | 1.558 | 792 | 547 | 196 | 869 | 0.630 |
| 2500 | 0.1389 | 1.665 | 818 | 589 | 222 | 960 | 0.613 |
| 3000 | 0.1135 | 2.726 | 955 | 841 | 486 | 1570 | 0.536 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Properties of Fluids - Physical characteristics of water | Heat - Density - Specific enthalpy
Dynamic viscosity - Specific heat

Home | Thematic | Tables | Programs | Library | Download | Links | Contact | Forum |
You are in the heading

Mon May 23 19:47:39 PDT 2005

Physical characteristics of water (at the atmospheric pressure)

TABLES
Pressure units

| | |
|-----------------------|--|
| Pressure: | Atmospheric pressure at 1,01325 bar, i.e. normal atmospheric pressure on the sea level at 0°C. |
| Density: | Ratio of the mass of water (kg) occupied in a volume of 1 m ³ . |
| Specific enthalpy: | Sensible Heat, it is the quantity of heat contained in 1 kg of water according to the selected temperature. |
| Specific heat: | Quantity of heat necessary to increase the temperature of a 1° Celsius per unit of mass of 1 kg of water. |
| Volume heat capacity: | Quantity of heat necessary to increase the temperature of a 1° Celsius on a unit of volume of 1 m ³ of water. |
| Dynamic viscosity: | The viscosity of a fluid characterizes the resistance to the movement of the fluid. |

NB: Energy values in kcal/kg are given on a basis of 4,1868 J. Values not normally used.

| Temperature °C | Pressure Pa | Saturation vapor pressure Pa | Density kg/m ³ | Specific enthalpy of liquid water | | Specific heat | | Volume heat capacity kJ/m ³ | Dynamic viscosity kg/m.s |
|-------------------|----------------|---------------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|---------|---------------|---------|--|--------------------------------|
| | | | | kJ/kg | kcal/kg | kJ/kg | kcal/kg | | |
| 0.00 | 101325 | 611 | 999.82 | 0.06 | 0.01 | 4.217 | 1.007 | 4216.10 | 0.001792 |
| 1.00 | 101325 | 657 | 999.89 | 4.28 | 1.02 | 4.213 | 1.006 | 4213.03 | 0.001731 |
| 2.00 | 101325 | 705 | 999.94 | 8.49 | 2.03 | 4.210 | 1.006 | 4210.12 | 0.001674 |
| 3.00 | 101325 | 757 | 999.96 | 12.70 | 3.03 | 4.207 | 1.005 | 4207.36 | 0.001620 |
| 4.00 | 101325 | 813 | 1000.00 | 16.90 | 4.04 | 4.205 | 1.004 | 4204.74 | 0.001569 |
| 5.00 | 101325 | 872 | 1000.00 | 21.11 | 5.04 | 4.202 | 1.004 | 4202.26 | 0.001520 |
| 6.00 | 101325 | 935 | 999.99 | 25.31 | 6.04 | 4.200 | 1.003 | 4199.89 | 0.001473 |
| 7.00 | 101325 | 1001 | 999.96 | 29.51 | 7.05 | 4.198 | 1.003 | 4197.63 | 0.001429 |
| 8.00 | 101325 | 1072 | 999.91 | 33.70 | 8.05 | 4.196 | 1.002 | 4195.47 | 0.001386 |
| 9.00 | 101325 | 1147 | 999.85 | 37.90 | 9.05 | 4.194 | 1.002 | 4193.40 | 0.001346 |
| 10.00 | 101325 | 1227 | 999.77 | 42.09 | 10.05 | 4.192 | 1.001 | 4191.42 | 0.001308 |
| 11.00 | 101325 | 1312 | 999.68 | 46.28 | 11.05 | 4.191 | 1.001 | 4189.51 | 0.001271 |
| 12.00 | 101325 | 1402 | 999.58 | 50.47 | 12.06 | 4.189 | 1.001 | 4187.67 | 0.001236 |
| 13.00 | 101325 | 1497 | 999.46 | 54.66 | 13.06 | 4.188 | 1.000 | 4185.89 | 0.001202 |
| 14.00 | 101325 | 1597 | 999.33 | 58.85 | 14.06 | 4.187 | 1.000 | 4184.16 | 0.001170 |
| 15.00 | 101325 | 1704 | 999.19 | 63.04 | 15.06 | 4.186 | 1.000 | 4182.49 | 0.001139 |
| 16.00 | 101325 | 1817 | 999.03 | 67.22 | 16.06 | 4.185 | 1.000 | 4180.86 | 0.001109 |
| 17.00 | 101325 | 1936 | 998.86 | 71.41 | 17.06 | 4.184 | 0.999 | 4179.27 | 0.001081 |
| 18.00 | 101325 | 2063 | 998.68 | 75.59 | 18.05 | 4.183 | 0.999 | 4177.72 | 0.001054 |
| 19.00 | 101325 | 2196 | 998.49 | 79.77 | 19.05 | 4.182 | 0.999 | 4176.20 | 0.001028 |
| 20.00 | 101325 | 2337 | 998.29 | 83.95 | 20.05 | 4.182 | 0.999 | 4174.70 | 0.001003 |
| 21.00 | 101325 | 2486 | 998.08 | 88.14 | 21.05 | 4.181 | 0.999 | 4173.23 | 0.000979 |
| 22.00 | 101325 | 2642 | 997.86 | 92.32 | 22.05 | 4.181 | 0.999 | 4171.78 | 0.000955 |
| 23.00 | 101325 | 2808 | 997.62 | 96.50 | 23.05 | 4.180 | 0.998 | 4170.34 | 0.000933 |
| 24.00 | 101325 | 2982 | 997.38 | 100.68 | 24.05 | 4.180 | 0.998 | 4168.92 | 0.000911 |
| 25.00 | 101325 | 3166 | 997.13 | 104.86 | 25.04 | 4.180 | 0.998 | 4167.51 | 0.000891 |
| 26.00 | 101325 | 3360 | 996.86 | 109.04 | 26.04 | 4.179 | 0.998 | 4166.11 | 0.000871 |
| 27.00 | 101325 | 3564 | 996.59 | 113.22 | 27.04 | 4.179 | 0.998 | 4164.71 | 0.000852 |
| 28.00 | 101325 | 3779 | 996.31 | 117.39 | 28.04 | 4.179 | 0.998 | 4163.31 | 0.000833 |
| 29.00 | 101325 | 4004 | 996.02 | 121.57 | 29.04 | 4.179 | 0.998 | 4161.92 | 0.000815 |
| 30.00 | 101325 | 4242 | 995.71 | 125.75 | 30.04 | 4.178 | 0.998 | 4160.53 | 0.000798 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับหน่วยงานราชการและหน่วยงานอื่นที่เกี่ยวข้อง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และห้องอ้างอิงของเอกสารทุกฉบับที่มีการนำออกไป

| | | | | | | | | | |
|-------|--------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|---------|----------|
| 31.00 | 101325 | 4491 | 995.41 | 129.93 | 31.03 | 4.178 | 0.998 | 4159.13 | 0.000781 |
| 32.00 | 101325 | 4754 | 995.09 | 134.11 | 32.03 | 4.178 | 0.998 | 4157.73 | 0.000765 |
| 33.00 | 101325 | 5029 | 994.76 | 138.29 | 33.03 | 4.178 | 0.998 | 4156.33 | 0.000749 |
| 34.00 | 101325 | 5318 | 994.43 | 142.47 | 34.03 | 4.178 | 0.998 | 4154.92 | 0.000734 |
| 35.00 | 101325 | 5622 | 994.08 | 146.64 | 35.03 | 4.178 | 0.998 | 4153.51 | 0.000720 |
| 36.00 | 101325 | 5940 | 993.73 | 150.82 | 36.02 | 4.178 | 0.998 | 4152.08 | 0.000705 |
| 37.00 | 101325 | 6274 | 993.37 | 155.00 | 37.02 | 4.178 | 0.998 | 4150.65 | 0.000692 |
| 38.00 | 101325 | 6624 | 993.00 | 159.18 | 38.02 | 4.178 | 0.998 | 4149.20 | 0.000678 |
| 39.00 | 101325 | 6991 | 992.63 | 163.36 | 39.02 | 4.179 | 0.998 | 4147.74 | 0.000666 |
| 40.00 | 101325 | 7375 | 992.25 | 167.54 | 40.02 | 4.179 | 0.998 | 4146.28 | 0.000653 |
| 41.00 | 101325 | 7777 | 991.86 | 171.71 | 41.01 | 4.179 | 0.998 | 4144.80 | 0.000641 |
| 42.00 | 101325 | 8198 | 991.46 | 175.89 | 42.01 | 4.179 | 0.998 | 4143.30 | 0.000629 |
| 43.00 | 101325 | 8639 | 991.05 | 180.07 | 43.01 | 4.179 | 0.998 | 4141.80 | 0.000618 |
| 44.00 | 101325 | 9100 | 990.64 | 184.25 | 44.01 | 4.179 | 0.998 | 4140.28 | 0.000607 |
| 45.00 | 101325 | 9582 | 990.22 | 188.43 | 45.01 | 4.180 | 0.998 | 4138.75 | 0.000596 |
| 46.00 | 101325 | 10085 | 989.80 | 192.61 | 46.00 | 4.180 | 0.998 | 4137.20 | 0.000586 |
| 47.00 | 101325 | 10612 | 989.36 | 196.79 | 47.00 | 4.180 | 0.998 | 4135.64 | 0.000576 |
| 48.00 | 101325 | 11161 | 988.92 | 200.97 | 48.00 | 4.180 | 0.998 | 4134.06 | 0.000566 |
| 49.00 | 101325 | 11735 | 988.47 | 205.15 | 49.00 | 4.181 | 0.999 | 4132.47 | 0.000556 |
| 50.00 | 101325 | 12335 | 988.02 | 209.33 | 50.00 | 4.181 | 0.999 | 4130.87 | 0.000547 |
| 51.00 | 101325 | 12960 | 987.56 | 213.51 | 51.00 | 4.181 | 0.999 | 4129.25 | 0.000538 |
| 52.00 | 101325 | 13612 | 987.09 | 217.69 | 52.00 | 4.182 | 0.999 | 4127.61 | 0.000529 |
| 53.00 | 101325 | 14292 | 986.62 | 221.88 | 52.99 | 4.182 | 0.999 | 4125.97 | 0.000521 |
| 54.00 | 101325 | 15001 | 986.14 | 226.06 | 53.99 | 4.182 | 0.999 | 4124.30 | 0.000512 |
| 55.00 | 101325 | 15740 | 985.65 | 230.24 | 54.99 | 4.183 | 0.999 | 4122.63 | 0.000504 |
| 56.00 | 101325 | 16510 | 985.16 | 234.42 | 55.99 | 4.183 | 0.999 | 4120.94 | 0.000496 |
| 57.00 | 101325 | 17312 | 984.66 | 238.61 | 56.99 | 4.183 | 0.999 | 4119.24 | 0.000489 |
| 58.00 | 101325 | 18146 | 984.16 | 242.79 | 57.99 | 4.184 | 0.999 | 4117.52 | 0.000481 |
| 59.00 | 101325 | 19015 | 983.64 | 246.97 | 58.99 | 4.184 | 0.999 | 4115.79 | 0.000474 |
| 60.00 | 101325 | 19919 | 983.13 | 251.16 | 59.99 | 4.185 | 0.999 | 4114.05 | 0.000467 |
| 61.00 | 101325 | 20859 | 982.60 | 255.34 | 60.99 | 4.185 | 1.000 | 4112.30 | 0.000460 |
| 62.00 | 101325 | 21837 | 982.07 | 259.53 | 61.99 | 4.186 | 1.000 | 4110.53 | 0.000453 |
| 63.00 | 101325 | 22854 | 981.54 | 263.72 | 62.99 | 4.186 | 1.000 | 4108.75 | 0.000447 |
| 64.00 | 101325 | 23910 | 981.00 | 267.90 | 63.99 | 4.187 | 1.000 | 4106.97 | 0.000440 |
| 65.00 | 101325 | 25008 | 980.45 | 272.09 | 64.99 | 4.187 | 1.000 | 4105.17 | 0.000434 |
| 66.00 | 101325 | 26148 | 979.90 | 276.28 | 65.99 | 4.188 | 1.000 | 4103.36 | 0.000428 |
| 67.00 | 101325 | 27332 | 979.34 | 280.46 | 66.99 | 4.188 | 1.000 | 4101.54 | 0.000422 |
| 68.00 | 101325 | 28561 | 978.78 | 284.65 | 67.99 | 4.189 | 1.000 | 4099.71 | 0.000416 |
| 69.00 | 101325 | 29837 | 978.21 | 288.84 | 68.99 | 4.189 | 1.001 | 4097.88 | 0.000410 |
| 70.00 | 101325 | 31161 | 977.63 | 293.03 | 69.99 | 4.190 | 1.001 | 4096.03 | 0.000404 |
| 71.00 | 101325 | 32533 | 977.05 | 297.22 | 70.99 | 4.190 | 1.001 | 4094.18 | 0.000399 |
| 72.00 | 101325 | 33957 | 976.47 | 301.41 | 71.99 | 4.191 | 1.001 | 4092.31 | 0.000394 |
| 73.00 | 101325 | 35433 | 975.88 | 305.60 | 72.99 | 4.192 | 1.001 | 4090.45 | 0.000388 |
| 74.00 | 101325 | 36963 | 975.28 | 309.79 | 73.99 | 4.192 | 1.001 | 4088.57 | 0.000383 |
| 75.00 | 101325 | 38548 | 974.68 | 313.99 | 74.99 | 4.193 | 1.001 | 4086.69 | 0.000378 |
| 76.00 | 101325 | 40190 | 974.08 | 318.18 | 76.00 | 4.194 | 1.002 | 4084.80 | 0.000373 |
| 77.00 | 101325 | 41890 | 973.46 | 322.37 | 77.00 | 4.194 | 1.002 | 4082.91 | 0.000369 |
| 78.00 | 101325 | 43650 | 972.85 | 326.57 | 78.00 | 4.195 | 1.002 | 4081.01 | 0.000364 |
| 79.00 | 101325 | 45473 | 972.23 | 330.76 | 79.00 | 4.196 | 1.002 | 4079.11 | 0.000359 |
| 80.00 | 101325 | 47359 | 971.60 | 334.96 | 80.00 | 4.196 | 1.002 | 4077.20 | 0.000355 |
| 81.00 | 101325 | 49310 | 970.97 | 339.16 | 81.01 | 4.197 | 1.002 | 4075.29 | 0.000351 |
| 82.00 | 101325 | 51328 | 970.33 | 343.35 | 82.01 | 4.198 | 1.003 | 4073.38 | 0.000346 |
| 83.00 | 101325 | 53415 | 969.69 | 347.55 | 83.01 | 4.199 | 1.003 | 4071.46 | 0.000342 |
| 84.00 | 101325 | 55572 | 969.04 | 351.75 | 84.01 | 4.200 | 1.003 | 4069.54 | 0.000338 |
| 85.00 | 101325 | 57803 | 968.39 | 355.95 | 85.02 | 4.200 | 1.003 | 4067.62 | 0.000334 |
| 86.00 | 101325 | 60107 | 967.73 | 360.15 | 86.02 | 4.201 | 1.003 | 4065.70 | 0.000330 |
| 87.00 | 101325 | 62488 | 967.07 | 364.35 | 87.02 | 4.202 | 1.004 | 4063.78 | 0.000326 |
| 88.00 | 101325 | 64947 | 966.41 | 368.56 | 88.03 | 4.203 | 1.004 | 4061.85 | 0.000322 |
| 89.00 | 101325 | 67486 | 965.74 | 372.76 | 89.03 | 4.204 | 1.004 | 4059.93 | 0.000319 |
| 90.00 | 101325 | 70108 | 965.06 | 376.96 | 90.04 | 4.205 | 1.004 | 4058.00 | 0.000315 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับใช้ภายในเท่านั้น การเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจะถือว่าผิดกฎหมาย
 ไม่ว่าการณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และห้องอ้างอิงลงในเว็บไซต์ของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำเผยแพร่

| | | | | | | | | | |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|---------|----------|
| 91.00 | 101325 | 72814 | 964.38 | 381.17 | 91.04 | 4.206 | 1.005 | 4056.08 | 0.000311 |
| 92.00 | 101325 | 75607 | 963.70 | 385.38 | 92.05 | 4.207 | 1.005 | 4054.15 | 0.000308 |
| 93.00 | 101325 | 78488 | 963.01 | 389.58 | 93.05 | 4.208 | 1.005 | 4052.23 | 0.000304 |
| 94.00 | 101325 | 81460 | 962.31 | 393.79 | 94.06 | 4.209 | 1.005 | 4050.31 | 0.000301 |
| 95.00 | 101325 | 84525 | 961.62 | 398.00 | 95.06 | 4.210 | 1.006 | 4048.39 | 0.000298 |
| 96.00 | 101325 | 87685 | 960.91 | 402.21 | 96.07 | 4.211 | 1.006 | 4046.47 | 0.000295 |
| 97.00 | 101325 | 90943 | 960.20 | 406.42 | 97.07 | 4.212 | 1.006 | 4044.55 | 0.000291 |
| 98.00 | 101325 | 94301 | 959.49 | 410.64 | 98.08 | 4.213 | 1.006 | 4042.64 | 0.000288 |
| 99.00 | 101325 | 97760 | 958.78 | 414.85 | 99.09 | 4.214 | 1.007 | 4040.73 | 0.000285 |
| 100.00 | 101325 | 101325 | 958.05 | 419.06 | 100.09 | 4.216 | 1.007 | 4038.82 | 0.000282 |

Any recopy of this table on another website or in another form of publication is completely forbidden.

Last update : June 2003



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ค.

ตารางผลที่ได้จากการทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.

ข้อมูลอัตราการถ่ายเทความร้อน, ความดันตกคร่อมของน้ำและอากาศในการทดสอบ

ตารางที่ 1 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 0.4 L/min

| ห้อง | | อากาศ | | | | | | | น้ำ | | | | | | |
|-----------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| อุณหภูมิ (C) | ความชื้น สัมพัทธ์ (%) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) | อุณหภูมิ ทางเข้า (°C) | อุณหภูมิ ทางออก (°C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) |
| 32.37 | 56.58 | 44.3698 | 68.7557 | 1.0625 | 0.0047 | 1.0082 | 114.7585 | 107.548 | 92.9091 | 88.5070 | 964.5164 | 0.0065 | 4.2057 | 119.6359 | 363.992 |
| 32.38 | 57.98 | 41.8615 | 65.4832 | 1.0721 | 0.0079 | 1.0081 | 187.7153 | 166.2105 | 97.2447 | 90.4007 | 962.3643 | 0.0064 | 4.2089 | 184.9655 | 375.166 |
| 32.45 | 55.23 | 41.1140 | 61.8619 | 1.0794 | 0.0100 | 1.008 | 209.3910 | 244.4272 | 97.2447 | 89.5037 | 962.3886 | 0.0066 | 4.2084 | 214.5841 | 389.959 |
| 29.95 | 55.87 | 38.6887 | 57.4432 | 1.0908 | 0.0123 | 1.0078 | 231.8402 | 312.8668 | 95.5005 | 87.1116 | 964.172 | 0.0066 | 4.2063 | 232.6720 | 369.466 |

ตารางที่ 2 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 0.6 L/min

| ห้อง | | อากาศ | | | | | | | น้ำ | | | | | | |
|-----------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| อุณหภูมิ (C) | ความชื้น สัมพัทธ์ (%) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) |
| 32.35 | 53.78 | 42.8083 | 70.3671 | 1.0625 | 0.0052 | 1.0082 | 143.7921 | 97.771 | 98.0421 | 94.5370 | 960.817 | 0.0098 | 4.2111 | 144.6926 | 777.4473 |
| 34.55 | 60.70 | 44.3698 | 68.0747 | 1.0637 | 0.0082 | 1.0082 | 196.3884 | 175.988 | 98.1750 | 93.6566 | 960.239 | 0.0106 | 4.2110 | 201.5269 | 726.7494 |
| 32.28 | 53.67 | 40.5658 | 62.7921 | 1.0788 | 0.0104 | 1.0080 | 232.9142 | 244.427 | 97.8759 | 92.0951 | 961.630 | 0.0097 | 4.2100 | 235.5962 | 730.5967 |
| 30.43 | 56.07 | 39.1704 | 59.0379 | 1.0873 | 0.0118 | 1.0079 | 235.7002 | 303.090 | 96.0819 | 90.2014 | 962.910 | 0.0100 | 4.2081 | 247.7453 | 727.5715 |

ตารางที่ 3 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 0.8 L/min

| ห้อง | | อากาศ | | | | | | | น้ำ | | | | | | |
|-----------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| อุณหภูมิ (C) | ความชื้น สัมพัทธ์ (%) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) |
| 32.32 | 53.60 | 42.4097 | 71.0648 | 1.0620 | 0.0053 | 1.0082 | 152.2936 | 107.548 | 98.3743 | 95.5835 | 959.499 | 0.0130 | 4.2130 | 153.0181 | 1142.860 |
| 33.63 | 56.25 | 43.4562 | 68.5730 | 1.0643 | 0.0078 | 1.0082 | 196.2810 | 166.211 | 98.3743 | 94.4872 | 960.604 | 0.0123 | 4.2114 | 200.6291 | 1135.803 |
| 32.25 | 55.63 | 40.5325 | 63.8885 | 1.0770 | 0.0105 | 1.0080 | 247.2894 | 244.427 | 98.1750 | 93.8891 | 960.663 | 0.0136 | 4.2110 | 245.8091 | 1257.544 |
| 30.75 | 56.17 | 39.6687 | 60.3834 | 1.0843 | 0.0128 | 1.0079 | 267.2234 | 312.867 | 96.4473 | 91.6300 | 962.298 | 0.0129 | 4.2090 | 262.2712 | 1149.392 |

ตารางที่ 4 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 1.0 L/min

| ห้อง | | อากาศ | | | | | | | น้ำ | | | | | | |
|-----------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| อุณหภูมิ (C) | ความชื้น สัมพัทธ์ (%) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) |
| 33.22 | 51.03 | 44.4363 | 72.3605 | 1.0564 | 0.0055 | 1.0083 | 155.2771 | 107.548 | 98.5736 | 96.2812 | 959.109 | 0.0169 | 4.2135 | 163.4342 | 1687.913 |
| 32.80 | 56.57 | 42.6588 | 68.8720 | 1.0652 | 0.0070 | 1.0082 | 184.3551 | 166.211 | 98.4740 | 95.7330 | 960.127 | 0.0166 | 4.2121 | 191.5852 | 1696.879 |
| 33.38 | 55.28 | 42.4595 | 65.8155 | 1.0706 | 0.0103 | 1.0081 | 242.6140 | 244.427 | 98.5736 | 94.9855 | 960.357 | 0.0163 | 4.2118 | 246.9282 | 1691.304 |
| 31.78 | 56.95 | 40.3830 | 60.7987 | 1.0824 | 0.0127 | 1.0079 | 260.5658 | 312.867 | 94.3875 | 90.6000 | 963.302 | 0.0168 | 4.2076 | 267.2383 | 1681.295 |

ตารางที่ 5 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 1.2 L/min

| ห้อง | | อากาศ | | | | | | | น้ำ | | | | | | |
|-----------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| อุณหภูมิ (C) | ความชื้น สัมพัทธ์ (%) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) | อุณหภูมิ ทางเข้า (C) | อุณหภูมิ ทางออก (C) | ความหนา แน่น kg/m ³ | อัตราการ ไหล kg/s | ความร้อน จำเพาะ kJ/kg.k | อัตราการ ถ่ายเทความร้อน (w) | ความดัน ตกคร่อม (Pa) |
| 33.10 | 57.97 | 43.5559 | 72.4601 | 1.0577 | 0.0055 | 1.0082 | 160.1876 | 107.548 | 98.57363 | 96.58023 | 958.9315 | 0.0197 | 4.2138 | 165.0791 | 2116.770 |
| 32.02 | 57.37 | 41.7784 | 68.7890 | 1.0668 | 0.0071 | 1.0081 | 193.2654 | 166.2105 | 98.57363 | 96.08188 | 959.9673 | 0.0190 | 4.2123 | 199.6411 | 2118.694 |
| 32.17 | 56.28 | 40.1837 | 64.4865 | 1.0766 | 0.0106 | 1.008 | 260.6083 | 254.2043 | 98.44074 | 95.18485 | 960.3329 | 0.0190 | 4.2118 | 260.6116 | 2113.481 |
| 30.88 | 55.07 | 39.5691 | 60.7987 | 1.0837 | 0.0130 | 1.0079 | 278.5792 | 303.0897 | 95.08518 | 91.59673 | 962.7021 | 0.0194 | 4.2084 | 284.7453 | 2117.496 |





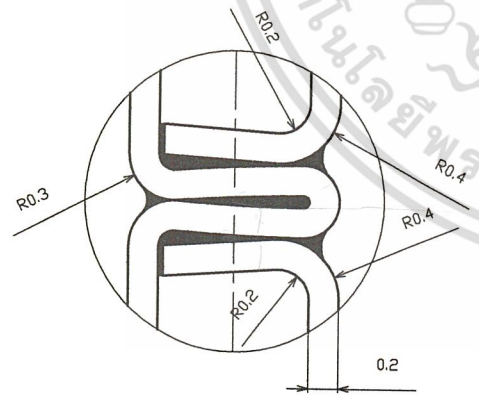
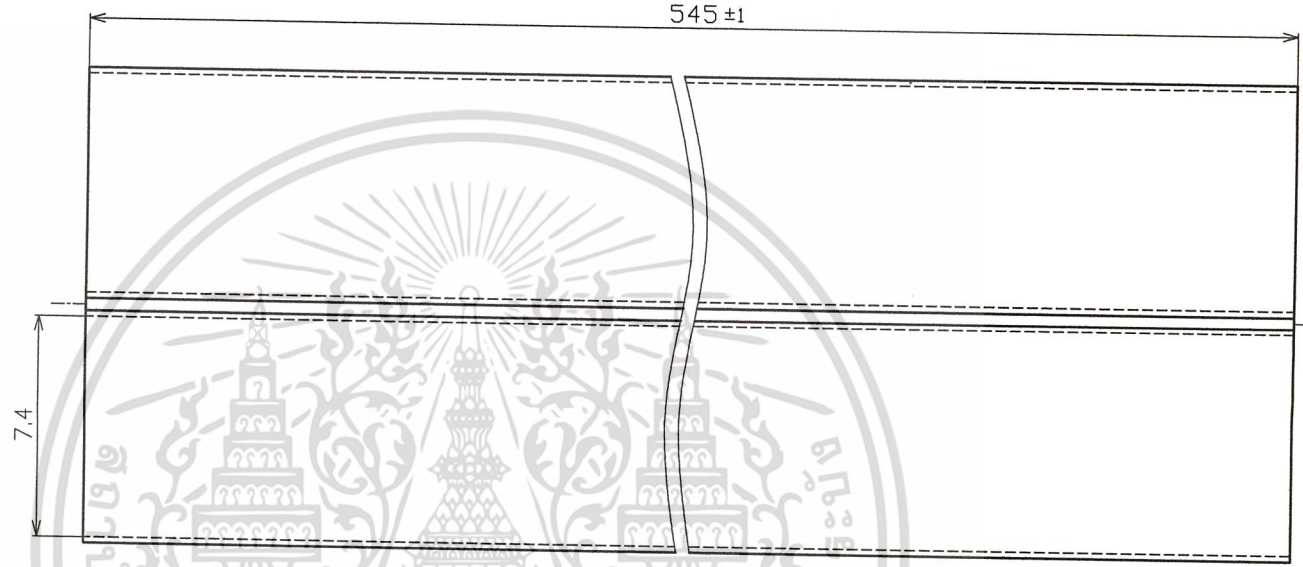
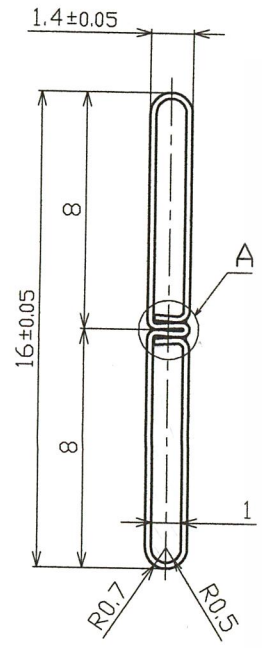
ภาคผนวก ง.

แบบของครีกระบายความร้อนที่ใช้ทดสอบ

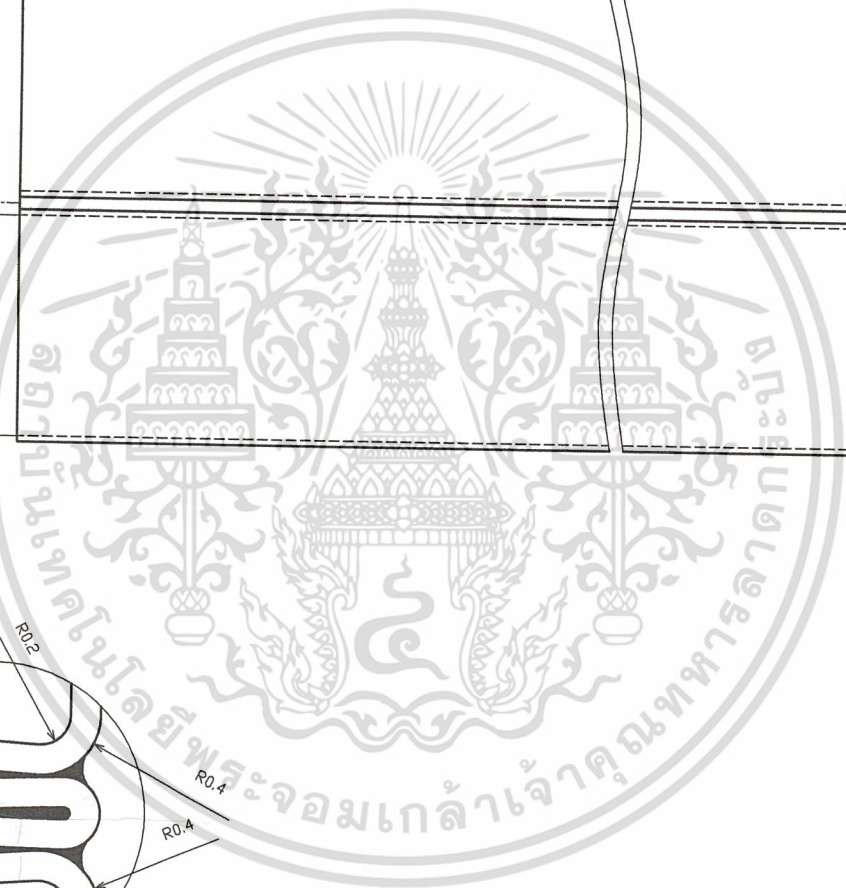
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| ANGLE OF NOMINAL SIZE | | TYPE | | |
|-----------------------|-------|------|-----|-----|
| | | T1 | T2 | T3 |
| 1' | 6' | 0.1 | 0.2 | - |
| 6' | 18' | 0.2 | 0.4 | - |
| 18' | 50' | 0.3 | 0.6 | - |
| 50' | 120' | 0.4 | 0.8 | 1.0 |
| 120' | 250' | 0.5 | 1.0 | 1.5 |
| 250' | 500' | 0.6 | 1.2 | 2.0 |
| 500' | 700' | 0.7 | 1.4 | 2.5 |
| 700' | 1000' | 0.8 | 1.6 | 3.0 |
| OVER 1000 | | 1.0 | 2.0 | 3.5 |
| ANGLE TOLERANCE (±) | | 15' | 1° | 2° |
| DATE | | | | |

| REV. | REVISION RECORD | EC NO. | DATE | DR |
|------|-----------------|--------|------|----|
| △ | | | | |
| △ | | | | |
| △ | | | | |

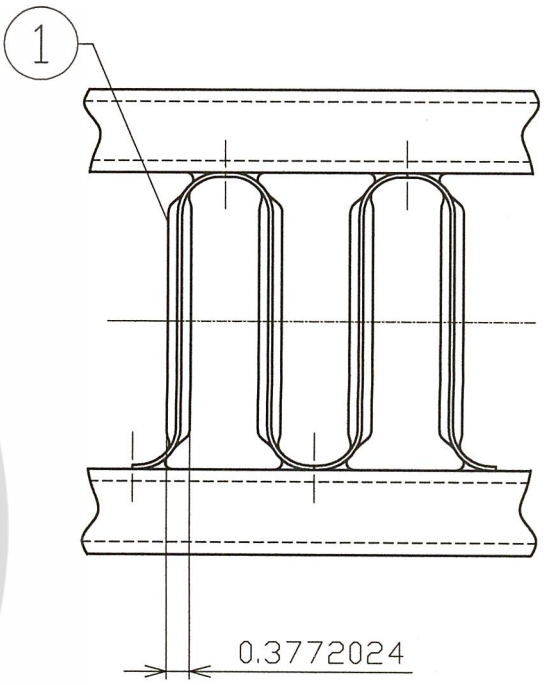
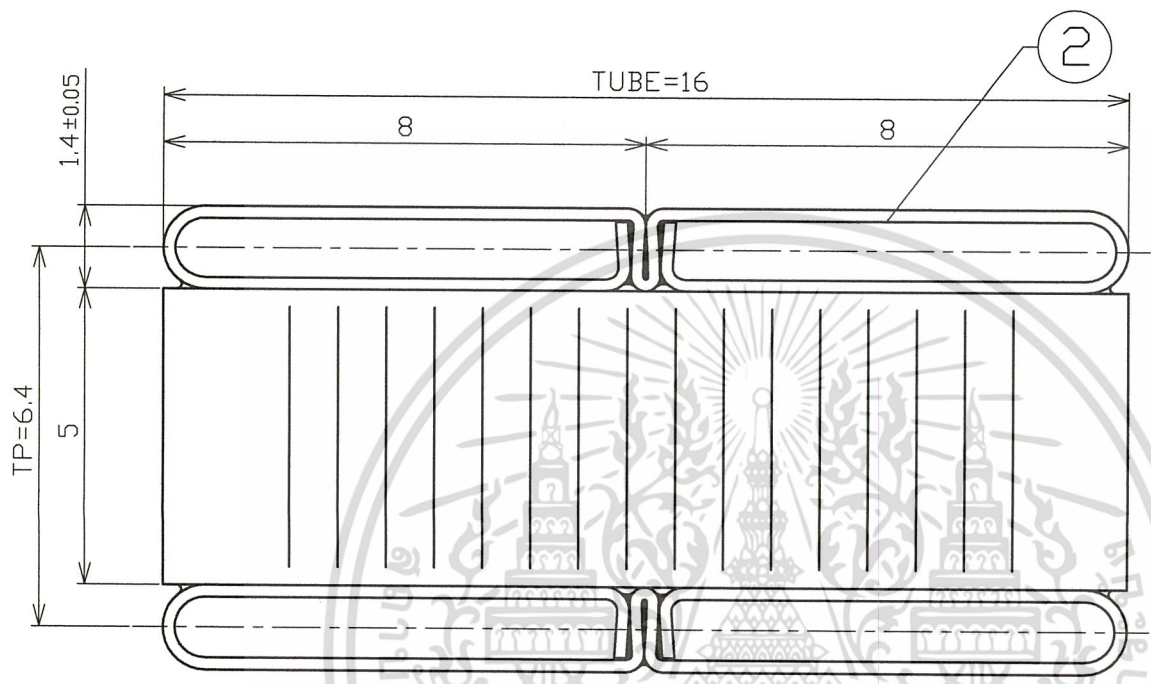


VIEW A (20:1)

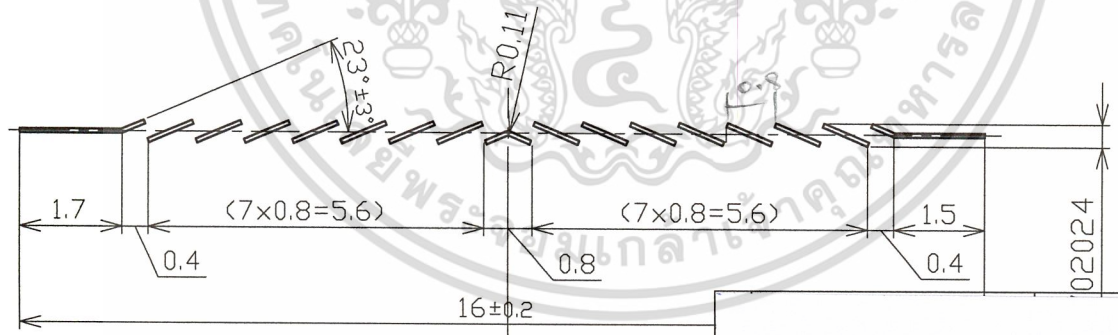


| ANGLE OF NOMINAL SIZE | TYPE | T1 | T2 | T3 |
|--------------------------|------|-----|-----|-----|
| 1° 6' | | 0.1 | 0.2 | - |
| 6° 18' | | 0.2 | 0.4 | - |
| 18° 50' | | 0.3 | 0.6 | - |
| 50° 120' | | 0.4 | 0.8 | 1.0 |
| 120° 250' | | 0.5 | 1.0 | 1.5 |
| 250° 500' | | 0.6 | 1.2 | 2.0 |
| 500° 700' | | 0.7 | 1.4 | 2.5 |
| 700° 1000' | | 0.8 | 1.6 | 3.0 |
| OVER 1000 | | 1.0 | 2.0 | 3.5 |
| ANGLE TOLERANCE (°) | | 15' | 1° | 2° |
| DATE | | | | |

| REV. | REVISION RECORD | EC NO. | DATE | DR |
|------|-----------------|--------|------|----|
| ▲ | | | | |
| ▲ | | | | |
| ▲ | | | | |



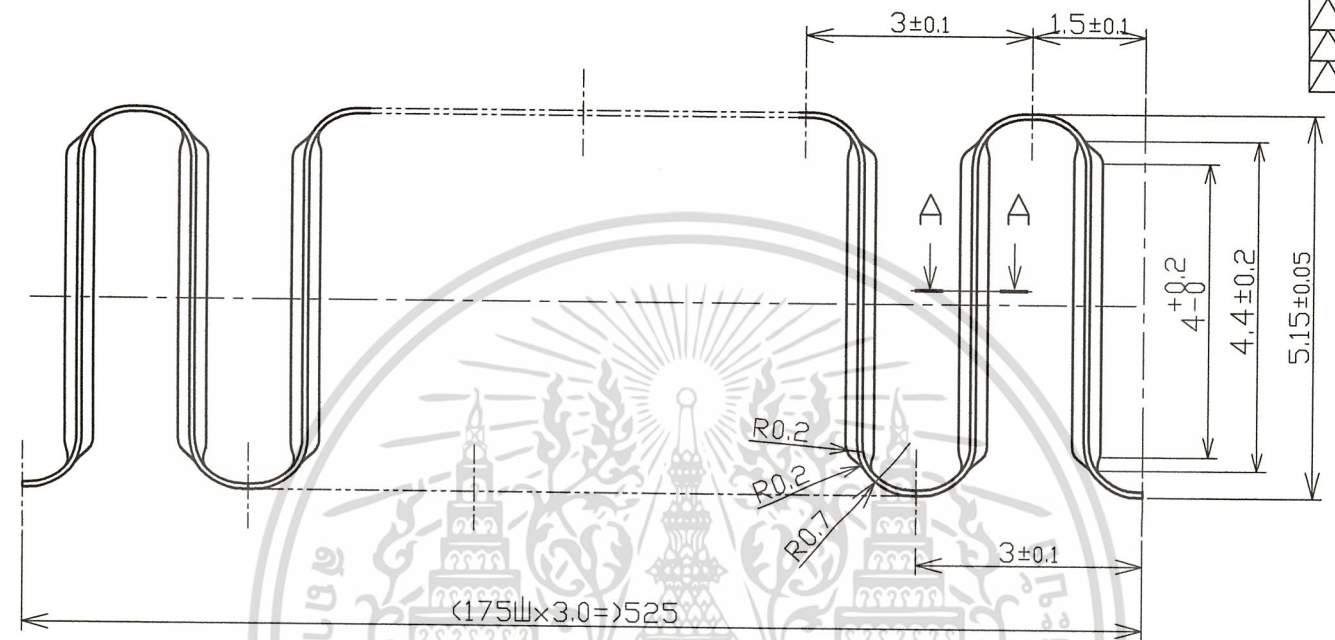
GRILL SIDE
➔



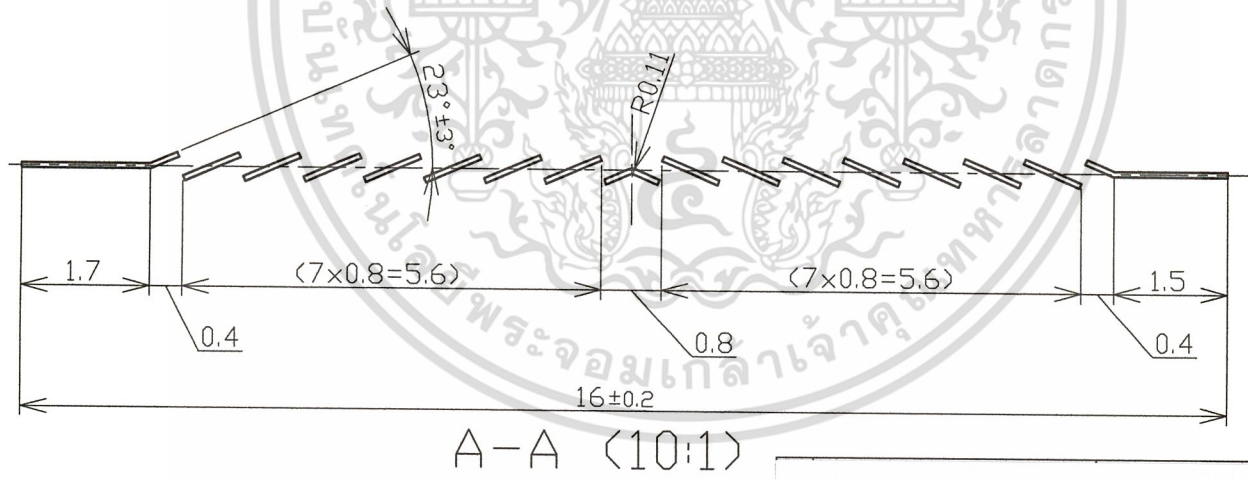
A-A (8:1)

| ANGLE OF NOMINAL SIZE | TYPE | T1 | T2 | T3 |
|-----------------------|------|-----|-----|-----|
| 1° 6' | | 0.1 | 0.2 | - |
| 6° 18' | | 0.2 | 0.4 | - |
| 18° 50' | | 0.3 | 0.6 | - |
| 50° 120' | | 0.4 | 0.8 | 1.0 |
| 120° 250' | | 0.5 | 1.0 | 1.5 |
| 250° 500' | | 0.6 | 1.2 | 2.0 |
| 500° 700' | | 0.7 | 1.4 | 2.5 |
| 700° 1000' | | 0.8 | 1.6 | 3.0 |
| OVER 1000 | | 1.0 | 2.0 | 3.5 |
| ANGLE TOLERANCE (°) | | 15' | 1° | 2° |
| DATE | | | | |

| REV | REVISION RECORD | EC NO. | DATE | DR |
|-----|-----------------|--------|------|----|
| △ | | | | |
| △ | | | | |
| △ | | | | |



GRILL SIDE





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

JIS

JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD

**Radiators for automobiles —
Test method of heat dissipation**

JIS D 1614 1991

Translated and Published

by

Japanese Standards Association

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Radiators for automobiles — Test method of heat dissipation D 1614-1991

1. Scope

This Japanese Industrial Standard specifies the test method of heat dissipation of radiators for cooling of engine to be used for water cooling engines for automobiles (hereafter referred to as the "radiator").

Remarks 1. The applicable Standard to this Standard is shown in the following.

JIS B 8330-Testing Methods for Turbo-Fans and Blowers

2. The units and numerical values given in { } in this Standard are based on the traditional units and are appended for informative reference.

2. Definitions

For the purposes of this Standard the following main definitions apply:

- (1) inlet temperature difference of air and water The difference between the inlet temperature of cooling water (hereafter referred to as the "water") to flow into radiator and the inlet temperature of air. It is expressed by degree ($^{\circ}\text{C}$).
- (2) heat dissipation quantity of water The heat quantity which water losses per unit time in the test condition. It is expressed by kilo-watt (kW) {kilo-calorie per hour (kcal/h)}.
- (3) converted heat dissipation quantity The heat dissipation quantity of water converted to inlet temperature difference of air and water 60°C . It is expressed by kilo-watt (kW) {kilo-calorie per hour (kcal/h)}.
- (4) water flow rate The water rate which passes through the radiator per unit time. It is expressed by liter per minute (l/min).
- (5) mass wind velocity of frontal area The wind velocity of frontal area of core of radiator multiplied by mass per unit area of air. It is expressed by mass per unit area per second { $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ }.
- (6) pressure loss of water side The difference of static pressure between the inlet and the outlet of water of radiator measured in the test condition. It is expressed by kilopascal (kPa) {mercury column (mmHg)}.
- (7) pressure loss of air side The difference of static pressure between the inlet and the outlet of air of radiator measured in the test condition. It is expressed by pascal (Pa) {water column (mmAq)}.

3. Test Itmes

Tests shall be carried out relating to the following items:

- (1) Heat Dissipation Quantity Test
- (2) Water Side Pressure Loss Test
- (3) Air Side Pressure Loss Test

4. Test Conditions

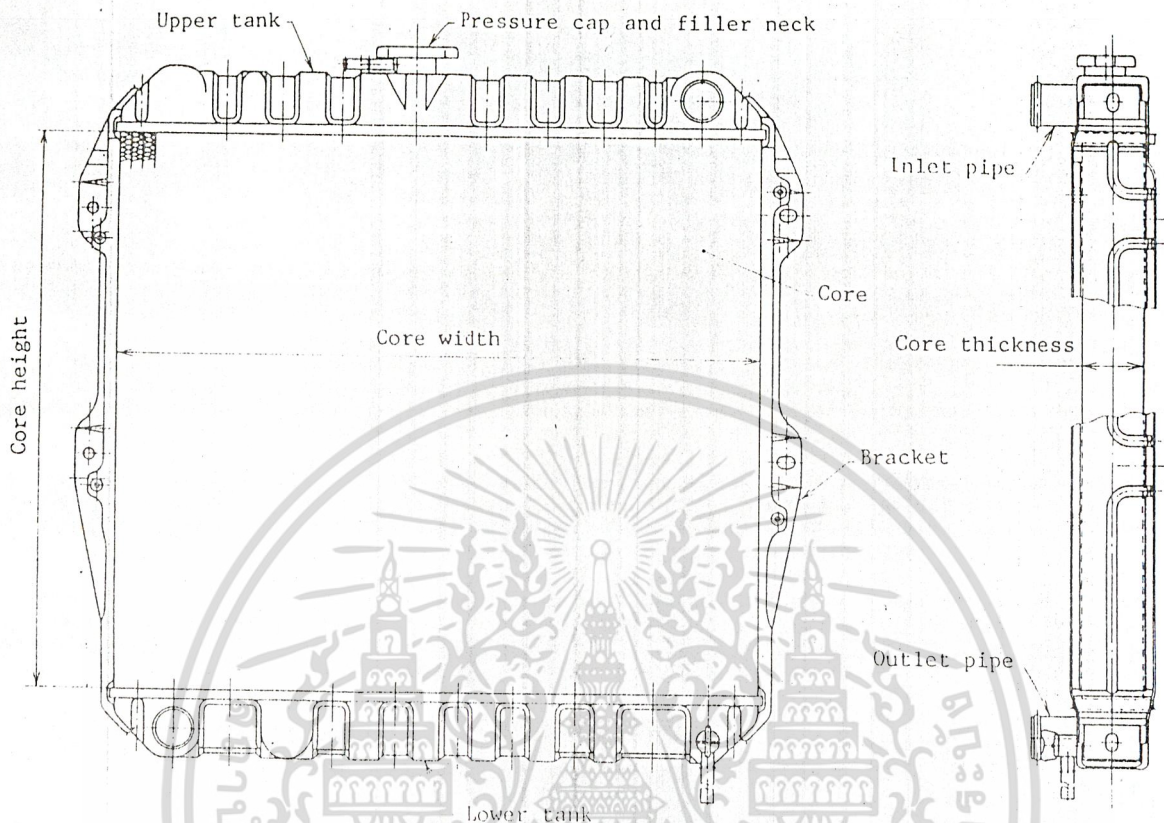
Conditions of radiator, water and test room to be carried out with the test shall be as follows:

- (1) Radiator The radiator which is assembled with main elements such as core, tank, etc. and brackets as well as accessories and satisfies the function as radiator at the minimum limit, is to be used.

Its one example is shown in Fig. 1.

- (2) Water The water to be used for water circuit of radiator is, unless specially instructed, to be clean water.
- (3) Water Inlet Temperature The inlet temperature of water to flow-in a radiator is to be made so as to keep the inlet temperature difference of air and water in heat dissipation condition at $60 \pm 10^{\circ}\text{C}$.
- (4) Test Room The test room, unless specially instructed, is to be at ordinary temperature (5 to 35°C), and ordinary humidity (45 to 85 %) and, be such structure as not to give large variations to air flow and temperature at air suction side of test apparatus.

Fig. 1. Example of Radiator



5. Test Apparatus and Instrument

5.1 Test Apparatus The test apparatus shall be capable of measuring correctly the measuring items shown in 6.1 required for expressing the performance of radiator. The test apparatus consists of water circuit and air circuit (wind tunnel) in main division, and its one example is shown in Fig. 2.

5.1.1 Water Circuit The water circuit is to be as follows:

- (1) The apparatus must be capable of regulating the water quantity passing the radiator.
- (2) The water passage and warm water tank of radiator is to be so made as the air and vapour not to be mixed in or be attached with a separating apparatus.
- (3) As to the water pump, generation of cavitation is to be taken into consideration.
- (4) The warm water tank must have a sufficient generating heat quantity to supplement the heat dissipation quantity and, be capable of adjusting the generating heat quantity over the range of heat dissipation quantity.

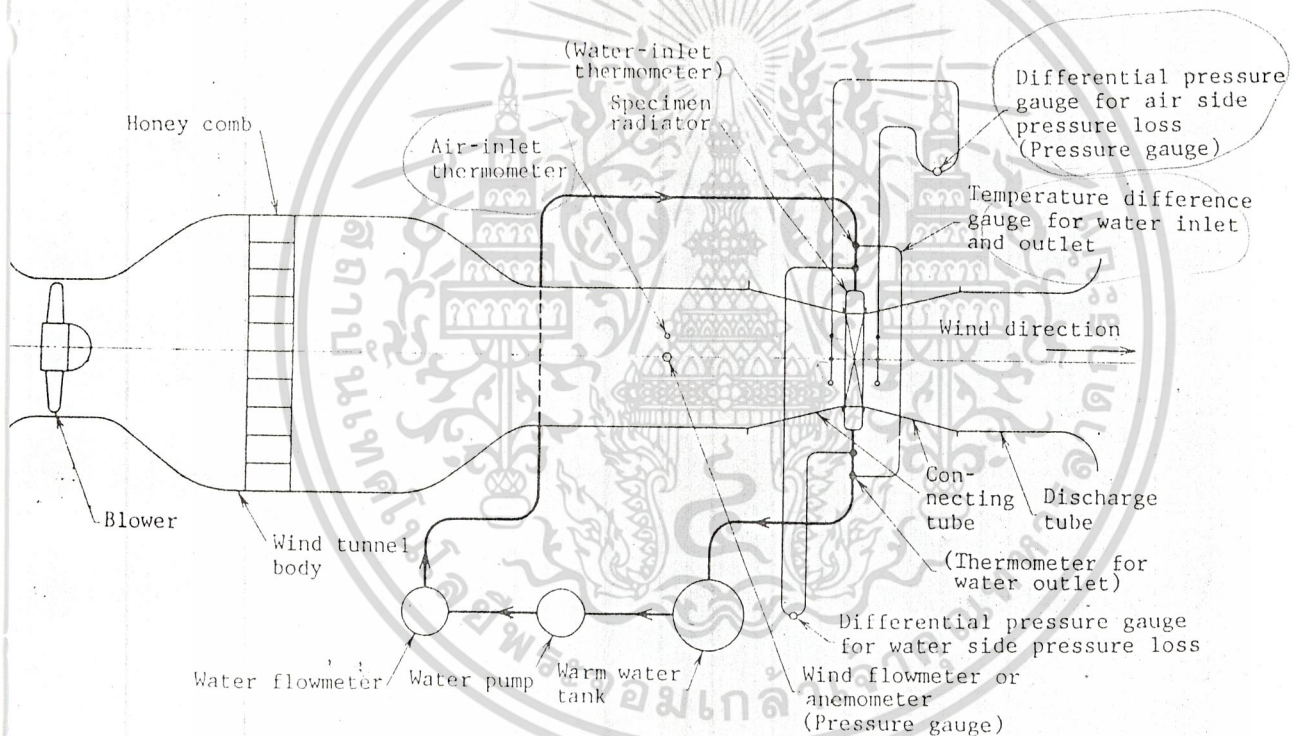
5.1.2 Air Circuit The apparatus of air circuit (wind tunnel) is to be as follows:

- (1) The wind quantity passing through the radiator is to be capable of being adjusted.
- (2) The connecting tube connecting the wind tunnel body and radiator body must be such form ⁽¹⁾ that the rectified flow is capable of being obtained at the front face of radiator.

Note ⁽¹⁾ As to the form of connecting tube, refer to JIS B 8330.

- (3) Each seam of wind tunnel body and connecting tube as well as each type of measuring hole are to be air tight.

Fig. 2. Example of Test Apparatus



5.2 Instruments The instrumental errors of instruments shall be within the values shown in Table 1 and, be corrected before the test.

Further, for measurement of difference between the inlet temperature and the outlet temperature of water, it is preferable to use a temperature difference gauge for improving the test accuracy.

Table 1. Instrumental Errors of Instruments

| Instrument | Instrumental error |
|------------------------------|---|
| Water flowmeter | $\pm 2\%$ of indicating value of instrument |
| Air flowmeter | $\pm 2\%$ of indicating value of instrument |
| Thermometer | $\pm 0.3^\circ\text{C}$ |
| Temperature difference gauge | $\pm 0.1^\circ\text{C}$ |
| Differential pressure gauge | $\pm 2\%$ of the maximum scale value |
| Pressure gauge | $\pm 2\%$ of the maximum scale value |

6. Test Method and Measuring Methods

6.1 Test Method. As to test method, at first, attached the radiator to wind tunnel by using connecting tube. Next, connect the inlet pipe and outlet pipe of radiator with the water circuit of test apparatus. After having obtained approximately stable condition at the instructed water flow rate, wind quantity, water inlet temperature and air inlet temperature, carry out the test.

The measuring items shall be as follows:

Atmospheric pressure, humidity, water-inlet temperature, temperature difference of water inlet and outlet, water flow rate, air inlet temperature, wind quantity, water-side pressure loss and air-side pressure loss.

Further, instead of temperature difference of water inlet and outlet the water-outlet temperature may be measured.

6.2 Measuring Methods The measurement shall be carried out as follows under the heat dissipation condition.

(1) Flow rate Measurement The flow-rate measurement is to be as follows:

(a) Water flow rate Measurement As to the measurement of water flow rate, remove the mixed-in air in the water circuit, and after confirming the stabilized condition, carry out the measurement.

(b) Wind Quantity Measurement The wind quantity measurement is to be carried out after confirming the stabilized condition of wind flow.

(2) Temperature Measurement The temperature measurement is to be as follows:

- (a) Water-temperature Measurement Carry out the water-temperature measurement at a position as near as possible to ends of inlet pipe and outlet pipe of radiator.
- (b) Air-temperature Measurement Carry out air-temperature measurement at inlet according to the method not receiving the heat dissipation at the front face of radiator.

(3) Pressure Measurement The pressure measurement is to be as follows:

- (a) Water-side Pressure-loss Measurement Carry out the water-side pressure-loss measurement at a position as near as possible to the ends of inlet pipe and outlet pipe of radiator.
- (b) Air-side pressure-loss Measurement The measuring position of air-side pressure-loss is to be just before and just after the radiator and at the part where the air flow is stabilized as far as possible.

The measuring method of pressure loss is in accordance with JIS B 8330.

7. Calculation Method

7.1 Procedures of Calculation Procedures of calculation shall be as follows. (As to the calculation method according to the traditional unit, refer to Informative Reference of Page 6.)

- (1) Calculate the heat dissipation quantity of water.
- (2) Calculate the mass wind velocity of frontal area.
- (3) Calculate the converted heat dissipation quantity.

7.2 Heat Dissipation Quantity of Water The heat dissipation quantity of water shall be calculated according to the following formula.

$$Q_w = \frac{V_w \cdot \gamma_w \times 10^{-3}}{60} \cdot C_{pw} \cdot (t_{w1} + t_{w2})$$

where, Q_w : heat dissipation quantity of water (kW)

V_w : water flow rate (L/min)

γ_w : mass of water per unit volume (kg/m³)
(Provided that the value at water temperature at a side near the water flowmeter is taken.)

C_{pw} : specific heat of water [to be 4.186 [kJ/(kg·°C)]]

t_{w1} : water-inlet temperature (°C)

4.186

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับองค์กรที่ออกหรือศึกษางานนั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Remarks: $\frac{V_w \cdot \gamma_w}{60} \times 10^{-3}$ is the mass of water passing in unit time (kg/s).

7.3 Mass Wind Velocity of Frontal Area The mass wind velocity of frontal area shall be calculated according to the following formula.

$$\gamma_{Daf} = \frac{V_m}{A_f \times 60} \cdot \gamma_a$$

where, γ_{Daf} : mass wind velocity of frontal area [kg/(m²·s)]

V_m : wind quantity at core frontal area (m³/min)

A_f : core frontal area (m²)

γ_a : mass of air per unit volume (kg/m³)
(Provided that the value at the wind quantity measuring position is taken.)

7.4 Converted Heat Dissipation Quantity The converted heat dissipation quantity shall be calculated according to the following formula.

$$\rightarrow Q = C_w \cdot \frac{G}{t_{w1} - t_{a1}}$$

where, Q : converted heat dissipation quantity (kW)

t_{a1} : air-inlet temperature (°C)

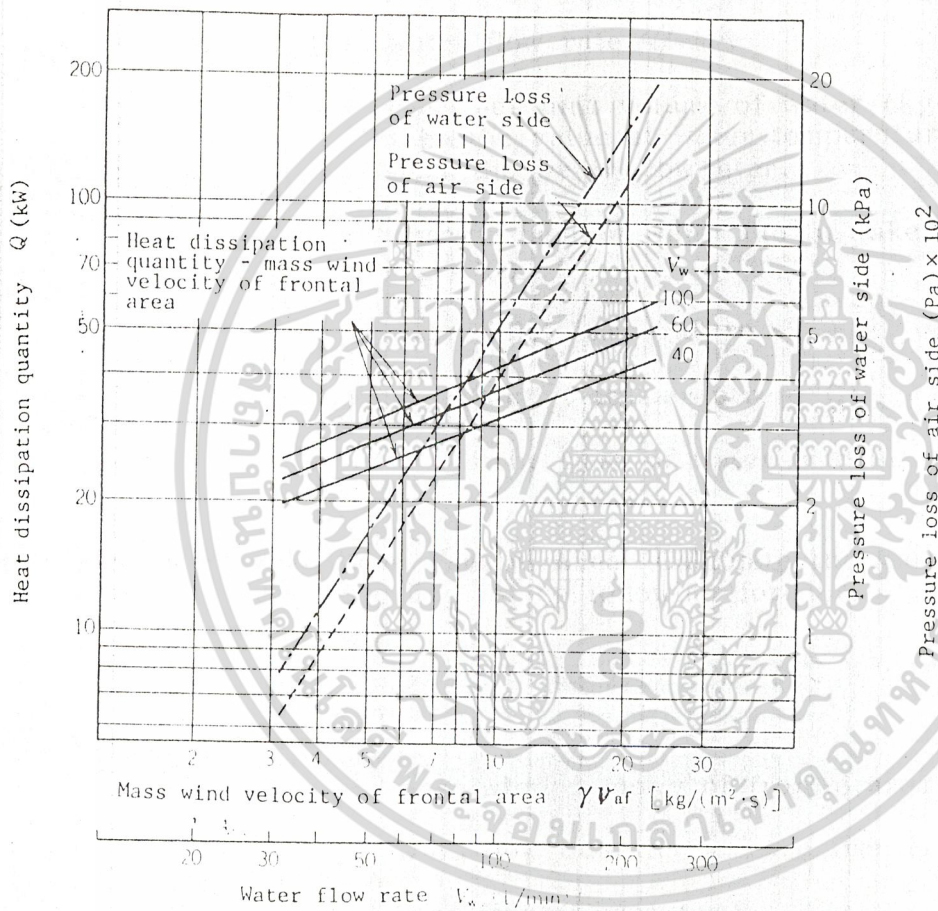
8. Preparation of Test Result Table

As to the test result table, the following relations shall be prepared to the heat dissipation diagram as indicated as example in Attached Table 1 and it be taken as the heat dissipation result table for radiator.

- (1) The relation between the converted heat dissipation quantity and the mass wind velocity of frontal area (Indicate the water flow rate as the parameter.)
- (2) The relation between the pressure loss of air side and the mass wind velocity of frontal area.
- (3) The relation between the pressure loss of water side and the water flow rate.

Attached Table 1. Example of Result Table

| Heat dissipation result table of radiator | | | | |
|---|--------|-----------|------------|--------------------------|
| Test date | Year | month | day | Room temperature °C |
| | | | | Humidity % |
| Several elements of radiator | | | | Atmospheric pressure Pa |
| Core dimensions | | | | Air-inlet temperature °C |
| Width | height | thickness | γ_n | kg/m ³ |



Remarks: The heat dissipation quantity is to be the converted heat dissipation quantity at the time when the temperature difference of inlet air and water is 60°C.

Air - P, t
Water - p, t

Poly hoch - tab la

$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t$

At = 9
Low

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Informative Reference. Calculation method according to traditional units

This Informative Reference supplements the matters relating to the specification of body and is not a part of specification.

- (1) Heat Dissipation Quantity of Water Calculate the heat dissipation quantity of water according to the following formula.

$$Q_w = V_w \cdot \gamma_w \times 10^{-3} \times 60 \times C_{pw} \cdot (t_{w1} - t_{w2})$$

where, Q_w : heat dissipation quantity of water {kcal/h}

V_w : water flow rate (L/min)

γ_w : mass per unit volume of water (kg/m³) (Provided, take the value at water temperature of side near the water flowmeter.)

C_{pw} : specific heat of water [to be taken as 1.0 {kcal/(kg · °C)}].]

t_{w1} : water-inlet temperature (°C)

t_{w2} : water-outlet temperature (°C)

Remarks: $V_w \cdot \gamma_w \times 10^{-3} \times 60$ is the mass of water passing in unit time (kg/h).

- (2) Mass Wind Velocity of Frontal Area Calculate the mass wind velocity of frontal area according to the following formula.

$$\gamma V_{af} = \frac{V_n}{A_f \times 60} \cdot \gamma_n$$

where, γV_{af} : mass wind velocity of frontal area [kg/(m² · s)]

V_n : wind flow quantity at core frontal area (m³/min)

A_f : core frontal area (m²)

γ_n : mass per unit volume of air (kg/m³) (Provided, take the value at the position of wind flow quantity measuring.)

- (3) Converted Heat Dissipation Quantity Calculate the converted heat dissipation quantity according to the following formula:

$$Q = Q_w \cdot \frac{60}{t_{a1} - t_{a1}}$$

where, Q : converted heat dissipation quantity {kcal/h}

t_{a1} : air-inlet temperature (°C)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[Reprinted from THE AERONAUTICAL JOURNAL OF THE ROYAL AERONAUTICAL SOCIETY, November 1979]



Technical Notes

Design rules for small low speed wind tunnels

R. D. MEHTA and P. BRADSHAW

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Design rules for small low speed wind tunnels

R. D. MEHTA and P. BRADSHAW

1. INTRODUCTION

Even with today's computers, a wind tunnel is an essential tool in engineering, both for model tests and basic research. Since the 1930s, when the strong effect of free-stream turbulence on shear layers became apparent, emphasis has been laid on wind tunnels with low levels of turbulence and unsteadiness. Consequently most high performance wind tunnels were designed as closed-circuit types (Fig. 1(a)) to ensure a controlled return flow. However, as will be seen below, it is possible with care to achieve high performance from an open-circuit tunnel, thus saving space and construction cost. 'Blower' tunnels (with the fan at entry to the tunnel, Fig. 1(b)) facilitate large changes in working section arrangements; to cope with the resulting large changes in operating conditions, a centrifugal fan is preferable to an axial one. For ease of changing working sections the exit diffuser is often omitted from small blower tunnels, at the cost of a power factor greater than unity. This paper concentrates on the design of *small blower* tunnels but most of the information is applicable to wind tunnels in general.

A large open-circuit tunnel would be of rather inconvenient dimensions, mainly in length. Also, an open-circuit tunnel requires enough free room around it so that the quality of the return flow is not affected significantly (remember that an open-circuit tunnel in a room is really a closed-circuit tunnel with a poorly-designed return leg). The choice may also be restricted by the maximum available blower size. A working section Re per metre of more than about 3×10^6 (a speed of about 40 ms^{-1}) is rare in blower tunnels of whatever size, and commercial blowers capable of producing such a speed in a section more than about 1 m^2 in area are also rare.

The main advantage of open-circuit tunnels is in the saving of space and cost. They also suffer less from temperature changes (mainly because room volume \gg tunnel volume) and the performance of a fan fitted at the upstream end is not affected by disturbed flow from the working section. One disadvantage of any open-circuit tunnel with an exit diffuser is that the pressure is always less than atmospheric and so spurious jets issue from holes left unpatched, although this can be remedied by obstructing the tunnel outlet and creating an over-pressure in the working section. The main advantage of a centrifugal blower, as distinct from an axial fan, is that it performs well over a large range of loads (the whole blade being at the same incidence and hence operating at the same lift coefficient). The only advantage of a suction tunnel, with a centrifugal or axial fan at exit, is the dubious one that air coming from the tunnel room *may* be less disturbed than that coming from a fan.

It is difficult and unwise to lay down firm design rules mainly because of the wide variety of requirements and especially the wide variety of working-section configurations. An attempt is made here to present design guide-

lines for the main components of a wind tunnel—the fan, wide-angle diffuser, corner vanes, settling chamber, contraction and exit diffuser (Fig. 1)—based on data from successful designs and some original experiments. For details of the data correlations see Mehta (1977) and for complete details of the experiments and design procedure see Mehta (1978).

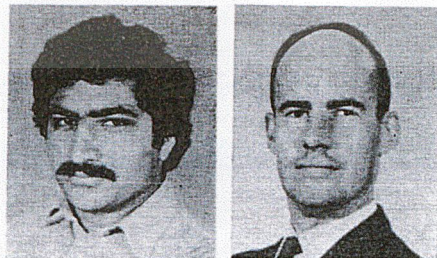
2. FANS

2.1. Axial flow fans

The usual arrangement in a closed-circuit tunnel is a stator ('pre-rotation vanes') upstream of the rotor (the fan proper), designed so that the swirl at exit is zero. In the case of an open-circuit tunnel, swirl present in the flow out of the fan *may* be dissipated before the flow reaches the intake, but a remaining advantage of pre-rotation vanes is that the flow velocity relative to the fan blades is larger than if the stator is absent or located downstream of the fan.

2.1.1. Fan solidity

The design procedure outlined by Bradshaw and Pankhurst (1964) is still an adequate guide. The only serious problem found in fan design that is not found in the design of wings for low-speed aircraft is the interference between the flow fields of the blades. This interference depends mainly on the 'solidity', the ratio of blade chord to the gap between blades (measured around the circumference). Providing that the solidity is less than unity approximately, interference is small enough to be treated as a small correction to the performance of an isolated aerofoil; for higher solidities the flow cannot be accurately related to that round an isolated aerofoil, and data for 'cascades' (rows of aerofoils arranged in the same manner as corner vanes) must be used instead. The solidity varies with radius, and in order to use the same



The Authors: Dr. R. D. Mehta and Professor P. Bradshaw, BA, Department of Aeronautics, Imperial College of Science and Technology, London.

Paper No 718.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

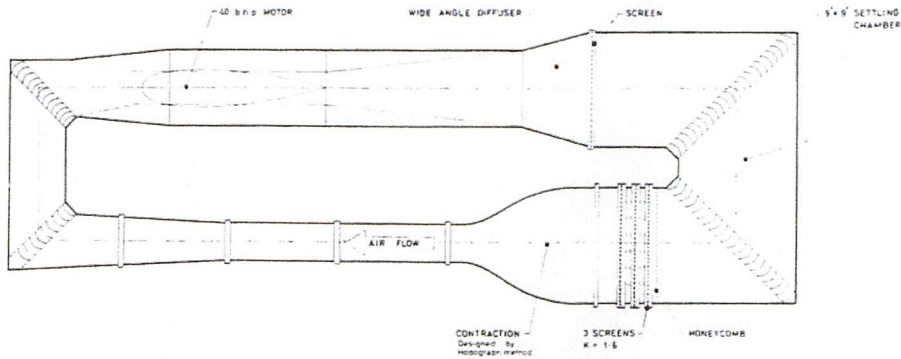


Figure 1(a). The main components of a typical closed-circuit wind tunnel.

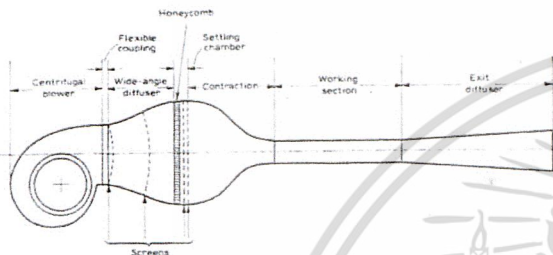


Figure 1(b). The main components of a typical blower tunnel. (Not to scale.)

design procedure for the whole length of the blade it is desirable to keep the solidity at the root below unity by mounting the fan on a central nacelle whose maximum diameter is roughly half the fan diameter.

2.1.2. Blade design

Axial fan efficiencies are of the order of 90% so that minimisation of losses is not usually important, and the usual procedure is to choose the blade lift coefficient to be as high as is safe, irrespective of lift/drag ratio; values of 0.7 to 0.9 are typical.

2.1.3. Pre-rotation vanes

Pre-rotation vanes should be run at a lift coefficient not too far above that for maximum lift/drag ratio because their wakes pass through the fan; to limit the resulting noise, the axial distance between the trailing edge of the pre-rotation vanes and the leading edge of the fan blades should be at least 20% of the vane chord and the number of fan blades should be different from the number of vanes. Pre-rotation vane solidities usually fall into the cascade range.

An alternative to pre-rotation vanes for a lightly loaded fan is a set of straightener vanes downstream of the fan.

For detailed design rules for pre-rotation vanes, fan blades and straighteners see Bradshaw and Pankhurst (1964).

2.2. Centrifugal blowers

Centrifugal blowers are normally used to drive open-circuit tunnels from the upstream end: a blower could be installed at the exit instead but this has no particular advantage. Single-inlet blowers could also be used to drive return-circuit tunnels by installing them in one of the corners. Single-inlet blowers are found to produce a vortex-type flow (due to the asymmetric positioning of the impeller) which would aid wall flow attachment in the wide-angle diffuser. This compensates for the non-

uniformity of the flow (which is also improved by the screens in the wide-angle diffuser and the settling chamber).

2.2.1. Advantages over other fans

Centrifugal blowers run with reasonable steadiness and efficiency over a wide range of flow conditions (i.e. varying tunnel power factor) because the whole blade span operates at nominally the same lift coefficient. The noise and pulsations generated by a centrifugal blower are adequately low, even at off-design conditions, and the uniformity of flow varies less with advance ratio, $U/\omega r_2$ in the notation of Fig. 2. The swirl (exit vortex) produced by a single-inlet blower is also independent of advance ratio (dependent on the ratio of rotor to casing width).

2.2.2. Types of impeller

The most common type of blading is the backward-facing aerofoil-type (Fig. 2); forward-facing is less efficient. If the blower efficiency is not too important, these blades could be designed in the same way as corner vanes or cascades by choosing a leading edge angle of 4.5° and a zero trailing edge angle, but a more efficient blade shape is that of a cambered aerofoil with finite thickness. In the present authors' tests on blowers with aerofoil-type impellers it was found that the flow uniformity deteriorated with increasing loading. However, with backward-facing 'S' shaped blades (Fig. 2) the flow uniformity was found to improve with loading, presumably because these blades stall relatively early, leading to increased mixing. The cost is a higher turbulence level in the outlet flow and a reduced blower efficiency.

2.2.3. Splitter plate (tongue)

This is an important component which affects the outlet flow uniformity and blower noise characteristics. For minimum interference with the flow uniformity, the ratio of tongue height to casing height needs to be small (<0.3) and the angle and shape carefully designed. The gap between the rotor and tongue needs to be a minimum for aerodynamic reasons but optimised for minimum interaction with the outgoing flow and thus minimum noise level. The tongue design on most commercially available blowers is adequate. A badly angled tongue could be improved upon by adding a cusped fairing downstream, as shown dotted in Fig. 2.

2.2.4. Other features and suggestions

An inlet bellmouth helps to produce a uniform flow and reduces inlet losses, and an inlet filter (helping to reduce inlet swirl) is essential to reduce contamination of hot-wire probes. Large blowers should be mounted on anti-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

vibration mountings and connected to the tunnel with a flexible coupling to reduce vibration.

Double-inlet blowers (air entering the impeller from both sides) tend to produce a uniformly inclined flow (without a vortex) which takes a longer distance to re-attach to the bottom wall downstream of the tongue. One should therefore be more conservative in designing wide-angle diffusers for double-inlet blowers.

On the whole, commercially available single-inlet centrifugal blowers with backward-facing impellers are adequate for driving blower tunnels.

Once the maximum required fan static pressure and volume flow rate have been estimated, the makers' performance charts can be consulted. Optimisation between the efficiency, rpm and required power leads to the blower choice (see section 10).

3. SCREENS

Wind tunnel screens are normally made of metal wires interwoven to form square or rectangular meshes. Screens woven from nylon or polyester threads are also now being used when the wind loads are not expected to be very high (UTS of nylon ~ 70 , steel ~ 1100 , bronze ~ 700 – 1100 MNm⁻² and E of nylon > 3 , steel ~ 200 , bronze ~ 100 GNm⁻²). The action of the gauze is described in terms of two parameters: the pressure drop coefficient, $K=f_1(\beta, R_e, \theta)$ and the deflection coefficient, $\alpha=f_2(\beta, K, \theta)$, where β is the screen open-area ratio and θ is the flow incidence angle, measured from the normal to the screen.

3.1. Main effects

(for detailed explanations see Mehta 1978)

Screens make the flow velocity profiles more uniform by imposing a static pressure drop proportional to (speed)² and thus reduce the boundary layer thickness so that the ability to withstand a given pressure gradient is increased. A screen with a pressure drop coefficient of about 2 removes nearly all variation in the longitudinal mean velocity. A screen also refracts the incident flow towards the local normal and reduces the turbulence intensity in the whole flow-field. For a given open-area ratio, it is better to have a smaller mesh for the reduction of pre-existing turbulence. Plastic screens tend to yield a more uniform flow beyond the boundary layer edge, mainly due to the weaving properties, and produce an 'overshoot' in the velocity profile near the edge, mainly caused by screen deflection angle which is a maximum at the wall. In terms of tackling a given pressure gradient or avoiding separation, this overshoot could be beneficial.

3.2. Open-area ratio (β)

Metal screens with very low β (~ 0.3) also produce an overshoot but this is caused by streamline inclination near the boundary layer edge. Low β (< 0.57) screens also produce instabilities resulting from a random coalition of

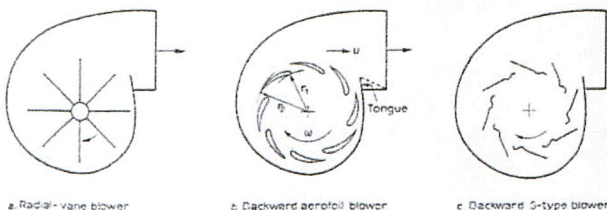


Figure 2. Different impeller types used in centrifugal blowers.

jets and presumably amalgamating to form longitudinal vortices which persist through the contraction. The coalition process is enhanced by variations in β (i.e. non-uniform weave) and by irregularities in the screen shape (i.e. wrinkles). It is therefore essential to inspect and clean wind tunnel screens regularly.

3.3. Determination of K

(ratio of pressure drop to dynamic pressure)

Although there is no wholly satisfactory method, Wiegardt's (1953) formula $\{K=6.5 [1-\beta/\beta^2] [Ud/\beta\nu]^{-1/2}\}$, where d is wire diameter, predicts the right trend; K decreases with increasing speed up to about $Ud/\beta\nu=600$, after which it is independent of Re. Collar's (1939) formula $\{K=0.9(1-\beta/\beta^2)\}$ usually over-estimates K in the high Re limit. One needs to be more careful in predicting K -values for plastic screens since,

$$K=f(\beta, R_e, \theta \dots \text{co-planarity} \dots)$$

where θ is angle of screen to incident flow. For $\theta \neq 0$ use

$$K_\theta = K \cos^m \theta, \text{ with } m=1.0 \text{ for screens with } \beta \sim 0.6 \text{ and } m \sim 1.4 \text{ for } \beta \sim 0.3.$$

3.4. Determination of α

(ratio of outlet angle to inlet angle)

For α the form:

$$\alpha = A + \frac{B}{\sqrt{1+K}}$$

where A, B are empirical constants, is a better fit than the generally accepted form:

$$\alpha = \frac{1.1}{\sqrt{1+K}}$$

Note that the refractive index of a screen (μ) defined as in optics is equal to $1/\alpha$ for small θ . For larger θ use

$$\alpha_\theta = \frac{1}{\theta} \tan^{-1} \left\{ \tan \theta - \frac{\theta}{2} \sec^2 \theta \left[C - \frac{D}{\sqrt{1+K_\theta}} \right] (E + F\theta) \right\}$$

C, D, E and F are empirical constants.

Values suggested for the empirical constants by some limited experiments (Mehta, 1978) are: $A=0.66, B=0.31, C=0.68, D=0.62, E=1.0, F=1.5$.

A more complete analysis of the flow through screens can be found in Mehta (1978).

4. DIFFUSERS

The flow through a diffuser depends on its geometry defined by the area ratio (A), diffuser angle (2θ), wall contour and diffuser cross-sectional shapes. Other parameters like the initial conditions, boundary layer control method and the presence of separation could also affect the flow thus making it very difficult to predict. Almost all knowledge acquired about diffusers is empirical. There are two main types:

4.1. Exit diffusers

These are fitted downstream of the working sections and have gentle expansions with a diffuser included angle usually not exceeding 5° (for best flow steadiness, although best pressure recovery is achieved at about 10°) and an area ratio not exceeding about 2.5. It is important to have a reasonable degree of flow steadiness in the exit diffuser, since otherwise the pressure recovery tends to fluctuate with time, and, therefore, so does the tunnel speed if the input power is nearly constant. The design

of these diffusers is well catered for by existing methods (see Cockrell and Markland, 1974).

4.2. Wide-angle diffuser

This type is normally installed between the blower and settling chamber or between the fourth corner and settling chamber of a closed-circuit tunnel; the cross-sectional area increases so rapidly that separation can be avoided only by boundary layer control. A wide-angle diffuser is a means of reducing the length for a given area ratio rather than effecting a pressure recovery; generally the net pressure rise through a screened wide-angle diffuser is negative but small.

4.2.1. Boundary layer control methods

The most popular means of boundary layer control is by installing gauze screens. A screen, besides removing the direct effects of layer growth and incipient separation, gives the layer a new lease of life. In a wide-angle diffuser it is better to use several screens of relatively small K (less than about 1.5) because increasing K at one station has little effect on the skin friction at a station much further downstream. Other types of boundary layer control methods include splitters, suction slots, trapped vortices, vortex generators and vanes and may be preferable in diffusers with very severe geometries ($A > 5$, $2\theta > 50^\circ$). For a review see Mehta (1977).

4.2.2. Design charts

The four most important parameters in a wide-angle diffuser are A , 2θ , K and n , where n is the number of screens within the diffuser—this includes the screens installed at the inlet and outlet. Data were collected from over a hundred wide-angle diffuser designs, mostly 'successful' (no separation, and uniform outlet flow with an acceptable turbulence level), and charts were plotted for relevant parameters, from which design rules have been derived. In Fig. 3, A is plotted against 2θ ; the curves enclosing successful configurations have an approximately hyperbolic shape. As n increases, the vertex moves to a higher value of 2θ and, to a lesser extent, to a higher value of A , thus implying a stronger dependence of required n on 2θ . Figure 4 is a plot of the sum of pressure drop coefficients of all the screens, $K_{sum} \equiv \sum (\Delta p/q)$, vs A . The straight line EF ($A = 1.14 K_{sum} + 1.0$) included the maximum number of successful configurations.

4.2.3. Overall design procedure

For a diffuser design to operate successfully it must lie to the left of the relevant curve in Fig. 3, giving the minimum number of screens required in the diffuser, and A

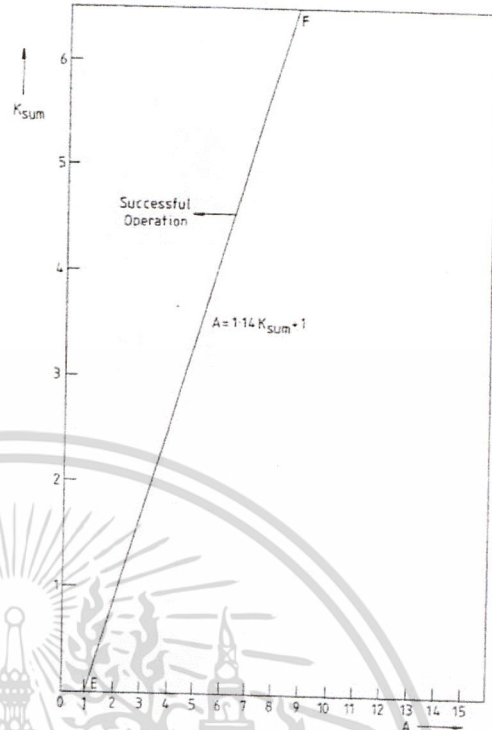


Figure 4. Overall pressure drop coefficient requirements for a diffuser with screens.

must be less than $(1.14 K_{sum} + 1.0)$, giving the minimum required overall pressure drop coefficient. A diffuser configuration satisfying both these curves should perform successfully provided that certain other design factors are kept in mind:

- (i) **Inlet conditions:** Thin boundary layers and steady flow at the inlet are obviously beneficial.
- (ii) **Screen Positioning:** The basic rule is to place screens where the diffuser wall angle changes suddenly, since these are the points where the flow is most likely to separate. In diffusers where no obvious location is indicated screens should be equally spaced, remembering that a screen at the diffuser entry (with a relatively high resistance) is desirable because the angle changes suddenly there.
- (iii) **Wall shape:** The number of screens required in a diffuser could well be reduced, and the efficiency increased, by employing curved walls. Potential flow methods are sometimes used to determine wall shapes but it is often easier to design wall shapes by eye. Straight-walled diffusers (often with curved screens) are, however, often employed, because they are easier and cheaper to construct.
- (iv) **Screen shape:** It is an advantage for the screen to intersect the diverging walls and streamlines at right angles, so that the refraction of the flow by the screens does not itself induce separation. Curved screens can be held in metal frames pressed into circular arcs and lined with wooden strips so that the gauze may be firmly embedded between two frames. It could be more difficult to dish the more flexible plastic screens (see section 3) which may also tend to flutter. Another alternative is to use a plane, 'variable- K ' screen comprising of one screen concentrically superimposed on another.

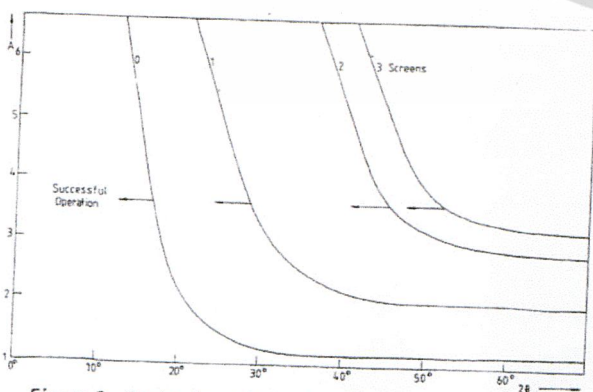


Figure 3. Design boundaries for diffusers with screens.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(v) *Cross-sectional shape*: Most wide-angle diffusers have either rectangular or square cross-sections for ease of construction and since pressure recovery is not too important. It is advisable to fillet the corners in small tunnels, whose designs are likely to be more adventurous, to reduce the risk of large regions of flow separation.

4.2.4. Comparison and verification of design rules

These design rules compare well with those proposed by Kline *et al* (1957), Schubauer and Spangenberg (1948) and Squire and Hogg (1944). This is to be expected because many designers have used these rules; evidently the rules are successful, but they may be conservative. The present rules also compare well with some experiments and test cases, details of which can be found in Mehta (1977), although there is evidence that the rules are not inflexible.

5. CORNER VANES

Even some open-circuit tunnels have corners, say to deflect the efflux from a horizontal tunnel upwards to reduce draughts. Rules for the design of vanes for 90° corners are uncontroversial and probably rather conservative. Thin sheet metal vanes are used on all but the largest tunnels and, even in the latter, thick aerofoil-section vanes are used for strength rather than aerodynamic advantage. The ratio of the gap, h , between vanes (measured from leading edge to leading edge) to the chord, c , should not exceed about 0.25; the vane lift coefficient is $2h/c$. Usual practice is to make the vane as a circular arc, with short straight extensions at leading and trailing edges for ease of rolling or pressing. The trailing edge is aligned parallel with the axis of the downstream leg and the leading edge is set at a positive 'angle of incidence' of 4° to the axis of the upstream leg. This arrangement has superficial logic but differs from established cascade-design practice, and recently Ermschhaus and Naudascher (1977) have successfully used a hodograph-solution design which has a *negative* angle of incidence at the leading edge and over-turns at the trailing edge so that the included angle is 105° instead of the conventional 86°. It is not clear whether a significantly higher h/c can be used with this design.

The pressure drop through thin vanes of standard (86°) design is estimated by Bradshaw and Pankhurst (1964) to be about $1.2 (Uc/v)^{-1/4}$ times the dynamic pressure.

6. HONEYCOMBS

Honeycombs are effective for removing swirl and lateral mean velocity variations, as long as the flow yaw angles are not greater than about 10°. Large yaw angles cause the honeycomb cells to 'stall' which reduces their effectiveness besides increasing the pressure loss.

6.1. Reduction of turbulence

An incidental effect of honeycombs is to reduce the turbulence level in the flow. Essentially, the lateral components of turbulence, like those of mean velocity, are inhibited by the honeycomb cells and almost complete annihilation is achieved in a length equivalent to about 5-10 cell diameters. Honeycombs themselves shed small scale turbulence, the level of which is found to be higher when the cell flow is laminar than when it is turbulent: this is attributed to a basic instability of the laminar near wakes. Note that the cell flow in most wind tunnel honeycombs is laminar and so Lumley and McMahon's (1967) analysis, which assumes turbulent flow, will not apply. With a laminar cell flow the net reduction is greatest for the shortest honeycomb (Loehrke and Nagib,

1976). It turns out that the shear layer instability in the near wake has a strength proportional to the shear layer thickness and so for the longest honeycomb, the ratio of turbulence generated to that suppressed is greatest.

6.2. Optimum cell size

For maximum overall benefit the cell length should be about 6-8 times its diameter. The cell size should be smaller than the smallest lateral wavelength of the velocity variation (roughly 150 cells per settling chamber 'diameter', i.e. 25 000 total, are adequate). The cross-sectional shape of the honeycomb cells is usually hexagonal, but sometimes square or triangular, the shape being chosen mainly for ease in construction. Impregnated paper honeycombs are adequate for small tunnels. Aluminium honeycombs made for aircraft sandwich construction have more precise dimensions than paper honeycombs and are to be preferred for high performance tunnels and large tunnels where the wind loads may be expected to be high. The cells of all honeycombs are often partly obstructed by burrs which can be fatigued off with an air hose.

7. SETTLING CHAMBERS

7.1. General arrangement

The usual arrangement consists of a honeycomb (with about 25 000 cells) followed by screens, the number and K -value depending on the turbulence level requirements. If severe yaw or swirl is expected in the flow from the wide-angle diffuser, it is advisable to install one screen upstream of the honeycomb, so that the flow angles are reduced. A screen with $K=1.5$ reduces yaw and swirl angles by a factor of about 0.7 for swirl angles of about 40°. The honeycomb should be installed some way downstream of the wide-angle diffuser exit, so that the flow static pressures and angles have had a chance to become more uniform. Since screens with small β (less than about 0.57) tend to produce instabilities, presumably in the form of longitudinal vortices, at least one screen with a larger β (> 0.57) should be used (in the most downstream position) if a truly two-dimensional boundary layer is required in the working section. Another alternative is to place the honeycomb downstream of the screens but this at best results in a rise in the turbulence level and is not recommended in general.

7.2. Spacing between screens

There are two important properties to consider:

- For the pressure drops through the screens to be completely independent, the spacing should be such that the static pressure has fully recovered from the perturbation before reaching the next screen (i.e. $dp/dy=0$).
- For full benefits from the turbulence-reduction point of view, the minimum spacing should be of the order of the large energy containing eddies.

It has been found that a screen combination with a spacing equivalent to about 0.2 settling chamber diameters performs successfully. The optimum distance between the last screen and the contraction entry has also been found to be about 0.2 cross-section diameters. If this distance is much shorter significant distortion of the flow through the last screen may be expected. On the other hand, if this distance, or for that matter the overall length of the settling chamber, is too long then unnecessary boundary layer growth occurs.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.3. Installation of components

Screens are normally tacked onto wooden frames. More care is necessary when tacking on plastic screens since these, being more flexible, tend to wrinkle along the lines of tension. The honeycomb is usually just push-fitted into its own frame. A useful arrangement for small tunnels is to rest the wide-angle diffuser, screen frames and contraction on a table and clamp them by drawbolts, so that frames can be withdrawn easily. On larger tunnels, it is advisable to equip the settling chamber (and wide-angle diffuser) components with castors for ease of removal. Even in tunnels made of metal or concrete, the screens are normally installed in separate frames which can be withdrawn from the tunnel for cleaning or replacement.

8. CONTRACTIONS

A contraction:

- (i) Increases the mean velocity which allows the honeycomb and screens to be placed in a low speed region, thus reducing pressure losses.
- (ii) Reduces both mean and fluctuating velocity variations to a smaller fraction of the average velocity.

The most important single parameter in determining these effects is c , the contraction ratio. The factors of reduction, as derived by Batchelor (1970) for $c \gg 1$, are:

U -component mean velocity: $1/c$

V or W -component mean velocity: \sqrt{c}

u -component rms intensity: $1/2c \{3(1+4c^3-1)\}^{1/2}$

v or w component rms intensity: $(3c)^{1/2}/2$.

(The factor of reduction of percentage velocity variation is given by multiplying the above expressions by $100/c$).

The design of a contraction centres on the production of a uniform and steady stream at its outlet, and requires the avoidance of flow separation. Two more desirable criteria include minimum exit boundary layer thickness and minimum contraction length. A design satisfying all criteria will be such that separation is just avoided and the exit non-uniformity is equal to the maximum tolerable level for a given application (typically $\pm 1\%$ velocity variation outside the boundary layers).

8.1. Contraction lengths

It is always possible to avoid separation in the contraction by making it very long, but this results in an increase of tunnel length, cost and exit boundary layer thickness.

8.2. Contraction ratio

Since the power factor contribution of screens in the settling chamber varies as $1/c^2$, large contraction ratios are advantageous. But large contraction ratios mean higher construction and running costs besides possible problems of noise and separation near the ends. Therefore, contraction ratios between about 6 and 9 are normally used, at least for the smaller tunnels.

8.3. Cross-sectional shape

In any contraction with a non-circular cross-section, the flow near the walls tends to migrate laterally, especially near corners of a polygonal section. In any case the boundary layers near the corners will be more liable to separate. However, recent investigations (Mehta, 1978) show that this does not cause a problem in a well-designed square contraction; the effect of boundary layer migration in a contraction whose cross-sectional aspect ratio changes along its length can be reduced by adding small 45°

corner fillets, but rapid termination of these in the working section must be avoided.

Two-dimensional contractions are sometimes preferred on tunnels used for boundary layer studies, where the working section is wide but shallow. However, if the boundary layers are thick, the plane walls tend to develop strong secondary flows. Also, 2-D contractions require about 25% more length to attain the same uniformity of pressure distribution as axisymmetric ones.

8.4. Wall shape

8.4.1. Theoretical design

The solution of the Laplace equation or the Stokes-Beltrami equation is relatively easy for simple geometries and many analytical solutions have been derived. With the onset of computers many numerical schemes have also been proposed. For a review see Mehta (1978).

There is no wholly satisfactory method of theoretical wall shape design, as distinct from analysis. The application of all these methods requires the establishment of some criteria and then the application of trial-and-error techniques for which limited guidance is given.

8.4.2. Design by eye

Designers have often used the rather unscientific method of design by eye. Note that the actual form of a contraction contour is not very important except near the ends, and that smoothness in contour shape is much more important than exact dimensions. In general the wall radii of curvature should be less at the narrow end and each end must join the parallel sections so smoothly that at least the first and second derivatives of the curve are zero (or very small) at the ends.

9. WORKING SECTIONS

Working section design is totally dependent on the requirements of the individual experimenter. Blower tunnels are more flexible in accepting a variety of working sections (with and without exit diffusers).

The flow out of a contraction often takes a distance equivalent to about 0.5 diameters before the non-uniformities are reduced below an acceptable level. Also, if a turbulence grid is installed, it may take up to 10-15 mesh lengths before a homogeneous flow is obtained. These requirements often fix the minimum length of the working section. The streamwise pressure gradient is best controlled by installing tapered fillets.

It is advisable to mount removable side panels on pinned hinges on large working sections which makes their 'single-handed' removal easier and safer.

Drag forces, being proportional to (velocity)², change by twice as large a fraction as the mean velocity; lift forces change because of the change in mean velocity and because of the influence of tunnel walls on the effective angle of incidence. Lift interference on a complete aircraft model in a rectangular-section tunnel is minimised if the ratio of working section breadth to height is $\sqrt{2}$ (with model span less than three-quarters of the breadth) so most general purpose aerospace tunnels are made with approximately this aspect ratio. However tunnels for measurements in boundary layers, growing on the tunnel floor say, have an optimum breadth-to-height ratio of about five since all that is necessary is that a reasonable thickness of irrotational flow shall remain between the roof and floor boundary layers at the end of the test section (a diffuser with such a non-uniform entry flow would not be very efficient). Tunnels for testing building complexes or natural terrain at model scale can also have a large breadth/height ratio; conversely, tunnels for testing isolated tower buildings or smokestacks can have a

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

breadth-to-height ratio less than unity, although the ratio of model breadth to tunnel breadth must still be kept small to minimise interference.

10. ESTIMATION OF TUNNEL POWER FACTOR

Having decided the size and configuration of a wind tunnel, the next design step is to estimate the tunnel power factor, λ (equal to $H/\frac{1}{2}\rho_o U_o^3 A_o$, where H is the shaft input power and subscript o refers to working section conditions) so that the fan and drive unit can be selected. It is difficult, but in fact not essential, to estimate the power factor very accurately; adequate extra power must be installed to cope with a variety of model or working section configurations, not known in advance.

The pressure losses in a wind tunnel are due to diffuser losses, resistive components such as screens, and friction on the tunnel walls. The total pressure loss due to each component can be estimated separately, and then summed and divided by the blower efficiency η , typically 0.8, to give the tunnel power factor. Typical values for a tunnel similar to that shown in Fig. 1(b) are given below.

- (i) Losses due to skin friction.

$$\eta\Delta\lambda_1 = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho_o U_o^2} = \left(\frac{A_o}{A}\right)^2 \int C_f \frac{S}{A} dx,$$

where S is the duct local perimeter and remembering that the area ratio is the reciprocal of the velocity ratio. It is normally only necessary to estimate skin friction losses in the working section ($A/A_o=1$). Those in the diffusers are normally accounted for in the efficiency and the other components do not contribute significantly.

Therefore, $\eta\Delta\lambda_1 \approx C_f SL/A$, where L is the working section length. Typical value: $\eta\Delta\lambda_1 \sim 0.07$, assuming $C_f \sim 0.003$.

- (ii) Losses due to screens, honeycomb and corner-vanes.

$$\eta\Delta\lambda_2 = K \left[\frac{A_o}{A}\right]^2.$$

So for a tunnel with four screens (two in the wide-angle diffuser with $A/A_o=4$ and 6 respectively) each with $K=1.5$ (for $U=5-10$ m/s), and a honeycomb with $K=0.5$ we have, taking $c=9$, typical value: $\eta\Delta\lambda_2=0.18$ (the screen at $A/A_o=4$ contributes 0.094).

- (iii) Loss of total head in the exit diffuser.

$$\eta\Delta\lambda_3 = (1 - \eta_D) \left[1 - \left(\frac{A_o}{A_{out}}\right) \right],$$

where η_D is the diffuser efficiency. This is a loss due to the inefficiency of the diffuser in transforming kinetic energy into 'pressure energy' and is caused by boundary layer growth and non-uniformity of the flow. The efficiency of a wide-angle diffuser with screens is generally negative but Δp is small.

For a conical diffuser with $A \sim 2.5$ and $2\theta \sim 5^\circ$, Cockrell and Markland (1974) suggest $\eta_D=0.8$, but this may be lower for diffusers with rectangular cross-sections, typical value: $\eta\Delta\lambda_3=0.25$ for $\eta_D=0.7$ and $A=2.5$.

- (iv) Loss of total head at the exit of an open-circuit tunnel.

In an open-circuit tunnel, the amount of kinetic energy lost at the exit and dissipated into heat adds to the total losses.

$$\eta\Delta\lambda_4 = \left(\frac{A_o}{A_{out}}\right)^2$$

[=1 for blower tunnels with no exit diffuser],
typical value: $\eta\Delta\lambda_4=0.16$ for $A=2.5$.

Therefore the estimated overall tunnel power factor,
 $\lambda \equiv \sum_{n=1}^4 \Delta\lambda_n / \eta \approx 0.825$ for the tunnel considered
(with an exit diffuser), taking $\eta=0.8$.

Once the tunnel power factor has been estimated and the required fan static pressure rise determined, one can set about the selection of the optimum fan size. The dynamic pressure rise through a blower is usually ignored and can be thought of as a safety factor in the calculations.

The fan outlet flow will be least turbulent when the fan is operating near maximum efficiency. Fan efficiency is a function of the dimensionless flow rate; the pressure rise coefficient is a (weak) function of the dimensionless flow rate also, so that requiring maximum efficiency specifies both dimensionless flow rate and pressure rise coefficient. So for a given required flow rate and pressure rise, two equations are obtained which can be solved to give the fan size and optimum operating rpm. In practice the manufacturer's performance charts should be searched for a fan size (and rpm) giving near maximum efficiency for the required flow rate and pressure rise.

ACKNOWLEDGMENTS

We are grateful to R. W. F. Gould, National Maritime Institute, M. C. Welsh, CSIRO Melbourne, and a referee, for helpful comments on a draft of this paper.

REFERENCES

- BACHELOR, G. K. *The theory of homogeneous turbulence*. Cambridge University Press, pp 55-75, 1970.
BRADSHAW, P. and PANKHURST, R. C. The design of low-speed wind tunnels. *Prog Aerospace Sci*, Vol 5, p 1, 1964.
COCKRELL, D. J. and MARKLAND, E. Diffuser behaviour—a review of past experimental work—relevant today. *Aircr Engng*, Vol 46, p 16 (reprint of Vol 35, p 286), 1974.
COLLAR, A. R. The effect of a gauze on the velocity distribution in a uniform duct. *ARC R & M 1867*, 1939.
ERMSHAUS, R. and NAUDASCHER, E. Der Niedergeschwindigkeitswindkanal des Instituts für Hydromechanik an der Universität Karlsruhe. *Zeitschrift für Flugwissenschaften und Weltraumforschung*, Vol 1, p 419, 1977.
KLINE, S. J., MOORE, C. A. and COCHRANE, D. L. Wide-angle diffusers of high performance and diffuser flow mechanisms. *J Aero Sci*, Vol 24, p 469, 1957.
LOEHRKE, R. I. and NAGIB, H. M. Control of free-stream turbulence by means of honeycombs: A balance between suppression and generation. *ASME J Fluids Engg*, Vol 981, p 342, 1976.
LUMLEY, J. L. and MCMAHON, J. F. Reducing water tunnel turbulence by means of a honeycomb. *ASME J Basic Engg*, Vol 89D, p 764, 1967.
MEHTA, R. D. The aerodynamic design of blower tunnels with wide-angle diffusers. *Prog Aerospace Sci*, Vol 18, p 59, 1977.
MEHTA, R. D. Aspects of the design and performance of blower tunnel components. PhD Thesis, Imperial College, University of London, 1978.
SCHUBAUER, G. B. and SPANGENBERG, W. G. Effect of screens in wide-angle diffusers. *NACA TN-1610*, 1948.
SQUIRE, H. B. and HOGG, H. Diffuser-resistance combinations in relation to wind tunnel design. *RAE Report No Aero 1933*, 1944.
WIEGHARDT, K. E. G. On the resistance of screens. *Aero Quarterly*, Vol 4, p 186, 1953.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

JIS

JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD

Testing Methods for Turbo-Fans and Blowers

JIS B 8330 -1981

TISI Library
ห้องสมุด

S011124



JIS B8330 1981

Thai Industrial Standards Institute : TISI
Rama VI Rd., Rajathevee Bangkok 10400 Tel : 202-3510

ที่ ๑๑๓๓
สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม

S 011124

Translated and Published

by

Japanese Standards Association

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. Scope

This Japanese Industrial Standard specifies the factory tests and inspections, using air of normal temperature and normal pressure, made for the centrifugal fans and blowers, axial fans and blowers, mixed flow fans and blowers, etc. approximately less than 1.1 in pressure ratio⁽¹⁾, hereinafter referred to as the "fans". To the tests and inspections to be made for the fans of special construction or fans used for particular gas and under other special conditions, this standard shall be applied after appropriate modification involving selection or rejection and supplementation for this standard by the agreement between the parties concerned in acceptance.

Note (1) This pressure ratio express the value under which the fan has been tested by using air of normal temperature. To the fans of which pressure ratio exceeds this value when using air of normal temperature, JIS B 8340 shall be applied.

Remark: The units and numerical values given in { } in this standard, are in accordance with the gravity system of unit, and are appended for reference.

2. Definitions

The principal terms used in this standard are as defined below in addition to the definitions given in JIS B 0132.

(1) equation of state of air An equation given as follows:

$$Pv = RT \dots \dots \dots (1)$$

Where $P(^{\circ})$: absolute pressure of air (Pa) { kgf/m² or mmAq }
 $P = P_a + p$
 P_a : atmospheric pressure (Pa) { kgf/m² or mmAq }
 $p(^{\circ})$: gauge pressure of air (Pa) { kgf/m² or mmAq }
 T : absolute temperature of air (K) $T = 273 + t$
 t : temperature of air (°C)
 v : specific volume of air at $P \cdot T$ (m³/kg) { m³/kgf }

Applicable Standards:

JIS B 0132-Glossary of Terms for Fans, Blowers and Compressors

JIS B 8340-Testing Methods for Turbo-Blowers and Compressors

JIS B 8346-Methods of Noise Level Measurement for Fans, Blowers and

เอกสารนี้เป็นเอกสารประกอบการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

JIS C 9603-Ventilating Fans

มีจำหน่ายทั้งเล่ม ยี่สิบห้าบาท ห้าสิบบาท หักส่วนลดเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

JIS Z 8762-Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates and Nozzles

$$R : \text{gas constant of air} = \frac{287}{1 - 0.378 \phi \frac{P_s}{P}} \text{ [J/(kg}\cdot\text{K)]}$$

$$\left\{ = \frac{29.27}{1 - 0.378 \phi \frac{P_s}{P}} \text{ kgf}\cdot\text{m/(kgf}\cdot\text{K)} \right\}$$

where P_s : saturated steam pressure (Pa) { kgf/m² }
 ϕ : relative humidity (a decimal)

Note (2) In any case in this standard, P and p indicate absolute pressure and gauge pressure, respectively.

Remark: Value R of gas constant of air under standard suction condition is to be assumed as 289 { 29.44 }. This value is applicable to atmospheric air of temperature ranging from - 15 to 40°C.

- (2) standard suction condition Suction condition of a fan where it sucks in humid air of 20°C in temperature, 101.3 kPa { 760 mmHg or 10333 mmAq } in absolute pressure and 65 % in relative humidity. The density of the air under the standard suction condition is to be assumed as 1.20 kg/m³ { weight per m³ = 1.20 kgf }.
- (3) total pressure air power A theoretical power required for a fan to compress the specified air volume to the specified fan total pressure.
- (4) static pressure air power A theoretical power required for a fan to compress the specified air volume to the specified fan static pressure.
- (5) air volume of fan A value of air volume calculated by a test, converted to a volume under the standard suction conditions (or under specified conditions, if particularly so specified).

Remark: In this standard, the term "air volume" is used for gas, even if the fan treats a gas other than air.

- (6) rated number of revolutions of fan A number of revolutions per unit time of the fan shaft when it is running under the specified electric source conditions for an electric motor driven fan and under the specified running conditions for other prime mover driven fan.

Remark: Since the revolutions varies more or less according to air volume of a fan, if it is required to give its numerical value, a number of revolutions of the fan at the specified air volume is to be taken as representative.

- (7) pitot tube Same as the pitot static tube termed in JIS B 0132.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. Test Items

The test items of the fan shall be as enumerated below.

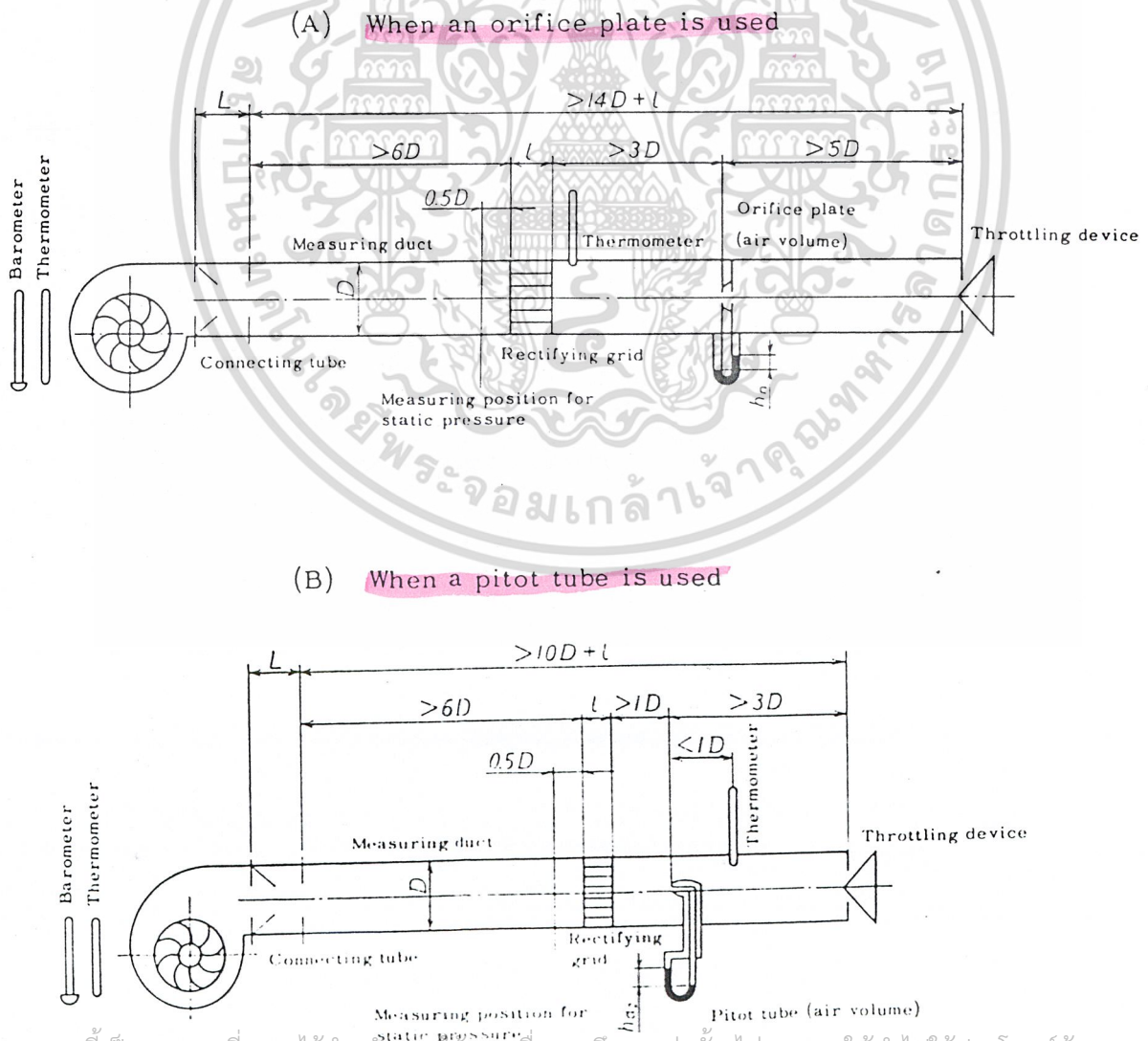
Temperature, total pressure of fan, static pressure of fan, air volume, number of revolutions, shaft power, noise and running conditions.

4. Testing Apparatus

4.1 Testing Apparatus The testing apparatus shall be such those which are capable of measuring accurately the values required to present the performance and running conditions of a fan under service conditions or under those similar to them. Arrangements of the testing apparatus⁽³⁾ and measuring instruments shall be as given in Figs. 1 to 4, as a rule.

Note (3) The centre of suction opening of the fan or suction opening of the measuring duct should position $1D$ or more apart (D : the diameter of the fan suction opening or measuring duct) from wall or floor.

Fig. 1. Fan Having Discharge Pipe Along under Service Condition



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Fig. 1 (Cont'd)

(C) When a pitot tube and rectifying wire netting are used

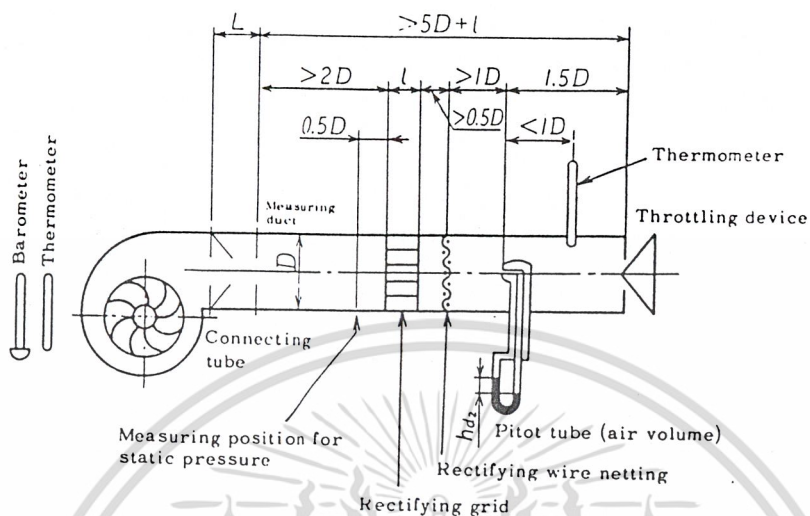
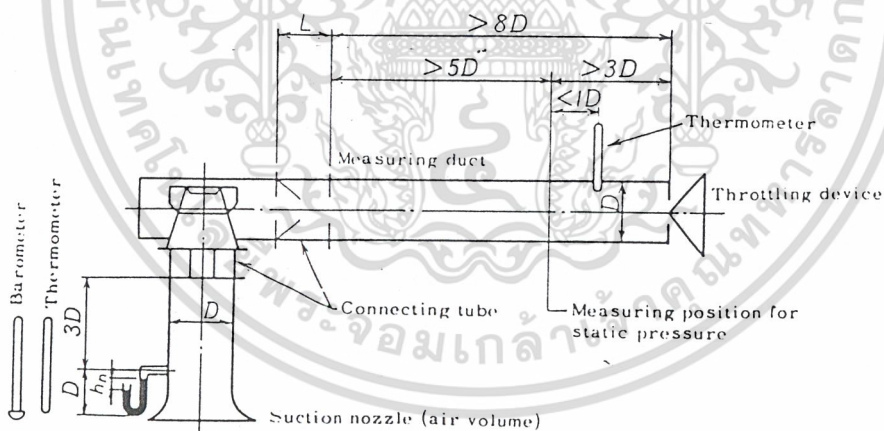


Fig. 2. Fan Having Both Discharge Pipe and Suction Pipe under Service Condition

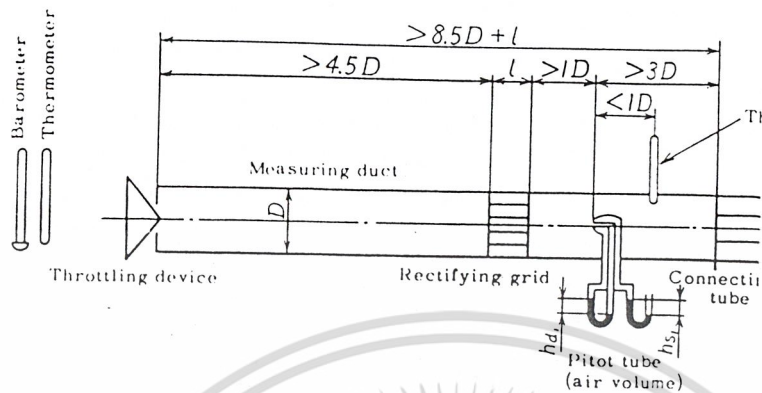
(An exemplified case where air volume is measured at suction side by the use of suction nozzle)⁽⁴⁾⁽⁵⁾

Note (4) When the air volume is to be measured on discharge side in Fig. 2, the measuring duct on discharge side of the fan same as that shown in (A), (B) or (C) of Fig. 1 shall be equipped.

In this case, in the place of the suction nozzle, a bell mouth shall be attached directly to the suction opening of the fan.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Fig. 3. Fan Having Suction Pipe Alone under Serv⁵⁾



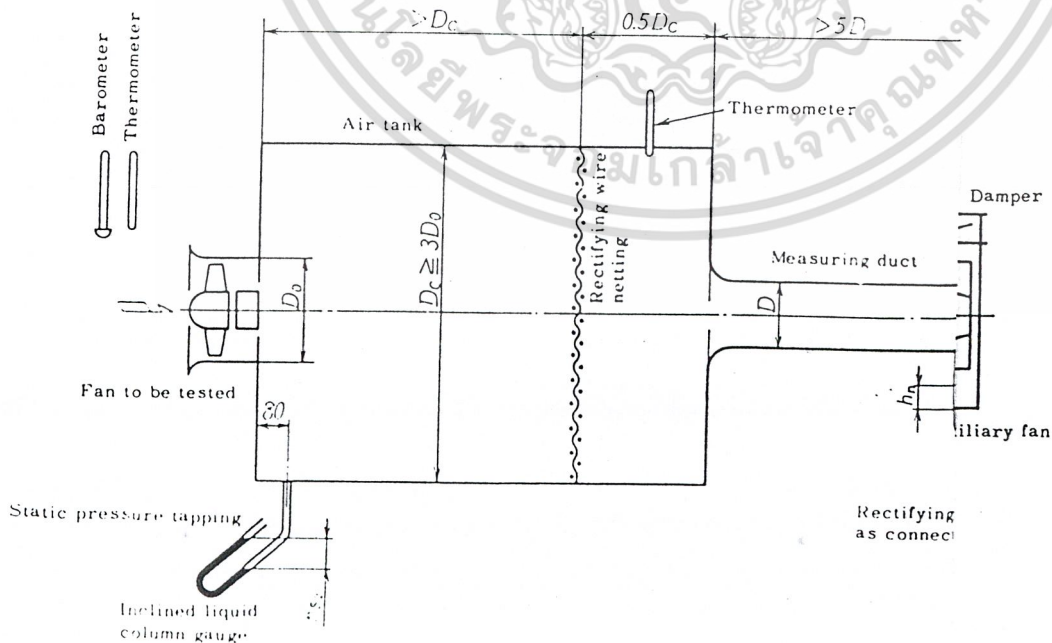
Note (5) When the static pressure or air volume is to be measured on the suction side, in some cases accurate values are obtained at the specified air volume or less due to swirl. It, therefore, should be preferable to provide a swirl grid with small loss in the connecting tube.

Even in this case, it is more difficult to obtain values as the air volume gets smaller.

Fig. 4. Fan Having neither Discharge Pipe nor Suction Pipe under Service Condition(6)

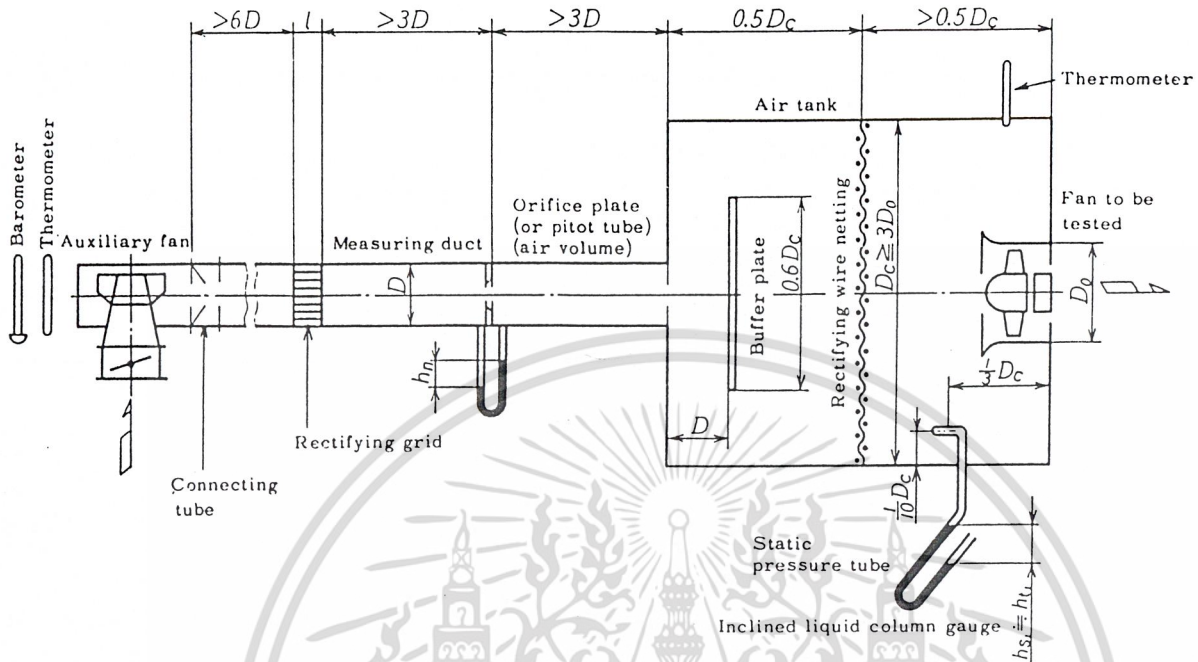
(A) For Forced Draft Fan

mm



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกา นำไปใช้

(B) For Induced Draft Fan



Note (6) When performance test of an axial fan having no guide vane of impeller of 1250 mm or less in outside diameter is made, it is recommended to use the construction shown in Fig. 4. Performance tests are to be made in accordance with (A) for the forced draft fan and (B) for the induced draft fan. Even when outside diameter exceeds 1250 mm, this standard may apply, as appropriate.

It is allowed to use JIS C 9603 for testing the ventilating fans for domestic or office use having axial type impellers which is, in particular, driven by induction motor.

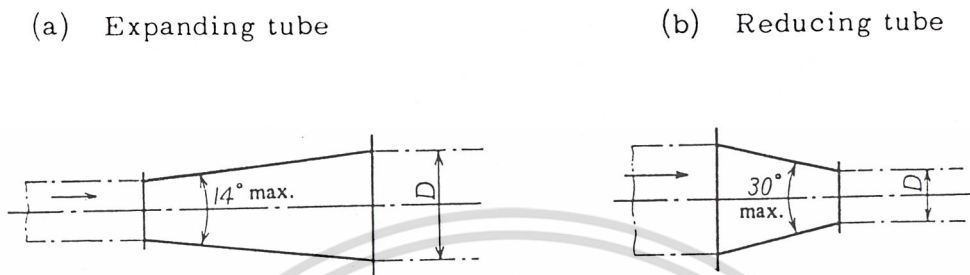
4.2 Measuring Duct The measuring duct shall have the smooth inside surface, and it is recommended that it be made of straight pipe (of D in inside diameter) having circular cross section which is same in sectional area as the suction or discharge opening of the fan. If a different shape or cross-sectional area is used inevitably, a connecting tube shall be used between the fan and the measuring duct. The cross-sectional area of the measuring duct used shall not be less than 0.7 or shall not exceed 1.3 in cross-sectional area of the suction or discharge opening of the fan. This limitation, however, needs not to apply to the cross-sectional area of the measuring duct in the case of the apparatus shown in Fig. 4, since it is irrelevant to the fan to be tested.

4.3 Connecting Tube When the connecting tube transits from a circular shape to a rectangular shape, from a rectangular shape to a circular shape or from a circular shape to a rectangular shape, the rules described below shall be observed.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- (1) The angle between the connecting tube and the axial line in the case of the transition from a circular shape to a circular shape shall be not more than 14° for the expanding tube, and not more than 30° for the reducing tube (see Fig. 5).

Fig. 5. Connecting Tubes



- (2) In the case of the transition from a rectangular shape to a circular shape, the rule described in the following equation (discharge side) applies:

For reducing tube ($m \leq 1$): $L/D \geq 1.8 \left(\frac{1}{\sqrt{m}} - 1 \right) + 0.4 \frac{a}{b}$ (2)

For expanding tube ($m \geq 1$): $L/D \geq 4 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{m}} \right) + 0.4 \frac{a}{b}$ (3)

- (3) In the case of the transition from a circular shape to a rectangular shape, the rule described in the following equation (suction side) applies:

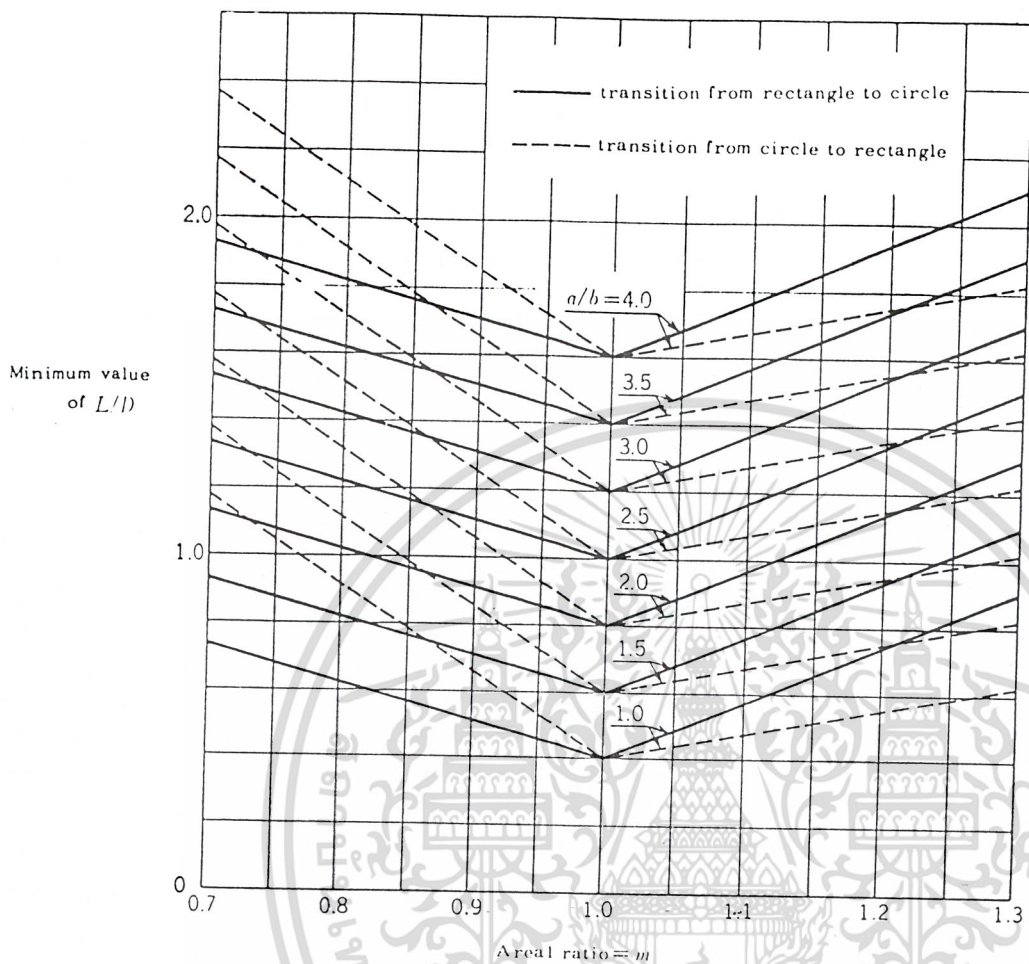
For reducing tube ($m \geq 1$): $L/D \geq 1.8 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{m}} \right) + 0.4 \frac{a}{b}$ (4)

For expanding tube ($m \leq 1$): $L/D \geq 4 \left(\frac{1}{\sqrt{m}} - 1 \right) + 0.4 \frac{a}{b}$ (5)

where L : length of connecting tube
 D : inside diameter of measuring duct
 m : areal ratio = $\frac{\pi D^2}{4ab}$
 a : length of long side of rectangle
 b : length of short side of rectangle

(See Fig. 6)

Fig. 6. Length of Connecting Tube



4.4 Air Tank The air tank shall be so constructed as described below.

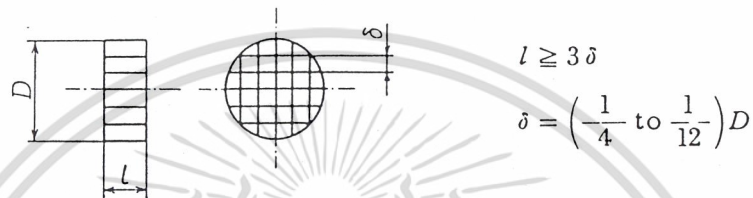
- (1) The air tank shall be either a circular tank (D_c in inside diameter) or a square tank (D_c in length of a side) each having uniform sectional area.
- (2) The sectional area of the air tank shall be so made that its mean velocity comes to 2 m/s or less. However, when the static pressure of a fan is not more than 70 Pa { 7.1 mmAq }, the mean velocity shall come to 1.5 m/s or less.
- (3) The rectifying wire netting shall be made in accordance with 4.7.1, and so that the current is made uniform and that the velocity of current passing through the wire netting does not exceed 3 m/s and does not exceed 2 m/s when the static pressure of the fan is not more than 70 Pa { 7.1 mmAq }.
- (4) Where the fan has a bell mouth at its suction opening or a suction duct under the service condition, the bell mouth shall be attached to the fan to be tested. If the fan has no bell mouth at the suction opening or no suction duct under the service condition, no bell mouth shall be attached to the suction opening of the fan to be tested.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 Where Test Is Made by Using Air Tank The air volume shall be adjusted by the revolution of the auxiliary fan or by means of damper so as to keep the inside of the air tank at positive pressure in the case of Fig. 4 (A) and at negative pressure in the case of Fig. 4 (B).

4.6 Rectifying Grid The axial length l of the rectifying grid shall be three times or more the one side length δ of the aperture (square) of the rectifying grid, as shown in Fig. 7. The length δ shall be $1/4$ to $1/12$ of the inside diameter D of the measuring duct.

Fig. 7. Dimensions of Rectifying Grid



4.7 Rectifying Wire Netting

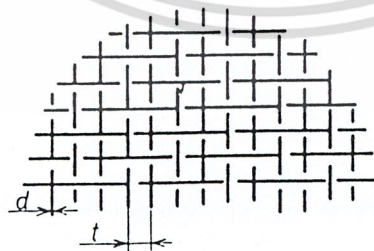
4.7.1 It should be preferable for the rectifying wire netting to be provided in the air tank shown in Fig. 4 to have the value approximately equal to 0.13 of value $\frac{d}{t}$ shown in Fig. 8.

4.7.2 The rectifying wire netting to be provided in the measuring duct of Fig. 1 (C) shall have the value ranging from 0.6 to 0.45 of aperture ratio μ . In this case, the value μ shall be calculated by the following equation:

$$\mu = \left(1 - \frac{d}{t}\right)^2 \dots\dots\dots (6)$$

where d : wire diameter of rectifying wire netting (mm)
 t : pitch of rectifying wire netting (mm)

Fig. 8. Rectifying Wire Netting



4.8 Adjusting Device for Air Volume When the air volume is to be adjusted at the measuring duct on the discharge side, the adjustment shall be made by means of a damper or other throttling device, and when the air volume is to be adjusted at the measuring duct on the side measuring duct, the adjustment shall be carried out by using throttling devices, such as a circular disc and cone equipped symmetrically at the centre of axis of the measuring duct. The damper, circular disc, cone and other throttling devices shall position at an adequate distance from walls, floor, etc. to prevent any bad effect on measurements.

4.9 Humidity Measuring Instrument The measurement of humidity shall be made with a psychrometer.

4.10 Atmospheric Pressure Measuring Instrument The measurement of the atmospheric pressure shall be made with a Fortin barometer.

5. Test Methods

5.1 Testing Conditions

5.1.1 Suction Conditions The conditions of the suction air shall be the standard suction conditions, unless otherwise specified.

5.1.2 Test Number of Revolutions The test shall be made at the specified number of revolutions⁽⁷⁾.

Note (7) If it is difficult to run the fan at its specified number of revolutions for the reasons of electric source, equipments, etc., it is allowed to make the test within $\pm 20\%$ of the specified number of revolutions and to convert the test results to the values at the specified number of revolutions. In this case, the conversion of the performance values shall be made in accordance with 6.2.

If it is impossible to carry out test due to large size or large power of the fan, the model test shall be made. In this case, the approval of the test results shall be made by the agreement between the parties concerned in acceptance.

5.1.3 Measuring Points The measuring points shall depend on the types of the fans, as follows:

- (1) The centrifugal fan shall be tested for five or more different air volumes ranging from the shut-off condition or surging point to the larger volume as far as possible, and at least one of them shall be the specified total fan pressure or a pressure lower than the static pressure.
- (2) The mixed flow fan shall be tested at five or more different air volumes which include the specified air volume ranging from the smaller volume to the larger volume as far as possible.
- (3) The axial fan shall be tested at five or more different air volumes, which include the open condition and cover the smaller volume as far as possible, and at least one of them shall be the specified fan total pressure or a pressure higher than the static pressure.

5.1.4 Rotation Test for High Speed Rotor Since Article 149, Paragraph 8, of Labour Safety and Hygiene Regulation (Ministerial Notification No. 32, notified by Labour Ministry, 1972-09-30) applies to the rotation test for the rotor of which peripheral speed of impeller exceeds 25 m/s, the test shall be carried out after the ascertainment of safety of the test.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 Testing Instruments and Measuring Methods

5.2.1 Temperature The temperature measurement shall be made as described below.

For the temperature measurement, a mercury enclosed thermometer, a thermopile thermometer or the like, of 1°C or under in scale spacing, 100°C in maximum scale value and -10°C in minimum scale value, shall be used. The thermometer abovementioned shall have been subjected to preliminary calibration.

The thermometers shall be placed at such locations where air temperature on suction side and on discharge side of the fan can be measured correctly to 1°C .

5.2.2 Pressure The pressure measurement shall be made as described below.

- (1) Pressure Gauges For the measurement of static pressure, dynamic pressure, and pressure directly before and after suction nozzle and orifice plate, U-tube or other liquid column gauge shall be used. The pressure gauges abovementioned, however, may be substituted by other pressure gauges which are capable of being calibrated by comparing with the liquid column gauge.

As the liquid to be contained in the liquid column gauge, water or alcohol of which specific gravity has been subjected to preliminary measurement shall be used.

Inside diameter of the glass tube contained in the liquid column gauge shall be 6 to 12 mm, and inside diameters of the U-tube, both on left and on right sides, shall be approximately equal and uniform. The scale spacing of the liquid column gauge shall be 1 mm.

When pressure of 500 Pa { 51/mmAq } or under is to be measured, the inclined liquid column gauge or micro-pressure gauge shall be used for the measurement.

When the measurement of pressure is made for the orifice plate and suction nozzle, pressure shall be read to at least $1/100$ of the pressure. If the indication of a liquid column gauge fluctuates violently, the leader tube may be throttled to an extent that will not produce error.

- (2) Pitot Tube, Static Pressure Tube and Static Pressure Hole When the simultaneous measurement is to be made for dynamic pressure and static pressure, the pitot tube shall be used, and when the measurement is to be made for the static pressure alone, the static pressure tube or the static pressure hole which is bored perpendicularly to the tube wall shall be used.

The pitot tube (see Fig. 9), static pressure tube (see Fig. 10) and static pressure hole (see Fig. 11) shall be so constructed as specified below.

Fig. 9. Pitot Tube

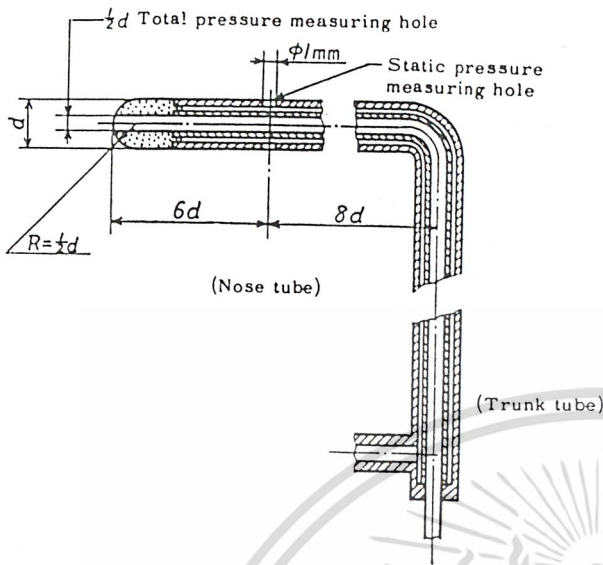


Fig. 10. Static Pressure Tube

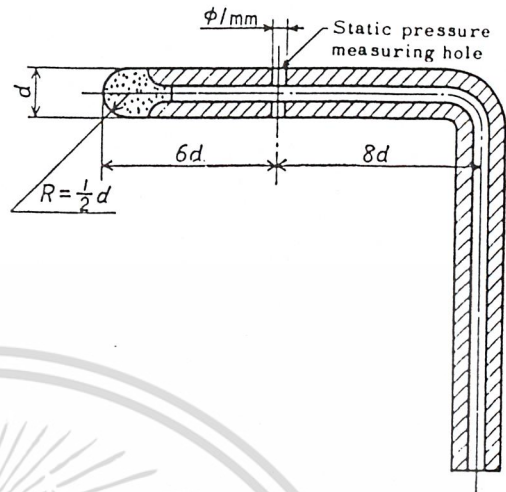
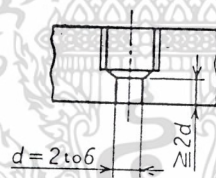


Fig. 11. Static Pressure Hole

Unit: mm

Detailed static pressure hole



- (a) The nose tube of the pitot tube shall be smooth brass tube or stainless steel tube of 5 to 20 mm outside diameter d , and the outside diameter of the trunk tube shall be 1 to 3 times the outside diameter of the nose tube.
- (b) The static pressure tube shall be smooth brass tube or stainless steel tube of 5 to 10 mm outside diameter d .
- (c) The inside diameter of the static pressure measuring hole shall be 1 mm, and the holes shall number nearly the same as the numeral of the outside diameter of the nose tube expressed in mm. They shall be distributed at an equal distance along the periphery.

- (d) The surface of the nose tube shall be finished sufficiently smooth, and particularly any burr shall not remain on the end faces of the total pressure measuring hole and static pressure measuring hole.
- (e) The static pressure hole shall be in conformity to Fig. 11, and its tapping hole for the static pressure shall be so constructed as to be suitable to connecting leader tube.
- (f) The pitot tube shall be kept in parallel with the current, and the measuring points shall position at 10 points given in the following equations, on the diameters perpendicular to each other in the cross section of measuring duct (Fig. 12), totalling 20 points (see Attached Table 2).

Fig. 12. Measuring Points of Pitot Tube



If inside diameter of the measuring duct is not more than 400 mm, it should be preferable to use the orifice plate or suction nozzle.

- (g) For the measurement of the static pressure by the use of the static pressure tube or static pressure hole, the measurements shall be made individually at two positions each on left and right sides of the pipe wall, and the average of the measurements shall be taken. If the measurements made on the left and the right sides differs considerably either the cause of error shall be confirmed, or the measurement shall be compared with the measurements made at other points.

Measuring method and reference points for the static pressure shall be set down as specified in Fig. 13.

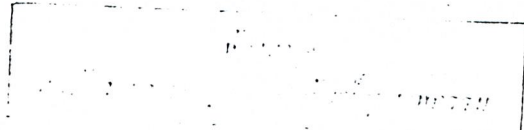
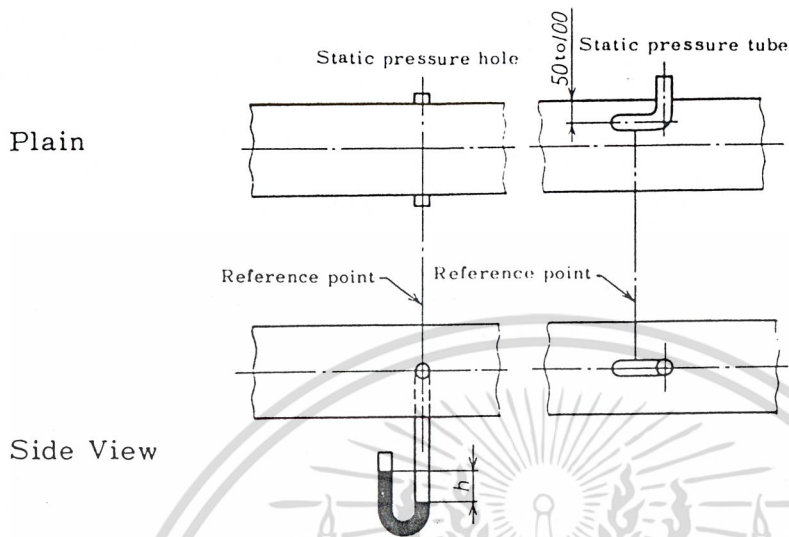


Fig. 13. Measurement of Static Pressure

Unit: mm

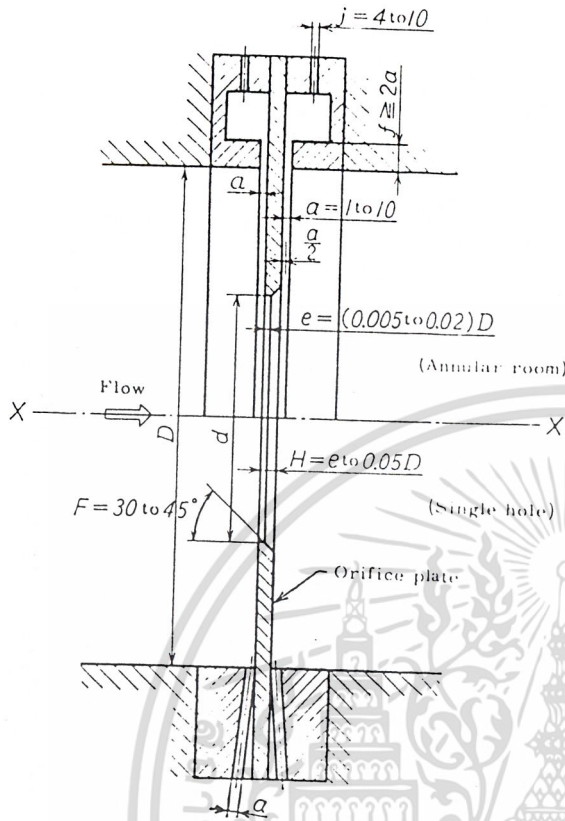


5.2.3 Air Volume The measurement of air volume shall be made as described below.

- (1) Method Using Pitot Tube The pitot tube used shall be the pitot tube specified in 5.2.2 (2).
- (2) Method Using Orifice Plate The orifice plate shall be as specified below.
 - (a) The orifice plate shall be so constructed as to be in compliance with JIS Z 8762, and its shape and dimensions shall be as specified in Fig. 14.
 - (b) The pressure tapping method shall use the corner tapping specified in JIS Z 8762, and the construction and position of the pressure tapping mouth shall be as specified in Fig. 14. If it is inevitable to use contraction tapping or flange tapping, it shall meet the requirements of JIS Z 8762.
 - (c) The size of the orifice plate used shall be 50 to 1000 mm in inside diameter of the pipe and 0.05 to 0.64 in ratio of throttling area $\beta^2 = \left(\frac{d}{D}\right)^2$. It is advisable to select it so that the pressure difference gets not less than 500 Pa { 51 mmAq }.

Fig. 14. Orifice Plate

Unit: mm



- D : inside diameter of pipe
50 to 1000 mm
- a : diameter of single hole or width of slit
When $\beta \leq 0.65$, $a \leq 0.03D$
When $\beta > 0.65$, $0.01D \leq a \leq 0.02D$
 $a = 1$ to 10 mm, irrespective of value β
- f : thickness of slit
- j : diameter of hole connecting with the pressure leading tube
- d : aperture diameter of orifice
- H : thickness of orifice plate
- c : thickness of edge
- F : relief angle
- XX : central axis of rotation of orifice plate

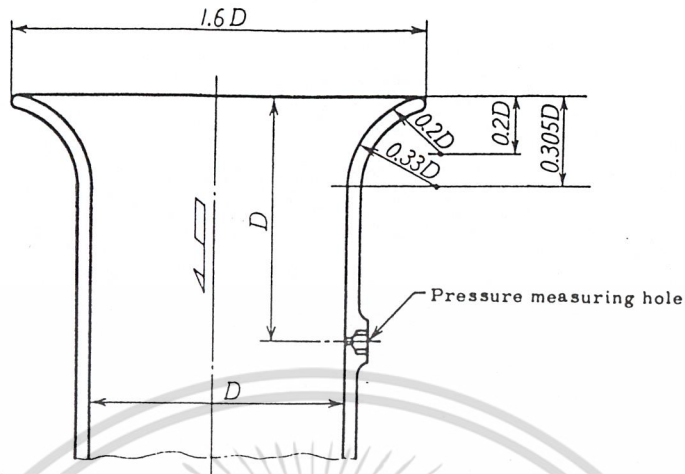
- (d) Pressure directly before and after the orifice plate shall be measured. The measurement shall be made so as to read to at least $1/100$. If the indication of the liquid column gauge fluctuates violently, the leader tube may be throttled to an extent which will not bring forth error.

In the case where Reynolds number gets smaller than 1×10^5 when the measurement of small air volume is made, correction shall be added in accordance with JIS Z 8762.

- (3) Method Using Suction Nozzle The dimensions of the suction nozzle shall be as specified in Fig. 15, and its inside surface shall be finished smooth as far as possible. The inside diameter of the suction nozzle shall be an average obtained from diameters at four or more places, and error of each diameter shall be within $\pm 0.005 D$ to the average.

Measures shall be taken not to allow natural wind to admit to the inlet opening by keeping an adequate distance of inlet opening from walls and floor.

Fig. 15. Suction Nozzle



5.2.4 Number of Revolutions The measurement of the number of revolutions shall be made by the use of any one, selected as appropriate, of direct reading tachometer, integrating tachometer, and electric tachometer which have been calibrated in advance. The maximum scale of the tachometer shall be not more than three times the number of revolutions to be measured.

The measurement of the number of revolutions shall be made three times or more under the same conditions, and the number shall be read to 1/200, and then averaged.

When the integrating tachometer is used, its measuring time shall be not less than 30 seconds.

5.2.5 Shaft Power The measurement of the shaft power shall be made either by the use of a dynamometer or by means of a prime mover of which performance has been proved evident by an accurate test. If a fan is driven by using a transmission apparatus, the apparatus shall be such that which is actually attached, and if it is difficult to measure the power loss of the transmission apparatus, the loss shall be regarded as a part of the shaft power of the fan.

All of the measured numerical values required for calculation of the shaft power shall be read to 1/100 of the measured numerical values.

5.2.6 Noise Measurement of the noise shall be made in accordance with JIS B 8346.

5.2.7 Running Conditions The tests of the running conditions shall be carried out as described below.

- (1) Operate continuously at the specified air volume until the bearing temperature gets constant, and examine the bearing temperature on the bearing housing at that time by using a thermometer.

For a fan having a cooling apparatus, examine whether it is capable of fulfilling the cooling function sufficiently, even when the temperature of cooling water of cooler is at the maximum temperature of the service conditions.

- (2) Examine whether the bearing oil lubricates smoothly, and whether the oil shows no leakage outside. Pay close attention particularly to the examination of the bearing mounted adjacent to the suction opening of the fan, since air current is liable to cause oil leakage at the bearing.
- (3) Examine the vibration caused by the wind velocity, wind pressure and rotation.

In this case, the vibration of the bearing part shall be examined on the bearing housing by the use of the vibrometer.

- (4) Examine the leak of air, both out and in, at the joints of the casings of the fan. For a fan handling special gas, examine particularly the airtightness of the shaft seal part.
- (5) For the transmission apparatus, examine whether the transmission conditions are quiet and sure.
- (6) Examine whether abnormal noise takes place under the specified running conditions.

5.3 Calculation Methods for Characteristic Values

5.3.1 Notations, Meanings and Units The notations, the meanings and the units thereof to be used for the calculation of the characteristic values shall be as defined in Table 1.

Table 1. Notations, Meaning and Units

| Notation | Meaning | Unit |
|--------------------------------|---|-----------------|
| A_1, A_2 | Sectional areas of measuring duct on suction and discharge sides | m^2 |
| A_1', A_2' | Sectional areas of suction and discharge openings of fan | m^2 |
| A_n | Circular hole area $(= \frac{\pi}{4} d^2)$ of orifice plate | m^2 |
| D_1, D_2 | Inside diameters of measuring duct on suction and discharge sides | m |
| d | Inside diameter of circular hole of orifice plate | m |
| g | Acceleration of free falling | m/s^2 |
| \bar{h}_d | Average value of dynamic pressure in measuring duct | $Pa \{ mmAq \}$ |
| $\bar{h}_{d_1}, \bar{h}_{d_2}$ | Average values of dynamic pressure in measuring duct on suction and discharge sides | $Pa \{ mmAq \}$ |
| h_1, h_2, \dots | Values of dynamic pressure measured by pitot tube | $Pa \{ mmAq \}$ |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 1 (Cont'd)

| Notation | Meaning | Unit |
|------------------------|---|-----------------------|
| h_n | Pressure difference between directly before and after orifice plate or depression of suction nozzle | Pa {mmAq} |
| L_1, L_2 | Lengths of measuring duct between the measuring position of static pressure and fan suction opening and discharge opening | m |
| L, L_T, L_S | Shaft power, total pressure air power and static pressure air power | kW |
| P_1, P_2 | Absolute pressure directly before and after orifice plate | Pa {mmAq} |
| P_T, P_S | Fan absolute total pressure and absolute static pressure | Pa {mmAq} |
| P_{T1}, P_{T2} | Fan absolute total pressure of suction opening and fan absolute total pressure of discharge opening | Pa {mmAq} |
| P_{S1}, P_{S2} | Fan absolute static pressure of suction opening and fan absolute static pressure of discharge opening | Pa {mmAq} |
| P_T, P_S | Fan total pressure and fan static pressure | Pa {mmAq} |
| P_{t1}, P_{t2} | Suction opening total pressure and discharge opening total pressure | Pa {mmAq} |
| P_{s1}, P_{s2} | Suction opening static pressure and discharge opening static pressure | Pa {mmAq} |
| P_{d1}, P_{d2} | Suction opening dynamic pressure and discharge opening dynamic pressure | Pa {mmAq} |
| Q_1, Q_2 | Suction and discharge air volumes | m ³ /min |
| Re | Reynolds number = $\bar{v}D/\nu$ | |
| T_1, T_2 | Absolute temperatures of air at fan suction opening and discharge opening | K |
| \bar{v}_1, \bar{v}_2 | Average speeds in measuring duct on suction side and discharge side | m/s |
| \bar{v} | Average speed in measuring duct | m/s |
| α_o | Flow coefficient of suction nozzle = 0.99 | |
| α_n | Flow coefficient of orifice plate (see Fig. 16) | |
| γ | Weight per unit volume of air in measuring duct | {kgf/m ³ } |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 1 (Cont'd)

| Notation | Meaning | Unit |
|----------------------|---|-----------------------|
| γ_1, γ_2 | Weights per unit volume of air in measuring duct on suction side and discharge side | {kgf/m ³ } |
| γ_n | Weight per unit volume of air directly before orifice plate | {kgf/m ³ } |
| Δ_1, Δ_2 | Pressure losses in measuring duct on suction side and discharge side | Pa {mmAq} |
| ϵ | Correction factor due to expansion of air (see Fig. 17) | |
| η_T, η_S | Total pressure efficiency and static pressure efficiency | % |
| κ | Specific heat ratio (1.40 for air of normal temperature) | |
| ν | Kinematic viscosity | m ² /s |
| ρ | Density of air in measuring duct | kg/m ³ |
| ρ_1, ρ_2 | Densities of air in measuring duct on suction side and discharge side | kg/m ³ |
| ρ_n | Density of air directly before orifice plate | kg/m ³ |
| Suffix: τ | Fan total pressure | |
| t | Total pressure | |
| s | Fan static pressure | |
| st | Static pressure | |
| d | Dynamic pressure | |
| n | Related to orifice plate | |
| 1 | Fan suction side and directly before orifice plate (exclusive of h_1) | |
| 2 | Fan discharge side and directly after orifice plate (exclusive of h_2) | |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.2 Calculation of Fan Total Pressure and Fan Static Pressure The fan total pressure p_T and the fan static pressure p_S shall be calculated by the use of the equations described below. When the fan suction opening is approximately equal to the discharge opening in area, the dynamic pressures in fan total pressure and fan static pressure are approximately equal and thus counter-balanced. However, in the case where pressure ratio exceeds 1.03, difference of dynamic pressures between the suction opening and the discharge opening shall be taken into consideration.

$$p_T = p_{t_2} - p_{t_1} = (p_{s_2} + p_{d_2}) - (p_{s_1} + p_{d_1}) \dots\dots\dots(7)$$

$$p_S = p_T - p_{d_2} = p_{s_2} - (p_{s_1} + p_{d_1}) \dots\dots\dots(8)$$

$$p_{t_2} = h_{s_2} + \bar{h}_{d_2} + \Delta_2 \dots\dots\dots(9)$$

$$p_{t_1} = h_{s_1} + \bar{h}_{d_1} - \Delta_1 \dots\dots\dots(10)$$

$$\Delta_2 = 0.025 \frac{L_2}{D_2} \bar{h}_{d_2} \dots\dots\dots(11)$$

$$\Delta_1 = 0.025 \frac{L_1}{D_1} \bar{h}_{d_1} \dots\dots\dots(12)$$

(a) If a pitot tube is used(8),

$$\bar{h}_d = \frac{1}{n} (h_1 + h_2 + h_3 \dots\dots + h_n)$$

Note (8) It is theoretically correct that, in order to obtain average air speed \bar{v} in the measuring duct, an average value of wind speed calculated from the dynamic pressure measured at every calculating point is to be taken. Since the method given in this standard is a kind of simplified method, it is advisable to calculate by the use of the equation below, when an accurate calculation is required. The method of this standard, however, does not bring forth error over + 1 % when used for the tests of practical use.

$$\bar{h}_d = \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \left\{ = \frac{\bar{v}^2}{2g} \gamma \right\}$$

$$\bar{v} = \frac{1}{20} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{h_1} + \sqrt{h_2} + \dots\dots + \sqrt{h_{10}})$$

$$\left\{ = \frac{1}{20} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} (\sqrt{h_1} + \sqrt{h_2} + \dots\dots + \sqrt{h_{10}}) \right\}$$

(b) If an orifice plate is used,

$$\bar{h}_{d_1} = \frac{\rho_1}{2} \left(\frac{Q_1}{60 A_1} \right)^2 \left\{ = \frac{\gamma_1}{2g} \left(\frac{Q_1}{60 A_1} \right)^2 \right\}$$

$$\bar{h}_{d_2} = \frac{\rho_2}{2} \left(\frac{Q_2}{60 A_2} \right)^2 \left\{ = \frac{\gamma_2}{2g} \left(\frac{Q_2}{60 A_2} \right)^2 \right\}$$

When the testing apparatus shown in Figs. 1 and 2 are used (in the case of Fig. 2, the pressure loss at the measuring duct of the suction side shall be omitted.), that is to say, in the case where only the discharge pipe is provided and the suction opening is opened to the atmosphere under the service conditions, the fan total pressure comes to the sum of the static pressure of discharge opening and the dynamic pressure of discharge opening. Only in this case, the fan static pressure shall be expressed by the discharge opening static pressure.

$$\begin{aligned} p_{t_1} &= 0 \\ p_T &= p_{t_2} = p_{s_2} + p_{d_2} \dots\dots\dots(7') \\ p_S &= p_{t_2} - p_{d_2} = p_{s_2} \dots\dots\dots(8') \end{aligned}$$

When the testing apparatus shown in Fig. 3 is used, that is to say, in the case where a fan having a suction pipe only, and the discharge opening opened to atmosphere under the service conditions is used, the fan total pressure at that time shall be expressed by the static pressure of suction opening. In this case, the fan static pressure can not be obtained without adding the dynamic pressure of suction opening to the static pressure (negative) of suction opening.

$$\begin{aligned} p_{t_2} &= p_{d_2} \\ p_T &= p_{d_2} - p_{t_1} = -p_{s_1} \dots\dots\dots(7'') \end{aligned}$$

$$p_S = -p_{t_1} = -p_{s_1} + p_{d_1} \dots\dots\dots(8'')$$

$$p_{d_2} = \frac{\rho_2}{2} \left(\frac{Q_2}{60 A_2'} \right)^2 \left\{ = \frac{\gamma_2}{2g} \left(\frac{Q_2}{60 A_2'} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots(13)$$

$$p_{d_1} = \frac{\rho_1}{2} \left(\frac{Q_1}{60 A_1'} \right)^2 \left\{ = \frac{\gamma_1}{2g} \left(\frac{Q_1}{60 A_1'} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots(14)$$

For a fan having both a suction pipe and discharge pipe under the service conditions and pressure ratio of 1.03 or less, the difference between the static pressure of discharge opening and the static pressure of suction opening comes to the fan total pressure on the assumption that the dynamic pressures at the suction opening and the discharge opening are equal. In this case, the fan static pressure can not be obtained without further subtracting the dynamic pressure of suction opening from the difference between the static pressures at the discharge opening and suction opening.

When the testing apparatus specified in Fig. 4 is used:

In the Case of (A): fan static pressure p_s is equivalent to h_{s_1} .

In the Case of (B): fan static pressure p_s is equivalent to $-h_{s_1}$.

5.3.3 Calculation of Air Volume

(1) When a pitot tube is used, calculation shall be made as follows:

$$Q_1 = 60 A_1 \bar{v}_1 = 60 A_1 \sqrt{\frac{2 h_{d_1}}{\rho_1}} \left\{ = 60 A_1 \sqrt{\frac{2 g h_{d_1}}{\gamma_1}} \right\} \dots\dots\dots(15)$$

$$Q_2 = 60 A_2 \bar{v}_2 = 60 A_2 \sqrt{\frac{2 h_{d_2}}{\rho_2}} \left\{ = 60 A_2 \sqrt{\frac{2 g h_{d_2}}{\gamma_2}} \right\} \dots\dots\dots(16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Conversion of the discharge volume Q_2 of air the suction volume Q_1 of air shall be made by the use of the following equation:

$$Q_1 = \frac{60A_2}{\rho_1} \sqrt{2\rho_2 h_{d_2}} \left\{ = \frac{60A_2}{\gamma_1} \sqrt{2g\gamma_2 h_{d_2}} \right\} \dots\dots\dots(17)$$

$$\rho_1 = \rho_2 \frac{P_{s_2}}{P_{s_1}} \cdot \frac{T_1}{T_2} \left\{ \gamma_1 = \gamma_2 \frac{P_{s_2}}{P_{s_1}} \cdot \frac{T_1}{T_2} \right\} \dots\dots\dots(18)$$

If pressure ratio is not more than 1.03, it shall be assumed that $\rho_1 = \rho_2$.

(2) When an orifice plate is used, calculation shall be made as follows:

$$Q_1 = 60 \alpha_n \epsilon A_n \sqrt{\frac{2h_n}{\rho_1}} \left\{ = 60 \alpha_n \epsilon A_n \sqrt{\frac{2gh_n}{\gamma_1}} \right\} \dots\dots\dots(19)$$

$$Q_2 = 60 \alpha_n \epsilon A_n \sqrt{\frac{2h_n}{\rho_n}} \left\{ = 60 \alpha_n \epsilon A_n \sqrt{\frac{2gh_n}{\gamma_n}} \right\} \dots\dots\dots(20)$$

Conversion of the discharge volume Q_2 of air the suction volume Q_1 of air shall be made by the use of the following equation:

$$Q_1 = \frac{60 \alpha_n \epsilon A_n}{\rho_1} \sqrt{2\rho_n h_n} \left\{ = \frac{60 \alpha_n \epsilon A_n}{\gamma_1} \sqrt{2g\gamma_n h_n} \right\} \dots\dots\dots(21)$$

The relation between ρ_1 and ρ_2 shall follow the equation (18).

Fig. 16 shows the values of the flow coefficient α_n of the orifice plate relative to the areal ratio $\beta^2 = \left(\frac{d}{D}\right)^2$, provided that the range of application is as given below.

- (a) $10^4 \leq R_D \leq 2 \times 10^5$
- (b) $0.05 \leq \beta^2 \leq 0.64$
- (c) $50 \leq D \leq 1000$ mm

Fig. 16. Flow Coefficient of Orifice Plate

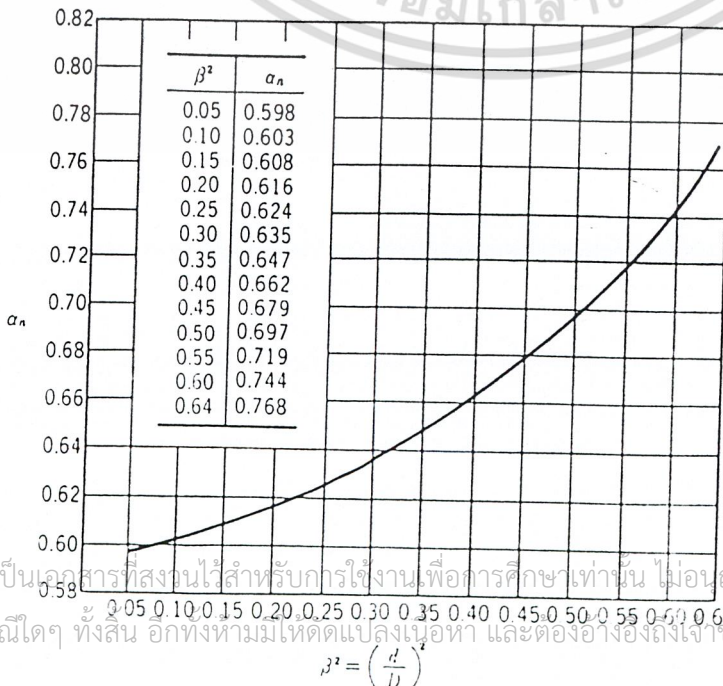
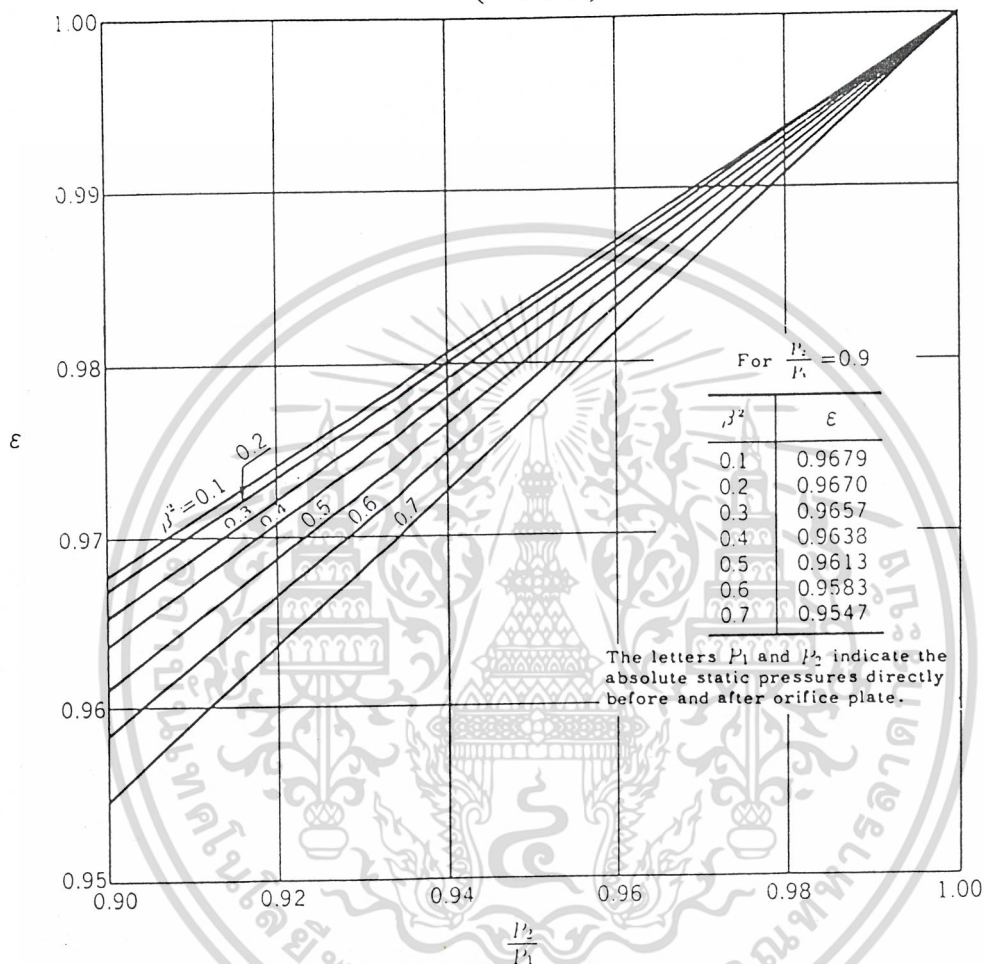


Fig. 17 shows the values of the correction coefficient ϵ due to expansion of air relative to the pressure ratio $\frac{P_2}{P_1}$ directly before and after of the orifice plate.

Fig. 17. Correction Coefficient of Orifice Plate
($\kappa = 1.40$)



(3) When a suction nozzle is used, calculation shall be made as follows:

$$Q_1 = 60 \alpha_o A_1 \sqrt{\frac{2h_n}{\rho_1}} \left\{ = 60 \alpha_o A_1 \sqrt{\frac{2gh_n}{\gamma_1}} \right\} \dots\dots\dots(22)$$

This equation applies when $R_D \geq 5.5 \times 10^4$.

Reference: The error of this case ranges $\pm 1\%$.

5.3.4 Calculation of Total Pressure Efficiency⁽⁹⁾ The calculation of the total pressure efficiency shall be made as follows:

Total pressure efficiency η_T

$$= \frac{\text{Total pressure air power}^{(10)} L_T(\text{kW})}{\text{Shaft power } L(\text{kW})} \times 100 (\%) \dots\dots\dots(23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Notes (9) For static pressure efficiency η_s , refer to Reference below.

(10) The total pressure air power shall be calculated by the use of the following equation:

$$\text{Total pressure air power } L_T = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{P_{T_1} Q_1}{6 \times 10^4} \left[\left(\frac{P_{T_2}}{P_{T_1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] (\text{kW}) \dots\dots(24)$$

$$\left\{ = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{P_{T_1} Q_1}{6.12 \times 10^3} \left[\left(\frac{P_{T_2}}{P_{T_1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] (\text{kW}) \right\}$$

When pressure ratio $\frac{P_{S_2}}{P_{S_1}}$ is not more than 1.03, it shall be calculated by the use of the following equation:

$$\text{Total pressure air power } L_T = \frac{Q_1}{6 \times 10^4} [(P_{S_2} - P_{S_1}) + (p_{d_2} - p_{d_1})] (\text{kW}) \dots(25)$$

$$\left\{ = \frac{Q_1}{6.12 \times 10^3} [(P_{S_2} - P_{S_1}) + (p_{d_2} - p_{d_1})] (\text{kW}) \right\}$$

Remark: If the test number of revolutions differs from the specified number of revolutions, conversion shall be made in accordance with 6.2.

Reference

$$\text{Static pressure air power } L_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{P_{S_1} Q_1}{6 \times 10^4} \left[\left(\frac{P_{S_2}}{P_{S_1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] (\text{kW}) \dots\dots(26)$$

$$\left\{ = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{P_{S_1} Q_1}{6.12 \times 10^3} \left[\left(\frac{P_{S_2}}{P_{S_1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] (\text{kW}) \right\}$$

When pressure ratio $\frac{P_{S_2}}{P_{S_1}} \leq 1.03$, the following equation applies:

$$\text{Static pressure air power } L_s = \frac{Q_1}{6 \times 10^4} [(P_{S_2} - P_{S_1}) - p_{d_1}] (\text{kW}) \dots\dots\dots(27)$$

$$\left\{ = \frac{Q_1}{6.12 \times 10^3} [(P_{S_2} - P_{S_1}) - p_{d_1}] (\text{kW}) \right\}$$

$$\text{Static pressure efficiency } \eta_s = \frac{\text{Static pressure air power } L_s (\text{kW})}{\text{Shaft power } L (\text{kW})} \times 100 (\%) \dots\dots\dots (28)$$

6. Conversions when Different Density, Number of Revolutions, and Air Temperature and Air Pressure Are Used

6.1 For Different Density When the density of gas to be handled is different from that of the test air, the test results shall be converted by the following equations:

Volume of gas to be handled = Test air volume

Fan total pressure or fan static pressure of gas to be handled

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 (fan total pressure or fan static pressure of test air)
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Air power of gas to be handled = $\left(\frac{\rho_0}{\rho_1}\right) \times$ (air power of test air)

Shaft power of gas to be handled = $\left(\frac{\rho_0}{\rho_1}\right) \times$ (shaft power of test air)

Efficiency of gas to be handled = Efficiency of test air

where ρ_0 : density of gas to be handled (kg/m³)

ρ_1 : density of test air (kg/m³)

6.2 For Different Number of Revolutions When a fan is tested at the number of revolutions (n_t) other than the specified number of revolutions (n), the results shall be converted by the following equations:

Air volume at specified number of revolutions

$$= (\text{Air volume for test number of revolutions}) \times \left(\frac{n}{n_t}\right)$$

Fan total pressure or fan static pressure at specified number of revolutions

$$= (\text{Fan total pressure or fan static pressure at test number of revolutions}) \times \left(\frac{n}{n_t}\right)^2$$

Air power at specified number of revolutions = (Air power at test number of revolutions) $\times \left(\frac{n}{n_t}\right)^3$

Shaft power at specified number of revolutions = (Shaft power at test number of revolutions) $\times \left(\frac{n}{n_t}\right)^3$

Efficiency at specified number of revolutions = Efficiency at test number of revolutions

Noise level at specified number of revolutions [dB(A)] =

$$= \text{Noise level at test number of revolutions [dB(A)]} + 50 \log_{10} \left(\frac{n}{n_t}\right)$$


Reference: The conversion formula for the noise level is an empirical formula, and this formula is not always applicable to all cases.

7. Test Result Sheet

The test result sheet shall be made as described below.

- (1) The test results shall be written in the fan test result sheet and fan performance curve diagram.
- (2) The test result sheet shall state clearly the fan manufacturer's name, type, product number, test number, orderer's name, specified items and test results thereon, test methods and apparatus, power transmission system, dimensions of measuring duct, date of test, name of person in charge of test, dynamometer used for test or matters regarding to prime mover, etc. (see Attached Tables 1 and 2).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- (3) The performance curve diagram in which air volume is taken as abscissa and fan total pressures or fan static pressure, shaft power, efficiency, number of revolutions, etc. are taken as ordinate, shall show various test results which have been converted to the specified conditions, and shall indicate the specified essential points with shadowed corners like  (see Attached Table 1).
- (4) If the running conditions fall under the following, the results sheet and curve diagram shall note the condition in their remark columns.
- If the bearing temperature is higher than the specified temperature, or it is 40°C or more higher than the ambient air temperature when the temperature is unspecified.
 - If the fan vibrates violently and the running is not smooth.
 - If any other matter than the above which is considered as abnormal is found, on the prime mover, transmission apparatus, etc.

8. Methods of Inspection

- 8.1 Inspection Items The inspection items shall be as enumerated below.

Fan total pressure or fan static pressure, air volume, shaft power, total pressure efficiency, noise and running conditions

- 8.2 Fan Total Pressure or Fan Static Pressure and Air Volume The fan total pressure or fan static pressure and air volume shall be tested in accordance with 5., and the results shall be judged in accordance with the following:

- (1) The fan total pressure or fan static pressure and the air volume shall be judged at the specified points from the view point of the Acceptance Criterion I or II below.

Acceptance Criterion I For the general fan of which permissible range of the fan total pressure or fan static pressure, or air volume is not limited particularly, the air volume at the specified fan total pressure or fan static pressure, if it is over the specified air volume, is justifiable.

Acceptance Criterion II . . . For the permissible range of the fan total pressure or fan static pressure, or air volume is limited particularly, the performance curves shall satisfy any one of the following requirements:

- The air volume at the specified fan total pressure or fan static pressure shall be 100 % up to and including 110 % of the specified air volume.
- The total pressure or static pressure at the specified air volume shall be 100 % up to and including 106 % of the specified fan total pressure or fan static pressure.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- (2) If no agreement is made in advance, the difference between the air volume at the surging point and that at the assumed surging point shall be 25 % or less of the difference between the specified air volume and that at the assumed surging point.

Remark: If the test number of revolutions differs from the specified number of revolutions, conversion shall be made in accordance with 6.2.

8.3 Shaft Power When the test is carried out in accordance with 5.2.5, the required power shall not exceed the specified power of the prime mover at the specified air volume.

Moreover, also the air volume at an intersection of the resistance curve (or specified or assumed resistance curve, if any) of the apparatus used and the performance curve of the fan, shall not exceed the specified power. However, in the case where it is clear that an adjusting running can be made so that the air volume may not exceed the specified air volume during the use, it is justifiable that the shaft power exceeds the specified one at the air volume exceeding the specified air volume.

Remark: If the test number of revolutions differs from the specified number of revolutions, conversion shall be made in accordance with 6.2.

8.4 Total Pressure Efficiency When the total pressure efficiency is specified, the specified value η_n shall be satisfied. Even when the total pressure efficiency η_r (%) obtained by a test is lower than the guaranteed total pressure efficiency η_n (%), it is justifiable if it can satisfy the equation $\eta_r \geq \eta_n - (6 - 0.05 \eta_n)$.

8.5 Noise The noise shall be tested in accordance with 5.2.6, and any abnormal noise shall not be heard. Figs. 18 to 22 give noise value for reference. The values, however, do not apply to a fan built in a machine or a fan contained in a package.

Fig. 18. Noise Level of Backward Vaned Fan (Given for Reference)
(Maximum efficiency point)

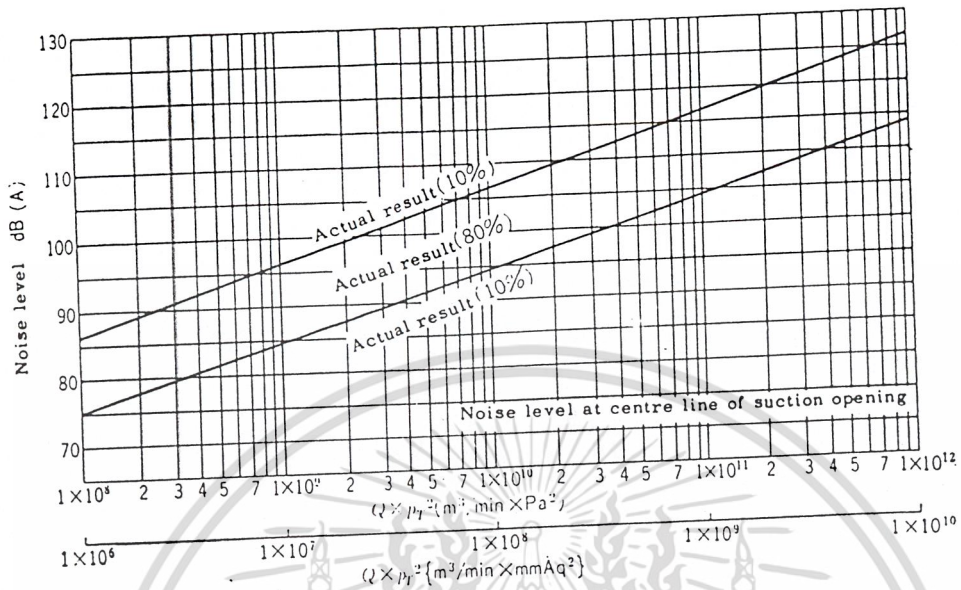
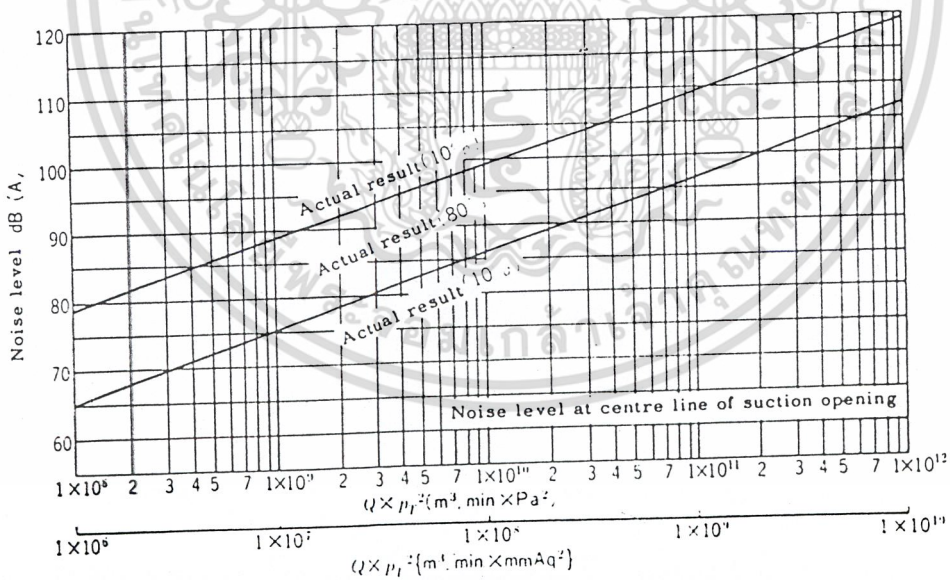


Fig. 19. Noise Level of Airfoil Fan (Given for Reference)
(Maximum efficiency point)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Fig. 20. Noise Level of Radial Fan (Given for Reference)
(Maximum efficiency point)

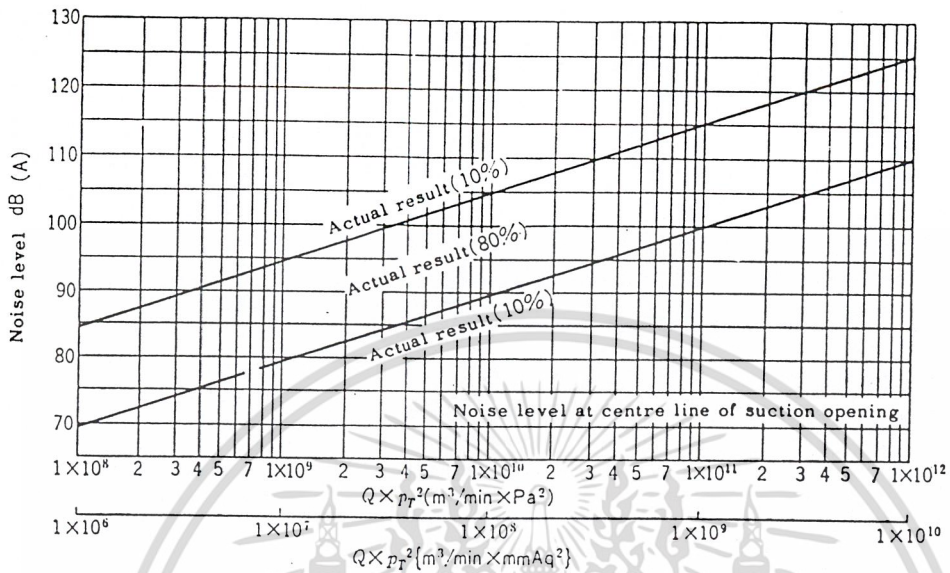
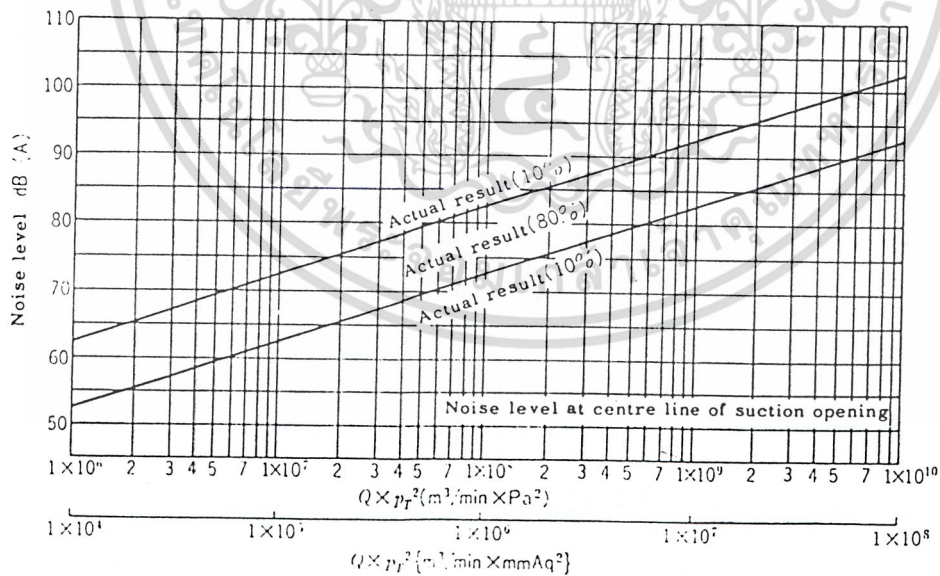
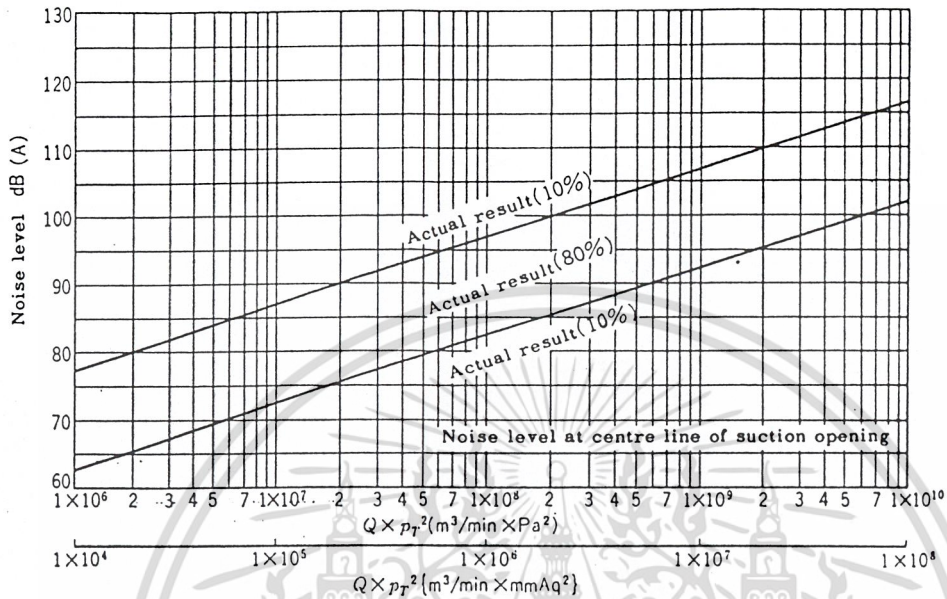


Fig. 21. Noise Level of Multiblade Fan (Given for Reference)
(Maximum efficiency point)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

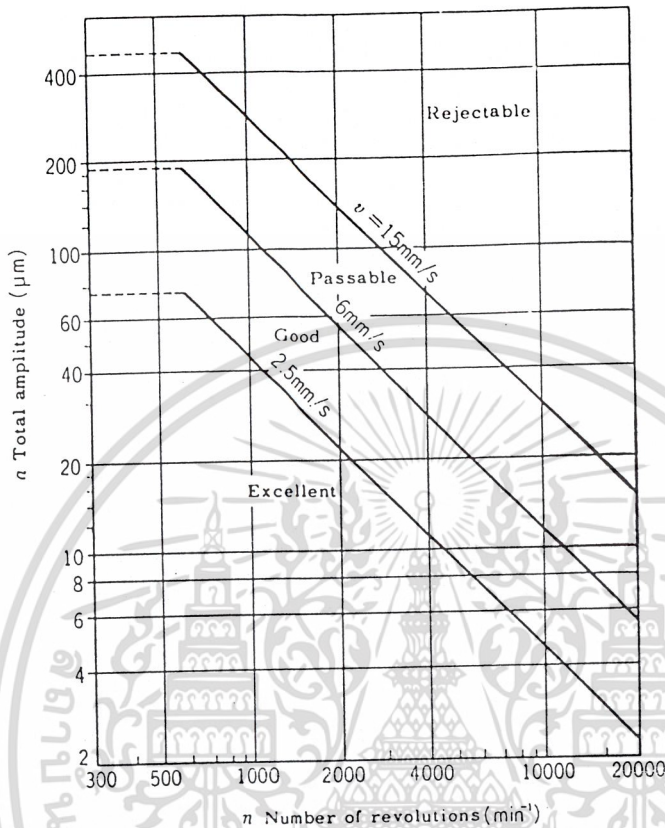
Fig. 22. Noise Level of Axial Fan (Given for Reference)
(Maximum efficiency point)



8.6 Running Conditions The running conditions shall be tested in accordance with 5.2.7, and the results shall satisfy the following requirements:

- (1) When bearing temperature is unspecified, it shall not rise higher than the ambient air temperature by 40 °C or over.
- (2) The vibration shall be slight at any part, and the running shall be smooth. Fig. 23 gives the permissible value of vibrations for reference.

Fig. 23. Permissible Values of Vibrations (Given for Reference)
(On bearing housing)



Remark: Since sometimes the prime mover side vibration affect the fan, it is required to pay sufficient attention to the shaft coupling.

Reference: The relation between the total amplitude a (μm) and velocity of vibration v (mm/s) is as given below.

$$v = \frac{a\omega}{2 \times 10^3} = \frac{a\pi n}{6 \times 10^4}$$

where ω : angular velocity = $\frac{2\pi n}{60}$ (rad/s)

Attached Table 1. Fan Test Results Sheet

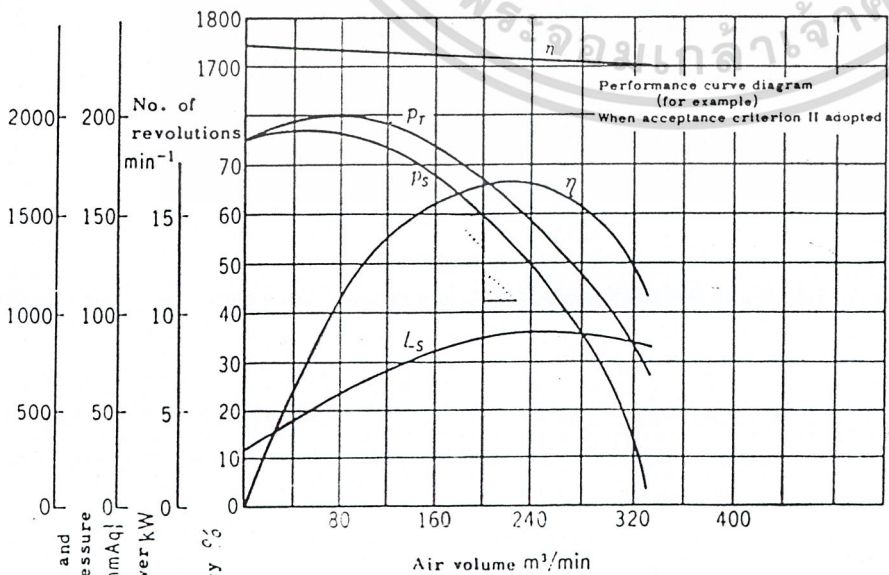
Orderer's name _____ Product number _____ Date of test _____
 Test number (reference number) _____
 Size and type _____ Use _____ Attendants _____

| Specified items | Air volume m^3/min | Fan total (static) pressure Pa (mmAq) | Number of revolutions min^{-1} | Power kW | Density of gas kg/m^3 | Temperature | Humidity of gas | Total pressure efficiency |
|-----------------|----------------------|---------------------------------------|----------------------------------|----------|-------------------------|-------------|-----------------|---------------------------|
| | | | | | | | | |

| Measured items | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Air volume | Reading of meters Pa (mmAq) | | | | | | |
| | Flow coefficient | | | | | | |
| | Air temperature °C | | | | | | |
| | Air volume m^3/min | | | | | | |
| Pressure | Suction static pressure Pa (mmAq) | | | | | | |
| | Discharge static pressure Pa (mmAq) | | | | | | |
| | Dynamic pressure Pa (mmAq) | | | | | | |
| | Fan dynamic pressure Pa (mmAq) | | | | | | |
| | Pressure loss in measuring duct Pa (mmAq) | | | | | | |
| | Fan static pressure Pa (mmAq) | | | | | | |
| | Fan total pressure Pa (mmAq) | | | | | | |
| Theoretical air power | kW | | | | | | |
| Motor | Number of revolutions min^{-1} | | | | | | |
| | Voltage V | | | | | | |
| | Current A | | | | | | |
| | Power factor % | | | | | | |
| | Out put kW | | | | | | |
| Efficiency of transmission | % | | | | | | |
| Number of revolutions of fan | min^{-1} | | | | | | |
| Shaft power | kW | | | | | | |
| Total (static) pressure efficiency | % | | | | | | |
| Converted values at specified condition | Air volume m^3/min | | | | | | |
| | Pressure Pa (mmAq) | | | | | | |
| | Shaft power kW | | | | | | |
| | Number of revolutions min^{-1} | | | | | | |
| Bearing temperature | On shaft coupling side °C | | | | | | |
| | On opposite side °C | | | | | | |
| Vibration | On shaft coupling side μm | | | | | | |
| | On opposite side μm | | | | | | |
| Atmosphere | Pressure kPa (mmHg) | | | | | | |
| | Temperature °C | | | | | | |
| | Relative humidity % | | | | | | |

Essentials of motor (Attached; For test)
 Type _____
 Output kW _____
 Frequency Hz _____
 Voltage V _____
 Current A _____
 Number of revolutions min^{-1} _____
 Manufacturing number _____
 Manufacturer's name _____
 Measuring instrument for air volume _____
 Dimensions thereof _____
 Testing apparatus _____

Magnification of voltmeter _____
 Magnification of ammeter _____
 Magnification of wattmeter _____
 Time of start _____
 Time of stop _____
 Time of continuous running _____
 Noise _____
 Remarks _____

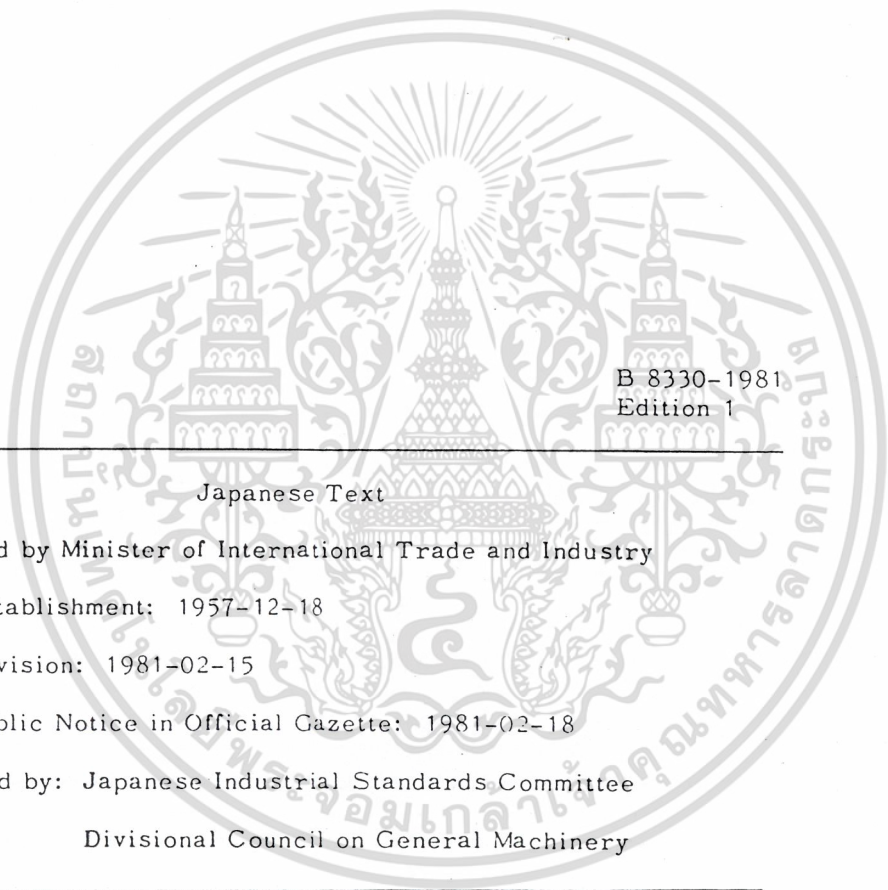


Statement:
 The curve diagram obtained by conversion at the specified conditions.

Manufacturer's name _____
 Name of tester _____

Remarks: This is a blank space for additional notes or observations regarding the test results.

2. For the conversion, 1 Pa = 0.102 mmAq.
 For example, 150 Pa = 15.3 mmAq.



B 8330-1981
Edition 1

Japanese Text

Established by Minister of International Trade and Industry

Date of Establishment: 1957-12-18

Date of Revision: 1981-02-15

Date of Public Notice in Official Gazette: 1981-02-18

Investigated by: Japanese Industrial Standards Committee

Divisional Council on General Machinery

This English translation is published by:
Japanese Standards Association
1-24, Akasaka 4, Minato-ku,
Tokyo 107 Japan
© JSA. 1982

Printed in Tokyo by
Hohbunsha Co., Ltd.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน” , ภาควิชาเครื่องกล , คณะวิศวกรรมศาสตร์ , สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] Holman, J.P, “Heat transfer”, McGraw-Hill, New York 1989.
- [3] Kim M – H , Bullard CW. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. International Journal of refrigeration , 2002 .p.390-400
- [4] Robert W .Fox, Alan T.McDonald, “Introduction to Fluid Mechanical” , School of Mechanical Engineering Purdue University.
- [5] Shah RK, London AL. Laminar flow forced convection in ducts – a source book for compact heat exchanger analytical data. Academic Press,1978



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้