ใบรับรองวิทยานิพนธ์
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

ปริญญา

วิศวกรรมเครื่องกล	วิศวกรรมเครื่องกล
สาขา	**ภาควิชา**

เรื่อง การศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

A Study of Fluid Flow in Spirally Corrugated Tube Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics Method

นามผู้วิจัย นายภูมิ จาตุนิตานนท์

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก ....

(อาจารย์อภิชาต แจ้งบำรุง, Ph.D.)

หัวหน้าภาควิชา ....

(รองศาสตราจารย์ชวลิต กิตติชัยการ, Ph.D)

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์รับรองแล้ว

....

(รองศาสตราจารย์กัญจนา ธีระกุล, D.Agr.)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่ .... **เดือน** .... **พ.ศ.** ....

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

การศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว โดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

A Study of Fluid Flow in Spirally Corrugated Tube Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics Method

โดย

นายภูมิ จาตุนิตานนท์

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)
พ.ศ. 2553

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ภูมิ จาตุนิตานนท์ 2553: การศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: อาจารย์อภิชาต แจ้งบำรุง, Ph.D. 159 หน้า

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counter Flow Heat Exchanger) โดยการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข (CFD) การเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ทำโดยการเพิ่มร่องเกลียวให้กับท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนและการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนของของไหลที่ใช้เป็นสารทำงาน

ในงานวิจัยนี้ทำการศึกษาการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบแล้วท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในการวิเคราะห์หาผลเฉลยของคำตอบโดยผ่านทางคอมพิวเตอร์โดยทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากโปรแกรมกับทฤษฎีสำหรับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบและทำการศึกษาผลของค่า Reynolds number , (e/d), (p/d)และ (Pr)ต่อค่า friction factor และค่า Nusselt number ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวตลอดจนนำผลที่ได้มาสร้างสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor และ Nusselt numberและนำสมการที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลจากการทดลองเพื่อหาความคลาดเคลื่อนของสมการ

จากผลพบว่าวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณสามารถประมาณค่า friction factor และ Nusselt number ได้ใกล้เคียงกับผลของทางทฤษฎีของท่อเรียบโดยมีความคลาดเคลื่อนสูงสุดอยู่ 15 % สมการ $\tilde{f} = 2.025(e/d)^{0.1232}(p/d)^{-0.372}(\mathrm{Re})^{-0.2967}$ สามารถประมาณค่า friction factor ที่เกิดขึ้นในท่อเกลียวได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองโดยมีความคลาดเคลื่อนสูงสุดอยู่ที่ 15 % และสมการประมาณค่า $\tilde{N}u = 0.9362(e/d)^{0.0627}(p/d)^{-0.1218}(\mathrm{Re})^{0.6751}(\mathrm{Pr})^{-0.4794}$ สามารถประมาณค่า Nuseelt number ที่เกิดขึ้นในท่อเกลียวได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองโดยมีความคลาดเคลื่อนสูงสุดอยู่ประมาณ 15 % เช่นกัน

____________________	______________________________	___ / ___ / _____
ลายมือชื่อนิสิต	ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก	

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Poom Jatunitanon 2010: A Study of Fluid Flow in Spirally Corrugated Tube Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics Method. Master of Engineering (Mechanical Engineering), Major Field: Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering. Thesis Advisor: Mr. Apichart Chaengbamrung, Ph.D. 159 pages.

The paper presents the results to increase the performance of double-pipe counter flow heat exchanger by computational fluid dynamics method (CFD). The performance can be increase by adds the spirally corrugated in the tube of working fluid. The results obtained from the heat exchanger with spirally corrugated in tubes are compared with those without spirally corrugated in tubes. It is found that the spirally corrugated have a significant effect on the heat transfer and pressure drop augmentations.

The results of smooth tube heat exchanger by computational fluid dynamics method (CFD) are to be compare with Theory of smooth pipe. And study the effect Reynolds number, (e/d) . $(p/d),(\mathrm{Pr})$ for fluid flow in spirally corrugated heat exchanger. As a result the effect of spirally corrugated tube can be set in The equation of friction factor and Nusselt number to compare with experiment.

The results show computational fluid dynamics method (CFD) can be estimate the friction factor and Nusselt number for Theory of smooth tube heat exchanger with the maximum error is 15 % error and the equation $\tilde{f} = 2.025(e/d)^{0.1232}(p/d)^{-0.372}(\mathrm{Re})^{-0.2967}$ from CFD method can be estimate the friction factor for spirally corrugated tube heat exchanger and The equation $\tilde{N}u = 0.9362(e/d)^{0.0627}(p/d)^{-0.1218}(\mathrm{Re})^{0.6751}(\mathrm{Pr})^{-0.4794}$ can be estimate the Nuseelt number for spirally corrugated tube heat exchanger with the maximum error is 15 %.

____________________ ____________________ ___ / ___ / _____

Student's signature Thesis Advisor's signature

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณ อาจารย์ ดร.อภิชาต แจ้งบำรุง ประธานกรรมการที่ปรึกษา สำหรับการแนะนำสู่สาขาวิชาการเทอร์โม-ของไหล ให้คำปรึกษาทั้งด้านทฤษฎีและการใช้โปรแกรมด้านของไหลในรูปแบบต่างๆ ช่วยเหลือในการวางแผนงานวิจัยในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ตลอดจนการตรวจแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆ มาโดยตลอด

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ที่เอื้อเฟื้อสถานที่และอุปกรณ์การทำวิจัย รวมทั้งทุนวิจัย รวมถึงงานสัมมนา และขอขอบคุณนักเขียนทุกท่านที่มอบความรู้อันมีค่าบนหนังสือ บทความวิชาการทั้งในวารสารวิชาการและงานประชุมวิชาการ

ท้ายสุดนี้ ข้าพเจ้าขอกล่าวคำว่าขอบพระคุณแด่ คุณพ่อ คุณแม่ พี่ๆ และน้องๆ ทุกคน ที่คอยให้ความช่วยเหลือให้กำลังใจ ชี้แนะและสนับสนุนการทำวิทยานิพนธ์จนสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

ภูมิ จาตุนิตานนท์
มีนาคม 2553

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญ

หน้า

สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(4)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	(10)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	3
การตรวจเอกสาร	4
อุปกรณ์และวิธีการ	68
อุปกรณ์	68
วิธีการ	68
ผลและวิจารณ์	76
สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	103
สรุปผลการทดลอง	103
ข้อเสนอแนะ	108
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	109
ภาคผนวก	112
ภาคผนวก ก การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียวด้วยโปรแกรม Solid Work	113
ภาคผนวก ข การกำหนดเงื่อนไขของปัญหาโดยโปรแกรม GAMBIT	122
ภาคผนวก ค วิธีการแก้ปัญหาด้วยโปรแกรม Fluent	134
ภาคผนวก ง ความคลาดเคลื่อนของโปรแกรมและความคลาดเคลื่อนของสมการที่ใช้ประมาณการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว	150
ประวัติการศึกษาและการทำงาน	159

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

ตารางที่		หน้า
1	ความขรุขระสมมูลของผิวท่อที่ทำจากวัสดุต่าง ๆ	29
2	ค่าแฟกเตอร์ของตะกรัน	37

ตารางผนวกที่

ตารางผนวกที่		หน้า
ง1	แสดงค่า Friction Factor ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ที่คำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขและจากทฤษฎีของ Colebrook	151
ง2	แสดงค่า Friction Factor ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว ที่คำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข และ สมการของ Friction Factor ที่ได้จากการทดลองของการไหลในท่อเกลียว	152
ง3	แสดงค่า Friction Factor ของท่อเกลียวเปรียบเทียบกับท่อเรียบและ % การเพิ่มขึ้นของ Friction Factor	153
ง4	แสดงค่า Nusselt number ของท่อเกลียวและ%การเพิ่มขึ้นของ Nusselt number	153
ง5	ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับ ค่า friction factor ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number	154
ง6	ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับ ค่า friction factor ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า(e/d)	154
ง7	ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับ ค่า friction factor ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า(p/d)	155
ง8	ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับ ค่า Nusselt number ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number	155

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่ **หน้า**

ง9 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับ ค่า Nusselt number ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า (e/d) 156
ง10 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับ ค่า Nusselt number ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า (p/d) 156
ง11 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับ ค่า Nusselt number ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า (Pr) 157
ง12 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับ ผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001) 157
ง13 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับ ผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001) 158

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	การกระจายความเร็วและอุณหภูมิของของไหลขณะเกิดการพาความร้อนบริเวณใกล้ผิวให้ความร้อน	7
2	การแผ่รังสีแลกเปลี่ยนกันระหว่างพื้นผิวหนึ่งกับสิ่งแวดล้อมโดยรอบ	9
3	ชั้นขอบเขตของความเร็ว	11
4	ชั้นขอบเขตความร้อน	13
5	การพัฒนาการของความเร็วของของไหลในการไหลในท่อ	18
6	การไหลแบบราบเรียบของของไหลในท่อกรณีที่ผิวท่อถูกให้ความร้อนคงที่	21
7	ปริมาตรควบคุมของก้อนของไหล	22
8	การไหลแบบราบเรียบของของไหลในท่อกรณีที่ผิวท่อมีอุณหภูมิคงที่	24
9	แผนภาพมูดีใช้หาตัวประกอบความเสียดทาน	30
10	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่	31
11	การไหลแบบขนานในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่	32
12	การไหลแบบสวนทางในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่	32
13	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ	33
14	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลข้าม	33
15	ภาพหน้าตัดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่	35
16	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของของไหลกับระยะทางการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่โดยการไหลของของไหลเป็นการไหลแบบขนาน	38
17	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของของไหลกับระยะทางการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่โดยการไหลของของไหลเป็นการไหลแบบไหลสวนทาง	39
18	กริดแบบมีโครงสร้าง (Structured Grid)	44
19	กริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid)	44
20	ปริมาตรควบคุม 3 มิติ	59
21	การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับหนึ่ง	62

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
22	การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับสอง	63
23	การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก	64
24	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ	69
25	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว	71
26	ผลการเปรียบเทียบค่า friction factor จากโปรแกรมกับทางทฤษฎี	76
27	ผลการเปรียบเทียบค่า Nusselt number จากโปรแกรมกับทางทฤษฎี	77
28	ผลการเปรียบเทียบผลของ friction factor ของท่อเกลียวกับผลของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	78
29	ผลการเปรียบเทียบผลของ Nusselt number ของท่อเกลียวกับผลของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	79
30	ผลของ friction factor ต่อค่า Reynolds number ของท่อเกลียว	80
31	ผลของ Nusselt number ต่อค่า Reynolds number ของท่อเกลียว	81
32	ผลของ friction factor ต่อค่า (e/d) ของท่อเกลียว	82
33	ผลของ Nusselt number ต่อค่า (e/d) ของท่อเกลียว	83
34	ผลของ friction factor ต่อค่า (p/d) ของท่อเกลียว	84
35	ผลของ Nusselt number ต่อค่า (p/d) ของท่อเกลียว	85
36	ผลของ Nusselt number ต่อค่า $(\Pr)$ ของท่อเกลียว	86
37	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number	94
38	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number	95
39	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (e/d)	96

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
40	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (e/d)	97
41	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (p/d)	98
42	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (p/d)	99
43	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (Pr)	100
44	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001)	101
45	ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001)	101

ภาพผนวกที่		
ก1	การเลือกฉากรับภาพ	114
ก2	การสร้างวงกลมซ้อนกัน 2 วง	115
ก3	การให้ขนาดของวงกลม	115
ก4	การขึ้นรูปท่อจากภาพวงกลม	116
ก5	ท่อที่ขึ้นรูปเสร็จสมบรูณ์แล้ว	116
ก6	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ	117
ก7	การสร้างวงกลมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว	117

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่		หน้า
ก8	การสร้างเกลียว	118
ก9	การกำหนดขนาดของร่องเกลียว	118
ก10	การสร้างวงกลมที่จุดเริ่มต้นของเกลียว	119
ก11	การขึ้นรูปเกลียว	119
ก12	การเลือกพื้นที่เซาะร่องเกลียว	120
ก13	การเซาะร่องเกลียว	120
ก14	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว	121
ข1	การ Import file .STEP ในโปรแกรม GAMBIT	123
ข2	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในโปรแกรม GAMBIT	124
ข3	การสร้างพื้นที่หน้าตัด f1 จาก edge 18 และ edge 8	124
ข4	การสร้างพื้นที่หน้าตัด f2 จาก edge 17 และ edge 7	125
ข5	การสร้างปริมาตรจากพื้นที่หน้าตัด f1 และ f2	125
ข6	การลบปริมาตรของท่อนอก	126
ข7	การแยกปริมาตรออกจากกัน	126
ข8	ปริมาตรที่ถูกแยกออกจากกันแล้ว	127
ข9	การเลือกทางเข้าของสารทำงาน	127
ข10	การเลือกทางออกของสารทำงาน	128
ข11	การเลือกทางเข้าของสารที่ใช้ถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงาน	128
ข12	การเลือกทางออกของสารที่ใช้ถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงาน	129
ข13	การสร้างขอบเขตของท่อภายใน	129
ข14	การสร้างขอบเขตของท่อภายนอก	130
ข15	การกำหนดปริมาตรของของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำ	130
ข16	การกำหนดปริมาตรของของไหลที่มีอุณหภูมิสูง	131
ข17	การกำหนดปริมาตรของของแข็ง	131
ข18	การกำหนดปริมาตรของของไหลอุณหภูมิต่ำที่ต้องการทำการ Mesh	132
ข19	การกำหนดปริมาตรของของไหลอุณหภูมิสูงที่ต้องการทำการ Mesh	132

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่		หน้า
ข20	การสร้างไฟล์ .msh จากปัญหา	133
ค1	การเลือกรูปแบบ 3d	135
ค2	การเปิดไฟล์ของปัญหา	136
ค3	การเลือกไฟล์สกุล .msh	136
ค4	การเปลี่ยนหน่วย	137
ค5	การเลือกรูปแบบการไหล	137
ค6	การเลือกรูปแบบการไหลเป็นแบบ Steady	138
ค7	การเลือกใช้สมการพลังงาน	138
ค8	การเลือกแบบจำลองของการไหล	139
ค9	การเลือกแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน $k-\varepsilon$	139
ค10	การเลือกแบบวัสดุ	140
ค11	การเลือกชนิดของของไหลเป็น engine – oil	140
ค12	การเลือกชนิดของของไหลเป็นน้ำ	141
ค13	การเลือกชนิดของของแข็งเป็นทองแดง	141
ค14	การกำหนดปัญหาขอบเขต	142
ค15	การกำหนดอุณหภูมิและความเร็วของของไหลอุณหภูมิต่ำ	142
ค16	การกำหนดชนิดของของไหลอุณหภูมิต่ำ	143
ค17	การกำหนดชนิดของของไหลอุณหภูมิสูง	143
ค18	การกำหนดอุณหภูมิและความเร็วของของไหลอุณหภูมิสูง	144
ค19	การกำหนดชนิดของของแข็งบริเวณท่อด้านในเป็นทองแดง	144
ค20	การกำหนดชนิดของของแข็งบริเวณท่อด้านนอกเป็นทองแดง	145
ค21	การแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ	145
ค22	การกำหนดค่า Under-Relaxation ของปัญหา	146
ค23	การเริ่มต้นการแก้ปัญหา	146
ค24	การเริ่มต้นการแก้ปัญหาจากทุกส่วน	147

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่ **หน้า**

ค25	การกำหนดค่าเศษเหลือ	147
ค26	การกำหนดค่า Convergence Criterion	148
ค27	การกำหนดจำนวนรอบการทำซ้ำของระเบียบวิธีเชิงตัวเลข	148
ค28	การลู่เข้าของปัญหา	149

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

คำอธิบายสัญลักษณ์และอักษรย่อ

คำอธิบายสัญลักษณ์

$\dot{Q}_x$	=	การถ่ายเทความร้อนผ่านตัวกลางชนิดของแข็ง (W)
k	=	ค่าสภาพการนำความร้อน $(W/m \cdot K)$
A	=	พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน (m^2)
q''_x	=	ฟลักซ์ความร้อนผ่านตัวกลาง (W/m^2)
h	=	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $(W/m^2 \cdot K)$
T_s	=	อุณหภูมิของพื้นผิว (K)
T_∞	=	อุณหภูมิของของไหล (K)
u_∞	=	ความเร็วของของไหล (m/s)
h_m	=	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย $(W/m^2 \cdot K)$
q''_{rad}	=	ฟลักซ์ของการแผ่รังสีความร้อน (W/m^2)
σ	=	ค่าคงที่ของชเตฟาน- โบลต์ซมันน์ $(W/m^2 \cdot K^4)$
ε	=	สภาพการเปล่งรังสีของวัตถุ
T_{sur}	=	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (K)
ρ	=	ความหนาแน่น (kg/m^3)
C_p	=	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ $(j/kg \cdot K)$
τ	=	ความเค้นเฉือนบริเวณพื้นผิว (N/m^2)
δ	=	ความหนาของชั้นความเร็วของของไหล (m)
x	=	ระยะทางของแนวการไหล (m)
x_c	=	ระยะทางของแนวการไหลวิกฤต (m)
T_w	=	อุณหภูมิของแผ่นพื้นผิว (K)
δ_t	=	ความหนาของชั้นผิวความร้อน (m)
D_h	=	เส้นผ่านศูนย์กลางเสมือน (m)
Z_e	=	ความยาวช่วงความเร็วที่ปากทางเข้า (m)
Z_t	=	ความยาวช่วงความร้อนที่ปากทางเข้า (m)
h_z	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ $(W/m^2 \cdot K)$
T_b	=	อุณหภูมิของก้อนของไหล (K)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

คำอธิบายสัญลักษณ์และอักษรย่อ (ต่อ)

T_{bo}	=	อุณหภูมิของก้อนของไหลที่มีอยู่ในปริมาตรควบคุม (K)
T_{bi}	=	อุณหภูมิของก้อนของไหลที่ไหลเข้าปริมาตรควบคุม (K)
μ_w	=	ค่าความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของไหล $(kg/m \cdot s)$
ΔP	=	ค่าความดันตกคร่อม $\left(N/m^2\right)$
v_{avg}	=	ความเร็วเฉลี่ยของของไหลที่ไหลในท่อ $\left(m/s\right)$
L	=	ความยาวของท่อหน้าตัดรูปวงกลม (m)
D	=	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
f	=	ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
R_k	=	ค่าความต้านทานการนำความร้อน $(W/m^2 \cdot K)$
R_{c-2}	=	ค่าความต้านทานการพาความร้อน $(W/m^2 \cdot K)$
U_i	=	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ผิวด้านใน $(W/m^2 \cdot K)$
U_o	=	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวด้านนอก $(W/m^2 \cdot K)$
R_d	=	แฟกเตอร์ของตะกรัน
U_{clean}	=	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสำหรับพื้นผิวที่สะอาดปราศจากตะกรัน $(W/m^2 \cdot K)$
R_{di}	=	แฟกเตอร์ของตะกรันที่ผิวด้านในของชั้นใน $(m^2 \cdot K/W)$
R_{do}	=	แฟกเตอร์ของตะกรันที่ผิวด้านนอกของท่อชั้นใน $(m^2 \cdot K/W)$
$\dot{m}_c$	=	อัตราการไหลของของไหลเย็น (kg/s)
$\dot{m}_h$	=	อัตราการไหลของของไหลร้อน (kg/s)
$T_{c,out}$	=	อุณหภูมิของไหลเย็นทางออก (K)
$T_{c,in}$	=	อุณหภูมิของไหลเย็นทางเข้า (K)
$T_{h,out}$	=	อุณหภูมิของไหลร้อนทางออก (K)
$T_{h,in}$	=	อุณหภูมิของไหลร้อนทางเข้า (K)
μ_t	=	ค่าความหนืดหมุนวน $(kg/m \cdot s)$
ϕ_{old}	=	ค่าของตัวแปรจากการคำนวณในรอบก่อนหน้านี้
ϕ	=	ค่าของตัวแปรจากการคำนวณในรอบปัจจุบัน
$\phi_{\max}$	=	ค่าของตัวแปรจากการคำนวณที่มากที่สุดในรอบปัจจุบัน
$\vec{u}$	=	เวกเตอร์ความเร็ว $\left(m/s\right)$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

คำอธิบายสัญลักษณ์และอักษรย่อ (ต่อ)

อักษรย่อ

Re	=	Reynolds number
Pr	=	Prandtl number
Nu	=	Nusselt number
LMTD	=	Log Mean Temperature Difference
CFD	=	Computational Fluid Dynamics
PDE	=	Partial Differential Equations
TDMA	=	Tri-Diagonal Matrix Algorithm

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

A Study of Fluid Flow in Spirally Corrugated Tube Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics Method

คำนำ

ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญทั้งในชีวิตประจำวันและในภาคของอุตสาหกรรม ดังนั้นการใช้ประโยชน์จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพ, การส่งถ่ายความร้อน, ขนาด ตลอดจนรูปแบบการใช้งานที่ถูกต้องและเหมาะสม ดังนั้น การศึกษาในเชิงลึกของการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความจำเป็นอย่างมากที่จะทำให้บรรลุถึงหลักการใช้งาน ซึ่งโดยปกติในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างง่ายจะประกอบด้วยของไหลที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยของไหลนี้จะถูกทำให้เกิดการไหลทั้งแบบธรรมชาติแล้วแบบบังคับ ซึ่งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้กันอย่างแพร่หลายจะมีลักษณะโดยให้ของไหลไหลในท่อซึ่งนำความร้อน โดยความร้อนจะถูกส่งเข้าสู่หรือออกจากของไหลผ่านผิวท่อและถูกส่งต่อไปยังส่วนที่นำความร้อนไปใช้งานหรือส่วนที่ต้องการนำความร้อนออกไป

ท่อโดยทั่วไปที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นผิวท่อเรียบซึ่งอาจทำจาก ทองแดง, อะลูมิเนียม หรือโลหะอื่นๆ แต่ในปัจจุบันความต้องการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็กแต่มีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง ทำให้รูปแบบการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีการพัฒนาเพื่อตอบสนองความต้องการนั้น ซึ่งรูปแบบการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีด้วยกันสองแนวทาง ได้แก่ หนึ่งการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนที่ผิวของของไหลกับผิวโลหะ ซึ่งวิธีนี้จะทำการเพิ่มลักษณะผิวท่อเช่นเพิ่มความขรุขระ, เพิ่มการไหลวนจากท่อเกลียว เป็นต้น และอีกแนวทางหนึ่ง คือ เพิ่มการไหลหมุนวนของของไหลอันได้แก่ การใส่แผ่นบังคับการไหลแบบหมุนวน (twisted tape)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ในปัจจุบันการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนที่ผิวของของไหลกับผิวโลหะโดยการเพิ่มร่องเกลียวลงไปในท่อเรียบแบบธรรมดาเป็นวิธีที่ได้นำมาใช้จริงแล้วในการผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยยึดจากการวิจัยที่นักทดลองได้ศึกษามาแล้ว ซึ่งจากผลการทดลองพบว่า ความกว้างของร่องเกลียว ความลึกของร่องเกลียวและระยะพิทซ์มีผลต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่ข้อจำกัดของข้อมูลจากการทดลองมีจำกัดอันเนื่องมาจากการไม่สามารถเปลี่ยนแปลงค่าความลึกของร่องเกลียว หรือค่าทางกายภาพอื่นๆ ได้มากเพราะมีข้อจำกัด ดังนั้นการศึกษาผลกระทบลักษณะทางกายภาพของเกลียวต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยหลักพลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลขจึงมีความสำคัญที่จะเพิ่มศักยภาพในการศึกษาถึงการไหลของของไหลผ่านท่อเกลียว รวมถึงสามารถขยายไปยังการไหลผ่านท่อในรูปแบบอื่นๆ เช่น ท่อที่มีแผ่นเพิ่มการไหลหมุนวน, ท่อหลายเกลียว ฯลฯ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาพฤติกรรมของของไหลในท่อเกลียว ความดันตกคร่อมและการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวในขนาดต่างๆ

2. เพื่อประยุกต์ใช้แบบจำลองการถ่ายเทความร้อนของของไหลโดยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ในการจำลองการถ่ายเทความร้อนและการกระจายตัวของอุณหภูมิในท่อเกลียว

3. เพื่อทำการศึกษาเปรียบเทียบถึงผลกระทบของท่อเกลียว (Spirally corrugated tube) ต่อลักษณะทางกายภาพของของไหลในท่อเกลียว (Spirally corrugated tube) โดยเปรียบเทียบกับลักษณะทางกายภาพของการไหลในท่อเรียบธรรมดา

4. เพื่อทำการศึกษาถึงการเปลี่ยนแปลงค่าเรย์โนลดส์นัมเบอร์และลักษณะทางกายภาพของท่อเกลียวต่อความดันตกคร่อมและการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียว

5. เพื่อประเมินประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียว (Spirally corrugated tube) เปรียบเทียบกับท่อแบบเรียบธรรมดา

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การตรวจเอกสาร

ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนวิธีการที่ง่ายที่สุด คือ อาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์หรือใช้หลักการของ "Performance Evaluation Criteria " (PEC) ในการเพิ่มประสิทธิภาพโดยอาศัยพื้นผิวที่ไม่เรียบของท่อที่นำมาใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากอาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์แล้ว (Bejan, 1996) ได้อาศัยกฎข้อที่สองทางอุหพลศาสตร์มาประยุกต์การเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนที่เรียกว่า "the entropy generation minimization (EGM) หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า "thermodynamic optimization" ในขณะที่ (Zimparov, 2000) ทำการพัฒนาหลักการของ PECในการหาผลของการถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีอุณหภูมิที่ผิวคงที่

Zimparov (2000) ยังได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยการลดขนาดความหนาของ Boundary layer โดยเพิ่มความขลุขละให้กับผิว ผสมกับการเพิ่มการไหลวนของของไหลโดยการใส่แผ่นเพิ่มการไหลหมุนวน (twisted tape) เข้าไปในท่อ เขาพบว่าท่อหลายเกลียวที่ใส่แผ่นเพิ่มการไหลหมุนวนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 30% เมื่อเทียบกับท่อเรียบและยังมากกว่าท่อเกลียวเดียวที่ใส่แผ่นการไหลหมุนวนที่เขาได้ทำการศึกษาไว้ในกรณีทั้งหมดนั้นเขาทำการพิจารณาว่าผิวของท่อที่มีอุณหภูมิคงที่ในปี ค.ศ. 2002 (Zimparov, 2001) ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนผ่าท่อเกลียวโดยที่ผนังของท่อมีการถ่ายเทความร้อนแบบฟลักส์ความร้อนคงที่จากการศึกษาพบว่า ค่า rib-height-todiameter (e/D) ที่ทำให้การถ่ายเทคามร้อนดีที่สุดอยู่ที่ 0.04

Dong *et al*. (2001) ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะหาผลของความดันตกคร่อมและสมรรถนะในการส่งถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียว 4 แบบ ที่ทำการเปลี่ยนค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์จาก 6000 ถึง 93000 โดยใช้น้ำเป็นของไหล และ 3200 ถึง 19000 โดยใช้น้ำมัน ซึ่งเขาพบว่าการเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนนั้นจะส่งผลให้เกิดการเพิ่มของ friction factor ด้วย

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Vicente *et al.* (2004) ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติของ friction ของการไหลในท่อเกลียวโดยเขาได้เสนอ severity index (ϕ) ในการวิเคราะห์ผลของร่องเกลียวต่อการถ่ายเทความร้อน และนอกจากนั้นเขายังพบว่าในการเปลี่ยนค่าของ Prandtl number จะมีผลต่อการเพิ่มความสามารถในการส่งถ่ายเทความร้อนโดยเขาเสนอว่า $Nu \alpha Pr^{0.44}$ โดยเขายังเสนออีกว่าในกรณีการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำ (Re < 10000) ควรจะใช้ท่อเกลียวที่มีค่า severity index สูงๆ (ϕ > 3 X 10^{-3}) แต่ในกรณีที่การไหลมีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงๆ (Re = 10000-400000) ควรเลือกใช้ท่อเกลียวที่มีค่า severity index ไม่สูงมากนัก (ϕ >1-2 X 10^{-3})

จากการศึกษาที่ผ่านมาจะพบว่ายังไม่ได้มีการศึกษาโดยใช้หลักการของกลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลขมาใช้ในการศึกษาพฤติกรรมการไหลในท่อเกลียวมาก่อนเลย ซึ่งอาจจะมีผลอันเนื่องมาจากการทำการสร้างแบบจำลองของท่อเกลียวซึ่งความลึกของท่อมีขนาดเล็กนั้นมีความจำเป็นที่จะต้องใช้การสร้างกริดที่มีขนาดเล็กเพียงพอที่จะสามารถบ่งบอกพฤติกรรมของของไหล อันเนื่องมาจากร่องเกลียวนั้น ซึ่งการศึกษาเบื้องต้นพบของ (อังคณา เบ็ญลาเซ็ง, 2549) ว่ามีความเป็นไปได้ในการศึกษาการไหลผ่านเกลียวโดยใช้กลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลข

ทฤษฎีของการถ่ายเทความร้อน

การศึกษาการถ่ายเทความร้อนมีทั้งสิน 3 แบบ ได้แก่ การนำความร้อน (conduction heat transfer) การพาความร้อน (convection heat transfer) และการแผ่รังสีความร้อน (radiation heat transfer) โดยมีรายละเอียดดังนี้

1. การนำความร้อน (conduction heat transfer)

การนำความร้อน หมายถึง การส่งถ่ายพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นในตัวกลางอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่าตัวกลางจากด้านหนึ่งที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่ด้านหนึ่งที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยส่งถ่ายความร้อนจากโมเลกุลหนึ่งสู่อีกโมเลกุลหนึ่งอย่างต่อเนื่องกัน การนำความร้อนสามารถเกิดขึ้นได้ในตัวกลางที่เป็น ของแข็ง ของเหลว และก๊าซ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านตัวกลางแบบนำความร้อนคำนวณจากกฎของฟูเรียร์ (Fourier’s law)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

กฎของฟูเรียร์ (Fourier's law) กล่าวว่า สำหรับการนำความร้อนผ่านตัวกลางในทิศทางใดทิศทางหนึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อน $(\dot{Q}_x)$ ผ่านตัวกลางในทิศทางนั้นเป็นปฏิภาคโดยตรงกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ตั้งฉากกับทิศทางของการไหลของความร้อน (A) และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของตัวกลางในทิศทางดังกล่าว (dT/dx) สำหรับการนำความร้อนในทิศทาง x ภายใต้สภาวะคงตัว (steady state) อุณหภูมิในตัวกลาง $T = T(x)$ จากกฎของฟูเรียร์ (Fourier's law)

$$\dot{Q}_x = -kA\frac{dT}{dx} \quad \text{หน่วยเป็น } W \tag{1}$$

โดยค่า k คือ ค่าคงที่สัดส่วน ซึ่งเรียกว่า ค่าสภาพการนำความร้อน (thermal conductivity) ของตัวกลาง มีหน่วยเป็น $W/m \cdot K$

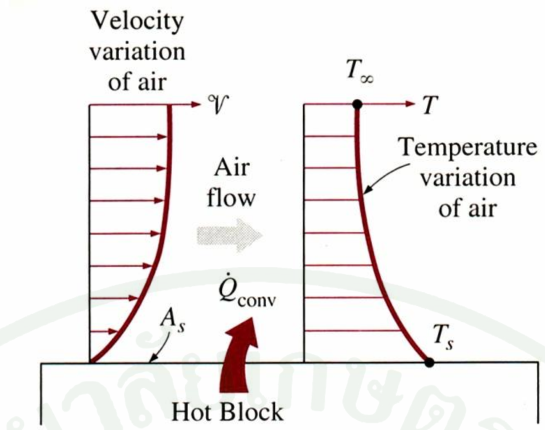
ฟลักซ์ความร้อนผ่านตัวกลางสามารถคำนวณได้จาก

$$q''_x = \frac{\dot{Q}_x}{A} = -k\frac{dT}{dx} \qquad \text{หน่วยเป็น } W/m^2 \tag{2}$$

2. การพาความร้อน (convection)

การพาความร้อน หมายถึง การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งกับของไหล ผลการเคลื่อนไหวของของไหลส่งผลให้เกิดการถ่ายเทโมเมนตัม ซึ่งมีผลต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ผิวของแข็งนั้น $(h, W/m^2 \cdot K)$ พลังงานความร้อนถูกโอนถ่ายเป็นผลมาจากการแพร่ $(diffusion)$ ของโมเลกุลและผลจากการเคลื่อนไหวไปทั้งปริมาตรของของไหล

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 1 การกระจายความเร็วและอุณหภูมิของของไหลขณะเกิดการพาความร้อน บริเวณใกล้ผิวให้ความร้อน

การพาความร้อนจำแนกออกเป็น 2 ประเภท คือ

1) การพาความร้อนตามธรรมชาติ (natural convection) กล่าวถึงการเคลื่อนไหวของของไหลเป็นผลของแรงลอยตัว ซึ่งเกิดจากผลการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น อันเกิดจากมีผลต่างของอุณหภูมิของของไหลใน 2 บริเวณ

2) การพาความร้อนโดยบังคับ (forced convection) กล่าวถึงการเคลื่อนไหวของของไหลที่เป็นผลมาจากแรงกระทำจากภายนอก เช่น เครื่องสูบ เครื่องเป่าลม เป็นต้น

เมื่อพิจารณาการพาความร้อนจากผิวของแข็งพื้นที่ A_s อุณหภูมิ T_s ขณะของไหลไหลผ่านด้วยความเร็ว u_∞ และอุณหภูมิ T_∞ คงที่ ฟลักซ์ความร้อนเฉพาะที่คำนวณเป็นไปตามกฎการทำให้เย็นตัวลงของนิวตัน $(Newton's\ law\ of\ cooling)$

$$q''_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad \text{หน่วยเป็น } W/m^2 \tag{3}$$

โดยค่า h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ $W/m^2 \cdot K$ ดังนั้น จะคำนวณอัตราการพาความร้อนทั้งหมดบนพื้นผิว A_s จาก

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$\dot{Q}_{conv} = \int_{A_s} q''_{conv} dA_s = (T_s - T_\infty)\int hdA_s \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_m A_s (T_s - T_\infty) \quad \text{หน่วยเป็น } W \quad (5)$$

โดยค่า h_m คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (average convection coefficient) สำหรับแผ่นระนาบ ความยาว L จะพบว่า

$$h_m = \frac{1}{L}\int_0^L hdx \quad \text{หน่วยเป็น } W/m^2 \cdot K \quad (6)$$

3. **การแผ่รังสีความร้อน** (radiation)

การแผ่รังสีความร้อน หมายถึง การถ่ายเทความร้อนจากผิวตัวกลางหนึ่งไปสู่อีกผิวตัวกลางหนึ่ง ซึ่งมีอุณหภูมิแตกต่างกัน พลังงานของการแผ่รังสีถูกส่งถ่ายในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (electromagnetic wave) หรือในรูปของโฟตอนโดยไม่ต้องอาศัยวัสดุตัวกลาง การแผ่รังสีความร้อนจึงสามารถเกิดในสุญญากาศได้ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีออกจากผิวตัวกลาง คำนวณจากกฎของชเตฟาน-โบลต์ซมันน์ (Stefan-Boltzmann) ดังนี้

$$q''_{rad} = \sigma\ T_s^{\,4} \quad \text{หน่วยเป็น } W/m^2 \quad (7)$$

โดยที่

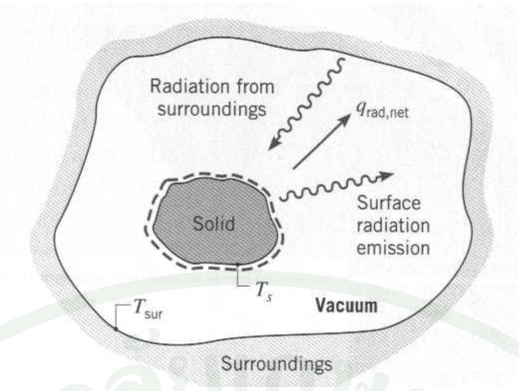
T_s คือ อุณหภูมิผิวแผ่รังสีในหน่วยองศาสัมบูรณ์ (K)

σ คือ ค่าคงที่ของชเตฟาน-โบลต์ซมันน์ มีค่า $5.67\times10^{-8}\ W/m^2 \cdot K^4$

สมการ (7) ใช้กับกรณีของตัวแผ่รังสีในอุดมคติ (ideal radiator) หรือวัตถุดำ (black body) สำหรับกรณีพื้นผิวจริง (real surface) ฟลักซ์แผ่รังสีจะน้อยกว่ากรณีของวัตถุดำ ทั้งนี้จะขึ้นกับสภาพเปล่งรังสี (emissivity) ของพื้นผิวนั้น (ε) ด้วย ฟลักซ์แผ่รังสีบนพื้นผิวจริงคำนวณจาก

$$q''_{rad} = \varepsilon\sigma\ T_s^{\,4} \quad \text{หน่วยเป็น } W/m^2 \quad (8)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 2 การแผ่รังสีแลกเปลี่ยนกันระหว่างพื้นผิวหนึ่งกับสิ่งแวดล้อมโดยรอบ

พิจารณาการแผ่รังสีแลกเปลี่ยนกันระหว่างพื้นผิว A อุณหภูมิ T_s มีสภาพเปล่งรังสี ε กับสิ่งแวดล้อมโดยรอบซึ่งมีอุณหภูมิคงที่ T_{sur} อัตราการแผ่รังสีสุทธิบนพื้นผิว A คือ

$$q''_{net} = \frac{\dot{Q}_{rad,net}}{A} = \varepsilon\sigma \ (T_s^{\ 4} - T_{sur}^{\ \ 4}) \tag{9}$$

นอกจากรูปแบบสมการที่ (9) แล้ว รูปแบบสมการอย่างง่ายสำหรับคำนวณการแผ่รังสีจะเขียนใหม่ได้เป็น

$$\dot{Q}_{rad,net} = h_r A(T_s - T_{sur}) \tag{10}$$

โดยที่ h_r คือสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนมีหน่วยเป็น $W/m^2 \cdot K$ คำนวณได้จาก

$$h_r = \varepsilon\sigma \ (T_s + T_{sur})(T_s^{\ 2} + T_{sur}^{\ \ 2}) \tag{11}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ทฤษฎีของการพาความร้อนเบื้องต้น

การพาความร้อน หมายถึง การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งกับของไหลโดยมีการไหลของของไหลเข้ามาเกี่ยวข้อง การเคลื่อนที่ของของไหลมีผลต่ออัตราถ่ายเทความร้อน เพราะการถ่ายโอนพลังงานความร้อนจะอาศัยการแพร่ของโมเลกุลของของไหล และรวมถึงผลการเคลื่อนไหวไปทั้งปริมาตรของของไหลนั้น ดังนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านของไหลโดยวิธีการพาความร้อนจะสูงกว่าการนำความร้อน นอกจากนี้ยังพบว่าของไหลที่มีความเร็วในการไหลสูงก็จะยิ่งทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นตามไปด้วย

ค่าคุณสมบัติของของไหลเช่นค่าความหนืด ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหล $(k, W/m \cdot K)$ ค่าความหนาแน่น $(\rho, kg/m^3)$ ค่าความจุความร้อนจำเพาะ $(C_p, j/kg \cdot K)$ และค่าความเร็วในการไหล $(v, m/s)$ ค่าคุณสมบัติเหล่านี้มีผลต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทั้งสิ้น นอกจากนี้ค่าการพาความร้อนยังขึ้นอยู่กับรูปร่าง ความขรุขระของพื้นผิวที่ไหลผ่าน และขึ้นอยู่กับชนิดของการไหลโดยชนิดของการไหลจะมีทั้งการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) และการไหลแบบทรานซิชัน (Transition flow) โดยชนิดของการไหลพิจารณาจากค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ (Reynolds number) ดังสมการที่ (12)

$$\mathrm{Re} = \frac{inertia \quad force}{viscous \quad force} = \frac{mass \times acceleration}{shear \quad stress \times area} = \frac{\rho \cdot v_\infty \cdot x}{\mu} = \frac{v_\infty \cdot x}{\nu} \qquad (12)$$

โดยที่

v_∞ คือ ความเร็วของของไหล (m/s)

x คือ ความยาวสำคัญ (m)

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

μ คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล $(Pa \cdot s)$

ν คือ ความหนืดจลน์ของของไหล (m^2/s)

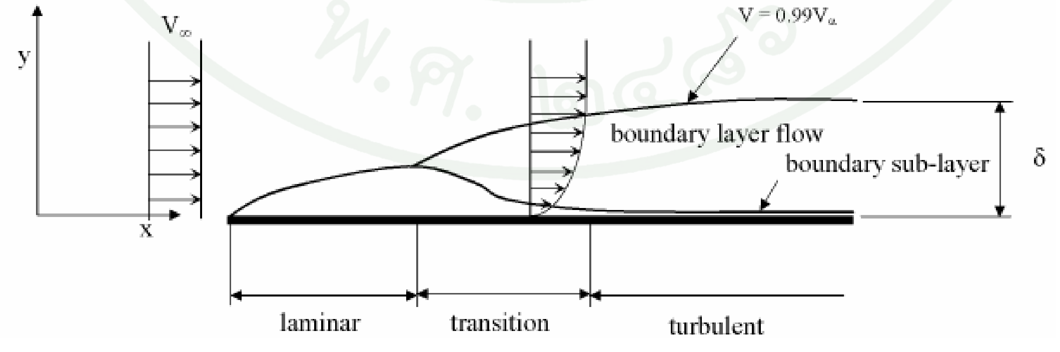
เนื่องจากการพาความร้อนนั้น การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นระหว่างพื้นผิวกับของไหลที่ไหลสัมผัสอยู่กับพื้นที่นั้น เมื่อมีการการไหลบนพื้นผิว การกระจายตัวของความเร็ว และการกระจายอุณหภูมิของของไหล ที่บริเวณใกล้พื้นผิวจะส่งผลต่อการพาความร้อนเพื่อที่จะทำให้การวิเคราะห์

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การพาความร้อนนั้น ทำให้ต้องศึกษาเกี่ยวกับชั้นขอบเขต (Boundary layer) เพื่อจำลองการกระจายตัวของความเร็วและอุณหภูมิที่บริเวณพื้นผิว

1. ชั้นขอบเขตความเร็ว (Laminar boundary layer)

เมื่อพิจารณาการไหลของของไหลที่ไหลขนานบนพื้นผิวเรียบ ดังภาพที่ 3 ในกระแสการไหล (Free Stream) หรือพื้นที่ส่วนก่อนถึงขอบทางเข้าของการไหล (down stream) บนผิวเรียบ ค่าความเร็วในการไหลมีค่า v_∞ ในชั้นของการไหลที่อยู่ใกล้กับพื้นผิวเรียบ ความเร็วในการไหลจะมีค่าไม่คงที่ แต่จะมีค่าเพิ่มจากศูนย์ที่ตำแหน่ง y =0 จนกระทั่งมีความเร็วเท่ากับ v_∞ โดยที่ ความเร็วในการไหลของของไหลในชั้นที่สัมผัสกับวัตถุ ซึ่งมีค่าเท่ากับศูนย์จะหน่วงให้ของไหลในชั้นติดกันด้านบนให้มีความเร็วลดลงจากความเร็วในตอนไหลเข้า การหน่วงของการไหลดังกล่าวจะเกิดขึ้นกับชั้นของของไหลที่อยู่ติดกันไปเรื่อย ๆ แต่อิทธิพลของการหน่วงจะลดลงเมื่อระยะห่างในแนวดิ่งจากพื้นผิวมีค่าเพิ่มขึ้น จนกระทั่งเพิ่มขึ้นถึงค่า $y = \delta$ หลังจากระยะนี้ความเร็วของของไหลจะมีค่าเท่ากับความเร็วของกระแสอิสระ $v = v_\infty$ การหน่วงหารไหลเกิดจากความเค้นเฉือน $(Shear\ \ stress, \tau)$ อันเป็นผลจากความหนืดของของไหล ที่เกิดขึ้นระหว่างชั้น และกระทำในระนาบที่ขนานกับการไหล ระยะความหนาที่ของไหลถูกผลของความเค้นเฉือนกระทำ ก็คือชั้นของของไหลภายใต้ความหนา $y = \delta$ โดยชั้นความหนาดังกล่าวจะถูกเรียกว่า ความหนาชั้นขอบเขตของความเร็ว (boundary layer thickness) โดยที่ระยะ $y = \delta$ ถูกกำหนดจากระยะห่างจากพื้นผิวเรียบในแนวดิ่งที่ทำให้ $v = 0.99v_\infty$ จากภาพที่ 3 จะเห็นได้ว่าค่าความหนาชั้นขอบเขตของความเร็ว (δ) มีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะทางที่เพิ่มขึ้นในแนวการไหลหรือในแนวแกน x



ภาพที่ 3 ชั้นขอบเขตของความเร็ว

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

รูปร่างความเร็วของชั้นขอบเขตความเร็ว (Boundary layer velocity profile) หมายถึง ฟังก์ชั่นของความเร็วของของไหลที่ขึ้นอยู่กับมิติ x และ y หรือ $v = v(x, y)$ ในภาพที่ 3 ยังแสดงให้เห็นว่าภายใต้ขอบเขตความเร็วของการไหลบนพื้นผิวเรียบนั้นมีการแบ่งรูปแบบการไหลออกได้ 3 รูปแบบด้วยกันคือ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow), การไหลแบบทรานซิชัน (Transition flow) และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ซึ่งการไหลในลักษณะนี้ส่งผลอย่างยิ่งต่อการพาความร้อนของของไหลบนพื้นผิวเรียบนั้น เมื่อพิจารณาลำดับของการพัฒนาของชั้นขอบเขตความเร็ว จะพบว่าเมื่อเริ่มมีการไหลจากขอบทางเข้าไปจนถึงระยะหนึ่งบนพื้นผิวเรียบ รูปแบบการในภายใต้ขอบเขตความเร็วในช่วงเริ่มต้นนี้จะเป็นการไหลแบบราบเรียบ การเคลื่อนที่ของของไหลจะมีความราบเรียบ หลังจากระยะนี้ไปแล้วของไหลจะเริ่มมีการแกว่งตัวของอนุภาคของของไหล โดยเมื่อระยะทางการไหลเพิ่มขึ้น การแกว่งตัวก็มากขึ้นตามลำดับ การไหลในช่วงนี้เรียกว่าการไหลแบบทรานซิชัน หลังจากนั้นการแกว่งของอนุภาคจะมีความรุนแรงมากขึ้น ทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนนี้เองที่ของไหลจะมีความหนาของชั้นขอบเขตความเร็วและค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่มีค่าสูง หากพิจารณาในชั้นขอบเขตความเร็วในช่วงปั่นป่วนจะพบว่า ภายใต้ชั้นขอบเขตความเร็วนั้นจะมีชั้นขอบเขตความเร็วย่อยแบบราบเรียบ (Laminar boundary sub layer) รวมอยู่ด้วย ทั้งนี้ เป็นเพราะความเร็วของของไหลที่อยู่ติดกับผนังของพื้นผิวเรียบจะมีค่าเป็นศูนย์เสมอที่ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์สูงๆ แรงเฉื่อยซึ่งมีความสัมพันธ์แบบแปรผันตรงกับค่าความหนาแน่นและความเร็วของของไหล จะมีค่าสูงเมื่อเทียบกับค่าของแรงหนืดทำให้แรงหนืดไม่สามารถต้านทานการแกว่งตัวของของไหลได้ ทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนขึ้นส่วนที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำค่าของความหนืดจะมีค่าสูงพอที่จะเอาชนะค่าความเฉื่อย ทำให้การแกว่งของอนุภาคต่ำของไหลจึงไหลแบบราบเรียบ ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ที่การไหลเกิดการปลี่ยนแปลงจากการไหลแบบราบเรียบไปเป็นการไหลแบบปั่นป่วนนั้นเรียกว่า ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์วิกฤต (Critical Reynolds number) โดยปกติช่วงการไหลแบบทรานซิชัน (transition flow) จะเกิดในส่วนตัวเลขเรย์โนลดส์ (Reynolds number) ของการไหลอยู่ระหว่าง $2 \times 10^5 < \mathrm{Re}_{cri} < 3 \times 10^6$, เมื่อ Re_{cri} คือ ค่าค่าตัวเลขเรย์โนลด์วิกฤต แต่จะใช้ค่า $5 \times 10^5 < \mathrm{Re}_{cri}$ เป็นค่ามาตราฐานในการคำนวณดังนั้นค่าค่าตัวเลขเรย์โนลดส์วิกฤตคำนวณได้จากสมการที่ (13)

$$\mathrm{Re}_{cri} = \frac{v_\infty \cdot x_c}{\nu} = 5 \times 10^5 \tag{13}$$

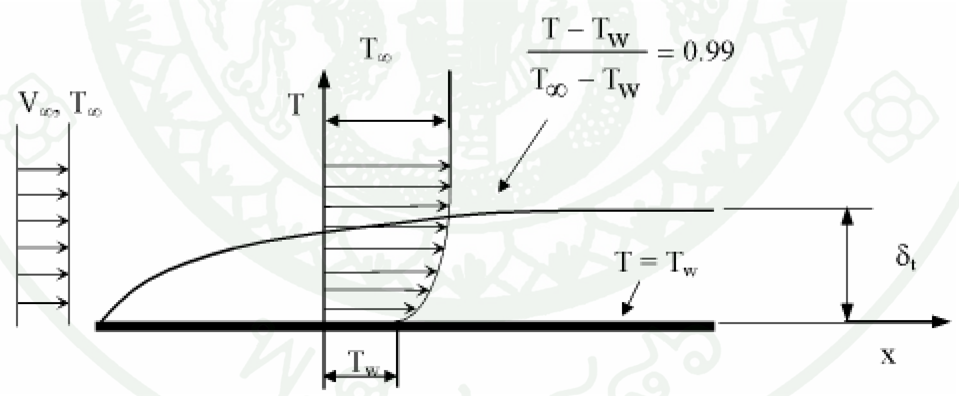
เมื่อ x_c คือ ระยะทางวิกฤตในแนวการไหลที่วัดจากขอบทางเข้าถึงจุดที่การไหลเริ่มอยู่ในช่วงการไหลแบบทรานซิชั่น

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2. ชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal boundary layer)

ในการไหลของของไหลบนพื้นผิวเรียบหรือบนวัตถุใดๆ นอกจากจะเกิดการพัฒนาของชั้นขอบเขตความเร็วขึ้นแล้วยังมีการพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal boundary layer) ขึ้นด้วย ทั้งนี้ เป็นเพราะในการไหลนั้นมีความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างอุณหภูมิของไหลอิสระ (free stream) กับอุณหภูมิที่ผนังของพื้นผิวเรียบหรืออุณหภูมิของวัตถุใดๆ ที่เกิดการไหลผ่าน

จากภาพที่ 4 หากของไหลอุณหภูมิสม่ำเสมอ T_∞ ไหลเข้าที่ขอบทางเข้าโดยที่ผนังของพื้นแผ่นเรียบมีอุณหภูมิ T_w ภายใต้ชั้นขอบเขตความร้อนอุณหภูมิของไหลจะเปลี่ยนแปลงจากอุณหภูมิที่ผนังของพื้นผิวเรียบ T_W ไปจนกระทั่งมีอุณหภูมิ T_∞ ที่ระยะในแนวดิ่งห่างจากผนังของพื้นผิวเรียบเป็นระยะที่มากกว่า $y = \delta_t$ โดยค่า δ_t เรียกว่า ความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนและค่าความหนาดังกล่าวจะถูกกำหนดจากระยะที่ห่างจากผนังของพื้นผิวเรียบที่ทำให้การกระจายตัวของอุณหภูมิ $\theta = \dfrac{T - T_w}{T_\infty - T_w} = 0.99$ เช่นเดียวกับชั้นขอบเขตความเร็วความหนาชั้นขอบเขตความร้อนจะมีค่ามาขึ้นที่ระยะห่างในแนวการไหล X ที่เพิ่มขึ้น



ภาพที่ 4 ชั้นขอบเขตความร้อน

ตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number) เป็นตัวแปรไร้หน่วย (Dimensionless parameter) เป็นอัตราส่วนระหว่างสภาพการแพร่ทางโมเมนตัมต่อสภาพการแพร่ทางความร้อนหรือความสัมพันธ์ระหว่างชั้นขอบเขตความเร็วกับชั้นขอบเขตความร้อนดังสมการที่ (14)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$\Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho C_p} = \frac{\mu C_p}{k} \tag{14}$$

โดยค่าตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number) นี้มาจากนักวิทยาศาสตร์ชาวเยอรมัน Ludwig Prandtl ผู้ริเริ่มแนวความคิดทฤษฎีของชั้นขอบเขตใน ค.ศ. 1904 สำหรับของไหลที่มีค่า $\Pr \cong 1$ เช่น แก๊ส แสดงว่าการกระจายหรือพัฒนาของชั้นขอบเขตของทั้งโมเมนตัมหรือความเร็วและความร้อนในของไหลนั้น มีอัตราใกล้เคียงกันในกรณีนี้ความหนาของชั้นขอบเขตความเร็วจะมีค่าใกล้เคียงกับความหนาของชั้นขอบเขตความร้อน $(\delta_t = \delta)$

สำหรับของไหลที่มีค่า $\Pr < 1$ แสดงว่าการกระจายตัวของความร้อนหรือการพัฒนาของชั้นขอบเขตความร้อนจะเกิดขึ้นเร็วกว่าความเร็วในกรณีนี้ความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนจะมีค่ามากกว่าความหนาของชั้นขอบเขตความเร็ว$(\delta_t > \delta)$ หากกำหนดให้ค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิจัดอยู่ในรูปตัวแปรไร้หน่วยดังสมการที่ (15)

$$\theta = \frac{T - T_w}{T_\infty - T_w} \tag{15}$$

ค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามระยะทางในแนวตั้งฉากกับการไหล(y) คำนวณจากสมการที่ (16)

$$\left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} = \frac{\partial T}{\partial \theta} \times \left.\frac{\partial \theta}{\partial \eta}\right|_{\eta=0} \times \frac{\partial \eta}{\partial y} = (T_\infty - T_w)\sqrt{\frac{v_\infty}{v_x}} \times \left.\frac{\partial \theta}{\partial \eta}\right|_{\eta=0} \tag{16}$$

จากสมการที่ (15) และ (16) พบว่าที่ผนังของพื้นผิวเรียบ $(\eta = 0)$ มีค่าดังสมการที่ (17)

$$\left.\frac{\partial \theta}{\partial \eta}\right|_{\eta=0} = 0.332 \Pr^{\frac{1}{3}} \tag{17}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ตำแหน่ง (y=0) คำนวณจากสมการที่ (18)

$$\left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} = (T_\infty - T_w)\left.\frac{d\theta}{d\eta}\right|_{\eta=0}\left.\frac{\partial \eta}{\partial y}\right|_{y=0}$$
$$= 0.332\,\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}}(T_\infty - T_w)\sqrt{\frac{v_\infty}{v_x}} \qquad (18)$$

หากพื้นผิวเรียบนั้นมีค่าอุณหภูมิคงที่ T_w อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผนังต่อหน่วยพื้นที่คำนวณได้จากสมการที่ (19)

$$q''_w = -k_f \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} = h_x(T_s - T_\infty) \qquad (19)$$

จากสมการที่ (19) จะสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (local convective heat transfer coefficient, h_x) ดังสมการที่ (20)

$$h_x = \frac{k\,\partial T/\partial y\big|_{y=0}}{(T_\infty - T_s)} = \frac{k_f\left(0.332\,\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}}(T_\infty - T_w)\sqrt{\frac{v_\infty}{v_x}}\right)}{(T_\infty - T_w)}$$

$$\therefore h_x = k_f\,(0.332\,\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}})\sqrt{\frac{v_\infty}{v_x}} \qquad (20)$$

ตัวแปรไร้หน่วยที่มีความสำคัญกับการพาความร้อนได้แก่ ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) โดยถูกตั้งชื่อตาม Wilhelm Nusselt ผู้ที่มีส่วนสำคัญอย่างยิ่งในการวิเคราะห์การพาความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (21)

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k_f} \qquad (21)$$

นำสมการที่ (20) แทนในสมการที่ (21) จะได้ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะที่ (local Nusselt number) ดังสมการที่ (22)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$Nu_x = 0.332\,\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}}\,\mathrm{Re}_x^{\frac{1}{2}} \tag{22}$$

ค่าอัตราส่วนของความหนาของชั้นขอบเขตความเร็วต่อชั้นขอบเขตความร้อนจะเป็นไปดังสมการที่ (23)

$$\frac{\delta}{\delta_t} = \mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} \tag{23}$$

ดังนั้น ค่าความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนในกรณีนี้จะเป็นไปตามสมการที่ (24)

$$\delta_t = \frac{5x}{\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}}\sqrt{\mathrm{Re}_x}} \tag{24}$$

การแก้สมการอินทิเกต ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ (local convective heat transfer coefficient) จะทำให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตลอดพื้นผิวเรียบ (heat transfer coefficient over the entire surface) ดังสมการที่ (25)

$$\overline{h_L} = \frac{W\int_0^L h_x dx}{WL} \tag{25}$$

ดังนั้น ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย (average Nusselt number) ดังสมการที่ (26)

$$\overline{Nu_L} = 0.664 R_{eL}^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \tag{26}$$

โดยค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหลใช้ค่าคุณสมบัติที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล T_f โดย T_f คำนวณจากสมการที่ (27)

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} \tag{27}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ในกรณีที่พื้นผิวเรียบนั้นถูกกำหนดให้มีการให้ฟลักซ์ความร้อนคงที่แก่พื้นผิวเรียบ ค่าตัวเลขนัสเสลท์เฉพาะที่ (local Nusselt number) สำหรับช่วงการไหลแบบราบเรียบจะสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (28)

$$Nu_x = 0.453 \operatorname{Re}_x^{1/2} \Pr^{1/3} \tag{28}$$

ทฤษฎีการพาความร้อนของการไหลในท่อ

ระบบทำความร้อนและระบบทำความเย็นส่วนมากจะเกี่ยวข้องกับการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลของของไหลในท่อลักษณะนี้จัดว่าเป็นการไหลภายใน (Internal flow) เช่น การไหลของลมเย็นผ่านท่อส่งลมหรือการไหลของน้ำเย็นในท่อการไหลประเภทนี้แตกต่างจากการไหลภายนอก (External flow) โดยการไหลในท่อนั้นมักจะเป็นการไหลแบบบังคับ (forced flow) โดยถูกบังคับให้เกิดการไหลจากต้นกำเนิดพลังงานเช่น แรงส่งจากปั๊มหรือพัดลมขับดันให้เกิดการไหลในท่อขึ้น ซึ่งในระหว่างการไหลของของไหลในท่อนั้นจะมีการถ่ายเทพลังงานความร้อนเกิดขึ้นและจะถูกเรียกว่าการพาความร้อนแบบบังคับของของไหลที่ไหลภายในท่อ

1. การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วนในท่อ (Laminar and Turbulent flow in pipe)

การไหลในท่อนั้นอาจเกิดขึ้นได้ทั้งการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วนขึ้นอยู่กับเงื่อนไขในการไหลเช่น ค่าความเร็วในการไหลถ้าความเร็วในการไหลต่ำการไหลจะเป็นแบบราบเรียบถ้าความเร็วในการไหลมีค่ามากการไหลจะเป็นแบบปั่นป่วน โดยรูปแบบของการไหลจะกำหนดโดยค่า Reynolds number สำหรับการไหลในท่อหน้าตัดวงกลมจะสามารถคำนวณค่า Reynolds number จากสมการที่ (29)

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} \tag{29}$$

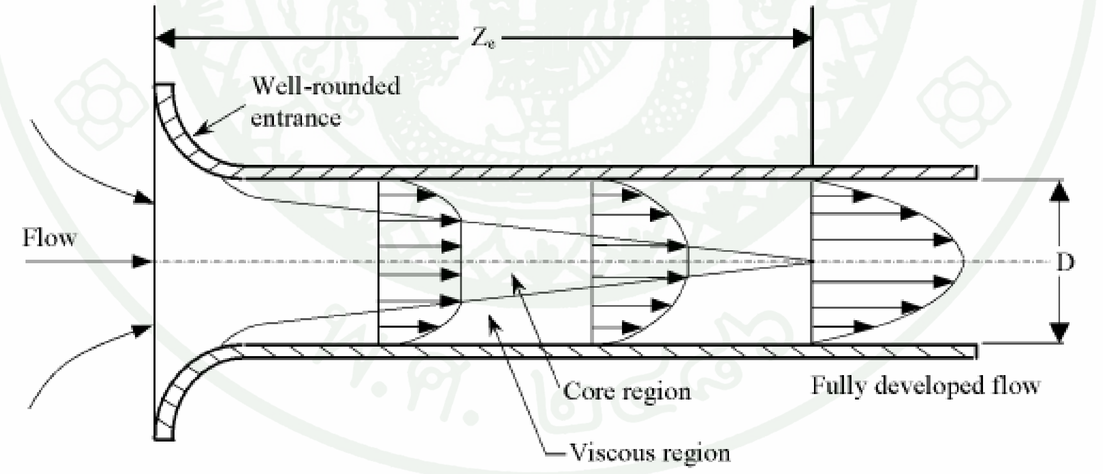
สำหรับท่อที่มีหน้าตัดในรูปทรงอื่นค่าเส้นผ่านศูนย์กลาง D จะถูกแทนที่ด้วยค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเสมือน (*hydraulic diameter*, D_h) โดยสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (30)

$$D_h = \frac{4 \times cross \;\; section \; area \; of \;\; the \; duct}{perimeter \; of \; duct \; in \; contact \; with \;\; fluid} \qquad (30)$$

สำหรับท่อหน้าตัดรูปวงกลมที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลต่ำกว่า 2100 การไหลนั้นจะเป็นแบบราบเรียบและหากตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลสูงกว่า 4000 การไหลนั้นจะเป็นแบบปั่นป่วนส่วนการไหลแบบทรานซิชั่นจะเกิดขึ้นที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 2100 และ 4000 ดังนั้น การไหลของของไหลในท่ออาจเป็นได้ทั้งแบบราบเรียบแล้วปั่นป่วนตัวเลขเรย์โนลด์วิตฤตจะอยู่ที่ค่า 2100 ($\mathrm{Re}_{cri} = 2100$)

2. บริเวณช่วงทางเข้าของการไหล (Entrance region)

สำหรับการไหลบนพื้นผิวเรียบนั้น การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจะต้องพิจารณาว่ารูปแบบของการไหลนั้นเป็นรูปแบบใด นอกจากจะพิจารณาว่าเป็นรูปแบบราบเรียบหรือปั่นป่วนแล้วยังจะตองพิจารณาว่าการไหลนั้นอยู่ช่วงทางเข้าของการไหล (Hydrodynamic entrance region) หรืออยู่ในช่วงการไหลที่พัฒนาเต็มรูปแบบ (Hydrodynamic fully developed region) ดังภาพที่ 5



ภาพที่ 5 การพัฒนาการของความเร็วของของไหลในการไหลในท่อ

จากภาพที่ 5 แสดงการไหลของของไหลที่บริเวณปากทางเข้าของท่อรูปหน้าตัดวงกลม โดยกำหนดให้ความเร็วเริ่มต้นก่อนเข้าท่อมีค่าคงที่ เช่นเดียวกับการไหลบนพื้นผิวเรียบอนุภาคของของไหลในชั้นที่สัมผัสติดกับผนังท่อจะหยุดนิ่งหรือมีความเร็วเป็นศูนย์ ซึ่งอนุภาคของของไหล

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ในชั้นนี้จะหน่วงให้ของไหลในชั้นอื่นๆ มีความเร็วที่ต่ำลง อันเป็นผลจากแรงเสียดทานหรือแรงเฉือนระหว่างชั้นของของไหล ในช่วงแรกของการไหลจากทางเข้าจนถึงระยะหนึ่งในท่อความเร็วในการไหลที่ระยะกึ่งกลางท่อจะมีค่าเพิ่มขึ้นตลอดระยะการไหลดังกล่าวเพื่อที่จะชดเชยความเร็วของของไหลที่ลดลงในชั้นดังกล่าว ทั้งนี้ เพื่อรักษาอัตราการไหลของของไหลในท่อให้มีค่าคงที่ตลอดการไหล ในภาพที่ 5 จะสังเกตได้ว่าชั้นขอบเขตของความเร็ว (velocity boundary layer) และรูปร่างของความเร็ว (velocity profile) จะมีการพัฒนาเป็นลำดับตั้งแต่ทางเข้าเป็นต้นมาความหนาของชั้นขอบเขตความเร็วจะเพิ่มขึ้นตามทิศทางการไหลในท่อที่เพิ่มขึ้น จนกระทั่งชั้นขอบเขตทั้ง 2 ฝั่งมาบรรจบกันที่ระยะแนวเส้นผ่านศูนย์กลางท่อพอดี ซึ่งทำให้ชั้นขอบเขตความเร็วปกคลุมการไหลในท่อทั้งหมด ตรงบริเวณที่ความหนาของชั้นขอบเขตความเร็วถึงระยะแนวเส้นผ่านศูนย์กลางพอดีจะเรียกว่าการไหลนั้นมีการพัฒนารูปแบบความเร็วแบบเต็มรูป ระยะทางในแนวแกนของท่อจากทางเข้าจนถึงบริเวณที่ของไหลมีการพัฒนาเต็มรูปแบบเรียกว่า ความยาวช่วงความเร็วที่ทางเข้า (hydrodynamic entrance length, Z_e) โดยช่วงการไหลในบริเวณดังกล่าวจะเรียกว่า ช่วงความเร็วของการไหลที่กำลังพัฒนา (hydrodynamic developing flow) หรือช่วงการไหลที่ทางเข้า (hydrodynamic entrance region) หลังจากระยะ Z_e ไปแล้วการไหลจะมีการพัฒนาความเร็วแบบเต็มรูปแบบและรูปร่างความเร็วของของไหล (velocity profile) จะไม่เปลี่ยนแปลงตลอดการไหลในช่วงนี้เรียกช่วงนี้ว่า ช่วงความเร็วการไหลพัฒนาเต็มรูปแบบ (hydrodynamic fully developed region)

สำหรับการไหลแบบราบเรียบนั้นสามารถประมาณค่าความยาวช่วงความเร็วที่ทางเข้าจากสมการที่ (31)

$$\frac{Z_e}{D} = 0.05\,\mathrm{Re}_D \tag{31}$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนความยาวช่วงความเร็วที่ทางเข้าจะสั้นกว่าของการไหลแบบราบเรียบมากโดยสามารถประมาณได้จากสมการที่ (32)

$$\frac{Z_e}{D} = 10 \tag{32}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จากภาพที่ 5 ถ้าของไหลมีอุณหภูมิสม่ำเสมอไหลเข้าไปในท่อที่มีอุณหภูมิที่คงที่ ซึ่งมีอุณหภูมิแตกต่างจากอุณหภูมิของของไหล อนุภาคของของไหลที่สัมผัสติดกับผิวท่อจะถูกสมมติให้มีอุณหภูมิเดียวกันกับอุณหภูมิผิวท่อ ความแตกต่างของอุณหภูมิที่ผิวท่อกับอุณหภูมิของของไหลจะทำให้เกิดการถ่ายเทความด้วยโดยการพาความร้อนขึ้นในระหว่างการไหลในท่อและมีการพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อน (thermal boundary layer) ขึ้นตามระยะทางการไหลในท่อที่เพิ่มขึ้น ความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนก็จะเพิ่มตามไปด้วยจนกระทั่งขอบเขตความร้อนทั้ง 2 ฝั่งมีความหนามาบรรจบกันที่ระยะแนวเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อพอดี ซึ่งทำให้ชั้นขอบเขตความร้อนปกคลุมการไหลในท่อทั้งหมดคล้ายๆ กับการพัฒนาชั้นขอบเขตความเร็วช่วงการไหลในขณะที่ความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนค่อยๆ เพิ่มขึ้นจากบริเวณทางเข้า จนกระทั่งมีความหนาของขอบเขตความร้อนถึงกึ่งกลางพอดีเรียกว่า ช่วงความร้อนทางเข้า (thermal entrance region) หรือช่วงความร้อนกำลังพัฒนา (thermally developing flow) เนื่องจากในช่วงดังกล่าวรูปร่างการกระจายตัวของอุณหภูมิ (temperature profile) เนื่องจากในช่วงดังกล่าวรูปร่างการกระจายตัวของอุณหภูมิ (temperature profile) มีการพัฒนาเป็นลำดับขั้นตั้งแต่ทางเข้าเป็นต้นมา ระยะทางในแนวแกนของท่อจากทางเข้าจนถึงจุดที่ชั้นขอบเขตความร้อนของของไหลมีการพัฒนาเต็มรูปเรียกว่า ความยาวช่วงความร้อนที่ปากทางเข้า (thermal entry length , Z_t) หลังจากระยะ Z_t แล้ว ชั้นขอบเขตความร้อนจะมีการพัฒนาแบบเต็มรูปและรูปร่างการกระจายตัวของอุณหภูมิในรูปของตัวแปรอุณหภูมิไร้หน่วย (dimensionless temperature profile, θ)

โดยที่ $\theta = (T_w - T)/(T_w - T_\infty)$ จะมีค่าคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตลอดการไหลในช่วงนี้เรียกช่วงนี้ว่า ช่วงความร้อนพัฒนาเต็มรูป (Thermally fully developed region) หากของไหลนั้นอยู่ในช่วงที่ทั้งความเร็วและความร้อนมีการพัฒนาแบบเต็มรูปแล้ว คือ ทั้งรูปร่างความเร็วและรูปร่างตัวแปรไร้หน่วยของอุณหภูมิมีค่าคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามระยะที่เพิ่มขึ้นจะเรียกช่วงการไหลพัฒนาแบบเต็มรูป (fully developed flow)

สำหรับการไหลแบบราบเรียบความยาวช่วงความร้อนที่ทางเข้า (thermal entry length, Z_t) สามารถประมาณได้จากสมการที่ (33)

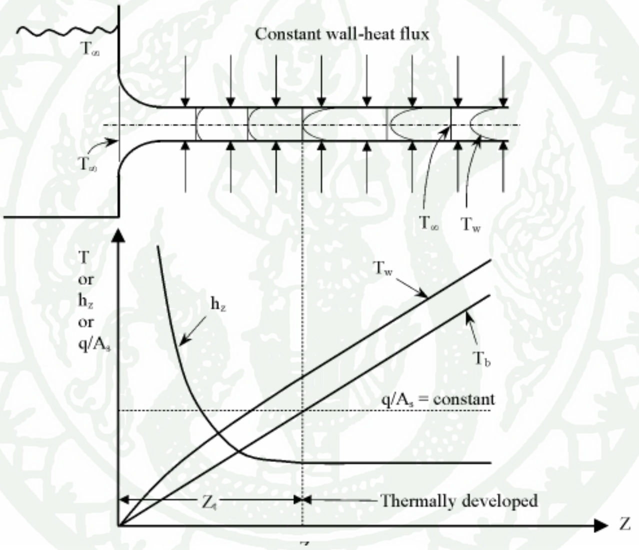
$$Z_t \approx Z_e \cdot \Pr \tag{33}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนความยาวช่วงความร้อนทางเข้า (thermal entry length, Z_t) จะมีค่าใกล้เคียงกับความยาวช่วงความเร็วทางเข้า (hydrodynamic entrance length, Z_e)

3. การไหลราบเรียบที่มีการพัฒนาแบบเต็มรูปในท่อหน้าตัดวงกลมที่มีการให้ความร้อนคงที่แก่ผิวท่อ (developed laminar flow in pipe with constant heat flux)

การถ่ายเทความร้อนกรณีที่ผิวท่อถูกให้ความร้อนต่อพื้นผิว (heat flux) ดังภาพที่ 6 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิของของไหลที่ไหลในท่ออุณหภูมิที่ผิวท่อและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนตลอดแนวท่อ



ภาพที่ 6 การไหลแบบราบเรียบของของไหลในท่อกรณีที่ผิวท่อถูกให้ความร้อนคงที่

อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนต่อหน่วยพื้นที่คำนวณจากสมการที่ (34)

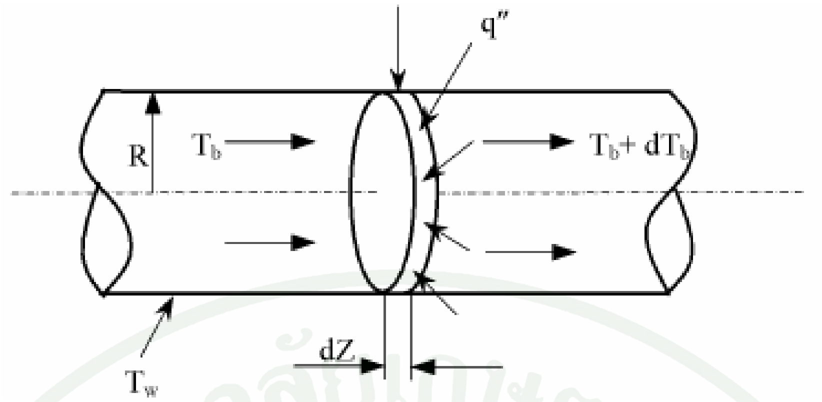
$$q'' = h_z(T_w - T_b) \tag{34}$$

เมื่อ h_z คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ (local convective heat transfer coefficient) ($W/m^2 \cdot K$)

T_w คือ อุณหภูมิผิวท่อ (^oC)

T_b คือ อุณหภูมิของก้อนของไหล (bulk fluid temperature) (^oC)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 7 ปริมาตรควบคุมของก้อนของไหล

จากภาพที่ 6 พลังงานที่จำเป็นสำหรับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิปริมาณ dT_b ให้แก่ของไหลสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (35)

$$dq = (\rho A v) C_p dT_b \tag{35}$$

ซึ่งจะมีค่าพลังงานเท่ากับสมการที่ (36)

$$dq = q''(2\pi R dZ) \tag{36}$$

จากสมการที่ (35) และ (36) จะได้สมการที่ (37)

$$T_{bo} - T_{bi} = \frac{2q''\alpha L}{v k_f R} \tag{37}$$

เมื่อ T_{bo} คือ อุณหภูมิของก้อนของไหลที่มีอยู่ในปริมาตรควบคุม (^{o}C)

T_{bi} คือ อุณหภูมิของก้อนของไหลที่ไหลเข้าปริมาตรควบคุม (^{o}C)

จากภาพที่ 6 ในช่วงที่การไหลมีการพัฒนาแบบเต็มรูปแล้ว $(Z > Z_t)$ ดังนั้น จะได้สมการที่ (38)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$\frac{\partial T_w}{\partial Z} = \frac{\partial T_b}{\partial Z} = \frac{2q''\alpha}{vk_f R} \tag{38}$$

มีเงื่อนไขขอบเขต คือ

$$r = 0\ ; \qquad \frac{dT}{dr} = 0$$

$$r = R\ ; \qquad T = T_w$$

ดังนั้น จะได้ดังสมการที่ (39)

$$T_w - T_b = \frac{11}{48}\frac{q''D}{k_f} \tag{39}$$

แทนค่าสมการที่ (39) ลงในสมการ (34) จะได้สมการที่ (40)

$$T_w - T_b = \frac{11}{48}\frac{h_z(T_w - T_b)D}{k_f} \tag{40}$$

ซึ่งจะได้ค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) ดังสมการที่ (41)

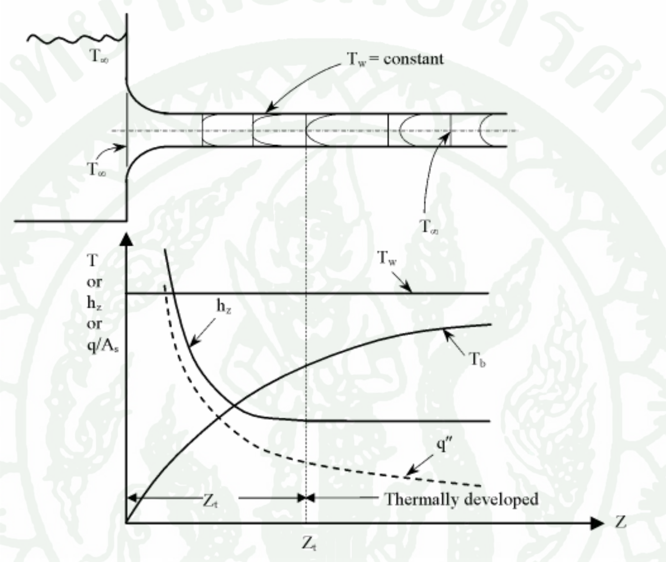
$$Nu_D = \frac{h_z D}{k_f} = \frac{48}{11} = 4.364 \tag{41}$$

ค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) ในสมการที่ (41) จะใช้แก้ปัญหาได้เฉพาะในกรณีเป็นการไหลแบบราบเรียบที่มีการพัฒนาแบบเต็มรูปแล้วโดยบริเวณผิวท่อถูกให้ความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ในอัตราคงที่เท่านั้น (fully developed laminar flow with constant surface heat flux)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

4. **การไหลราบเรียบที่มีการพัฒนาแบบเต็มรูปในท่อหน้าตัดรูปวงกลมที่มีอุณหภูมิที่ผิวท่อคงที่** (developed laminar flow in pipe with constant wall temperature)

สำหรับกรณีนี้จะกล่าวถึงการแก้ปัญหาการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นกับการไหลในท่อรูปหน้าตัดวงกลมที่มีการไหลแบบราบเรียบที่มีการไหลพัฒนาแบบเต็มรูปแล้ว โดยมีอุณหภูมิที่ผิวท่อคงที่ตลอดการไหลดังภาพที่ 8



ภาพที่ 8 การไหลแบบราบเรียบของของไหลในท่อกรณีที่ผิวท่อมีอุณหภูมิคงที่

ภาพที่ 8 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิของของไหลที่ไหลในท่อที่มีอุณหภูมิที่ผิวท่อคงที่โดยมีสมการการถ่ายเทพลังงานความร้อนดังสมการที่ (42)

$$\frac{dT_b}{dZ} = \frac{2\alpha h_z}{v k_f R}(T_w - T_b) \qquad (42)$$

เมื่ออุณหภูมิที่ผิวท่อมีค่าคงที่สมการการถ่ายเทพลังงานความร้อนจะเป็นไปดังสมการที่ (43)

$$-\frac{d(T_w - T_b)}{dZ} = \frac{dT_w}{dZ} - \frac{dT_b}{dZ} = -\frac{dT_b}{dZ} \qquad (43)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ฉะนั้นสมการที่ (42) สำหรับกรณีที่อุณหภูมิที่ผิวท่อมีค่าคงที่จะกลายเป็นสมการที่ (44)

$$-\frac{d(T_w - T_b)}{dZ} = \frac{2\alpha h_z}{v k_f R}(T_w - T_b) \tag{44}$$

ทำการแยกตัวแปรแล้วทำการอินติเกตสมการที่ (44) จะได้สมการที่ (45)

$$\begin{aligned} -\int_i^o \frac{d(T_w - T_b)}{(T_w - T_b)} &= \frac{2\alpha}{v k_f R}\int^L h_z dZ \\ \ln\left(\frac{(T_w - T_b)_o}{(T_w - T_b)_i}\right) &= \frac{2\alpha L \overline{h_L}}{v k_f R} \end{aligned} \tag{45}$$

พลังงานที่จำเป็นสำหรับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิปริมาณให้แก่ของไหลสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (46)

$$q = (\rho A v) C_p \left[(T_w - T_{bo}) - (T_w - T_{bi})\right] \tag{46}$$

จากสมการที่ (44) ค่าความเร็วของของไหลสามารถหาได้จากสมการที่ (47)

$$v = -\frac{2\alpha L \overline{h_L}}{k_f R}\frac{1}{\ln\left[(T_w - T_{bo})/(T_w - T_{bi})\right]} \tag{47}$$

จากสมการที่ (45) และ (46) จะได้สมการถ่ายเทความร้อนดังสมการที่ (48)

$$q = \overline{h_L} A_s \left\{\frac{\left[(T_w - T_{bo}) - (T_w - T_{bi})\right]}{\ln\left[(T_w - T_{bo})/(T_w - T_{bi})\right]}\right\} \tag{48}$$

พจน์ $\left\{\frac{\left[(T_w - T_{bo}) - (T_w - T_{bi})\right]}{\ln\left[(T_w - T_{bo})/(T_w - T_{bi})\right]}\right\}$ ในสมการที่ (48) มีชื่อเรียกว่า ความแตกต่างของอุณหภูมิล็อกเฉลี่ย (log mean temperature difference, LMTD) สำหรับการไหลที่ทั้งความร้อนและความเร็วมีการพัฒนาเต็มรูปแบบแล้ว (thermally developed laminar flow) และมีอุณหภูมิที่ผิวท่อคงที่ตลอดการไหลค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) จะกำหนดให้ใช้ค่าจากสมการที่ (49)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$Nu_D = \frac{h_z D}{k_f} = 3.66 \qquad (49)$$

5. **การไหลราบเรียบในช่วงทางเข้าของท่อรูปหน้าตัดวงกลม** (developing laminar flow in the entrance region of a circular pipe)

สำหรับท่อหน้าตัดรูปวงกลมความยาว L ที่ผิวท่อมีอุณหภูมิคงที่ตลอดแนวการไหลค่าตัวเลขนัสเสลท์เฉลี่ยสำหรับช่วงทางเข้าของของไหลสามารถหาได้จากสมการ Empircal ดังสมการที่ (50)

$$\overline{Nu_D} = 3.66 + \frac{0.065(D/L)\cdot \mathrm{Re}\cdot \mathrm{Pr}}{1+0.04\left[(D/L)\cdot \mathrm{Re}\cdot \mathrm{Pr}\right]^{2/3}} \qquad (50)$$

ในกรณีที่ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวท่อและของไหลมีค่ามากอาจจำเป็นที่จะต้องพิจารณาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงค่าความหนืดเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลงทั้งนี้ในกรณีนี้ให้ใช้ค่าตัวเลขนัสเสลท์เฉลี่ยสำหรับช่วงความร้อนที่ทางเข้าจากสมการที่ (51) ที่มีชื่อว่า (Seider-Tate eqution)

$$\overline{Nu_D} = 1.86\left(\frac{D\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (51)$$

เมื่อ μ_w คือ ค่าความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของไหลเท่ากับอุณหภูมิผิวท่อค่าคุณสมบัติอื่นๆ ของของไหลที่ใช้ในการคำนวณให้ใช้ค่าคุณสมบัติที่อุณหภูมิเฉลี่ย $(T_{bo} + T_{bi})/2$

6. **การถ่ายเทความร้อนจากการไหลแบบปั่นป่วนของท่อรูปหน้าตัดวงกลม** (Heat transfer from turbulent flow in circular pipe)

ช่วงการไหลแบบปั่นป่วนนั้นมีผลการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าช่วงอื่น ๆ เพราะโมเลกุลของของไหลเกิดการชนกันมากกว่าช่วงการไหลแบบราบเรียบทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนพลังงานที่มากกว่าการไหลแบบราบเรียบ ช่วงการไหลแบบปั่นป่วนจะถูกนำมาใช้งานเพื่อประโยชน์ด้านการถ่ายเท

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ความร้อนทั้งนี้เพราะช่วงการไหลแบบปั่นป่วนมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนดีกว่าช่วงการไหลแบบราบเรียบ สมการที่ใช้ในการคำนวณสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนนั้น ส่วนมากได้จากการทำการทดลองเพื่อหาสมการแสดงความสัมพันธ์ของข้อมูลจากการทดลองที่เรียกว่าสมการ Empirical ไปใช้งาน ทั้งนี้ เพราะการแก้ปัญหาในทางทฤษฎีโดยใช้สมการทางคณิตศาสตร์ทำได้ยากสำหรับกรณีปัญหาผิวท่อมีอุณหภูมิคงที่และถูกให้ความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ในอัตราคงที่สามารถนำสมการตั้งแต่สมการที่ (52) และ (53) ไปใช้ได้ตามลำดับ

Seider-Tate’s equation:

$$\overline{Nu_D} = 0.027\,\mathrm{Re}_D^{\ 4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14} \tag{52}$$

สมการที่ (52) ใช้ได้เมื่อ $0.7 \le \mathrm{Pr} \le 16700, \mathrm{Re}_D \ge 10000, L/D \ge 60$

Dittus-Boelter’s equation:

$$\overline{Nu_D} = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\ 4/5}\,\mathrm{Pr}^n \tag{53}$$

เมื่อ n = 0.4 ถ้า $T_w > T_b$ (ของไหลถูกทำให้ร้อนขึ้น)

n = 0.3 ถ้า $T_w < T_b$ (ของไหลถูกทำให้เย็นลง)

สมการที่ (53) ใช้ได้เมื่อ $0.7 \le \mathrm{Pr} \le 160, \mathrm{Re}_D \ge 10000, L/D \ge 60$

7. ความดันตกคร่อมและความเสียดทานสำหรับการไหลในท่อหน้าตัดรูปวงกลม

ความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นในการไหลในท่อมีความสำคัญมากเนื่องจากเกี่ยวข้องกับค่ากำลังงานที่ต้นกำเนิดพลังงานเช่น ปั๊ม หรือพัดลม เพื่อที่จะสามารถรักษาอัตราการไหลในท่อของของไหลให้คงที่ ค่าความดันตกคร่อมของของไหลสามารถคำนวณได้จากสมการ (54)

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{\rho v^2_{avg} fL}{2D} \tag{54}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

โดย

ΔP	คือ	ค่าความดันตกคร่อม $\left(N/m^2\right)$
ρ	คือ	ความหนาแน่นของของไหล $\left(kg/m^3\right)$
v_{avg}	คือ	ความเร็วเฉลี่ยของของไหลที่ไหลในท่อ $\left(m/s\right)$
L	คือ	ความยาวของท่อหน้าตัดรูปวงกลม (m)
D	คือ	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
f	คือ	ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยสามารถคำนวณจากสมการ Fanning friction factorดังสมการที่ (55)

$$f = \frac{2\tau_w}{\rho v^2{}_{avg}} \tag{55}$$

โดย

ρ	คือ	ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)
v_{avg}	คือ	ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อ $(m\ /s\ )$
τ_w	คือ	Wall shear stress เฉลี่ยบริเวณรอบผิวท่อด้านใน (N/m^2)

สำหรับการไหลแบบราบเรียบเต็มท่อนั้น พบว่า ตัวประกอบความเสียดทานขึ้นอยู่กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์และไม่ขึ้นอยู่กับความขรุขระ (roughness , ε) ของผิวท่อ ส่วนการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อพบว่า ตัวประกอบความเสียดทานขึ้นอยู่กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์และความขรุขระสัมพัทธ์ (relative roughness, ε/D) โดย D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ และเขียนตัวประกอบความเสียดทานในรูปดังสมการ (56)

$$f = f\left(\frac{\rho\overline{v}D}{\mu}\cdot\frac{\varepsilon}{D}\right) = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \tag{56}$$

นิคูราดเซอ วิศวกรชาวเยอรมันได้ทำการทดลองศึกษาผลกระทบของความขุรขระสัมพัทธ์ (ε/D) ขนาดต่างๆ ระหว่าง 0.000985 จนถึง 0.0333 ที่มีต่อการไหลภายในท่อ โดยอาศัยการพ่นเม็ดทรายขนาดต่างๆ ลงบนผิวท่อตามที่กำหนดไว้ เพื่อหาความสัมพัทธ์ของ $f = f(\mathrm{Re}, \varepsilon/D)$ ดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นความขุรขระสมมูลของผิวท่อใหม่ที่ทำจากวัสดุต่างๆ กำหนดไว้ในตารางที่ 1

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางที่ 1 ความขรุขระสมมูลของผิวท่อที่ทำจากวัสดุต่างๆ

ชนิดวัสดุที่ใช้ทำท่อ	ความขรุขระสมมูล, ε (mm)
เหล็กกล้าตะเข็บหมุดย้ำ (riveted steel)	0.9 - 9.0
คอนกรีต	0.3 – 3.0
ท่อไม้ (wood stave)	0.18 – 0.9
เหล็กหล่อ (cast iron)	0.25
ผิวท่อเคลือบสังกะสี	0.15
เหล็กกล้าทั่วไป (wrought iron)	0.046
ท่อรีด (drawn tubing)	0.0015
พลาสติก, แก้ว	0.0

ที่มา: มนตรี (2548)

บลาซิอุส (H. Blasius) นักกลศาสตร์ของไหลชาวเยอรมันได้ทำการทดลองกับท่อกลมที่มีผิวเรียบ $(\varepsilon/D = 0)$ และพิจารณาในช่วงของ $3000 < \mathrm{Re} < 10^5$ จะคำนวณตัวประกอบความเสียดทานได้จากสมการที่ (57)

$$f = \frac{0.316}{\mathrm{Re}^{1/4}} \tag{57}$$

นอกจากนี้ โคลบรูก (C.F. Colebrook) ได้ค้นพบสมการคำนวณค่าตัวประกอบความเสียดทานสำหรับปริเวณปั่นป่วนและความขรุขระสัมพัทธ์จากสมการที่ (58)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{2.51}{\mathrm{Re}\sqrt{f}}\right) \tag{58}$$

สมการที่ (58) เรียกว่า สมการโคลบรูก และใช้พล็อตเป็นแผนภูมิดังภาพที่ 9 ซึ่งเรียกว่าแผนภูมิมูดี (Moody chart) โดยในแผนภูมิมูดีจะแบ่งเป็น 4 บริเวณ ดังนี้

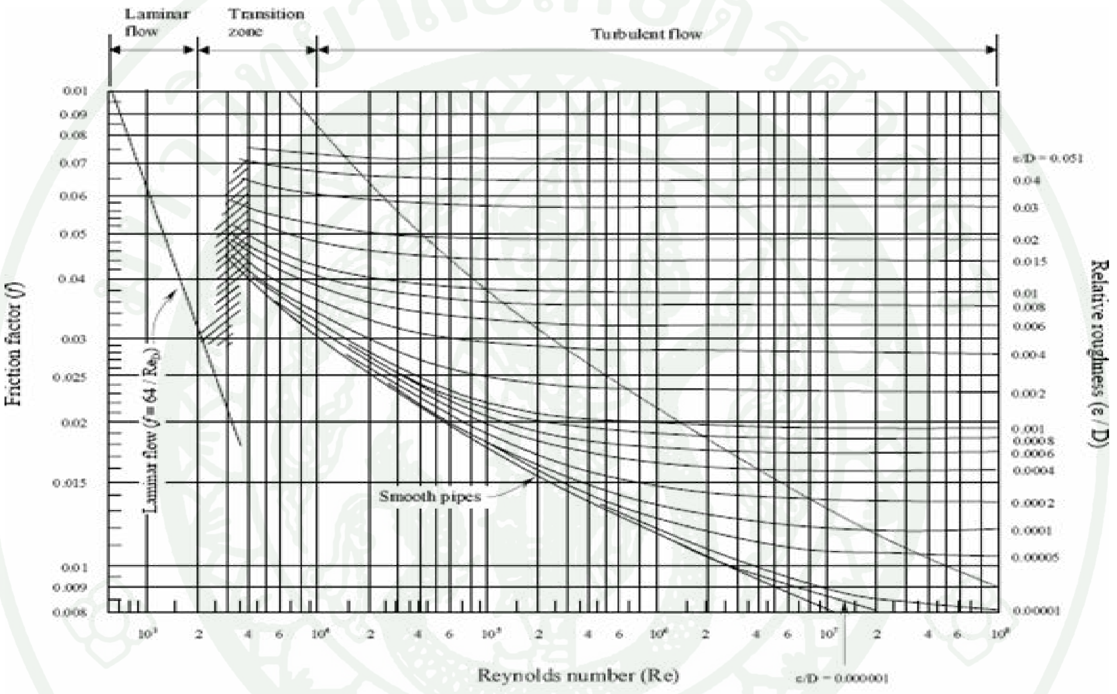
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

1. บริเวณราบเรียบ พบว่า f ขึ้นอยู่กับค่า Re เท่านั้นและมีความสัมพันธ์ในรูปของ f = 64/Re

2. บริเวณวิกฤต เป็นบริเวณที่ระบุแน่นอนไม่ได้ การไหลเป็นทั้งการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

3. บริเวณการเปลี่ยนแปลง พบว่า f นั้นขึ้นอยู่กับ Re และความขรุขระสัมพัทธ์ (ε/D)

4. บริเวณปั่นป่วน พบว่า f ขึ้นอยู่กับความขรุขระสัมพัทธ์ (ε/D) เท่านั้น



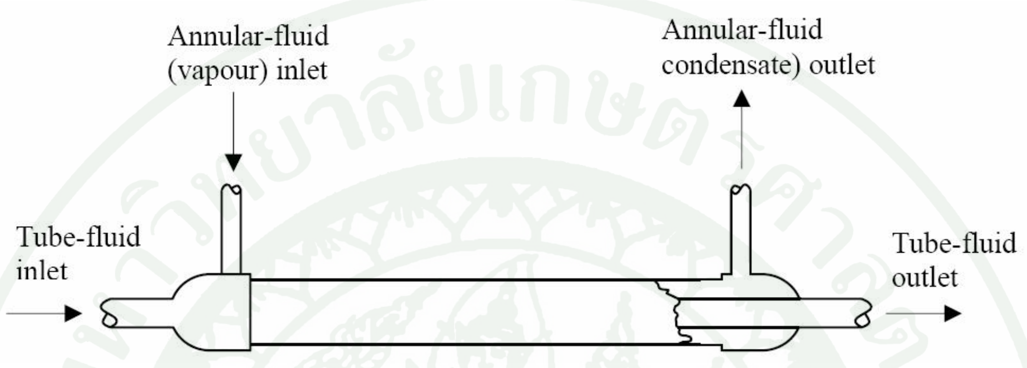
ภาพที่ 9 แผนภาพมูดีใช้หาตัวประกอบความเสียดทาน (Moody chart)

ทฤษฎีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ อุปกรณ์ที่ช่วยในการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลตั้งแต่ 2 กระแสนั้นที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน โดยมากการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นของของไหล 2 กระแสในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จะเกิดขึ้นโดยทางอ้อมนั้นคือ ของไหลทั้ง 2 ชนิดจะไม่ได้สัมผัสหรือผสมกันโดยตรง หากจะเป็นการไหลผ่านท่อหรือช่องทางการไหลซึ่งแยกของไหลทั้ง 2 กระแสไม่ให้สัมผัสกัน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมีประโยชน์และได้ถูกนำมาใช้งานอย่างกว้างขวางในงานวิศวกรรม ตัวอย่างที่พบเห็นที่ง่ายที่สุดคืออุปกรณ์แลกเปลี่ยน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

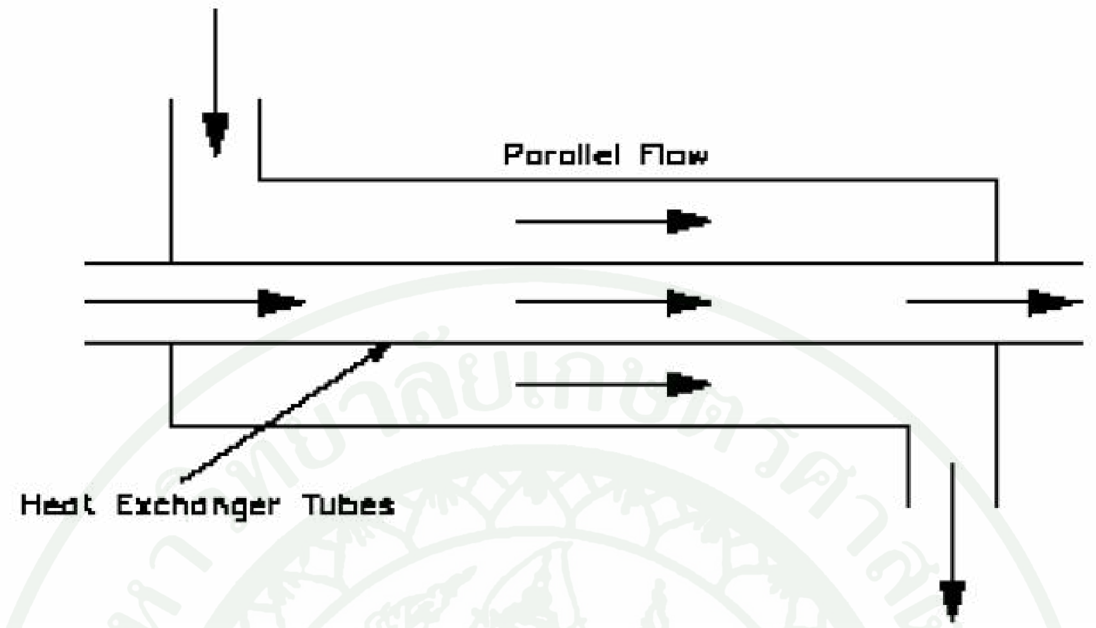
ความร้อนที่มีใช้ในรถยนต์ หรือเรียกว่ารังผึ้งนั้นเอง ในกรณีดังกล่าวความร้อนจะถูกถ่ายเทจากน้ำร้อนที่ไหลในท่อที่วางตัวขดไปมาโดยใช้อากาศซึ่งมีพัดลมช่วยเป่าให้อากาศไหลผ่านรังผึ้ง อากาศจะทำหน้าที่ดึงความร้อนออกจากรังผึ้งนั้น รูปแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายรูปแบบได้แก่ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ (double-pipe heat exchanger) ดังภาพที่ 10



ภาพที่ 10 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ (double-pipe heat exchanger)

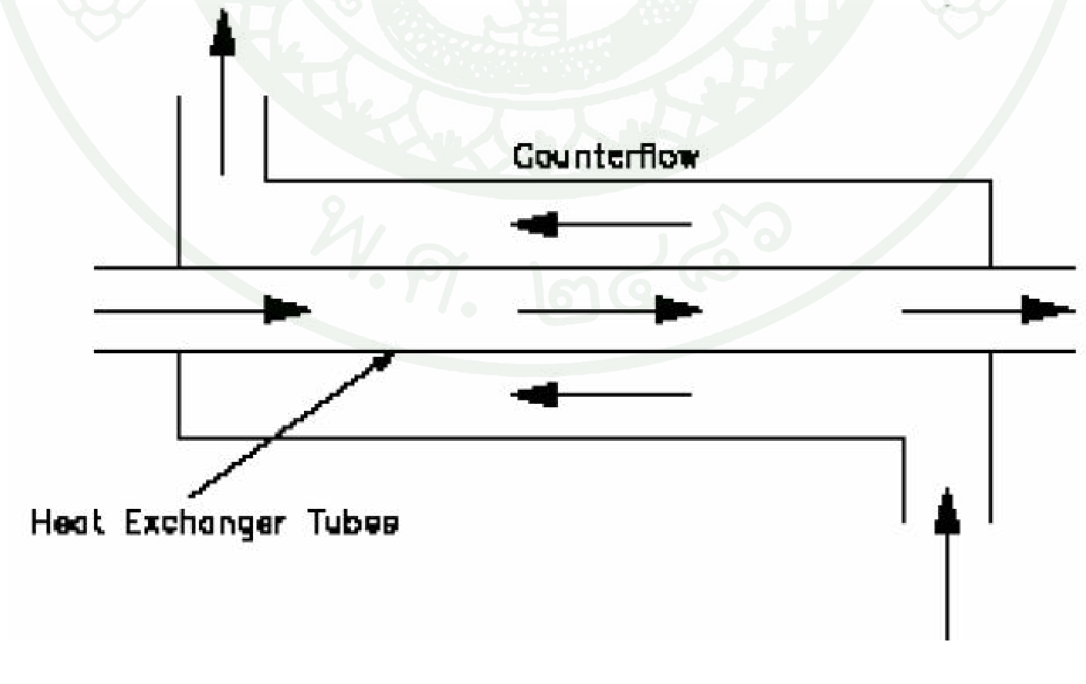
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่จะประกอบด้วยท่อชั้นนอกและท่อชั้นในวางร่วมศูนย์กัน ของไหลกระแสแรกจะไหลในท่อชั้นในในขณะที่ของไหลอีกกระแสจะไหลในช่วงว่างรูปวงแหวน (annular space) ที่เหลือระหว่างท่อชั้นนอกและท่อชั้นใน นอกจากนี้ยังสามารถกำหนดการไหลของของไหล 2 กระแสให้เป็นแบบขนาน (parallel flow) ซึ่งของไหลทั้งในท่อชั้นนอกและชั้นในจะไหลเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ปลายท่อด้านเดียวกัน ดังภาพที่ 11 และไหลไปในทิศทางเดียวกัน จนกระทั่งออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 11 การไหลแบบขนาน (parallel flow) ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่

หรือยังสามารถกำหนดการไหลของของไหล 2 กระแสให้ไหลในทิศทางที่สวนทางกัน (counter flow) โดยที่ของไหลทั้ง 2 กระแสจะไหลเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ปลายท่อคนละฝั่งกันและไหลสวนทางกันไปตลอดความยาวท่อ ดังภาพที่ 12



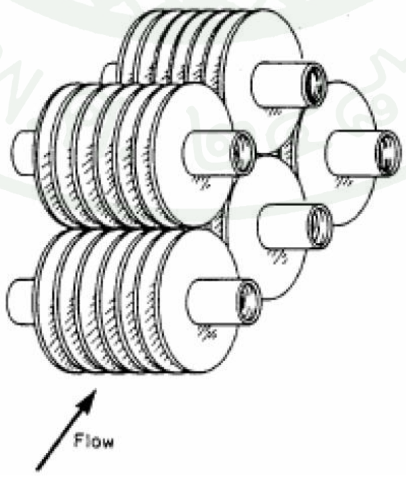
ภาพที่ 12 การไหลแบบสวนทาง (counter flow) ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ (shell and tube exchanger) ประกอบด้วยทรงกระบอกขนาดใหญ่เป็นเปลือก ซึ่งภายในประกอบด้วยท่อหลายๆ ท่อ ดังภาพที่ 13

ภาพที่ 13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ (shell and tube exchanger)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตั้งฉาก (cross flow heat exchanger) เป็นอุปกรณ์ที่ของไหลกระแสหนึ่งไหลตัดตัวข้ามกับแนวการไหลของของไหลอีกกระแสหนึ่ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ถูกนำไปใช้ในแผงคอยล์เย็นสำหรับงานปรับอากาศ หรือรังผึ้งระบายความร้อนในรถยนต์ ดังภาพที่ 14



ภาพที่ 14 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตั้งฉาก (cross flow heat exchanger)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

1. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)

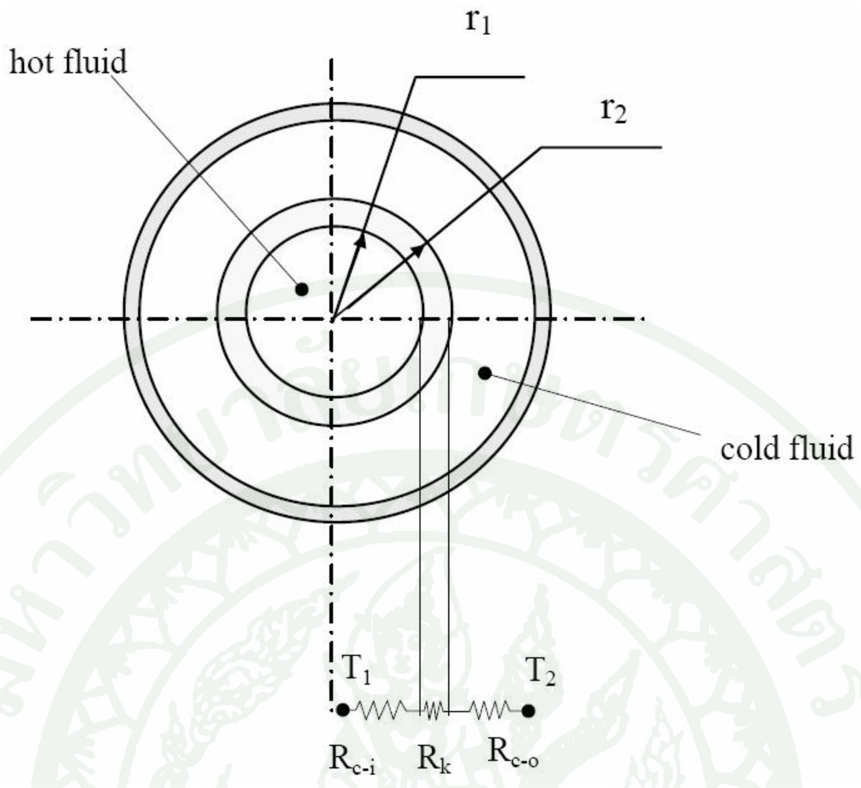
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมักจะเกี่ยวข้องกับการไหลของของไหลสองกระแสที่ถูกแบ่งแยกการไหลออกจากกันด้วยผนังของวัตถุแข็ง การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นโดยการพาความร้อนจากของไหลที่ร้อนกว่าไปที่ผนัง และเกิดการนำความร้อนผ่านผนังด้านที่สัมผัสกับของไหลร้อนไปสู่ผนังอีกด้านของของไหลที่เย็นกว่า จากนั้นเกิดการพาความร้อนจากชั้นของของไหลที่ติดกับผนังไปสู่ของไหลในชั้นที่เย็นกว่าและอยู่ห่างออกไป

พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังภาพที่ 15 สมมติให้ของไหลร้อนอุณหภูมิ T_1 ไหลในท่อชั้นในในขณะที่ของไหลที่เย็นกว่าซึ่งมีอุณหภูมิ T_2 ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อชั้นในและท่อชั้นนอก กำหนดให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ความยาว L

อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองกระแสสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (59)

$$q = \frac{T_2 - T_1}{R_{c-i} + R_k + R_{c-o}} \tag{59}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 15 ภาพหน้าตัดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่

เมื่อ R_{c-i} คือ ค่าความต้านทานการพาความร้อน (convective thermal resistance) ระหว่างของไหลร้อนกับผนังด้านในของท่อชั้นในที่ของไหลร้อนสัมผัสอยู่ ดังสมการที่ (60)

$$R_{c-i} = \frac{1}{\bar{h}_{c-i} 2\pi \cdot r_1 L} \quad (60)$$

เมื่อ R_k คือ ค่าความต้านทานการนำความร้อน (conductive thermal resistance) ของวัสดุผนังท่อชั้นในสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (61)

$$R_k = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} \quad (61)$$

เมื่อ R_{c-o} คือ ความต้านทานการพาความร้อน (convective thermal resistance) ระหว่างผนังด้านนอกของท่อชั้นในกับของไหลที่เย็นกว่าที่ไหลสัมผัสอยู่กับผนังนั้น ดังสมการที่ (62)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$R_{c-o} = \frac{1}{\bar{h}_{c-o} 2\pi \cdot r_2 L} \qquad (62)$$

จากสมการที่ (59) สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (overall heat transfer coefficient, U) ได้ดังสมการที่ (63)

$$q = U_i (2\pi \cdot r_1)(T_2 - T_1) = U_o (2\pi \cdot r_2)(T_2 - T_1) \qquad (63)$$

เมื่อ U_i คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ผิวด้านในของท่อชั้นใน และ U_o คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวด้านนอกของท่อชั้นใน โดยทั่วไปแล้วท่อชั้นในของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ มักจะทำจากวัสดุที่มีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนที่สูงและมักจะมีผนังที่บางเพื่อช่วยให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูง ดังนั้น ค่าของความต้านทานการนำความร้อนของผนังท่อชั้นในจึงมีค่าน้อยมากจนสามารถละทิ้งได้ ในการวิเคราะห์จึงอาจประมาณได้ว่าขนาดพื้นที่ผิวด้านในและด้านนอกของท่อชั้นในมีค่าเท่ากับ $(A_1 \approx A_2 \approx A)$ ดังนั้น สมการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจึงสามารถลดรูปได้ ดังสมการที่ (64)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\bar{h}_{c-i}} + \frac{1}{\bar{h}_{c-o}} \qquad (64)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจึงสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (65)

$$q = UA(T_2 - T_1) \qquad (65)$$

2. แฟกเตอร์ของตะกรัน (Fouling factor)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คำนวณผ่านมาแล้วนั้น ได้มาจากสมมติฐานที่ว่าพื้นผิวของท่อชั้นในมีความสะอาด อย่างไรก็ตามในทางปฏิบัติหลังจากที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนผ่านการใช้งานเป็นระยะเวลาหนึ่งแล้วพื้นผิวของท่อชั้นในจะมีความสกปรกเกิดขึ้นโดยมีตะกรันเกาะติดที่พื้นผิว ในการพิจารณาจะถือว่าคราบตะกรันเหล่านี้จะเป็นชั้นของวัสดุที่แทรกอยู่ระหว่างผิวท่อกับของไหลและค่าความต้านทานความร้อนที่เพิ่มเข้ามามีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

โดยรวม ค่าความต้านทานความร้อนที่เพิ่มเข้ามานี้ถูกเรียกว่า แฟกเตอร์ของตะกรัน (fouling factors, R_d) โดยค่าตะกรันต่างๆ มีค่าดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ค่าแฟกเตอร์ของตะกรัน

ชนิดของของไหล	$R_d \ (m^2 \cdot K/W)$
น้ำ	0.0001 - 0.0002
น้ำมันเครื่องรถยนต์	0.0002
แอลกฮอล์	0.0001
ไอน้ำ	0.0001
สารทำความเย็น (เป็นไอ)	0.0004
สารทำความเย็น (เป็นของเหลว)	0.0002
อากาศ	0.0004
ไอเสีย	0.02

ที่มา: มนตรี (2548)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (66)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_{clean}} + R_{di} + R_{do} \quad (66)$$

เมื่อพิจารณา U_{clean} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสำหรับพื้นผิวที่สะอาดปราศจากตะกรัน $(W/m^2 \cdot K)$

โดย

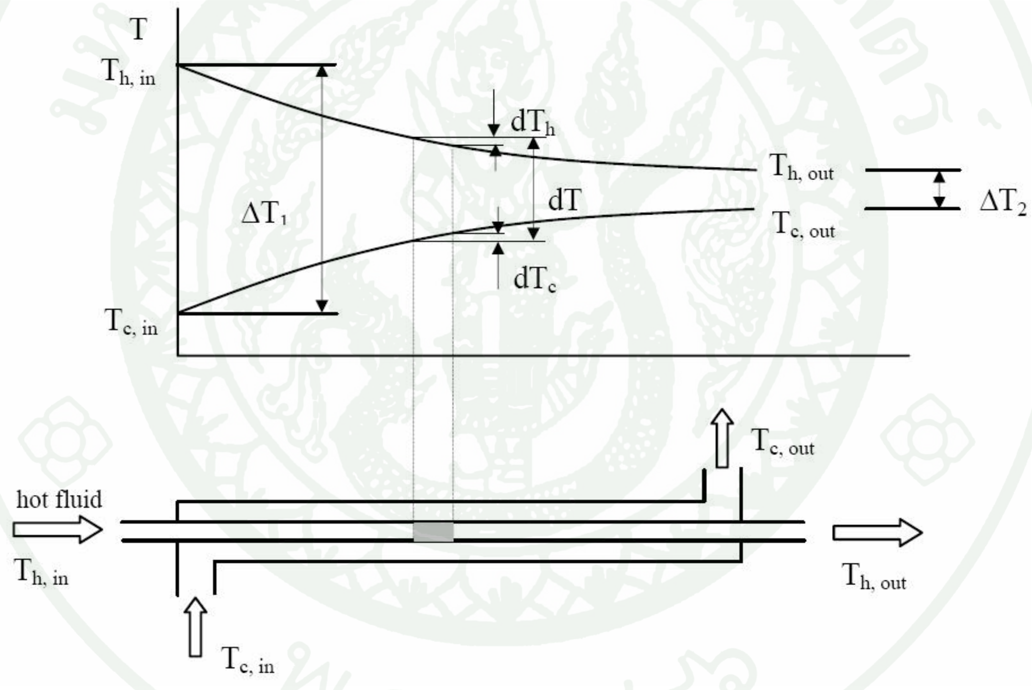
R_{di} คือ แฟกเตอร์ของตะกรันที่ผิวด้านในของชั้นใน $(m^2 \cdot K/W)$

R_{do} คือ แฟกเตอร์ของตะกรันที่ผิวด้านนอกของท่อชั้นใน $(m^2 \cdot K/W)$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

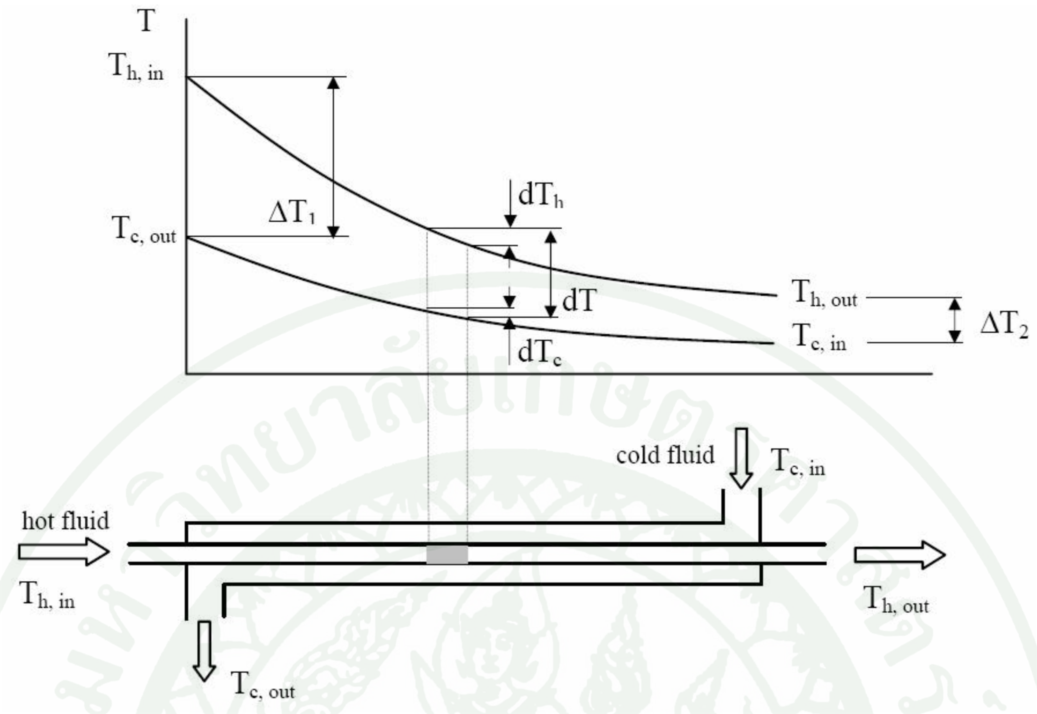
3. **ความแตกต่างของอุณหภูมิล็อกเฉลี่ย** (Log mean temperature difference)

การศึกษาความแตกต่างของอุณหภูมิล็อกเฉลี่ย (Log mean temperature difference) ต้องศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของของไหลกับระยะทางการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่และรูปแบบการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่การไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการไหลแบบขนาน(parallel-flow double-pipe heat exchanger) ดังภาพที่ 16 และ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่การไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการไหลแบบสวนทาง (counter-flow double-pipe heat exchanger) ดังภาพที่ 17



ภาพที่ 16 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของของไหลกับระยะทางการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่โดยการไหลของของไหลเป็นการไหลแบบขนาน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 17 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของของไหลกับระยะทางการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่โดยการไหลของของไหลเป็นการไหลแบบไหลสวนทาง

จากภาพที่ 16 และ 17 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ โดยสมมติว่าที่ผิวด้านนอกของท่อชั้นนอกถูกหุ้มฉนวนไว้เป็นอย่างดี ทำให้สามารถพิจารณาระบบว่าเป็นแบบอะเดียแบติก คือ ไม่มีการสูญเสียความร้อนที่ผิวด้านนอกของชั้นท่อชั้นนอก และหากสมมติให้ในระหว่างหารไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ของไหลทั้งสองกระแสไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะ (single phase) อัตราการถ่ายเทความร้อน คือ อัตราการดูดซับความร้อนเข้าสู่ของไหลกระแสที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งมีค่าเท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากของไหลที่มีอุณหภูมิสูงกว่า

อัตราการดูดซับความร้อนเข้าสู่ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (67)

$$q = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (67)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากของไหลที่มีอุณหภูมิมากกว่าสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (68)

$$q = -\dot{m}_h C_{ph}(T_{h,out} - T_{h,in}) \tag{68}$$

หากพิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในปริมาตรควบคุมเล็กๆ ดังภาพที่ 16 และ 17 สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (67) และสมการที่ (68)

$$dq = \dot{m}_c C_{pc} dT_c \tag{67}$$

$$dq = -\dot{m}_h C_{ph} dT_h \tag{68}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในปริมาตรควบคุมเล็กๆ นั้นยังมีค่าเท่ากับสมการที่ (69)

$$dq = UdA(T_h - T_c) \tag{69}$$

จากภาพที่ 16 และ 17 กับสมการที่ (67) และ (68) จะสามารถสร้างความสัมพัทธ์ได้ดังสมการที่ (70)

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c)$$

$$= -dq\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}}\right) \tag{70}$$

เมื่อรวมสมการที่ (69) และ (70) จะได้สมการที่ (71)

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -UdA\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}}\right) \tag{71}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เมื่อทำการอินติเกตสมการที่ (71) จากซ้ายไปขวาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่จะได้ดังสมการที่ (72)

$$\int_{in}^{out}\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}}\right)\int_0^A dA$$

$$\ln\frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = -UA\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}}\right) \qquad (72)$$

แทนสมการที่ (67) และ (68) ลงในสมการที่ (72) จะได้สมการที่ (73)

$$\ln\frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = -UA\left(\frac{(T_{h,in} - T_{h,out}) + (T_{c,in} - T_{c,out})}{q}\right)$$

$$\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA\left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{q}\right) \qquad (73)$$

ดังนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนจึงสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการที่ (74)

$$q = UA\left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)}\right) \qquad (74)$$

โดยกำหนดให้พจน์ $\left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)}\right)$ มีชื่อว่า ความแตกต่างของอุณหภูมิล็อกเฉลี่ย (log mean temperature difference, LMTD) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (75)

$$q = U \times A \times LMTD \qquad (75)$$

วิธีการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิล็อกเฉลี่ยนี้จะถูกใช้ในกรณีที่ทราบค่าอุณหภูมิที่ทุกทางเข้าและออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลทั้งสองกระแส หรือสามารถหาค่าอุณหภูมิดังกล่าวได้จากการสมดุลพลังงาน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การวิเคราะห์หาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนโดยใช้ค่าความแจกจ่างของอุณหภูมิล็อกเฉลี่ยสามารถทำได้ตามขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. เลือกชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับงานที่ต้องนำไปประยุกต์ใช้
2. หาค่าอุณหภูมิที่ทุกทางเข้าและออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล
3. คำนวณค่าความแตกต่างของอุณหภูมิล็อกเฉลี่ย (LMTD)
4. คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U)
5. คำนวณหาค่าพื้นที่ผิวที่จำเป็นสำหรับการถ่ายเทความร้อน (A) ซึ่งจะเป็นตัวกำหนดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ทฤษฎีของวิธีปริมาตรจำกัดสำหรับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

CFD (Computational Fluid Dynamics) หรือพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ คือ กระบวนการในการนำเอาระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) มาประยุกต์ใช้ในการแก้ระบบสมการการเคลื่อนที่ของพลศาสตร์ของไหล (Fluid Dynamics) การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer) การถ่ายเทมวล (Mass Transfer) และอื่นๆ โดยใช้การเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ (Computer Programming) ช่วยในการคำนวณ โดยลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน การถ่ายเทมวล และอื่นๆ ทั้งหมดสามารถจำลองผ่านคอมพิวเตอร์เพียงเครื่องเดียวส่วนมากการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนจะมีสมการอยู่ในรูป PDE (Partial Differential Equations) ซึ่งเป็นสมการอนุพันธ์อันดับต่างๆ และเป็นสมการรูปแบบต่อเนื่องแล้วยากต่อการคำนวณทำให้ต้องทำสมการเป็นรูปแบบไม่ต่อเนื่อง หรือสมการเชิงพีชคณิตเพื่อความง่ายต่อการคำนวณโดยอาศัยวิธีปริมาตรจำกัดมาช่วยในการเปลี่ยนสมการที่มีรูปแบบต่อเนื่องไปเป็นสมการเชิงพีชคณิต

ประโยชน์ของ CFD นั้น มีทั้งสำหรับวงการวิศวกรรมศาสตร์และวิทยาศาสตร์ ตัวอย่างของประโยชน์ของ CFD ในวงการวิศวกรรมศาสตร์นั้นคือ การใช้ CFD ในการช่วยลดค่าใช้จ่ายและเวลาในการออกแบบและปรับปรุงผลิตภัณฑ์ใหม่โดยสามารถเปลี่ยนรูปทรงและสภาวะต่างๆ ได้จากคอมพิวเตอร์โดยตรง ฉะนั้น CFD จึงเป็นกระบวนการที่ช่วยเสริมกระบวนการทดลอง ไม่ใช่กระบวนการที่มาแทนที่กระบวนการทดลองทั้งหมด ประโยชน์ของ CFD ในวงการวิศวกรรมศาสตร์นอกเหนือจากการช่วยลดค่าใช้จ่ายและเวลาในการออกแบบแล้วกระบวนการ CFD ยังสามารถช่วยลดความเสี่ยง และความเป็นไปไม่ได้บางประการของกระบวนการทดลอง เช่น การจำลองระบบที่ใหญ่และซับซ้อน การจำลองระบบที่มีสภาวะแวดล้อมที่อันตราย

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

บทบาทของ CFD ในวงการอุตสาหกรรม คือ การเพิ่มขีดความสามารถในการแข่งขัน เพื่อออกแบบ พัฒนาปรับปรุง และการทำ optimization ผลิตภัณฑ์และกระบวนการผลิต เนื่องจาก CFD สามารถช่วยลดค่าใช้จ่าย เวลา และความเสี่ยง ที่อาจจะเกิดขึ้นได้จากการทดลองจริง โดยขั้นตอนของ CFDมีดังต่อไปนี้

1. ขั้นตอนก่อนการคำนวณ

ขั้นตอนนี้จะเป็นการกำหนดปัญหาของการไหล โดยในแต่ละซอฟต์แวร์จะมีการรับค่าต่างๆ ในรูปแบบที่แตกต่างกันออกไป โดยส่วนใหญ่จะออกแบบให้ง่ายต่อการใช้งาน เช่น มีหน้าต่างแสดงข้อมูลต่างๆ ที่ต้องการในการคำนวณและให้ทำการใส่ค่า โดยเมื่อทำการค่าตัวแปรต่างๆ ที่ซอฟต์แวร์จำเป็นต้องใช้ในการคำนวณแล้ว ซอฟต์แวร์จะนำข้อมูลที่ผู้ใช้กรอกมาทำการจัดรูปแบบให้เหมาะสม เพื่อใช้ในขั้นตอนการคำนวณต่อไป

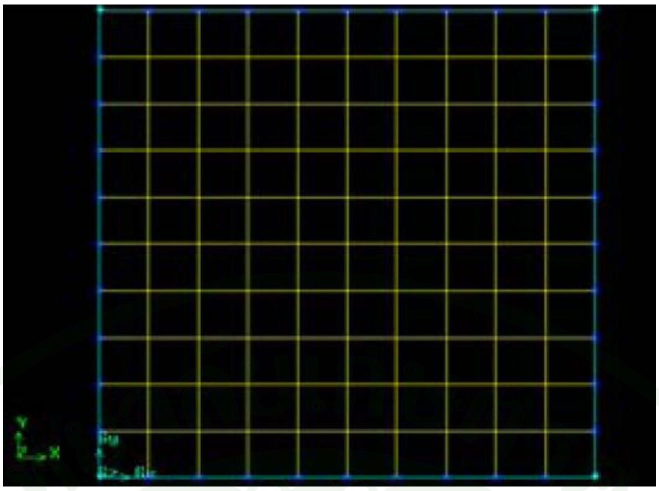
2. การสร้างขอบเขตของปัญหาที่ต้องการศึกษา

ขั้นตอนนี้คือ การสร้างรูปทรงภายนอกของบริเวณที่ต้องการจะศึกษา โดยส่วนใหญ่แล้วขั้นตอนนี้จะใช้ซอฟต์แวร์เฉพาะทาง CAD (Computer-Aided Design) เช่น AutoCAD, Pro/Engineer หรือ Solid work ในการสร้างขอบเขต (Domain) ของปัญหาที่ต้องการศึกษา เช่น ถ้าต้องการศึกษาการไหลผ่านลำตัวรถยนต์ ก็จะต้องใช้ โปรแกรม CAD เหล่านี้ในการสร้างรูปร่างภายนอกของรถยนต์และขอบเขตของการไหลรอบตัวรถยนต์ก่อน เป็นต้น

3. การสร้างกริด (Grid Generation)

ขั้นตอนนี้คือ ขั้นตอนในการสร้างตำแหน่งให้แต่ละจุดกริด ภายในบริเวณขอบเขตของปัญหาที่ต้องการศึกษา ซึ่งขอบเขตนี้ถูกสร้างขึ้นไว้จากโปรแกรม CAD โดยตัวแปรต่างๆ ที่เราสนใจ เช่น ความเร็ว อุณหภูมิ และความดัน จะถูกเก็บไว้ในแต่ละจุดกริดที่กระจายตัวอยู่ภายในขอบเขตนี้ การสร้างกริดนั้นสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ ตามลักษณะของกริด คือ กริดแบบมีโครงสร้าง (Structured Grid) ดังภาพที่ 18

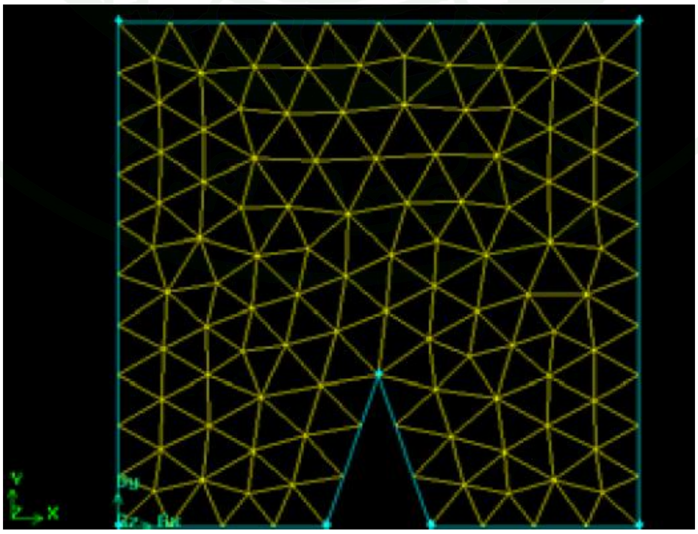
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 18 กริดแบบมีโครงสร้าง (Structured Grid)

กริดแบบมีโครงสร้างนั้น จะมีการกระจายตัวที่เป็นระเบียบโครงสร้างของกริดจะเป็นรูปสี่เหลี่ยมสามารถใช้งานง่าย ไม่ซับซ้อน ไม่ใช้หน่วยความจำของคอมพิวเตอร์มาก และใช้เวลาในการประมวลผลไม่นาน อย่างไรก็ตามกริดแบบมีโครงสร้างนั้นเหมาะกับปัญหาที่มีรูปร่างของขอบเขตไม่ซับซ้อนมากเกินไปนัก เนื่องจากข้อกำจัดทางโครงสร้างที่เป็นระเบียบของกริด

กริดอีกลักษณะหนึ่ง คือ กริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid) โดยตัวกริดแบบไม่มีโครงสร้างจะมีโครงสร้างเป็นรูปสามเหลี่ยม ดังภาพที่ 19



ภาพที่ 19 กริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

กริดแบบไม่มีโครงสร้างนั้นเหมาะสมกับปัญหาที่มีรูปร่างของขอบเขตที่ซับซ้อน เนื่องจากสามารถวางกระจายตัวของกริดได้เป็นอิสระตามรูปร่างของขอบเขตที่ต้องการศึกษา เนื่องจากโครงสร้างของกริดนั้นสามารถเข้าถึงในส่วนที่ซับซ้อนของปัญหาแต่กริดแบบไม่มีโครงสร้างนั้นใช้หน่วยความจำในคอมพิวเตอร์ที่มากกว่าและใช้เวลาในการคำนวณที่นานกว่ากริดแบบมีโครงสร้าง

ขั้นตอนการสร้างกริดนี้มีผลต่อความถูกต้องของผลการคำนวณจาก CFD เป็นอย่างมาก โดยความถูกต้องของผลการคำนวณที่ได้จาก CFD นั้นขึ้นอยู่กับกริดในบริเวณที่สนใจ คือ ถ้าใช้จำนวนกริดที่มากขึ้นก็จะได้ผลการคำนวณที่ถูกต้องแม่นยำขึ้น แต่การใช้จำนวนกริดที่มากนั้นจะต้องใช้เวลา และกำลังคอมพิวเตอร์ในการคำนวณที่สูงขึ้น ดังนั้น จึงต้องทำการแบ่งจำนวนกริดให้มีประสิทธิภาพสูงสุด โดยจะใช้กริดแบบไม่มีรูปลักษณ์(Non-Uniform Grid) หรือกริดที่มีการอัดตัว (Clustered Grid) เพื่อที่จะทำการแบ่งบริเวณที่เกิดการเปลี่ยนแปลงสูงให้มีความละเอียดมาก และทำการแบ่งกริดแต่เพียงหยาบๆ ในส่วนของบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงน้อยการดำเนินการในลักษณะนี้ทำให้เกิดวิธีที่จะพัฒนาซอฟต์แวร์ CFD ให้มีประสิทธิ์ภาพเพิ่มขึ้นอีกระดับหนึ่ง เรียกว่า วิธีการสร้างกริดแบบสามารถปรับตัวได้เองเพื่อให้เหมาะสมกับลักษณะการไหล (Adaptive Grid) โดยหลักการทำงาน คือ ซอฟต์แวร์สามารถตรวจจับการเปลี่ยนแปลงในบริเวณต่างๆ ระหว่างการคำนวณและทำการปรับปรุงกริดเดิมให้มีความละเอียดขึ้นในบริเวณนั้นๆ

ขั้นตอนการสร้างกริดนี้เองเป็นสิ่งที่ผู้พัฒนาซอฟต์แวร์ CFD ต่างๆ ให้ความสำคัญมาก เนื่องจากในการวิเคราะห์ทางอุตสาหกรรมโดยการใช้ CFD นั้นใช้เวลาในการดำเนินการสร้างกริดถึงครึ่งหนึ่งของเวลาที่ใช้ในขั้นตอนการดำเนินการทั้งหมด ดังนั้น ซอฟต์แวร์ CFD ส่วนใหญ่จึงมีความสามารถในการสร้างกริดในตัวเองโดยสามารถอ่านค่าข้อมูลขอบเขตต่างๆ จากโปรแกรมออกแบบสำเร็จรูปที่เป็นที่นิยมใช้ในงานต่างๆ

4. การกำหนดคุณสมบัติทางกายภาพของสภาพแวดล้อม

ขั้นตอนนี้คือ การกำหนดลักษณะการไหลที่ต้องการจะพิจารณา เช่น

- มิติของการไหล 1 มิติ, 2 มิติ, 3 มิติ
- รูปแบบของการไหล การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) หรือ การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

- การไหลที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา (Steady flows) หรือ การไหลที่มีการปลี่ยนแปลงตามเวลา (Unsteady flows)

- การไหลที่ไม่มีการอัดตัว (Incompressible flows) หรือ การไหลที่มีการอัดตัว (Compressible flows)

- การไหลที่มีสถานะเดียว (Single-phase flows) หรือ การไหลที่มีหลายสถานะ (Multi-phase flows)

- การไหลที่ไม่มีปฏิกิริยาเคมี (Inert flows) หรือ การไหลที่มีปฏิกิริยาเคมี (Reacting flows) เป็นต้น

5. การกำหนดค่าคุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหล

ขั้นตอนนี้คือ การกำหนดว่าของไหลที่พิจารณาเป็นของไหลชนิดใด มีค่าความหนาแน่น (Density) และความหนืด (Viscosity) เท่าไร เป็นต้น

6. การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นและเงื่อนไขขอบ

การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้น (Initial Conditions) และ เงื่อนไขขอบ (Boundary Conditions) เป็นการกำหนดลักษณะเฉพาะของแต่ละปัญหาที่ต้องการจะศึกษาและวิเคราะห์การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นนั้นเป็นการกำหนดค่าเริ่มต้นให้แต่ละตัวแปรที่เราสนใจสำหรับจุดกริดทุกจุดในขอบเขตที่ศึกษา ซึ่งการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นจะมีความสำคัญต่อการคำนวณมากถ้าปัญหาที่ศึกษานั้นมีการเปลี่ยนแปลงขึ้นอยู่กับเวลา (Unsteady flows)

ส่วนการกำหนดเงื่อนไขขอบนั้น คือ การกำหนดค่าตัวแปร หรือเงื่อนไขการกระจายตัวของตัวแปรบนขอบทั้ง 4 ด้านของขอบเขตที่เราสนใจจะศึกษาในกรณีที่การไหลที่สนใจเป็น 2 มิติ เป็นต้น ซึ่งการกำหนดเงื่อนไขขอบนั้น มีความสำคัญต่อความถูกต้องของผลการคำนวณเป็นอย่างมาก โดยการกำหนดเงื่อนไขขอบนั้น เราจะต้องกำหนดให้ถูกต้องตามหลักความเป็นจริง เงื่อนไขขอบที่เป็นที่นิยมใช้นั้นมี 4 แบบใหญ่ๆ ดังนี้

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เงื่อนไขขอบทางเข้า (Inlet) ค่าที่กำหนดที่ขอบทางเข้าส่วนใหญ่จะได้มาจากการวัดค่าของตัวแปรที่ต้องการกำหนดล่วงหน้าที่ขอบ ซึ่งส่วนใหญ่แล้ว ค่าที่กำหนดตรงขอบทางเข้าจะเป็นค่าความเร็วและอุณหภูมิ

เงื่อนไขทางออก (Outlet) เงื่อนไขที่กำหนดตรงขอบทางออกส่วนใหญ่แล้วจะใช้เงื่อนไขของการไม่มีการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรระหว่าง 2 จุดกริดที่อยู่ติดดันตรงบริเวณทางออก

เงื่อนไขขอบที่พื้นผิว (Wall) ส่วนใหญ่แล้ว จะกำหนดให้ค่าของตัวแปรที่ผิวมีค่าเท่ากับศูนย์

เงื่อนไขขอบที่ระนาบสมมาตร (Symmetry) เงื่อนไขขอบที่ระนาบสมมาตร คือการกำหนดให้ไม่มีการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรระหว่าง 2 จุดกริดที่อยู่ติดกันตรงบริเวณระนาบสมมาตร และกำหนดให้ความเร็วที่มีทิศตั้งฉากกับระนาบสมมาตรมีค่าเท่ากับศูนย์ตรงขอบของระนาบสมมาตร

7. การจัดรูปสมการให้เหมาะสมกับปัญหาที่กำลังพิจารณา

ขั้นตอนนี้คือ การจัดรูปสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (Partial Differential Equations) ซึ่งเป็นสมการที่ใช้อธิบายลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน ให้อยู่ในรูปแบบที่เหมาะสมกับสถานการณ์ที่กำลังพิจารณาอยู่

8. การทำให้สมการมีรูปแบบไม่ต่อเนื่อง (Discretisation)

การทำให้สมการมีรูปแบบไม่ต่อเนื่อง (Discretisation) คือ การแปลงสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยซึ่งเป็นสมการที่มีรูปแบบต่อเนื่องให้เป็นสมการเชิงพีชคณิต (Algebraic Equations) ที่มีรูปแบบไม่ต่อเนื่อง เพื่อให้เหมาะสมกับการใช้ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ วิธีการทำให้สมการไม่ต่อเนื่องมีอยู่หลายวิธีในปัจจุบัน แต่วิธีที่เป็นที่นิยมใช้ในการแก้ปัญหาทางของไหลและการถ่ายเทความร้อนคือ วิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method) เนื่องจากวิธีนี้เป็นวิธีที่ไม่มีความซับซ้อนทางคณิตศาสตร์เท่าวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method) ซึ่งเป็นที่นิยมในการศึกษาปัญหาทางกลศาสตร์ของแข็ง ทั้งนี้ สมการการเคลื่อนที่ทางของไหลและการถ่ายเทความร้อนมีความซับซ้อนทางคณิตศาสตร์มากกว่าสมการของกลศาสตร์ของแข็งอยู่แล้ว เนื่องจากพจน์การพาในสมการ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

มีลักษณะไม่เชิงเส้น และความไม่เชิงเส้นนี้จะเด่นชัดขึ้นเมื่อการไหลเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้น วิธีปริมาตรจำกัดซึ่งมีความซับซ้อนทางคณิตศาสตร์น้อยกว่าจึงเป็นที่นิยมใช้กับปัญหาทางของไหลและการถ่ายเทความร้อนมากกว่าวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ นอกจากนี้วิธีปริมาตรจำกัดเป็นวิธีที่ถูกพิสูจน์แล้วว่าเป็นไปตามกฎอนุรักษ์ (Conservation Laws) จึงทำให้วิธีนี้เป็นวิธีที่เหมาะสมกับการแก้สมการทางของไหลและการถ่ายเทความร้อน ซึ่งอธิบายได้ด้วยสมการกฎทรงมวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน

9. วิธีการหาผลเฉลย

วิธีการหาผลเฉลย คือการแก้ระบบสมการพีชคณิต หรือระบบสมการปริมาตรจำกัดด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Methods) ต่างๆ เช่น ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรง (Direct Methods) และระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ (Iterative Methods) โดยวิธีการหาผลเฉลยที่นิยมใช้ในการแก้ระบบสมการพีชคณิตใน CFD คือ ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ เนื่องจากวิธีนี้ใช้หน่วยความจำในการคำนวณน้อยกว่าระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรง (Direct Methods) มาก

10. แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล (Turbulence Models)

แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล (Turbulence Models) เป็นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับจำลองความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นในการไหล โดยแบบจำลองความปั่นป่วนของการไหลมีผลต่อความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CFD เป็นอย่างมาก ซึ่งแบบจำลองความปั่นป่วนที่มีอยู่ในปัจจุบันสามารถใช้ได้ดีกับปัญหาส่วนใหญ่ทางวิศวกรรม ยกเว้นบางปัญหาที่มีความซับซ้อนมากๆ

11. การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อหาผลเฉลยจากสมการพีชคณิต

การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เป็นส่วนที่ช่วยให้การหาผลเฉลยได้เร็วขึ้นและทำให้สามารถคำนวณปัญหาที่มีขนาดใหญ่และมีจำนวนข้อมูลมากได้ โดยภาษาทางคอมพิวเตอร์ที่เป็นที่นิยมในการใช้เขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ทาง CFD เช่น ภาษา Fortran, ภาษา C และโปรแกรม Matlab เป็นต้น

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

12. ขั้นตอนหลังการคำนวณ

ขั้นตอนหลังการคำนวณ คือ การแสดงผลการคำนวณจากชุดข้อมูลดิบที่ได้มาจากการแก้ระบบสมการพีชคณิตด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำนั้น มาแสดงในรูปแบบต่างๆ เพื่อให้การวิเคราะห์ผลชัดเจนขึ้น โดยซอฟต์แวร์ CFD ที่นิยมใช้กันส่วนใหญ่สามารถแสดงผลได้ในหลายรูปแบบขึ้นอยู่กับวัตถุประสงค์ที่จะนำข้อมูลนั้นไปใช้งาน เช่น เวกเตอร์ (Vector) ของความเร็วภายในบริเวณขอบเขตที่พิจารณาเพื่อแสดงทิศทางของการไหล, คอนทัวร์ (Contour) ซึ่งแสดงค่าเป็นลักษณะลำดับสีที่เท่ากันของความเร็วหรือความดัน หรือเส้นกราฟ (Graph) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ที่สนใจ นอกจากนี้ซอฟแวร์ CFD ยังพัฒนาเครื่องมือต่างๆ ในการแสดงผล เช่น สามารถแสดงผลทีละระนาบ และสามารถย่อขยายหรือหมุนในส่วนบริเวณที่สนใจได้

ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของการไหลโดยทั่วไป

1. การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flows) เป็นการไหลที่พบได้ทั่วไปในธรรมชาติและในทางวิศวกรรม ความปั่นป่วนของการไหลมีทั้งข้อดีและข้อเสีย โดยขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน กล่าวคือ ความปั่นป่วนของการไหลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน (Heat Exchangers) แต่ความปั่นป่วนของการไหลทำให้ความดันภายในท่อลดลงมากขึ้น ดังนั้นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนมักจะถูกออกแบบให้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน แต่การไหลภายในท่อจะถูกควบคุมไม่ให้เกิดความปั่นป่วนขึ้น หรืออีกนัยหนึ่งก็คือ การไหลภายในท่อถูกควบคุมให้เป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flows) เป็นต้น

ลักษณะของการไหลแบบปั่นป่วนต่างกับลักษณะของการไหลแบบราบเรียบ คือ การไหลแบบปั่นป่วน เป็นการไหลที่มีลักษณะไม่เป็นระเบียบ มีการแพร่กระจายของการไหลได้เร็วกว่า โดยความปั่นป่วนจะมีค่าน้อยลงเรื่อยๆ เมื่อเวลาผ่านไป และเกิดขึ้นที่ค่าเรย์โนลด์ (Reynolds Number) ที่สูงกว่าการไหลแบบราบเรียบ ตัวอย่างของการไหลแบบราบเรียบ และการไหลแบบปั่นป่วน คือ ลักษณะการไหลของน้ำที่ออกมาจากก๊อกน้ำตามบ้านทั่วไป การไหลของน้ำมีลักษณะเป็นการไหลแบบราบเรียบเมื่อน้ำถูกเปิดด้วยความเร็วต่ำ และการไหลของน้ำมีลักษณะเป็นการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อน้ำถูกเปิดด้วยความเร็วที่สูงขึ้น เป็นต้น

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

1.1 สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบราบเรียบ

สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบราบเรียบนั้น ประกอบไปด้วย สมการกฎทรงมวล หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) และสมการโมเมนตัม โดยทั้งสองสมการนี้เป็นสมการที่มีพื้นฐานมาจากกฎทางฟิสิกส์ คือ กฎของการอนุรักษ์มวล และ โมเมนตัม ตามลำดับ โดยการไหลที่เราสนใจในที่นี้คือ การไหลที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลาและ ไม่อัดตัว (Steady Incompressible Flows) ดังนั้น สมการการเคลื่อนที่ของการไหลในที่นี้ทั้งหมด เป็นสมการการเคลื่อนที่สำหรับการไหลที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลาและไม่อัดตัวเท่านั้น

สมการการเคลื่อนที่ของการไหลทั้งแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน สามารถเขียนอยู่ ในหลายรูปแบบทางคณิตศาสตร์ เช่น ในรูปของพิกัดคาร์ทีเซียน (Cartesian Coordinates) ในรูป ของเมตริกส์ (Metrices) หรือในรูปของเทนเซอร์ (Tensor) เป็นต้น ในที่นี้สมการการเคลื่อนที่ของ การไหลแบบราบเรียบจะถูกเขียนทั้งอยู่ในรูปของพิกัดคาร์ทีเซียน และในรูปของเทนเซอร์ โดยหลักการใช้เทนเซอร์แบบคร่าวๆ

- ถ้าตัวห้อย (Index) ซ้ำกัน ให้นำตัวห้อยที่เป็นไปได้ทั้งหมดมาบวกกัน เช่น

$$a_i \frac{\partial b}{\partial x_i} = a_1 \frac{\partial b}{\partial x_1} + a_2 \frac{\partial b}{\partial x_2} + a_3 \frac{\partial b}{\partial x_3} \tag{76}$$

- ถ้าตัวห้อยไม่ซ้ำกัน ให้เขียนตัวห้อยที่เป็นไปได้ทั้งหมดแยกกัน เช่น

$$\begin{aligned} a_i \frac{\partial b}{\partial x_j} = a_1 \frac{\partial b}{\partial x_1}, a_1 \frac{\partial b}{\partial x_2}, a_1 \frac{\partial b}{\partial x_3}, \\ a_2 \frac{\partial b}{\partial x_1}, a_2 \frac{\partial b}{\partial x_2}, a_2 \frac{\partial b}{\partial x_3}, \\ a_3 \frac{\partial b}{\partial x_1}, a_3 \frac{\partial b}{\partial x_2}, a_3 \frac{\partial b}{\partial x_3} \end{aligned} \tag{77}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สมการกฎทรงมวลในรูปของเทนเซอร์สามารถเขียนได้ดังสมการ (78)

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{78}$$

สมการโมเมนตัมในรูปของเทนเซอร์สามารถเขียนได้ดังสมการ (79)

$$\underbrace{\frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j}}_{convection\ term} + \underbrace{\frac{1}{\rho}\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}}_{diffusion\ term} + \underbrace{\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i}}_{source\ term} = 0 \tag{79}$$

จะเห็นได้ว่า สมการการเคลื่อนที่ของโมนเมนตัมสำหรับการไหลแบบราบเรียบ ประกอบไปด้วยสามพจน์คือ พจน์การพา (Convection Term) พจน์การแพร่ (Diffusion Term) และพจน์การกำเนิด (Source Term) โดย

$$\tau_{ij} = -\mu\left\{\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right\} \tag{80}$$

1.2 สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วน

สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วนนั้น ประกอบไปด้วย สมการกฎทรงมวล และสมการโมเมนตัม เช่นเดียวกับการไหลแบบราบเรียบ แต่ด้วยลักษณะที่ต่างกันของการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน ที่ทำให้สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วนต่างจากสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบราบเรียบ โดยสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วนมีความซับซ้อนมากกว่าเนื่องมาจากความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นในการไหล ซึ่งความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นนี้เป็นการเกิดขึ้นอย่างไม่มีระเบียบและไม่สามารถคาดเดาได้ว่าจะเกิดขึ้นมากน้อยเพียงใด แม้แต่ในขณะนี้ สาเหตุของการเกิดความปั่นป่วนในการไหล และพฤติกรรมของความปั่นป่วนในการไหลก็ยังไม่เป็นที่ทราบแน่ชัด โดยความปั่นป่วนของการไหล ถือเป็นหนึ่งในปัญหาทางฟิสิกส์ที่ยังรอการค้นพบและการอธิบายอยู่ อย่างไรก็ตามในทางวิศวกรรม สิ่งที่วิศวกรสนใจ คือ ค่าเฉลี่ยของการไหล ดังนั้น วิธีการเฉลี่ยของ Reynolds (Reynolds averaging) จึงถูกนำมาใช้กับสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อแปลงสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วนให้อยู่ในรูปของค่าเฉลี่ย ดังจะแสดงต่อไป โดยวิธีการเฉลี่ยของ Reynolds มีหลักการคร่าวๆ ดังนี้คือ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

- ให้แทนค่าตัวแปรใดๆ ในสมการการเคลื่อนที่ ด้วย ค่าเฉลี่ย และค่าความสั่นของตัวแปรนั้นๆ เช่น $U_i = \overline{U}_i + u_i'$ และ $P = \overline{P} + P'$ เป็นต้น
- ทำการเฉลี่ยสมการการเคลื่อนที่ข้างต้นด้วยเวลา
- ทำการจัดรูปสมการ โดยให้ใช้เงื่อนไข $\overline{u}_i' = 0$

สมการกฎทรงมวลของการไหลแบบปั่นป่วนในรูปของเทนเซอร์สามารถเขียนได้ โดยแทนค่า $U_i = \overline{U}_i + u_i'$ ลงในสมการ (78) จะได้สมการ (81)

$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0$ แทนค่า $U_i = \overline{U}_i + u_i'$ จะได้

$$\frac{\partial(\overline{U}_i + u_i')}{\partial x_i} = 0 \tag{81}$$

ทำการเฉลี่ยสมการด้วยเวลาจะได้สมการที่ (82), (83), (84)

$$\overline{\frac{\partial(\overline{U}_i + u_i')}{\partial x_i}} = 0 \tag{82}$$

$$\frac{\partial\overline{\overline{U}}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial\overline{u_i'}}{\partial x_i} = 0 \tag{83}$$

$$\frac{\partial\overline{\overline{U}}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial\overline{u}_i'}{\partial x_i} = 0 \tag{84}$$

ทำการจัดรูปสมการ โดยให้ใช้เงื่อนไข $\overline{u}_i' = 0$ จะได้สมการกฎทรงมวลของการไหลแบบปั่นป่วนที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging ดังสมการที่ (85)

$$\frac{\partial\overline{U}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{85}$$

สมการโมเมนตัมของการไหลแบบปั่นป่วนในรูปของเทนเซอร์สามารถเขียนได้ โดยแทนค่า $U_i = \overline{U}_i + u_i'$ ลงในสมการ (79)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

แทนค่า $U_i = \overline{U}_i + u'_i$ ในพจน์การพา (Convection Term) $\underbrace{\frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j}}_{convectionterm}$ จะได้ดังสมการที่ (86)

$$\frac{\partial(\overline{U}_i + u'_i)(\overline{U}_j + u'_j)}{\partial x_j} \tag{86}$$

ทำการเฉลี่ยสมการที่ (86) ด้วยเวลาจะได้ดังสมการที่ (87)

$$\begin{aligned} &= \overline{\frac{\partial(\overline{U}_i + u'_i)(\overline{U}_j + u'_j)}{\partial x_j}} \\ &= \overline{\frac{\partial(\overline{U}_i\overline{U}_j + \overline{U}_i u'_j + u'_i\overline{U}_j + u'_i u'_j)}{\partial x_j}} \\ &= \frac{\partial(\overline{\overline{U}_i}\,\overline{\overline{U}_j} + \overline{\overline{U}_i}\,\overline{u}'_j + \overline{u}'_i\overline{\overline{U}_j} + \overline{u'_i u'})}{\partial x_j} \end{aligned} \tag{87}$$

หลังจากใช้เงื่อนไข $\overline{u}'_i = 0$ จะได้พจน์การพาที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging จะได้ดังสมการที่ (88)

$$\frac{\partial\left(\overline{U}_i\overline{U}_j + \underbrace{\overline{u'_i u'_j}}_{\text{Re}\,ynolds-stress\ term}\right)}{\partial x_j} \tag{88}$$

แทนค่า $U_i = \overline{U}_i + u'_i$ ในพจน์การแพร่ (Diffusion Term) $\underbrace{\frac{1}{\rho}\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}}_{diffusion\ term}$ ดังสมการที่ (89)

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu\left\{\frac{\partial(\overline{U}_j + u'_j)}{\partial x_i} + \frac{\partial(\overline{U}_i + u'_i)}{\partial x_j}\right\}\right\} \tag{89}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ทำการเฉลี่ยสมการที่ (89) ด้วยเวลาจะได้สมการที่ (90)

$$\overline{\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu\left\{\frac{\partial(\overline{U}_j+u'_j)}{\partial x_i}+\frac{\partial(\overline{U}_i+u'_i)}{\partial x_j}\right\}\right\}} \qquad (90)$$

ทำการจัดรูปสมการจำได้ดังสมการที่ (91)

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu\left\{\frac{\partial(\overline{\overline{U}}_j+\overline{u}'_j)}{\partial x_i}+\frac{\partial(\overline{\overline{U}}_i+\overline{u}'_i)}{\partial x_j}\right\}\right\} \qquad (91)$$

ใช้เงื่อนไข $\overline{u}'_i = 0$ จะได้พจน์การแพร่ที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging จะได้ดังสมการที่ (92)

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu\left\{\frac{\partial\overline{U}_j}{\partial x_i}+\frac{\partial\overline{U}_i}{\partial x_j}\right\}\right\} \qquad (92)$$

แทนค่า $P=\overline{P}+p'$ ในพจน์กำเนิด (Source Term) $\underbrace{\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i}}_{source\ term}$ จะได้ดังสมการที่ (93)

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\overline{P}+p')}{\partial x_i} \qquad (93)$$

ทำการเฉลี่ยสมการที่ (93) ด้วยเวลาจะได้ดังสมการที่ (94)

$$\overline{\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\overline{P}+p')}{\partial x_i}} \qquad (94)$$

ทำการจัดรูปสมการที่ (94) ดังสมการที่ (95)

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\overline{\overline{P}}+\overline{p}')}{\partial x_i} \qquad (95)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ใช้เงื่อนไข $\overline{p}_i' = 0$ จะได้พจน์การกำเนิดที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging จะได้ดังสมการที่ (96)

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} \qquad (96)$$

เมื่อนำเอาพจน์การพาสมการที่ (88) พจน์การแพร่ (92) และพจน์กำเนิด (96) ทีถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging แล้วมารวมกันจะได้สมการโมเมนตัมสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน ดังสมการที่ (97)

$$\frac{\partial\left(\overline{U}_i\overline{U}_j + \underbrace{\overline{u_i'u_j'}}_{\text{Reynolds-stress term}}\right)}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu\left\{\frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j}\right\}\right\} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} = 0 \qquad (97)$$

เมื่อเปรียบเทียบสมการโมเมนตัมที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging กับสมการโมเมนตัมที่ยังไม่ถูกเฉลี่ย จะเห็นได้ว่ามีพจน์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากการใช้วิธีเฉลี่ย Reynolds averaging คือ พจน์ Reynolds Stresses $(\overline{u_i'u_j'})$ ซึ่งพจน์ที่เกิดขึ้นนี้เป็นพจน์ที่เกิดมาจากความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นในการไหลโดยแบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล (Turbulence Models) เป็นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่ถูกนำมาใช้เพื่อจำลองพจน์ Reynolds Stresses ที่เกิดขึ้น เนื่องจากการใช้วิธีเฉลี่ย Reynolds averaging กับพจน์การพาในสมการโมเมนตัมนี้

1.3 แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล

แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล (Turbulence Models) คือ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่ใช้จำลองพจน์ความปั่นป่วนของการไหล ซึ่งเกิดขึ้นเนื่องจากการใช้วิธีการเฉลี่ยของ Reynolds กับสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งพจน์ที่เกิดขึ้นจากการเฉลี่ยนี้เรียกว่า พจน์ Reynolds Stresses $(\overline{u_i'u_j'})$ ดังนั้น แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหลจึงมีหน้าที่ในการจำลองพจน์ Reynolds Stresses ที่เกิดขึ้นนี้ โดยแบบจำลองความปั่นป่วนของการไหลนั้นมีหลายชนิด แต่ชนิดที่นิยมใช้ในซอฟต์แวร์ CFD สำเร็จรูปคือ แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k-\varepsilon$ ซึ่งแบบจำลองชนิดนี้ประกอบไปด้วยสมการ 2 สมการ คือ สมการการเคลื่อนที่ของพลังงาน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จลน์ของความปั่นป่วน k และสมการการเคลื่อนที่ของอัตราการลดลงของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน ε โดยแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k-\varepsilon$ เองนั้นก็มีหลายแบบ ซึ่งแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k-\varepsilon$ แต่ละแบบมีความแตกต่างกันที่ ค่าคงที่ (Constants) และฟังก์ชัน (Functions) ที่ใช้ในแบบจำลอง โดย แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k-\varepsilon$ ที่นิยมใช้ในปัจจุบัน คือ แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k-\varepsilon$ ของ Launder และ Sharma (1974)

แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k-\varepsilon$ เป็นแบบจำลองหนึ่งในหลายแบบจำลองที่ใช้แนวความคิดของความหนืดหมุนวน (Eddy Viscosity) ที่นำเสนอโดย Boussinesq (1877) กล่าวคือ พจน์ Reynolds Stresses $\overline{(u_i'u_j')}$ ที่เกิดขึ้นจากการใช้วิธีการเฉลี่ย Reynolds กับสมการโมเมนตัมจะถูกจำลองผ่านพจน์ความหนืดหมุนวน (μ_t) ดังสมการที่ (98)

$$\overline{u_i'u'} = \frac{2}{3}\delta_{ij}k - \frac{\mu_t}{\rho}\left\{\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right\} \tag{98}$$

โดย μ_t คือ ค่าความหนืดหมุนวน ซึ่งค่าความหนืดหมุนวนนี้ ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของการไหล (Flow) ไม่ได้ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของของไหล (Fluid) เหมือนค่าความหนืด μ โดยสมการของค่าความหนืดหมุนวน μ_t นี้ขึ้นอยู่กับชนิดของแบบจำลองความปั่นป่วนที่ใช้ โดยสำหรับแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k-\varepsilon$ ค่าความหนืดหมุนวนสามารถหาได้จากสมการที่ (99)

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{99}$$

โดยที่ค่าพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน k สามารถคำนวณหาได้จากสมการการเคลื่อนที่ของ k และค่าอัตราการลดลงของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน ε สามารถคำนวณหาได้จากสมการการเคลื่อนที่ของ $\tilde{\varepsilon}$ โดย $\varepsilon = \tilde{\varepsilon} + D$ และค่าเรย์โนลด์ของความปั่นป่วน (Turbulent Reynolds Number), $\mathrm{Re}_t = \frac{\rho k^2}{\mu\varepsilon}$ ดังสมการที่ (100) และ (101)

$$\underbrace{U_i\frac{\partial k}{\partial x_i}}_{\text{convection term}} = \underbrace{\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right\}}_{\text{diffusion term}} \underbrace{-\underbrace{\overline{u_i'u_j'}\frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{\text{prodution term}} - \underbrace{(\tilde{\varepsilon} + D)}_{\text{destruction term}}}_{\text{source term}} \tag{100}$$

$$\underbrace{U_i \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_i}}_{convection\,term} = \underbrace{\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j}\right\}}_{diffusion\,term} \underbrace{\underbrace{- C_{\varepsilon 1} f_{\varepsilon 1} \frac{\tilde{\varepsilon}}{k}\overline{u_i' u_j'}\frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{prodution\,term} \underbrace{- C_{\varepsilon 2} f_{\varepsilon 2}\frac{\tilde{\varepsilon}^2}{k} + E}_{destruction\,term}}_{source\,term} \qquad (101)$$

โดยค่าคงที่ต่างๆ มีค่าดังนี้ $\sigma_k = 1.0,\ \sigma_\varepsilon = 1.3,\ C_\mu = 0.09,\ C_{\varepsilon 1} = 1.44,\ C_{\varepsilon 2} = 1.92,$ $f_{\varepsilon 1} = 1.0$ ค่าคงที่ $f_{\varepsilon 2}$ คำนวณจากสมการที่ (102)

$$f_{\varepsilon 2} = 1 - 0.3\exp(-\mathrm{Re}_t{}^2) \qquad (102)$$

ค่าคงที่ f_μ คำนวณจากสมการที่ (103) และค่าคงที่ E และ D คำนวณจากสมการที่ (104) และ (105)

$$f_\mu = \exp\left(\frac{-3.4}{\left(1 + \frac{\mathrm{Re}_t}{50}\right)^2}\right) \qquad (103)$$

$$E = 2\frac{\mu}{\rho}\frac{\mu_t}{\rho}\left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k \partial x_m}\right)^2 \qquad (104)$$

$$D = 2\frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial\sqrt{k}}{\partial x_i}\right)^2 \qquad (105)$$

วิธีการหาผลเฉลยด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

วิธีการแก้ระบบสมการพีชคณิต สามารถทำได้สองวิธี คือ ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรง และระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ ซึ่งการแก้ระบบสมการโดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรงนั้นใช้หน่วยความจำในการเก็บค่าตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณทั้งหมดในคราวเดียวกัน ดังนั้นการแก้ระบบสมการด้วยวิธีนี้จึงไม่เป็นที่นิยมใช้ใน CFD เนื่องจาก CFD มีระบบสมการพีชคณิตที่มีจำนวนสมการและตัวแปรมาก ทำให้โปรแกรมต้องใช้หน่วยความจำสูงมากในการคำนวณ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ จึงเป็นวิธีการที่นิยมใช้ใน CFD เนื่องจากวิธีนี้ใช้หน่วยความจำในการคำนวณน้อยกว่าระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรง โดยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำมีหลักในการคำนวณ คือ จะทำการคำนวณจากจุดหนึ่งไปหาอีกจุดหนึ่งเลื่อนไปเรื่อยๆ จนครบทั้งขอบเขตของปัญหา การคำนวณในลักษณะนี้ทำให้ในแต่ละครั้งของการคำนวณค่าแต่ละจุดเสร็จแล้ว โปรแกรมสามารถคืนหน่วยความจำให้ระบบเพื่อที่จะนำมาใช้ในการคำนวณกับจุดถัดมาได้ โดยไม่ต้องทำการจองหน่วยความจำสำหรับค่าตัวแปรต่างๆ ของทั้งระบบสมการ หลังจากทำการคำนวณทั้งขอบเขตครบหนึ่งรอบแล้วจะเริ่มทำการคำนวณซ้ำในรอบถัดมา และจะหยุดการคำนวณต่อเมื่อค่าตัวแปรที่คำนวณได้ลู่เข้าสู่คำตอบหรือผลเฉลยแล้ว โดยจะทำการตรวจสอบจากค่าเศษตกค้าง (Residual) ลักษณะของการลู่เข้าสู่ผลเฉลยนั้นเป็นไปได้สองแบบคือ ค่าของเศษตกค้างมีค่าน้อยกว่าค่าที่ทำการระบุไว้ หรือค่าของเศษตกค้างไม่มีการเปลี่ยนแปลงโดยในการคำนวณหาค่าเศษตกค้างสามารถคำนวณได้จากค่าตัวแปรในการคำนวณรอบก่อนหน้าเทียบกับค่าตัวแปรในการคำนวณรอบปัจจุบันโดยใช้สมการ (106)

$$residual = \frac{\sum|\phi - \phi_{old}|}{|\phi_{\max} - 10^{-30}|} \tag{106}$$

ค่า ϕ_{old} คือ ค่าของตัวแปรจากการคำนวณในรอบก่อนหน้านี้ ส่วน ϕ คือ ค่าของตัวแปรจากการคำนวณในรอบปัจจุบัน และ $\phi_{\max}$ คือ ค่าของตัวแปรที่มีค่ามากที่สุดของการคำนวณในรอบปัจจุบัน สำหรับการคำนวณค่าเศษตกค้างนั้นจะทำการบวกค่าน้อยมากๆ เช่น 10^{-30} เข้าไปในสมการด้วยเพื่อป้องกันไม่ให้ตัวหารเป็นศูนย์

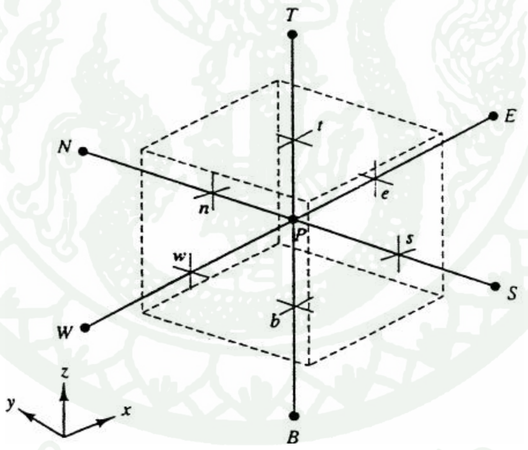
ในการหาผลเฉลยของสมการควบคุม (Governing equation) ซึ่งอยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยซึ่งคู่ควบกันอยู่ ได้ใช้หลักวิธีพื้นฐานของปริมาตรควบคุม ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลข โดยแบ่งขอบเขตการคำนวณออกเป็นปริมาตรควบคุมย่อยๆ ทำการอินทิเกรตสมการควบคุมในแต่ละปริมาตรควบคุม พร้อมทั้งจัดให้อยู่ในรูปของสมการพีชคณิต ทำการดีสครีตสมการควบคุมซึ่งอยู่ในรูปอินทิกรัล และทำการเชื่อมโยงความสัมพันธ์ของปริมาตรต่างๆ ในปริมาตรควบคุมย่อยหนึ่งๆ กับปริมาณต่างๆ ในปริมาตรควบคุมย่อยข้างเคียงให้อยู่ในรูปของสมการเชิงเส้น จากนั้นจึงทำการแก้สมการ เพื่อหาผลเฉลยต่อไป ซึ่งระเบียบวิธีดังกล่าวเรียกว่าวิธีการคำนวณแบบปริมาตรสืบเนื่อง(Finite volume method) และจะได้อธิบายต่อไป

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

รูปทั่วไปของสมการการส่งถ่ายปริมาณสเกลลาร์ (ϕ) ในปริมาตรควบคุมใดๆ สามารถเขียนได้ดังสมการ (107)

$$\int_A \rho\phi\vec{u}.\vec{n}dA = \int_A \Gamma_\phi \nabla\phi.\vec{n}dA + \int_{CV} S_\phi dV \tag{107}$$

โดยที่ ρ คือ ความหนาแน่น $\vec{u}$ คือ เวคเตอร์ความเร็ว A คือ พื้นที่ผิวของปริมาตร Γ_ϕ คือ สัมประสิทธิ์การแพร่ของ ϕ $\nabla\phi$ คือ ค่าความชันของ ϕ S_ϕ คือ แหล่งกำเนิด (Source) ของต่อหน่วยปริมาตร เทอมต่างๆ ในสมการที่ (107) มีความหมายดังนี้ เทอมแรกทางด้านซ้ายของสมการเป็นเทอมที่ขึ้นอยู่กับเวลา เทอมแรกทางด้านขวาของสมการเป็นเทอมของการพา ส่วนเทอมที่สองด้านขวาของสมการเป็นเทอมการแพร่ การหาค่าอินติเกรตสมการข้างต้นเป็นขั้นตอนต่อไปของการคำนวณแบบปริมาตรสืบเนื่อง ในการวิเคราะห์การไหลแบบ 3 มิติ จะกำหนดให้ค่า ϕ มีค่าเป็น u,v และ w ต่อไปเราจะพิจารณาปริมาตรควบคุมใดๆ ในภาพที่ 20



ภาพที่ 20 ปริมาตรควบคุม 3 มิติ

จากภาพที่ 20 จุด *P* ตัวแทนของปริมาตรจะอยู่ตำแหน่งกลางของปริมาตร พื้นผิวแต่ละด้านของปริมาตรเขียนแทนด้วย *e, w, n, s, t* และ *b* ซึ่งหมายถึงพื้นผิวด้านทิศตะวันออก ทิศตะวันตก ทิศเหนือ ทิศใต้ ด้านบนและด้านล่างของจุด *P* ตามลำดับขั้นตอนต่อไปจะเป็นเป็นการดีสครีตสมการ (107) ให้อยู่ในรูปของสมการเชิงพีชคณิต

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

1. **การดิสครีตไทเซชัน** (Discretisation)

สมการอนุพันธ์ย่อยไม่เชิงเส้นที่ใช้อธิบายการไหลของของไหลนั้นสามารถทำการดีสครีตในแต่ละเทอมให้อยู่ในรูปสมการเชิงพีชคณิตได้ดังนี้

1.1 เทอมการพา (Convection term)

ทำการดีสครีตให้อยู่ในรูปสมการเชิงพีชคณิตได้ดังสมการที่ (108)

$$\int_A (\rho\phi\vec{u}).\vec{n}dA = \left[(\rho\phi Au)_e - (\rho\phi Au)_w\right] + \left[(\rho\phi Au)_n - (\rho\phi Au)_s\right] + \left[(\rho\phi Au)_t - (\rho\phi Au)_b\right] \quad (108)$$

สามารถเขียนสมการของการพาที่ทำการดีสครีตแล้วให้ง่ายขึ้นโดยการแทนด้วย $F = \rho uA$ โดยที่ค่า F คือ ฟลักซ์ของการพา (Convective flux) เขียนสมการ (108) ใหม่ได้ดังสมการที่ (109)

$$\int_A (\rho\phi\vec{u}).\vec{n}dA = \left[(F\phi)_e - (F\phi)_w\right] + \left[(F\phi)_n - (F\phi)_s\right] + \left[(F\phi)_t - (F\phi)_b\right] \quad (109)$$

1.2 เทอมการแพร่ (Diffusion term)

ทำการดีสครีตให้อยู่ในรูปสมการเชิงพีชคณิตได้ดังสมการที่ (110)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$\left[\left(A\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_e-\left(A\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_w\right]+\left[\left(A\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)_n-\left(A\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)_s\right]+\left[\left(A\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z}\right)_t-\left(A\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z}\right)_b\right]+\bar{S}\Delta V=0 \quad (110)$$

เมื่อ Γ คือ ค่าของสัมประสิทธิ์ของการแพร่ เพื่อความสะดวกเราจะใช้ตัวแปร $D=\frac{\Gamma A}{\delta x}$ แสดงแทนฟลักซ์ของการแพร่ (Diffusive flux) และสามารถเขียนสมการของการแพร่ที่ทำการดีสครีตแล้วได้ดังสมการที่ (111)

$$\left[D_e(\phi_e-\phi_p)-D_w(\phi_p-\phi_w)\right]+\left[D_n(\phi_n-\phi_p)-D_s(\phi_p-\phi_s)\right]+\left[D_t(\phi_t-\phi_p)-D_b(\phi_p-\phi_b)\right]+\left(S_u+S_p\phi_p\right)=0 \quad (111)$$

ค่า $\phi_e,\ \phi_n,\ \phi_s,\ \phi_t$ และ ϕ_b เป็นค่าของ ϕ ที่พื้นผิวผนังของปริมาตร ซึ่งหาได้โดยการประมาณค่า ϕ และการประมาณค่า ϕ ที่บริเวณผิวของปริมาตรนั้นมีหลายวิธีด้วยกัน เช่น ระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่หนึ่ง (First order upwind scheme) วิธีผลต่างต้นลมอันดับที่สอง (Second order upwind scheme) และระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) เป็นต้น

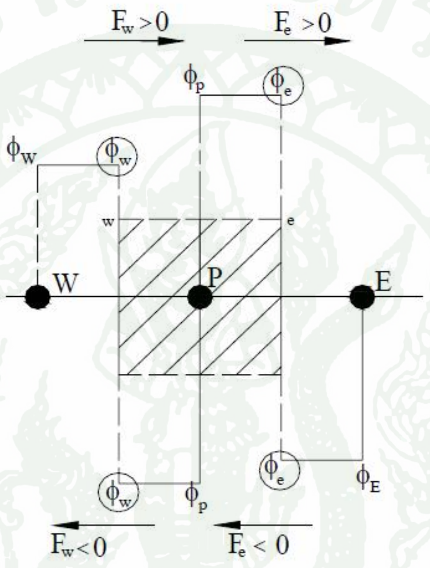
2. การประมาณค่าของอินทิกรัลพื้นผิว

ในการประมาณค่าเทอมที่เกิดการพานั้นมีระเบียบวิธีแบบต่างๆ ดังต่อไปนี้ ระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่หนึ่ง วิธีผลต่างต้นลมอันดับที่สอง และระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก ซึ่งจะแสดงรายละเอียดต่อไป ซึ่งในงานวิจัยในครั้งนี้ได้เลือกใช้ระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่สองมาใช้ในการประมาณค่าเทอมที่เกิดการพา

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2.1 ระเบียบวิธีผลต่างต้นลมดับดับที่หนึ่ง

สำหรับการประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่หนึ่งนั้น ค่าที่ต้องการหาคือ ค่า ϕ ในกรณี F_e เป็นค่าบวก ค่าของ ϕ_e จะถูกกำหนดให้เท่ากับค่า ϕ_p สังเกตว่าจะให้เท่ากับค่าที่อยู่ทางด้านปลายลูกศร กรณีที่ F_e เป็นค่าลบค่า ϕ_e จะถูกกำหนดให้เท่ากับ ϕ_E ดังแสดงในภาพที่ 21



ภาพที่ 21 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับหนึ่ง

$$\phi_e = \phi_p \qquad ;F_e > 0, \qquad \phi_e = \phi_E \qquad ;F_e < 0$$

$$\phi_w = \phi_W \qquad ;F_w > 0, \qquad \phi_w = \phi_p \qquad ;F_w < 0$$

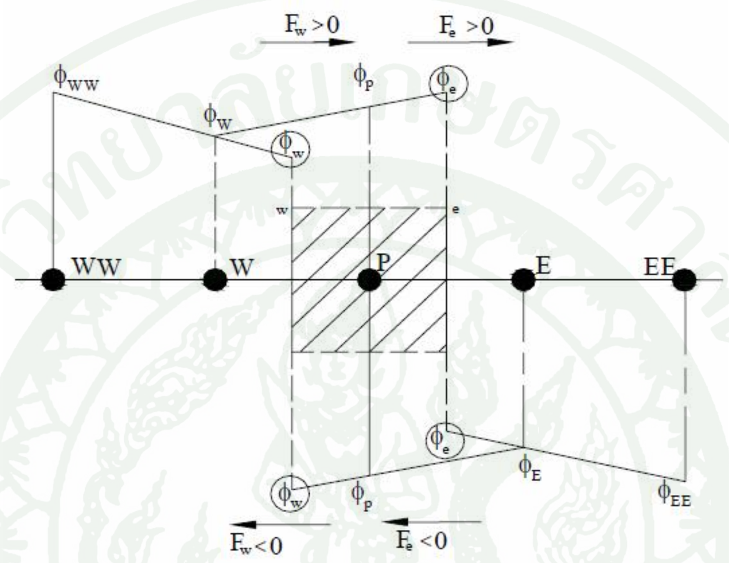
จากระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับหนึ่งสามารถเขียนสมการที่ (112) ได้ดังนี้

$$F_e\phi_e = \phi_p[F_e] + \phi_e[-F_e] \tag{112}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2.2 ระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับสอง

ค่า ϕ จะประมาณค่าภายในที่พื้นผิวของปริมาตรโดยใช้ตำแหน่งข้างเคียงอยู่ที่ท้ายลม ดังภาพที่ 22



ภาพที่ 22 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับสอง

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_P - \frac{1}{2}\phi_w \qquad ; \qquad F_e > 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{2}\phi_w - \frac{1}{2}\phi_{ww} \qquad ; \qquad F_w > 0$$

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_E - \frac{1}{2}\phi_{EE} \qquad ; \qquad F_e < 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{2}\phi_P - \frac{1}{2}\phi_E \qquad ; \qquad F_w < 0$$

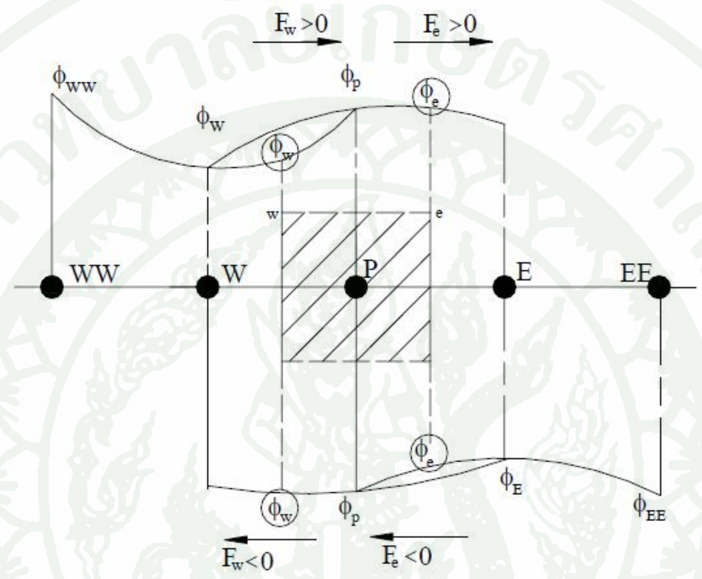
จากระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับสองสามารถเขียนสมการที่ (113) ได้ดังนี้

$$F_e\phi_e = \left(\frac{2}{3}\phi_P - \frac{1}{2}\phi_w\right)[F_e] - \left(\frac{2}{3}\phi_E - \frac{1}{2}\phi_{EE}\right)[-F_e] \qquad (113)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2.3 ระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก

การประมาณค่า ϕ ด้วยระเบียบวิธีนี้ ตั้งสมมติฐานอยู่บนค่าเฉลี่ยของระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่สอง การหาค่าพื้นผิวนั้นหาได้จาก 2 กริดข้างเคียงอยู่ที่ปลายลม (Dowstream) และอีก 1 กริดที่อยู่ต้นลม (Upstream) ดังภาพที่ 23



ภาพที่ 23 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก

$$\phi_e = \frac{3}{8}\phi_E + \frac{3}{4}\phi_p - \frac{1}{8}\phi_W \qquad ; \qquad F_e > 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{8}\phi_P + \frac{3}{4}\phi_w - \frac{1}{8}\phi_{WW} \qquad ; \qquad F_w > 0$$

$$\phi_e = \frac{3}{8}\phi_P + \frac{3}{4}\phi_E + \frac{1}{8}\phi_{EE} \qquad ; \qquad F_e < 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{8}\phi_W + \frac{3}{4}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_E \qquad ; \qquad F_w < 0$$

จากระเบียบวิธีผลต่างแบบควิกสามารถเขียนสมการที่ (114) ได้ดังนี้

$$F_e\phi_e = \left(\frac{3}{8}\phi_E - \frac{3}{4}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_W\right)[F_e] - \left(\frac{3}{4}\phi_E - \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{EE}\right)[-F_e] \qquad (114)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปร ϕ ของปริมาตรหนึ่งๆ กับตัวแปร ϕ_{nb} ของปริมาตรข้างเคียง สามารถเขียนให้อยู่ในรูปเชิงเส้นได้ดังสมการ (115)

$$a_p\phi_p = \sum_{nb} a_{nb}\phi_{nb} + b \tag{115}$$

โดยที่ตัวห้อย nb หมายถึง ปริมาตรข้างเคียงส่วน a_p และ a_{nb} เป็นสัมประสิทธิ์ของการทำให้อยู่ในรูปเชิงเส้นสำหรับตัวแปร ϕ_P และ ϕ_{nb} ตามลำดับ ซึ่งจำนวนของปริมาตรข้างเคียงมีค่าเท่ากับด้านที่ล้อมรอบปริมาตรที่พิจารณาส่วน b เป็นเทอมที่เพิ่มมาจากแหล่งกำเนิดอื่นๆ การหาผลเฉลยโดยวิธีการแยกพิจารณา (Segregated method) เป็นการแยกส่วนในการคำนวณระหว่างสมการโมเมนตัมและสมการความต่อเนื่อง แต่อย่างไรก็ตามค่าต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณต้องสอดคล้องกันสมการที่ (116) เป็นสมการโมเมนตัมที่ดีสครีตแล้วในแนวแกน X โดยได้พิจารณาผลของแรงที่เกิดจากความดัน $\left(pA_f\right)$ และกำหนดให้ $\phi = u$

$$a_p u_p = \sum_{nb} a_{nb}u_{nb} + \sum pAf + B \tag{116}$$

โดยที่ A_f แทนพื้นผิวที่พิจารณา B แทนแหล่งกำเนิดอื่นๆ ที่ปราศจากการกระจายความดันสำหรับสมการโมเมนตัมในแนวแกน y และแนวแกน z ก็มีลักษณะคล้ายคลึงกัน ส่วนสมการความต่อเนื่องที่ดีสครีตแล้วแสดงได้ดังสมการ (117)

$$\sum_{f}^{N_{face}} \rho u_n A_f = 0 \tag{117}$$

โดยที่ N_{face} เป็นจำนวนผนังล้อมรอบปริมาตร u_n คือ ความเร็วที่ผนังปริมาตร

การประมาณค่าของอินทิกรัลพื้นผิว

3. กระบวนการหาคำตอบ (Solution algorithm)

เพื่อให้ค่าความดันและความเร็วในสมการโมเมนตัมสอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง ดังนั้น กระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations), SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

และ PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) จึงถูกนำมาใช้เพื่อตรวจสอบค่าความดันและความเร็วให้มีความสอดคล้องกันจากสมการ (116) จะกำหนด P เพื่อให้ได้ค่าของ u และเพื่อปรับค่าที่ได้จากการคำนวณในรอบแรกเพื่อช่วยให้ลู่เข้าหาคำตอบจะทำการเพิ่ม P' ขึ้นมา ดังนั้นสมการสามารถเขียนได้ดังสมการที่ (118)

$$a_p u^*{}_p = \sum_{nb} a_{nb} u^*{}_{nb} + \sum \left(p^*{}_w - p^*{}_e\right) A_f + B \tag{118}$$

โดยที่ $p^*{}_w$ และ $p^*{}_e$ เป็นค่าความดันของแต่ละปริมาตรที่ติดกัน ในการแก้สมการจะเริ่มต้นด้วยการสมมติค่าความดัน P^* เพื่อให้ได้ค่า u^*, v^* และ w^* และค่าที่ได้จะต้องที่สอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง ดังนั้นความสัมพันธ์ที่ได้เพิ่มเทอม p' เข้ามาเพื่อปรับค่า p^* ในการคำนวณรอบต่อไป ซึ่งมีดังสมการ (119)

$$p = p^* + p' \ , u = u^* + u' \ , v = v^* + v' \tag{119}$$

โดยที่ p' เรียกว่าค่าการตรวจสอบค่าความดัน (Pressure correction) ดังนั้น สมการ (118) สามารถเขียนได้เป็นสมการ (120)

$$a_p u'_p = \sum_{nb} a_{nb} u'_{nb} + \sum \left(p'_w - p'_e\right) A_f + B \tag{120}$$

ในกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE จะไม่พิจารณาเทอม $\sum_{nb} a_{nb} u'_{ab}$ ดังนั้น จะได้สมการที่ดีสครีตของการตรวจสอบค่าความดันในปริมาตรเป็นดังสมการ (121)

$$u'_p = df\left(p^*{}_w - p^*{}_e\right) \tag{121}$$

โดยที่เทอม d_f มีค่าเท่ากับ $d_f = \dfrac{A_f}{a_p}$ ในสมการโมเมนตัมที่ดีสครีตแล้วการปรับค่าความดันและอัตราการไหลผ่านผนังปริมาตรในแต่ละครั้งนั้นจะเป็นไปตามสมการที่ (122)

$$p^{new} = p^* + \alpha_p p' \tag{122}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

โดยที่ α_p เป็นค่าแฟคเตอร์ของการปรับค่าสำหรับกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLEC นั้นเริ่มต้นจะเหมือนกับกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE ที่กล่าวมาข้างต้น แต่ต่างกันที่ได้นำเทอม $\sum_{nb} a_{nb} u'_{ab}$ มาพิจารณาด้วย ซึ่งจะมีสัมประสิทธิ์ของ d_f เป็นฟังก์ชันของ $1-\sum a_{nb}/a_p$ ดังนั้น สมการที่ดีสครีตของการตรวจสอบค่าความดันในปริมาตรที่พิจารณาจะเป็นดังสมการ (123)

$$u'_p = \frac{d_f}{1-\sum a_{nb}/a_p}\left(p^*{}_w - p^*{}_e\right) \tag{123}$$

ส่วนกระบวนการหาคำตอบแบบ PISO นั้น ได้ปรับปรุงประสิทธิภาพของการคำนวณจาก SIMPLEโดยการเพิ่ม Neighbor correction และ Skewness correction ซึ่งได้เพิ่มวงจร (Loop) ในการคำนวณเพื่อให้ค่าความดันและความเร็วของสมการโมเมนตัมสอดคล้องกับสมการความต่อเนื่องเร็วขึ้นกระบวนการทำซ้ำนี้เรียกว่า การปรับค่าโมเมนตัม (Momentum correction) หรือ Neighbor correction กระบวนการหาคำตอบแบบ PISO นั้น ทำให้การใช้เวลาในการประมวลผลต่อรอบการคำนวณมากขึ้นเพียงเล็กน้อย แต่จะทำให้จำนวนรอบในการทำซ้ำเพื่อลู่เข้าหาคำตอบลดลง สำหรับ Skewness correction นั้น เป็นตัวปรับค่าฟลักซ์ของมวลที่ผนังของปริมาตรและค่าความแตกต่างของการตรวจสอบค่าความดัน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

อุปกรณ์และวิธีการ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบและเกลียว โดยการศึกษาจะใช้การจำลองการไหลของของไหลในท่อเรียบและท่อเกลียวโดยที่แบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งแบบท่อเรียบและท่อเกลียวนั้น ถูกสร้างโดยโปรแกรม Solid work และทำการส่งแบบจำลองไปยังโปรแกรม GAMBIT เพื่อทำการสร้างจุดกริดในบริเวณแบบจำลอง จากนั้นส่งต่อไปยังโปรแกรม FLUENT เพื่อทำการแก้ปัญหาของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) โดยค่าพารามิเตอร์และขั้นตอนในการสร้างรูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียวชนิด Double-pipe แบบไหลสวนทางโดยโปรแกรม Solid Work, การสร้างขอบเขตของปัญหาโดยโปรแกรม GAMBITและ การวิเคราะห์ผลโดยโปรแกรม FLUENT นั้น สามารถดูได้จากภาคผนวก ก, ภาคผนวก ข, ภาคผนวก ค, ตามลำดับ

อุปกรณ์

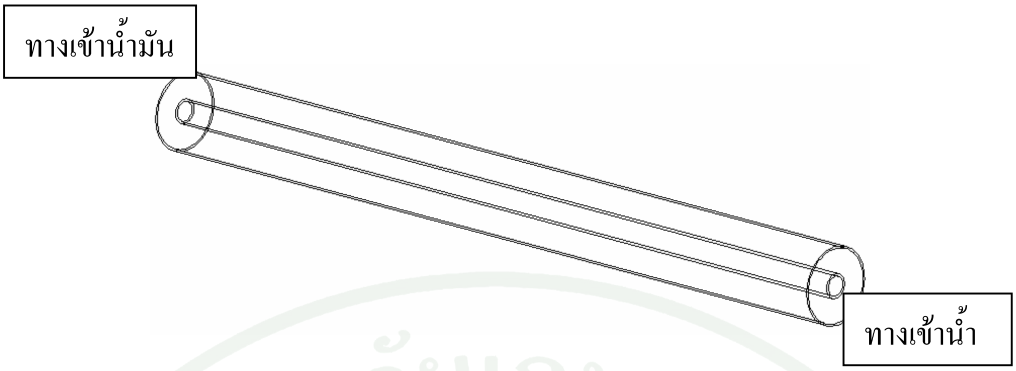
1. เครื่องคอมพิวเตอร์ : CPU i7 , RAM 4 GB
2. โปรแกรม Solid Work
3. โปรแกรม GAMBIT
4. โปรแกรม FLUENT

วิธีการ

1. แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

ในแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบนั้นเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Double-pipe ดังภาพที่ 24 ท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบมีความยาว 900 mm มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในขนาด 20 mm มีความหนา 5 mm โดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อนอกมีขนาด 76 mm โดยใช้ของไหลในท่อด้านในจะเป็นน้ำที่มีอุณหภูมิ 300 K ส่วนบริเวณท่อด้านนอกจะเป็นของไหลชนิดน้ำมันเครื่องรถยนต์ (engine oil) ที่มีอุณหภูมิ 600 K ไหลสวนทางกัน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 24 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

- ทางเข้าน้ำ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ velocity inlet ค่าของความเร็วกำหนดให้อยู่ในช่วงระหว่าง Reynolds number 10,000 ถึง 40,000 และให้มีอุณหภูมิของน้ำเท่ากับ 300 K
- ทางออกน้ำ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ outflow
- ทางเข้าน้ำมัน กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ velocity inlet ให้ค่าของความเร็วเท่ากับ 1 m/s และให้น้ำมันมีอุณหภูมิ 600 K
- ทางออกน้ำมัน กำหนดให้เป็นเงื่อนทางออกแบบ outflow
- ผนัง ไม่มีความร้อนเข้าออกจากระบบ (Adiabatic surface)
  ไม่มีการลื่นไถลระหว่างน้ำกับผนังท่อ (No slip condition)
  ไม่มีการลื่นไถลระหว่างน้ำมันกับผนังท่อ (No slip condition)
- พิจารณาการไหลแบบ 3 มิติ
- การไหลไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (Steady flow)
- ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด Standard $k-\varepsilon$ Model
- ประมาณค่าพจน์การพาด้วยวิธี Second order upwind
- กระบวนการหาผลเฉลยใช้วิธี SIMPLE สำหรับพจน์ความดันแล้วความเร็ว
- ใช้รูปแบบกริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured grid) ซึ่งใช้กริดในลักษณะสามเหลี่ยม
- ใช้จำนวนจุดกริดทั้งหมดเท่ากับ 451,566 จุด

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ขั้นตอนการคำนวณของโปรแกรมมีรายละเอียดของขั้นตอนในการหาคำตอบดังต่อไปนี้

1. กำหนดเงื่อนไขขอบเขตและเงื่อนไขเริ่มต้น

2. กำหนดเงื่อนไขในการคำนวณเป็นให้การไหลในท่อมีลักษณะเป็นการไหลแบบปั่นป่วนแบบสามมิติ รวมทั้งมีการถ่ายเทความร้อน

3. คำนวณสมการโมเมนตัมเพื่อทำการหาค่าความเร็ว

4. คำนวณสมการพลังงานเพื่อหาพลังงานรวมจำเพาะ

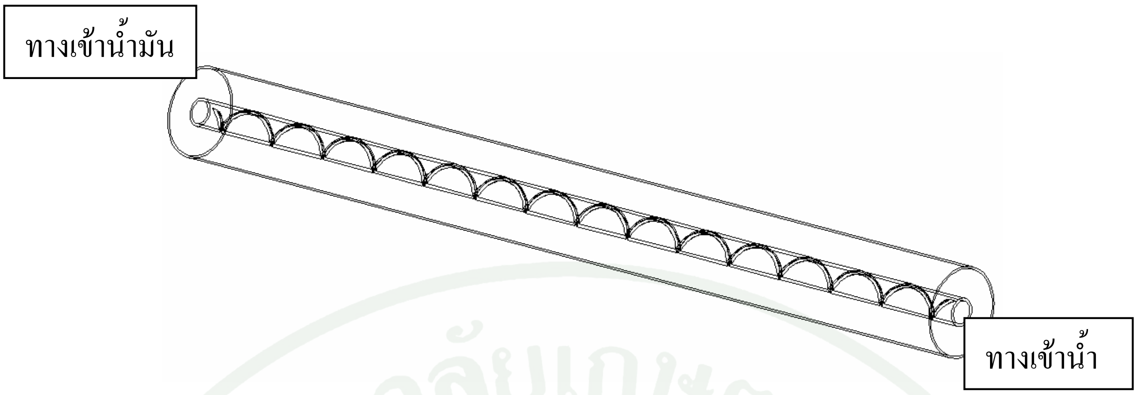
5. คำนวณค่าพลังงานจลน์ของการปั่นป่วน และอัตราการสูญเสียพลังงานจลน์ของการปั่นป่วนโดยใช้แบบจำลอง $k-\varepsilon$ Model

6. กลับไปทำตามขั้นตอนที่ 3-5 ใหม่จนกระทั่งค่าที่ได้จากการคำนวณมีความแตกต่างตามที่ Criterion convergence 10^{-5} จะได้ผลการคำนวณที่ลู่เข้าหาคำตอบ

2. แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

ในแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวนั้นเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Double-pipe ดังภาพที่ 25 ท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวมีความยาว 900 mm มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในขนาด 20 mm มีความหนา 5 mm โดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อนอกมีขนาด 76 mm โดยมีระยะพิทซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) ตั้งแต่ 1 ถึง 6 และมีระยะความลึกร่องต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) ตั้งแต่ 0.04 ถึง 0.09 และ ค่า Pr ตั้งแต่ 0.741 ถึง 6.99 โดยใช้ของไหลในท่อด้านในจะเป็นน้ำที่มีอุณหภูมิ 300 K ส่วนบริเวณท่อด้านนอกจะเป็นของไหลชนิดน้ำมันเครื่องรถยนต์ (engine oil) ที่มีอุณหภูมิ 600 K ไหลสวนทางกัน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 25 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

- ทางเข้าน้ำ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ velocity inlet ค่าของความเร็วกำหนดให้อยู่ในช่วงระหว่าง Reynolds number 10,000 ถึง 40,000 และให้มีอุณหภูมิของน้ำเท่ากับ 300 K
- ทางออกน้ำ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ outflow
- ทางเข้าน้ำมัน กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ velocity inlet ให้ค่าของความเร็วเท่ากับ 1 m/s และให้น้ำมันมีอุณหภูมิ 600 K
- ทางออกน้ำมัน กำหนดให้เป็นเงื่อนทางออกแบบ outflow
- ผนัง ไม่มีความร้อนเข้าออกจากระบบ (Adiabatic surface)
  ไม่มีการลื่นไถลระหว่างน้ำกับผนังท่อ (No slip condition)
  ไม่มีการลื่นไถลระหว่างน้ำมันกับผนังท่อ (No slip condition)
- พิจารณาการไหลแบบ 3 มิติ
- การไหลไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (Steady flow)
- ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด Standard $k-\varepsilon$ Model
- ประมาณค่าพจน์การพาด้วยวิธี Second order upwind
- กระบวนการหาผลเฉลยใช้วิธี SIMPLE สำหรับพจน์ความดันแล้วความเร็ว
- ใช้รูปแบบกริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured grid) ซึ่งใช้กริดในลักษณะสามเหลี่ยม
- ใช้จำนวนจุดกริดทั้งหมดเท่ากับ 619,903 จุด

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ขั้นตอนการคำนวณของโปรแกรมมีรายละเอียดของขั้นตอนในการหาคำตอบดังต่อไปนี้

1. กำหนดเงื่อนไขขอบเขตและเงื่อนไขเริ่มต้น

2. กำหนดเงื่อนไขในการคำนวณเป็นให้การไหลในท่อมีลักษณะเป็นการไหลแบบปั่นป่วนแบบสามมิติ รวมทั้งมีการถ่ายเทความร้อน

3. คำนวณสมการโมเมนตัมเพื่อทำการหาค่าความเร็ว

4. คำนวณสมการพลังงานเพื่อหาพลังงานรวมจำเพาะ

5. คำนวณค่าพลังงานจลน์ของการปั่นป่วน และอัตราการสูญเสียพลังงานจลน์ของการปั่นป่วนโดยใช้แบบจำลอง $k-\varepsilon$ Model

6. กลับไปทำตามขั้นตอนที่ 3-5 ใหม่จนกระทั่งค่าที่ได้จากการคำนวณมีความแตกต่างตามที่ Criterion convergence 10^{-5} จะได้ผลการคำนวณที่ลู่เข้าหาคำตอบ

3. ทำการเปรียบเทียบผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณกับผลของจากทางทฤษฎีของท่อเรียบ

3.1 ทำการเปรียบเทียบค่า friction factor ที่ได้จากโปรแกรม FLUENT กับค่า friction factor จากทฤษฎีโดยทฤษฎีที่นำมาเปรียบเทียบคือทฤษฎีของ Colebrook เพื่อที่จะหาความคลาดเคลื่อนของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT กับ ผลของ friction factor จากทางทฤษฎีของท่อเรียบในช่วง Reynolds number 10,000 – 40,000

3.2 ทำการเปรียบเทียบผลของ Nusselt number ของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT กับ ผลของ Nusselt number จากทางทฤษฎีของท่อเรียบ โดยทฤษฎีที่นำมาเปรียบเทียบ คือ ทฤษฎีของ Dittus-Boelter เพื่อที่จะหาความคลาดเคลื่อนของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT กับ ผลของ Nusselt number จากทางทฤษฎีของท่อเรียบในช่วง Reynolds number 10,000-40,000

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

4. ทำการเปรียบเทียบผลของท่อเกลียวและผลของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อศึกษาผลของร่องเกลียวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 ทำการเปรียบเทียบค่า friction factor ของท่อเรียบกับค่า friction factor ของท่อเกลียวจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT เพื่อศึกษาผลกระทบของร่องเกลียวต่อค่า friction factor

4.2 ทำการเปรียบเทียบค่า Nusselt number ของท่อเรียบกับค่า Nusselt number ของท่อเกลียวจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยใช้โปรแกรม FLUENT เพื่อศึกษาผลกระทบของร่องเกลียวต่อค่า Nusselt number

5. ทำการศึกษาผลของค่า Reynolds number ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ทำการศึกษาค่า friction factor และ Nusselt number เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ในช่วง 10,000 ถึง 40,000 เพื่อหาความสัมพันธ์ของ friction factor กับ Reynolds number และ Nusselt number กับ Reynolds number โดยให้ค่า (e/d) เท่ากับ 0.04และ ค่า (p/d) ของท่อเกลียวเท่ากับ 3 และค่า (Pr) เท่ากับ 6.99 ตามลำดับ

6. ทำการศึกษาผลของความลึกร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ทำการศึกษาค่า friction factor และ Nusselt number เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า (e/d) ในช่วง 0.04 ถึง 0.09 เพื่อหาความสัมพันธ์ของ friction factor กับค่า (e/d) และ Nusselt number กับค่า (e/d) โดยให้ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 และ (p/d) ของท่อเกลียวเท่ากับ 3 และค่า (Pr) เท่ากับ 6.99 ตามลำดับ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

7. ทำการศึกษาผลของระยะพิทซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ทำการศึกษาค่า friction factor และ Nusselt number เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า (p/d) ในช่วง 1 ถึง 6 เพื่อหาความสัมพันธ์ของ friction factor กับค่า (p/d) และ Nusselt number กับค่า (p/d) โดยให้ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 (e/d) ของท่อเกลียวเท่ากับ 0.04 และค่า (Pr) เท่ากับ 6.99 ตามลำดับ

8. ทำการศึกษาผลของค่าตัวเลขพรันด์เทิล (Pr) ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ทำการศึกษาค่า Nusselt number เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า ตัวเลขพรันด์เทิล (Pr) ในช่วง 0.741 ถึง 6.99 เพื่อหาความสัมพันธ์ของ Nusselt number กับค่า (Pr) โดยให้ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 (e/d) ของท่อเกลียวเท่ากับ 0.04 และ (p/d) ของท่อเกลียวเท่ากับ 3 ตามลำดับ

9. ทำการหาสมการประมาณค่า friction factor กับ Nusselt number สำหรับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

จากผลการศึกษาของตัวแปรต่าง ๆ ได้แก่ ค่า Reynolds number, (e/d), (p/d) และ (Pr) ในการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวซึ่งมีผลทำให้ค่าของ friction factor กับ Nusselt number เกิดการเปลี่ยนแปลงดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมีเป้าหมายในการสร้างสมการทำนายค่า friction factor กับ Nusselt number อันเกิดมาจากการเปลี่ยนแปลงผลจากตัวแปรดังกล่าวข้างต้นได้

10. ทำการเปรียบเทียบผลจากสมการประมาณค่า friction factor และ Nusselt number กับผลจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ทำการเปรียบเทียบผลจากสมการประมาณค่า friction factor และ Nusselt number กับผลจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณนั้นเพื่อหาความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor และ Nusselt number ระหว่างสมการประมาณค่ากับผลที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

11. ทำการเปรียบเทียบผลจากสมการประมาณค่า friction factor และ Nusselt number กับผลจากการทดลอง

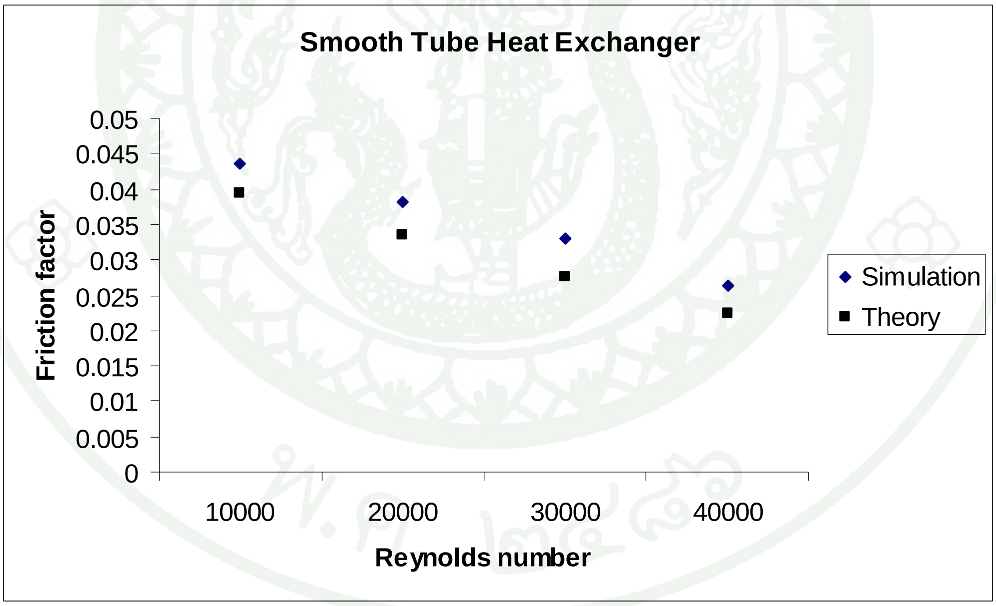
ทำการเปรียบเทียบผลจากสมการประมาณค่า friction factor และ Nusselt number กับผลจากการทดลองของ(Dong *et al*., 2001) นั้น เพื่อหาความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor และ Nusselt number ระหว่างสมการประมาณค่ากับผลจากการทดลองเพื่อแสดงถึงการที่สมการประมาณค่า friction factor และ Nusselt number นั้น สามารถประมาณค่า friction factor และ Nusselt number ที่เกิดขึ้นจริงในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวได้ในระดับไหน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ผลและวิจารณ์

1. ทำการเปรียบเทียบผลของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณกับผลของจากทางทฤษฎีของท่อเรียบ

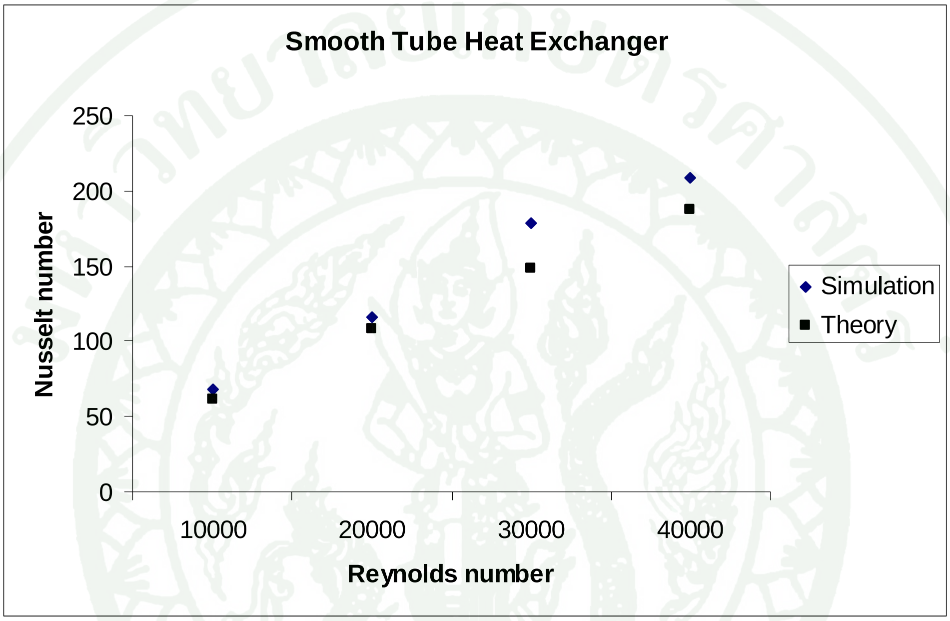
1.1 ผลการเปรียบเทียบค่า friction factor ของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT กับผลของ friction factor จากทางทฤษฎีของท่อเรียบโดยทฤษฎีที่นำมาเปรียบเทียบ คือ ทฤษฎีของ Colebrook พบว่า ค่าความคลาดเคลื่อนมีค่าสูงสุดประมาณ 13% ดังภาพที่ 26 แต่อย่างไรก็ตามความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นไม่มากนักแสดงว่าผลของการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขมีความใกล้เคียงกับผลทางทฤษฎี จึงทำให้สามารถบอกได้ว่าการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขนั้นเชื่อถือได้ ความคลาดเคลื่อนของการทดลองสามารถดูได้จากภาคผนวก ง



ภาพที่ 26 ผลการเปรียบเทียบค่า friction factor จากโปรแกรมกับทางทฤษฎี

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

1.2 ผลการเปรียบเทียบของ Nusselt number ของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT กับผลของ Nusselt number จากทางทฤษฎีของท่อเรียบโดยทฤษฎีที่นำมาเปรียบเทียบ คือ ทฤษฎีของ Dittus-Boelter พบว่า ค่าความคลาดเคลื่อนมีค่าสูงสุดประมาณ 13% ดังภาพที่ 27 ความคลาดของค่า Nusselt number ของท่อเรียบกับค่า Nusselt number จากทางทฤษฎีของท่อเรียบสามารถดูได้จากภาคผนวก ง

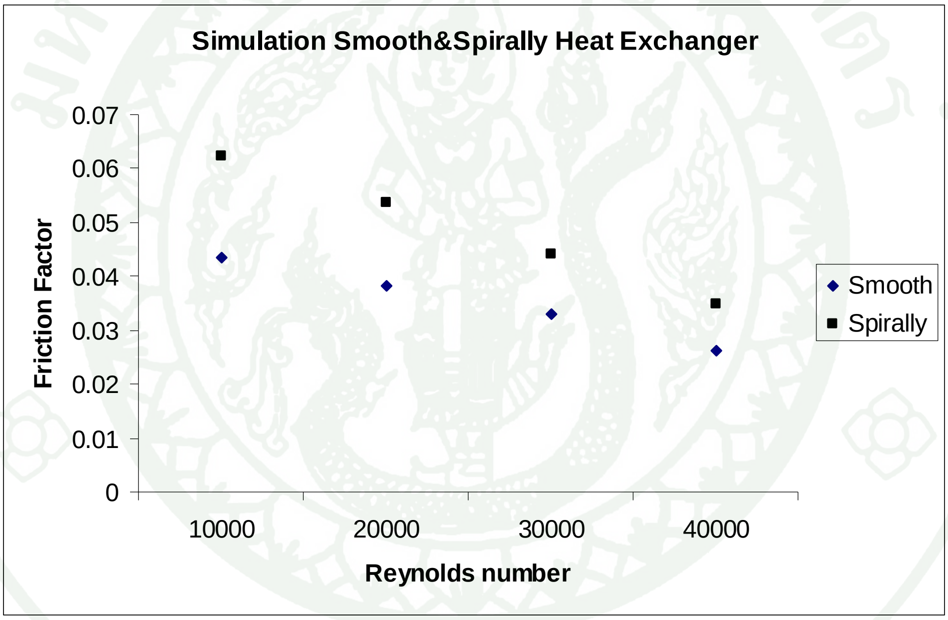


ภาพที่ 27 ผลการเปรียบเทียบค่า Nusselt number จากโปรแกรมกับทางทฤษฎี

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2. ทำการเปรียบเทียบผลของท่อเกลียวและผลของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อศึกษาผลของร่องเกลียวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

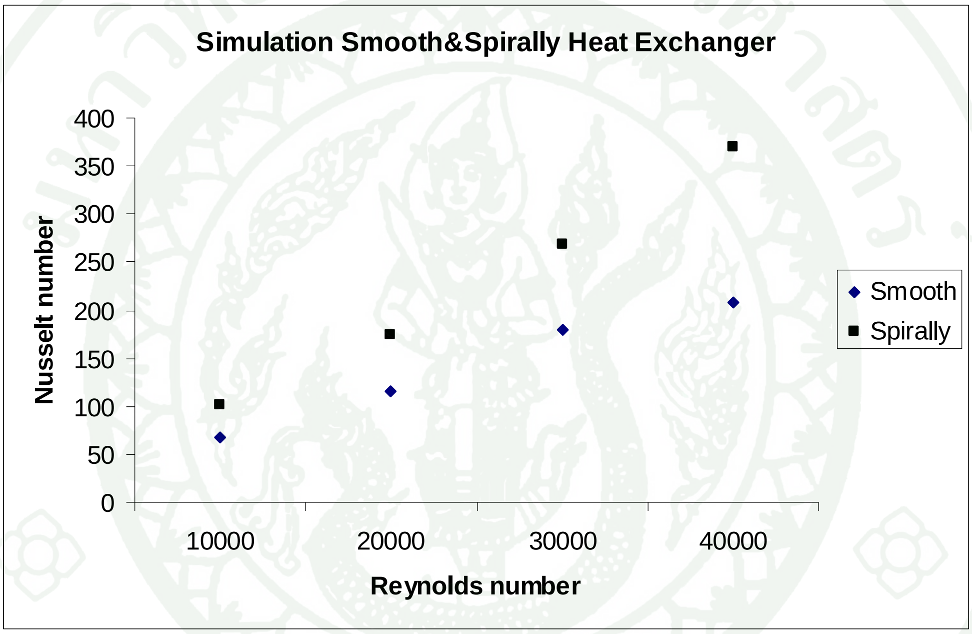
2.1 ผลการเปรียบเทียบผลของ friction factor ของท่อเกลียวและผลของ friction factor ของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT พบว่า เมื่อพิจารณาค่า friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบจะพบว่า ค่าfriction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบธรรมดาที่ค่า Reynolds number เดียวกันและ friction factor ลดลงเมื่อ Reynolds number เพิ่มขึ้นดังภาพที่ 28



ภาพที่ 28 ผลการเปรียบเทียบผลของ friction factor ของท่อเกลียวกับผลของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2.2 ผลการเปรียบเทียบผล Nusselt number ของท่อเกลียวและผลของ Nusselt number ของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT พบว่า เมื่อพิจารณาค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบจะพบว่า ค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบธรรมดาที่ค่า Reynolds number เดียวกันและ Nusselt number ของท่อทั้งคู่เพิ่มขึ้นเมื่อ Reynolds number เพิ่มขึ้นดังภาพที่ 29

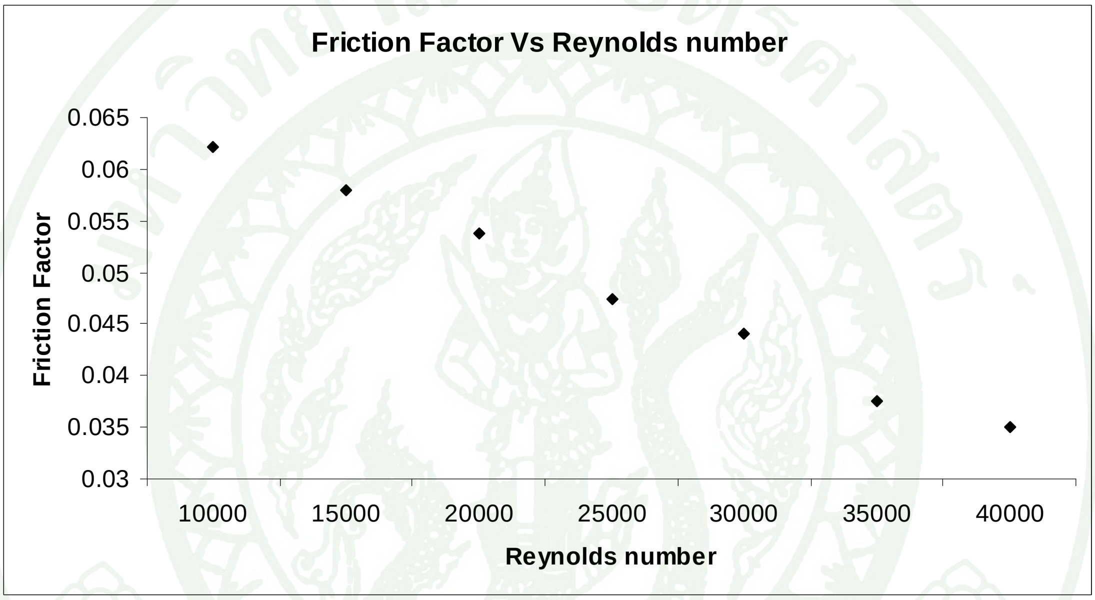


ภาพที่ 29 ผลการเปรียบเทียบผลของ Nusselt number ของท่อเกลียวกับผลของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

3. ผลของค่า Reynolds number ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

3.1 จากการศึกษาผลว่าเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า friction factor จะลดลงโดยที่ค่าความลึกร่องต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (e/d) เท่ากับ 0.04 ระยะพิทซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเกลียว (p/d)เท่ากับ 3 การลดลงของ friction factor มีการลดลงดังแสดงในภาพที่ 30



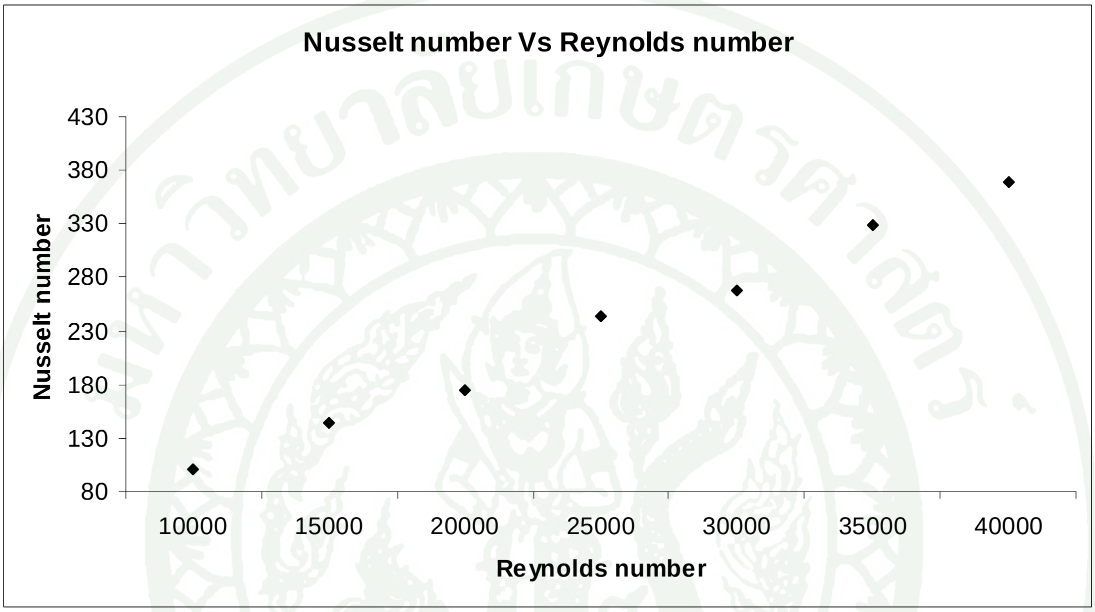
ภาพที่ 30 ผลของ friction factor ต่อค่า Reynolds number ของท่อเกลียว

จากภาพที่ 30 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง friction factor กับ ค่า Reynolds number ของท่อเกลียวที่มีค่า (e/d) เท่ากับ 0.04 และ (p/d)เท่ากับ 3 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า friction factor จะลดลงในแนวโน้นของสมการยกกำลังจึงสามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลังได้ดังสมการที่ (124)

$$f = 0.0679 * \mathrm{Re}^{-0.2967} \qquad (124)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

3.2 จากการศึกษาผลว่าเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า Nusselt number จะเพิ่มขึ้นด้วยที่ค่าความลึกร่องต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (e/d) เท่ากับ 0.04 ระยะพิทซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเกลียว (p/d) เท่ากับ 3 และ $\Pr$ เท่ากับ 6.99 โดยการเพิ่มขึ้นของ Nusselt number แสดงในภาพที่ 31



ภาพที่ 31 ผลของ Nusselt number ต่อค่า Reynolds number ของท่อเกลียว

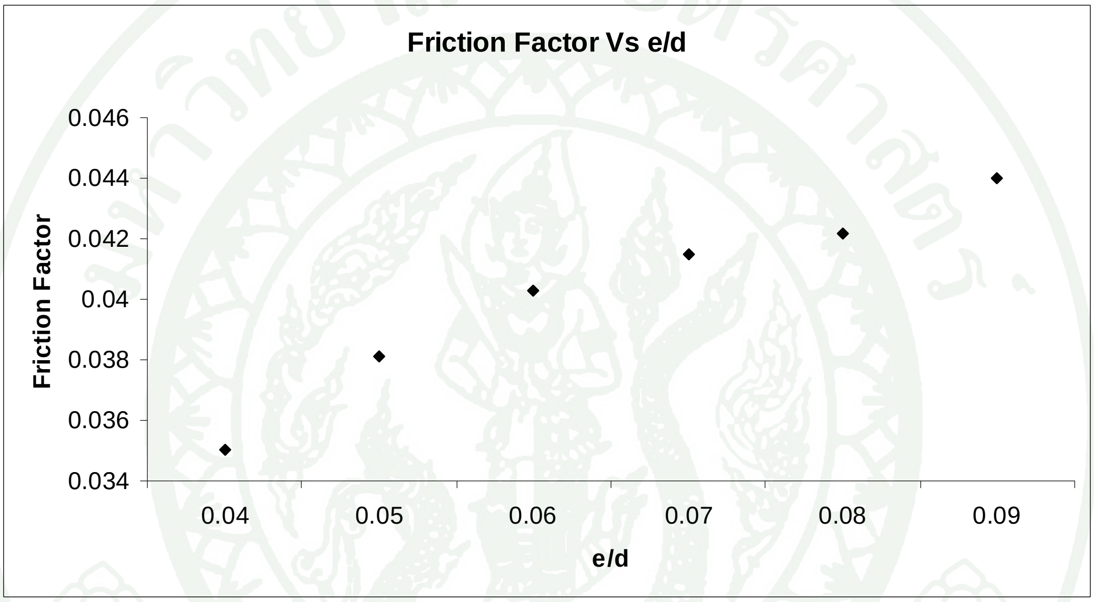
จากภาพที่ 31 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number กับ ค่า Reynolds number ของท่อเกลียวที่มีค่า (e/d) เท่ากับ 0.04 (p/d) เท่ากับ 3 และ $\Pr$ เท่ากับ 6.99 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า Nusselt number จะเพิ่มขึ้นในแนวโน้นของสมการยกกำลังจึงสามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลังได้ดังสมการที่ (125)

$$Nu = 93.754 * \mathrm{Re}^{0.6751} \tag{125}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

4. ผลของค่าความลึกร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

4.1 จากผลการศึกษาผลว่าเมื่อค่า (e/d) มากขึ้นค่า friction factor มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 และ (p/d)เท่ากับ 3 โดยการเพิ่มขึ้นของ friction factor แสดงดังภาพที่ 32



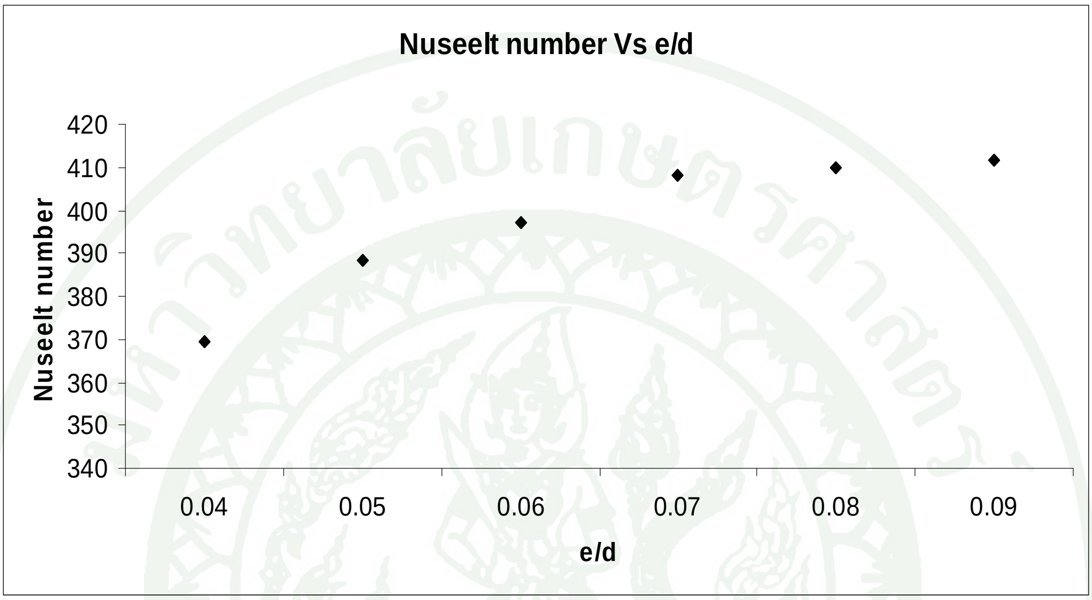
ภาพที่ 32 ผลของ friction factor ต่อค่า (e/d) ของท่อเกลียว

จากภาพที่ 32 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง friction factor กับค่า (e/d) ของท่อเกลียวที่มีค่า เท่ากับ 40,000 และ (p/d)เท่ากับ 3 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า friction factor จะลดลงในแนวโน้มของสมการยกกำลังจึงสามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลังได้ ดังสมการที่ (126)

$$f = 0.035 * (e/d)^{0.1232} \quad (126)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

4.2 จากผลการศึกษาผลว่าเมื่อค่า (e/d) มากขึ้นค่า Nusselt number มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 (p/d) เท่ากับ 3 และ Pr เท่ากับ 6.99 โดยการเพิ่มขึ้นของ Nusselt number แสดงดังภาพที่ 33



ภาพที่ 33 ผลของ Nusselt number ต่อค่า (e/d) ของท่อเกลียว

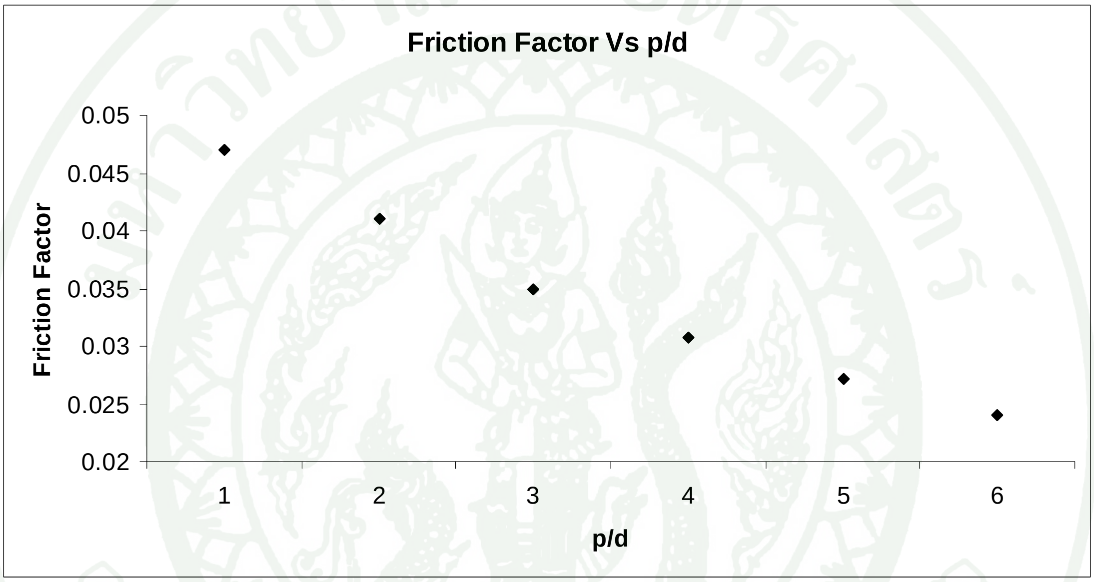
จากภาพที่ 33 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number กับค่า (e/d) ของท่อเกลียวที่มีค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 (p/d) เท่ากับ 3 และ Pr เท่ากับ 6.99 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า Nusselt number จะเพิ่มขึ้นในแนวโน้มของสมการยกกำลังจึงสามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลังได้ดังสมการที่ (127)

$$Nu = 370.73*(e/d)^{0.0627} \tag{127}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

5. ผลของค่าระยะพิทซ์ของเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

5.1 จากผลการศึกษาผลว่าเมื่อค่า (p/d) มากขึ้นค่า friction factor มีแนวโน้นลดลงที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 และ (e/d) เท่ากับ 0.04 โดยการลดลงของ friction factor แสดงดังภาพที่ 32



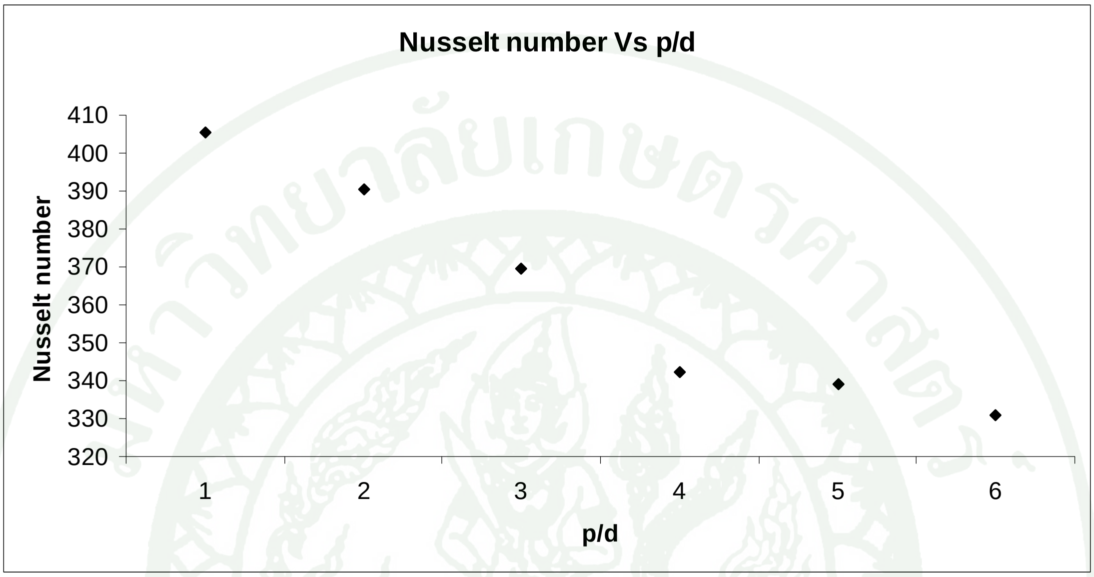
ภาพที่ 34 ผลของ friction factor ต่อค่า (p/d) ของท่อเกลียว

จากภาพที่ 32 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง friction factor กับค่า (p/d) ของท่อเกลียวที่เท่ากับ 40,000 และ (e/d) เท่ากับ 0.04 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า friction factor จะลดลงในแนวโน้นของสมการยกกำลัง จึงสามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลังได้ดังสมการที่ (128)

$$f = 0.05 * (p/d)^{-0.372} \qquad (128)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

5.2 จากผลการศึกษาผลว่าเมื่อค่า (p/d) มากขึ้นค่า Nusselt number มีแนวโน้มลดลงที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 (e/d)เท่ากับ 0.04 และ Pr เท่ากับ 6.99 โดยการลดลงของ Nusselt number แสดงดังภาพที่ 33



ภาพที่ 35 ผลของ Nusselt number ต่อค่า (p/d) ของท่อเกลียว

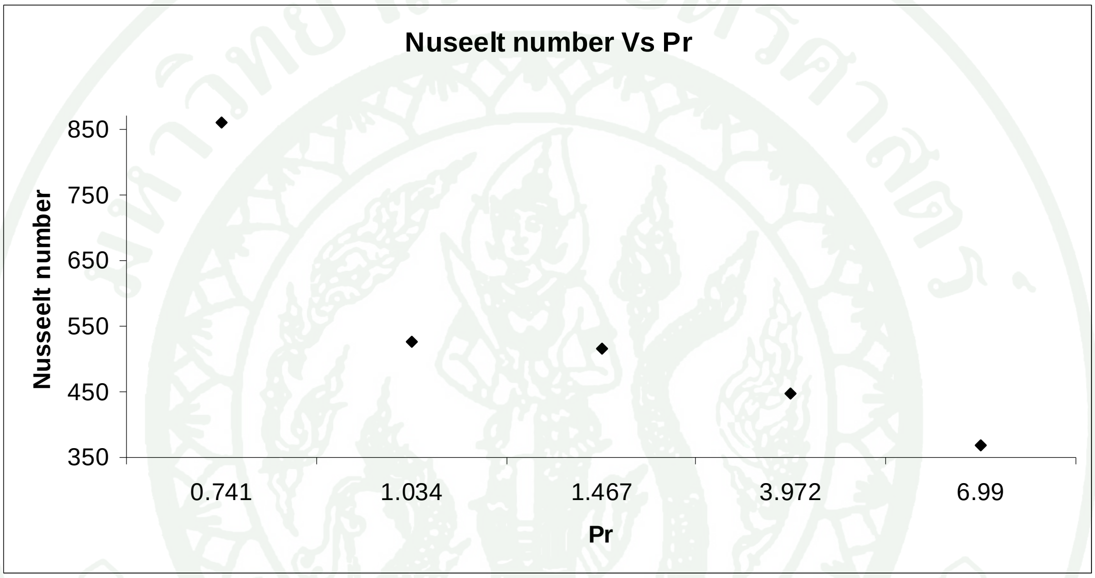
จากภาพที่ 33 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number กับค่า (p/d) ของท่อเกลียวที่มีค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 (e/d)เท่ากับ 0.04 และ Pr เท่ากับ 6.99 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า Nusselt number จะลดลงในแนวโน้มของสมการยกกำลัง จึงสามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลังได้ดังสมการที่ (129)

$$Nu = 413.44*(p/d)^{-0.1218} \qquad (129)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

6. ผลของค่าตัวเลขพรันด์เทิล (Pr) ต่อการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

จากผลการศึกษาผลว่าเมื่อค่า (Pr) มากขึ้นค่า Nusselt number มีลดลงอย่างเห็นได้ชัด ที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 (e/d)เท่ากับ 0.04 และ p/d เท่ากับ 3 โดยการลดลงของ Nusselt number แสดงดังภาพที่ 34



ภาพที่ 36 ผลของ Nusselt number ต่อค่า (Pr) ของท่อเกลียว

จากภาพที่ 34 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number กับค่า (Pr) ของท่อเกลียวที่มีค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 (e/d) เท่ากับ 0.04 และ p/d เท่ากับ 3 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า Nusselt number จะลดลงในแนวโน้มของสมการยกกำลัง จึงสามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลังได้ดังสมการที่ (130)

$$Nu = 825.26 * \mathrm{Pr}^{-0.4794} \qquad (130)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

7. ผลการหาสมการประมาณค่า friction factor กับ Nusselt number สำหรับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

7.1 จากผลของ friction factor ที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number, (e/d), (p/d) และ (Pr) ในกรณีต่างๆ พบว่า ความสัมพันธ์ของ friction factor ที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number, (e/d) และ (p/d) ในกรณีต่างๆ นั้นมีแนวโน้มแบบสมการยกกำลัง ดังสมการที่ (124), (126) และ (128) ตามลำดับ

7.1.1 จากความสัมพันธ์ของ friction factor และ Reynolds number ดังสมการที่ (124) ตัวแปรต่างๆ ในสมการ (124) สามารถแทนด้วยตัวแปรในสมการที่ (131)

$$f_{\mathrm{Re},i} = C_{\mathrm{Re},i}\ \mathrm{Re}_i^{\,n_{\mathrm{Re},i}} \tag{131}$$

โดย $f_{\mathrm{Re},i}$ คือ ค่า friction factor ของการทดลองอันดับที่ i

Re_i คือ ค่า Reynolds number ของการทดลองอันดับที่ i

$n_{\mathrm{Re},i}$ คือ ค่ายกกำลังของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{\mathrm{Re},i}$ กับ Re_i

$C_{\mathrm{Re},i}$ คือ ค่าคงที่ของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{\mathrm{Re},i}$ กับ Re_i

ฉะนั้น จะได้ว่า friction factor เป็นฟังก์ชันของ $(\mathrm{Re})^{n_{\mathrm{Re},i}}$ ดังสมการที่ (132)

$$f = f\ \ (\mathrm{Re})^{n_{\mathrm{Re},i}} \tag{132}$$

7.1.2 จากความสัมพันธ์ของ friction factor และ (e/d) ดังสมการที่ (126) ตัวแปรต่างๆ ในสมการ (126) สามารถแทนด้วยตัวแปรในสมการที่ (133)

$$f_{(e/d),j} = C_{(e/d),j}\,(e/d)_j^{\,n_{(e/d),j}} \tag{133}$$

โดย $f_{(e/d),j}$ คือ ค่า friction factor ของการทดลองอันดับที่ j

$(e/d)_j$ คือ ค่า (e/d) ของการทดลองอันดับที่ j

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$n_{(e/d),j}$ คือ ค่ายกกำลังของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{(e/d),j}$ กับ $(e/d)_j$

$C_{(e/d),j}$ คือ ค่าคงที่ของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{(e/d),j}$ กับ $(e/d)_j$

ฉะนั้นจะได้ว่า friction factor เป็นฟังก์ชันของ $(e/d)^{n_{(e/d),j}}$ ดังสมการที่ (134)

$$f = f\ (e/d)^{n_{(e/d),j}} \tag{134}$$

7.1.3 จากความสัมพันธ์ของ friction factor และ (p/d) ดังสมการ (128) ตัวแปรต่างๆ ในสมการ (128) สามารถแทนด้วยตัวแปรในสมการที่ (135)

$$f_{(p/d),k} = C_{(p/d),k}(p/d)_k^{\ n_{(p/d),k}} \tag{135}$$

โดย $f_{(p/d),k}$ คือ ค่า friction factor ของการทดลองอันดับที่ k

$(p/d)_k$ คือ ค่า (p/d) ของการทดลองอันดับที่ k

$n_{(p/d),k}$ คือ ค่ายกกำลังของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{(p/d),k}$ กับ $(p/d)_k$

$C_{(p/d),k}$ คือ ค่าคงที่ของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{(p/d),k}$ กับ $(p/d)_k$

ฉะนั้นจะได้ว่า friction factor เป็นฟังก์ชันของ $(p/d)^{n_{(p/d),k}}$ ดังสมการที่ (136)

$$f = f\ (p/d)^{n_{(p/d),k}} \tag{136}$$

7.1.4 จากสมการที่ (132), (134) และ (136) สามารถสร้างความสัมพันธ์ของ friction factor ดังสมการ (137)

$$f_{i,j,k} = C_{i,j,k} * \mathrm{Re}_i^{\ n_{\mathrm{Re},i}} * (e/d)_j^{\ n_{(e/d),j}} * (p/d)_k^{\ n_{(p/d),k}} \tag{137}$$

โดย $f_{i,j,k}$ คือ ค่า friction factor จากความสัมพันธ์ของการทดลองที่ i, j, k

$\mathrm{Re}_i^{\ n_{\mathrm{Re},i}}$ คือ ค่า Reynolds number ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ friction factor

$(e/d)_j^{\ n_{(e/d),j}}$ คือ ค่า (e/d) ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ friction factor

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$(p/d)_k^{n_{(p/d),k}}$ คือ ค่า (p/d) ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ friction factor

$C_{i,j,k}$ คือ ค่าคงที่ที่ได้จากการทดลองที่ i, j, k หาได้จากสมการที่ (138)

$$C_{i,j,k} = \frac{f_{i,j,k}}{\mathrm{Re}_i^{\,n_{\mathrm{Re},i}} \, (e/d)_j^{\,n_{(e/d),j}} \, (p/d)_k^{\,n_{(p/d),k}}} \tag{138}$$

ค่า $C_{i,j,k}$ มีค่าแตกต่างกันตามการทดลองที่ i, j, k ตามลำดับ ฉะนั้น จึงต้องหาค่าเฉลี่ยของค่าคงที่ได้จากความสัมพันธ์ระหว่าง friction factor กับ Reynolds number, (e/d) และ (p/d) ดังสมการที่ (139)

$$C_{i,j,k}avg = \frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} C_{i,j,k}}{n} \tag{139}$$

ฉะนั้น จะได้สมการประมาณค่าของ friction factor ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ Reynolds number, (e/d) และ (p/d) ดังสมการที่ (140)

$$\tilde{f} = 2.025(e/d)^{0.1232}(p/d)^{-0.372}(\mathrm{Re})^{-0.2967} \tag{140}$$

โดยสมการที่ (140) นั้นสามารถประมาณค่า friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในช่วง Reynolds number ระหว่าง 10,000 ถึง 40,000 ในช่วงค่า (e/d) ระหว่าง 0.04 ถึง 0.09 และในช่วง (p/d) ระหว่าง 1 ถึง 6 เท่านั้น

7.2 จากผลของ Nusselt number ที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number, (e/d), (p/d) และ (Pr) ในกรณีต่างๆ พบว่า ความสัมพันธ์ของ friction factor ที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number, (e/d), (p/d) และ (Pr) ในกรณีต่างๆ นั้นมีแนวโน้มแบบสมการยกกำลัง ดังสมการที่ (125), (127), (129) และ (130) ตามลำดับ

7.2.1 จากความสัมพันธ์ของ Nusselt number และ Reynolds number ดังสมการที่ (125) ตัวแปรต่างๆ ในสมการ (125) สามารถแทนด้วยตัวแปรในสมการที่ (141)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$Nu_{\mathrm{Re},i} = C_{\mathrm{Re},i}\,\mathrm{Re}_i^{\,n_{\mathrm{Re},i}} \tag{141}$$

โดย $Nu_{\mathrm{Re},i}$ คือ ค่า Nusselt number ของการทดลองอันดับที่ i

Re_i คือ ค่า Reynolds number ของการทดลองอันดับที่ i

$n_{\mathrm{Re},i}$ คือ ค่ายกกำลังของความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu_{\mathrm{Re},i}$ กับ Re_i

$C_{\mathrm{Re},i}$ คือ ค่าคงที่ของความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu_{\mathrm{Re},i}$ กับ Re_i

ฉะนั้น จะได้ว่าค่า Nusselt number เป็นฟังก์ชันของ $(\mathrm{Re})^{n_{\mathrm{Re},i}}$ ดังสมการที่ (142)

$$Nu = f\ (\mathrm{Re})^{n_{\mathrm{Re},i}} \tag{142}$$

7.2.2 จากความสัมพันธ์ของ Nusselt number และ (e/d) ดังสมการที่ (127) ตัวแปรต่างๆ ในสมการ (127) สามารถแทนด้วยตัวแปรในสมการที่ (143)

$$Nu_{(e/d),j} = C_{(e/d),j}\,(e/d)_j^{\,n_{(e/d),j}} \tag{143}$$

โดย $Nu_{(e/d),j}$ คือ ค่า Nusselt number ของการทดลองอันดับที่ j

$(e/d)_j$ คือ ค่า (e/d) ของการทดลองอันดับที่ j

$n_{(e/d),j}$ คือ ค่ายกกำลังของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{(e/d),j}$ กับ $(e/d)_j$

$C_{(e/d),j}$ คือ ค่าคงที่ของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{(e/d),j}$ กับ $(e/d)_j$

ฉะนั้น จะได้ว่าค่า Nusselt number เป็นฟังก์ชันของ $(e/d)^{n_{(e/d),j}}$ ดังสมการที่ (144)

$$Nu = f\ (e/d)^{n_{(e/d),j}} \tag{144}$$

7.2.3 จากความสัมพันธ์ของ Nusselt number และ (p/d) ดังสมการที่ (129) ตัวแปรต่างๆ ในสมการ (129) สามารถแทนด้วยตัวแปรในสมการที่ (145)

$$Nu_{(p/d),k} = C_{(p/d),k}\,(p/d)_k^{\,n_{(p/d),k}} \tag{145}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

โดย $Nu_{(p/d),k}$ คือ ค่า Nusselt number ของการทดลองอันดับที่ k

$(p/d)_k$ คือ ค่า (p/d) ของการทดลองอันดับที่ k

$n_{(p/d),k}$ คือ ค่ายกกำลังของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{(p/d),k}$ กับ $(p/d)_k$

$C_{(p/d),k}$ คือ ค่าคงที่ของความสัมพันธ์ระหว่าง $f_{(p/d),k}$ กับ $(p/d)_k$

ฉะนั้นจะได้ว่าค่า Nusselt number เป็นฟังก์ชันของ $(p/d)^{n_{(p/d),k}}$ ดังสมการที่ (146)

$$Nu = f \ (p/d)^{n_{(p/d),k}} \tag{146}$$

7.2.4 จากความสัมพันธ์ของ Nusselt number และ (Pr) ดังสมการที่ (130) ตัวแปรต่างๆ ในสมการ (130) สามารถแทนด้วยตัวแปรในสมการที่ (147)

$$Nu_{\mathrm{Pr},l} = C_{\mathrm{Pr},l}\,\mathrm{Pr}_l^{\,n_{\mathrm{Pr},l}} \tag{147}$$

โดย $Nu_{\mathrm{Pr},l}$ คือ ค่า Nusselt number ของการทดลองอันดับที่ l

Pr_l คือ ค่า Pr ของการทดลองอันดับที่ l

$n_{\mathrm{Pr},l}$ คือ ค่ายกกำลังของความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu_{\mathrm{Pr},l}$ กับ Pr_l

$C_{\mathrm{Pr},l}$ คือ ค่าคงที่ของความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu_{\mathrm{Pr},l}$ กับ Pr_l

ฉะนั้น จะได้ว่าค่า Nusselt number เป็นฟังก์ชันของ $(\mathrm{Pr})^{n_{\mathrm{Pr},l}}$ ดังสมการที่ (148)

$$Nu = f \ (\mathrm{Pr})^{n_{\mathrm{Pr},l}} \tag{148}$$

7.2.5 จากสมการที่ (142), (144), (146) และ (148) สามารถสร้างความสัมพันธ์ของ Nusselt number ได้ดังสมการ (149)

$$Nu_{i,j,k,l} = C_{i,j,k,l} * \mathrm{Re}_i^{\,n_{\mathrm{Re},i}} * (e/d)_j^{\,n_{(e/d),j}} * (p/d)_k^{\,n_{(p/d),k}} * \mathrm{Pr}_l^{\,n_{\mathrm{Pr},l}} \tag{149}$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

โดย $Nu_{i,j,k}$ คือ ค่า Nusselt number จากความสัมพันธ์ของการทดลองที่ i, j, k, l

$\mathrm{Re}_i^{n_{\mathrm{Re},i}}$ คือ ค่า Reynolds number ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ Nusselt number

$(e/d)_j^{n_{(e/d),j}}$ คือ ค่า (e/d) ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ Nusselt number

$(p/d)_k^{n_{(p/d),k}}$ คือ ค่า (p/d) ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ Nusselt number

$(\mathrm{Pr})_l^{n_{\mathrm{Pr},l}}$ คือ ค่า (Pr) ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ Nusselt number

$C_{i,j,k,l}$ คือ ค่าคงที่ที่ได้จากการทดลองที่ i, j, k, l หาได้จากสมการที่ (150)

$$C_{i,j,k,l} = \frac{Nu_{i,j,k,l}}{\mathrm{Re}_i^{n_{\mathrm{Re},i}}\ (e/d)_j^{n_{(e/d),j}}\ (p/d)_k^{n_{(p/d),k}}\ (\mathrm{Pr})_l^{n_{\mathrm{Pr},l}}} \tag{150}$$

ค่า $C_{i,j,k,l}$ มีค่าแตกต่างกันตามการทดลองที่ i, j, k, l ตามลำดับ ฉะนั้น จึงต้องหาค่าเฉลี่ยของค่าคงที่ได้จากความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number กับ Reynolds number, (e/d), (p/d) และ Pr ดังสมการที่ (151)

$$C_{i,j,k,l}avg = \frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} C_{i,j,k}}{n} \tag{151}$$

ฉะนั้น จะได้สมการประมาณค่าของ Nusselt number ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ Reynolds number, (e/d), (p/d)และ Pr ดังสมการที่ (152)

$$\tilde{N}u = 0.9362(e/d)^{0.0627}(p/d)^{-0.1218}(\mathrm{Re})^{0.6751}(\mathrm{Pr})^{-0.4794} \tag{152}$$

โดยสมการที่ (152) นั้นสามารถประมาณค่า friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในช่วง Reynolds number ระหว่าง 10,000 ถึง 40,000 ในช่วงค่า (e/d) ระหว่าง 0.04 ถึง 0.09 ในช่วง (p/d) ระหว่าง 1 ถึง 6 และในช่วง Pr ระหว่าง 0.741 ถึง 6.99 เท่านั้น

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จากผลการศึกษาของค่า Reynolds number, (e/d), (p/d) และ Pr ในการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว ซึ่งมีผลให้ค่าของ friction factor กับ Nusselt number เกิดการเปลี่ยนแปลงและจากผลการศึกษานั้น สามารถสร้างสมการทำนายค่า friction factor กับ Nusselt number ที่มีผลจากตัวแปรต่างๆ ได้ดังสมการที่ (140) และ สมการที่ (152) ตามลำดับ

$$\tilde{f} = 2.025(e/d)^{0.1232}(p/d)^{-0.372}(\mathrm{Re})^{-0.2967} \tag{140}$$

$$\tilde{Nu} = 0.9362(e/d)^{0.0627}(p/d)^{-0.1218}(\mathrm{Re})^{0.6751}(\mathrm{Pr})^{-0.4794} \tag{152}$$

โดยสมการทำนายค่า friction factor และ Nusselt number นั้น สามารถประมาณค่า friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในช่วง Reynolds number ระหว่าง 10,000 ถึง 40,000 ในช่วงค่า (e/d) ระหว่าง 0.04 ถึง 0.09 ในช่วง (p/d) ระหว่าง 1 ถึง 6 และในช่วง Pr ระหว่าง 0.741 ถึง 6.99 เท่านั้น

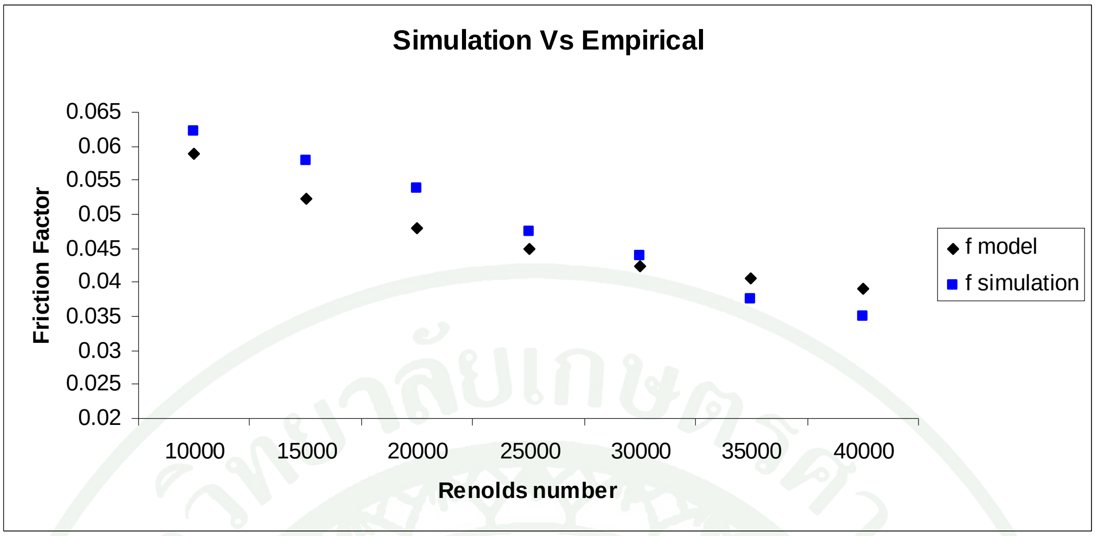
8. ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณการไหลของของไหลกับผลจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

8.1 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณการไหลในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ในการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

8.1.1 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number

จากผลการศึกษาพบว่า สมการประมาณค่า friction factor ของท่อเกลียวที่มีระยะความลึกของร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) เท่ากับ 0.04 ค่าระยะพิทซ์ของท่อเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) เท่ากับ 3 ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ของการไหลในช่วง 10,000 ถึง 40,000 นั้นมีแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ประมาณ 8 % ดังภาพที่ 35 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

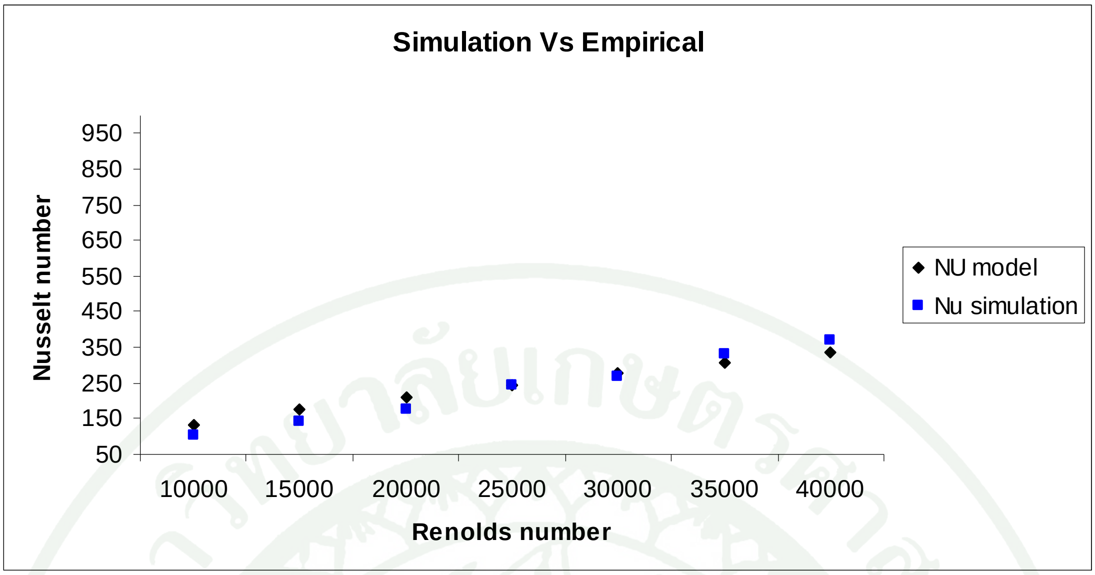


ภาพที่ 37 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number

8.1.2 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number

จากผลการศึกษาพบว่าสมการประมาณค่า Nusselt number ของท่อเกลียวที่มีระยะความลึกของร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) เท่ากับ 0.04 ค่าระยะพิทซ์ของท่อเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) เท่ากับ 3 และที่ค่า (Pr) เท่ากับ 6.99 ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ของการไหลในช่วง 10,000 ถึง 40,000 นั้น มีแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ประมาณ 12 % ดังภาพที่ 36 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



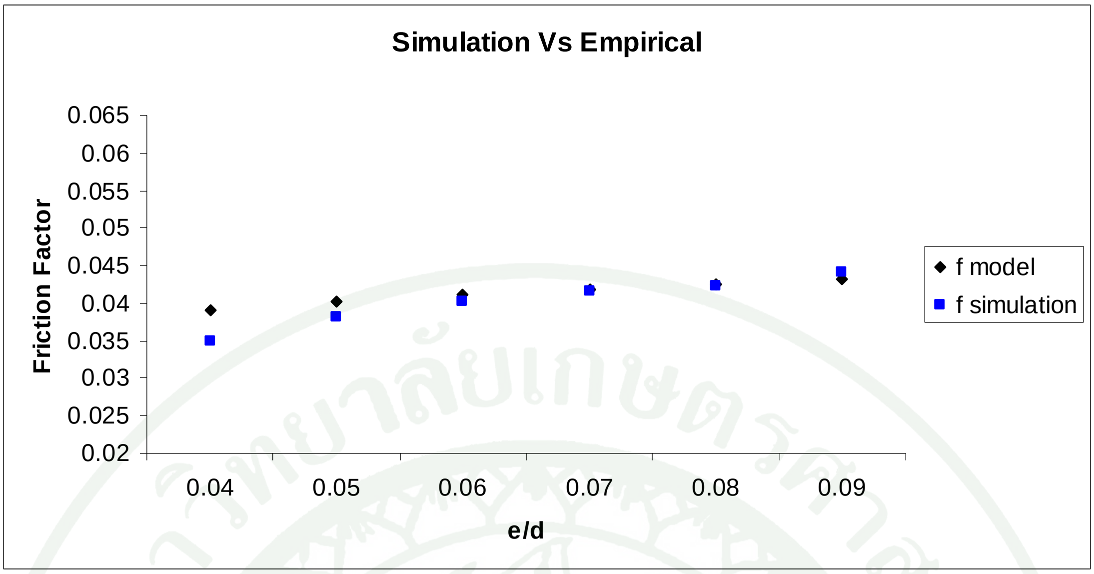
ภาพที่ 38 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number

8.2 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณการไหลในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า (e/d) ในการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

8.2.1 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (e/d)

จากผลการศึกษาพบว่าสมการประมาณค่า friction factor ของท่อเกลียวที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 ค่าระยะพิทซ์ของท่อเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) เท่ากับ 3 ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า (e/d) ของท่อเกลียวในช่วง 0.04 ถึง 0.09 นั้น มีแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ประมาณ 5 % ดังภาพที่ 37 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

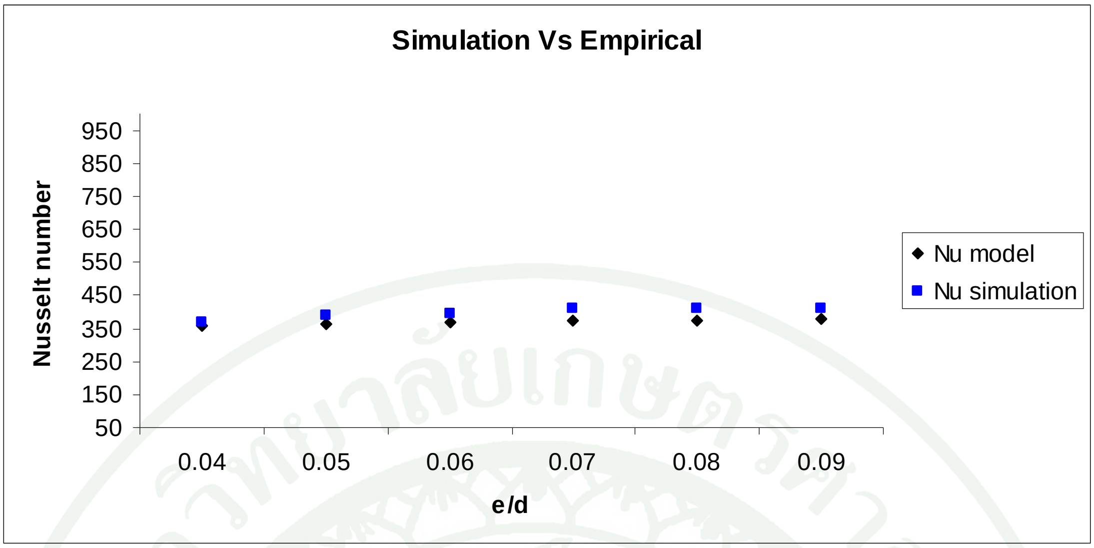


ภาพที่ 39 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (e/d)

8.2.2 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (e/d)

จากผลการศึกษาพบว่า สมการประมาณค่า Nusselt number ของท่อเกลียวที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 ค่าระยะพิทซ์ของท่อเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) เท่ากับ 3 และค่า $(\Pr)$ เท่ากับ 6.99 ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า (e/d) ของท่อเกลียวในช่วง 0.04 ถึง 0.09 นั้น มีแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ประมาณ 10 % ดังภาพที่ 38 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



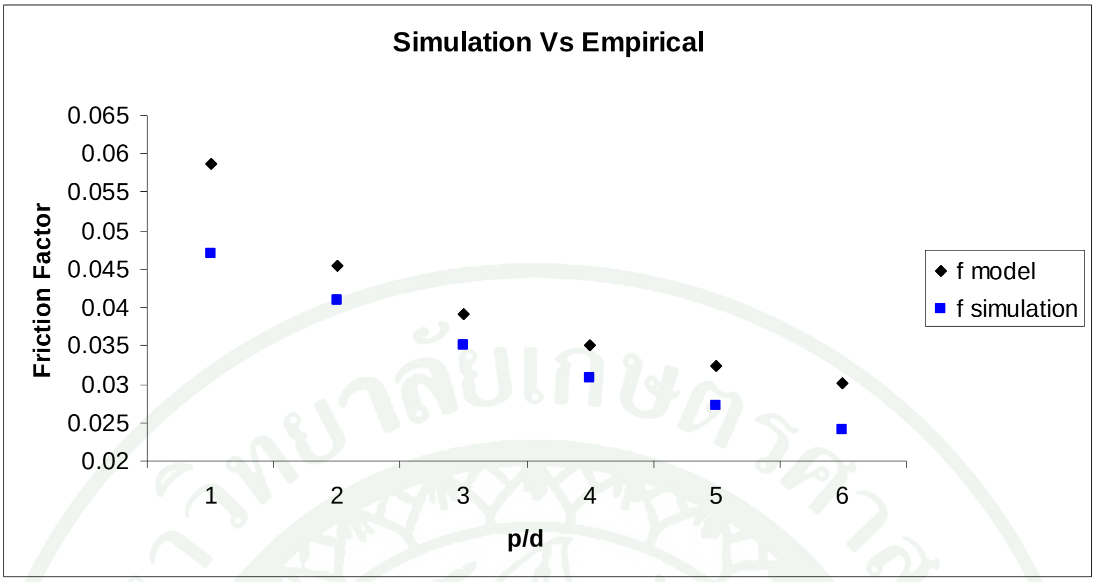
ภาพที่ 40 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (e/d)

8.3 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณการไหลในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า (p/d) ในการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

8.3.1 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (p/d)

จากผลการศึกษาพบว่าสมการประมาณค่า friction factor ของท่อเกลียวที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 ค่าความลึกของร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) เท่ากับ 0.04 ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า (p/d) ของท่อเกลียวในช่วง 1 ถึง 6 นั้นมีแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ประมาณ 12 % ดังภาพที่ 39 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

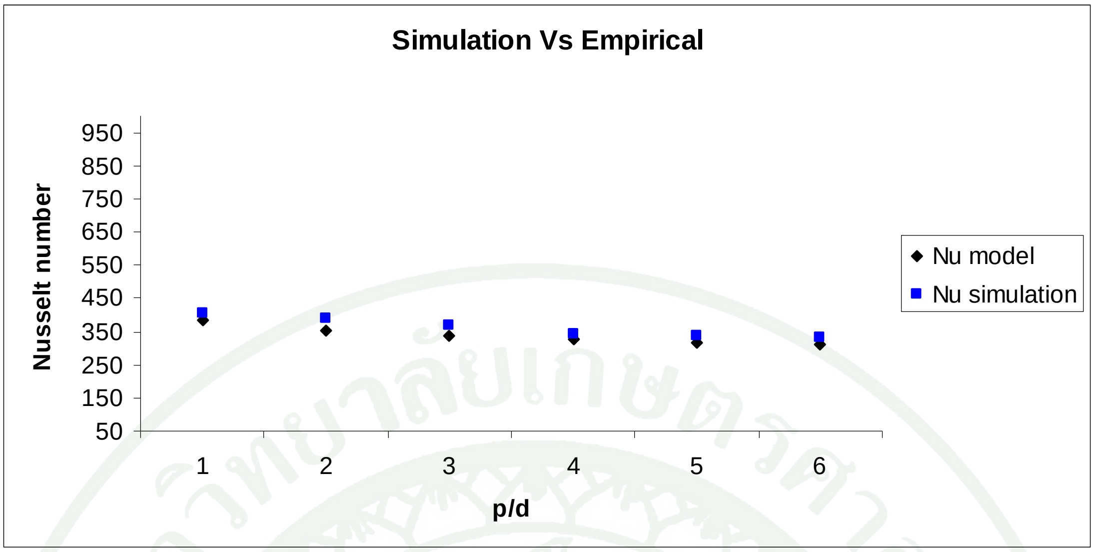


ภาพที่ 41 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลของค่า friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (p/d)

8.3.2 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (p/d)

จากผลการศึกษาพบว่าสมการประมาณค่า Nusselt number ของท่อเกลียวที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 ค่าความลึกของร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) เท่ากับ 0.04 และค่า (Pr) เท่ากับ 6.99 ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า (e/d) ของท่อเกลียวในช่วง 0.04 ถึง 0.09 นั้น มีแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ประมาณ 8 % ดังภาพที่ 40 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

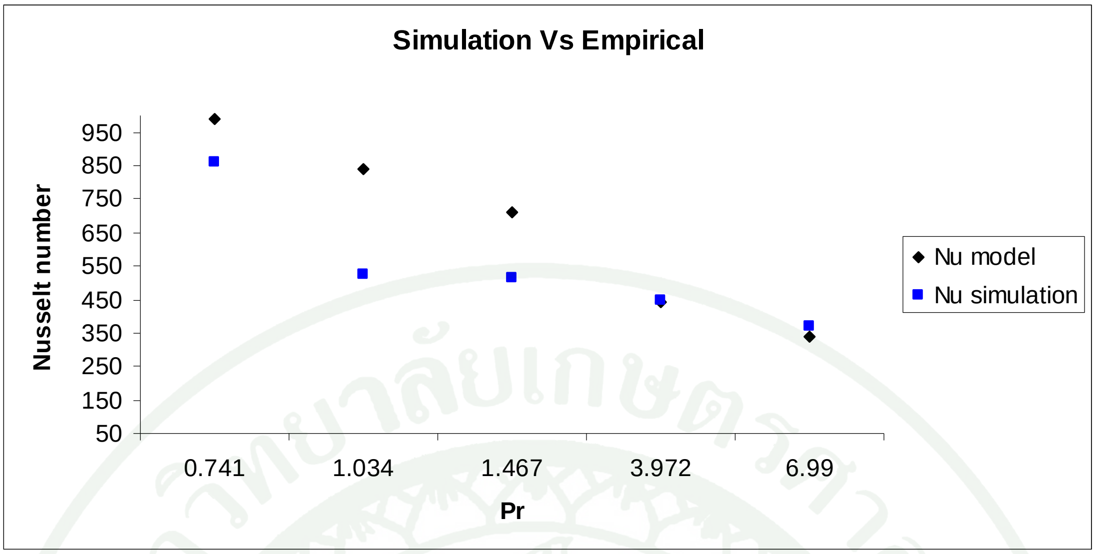


ภาพที่ 42 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า (p/d)

8.4 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณการไหลในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า (Pr) ในการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

จากผลการศึกษาพบว่า สมการประมาณค่า Nusselt number ของท่อเกลียวที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 ค่าความลึกของร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) เท่ากับ 0.04 และค่า (p/d)เท่ากับ 3 ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า (Pr) ของท่อเกลียวในช่วง 0.741 ถึง 6.99 นั้น มีแนวโน้นในทิศทางเดียวกันกับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ประมาณ 18 % ดังภาพที่ 41 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

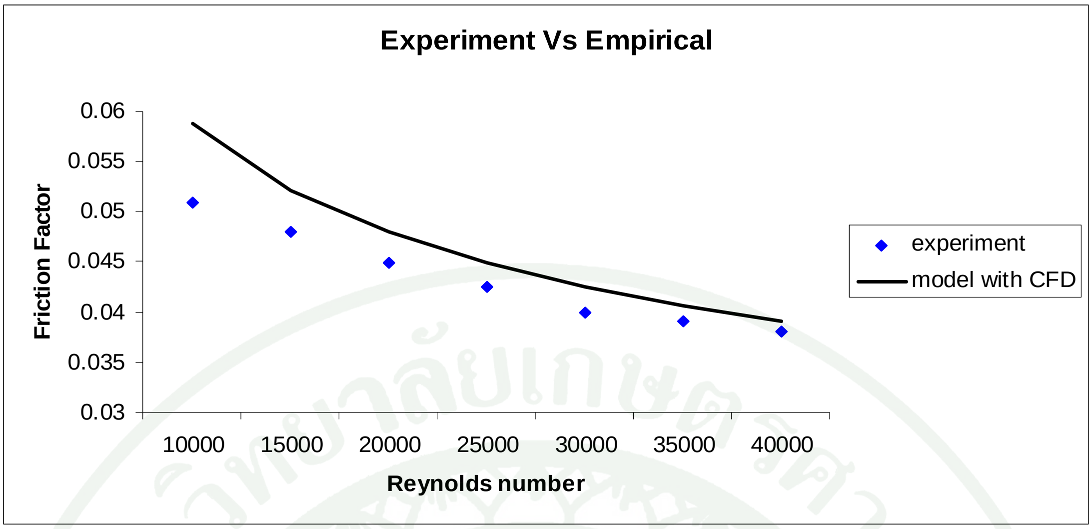


ภาพที่ 43 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลของค่า Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า $(\Pr)$

9. การเปรียบเทียบสมการความสัมพันธ์ของ friction factor และ Nusselt number กับผลการทดลอง

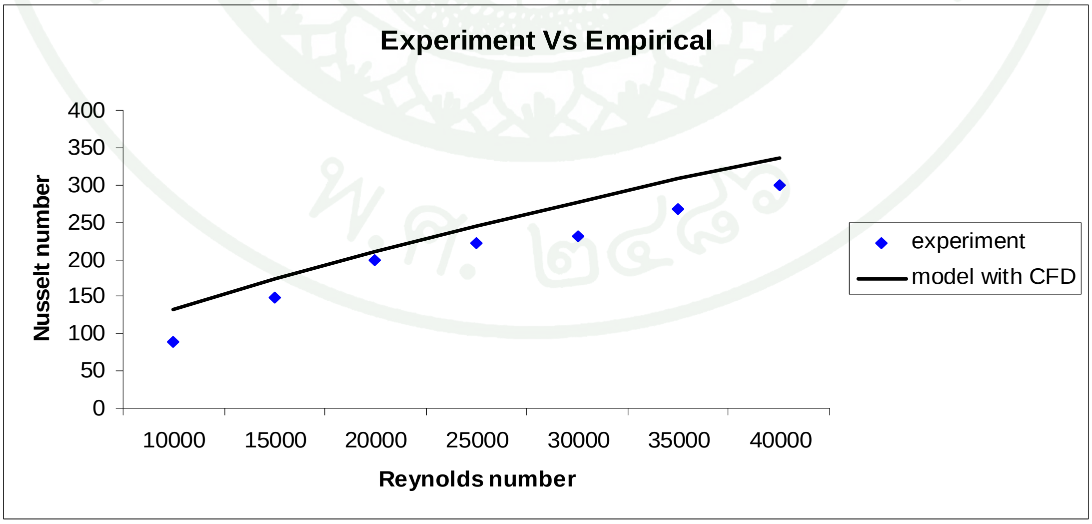
จากหัวข้อที่ผ่านมาเป็นการจำลองการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว โดยศึกษาผลกระทบของค่า Reynolds number และค่า $(\Pr)$ ของของไหลในการไหลในท่อเกลียวต่อค่า friction factor กับ Nusselt number และศึกษาผลของค่าความลึกร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) ค่าระยะพิทซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) ต่อค่า friction factor กับ Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวซึ่งสมการทำนายค่า friction factor กับ Nusselt number ที่สร้างจากการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณนั้นสามารถประมาณค่า friction factor ได้ใกล้เคียงกับผลการวิจัยของ (Dong *et al*., 2001) ที่ได้ทำการทดลองเกี่ยวกับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ของการไหลโดยมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 10% ดังภาพที่ 44 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 44 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001)

จากผลการเปรียบเทียบผลว่าค่า Nusselt number จากสมการทำนายค่า Nusselt number ที่สร้างจากการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณนั้น สามารถประมาณค่า friction factor ได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001) และมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 15% ดังภาพที่ 45 โดยความคลาดเคลื่อนสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ง



ภาพที่ 45 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จากผลแสดงให้เห็นว่าสมการทำนายค่า friction factor และ Nusselt number ในงานวิจัยนี้นั้นสามารถทำนายค่า friction factor และ Nusselt number ที่เกิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจริงได้โดยสามารถประมาณค่า friction factor และ Nusselt number ได้ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number , (e/d), (p/d) และ (Pr)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

1. ความคลาดเคลื่อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณกับผลจากทางทฤษฎี

1.1 จากผลการเปรียบเทียบค่า friction factor ระหว่างการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบโดยโปรแกรมกับค่า friction factor จากทฤษฎีของท่อเรียบนั้น มีค่าความคลาดเคลื่อนมีประมาณ 15 % แต่แนวโน้นของผลจากโปรแกรมและผลจากทางทฤษฎีนั้นมีแนวโน้มในทางเดียวกัน โดยความคลาดเคลื่อนจากค่า friction factor ของท่อเรียบ กับค่า friction factor จากทางทฤษฎีของท่อเรียบนั้น เกิดจากการความละเอียดของ mesh ที่ใช้ในการจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ละเอียดมากพอ แต่เนื่องมาจากข้อจำกัดทางคอมพิวเตอร์ด้านหน่วยความจำและเวลาในการคำนวณทางคอมพิวเตอร์ ทำให้ไม่สามารถทำ mesh ได้ละเอียดมากๆได้

1.2 จากผลการเปรียบเทียบค่า Nusselt number ระหว่างการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ โดยโปรแกรมกับกับค่า friction factor จากทฤษฎีของท่อเรียบมีค่าความคลาดเคลื่อนมีประมาณ 15 % แต่แนวโน้นของผลจากโปรแกรมและผลจากทางทฤษฎีนั้นมีแนวโน้นในทางเดียวกันค่าความคลาดเคลื่อนจากค่า Nusselt number ของท่อเรียบ กับค่า Nusselt number จากทางทฤษฎีของท่อเรียบอันได้แก่ ความละเอียดของ Mesh ที่ต้องทำให้เล็กมากๆ แต่ก็มีขีดจำกัดของหน่วยความจำของคอมพิวเตอร์จึงไม่สามารถทำให้ละเอียดมากกว่านี้

2. ผลการเปรียบเทียบผลของท่อเกลียวและผลของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อศึกษาผลของร่องเกลียวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลการศึกษาพบว่า การถ่ายเทความร้อนโดยในงานวิจัยนี้จะแสดงอยู่ในรูปของค่า Nusselt number ค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวมีค่ามากกว่าค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ที่ค่า Reynolds number เดียวกัน และค่า Nusselt number ของท่อทั้ง 2 แบบ จะเพิ่มขึ้นเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้น อันเนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนมีผลทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นวิธีเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนของของไหล

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ในงานวิจัยนี้ทำโดยการเพิ่มร่องเกลียวลงไปในท่อที่มีของไหลไหลผ่าน ทำให้การไหลของของไหลถูกขัดขวางโดยร่องเกลียวทำให้การไหลเกิดความปั่นป่วนโดยเฉพาะบริเวณร่องเกลียวนั้น จะเป็นบริเวณที่เกิดความปั่นป่วนมากที่สุด การไหลแบบปั่นป่วนนี้ทำให้เกิดการกระจายตัวของความร้อนภายในท่อได้มากขึ้น เพราะเกิดการชนกันของโมเลกุลของของไหลมากขึ้น ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนพลังงานที่มากขึ้น

แต่ผลเสียของการเพิ่มร่องเกลียวลงไปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ จะทำให้ค่า friction factor มีค่ามากขึ้นอันเครื่องมากจากการไหลที่ถูกขัดขวางในท่อเกลียวนั้นทำให้เกิดความดันตกคร่อมระหว่างการไหลที่มากกว่าการไหลในท่อเรียบธรรมดาโดยค่า friction factor ของท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าค่า friction factor ของท่อเรียบ และค่า friction factor มีค่าลดลง

3. ผลกระทบของค่า Reynolds number ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

3.1 จากผลของค่า friction factor จากการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นนั้น ทำให้ค่า friction factor ลดลง เนื่องจากเมื่อความเร็วของการไหลเพิ่มขึ้นทำให้ความเสียดทานที่เกิดขึ้นมีค่าที่น้อยลงกว่าการไหลด้วยความเร็วที่ต่ำของของไหล แต่ที่ค่า friction factor มากๆ นั้นเป็นผลเสียของการไหล เพราะจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่มากขึ้นทำให้ต้องใช้กำลังในการไหลที่มากขึ้นทำให้สิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าการไหลที่มีค่า friction factor น้อยๆ

3.2 จากผลของค่า Nusselt number จากการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นนั้น ทำให้ค่า Nusselt number เพิ่มขึ้น อันเนื่องมาจากการไหลผ่านร่องเกลียวนั้น ทำให้ของไหลเกิดความปั่นป่วนที่มากขึ้นทำให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น เนื่องจากความปั่นป่วนที่มากขึ้นนั้นทำให้โมเลกุลของของไหลเกิดการชนกันมากขึ้นทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนที่มากขึ้นและเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นนั้น ทำให้การไหลมีความปั่นป่วนที่มากขึ้นทำให้ของไหลมีโอกาสไหลไปชนร่องเกลียวแล้วเกิดความปั่นป่วนที่มากขึ้น

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

4. ผลกระทบของค่าความลึกร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/d) ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียววิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

4.1 จากผลของค่า friction factor จากการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเมื่อค่า (e/d) เพิ่มขึ้นมีผลให้ค่า friction factor เพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากในกรณีที่ค่า (e/d) มากนั้น แสดงถึงความลึกร่องที่มีค่ามากทำให้การไหลของของไหลเกิดการขัดขวางได้มากกว่ากรณีที่ค่า (e/d) น้อยๆ เพราะการที่ร่องเกลียวมีความลึกที่มากนั้น ทำให้ของไหลมีโอกาสไหลไปชนร่องเกลียวแล้วเกิดการถูกขัดขวางของการไหลที่มากกว่าทำให้มีค่า friction factor ที่มากกว่า แต่ค่า friction factor มากๆ นั้นเป็นผลเสียของการไหล เพราะจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่มากขึ้นทำให้ต้องใช้กำลังในการไหลที่มากขึ้นทำให้สิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าการไหลที่มีค่า friction factor น้อยๆ

4.2 จากผลของค่า Nusselt number จากการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเมื่อค่า (e/d) เพิ่มขึ้นนั้น มีผลให้ค่า Nusselt number เพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากในกรณีที่ค่า (e/d) มากๆ แสดงถึงร่องเกลียวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวมีความลึกร่องมากกว่ากรณีค่า (e/d) น้อยๆ เมื่อความลึกร่องมีค่ามากนั้นทำให้เมื่อของไหลไหลผ่านท่อเกลียวนั้นมีโอกาสที่ของไหลจะเกิดความปั่นป่วนที่มากกว่าการไหลผ่านท่อเกลียวที่มีค่า (e/d) น้อยๆ เป็นผลให้ค่า Nusselt number มากขึ้นด้วย

5. ผลกระทบของระยะพิทซ์ของท่อเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/d) ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

5.1 จากผลของค่า friction factor จากการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเมื่อค่า (p/d) เพิ่มขึ้นนั้นมีผลทำให้ค่า friction factor ลดลง เนื่องจากที่ค่า (p/d) น้อยนั้นแสดงถึงระยะพิทซ์ของท่อเกลียวที่น้อยทำให้ระยะห่างระหว่างเกลียวมีค่าน้อยในเมื่อความยาวท่อมีขนาดที่เท่ากันฉะนั้นในกรณีที่ค่า (p/d) น้อยนั้นจะมีจำนวนรอบเกลียวที่มากกว่าทำให้การไหลของของไหลที่ไหลผ่านในกรณีนี้ต้องผ่านรอบเกลียวที่มากกว่าในกรณีที่มีค่า (p/d) น้อยๆ มีผลทำให้การไหลเกิดการขัดขวางที่มากกว่าทำให้ friction factor มีค่ามากกว่าการไหลผ่านท่อเกลียวที่มีค่า (p/d) มากๆ แต่อย่างไรก็ตามค่า friction factor

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

มากๆ เป็นผลเสียของการไหล เพราะจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่มากขึ้นทำให้ต้องใช้กำลังในการไหลที่มากขึ้นทำให้สิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าการไหลที่มีค่า friction factor น้อยๆ

5.2 จากผลของค่า Nusselt number จากการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเมื่อค่า (p/d) เพิ่มขึ้นนั้นมีผลทำให้ค่า Nusselt number ลดลงเนื่องจากที่ค่า (p/d) น้อยนั้นแสดงถึงระยะพิทช์ของท่อเกลียวที่น้อยทำให้ระยะห่างระหว่างเกลียวมีค่าน้อยในเมื่อความยาวท่อมีขนาดที่เท่ากันฉะนั้นในกรณีที่ค่า (p/d) น้อยนั้นจะมีจำนวนรอบเกลียวที่มากกว่าทำให้การไหลของของไหลที่ไหลผ่านในกรณีนี้ต้องผ่านรอบเกลียวที่มากกว่าในกรณีที่มีค่า (p/d) น้อย ๆ มีผลทำให้การไหลที่ไหลผ่านท่อเกลียวที่มีค่า (p/d) น้อย ๆ นั้นเกิดความปั่นป่วนที่มากกว่าเพราะของไหลมีโอกาสไหลไปชนร่องเกลียวแล้วเกิดความปั่นป่วนที่มากกว่ากรณีที่ค่า (p/d) มาก ๆ เป็นผลให้ค่า Nusselt number มากขึ้นด้วย

6. ผลของค่าตัวเลขพรันด์เทิล (Pr) ต่อการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

6.2 จากผลของค่า Nusselt number จากการจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเมื่อค่า (Pr) เพิ่มขึ้นนั้นทำให้ค่า Nusselt number ลดลง เนื่องจากค่าตัวเลขพรันด์เทิล (Pr) เป็นคุณสมบัติของการแพร่ทางความร้อนของของไหลโดยของไหลที่มีค่าตัวเลขพรันด์เทิล (Pr) น้อยๆ นั้นแสดงถึงการแพร่ทางความร้อนที่ดีกว่าของไหลที่มีค่าตัวเลขพรันด์เทิล (Pr) มากๆ เป็นผลให้ค่า Nusselt number มากขึ้นด้วย

7. ผลประมาณค่า friction factor และ Nusselt number จากสมการประมาณค่าสำหรับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

7.1 สมการประมาณค่า friction factor ดังสมการที่ (140) สำหรับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณนั้น สามารถประมาณค่า friction factor ได้ในระดับหนึ่งโดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ประมาณ 15 % จากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับผลของ friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณและแนวโน้มของสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับผลของ friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณมีแนวโน้มในทิศทางเดียวกัน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$\tilde{f} = 2.025(e/d)^{0.1232}(p/d)^{-0.372}(\mathrm{Re})^{-0.2967} \qquad (140)$$

สมการประมาณค่า friction factor นั้น สามารถประมาณค่า friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในช่วง Reynolds number ระหว่าง 10,000 ถึง 40,000 ในช่วงค่า (e/d) ระหว่าง 0.04 ถึง 0.09 และในช่วง (p/d) ระหว่าง 1 ถึง 6 เท่านั้น

7.2 สมการประมาณค่า Nusselt number ดังสมการที่ (152) สำหรับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณนั้น สามารถประมาณค่า Nusselt number ได้ในระดับหนึ่งโดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่ประมาณ 10 % จากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับผลของfriction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณและแนวโน้นของสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับผลของfriction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณมีแนวโน้นในทิศทางเดียวกัน

$$\tilde{Nu} = 0.9362(e/d)^{0.0627}(p/d)^{-0.1218}(\mathrm{Re})^{0.6751}(\mathrm{Pr})^{-0.4794} \qquad (152)$$

สมการประมาณค่า Nusselt number นั้น สามารถประมาณค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในช่วง Reynolds number ระหว่าง 10,000 ถึง 40,000 ในช่วงค่า (e/d) ระหว่าง 0.04 ถึง 0.09 และในช่วง (p/d) ระหว่าง 1 ถึง 6 เท่านั้น

8. ผลการเปรียบเทียบผลของการจำลองกับผลการทดลอง

สมการทำนายค่า friction factor กับ Nusselt number ที่สร้างจากการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณมีแนวโน้นคล้ายกับผลการวิจัยของ (Dong *et al*., 2001) ที่ได้ทำการทดลองเกี่ยวกับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว เช่นเดียวกันโดยความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับ Nusselt number นั้น มีค่าประมาณ 15 % แสดงถึงสมการการประมาณค่า friction factor กับ Nusselt number สามารถนำไปประมาณค่า friction factor และ Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวที่สร้างขึ้นมาจริงได้ในระดับหนึ่ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ข้อเสนอแนะ

1. ถ้าต้องการสมการที่ประมาณค่า friction factor และ Nusselt number ในช่วงที่มากขึ้นนั้น ต้องมีผลการจำลองที่มากขึ้นตาม

2. ความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นนั้นสามารถลดได้โดยการเพิ่มจุดของการจำลองนั้นให้มาก จึงจะเป็นผลให้ความคลาดเคลื่อนลดลง

3. การสร้างแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวขึ้นจริง เพื่อนำผลการทดลองที่ได้มาสร้างสมการประมาณค่า friction factor และ Nusselt number ร่วมกับผลทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อความถูกต้องของสมการที่มากขึ้น

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

มนตรี พิรุณเกษตร. 2548. **การถ่ายเทความร้อน.** มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, กรุงเทพฯ.

วรางค์รัตน์ จันทสาโร. 2548. **วิธีปริมาตรจำกัดสำหรับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ.** มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, กรุงเทพฯ.

อังคณา เบ็ญลาเซ็ง. 2549. **การวิเคราะห์แรงดันตกคร่อม การแลกเปลี่ยนความร้อนและสมรรถนะของการไหลแบบปั่นป่วนใน spirally corrugated tube ด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข.** การศึกษาค้นคว้าอิสระปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

Bejan, A. 1982. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow. Wiley, New York.

______. 1996. Entropy Generation Minimization. CRC press, Boca Raton.

Bergles, A.E., R.L. Bunn and G.H. Junkhan. 1974. Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces, pp. 113-120. Letters of Heat and Mass Transfer 1.

______, A.R. Blumenkrantz and J. Taborek. 1974. Performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces, pp. 239-243. International Heat Transfer Conference. Tokyo.

Dong, Y., L. Huixiong and C. Tingkuan. 2001. Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase tubulent flow in spirally corrugated, pp. 131-138. Experimental Thermal and Fluid Science 24.

Webb, R.L. 1981. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, pp. 715-726. International Journal of Heat and Mass Transfer 24.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Webb, R.L. and A.E. Bergles. 1983. Performance evaluation criteria for selection of heat transfer surfaces geometries used in low reynolds number heat exchanger, pp. 735-752. *In* NOTO Advanced Study Institute. Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers. Hemisphere, Washington, DC.

Webb, R.L. and E.R.G. Eckert. 1972. Application of rough surfaces to heat exchanger design, pp. 1647-1658. International Journal of Heat and Mass Transfer 21.

Vicente, P.G., A. Garcia. and A. Viedma. 2004. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers, pp. 671-681. Int. Heat and Mass Transfer 47.

Zimparov, V. 2000. Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surface: heat transfer through ducts with constant wall temperature, pp. 3137-3155. Int. Heat and Mass Transfer 43.

______. 2001. Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, pp. 551-574. Int. Heat and Mass Transfer 44.

______. 2001. Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surface: heat transfer through ducts with constant heat flux, pp. 169-180. Int. Heat and Mass Transfer 44.

______. 2002. Enhancement of heat transfer by a combination of a single-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, pp. 535-546. Experimental Thermal and Fluid Sciene 25.

______. 2004. Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent floe in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 1: friction factors, pp. 589-599. Int. Heat and Mass Transfer 47.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Zimparov, V. 2004. Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent floe incorrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 2: heat transfer coefficient, pp. 385-393. Int. Heat and Mass Transfer 47.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ภาคผนวก

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ภาคผนวก ก

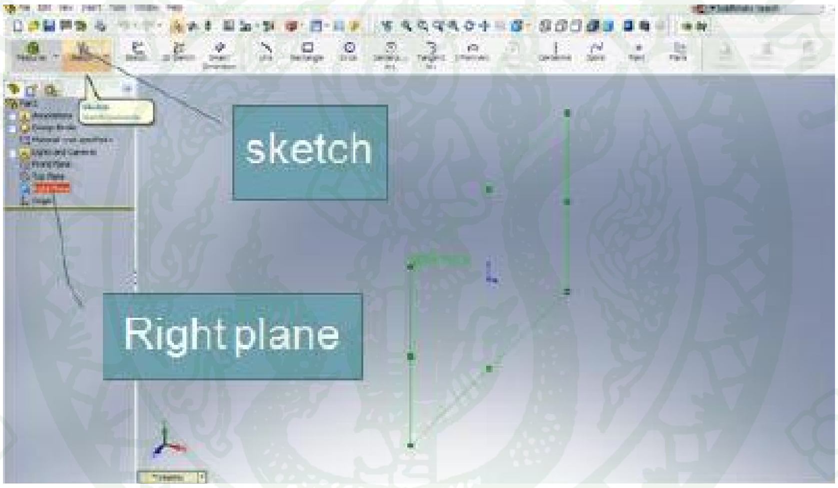
การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียวด้วยโปรแกรม Solid Work

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ขั้นตอนการดำเนินการ

ทำการสร้างแบบท่อเรียบโดยโปรแกรม Solid Work โดยวาดท่อซ้อนกัน 2 ท่อ ยาว 900 มิลลิเมตร ให้ท่อในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 20 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 25 มิลลิเมตร และท่อนอกมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 76 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก กำหนดค่าเท่าไหร่ก็ได้เพราะในส่วนนี้ ไม่นำมาพิจารณาในการคำนวณ

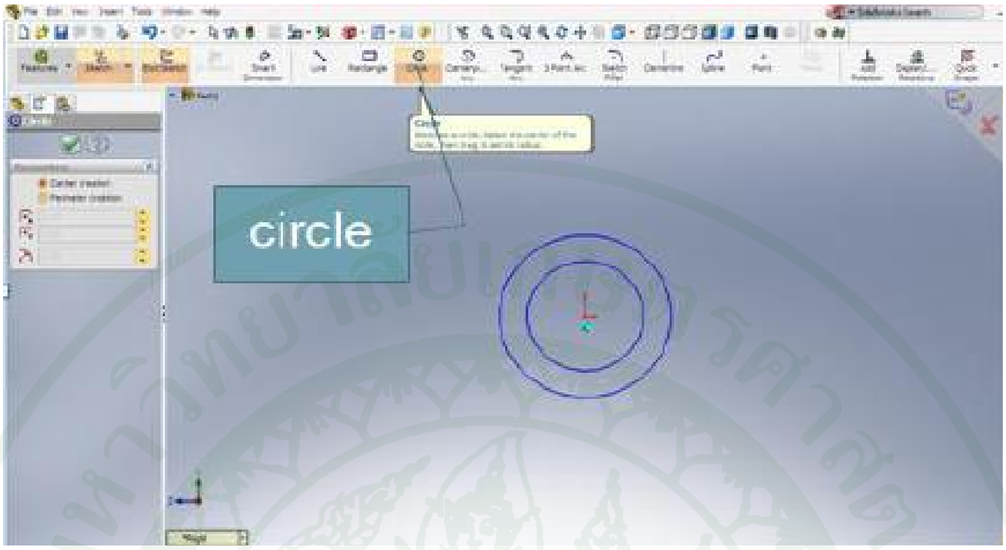
1. เมื่อเข้าโปรแกรม Solid Work แล้วเลือกที่ sketch แล้วเลือกที่ Right plane เพื่อเริ่มสร้างท่อจากทางซ้ายและเพื่อให้ของไหลไหลในแนวแกน X



ภาพผนวกที่ ก1 การเลือกฉากรับภาพ

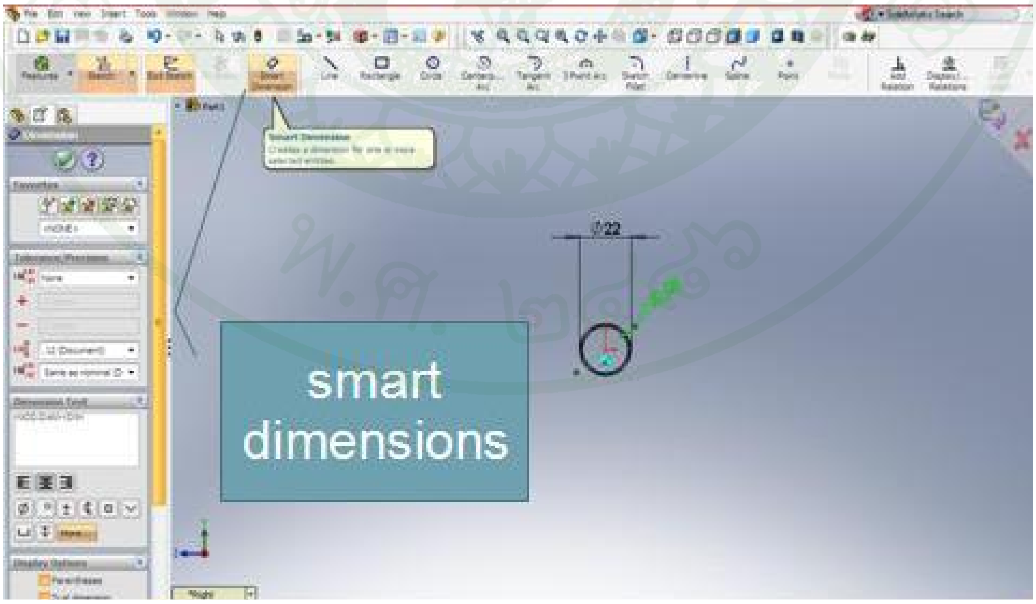
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2. เลือกที่คำสั่ง circle เพื่อสร้างวงกลม 2 วงซ้อนกัน ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก2 การสร้างวงกลมซ้อนกัน 2 วง

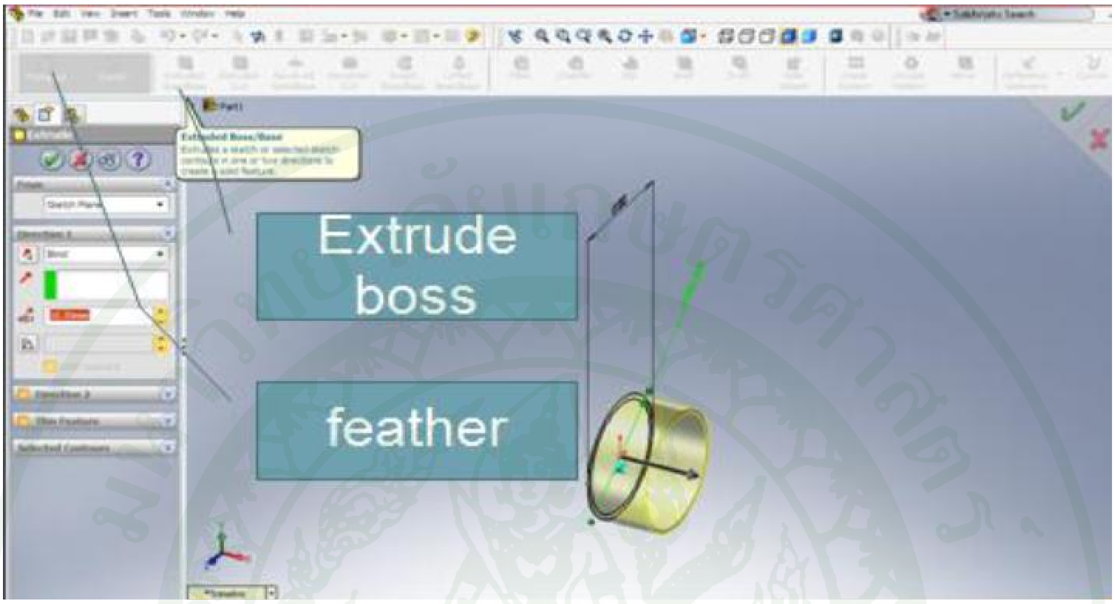
3. เลือกที่คำสั่ง smart dimensions เพื่อให้ขนาดของวงกลมโดยวงในให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 20 มิลลิเมตร วงนอกขนาด 25 มิลลิเมตรจะได้หน้าตัดของท่อ ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก3 การให้ขนาดของวงกลม

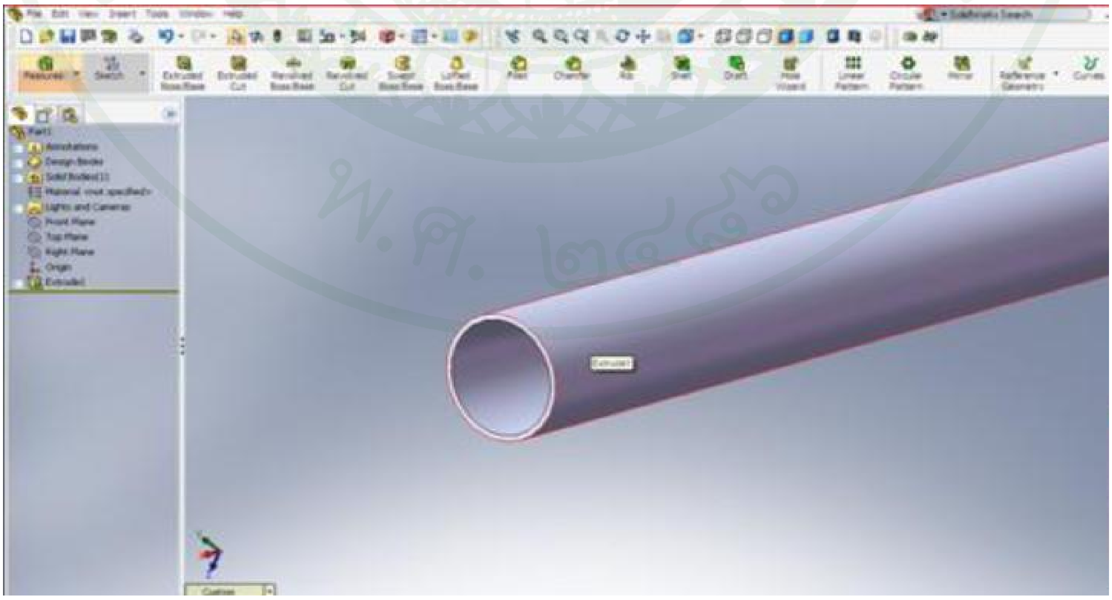
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

4. เลือกคำสั่ง feather และ extrude boss เพื่อขึ้นรูปตัวท่อจากภาพวงกลมที่วาดไว้ โดยกำหนดให้ท่อมีความยาว 900 มิลลิเมตร



ภาพผนวกที่ ก4 การขึ้นรูปท่อจากภาพวงกลม

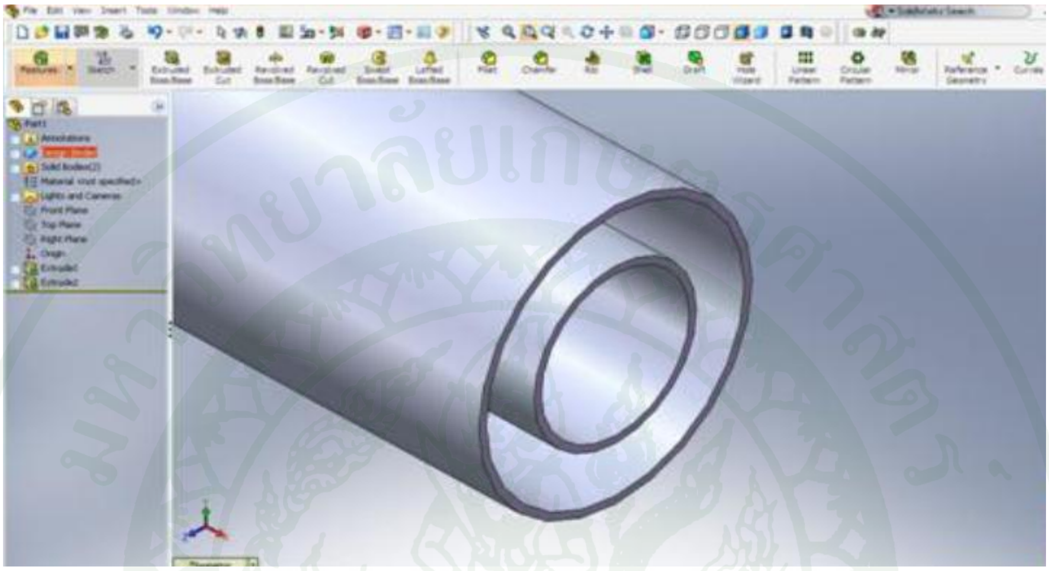
5. จะได้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 มิลลิเมตร และความยาว 900 มิลลิเมตร



ภาพผนวกที่ ก5 ท่อที่ขึ้นรูปเสร็จสมบรูณ์แล้ว

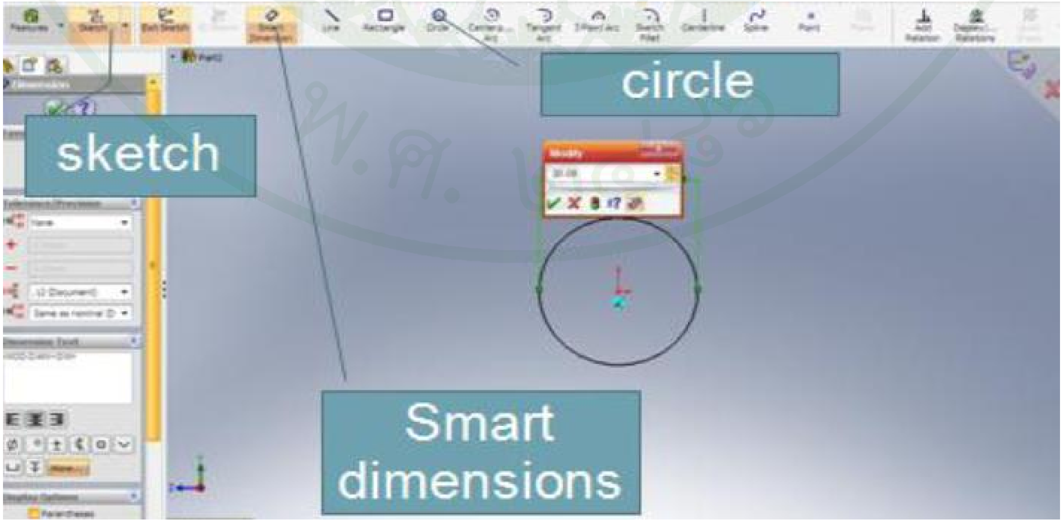
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

6. ทำการสร้างท่อนอกเช่นเดียวกับท่อด้านในโดยให้ท่อนอกมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 76 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกกำหนดค่าเท่าไหร่ก็ได้ เพราะในส่วนนี้ไม่นำมาพิจารณาในการคำนวณ จะได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก6 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

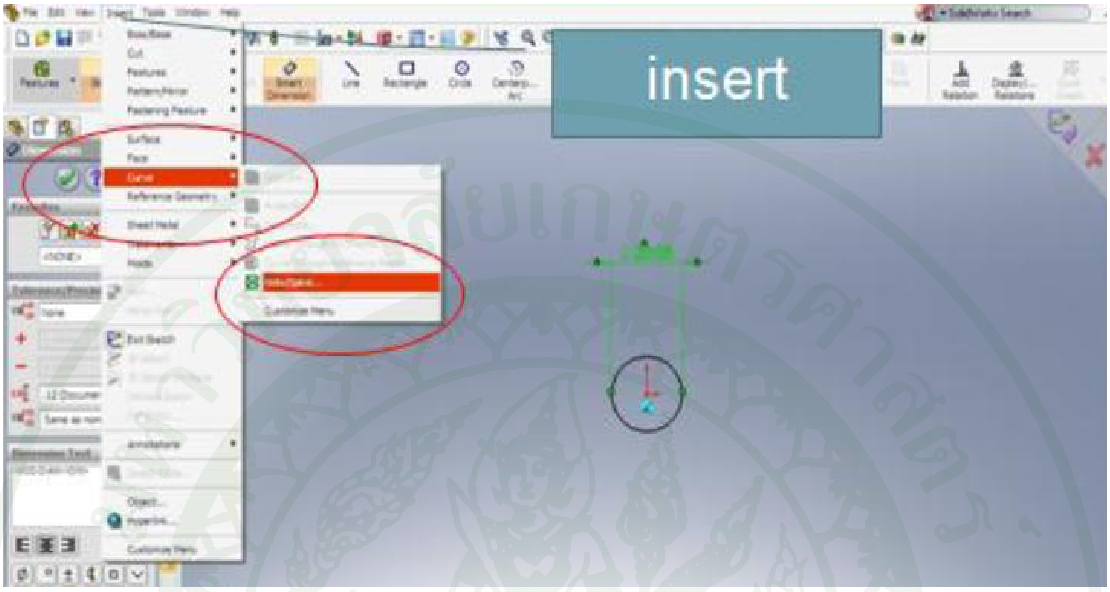
7. ทำการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยสร้างภาพวงกลมที่ Right plane เช่นเดียวกับท่อเรียบ ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก7 การสร้างวงกลมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

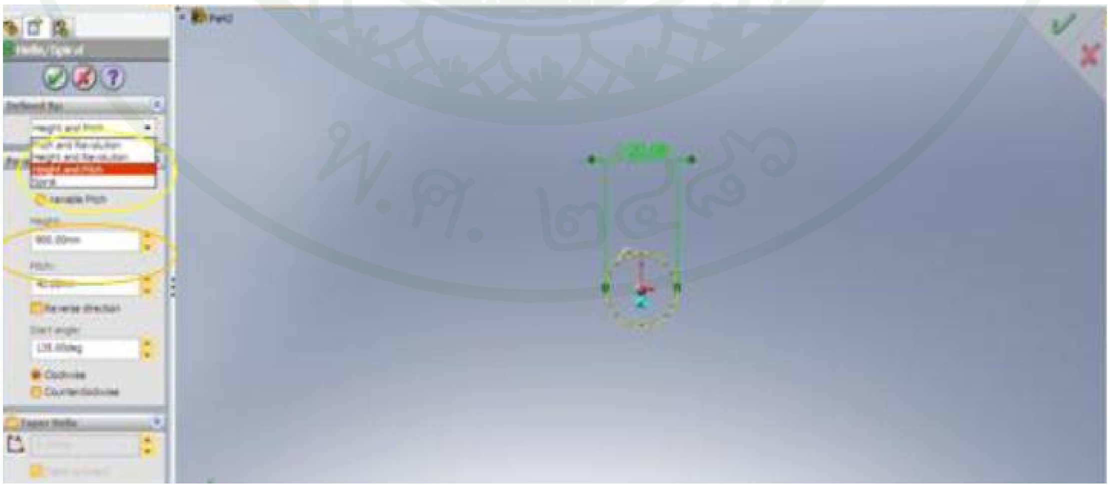
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ทำการวาดเกลียวโดยเลือกที่คำสั่ง insert และเลือกที่ curve จากนั้นเลือกที่ helix/spiral ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก8 การสร้างเกลียว

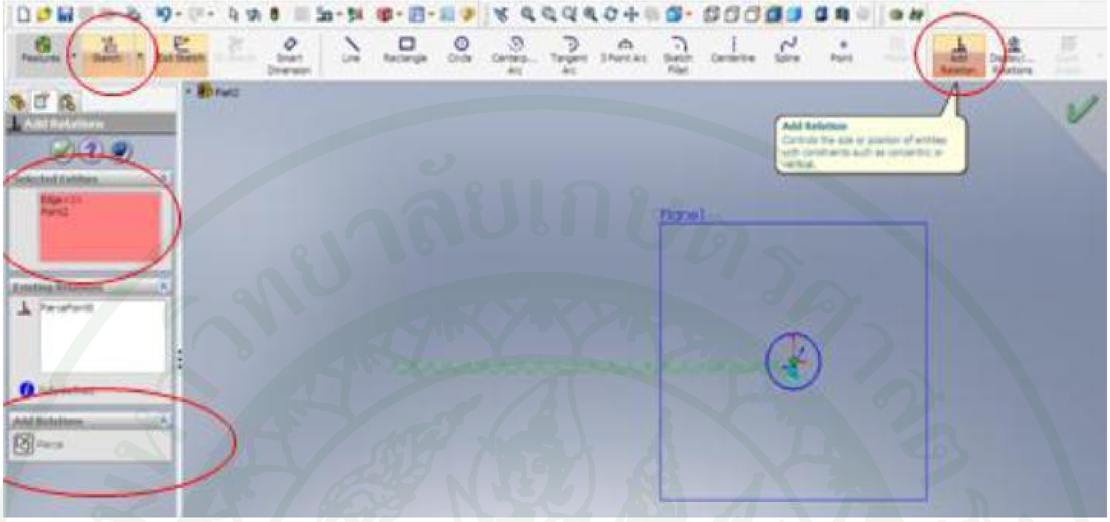
8. ทำการกำหนดค่าของเกลียวโดยให้เกลียวยาว 900 มิลลิเมตร และมีระยะ pitch 60 มิลลิเมตร ที่ช่อง height และ pitch ตามลำดับ



ภาพผนวกที่ ก9 การกำหนดขนาดของร่องเกลียว

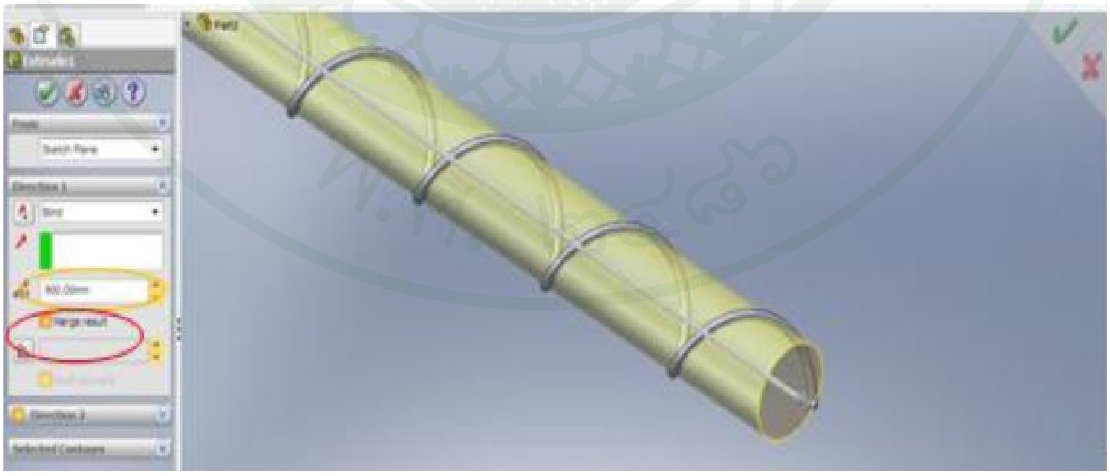
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

9. ทำการเลือก plan ที่ด้านหน้าแล้วทำการวาดวงกลมขนาด 1.6 มิลลิเมตรที่จุดเริ่มต้นของเกลียว ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก10 การสร้างวงกลมที่จุดเริ่มต้นของเกลียว

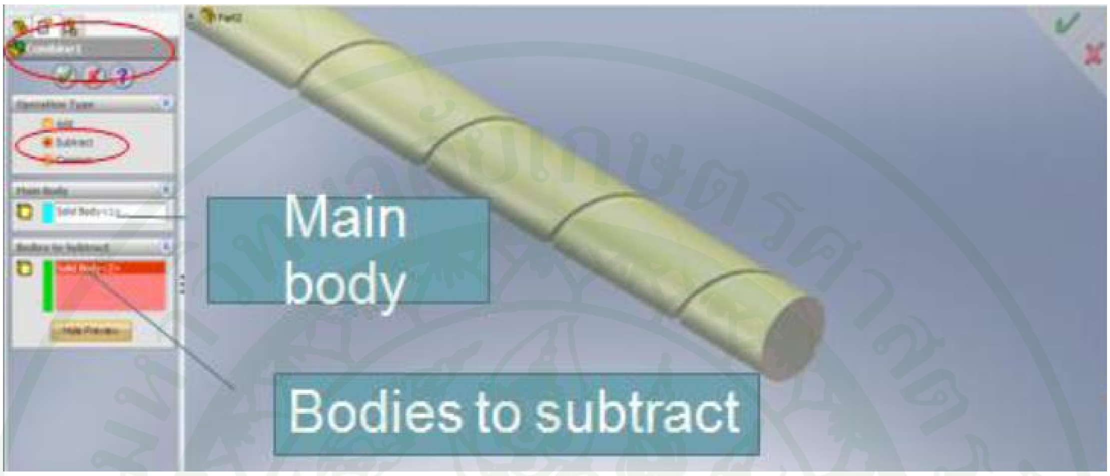
10. ทำการขึ้นรูปเกลียวโดยเลือกคำสั่ง swept จากนั้นเลือกที่วงกลมแล้วเลือกที่แนวของเกลียวจะสามารถขึ้นรูปเกลียวได้ จากนั้นทำการขึ้นรูปวงกลมตรง Right plan จากขั้นตอนที่ 7 ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก11 การขึ้นรูปเกลียว

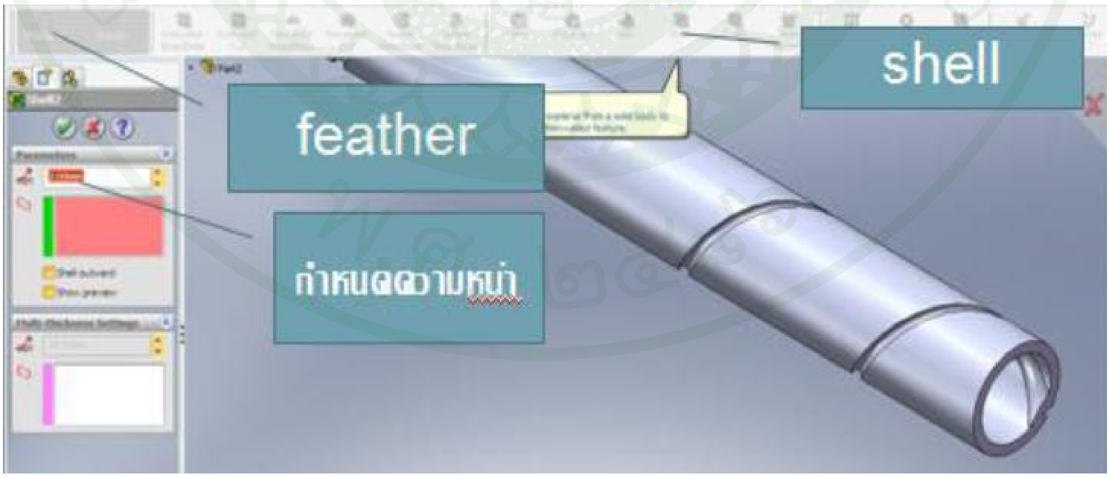
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

11. ทำการเซาะร่องเกลียวโดยเลือกที่คำสั่ง insert และเลือกที่ combine โดยที่ช่อง main body ให้เลือกที่บริเวณท่อ และที่ช่อง body to subtract ให้เลือกที่บริเวณเกลียวจะสามารถเซาะร่องเกลียวได้ ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก12 การเลือกพื้นที่เซาะร่องเกลียว

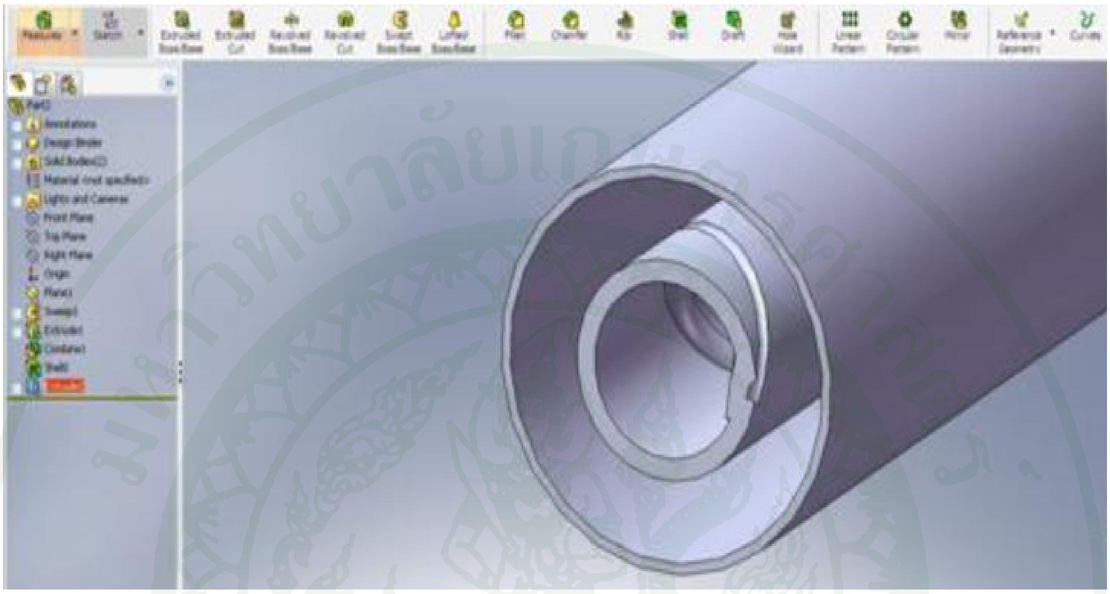
12. ทำการเจาะท่อโดยเลือกที่คำสั่ง shell และเลือกที่หน้าตัดท่อ โดยกำหนดความหนาเท่ากับ 5 มิลลิเมตร ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก13 การเซาะร่องเกลียว

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

13. ทำการสร้างท่อนอกแบบท่อเรียบโดยให้ท่อนอกมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 76 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกกำหนดค่าเท่าไหร่ก็ได้ เพราะในส่วนนี้ไม่นำมาพิจารณาในการคำนวณ ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ก14 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

14. ในการ save ไฟล์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว ให้ save ในนามสกุล .STEP เพื่อที่จะสามารถนำไฟล์ไปเปิดในโปรแกรม GAMBIT ต่อไปเพื่อการกำหนดขอบเขตของปัญหาและการสร้างกริด

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ภาคผนวก ข

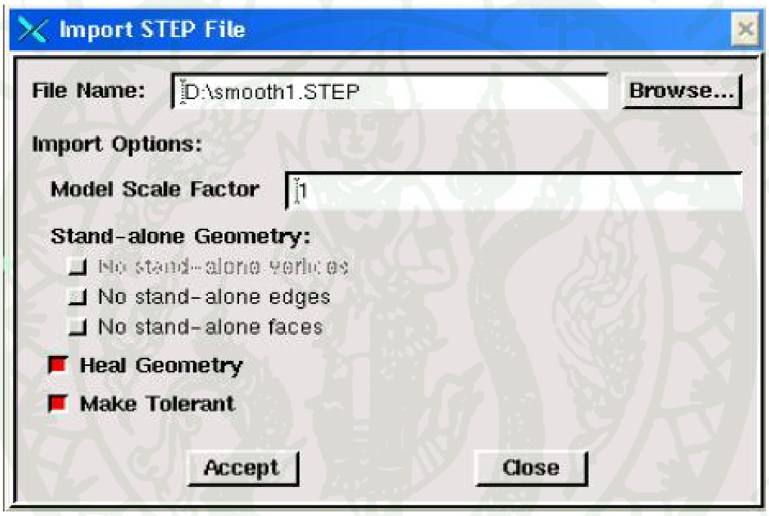
การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของปัญหาโดยโปรแกรม GAMBIT

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของปัญหาโดยโปรแกรม GAMBIT

โปรแกรม GAMBIT คือโปรแกรมที่ใช้ในการกำหนดขอบเขตของปัญหาและใช้สำหรับสร้างขอบเขตของปัญหา เช่น บริเวณใดเป็นของแข็งหรือบริเวณใดเป็นของไหลและยังสามารถกำหนดทิศทางของของไหลที่ไหลเข้าหรือออกได้อีกด้วย โดยมีกระบวนการดังต่อไปนี้

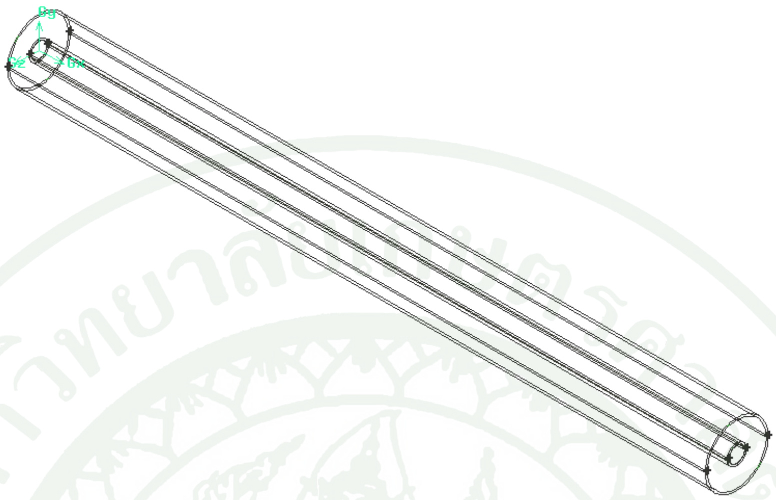
1. ทำการ Import file .STEP โดยเลือกที่ Heal Geometry เพื่อทำการปรับปรุงและแก้ไขรักษาให้ได้ไฟล์ที่เข้ามามีความสมบรูณ์ตามแบบที่ได้ออกแบบไว้



ภาพผนวกที่ ข1 การ Import file .STEP ในโปรแกรม GAMBIT

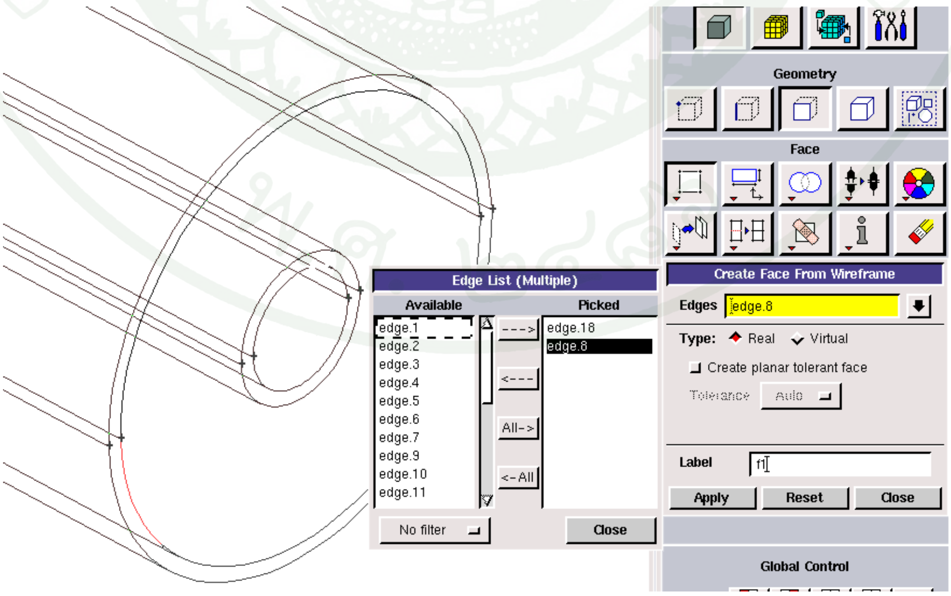
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2. จะได้รูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในโปรแกรม GAMBIT ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในโปรแกรม GAMBIT

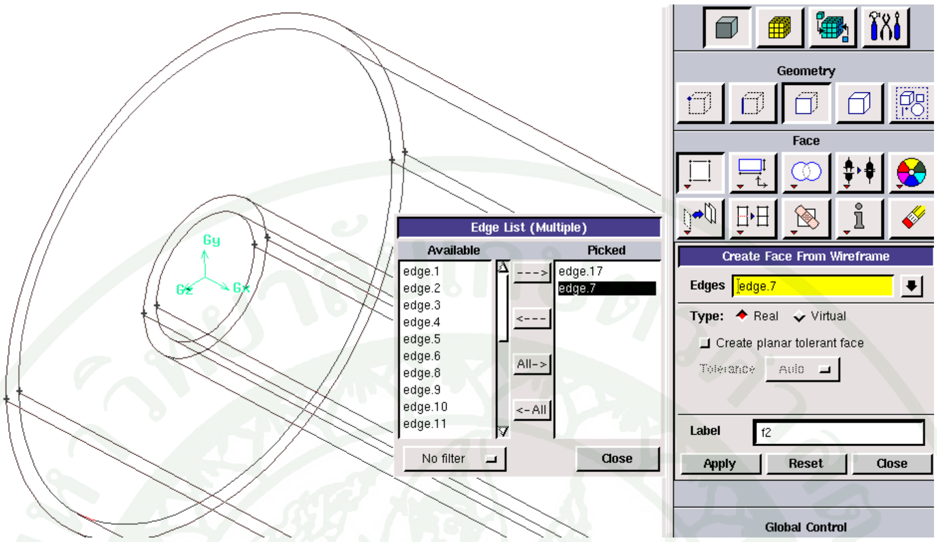
3. ทำการสร้าง volume ใหม่เพื่อสร้าง volume สำหรับสารทำงานกับสารที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงาน โดยเริ่มจากการสร้างพื้นที่หน้าตัด f1 จาก edge 18 และ edge 8 ตามลำดับ ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข3 การสร้างพื้นที่หน้าตัด f1 จาก edge 18 และ edge 8

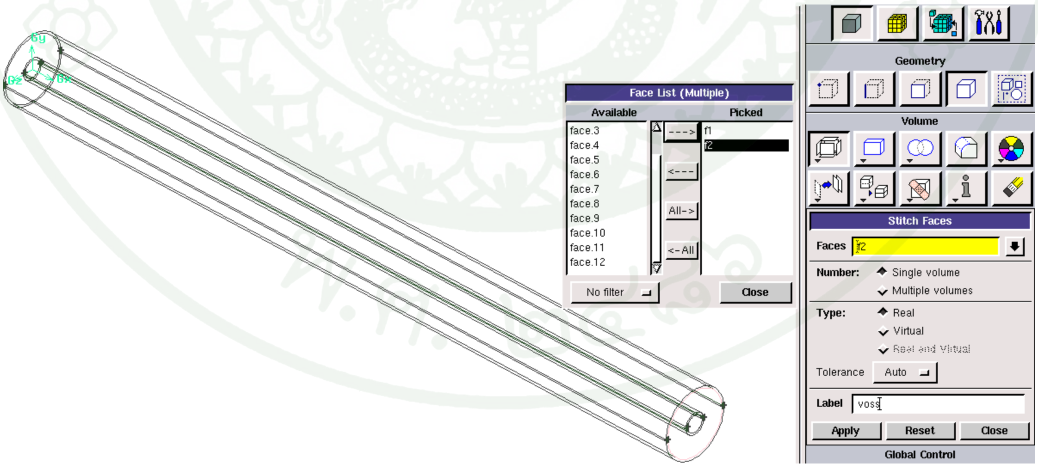
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

4. ทำการสร้างพื้นที่หน้าตัด f2 จาก edge 17 และ edge 7 ตามลำดับ ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข4 การสร้างพื้นที่หน้าตัด f2 จาก edge 17 และ edge 7

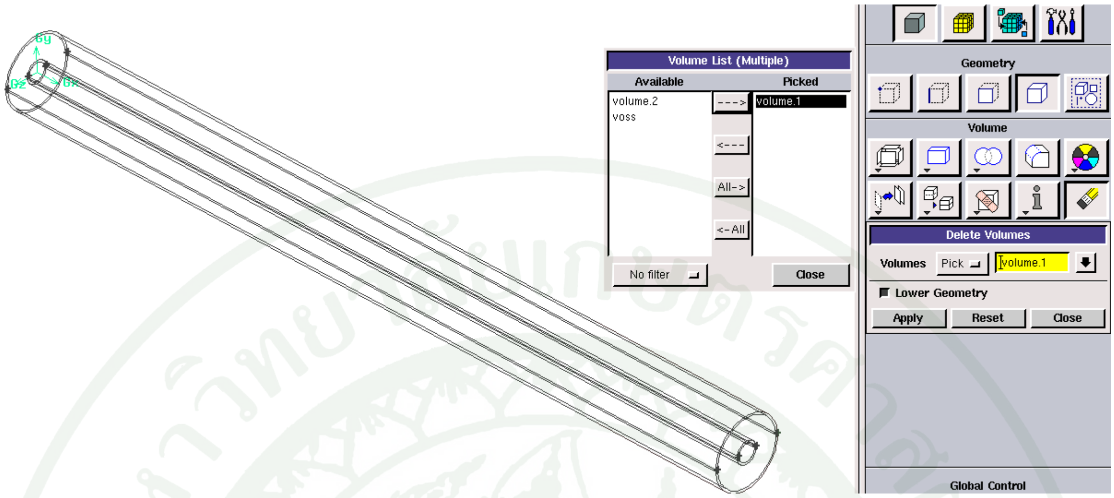
5. ทำการสร้างปริมาตรของของไหลที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนโดยใช้พื้นที่หน้าตัด f1 และ f2 โดยให้ปริมาตรที่สร้างมาให้ให้ชื่อว่า Voss ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข5 การสร้างปริมาตรจากพื้นที่หน้าตัด f1 และ f2

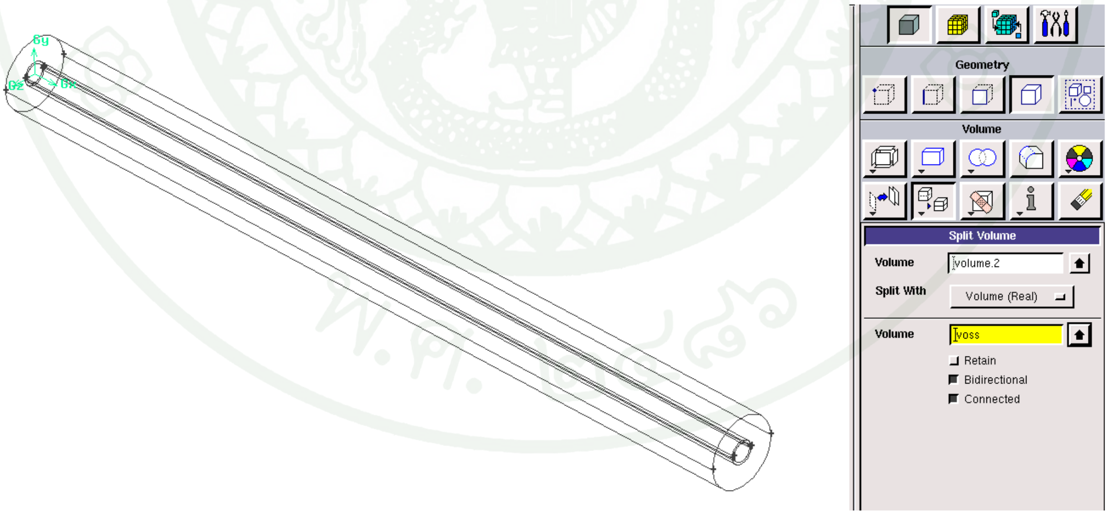
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

6. ทำการลบปริมาตรที่ชื่อ Volume 1 ออกเพื่อให้เหลือแต่ปริมาตร Voss ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข6 การลบปริมาตรของท่อนอก

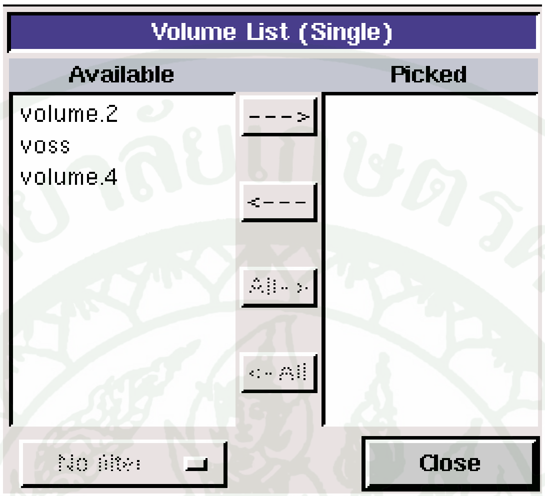
7. ทำการแยกปริมาตรจาก 2 ปริมาตรเป็น 3 ปริมาตรโดยใช้คำสั่ง Split Volume โดยแยกปริมาตรของ Volume 2 ออกจากปริมาตรของ Volume Voss ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข7 การแยกปริมาตรออกจากกัน

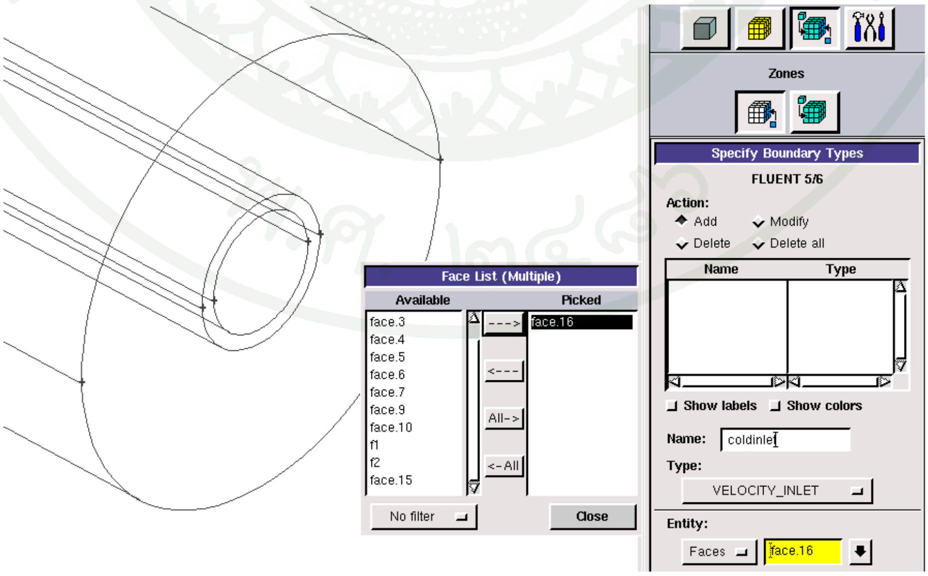
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

8. ปริมาตรที่แยกออกมา คือ ปริมาตรของ Volume 4 โดย ปริมาตรของ Volume 4 จะเป็นปริมาตรของสารทำงาน ปริมาตร Volume Voss จะเป็นปริมาตรของสารที่ทำหน้าที่ในการถ่ายเทความร้อนให้สารทำงานแล้ว Volume 2 คือ ปริมาตรของท่อ ตามลำดับ



ภาพผนวกที่ ข8 ปริมาตรที่ถูกแยกออกจากกันแล้ว

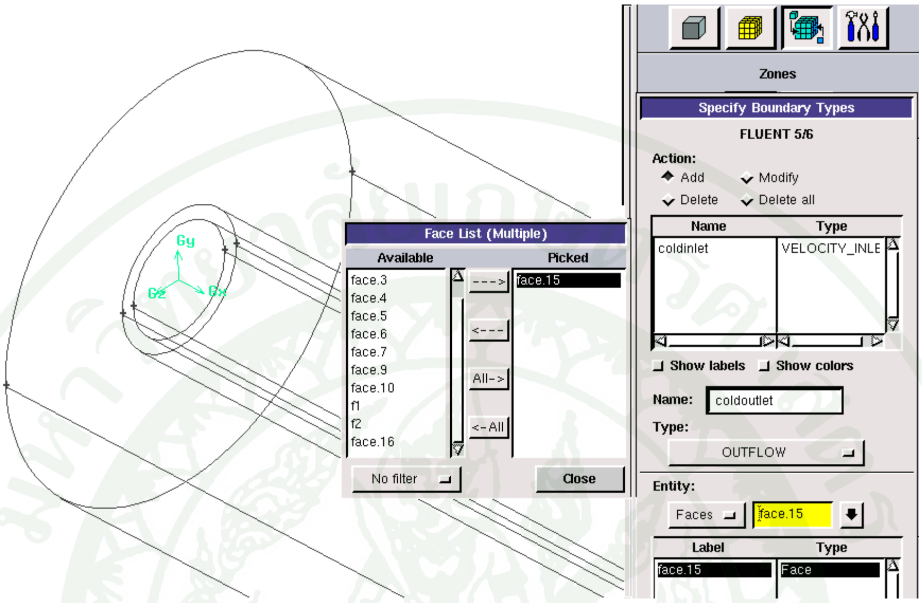
9. ทำการกำหนดด้านเข้าของสารทำงานโดยเลือกที่ Zone และ Specify Boundary Types โดยเลือกที่ face 16 ตั้งชื่อว่า cold inlet และกำหนดให้ type เป็นแบบ Velocity inlet ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข9 การเลือกทางเข้าของสารทำงาน

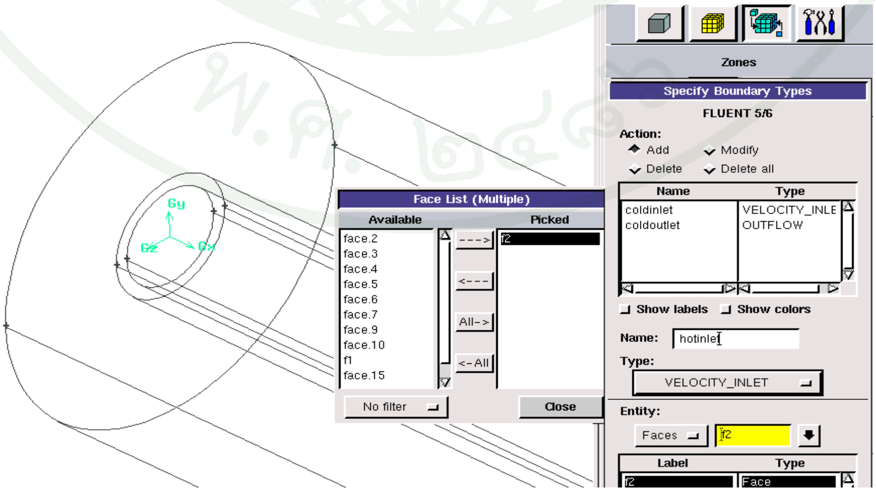
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

10. ทำการกำหนดด้านออกของสารทำงานโดยเลือกที่ Zone และ Specify Boundary Types โดยเลือกที่ face 15 ตั้งชื่อว่า cold outlet และกำหนดให้ type เป็นแบบ outflow



ภาพผนวกที่ ข10 การเลือกทางออกของสารทำงาน

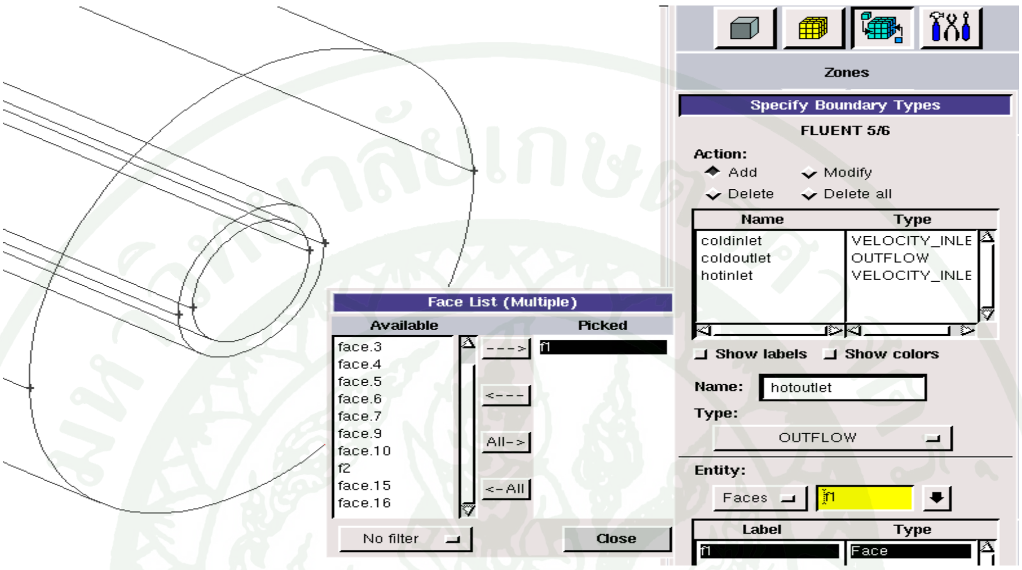
11. ทำการกำหนดด้านเข้าของสารที่ใช้ถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานโดยเลือกที่ Zone และ Specify Boundary Types โดยเลือกที่ f 2 ตั้งชื่อว่า hot inlet และกำหนดให้ type เป็นแบบ Velocity inlet ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข11 การเลือกทางเข้าของสารที่ใช้ถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงาน

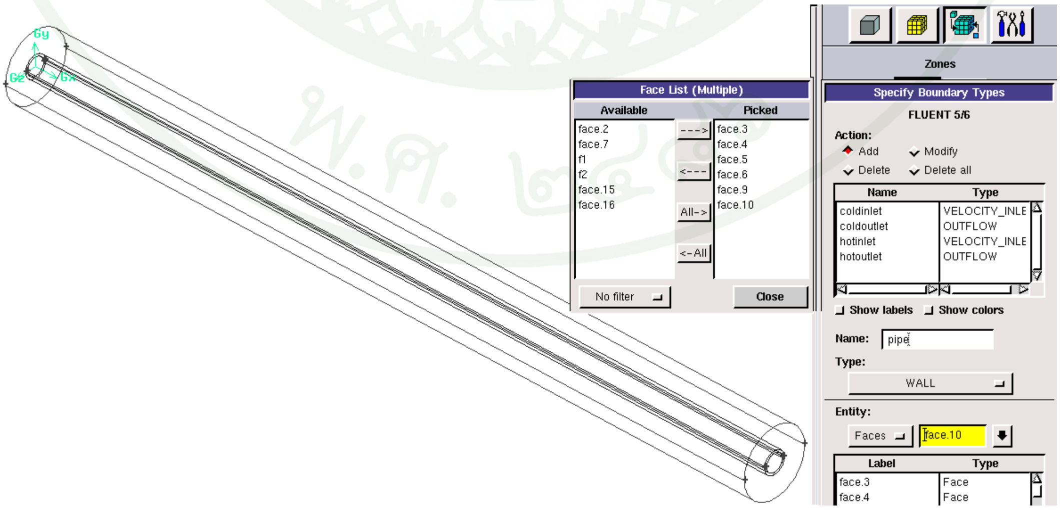
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

12. ทำการกำหนดด้านออกของสารที่ใช้ถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานโดยเลือกที่ Zone และ Specify Boundary Types โดยเลือกที่ f 1 ตั้งชื่อว่า hot outlet และกำหนดให้ type เป็นแบบ out flow ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข12 การเลือกทางออกของสารที่ใช้ถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงาน

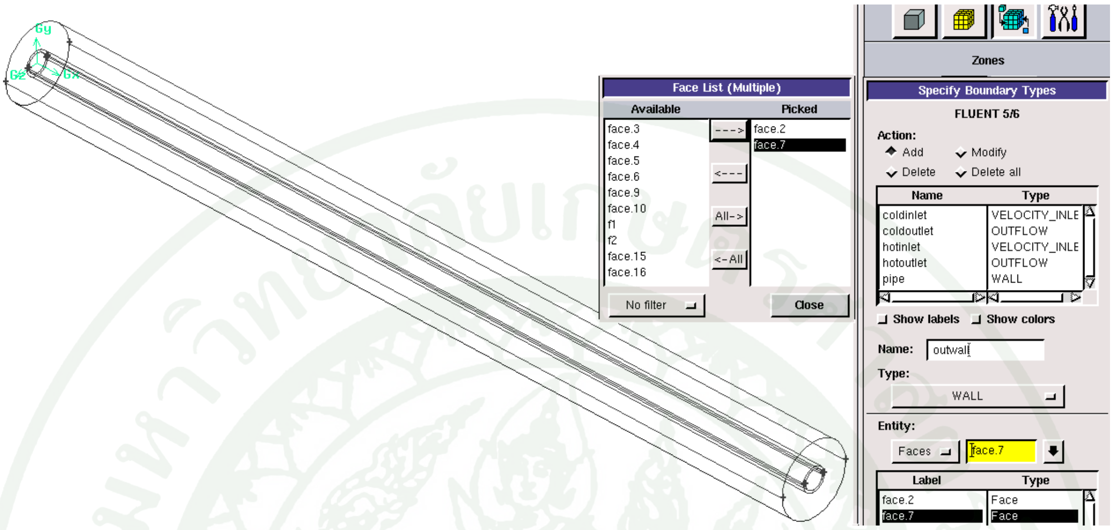
13. ทำการสร้างขอบเขตของท่อภายในโดยเลือกที่ face 3, 4, 5, 6, 9, 10 โดยตั้งชื่อว่า pipe โดยเลือก type แบบ wall ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข13 การสร้างขอบเขตของท่อภายใน

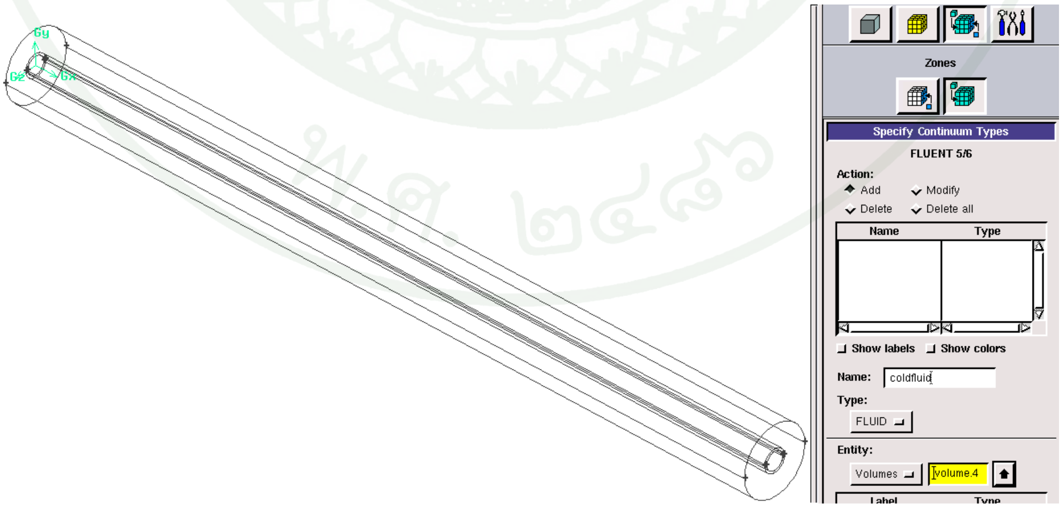
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

14. ทำการสร้างขอบเขตของท่อด้านนอกโดยเลือกที่ face 2, 7 โดยตั้งชื่อว่า out wall โดยเลือก type แบบ wall ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข14 การสร้างขอบเขตของท่อภายนอก

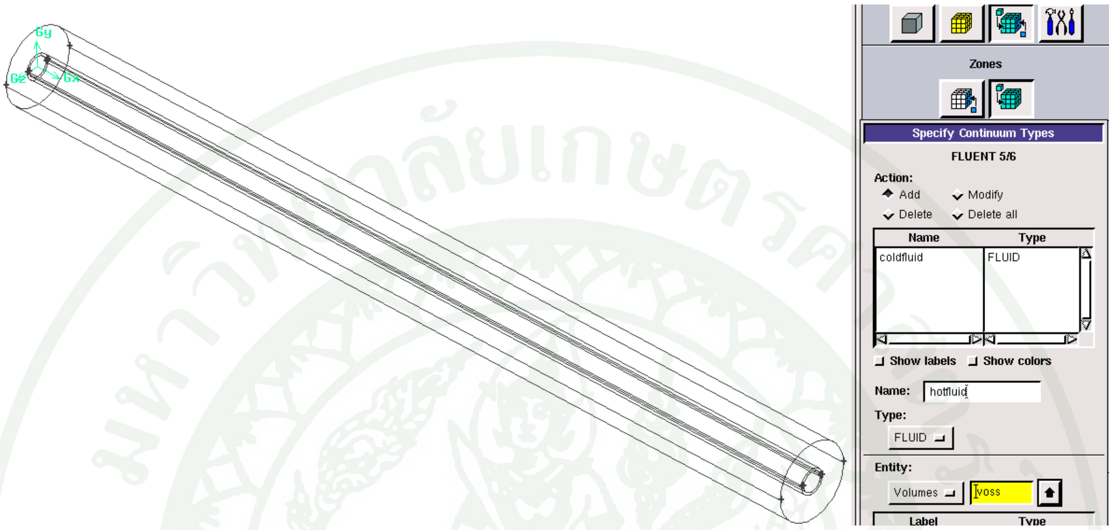
15. ทำการกำหนดให้ของไหลใดเป็นของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำโดยเลือกที่ Zone และ Specify Continuum Types โดยเลือกให้ปริมาตรของ Volume 4 เป็นปริมาตรของของไหลอุณหภูมิต่ำโดยในช่อง Type ให้กำหนดว่าเป็น Fluid ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข15 การกำหนดปริมาตรของของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำ

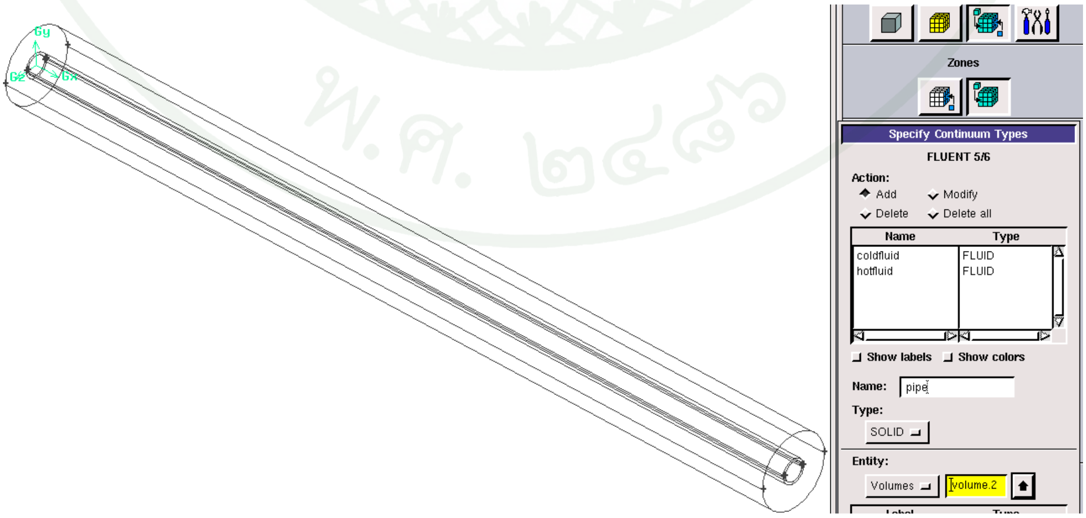
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

16. ทำการกำหนดให้ของไหลใดเป็นของไหลที่มีอุณหภูมิสูงโดยเลือกที่ Zone และ Specify Continuum Types โดยเลือกให้ปริมาตรของ Voss เป็นปริมาตรของของไหลอุณหภูมิสูง โดยในช่อง Type ให้กำหนดว่าเป็น Fluid ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข16 การกำหนดปริมาตรของของไหลที่มีอุณหภูมิสูง

17. ทำการกำหนดบริเวณที่เป็นของแข็งโดยเลือกที่ Zone และ Specify Continuum Types โดยเลือกให้ปริมาตรของ Volume 2 เป็นปริมาตรของของแข็งโดยตั้งชื่อว่า pipe และกำหนดให้ในช่อง Type ให้กำหนดว่าเป็น Solid ดังภาพ



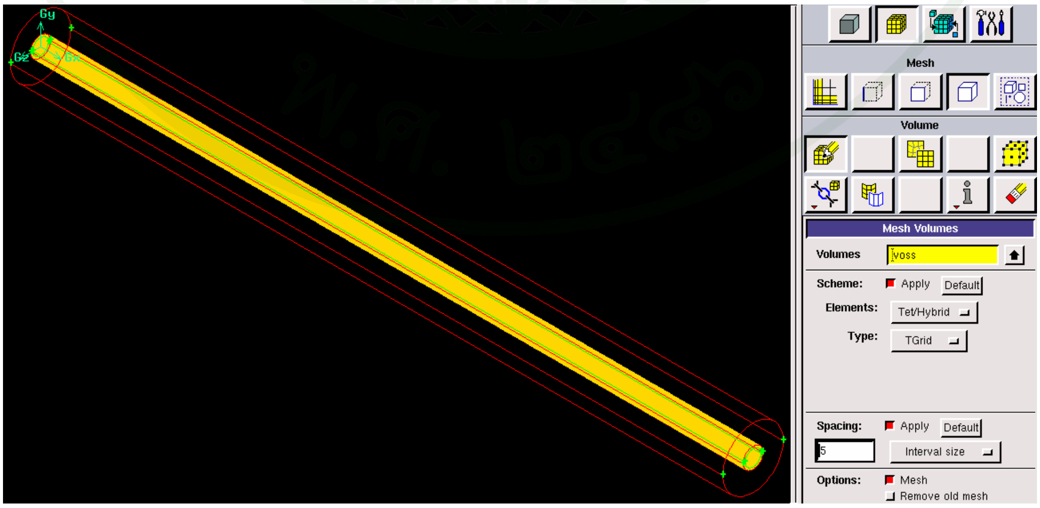
ภาพผนวกที่ ข17 การกำหนดปริมาตรของของแข็ง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

18. เมื่อสร้างขอบเขตของปัญหาได้ทั้งหมดแล้วจากนั้น ต้องทำการสร้าง Grid หรือการ Mesh โดยเลือกที่ Mesh และเลือกที่ Volume 4 โดยใช้รูปแบบของ mesh เป็นแบบ Tet/Hybrid และเลือก Type แบบ T Grid โดยให้ค่า Spacing เท่ากับ 1 โดยยิ่งค่า Spacing น้อยจะยิ่งมีจำนวน Grid ที่มาก

ภาพผนวกที่ ข18 การกำหนดปริมาตรของของไหลอุณหภูมิต่ำที่ต้องการทำการ Mesh

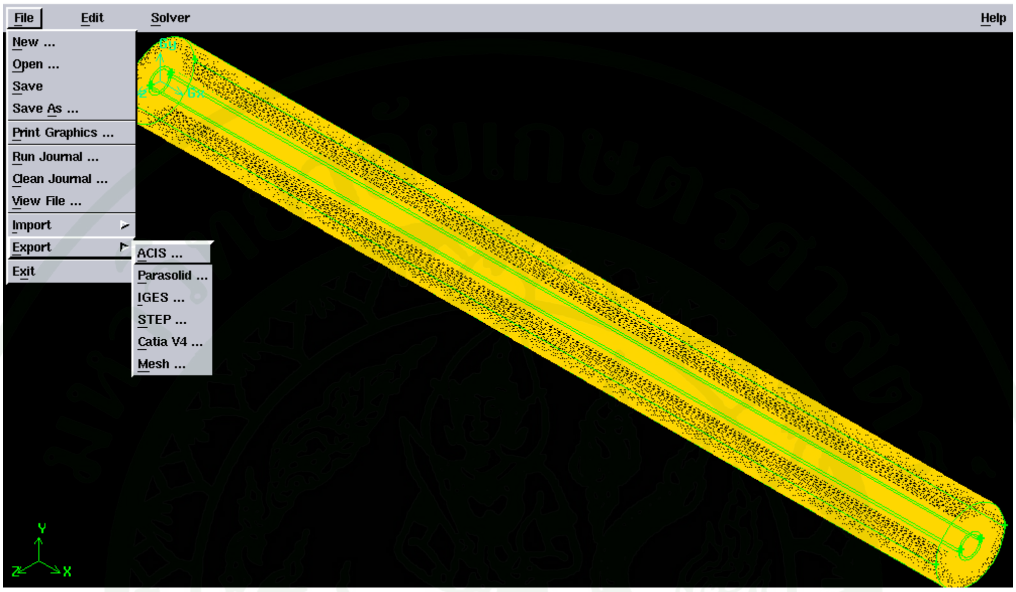
19. ทำการสร้าง Grid หรือ การ Mesh โดยเลือกที่ Mesh และเลือกที่ Voss โดยใช้รูปแบบของ mesh เป็นแบบ Tet/Hybrid และเลือก Type แบบ T Grid โดยให้ค่า Spacing เท่ากับ 5 ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข19 การกำหนดปริมาตรของของไหลอุณหภูมิสูงที่ต้องการทำการ Mesh

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

20. เมื่อทำการ Mesh ปริมาตรของของไหลทั้ง 2 แล้วต้องทำการเปลี่ยนให้ไฟล์ในโปรแกรม GAMBIT ให้เป็นไฟล์ .msh เพื่อใช้ในการคำนวณในโปรแกรม Fluent ต่อไป โดยเลือกที่คำสั่ง Export แล้วเลือกที่ Mesh จะเป็นการสร้างไฟล์ของปัญหาให้เป็นไฟล์รูปแบบ .msh ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ข20 การสร้างไฟล์ .msh จากปัญหา

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ภาคผนวก ค

วิธีการแก้ปัญหาโดยโปรแกรม Fluent

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิธีการแก้ปัญหาโดยโปรแกรม Fluent

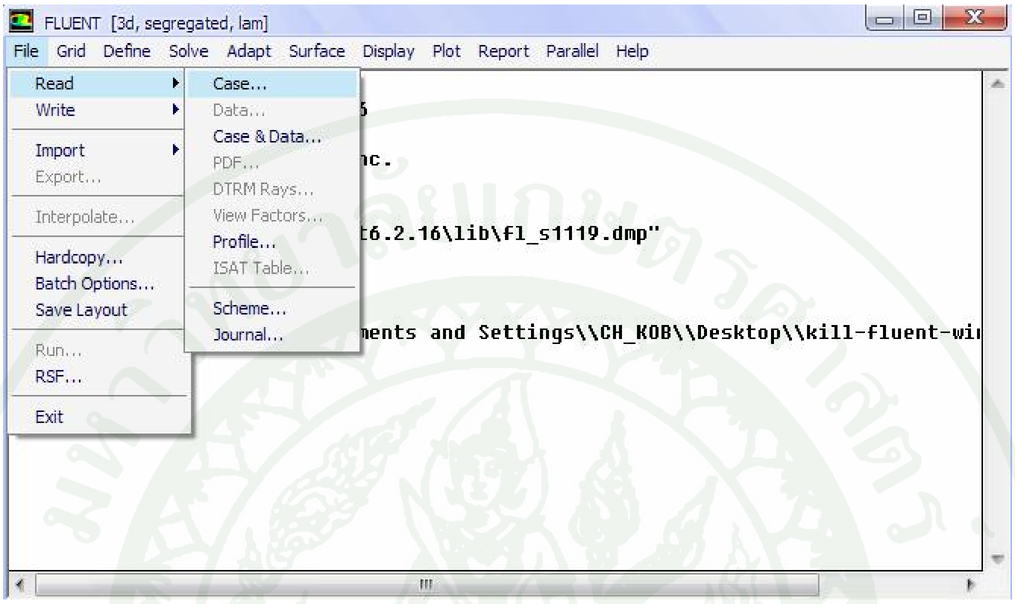
โปรแกรม Fluent เป็นโปรแกรมที่ใช้สำหรับการไหลของของไหล การถ่ายเทความร้อนและมวลสาร โดยลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน การถ่ายเทมวล และอื่นๆ ทั้งหมดสามารถจำลองผ่านคอมพิวเตอร์เพียงเครื่องเดียวส่วนมากการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนจะมีสมการอยู่ในรูป PDE (Partial Differential Equations) ซึ่งเป็นสมการอนุพันธ์อันดับต่างๆ และเป็นสมการรูปแบบต่อเนื่องแล้วยากต่อการคำนวณ ทำให้ต้องทำสมการเป็นรูปแบบไม่ต่อเนื่องหรือสมการเชิง พีชคณิตเพื่อความง่ายต่อการคำนวณ โดยอาศัยวิธีปริมาตรจำกัดมาช่วยในการเปลี่ยนสมการที่มีรูปแบบต่อเนื่องไปเป็นสมการเชิงพีชคณิตจากนั้นแก้สมการพีชคณิต หรือระบบสมการปริมาตรจำกัดด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Methods) เช่น ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ (Iterative Methods) เป็นวิธีการหาผลเฉลยที่นิยมใช้ในการแก้ระบบสมการพีชคณิตใน CFD

1. ทำการเลือกโปรแกรม Fluent แล้วเลือกที่ 3d และเลือกที่ Run เพราะปัญหาในการทดลองนี้เป็นรูปแบบ 3d ดังภาพ

ภาพผนวกที่ ค1 การเลือกรูปแบบ 3d

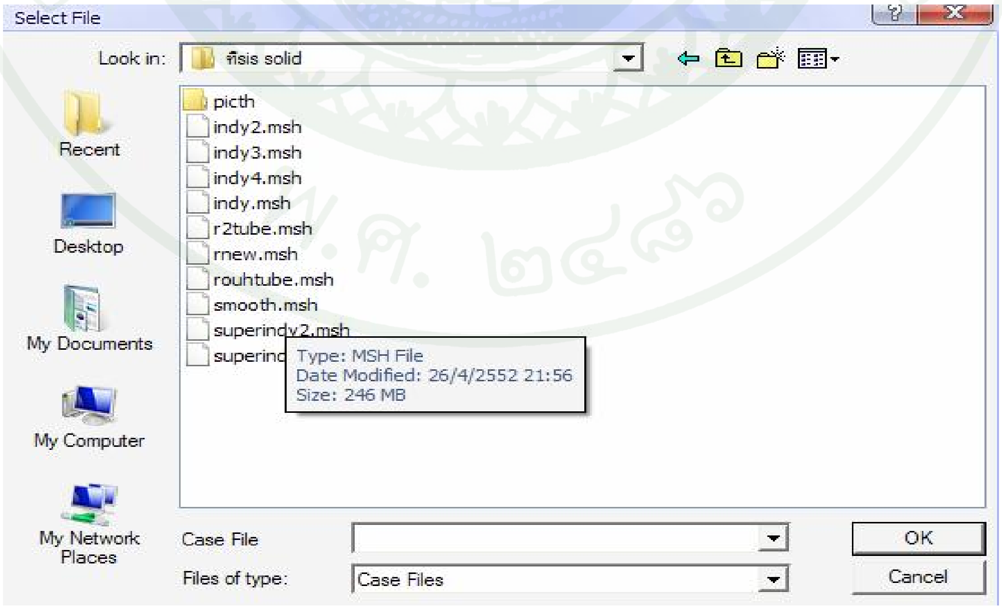
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2. จากนั้นเมื่อเข้าโปรแกรมได้แล้วให้เลือกที่ File >> Read >> Case เพื่อเปิดไฟล์สกุล .msh ที่สร้างมาจากโปรแกรม GAMBIT เพื่อจะนำปัญหามาแก้ในโปรแกรม Fluent ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค2 การเปิดไฟล์ของปัญหา

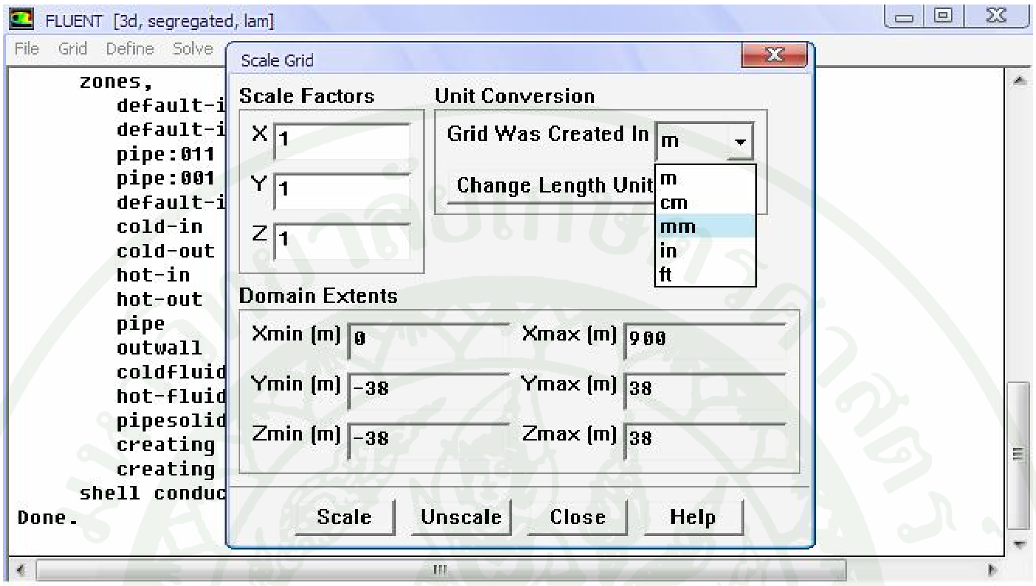
3. ทำการเลือกไฟล์ที่ต้องการเปิดดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค 3 การเลือกไฟล์สกุล .msh

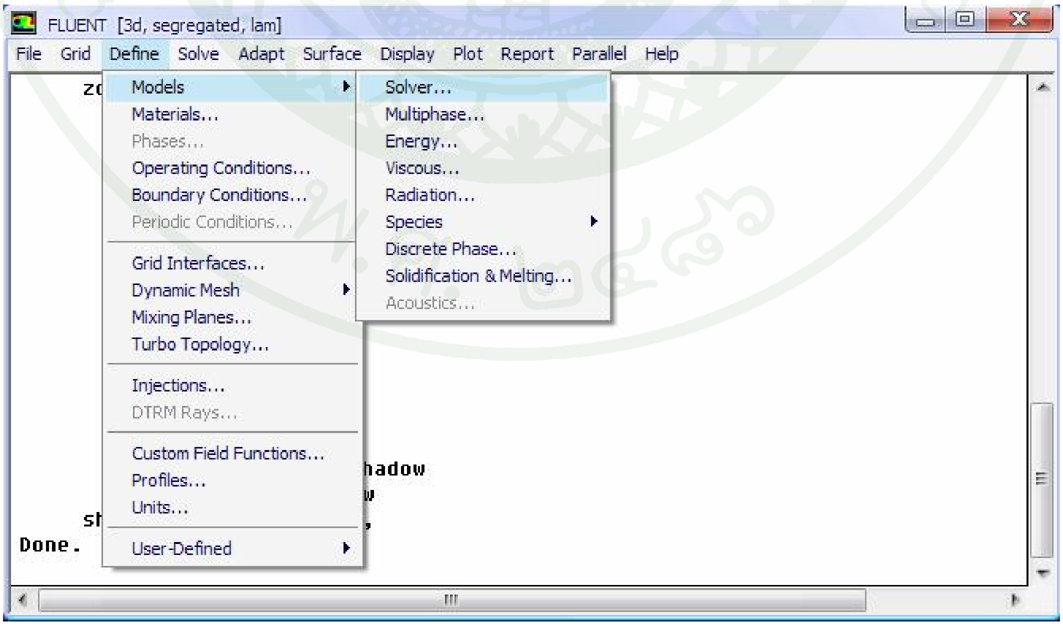
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

4. ทำการเปลี่ยนขนาดของปัญหาเป็นหน่วยมิลลิเมตรโดยเลือกที่ Grid >> Scale และในช่อง Unit Conversion เป็น mm ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค4 การเปลี่ยนหน่วย

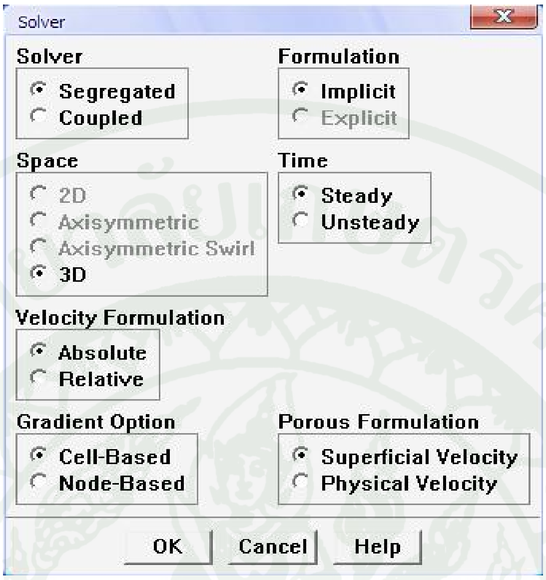
5. ทำการเลือกรูปแบบของการไหลโดยเลือกที่ Define >> Model >> Solver ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค5 การเลือกรูปแบบการไหล

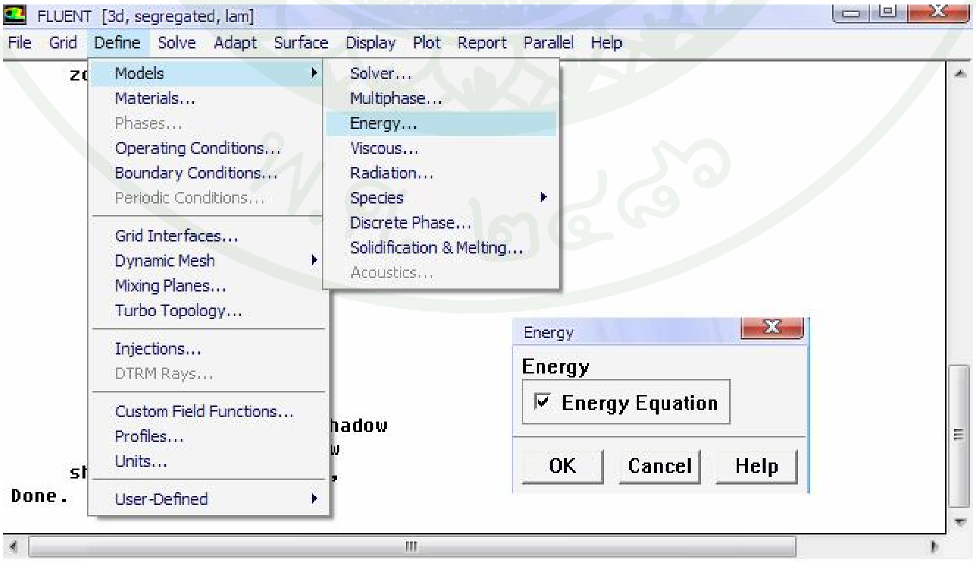
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

6. ทำการเลือกที่ Steady ที่ช่อง Time เพื่อการไหลในปัญหาไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาและเลือกที่ OK ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค6 การเลือกรูปแบบการไหลเป็นแบบ Steady

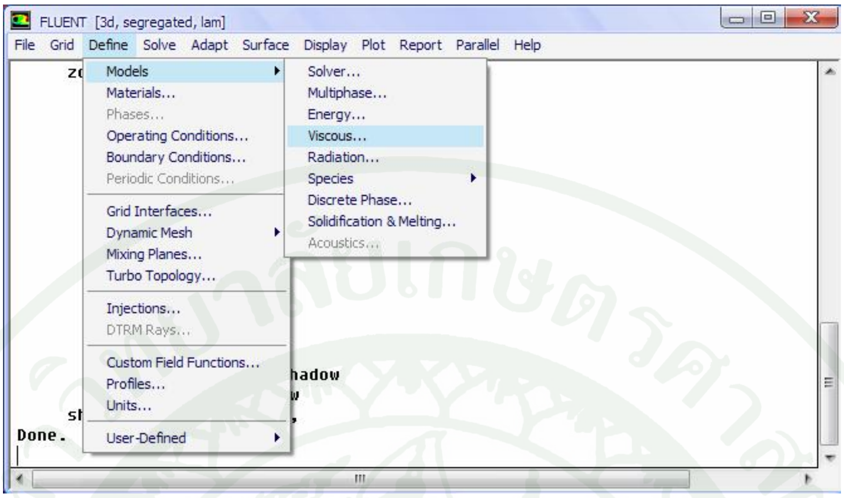
7. ทำการเลือกที่ Define >> Model >> Energy เพราะปัญหามีความร้อนมาเกี่ยวข้องดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค7 การเลือกใช้สมการพลังงาน

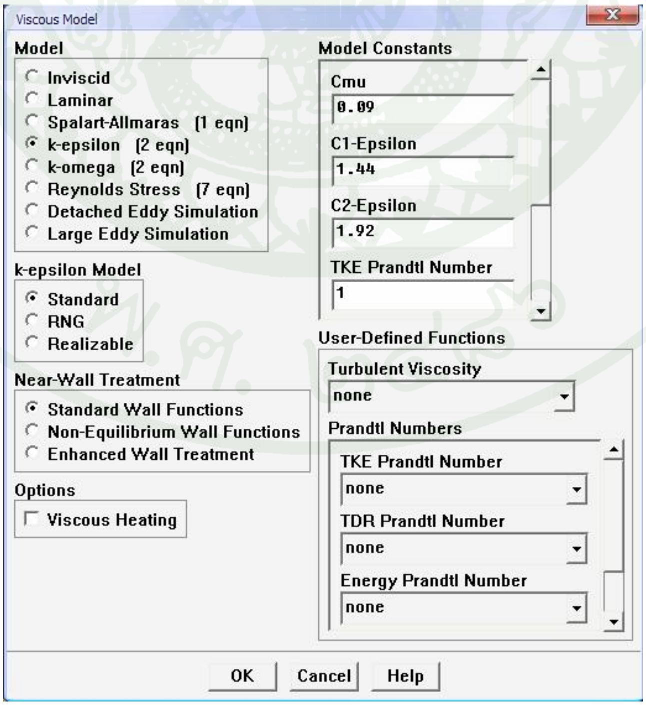
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

8. ทำการเลือกแบบจำลองของการไหลโดยเลือกที่ Define >> Model >> Viscous ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค8 การเลือกแบบจำลองของการไหล

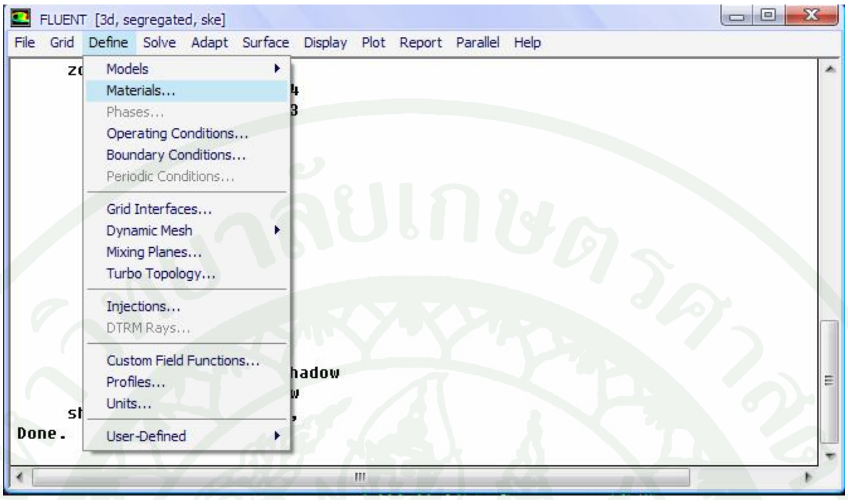
9. ในช่อง Model ให้เลือกแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน $k-\varepsilon$ โดยใช้เป็นแบบ $k-\varepsilon$ Standard ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค9 การเลือกแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน $k-\varepsilon$

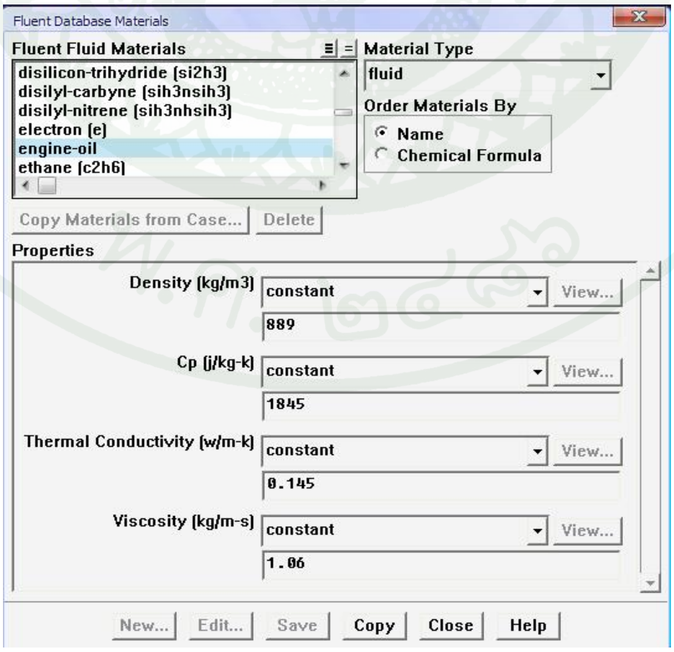
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

10. ทำการเลือกวัสดุในปัญหาโดยเลือกชนิดของของไหลและชนิดของของแข็งทำการเลือกที่ Define >> Materials ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค10 การเลือกแบบวัสดุ

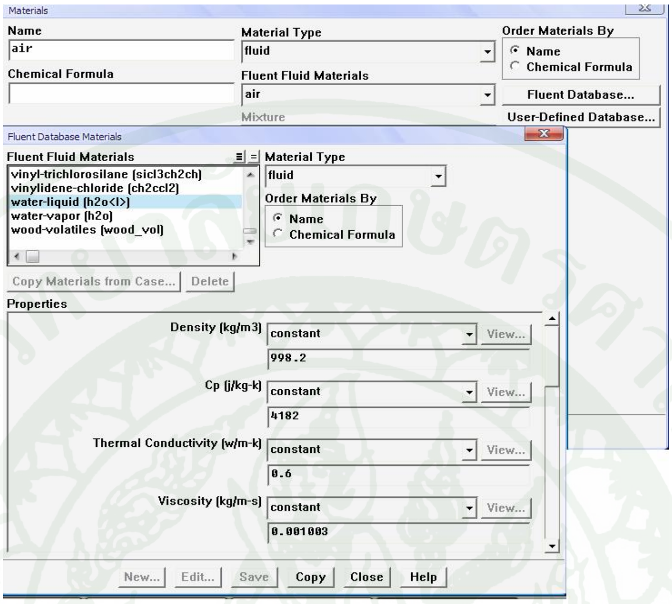
11. ทำการเลือก fluid ชนิดแรกเป็น engine-oil โดยในช่อง Material Type ให้เลือกลักษณะของวัสดุเป็น fluid ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค11 การเลือกชนิดของของไหลเป็น engine-oil

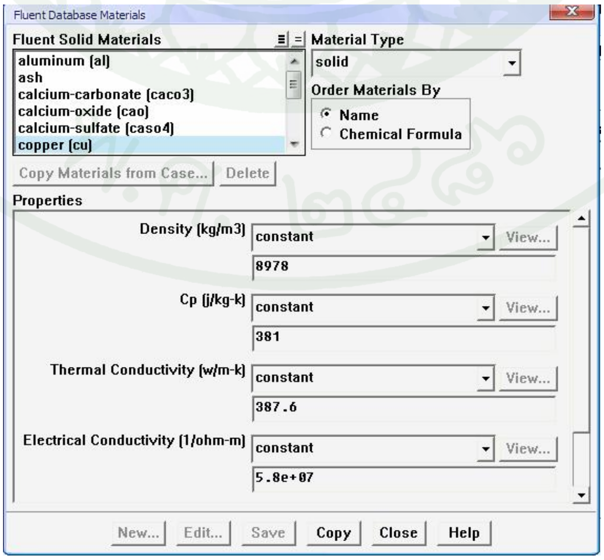
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

12. ทำการเลือก fluid ชนิดที่สองเป็นน้ำโดยในช่อง Material Type ให้เลือกลักษณะของวัสดุเป็น fluid ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค12 การเลือกชนิดของของไหลเป็นน้ำ

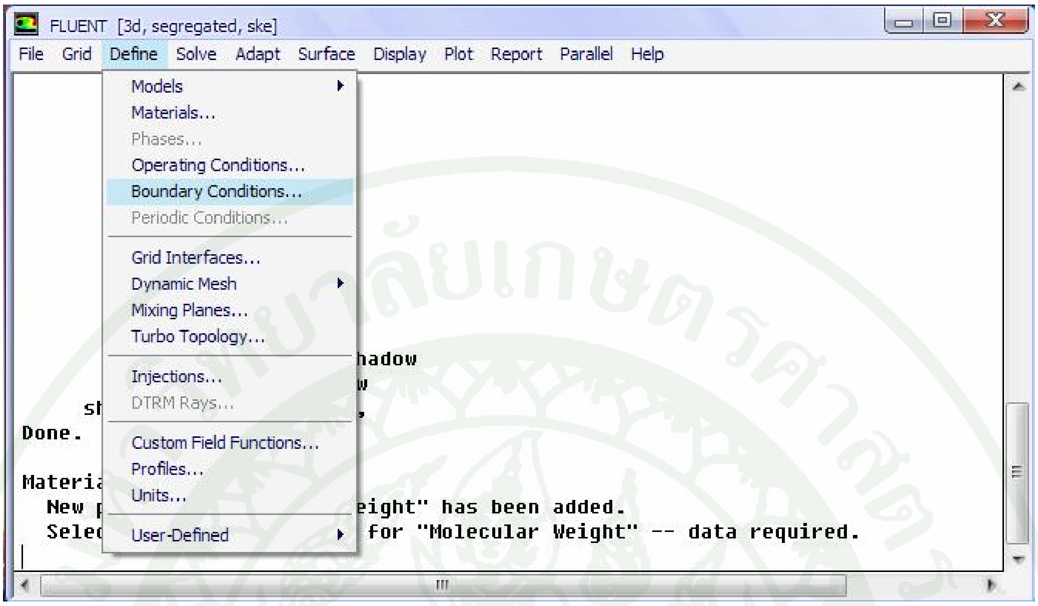
13. ทำการเลือกชนิดของของแข็งเป็นทองแดงโดยในช่อง Material Type ให้เลือกลักษณะของวัสดุเป็น solid ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค13 การเลือกชนิดของของแข็งเป็นทองแดง

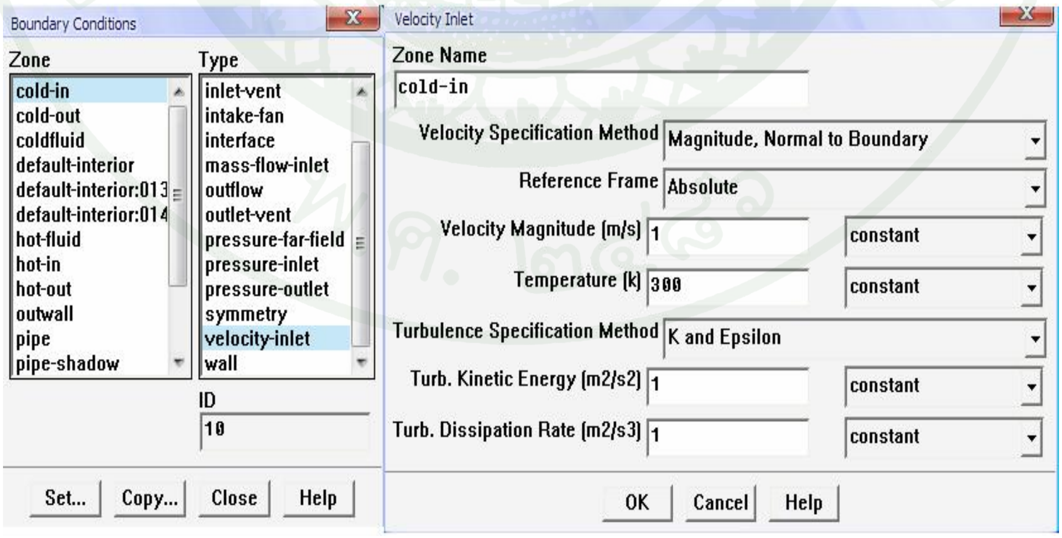
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

14. ทำการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตโดยเลือกที่ Define >> Boundary Conditions ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค14 การกำหนดปัญหาขอบเขต

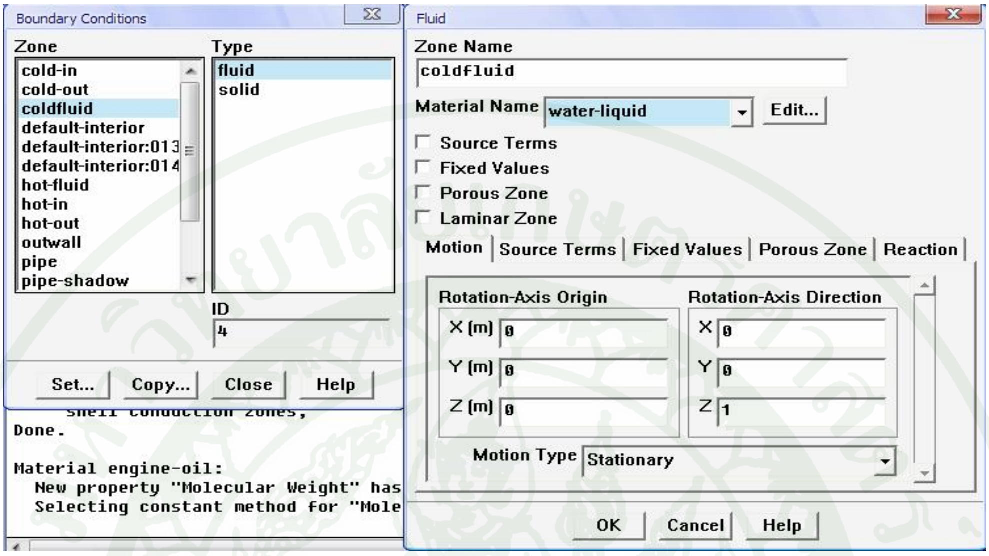
15. ทำการกำหนดที่ zone cold-in เป็น Type ของ velocity inlet ซึ่งเป็นของไหลอุณหภูมิต่ำ มีอุณหภูมิ 300 K และความเร็วของของไหล 1 m/s ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค15 การกำหนดอุณหภูมิและความเร็วของของไหลอุณหภูมิต่ำ

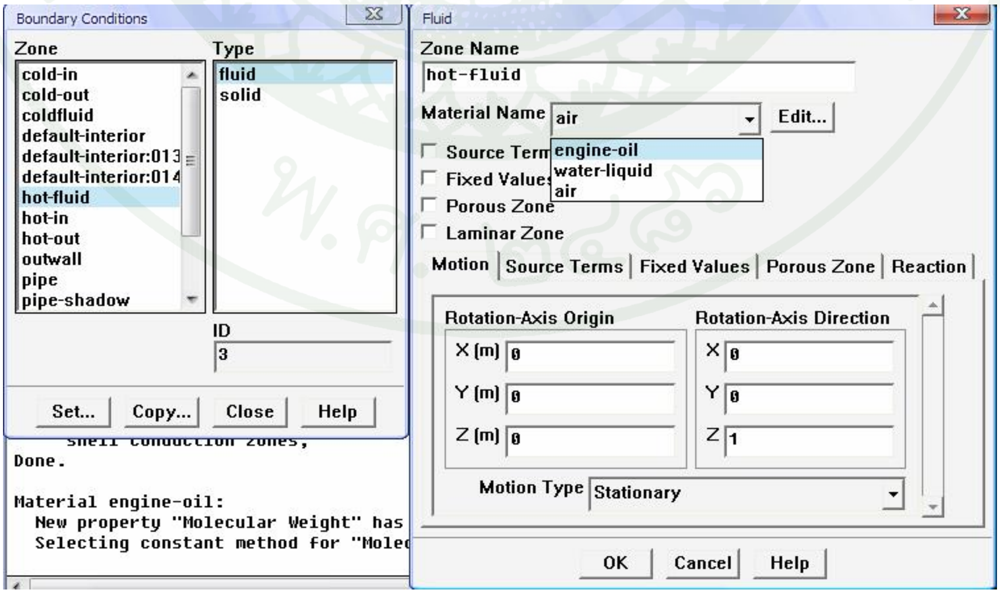
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

16. ทำการกำหนดชนิดของของไหลอุณหภูมิต่ำโดยเลือกที่ zone ของ cold fluid โดยในช่อง Type ให้เลือกเป็น fluid และในช่อง Material Name ให้เลือก water-liquid ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค16 การกำหนดชนิดของของไหลอุณหภูมิต่ำ

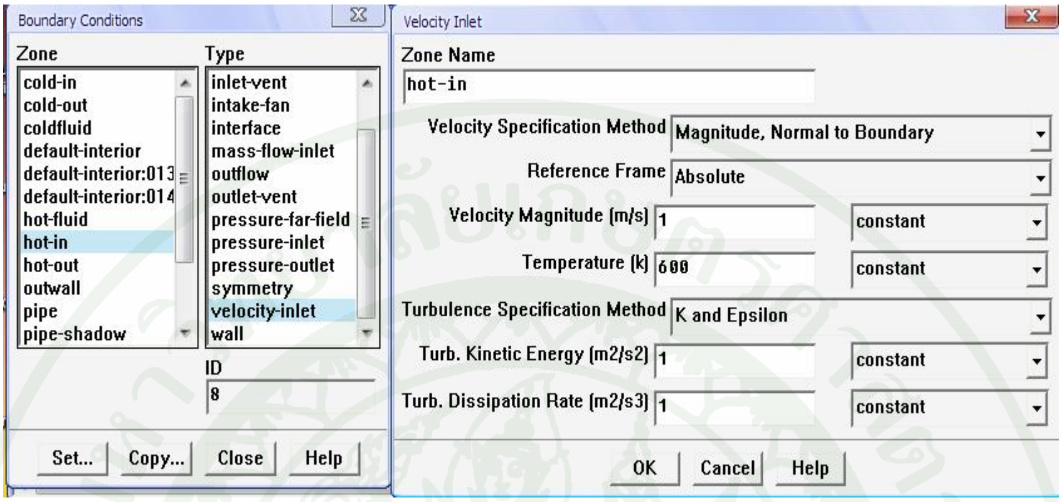
17. ทำการกำหนดชนิดของของไหลอุณหภูมิสูงโดยเลือกที่ zone ของ hot fluid โดยในช่อง Type ให้เลือกเป็น fluid และในช่อง Material Name ให้เลือก engine-oil ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค17 การกำหนดชนิดของของไหลอุณหภูมิสูง

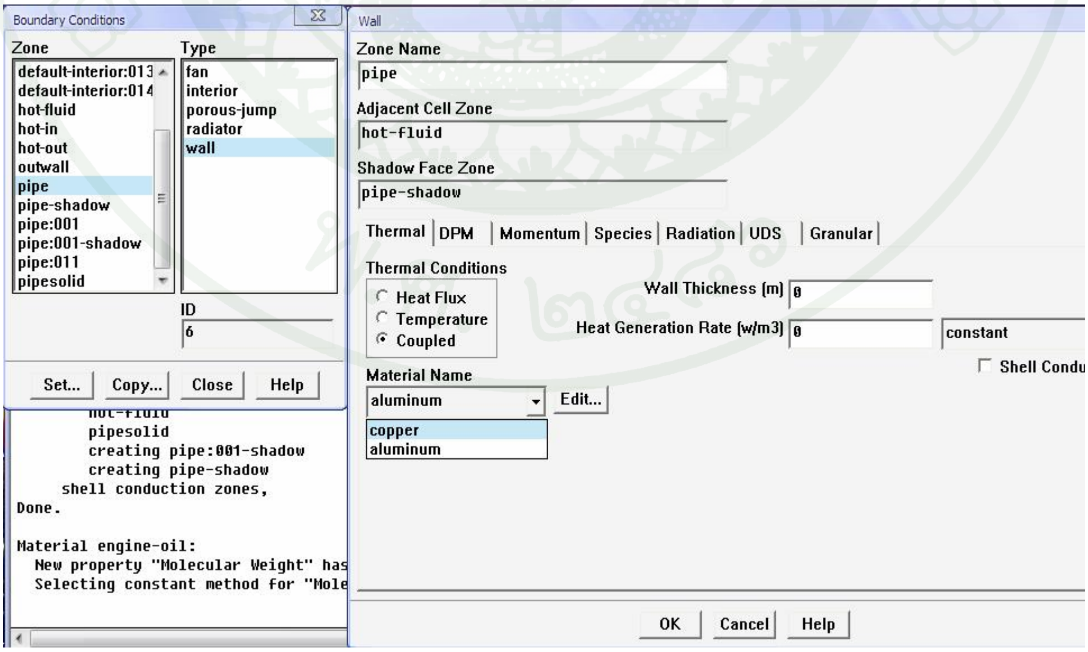
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

18. ทำการกำหนดที่ zone hot-in เป็น Type ของ velocity inlet ซึ่งเป็นของไหลอุณหภูมิสูง มีอุณหภูมิ 600 K และความเร็วของของไหล 1 m/s ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค18 การกำหนดอุณหภูมิและความเร็วของของไหลอุณหภูมิสูง

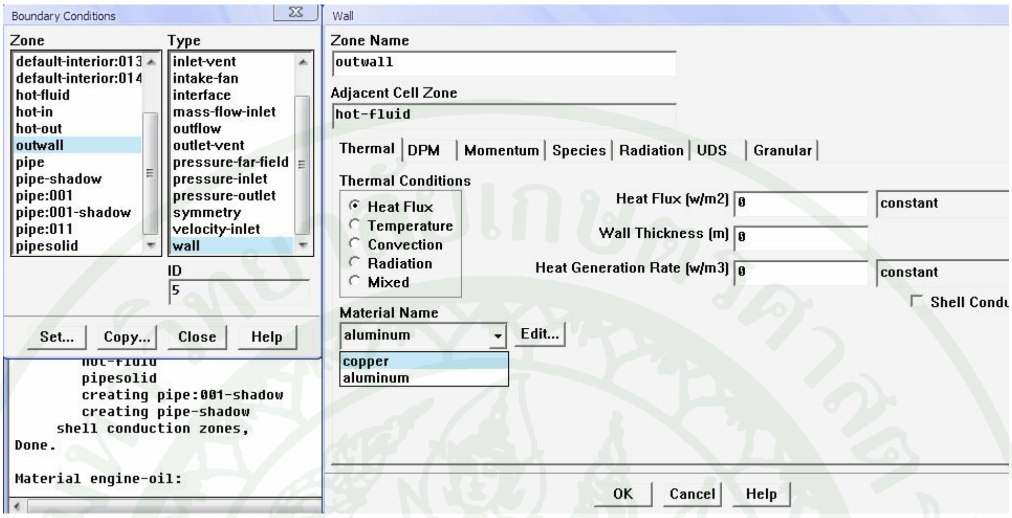
19. ทำการกำหนดที่ zone pipe เป็น Type ของ wall ซึ่งเป็นของแข็งโดยเลือกชนิดของของแข็งเป็นทองแดง ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค19 การกำหนดชนิดของของแข็งบริเวณท่อด้านในเป็นทองแดง

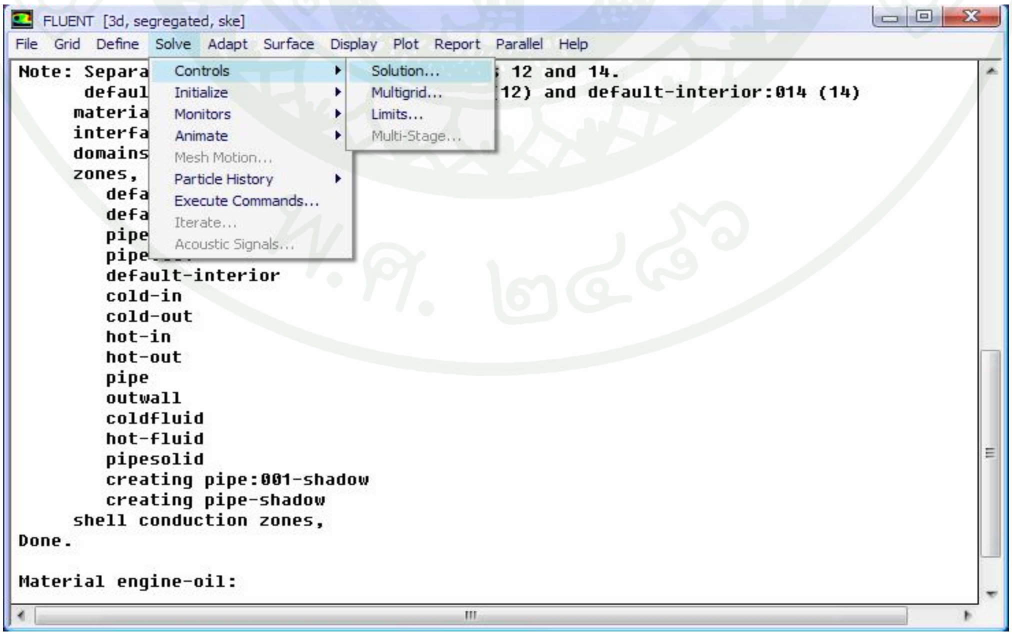
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

20. ทำการกำหนดที่ zone outwall เป็น Type ของ wall ซึ่งเป็นของแข็งโดยเลือกชนิดของของแข็งเป็นทองแดง ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค20 การกำหนดชนิดของของแข็งบริเวณท่อด้านนอกเป็นทองแดง

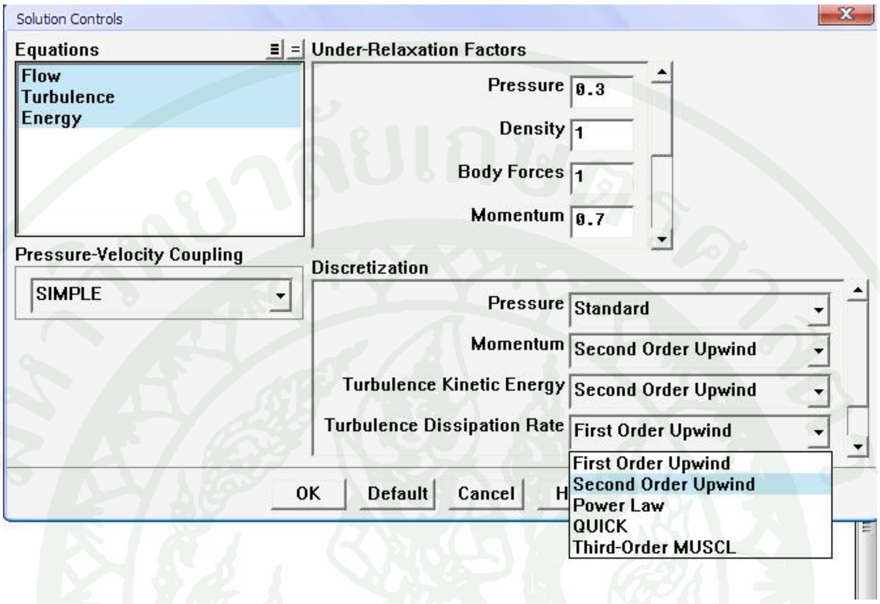
21. ทำการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำโดยเลือกที่ Solve >> Controls >> Solution ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค21 การแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ

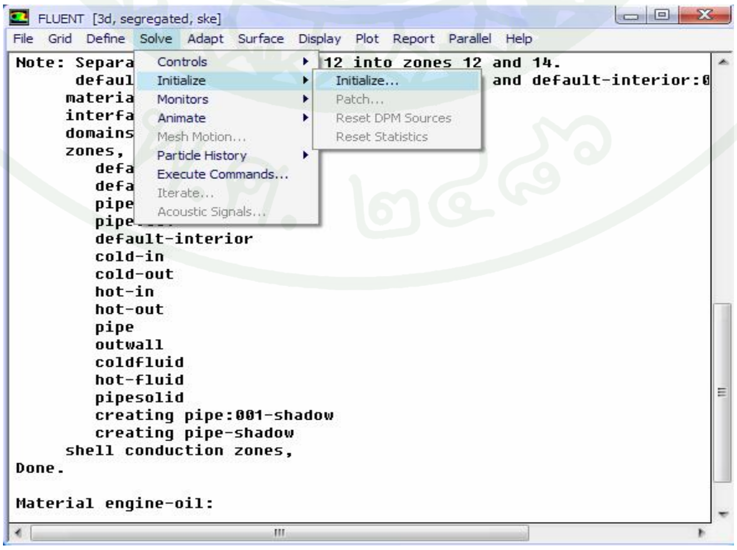
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

22. ทำการกำหนดค่า Under-Relaxation ให้เหมาะสมแต่จะใช้ค่าเริ่มต้นของโปรแกรมก็ได้ จากนั้นที่ช่อง Discretization ทำการเปลี่ยนวิธีการหาผลเฉลยจาก First Order Upwind เป็น Second Order Upwind เพื่อความระเอียดของคำตอบดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค22 การกำหนดค่า Under-Relaxation ของปัญหา

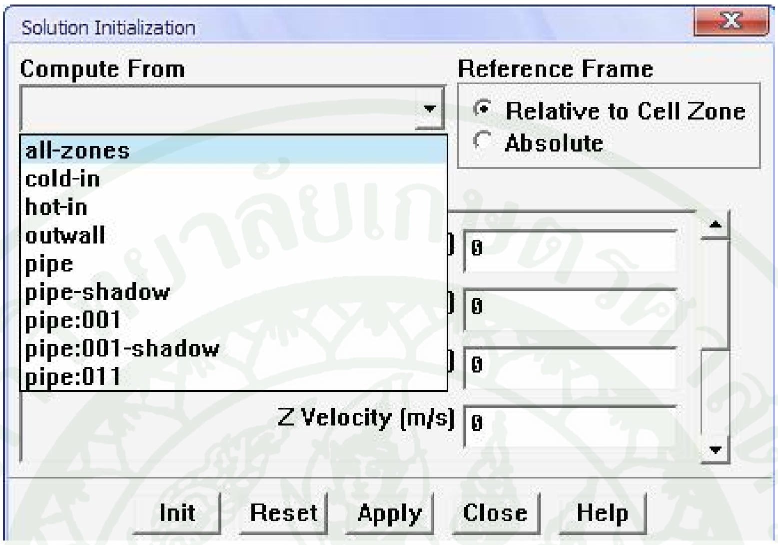
23. ทำการเริ่มต้นการแก้ปัญหาโดยเลือกที่ Solve >> Initialize ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค23 การเริ่มต้นการแก้ปัญหา

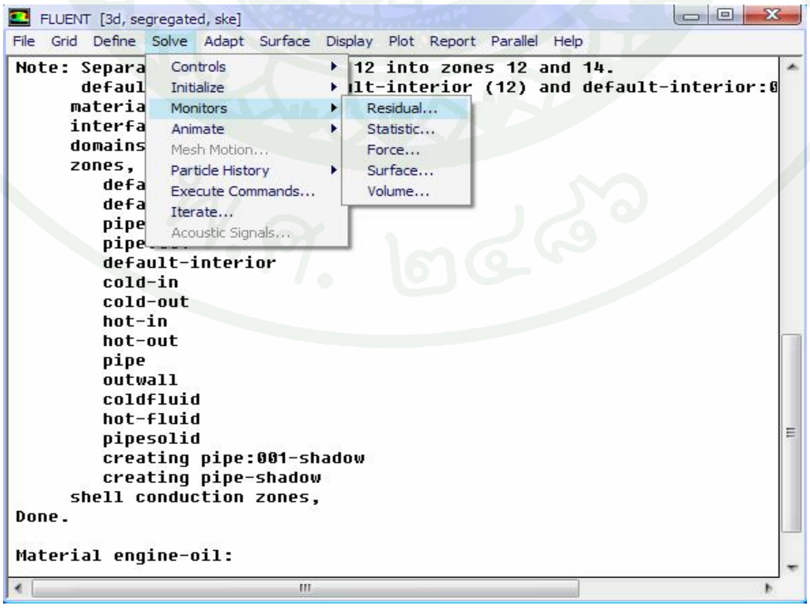
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

24. โดยเริ่มต้นแก้ปัญหาจากทุกส่วนที่ช่อง Compute From ให้เลือก all-zone เพื่อเริ่มแก้ปัญหาจากทุกส่วนแล้วเลือกที่ Init และ Apply ตามลำดับ ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค24 การเริ่มต้นการแก้ปัญหาจากทุกส่วน

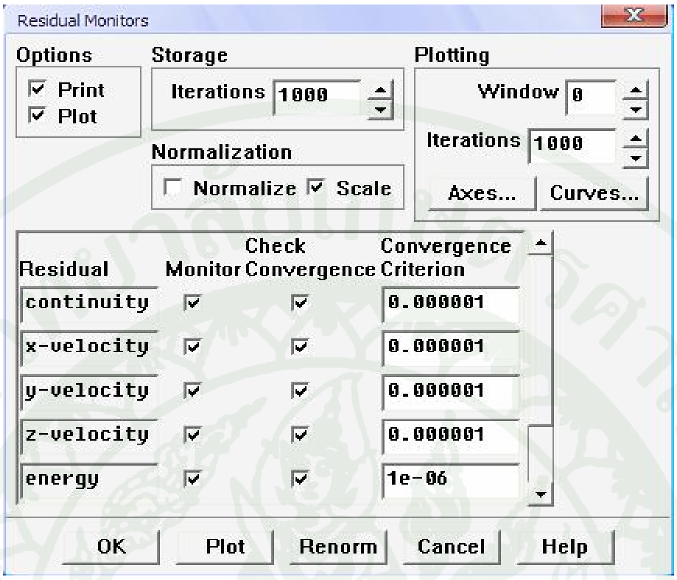
25. ทำการกำหนดค่าเศษเหลือ (Residual) โดยเลือกที่ Solve >> Monitors >> Residual ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค25 การกำหนดค่าเศษเหลือ (Residual)

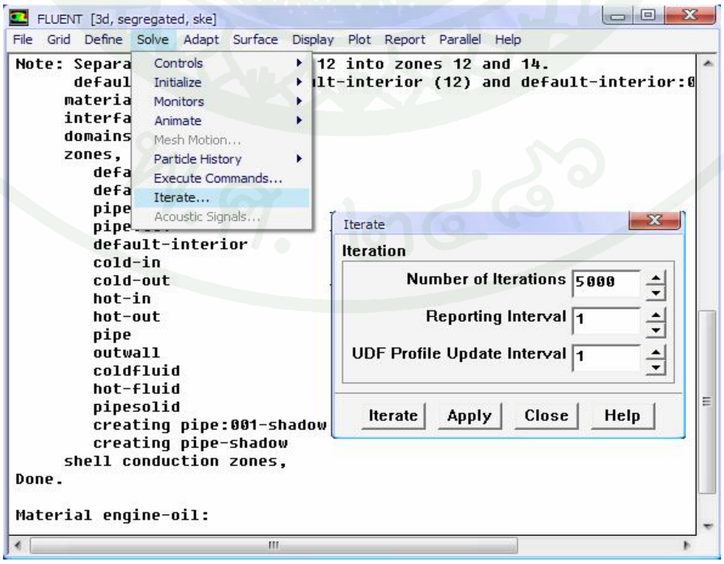
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

26. ทำการกำหนดค่า Convergence Criterion เป็น 0.000001 ทุกช่องเพื่อให้โปรแกรมหยุดทำงานเมื่อเศษเหลือของคำตอบมีความแตกต่างกันน้อยกว่า 0.000001 ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค26 การกำหนดค่า Convergence Criterion

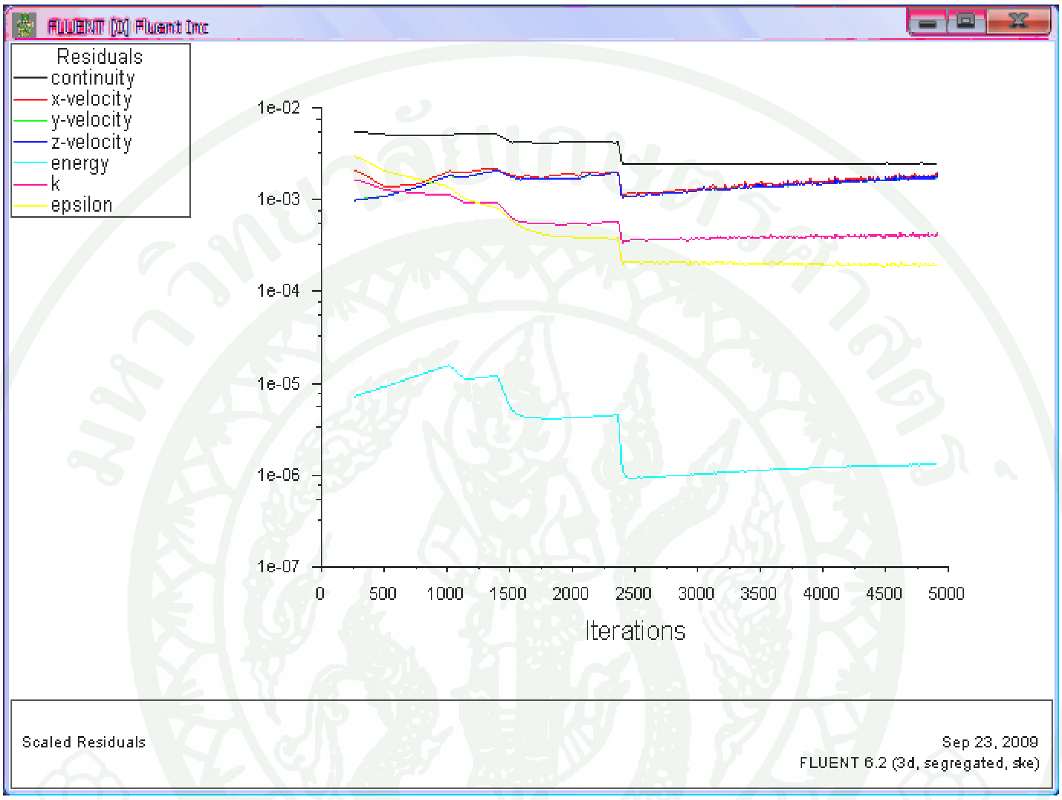
27. ทำการกำหนดจำนวนรอบการทำซ้ำของระเบียบวิธีเชิงตัวเลขโดยเลือกที่ Solve >> Iterate และในช่อง Number of iterations ให้กำหนดเป็น 5000 รอบหรือมากกว่า ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค27 การกำหนดจำนวนรอบการทำซ้ำของระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

28. ทำการปล่อยให้โปรแกรมทำงานโดยสังเกตผลเฉลยว่ามีการลู่เข้าค่าใดค่าหนึ่งหรือยังถ้าผลเฉลยยังไม่รู้เข้าให้กลับไปปรับที่ค่า Under-Relaxation ของปัญหาให้มีค่าน้อยลงจนผลเฉลยลู่เข้าจะสังเกตได้ว่าเส้นที่เป็นตัวแทนของสมการจะเป็นเส้นตรงจะได้คำตอบของปัญหานั้น ดังภาพ



ภาพผนวกที่ ค28 การลู่เข้าของปัญหา

30. จากขั้นตอนที่ผ่านมาทั้งหมดจะทำให้ได้ผลของการศึกษาค่า Reynolds number ต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมที่กรณีหนึ่งให้ทำการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ใหม่โดยการเปลี่ยนแปลงค่าความเร็วของของไหลอุณหภูมิต่ำและทำตามขั้นตอนตั้งแต่แรกใหม่เพื่อหาผลกระทบของค่า Reynolds number ตั้งแต่ 10,000-40,000 ต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมทั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ภาคผนวก ง

ความคลาดเคลื่อนของโปรแกรมและความคลาดเคลื่อนของสมการที่ใช้ประมาณการไหล
ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ความคลาดเคลื่อนของโปรแกรมและความคลาดเคลื่อนของสมการที่ใช้ประมาณการไหล ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

ค่า Friction Factor ที่ได้จากโปรแกรมโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบนั้นจะต้องนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับสมการของค่า Friction Factor จากสมการเพื่อหาความคลาดเคลื่อนของโปรแกรมโดยค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบนั้น แสดงตามตารางผนวกที่ ง1

ตารางผนวกที่ ง1 แสดงค่า Friction Factor ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบที่คำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข และจากทางทฤษฎีของ Colebrook

Reynolds number	ความเร็ว (m/s)	Friction factor ท่อเรียบ	Friction factor ทางทฤษฎีของท่อเรียบ	% ความคลาดเคลื่อน
10000	0.53	0.0436	0.0395	9.57
20000	1.12	0.0382	0.0334	12.51
30000	1.64	0.0331	0.0275	16.797
40000	2.14	0.0263	0.0224	14.858

จากผลการเปรียบเทียบพบว่าค่าความคลาดเคลื่อนมีค่าสูงสุดประมาณ 13% ความคลาดเคลื่อนจากค่าFriction factor ของท่อเรียบ กับค่า Friction factor จากทางทฤษฎีของท่อเรียบนั้น อาจเกิดจากการความละเอียดของ mesh ที่ใช้ในการจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ละเอียดมากพอ แต่เนื่องมาจากข้อจำกัดทางคอมพิวเตอร์ด้านหน่วยความจำและเวลาในการคำนวณทางคอมพิวเตอร์ทำให้ไม่สามารถทำ mesh ได้ละเอียดมากๆ ได้ แต่อย่างไรก็ตามความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นไม่มากนักแสดงว่าผลของการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขมีความใกล้เคียงกับผลทางทฤษฎี จึงสามารถใช้วิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขในการประมาณค่า Friction Factor ของท่อเกลียวได้

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จากการวิเคราะห์ค่า Nusselt number ของการไหลในท่อเรียบที่ได้จากการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขเปรียบเทียบกับค่า Nusselt number ที่ได้จากการคำนวณตามสมการของ Dittus-Boelter ได้แสดงในตารางผนวกที่ ง2

ตารางผนวกที่ ง2 แสดงค่า Nusselt number ของท่อเรียบที่คำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข และจากทางทฤษฎีของ Dittus-Boelter

Reynolds number	ความเร็ว (m/s)	Nu ท่อเรียบ	Nu ทางทฤษฎี ของท่อเรียบ	% ความคลาดเคลื่อน
10000	0.53	68.04	61.86	9.564
20000	1.12	115.42	107.71	6.684
30000	1.64	179.09	148.97	16.81
40000	2.14	208.34	187.53	9.989

ความคลาดของค่า Nusselt number ของท่อเรียบกับค่า Nusselt number จากทางทฤษฎีของท่อเรียบมีเหตุผลเช่นเดียวกับค่าความคลาดเคลื่อนจากค่าFriction factor ของท่อเรียบ กับค่า Friction factor จากทางทฤษฎีของท่อเรียบ อันได้แก่ความละเอียดของ Mesh ที่ต้องทำให้เล็กมากๆ แต่ก็มีขีดจำกัดของหน่วยความจำของคอมพิวเตอร์ จึงไม่สามารถทำให้ละเอียดมากกว่านี้

เมื่อพิจารณาค่า Friction Factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบโดยวิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขจะพบว่าค่า Friction Factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบธรรมดาที่ค่า Reynolds number เดียวกัน อันเนื่องมาจากการไหลในท่อเกลียวนั้นทำให้การไหลเกิดการถูกขัดขวางการไหลโดยเฉพาะบริเวณร่องเกลียว จึงทำให้เกิดความดันตกคร่อมในการไหลมากกว่าการไหลในท่อเรียบธรรมดา ซึ่งผลของการเพิ่มขึ้นของค่า Friction Factor ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียวเปรียบเทียบกับท่อเรียบ แสดงในตารางผนวกที่ ง3

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ ง3 แสดงค่า Friction Factor ของท่อเกลียวเปรียบเทียบกับท่อเรียบ และ % การเพิ่มขึ้นของ Friction Factor

Reynolds number	Friction factor ท่อเรียบ	Friction factor ท่อเกลียว	%การเพิ่มขึ้นของ Friction factor
10000	0.0436	0.0622	29.789
20000	0.0382	0.0537	28.857
30000	0.0331	0.0440	24.724
40000	0.0263	0.0350	24.736

เมื่อพิจารณาค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ จะพบว่าค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบธรรมดาที่ค่า Reynolds number เดียวกัน อันเนื่องมาจากเมื่อของไหลไหลผ่านภายในท่อเกลียวนั้น ของไหลจะเกิดการไหลแบบปั่นป่วนมากกว่าการไหลผ่านในท่อเรียบธรรมดาโดยเฉพาะบริเวณร่องของท่อเกลียวเมื่อการไหลเกิดการปั่นป่วนมากขึ้น จะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้นตรงบริเวณนั้นทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบธรรมดาจึงทำให้ค่า Nusselt number ในท่อเกลียวมีค่ามากค่า Nusselt number ในท่อเรียบธรรมดา ค่า Nussellt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียว เปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ แสดงในตารางผนวกที่ ง4

ตารางผนวกที่ ง4 แสดงค่า Nusselt number ของท่อเกลียว และ % การเพิ่มขึ้นของ Nusselt number

Reynolds number	Nu ท่อเรียบ	Nu ท่อเกลียว	% การเพิ่มขึ้นของ Nu
10000	68.04	101.02	32.286
20000	115.42	174.29	33.776
30000	179.09	268.38	33.272
40000	208.34	369.42	43.602

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เมื่อพิจารณาสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวนั้น ผลของสมการมีความคลาดเคลื่อนกับผลจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีต่างๆ ดังแสดงในตารางผนวกที่ ง5 ถึงตารางที่ ง7

ตารางผนวกที่ ง5 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับค่า friction factor ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่าReynolds number

Reynolds number	friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	friction factor จากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor	% ความคลาดเคลื่อนของ friction factor
10000	0.0622	0.0588	5.35028
15000	0.0579	0.0521	9.846
20000	0.0537	0.0479	10.75
25000	0.0475	0.0448	5.567
30000	0.044	0.0424	3.42
35000	0.0375	0.0405	8.256
40000	0.035	0.0390	11.4834

ตารางผนวกที่ ง6 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับค่า friction factor ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า (e/d)

(e/d)	friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	friction factor จากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor	% ความคลาดเคลื่อนของ friction factor
0.04	0.035	0.0390	10.3
0.05	0.0381	0.040107	5.0
0.06	0.0403	0.041018	1.750
0.07	0.0415	0.041804	0.72
0.08	0.0422	0.042498	0.73
0.09	0.044	0.043119	2.02

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ ง7 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor กับค่า friction factor ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า (p/d)

(p/d)	friction factor จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	friction factor จากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor	% ความคลาดเคลื่อนของ friction factor
1	0.047	0.058718	19.95573
2	0.041	0.045372	9.635178
3	0.035	0.039019	10.3006
4	0.0307	0.035059	12.43369
5	0.0272	0.032266	15.70183
6	0.024	0.030151	20.39948

เมื่อพิจารณาสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวนั้น ผลของสมการมีความคลาดเคลื่อนกับผลจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีต่างๆ ดังแสดงในตารางผนวกที่ ง8 ถึง ตารางที่ ง11

ตารางผนวกที่ ง8 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับค่า Nusselt number ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number

Reynolds number	Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	Nusselt number จากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number	% ความคลาดเคลื่อนของ Nusselt number
10000	101.2	132.1506	23.42073
15000	143.7	173.7595	17.29947
20000	174.3	211.0059	17.39568
25000	243.5	245.3119	0.738603
30000	268.4	277.443	3.259424
35000	328.7	307.8716	6.76529
40000	369.42	336.9147	9.647926

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ ง9 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับค่า Nusselt number ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า (e/d)

(e/d)	Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	Nusselt number จากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor	% ความคลาดเคลื่อนของ friction factor
0.04	369.42	356.9147	3.385112
0.05	388.2	364.6617	6.063458
0.06	397	368.5898	7.156224
0.07	408.3	371.9462	8.903699
0.08	409.8	374.88	8.521234
0.09	411.7	377.4882	8.309877

ตารางผนวกที่ ง10 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับค่า Nusselt number ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า (p/d)

(p/d)	Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	Nusselt number จากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number	% ความคลาดเคลื่อนของ Nusselt number
1	405.3	385.1531	4.970871
2	390.4	353.9712	9.331154
3	369.42	336.9147	8.799004
4	342.2	325.3138	4.934609
5	338.9	316.5912	6.582716
6	330.7	309.6382	6.368855

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ ง11 ความคลาดเคลื่อนจากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number กับค่า Nusselt number ที่ได้จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในกรณีมีการเปลี่ยนแปลงค่า (Pr)

(Pr)	Nusselt number จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	Nusselt number จากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number	% ความคลาดเคลื่อนของ Nusselt number
0.741	860.62	988.0331	12.89563
1.034	526.55	842.1728	37.4772
1.467	514.86	712.157	27.70414
3.972	447.39	441.7711	1.271901
6.99	369.42	336.9147	9.647926

ตารางผนวกที่ ง12 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า friction factor กับผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001)

Reynolds number	friction factor จากการทดลอง	friction factor จากสมการที่ใช้ประมาณค่า friction factor	% ความคลาดเคลื่อนของ friction factor
10000	0.051	0.0588	13.37157
15000	0.048	0.0521	8.044481
20000	0.045	0.0479	6.110203
25000	0.0425	0.0448	5.256807
30000	0.04	0.0424	5.873447
35000	0.039	0.0405	3.931749
40000	0.038	0.0390	2.612081

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ ง13 ความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Nusselt number กับผลการทดลองของ (Dong *et al*., 2001)

Reynolds number	Nusselt number จากการทดลอง	Nusselt number จากสมการที่ใช้ประมาณค่า Nusselt number	% ความคลาดเคลื่อนของ friction factor
10000	90	132.1506	31.89591
15000	148	173.7595	14.82479
20000	198	211.0059	6.163769
25000	221	245.3119	9.910601
30000	230	277.443	17.1001
35000	267	307.8716	13.27553
40000	300	336.9147	10.95669

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ประวัติการศึกษาและการทำงาน

ชื่อ–นามสกุล	นายภูมิ จาตุนิตานนท์
วัน เดือน ปี ที่เกิด	19 มกราคม พ.ศ. 2529
สถานที่เกิด	กรุงเทพมหานคร
ประวัติการศึกษา	ปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ (กำแพงแสน) พ.ศ. 2551
ทุนการศึกษาที่ได้รับ	ทุนอุดหนุนและส่งเสริมวิทยานิพนธ์ระดับปริญญาโท บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ประจำปี งบประมาณ 2551

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์