



รายงานสหกิจศึกษาฉบับสมบูรณ์

เครื่องมือสำหรับการวิเคราะห์สมรรถนะของปั๊มแรงเหวี่ยง
Tools for centrifugal pump performance analysis

นายณัฐวุฒิ เวียงสมุทร

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อโครงการสหกิจศึกษา เครื่องมือสำหรับการวิเคราะห์สมรรถนะของปั๊มแรงเหวี่ยง

ชื่อ-สกุล นักศึกษา นายณัฐวุฒิ เวียงสมุทร

คณะ วิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ชื่อ-สกุล อาจารย์นิเทศ รศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข

ชื่อ-สกุล ผู้นิเทศงาน Dr. Igor Kulchitskiy, นายณัฐชนน อนุรพันธ์ และ นายศุภณัฐ แสงชัยทิพย์

สถานประกอบการ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน)

บทคัดย่อ

ปัจจุบันนี้ในหลายหน่วยผลิตของบริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน) มักพบเจอกับปัญหาที่ปั๊มทำงานเพียงตัวเดียวไม่สามารถสร้างอัตราการไหล และเฮด ได้ตามที่กระบวนการต้องการอยู่เสมอ ต่อมาจึงมีการปฏิบัติงานโดยใช้วิธีการปั๊มทำงานแบบต่อขนานกัน ซึ่งการทำงานแบบต่อขนานกันของปั๊มนั้นทำให้เกิดอันตรายและยังส่งผลให้ไม่มีการป้องกันที่เพียงพอสำหรับปั๊ม โดยยังคงขาดเครื่องมือที่จะใช้วิเคราะห์สาเหตุของปัญหาที่เกี่ยวข้องกับระบบปั๊ม

โครงการครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาการวิเคราะห์ระบบของปั๊ม โดยสร้างโปรแกรมสำหรับการคำนวณ system curve ในรูปแบบของโปรแกรม Microsoft excel สำหรับการใช้ตรวจสอบทั่วไป

วิธีการดำเนินโครงการ คือ เลือกปั๊มที่จะนำมาศึกษา และรวบรวมข้อมูลทั้งหมด จากนั้นสร้างฟอร์มสำหรับการคำนวณ system curve ใน Microsoft excel และทำการตรวจสอบโปรแกรมที่สร้างขึ้นมา สุดท้ายวิเคราะห์จากผลการคำนวณโดยใช้โปรแกรม

ผลจากการทำโครงการพบว่าสามารถสร้าง system curve สำหรับการวิเคราะห์ปั๊มแบบใช้งานตัวเดียวและใช้งานแบบต่อขนานกัน และวิเคราะห์การเพิ่มหรือลดของขนาดใบพัด และเหมาะในการใช้วิเคราะห์สำหรับปั๊มชนิดเดียวกัน และใช้คำนวณสำหรับการไหลทิศทางเดียวเท่านั้น

คำสำคัญ: ปั๊มแรงเหวี่ยง, กราฟเฮดของระบบ, การต่อปั๊ม, การขยายใบพัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Cooperative Title: Tools for centrifugal pump performance analysis

Student intern name: Mr. Nattawut Wiangsamut

Faculty: Engineering **Department:** Mechanical engineering

Advisor name: Assoc. Prof. Dr. Jarruwat Charoensuk

Mentor name: Dr. Igor Kulchitskiy, Mr. Natchanon Anurapant, Mr. Supanat Saengchaithip

Company: Thai Oil public company limited

ABSTRACT

Nowadays in many product units of Thai Oil usually confront with the problem that the single pump running cannot provide sufficient flow rate and head to the process. Currently, operate in parallel running is chosen method but parallel operation is dangerous and result to insufficient safeguard for pump and still lacking tools to analyze the root of the problem relating to the pump system.

The objective of the project to develop pumping system analysis calculation system curve in form Microsoft excel for commonly use in inspection.

Methodology of the project is select modeling and data collection, then create calculation form and calculation, modeling validation and finally analysis from calculation result.

Conclusion for system curve program, use visualize the system curve for analysis single or parallel run and old or new impeller size. Suitable to analyze for the same series and still appropriate with calculation for single flow line only.

Keyword: Centrifugal pump, system curve, run pump, enlarge impeller

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิศวกรรมระดับปริญญาตรีนี้ เกิดจากการปฏิบัติงานสหกิจศึกษา โครงการ Project Based ประจำปีการศึกษา 2562 ของบริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน) ตั้งแต่วันที่ 5 เดือน สิงหาคม พ.ศ. 2562 ถึง วันที่ 22 พฤศจิกายน พ.ศ. 2562 ส่งผลให้โครงการชิ้นนี้สำเร็จลงได้ด้วยความรู้และความช่วยเหลืออย่างยิ่งจาก Dr. Igor Kulchitskiy หัวหน้าแผนก ENRM, นายชเรศ วุฒิภูกุล หัวหน้าฝ่าย Reliability แผนก ENRM, นายณัฐชนน อนุรพันธ์ ตำแหน่งกลุ่มสนับสนุนด้านเทคนิค-Rotating equipment/inspection แผนก ENRM และ นายศุภณัฐ แสงชัยทิพย์ ตำแหน่งกลุ่มสนับสนุนด้านเทคนิค-Reliability แผนก ENRM ที่ได้สละเวลาอันมีค่าแก่นักศึกษา และให้คำปรึกษา อีกทั้งยังคอยแนะแนวทาง ตลอดจนตรวจทานแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆ ด้วยความเอาใจใส่เป็นอย่างยิ่ง จนโครงการวิศวกรรมชิ้นนี้เสร็จสมบูรณ์ลุล่วงได้ด้วยดี อีกทั้งยังมอบประสบการณ์ที่ดี เพื่อนำมาเรียนรู้ต่อไปในอนาคต นักศึกษาผู้ทำการโครงการขอกราบพระคุณเป็นอย่างสูง ณ ที่นี้จากใจจริง และขอขอบคุณ รศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษาของโครงการนี้เป็นอย่างยิ่งที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ช่วยเหลือ ใส่ใจทุกรายละเอียด ตรวจทานแก้ไขและปรับปรุงเล่มรายงานฉบับนี้ จนเสร็จสมบูรณ์ และขอขอบคุณบุคลากรในบริษัททุกๆท่านที่ให้ความช่วยเหลือทำให้การดำเนินงานของโครงการราบรื่นและไม่เกิดปัญหาใดๆ

นายณัฐวุฒิ เวียงสมุทร 59010481

สารบัญ

บทคัดย่อ.....	I
ABSTRACT.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญรูป.....	VI
สารบัญตาราง.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	1
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	1
1.4 วิธีการดำเนินการวิจัย.....	1
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
บทที่ 2 ทฤษฎีและความรู้พื้นฐานที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 ความรู้พื้นฐานของปั๊มแรงเหวี่ยง.....	3
2.2 ทฤษฎีของการไหลในท่อ.....	4
2.2.1 การสมมูลมวล.....	4
2.2.2 เฮด (Head).....	4
2.2.3 เฮดความดัน (Pressure Head, H_p).....	5
2.2.4 เฮดความเร็ว (Velocity Head, H_v).....	5
2.2.5 เฮดสถิตย (Potential Head, Z).....	6
2.2.6 เฮดการสูญเสียรวม (Total Head Loss, H_L).....	6
2.2.7 การสูญเสียเฮดความฝืดหรือการสูญเสียหลัก.....	7
2.2.8 การสูญเสียเฮดเนื่องจากการไหลผ่านอุปกรณ์หรือการสูญเสียรอง.....	9
2.2.9 การสูญเสียเฮดเนื่องจากการไหลผ่าน Flow meter.....	12
2.2.10 การสูญเสียเฮดเนื่องจากการไหลผ่าน Control valve.....	13
2.2.11 การสูญเสียเฮดเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger).....	14

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.12 การสูญเสียที่ตำแหน่ง Shell	15
2.2.13 การสูญเสียที่ตำแหน่ง Tube	19
2.3 ทฤษฎีของกราฟเฮตของระบบ	20
2.3.1 กราฟเฮตของปั๊ม	22
2.3.2 การต่อปั๊มแบบขนานและอนุกรม	23
2.3.3 กฎของความเสมือน (Affinity Laws)	24
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	25
3.1 การดำเนินงาน	25
3.1.1 เลือกปั๊มที่จะนำมาศึกษา และการรวบรวมข้อมูล	25
3.1.2 สร้างฟอร์มในการคำนวณ System curve	28
บทที่ 4 ผลการดำเนินงานและวิเคราะห์ผล	32
4.1 การตรวจสอบโปรแกรม	36
บทที่ 5 สรุปโครงการวิศวกรรม	40
5.1 สรุปผลจากการทำโปรแกรมกราฟเฮตของระบบ	40
5.2 ปัญหา อุปสรรค และแนวทางแก้ไขในอนาคต	40
เอกสารอ้างอิง	41
ภาคผนวก	42

สารบัญรูป

รูปที่ 2.1.1 แสดงทิศทางการไหลของของไหลขณะผ่านออกจากใบพัด.....	3
รูปที่ 2.1.2 แสดงลักษณะทั่ว ๆ ไปของ Centrifugal pump.....	3
รูปที่ 2.2.1 การไหลในท่อเปลี่ยนขนาด.....	4
รูปที่ 2.2.2 ลักษณะการไหลแบบราบเรียบ (บน) และแบบปั่นป่วน(ล่าง).....	6
รูปที่ 2.2.3 แผนภาพมูดี (Moody Diagram).....	8
รูปที่ 2.2.4 ลักษณะโครงสร้างของโกลบวาล์ว.....	11
รูปที่ 2.2.5 ลักษณะโครงสร้างของเกตวาล์ว.....	11
รูปที่ 2.2.6 Swing Check Valve.....	11
รูปที่ 2.2.7 ข้อต่อตัว T และข้องอ 90 องศา.....	11
รูปที่ 2.2.8 K_v และเปอร์เซ็นต์การเปิด ในวาล์วชนิดต่าง ๆ (Sank 1998).....	14
รูปที่ 2.2.9 TEMA Type ของ Heat exchanger.....	14
รูปที่ 2.2.10 องค์ประกอบของ Heat exchanger.....	15
รูปที่ 2.2.11 Tube layout.....	15
รูปที่ 2.2.12 Square pitch 90° และ 45°.....	16
รูปที่ 2.2.13 Triangular pitch 90° และ 45°.....	16
รูปที่ 2.2.14 Tube bundle.....	16
รูปที่ 2.2.15 รายละเอียดของ Square pitch.....	17
รูปที่ 2.3.1 การรวมของกราฟเฮดสถิตย์และกราฟเฮดความฝืด.....	21
รูปที่ 2.3.2 กราฟเฮดของระบบท่อเมื่อไม่มีการเปลี่ยนแปลงความสูง.....	22
รูปที่ 2.3.3 กราฟเฮดของระบบท่อเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความสูง.....	22
รูปที่ 2.3.4 กราฟคุณลักษณะ (กราฟเฮดหรือกราฟ H-Q) ของปั๊ม.....	23
รูปที่ 2.3.5 จุดทำงานของปั๊มคือจุดตัดของกราฟเฮดของระบบและกราฟเฮดของปั๊ม.....	23
รูปที่ 2.3.6 การต่อปั๊มแบบขนาน.....	24
รูปที่ 2.3.7 การต่อปั๊มแบบอนุกรม.....	24
รูปที่ 3.1.1 ปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง P-58202A.....	25
รูปที่ 3.1.2 ปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง P-58210A	26
รูปที่ 3.1.3 ตัวอย่าง Engineering flow diagram ของปั๊ม P-58210AB.....	26
รูปที่ 3.1.4 ตัวอย่าง Isometric drawing ของปั๊ม P-58210AB.....	27

รูปที่ 3.1.5 ตัวอย่าง Datasheet ของปั๊ม P-58210AB.....	27
รูปที่ 3.1.6 โปรแกรมสำหรับใช้ในการคำนวณ system curve.....	28
รูปที่ 3.1.7 ป้อนค่าจาก pump performance curve.....	28
รูปที่ 3.1.8 ใส่ข้อมูลจาก datasheet.....	29
รูปที่ 3.1.9 ใส่จำนวนของข้อต่อ และวาล์วชนิดต่างๆ.....	29
รูปที่ 3.1.10 กราฟของ pump characteristic curve ขณะทำงานตัวเดียวและแบบต่อขนานกัน...30	
รูปที่ 3.1.11 กราฟของ pump characteristic curve ขณะเพิ่มหรือลดขนาดใบพัดของปั๊ม.....30	
รูปที่ 3.1.12 กระบวนการของปั๊ม P-58202AB ส่วนที่ 1.....	31
รูปที่ 3.1.13 กระบวนการของปั๊ม P-58202AB ส่วนที่ 2.....	31
รูปที่ 3.1.14 กระบวนการของปั๊ม P-58202AB ส่วนที่ 3.....	32
รูปที่ 3.1.15 กระบวนการของปั๊ม P-58202AB ส่วนที่ 4.....	32
รูปที่ 3.1.16 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 1.....	33
รูปที่ 3.1.17 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 2.....	33
รูปที่ 3.1.18 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 3.....	34
รูปที่ 3.1.19 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 4.....	34
รูปที่ 3.1.20 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 5.....	35
รูปที่ 3.1.21 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 6.....	35
รูปที่ 3.1.22 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 7.....	35
รูปที่ 4.1.1 Pump performance curve ของปั๊ม P-58202AB.....	36
รูปที่ 4.1.2 ข้อมูลจาก system curve program ของปั๊ม P-58202AB.....	37
รูปที่ 4.1.3 Pump performance curve ของปั๊ม P-58210AB.....	37
รูปที่ 4.1.4 ข้อมูลจาก system curve program ของปั๊ม P-58210AB.....	38

สารบัญตาราง

ตารางที่ 2.1 ค่าความขรุขระของผนังท่อ.....	8
ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ K_1, K_∞, K_d ของข้อต่อ และวาล์วชนิดต่างๆ.....	11



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

ปัจจุบันนี้ในหลายหน่วยผลิตของบริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน) (อังกฤษ Thai Oil Public Company Limited) ไทยออยล์เป็นผู้ประกอบธุรกิจการกลั่นและจำหน่ายน้ำมันปิโตรเลียมที่ใหญ่ที่สุดในประเทศไทย และเป็นโรงกลั่นที่มีประสิทธิภาพสูงสุดแห่งหนึ่งในภูมิภาคเอเชียแปซิฟิก ซึ่งก่อตั้งขึ้นในปี ค.ศ. 1961 โดยมีธุรกิจหลักคือ การกลั่นน้ำมันปิโตรเลียม ปัจจุบันมีกำลังการผลิต 275,000 บาร์เรลต่อวัน มักพบเจอกับปัญหาที่ปั๊มทำงานเพียงตัวเดียวไม่สามารถสร้างอัตราการไหลและเสดได้ตามที่กระบวนการผลิตต้องการอยู่สม่ำเสมอ ซึ่งการที่ปั๊มไม่สามารถสร้างอัตราการไหลและเสดได้ตามค่าที่ต้องการนั้นสามารถเกิดได้จาก 1. การเลือกปั๊มผิดรุ่น 2. การเสื่อมสภาพของอุปกรณ์ในปั๊ม 3. การต่อต้านการไหลของระบบ ซึ่งการทำงานแบบต่อขนานกันของปั๊มนั้นทำให้เกิดผลกระทบทางด้านความปลอดภัย (safety) ความเชื่อมั่นที่ลดน้อยลง (reliability) และทำให้สูญเสียกำลังการผลิตเมื่อต้องหยุดตัวใดตัวหนึ่งลงมาทำการบำรุงรักษา อีกทั้งยังส่งผลให้ไม่มีการป้องกันที่เพียงพอสำหรับปั๊ม โดยในตอนนี้ยังคงขาดเครื่องมือเพื่อที่จะใช้วิเคราะห์สาเหตุของปัญหาที่เกี่ยวข้องกับระบบปั๊มที่เกิดขึ้น และเพื่อที่จะใช้ในการปรับปรุงให้ถูกต้องและถูกวิธีและยังสามารถลดอายุการใช้งานของปั๊มได้อีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

โครงการครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาการวิเคราะห์ระบบของปั๊ม โดยสร้างโปรแกรมสำหรับการคำนวณ system curve ในรูปแบบของโปรแกรม Microsoft excel สำหรับการใช้ตรวจสอบทั่วไป

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

สร้าง system curve สำหรับการวิเคราะห์ปั๊มทำงานเพียงตัวเดียวและปั๊มทำงานสองตัวแบบต่อขนานกัน และสำหรับการวิเคราะห์การเพิ่มหรือลดขนาดของขนาดของใบพัด ซึ่งในโครงการนี้ใช้ในการวิเคราะห์สำหรับปั๊ม P-58202AB และปั๊ม P-58210AB เป็นกรณีศึกษา

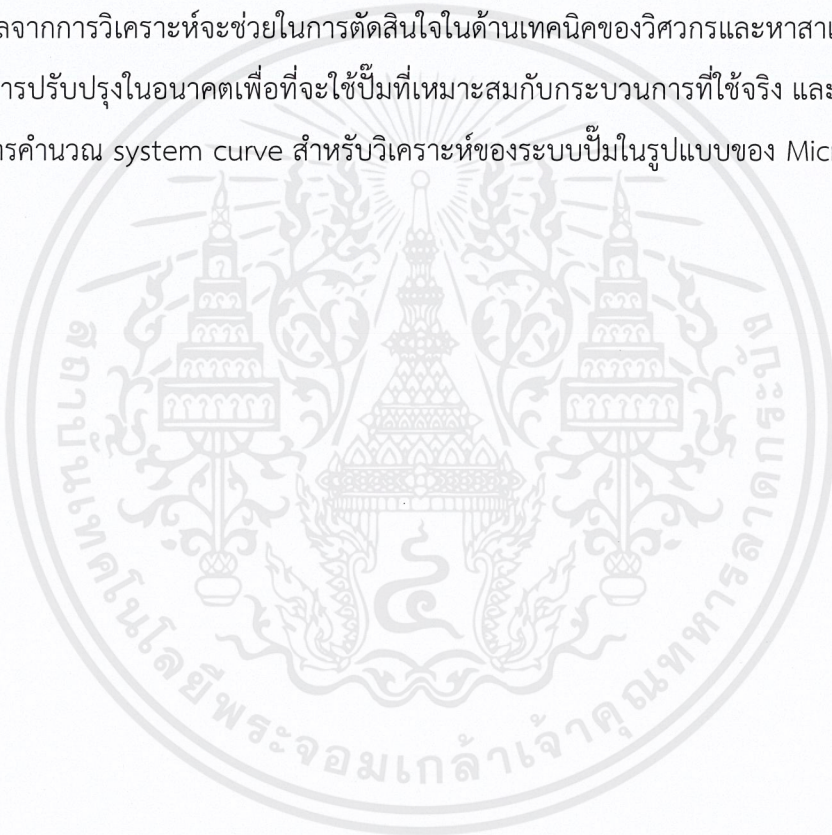
1.4 วิธีการดำเนินการวิจัย

วิธีการดำเนินโครงการ สามารถแบ่งเป็น 4 ขั้นตอน ได้แก่ ขั้นตอนแรกเลือกปั๊มที่จะนำมาศึกษาเพื่อที่จะใช้โปรแกรมที่สร้างขึ้นมานั้นนำมาวิเคราะห์หาสาเหตุที่แท้จริงของปัญหานี้ได้ และรวม

รวบรวมข้อมูลทั้งหมด โดยสามารถรวบรวมข้อมูลด้วยกันทั้งหมด 3 วิธี คือ 1. Engineering flow diagram 2. Isometric drawing 3. ข้อมูลของอุปกรณ์ต่างๆจากโรงงานที่ผลิต ขั้นตอนที่สองสร้างฟอร์มสำหรับการคำนวณ system curve ใน Microsoft excel โดยใช้สูตรในการคำนวณจากวิชา Fluid mechanics จากสาขาวิศวกรรมเครื่องกล และทำการคำนวณ system curve ขึ้นมา ขั้นตอนที่สามโดยนำข้อมูลผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรม นั้นมาเปรียบเทียบกับข้อมูลจาก manufacturer และตรวจสอบค่าความคลาดเคลื่อนนั้น และขั้นตอนสุดท้ายสรุปผลการคำนวณจากการใช้โปรแกรมวิเคราะห์ และแก้ไขปัญหาเพื่อจะสามารถทำงานต่อไปได้อย่างมีประสิทธิภาพในอนาคต

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ผลจากการวิเคราะห์จะช่วยในการตัดสินใจในด้านเทคนิคของวิศวกรและหาสาเหตุของปัญหา เพื่อใช้ในการปรับปรุงในอนาคตเพื่อที่จะใช้ปั๊มที่เหมาะสมกับกระบวนการที่ใช้จริง และยังมีเครื่องมือที่ช่วยในการคำนวณ system curve สำหรับวิเคราะห์ของระบบปั๊มในรูปแบบของ Microsoft excel



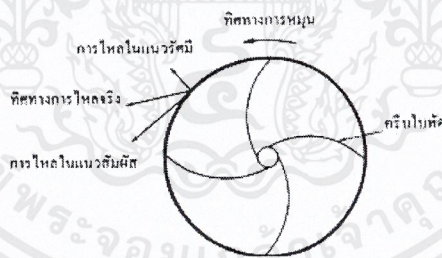
บทที่ 2

ทฤษฎีและความรู้พื้นฐานที่เกี่ยวข้อง

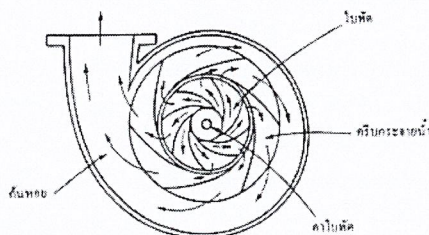
2.1 ความรู้พื้นฐานของปั๊มแรงเหวี่ยง (Centrifugal pump)^[6]

ปั๊มแรงเหวี่ยง (Centrifugal pump) ปั๊มประเภทนี้นิยมใช้อย่างแพร่หลายในการสูบน้ำ นม สารหล่อลื่น สารละลายเคมี วัสดุทางการเกษตรที่ใช้ในการแปรรูป เป็นต้น มีประสิทธิภาพในการสูบสูงถึง 90 % และยังให้ทำงานที่ระดับความดันสูงได้ ชิ้นส่วนที่หมุนอยู่ภายในเรือนปั๊มเรียกว่าโรเตอร์ (rotor) หรือใบพัด (Impeller) จะเป็นตัวทำให้เกิดการขับเคลื่อนของไหล ตัวแพร่กระจายน้ำ (Diffuser) เป็นส่วนที่อยู่กับที่ ทำหน้าที่ในการเปลี่ยนเสดความเร็ว (Velocity head) เป็นความดันสถิตย์ (Static pressure) ของไหลที่ถูกสูบจะไหลผ่านเข้าสู่ช่องทางเข้าซึ่งขนานกับแกนเพลาลแล้วถูกเหวี่ยงออกไปตามแนวรัศมีของใบพัดหรือโรเตอร์

กลไกการส่งผ่านพลังงานในโรเตอร์หรือใบพัด เป็นผลจากการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของของไหล ก่อให้เกิดความแตกต่างความดันภายในระบบทำให้เกิดการไหลในแนวเส้นรอบวง (Tangential flow) เป็นผลให้เกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal force) ทำให้เกิดการไหลจากจุดศูนย์กลางของใบพัดออกไปสู่แนวเส้นรอบวงทุกทิศทางออกไปทางท่อส่ง ดังนั้น ของไหลที่ถูกขับเคลื่อนออกมาก็จะมีทิศทางการไหลที่เกิดจากผลรวมของแรงทั้งสอง ดังรูป



รูปที่ 2.1.1 แสดงทิศทางการไหลของของไหลขณะผ่านออกจากใบพัดของ Centrifugal pump



รูปที่ 2.1.2 แสดงลักษณะทั่วไปของ Centrifugal pump

2.2 ทฤษฎีของการไหลในท่อ^[4]

คุณสมบัติสำคัญที่ผู้อ่านควรรู้เกี่ยวกับของไหลคือ ความหนาแน่น และความหนืด ซึ่งเป็นค่าที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ และมีผลโดยตรงต่อการไหลในท่อ

การไหลในท่อเป็นไปตามกฎพื้นฐานคือ การสมดุลของมวล การสมดุลของพลังงาน และการสมดุลของโมเมนตัม โดยมีรายละเอียดดังนี้

2.2.1 การสมดุลมวล

การไหลในท่อจากจุดที่ 1 ไปยังจุดที่ 2 จะต้องมียวคงที่

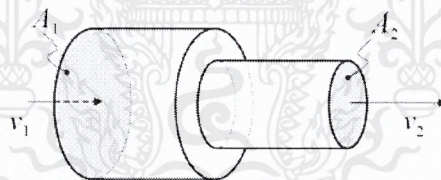
$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = \text{ค่าคงที่} \quad (2.1)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3) และ Q = อัตราการไหล (m^3/s)

ในกรณีที่เป็นกรไหลของของเหลวเช่นน้ำ ความหนาแน่นจะคงที่ อัตราการไหลในท่อจึงคงที่ ณ จุดใดๆในท่อ ซึ่งหากมีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดของท่อในระหว่างการไหลดังเช่นรูปที่ 2.2.3 จะได้ว่า

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 = Q \quad (2.2)$$

เมื่อ A คือพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหลภายในท่อ (m^2) และ V คือความเร็วในการไหล (m/s)



รูปที่ 2.2.1 การไหลในท่อเปลี่ยนขนาด

2.2.2 เฮด (Head)

การเข้าใจถึงพลังงานของของไหลเป็นสิ่งจำเป็นในการวิเคราะห์การทำงานและการกำหนดขนาดของปั๊ม พลังงานของของไหลประกอบด้วยพลังงานสามส่วนคือ พลังงานเนื่องจากความดันของของไหล พลังงานจลน์เนื่องจากความเร็วของของไหล และพลังงานศักย์เนื่องจากความสูง พลังงานทั้งสามส่วนนี้จะมีหน่วยในการคำนวณเป็นหน่วย จูล (J)

เมื่อนำพลังงานของไหลมาคำนวณเทียบกับน้ำหนักของของไหล จะมีหน่วยเป็นความสูงของของไหลและเรียกว่าเฮด มีหน่วยเป็นเมตร (m) ในระบบหน่วย SI หรือนิ้ว (in) ในระบบหน่วยอังกฤษ

เฮดทั้งหมดที่ใช้ในการวิเคราะห์ในระบบปั๊มหรือ Total Dynamic Head (TDH) ประกอบด้วยพลังงานสามส่วนของของไหลที่กล่าวมาข้างต้นและพลังงานที่สูญเสียไปในระหว่างการไหล กล่าวคือ เฮดความดัน, เฮดความเร็ว, เฮดความสูง และเฮดการสูญเสียรวม

2.2.3 เฮดความดัน (Pressure Head, H_p)

ค่าความดันนอกจากจะบอกเป็นแรงต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ เช่น นิวตันต่อตารางเมตร (N/m^2) หรือปอนด์ต่อตารางนิ้ว (psi) แล้วถ้าเป็นความดันของของเหลวก็มักจะนิยมบอกเป็นแท่งความสูงของของเหลวที่จะก่อให้เกิดความดันที่กำหนดบนผิวหน้าซึ่งรองรับแท่งของเหลวนั้น ความดันซึ่งบอกเป็นแท่งความสูงของของเหลวนี้เรียกว่า เฮดความดัน (Pressure Head) โดยความสัมพันธ์ระหว่างความดัน P และเฮดความดัน H_p คือ

$$H_p = \frac{P}{\gamma} = \frac{P}{\rho g} \quad (2.3)$$

เมื่อ γ คือ น้ำหนักจำเพาะ มีหน่วยเป็น N/m^3

ρ คือ ความหนาแน่นของของเหลว มีหน่วยเป็น kg/m^3

g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก มีหน่วยเป็น m/s^2

2.2.4 เฮดความเร็ว (Velocity Head, H_v)

ของเหลวที่ไหลในท่อหรือทางน้ำเปิดด้วยความเร็วใด ๆ นั้นมีพลังงานจลน์อยู่ พลังงานส่วนนี้เมื่อบอกในรูปของเฮดความเร็ว คือ

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \quad (2.4)$$

เมื่อ V คือ ความเร็วของการไหล มีหน่วยเป็น m/s

เฮดความเร็วอาจให้คำจำกัดความอีกอย่างหนึ่งว่า เป็นความสูงที่ของเหลวตกลงมาด้วยแรงดึงดูดของโลก จนได้ความเร็วเท่ากับความเร็วในการไหลของของเหลวนั้น

2.2.5 เฮดสถิตย (Potential Head, Z)

เฮดสถิตย คือระยะทางตามแนวตั้งของของเหลวที่ไหลผ่านท่อหรือทางน้ำเปิดซึ่งมีพลังงานศักย์อยู่ใน พลังงานศักย์ส่วนนี้ สามารถเขียนในรูปเฮดความสูงได้เป็น

$$H_S = Z \quad (2.5)$$

2.2.6 เฮดการสูญเสียรวม (Total Head Loss, H_L)

Osborne Reynolds วิศวกรชาวฝรั่งเศสได้ทำการทดลองเพื่อแบ่งรูปแบบการไหลของของไหล โดยกำหนดตามอัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงหนืด(หรือแรงที่เกิดเนื่องจากความฝืดของของไหล) และเรียกอัตราส่วนของแรงเฉื่อยกับแรงหนืดนี้ว่าค่า เรย์โนลด์ (Re) คำนวณหาได้จากสมการ 2.6

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (2.6)$$

เมื่อ V = ความเร็วการไหลในท่อ (m/s)

D = ขนาดวัดผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

ρ = ความหนาแน่นของไหล (kg/m³)

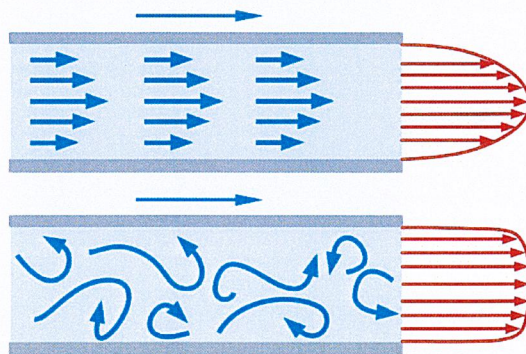
μ = ความหนืดสมบูรณ์ (N.s/m²)

ν = ความหนืดจลน์ (m²/s)

ถ้าค่า $Re \leq 2000$ ถือว่าเป็นการไหลแบบราบเรียบ

$Re \geq 4000$ ถือว่าเป็นการไหลแบบปั่นป่วน

$2000 \leq Re \leq 4000$ ถือว่าเป็นการไหลที่อยู่ในช่วงการเปลี่ยนแปลง



รูปที่ 2.2.2 ลักษณะการไหลแบบราบเรียบ (บน) และแบบปั่นป่วน (ล่าง)^[5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในขณะที่ของเหลวไหลผ่านระบบท่อทั้งทางด้านดูดและด้านจ่าย พลังงานหรือเฮดในการไหล ส่วนหนึ่งจะสูญเสียไปเนื่องจากความฝืดระหว่างของเหลวกับผนังภายในท่อ และพลังงานหรือเฮดในการไหลอีกส่วนหนึ่งจะสูญเสียไปเนื่องจากการสูญเสียพลังงานจลน์เมื่อไหลผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ ผลรวมของการสูญเสียพลังงานหรือเฮดส่วนนี้รวมเรียกว่าเฮดการสูญเสียรวม

2.2.7 การสูญเสียเฮดความฝืดหรือการสูญเสียหลัก

เมื่อของเหลวไหลภายในท่อจะเกิดแรงเสียดทานระหว่างผนังท่อกับของเหลว ซึ่งแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจะทำให้เกิดความดันสูญเสียของของเหลวภายในท่อ การสูญเสียพลังงานในลักษณะนี้ เรียกว่าการเสียเฮดความฝืดหรือการสูญเสียหลัก (Major Losses) โดยสามารถคำนวณได้จากวิธีคำนวณของ Darcy-Weisbach

$$H_{Lf} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (2.7)$$

เมื่อ H_{Lf} = เฮดของการสูญเสียเนื่องจากความฝืด หรือเฮดการสูญเสียหลัก (m)

f = ตัวประกอบความเสียดทาน (friction factor)

L = ความยาวท่อ (m)

D = ขนาดวัดผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

V = ความเร็วของการไหล (m/s)

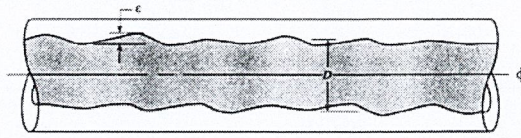
ค่าตัวประกอบความเสียดทาน f ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของท่อ ลักษณะการไหลว่าเป็นแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วนและความขรุขระของผนังท่อ (ϵ)

ในกรณีที่การไหลเป็นแบบราบเรียบ ค่าสัมประสิทธิ์ความฝืดดังกล่าวสามารถหาได้จากสมการ 2.8

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Laminar Flow, } Re \leq 2000) \quad (2.8)$$

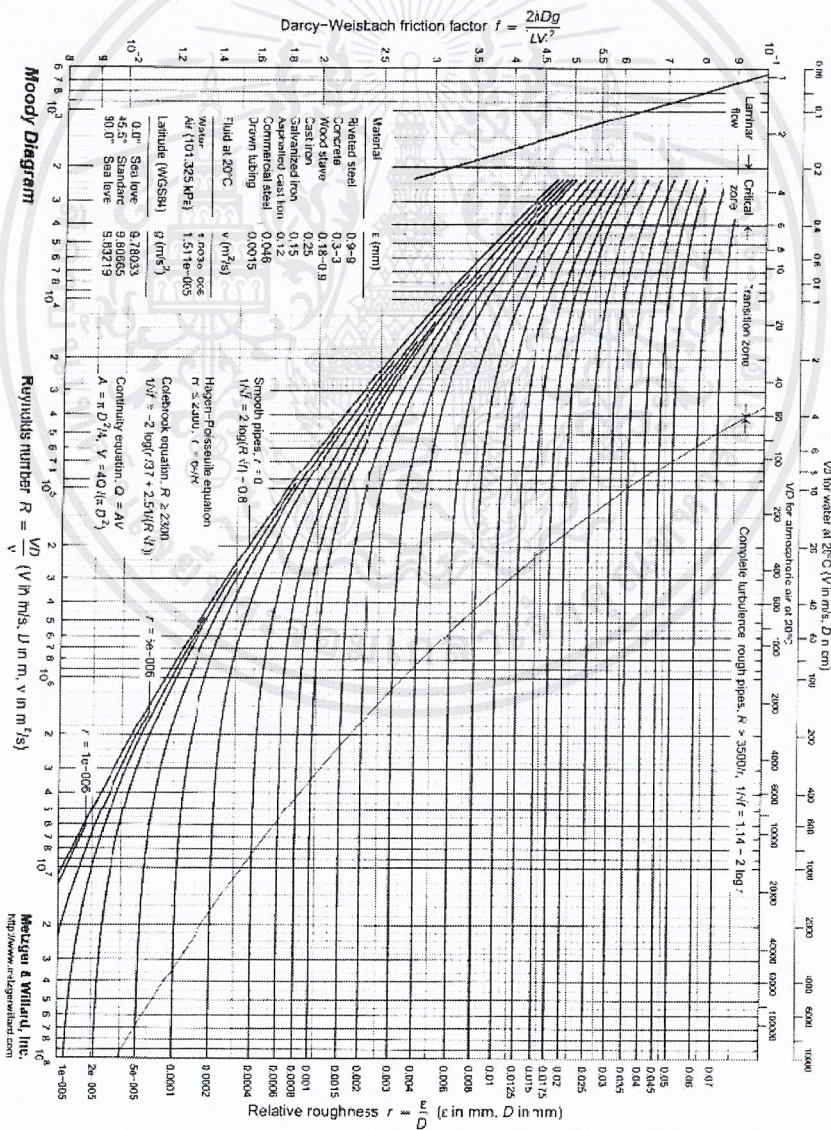
สำหรับการไหลเป็นแบบปั่นป่วนที่มีค่าเรย์โนลด์มีค่ามากกว่าประมาณ 4000 นั้น ค่าตัวประกอบความเสียดทาน f ก็จะขึ้นอยู่กับทั้ง Re และอัตราส่วนระหว่างความขรุขระของผนังท่อต่อความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (ϵ/D) ค่าความขรุขระของผนังท่อ (ϵ) ขึ้นอยู่กับชนิดของท่อดังตารางที่ 2.1

และการหาค่าตัวประกอบความเสียดทาน f นั้นสามารถหาได้จากแผนภาพมูดี (Moody Diagram) ดังรูปที่ 2.2.3



Pipe Material	Absolute Roughness (ϵ)	
	Feet	Millimeters
Glass or plastic	0.0 (smooth)	0.0 (smooth)
Drawn tubing	0.000005	0.0015
Commercial steel or wrought iron	0.00015	0.045
Galvanized iron	0.0005	0.15
Cast iron	0.00085	0.26
Wood stave	0.0006–0.003	0.18–0.90
Concrete	0.001–0.01	0.3–3.0
Riveted steel	0.003–0.03	0.9–9.0

ตารางที่ 2.1 ค่าความขรุขระของผนังท่อ



รูปที่ 2.2.3 แผนภาพมูดี (Moody Diagram)^[10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การหาค่า f จากกราฟมูดี้อาจจะไม่สะดวกในการคำนวณ Swamee (1976)^[12] ได้เสนอสมการเพื่อประมาณค่าจากกราฟของมูดี้อย่างใกล้เคียงดังสมการ 2.9

$$f = \frac{0.25}{[\log_{10}(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}})]^2} \quad (\text{Turbulent Flow, } Re \geq 4000) \quad (2.9)$$

เมื่อ ε คือค่าความขรุขระของผนังท่อ

D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)

2.2.8 การสูญเสียเฮดเนื่องจากการไหลผ่านอุปกรณ์หรือการสูญเสียรอง

ในระบบท่อ จำเป็นต้องมีส่วนประกอบจำพวก ข้อต่อ ข้อลด ข้อขยาย และวาล์วชนิดต่างๆ การไหลของของไหลผ่านอุปกรณ์ดังกล่าว จะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานจลน์ในการไหล การสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านอุปกรณ์ในระบบท่อดังกล่าวเรียกได้อีกอย่างหนึ่งว่า การสูญเสียรอง (Minor Losses) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ 2.10

$$H_{Le} = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.10)$$

เมื่อ H_{Le} = การสูญเสียเฮดเนื่องจากอุปกรณ์หรือการสูญเสียรอง (m)

K = สัมประสิทธิ์ความต้านทานการไหลซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดและขนาดของอุปกรณ์

ไม่มีหน่วย

V = ความเร็วของการไหล (m/s)

ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียรอง K สามารถหาได้จากการคำนวณจาก 3-K (Darby) Method^[2] ดังสมการ 2.11

$$K = \frac{K_1}{Re} + K_\infty \left(1 + \frac{K_d}{D_n^{0.3}}\right) \quad (2.11)$$

เมื่อ K_1, K_∞, K_d = ค่าคงที่ ตามตาราง 2.2

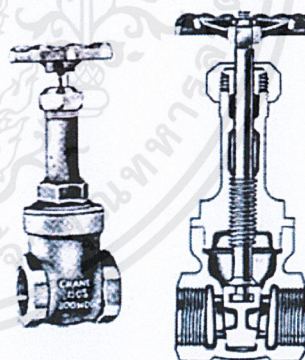
D_n = ขนาดของท่อ (m)

90° Elbow	K_1	K_∞	K_d
Threaded, $r/D = 1$	800	0.14	4
Threaded, Long Radius, $r/D = 1.5$	800	0.071	4.2
Flanged, Welded, Bend, $r/D = 1$	800	0.091	4
Flanged, Welded, Bend, $r/D = 2$	800	0.056	3.9
Flanged, Welded, Bend, $r/D = 4$	800	0.066	3.9
Flanged, Welded, Bend, $r/D = 6$	800	0.075	4.2
Mitered, 1 Weld, 90°	1000	0.27	4
Mitered, 2 Weld, 45°	800	0.068	4.1
Mitered, 3 Weld, 30°	800	0.035	4.2
45° Elbow	K_1	K_∞	K_d
Standard, $r/D = 1$	500	0.071	4.2
Long Radius, $r/D = 1.5$	500	0.052	4
Mitered, 1 Weld, 45°	500	0.086	4
Mitered, 2 Weld, 22.5°	500	0.052	4
180° Bend	K_1	K_∞	K_d
Threaded, $r/D = 1$	1000	0.23	4
Flanged/ Welded, $r/D = 1$	1000	0.12	4
Long Radius, $r/D = 1.5$	1000	0.1	4
Tees	K_1	K_∞	K_d
Standard, Threaded, $r/D = 1$	500	0.274	4
Long Radius, Threaded, $r/D = 1.5$	800	0.14	4
Standard, Flanged/ Welded, $r/D = 1$	800	0.28	4
Stub-in Branch	1000	0.34	4
Run Through, Threaded, $r/D = 1$	200	0.091	4
Run Through, Flanged/ Welded, $r/D = 1$	150	0.05	4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

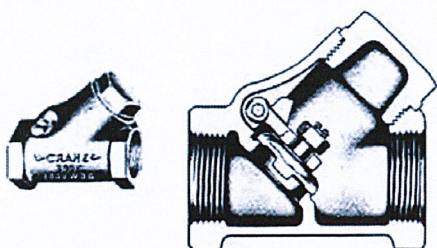
Run Through Stub in Branch	100	0	0
Valves	K₁	K_∞	K_d
Angle Valve = 45°, $\beta = 1$	950	0.25	4
Angle Valve = 90°, $\beta = 1$	1000	0.69	4
Globe Valve, $\beta = 1$	1500	1.7	3.6
Plug Valve, Branch Flow	500	0.41	4
Plug Valve, Straight Through	300	0.084	3.9
Plug Valve, 3-way, Flow Through	300	0.14	4
Gate Valve, $\beta = 1$	300	0.037	3.9
Ball Valve, $\beta = 1$	300	0.017	3.5
Butterfly Valve	1000	0.69	4.9
Swing Check Valve	1500	0.46	4
Lift Check Valve	2000	2.85	3.8

ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ K_1, K_∞, K_d ของข้อต่อ และวาล์วชนิดต่างๆ

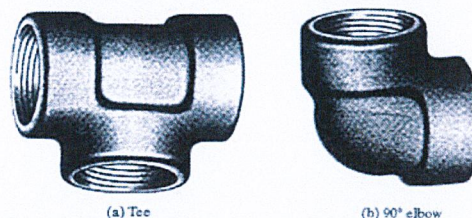


รูปที่ 2.2.4 ลักษณะโครงสร้างของโกลบวาล์ว

รูปที่ 2.2.5 ลักษณะโครงสร้างของเกตวาล์ว



รูปที่ 2.2.6 Swing Check Valve



รูปที่ 2.2.7 ข้อต่อตัว T และข้องอ 90 องศา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.9 การสูญเสียเนื่องจากไหลผ่าน Flow meter^[7]

เราสามารถจำแนก flow meter เป็น 3 ชนิดหลัก ๆ คือ 1. Orifice plate flow meter 2. Venturi flow meter 3. Nozzle flow meter ทั้ง 3 ชนิดนี้เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดอัตราการไหล ซึ่งใช้สมการเบอร์นูลลี โดยใช้หลักการความสัมพันธ์ระหว่างความดันของของไหล และความเร็วของของไหล เมื่อความดันเพิ่มขึ้นและความเร็วจะลดลง สามารถคำนวณการลดลงของความดันดังสมการ 2.12

$$Q = A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{(p_1 - p_2)}{\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}} = A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{(p_1 - p_2)}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \quad (2.12)$$

เมื่อ Q = อัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3/hr)

ρ = ความหนาแน่นของของไหลในท่อ (kg/m^3)

p_1 = ความดันสูงฝั่งขาเข้าวาล์ว (barg)

p_2 = ความดันต่ำฝั่งขาออกวาล์ว (barg)

A_1 = พื้นที่หน้าตัดฝั่งขาเข้าวาล์ว (m^2)

A_2 = พื้นที่หน้าตัดฝั่งขาออกวาล์ว (m^2)

และสมการสำหรับคำนวณการสูญเสียการไหลผ่าน Flow meter คือ

$$\frac{\text{Pressure Loss}}{\Delta P} = 1 - \frac{A_2^{1.9}}{A_1} \quad (2.13)$$

เมื่อ ΔP = ความดันที่ลดลง (barg)

A_1 = พื้นที่หน้าตัดฝั่งขาเข้าวาล์ว (m^2)

A_2 = พื้นที่หน้าตัดฝั่งขาออกวาล์ว (m^2)

2.2.10 การสูญเสียเฮดเนื่องจากการไหลผ่าน Control valve^[1]

วาล์วนอกจากจะมีหน้าที่ปิด-เปิดการไหลแล้วยังสามารถใช้ควบคุมการไหลได้ด้วย ทั้งนี้ เนื่องจากการเปิดวาล์วกว้างหรือแคบ จะมีผลทำให้ความดันที่ตกคร่อมวาล์วเปลี่ยนไป ซึ่งจะส่งผลต่อ อัตราการไหลของของการไหลผ่านวาล์วแต่ละชนิดจะมีค่าสัมประสิทธิ์แตกต่างกันออกไป โดยค่าสัมประสิทธิ์นี้นิยมระบุเป็นค่า K_v หรือ C_v ดังสมการต่อไปนี้

$$K_v = Q \sqrt{\frac{S.G.}{\Delta P}} \quad (2.14)$$

เมื่อ $S.G.$ = คือความถ่วงจำเพาะของของไหล

Q = อัตราการไหล (m^3/hr)

ΔP = ความดันตกคร่อมวาล์ว (barg)

$$C_v = Q \sqrt{\frac{S.G.}{\Delta P}} \quad (2.15)$$

เมื่อ $S.G.$ = คือความถ่วงจำเพาะของของไหล

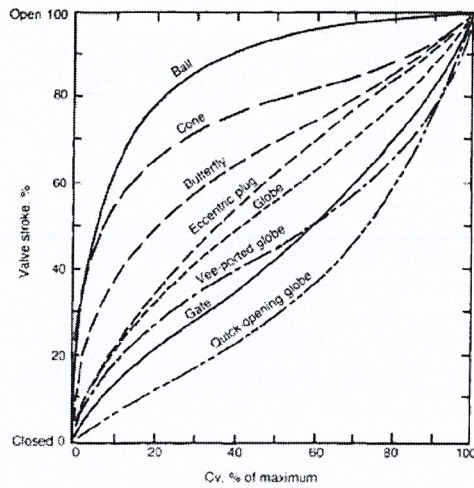
Q = อัตราการไหล (gpm)

ΔP = ความดันตกคร่อมวาล์ว (psi)

เมื่อทำการแปลงหน่วยจะได้ความสัมพันธ์ระหว่าง K_v และ C_v ดังสมการ 2.16

$$C_v = 0.86K_v \quad (2.16)$$

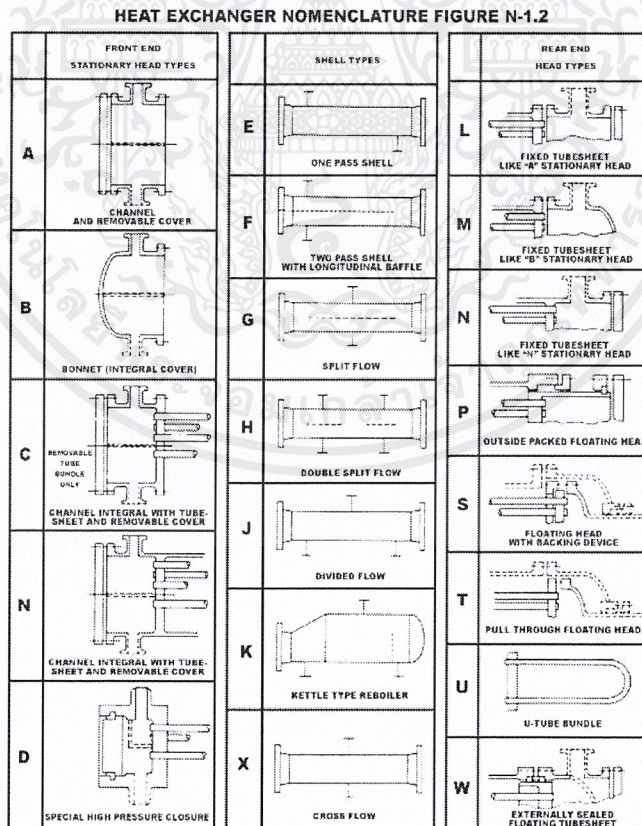
วาล์วที่เหมาะสมสำหรับการควบคุมควรมีลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเปิดวาล์วและค่าสัมประสิทธิ์ของวาล์วเป็นเส้นตรงซึ่งจากรูปที่ 2.2.8 จะเห็นได้ว่าโก๊บลวาล์วมีลักษณะที่เหมาะสมจะใช้ควบคุมอัตราการไหลมากที่สุด



รูปที่ 2.2.8 K_v และเปอร์เซ็นต์การเปิด ในวาล์วชนิดต่าง ๆ (Sank 1998)

2.2.11 การสูญเสียเอนทาลปีเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)^[9]

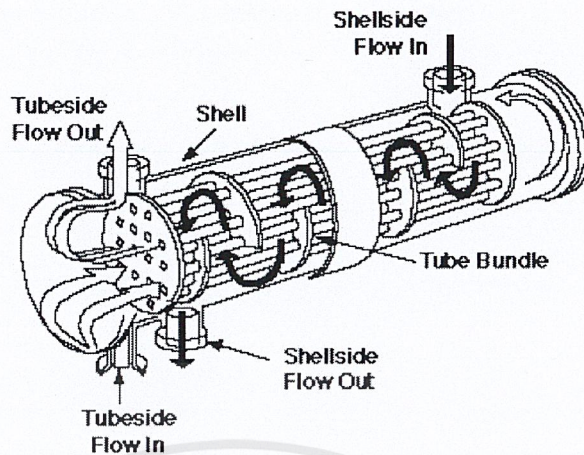
ความรู้เบื้องต้นเกี่ยวกับ Heat exchanger ควรรู้เกี่ยวกับประเภท และชนิดที่แตกต่างกันกันไป โดยสามารถเรียนรู้ข้อมูลเหล่านี้จาก TEMA Type ดังแสดงในรูปที่ 2.2.9



Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association

รูปที่ 2.2.9 TEMA Type ของ Heat exchanger

องค์ประกอบของ Heat exchanger แสดงดังรูปที่ 2.2.10

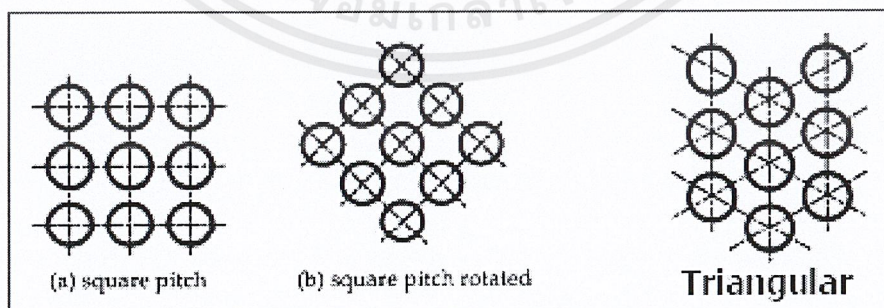


รูปที่ 2.2.10 องค์ประกอบของ Heat exchanger

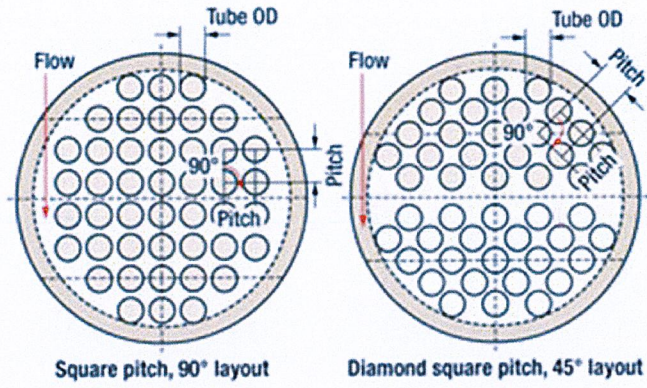
การคำนวณหาการสูญเสียเฮตจากการไหลผ่านใน Heat exchanger แบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ การสูญเสียที่ตำแหน่ง Shell และการสูญเสียที่ตำแหน่ง Tube

2.2.12 การสูญเสียที่ตำแหน่ง Shell^[9]

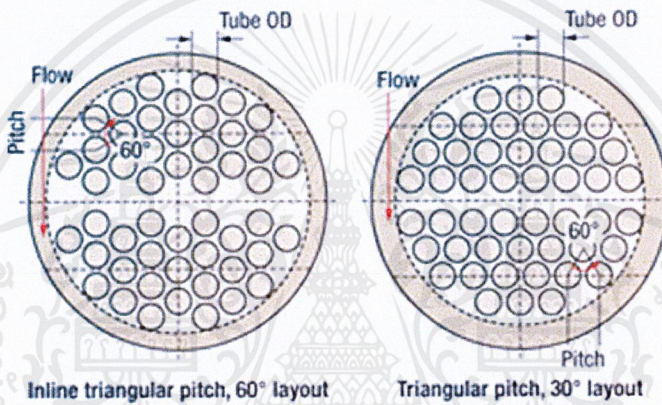
Tube layout คือ ลักษณะเชิงกายภาพของท่อ ซึ่งรวมถึงการจัดเรียงมุมระหว่างท่อ โดยแบ่งเป็น 3 ลักษณะ คือ 1. Square pitch 2. Square pitch rotated และ 3. Triangular ซึ่งแสดงดังรูปที่ 2.2.11



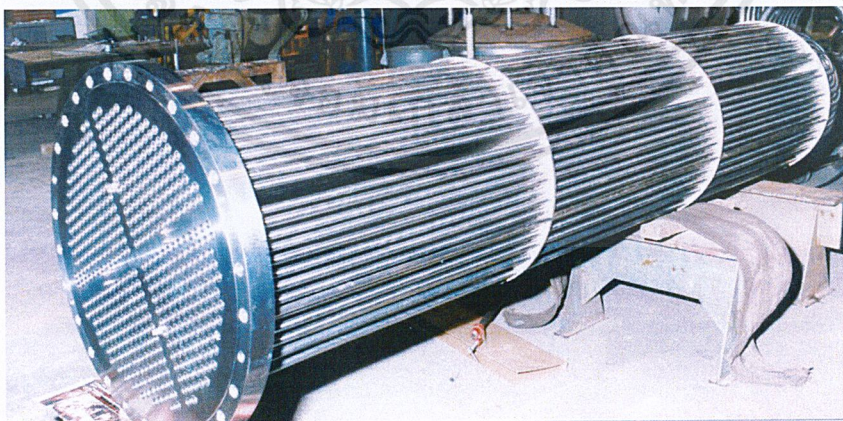
รูปที่ 2.2.11 Tube layout



รูปที่ 2.2.12 Square pitch 90° และ 45°



รูปที่ 2.2.13 Triangular pitch 90° และ 45°



รูปที่ 2.2.14 Tube bundle

การคำนวณหาพื้นที่ของ Shell (A_s) ซึ่งสามารถคำนวณตามสมการดังนี้

$$A_s = \frac{D_s}{P_T} \times (P_T - d_o) \times B \quad (2.17)$$

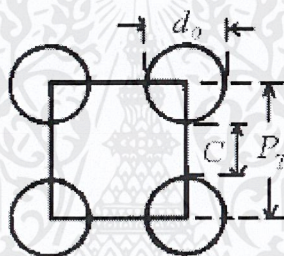
เมื่อ A_s = พื้นที่ของ Shell (m^2)

D_s = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของ Shell (m)

P_T = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิท (m)

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของ Tube (m)

B = ระยะของฉากกันถึงฉากกัน (m)



รูปที่ 2.2.15 รายละเอียดของ Square pitch

$$C = P_T - d_o$$

(2.18)

เมื่อ C = ระยะ Clearance ของ Tube

มวลความเร็วใน Shell สามารถแสดงดังสมการที่ 2.19

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (2.19)$$

เมื่อ G_s = มวลความเร็ว ($kg/s.m^2$)

\dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

การคำนวณหา Reynold number สำหรับ Shell สามารถคำนวณได้ ดังสมการ 2.20

$$Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu_s} \quad (2.20)$$

เมื่อ D_e = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสมมูล (m)

μ_s = ความหนืดสมบูรณ์ (N.s/m²)

การคำนวณขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสมมูล สำหรับ Square layout

$$D_{e-square} = \frac{4A_{flow}}{P_e} = \frac{4\{P_T^2 - \frac{\pi}{4}d_o^2\}}{\pi d_o} \quad (2.21)$$

เมื่อ P_T = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิท (m)

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของ Tube (m)

การคำนวณขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสมมูล สำหรับ Triangular layout

$$D_{e-triangular} = \frac{4A_{flow}}{P_e} = \frac{4\{\frac{\sqrt{3}P_T^2}{4} - \frac{\pi}{8}d_o^2\}}{\pi d_o/2} \quad (2.22)$$

เมื่อ P_T = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิท (m)

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของ Tube (m)

การคำนวณหาตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor) ของ Shell สามารถคำนวณได้ ดังสมการ 2.23

$$f_s = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) \quad (2.23)$$

เมื่อ Re_s = Reynold number ของ shell

การคำนวณหา Pressure drop ของ shell สามารถคำนวณได้ดังสมการ 2.24

$$\Delta P_S = \frac{f_S G_S^2 (N_b + 1) D_S}{2 \rho_S D_e \varphi_S} \quad (2.24)$$

เมื่อ N_S = จำนวนของ baffle

f_S = ตัวประกอบความเสียดทานของ Shell

$\varphi_S = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$: อัตราส่วนของความหนืด

G_S = มวลความเร็ว (kg/s.m²)

2.2.13 การสูญเสียที่ตำแหน่ง Tube^[9]

การคำนวณหา Reynold number สำหรับ Tube สามารถคำนวณได้ ดังสมการ 2.25

$$Re_t = \frac{VD\rho}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (2.25)$$

เมื่อ V = ความเร็วการไหลในท่อ (m/s)

D = ขนาดวัดผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

ρ = ความหนาแน่นของไหล (kg/m³)

μ = ความหนืดสมบูรณ์ (N.s/m²)

ν = ความหนืดจลน์ (m²/s)

การคำนวณหาตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor) ของ Tube สามารถคำนวณได้ ดังสมการ 2.26

$$f_{tube} = [1.58 \ln(Re_t) - 3.28]^{-2} \quad (2.26)$$

เมื่อ Re_t = Reynold number ของ tube

การคำนวณหา Pressure drop ของ tube สามารถคำนวณได้ดังสมการ 2.27

$$\Delta p_t = (4f_t \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p) \frac{\rho_t u_t^2}{2} \quad (2.27)$$

เมื่อ N_p = จำนวนของ tube

f_t = ตัวประกอบความเสียดทานของ tube

L = ความยาวของท่อ (m)

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (m)

ρ_t = ความหนาแน่นภายในท่อ (kg/m^3)

u_t = ความเร็วการไหลในท่อ (m/s)

การสูญเสียพลังงานทั้งหมดในการไหลของไหลประกอบด้วย การสูญเสียเนื่องจากความฝืด หรือการสูญเสียหลัก และการสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านอุปกรณ์หรือการสูญเสียรอง ดังแสดงใน สมการ 2.28

$$H_L = H_{Lf} + H_{Le} \quad (2.28)$$

2.3 ทฤษฎีของกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve)^[11]

กราฟเฮดของระบบ คือ กราฟซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลผ่านระบบกับเฮดรวม ของระบบ ซึ่งเฮดรวมก็คือพลังงานที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลวเพื่อก่อให้เกิดการไหลนั้น โดยพลังงานที่ปั๊มจะต้องให้ (บอกเป็นความสูงของแท่งของเหลวหรือเฮด) มีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานสองอย่างด้วยกัน คือ

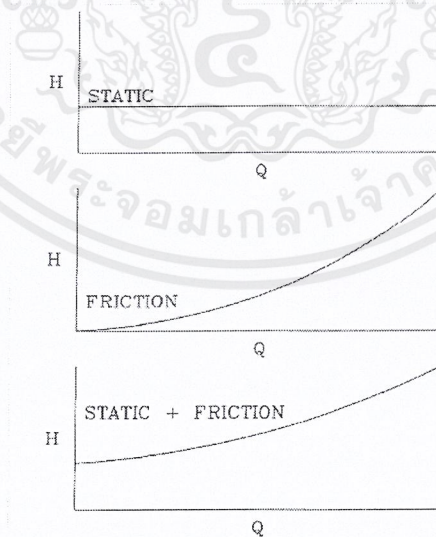
1. ความต่างระดับของของเหลวที่ปลายของท่อดูดหรือท่อจ่ายหรือเฮดสถิต
2. พลังงานที่สูญเสียเนื่องจากความฝืดในท่อ และจากการไหลผ่านอุปกรณ์ประกอบของท่อ

กราฟเฮดของระบบเป็นสิ่งสำคัญในการพิจารณานำมาใช้ในการออกแบบระบบปั๊ม โดยการเขียนกราฟเฮดของระบบอาจจะแยกเขียนพลังงานที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลวตามข้อ 1 และ 2 ข้างต้น ในกรณีที่ความต่างระดับของของเหลวมีค่าคงที่ กราฟของพลังงานส่วนนี้จะเป็นเส้นราบขนานไปกับแกนนอน ซึ่งเป็นแกนของอัตราการไหล สำหรับการสูญเสียพลังงานหรือเฮดในข้อ 2 นั้น จะเป็นสัดส่วนกับกำลังสองของอัตราการไหลดังนั้นลักษณะของกราฟจะเป็นเส้นโค้งพาราโบลา เมื่อมีการเขียนแยกกัน กราฟของข้อ 1 เรียกว่า กราฟเฮดสถิต (Static Head Curve) และ กราฟของข้อ 2 เรียกว่า กราฟเฮดความฝืด (Friction Head Curve หรือ Dynamic Head Curve) เมื่อรวมทั้งสองกราฟเข้าด้วยกันก็จะได้เป็น กราฟเฮดของระบบ (System Head Curve หรือ Total Dynamic Head-TDH-Curve)

เฮดของระบบ = เฮดความดัน + เฮดสถิต + เฮดการสูญเสียรวม

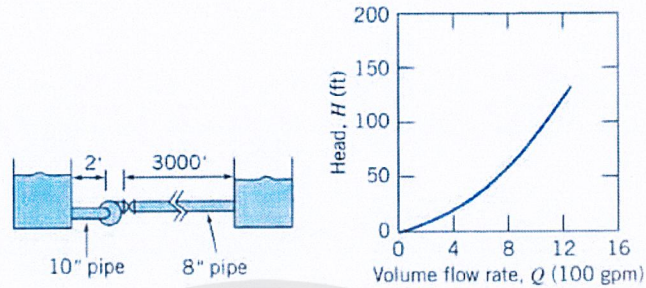
$$TDH = \left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + H_L \quad (2.29)$$

รูปที่ 2.3.1 แสดงให้เห็นว่าเมื่อรวมกราฟเฮดสถิต และกราฟเฮดความฝืดเข้าด้วยกัน จะแสดงให้เห็นถึงกราฟเฮดของระบบ

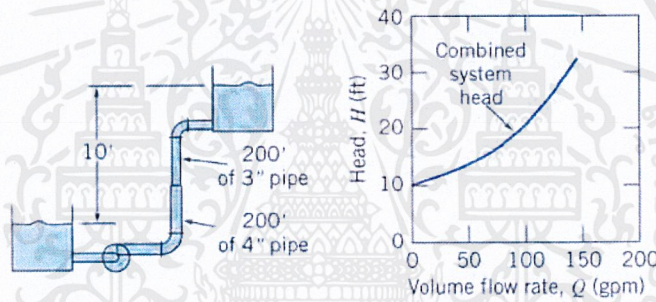


รูปที่ 2.3.1 การรวมของกราฟเฮดสถิตและกราฟเฮดความฝืด^[3]

รูปที่ 2.3.2 และ 2.3.3 แสดงตัวอย่างกราฟเฮดของระบบท่อเมื่อไม่มีการเปลี่ยนแปลงความสูง กราฟเฮดของระบบท่อเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความสูง ตามลำดับ



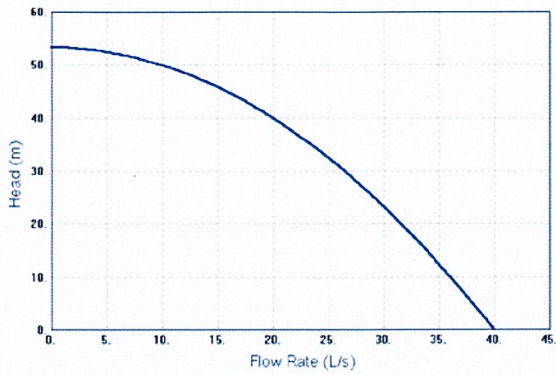
รูปที่ 2.3.2 กราฟเฮดของระบบท่อเมื่อไม่มีการเปลี่ยนแปลงความสูง



รูปที่ 2.3.3 กราฟเฮดของระบบท่อเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความสูง

2.3.1 กราฟเฮดของปั๊ม

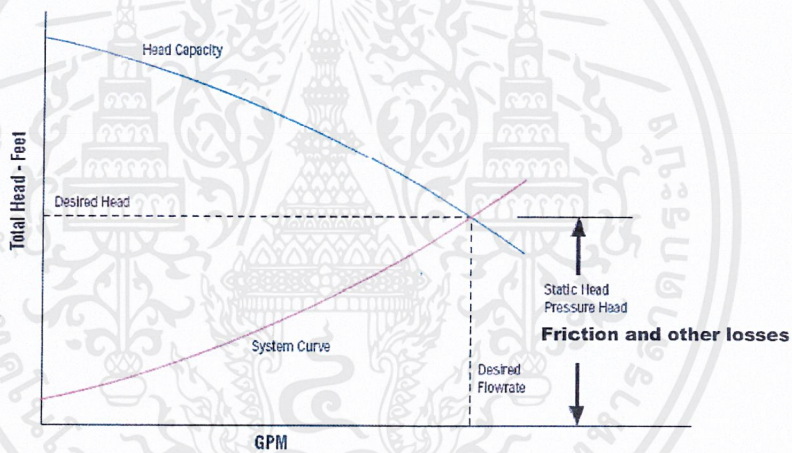
ในการเลือกใช้ปั๊มให้เหมาะสมกับสภาพการใช้งานจริง นอกจากพิจารณาถึงเฮดของระบบแล้ว ยังต้องพิจารณากราฟเฮด (หรือกราฟ H-Q) ของปั๊มด้วย กราฟเฮดของปั๊มเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบของปั๊มหรืออัตราการไหลกับเฮด ตั้งแต่อัตราการไหลศูนย์ถึงอัตราการไหลสูงสุดของปั๊ม กราฟเฮดของปั๊มสามารถหาได้จากบริษัทผู้ผลิตปั๊ม กราฟเฮดยังสามารถหาได้จากการทดลอง โดยการนำอัตราการไหลของปั๊มมาเขียนกราฟเปรียบเทียบกับผลต่างเฮดความดันตรงทางออกและตรงทางเข้าของปั๊มที่ค่าต่าง ๆ



รูปที่ 2.3.4 กราฟคุณลักษณะ (กราฟเฮดหรือกราฟ H-Q) ของปั๊ม

เมื่อนำกราฟเฮดของระบบและกราฟเฮดของปั๊มมาเขียนรวมกันดังรูปที่ 2.3.4 พบว่าเส้นกราฟทั้งสองตัดกันที่จุดทำงาน (Operation point) ของปั๊ม

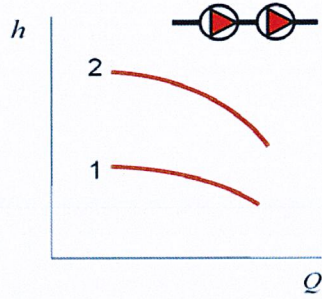
System Head



รูปที่ 2.3.5 จุดทำงานของปั๊มคือจุดตัดของกราฟเฮดของระบบและกราฟเฮดของปั๊ม^[3]

2.3.2 การต่อปั๊มแบบขนานและอนุกรม

การเดินปั๊มสองตัวที่มีขนาดเท่ากันขนานกันทำให้ได้อัตราการไหลรวมเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าที่ความดันคร่อมปั๊มเท่าเดิม ขณะที่การเดินปั๊มสองตัวที่มีขนาดเท่ากัน โดยต่อแบบอนุกรมจะทำให้ได้ความดันเป็นสองเท่าที่อัตราการไหลเท่าเดิม ตามรูปที่ 2.3.6 และ 2.3.7 ตามลำดับ



รูปที่ 2.3.6 การต่อปั๊มแบบขนาน

รูปที่ 2.3.7 การต่อปั๊มแบบอนุกรม

2.3.3 กฎของความเสมือน (Affinity Laws)^[3]

ในทางปฏิบัติผู้ผลิตจะผลิตตัวเรือน (Case) และใบพัดของปั๊ม (Impeller) หลายขนาดรวมทั้งยังใช้มอเตอร์ขับเคลื่อนที่ความเร็วรอบต่าง ๆ กันซึ่งขนาดของใบพัดและความเร็วรอบมีผลต่อสมรรถนะของปั๊มตามกฎของความเสมือน (Affinity laws) โดยประมาณได้ตามชุดสมการ และ ดังนั้นกราฟสมรรถนะของปั๊มจึงมักมีหลายเส้นสำหรับใบพัดหลายขนาดในกราฟเดียว

กฎของความเสมือนสำหรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบ

อัตราการไหล
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right) \quad (2.30)$$

เฮด
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (2.31)$$

กำลัง
$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (2.32)$$

กฎของความเสมือนสำหรับความเร็วรอบ

อัตราการไหล
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \quad (2.33)$$

เฮด
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (2.34)$$

กำลัง
$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (2.35)$$

บทที่ 3

วิธีการดำเนินการงาน

3.1 การดำเนินงาน

การดำเนินโครงการ สามารถแบ่งเป็น 4 ขั้นตอน ได้แก่ ขั้นตอนแรกเลือกปั๊มที่จะนำมาศึกษา เพื่อที่จะใช้โปรแกรมที่สร้างขึ้นมานั้นนำมาวิเคราะห์หาสาเหตุที่แท้จริงของปัญหานี้ได้ และรวบรวมข้อมูลทั้งหมด โดยสามารถรวบรวมข้อมูลด้วยกันทั้งหมด 3 วิธี คือ 1. Engineering flow diagram 2. Isometric drawing 3. ข้อมูลของอุปกรณ์ต่างๆจากโรงงานที่ผลิต ขั้นตอนที่สองสร้างฟอร์มสำหรับการคำนวณ system curve ใน Microsoft excel โดยใช้สูตรในการคำนวณจากวิชา Fluid mechanics จากสาขาวิศวกรรมเครื่องกล และทำการคำนวณ system curve ขึ้นมา ขั้นตอนที่สาม โดยนำข้อมูลผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรม นั้นมาเปรียบเทียบกับข้อมูลจาก manufacturer และตรวจสอบค่าความคลาดเคลื่อนนั้น และขั้นตอนสุดท้ายสรุปผลการคำนวณจากการใช้โปรแกรมวิเคราะห์

3.1.1 เลือกปั๊มที่จะนำมาศึกษา และการรวบรวมข้อมูล

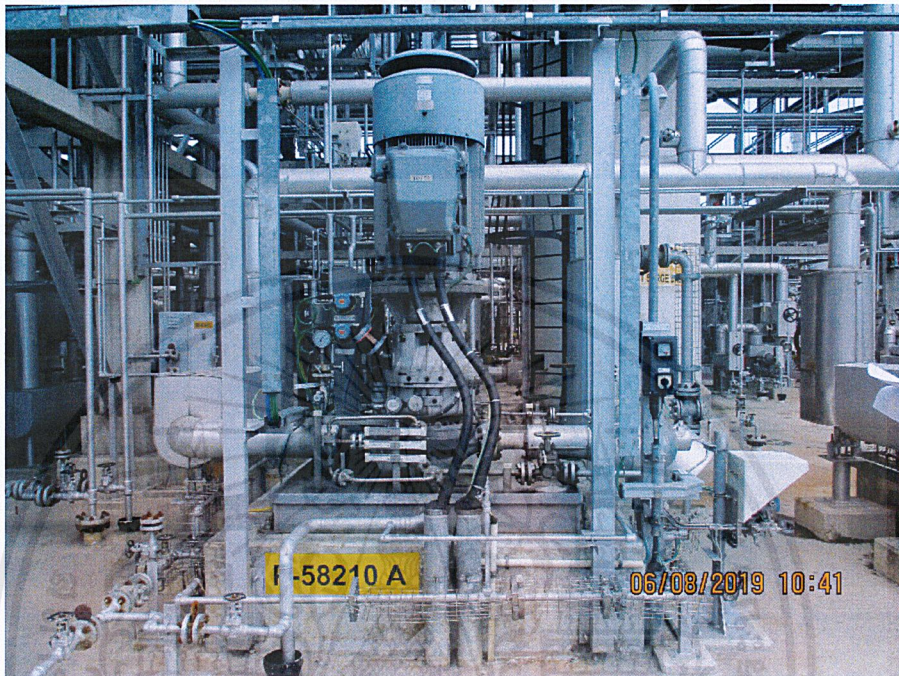
เลือกปั๊ม P-58202AB คือปั๊มแรงเหวี่ยง ประเภท OH2 (Overhung flexible coupled horizontal centerline supported) เพื่อใช้ในการศึกษาทำนายจุดการทำงานสำหรับ การทำงานแบบต่อขนานกันของปั๊ม การเปลี่ยนแปลงค่า Cv ของคอนโทรลวาล์วด้านจ่าย และการเพิ่มหรือลดขนาดของใบพัด



รูปที่ 3.1.1 ปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง P-58202A

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

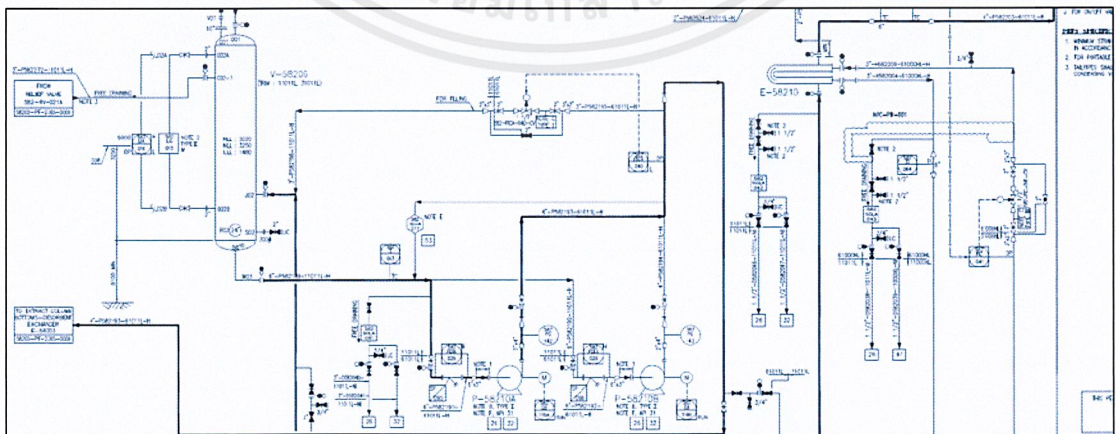
เลือกปั๊ม P-58210AB คือปั๊มแรงเหวี่ยง ประเภท OH6 (Overhung close coupled high speed integrally geared) เพื่อใช้ในการศึกษาทำนายจุดการทำงานสำหรับ การทำงานแบบต่อขนานกันของปั๊ม การเปลี่ยนแปลงค่า Cv ของคอนโทรลวาล์วต้านจ่าย และการเพิ่มหรือลดขนาดของใบพัด



รูปที่ 3.1.2 ปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง P-58210A

การรวบรวมข้อมูล สามารถรวบรวมได้ 3 วิธี คือ

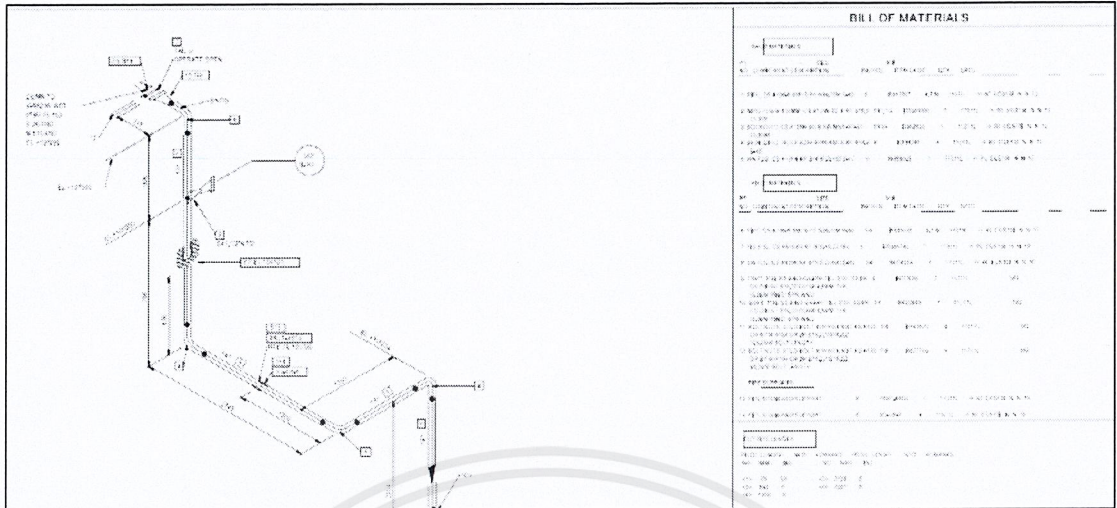
1. Engineering flow diagram



รูปที่ 3.1.3 ตัวอย่าง Engineering flow diagram ของ P-58210AB

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. Isometric drawing



รูปที่ 3.1.4 ตัวอย่าง Isometric drawing ของ P-58210AB

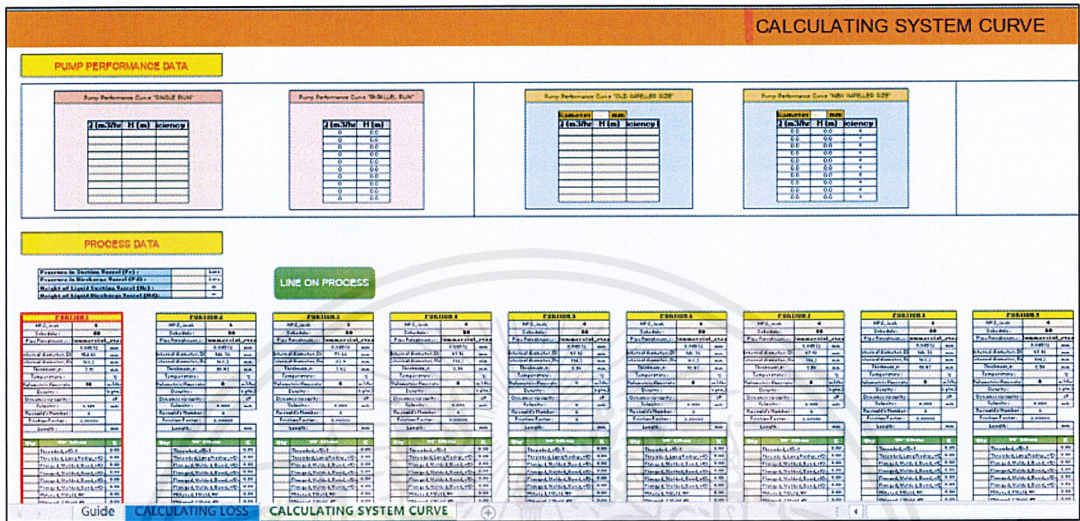
3. Datasheet ของแต่ละเครื่องมือและอุปกรณ์จากโรงงานที่ผลิต

Data requisition sheet for CENTRIFUGAL PUMP NUMBER(S) P-58210 A,B		Issued for C, combined Proposal (based on final process data)	
Applicable units of measurement	SI units	Pump manufacturer	Sulzer Corp
Customer's reference	Devachon Pump	Pump type size	OH 6 LHM 211
Location	Singha, Thailand	Manufacturer's ref #	AL288085-1344
Number required	2		
OPERATING DATA			
Pumped Liquid	Hydrocarbon	Pumping temperature (Normal)	25.0 deg C
H ₂ S content	0.0 mg/kg	Pumping temperature (Maximum)	deg C
Liquid Type	Non Abrasive	Pumping temperature (Minimum)	deg C
		Density at normal pumping temperature	815.0 kg/m ³
		Kinematic Viscosity at normal pumping temp	8.26 mm ² /s
		Vapor pressure at normal pumping temperature	1.59 bar(a)
NACE application	None	Pressure in suction vessel	2.26 bar(a)
Normal process Flow		Pressure in discharge vessel	23.91 bar(a)
Rated process Flow	71.0 m ³ /h	Highest possible pressure in suction vessel	11.24 bar(a)
Minimum process flow (Note 1.5)	10.6 m ³ /h	Specific process conditions during start/stop transients :	
Single Parallel Operation	Single	Minimum Flash point temperature (liquid only)	deg C
Continuous Intermittent	Continuous	Maximum temperature (super condition)	deg C
Service category	Spared Essential	Maximum pressure (super condition)	bar(a)
Direction of rotation	Anti-clockwise (from pump drive end)	PUMPING DATA	
Head in suction vessel	19.56 m liq abs	Head in discharge vessel	483.67 m liq abs
Height of liquid in suction vessel above pump centre line (minus if below)	Max	Max. height of liquid level in discharge vessel above pump centre line (minus if below)	
	Min	7.65 m	19.10 m

รูปที่ 3.1.5 ตัวอย่าง datasheet ของ P-58210AB

3.1.2 สร้างฟอร์มในการคำนวณ System curve

สร้างฟอร์มสำหรับใช้ในการคำนวณ System curve ในรูปแบบ Microsoft excel เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ระบบของปั๊ม



รูปที่ 3.1.6 ฟอร์มสำหรับใช้ในการคำนวณ system curve

การคำนวณ system curve มีทั้งหมด 4 ขั้นตอน คือ

ขั้นตอนที่ 1: ป้อนค่าจาก pump performance curve ลงในตาราง system curve program

Pump Performance Curve "SINGLE RUN"		
Q (m ³ /h)	H (m)	Efficiency (%)
21.8	599.0	34.9
28	594.0	41.2
36	586.0	47.6
44	575.0	52.8
50	564.0	55.3
58	547.0	57.4
64	523.0	55.3
72	473.0	52.0
80	403.0	45.2
85.8	335.0	37.9

รูปที่ 3.1.7 ป้อนค่าจาก pump performance curve

ขั้นตอนที่ 2: ใส่ข้อมูลจาก datasheet ลงในตาราง system curve program

PORTION 1		
NPS_inch	6	
Schedule :	80	
Pipe Roughness, E :	Commercial_steel	
	0.04572	mm
Internal diameter, Di :	146.36	mm
External diameter, De :	168.3	mm
Thickness, s:	10.97	mm
Temperature :	55	°C
Volumetric flow rate :	10	m ³ /h
Density :	616	kg/m ³
Dynamic viscosity :	0.224	cP
Velocity :	0.165	m/s
Reynold's Number :	66454	
Friction Factor :	0.02088	
Length :	2382	mm

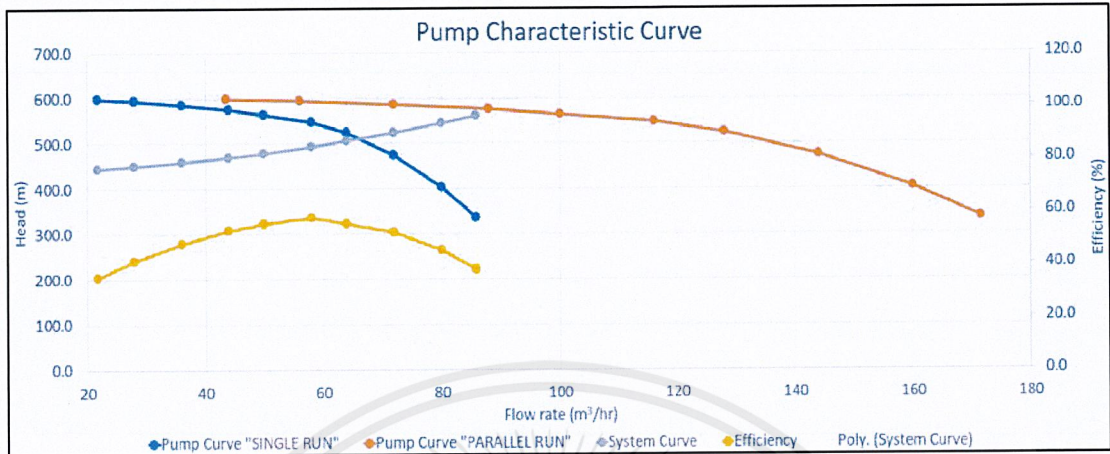
รูปที่ 3.1.8 ใส่ข้อมูลจาก datasheet

ขั้นตอนที่ 3: ใส่จำนวนของข้อต่อ และวาล์วชนิดต่าง ๆ ลงในตาราง system curve program

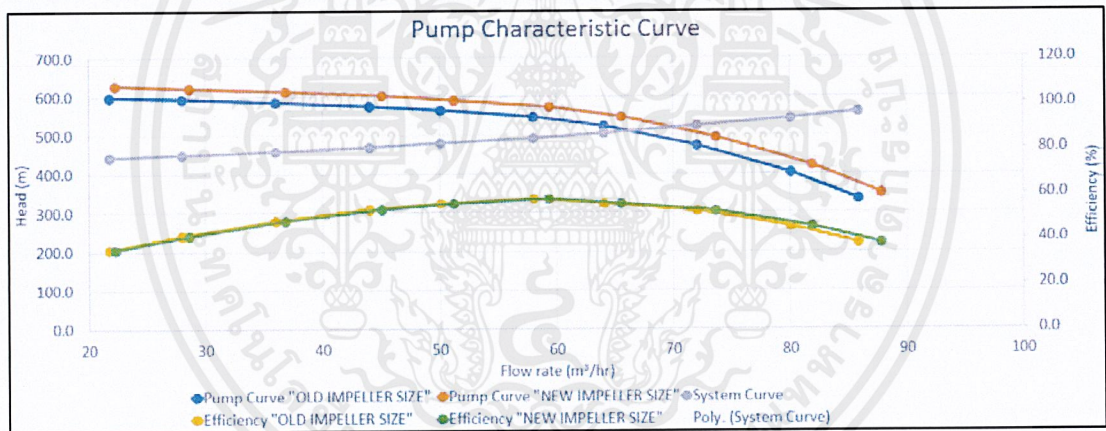
Qty	90° Elbow	K
	Threaded, r/D=1	0.48
	Threaded, Long Radius, r/D=1.5	0.26
5	Flanged, Welded, Bend, r/D=1	0.32
	Flanged, Welded, Bend, r/D=2	0.20
	Flanged, Welded, Bend, r/D=4	0.23
	Flanged, Welded, Bend, r/D=6	0.27
	Mitered, 1 Weld, 90°	0.92
	Mitered, 2 Weld, 45°	0.24
	Mitered, 3 Weld, 30°	0.13

รูปที่ 3.1.9 ใส่จำนวนของข้อต่อ และวาล์วชนิดต่างๆ

ขั้นตอนที่ 4: สามารถดูกราฟของ pump characteristic curve เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ที่ได้



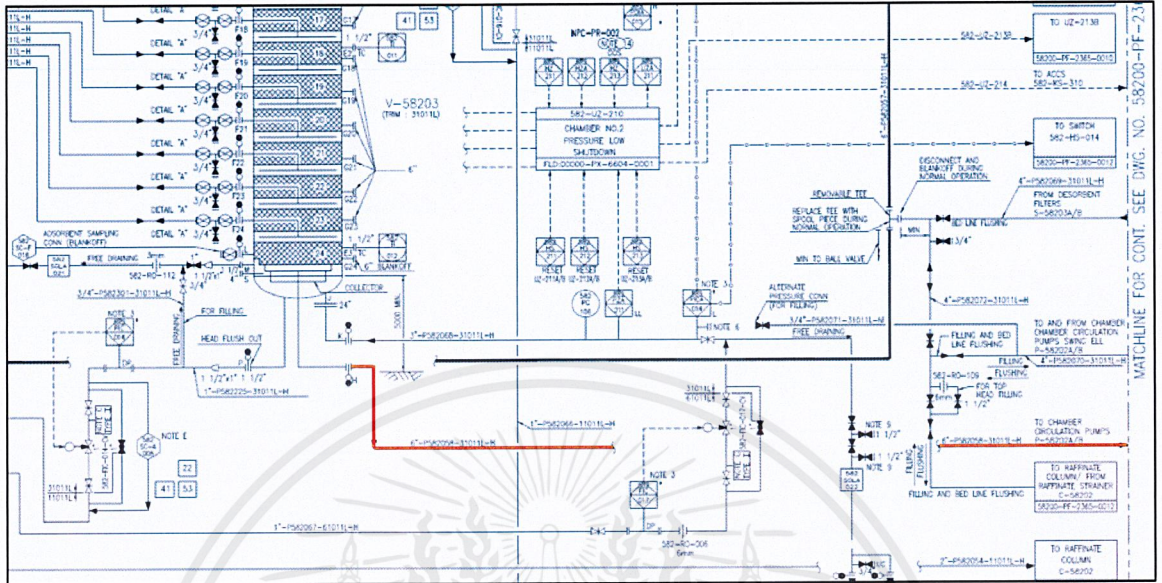
รูปที่ 3.1.10 กราฟของ pump characteristic curve ขณะทำงานตัวเดียวและแบบต่อขนานกัน



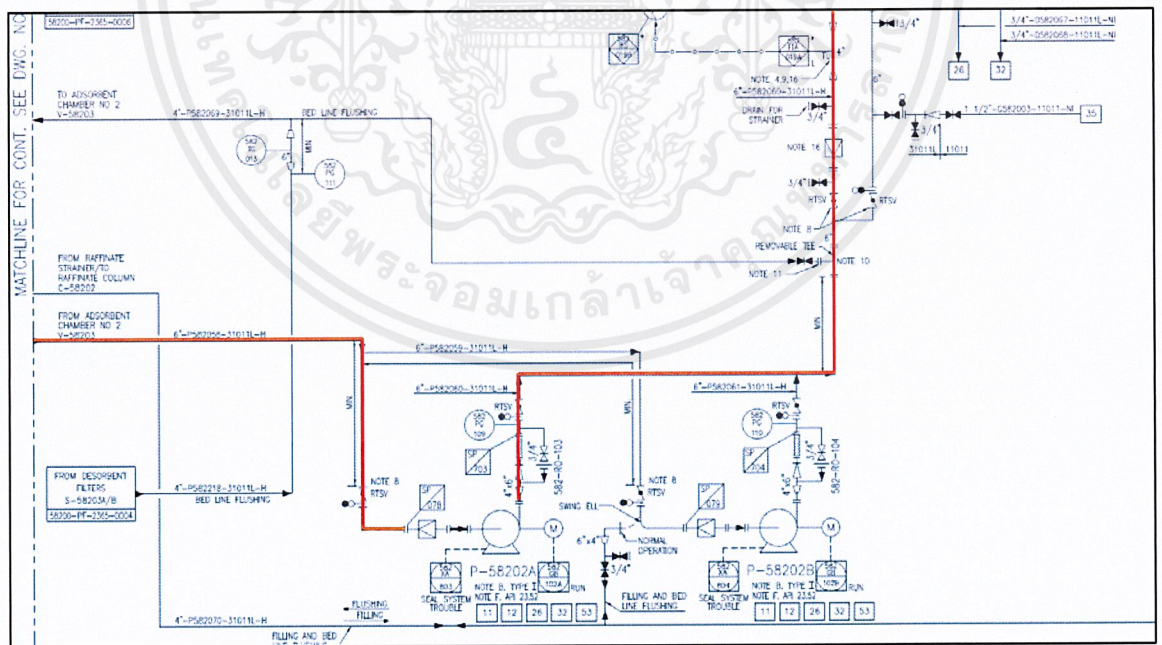
รูปที่ 3.1.11 กราฟของ pump characteristic curve ขณะเพิ่มหรือลดขนาดใบพัดของปั๊ม

กระบวนการของปั๊ม P-58202AB

การศึกษากระบวนการของปั๊ม P-58202AB จาก Engineering flow diagram



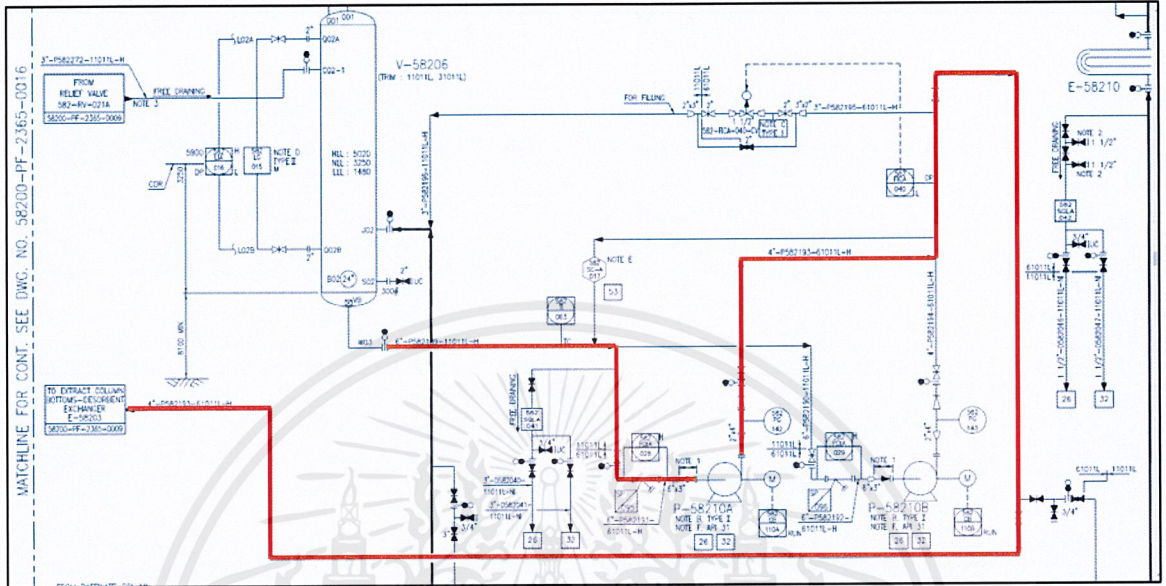
รูปที่ 3.1.12 กระบวนการของปั๊ม P-58202AB ส่วนที่ 1



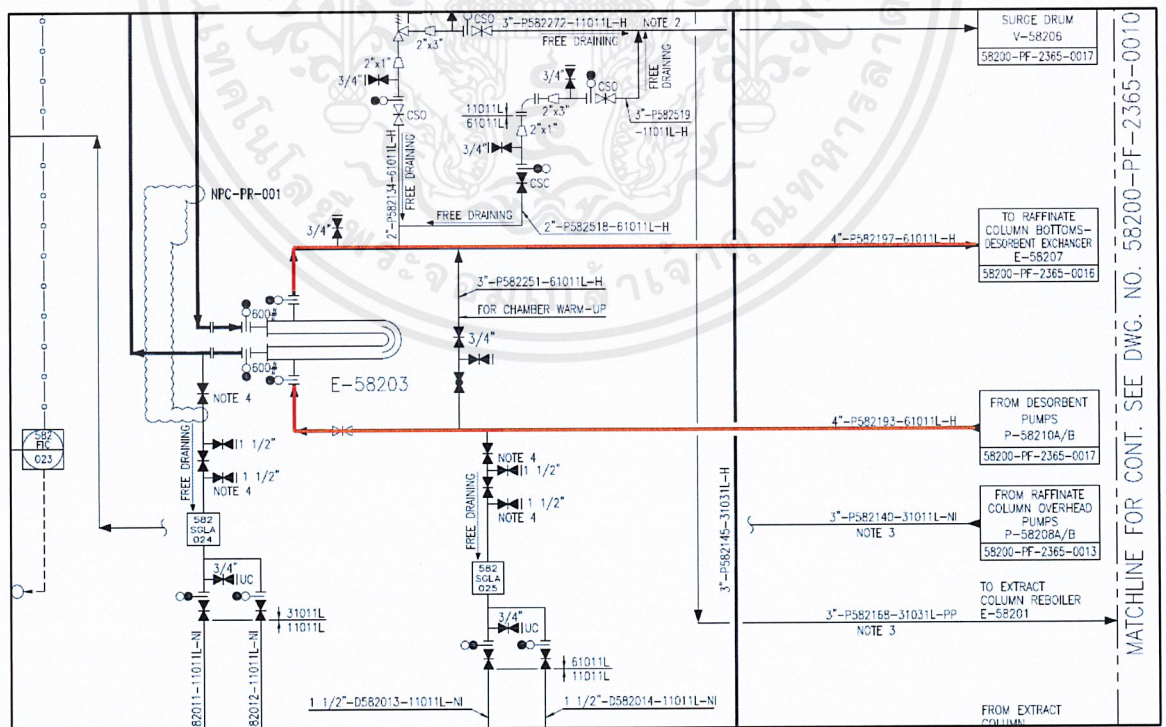
รูปที่ 3.1.13 กระบวนการของปั๊ม P-58202AB ส่วนที่ 2

กระบวนการของป้ม P-58210AB

การศึกษากระบวนการของป้ม P-58210AB จาก Engineering flow diagram

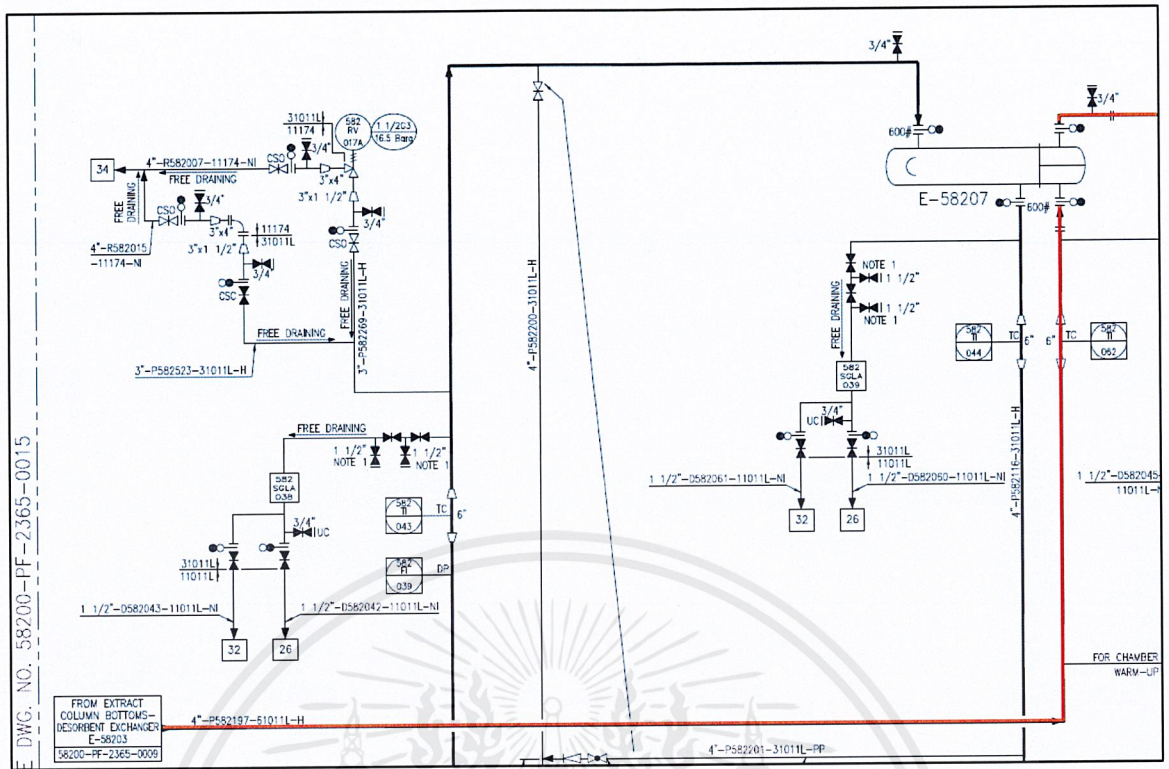


รูปที่ 3.1.16 กระบวนการของป้ม P-58210AB ส่วนที่ 1

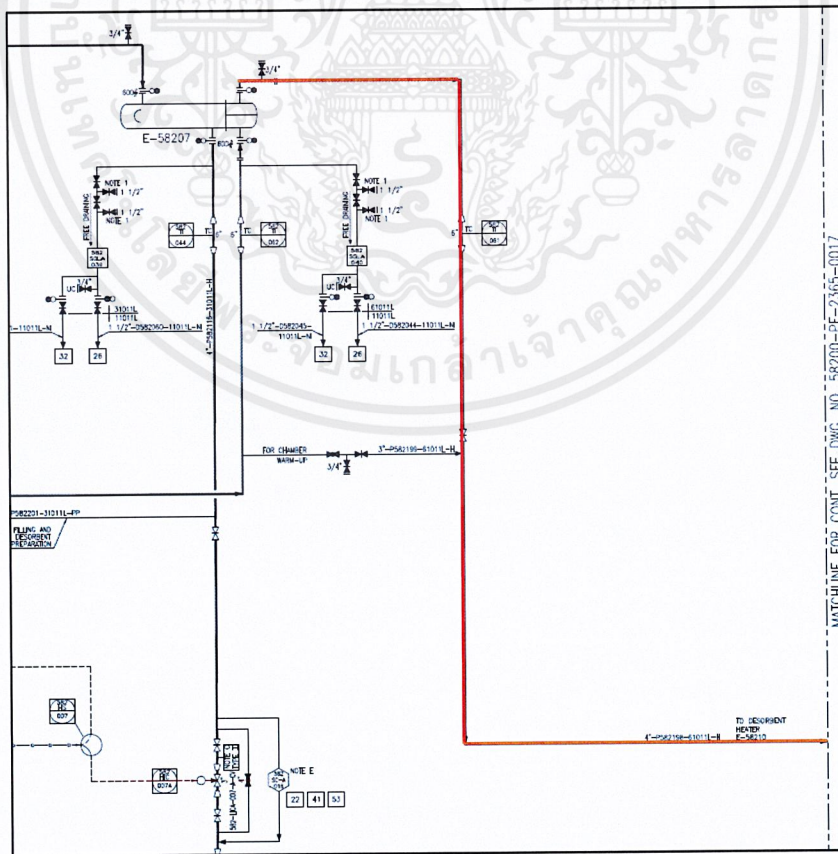


รูปที่ 3.1.17 กระบวนการของป้ม P-58210AB ส่วนที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

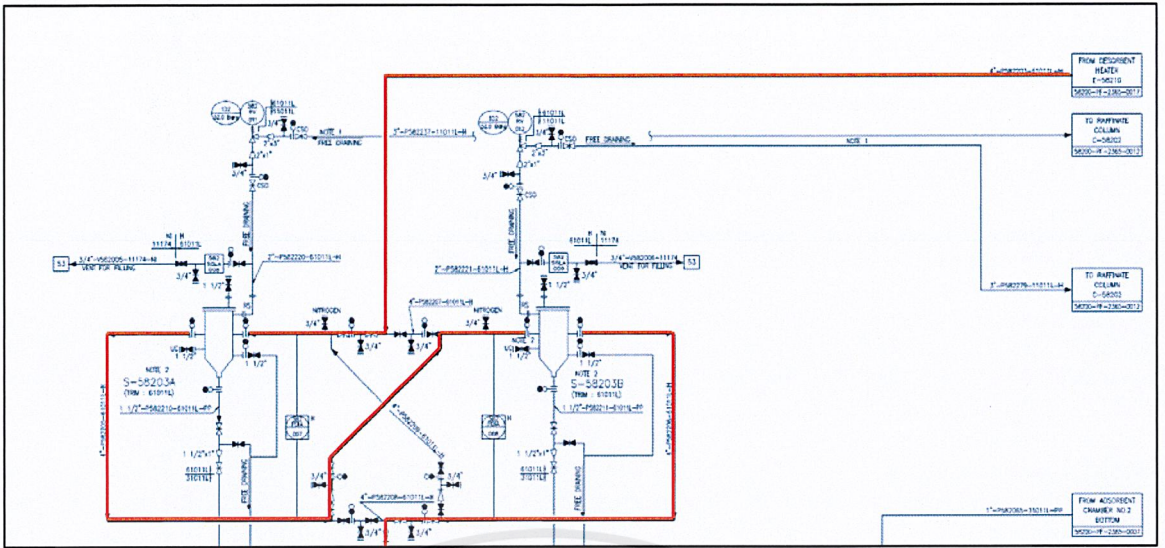


รูปที่ 3.1.18 กระบวนการของปัม P-58210AB ส่วนที่ 3

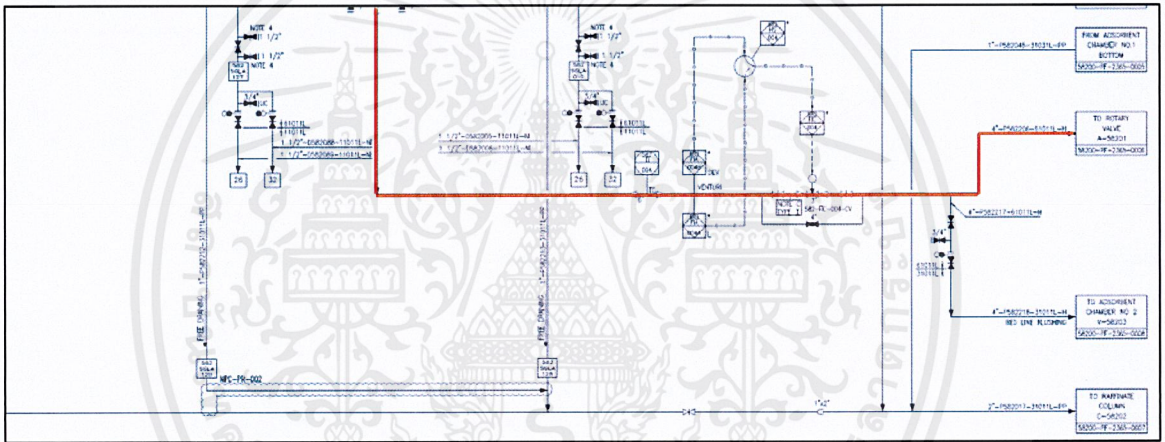


รูปที่ 3.1.19 กระบวนการของปัม P-58210AB ส่วนที่ 4

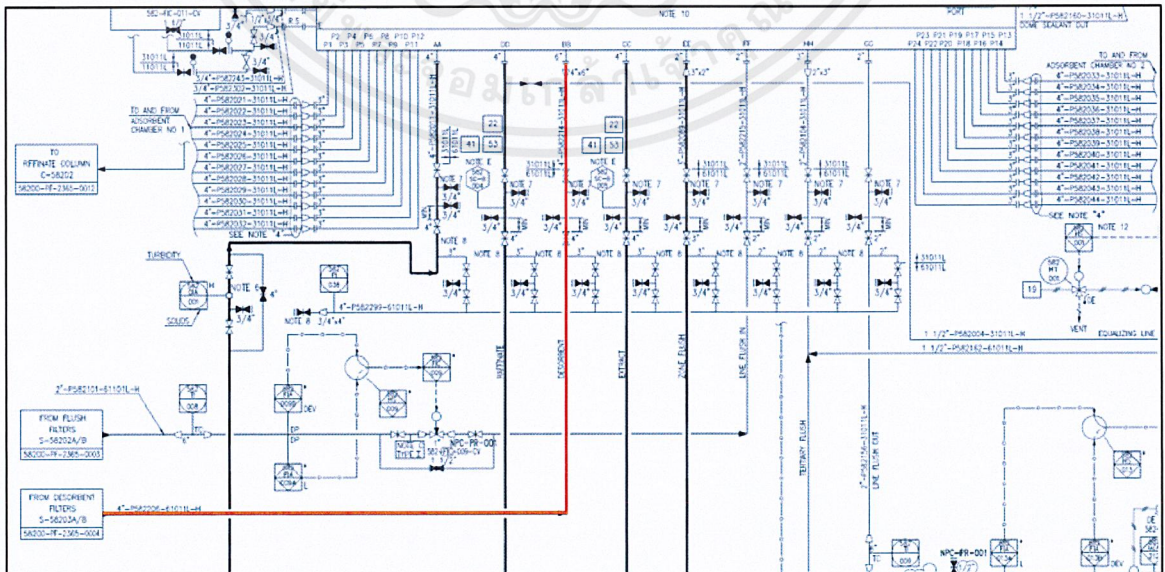
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.1.20 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 5



รูปที่ 3.1.21 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 6



รูปที่ 3.1.22 กระบวนการของปั๊ม P-58210AB ส่วนที่ 7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 35
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

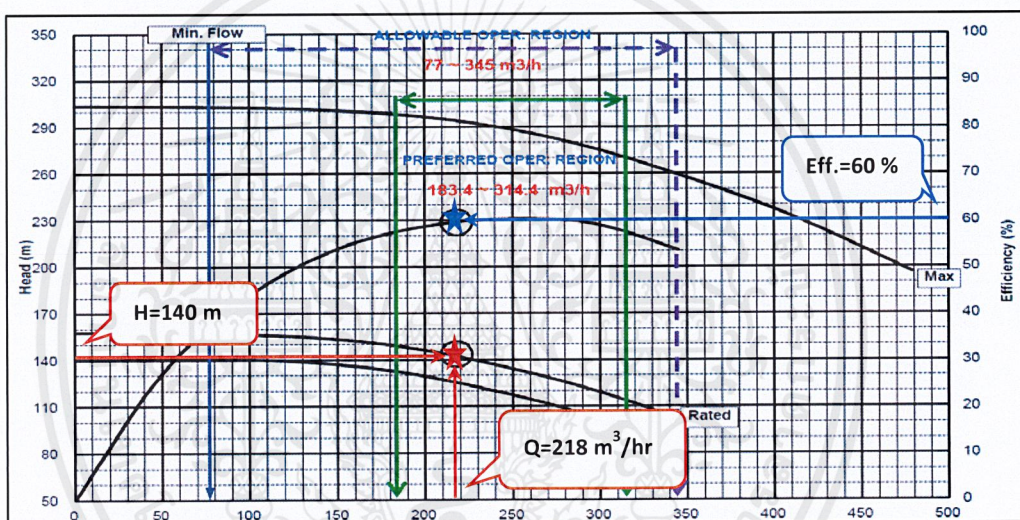
บทที่ 4

ผลการดำเนินงานและวิเคราะห์ผล

4.1 การตรวจสอบโปรแกรม

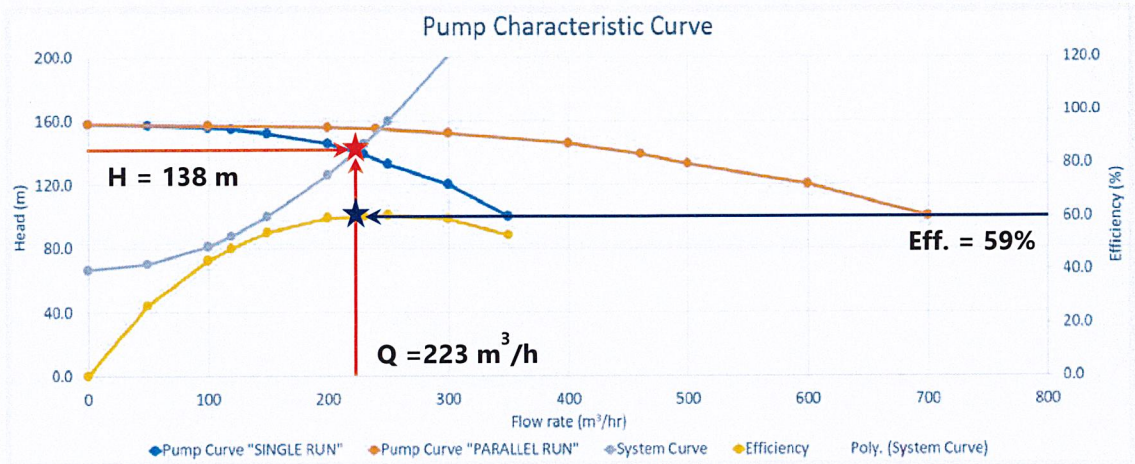
การตรวจสอบโปรแกรม โดยเราจะเปรียบเทียบจุดทำงานจาก Pump performance curve จาก Manufacturer และจุดทำงานจากการใช้ system curve program โดยทำการตรวจสอบทั้ง 2 กระบวนการ คือ 1. กระบวนการของปั๊ม P-58202AB และ 2. กระบวนการของปั๊ม P-58210AB

สำหรับกระบวนการของปั๊ม P-58202AB



รูปที่ 4.1.1 Pump performance curve ของปั๊ม P-58202AB

จากรูปที่ 4.1.1 คือค่าที่ได้จาก Pump performance curve ของปั๊ม P-58202AB ซึ่งคอนโทรลวาล์วด้านจ่ายเปิดตัว 65.67 เปอร์เซ็นต์ และจุดการทำงานในสภาวะปกตินั้น ค่าอัตราการไหล เท่ากับ 218 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง เฮด เท่ากับ 140 เมตร และประสิทธิภาพของปั๊ม เท่ากับ 60 เปอร์เซ็นต์

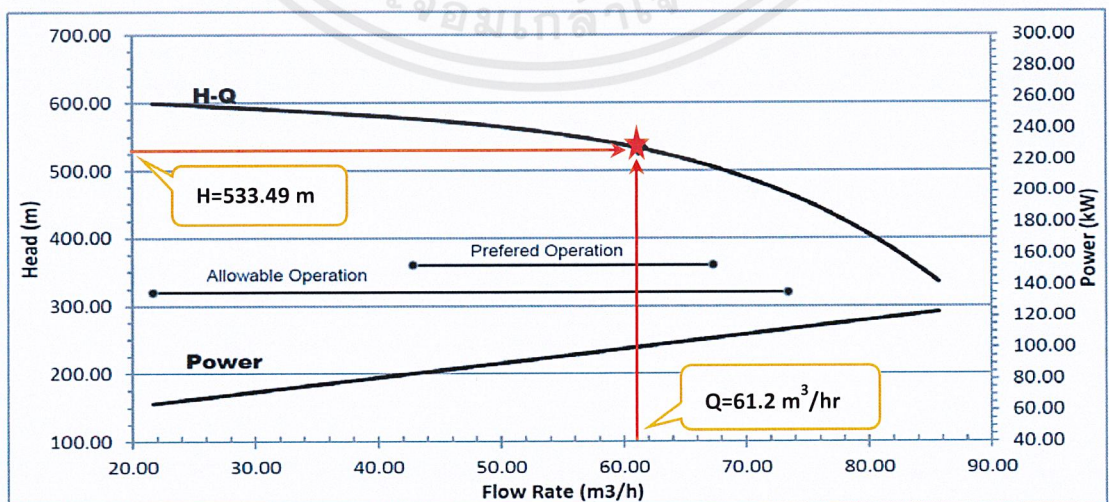


รูปที่ 4.1.2 ข้อมูลจาก system curve program ของปั๊ม P-58202AB

จากรูปที่ 4.1.2 คือค่าที่ได้จาก system curve program ของปั๊ม P-58202AB ซึ่งคอนโทรล วาล์วด้านจ่ายเปิดตัว 65.67 เปอร์เซ็นต์ และจุดการทำงานในสภาวะปกตินั้น ค่าอัตราการไหล เท่ากับ 223 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง เฮด เท่ากับ 138 เมตร และประสิทธิภาพของปั๊ม เท่ากับ 59 เปอร์เซ็นต์

โดยนำข้อมูลผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรม System curve นั้นมาเปรียบเทียบกับข้อมูลจาก manufacturer แล้วพบว่ามีความคลาดเคลื่อนของอัตราการไหล เท่ากับ 2.29 เปอร์เซ็นต์ ค่าความคลาดเคลื่อนของเฮด เท่ากับ 1.42 เปอร์เซ็นต์ และค่าความคลาดเคลื่อนของประสิทธิภาพของ ปั๊ม เท่ากับ 1.67 เปอร์เซ็นต์

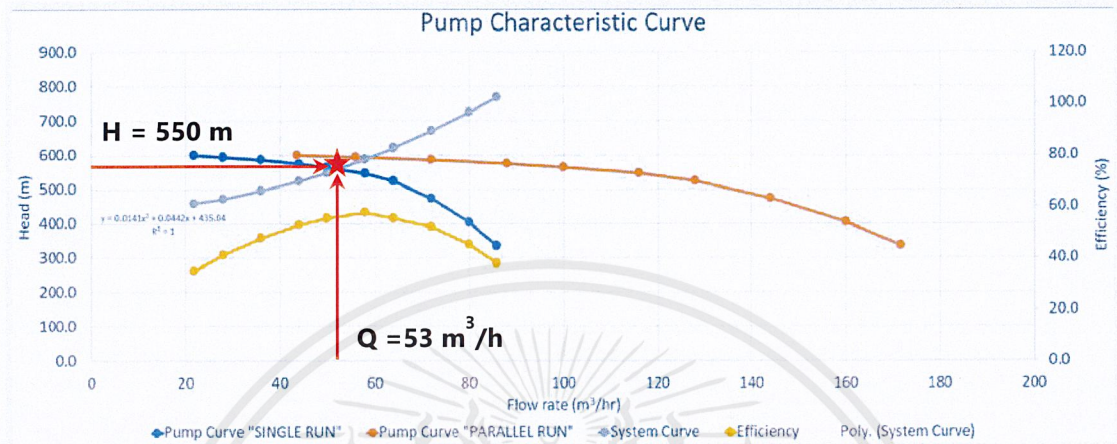
สำหรับกระบวนการของปั๊ม P-58210AB



รูปที่ 4.1.3 Pump performance curve ของปั๊ม P-58210AB

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 4.1.3 คือค่าที่ได้จาก Pump performance curve ของปั๊ม P-58210AB ซึ่งคอนโทรลวาล์วด้านจ่ายเปิดตัว 54.4 เปอร์เซ็นต์ และจุดการทำงานในสภาวะปกติ นั้น ค่าอัตราการไหล เท่ากับ 61.2 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง เฮด เท่ากับ 533.49 เมตร



รูปที่ 4.1.4 ข้อมูลจาก system curve program ของปั๊ม P-58210AB

จากรูปที่ 4.1.4 คือค่าที่ได้จาก system curve program ของปั๊ม P-58202AB ซึ่งคอนโทรลวาล์วด้านจ่ายเปิดตัว 54.4 เปอร์เซ็นต์ และจุดการทำงานในสภาวะปกติ นั้น ค่าอัตราการไหล เท่ากับ 53 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง เฮด เท่ากับ 550 เมตร

โดยนำข้อมูลผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรม System curve นั้นมาเปรียบเทียบกับข้อมูลจาก manufacturer แล้วพบว่ามีความคลาดเคลื่อนของอัตราการไหล เท่ากับ 13.4 เปอร์เซ็นต์ และค่าความคลาดเคลื่อนของเฮด เท่ากับ 3 เปอร์เซ็นต์

ข้อจำกัดของโปรแกรม

โปรแกรมนี้เหมาะสำหรับกระบวนการที่มีทิศทางไหลเพียงทางเดียว และรุ่นของปั๊มที่นำมาวิเคราะห์นั้นต้องชนิดเดียวกัน ซึ่งจากการตรวจสอบโปรแกรมพบว่า เมื่อนำมาใช้กับกระบวนการของปั๊ม P-58202AB เกิดความคลาดเคลื่อนสูงสุดเพียง 2.29 เปอร์เซ็นต์ และใช้กับกระบวนการของปั๊ม P-58210AB เกิดความคลาดเคลื่อนสูงสุด 13.4 เปอร์เซ็นต์

สาเหตุของความคลาดเคลื่อนที่สูงของกระบวนการของปั๊ม P-58210AB นั้นอาจเป็นผลมาจากสูตรในการคำนวณหาความดันที่สูญเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยังคงมีข้อผิดพลาดเกิดขึ้นอยู่ เนื่องจากสูตรที่นำมาใช้นั้นอาจจะยังไม่เหมาะสมกับกระบวนการที่ใช้
งานจริง ดังนั้นจะดำเนินการศึกษาเกี่ยวกับกระบวนการเพิ่มขึ้นว่าสาเหตุของความคลาดเคลื่อนนี้เกิด
จากสิ่งใด

ข้อดีของโปรแกรม System curve

คือ โปรแกรมนี้สามารถสร้าง System curve เพื่อใช้ในการทำนายจุดการทำงานสำหรับการ
ทำงานแบบต่อขนานกันของปั๊ม การเปลี่ยนแปลงค่า Cv ของคอนโทรลวาล์วด้านจ่าย และการเพิ่มขึ้น
หรือลดลงของขนาดใบพัดสำหรับปั๊มแรงเหวี่ยง ซึ่งการที่สามารถสร้าง System curve ขึ้นมาได้นั้น
จะช่วยให้การวิเคราะห์ของวิศวกรนั้นทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น



บทที่ 5

สรุปโครงการวิศวกรรม

5.1 สรุปผลจากการทำ System curve program

สามารถใช้โปรแกรมนี้ เพื่อช่วยในการทำนายจุดการทำงานและวิเคราะห์สำหรับปั๊มแบบตัวเดียวและแบบสองตัวต่อขนานกันได้ การเปลี่ยนแปลงค่า Cv ของคอนโทรลวาล์วด้านจ่าย และยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่องของการเพิ่มขึ้นหรือลดลงของขนาดใบพัดสำหรับปั๊มแรงเหวี่ยงได้อีกด้วย และเหมาะสำหรับการวิเคราะห์ของปั๊มที่มีรุ่นเดียวกัน และยังเหมาะสมกับการใช้วิเคราะห์การไหลทิศทางเดียวของกระบวนการเท่านั้น

5.2 ปัญหา อุปสรรค และแนวทางแก้ไขในอนาคต

เนื่องจากโปรแกรมนี้อย่างมีข้อจำกัดในการใช้ที่ยังคงไม่เหมาะสมในการใช้คำนวณสำหรับกระบวนการที่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) อาจเป็นเพราะสูตรในการคำนวณหาความดันที่สูญเสียสำหรับอุปกรณ์ชนิดนี้ยังคงมีข้อผิดพลาดเกิดขึ้นอยู่ เนื่องจากสูตรที่นำมาใช้นั้น อาจจะยังไม่เหมาะสมกับกระบวนการที่ใช้งานจริง ดังนั้นจะดำเนินการศึกษาเกี่ยวกับกระบวนการเพิ่มขึ้นว่าสาเหตุของความคลาดเคลื่อนนี้เกิดจากสิ่งใด

ซึ่งในอนาคตอยากให้มีการปรับปรุงสูตรในการคำนวณความดันที่สูญเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) และพัฒนาโปรแกรมนี้ให้สามารถใช้งานได้กับการไหลในรูปแบบต่างๆไป และนำเทคโนโลยีแอปพลิเคชันที่ทันสมัยมาพัฒนาโปรแกรมนี้ให้ใช้งานได้ง่ายมากยิ่งขึ้น

เอกสารอ้างอิง

- [1] Crane Technical Paper 410. (1985). *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*,. New York.
- [2] Darby, R. (2001). *Chemical engineering fluid mechanics, second edition* .
- [3] Flowserve. (n.d.). *Pump specialist level 1*. Texas.
- [4] Frankel, M. (2002). *Facility Piping System Design, 2nd edition*. McGraw-Hill.
- [5] *G.U.N.T- Equipment for engineering education*. (n.d.). Retrieved from http://www.usdidactic.com/teaching-lab-equipment/i4320_Zeichnung_Einzelheit_1.htm
- [6] iEnergyGuru. (2004). *ปั๊ม (Pump)*. Retrieved from <https://ienergyguru.com/2015/09/pump/>
- [7] International Organization for Standardization (ISO). (2003, March 1). *ISO 5167-2:2003 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full - Part 2: Orifice plates*.
- [8] Karassik, I. J. (2001). *Pump Handbook, 3rd edition*. McGraw-Hill.
- [9] *Kern's Description of Shell Side Flow in SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER*. (2015). Retrieved from <https://slideplayer.com/slide/5275534/>
- [10] Metzger & Willard, Inc. (n.d.). Retrieved from <http://www.metzgerwillard.co>
- [11] Michael, V. (2005). *Pump Characteristics and Applications*”, Taylor & Francis Group, 2nd edition. New York.
- [12] Swamee, P. K., and A. K. Jain, 1976. *Explicit equations for pipe flow problems, journal of the hydraulic division*. (May 1976).

ภาคผนวก

Table 1 — Pump classification type identification

Pump type ^a			Orientation		Type code
Centrifugal pumps	Overhung	Flexibly coupled	Horizontal	Foot-mounted	OH1
			Horizontal	Centreline-supported	OH2
			Vertical in-line with bearing bracket	—	OH3
		Rigidly coupled	Vertical in-line	—	OH4
		Close-coupled	Vertical in-line	—	OH5
			High-speed integrally geared	—	OH6
	Between-bearings	1- and 2-stage	Axially split	—	BB1
			Radially split	—	BB2
		Multistage	Axially split	—	BB3
			Radially split	Single casing	BB4
				Double casing	BB5
	Vertically suspended	Single casing	Discharge through column	Diffuser	VS1
				Volute	VS2
			Axial flow	VS3	
			Separate discharge	Line shaft	VS4
Cantilever		VS5			
Double casing		Diffuser	—	VS6	
		Volute	—	VS7	

^a Illustrations of the various types of pump are provided in 4.2.2

Reference: API Standard 610/ISO 13709

4.2.2.2 Pump type OH2

Centreline-mounted, single-stage overhung pumps shall be designated pump type OH2. They have a single bearing housing to absorb all forces imposed upon the pump shaft and maintain rotor position during operation. The pumps are mounted on a baseplate and are flexibly coupled to their drivers.

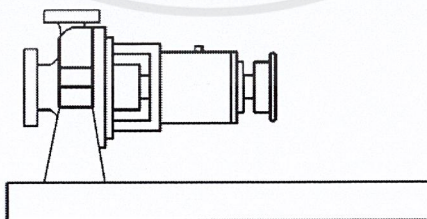


Figure 2 — Pump type OH2

Reference: API Standard 610/ISO 13709

4.2.2.6 Pump type OH6

High-speed, integral, gear-driven, single-stage overhung pumps shall be designated pump type OH6. These pumps have a speed-increasing gearbox integral with the pump. The impeller is mounted directly to the gearbox output shaft. There is no coupling between the gearbox and pump; however, the gearbox is flexibly coupled to its driver. The pumps may be oriented vertically or horizontally.

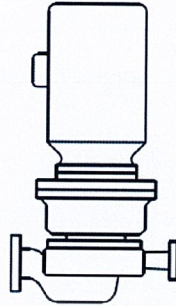
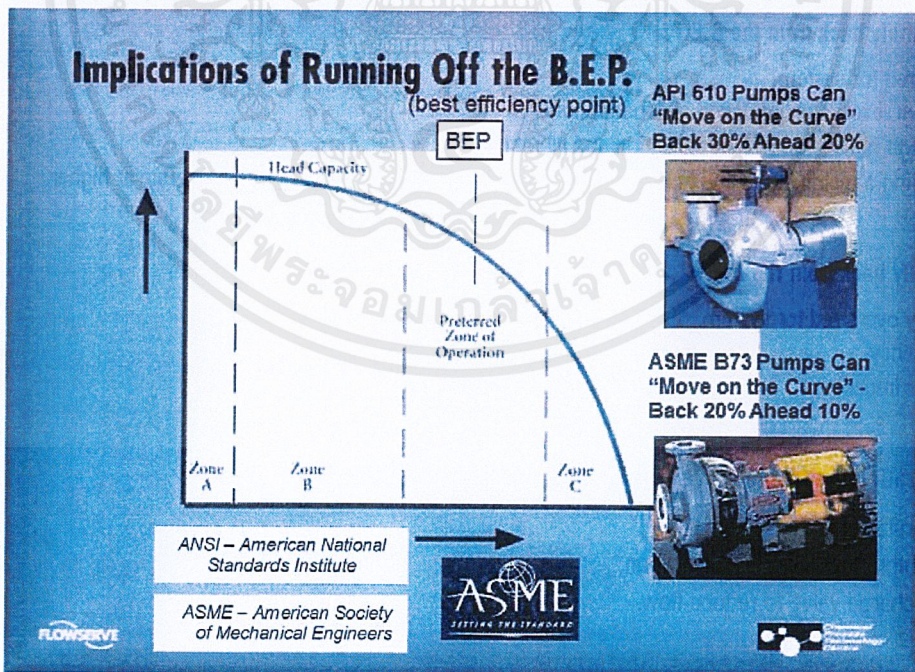


Figure 6 — Pump type OH6

Reference: API Standard 610/ISO 13709

6.1.12 Pumps shall have a preferred operating region of 70 % to 120 % of best efficiency flowrate of the pump as furnished. Rated flow shall be within the region of 80 % to 110 % of best efficiency flowrate of the pump as furnished.

Reference: API Standard 610/ISO 13709



Reference: Flowserve. *Pump specialist level 1*. Texas.